

УДК 621.3.049.76

DOI 10.36910/10.36910/6775-2313-5352-2025-27-16

Марчук В. І., Денисюк В. Ю., Пилипець М. І.

Луцький національний технічний університет

ПРОЄКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КУПОЛОПОДІБНОГО ТИПУ ДЛЯ МІКРОЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ПРИСТРОЇВ

У статті представлено результати дослідження пружних елементів куполоподібного типу, що застосовуються у мікроелектромеханічних системах (МЕМС) як складові сенсорів, мікроприводів, комутаційних пристроїв та мікроманіпуляторів. Розроблено аналітико-чисельну методику проєктування та аналізу актюаторів з використанням програмних модулів «Актюатор 1.0» і «Актюатор 2.0», результати яких верифіковано у середовищі ANSYS 14.5 та експериментально. Проведено параметричне моделювання впливу основних геометричних характеристик (радіуса кривизни, товщини, радіуса опорної поверхні та діаметра центрального отвору) на робочі характеристики актюаторів. Встановлено критичні значення параметрів, за яких відбувається втрата дискретності робочої характеристики, що дозволило побудувати поверхню рівноважних станів та визначити області стабільного функціонування. Запропоновано алгоритм оптимізації конструкції із застосуванням еволюційного підходу, який забезпечує мінімізацію площі актюатора за умови заданих критичних параметрів. Отримані результати демонструють високу достовірність чисельних розрахунків, підтверджену експериментальними даними, та ефективність використання розроблених програмних засобів для синтезу і оптимізації пружних елементів МЕМС.

Ключові слова: мікроелектромеханічні системи, куполоподібний актюатор, пружний елемент, чисельне моделювання, ANSYS, оптимізація, еволюційний алгоритм.

Постановка проблеми. Сучасні мікроелектромеханічні системи (МЕМС) потребують високоточних, стабільних і надійних пружних елементів, які забезпечують перетворення енергії, рух або комутацію з мікромасштабною точністю. Одним із найбільш ефективних конструктивних рішень є куполоподібні актюатори, робота яких базується на явищі проклацування. Однак, незважаючи на широке застосування таких елементів, процеси їх деформування, стійкості та переходу між рівноважними станами мають складний нелінійний характер і суттєво залежать від геометричних параметрів та матеріальних властивостей.

Відсутність узагальненої методики, яка б поєднувала аналітичне, чисельне та експериментальне моделювання, ускладнює достовірне прогнозування робочих характеристик і оптимізацію конструкцій куполоподібних актюаторів. Це призводить до необхідності багатоетапного проєктування, підвищення матеріалоємності та ризику втрати дискретності робочої характеристики.

Тому актуальним є створення комплексної методології аналізу й оптимізації пружних елементів куполоподібного типу, що забезпечить підвищення достовірності чисельного моделювання, скорочення часу проєктування та підвищення ефективності мікромеханічних пристроїв.

Проблема дослідження. Проблема дослідження полягає у забезпеченні достовірного моделювання, аналізу та оптимізації пружних елементів куполоподібного типу, що використовуються у мікроелектромеханічних системах. Нелінійна поведінка таких елементів під дією зовнішніх навантажень, наявність множини рівноважних станів та чутливість до геометричних і матеріальних параметрів ускладнюють процес прогнозування їхніх характеристик.

Існуючі підходи здебільшого орієнтовані на спрощені аналітичні моделі або на трудомістке чисельне моделювання без урахування взаємозв'язку між геометрією, матеріалом і умовами навантаження. Це обмежує можливості точного визначення критичних параметрів, які впливають на стабільність, чутливість та ефективність роботи актюаторів.

Таким чином, наукова проблема полягає у розробленні комплексної методики, що поєднує аналітичне, чисельне та експериментальне моделювання для підвищення точності прогнозування та оптимізації параметрів куполоподібних пружних елементів, з метою покращення їхніх робочих характеристик і надійності в складі мікроелектромеханічних пристроїв.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сучасні дослідження у галузі проектування мікроелектромеханічних систем (МЕМС) свідчать про зростаючий інтерес до створення високочутливих і стабільних пружних елементів куполоподібного типу. Такі елементи використовуються як основа для актуаторів, сенсорів тиску, мікроперемикачів, систем термостатування та позиціонування, що вимагає забезпечення їх високої надійності, відтворюваності характеристик і ефективності роботи в умовах обмежених габаритів [1, 2].

Відомо, що куполоподібні пружні елементи мають нелінійні механічні властивості, зокрема явище проклацування (snap-through), яке супроводжується різкою зміною геометрії при досягненні критичного навантаження. Цей ефект активно використовується у двостійких та термоактивованих МЕМС-структурах. Дослідження показують, що геометричні параметри таких елементів (радіус кривизни, товщина, центральний отвір, профіль гофрів) суттєво впливають на форму робочої характеристики, критичне навантаження та стійкість системи [3].

У численних роботах застосовуються методи теорії тонких оболонок та методи скінченних елементів (FEM) для аналізу пружних і термопружних станів куполоподібних мембран. Зокрема, використання програмних комплексів ANSYS, COMSOL Multiphysics та ABAQUS дозволяє досліджувати вплив нелінійної геометрії, контактних взаємодій і комбінованих навантажень на поведінку тонкостінних структур. Однак для багатьох типів пружних елементів досі бракує універсальних методик, які б забезпечували високу точність прогнозування при мінімальних обчислювальних витратах [4].

