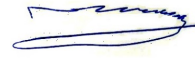


НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
Імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
ФАКУЛЬТЕТ ЕЛЕКТРОНІКИ
КАФЕДРА АКУСТИЧНИХ ТА МУЛЬТИМЕДІЙНИХ ЕЛЕКТРОННИХ СИСТЕМ

«До захисту допущено»



(підпис)

Завідувач кафедри
_____ С. А. Найда

« 14 » 06 _2023_ р.

Дипломна робота
на здобуття ступеня бакалавра
зі спеціальності 171 – «Електроніка»
(код і назва спеціальності)
на тему: Дослідження конструктивних особливостей циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів

Виконав: студент 4 курсу, групи ДГ-91

Цвілинюк Даніель Святославович

(прізвище, ім'я, по батькові)



(підпис)

Керівник:

доцент кафедри АМЕС, к.т.н., доц Дрозденко Олександр Іванович

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)



Рецензент:

доцент кафедри КЕОА, к.т.н., доц Лебедев Денис Юрійович

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)



(підпис)

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент Цвілинюк Д. С. _____



(підпис)

Київ – 2023

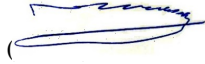
**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Електроніки
(повна назва)

Кафедра Акустичних та мультимедійних електронних систем
(повна назва)

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)
Спеціальність 171 «Електроніка»
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

 — С. А. Найда
« 30 » 05 2022р.

ЗАВДАННЯ
на дипломну роботу студенту
Цвілинюка Даніеля Святославовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження конструктивних особливостей циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів
керівник роботи Дрозденко Олександр Іванович, к.т.н., доц., доцент кафедри АМЕС
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету № 2063-с від «30» 05 2023 р. ;

2. Термін подання студентом роботи 10.06.2023

3. Вихідні дані до роботи:

літературні джерела інформації для огляду побудови електроакустичних п'єзокерамічних перетворювачів, фізичних та параметричних параметри перетворювача, літературні джерела методів розрахункових існуючої проблеми, програмні середовища SolidWorks

4. Зміст роботи: аналітичний огляд, дослідження циліндричного п'єзокерамічного перетворювача аналітичними методами, дослідження впливу додаткових елементів конструкції на параметрів циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів.

5. Перелік графічного матеріалу: презентація в PowerPoint

8. Дата видачі завдання 08.04.2023 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів дипломної роботи	Примітка
1.	Огляд літератури що стосується стержневих перетворювачів і їх перегріву	17.04 — 07.05	Виконано
2.	Формування змісту дипломної роботи	17.04 — 23.04	Виконано
3.	Робота в програмному середовищі SolidWorks для моделювання перетворювача	17.04 — 23.04	Виконано
4.	Проведення первинних розрахунків для циліндричного перетворювача	17.04 — 23.04	Виконано
5.	Набуття навичок роботи в програмному середовищі SolidWorks Simulation для симуляції фізичних процесів перетворювача	17.04 — 23.04	Виконано
6.	Написання коду MATLAB для розрахунку основних параметрів та електромеханічної схеми циліндричного перетворювача	24.04 – 30.04	Виконано
7.	Створення тривимірної моделі циліндричного перетворювача силової конструкції	24.04 – 30.04	Виконано
8.	Проведення моделювання нагрівання циліндричного перетворювача в стаціонарному та перехідному режимах.	01.05 – 07.05	Виконано
9.	Проведення моделювання для виявлення резонансних частот циліндричного перетворювача.	08.05 – 14.05	Виконано
10.	Проведення моделювання для дослідження дії гідростатичного тиску на глибині 10 та 100 метрів.	15.05 – 21.05	Виконано

Студент


(підпис)

Цвілінюк Д. С.

Керівник роботи


(підпис)

Дрозденко О. І.

РЕФЕРАТ

Цвілинюк Д. С. Дослідження конструктивних особливостей циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів: дипломна робота бакалавра: 171 Електроніка. – Київ, 2023. – 66 с.

В дипломній роботі продемонстровано опис п'єзокерамічних циліндричних перетворювачів в різних сферах та галузях, їх застосування, принципи роботи. Представлений ряд їх переваг, таких як компактність, висока енергоефективність, та великий діапазон робочих частот. Описано, як для досягнення оптимальної ефективності та надійності їх роботи необхідно ретельно досліджувати їх конструктивні особливості.

