

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

КОВТУН ІГОР ІВАНОВИЧ

УДК 531.3:62-192:621.389(043.5)

ДИСЕРТАЦІЯ
РОЗРОБЛЕННЯ НАУКОВО-ПРИКЛАДНИХ ЗАСАД ДИНАМІКИ
ТА МІЦНОСТІ НЕСІВНИХ СИСТЕМ ЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ

05.02.09 — динаміка та міцність машин

технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Львів – 2025

АНОТАЦІЯ

Ковтун І. І. Розроблення науково-прикладних засад динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.09 «Динаміка та міцність машин». – Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, 2025.

У дисертаційній роботі запропоновано науково-прикладні засади динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури, спрямовані на вирішення актуальної проблеми – зменшення напружень і деформацій та забезпечення міцності елементів конструкцій зазначених систем, за рахунок раціонального добору їх геометричних, інерційних та пружно-дисипативних параметрів на стадіях проєктування, виробництва і експлуатації. Проблема дослідження динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури стала особливо актуальною в умовах сучасних тенденцій до зменшення ваги та збільшення щільності монтажу електронної апаратури, що призвело до суттєвого зменшення характеристик міцності та жорсткості створюваних конструкцій.

Перший розділ присвячено постановці проблеми і завдань досліджень на основі аналізу сучасного стану динаміки та міцності деталей, вузлів, блоків та систем електронної апаратури з урахуванням технологічних і експлуатаційних навантажень.

Другий розділ присвячено розвитку теорії вібраційного захисту електронної апаратури на основі комплексного підходу до математичного моделювання динамічних процесів у несівних конструкціях та напружено-деформованого стану їхніх елементів.

Застосуванням методу скінченних елементів для моделювання напружено-деформованого стану і коливальних процесів у друкованій платі теоретично обґрунтовано розрахункову модель друкованої плати у вигляді багатопрогової балки із зосередженими та розподіленими масами, шарнірно-закріпленої на кінцях, що дає можливість значно спростити динамічний аналіз механічної системи.

Комплексним математичним моделюванням вільних і кінематично збуджених

вимушених коливань друкованої плати із застосуванням дискретних та континуально-дискретних розрахункових моделей проілюстровано істотний вплив вібраційних явищ на умови експлуатації електронної апаратури, з'ясовано, що резонансні явища у механічній системі друкованої плати можуть виникати не лише на нижчій а й на більш високих власних частотах, усунення резонансних режимів експлуатації та зменшення амплітуд вимушених коливань друкованої плати може бути здійснено лише на основі детального аналізу динамічних процесів у механічній системі плати.

Результати обчислення резонансних частот коливань за дискретною та континуально-дискретною математичними моделями ілюструють узгодженість їх значень та дозволяють запропонувати більш просту – дискретну математичну модель для застосування в інженерній практиці, тоді як континуально-дискретна модель може використовуватися для уточнення результатів наближених розрахунків.

Встановлено закономірності впливу геометричних та фізико-механічних параметрів друкованої плати, а також характеристик динамічних процесів, що виникають під час експлуатації блоків електронної апаратури, на максимальні напруження і деформації елементів несівної системи, що дає можливість здійснювати раціональний добір параметрів конструкцій для забезпечення міцності і необхідної жорсткості друкованої плати.

Теоретично обґрунтовано ефективність зменшення динамічних навантажень, напружень і деформацій друкованої плати за рахунок оснащення несівної системи демпфером сухого тертя та раціонального добору його пружно-дисипативних характеристик.

Математичним моделюванням напружено-деформованого стану конструкції друкованої плати у вигляді статично невизначуваної плоскої стрижневої системи в умовах дії експлуатаційного навантаження обґрунтовано ефективність технології наскрізного монтажу електронних компонентів із збільшенням довжини монтажних виводів на друкованій платі, що забезпечує зменшення коефіцієнта передачі деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів, на відміну від технології низького наскрізного, або поверхневого монтажу.

Застосуванням теорії Ламе-Гадоліна удосконалено методологію аналізу

напружено-деформованого стану елементів герметизованого електронного модуля у вигляді складеного товстостінного циліндра з урахуванням особливостей взаємодії керамічного сердечника з композитним захисним шаром за перепаду температур фізичних тіл. Встановлено, що в матеріалі електронного компоненту і в оточуючому шарі герметика радіальні напруження досягають максимальних значень на межі їх контакту, а колові – на внутрішній поверхні кожного циліндру.

Третій розділ присвячено адаптації методів експериментального визначення напружень і деформацій до дослідження параметрів напружено-деформованого стану малогабаритних елементів конструкцій. У розділі описано створення вимірювального комплексу, призначеного для визначення деформацій малогабаритних елементів конструкцій та компонентів електронної техніки під дією статичних, циклічних та динамічних механічних, температурних та пневматичних навантажень, які відтворюють складні, наближені до експлуатаційних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження, із реалізацією методів електротензометрії, акустичної емісії, віброметрії та високошвидкісної відео-зйомки.

Четвертий розділ присвячено експериментальній перевірці основних результатів теоретичних досліджень та обґрунтуванню методів зменшення напружень і деформацій, а також забезпечення міцності елементів несівних конструкцій електронної апаратури в умовах дії технологічних та експлуатаційних навантажень.

Порівняння максимальних значень повних, статичних та динамічних напружень друкованої плати, отриманих експериментальним шляхом, із результатами математичного моделювання показало їх незначну розбіжність (від 0,39 % до 12,85 %).

Визначення впливу пружно-дисипативних характеристик несівних конструкцій електронної апаратури на збуджуваність коливань друкованих плат виявило збільшення коефіцієнту передачі вібрацій із зменшенням жорсткості елементів несівних конструкцій, це підтверджує висновок про те, що конструкційне демпфування, обумовлене дією сили сухого тертя під час взаємного зміщення поверхонь контакту, перевершує демпфування, зумовлене силами внутрішнього в'язкого тертя в матеріалі деталей.

Отримано експериментальне підтвердження ефективності застосування демпферу сухого тертя, з'ясовано, що зменшення максимальних динамічних напружень і прогинів сягає 20,5 % та 25,9 % відповідно, а також показано, що умови міцності і жорсткості друкованої плати у системі з демпфером сухого тертя забезпечуються.

Отримано експериментальне підтвердження ефективності запропонованої технології високого наскрізного монтажу електронних компонентів, що забезпечує майже трикратне зменшення коефіцієнта передачі деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів.

Встановлено, що критичними елементами конструкцій друкованих вузлів є контактні вузли, зокрема паяні з'єднання, деформації і напруження в яких можуть перевищувати деформації і напруження на монтажній платі приблизно в 7,5 разів.

Встановлено, що герметизація електронних компонентів компаундом приводить до більш ніж двократного зменшення передачі деформацій від основи друкованих плат, проте створює додаткові напруження в умовах перепадів температур. Експериментально показано, що максимальні значення загальних напружень відповідають усталеному перепаду температур.

Випробування паяних з'єднань наскрізного та поверхневого монтажу на відрив та на розтяг виявили зменшення значень руйнівних навантажень, викликане дефектом «холодна пайка», на 44,6 % для наскрізного монтажу та на 36,5 % – для поверхневого монтажу. Очікуване підвищення міцності паяного з'єднання завдяки попередньому перегріву терміналів SMD становить 47,9 %. Циклічні випробування паяних з'єднань за пульсуючим циклом навантаження виявили, що відсутність ефекту Кайзера при повторному навантаженні свідчить про наявність пластичних деформацій, або актів руйнування та розвитку тріщин, пор та інших дефектів. Витримка на піку навантаження дозволила додатково виявити процеси релаксації та повзучості матеріалу паяних з'єднань.

Аналіз напружено-деформованого стану корпусів надвисокої частоти під дією пневматичного навантаження, здійснений методом електротензометрії, виявив, що напруження у матеріалі кришок корпусів є в 5–6 разів меншими від границі міцності

матеріалу АМГ-2, проте в матеріалі шва герметизації вони сягають границі міцності.

Проведені у попередніх розділах аналітичні, числові та експериментальні дослідження дозволили розробити низку прикладних рекомендацій, спрямованих на зменшення напружень і деформацій та на забезпечення міцності несівних конструкцій електронної апаратури (п'ятий розділ). До практичних рекомендацій відносяться інженерні розрахункові методи оцінки динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури, конструктивні та технологічні методи забезпечення міцності деталей та вузлів електронної апаратури та методи ідентифікації фізико-механічних характеристик матеріалів конструкцій електронної апаратури з урахуванням дії технологічних та експлуатаційних навантажень.

Запропоновано низку дискретних і континуально-дискретних математичних моделей, що являють собою методику розрахунку частот і форм вільних та амплітуд вимушених коливань друкованої плати. Методика ґрунтується на застосуванні методу початкових параметрів, що сприяє систематизації обчислювальних процесів та полегшенню числової реалізації математичних моделей за допомогою комп'ютерів.

Розроблено математичну модель для інженерного розрахунку максимальних напружень і переміщень в друкованих платах. Математична модель може бути використана в процесі розроблення та обґрунтування параметрів конструкцій друкованих плат.

Оснащення несівної системи друкованої плати демпфером сухого тертя дозволило зменшити динамічні навантаження, напруження і деформації плати за рахунок раціонального добору пружно-дисипативних характеристик демпферу. Розроблена математична модель визначення коефіцієнту жорсткості демпферу сухого тертя, виконаного у вигляді пів-еліптичної балки прямокутного поперечного перерізу.

Удосконалена технологія високого наскрізного монтажу електронних компонентів забезпечує трикратне зменшення коефіцієнту передачі деформацій від основи друкованої плати до вказаних компонентів та підвищує стійкість елементів конструкцій до технологічних та експлуатаційних навантажень. Удосконалена технологія визначення допустимого короблення друкованих плат забезпечує необхідну міцність та жорсткість паяних з'єднань.

Запропоновано технологічні методи захисту електронних компонентів, герметизованих компаундом, від дії температурних напружень за рахунок створення додаткових пружно-дисипативних зв'язків між електронними компонентами та герметиком. Максимальні значення коефіцієнту демпфування, досягнуті застосуванням поліетиленових кембриків, становлять 3,66, а застосуванням поліхлорвінілових термозбіжних трубок – 3,42.

Розроблено акустико-емісійну методику неруйнівної діагностики міцності нероз'ємних елементів конструкцій електронної апаратури, зокрема їх паяних та зварних з'єднань, яка дозволяє визначити придатність несівних конструкцій електронної апаратури до експлуатації під час циклічного випробування за пульсуючим циклом механічного та пневматичного навантаження.

Запропоновано розрахунково-експериментальний метод пробних параметрів, який дозволяє здійснювати ідентифікацію фізико-механічних характеристик друкованих плат та герметизованих модулів електронної апаратури. Ідентифікація здійснюється в режимах, які відтворюють складні, наближені до натурних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження.

Ключові слова: несівні системи електронної апаратури, дискретні і континуально-дискретні розрахункові моделі, технологічні та експлуатаційні навантаження, вільні і кінематично збуджувані вимушені коливання, динаміка, міцність та віброзахист електронної апаратури.

SUMMARY

Kovtun I. I. Development of scientific and applied fundamentals of dynamics and strength of bearing systems in electronic equipment – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on obtaining the scientific degree of the doctor of technical sciences on the specialty 05.02.09 "Dynamics and strength of machines". – National University "Lviv Polytechnic" of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv, 2025.

The dissertation represents development of scientific and applied fundamentals of the dynamics and strength of bearing systems in electronic equipment, aimed at solving actual problem – reducing stress and deformation and providing strength for structural elements of bearing systems in electronic equipment by rational selection of their geometric, inertial and elastic-dissipative parameters in stages of design, manufacturing, and operation. The problem of studying dynamics and strength of bearing systems in electronic equipment has become particularly relevant due to modern trends towards weight reduction and density increase in electronic equipment manufacturing technology, which has led to significant decrease in strength and stiffness parameters of created structures.

The first chapter represents formulation of the problem and assignment of investigations based on the analysis of modern dynamics and strength for components, assemblies, units and electronic equipment systems with consideration of technological and operational impacts.

Second section represents development of the theory for vibration protection of electronic equipment on the base of complex approach to mathematical modeling dynamic processes and stress-strain state in bearing structures.

By using the finite element method to model the stress-strain state and vibration processes in a printed circuit board, the calculation model of a printed circuit board in the form of the multi-span beam with concentrated and distributed masses, hinged at the ends, has been theoretically substantiated, which significantly simplifies dynamic analysis of the mechanical system.

Complex mathematical modeling of free and kinematically excited forced vibrations of a printed circuit board using discrete and continuous-discrete calculation models has illustrated the significant influence of vibration phenomena on the operating conditions of electronic equipment. The resonant phenomena in mechanical system of printed circuit board has been detected not only at lower but also at higher natural frequencies, elimination of resonant operating modes and reduction of amplitudes of forced vibrations of printed circuit board can be carried out only on the basis of a detailed analysis of dynamic processes in the mechanical system of the board.

The results of calculating resonant frequencies using discrete and continuous-discrete mathematical models illustrate the consistency of their values and allow proposing a simpler – discrete mathematical model for use in engineering practice, while the continuous-discrete model can be used to refine results of approximate calculations.

The regularities of the influence that geometric and physical-mechanical parameters of printed circuit board, as well as characteristics of dynamic processes, which arise during operation in electronic equipment, have on maximum stress and deformation of bearing system elements, have been established, which provide rational selection of structural parameters to ensure strength and necessary stiffness of printed circuit board.

The effectiveness of reducing dynamic loads, stresses and deformations of printed circuit board by embedding dry friction damper to bearing system and rational selection of its elastic-dissipative parameters has been theoretically substantiated.

Mathematical modeling stress-strain state of printed circuit board structure in the form of statically indeterminate flat rod system, under operating load, substantiates effectiveness for through-hole mounting technology of electronic components with an increase in the length of the mounting leads on printed circuit board, which provides reduction in the coefficient of strain transfer from the substrate of printed circuit board to the electronic components, in contrast to low through-hole or surface mounting technology.

The application of the Lamé-Gadolin theory has improved the methodology for analyzing stress-strain state of sealed electronic module, which components are

represented in the form of joint thick-walled cylinders, taking into account the peculiarities for ceramic core and composite sealing layer interaction, under temperature difference of physical bodies. In electronic component and surrounding sealant layer materials radial stresses reaching maximum values at the boundary of their contact, and circular stresses – on the inner surface of each cylinder has been found.

The third chapter represents adaptation of experimental stress and strain measuring methods to small-sized structural elements. The chapter describes creation of the measuring instrument train designed to measure strain of small-sized structural elements and components of electronic equipment under action of static, cyclic and dynamic mechanical, temperature and pneumatic loads, which reproduce complex, close to operational, stress-strain conditions of research objects, with implementation of electrotensometry, acoustic emission, vibrometry and high-speed video recording methods.

The fourth chapter represents experimental verification for theoretical research main results and justification of methods for reducing stress and strain, as well as providing strength for bearing structures of electronic equipment under action of technological and operational impacts.

Comparing maximum values of total, static and dynamic stresses of printed circuit board obtained experimentally with the results of mathematical modeling indicated their insignificant discrepancy (from 0.39% to 12.85%).

Determining influence of elastic-dissipative characteristics of electronic equipment bearing structures on vibration excitation in printed circuit boards revealed an increase in vibration transmission with decrease in stiffness of bearing structural elements, which confirms conclusion that structural damping, caused by the action of dry friction during mutual displacement of contact surfaces, exceeds damping caused by internal viscous friction forces in the material of parts.

Experimental confirmation of dry friction damper effectiveness has been obtained. Reduction of maximum dynamic stresses and deflections has reached 20.5% and 25.9%, correspondently, and compliance with strength and stiffness of printed circuit board in the system with dry friction damper has been achieved.

Experimental confirmation of effectiveness for proposed technology of high through-hole mounting electronic components has been obtained, which provides almost threefold reduction in strain transfer from the the printed circuit board substrate to electronic components.

The critical elements of printed circuit board structures are found to be the contact joints, in particular solder joints, the deformations and stresses in which can exceed the deformations and stresses on the circuit board by approximately 7.5 times.

Sealing of electronic components with a compound leads to more than twofold reduction in the transmission of strains from the printed circuit board substrate, but produces additional stresses in conditions of temperature differences. Maximum values of the total stresses have been experimentally testified to correspond to steady temperature difference.

Testing soldered joints of through-hole and surface mount technologies for separation and tension revealed decrease in values of ultimate strength caused by defect of “cold solder” by 44.6% for through-hole mounting and by 36.5% – for surface mounting. The expected increase in strength for soldered joints due to preliminary overheating of SMD terminals made 47.9%. Cyclic testing soldered joints in pulsating load cycle revealed that the absence of Kaiser effect during repeated loading indicates the presence of plastic deformations, or acts of destruction and developing cracks, pores and other defects. Pauses at the peak of load allowed to additionally detect processes of relaxation and creep in soldered joints material.

Stress-strain analysis of ultrahigh frequency electronic packages under action of pneumatic loads, conducted by electrotensometry method, revealed that stresses in material of the housing carcase are 5–6 times less than the strength limit of the AMG-2 material, but in sealing seam they reach ultimate strength.

The analytical, numerical and experimental research completed in the previous chapters resulted in number of applied recommendations developed to reduce stresses and deformations and provide strength of electronic equipment bearing structures (chapter five). The practical recommendations include engineering calculation methods for assessing the dynamics and strength of electronic equipment bearing systems, design and

technological methods for providing strength of parts and assemblies in electronic equipment, and methods for identifying physical and mechanical characteristics of materials in electronic equipment structures, with consideration of technological and operational impacts.

Number of discrete and continuous-discrete mathematical models are proposed, which represent method for calculating frequencies and modes of free oscillations and amplitudes of forced oscillations of printed circuit boards. The method is based on application of the initial parameter method, which contributes to systematization in computational processes and facilitation in numerical implementation of mathematical models using computers.

Mathematical model for the engineering calculation of maximum stresses and displacements in printed circuit boards has been developed. The mathematical model can be used in process of developing and substantiating parameters of printed circuit board structures.

Embedding dry friction damper to bearing system of printed circuit board provided reduction of dynamic impacts, stresses and deformations of the board due to the rational selection of the elastic-dissipative parameters of the damper. Mathematical model has been developed to determine stiffness for dry friction damper made in the form of semi-elliptical beam with rectangular cross-section.

The improved technology of high through-hole mounting electronic components provides threefold reduction in strain transfer from printed circuit board substrate to specified components and increases the resistance of structural elements to technological and operational impacts. The improved technology for determining acceptable warpage of printed circuit boards provides the necessary strength and stiffness for soldered joints.

Technological methods for protecting electronic components sealed with a compound from the action of temperature stresses are proposed by creating additional elastic-dissipative joints between electronic components and the sealant. The maximum values of damping coefficient achieved by using polyethylene cambrics are 3.66, and by using polyvinyl chloride heat-shrinkable tubes – 3.42.

Acoustic emission method for non-destructive strength diagnostics of electronic

equipment structures elements, in particular their soldered and welded joints, has been developed, which allows determining suitability of bearing structures for operation during pulsating cyclic testing under mechanical and pneumatic loads.

Computational and experimental method for testing parameters is proposed to identify physical and mechanical characteristics of printed circuit boards and sealed electronic packages. Identification is carried out in modes that reproduce complex, close to real, conditions of stress-strain state of the research objects.

Keywords: electronic equipment bearing systems, discrete and continuous-discrete calculation models, technological and operational impacts, free and kinematically excited forced vibrations, dynamics, strength and vibration protection of electronic equipment.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Ковтун І. І. Деформації конструкцій електронних техніки в умовах експлуатаційних навантажень / І. І. Ковтун, В. П. Ройзман. – Хмельницький : ХНУ, 2019. – 230 с. (обґрунтовано загальну концепцію роботи, сформульовано мету і завдання досліджень та визначено підходи їх реалізації).
2. Ковтун І. І. Наукові та прикладні основи забезпечення міцності електронних систем під дією експлуатаційних та технологічних навантажень / І. І. Ковтун. – Хмельницький : ХНУ, 2021. – 256 с.
3. Kovtun I. Acoustic emission diagnostics of solder joints on printed circuit boards / I. Kovtun, V. Royzman, A. Voznyak // *Quality and Reliability of Technical Systems: Theory and Practice. JVE Book Series on Vibroengineering / JVE International Ltd.* – Vol. 2. – Vilnius: Lithuania, 2018. – P. 214–229. – ISSN 2351-5260. DOI: <https://doi.org/10.21595/9786099603636> (запропоновано методику акустико-емісійного діагностування міцності нероз'ємних елементів конструкцій електронної техніки на основі ефекту Кайзера).
4. Calculation of mechanical stresses in adjoint system of electronic component and compound and strength assessment / V. Royzman, S. Petrashchuk, I. Kovtun, A. Lokoshchenko // *Journal of Vibroengineering.* - Vilnius, 2013. – Vol. 15, Issue 1. – P. 65–71. – ISSN 1392-8716 (виявлено закономірність виникнення максимальних напружень електронних компонентів, що мають форму тіл обертання та оточуючого шару компаунду).
5. 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. – P. 494–489. – ISSN 1392–1207. DOI: <https://doi.org/10.5755/j01.mech.22.6.16891> (визначено вплив конструктивно-технологічного виконання на передачу деформацій в конструкціях друкованих плат).
6. Petrashchuk S. Solving Problem of Thermal Conduction for Providing Strength of Electronic Units on Thermal Impacts / S. Petrashchuk, I. Kovtun, A. Voznyak // *Heat and Mass Transfer in the System of Thermal Modes of Energy. Technical and*

Technological Equipment (HMTTSC-2016): MATEC Web of Conferences (Tomsk, April 19-21, 2016). – Vol. 72, P. 5. – eISSN 2261-236X. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/20167201086> (здійснено аналітичну оцінку напружень від дії контактного тиску та нерівномірності розподілення температури в герметизованих електронних компонентах).

7. Kovtun I. Stress computation and reduction by cyber-physical systems controlling printed circuit board manufacturing technology / I. Kovtun, V. Royzman // Book Chapter: Cyber-Physical Systems: Design and Application for Industry 4.0, Studies in Systems, Decision and Control. – 2021. – Vol. 342. – P. 49–60. – ISSN 2198-4182. DOI: http://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-66081-9_4 (теоретично обґрунтовано зменшення напружено-деформованого стану електронних компонентів за рахунок збільшення монтажної довжини їх виводів).

8. Kovtun I. Mathematical modeling of stress in circuit cards represented by mechanical oscillatory systems / I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk // Advances in Science and Technology Research Journal, 2022. – Vol. 16, Iss. 1. – P. 303–315. – ISSN 2299-8624 DOI: <https://doi.org/10.12913/22998624/144574> (розроблено математичну модель визначення максимальних напружень друкованих плат представлених коливною системою із зведеною масою).

9. Kovtun I. Design of Dry Friction Damper to Reduce Vibration Impacts to Circuit Cards at Critical Frequencies / I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk // Advances in Science and Technology Research Journal. – 2024. – Vol. 18, Issue 2. – P. 78-87. – ISSN 2299-8624. DOI: <https://doi.org/10.12913/22998624/184026>. (теоретично обґрунтовано ефективність зменшення динамічних навантажень, напружень і деформацій друкованої плати за рахунок оснащення несівної системи демпфером сухого тертя та раціонального добору його пружно-дисипативних характеристик)

10. Theory and practice of vibration analysis in electronic packages / Kovtun I., Boiko J., Petrashchuk S., Kałaczyński T. // The 17th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles : MATEC Web of Conferences (Bydgoszcz, September 25-26, 2018). – Vol. 182 (02015). – 10 p. – eISSN 2261-236X. DOI:

<https://doi.org/10.1051/matecconf/201818202015> (проведено експериментальне дослідження процесу передачі динамічних деформацій у структурно-складних конструкціях електронної техніки).

11. Methods for Vibration Reduction in Enclosed Electronic Packages / Igor Kovtun, Juliy Boiko, Svitlana Petrashchuk, Tomasz Kałaczyński // The 18th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles. Diagnostics of Various Technical Objects : MATEC Web of Conferences (Bydgoszcz, December 12, 2019). – Vol. 302, 10 p. – eISSN 2261-236X. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/201930201008> (обґрунтована ефективність конструкційного демпфування, обумовленого силою сухого тертя, в порівнянні із демпфуванням, зумовленим силою внутрішнього в'язкого тертя в матеріалі деталей).

12. Design of elastic and dissipation joints in bearing structures of electronic packages / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk, M. Liss// The 20th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles. Hybrid Multimedia Mobile Stage: MATEC Web of Conferences (Bydgoszcz-Poledno, December 1–2, 2021). – Vol. 351. – P. 11. – eISSN 2261-236X. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/202135101012> (теоретично і експериментально обґрунтовано ефективність зменшення динамічних напружень та переміщень друкованих плат об'єднаних в коливній системі із демпфером сухого тертя).

13. Камбург В. Г. Моделирование температурных полей в сложных микромодулях, герметизируемых компаундом / В. Г. Камбург, С. А. Григоренко, И. И. Ковтун // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ХНУ, 2000. – №6, ч. 3: Спец. випуск. – С. 10-13 (аналітично доведено визначення максимальних напружень в системі електронний компонент – компаунд для сталого перепаду температур).

14. Ройзман В. П. Ідентифікація фізико-механічних характеристик полімерних матеріалів / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 4, ч. 1. – С. 18-24 (отримано вираз для визначення контактного тиску на межі поділу матеріалів електронних компонентів, що мають форму тіл обертання, та

оточуючого шару герметика, в умовах експлуатаційного напружено-деформованого стану).

15. Ройзман В. П. Розрахунок напружень в системі компаунд-електронний елемент при термоударах / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 1. – С. 189-195 (отримані епюри розподілення напружень по радіусу електронного компонента та оточуючого шару компаунда).

16. Ройзман В. П. Забезпечення термоміцності пасивних електронних елементів в вузлах з загальною герметизацією компаундом / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 6, ч. 1. – С. 234-236 (запропоновано експериментальний спосіб визначення граничних напружень).

17. Ройзман В. П. Забезпечення завадостійкості дротяних малобазних тензорезисторів для вимірювання дійсних значень деформацій виробів електронної техніки / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, О. К. Білик // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький, 2018. – № 6, т. 1. – С. 234-238 (виявлено конструктивно-технологічні фактори, що впливають на тензочутливість і спричиняють похибку вимірювання малобазних тензодатчиків).

18. Вплив технології формування виводів дискретних компонентів на передачу деформацій від об'єднувальної плати / Ю. М. Бойко, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук, Р. В. Тертичний // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. Радіотехніка, електроніка та телекомунікації. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 5. – С. 73-78 (запропоновано технологію монтажу, що дозволяє зменшення передачі деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів).

19. Kovtun I. Acoustic emission application for nondestructive strength diagnostics of printed circuit boards / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 1 (257). – С. 12-17 (визначено інформативні параметри акустичної емісії для виявлення дефектів паяних з'єднань друкованих плат).

20. Методи неруйнівної діагностики надійності герметизації модулів надвисоких частот / Ю. М. Бойко, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук, О. В. Ковальчук // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 6, т. 1. – С. 227-233 (розроблено акустико-емісійну методику неруйнівної діагностики герметичності модулів надвисоких частот).

21. Ройзман В. П. Оцінка вібрацій в конструкціях блоків радіоелектронної апаратури під дією зовнішнього динамічного навантаження / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, Б. О. Жухоров // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 6, т. 1. – С. 26-31 (експериментально визначено власні частоти і форми коливань друкованих).

22. Ковтун І. І. Вплив герметизації на виникнення та передачу температурних деформацій електронних модулів / І. І. Ковтун, С. А. Петрашук, Ю. М. Бойко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2022. – № 3. – С. 150-157 (розвинуто аналітичний та експериментальний методи оцінки об'ємного напружено-деформованого стану герметизованих електронних модулів).

23. Горошко А. Підвищення точності вібраційного аналізу друкованих плат бортової електроніки / А. Горошко, І. Ковтун, М. Зембицька / Вісник ХНУ. Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2022. - С. 301-306 (проведено аналіз аналітичного методу та здійснено експериментальне визначення власних частот і форми коливань друкованих плат).

24. Ковтун І. І. Вібраційні випробування та захист несівних конструкцій електронної апаратури на різних рівнях конструктивної складності // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2023. – № 5, т. 2. – С. 182-191.

25. Ковтун І. І. Математичне моделювання вільних і кінематично збуджуваних коливань друкованої плати електронної апаратури / І. І. Ковтун, А.Р. Біловус// Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2024. – № 3, т. 2. – С. 467-479. (розроблено математичні

моделі вільних і кінематично збуджуваних коливань друкованої плати електронної апаратури)

26. Пат. 150735 У Україна, МПК F16F15/00 H05K7/12. Пристрій зниження динамічних напружень та деформацій друкованих плат/ Ковтун І. І., Горошко А. В.; Петрашук С. А., Бойко Ю. М. ; заявник і патентотримувач Хмельниц. нац. ун-т. – № у 202105920 ; заявл. 21.10.2021 ; опубл. 06.04.2022, Бюл. № 14. - 5 с. : іл. (розроблено пристрій для зниження динамічних напружень та деформацій друкованих плат).

27. Silin R. I. Improving Reliability of Machine Units and Details by Acoustic Emission Diagnosing / R. I. Silin, V. P. Royzman, I. I. Kovtun // Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, (Tianjin, China, 1–4 April 2004). – Tianjin, 2004. – P. 2217–2221 (запропоновано реалізацію та перспективи застосування акустико-емісійної неруйнівної діагностики міцності та локації дефектів об'єктів техніки).

28. Kovtun I. Nondestructive strength diagnostics of solder joints on printed circuit boards / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Proceedings of the Second IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo 2017), (Odessa, Ukraine, 11-15 September, 2017). – P. 1–4. DOI: <https://doi.org/10.1109/UkrMiCo.2017.8095401> (розроблено метод неруйнівної діагностики міцності друкованих плат під дією статичного навантаження на згин).

29. Boiko J. Vibration transmission in electronic packages having structurally complex design / J. Boiko, I. Kovtun, S. Petrashchuk // Proceedings of the First Ukraine IEEE international Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON - 2017), (Kiev, 29 May – 2 June, 2017). – P. 514–517 DOI: <https://doi.org/10.1109/UKRCON.2017.8100294> (розвинуто підхід до вібраційного дослідження структурно-складних конструкцій електронної техніки).

30. Kovtun I. Stress estimation for encapsulated electronic packages subjected to thermal impacts / Kovtun I., Petrashchuk S., Boiko J. / Proceeding of the IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo), (Odessa, 10–14 September, 2018). – P. 5. DOI:

<https://doi.org/10.1109/UkrMiCo43733.2018.9047514> (отримані функції визначення максимальних загальних напружень електронних компонентів та оточуючого шару компаунду від дії контактного тиску).

31. Kovtun I. Nondestructive hermetic seal diagnostics and prediction method for super-high-frequency modules / I. Kovtun; J. Boiko; S. Petrashchuk // The 14th International Conference on Advanced Trends in Radioelectronics, Telecommunications and Computer Engineering (TCSET), (Lviv – Slavske, 20–24 February, 2018). – P. 776 – 780. DOI: <https://doi.org/10.1109/TCSET.2018.8336314> (виявлено характер напружено-деформованого стану та запропонована методика діагностики міцності корпусів модулів НВЧ).

32. Kovtun I. Identification of natural frequency and form of oscillation for electronic packages subjected to vibration / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Proceedings of the 38th IEEE International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO), (Kiev, 24–26 April, 2018). – P. 621–626. DOI: <https://doi.org/10.1109/ELNANO.2018.8477492> (запропоновані методи дослідження передачі динамічних деформацій до друкованих плат в структурно-складних несівних конструкціях).

33. Kovtun I. Thermal stress in encapsulated electronic packages / I. Kovtun, S. Petrashchuk, J. Boiko // Proceedings of the IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo), (Odessa, Ukraine, 9–13 September, 2019). – P. 6. DOI: <https://doi.org/10.1109/UkrMiCo47782.2019.9165520> (проведено аналітичний аналіз загальних напружень в герметизованих електронних модулях в нестационарному та стаціонарному режимі температурного навантаження).

34. Kovtun I. Assessing Enclosure Case Design on Excitation and Transmission of Vibration in Electronic Packages / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Proceedings of the 2nd IEEE Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON), (Lviv, July 2–6, 2019). – P. 265–270. DOI: <https://doi.org/10.1109/UKRCON.2019.8879782> (визначено вплив пружно-

дисипативних характеристик на різних рівнях конструктивної складності несівних конструкцій на збудженість коливань друкованих плат).

35. Kovtun I. Mathematical model for dynamic force analysis of printed circuit boards / I. Kovtun , J. Boiko, S. Petrashchuk // Journal of Physics: Conference Series, The First International Conference on Advances in Smart Sensor, Signal Processing and Communication Technology (ICASSCT 2021), (Goa, India, March 19–20, 2021). – P. 1–8. DOI: <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1921/1/012120> (розроблено математичну модель розрахунку максимальних напружень і деформацій у друкованих платах в умовах дії динамічного навантаження).

36. Kovtun I. Mathematical Model for Dynamic Strength and Stiffness Control in Printed Circuit Boards // I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk // Proceedings of the 25th International scientific conference «Mechanika 2021», (Kaunas, Lithuania, May 21, 2021). – Kaunas: KTU, 2021. – P. 28–29. DOI: <https://mechanic.ktu.edu/mechanika-2021/#Section-A> (розроблено математичну модель оцінки динамічної міцності та жорсткості друкованих плат в умовах динамічного гармонічного навантаження).

37. Kovtun I. Deformations in structures of electronic systems under external impacts / I. Kovtun , S. Petrashchuk, J. Boiko // Proceedings of the IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo 2021), (Kiev, November 29 – December 3, 2021). – P. 304-309. DOI: <https://doi.org/10.1109/UkrMiCo52950.2021.9716709> (подано розрахункові та експериментальні методи оцінки та забезпечення міцності електронних систем під дією експлуатаційних та технологічних навантажень).

38. Ройзман В. П. Термопрочность компаундированных пассивных электронных элементов / В. П. Ройзман, И. И. Ковтун, С. А. Петрашук // Современные информационные и электронные технологии : зб. праць третьої міжнар. наук.-практ. конф. (СИЭТ 2002), (Одеса, 20–24 травня 2002 р.). – Одеса : Одеський політехнічний університет, ОАО «Нептун», 2002. – С. 145. (запропоновано експериментальний спосіб оцінки термоміцності герметизованих конструкцій).

39. Петрашук С. А. Визначення фізико-механічних характеристик полімерних матеріалів методом ідентифікації / Петрашук С. А., Ройзман В. П., Ковтун І. І. // Підвищення якості, надійності та довговічності технічних систем і технологічних процесів : зб. праць VI між нар. наук. техн. конф., (Хургада, Єгипет, 2–9 грудня 2007 р.). – Хмельницький : ХНУ, 2007. – С. 110-114. (експериментально визначено фізико-механічні характеристик кераміки резисторів та компаунду).

40. Petrashchuk S. Theoretical and experimental evaluation of strain in compounded electronic components under thermal impact / Svitlana Petrashchuk, Igor Kovtun //: Proceedings of the International Conference on Science and Education, (Colombo, Sri Lanka, February 12–22, 2010). – Khmel'nitskiy : KHNU, 2010. – P. 79–84. (проведено розрахунок радіальних та тангенціальних напружень електронних компонентів герметизованих компаундом).

41. Горошко А. В. Диагностика технического состояния изделий радиоэлектроники методом акустической эмиссии / А. В. Горошко, И. И. Ковтун, А. Т. Богорош // Наука і освіта : зб. праць міжнар. наук. метод. семінару, (Дубай, ОАЕ, 13–20 грудня 2011 р.). – Хмельницький : ХНУ, 2011. – С. 38-41. (визначено інформативні параметри акустичної емісії для технічної діагностики виробів радіоелектроніки).

42. Ковтун І. І. Проблема міцності та надійності експлуатації виробів радіоелектроніки, закріплених на об'єднувальних платах, в умовах деформацій, що виникають від дії зовнішнього силового навантаження, та захист від нього / І. І. Ковтун, С. А. Петрашук / Сучасні досягнення в науці і освіті : зб. праць XI між нар. наук. конф., (Ієрусалим, Ізраїль 28 вересня – 5 жовтня 2016 р.). – Хмельницький : ХНУ, 2016. – С. 76-84. (сформульовано ідею створення теорії і практики захисту виробів електронної апаратури від силового навантаження).

43. Ковтун І. І. Вибір та характеристика методу для неруйнівної діагностики міцності паяних з'єднань друкованих плат / І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Наука і освіта : зб. праць X Міжнар. наук. конф. (Рим, Італія, 27 квітня – 4 травня 2017 р.). – Хмельницький : ХНУ, 2017. – С. 24-32. (показано перспективи використання методу акустичної емісії для виявлення дефектів паяних з'єднань).

44. Неруйнівне діагностування і прогнозування міцності та герметичності корпусів електронних модулів НВЧ / Ю. М. Бойко, В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки : V Міжнародна науково-практична конференція «Зброя та безпека 2017», (Київ, 11–12 жовтня 2017 р.). – Київ : МВЦ. – С. 223-225. (подано методики неруйнівного діагностування герметичності корпусів електронних модулів НВЧ при циклічному пневматичному навантаженні).

45. Ковтун І. І. Визначення навантаження та деформацій, що приводять до руйнування контактних ділянок керамічних конденсаторів / І. І. Ковтун, Ю. М. Бойко, С. А. Петрашук // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах : матеріали XVII міжнар. наук.-техн. конф., (Одеса, 8–13 червня 2017 р.). – Одеса : Одеська нац. акад. зв'язку ім. О. С. Попова, 2017. – С. 192–194. (запропоновано методику випробування паяних з'єднань керамічних конденсаторів).

46. Kovtun I. I. Acoustic emission application for nondestructive solder joint diagnostics / I. I. Kovtun, S.A Petrashchuk // Science and education : proceedings of the XII International Conference, (Oslo, Norway, 1–10 July, 2018). – Khmelnytskyi : KHNU, 2018. – P. 3–13. (подано методику неруйнівної діагностики міцності наскрізного та поверхневого монтажу електронних компонентів).

47. Kovtun I. I. Natural frequency estimation for electronic packages subjected to vibration / I. I. Kovtun, S. A. Petrashchuk // Modern Achievements of Science : proceedings of the XIII international conference, (Netanya, Israel, September 6–13, 2018). – Khmelnytskyi : KHNU, 2018. – P. 142–148. (проведено аналіз математичної моделі на основі теорії коливань пластин для визначення власної частоти та форми коливань друкованих плат).

48. Ковтун И. И. Расчет и снижение напряжений в печатных платах под действием внешней нагрузки / И. И. Ковтун, В. П. Ройзман // Математические методы в технике и технологиях: сб. трудов 33-й междунар. науч. конф., (Казань, 14 – 18 сентября 2020 г.). – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2020. – С. 96-99.

(теоретично обґрунтовано зменшення передачі деформацій від друкованої плати до електронних компонентів).

49. Kovtun I. Dynamic Strength and Stiffness Assessment of Circuit Cards with Respect to Their Geometric Parameters / I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk / Сучасні досягнення у науці та освіті : зб. пр. XVI Міжнар. наук. конф., 1 – 8 листоп. 2021 р., м. Нетанія (Ізраїль). – Хмельницький : ХНУ, С. 100-103. (отримано закономірність впливу геометричних параметрів друкованої плати на максимальні напруження і деформації елементів несівної системи електронної апаратури).

50. Пат. 41138 А Україна, МКИ G 01 N 29/04. Пристрій для визначення координат джерела акустичної емісії / С. В. Прохоренко, В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, А. В. Горошко ; заявник та патентовласник Хмельн. нац. ун-т. – № 2001031425 ; заявл. 01.03.2001 ; опубл. 15.08.2001, Бюл. № 7. – 3 с. : іл. (розроблено апаратно-програмну частину пристрою).

51. Пат. 51981 А Україна, МПК G 01 N 29/04. Спосіб визначення координат дефектів методом акустичної емісії // В. П. Ройзман, А. В. Горошко, І. І. Ковтун ; заявник та патентовласник Хмельн. нац. ун-т. – № 2001128312 ; заявл. 04.12.2001 ; опубл. 16.12.2002, Бюл. № 12. – 3 с. : іл. (розроблено апаратно-програмну частину 6-ти каналної системи акустико-емісійної локації).

52. Kovtun I. Reliability improvement of printed circuit boards by designing methods for solder joint technical diagnostics with application of acoustic emission method / I. I. Kovtun, J. M. Boiko, S. A. Petrashchuk // Visnyk NTUU KPI. Seriia: Radiotekhnika, Radioaparotobuduvannia. – Kyiv : NTUU KPI, 2019. – Iss. 79. – P. 60-70. (здійснено відбір інформативних параметрів: амплітуди та сумарного рахунку сигналів акустичної емісії для діагностики міцності паяних з'єднань).

53. Strength of electronic components encapsulated with compound under thermal impacts / J. Boiko, S. Petrashchuk, I. Kovtun, O. Repyuk // Вісник Університету «Україна». Інформатика, обчислювальна техніка та кібернетика. – Київ, 2019. – № 2 (23). – С. 142-150. (проведена аналітична та експериментальна оцінка міцності електронних компонентів герметизованих компаундом).

54. Ковтун І. І. Оцінка міцності та жорсткості конструкції друкованих плат в умовах динамічних навантажень / І. І. Ковтун, А. В. Горошко, С. А. Петращук // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький : ХНУ, 2021. – № 1. – С. 113-120. (розроблено математичну модель розрахунку максимального повного напруження та прогину друкованих плат в умовах динамічного навантаження).

55. Ковтун І. І. Неруйнівна діагностика міцності нероз'ємних елементів конструкцій електронної техніки / І. І. Ковтун, А. В. Горошко, С. А. Петращук // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький : ХНУ, 2022. – № 2. – С. 95-102. (розвинуто експериментальну методику неруйнівної діагностики міцності нероз'ємних елементів конструкцій електронної техніки).

ЗМІСТ

Зміст	26
Вступ.....	32
1 Аналіз розрахункових та експериментальних методів дослідження динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури.....	45
1.1 Методи забезпечення міцності елементів конструкцій електронної апаратури з урахуванням дії технологічних навантажень	49
1.2 Методи дослідження динамічних процесів в механічних системах електронної апаратури з урахуванням дії експлуатаційних навантажень	57
1.3 Захист виробів електронної апаратури від дії динамічних навантажень	79
1.4 Методи експериментального дослідження деформацій деталей та вузлів електронної апаратури.....	92
1.4.1 Добір методів визначення параметрів напружено-деформованого стану елементів конструкцій.....	92
1.4.2 Добір методів неруйнівного контролю та діагностики технічного стану елементів конструкцій.....	94
1.4.3 Добір методів випробування на міцність елементів конструкцій за дії динамічних навантажень.....	105
1.5 Постановка проблеми і завдань досліджень.....	114
2 Математичне моделювання динамічних процесів та напружено-деформованого стану у несівних конструкціях електронної апаратури з урахуванням технологічних і експлуатаційних навантажень.....	117
2.1 Математичне моделювання динаміки механічної системи друкованої плати	118
2.1.1 Модальний аналіз коливань механічної системи друкованої плати методом скінченних елементів.....	118
2.1.2 Континуально-дискретна математична модель вільних коливань	

друкованої плати	124
2.1.3 Дискретна математична модель вільних коливань друкованої плати	138
2.1.4 Дискретна математична модель кінематично збуджуваних коливань друкованої плати	140
2.1.5 Математичне моделювання вимушених коливань друкованої плати із масивним електронним компонентом	147
2.1.6 Дослідження напружено-деформованого стану друкованої плати в умовах динамічного навантаження і обґрунтування пружно-дисипативних характеристик конструкції.....	150
2.1.7 Оцінка ефективності зменшення напружено-деформованого стану друкованої плати, в умовах резонансного збудження коливань, за рахунок застосування демпфера сухого тертя і обґрунтування його пружно-дисипативних характеристик	168
2.2 Математичне моделювання напружено-деформованого стану елементів конструкцій друкованих плат в умовах дії статичних навантажень	174
2.2.1 Передача статичних зусиль і деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів	175
2.2.2 Напружено-деформований стан системи електронний компонент – компаунд з урахуванням перепаду температур	182
2.3 Висновки.....	191
3 Адаптація методів експериментального визначення напружень і деформацій до дослідження параметрів напружено-деформованого стану малогабаритних елементів конструкцій	194
3.1 Модифікація системи електротензометричного вимірювання параметрів напружено-деформованого стану елементів конструкцій електронної апаратури	195
3.1.1 Обґрунтування метрологічних рекомендацій щодо забезпечення точності вимірювання деформацій за допомогою тензорезисторів	195

3.1.2 Обґрунтування рекомендацій щодо препарування тензорезисторами об'єктів досліджень.....	206
3.1.3 Модифікація апаратури для вимірювання статичних і динамічних деформацій	208
3.1.4 Визначення допустимого струму живлення тензорезисторів.....	212
3.2 Модифікація системи акустико-емісійного контролю	215
3.3 Модифікація системи вібраційного контролю.....	223
3.3.1 Обґрунтування методів випробування на віброміцність та вібростійкість	223
3.3.2 Добір та обґрунтування вібраційної установки	229
3.3.3 Рекомендації щодо тарування вібровимірювальної апаратури	233
3.4 Висновки до розділу 3	236
4 Експериментальне дослідження деформацій елементів несівних конструкцій електронної апаратури.....	238
4.1 Вібраційний аналіз несівних конструкцій електронної апаратури	238
4.1.1 Передача динамічних деформацій від вібростенда до об'єкта тестування.....	238
4.1.2 Вібраційне дослідження друкованих плат.....	246
4.2 Вплив пружно-дисипативних параметрів механічних зв'язків на виникнення та передачу динамічного навантаження на різних рівнях конструктивної складності конструкцій ЕА.....	255
4.2.1 Вплив пружно-дисипативних характеристик каркасу несівної конструкції блоків електронної апаратури на збудженість коливань друкованих плат.....	255
4.2.2 Створення пружно-дисипативних зв'язків в конструкції вузлів кріплення друкованих плат	262
4.2.3 Створення пружно-дисипативних зв'язків всередині та ззовні блоків електронної апаратури з метою зменшення збудженості друкованих плат ...	264

4.2.4 Експериментальне підтвердження ефективності застосування демпферу сухого тертя в умовах резонансного збудження.....	268
4.3 Вплив конструктивно-технологічних параметрів на виникнення та передачу деформацій у конструкціях друкованих плат.....	271
4.3.1 Оцінка монтажних напружень електронних компонентів та технології формування виводів дискретних компонентів.....	271
4.3.2 Оцінка деформації контактних вузлів електронних компонентів.....	277
4.3.3 Вплив герметизації друкованих плат на передачу деформацій до їх компонентів.....	283
4.4 Діагностика технічного стану нероз'ємних елементів конструкцій електронної апаратури, виконаних за технологією пайки та зварювання	289
4.4.1 Діагностика міцності паяних з'єднань друкованих плат	289
4.4.2 Діагностика паяних і зварних з'єднань захисних герметичних корпусів електронних модулів.....	297
4.5 Висновки до розділу 4.....	306
5 Обґрунтування практичних рекомендацій щодо забезпечення міцності несівних систем електронної апаратури.....	311
5.1 Інженерні розрахункові методи оцінки динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури.....	311
5.1.1 Розрахунок напружень і деформацій в друкованих платах в умовах дії динамічних навантажень.....	311
5.1.2 Визначення конструктивних параметрів пристрою – демпферу сухого тертя для зменшення динамічних напружень та деформацій друкованих плат	315
5.2 Конструктивні та технологічні методи забезпечення міцності деталей та вузлів електронної апаратури.....	319
5.2.1 Удосконалення технології наскрізного монтажу електронних компонентів	

.....	319
5.2.2 Удосконалення технології визначення допустимого короблення друкованих плат	320
5.2.3 Добір технологічних методів захисту електронних компонентів із загальною герметизацією в умовах термоудару	323
5.2.4 Розроблення методики неруйнівного діагностування міцності паяних та зварних з'єднань елементів конструкцій електронної апаратури.....	326
5.3 Методи ідентифікації фізико-механічних характеристик матеріалів конструкцій електронної апаратури з урахуванням дії технологічних та експлуатаційних навантажень.....	327
5.3.1 Ідентифікація фізико-механічних характеристик конструкцій друкованих плат	328
5.3.2 Ідентифікація фізико-механічних характеристик електронних компонентів із загальною герметизацією в умовах термоударів	330
5.4 Висновки до розділу 5	332
Висновки	335
Список використаних джерел	337
Додаток А Програма розрахунку частот і форм вільних коливань друкованої плати із використанням континуально-дискретної математичної моделі реалізована мовою програмування FORTRAN.....	365
Додаток Б Програма розрахунку амплітудно-частотної характеристики поперечних кінематично збуджуваних коливань друкованої плати із використанням дискретної математичної моделі реалізована в системі автоматизації математичних розрахунків MathCad.....	373
Додаток В Випробувально-вимірювальний комплекс визначення деформацій елементів конструкцій та компонентів електронної апаратури	376
Додаток Г Технічні характеристики апаратури та обладнання вимірювального	

комплексу для експериментального дослідження виробів електронної техніки	378
Додаток Д Результати вимірювань динамічних деформацій у структурно-складних конструкціях електронної апаратури	382
Додаток Е Експериментальні результати вимірювання статичних деформацій в конструкціях друкованих плат	385
Додаток Ж Результати оцінки напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю нероз'ємних елементів конструкцій електронної апаратури	388
Додаток И Додаток документи, що підтверджують впровадження результатів роботи	400
Додаток К Програми розрахунку фізико-механічних характеристик електронних компонентів із загальною герметизацією в умовах термоударів	411
Додаток Л Список наукових праць за темою дисертації	416
Додаток М Апробація результатів дисертації	426

ВСТУП

Актуальність теми. Розроблення науково-прикладних засад динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури, спрямовано на вирішення актуальної проблеми – зменшення напружень і деформацій та забезпечення міцності елементів конструкцій зазначених систем, за рахунок раціонального добору їх геометричних, інерційних та пружно-дисипативних параметрів на стадіях проєктування, виробництва і експлуатації. Проблема дослідження динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури стала особливо актуальною в умовах сучасних тенденцій до зменшення ваги та збільшення щільності монтажу електронної апаратури, що призвело до суттєвого зменшення характеристик міцності та жорсткості створюваних конструкцій.

Внаслідок дії технологічних і експлуатаційних навантажень в несівних системах електронної апаратури, які призначені для забезпечення електричних контактів, механічної підтримки та захисту електронних компонентів і вузлів від зовнішніх впливів, виникають статичні та динамічні напруження і деформації. Виникнення та передача деформацій на різних рівнях конструктивної складності відбувається через механічний зв'язок і взаємодію елементів конструкцій, що, створює механічне напруження і нерідко виявляється причиною руйнування електричних кіл та втрати працездатності вузлів, блоків та систем електронної апаратури.

Аналіз робіт Зінковського Ю.Ф., Уварова Б.М., Штейнберга Д.С., Терещука Р.М., Бегер Е., Перри К., Агліетті Г.С., Ульріха Р.К., Колінза Д.А., Робертсона С.Т., Емі Р.А., Матвійківа М. Д., Ройзмана В. П. і др. дозволяє зробити висновок про те, що на сьогодні застосування розрахунково-експериментальних методів оцінки напружено-деформованого стану і динамічних процесів в деталях, вузлах та блоках електронної апаратури суттєво ускладнюється через такі причини як відсутність загальноприйнятої термінології, методик оцінки міцності та норм міцності, за якими повинно вестись проєктування, розрахунки, випробування і впровадження у серійне виробництво та експлуатацію виробів електронної апаратури, на

протизагу багатьом іншим галузям технїкї. Крім того, складнїсть натурних конструцїй, якї представляють собою багатовзв'язковї механїчні системи і спроби розрахунку їх напружено-деформованого стану часто приводять до неточностї рїшень і компрометують найсучаснїшї методики розрахунку особливо в умовах нестабїльностї фїзико-механїчних характеристик використувуваних матерїалів і технологїї виробництва.

Мета та завдання дослідження. Мета роботи полягає у розробленнї науково-прикладних засад динамїки та мїцностї несївних систем електронної апаратури, спрямованих на зменшення статичних і динамїчних напружень і деформацїй та забезпечення мїцностї елементів конструцїй на стадїях проєктування, виробництва і експлуатацїї.

Для досягнення сформульованої мети були поставлені і розв'язані наступнї основнї завдання:

- провести комплексне математичне моделювання динамїчних процесів у механїчній системі друкованої плати, яке включає розрахунок власних частот і форм коливань плати, а також визначення амплїтудно-частотних характеристик кїнематично-збуджуваних коливань системи;

- провести порівняльний аналіз результатів досліджень коливальних явищ із застосуванням дискретних та континуально-дискретних розрахункових моделей друкованої плати; побудувати наближену математичну модель вільних і вимушених коливань друкованої плати з масивним електронним компонентом і обґрунтувати доцїльнїсть її практичного застосування;

- провести аналіз внутрішніх зусиль і напружень в елементах конструцїї друкованої плати за дїї динамїчних навантажень; дослідити вільні і вимушені коливання механїчної системи друкованої плати методом імітацїйного моделювання;

- здїйснити оцїнку ефективностї застосування демпфера сухого тертя та обґрунтувати рацїональний добір його пружно-дисипативних характеристик для покращення напружено-деформованого стану друкованих плат в умовах резонансного збудження;

- провести аналіз внутрішніх зусиль і напружень в елементах конструкції друкованої плати під час її випробувань в умовах статичного навантаження та в елементах конструкції із загальною герметизацією в умовах дії температурних навантажень;

- модифікувати методи експериментального визначення напружень і деформацій з урахуванням особливостей дослідження параметрів напружено-деформованого стану малогабаритних елементів конструкцій електронної апаратури;

- експериментально перевірити основні результати теоретичних досліджень та обґрунтувати методи зменшення напружень і деформацій для забезпечення міцності елементів несівних конструкцій електронної апаратури в умовах дії технологічних та експлуатаційних навантажень;

- розробити способи ідентифікації фізико-механічних характеристик матеріалів конструкцій друкованих плат та електронних модулів із загальною герметизацією компаундом в умовах, наближених до експлуатаційних;

- обґрунтувати практичні рекомендації, засновані на розробленні інженерних методів оцінки та конструктивних і технологічних методів забезпечення міцності несівних систем електронної апаратури в умовах дії технологічних та експлуатаційних навантажень.

Об'єкт дослідження: динамічні процеси у несівних системах електронної апаратури і напружено-деформований стан її компонентів та вузлів.

Предмет дослідження: моделі і методи динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури з урахуванням дії технологічних і експлуатаційних навантажень.

Методи дослідження. Обґрунтованість та вірогідність наукових результатів забезпечені використанням фундаментальних законів механіки, математики та математичної фізики.

Дослідження вільних і кінематично збуджуваних вимушених коливань друкованої плати (ДП) проведено із застосуванням методів динаміки дискретних і континуально-дискретних пружних систем. Розроблення методів аналітичної

оцінки напружено-деформованого стану і динамічних процесів виконано для конструкцій друкованих плат, що перебувають під дією статичних і динамічних навантажень із застосуванням методів теоретичної механіки, опору матеріалів, будівельної механіки, теорії пружності та теорії механічних коливань; розрахунки кріпильних вузлів друкованих плат на міцність і деформативність проведено методом сил, дослідження міцності елементів електронних компонентів (ЕК), що мають форму тіл обертання, використовуються в конструкціях із загальною герметизацією та перебувають під дією термоударів, – із застосуванням теорії Ламе-Гадоліна про взаємодію складених товстостінних циліндрів; дослідження динамічної поведінки конструкцій друкованих плат в умовах кінематичного збудження – із застосуванням теорії обернених задач динаміки, методу Мора тощо. Розроблення методу ідентифікації фізико-механічних характеристик матеріалів елементів несівних конструкцій електронної апаратури в умовах, наближених до експлуатаційних, здійснено шляхом розв’язання обернених задач міцності. Перевіркові розрахунки та симуляція напружено-деформованого стану і динамічних процесів друкованих плат виконані методом скінченних елементів в системі автоматизованого проєктування Solidworks із застосуванням системи аналізу конструкцій Solidworks Simulation, та методами числового аналізу в системах автоматизації математичних розрахунків MathCad та Matlab із застосуванням модуля візуального програмування Simscape Multibody.

Для експериментального визначення напружень і деформацій в несівних конструкціях електронної апаратури різного рівня конструктивної складності із врахуванням особливостей дослідження параметрів напружено-деформованого стану малогабаритних елементів конструкцій були модифіковані і адаптовані такі методи експериментального дослідження як метод електротензометрії, метод акустичної емісії, методи віброметрії: метод виявлення резонансних частот; метод коливальної частоти та метод фіксованих частот, метод високошвидкісної відеозйомки та метод Гука-Хладні. Випробування об’єктів дослідження здійснювалось під дією механічного, температурного та пневматичного навантажень в статичному, циклічному та динамічному режимах.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у розвитку науково-прикладних засад динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури, спрямованих на зменшення напружень і деформацій в елементах конструкцій за рахунок раціонального добору їх геометричних, інерційних та пружно-дисипативних параметрів систем. Зокрема:

уперше:

- із застосуванням методу скінченних елементів для моделювання напружено-деформованого стану і коливальних процесів у друкованій платі теоретично обґрунтовано розрахункову модель друкованої плати у вигляді багатопрогової балки із зосередженими та розподіленими масами, шарнірно-закріпленої на кінцях, що дає можливість значно спростити динамічний аналіз механічної системи;

- запропоновано низку дискретних і континуально-дискретних математичних моделей вільних і кінематично-збуджуваних коливань друкованої плати, із застосуванням яких проілюстровано істотний вплив вібрацій на умови експлуатації електронної апаратури;

- теоретично обґрунтовано можливість виникнення резонансних коливань друкованої плати під час експлуатації не лише на нижчій, а й на більш високих власних частотах. Усунення цих небезпечних явищ може бути здійснено лише на основі детального аналізу динамічних процесів у механічній системі плати;

- встановлено закономірності впливу геометричних та фізико-механічних параметрів друкованої плати, а також характеристик динамічних процесів, що виникають під час експлуатації блоків електронної апаратури, на максимальні напруження і деформації елементів несівної системи, що дає можливість здійснювати раціональний добір параметрів конструкцій для забезпечення міцності і необхідної жорсткості друкованої плати;

- теоретично обґрунтовано ефективність зменшення динамічних навантажень, напружень і деформацій друкованої плати за рахунок оснащення несівної системи демпфером сухого тертя та раціонального добору його пружно-дисипативних характеристик. Розроблена математична модель дає можливість

обґрунтовувати значення коефіцієнту жорсткості та проводити інженерний розрахунок конструктивних параметрів демпфера сухого тертя у вигляді пів-еліптичної балки прямокутного поперечного перерізу;

удосконалено:

- технологію наскрізного монтажу електронних компонентів із збільшенням довжини монтажних виводів на друкованій платі, що забезпечує зменшення коефіцієнта передачі деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів, на відміну від технології низького наскрізного, або поверхневого монтажу. Ефективність технології обґрунтовано математичним моделюванням напружено-деформованого стану конструкції друкованої плати у вигляді статично невизначуваної плоскої стрижневої системи в умовах дії експлуатаційного навантаження;

- технологію визначення допустимого короблення друкованої плати, яка полягає у забезпеченні допустимого параметру напружено-деформованого стану паяних з'єднань, що відповідає відношенню границі текучості паяного з'єднання до коефіцієнту запасу короблення, на відміну від стандартизованого показника якості друкованої плати – площинності, для оцінки якого застосовують характеристики згинання та скручування основи друкованої плати;

- методологію аналізу напружено-деформованого стану елементів герметизованого електронного модуля у вигляді складеного товстостінного циліндра з урахуванням особливостей взаємодії керамічного сердечника з композитним захисним шаром за перепаду температур фізичних тіл. Встановлено, що в матеріалі електронного компоненту і в оточуючому шарі герметика радіальні напруження досягають максимальних значень на межі їх контакту, а колові – на внутрішній поверхні кожного циліндру за відсутності перепаду температур;

набули подальшого розвитку:

- теорія вібраційного захисту електронної апаратури за рахунок застосування комплексного підходу до математичного моделювання вільних і кінематично-збуджуваних коливань друкованих плат;

- акустико-емісійна методика неруйнівної діагностики міцності нероз'ємних

елементів конструкцій електронної апаратури, зокрема їх паяних та зварних з'єднань, відмінність якої від існуючих полягає у відборі таких інформативних параметрів як амплітуда та сумарний рахунок сигналів акустичної емісії, обмеження яких щодо порогового рівня в умовах циклічного навантаження свідчить про придатність об'єкту дослідження до експлуатації.

Практичне значення одержаних в дисертації результатів. В дисертаційній роботі подано розроблення науково-прикладних засад динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури, спрямованих на зменшення напружень і деформацій та забезпечення міцності елементів конструкцій на стадіях проектування, виробництва і експлуатації. Отримані результати мають суттєве значення для електронної промисловості. Практичні рекомендації містять: інженерні розрахункові методи оцінки динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури; конструктивні та технологічні методи забезпечення міцності деталей та вузлів електронної апаратури та методи ідентифікації фізико-механічних характеристик матеріалів конструкцій електронної апаратури з урахуванням дії технологічних та експлуатаційних навантажень.

Запропоновано низку дискретних і континуально-дискретних математичних моделей, що являють собою методику розрахунку частот і форм вільних та амплітуд вимушених коливань друкованої плати. Методика ґрунтується на застосуванні методу початкових параметрів, що сприяє систематизації обчислювальних процесів та полегшенню числової реалізації математичних моделей за допомогою комп'ютерів.

Розроблено математичну модель для інженерного розрахунку максимальних напружень і переміщень в друкованих платах. Математична модель може бути використана в процесі розроблення та обґрунтування параметрів конструкцій друкованих плат.

Оснащення несівної системи друкованої плати демпфером сухого тертя дозволило зменшити динамічні навантаження, напруження і деформації плати за рахунок раціонального добору пружно-дисипативних характеристик демпферу. Розроблена математична модель дає можливість визначення коефіцієнту

жорсткості демпферу сухого тертя, виконаного у вигляді пів-еліптичної балки прямокутного поперечного перерізу.

Удосконалено технологію наскрізного монтажу електронних компонентів із зазором в 2-3 мм, за рахунок збільшення довжини монтажних виводів, на друкованій платі забезпечує трикратне зменшення коефіцієнта передачі деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів та підвищує стійкість елементів конструкції друкованої плати до технологічних та експлуатаційних навантажень. Удосконалена технологія визначення допустимого короблення друкованих плат забезпечує допустиму величину напружено-деформованого стану паяних з'єднань друкованих плат.

Запропоновано технологічні методи захисту електронних компонентів, герметизованих компаундом, від дії температурних напружень за рахунок створення додаткових пружно-дисипативних зв'язків між електронними компонентами та герметиком. Максимальні значення коефіцієнту демпфування, досягнуті застосуванням поліетиленових кембриків, становлять 3,66, а застосуванням поліхлорвінілових термозбіжних трубок – 3,42.

Розроблено акустико-емісійну методику неруйнівної діагностики міцності нероз'ємних елементів конструкцій електронної апаратури, зокрема їх паяних та зварних з'єднань, яка дозволяє визначати придатність несівних конструкцій електронної апаратури до експлуатації під час циклічного випробування за пульсуючим циклом механічного та пневматичного навантаження.

Запропоновано розрахунково-експериментальний метод пробних параметрів, який дозволяє здійснювати ідентифікацію фізико-механічних характеристик друкованих плат та герметизованих модулів електронної апаратури. Ідентифікація здійснюється в режимах, які відтворюють складні, наближені до натурних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження.

Створено випробувально-вимірювальний комплекс призначений для визначення деформацій малогабаритних елементів конструкцій та компонентів електронної апаратури під дією статичних, циклічних та динамічних механічних, температурних та пневматичних навантажень, які відтворюють складні, наближені

до натурних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження, із реалізацією методів електротензометрії, акустичної емісії, віброметрії та високошвидкісної відеозйомки.

Результати роботи впроваджені на наступних підприємствах: Державному підприємстві «Новатор», м. Хмельницький – застосування демпфера сухого тертя для зменшення динамічного напружено-деформованого стану друкованих плат (акт від 12.12.2022), методу розрахунку та вимірювання напружень і деформацій та технологічних методів захисту електронних компонентів у герметизованих компаундом електронних модулях під дією термоударів (акт від 11.12.12) та конструктивних методів забезпечення міцності деталей та вузлів електронної апаратури в умовах дії динамічних навантажень (акт від 27.12.2016); науково-дослідному інституті радіолокаційних систем «Квант-радіолокація», м. Київ – застосування інженерних методів оцінки та забезпечення міцності друкованих плат в умовах вібраційних навантажень (акт від 20.12.2016); Подільському експертно-технічному центрі Держнаглядохоронпраці, м. Хмельницький – застосування методики акустико-емісійної неруйнівної технічної діагностики та методу електротензометрії посудин, що працюють під тиском (акт від 21.12.2001); ТзОВ «Альпмонтаж», м. Хмельницький – застосування методу акустико-емісійного неруйнівного діагностування міцності і герметичності модулів та компонентів бортового радіоелектронного обладнання (корпусів модулів НВЧ, керамічних конденсаторів) під дією надмірного тиску та температури в статичному та циклічному режимі навантажень (акти від 06.09.2019 та від 08.12.2022).

Отримані результати роботи, методики і моделі використовуються в освітньому процесі Хмельницького національного університету при викладанні дисциплін: «Конструювання та технологія виробництва електронної апаратури», «Електротехнічні матеріали», «Математичне моделювання систем і процесів» та під час виконання здобувачами вищої освіти кваліфікаційних робіт.

Особистий внесок здобувача. У дисертаційній роботі автором обґрунтовано загальну концепцію роботи, сформульовано мету і завдання досліджень та визначено підходи їх реалізації. Основні наукові положення та практичні результати

дисертаційної роботи, які виносяться на захист, одержані здобувачем особисто. З робіт, опублікованих у співавторстві, використовуються результати, отримані здобувачем особисто: [1, 10, 21, 25, 30, 37] – розвинуто теорію вібраційного захисту електронної апаратури за рахунок застосування комплексного підходу до математичного моделювання вільних і кінематично-збуджуваних коливань друкованих плат; [1, 10, 21, 23, 29, 32, 37, 47] – запропоновані методи дослідження процесу передачі динамічних деформацій у структурно-складних конструкціях електронної техніки; [35–37, 49, 54] – розроблено математичну модель оцінки динамічного напружено-деформованого стану друкованих плат під дією інерційного гармонічного навантаження; [11, 36, 37] – отримано функціональні залежності динамічних напружень та переміщень від геометричних параметрів друкованих плат та обґрунтовано незалежність максимальних динамічних напружень друкованих плат від місця розташування зосередженої маси; [8, 11, 36, 37] – запропоновано метод визначення максимальних динамічних напружень конструкції друкованих плат представлених еквівалентною коливною системою із зосередженою масою; [9, 10, 11, 34, 37] – визначено вплив пружно-дисипативних характеристик на різних рівнях конструктивної складності несівних конструкцій електронної апаратури на вібраційну збудженість друкованих плат та встановлено, що конструкційне демпфування сухого тертя перевершує демпфування внутрішнього в'язкого тертя в матеріалі деталей; [9, 12, 26, 37] – теоретично та експериментально обґрунтовано ефективність застосування демпферу сухого тертя та визначено його конструктивні параметри; [1, 5, 7, 17, 18, 43, 48, 49] – визначено вплив конструктивно-технологічного виконання на передачу деформацій в конструкціях друкованих плат; [1, 5, 7, 18, 38, 42] – обґрунтовано технологічні способи зменшення передачі деформацій від друкованої плати до електронних компонентів та удосконалено методику визначення допустимого короблення друкованих плат; [4, 6, 13–16, 22, 31, 33, 38–40, 53] – подано розрахункові та експериментальні методи оцінки та забезпечення міцності герметизованих електронних компонентів під дією експлуатаційних навантажень; [13, 14, 39, 40] – отримано вираз для визначення контактного тиску на межі поділу матеріалів електронних компонентів, що мають

форму тіл обертання, та оточуючого шару герметика, в умовах експлуатаційного напружено-деформованого стану; [4, 15, 16, 22, 30, 33, 38] – запропоновано створення пружно-дисипативного зв'язку між електронним компонентом та герметиком та оцінено його ефективність для захисту електронних компонентів герметизованих компаундом; [1, 3, 19, 27, 28, 41, 44–46, 50–52, 55] – розвинуто методику акустико-емісійного діагностування технічного стану дефектів паяних з'єднань друкованих плат та [1, 20, 31, 44, 55] – герметичності корпусів модулів надвисоких частот.

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень, викладені в дисертації, доповідались і обговорювались на міжнародних, всеукраїнських конференціях, симпозиумах, семінарах: XI World Congress in Mechanism and Machine Science (Tianjin, China, 2004); The Ukraine IEEE international Conferences on Electrical and Computer Engineering (Kiev, 2017, Lviv, 2019); The IEEE International Conferences on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (Odessa, 2017, 2018, 2019, Kyiv, 2021); V Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки (Київ, 2017); The 14th International Conference on Advanced Trends in Radioelectronics, Telecommunications and Computer Engineering (Lviv – Slavske, 2018); The 38th IEEE International Conference on Electronics and Nanotechnology (Kiev, 2018); The International Conferences Diagnostics of Machines and Vehicles : MATEC Web of Conferences, (Bydgoszcz, Poland, 2018, 2019, Bydgoszcz-Poledno, Poland, 2021); The First International Conference on Advances in Smart Sensor, Signal Processing and Communication Technology (Goa, India, 2021); The 25th International scientific conference «Mechanika 2021» (Kaunas, Lithuania, 2021); MATEC Web of Conferences «Heat and Mass Transfer in the System of Thermal Modes of Energy – Technical and Technological Equipment» (Tomsk, Russia, 2016); 33 Міжнародній науковій конференції «Математические методы в технике и технологиях» (Казань, Росія, 2020); XVII міжнародній науково-технічній конференції «Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах» (м. Одеса, 2017); III міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні

інформаційні та електронні технології» (м. Одеса, 2002); VI міжнародній науково-технічній конференції «Підвищення якості, надійності та довговічності технічних систем і технологічних процесів» (м. Хургада, Єгипет, 2007); Міжнародних наукових конференціях «Наука і освіта» (м. Коломбо, Шрі-Ланка, 2010, Дубай, ОАЕ, 2011, Рим, Італія, 2017, Осло, Норвегія, 2018); Міжнародних наукових конференціях «Сучасні досягнення в науці і освіті» (Єрусалим, Ізраїль, 2016, Нетанія, Ізраїль, 2018); науково-технічних конференціях викладачів Хмельницького національного університету (м. Хмельницький, 1999–2021).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 55 наукових праць, у тому числі: 2 монографії; 1 розділ монографії, що опубліковано у закордонному виданні; 13 публікацій включених до Переліку наукових фахових видань України; 3 статті у наукових періодичних виданнях інших держав; 6 публікацій у закордонних виданнях, проіндексованих у базах даних Web of Science та Scopus; 1 патент України на корисну модель; 11 матеріалів доповідей на міжнародних конференціях у виданнях, що реферуються науково-метричними базами даних Web of Science, Scopus; 12 праць апробаційного характеру; 6 праць, які додатково відображають наукові результати докторської дисертації.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків та додатків. Повний обсяг дисертації складає 427 сторінок. Дисертація містить 169 ілюстрацій, 28 таблиць, список використаних джерел із 228 найменувань, 11 додатків.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Результати роботи є складовою частиною досліджень, які виконувались в Хмельницькому національному університеті згідно наступних держбюджетних тем: 7Б-97 «Розробка акусто-емісійного комплексу та його застосування для неруйнівного контролю, діагностики та прогнозування міцності нових матеріалів та деталей нафтогазового обладнання» (1997-1999 рр., номер держреєстрації 0197U016018) автор – виконавець; 3Б-2000 «Розробка комплексу лінійної, площинної об'ємної локації сигналів акустичної емісії та його застосування для неруйнівного контролю, діагностики та прогнозування міцності матеріалів, деталей та електронних систем нафтогазового

обладнання» (2000-2002 рр., номер держреєстрації 0100U001979) автор – виконавець; 2Б-2004 «Розробка новітніх технологій, що забезпечують підвищення міцнісної надійності машин та їх електронного обладнання» (2004-2005 рр., номер держреєстрації 0104U002103) автор – виконавець; 12Б-2011 «Забезпечення міцності і герметичності модулів, герметизованих компаундом, при термоударах» (2011-2012 рр., номер держреєстрації 0111U002304) автор – виконавець; Ф41.2/025-2011 «Дослідження електрокерованих нанорозмірних компаундів і можливості їх застосування в безрезонансних кріпильних пристроях для тестування виробів електронної техніки на вібро- та удароміцність» (2011-2012 рр., номер держреєстрації 0111U006775) автор – виконавець; 5Б-2013 «Множинні зворотні задачі механіки структурно-складних технічних систем» (2013-2015 рр., номер держреєстрації 0113U002064) автор – виконавець; 4Б-2015 «Розвиток наукових та інженерних основ надійності електронної техніки шляхом удосконалення технології її тестування на вібрації та удари» (2015-2016 рр., номер держреєстрації 0115U000225) автор – виконавець; 2Б-2017 «Розробка наукових основ захисту виробів радіоелектроніки, закріплених на об'єднувальних платах, від деформацій плат, а плат від динамічних і теплових навантажень» (2017-2019 рр., номер держреєстрації 0117U001168) автор – відповідальний виконавець; госпдоговірної теми 02-2019 «Розробка методів контролю, діагностики та прогнозування міцності та герметичності корпусів інтегральних модулів надвисоких частот в умовах перепадів тиску та температури» (2019 р., номер держреєстрації 0119U101419) автор – відповідальний виконавець; 1Б-2020 «Наукові основи перетворення критичних обертів в некритичні, резонансних частот в нерезонансні і критичних сил по Ейлеру в некритичні в výroбах військової і невійськової техніки» (2020-2022 рр., номер держреєстрації 0120U102067) автор – виконавець; 3Б-2020 «Неруйнівний контроль, діагностування та прогнозування технічного стану електронних систем методом акустичної емісії в výroбах військової і невійськової техніки» (2020-2021 рр., номер держреєстрації 0120U102069) автор – відповідальний виконавець.

1 АНАЛІЗ РОЗРАХУНКОВИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ НЕСІВНИХ СИСТЕМ ЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ

Розділ присвячено постановці проблеми та завдань досліджень на основі аналізу результатів наукових досліджень динаміки та міцності деталей, вузлів, блоків та систем електронної апаратури (ЕА) з урахуванням технологічних і експлуатаційних навантажень.

В аналізі причин відмов електронної апаратури, традиційно вважається [1–4], що 40–45 % відмов в експлуатації ЕА відбуваються через помилки, які допускаються на етапі проєктування, 20 % – обумовлюється недосконалістю технологічних процесів виготовлення, та технологічної дисципліни, 30 % – викликане неправильними режимами експлуатації та порушенням правил технічного обслуговування і 5–7 % – від зношування складових частин і старіння матеріалів, проте не враховується взаємозв'язок вказаних етапів.

Розвиток електронної апаратури [5] свідчить про загальну тенденцією об'єднання та все більшу інтеграцію функціональних вузлів разом із їх мікромініатюризацією та використанням в конструкціях нових матеріалів із недостатньо вивченими властивостями і сполученнями різнорідних матеріалів. Наслідком цього є різке ускладнення конструкцій сучасної апаратури і технологічних процесів виготовлення, що практично не допускає коригування її структури та параметрів в процесі виготовлення і різко зменшує можливість експериментального доведення, налагодження та оптимізації виробів.

На сьогодні в процесі проєктування і доведення ЕА часто розглядаються лише їх електричні параметри [6–9] без необхідних розрахунків на міцність, вимірювання деформацій і оцінки напружено-деформованого стану конструкцій в цілому та їх окремих елементів. Сучасні вимоги і майбутнє електронної апаратури та області її використання, висувають, в один ряд із чисто електронними завданнями, завдання рішення проблеми динаміки та міцності з урахуванням навантажень, які неминуче виникають, як в процесі виробництва, так і в процесі

експлуатації.

Журнальні статті з цієї тематики [10–14] дають уривчасті відомості. Разом з тим використання публікацій ускладнюється відсутністю загальноприйнятої термінології і методики вимірювання напружено-деформованого стану конструкцій ЕА. На противагу багатьом іншим галузям техніки, в електроніці не існує норм міцності, тобто збірника керівних документів щодо забезпечення міцнісної надійності та витривалості, за якими повинно вестись проєктування, розрахунки, випробування та впровадження в серійне виробництво і експлуатацію виробів електронної апаратури.

Відгуком, або реакцією конструкції на механічні дії називають трансформацію і перетворення енергії механічного збудження. До них відносяться механічні напруження в елементах конструкції, переміщення елементів конструкції і їх зіткнення, деформації та руйнування конструктивних елементів, зміни властивостей і параметрів конструкції.

Незначний механічний вплив викликає в елементах конструкцій пружні деформації, що не позначаються на працездатності апаратури. Збільшення навантаження призводить до появи залишкової деформації і за певних умов – руйнування, яке може наступити і при навантаженнях, багато менших граничних значень статичної міцності матеріалів, якщо конструкція буде піддаватись знакозмінному навантаженню.

Відмови апаратури бувають відновлюваними після зняття або ослаблення механічної дії (зміна параметрів компонентів, виникнення електричних шумів) і не відновлюваними (обриви і замикання електричних з'єднань, відшаровування провідників друкованих плат, порушення елементів кріплення і руйнування несівних конструкцій). Ці відмови можна поділити на дві групи.

До першої групи можна віднести відмови, які пов'язані зі статичними деформаціями монтажних плат. Ці деформації приводять до руйнувань конструкцій через перевищення допустимих значень напружень чи деформацій.

Друга група відмов викликана ефектами накопичення пошкоджень через зношування і втому матеріалів, з яких складаються елементи, контактні вузли,

виводи, плати, що підпадає під дію динамічних навантажень (вібрацій та ударів) вище допустимих норм.

Дія технологічних та експлуатаційних навантажень проявляється для електронної апаратури на усіх рівнях конструктивної складності несівних конструкцій (рис. 1.1). Згідно стандартам [15, 16] несівна конструкція (НК) це елемент конструкції чи сукупність елементів конструкції, призначений для розміщення, електричного з'єднання і механічного закріплення радіоелектронних засобів і забезпечення їхньої стійкості та міцності в заданих умовах експлуатації:

НК1 – корпуси чарунок – несівні конструкції, складені із передньої панелі і жорстко зв'язаної з нею рами, що захищає розміщену в ній плату з електронними компонентами (ЕК) та з'єднувальними провідниками від механічних навантажень.

НК2 – блокові каркаси – несівні конструкції, виготовлені як каркас з боковими фланцями, корпуси блоків – несівні конструкції, виготовлені як каркас із закріпленими на ньому передньою і задньою панелями для радіоелектронних засобів.

НК3 – корпуси шафи – несівні конструкції, складені із передніх дверець і знімної задньої стінки і бокових стінок для ЕА, корпуси пультів – несівні конструкції із горизонтальними та (чи) похилими панелями для розміщення приладів керування та ЕА, корпуси тумби – несівні конструкції, що встановлюється незалежно або входить до складу стола чи пульта і складаються із передніх дверець і знімної задньої стінки, бокових стінок для ЕА, каркаси стояків – несівні конструкції без передніх дверець, бокових стінок і задньої знімної стінки для ЕА, стелажі – несівні конструкції у вигляді полиць, з'єднаних поміж собою вертикальними стінками, брусками або стрижнями, для ЕА, столи – несівні конструкції, що мають горизонтальну стільницю для ЕА.

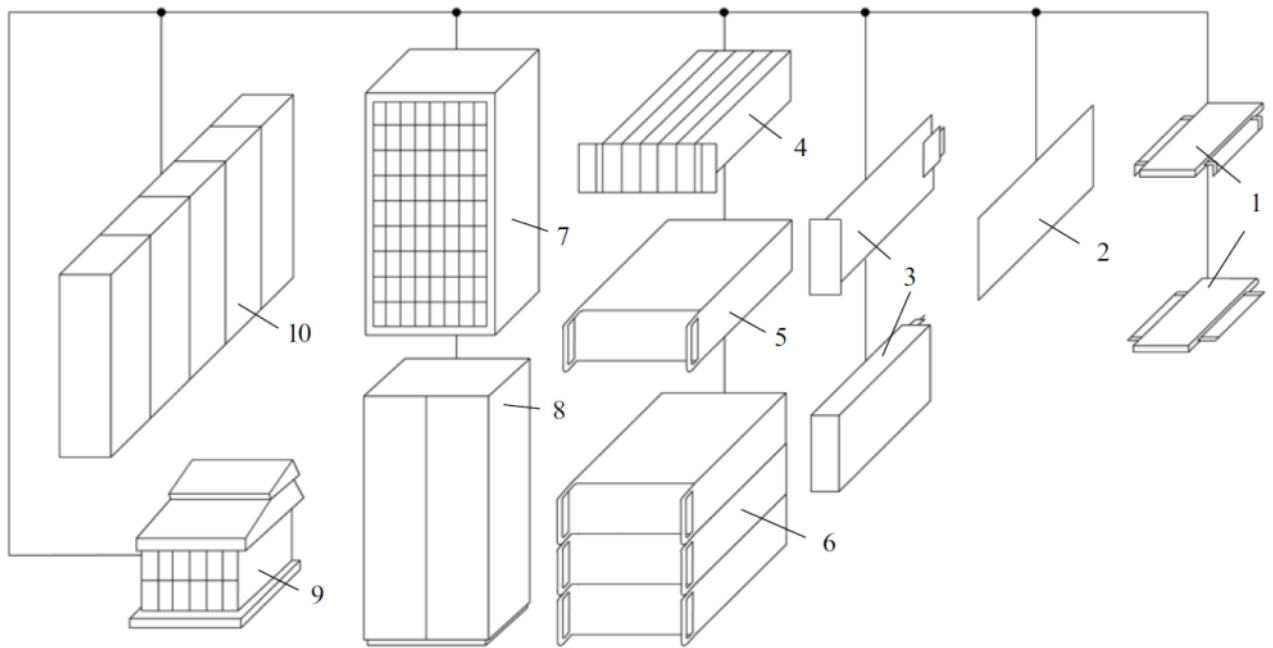


Рис. 1.1 Схема уніфікованої системи базових несівних конструкцій ЕА різного призначення: 1 – виріб електронної техніки (електронний компонент); 2 – друкована плата; 3 – блок; 4 – вставний каркас із блоками; 5 – електронний прилад; 6 – комплект приладів; 7 – стійка; 8 – шафа; 9 – пульт; 10 – секція стійок

Елементи несівних конструкцій: друкована плата (ДП) (рис. 1.2, а) – конструкція призначена для розміщення на ній електронних компонентів (ЕК) (рис. 1.2, б); опорні напрямні (рис. 1.2, в) – деталі, що забезпечують переміщення НК 1 у заданому напрямі та обмежують їх пересування; корпус – кістяк, оболонка НК (рис. 1.2, г).

Очевидно, найбільш відповідальними вузлами в конструкції ЕА є функціональні вузли – друковані плати, які забезпечують електричний контакт та механічну підтримку електронних компонентів. В корпусі структурно-складних НК 2 та НК 3 друковані плати розташовуються у великій кількості в ряд в горизонтальній або вертикальній площині у напрямних, які закріплюють ДП по двом паралельним сторонам, таким чином утворюючи двохопорну механічну конструкцію, що повинна володіти достатньою міцністю та жорсткістю щоб опиратися зовнішньому механічному навантаженню.



а)



б)



в)



г)

Рис. 1.2. Елементи несівних конструкцій ЕА:

а) друкована плата; б) електронні компоненти; в) опорні напрямні; г) корпус

1.1 Методи забезпечення міцності елементів конструкцій електронної апаратури з урахуванням дії технологічних навантажень

При розробці конструкції ЕА необхідно забезпечити достатню механічну міцність і жорсткість її елементів. Підвищення міцності та жорсткості конструкції ЕА [17] пов'язано з посиленням її конструктивної основи, застосуванням ребер жорсткості, конструювання болтових з'єднань і т.д. Особливе значення має підвищення міцності несівних конструкцій і їх вузлів методами заливки та захисного покриття.

Механічну міцність елементів конструкції перевіряють методами опору матеріалів і теорії пружності для найпростіших конструкцій з розподіленим та змішаним навантаженням. У більшості практичних випадків конструкції деталей

ЕА мають більш складну конфігурацію, що ускладнює визначення їх напружень. При розрахунках складну деталь заміняють її спрощеною моделлю: балкою, пластиною, рамою [4, 18–24].

До балок відносять тіла, довжини яких значно перевищують всі інші геометричні розміри конструкції [25]. Кінці балок затискаються (зварюванням, пайкою), спираються шарнірно-рухомо (установкою в напрямні) або шарнірно-нерухомо (одиначне гвинтове з'єднання). Пластинами вважають тіла прямокутної форми, товщина яких мала в порівнянні з іншими розмірами. До подібних конструкцій відносять друковані плати, стінки кожухів приладів, стійок, панелей та інших подібних конструкцій. Жорстке закріплення краю пластин здійснюється пайкою, зварюванням, затискачем, гвинтовим з'єднанням; шарнірне закріплення – установкою пластин в направляючі, гніздовий рознім. Рамними конструкціями моделюються багатовиводні дискретні та інтегральні електронні компоненти та модулі.

При проектуванні конструкції виконують:

- перевірочні розрахунки, коли форма і розміри деталі відомі (виявлені при конструюванні);
- проектні розрахунки, коли розміри небезпечних перетинів невідомі і їх визначають на основі обраних допустимих напружень;
- розрахунки допустимих навантажень за відомими небезпечними перетинами і допустимими напруженнями.

Розрахунок може включати різні типи аналізу: статичний аналіз напружень/переміщень, динамічний аналіз напружень/переміщень, поєднаний аналіз тепломеханіки тощо. Проте теоретичні методи розрахунку та моделювання механічної міцності ЕА можуть привести до точних результатів тільки в тих випадках, коли математична модель досить добре відображає реальну дійсність, а використовувані константи є достатньо точними. Однак, як зазначається в [26], в цьому випадку розрахунок стає настільки складним, що практично, не може бути доведений до числового результату.

В роботі [20] увага приділена цілісності та міцності виводів ЕК. Виводи

представлені у вигляді балок, які можна розглядати як прямі та криві стрижні різної форми, а їх міцність визначати відомими методами опору матеріалів. Визначенням моменту, що діє на вивід і приводить до поступального та поворотного переміщення показано, що діючі напруження можуть бути достатньо великими та навіть перевищувати межу текучості матеріалу виводів, й у кінці-кінців можуть привести до руйнування виводу. В роботі показано, що найбільш впливовими факторами, які визначають надійність чарунок за вібраційних та ударних впливів, є витривалість паяних 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). Для створення оптимальної конструкції пропонується електронні компоненти розташовувати на ДП у місцях, де лінійні та кутові деформації плати мінімальні. Деформації (прогини) основи ДП розраховані методами технічної теорії пластин.

Незначна кількість робіт та нормативних документів-стандартів описує напружено-деформований стан друкованих плат, який виникає в процесі виготовлення основи друкованих плат та монтажу електронних компонентів.

Стандарт [27, 28] встановлює загальні вимоги і норми конструювання для формування виводів та встановлення електронних компонентів на друковані плати при конструюванні і виробництві електронної апаратури з міркувань забезпечення тепловідводу в процесі пайки і не вказує вимог щодо забезпечення міцності друкованих вузлів і зменшення деформацій спровокованих самою пайкою.

З іншого боку, основи друкованих плат можуть мати викривлення одразу після виготовлення [29] і на такі плати може здійснюватись монтаж електронних компонентів. В стандарті [30] застосовують дві характеристики для оцінки площинності друкованих плат: згин і скручування. Однак слід зазначити, що в результаті деформації друкованої плати, або розрівнювання деформованої плати із встановленими компонентами, в останніх виникають напруження, які, досягнувши деякого значення, можуть порушити нормальну роботу виробу. На відміну від стандартних методів, важливим є не тільки вимір ступеня деформованості основи друкованої плати, а й врахування передачі деформації від основи друкованої плати

до електронних компонентів змонтованих на ній.

У роботі [10] пропонуються методи зменшення, якщо не уникнення виникнення, деформацій за рахунок проєктування рисунка нанесення покриття: баланс міді, симетричність покриття, імерсійні покриття тощо. Використання несиметричної структури веде до неприпустимо великого згину плати, а плата з хорошим балансом міді по всій поверхні істотно знижує величину деформацій. Такий підхід зменшення деформування основи друкованих плат на етапі проєктування не враховує подальший вплив монтажу електронних компонентів на їх поверхні і умови монтажу самої плати в корпусі ЕА, та умови експлуатації останнього.

Існує багато повідомлень про крихке руйнування між шаром Ni–P (фосфор) і припоєм, що призводить до низьких показників міцності паяного з'єднання [31]. Оцінка характеристик паяного з'єднання в залежності від товщини шару Ni приводить до висновку, що більш товстий шар Ni має кращі показники міцності паяного з'єднання.

Розтріскування ламінованої поверхні ДП під контактними площадками, відоме як кратери, є проблемою надійності, пов'язаною із механічним або термічним навантаженням [32]. Тестування на рівні паяних з'єднань проведені як в статичному так і циклічному режимі навантаження вказують на те, що ці два режими навантаження не корелюють. Встановлено, що різні механізми деградації мають значний вплив на цей режим руйнування, причому як термічний, так і вплив вологості демонструють зменшення експлуатаційних характеристик ламінату.

У роботі [33] моделювання НДС для плат різних типорозмірів при любых способах їх закріплення в блоках ЕА показує, що при теплових впливах відбувається викривлення плати, що супроводжується її згином. Рекомендовано застосовувати модель, основу на методі скінченних елементів, яка враховує розташування і кріплення ЕК до плати. Ця модель дозволяє визначати найбільш навантажені зони, в яких можливе утворення і розвиток дефектів, в тому числі і латентних. Цей метод може призвести до точних результатів тільки в тих випадках, коли математична модель відображає реальні умови експлуатаційного

навантаження, а використовувані фізико-механічні характеристики досить точні.

Стаття [34] пов'язана з проектом ЄС Euripides Eureka BOB (Board on Board), в якому подано розробку, проєктування, впровадження та валідацію інноваційної конфігурації друкованих плат у 2.5D розташуванні, яка розроблена для збірок із високою щільністю компонентів і має відповідати вимогам щодо надійності в жорстких умовах експлуатації та ремонтпридатності. Звести до мінімуму вплив механічних навантажень є одним із пріоритетів цієї нової конструкції, де висока щільність компонентів відбувається з обох сторін конфігурації друкованої плати. У цьому документі пропонується, як простий приклад одного з можливих способів досягнення цієї мети, здійснювати тестування на вібрацію, включаючи моделювання вібрації в ANSYS, для оптимізації компонування під час процесу проєктування друкованої плати. Ця процедура в цілому підходить для використання в першу чергу при проєктуванні будь-якої друкованої плати, де можна запобігти можливим ускладненням через вплив механічних навантажень на надійність нещодавно розроблених конструкцій.

При розрахунках на міцність конструкцій із шаруватих полімерних композиційних матеріалів за допомогою пакетів скінченно-елементного аналізу, таких як ANSYS, з використанням звичайних об'ємних скінченних елементів є необхідність у побудові моделі зі зведеними фізико-механічними характеристиками [35].

Експлуатація ЕА в широкому температурному діапазоні з циклічними впливами, внаслідок різниці коефіцієнтів лінійного і об'ємного теплового розширення різних конструктивних елементів з різних матеріалів, викликає появу циклічних напружено-деформованих станів, що призводять до втомних змін в таких елементах конструкції, як провідники, металізація перехідних отворів, паяні і клейові з'єднання, напівпровідникові кристали, плати і підкладки. Саме вони призводять до руйнувань електричних ланцюгів і відмов після певного часу роботи [36].

В [37] досліджено зміни мікроструктури та міцності на зсув паяних з'єднань поверхневого монтажу під час термічного старіння та термоцикування. Під час

термоциклування в обох паяних з'єднаннях з'являються тріщини, а міцність на зсув знижується.

Напружений і деформований стани зазвичай можна вивчити з більшою точністю, ніж оцінити небезпеку цих станів. Іншими словами, з двох основних етапів оцінки міцності, якими є встановлення напруженого і деформованого стану, а також відповідних температурних полів та оцінка небезпеки, тобто розрахунок на міцність, другий етап є менш вивченим, ніж перший [38].

До особливостей методів розрахунку на міцність можна віднести те, що не враховується вплив деградації властивостей матеріалу внаслідок накопичення пошкоджень, при аналізі НДС розглянутих елементів конструкцій.

Головною метою усіх розрахунків довговічності є визначення здатності матеріалу чинити опір втоми. Розрахунок деформацій протягом періоду експлуатації зазвичай пов'язаний з процесом виникнення тріщин (моделювання розвитку дефектів) з урахуванням зміни граничних умов в даному елементі конструкції і перестроювання розрахункової сітки при зміні розмірів дефекту [39], в той час як розрахунок напружень враховує повний життєвий цикл виробу і не розрізняє процесів виникнення і зростання тріщин [40].

Для проектування конструкцій та моделювання НДС ЕА звичайним стало використання програмних комплексів [39–45]: CAD-систем (Computer-Aided Design) і CAE-систем (Computer-Aided Engineering). Прикладами CAD-систем являються такі продукти, як AutoCAD, Revit, SolidWorks, SCAD, Ліпа, CAE-систем – ANSYS, NASTRAN, ABAQUS. Вказані системи засновані на використанні методів скінченних елементів. Використання цих систем дозволяє підприємствам істотно економити матеріальні і тимчасові витрати на натурних випробуваннях макетів виробів за умови достатньої точності і достовірності у виборі фізико-механічних характеристик матеріалів і прикладених навантажень.

Основною технологією отримання механічних та електричних нероз'ємних з'єднань у ЕА залишається на сьогоднішній день пайка або зварювання [46–51]. Завдяки механічному зв'язку, який представляє собою жорстке і нерухоме защемлення, виникає взаємодія між елементами конструкцій, яка створює передумови

для виникнення та передачі деформацій у всіх ланках механічного зв'язку. Такі деформації та, відповідно, напруження виникають в результаті дії як експлуатаційного навантаження так і під впливом конструктивно-технологічного виконання, і слід зазначити, що саме вони не рідко виявляються причиною руйнування електричних ланцюгів та втрати працездатності електронних вузлів і модулів.

В роботі [52] метод скінченних елементів пропонується для визначення напружень в паяних з'єднаннях кулькових сітчастих масивів (BGA) на реальному електронному виробі для типового типу навантаження (тобто згинання друкованої плати).

Розповсюдженим випробуванням на міцність паяних з'єднань є випробування на зсув [53], а в роботі [54] подано тест на витягування штифта як ефективний спосіб оцінки міцності паяного з'єднання друкованої плати. Міцність ПЗ оцінюється різним рівнем деформації, типом контактної площадки, фазою життя друкованої плати та ефектом накопичення різних станів. Метод скінченних елементів використовується для аналізу того, чи впливає матеріал друкованої плати на міцність ПЗ. Встановлено, що міцність друкованої плати чутлива до технологічного процесу виготовлення, зокрема термічного циклювання.

Експериментальні результати [55] показали достовірну різницю в характерному руйнівному навантаженні між кремнієвою частиною ($P_0 = 21,2$ Н, модулем Вейбулла $m \approx 2,6$) і частиною з металевим шаблоном ($P_0 = 8,6$ Н, $m \approx 12,3$). Механіка руйнування та фрактографічний аналіз, а також моделювання процесу навантаження методом скінченних елементів допомогли прояснити вплив металевих контактів на загальну поведінку руйнування Si-чипів.

На практиці проблема утворення кратерів на контактних площадках друкованих плат є поширеною в компонентах BGA. У роботі [56] метод аналізу скінченних елементів використовувався для вивчення розподілу напружень і деформацій контактної площадки, коли одна площадка BGA піддається певному натягу.

Міцність на згин BGA, зібраних на друкованих платах, порівнюється із зразками подвійної консольної балки. Аналіз напруженого стану у друкованій платі

здійснено методом скінченних елементів [57].

Комерційно доступне програмне забезпечення, засноване на раніше добре налагоджених алгоритмах, таких як скінченна різниця в часовій області, метод скінченних елементів, метод моменту тощо, вимагає багато часу для проведення аналізу в межах заданої точності [58].

Постійна тенденція подальшої мініатюризації електронних пристроїв у технологіях друкованих плат вказала на необхідність вбудовування компонентів, як на основну стратегію проектування [5]. Надійність друкованої плати залежить від функціональності вбудованих компонентів, а також від їхньої структурної цілісності. У цій роботі було перевірено двохосьову міцність металізованих кремнієвих мікросхем. Із використанням методу скінченних елементів зроблено висновок, що концентрація напружень в міжфазній зоні під час навантаження викликає попередні тріщини, які можуть діяти як критичні дефекти при збільшенні навантаження, таким чином викликаючи руйнування для дуже чітко визначеного діапазону навантажень.

Слід зазначити, що використання CAD-систем і CAE-систем не дивлячись на відносну швидкість та простоту використання потребує детального та максимально наближеного до реальної конструкції моделювання, що не завжди є досяжним на практиці враховуючі широкий асортимент конструкцій та компоновки друкованих плат, а також фактичний розкид їх фізико-механічних характеристик.

Завершуючи аналіз існуючих методів оцінки міцності ЕА, слід відмітити, що відомі теорії та методи оцінки міцності не завжди можуть об'єктивно оцінювати працездатність конструкцій, які представляють собою структурно-складні багатозв'язкові механічні системи і спроби розрахунку їх напружено-деформованого стану часто приводять до неточності рішень і компрометують найсучасніші методики розрахунку в умовах нестабільності фізико-механічних характеристик використовуваних матеріалів і технології виробництва та сучасної тенденції до зменшення ваги і отримання більшої щільності монтажу в малих габаритах виробів електронної апаратури [17, 25, 59, 60, 61]. Тому оцінка та забезпечення міцності ЕА на сьогодні повинна здійснюватися тільки в умовах

напружено-деформованого стану наближеного до експлуатаційного із коефіцієнтами запасу міцності, які не допускають перевищення допустимих значень міцності та жорсткості досліджуваних конструкцій.

1.2 Методи дослідження динамічних процесів в механічних системах електронної апаратури з урахуванням дії експлуатаційних навантажень

Розрахунок деталей і конструкцій на динамічне навантаження є набагато складнішим, ніж розрахунок на статичне. Складність полягає, з одного боку, в більш складних методах визначення внутрішніх зусиль і напружень, що виникають від дії динамічного навантаження, а з іншого – в більш складних методах визначення механічних властивостей матеріалів при динамічному навантаженні [17, 59]. Наприклад, при дії ударного навантаження багато матеріалів, які при статичній дії виявлялися пластичними, працюють як крихкі. При багаторазово повторюваному змінному навантаженні міцність матеріалу різко знижується. Вплив прискорень деталей на напружений стан матеріалу враховується введенням так званих сил інерції, запозичених з курсу теоретичної механіки. Відомо, що якщо тіло рухається з прискоренням, то на нього передаються сили (тиск) від інших тіл, а за законом рівності дії і протидії воно передає на ці тіла рівні прикладеним силам, але протилежні за напрямом, реакції названі силами інерції. Це міркування можна застосувати до кожного елемента тіла, що рухається з прискоренням; цей елемент буде передавати на прилеглі частини матеріалу зусилля, рівні так званим «силам інерції».

Загальний метод розрахунку на динамічне навантаження заснований на відомому з теоретичної механіки принципі Д'Аламбера [62]. Принцип Д'Аламбера дозволяє динамічні завдання зводити до статичних. Знайшовши сили інерції, можна без всяких обмежень застосовувати метод перетинів і для визначення напружень використовувати рівняння рівноваги. Якщо ж визначення прискорень, а, значить і сил інерції, важко, як, наприклад, при ударі, коли прискорення залежить

від деформації, то для визначення динамічних напружень і деформацій використовується закон збереження енергії. Правда в цьому випадку розрахунок є досить наближеним.

Основними параметрами будь-якої конструкції з позиції реакції на динамічне навантаження є маса, коефіцієнт пружного опору (жорсткість) та коефіцієнт непружного опору (демпфування) [17, 59]. При аналізі впливу вібрацій на конструкції модулів та блоків ЕА останні представляють у вигляді системи із зосередженими параметрами, в якій задані маса виробу, елемент жорсткості у вигляді пружини і елемент непружного опору у вигляді демпфера. Таким чином, створюються коливні системи із скінченною кількістю інерційних та пружно-дисипативних параметрів (рис. 1.3). Число ступенів вільності конструкції залежить від ступеня її спрощення, тобто модель повинна певною мірою відображати реальну конструкцію і бути досить простою для дослідження.

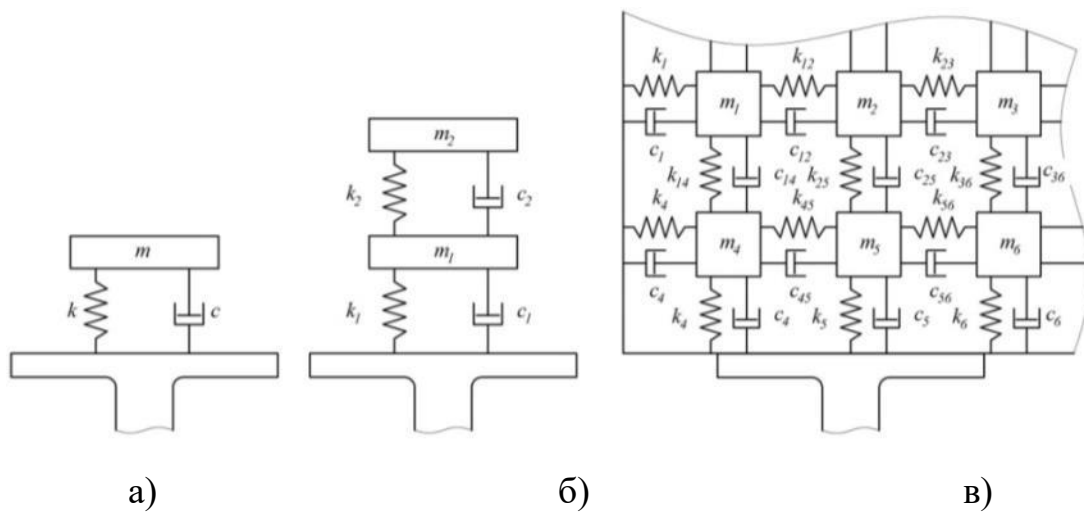


Рис. 1.3. Коливні системи: а) одного; б) двох; в) багатьох ступенів вільності

Складність створення таких моделей пояснюється тим, що і елементи несівних систем ЕА, такі як деталі конструкції корпусу і друковані плати мають свої резонанси і підвищені на них деформації і напруження. Нарешті, вібрації передаються від ДП через місця кріплення до електронних компонентів, які також можуть мати свої резонанси і підвищені на них вібрації. У цій багатомасовій коливній системі кожен елемент виступає і як маса, і як жорсткість, і як збудник і

як гаситель коливань, причому зі збільшенням амплітуди коливань в них можуть втягуватися сусідні деталі та елементи, змінюючи, таким чином, параметри коливної системи: маси, жорсткості, демпфування.

Відомі роботи, в яких приведено моделювання друкованих плат, як коливної системи. В [21–23] форма коливань ДП описана із використанням теорії коливань пластин:

$$m \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial t^2} + D(1 + j\gamma) \left[\frac{\partial^4 w(x, y, t)}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w(x, y, t)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w(x, y, t)}{\partial y^4} \right] = m \frac{\partial^2 z_0(t)}{\partial t^2}, \quad (1.1)$$

де $w(x, y, t)$ – динамічні прогини; m – зведена маса, D – циліндрична жорсткість пластини; γ – коефіцієнт механічних втрат матеріалу; j – уявна одиниця; t – час.

Знайдені з цього рівняння прогини $w(x, y)$ дають можливість знайти кутові деформації:

$$\delta\Theta_x = \frac{\partial[w(x, y)]}{\partial x}, \quad \delta\Theta_y = \frac{\partial[w(x, y)]}{\partial y} \quad (1.2)$$

та напруження у виводах ЕК. Описані програмні модулі систем автоматизованого розрахунку міцності, витривалості, деформації і надійності виводів ЕК та їх паяних з'єднань.

У попередніх публікаціях автора та групи співавторів [18, 19], що також працювали над даною тематикою, була здійснена спроба виконання вібраційного аналізу, зокрема визначення форм коливань та розрахунку власних частот коливань друкованих плат, із використанням елементів теорії коливань пластин [59]. У розробленій моделі зазначені об'єкти представлені у вигляді однорідних прямокутних пластин, тобто геометричних об'єктів, у яких товщина h не менше, ніж в п'ять разів менша довжини l і ширини b .

На рис. 1.4 подано схематичне представлення пластини, яка піддається деформації згину під час коливань. В тілі пластини 1 виділено серединну площину 2. Серединна площина ділить товщину h пластинки навпіл. Прямокутна система координат в пластині орієнтована так, що осі X та Y лежать в серединній площині, до якої вісь Z є перпендикулярною.

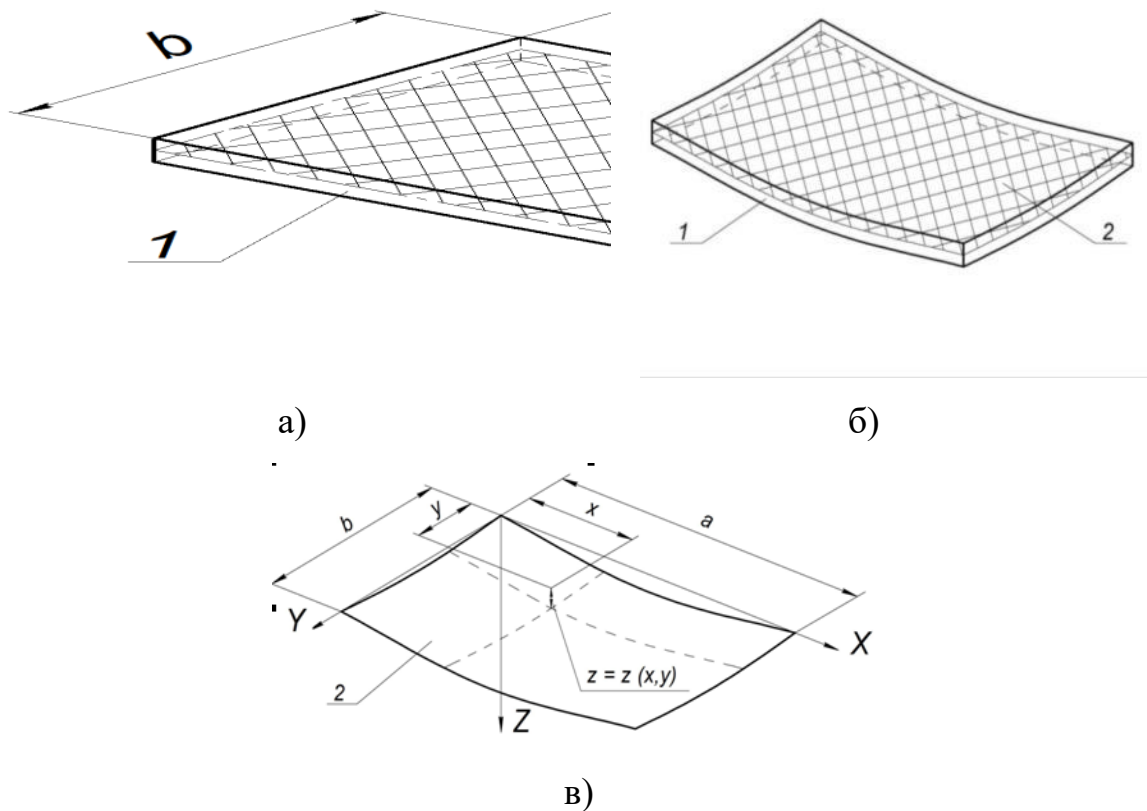


Рис. 1.4. Схематичне представлення пластини: а) у вихідному стані; б) у деформованому стані; в) розрахункова схема деформації серединної площини пластини (1 – пластина; 2 – серединна площина)

Під дією поперечного рівномірного інерційного навантаження, пластина вигинається і серединна площина перетворюється в серединну пружну поверхню, яка ділить пластину на розтягнуту і стиснуту зони, подібно до того, як в балках – на нейтральні волокна і нейтральну вісь перетину.

Як і для балок, вертикальні переміщення точок серединної поверхні називаються прогинами пластини і позначаються літерою z (див. рис. 1.4, в). Вони вважаються малими порівняно з товщиною пластини h .

Як і для балок, з точністю до другого порядку можна вважати, що волокна серединної поверхні при деформації (згині) пластини не змінюють своєї довжини, тобто подібно нейтральній осі і нейтральним волокнам балки серединна поверхня є нейтральною поверхнею і всі точки серединної поверхні при деформації отримують переміщення в напрямі осі Z . Подібно до гіпотези плоских перетинів [59] в теорії згину балок, в теорії згину пластин приймається кінематична гіпотеза

або гіпотеза прямих нормалей, відповідно до якої площини, які були нормальними до серединної площини пластини до її деформації, залишаються нормальними до неї і після деформації.

Картина деформацій пластини схожа на картину деформацій балки, але пластина деформується в двох площинах – XZ та YZ одночасно.

Точки, що належать серединній площині, з точністю до малих другого порядку, отримують тільки вертикальні переміщення, а саме – прогин z , а точки віддалені від серединної площини по вертикалі отримують не тільки вертикальні переміщення, а й горизонтальні, розкладені на переміщення – в напрямі осей X та Y .

Відповідно до гіпотези прямих нормалей, кожна з нормалей до серединної площини при деформації останньої переміщається в просторі, як абсолютно жорсткий відрізок, рівний товщині пластинки h , тобто щоб визначити положення всіх точок деформованої пластини потрібно в кожній точці серединної поверхні побудувати перпендикуляри довжиною $h/2$.

Таким чином, якщо отримано рівняння серединної поверхні $z = z(x, y, t)$, то знайдені положення всіх точок пластини, а значить за законом Гука можна знайти всі напруження і вирішувати питання міцності із застосуванням теорій міцності. Основним питанням є знаходження функції $z = z(x, y, t)$, тобто основного рівняння для пластини.

Виведення цього рівняння, засноване на викладених гіпотезах, досить громіздке і його можна знайти у [4].

Диференціальне рівняння деформації при коливанні пластини має вигляд:

$$D \left(\frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 z}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} \right) + m \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = 0, \quad (1.3)$$

де $m = \frac{\gamma}{g} H$ – погонна маса; $D = \frac{Eh^2}{12(1-\mu^2)}$ – циліндрична жорсткість пластини; E –

модуль пружності матеріалу пластини, Н/м²; μ – коефіцієнт Пуассона.

Рішення рівняння (5.44) для випадку, коли всі краї пластини вільно оперті:

$$z(x, y, t) = w(x, y) e^{j\omega_0 t}. \quad (1.4)$$

Амплітудна функція $w(x, y)$, яка називається власною формою коливань пластини, визначена виразом:

$$w(x, y) = A_{u,f} \sin(u\pi x / a) \sin(f\pi y / b), \quad (1.5)$$

де a, b – довжина і ширина пластини; f, u – число півхвиль синусоїди в напрямі осей X та Y , відповідно.

Відповідно до (1.5) (рис. 1.5), будь-яка пряма, паралельна осі X , перетворюється в синусоїду, яка містить в інтервалі $(0, a)$ f півхвиль ($f = 3$), а пряма, паралельна осі Y – u півхвиль ($u = 2$).

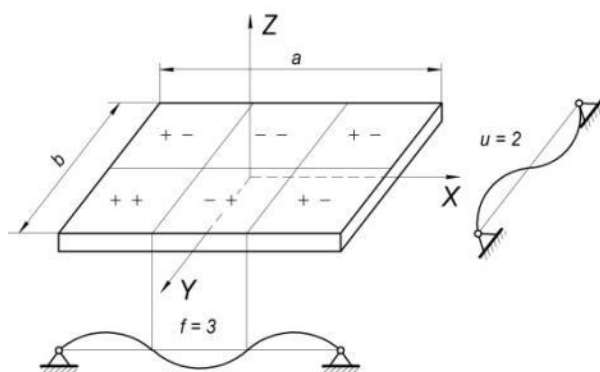


Рис. 1.5. Розрахункова схема пластини і можливі форми її коливань

Вузловими лініями пластина розбита на шість ділянок і знаки на ділянках показують напрям згину ділянок в певний момент часу: знак «+» означає згин вгору, а знак «-» вниз, причому знаки, показані зліва позначають згин в площині ZY , а праворуч – в площині ZX .

Цей розв'язок задовольняє граничним умовам на контурі:

$$z = 0 \quad \text{і} \quad \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} = 0 \quad \text{при} \quad x = 0 \quad \text{і} \quad x = a;$$

$$z = 0 \quad \text{і} \quad \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} = 0 \quad \text{при} \quad y = 0 \quad \text{і} \quad y = b,$$

які означають рівність нулю прогинів і згинальних моментів на краях (опорах) пластини.

Підстановка рішення $z(x, y, t)$ в (1.3):

$$\left(\frac{u\pi}{a}\right)^4 + 2\left(\frac{u\pi}{a}\right)^2 \left(\frac{f\pi}{b}\right)^2 + \left(\frac{f\pi}{b}\right)^4 = \omega_0^2 \frac{\rho h}{D}. \quad (1.6)$$

Власна частота коливань пластини:

$$\omega_0 = \pi^2 \left[(u/a)^2 + (f/b)^2 \right] \sqrt{D/\rho h}. \quad (1.7)$$

Поданий вираз для визначення власної частоти коливань може бути також застосований для випадку, коли прямокутна плата вільно оперта на двох протилежних краях, що в основному відповідає найбільш розповсюдженому способу установки функціональних плат. У тих випадках, коли умови закріплення пластин не задовольняють таким вимогам, застосовують наближені методи Релея, Релея–Рітца, Бубнова–Гальоркіна та ін.

З рівнянь коливань прямокутних пластин по методу Релея–Рітца для власних частот коливань [2, 3]:

$$\omega_0 = \frac{K_m K_g C h 10^5}{a^2}. \quad (1.8)$$

де C – частотна постійна; $K_m = \sqrt{\frac{E \rho_c}{E_c \rho}}$ – поправковий коефіцієнт на матеріал; E та E_c – модулі пружності матеріалу плати і сталі; ρ та ρ_c – щільність застосовуваного матеріалу і сталі, відповідно; $K_g = \frac{1}{\sqrt{1 + Q_k / Q_n}}$ – поправковий коефіцієнт на вагу компонентів плати; Q_k – вага компонентів розміщених на платі; Q_n – вага плати.

Використовуючи формули (1.7) та (1.8) розраховані значення основної частоти коливань друкованої плати із рівномірно розташованими по її поверхні електронними модулями. Для заданих параметрів: $h = 1,22$ мм; $a = 200$ мм; $a/b = 1$; $Q_k/Q_n = 1$ значення склали 75 – 83 Гц. Однак, за результатами експериментального дослідження цієї плати власна частота коливань дорівнювала 156 Гц. З чого випливає, що використання розрахункової моделі, в якій друковані плати представлені пластинами із рівномірно розподіленою масою, не дозволяє з прийнятною точністю описати динамічний стан об'єктів дослідження і навіть визначити їх власні частоти коливань [63]. Для більш точного вібраційного аналізу та оцінки напружено-деформованого стану системи «друкована плата – електронний компонент» слід використовувати інші розрахункові моделі або експериментальні методи досліджень.

В [24] Штайнберг дає практичні емпіричні формули для визначення границі втоми ЕК вмонтованих на друкованій платі ЕА на рухомих об'єктах в авіаційному та автомобільному транспорті де вона піддається дії ударів та вібрацій. Увага приділена напруженню при згині (рис. 1.6), яке відчують ПЗ та виводи. Граничне значення визначається відносним переміщенням центру ДП в 20 млн. циклах на резонансній частоті. Вібрація вважається стаціонарною за розподілом Гауса.

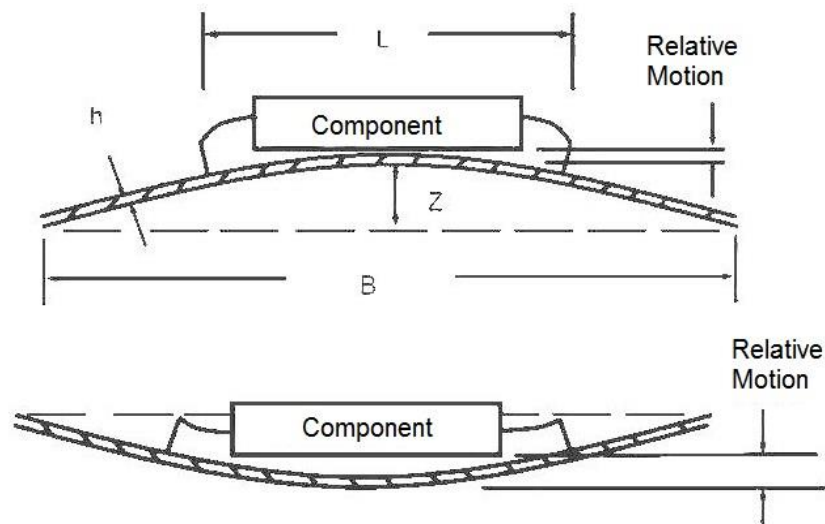


Рис. 1.6. Схема переміщення ЕК відносно ДП

Слабкою ланкою вважаються ПЗ та виводи. ДП вважається закріпленою по всьому периметру. Імперична формула визначення допустимого переміщення, яка широко застосовується в промисловості має вигляд:

$$Z_{\text{limit}} = \frac{0.00022B}{Chr\sqrt{L}}, \quad (1.9)$$

де B – довжина ДП; L – довжина ЕК; h – товщина ДП; r – відносний коефіцієнт розташування ЕК на ДП; C – коефіцієнт певного виду ЕК.

Розрахунок прогину ДП здійснюють методом скінченних елементів, в якому ДП представлена коливною системою із багатьма ступенями вільності.

Штайнберг вказує, що в певному розгляді багато ДП прагнуть бути коливною системою із одним ступенем вільності, або якщо ДП поводить себе як коливна система із багатьма ступенями вільності то найбільші напруження виникають за основною формою коливань, тому для розрахунку приймається спрощена система

із одним ступенем вільності. Тоді для визначення відносного переміщення ЕК використовується рівняння Майлса:

$$Z = \left[\frac{1}{f_0^{1,5}} \right] \sqrt{\frac{\pi}{2} Q A}, \quad (1.10)$$

де f_0 – власна частота коливання; Q – коефіцієнт підсилення; A – амплітуда спектральної густини вхідної потужності.

Рівняння використовується при збудженні основи ДП. В якості моделі прийнято спрощене представлення коливної системи як балки, в якій інерційні властивості моделі вважаються зосередженими в окремій точці, а пружні елементи приймаються безінерційними.