У роботах [5, 6] підкреслюється важливість верифікації чисельних моделей через порівняння з експериментальними результатами та аналітичними рішеннями. Встановлено, що похибки чисельних методів можуть бути зумовлені не лише дискретизацією сітки, а й вибором типу елементів, формою апроксимаційних функцій і неврахуванням температурних або залишкових напружень. У зв'язку з цим в останні роки активно розвиваються підходи, що інтегрують чисельне моделювання з експериментальною перевіркою та подальшою параметричною оптимізацією конструкції.

Актуальним напрямом також є розроблення інформаційно-аналітичних систем для автоматизованого синтезу пружних елементів, що поєднують обчислювальні методи, бази параметрів і засоби оптимізації. Такі системи дозволяють скорочувати час розрахунків і підвищувати точність вибору геометричних характеристик. У цьому контексті важливу роль відіграють розробки авторів у вигляді програмних модулів «Актуатор 1.0» (для аналізу) та «Актуатор 2.0» (для синтезу і багатопараметричної оптимізації), які реалізують алгоритми чисельного моделювання, перевірені порівнянням з результатами ANSYS та експериментальними даними [4, 7].

Попри наявні досягнення, залишається відкритою низка питань, пов'язаних із урахуванням технологічних похибок виготовлення, впливом анізотропії матеріалу, багатокритеріальною оптимізацією параметрів і дослідженням довговічності пружних елементів при багаторазовому циклі проклацування. Недостатньо вивченими залишаються також задачі масштабування результатів чисельного аналізу до мікрорівня, де значний вплив мають поверхневі сили, температурні поля і залишкові напруження у тонких плівках [8].

Таким чином, проведений аналіз свідчить, що незважаючи на суттєвий науковий прогрес у сфері моделювання та оптимізації куполоподібних пружних елементів, існує потреба у розробленні комплексного підходу, який забезпечує достовірність чисельного аналізу, параметричну гнучкість, можливість багатокритеріальної оптимізації та інтеграцію з експериментальними дослідженнями.

Метою роботи є розроблення та обґрунтування методики проектування, чисельного моделювання і експериментального дослідження пружних елементів куполоподібного типу для мікроелектромеханічних пристроїв з метою підвищення достовірності прогнозування їхніх механічних характеристик, оптимізації геометричних параметрів та покращення функціональних властивостей.

Викладення основного матеріалу. Пружні елементи куполоподібного типу широко застосовуються у мікроелектромеханічних системах (МЕМС) як складові сенсорів, мікроприводів, комутаційних пристроїв та мікроманіпуляторів. Їх функціонування базується на ефекті пружної нестійкості (проклацування), що забезпечує значне переміщення при невеликій зміні навантаження. Для забезпечення стабільності та повторюваності цього ефекту необхідне точне визначення геометричних параметрів і механічних характеристик матеріалу куполу.

У роботі було досліджено два типи куполоподібних актуаторів, які широко

застосовуються в електромеханічних пристроях завдяки простоті конструкції та технологічності виготовлення: актюатор без отвору (рис. 1, а) та актюатор з центральним отвором (рис. 1, б). Наявність отвору забезпечує можливість надійного закріплення елемента в конструкції пристрою.

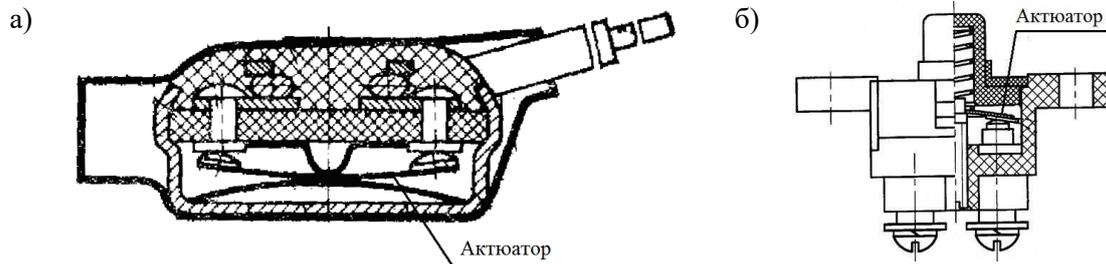


Рисунок 1 – Електротехнічні пристрої та з куполоподібними актюатором

Для задачі про деформацію пологого напівсферического осесиметричного біметалевого актюатора термореле було проведено порівняння результатів, отриманих у програмі «Актюатор 1.0» з результатами, отриманими в кінцево-елементному комплексі ANSYS 14.5.

Розміри куполоподібного актюатора показані на рисунку 2: радіус кривизни меридіана $R_m=22,2$ мм, радіус опорної поверхні $r=2,5$ мм, товщина $h=0,06$ мм, товщина активного шару $h_1=0,0205$ мм, товщина пасивного шару $h_2 = 0,0195$ мм. Купол закріплений в центрі за всіма ступенями вільності. Вузол 1 розташований на зовнішньому контурі, що відповідає точці установки електричного контакту (рис. 3).