Проведено дослідження для циліндричного п'єзокерамічного перетворювача силового типу та отримано результати, які демонструють вплив додаткових елементів конструкції на параметри перетворювачів, а саме: резонансні частоти, вплив елементів конструкції на механічну міцність та теплові поле ПЕП при роботі у воді на глибині 10 та 100 метрів. Результати показують переваги та недоліки аналітичного та комп'ютерного методів та дають можливість вносити корективи на етапі конструювання для запобігання негативних температурних та механічних наслідків для перетворювача.

ABSTRACT

Tsvilyniuk D. S. Investigation of the Structural Features of Cylindrical Piezoceramic Transducers: Bachelor's Thesis: 171 Electronics. – Kyiv, 2023 – 67 p.

This bachelor's thesis presents an overview of piezoceramic cylindrical transducers in various fields and industries, their applications, and working principles. A range of advantages is highlighted, such as compactness, high energy efficiency, and a wide operating frequency range. It is described how careful investigation of their structural features is necessary to achieve optimal efficiency and reliability.

A study is conducted on a cylindrical power-type piezoceramic transducer, and the results demonstrate the impact of additional structural elements on the transducer parameters, including resonant frequencies, the influence of structural elements on mechanical strength, and the thermal field of the transducer when operating at depths of 10 and 100 meters underwater. The results reveal the advantages and disadvantages of analytical and computer methods, providing insights for design adjustments to prevent negative temperature and mechanical effects on the transducer during the construction phase.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД	9
1.1 Конструкції циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів, їх переваги і недоліки	9
1.2 Додаткові елементи конструкцій циліндричних ПЕП	13
1.3 Експлуатаційні навантаження, що діють на перетворювачі, та їх небезпека	15
1.3.1. Механічні навантаження	16
1.3.2. Теплові навантаження	17
1.4 Вплив додаткових елементів конструкції на параметри перетворювачів	21
Висновки до розділу 1	23
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ЦИЛІНДРИЧНОГО П'ЄЗОКЕРАМІЧНОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА АНАЛІТИЧНИМИ МЕТОДАМИ	26
2.1 Відомі методи оцінки експлуатаційних навантажень	26
2.1.1. Методи оцінки механічних навантажень	26
2.1.2. Методи оцінки теплового режиму конструкцій	27
2.2 Перетворювач для дослідження (опис конструкції)	28
2.3 Розрахунок параметрів циліндричного перетворювача.	30
Висновки до розділу 2	36
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОДАТКОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ НА ПАРАМЕТРІВ ЦИЛІНДРИЧНИХ П'ЄЗОКЕРАМІЧНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ..	37
3.1 Опис програмного середовища SolidWorks	37
3.1.1. Частотний аналіз перетворювача в програмі SolidWorks	43
3.1.2. Експериментальне дослідження частотної характеристики досліджуваного перетворювача	45
3.2. Вплив елементів конструкції на механічну міцність перетворювача	50
3.3. Вплив елементів конструкції на теплове поле перетворювача	53
Висновки до розділу 3	59
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ	60
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	62
ДОДАТКИ	64
Додаток А	64
Додаток Б	65

ВСТУП

П'єзокерамічні перетворювачі є невід'ємною частиною сучасних систем актуаторів та сенсорів, забезпечуючи перетворення електричної енергії в механічні коливання та навпаки. Вони знаходять широке застосування в різних галузях, включаючи медицину, гідроакустику, промисловість та багато інших.

Циліндричні п'єзокерамічні перетворювачі, які є об'єктом дослідження даної роботи, відрізняються своєю конструкцією та мають важливе значення для розвитку нових технологій. Вони мають ряд переваг, таких як компактність, висока енергоефективність та великий діапазон робочих частот. Однак, для досягнення оптимальної ефективності та надійності їх роботи необхідно ретельно досліджувати їх конструктивні особливості.

Метою цієї дипломної роботи є дослідження конструктивних особливостей циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів та вивчення впливу додаткових елементів конструкції на їх функціональні характеристики. Основним завданням є аналіз фізичних принципів роботи цих перетворювачів, опис їх конструкцій та визначення впливу експлуатаційних навантажень, таких як механічні та теплові, на їх роботу.