Число ступеней вільності залежить від типу конструкції та від потрібної точності рішення. За необхідності побудови таких моделей, як, наприклад, друкована плата із встановленими на ній ЕК, можна скористатися багато-масовою моделлю, або отримати модель системи із розподіленими параметрами.

На (рис. 1.7) наведено схематичну модель друкованої плати [25, 64], що складається із 3-х мас m_1 , m_2 , m_3 і таким чином має три динамічних ступеня вільності, оскільки три параметра Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 , визначають положення усіх зосереджених мас при їх вертикальному переміщенні. Динамічне навантаження є інерційним, тобто здійснюється завдяки коливанням опор балки.

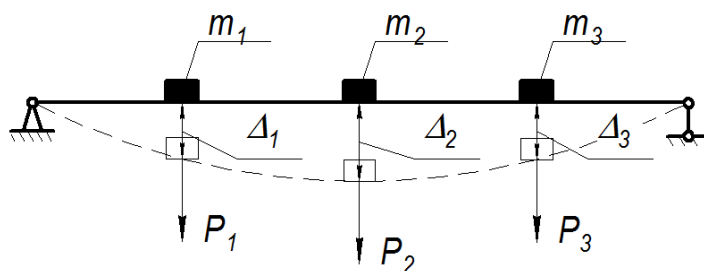


Рис. 1.7. Модель багато-масової коливної системи друкованої плати

Динамічне навантаження системи витрачається на подолання сили інерції F_i , сили пружності F_k , та сили згасання коливань F_c кожної маси. При рішенні задачі про коливання в оберненій формі із використанням методу сил, переміщення Δ виникають саме під дією сил, які дорівнюють по величині та протилежні за знаком

до сил пружності $P = -F_k$. На основі принципу суперпозиції сил, переміщення в напрямі i -го ступеня вільності дорівнює сумі переміщень за цим напрямом i ($i = 1..3$) від дії усіх сил, що діють у напрямках j ($j = 1..3$):

$$\Delta_i = \sum_j \Delta_{ij} \cdot \quad (1.11)$$

У відповідності до методу Мора переміщення кожної маси записується у вигляді канонічного рівняння:

$$\Delta_i = \sum_j \delta_{ij} P_j \cdot \quad (1.12)$$

Сила діюча у напрямку j :

$$P_j = m_j \ddot{\Delta}_j + 2n \dot{\Delta}_j - m_j a_0 \cdot \quad (1.13)$$

Підстановкою (1.13) в (1.12) рівняння переміщення для маси m_i має вигляд:

$$\Delta_i - \sum_j \delta_{ij} (m_j \ddot{\Delta}_j + 2n \dot{\Delta}_j - m_j a_0) = 0 \cdot \quad (1.14)$$

Таким чином можна записати від 1-го до n ($i = 1..n$) диференціальних рівнянь та об'єднати їх в систему. Рішення рівняння має форму:

$$\Delta_i = A_i \sin(\omega t + \varphi) \cdot \quad (1.15)$$

Для вільних коливань, тобто без врахування збурювальної сили (переносної сили інерції) та сили згасання коливань, а також побічних переміщень δ_{ij} ($i \neq j$), система диференціальних рівнянь (1.14) розпадається на окремі рівняння виключно головних переміщень δ_{ii} . Таким чином отримують відокремлені один від одного головні форми коливань, кожне з яких відбувається зі своєю власною частотою:

$$\omega_{0i} = \sqrt{\frac{1}{\delta_{ii} m_i}} \cdot \quad (1.16)$$

Поряд із цим визначення головних координат Δ_i системи з числом ступенів вільності більше 2-х викликає певні труднощі.

Для симетричних систем, як показано на (рис. 1.8), із симетрично розташованими масами можливі прямо симетричні та обернено симетричні форми коливань, при яких діючі сили будуть відповідно прямо симетричними та обернено симетричними. У цьому випадку переміщення обчислюють як групові від парних прямо симетричних або обернено симетричних одиничних сил. Побічні

переміщення, що зв'язують прямо симетричні і обернено симетричні сили, стають рівними нулю:

$$\delta_{12} = \delta_{21} = 0; \delta_{23} = \delta_{32} = 0.$$

Це також призводить до розпаду частотного рівняння на два незалежних рівняння, з яких одне дозволяє знайти частоти прямо симетричних коливань, а інше – обернено симетричних. Так як групові переміщення визначаються від дії парних одиничних сил, то відповідна маса входить в частотні рівняння з коефіцієнтом 0,5.

На рис. 1.8 подані одиничні епюри згинальних моментів M_1, M_2, M_3 .

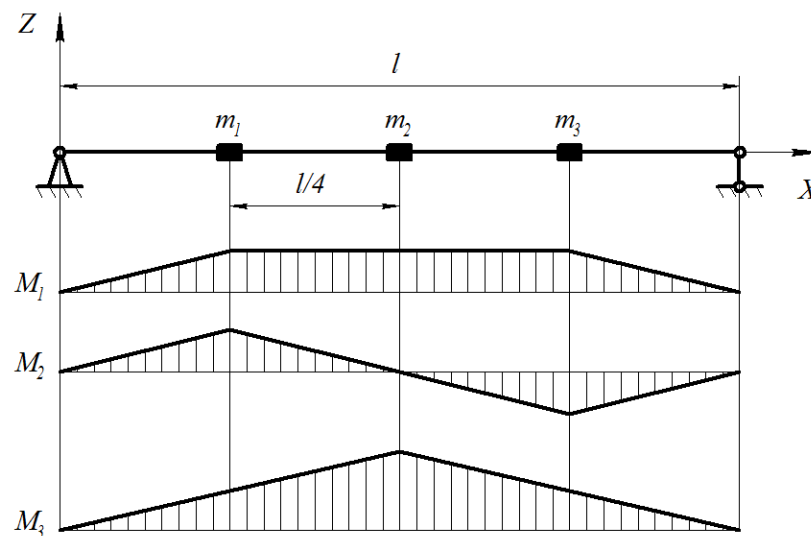


Рис. 1.8. Епюри згинальних моментів M_1, M_2, M_3

Одиничні переміщення за методом Мора:

$$\delta_{11} = \frac{l^3}{24EJ}; \delta_{13} = \delta_{31} = \frac{0,0286l^3}{EJ}; \delta_{22} = \frac{0,0052l^3}{EJ}; \delta_{33} = \frac{0,0208l^3}{EJ}. \quad (1.17)$$

Визначник для симетричних коливань:

$$\begin{vmatrix} \delta_{11} \frac{m}{2} - \frac{1}{\omega^2} & \delta_{13} m \\ \delta_{31} \frac{m}{2} & \delta_{33} m - \frac{1}{\omega^2} \end{vmatrix} = 0. \quad (1.18)$$

Відповідне частотне рівняння є квадратним рівнянням:

$$\lambda^2 a - \lambda b + c = 0, \quad (1.19)$$

де $\lambda = \omega^2$; $a = m^2 (\delta_{11} \delta_{33} - \delta_{31} \delta_{13})$; $b = m (\delta_{11} + 2\delta_{33})$; $c = 2$, рішення якого дає власні частоти симетричних коливань:

$$\omega_1 = \sqrt{\lambda_1} ; \omega_3 = \sqrt{\lambda_2} . \quad (1.20)$$

Частотне рівняння для обернено симетричних коливань:

$$\delta_{22} \frac{m}{2} - \frac{1}{\omega_2^2} = 0, \quad (1.21)$$

має рішення:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2}{\delta_{22}m}} . \quad (1.22)$$

При кількості мас $n > 3$ отримання рішення може виявитись навіть неможливим, тим більше, якщо розглядати не тільки вільні коливання, а вимушені коливання, які відбуваються під дією зовнішньої збурювальної сили, та враховувати силу згасання коливань. Тому рішення задачі визначення частот, форм власних коливань та, що більш важливо, максимальних значень динамічних нормальних напружень та прогинів коливної системи, отримують спеціальними числовими методами імітаційного моделювання.

Рівняння руху усіх точок ДП (балки) із рівномірно розподіленими інерційними параметрами [25, 64] представляють для безкінечно малого елемента довжиною dx (рис. 1.9) довільно виділеного на довжині балки l . Елемент dx здійснює вертикальні переміщення, які описуються функцією $z(x,t)$, під дією рівномірно розподіленого динамічного інерційного навантаження $f(x,t)$. В даному випадку навантаження $f(x,t)$ представляє собою переносну силу інерції і витрачається на подолання рівномірно розподілених відносної сили інерції $F_i = dm \cdot z(t)''$ і сили згасання коливань F_c та зосередженої сили пружності F_k в поперечних перерізах балки, якими вирізано елемент dx на лівій та правій грані елемента де діють сили внутрішнього опору $F_k(x,t)$ і $F_k(x+dx,t)$ та моменти внутрішнього опору $M(x,t)$ і $M(x+dx,t)$ (рис. 1.9).

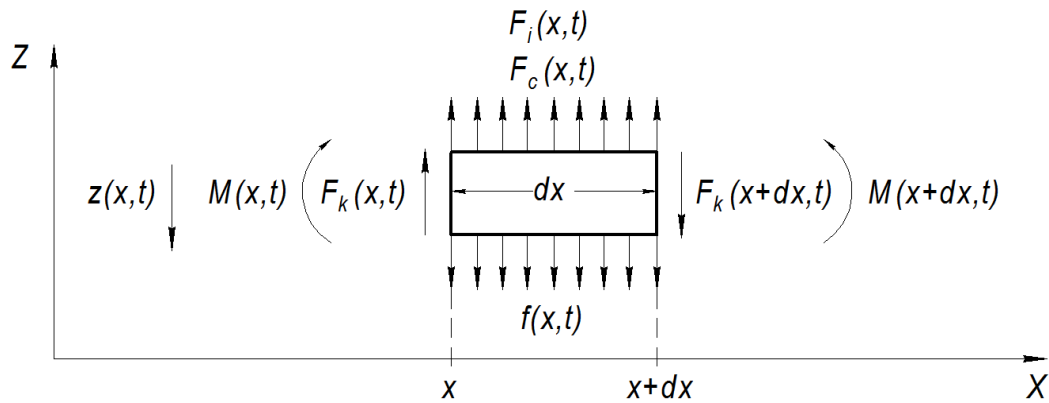


Рис. 1.9. Розрахункова схема навантаження безкінечно-малого елемента балки із рівномірно розподіленою масою

Відносна сила інерції діюча на елемент dx :

$$F_i = \rho S dx \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}, \quad (1.23)$$

де ρ – щільність; S – площа поперечного перерізу балки.

Основне рівняння динаміки елемента dx за участю усіх зазначених сил (рис. 1.9):

$$\rho S dx \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + \frac{\partial F_k}{\partial x} dx + F_c dx = f dx, \quad (1.24)$$

скороченням на dx , підстановкою $F_k(x,t) = \frac{\partial M}{\partial x}(x,t)$ та використанням диференціального рівняння зігнутої осі балки рівняння набуває вигляду:

$$\rho S \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} = f - F_c. \quad (1.25)$$

Для знаходження власної частоти коливань достатньо розглядати випадок вільних коливань, в якому права частина (1.25) приймається рівною нулю:

$$\rho S \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} = 0. \quad (1.26)$$

Рішення рівняння вільних поперечних періодичних коливань:

$$z(x,t) = A_x(x) \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.27)$$

де $A_x(x)$ – амплітудна функція осі балки, яка представляє собою форму головного коливання.

Підстановкою (1.27) в рівняння (1.26) останнє має вигляд:

$$\frac{EJ}{\rho S} \frac{\partial^4 A_x}{\partial x^4} - \omega^2 A_x = 0. \quad (1.27)$$

Характеристичне рівняння для (1.27):

$$\frac{EJ}{\rho S} \lambda^4 - \omega^2 = 0. \quad (1.28)$$

Звідки:

$$\lambda^4 = \frac{\omega^2 \rho S}{EJ}. \quad (1.29)$$

Розв'язки рівняння (1.29):

$$\lambda_{1,2} = \pm \sqrt[4]{\frac{\omega^2 \rho S}{EJ}}; \quad \lambda_{3,4} = \pm i \sqrt[4]{\frac{\omega^2 \rho S}{EJ}}.$$

Тоді рішення рівняння (6.62):

$$A_x(x) = C_1 \cos(\lambda x) + C_2 \sin(\lambda x) + C_3 \cosh(\lambda x) + C_4 \sinh(\lambda x), \quad (1.30)$$

де $\lambda = \lambda_1$; $C_1 - C_4$ – константи, які залежать від граничних умов:

$$A_x(0) = 0; A_x''(0) = 0; A_x(l) = 0; A_x''(l) = 0.$$

Тоді $C_1 = C_3 = C_4 = 0$; $C_2 \cdot \sin(\lambda l) = 0$. При $C_2 = 0$ рішення (6.65) є тривіальним, тому для $C_2 \neq 0$ приймається:

$$\sin(\lambda l) = 0. \quad (1.31)$$

Звідки слідує:

$$\lambda_j l = j\pi,$$

де $j = 1, 2, \dots$

Враховуючи вираз (1.29) власні кругові частоти поперечних коливань виражені як:

$$\omega_{0j} = \frac{j^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho S}}. \quad (1.32)$$

Для практичних цілей, таких як оцінка міцності та жорсткості досліджуваної конструкції достатньо визначення самих низьких критичних частот коливань, або навіть однієї – головної частоти, яка відповідає головній формі коливання ω_{01} при $j = 1$.

Поряд із цим знаходження динамічного напружено-деформованого стану реалізують спеціальними числовими методами імітаційного моделювання [65, 66].

Для можливості аналітичної оцінки динамічного напружено-деформованого стану ДП механічні системи із розподіленими або зосередженими інерційними та пружно-дисипативними параметрами, в моделях, спрощують до системи з одним ступенем вільності. В таких системах деякі частини системи вважаються невагомими і представляються у вигляді деформуємих безінерційних зв'язків, а інші частини, які мають масу вважаються матеріальними точками, або абсолютно твердими тілами.

Еквівалентність моделей коливних систем із розподіленою та зосередженою масою може бути досягнута рівністю їх кінетичних енергій [67], тому величина приведеної зосередженої маси $\beta \cdot m$ приймається такою, щоб її кінетична енергія:

$$T' = \beta \left(\frac{\rho S l \dot{x}^2}{2} \right), \quad (1.33)$$

дорівнювала кінетичній енергії розподіленої маси по довжині балки l :

$$T = \int_l \left(\frac{\rho S \dot{x}^2}{2} \right) dx, \quad (1.34)$$

де $\dot{x}$ – швидкість руху зосередженої маси прикладеної по центру балки; $\dot{x}_x$ – швидкість руху безкінечно малого елемента, яка залежить від його положення x по осі балки.

Звідки:

$$\beta = \frac{\int_l \frac{\dot{x}_x^2}{\dot{x}^2} dx}{l}. \quad (1.35)$$

На основі гіпотези про подібність епюр переміщень коливних систем від статичної дії ваги розподіленої m та зосередженої маси $\beta \cdot m$:

$$\frac{\dot{x}_x}{\dot{x}} = \frac{\Delta_{xcm}}{\Delta_{cm}}, \quad (1.36)$$

де Δ_{xcm} – переміщення безкінечно малого елемента dx від статичної дії розподіленої ваги системи; Δ_{cm} – переміщення центру балки від статичної дії сили ваги зосередженої маси (рис. 1.10).

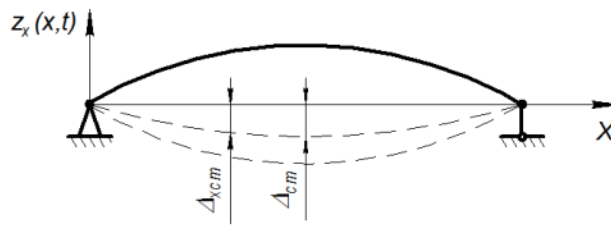


Рис. 1.10. Головна форма коливань балки з рівномірно розподіленою масою

Переміщення перерізу x :

$$\Delta_{xcm} = \frac{mg}{EJ} x \left(\frac{l^2}{16} - \frac{x^2}{12} \right), \quad (1.37)$$

а переміщення центру балки:

$$\Delta_{cm} = \frac{mgl^3}{48EJ}. \quad (1.38)$$

Підстановкою (1.37) та (1.38) в (1.36) та з врахуванням (1.35) отримують $\beta = 17/35$.

Проте, використання еквівалентної моделі коливної системи із приведеною масою можливе тільки для випадку коли маса конструкції друкованої плати рівномірно розподілена, у випадку ж багато-масової або одномасової коливної системи такий розрахунок напружень та прогинів давав би занижений результат.

В [68] дослідження стосується динамічного аналізу друкованої плати з встановленим на ній компонентом під вібраційним навантаженням. Метою дослідження є розробка аналітичної моделі для звичайних конфігурацій друкованої плати та електронних компонентів, щоб передбачити динаміку конструкцій під вібраційним навантаженням і, таким чином, вивчити вплив розташування компонентів. Як додаток, у цій статті подано аналітичну модель друкованої плати з простою опорою електронного компонента. Достовірність аналітичної моделі двох ступенів вільності демонструється шляхом порівняння результатів одержаних для випадкової вібрації із результатами моделі скінченних елементів.

У [69] для оцінки модальних характеристик плати використовується моделювання методом скінченних елементів. Великі компоненти, розміщені на

друкованої платі, такі як кристалічний генератор і деякі блоки інтегральних схем, моделюються як прості однорідні прямокутні блоки або циліндри. Модуль пружності для цих компонентів визначається експериментальним випробуванням. Форми і власні частоти коливання друкованої плати обчислюються та співвідносяться з вимірюванням за допомогою вібраційного експерименту. Показано, що це потенційний спосіб для попереднього прогнозування оцінки вібраційної надійності досліджуваного об'єкта.

У статті [70] представлена методологія моделювання, яка використовує еквівалентне статичне навантаження для моделювання механічної реакції вібруючих електронних структур при збудженні в резонансі. Математичне виведення еквівалентного статичного навантаження було повністю розроблено з використанням простих механічних теорій. На основі цього еквівалентного навантаження був проведений статичний аналіз скінченних елементів, підтверджений експериментами та динамічним моделюванням скінченних елементів. Використання методу еквівалентного статичного навантаження, на відміну від динамічного аналізу, дозволяє критично враховувати нелінійні механічні властивості паяних з'єднань в обчислювально ефективному моделюванні.

Надійність на рівні плати може представляти велике значення для автомобільних електронних компонентів, коли вони піддаються впливу середовищ, схильних до вібрації [71]. Однак відсутність галузевого стандарту для тестування вібрації на рівні плати створює кілька проблем у створенні добре охарактеризованої тестової установки. Ця стаття має на меті співвіднести напруження від автомобільних модулів до напруження друкованих плат шляхом вимірювання спектру вібрації друкованих плат. Експерименти та моделювання показують, що лазерний доплерівський віброметр забезпечує хорошу кореляцію з акселерометрами мікроелектромеханічних систем. Цей підхід до перевірки надійності дає змогу перенести результати перевірки надійності з лабораторії на термін служби компонентів після того, як вони будуть вбудовані в кінцеве обладнання для застосування.

У статті [72] проаналізовано стійкість до вібрації та конструктивну оптимізацію плати керування бурової установки. Спочатку для пошуку слабких ланок у друкованій платі використовувалися аналіз якісних та кількісних відмов, їх наслідків і критичності та аналіз дерева несправностей. За результатами аналізу встановлюється точна спрощена модель для основних компонентів, включаючи слабкі ланки, і виконується модальне моделювання та модальні тести. Ключові параметри впливу отримано шляхом порівняльного аналізу та вивчення амплітудно-частотних характеристик. Нарешті, положення чутливого до напружень і деформацій джерела в реальному виробничому середовищі визначається за допомогою динамічного імітаційного аналізу випадкової вібрації моделі скінченних елементів. Отримані результати можуть стати основою для оптимізації антивібраційного дизайну друкованих плат.

У дослідженні [73] експериментально та використанням методу скінченних елементів було досліджено вплив локалізованої маси та жорсткості компонентів на резонансні характеристики друкованої плати. Для плат з невеликою кількістю паяних компонентів показано, що ефект маси переважає над ефектами жорсткості, а власна частота знижується в порівнянні з чистою друкованою платою. Також показано, що форми сигналів обох плат практично ідентичні. Отримано хорошу узгодженість скінченно-елементних моделей друкованих плат з експериментальними результатами. Точність моделей скінченних елементів і зміна резонансної поведінки, пов'язана зі зміною кількості компонентів на друкованій платі, підкреслюють потенціал розробників для отримання певного контролю над динамічними характеристиками друкованої плати. У роботі також розглядався тільки один тип конфігурації збудження і, отже, один набір граничних умов.

У статті [74] представлено аналітичне рішення для вирішення динамічної проблеми електронних вузлів, що піддаються ударним і вібраційним навантаженням. Рішення вперше було сформульовано для отримання характеристик вільних коливань, першої власної частоти і форми коливань електронного вузла. Отже воно знайшло своє застосування для вирішення задач вимушених коливань ударних і гармонічних основних збуджень. Результати цієї

аналітичної моделі були порівняні із експериментально виміряними даними та аналізом скінченних елементів. Нарешті, результати цього рішення були використані для вивчення впливу геометричних конфігурацій електронної структури на втомні характеристики електронних виробів, що піддаються механічним ударам і гармонійним коливанням.

В [75] побудовано математичну модель для дослідження вібраційних коливань друкованих плат блоків управління транспортом. Для отримання залежностей використовувалися методи нелінійної механіки, зокрема, метод Ван дер Поля і поняття хвильового руху. Враховано вплив зовнішніх і внутрішніх факторів на коливальні процеси в друкованій платі. Отримані результати свідчать про те, що, незважаючи на вихідні параметри впливу на друковану плату, амплітуда її коливань під час роботи машини приймає постійне значення. Величина амплітуди стійких коливань шару плати залежить від фізико-механічних характеристик плати і її складових.

У дослідженні [76] представлено аналітичне обговорення випадкових вібраційних навантажень, що прикладаються до друкованих плат, оснащених компонентами поверхневого монтажу. Електронний вузол моделюється за допомогою теорії багатошарових пластин, де плата, шар припою та компонент концептуалізуються як еластичні прямокутні пластини. Подальші напруження і потенційне руйнування шарів паяного шва внаслідок випадкового вібраційного навантаження ретельно вивчаються, поряд з вивченням того, як проблемні параметри, такі як ширина плати і накладені граничні умови, впливають на значення напружень в паяних з'єднаннях. Результати, отримані в результаті аналітичного розв'язку, показують, що напруження припою, викликані випадковими вібраціями, зменшуються в більш коротких з'єднаннях, що підвищує їх надійність. Результати даного дослідження підтверджують результати, отримані за допомогою скінченно-елементного моделювання, тим самим підтверджуючи аналітичний підхід.

У [77] за допомогою експериментального підходу, досліджується проблема оцінки та співвідношення несправності, викликані інтенсивними вібраціями, з одним макроскопічним параметром, таким як локальне прискорення плати,

кривизна або деформація поверхні. Друковані плати, заповнені сіткою електронних компонентів (20 різних і 32 ідентичних типів компонентів), піддані вібраційним випробуванням, показали, що існує дуже хороша кореляція між кривизною плати (та її поверхневою деформацією) та несправностями. Робота також показує, що для тестованих тут компонентів вібраційне прискорення плати не можна використовувати для прогнозування руйнування компонентів.

У [78] розглядається використання базового інструменту – методу скінченних елементів для точного дослідження динамічних характеристик друкованої плати та уникнення дорогих методів тестування, які потребують апаратного забезпечення. Тут визначаються та підтверджуються нормальні режими та частотні характеристики друкованої плати за допомогою випробування на вібрацію. Перевірена модель використовується для прогнозування реакції на випадкову вібрацію. Результати також перевіряються за допомогою вібраційного тесту друкованої плати. В [79] достовірність аналітичної моделі двох ступенів вільності коливної системи, що моделює друковану плату, показана порівнянням із результатами розрахунку виконаного методом скінченних елементів.

У [80] плата складається з ламінованої міді та епоксидного скла FR-4. Для оцінки модальних характеристик використовується моделювання методом скінченних елементів. Великі компоненти, розміщені на друкованій платі, такі як кристалічний генератор і деякі блоки інтегральних схем, моделюються як прості однорідні прямокутні блоки або циліндри. Модуль пружності для цих компонентів визначається експериментальним випробуванням. Форми і власні частоти колювання друкованої плати обчислюються та співвідносяться з вимірюванням за допомогою вібраційного експерименту. Показано, що це потенційний спосіб для попереднього прогнозування оцінки вібраційної надійності досліджуваного об'єкта.

Комбінована температура та вібрація є типом тестування, який відтворює середовище ближче до фактичного робочого середовища в автомобільному транспорті. В статті [81] виміряні та детально проаналізовані комплексні динамічні

реакції ДП, наприклад, прискорення, деформації та напруження. Фізико-механічні характеристики складної друкованої плати, отримані за допомогою випробувань на розтяг та згин, використовують в якості вхідних параметрів для моделювання вібрацій на основі модального аналізу. Результати показали, що збільшення відстані між точками фіксації ДП збільшує значення власних частот. Для кількох конфігурацій плати визначені найбільш обмежені області поверхні, що може бути корисним під час процесу складання конфігурації із найменшими обмеженнями. В літературі дуже мало даних про високо-циклічну втому паяних з'єднань.

Загалом, низько-циклічна втома, спричинена термоцикуванням, є основною проблемою для надійності технології поверхневого монтажу для вузлів електронної апаратури, але високо-циклічна втома, спричинена вібрацією, сприяє значному впливу, особливо на застосування в автомобілях, військовій і авіаційній промисловості. У статті [82] динамічні властивості масиву пластикової кулькової сітки (PBGA) охарактеризовані за допомогою експериментального модального тестування та аналізу методом скінченних елементів. Основа друкованої плати (без монтажу ЕК) та друкована плата зі встановленими модулями PBGA були протестовані та проаналізовані окремо, щоб можна було визначити вплив модулів PBGA на динамічні властивості друкованої плати. Виявлено, що встановлення модулів PBGA на друковану плату збільшує жорсткість ДП. Також наведено результати перевірки надійності вузла PBGA під дією вібрації постійної амплітуди. Було виявлено, що збірка PBGA була вразливою до вібрації, а втомна поломка завжди відбувалася на кутових кульках припою модуля PBGA.

У наш час, особливо важливо мати повні знання про параметри використовуваних матеріалів. В рамках статті [83] описано вимірювальний стенд та метод визначення характеристик вібровідповіді, який є дешевшим стандартного методу, що базується на скануючому лазерному віброметрі. Запропоновано використовувати стенд для визначення змін жорсткості в широкому діапазоні температур (наприклад від -20 до 130 °C).

У пошуках ключових параметрів, які можуть вплинути на результат вібраційного випробування на рівні плати, важливо оцінити вплив факторів на

основні вібраційні характеристики друкованої плати [84]. Резонансну частоту та максимальні переміщення, які можна пов'язати з деформацією та швидкістю деформації під час випробування на вібрацію на рівні ДП отримують із прискорення під час розгорнутого синусоїдального збудження на вібростенді. Моделювання методом скінченних елементів використовується для розрахунку режиму резонансу та форм коливання. Після оцінки вібраційних характеристик основи друкованої плати, включаючи невеликі варіації друкованої плати, обговорюється монтаж компонентів. За допомогою чисельного моделювання визначається перша резонансна частота як функція типу та розміру друкованого вузла. Результати показують, що потрібна детальна специфікація друкованої плати. Крім того, стандарт тестування на вібрацію на рівні ДП повинен включати вібраційні характеристики всієї друкованої плати.

Автомобільні вимоги в даний час не обмежуються лише високими температурами, але все більше і більше вимог спрямовані на вібрацію та більш високі значення прискорення через пряме встановлення електронних блоків керування на двигуні. Тестування температурного циклу та комбіновані методи випробувань досліджувалися протягом тривалого часу, але література щодо вібраційного моделювання є дуже бідною порівняно з тепловими моделями, такими як Арреніус, або моделями на основі термомеханічного типу, такими як Кофін-Менсон. У статті [85] подано застосування моделі Штейнберга до ДП заповнених танталовими конденсаторами. Наведено експериментальні результати з різними g -рівнями синусоїдального збудження; тоді як з іншого боку виконано моделювання методом скінченних елементів, а результати підставлено в модель Штейнберга щоб визначити параметри моделі.

У дослідженні [86] запропонована нова методологія структурного проектування друкованих плат на основі теорії деформацій для космічної електроніки, щоб компенсувати недоліки традиційної теорії Штейнберга. Крім того, було досліджено методику скінченно-елементного моделювання на основі теорії деформацій, яка забезпечує надійне та швидке рішення структурного проектування електроніки. Ефективність запропонованої методології

підтверджено випробуваннями на втомну довговічність.

1.3 Захист виробів електронної апаратури від дії динамічних навантажень

По відношенню до об'єктів, які піддаються впливу вібрацій застосовують два поняття: вібраційна стійкість та вібраційна міцність. Вібростійкість визначає ступінь чутливості техніки до динамічних навантажень. Вона характеризується значеннями амплітуд, прискорень і частот вібрації, при яких не порушується нормальне функціонування апаратури. Віброміцність визначає здатність техніки витримувати без руйнування тривалі вібраційні навантаження, вона характеризується максимальними амплітудами прискорень, власними частотами коливання апаратури і її окремих елементів, демпфувальними властивостями матеріалу конструкції і тривалістю дії вібраційного випробування.

Як свідчить наведений вище огляд для проведення перевірочних розрахунків на пружні коливання із урахуванням напрямку впливу вібрацій виділяють деталі і вузли, що мають найбільші деформації, вибирають розрахункові моделі, розраховують власні частоти, визначають навантаження і порівнюють отримані значення із границями міцності обраних матеріалів, при необхідності приймають рішення про підвищення міцності конструкції.

Для збільшення віброміцності в конструкції окремих елементів вводяться додаткові кріплення, ребра і рельєфи жорсткості, видавлення, використовуються матеріали з високими демпфувальними властивостями, демпфувальні покриття.

Зовнішні вібраційні впливи часто задаються досить вузьким діапазоном частот. В правильно сконструйованій апаратурі власна частота коливання конструкції не повинна перебувати в діапазоні частот зовнішніх впливів. Хоча будь-яка конструкція володіє декількома значеннями власних частот, однак розрахунок виконується тільки для нижчих значень, оскільки деформації конструкцій в цьому випадку будуть максимальними. Якщо нижнє значення

власної частоти входить в діапазон зовнішніх впливів, то конструкцію допрацьовують з метою збільшення її власної частоти і виходу з діапазону частот зовнішніх впливів [87].

Вібрації, спрямовані ортогонально до площини друкованої плати, поперемінно згинають [59] її і впливають на міцність встановлених на ній електронних компонентів. Якщо компоненти вважати жорсткими, то згинатися будуть їх виводи. Як показано вище (п.1.1, п.1.2) більшість відмов компонентів відбувається через поломки паяних з'єднань виводів з платою. Найбільш жорсткі дії мають місце в центрі плати. Приклеювання компонентів до плати значно покращує надійність паяних з'єднань. Захисне лакове покриття товщиною 0,1...0,25 мм жорстко фіксує компоненти і збільшує надійність ЕА. Механічні напруження в паяних з'єднаннях від впливу вібрацій можна зменшити: збільшенням резонансних частот, що дозволяє зменшити прогин плати; збільшенням площі контактних площадок, що підвищує міцність зчеплення контактної площадки з платою; підгинанням і укладанням виводів компонентів на контактну площадку, що збільшує довжину і міцність зчеплення паяного з'єднання; зменшенням добротності плати на резонансі, її демпфуванням багат шаровим покриттям лаку.

Під впливом вібрацій можливо відгвинчування кріпильних елементів, для запобігання якого вводять фіксатори, збільшують сили тертя, встановлюють кріплення на фарбу, тощо. При виборі методів фіксації кріпильних елементів повинні враховуватися такі міркування: забезпечення міцності з'єднання при заданих навантаженнях і кліматичних впливах; швидкість виконання з'єднання, його вартість; наслідки, до яких призведе відмова з'єднання; термін служби.

Слід брати до уваги можливість заміни зношених або пошкоджених деталей, використовувати замість гвинтових пар швидко-сполучувані елементи: петлі, засувки тощо. Болти повинні бути орієнтовані головкою вгору, щоб при відгвинчуванні гайки болти залишалися на установчому місці. Рекомендується застосовувати кілька великих кріпильних деталей замість великого числа малих. Число обертів, необхідних для затягування або відпускання гвинта, має бути не менше 10.

При коливаннях конструкції можуть руйнуватися при навантаженнях, значно менших граничної статичної міцності матеріалів через появу мікротріщин, на зростання яких впливають особливості кристалічної структури матеріалів, концентрації напружень в кутах мікротріщин, умов навколишнього середовища. По мірі розвитку мікротріщин поперечний переріз деталі послаблюється і в певний момент досягає критичної величини – конструкція руйнується [32, 58, 88, 89].

Якщо маса виробу не є критичним фактором, то конструкцію зміцнюють, використовуючи матеріали із запасом міцності, уникають введення отворів, надсічок, зварних швів, ведуть розрахунки конструкцій методом найгіршого випадку [90]. Конструктивну цілісність апаратури і захист від механічних впливів забезпечує конструкційний матеріал, який повинен задовольняти заданим механічним і фізичним властивостям, володіти легкістю в обробці, корозійною стійкістю, низькою вартістю, мати максимальне відношення міцності до маси, тощо. Залежно від складності несівну конструкцію виконують у вигляді єдиної деталі, або сполученої, що включає декілька деталей, об'єднаних в єдину конструкцію рознімними або нерознімними з'єднаннями. В сучасній апаратурі із застосуванням мікросхем маса несівних конструкцій досягає 70 % від загальної маси ЕА. Основний шлях до зменшення маси виробів – полегшення несівних конструкцій при одночасному забезпеченні ними вимог міцності і жорсткості [5, 88].

Термін служби конструкції при дії вібрації визначається числом циклів до руйнування, яке може витримати конструкція при заданому рівні механічного навантаження. Втомні характеристики матеріалів виявляються на групі зразків при знакозмінному періодичному навантаженні [24, 88].

Серед багатьох відомих методів захисту електронної апаратури від дії зовнішніх факторів, зокрема деформацій, вібрацій, ударів, широкого діапазону температур та перепадів атмосферного тиску, можна виділити методи, які працюють за такими принципами як ізоляція та/або поглинання вказаних факторів, наприклад: герметизація в жорсткому корпусі; герметизація заливкою або покриттям; віброізоляція і вібродемпфування [91], тощо.

Більш повно питання теорії і практики віброзахисту приладів і машин розглянуті

в шеститомному довіднику [88]. Цими роботами [92] та іншими підготовлена база для розробки методів оцінки стійкості ЕА до механічних впливів, а також науково обґрунтованих методів захисту від них.

Представлення несівних конструкцій електронної апаратури як коливних систем з одним ступенем вільності дозволяє усвідомити ідею віброзахисту і віброізоляції. Збурення коливань може бути або силовим, або кінематичним. Але, обидва ці випадки описуються одними і тими ж рівняннями і мають однакові амплітудно-частотні характеристики. Ми просто розглядаємо дві точки зору на одну й ту саму проблему і необхідні рішення можна знайти, розглядаючи амплітудно-частотні характеристики (без згасання та зі згасанням коливань). Так як лише пружини стикаються з основою, то єдиною силою яка передається туди або звідти може бути сила пружності пружин (при відсутності демпфування). Якби не було пружини, тобто жорсткість пружини $k = \infty$, то вся сила збурювання передавалися б від основи на прилад або навпаки. А в ідеальному випадку, в якому ця сила не передавалася б, жорсткість пружини k повинна дорівнювати нулю, тобто основа і маса повинні бути взагалі відокремлені один від одного, що практично неможливо. Існує ствердження [91], що чим менше жорсткість пружини, та, крім того, чим більше відношення частоти коливання ω до власної (резонансної) частоти коливання ω_0 , тим менше коефіцієнт передачі вібрацій.

З фізичної точки зору це означає, що у випадку коли $\omega/\omega_0 < 1$, сила і рух знаходяться у фазі. При дуже малій частоті вимушених коливань або руху опори кінець пружини переміщається вгору і вниз дуже повільно, і вантаж масою m слідує (повторює) цей рух та сама пружина залишається стиснутою на статичне переміщення. Далеко за резонансом ($\omega/\omega_0 \gg 1$) нижній кінець пружини рухається настільки швидко, що вантаж не встигає слідувати цьому руху і залишається в спокої, а тоді відносний рух буде такий же, як рух нижнього кінця. Тому пружини намагаються робити якомога м'якшими (звичайно, не до такої міри, щоб вантаж їх стиснув і «сів» на основу) і відводять частоти експлуатації або захисту в зарезонансну область, хоча б на 30 % вище резонансних частот.

У разі застосування пружин і демпферів передача сили відбувається не тільки за рахунок сили пружності пружини, але і за рахунок сили згасання коливань (дисипації

енергії коливального руху), та ці сили знаходяться не в фазі, а під кутом 90° .

Таким чином, для забезпечення віброзахисту або віброізоляції незалежно від виду збурення (силового або кінематичного) параметри системи обирають такими, щоб власна частота коливань системи була значно меншою частоти збуджуючої сили. Дія вібрації на об'єкт, що захищається, або основу зменшиться, якщо частота вібрацій буде більше в $\sqrt{2}$ раз вищою за частоту вільних коливань тіла, причому, чим менше демпфування в системі, тим ефект віброзахисту або віброізоляції вище. Втім, останнє твердження має обмежений характер, так як при меншому демпфуванні будуть великими амплітуди при резонансі, що вкрай небажано, і крім того із врахуванням нелінійних факторів це часто не підтверджується, тому на практиці демпфування майже завжди бажано.

Якість амортизації визначається коефіцієнтом вібропередачі [25, 88], тобто відношенням амплітуд віброшвидкостей або віброприскорень виробу до аналогічних параметрів вібрацій основи, до якої кріпиться виріб. Природно, що цей коефіцієнт залежить також від співвідношення частоти збуджуючих коливань до власної частоти коливань виробу на амортизаторах.

У зв'язку з тим, що сучасна ЕА, яка експлуатується на рухомих об'єктах, крім вібрацій піддається і ударам, то створення або підбір амортизаторів, які б ефективно захищали апаратуру і від ударів і від вібрацій є достатньо складним завданням, бо такий амортизатор повинен задовольняти ряду вимог, які між собою не узгоджуються.

Зазвичай все різноманіття амортизаторів ділять на три групи в залежності від власної частоти [91]. До першої низькочастотної групи належать амортизатори, у яких власна частота коливань при номінальному навантаженні, яке діє в осьовому напрямі, не перевищує 3–4 Гц; до другої – середньо-частотної – 8–10 Гц, і до третьої – високочастотної – 20–25 Гц.

Звичайно, можуть бути і амортизатори спеціального призначення. Всі вони повинні стійко працювати при віброперевантаженнях до 15 g і ударних прискореннях до 12 g. Бажано, щоб конструкція амортизатора мала можливість установки і роботи, як в опорній так і в підвісній схемах установки виробів, а також під кутом.

Деякі фірми при проєктуванні ЕА користуються узагальненими наближеними

даними, наведеними в таблицях 1.1–1.3, запозиченими з різних джерел.

Таблиця 1.1 – Характеристики вібрацій, що діють на ЕА, встановлену на рухомих об'єктах

Джерело вібрації	Характеристика вібрацій
Транспортні засоби колісного типу	Частоти збуджуючих коливань підвіски машини 2–10 Гц, кузова 8–15 Гц, прискорення 1 g, частоти збудження двигуна 20–60 Гц
Транспортні засоби гусеничного типу	Ударно-порушувані вібрації в діапазоні частот 400–700 Гц, амплітуда коливань на низьких частотах $\pm 0,25$ мм
Корабель	Частоти збуджуючих коливань і прискорення кормовій частині 2–35 Гц, 0,05–0,5 g
Літак	Частоти збудження 3–500 Гц, амплітуда коливань $\pm 3,8$ мм на низьких частотах. Акустичні вібрації з частотою до 130 кГц на рівні 150 дБ вище звукового порогового рівня
Керовані снаряди	Частоти збуджуючих коливань 30–5000 Гц, прискорення 5–30 g. На ділянці резонансу можливі прискорення до 40 g. Акустичні вібрації з частотою до 10 кГц на рівні 130 дБ вище звукового порогового рівня

Таблиця 1.2 – Параметри вібрацій, що діють на ЕА при транспортуванні

Умови транспортування	Частота збуджуючих коливань, Гц	Прискорення, g	Амплітуда, мм	
			низькі частоти	високі частоти
Автомобіль	2–3	3	180	80
	15–40	1	1,1	0,15
Залізна дорога	2	1,5	25	–
	100	2	–	0,05
Морський транспорт	1–50	0,4–2	До 10	$\leq 0,2$
Повітряний транспорт	3–500	0,2–20	> 3	$\leq 0,2$

Таблиця 1.3 – Значення параметрів вібраційних і ударних впливів на ЕА

Вид ЕА	Параметр вібрації			Лінійне прискорення, g
	частота, Гц	прискорення, g	удар, g	
Автомобільна	2–80	4–1	10	6
Напівстаціонарна	2–80	4–1	20–75	–
Переносна	2–80	6–3	100–200	–
Літакова	3–400	2–10	5–10	6–9
Корабельна	5–35	1,5	7–12	–
Прецизійна	10–2000	10	50	–

Слід підкреслити, що неправильний вибір амортизаторів або невірне їх використання, а також неправильне розташування і кількість відносно виробу, визначення інерційних і пружно-дисипативних характеристик, а також частот збудження може принести не користь, а шкоду і збільшити діючі на об'єкт вібрації

в порівнянні з тими, які мали б місце до використання амортизаторів.

Конструкції і розміри амортизаторів нормалізовані. За конструкцією і матеріалами, використаними для пружних і демпфувальних елементів амортизатори підрозділяються на наступні групи [88, 93]: резино-металеві; пружинні з повітряним демпфуванням; пружинні з фрикційним демпфуванням; суцільнометалеві, зі структурним демпфуванням. Повні дані про амортизатори можна знайти в спеціальній літературі.

Практика успішного застосування амортизаторів показує, що власна частота блоку ЕА повинна бути хоча б в три рази більше резонансної частоти системи амортизації. При просторовому навантаженні на швидкісних літаках і ракетах амортизатори слід розташовувати в площині, що проходить через центр ваги ЕА.

В роботі [93] вказана необхідність зменшення маси електронної апаратури космічних кораблів за рахунок вдосконалення їх конструкцій, розглянуті антивібраційні пристрої для ДП в корпусах та запропоновано використання антивібраційних стрижнів замість антивібраційних рам. Запропоновано прогнозування вібраційного відклику ДП з ЕК на вібрації під час зльоту для уникнення резонансу та проведено розрахунки методом скінченних елементів і їх порівняння з даними отриманими під час вібротестування.

У роботі [94] описуються вібрації що передаються на електронні блоки та їх компоненти під час зльоту космічного апарату, також описуються відмови що виникають під дією термічних, ударних та вібраційних навантажень через втому, дефекти плат, тріщини у паяних з'єднаннях а також пошкодженню корпусу електронного блоку, вказуються причини обриву провідників внаслідок прогину друкованої плати під час вібрацій. Пропонується встановлювати віброізолятор між несівним модулем та вантажем тим самим зменшуючи передачу вібрацій при запуску ракети.

У роботах [95, 96] показана низька ефективність традиційних віброізоляторів для захисту електронного обладнання. Пропонується новий підхід що базується на врахуванні динамічних властивостей та відклику відповідальних компонентів ЕА і полягає в оптимальному підборі пружних та амортизуючих властивостей

віброізоляторів що дозволяє мінімізувати їх вібрації.

У теорії коливань двомасових систем показується, що можна за допомогою однієї з мас, що коливаються протифазно, гасити коливання іншої, пов'язаної з нею пружиною. На цьому заснована робота динамічного згашувача коливань [97].

В попередніх роботах автора та колективу співавторів одна із розрахункових схем [18, 98] представляла друковану плату як ще одну коливну систему, що знаходиться в складі іншої коливної системи, у вигляді дискретної моделі з двома ступенями вільності.

Рух такої двох-масової коливної системи описано системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 (\ddot{z}_1 - \ddot{z}_0) + k_1 z_1 + k_2 (z_1 - z_2) + c_1 \dot{z}_1 + c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) = 0 \\ m_2 (\ddot{z}_2 - \ddot{z}_0) + k_2 (z_2 - z_1) + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0 \end{cases}, \quad (1.39)$$

де m_1 – маса друкованої плати представленої твердим тілом встановленим на пружно-дисипативній опорі вузла кріплення із коефіцієнтом жорсткості k_1 та коефіцієнтом опору коливанням c_1 ; m_2 – зосереджена маса друкованої плати, пружно-дисипативна опора якої моделює пружно-дисипативні властивості самої плати із коефіцієнтом жорсткості k_2 та коефіцієнти опору коливанням c_2 ; z_i ($i = 1, 2$) – переміщення мас m_i ; $z_0 = Z_0 \sin \omega t$ – гармонічні коливання, які генеруються платформою вібростенда.

Рішення рівнянь (7.4) подано у вигляді:

$$\begin{cases} z_1 = U_1 \cos \omega t + V_1 \sin \omega t \\ z_2 = U_2 \cos \omega t + V_2 \sin \omega t \end{cases}, \quad (1.40)$$

Вирази для визначення відносної амплітуди коливань $\bar{Z}_n = Z_n / Z_0$ зокрема, для маси m_2 , яка моделює зосереджену масу друкованої плати:

$$\bar{Z}_2 = \frac{D_1 m_2 \omega^2}{D_2}, \quad (1.41)$$

де

$$\begin{cases} D_1 = k_1 + k_2 - m_1 \omega^2 + c_1 \omega^2 + c_2 \omega^2, \\ D_2 = (k_1 + k_2 - m_1 \omega^2) \cdot (k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2 - c_1 c_2 \omega^2 + \\ + \omega \left[(c_1 + c_2)(k_2 - m_2 \omega^2) + c_2 k_1 - c_2 (k_2 - m_1 \omega^2) \right]. \end{cases}$$

Проте, оскільки пружно-дисипативні опори для мас m_1 та m_2 підтримують одну і ту саму масу m_2 , яка представляє собою зосереджену масу друкованої плати (балки), то модель коливної системи (рис. 1.11) повинна представляти одну масу m_2 встановлену на послідовно з'єднаних пружно-дисипативних опорах встановлених на вібруючій основі. Тобто визначення амплітуди коливань $\bar{Z}_2$ маси m_2 (7.8) відносно маси m_1 повинно здійснюватись при $m_1 = 0$. Графік залежності відносної амплітуди коливань $\bar{Z}_2(k_1)$ отриманий в умовах резонансу ($\omega = \omega_0$) показано на рис. 1.11.

Отримана аналітичним обрахунком залежність $\bar{Z}_2(k_1)$ (рис. 1.11) вказує на наявність коливань друкованої плати у всьому діапазоні k_1 навіть в умовах $k_1 < k_2$, причому $\bar{Z}_2 > 1$, що спростовує припущення про можливість застосування пружно-дисипативних опор, жорсткість яких менша жорсткості друкованих плат, з метою виключення або зменшення коливань останніх.

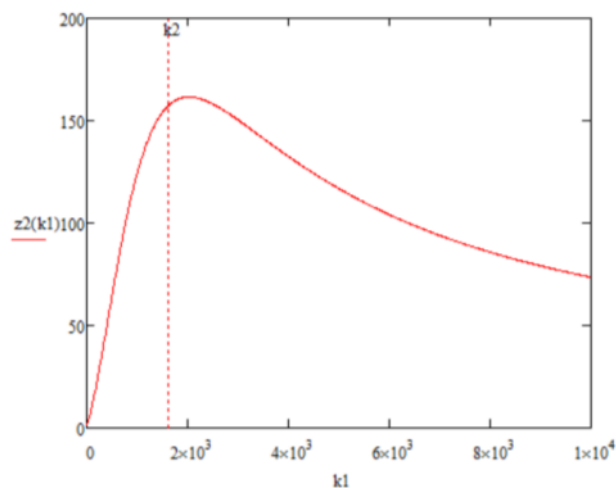


Рис. 1.11. Залежність відносної амплітуди коливань плати встановленої на пружно-дисипативних опорах від жорсткості останніх

На рис. 1.12 показано використання методу збільшення конструктивного демпфування “Particle impact damping” (PID) [99] шляхом розміщення сипучих твердих тіл у контейнері, прикріпленому до центру друкованої плати, що піддається

вібраційному впливу. Сипучі тіла поглинають кінетичну енергію конструкції та перетворюють її на тепло через непружні зіткнення між собою та корпусом.

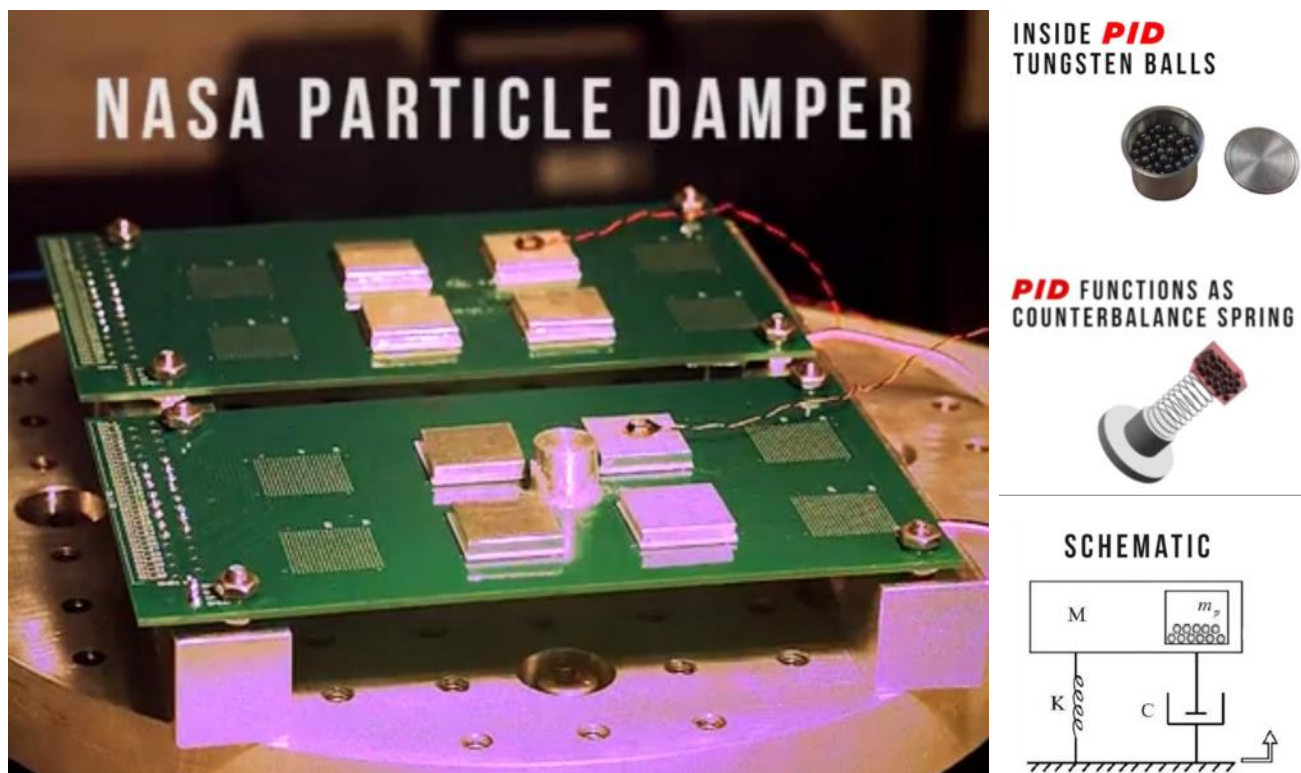


Рис. 1.12 Динамічний згашувач коливань із сипучими тілами

В [100] вказано, що демпфування сипучих твердих тіл є ефективним методом контролю пасивної вібрації. В [101] запропоновано динамічний аналіз такої системи для визначення модально чутливої області ДП. Потім методом дискретних елементів виконується розрахунок енергоспоживання системи частинок: для розробки моделі демпфера сипучих твердих тіл оптимізовано такі параметри, як розмір тіл і швидкість наповнення, а також визначено оптимальну схему встановлення демпфера.

У статті [94] обговорюється техніка, яка використовується для зменшення рівнів переміщення друкованої плати в середовищі випадкової вібрації. Довільні вібраційні випробування проводяться шляхом кріплення друкованої плати на нейлонових прокладках, а результати порівнюються з аналогічними результатами випробувань, отриманими при встановленні друкованої плати на гумових прокладках. За результатами тестування виявлено, що гумові прокладки зменшили

рівень прискорення на 66 відсотків і переміщення на 63 відсотки.

Автомобілі піддаються різноманітним гармонійним вібраційним навантаженням, які генеруються двигуном на різних рівнях обертів у робочих умовах. Зіткнення з резонансними частотами друкованої плати в межах діапазону робочих частот може призвести до пошкодження друкованої плати через великі генеровані амплітуди. Щоб уникнути резонансної ситуації, слід змінити частоту зовнішнього збудження або власну частоту компонента. У практичних ситуаціях власна частота змінюється шляхом зміни жорсткості, а не маси. Це можна зробити, змінивши граничні умови (опору), додавши ребра жорсткості, змінивши товщину елементів жорсткості або використовуючи більш жорсткий матеріал, тощо. У [102] демонструється аналіз вільних коливань при згині посиленої друкованої плати здійснений методом скінченних елементів. Плата, яка розглядається для аналізу, знаходиться всередині електронного блоку керування двигуном автомобіля, який встановлено біля двигуна де виникають максимальні вібрації.

Захист від вібрації чутливого електронного обладнання, яке працює в суворих умовах, часто покладається на пружні кріплення. Традиційна оптимальна конструкція віброізоляції від гармонійної вібрації базується на компромісних властивостях амортизації та жорсткості кріплень і спрямована, загалом, на розширення частотного діапазону, в якому відбувається згасання, з урахуванням розмірів несівної конструкції ЕА. Така конструкція зазвичай передбачає використання сильно демпфованих віброізоляторів. Тим не менш, надійність електронних приладів залежить не тільки від рівня вібрації, яку відчуває корпус електронної апаратури, але також, і в першу чергу, від вібраційних реакцій внутрішніх компонентів, які часто надзвичайно чутливі в широкому діапазоні частот. Однак традиційний підхід повністю ігнорує наявність таких компонентів. Сильно демпфовані віброізолятори призводять до поганої віброізоляції в високочастотному діапазоні, який зазвичай містить резонансні частоти для критичних внутрішніх компонентів і, отже, недостатній для підтримки безвідмовного вібросередовища для електронного обладнання. Запропонований в [90] підхід до розробки зосереджується насамперед на динамічних властивостях і

відгуках критичних внутрішніх компонентів електронного пристрою. У цьому випадку важкий та жорсткий блок електронної апаратури розглядається та використовується як ступінь віброізоляції першого рівня (механічний фільтр низьких частот) відносно чутливих внутрішніх компонентів. Оптимально підібрані пружні та амортизаційні властивості віброізоляторів мінімізують вібрацію, яку відчують важливі внутрішні компоненти.

Відомі пристрої [103, 104], в яких зменшення амплітуди вібрацій пропонується досягати або збільшенням жорсткості друкованої плати, або шляхом забезпечення амортизаційних механізмів. Збільшення жорсткості друкованих плат кріпленням до корпусу блоків електронної апаратури, як і самих корпусів, жорстким болтовим з'єднанням до конструктивних елементів платформ, та збільшення жорсткості конструкції друкованої плати застосуванням ребра жорсткості для зменшення деформацій плати характеризується збільшенням маси та об'єму виробів та тією властивістю, що вони не виключають коливання плат, оскільки останні повторюють коливання корпусу, які далі передаються на встановлені на платі електронні компоненти і у випадку їх резонансного збудження приводять до механічного руйнування.

Амортизаційні механізми/методи зазвичай інтегрують в'язко-еластичний матеріал у саму плату. Однак модифікації плат з використанням в'язко-еластичного матеріалу, як правило, не підходять для плат, які вже були спроектовані та виготовлені. Крім того, в'язко-пружні демпфувальні механізми не достатньо ефективні для частот більше 50 Гц, їх важко орієнтувати в певному режимі, і вони суттєво залежать від температури і займають багато місця [104].

В [105] пропонується пристрій, в якому демпфування забезпечується утворенням гнучкого елемента зовнішнього електромонтажу як демпфувального вузла сумісно із паралельно розташованими друкованими платами, де розсіювання енергії відбувається за рахунок деформації різнорідних матеріалів гнучкого елемента зовнішнього електромонтажу, тертя між складовими дротами та ізолюючими матеріалами. Проте технічна регламентація, проектування та визначення ефективності такого вузла є ускладненими через властивості використовуваних

матеріалів.

В [106] зменшення динамічних вібрацій пластинчастих елементів конструкцій пропонується за рахунок активної взаємодії п'єзоелектричних компонентів з ортотропною структурою.

В [4] зазначено, що коефіцієнт механічних втрат, тобто коефіцієнт пропорційності – частина яку дисипативна сила складає від сили пружності ДП може бути в межах 0,027-0,07 і його велика доля лежить в з'єднаннях.

Слід зазначити, що в теперішній час практично відсутні роботи присвячені демпіруванню в з'єднаннях конструкцій ЕА.

На закінчення дамо деякі рекомендації щодо вибору відповідних амортизаторів і монтажу на них ЕА. Для захисту від вібрацій слід застосовувати амортизатори з власною частотою 7–10 Гц, а для захисту від удару – більш жорсткі амортизатори з частотою 25–35 Гц. При проєктуванні системи амортизації слід дотримуватися правила раціонального монтажу, щоб координати центру ваги, що захищається в максимальному ступені збігалися з центром жорсткості системи амортизації. Для зменшення вібрацій виробів в області резонансу слід застосовувати амортизатори з великим демпфуванням. У зарезонансній області збільшення демпфування мало сприяє зменшенню вібрації. Віброізолюючі властивості самої ЕА повинні починати проявлятися після частот збудження в 1,3–1,4 рази більші, ніж власна частота амортизації.

В [107] розглянуто взаємодоповнювальні способи підвищення стійкості електронних апаратів (ЕА) до дії ударів і вібрацій, які є основними дестабілізуючими факторами. Під час ударів і вібрацій в елементах ЕА і, передусім, у контактах виникають незворотні зміни, які закінчуються руйнуванням. Дослідження показують, що саме комплексний підхід забезпечення стійкості елементів ЕА, який означає одночасне застосування декількох відомих засобів підвищення стійкості ЕА до ударів і вібрацій дає найкращі результати.

З огляду на результати розглянутих досліджень привертає увагу оцінка впливу конструкторсько-технологічних особливостей несівних конструкцій електронної апаратури на виникнення та передачу статичних та динамічних деформацій в процесі

виготовлення та експлуатації та розроблення ефективних методів зменшення цих деформацій шляхом раціонального добору пружно-дисипативних параметрів механічних зв'язків, між конструктивними елементами, що виявляються ланками передачі деформацій, як всередині так і ззовні несівних конструкцій електронної апаратури.

1.4 Методи експериментального дослідження деформацій деталей та вузлів електронної апаратури

Натурні конструкції електронної апаратури представляють собою складні багато-зв'язні коливні механічні системи, в яких кожен з елементів є і жорсткістю і масою і збудником і гасителем коливань. І спроби визначити за креслеником такої конструкції, яка не має вивчених аналогів, кількісні характеристики мас, жорсткостей, демпфування, що входять у вигляді коефіцієнтів в рівняння для розрахунку форм і частот коливань, часто виявляються невдалими. Це приводить до неточності рішень і компрометує найсучасніші методики розрахунку. Тому велике значення мають експериментальні дослідження.

1.4.1 Добір методів визначення параметрів напружено-деформованого стану елементів конструкцій

У загальному та спеціальному застосуванні існує низка експериментальних методів, які дозволяють визначати напружений стан деталей та вузлів. Однак вони не завжди можуть застосовуватись для дослідження напруженого стану конструкцій електронної апаратури з причин малогабаритності елементів, непрозорості середовища, або інших особливостей конструювання та експлуатації.

Серед методів вимірювання, що застосовуються для оцінки напружено-деформованого стану об'єктів, можна виділити наступні групи: рентгенівські, поляризаційно-оптичні, муарових смуг, крихких покриттів, гальванічних покриттів і тензометрії [108].

Використання рентгенівських променів для оцінки напруженого стану в металах і сплавах засноване на явищі дифракції рентгенівських променів при

проходженні через кристалічну решітку досліджуваного матеріалу [109–111]. Метод є непридатним для матеріалів з некристалічною структурою, для вимірювання пластичних складових деформацій, для вимірювання одночасно в декількох точках. Обмежує вживання даного методу для дослідження ВЕ і порівняно висока вартість устаткування.

Поляризаційно-оптичні методи можливо використовувати лише для дослідження напруженого стану елементів конструкцій електронної апаратури на моделях, виготовлених із прозорого матеріалу [108, 112]. При дослідженні об'ємного напруженого стану значно ускладнюється техніка експерименту, знижується точність визначення окремих компонентів напружень. Разом з тим метод на сьогодні недостатньо розроблений для дослідження пружно-пластичних деформацій.

Електричні тензометри [113] діляться за принципом дії на тензометри опору (тензорезистори), індуктивні, ємнісні, п'єзоелектричні і індукційні.

Індуктивні тензометри [114] в даний час мають базу до 0,5 мм. Однак їх габаритні розміри і вага ще досить великі, щоб їх можна було використовувати при дослідженнях міцності мініатюрних ВЕТ.

Індукційні [115, 116] та п'єзоелектричні тензометри використовуються тільки для вимірювання динамічних деформацій. В роботі описані методики та апаратура для дослідження статичної міцності. Але вони не знайшли ще широкого застосування у практиці тензометрування.

Ємнісні тензометри [117] можуть використовуватися в електроніці в основному в якості безконтактних чутливих елементів перетворювачів механічних величин (тиску, що крутять моментів, вібрацій, точного вимірювання лінійних розмірів). На сьогодні їх застосування для вимірювання статичних деформацій обмежена, так як зміна ємності багато в чому залежить від діелектричної проникності повітряного зазору. Зміна його вологості і чистоти вносить значні похибки в вимірювання.

Електролітичні тензометри [113, 118] через значні габарити і недостатню стабільність характеристик не можуть використовуватися в електронній техніці.

Тензорезистори набули широкого поширення в техніці вимірювання

деформацій завдяки можливості вимірювання деформацій при різних розмірах бази, починаючи з десятих часток міліметра, дистанційного виміру на великому числі точок в широкому діапазоні частот і температур. Вони можуть бути придатні для оцінки напружень і деформацій елементів конструкцій електронної апаратури. Однак специфіка роботи електронної апаратури і застосовуваних в них нових композитних матеріалів унеможливорює пряме перенесення електротензометрії із загального і спеціального машинобудування в електронну апаратуру.

Кожен з описаних методів має певні переваги і недоліки і може бути найкращим в конкретних умовах. Стосовно специфіки виробів електронної апаратури широке застосування для дослідження напружень і деформацій може отримати метод електротензометрії, що має найменші обмеження в порівнянні з кожним із наведених методів. Хоча необхідним є доопрацювання методу для подолання таких проблем як відсутність метрологічних характеристик тензорезисторів, наклеєних на композиційні матеріали, погана адгезія цих матеріалів до класичних клеїв, критичність багатьох мікроелементів до температури термообробки тензоклеїв, та виконання завдань розробки технології препарування ЕК, закріплення виводів, струмознімання, температурного тарування, компенсаційних схем, та доопрацювання вимірювальної апаратури для можливості вимірювання малих деформацій.

1.4.2 Добір методів неруйнівного контролю та діагностики технічного стану елементів конструкцій

В електроніці та обчислювальній техніці у зв'язку із їх комплексною мікромініатюризацією вимоги до якості і надійності паяних з'єднань безперервно збільшуються і однією з важливих задач забезпечення їх міцності та надійності є застосування та вдосконалення методів діагностики паяних з'єднань. Так державними стандартами [8, 9] обумовлено низку методів контролю якості паяних з'єднань. Проте застосування цих методів, як показує практика, не завжди забезпечує надійне відбраковування неякісних ПЗ.

Основним критерієм, за яким може бути оцінена якість ПЗ, є величина перехідного опору $R_{ПЗ}$. Однак, при виробництві електронної апаратури оцінка ПЗ за цим критерієм викликає значні труднощі або виявляється неможливою. Це пояснюється

малою величиною перехідного опору $R_{ПЗ} \leq 100$ мкОм і залежністю величини $R_{ПЗ}$ від параметрів електричної схеми, що призвело до пошуку вторинних ознак, які б характеризували основний критерій якості ПЗ – $R_{ПЗ}$, до яких, в першу чергу, відносять: характер поведінки розплавленого припою і його взаємодії з паяними поверхнями; стан (зовнішній вигляд, зернистість, колір і т.д.) поверхні припою після лудіння і пайки; характер, розміри і форма дефектів; зусилля, що витримують ПЗ при випробуваннях на руйнування.

До останнього часу ці непрямі ознаки досить повно характеризували якість ПЗ. Однак, впровадження комплексної мініатюризації різко ускладнило електронну апаратуру. Зокрема, значно збільшилася кількість ПЗ, зменшилися їх геометричні розміри. Так, площа контактної ділянки під мікросхеми в корпусах SOIC, PLCC становить $1,7 \text{ мм}^2$ і менше. Все це призвело до того, що перераховані критерії перестали забезпечувати надійне відбракування неякісних ПЗ. У зв'язку з цим були продовжені пошуки більш інформативних вторинних критеріїв якості ПЗ і розробка на їх основі методів неруйнівного контролю (НК) [119]. Загальна класифікація методів НК наведена в державному стандарті [120]. Проте застосування цих методів, як показує практика, не завжди забезпечує надійне відбракування неякісних ПЗ.

У ряді розглянутих робіт [121, 122] висловлені припущення про можливість застосування для контролю якості ПЗ електрофізичних методів, заснованих на реєстрації електрофізичних параметрів, що несуть інформацію про якість і надійність об'єкта. Відповідно до [123] до електрофізичних методів відносять: електропараметричний, шумовий, акустико-емісійний, екзоелектронної емісії, фотовідповідних та рекомбінантних випромінювань. Для контролю якості ПЗ використовуються електропараметричні і шумові методи.

Електропараметричні методи контролю засновані на отриманні інформації про об'єкт по його вольт-амперній характеристиці (ВАХ) шляхом оцінки ступеня нелінійності цих характеристик і характеру зміни ВАХ при різних впливах. Серед електропараметричних методів розрізняють методи НК, засновані на оцінці ступеня нелінійності ВАХ ПЗ, а також на вимірюванні зміни ВАХ ПЗ при механічних впливах. Шумовими методами контролю є метод струмових шумів і

метод високочастотних шумів.

Основним недоліком зазначених методів є складність визначення місцеположення дефектного ПЗ, висока вартість і складність обладнання для контролю. В останні роки все більше застосування для неруйнівного контролю знаходить метод акустичної емісії, який характеризується широкими можливостями застосування [124–126], в тому числі і для контролю паяних з'єднань.

На сьогодні найбільш розповсюдженими технологіями паяного монтажу ЕК на друкованих платах є: наскрізний та поверхневий монтаж; так званий навісний монтаж використовується вкрай рідко [28].

Процес утворення ПЗ являє собою складний технологічний процес з широким комплексом фізико-хімічних явищ, що відбуваються в твердій, рідкій і газоподібній фазах [127]. Одним із основних параметрів, які використовуються для характеристики ПЗ є міцність, зокрема межа міцності на розтяг і межа міцності на зсув. Також міцність ПЗ залежить від великої кількості конструктивних і технологічних факторів і, таким чином, визначається здатністю ПЗ опиратись руйнуванню. Основними чинниками зменшення міцності виявляються дефекти, які зароджуються під час виконання технологічної операції паяння і проявляються в процесі експлуатації. Основні дефекти паяних з'єднань і їх короткий опис наведено в таблиці 1.4.

Останнім часом в рішенні задач підвищення міцності виробів отримав розвиток підхід, заснований на вивченні фізичних процесів, які відбуваються в матеріалі (виробів) і є причиною появи відмов. Такий підхід передбачає розвиток методів неруйнівного контролю стану виробів.

Таблиця 1.4 – Види дефектів паяних з'єднань

Дефект	Короткий опис дефекту
Відсутність припою	У з'єднанні повністю відсутній припій
Недогріта пайка	Недостатній прогрів при отриманні з'єднання
Холодна пайка	В процесі кристалізації відбулося механічне зміщення виведу
Зерниста пайка	Присутність в припої забруднень, що викликають зернистість
Залишки припою	Збільшена кількість припою, що ускладнює контроль ПЗ
Брак припою	Недостатня кількість припою для створення надійного з'єднання
Не змочена ділянка	Припій відштовхується від контактної площадки

Не змочений вивід	Відсутність припою на виводі
Бурулька припою	Гострі піки на поверхні пайки
Проколи	Невеликі отвори на поверхні галтелі
Порожнечі	Великі отвори в пайці, що мають вихід на поверхню
Заглиблення	Отвори або інші порушення в пайці, при яких проглядається дно з'єднання
Включення масла	Краплі масла в з'єднанні
Місток припою	Небажані з'єднання між выводами
Кульки припою	Наявність припою на поверхні плати у вигляді кульок різного діаметру
Бризки припою	Наявність на поверхні плати бризок припою
Внутрішні порожнечі	Порожнечі всередині пайки, що не мають виходу на її поверхню
Бруд і сторонні частинки	Поверхня пайки забруднена, що обмежує можливість її контролю
Залишки флюсу	Залишки флюсу на поверхні пайки, що знижують якість з'єднання
Неякісні выводы	Выводи короткі, довгі, неправильно зігнуті (сформовані), не компланарні
Непропаяність	Повне або часткове не заповнення паяльного зазору припоєм
Не спаяність	Повна або часткова відсутність зчеплення паяльного матеріалу з припоєм
Пористість в паяних з'єднаннях	Усадна, паяльна, дифузійна
Ерозія при пайці	Розчинення основного матеріалу в контакті з рідким припоєм
Підріз при пайці	Локальна ерозія
Розрив при пайці	Відрив фольги від плати при перегріві, розрив контакту
Перемички припою	Замикання контакту між елементами в момент пайки
Брак або надлишок припою	Наявність сторонніх домішок в припої, які накопичуються в паяльній ванні під час пайки
Незмочуваність	Зменшення площі розтікання припою при пайці (залежить від стану, підготовки поверхні під пайку)
Відшарування пайки від контактних ділянок	Відрив припою разом з майданчиком при перегріванні від плати

Існуючі методи діагностики та прогнозування міцності матеріалів засновані на аналізі ймовірності руйнування [128], використанні дефектоскопії, визначенні коефіцієнта інтенсивності напружень, проведенні перевірочних випробувань [120, 123]. Методи, засновані на аналізі ймовірності руйнування і визначенні коефіцієнта інтенсивності напружень, не можуть в повній мірі описати кінетику накопичення пошкоджень в матеріалі. Імовірнісні методи вимагають вичерпної характеристики досліджуваного матеріалу і малопридатні для виявлення потенційно ненадійних

зразків, які неминуче зустрічаються у виробничих умовах. Для розрахунку коефіцієнта інтенсивності напружень необхідно знати величину тріщино-подібного дефекту і бути впевненим в тому, що закономірності розвитку макротріщин відображають закономірності розвитку мікротріщин.

Під неруйнівним контролем розуміються такі види контролю, які, не змінюючи якості, параметрів і характеристик виробів, дозволяють за непрямыми «вторинним» ознаками виявляти приховані дефекти або такі особливості, які тягнуть за собою потенційну ненадійність виробів [120, 123, 129].

До групи загальних методів неруйнівного контролю можна віднести механічні, склерометричні, вібраційні, радіографічні, оптичні, електричні, методи ультразвукової дефектоскопії, магнітної дефектоскопії, вихрових струмів, проникаючих фарбувальних або люмінесціювальних рідин, емісійні методи тощо.

Метод механічного навантаження [130] заснований на визначенні деформацій, що виникають при застосуванні статичних навантажень постійної величини для одного типу виробів. Зокрема широке поширення, отримав метод, заснований на випробуваннях конструкцій на згин. Створюючи ступеневе навантаження і розвантаження конструкції, можна побудувати графік залежності між навантаженням і деформацією. Порівнюючи характер цієї залежності для контрольованої і еталонної конструкції, можна визначити якість конструкції. Це метод дозволяє провести певну оцінку фізико-механічних характеристик, виявляючи наявність великих дефектів структури на небезпечній стадії їх розвитку.

Склерометричні методи набули широкого поширення при неруйнівному контролі міцності, твердості і пружності в таких матеріалах як метали, кристали, полімери та ін. Сутність цих методів полягає в вимірі параметрів відбитків при вдавлюванні або пружному відскоку робочого тіла на контрольованому матеріалі. До склерометричних методів відносять наступні методи контролю: метод дряпання, вдавнення і мікровдавнення, еталонного відбитка, репетиційний, пружного відскоку [131]. Слід зазначити, що цим методам притаманні недоліки, пов'язані з тим, що при дії на об'єкт, його доводиться руйнувати в локальних ділянках, і визначена міцність буде відповідати тільки поверхневим шарам матеріалу. Більш того, цим методам

властива складність і неможливість проведення контролю на тонкостінних конструкціях, необхідність проведення багаторазових вимірювань.

Вібраційний метод знайшов широке застосування при визначенні динамічних пружних характеристик в зразках різних матеріалів [88, 132]. Він заснований на визначенні частоти і декремента загасання власних вільних або вимушених коливань. Цей метод можна використовувати при оцінці інтегральної жорсткості великогабаритних конструкцій, і він не може бути використаний при локальному визначенні фізико-механічних характеристик у виробі. Для практичного використання цього методу необхідно знати геометричні розміри виробу і щільність матеріалу, забезпечити умови закріплення виробів в опорах і перетворювачів на виробі, а також нормальні умови температури та вологості навколишнього середовища.

Застосування НВЧ-методів засновано на випромінюванні параметрів поширення і взаємодії електромагнітних хвиль. Ці методи отримали широке поширення при дефектоскопії, структурометрії, товщинометрії і контролі напруженого стану конструкцій [133]. Причинами обмеження НВЧ-методів є утворення дифракційних плям і інтерференційних смуг, що ускладнює розшифрування дефектограми, громіздкість і складність апаратури, викликану необхідністю каналізації енергії НВЧ-випромінювання в хвилеводах тощо.

Більшість композиційних матеріалів, наприклад склопластик і кераміка, є хорошими діелектриками. Тому в якості методу контролю їх міцності використовується їх електричні та діелектричні властивості [134]. Методи, що використовують ці властивості матеріалів, називаються електричними. Практичне застосування електричних методів дещо обмежене, що пов'язано із труднощами, що виникають при вимірі деталей великих розмірів і складної форми. Також певні труднощі виникають при встановленні електричного контакту з контрольованою деталлю.

У роботі [135] розглядається взаємозв'язок профілю паяного з'єднання, утворення пустот і механічної міцності паяних з'єднань. Паяні з'єднання спостерігали за допомогою рентгенівського знімка і розраховували площі пустот,

після цього вимірювалася механічна міцність з'єднань. З отриманих результатів визначався вплив обробки поверхні, пайки профілів або паяних сплавів на утворення пустот. За допомогою рентгенівської радіографії можна виявити великі включення. Однак, інформативні параметри цього методу не корелюють з характеристиками міцності досліджуваних матеріалів [134].

До традиційних акустичних методів відноситься ультразвуковий метод, за допомогою якого виявляють дефекти типу несучільностей – раковини, пори, розшарування, тріщини [136]. Ультразвуковий метод заснований на принципі локального введення енергії в об'єкт. Параметри, що характеризують передачу (відображення) енергії, використовують в якості інформативних, тому диференційоване обстеження деяких виробів вимагає громіздких систем вимірювання або досить складних систем сканування.

На сучасному етапі за допомогою ультразвукового методу можна вирішувати лише найпростіші завдання – поділ об'єктів на дві якісно помітні групи за ознакою «придатний – непридатний». Більш тонкі відмінності в дефектах зазвичай виявити не вдається [137].

Заслужовують на увагу методи дефектоскопії, засновані на моніторингу процесів, пов'язаних із перенесенням речовини або енергії, в тому числі і процесів, пов'язаних з випромінюванням хвиль напружень. В основі застосування цих методів для неруйнівного контролю лежить той факт, що при навантаженні мікро- і макродефекти матеріалу випромінюють пружні хвилі. Розповсюджуючись по матеріалу, хвилі досягають датчиків, які перетворюють пружні переміщення на поверхні в електричні сигнали. Вимірювання параметрів цих сигналів дозволяє визначати різні дефекти, оцінювати їх розміри, ступінь небезпеки, прогнозувати руйнівне навантаження. Методи неруйнівного контролю, які засновані на реєстрації процесів випромінювання хвиль напружень, обумовлених виникненням і розвитком дефектів структури матеріалу, отримали назву емісійних методів. До них відносяться екзоелектронна емісія і акустична емісія (АЕ) – емісія хвиль напружень.

Екзоелектронна емісія (ефект Крамера) – випускання електронів з

новоствореної поверхні [138]. Багато що ще неясно в механізмі екзоелектронної емісії, але оскільки характер екзоелектронної емісії поверхні матеріалів визначається щільністю дефектів на поверхні, величиною деформації і ступенем окиснення, то за допомогою ефекту Крамера можна досліджувати зміну властивостей поверхні матеріалів при втомних ушкодженнях. Використання методу екзоелектронної емісії вимагає складної апаратури і складних випробувань. Більш простим методом з точки зору практичного застосування є метод акустичної емісії, який на відміну від інших методів неруйнівного контролю є пасивним [13–141].

У традиційних методах в об'єкті збуджують фізичне поле і реєструють зміну його параметрів при взаємодії з дефектом. Метод акустичної емісії заснований на випромінюванні фізичного поля динамічних пружних напружень самим дефектом в результаті виділення пружної енергії при його розвитку. В таблиці 1.5 наведена порівняльна характеристика методу АЕ з іншими методами НК.

Висока чутливість методу АЕ обумовлена тим, що при утворенні і зростанні дефектів звільняється акустична енергія значної величини. Так, амплітуда сигналу АЕ при підростанні тріщини на 0,01–0,1 мм в сотні разів перевищує зміну амплітуди ультразвукового сигналу, відбитого тією ж зростаючою тріщиною. Порівняльна оцінка методу АЕ і ультразвукової дефектоскопії показує, що чутливість методу АЕ на порядок вище [142]. Найбільш суттєвою перевагою методу АЕ є здатність реагувати не тільки на найбільш небезпечні – зростаючі дефекти, але і визначати ступінь небезпеки дефекту, що не в змозі вирішити жоден з традиційних методів неруйнівного контролю. Отже, їм можна визначати не тільки акустичну активність того чи іншого дефекту, але і прогнозувати подальшу поведінку навантаженого елемента, встановлювати міцність і ресурс роботи.

Таблиця 1.5 – Порівняння характеристик методу АЕ з іншими методами НК

Акустична емісія	Інші МНК
Виявляє рух дефектів	Виявляють геометричну форму дефектів
Вимагає навантаження	Не вимагають навантаження

Чутливий до структури матеріалу	Менш чутливі до матеріалу
Менш чутливі до геометрії	Більш чутливі до геометрії
Вимагає менших зусиль при проведенні контролю продукції / процесів	Вимагають великих зусиль при проведенні контролю продукції / процесів
Потрібно доступ тільки в місцях установки датчиків	Вимагають доступ до всієї поверхні об'єкта
Контролює конструкцію за один цикл навантаження	Поступове сканування ділянок конструкції
Основні проблеми: сильний вплив шуму	Основні проблеми: сильний вплив геометрії

Задача пошуку зв'язку між процесами руйнування і акустико-емісійними параметрами обумовлена цілою низкою причин: відсутністю досить досконалої системи реєстрації виникнення сигналів АЕ при виникненні та розвитку дефектів, стохастичним характером процесу АЕ, значним спотворенням форми вихідного сигналу АЕ внаслідок дисперсії і багатомодових акустичних хвиль, структурною неоднорідністю матеріалу, недосконалістю використовуваної АЕ апаратури та іншими причинами [143].

Наведені в різних джерелах дані свідчать про те, що розрахунково-експериментальні дослідження акустико-емісійних полів, закономірностей їх поширення в об'єктах навіть простої геометричної форми показують надзвичайну складність вирішення завдання створення методики технічної діагностики конструкцій [143]. У зв'язку з цим набувають поширення більш прості, хоча і менш суворі, якісні підходи до оцінки ступеня небезпеки дефектів. Суть їх полягає в тому, щоб за якісними змінами одного або декількох параметрів АЕ, відносно будь-якої фізичної характеристики об'єкта діагностики (часу, навантаження, числа циклів і т.д.), оцінювати ступінь небезпеки дефекту.

Одним з документів, що містить рекомендації для оцінки ступеня небезпеки дефектів є стандарт США [144]. Відповідно до нього повинна аналізуватися залежність параметра АЕ (сумарний рахунок) від параметра навантаження (час, навантаження, номер циклу і т.д.). Залежно від характеру цієї залежності можуть спостерігатися такі випадки (рис. 1.13): джерело випромінювання пасивне (1); активне (2) і критично активне (3). Відповідно до стандарту пасивні джерела в

подальшому залишаються без уваги, активні підлягають періодичному контролю, а при виявленні критично активних джерел АЕ стандарт рекомендує провести неруйнівний контроль зони даного джерела, використовуючи інші методи.

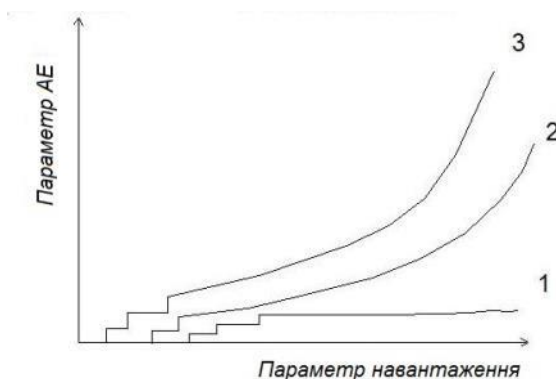


Рис. 1.13. Класифікація джерел АЕ за ступенем небезпеки

У роботі [145] також розглянуто можливі підходи до оцінки міцності і ступеня пошкодження композиційних полімерних матеріалів. Тут для оцінки міцності матеріалів може бути використано декілька акустико-емісійних критеріїв:

1. Число імпульсів АЕ за весь період навантаження зразка або виробу. Цей критерій відображає реальне співвідношення між процесом руйнування і межею міцності як його критичної характеристикою в разі протікання тільки одного виду руйнування, або при сталості співвідношення різних його видів. Ця неоднозначність обмежує його придатність.

2. Число імпульсів АЕ на окремих ділянках безперервного навантаження. Ця характеристика найбільш прийнятна для ходу процесу руйнування, типового для випадку навантаження оболонок внутрішнім тиском.

3. Розподіл сигналів за амплітудами. Використання амплітудного розподілу в якості критерію міцності має на увазі оцінку близькості моменту руйнування за зростанням частки високоамплітудних імпульсів, пов'язаного з наростаючим числом розривів волокон або злиттям мікродефектів.

4. Число імпульсів АЕ за час витримки при ступінчастому навантаженні. Ця характеристика дозволяє оцінювати міцність виробів при їх навантаженні до навантажень порядку половини від руйнівних.

У роботах [141–143, 145–147] показано дослідження цих та інших критеріїв для

оцінювання небезпеки виявлених дефектів зразків однорідних і композиційних матеріалів, зварних та паяних з'єднань [148–150], посудин тиску та ін. при статичних, динамічних і термічних навантаженнях.

У роботах [140, 143, 147, 151, 152] наводяться дані щодо визначення типу дефекту за отриманими параметрами АЕ, відповідно до яких, вимірюючи амплітуду, активність, тривалість, енергію або потужність сигналів, можна виділити джерела сигналів АЕ: колективні переміщення дислокацій, смуги ковзання, розвороти зерен, блоків мікротріщин, фазові перетворення, наприклад мартенситного типу.

Цікавим є встановлений факт [141], відповідно до якого сигнал амплітудою 1 мкВ відповідає переміщенню 1000 дислокацій на 10 мкм. А поява мікротріщин, смуг ковзання, розворот зерен показують себе сигналами з амплітудою, яка перевершує амплітуду сигналів, що виникають в результаті ковзання дислокацій, на два–три порядки.

Практично всі роботи з дослідження дефектів методом АЕ показують можливість локації дефектів матеріалу, однак поряд з цим автори говорять про неможливість визначення місця майбутнього руйнування при безпечному рівні навантаження. Так в джерелах [142, 143, 147] встановлено, що, використовуючи параметри АЕ, зона, яка є місцем майбутнього руйнування, при безпечних навантаженнях не може бути виділена на фоні решти матеріалу.

Таким чином, незважаючи на велику кількість робіт, присвячених дослідженню дефектів матеріалів методом АЕ, залежність між параметрами АЕ та механічними характеристиками різних матеріалів все ще мало вивчена, відсутні практичні рекомендації щодо використання параметрів АЕ для неруйнівного контролю, діагностування та прогнозування міцності виробів в стадії виробництва, випробувань і експлуатації. Існують труднощі визначення (локації) місця майбутнього руйнування при безпечному тестуванні виробів. Тому для вирішення конкретних завдань забезпечення надійності та міцності відповідальних деталей і конструкцій, що використовуються в електроніці та інших галузях техніки, необхідні подальші дослідження методом АЕ для виявлення інформативних параметрів АЕ, їх зв'язку з механічними характеристиками під неруйнівним впливом різних навантажень і

розробки методик неруйнівної діагностики і прогнозування міцності та місця майбутнього руйнування виробів.

1.4.3 Добір методів випробування на міцність елементів конструкцій за дії динамічних навантажень

Дії динамічних навантажень в процесі експлуатації піддаються несівні конструкції електронної апаратури усіх рівнів. Через механічний зв'язок і взаємодію елементів несівних конструкцій, таких як панелі, рамки, напрямні, кронштейни, основи, бічні стінки, днища корпусів та друковані плати відбувається передача динамічних деформацій, створюючи механічне напруження, яке нерідко виявляється причиною руйнування електричних кіл та втрати працездатності вузлів, блоків та систем електронної апаратури. Найбільшу небезпеку представляє передача динамічних деформацій на відповідальні функціональні вузли і елементи, зокрема на друковані плати, та на змонтовані на них електронні компоненти [153–157].

У практиці випробувань виробів на віброуючих основах [88, 158–160], в межах встановлених норм, а також під час експлуатації мають місце випадки руйнування окремих елементів конструкцій та/або компонентів ЕА. Вимірювання вібрацій у виробках в місцях, де розташовані ці елементи показали, що на деяких частотах збудження амплітуди вібрацій цих елементів, віброшвидкості або віброприскорення (віброперевантаження) в десятки разів перевищують аналогічні параметри вібрацій, вимірювані на столі вібростенда, або на віброуючій основі при експлуатації. Хоча традиційно у випробуваннях малося на увазі, що вібрації всього випробуваного виробу і його елементів були рівні вібраціям, виміряним на столі вібростенда. Проте все набагато складніше.

Існуючі методики і засоби експериментального дослідження динамічної міцності використовувані в інших галузях техніки, наприклад в загальному машинобудуванні [88], часто не можуть бути перенесені в електроніку, так як вносять істотні зміни в масу і жорсткість досліджуваних виробів. Тому першорядним завданням є адаптація та доробка методів для дослідження динамічної міцності виробів електроніки як на стадії їх проєктної розробки, так і

на стадії виготовлення, випробування і експлуатації, що дасть можливість об'єктивного аналізу міцнісної надійності та витривалості конструкцій електроніки з метою їх подальшого вдосконалення та доробки.

Особлива увага повинна бути приділена правильній організації і проведенню випробувань на вібрації і удари, так як не менше 40 % від вартості продукції, що випускається припадає на частку її всебічних випробувань. Це відбувається через те, що теоретичні розрахунки, прийняті розрахункові моделі та вихідні дані є приблизними і потребують експериментальне підтвердження.

Розрізняють два види механічних випробувань [88, 130]: стендові, або лабораторні; та натурні – випробування в експлуатаційних умовах. Так, наприклад, найкраща спроектована електронна апаратура повинна витримувати вплив вібрації, яка характеризується віброприскоренням $20 g$ в діапазоні частот від 30 до 2000 Гц [11].

Існують такі види механічних випробувань на вібрації та удари [88, 89]: на виявлення резонансних частот конструкції та перевірку відсутності їх в заданому діапазоні; випробування на вібростійкість і віброміцність; ударну міцність і ударну стійкість; вплив одиночних ударів; вплив лінійних прискорень.

Для досліджень динамічних деформацій найбільшу практичну цінність та відносну простоту представляють методи на виявлення резонансних частот та методи випробування на вібростійкість і віброміцність.

Для проведення експериментальних досліджень конструкцій електронної апаратури використовують випробувальні засоби, які включають вібраційні і ударні стенди, вимірювальну апаратуру і пристосування для закріплення виробів [161]. Випробувальні стенди створюють необхідну механічну дію на досліджувані об'єкти, закріплені на їх рухливих платформах. Вироби на платформі стенду повинні закріплюватися так, щоб збуджуючі навантаження передавалися без спотворень і з мінімальними втратами. При цьому стендові випробування конструкцій електронної апаратури повинні проводитися в умовах, максимально наближених до експлуатаційних. Кріплення виробів до платформи

випробувального стенду повинне здійснюватися тим же способом, що і в умовах експлуатації, а контроль за параметрами вібрацій, що задаються, повинен вестися так, щоб забезпечити їх достовірність. Крім того необхідно враховувати, що самі випробувальні стенди можуть мати резонанси в діапазоні частот, в якому ведуться випробування виробів.

Спосіб кріплення конструкцій електронної апаратури вказується в програмі випробувань з урахуванням можливих варіантів її розташування при експлуатації. Проте для забезпечення ефективного контролю стабільності виробництва і виявлення стійкості ЕА допускається використовувати й інші способи кріплення. Вироби, які мають власні амортизатори, слід кріпити безпосередньо на них. Час витримки в заданому режимі, як правило, відраховують з моменту досягнення параметрів випробувального режиму.

1. Випробування на виявлення резонансних частот. При розробці нових конструкцій ВЕТ перед вібраційними випробуваннями часто проводять випробування на вияв резонансних частот цих конструкцій [89]. Такі випробування існують для перевірки механічних властивостей і отримання вихідної інформації при виборі методів досліджень на віброміцність. Резонансні частоти ВЕТ або їх окремих елементів та вузлів знаходять в трьох взаємно перпендикулярних напрямках.

Зазвичай, конструкції випробовуваних ВЕТ є складними механічними коливними системами, які мають декілька резонансних частот. При аналізі таких конструкцій найбільша увага приділяється знаходженню головних резонансних частот, так як на них виникають максимальні напруження та деформації. В разі співпадіння резонансної частоти конструкції з частотою збуджуючої сили виникає явище резонансу, яке супроводжується збільшенням амплітуди коливань більш чим в два рази та зміною їх фази на 90° .

До методів, які використовуються для виявлення резонансних частот можна виділити [88, 89] такі як: електретний; ємнісний; оптичний; п'єзоелектричний та ін.

Електретним методом [89] визначення резонансних частот проводять за допомогою електретних датчиків. Електрет представляє собою поляризований

діелектрик. Для визначення резонансних частот електретний датчик повинен бути розміщений на відстані від 1 до 3 мм від випробовуваного зразка. При резонансі зразка збільшується амплітуда його коливань, що викликає збільшення напруги на електретному датчику, яка фіксується по мілівольтметру і осцилографу та записується, наприклад, у персональному комп'ютері. Резонансну частоту вимірюють частотоміром при максимальній напрузі на електреті. Це безконтактний метод, саме тому він придатний для визначення резонансних частот деталей будь-яких розмірів.

В ємнісному методі [89] використовується збільшення сигналу ємнісного датчика при резонансі, який виникає в результаті зміни ємності між нерухомим штучним електродом та вібруючим випробовуваним зразком. При цьому в мережі буде проходити змінний струм, який також як і в електретному методі буде пропорційний швидкості вібрацій. Однак, сама величина динамічного сигналу залежить від відстані між електродом та вібруючою деталлю. Суттєвим недоліком ємнісного методу є його низька завадостійкість та надійність.

Однопроменевий оптичний метод [89] базується на зміні кута лазерного променя відбитого від поверхні вібруючого виробу. Момент, в який настає резонанс, визначають по різкому збільшенню амплітуди вихідного сигналу. Перевагою цього методу є не тільки простота проведення вимірювань, але й висока чутливість, яка обмежується смугою пропускання фотоелектричного помножувача та апаратури реєстрації.

Найбільш відпрацьованим для виявлення резонансних частот можна вважати п'єзоелектричний метод [89], який оснований на п'єзоелектричному ефекті та полягає в перетворенні механічних коливань в електричний сигнал, який знімається з п'єзоелектричного перетворювача, що закріплюється на випробовуваному зразку. Метод забезпечує достатню точність вимірювань за умови, коли розміри і маса виробу, що випробовується в десять і більше разів перевищують розміри і масу п'єзоперетворювача.

Результати випробувань на виявлення резонансних частот використовують при виборі інших методів механічних випробувань.

2. Методи випробування на вібростійкість та віброміцність.

Випробування ЕС на вібростійкість та віброміцність здійснюються такими методами [88]: фіксованих частот; коливальної частоти; методом випадкової вібрації.

Основною умовою, що дозволяє вибрати найбільш раціональний метод випробувань є знання резонансних частот виробу.

Метод випробувань на фіксованих частотах [162] полягає в послідовному впливі гармонічної вібрації певної частоти і амплітуди. Недолік даного методу полягає в тому, що елементи конструкції, власна частота яких випадково збігається з частотою впливу, відчувають значно більші прискорення, ніж елементи, що не знаходяться в стані резонансу. Слід відзначити, що конструкції ЕА випробовують даним методом, без врахування зазначеної обставини.

Метод коливальної частоти [163] на сьогодні є основним методом випробувань на вібростійкість та віброміцність. Суть методу полягає в зміні частоти вібрації в заданому діапазоні – від мінімальної до максимальної та навпаки (цикл коливань), для того щоб послідовно збуджувати резонанси конструкції ЕА, які знаходяться в області частот випробування. Необхідність не тільки підвищення, а і пониження частоти обумовлена наявністю можливих нелінійних резонансів конструкції випробовуваного виробу, поява яких значною мірою залежить від напрямку зміни частоти вібрації.

При випробовуваннях ЕА методом коливальної частоти будь-яка резонансна частота, що відповідає діапазону випробувань, збуджується двічі за цикл коливань. В цьому основна перевага даного методу перед методом фіксованих частот.

3. Засоби проведення вібраційних випробувань. Розглянемо основні засоби, які застосовуються в лабораторних, виробничих і натурних умовах для дослідження динамічних властивостей виробів електроніки.

Стендові випробування ЕА та її елементів відбуваються на вібраційних та ударних стендах, які наближено відтворюють реальні динамічні навантаження, що діють на електронну апаратуру при транспортуванні та експлуатації. Норми стендових випробувань повинні відповідати величинам параметрів динамічних навантажень, отриманим при натурних випробуваннях ЕА. Якщо таких даних

немає, то при стендових випробуваннях приймаються орієнтовні, дещо завищені норми, які визначаються виходячи з умов експлуатації.

Віброустановки класифікують за наступними ознаками [130]:

- за способом збудження вібрації: механічні з кінематичним і відцентровим збудженням; електродинамічні; електромагнітні; гідравлічні; гідромеханічні; гідро-електромагнітні; п'єзоелектричні тощо;

- за частотним діапазоном збудження вібрацій: низькочастотні і високочастотні; вузькосмугові і широкосмугові;

- за методом проведення випробувань: на фіксованих частотах і коливальних частотах (для гармонічної вібрації); на широкосмугові з випадковою вібрацією і скануванням смуги частот (для випадкової вібрації);

- за граничними значеннями основних параметрів в заданих діапазонах частот: силі збудження; зусиллю виштовхування; переміщенню; швидкості; корисному навантаженню тощо;

- за кінематичними і конструктивними ознаками: для створення зворотно-поступальної або кутовий вібрації; для відтворення вібрації в одному або декількох напрямках (одно- або багатокомпонентні); з вібраційним столом, стрижнями або іншими пристроями для кріплення виробів; стаціонарні або переносні.

Віброустановки з механічним збудженням є низькочастотними [164]. Вони використовуються для довготривалих випробувань в діапазоні частот від 50 до 80 Гц в основному важких або великогабаритних виробів масою від 7 до 100 кг. Підвищення частоти випробувань призводить до швидкого виходу з ладу механізму привода насамперед – підшипників основних вузлів.

Найбільш простими за конструкцією є віброустановки з електромагнітним збудженням [165]. Вони застосовуються для випробувань на фіксованих частотах 50 і 100 Гц. Їхнім недоліком є спотворення синусоїдальної форми коливань, а перевага – практично повна відсутність магнітних полів в зоні випробувань.

В установках з гідравлічним збудженням [88] гідросистема слугує для перетворення та підсилення вібрації, яку отримують від задаючого пристрою первинного збуджувача: механічного, електродинамічного або електромагнітного

типу. Віброустановки, в яких застосована гідравлічна система, достатньо ефективні на дуже низьких частотах від 0,01 до 1 Гц з великими значеннями збудливого зусилля до 10^6 Н. При цьому в деяких конструкціях максимальна амплітуда вібрації може досягати 200 мм. Гідравлічні віброустановки головним чином застосовують для випробування виробів великої маси та габаритів у відносно вузькому діапазоні низьких частот.

П'єзоелектричні установки [166] працюють в області високих частот, зазвичай більше 1000 Гц, та малих амплітуд вібрацій. Їх використовують лише в калібрувальній апаратурі та в системах для дослідження резонансних частот конструктивних елементів ЕС.

Практика показала, що найбільш досконалими є установки з електродинамічним збудженням [167]. Їх відрізняє широкий діапазон відтворюваних частот, висока спрямованість вібрації (малі поперечні складові вібрації), низький коефіцієнт нелінійних спотворень, невеликі магнітні поля в зоні випробувань. Застосування спеціальної апаратури керування дозволяє реалізувати всі основні режими випробувань.

Слід зазначити, що датчики, застосовувані для вимірювання віброшвидкості, володіють, як правило, цілим рядом недоліків, таких, зокрема, як значна маса і, як наслідок цього, обмежений частотний діапазон вимірювання [168, 169]. Варто також враховувати, що при переході до контролю і нормування вібрацій за спектром ці датчики стають непридатними для сполучення із сучасною електронною вібровимірювальною апаратурою. Таким недоліком володіють і датчики для вимірювання амплітуд вібропереміщень.

Як вказано у роботах [170], вібровимірювальні перетворювачі підрозділяють на дві групи, робота яких заснована на кінематичному і динамічному принципах вимірювання.

До першої групи відносять прилади, які дозволяють виконувати вимірювання відносно нерухомої системи координат. До таких приладів відносяться оптичні пристрої: мірний клин, мікроскопи, стробоскопи, інтерферометри. Їх відрізняє простота. Однак область оптичних вимірювальних приладів обмежується частотою

від 500 до 1000 Гц [171].

До другої групи відносять прилади, робота яких заснована на динамічному принципі вимірювання. Ця група приладів за принципом дії має два класи: активні чи генераторні (утворюють електрорухоми силу) і пасивні чи параметричні, які змінюють будь-який параметр електричного ланцюга і, відповідно, величину струму в ньому. До активних перетворювачів відносять електродинамічні, електромагнітні і п'єзоелектричні датчики.

До параметричних перетворювачів відносяться індуктивні, ємнісні, потенціометричні, резистивні та інші датчики.

Електродинамічні датчики є генераторними [172]. За принципом дії вони подібні до електродинамічних мікрофонів. Датчики широко застосовують для вимірювання параметрів вібрації в діапазоні частот від декількох десятків (іноді одиниць) до декількох сотень герц. Їх переваги – простота конструкції, надійність, стабільність, досить добра заводо захищеність. Недоліки – обмежений частотний діапазон, великі габаритні розміри і маса.

Електромагнітні датчики мають якісні показники, які можна порівняти з показниками електродинамічних датчиків [172]. При коливаннях датчика в вертикальному напрямі внаслідок інерційності маси змінюється повітряний зазор в магнітопроводі, що призводить до зміни магнітного потоку і, відповідно, до появи електрорушійної сили в котушці. Електрорушійна сила пропорційна швидкості руху датчика.

П'єзоелектричні датчики відрізняються найбільш високою серед генераторних датчиків чутливістю, підвищеною механічною міцністю і можуть працювати в широкому діапазоні частот від 10 Гц до 20 кГц [173]. Діапазон вимірюваних прискорень – від 0,3 до 500 g. Перетворюючий елемент акселерометра складається, як правило, з двох п'єзоелектричних дисків, на яких закріплена важка маса. Ця маса попередньо навантажена жорсткою пружиною. При вібраціях маса створює змінні зусилля на п'єзоелементи, пропорційні віброприскоренню.

До переваг п'єзоелектричних перетворювачів відносяться висока чутливість,

лінійність характеристик перетворювача в широкому діапазоні частот, малі габарити і маса, мала чутливість до електричних та магнітних полів, до недоліків – нестабільність коефіцієнта перетворення і низькі перешкодозахисні властивості.

Індуктивні датчики відносяться до параметричних [174]. Змінним параметром датчика є індуктивність, яка залежить від положення феромагнітного сердечника в котушці. Зміна індуктивності датчика під дією вібрації пропорційна зміщенню датчика. До переваг індуктивних датчиків відносяться підвищені перешкодозахисні властивості, висока надійність і застосування для вимірювання параметрів вібрації в діапазоні частот від 0 до 500 Гц. До недоліків – необхідність живлення ланцюга датчика змінним струмом і балансування перед вимірюванням. Великі габарити і вага індуктивних датчиків обмежують можливості їх застосування в електроніці.

Ємнісні датчики використовуються для вимірювання вібраційних переміщень від 1 до 500 мкм у діапазоні частот від 50 Гц до 2 кГц [168]. Датчики являють собою конденсатори, в яких рухомим електродом, зазвичай, є поверхня деталі, яка коливається. При коливанні датчика у вертикальному напрямку змінюється відстань між обкладинками конденсатора і, відповідно, його ємність. Вихідний сигнал з ємнісного датчика, як правило, необхідно підсилювати. Вони громіздкі та мають низьку перешкодозахисні властивості і, як наслідок цього, ємнісні датчики застосовують лише в тих випадках, коли іншими датчиками вимірювання провести неможливо.

Потенціометричні датчики за амплітудно-частотними характеристиками застосовуються для вимірювання низькочастотних вібрацій (до 30 Гц) і максимального прискорення до 10 g [175]. Датчики завадостійкі, мають велику потужність вихідного сигналу і не вимагають його підсилення. Однак мають досить велику вагу (до 1,5 Н). Крім того, наявність ковзного контакту понижує стійкість вихідного сигналу датчика до ударів та вібрацій.

Тензометричні датчики застосовують для вимірювання вібрацій в широкому діапазоні частот від долів герц до 20 кГц [176]. Вимірюються вібрації такими датчиками або безпосередньо по величині деформації дослідної деталі, або за

допомогою приладів інерційної дії, в яких тензодатчики реєструють деформацію пружного підвісу. Тензодатчики мають дуже малі габарити та вагу, а тому можна застосовувати їх для вимірювання вібрацій малогабаритних елементів, не впливаючи на частоту власних коливань дослідних деталей. Сьогодні застосовують дротяні, фольгові і напівпровідникові тензодатчики. Недолік тензодатчиків полягає в тому, що з їх допомогою записуються деформації, а не переміщення, а крім того, потрібним є надійне екранування дротів.

1.5 Постановка проблеми і завдань досліджень

Проведений огляд дозволяє зробити висновок про те, що на сьогодні застосування розрахунково-експериментальних методів оцінки напружено-деформованого стану та забезпечення міцності деталей, вузлів та блоків електронної апаратури на етапах проєктування, виробництва, випробування та експлуатації суттєво ускладнюється через наступні причини.

По-перше, поки що відсутня загальноприйнята термінологія і методика вимірювання внутрішніх напружень, на противагу багатьом іншим галузям техніки; в електроніці не існує “Норм міцності на вироби електронної техніки”, тобто збірника керівних документів щодо забезпечення міцнісної надійності та витривалості, за якими повинно вестись проєктування, розрахунки, випробування та впровадження в серійне виробництво і експлуатацію виробів електронної промисловості.

По-друге, попри існування ряду експериментальних методів, які дозволяють визначати напружено-деформований стан деталей та вузлів техніки, вони не завжди можуть застосовуватись для дослідження напружено-деформованого стану конструкцій електронної апаратури по причині малогабаритності елементів, непрозорості матеріалів, або інших особливостей експлуатації та конструювання електронної апаратури.

По-третє, відомі теорії міцності не завжди можуть об’єктивно оцінювати працездатність конструкції з тієї причини, що в залежності від напруженого стану

багато матеріалів можуть змінювати свої фізико-механічні властивості, тому оцінка реальних коефіцієнтів запасу міцності досліджуваних конструкцій електронної апаратури в даний час можлива тільки при експериментальному дослідженні натурних об'єктів.

По-четверте, натурні конструкції електронної апаратури представляють собою структурно-складні багатозв'язкові коливні механічні системи, в яких кожен з елементів є і жорсткістю і масою і збудником і згашувачем коливань, і спроби визначити за креслеником такої конструкції, яка не має вивчених аналогів, кількісних характеристик мас, жорсткостей, демпфування, що входять у вигляді коефіцієнтів в рівняння для розрахунку форм і власних частот коливань та напружено-деформованого стану часто призводять до неточності рішень і компрометують найсучасніші методики розрахунку.

Слід зазначити, що проблема дослідження динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури стала особливо актуальною в умовах сучасних тенденцій до зменшення ваги та збільшення щільності монтажу в технології виробництва електронної апаратури, що призвело до суттєвого зменшення характеристик міцності та жорсткості створюваних конструкцій.

Для вирішення вказаної проблеми поставлені наступні завдання дослідження:

- провести комплексне математичне моделювання динамічних процесів у механічній системі друкованої плати, яке включає розрахунок власних частот і форм коливань плати, а також визначення амплітудно-частотних характеристик кінематично-збуджуваних коливань системи;

- провести порівняльний аналіз результатів досліджень коливальних явищ із застосуванням дискретних та континуально-дискретних розрахункових моделей друкованої плати; побудувати наближену математичну модель вільних і вимушених коливань друкованої плати з масивним електронним компонентом і обґрунтувати доцільність її практичного застосування;

- провести аналіз внутрішніх зусиль і напружень в елементах конструкції друкованої плати за дії динамічних навантажень; дослідити вільні і вимушені коливання механічної системи друкованої плати методом імітаційного

моделювання;

- здійснити оцінку ефективності застосування демпферу сухого тертя та обґрунтувати раціональний добір його пружно-дисипативних характеристик для покращення напружено-деформованого стану друкованих плат в умовах резонансного збудження;

- провести аналіз внутрішніх зусиль і напружень в елементах конструкції друкованої плати під час її випробувань в умовах статичного навантаження та в елементах конструкції із загальною герметизацією в умовах дії температурних навантажень;

- модифікувати методи експериментального визначення напружень і деформацій з урахуванням особливостей дослідження параметрів напружено-деформованого стану малогабаритних елементів конструкцій електронної апаратури;

- експериментально перевірити основні результати теоретичних досліджень та обґрунтувати методи зменшення напружень і деформацій для забезпечення міцності елементів несівних конструкцій електронної апаратури в умовах дії технологічних та експлуатаційних навантажень;

- розробити способи ідентифікації фізико-механічних характеристик матеріалів конструкцій друкованих плат та електронних модулів із загальною герметизацією компаундом в умовах, наближених до експлуатаційних;

- обґрунтувати практичні рекомендації, засновані на розробленні інженерних методів оцінки та конструктивних і технологічних методів забезпечення міцності несівних систем електронної апаратури в умовах дії технологічних та експлуатаційних навантажень.

2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ У НЕСІВНИХ КОНСТРУКЦІЯХ ЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ З УРАХУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Розділ присвячено розвитку теорії вібраційного захисту електронної апаратури на основі комплексного підходу до математичного моделювання динамічних процесів та напружено-деформованого стану у несівних конструкціях електронної апаратури, для чого здійснено:

- комплексне математичне моделювання динамічних процесів у механічній системі друкованої плати, яке включає розрахунок власних частот і форм коливань плати, а також визначення амплітудно-частотних характеристик кінематично-збуджуваних коливань системи;

- порівняльний аналіз результатів досліджень коливальних явищ із застосуванням дискретних та континуально-дискретних розрахункових моделей друкованої плати; побудовано наближену математичну модель вільних і вимушених коливань друкованої плати з масивним електронним компонентом і обґрунтовано доцільність її практичного застосування;

- аналіз внутрішніх зусиль і напружень в елементах конструкції друкованої плати за дії динамічних навантажень; досліджено вільні і вимушені коливання механічної системи друкованої плати методом імітаційного моделювання;

- оцінку ефективності застосування демпферу сухого тертя та обґрунтовано раціональний добір його пружно-дисипативних характеристик для покращення напружено-деформованого стану друкованих плат в умовах резонансного збудження;

- аналіз внутрішніх зусиль і напружень в елементах конструкції друкованої плати під час її випробувань в умовах статичного навантаження та в елементах конструкції із загальною герметизацією в умовах дії температурних навантажень.

Матеріали даного розділу опубліковані в наступних публікаціях [18, 64, 98, 177–202].

2.1 Математичне моделювання динаміки механічної системи друкованої плати

2.1.1 Модальний аналіз коливань механічної системи друкованої плати методом скінченних елементів

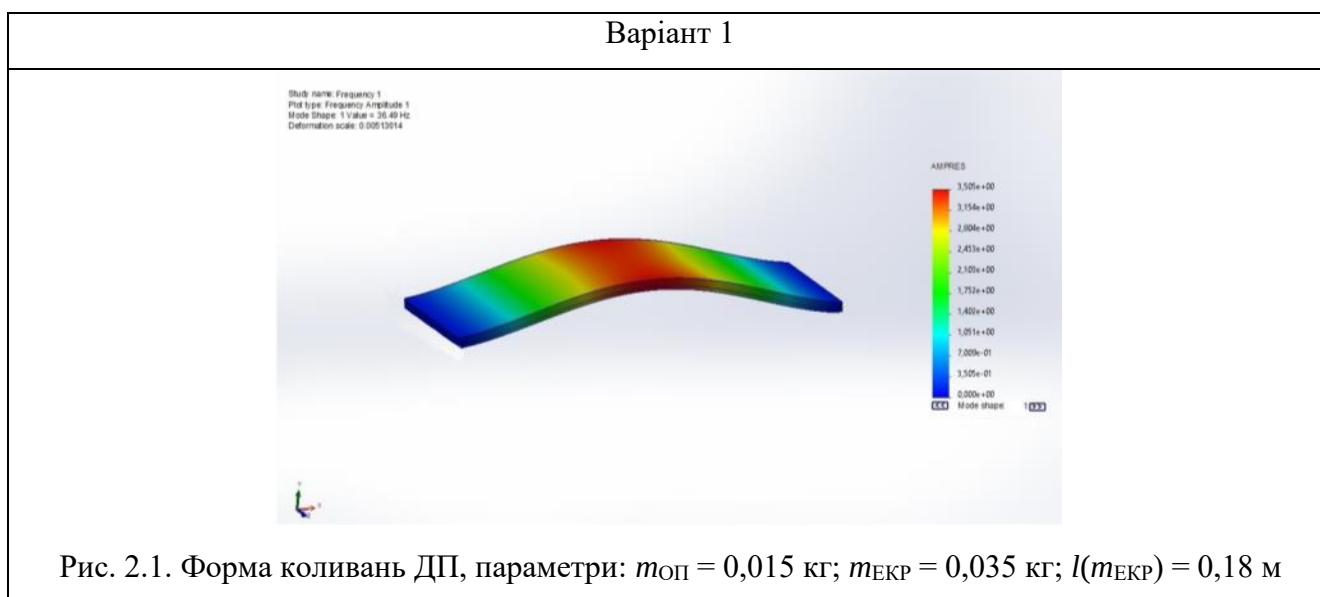
Модальний аналіз коливань механічної системи друкованої плати був виконаний методом скінченних елементів в системі автоматизованого проєктування Solidworks із застосуванням системи аналізу конструкцій Solidworks Simulation.

Конструкція друкованої плати представлена моделлю, яка схематично складається із двох частин: основи друкованої плати та встановлених на ній електронних компонентів. Основа друкованої плати представлена у вигляді пластини, а електронні компоненти представлені жорстко закріпленими на поверхні пластини масами. Основа плати встановлена на двох опорах – нерухомій (з одним ступенем вільності) та рухомій (з двома ступенями вільності) шарнірних опорах, через які конструкція піддається дії кінематичного навантаження в наслідок вертикального переміщення опор.

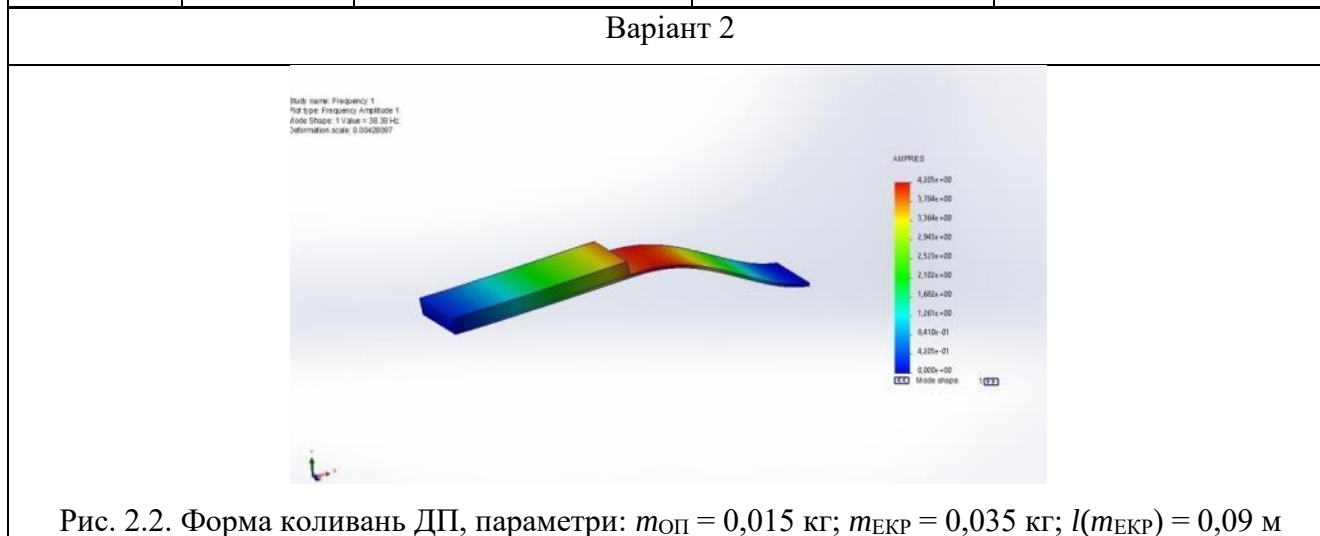
Моделювання було здійснено за такими вихідними параметрами. Габаритні розміри балки: $l = 0,18$ м – довжина; $b = 0,05$ м – ширина; $h = 0,0015$ м – товщина. Загальна маса коливної системи $m = 0,05$ кг складається із маси основи друкованої плати $m_{\text{оп}} = 0,015$ кг та маси електронних компонентів $m_{\text{ек}} = 0,035$ кг, яка, в свою чергу, представлена рівномірно розподіленою масою $m_{\text{екр}}$, або зосередженою масою $m_{\text{екз}}$. Модуль пружності Юнга основи друкованої плати $E = 14 \times 10^9$ Н/м².