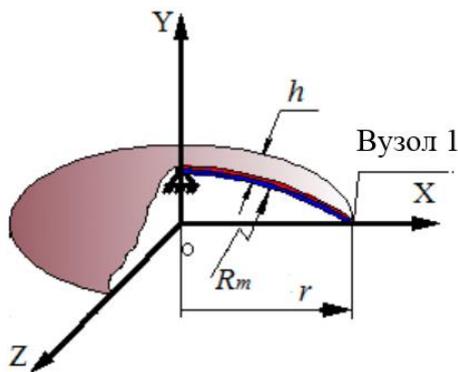


Рисунок 2 – Геометричні параметри куполоподібного актюатора

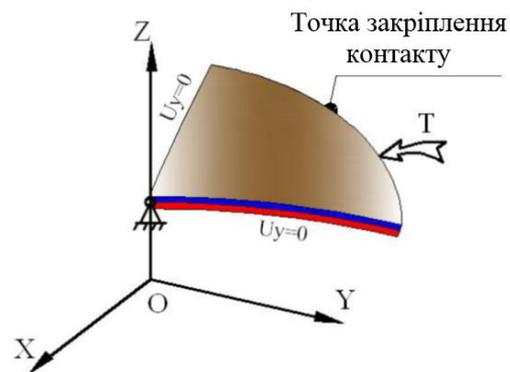


Рисунок 3 – Граничні умови

Навантаження – рівномірно розподілена температура. Кінцево-елементна модель актюатора з урахуванням симетрії приведена на рисунку 4. Для вирішення задачі в кінцево-елементному комплексі ANSYS використовувалися елементи PLANE42. Аналіз проводився за різними кінцево-елементними сітками. Подрібнення сітки виконувалося до отримання результатів з необхідною точністю. На рисунку 5 показані вихідна і деформована форма актюатора. Було реалізовано проклацування актюатора: його меридіанна кривизна на периферійній частині змінила знак.

На рисунку 6 наведені робочі характеристики актюатора, отримані у програмі «Актюатор 1.0» і за допомогою кінцево-елементного комплексу ANSYS 14.5.

Верхня критична температура $T_1^{кр}=120$ °С, нижня критична температура $T_2^{кр}=32$ °С. Результати показують гарний збіг, відмінність в критичних температурах становить менше 5%, що дає підстави стверджувати про достовірність отриманих результатів. При подрібненні сітки спостерігалася збіжність рішення. При використанні різних кінцевих елементів отримані схожі результати. Можна також порівняти результати роботи програми «Актюатор 1.0» з результатами експерименту. В експерименті використовувалися сталеві актюатори у вигляді пологих осесиметричних оболонок (рис. 7). Актюатори закріплювалися на опорі посудини для випробувань за допомогою фланця (рис. 8), додаткового хомута і 8 болтів (рис. 9). Актюатори були навантажені рівномірним тиском P .



Рисунок 4 – Кінцево-елементна модель актюатора без отвору

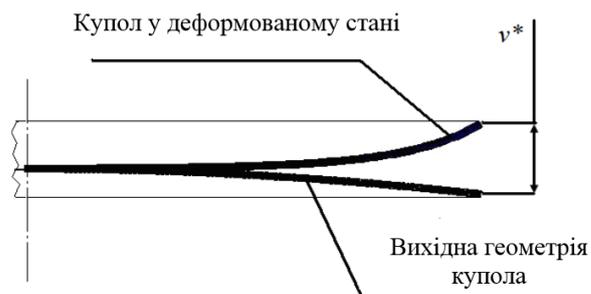


Рисунок 5 – Вихідна і деформована форми актюатора

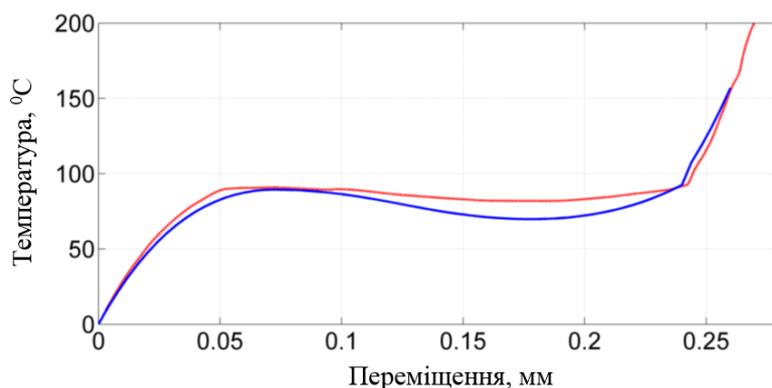


Рисунок 6 – Робоча характеристика актюатора без отвору (червона лінія – ANSYS 14.5, синя лінія – «Актюатор 1.0»)