У розділі 1 проведено аналітичний огляд, в якому розглянуто різні конструкції циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів, їх переваги та недоліки. Також досліджено вплив додаткових елементів конструкції на параметри перетворювачів.

У розділі 2 описано методи дослідження конструктивних особливостей циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів за допомогою аналітичних методів. Проведено опис конструкції перетворювача для досліджень та проведено розрахунок параметрів циліндричного перетворювача.

У розділі 3 проведено дослідження впливу додаткових елементів конструкції на параметри циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів. Розглянуто дослідження частотних властивостей перетворювача та вплив елементів конструкції на механічну міцність та теплове поле перетворювача.

В результаті проведених досліджень отримано глибоке розуміння конструктивних особливостей циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів та їх впливу на функціональні характеристики. Отримані результати можуть бути використані для подальшого розвитку та вдосконалення п'єзокерамічних перетворювачів у різних сферах застосування.

Загальна структура дипломної роботи складається з трьох розділів, які включають аналітичний огляд, дослідження конструкції циліндричного п'єзокерамічного перетворювача силового типу за допомогою аналітичних методів, експериментального та дослідження впливу додаткових елементів конструкції на механічну та теплову міцність.

У підсумку, робота спрямована розширити знання про конструктивні особливості циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів та їх вплив на їх функціональні характеристики. Результати цього дослідження можуть мати практичне значення для подальшого вдосконалення та оптимізації цих перетворювачів у різних сферах застосування.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД

1.1 Конструкції циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів, їх переваги і недоліки

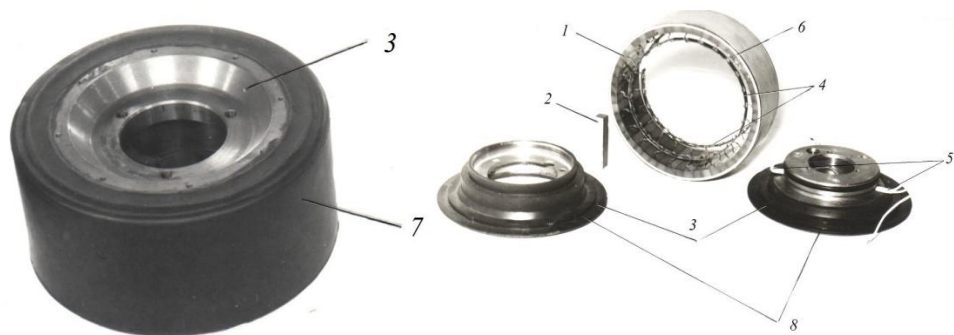
Циліндричні п'єзокерамічні перетворювачі є одними з найпоширеніших типів перетворювачів, що використовуються в різних галузях, таких як медицина, промисловість, автомобільна техніка та широке застосування вони знайшли в гідроакустичній антенній практиці. Вони мають циліндричну форму і складаються з п'єзокерамічного матеріалу, який генерує механічні коливання під впливом електричного поля.

Другою перевагою є відносна простота конструкції і виробництва циліндричних перетворювачів. При заміні суцільного п'єзокерамічного кільця на сегментоване, поляризація змінюється з радіальної на кругову. Крім того, обмеження на робочу глибину, викликане одностороннім гідростатичним тиском в циліндричних перетворювачах, можна подолати шляхом герметизації п'єзокерамічної оболонки перетворювача і заповнення її внутрішнього об'єму зовнішнім робочим середовищем. Такий комплексний підхід усуває вищезгадане обмеження.

Циліндричні перетворювачі мають деякі недоліки. По-перше, їхня резонансна частота прив'язана до середнього радіуса кола, тому важко контролювати розміри хвиль сучасними методами. По-друге, ці перетворювачі випромінюють або приймають звук однаково в усіх напрямках навколо своєї поздовжньої осі, якщо тільки вони не збуджені симетрично. Щоб досягти односпрямованої спрямованості, до конструкції потрібно додати акустичні екрани. Найпоширеніший спосіб - нанести їх на зовнішню поверхню перетворювача у вигляді відкритого кільцевого шару кінцевої товщини. Екрани повинні бути виготовлені з акустично м'яких матеріалів для найкращого екранування.