Схеми коливних систем та відповідні до них результати моделювання коливань на 4-х критичних частотах для 9 можливих варіантів розташування мас електронних компонентів на поверхні основи плати подані в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Модальний аналіз моделей друкованих плат виконаний методом скінченних елементів з використанням симуляції у програмі Solidworks



Результати обчислення				
Mode No.	Freq (Hz)	X Direction	Y Direction	Z Direction
1	36,49	6,21E-09	0,74653	1,88E-08
2	98,15	2,07E-05	1,59E-07	0,0053382
3	207,81	0,0030395	1,62E-08	3,08E-05
4	411,26	5,54E-08	0,12496	3,05E-07
		Sum X = 0,0030604	Sum Y = 0,87159	Sum Z = 0,0053694



Результати обчислення				
Mode No.	Freq (Hz)	X Direction	Y Direction	Z Direction
1	38,39	0,00168	0,72217	2,02E-10
2	101,89	0,00037221	0,0002977	2,78E-10
3	266,48	2,17E-10	6,03E-09	0,00017076
4	532,95	0,00084756	0,037373	1,16E-07
		Sum X = 0,0028997	Sum Y = 0,75984	Sum Z = 0,042973

Варіант 3

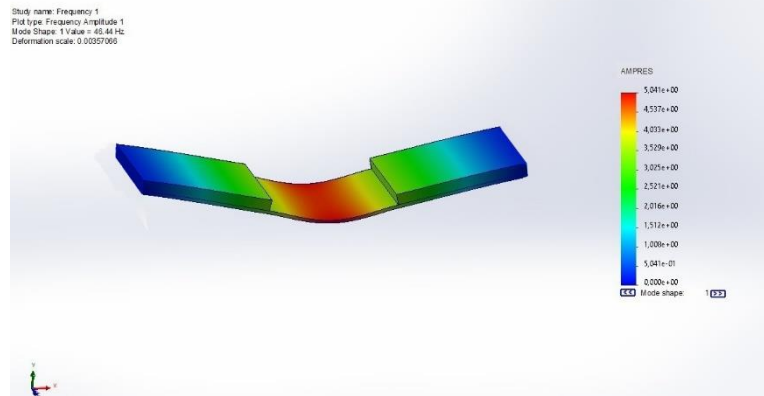


Рис. 2.3. Форма коливань ДП, параметри: $m_{\text{оп}} = 0,015$ кг; $m_{\text{ЕКР}}^{\text{I, II}} = 0,0175$ кг; $l(m_{\text{ЕКР}})^{\text{I, II}} = 0,06$

м

Результати обчислення

Mode No.	Freq (Hz)	X Direction	Y Direction	Z Direction
1	46,44	7,18E-09	0,69991	2,33E-09
2	161,08	0,0020013	1,83E-06	1,23E-07
3	359,27	1,04E-10	0,049101	1,95E-07
4	793,68	6,34E-10	1,82E-06	0,0052867
		Sum X = 0,0020013	Sum Y = 0,74901	Sum Z = 0,068161

Варіант 4

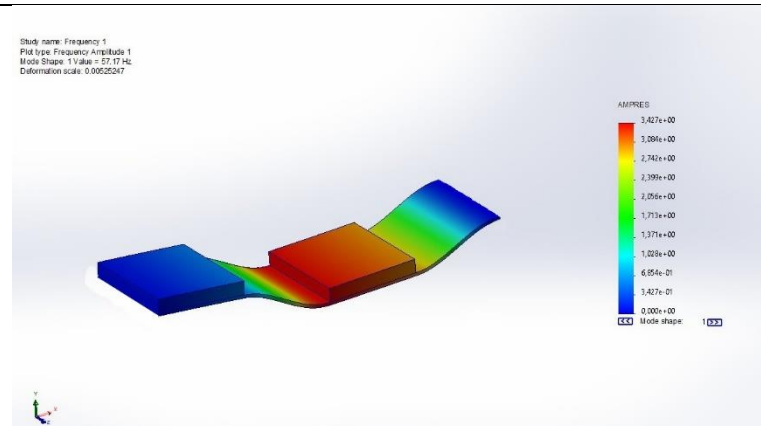


Рис. 2.4. Форма коливань ДП, параметри: $m_{\text{оп}} = 0,015$ кг; $m_{\text{ЕКР}}^{\text{I, II}} = 0,0175$ кг; $l(m_{\text{ЕКР}})^{\text{I, II}} =$

0,045 м

Результати обчислення

Mode No.	Freq (Hz)	X Direction	Y Direction	Z Direction
1	57,17	5,56E-06	0,59723	1,94E-10
2	161,66	2,71E-09	1,80E-08	0,021852
3	356,38	0,0097288	0,027648	1,47E-10
4	726,00	0,013868	0,2236	3,66E-08
		Sum X = 0,023602	Sum Y = 0,84848	Sum Z = 0,54056

Варіант 5

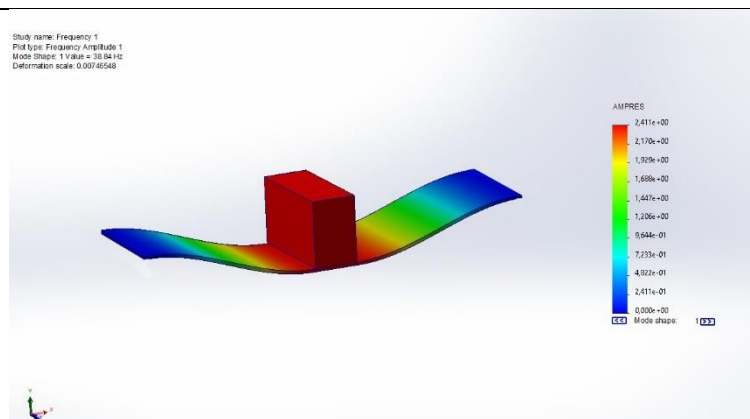


Рис. 2.5. Форма коливань ДП, параметри: $m_{\text{ОП}} = 0,015$ кг; $m_{\text{ЕКЗ}} = 0,035$ кг

Результати обчислення

Mode No.	Freq (Hz)	X Direction	Y Direction	Z Direction
1	38,84	2,41E-10	0,91836	5,94E-09
2	111,78	8,94E-11	1,83E-08	0,33343
3	258,62	0,44717	2,60E-10	1,97E-10
4	503,45	4,04E-07	0,037052	5,58E-12
		Sum X = 0,49985	Sum Y = 0,95541	Sum Z = 0,33343

Варіант 6

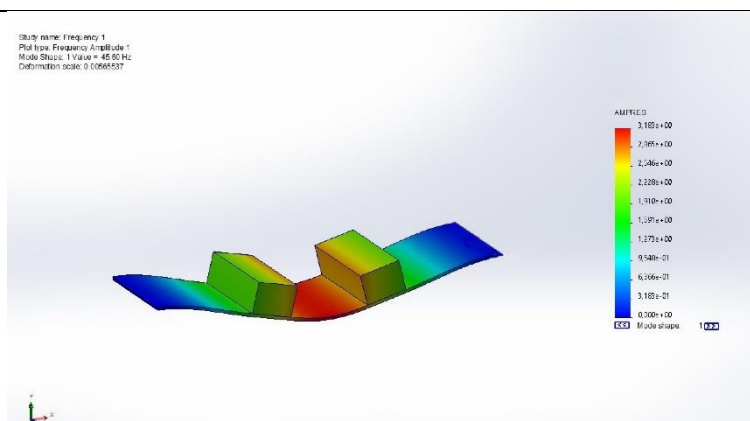


Рис. 2.6. Форма коливань ДП, параметри: $m_{\text{ОП}} = 0,015$ кг; $m_{\text{ЕКЗ}}^{\text{I, II}} = 0,0175$ кг

Результати обчислення

Mode No.	Freq (Hz)	X Direction	Y Direction	Z Direction
1	45,60	3,74E-12	0,89172	1,65E-09
2	105,31	4,67E-11	6,00E-09	0,15296
3	213,29	0,01365	1,38E-10	7,63E-12
4	447,42	7,54E-08	3,18E-09	2,04E-09
		Sum X = 0,01365	Sum Y = 0,95075	Sum Z = 0,15296

Варіант 7

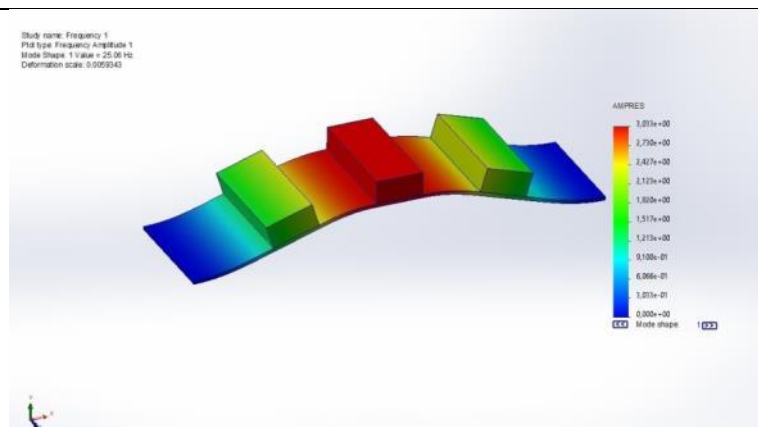


Рис. 2.7. Форма коливань ДП, параметри: $m_{OP} = 0,015$ кг; $m_{EK3}^{I, II, III} = 0,0117$ кг

Результати обчислення

Mode No.	Freq (Hz)	X Direction	Y Direction	Z Direction
1	25,06	1,44E-11	0,85628	1,20E-09
2	77,39	5,71E-05	5,94E-10	0,081206
3	172,40	0,0016674	5,99E-09	0,0027544
4	370,97	3,62E-09	2,95E-05	1,30E-09
		Sum X = 0,0017246	Sum Y = 0,95767	Sum Z = 0,08396

Варіант 8

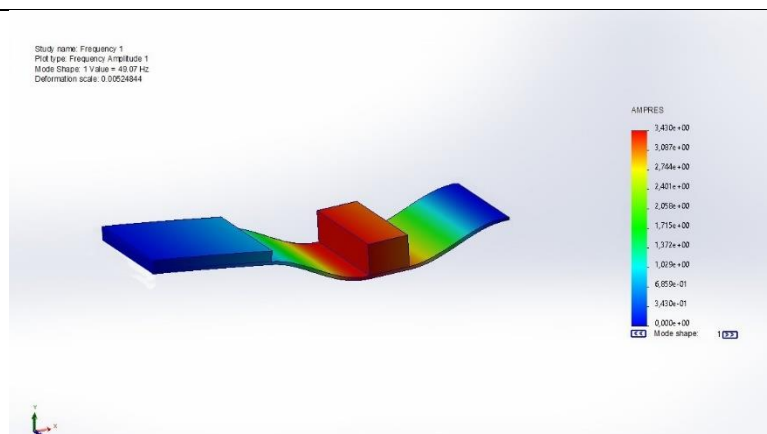


Рис. 2.8. Форма коливань ДП, параметри: $m_{OP} = 0,015$ кг; $m_{EK3} = 0,0175$ кг; $m_{EKP} = 0,0175$ кг;
 $l(m_{EKP}) = 0,06$ м

Результати обчислення

Mode No.	Freq (Hz)	X Direction	Y Direction	Z Direction
1	49,07	0,00034011	0,60196	1,07E-09
2	73,94	7,73E-14	5,69E-09	0,076148
3	205,55	0,061293	0,085168	8,35E-08
4	611,5	0,096334	0,15315	1,38E-07
		Sum X = 0,15797	Sum Y = 0,84028	Sum Z = 0,28497

Варіант 9

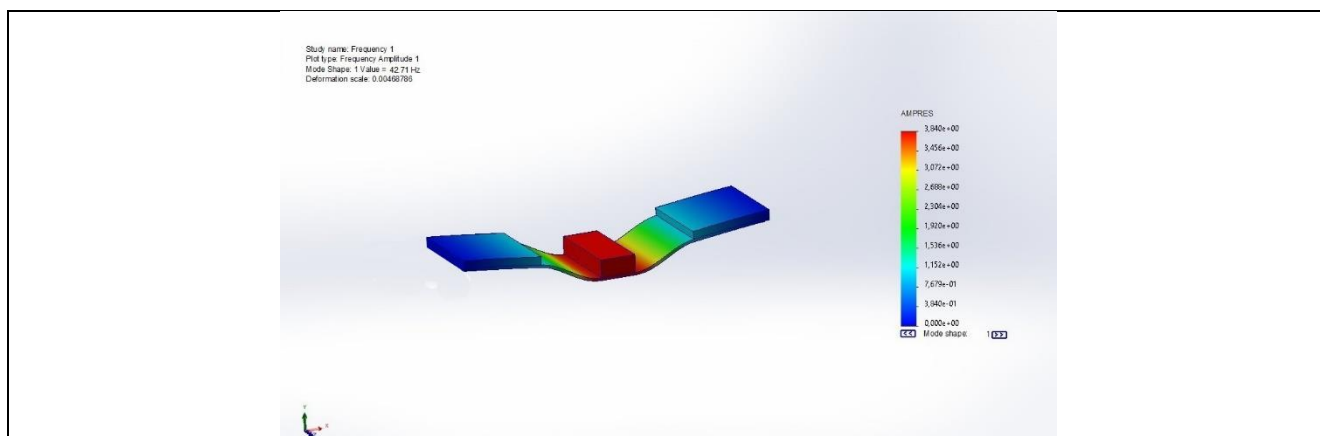


Рис. 2.9. Форма коливань ДП, параметри: $m_{OP} = 0,015$ кг; $m_{EK3} = 0,0117$ кг; $m_{EKP}^{I, II} = 0,0117$ кг;
 $l(m_{EKP})^{I, II} = 0,045$ м

Результати обчислення

Mode No.	Freq (Hz)	X Direction	Y Direction	Z Direction
1	42,71	4,13E-08	0,52893	9,09E-10
2	201,92	3,15E-09	1,88E-07	0,026525
3	309,08	0,02032	2,43E-06	1,05E-08
4	616,67	3,33E-06	0,28619	7,04E-08
		Sum X = 0,086197	Sum Y = 0,81513	Sum Z = 0,026525

Порівняльний аналіз значень масової участі (табл. 2.1) системи в коливальному процесі показав, що найбільше значення фактора участі ефективної маси (effective mass participation factor (EMPF)), яке сягало від 53 % до 92 %, спостерігається на першій резонансній частоті і відповідає максимальній амплітуді переміщення плати відносно вертикальної осі. Фактор участі ефективної маси є відсотком маси системи, який бере участь у певній моді. Він забезпечує міру енергії, що міститься у кожній резонансній моді. Відомо, що мода з більшим EMPF вносить більш значний вклад в динамічний відгук системи. Більш того, сумарний фактор участі маси в усіх досліджених коливних системах, саме для вертикальної осі (Y), на відміну від інших осей, перевищував 80 %, як того вимагають більшість кодексів. Якщо розглядати вертикальні переміщення друкованої плати, то власні форми коливань друкованої плати, представленої пластиною, узгоджуються із власними формами коливання балки (п. 2.1.2).

Таким чином, в подальших дослідженнях заснованих на моделюванні напружено-деформованого стану і коливальних процесів у друкованій платі було

прийнято рішення застосовувати розрахункові моделі друкованої плати у вигляді багатопрогової балки із зосередженими та розподіленими масами, шарнірно-закріпленої на кінцях, що дає можливість істотно спростити динамічний аналіз механічної системи.

Вибір балки, як тіла, що моделює друковану плату, також пояснюється припущенням про те, що циліндричний згин плати можна розглядати як згин балки (смуги) прямокутного перетину в одній площині коливань, чому сприяють умови закріплення плати у двох паралельних напрямних корпусу несівної конструкції. Слід зазначити, що таке представлення відрізняється від заміни згину пластини (друкованої плати) згином безлічі балок-смуг прямокутного перетину, подумки вирізаних із пластини в поздовжньому напрямі, оскільки жорсткість пластини, в такому випадку, в цілому зменшується (прогини збільшуються). В наслідок ефекту Пуассона перерізи балок-смуг будуть деформуватись так, як це було б неможливо в суцільному тілі без порушення його цілісності. Ця стисненість деформації матеріалу і є причиною підвищеної жорсткості суцільного тіла у порівнянні із, вирізаними з нього, балками-смугами.

2.1.2 Континуально-дискретна математична модель вільних коливань друкованої плати

Для уточнення результатів модального аналізу друкованої плати розглянемо континуально-дискретну модель цієї системи. Розрахункову схему основи друкованої плати у вигляді прямокутної пластини з шарнірно закріпленими паралельними краями будемо розглядати як балку, встановлену на двох шарнірних опорах (рис. 2.10). Електронні компоненти, закріплені на основі, подаємо у вигляді точкових тіл масами $m_1, m_2, \dots, m_{n-1}$ і центральними моментами інерції $I_1, I_2, \dots, I_{n-1}$. Центри мас електронних компонентів ділять балку (модель основи) на відрізки (прогони) довжинами $l_1, l_2, \dots, l_n$, що є проєкціями відрізків, які сполучають центри мас електронних компонентів, на площину, перпендикулярну до шарнірно закріплених країв основи плати. Напружено-деформований стан прогонів балки розглядаємо у координатних системах x_i, w_i ($i = 1, 2, \dots, n$) з початками у центрах лівих крайніх поперечних перерізів відповідних прогонів, причому, $w_i(x_i, t)$ ($i = 1,$

2, ..., n) – прогини балки.

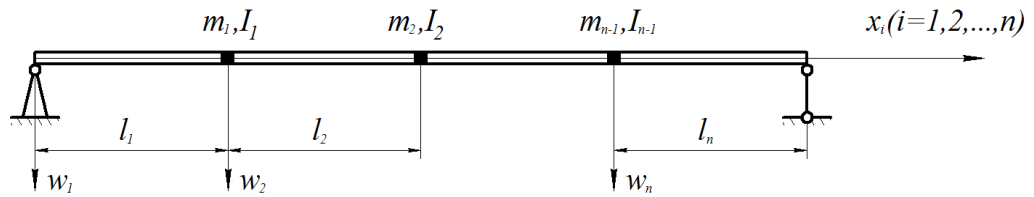


Рис. 2.10. Розрахункова схема аналізу вільних поперечних коливань друкованої плати як континуально-дискретної механічної системи

Рівняння поперечних коливань прогонів основи друкованої плати запишемо із застосуванням технічної теорії згину у вигляді:

$$\frac{\partial^4 w_i}{\partial \xi_i^4} + \frac{\mu_i l_i^4}{EI_i} \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (2.1)$$

де E – модуль пружності матеріалу основи друкованої плати; I_i , μ_i – осьовий момент інерції поперечного перерізу і погонна маса прогону плати; $\xi_i = x_i/l_i$ – відносна поздовжня координата прогону; t – час.

Кут повороту поперечного перерізу, згинальний момент і поперечна сила на i -му прогоні плати визначаються залежностями

$$\varphi_i = \frac{1}{l_i} \frac{\partial w_i}{\partial \xi_i}; \quad M_i = -\frac{EI_i}{l_i^2} \frac{\partial^2 w_i}{\partial \xi_i^2}; \quad Q_i = -\frac{EI_i}{l_i^3} \frac{\partial^3 w_i}{\partial \xi_i^3} \quad (i=1, 2, \dots, n). \quad (2.2)$$

Крайові умови для лівого шарнірно опертого кінця нижнього прогону плати записуємо у вигляді:

$$w_1(0, t) = 0; \quad M_1(0, t) = 0. \quad (2.3)$$

Умови спряження прогонів плати виражаються співвідношеннями:

$$w_{i+1}(0, t) = w_i(1, t); \quad \varphi_{i+1}(0, t) = \varphi_i(1, t);$$

$$Q_{i+1}(0, t) = Q_i(1, t) + m_i \frac{\partial^2 w_i(1, t)}{\partial t^2}; \quad M_{i+1}(0, t) = M_i(1, t) - I_i \frac{\partial^2 \varphi_i(1, t)}{\partial t^2} \quad (i=1, 2, \dots, n-1). \quad (2.4)$$

Крайові умови для шарнірно опертого кінця n -го прогону плати мають вигляд:

$$w_n(1, t) = 0; \quad M_n(1, t) = 0. \quad (2.5)$$

Таким чином, аналіз вільних коливань друкованої плати зводиться до

знаходження розв'язків рівнянь з частковими похідними (2.1), які б задовольняли крайові умови (2.3)–(2.5).

У випадку гармонічних коливань механічної системи розв'язки рівнянь (2.1) відшукуємо у вигляді:

$$w_i(\xi, t) = W_i(\xi_i) \sin \omega t \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.6)$$

де $W_i(\xi_i)$ – амплітудні функції прогинів прогонів основи плати.

Кут повороту поперечного перерізу і внутрішні силові чинники прогонів плати з урахуванням (2.2, 2.6) подаємо як:

$$\begin{aligned} \varphi_i(\xi, t) &= \Phi_i(\xi_i) \sin \omega t; & M_i(\xi, t) &= M_i^*(\xi_i) \sin \omega t; \\ Q_i(\xi, t) &= Q_i^*(\xi_i) \sin \omega t \quad (i = 1, 2, \dots, n), \end{aligned} \quad (2.7)$$

де $\Phi_i(\xi_i)$, $M_i^*(\xi_i)$, $Q_i^*(\xi_i)$ – амплітудні функції обертального переміщення поперечного перерізу та відповідних внутрішніх силових чинників.

Розділяючи змінні в рівняннях (2.1) з урахуванням (2.6), одержуємо диференціальні рівняння амплітудних функцій

$$\frac{d^4 W_i}{d \xi_i^4} - c_i^4 W_i = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.8)$$

де

$$c_i^4 = \frac{\omega^2 \mu_i l_i^4}{EI_i}.$$

Відповідно до методу початкових параметрів, розв'язки рівнянь (2.8) подаємо у матричній формі:

$$Y_i(\xi_i) = S_i(\xi_i) Y_i(0) \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.9)$$

де

$$\begin{aligned} Y_i(\xi_i) &= \text{col}(W_i(\xi_i), W_i'(\xi_i), W_i''(\xi_i), W_i'''(\xi_i)), \\ S_i(\xi_i) &= \begin{pmatrix} \Psi_{1i}(\xi_i) & \Psi_{2i}(\xi_i) & \Psi_{3i}(\xi_i) & \Psi_{4i}(\xi_i) \\ \Psi_{1i}'(\xi_i) & \Psi_{2i}'(\xi_i) & \Psi_{3i}'(\xi_i) & \Psi_{4i}'(\xi_i) \\ \Psi_{1i}''(\xi_i) & \Psi_{2i}''(\xi_i) & \Psi_{3i}''(\xi_i) & \Psi_{4i}''(\xi_i) \\ \Psi_{1i}'''(\xi_i) & \Psi_{2i}'''(\xi_i) & \Psi_{3i}'''(\xi_i) & \Psi_{4i}'''(\xi_i) \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Тут $\Psi_{1i}, \Psi_{2i}, \Psi_{3i}, \Psi_{4i}$ – фундаментальна система інтегралів рівняння (2.8), що визначаються за формулами:

$$\begin{aligned}\Psi_{1i}(\xi_i) &= \frac{1}{2}(\operatorname{chc}_i \xi_i + \operatorname{cosc}_i \xi_i), & \Psi_{2i}(\xi_i) &= \frac{1}{2}(\operatorname{shc}_i \xi_i + \operatorname{sinc}_i \xi_i), \\ \Psi_{3i}(\xi_i) &= \frac{1}{2}(\operatorname{chc}_i \xi_i - \operatorname{cosc}_i \xi_i), & \Psi_{4i}(\xi_i) &= \frac{1}{2}(\operatorname{shc}_i \xi_i - \operatorname{sinc}_i \xi_i).\end{aligned}\quad (2.11)$$

Із сумісного розгляду залежностей (2.2), (2.6), (2.7) одержуємо матричні рівності:

$$F_i(\xi_i) = B_{1i} Y_i(\xi_i), \quad Y_i(\xi_i) = B_{2i} F_i(\xi_i) \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.12)$$

де

$$B_{1i} = \operatorname{diag}\left(1, 1/l_i, -EI_i/l_i^2, -EI_i/l_i^3\right), \quad B_{2i} = \operatorname{diag}\left(1, l_i, -l_i^2/(EI_i), -l_i^3/(EI_i)\right); \quad (2.13)$$

$$F_i(\xi_i) = \operatorname{col}(W_i(\xi_i), \Phi_i(\xi_i), M_i^*(\xi_i), Q_i^*(\xi_i)). \quad (2.14)$$

Беручи до уваги залежності (2.9)–(2.14), записуємо матричне співвідношення:

$$F_i(\xi_i) = B_{1i} S_i(\xi_i) B_{2i} F_i(0) \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (2.15)$$

З урахуванням (2.6), (2.7) виключаємо з крайових умов (2.3)–(2.5) функції часу, після чого одержуємо:

$$F_{i+1}(0) = R_i F_i(1) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1), \quad (2.16)$$

де

$$R_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & I_i \omega^2 & 1 & 0 \\ -m_i \omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (i = 1, 2, \dots, n);$$

$$F_1(0) = \operatorname{col}\left(0, \Phi_1(0), 0, Q_1^*(0)\right); \quad (2.17)$$

$$F_n(1) = \operatorname{col}\left(0, \Phi_n(1), 0, Q_n^*(1)\right). \quad (2.18)$$

На основі матричних співвідношень (2.15) і (2.16), а також виразів (2.17), (2.18) встановлюємо зв'язок матриць-стовпців $F_1(0)$ і $F_n(1)$:

$$F_n(1) = B_{1n} S_n(1) B_{2n} \left[\prod_{i=n-1}^1 (R_i B_{1i} S_i(1) B_{2i}) \right] F_1(0). \quad (2.19)$$

Вільні коливання механічної системи аналізуємо у такій послідовності. Реакції першого і третього елементів матриці-колонки $F_n(1)$, що виражається співвідношенням (2.18), на одиничні значення другої та четвертої компонент матриці-колонки $F_1(0)$, яка має вигляд (2.17), позначаємо w_φ , w_q , m_φ та m_q

відповідно. Для того, щоб третій і четвертий елементи матриці-колонки $F_n(1)$ дорівнювали нулю, повинні задовольнятися співвідношення:

$$w_\phi \Phi_1(0) + w_q Q_1^*(0) = 0; \quad m_\phi \Phi_1(0) + m_q Q_1^*(0) = 0. \quad (2.20)$$

Ненульові розв'язки однорідної системи рівнянь (2.20) існують за умови, що її визначник дорівнює нулю. Отже, частотне рівняння механічної системи має вигляд:

$$w_\phi m_q - w_q m_\phi = 0. \quad (2.21)$$

Величини w_ϕ , w_q , m_ϕ та m_q , що входять до рівнянь (2.20), є функціями циклічної частоти коливань ω і визначаються за допомогою матричної рівності (2.10). З умови (2.21) визначаємо власні частоти механічної системи. Форми коливань прогонів основи друкованої плати знаходимо за залежністю (2.15) з урахуванням співвідношень (2.9)–(2.13). Для того, щоб сформувати матрицю-колонку $F_1(0)$ (2.17), яка містить початкові параметри першого прогону плати, визначаємо з точністю до сталого множника невідомі однорідної системи рівнянь (2.20). Початкові параметри інших прогонів знаходимо за співвідношеннями:

$$F_i(0) = \prod_{j=i-1}^1 (R_j B_{1j} S_j(1) B_{2j}) F_1(0) \quad (i = 2, 3, \dots, n), \quad (2.22)$$

що впливають із залежностей (2.15) та (2.16).

Розглянута методика розрахунку частот і форм вільних коливань друкованої плати ґрунтується на застосуванні методу початкових параметрів, що сприяє систематизації обчислювального процесу та полегшенню числової реалізації математичної моделі за допомогою комп'ютера (Додаток А).

В таблиці 2.2 подано результати розрахунку форми коливань для переміщень та максимальних нормальних напружень поперечних перерізів балки на 4-х критичних частотах коливань для 9 можливих варіантів розташування мас електронних компонентів на поверхні балки.

Розрахунок форм поперечних коливань був виконаний за такими параметрами. Габаритні розміри балки: $l = 0,18$ м – довжина; $b = 0,05$ м – ширина; $h = 0,0015$ м – товщина. Загальна маса коливної системи $m = 0,05$ кг складається із маси основи друкованої плати $m_{\text{оп}} = 0,015$ кг та маси електронних компонентів

$m_{ЕК} = 0,035$ кг, яка, в свою чергу, представлена рівномірно розподіленою масою $m_{ЕКР}$, або зосередженою масою $m_{ЕКЗ}$. $K = 21$ – кількість точок апроксимації по довжині балки для визначення поперечних коливань. Модуль пружності Юнга балки $E = 14 \times 10^9$ Н/м². Площа поперечного перерізу балки $N = 75 \times 10^{-6}$ м². Осьовий момент інерції поперечного перерізу балки $I = \frac{bh^3}{12} = 14,06 \times 10^{-12}$ м⁴.

Таблиця 2.2 – Розраховані форми вільних коливань моделей друкованих плат

Параметри та схеми коливних систем	Форми поперечних вільних коливань
Рис. 2.11 – Варіант 1 $l = 0,18$ м; $b = 0,05$ м; $h = 0,0015$ м; $m_{ОП} = 0,015$ кг; $m_{ЕКР} = 0,035$ кг. Резонансні частоти коливань: 1) $f_{01} = 28,88$ Гц – 1 Mode (рис. 2, 3); 2) $f_{02} = 115,48$ Гц – 2 Mode (рис. 2, 3); 3) $f_{03} = 259,8$ Гц – 3 Mode (рис. 2, 3); 4) $f_{04} = 461,8$ Гц – 4 Mode (рис. 2, 3).	Рис. 2.12. Відносні вертикальні переміщення Рис. 2.13. Відносні максимальні нормальні напруження

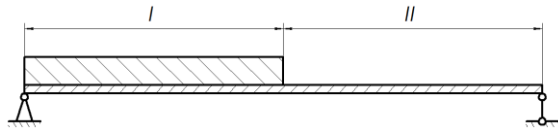


Рис. 2.14 – Варіант 2

Ділянка I:

$$l^I = 0,09 \text{ м}; b^I = 0,05 \text{ м}; h^I = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{оп}}^I = 0,0075 \text{ кг};$$

$$m_{\text{екр}}^I = 0,035 \text{ кг}.$$

Ділянка II:

$$l^{\text{II}} = 0,09 \text{ м}; b^{\text{II}} = 0,05 \text{ м}; h^{\text{II}} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{оп}}^{\text{II}} = 0,0075 \text{ кг}.$$

Резонансні частоти коливань:

- 1) $f_{01} = 40,24 \text{ Гц}$ – 1 Mode (рис. 5, 6);
- 2) $f_{02} = 202,4 \text{ Гц}$ – 2 Mode (рис. 5, 6);
- 3) $f_{03} = 416,2 \text{ Гц}$ – 3 Mode (рис. 5, 6);
- 4) $f_{04} = 747,4 \text{ Гц}$ – 4 Mode (рис. 5, 6).

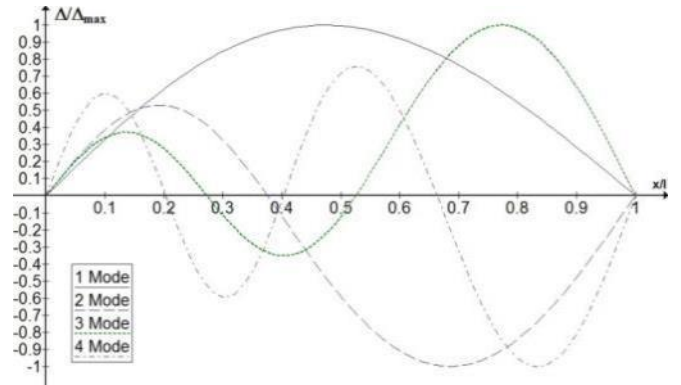


Рис. 2.15. Відносні вертикальні переміщення

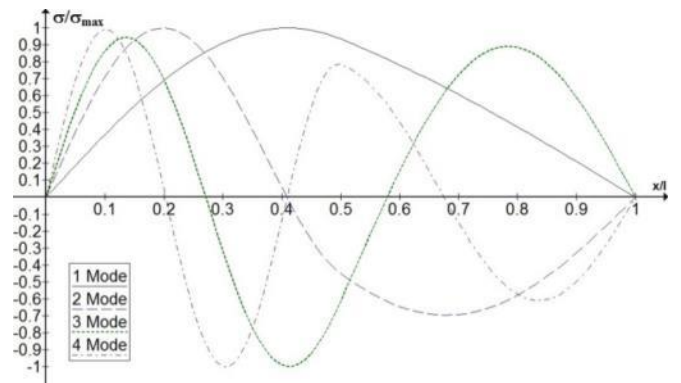


Рис. 2.16. Відносні максимальні нормальні
напруження

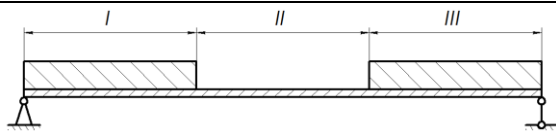


Рис. 2.17. Варіант 3

Ділянка I:

$$l^I = 0,06 \text{ м}; b^I = 0,05 \text{ м}; h^I = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{оп}}^I = 0,005 \text{ кг};$$

$$m_{\text{екр}}^I = 0,0175 \text{ кг}.$$

Ділянка II:

$$l^{\text{II}} = 0,06 \text{ м}; b^{\text{II}} = 0,05 \text{ м}; h^{\text{II}} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{оп}}^{\text{II}} = 0,005 \text{ кг}.$$

Ділянка III:

$$l^{\text{III}} = 0,06 \text{ м}; b^{\text{III}} = 0,05 \text{ м}; h^{\text{III}} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{оп}}^{\text{III}} = 0,005 \text{ кг};$$

$$m_{\text{екр}}^{\text{III}} = 0,0175 \text{ кг}.$$

Резонансні частоти коливань:

- 1) $f_{01} = 48,96 \text{ Гц}$ – 1 Mode (рис. 8, 9);
- 2) $f_{02} = 151,38 \text{ Гц}$ – 2 Mode (рис. 8, 9);
- 3) $f_{03} = 436,2 \text{ Гц}$ – 3 Mode (рис. 8, 9);
- 4) $f_{04} = 691 \text{ Гц}$ – 4 Mode (рис. 8, 9).

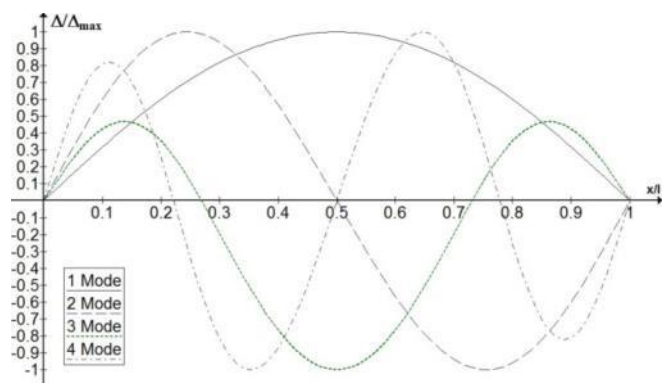


Рис. 2.18. Відносні вертикальні переміщення

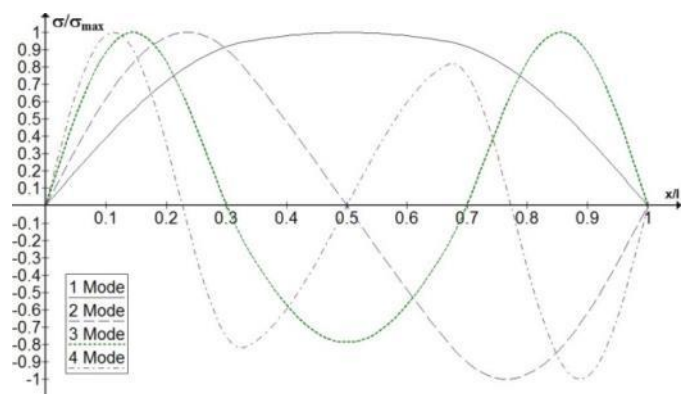


Рис. 2.19. Відносні максимальні нормальні
напруження

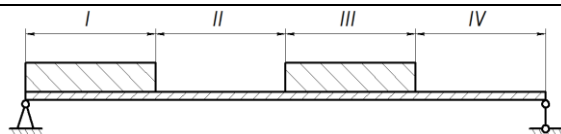


Рис. 2.20. Варіант 4

Ділянка I:

$$l^I = 0,045 \text{ м}; b^I = 0,05 \text{ м}; h^I = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{оп}}^I = 0,00375 \text{ кг}; m_{\text{екр}}^I = 0,0175 \text{ кг}.$$

Ділянка II:

$$l^{\text{II}} = 0,045 \text{ м}; b^{\text{II}} = 0,05 \text{ м}; h^{\text{II}} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{оп}}^{\text{II}} = 0,00375 \text{ кг}.$$

Ділянка III:

$$l^{\text{III}} = 0,045 \text{ м}; b^{\text{III}} = 0,05 \text{ м}; h^{\text{III}} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{оп}}^{\text{III}} = 0,00375 \text{ кг}; m_{\text{екр}}^{\text{III}} = 0,0175 \text{ кг}.$$

Ділянка IV:

$$l^{\text{IV}} = 0,045 \text{ м}; b^{\text{IV}} = 0,05 \text{ м}; h^{\text{IV}} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{оп}}^{\text{IV}} = 0,00375 \text{ кг}.$$

Резонансні частоти коливань:

- 1) $f_{01} = 40,72 \text{ Гц}$ – 1 Mode (рис. 11, 12);
- 2) $f_{02} = 162,04 \text{ Гц}$ – 2 Mode (рис. 11, 12);
- 3) $f_{03} = 407,6 \text{ Гц}$ – 3 Mode (рис. 11, 12);
- 4) $f_{04} = 822,2 \text{ Гц}$ – 4 Mode (рис. 11, 12).

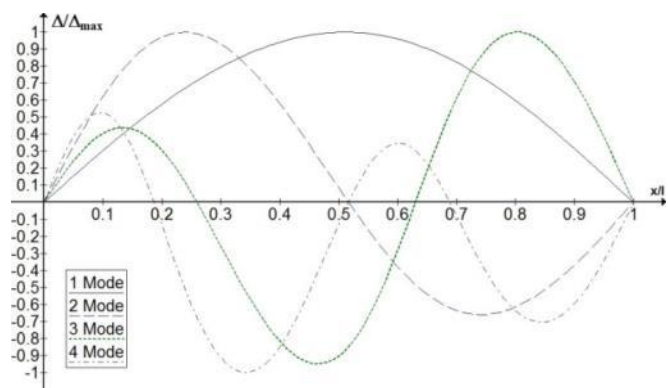


Рис. 2.21. Відносні вертикальні переміщення

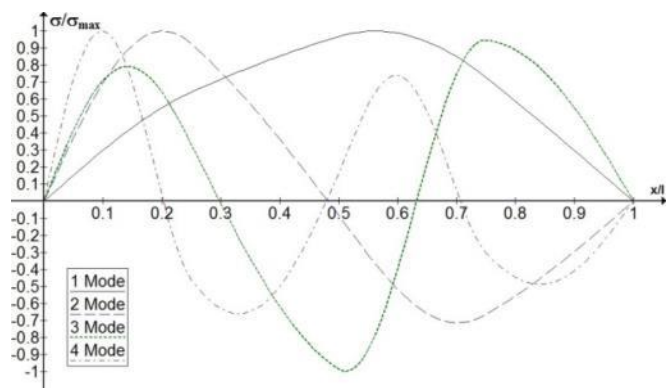


Рис. 2.22. Відносні максимальні нормальні напруження

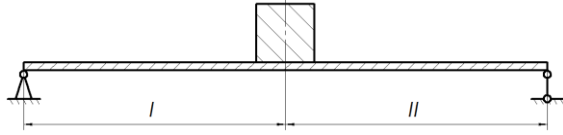


Рис. 2.23. Варіант 5

$$m_{\text{ЕКЗ}} = 0,035 \text{ кг};$$

$$J_{\text{ЕКЗ}} = 33,3 \times 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Ділянка I:

$$l^I = 0,09 \text{ м}; b^I = 0,05 \text{ м}; h^I = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^I = 0,0075 \text{ кг}.$$

Ділянка II:

$$l^{II} = 0,09 \text{ м}; b^{II} = 0,05 \text{ м}; h^{II} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^{II} = 0,0075 \text{ кг}.$$

Резонансні частоти коливань:

- 1) $f_{01} = 30,68 \text{ Гц}$ – 1 Mode (рис. 14, 15);
- 2) $f_{02} = 326,4 \text{ Гц}$ – 2 Mode (рис. 14, 15);
- 3) $f_{03} = 530,4 \text{ Гц}$ – 3 Mode (рис. 14, 15);
- 4) $f_{04} = 1301,8 \text{ Гц}$ – 4 Mode (рис. 14, 15).

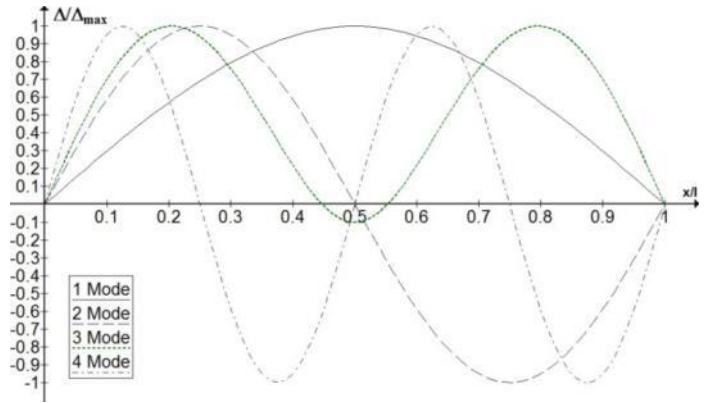


Рис. 2.24. Відносні вертикальні переміщення

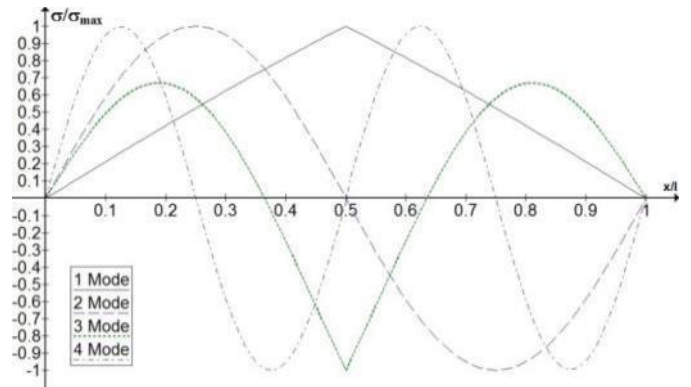


Рис. 2.25. Відносні максимальні нормальні напруження

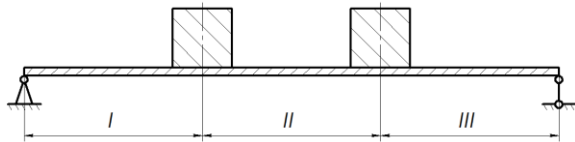


Рис. 2.26. Варіант 6

$$m_{\text{ЕКЗ}} = 0,0175 \text{ кг};$$

$$J_{\text{ЕКЗ}} = 16,65 \times 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Ділянка I:

$$l^I = 0,06 \text{ м}; b^I = 0,05 \text{ м}; h^I = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^I = 0,005 \text{ кг}.$$

Ділянка II:

$$l^{II} = 0,06 \text{ м}; b^{II} = 0,05 \text{ м}; h^{II} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^{II} = 0,005 \text{ кг}.$$

Ділянка III:

$$l^{III} = 0,06 \text{ м}; b^{III} = 0,05 \text{ м}; h^{III} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^{III} = 0,005 \text{ кг}.$$

Резонансні частоти коливань:

- 1) $f_{01} = 34,78 \text{ Гц}$ – 1 Mode (рис. 17, 18);
- 2) $f_{02} = 136,06 \text{ Гц}$ – 2 Mode (рис. 17, 18);
- 3) $f_{03} = 733,4 \text{ Гц}$ – 3 Mode (рис. 17, 18);
- 4) $f_{04} = 979 \text{ Гц}$ – 4 Mode (рис. 17, 18).

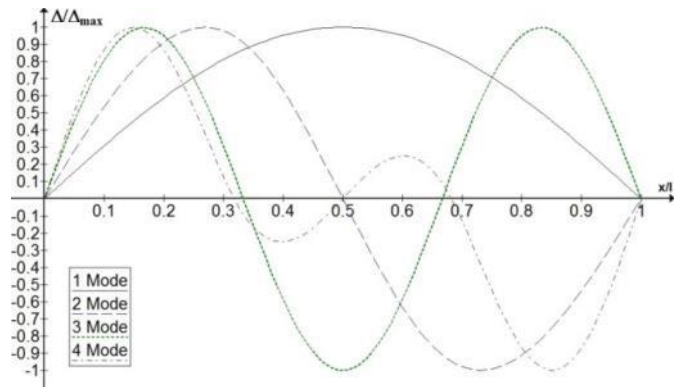


Рис. 2.27. Відносні вертикальні переміщення

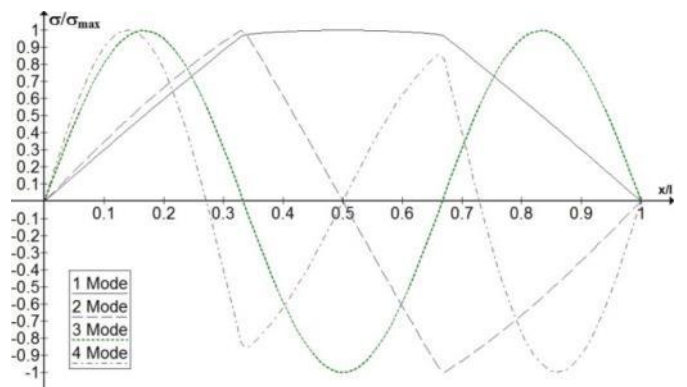


Рис. 2.28. Відносні максимальні нормальні напруження

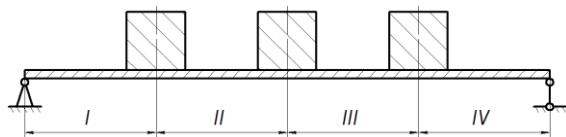


Рис. 2.29. Варіант 7

$$m_{\text{ЕКЗ}} = 0,0117 \text{ кг};$$

$$J_{\text{ЕКЗ}} = 11,1 \times 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Ділянка I:

$$l^I = 0,045 \text{ м}; b^I = 0,05 \text{ м}; h^I = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^I = 0,00375 \text{ кг};$$

Ділянка II:

$$l^{II} = 0,045 \text{ м}; b^{II} = 0,05 \text{ м}; h^{II} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^{II} = 0,00375 \text{ кг}.$$

Ділянка III:

$$l^{III} = 0,045 \text{ м}; b^{III} = 0,05 \text{ м}; h^{III} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^{III} = 0,00375 \text{ кг}.$$

Ділянка IV:

$$l^{IV} = 0,045 \text{ м}; b^{IV} = 0,05 \text{ м}; h^{IV} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^{IV} = 0,00375 \text{ кг}.$$

Резонансні частоти коливань:

- 1) $f_{01} = 36,5 \text{ Гц}$ – 1 Mode (рис. 20, 21);
- 2) $f_{02} = 145,34 \text{ Гц}$ – 2 Mode (рис. 20, 21);
- 3) $f_{03} = 314,2 \text{ Гц}$ – 3 Mode (рис. 20, 21);
- 4) $f_{04} = 1301,8 \text{ Гц}$ – 4 Mode (рис. 20, 21).

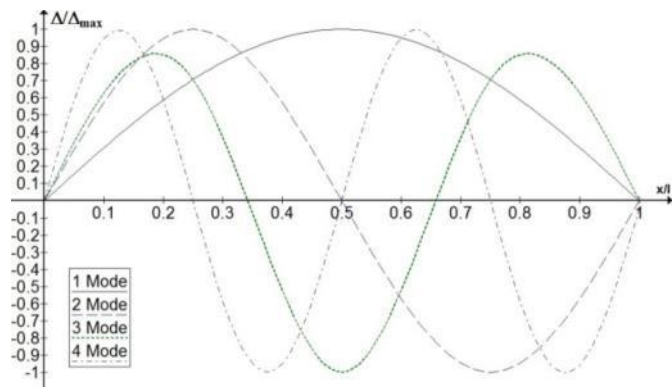


Рис. 2.30. Відносні вертикальні переміщення

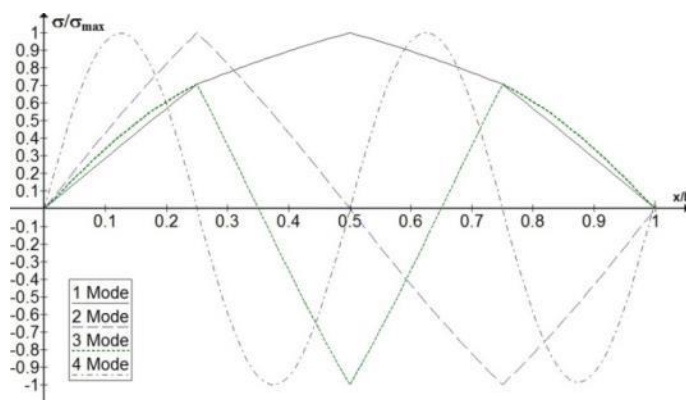


Рис. 2.31. Відносні максимальні нормальні напруження

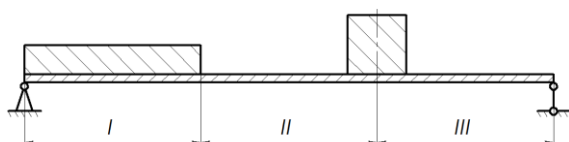


Рис. 2.32. Варіант 8

$$m_{\text{ЕКЗ}} = 0,0175 \text{ кг};$$

$$J_{\text{ЕКЗ}} = 16,65 \times 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Ділянка I:

$$l^I = 0,06 \text{ м}; b^I = 0,05 \text{ м}; h^I = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^I = 0,005 \text{ кг};$$

$$m_{\text{ЕКР}}^I = 0,0175 \text{ кг}.$$

Ділянка II:

$$l^{II} = 0,06 \text{ м}; b^{II} = 0,05 \text{ м}; h^{II} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^{II} = 0,005 \text{ кг}.$$

Ділянка III:

$$l^{III} = 0,06 \text{ м}; b^{III} = 0,05 \text{ м}; h^{III} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^{III} = 0,005 \text{ кг}.$$

Резонансні частоти коливань:

- 1) $f_{01} = 40,02 \text{ Гц}$ – 1 Mode (рис. 23, 24);
- 2) $f_{02} = 146,52 \text{ Гц}$ – 2 Mode (рис. 23, 24);
- 3) $f_{03} = 527,8 \text{ Гц}$ – 3 Mode (рис. 23, 24);
- 4) $f_{04} = 875,2 \text{ Гц}$ – 4 Mode (рис. 23, 24).

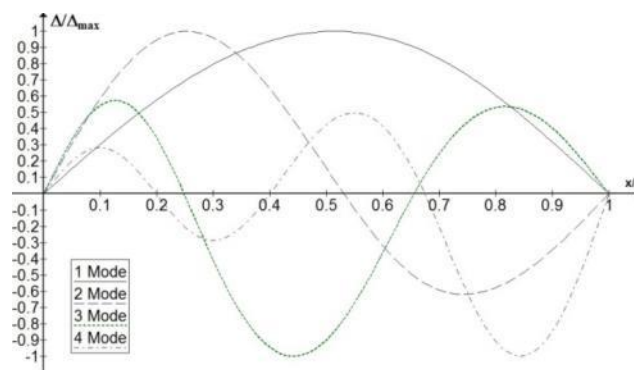


Рис. 2.33. Відносні вертикальні переміщення

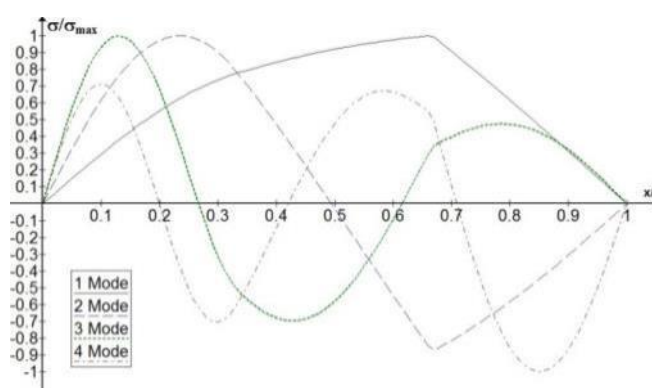


Рис. 2.34. Відносні максимальні нормальні напруження

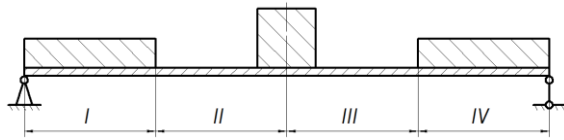


Рис. 2.35. Варіант 9

$$m_{\text{ЕКЗ}} = 0,0117 \text{ кг};$$

$$J_{\text{ЕКЗ}} = 11,1 \times 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Ділянка I:

$$l^I = 0,045 \text{ м}; b^I = 0,05 \text{ м}; h^I = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^I = 0,00375 \text{ кг}; m_{\text{ЕКР}}^I = 0,0117 \text{ кг}.$$

Ділянка II:

$$l^{II} = 0,045 \text{ м}; b^{II} = 0,05 \text{ м}; h^{II} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^{II} = 0,00375 \text{ кг}.$$

Ділянка III:

$$l^{III} = 0,045 \text{ м}; b^{III} = 0,05 \text{ м}; h^{III} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^{III} = 0,00375 \text{ кг}.$$

Ділянка IV:

$$l^{IV} = 0,045 \text{ м}; b^{IV} = 0,05 \text{ м}; h^{IV} = 0,0015 \text{ м};$$

$$m_{\text{ОП}}^{IV} = 0,00375 \text{ кг}; m_{\text{ЕКР}}^{IV} = 0,0117 \text{ кг}.$$

Резонансні частоти коливань:

$$1) f_{01} = 42,26 \text{ Гц} - 1 \text{ Mode (рис. 26, 27);}$$

$$2) f_{02} = 186,6 \text{ Гц} - 2 \text{ Mode (рис. 26, 27);}$$

$$3) f_{03} = 318,8 \text{ Гц} - 3 \text{ Mode (рис. 26, 27);}$$

$$4) f_{04} = 892,2 \text{ Гц} - 4 \text{ Mode (рис. 26, 27).}$$

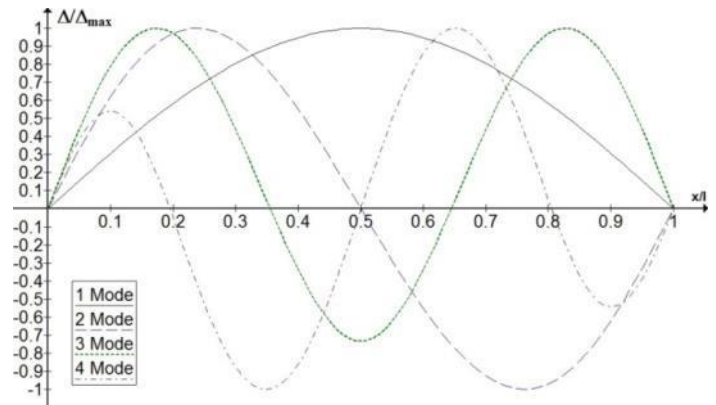


Рис. 2.36. Відносні вертикальні переміщення

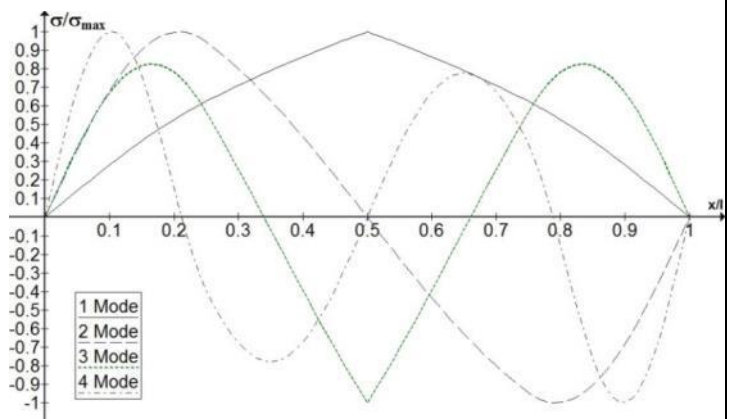


Рис. 2.37. Відносні максимальні нормальні напруження

Континуально-дискретна математична модель може використовуватись для уточненого аналізу динамічних процесів та напружено-деформованого стану несівних конструкцій друкованих плат, тоді як для інженерних обрахунків можна запропонувати більш прості – дискретні математичні моделі коливної системи друкованої плати.

2.1.3 Дискретна математична модель вільних коливань друкованої плати

Розглянемо вільні коливання друкованої плати з шарнірно закріпленими торцями, розрахункова схема якої подана у вигляді балки, встановленої на шарнірних опорах (рис. 2.38), де l – довжина плати; $m_1, m_2, \dots, m_n$ – маси електронних компонентів, визначені з урахуванням зведених мас основи плати; $a_1, a_2, \dots, a_n$ – горизонтальні координати центрів мас електронних компонентів, що відраховуються від опори A у напрямі осі x ; $y_1, y_2, \dots, y_n$ – вертикальні переміщення центрів мас електронних компонентів; R_A, R_B – реакції опор плати.

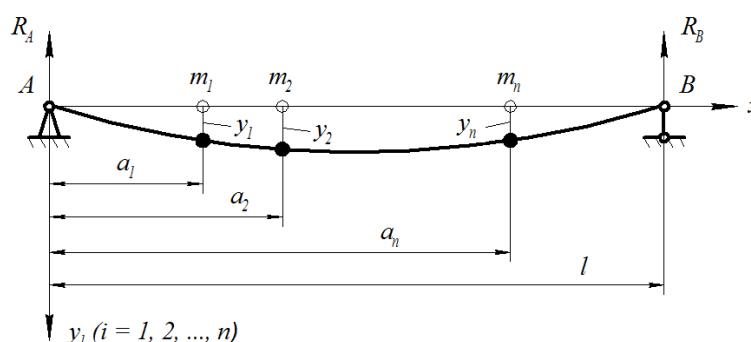


Рис. 2.38. Розрахункова схема друкованої плати для визначення власних частот і форм коливань

Запишемо рівняння динамічної рівноваги механічної системи плати в оберненій формі:

[illegible]

У випадку вільних коливань переміщення матеріальних тіл системи описуються гармонічними функціями:

$$y_i = Y_i \sin(\omega t) \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.24)$$

де Y_i і ω – амплітуди й циклічна частота коливань.

Підставляючи вирази (2.24) до рівнянь (2.23), одержуємо

(2.25)

шляхом обчислення інтегралів Мора:

(2.26)

де E – модуль пружності першого роду матеріалу основи плати; I_z – момент інерції поперечного перерізу основи плати у вертикальній площині, паралельній до її шарнірно закріплених торців; $M_i(x)$, $M_j(x)$ – згинальні моменти у поперечних перерізах основи плати, спричинені дією одиничних сил, прикладених у точках закріплення i -го та j -го електронних компонентів.

Значення згинального моменту $M_i(x)$ знаходимо як:

(2.27)

причому,

(2.28)

Згинальний момент $M_z(x)$ знаходимо аналогічно, тобто:

(2.29)

причому,

(2.30)

Запишемо однорідну систему алгебричних рівнянь (2.25) у вигляді:

(2.31)

де:

$$\lambda = \frac{1}{\omega^2}. \quad (2.32)$$

Зведемо систему рівнянь (2.31) до матричної форми:

$$\Delta \cdot M - E \cdot \lambda = 0, \quad (2.33)$$

де Δ , M , E – квадратні матриці розмірності $n \times n$:

$$\Delta = \begin{pmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \dots & \delta_{1n} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \dots & \delta_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \delta_{n1} & \delta_{n2} & \dots & \delta_{nn} \end{pmatrix}; \quad M = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & m_n \end{pmatrix}; \quad E = \begin{pmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{pmatrix}. \quad (2.34)$$

Отже, обчислення n дійсних значень параметра λ зводиться до розв'язання задачі на власні числа для квадратної матриці, що дорівнює $\Delta \cdot M$. Далі, відповідно до формули (2.33), знаходимо циклічні ω_k і технічні f_k власні частоти за формулами

$$\omega_k = \sqrt{\frac{1}{\lambda_k}}; \quad f_k = \frac{\omega_k}{2\pi} \quad (k = 1, 2, \dots, n).$$

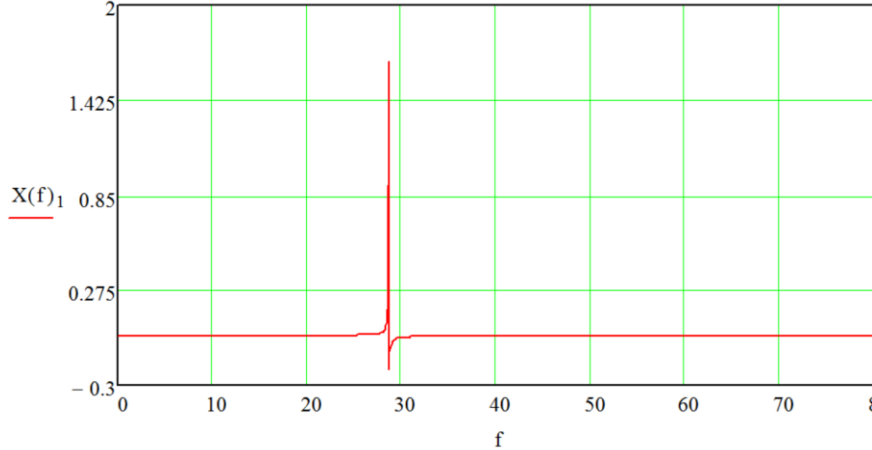
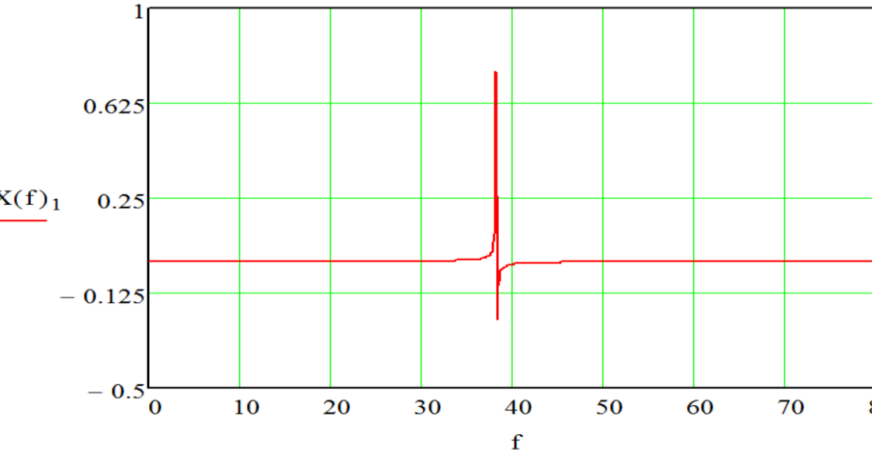
Для кожної із власних частот механічної системи із системи рівнянь (2.33) можна визначити власні форми коливань у вигляді обчислених з точністю до сталого множника амплітуд коливань механічної системи.

2.1.4 Дискретна математична модель кінематично збуджуваних коливань друкованої плати

Розглянемо вимушені кінематично збуджувані коливання друкованої плати, зображеної на рис. 2.39. У даному випадку повні вертикальні переміщення електронних компонентів плати $y_{s1}, y_{s2}, \dots, y_{sn}$ складаються з переміщення основи y_0 і відносних переміщень компонентів $y_1, y_2, \dots, y_n$ щодо основи.

подані в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Амлітудно-частотні характеристики коливань моделей друкованих плат (рис. 2.39)

Параметри коливної системи	Амлітудно-частотні характеристики $X(f)_i$
$m_1 = 0,05$ кг; $a_1 = 0,09$ м. Резонансна частота коливань: $f_{01} = 28.649$ Гц	 Рис. 2.40. Одномасова симетрична коливна система
$m_1 = 0,05$ кг; $a_1 = 0,045$ м. Резонансна частота коливань: $f_{01} = 38.305$ Гц	 Рис. 2.41. Одномасова асиметрична коливна система

$m_1 = m_2 = 0,025 \text{ кг};$
 $a_1 = 0,06 \text{ м};$
 $a_2 = 0,12 \text{ м}.$

Резонансні частоти
 коливань:
 $f_{01} = 33.294 \text{ Гц};$
 $f_{02} = 129.042 \text{ Гц}.$

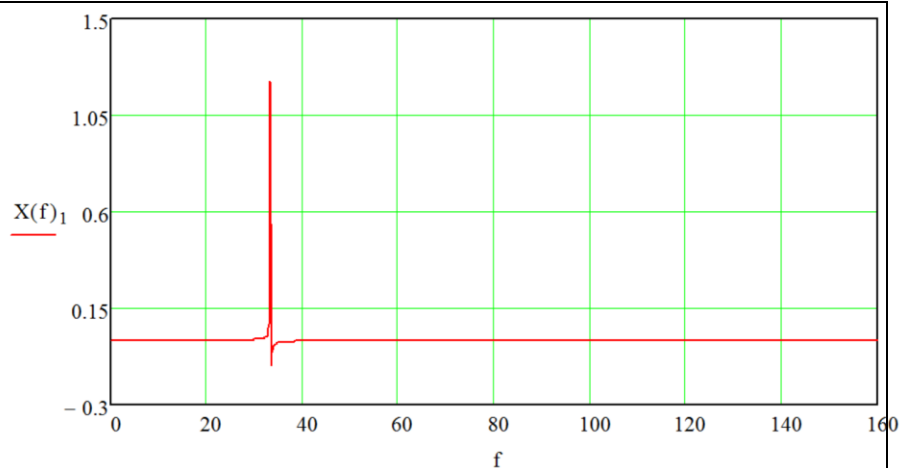
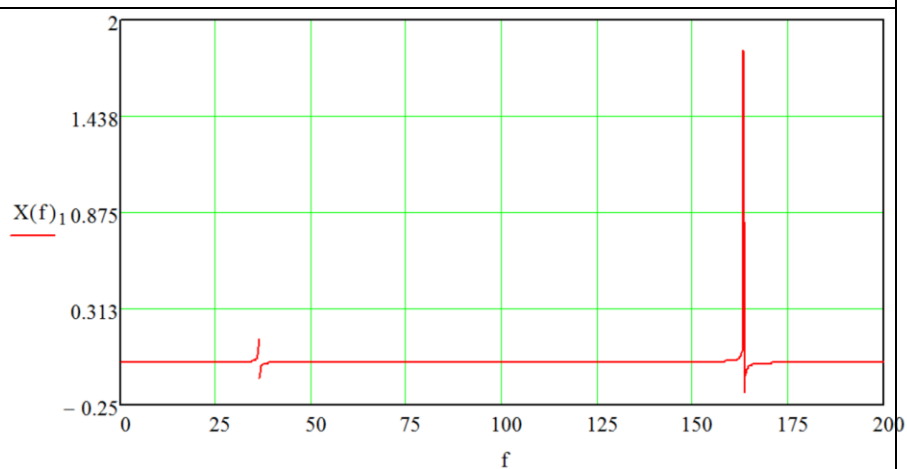


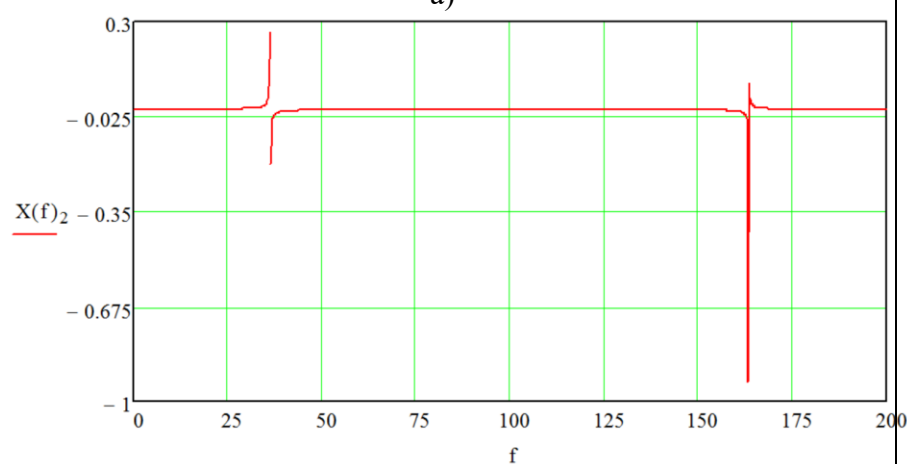
Рис. 2.42. Двомасова симетрична

$m_1 = m_2 = 0,025 \text{ кг};$
 $a_1 = 0,03 \text{ м};$
 $a_2 = 0,09 \text{ м}.$

Резонансні частоти
 коливань:
 $f_{01} = 36.282 \text{ Гц};$
 $f_{02} = 163.417 \text{ Гц}.$



а)



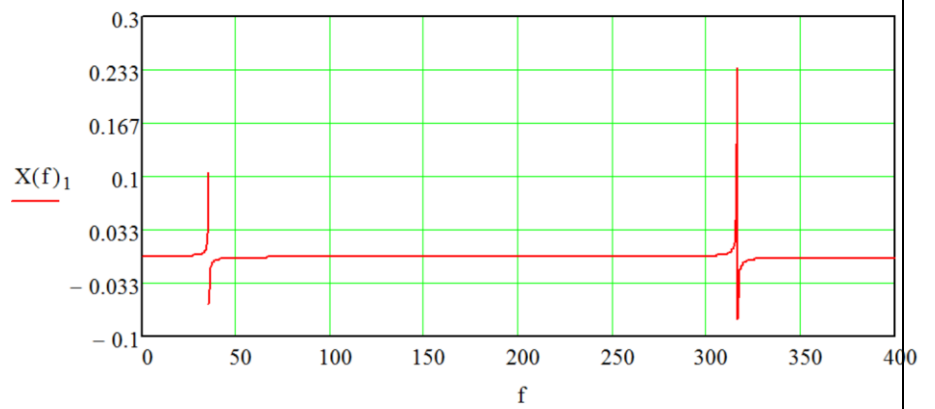
б)

Рис. 2.43. Двомасова асиметрична: а) m_1 ; б) m_2

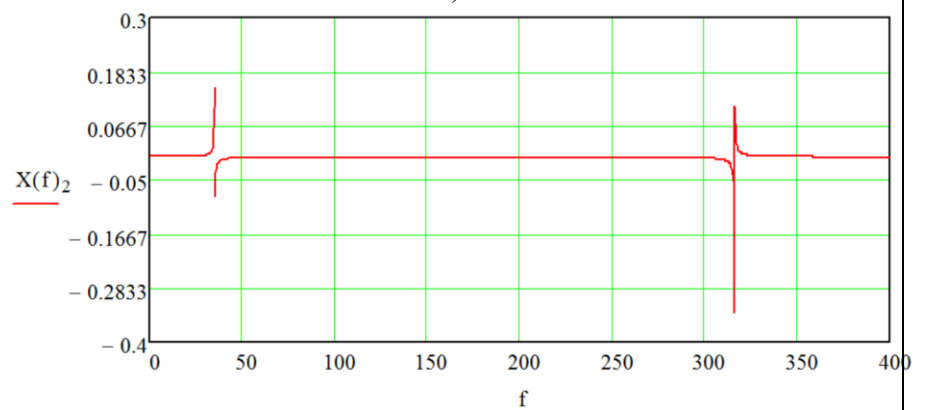
$m_1 = m_2 = m_3 = 0,0167$
 кг;
 $a_1 = 0,045$ м;
 $a_2 = 0,09$ м;
 $a_3 = 0,135$ м.

Резонансні частоти
 коливань:

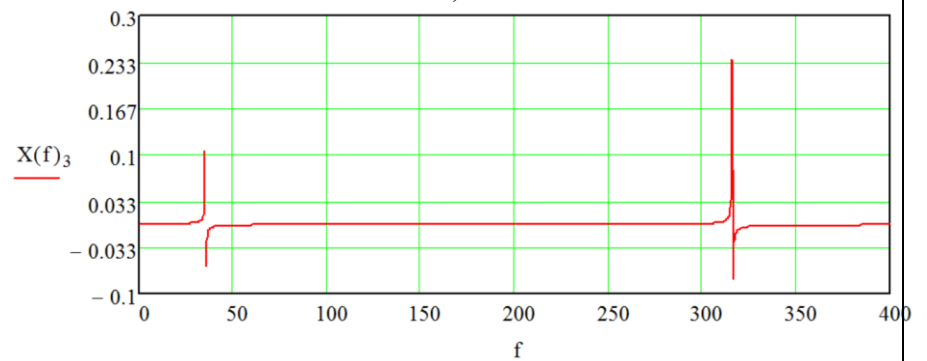
$f_{01} = 35.343$ Гц;
 $f_{02} = 141.544$ Гц;
 $f_{03} = 316.098$ Гц.



а)



б)



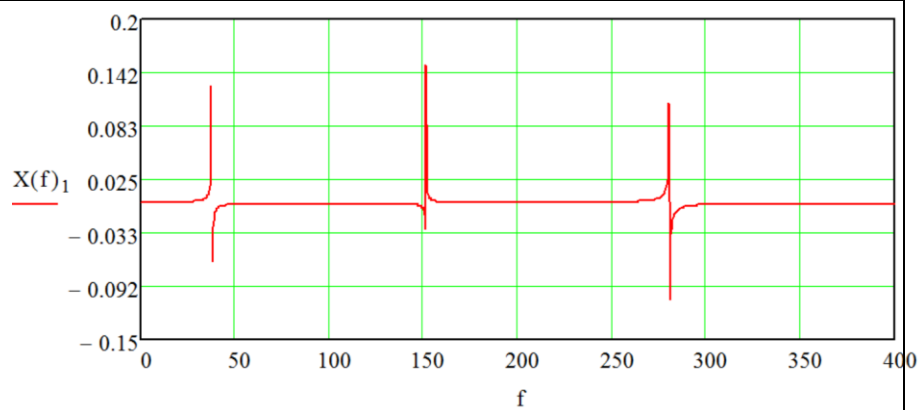
в)

Рис. 2.44. Тримасова симетрична: а) m_1 ; б) m_2 ; в) m_3

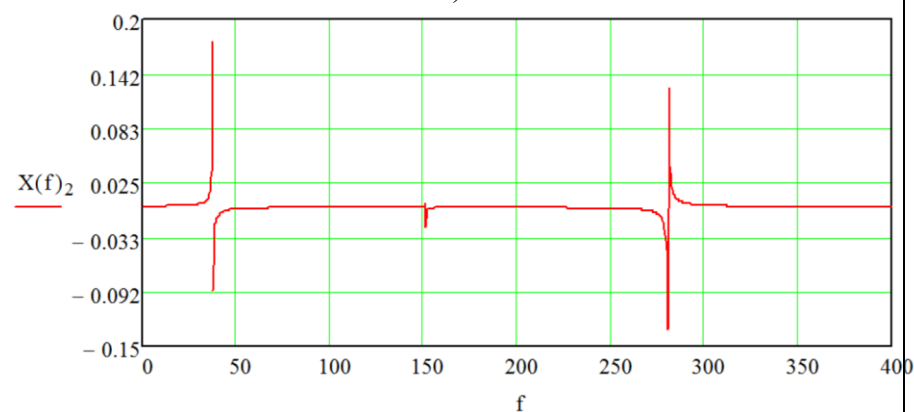
$m_1 = m_2 = m_3 = 0,0167$
 кг;
 $a_1 = 0,045$ м;
 $a_2 = 0,09$ м;
 $a_3 = 0,15$ м.

Резонансні частоти
коливань:

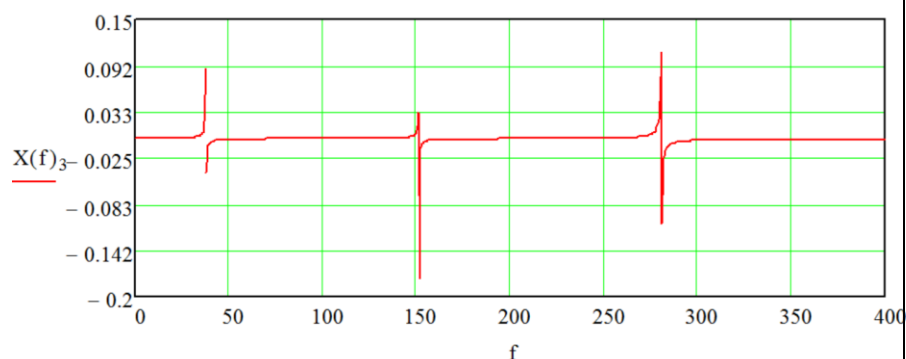
$f_{01} = 37.734$ Гц;
 $f_{02} = 151.536$ Гц;
 $f_{03} = 280.696$ Гц.



а)



б)



в)

Рис. 2.45. Тримасова асиметрична: а) m_1 ; б) m_2 ; в) m_3

Слід відзначити відсутність резонансних коливань на другій критичній частоті в симетричних коливних системах із двома та трьома ступенями вільності. Тобто коливна система, в якій зосереджені маси розташовані симетрично відносно вертикальної осі симетрії балки, в системі, де масу самої балки (основи ДП) можна вважати незначною в порівнянні із зосередженими масами, маси, розташовані на протилежних сторонах від осі симетрії, діють як динамічний згашувач коливань на

другій критичній частоті коливань. Цей ефект може бути використаний в процесі компоновки масивних електронних компонентів на поверхні друкованих плат для зменшення резонансних режимів коливання.

2.1.5 Математичне моделювання вимушених коливань друкованої плати із масивним електронним компонентом

У випадку коли конструкція ДП містить масивний електронний компонент, або групу компонентів, маса яких переважає масу основи плати, і таким чином створює нерівномірність навантаження коливної системи, коливання друкованої плати з шарнірно закріпленими торцями, можна розглядати за допомогою розрахункової схеми, яка подана на рис. 2.46, де l – довжина плати; m – маса електронного компоненту, визначена з урахуванням зведеної маси основи плати; a – координата розташування зосередженої маси на осі балки відносно її лівої опори.

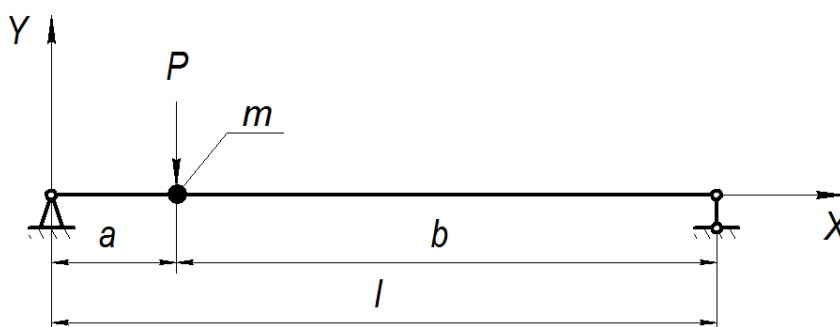


Рис. 2.46. Схема навантаження балки з урахуванням зведеної маси основи плати

Зведену масу основи друкованої плати визначимо із застосуванням методу початкових параметрів. Універсальне рівняння пружної лінії балки (рис. 2.46) має вигляд:

$$EIy(x) = EIy(0) + EIy'(0)x - \frac{Pb}{l} \frac{x^3}{3!} + \frac{P(x-a)^3}{3!} \quad (2.45)$$

Крайові умови для шарнірно опертих кінців плати записуємо у вигляді:

$$y(0) = 0; \quad EIy(l) = EIy'(0)l - \frac{Pb}{l} \frac{l^3}{3!} + \frac{P(l-a)^3}{3!} = 0 \quad (2.46)$$

Звідки: $EIy'(0) = \frac{P}{3!} \left(bl - \frac{b^3}{l} \right)$.

Тоді рівняння (2.45) прийме вигляд:

$$EIy(x) = \frac{P}{3!} \left(bl - \frac{b^3}{l} \right) x - \frac{Pb}{l} \frac{x^3}{3!} + \frac{P(x-a)^3}{3!}. \quad (2.47)$$

Поперечні періодичні коливання балки описується гармонічними функціями:

$$y(x) = Y(x) \sin \omega t; \quad y'(x) = Y(x) \omega \cos \omega t. \quad (2.48)$$

Еквівалентність моделей коливних систем із розподіленою та зосередженої масою може бути досягнена рівністю їх кінетичних енергій.

Кінетична енергія балки:

$$T_{\text{балки}} = \frac{\rho A \omega^2 \cos^2 \omega t}{2} \int_0^l [Y(x)]^2 dx, \quad (2.49)$$

де ρ , A – щільність та площа поперечного перерізу балки відповідно.

Кінетична енергія зведеної маси:

$$T_{\text{зв}} = \frac{m_{\text{зв}} [Y(x_{\text{зв}}) \omega \cos \omega t]^2}{2}. \quad (2.50)$$

Тоді зведена маса буде розраховуватися за формулою:

$$m_{\text{зв}} = \frac{\rho A \int_0^l [Y(x)]^2 dx}{[Y(x_{\text{зв}})]^2}. \quad (2.51)$$

Відповідно до розрахункової схеми балка встановлена на двох опорах – нерухомій O (з одним ступенем вільності) та рухомій O' (з двома ступенями вільності) шарнірних опорах (для спрощення схеми вид опор на рис. 2.47 не показано), через які балка піддається дії зовнішнього силового навантаження. В коливній системі інерційні властивості моделі вважаються зосередженими в масі $m = m_{\text{ЕК}} + m_{\text{зв}}$, де $m_{\text{ЕК}}$ – маса масивного електронного компонента; $m_{\text{зв}}$ – зведена маса основи друкованої плати, а пружні та дисипативні елементи приймаються без інерційними.

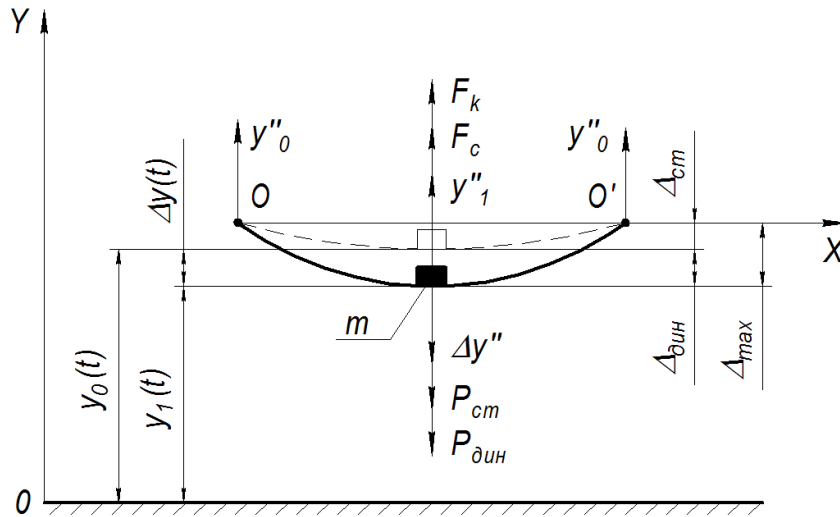


Рис. 2.47. Схема динамічного навантаження друкованої плати як механічної системи з одним ступенем вільності

Кінематичне збудження коливної системи відбувається за законом гармонічних коливань:

$$y_0(t) = Y_0 \sin (\omega t + \varphi). \quad (2.52)$$

Відносно інерціальної системи відліку, наприклад нерухомої опори (підлоги) 0, на якій стоїть джерело вібрацій (вібростенд), коливання маси m відбувається із прискоренням y_1'' , яке виникає внаслідок кінематичного збудження від коливання кінців балки, до яких прикладене динамічне навантаження і які здійснюють рух із заданим прискоренням y_0'' . Рівняння руху маси m як матеріальної точки в інерціальній системі відліку:

$$m y_1'' = F_k + F_c, \quad (2.53)$$

де F_k – сила пружного опору; F_c – сила не пружного опору, яка представляє собою силу в'язкого тертя в матеріалі основи плати.

Рівняння руху в неінерціальній системі відліку, тобто відносно опор O та O' , отримує вигляд:

$$m \Delta y'' + F_k + F_c = m y_0'', \text{ або } \ddot{q} + q \omega_0^2 + 2n \dot{q} = Y_0 \omega^2 \sin (\omega t), \quad (2.54)$$

де $m \Delta y''$ та $m y_0''$ – відносна та переносна сили інерції відповідно; $q = \Delta y(t)$; $n = c/2m$ – коефіцієнт демпфірування; $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ – власна кутова частота коливання маси m .

Частинне рішення лінійного диференціального рівняння (2.54) описує вимушені коливання:

$$q^*(t) = \frac{Y_0 \omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2}} \sin\left(\omega t - \arctg\left(\frac{\omega_0^2 - \omega^2}{2n\omega}\right)\right), \quad (2.55)$$

або скорочено: $\Delta y(t) = A \sin(\omega t - \varphi)$.

Як показано на (рис. 2.47) функція (2.55) описує прогин балки, який відбувається відносно положення статичної рівноваги коливної системи Δ_{cm} . Тоді максимальний прогин балки $\Delta_{\max} = A + \Delta_{cm}$ відбувається під дією рівнодіючої сил динамічного навантаження $P_{дин} = Ak = A\omega_0^2 m$ та статичного навантаження $P_{cm} = mg$ зосередженої маси:

$$P = mY_0\omega^2 \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4n^2\omega^2}{\omega_0^4}}} + mg, \text{ або } P = P_0 k_a + P_{cm} \quad (2.56)$$

де $P_0 = mY_0\omega^2$ – амплітудне значення заданого динамічного навантаження, k_a – коефіцієнт зростання амплітуди коливань.

Максимальні нормальні напруження будуть визначені за формулою згину балки:

$$\sigma_{\max} = Px \left(1 - \frac{x}{l}\right) \frac{1}{W_{oc}}, \quad (2.57)$$

де $W_{oc} = bh^2/6$ – осьовий момент опору; x – лінійна координата розташування зосередженої маси, l – довжина друкованої плати.

Максимальні прогини визначені за методом Мора, без суттєвої втрати точності, можна розраховувати для центрального перерізу друкованої плати:

$$\Delta_{\max} = \frac{P(3xl^2 - 4x^3)}{48EI}, \quad (2.58)$$

де E та I – модуль Юнга та осьовий момент інерції площі перерізу балки відповідно.

2.1.6 Дослідження напружено-деформованого стану друкованої плати в

умовах динамічного навантаження і обґрунтування пружно-дисипативних характеристик конструкції

Об'єктами аналітичного дослідження максимальних напружень та прогинів були друковані плати із фізико-механічними характеристиками поданими в табл. 2.5. Враховуючи існуючий розкид фізико-механічних характеристик матеріалів, їх залежність від технології виробництва, температури і навіть форми виробів, способу і швидкості прикладання навантаження визначення фізико-механічних характеристик друкованих плат здійснювалося за розрахунково-експериментальним методом пробних параметрів описаним в п.5.3.1.

Таблиця 2.5 – Фізико-механічні характеристики друкованих плат

Розміри, мм	Матеріал основи	$E_{ДП}$, ГПа	$\sigma_B^{ДП}$, МПа	$E_{ПЗ}$, ГПа	$\sigma_B^{ПЗ}$, МПа	n , 1/с	m , кг
180×50×1,5	Склотекстоліт КАСТ-В	14	160- 300	40	40	5,48	0,05

Допустиме напруження всієї конструкції ДП визначається відносно граничного значення міцності її конструктивного елемента, в якого це значення найменше. Як визначено в п.4.3.2 до таких елементів відносяться паяні з'єднання. Для більшості металів границя витривалості при симетричному циклі динамічного навантаження менше границі текучості [59], тому розраховане за (4.7) значення $[\sigma] = 16$ МПа, яке задовольняє ділянці пропорційності матеріалу паяного з'єднання, може бути прийнятим в якості допустимого динамічного напруження. Паяне з'єднання має жорсткий механічний зв'язок із поверхнею друкованої плати, враховуючи сумісність деформацій ПЗ та ДП максимальне напруження в шарі паяного з'єднання буде розраховане як:

$$\sigma_{\max}^{ПЗ} = \sigma_{\max} \frac{E_{ПЗ}}{E_{ДП}}, \quad (2.59)$$

де $E_{ПЗ}$, $E_{ДП}$ – модуль пружності паяного з'єднання та друкованої плати відповідно.

Друкована плата піддається дії динамічного навантаження за схемою (рис. 2.47). На рис. 2.48 показано розраховану амплітудно-частотну характеристику максимальних напружень та прогинів, які виникають в тілі друкованої плати під

дією динамічного навантаження із заданою амплітудою коливань $Y_0 = 1$ мм. При цьому електронний модуль, як зосереджену масу встановлено по центру плати, тобто $x = l/2$.

Амплітудно-частотна характеристика максимального напруження $\sigma_{\max}(\omega)$ розрахована за (2.57) показує наявність резонансу на круговій частоті коливання $\omega_0 \approx 180,02$ рад/с = 28,67 Гц (рис. 2.48, а). Графічним способом можна визначити діапазони частот де напруження не перевищують допустимий рівень, це до-резонансний діапазон: до 160,8 рад/с та зарезонансний діапазон: від 208,9 рад/с і вище. В діапазоні біля резонансу напруження є потенційно небезпечними і руйнівними. Таким чином можна дати рекомендацію про допустимий експлуатаційний діапазон частот вібрацій, хоча його регламентація не завжди досяжна на практиці.

Амплітудно-частотна характеристика максимального прогину $\Delta_{\max}(\omega)$ розрахована за (2.58) дозволяє визначити допустимий прогин друкованої плати в до- та зарезонансних діапазонах частот коливання плати визначених із АЧХ напружень (рис. 2.48, а), $[\Delta] \approx 4$ мм (рис. 2.48, б). Проте допустимий прогин може бути уточнений за методикою визначення допустимого короблення основи плат (п. 5.2.2). Як показано на рис. 2.51, 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 підтвердженої умови міцності.

Безперечно бажаною метою 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 залежать від багатьох факторів, серед яких найбільшу увагу для практичного використання заслуговують пружно-дисипативні характеристики ДП, які в свою чергу залежать від їх конструктивного виконання, зокрема їх геометричних параметрів, зміна яких призведе до зміни внутрішніх сил і моментів опору, та відповідно до зміни значень переміщень та напружень, які виникають в платах в

процесі динамічного навантаження.

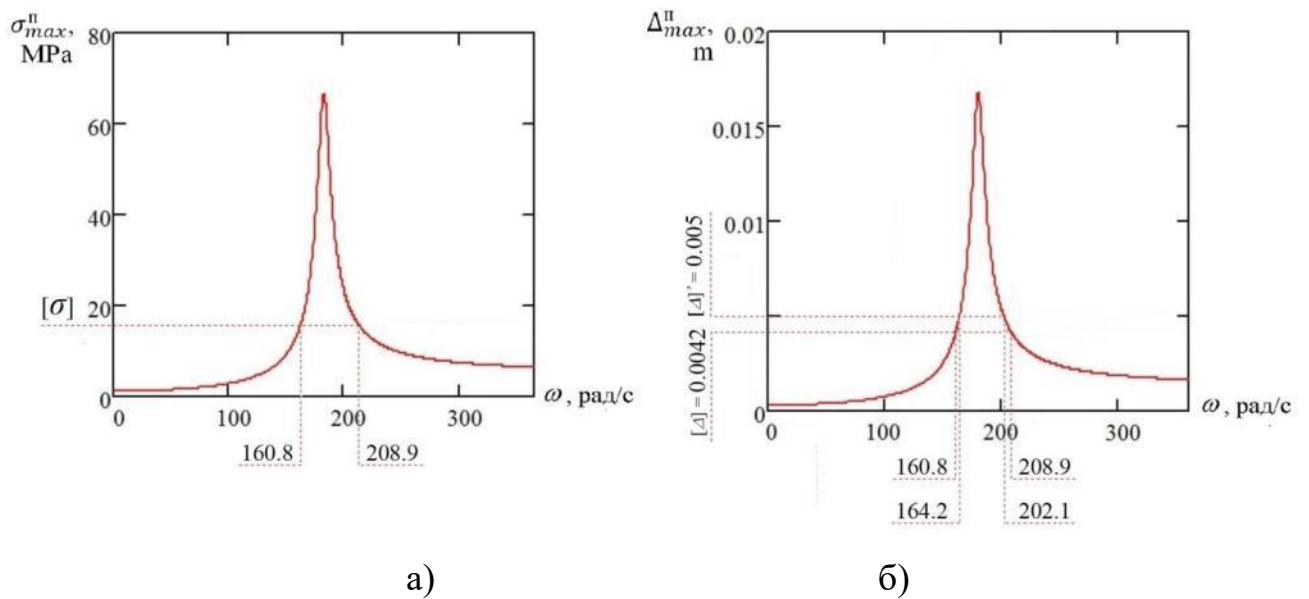


Рис. 2.48. Амплітудно-частотна характеристика максимального напруження (а) та прогину (б) друкованої плати

Тому наступним завданням дослідження було виявлення функціональних залежностей максимальних напружень та переміщень від геометричних параметрів плат, зокрема їх довжини l та місця розташування зосередженої маси x – лінійної координати відносно однієї з опор плати, та технічна регламентація останніх, що дозволило б реалізувати забезпечення міцності та жорсткості плат навіть в умовах резонансного збудження.

Залежність $\sigma_{\max}(l)$, отримана за формулою (2.57) при $x = l/2$ та $\omega = \omega_0$, тобто для випадків коли плата (балка) знаходиться в стані резонансного збудження:

$$\sigma_{\max}(l) = \left(\frac{96Z_0}{n} \sqrt{\frac{3E^3 I^3}{l^9 m}} + mg \right) \frac{l}{4W_{oc}}. \quad (2.60)$$

Графічний аналіз залежності (2.60) дозволяє визначити мінімальну допустиму довжину друкованої плати $[l]$, при якій максимальні напруження не перевищують $[\sigma]$ (рис. 2.49, а). Визначення допустимого діапазону довжини, при заданих інших характеристиках друкованих плат, дозволяє використовувати його в якості рекомендації в процесі проектування конструкції друкованих плат, що

забезпечить їх міцність та надійність навіть в умовах резонансного збудження.

Допустимий прогин плати відповідний до допустимого значення напруження $[\sigma]$:

$$[\Delta] = \frac{[\sigma] W_{oc} l^2}{12EI}. \quad (2.61)$$

Слід зазначити, що умова жорсткості повинна не допустити зіткнення ДП із елементами несівної конструкції або іншими ДП. Тому значення $[\Delta]$ може бути зменшено, а значення $[l]$ уточнено за графічною залежністю (рис. 2.49, б), отриманою за виразом (2.58) при $x = l/2$ та $\omega = \omega_0$:

$$\Delta_{\max}(l) = \left(\frac{96Y_0}{n} \sqrt{\frac{3E^3 I^3}{l^9 m}} + mg \right) \frac{l^3}{48EJ}. \quad (2.62)$$

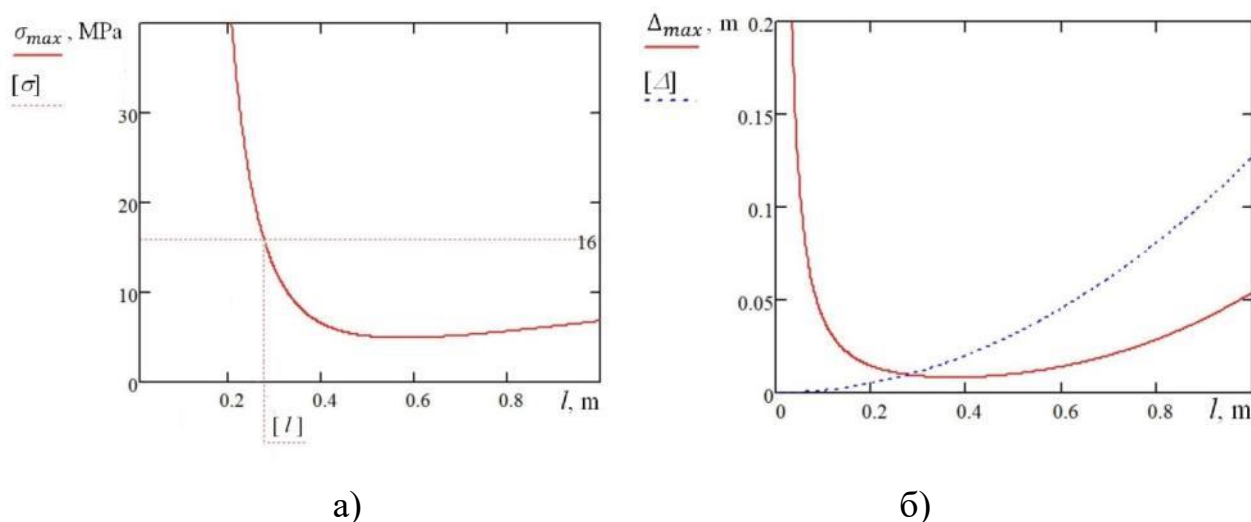


Рис. 2.49. Залежність максимального нормального напруження (а) та прогину (б) від довжини друкованої плати в умовах резонансного збудження при $Y_0 = \text{const}$

Наступна залежність функції $\sigma_{\max}(x)$ від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати була отримана при сталому значенні $l = \text{const}$, наприклад $l = 500$ мм, та, як і в попередньому випадку, при $\omega = \omega_0$:

$$\sigma_{\max}(x) = \left(\frac{Y_0}{2nx^3(l-x)^3} \sqrt{\frac{27E^3 I^3 l^3}{m}} + mg \right) \frac{x l - x^2}{l W_{oc}}. \quad (2.63)$$

Графічний аналіз залежності показаної на рис. 2.50, а дозволив визначити допустимий діапазон лінійної координати розташування зосередженої маси (від 48 мм і до центру плати), в якому напруження не перевищують допустимий рівень.

Допустиме значення прогину:

$$[\Delta] = \frac{\sqrt{3}W_{oc} [\sigma] (l^2 - x^2)^{3/2}}{27EI(l - x)}. \quad (2.64)$$

За необхідністю значення $[\Delta]$ може бути зменшено, а значення $[x]$ – уточнено за графічною залежністю (рис.2.50, б) при $\omega = \omega_0$:

$$\Delta_{\max}(x) = \left(\frac{Y_0}{2nx^3(l-x)^3} \sqrt{\frac{27E^3I^3l^3}{m} + mg} \right) \frac{3xl^2 - 4x^3}{48EJ}. \quad (2.65)$$

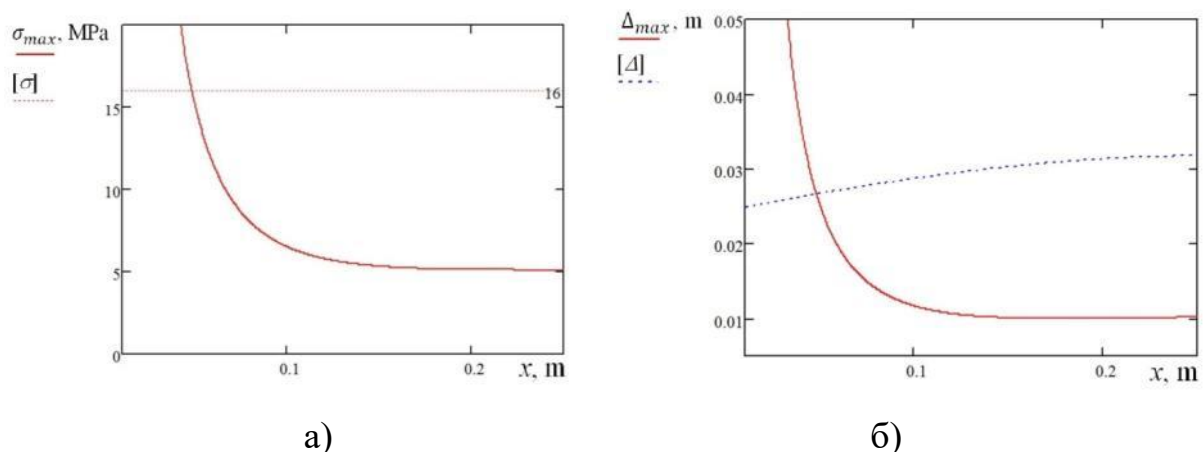


Рис. 2.50. Залежність максимального нормального напруження (а) та прогину (б) друкованої плати від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати в умовах резонансного збудження при $Y_0 = \text{const}$

У до- і зарезонансних діапазонах вібрацій характер отриманих вище залежностей (рис. 2.49, 2.50) носить аналогічний характер, також очевидно, що значення максимальних напружень та прогинів будуть тим меншими, чим далі робоча частота знаходиться від резонансної.

Слід зазначити, що подане вище дослідження було виконано при динамічному навантаженні із заданою постійною амплітудою коливань $Y_0 = \text{const}$, як того вимагають традиційні вібраційні дослідження ЕА, при цьому зміна частоти

коливань ω приводила до зміни амплітудного значення динамічного навантаження $P_0 = mY_0\omega^2$. Таким чином, наведені залежності були отримані в умовах дії змінного навантаження, що не дозволяє отримати об'єктивну оцінку впливу пружно-дисипативних властивостей друкованих плат на їх напружено-деформований стан. Тому було прийнято рішення проводити подальші вібраційні дослідження під дією постійного значення динамічного навантаження з амплітудою $P_0 = \text{const}$, яке повинно забезпечуватись постійним заданим віброприскоренням $a_0 = Y_0\omega^2 = 10 \text{ м/с}^2$. Очевидно, в такому випадку зміна діючої частоти ω буде супроводжуватися зміною амплітуди коливань $Y_0(\omega)$ тоді як P_0 буде залишатись незмінним.

Подальші дослідження, як і попередні, були проведені з метою виявлення функціональних залежностей динамічних напружень та переміщень від пружно-дисипативних характеристик плат в умовах їх резонансного збудження.

Аналогічно до (2.60) та (2.62) при $x = l/2$ та $\omega = \omega_0$ отримані функціональні залежності максимальних напружень та прогину плати від її довжини l :

$$\sigma_{\max}(l) = \left[P_0 \frac{2}{n} \sqrt{\frac{3EI}{l^3 m}} + P_{cm} \right] \frac{l}{4W_{oc}}, \quad (2.66)$$

$$\Delta_{\max}(l) = \left(P_0 \frac{2}{n} \sqrt{\frac{3EI}{l^3 m}} + P_{cm} \right) \frac{l^3}{48EI}. \quad (2.67)$$

Графіки отриманих функцій подані на рис. 2.51. Як і в попередніх дослідженнях на отриманих графіках можна виділити діапазон значень довжини плати (від 400 мм і більше), в якому напруження не перевищують $[\sigma]$, а прогини не перевищують:

$$[\Delta] = \frac{W_{oc} [\sigma] l^2}{12EJ}. \quad (2.68)$$

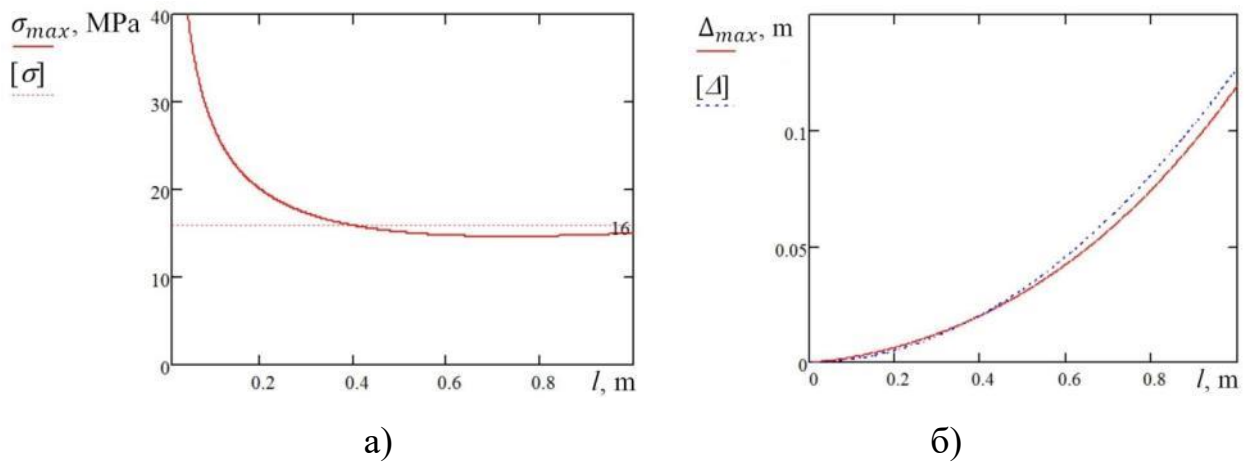


Рис. 2.51. Залежність максимального нормального напруження (а) та прогину (б) друкованої плати від довжини плати в умовах резонансного збудження при $P_0 = \text{const}$

Також аналогічно до (2.63) та (2.65) при $l = 500$ мм та $\omega = \omega_0$ отримані функціональні залежності максимальних напружень та деформацій від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати x :

$$\sigma_{\max}(x) = \left[P_0 \frac{1}{2n} \sqrt{\frac{3EI}{mx^2(x-l)^2}} + P_{cm} \right] x \left(1 - \frac{x}{l} \right) \frac{1}{W_{oc}}, \quad (2.69)$$

$$\Delta_{\max}(x) = \left(P_0 \frac{1}{2n} \sqrt{\frac{3EI}{mx^2(x-l)^2}} + P_{cm} \right) \frac{3xl^2 - 4x^3}{48EI}. \quad (2.70)$$

Графіки отриманих функцій подані на рис. 2.52. Знову на отриманих графіках можна виділити діапазон значень лінійної координати розташування зосередженої маси (до 80 мм) відносно однієї з опор плати, в якому напруження не перевищують $[\sigma]$ та прогини не перевищують:

$$[\Delta] = \frac{W_{oc} [\sigma] (3xl^2 - 4x^3)}{48EIx \left(1 - \frac{x}{l} \right)}. \quad (2.71)$$

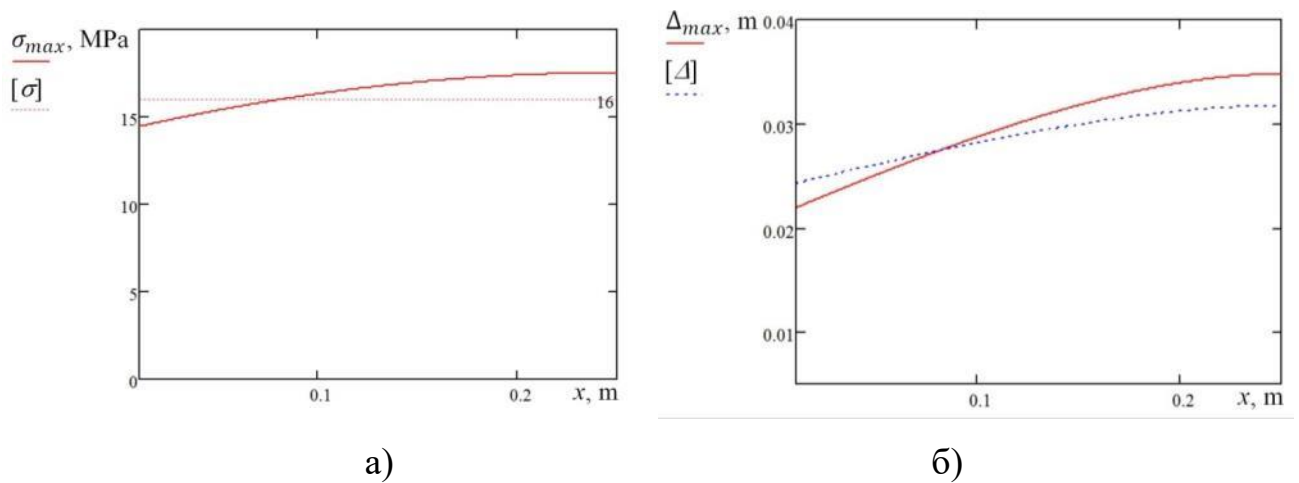


Рис. 2.52. Залежність максимального нормального напруження (а) та прогину (б) друкованої плати від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати в умовах резонансного збудження при $P_0 = \text{const}$

Аналіз функціональних залежностей (2.66, 2.67, 2.69, 2.70) показує, що на рівень напружень та прогинів, особливо в умовах резонансу, суттєвий вплив має коефіцієнт зростання амплітуди коливань, який залежить від пружно-дисипативних характеристик коливної системи. Наприклад, його залежність від довжини та координати зосередженої маси балки має характер показаний на (рис. 2.53, а) і (рис. 2.53, б) відповідно.

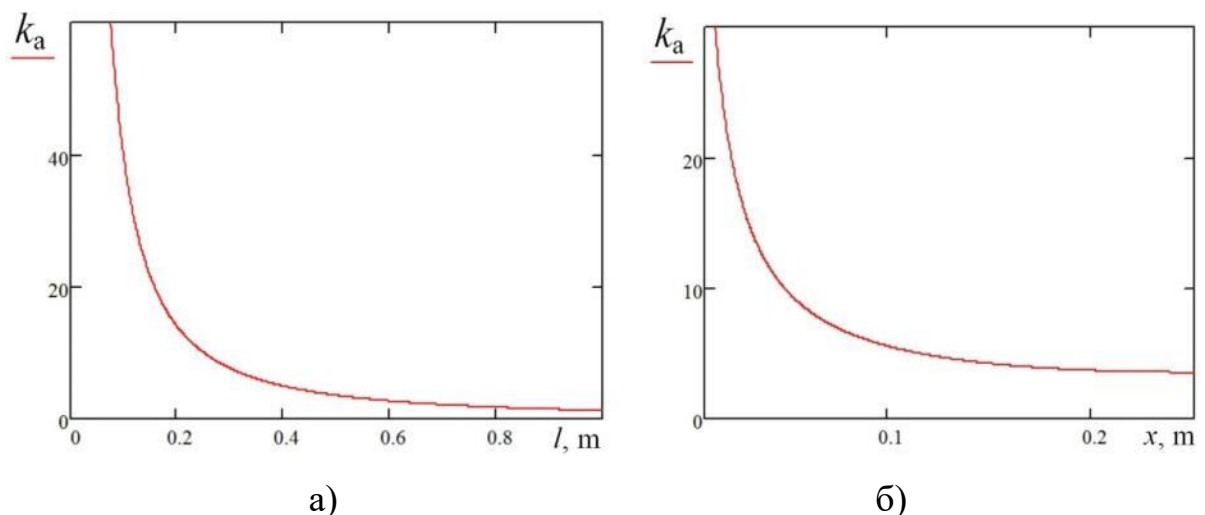


Рис. 2.53. Залежність коефіцієнту зростання амплітуди коливань від довжини (а) та від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор (б) друкованої плати в умовах резонансного збудження при $P_0 = \text{const}$

Тому доречним буде визначення характеристик, які б дозволили контролювати його рівень та забезпечувати напружено-деформований стан плат в допустимих межах. Як показано виразом (2.72) він суттєво залежить від жорсткості k та коефіцієнту демпфування коливної системи n , при $\omega = \omega_0$:

$$k_a = \frac{1}{2n} \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (2.72)$$

Оскільки вплив жорсткості на напружено-деформований стан коливної системи був вже розглянутий, тому залишається визначити вплив на нього коефіцієнту демпфування n . Очевидно, виходячи із формули (2.72) величина k_a є обернено пропорційною до n , і пониження k_a та відповідно $\sigma_{\max}$ і $\Delta_{\max}$ буде досягнуто шляхом підвищення величини n коливної системи. Для прикладу на рис. 2.54 подані залежності максимальних напружень (2.66) від довжини плати в умовах резонансу при різних значеннях n .

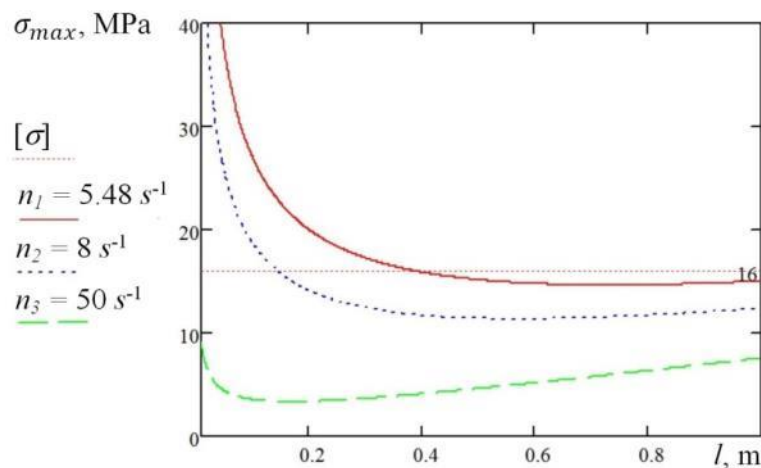


Рис. 2.54. Залежність максимального напруження від довжини плати в умовах резонансу при різних значеннях n_i (с^{-1})

Більш того, дослідження функції залежності максимального напруження (2.69) від лінійної координати розташування зосередженої маси безпосередньо в умовах резонансу показали, що при розгляді тільки динамічних напружень, які виникають від вібропереміщень зосередженої маси відносно положення її статичної рівноваги, тобто знехтуванням невеликою, в більшості випадків, порівняно із динамічним навантаженням $P_{\text{дин}}$, статично діючою силою тяжіння $P_{\text{ст}}$, функція

набуде вигляду:

$$\sigma_{дин} = P_0 \frac{1}{2n} \sqrt{\frac{3EI}{ml}} \frac{1}{W_{oc}}. \quad (2.73)$$

В умовах резонансу, під дією постійного динамічного навантаження $P_0 = mY_0\omega_0^2 = \text{const}$, максимальні динамічні напруження (2.73) не залежать від лінійної координати розташування зосередженої маси x , очевидно, що це твердження не буде справедливим для умов змінного динамічного навантаження. Незалежно від умов динамічного навантаження розрахункова формула (2.73) може використовуватись в інженерних розрахунках для визначення максимальних напружень коливної системи із зосередженою масою.

Як видно на (рис. 2.55) різниця максимальних значень динамічного напруження $\sigma_{дин}(x)$ (2.73) та напруження $\sigma_{max}(x)$ (2.69), яке представляє собою суму $\sigma_{дин}(x)$ та статичного напруження $\sigma_{ст}(x)$, досягає свого максимуму при розташуванні зосередженої маси по центру плати, тобто при $x = l / 2$.

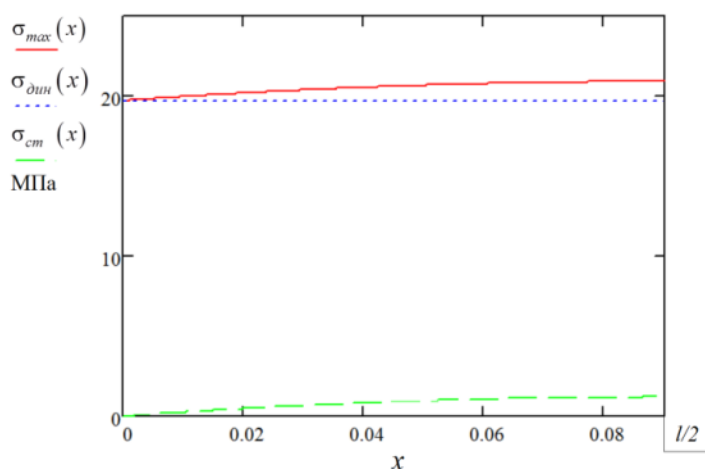


Рис. 2.55. Залежності максимальних значень напруження $\sigma_{max}(x)$, динамічного напруження $\sigma_{дин}(x)$ та статичного напруження $\sigma_{ст}(x)$ від координати розташування зосередженої маси

Для оцінки точності обрахунку за формулою (2.73) можна використати відносну різницю цих напружень при $x = l/2$ виражену як:

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_{cm}}{\sigma_{max}} = \frac{1}{\frac{2P_0}{mgnl} \sqrt{\frac{3EI}{ml}} + 1}. \quad (2.74)$$

Значення відносної різниці $\Delta\sigma$ також залежить від вихідних параметрів, які характеризують конструкцію та матеріал її виготовлення для конкретної друкованої плати, і впливають на точність обрахунку. Для випадку коли $\Delta\sigma$ перевищує допустимі межі (наприклад 15 %) для оцінки міцності друкованої плати доцільно використовувати математичну модель для розрахунку максимального напруження (2.69).

Математичні моделі (2.73) та (2.69) можуть використовуватись не тільки для оцінки максимального напруження в небезпечному перерізі друкованої плати, а також в процесі розробки конструктивного виконання плат, зокрема визначення їх геометричних параметрів, які б забезпечували виконання умови міцності $\sigma \leq [\sigma]$ та жорсткості $\Delta \leq [\Delta]$ навіть в умовах резонансного збудження.

Відповідно до математичної моделі (2.73) мінімальна допустима довжина друкованої плати $[l]$, яка забезпечує виконання умови міцності $\sigma_{дин} \leq [\sigma]$ при заданих інших параметрах друкованої плати: E ; J ; n ; m та діючому динамічному навантаженні P_0 , визначається за формулою:

$$[l] = \frac{3P_0^2 EI}{4[\sigma]^2 n^2 W_{oc}^2 m}. \quad (2.75)$$

Відповідно до поданих на (рис. 2.60) графічних залежностей $\sigma_{дин}(l)$ та $\sigma_{max}(l)$, $\Delta\sigma = 10,06\%$, що забезпечує допустиму точність обрахунку максимальних напружень у небезпечному перерізі друкованої плати.

Отримані вище функціональні залежності були перевірені на імітаційній моделі. Для моделювання друкованої плати як гнучкої пластини з розподіленою масою використовувалась система візуального програмування Simscape Multibody програми Matlab. Це багатотільне середовище моделювання тривимірних механічних систем, яке формулює і розв'язує рівняння руху для всієї механічної системи.

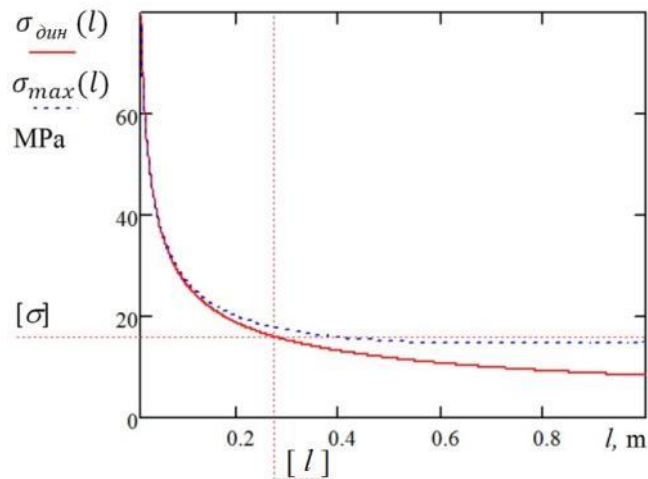


Рис. 2.56. Залежність повного $\sigma_{\max}(l)$ та динамічного $\sigma_{\text{дин}}(l)$ напружень плати від довжини плати в умовах резонансного збудження при $P_0 = \text{const}$

Як і в математичному моделюванні, розглядалась склотекстолітова пластина з розмірами $180 \times 50 \times 1,5$ мм та масою 0,015 кг із розташованим на ній електронним компонентом масою 0,035 кг. Без прикладання навантаження плата разом із електронним модулем піддається впливу лише сили своєї ваги, під дією якої вона прогинається. Підрахований в процесі симуляції статичний прогин від дії сили ваги дорівнює $y_0 = 0,3094$ мм.

Оскільки жорсткість шарнірних опор є набагато вищою за жорсткість плати, у створюваній моделі опори вважались ідеально жорсткими. Для моделювання гнучкої пластини використовувався метод апроксимації гнучкого тіла тілом з зосередженими параметрами. Такий підхід апроксимує гнучке тіло як набір N твердих тіл, з'єднаних $N-1$ пружинами і демпферами (рис. 2.57).

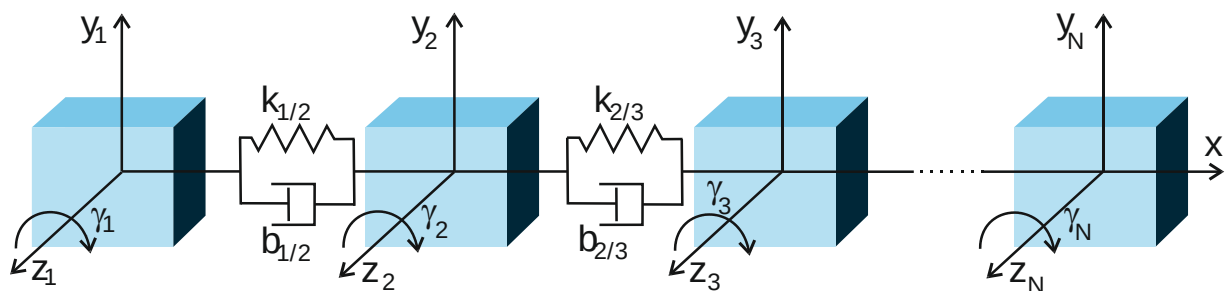


Рис. 2.57. Апроксимація гнучкої балки з розподіленою масою набором гнучких елементів з зосередженою масою

Маса кожного елемента та пружно-дисипативні зв'язки між ними створюють сили інерції, пружності та згасання коливань, які разом витрачаються при здійсненні елементами переміщення. В симуляції використовується лінійна пружно-дисипативна модель.

Коефіцієнти жорсткості та в'язкого (внутрішнього) тертя задані у відповідності до властивостей матеріалів та геометрії пружно-дисипативних зв'язків і є однаковими для них всіх. В представленій моделі $k = 12,03$ Н·м, а коефіцієнт в'язкого тертя $b = 0,0037$ дисипативних елементів був підібраний для експериментально визначеного коефіцієнту демпфірування $n = 5,48$ 1/с.

Simscape-модель гнучкої балки представлена на рис. 2.58. Верифікація готової моделі проводилась, виходячи із заданого прогину y_0 від власної ваги, а також швидкості затухання власних коливань балки.