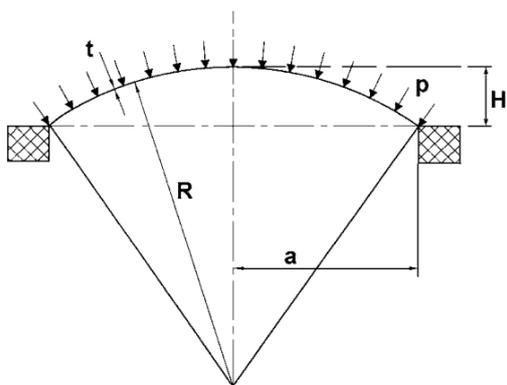


Рисунок 7 – Геометричні параметри сферичного актюатора

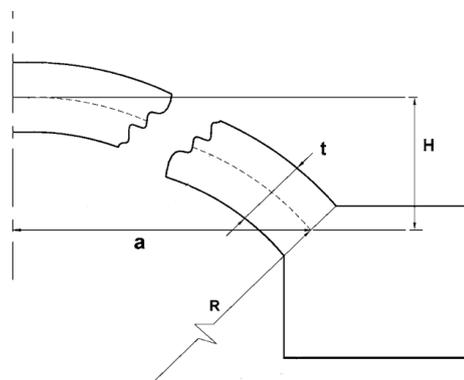


Рисунок 8 – Фланець сферичної оболонки

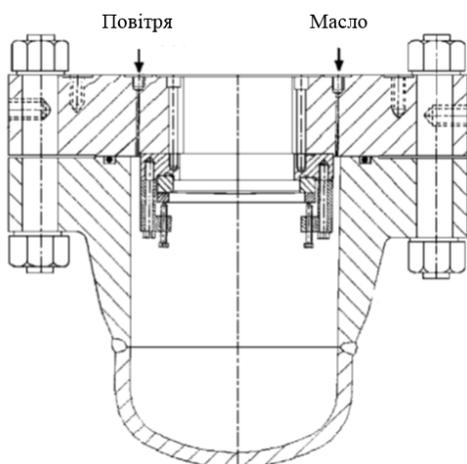


Рисунок 9 – Посудина для випробувань із закріпленим в ній сферичним актюатором



Матеріал актюатора володіє наступними механічними характеристиками: модуль пружності – 207 ГПа, коефіцієнт Пуассона – 0,28. Геометричні параметри тестових зразків (табл. 1) було виміряно за допомогою тривісного координатного вимірювального столу (рис. 10). Середовищем створення тиску було масло. Навантаження проводилося за допомогою насоса. В ході експерименту актюатори покладавали при покроковому (від критичного тиску) створенні квазістатичного тиску. Актюатор після проклаування показаний на рисунку 11.

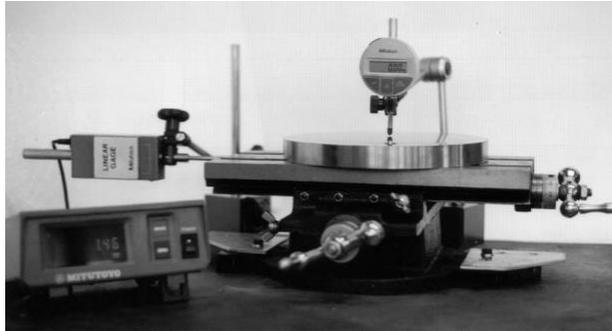


Рисунок 10 – Стіл для вимірювання геометричних параметрів

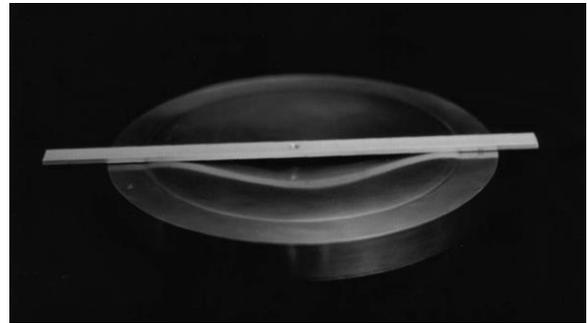


Рисунок 11 – Фотографія сферичного актюатора після проклаування

Таблиця 1 – Параметри зразків

Номер зразка	$2a$, мм	H , мм	t , мм	R , мм
1	166,12	1,90	1,0	1816,5
2	166,13	2,15	1,02	1605,7
3	166,10	3,93	1,03	878,6

Порівняння значення критичних тисків, отриманих в результаті експерименту, з результатами роботи програми «Актюатор 1.0» наведено в таблиці 2.

Таблиця 2 – Порівняння результатів експерименту з результатами, отриманими у програмі «Актюатор 1.0»

Номер актюатора	$P_{кр}^{експеримент}$, МПа	$P_{кр}^{експеримент} / P_{кр}^{Актюатор 1.0}$
1	0,0458	1,04
2	0,0523	0,92
3	0,211	1,01

Близькість значень критичних тисків дозволяє стверджувати про достовірність результатів, отриманих за програмою.

Проведено дослідження впливу основних геометричних параметрів актюатора – радіуса кривизни меридіана, радіуса опорної поверхні, товщини та діаметра центрального отвору – на його робочу характеристику. Метою аналізу є вивчення параметричного простору для подальшого розв'язання задачі синтезу оптимальної конструкції.

Аналіз впливу радіуса кривизни меридіана здійснювався за фіксованих значень радіуса опорної поверхні та товщини актюатора ($r = 2,5$ мм, $h = 0,04$ мм). Радіус кривизни меридіана актюатора змінювався від 20 мм до 40 мм.

На рисунку 12 представлено сімейство робочих характеристик у просторі температура – переміщення – радіус кривизни. Встановлено, що існує критичне значення радіуса кривизни меридіана, за якого робоча характеристика втрачає дискретний характер. Поверхня рівноважних станів у тривимірному просторі має форму, подібну до збірки Уїтні [4].

На рисунку 13 показана залежність критичних температур перемикавання актюатора від радіуса кривизни його меридіана. При збільшенні радіуса кривизни меридіана актюатора перша критична температура знижується, друга критична температура збільшується.

На рисунку 14 показана залежність переміщення точки закріплення контакту від радіуса кривизни його меридіана. Корисне переміщення точки закріплення контакту зменшується при збільшенні радіуса кривизни меридіана актюатора.