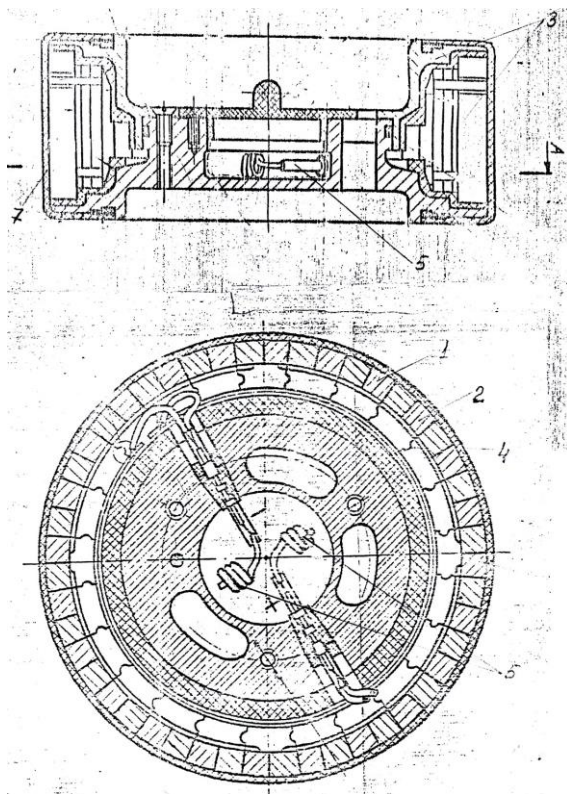
Загальний вигляд (а) типового одиночного циліндричного перетворювача – випромінювача силової конструкції, його основних складових частин (б) та його

складальне креслення (в) представлені на рис. 1.1, де 1 – активний елемент у вигляді сегментованого кільця; 2 – п'єзокерамічний сегмент (призма); 3 – фланці кріплення; 4 – шина електричного з'єднання відповідних поляризованих сторін п'єзокерамічних призм; 5 – електричні виводи; 6 – бандаж армування; 7 – шар гуми герметизації; 8 – шар гуми кріплення активного елемента [1].



а)

б)



в)

Рис. 1.1 Перетворювач силового типу [1]

На рис. 1.2 послідовно представлені конструкції цього перетворювача на різних етапах його виготовлення – кільце, склеєне з п'єзокерамічних призм (*а*); заармоване кільце з завершеним електричним монтажем (*б*); загерметизоване кільце – завершений одиночний перетворювач (*в*).

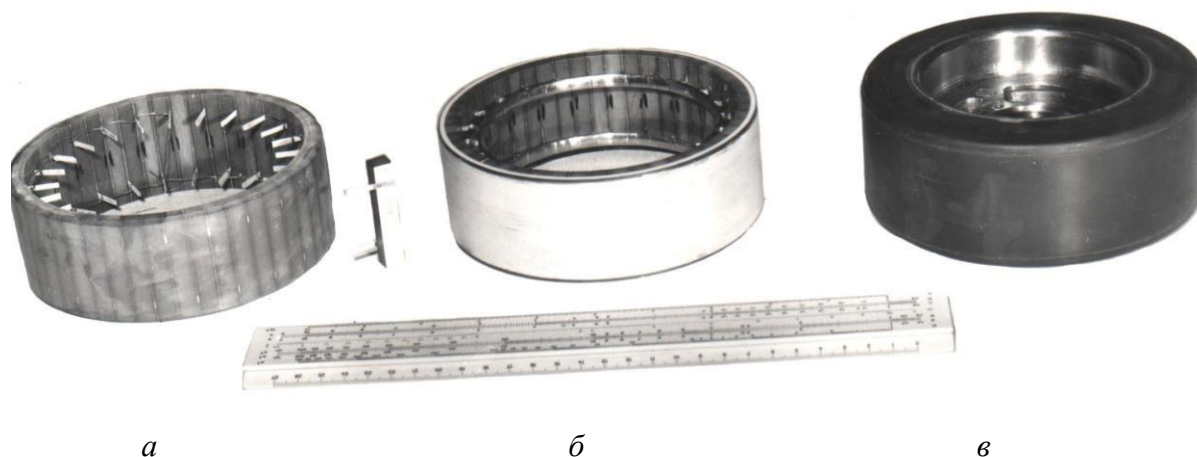


Рис. 1.2. Циліндричний перетворювач на етапах виготовлення [1]

Конструювання перетворювача починається з розробки його активного елемента. Для циліндричних випромінювачів активний елемент звичайно має вигляд сегментованого (секційного) кругового кільця, яке склеюється із парної кількості п'єзокерамічних призм (рис. 1.1, *б*, *в* і рис 1.2, *а*). Така конструкція кільця дозволяє збільшити ефективність перетворювача за рахунок використання п'єзомодуля d_{33} та зменшити величину електричної робочої напруги перетворювача.