Блок Motion задає вертикальний рух корпусу з платою із заданою амплітудою вібропереміщенням 1 мм. Для цього узагальнений Simulink-сигнал у вигляді $[y, y', y'']$, де y – переміщення, y' – швидкість, y'' – прискорення, подається на блок Joint Actuator. Блок Joint Actuator активує Prismatic Joint. Блок Support являє собою жорстко з'єднані основу і бічні стінки, до яких за допомогою шарнірних Revolute та Custom Joint1 кріпиться плата (блок Flexible Plate). Revolute Joint має одну ступінь вільності – обертання відносно осі Z, Custom Joint1 – два ступеня вільності: обертання відносно осі Z і поступальний рух вздовж осі Y. Друкована плата моделюється так, як це описано вище, за допомогою 11-ти гнучких елементів. Блок Joint Initial Condition задає початкове положення плати, якому відповідає початковий прогин 0,2 мм. Блок Modul_3 моделює зосереджену масу, розташовану в центрі плати. Під час симуляції система формулює і вирішує рівняння руху для всієї механічної системи. Вимірювання переміщень різних точок плати і напружень в заданих точках здійснюється блоками Body Sensor та Joint Sensor з бібліотеки Simscape Multibody, не показаних на рис. 2.59.

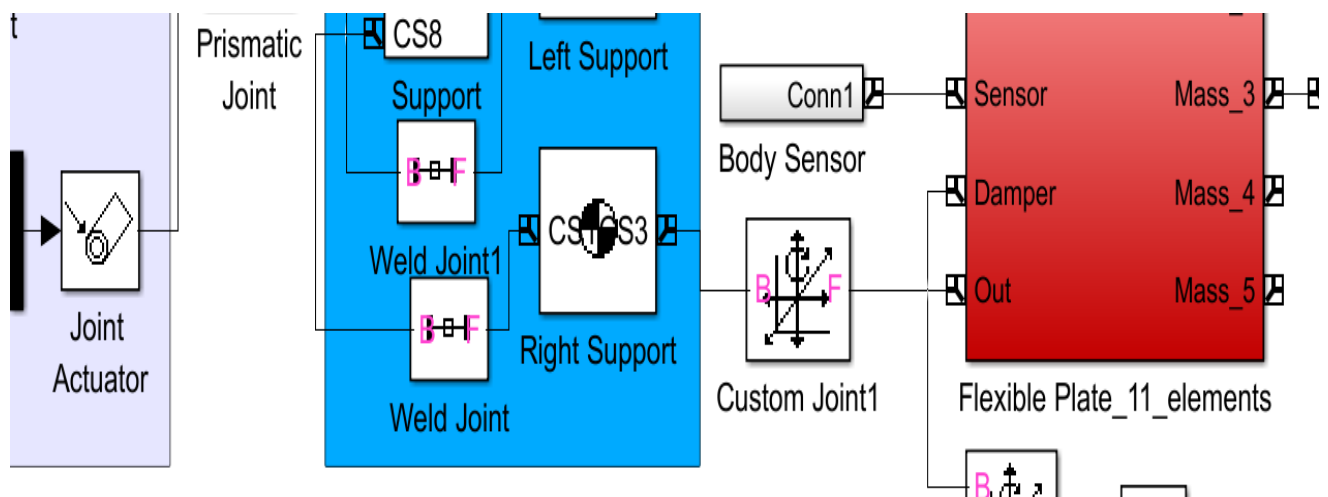


Рис. 2.58. Simscape-модель системи плата-опора для симуляції коливань плати

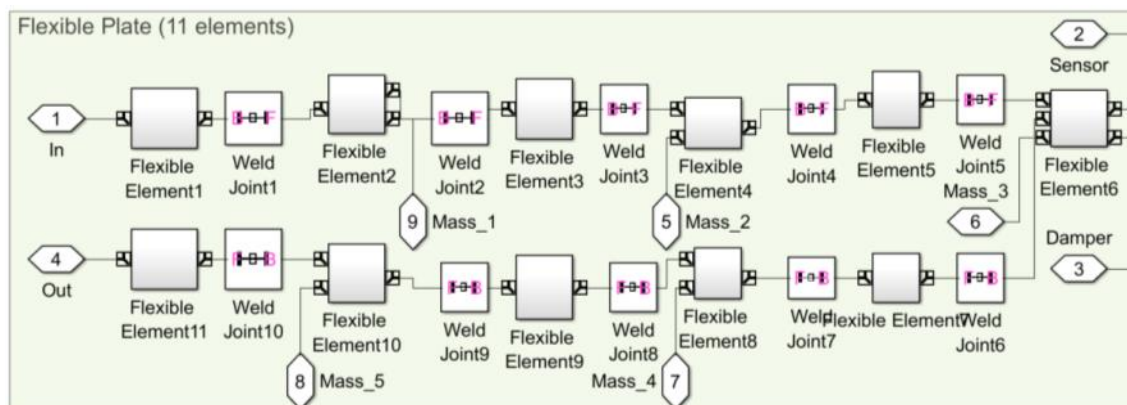
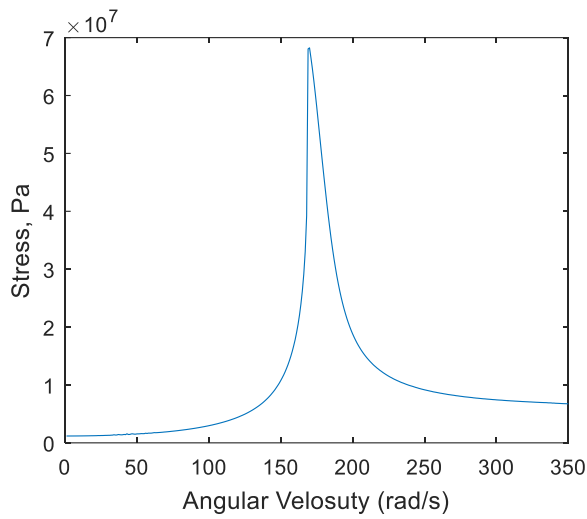
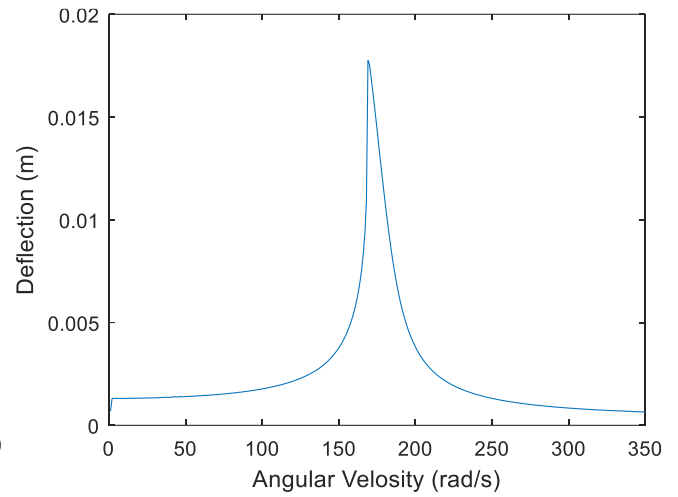


Рис. 2.59. Модель гнучкої плати

Для вимірювання прогинів під час симуляції використовувався вимірювач Joint Sensor. Максимальні напруження підраховувались за формулою згину, де максимальний згинальний момент $M_{\max}$ вимірювався за допомогою вимірювача Body Sensor. Експериментально визначена критична частота дорівнює $\omega_0 = 169,1$ рад/с. Залежності отримані методом імітаційного моделювання представлені на рис. 2.60–2.62.

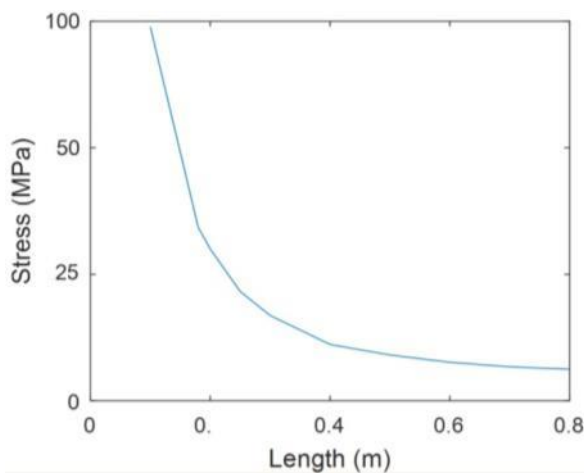


a)

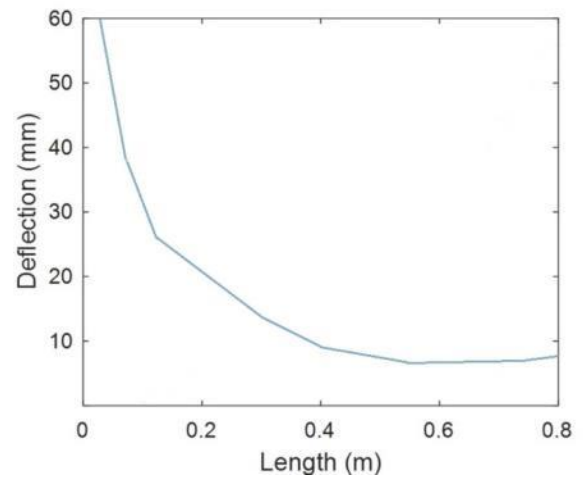


б)

Рис. 2.60. Імітаційне моделювання амплітудно-частотних характеристик максимальних напружень (а) та максимального прогину (б) плати



a)



б)

Рис. 2.61. Імітаційне моделювання залежностей повних нормальних напружень (а) та максимального прогину (б) плати від довжини плати в умовах резонансного збудження при $Y_0 = \text{const}$

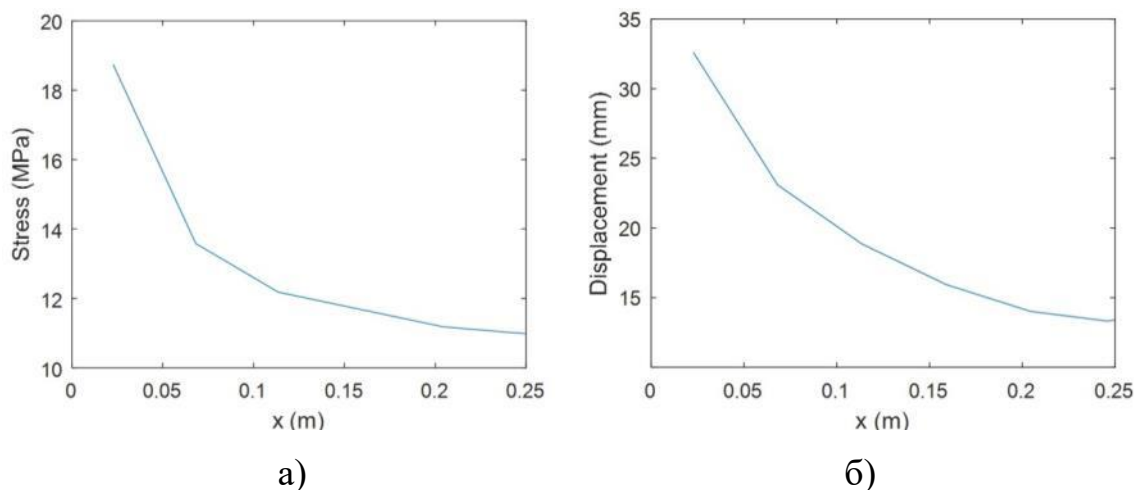


Рис. 2.62. Імітаційне моделювання залежностей максимальних повних нормальних напружень (а) та прогину (б) плати від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати в умовах резонансного збудження при $Y_0 = \text{const}$.

Порівняння залежностей отриманих математичним та імітаційним моделюванням показують подібність їх характеру та незначну розбіжність абсолютних значень їх параметрів, зокрема резонансної частоти – 7,2 %, максимальних повних нормальних напружень – 1,5 %, прогину – 2,7 %, мінімально допустимих значень довжини – 11,9 % та лінійної координати розташування зосередженої маси друкованих плат – 4,7 %.

Також порівняння залежностей отриманих математичним та імітаційним моделюванням в умовах дії постійного динамічного навантаження (рис. 2.63, 2.64), яке створювалося переміщенням опор плати із заданим віброприскоренням 10 м/с^2 , показує подібність їх характеру та незначну розбіжність абсолютних значень їх параметрів: мінімально допустимих значень довжини – 6,9 % та лінійної координати розташування зосередженої маси друкованих плат – 12,5 %.

Таким чином, результати імітаційного моделювання можуть бути одним із обґрунтувань достатньої точності результатів математичного моделювання.

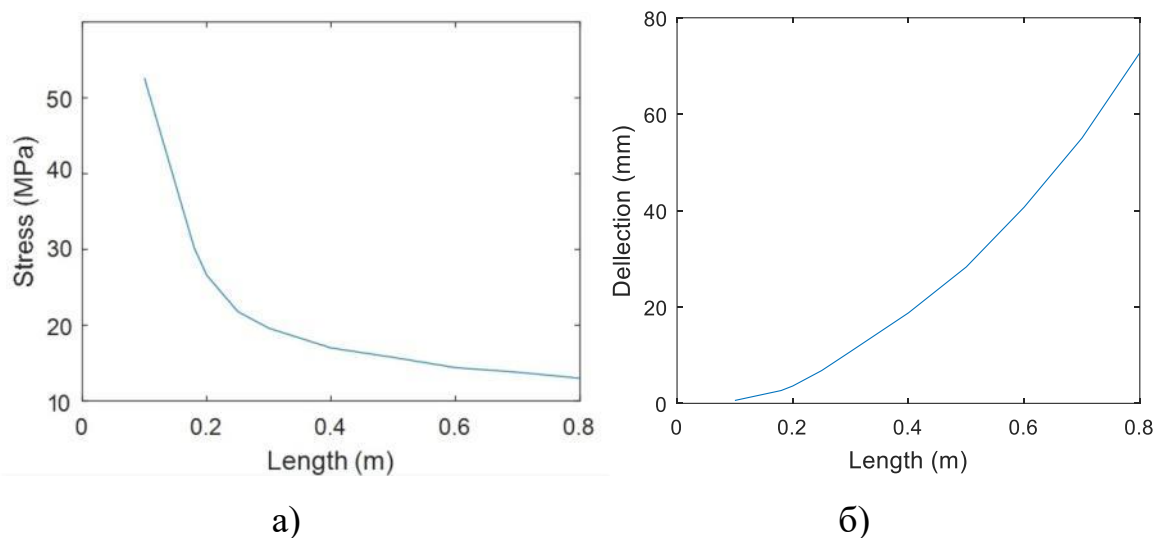


Рис. 2.63. Результати симуляції: залежності повних нормальних напружень (а) та максимального прогину (б) плати від довжини плати в умовах резонансного збудження при $P_0 = \text{const}$

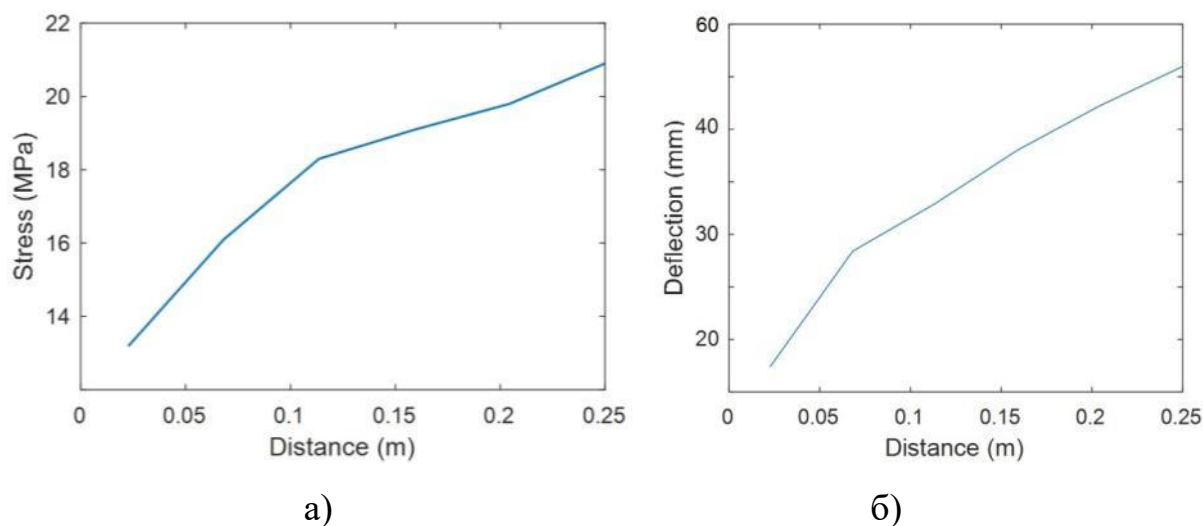


Рис. 2.64. Результати симуляції: залежності повних нормальних напружень (а) та максимального прогину (б) плати від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати в умовах резонансного збудження при $P_0 = \text{const}$

2.1.7 Оцінка ефективності зменшення напружено-деформованого стану друкованої плати, в умовах резонансного збудження коливань, за рахунок застосування демпферу сухого тертя і обґрунтування його пружно-дисипативних характеристик

За результатами випробувань поданих в п.4.2, показано, що конструкційне сухе тертя перевищує в'язке внутрішнє тертя в матеріалах конструкції. Тому в умовах коли сили в'язкого тертя незначні або демпфери в'язкого тертя не можуть бути використані (наприклад, неможливість підводу рідини для рідинних демпферів) для зменшення амплітуд коливання на критичних частотах було запропоновано застосування додаткового конструктивного вузла, який реалізує функцію демпферу сухого тертя (ДСТ). Завдяки ДСТ розвиваються дисипативні сили – сили не пружного опору, пов'язані із тертям в кінематичних парах, що здійснюють коливання.

В якості ДСТ запропоновано конструкцію подану пів-еліптичною балкою прямокутного перерізу. Схема динамічного навантаження друкованої плати із ДСТ подана на рис. 2.65.

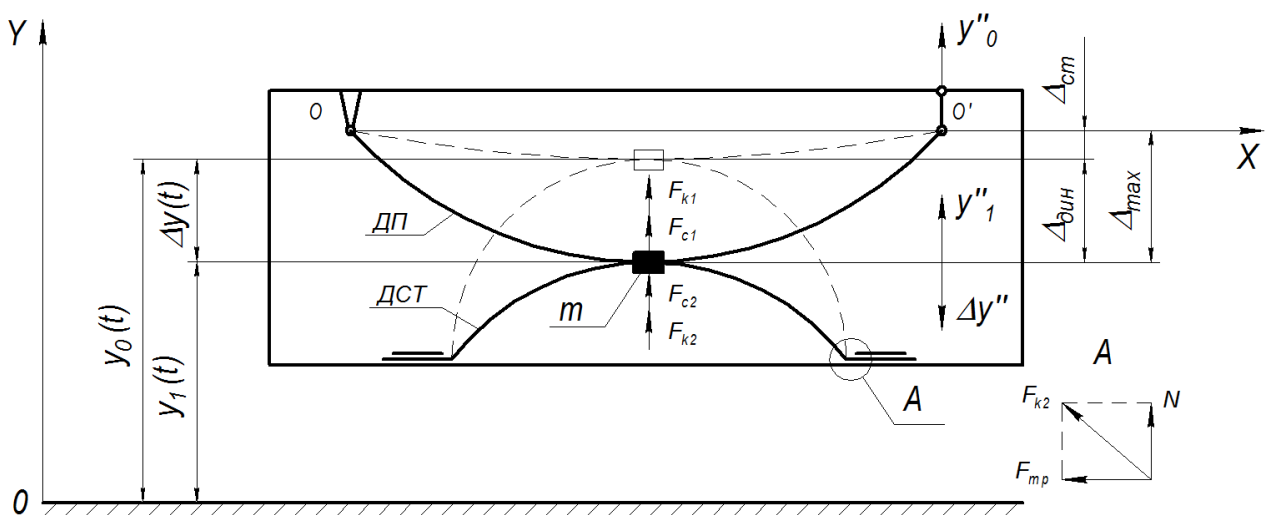


Рис. 2.65. Схема динамічного навантаження друкованої плати із демпфером сухого тертя

В схемі друкована плата представлена балкою встановленою на двох шарнірних опорах – нерухомій O (з одним ступенем вільності) та рухомій O' (з

двома ступенями вільності), через які плата піддається дії зовнішнього силового навантаження. По центру плати встановлено зосереджену масу при чому маса самої плати вважається незрівнянно малою. Фізико-механічні характеристики моделі плати були взяті ідентичними до табл. 2.5.

Рівняння руху зосередженої маси в неінерціальній системі відліку – відносно опор O та O' , має вигляд аналогічний до (2.54):

$$m\Delta y'' + F_{k_1} + F_{k_2} + F_{c_1} + F_{c_2} = my_0'', \quad (2.76)$$

де $m\Delta y''$ – відносна сила інерції; my_0'' – переносна сила інерції; F_{k_1} та F_{k_2} – сили пружності, які діють на m від ДП та ДСТ відповідно; F_{c_1} та F_{c_2} – сили згасання коливань – сили в'язкого тертя в матеріалах ДП та ДСТ відповідно.

Сила опору ДСТ F_{k_2} , яка діє на обидві муфти одночасно, створює по дві реакції опори (рис. 2.65) в кожній муфті: N_i – вертикальну реакцію опори рівну силі притискання ДСТ до поверхні муфти та F_{mp_i} – горизонтальну реакцію опори – силу тертя, яка чинить опір ковзанню ДСТ у муфті. Рівнодіюча сили опору в муфтах буде виражена як:

$$F_{k_2} = \sqrt{N^2 + F_{mp}^2}, \quad (2.77)$$

де $N = \sum_i N_i$; $F_{mp} = \sum_i F_{mp_i}$.

Сила сухого тертя завдяки незначній залежності від швидкості переміщення дозволяє при аналізі використовувати формулу Кулона:

$$F_{mp} = \mu_{mp} N, \quad (2.78)$$

де μ_{mp} – коефіцієнт кінетичного тертя, який залежить від пари тертя; N – сила притискання поверхонь.

Тоді підстановкою (2.78) в (2.77) отримуємо:

$$F_{k_2} = N \sqrt{1 + \mu_{mp}^2}. \quad (2.79)$$

Оскільки сила притискання ДСТ до поверхні муфти визначається його прогином Δy та коефіцієнтом жорсткості k_2 , то $N = k_2 \Delta y$, тоді вираз (2.79) набуває вигляду:

$$F_{k2} = k_2 \Delta y \sqrt{1 + \mu_{mp}^2}. \quad (2.80)$$

Тоді рівняння руху (2.76) набуває вигляду:

$$m \Delta y'' + k_1 \Delta y + k_2 \Delta y \sqrt{1 + \mu_{mp}^2} + c_1 \Delta y' + c_2 \Delta y' = m y_0'',$$

або в скороченому вигляді:

$$\Delta y'' + q \left(\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 \sqrt{1 + \mu_{mp}^2} \right) \Delta y + 2n \Delta y' = Y_0 \omega^2 \sin(\omega t), \quad (2.81)$$

де $q = \Delta y(t)$; $n = (c_1, c_2)/2m$ – загальний коефіцієнт демпфірування, де c_1, c_2 – коефіцієнти згасання коливань ДП та ДСТ відповідно; $\omega_{01} = \sqrt{k_1/m}$ та $\omega_{02} = \sqrt{k_2/m}$ – власні кутові частоти, де k_1, k_2 – коефіцієнти жорсткості ДП та ДСТ відповідно.

В рішенні (2.81), амплітуда коливань, тобто максимальний динамічний прогин плати $\Delta_{дин}^{max}$, який відбувається відносно положення статичної рівноваги коливної системи $\Delta_{ст}$ (рис. 2.65), має вигляд:

$$\Delta_{дин}^{max} = \frac{Y_0 \omega^2}{\sqrt{\left(\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 \sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - \omega^2 \right)^2 + (2n\omega)^2}}, \quad (2.82)$$

За умови резонансу ($\omega = \omega_0$):

$$\Delta_{дин}^{max} = \frac{Y_0 \omega_0^2}{\sqrt{\left(\omega_{02}^2 \sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - \omega_{02}^2 \right)^2 + 4n^2 \omega_0^2}}. \quad (2.83)$$

де $\omega_0 = \sqrt{\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2}$ – власна кутова частота коливної системи.

Оскільки завданням поданого дослідження є оцінка ефективності зменшення вібрацій за допомогою запропонованого ДСТ, отримання функціональних залежностей динамічних напружень та переміщень відносно його пружно-дисипативних характеристик, зокрема від його жорсткості k_2 , викликає безсумнівний інтерес.

Динамічний прогин друкованої плати відбувається під дією динамічного навантаження:

$$P_1 = k_1 \Delta_{дин}^{max}. \quad (2.84)$$

Максимальний внутрішній згинальний момент відповідає згинальному моменту від сили P_1 в поперечному перерізі ДП:

$$M_1^{max} = P_1 \frac{l_1}{4}. \quad (2.85)$$

Функціональні залежності максимального динамічного напруження та прогину від жорсткості ДСТ в умовах резонансу отримують наступні вирази:

$$\sigma_{дин}^{max}(k_2) = Y_0 \frac{k_1 + k_2}{m} \frac{1}{\sqrt{\frac{k_2^2}{m^2} \left(\sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - 1 \right)^2 + 4n^2 \frac{(k_1 + k_2)}{m}}} k_1 \frac{l_1}{4} \frac{1}{W_{oc}}. \quad (2.86)$$

$$\Delta_{дин}^{max}(k_2) = Y_0 \frac{k_1 + k_2}{m} \frac{1}{\sqrt{\frac{k_2^2}{m^2} \left(\sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - 1 \right)^2 + 4n^2 \frac{(k_1 + k_2)}{m}}}. \quad (2.87)$$

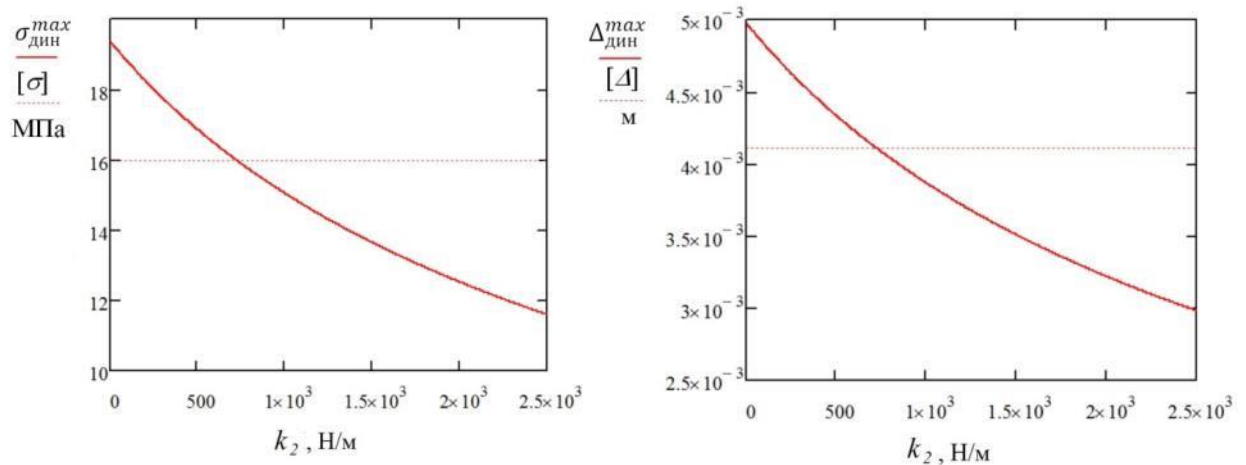
За умови постійного динамічного навантаження амплітудою $P_0 = \text{const}$, яке забезпечується постійним значенням заданого віброприскорення $a_0 = Y_0 \omega_0^2$ функції (2.86) та (2.87) набудуть наступного вигляду:

$$\sigma_{дин}^{max}(k_2) = P_0 \frac{1}{\sqrt{k_2^2 \left(\sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - 1 \right)^2 + 4n^2 m (k_1 + k_2)}} k_1 \frac{l_1}{4} \frac{1}{W_{oc}}; \quad (2.88)$$

$$\Delta_{дин}^{max}(k_2) = P_0 \frac{1}{\sqrt{k_2^2 \left(\sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - 1 \right)^2 + 4n^2 m (k_1 + k_2)}}. \quad (2.89)$$

На рис. 2.66 подано графічні залежності функцій (2.88) та (2.89) при $a_0 = 10$ м/с². Фізико-механічні характеристики ДП та ДСТ були визначені розрахунково-експериментальним методом пробних параметрів (див. табл. 2.5) та (табл. 4.8).

Як видно із рис. 2.66 отримані залежності демонструють ступеневе зменшення напружено-деформованого стану за рахунок збільшення жорсткості ДСТ. Таким чином у відповідності до розробленої математичної моделі (2.86–2.89) використання додаткового пружно-дисипативного зв'язку у вигляді демпфера сухого тертя повинно забезпечувати ефективне зменшення напруження та прогину в небезпечному перерізі друкованої плати.



а)

б)

Рис. 2.66. Залежність максимального динамічного напруження (а) та прогину (б) плати від коефіцієнту жорсткості ДСТ при $\omega = \omega_0$ та $P_0 = \text{const}$

Математичні моделі були обґрунтовані методом імітаційного моделювання. Умови навантаження та параметри коливної системи були ідентичними до тих що використовувались у математичному моделюванні.

На рис. 2.67 подана створена в Simscape Multibody імітаційна модель коливної системи, яка реалізує поведінку гнучкої плати під дією вимушених коливань корпусу з урахуванням додаткового пружно-дисипативного зв'язку у вигляді демпфера сухого тертя.

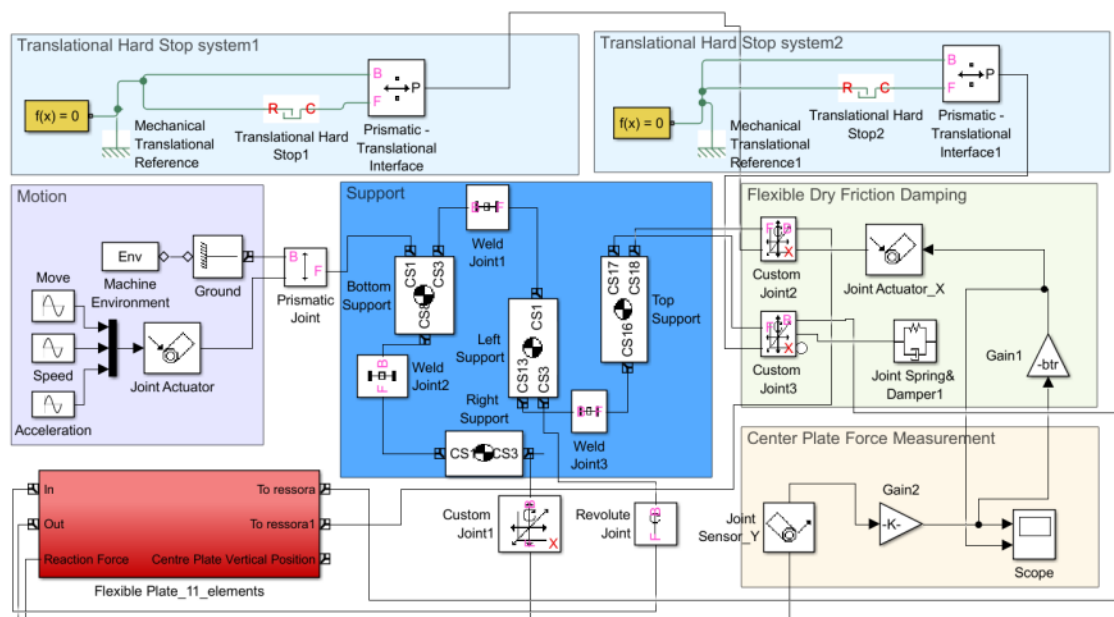


Рис. 2.67. Simscape Multibody імітаційна модель коливання друкованої плати із демпфером сухого тертя

Блок Motion задає вертикальний рух корпусу з платою із заданим прискоренням 10 м/с^2 . Демпфер сухого тертя представлений у вигляді вертикальної пружини із жорсткістю k_2 і двох демпферів. Перший демпфер з блоку Joint Spring& Damper1 реалізує демпфування внаслідок внутрішнього тертя в металі ДСТ з силою опору $c_2 \Delta y$ в шарнірі Custom Joint3. Другий демпфер реалізує сухе тертя шарнірі Custom Joint2 з силою опору F_{mp} . Обидва шарніра реалізують зв'язок між демпфером і платою в центрі плати.

Блок Central Plate Force Measurement здійснює вимірювання сили нормальної реакції N (сили притискання поверхонь) в точці дотику плати і демпфера (в центрі плати). У блоці Flexible Dry Friction Damping підраховується величина сили сухого тертя F_{mp} , пропорційна силі реакції N . Блоки Translational hard block system застосовані для обмеження руху точок приєднання пластини демпфера уздовж осі X .

Під час симуляції система формулює і вирішує рівняння руху для всієї механічної системи. Вимірювання переміщень і напружень центру плати здійснюється блоками Body Sensor і Joint Sensor із бібліотеки Simcape Multibody, не показаних на рисунку.

В результаті моделювання було отримано залежності максимального динамічного напруження та прогину в небезпечному перерізі плати від коефіцієнту жорсткості ДСТ в умовах резонансного збудження показані на рис. 2.68.

Порівняльний аналіз графіків отриманих методом математичного (рис. 2.66) та імітаційного моделювання (рис. 2.68) показав подібність їх характеру та незначну розбіжність абсолютних значень їх параметрів, зокрема мінімально допустимих значень жорсткості ДСТ в 6,9 %.

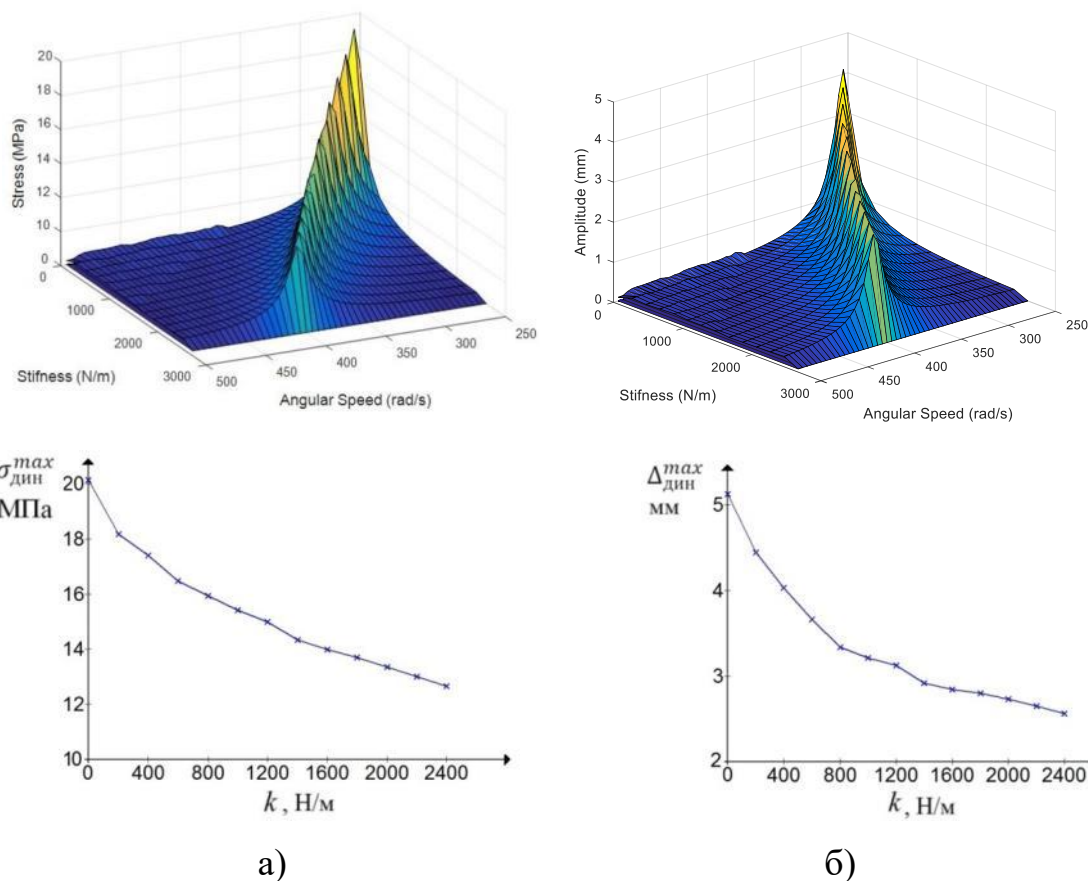


Рис. 2.68. Результати симуляції: залежності максимального динамічного напруження (а) та прогину (б) в небезпечному перерізі плати від коефіцієнту жорсткості демпфера сухого тертя в умовах резонансного збудження

2.2 Математичне моделювання напружено-деформованого стану елементів конструкцій друкованих плат в умовах дії статичних навантажень

В процесі виготовлення та експлуатації виробів, в результаті дії і зміни зовнішніх умов (температури, вологості, вібрації та інших навантажень) елементи конструкцій друкованих плат можуть піддаватися різного роду деформації. З іншого боку, основи друкованих плат можуть мати викривлення одразу після виготовлення і на такі плати може здійснюватись монтаж електронних компонентів. В результаті деформації друкованої плати, або розрівнювання деформованої плати із встановленими компонентами, в останніх виникають напруження, які, досягнувши деякого значення, можуть привести до руйнування

або порушити нормальну роботу функціональних вузлів ЕА.

В більшості випадків такі деформації (короблення) зручно представити силовою схемою, яка носить назву чистого згину.

2.2.1 Передача статичних зусиль і деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів

Одним із основних елементів несівних конструкцій сучасної електронної апаратури є друкована плата. Всі елементи механічної системи, яка представляє собою нерознімне паяне з'єднання між основою друкованої плати та дискретними компонентами, відчують в тій чи іншій мірі деформації. Наявність в такій системі пружних робочих органів, зокрема виводів, що зв'язують основу плати та електронний компонент, викликає необхідність визначення впливу їх пружних властивостей на виникнення і передачу деформацій в механічній системі «основа друкованої плати – електронний компонент».

Було зроблено припущення, що зменшення жорсткості виводів призведе до зменшення передачі деформації від основи плати до електронного компонента, шляхом внесення зміни в технологію монтажу за рахунок формування монтажних виводів із збільшенням їх довжини.

Для теоретичного обґрунтування цього припущення подана розрахункова схема, яка представляє собою механічну модель друкованої плати із встановленими електронними компонентами (рис. 2.69) під дією зовнішнього навантаження P . Таке навантаження має місце при випробуваннях друкованих плат на міцність та в реальних конструкціях внаслідок взаємодії друкованих плат із вузлами кріплення та направляючими, що викликає появу різних форм деформації, серед яких найбільшої уваги заслуговують лінійні та згинальні деформації. Крім цього, плати можуть мати свою початкову деформацію внаслідок короблення або монтажу, що теж може бути причиною появи деформацій внаслідок їх розпрямлення при установці в напрямних несівного каркасу.

Для дослідження представленої моделі були використані методи розрахунку на міцність використовувані в будівельній механіці. Механічна модель представляє собою раму, в цьому випадку площинну стрижневу систему, елементи якої (стійки,

ригелі) жорстко з'єднані між собою.

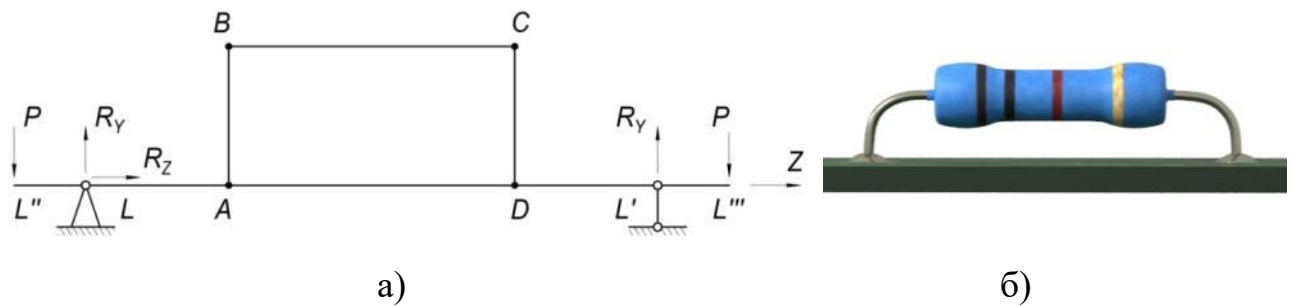


Рис. 2.69. Розрахункова схема (а) друкованої плати із електронним компонентом наскрізного монтажу (б)

У поданій моделі відрізком $L''L'''$ позначено основу плати, яка опирається в точках L та L' на нерухому (з одним ступенем вільності) та рухому (з двома ступенями вільності) шарнірні опори відповідно. Плата піддається дії зовнішнього силового навантаження P в точках L'' та L''' . Внаслідок дії цього навантаження у в'язях L та L' виникають вертикальні та горизонтальні реакції опор R_Y , R_Z . Відрізок BC представляє собою тіло електронного компонента, а відрізки AB та CD – його виводи. Геометрична фігура $ABCD$ свідчить про наявність в рамі замкнутого контуру. Таким чином, модель представляє собою раму із замкнутим контуром.

Метою застосування цієї моделі є визначення внутрішніх сил та моментів опору в електронному компоненті для оцінки його деформації та відповідно міцності. Відповідно до методів теоретичної механіки дана модель представляє собою систему, яка є статично невизначеною і її неможливо розрахувати з використанням тільки рівнянь статички. Ступінь статичної невизначеності системи визначається за формулою:

$$n = (n_{ze} + n_{en}) - 3,$$

де n_{ze} – кількість зовнішніх реакцій; n_{en} – кількість внутрішніх реакцій, яка визначається за формулою $(3 \times K)$, де K – кількість замкнутих контурів, складає $n = (3 + 3) - 3 = 3$. Тобто, така система є тричі статично невизначеною.

Для розрахунку даної системи було використано метод сил, який є загальним і одним із основних методів розкриття (рішення) статичної невизначеності систем.

Для зручності розрахункова система (див. рис. 2.69) представлена схемою (рис. 2.70, а), в якій замість навантаження P в опорах L та L' прикладено максимальний згинальний момент M , що за умови рівності ділянок $L''L = L'L''' = \Delta z$ розраховується як $M = P \cdot \Delta z$.

Відповідно до методу сил задану статично невизначену систему перетворено у статично визначену без порушення її геометричної незмінності шляхом усунення зайвих (додаткових) в'язей, кількість яких дорівнює кількості невідомих зусиль. Для цього замкнутий контур було розімкнено по середині ділянки BC і отримано основну статично визначену систему (рис. 2.70, б).

На основі отриманої основної системи була утворена еквівалентна система (рис. 2.70, в), в якій усунуті (перерізані) в'язі були замінені внутрішніми зусиллями: X_1 – значення внутрішніх сил розтягу, X_2 – значення внутрішніх сил перерізу, X_3 – значення внутрішнього згинального моменту.

Умови еквівалентності основної та заданої систем виражені в математичній формі канонічними рівняннями (2.90), відповідно до яких відносні переміщення за напрямленням видалених зайвих в'язей від сумісної дії навантаження і невідомих зусиль повинні дорівнювати нулю.

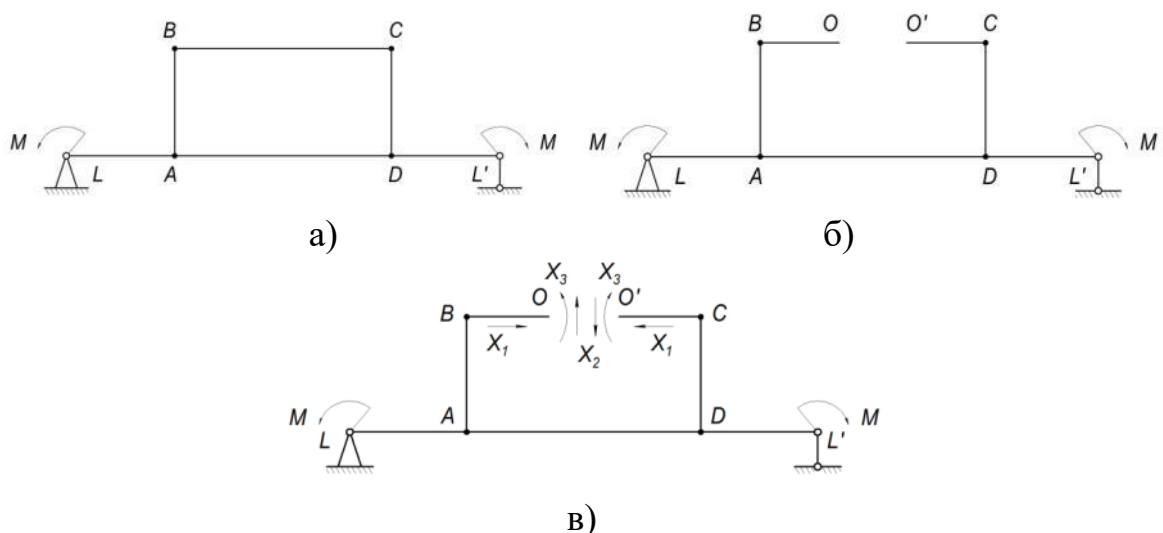


Рис. 2.70. Розрахункові схеми механічної моделі: а) задана; б) основна; в) еквівалентна

Таким чином, повне переміщення в основній системі за напрямом відкинutoї i -ї в'язі визначається як:

$$\Delta_i = \Delta_{iF} + \sum X_j \delta_{ij} = 0, \quad (2.90)$$

де Δ_{iF} – переміщення в основній системі за напрямом відкинутої i -ї в'язі від дії навантаження M ; Δ_{ij} – переміщення в основній системі за напрямом відкинутої i -ї в'язі від дії одиничного зусилля X_j .

Кількість канонічних рівнянь повинна дорівнювати кількості невідомих зусиль, проте задана система є симетричною і для неї кососиметричні зусилля X_2 обертаються в нуль, тому канонічні рівняння були подані системою із двох рівнянь повних переміщень за напрямом відкинутих в'язей (в розриві контуру):

$$\begin{cases} \Delta_{1F} + X_1 \delta_{11} + X_3 \delta_{13} = 0, \\ \Delta_{3F} + X_1 \delta_{31} + X_3 \delta_{33} = 0. \end{cases} \quad (2.91)$$

Коефіцієнти при невідомих зусиллях та вільні члени канонічних рівнянь визначаються з використанням методу Мора для всіх прямолінійних стрижнів системи:

$$\delta_{iF} = \sum \int_0^{l_k} \frac{M_k^i M_k^F}{E_k I_k} dl; \quad \delta_{ij} = \sum \int_0^{l_k} \frac{M_k^i M_k^j}{E_k I_k} dl; \quad (2.92)$$

де k – номер стрижня; l_k – довжина; M_k^i – внутрішній згинальний момент за напрямом дії відкинутої i -ї в'язі; M_k^F – внутрішній згинальний момент від дії зовнішнього навантаження M ; M_k^j – внутрішній згинальний момент від дії одиничного зусилля X_j ; E_k та I_k – модуль Юнга та осьовий момент інерції площі перерізу, відповідно.

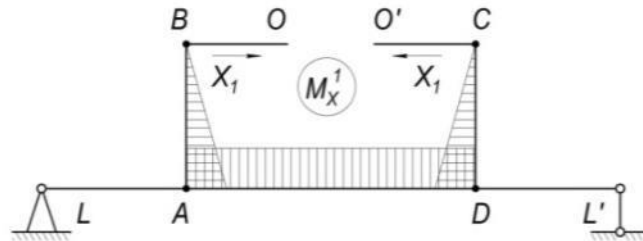
Ці формули отримані згідно спрощенням прийнятим для розрахунку рам, відповідно до яких враховуються тільки згинальні моменти, а впливом поздовжніх та поперечних сил на деформації основної системи нехтують.

За теоремою Максвелла про взаємність узагальнених одиничних переміщень справедлива залежність $\delta_{ij} = \delta_{ji}$.

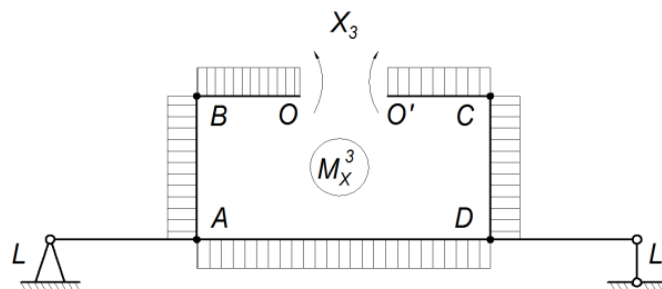
Розрахунок внутрішніх моментів опору виконувався для кожного стрижня системи методом перерізів. Для отримання символьних виразів моментів прийняті наступні позначення: $AB = CD = a$; $AD = b$; $BO = BO' = b/2$.

Побудова одиничних епюр внутрішніх згинальних моментів в основній

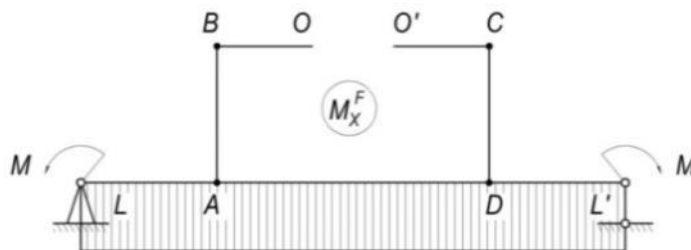
системі методу сил від почергового прикладення невідомих зусиль X_j , початково прийнятих рівними одиниці: $X_1 = 1$; $X_3 = 1$, та побудова епюри згинальних моментів навантаження в основній системі методу сил подані на рис. 2.71.



a) $M_O^1 = M_{O'}^1 = M_B^1 = M_C^1 = 0$; $M_A^1 = M_D^1 = X_1 a = a$ при $X_1 = 1$.



б) $M_O^3 = M_{O'}^3 = M_B^3 = M_C^3 = M_A^3 = M_D^3 = -1$.



в) $M_L^F = M_{L'}^F = M_A^F = M_D^F = -M$.

Рис. 2.71. Епюри внутрішніх згинальних моментів в основній системі методу сил від почергового прикладення: а) X_1 ; б) X_3 ; в) M

Вирази внутрішніх моментів опору для всіх стрижнів (ділянок) системи наведено в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Функції внутрішніх моментів опору для всіх стрижнів системи

Стрижень	<i>OB</i>	<i>O'C</i>	<i>AB</i>	<i>CD</i>	<i>AD</i>
Довжина, l_k	$b/2$	$b/2$	a	a	b
$M_k^1(l)$	0	0	l	l	a
$M_k^3(l)$	-1	-1	-1	-1	-1
$M_k^F(l)$	0	0	0	0	$-M$

Коефіцієнти при невідомих зусиллях та вільні члени канонічних рівнянь визначені методом Мора отримують наступні вирази:

$$\begin{aligned}
 \delta_{1F} &= \sum_0^{l_k} \frac{M_k^1 M_k^F}{EI_k} dl = -\frac{Mab}{EI_k}; \quad \delta_{11} = \sum_0^{l_k} \frac{M_x^1 M_x^1}{EI_x} dl = \frac{2a^3 + 3a^2b}{3EI_x}; \\
 \delta_{3F} &= \sum_0^{l_k} \frac{M_x^3 M_x^F}{EI_x} dl = \frac{Mb}{EI_x}; \quad \delta_{33} = \sum_0^{l_k} \frac{M_x^3 M_x^3}{EI_x} dl = \frac{2a + 2b}{EI_x}; \\
 \delta_{13} &= \delta_{31} = \sum_0^{l_k} \frac{M_x^1 M_x^3}{EI_x} dl = -\frac{a^2 + ab}{EI_x}.
 \end{aligned} \tag{2.93}$$

Рішення системи канонічних рівнянь (2.91) було виконано для знаходження внутрішніх сил X_1 та моментів опору X_3 в символьному виді з метою теоретичного обґрунтування висунутого раніше припущення і виявлення залежності внутрішніх зусиль в тілі електронного компонента (стрижні *OB* та *O'C*) від довжини їх виводів a . Для спрощення виразів та усунення впливу інших параметрів функції останні були прийняті константами, а жорсткість EI_x всіх стрижнів однаковою:

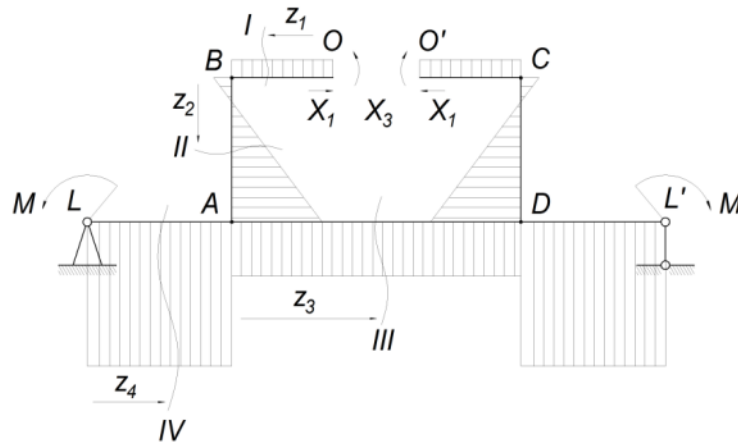
$$X_3 = \frac{Mab}{a^2 + 4ab - 3b^2}; \tag{2.94}$$

$$X_1 = \frac{3Mb}{a^2 + 3ba}. \tag{2.95}$$

При відомих X_1 та X_3 отримуємо еквівалентну систему (рис. 2.72), в якій внутрішні силові фактори, напруження і переміщення такі самі, як і в заданій статично невизначеній системі.

Подана механічна модель (рис. 2.72), яка дозволяє оцінити внутрішні зусилля опору та, відповідно, деформації і напруження в конструктивних елементах друкованої плати та встановлених електронних компонентах під дією зовнішнього

згинального моменту, та проведений аналіз дозволили обґрунтувати зроблене припущення про можливість зменшення внутрішніх сил та моментів, а значить і деформацій та напружень в тілі електронного компонента за рахунок збільшення монтажної довжини його виводів.



ділянка $OB, O'C$: $0 \leq z_1 \leq b/2$; $M^I = -X_3$; ділянка AB, CD : $0 \leq z_2 \leq a$; $M^{II} = X_1 \cdot z_2 - X_3$;

ділянка AD : $0 \leq z_3 \leq b$; $M^{III} = X_1 \cdot a - X_3 - M$; ділянка LA, DL' : $0 \leq z_4 \leq a$; $M^{IV} = -M$.

Рис. 2.72. Сумарна епюра внутрішнього згинального моменту

Відношення деформації ЕК, яка визначається діючою силою розтягу X_1 та згинальним моментом X_3 на ділянці BC (рис. 2.72), до деформації ДП від дії прикладеного згинального моменту M , представляє собою коефіцієнт передачі деформації від ДП до ЕК. На рис. 2.73 показано залежність коефіцієнта передачі деформації $w(a)$ від монтажної довжини виводів ЕК (параметр a). Умовна графічна залежність отримана для поданої механічної системи, в якій фізико-механічні параметри (осьовий момент опору поперечного перерізу та модуль Юнга) усіх стержнів прийняті рівними, дозволяє зробити висновок про можливість зменшення цього коефіцієнту за рахунок збільшення монтажної довжини виводів.

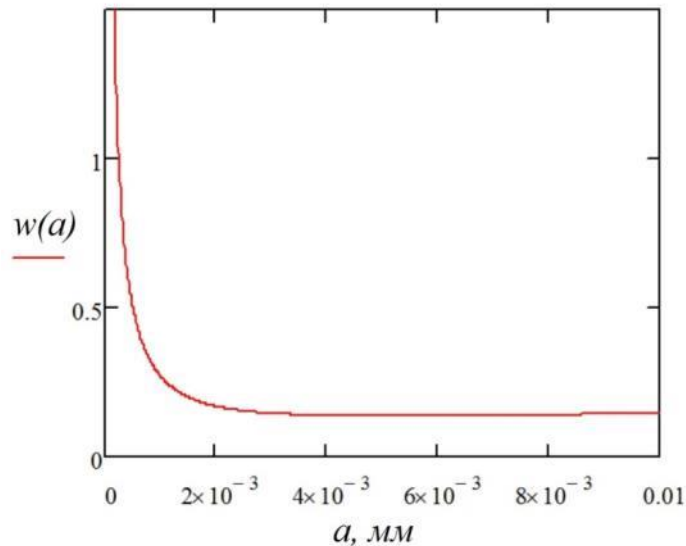


Рисунок 2.73 – Залежність коефіцієнта передачі деформації від монтажною довжини виводів ЕК

2.2.2 Напружено-деформований стан системи електронний компонент – компаунд з урахуванням перепаду температур

Герметизовані електронні модулі (рис. 2.74) експлуатуються на різноманітних об'єктах техніки: літаках, ракетах, судах, радіолокаційних станціях, локомотивах, де їм доводиться працювати в несприятливих умовах вібрацій, ударів, різких перепадів температури, вологості та тиску. Загальна герметизація (компаундом) забезпечує надійний захист від кліматичних впливів, підвищення стійкості виробів до дії вібрацій, проте на стадії виробництва при технологічному тренуванні термоударами (коли вироби з температури $+70^{\circ}\text{C}$ переносяться в температуру -60°C з годинною витримкою при кожній температурі), а також на етапах зберігання і експлуатації при коливаннях температури, внаслідок різниці в значеннях фізико-механічних характеристик, виникає взаємодія герметика із його включеннями, тобто із електронними компонентами та іншими елементами конструкції, що призводить до виникнення руйнівних механічних напружень. При розтріскуванні компаунду порушується герметизація виробу з наступним виходом його з ладу, при руйнуванні або деформації електронних компонентів настає обрив електричного кола, або відхилення електричних параметрів. Складність таких дефектів полягає у низькій ремонтпридатності герметизованих модулів.



Рис. 2.74. Герметизований електронний модуль

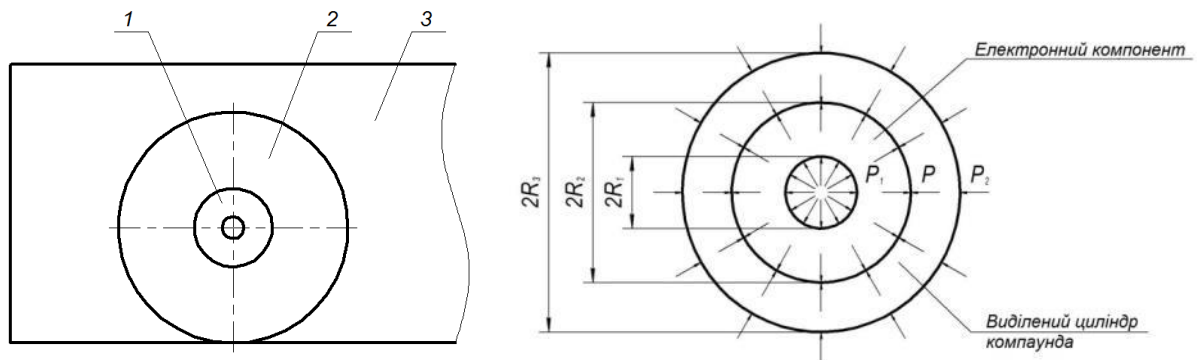
Типовий процес герметизації електронних компонентів відбувається шляхом заливання полімерним матеріалом. До заливки модуль і компаунд розігріваються до температури полімеризації, розширюючись при цьому незалежно один від одного. Після заливки компаундом виріб поміщають в термостат і витримують до закінчення процесу полімеризації, в ході якого через хімічну усадку компаунда вже виникають поки що незначні за величиною контактний тиск і напруження. По завершенні процесу полімеризації готові вироби охолоджують до нормальної температури. Тепер конструкція являє собою заполімеризований об'єм компаунда, який може розглядатися як єдине тіло із численними різнорідними включеннями.

Внаслідок відмінності коефіцієнтів лінійного теплового розширення і інших фізико-механічних характеристик компаунда і електронних компонентів при зміні температури на їх межі виникає контактний тиск, який зумовлює наявність напруження в матеріалах конструкцій.

Слід зауважити, що розроблення математичної моделі розрахунку напружень в системі компонент – компаунд при перепаді температур, наведеної далі, було виконано відповідно до методики визначення температурних напружень в товстостінних циліндрах описаній в [59], тому сама модель в даній праці не подана як науковий результат. Поданим в даному пункті науковим результатом є аналіз моделі та її використання для виявлення закономірності виникнення максимальних

напружень в залежності від їх радіального розподілу та режиму температурного навантаження електронних компонентів, що мають форму тіл обертання, герметизованих компаундом.

Розрахункова схема подана на рис. 2.75 зведена до осесиметричної задачі взаємодії двох циліндричних тіл, на межі яких виникає контактний тиск P в наслідок різниці коефіцієнтів лінійного теплового розширення та інших фізико-механічних характеристик.



1 – електронний компонент; 2 – виділений компаундний циліндр; 3 – компаунд

Рис. 2.75. Схема навантаження електронного компонента і компаунда

Якщо товщина стінки циліндричного тіла електронного компонента більше однієї десятої середнього радіусу, то з прийнятною для практики точністю його можна розглядати як товстостінний циліндр [25], навантажений по зовнішній поверхні контактним тиском P , а по внутрішній – тиском внутрішнього середовища P_1 . А виділений шар компаунда як товстостінний циліндр, навантажений по внутрішній поверхні контактним тиском P , а по зовнішній тиском P_2 , рівним тиску зовнішнього середовища.

Напружено-деформований стан подано на рис. 2.76 для нескінченно малого елемента $abcd$ вирізаного із циліндричного тіла, яким є електронний компонент або оточуючий його шар компаунду. На схемі σ_r – нормальне радіальне напруження на внутрішній циліндричній поверхні об'єму радіусом r ; $\sigma_r + d\sigma_r$ – нормальне радіальне напруження на зовнішній поверхні радіусом $r + dr$; σ_t – нормальні окружні напруження на плоских бічних гранях; σ_z – нормальні осьові напруження на

торцевих поверхнях. Показаний напрям напружень будемо вважати додатнім і відповідним розтягуванню елемента.

Внаслідок осьової симетрії циліндра та навантаження елемент перекошуватись не буде, і дотичні напруження по його гранях будуть відсутні. Тому нормальні напруження σ_r , σ_t та σ_z будуть головними напруженнями.

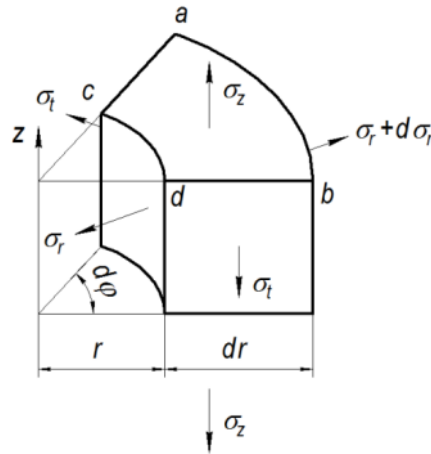


Рис. 2.76. Схема навантаження елементарного об'єму

Відповідно до узагальненого закону Гука деформації елементарного об'єму представляють собою суму деформацій викликаних тиском і температурними розширеннями [59]:

$$\begin{aligned}\varepsilon_r &= \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_z - \mu\sigma_t) + \alpha \Delta\tau, \\ \varepsilon_t &= \frac{1}{E}(\sigma_t - \mu\sigma_z - \mu\sigma_r) + \alpha \Delta\tau, \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E}(\sigma_z - \mu\sigma_r - \mu\sigma_t) + \alpha \Delta\tau,\end{aligned}\tag{2.96}$$

де α – коефіцієнт лінійного теплового розширення, μ – коефіцієнт Пуассона; $\Delta\tau$ – зміна температури, залежна від радіуса r та від часу t :

$$\Delta\tau(r, t) = \tau(r, t) - \tau_0,\tag{2.97}$$

де $\tau(r, t)$ – розподіл температури по радіусу циліндра, τ_0 – початкова температура тіла, t – час.

Рішення рівнянь (2.96) відносно напружень набуває вигляду:

$$\begin{aligned}
\sigma_r &= \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \left[(1-\mu)\varepsilon_r + \mu\varepsilon_t + \mu\varepsilon_z - (1+\mu)\alpha \Delta\tau \right], \\
\sigma_t &= \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \left[(1-\mu)\varepsilon_t + \mu\varepsilon_r + \mu\varepsilon_z - (1+\mu)\alpha \Delta\tau \right], \\
\sigma_z &= \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \left[(1-\mu)\varepsilon_z + \mu\varepsilon_r + \mu\varepsilon_t - (1+\mu)\alpha \Delta\tau \right].
\end{aligned} \tag{2.98}$$

Отримані в [183, 184] вирази температурних напружень представляють собою суму напружень, які виникають від нерівномірності радіального розподілу температури та напружень, які виникають від дії контактного тиску:

$$\sigma(P, \tau, r) = \sigma(\tau, r) + \sigma(P, r). \tag{2.99}$$

Наступні вирази (2.100–2.108) подані з врахуванням граничних умов при $i = 1$: $(\sigma_{R_i}) = -P_i$, $(\sigma_{R_{i+1}}) = -P$ та $i = 2$: $(\sigma_{R_i}) = -P$, $(\sigma_{R_{i+1}}) = -P_{i+1}$.

Напруження від нерівномірності радіального розподілу температури:

$$\sigma_{r_i}(\tau, r) = \frac{E_i}{1-\mu_i} \left[-\frac{1}{r^2} \int_{R_i}^r \alpha_i \Delta\tau_i r dr + \frac{r^2 - R_i^2}{r^2 (R_{i+1}^2 - R_i^2)} \int_{R_i}^{R_{i+1}} \alpha_i \Delta\tau_i r dr \right], \tag{2.100}$$

$$\sigma_{t_i}(\tau, r) = \frac{E_i}{1-\mu_i} \left[\frac{1}{r^2} \int_{R_i}^r \alpha_i \Delta\tau_i r dr + \frac{r^2 - R_i^2}{r^2 (R_{i+1}^2 - R_i^2)} \int_{R_i}^{R_{i+1}} \alpha_i \Delta\tau_i r dr - \alpha_i \Delta\tau_i \right], \tag{2.101}$$

$$\sigma_{z_i}(\tau, r) = \frac{E_i}{1-\mu_i} \left[\frac{2}{R_{i+1}^2 - R_i^2} \int_{R_i}^{R_{i+1}} \alpha_i \Delta\tau_i r dr - \alpha_i \Delta\tau_i \right]. \tag{2.102}$$

Аналіз математичних моделей (2.100–2.102) показав, що при сталому перепаді температур $\Delta\tau$ (це явище має місце при повному охолодженні або нагріванні системи електронний компонент – герметик) і в електронному компоненті, і в оточуючому шарі компаунду значення загальних напружень досягають максимальних значень, що також підтверджено в результаті експериментального дослідження поданого в п.4.3.3. А формули для визначення загальних напружень набувають вигляду (2.103–2.108).

Напруження тільки від дії контактного тиску подані при $P_i = 0$ внаслідок малості цих значень в порівнянні із контактним тиском P :

- для електронного компонента:

$$\sigma_{r_1}(P, r) = -\frac{PR_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(1 - \frac{R_1^2}{r^2} \right); \quad (2.103)$$

$$\sigma_{t_1}(P, r) = -\frac{PR_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(\frac{R_1^2}{r^2} + 1 \right); \quad (2.104)$$

$$\sigma_{z_1}(P) = -\frac{PR_2^2}{R_2^2 - R_1^2}; \quad (2.105)$$

- для шару компаунда:

$$\sigma_{r_2}(P, r) = -\frac{PR_2^2}{R_3^2 - R_2^2} \left(\frac{R_3^2}{r^2} - 1 \right); \quad (2.106)$$

$$\sigma_{t_2}(P, r) = \frac{PR_2^2}{R_3^2 - R_2^2} \left(\frac{R_3^2}{r^2} + 1 \right); \quad (2.107)$$

$$\sigma_{z_2}(P) = \frac{PR_2^2}{R_3^2 - R_2^2}. \quad (2.108)$$

Всі раніше наведені формули для визначення напружень складових нероз'ємного з'єднання кераміка – компаунд є функціями контактної тиску P . Для визначення контактної тиску P розглянуто умову сумісності деформацій внутрішньої поверхні компаундного циліндра і зовнішньої циліндричної поверхні кераміки резистора:

$$U_{en/r=R_2} = U_{комп/r=R_2}. \quad (2.109)$$

Враховуючи вирази для переміщень матеріалів компаунда і електронного компонента на межі їх контакту при $P_i = 0$ та $\Delta\tau = \text{const}$ контактний тиск отримує вираз:

$$P = \frac{\left[(1 + \mu_2) \alpha_2 - (1 + \mu_1) \alpha_1 \right] \Delta\tau}{\frac{\left[(1 + \mu_1) R_1^2 + (1 - \mu_1) R_2^2 \right]}{E_1 (R_2^2 - R_1^2)} + \frac{\left[(1 + \mu_2) R_3^2 + (1 - \mu_2) R_2^2 \right]}{E_2 (R_3^2 - R_2^2)}}. \quad (2.110)$$

Коректне використання зазначених формул (2.103-2.108) математичної моделі із одержанням достовірних результатів вимагає використання дійсних значень фізико-механічних характеристик матеріалів в системі електронний

компонент – компаунд. Однак досліджувані матеріали є полімерами, для яких в довідниковій літературі значення модулів пружності E , коефіцієнтів Пуассона μ та коефіцієнтів лінійного теплового розширення α або взагалі не регламентовані, або мають значні розбіжності за різними джерелами. Попередні експерименти, проведені при стандартних випробуваннях зразків компаундів марок ЕК-242, ЕК-242-1, ЕК-93, ЕЗК-25 на розтяг виявили значний розкид фізико-механічних характеристик, який досягає 100-300% і більше від середніх значень. Таке становище виникає тому, що дані матеріали мають композитну структуру і технологія їх виробництва не стабільна, складові компоненти постачаються з різних сировинних баз.

Тому визначення фізико-механічних характеристик матеріалів електронних компонентів та герметика здійснювалося за розрахунково-експериментальним методом пробних параметрів описаним в п.5.3.2. Усереднені експериментальні значення окружних відносних деформацій та ідентифікованих характеристик компаунда ЕЗК-25 та резисторів С2-29В подані в табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Середні значення фізико-механічних характеристик

Температурний діапазон, °С	Окружні деформації $\varepsilon_t \times 10^{-3}$	Модуль Юнга $E \times 10^4$, Н/мм ²	Коефіцієнт Пуассона μ	Коефіцієнт лінійного теплового розширення $\alpha \times 10^{-6}$, 1/град
Компаунда ЕЗК-25				
-20...-60	-2,185	1,24	0,29	44,9
Резисторів С2-29В				
-20...-60	2,286	13,45	0,284	6,43

Аналітичний розрахунок головних напружень в резисторі та компаунді у складі гермомодуля виконувався за формулами (2.103–2.108).

Розрахунок був проведений при рівномірному шарі компаунда. Радіуси сполучених циліндричних тіл складали: $R_1 = 0,2$ мм; $R_2 = 0,75$ мм; $R_3 = 10$ мм.

Перепад температур, який відповідає зміні температури всього гермомодуля від +70°С (температура полімеризації) до –60°С (мінімально допустима температура випробувань в заводських умовах і в експлуатації) склав $\Delta\tau = 130$ °С.

Розрахунок загальних радіальних, окружних та осьових напружень в резисторі та компаунді при сталому перепаді температур подано у вигляді епюр їх радіального розподілу (рис. 2.77).

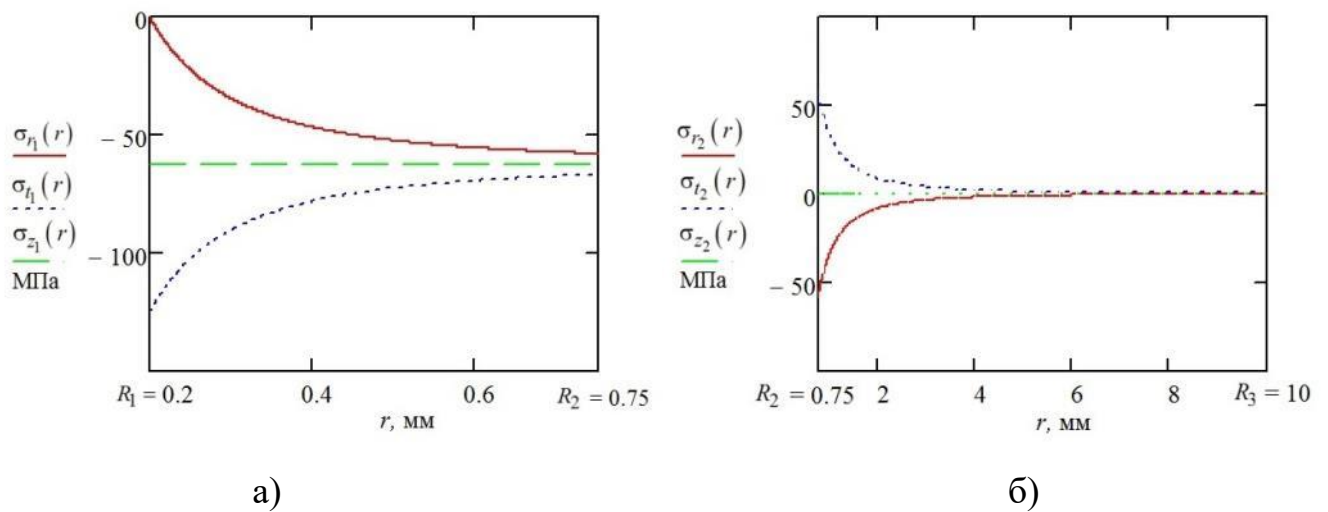


Рис. 2.77. Епюри радіального розподілу загальних напружень резистора (а) та компаунда (б) при сталому перепаді температур

Аналіз функцій епюр радіального розподілу загальних радіальних та окружних напружень показав, що в обох тілах радіальні напруження досягають максимальних значень на межі їх контакту, а окружні – на внутрішній поверхні кожного циліндру та при сталому перепаді температур.

Для електронного компонента напруження стиску в діапазоні $R_1 \leq r \leq R_2$: $\sigma_{r_1}(R_1) = 0$, $\sigma_{r_1}(R_2) = \max$, $\sigma_{t_1}(R_1) = \max$, $\sigma_{t_1}(R_2) = \min$.

Для компаунда радіальні напруження знаходяться в зоні стиску, а окружні – в зоні розтягу, в діапазоні $R_2 \leq r \leq R_3$: $\sigma_{r_2}(R_2) = \max$, $\sigma_{r_2}(R_3) = \min$, $\sigma_{t_2}(R_2) = \max$, $\sigma_{t_2}(R_3) = \min$.

Осьові напруження σ_z за своїм значенням знаходяться між радіальними та тангенціальними і від радіусу r не залежать.

Оцінка міцності системи електронний компонент – компаунд із використанням осесиметричної розрахункової схеми потребує вибору зовнішнього радіусу шару компаунду виділеного навколо заданого електронного компоненту, від якого, очевидно, залежить значення контактного тиску (2.111) на границі

контакту та загальні напруження (2.112) в електронному компоненті. Тому для електронного компонента були отримані залежності для найбільших за абсолютним значенням радіальних $\sigma_{r_1}(r=R_2)$ (на зовнішній поверхні), окружних $\sigma_{t_1}(r=R_1)$ (на внутрішній поверхні) та осьових напружень σ_{z_1} (рис. 2.78):

$$P(R_3) = \frac{[(1+\mu_2)\alpha_2 - (1+\mu_1)\alpha_1]\Delta\tau}{\frac{[(1+\mu_1)R_1^2 + (1-\mu_1)R_2^2]}{E_1(R_2^2 - R_1^2)} + \frac{[(1+\mu_2)R_3^2 + (1-\mu_2)R_2^2]}{E_2(R_3^2 - R_2^2)}}, \quad (2.111)$$

$$\sigma_{r_1}(R_3) = -\frac{P(R_3)R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(1 - \frac{R_1^2}{R_2^2}\right), \quad \sigma_{t_1}(R_3) = -\frac{2P(R_3)R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}, \quad \sigma_{z_1}(R_3) = -\frac{P(R_3)R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}. \quad (2.112)$$

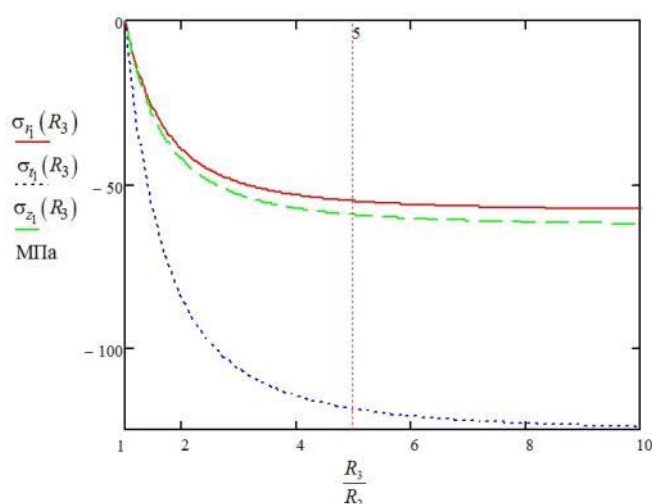


Рис. 2.78. Залежність найбільших за абсолютним значенням радіальних, окружних та осьових напружень в електронному компоненті від співвідношення зовнішнього радіусу шару компаунду до зовнішнього радіусу електронного компонента

З поданих графіків видно, що відповідно до отриманих функцій загальні напруження змінюються за гіперболічним законом і з ростом аргументу, в якості якого взята відносна величина $\frac{R_3}{R_2}$, значення функцій наближатися до певних максимальних значень. В такому випадку можна визначити таке мінімальне допустиме значення аргументу – співвідношення зовнішніх радіусів компаундного циліндра і електронного компонента, при подальшому збільшенні якого відносний

приріст функцій $\Delta\sigma$ буде несуттєвим. Наприклад, при $\left[\frac{R_3}{R_2}\right] = 5$:

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_{r,t,z}\left[\frac{R_3}{R_2}\right] - \lim_{R_3/R_2 \rightarrow \infty} \sigma_{r,t,z}\left(\frac{R_3}{R_2}\right)}{\lim_{R_3/R_2 \rightarrow \infty} \sigma_{r,t,z}\left(\frac{R_3}{R_2}\right)} = -5,7\%.$$

В таких випадках, задовольняючись точністю розрахунків із похибкою в 5-6%, компаундний циліндр можна розглядати як такий, що має нескінченно велику товщину стінки не залежно від форми його зовнішнього контуру. Таким чином, при зазначених співвідношеннях товщини шару компаунда і радіусу електронного компонента можна обмежитися розглядом осесиметричної задачі, і збільшення тиску від компаунда, розташованого за зоною виділеного циліндра, буде несуттєвим у порівнянні із максимальним, знайденим при вирішенні осесиметричної задачі, і може не враховуватися в інженерних розрахунках.

2.3 Висновки

1. Застосуванням методу скінченних елементів для моделювання напружено-деформованого стану і коливальних процесів у друкованій платі теоретично обґрунтовано розрахункову модель друкованої плати у вигляді багатопрогової балки із зосередженими та розподіленими масами, шарнірно-закріпленої на кінцях, що дає можливість значно спростити динамічний аналіз механічної системи.

2. Комплексним математичним моделюванням вільних і кінематично збуджених вимушених коливань друкованої плати із застосуванням дискретних та континуально-дискретних розрахункових моделей проілюстровано істотний вплив вібраційних явищ на умови експлуатації електронної апаратури, з'ясовано, що резонансні явища у механічній системі друкованої плати можуть виникати не лише на нижчій а й на більш високих власних частотах, усунення резонансних режимів експлуатації та зменшення амплітуд вимушених коливань друкованої плати може бути здійснено лише на основі детального аналізу динамічних процесів у механічній системі плати.

3. Результати обчислення резонансних частот коливань за дискретною та

континуально-дискретною математичними моделями ілюструють узгодженість їх значень та дозволяють запропонувати більш просту – дискретну математичну модель для застосування в інженерній практиці, тоді як континуально-дискретна модель може використовуватися для уточнення результатів наближених розрахунків.

4. Встановлено закономірності впливу геометричних та фізико-механічних параметрів друкованої плати, а також характеристик динамічних процесів, що виникають під час експлуатації блоків електронної апаратури, на максимальні напруження і деформації елементів несівної системи, що дає можливість здійснювати раціональний добір параметрів конструкцій для забезпечення міцності і необхідної жорсткості друкованої плати.

5. Порівняння амплітудно-частотних характеристик та залежностей максимальних напружень і прогинів від геометричних характеристик друкованих плат отриманих математичним та імітаційним моделюванням показують подібність їх характеру та незначну розбіжність абсолютних значень їх параметрів, зокрема: резонансної частоти – 7,2 %; максимальних напружень – 1,5 %; прогину – 2,7 %; мінімально допустимих значень довжини – 11,9 % та лінійної координати розташування зосередженої маси друкованих плат – 4,7 %.

6. Теоретично обґрунтовано ефективність зменшення динамічних навантажень, напружень і деформацій друкованої плати за рахунок оснащення несівної системи демпфером сухого тертя та раціонального добору його пружно-дисипативних характеристик. Розроблена математична модель дає можливість обґрунтовувати значення коефіцієнту жорсткості та проводити інженерний розрахунок конструктивних параметрів демпферу сухого тертя у вигляді пів-еліптичної балки прямокутного поперечного перерізу.

7. Порівняльний аналіз залежності максимального динамічного напруження та прогину в небезпечному перерізі плати від коефіцієнту жорсткості ДСТ в умовах резонансного збудження отриманих методом математичного та імітаційного моделювання показав подібність їх характеру та незначну розбіжність абсолютних значень їх параметрів, зокрема мінімально допустимих значень жорсткості ДСТ в

6,9 %.

8. Математичним моделюванням напружено-деформованого стану конструкції друкованої плати у вигляді статично невизначуваної плоскої стрижневої системи в умовах дії експлуатаційного навантаження обґрунтовано ефективність технології наскрізного монтажу електронних компонентів із збільшенням довжини монтажних виводів на друкованій платі, що забезпечує зменшення коефіцієнта передачі деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів, на відміну від технології низького наскрізного, або поверхневого монтажу.

9. Застосуванням теорії Ламе-Гадоліна про взаємодію складених товстостінних циліндрів для оцінки загальних напружень електронних компонентів, що мають форму тіл обертання та оточуючого шару компаунду при довільній формі заливки останнього, виявлено, що в обох тілах радіальні напруження досягають максимальних значень на межі їх контакту, а окружні – на внутрішній поверхні кожного циліндру та при усталеному перепаді температур.

10. Встановлено, що при співвідношенні товщини виділеного шару компаунда до радіусу електронного компоненту, яке складає 5:1, можна обмежитися розглядом осесиметричної задачі, і збільшення тиску від компаунда, розташованого за зоною виділеного циліндра, буде несуттєвим і може не враховуватися в інженерних розрахунках.

3 АДАПТАЦІЯ МЕТОДІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ І ДЕФОРМАЦІЙ ДО ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МАЛОГАБАРИТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ

Доцільно розглянути специфіку експериментального вивчення статичної та динамічної міцності сучасної електронної апаратури. Завданням дослідження в поданому розділі є модифікація методів експериментального визначення напружень і деформацій та їх адаптація до дослідження параметрів напружено-деформованого стану малогабаритних елементів конструкцій під дією навантажень, які відтворюють складні, наближені до натурних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження, із реалізацією методів електротензометрії, акустичної емісії, віброметрії та високошвидкісної відео-зйомки.

Матеріали даного розділу опубліковані в наступних публікаціях [124, 203–209].

Вимірювальний комплекс, структурна схема якого подана на рис. 3.1, складається із трьох вимірювальних систем: тензометричного, акустико-емісійного та вібраційного контролю (Додаток В).



Рис. 3.1. Блок-схема вимірювального комплексу для експериментального дослідження виробів електронної техніки

Апаратура та обладнання використана в комплексі:

- 8АНЧ-26 – станція тензометрична (рис. В.1, додаток В);
- АФ-15 – прилад акустико-емісійний (рис. В.2, додаток В);
- ПІ-19 – прилад віброметричний та ФЕ-2 – блок фільтрів електричних

об'єднані в один пристрій вимірювання прискорення ППУ-1М (рис. В.3, додаток В).

– ТД, ДАЕ, ВД – датчики тензометричні, акустико-емісійні та вібраційні, відповідно.

Сполучення вимірювальних приладів комплексу із персональним комп'ютером здійснено через модуль АЦП універсальний з інтерфейсом USB 2.0. Технічні характеристики модулю подані в таблиці Г.1 (додаток Г). Відеокамера підключена до послідовної високошвидкісної шини FireWire – стандарт IEEE 1394.

У розділі приводиться опис тільки вимірювального комплексу, опис випробувального обладнання (рис. В.4, додаток В) подано у наступному розділі присвяченому експериментальним дослідженням.

3.1 Модифікація системи електротензометричного вимірювання параметрів напружено-деформованого стану елементів конструkcій електронної апаратури

Визначення дійсних значень деформацій і напружень, які виникають в блоках, вузлах та компонентах електронної апаратури є важливою задачею, яка повинна вирішуватись при проєктуванні, випробуванні та експлуатації такої техніки, з метою оцінки напружено-деформованого стану та виявлення причин руйнування, що виникають під дією статичних та динамічних навантажень. У даному пункті розглянута техніка тензометрії, яка частіш за все застосовується у вітчизняній практиці у наукових закладах та підприємствах, які не мають можливостей для придбання дороговартісного обладнання і продовжують використовувати хоча уже і не нове, але досить надійне та відлагоджене вітчизняне обладнання та існуючі технології.

3.1.1 Обґрунтування метрологічних рекомендацій щодо забезпечення точності вимірювання деформацій за допомогою тензорезисторів

Електротензометрія є електричним методом вимірювання деформацій, в

якому основним первинним перетворювачем є тензорезистори опору у вигляді дротяних, фольгових та напівпровідникових датчиків. Незважаючи на відмінності у конструкції, всі вони працюють за однаковим принципом.

Метод електротензометрії дає змогу одночасно реєструвати дані з великої кількості тензорезисторів, розташованих у важкодоступних або віддалених місцях, як на стаціонарних, так і на рухомих об'єктах, навіть за умов значних температурних перепадів. Завдяки малій масі датчиків вони не вносять суттєвих похибок у процес вимірювання напружень та аналіз власних частот коливань. Проте застосування тензорезисторів потребує розв'язання низки метрологічних завдань, дотримання спеціальних вимог і технологічних норм при роботі з вимірювальним обладнанням.

Розглянемо дротяний тензодатчик (рис. 3.2), його товщина зазвичай варіюється в межах 0,015–0,030 мм. До кінців вимірювальної решітки приєднані провідники з більшим перерізом, що забезпечують підключення тензорезистора до вимірювальної апаратури шляхом пайки або зварювання.

Тензочутливість датчика визначається за формулою:

$$k_{ts} = \frac{\Delta R}{R \cdot \varepsilon} = (1 + 2\mu) + \frac{\Delta \rho / \rho}{\Delta l / l}, \quad (3.1)$$

де $\Delta R/R$ – відносна зміна опору; $\varepsilon = \Delta l/l$ – відносна деформація деталі в місці наклеювання датчика; μ – коефіцієнт Пуассона; $\Delta \rho/\rho$ – відносна зміна питомого опору.

Величина цього коефіцієнта значною мірою залежить від фізичних характеристик матеріалу дроту. Для матеріалів, що застосовуються в тензорезисторах, значення коефіцієнта k_{ts} зазвичай лежить у межах від 2 до 3,5: константан – від 2,0 до 2,1, ніхром – від 2,1 до 2,3, елінвар – від 3,2 до 3,5.

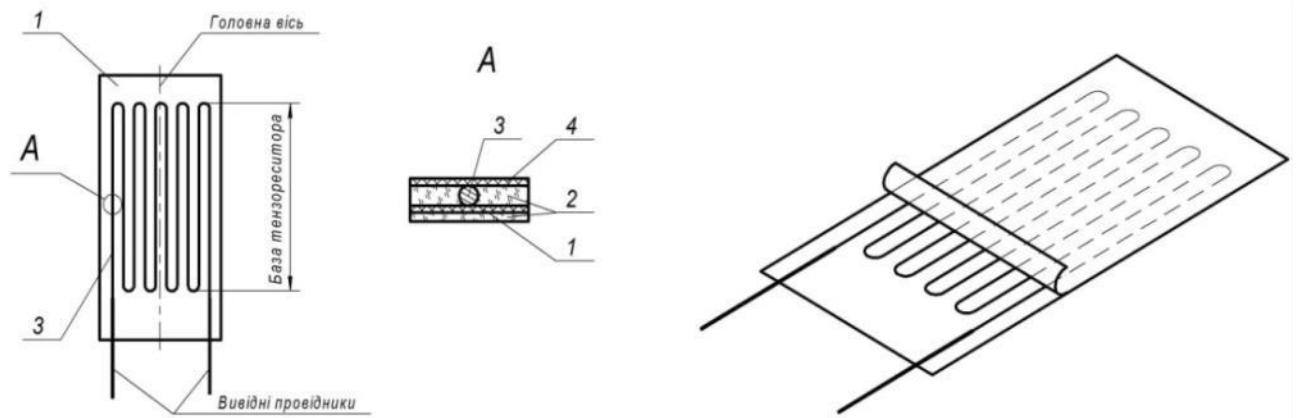


Рис. 3.2. Конструкція дротяного тензорезистора: 1 – паперова або лакова підкладка; 2 – зв’язуючий шар; 3 – тензочутливий елемент; 4 – захисний елемент

У дротяного датчика через заокруглення на кінцях петель виникає похибка вимірювання, пов’язана із бічною чутливістю, або чутливістю до поперечних деформацій:

$$\frac{\Delta R}{R} = k_{ts}^{lon} \epsilon_x + k_{ts}^{trn} \epsilon_y, \quad (3.2)$$

де k_{ts}^{lon} та k_{ts}^{trn} – коефіцієнти тензочутливості у поздовжньому та поперечному напрямках; ϵ_x та ϵ_y – відносні деформації у напрямках осей X та Y (тут X – поздовжній напрям тензодатчика; Y – поперечний напрям тензодатчика).

Коефіцієнт тензочутливості датчика у поздовжньому напрямі через поперечну чутливість виявляється дещо нижчим коефіцієнта тензочутливості датчика, який виготовлений з відрізка дроту без заокруглень. Зі збільшенням бази датчика, тобто його довжини, ця різниця зменшується і для найбільш використовуваних тензорезисторів з базою 20 і навіть 10 мм – досить мала. Для датчиків з базою 1 чи 3 мм, величина (3.2) вже співрозмірна зі значенням коефіцієнта тензочутливості k_{ts} і повинна враховуватись при визначенні напружень.

Дріт для тензометричних датчиків повинен мати великий питомий опір ρ , щоб отримувати датчики з малою базою; добре приварюватись і паятись; не мати гістерезису для відтворюваності вимірів; характеризуватись постійним коефіцієнтом тензочутливості. Наприклад, у константановому дроті коефіцієнт тензочутливості не змінюється, аж до його руйнування. Порівняльні характеристики деяких дротових тензочутливих матеріалів наведені у таблиці Г.2 (додаток Г).

При прискореному навантаженні деталі з наклеєним дротяним тензорезистором і подальшою витримкою при постійному навантаженні зареєстроване початкове значення відносної деформації з плином часу зменшується на декілька відсотків і потім за асимптотичним законом наближається до певного значення. Цей процес пов'язаний з явищем повзучості, коли деформації суттєво залежать від тривалості навантаження. Про такі матеріали говорять, що вони мають реологічні властивості. Крива повзучості тензорезисторів типу ПЗ-3Ц та П10-6Ц подана на рис. 3.3, де на вертикальній осі відкладена відносна зміна опору тензорезистора $\Delta R/R$ (%), а на горизонтальній – час t (хв).

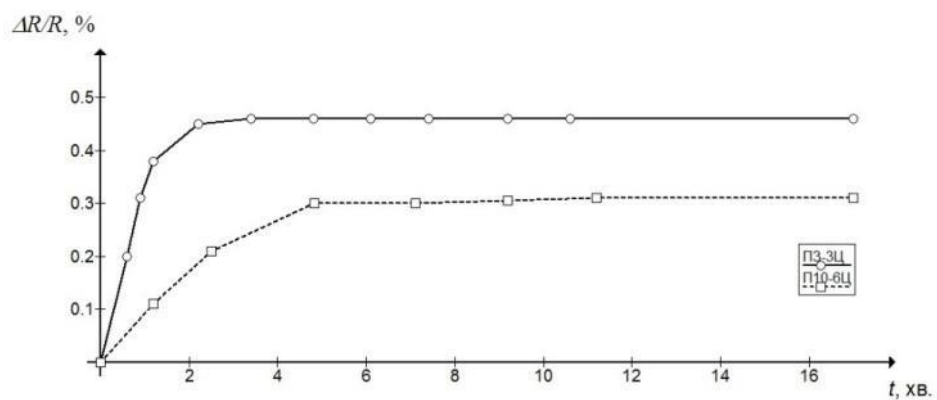


Рис. 3.3. Криві повзучості тензорезисторів

Однією із найважливіших характеристик тензорезисторів, що сприймають змінні деформації, є їх втомна міцність. Так, наприклад, тензорезистори типу П10-6 з розвантажувальною петлею, в місці приєднання чутливого елемента до вивідного провідника, при змінній деформації $\epsilon = 10^{-3}$ та $f = 50$ Гц, відпрацювали без руйнування більше 10^8 циклів. Після чого спостерігалась зміна коефіцієнта тензочутливості тензорезистора в межах $\pm 0,1$ %.

У зв'язку із температурним розширенням досліджуваної деталі і провідника тензорезистора, а також зміною опору тензорезистора від температури, необхідно відрізняти деформацію температурного впливу від деформації, викликаной зовнішніми зусиллями. Загальна зміна опору тензорезистора буде дорівнювати:

$$\frac{\Delta R}{R} = [(\alpha_2 - \alpha_1)k_{ts} + \gamma] \Delta T, \quad (3.3)$$

де α_1 та α_2 – коефіцієнти лінійного теплового розширення матеріалу

тензорезистора і деталі, відповідно; γ – температурний коефіцієнт опору матеріалу тензорезистора.

При різних значеннях коефіцієнтів лінійного теплового розширення можна фіксувати уявну (фіктивну) деформацію $\varepsilon_{\phi} = (\alpha_2 - \alpha_1)\Delta T$, яка еквівалентна деякій деформації від зовнішніх впливів, що поєднується з реальною деформацією, і якщо не вжити спеціальних заходів, то можна отримати результати, які містять суттєві похибки.

При вимірюванні, вплив температури можна виключити різними методами:

1) використовуючи схему із температурною компенсацією (див. рис. 3.4). Два тензорезистори з однаковими параметрами вмикаються в різні плечі моста, при цьому активний тензорезистор сприймає дію зовнішніх сил і температури, а компенсаційний – тільки дію температури. Тензорезистори включені в різні плечі моста – цим і досягається термокомпенсація;

2) компенсація за рахунок комбінованого тензорезистора (див. рис. 3.5). У цьому випадку ефект термокомпенсації досягається наступним чином. Чутлива решітка тензорезистора виготовляється з мікродроту з різними за знаком температурними коефіцієнтами α_1 та α_2 , оперуючи довжиною їх відрізків можна виготовити тензорезистори, термокомпенсовані для різних матеріалів;

3) використовуючи самокомпенсовані тензорезистори. Для цього типу тензорезисторів термокомпенсація на певному діапазоні температур досягається шляхом підбору мікродроту з заданими електрофізичними параметрами. На рис. 3.6 показана залежність уявної (фіктивної) деформації тензорезисторів, виготовлених із дроту з різними температурними коефіцієнтами опору, від температури. Тоді можна вважати, що тензорезистор 4 термокомпенсований в діапазоні температур від t_1 до t_2 , а тензорезистор 3 – термокомпенсований в діапазоні температур від t_3 до t_4 .

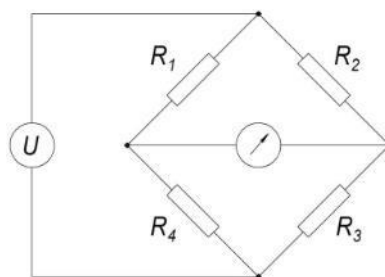


Рис. 3.4. Схема температурної компенсації тензорезисторів: R_1 – активний опір, R_2 – компенсаційний опір; R_3, R_4 – резистори моста

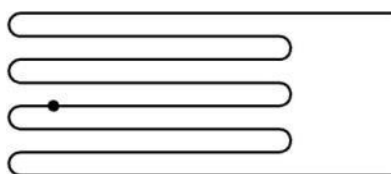


Рис. 3.5. Комбінований тензорезистор

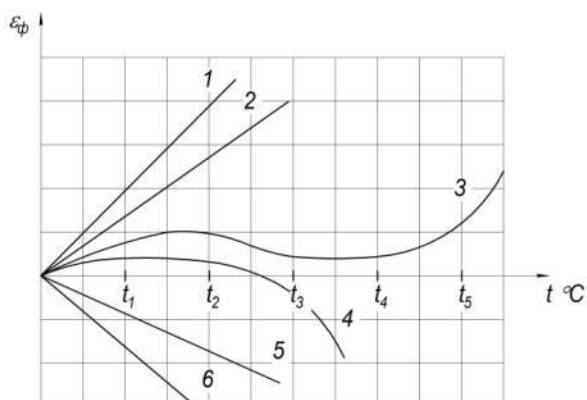


Рис. 3.6. Залежність уявної деформації тензорезисторів із різних матеріалів від температури

Якщо відомий закон зміни температури і температурна характеристика тензорезистора, то застосовують різні пристрої вводу корегування в показники датчика. Є також тензотермодатчики, тобто датчики, які реєструють температуру і деформацію в певній точці досліджуваної деталі. За відомою температурною характеристикою тензорезистора і температурою в певній точці деталі легко можна встановити дійсні деформації.

4) Внаслідок великого розкиду характеристик тензорезисторів при тензометруванні найбільш ефективним виявився спосіб внесення коректив до

температурного приросту опору тензорезистора визначеного експериментально. Метод полягає у тому, що спочатку визначається температурна характеристика тензорезистора при заданих температурах і темпах підвищення температури. При обробці результатів, за відомою температурною характеристикою тензодатчика, вноситься поправка до результату вимірювання.

Кращі метрологічні характеристики, міцніше з'єднання із об'єктом, краще сприйняття деформації, більша стабільність та надійність в роботі властиві фольговим тензорезисторам, які виготовляються із мідно-нікелевої, золото-срібної або константової фольги товщиною 2...10 мкм. Маючи більшу, ніж дротові тензорезистори, площу контакту з об'єктом, фольгові тензорезистори краще розсіюють тепло, а це дозволяє збільшити струм живлення, а значить і їх чутливість. Більш широкі ділянки фольги по краях петель забезпечують малу поперечну чутливість, оскільки електричний опір цих ділянок тензорезистора має відносно мале значення. Виготовляють фольгові тензорезистори шляхом травлення решітки, або штампуванням з досить високою точністю.

Підвищення вологості навколишнього середовища призводить до зменшення опору ізоляції, зміни об'єму клею та основи, що, в свою чергу, призводить до зміни опору самого тензорезистора. Присутність вологи може призвести до інтенсивної корозії матеріалу чутливої решітки. З цього випливає висновок: якщо тензорезистор працює в умовах підвищеної вологості, необхідно ретельно ізолювати його від неї.

Чутливий елемент тензорезистора розміщується на підкладці, що кріпиться до поверхні досліджуваної деталі та ізолює від неї сам дріт тензорезистора. Матеріал підкладки повинен мати необхідну гнучкість і міцність, характеризуватися стабільністю властивостей у заданому діапазоні температур та відсутністю гістерезису і повзучості. Зазвичай в якості підкладки використовують тонкий папір або кальку, а останнім часом – плівки, лаки, ціакрин та інші композиційні матеріали.

Кріплення підкладки до деталі і чутливого елемента до підкладки здійснюється за допомогою клейових сумішей. З'єднання на основі клею БФ-2

мають задовільну міцність при зсуві у всьому діапазоні температур (від -60 до $+70$ °C). Останнім часом для наклейки тензорезисторів також застосовують медичний ціакрин та сучасні клеї, які швидко сохнуть, але вони є поки що менш дослідженими, ніж клей БФ-2.

Через погане наклеювання зростає похибка показів тензорезисторів до неприйнятних значень, оскільки немає можливості перевірити ці показники. Також можна зробити висновок, що товстий шар клею зменшує чутливість тензорезистора, оскільки в цьому випадку клей сприймає не тільки навантаження на зріз, але має місце і вигин елементів клейового шару.

Тарування проводиться з метою встановлення залежності між вихідним сигналом підсилювача із величиною деформації деталі, на яку наклеєний тензорезистор, а також визначення лінійності амплітудно-частотної характеристики апаратури. Таруванням визначають й коефіцієнт тензочутливості тензорезисторів. Статичне тарування проводиться на пружних елементах, що навантажуються за схемою чистого згину (рис. 3.8, а) або балки рівного опору (рис. 3.8, б), для яких можна точно визначити деформації і напруження при навантаженні у пружній області.

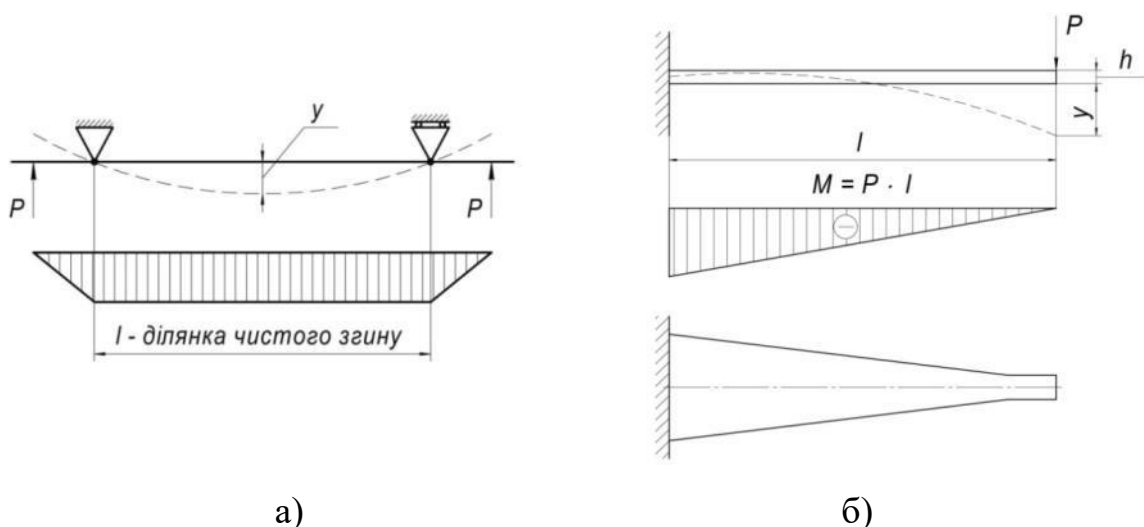


Рис. 3.8. Схеми навантаження та епюри згинальних моментів при таруванні з використанням пристроїв для навантаження на чистий згин (а) та балки рівного опору (б)

При навантаженні на чистий згин на двох опорах встановлена балка прямокутного поперечного перерізу товщиною h , що навантажується на кінцях консолей однаковими силами P . Відносну деформацію ε зазвичай вираховують через прогин y , що заміряється індикатором годинникового типу (ціна поділки – від 0,01 до 0,001 мм):

$$\varepsilon = \frac{4h}{l^2} y. \quad (3.4)$$

Для забезпечення можливості одночасного тарування декількох тензорезисторів, ширину балки приймають рівною від 20 до 30 мм, а товщину від 6 до 8 мм. При меншій товщині балки виявляються помітні похибки, які вносяться товщиною клею і складністю оцінки відстані між поверхневими волокнами і решіткою (дротом) датчика.

Тарувальний пристрій, виконаний за схемою балки рівного опору (рис. 3.8, б), використовує в якості пружного елементу брус рівного опору згину, який має при постійній товщині балки лінійне збільшення її ширини від вільного кінця до місця закріплення. Відносну деформацію зовнішніх волокон ε , через вимірюваний індикатором прогин вільного кінця y , визначають за формулою:

$$\varepsilon = \frac{h}{l^2} y. \quad (3.5)$$

Зрозуміло, що точність тарування суттєво залежить від точності виготовлення тарувального пристрою і зокрема – пружної балки. Брус повинен мати непаралельність не більше 0,0025 мм і різницю товщини – не більше 0,01 мм.

Тензорезистори наклеюються на робочу ділянку, причому бажано, щоб вони були з тієї ж партії, що і тензорезистори, які наклеюються на досліджувану деталь, а розсіяння опору датчиків не перевищувало 0,5 % від номінального опору. Датчик, наклеєний на балку, включається в плече напівмосту підсилювача, сусіднім плечем якого може бути робочий датчик або магазин опорів. Для забезпечення температурної компенсації тарувальна балка виконується з того самого матеріалу, що і деталь, і знаходиться в аналогічних температурних умовах.

Тарування датчиків в комплекті з апаратурою проводиться після

зрівноваження моста, при цьому фіксується нульовий показник. Далі при ступеневому навантаженні тарувальної балки за показниками фіксуються відповідні їм прогини та відносні деформації, розраховані за формулою. За цими даними будують тарувальний графік, по одній з осей якого відкладають відносну деформацію, а по іншій – вихідний параметр підсилювача.

Графік будують для конкретного комплексу обладнання, що складається з датчика, ліній зв'язку і каналу підсилювача.

Оскільки зміна опору тензорезисторів, викликана деформацією деталей, на яких вони наклеєні, знаходиться в межах від 10^{-1} Ом до 10^{-6} Ом, то для їх вимірювань застосовують спеціальні підсилювальні схеми: мостову та потенціометричну.

Мостові схеми найбільш поширені. Принципова схема містка Уїнстона, яка використовується для такої схеми, зображена на рис. 3.9.

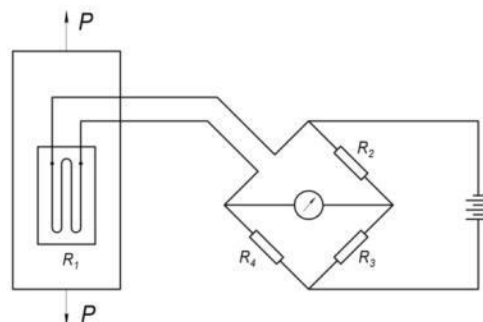


Рис. 3.9. Мостова вимірювальна схема

Одним плечем цього моста є активний (робочий) тензорезистор з початковим опором R_1 . У ненавантаженому стані зразка або деталі, міст збалансований – струм в його діагоналях відсутній. Умовою балансу моста є залежність $R_1 R_3 = R_2 R_4$. При деформації зразка і монолітно з ним зв'язаного робочого тензорезистора, змінюється опір останнього і у вимірювальній діагоналі моста з'являється струм, який вимірюється за допомогою реєструвального пристрою. Реєструвальний пристрій градуйований в одиницях відносних деформацій зразка.

Отже, у вимірювальному мості Уїнстона одним з плечей є робочий тензорезистор. Іншим плечем моста може бути такий самий датчик, який

називається компенсаційним. Цей датчик вводиться у мостову схему для температурної компенсації, що необхідно для більш точного виміру статичних деформацій. Компенсаційний датчик, що часто є «холостим», встановлюється на недеформованому зразку у вигляді пластини з такого ж матеріалу, як і дослідний зразок, на якому наклеєний активний тензорезистор.

Опори (резистори) R_3 та R_4 у мостовій схемі, зображеній на рис. 3.9, встановлені для регулювання моста. На практиці не завжди вдається виготовити міст повністю зрівноваженим, тому змонтований міст піддається додатковому балансуванню. У приладах для заміру деформацій для балансування моста між опорами R_1 та R_2 включається регулюючий реохорд R_0 – чутливий реостат для тонкого регулювання опору. Принципова схема моста з реохордом зображена на рис. 3.10.

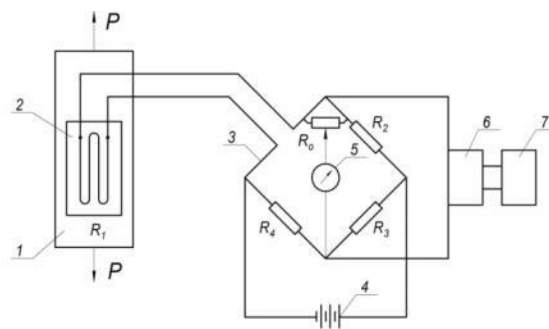


Рис. 3.10. Схема електротензометричної установки: 1 – деталь; 2 – датчик; 3 – міст; 4 – джерело струму; 5 – вимірювальний прилад; 6 – підсилювач; 7 – осцилограф

Потенціометрична схема підключення датчиків (рис. 3.11) застосовується лише при дослідженні динамічних деформацій. Вона представляє собою вимірювальне коло подільника напруги, що живиться постійним струмом. Розподільний конденсатор C_P пропускає лише змінну складову падіння напруги на робочому датчику R_1 та відфільтровує постійну складову. Допоміжний опір R_2 вибирають приблизно в 10 разів більшим, ніж R_1 .

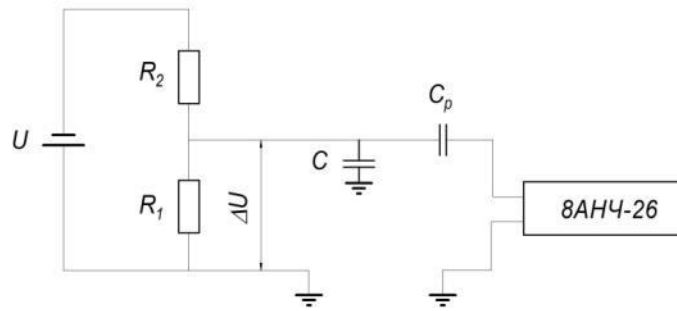


Рис. 3.11. Потенціометрична схема включення датчиків

Вихідна змінна напруга ΔU підводиться до підсилювача Π змінного струму з високим входним опором.

Величина вихідної напруги ΔU , яка відповідає амплітуді відносної зміни опору робочого датчика на величину $\Delta R_1/R_1$ визначається за формулою (3.6):

$$\Delta U = U \frac{\Delta R_1}{R_1} \cdot \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)^2}. \quad (3.6)$$

Залежність вихідної напруги від змінної складової напруги живлення вимагає великої стабільності джерела живлення. При потенціометричній схемі включення неможливе статичне тарування датчика, що є однією з основних незручностей цієї схеми, але вона має значні експлуатаційні переваги для високотемпературного динамічного тензометрування.

Верхня межа частот, що пропускаються (Гц), у потенціометричній схемі обмежується ємністю C дроту відносно землі:

$$f_{\max} = \frac{R_1 + R_2}{2\pi \cdot C \cdot R_1 \cdot R_2}, \quad (3.7)$$

і для, зазвичай використовуваних, значень опорів R_1 та R_2 перевищує межу частот, що обмежена довжиною датчика. Тому діапазон частот апаратури з потенціометричною схемою обмежується лише частотною характеристикою всього тракту – від розподільчого конденсатора до реєструвального приладу. Зазвичай за допомогою такого обладнання можна заміряти деформації з частотою від 10 Гц до 30 кГц і більше.

3.1.2 Обґрунтування рекомендацій щодо препарування тензорезисторами об'єктів досліджень

Вибір місць установки тензорезисторів на досліджуваному об'єкті визначається, перш за все, завданнями досліджень, характером напружено-

деформованого стану, геометрією і станом поверхонь об'єкта.

Вибір місць наклейки тензорезисторів виконується з врахуванням обмежень: залежність деформацій тензорезистора від навантаження повинна бути лінійною; елемент конструкції в місці установки тензорезистора не повинен втрачати стійкість у межах вимірюваних навантажень; необхідно забезпечити зручність монтажу тензорезисторів; ймовірність пошкодження тензорезистора при експлуатації або випробуваннях електронної апаратури повинна бути мінімальною.

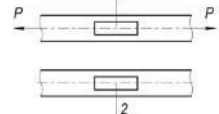
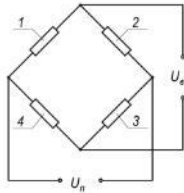
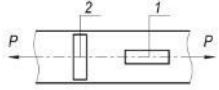
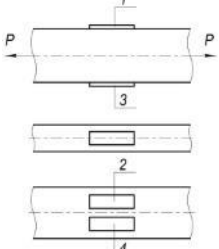
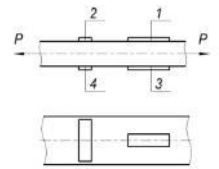
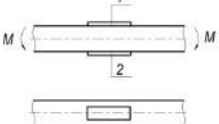
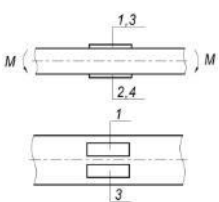
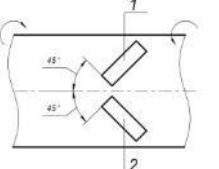
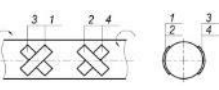
Установку тензорезисторів і вибір координатних осей (їх орієнтацію) бажано здійснювати таким чином, щоб кожен тензорезистор реєстрував деформації в основному у напрямку однієї компоненти навантаження, а вплив інших компонент на деформацію цього тензорезистора був мінімальним.

Варіанти розміщення тензорезисторів на об'єктах та підключення їх у вимірювальне коло подані у таблиці 3.1.

Наприклад, для визначення лише деформації згину обидва датчики (табл. 3.1, пп. 5 та 6) слід наклеювати на протилежних від нейтральної осі волокнах, навантажених рівними, але протилежними за знаком зусиллями і підключені в різні гілки напівмосту. При цьому виключається можлива осьова деформація (наприклад, від дії температури) і подвоюється вихідний сигнал вимірювальної діагоналі моста. Це слід мати на увазі при опрацюванні результатів замірів і зареєстровану деформацію необхідно розділити навпіл. Так само можна виміряти деформацію лише кручення, при цьому два датчики розташовуються перпендикулярно один до одного і під кутом 45° до осі стрижня (див. табл. 3.1, пп. 7 та 8). Включаючи їх в різні плечі моста, можна виключити вплив температури, розтягу–стиску та згину. При цьому слід мати на увазі, що у цьому випадку має місце чисте кручення, тобто тензорезистори вимірюють деформації у напрямках головних напружень, які чисельно рівні дотичним.

Якщо в компенсаційну гілку також включити два послідовно з'єднаних датчика, то чутливість моста не підвищиться, але якщо датчики розташувати в протилежній гілці моста, чутливість вимірювальної схеми підвищиться удвічі.

Таблиця 3.1 – Варіанти розміщення тензорезисторів

Пункт	Вимірювальне навантаження	Розміщення тензорезисторів на об'єкті досліджень	Включення тензорезисторів в міст	Вихідна електрична напруга моста	Зкомпенсовані величини
1	2	3	4	5	6
1	P (розтяг-стиск)		Напівміст 	$U_{вих} \approx \frac{\Delta R}{R} 4U_n$	Температура
2	P (розтяг-стиск)			$U_{вих} = U_n \frac{1+\mu}{4} \frac{\Delta R}{R}$	Температура
3	P (розтяг-стиск)			$U_{вих} \approx \frac{U_n}{2} \frac{\Delta R}{R}$	Температура, згин
4	P (розтяг-стиск)			$U_{вих} \approx \frac{U_n}{2} (1+\mu) \frac{\Delta R}{R}$	Температура, згин
5	M (згин)			$U_{вих} \approx \frac{U_n}{2} \frac{\Delta R}{R}$	Температура, розтяг-стиск
6	M (згин)			$U_{вих} \approx U_n \frac{\Delta R}{R}$	Температура, розтяг-стиск
7	M_k (кручення)			$U_{вих} \approx \frac{U_n}{2} \frac{\Delta R}{R}$	Температура, розтяг-стиск, згин
8	M_k (кручення)			$U_{вих} \approx U_n \frac{\Delta R}{R}$	Температура, розтяг-стиск, згин

Примітка. Цифрами на схемах показано розміщення тензорезисторів.

3.1.3 Модифікація апаратури для вимірювання статичних і динамічних

деформацій

Для роботи з малобазними тензорезисторами МПБ, наклеєними на елементи з пластмаси, скла і кераміки, була доопрацьована тензометрична апаратура на несівній частоті 8АНЧ-26. Прилад 8АНЧ-26 призначений для вимірювань в восьми точках статичних і динамічних деформацій, сил, тиску та інших фізичних величин, перетворених за допомогою датчиків в електричні сигнали. В якості датчиків можуть бути використані терморезистори, індуктивні датчики типу ДМІ та трансформаторні датчики.

Підсилювач типу 8АНЧ-26 має істотну перевагу перед іншими підсилювачами – він має тарувальний сигнал і відмітку нульової лінії. При одному робочому датчику величина тарувального сигналу відповідає $0,5 \cdot 10^{-2}$ відносної деформації. Запис тарувального сигналу можна робити і під час випробувань, не перемикаючи прилад на запис нульових ліній, тому що при включенні тарувального сигналу одночасно формується запис і оцінка нульових ліній. З метою покращення технічних характеристик тензостанції, зменшення струму живлення вимірювального моста, збільшення перешкодозахищеності було проведено їх доопрацювання.

У вимірювальний ланцюг введено додатковий блок, що складається з перемикача П і трансформатора ТР (рис. 3.12). За допомогою перемикача П на первинну обмотку трансформатора від блоку живлення тензостанції подаються напруги живлення моста від 1 до 6 В. Протифазне включення первинної (W_1, W_2) і вторинної (W_3, W_4) обмоток трансформатора дозволяє підвищити перешкодозахищеність у вимірювальному ланцюзі (W_3, W_4, R_1, R_2) за рахунок взаємознищення перешкод в точках А та Б трансформатора.

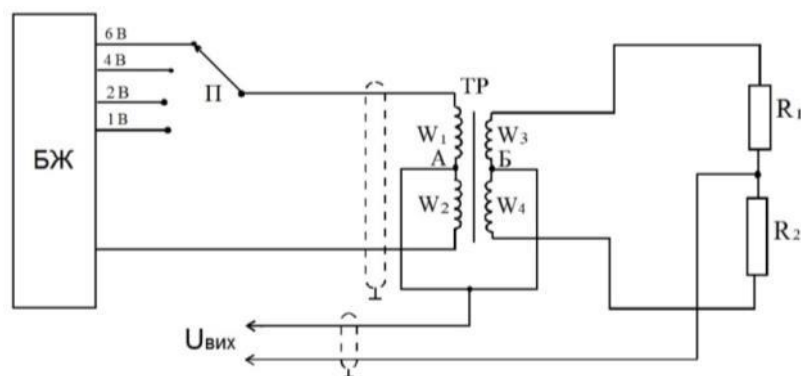


Рис. 3.12. Включення трансформатора у вимірювальний ланцюг:

БЖ – блок живлення 1–6 В; ТР – узгоджувальний трансформатор;

П – перемикач напруги живлення моста; R1, R2 – тензорезистори МЛТ

Здійснена доробка дозволила підвищити:

- чутливість на 20 % (з $0,25 \cdot 10^{-3}$ до $0,2 \cdot 10^{-3}$) відносних одиниць деформації;
- перешкодозахищеність на 16 % (від 120 дБ до 140 дБ).