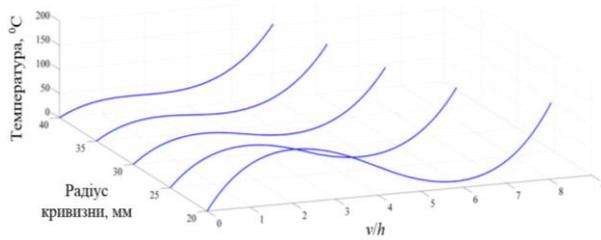


Рисунок 12 – Вплив радіусу кривизни меридіана актюатора на робочу характеристику

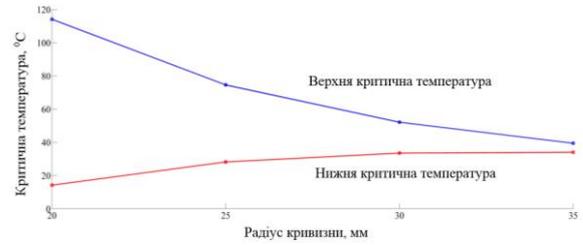


Рисунок 13 – Вплив радіусу кривизни меридіана актюатора критичні на температури

Таким чином проекція поверхні рівноважних станів в підпросторі керуючих параметрів може мати особливі точки: мале зміна параметрів може викликати біфуркацію або катастрофу – різкий перехід системи в новий стан при критичних значеннях параметрів.

Аналіз впливу радіусу опорної поверхні актюатора проводився при незмінних радіусі кривизни меридіана і товщині актюатора ($R_m=30$ мм, $h=0,04$ мм). Радіус опорної поверхні актюатора змінювався від 2 мм до 4 мм.

Сімейство робочих характеристик в просторі температура – переміщення – радіус опорної поверхні показано на рисунку 15.

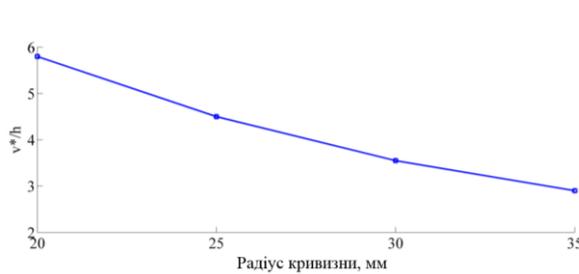


Рисунок 14 – Вплив радіусу кривизни меридіана актюатора на корисне переміщення

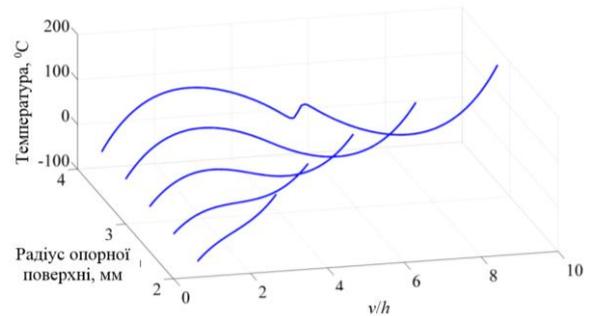


Рисунок 15 – Вплив радіусу опорної поверхні актюатора на робочу характеристику

Існує критичне значення радіусу опорної поверхні актюатора, при якому робоча характеристика перестає бути дискретною. Критичне навантаження збільшується при збільшенні радіусу опорної поверхні, тому що оболонка стає більш жорсткою.

Аналіз впливу товщини актюатора проводився при незмінних радіусі кривизни меридіана і радіусі опорної поверхні актюатора ($R_m=30$ мм, $r=2,5$ мм). Товщина актюатора змінювалася від 0,02 мм до 0,06 мм.

Сімейство робочих характеристик в просторі температура – переміщення – товщина показано на рисунку 16. Існує критичне значення товщини актюатора, при якому робоча характеристика перестає бути дискретною.

Основні параметри осесиметричного диска з отвором показані на рисунку 17.

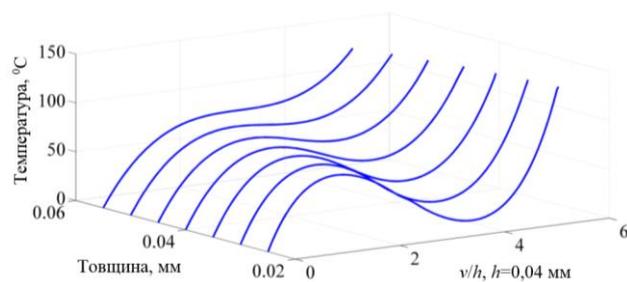


Рисунок 16 – Вплив радіусу опорної поверхні актюатора на робочу характеристику

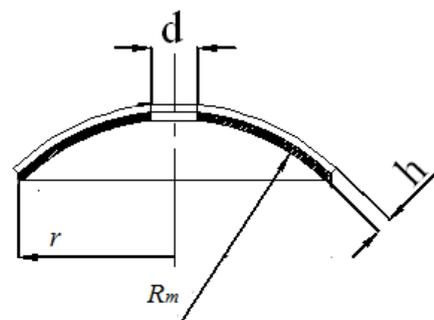


Рисунок 17 – Геометричні параметри актюатора з центральним отвором

Граничні умови відповідають закріпленню диска по центральному отвору і умовам симетрії по меридіанних лініях, які обмежують чверть диска (рис. 18).

Аналіз впливу діаметра отвору актюатора проводився за незмінних радіусі кривизни меридіана, товщині актюатора і радіусі опорної поверхні ($R_m=25$ мм, $h=0,04$ мм, $r=2,5$ мм). Діаметр отвору актюатора змінювався від 0 мм до 2 мм.

Сімейство робочих характеристик в просторі температура – переміщення – діаметр центрального отвору показано на рисунку 19. Існує критичне значення діаметра отвору актюатора, при якому робоча характеристика перестає бути дискретною.