Для забезпечення електричного живлення призм на їх бокових поверхнях (рис. 1.2, *а*) в спеціальних пазах розміщуються пластини з тонкого м'якого металу. Наступним етапом конструювання активного елемента є розробка вузлів армування (рис. 1.2, *б* та рис. 1.3) та електричного монтажу (рис. 1.2, *б*, та рис. 1.3, *а*, *б*).

Армування активного елемента дозволяє забезпечити його механічну міцність. Воно може виконуватись одним із двох відомих способів – бандажем з дроту або склонитки, які намотуються на підготовлене п'єзокерамічне кільце з необхідним натягом, або суцільним металевим бандажем, який одягається на підготовлене кільце з натягом через попередньо розтягнутий шар гуми.



Рис. 1.3 Етапи конструювання перетворювача [1]

На рис. 1.3 представлені послідовно конструкції активного елемента на різних етапах виконання операції армування бандажем з дроту: п'єзокерамічне кільце з електричним монтажем, зовнішні поверхні якого шліфовані і всі поверхні для забезпечення електроізоляції вкриті кількома шарами електроізоляційного лаку (*а*); те ж кільце, обклеєне з метою забезпечення електроізоляції виходів електродів призм на зовнішню поверхню кільця про шарком із гетинаксу (*б*); те ж кільце з намотаним на нього бандажем з дроту (*в*); кільце з бандажем з дроту, залите епоксидною масою ДМ5-65 (*г*).

1.2 Додаткові елементи конструкцій циліндричних ПЕП

Значну роль в забезпеченні тривалої роботи випромінювача відіграє спосіб виконання електричного монтажу. Особливість його полягає в тому, що він зв'язує між собою рухливі елементи кільця при доволі значних величинах електричної напруги, яка підводиться до цих елементів. Тому поява навіть незначних механічних ушкоджень електричного монтажу, наприклад, у вигляді тріщин, може привести до катастрофічного руйнування монтажу внаслідок виникнення електричної дуги. Для того, щоб уникнути цих явищ, електричний монтаж повинен бути пружним, а його резонансна частота повинна бути винесеною за робочий діапазон частот перетворювача.

В силовій конструкції перетворювача електричний монтаж розміщується у внутрішній порожнині перетворювача і може виконуватись у вигляді відрізків проводів або металевої шини. На рис. 1.4 представлені варіанти конструкцій активних елементів з проводним електричним монтажем (*а*) та електричним монтажем у вигляді металевої шини (*б*). Остання відноситься до більш гнучких і має технічні можливості коригування власної резонансної частоти шляхом збільшення маси за рахунок напаявання на шину олова.

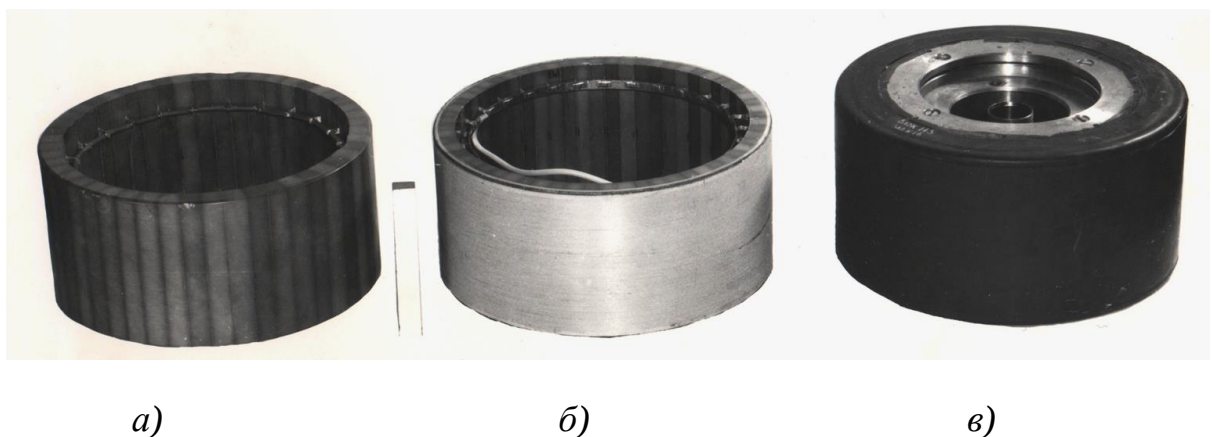


Рис. 1.4. Варіанти конструкцій циліндричного перетворювача [1]