Для забезпечення стабільності роботи тензостанції був створений пульт контролю і узгодження (ПКУ). Необхідність створення ПКУ була викликана тим, що в підсилювачі 8АНЧ-26, як і в інших підсилювачах тензостанцій, не передбачена можливість точного балансування моста і точної установки нуля, а також тим, що підсилювач не має схеми узгодження своїх виходів із зовнішніми реєструвальними пристроями. Це значно ускладнює обробку отриманих записів, так як попередньо необхідно тарувати кожен канал і підключений до його виходу реєструвальний пристрій, а потім вести обробку записів з урахуванням отриманих тарувальних графіків для кожного каналу. Всі ці недоліки усуваються введенням ПКУ, який (рис. 3.13) має вісім ідентичних блоків контролю та узгодження і працює наступним чином: сигнал з виходу підсилювача надходить на опір $R_1 - R_8$ та $R_9 - R_{16}$, а потім подається на вхід реєструвального приладу.

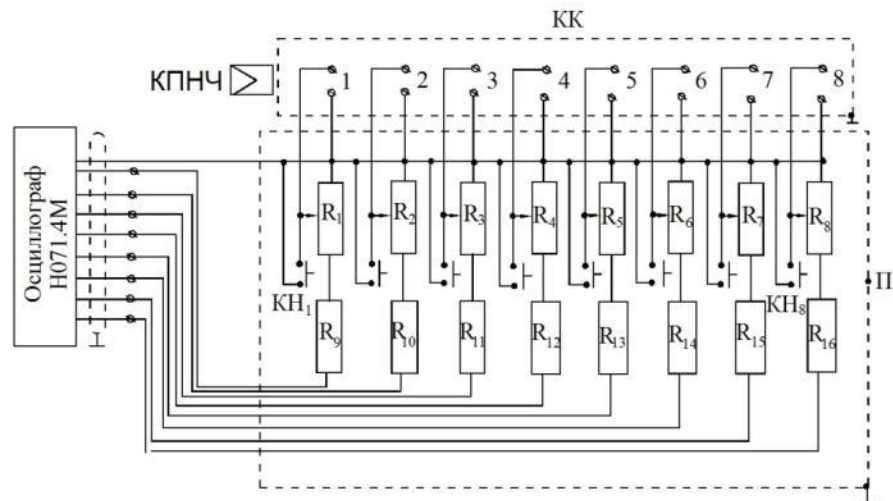


Рис. 3.13. Схема електричних з'єднань регуляторів пульта контролю нуля:
 $R_1 \dots R_8$ – змінні резистори СП5-1А-150; $R_9 \dots R_{16}$ – резистори МЛТ-0,25 ВТ-56;
 $КН_1 \dots КН_8$ – кнопки «Контроль нуля»; КПНЧ – кабель вихідний ПНЧ апаратури
 8АНЧ-26; КК – клемна колодка; П – пульт контролю нуля і регуляторів
 «Підсилення»

Опір $R_1 - R_8$ захищає вихід підсилювача від короткого замикання, а опір $R_9 - R_{16}$ дозволяє вирівнювати чутливість реєструвального пристрою. Це робиться таким чином. При подачі на кожен з восьми входів підсилювача тарувального імпульсу за допомогою опору $R_9 - R_{16}$, виведеного під шліц, встановлюється однаковий показник для кожного каналу. Контроль установки нуля і точного балансування мостів проводиться за допомогою кнопки $КН_1 - КН_8$. При натисканні кнопки $КН_1 - КН_8$ вхід відповідного реєструвального пристрою закорочується і пристрій знеструмлюється. Якщо на підсилювачі включений тумблер контролю нуля, то балансуванням відповідного каналу добиваються нуля на реєструючому пристрої, при якому показник відповідного каналу не буде відхилятися як, при утриманні, так і при відпущеній кнопці $КН_1 - КН_8$. Аналогічним чином балансують кожен міст. При цьому ручками балансу R та C добиваються такого положення, коли, при утриманні і відпущеній кнопці $КН_1 - КН_8$ показник відповідного каналу не буде змінюватись. Практика використання описаного ПКУ показала його високу ефективність і надійність.

З метою вдосконалення процесу реєстрації та обробки інформації тензометрування пропонується здійснити підключення тензостанції до персонального комп'ютера, утворивши систему тензометричного контролю. Система тензометричного контролю, блок-схема якої подана на рис. 3.14 включає такі складові частини: апаратуру тензометричну; вхідний і вихідний узгоджувальні пристрої; електротензометричні датчики та систему комп'ютеризованого запису та обробки інформації.

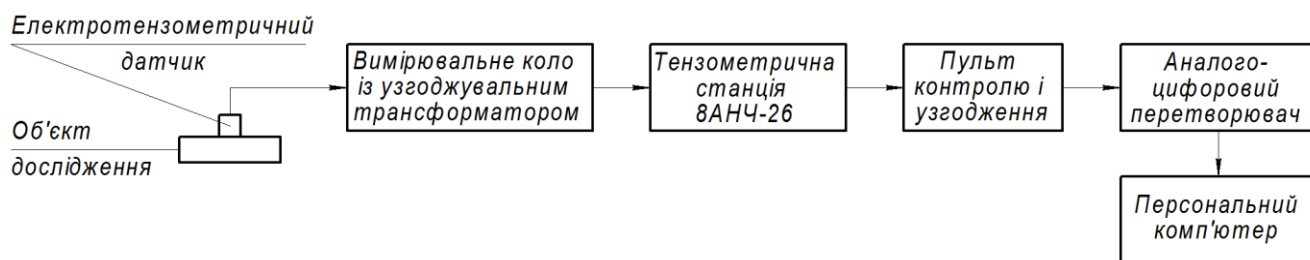


Рис. 3.14. Блок-схема системи тензометричного контролю

Залежно від бази тензодатчиків чутливість апаратури може скласти $2 \cdot 10^{-5}$ відносних одиниць деформації. Технічні характеристики системи подані в таблиці Г.3 (додаток Г).

3.1.4 Визначення допустимого струму живлення тензорезисторів

Гранична величина струму живлення для тензорезисторів обумовлена допустимою температурою нагріву решітки, величина якої визначається кількістю виділеного струмом тепла та умовами охолодження. Умови охолодження залежать від розмірів деталі і її теплопровідності, площі поверхні, яку займають нитки решітки, відношення поверхні дроту до його об'єму, товщини клейового шару і його теплопровідності, температури навколишнього середовища і ряду інших факторів. Для визначення допустимої величини струму живлення була зібрана спеціальна установка, схема якої наведена на рис. 3.15.

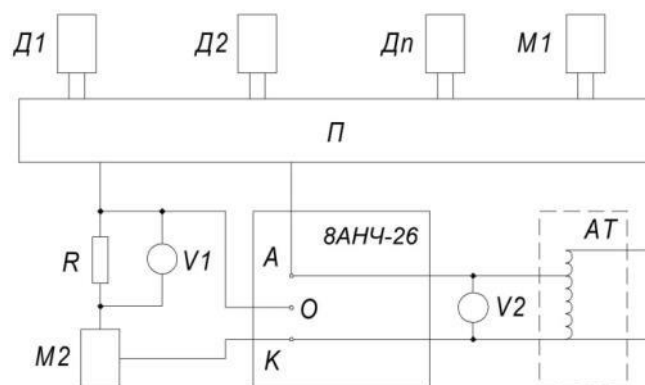
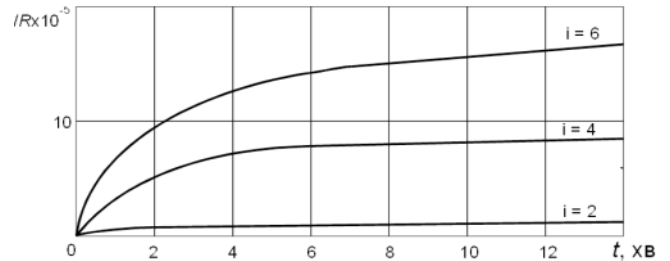
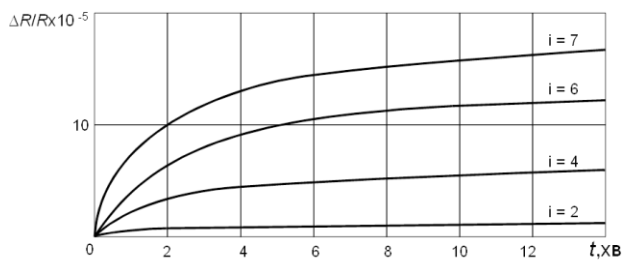


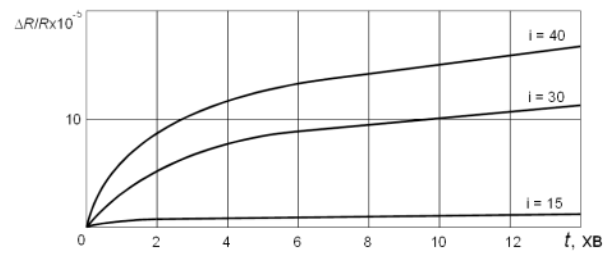
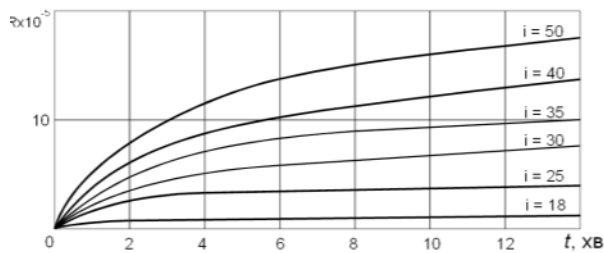
Рис. 3.15. Блок-схема установки для визначення допустимого струму живлення тензорезисторів: Д1–Дn – тензорезистори типу МПТ, КФ4П1;
 М1–М2 – магазини опору МСР-60М; П – перемикач П10;
 V1 – мікрровольтметр В3-57; V2 – цифровий вольтметр В7-57;
 R – точний опір 10 Ом $\pm 0,05\%$; АТ – автотрансформатор ЛАТР-5-0-250V

За допомогою перемикача П в активне плече тензостанції 8АНЧ-26 включався магазин опорів М1 або один з досліджуваних тензорезисторів Д1–Дn. Значення опорів на магазинах М1, М2 підбиралися приблизно рівними опору тензорезисторів. Автотрансформатором А встановлювалася певна напруга живлення мостової схеми. За допомогою мілівольтметра V1 вимірювали падіння напруг на еталонному опорі $R = 10 \text{ Ом}$, який включено послідовно з досліджуваним тензорезистором і розраховували струм живлення тензорезисторів.

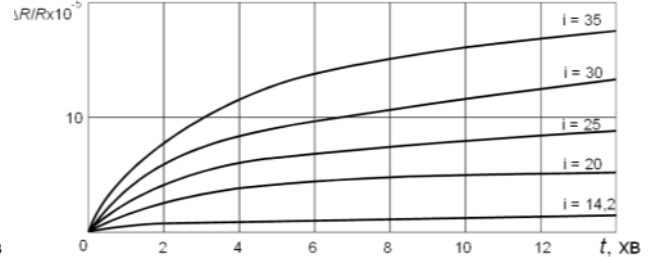
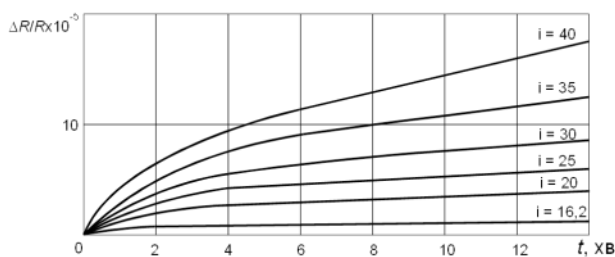
Нульові показники тензостанції відраховувались протягом від 3 до 5 с після включення тензорезистора. Подальший відлік показників проводили через 1, 3, 5, 10, 12 хв. За отриманими даними будували графіки залежності зміни опору тензорезисторів у часі при встановленому струмі живлення. На рис. 3.16, а подані залежності зміни відносного опору $\Delta R/R$ або «фіктивної» деформації тензорезисторів типу МПТ та КФ4П1 з різними базами, наклеєних на керамічний зразок, а на рис. 3.16, б – та сама залежність, але для тензорезисторів покритих 15-міліметровим шаром епоксидного компаунду.



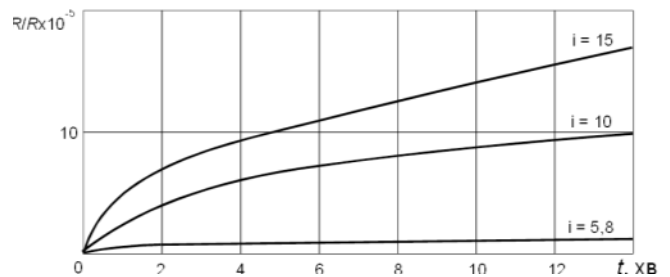
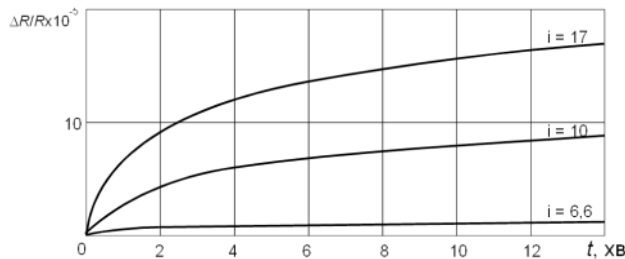
Тензорезистор: база – 0,5–3 мм, опір – 100 Ом, діаметр мікродроту – 4 мкм



Тензорезистор: база – 10 мм, опір – 1000 Ом, діаметр мікродроту – 0,030 мм



Тензорезистор: база – 5 мм, опір – 50 Ом, діаметр мікродроту – 0,030 мм



Тензорезистор: база – 5 мм, опір – 100 Ом, діаметр мікродроту – 0,015 мм

а)

б)

Рис. 3.16. Зміна відносного опору тензорезисторів залежно від величини струму живлення та тривалості вимірів (монтаж: а) на поверхні зразка; б) під шаром компаунда)

Допустиму величину струму живлення тензорезисторів встановлювали, виходячи з роздільної здатності тензоапаратури і величини мінімальних

передбачуваних деформацій. На підставі цієї вимоги допустима зміна опору тензорезистора за рахунок нагріву струмом живлення дорівнює $1 \cdot 10^{-5}$ одиниць відносної деформації. Відповідні їй допустимі значення струму живлення, визначені зазначеним способом, для різних матеріалів наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. Допустимий струм живлення тензорезисторів, наклеєних на кераміку (скло, компаунд)

Параметр тензорезистора			Допустимий струм живлення тензорезисторів, наклеєних на зовнішній поверхні зразка, мА	
Опір, Ом	База, мм	Діаметр дроту, мкм	Без компаунда	Під шаром компаунда
50–300	0,5–3	4	2	1,9
50	5	30	16,2	14,2
100	5	15	6,6	5,8
100	5	20	9,44	7,7
100	10	15	7	6
100	10	20	10	8
100	10	30	18	15

Ці ж значення струмів живлення придатні для інших матеріалів з близькими до кераміки теплофізичними характеристиками (склопластики, скло, компаунди).

3.2 Модифікація системи акустико-емісійного контролю

На сьогодні, у зв'язку з різким підвищенням вимог до конструкційних матеріалів, колишній підхід до оцінки міцності ресурсів, заснований на розрахунковому багаторазовому запасі міцності, себе вже не виправдовує. Потрібен новий підхід, заснований на уявленнях про руйнування як про кінетичний процес, який би враховував всі зміни, що відбуваються в навантаженому матеріалі і впливають на його властивості міцності.

Різні варіанти сучасної апаратури для реєстрації АЕ можна розділити на два класи: одно- та багатоканальні установки. Ці системи, як правило, характеризуються вузьким частотним діапазоном і обмеженим числом

реєстрованих параметрів АЕ. Більш широкими можливостями відрізняється апаратура, яка використовується в науково-дослідних цілях для вирішення завдань встановлення кореляційних залежностей між параметрами АЕ та характеристиками міцності, пластичності, тріщиностійкості і довговічності матеріалів (виробів) в різних умовах навантаження. Вони комплектуються зовнішніми апаратурними комплексами і комп'ютерною технікою. У цій роботі використовувалися обидва варіанти апаратури.

Система акустико-емісійного контролю була розроблена в лабораторії статичної та динамічної міцності в електроніці Хмельницького національного університету. Структурна схема системи показана на рис. 3.20. Основним завданням системи є документальна реєстрація та обробка параметрів сигналів акустичної емісії, що виникають при тестуванні деталей механічним та температурним навантаженням. В цій роботі система застосовувалася для експериментальної і прикладної діагностики та прогнозування міцності матеріалів, деталей і вузлів електронної апаратури при різних видах навантаження.

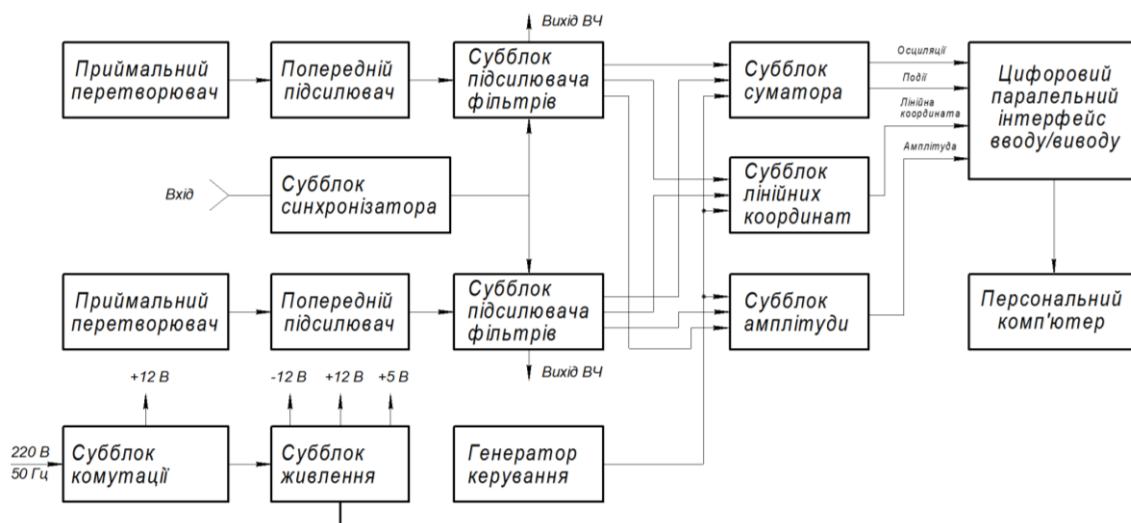


Рис. 3.20. Структурна схема системи акустико-емісійного контролю

Акустико-емісійний прилад АФ-15 забезпечує прийом сигналів АЕ по двох каналах і одночасну реєстрацію не менше чотирьох параметрів: максимальної амплітуди сигналів АЕ за період часу, активності сигналів АЕ, суми осциляцій (високочастотних коливань, рівень яких перевищує рівень дискримінації) за період

часу, лінійної координати джерела сигналу АЕ, форми і тривалості імпульсів АЕ. В таблиці Г.4 (Додаток Г) наведені основні технічні параметри і характеристики приладу.

Робота приладу заснована на принципі прийому, реєстрації та аналізу сигналів АЕ. Сигнали АЕ надходять на первинні п'єзоелектричні перетворювачі (П113) першого і другого каналів приладу і перетворюються ними в електричні коливання високої частоти (див. рис. 3.18).

Попередні підсилювачі каналів посилюють ці сигнали з коефіцієнтом посилення 40 дБ і передають на субблоки підсилювачів фільтрів, які дозволяють виділяти сигнали в діапазоні частот від 20 кГц до 2 МГц з подальшим посиленням в обраній смузі частот. Діапазон частот і коефіцієнт посилення встановлюються дискретно в межах, зазначених у таблиці 3.1. У субблоці підсилювачів фільтрів відбувається формування сигналів осциляцій (рис 3.18, б) і подій (рис. 3.18, в), тут також формується пікова амплітуда події, що дорівнює максимальній амплітуді осциляції (рис. 3.18, б).

Сформовані сигнали подаються на субблоки суматора, лінійних координат і амплітуд. Субблок координат, на який надійшли сигнали подій, встановлює місце розташування джерела АЕ за різницею часу приходу хвилі до датчиків, істинність події, тобто знаходження джерела АЕ в зоні контролю і дає дозвіл на подальшу обробку сигналів субблока суматора і амплітуд. Вивід координати джерела здійснюється на цифровий вихід та індикатори лицьовій панелі.

Пікові значення аналогової амплітуди подій подаються на субблок амплітуд, де відбувається вибірка максимальної амплітуди серед подій, які прийшли за період 0,1; 1; 10 або 30 с за вибором, перетворення в цифрову форму.

Субблок суматора дозволяє обробляти і реєструвати сигнали АЕ з обраної зони контролю в режимі інтенсивності (кількість осциляцій і подій за встановлений період) і безперервного рахунку (безперервне підсумовування осциляцій і подій у встановлений період від початку вимірювання).

Субблок лінійних координат, суматора і амплітуд керується генератором

керування, який містить генератор тактових імпульсів (ГТІ). Період ГТІ вибирається дискретно і служить для завдання частоти виведення інформативних параметрів на зовнішній порт.

Живлення субблоків приладу здійснюється від стабілізованих джерел живлення субблока живлення, керованого субблоком комутації.

Суттєвим недоліком АФ-15 було те що робота приладу була пристосована для порівняно повільного відтворення інформації. Так мінімальний можливий період виведення інформації про сигнали АЕ дорівнює 40 мс, що відповідає друку інформації про 25 подій в секунду. Проте АФ-15 призначений (див. табл. 3.1) для прийому і обробки до 1000 подій в секунду і при виведенні інформації навіть з максимальною швидкістю тобто з періодом $t_{\min} = 40$ мс, отримаємо замість параметрів сорока подій, параметри тільки однієї події і таким чином 95 % корисної інформації буде втрачено. Тому для збільшення достовірності інформації про сигнали АЕ було вирішено для збору і обробки інформації застосувати персональний комп'ютер, що дає високу швидкість збору та обробки даних вимірювань.

Завдання з'єднання АФ-15 та персонального комп'ютера було вирішено модернізацією приладу АФ-15 проведеною для подолання недоліків самого приладу, до яких відносяться особливості схемотехнічних рішень субблоків приладу, орієнтованих на повільні пристрої виведення, зокрема субблоків координат і амплітуд, проектуванням системного інтерфейсу введення/виведення і математичного програмного забезпечення збору та обробки даних. Опис проведеної модернізації не приводиться в цій роботі, оскільки був поданий в публікаціях [204–206] та в дисертаційній роботі [210].

До параметрів акустичної емісії, які виділяє система контролю АЕ, відносять наступні: амплітуда подій, активність подій, лінійна координата подій, кількість осциляцій кожної події, сумарна кількість подій, потужність події і енергія акустичної емісії. Параметри, що виділяються акустико-емісійним вимірювальним приладом АФ-15, такі як амплітуда, лінійна координата подій і кількість осциляцій кожної події детально описані раніше, тому далі зупинимося на параметрах,

одержуваних за допомогою програмної обробки в ПК.

Активність подій АЕ являє собою кількість сигналів АЕ, що реєструються за певний період часу:

$$\dot{N} = \frac{N}{T}, \quad (3.8)$$

де N – сумарний рахунок подій АЕ; T – період часу реєстрації.

Сумарна амплітуда є сумою амплітуд подій, зареєстрованих за певний період часу:

$$S = \frac{\sum_{i=1}^N A_i}{T}, \quad (3.9)$$

де A_i – амплітуда i -ї події АЕ.

Потужність або електрична потужність події АЕ, що виділяється на виході п'єзоелектричного перетворювача, визначається формулою (3.10):

$$W = k \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T U^2(t) dt, \quad (3.10)$$

де k – коефіцієнт пропорційності; T – інтервал реалізації; $U(t)$ – миттєве значення сигналу.

Використовуючи дані сигналів АЕ, одержувані від АФ-15, потужність сигналів АЕ визначається як:

$$W = A^2 N_o, \quad (3.11)$$

де U – амплітуда події, N_o – кількість осциляцій події, яка прямопропорційна тривалості події.

Енергія акустичної емісії визначається формулою (3.12):

$$E = k \cdot \frac{\sum_{i=1}^N W_i}{T}, \quad (3.12)$$

де k – коефіцієнт пропорційності; W_i – потужність i -ї події АЕ.

Використання двоканального серійного модифікованого приладу АФ-15 в системі акустико-емісійного контролю дозволяє завдяки субблоку визначення лінійних координат визначати лінійну координату джерела акустичної емісії на основі ефекту Доплера за різницею часу приходу сигналу до двох датчиків.

Подальшим розвитком можливостей системи стало одночасне використання двох та трьох таких приладів, які утворювали 4-х та 6-ти каналні системи відповідно, завдяки яким стає можливим визначення двох та відповідно трьох координат в Декартовій системі координат при розташуванні пар датчиків у вісях координат.

Розроблений пакет прикладних програм обробки параметрів сигналів АЕ та апаратне підключення усіх приладів АЕ дозволив представляти АЕ-сигнали в зручному наочному вигляді дво- і тривимірних графіків та визначати лінійні, площинні та просторові координати джерел АЕ.

Серед комплексу заходів з метрологічного забезпечення вимірювальної техніки одним із центральних є розробка методів і засобів перевірки (визначення похибок вимірювальних приладів).

Перевірка розробленого комплексу ПАК АЕ стосується групи приладів, що входять в вимірювальну частину комплексу, тобто в систему АФ-15. До цієї групи належать: попередній підсилювач, субблок підсилювачів-фільтрів, субблок амплітуди, субблок лінійних координат, субблок суматора. Необхідно відзначити, що складність перевірки цих приладів пов'язана із відсутністю державних стандартів для єдиної метрологічної бази, тому говорити про точність вимірювання параметрів акустичної емісії будемо тільки по відношенню до конкретної апаратури.

Для градуювання і перевірки п'єзоперетворювачів акустичної емісії вже розроблені і існують такі методи, як метод додаткового електрода, взаємності, порівняння з еталонним приймачем. Нами була використана методика, розроблена науково-дослідним інститутом з розробки неруйнівних методів і засобів контролю якості матеріалів (м. Кишинів).

Контрольне калібрування всього підсилювального тракту для визначення діапазону робочих частот і порога чутливості проводилося в такий спосіб: на вхід одного з попередніх підсилювачів САА-06, замість п'єзоперетворювача АЕ підключався генератор стандартних сигналів Г4-106. З виходу генератора Г4-106 подавалася на вхід підсилювача така напруга, частотою 350 кГц, щоб показання

мілівольтметра ВЗ-38 при положенні перемикача «IV» збіглися з відміткою 0 за шкалою дБ. При постійному рівні вихідної напруги генератора Г4-106 реєструвалися показання мілівольтметра на частотах від 20 і 2000 кГц. Вимоги виконувалися, якщо відхилення показань мілівольтметра ВЗ-38 від вихідного значення не перевищували –3 дБ в сторону зменшення.

Далі включали тумблер генератора Г4-106 і, плавно збільшуючи напругу сигналу з 5 мкВ, досягали того, щоб покази індикатора субблока суматора склали величину 315–350 мкВ. Відключали вихід генератора Г4-106 від підсилювача і підключали до входу мілівольтметра ВЗ-38. Збільшували напругу вихідного сигналу генератора Г4-106 в 1000 разів і реєстрували покази мілівольтметра ВЗ-38. Обчислювали поріг чутливості підсилювального тракту за формулою (3.13):

$$U_{пор} = U_{ген} / 1000 , \quad (3.13)$$

де $U_{пор}$ – поріг чутливості підсилювального тракту; $U_{ген}$ – покази мілівольтметра.

Для проведення вимірювань відбиралися субблоки, у яких розраховане значення порога чутливості підсилювального тракту було не більше 20 мкВ.

Визначення коефіцієнта перетворення перетворювачів на прийомі здійснювалося за допомогою акустичного навантаження, що входить в комплект АФ-15, двох перетворювачів, однотипних з тим, що перевіряється і аналізатора СКЧ-59. Для цього встановлювали на контактному мастилі перетворювач, що перевіряється і один з двох однотипних з ним перетворювачів на великий межі навантаження акустичного симетрично її центру, відстань між акустичними осями перетворювачів становила 100 ± 5 мм. Перетворювачі підключалися до приладу СКЧ-59 за допомогою узгоджувачів С-2.

Фіксувалася частота в межах частотного діапазону перетворювача, при якій сигнал на екрані аналізатора спектра СКЧ-59 мав максимальний рівень, тобто частота максимального перетворення. За допомогою лімбів «номінальний рівень» точки зображення на екрані, відповідні частоти максимального перетворення, поєднувалися з четвертою горизонтальною лінією масштабної сітки. За лімбами відраховувався рівень вхідного сигналу аналізатора спектра СКЧ-59. Далі узгоджувач С-2 відключався від перетворювача і підключався до виходу

аналізатора спектра СКЧ-59, по лімбах відраховувалися рівень вихідного сигналу і обчислювалася різниця рівнів вихідного і вхідного сигналів аналізатора.

Зазначена процедура проводилася для перевірки:

– контрольованого перетворювача та одного, що залишився з двох однотипних з ним перетворювачів;

– пари перетворювачів, що є однотипними до тих, що перевіряються.

Далі порівнювалася найбільша і найменша з частот максимального перетворення для кожного з вказаних положень.

При різниці частот не більше 50 кГц обчислювався коефіцієнт перетворення перетворювача при прийомі за формулою (3.14):

$$A = 2,4 \cdot 10^{-\frac{1}{4}(K_{vv}^{12} + K_{vv}^{13} - K_{vv}^{23})} f^{-\frac{1}{4}} \cdot 10^{10}, \quad (3.14)$$

де A – коефіцієнт перетворення перетворювача при прийомі (В/м); K_{vv}^{12} , K_{vv}^{13} , K_{vv}^{23} – різниці вихідного та вхідного сигналів аналізатора, відповідно (дБ); f – частота максимального перетворення (МГц), в межах частотного діапазону перетворювача.

Вимоги повірки виконувалися, якщо розраховані коефіцієнти перетворення при прийомі хвиль Релея були не менше значень, зазначених в таблиці 3.3 для відповідних п'єзоперетворювачів.

Таблиця 3.3 – Еталонні значення коефіцієнта перетворення п'єзоелектричних перетворювачів

Умовне позначення перетворювача	Коефіцієнт перетворення, В/м
П113–(0,2–0,5)Д	$1,6 \cdot 10^9$
П113–(0,2–0,5) × 3	$1,6 \cdot 10^9$
П113–(0,2–2,0) × 2	$1,6 \cdot 10^9$
П113–(0,5–1,0)	$8,0 \cdot 10^8$
П113–(0,02–0,2)	$1,6 \cdot 10^9$

3.3 Модифікація системи вібраційного контролю

Підвищення надійності, довговічності та якості роботи складних електронних систем, які все більше використовуються в техніці та озброєнні України, вимагає проведення різноманітних випробувань на вплив навколишнього середовища, як під час експлуатації, так і на етапах її виготовлення. Вагомим фактором, що діє на ЕА є вплив небажаних деформацій що виникають у блоках, вузлах та компонентах апаратури і в подальшому можуть приводити до її руйнування. Особливу увагу заслуговують деформації викликані дією динамічних навантажень. Найчастіше такі системи розміщуються на рухомих об'єктах – гелікоптерах, літаках, кораблях, автомобільній та гусеничній техніці, ракетах, супутниках і т.п., і працюють, як правило, під впливом складного комплексу дестабілізуючих факторів. До найбільш небезпечних з них відносяться вібраційні й ударні навантаження, акустичний вплив, дорожня тряска, постріли, неврівноваженості деталей, що швидко обертаються, ударна хвиля, різкі пориви вітру, швидкі турбулентні потоки тощо.

Експериментальні методи досліджень динамічних характеристик виробів дають можливість проводити об'єктивний аналіз вібростійкості та віброміцності конструкцій електронної апаратури з метою їх подальшого вдосконалення та доробки.

3.3.1 Огрунтування методів випробування на віброміцність та вібростійкість

Виявлення резонансних частот проводилось п'єзоелектричним методом. Метод забезпечує достатню точність вимірювань за умови, коли розміри і маса виробу, що випробовується, в 10 і більше разів перевищує розміри і масу п'єзоперетворювача.

Для визначення резонансних частот виріб підлягає впливу гармонічної вібрації при понижених віброприскореннях від 1 до 5 g в діапазоні частот від 0,2 до $1,5 f_p$, де f_p – розрахункова резонансна частота виробу. Конкретний діапазон частот випробувань встановлюється в програмі випробувань. Пошук резонансних частот

проводять, плавно змінюючи частоту при підтримці постійної амплітуди прискорення від 1 до 5 g, або амплітуди зміщення (не більше 1,5 мм). Резонансну частоту ЕА визначають як середнє арифметичне значення резонансних частот, отриманих при випробуванні вибірки. Похибка вимірювань частот повинна складати 0,5 % або 0,5 Гц, при цьому враховується те значення, яке більше. У тих випадках, коли реєстрація резонансних коливань елементів неможлива, резонансні частоти можуть бути визначені по зміні значень вихідних параметрів об'єкта дослідження.

Схема визначення резонансних частот п'єзоелектричним методом показана на рис. 3.21.

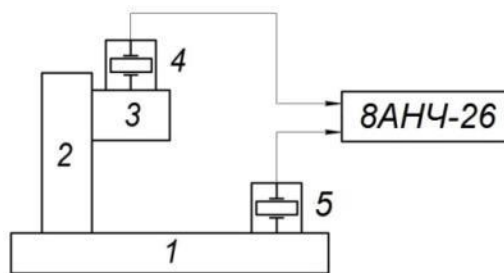


Рис. 3.21. Структурна схема пристрою для визначення резонансних частот п'єзоелектричним методом: 1 – стіл вібростенда; 2 – пристосування для кріплення виробу; 3 – випробовуваний виріб; 4, 5 – п'єзоперетворювачі (вібродатчики)

При плавній зміні частоти коливань стенда та підтримці постійного віброприскорення кріпильної плити на резонансній частоті виробу проявляється збільшення напруги на п'єзоперетворювачі та поворот на 90° еліпса на екрані осцилографа.

Конструкція електронної апаратури повинна бути як вібростійкою, так і віброміцною. Вібростійкість визначає ступінь чутливості апаратури до динамічних навантажень. Вона характеризується значеннями амплітуд, прискорень і частот вібрації, при яких не порушується нормальне функціонування апаратури. Випробування на вібростійкість проводять з метою перевірки здатності виробів протистояти руйнівній дії вібрації і виконувати свої функції та зберігати параметри в межах значень, вказаних в ТУ при вібрації в заданих діапазонах частот та прискорень. Випробування електронної апаратури проводять при їх підключенні

до електричного живлення, контролюючи в процесі основні параметри. Для перевірки вібростійкості вибирають такі параметри виробів, по зміні яких можна судити про вібростійкість (наприклад, рівень віброшумів, спотворення вихідного сигналу, цілісність електричної схеми, нестабільність контактних опорів тощо).

Параметри випробувальних режимів визначаються заданим ступенем жорсткості, який в свою чергу визначається поєднанням наступних параметрів (табл. Г.5, Додаток Г): діапазону частот дії вібрації, амплітуд переміщення та прискорення, частоти переходу – частоти, при якій проходить зміна режиму випробувань (від режиму з постійною амплітудою переміщення до режиму з постійною амплітудою прискорення). Тривалість випробовування в кожному напрямку дії визначається часом перевірки працездатності виробу.

Віброміцність визначає здатність апаратури витримувати без руйнування тривалі вібраційні навантаження. Вона характеризується максимальними амплітудами прискорень, власними частотами коливання апаратури і її окремих елементів, демпфувальними властивостями матеріалу конструкції і тривалістю дії вібраційного випробування.

Допустимі прискорення, які характеризують віброміцність в більшості випадків вищі прискорень вібростійкості, тобто конструкція повинна мати демпфувальні властивості. Одночасне задоволення вимог вібростійкості та віброміцності апаратури створює характерну особливість конструювання електронної апаратури. Дослідження на віброміцність і вібростійкість проводять з метою перевірки здатності виробів опиратись руйнівній дії вібрації та виконувати свої функції при збереженні параметрів після механічного впливу у межах значень, вказаних у технічних умовах (ТУ) та періодичних випробуваннях (ПВ) на вироби.

Випробування ЕА на вібростійкість та віброміцність в цій роботі здійснювались такими методами як метод фіксованих частот та метод коливальної частоти.

Основною умовою, що дозволяє вибрати найбільш раціональний метод випробувань є знання резонансних частот виробу. Наприклад, якщо резонансна частота перевищує верхню частоту діапазону більше ніж в 1,5 рази, застосовують

метод випробувань на одній фіксованій частоті. Якщо резонансні частоти не встановлені, то застосовується метод коливальної частоти. Якщо необхідно скоротити час випробувань при збереженні діапазону частот, використовують метод прискорених випробувань, заснований на наступній закономірності впливу вібраційних навантажень на довговічність виробу:

$$(A_{\text{пр}} / A_{\text{зв}})^k = T_{\text{зв}} / T_{\text{пр}}, \quad (3.15)$$

де $A_{\text{пр}}$, $A_{\text{зв}}$ – амплітуди віброприскорення при прискореному і звичайному режимах, мм; $T_{\text{пр}}$, $T_{\text{зв}}$ – тривалість прискореного і звичайного режимів, с; k – показник системи, що залежить від особливостей конструкції і матеріалів; $k = 2-10$, і найбільш жорсткий режим буде при $k = 2$, оскільки при такому співвідношенні тривалість випробувань буде максимальною.

1. Метод фіксованих частот. Метод випробувань на фіксованих частотах полягає в послідовному впливі гармонічної вібрації певної частоти і амплітуди на випробувальну апаратуру. Структурна схема випробувань має вигляд (рис. 3.22). При випробуванні встановлюється певна частота коливань віброустановки і на цій частоті виконуються всі контрольно-випробувальні роботи, передбачені в стандартах. Частота вібрації при цьому методі змінюється в усьому діапазоні в одному напрямі з витримкою на окремих частотах загального діапазону, яка може тривати до 12 год.

У періодичних випробуваннях вказується також час витримки виробу, що випробовується в даному режимі. При випробуваннях на вібростійкість він має бути не менше 5 хв, а при випробуванні на віброміцність від однієї до п'яти годин при тривалому, і від двадцяти до п'ятидесяти хвилин при короткочасному, впливі.

Метод має обмежене застосування, в основному, у заводських випробуваннях виробів серійного випуску.

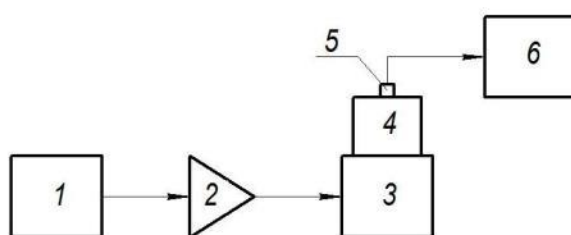


Рис. 3.22. Структурна схема випробувань на фіксованих частотах:

1 – задаючий генератор; 2 – підсилювач; 3 – вібростіл; 4 – виріб;
5 – перетворювач; 6 – вібровимірювальна апаратура

2. Метод коливальної частоти. Метод коливальної частоти на сьогодні є основним методом випробувань на вібростійкість та віброміцність. Суть методу полягає у зміні частоти вібрації в заданому діапазоні – від мінімальної до максимальної та навпаки (цикл коливань), для того щоб послідовно збуджувати резонанси конструкції ЕА, які знаходяться в області частот випробування. Необхідність не тільки підвищення, а і пониження частоти обумовлена наявністю можливих нелінійних резонансів конструкції випробовуваного виробу, поява яких в значній мірі залежить від напряму зміни частоти вібрації. Структурна схема випробувань методом коливальної частоти подана на рис. 3.23.

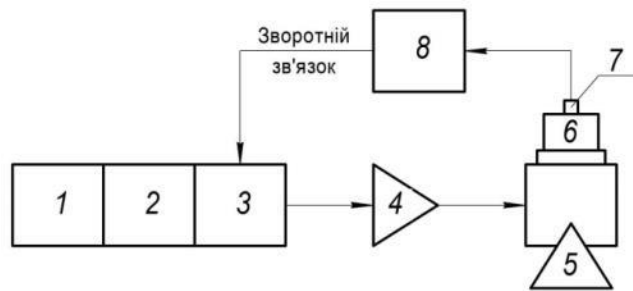


Рис. 3.23. Структурна схема випробувань методом коливальної частоти:

1 – генератор коливальної частоти; 2 – задаючий генератор; 3 – автоматичний регулятор рівня вібрацій; 4 – підсилювач потужності; 5 – вібростіл; 6 – випробовуваний виріб; 7 – вібродатчик; 8 – вібровимірювальна апаратура

При випробуванні методом коливальної частоти на низьких частотах, частоту плавно змінюють в заданому діапазоні від нижнього до верхнього значень і назад при постійній амплітуді переміщення столу вібростенда.

При низьких частотах, значення яких залежно від ступеня жорсткості випробувань встановлюються в межах від 40 до 70 Гц випробування методом коливальної частоти проводять за законом, в якому амплітуда переміщення столу вібростенда постійна. Для того щоб амплітуда прискорень залишалась постійною,

необхідно зі зміною частоти відповідно змінювати амплітуду переміщень столу вібростенда.

Частота вібрації в процесі випробувань змінюється в часі, за звичай, за експоненціальним законом:

$$f = f_H \cdot e^{kt}, \quad (3.16)$$

де f_H – нижня частота робочого діапазону, Гц; k – показник ступеня, який характеризує швидкість зміни (коливання) частоти.

Швидкість зміни частоти вібрації при випробуваннях повинна бути такою, щоб час $t_{\Delta f}$ зміни частоти в резонансній смузі частот Δf задовольняв умові:

$$t_{\Delta f} \geq t_{нар} \text{ та } t_{\Delta f} \geq t_y, \quad (3.17)$$

де $t_{нар}$ – час наростання амплітуди вібрації виробу при резонансі до сталого значення, хв; t_y – час остаточного установаження рухомої частини вимірювача (датчика), або реєструвального приладу.

Час наростання приблизно можна визначити зі співвідношення:

$$t_{нар} \approx k_1 \cdot \frac{Q}{f_0}, \quad (3.18)$$

де k_1 – коефіцієнт, який враховує значення часу наростання $t_{нар}$ в результаті відхилення змін амплітуди вібрації від лінійного закону; Q – добротність механічної коливної системи (випробовуваного виробу), яка залежить від кількості енергії, що розсіюється системою при вібрації; f_0 – резонансна частота.

Значення k_1 рекомендується вибирати рівним від 2 до 3, а значення Q та f_0 вимірюють, або використовують данні конструктивних аналогів випробовуваних виробів. Зменшення швидкості коливання частоти призводить до збільшення тривалості випробувань, що є економічно невигідним.

Зазвичай швидкість коливання частоти V_k вибирають не більше 2 окт/хв. Октавою називається інтервал між двома частотами f_2 та f_1 , для яких:

$$\frac{f_2}{f_1} = 2 \text{ або } \log \left(\frac{f_2}{f_1} \right) = 1, \quad (3.19)$$

тобто $V_k \leq 2$ окт/хв або:

$$V_k = \frac{1}{t_{\Delta f}} \cdot 200 \cdot \lg\left(\frac{2Q+1}{2Q-1}\right), \quad (3.20)$$

де $t_{\Delta f}$ – час, який вибирають відповідно за умовою (3.17).

Якщо отримане значення V_k за формулою (3.20) буде більшим за 2 окт/хв, то V_k слід брати 2 окт/хв. Якщо швидкість V_k буде меншою за 2 окт/хв, то її необхідно заокруглити до ближчого меншого значення, яке може бути встановлено на приладі керування вібростолом.

Для візуальної оцінки коливань плат блоків ЕА розроблено методику проведення високошвидкісної відеозйомки. Швидкісна відеокамера встановлювалась навпроти об'єкта, що коливається, у площині, перпендикулярній напрямку коливань, на відстані, необхідній для отримання повної картини коливань об'єкта або його окремих елементів. Залежно від частоти коливань об'єкта та його освітлення вибирались робочі параметри відеозйомки. Відеокамера з електронним перетворювачем зображення здатна зафіксувати кадр зі швидкістю від 1/50 с до 1/10000 с, що дозволяє переглядати та детально вивчати кожний кадр окремо без ефекту «розмиття». Для можливості детального спостереження процесу коливань об'єкт освітлюється лампою розжарювання потужністю 1 кВт. Робоча швидкість відеозйомки відеокамери вибиралась залежно від частоти коливань об'єкта.

Отримані кадри відеозйомки записувались на персональний комп'ютер за допомогою відеокарти із відеозахватом. Далі проводився аналіз записаного відеоматеріалу коливань об'єкта з можливістю виділення і збереження окремих відеокадрів у графічних файлах, які оброблялись за допомогою системи комп'ютерної графіки, де графічними методами визначалася амплітуда коливань. Паралельна обробка запису коливань зареєстрованих віброметром дозволяла визначати частоти коливань об'єкта. Порівнянням кадрів відеозапису та вібровимірювань визначались амплітуди коливань на цих частотах. Наочність та простота методу дозволяла візуально оцінити коливання об'єкта не використовуючи складного обладнання.

3.3.2 Добір та обґрунтування вібраційної установки

Як уже вказувалось, при аналізі вібрацій найбільшу цікавість представляють собою такі взаємопов'язані між собою параметри коливального руху, як вібропереміщення, віброшвидкість та віброприскорення.

П'єзоелектричні датчики відрізняються найбільш високою серед генераторних датчиків чутливістю, підвищеною механічною міцністю і можуть працювати в широкому діапазоні частот від 10 Гц до 20 кГц. Діапазон вимірюваних прискорень змінюється від 0,3 до 500 g. Перетворюючий елемент акселерометра складається, як правило, з двох п'єзоелектричних дисків, на яких закріплена важка маса. Ця маса попередньо навантажена жорсткою пружиною. При вібраціях маса створює змінні зусилля на п'єзоелементи, пропорційні віброприскоренню. Внаслідок п'єзоефекту на обкладинках дисків виникає змінна напруга, пропорційна прикладеному зусиллю і, відповідно, прискоренню. До недоліків п'єзоелектричних перетворювачів відносяться нестабільність коефіцієнта перетворення і низькі перешкодозахисні властивості.

Тензометричні датчики застосовують для вимірювання вібрацій в широкому діапазоні частот від дольов герц до 20 кГц. Вимірюються вібрації такими датчиками або безпосередньо по величині деформації дослідної деталі, або за допомогою приладів інерційної дії, в яких тензодатчики реєструють деформацію пружного підвісу. Тензодатчики мають дуже малі габарити та вагу, а тому можна застосовувати їх для вимірювання вібрацій малогабаритних елементів, не впливаючи на частоту власних коливань дослідних деталей. Недолік тензодатчиків полягає в тому, що за їх допомогою записуються деформації, а не переміщення, а крім того, потрібне хороше екранування дротів.

У лабораторних умовах випробування на вібраційні навантаження проводять на вібростендах, що входять до складу вібраційних установок. Основні вимоги, яким повинні задовольняти віброустановки – це можливість отримання гармонічної вібрації в необхідному діапазоні частот і прискорень, стійкість і надійність в роботі.

Структурна схема електродинамічної установки показана на рис. 3.24.

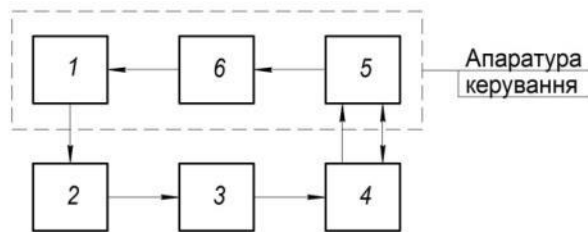


Рис. 3.24. Структурна схема електродинамічної установки:

1 – пристрій керування; 2 – підсилювач потужності; 3 – узгоджувальний пристрій;
4 – вібростенд; 5 – вібродатчик; 6 – вимірювальна апаратура

Важливою складовою частиною установки є апаратура керування, до якої входять вібродатчик, вимірювальна апаратура та пристрій керування вібраційною установкою. Вона слугує для відтворення сигналу звукової частоти та для зміни амплітуд прискорення та переміщення столу вібростенда. Апаратура керування містить в собі пристрій автоматичної підтримки заданого прискорення та автоматичного колювання частоти в заданому діапазоні зі заданою швидкістю. Зазвичай – це задаючий генератор з автоматичним регулятором амплітуди. Після підсилювача потужності сигнал змінного струму поступає на рухому котушку вібростенда, реактивна складова потужності якої змінюється в широких межах в наслідок зміни частоти струму збудження. Саме тому для узгодження вихідного опору підсилювача потужності з вхідним опором рухомої котушки використовують узгоджувальний пристрій (набір послідовно ввімкнених ємностей). Вібродатчик закріплюють на столі вібростенда, або на випробовуваному виробі. Він слугує для вироблення пропорційних амплітудам прискорень електричних сигналів, які поступають на вимірювальний пристрій апаратури керування та на схему підтримки заданої амплітуди прискорень або переміщень.

Типова конструкція електродинамічного вібростенда (ЕДВ) наведена на рис. 3.25. Котушка підмагнічування, по якій протікає постійний струм, створює в магнітопроводі постійний магнітний потік, який пересікає повітряний зазор магнітопроводу. Якщо в цей повітряний зазор помістити провідник – циліндричну рухому котушку, через яку пропустити постійний струм, то магнітний потік, який виникає навколо неї, взаємодіє з магнітним потоком від котушки підмагнічування.

Якщо магнітний потік від рухомої котушки направлений так, що його силові лінії складаються із силовими лініями магнітного потоку від котушки підмагнічування над нею та піднімаються під нею, то в результаті такої взаємодії на рухому котушку діє сила виштовхування за правилом лівої руки. Якщо через циліндричну рухому котушку пропустити змінний струм, то котушка почне здійснювати коливальні рухи вгору–вниз із частотою та амплітудою, яка відповідає частоті та амплітуді електричного сигналу який підводиться до неї.

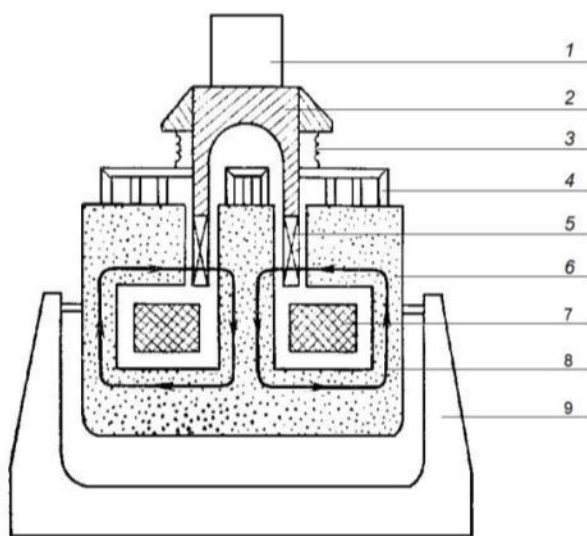


Рис. 3.25. Типова конструкція електродинамічного вібростенда:

1 – випробовуваний виріб; 2 – стіл вібростенда; 3 – підвіска; 4 – магнітний екран;
5 – рухома котушка; 6 – магнітопровід; 7 – котушка підмагнічування; 8 –
магнітний потік; 9 – основа

Стіл-платформа – один з найважливіших конструктивних елементів ЕДВ. Верхню частину столу виконують у вигляді плоского диску з впресованими втулками, пазами та отворами, через які до столу кріплять пристосування з випробовуваними виробами. Стіл ЕДВ повинен бути міцним, жорстким та в той же час по можливості легким, так як його маса впливає на основну характеристику ЕДВ – максимальне можливе прискорення.

Вироби на столі вібростенда кріплять за допомогою спеціальних пристосувань (кріпильних пристроїв). При цьому повинні виконуватись наступні умови: виріб повинен кріпитись в пристрої з мінімальними зазорами і тим же способом, що і при експлуатації; резонансна частота пристрою повинна бути від

1,5 до 2 разів вищою верхнього значення частоти вібрації виробу; центр ваги виробу повинен бути на осі віброштока. Найбільш просте кріплення виробу до платформи вібростенда здійснюється за допомогою пазових болтів. В складі віброустановки кріпильне пристосування слугує джерелом найбільших похибок випробувального режиму. З метою їх зменшення необхідно підвищити жорсткість пристосування при одночасному зменшенню його маси та поперечних коливань при консольному навантаженні випробовуваними виробами. Для цього пристосування виготовляють з матеріалу, в якого максимальна питома жорсткість та мінімальна питома маса, що забезпечується раціональним добором форми пристосування і введенням в його конструкцію додаткових елементів жорсткості.

3.3.3 Рекомендації щодо тарування вібровимірювальної апаратури

Процес тарування полягає в тому, що для вібродатчика задається вібрація із за-заздалегідь обумовленою частотою і амплітудою, а сигнал з вібродатчика через прилад для вимірювання вібрацій і підсилювач подається на реєструвальний пристрій. Якщо в якості вимірювача вібрацій використовується прилад ППУ-1М, то додатковий підсилювач у вимірювальній схемі не потрібен. Одночасно проводиться калібрування реєструвального приладу, при якому визначається залежність між параметрами вібрацій і показаннями приладу. Результати тарування при цьому оформляються у вигляді таблиць, що показують залежність між дійсними параметрами вібрацій і відхиленням реєструвального приладу.

Тарування робочих комплектів вібровимірювальної апаратури можна здійснювати на спеціальному комплекті апаратури (наприклад, ВЕДС-200А), а за відсутності такої, – на установці, схема якої показана на рис. 3.26. Установка для тарування комплекту вібровимірювальної апаратури включає в себе електродинамічний вібростенд; звуковий генератор; реєструвальний пристрій; комплект вібровимірювальної апаратури; датчик для вимірювання вібрацій (наприклад, ІС-313). Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливання, що задаються, здійснюється за допомогою генератора звукового (ГЗ).

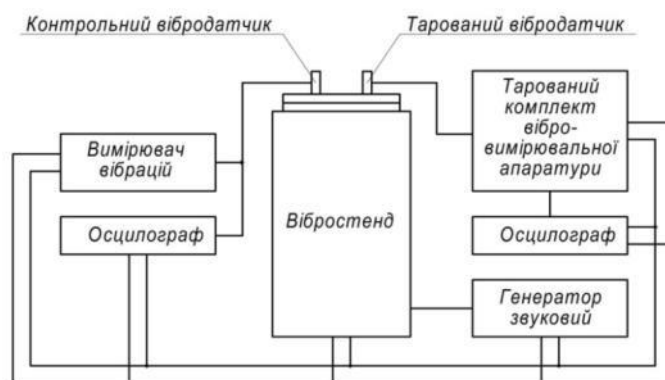


Рис. 3.26. Блок-схема установки для тарування вібровимірювальної апаратури

Вібростенди, які випускаються промисловістю вітчизняного і зарубіжного виробництва не завжди придатні для тарування датчиків при малих переміщеннях з низькими частотами. Тому дуже зручним є вібростенд, виготовлений на основі доопрацьованого рупорного електродинамічного гучномовця зі знятим дифузоровим і іншими деталями. До виступаючої циліндричної поверхні звукової котушки динаміка необхідно прикріпити шток спеціальним цанговим пристроєм. Шток, встановлений на високоточних підшипниках, може здійснювати поступальний рух уздовж осі при коливаннях звукової котушки.

На вільному кінці штока може бути закріплена будь-яка деталь, що імітує поверхню досліджуваного об'єкта. Динамік можна встановити на масивну станину, що має фіксоване положення, у вертикальній і горизонтальній площинах. Напругу збудження звукової частоти від генератора ГЗ-33 можна подавати через трансляційний підсилювач. Така компоновка дозволяє стабільно створювати амплітуди коливань порядку декількох мікрон в діапазоні 15 ± 1000 Гц.

Для вібростолу ВЕДС-200А було виконано віброобстеження його платформи. Платформу при її віброобстеженні, було розбито на 12 секторів, в кожному з яких на відстані 100; 330; 560 мм – від центру по чергово закріплювався робочий вібродатчик, а в центрі пристосування – контрольний. Обидва вібродатчики, в комплекті з підсилювальною апаратурою вібростенда, були попередньо відкалібровані на прискорення 1 g. При цьому в якості еталонного використовувався вібродатчик типу ABC 027 в комплекті з погоджувальним

підсилювачем та мілівольтметром ВЗ-38. Потім по контрольному вібродатчику задавалося прискорення 1 g, а по робочому вібродатчику, закріпленому почергово в точках «а», «b» і «с» в кожному з 12 секторів поверхні платформи вібростолу, визначалися віброперевантаження в цих точках.

За отриманими значеннями віброперевантажень побудовані кругові діаграми розподілу віброперевантажень по поверхні платформи вібростолу, приклади яких для частот $f = 300$ Гц та $f = 450$ Гц, показані на рис. 3.27, а і 3.27, б, відповідно.

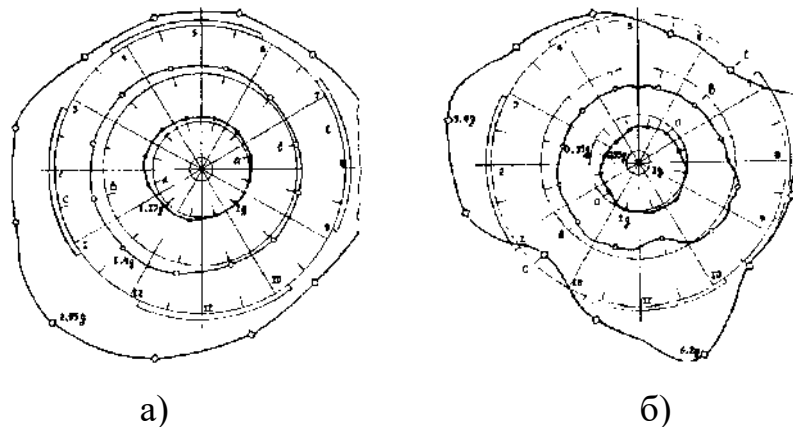


Рис. 3.27. Діаграма розподілу віброперевантажень по поверхні платформи вібростолу: а) $f = 300$ Гц; б) $f = 450$ Гц

Діаграми побудовані так, що коли віброперевантаження в точці, де його виміряли, не відрізняється від заданого значення (1 g), то на діаграмі воно показане точкою яка збігається із заданою (наприклад, точка «а», сектор 10, рис. 3.27, а).

Якщо ж віброперевантаження в даній точці відрізняється від 1 g, то на діаграмі воно показане точкою, віддаленою від даної по радіусу на величину різниці (у прийнятому масштабі) між вимірним і заданим прискоренням (наприклад, точки «а», «b», «с», сектор 1, рис. 3.27, б). Результати досліджень показують, що значення віброперевантажень по платформі вібростолу можуть значно відрізнятися від значень, виміряних в центрі. Вони можуть бути від 3 до 6 разів менше заданих (наприклад, точка «b» сектора 2 при $f = 450$ Гц), або від 7 до 17 разів більше (наприклад, точка «с» в секторі 9 при $f = 300$ Гц) .

Якщо при цьому врахувати, що виріб, встановлений на платформі вібростолу, має безліч своїх резонансів, то ця різниця може бути ще більшою.

3.4 Висновки до розділу 3

Створено вимірювальний комплекс із реалізацією методів електротензометрії, акустичної емісії, віброметрії та високошвидкісної відеозйомки для оцінки деформацій малогабаритних елементів конструкцій та компонентів електронної апаратури під дією статичних, циклічних та динамічних механічних, температурних та пневматичних навантажень, які відтворюють складні, наближені до експлуатаційних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження.

При створенні комплексу були виконані наступні завдання:

1. Створено систему тензометричного контролю на основі вдосконалення та модифікації тензовимірювальної апаратури, що включає введення в вимірювальне коло узгоджувального пристрою і розробку пульта контролю і узгодження, що дозволило підвищити чутливість, перешкодозахищеність, стабільність роботи тензоапаратури.

2. Для тензорезисторів виявлено технологічні та конструктивні фактори, що впливають на тензочутливість і спричиняють похибку вимірювання малобазних тензодатчиків, зокрема їх фізичні властивості, геометрична форма, реологічні властивості та втомна міцність матеріалів. Виявлено вплив температури на точність вимірювання деформації і запропоновано спосіб температурної компенсації. Експериментально встановлено допустимі значення струму живлення, відповідні допустимій зміні відносного опору тензорезистора за рахунок нагріву струмом живлення при збереженні чутливості апаратури.

3. Розроблено рекомендації та схеми препарування тензорезисторами натурних виробів електронної техніки та їх підключення у вимірювальний міст, які дозволяють вимірювати дійсні значення деформацій визначеного виду, зокрема розтягу-стиску, згину або кручення, причому в кожному випадку, якщо два датчики є робочими, чутливість схеми може бути збільшена в два рази.

4. Створено систему акустико-емісійного контролю на основі модернізованого серійного приладу АФ-15. Комп'ютерна обробка параметрів

сигналів АЕ дозволяє проводити експрес і пост-оброку отриманої інформації: кількість осциляцій (високочастотних коливань, рівень яких перевищує рівень дискримінації), кількість осциляцій в одиницю часу (швидкість рахунку), кількість подій (сумарний рахунок), кількість подій в одиницю часу (активність), амплітуда подій, лінійна координата подій на основі ефекту Допплера. Оброблена інформація представляються в зручному наочному вигляді дво- і тривимірних графіків.

5. Створено систему вібраційного контролю призначену для проведення експериментальних досліджень динаміки та здійснення аналізу вібростійкості та віброміцності конструкцій електронної апаратури із використанням наступних методів: випробування на виявлення резонансних частот; методу коливальної частоти; методу фіксованих частот. Проведено вибір та обґрунтування вібраційної установки для проведення випробування на вібраційні навантаження у лабораторних умовах. Відпрацьована процедура тарування вібраційної вимірювальної апаратури. Здійснено віброобстеження платформи вібростенду, яке показало значну розбіжність у показниках віброперевантажень на платформі вібростолу від віброперевантажень виміряних в центрі.

6. Для візуальної оцінки коливань виробів електронної техніки розроблено методику проведення високошвидкісної відеозйомки. По-кадровий аналіз записаного відеоматеріалу коливань методами комп'ютерної графіки дозволяє визначати амплітуду коливань. Паралельна обробка запису коливань зареєстрованих віброметром дозволяє визначати частоти коливань об'єкту.

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙ ЕЛЕМЕНТІВ НЕСІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ

Розділ присвячено експериментальній перевірці основних результатів теоретичних досліджень та обґрунтуванню методів зменшення напружень і деформацій та забезпечення міцності елементів несівних конструкцій електронної апаратури в умовах дії технологічних та експлуатаційних навантажень.

Для експериментального визначення напружено-деформованого стану малогабаритних елементів несівних конструкцій електронної апаратури різного рівня конструктивної складності був використаний вимірювально-випробувальний комплекс із реалізацією методів електротензометрії, акустичної емісії, віброметрії та високошвидкісної відео-зйомки. Випробування здійснювалися під дією механічних, температурних та пневматичних навантажень, які відтворюють складні, наближені до експлуатаційних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження.

Матеріали даного розділу опубліковані в наступних публікаціях [18, 26, 64, 98, 210, 211, 178, 180, 181, 186, 187, 190, 191, 200, 201, 207–209, 212–228].

4.1 Вібраційний аналіз несівних конструкцій електронної апаратури

4.1.1 Передача динамічних деформацій від вібростенда до об'єкта тестування

Передача вібрацій при вібровипробуваннях відбувається наступним чином. Коливальний рух столу вібростенда передається в загальному випадку спочатку на пристосування для кріплення випробуваного виробу, при цьому площа столу вібростенда на деяких частотах, зокрема резонансних, може крім переміщень разом зі штоком містити переміщення із формою коливань площини столу, що відповідає її резонансу. А це означає, що вібрації не будуть постійні по площині столу і, отже, в різних точках прилягання кріпильного пристрою будуть діяти різні за величиною сили. Крім цього сам стіл зі штоком, як маса, спирається на опори зазвичай малої

жорсткості і має перший резонанс на частоті від 5 до 10 Гц, який слід швидко проходити.

Слід мати на увазі, що досліджуваний виріб – блок ЕА теж матиме резонанси та буде збільшувати або знижувати (причому нерівномірно) задані стеном вібрації. Далі вібрації передаються через місця кріплення на його корпус, а через місця кріплення друкованих плат в корпусі на самі функціональні плати.

Зрозуміло, що і елементи конструкції корпусу і друковані плати мають свої резонанси і підвищені на них деформації і напруження. Нарешті, через місця кріплення електронних компонентів до плати вібрації передаються на ці компоненти, які також можуть мати свої резонанси і підвищені на них вібрації. У цій багатомасовій коливній системі кожен елемент виступає у якості як маси, так і жорсткості, збудника та згашувача коливань. Причому зі збільшенням амплітуди коливань в них можуть втягуватися сусідні деталі та елементи, змінюючи, таким чином, параметри коливної системи: масу, жорсткість, демпфування. На практиці важко домогтися, щоб вібрації від столу вібростенда передавалися на досліджуваний виріб або його елементи без спотворень в масштабі 1:1.

Слід зазначити, що стан речей ще більш ускладнюється, якщо вісь штока вібростенда та діюча вздовж цієї осі збуджуюча сила не проходять через центр ваги виробу з пристроєм. У цьому випадку виникає згинальний момент і пов'язані з ним коливання всієї системи в площинах, перпендикулярних площині столу вібростенда, які накладаються на основні коливання і ще більше ускладнюють загальну картину. У подальшому реальний стан справ проілюстровано на прикладі вібродослідження двох серійних виробів ЕА.

У зв'язку із руйнуваннями, які мали місце у досліджуваному блоці ЕА при проведенні типових заводських випробувань було проведено його вібрографування. З цією метою на його поверхні, в тому числі і в місцях руйнування елементів і вузлів, було встановлено п'ять вібродатчиків, відповідно до схеми, показаної на рис. 4.1.

Один вібродатчик (датчик № 6) було встановлено на платформі вібростенда (не показано), потім, відповідно до серійної технології випробувань, за допомогою

чотирьох шпильок з різьбою М10 і двох швелерів, виріб встановили на монтажній плиті, яка, в свою чергу, кріпилася до платформи вібростенда двома болтами М10. При цьому за серійною технологією, контроль затягування болтів не передбачався.

Експеримент проводився таким чином. Відповідно до ТУ виріб піддавався вібровипробуванням методом фіксованих частот. З цією метою віброустановці задавався режим (частота і амплітуда) коливань відповідний ТУ на вібровипробування.

Вібродатчики були включені у вимірювальне коло системи вібраційного контролю. Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливань, що задаються, здійснювався за допомогою звукового генератора. Для виявлення резонансу окремих деталей, або блока в цілому, в заданому ТУ на вібровипробування діапазоні частот, був застосований метод коливальної частоти.

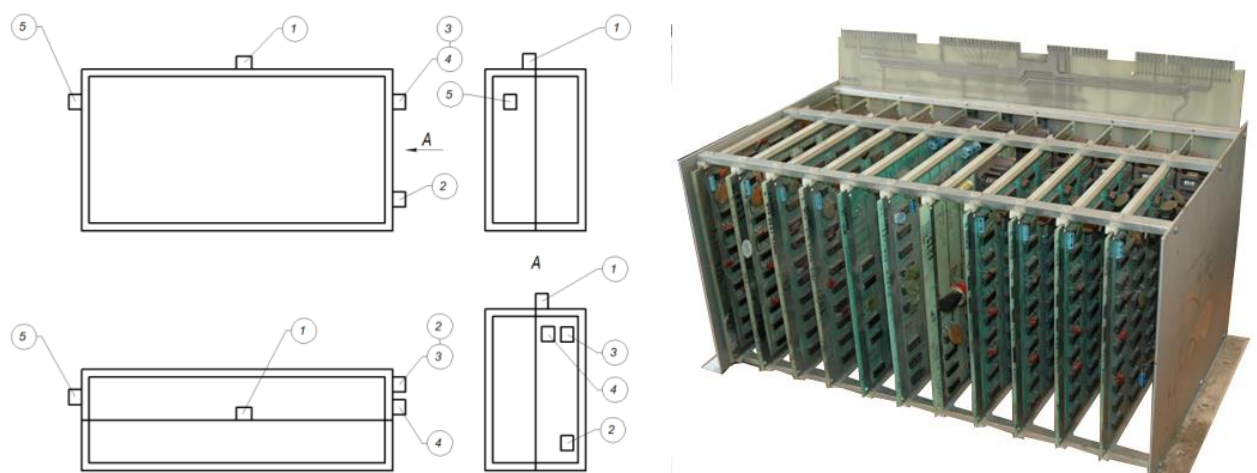


Рис. 4.1. Схема установки вібродатчиків на блоці ЕА

Результати вібраційного обстеження, отримані на виявлених резонансних частотах при незмінній амплітуді коливань вібростенда ($Y_0 = 1$ мм), подані в таблиці 4.1 та у вигляді графіків на рис. 4.2.

Таблиця 4.1 – Значення відносних амплітуд коливання блоку ЕА щодо

вібрації столу вібростенда

Частота коливань, Гц	Вібропереміщення, мм за показниками вібродатчиків				
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5
35	5,8	4,3	4,0	7,9	4,0
45	5,8	4,0	4,3	6,5	2,7
52	4,3	2,9	3,8	6,5	3,5
55	7,6	3,9	4,7	9,4	5,4
60	5,6	3,0	3,2	9,4	2,9
65	6,1	5,3	5,2	5,4	6,1
70	10,5	2,9	4,0	10,1	7,9
75	18,1	7,6	6,5	7,9	11,6
80	13,4	9,7	12,3	11,6	19,5
85	15,2	12,3	11,2	10,5	10,8

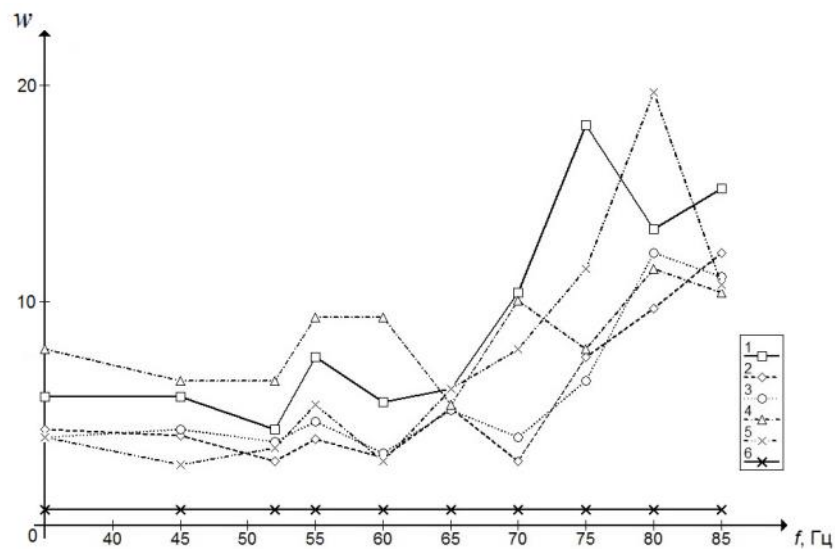


Рис. 4.2. Амплітудно-частотна характеристика відносних амплітуд коливання елементів і вузлів блоку ЕА щодо вібрації столу вібростенда, зареєстрована вібродатчиками № 1-6

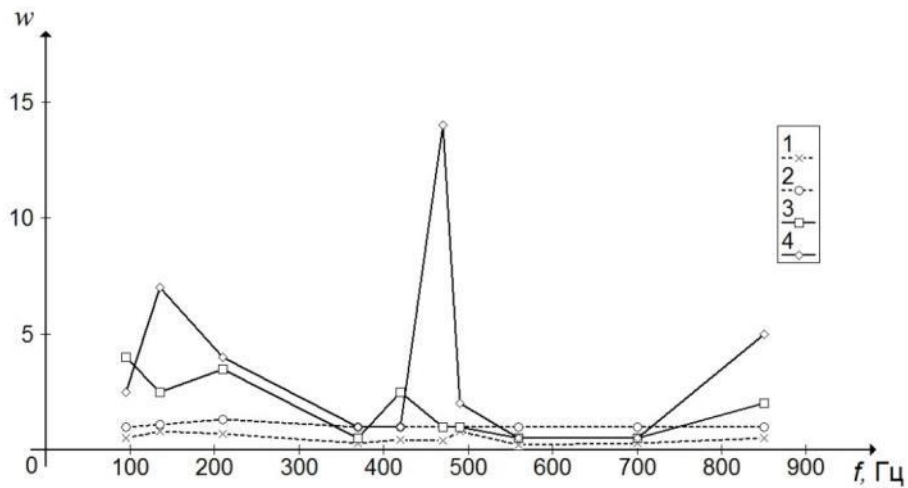
Аналізуючи ці матеріали видно, що амплітуда коливань в місці установки вібродатчиків на виробі перевищувала задану від 2,7 до 19,5 разів. Так, наприклад, на частоті коливань 80 Гц при заданій амплітуді коливань 1 мм фактична амплітуда коливань виробу в місці установки вібродатчиків склала від 9,7 мм (датчик № 2) до 19,5 мм (датчик № 5). При випробуванні на частотах нижче 70 Гц значення відносної амплітуди були меншими.

Також вібродослідженню була піддана несівна конструкція іншого блоку. Для визначення віброперевантажень на друкованій платі блока були закріплені два

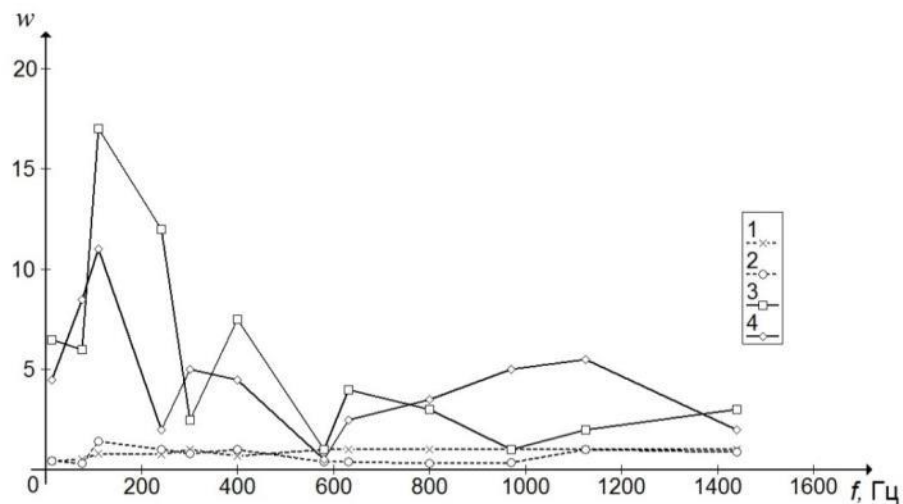
п'єзодатчики типу АВС 032. Контроль за заданими віброперевантаженнями здійснювався також за допомогою інших двох датчиків того ж типу, які встановлювалися в місцях кріплення випробуваного виробу до вібростенда. На вібростенді задавалося віброприскорення від 4 до 14 м·с⁻². Сигнали від усіх чотирьох п'єзоелектричних перетворювачів подавалися на систему вібраційного контролю (див. рис. 3.1). В процесі експерименту виріб із встановленими датчиками закріплювався на платформі вібростенда спочатку в горизонтальному положенні, коли напрям збуджуючих вібрацій збігався з напрямом максимальної жорсткості плат, а потім в положенні «на боці», коли напрям вібрацій збігався з мінімальною жорсткістю плат (напрямок збуджуючої сили був перпендикулярний площині плат). Значення відносних віброперевантажень друкованих плат щодо столу вібростенду виміряні на резонансних частотах зведені у таблиці 4.2 та на рис. 4.3.

Таблиця 4.2 – Значення відносних віброперевантажень функціональних плат блока ЕА щодо столу вібростенда

Резонансна частота f , Гц	Номер і місце установки вібродатчика				Положення плати відносно вібростенда
	№ 1 на столі вібростенда	№ 2 на столі вібростенда	№ 3 на платі	№ 4 на платі	
	Віброперевантаження, м·с ⁻²				
95	0,5	1	4	2,5	Вертикальне
135	0,8	1,1	2,5	7	
210	0,7	1,3	3,5	4	
370	0,3	1	0,5	1	
420	0,45	1	2,5	1	
470	0,4	1	1	14	
490	0,8	1	1	2	
560	0,2	1	0,5	0,5	
700	0,3	1	0,5	0,5	
850	0,5	1	2	5	
12	0,45	0,45	6,5	4,5	Горизонтальне
75	0,5	0,3	6	8,5	
110	0,8	1,4	17	11	
240	0,75	1	12	2	
300	1	0,8	2,5	5	
400	0,7	1	7,5	4,5	
580	1	0,4	1	0,5	
630	1	0,4	4	2,5	
800	1	0,3	3	3,5	
970	1	0,35	1	5	
1125	1	1	2	5,5	
1440	1	0,9	3	2	



а)



б)

Рис. 4.3. Амплітудно-частотна характеристика віброперевантажень столу вібростенда і функціональних плат блока у вертикальному (а) та горизонтальному (б) положенні відносно вібростенда

За результатами досліджень встановлено наступне:

- 1) вібродатчики, встановлені в різних місцях столу вібростенда, вимірюють різні вібрації, що свідчить про те, що вібрації на поверхні столу вібростенда розподілені нерівномірно;
- 2) при резонансному збудженні вібрації друкованих плат можуть в десятки разів відрізнятися від значень вібрацій, що виникають в місцях закріплення виробу, що підтверджує раніше отриманий теоретичним шляхом результат;
- 3) більш чутливими до резонансних станів є плати, встановлені

горизонтально в порівнянні із ДП встановленими вертикально, що пояснюється різницею їх пружних характеристик.

Для візуальної оцінки коливань плат блоків використовувалась високошвидкісна відеозйомка. Для визначення частоти коливання об'єкта на його поверхні встановлювався вібродатчик ДН-5, сигнал з якого надходив на вхід віброметра ПІ-19. Підсилений сигнал записувався у пам'ять персонального комп'ютера.

Обробка запису коливань зареєстрованих віброметром дозволяла визначати частоти коливань об'єкта. Порівнянням кадрів відеозапису та вібровимірювань визначались амплітуди коливань на цих частотах. Наочність та простота методу дозволяла візуально оцінити коливання об'єкта не використовуючи складного обладнання. В якості об'єкта дослідження було запропоновано блок ЕА, корпус якого являє собою стрижневий каркас з прикріпленим до нього тонкими стінками-пластинами. Напрямні шасі блока дозволяють встановлювати до 20 друкованих плат одночасно, паралельно одна до одної, з відстанню між ними від 5 до 7 мм. На платах встановлені компоненти поверхневого та наскрізного монтажу: резистори, діоди, транзистори, мікросхеми і т.д. Для проведення вібраційних досліджень блок жорстко, тобто без амортизаторів, закріплювався на столі вібростенда. Схема кріплення блока на столі вібростенда показана на рис. 4.4.

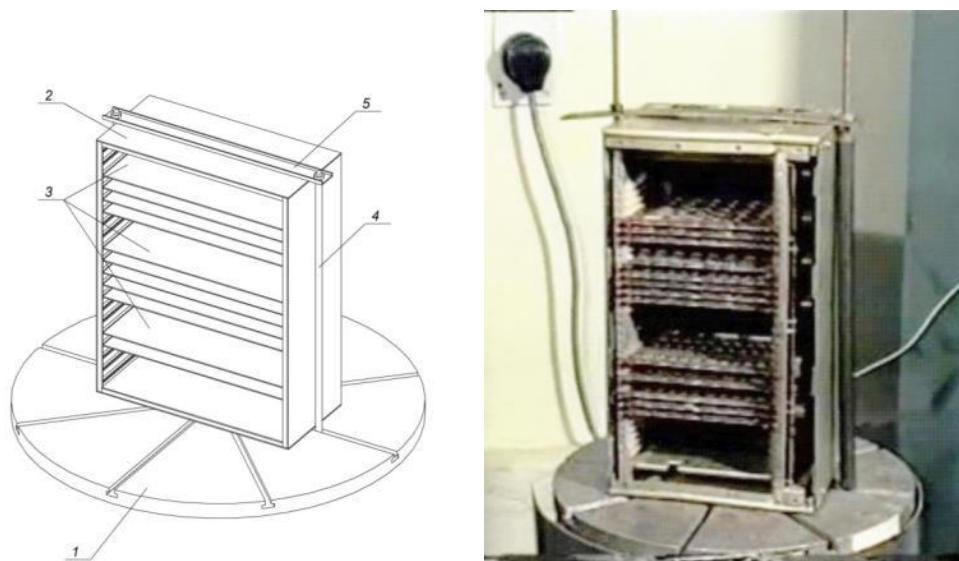


Рис. 4.4. Схема кріплення блока ЕА на столі вібростенда: 1 – стіл вібростенда; 2 – блок ЕА; 3 – друковані плати; 4 – стійки кріплення; 5 – планка притискна

Під час проведення досліджень спостерігалися коливання плат на частотах

збурення від 60 до 100 Гц. Деякі кадри відеозйомки коливань типового блока авіаційної електронної апаратури подані на рис. 4.5.

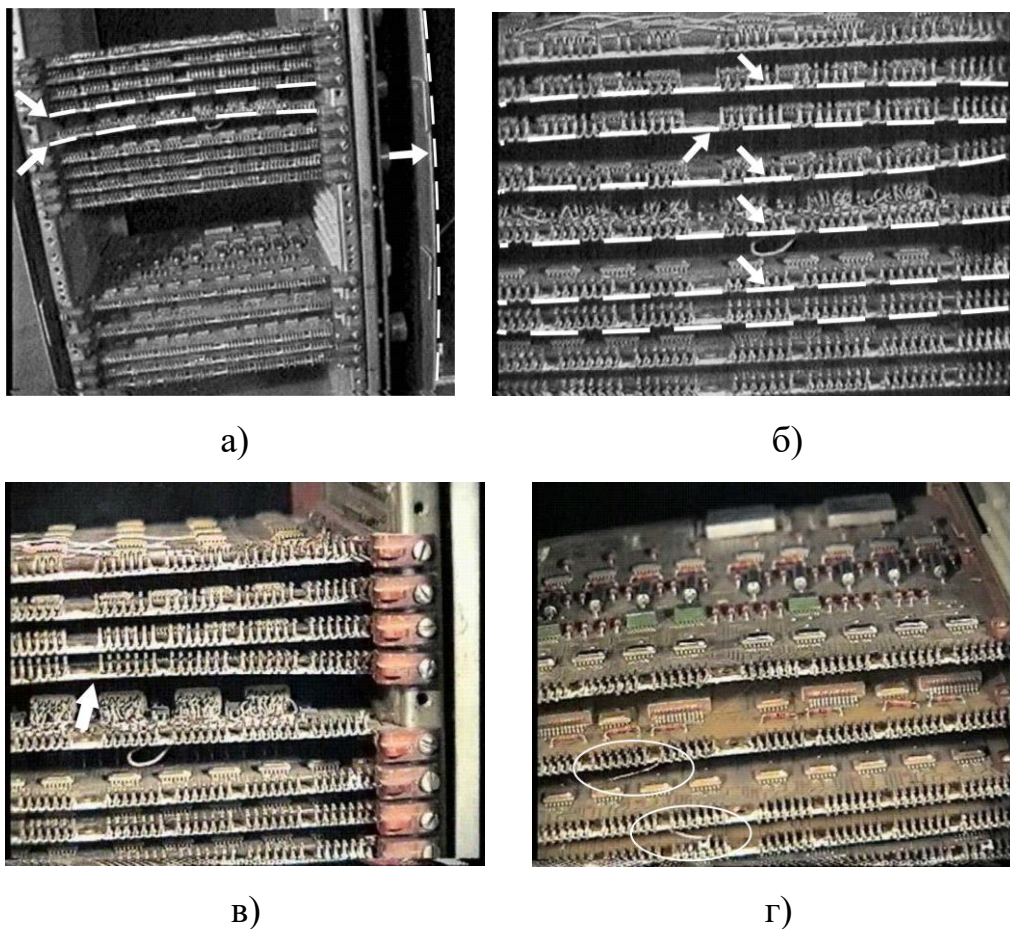


Рис. 4.5. Коливання друкованих плат на частотах збурення:

а), в) – 70 Гц, б), г) – 85 Гц

Аналіз отриманих кадрів відеозйомки дозволив виявити прояв багатьох резонансів, як окремих плат, їх груп, так і встановлених на них окремих компонентів, стінок корпусу, конструкції блока в цілому. Визначено, що амплітуди коливань на окремих резонансах перевершують зазор між платами, рівний 5 мм, і при уповільненому відтворенні відеозапису коливань було зареєстровано зіткнення плат при їх протифазних коливаннях. Амплітуди коливань плат на резонансах у десятки разів перевершували амплітуди коливань столу вібростенда, що підтверджує, зроблені раніше, теоретичні висновки (п. 2.1). На окремих платах спостерігалися знакозмінні рухи монтажних дротів, які приводять до їх відриву.

Огляд блока показав, що кріплення деяких друкованих плат вийшли з ладу, стійки були деформовані. Для проведення подальших досліджень дефекти було усунуто, однак характеристики жорсткості відновленого блока вже не можна було вважати ідентичними характеристикам блока до вібраційних досліджень.

4.1.2 Вібраційне дослідження друкованих плат

В несівних конструкціях блоків ЕА внаслідок механічної взаємодії їх елементів відбувається передача динамічних деформацій від зовнішнього джерела вібрацій до функціональних вузлів – друкованих плат. При цьому значення амплітуди та віброприскорення функціональних плат можуть в десятки разів відрізнятися від зовнішніх вібрацій, що виникають в місцях закріплення несівних конструкцій, особливо в умовах їх резонансних збуджень, що приводить до багаторазового зростання динамічних навантажень, які при перевищенні допустимих напружень, або навіть границі міцності, приводять до механічних поломок та відмов функціональних вузлів. В даному підрозділі увага приділена оцінюванню значень динамічних деформацій, напружень, власних частот та форм коливань друкованих плат експериментальними методами.

У реальних конструкціях блоків ЕА друковані плати можуть розташовуватися як в горизонтальному, так і вертикальному положеннях, що необхідно враховувати при їх вібраційному дослідженні. При проведенні експериментальних випробувань було використано пристосування, яке дозволяє досліджувати до 12 плат одночасно (рис. 4.6) в трьох взаємно-перпендикулярних площинах.

Слід зазначити, що необхідною умовою для проведення дійсних вібраційних досліджень, які здійснюються з використанням вібростенда і кріпильних пристосувань є те, що частоти власних коливань платформи вібростенда і пристосування повинні лежати поза діапазоном, в якому ведуться випробування.

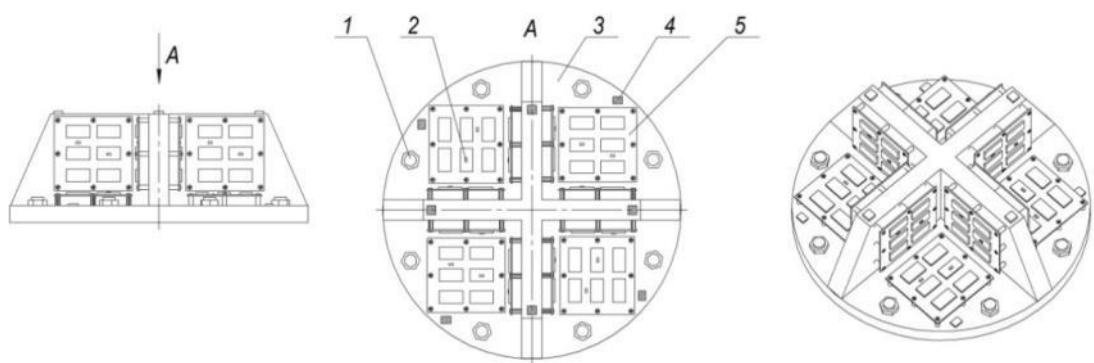


Рис. 4.6. Хрестоподібне пристосування для вібродослідження друкованих плат: 1 – болти кріплення; 2 – п'єзоелектричний перетворювач на поверхні друкованої плати; 3 – монтажна основа; 4 – п'єзоелектричний перетворювач на поверхні пристрою; 5 – друкована плата

Пристосування, представляє собою цільний диск діаметром 250 мм і товщиною 35 мм з вісьмома отворами під кріпильні болти для кріплення до столу вібростенда. Через центр пристосування проходять дві взаємно-перпендикулярні стінки (ребра) висотою по 115 мм і товщиною 25 мм. На такому хрестоподібному пристосуванні встановлюється 12 друкованих плат: чотири – кріпляться до диска і вісім – до вертикальних стінок. Це дає можливість здійснювати випробування на вібрації одночасно при спрямуванні вібрацій перпендикулярно або паралельно площині плат.

Після закінчення випробувань в одному положенні плати міняють місцями і випробування продовжують, таким чином, щоб кожна друкована плата була випробувана в трьох взаємно-перпендикулярних напрямках.

У результаті досліджень було встановлено, що саме пристосування має ряд резонансних частот, значення яких наведені в таблиці 4.3. Щоб визначити, як розподіляються віброперевантаження по площині пристосування, на нього було встановлено, через епоксидний клей, вісім п'єзодатчиків IC313A-1, чотири з яких кріпилися на основі диска, а інші чотири – на ребрах. Вібростенду задавали певну частоту коливань і визначали величину віброперевантажень в різних місцях пристосування, шляхом почергового підключення п'єзодатчиків до системи вібраційного контролю. Для більшої достовірності отриманих результатів використовували контрольний п'єзодатчик в центрі пристосування. Результати дослідження наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Віброперевантаження в різних точках кріпильного пристосування на резонансних частотах коливання

Резонансна частота, Гц	Віброприскорення, g, виміряні за показниками датчиків							
	1	2	3	4	5	6	7	8
1100	2	4,1	2,8	2,4	3,9	6,3	4,6	4
1500	1,9	1,6	2,33	5,1	6,5	5,9	7,8	4,4
1900	1,7	0,26	2,5	1,0	1,6	5	4,8	6
2100	1,2	2,2	2,3	2,8	5,3	5,4	5,7	3,55
3600	0,8	3,7	1,8	1,5	0,5	4,9	1,3	1,6
4250	2,6	2,8	5,4	3,1	7,8	5,6	9,11	21,3

Як видно із таблиці, величини віброперевантаження в різних місцях пристосування не збігаються, що особливо помітно на високих частотах, і відрізняються від віброперевантажень центру пристосування 5 g. Таким чином контроль за віброперевантаженням п'єзодатчика, встановленого в центрі пристосування, при заводських випробуваннях виробів не відображає реальної величини віброперевантажень в тих місцях, де монтуються друковані плати, і тим більше не відображає віброперевантаження самих друкованих плат.

В таких умовах було прийнято рішення оцінювати вібраційне збудження друкованих плат за коефіцієнтом передачі вібрацій, який представляє собою відносну амплітуду коливань об'єктів закріплених на пристосуванні, що дозволяло невілювати нерівномірність розподілу вібраційного прискорення по його поверхні.

Для визначення форм коливань функціональних плат було запропоновано використання методу Гука–Хладні. Для реалізації методу поверхню досліджуваної плати змочували гасом і посипали дрібним кварцом. Під дією вібрацій піщинки скидаються із місць пучностей коливань в ті місця, де плата не коливається, тобто в вузли коливань. Важливим фактом, є те що в цих місцях виникають найбільші напруження. Цим методом визначались форми і частоти коливань друкованих плат в трьох взаємно перпендикулярних напрямках.

Випробування проводились для трьох типів друкованих плат, які відрізнялися масою встановлених на них електронних модулів M_1 , M_2 , M_3 . Маса модулів складала 60, 80, 100 г відповідно. Кожен тип модулів в кількості 6 штук

встановлювався на окремій друкованій платі.

Плати в свою чергу жорстко встановлювалися на хрестоподібному пристосуванні (див. рис. 4.6) по чергово в трьох різних площинах та з чотирьох різних сторін пристрою.

Реєстрація амплітуди коливання кожного модуля та основи друкованої плати здійснювалась п'єзодатчиками ІС313А-1 закріпленими до модулів та основи друкованої плати через епоксидний клей і підключеними до системи вібраційного контролю. Для визначення форм коливань був використаний метод Гука-Хладні.

Власні частоти, форми та амплітуди коливань друкованих плат були визначені у частотному діапазоні 2000–5000 Гц, що відповідає робочим умовам експлуатації блоків радіоелектронних засобів встановлених на транспортних засобах. Результати випробувань подані у вигляді фігур Хладні (рис. 4.7) та амплітудно-частотних характеристик (рис. 4.8), які були визначені за допомогою усередненого амплітудного співвідношення $A_{mod}/A_{ДП}$, де A_{mod} та $A_{ДП}$ – амплітуди коливання електронних модулів і друкованої плати відповідно. Використання відносної амплітуди коливань дозволяло невілювати нерівномірність розподілу вібраційного прискорення по поверхні кріпильного пристрою (табл. 4.3).

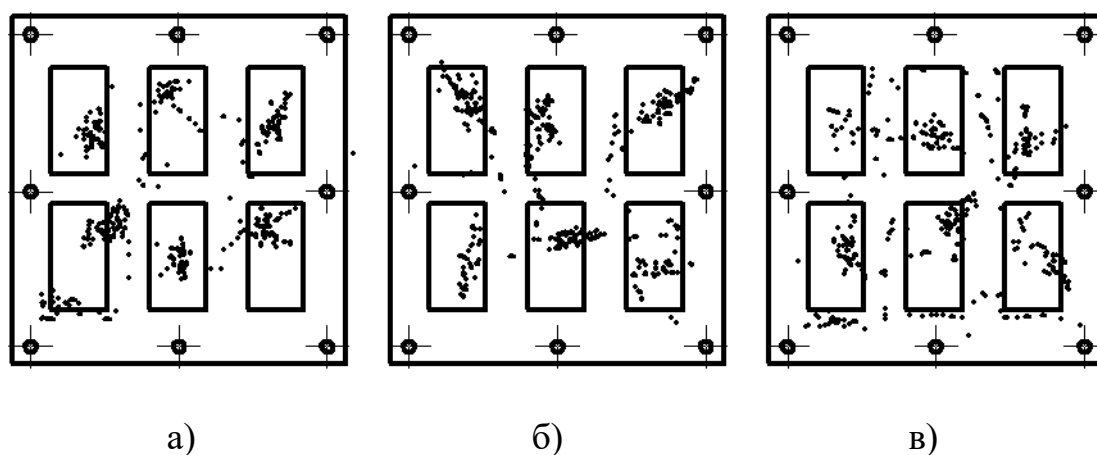


Рис. 4.7. Фігури Хладні для друкованих плат під дією власних частот коливань електронних модулів: а) M_1 ; б) M_2 ; в) M_3

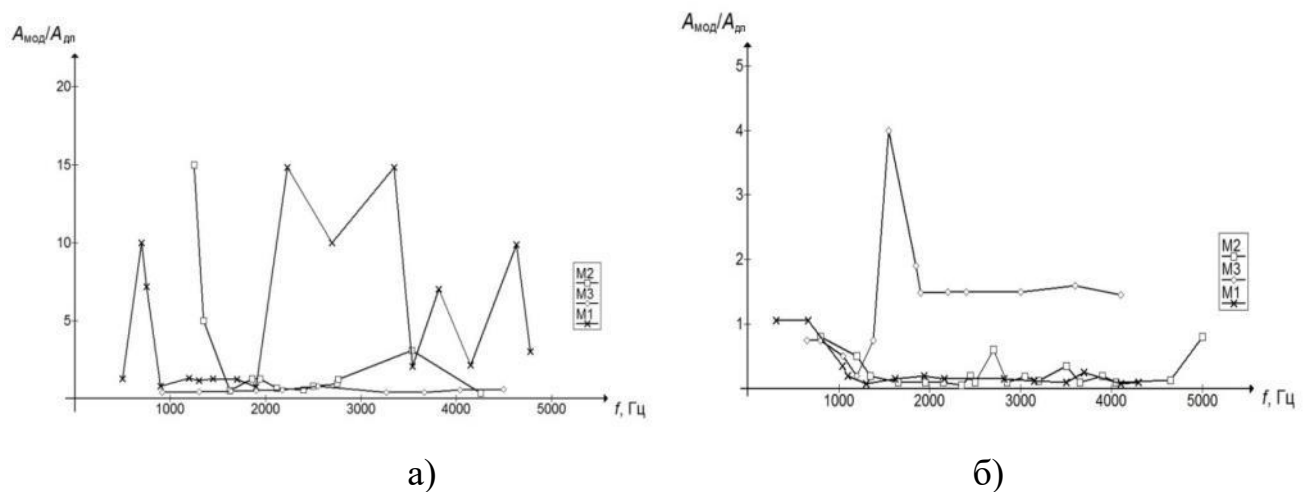


Рис. 4.8. Амплітудно-частотні характеристики коливань електронних модулів відносно друкованих плат при розташуванні: а) горизонтально; б) вертикально

Коливання друкованих плати обмежено оскільки вони закріплені 8-ма гвинтами по периметру з 4-х сторін. В такому випадку електронні модулі здійснюють переміщення завдяки пружно-дисипативному зв'язку із основою плати яким слугують їх монтажні виводи. Таким чином друковану плату можна розглядати як жорстку основу із багато-чисельними коливними системами утвореними електронними модулями в кожній з яких є власна частота коливання.

Фігури Хладні зареєстровані на чисельних резонансних частотах коливання показали, що досліджувані об'єкти мають складні форми коливань і складний деформований та напружений стан як для друкованих плат так і для електронних модулів.

Отримані в ході вібродослідження амплітудно-частотні характеристики (рис. 4.8) дозволили зробити наступні висновки:

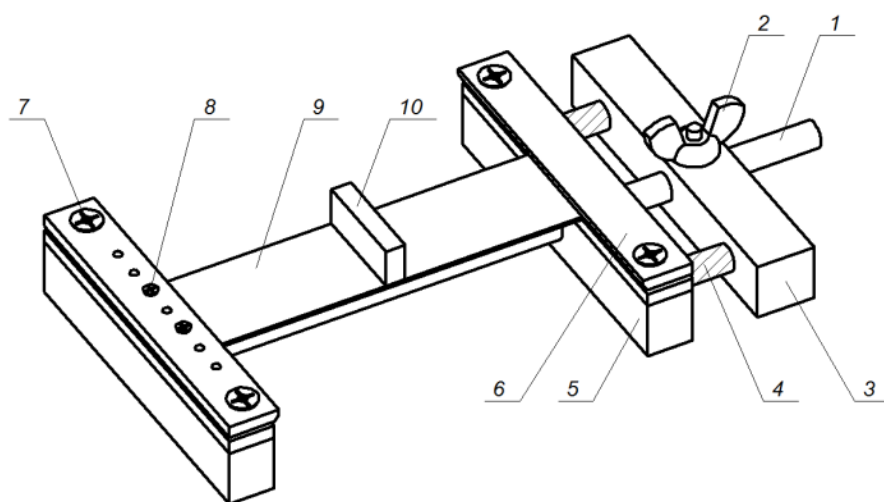
- найбільш чутливими до резонансних станів є друковані плати, встановлені в пристосуванні горизонтально, а найменш чутливими є ті, що встановлені вертикально. Це пояснюється тим, що залежно від того, як розташовані плати – вертикально чи горизонтально – пружні характеристики об'єктів дослідження будуть відрізнятися;
- амплітуди коливання електронних модулів встановлених на друкованих

платах в декілька разів перевищують амплітуди коливання самих плат жорстко закріплених в кріпильному пристрої, що спростовує ідею зменшення амплітуди вібрацій друкованих плат за рахунок їх жорсткого монтажу до несівної конструкції.

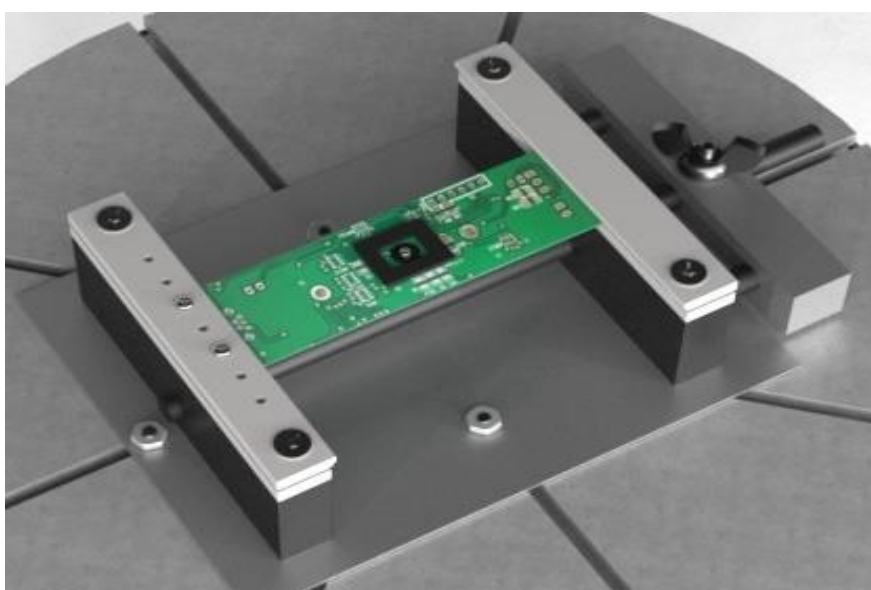
Для проведення експериментальних досліджень в умовах максимально наближених до експлуатаційних був створений спеціальний пристрій для кріплення друкованих плат (рис. 4.9), який представляє собою механізм типу «лещата». В кріпленні стаціонарна (ліва) частина лещат оснащена пазом та наскрізними фіксуєчими гвинтовими стяжками 8, які проходять через монтажні отвори в друкованій платі 9. Діаметр отворів перевищує діаметр гвинтів, що дозволяє одну ступінь вільності та імітує нерухоме шарнірне з'єднання. Пересувна (права) частина лещат дозволяє адаптувати пристрій до потрібної довжини досліджуваної плати, край плати утримується пазом, який дозволяє два ступеня вільності імітуючи рухоме шарнірне з'єднання. Сам пристрій жорстко кріпиться до вібростенду ВЕДС-200.

Визначення максимальних напружень, які виникають в небезпечному перерізі плати, здійснюються за показниками тензодатчика встановленого в місці розташування зосередженої маси, таким чином забезпечується вимірювання саме максимальних деформацій та, розрахунком за законом Гука, визначення максимальних напружень в зовнішніх шарах друкованої плати. Тензодатчик розташований на поверхні плати протилежній до розташування зосередженої маси. Сигнал від тензодатчика передається на систему тензометричного контролю.

Максимальні прогини визначаються за показниками вібродатчика, який вимірює вібропереміщення центру досліджуваних плат. Другий вібродатчик закріплений на кріпильному пристрої контролює задані коливання. Сигнали від двох вібродатчиків типу АВС 032 подаються на систему вібраційного контролю. Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливань, що задаються, здійснюється за допомогою звукового генератора. Для виявлення резонансу об'єктів дослідження використовується метод коливальної частоти.



а)



б)

Рис. 4.9. Пристрій кріплення друкованих плат: 1 – шток; 2 – затискач;
3 – регулятор глибини; 4 – пружини; 5 – опорні колодки; 6 – притискна пластина;
7 – гвинтові затискачі; 8 – гвинтові фіксатори; 9 – друкована плата; 10 –
зосереджена маса

Об'єктом експериментального дослідження були друковані плати із характеристиками вказаними в табл. 2.5. Вібраційне випробування проводилось під дією постійного динамічного навантаження амплітудою P_0 , яке забезпечувалось постійним заданим віброприскоренням $a_0 = 10 \text{ м/с}^2$.

Першим завданням було експериментальне визначення максимальних значень напруження, в тому числі статичного напруження $\sigma_{cm}(x)$, повного

напруження $\sigma_{\max}(x)$ та динамічного напруження $\sigma_{\text{дин}}(x)$ в залежності від лінійної координати x розташування зосередженої маси по довжині плати l . Зазначені напруження були визначені для двох значень x : 1) $x = 0,1l$; 2) $x = l/2$.

Препарування тензодатчиками проводилось в ненавантаженому стані друкованих плат до уставки їх в кріпильний пристрій та вібростенд. Зняття статичних відносних деформацій та відповідних їм статичних напружень $\sigma_{\text{ст}}(x)$ виконувалось після встановлення в робоче положення на вібростенді, але ще до запуску вібраційного випробування. В процесі вібраційного випробування на першій критичній частоті ω_0 резонансного збудження відбувалась реєстрація максимальних значень повних напружень $\sigma_{\max}(x)$. Значення максимальних динамічних напружень $\sigma_{\text{дин}}(x)$ визначались як різниця повних та статичних напружень:

$$\sigma_{\text{дин}}(x) = \sigma_{\max}(x) - \sigma_{\text{ст}}(x). \quad (4.1)$$

Результати вібраційного обстеження подані в табл. 4.4. В таблиці наведені середні значення параметрів отримані в результаті 5-ти кратних випробувань в порівнянні із результатами математичного моделювання.

Таблиця 4.4 – Залежність $\sigma_{\text{ст}}(x)$, $\sigma_{\max}(x)$ та $\sigma_{\text{дин}}(x)$

Параметри	$\omega_0(x)$, рад/с	$\sigma_{\text{ст}}(x)$, МПа	$\sigma_{\max}(x)$, МПа	$\sigma_{\text{дин}}(x)$, МПа	$\Delta\sigma(x)$, %
Експериментальні значення					
$x = 0,1l$	475,8	0,39	18,96	18,57	2,05
$x = l/2$	176,9	1,11	20,7	18,96	5,36
Математичне моделювання					
$x = 0,1l$	500,057	0,432	20,142	19,71	2,145
$x = l/2$	180,021	1,2	20,91	19,71	5,739
Відносне відхилення, %					
$x = 0,1l$	4,85	9,72	5,8	5,78	—
$x = l/2$	7,73	7,5	1,01	3,8	—

Порівняння максимальних значень шуканих напружень отриманих експериментальним шляхом із результатами математичного моделювання (2.69)

показує їх незначну розбіжність від 3,8 до 9,72 %.

Крім цього, випробування підтвердили висновок про те, що оцінювання максимального напруження в небезпечному перерізі друкованої плати можна здійснювати за максимальним динамічним напруженням (2.73) із незначним відхиленням в 5,36 %, та виміряний рівень динамічних напружень можна вважати незалежним від x із незначним відхиленням в 2,01 %.

Наступним завданням було експериментальне визначення максимальних значень зазначених вище напружень в залежності від довжини друкованої плати при чому зосереджена маса була встановлена по центру друкованої плати.

Відповідно до математичної моделі (2.75) мінімальна допустима довжина друкованої плати $l_{min} = 273$ мм розрахована при заданих інших постійних параметрах друкованої плати (табл. 2.5) та діючому динамічному навантаженні P_0 , яке забезпечувалось постійним заданим віброприскоренням $a_0 = 10$ м/с². Таким чином, для динамічних випробувань були взяті дві плати, які відрізнялись тільки довжиною: 1) l_{min} ; 2) $l = 350$ мм $> l_{min}$.

Як і в попередньому дослідженні в табл. 4.5 наведені середні значення параметрів отриманих в результаті 5-ти кратних випробувань в порівнянні із результатами математичного моделювання.

Таблиця 4.5 – Залежність $\sigma_{max}(l)$ та $\sigma_{дин}(l)$

Параметри	$\omega_0(l)$, рад/с	$\sigma_{ст}(l)$, МПа	$\sigma_{max}(l)$, МПа	$\sigma_{дин}(l)$, МПа	$\Delta\sigma(l)$, %
Експериментальні значення					
l_{min}	88,5	2,09	16,93	14,84	12,34
$l > l_{min}$	60,2	2,33	15,15	12,82	15,38
Математичне моделювання					
l_{min}	96,38	1,852	17,825	16,00	10,21
$l > l_{min}$	66,39	2,321	16,456	14,135	14,17
Відносне відхилення, %					
l_{min}	8,17	12,85	5,02	7,25	—
$l > l_{min}$	9,32	0,39	7,94	9,3	—

Порівняння максимальних значень шуканих напружень отриманих експериментальним шляхом із результатами математичного моделювання (2.66) показує їх незначну розбіжність від 0,39 до 12.85 %, що дозволяє використовувати математичну модель (2.75) для визначення мінімальної довжини друкованих плат, яка забезпечує виконання умови міцності $\sigma_{дин} \leq [\sigma]$ навіть в умовах резонансного збудження.

4.2 Вплив пружно-дисипативних параметрів механічних зв'язків на виникнення та передачу динамічного навантаження на різних рівнях конструктивної складності конструкцій ЕА

4.2.1 Вплив пружно-дисипативних характеристик каркасу несівної конструкції блоків електронної апаратури на збудженість коливань друкованих плат

Передача вібрацій з опор блока на функціональні плати відбувається через стінки корпусу, конструктивні елементи, місця кріплення плат і т.п. Однією із задач дослідження було встановлення зміни рівня вібрацій на функціональних платах внаслідок зміни пружно-дисипативних характеристик стінок корпусу блока шляхом їх виготовлення з матеріалів, що раніше були відібрані як такі, що володіють високими демпфувальними властивостями.

Оскільки із наявних демпфувальних матеріалів були листи із конструкційного склотекстоліту товщиною 1,5 мм, було вирішено провести порівняльні випробування серійної конструкції із конструкцією корпусу, де замість стінок із алюмінієвого сплаву будуть встановлені пластини з склотекстоліту, та конструкцією блока, яка складалась із каркасу без стінок взагалі. Слід зазначити, що згинальна жорсткість наявних листів з склотекстоліту суттєво нижче жорсткості листів із алюмінієвого сплаву, з якого виготовлені стінки серійного блока. Отже, випробування проводили для трьох модифікацій конструкції корпусу:

- 1) серійний корпус зі стінками із алюмінієвого сплаву товщиною 1 мм;

2) серійний корпус зі стінками із демпфувального склотекстоліту товщиною 1,5 мм;

3) серійний корпус без бічних стінок.

Об'єктами випробувань були обрані два типи друкованих плат, що встановлюються в блоках ЕА, які відрізняються пружними та інерційними характеристиками. Перша плата (ДП₁) характеризується відносно невеликою масою та жорсткістю, друга плата (ДП₂) має найбільшу, серед встановлюваних в блоках, масу і є більш жорсткою.

Досліджувані плати були препаровані тензодатчиками опору типу МПВ-3-50, розташованими на поверхні плат, та вібродатчиком типу АВС 032, встановленим в центрі плат, за схемою, показаною на рис. 4.10. Тензодатчики та вібродатчики були підключені до систем тензометричного контролю та вібраційного контролю відповідно.

Контроль за заданою частотою коливань здійснювався за шкалою генератора вібростенда ВЕДС-200А, а контроль за рівнем заданих на столі вібростенда віброприскорень проводився за мілівольтметром вбудованим в пульт управління вібростендом і відповідним чином запрограмованим.

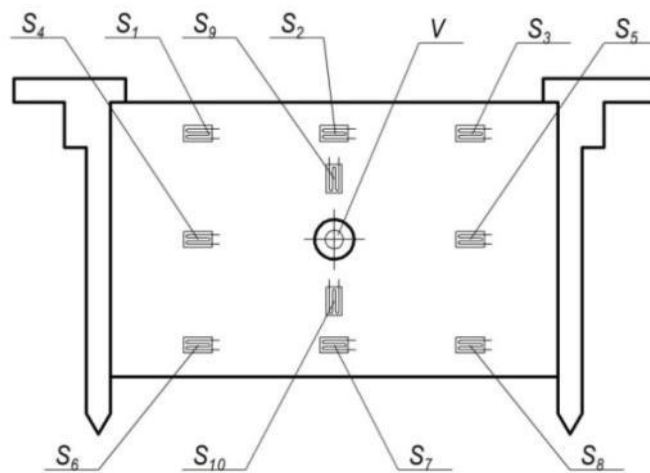


Рис. 4.10. Схема розташування вібраційного датчика V та тензодатчиків S_i на поверхні плати

Експеримент проводився в такий спосіб. Корпус із встановленими

друкованими платами препаративними вібро- і тензодатчиками закріплювалося на платформі вібростенда в вертикальному положенні. В такому положенні плати розташовувалися горизонтально і напрямок збуджуваних вібрацій збігався з напрямком мінімальної жорсткості плат. При такому положенні амплітуда їх коливань була максимальною. Друковані плати встановлювалися і кріпилися в корпусі за заводською технологією.

На початку плавно змінювали частоту в діапазоні від 0 до 500 Гц протягом 60 с при підтримці постійного рівня віброприскорень на столі вібростенда і одночасно проводили запис показників всіх датчиків.

Для уточнення положення можливих резонансних частот і проведення більш точних вимірювань навколо передбачуваного резонансу шляхом зміни частоти (коливання) вгору і вниз уточнювали його значення. Далі встановлювали на цих частотах заданий рівень вібрацій і проводили запис показників датчиків.

Для виключення впливу величини моменту затягування болтів, якими виріб кріпився до платформи вібростенда, на передачу вібрацій, при проведенні експериментів, затягування болтів підтримувалось постійним.

Для оцінки впливу пружно-дисипативних характеристик корпусу блока на передачу вібрацій до друкованих плат розраховувався коефіцієнт передачі віброприскорення:

$$w = a_{\Pi} / a_0, \quad (4.2)$$

де a_{Π} – середні значення віброприскорення друкованої плати, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$; a_0 – віброприскорення рухомої платформи вібростенда, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$.

Слід зазначити, що значення коефіцієнту передачі віброприскорення, як і значення коефіцієнту передачі вібропереміщення, відповідно до математичної моделі (2.55) виражено наступною формулою:

$$w = \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4n^2\omega^2}{\omega_0^4}}}. \quad (4.3)$$

Тобто величина w представляє собою коефіцієнт передачі коливань

(вібрацій), який не залежить від заданої амплітуди коливань Y_0 . А для умов резонансу:

$$w = \frac{\omega_0}{2n}. \quad (4.4)$$

Необхідно відзначити, що матеріали випробувань наведені тільки для частот збудження до 100 Гц, оскільки в діапазоні частот 100–5000 Гц коливання розглянутих об'єктів дослідження практично не збуджувались. За результатами проведених випробувань були побудовані амплітудно-частотні характеристики коефіцієнту передачі віброприскорення (рис.4.11) для друкованих плат ДП₁ та ДП₂.

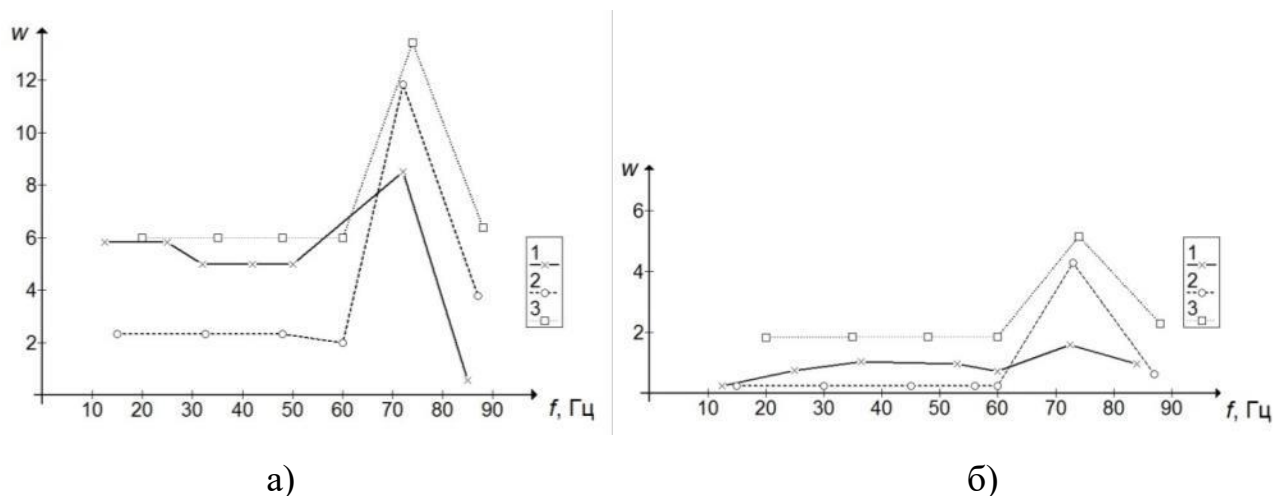


Рис. 4.11. Амплітудно-частотні характеристики коефіцієнту передачі віброприскорення плат ДП₁ (а) та ДП₂ (б), встановлених у корпусах блоків модифікацій 1–3

Амплітудно-частотні характеристики виявили збільшення коефіцієнту передачі вібрацій із зменшенням жорсткості бічних стінок корпусу, що можна пояснити зменшенням конструкційного демпфування, обумовленого силою сухого тертя, яке перевершує демпфування, зумовлене силою внутрішнього в'язкого тертя в матеріалі деталей. Так, через меншу жорсткість стінок із склотекстоліту, незважаючи на те, що демпфувальні властивості їх вище, ніж у стінок із алюмінію, відбулося збільшення коливань. При ще більшому зниженні жорсткості корпусу тобто при випробуванні тільки каркаса, передача вібрацій на плату ще більше зростає. Цей висновок також підтверджується різницею значень сумарного

логарифмічного декременту коливань друкованих плат вимірюного в досліджених модифікаціях корпусів. Так, для серійної конструкції він дорівнює 0,812 %, для корпусу зі стінками із склотекстоліту – 0,756 % та без стінок – 0,733 %. Вимірювання логарифмічного декременту коливань здійснювалося за графіком вільних згасаючих коливань після одноразового виведення блока із стану рівноваги.

Слід зазначити, що зміна конструкції корпусу блока не призвела до суттєвого зміщення резонансної частоти коливань друкованих плат, яка обумовлена пружно-дисипативними властивостями самих плат, і не може забезпечити частотне відлаштування від резонансу.

Експериментальні АЧХ (рис. 4.11) демонструють подібність частотних характеристик, але суттєву різницю амплітудних значень, коефіцієнтів передачі віброприскорення для двох типів плат, що пояснюється відмінністю їх пружно-інерційних характеристик і привертає більшу увагу до детального дослідження плати типу ДП₁, яка є більш чутливою до передачі вібрацій.

В таблицях 4.6 та 4.7 подані значення віброприскорень та напружень функціональної плати ДП₁ при фіксованих значеннях резонансних частот. Збудження коливань здійснювалось в діапазоні частот від 0 до 100 Гц з амплітудою віброприскорення, що задається на столі вібростенда і дорівнює 10 м/с².