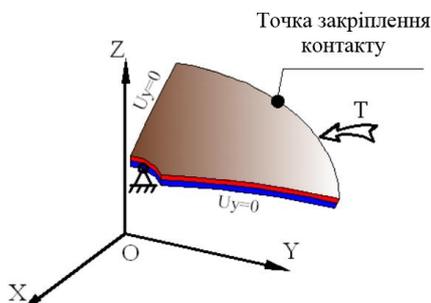


Рисунок 18 – Граничні умови

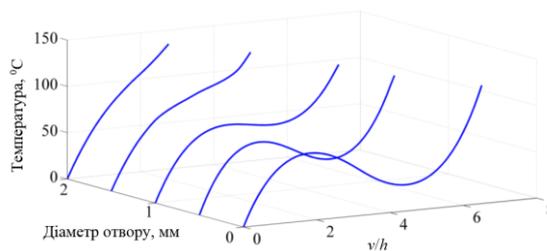


Рисунок 19 – Вплив діаметра отвору актюатора на робочу характеристику

На рисунку 20 показана залежність критичних температур перемикавання актюатора від діаметра отвору. У міру наближення розміру діаметра отвору до критичної величини, діапазон температур перемикавання різко знижується (близько 10 °C). При збільшенні діаметра отвору друга критична температура збільшується.

На рисунку 11 показана залежність переміщення точки закріплення контакту від діаметра отвору. Корисне переміщення точки закріплення контакту зменшується при збільшенні діаметра отвору.

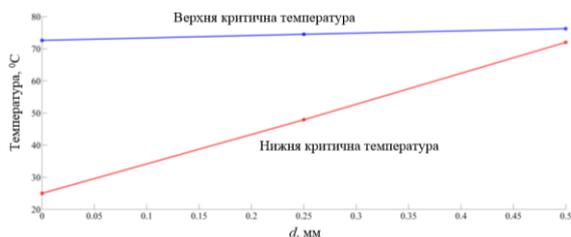


Рисунок 20 – Вплив діаметра отвору актюатора на критичні температури

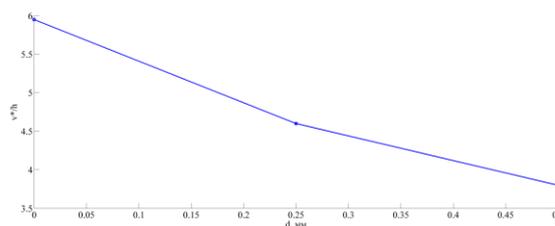


Рисунок 21 – Вплив діаметра отвору актюатора на корисне переміщення

При малих розмірах отвору ($d/2r \leq 0,1$) він не здійснює істотного впливу на пружну характеристику.

Розглянуто задачу визначення радіуса кривизни меридіана, при якому спрацьовування актюатора термодатчика для контролю температури відбувається при заданій температурі. Задача була вирішена у програмі «Актюатор 2.0» і за допомогою еволюційного алгоритму.

Синтез проводився при наступних незмінних параметрах: радіус опорної поверхні актюатора $r=2,5$ мм, товщина $h=0,04$ мм. Граничні умови для термобіметалевого актюатора у формі тонкої сферичної оболонки на зовнішньому контурі відповідають умовам шарнірного опирання.

За допомогою програми «Актюатор 2.0» було отримано, що для реалізації спрацьовування при температурі 60 °C радіус кривизни меридіана повинен дорівнювати 32,4 мм (рис. 22).

Результати, отримані із застосуванням еволюційного алгоритму показали хороший збіг з результатами заданої програми. При однаковій точності результатів трудовитрати при використанні програми «Актюатором 2.0» виявляються на порядок менше.

Розв'язана задача мінімізації площі актюатора, що реалізує проклацування на задану величину при заданому значенні критичного тиску (були задані обмеження на величину переміщення характерної точки після проклацування і критичний тиск: $v^* \in [140,150]$ мкм, $P^* \in$

[85,95] Па):

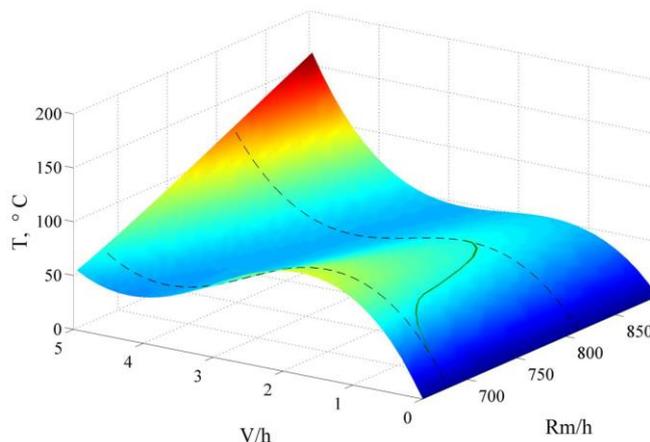


Рисунок 22 – Синтез куполоподібного актюатора

Площа актюатора $\rightarrow \min$

$$\begin{aligned} (140 - v^*) \leq 0, & \quad (v^* - 150) \leq 0, \\ (85 - p^*) \leq 0, & \quad (p^* - 95) \leq 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Параметрами актюатора були радіус кривизни меридіана R_m , радіус отвору r_1 . Товщина актюатора лінійно змінюється від h_1 до h_2 між радіусами r_1 і r_2 , від h_2 до h_3 між радіусами r_2 і r_3 і від h_3 до h_4 між радіусами r_3 і зовнішнім радіусом (рис. 23).