Герметизація випромінювача силової конструкції здійснюється складним чином. Зовнішня випромінююча поверхня герметизується шаром гуми у вигляді чохла, який приклеюється до армуючого бандажу так, щоб виключити можливість появи між чохлом та бандажем будь-яких повітряних бульбашок [2]. Внутрішній об'єм перетворювача герметизується за допомогою фланців кріплення. Внутрішня їх поверхня обклеюється або обвулканізовується шаром гуми. По краю зовнішньої поверхні приклеюється чохол. Для створення єдиної конструкції, фланці з'єднуються між собою гвинтами. В якості екрануючого матеріалу у внутрішній порожнині випромінювача силової конструкції використовується повітря або електроізоляційний газ. В деяких випадках герметизацію перетворювачів силової конструкції здійснюють металом. З'єднання перетворювача з несучою конструкцією здійснюється за допомогою фланців. Для кріплення до перетворювача зовнішнього акустичного екрана використовується спеціальна конструкція. Конструкції циліндричних випромінювачів, які використовують пульсуючі, осцилюючі та згинні форми коливань, в основному однакові і відрізняються лише способом електричного з'єднання елементів із п'єзокераміки. Також, слід зауважити, що під дією гідростатичного тиску значення параметрів циліндричних перетворювачів силової конструкції суттєво змінюються [3].

1.3 Експлуатаційні навантаження, що діють на перетворювачі, та їх небезпека

Вивчення експлуатаційних навантажень, що діють на циліндричні п'єзокерамічні перетворювачі, дозволяє розробляти більш надійні та ефективні конструкції, визначати оптимальні параметри матеріалів та умови експлуатації. Такий аналіз допомагає покращити якість та тривалість служби перетворювачів, що має велике значення для їх застосування в різних областях. Умовами експлуатації будемо називати сукупність факторів, що діють на виріб при експлуатації. До умов експлуатації звичайно відносять: кліматичні умови; механічні дії, ударно-вібраційні навантаження, статичний тиск, зокрема гідростатичний; дії іонізуючих випромінювань; навантаження, яких створюється режимом випромінювання.

Основні ризики та небезпеки, пов'язані з експлуатаційними навантаженнями:

- Механічне навантаження: п'єзоелектричні керамічні перетворювачі можуть зазнавати напружень, що перевищують їхню механічну міцність, під час дії механічних сил, таких як удар, вібрація або деформація. Внаслідок цього датчики можуть бути пошкоджені або зруйновані [4].
- Електричні навантаження: під час роботи перетворювача може виникнути надмірна електрична напруга або струм. Це може призвести до перегрівання, деградації п'єзоелектричного матеріалу або навіть електричного пробоя. Внаслідок цього датчики можуть бути пошкоджені або вийти з ладу [5, 6].
- Теплові навантаження: під час роботи п'єзоелектричні керамічні перетворювачі можуть виробляти значну кількість тепла. Якщо це тепло не відводиться ефективно, може статися перегрів, що змінить властивості матеріалу і, можливо, призведе до пошкодження [7].

- Кавітаційні навантаження: У рідині навколо перетворювачів утворюються бульбашки газу або пари, які потім лопаються, спричиняючи кавітацію. Кавітація може спричинити високі механічні та акустичні навантаження, які можуть пошкодити п'єзокерамічний матеріал [8].

У деяких ситуаціях експлуатації на опір п'єзокерамічного матеріалу або його контактних елементів може впливати корозія та хімічний стрес. Це може призвести до пошкодження або виходу перетворювача з ладу.

Рекомендується, щоб п'єзокерамічні перетворювачі були належним чином спроектовані та виготовлені відповідно до умов експлуатації та потенційних навантажень, щоб уникнути цих ризиків. Щоб гарантувати надійну та безпечну роботу датчиків, важливо також використовувати захисні кожухи, системи охолодження та інші запобіжні заходи.