Таблиця 4.6 – Віброприскорення на платі ДП₁ на резонансних частотах

Модифікація корпусу блока ЕА	1						2			3
Резонансна частота, Гц	12,5	25	32	42	50	72	15	32,5	72	72
Віброприскорення виміряне на платі, м/с ²	58,3	58,3	50	50	50	85	16	20	118,4	133,4

Відповідно до закону Гука для лінійних деформацій значення відносних деформацій зареєстровані тензодатчиками під час випробувань були використані для розрахунку нормальних напружень в матеріалі досліджуваних плат, при цьому

було прийнято значення модуля Юнга для склотекстоліту $E = 14$ ГПа. Підраховані значення максимальних напружень, які виникали в окремих місцях функціональної плати ДП₁ при фіксованих значеннях частот коливань, що мають резонансний характер, наведені в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Максимальні значення напружень на платі типу ДП₁ на резонансних частотах

Модифікація корпусу блока ЕА	1						2			3
Резонансна частота, Гц	12,5	25	32	42	50	72	15	32,5	72	72
σ , МПа	14,58	14,58	12,50	12,50	12,50	21,25	4,00	5,00	29,60	32,80

Аналіз матеріалів, поданих в таблицях 4.6 та 4.7 свідчить про те, що максимальне віброприскорення і напруження на платі мають місце на частоті 72 Гц де проявляється власний резонанс плати, в той час як на інших резонансних частотах, викликаних іншими елементами блока, вібрації і напруження є значно меншими. Віброприскорення плат на частоті основного резонансу перевищують задані на опорах блока майже в 12 разів для корпусу зі стінками із склотекстоліту, і в 13 разів – для каркаса блока без стінок. Найбільші напруження на платі були отримані при випробуванні каркаса без стінок і досягали 32,8 МПа. Вони приблизно в 1,5 разів вище, ніж у серійного варіанта. Значення напруження на резонансній частоті друкованої плати у всіх варіантах перевищували допустиме напруження 16 МПа, а на інших резонансах були малими і не представляли небезпеки для міцності плати.

Таким чином, результати проведених випробувань блоків різної модифікації і їх вплив на коливання друкованих плат показують, що найкращою за пружно-інерційними і дисипативними характеристиками з точки зору зменшення рівня резонансних коливань плат є серійна конструкція блока, хоча цей рівень все ще є високим і небезпечним для плат, що визначає актуальність пошуку більш ефективних способів зменшення збудженості їх коливань.

Для встановлення впливу величини моменту затягування кріпильних болтів блока $M_{ЗБ}$ на рівень передачі вібрацій від опори до плат w (4.2) був проведений наступний експеримент. Блок зі стандартними стінками встановлювали на вібростенд і на частоті основного резонансу плати ДП₁ (72 Гц), підтримуючи незмінним рівень віброприскорення на столі вібростенда рівним $a = 10 \text{ м·с}^{-2}$, поступово змінювали момент затягування кріпильних болтів. На кожному ступені затяжки проводили запис показників датчиків. Залежність коефіцієнта передачі вібрацій від опори до плати ДП₁ від моменту затягування кріпильних болтів наведена на рис. 4.12.

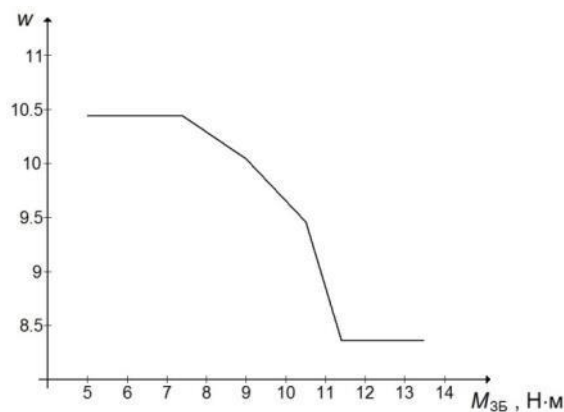


Рис. 4.12. Вплив моменту затягування кріпильних болтів на коефіцієнт передачі вібрацій від опори до функціональної плати ДП₁

З отриманої залежності видно, що з ростом моменту затягування болтів, що притискають корпус до столу вібростенда, передача вібрацій на плати знижується. Це підтверджує отриманий результат про те, що при зниженні жорсткості корпусу передача вібрацій на плати зростає.

Слід було б очікувати, що зменшення жорсткості пружно-дисипативного зв'язку, яким виступають стінки корпусу або кріплення корпусу до вібростенда, що служать ланками передачі вібрацій до друкованих плат, повинно було б приводити до зменшення абсолютного значення вібропереміщень друкованих плат (в 1-му випадку), або цілого корпусу (в 2-му випадку), як зменшення вібропереміщень матеріальних точок. Проте друкована плата сама представляє собою коливну систему (підсистему) і зменшення (зміщення) резонансної частоти основної

системи, внаслідок зміни жорсткості її пружно-дисипативних зв'язків, призводить до можливості співпадіння із резонансної частотою друкованої плати, що викликає небажане підвищення вібропереміщення друкованої плати.

Очевидно, важливим завданням зменшення передачі вібрацій та напружено-деформованого стану друкованих плат є створення та модифікація пружно-дисипативних зв'язків в коливній системі, яка безпосередньо включає в себе друковану плату.

4.2.2 Створення пружно-дисипативних зв'язків в конструкції вузлів кріплення друкованих плат

Конструкція вузлів кріплення друкованої плати до корпусу блока ЕА виконана за заводською технологією, в більшості випадків, не володіє абсолютною жорсткістю, завдяки чому впливає на передачу до плат вібрацій, які відчуває корпус. Тому одним із можливих способів зменшення передачі таких навантажень представляється створення додаткових або модифікація існуючих пружно-дисипативних зв'язків розташованих саме у вузлах кріплення друкованих плат.

Для проведення експериментальних досліджень було використано спеціальний кріпильний пристрій (див. рис. 6.24), пристрій в свою чергу жорстко монтувався на вібростенді.

Для визначення виникаючих в процесі досліджень віброперевантажень в центрі функціональної плати закріплювався п'єзоелектричний перетворювач типу АВС 032. Крім того, плати препарувалися тензорезистором, за показником якого та за законом Гука, визначались максимальні напруження в зовнішніх шарах небезпечного перерізу друкованих плат.

Контроль заданого віброперевантаження здійснювався п'єзоелектричним перетворювачем встановленим на кріпильному пристрої. Сигнали від двох вібродатчиків типу АВС 032 подавалися на систему вібраційного контролю. Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливань, що задаються, здійснювався за допомогою звукового генератора. Для виявлення резонансу об'єктів дослідження був застосований метод коливальної частоти в діапазоні від 5 до 500 Гц. На фіксованих резонансних частотах, які були виділені із вказаного

діапазону задавалося віброприскорення величиною до 10 м/с^2 і здійснювався запис коливань друкованої плати.

Описаним шляхом досліджено наступні варіанти кріплення друкованих плат (рис. 4.13–4.15), (рис. Д.1, Додаток Д):

- 1) у штатних пластмасових напрямних;
- 2) на віброізоляційній еластичній тканинній підвісці;
- 3) на віброізоляційній еластичній гумовій підвісці;
- 4) у штатних пластмасових напрямних, перекладених поролоном;
- 5) у спеціальних напрямних, обклеєних гумовою стрічкою;
- 6) на віброізоляційній (тканинній) підвісці із демпфером сухого тертя.

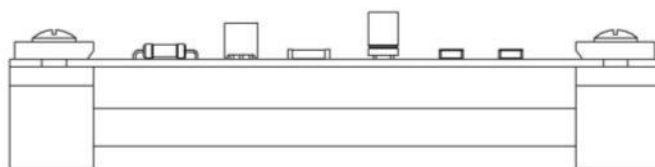


Рис. 4.13. Установка функціональної плати в пластмасових напрямних

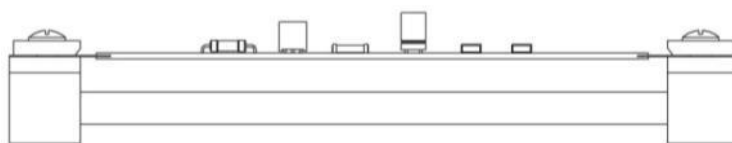


Рис. 4.14. Установка функціональної плати на віброізоляційній гумовій або тканинній підвісці

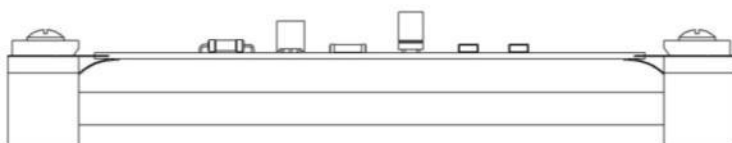
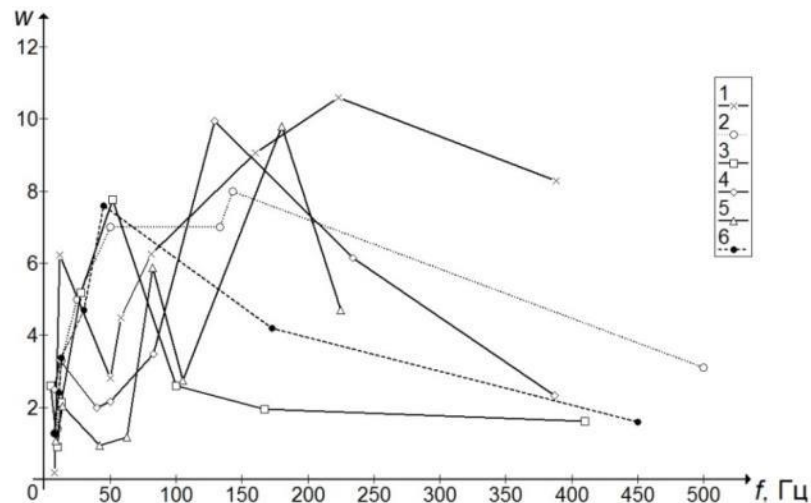


Рис. 4.15. Установка функціональної плати на віброізоляційній тканинній підвісці із демпфером сухого тертя

Матеріали експериментів наведені в таблиці Д.1 (Додаток Д) та на (рис. 4.16), показують, що модифікація наявних або створення додаткових пружно-дисипативних зв'язків в місцях кріплення друкованих план дозволяють збільшувати коефіцієнт демпфування за рахунок збільшення локальної дисипації

енергії коливання, але не дозволяють досягти потрібного зменшення динамічних напружень та прогинів, оскільки не впливають на коливання небезпечного перерізу друкованих плат, яким є центр плати в умовах резонансного збудження на першій критичній частоті за головною формою коливання.



1 – у штатних пластмасових напрямних; 2 – на віброізоляційній тканинній стрічці; 3 – на віброізоляційній гумовій стрічці; 4 – у штатних пластмасових напрямних, перекладених поролоном; 5 – у спеціальних напрямних, обклеєних гумовою стрічкою; 6 – на віброізоляційній тканинній стрічці з демпфером сухого тертя

Рис. 4.16. Амплітудно-частотні характеристики коефіцієнта передачі віброприскорень через різні варіанти конструкції вузлів кріплення друкованих плат

Так при серійному кріпленні плат їх віброперевантаження перевищували віброперевантаження столу вібростенда більш ніж в 10 разів. При кріпленні плат через тканинну підвіску віброперевантаження плати перевершували вібрації столу вібростенда приблизно до 8 разів. При кріпленні плати через тканинну підвіску, та при наявності демпфера сухого тертя спостерігався коефіцієнт передачі вібрацій більше 7.

4.2.3 Створення пружно-дисипативних зв'язків всередині та ззовні блоків електронної апаратури з метою зменшення збудженості друкованих плат

Об'єктом подальших досліджень були друковані плати, які встановлювалися

в корпусі модифікації 3 (серійний блок зі знятими стінками). Це було обумовлено необхідністю виключення впливу стінок як додаткових мас та пружно-дисипативних зв'язків.

Дослідження пружно-дисипативних зв'язків всередині та ззовні блоків електронної апаратури з метою зменшення збудженості друкованих плат виконувалось у наступних варіантах:

- 1) жорстка установка блоку ЕА на вібростенді;
- 2) м'яка установка блоку ЕА на гумових прокладках;
- 3) гнучке зв'язування плат (рис. 4.17);
- 4) жорстке зв'язування плат (рис. 4.17);
- 5) жорстке зв'язування плат із гумовими прокладками.

За результатами випробувань визначалися амплітудно-частотні характеристики плат, використовуючи для цього встановлений на платі вібродатчик. Необхідно відзначити, що в ході проведення випробувань, при установці блока за другим варіантом, на поверхні блока був встановлений вібродатчик, який контролював переміщення самого блока відносно рухомої платформи вібростенда.

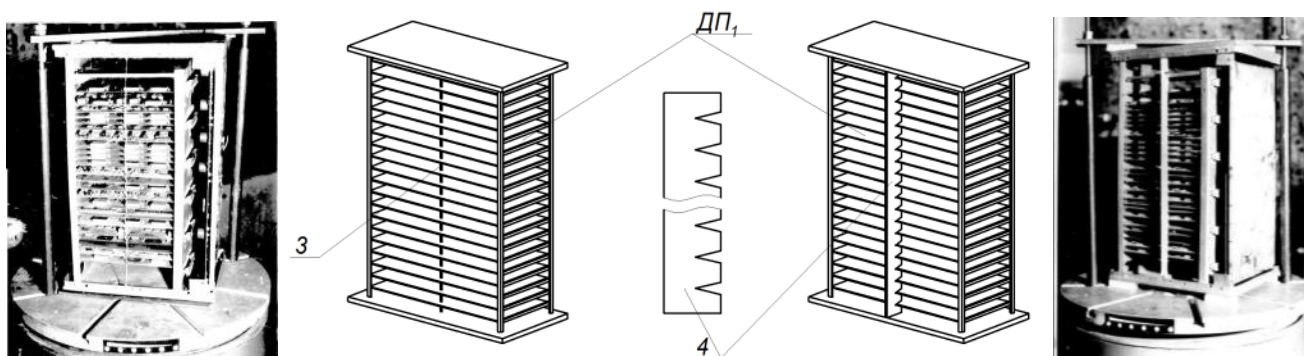


Рис. 4.17. Створення пружно-дисипативних зв'язків всередині несівної конструкції блоків ЕА

Спосіб гнучкого зв'язування плат полягає в тому, що через технологічні отвори в друкованих платах пропускався екранований кабель діаметром 4 мм, забезпечуючи, таким чином, їх додатковий пружно-дисипативний зв'язок. При цьому кабель, який кріпився на верхній та нижній основах корпусу,

встановлювався з деяким натягом для забезпечення жорсткості зв'язування плат. На цьому етапі роботи зусилля натягу не контролювались.

У схемі жорсткого зв'язування плат між платами встановлювалася планка, вирізана із композитного матеріалу із пазами на одній із крайок, виконаними так, щоб вони співпадали з розташуванням плат у блоці. Для варіювання параметрів пружно-дисипативного зв'язку плат між собою і корпусом в пазах планки була передбачена установка гумових прокладок.

Для виконання роботи використовувалось обладнання, описане в п.7.1.1. В центрі плати ДП₁ встановлювався вібраційний датчик ІС-313. Випробування проводилися наступним способом.

Блок без стінок закріплювався на платформі вібростенда в вертикальному положенні. У зв'язку з тим, що з плавною зміною частоти на столі вібростенда неможливо підтримувати незмінний рівень віброприскорень через інерційність системи «стіл вібростенда – контрольний вібродатчик – блок ЕА», було прийнято рішення проводити запис показників вібродатчика на фіксованих частотах при заданому постійному для даної частоти рівні віброприскорень. Тому за шкалою задаючого генератора вібростенда ВЕДС-200А після випробування «на прохід», послідовно встановлювали ряд тестових частот із діапазону 20–2000 Гц, щоб не пропустити резонанси. В подальшому столу вібростенда задавали рівень віброприскорень $10 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ в діапазоні частот 20–2000 Гц.

В ході вібраційних досліджень здійснювали запис показників вібродатчика, встановленого на функціональній платі. Для виключення випадкових помилок кожен експеримент повторювали тричі.

З метою виключення впливу величини моменту затягування кріпильних болтів на передачу вібрацій при проведенні експериментів, момент затягування болтів підтримувався постійним і рівним $14 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Для кожного варіанта вираховували коефіцієнт передачі вібрацій з опор блока на плату ДП₁ за формулою (7.1). Усереднені результати обчислень наведені в таблиці Д.2 (Додаток Д).

Залежності коефіцієнта передачі вібрації для плати ДП₁ від частоти для

серійного і досліджуваних варіантів умов монтажу друкованих плат подані на рис. 4.18.

Аналіз матеріалів (табл. Д.2, Додаток Д) і (рис. 4.18), показує, що власна частота плати ДП₁ лежить в районі $f_0 = 60$ Гц, що було підтверджено безпосереднім збудженням плати методом простукування. Всі заходи по захисту плати від вібрацій, що передаються від вібростенда через опори блока на плату, привели в основному до зменшення амплітуд коливань і віброприскорень на платі ДП₁, майже не змінивши її власної частоти. Найбільший ефект був досягнутий в результаті установки додаткового жорсткого зв'язку між платами, коли коефіцієнт передачі знизився більш, ніж в п'ять разів, проте коливання плат в районі резонансу (50–70 Гц) перевершували коливання, що задавались на вібростенді більше ніж в 5 разів.

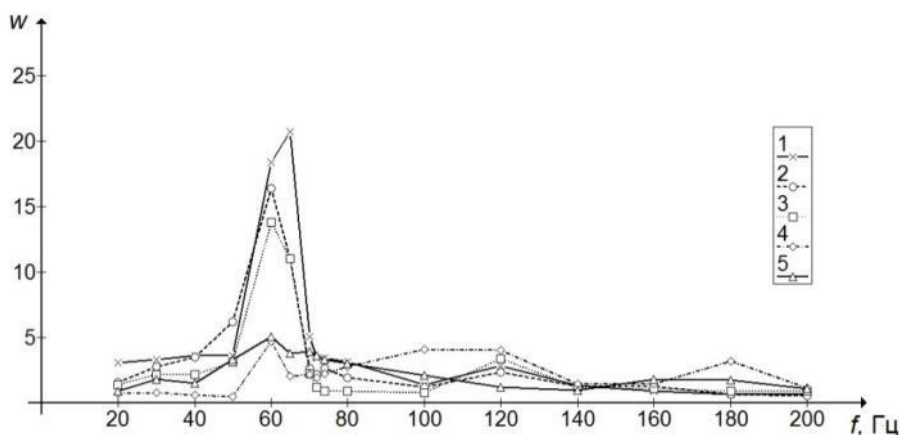


Рис. 4.18. Амплітудно-частотна характеристика коефіцієнта передачі амплітуди коливань з опор блока на плату ДП₁ в запропонованих варіантах 1 – 5 пружно-дисипативних зв'язків всередині та ззовні конструкції блоку

Поряд із використанням найбільш ефективних пружно-дисипативних зв'язків всередині блока ЕА використання м'якої установки самого блока спричиняє відносне підвищення збуджування коливань (рис. 4.19).

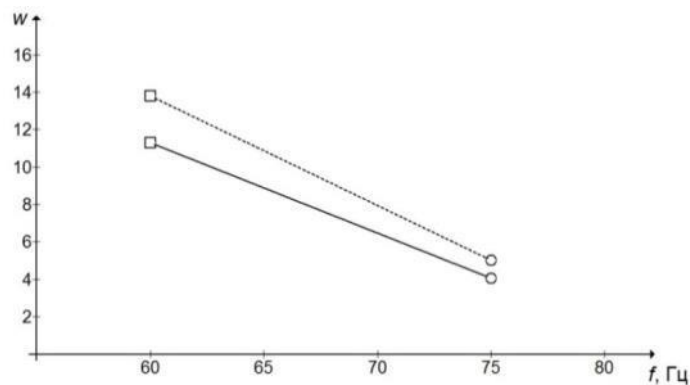


Рис. 4.19. Діаграма зміни резонансних значень коефіцієнта вібропередачі від опор блока до плат, закріплених в штатних напрямних при сумісному використанні їх механічного зв'язку: $\square$ – 3; $\circ$ – 4 для жорсткого (суцільна лінія) і м'якого (пунктирна лінія) встановлення корпусу блока на вібруючій основі

Зростання рівня збудженості коливань при податливій установці блока ЕА пояснюється зменшенням конструкційного демпфування коливань системи внаслідок незначного взаємного зміщення контактуючих поверхонь. З огляду на отримані результати представляє інтерес застосування найбільш ефективних способів використання їх пружно-дисипативного зв'язку всередині блока ЕА в умовах жорсткої установки самого блока ЕА на вібруючій основі.

4.2.4 Експериментальне підтвердження ефективності застосування демпферу сухого тертя в умовах резонансного збудження

Експериментальне випробування друкованої плати оснащеної демпфером сухого тертя (рис. 4.20) встановленого за схемою (рис. 2.65) проводилось при жорсткому встановленні несівного корпусу на вібраційному стенді ВЕДС-200.

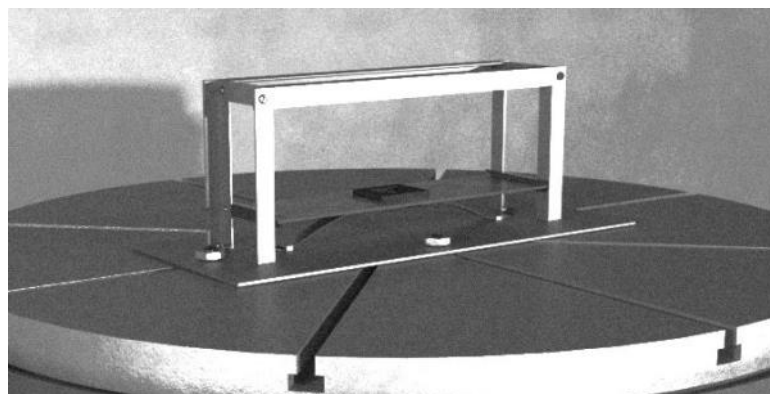


Рис. 4.20. Експериментальне випробування друкованої плати оснащеної демпфером сухого тертя

Фізико-механічні характеристики друкованої плати (див. табл. 2.5) та ДСТ (табл. 4.8) були визначені розрахунково-експериментальним методом пробних параметрів описаним в п. 5.3.1.

Таблиця 4.8. Фізико-механічні характеристики ДСТ

Матеріал	E_2 , ГПа	n_2 , с ⁻¹	$\mu_{тр}$
Сталь вуглецева	200	0,1	0,2

Мінімально допустиме значення жорсткості ДСТ $k_{ДСТ} = 718,75$ Н/м розраховане за формулою (5.1) за фізико-механічними параметрами друкованої плати та ДСТ дозволило, за методикою поданою в п.5.1.2, визначити потрібні геометричні параметри конструктивного виконання ДСТ представленого пів-еліптичною балкою прямокутного перерізу: 160×10×0,75 мм.

Визначення максимальних нормальних напружень в зовнішніх шарах основи друкованої плати здійснювалося за показниками тензодатчика встановленого в місці розташування зосередженої маси – по центру друкованої плати та розрахунком за законом Гука. Тензодатчик було розташовано на поверхні плати протилежній до розташування зосередженої маси. Сигнал від тензодатчика передавався на систему тензометричного контролю.

Максимальні прогини визначалися за показниками вібродатчика встановленого в центрі досліджуваної плати. Другий вібродатчик закріплений на кріпильному пристрої контролював задані коливання. Сигнали від двох вібродатчиків типу АВС 032 подавалися на систему вібраційного контролю. Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливань, що задаються, здійснювався за допомогою звукового генератора. Для виявлення резонансу об'єктів дослідження використовувався метод коливальної частоти.

Вібраційне випробування проводилось під дією постійного динамічного навантаження амплітудою P_0 , яке забезпечувалось постійним заданим віброприскоренням $a_0 = 10$ м/с².

Як і в п.4.1.2 препарування тензодатчиками та вібраційними датчиками проводилось в ненавантаженому стані друкованої плати до уставки її в несівний

корпус та на вібростенд. Зняття максимальних динамічних відносних деформацій і визначення відповідних їм напружень $\sigma_{дин}$ та реєстрація максимальних динамічних прогинів $\Delta_{дин}$ виконувалось після встановлення в робоче положення на вібростенді в процесі вібраційного випробування на першій критичній частоті ω_0 резонансного збудження.

Результати вібраційного обстеження подані в табл. 4.9. В таблиці наведені середні значення параметрів отримані в результаті 5-ти кратних випробувань та результати математичного і імітаційного моделювання двох видів друкованих плат: оснащених ДСТ і у заводському виконанні.

Таблиця 4.9 – Максимальні значення динамічних напружень та прогинів в друкованих платах із ДСТ та у заводському виконанні на першій критичній частоті резонансного збудження

Об'єкт дослідження	ω_0 , рад/с	$\sigma_{дин}^{max}$, МПа	$\Delta_{дин}^{max}$, мм
Друкована плата оснащена ДСТ	Експериментальні значення		
	198,5	15,08	3,52
	Математичне моделювання		
	216,29	16,00	4,11
Друкована плата	Експериментальні значення		
	163,1	18,96	4,75
	Математичне моделювання		
	180	19,71	5,07

Порівняння максимальних значень динамічних напружень та прогинів отриманих експериментальним шляхом із результатами математичного моделювання друкованої плати оснащеної ДСТ показує їх незначну розбіжність від 6,1 до 16,8 %, що може служити підтвердженням достатньої точності використання математичної моделі (2.88, 2.89), при чому отримана в розрахунках різниця може бути прийнята в якості запасу міцності в проєктних розрахунках друкованих плат.

Порівняльний аналіз максимальних значень динамічних напружень та прогинів отриманих при випробуванні двох видів друкованих плат: оснащеної ДСТ

та без ДСТ показав суттєве відносне зменшення вказаних параметрів на 20,5 % та 25,9 % відповідно, та забезпечення умови міцності та жорсткості, що може служити підтвердженням ефективності застосування ДСТ для зменшення максимальних динамічних напружень та прогинів в небезпечному перерізі друкованих плат в умовах інерційного резонансного збудження.

4.3 Вплив конструктивно-технологічних параметрів на виникнення та передачу деформацій у конструкціях друкованих плат

4.3.1 Оцінка монтажних напружень електронних компонентів та технології формування виводів дискретних компонентів

На основі теоретичного обґрунтування зменшення передачі напружень і деформацій від основи друкованої плати до встановлених на ній дискретних електронних компонентів за рахунок збільшення монтажної довжини їх виводів була запропонована технологія високого наскрізного монтажу. Експериментальне підтвердження ефективності запропонованої технології в порівнянні із технологіями низького наскрізного та поверхневого монтажу здійснювалось електротензометруванням електронних компонентів в умовах навантаження за схемою чистого згину.

Установка навантаження за схемою чистого згину та епюра згинальних моментів подані на (рис. 4.21), де P – сила, з якою відбувається навантаження під час випробування; Δ – прогин основи друкованої плати під дією навантаження; l – відстань між опорами, яка представляє собою довжину ділянки чистого згину; M – згинальний момент, який діє в поперечному перерізі друкованої плати.

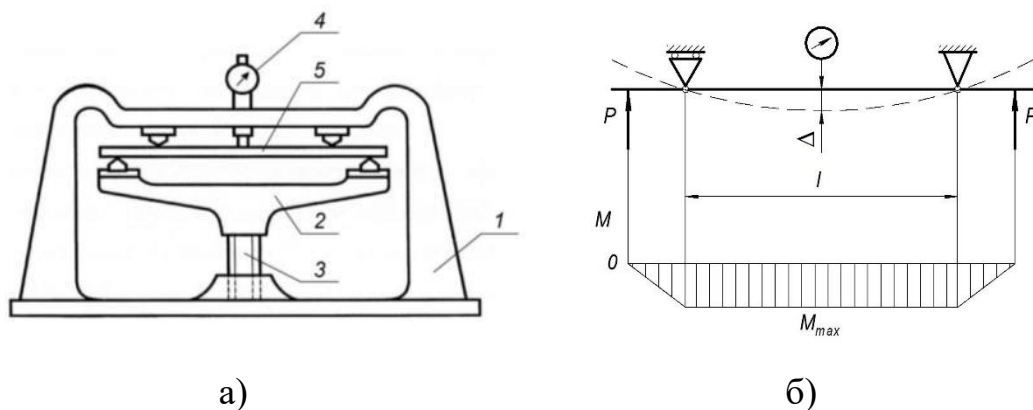
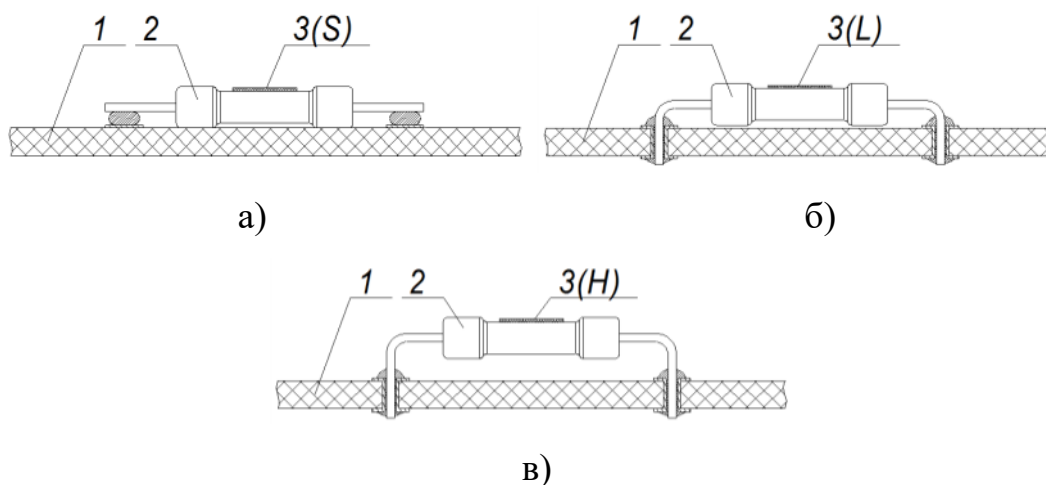


Рис. 4.21. Розрахункова схема (а) та установка для випробування (б) друкованих плат за схемою чистого згину: 1 – основа; 2 – рухома балка; 3 – гвинт підйому; 4 – індикатор годинникового типу; 5 – друкована плата

Навантаженню піддавалась друкована плата розмірами $180 \times 50 \times 1,5$ мм із встановленими металокерамічними резисторами. Резистори встановлювалися за трьома технологіями (рис. 4.22): а) поверхневого; б) низького; в) високого монтажу. Фото



1 – основа друкованої плати; 2 – резистор; 3 – тензодатчик МПБ

Рис. 4.22. Технології монтажу резисторів на друкованій платі

Три групи резисторів монтувалися в три ряди на ділянці друкованої плати, яка піддається деформації чистого згину (рис. 4.23). Кожен ряд представляв резистори монтовані за певною технологією, монтаж проводився паралельно поздовжньої осі друкованої плати.

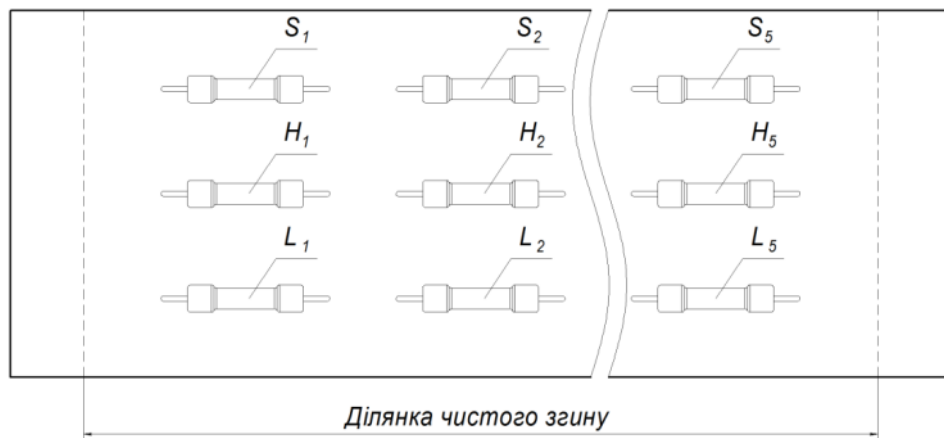


Рис. 4.23. Розташування резисторів на друкованій платі встановлених за технологією високого (H_j), низького (L_j) та поверхневого (S_j) монтажу

Максимально допустимий прогин $[\Delta] = 20$ мм, який вимірюється індикатором годинникового типу, був розрахований за формулою:

$$[\Delta] = \frac{[\sigma] l^2}{4 E h}, \quad (4.5)$$

відповідно до допустимого напруження друкованої плати $[\sigma] = 100$ МПа; $l = 140$ мм; $E = 14$ ГПа; $h = 1,5$ мм.

Допустиме напруження визначено в ході попередніх навантажень друкованих плат із використанням методів електротензометрії та акустичної емісії і забезпечує проведення випробувань виключно в зоні пружних деформацій. Тензометричний датчик кріпився в поздовжньому напрямку на ділянці чистого згину, датчик АЕ кріпився на поверхні друкованої плати. Відсутність сигналів АЕ в допустимому діапазоні відносних деформацій свідчила про наявність пружних та відсутність пластичних або руйнівних деформацій.

У таблиці Е.1 (Додаток Е) наведені значення коефіцієнтів передачі деформацій розраховані за матеріалами тензометрування резисторів та основи друкованої плати при максимальному прогині друкованої плати.

Аналіз отриманих матеріалів подано у вигляді гістограми (рис. 4.24) побудованої за середніми значеннями коефіцієнтів передачі деформацій для трьох видів досліджених технологій монтажу. Як видно із гістограми запропонована технологія високого наскрізного монтажу показала нульову передачу деформацій на відміну від технології низького наскрізного та, тим більше, поверхневого

монтажу, що слугувало експериментальним підтвердженням ефективності запропонованої технології.

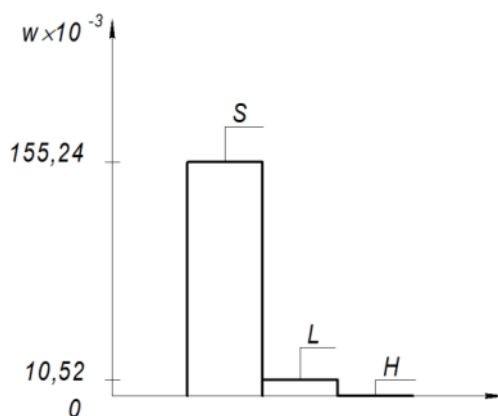


Рис. 4.24. Гістограма розподілу коефіцієнтів передачі деформацій в залежності від технології монтажу

Одним з найпопулярніших корпусів для багатовивідних мікросхем тривалий час залишається корпус типу DIP. Корпус DIP може бути виконаний з пластика (як в більшості випадків) і називається тоді – PDIP, або також з кераміки – CDIP. Ці мікросхеми призначені для наскрізного монтажу в металізованих отворах на ДП.

Для виявлення деформацій інтегральних мікросхем, обумовлених деформацією друкованої плати, проводилось їх експериментальне дослідження випробуванням в тестовій установці за схемою чистого згину показаній на рис. 4.21. Досліджувані мікросхеми розміром $9,2 \times 6,2$ мм монтувалися на однакових відстанях від центральної осі друкованої плати, в якості якої була обрана плата розміром $180 \times 50 \times 1,5$ мм виготовлена з фольгованого склопластику. На друковану плату встановлювались по три мікросхеми встановлені за двома технологіями монтажу. Першу технологію, яка застосовується в практиці виробництва виробів електроніки, як і в разі аналогічної установки резисторів (рис. 4.22, б) на друковану плату, назовемо технологією низького монтажу (L). В іншій запропонованій технології монтажу, яку назовемо технологією високого монтажу (H), мікросхеми монтувалися із зазором $\approx 2-3$ мм відносно основи друкованої плати. Схема монтажу та препарування корпусів мікросхем тензодатчиками T1, T2 та основи друкованої плати T3 наведена на (рис. 4.25).

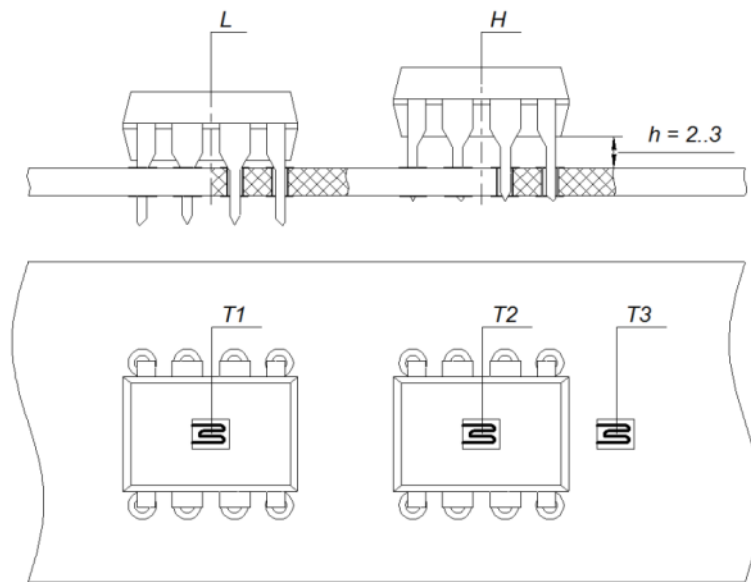


Рис. 4.25. Схема монтажу та препарування тензодатчиками корпусів мікросхем та основи друкованої плати

Механічне навантаження друкованої плати здійснювалося, як попередньому дослідженні, навантаженням за схемою чистого згину. В таблиці Е.2 (Додаток Е) подано значення коефіцієнтів передачі деформацій розраховані за матеріалами тензометрування мікросхем та основи друкованої плати при максимальному прогині друкованої плати.

Порівняння отриманих експериментальних даних (табл. Е.2, рис. 4.26) показує, що запропонована технологія високого монтажу дозволяє майже в три рази зменшити передачу деформації до корпусів мікросхем порівняно із технологією низького монтажу при однаковій деформації друкованої плати.

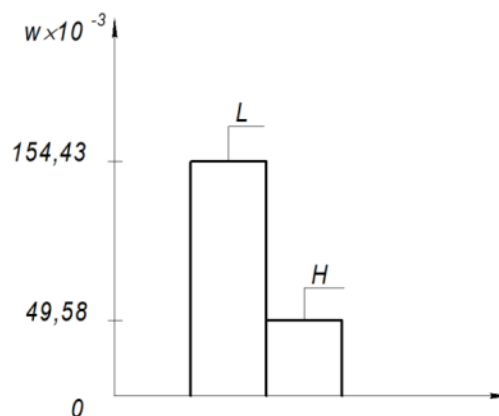


Рис. 4.26. Гістограма розподілу коефіцієнтів передачі деформацій до мікросхем встановлених за технологією високого та низького монтажу

Це означає, як було показано в п. 2.2.1, що передача деформацій до корпусів мікросхем залежить від жорсткості їх зв'язку із друкованою платою [178, 180].

Оцінка напружень, які виникають в процесі монтажу багатовивідних електронних компонентів, виявила наявність монтажних напружень і їх залежність від кількості та монтажної висоти припаяних виводів.

При виконанні технології монтажу електронних компонентів припаювання кожного з виводів до основи друкованої плати створює механічний зв'язок, який представляє собою жорстке і нерухоме заземлення, завдяки чому створює монтажні деформації та напруження у всіх з'єднувальних елементах та в електронних компонентах. Очевидно, що чим більшою є кількість припаяних виводів, тим складнішим буде напружено-деформований стан ЕК.

Монтажні деформації виникають у різних напрямках на площині ЕК: в поздовжньому ε_{nd} – між виводами в одному ряду; в поперечному ε_{np} – між виводами на протилежних сторонах ЕК; та в діагональному, як комбінація попередніх двох, тому препарування об'єктів дослідження проводилося за схемою показаною на рисунку 4.27.

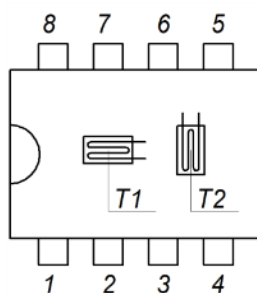


Рис. 4.27. Восьми-вивідна мікросхема препарована тензодатчиками T1, T2

Експериментальне дослідження виконувалося в наступній послідовності. Показання тензодатчиків до розпаювання мікросхеми приймалися за початкові. Подальші показання тензодатчиків реєструвались при послідовному відсіченні виводів мікросхеми від 1-го до 7-го. Такий експеримент проводили з партією мікросхем (10 шт.), усереднені значення відносних деформацій яких наведені в таблиці Е.3 (Додаток Е).

Залежність монтажних деформацій мікросхем від кількості відрізаних виводів (рис. 4.28) показала, що обрив або неякісне паяне з'єднання одного або декількох виводів здатне приводити до збільшення монтажних напружень електронного компонента.

Одним із способів зменшення монтажних деформацій слугує використання додаткового пружно-дисипативного зв'язку між монтажною платою та електронними компонентами, яким можуть бути монтажні адаптери (панелі) для мікросхем або електронних модулів. Експериментальне дослідження монтажних деформацій мікросхем встановлених на друкованій платі через адаптери з типом корпусу DIP (Dual In-Line Package) показали відсутність передачі монтажних деформацій від основи друкованої плати до мікросхем.

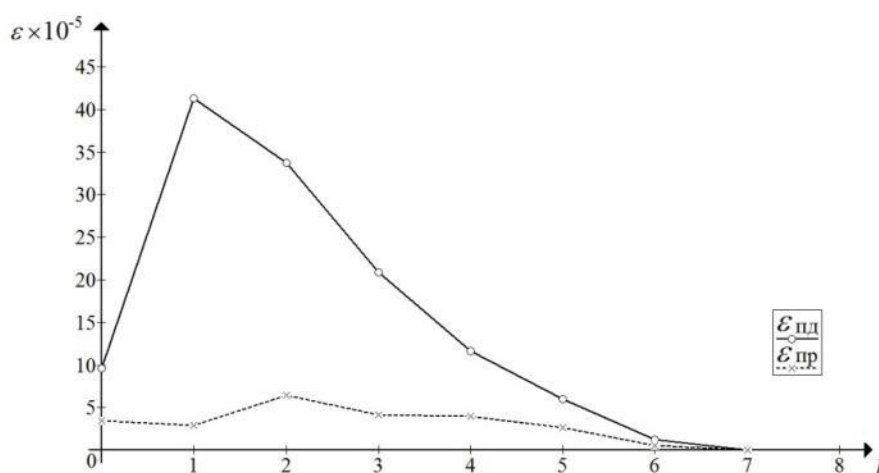


Рис. 4.28. Відносні деформації на поверхні восьми-вивідних мікросхем встановлених в монтажні адаптери залежно від кількості відрізаних виводів

4.3.2 Оцінка деформації контактних вузлів електронних компонентів

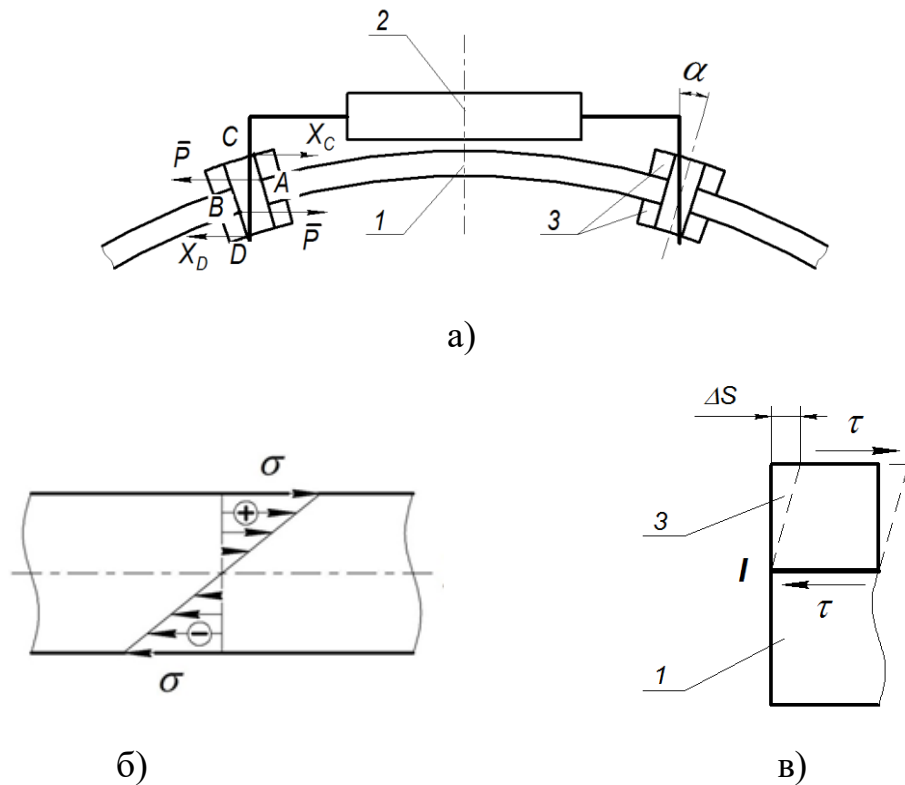
Приведені в даному пункті експериментальні дослідження впливу деформацій монтажних плат на деформації контактних вузлів показали, що контактні вузли є найбільш небезпечними – критичними елементами конструкції друкованих плат, їх так званою «слабкою ланкою».

На рис. 4.29, а показано приклад деформації ДП із монтованим на ній електронним компонентом. Така деформація виникає внаслідок згину основи ДП 1

і приводить до розтягу її верхніх шарів та стиску нижніх (рис. 4.29, б). При цьому осі наскрізних монтажних отворів повертаються на певний кут α і тягнуть за собою виводи ЕК, які утримуються в отворах шаром припою 3 та водночас поєднані жорстким механічним зв'язком із тілом електронного компонента 2.

Таким чином згин ДП та поворот металізованого отвору контактної площадки діє на відносно жорсткі виводи ЕК створюючи для них згинальний момент через пару сил $(\bar{P}, \bar{P})$ прикладених в двох точках A та B . В точці A виникає сила направлена від верхньої крайки отвору контактної площадки перпендикулярно до тіла виводу, а в діагонально-протилежній точці B сила направлена від нижньої крайки контактної площадки перпендикулярно до тіла виводу (рис. 4.29, а).

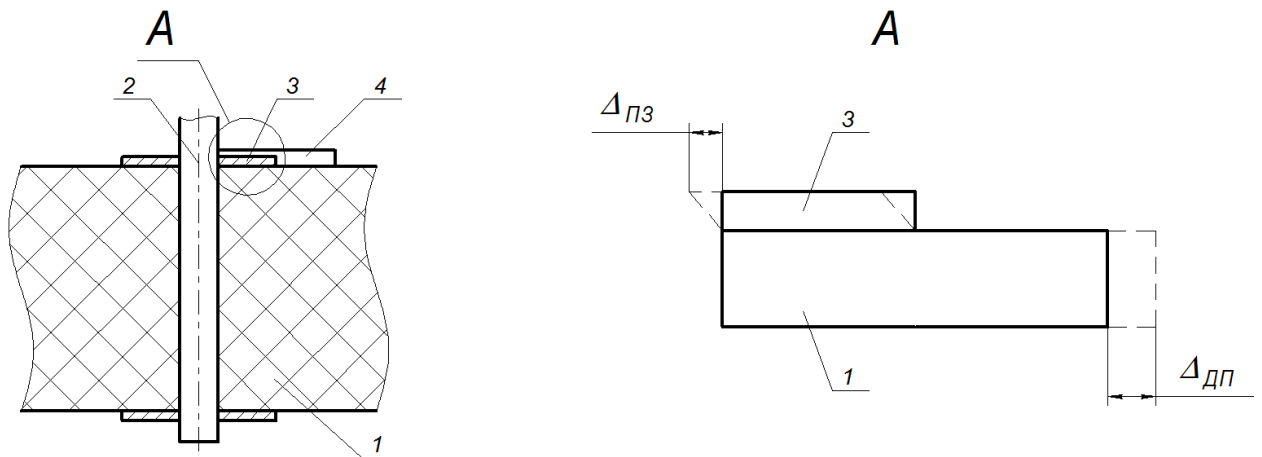
В свою чергу виводи ЕК через механічні нерухомі в'язі в точках C та D діють на припій. Навантаження на припій подано на схемі у вигляді горизонтальних складових реакцій $\bar{X}_C$ та $\bar{X}_D$. Внаслідок сумісної дії пари активних сил $(\bar{P}, \bar{P})$ і реактивних складових $\bar{X}_C, \bar{X}_D$ шар припою піддається деформації зсуву. Дотично до умовного перерізу $I-I$ між з'єднаними тілами, виникають дотичні напруження τ , в наслідок чого верхня грань тіла припою (нижня грань вважається жорстко закріпленою) здійснює абсолютний зсув $\Delta_{ЛЗ}$ (рис. 4.29, в). При цьому деформацією від інших видів навантаження (згин, розтяг/зтиск) можна знехтувати через відносно тонкий шар припою 0,2...0,5 мм.



1 – основа друкованої плати; 2 – електронний компонент; 3 – шар припою
 Рис. 4.29. Схема навантаження контактного вузла (а), епюра нормальних напружень в поперечному перерізі основи друкованої плати (б), дія дотичних напружень в шарі припою (в)

Завдяки найменшій міцності саме шар припою є потенційно найслабшою ланкою механічної системи. Для натурного визначення деформації паяного з'єднання було застосовано метод електротензометрії, при цьому було вирішено кріпити тензодатчики таким чином (рис. 4.30), щоб вимірювальна база тензодатчика 4 одночасно охоплювала ділянку шару припою 3 – перед, або за виводом 2 в паяному з'єднанні, та також рівну за розміром частину поверхні друкованої плати 1. Таким чином тензодатчик вимірював сумарну деформацію $\Delta_1 = \Delta_{пз} + \Delta_{дп}$, де $\Delta_{пз}$ – абсолютний зсув припою та $\Delta_{дп}$ – абсолютна деформація розтягу суміжної ділянки поверхні друкованої плати. Інший ідентичний тензодатчик встановлювався поруч на поверхні друкованої плати і вимірював деформацію тільки друкованої плати $\Delta_2 = 2\Delta_{дп}$. За показниками обох тензодатчиків визначався коефіцієнт передачі деформації від основи друкованої плати до паяного з'єднання за формулою:

$$w = 2\Delta_1/\Delta_2 - 1. \quad (4.6)$$



1 – основа друкованої плати; 2 – вивід електронного компонента; 3 – шар припою;
4 – тензометричний датчик

Рис. 4.30. Схема препарування контактної вузла тензометричним датчиком

Для проведення експериментального дослідження на друковану плату розміром 180×50×1,5 мм були встановлені 2 адаптери з типом корпусу PDIP 8 розміром 10,16×7,62 мм з прямими виводами. Вибір адаптера в якості об'єкта експерименту був обумовлений однорідністю його структури та рівномірністю передачі монтажних деформацій на відміну від мікросхем або електронних модулів. Після підготовки поверхонь для наклейки датчиків контактні площадки адаптерів були препаровані тензодатчиками МПБ базою 3 мм 1, 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15, а паралельно їм на поверхню друкованої плати поблизу зазначених датчиків були наклеєні ідентичні тензодатчики (2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16) (рис. 4.31). Випробування здійснювалися за схемою чистого згину в режимі описаному в п.4.3.1.

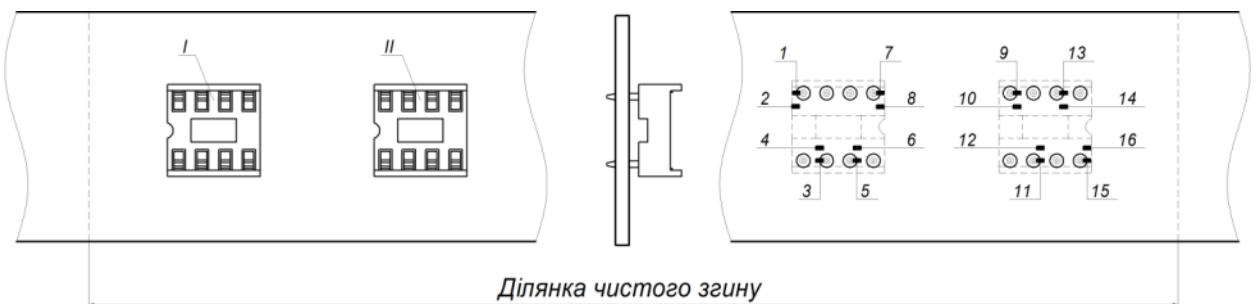


Рис. 4.31. Схема препарування контактних вузлів і друкованої плати

Отримані в результаті випробувань значення коефіцієнтів передачі деформацій до контактних вузлів подані в таблиці Е.4 (Додаток Е). З наведених даних випливає, що в середньому деформації в контактних вузлах приблизно в 7,5 разів перевершують деформації на друкованій платі. І враховуючи їх відносно малу міцність їх можна вважати слабкою ланкою конструкції друкованих вузлів.

Друковані плати, ще до установки на них електронних компонентів, можуть знаходитись в початковому деформованому стані обумовленому недосконалостями технології їх виробництва. Окрім цього, в подальшому процесі монтажу електронних компонентів також виникають деформації викликані способом монтажу та процесом кристалізації припою. Далі при інсталяції такої плати в кріплення чи направляючі блоку відбувається її розпрямлення, що призводить до появи деформацій, які передаються до встановлених ЕК та в більшій мірі, як показано в п.3.1.5, до контактних вузлів і служить причиною їх руйнування.

Відповідно до стандарту [30] встановлюється такий показник якості друкованої плати, як площинність, для оцінки якого застосовують дві характеристики: згин та скручування. Згин характеризується циліндричною або сферичною кривизною друкованої плати, причому всі чотири кути якої знаходяться в одній площині. Скручування характеризується спіральним викривленням двох протилежних крайок основи друкованої плати.

Вимірювання згину, скручування або будь-якої їх комбінації проводять відповідно до [29]. В цьому тест-методі виконуються три процедури контролю деформації плат, дві з яких дають тільки альтернативний результат про придатність або не придатність, тобто відображають відсутність або наявність деформації, третя процедура представляє собою контрольний метод точного визначення згину. У вказаних методах тестована плата встановлюється на прецизійну плиту випуклістю доверху та використовуються вимірювальні щупи, що підкладаються під вигнуту частину плати. За розмірами щупів та розмірами тестованої плати розраховується максимальний прогин плати по довжині та ширині. Процедури вимірювання скручування ідентичні перевірці згину плати, з відмінністю необхідності вимірювання її діагоналі.

Для класів плат 1–3 припустимо наступне:

– друковані плати, призначені для поверхневого монтажу, повинні мати згин і скручування не більше 0,75 %;

– для всіх інших типів друкованих плат згин і скручування не повинні перевищувати 1,5 %.

На відміну від стандартних методів, було запропоновано методику, яка не тільки вимірює ступінь деформування основи друкованої плати, а й враховує передачу деформації від основи друкованої плати до електронних компонентів та інших конструктивних елементів друкованої плати, в особливості тих, які володіють найнижчою міцністю, якими як було показано раніше є контактні вузли – паяні з'єднання ДП.

В поданому дослідженні при визначенні місць з найбільшими деформаціями, що виникають при коробленні друкованої плати керувалися такими міркуваннями:

– відтворити задане викривлення плати складно, тому для випробування брали плати функціональних вузлів вже покороблені і, розпрямляючи їх, вважали, що на розпрямленій платі створюються ті ж деформації, що і при утворенні короблення, але з протилежним знаком;

– найбільші деформації виникають там, де кривизна викривлення найбільша (що підтвердили експерименти).

У місцях максимальних деформацій встановлювали електронні компоненти для подальшого дослідження. У якості зразків електронних компонентів були взяті резистори, описані в п. 4.3.1, при їх монтажі за заводською технологією низького наскрізного монтажу (див. рис. 4.22, б). У такому положенні деформації основи друкованої плати в найбільшій мірі передаються електронним компонентам та паяним з'єднанням, які через їх найменшу міцність становлять найбільший інтерес для оцінки деформацій основи друкованої плати. Тому тензодатчики встановлювалися відповідно до методики описаної вище.

При проведенні досліджень необхідно також було враховувати наступне: короблення плат – це їх постійна деформація, і зусилля, які після короблення плати, передаються на ЕК, діють тривалий час, створюючи в останніх постійні деформації і напруження. Тому плата була розпрямлена і залишена в такому положенні на

шість діб, під час яких знімалися показники абсолютних деформацій, що виникають на поверхні друкованої плати і одночасно в паяних з'єднаннях аналогічно методиці описаній вище. Температура при цьому підтримувалася в межах від 17,5 до 19° С. Перед проведенням експерименту були зафіксовані початкові показники тензодатчиків. Дані експерименту наведені в таблиці 4.10.

Таблиця 4.10 – Абсолютні деформації при витримці друкованої плати в розпрямленому стані

№ з/п	Схема і місце розміщення тензодатчика	Абсолютні деформації ($\Delta \times 10^{-5}$) в часі витримки після розпрямлення						
		5 хв	15 хв	18 год	40 год	65 год	89 год	117 год
1	Паяне з'єднання	2,5	7,0	7,8	11,5	14,0	14,5	14,5
2	Основа друкованої плати	1,0	1,0	1,5	4,5	7,5	7,5	9,0

Дані експерименту показують, що деформації паяних з'єднань та також основи плати зростають і досягають свого максимального значення після сорока годин і більше при кімнатній температурі.

4.3.3 Вплив герметизації друкованих плат на передачу деформацій до їх компонентів

Інсталяція та закріплення ДП в корпусі електронного блоку в більшості випадків створює умови для виникнення та передачі деформацій як експлуатаційних так і технологічних – створених початковою кривизною основи ДП та монтажем ЕК. Як було встановлено раніше, деформації ЕК залежать від багатьох чинників: конструктивного виконання, способу монтажу, кількості і жорсткості виводів тощо. Водночас спостерігався великий розкид деформацій і їх мінливість у часі. Все це викликало припущення про виникнення повзучості та релаксації, наслідки яких мають місце під час експлуатації. При цьому повзучість змінює деформації, а напруження або навантаження залишаються постійними, тоді як релаксація зменшує напруження, а загальна деформація залишається постійною. У цьому випадку вирішальне значення має час завантаження матеріалу.

Відомо, що вироби з пластмас і полімерів володіють більшою схильністю до повзучості і релаксації навіть при нормальній температурі, ніж, наприклад, метали, кераміка, граніти тощо. У поданій роботі досліджувався вплив часу перебування під навантаженням друкованої плати на величину деформацій змонтованих на ній плат електронних модулів.

Для експерименту було взято друковану плату розмірами 300×75 мм, з фольгованого склопластику, та два типи модулів розмірами 17×9 мм – із загальною герметизацією і без герметизації компаундом, припаяних за технологією наскрізного монтажу. В цьому експерименті друкована плата виконувала роль балки у випробуванні на чотириточковий згин. З метою забезпечення рівномірності навантаження модулі були встановлені тільки на ділянці чистого згину, а самі випробування проводили в три етапи.

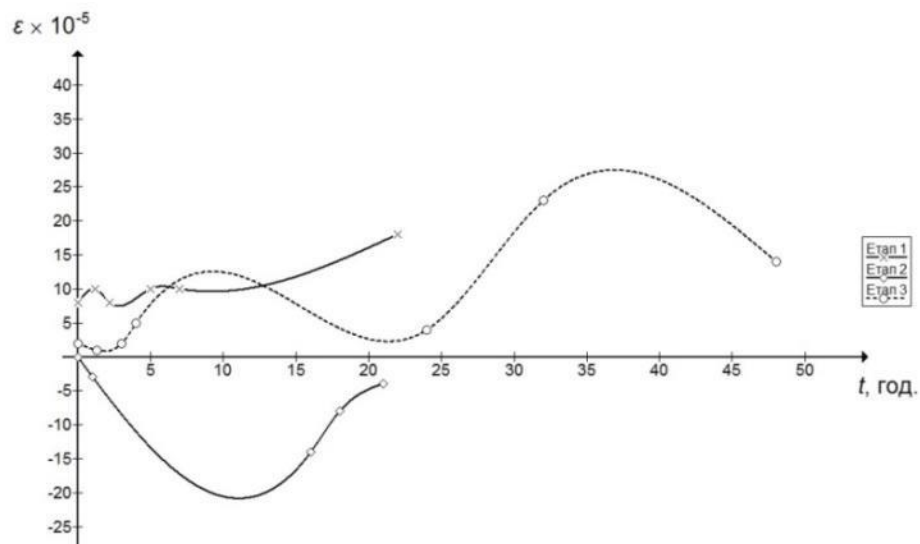
У випробувальній установці задавали механічне навантаження за схемою чистого згину із прогином всередині плати рівним 8 мм. На першому етапі у цьому положенні плата залишалася зафіксованою протягом 22 год., і в цей період на поверхні друкованих плат в складі електронних модулів вимірювали відносні деформації (табл. Е.5, Додаток Е).

На другому етапі випробувань, після розвантаження друкованої плати, була зроблена витримка протягом семи годин, і експеримент був повторений, причому плата з прогином всередині, рівному 8 мм, знаходилась під навантаженням протягом 21 год (табл. Е.6, Додаток Е).

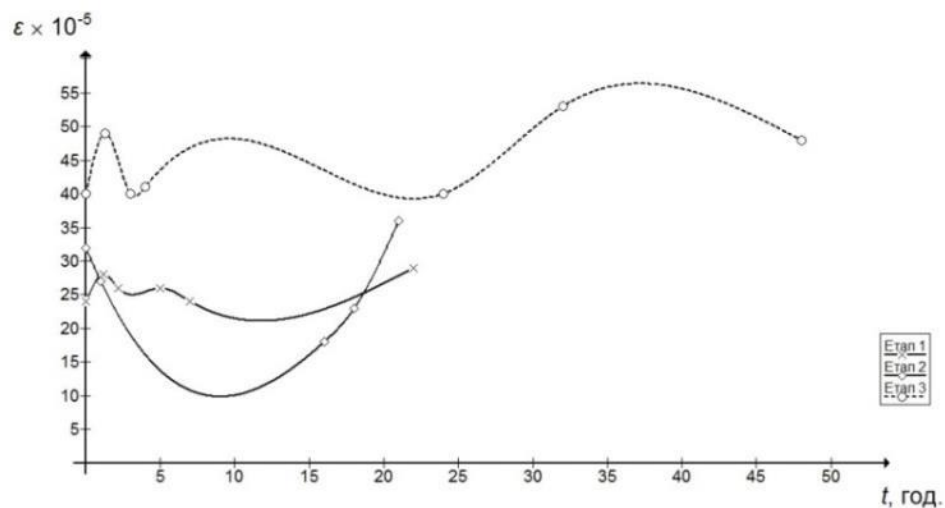
Перед проведенням третього етапу випробувань плати для зняття можливих залишкових напружень у ненавантаженому стані витримали добу в нормальних умовах і 4 год. на термостаті з температурою 75 °С. Після цієї процедури експеримент був виконаний з витримкою плати під навантаженням протягом 48 год (табл. Е.7, Додаток Е).

Аналіз даних, поданих у вигляді графіків (рис. 4.32.), показує, що відносні деформації плат модулів змінюються при витримці під навантаженням друкованої плати, що свідчить про наявність процесів повзучості і релаксації в досліджуваних конструкціях електронних модулів. Порівняння результатів експерименту для

плат, залитих і не залитих компаундом, показує, що ці процеси значно інтенсивніше протікають при наявності компаунда і після закінчення 20–40 год. витримки під навантаженням друкованої плати деформації деяких плат модулів, залитих компаундом, зростають в 8–10 раз.



а)



б)

Рис. 4.32. Зміна відносної деформації електронних модулів з часом навантаження електронних модулів герметизованих компаундом (а) та без герметизації (б)

Однак, в кінці витримки під навантаженням, деформації плат, не залитих компаундом, все ж значно перевершують деформації плат, залитих компаундом. Так дані в таблицях Е.5–Е.7 (Додаток Е) свідчать про те, що на початку

навантаження друкованої плати деформації не залитих плат дорівнюють $\varepsilon = (30...40) \cdot 10^{-5}$, а залитих $\varepsilon = (1...4) \cdot 10^{-5}$, а після витримки під навантаженням протягом 32 год. деформації не залитих плат складають $\varepsilon = (45...53) \cdot 10^{-5}$, а залитих $\varepsilon = (17...22) \cdot 10^{-5}$.

Причинами такої поведінки можуть бути не тільки явища повзучості і релаксації в матеріалах, а й та обставина, що на початку навантаження деформується в основному та частина виводів, яка залишається не залитою компаундом, а інша частина знаходиться в компаунді як би в «защемленні». Але так як компаунд не є абсолютно жорстким защемленням, то, перебуваючи під впливом з боку виводів, він поступово «відпускає» їх і з часом навантаження поступово передається на плату електронного модуля.

Загальна герметизація забезпечує надійний захист від кліматичних та механічних впливів, проте створює додаткові напруження в умовах перепадів температур.

Експериментальне визначення температурних напружень проводилося для резисторів С2-29В у складі модулів герметизованих компаундом ЕЗК-25 при термоударах від $+70^{\circ}\text{C}$ до -60°C .

Поверхню резисторів препарували малобазними дротяними одно-нитковими тензорезисторами МПТ-1-100 за схемою № 2 (табл. 3.1) для вимірювання окружних та осьових деформацій, які виникають в їх керамічних трубках.

Препаровані компоненти герметизували в складі гермомодуля експлуатаційним компаундом ЕЗК-25 на основі епоксидної смоли ЕД-20. В процесі термоудару здійснювалася безперервна реєстрація деформацій. В експерименті брало участь 5 гермомодулів, кожен із яких містив 5 резисторів. Випробування кожного гермомодуля проводили при термоциклюванні від температури $+70^{\circ}\text{C}$ до -60°C в п'яти циклах для цього гермомодуль поміщався в термостат СС-200 з температурою $+70^{\circ}\text{C}$, а потім в кліматичну камеру Файтрон 3526/51 з температурою -60°C . Час витримки при кожній температурі ($t = 30$ хв.) було визначено із розрахунку температурного розподілу в об'ємі виробу.

Для визначення деформацій резисторів тільки від дії компаунда від

отриманих показань тензорезисторів в герметизованих модулях віднімали показання тензорезисторів в гермомодулях до герметизації при однакових значеннях температур.

В ході експериментів було встановлено, що максимальні значення загальних напружень відповідають моменту повного остигання гермомодуля, тобто при усталеному перепаді температур.

В табл. 4.11 подано максимальні значення загальних напружень отримані в результаті експериментального та аналітичного дослідження. Розрахунок проведено за ідентифікованими характеристиками кераміки резисторів та компаунда (див. табл. 2.7). Порівняння розрахункових та експериментальних значень показало їх незначну розбіжність до 13 %.

Таблиця 4.11 – Експериментальні та розрахункові значення максимальних загальних напружень на поверхні резисторів С2-29В герметизованих компаундом ЕЗК-25 при термоударі від +70 до -60°C

Загальні напруження		
Радіальні σ_r , МПа	Окружні σ_t , МПа	Осьові σ_z , МПа
Експериментальні значення		
—	-60,36	-55,25
Математичне моделювання		
-57,95	-66,83	-62,39
Відносне відхилення, %		
—	10,72	12,92

На значення фізико-механічних характеристик досліджуваних матеріалів, крім неоднорідності власного складу, значний вплив чинять умови утворення самого матеріалу в складі виробу, форма виробу і температурні режими.

Тому для визначення характеристик компаунду і кераміки резисторів був запропонований розрахунково-експериментальний метод ідентифікації заснований

на розв'язанні обернених задач міцності, в яких відносні деформації в досліджуваному матеріалі вимірюються експериментально, а фізико-механічні характеристики вважаються шуканими величинами. Метод описано в п. 5.3.2.

Електронні компоненти, заполімерізовані компаундом, і сам компаунд знаходяться в складному об'ємному напружено-деформованому стані (п.2.2.2), в якому всі три головні напруження не дорівнюють нулю. В таких випадках як вказано в [25] небезпечний стан одного і того ж матеріалу може мати місце при різних граничних значеннях головних напружень залежно від співвідношень між ними, зокрема для електронного компонента $\sigma_{r_1} > \sigma_{z_1} > \sigma_{t_1}$, а для компаунда $\sigma_{t_2} > \sigma_{z_2} > \sigma_{r_2}$. Але вважається, що експериментальне встановлення граничних значень головних напружень виявляється дуже складною задачею, як через труднощі постановки дослідів, так і через великий обсяг випробувань.

Використання теорій міцності теж не завжди відображає реальний напружений стан об'єктів. Величина допустимого напруження носить умовний характер, так як не відображає характеру майбутнього руйнування, режиму навантаження та інших факторів, що впливають на надійність.

В поданій роботі була здійснена спроба експериментального визначення граничних (руйнівних) напружень в умовах напружено-деформованого стану ідентичного до експлуатаційного. В якості таких напружень було обрано окружні напруження електронного компоненту на межі контакту двох тіл, оскільки, як було показано в результаті математичного моделювання (п.2.2.2) та експериментального дослідження, серед інших напружень, саме вони є найбільшими за абсолютними значенням і їх вимірювання не викликає труднощів.

Експериментальне визначення граничних окружних напружень здійснювалося способом описаним вище, за винятком заливки «жорстким» (без пластифікатору і наповнювача) компаундом на основі ЕЗК-25, в якому зберігався подібний експлуатаційному об'ємний напружено-деформований стан, але із більшими значеннями. 5 герметизованих модулів послідовно з'єднували в електричне коло, яке піддавали термоударам із одночасною реєстрацією тензорезисторів і електричних параметрів кола. При обриві кола або відхиленні

електричного параметра (опору) за допустимі межі ($\pm 10\%$) в жорсткому компаунді фіксували руйнівне напруження $\sigma_{\text{в}}$. Потім модуль із компонентом, який вийшов з ладу виключали з електричного кола і продовжували експеримент.

При появі мерехтливого дефекту виміряні в жорсткому компаунді напруження брали за руйнівні, оскільки цей дефект є рівнозначним за своїми наслідками руйнуванню компонента і нерідко зустрічається в умовах експлуатації.

Отримані значення граничних окружних напружень виявилися в діапазоні від -58,74 до -107,66 МПа. Як показали результати попереднього дослідження максимальні експлуатаційні окружні напруження (табл. 4.11) можуть перевищувати ці граничні значення і приводити до руйнування і виходу з ладу електронних модулів, що вимагає розробки способів зменшення експлуатаційних напружень та забезпечення міцності системи електронний компонент – компаунд.

Одним із методів зменшення напружень в герметизованих системах, які виникають в результаті взаємодії електронного компоненту та герметика, запропоновано створення або модифікація пружно-дисипативних зв'язків між ними, реалізоване застосуванням ряду технологічних засобів.

4.4 Діагностика технічного стану нероз'ємних елементів конструкцій електронної апаратури, виконаних за технологією пайки та зварювання

Подане дослідження присвячено розробленню методик неруйнівної діагностики нероз'ємних елементів конструкцій електронної апаратури, зокрема їх паяних та зварних з'єднань, оскільки, як показано в попередньому розділі, саме вузли з'єднання виявляються найслабшою ланкою в конструкції і забезпечення їх міцності виступає актуальним завданням дослідження. Методики неруйнівної діагностики побудовані на основі акустико-емісійного та електротензометричного контролю під дією механічного, температурного та пневматичного навантаження.

4.4.1 Діагностика міцності паяних з'єднань друкованих плат

Розповсюдженим випробуванням на міцність паяних з'єднань є випробування

на зсув. Проте, як показано в п.4.3.2, явище зсуву в чистому вигляді не зустрічається і супроводжується іншими деформаціями, які також викликають нормальні напруження і створюють складний напружено-деформований стан. Більш того, попередні випробування паяних з'єднань на зсув під дією поперечної сили показали, що при такому навантаженні руйнівне навантаження в два–чотири рази перевищує руйнівне навантаження, наприклад, на розтяг. Тому визначення характеристик міцності паяних з'єднань відбувалося за програмою випробувань, в якій відтворювали критичні умови напружено-деформованого стану за допомогою простих видів механічного навантаження на відрив, розтяг та згин.

Об'єктами дослідження були паяні з'єднання наскрізного та поверхневого монтажу двох-вивідних електронних компонентів. Для утворення паяного з'єднання використовувався олов'яно-свинцевий сплав ПОС-61. Поряд із ПЗ виконаними за технологією пайки, що відповідала нормам якості, випробуванням підлягали ПЗ виконані із заздалегідь заданим дефектами, такими як холодна пайка. Випробування проводили для встановлення впливу дефектів на міцність ПЗ та аналізу пов'язаних із ними сигналами акустичної емісії.

Випробування виконувались на розривній машині IP-5057-50 із використанням кріпильних пристосувань, які дозволяли виконувати задані види навантаження. Одночасно із записом діаграми навантаження, який здійснювався на самописці машини, системою акустико-емісійного контролю в одноканальному режимі вимірювання здійснювався запис таких параметрів сигналів акустичної емісії як амплітуда, активність та сумарний рахунок.

Випробування на відрив виконувались у спеціальному кріпильному пристосуванні, конструкція якого подана на рис. 4.33. Пристосування складається із опорної колодки 1, до якої гвинтовими стяжками 7 через монтажні отвори кріпиться відрізок друкованої плати 2 із контактним вузлом 3 для наскрізного монтажу. Для забезпечення потрібної жорсткості, кріплення основи друкованої плати здійснюється через притискні пластини 4 розташовані в безпосередній близькості до контактного вузла по обидві сторони від нього. Навантаження паяного з'єднання здійснюється через відрізок мідного дроту 5, який імітує вивід електронного компонента. Дріт

Випробуванню підлягали дві партії зразків по 20 шт. в кожній, які поділялися за станом паяних з'єднань: 1) бездефектні; 2) із дефектом «холодна пайка».

291

активності та сумарного рахунку, які мали суттєве перевищення для дефектних паяних з'єднань. Таким чином, зафіксоване зменшення значень руйнівного навантаження продемонструвало зменшення міцності ПЗ внаслідок наявності дефектів, та різниця в параметрах АЕ показала перспективи використання цих параметрів в якості діагностичних для виявлення дефектів та оцінки міцності паяних з'єднань. Отриманий результат підтверджує результати опубліковані в попередній роботах.

Таблиця 4.12 – Середні значення руйнівного навантаження та параметрів акустичної емісії при випробуванні паяних з'єднань наскрізного монтажу на відрив

Стан паяного з'єднання	Руйнівне навантаження, Н	Зменшення міцності, %	Сумарний рахунок АЕ, імп.	Максимальна активність, імп/с
Бездефектний	95,4	–	38	15
Холодна пайка	52,8	44,65	85	40

Випробування на міцність паяних з'єднань поверхневого монтажу здійснювались механічним навантаженням на розтяг у спеціальному кріпильному пристрої, конструкція якого подана на рис. 4.34. Пристрій складається із двох ідентичних опорних колодок 1, до кожної з яких через монтажні отвори кріпляться два відрізки друкованої плати 2. Кріплення здійснюється через притискну пластину 5 двома гвинтовими стяжками 6. Використання двох відрізків плат, між якими виконано паяне з'єднання 4 SMD компонента 3 (металокерамічного конденсатора К10-17В) дозволяє виключити вплив основи друкованої плати на міцність паяних з'єднань. Як і в попередньому випробуванні колодки 1 кріпилися у верхньому та нижньому затискачах розривної машини, завдяки чому здійснювалося силове навантаження P за напрямом показаним на схемі. Навантаження здійснювалося із постійною швидкістю 1 мм/хв. Датчик акустичної емісії встановлювався на поверхні однієї з колодок 1.

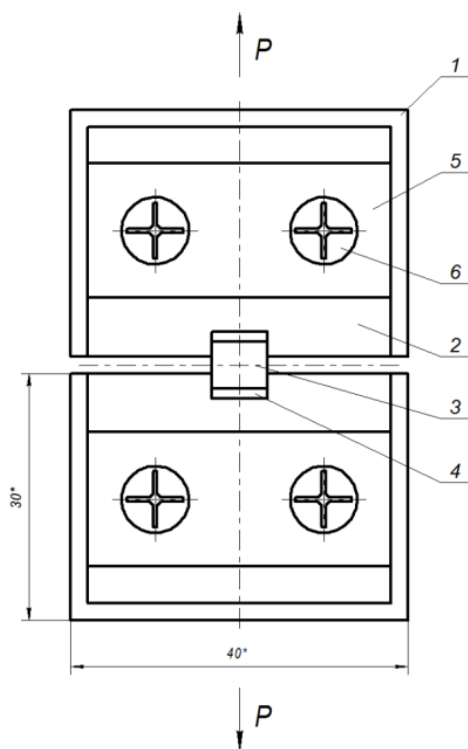


Рис. 4.34. Кріпильне пристосування для силового навантаження паяного з'єднання поверхневого монтажу на розтяг

На відміну від попереднього випробування крім двох партій паяних з'єднань – бездефектних та із дефектом «холодна пайка» була підготовлена третя партія паяних з'єднань виконаних із попереднім перегрівом SMD терміналів, що повинно було підвищити міцність з'єднання в порівнянні із стандартною технологією. Кожна партія налічувала по 20 зразків. Попередній прогрів здійснювався витримкою компонентів в термостаті протягом 30 хв. при температурі 200 °C після чого відбувалось їх розпаювання.

Подані в таблиці 4.13 усереднені значення, отримані обробкою матеріалів випробувань поданих в табл. Ж.2 (Додаток Ж), показали зменшення значень руйнівних навантажень ПЗ з дефектом «холодна пайка» в середньому на 36,5 % та очікуване підвищення міцності на 47,9 % завдяки попередньому перегріву терміналів SMD. Також зафіксована очевидна відмінність в значеннях сумарного рахунку та максимальної активності сигналів акустичної емісії підтверджує можливість застосування цих параметрів для діагностики технічного стану та міцності паяних з'єднань. Отриманий результат підтверджує результати

опубліковані в попередніх роботах.

Таблиця 4.13 – Середні значення руйнівного навантаження та параметрів акустичної емісії при випробуванні паяних з'єднань SMT на розтяг

Стан паяного з'єднання	Руйнівне навантаження, Н	Відносна зміна міцності, %	Сумарний рахунок АЕ, імпл.	Максимальна активність, імпл/с
Бездефектний	33,94	–	32	14
Холодна пайка	21,54	-36,53	55	32
З перегрівом	50,18	+47,85	28	11

Після дослідження міцності паяних з'єднань у критичних умовах навантаження наступне випробування проводилось навантаженням, яке створює напружено-деформований стан, що зустрічається в процесі експлуатації при деформації основи друкованих плат. В якості такого навантаження запропоновано використання схеми чистого згину описаного в п.4.3.1, перевагами якого є можливість одночасного випробування багатьох ПЗ і забезпечення для них ідентичності напружено-деформованого стану. Схема навантаження показана на рис. 4.21.

Слід зазначити, що для здійснення неруйнівної діагностики міцності паяних з'єднань тестове напруження повинно знаходитися в межах ділянки пропорційності матеріалу припою де відбувається тільки пружна деформація матеріалу, що може бути підтверджено відсутністю сигналів акустичної емісії.

Допустиме напруження на розтяг визначається за формулою:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{s} = \frac{40}{2,5} = 16 \text{ МПа}, \quad (4.7)$$

де $\sigma_B = 40 \text{ МПа}$ – мінімальне значення границі міцності для припою ПОС-61 [61]; $s = 2,5$ – рекомендований коефіцієнт запасу міцності.

Відповідно до схеми навантаження (див. рис. 4.21), в якій плата представлена двохопоруною балкою, максимальне напруження виникає в небезпечному

поперечному перерізі балки на довжині відрізка чистого згину l між опорами. Тоді максимально допустиме навантаження:

$$[P] \leq \frac{b \cdot h^2}{6L} [\sigma], \quad (4.8)$$

де b – ширина, h – товщина друкованої плати, L – плече сили, яке дорівнює відстані від місця прикладення сили до ближчої опори друкованої плати. При $b = 50$ мм, $h = 1,5$ мм, $L = 20$ мм, $[P] = 15$ Н.

Випробування проводилися для 5-ти склотекстолітових фольгованих друкованих плат розмірами $180 \times 50 \times 1,5$, на кожній з яких було встановлено по 9 SMD компонентів розташованих як показано на рис. 4.23.

Випробування проводились в режимі циклічного пульсуючого навантаження в діапазоні від 0 Н до $P_{\text{тест}} = 15$ Н. Такому навантаженню відповідає допустимий максимальний прогин плати $[\Delta] = 4$ мм розраховується за формулою (4.5).

Навантаження та розвантаження здійснювалося зі швидкістю 20 мм/хв. із витримкою 30 с між цими фазами. Випробування повторювалось в 10 циклах, або до появи ознак руйнування. Прояв ефекту Кайзера, який полягає в тому, що при повторному навантаженні сигнали АЕ практично відсутні, був використаний для підтвердження пружних деформацій та міцності паяних з'єднань, а також для підтвердження достовірності реєстрації п'єзодатчиком саме сигналів АЕ, а не різного роду шумів. Для реєстрації АЕ датчик кріпився до поверхні плати.

Характерно, що відсутність ефекту Кайзера при повторному навантаженні свідчила про наявність пластичних деформацій, або актів руйнування та розвитку тріщин, пор та інших дефектів. Витримка на піку навантаження дозволяла додатково виявити процеси релаксації та повзучості паяних з'єднань.

Під час випробувань 2 із 5-ти друкованих плат показали прояв сигналів АЕ та їх розвиток, зокрема сумарного рахунку подій, амплітуда яких перевищувала рівень дискримінації, впродовж випробування. Для прикладу на рис. 4.35 показано розвиток активності та сумарного рахунку АЕ друкованої плати, паяне з'єднання якої було зруйновано на 5-му циклі навантаження. Проведений огляд цих плат виявив наявність тріщини в паяному з'єднанні та відшарування контактної

площини. Слід зазначити, що випромінювання АЕ спостерігалось також в паузах на піку навантаження. Таким чином подібний метод навантаження із одночасним аналізом параметрів сигналів АЕ може бути використаний для діагностики міцності паяних з'єднань під дією неруйнівного навантаження.

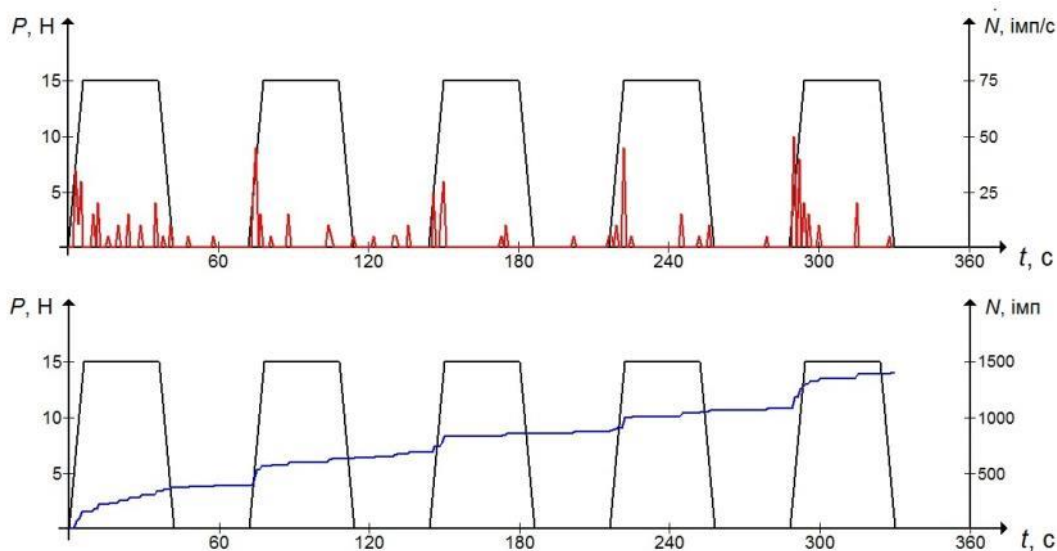


Рис. 4.35. Розвиток активності (N^*) та сумарного рахунку (N) при циклічному навантаженні друкованих плат

Використання двоканального серійного модифікованого приладу АФ-15 в системі акустико-емісійного контролю дозволяє завдяки субблоку визначення лінійних координат визначати лінійну координату джерела акустичної емісії на основі ефекту Доплера за різницею часу приходу сигналу до двох датчиків. Одночасне використання двох таких приладів утворює 4-х каналну систему, завдяки якій стає можливим визначення двох координат в Декартовій системі координат при перехресному розташуванні двох пар датчиків.

Дві лінійні координати вздовж взаємно-перпендикулярних осей є площинними координатами джерела АЕ. Такий спосіб площинної локації може бути актуальним для діагностики друкованих плат як площинних конструкцій. Проте традиційне розміщення датчиків на поверхні друкованої плати не дозволяє отримувати прийнятну точність локації через наявність великої кількості різномірних елементів в конструкції, які спричиняють нерівномірність

розповсюдження, відбиття та поглинання акустико-емісійного сигналу. Для підвищення точності локації може бути застосовано тріангуляційний акустико-емісійний метод визначення координат джерела АЕ в однорідному середовищі.

4.4.2 Діагностика паяних і зварних з'єднань захисних герметичних корпусів електронних модулів

У даному пункті подані результати досліджень міцності паяних і зварних з'єднань, які використовуються для герметизації модулів надвисоких частот (НВЧ) різних типорозмірів і конструкцій вузлів герметизації. Подані результати є продовженням досліджень спрямованих на забезпечення надійності експлуатації функціональних вузлів із суцільною герметизацією в металевих корпусах започаткованих у попередній дисертаційній роботі автора.

Об'єктами дослідження були корпуси модулів НВЧ спеціального призначення (рис. 4.36), які використовуються в авіаційних системах навігації і керування. На висоті корпус піддається дії внутрішнього тиску, який є надмірним порівняно із низьким зовнішнім тиском. При зльотах і приземленнях, корпуси піддаються дії знакозмінного навантаження і можуть бути розгерметизовані через надмірні втомні напруження, що діють на матеріали корпусу та їх зварні чи паяні шви. За технічними вимогами такі корпуси повинні витримувати не менше 100 зльотів і приземлень (циклів). При цьому герметичність за швидкістю витoku гелію повинна складати не більше $5 \cdot 10^{-2}$ Па·см³/с. Але не всі корпуси витримують таку кількість циклів, і на практиці розгерметизація може статися у будь-який момент

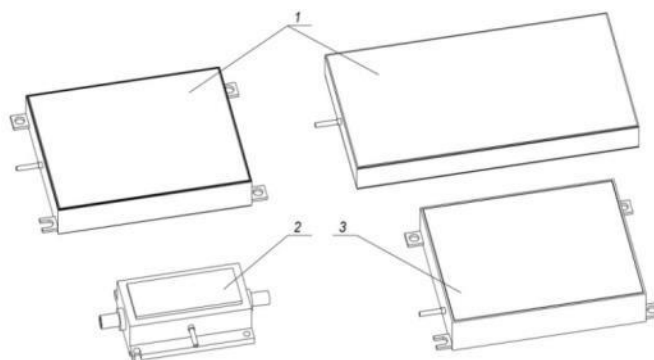


Рис. 4.36. Корпуси модулів НВЧ типу К (1), КМ (2), КБ (3)

З урахуванням можливих перепадів температури внутрішній тиск може бути в 1,8 рази більше зовнішнього, і, розпираючи кришку і основу корпусу, може привести до деформацій останніх, зруйнувавши їх зварний або паяний шов, що приведе до розгерметизації, а в подальшому і до виходу модуля з ладу.

Досліджені корпуси виготовлені із алюмінієвого сплаву АМГ-2 представлені двома типами, які відрізняються технологією герметизації: 1) лазерним зварюванням (тип К) (рис. 4.37, а, б, в); 2) паяним швом або герметиком (типи КМ, КБ) (рис. 4.37, г). Слід відзначити підвищення міцності вузлів герметизації показаних на рис. 4.37, б, в, г за рахунок використання в їх конструкції з'єднання в паз і гребінь, який, окрім самого шва герметизації, чинить додатковий опір навантаженню внутрішнім надмірним тиском.

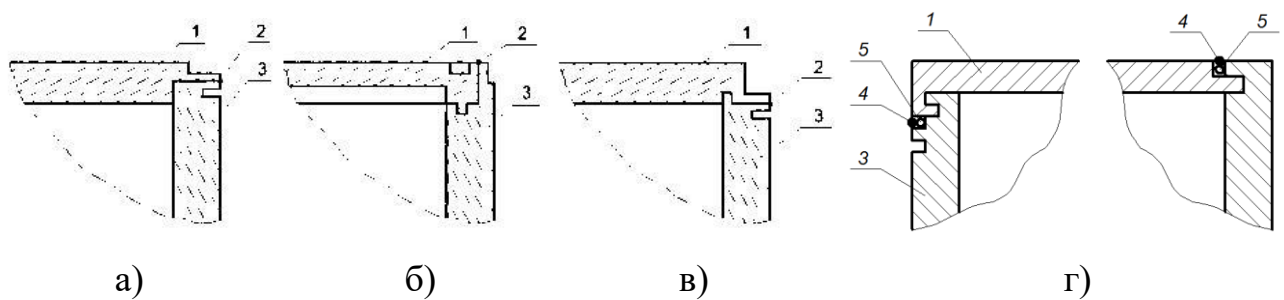
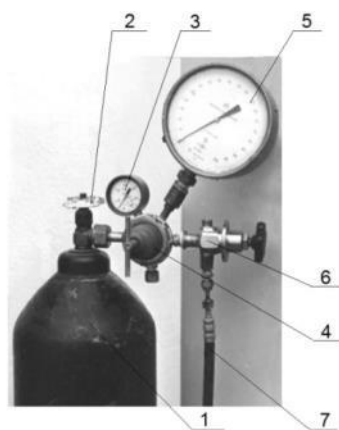


Рис. 4.37. Схеми вузлів герметизації корпусів: 1 – кришка; 2 – зварний шов; 3 – стінки корпусу; 4 – герметик або паяний шов; 5 – дрiт для розкриття

Для проведення натурних досліджень було використано стенд тестування, який складається із двох комплексів: випробувального (термопневмосистема, рис. 4.38); та вимірювального, який реалізує такі методи як манометричний; бульбашковий; електротензометрії (система тензометричного контролю, та акустичної емісії (система акустико-емісійного контролю, див. рис. 3.1).



а)

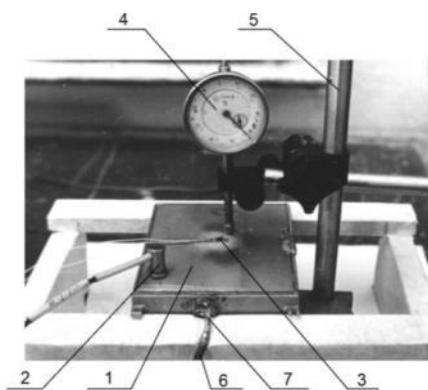


б)

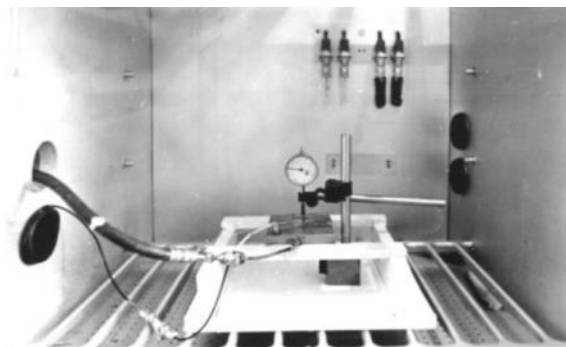
Рис. 4.38. Установка для нагнітання повітря (а) та кліматична камера «Фойтрон» 3626/51 (б): 1 – балон повітряний; 2 – вентиль; 3 – манометр; 4 – редуктор; 5 – манометр зразковий; 6 – кран відсікання; 7 – шланг гнучкий

Діапазон вимірюваних величин надлишкового тиску для манометра 3 складає від 0 до 4 атм (ціна поділки – 0,04 атм), для манометра 5 – від 0 до 16 атм (ціна поділки – 0,16 атм). Кліматична камера «Фойтрон» 3626/51 слугує для імітації кліматичних умов навколишнього середовища (температури та вологості).

Установка об'єкту дослідження в кліматичній камері показана на рис. 4.39.



а)



б)

Рис. 4.39. Препарування датчиками корпусу модуля НВЧ (а) та його установка у кліматичній камері стенда (б): 1 – корпус модуля; 2 – датчик АЕ; 3 – тензодатчик; 4 – індикатор годинникового типу; 5 – стійка; 6 – наконечник шланга; 7 – трубка корпусу модуля

Місця установки тензодатчиків та індикатора годинникового типу показані на рис. 4.40.

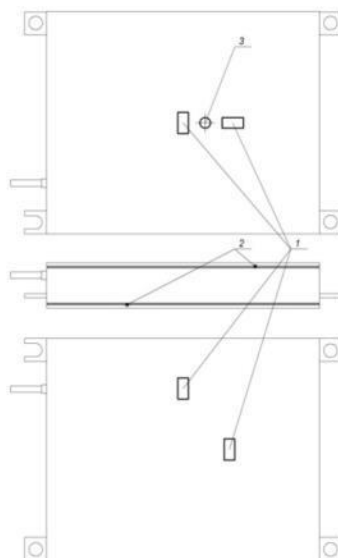


Рис. 4.40. Препарування корпусів: 1 – тензодатчики з робочою базою 10 мм; 2 – тензодатчики з робочою базою 1 мм; 3 – індикатор годинникового типу

Для візуального контролю моменту втрати герметичності корпусу модуля на кожному ступені навантаження проводиться відсічення тиску повітря краном 6, після чого необхідно стежити за показаннями зразкового манометра 5 на початку та в кінці етапу випробувань. Поряд з цим, у процесі випробувань можливий також візуальний контроль деформації корпусу модуля за індикатором годинникового типу.

У відповідності до програми випробувань корпусів НВЧ під дією внутрішнього надмірного тиску та температури були отримані наступні результати:

- 1) при $P_{мечт} = 1,6$ атм і $\tau = +20$ °С корпуси герметичні;
- 2) при $P_{мечт} = 0,4$ атм і термоциклюванні в діапазоні $\tau = -60^{\circ}\text{C} - +85^{\circ}\text{C}$ в кількості трьох циклів (за винятком корпусів з явними дефектами шва) корпуси герметичні;
- 3) при циклічній зміні $P_{мечт} = 0 - 1,6$ атм і $\tau = +85^{\circ}\text{C}$ корпуси не витримують заданих 100 циклів навантаження (табл. Ж.3, Додаток Ж) через недотримання технології виконання шва; структурні зміни в матеріалі шва при $\tau = +85$ °С пов'язані, як із зміною температури, так і одночасно із деформаціями матеріалу шва.

Виявлений розкид отриманих значень тиску розгерметизації, який склав від 0,18 до 3,00 атм, та кількості циклів навантаження до розгерметизації корпусів свідчить про нестабільність та ненадійність технології герметизації. В такій ситуації підвищення надійності виготовлюваних корпусів можливо із розробкою методів контролю їх технічного стану, в процесі виробництва і експлуатації. Такий метод і засоби його реалізації були розроблені на базі методів електротензометрії та акустичної емісії, які дозволили визначити напружено-деформований стан та виявити процеси руйнування, які виявляються причинами розгерметизації об'єктів дослідження.

Визначення напружено-деформованого стану корпусів виконувалось при статичному випробуванні пневматичним навантаженням, яке здійснювалось східчасто із записом показників тензодатчиків через кожні 0,2 атм. Для оцінки впливу температури випробування проводили при $\tau = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $\tau = +85\text{ }^{\circ}\text{C}$. Отримані значення відносних деформацій перераховувались у нормальні напруження за формулою, при наступних значеннях модулю Юнга $E = 0,71 \times 10^5$ МПа – для АМГ-2; та $E = 39,7 \times 10^3$ МПа при $\tau = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $E = 23,4 \times 10^3$ МПа при $\tau = +85\text{ }^{\circ}\text{C}$ – для матеріалу припою [61]. Визначення прогину кришок корпусів здійснювались індикатором годинникового типу з ціною поділки 1 мкм. Контроль герметичності корпусів перевіряли методом занурення у спирт при надмірному тиску 0,4 атм.

Аналіз даних (табл. Ж.4–Ж.6, Додаток Ж) отриманих для корпусів із другої групи (КБ-3, КБ-4) показав, що напруження, які виникають в матеріалі кришок корпусів при температурах $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $+85\text{ }^{\circ}\text{C}$ є невеликими – в 5–6 разів менше границі міцності їх матеріалу – АМГ-2 ($\sigma_B = 200\text{ МПа} \pm 30\%$; $\sigma_T = 80\text{ МПа}$) і не представляють небезпеки та не залежить від температури. Проте в матеріалі шва, під тиском, що наближається до робочого навантаження 1,6 атм, величини напружень досягають величин більших не тільки його границі пропорційності, а й границі міцності ($\sigma_B = 50\text{ МПа}$). Діаграми напружено-деформованого стану випробуваного корпусу КБ-3 залежно від надлишкового тиску при $\tau = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$ показані на рис. 4.41.

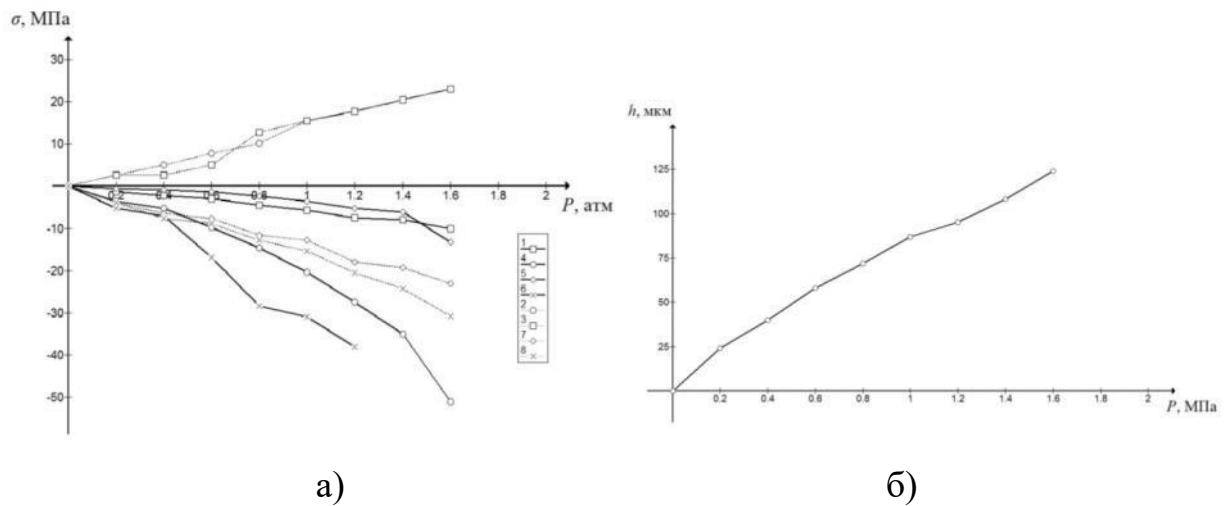


Рис. 4.41. Напруження у матеріалі шва (датчики 1, 4, 6) і кришки (датчики 7, 8) (а) та прогин кришки корпусу КБ-3 (б) залежно від надлишкового тиску при $\tau = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$

При таких значеннях напружень матеріал шва відчуває пластичні деформації, і правильніше було б говорити, що датчики показують величини відносних деформацій, як подано для корпусу КБ-4 в табл. Ж.7 (Додаток Ж), а не напружень. При такому характері деформацій припою (повзучість, великі деформації, великий час циклів тепломін) відбувається перебудова його мікроструктури, що супроводжується зменшенням пластичності, і, при цьому, тріщини розвиваються в основному по межах зерен, тобто знижується втомна міцність шва. Подібні процеси відбуваються і у шві, який герметизує гвинт і кришку.

Наступні випробування для всіх типів корпусів проводились пневматичним навантаженням до руйнування при $\tau = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Одночасно із реєстрацією показників датчиків електротензометрії відбувалась реєстрація сигналів акустичної емісії. Застосування методу АЕ було викликано необхідністю ідентифікації початку та розвитку процесів руйнування, які відбуваються у паяних та зварних з'єднаннях вузлів герметизації, та використання параметрів АЕ в якості діагностичних параметрів міцності та герметичності об'єктів дослідження, як було показано в 4.1. Результати оцінки напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю випробуваних корпусів наведені в табл. Ж.8-15 (Додаток Ж).

Напруження в кришках корпусів КМ (табл. Ж.8, 9, Додаток Ж) не

вимірювались, вважаючи їх безпечними для герметизації, що було встановлено попередніми експериментами. У матеріалі шва відбувалися ті ж процеси, що і в корпусах типу КБ (табл. Ж.10, 11, Додаток Ж), але через малі розміри корпусів і іншу конструкцію швів явища втоми матеріалу виражені слабше. Саме тому корпуси витримали по 58 і 31 циклів навантаження до розгерметизації (табл. Ж.3, Додаток Ж). При цьому в місцях розгерметизації і в процесі перевірки корпусів перед проведенням випробувань були візуально виявлені порушення технології виготовлення шва (мало матеріалу, непропай).

Аналіз напружено-деформованого стану випробуваних корпусів типу К (табл. Ж.12–Ж.15, Додаток Ж), виявив, що напруження на швах перевищують границю текучості ($\sigma_T = 80$ МПа) та досягають границю міцності ($\sigma_B = 200$ МПа ± 30 %) зварного шва і спричиняють розгерметизацію гермо-вузлів. Характерним для корпусів було те, що напруження на швах і кришках мають протилежні знаки (рис. 4.42). Додатні напруження на кришках виробів свідчать про те, що вироби приймають діжку-подібну форму, в результаті чого на зовнішніх волокнах зварних швів повинні виникнути напруження стиску (які мають знак «мінус»), що і підтверджується результатами тензометрування.

Реєстрація сигналів АЕ здійснювалась резонансним п'єзоелектричним датчиком розташованим по центру кришки корпусів. Перешкодозахищеність від вібрацій, електричних наведень і т.п. досягалась пониженням повного підсилення приладу АФ-15 (80 дБ) на 9 дБ за допомогою вбудованого атенюатору та попереднім визначенням частотного діапазону корисних сигналів АЕ 200-500 кГц з використанням аперіодичного ПЕП із пологою АЧХ в діапазоні до 1,0 МГц.

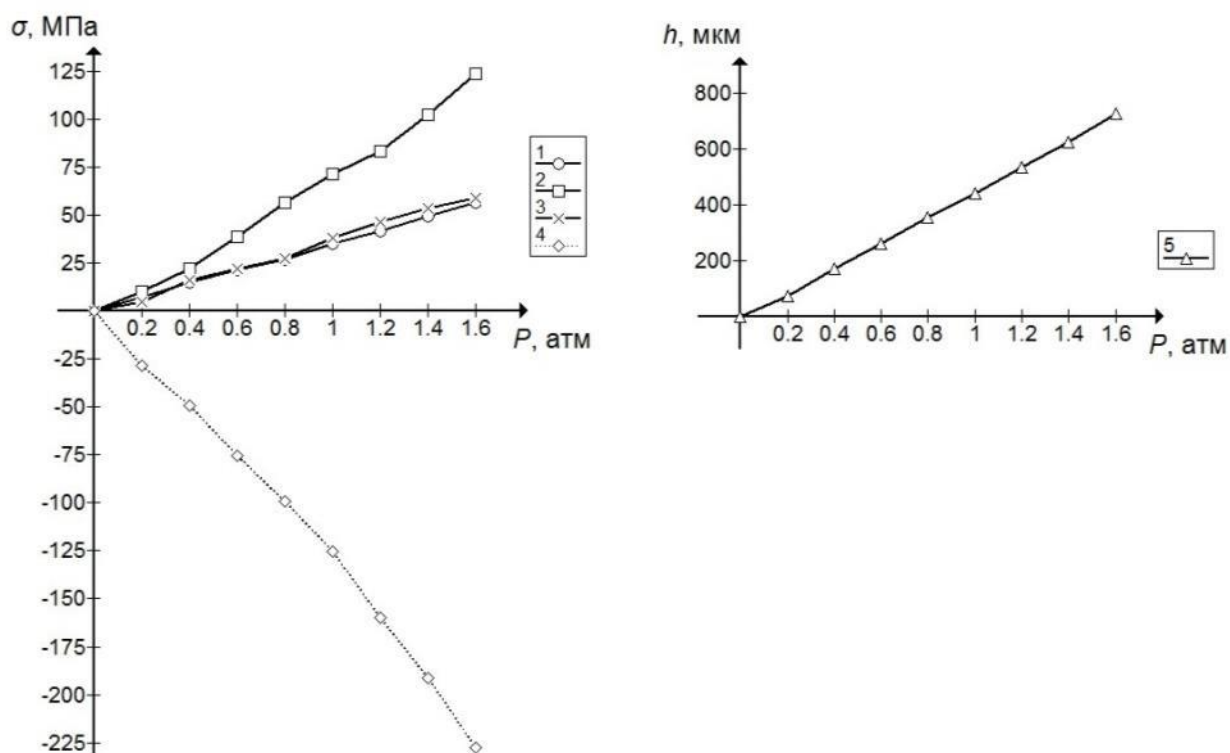


Рис. 4.42. Залежності напруження на кришці (1-3) і шві (4) та прогину кришки (5) корпусу К-21 від надлишкового тиску

Аналіз матеріалів АЕ поданих в (табл. Ж.8–Ж.15, Додаток Ж), дозволив виявити прояв значного рівня параметрів АЕ при тиску значно нижчому за тиск розгерметизації. В якості інформативних параметрів було запропоновано використовувати амплітуду та сумарний рахунок АЕ (рис. 4.43).

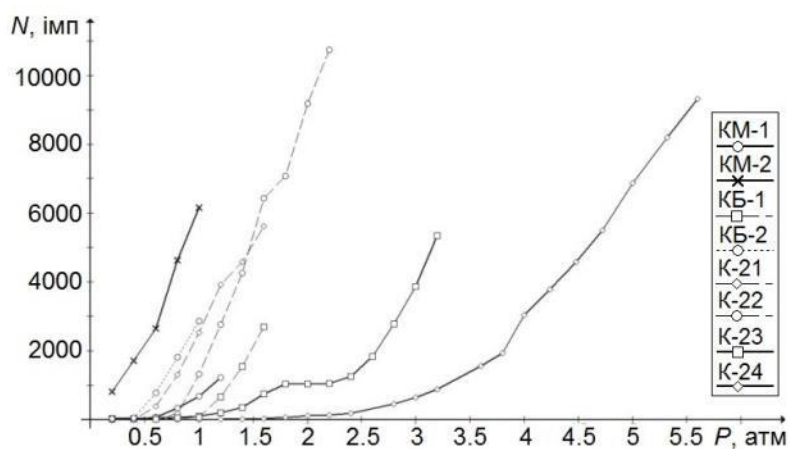


Рис. 4.43. Залежність сумарного рахунку від внутрішнього надлишкового тиску в корпусах НВЧ

Як видно із графіка суттєві значення сумарного рахунку АЕ мають місце при тиску, за якого напруження в корпусі і навіть у зварному чи паяному шві герметизації ще далекі від граничних. Більш того, один і той самий рівень сумарного рахунку проявляється тим пізніше, чим більшою є міцність корпусу і його герметичність. Таким чином, виникає можливість призначення певного порогового рівня сумарного рахунку АЕ та також рівня дискримінації амплітуди, які можуть бути використані для неруйнівної діагностики міцності і герметичності корпусів НВЧ. Проте таке діагностування із кількісною оцінкою тиску розгерметизації є ускладненим через особливість структури зварних та паяних швів та нестабільність технології їх утворення, зокрема відомо, що найбільш поширеним дефектом зварювання є пористість, пори є концентраторами напружень і їх розвиток відбувається дискретно і не прогнозовано у вигляді стрибків. Крім того, використання результатів такої діагностики отриманої при статичному випробуванні не дає гарантії, що розгерметизація не відбудеться у наступному циклі навантаження, а саме в таких умовах працюють об'єкти дослідження.

Тому подальші дослідження відбувались при циклічному випробуванні в пульсуючому режимі навантаження. Пневматичні випробування проводилися під тиском, який плавно підвищувався до $P_{\text{тест}} = 1,6$ атм, потім після паузи в 1 хв стравлювався до нуля. Випробування повторювалось в 100 циклах, або до появи розгерметизації корпусу. Прояв ефекту Кайзера, був використаний для перевірки герметичності та для підтвердження достовірності реєстрації п'єзодатчиками саме сигналів АЕ, а не різного роду шумів.

В табл. Ж.16 (Додаток Ж) наведені матеріали циклічного корпусів К-17 і К-18 у пульсуючому режимі, як і при експлуатації на літаках в ході злетів і приземлень. Характерно, що після початку повторного збурення АЕ, корпуси витримували в середньому біля 6–10 циклів до руйнування (рис. 4.44).

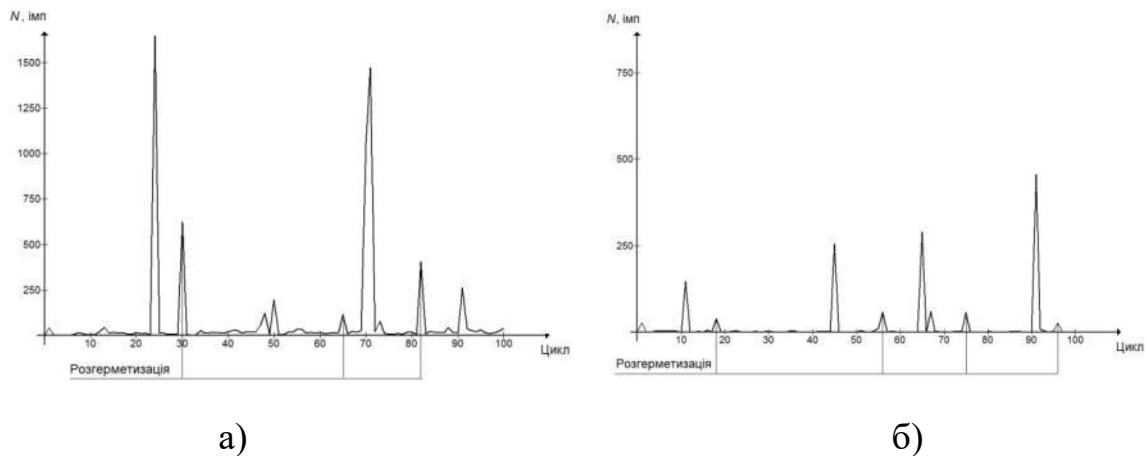


Рис. 4.44. Активність подій АЕ залежно від внутрішнього надлишкового тиску і циклічного навантаження корпусів К-17 (а) та К-18 (б)

Таким чином, повторний прояв сигналів АЕ свідчить про зародження і розвиток процесу руйнування зварного чи паяного шва корпусу, задовго до катастрофічного руйнування, тобто його розгерметизації, і свідчить про непридатність такого корпусу до експлуатації.

4.5 Висновки до розділу 4

1. В результаті вібраційного дослідження конструкції блоку електронної апаратури на вібростенді визначено, що вібрації елементів несівної конструкції блоку та друкованих плат в середині блоку внаслідок резонансного збудження перевершують вібрації, що діють на блок ззовні, чи передаються в місцях кріплення блоку від вібростенду, та крім того вібрації, що задаються розподілені нерівномірно по площині столу вібростенда.

2. Використання методу високошвидкісної відеозйомки для візуальної оцінки коливань блоків дозволило виявити прояв багатьох резонансів як окремих плат, їх груп, так і встановлених на них окремих компонентів, стінок корпусу та конструкції блоку в цілому. Визначено, що амплітуди коливань на окремих резонансах перевершують зазор між платами, рівний 5 мм, і при уповільненому відтворенні відеозапису коливань було зареєстровано зіткнення плат при їх протифазних коливаннях. Амплітуди коливань плат на резонансах у десятки разів

перевершували амплітуди коливань столу вібростенда. На окремих платах спостерігалися знакозмінні рухи монтажних дротів, які приводять до їх відриву.

3. Віброобстеження хрестоподібного пристосування призначеного для одночасного вібраційного випробування 12-ти друкованих плат в трьох взаємно-перпендикулярних площинах показало, що контроль за віброперевантаженням в центрі пристосування, при заводських випробуваннях виробів не відображає реальної величини віброперевантажень в тих місцях пристосування, де встановлюються друковані плати.

4. Застосування методу Гука-Хладні при вібраційному дослідженні друкованих плат дозволили виявити складні форми коливань останніх та вузли коливань, в яких виникають найбільші деформації і напруження об'єктів дослідження.

5. Вібраційне випробування друкованих плат в трьох взаємно-перпендикулярних площинах дозволило виявити, що найбільш чутливими до резонансних станів є друковані плати, розташовані горизонтально, а найменш чутливими – розташовані вертикально, що пояснюється різницею їх пружних характеристик і повинно враховуватись для зменшення віброактивності блоків ЕА.

6. Аналіз амплітудно-частотних характеристик коливань електронних модулів відносно друкованих плат, на яких вони встановлені, дозволив виявити, що амплітуди коливань електронних модулів можуть в декілька разів перевищувати амплітуди коливання самих плат жорстко закріплених в кріпильному пристрої, що спростовує ідею зменшення віброактивності друкованих плат за рахунок їх жорсткого монтажу до несівної конструкції.

7. Порівняння максимальних значень повних, статичних і динамічних напружень друкованої плати отриманих експериментальним шляхом із результатами математичного моделювання (2.69), в залежності від лінійної координати розташування зосередженої маси, показує їх незначну розбіжність від 3,8 до 9,72 %. Крім цього, випробування підтвердили висновок про те, що оцінювання максимального напруження в небезпечному перерізі друкованої плати можна здійснювати за максимальним динамічним напруженням (2.73) із незначним відхиленням в 5,36 %.

8. Порівняння максимальних значень повних, статичних і динамічних

напружень друкованої плати отриманих експериментальним шляхом із результатами математичного моделювання (2.66), в залежності від довжини друкованої плати, показує їх незначну розбіжність від 0,39 до 12.85 %, що дозволяє використовувати математичну модель (2.75) для визначення мінімальної довжини друкованої плати, яка забезпечує виконання умови міцності $\sigma_{дин} \leq [\sigma]$ навіть в умовах резонансного збудження.

9. Визначення впливу пружно-дисипативних характеристик каркасу несівної конструкції блоків електронної апаратури на збуджуваність коливань друкованих плат в ході вібраційних випробувань виявило збільшення коефіцієнту передачі вібрацій із зменшенням жорсткості бічних стінок корпусу, що пояснюється різним ступенем демпфування коливань, і підтверджує висновок про те, що конструкційне демпфування, обумовлене силою сухого тертя при взаємному зміщенні контактуючих поверхонь, перевершує демпфування, зумовлене силою внутрішнього в'язкого тертя в матеріалі деталей.

10. Аналіз амплітудно-частотних характеристик віброприскорення друкованих плат в несівному корпусі свідчить про те, що максимальне віброприскорення і напруження мають місце на одній частоті власного резонансу плати, в той час як на інших резонансних частотах, викликаних іншими елементами конструкції, вібрації і напруження значно менше.

11. Аналіз амплітудно-частотних характеристик коефіцієнту передачі віброприскорення досліджених варіантів зменшення передачі вібрацій в конструкції вузлів кріплення друкованих плат показав, що модифікація наявних або створення додаткових пружно-дисипативних зв'язків в місцях кріплення друкованих плат не дозволяють досягти потрібного зменшення динамічних напружень та прогинів, оскільки недостатньо впливають на коливання небезпечного перерізу друкованих плат в умовах резонансного збудження.

12. Аналіз запропонованих конструкторських рішень при створенні пружно-дисипативних зв'язків всередині та ззовні конструкції блоків електронної апаратури виявив, що зменшення амплітуд коливань і віброприскорень на платах відбувається без суттєвої зміни їх власної частоти коливань і не може бути використано для частотного відстроювання від резонансу.

13. Порівняння максимальних значень динамічних напружень та прогинів

отриманих експериментальним шляхом із результатами математичного моделювання друкованої плати оснащеної ДСТ показує їх незначну розбіжність від 6,1 до 16,8 %, що може служити підтвердженням достатньої точності використання математичної моделі (2.88, 2.89), при чому отримана в розрахунках різниця може бути прийнята в якості запасу міцності в проєктних розрахунках друкованих плат.

14. Отримано експериментальне підтвердження ефективності застосування демпферу сухого тертя, з'ясовано, що зменшення максимальних динамічних напружень і прогинів сягає 20,5 % та 25,9 % відповідно, а також показано, що умови міцності і жорсткості друкованої плати у системі з демпфером сухого тертя забезпечуються.

15. Отримано експериментальне підтвердження ефективності запропонованої технології високого наскрізного монтажу із зазором в 2–3 мм електронних компонентів відносно основи друкованої плати, що забезпечує майже трикратне зменшення коефіцієнта передачі деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів та підвищує стійкість критичних елементів друкованої плати до технологічних та експлуатаційних навантажень.

16. Виявлено монтажні напруження при паяному з'єднанні багатовивідних електронних компонентів і їх залежність від кількості припаяних виводів. Показано, що обрив або неякісне паяне з'єднання одного або декількох виводів електронного компоненту здатні приводити до збільшення монтажних напружень. Одним із способів зменшення монтажних деформацій представлено використання додаткового пружно-дисипативного зв'язку між монтажною платою та електронними компонентами, яким можуть бути монтажні адаптери (панелі) для мікросхем або електронних модулів.

17. Встановлено, що критичними елементами конструкцій друкованих вузлів є контактні вузли, зокрема паяні з'єднання, деформації і напруження в яких можуть перевищувати деформації і напруження на монтажній платі приблизно в 7,5 разів.

18. Встановлено, що відносні деформації електронних модулів, які передаються від друкованих плат при їх деформації, зростають з часом витримки під навантаженням, що свідчить про наявність процесів повзучості і релаксації в

конструкціях електронних модулів. Герметизація електронних модулів компаундом приводить до більш ніж двократного зменшення передачі деформацій від друкованих плат.

19. Експериментальне визначення температурних напружень електронних компонентів у складі модулів герметизованих компаундом ЕЗК-25 при термоударах від $+70^{\circ}\text{C}$ до -60°C показало, що максимальні значення загальних напружень відповідають моменту повного остигання гермомодуля, тобто при усталеному перепаді температур.

20. Запропоновано експериментальний спосіб визначення граничних напружень в герметизованих електронних модулях, відповідно до якого граничні (руйнівні) окружні напруження електронних компонентів визначаються в такому ж об'ємному напружено-деформованому стані, що і при експлуатації, але із більшими значеннями завдяки використанню «жорсткого» (без пластифікатору і наповнювача) компаунду.

21. Випробування паяних з'єднань наскрізного та поверхневого монтажу на відрив та на розтяг виявили зменшення значень руйнівних навантажень, викликане дефектом «холодна пайка», на 44,6 % для наскрізного монтажу та на 36,5 % – для поверхневого монтажу. Очікуване підвищення міцності паяного з'єднання завдяки попередньому перегріву терміналів SMD становить 47,9 %.

22. Циклічні випробування за пульсуючим циклом виявили, що відсутність ефекту Кайзера при повторному навантаженні свідчить про наявність пластичних деформацій, або актів руйнування та розвитку тріщин, пор та інших дефектів. Витримка на піку навантаження дозволяє додатково виявити процеси релаксації та повзучості паяних з'єднань.