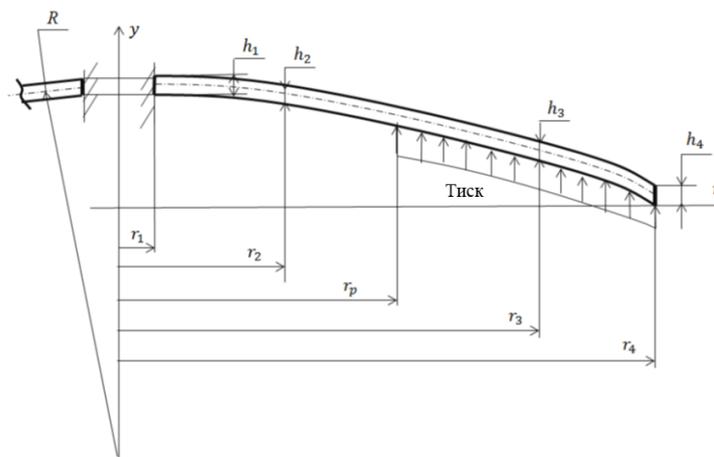


Рисунок 23 – Параметри актюатора

Актюатор виготовлений з кремнію (фізико-механічні характеристики $E_1=1,35 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0,3$). Актюатор жорстко закріплений по контуру отвору. Актюатор навантажений рівномірним тиском по кільцю, обмеженому радіусом r_p і зовнішнім радіусом.

Межі зміни параметрів актюатора: $R_m \in [32, 52]$ мм; $r_1 \in [200, 400]$ мкм; $r_2 \in [200, 2800]$ мкм; $r_3 \in [200, 2800]$ мкм; $r_p \in [200, 2800]$ мкм; $h_1 \in [10, 40]$ мкм; $h_2 \in [10, 40]$ мкм; $h_3 \in [10, 40]$ мкм; $h_4 \in [10, 40]$ мкм.

В ANSYS 14.5 задача вирішувалася рf осесиметричною моделлю з використанням елементів PLANE183 з включенням опції великих переміщень методом дугових зарубок.

В результаті рішення задачі синтезу були визначені раціональні параметри актюатора, робоча характеристика якого задовольняє заданим умовам. Актюатор має площу $6,35 \text{ мм}^2$. Час роботи програми – 3,1 години.

Раціональні параметри актюатора: $R_m=41,4$ мм; $r_1=230,2$ мкм; $r_2=297,8$ мкм; $r_3= 623,6$ мкм; $r_p= 996,4$ мкм; $h_1= 20,3$ мкм; $h_2= 11,7$ мкм; $h_3= 10,9$ мкм; $h_4= 11$ мкм.

В результаті виконання задачі розходження раціональних параметрів актюатора для реалізації проклацування на задану величину при заданому тиску було розглянуто 80 реалізацій (80 різних комбінацій геометричних параметрів). Рішення вважалося придатним, якщо воно близьке до оптимального за обома цільовими функціями, що визначалися проектувальником.

Необхідно, щоб переміщення центральної точки мікроактюатора було не менше заданого, для забезпечення необхідного контактного зусилля, тому було введено додаткове обмеження $v > v^*$.

Проекція чотиривимірного простору (R_m, h, P, v) на критеріальну площину P - v дозволяє вибрати необхідне рішення (рис. 24).

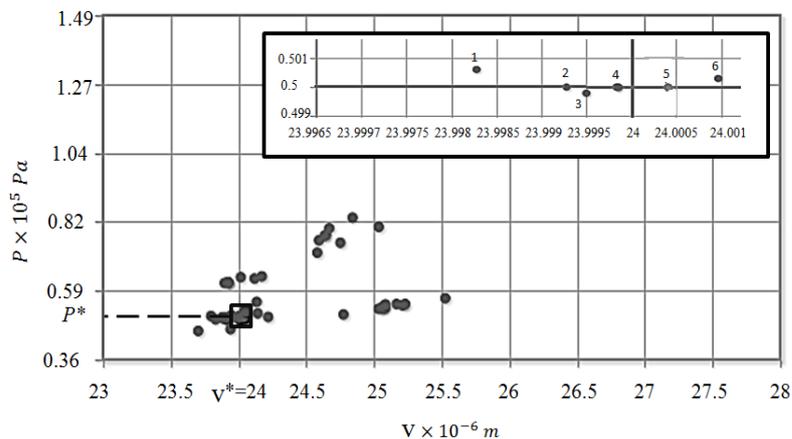


Рисунок 24 – Критеріальна площина P - v

На рисунку 24 – шість точок, близьких до оптимального рішення, показані на виносці. Значення радіуса кривизни і товщини актюатора в цих точках наведені в таблиці 3. Початкова і деформована форма актюатора показана на рисунку 25.

Таблиця 3 – Значення параметрів в оптимальних точках

Номер оптимальної точки	Товщина, мм	Радіус кривизни, мм
1	2,273	3,140
2	2,242	3,127
3	2,244	3,119
4	2,229	3,098
5	2,228	3,097
6	2,223	3,093

Запропонована методика проектування актюаторів дискретної дії за заданими функціональними параметрами показала свою ефективність і може бути рекомендована для створення широкого кола виконавчих, запобіжних і комутаційних мікроелектромеханічних пристроїв.