23. Аналіз напружено-деформованого стану корпусів НВЧ під дією пневматичного навантаження здійснений методом електротензометрії виявив, що напруження в матеріалі кришок корпусів є невеликими – в 5–6 разів меншими границі міцності їх матеріалу – АМГ-2, проте в матеріалі шва герметизації величини напружень досягають величин більших не тільки його границі пропорційності, а й границі міцності.

5 ОБҐРУНТУВАННЯ ПРАКТИЧНИХ РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ НЕСІВНИХ СИСТЕМ ЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ

Проведені в попередніх розділах аналітичні, числові та експериментальні дослідження дозволили розробити низку прикладних рекомендацій, спрямованих на зменшення напружень і деформацій та на забезпечення міцності несівних конструкцій електронної апаратури.

До практичних рекомендацій відносяться інженерні розрахункові методи оцінки динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури, конструктивні та технологічні методи забезпечення міцності деталей та вузлів електронної апаратури та методи ідентифікації фізико-механічних характеристик матеріалів конструкцій електронної апаратури з урахуванням дії технологічних та експлуатаційних навантажень.

Документи, що підтверджують впровадження результатів роботи подані в додатку И.

Матеріали даного розділу опубліковані в наступних публікаціях [26, 178, 180, 186, 187, 190, 192, 193, 199, 200, 217, 229].

5.1 Інженерні розрахункові методи оцінки динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури

5.1.1 Розрахунок напружень і деформацій в друкованих платах в умовах дії динамічних навантажень

На основі розробки низки дискретних та континуально-дискретних математичних моделей вільних і кінематично-збуджуваних коливань друкованої плати (п.2.1) запропоновано методику розрахунку частот і форм вільних коливань та максимальних напружень і переміщень в друкованих платах.

Розрахункові моделі друкованої плати представлені у вигляді багатопрогонової балки із зосередженими та розподіленими масами, що дає

можливість істотно спростити динамічний аналіз механічної системи (рис. 2.10). Вибір балки, як тіла, що моделює друковану плату, також пояснюється припущенням про те, що циліндричний згин плати можна розглядати як згин балки (смуги) прямокутного перетину в одній площині коливань, чому сприяють умови закріплення плати у двох паралельних напрямних корпусу несівної конструкції.

Конструкція ДП схематично складається із двох частин: основи друкованої плати та встановлених на ній електронних компонентів. Основа друкованої плати представлена у вигляді балки, інерційні та пружно-дисипативні параметри якої є рівномірно розподіленими, а електронні компоненти представлені закріпленими на поверхні балки масами із розподіленими або зосередженими інерційними параметрами. Балка встановлена на двох опорах – нерухомій (з одним ступенем вільності) та рухомій (з двома ступенями вільності) шарнірних опорах, через які вона піддається дії кінематичного навантаження в наслідок вертикального переміщення опор під дією зовнішнього силового навантаження.

В поданій коливній системі поперечні перерізи балки здійснюють вертикальні переміщення в одній площині за рахунок деформацій тіла балки, рівняння поперечних коливань прогонів основи друкованої плати виражено із застосуванням технічної теорії згину у вигляді (2.1).

У випадку гармонічних коливань механічної системи розв'язки рівнянь (2.1) мають вигляд (2.6). Величини w_ϕ , w_q , m_ϕ та m_q , що входять до рівнянь (2.20), є функціями циклічної частоти коливань ω і визначаються за допомогою матричної рівності (2.10). З умови (2.21) визначаються власні частоти механічної системи. Форми коливань прогонів основи друкованої плати знаходять за залежністю (2.15) з урахуванням співвідношень (2.9)–(2.13).

Запропонована методика ґрунтується на застосуванні методу початкових параметрів, що сприяє систематизації обчислювального процесу та полегшенню числової реалізації математичної моделі за допомогою комп'ютера. Програма розрахунку форми коливань для відносних переміщень та максимальних нормальних напружень поперечних перерізів балки на критичних частотах коливань подана додатку А.

Розроблена континуально-дискретна математична модель може використовуватись для уточненого аналізу динамічних процесів та напружено-деформованого стану несівних конструкцій друкованих плат, тоді як для інженерних обрахунків запропоновано дискретні математичні моделі коливної системи друкованої плати.

В дискретних моделях розрахункова схема друкованої плати подана у вигляді безінерційної балки із прикріпленими масами електронних компонентів, які визначено з урахуванням зведених мас самої балки – основи плати.

Рівняння динамічної рівноваги механічної системи плати (рис. 2.38) в оберненій формі подано системою рівнянь (2.23). У випадку вільних коливань переміщення матеріальних тіл системи описуються гармонічними функціями (2.24). Отже, обчислення n дійсних значень параметра λ зводиться до розв'язання задачі на власні числа для квадратної матриці, що дорівнює $\Delta \cdot M$. Далі, відповідно до формули (2.33), визначаються циклічні ω_k і технічні f_k власні частоти.

У випадку вимушених коливань, які кінематично передаються від шарнірних опор до самої плати, рівняння динамічної рівноваги електронних компонентів описуються системою рівнянь (2.39). Знаходження амплітуд відносних коливань електронних компонентів щодо опор основи друкованої плати зводиться до числового розв'язання системи алгебричних рівнянь (2.41) за відомих геометричних параметрів $a_1, a_2, \dots, a_n$ та l ; коефіцієнтів впливу δ_{ij} ($i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, n$); амплітуди Y_0 і частоти ω коливань основи.

Алгоритм визначення відносних коливань електронних компонентів друкованої плати щодо опор основи реалізовано в програмі Mathcad (Додаток Б).

У випадку коли конструкція ДП містить масивний електронний компонент, або групу компонентів, маса яких переважає масу основи плати, і таким чином створює нерівномірність навантаження коливної системи (рис. 2.47), інерційні властивості моделі вважаються зосередженими в масі $m = m_{\text{ЕК}} + m_{\text{зв}}$, де $m_{\text{ЕК}}$ – маса масивного електронного компонента; $m_{\text{зв}}$ – зведена маса основи друкованої плати, а пружні та дисипативні елементи приймаються безінерційними.

Зведена маса основи друкованої плати визначена із застосуванням методу

початкових параметрів розраховується за формулою (2.51). Максимальні нормальні напруження визначаються за формулою згину балки (2.57). Як було показано в п.2.1.5 для оцінки жорсткості, без суттєвої втрати точності, можна використовувати прогин по центру досліджуваної конструкції (2.58).

При розгляді тільки динамічних напружень, які виникають від вібропереміщень зосередженої маси відносно положення її статичної рівноваги, тобто знехтуванням невеликою, в більшості випадків, порівняно із динамічним навантаженням, статично діючою силою тяжіння, розрахунок напружень здійснюється за формулою (2.72). В умовах резонансу, під дією постійного динамічного навантаження $P_0 = mY_0\omega_0^2 = \text{const}$, максимальні динамічні напруження не залежать від лінійної координати розташування зосередженої маси x , очевидно, що це твердження не буде справедливим для умов змінного динамічного навантаження. Незалежно від умов динамічного навантаження розрахункова формула (2.72) запропонована для інженерних розрахунків максимальних напружень коливної системи із зосередженою масою. Точність обчислень за формулою (2.72) оцінюється значенням відносної різниці динамічного та максимального напружень (2.73).

Експериментальна перевірка математичної моделі (2.69) показала незначну розбіжність результатів – від 3,8 до 9,72 % та незначну похибку в 5,36 % визначення максимального напруження за математичною моделлю (2.73).

Експериментальна перевірка математичної моделі (2.66) показала незначну розбіжність результатів – від 0,39 до 12,85 %, що дозволяє використовувати математичну модель (2.75) для визначення мінімальної довжини друкованої плати, яка забезпечує виконання умови міцності $\sigma_{\text{дин}} \leq [\sigma]$ навіть в умовах резонансного збудження.

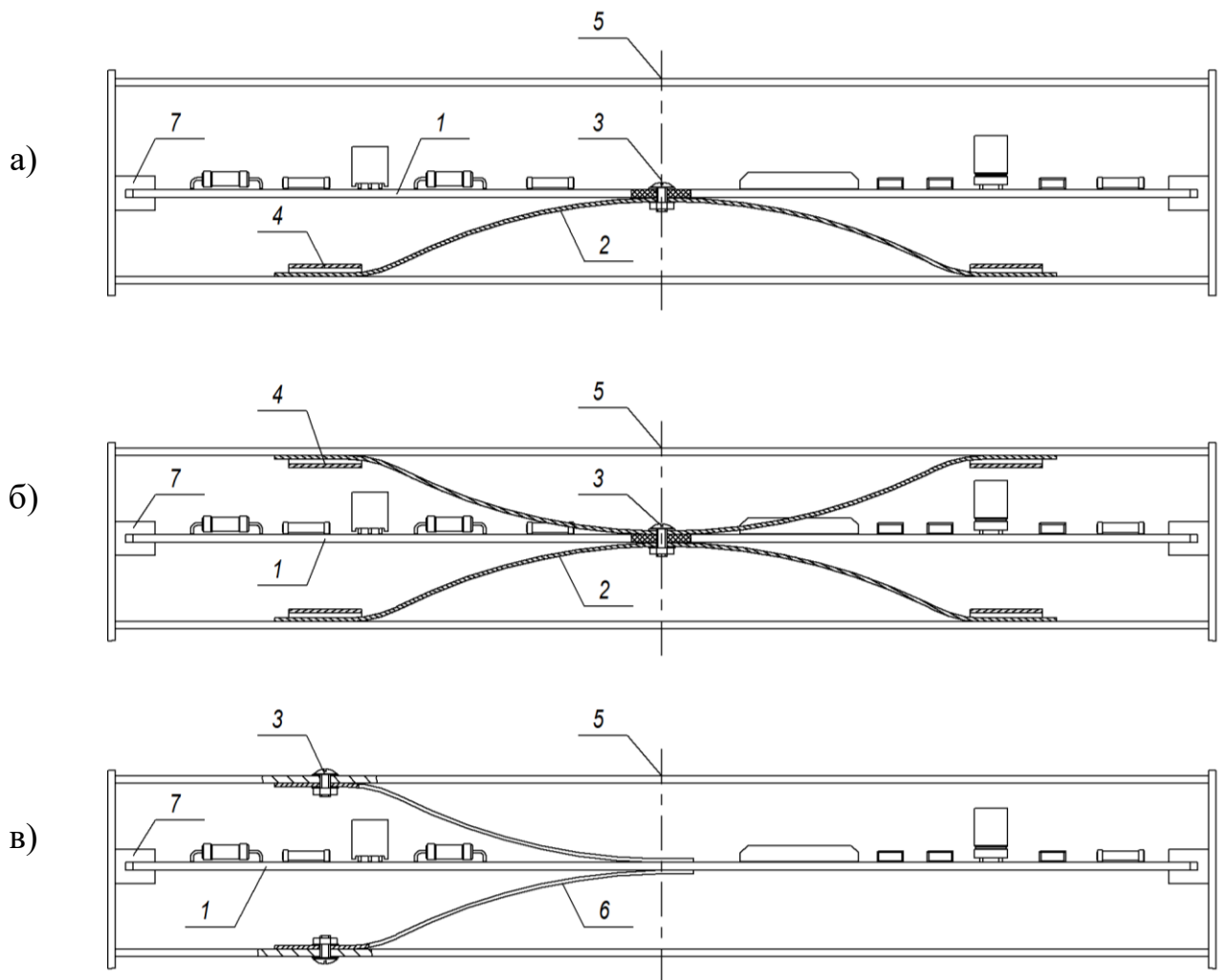
Як показано в п.4.3.2 оцінка міцності всієї конструкції ДП визначається для конструктивного елемента, в якого це значення найменше, – паяного з'єднання, при цьому границя витривалості при симетричному циклі динамічного навантаження приймається менше границі текучості матеріалу ПЗ. Максимальне динамічне напруження в шарі паяного з'єднання розраховується формулою (2.59).

Математична модель (2.72) може використовуватись в процесі розробки конструктивного виконання плат, зокрема розрахунку та добору їх конструктивних параметрів для забезпечення виконання умов міцності $\sigma \leq [\sigma]$ та жорсткості $\Delta \leq [\Delta]$ навіть в умовах резонансного збудження. Мінімальна допустима довжина друкованої плати $[l]$, яка забезпечує виконання умови міцності $\sigma_{дин} \leq [\sigma]$ при заданих інших параметрах друкованої плати: E ; I ; n ; m та діючому динамічному навантаженні P_0 , визначається за формулою (2.74).

Застосування інженерних методів оцінки та забезпечення міцності друкованих плат в умовах вібраційних навантажень, засновані на розрахунку максимальних напружень і деформацій та доборі конструктивних параметрів друкованих плат для забезпечення виконання умов міцності та жорсткості, впроваджено у науково-дослідному інституті радіолокаційних систем «Квант-радіолокація», м. Київ (акт від 20.12.2016, Додаток II).

5.1.2 Визначення конструктивних параметрів пристрою – демпферу сухого тертя для зменшення динамічних напружень та деформацій друкованих плат

Теоретично (п.2.1.7) та експериментально (п.4.2.4) обґрунтовано ефективність введення до несівної конструкції друкованих плат додаткового конструктивного вузла, який реалізує функцію демпфера сухого тертя і забезпечує зменшення динамічних напружень та переміщень друкованих плат в умовах резонансного збудження, в залежності від його пружно-дисипативних параметрів. Демпфер сухого тертя встановлюється в небезпечному перерізі (по центру) друкованих плат і приєднується рухомим з'єднанням до несівного корпусу через муфту та нерухомим з'єднанням – стяжкою до друкованої плати. Варіанти конструктивного виконання ДСТ у вигляді пів-еліптичної балки прямокутного перерізу подані на (рис. 5.1).



1 – друкована плата; 2 – демпфер сухого тертя – балка; 3 – стяжка; 4 – муфта;
 5 – несівний корпус; 6 – демпфер сухого тертя – напівбалка; 7 – напрямні
 друкованої плати

Рис. 5.1. Конструктивне виконання демпфера сухого тертя представлене пів-
 еліптичною балкою прямокутного перерізу:

а) балка; б) подвійна балка; в) напівбалка

Запропонований пристрій може бути використаний в процесі проектування несівних конструкцій блоків електронної апаратури для зменшення напружень та деформацій в друкованих платах, які працюють в умовах зовнішніх динамічних навантажень.

Відповідно до математичних моделей (2.88) та (2.89) ефективність зменшення напружень та переміщень в небезпечному перерізі друкованої плати в

умовах резонансу забезпечується і залежить від пружно-дисипативних характеристик ДСТ, зокрема його жорсткості. Коефіцієнт жорсткості ДСТ прямо пропорційний до сили притискання поверхонь та сили тертя в кінематичній парі демпфер 2 – муфта 4. При збільшенні амплітуди коливань сили пружного і непружного опору в кінематичній парі зростають, що забезпечує зменшення динамічних напружень та переміщень друкованої плати. Запропонована математична модель дозволяє здійснювати раціональний добір коефіцієнта жорсткості та конструктивних параметрів демпфера сухого тертя представленого пів-еліптичною балкою прямокутного перерізу

В інженерних розрахунках для забезпечення умови міцності $\sigma_{дин} \leq [\sigma]$ запропоновано використання мінімально допустимого значення жорсткості ДСТ $[k_{ДСТ}]$, яке при заданих параметрах ДП та ДСТ: $k_{ДП}$; m ; $W_{ос}$; $l_{ДП}$; n ; μ_{mp} та P_0 визначається за формулою:

$$[k_{ДСТ}] = \frac{\sqrt{4n^4m - \left(\sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - 1\right)^2 \left(4n^2mk_{ДП} - \left(\frac{P_0k_{ДП}l}{4W_{ос}[\sigma]}\right)^2\right)} - 2n^2m}{\left(\sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - 1\right)^2}. \quad (5.1)$$

Як показано в п.2.1.7 у відповідності до отриманих залежностей (2.88), (2.89) підвищення жорсткості ДСТ приводить до ступеневого зменшення напружень і деформацій і зрозуміло, що при досягненні певного критичного значення (абсолютної жорсткості) переміщення центру плати припиняться, тобто $\Delta_{дин} = 0$ та $\sigma_{дин} = 0$. В такому випадку ДСТ перетворюється на жорстку опору, яка ділить задану коливну систему на дві інші коливні системи із власними масовими і пружно-дисипативними характеристиками і власними частотами та головними формами коливань, на яких будуть проявлятися власні максимальні динамічні напруження та прогини. Критична жорсткість є супримальним числом, тобто $\Delta_{дин} \rightarrow 0$ або $\sigma_{дин} \rightarrow 0$ при $k_2 \rightarrow \infty$, тому рекомендований діапазон жорсткості можна обмежити максимально допустимим значенням розрахованим за формулою (5.1), якщо задатися певним низьким рівнем напруження або переміщення.

З достатньою для практики точністю коефіцієнт жорсткості пружної опори, яка за своєю конструкцією є криволінійною, можна визначити як для прямолінійної балки:

$$k = \frac{48EI}{l^3}. \quad (5.2)$$

Тоді розрахунок конструктивних параметрів ДСТ, зокрема l здійснюється за формулою (5.2) відповідно до заданих параметрів ДСТ: b , h та E .

Очевидно, що ефективність пристрою залежить як від коефіцієнта жорсткості ДСТ (5.1), так і від коефіцієнта демпфування $n_{\text{ДСТ}}$ та коефіцієнта тертя $\mu_{\text{тр}}$, який, в свою чергу, визначається матеріалом і станом поверхонь пари тертя: ДСТ та муфти (рис. 5.1). Проте забезпечення і регламентація цих параметрів в реальній конструкції представляє певні труднощі, тому пропонується використання їх мінімальних довідникових значень [61], тоді можлива помилка в обрахунку буде використана в якості коефіцієнта запасу.

Експериментальна перевірка математичної моделі (2.88, 2.89) показала незначну розбіжність результатів – від 6,1 до 16,8 %, при чому отримана в розрахунках різниця може бути прийнята в якості запасу міцності в проєктних розрахунках друкованих плат.

Експериментально підтверджено ефективність застосування демпферу сухого тертя, яка полягає у суттєвому відносному зменшенні максимальних значень динамічних напружень та прогинів на 20,5 % та 25,9 % відповідно, та забезпеченні виконання умови міцності та жорсткості друкованої плати.

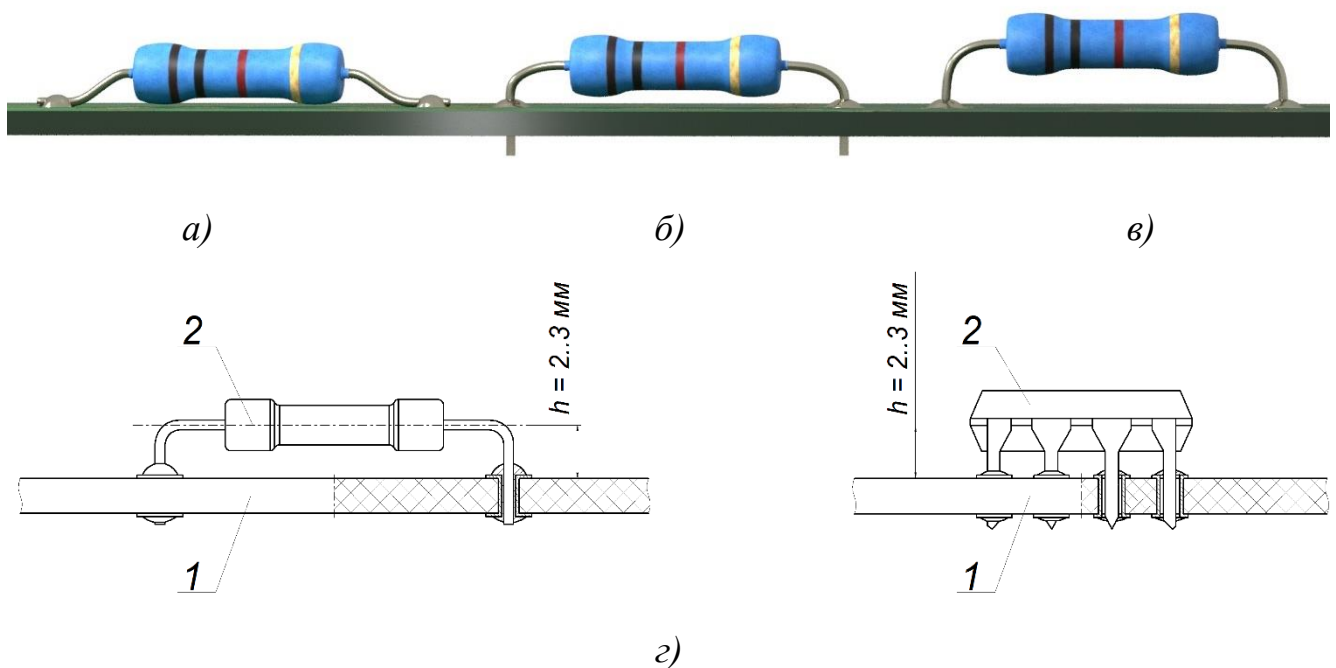
Застосування демпферу сухого тертя для зменшення динамічного напружено-деформованого стану друкованих плат впроваджено у Державному підприємстві «Новатор», м. Хмельницький (акт від 12.12.2022, додаток И).

5.2 Конструктивні та технологічні методи забезпечення міцності деталей та вузлів електронної апаратури

5.2.1 Удосконалення технології наскрізного монтажу електронних компонентів

Удосконалена технологія наскрізного монтажу електронних компонентів із збільшенням довжини монтажних виводів (рис. 5.2, в) забезпечує зменшення коефіцієнта передачі деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів, на відміну від технології низького наскрізного (рис. 5.2, б), або поверхневого монтажу (рис. 5.2, а).

Відповідно до технології ЕК монтуються із зазором $h = 2-3$ мм відносно основи друкованої плати. Схема монтажу двовивідних ЕК наведена на (рис. 5.2, г).



1 – основа друкованої плати; 2 – електронний компонент

Рис. 5.2. Монтаж електронних компонентів на основі друкованої плати:

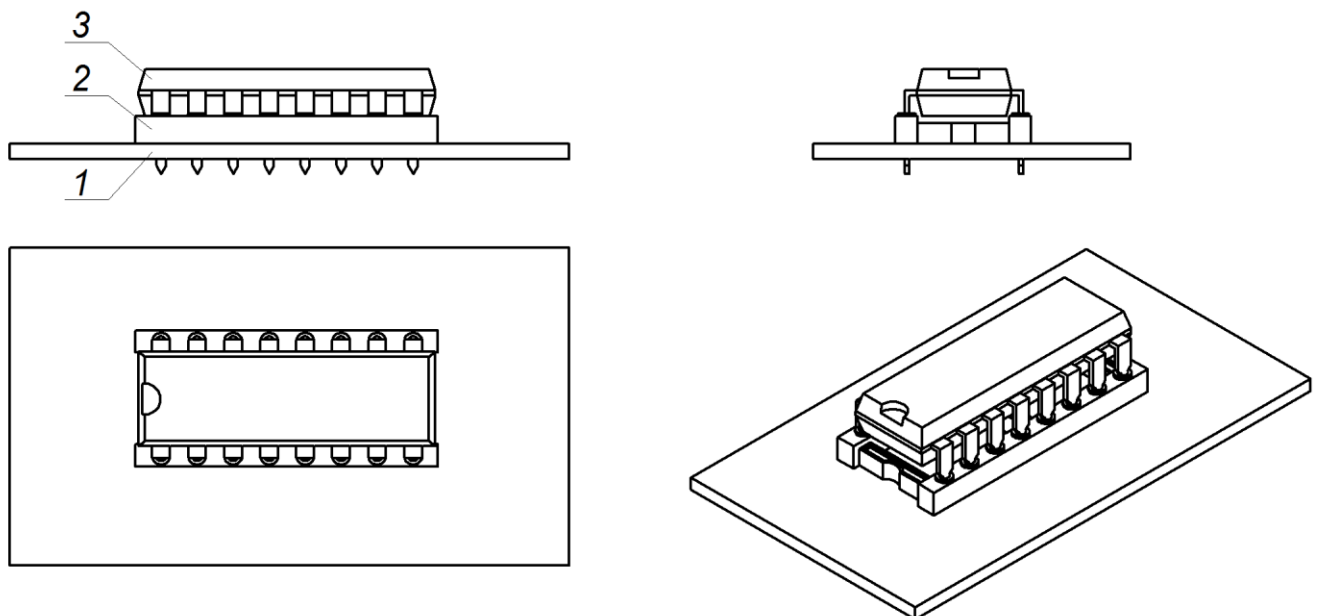
а) поверхневий; б) низький наскрізний; в) високий наскрізний монтаж;

г) схема наскрізного монтажу із зазором h

Експериментальні дослідження (п.4.3.1) показали, що запропонована

технологія дозволяє досягти відсутності передачі деформацій від основи ДП для двохвиводних компонентів та в 3-4 рази знизити його для багатовивідних мікросхем та електронних модулів.

Одним із способів зменшення монтажних деформацій для багатовивідних ЕК запропоновано використання додаткового пружно-дисипативного зв'язку між ними та монтажною платою, яким можуть слугувати монтажні адаптери (панелі). Експериментальне дослідження монтажних деформацій мікросхем встановлених на друкованій платі через монтажні адаптери з типом корпусу DIP (Dual In-Line Package) показали відсутність передачі монтажних деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів.



1 – основа друкованої плати; 2 – монтажний адаптер; 3 – мікросхема

Рис. 5.3. Схема монтажу мікросхеми через монтажний адаптер

5.2.2 Удосконалення технології визначення допустимого короблення друкованих плат

Удосконалена технологія визначення допустимого короблення друкованих плат полягає у забезпеченні допустимої величини напружено-деформованого стану паяних з'єднань друкованих плат за показником граничнодопустимого короблення, який відповідає відношенню границі текучості паяного з'єднання до коефіцієнту запасу короблення, на відміну від стандартизованого показника якості друкованої

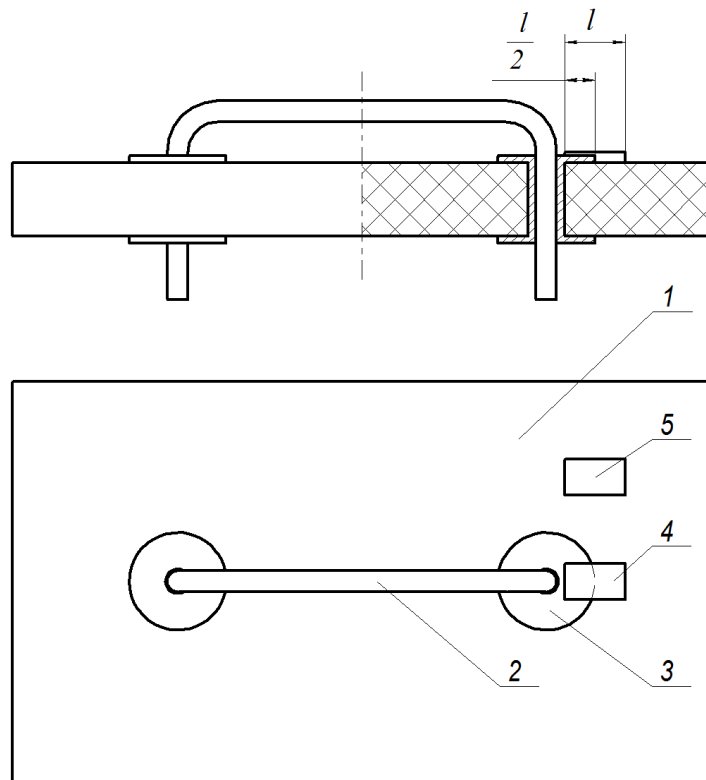
плати – площинності, для оцінки якого застосовують дві характеристики: згин та скручування основи друкованої плати.

Запропонована технологія дозволяє не тільки визначати ступінь деформування основи друкованої плати, а й врахувати передачу деформації від основи друкованої плати до конструктивних елементів друкованої плати, які володіють найнижчою міцністю і якими, як було показано раніше (п.4.3.2), є контактні вузли – паяні з'єднання ДП.

Вимірювання деформації паяного з'єднання здійснюється методом електротензометрії за методикою описаною в п.4.3.2. Схема препарування ПЗ показана на рис. 5.4.

На основу випробуваної друкованої плати встановлюються тестові зразки 2 (рис. 5.4) (замість електронного компонента) за технологією наскрізного або поверхневого монтажу; кількість зразків підбирається достатньою для статистичної обробки результатів та з врахуванням конструктивних особливостей і топології покриття електронними компонентами друкованої плати. В якості тестового зразку запропоновано використовувати мідну скобу товщиною рівною товщині монтажних виводів електронних компонентів. Це дозволяє ізольовано оцінювати вплив деформації (короблення) основи друкованої плати на деформації ПЗ незалежно від механічних властивостей конструктивних елементів ЕК.

Кріплення тензодатчиків здійснюється таким чином, щоб вимірювальна база l тензодатчика 4 одночасно охоплювала ділянку шару припою 3 – перед, або за виводом 2 в паяному з'єднанні, та також рівну за розміром частину поверхні друкованої плати $l / 2$. Інший ідентичний тензодатчик встановлюється поруч на поверхні друкованої плати. Коефіцієнт передачі деформації від основи друкованої плати до паяного з'єднання визначається за формулою (4.6).



1 – основа друкованої плати; 2 – тестовий зразок; 3 – шар припою; 4 – тензометричний датчик на контактній площадці; 5 – тензометричний датчик на основі друкованої плати

Рис. 5.4. Схема вимірювання коефіцієнту передачі деформації від основи друкованої плати до паяного з'єднання із тестовим зразком

Препарована тензодатчиками плата піддається статичному випробуванню на установці «чистого згину» в режимі циклічного навантаження/розвантаження із поступовим збільшенням навантаження в кожному циклі. При досягненні граничної деформації контактного вузла (zareєстрованої за показниками тензодатчиків) вимірюється граничний прогин плати, який приймається в якості граничного короблення $\Delta_{ГР}$. Граничнодопустима величина короблення плати визначається як:

$$[\Delta] = \Delta_{ГР} / s, \quad (5.3)$$

де s – коефіцієнт запасу міцності (короблення).

Досягнення умовної границі текучості контактної вузла визначається за наявністю залишкової деформації після зняття навантаження, або відбувається

відмова ПЗ, тобто обрив електричного кола.

Міркування щодо вибору значення s в кожному конкретному випадку повинні встановлюватися за погодженням із замовником. При цьому слід керуватися досвідом нормального функціонування протягом всього терміну експлуатації аналогічних виробів, що враховує всі несприятливі чинники, які можуть виникнути в процесі роботи даного виробу.

Придатність, або не придатність, до експлуатації виробів встановлюється шляхом вимірювання їх прогину, якщо такий є. У випадку коли вимірний прогин перевищує $[\Delta]$ друкована плата вважається непридатною до експлуатації.

Конструктивні методи забезпечення міцності деталей та вузлів електронної апаратури в умовах дії динамічних навантажень, засновані на розрахунку максимального та допустимого напружено-деформованого стану критичних елементів конструкції друкованих плат, впроваджено в Державному підприємстві «Новатор», м. Хмельницький (акт від 27.12.2016, Додаток II).

5.2.3 Добір технологічних методів захисту електронних компонентів із загальною герметизацією в умовах термоудару

Запропоновані технологічні методи захисту електронних компонентів у герметизованих компаундом конструкціях електронної апаратури полягають у створенні додаткових пружно-дисипативних зв'язків між електронними компонентами та герметиком. Експериментальна оцінка ефективності їх застосування здійснена на основі визначення коефіцієнту демпфування рівного відношенню деформацій (напружень) електронного компонента, вимірних в герметизованому модулі, без та із застосуванням пружно-дисипативного зв'язку відповідно.

Для експериментального оцінювання коефіцієнту демпфування кожного із видів захисних засобів використовувався окремий герметизований модуль, який містив по п'ять резисторів С2-29В. Резистори гермомодулів препарували малобазними тензодатчиками типу МПТ. Герметизація модулів відбувалася компаундом типу ЕЗК-25. При термоударах герметизовані модулі спочатку перебували в термостаті з температурою $+70^{\circ}\text{C}$ і далі в кліматичній камері з

температурою -60°C з витримкою при кожній температурі не менше 30 хв. Для ізолюваного визначення деформації резисторів спричиненої герметизацією, від отриманих показань тензорезисторів в герметизованих модулях, віднімали показання тензорезисторів в гермомодулях до герметизації при крайніх значеннях температур.

Спочатку дослідженню підлягали демпфувальні захисні покриття: кислотний однокомпонентний силіконовий герметик KLT-30 і нейтральний однокомпонентний силіконовий герметик ВГО-1, які використовуються для герметизації електронного обладнання та пристроїв, що працюють в умовах постійної вібрації, і не викликають корозії алюмінієвих сплавів, анодованих і срібних покриттів та вуглецевої сталі в діапазоні температур від -60°C до $+250^{\circ}\text{C}$; та силіконовий герметик виксинт У-2-28, який застосовується в пристроях, що використовуються в авіації, в космічних умовах, а також в електротехнічній і радіопромисловості.

Отримана ефективність використання вказаних видів покриття досягалась не тільки демпфувальними властивостями, але й усуненням безпосереднього зв'язку між електронними компонентами та герметиком завдяки їх антиадгезійним властивостям. Максимальні експериментальні значення коефіцієнту демпфування досягнуті використанням поліетиленових кембриків (3,66) та поліхлорвінілових термоусадних трубок (3,42), крім того у ряді випадків такі засоби є більш технологічними в порівнянні із покриттям і більш дешевими, хоча вони і не завжди застосовувані у виробництві, як, наприклад, при захисті компонентів прямокутної форми. Поліетиленові кембрики та термоусадні трубки відповідного діаметру були попередньо розрізані по твірній та використані для захисту електронних компонентів у складі модуля перед герметизацією.

Слід зазначити, що аналітична оцінка напружено-деформованого стану системи електронний компонент – компаунд (2.103–2.108) розроблена для електронних компонентів, які мають форму тіл обертання. Вибір таких об'єктів дослідження викликано тим, що саме така форма піддається найбільшому навантаженню зі сторони герметика, який оточує їх зо всіх сторін та створює

складний об'ємний напружено-деформований стан для ЕК та герметика.

На відміну від тіл обертання багаточисельні – інтегральні ЕК та ЕК поверхневого монтажу, мають прямокутну форму, і в більшій мірі піддаються не об'ємному, а поверхневому навантаженню, яке приходить на одну пластів – верхню поверхню компонентів. Навантаження по крайкам ЕК можна вважати не суттєвим завдяки набагато більшій жорсткості тіла ЕК в цьому напрямку. Зменшення поверхнево-розподіленого навантаження може бути досягнуто використанням додаткового пружно-дисипативного зв'язку, наприклад прокладки, або ж модифікацією пружно-дисипативного зв'язку – монтажу ЕК, наприклад із використанням технології високого наскрізного монтажу (п.5.2.1). Разом із тим прямокутна форма не позбавлена своїх недоліків, до яких можна віднести гострі ребра та кути, які виступаючи концентраторами напружень суттєво знижують міцність герметизованих конструкцій. Одним із способів зменшення таких концентраторів може бути згладжування або округлення ребер компонентів, що буде також наближувати їх форму до форми тіл обертання і зробить можливим використання запропонованої математичної моделі для розрахунку напружень та оцінки їх міцності.

Ще одним із можливих методів зменшення напружено-деформованого стану системи «електронний компонент – герметик» може бути зменшення перепаду температур Δt , який виникає в наслідок різниці між температурою полімеризації в процесі герметизації та експлуатаційною температурою. Як показано в (2.110) величина контактного тиску, а значить і величина загальних напружень (2.103–2.108) є прямо пропорційною до Δt . Таким чином зменшення температури полімеризації дозволить зменшити стан попередньої напруженості герметизованих модулів в процесі виробництва та в подальшому зменшити їх експлуатаційний напружено-деформований стан.

Метод розрахунку та вимірювання напружень і деформацій та технологічні методи захисту електронних компонентів у герметизованих компаундом електронних модулях під дією термоударів впроваджено на Державному підприємстві «Новатор», м. Хмельницький (акт від 11.12.12, Додаток ІІ).

5.2.4 Розроблення методики неруйнівного діагностування міцності паяних та зварних з'єднань елементів конструкцій електронної апаратури

Набула подальшого розвитку акустико-емісійна методика неруйнівної діагностики міцності нероз'ємних елементів конструкцій електронної апаратури, зокрема їх паяних та зварних з'єднань, яка полягає у відборі інформативних параметрів: амплітуди та сумарного рахунку сигналів акустичної емісії, не перевищення порогового рівня яких в умовах циклічного навантаження свідчить про придатність об'єкту дослідження до експлуатації.

Виходячи з отриманих результатів дослідження поданих в п.4.4, запропонована методика акустико-емісійної неруйнівної діагностики міцності нероз'ємних елементів конструкцій, зокрема їх паяних та зварних з'єднань:

1. Випробування здійснюють неруйнівним навантаженням, яке розраховується із коефіцієнтом запасу міцності s відносно граничного або руйнівного навантаження $P_{\max}$ і відповідає допустимому напруженню паяного чи зварного з'єднання досліджуваної конструкції:

$$P_{\text{тест}} = \frac{P_{\max}}{s}. \quad (5.4)$$

2. Випробування проводиться в режимі пульсуючого циклу навантаження/розвантаження із витримкою паузи між цими фазами та одночасною реєстрацією параметрів сигналів акустичної емісії. При появі сигналів АЕ з амплітудою вище встановленого рівня дискримінації випробування продовжуються до десяти циклів. Повторний прояв АЕ із зростанням сумарного рахунку свідчить про розвиток небезпечних дефектів і початок процесу руйнування та непридатність об'єкту дослідження до експлуатації; при необхідності, проводиться локація небезпечних дефектів.

Запропонована методика призначена для неруйнівної діагностики міцності конструкцій відповідальних вузлів ЕА і дозволяє визначати небезпечні дефекти, що можуть розвиватися та призвести до катастрофічного руйнування, ще на стадії виробничого випробування.

Застосування методики акустико-емісійної неруйнівної технічної діагностики та методу електротензометрії посудин, що працюють під тиском впроваджено в Подільському експертно-технічному центрі Держнаглядохоронпраці, м. Хмельницький (акт від 21.12.2001, Додаток И).

Застосування методу акустико-емісійного неруйнівного діагностування міцності і герметичності модулів та компонентів бортового радіоелектронного обладнання (корпусів модулів НВЧ, керамічних конденсаторів) під дією надмірного тиску та температури в статичному та циклічному режимі навантажень впроваджено в ТзОВ «Альпмонтаж», м. Хмельницький (акти від 06.09.2019 та від 08.12.2022, Додаток И).

5.3 Методи ідентифікації фізико-механічних характеристик матеріалів конструкцій електронної апаратури з урахуванням дії технологічних та експлуатаційних навантажень

Для аналітичної оцінки напружень та деформацій при існуючому розкиді фізико-механічних характеристик матеріалів, їх залежності від технології виробництва, температури і навіть форми виробів, способу і швидкості прикладання навантаження і т.п., зростає роль експериментального визначення цих характеристик. На значення фізико-механічних характеристик досліджуваних матеріалів, крім неоднорідності власного складу, значний вплив чинять умови утворення самого матеріалу у складі виробу, форма виробу і температурні режими.

Для визначення фізико-механічних характеристик конструкцій функціональних вузлів ЕА запропоновано розрахунково-експериментальний метод пробних параметрів, заснований на ідентифікації цих характеристик шляхом розв'язання обернених задач міцності. У цих завданнях переміщення та відносні деформації, що традиційно розраховуються в матеріалах виробів, визначаються експериментально і вважаються заданими, а фізико-механічні характеристики, які зазвичай входять у розрахункову модель як задані, вважаються шуканими.

5.3.1 Ідентифікація фізико-механічних характеристик конструкцій друкованих плат

Відповідно до запропонованого методу ідентифікації фізико-механічних характеристик конструкцій друкованих плат визначенню підлягають такі пружно-дисипативні характеристики друкованої плати, як модуль Юнга E та коефіцієнт в'язкого демпфування s . Оскільки як пружні так і дисипативні характеристики друкованих плат, в основному, визначаються матеріалом їх основи, тому її зразки і є об'єктами випробування.

Визначення модуля Юнга проводилося випробуванням зразків друкованих плат розміром 180x50x1,5 мм у спеціальному пристрої для навантаження за схемою трьох-точкового згину (рис. 5.5).

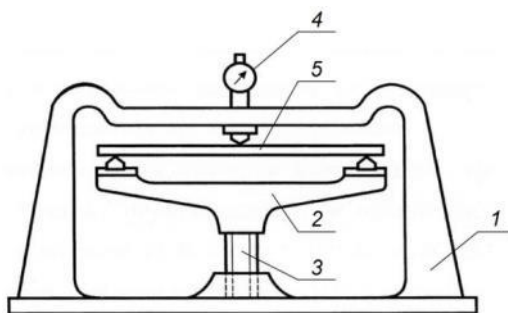


Рис. 5.5. Установка для випробування друкованих плат за схемою трьох-точкового згину: 1 – основа; 2 – рухома балка; 3 – гвинт підйому; 4 – індикатор годинникового типу; 5 – друкована плата

Навантаження P забезпечує безпечний рівень механічних напружень $[\sigma]$ визначений за формулою (4.7). Як показано в п.4.4.1 таке навантаження забезпечує безпечне напруження, яке знаходиться на ділянці пропорційності діаграми розтягу, не тільки для більш міцної основи плати, а і для її паяних з'єднань.

Максимальне допустиме навантаження при неруйнівному тестуванні плат на згин за схемою (рис. 5.5) повинно задовольняти умові:

$$[P] = \frac{4[\sigma]W_{oc}}{l} = \frac{2bh^2}{3l}[\sigma], \quad (5.5)$$

де l – довжина; b – ширина; h – товщина друкованої плати; $[\sigma]$ – допустиме напруження паяного з'єднання ДП.

У ході випробування крім реєстрації навантаження P та прогину плати Δ здійснюється реєстрація відносної деформації ε , для чого досліджувані плати препарують тензодатчиками базою 10 мм, як в поздовжньому (в напрямку дії максимальних нормальних напружень), так і в поперечному напрямках.

Відповідно до закону Гука експериментальне значення модуля Юнга визначається як:

$$E_1 = \frac{Pl}{4\varepsilon W_{oc}}, \quad (5.6)$$

де ε – максимальна відносна деформація виміряна методом електротензометрії.

З метою підвищення точності визначення модуль Юнга також визначається за формулою:

$$E_2 = \frac{Pl^3}{48\Delta J}, \quad (5.7)$$

де Δ – максимальний прогин вимірянний індикатором годинникового типу.

Контроль за відсутністю пластичних деформацій здійснюється із використанням методу акустичної емісії за допомогою датчика, який встановлюється на поверхні плати. Відсутність сигналів акустичної емісії свідчить про те, що випробування проводиться в умовах пружних деформацій.

Коефіцієнт в'язкого демпфування c визначається за формулою:

$$c = \frac{2m}{T} \ln \frac{A(t)}{A(t+T)}, \quad (5.8)$$

де m – зосереджена маса встановлена на платі; $A(t)$ та $A(t+T)$ – амплітуди коливань виміряні в моменти часу t та $t + T$ відповідно; T – період коливань, вимірянний за графіком вільних згасаючих коливань зареєстрованим після одноразового виведення коливної системи із стану рівноваги.

Амплітуди коливань вимірюються вібродатчиком, встановленим по центру друкованих плат. Датчик під'єднується до системи віброметричного контролю. Друкована плата встановлюється у спеціальному кріпильному пристрої типу «лещата» (рис. 4.9), який жорстко кріпиться до вібростенда.

Для підвищення точності усі випробування рекомендується відтворювати до

5 разів.

5.3.2 Ідентифікація фізико-механічних характеристик електронних компонентів із загальною герметизацією в умовах термоударів

Експериментальне визначення характеристик електронних компонентів із загальною герметизацією здійснюється у спеціальних тестових конструкціях (рис. 5.6), які сполучають матеріали з відомими та невідомими характеристиками і піддаються термоударам у діапазоні $-20\text{ }^{\circ}\text{C} \dots -60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Основним завданням випробувальних конструкцій є відтворення напружено-деформованого стану ідентичного експлуатаційному.

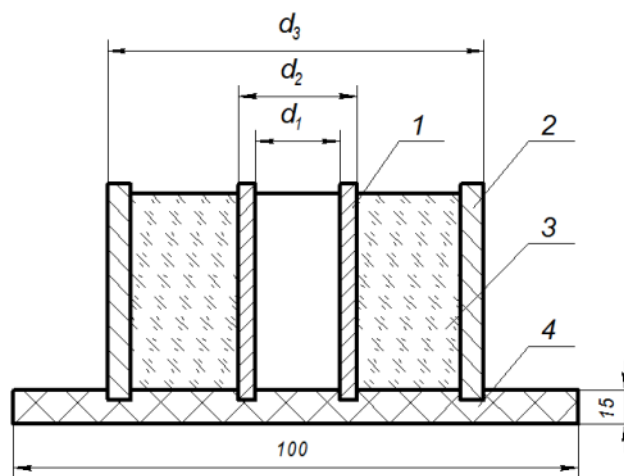


Рис. 5.6. Схема пристрою для визначення фізико-механічних характеристик компаунда та кераміки резисторів: 1 – порожнистий мідний циліндр, або керамічна трубка резистора; 2 – порожнистий сталевий циліндр; 3 – компаунд; 4 – опорна пластина.

Для визначення характеристик компаунду використовуються три циліндричні конструкції, в яких внутрішній циліндр – мідний, із добре відомими властивостями, а зовнішній – компаундний, з поки невідомими характеристиками.

Поверхня мідного циліндра препарується тензодатчиками для вимірювання σ_t за схемою показаною на рис. 5.7.

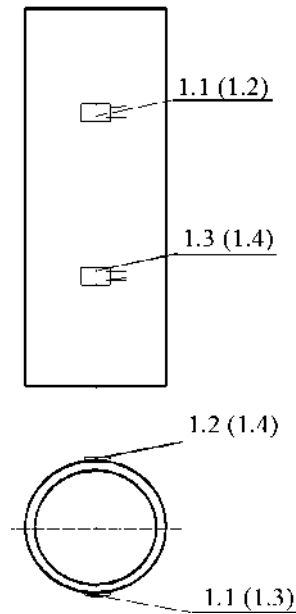


Рис. 5.7. Препарування мідного циліндра тензорезисторами

Ці конструкції піддають термоударам у діапазоні температур $-20^{\circ}\text{C} \dots -60^{\circ}\text{C}$. При перепадах температур на межі циліндрів з'являються окружні деформації від дії контактного тиску. Значення деформацій зв'язані зі значеннями напружень узагальненим законом Гука [59]:

$$\varepsilon_{t_i} = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_{t_i} - \mu \cdot \sigma_{z_i} - \mu \cdot \sigma_{r_i}), \quad (5.9)$$

де σ_r – нормальне радіальне напруження; σ_t – нормальні окружні напруження на плоских бічних гранях; σ_z – нормальні осьові напруження на торцевих поверхнях циліндра; μ – коефіцієнт Пуассона.

Контактний тиск, який виникає на межі контакту матеріалів при відомих характеристиках внутрішнього циліндра, радіальних розмірах конструкції та експериментально знайдених деформаціях:

$$P_i = \frac{-\varepsilon_{t_i}}{\frac{R_i^2}{R_{i+1}^2 - R_i^2} \cdot \frac{1 + \mu_i}{E_i} + \frac{R_{i+1}^2}{R_{i+1}^2 - R_i^2} \cdot \frac{1 - 2 \cdot \mu_i}{E_i}}. \quad (5.10)$$

Таким чином, контактний тиск можна вважати параметром, що визначається експериментально.

Тоді із формули для контактного тиску:

$$P = \frac{\left[(1+\mu_2)\alpha_2 - (1+\mu_1)\alpha_1 \right] \Delta\tau}{\frac{\left[(1+\mu_1)R_1^2 + (1-\mu_1)R_2^2 \right]}{E_1(R_2^2 - R_1^2)} + \frac{\left[(1+\mu_2)R_3^2 + (1-\mu_2)R_2^2 \right]}{E_2(R_3^2 - R_2^2)}}, \quad (5.11)$$

у яку входять і відомі фізико-механічні характеристики мідного і невідомі характеристики компаундного циліндрів, знаходять невідомі характеристики: E ; μ ; α .

Оскільки невідомих характеристик три, то розв'язується система трьох лінійних алгебраїчних рівнянь (5.11). А щоб рівняння не були тотожними, то використовувались три аналогічні конструкції із різними діагональними розмірами d_1 ; d_2 ; d_3 : 1) 10; 10,4; 40; 2) 20; 20,4; 40; 3) 30; 30,4; 60 мм.

Для прикладних розрахунків фізико-механічних характеристик матеріалу герметика та електронного компонента створена комп'ютерна програма в системі автоматизації математичних розрахунків MathCad (Додаток К).

Аналогічно, для визначення фізико-механічних характеристик кераміки резисторів були виготовлені три циліндричні конструкції (рис. 5.6), у яких пробний матеріал – герметик, із раніше визначеними характеристиками, а шуканий – кераміка резисторів, тобто замість порожнистого мідного циліндра використовувались керамічні трубки резисторів.

За формулою (5.10) визначалися значення контактного тиску на межі поділу кераміки резисторів і компаунду при відомих діагональних розмірах конструкції, колових відносних деформаціях і фізико-механічних характеристиках зовнішнього компаундного циліндра, які були визначені раніше.

Невідомі характеристики визначаються розв'язанням системи трьох лінійних алгебраїчних рівнянь (5.11). У випробуваннях використовуються три аналогічні конструкції із різними діагональними розмірами d_1 ; d_2 ; d_3 : 1) 0,4; 1,5; 8; 2) 0,8; 3; 14; 3) 2; 5,4; 20 мм.

5.4 Висновки до розділу 5

1. Запропоновано низку дискретних і континуально-дискретних

математичних моделей вільних і кінематично збуджуваних коливань друкованої плати, які представляють собою методику розрахунку частот і форм вільних коливань друкованої плати. Методика ґрунтується на застосуванні методу початкових параметрів, що сприяє систематизації обчислювального процесу та полегшенню числової реалізації математичної моделі за допомогою комп'ютера.

2. Розроблено математичну модель для інженерного розрахунку максимальних напружень та переміщень в друкованих платах в умовах резонансного збудження. Математична модель може використовуватись в процесі розробки конструктивного виконання друкованих плат, зокрема розрахунку та добору їх конструктивних параметрів для забезпечення виконання умов міцності та жорсткості.

3. Оснащення несівної системи друкованої плати демпфером сухого тертя дозволило зменшити динамічні навантаження, напруження і деформації плати за рахунок раціонального добору пружно-дисипативних характеристик демпферу. Розроблена математична модель дає можливість визначення коефіцієнту жорсткості демпферу сухого тертя, виконаного у вигляді пів-еліптичної балки прямокутного поперечного перерізу.

4. Удосконалено технологію наскрізного монтажу електронних компонентів із зазором в 2-3 мм за рахунок збільшення довжини монтажних виводів на друкованій платі забезпечує трикратне зменшення коефіцієнта передачі деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів та підвищує стійкість елементів конструкції друкованої плати до технологічних та експлуатаційних навантажень. Удосконалена технологія визначення допустимого короблення друкованих плат забезпечує необхідну міцність та жорсткість паяних з'єднань.

5. Запропоновано технологічні методи захисту електронних компонентів, герметизованих компаундом, від дії температурних напружень за рахунок створення додаткових пружно-дисипативних зв'язків між електронними компонентами та герметиком. Максимальні значення коефіцієнту демпфування, досягнуті застосуванням поліетиленових кембриків, становлять 3,66, а

застосуванням поліхлорвінілових термозбіжних трубок – 3,42.

6. Розроблено акустико-емісійну методику неруйнівної діагностики міцності нероз'ємних елементів конструкцій електронної апаратури, зокрема їх паяних та зварних з'єднань, яка дозволяє визначати придатність несівних конструкцій електронної апаратури до експлуатації під час циклічного випробування за пульсуючим циклом механічного та пневматичного навантаження.

7. Запропоновано розрахунково-експериментальний метод пробних параметрів, який дозволяє здійснювати ідентифікацію фізико-механічних характеристик друкованих плат та герметизованих модулів електронної апаратури. Ідентифікація здійснюється в режимах, які відтворюють складні, наближені до натурних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі подано розроблення науково-прикладних засад динаміки та міцності несівних систем електронної апаратури, спрямованих на вирішення актуальної проблеми – зменшення напружень і деформацій та забезпечення міцності елементів конструкцій зазначених систем, за рахунок раціонального добору їх геометричних, інерційних та пружно-дисипативних параметрів на стадіях проектування, виробництва і експлуатації. Отримані результати мають суттєве значення для електронної промисловості. На основі проведених досліджень зроблено такі висновки:

1. Розвинуто теорію вібраційного захисту електронної апаратури на основі комплексного підходу до математичного моделювання вільних і кінематично-збуджуваних вимушених коливань друкованої плати із застосуванням дискретних та континуально-дискретних розрахункових моделей, яка дозволила проілюструвати істотний вплив вібрацій на умови експлуатації електронної апаратури та теоретично обґрунтувати можливість виникнення резонансних коливань друкованої плати під час експлуатації не лише на нижчій, а й на більш високих власних частотах. Усунення цих небезпечних явищ може бути здійснено лише на основі детального аналізу динамічних процесів у механічній системі плати.

2. Застосуванням методу скінченних елементів для моделювання напружено-деформованого стану і коливальних процесів у друкованій платі теоретично обґрунтовано розрахункову модель друкованої плати у вигляді багатопрогової балки із зосередженими та розподіленими масами, шарнірно-закріпленої на кінцях, що дає можливість значно спростити динамічний аналіз механічної системи.

3. Розроблено математичні моделі для інженерного розрахунку максимальних напружень та переміщень в друкованих платах в умовах резонансного збудження. Встановлено закономірності впливу геометричних та фізико-механічних параметрів друкованої плати, а також характеристик динамічних процесів, що виникають під час експлуатації блоків електронної апаратури, на максимальні напруження і деформації елементів несівної системи,

що дає можливість здійснювати раціональний добір параметрів конструкцій для забезпечення міцності і необхідної жорсткості друкованої плати.

4. Запропоновано оснащення несівної системи друкованої плати демпфером сухого тертя, що дозволило зменшити динамічні навантаження, напруження і деформації друкованої плати за рахунок раціонального добору його пружно-дисипативних характеристик. Теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено ефективність застосування демпферу, яка складає 20,5 %. Розроблено математичну модель визначення коефіцієнту жорсткості демпферу сухого тертя, виконаного у вигляді пів-еліптичної балки прямокутного поперечного перерізу, що дає можливість проводити інженерний розрахунок його конструктивних параметрів.

5. Удосконалено технологію наскрізного монтажу електронних компонентів із зазором в 2-3 мм, за рахунок збільшення довжини монтажних виводів на друкованій платі, яка забезпечує трикратне зменшення коефіцієнта передачі деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів та підвищує стійкість елементів конструкції друкованої плати до технологічних та експлуатаційних навантажень, в порівнянні із технологією низького наскрізного, або поверхневого монтажу. Ефективність технології обґрунтовано математичним моделюванням напружено-деформованого стану конструкції друкованої плати у вигляді статично невизначуваної плоскої стрижневої системи в умовах дії експлуатаційного навантаження та підтверджено експериментально.

6. Проведено аналіз напружено-деформованого стану елементів конструкцій функціональних вузлів електронної апаратури, здійснений під дією механічних навантажень із застосуванням методів електротензометрії та акустичної емісії, який дозволив виявити, що критичними елементами конструкцій є вузли нероз'ємних, зокрема паяних та зварних, з'єднань, коефіцієнт передачі деформацій до яких від несівних конструкцій може значно перевищувати одиницю і створювати напружено-деформований стан невідповідний умовам міцності. Також удосконалена технологія визначення допустимого короблення друкованих плат забезпечує необхідну міцність та жорсткість паяних з'єднань.

7. Запропоновано акустико-емісійну методику неруйнівної діагностики міцності нероз'ємних елементів конструкцій електронної апаратури, зокрема їх

паяних та зварних з'єднань, яка дозволяє визначити придатність несівних конструкцій електронної апаратури до експлуатації під час циклічного випробування за пульсуючим циклом механічного та пневматичного навантаження в залежності від відповідності значення таких параметрів як амплітуда та сумарний рахунок сигналів акустичної емісії до встановленого порогового рівня.

8. Удосконалено методологію аналізу напружено-деформованого стану елементів герметизованого електронного модуля у вигляді складеного товстостінного циліндра, яка враховує особливості взаємодії керамічного сердечника із композитним захисним шаром за перепаду температур фізичних тіл, яка дозволила встановити, що в матеріалі електронного компонента і в оточуючому шарі герметика радіальні напруження досягають максимальних значень на межі їх контакту, а колові – на внутрішній поверхні кожного циліндру за відсутності перепаду температур. Запропоновано технологічні методи захисту електронних компонентів, герметизованих компаундом, від дії температурних напружень за рахунок створення додаткових пружно-дисипативних зв'язків між електронними компонентами та герметиком. Максимальні значення коефіцієнту демпфування, досягнуті застосуванням поліетиленових кембриків, становлять 3,66, а застосуванням поліхлорвінілових термозбіжних трубок – 3,42.

9. Запропоновано розрахунково-експериментальний метод пробних параметрів, який, шляхом розв'язання обернених задач міцності, дозволяє здійснювати ідентифікацію фізико-механічних характеристик друкованих плат та герметизованих модулів електронної апаратури. Ідентифікація здійснюється в режимах, які відтворюють складні, наближені до натурних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження.

10. Створено випробувально-вимірювальний комплекс призначений для визначення деформацій малогабаритних елементів конструкцій та компонентів електронної апаратури під дією механічних, температурних та пневматичних навантажень в статичному, циклічному та динамічному режимах, які відтворюють складні, наближені до натурних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження, із реалізацією методів електротензометрії, акустичної емісії, віброметрії та високошвидкісної відео-зйомки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ulrich R. K. Advanced electronic packaging / R. K. Ulrich, W. D. Brown // 2nd edition IEEE Press Series on Microelectronic Systems. – Canada : Wiley-IEEE Press, 2006. – 821 p.
2. Sisemore C. The science and engineering of mechanical shock / C. Sisemore, V Babuška. – Springer Nature Switzerland AG, 2020. – 362 p.
3. Collins J. A. Mechanical design of machine elements and machines. A failure prevention perspective / J. A. Collins, H. Busby, G. Staab / 2nd edition. – USA : Ohio State University, 2010. – 896 p.
4. Wong E.-H. Robust design of microelectronics assemblies against mechanical shock, temperature and moisture / E.-H. Wong and Y.-W. Mai // Woodhead publishing series in electronic and optical materials: number 81. – Amsterdam : Elsevier Ltd., 2015. – 457 p.
5. Local strength measurement technique for miniaturised silicon-based components / M. Deluca, R. Bermejo, M. Pletz, M. Morianz, J. Stahr // Proceedings of the 12th Intl. Conf. on Thermal, Mechanical & Multi-Physics Simulation and Experiments in Microelectronics and Microsystems (Linz, Austria, April 18-20, 2011). – P. 1/4–4/4.
6. ДСТУ 2634–94. Вироби електронної техніки. Методи оцінювання відповідності вимогам до надійності. – Чинний від 1995-07-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1995. – 4 с.
7. ДСТУ 7655:2014. Вироби електронної техніки. Загальні вимоги щодо надійності та методи випробування. – На заміну ГОСТ 25359-82 ; чинний від 2015-07-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 2009. – 9 с.
8. ДСТУ 8216:2015. Вироби електронної техніки. Класифікація за умовами застосування та вимоги стійкості до зовнішніх впливових чинників. – Київ : Держспоживстандарт України, 2017. – 11 с.
9. Терещук Р. М. Контроль качества деталей и узлов электронной аппаратуры / Р. М. Терещук. – Киев : Техника, 1976. – 272 с.
10. Deformation of printed circuit boards: how to prevent them at the design stage / E. Beger - Printed installation, 2019.
11. Probabilistic fatigue damage estimation of embedded electronic solder joints

under random vibration / Mayssam Jannoun, Younes Aoues, Emmanuel Pagnacco, Philippe Pougnet, Abdelkhalak El-Hami // *Microelectronics Reliability*. – 2017 – № 78. – P. 249–257.

12. Kusiak A. Data Mining of Printed-Circuit Board Defects / A. Kusiak, C. Kurasek // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. – 2001. – Vol. 17, Iss. 2. – P. 191–196.

13. Kühl Reiner W. Mechanical stress and deformation of SMT components during temperature cycling and PCB bending / Reiner W. Kühl // *Soldering & Surface Mount Technology*, 1999. – 11 (2). – P. 35–41.

14. Singh T. Failure Modes and Mechanisms in Electronic Packages / T. Singh., P. Viswanadham. – Boston : Chapman & Hall, MA: Springer, 1998. – P. 363.

15. ДСТУ 3040–95 Апаратура радіоелектронна. Конструкції базові несівні уніфіковані. Типи і розміри. – Чинний від 1996-07-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1996. – 11 с.

16. ДСТУ 3348–96 Радіоелектронні засоби. Конструкції несівні. Терміни та визначення. – Чинний від 1997-07-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1997. – 23 с.

17. Ройзман В. П. Опір матеріалів. Короткий курс / В. П. Ройзман. – Львів : Афіша, 2004. – 108 с.

18. Ковтун І. І. Деформації конструкцій електронних техніки в умовах експлуатаційних навантажень : монографія / І. І. Ковтун, В. П. Ройзман. – Хмельницький : ХНУ, 2019. – 230 с.

19. Kovtun I. Identification of natural frequency and form of oscillation for electronic packages subjected to vibration / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // *Proceedings of the 38th IEEE International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO)*, (Kiev, April 24–26, 2018). – P. 621–626.

20. Уваров Б. М. Надійність конструкції чарунок радіоелектронної апаратури за зовнішніх механічних впливів /Б. М. Уваров // *Вісник Національного технічного університету України КПІ. Серія : Радіотехніка. Радіоапаратобудування*. – Київ: КПІ, 2009. – №39 – С. 91-98 .

21. Зіньковський Ю. Ф. Фактори, що визначають надійність електронної

апаратури при дії механічних впливів / Ю. Ф. Зіньковський, Б. М. Уваров // Науковий вісник НЛТУ України. – 2014. – Вип. 24.5. – С. 333-340.

22. Уваров Б. М. Определение показателей надежности электронной аппаратуры при частичных отказах / Б. М. Уваров, Ю. Ф. Зиньковский // Наука і техніка Повітряних Сил Збройних Сил України. – 2014. – № 2. – С. 119-126.

23. Уваров Б. М. Проектування та оптимізація механостійких конструкцій радіоелектронних засобів з імовірнісними характеристиками / Б. М. Уваров, Ю. Ф. Зіньковський. – К.: Корнійчук, 2011. – 248 с.

24. Steinberg Dave S. Vibration Analysis for Electronic Equipment / Dave S. Steinberg / 3rd Edition. – London: Wiley-Interscience; 2000. – 414 p.

25. Писаренко Г. С. Опір матеріалів / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський ; за ред. Г. С. Писаренка. / 2-ге вид. допов. і перероб. – Київ : Вища школа, 2004. – 655 с.

26. Ройзман В. П. Ідентифікація фізико-механічних характеристик полімерних матеріалів / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 4, ч. 1. – С. 18–25.

27. ДСТУ 2779–94. Монтаж електричний радіоелектронної апаратури та приладів. Загальні технічні вимоги до формування виводів та до установлення виробів електронної техніки на друковані плати. – Чинний від 1996-01-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1996. – 26 с.

28. ДСТУ 2783–94. Монтаж електричний радіоелектронної апаратури та приладів. Загальні вимоги до монтажу виробів електронної техніки та електротехнічних на друковані плати. – Чинний від 1996-01-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1996. – 23 с.

29. IPC-A-600H-2010 RU. Критерии приемки печатных плат. – Illinois USA : IPC, 2010. – 152 с.

30. ДСТУ EN 61188-1-1:2022 Друковані плати та вузли друкованих плат. Проектування та використання. Частина 1-1. Загальні вимоги. Розгляд площинності електронних вузлів (EN 61188-1-1:1997, IDT; IEC 61188-1-1:1997, IDT). – Чинний від 2023-12-31. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2024. – 25 с.

31. Lee Dong-Jun. Major factors to the solder joint strength of ENIG layer in FC BGA package / Dong-Jun Lee, Hyo S. Lee // *Microelectronics Reliability*. – Amsterdam : Elsevier Ltd., 2006. – Vol. 46, Iss. 7. – P. 1119–1127.
32. Assessment of PCB pad cratering resistance by joint level testing / B. Roggeman, P. Borgesen, Jю Li, G. Godbole, P. Tumne, K. Srihari // *Proceedings 58th Electronic Components and Technology Conference* (Lake Buena Vista, FL, USA, May 27–30, 2008). – P. 884–892.
33. Cho S. Numerical analysis of thermal deformation of a PCB for semiconductor package at panel, strip and unit levels / S. Cho, Y. Ko // *Journal of microelectronics and electronic packaging*. US : Pittsburgh, Pennsylvania, 2019. – Vol. 26, Iss. 4. – P. 23–31.
34. Vibration Testing as a Tool to Optimize the Configuration of the PCBs / I. Szendiuch, B. Psota, A. Otáhal, M. Klapka // *IMAPS 2014 Conference Papers Symposium Proceedings* (San Diego, CA USA, Oct. 13–16, 2014) – Vol. 26, Iss. 4. – P. 50–54.
35. Марчук М. В. Математична модель визначення ефективних фізико-механічних характеристик перехресно армованого композитного шару / М. В. Марчук, В. М. Харченко, М. М. Хом'як // *Прикладні проблеми механіки і математики*. – 2018. – Вип. 16. – С. 64–73.
36. Modelling of thermal stresses in printed circuit boards / O. Šuba, L. Sýkorová, Š. Šanda, M. Staněk // *Proceedings of the 13th WSEAS international conference on Automatic control, modelling & simulation (ACMOS'11)*, (Iasi, Romania, July 1–3, 2011). – P. 359–362.
37. Ahat S. Effects of static thermal aging and thermal cycling on the microstructure and shear strength of Sn95.5Ag 3.8Cu0.7 solder joints / S. Ahat, M. Sheng, L. Luo // *Journal of Materials Research*. – Switzerland : Springer Nature, 2011. – Vol. 16, Iss. 10. – P. 2914–2921.
38. Analysis on thermal reliability of key electronic components on PCB board / S. Xu, X Li // *Proceedings of 2011 International Conference on quality, reliability, risk, maintenance and safety engineering* (Xi'an, China, June 17–19, 2011). – China : UESTC, 2011. – P. 52–54.
39. 3-D finite element modeling of ductile crack growth in thin aluminum materials

/ A. S. Gullerud, R.H. Jr. Dodds, R.W. Hampton, D. S. Dawicke // Fatigue and Fracture Mechanics: 30 th Volume; eds. K. L. Jerina, P. C. Paris. – West Conshohocken, PA : ASTM Inter-national, 2000. – P. 85–101.

40. Hanq D. A. Development of an object-oriented fatigue tool / D. A. Hanq, A. J. Walters, J. L. Beuth // Engineering with computers, 2000. – V. 16. – P. 131–144.

41. Цейко А. В. Аналіз існуючих CAD/CAM/CAE – систем, їх потенційні можливості при постановці експерименту / А. В. Цейко // Наукові нотатки. – Луцьк : ЛНТУ, 2013. – Вип. 41 (2). – С. 244–250.

42. Wei H. Research on dynamic model of printed circuit board based on finite element method / H. Wei, L. Xu // The International Conf. on Green Energy and Sustainable De-velopment (GESD 2017) : AIP Conference Proceedings, 27–28 May 2017, Chongqing City, China. – Chongqing City : AIP Publishing LLC, 2017. – Vol. 1864 : 020082. – P. 1–7.

43. Liu F. Experimental modal analysis and random vibration simulation of printed circuit board assembly / F. Liu, R. Fan // Advances in vibration engineering. – Dallas, United States : Krishtel eMaging Solutions Pvt Limited, 2013. – Vol. 12, Iss. 5. – P. 489–498.

44. Бондаренко В. Автоматизована система віртуальних механічних випробувань радіоелектронних засобів за їхніми геометричними комп'ютерними моделями / В. Бондаренко, В. Потурнак, Б. Гунько // Геометричне моделювання та інформаційні технології. – Миколаїв: МНУ імені В. О. Сухомлинського, 2017. – № 1 (3). – С. 24–28.

45. ДСТУ 2646–94. Плати друковані. Терміни та визначення. – Чинний від 1994-01-07. – Київ : Держстандарт України, 1994. – 44 с.

46. ДСТУ ІЕС 60917-1:2010. Конструкції механічні для електронного устаткування. Модульний принцип конструювання. Ч. 1. Родовий стандарт (ІЕС 60917-1:2009, IDT). – Київ : Держспоживстандарт України, 2013. – 21 с.

47. Robertson C. T. Printed Circuit Board Designer's Reference: Basics / C. T. Robertson. – New Jersey : Prentice Hall Professional, 2003. – 277 p.

48. Tong J. P. C. A DMAIC approach to printed circuit board quality improvement

/ J. P. C. Tong, F. Tsung, B. P. C. Yen // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – London : Springer, 2004. – Vol. 23, Iss. 7–8. – P. 523–531.

49. Electronic packaging: design, materials, process, and reliability / John H. Lau, C. P. Wong, John L. Prince, Wataru Nakayama. – New York : McGraw-Hill Professional, 1998 – 496 p.

50. Engelmaier W. Solder joints in electronics: design for reliability / W. Engelmaier // Workshop Notes. –Florida : Engelmaier Associates Inc., 1999. – 13 p.

51. Sinkovics B. Board level investigation of BGA solder joint deformation strength / B. Sinkovics, O. Krammer // Microelectronics Reliability.– Elsevier Ltd., 2009. – Vol. 49, Iss. 6. – P. 573–578.

52. Shear strength and fracture surface analysis of Sn58Bi/Cu solder joints under a wide range of strain rates / Yongqiang Wan, Shuang Li, Xiaowu Hu, Yu Qiu, Tao Xu, Yulong Li, Xiongxin Jiang // Microelectronics Reliability – Elsevier, 2018. – Vol. 86. – P. 27–37.

53. Investigation on PCB pad strength / M. Cai; D. J. Xie; Z. Zhang; B. Hu; X. X. Su // Proceedings of 11th International Conference on Electronic Packaging Technology & High Density Packaging (Xi'an, China, 16–19 August, 2010). China : Electronic Manufacturing & Packaging Technology Society of the Chinese Institute of Electronics, 2010. – P. 1226-1229.

54. Strength and fracture analysis of silicon-based components for embedding / M. Deluca, R. Bermejo, M. Pletz, P. Supancic, R. Danzer // Journal of the European Ceramic Society. – Belgium, 2011. – Vol. 31, Iss. 4. – P. 549–558.

55. Simulation analysis of the influence of test conditions on the bonding strength of PCB pads / H. Wang; M. Cai; D. Yang; H. He // Proceedings of 22nd International Conference on Electronic Packaging Technology (ICEPT) (Xiamen, China, Sept.14–17, 2021). – China: Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE), 2021. – P. 1–5.

56. Akbari S. Bending strength of adhesive joints in microelectronic components: Comparison of edge-bonding and underfilling / S. Akbari, A. Nourani, Jan K. Spelt // Composites Part A: Applied Science and Manufacturing. – Amsterdam : Elsevier Ltd., 2016. –Vol. 88. – P. 178–189.

57. An averaged estimation of field strength into an enclosed large cavity with PCB board / H. Jeong, Jae W. Lee, C. S. Cho, Y. S. Lee, J.-H. Kwon // *Microvave and optical technology letters* – UK : Wiley, 2015. – Vol. 57, Iss. 9. – P. 1999–2229.
58. Сопротивление материалов / Г. С. Писаренко, В. А. Агаев, А. Л. Квитка, В. Г. Попков, Э. С. Уманский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев : Техніка, 1967. – 786 с.
59. Xie H. The sub-model method for analysis of BGA joint stress and strain during random vibration loading / H. Xie, D. Zhou, Z. Liu // *13th International Conf. on electronic packaging technology & high density packaging : Proceedings of a meeting held (Guilin, China, Aug.13–16, 2012).* – China : IEEE, 2012. – P. 1216–1221.
60. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев ; отв. ред. Г. С. Писаренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев : Наук. думка, 1988. – 736 с.
61. Hibbeler R. C. *Mechanics of Materials* / R. C. Hibbeler. – 8th Edition. – Hoboken, New Jersey, U.S. : Pearson Prentice Hall, 2014. – 862 p.
62. Kovtun I. I. Natural frequency estimation for electronic packages subjected to vibration / I. I. Kovtun, S. A. Petrashchuk // *Modern Achievements of Science : proceedings of the XIII international conference, (Netanya, Israel, September 6–13, 2018).* – Khmelnytskyi : KHNU, 2018. – P. 142–148.
63. Kovtun I. Mathematical modeling of stress in circuit cards represented by mechanical oscillatory systems / I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk // *Advances in Science and Technology Research Journal*, 2022. – Vol. 16, Iss. 1. – P. 303–315.
64. Chudnovsky V. Modeling flexible bodies in simmechanics / V. Chudnovsky, A. Mukherjee, J. Wendlandt, D. Kennedy // *MatLab Digest*, 2006. – Vol. 14 (3). – P. 1–11.
65. Miller S. Modeling flexible bodies with Simscape multibody software. An Overview of Two Methods for Capturing the Effects of Small Elastic Deformations / S. Miller, T. Soares, Y. Van Weddingen, J. Wendlandt // *MathWorks*, 2017. – 37 p.
66. Чихладзе Е. Д. Опір матеріалів: підручник для студентів будівельних спеціальностей транспортних вузів / Е. Д. Чихладзе. – Харків: УкрДАЗТ, 2011.– 366 с.
67. Aytekin B. Vibration Analysis of a Simply Supported PCB with a Component.

An Analytical Approach / B. Aytekin, H. Ozguven //2008 10th Electronics Packaging Technology Conference (Dec. 9–12, 2008). – P. 5–16.

68. Study on vibration analysis for printed circuit board of an electronic apparatus / Weibin Tang, Jianfeng Ren, Gangying Feng, Limei Xu // 2007 International Conference on Mechatronics and Automation (Harbin, China, Aug. 5–8, 2007). – P. 855–860

69. Gharaibeh Mohammad A. An efficient equivalent static methodology for simulating electronic packages subjected to resonant vibrations / M. A. Gharaibeh, J. M. Pitarresi // Microelectronics Reliability. – Amsterdam : Elsevier BV, 2023. – p. 115000.

70. Understanding board level vibrations in automotive electronic modules / V. Thukral, R. Roucou, C. Chou, J. J. M. Zaal, M. van Soestbergen, R. T. H. Rongen, W. D. van Driel, G. Q. Zhang // Microelectronics Reliability. – Amsterdam : Elsevier BV, 2024. – Vol.159. – p. 115430.

71. Reliability Analysis and Structural Optimization of Circuit Board Based on Vibration Mode Analysis and Random Vibration. / J. Tian, E. Shi, J. Zhong, Y. Chen, X. Deng, G. Li // Processes, 2024. – MDPI AG, 2024. – Vol. 8. – p. 1726.

72. Bachoo1 R. Experimental and numerical vibration analysis of printed circuit boards / R. Bachoo1, S. Balliram, J. Bridge // The International Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology IConETech-2020 (June 1–5, 2020). – Jamaica : The UWI, St. Augustine, 2020. – P. 719–729

73. Gharaibeh Mohammad A. Analytical solutions for electronic assemblies subjected to shock and vibration loadings / Mohammad A. Gharaibeh // Handbook of Materials Failure Analysis. – Amsterdam Elsevier Ltd. All, 2020. – P. 179–203

74. Vibration oscillations modeling for printed boards of machine control units during their operation / D. Rebot, V. Topilnytsky, T. Stefanovych, S. Shcherbovskykh // 17th International Conference on the Experience of Designing and Application of CAD Systems (CADSM) (February 22–25, 2023). – Jaroslaw, Poland : IEEE, 2023. – P. 1–4.

75. Gharaibeh Mohammad A. Analytical evaluation of solder stress in electronic packages subjected to random vibrations / Mohammad A. Gharaibeh, Belal M. Y. Gharaibeh // Mathematical Modelling of Engineering Problems. – Canada : IIETA, 2023. – Vol. 10, Iss. 4 –P. 1265–1270.

76. Board-level vibration failure criteria for printed circuit assemblies: an experimental approach / R. A. Amy; G. S. Aglietti; G. Richardson // *IEEE Transactions on Electronics Packaging Manufacturing*, 2010. – Vol. 33, Iss. 4. – P. 303–311.
77. Vibration response prediction of the printed circuit boards using experimentally validated finite element model / V. N. Somashekar, S. Harikrishnan, P. S. M. Aejez Ahmed, D. Kamesh // *Procedia Engineering*, 2016. – Vol. 144. – P. 576–583.
78. Aytekin B. Vibration analysis of a simply supported pcb with a component- an analytical approach / B. Aytekin; H. Nevzat Ozguven // *Proceeding of 10th Electronics Packaging Technology Conference* (Singapore, Dec. 9–12, 2008). – 7 p.
79. Study on vibration analysis for printed circuit board of an electronic apparatus / W. Tang; J. Ren; G. Feng; L. Xu // *Proceeding of International Conference on Mechatronics and Automation* (Harbin, China, Aug. 5–8, 2007). – P. 855–860.
80. Vibration test and simulation of printed circuit board / F. Arabi; A. Gracia; J.-Y. Delétage; H. Frémont // *Proceeding of 19th International Conference on Thermal, Mechanical and Multi-Physics Simulation and Experiments in Microelectronics and Microsystems (EuroSimE)*, (Toulouse, France, April 15–18, 2018). – 7 p.
81. Vibration reliability characterization of PBGA assemblies / Q. J. Yang, H. L. J. Pang, Z. P. Wang, G. H. Lim, F. F. Yap, R. M. Lin / *Microelectronics Reliability*. – Amsterdam : Elsevier Ltd., 2000. – Vol. 40, Iss. 7. – P. 1097-1107.
82. Matkowski P. Vibration response of printed circuit board in wide range of temperature. Characterization of PCB materials / P. Matkowski; R. Zawierta; J. Felba / *Proceeding of 32nd International spring seminar on electronics technology* (Brno, Czech Republic, May 13–17, 2009). – P. 1–6.
83. Effect of pcb and package type on board level vibration using vibrational spectrum analysis / J. Jalink; R. Roucou; J. J. M. Zaal; J. Lesventes; R. T. H. Rongen / *Proceeding of IEEE 67th Electronic Components and Technology Conference (ECTC)*, (Orlando, FL, USA, May 30, 2017). – P. 470–475.
84. Vibration lifetime modelling of PCB assemblies using steinberg model / A. Dehbi, Y. Ousten, Y. Danto, W. Wondrak // *Microelectronics Reliability*. – Amsterdam : Elsevier Ltd., 2005. – Vol. 45, Iss. 9–11. – P. 1658-1661.

85. Park Tae-Yong. New PCB strain-based structural design methodology for reliable and rapid evaluation of spaceborne electronics under random vibration / Tae-Yong Park, Hyun-Ung Oh // *International Journal of Fatigue*. – Amsterdam : Elsevier Ltd., 2021. – Vol. 146. – p. 106147.
86. Павловський М. А. Теоретична механіка : підручник / М. А. Павловський. – Київ : Техніка, 2002. – 512 с.
87. Art Crawford. Simplified Handbook of Vibration Analysis / Crawford Art. – Knoxville, Tennessee : Computational Systems, Inc., 1992. – Vol. 1. – 175 p.
88. Нагорний В. М. Введення в технічну діагностику машин / В. М. Нагорний. – Суми : Сумський державний університет, 2011. – 482 с.
89. Vibration protection of sensitive electronic equipment from harsh harmonic vibration / A. M. Veprik, V. I. Babitsky / *Journal of sound and vibration*, 2000. – Vol. 238, Iss. 1. – P. 19–30,
90. Писаренко Г. С. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов : справочник / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – Киев : Наук. думка, 1971. – 375 с.
91. Nashif Ahid D. Vibration damping / Ahid D. Nashif, David I. Jones, John P. Henderson. – Canada : Wiley & Sons. Inc., 1991 – 299 p.
92. Aglietti G. S. Analysis of Enclosures and Anti Vibration Devices for Electronic Equipment for Space Applications / G. S. Aglietti, C. Schwingshackl / *Proceedings of the 6th International Conference on Dynamics and Control of Systems and Structures in Space 2004* (Liguria, Italy, July 18–22, 2004). –University of Southampton Institutional Repository, 2004. – P. 261–270.
93. Sakri M. I. An Approach to Reduce the Vibration Amplitudes of a Printed Circuit Board in a Random Vibration Environment / M. I. Sakri; P. V. Mohanram // *Curie Journal*, 2009. – Vol. 2, Iss. 2. – 19 p.
94. Vibration analysis study of spacecraft electronic package: a review / K. P. Subramanya, J. K. Pandit, C. S. Prasad, M. R. Thyagaraj // *International Journal of Science, Engineering and Technology Research (JSETR)*. – IN : Pranavam Educational & Scientific Public Charitable Trust®, 2014. – Vol. 3, Iss. 3. – P. 503–507.

95. Veprik A. M. Vibration protection of critical components of electronic equipment in harsh environmental conditions / A. M. Veprik // *Journal of Sound and Vibration*. – Elsevier, 2003. – Vol. 259, Issue 1. – P. 161–175.
96. United States Patent US 9521753B1. Vibration damping circuit card assembly. Ronald Allan Hunt. – 2016. – 3 p.
97. Ковтун І. І. Наукові та прикладні основи забезпечення міцності електронних систем під дією експлуатаційних та технологічних навантажень : монографія / І. І. Ковтун. – Хмельницький : ХНУ, 2021. – 256 с.
98. Friend R. D. Particle impact damping / R. D. Friend, V. K. Kinra // *Journal of Sound and Vibration*. – Vol. 233, Iss. 1. – 2000. – P. 93-118.
99. Vibration suppression of printed circuit boards using an external particle damper / P. Veeramuthuvel, K. K. Sairajan, K. Shankar / *Journal of Sound and Vibration*. – Elsevier, 2016. – Vol. 366. – P. 98–116.
100. Vibration reduction design of extension housing for printed circuit board based on particle damping materials / W. Xiao, S. Yu, L. Liu, F. Zhang // *Applied Acoustics*. – UK : Pergamon Press Ltd., 2020. – Vol. 168, Iss. 3. – P. 107434.
101. Shewale V. Modelling and Analysis of PCB Vibration / V. Shewale, S. Razdan / Book series: Lecture notes in mechanical engineering / Proceedings of 2nd International Conference on Recent Advances in Manufacturing (RAM 2021), (Singapore, Apr. 22, 2022) – Singapore : Springer, 2022. – P. 647–659.
102. Пат. UA 5291 U Україна, МПК: F16F 15/08. Пристрій для віброізоляції монтажних плат / В. П. Ройзман, В. В. Стрельбіцький, М. А. Нестер : заявник та патентовласник Хмельн. нац. ун-т. – № 20041108925; заявл. 01.11.2004 ; опубл. 15.02.2005; Бюл. №2. – 3 с. : іл.
103. High-damping PCB implemented by multi-layered viscoelastic acrylic tapes for use of wedge lock applications / T.-Y. Park, S.-J. Shin, S.-W. Park, S.-J. Kang, H.-U. Oh // *Engineering Fracture Mechanics*. – UK : Pergamon Press Ltd., 2021. – Vol. 241. – P. 107370.
104. Пат. UA 13063 C1 Україна, МПК: H05K 5/00, H05K 7/12, H05K 7/14. Радіоелектронний блок / В. П. Сальніков, Є. П. Середа : заявник та патентовласник

КБ електроприлодобудування НВО «Хартрон». – № 95320384; заявл. 18.01.1991 ; опубл. 28.02.1997; Бюл. №1. – 3 с. : іл.

105. Клітної В. В. Активне гасіння вібрацій в пластинчастих елементах конструкцій із ортотропного матеріалу : дис. на здобуття наук. ступ. кандидата техн. наук : 05.02.09 / Клітній Володимир Вікторович. – Харків, 2009. – 198 с.

106. Матвійків М. Д. Комплексний підхід до підвищення стійкості електронних апаратів до механічних дестабілізуючих факторів / М. Д. Матвійків, Т. М. Матвійків // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Радіoeлектроніка та телекомунікації. – Львів : Львівська політехніка, 2014. - № 796. – С. 232–236.

107. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений : справ. пособ. / Б. С. Касаткин, А. Б. Кудрин, Л. М. Лобанов и др. ; отв. ред. Б. С. Касаткин. – Киев : Наук. думка, 1981. – 583 с.

108. Als-Nielsen Jens. Elements of modern X-ray Physics / Jens Als-Nielsen, Des McMorro [2nd ed.]. – USA : Wiley, 2011. – 448 p.

109. Balasko M. Comparison of neutron radiography with other nondestructive methods / M. Balasko, E. Svab, G. Endrczy // IEEE Transactions on Nuclear Science. – USA : Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2005. – Vol. 52, Iss. 1. – P. 330–333.

110. ДСТУ 3213–95. Матеріали радіотехнічні твердотільні. Аналіз елементного складу рентгеноспектральними аналізаторами. – Чинний: від 1996-07-01. – Київ : Держспожив-стандарт України, 1996. – 25 с.

111. MicroDAC strain measurement for electronics packaging structures / D. Vogel, V. Grosser, A. Schubert, B. Michel // Optics and lasers in engineering, 2001. – Vol. 36, Iss. 2. – P. 195–211.

112. Рузга З. Электрические тензометры сопротивления / З. Рузга ; пер. с чеш. – Л. : Мир, 1984. – 356 с.

113. Перри К. Основы тензометрирования / К. Перри, Г. Лиснер ; пер. с англ. – М. : Мир, 1977. – 324 с.

114. Аналіз характеристик і можливостей сучасних вібро- та тензометричних засобів вимірювальної техніки / Є. О. Гузій, П. Л. Аркушенко, М. В. Андрушко, А.

Ю. Садаєв // Збірн. наук. пр. Державного науково-дослідного інституту випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки. – Чернінів : ДНДІ ВС ОВТ, 2024. – Вип. 1(19). – С. 35–40.

115. Удосконалення методів оцінювання напружено-деформованого стану металоконструкцій / М. О. Карпаш, Є. Р. Доценко, О. М. Карпаш, В. Я. Попович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2008. – № 3. – С. 59–64.

116. Форейт И. Емкостные датчики неэлектрических величин / И. Форейт ; пер. с чеш. – Л. : Энергия, 1996. – 166 с.

117. Panich A. M. Physical properties of the low-dimensional A^3B^6 and $A^3B^3C_2^6$ compounds / A. M. Panich, R. M. Sardarly. – UK : Nova Science Publishers Inc., 2011. – 287 p.

118. Гріффен О. Л. Розвиток методів неруйнівного контролю / О. Л. Гріффен // Питання історії науки і техніки. – 2010. – № 1. – С. 10–19.

119. ДСТУ EN 1330-2:2008. Неруйнівний контроль. Термінологія. Частина 2. Загальні терміни стосовно методів неруйнівного контролю. – Чинний: від 2010-01-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 2009. – 22 с.

120. Optical Interconnects on and in Printed Circuit Boards. International Journal of Electronics and Communications / B. Wittmann, S. Lehmacher, S. Kopecz, A. Neyer // AEU International Journal of Electronics and Communications. – Elsevier GmbH, 2001. – Vol. 55, Issue 5. – P. 319–222.

121. Barto S. Nonlinear distortion of C/V characteristic – Useful tool for diagnostics of electrically conductive adhesives: Theoretical background, measuring equipment, selected applications / S. Barto, P. Mach // Proceedings of: Conf. on Diagnostics in Electrical Engineering (Diagnostika), 6–8 Sept. 2016 Pilsen, Czech Republic. – Pilsen : IEEE, 2016. – P. 1–4.

122. ДСТУ EN 1330-1:2016. Неруйнівний контроль. Термінологія. Частина 1. Перелік загальних термінів. – Чинний: від 2016-08-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 2017. – 22 с.

123. Silin R. I. Improving Reliability of Machine Units and Details by Acoustic

Emission Diagnosing / R. I. Silin, V. P. Royzman, I. I. Kovtun // Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, (Tianjin, China, 1–4 April 2004). – Tianjin, 2004. – P. 2217–2221.

124. Горошко А. В. Диагностика технического состояния изделий радиоэлектроники методом акустической эмиссии / А. В. Горошко, И. И. Ковтун, А. Т. Богорош // Наука і освіта : зб. праць міжнар. наук. метод. семінару, (Дубай, ОАЕ, 13–20 грудня 2011 р.). – Хмельницький : ХНУ, 2011. – С. 38–41.

125. Ковтун І. І. Вибір та характеристика методу для неруйнівної діагностики міцності паяних з'єднань друкованих плат / І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Наука і освіта : зб. праць X Міжнар. наук. конф. (Рим, Італія, 27 квітня – 4 травня 2017 р.). – Хмельницький : ХНУ, 2017. – С. 24–32.

126. Стреленко Н. М. Фізико-хімічна взаємодія рідкого припою і основного металу в процесі паяння / Н. М. Стреленко // Технологические системы. – 2014. – № 3 (68). – С. 41–44.

127. Чабан Н. І. Аналіз сучасного стану і тенденцій розвитку способів визначення ресурсу обладнання довготривалої експлуатації / Н. І. Чабан, В. Д. Миндюк // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2017. – № 2. – С. 11–17.

128. Cawley P. Non-destructive testing-current capabilities and future directions / P. Cawley // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications, 2001. – Vol. 215, Iss. 4. – P. 213–223

129. ДСТУ ІЕС 61587-1:2009. Конструкції механічні для електронного устаткування за ІЕС 60917 та ІЕС 60297. Частина 1. Кліматичні, механічні випробування, аспекти безпеки для шаф, стояків, каркасів і шасі (ІЕС 61587-1:2007, IDT). – Київ : Держспоживстандарт України, 2013. – 12 с.

130. Blau P. J. The scanning micro-sclerometer: a new method for scratch hardness mapping / P. J. Blau, W. C. Oliver, L. Snead // Tribology International. – UK : Pergamon Press Ltd., 1997. – Vol. 30, Iss. 7. – P. 483–490

131. Royzman V. Vibration testing objects by weights exceeding load capacity of vibration stands / V. Royzman, V. Moroz, I. Kovtun // (2016) Transport Means :

Proceedings of the 20th International Scientific Conference, (Lithuania, Juodkrante, October 5–7, 2016). – Kaunas : Kaunas University of Technology, 2016. – P. 633–636.

132. Case J. T. Microwave NDT: an inspection method / J. T. Case, S. Kenderian / Materials Evaluation. – USA : American Society of Nondestructive Testing, 2017 – Vol. 75, Iss. 3. – P. 338–346.

133. Balasko M. Comparison of neutron radiography with other nondestructive methods / M. Balasko, E. Svab, G. Endrczy // IEEE Transactions on Nuclear Science. – USA : IEEE, 2005. – Vol. 52, Iss. 1. – P. 330–333.

134. Steiner F. Relationship of soldering profile, voids formation and strength of soldered joints / F. Steiner; V. Wirth; M. Hirman // Proceedings of the 42nd International Spring Seminar on Electronics Technology (ISSE), (Wroclaw, Poland, May 15–19, 2019). – USA : IEEE, 2019. – P. 1–6.

135. Honarvar F. A review of ultrasonic testing applications in additive manufacturing: Defect evaluation, material characterization, and process control / F. Honarvar, A. Varvani-Farahani // Ultrasonics. – Amsterdam : Elsevier Science BV, 2020. – Vol. 108. – P. 106227.

136. Stowell E. Z. Study of the energy criterion for fatigue / E. Z. Stowell // Nucl. Eng. Des. – 1969. – № 1. – P. 301–310.

137. Moore J. F. The Early Detection of Fatigue Damage by Exoelectron Emission and Acoustic Emission / J. F Moore , S. Tsang // Testing for prediction of material performance in structures and components. – West Conshohocken, PA : ASTM International, 1972. – P. 143–157.

138. Прочность и акустическая эмиссия материалов и элементов конструкций / В. А. Стрижало, Ю. В. Добровольский, В. А. Стрельченко и др. / отв. ред. Г. С. Писаренко // АН УССР ; Ин-т проблем прочности. – Киев : Наук. думка, 1990. – 232 с.

139. Frederick J. R. Acoustic Emission / J. R. Frederick, D. K. Felbeck. – ASTM STP 505. – 1972. – P. 129–139.

140. Gholizadeh S. A review of the application of acoustic emission technique in engineering / S. Gholizadeh, Z. Leman, B.T.H.T. Baharudinb // Structural Engineering and

Mechanics. – South Korea : KAIST, 2015. – Vol. 54, Iss.. 6. – P. 1075–1095.

141. Acoustic Emission Testing: Basics for Research – Applications in Engineering. Second Edition / Christian U. Grosse, Masayasu Ohtsu, Simitrios G. Aggelis, Tomoki Shiotani // Springer Tracts in Civil Engineering. – Switzerland : Springer Nature, 2022. – 751 p.

142. Vahaviolos S. J. 3rd Generation AE instrumentation techniques for high fidelity and speed of data acquisition / S. J. Vahaviolos // Progress in Acoustic Emission III : Proceedings of the Eighth Inter-national Acoustic Emission Symposium, The Japanese Society for Non-De-structive Inspection, (Tokyo, Japan Oct. 21–24, 1986). – P. 102–116.

143. ASTM E569 / E569M-13. Standard recommended practice for acoustic emission monitoring of structures during controlled stimulation. – Active Standard ASTM E569 / E569M ASTM E-569-76. – ASTM International, West Conshohocken, PA, 2013. – 4 p.

144. Acoustic emission classification using signal subspace projections / V. Emamian, Zhiqiang Shi, M. Kaveh, A. H. Tewfik // Acoustics, Speech and Signal Processing (ICASSP '01) : proceedings IEEE International Conference, Salt Lake City, UT, USA, 07–11 May 2001. – Vol. 05. – P. 3321–3324.

145. Pollock A. A. Acoustic Emission Amplitude Distributions / A. A Pollock // International Advances in Nondestructive Testing. – Gordon & Breach Science Publishers, S.A., etc. v. American Institute of Physics et al, 1981. – Vol. 7. – P. 215–239.

146. Pad crater detection using acoustic waveform analysis / W. Carter Ralph; Elizabeth E. Benedetto; Aileen M. Allen, Keith Newman // Proceedings of IEEE 64th Electronic Com-ponents and Technology Conference (ECTC), Orlando, FL, USA, 2014. – P. 1433–1440.

147. Bansal A. Method for early detection of PCB bending induced pad cratering / A. Bansal, G. Ramakrishna, K. Liu // Proceedings of IEEE 61st Electronic Components and Technology Conf. (ECTC), Lake Buena Vista, FL, USA, 2011. – Lake Buena Vista : IEEE, 2011. – P. 1255–1262.

148. Reliability of thermally stressed rigid–flex printed circuit boards for High Density Interconnect applications / A. Salahouelhadj, M. Martiny, S. Mercier, L. Bodin and others // Microelectronics Reliability. – Elsevier, 2014. – Vol. 54, Issue 1. – P. 204–

213.

149. Acoustic emission detection of BGA components in spherical bend / W. Carter Ralph, Gregory L. Daspit, Andrew W. Cain and others // Proceedings of IEEE 63rd Electronic Components and Technology Conf. (ECTC), 28–31 May 2013, Las Vegas, NV, USA. – Las Vegas : IEEE, 2013. – P. 208–213.

150. Zahedi F. A wireless acoustic emission sensor remotely powered by light / F. Zahedi, H. Huang // Smart Materials and Structures. – IOP Publishing Ltd, 2014. – № 3. – P. 165–178.

151. Tonolini F. General review of developments in Acoustic Emission methods / F. Tonolini, A. Sala, G. Villa // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – Amsterdam : Elsevier Ltd, 1987. – Vol. 28, Iss. 1–5. – P. 179–201.

152. Effects of System Design on Fatigue Life of Solder Joints in BGA Packages Under Vibration at Random Frequencies / M. Samavatian, L. K. Ilyashenko, A. Surendar, A. Maseleno, V. Samavatian // Journal of Electronic Materials, 2018. – Vol. 47, Iss. 11. – P. 6781–6790.

153. Qi X. Effect of solder joint parameter on vibration fatigue reliability of high density PCB assembly / X. Qi, B. Zhou, and Y. En // Proceedings of International conf. on quality, reliability, risk, maintenance, and safety engineering, Xi'an, China, 17–19 June 2011. – Xi'an, China : IEEE, 2011. – P. 1–4.

154. Prashanth M. D. Vibration analysis of printed circuit boards: Effect of boundary condition / M. D. Prashanth // Proceedings of First International Conf. on Design, Materials and Manufacture (ICDEM) (Karnataka, India, April 20, 2018). – Vol. 1943, Iss. 1.

155. Lall P. Identification of failure modes in portable electronics subjected to mechanical-shock using supervised learning of damage progression / P. Lall, P. Gupta, K. Goebel // Proceedings of IEEE 61st Electronic Components and Technology Conference (ECTC), (Lake Buena Vista, FL, USA, May 2011). – Lake Buena Vista : Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2011. – P. 1944–1957.

156. Reliability study of package-on-package stacking assembly under vibration loading / J. Xia, L. Cheng, G. Li, B. Li // Microelectronics reliability. – Elsevier, 2017. – Vol. 78. – P. 285–293.

157. Den Hartog J. P. Mechanical vibrations / J. P. Den Hartog. – Mineola, N.Y. : Dover Publications, 1985. – 436 p.
158. Geradin M. Mechanical vibrations. Theory and application to structural dynamics. / 3rd edition / M. Geradin, D. J. Rixen. – UK : Iley & Sons Ltd., 2015. – 414 p.
159. Thomsen Jon Juel. Vibrations and Stability. Advanced theory, analysis, and tools / Jon Juel Thomsen. – Switzerland : Springer Cham., 2021. – 529 p.
160. Shaker table design for electronic device vibration test system / W. A. Siswanto, M. N. Ibrahim, M. A. Madlan, S. M. Mohamad // International journal of engineering and technology. – Trichy, India : IACSIT, 2011. – Vol. 3, Iss. 6. – P. 364–368.
161. McConnell Kenneth G. Vibration testing : theory and practice / 2nd Edition / Kenneth G. McConnell, Paulo S. Varoto. – UK : John Wiley & Sons, 2008. – 672 p.
162. Scharton Terry D. Vibration-test force limits derived from frequency-shift method / Terry D. Scharton // Journal of spacecraft and rockets. – 1995. – Vol. 32, Iss. 2. – P. 312–316.
163. Construction and evaluation of a uniaxial mechanical actuated vibration shaker / Hameed D. Lafta, Nasrat K. Murad, Ihasan J.Khamas, Tebin F. Abdalla // Al-Khwarizmi Engineering Journal. – Baghdad : ALKEJ, 2018. – Vol. 14, Iss. 1. – P. 90–98.
164. Bertini L. Design and optimization of a compact high-frequency electromagnetic shaker / L. Bertini, P. Neri, C. Santus // Proceedings of 11th International Conference on Engineering Vibration (Ljubljana, Slovenia, September 7–10, 2015). – P. 1–9.
165. Payne Bev. Piezoelectric shaker development for high frequency calibration of accelerometers / Bev Payne; Kari K. Harper; Gregory W. Vogl // Proceedings of 9th International conference on vibration measurements by laser and non-contact techniques and short course (Ancona, Italy, June 22–25, 2010). – USA : New York, 2010. – Vol. 1253, Iss. 1. – P. 373–382.
166. Матвеев С. Е. Методы системного анализа вибрационной прочности изделий / С. Е. Матвеев, Ю. Н. Кофанов, В. П. Ройзман. – М. : Радио и связь, 2002. – 178 с.
167. Puers Robert. Capacitive sensors: when and how to use them / Robert Puers // Sensors and Actuators A: Physical. – Elsevier BV, 1993. – Vol. 37–38. – P. 93-105.

168. Chaurasiya Himanshu. Recent trends of measurement and development of vibration sensors / Himanshu Chaurasiya / International Journal of Computer Science Issues. – 2012. – Vol. 9, Iss. 4. – № 1. – P. 6.
169. Present Situation and Prospects of Vibration Sensors / Y. Cao, X. L. Rong, S. J. Shao and K. P. He // Proceedings of International conference on computer distributed control and intelligent environmental monitoring (Zhangjiajie, China, March 5–6, 2012). – IEEE, 2012. – P. 515–518.
170. García Y. R. Vibration detection using optical fiber sensors / Y. R. García, J. M. Corres, J. Goicoechea // Journal of Sensors, 2010 – Egypt : Hindawi Publishing Corporation, 2010. – Vol. 2010, Iss. 1. – Article ID 936487. – P. 12.
171. Ghemari Z. Modeling and enhancement of mechanical sensitivity of vibration sensor / Z. Ghemari, S. Salah / Journal of vibration and control. – USA : SAGE Publications, 2013. – Vol. 20, Iss. 14.
172. Yaghootkar B. A high-performance piezoelectric vibration sensor / B. Yaghootkar; S. Azimi; B. Bahreyni // IEEE Sensors Journal. – Piscataway, NJ : IEEE, 2017.– Vol. 17, Iss. 13. – P. 4005–4012.
173. Inductive position and speed sensors / P Ripka, J Blažek, M Mirzaei, P Lipovský, M Šmelko // Sensors 2020. – Switzerland : MDPI, 2020. – Vol. 20, Iss. 1. – P. 15.
174. Ловейкін В. С. Мехатроніка : підручник / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, Ю. В. Човнюк. – К., 2020. – 404 с.
175. Особливості давачів для визначення параметрів вібрацій О. Лещенко, Е. Притуляк, К. Лещенко // Матеріали МНТК Комп'ютерні науки, інформаційні технології та системи управління (Івано-Франківськ, Україна, 10–12 квітня 2017 р.). – Івано-Франківськ : Прикарпатський національний університет ім. Василя Стефаника, 2017.– С. 88–93.
176. Ковтун І. І. Проблема міцності та надійності експлуатації виробів радіоелектроніки, закріплених на об'єднувальних платах, в умовах деформацій, що виникають від дії зовнішнього силового навантаження, та захист від нього / І. І. Ковтун, С. А. Петрашук / Сучасні досягнення в науці і освіті : зб. праць XI між нар. наук. конф. (Ієрусалим, Ізраїль 28 вересня – 5 жовтня 2016 р.). – Хмельницький :

ХНУ, 2016. – С. 76-84.

177. 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. – P. 494-489.

178. Ковтун И. И. Расчет и снижение напряжений в печатных платах под действием внешней нагрузки / И. И. Ковтун, В. П. Ройзман // *Математические методы в технике и технологиях: сб. трудов 33-й междунар. науч. конф., (Казань, 14 – 18 сентября 2020 г.)*. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2020. – С. 96–99.

179. Kovtun I. Stress computation and reduction by cyber-physical systems controlling printed circuit board manufacturing technology / I. Kovtun, V. Royzman // *Book Chapter: Cyber-Physical Systems: Design and Application for Industry 4.0, Studies in Systems, Decision and Control*. – 2021. – Vol. 342. – P. 49–60.

180. Камбург В. Г. Моделирование температурных полей в сложных микромодулях, герметизируемых компаундом / В. Г. Камбург, С. А. Григоренко, И. И. Ковтун // *Вісник Технологічного університету Поділля*. – Хмельницький : ХНУ, 2000. – №6, ч. 3: Спец. випуск. – С. 10–13.

181. Calculation of mechanical stresses in adjoint system of electronic component and compound and strength assessment / V. Royzman, S. Petrashchuk, I. Kovtun, A. Lokoshchenko // *Journal of Vibroengineering*. - Vilnius, 2013. – Vol. 15, Issue 1. – P. 65–71.

182. Petrashchuk S. Solving Problem of Thermal Conduction for Providing Strength of Electronic Units on Thermal Impacts / S. Petrashchuk, I. Kovtun, A. Voznyak // *Heat and Mass Transfer in the System of Thermal Modes of Energy. Technical and Technological Equipment (HMTTSC-2016): MATEC Web of Conferences (Tomsk, April 19-21, 2016)*. – Vol. 72. – P. 5.

183. Kovtun I. Stress estimation for encapsulated electronic packages subjected to thermal impacts / Kovtun I., Petrashchuk S., Boiko J. / *Proceeding of the IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo), (Odessa, 10–14 September, 2018)*. – P. 5.

184. Kovtun I. Thermal stress in encapsulated electronic packages / I. Kovtun , S.

Petrashchuk, J. Boiko // Proceedings of the IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo), (Odessa, Ukraine, 9–13 September, 2019). – P. 6.

185. Ройзман В. П. Ідентифікація фізико-механічних характеристик полімерних матеріалів / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 4, ч. 1. – С. 18–25.

186. Петрашук С. А. Визначення фізико-механічних характеристик полімерних матеріалів методом ідентифікації / Петрашук С. А., Ройзман В. П., Ковтун І. І. // Підвищення якості, надійності та довговічності технічних систем і технологічних процесів : зб. праць VI між нар. наук. техн. конф., (Хургада, Єгипет, 2–9 грудня 2007 р.). – Хмельницький : ХНУ, 2007. – С. 140–145.

187. Ройзман В. П. Розрахунок напружень в системі компаунд-електронний елемент при термоударах / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 1. – С. 189–195.

188. Petrashchuk S. Theoretical and experimental evaluation of strain in compounded electronic components under thermal impact / Svitlana Petrashchuk, Igor Kovtun //: Proceedings of the International Conference on Science and Education, (Colombo, Sri Lanka, February 12–22, 2010). – Khmel'nitskiy : KHNU, 2010. – P. 79–84.

189. Ковтун І. І. Вплив герметизації на виникнення та передачу температурних деформацій електронних модулів / І. І. Ковтун, С. А. Петрашук, Ю. М. Бойко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2022. – № 3. – С. 20–25.

190. Ройзман В. П. Термопрочность компаундированных пассивных электронных элементов / В. П. Ройзман, И. И. Ковтун, С. А. Петрашук // Современные информационные и электронные технологии : зб. праць третьої міжнар. наук.-практ. конф. (СИЭТ 2002), (Одеса, 20–24 травня 2002 р.). – Одеса : Одеський політехнічний університет, ОАО «Нептун», 2002. – С. 145.

191. Ройзман В. П. Забезпечення термоміцності пасивних електронних елементів в вузлах з загальною герметизацією компаундом / В. П. Ройзман, І. І.

Ковтун, С. А. Петрашук // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 6, ч. 1. – С. 234–237.

192. Strength of electronic components encapsulated with compound under thermal impacts / J. Boiko, S. Petrashchuk, I. Kovtun, O. Repyuk // Вісник Університету «Україна». Інформатика, обчислювальна техніка та кібернетика. – Київ, 2019. – № 2 (23). – С. 142–150.

193. Boiko J. Vibration transmission in electronic packages having structurally complex design / J. Boiko, I. Kovtun, S. Petrashchuk // Proceedings of the First Ukraine IEEE international Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON - 2017), (Kiev, 29 May – 2 June, 2017). – P. 514–517.

194. Theory and practice of vibration analysis in electronic packages / Kovtun I., Boiko J., Petrashchuk S., Kałaczyński T. // The 17th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles : MATEC Web of Conferences (Bydgoszcz, September 25-26, 2018). – Vol. 182 (02015). – 10 p.

195. Ковтун І. І. Оцінка міцності та жорсткості конструкції друкованих плат в умовах динамічних навантажень / І. І. Ковтун, А. В. Горошко, С. А. Петрашук // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький : ХНУ, 2021. – № 1. – С. 113–120.

196. Kovtun I. Mathematical Model for Dynamic Strength and Stiffness Control in Printed Circuit Boards // I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk // Proceedings of the 25th International scientific conference «Mechanika 2021», (Kaunas, Lithuania, May 21, 2021). – Kaunas: KTU, 2021. – P. 28–29.

197. Kovtun I. Mathematical model for dynamic force analysis of printed circuit boards / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Journal of Physics: Conference Series, The First International Conference on Advances in Smart Sensor, Signal Processing and Communication Technology (ICASSCT 2021), (Goa, India, March 19–20, 2021). – P. 1–8.

198. Design of elastic and dissipation joints in bearing structures of electronic packages / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk, M. Liss // The 20th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles. Hybrid Multimedia Mobile Stage: MATEC Web

of Conferences (Bydgoszcz-Poledno, December 1–2, 2021). – Vol. 351. – P. 11.

199. Kovtun I. Design of Dry Friction Damper to Reduce Vibration Impacts to Circuit Cards at Critical Frequencies / I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk // *Advances in Science and Technology Research Journal*. – 2024. – Vol. 18, Iss. 2. – P. 78–87.

200. Kovtun I. Dynamic Strength and Stiffness Assessment of Circuit Cards with Respect to Their Geometric Parameters / I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk / *Сучасні досягнення у науці та освіті : зб. пр. XVI Міжнар. наук. конф., 1-8 листоп. 2021 р., м. Нетанія (Ізраїль)*. – Хмельницький : ХНУ, С. 100–103.

201. Ковтун І. І. Математичне моделювання вільних і кінематично збуджуваних коливань друкованої плати електронної апаратури / І. І. Ковтун, А.Р. Біловус // *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*. – Хмельницький : ХНУ, 2024. – № 3, т. 2. – С. 467–479.

202. Ройзман В. П. Забезпечення завадостійкості дротяних малобазних тензорезисторів для вимірювання дійсних значень деформацій виробів електронної техніки / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, О. К. Білик // *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*. – Хмельницький, 2018. – № 6, т. 1. – С. 234–239.

203. Ройзман В. П. Программно аппаратный комплекс акустической эмиссии / В. П. Ройзман, И. И. Ковтун // *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. – Хмельницький : ХНУ, 1997. – № 1. – С. 25–29.

204. Ройзман В. П. Неруйнівне діагностування і прогнозування міцності деталей машин методом акустичної емісії / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, А. В. Горошко // *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. – Хмельницький : ТУП, 2001. – № 4. – С. 46–52.

205. Ройзман В. П. Неруйнівний контроль, діагностування і прогнозування міцності вузлів і деталей машин методом акустичної емісії із застосуванням локації / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, А. В. Горошко // *Вісник Технологічного університету Поділля*. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 6, ч. 1. – С. 224–234.

206. Ройзман В. П. Локація небезпечних дефектів матеріалів методом акустичної емісії / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, А. В. Горошко // *Вісник*

Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 1. – С. 195-201.

207. Пат. 41138 А Україна, МКИ G 01 N 29/04. Пристрій для визначення координат джерела акустичної емісії / С. В. Прохоренко, В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, А. В. Горошко ; заявник та патентовласник Хмельн. нац. ун-т. – № 2001031425 ; заявл. 01.03.2001 ; опубл. 15.08.2001, Бюл. № 7. – 3 с. : іл.

208. Пат. 51981 А Україна, МПК G 01 N 29/04. Спосіб визначення координат дефектів методом акустичної емісії // В. П. Ройзман, А. В. Горошко, І. І. Ковтун ; заявник та патентовласник Хмельн. нац. ун-т. – № 2001128312 ; заявл. 04.12.2001 ; опубл. 16.12.2002, Бюл. № 12. – 3 с. : іл.

209. Ковтун І. І. Диагностика прочности неразъемных элементов конструкций методом акустической эмиссии : дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / І. І. Ковтун. – Хмельницький, 1998. – 178 с.

210. Kovtun I. Deformations in structures of electronic systems under external impacts / I. Kovtun , S. Petrashchuk, J. Boiko // Proceedings of the IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo 2021), (Kiev, November 29 – December 3, 2021). – P. 304-309.

211. Вплив технології формування виводів дискретних компонентів на передачу деформацій від об'єднувальної плати / Ю. М. Бойко, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук, Р. В. Тертичний // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. Радіотехніка, електроніка та телекомунікації. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 5. – С. 73-78.

212. Ковтун І. І. Визначення навантаження та деформацій, що приводять до руйнування контактних ділянок керамічних конденсаторів / І. І. Ковтун, Ю. М. Бойко, С. А. Петрашук // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах : матеріали XVII міжнар. наук.-техн. конф., (Одеса, 8–13 червня 2017 р.). – Одеса : Одеська нац. акад. зв'язку ім. О. С. Попова, 2017. – С. 192–194.

213. Kovtun I. Nondestructive strength diagnostics of solder joints on printed circuit boards / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Proceedings of the Second IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio

Electronics (UkrMiCo 2017), (Odessa, Ukraine, 11–15 September, 2017). – P. 1–4.

214. Kovtun I. I. Acoustic emission application for nondestructive solder joint diagnostics / I. I. Kovtun, S.A Petrashchuk // Science and education : proceedings of the XII International Conference, (Oslo, Norway, 1–10 July, 2018). – Khmelnytskyi : KHNU, 2018. – P. 3–13.

215. Kovtun I. Acoustic emission application for nondestructive strength diagnostics of printed circuit boards / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 1 (257). – С. 12-17.

216. Ковтун І. І. Неруйнівна діагностика міцності нероз'ємних елементів конструкцій електронної техніки / І. І. Ковтун, А. В. Горошко, С. А. Петрашук // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький : ХНУ, 2022. – № 2. – С. 95-102.

217. Kovtun I. Acoustic emission diagnostics of solder joints on printed circuit boards / I. Kovtun, V. Royzman, A. Voznyak // Quality and Reliability of Technical Systems: Theory and Practice. JVE Book Series on Vibroengineering / JVE International Ltd. – Vol. 2. – Vilnius: Lithuania, 2018. – P. 214–229.

218. Kovtun I. Reliability improvement of printed circuit boards by designing methods for solder joint technical diagnostics with application of acoustic emission method / I. I. Kovtun, J. M. Boiko, S. A. Petrashchuk // Visnyk NTUU KPI. Seriya: Radiotekhnika, Radioaparatabuduvannia. – Kyiv : NTUU KPI, 2019. – Iss. 79. – P. 60-70.

219. Пат. 43125 А Україна, МКИ G 01 N 29/04. Спосіб визначення координат дефектів методом акустичної емісії / С. В. Прохоренко, А. В. Горошко, І. І. Ковтун, В. П. Ройзман ; заявник та патентовласник Хмельн. нац. ун-т. – № 2001031426 ; заявл. 01.03.2001 ; опубл. 15.11.2001, Бюл. № 10. – 3 с. : іл.

220. Неруйнівне діагностування і прогнозування міцності та герметичності корпусів електронних модулів НВЧ / Ю. М. Бойко, В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки : V Міжнародна науково-практична конференція «Зброя та безпека 2017», (Київ, 11–12

жовтня 2017 р.). – Київ : МВЦ. – С. 223-225.

221. Методи неруйнівної діагностики надійності герметизації модулів надвисоких частот / Ю. М. Бойко, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук, О. В. Ковальчук // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 6, т. 1. – С. 227-233.

222. Kovtun I. Nondestructive hermetic seal diagnostics and prediction method for super-high-frequency modules / I. Kovtun; J. Boiko; S. Petrashchuk // The 14th International Conference on Advanced Trends in Radioelectronics, Telecommunications and Computer Engineering (TCSET), (Lviv – Slavske, 20–24 February, 2018). – P. 776 – 780.

223. Ройзман В. П. Оцінка вібрацій в конструкціях блоків радіоелектронної апаратури під дією зовнішнього динамічного навантаження / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, Б. О. Жухоров // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 6, т. 1. – С. 26-31.

224. Kovtun I. Assessing Enclosure Case Design on Excitation and Transmission of Vibration in Electronic Packages / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Proceedings of the 2nd IEEE Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON), (Lviv, July 2–6, 2019). – P. 265–270.

225. Methods for Vibration Reduction in Enclosed Electronic Packages / Igor Kovtun, Juliy Boiko, Svitlana Petrashchuk, Tomasz Kałaczyński // The 18th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles. Diagnostics of Various Technical Objects : MATEC Web of Conferences (Bydgoszcz, December 12, 2019). – Vol. 302, 10 p.

226. Горошко А. Підвищення точності вібраційного аналізу друкованих плат бортової електроніки / А. Горошко, І. Ковтун, М. Зембицька / Вісник ХНУ. Технічні науки. – Хмельницький: ХНУ, 2022. – С. 301–306.

227. Ковтун І. І. Вібраційні випробування та захист несівних конструкцій електронної апаратури на різних рівнях конструктивної складності // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2023. – № 5, т. 2. – С. 182-191.

228. Пат. 150735 U Україна, МПК F16F15/00 H05K7/12. Пристрій зниження динамічних напружень та деформацій друкованих плат/ Ковтун І. І., Горошко А. В.; Петрашук С. А., Бойко Ю. М. ; заявник і патентотримувач Хмельниц. нац. ун-т. – № u 202105920 ; заявл. 21.10.2021 ; опубл. 06.04.2022, Бюл. № 14. - 5 с. : іл.

ДОДАТОК А

Програма розрахунку частот і форм вільних коливань друкованої плати із використанням континуально-дискретної математичної моделі реалізована мовою програмування FORTRAN

Вхідні дані:

N – кількість прогонів балки (ПБ); NEIG – кількість шуканих власних частот; K – кількість точок апроксимації по довжині балки для визначення поперечних коливань; OMH...OMK – діапазон власних частот, Гц; EPS – похибка; EL – довжина ПБ, м; E – Модуль пружності 1 роду, Н/м²; G – Модуль пружності 2-го роду, Н/м²; PO – масив густини матеріалу ПБ, кг/м³; A – масив площі поперечного перерізу ПБ, м²; SIE – масив осевих моментів інерції поперечних перерізів ПБ, м⁴; AK – масив коефіцієнтів врахування деформацій зсуву прогонів балки; SM – маси тіла на межах ПБ, кг; SI – осевий момент інерції тіл.

N NEIG K

3 7 20

OMH OMK EPS

0.10000E-04 0.30000E+05 0.10000E-03

EL (Ff Daten mus mann im Hauptprogramm die FORMATEN im Ordnung bringen)

0.60000E 01 0.62900E 01 0.18100E 01

E

0.21000E 12 0.21000E 12 0.21000E 12

G

0.81000E 11 0.81000E 11 0.81000E 11

PO

0.90660E 04 0.90660E 04 0.90660E 04

A

0.70650E-03 0.70650E-03 0.70650E-03

SIE

0.19300E-06 0.19300E-06 0.19300E-06

AK

0.10000E 01 0.10000E 01 0.10000E 01

P

0.00000E 03 0.00000E 03 0.00000E 02

SM

0.00000E 04 0.00000E 04 0.00000E 04 0.00000E 04

SI

0.00000E 03 0.00000E 03 0.00000E 03 0.00000E 03

CW

0.50000E 08 0.00000E 07 0.50000E 06 0.00000E 05

CF

0.00000E 07 0.00000E 03 0.00000E 03 0.00000E 03

Тіло програми

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),

*P(50),SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),Y(10),W(10,201),

*FI(10,201),EM(10,201),Q(10,201)

COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P

COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF

COMMON /BFM/ W,FI,EM,Q

COMMON /NNN/ N

OPEN (UNIT = 1, FILE = 'F3.DAN')

OPEN (UNIT = 2, FILE = 'FW1.XY')

OPEN (UNIT = 3, FILE = 'FW2.XY')

OPEN (UNIT = 4, FILE = 'FW3.XY')

OPEN (UNIT = 5, FILE = 'FW4.XY')

OPEN (UNIT = 6, FILE = 'FW5.XY')

READ (1,1) N,NEIG,K,OMH,OMK,EPS

```

N1 = N+1
K1 = K+1
READ (1,2) (EL(I),I = 1,N),
*(E(I),I = 1,N),
*(G(I),I = 1,N),
*(PO(I),I = 1,N),
*(A(I),I = 1,N),
*(SIE(I),I = 1,N),
*(AK(I),I = 1,N),
*(P(I),I = 1,N),
*(SM(I),I = 1,N1),
*(SI(I),I = 1,N1),
*(CW(I),I = 1,N1),
*(CF(I),I = 1,N1)
1 FORMAT (/3I4//3E12.5)
2 FORMAT (/3E12.5//3E12.5//3E12.5//3E12.5//3E12.5//3E12.5//
*3E12.5//3E12.5//4E12.5//4E12.5//4E12.5//4E12.5)
PRINT 11, N,NEIG,K,OMH,OMK,EPS
PRINT 12, (EL(I),I = 1,N)
PRINT 13, (E(I),I = 1,N)
PRINT 14, (G(I),I = 1,N)
PRINT 15, (PO(I),I = 1,N)
PRINT 16, (A(I),I = 1,N)
PRINT 17, (SIE(I),I = 1,N)
PRINT 18, (AK(I),I = 1,N)
PRINT 19, (P(I),I = 1,N)
PRINT 20, (SM(I),I = 1,N1)
PRINT 21, (SI(I),I = 1,N1)
PRINT 22, (CW(I),I = 1,N1)
PRINT 23, (CF(I),I = 1,N1)
11 FORMAT (' N=',I3,' NEIG=',I2,' K=',I3,' OMH=',E10.4,
*' OMK=',E10.4,' EPS=',E10.4)
12 FORMAT (' EL ',5E12.5)
13 FORMAT (' E ',5E12.5)
14 FORMAT (' G ',5E12.5)
15 FORMAT (' PO ',5E12.5)
16 FORMAT (' A ',5E12.5)
17 FORMAT (' SIE',5E12.5)
18 FORMAT (' AK ',5E12.5)
19 FORMAT (' P ',5E12.5)
20 FORMAT (' SM ',5E12.5)
21 FORMAT (' SI ',5E12.5)
22 FORMAT (' CW ',5E12.5)
23 FORMAT (' CF ',5E12.5)
CALL TRANS (NEIG,OMH,OMK,EPS,Y)
DO 5 I = 1,NEIG
Y(I) = Y(I)/(6.283184D 00)
5 CONTINUE
PRINT 3, NEIG
3 FORMAT (/9X, 'Became',I3,'Obtaining natural frequencies (Hz):')
PRINT 4, (Y(I),I = 1,NEIG)
4 FORMAT (7E11.4)
DO 6 I = 1,NEIG
OM = Y(I)*(6.283184D 00)
CALL FORM (I,K,OM)
6 CONTINUE
ELS = 0.0D 00
DO 24 I = 1,N
24 ELS = ELS+EL(I)

```

```

DXL = ELS/K
PRINT 7
7 FORMAT (/9X, 'Eigenforms of Displacement')
CALL PR (NEIG,K,W)
PRINT 8
8 FORMAT (/9X, 'Eigenformen von Winkel')
CALL PR (NEIG,K,FI)
PRINT 9
9 FORMAT (/9X, 'Eigenforms of Bending Moment')
CALL PR (NEIG,K,EM)
PRINT 10
10 FORMAT (/9X, 'Eigenforms of Shear Force')
CALL PR (NEIG,K,Q)
ELS = 0.0D 00
DO 30 I = 1,N
30 ELS = ELS+EL(I)
DXL = ELS/K
I = 1
32 CONTINUE
XL = (I-1)*DXL
WRITE (2,31) XL,W(1,I)
WRITE (3,31) XL,W(2,I)
WRITE (4,31) XL,W(3,I)
WRITE (5,31) XL,W(4,I)
WRITE (6,31) XL,W(5,I)
I = I+1
IF (I.LE.K1) GOTO 32
31 FORMAT (2E14.7)
STOP
END

```

C*****

```

SUBROUTINE TRANS (K,XH,XK,EPS,Y)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION Y(10),FW(10)
COMMON /BW/ FW
COMMON /BW1/ FW1
X = XH-EPS
I = 0
KX = 0
DX = EPS
1 CONTINUE
I = I+1
X = X+DX
IF (X.GT.XK) GOTO 5
F = FUNK (X)
IF (I.NE.1) GOTO 2
F1 = F
GOTO 1
2 CONTINUE
IF ((F*F1).LE.(0.0D 00)) GOTO 3
F1 = F
IF (I.NE.30) GOTO 1
DX = (0.1D 02)*DX
I = 1
GOTO 1
3 CONTINUE
IF (DX.LE.EPS) GOTO 4

```

```

X = X-DX
DX = DX/(0.1D 02)
I = 1
GOTO 1
4 CONTINUE
KX = KX+1
Y(KX) = X-DX/(0.2D 01)
FW(KX) = FW1
IF (KX.EQ.K) GOTO 7
I = 0
DX = EPS
X = X+DX
GOTO 1
5 CONTINUE
PRINT 6, XH,XK,KX
6 FORMAT (/6X,'ln Interval ',E11.5,' ... ',E11.5,
*' exist ',I2,' roots '/22X,
*'the transcendental equation')
K = KX
7 CONTINUE
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE MUL (K,A,X,Y)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C Y(K) = A(K,K)*X(K)
DIMENSION A(K,K),X(K),Y(K)
DO 2 I = 1,K
Y(I) = (0.0D 00)
DO 1 J = 1,K
Y(I) = Y(I)+A(I,J)*X(J)
1 CONTINUE
2 CONTINUE
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE MUL22 (K,A,B,C)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(K,K),B(K,K),C(K,K)
DO 1 I = 1,K
DO 1 J = 1,K
C(I,J) = (0.D 00)
1 CONTINUE
DO 3 I = 1,K
DO 3 J = 1,K
DO 2 M = 1,K
C(I,J) = C(I,J)+A(I,M)*B(M,J)
2 CONTINUE
3 CONTINUE
RETURN
END

```

C*****

```

FUNCTION FUNK (OM)

```

```

      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
      DIMENSION R(4,4),S(4,4),B1(4,4),B2(4,4),X(4),Y(4),Z(2,2)
      COMMON /BW1/ FW1
      COMMON /NNN/ N
      N1 = N+1
      K = 1
1  CONTINUE
      I = 1
      DO 2 J = 1,4
      X(J) = 0.0D 00
2  CONTINUE
      IF (K.EQ.1) X(1) = 0.1D-03
      IF (K.EQ.2) X(2) = 0.1D-03
3  CONTINUE
      CALL SB (I,OM,S)
      CALL MUL (4,S,X,Y)
      IF (I.EQ.N1) GOTO 4
      CALL BB (I,OM,B1,B2)
      CALL MUL (4,B1,Y,X)
      XI = 1.0D 00
      CALL RB (I,XI,OM,R)
      CALL MUL (4,R,X,Y)
      CALL MUL (4,B2,Y,X)
      I = I+1
      GOTO 3
4  CONTINUE
      Z(1,K) = Y(3)
      Z(2,K) = Y(4)
      K = K+1
      IF (K.LE.2) GOTO 1
      FUNK = Z(1,1)*Z(2,2)-Z(1,2)*Z(2,1)
      FW1 = -Z(1,1)/Z(1,2)
      RETURN
      END

```

C*****

```

      SUBROUTINE SB (I,OM,S)
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
      DIMENSION SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),S(4,4)
      COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF
      DO 1 J = 1,4
      DO 1 K = 1,4
      S(J,K) = 0.0D 00
1  CONTINUE
      DO 2 J = 1,4
2  S(J,J) = 1.0D 00
      S(3,2) = SI(I)*OM*OM-CF(I)
      S(4,1) = CW(I)-SM(I)*OM*OM
      RETURN
      END

```

C*****

```

      SUBROUTINE RB (I,XI,OM,R)
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
      DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
      *P(50),R(4,4)
      COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P

```

```

XI = XI*EL(I)
GG = AK(I)*G(I)*A(I)
GK = GG/(GG-P(I))/SIE(I)/E(I)
POM = PO(I)*OM*OM
POI = SIE(I)*POM
POK = SIE(I)*POM*POM
POA = A(I)*POM
B = GK*(P(I)+POI*(E(I)/G(I)/AK(I)+(1.0D 00)-P(I)/GG))
C = GK*(POA-POK/AK(I)/G(I))
SQ = DSQRT(B*B/(4.0D 00)+C)
A1 = DSQRT(B/(2.0D 00)+SQ)
A2 = DSQRT(-B/(2.0D 00)+SQ)
AL = (1.0D 00)/(A1*A1+A2*A2)
A12 = A1*A1*A2*A2
C1 = DCOS(A1*XI)
S1 = DSIN(A1*XI)
E2 = DEXP(A2*XI)
CH2 = (E2+(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)
SH2 = (E2-(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)
R(1,1) = AL*(A2*A2*C1+A1*A1*CH2)
R(1,2) = AL*(A2*A2*S1/A1+A1*A1*SH2/A2)
R(1,3) = AL*(-C1+CH2)
R(1,4) = AL*(-S1/A1+SH2/A2)
R(2,1) = A12*R(1,4)
R(2,2) = R(1,1)
R(2,3) = AL*(A1*S1+A2*SH2)
R(2,4) = R(1,3)
R(3,1) = A12*R(1,3)
R(3,2) = R(2,1)
R(3,3) = AL*(A1*A1*C1+A2*A2*CH2)
R(3,4) = R(2,3)
R(4,1) = A12*R(2,3)
R(4,2) = R(3,1)
R(4,3) = AL*(-A1*A1*S1+A2*A2*SH2)
R(4,4) = R(3,3)
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE BB (I,OM,B1,B2)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),B1(4,4),B2(4,4)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
DO 1 J = 1,4
DO 1 K = 1,4
B1(J,K) = 0.0D 00
B2(J,K) = 0.0D 00
1 CONTINUE
EE = E(I)*SIE(I)
GG = AK(I)*G(I)*A(I)
PM = PO(I)*OM*OM
PA = A(I)*PM
PP = SIE(I)*PM
SS = GG-PP
HH = GG-P(I)
EG = E(I)/(AK(I)*G(I))
ES = (AK(I)*G(I)+E(I))*A(I)

```

```

B1(1,1) = 1.D 00
B1(2,2) = GG/HH
B1(2,4) = (1.0D 00)/HH
B1(3,1) = -PA/HH
B1(3,3) = -GG/EE/HH
B1(4,2) = -GG/HH*(P(I)*SS/EE/HH+PA/EG/HH+PA/HH)
B1(4,4) = -GG/HH*(GG/EE/HH+PA/GG/HH)
B2(1,1) = 1.D 00
B2(2,2) = (GG/SS+EG*PP/SS)
B2(2,4) = EE/GG*HH/SS
B2(3,1) = -EG*PP
B2(3,3) = -EE/GG*HH
B2(4,2) = -(P(I)+ES/SS*PP)
B2(4,4) = -EE/SS*HH
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE FORM (NF,K,OM)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),W(10,201),FI(10,201),EM(10,201),Q(10,201),X(4),
*X1(4),Y(4),S(4,4),R(4,4),B1(4,4),B2(4,4),FW(10)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
COMMON /BW/ FW
COMMON /BFM/ W,FI,EM,Q
COMMON /NNN/ N
K1 = K+1
ELS = 0.0D 00
DO 1 I = 1,N
1 ELS = ELS+EL(I)
DXL = ELS/K
XL = 0.0D 00
XL0 = 0.0D 00
I = 1
I1 = 2
J = 1
X(1) = 0.1D-02
X(2) = FW(NF)*X(1)
X(3) = 0.0D 00
X(4) = 0.0D 00
CALL SB (1,OM,S)
CALL MUL (4,S,X,Y)
CALL BB (1,OM,B1,B2)
CALL MUL (4,B1,Y,X)
2 CONTINUE
XL = DXL*(J-1)
XLI = XL-XL0
IF (XLI.LE.EL(I)) GOTO 3
IF (J.EQ.K1) GOTO 3
XI = 1.0D 00
CALL RB (I,XI,OM,R)
CALL MUL (4,R,X,Y)
CALL MUL (4,B2,Y,X)
CALL SB (I1,OM,S)
CALL MUL (4,S,X,Y)
CALL BB (I1,OM,B1,B2)
CALL MUL (4,B1,Y,X)

```

```

XLO = XLO+EL(I)
XLI = XL-XLO
I = I+1
I1 = I+1
3 CONTINUE
XI = XLI/EL(I)
CALL RB (I,XI,OM,R)
CALL MUL (4,R,X,Y)
CALL MUL (4,B2,Y,X1)
W (NF,J) = X1(1)
FI (NF,J) = X1(2)
EM (NF,J) = X1(3)
Q (NF,J) = X1(4)
J = J+1
IF (J.LE.K1) GOTO 2
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE PR (NEIG,K,A)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(10,201),II(10)
K1 = K+1
DO 2 I = 1,NEIG
AM = 0.0D 00
DO 3 J = 1,K1
IF (DABS(A(I,J)).GT.AM) AM = DABS(A(I,J))
3 CONTINUE
DO 4 J = 1,K1
4 A(I,J) = A(I,J)/AM
2 CONTINUE
IJ = 0
DO 5 I = 1,NEIG
IJ = IJ+1
5 II(I) = IJ
PRINT 6, (II(I),I = 1,NEIG)
6 FORMAT (5X,'XI',10I8)
DO 8 J = 1,K1
XI = (1.0D 00)*(J-1)/K
PRINT 7, XI,(A(I,J),I = 1,NEIG)
8 CONTINUE
7 FORMAT (11F8.4)
RETURN
END

```

C*****

ДОДАТОК Б

Програма розрахунку амплітудно-частотної характеристики поперечних кінематично збуджуваних коливань друкованої плати із використанням дискретної математичної моделі реалізована в системі автоматизації математичних розрахунків MathCad

Б.1 Одномасова коливна система

ORIGIN := 1 n := 1 l := 0.18 Y0 := 0.001 ω0 := 10 E := 1.4·10¹⁰ I := 1.406·10⁻¹¹

a₁ := 0.09

i := 1..n j := 1..n b_i := 1 - a_i

mass₁ := 0.05

Mgen(x) :=
$$\begin{cases} \text{for } ii \in i \\ M_{ii} \leftarrow \begin{cases} \frac{b_{ii} \cdot x}{1} & \text{if } x \leq a_{ii} \\ \frac{a_{ii} \cdot (1 - x)}{1} & \text{otherwise} \end{cases} \\ M \end{cases}$$

M(x) := Mgen(x)

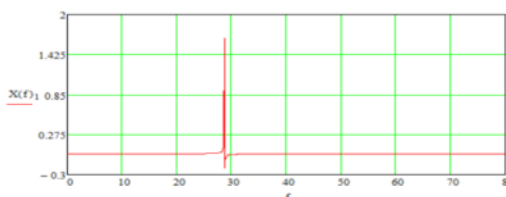
$\Delta_{i,j} := \frac{1}{E \cdot I} \int_0^1 M(x)_i \cdot M(x)_j \, dx$

MASS_{i,j} := 0 MASS_{i,i} := mass_i

A := Δ·MASS f0 := $\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{A}}$ f0 = 28.649

ω(f) := 2·π·f Ω(f) := $\frac{\text{identity}(n)}{(\omega(f))^2}$ AΩ(f) := A - Ω(f) B := -Y0·Δ·mass

X(f) := (AΩ(f))⁻¹·B



Б.2 Двомасова коливна система

ORIGIN := 1 n := 2 l := 0.18 Y0 := 0.001 ω0 := 10 E := 1.4·10¹⁰ I := 1.406·10⁻¹¹

a₁ := 0.03 a₂ := 0.09

i := 1..n j := 1..n b_i := 1 - a_i

mass₁ := 0.025 mass₂ := 0.025

Mgen(x) := $\left| \begin{array}{l} \text{for } ii \in i \\ M_{ii} \leftarrow \left| \begin{array}{l} \frac{b_{ii} \cdot x}{1} \text{ if } x \leq a_{ii} \\ \frac{a_{ii} \cdot (1 - x)}{1} \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ M \end{array} \right|$

M(x) := Mgen(x)

$\Delta_{i,j} := \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^1 M(x)_i \cdot M(x)_j \cdot dx$

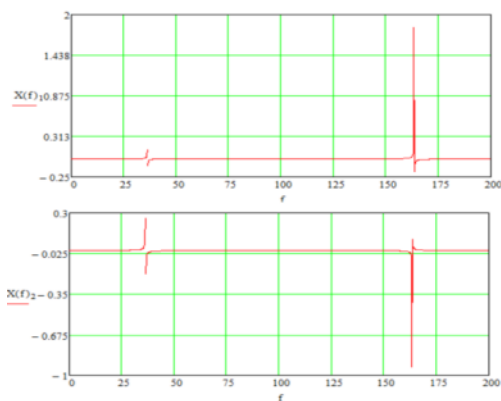
+

MASS_{i,j} := 0 MASS_{i,i} := mass_i

A := Δ·MASS f0 := $\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\text{eigenvals}(A)}}$ f0 = $\begin{pmatrix} 163.417 \\ 36.282 \end{pmatrix}$

ω(f) := 2·π·f Ω(f) := $\frac{\text{identity}(n)}{(\omega(f))^2}$ AΩ(f) := A - Ω(f) B := -Y0·Δ·mass

X(f) := (AΩ(f))⁻¹·B



Б.3 Тримасова коливна система

ORIGIN := 1 n := 3 1 := 0.18 Y0 := 0.001 $\omega_0 := 10$ E := $1.4 \cdot 10^{10}$ I := $1.406 \cdot 10^{-11}$

$a_1 := 0.045$ $a_2 := 0.09$ $a_3 := 0.15$

$i := 1..n$ $j := 1..n$ $b_i := 1 - a_i$

$mass_1 := 0.005 + \frac{0.035}{3}$ $mass_2 := 0.005 + \frac{0.035}{3}$ $mass_3 := 0.005 + \frac{0.035}{3}$

Mgen(x) := for ii ∈ i

$$M_{ii} \leftarrow \begin{cases} \frac{b_{ii} \cdot x}{1} & \text{if } x \leq a_{ii} \\ \frac{a_{ii} \cdot (1 - x)}{1} & \text{otherwise} \end{cases}$$

M

$M(x) := Mgen(x)$

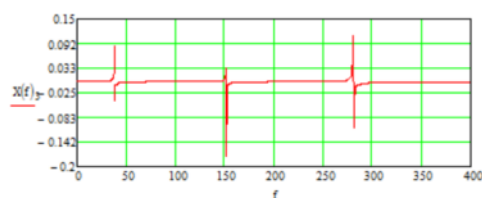
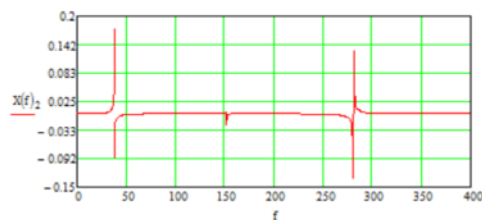
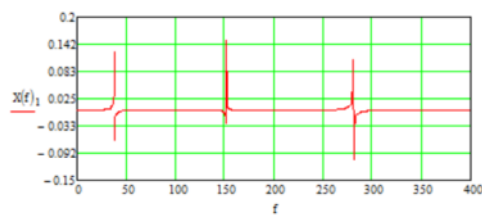
$\Delta_{i,j} := \frac{1}{E \cdot I} \int_0^1 M(x)_i \cdot M(x)_j \, dx$

$MASS_{i,j} := 0$ $MASS_{i,i} := mass_i$

$A := \Delta \cdot MASS$ $f0 := \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\text{eigenvals}(A)}}$

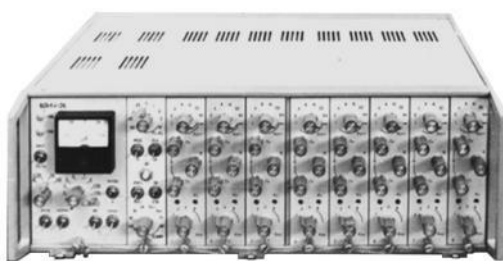
$f0 = \begin{pmatrix} 280.696 \\ 151.536 \\ 37.734 \end{pmatrix}$ $\text{eigenvecs}(A) = \begin{pmatrix} -0.534 & -0.651 & 0.54 \\ 0.649 & 0.095 & 0.755 \\ -0.543 & 0.753 & 0.371 \end{pmatrix}$

$\omega(f) := 2 \cdot \pi \cdot f$ $\Omega(f) := \frac{\text{identity}(n)}{(\omega(f))^2}$ $A\Omega(f) := A - \Omega(f)$ B := -Y0·Δ·mass $X(f) := (A\Omega(f))^{-1} \cdot B$



ДОДАТОК В

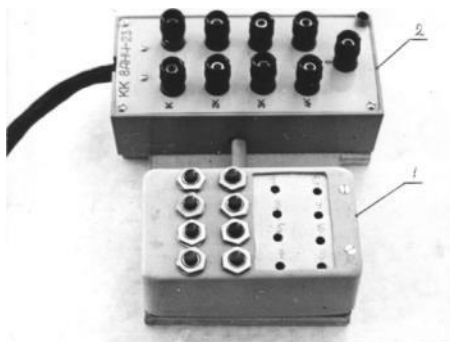
Випробувально-вимірювальний комплекс визначення деформацій елементів конструкцій та компонентів електронної апаратури



а)



б)



в)



г)

Рис. В.1. Система тензометричного контролю: а) станція тензометрична 8АНЧ-26; б) осцилограф світлопроменевий НО71.4М; в) узгоджувальний пристрій: 1 – пристрій; 2 – клемна колодка; г) пульт дистанційного керування



Рис. В.2. Система акустико-емісійного контролю на базі 3-х модифікованих акустико-емісійних приладів АФ-15



Рис. В.3. Система вібраційного контролю: шафа віброметрична: прилад віброметричний ПІ-19; блок фільтрів електричних ФЕ-2 об'єднані в один пристрій вимірювання прискорення ППУ-1М; вібростенд електродинамічний ВЕДС-200А; відеокамера Panasonic



а)



б)

Рис. В.4. Випробувальна апаратура для відтворення механічних, температурних та пневматичних навантажень: а) машина розривна ІР-5057-50; б) камера кліматична «Фойтрон» 3626/51

ДОДАТОК Г

Технічні характеристики апаратури та обладнання вимірювального комплексу для експериментального дослідження виробів електронної техніки

Таблиця Г.1 – Основні параметри та характеристики приладу акустичної емісії АФ-15

Назва параметра та характеристики	Дані за ТУ
Кількість каналів	2
Сумарна кількість АЕ, імп.	10^0 – 10^6
Швидкість розрахунку АЕ (інтенсивність осциляцій), імп./с	10^0 – 10^6
Загальна кількість імпульсів АЕ, імп.	10^0 – 10^3
Активність АЕ (інтенсивність подій), імп./с	10^0 – 10^3
Динамічний діапазон реєстрації амплітуди сигналів АЕ, мВ	150–5000
Діапазон робочих частот тракту підсилення, кГц	20–2000
Частота зрізу ФНЧ, кГц	20; 200; 500; 1000
Частота зрізу ФВЧ, кГц	200; 500; 1000; 2000
Ослаблення сигналу фільтрами, дБ/окт, не менше	24
Ослаблення сигналу фільтрами, дБ/окт, що не менше: – максимальне; – мінімальне	60 9
Дискретність установки коефіцієнта посилення, дБ	1
Максимальна амплітуда вихідної напруги підсилювача для середніх частот фільтрів, В, не менше	5
Коефіцієнт посилення попереднього підсилювача, дБ, не менше	40
Ефективне значення власних шумів попереднього підсилювача, мкВ, не більше	7
Період тактових імпульсів, на вибір	0,1; 1; 10; 30
Період генератора розгортки, на вибір	10 с; 1 хв; 1 год; 8 год
Максимальна амплітуда вихідної напруги калібратора, В, не менше: – в безперервному режимі; – в імпульсному	1 5
Діапазон тривалості радіоімпульсу калібратора, мкс	40–50
Частота заповнення радіоімпульсів калібратора, кГц	300; 600
Гранична напруга для формування імпульсів і подій, мВ	100 ± 10
Діапазон вимірювання різниці часу приходу імпульсів АЕ, мкс	8–800
Похибка вимірювання різниці часу приходу імпульсів АЕ, мкс, не більше	± 3
Відносна нестабільність реєстрації основних параметрів (амплітуда, швидкість рахунки, активність) АЕ від імітатора, дБ, не більше	3
Порогова чутливість приладу до амплітуди зміщення, м, не менше	10^{-14}
Максимальна частота синхронізації з навантаженням, кГц, не менше	5

Таблиця Г.2 – Характеристики провідникових тензочутливих сплавів

Матеріал	Склад, %	Коефіцієнт тензо- чутливості	Питомий опір, 10^{-6} Ом м	Температурний коефіцієнт, $10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$		Максимальна робоча температура , $^{\circ}\text{C}$
				опору	лінійного розширення	
Константан, едванс	50–60 Cu, 32–40 Ni	2,0	0,44–0,52	5	12,5	400
Константан для тензорезисторів в МНМц 40-1,5 (ГОСТ 492–73)	38–41 (Ni + Co), 1–2 решта Cu	2,0	0,44–0,52	Від 2 до 6 (гр. 1), від –6 до –2 (гр. 2), від –14 до –18 (гр. 3)	12,5–13,0	400
Манганін	2–4 Ni, 84–85 Cu, 11–13 Mn	1,9	0,43–0,45	20–30	18,1	–
Хромель	65 Ni, 25 Fe, 10 Cr	2,5	0,7–1,1	340	14,8	800
Ніхром	80 Ni, 20 Cr	2,1–2,3	1–1,1	130	16,6	1000
Карма	74 Ni, 20 Cr, 3 Fe, 3 Al	2,0	1,6	200	–	–
Ізоеластик	52 Fe, 36 Ni, 8 Cr, 3,5 Mn	3,6	1,4	1,75	–	–
Сплав 470	0,5 Si, Cu, Mo, 92 Pt, 8 W	4,7	0,62	240	–	–
Платина Pt–Ir	100 Pt, 80 Pt, 20 Ir	4,8 6,0	0,1 0,36	2500 1700	8,9	1300 1300

Таблиця Г.3 – Технічні характеристики системи тензометричного контролю

Найменування	Показник
Кількість каналів	8
Тип датчиків	Тензорезистори опором $Z = 25\text{--}1000$ Ом – при включенні датчиків за схемою півмоста з $U_m = 2,5$ В, де Z – повний електричний опір датчика (одного плеча моста); U_m – напруга живлення моста
Границі вимірювання деформацій	$\pm (0,25; 0,5; 1,0; 2; 4; 8; 16) \times 10^3$ мкм/м при двох активних тензорезисторах з чутливістю $ST = 2$ і $U_m = 5$ В при $K_{mn} = 1$, де K_{mn} – коефіцієнт посилення масштабуючого підсилювача
Коефіцієнт підсилення	$(1; 2,5; 5; 10) \times K_{mn} \times k \sim 8$, де $K_{mn} = 1; 2; 4; 8; k \sim 8 = 1; 8$
Схеми включення датчиків	– повного моста; – півмоста; – із загальним живленням для чотирьох каналів
Напруга живлення	220 В, 50 Гц
Максимальна потужність	6,8 кВт

Таблиця Г.4 – Технічні характеристики модуля універсального аналого-цифрового перетворювача

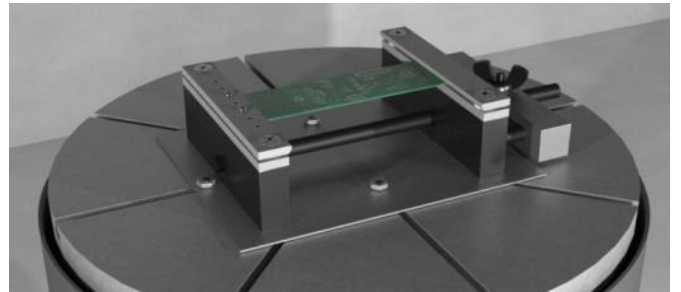
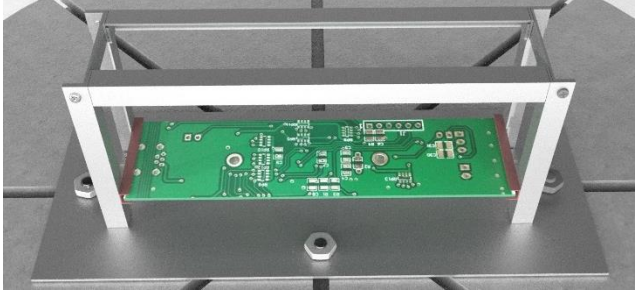
Аналого-цифровий перетворювач	
Кількість каналів	16 диференціальних або 32 з «загальною землею»
Розрядність АЦП	14 біт
Ефективна розрядність	13,2 біт (400 кГц, $\pm 2,5$ В)
Вхідний опір (при одноканальному введенні)	Не менше 10 МОм
Піддіпазони вимірювання вхідного сигналу	± 10 В; $\pm 2,5$ В; $\pm 0,625$ В; $\pm 0,156$ В
Максимальна частота перетворення	400 кГц
Синхронізація	Від синхросигналу, за рівнем аналогового сигналу
Захист входів	± 30 В (живлення вкл.); ± 10 В (живлення викл.)
Міжканальне проходження	-78 дБ (синусоїда 10 кГц)
Цифровий сигнальний процесор	
Тип	ADSP-2185M
Тактова частота	48 МГц
Внутрішнє ОЗУ даних	16 кслів
Внутрішнє ОЗУ програм	16 кслів
FIFO буфер АЦП	512–12288 слів
FIFO буфер ЦАП	512–4032 слів
Цифрові входи і виходи	
Кількість входів	16
Кількість виходів	16
Тип логіки	КМОП
Вихідний струм на 1 канал TTL, не більше	± 4 мА
Сумарне живлення від усіх виходів (TTL, ЦАП, зовнішні виходи живлення), не більше	0,5 Вт
Живлення – від шини USB	
Струм живлення	До 400 мА
Габарити – 129×95×26 мм	

Таблиця Г.5 – Параметри, які визначають дію вібрацій при випробовуванні електронної апаратури на вібростійкість

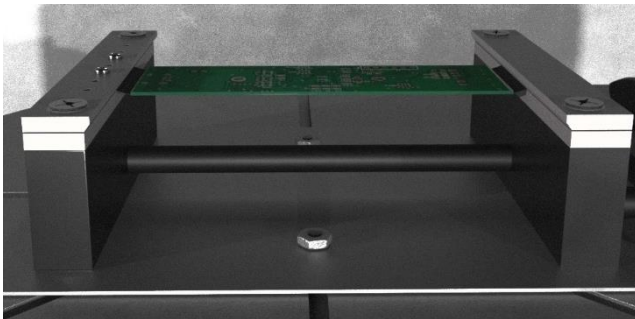
Ступінь жорсткості	Діапазон частот, Гц	Амплітуда переміщень, мм	Частота переходу, Гц	Вібро-прискорення, g
I	10–35	–	–	0,5
II	10–55	–	–	1
III	10–55	0,5	32	2
IV	10–80	0,5	–	–
V	10–80	0,5	32	2
VI	10–150	0,5	50	5
VII	10–200	0,5	50	5
VIII	10–500	0,5	50	5
IX	10–2000	0,5	50	5
X	10–2000	0,5	50	5
XI	10–2000	1	50	10
XII	10–5000	1	50	10
XIII	10–35	2	50	20
XIV	10–35	4	50	40
XV	10–35	4	50	40

ДОДАТОК Д

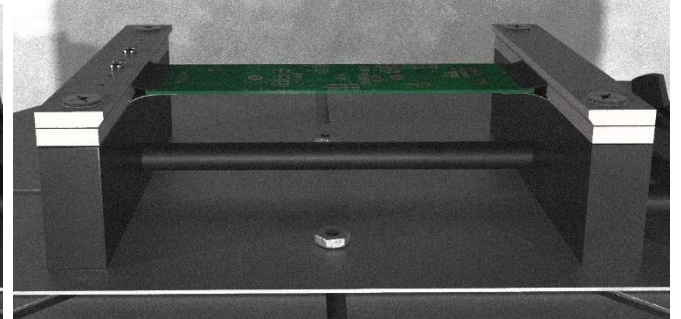
Результати вимірювань динамічних деформацій у структурно-складних конструкціях електронної апаратури



а)



б)



в)

Рис. Д.1. Створення пружно-дисипативних зв'язків в конструкції вузлів кріплення друкованих плат, варіанти кріплення друкованих плат: а) в пластмасових напрямних; б) на віброізоляційній гумовій або тканинній підвісці; в) на віброізоляційній тканинній підвісці із демпфером сухого тертя

Таблиця Д.1 – Вібродослідження способів кріплення друкованих плат до корпусу серійного блока

Спосіб встановлення плати	Частота, Гц	Віброперевантаження, м·с ⁻²		Напруження тензодатчика, МПа			
		На стенді	На платі	Номер			
				1С	2С	3С	4С
1. У штатних пластмасових напрямних	8	10	1,87	1,10	2,19	2,66	1,10
	12	1,5	9,36	4,38	8,76	10,95	4,38
	50	10	28,09	21,90	21,00	24,09	26,00
	58	10	44,94	26,28	30,66	32,85	26,20
	81	10	62,55	25,93	28,47	30,66	26,00
	160	10	90,64	28,47	24,09	35,04	26,18
	223	10	105,99	3,29	21,90	32,80	21,90
2. На вібро-ізолюючій тканинній стрічці	388	10	82,77	10,95	10,95	10,95	10,95
	8	1,1	1,41	5,00	2,90	3,91	3,00
	10	1,5	2,10	5,87	3,91	5,87	5,00
	13	5	16,50	7,83	15,65	23,48	5,87
	25	5	25,00	3,91	5,00	9,78	3,91
	50	10	70,00	7,00	15,65	19,57	5,45
	133	10	70,00	5,11	5,60	5,80	5,82
3. На вібро-ізолюючій гумовій стрічці	143	10	80,00	5,90	5,66	5,31	5,25
	500	10	30,00	5,65	4,96	5,26	5,37
	5	1	2,59	2,01	2,22	5,55	2,26
	10	1,5	1,36	5,00	13,68	21,89	5,72
	13	5	10,68	5,47	10,95	16,42	21,89
	28	5	25,89	2,74	5,47	5,00	2,46
	52	10	77,67	2,59	2,75	2,90	2,48
4. У штатних пластмасових напрямних і перекладена поролоном	100	10	25,89	2,22	2,55	2,86	2,39
	167	10	19,42	2,63	2,36	2,72	2,70
	410	10	16,18	2,21	2,11	2,75	2,77
	8	2	4,97	2,02	4,05	6,07	2,00
	12	5	16,58	8,10	20,24	28,34	4,00
	40	5	9,95	2,00	4,00	4,44	4,16
	50	10	21,56	2,10	8,60	10,12	4,32
5. У спеціальних напрямних, обклеєних гумовою стрічкою	83	10	34,82	4,05	8,10	14,17	6,00
	129	10	99,50	8,10	18,22	22,27	6,00
	234	10	61,36	2,05	4,05	4,00	2,33
	387	10	23,22	2,00	2,30	2,92	2,00
	9	3,7	3,92	2,00	4,48	6,72	2,24
	14	5	10,19	4,48	11,20	15,67	6,72
	42	10	9,41	2,22	8,90	6,96	4,15
6. На вібро-ізолюючій тканинній стрічці з демпфером сухого тертя	63	10	11,76	4,11	6,70	11,20	4,00
	82	10	58,80	4,42	11,00	17,90	8,67
	105	10	27,44	2,25	6,53	8,99	4,50
	180	10	98,00	8,95	29,11	22,39	8,91
	225	10	47,04	2,30	4,53	6,77	4,45
	8	1,1	1,41	3,66	7,25	7,26	3,38
	11	1,5	3,63	3,00	7,00	11,01	3,65
	13	5	16,90	11,01	14,35	18,99	7,39
	30	5	23,50	3,67	7,35	7,34	3,22
	45	10	76,00	7,34	14,92	22,01	7,35
	173	10	42,00	7,40	14,67	22,02	3,64
	450	10	16,00	3,00	3,20	3,06	3,55

Таблиця Д.2 – Результати вимірювання вібропередачі до друкованих плат П₁
в різних умовах їх механічної зв'язаності всередині корпусу
ЕА при його податливій установці на вібростенді

Частота, Гц	Коефіцієнт передачі вібрацій				
	Серійний блок	Заходи щодо зниження вібрацій плат			
		Встановлен- ня гумових прокладок	Бандажуван- ня плат	Встановлен- ня додаткової рейки	Встановлення додаткової рейки і гумових прокладок
20	3,10	1,60	1,40	0,70	0,90
30	3,30	2,80	2,20	0,80	1,80
40	3,60	3,50	2,20	0,60	1,50
50	3,60	6,20	3,12	0,48	3,32
60	18,36	16,36	13,79	4,08	5,04
65	20,72	11,00	11,00	2,08	3,80
70	5,04	2,64	2,24	2,16	3,92
72	3,44	2,16	1,24	1,96	3,60
74	3,44	2,64	0,92	2,24	3,32
80	3,16	1,92	0,92	2,76	3,04
100	1,4	1,24	0,80	4,68	2,12
120	2,82	2,36	3,36	4,66	1,24
140	1,36	1,28	1,22	1,44	0,98
160	0,88	1,26	1,10	1,48	1,82
180	0,68	0,68	0,90	3,18	1,76
200	0,66	0,54	0,90	1,12	1,10
250	0,32	0,12	0,24	0,62	0,26
300	0,28	0,16	0,50	0,26	0,12
350	0,14	0,06	0,08	0,48	0,12
400	0,10	0,06	0,12	0,32	0,06
450	0,32	0,10	0,70	1,40	0,28
500	0,16	0,06	0,10	0,14	0,10
600	0,10	0,06	0,06	0,10	0,06
700	0,08	0,04	0,06	0,32	0,08
800	0,30	0,04	0,08	0,33	0,04
900	0,36	0,12	1,04	0,92	0,20
1000	0,16	0,14	0,24	0,24	0,08
1200	0,12	0,08	0,18	0,18	0,08
1400	0,14	0,04	0,12	0,12	0,04
1600	0,12	0,04	0,22	0,22	0,12
1800	0,12	0,04	0,40	0,08	0,04
2000	0,42	0,24	1,74	0,30	0,04

ДОДАТОК Е

Експериментальні результати вимірювання статичних деформацій в конструкціях друкованих плат

Таблиця Е.1 – Значення коефіцієнтів передачі деформацій до резисторів при
максимальному прогині друкованої плати (8 мм)

Технологія монтажу	Резистор	Коефіцієнт передачі деформацій, $w \cdot 10^{-3}$
Поверхневого	S ₁	191,15
	S ₂	186,67
	S ₃	124,83
	S ₄	113,16
	S ₅	160,42
Низького наскрізного	L ₁	7,58
	L ₂	11,25
	L ₃	11,02
	L ₄	12,58
	L ₅	10,17
Високого наскрізного	H ₁	0
	H ₂	0
	H ₃	0
	H ₄	0
	H ₅	0

Таблиця Е.2 – Значення коефіцієнтів передачі деформацій до мікросхем при
максимальному прогині друкованої плати (8 мм)

Технологія монтажу мікросхеми	Номер мікросхеми	Коефіцієнт передачі деформації $w \cdot 10^{-3}$
Низька	L ₁	150,8
	L ₂	179,67
	L ₃	133,33
Висока	H ₁	60,81
	H ₂	38,75
	H ₃	49,16

Таблиця Е.3 – Середні значення відносних деформацій на поверхні восьми-
вивідних мікросхем встановлених в монтажні адаптери

Кількість відрізаних виводів	Відносна деформація $\varepsilon \cdot 10^{-5}$	
	Поздовжня	Поперечна
0	9,6	3,46
1	41,3	2,9
2	33,7	6,43
3	20,9	4,11
4	11,6	4,00
5	5,99	2,61
6	1,25	0,55
7	0	0

Таблиця Е.4 – Значення коефіцієнтів передачі деформацій до контактних
вузлів при максимальному прогині друкованої плати (8 мм)

Датчики	Вид деформації друкованої плати	
	Абсолютна деформація $\Delta \cdot 10^{-6}$	Коефіцієнт передачі деформацій w
1	604	9,7
2	113	
3	377	
4	88	7,6
5	237	
6	76	
7	462	7,4
8	110	
9	409	
10	91	7,9
11	281	
12	72	
13	410	9
14	82	
15	395	
16	108	6,3

Таблиця Е.5 – Деформації плат електронних модулів друкованої плати
(перший етап випробувань)

Електронні модулі			Відносне видовження ($\epsilon \times 10^{-5}$) залежно від часу перебування під навантаженням							
Виводи	Герметизація	Датчики	0	1,2 год	2,2 год	5 год	7 год	22 год	Після розвантаження	
									0 год	3 год
Прямі	Без	1	24	28	26	26	24	29	-13	-29
		2	16	21	17	19	16	22	1	-22
Прямі	Компаунд	3	8	10	8	10	10	18	9	-4
		4	3	8	6	10	9	17	17	-4
		5	14	20	16	20	18	25	2	13

Таблиця Е.6 – Деформації плат електронних модулів друкованої плати
(другий етап випробувань)

Електронні модулі			Відносне видовження ($\epsilon \cdot 10^{-5}$) залежно від часу перебування під навантаженням						
Виводи	Герметизація	Датчики	0	1 год	16 год	18 год	21 год	Після розвантаження	
								0	20 год
Прямі	Без	1	32	27	18	23	36	-1	-9
		2	14	12	14	8	12	-7	-19
Прямі	Компаунд	3	0	-3	-14	-8	-4	-7	-26
		4	-3	-7	-16	-11	-7	-8	-20
		5	-4	-7	-16	-11	-7	-8	-28

Таблиця Е.7 – Деформації плат електронних модулів друкованої плати
(третій етап випробувань)

Електронні модулі			Відносне видовження ($\epsilon \cdot 10^{-5}$) залежно від часу перебування під навантаженням								
Виводи	Герметизація	Датчики	0	1,3 год	3 год	4 год	24 год	32 год	48 год	Після розвантаження	
										0	24 год
Прямі	Без	1	40	49	40	41	4	53	48	9	4
		2	30	30	32	33	35	45	40	11	14
Прямі	Компаунд	3	2	1	2	5	4	23	14	7	9
		4	3	3	2	4	6	22	9	4	−1
		5	4	5	4	6	7	18	9	6	6

ДОДАТОК Ж

Результати оцінки напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю нероз'ємних елементів конструкцій електронної апаратури

Таблиця Ж.1 – Механічні характеристики та акустико-емісійні параметри паяних з'єднань наскрізного монтажу при руйнівному навантаженні на відрив

№	Стан паяного з'єднання					
	Бездефектний			Холодна пайка		
	$P_{руйн}$, Н	N , імп.	N_{max} , імп/с	$P_{руйн}$, Н	N , імп.	N_{max} , імп/с
1.	90,00	42	15	43,00	98	41
2.	85,00	48	14	55,00	88	26
3.	93,00	29	11	68,00	97	33
4.	101,00	35	12	40,00	29	11
5.	86,00	47	19	59,00	111	51
6.	75,00	52	22	30,00	121	67
7.	104,00	29	10	66,00	66	44
8.	98,00	37	9	43,00	61	27
9.	99,00	37	11	39,00	105	65
10.	91,00	41	23	54,00	89	49
11.	89,00	44	21	69,00	58	33
12.	103,00	38	20	47,00	96	55
13.	96,00	33	15	59,00	87	38
14.	94,00	38	17	63,00	84	32
15.	87,00	28	13	68,00	59	22
16.	99,00	36	12	31,00	87	41
17.	110,00	16	9	50,00	91	32
18.	105,00	46	25	64,00	73	38
19.	99,00	36	16	39,00	101	57
20.	104,00	39	8	69,00	99	46

Таблиця Ж.2 – Механічні характеристики та акустико-емісійні параметри паяних з'єднань поверхневого монтажу при руйнівному навантаженні на розтяг

№	Стан паяного з'єднання								
	Бездефектний			Холодна пайка			З перегрівом		
	$P_{руйн}$, Н	N , імп.	N_{max} , імп/с	$P_{руйн}$	N , імп.	N_{max} , імп/с	$P_{руйн}$	N , імп.	N_{max} , імп/с
1.	28,25	33	18	19,51	59	38	60,20	18	9
2.	29,80	28	19	22,10	57	39	48,27	18	4
3.	40,10	17	5	18,72	39	25	39,11	48	21
4.	24,50	48	26	20,56	55	29	49,88	34	11
5.	38,12	24	11	23,60	59	25	53,60	25	12
6.	35,50	41	16	15,88	57	31	42,70	35	14
7.	37,20	25	13	29,84	62	46	45,50	34	15
8.	32,70	36	17	16,34	64	36	42,90	27	8
9.	39,40	39	15	10,21	45	21	56,17	23	7
10.	30,89	38	22	27,90	42	25	54,55	24	13
11.	36,48	30	16	25,60	69	42	56,10	36	19
12.	29,99	18	5	19,10	60	40	48,80	21	9
13.	35,87	31	14	21,50	58	34	57,21	29	10
14.	36,50	30	6	23,50	67	43	39,71	36	13
15.	37,12	39	13	30,10	37	27	48,33	29	9
16.	31,33	37	11	24,10	46	26	59,40	30	8
17.	37,00	29	6	26,11	44	20	50,44	26	9
18.	25,22	44	26	16,87	64	36	39,99	23	5
19.	38,40	19	11	15,41	67	34	52,68	26	14
20.	34,44	35	14	23,90	49	23	58,11	18	10

**Таблиця Ж.3 – Параметри розгерметизації досліджуваних корпусів модулів
НВЧ (група 2)**

Цикл навантаження	Граничне навантаження P , атм	Втрата герметичності			Примітка
		P , атм	Номер і місце течі	Очікувана причина	
КБ-1 – розгерметизація відбулась на першому циклі випробувань при тиску повітря 1,4 атм					
КБ-2					
1	0,6	0,18	1 – під гвинтом	Порушення технології складання (не вкладено дріт)	Дефект усунуто запаюванням
2	1,6	0,6	2 – шов бічної кришки на відстані 6,70 мм від штенгеля	Порушення технології герметизації паянням	Під мікроскопом ($\times 24$) виявлено отвір. Дефект усунуто пропаюванням
3–5	1,6	Не виявлено			
6	3,2	1,6	3 – під гвинтом	Порушення технології складання (не вкладено дріт)	Дефект усунуто запаюванням
7–9	1,6	Не виявлено			
10	0	0	Трубка-штенгель	Механічний відрив	Дефект усунуто
11	3,2	1,6	4, 5 – під гвинтами	Порушення технології складання (не вкладено дріт)	Місця розгерметизації № 4, 5 виявлені покриттям мильною плівкою. Навантаження продовжено
		1,8	6 – шов на кришці А	Порушення технології герметизації паянням	Місця розгерметизації № 4, 5 виявлені покриттям мильною плівкою. Навантаження продовжено
		3,0	7 – шов на кришці А		При $P = 3,0$ атм інтенсивне падіння показань манометра. Випробування припинені
КБ-3 – розгерметизація відбулась при $P = 0,2$ атм і температурі $+85^{\circ}\text{C}$ під гвинтами кріплення. Дефект усунуто герметизацією пастою СБ-1					
1	1,6	1,2	В місцях виходу дроту	Порушення технології паяння	Дефект усунуто запаюванням
2		1,6	8, 9 – шов бічної кришки		
3		1,4–1,6	10, 11 – під кріпильними гвинтами, 12 – місце виходу дроту		Випробування припинені
КБ-4					
1	1,6	0,6	В місцях виходу дроту	Порушення технології паяння	Дефект усунуто запаюванням
2		1,6	13 – шов короткої сторони кришки		Випробування припинені
КБ-5					
1	1,6	1,2	14 – шов довгої сторони кришки	Порушення технології паяння	Дефект усунуто запаюванням
2		1,0			Випробування припинені
3					
КМ-6					
1–57	1,6	Не виявлено			
58		1,6	1 – середина шва довгої сторони кришки А	Порушення технології паяння	Припою в місці розгерметизації було менше, ніж в інших місцях
КМ-2					
1...30	1,6	Не виявлено			
31		1,6	2 – середина шва короткої сторони	Порушення технології паяння	Припою в місці розгерметизації було

			кришки А		менше, ніж в інших місцях
КМ-1 – розгерметизація відбулась за тиску 0,2 атм в трьох місцях (1, 3, 4) через порушення технології паяння					

Таблиця Ж.4 – Напруження (МПа) матеріалу шва та кришки корпусу КБ-3 при зміні надлишкового тиску ($\tau = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Номер датчика	Місце розташування датчика	Надлишковий тиск, атм									Витримка при 1,6 атм
		0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	
4	Шов	0	4,1	5,6	7,5	11,2	13,5	16,1	20,6	26,5	30,3
1		0	1,8	3,0	4,8	6,3	7,8	8,2	10,5	12,3	14,7
6		0	6,0	10,5	16,8	23,9	30,6	37,3	47,8	59,1	75,1
7	Кришка	0	3,2	4,5	7,0	8,3	11,5	12,2	16,0	19,8	19,8
8		0	3,8	6,4	10,2	12,8	16,1	19,2	23,7	26,9	26,4

Таблиця Ж.5 – Напруження (МПа) матеріалу шва та кришки корпусу КБ-3 при зміні надлишкового тиску ($\tau = +85\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Номер датчика	Місце розташування датчика	Надлишковий тиск, атм								
		0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
4	Шов	0	3,5	5,3	9,7	14,6	20,3	27,4	35,0	51,0
2	Кришка	0	2,56	5,1	7,7	10,2	15,4	17,7	20,5	23,0
3		0	2,56	2,56	5,1	12,8	15,4	17,7	20,5	23,0
1	Шов	0	1,3	2,2	3,0	4,4	5,7	7,5	7,9	10,1
5		0	0,5	0,9	1,3	2,3	3,5	5,3	6,2	13,2
6		0	5,3	7,1	16,8	28,3	30,9	38,0	–	–
7	Кришка	0	3,8	6,4	7,7	11,5	12,8	17,9	19,2	23,0
8		0	3,8	7,7	8,9	12,8	15,4	20,5	24,3	30,7

Таблиця Ж.6 – Прогин кришки корпусу КБ-3 залежно від надлишкового тиску

$P_{тест}$, атм	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Прогин, мкм	0	24	40	58	72	87	95	108	124

Таблиця Ж.7 – Відносні деформації (ОВД $\times 10^{-5}$) матеріалу шва корпусу КБ-4 при зміні надлишкового тиску

Номер датчика	Температура	Надлишковий тиск, атм								Витримка 1 год
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	
4	85	14,4	21,6	34,6	60,5	82,8	111,6	144,0	208,8	208,8
	20	10,0	13,5	18,0	27,0	32,4	38,7	49,5	63,9	72,9
1	85	5,4	9,0	12,6	18,0	23,4	30,6	32,4	40,3	47,2
	20	4,5	7,2	11,7	15,3	18,9	19,8	25,2	29,7	–
6	85	21,6	28,8	68,4	115,2	126,0	154,8	–	–	
	20	14,4	25,2	40,5	57,6	73,8	90,0	115,0	142,2	181,0

Таблиця Ж.8 – Результати оцінки напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю корпусу КМ-1

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії				Напруження на швах, МПа		Прогин кришки корпусу, мкм
	N_i , імп	N , імп	$A_{\max}$, мкВ	A_{cp} , мкВ	Номер датчика		
					1	2	
0,2	–	–	–	–	12,8	13,1	–
0,4	3	3	28,2	24	28,8	29,0	
0,6	64	67	465	149,4	48	49,2	
0,8	272	339	450,9	209,7	67,2	72,5	
1,0	331	670	408,7	174,3	91,2	96,2	
1,2	553	1223	450,9	166,6	145,7	148,9	

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 1,2 атм.

Таблиця Ж.9 – Результати оцінки напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю корпусу КМ-2

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії				Напруження на швах, МПа		Прогин кришки корпусу, мкм
	N_i , імп	N , імп	$A_{\max}$, мкВ	A_{cp} , мкВ			
					Номер датчика		
					1	2	3
0,2	815	815	831,4	133	18,4	21,3	202
0,4	898	1713	535,5	198,8	35,2	35,0	400
0,6	924	2637	549,6	217,6	52,8	52,1	630
0,8	1987	4624	690,5	239,6	73,6	73,8	824
1,0	1528	6152	831.4	328,1	109.6	113.6	1124

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 1,0 атм.

Таблиця Ж.10 – Результати оцінки напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю корпусу КБ-1

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії				Напруження, МПа		
	N_i , імп	N , імп	$A_{\max}$, мкВ	A_{cp} , мкВ	на кришках	на швах	
					Номер датчика		
					1	2	3
0,2	2	2	352,3	352,3	6,4	6,5	−13,2
0,4	1	3	28,2	28,2	12,8	12,8	−29,7
0,6	7	10	239,6	133,9	21	19,9	−46,2
0,8	38	48	296	96,5	28	27,1	−61,05
1,0	16	64	253,7	73,3	34,4	33,0	−75,9
1,2	597	661	408,7	140,2	40,8	39,5	–
1,4	878	1539	549,6	129,1	46,4	44,8	−92,4
1,6	1159	2698	479,1	126,8	54,4	52,9	−105,6

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 1,6 атм.

Таблиця Ж.11 – Результати оцінки напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю корпусу КБ-2

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії				Напруження, МПа					Прогин кришки корпусу, мкм
	N_i , імп	N , імп	$A_{\max}$, мкВ	A_{cp} , мкВ	на кришках		на швах			
					Номер датчика					
					1	2	3	4	5	
0,2	30	30	507,3	111,6	4,8	14,8	3,5	-29,7	-33,6	71
0,4	12	42	549,6	242,4	11,2	31,5	8,6	-57,8	-66,5	158
0,6	737	779	549,6	280,1	17,6	52,6	15,5	-89,1	-105,2	253
0,8	1035	1814	831,4	320,9	22,4	79,2	22,1	-132	-180,1	381
1,0	1042	2856	1395,1	148	29,6	97,4	29,4	-184,8	–	477

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 1,0 атм.

Таблиця Ж.12 – Результати оцінки напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю корпусу К-21

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії				Напруження, МПа				Прогин кришки корпусу, мкм
	N_i , імп	N , імп	$A_{\max}$, мкВ	A_{cp} , мкВ	на кришках		на швах		
					Номер датчика				
					1	2	3	4	
0,2	–	–	–	–	7,02	9,8	4,5	–28,71	74
0,4	–	–	–	–	14,88	22,0	16,0	–49,17	170
0,6	378	378	338,2	208,6	21,28	38,6	22,1	–75,24	261
0,8	920	1298	267,7	128,6	26,56	56,2	27,1	–99	354
1,0	1229	2527	436,9	130,4	35,2	71,5	38,3	–125,4	442
1,2	1381	3908	465	252,7	41,76	83,2	46,5	–160,0	535
1,4	673	4581	394,6	153,8	49,6	102,0	53,7	–191,4	624
1,6	1033	5614	493,2	124,2	56,56	123,4	58,9	–227,7	726

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 1,6 атм.

Таблиця Ж.13 – Результати оцінки напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю корпусу К-22

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії				Напруження, МПа				Прогин кришки корпусу, мкм
	N_i , імп	N , імп	$A_{\max}$, мкВ	A_{cp} , мкВ	на кришках		на швах		
					Номер датчика				
1	2	3	4	5					
0,2	—	—	—	—	4	3,8	−13,2	3,8	75
0,4	1	1	28,2	28,2	9,6	9,8	−26,4	4,2	153
0,6	1	2	42,3	42,3	14,4	16,7	−26,4	4,9	217
0,8	155	157	296	160	20,8	24,4	−33	4,8	296
1,0	1155	1312	549,6	171,6	26,4	29,2	−19,8	4,2	362
1,2	1447	2759	521,4	120,5	32	36,6	−6,6	12,7	430
1,4	1501	4260	465	156,3	37,6	41,8	44,6	11,3	516
1,6	2168	6428	521,4	117,7	44,8	50,5	64,35	11,3	592
1,8	653	7081	535,5	109,8	46,4	48,1	—	8,9	675
2,0	2098	9179	535,5	117,1	48,8	52,7	—	5,8	800
2,2	1560	10739	493,2	129,1	56	—	—	5,2	—

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 2,2 атм.

Таблиця Ж.14 – Результати оцінки напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю корпусу К-23

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії				Напруження, МПа		
	N_i , імп	N , імп	$A_{\max}$, мкВ	A_{cp} , мкВ	на кришках		на швах
					Номер датчика		
					1	2	3
0,2	22	22	56,4	28,1	2,4	1,8	–23,1
0,4	9	31	42,3	22,5	3,7	2,6	–35,5
0,6	12	43	140,9	62	4,9	4,3	–49,5
0,8	15	58	183,2	81,3	6,1	5,2	–62,7
1,0	33	91	408,7	78,9	7,8	7,4	–75,1
1,2	107	198	324,1	96,8	9,1	8,6	–89,1
1,4	148	346	450,9	149,4	10,1	8,7	–102,3
1,6	402	748	450,9	100	12,5	9,5	–115,5
1,8	278	1026	465	131,1	14,1	11,3	–132
2,0	5	1031	70,5	42,3	14,1	13,8	–143,5
2,2	21	1052	267,7	102,2	15,7	14,0	–158,4
2,4	191	1243	535,5	186	16,6	15,1	–161,7
2,6	579	1822	535,5	186	16,5	16,6	–171,6
2,8	958	2780	380,5	193	18,4	18,2	–174,9
3,0	1089	3869	479,1	152,2	17,9	20,8	–214,5
3,2	1467	5336	831,4	187,4	20,0	22,6	–224,4

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря більше 3,2 атм.

Таблиця Ж.15 – Результати оцінки напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю корпусу К-24

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії				Напруження на кришках, МПа		Прогин кришки корпусу, мкм	
	N_i , імп	N , імп	$A_{\max}$, мкВ	A_{cp} , мкВ				
					Номер датчика			
					1	2		3
0,2	—	—	—	—	2,88	1,6	26	
0,4	—	—	—	—	6,24	4,9	54	
0,6	—	—	—	—	8,96	7,8	80	
0,8	—	—	—	—	11,84	10,2	106	
1,0	—	—	—	—	15,04	13,6	131	
1,2	2	2	239,6	183,2	18,4	17,1	157	
1,4	10	12	295,9	169,1	22,8	21,3	185	
1,6	17	29	521,4	218,4	26,08	25,1	212	
1,8	29	58	295,9	138,9	29,44	27,5	240	
2,0	45	103	507,3	224,1	31,82	31,8	264	
2,2	19	122	295,9	183,2	38,4	38,9	—	
2,4	61	183	267,7	170,5	40,8	46,2	—	
2,8	181	447	507,3	197,3	50,4	51,6	—	
3,0	188	635	521,4	224,1	44,8	37,9	—	
3,2	234	869	549,6	242,4	56,3	42,1	—	
3,6	294	1555	535,5	226,6	66,2	45,7	—	
3,8	373	1928	549,6	246,6	68,9	48,1	—	
4,0	1103	3031	1395,1	249,4	73,6	50,9	—	
4,24	749	3780	507,3	220,8	79,9	53,6	—	
4,48	803	4583	465	243,2	85,0	55,1	—	
4,72	914	5497	380,5	236,3	91,2	59,4	—	
5,0	1381	6878	549,6	244,6	96,5	60,5	—	
5,32	1314	8192	422,8	237,9	102,4	64,6	—	
5,6	1128	9320	479,1	254,8	108,8	69,1	—	

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря більше 5,6 атм.

Таблиця Ж.16 – Параметри сигналів акустичної емісії корпусів К-17, К-18 для циклічного навантаження та витримці під внутрішнім надлишковим тиском $P_{\text{тест}} = 1,6$ атм і $\tau = 20$ °С з подальшим випробуванням при ступеневому збільшенні тиску аж до руйнування

Номер циклу	$P_{\text{тест}}$, атм	К-17			К-18		
		$N_{\text{км}}$, імп	N , імп	A_{max} , мкВ	$N_{\text{км}}$, імп	N , імп	A_{max} , мкВ
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1,6	374	40	450	167	26	750
2		6	3	50	0	0	0
3		0	0	0	0	0	0
4		0	0	0	47	2	150
5		0	0	0	16	2	100
6		4	2	50	53	2	95
7		191	10	500	26	3	100
8		267	10	650	2	2	50
9		13	4	50	18	3	200
10		355	2	200	0	0	0
11		15	5	50	438	147	800
12		32	19	150	10	1	50
13		141	44	1000	0	0	0
14		226	12	550	64	3	600
15	1,6	126	17	256	0	0	0
16		157	10	400	499	6	650
17		180	13	950	0	0	0
18		84	9	150	503	38*	550
19		20	5	50	11	1	50
20		274	13	450	0	0	0
21		81	8	150	2	1	50
22		71	11	150	12	3	100
23		7	2	50	12	3	100
24		2394	1649	1100	0	0	0
25		37	15	100	32	1	200
26		56	10	950	0	0	0
27		11	4	50	70	2	250
28		16	5	50	0	0	0
29		12	6	50	263	1	950
30		1777	620*	1150	23	3	450
31		203	4	450	2	1	150
32		0	0	0	0	0	0
33		76	2	700	2	1	50
34		41	25	50	0	0	0
35		98	12	100	24	4	100
36		53	13	100	3	2	550
37		235	14	800	0	0	0
38		24	13	50	13	1	100
39		28	11	100	0	0	0
40		62	19	200	0	0	0
41		44	25	100	57	1	350
42		46	25	100	54	1	150
43		19	12	50	8	2	100
44		424	19	950	1	1	50
45		34	16	150	409	256	950
46		473	18	450	1	1	750
47		781	57	1100	0	0	0
48		668	120	950	0	0	0
49		242	5	1900	0	0	0

Продовження таблиці Ж.16

1	2	3	4	5	6	7	8
50		668	195	1150	0	0	0
51		19	6	50	4	4	100
52		9	3	50	4	1	50
53		32	17	50	0	0	0
54		27	16	50	4	2	50
55		43	32	100	18	12	50
56		45	32	100	600	58*	750
57		28	10	50	0	0	0
58		24	16	50	33	2	250
59		13	11	50	3	1	150
60		17	16	50	0	0	0
61		101	9	350	0	0	0
62		16	10	50	0	0	0
63		66	10	350	0	0	0
64		51	13	150	0	0	0
65		566	111*	700	1751	289	1110
66		16	9	50	0	0	0
67		28	22	50	282	59	750
68		23	16	50	25	1	200
69		46	25	50	1	1	50
70		2858	1058	1500	0	0	0
71		2195	1474	950	0	0	0
72		251	20	700	225	1	1300
73		1224	76	950	3	1	300
74		279	10	550	12	1	100
75		8	4	50	307	56*	650
76		14	4	50	0	0	0
77		142	11	550	0	0	0
78		12	4	50	0	0	0
79		32	17	50	0	0	0
80		31	17	650	3	1	50
81		11	4	50	3	1	50
82		741	404*	1500	0	0	0
83		21	9	50	0	0	0
84		35	24	100	0	0	0
85		29	18	50	5	1	100
86		26	15	50	2	1	50
87		19	14	50	63	2	650
88		56	41	50	0	0	0
89		23	14	50	0	0	0
90		21	14	700	0	0	0
91		42	260	1050	674	456	200
92		38	34	50	10	8	150
93		39	26	50	4	2	50
94		27	21	150	0	0	0
95		35	29	50	6	2	50
96		22	15	50	724	26*	950
97		11	7	65	5	1	50
98		16	15	50	0	0	0
99		198	23	950	0	0	0
100		47	37	50	0	0	0
Руйнівне випро- бування	1,8	19	10	50	2091	21	1900
	2,0	150	39	850	3489	124	1550
	2,2	1458	81	1800	3159	159	1650
	2,4	3402	2188	1250	4738	307	1100
	2,6	1498	230	1350	3870	297	1400
	2,8	3738	636	1900	4496	237	1650
	3,0	4244	256	1700	2495	257	1950
	3,2	4601	3165	1750	4603	333	1250
	3,4	2294	658	1950	5610	224	1250

Закінчення таблиці Ж.16

1	2	3	4	5	6	7	8
	3,6	2814	331	1000	5472	232	1600
	4,0	4688	1067**	2450	3790	141	1750
	4,2	—	—	—	2537	330	1450
	4,4	—	—	—	1442	611	1600
	4,6	—	—	—	1976	375	1900
	4,8	—	—	—	3706	653*	1700
Розгерметизація		Розрив корпусу			Травлення повітря через шов		

Примітки: * розгерметизація по шву (усунуто заливкою епоксидною смолою);

** розрив корпусу.

ДОДАТОК И

Додаток документи, що підтверджують впровадження результатів роботи



ЗАТВЕРДЖУЮ
Головний інженер
«ІНСТИТУТ РАДІОЛОКАЦІЇ «КВАНТ-РАДІОЛОКАЦІЯ»

В.П. Ліпатов
12 2016р.

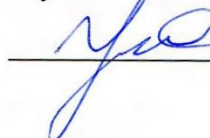
АКТ

впровадження результатів науково дослідної роботи №4Б-2015
«Розвиток наукових та інженерних основ надійності електронної техніки
шляхом удосконалення технології її тестування на вібрації та удари»
№ державної реєстрації 0115U000225

За результатами виконання держбюджетної науково дослідної роботи №4Б-2015 «Розвиток наукових та інженерних основ надійності електронної техніки шляхом удосконалення технології її тестування на вібрації та удари» були впроваджені нові інженерні методи оцінки і забезпечення міцності друкованих плат в умовах вібраційних навантажень та технології випробування РЕА, які захищені патентом України №110855 від 25.10.2016, що дозволяють використовувати безрезонансні кріпильні пристрої для закріплення РЕА на випробувальних стендах за допомогою електрореологічних суспензій. Це дозволило зменшити похибки вимірювань прискорень випробовуваної РЕА при випробуваннях на вібрації та удари. Найшли впровадження випробування на вібрації виробів РЕА, вага яких перевищує можливості випробувальних стендів, що дає змогу більш ефективного використання випробувального обладнання.

Даний акт не може використовуватись для фінансових розрахунків за використання винаходу.

Головний науковий співробітник

 В.В. Цисарж



ДЕРЖАВНИЙ КОНЦЕРН «УКРОБОРОНПРОМ»
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО «НОВАТОР»



вул. Тернопільська, 17, м. Хмельницький, 29018, Україна, тел. +380 (382) 67-15-74, факс: +380 (382) 78-80-13
E-mail: centre@novator-tm.com, www.novator-tm.com, Код ЄДРПОУ 22987900

№

На №

від



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ДП «Новатор»

Свістунов О.С.

"12" грудня 2022

АКТ

впровадження результатів науково-дослідної роботи

Неруйнівний контроль, діагностування та прогнозування технічного стану електронних систем методом акустичної емісії в виробках військової і невійськової техніки, 0120U102069

"12" грудня 2022 м. Хмельницький

Складено комісію у складі:

Голови комісії: Свістунов Олексій Сергійович, директор

Члени комісії: Бойко Ю.М., керівник теми

Ковтун І.І., відповідальний виконавець

В результаті науково-дослідної роботи показано, що конструкційне сухе тертя перевищує в'язке внутрішнє тертя в матеріалах конструкції. Тому в умовах коли сили в'язкого тертя незначні та, більш того, демпфери в'язкого тертя не можуть бути використані (наприклад, неможливість підводу рідини для рідинних демпферів) для зниження амплітуд коливання на критичних частотах було запропоновано застосування додаткового конструктивного вузла, який реалізує функцію демпферу сухого тертя. Завдяки демпферу сухого тертя розвиваються дисипативні сили – сили не пружного опору, пов'язані із тертям в кінематичних парах, що здійснюють коливання.

Запропоновано три варіанти конструктивного виконання демпферу сухого тертя, як додаткового пристрою в середині корпусу радіоелектронної апаратури. Пристрій призначено для ефективного зниження динамічних напружень та переміщень в найбільш небезпечному перерізі друкованої плати, що забезпечується і залежить від його пружно-дисипативних характеристик, зокрема жорсткості. Коефіцієнт жорсткості пристрою прямо пропорційний до створюваної ним узагальненої сили пружного опору, яка створює силу притискання демпферу до поверхні муфти та силу тертя, яка чинить опір ковзанню демпферу у муфті, і за рахунок їх зростання, із збільшенням амплітуди коливань, забезпечує зниження динамічних напружень та переміщень.

Пристрій може бути використаний при проектуванні блоків радіоелектронної апаратури для зниження динамічних напружень та деформацій друкованих плат, які працюють в умовах зовнішніх динамічних навантажень.

Запропоновані методики можуть бути впроваджені в частині дослідно-виробничого впровадження на першій стадії, а саме в частині «Підготовка до впровадження».

Очікуваний річний економічний ефект залежить від результатів впровадження продукту на другій стадії «Впровадження у виробництво».

Складено у 3-х примірниках: 1-й прим. в НДЧ ХНУ; 2-й прим. на підприємство; 3-й прим. виконавцю.

Голова комісії
Члени комісії

Свістунов О.С.

Бойко Ю.М.

Ковтун І.І.

ЗАТВЕРДЖУЮ
головний інженер ДП «Новатор»
Ю. А. Титов
2016р.



АКТ

впровадження результатів науково дослідної роботи №4Б-2015
«Розвиток наукових та інженерних основ надійності електронної техніки
шляхом удосконалення технології її тестування на вібрації та удари»
№ державної реєстрації 0115U000225

Результати науково дослідної роботи «Розвиток наукових та інженерних основ надійності електронної техніки шляхом удосконалення технології її тестування на вібрації та удари» найшли впровадження у вигляді вдосконалення конструктивних методів забезпечення міцності деталей і вузлів електронної апаратури в умовах дії динамічних навантажень та методів випробування радіоелектронної апаратури (РЕА) на вібрації та удари, які використовуються на транспортних засобах (літаки, автомобілі, потяги), в частині застосування безрезонансних кріпильних пристроїв для закріплення РЕА на випробувальних стендах за допомогою електрореологічних суспензій, що дає можливість правильної організації проведення тестування виробів при механічних впливах.

Начальник сектору
спец. техніки



А. С. Белецький

ЗАТВЕРДЖУЮ



головний інженер ДП «Новатор»

Тітов Ю. О.

2012 р.

М.П.

АКТ

впровадження результатів держбюджетної науково-дослідної роботи 12Б-2011
**«Забезпечення міцності і герметичності модулів,
герметизованих компаундом, при термоударах»**

Кафедрою інженерної механіки і комп'ютерної графіки Хмельницького національного університету проведені теоретичні і експериментальні дослідження механічної міцності резисторів в герметизованих компаундом конструкціях.

Розроблено метод розрахунку і вимірювання напружень та деформацій в електронних елементах, що мають форму тіла обертання, і в герметики.

Проведено розрахунок і виміряні напруження в резисторах С2-29В в подільнику ЖУ 5.760.001 гермоблока Н019.02.

Досліджено вплив захисних демпфірувальних покриттів (КЛТ-30, КЛТ-30 МФ, "Сілтан-Д", КЛТ-30 + (NH₄)₂ SO₃, ЦИАТИМ-201, КЛТ-30 + ЦИАТИМ-201) і захисних термоусадочних трубок.

В результаті виконаної роботи встановлено, що мають місце великі (до 300%) розкиди фізико-механічних характеристик (E , σ_v , μ) кераміки резисторів і матеріалу компаунда, що при несприятливих сполученнях цих характеристик і крайніх значень температур (+70°C, -60°C) призводить до виходу з ладу резисторів і, відповідно, всього виробу в експлуатації.

Для боротьби з вказаним дефектом рекомендовано ввести:

- вхідний контроль фізико-механічних характеристик кераміки резисторів і компаунда;
- селективний підбір пар електронний елемент-компаунд;
- захист резисторів С2-29В термоусадочними трубками ТУР 2,5×0,15 ДМГ.975.016ТУ.

На заводі впроваджено захист резисторів С2-29В термоусадочними трубками ТУР 2,5×0,15 ДМГ.975.016ТУ.

Економічний ефект від впровадження цієї рекомендації склав 220 тис. 350 грн. на рік.

Керівник роботи: д.т.н., проф. Ройзман В.П.

Відповідальні виконавці: к.т.н., доц. Петрашук С.А., к.т.н., доц. Ковтун І.І.

Головний технолог

Головний конструктор

Начальник
планово-
економічного відділу

Федорчук С. А.

Мамчур В. П.

Калабіна Р. Р.

“Затверджую”
Проректор з наукової роботи
Технологічного університету
Поділля
д.т.н., проф.  Каплун В.Г.
21 грудня 2001 р.



“Затверджую”
начальник Подільського
експертно-технічного центру
Держнаглядохоронпраці
 Коваль А. Д.
21 грудня 2001 р.



АКТ

впровадження результатів держбюджетної теми № 3Б-2000
“Розробка комплексу лінійної, площинної, об’ємної локації
сигналів акустичної емісії та його застосування для
неруйнівного контролю, діагностики та прогнозування
міцності матеріалів, деталей та електронних систем
нафтогазового обладнання”

Кафедрою прикладної механіки Технологічного університету Поділля разом з Подільським експертно-технічним центром (ЕТЦ) Держнаглядохоронпраці в ході виконання договору про співдружність по визначенню технічного стану повітрозбірника В-6,3 ГОСТ 9028-59 та ємностей кулеподібних ПАГЗ-2800-32.23.01.000 пересувного автомобільного газозаправника ПАГЗ-2800-32, впроваджена неруйнівна технічна діагностика зазначених об’єктів за допомогою методу акустичної емісії (АЕ) із застосуванням лінійної, площинної та просторової локації дефектів та методу електротензометрії.

АЕ та тензометричний контроль повітрозбірника виконували з метою визначення небезпечних дефектів та оцінки їх небезпечності. Особливо ретельній АЕ-діагностиці та тензометричному контролю підлягало нижнє днище і місце дренажного отвору, що найбільш пошкоджене корозією. Під час випробування внутрішнім тиском 12 атм, сигнали АЕ мали невелику амплітуду, низьку активність і під час витримки випробувального тиску не з’являлись, а напруження в найнебезпечніших місцях дорівнювали $\sigma_b = 180-200 \text{ кгс/см}^2$, що набагато нижче допустимих, (значення яких для даного матеріалу $\sigma_d = 1480 \text{ кгс/см}^2$), був зроблений висновок що у контрольованому матеріалі повітрозбірника немає небезпечних дефектів, що узгоджується з результатами ультразвукового та капілярного контролю, проведеного спеціалістами Подільського ЕТЦ Держнаглядохоронпраці.

АЕ-діагностика двадцяти ємностей кулеподібних проводилась після попереднього контролю ультразвуковим та капілярним методами. Посудини навантажували внутрішнім тиском до 400 атм. За результатами діагностики технічний стан посудин №705, 707, 708, 710, 711, 712, 714, 715, 716, 717, 718, 719, 720 721, 722 та 723 був визнаний задовільним.

При піднятті тиску в ємності №724 до 320 атм зафіксована безперервна АЕ, характер якої вказував на виникнення течії. Дані локації АЕ показали, що сигнали йдуть з місця заглушки у нижній частині посудини. Наступний візуальний огляд виявив течію в заглибленні, що була недостатньо затиснута, причому течію неможливо було визначити за зменшенням тиску з допомогою контрольного манометра.

Ємність №729, що відзначилась високою активністю зареєстрованих сигналів при тиску, більшому 100 атм (максимальна активність—7 імп/с) з високим значенням накопиченої амплітуди за час випробування (58,757 мВ), рекомендовано додатково перевірити іншими методами контролю з метою кінцевого прийняття рішення про придатність ємності для подальшої експлуатації.

Упродовж випробування посудини №713 та №706 при наростаючому тиску була зареєстрована дискретна акустична емісія “вибухового типу” з наростаючою активністю та амплітудою. При повторному випробуванні цих ємностей зареєстровано близько 1000 сигналів АЕ, що значно більше від середнього значення (51 подія) зареєстрованих подій АЕ при випробуванні посудин, що були визнані бездефектними, з сумарною амплітудою сигналів 125,353 мВ проти 17,151 мВ відповідно. Під час витримки тиску активність сигналів зростала, і сигнали належали одному джерелу, тому все свідчило про те, що в матеріалі посудин є дефекти, що розвиваються. Локація АЕ-сигналів виявила найбільшу густину АЕ-джерел біля верхньої заглушки, де встановлений манометр, а також в районі стикового зварного шву. Зважаючи на характер АЕ-сигналів, ємність рекомендували для подальшого обстеження вказаних місць підвищеної акустичної активності іншими методами неруйнівного контролю, зокрема для проведення радіографічного контролю зварних швів.

Розроблена кафедрою прикладної механіки Технологічного університету Поділля методика АЕ-діагностики була впроваджена Подільським ЕТЦ Держнаглядохоронпраці для контролю за технічним станом посудин, працюючих під тиском. Методика дає можливість підвищити ефективність і зменшити трудомісткість неруйнівного контролю, а також спростити процес контролю іншими неруйнівними методами завдяки визначенню небезпечних місць у матеріалі виробів.

Керівник роботи – д. т. н., проф. Ройзман В. П.

Відповідальні виконавці: доц., к.т.н. Ковтун І. І., Горошко А. В.

Начальник відділу діагностики Подільського
ЕТЦ Держнаглядохоронпраці

Килимник О. М.



ТЗОВ «АЛЬПМОНТАЖ»

29016, м.Хмельницький
вул.Малиницька 31
т. (0382) 66 46 90

ЄДРПОУ 32813628
ІПН 32813622256

свідоцтво платника ПДВ № 31829287
п/р 26004026531601 в АТ "Альфа-Банк", МФО 300346, ід код банку 23494714



ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор ТОВ «Альпмонтаж»

Матусов М.В.

06.09.2019 р.

АКТ

впровадження результатів науково-дослідної роботи
Розробка методів контролю, діагностики та прогнозування міцності та герметичності корпусів інтегральних модулів
надвисоких частот в умовах перепадів тиску та температури, 0119U101419

(назва роботи, номер державної реєстрації)

м. Хмельницький

06 вересня 2019р.

Складено комісією у складі:

Голови: Матусов Максим Володимирович, директор.

члени комісії: Максименко С. О., головний інженер

Маринич Б. В., технічний директор

Синюк О.М., проректор з наукової роботи ХНУ

Комісія провела роботу по визначенню фактичного впровадження науково-дослідної роботи
Розробка методів контролю, діагностики та прогнозування міцності та герметичності корпусів інтегральних модулів
надвисоких частот в умовах перепадів тиску та температури, 0119U101419

назва та № роботи

виконаної у Хмельницькому національному університеті згідно (технічного завдання)
та установила, що результати вказаної роботи містять метод неруйнівного діагностування та прогнозування міцності і герметичності корпусів модулів надвисоких частот при зміні температури від -60°C до $+85^{\circ}\text{C}$ та надлишкового тиску – від 0 до 10 атм, який в порівнянні з аналогами дозволяє подолати такі недоліки, як недостатня чутливість, низька точність вимірювань, громіздкість і висока вартість апаратури, економічна недоцільність та невідповідність до техніки безпеки, та можуть бути впроваджені в частині дослідно-виробничого впровадження на першій стадії, а саме в частині «Підготовка до впровадження» в товаристві з обмеженою відповідальністю «Альпмонтаж»

Назва організації (підприємства), структурного підрозділу на якому впроваджується НДР:
ТОВ «Альпмонтаж» 29016 м.Хмельницький, вул.Малиницька,31, ЄДРПОУ 32813628

Вид впровадження:

Науково-дослідна (госплоговірна) робота № 02-2019 «Розробка методів контролю, діагностики та прогнозування міцності та герметичності корпусів інтегральних модулів надвисоких частот в умовах перепадів тиску та температури», № державної реєстрації 0119U101419

Досягнені технічні результати, їх рівень: створено стенд для випробувань корпусів під дією тиску та температури; розроблено метод неруйнівного діагностування та прогнозування міцності і герметичності корпусів НВЧ; розроблено спосіб неруйнівного експрес-контролю міцності та попередження небезпечних станів корпусів НВЧ в умовах циклічних навантажень.

Очікуваний річний економічний ефект залежить від результатів впровадження продукту на другій стадії «Впровадження у виробництво»

Складено в 3 прим.: 1-й прим. В НДЧ ХНУ

2- прим. на підприємство,

3-й прим. виконавцю

Голова комісії

Члени комісії

підпис

підпис

підпис

підпис

(Матусов М.В.)

(Максименко С.О.)

(Маринич Б.В.)

(Синюк О.М.)



ТЗОВ «АЛЬПМОНТАЖ»

29016, м.Хмельницький
вул. Малиницька 31
т. (0382) 66 46 90

ЄДРПОУ 32813628

ІПН 32813622256

свідоцтво платника ПДВ № 31829287

п/р 26004026531601 в АТ "Альфа-Банк", МФО 300346, Ід код банку 23494714



АКТ

впровадження результатів науково-дослідної роботи

Неруйнівний контроль, діагностування та прогнозування технічного стану електронних систем методом акустичної емісії в виробах військової і невійськової техніки, 0120U102069

08 грудня 2022 р.

м. Хмельницький

Складено комісію у складі:

Голови комісії: Матусов Максим Володимирович, директор

Члени комісії: Максименко С.О., головний інженер

Бойко Ю.М., керівник теми

Ковтун І.І., відповідальний виконавець

Результати науково-дослідної роботи містять методики неруйнівного діагностування та прогнозування міцності і герметичності корпусів електронних модулів при статичному та циклічному навантаженні внутрішнім надлишковим тиском в діапазоні 0-10 атм та компаундованих керамічних конденсаторів в умовах термоциклювання від -50 °С до +60 °С, які використовуються, у бортовій апаратурі з підвищеними вимогами до механічної міцності. Придатність виробів до експлуатації в заданому робочому діапазоні тиску та температури визначається за умови не перевищення порогового рівня амплітуди та сумарного рахунку акустичної емісії при неруйнівному навантаженні визначеному з коефіцієнтом запасу міцності, в противному випадку корпус відбраковується.

Розроблені методики на відміну від аналогів дозволяють відбраковувати потенційно ненадійні вироби на стадії випробувань у складних, наближених до експлуатаційних, умовах напружено-деформованого стану об'єктів дослідження із незначними економічними затратами та можуть бути впроваджені в частині дослідно-виробничого впровадження на першій стадії, а саме в частині «Підготовка до впровадження».

Досягнені технічні результати: розроблено акустико-емісійні методики діагностування і прогнозування міцності та герметичності корпусів модулів НВЧ при навантаженні надмірним тиском 0-10 атм та керамічних виробів електроніки, зокрема міцності керамічних конденсаторів при термоциклюванні від - 50 °С до +60 °С; створено вимірювальний акустико-емісійний комплекс, який складається із багатоканального програмно-апаратного комплексу акустичної емісії та системи тензометричного контролю та стенд експериментальний призначений для випробування модулів та компонентів бортового радіоелектронного обладнання на міцність і герметичність під дією надмірного тиску та температури в статичному та циклічному режимі навантажень.

Очікуваний річний економічний ефект залежить від результатів впровадження продукту на другій стадії «Впровадження у виробництво».

Складено у 3-х примірниках: 1-й прим. в НДЧ ХНУ; 2-й прим. на підприємство; 3-й прим. виконавцю.

Голова комісії

Члени комісії

підпис _____ (Матусов М.В.)

підпис _____ (Максименко С.О.)

підпис _____ (Бойко Ю.М.)

підпис _____ (Ковтун І.І.)

ЗАТВЕРДЖУЮ



Ректор Хмельницького національного
університету

д.т.н., проф. Скиба М.Є.

11 " _____ 12 2015 р.

М.П.

АКТ

про впровадження в навчальний процес в Хмельницькому національному університеті
результатів держбюджетної науково-дослідної роботи 5Б-2013

**«МНОЖИННІ ЗВОРОТНІ ЗАДАЧІ МЕХАНІКИ
СТРУКТУРНО-СКЛАДНИХ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ»**

Даний акт складений про те, що в навчальному процесі на кафедрі радіотехніки та зв'язку впроваджені і використовуються наступні результати держбюджетної науково-дослідної роботи 5Б-2013:

- методи обробки статистичних даних з полімодальним законом розподілу імовірностей увійшли до лекційного курсу та циклу лабораторних робіт з дисциплін «Математичні методи оптимізації та прийняття рішень», «Теорія імовірностей і математична статистика», «Матстатистика та інформаційні системи»;

- методи забезпечення стійкості розв'язків лінійних некоректно поставлених задач і метод пробних параметрів викладаються в курсі дисципліни «Математичне моделювання систем і процесів»;

- методи постановки і розв'язання обернених задач, а також зведення задачі до умовної багатокритеріальної оптимізації використовуються при викладанні курсу «Математичні методи оптимізації та прийняття рішень»;

- методи постановки і розв'язання обернених задач міцності для забезпечення герметизованої радіоапаратури увійшли до курсу «Конструювання і технологія виробництва РЕА».

Впровадження цих результатів в навчальний процес сприяє ширшому ознайомленню студентів з проблемами і їх вирішенням на шляху створення математичних моделей структурно складних технічних систем, обробки реальних емпіричних даних, підвищує теоретичний і практичний рівень підготовки бакалаврів, спеціалістів і магістрів, формує у студентів знання і навички володіння сучасним математичним апаратом для вирішення практичних задач проектування складних систем.

Декан
факультету програмування та комп'ютерних
і телекомунікаційних систем
к.т.н., доц.

Савенко О.С.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор НІПР та НР
Хмельницького національного
університету

М.П. Войнаренко

« 27 » грудня 2016 р.

АКТ

про впровадження результатів науково-дослідної роботи
«Розвиток наукових та інженерних основ надійності електронної техніки
шляхом удосконалення технології її тестування на вібрації та удари»
№ державної реєстрації 0115U000225

Складено комісію:

Голова комісії: завідувач кафедри телекомунікацій і комп'ютерно-інтегрованих технологій, д.т.н., проф. Мартинюк В.В.

Члени комісії:

доцент кафедри телекомунікацій і комп'ютерно-інтегрованих технологій
Яновицький О.К.

доцент кафедри телекомунікацій і комп'ютерно-інтегрованих технологій
Ковтун Л.О.

Комісія встановила, що результати науково-дослідної роботи держбюджетної теми 4Б-2015 «Розвиток наукових та інженерних основ надійності електронної техніки шляхом удосконалення технології її тестування на вібрації та удари» у вигляді науково-інформаційного забезпечення впроваджені у навчальний процес кафедри телекомунікацій і комп'ютерно-інтегрованих технологій Хмельницького національного університету, оновлені та доповнені курси лекцій та лабораторних робіт з дисциплін «Конструювання радіоелектронних засобів», «Електротехнічні матеріали». Видано навчальний посібник «Електроматеріали», в якому розділ 11 присвячений результатам НДР.

Голова комісії

В.В.Мартинюк

Члени комісії

О.К. Яновицький

Л.О. Ковтун

ДОДАТОК К

Програми розрахунку фізико-механічних характеристик електронних компонентів із загальною герметизацією в умовах термоударів

К.1. Програма розрахунку фізико-механічних характеристик компаунда ЕЗК-25 за методом ідентифікації

Початкова температура складеного тіла, град

$$T_0 := -20$$

Температура середовища, град

$$T_1 := -30$$

Перепад температури, град

$$T := -10$$

Матеріал внутрішнього циліндра (пробний матеріал) -

мідь

Фізико-механічні характеристики пробного матеріалу:

Коефіцієнт Пуасона

$$\mu_1 := 0.31$$

Температурний коефіцієнт лінійного розширення, 1/град

$$\alpha_1 := 167 \cdot 10^{-7}$$

Модуль Юнга, Н / мм²

$$E_1 := 1.1 \cdot 10^5$$

Радіальні розміри циліндрів трьох пристосувань, мм

$$\begin{array}{llll} \text{№1} & r_{11} := 5 & r_{21} := 5.2 & r_{31} := 20 \end{array}$$

$$\begin{array}{llll} \text{№2} & r_{12} := 10 & r_{22} := 10.2 & r_{32} := 20 \end{array}$$

$$\begin{array}{llll} \text{№3} & r_{13} := 15 & r_{23} := 15.2 & r_{33} := 30 \end{array}$$

Експериментально виміряні деформації на границі циліндрів в трьох пристосуваннях

$$e_1 := 2.072 \cdot 10^{-4} \quad e_2 := 2.362 \cdot 10^{-4} \quad e_3 := 2.613 \cdot 10^{-4}$$

$$A := \frac{1 - 2 \cdot \mu_1}{E_1} \quad B_1 := \frac{(r_{31})^2}{(r_{31})^2 - (r_{21})^2} \quad B_2 := \frac{(r_{32})^2}{(r_{32})^2 - (r_{22})^2} \quad B_3 := \frac{(r_{33})^2}{(r_{33})^2 - (r_{23})^2}$$

$$C := \frac{1 + \mu_1}{E_1} \quad D_1 := \frac{(r_{11})^2}{(r_{21})^2 - (r_{11})^2} \quad D_2 := \frac{(r_{12})^2}{(r_{22})^2 - (r_{12})^2} \quad D_3 := \frac{(r_{13})^2}{(r_{23})^2 - (r_{13})^2}$$

$$I := -a1 \cdot (1 + \mu1) \quad F1 := \frac{(r21)^2}{(r21)^2 - (r11)^2} \quad F2 := \frac{(r22)^2}{(r22)^2 - (r12)^2} \quad F3 := \frac{(r23)^2}{(r23)^2 - (r13)^2}$$

$$G1 := \frac{(r21)^2}{(r31)^2 - (r21)^2} \quad G2 := \frac{(r22)^2}{(r32)^2 - (r22)^2} \quad G3 := \frac{(r23)^2}{(r33)^2 - (r23)^2}$$

Контактный тиск

$$P1 := \frac{-e1}{\frac{(r21)^2}{((r21)^2 - (r11)^2)} \cdot \frac{(1 - 2 \cdot \mu1)}{E1} + \frac{(r11)^2}{((r21)^2 - (r11)^2)} \cdot \frac{(\mu1 + 1)}{E1}}$$

$$P2 := \frac{-e2}{\frac{(r22)^2}{((r22)^2 - (r12)^2)} \cdot \frac{(1 - 2 \cdot \mu1)}{E1} + \frac{(r12)^2}{((r22)^2 - (r12)^2)} \cdot \frac{(\mu1 + 1)}{E1}}$$

$$P3 := \frac{-e3}{\frac{(r23)^2}{((r23)^2 - (r13)^2)} \cdot \frac{(1 - 2 \cdot \mu1)}{E1} + \frac{(r13)^2}{((r23)^2 - (r13)^2)} \cdot \frac{(\mu1 + 1)}{E1}}$$

$$P1 = -1.081$$

$$P2 = -0.616$$

$$P3 = -0.454$$

$$M := \frac{- \left[P1 \cdot F1 \cdot A + P1 \cdot D1 \cdot C - P1^2 \cdot \frac{B1}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot F1 \cdot A - P1^2 \cdot \frac{B1}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot D1 \cdot C + P1 \cdot \frac{B1}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P2 \cdot F2 \cdot A + P1 \cdot \frac{B1}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P2 \cdot D2 \cdot C \right]}{\left[P1 \cdot G1 - P1^2 \cdot \frac{B1}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot G1 + P1 \cdot \frac{B1}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P2 \cdot G2 - P3 \cdot G3 + P3 \cdot \frac{B3}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P1 \cdot G1 - P3 \cdot \frac{B3}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P2 \cdot G2 \right]}$$

$$N := \frac{- \left[P3 \cdot F3 \cdot A - P3 \cdot D3 \cdot C + P3 \cdot \frac{B3}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P1 \cdot F1 \cdot A + P3 \cdot \frac{B3}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P1 \cdot D1 \cdot C - P3 \cdot \frac{B3}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P2 \cdot F2 \cdot A - P3 \cdot \frac{B3}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P2 \cdot D2 \cdot C \right]}{\left[P1 \cdot G1 - P1^2 \cdot \frac{B1}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot G1 + P1 \cdot \frac{B1}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P2 \cdot G2 - P3 \cdot G3 + P3 \cdot \frac{B3}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P1 \cdot G1 - P3 \cdot \frac{B3}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)} \cdot P2 \cdot G2 \right]}$$

$$N := \frac{-(P1 \cdot F1 \cdot A + P1 \cdot D1 \cdot C + P1 \cdot G1 \cdot M - P2 \cdot F2 \cdot A - P2 \cdot D2 \cdot C - P2 \cdot G2 \cdot M)}{(P1 \cdot B1 - P2 \cdot B2)}$$

$$J := \frac{(I \cdot T - P1 \cdot F1 \cdot A - P1 \cdot D1 \cdot C - P1 \cdot G1 \cdot M - P1 \cdot B1 \cdot N)}{T}$$

$$M = 3.59 \cdot 10^{-5}$$

$$A = 3.455 \cdot 10^{-6}$$

$$N = 1.039 \cdot 10^{-4}$$

$$C = 1.191 \cdot 10^{-5}$$

$$J = 5.49 \cdot 10^{-5}$$

$$I = 2.189 \cdot 10^{-5}$$

Шукані фізико-механічні характеристики компаунда ЕЗК-25

$$a_2 := \frac{1}{3} \cdot J \cdot \frac{(M + 2 \cdot N)}{N} \quad \mu_2 = \frac{(N - M)}{(M + 2 \cdot N)} \quad E_2 := \frac{3}{(M + 2 \cdot N)}$$

$$a_2 = 4.292 \cdot 10^{-5} \quad \mu_2 = 0.279 \quad E_2 = 1.233 \cdot 10^4$$

К.2. Програма розрахунку фізико-механічних характеристик кераміки резисторів С2-29В за методом ідентифікації

Початкова температура складеного тіла, град $T_0 := -20$

Температура середовища, град $T_1 := -30$

Перепад температури, град $T := -10$

Матеріал внутрішнього циліндра (пробний матеріал) - компаунд ЕЗК-25

Фізико-механічні характеристики пробного матеріалу:

Коефіцієнт Пуассона $\mu_2 := 31 \cdot 10^{-2}$

Температурний коефіцієнт лінійного розширення, 1/град $a_2 := 4207 \cdot 10^{-8}$

Модуль Юнга, Н / мм² $E_2 := 120 \cdot 10^2$

Радіальні розміри циліндрів трьох пристосувань, мм

№1 $r_{11} := 0.2$ $r_{21} := 0.75$ $r_{31} := 4$

№2 $r_{12} := 0.4$ $r_{22} := 1.5$ $r_{32} := 7$

№3 $r_{13} := 2$ $r_{23} := 5.4$ $r_{33} := 20$

Експериментально виміряні деформації на границі циліндрів в трьох пристосуваннях

$e_1 := -2.271 \cdot 10^{-4}$ $e_2 := -2.251 \cdot 10^{-4}$ $e_3 := -2.183 \cdot 10^{-4}$

$$B1 := \frac{(r31)^2}{(r31)^2 - (r21)^2} \quad B2 := \frac{(r32)^2}{(r32)^2 - (r22)^2} \quad B3 := \frac{(r33)^2}{(r33)^2 - (r23)^2}$$

$$D1 := \frac{(r11)^2}{(r21)^2 - (r11)^2} \quad D2 := \frac{(r12)^2}{(r22)^2 - (r12)^2} \quad D3 := \frac{(r13)^2}{(r23)^2 - (r13)^2}$$

$$F1 := \frac{(r21)^2}{(r21)^2 - (r11)^2} \quad F2 := \frac{(r22)^2}{(r22)^2 - (r12)^2} \quad F3 := \frac{(r23)^2}{(r23)^2 - (r13)^2}$$

$$G1 := \frac{(r21)^2}{(r31)^2 - (r21)^2} \quad G2 := \frac{(r22)^2}{(r32)^2 - (r22)^2} \quad G3 := \frac{(r23)^2}{(r33)^2 - (r23)^2}$$

$$J := a2 \cdot (1 + \mu2) \quad N := \frac{(1 + \mu2)}{E2} \quad M := \frac{(1 - 2 \cdot \mu2)}{E2}$$

Контактный тиск

$$P1 := \frac{-e1}{\frac{r31^2}{(r31^2 - r21^2)} \cdot \frac{1 - \mu2}{E2} - \frac{r21^2}{(r31^2 - r21^2)} \cdot \frac{1 - 2 \cdot \mu2}{E2}}$$

$$P2 := \frac{-e2}{\frac{r32^2}{(r32^2 - r22^2)} \cdot \frac{1 - \mu2}{E2} - \frac{r22^2}{(r32^2 - r22^2)} \cdot \frac{1 - 2 \cdot \mu2}{E2}}$$

$$P3 := \frac{-e3}{\frac{r33^2}{(r33^2 - r23^2)} \cdot \frac{1 - \mu2}{E2} - \frac{r23^2}{(r33^2 - r23^2)} \cdot \frac{1 - 2 \cdot \mu2}{E2}}$$

$$P1 = 4.173$$

$$P2 = 4.11$$

$$P3 = 3.92$$

$$A := \frac{P1 \cdot D1 \cdot P2 \cdot G2 \cdot M + P1 \cdot D1 \cdot P2 \cdot B2 \cdot N - P1 \cdot G1 \cdot M \cdot P2 \cdot D2 - P1 \cdot B1 \cdot N \cdot P2 \cdot D2 + P3 \cdot D3 \cdot P1 \cdot G1 \cdot M}{(P1 \cdot F1 \cdot P2 \cdot D2 - P1 \cdot D1 \cdot P2 \cdot F2 + P3 \cdot F3 \cdot P1 \cdot D1 - P3 \cdot F3 \cdot P2 \cdot D2 - P3 \cdot D3 \cdot P1 \cdot F1 + P3 \cdot D3 \cdot P2 \cdot F2)}$$

$$+ \frac{P3 \cdot D3 \cdot P1 \cdot B1 \cdot N - P3 \cdot D3 \cdot P2 \cdot G2 \cdot M - P3 \cdot D3 \cdot P2 \cdot B2 \cdot N - P3 \cdot G3 \cdot M \cdot P1 \cdot D1 + P3 \cdot G3 \cdot M \cdot P2 \cdot D2 - P3 \cdot B3 \cdot N \cdot P1 \cdot D1 + P3 \cdot B3 \cdot N \cdot P2 \cdot D2}{(P1 \cdot F1 \cdot P2 \cdot D2 - P1 \cdot D1 \cdot P2 \cdot F2 + P3 \cdot F3 \cdot P1 \cdot D1 - P3 \cdot F3 \cdot P2 \cdot D2 - P3 \cdot D3 \cdot P1 \cdot F1 + P3 \cdot D3 \cdot P2 \cdot F2)}$$

$$C := \frac{-(P1 \cdot F1 \cdot A + P1 \cdot G1 \cdot M + P1 \cdot B1 \cdot N - P2 \cdot F2 \cdot A - P2 \cdot G2 \cdot M - P2 \cdot B2 \cdot N)}{(P1 \cdot D1 - P2 \cdot D2)}$$

$$I := \frac{(P1 \cdot F1 \cdot A + P1 \cdot D1 \cdot C + J \cdot T + P1 \cdot G1 \cdot M + P1 \cdot B1 \cdot N)}{T}$$

Шукані фізико-механічні характеристики кераміки резисторів С2-29В

$$a1 := \frac{I \cdot (A + 2 \cdot C)}{3 \cdot C}$$

$$\mu 1 := \frac{C - A}{(A + 2 \cdot C)}$$

$$E1 := \frac{3}{(A + 2 \cdot C)}$$

$$a1 = 6.43 \cdot 10^{-6}$$

$$\mu 1 = 0.29$$

$$E1 = 1.35 \cdot 10^5$$

ДОДАТОК Л

Список наукових праць за темою дисертації

Монографії:

1. Ковтун І. І. Деформації конструкцій електронних техніки в умовах експлуатаційних навантажень / І. І. Ковтун, В. П. Ройзман. – Хмельницький : ХНУ, 2019. – 230 с.
2. Ковтун І. І. Наукові та прикладні основи забезпечення міцності електронних систем під дією експлуатаційних та технологічних навантажень / І. І. Ковтун. – Хмельницький : ХНУ, 2021. – 256 с.

Розділи монографій, що опубліковані у закордонних виданнях:

3. Kovtun I. Acoustic emission diagnostics of solder joints on printed circuit boards / I. Kovtun, V. Royzman, A. Voznyak // Quality and Reliability of Technical Systems: Theory and Practice. JVE Book Series on Vibroengineering / JVE International Ltd. – Vol. 2. – Vilnius: Lithuania, 2018. – P. 214–229. – ISSN 2351-5260. DOI: <https://doi.org/10.21595/9786099603636>.

Перелік статей у журналах, що реферуються науково-метричними базами даних Scopus, Web of Science:

4. Calculation of mechanical stresses in adjoint system of electronic component and compound and strength assessment / V. Royzman, S. Petrashchuk, I. Kovtun, A. Lokoshchenko // Journal of Vibroengineering. - Vilnius, 2013. – Vol. 15, Issue 1. – P. 65–71. – ISSN 1392-8716.
5. 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. – P. 494–489. – ISSN 1392–1207. DOI: <https://doi.org/10.5755/j01.mech.22.6.16891>.

6. Petrashchuk S. Solving Problem of Thermal Conduction for Providing Strength of Electronic Units on Thermal Impacts / S. Petrashchuk, I. Kovtun, A. Voznyak // Heat and Mass Transfer in the System of Thermal Modes of Energy. Technical and Technological Equipment (HMTTSC-2016): MATEC Web of Conferences (Tomsk, April 19-21, 2016). – Vol. 72, P. 5. – eISSN 2261-236X. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/20167201086>.

7. Kovtun I. Stress computation and reduction by cyber-physical systems controlling printed circuit board manufacturing technology / I. Kovtun, V. Royzman // Book Chapter: Cyber-Physical Systems: Design and Application for Industry 4.0, Studies in Systems, Decision and Control. – 2021. – Vol. 342. – P. 49–60. – ISSN 2198-4182. DOI: http://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-66081-9_4.

8. Kovtun I. Mathematical modeling of stress in circuit cards represented by mechanical oscillatory systems / I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk // Advances in Science and Technology Research Journal, 2022. – Vol. 16, Iss. 1. – P. 303–315. – ISSN 2299-8624 DOI: <https://doi.org/10.12913/22998624/144574>.

9. Kovtun I. Design of Dry Friction Damper to Reduce Vibration Impacts to Circuit Cards at Critical Frequencies / I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk // Advances in Science and Technology Research Journal. – 2024. – Vol. 18, Issue 2. – P. 78-87. – ISSN 2299-8624. DOI: <https://doi.org/10.12913/22998624/184026>.

Перелік статей у наукових періодичних виданнях інших держав:

10. Theory and practice of vibration analysis in electronic packages / Kovtun I., Boiko J., Petrashchuk S., Kałaczyński T. // The 17th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles : MATEC Web of Conferences (Bydgoszcz, September 25-26, 2018). – Vol. 182 (02015). – 10 p. – eISSN 2261-236X. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/201818202015>.

11. Methods for Vibration Reduction in Enclosed Electronic Packages / Igor Kovtun, Juliy Boiko, Svitlana Petrashchuk, Tomasz Kałaczyński // The 18th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles. Diagnostics of Various Technical Objects : MATEC Web of Conferences (Bydgoszcz, December 12, 2019). – Vol. 302, 10 p. – eISSN 2261-236X. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/201930201008>.

12. Design of elastic and dissipation joints in bearing structures of electronic packages / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk, M. Liss// The 20th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles. Hybrid Multimedia Mobile Stage: MATEC Web of Conferences (Bydgoszcz-Poledno, December 1–2, 2021). – Vol. 351. – P. 11. – eISSN 2261-236X. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/202135101012>.

**Перелік статей у журналах, що входять до переліку фахових видань
України (категорії Б):**

13. Камбург В. Г. Моделирование температурных полей в сложных микромодулях, герметизируемых компаундом / В. Г. Камбург, С. А. Григоренко, И. И. Ковтун // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ХНУ, 2000. – №6, ч. 3: Спец. випуск. – С. 10-13.

14. Ройзман В. П. Ідентифікація фізико-механічних характеристик полімерних матеріалів / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 4, ч. 1. – С. 18-24.

15. Ройзман В. П. Розрахунок напружень в системі компаунд-електронний елемент при термоударах / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 1. – С. 189-195.

16. Ройзман В. П. Забезпечення термоміцності пасивних електронних елементів в вузлах з загальною герметизацією компаундом / В. П. Ройзман,

І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 6, ч. 1. – С. 234-236.

17. Ройзман В. П. Забезпечення завадостійкості дротяних малобазних тензорезисторів для вимірювання дійсних значень деформацій виробів електронної техніки / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, О. К. Білик // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький, 2018. – № 6, т. 1. – С. 234-238.

18. Вплив технології формування виводів дискретних компонентів на передачу деформацій від об'єднувальної плати / Ю. М. Бойко, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук, Р. В. Тертичний // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. Радіотехніка, електроніка та телекомунікації. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 5. – С. 73-78.

19. Kovtun I. Acoustic emission application for nondestructive strength diagnostics of printed circuit boards / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 1 (257). – С. 12-17.

20. Методи неруйнівної діагностики надійності герметизації модулів надвисоких частот / Ю. М. Бойко, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук, О. В. Ковальчук // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 6, т. 1. – С. 227-233.

21. Ройзман В. П. Оцінка вібрацій в конструкціях блоків радіоелектронної апаратури під дією зовнішнього динамічного навантаження / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, Б. О. Жухоров // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 6, т. 1. – С. 26-31.

22. Ковтун І. І. Вплив герметизації на виникнення та передачу температурних деформацій електронних модулів / І. І. Ковтун, С. А. Петрашук, Ю. М. Бойко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2022. – № 3. – С. 150-157.

23. Горошко А. Підвищення точності вібраційного аналізу друкованих плат бортової електроніки / А. Горошко, І. Ковтун, М. Зембицька / Вісник ХНУ. Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2022. - С. 301-306.

24. Ковтун І. І. Вібраційні випробування та захист несівних конструкцій електронної апаратури на різних рівнях конструктивної складності // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2023. – № 5, т. 2. – С. 182-191.

25. Ковтун І. І. Математичне моделювання вільних і кінематично збуджуваних коливань друкованої плати електронної апаратури / І. І. Ковтун, А.Р. Біловус// Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2024. – № 3, т. 2. – С. 467-479.

Патент на корисну модель:

26. Пат. 150735 U Україна, МПК F16F15/00 H05K7/12. Пристрій зниження динамічних напружень та деформацій друкованих плат/ Ковтун І. І., Горошко А. В.; Петрашук С. А., Бойко Ю. М. ; заявник і патентоотримувач Хмельниц. нац. ун-т. – № u 202105920 ; заявл. 21.10.2021 ; опубл. 06.04.2022, Бюл. № 14. - 5 с. : іл.

Матеріали доповідей на міжнародних конференціях у виданнях, що реферується науково-метричними базами даних Web of Science, Scopus:

27. Silin R. I. Improving Reliability of Machine Units and Details by Acoustic Emission Diagnosing / R. I. Silin, V. P. Royzman, I. I. Kovtun // Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, (Tianjin, China, 1–4 April 2004). – Tianjin, 2004. – P. 2217–2221.

28. Kovtun I. Nondestructive strength diagnostics of solder joints on printed circuit boards / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Proceedings of the Second IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and

Radio Electronics (UkrMiCo 2017), (Odessa, Ukraine, 11-15 September, 2017). – P. 1–4. DOI: <https://doi.org/10.1109/UkrMiCo.2017.8095401>.

29. Boiko J. Vibration transmission in electronic packages having structurally complex design / J. Boiko, I. Kovtun, S. Petrashchuk // Proceedings of the First Ukraine IEEE international Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON - 2017), (Kiev, 29 May – 2 June, 2017). – P. 514–517 DOI: <https://doi.org/10.1109/UKRCON.2017.8100294>.

30. Kovtun I. Stress estimation for encapsulated electronic packages subjected to thermal impacts / Kovtun I., Petrashchuk S., Boiko J. / Proceeding of the IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo), (Odessa, 10–14 September, 2018). – P. 5. DOI: <https://doi.org/10.1109/UkrMiCo43733.2018.9047514>.

31. Kovtun I. Nondestructive hermetic seal diagnostics and prediction method for super-high-frequency modules / I. Kovtun; J. Boiko; S. Petrashchuk // The 14th International Conference on Advanced Trends in Radioelectronics. Telecommunications and Computer Engineering (TCSET), (Lviv – Slavske, 20–24 February, 2018). – P. 776 – 780. DOI: <https://doi.org/10.1109/TCSET.2018.8336314>.

32. Kovtun I. Identification of natural frequency and form of oscillation for electronic packages subjected to vibration / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Proceedings of the 38th IEEE International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO), (Kiev, 24–26 April, 2018). – P. 621–626. DOI: <https://doi.org/10.1109/ELNANO.2018.8477492>.

33. Kovtun I. Thermal stress in encapsulated electronic packages / I. Kovtun , S. Petrashchuk, J. Boiko // Proceedings of the IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo), (Odessa, Ukraine, 9–13 September, 2019). – P. 6. DOI: <https://doi.org/10.1109/UkrMiCo47782.2019.9165520>.

34. Kovtun I. Assessing Enclosure Case Design on Excitation and Transmission of Vibration in Electronic Packages / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Proceedings of the 2nd IEEE Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON),

(Lviv, July 2–6, 2019). – P. 265–270. DOI: <https://doi.org/10.1109/UKRCON.2019.8879782>.

35. Kovtun I. Mathematical model for dynamic force analysis of printed circuit boards / I. Kovtun , J. Boiko, S. Petrashchuk // Journal of Physics: Conference Series, The First International Conference on Advances in Smart Sensor, Signal Processing and Communication Technology (ICASSCT 2021), (Goa, India, March 19–20, 2021). – P. 1–8. DOI: <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1921/1/012120>.

36. Kovtun I. Mathematical Model for Dynamic Strength and Stiffness Control in Printed Circuit Boards // I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk // Proceedings of the 25th International scientific conference «Mechanika 2021», (Kaunas, Lithuania, May 21, 2021). – Kaunas: KTU, 2021. – P. 28–29. DOI: <https://mechanic.ktu.edu/mechanika-2021/#Section-A>.

37. Kovtun I. Deformations in structures of electronic systems under external impacts / I. Kovtun , S. Petrashchuk, J. Boiko // Proceedings of the IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo 2021), (Kiev, November 29 – December 3, 2021). – P. 304-309. DOI: <https://doi.org/10.1109/UkrMiCo52950.2021.9716709>.

Праці апробаційного характеру:

38. Ройзман В. П. Термопрочность компаундированных пассивных электронных элементов / В. П. Ройзман, И. И. Ковтун, С. А. Петрашук // Современные информационные и электронные технологии : зб. праць третьої міжнар. наук.-практ. конф. (СИЭТ 2002), (Одеса, 20–24 травня 2002 р.). – Одеса : Одеський політехнічний університет, ОАО «Нептун», 2002. – С. 145.

39. Петрашук С. А. Определение физико-механических характеристик полимерных материалов методом идентификации / В. П. Ройзман, С. А. Петрашук, И. И. Ковтун // Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов : сб. трудов VI междунар. науч. техн. конф., (Хургада, Египет, 2–9.12.2007 г.). – Хмельницкий : ХНУ, 2007. – С. 110-114.

40. Petrashchuk S. Theoretical and experimental evaluation of strain in compounded electronic components under thermal impact / Svitlana Petrashchuk, Igor Kovtun //: Proceedings of the International Conference on Science and Education, (Colombo, Sri Lanka, February 12–22, 2010). – Khmelnytskyi : KHNU, 2010. – P. 79–84.

41. Горошко А. В. Диагностика технического состояния изделий радиоэлектроники методом акустической эмиссии / А. В. Горошко, И. И. Ковтун, А. Т. Богорош // Наука і освіта : зб. праць міжнар. наук. метод. семінару, (Дубай, ОАЕ, 13–20 грудня 2011 р.). – Хмельницький : ХНУ, 2011. – С. 38-41.

42. Ковтун І. І. Проблема міцності та надійності експлуатації виробів радіоелектроніки, закріплених на об'єднувальних платах, в умовах деформацій, що виникають від дії зовнішнього силового навантаження, та захист від нього / І. І. Ковтун, С. А. Петрашук / Сучасні досягнення в науці і освіті : зб. праць XI між нар. наук. конф., (Ієрусалим, Ізраїль 28 вересня – 5 жовтня 2016 р.). – Хмельницький : ХНУ, 2016. – С. 76-84.

43. Ковтун І. І. Вибір та характеристика методу для неруйнівної діагностики міцності паяних з'єднань друкованих плат / І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Наука і освіта : зб. праць X Міжнар. наук. конф. (Рим, Італія, 27 квітня – 4 травня 2017 р.). – Хмельницький : ХНУ, 2017. – С. 24-32.

44. Неруйнівне діагностування і прогнозування міцності та герметичності корпусів електронних модулів НВЧ / Ю. М. Бойко, В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки : V Міжнародна науково-практична конференція «Зброя та безпека 2017», (Київ, 11–12 жовтня 2017 р.). – Київ : МВЦ. – С. 223-225.

45. Ковтун І. І. Визначення навантаження та деформацій, що приводять до руйнування контактних ділянок керамічних конденсаторів / І. І. Ковтун, Ю. М. Бойко, С. А. Петрашук // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах : матеріали XVII міжнар. наук.-техн. конф., (Одеса, 8–13

червня 2017 р.). – Одеса : Одеська нац. акад. зв'язку ім. О. С. Попова, 2017. – С. 192–194.

46. Kovtun I. I. Acoustic emission application for nondestructive solder joint diagnostics / I. I. Kovtun, S.A Petrashchuk // Science and education : proceedings of the XII International Conference, (Oslo, Norway, 1–10 July, 2018). – Khmelnytskyi : KHNU, 2018. – P. 3–13.

47. Kovtun I. I. Natural frequency estimation for electronic packages subjected to vibration / I. I. Kovtun, S. A. Petrashchuk // Modern Achievements of Science : proceedings of the XIII international conference, (Netanya, Israel, September 6–13, 2018). – Khmelnytskyi : KHNU, 2018. – P. 142–148.

48. Ковтун И. И. Расчет и снижение напряжений в печатных платах под действием внешней нагрузки / И. И. Ковтун, В. П. Ройзман // Математические методы в технике и технологиях: сб. трудов 33-й междунар. науч. конф., (Казань, 14 – 18 сентября 2020 г.). – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2020. – С. 96-99.

49. Kovtun I. Dynamic Strength and Stiffness Assessment of Circuit Cards with Respect to Their Geometric Parameters / I. Kovtun, A. Goroshko, S. Petrashchuk / Сучасні досягнення у науці та освіті : зб. пр. XVI Міжнар. наук. конф., 1 – 8 листоп. 2021 р., м. Нетанія (Ізраїль). – Хмельницький : ХНУ, С. 100-103.

**Опубліковані праці, які додатково відображають наукові результати
докторської дисертації:**

50. Пат. 41138 А Україна, МКИ G 01 N 29/04. Пристрій для визначення координат джерела акустичної емісії / С. В. Прохоренко, В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, А. В. Горошко ; заявник та патентовласник Хмельн. нац. ун-т. – № 2001031425 ; заявл. 01.03.2001 ; опубл. 15.08.2001, Бюл. № 7. – 3 с. : іл.

51. Пат. 51981 А Україна, МПК G 01 N 29/04. Спосіб визначення координат дефектів методом акустичної емісії // В. П. Ройзман, А. В. Горошко, І. І. Ковтун ; заявник та патентовласник Хмельн. нац. ун-т. – № 2001128312 ; заявл. 04.12.2001 ; опубл. 16.12.2002, Бюл. № 12. – 3 с. : іл.

52. Kovtun I. Reliability improvement of printed circuit boards by designing methods for solder joint technical diagnostics with application of acoustic emission method / I. I. Kovtun, J. M. Boiko, S. A. Petrashchuk // Visnyk NTUU KPI. Seriya: Radiotekhnika, Radioaparotobuduvannia. – Kyiv : NTUU KPI, 2019. – Iss. 79. – P. 60-70.

53. Strength of electronic components encapsulated with compound under thermal impacts / J. Boiko, S. Petrashchuk, I. Kovtun, O. Repyuk // Вісник Університету «Україна». Інформатика, обчислювальна техніка та кібернетика. – Київ, 2019. – № 2 (23). – С. 142-150.

54. Ковтун І. І. Оцінка міцності та жорсткості конструкції друкованих плат в умовах динамічних навантажень / І. І. Ковтун, А. В. Горошко, С. А. Петрашук // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький : ХНУ, 2021. – № 1. – С. 113-120.

55. Ковтун І. І. Неруйнівна діагностика міцності нероз'ємних елементів конструкцій електронної техніки / І. І. Ковтун, А. В. Горошко, С. А. Петрашук // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький : ХНУ, 2022. – № 2. – С. 95-102.

ДОДАТОК М

Апробація результатів дисертації

Основні результати досліджень, викладені в дисертації, доповідались і обговорювались на міжнародних, всеукраїнських конференціях, симпозіумах, семінарах: XI World Congress in Mechanism and Machine Science (Tianjin, China, 2004); The Ukraine IEEE international Conferences on Electrical and Computer Engineering (Kiev, 2017, Lviv, 2019); The IEEE International Conferences on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (Odessa, 2017, 2018, 2019, Kyiv, 2021); V Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки (Київ, 2017); The 14th International Conference on Advanced Trends in Radioelectronics, Telecommunications and Computer Engineering (Lviv – Slavske, 2018); The 38th IEEE International Conference on Electronics and Nanotechnology (Kiev, 2018); The International Conferences Diagnostics of Machines and Vehicles : MATEC Web of Conferences, (Bydgoszcz, Poland, 2018, 2019, Bydgoszcz-Poledno, Poland, 2021); The First International Conference on Advances in Smart Sensor, Signal Processing and Communication Technology (Goa, India, 2021); The 25th International scientific conference «Mechanika 2021» (Kaunas, Lithuania, 2021); MATEC Web of Conferences «Heat and Mass Transfer in the System of Thermal Modes of Energy – Technical and Technological Equipment» (Tomsk, Russia, 2016); 33 Міжнародній науковій конференції «Математические методы в технике и технологиях» (Казань, Росія, 2020); XVII міжнародній науково-технічній конференції «Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах» (м. Одеса, 2017); III міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та електронні технології» (м. Одеса, 2002); VI міжнародній науково-технічній конференції «Підвищення якості, надійності та довговічності технічних систем і технологічних процесів» (м. Хургада, Єгипет, 2007); Міжнародних наукових конференціях «Наука і освіта» (м. Коломбо, Шрі-Ланка, 2010, Дубай, ОАЕ, 2011, Рим, Італія,

2017, Осло, Норвегія, 2018); Міжнародних наукових конференціях «Сучасні досягнення в науці і освіті» (Єрусалим, Ізраїль, 2016, Нетанія, Ізраїль, 2018); науково-технічних конференціях викладачів Хмельницького національного університету (м. Хмельницький, 1999–2021).