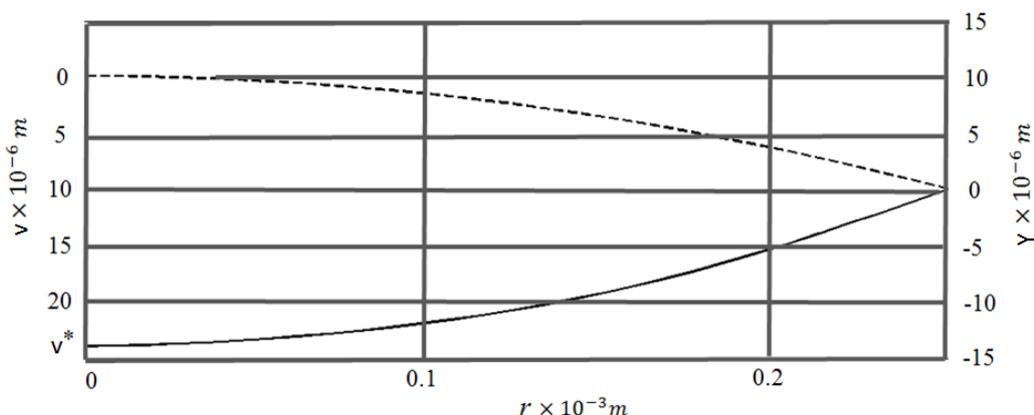


Рисунок 25 – Початкова (пунктирна лінія) і деформована після проклацування (суцільна лінія) форми актюатора для раціональної геометрії

Висновки. Розроблено аналітико-чисельну методику аналізу та синтезу пружних елементів куполоподібного типу, що поєднує чисельне моделювання (ANSYS), параметричну оптимізацію та експериментальну перевірку результатів. Створені програмні модулі «Актюатор 1.0» і «Актюатор 2.0» забезпечують достовірність розрахунків (відхилення не

перевищує 5% порівняно з результатами ANSYS і експериментом) та дозволяють значно скоротити час проектування.

Визначено вплив основних геометричних параметрів актюатора (радіуса кривизни, товщини, радіуса опорної поверхні, діаметра отвору) на критичні температури, тиски та характер проклацування. Виявлено критичні значення параметрів, за яких відбувається втрата дискретності робочої характеристики. Використання еволюційного алгоритму оптимізації дало змогу визначити раціональні параметри актюатора, що забезпечують проклацування при заданому тиску або температурі, з мінімальною площею конструкції.

Запропонована методика може бути використана для створення високочутливих, стабільних та енергоефективних пружних елементів у складі мікроелектромеханічних сенсорів, виконавчих і комутаційних пристроїв.

Інформаційні джерела

1. Філяшкін М. К. Мікроелектромеханічні системи: навч. посібн. Київ: НАУ, 2019. 276 с.
2. Невлюдов І. Ш., Палагін В. А. Мікросистемна техніка та нанотехнології: монографія. Київ: НАУ, 2017. 528 с.
3. Лобур М., Мельник М. Основи мікросистемних пристроїв: навч. посіб. URL: <http://cad.lp.edu.ua/project/b3.pdf> (дата звернення 06.11.2025).
4. Теслюк В. М., Кривий Р. З., Мельник М. Р. Автоматизація проектування МЕМС з використанням системи COMSOL: навч. посіб. Львів: Львівська політехніка, 2016. 216 с.
5. Боровий М. О., Куницький Ю. А., Каленик О. О., Овсієнко І. В., Цареградська Т. Л. Наноматеріали, нанотехнології, нанопристрої: навч. посіб. Київ: Інтерсервіс, 2015. 350 с.
6. Денисюк В. Ю. Методика розрахунку і проектування актюаторів дискретної дії. «Перспективні технології та прилади»: зб. статей. Луцьк, 2024. Вип. 25. С. 53-58. <https://doi.org/10.36910/10.36910/6775-2313-5352-2024-25-08>
7. Andrew J. Kurdila. Dynamics and control of robotic systems. URL: <https://surl.li/vkiiii> (дата звернення 21.09.2025).
8. Діденко Ю. В., Татарчук Д. Д. Основи технології виготовлення елементів мікро- та наносистемної техніки: навч. посіб. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 113 с.

Marchuk V., Denisyuk V., Pylypets M.
.Lutsk National Technical University

DESIGN AND RESEARCH OF DOME-SHAPED TYPE ELASTIC ELEMENTS FOR MICROELECTROMECHANICAL DEVICES

This paper presents a comprehensive study of dome-shaped elastic elements widely used in microelectromechanical systems (MEMS) as components of sensors, microactuators, switching units, and micromanipulators. An analytical and numerical design methodology has been developed using the software modules Actuator 1.0 and Actuator 2.0, with the results verified by simulations in ANSYS 14.5 and confirmed experimentally. Parametric modeling was performed to analyze the influence of the main geometric parameters (curvature radius, thickness, support radius, and central hole diameter) on the operational characteristics of the actuators. Critical parameter values were identified where the discrete behavior of the characteristic is lost, allowing the construction of the equilibrium surface and determination of the stability regions. An optimization algorithm based on an evolutionary approach was proposed to minimize the actuator area under given critical parameters. The obtained results demonstrate high reliability of the numerical calculations, with deviations below 5% compared to experimental data, and confirm the efficiency of the developed software tools for the synthesis and optimization of MEMS elastic elements.

Keywords: *microelectromechanical systems, dome-shaped actuator, elastic element, numerical modeling, ANSYS, optimization, evolutionary algorithm.*

Дата першого надходження
статті до видання
09.10.2025 р

Дата прийняття статті
до друку
12.11.2025 р.

Дата
оприлюднення
25.12.2025 р.