1.3.1. Механічні навантаження

Електроакустична апаратура в залежності від призначення і місця встановлення зазнає різні механічні дії. Частота вібрації може досягати 10 - 30 Гц, максимальна амплітуда дії - 1мм; прискорення при ударах 15 - 200 м/с².

Ударно-вібраційні навантаження приводять до передчасного зносу елементів апаратури, виникненню в них явищ втомлення і до часткового чи повного руйнування. Наприклад, при дії ударно-вібраційних навантажень на акустичні антени можуть з'явитися обриви в проводах і кабелях або повне руйнування п'єзоелементів, коротке замикання в монтажі, потрапляння вологи в середину корпусу, пробій ізоляції, корозія корпусу, втрата поляризації, розмагнічування і т.п.

Для захисту електроакустичних антен і перетворювачів від можливого псування та дії потоків середовищ використовують стаціонарні або з'ємні обтічники [9]. При конструюванні обтічника у випадку його роботи в

рідинному середовищі до нього пред'являють жорсткі та суперечливі вимоги по механічній міцності та звукопрозорості. Оболонки обтічників виготовляють із корозійно-стійких матеріалів, наприклад, нержавіючої сталі, титану, сплавів АМг, пластмас.

Для захисту апаратури від вібраційно-ударних навантажень використовують різні типи амортизаторів. Вони повинні мати достатню податливість і значну властивість внутрішнього демпфування. В якості пружних елементів в амортизаторах слугує гума та пружинна сталь.

Високий статичний тиск, особливо при роботі електроакустичної апаратури в рідині, може стати причиною механічного руйнування елементів конструкцій і проникнення рідин у їх внутрішню порожнину. З метою захисту апаратури або її елементів від дії зовнішнього тиску використовується пристрої компенсації тиску.

1.3.2. Теплові навантаження

Під час роботи перетворювача відбуваються експлуатаційні навантаження – теплові навантаження. Вони є найбільш небезпечними. Границею деструктивного механічного навантаження на п'єзокераміку є $\sigma_{\text{мех}}$, а теплового навантаження $T_{\text{Кюри}}$.

Механічні, електричні і теплові навантаження обмежують вихідну потужність перетворювачів. У перетворювачах з низькою механічною добротністю максимальні напруженості електричного поля є обмежуючим фактором, тоді як у високودобротних перетворювачах обмеження визначають механічні напруження. При великому робочому циклі (понад 20%) або безперервній роботі, головним обмеженням є теплові навантаження. Навіть при подоланні теплових навантажень за допомогою додаткових систем охолодження, що, в принципі, дозволяють передавати більшу потужність, збільшення електричних і механічних напружень також призводить до пошкодження п'єзокераміки.

Температурні механічні напруження - це вид механічного впливу, що виникає в будь-якому середовищі через нерівномірний розподіл температури.

У твердому стані температурні напруження виникають через обмеження можливості теплового розширення (або скорочення) від навколишніх частин тіла або від інших оточуючих його тіл. Температурні напруги можуть викликати руйнування деталей конструкції перетворювача [10, 11]. Якщо температура в тілі змінюється на величину T , то елемент довжиною ds буде мати довжину $(1 + \alpha T)ds$ це з умовою, при розширенні у окремих елементів обсягу не спостерігається перешкод, тобто немає температурних напруг. Величина α називається коефіцієнтом теплового розширення. Для однорідного і ізотропного тіла тензор деформації в декартових координатах приймає простий вигляд [12]:

$$\varepsilon_{ij} = \alpha T \delta_{ij}.$$

Однак частинки тіла зазвичай запобігають взаємні зміни об'єму. В результаті виникають температурні напруги σ_{ij} , що викликають додаткові подовження і зрушення за формулами класичної теорії пружності [12]:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2G} \left(\sigma_{ij} - \frac{\mu}{1+\mu} \sigma_{kk} \delta_{ij} \right) + \alpha T \delta_{ij},$$

де G – модуль зсуву, μ – коефіцієнт Пуассона.

Є ряд причин, через які виникає нагрів перетворювача [13]:

- тепловиділення, що виникає внаслідок внутрішніх механічних втрат в п'єзокераміці (втрати на тертя);
- діелектричне розсіювання (дисипація) в п'єзокераміці;
- демпфування (damping) в п'єзокераміці;
- нагрівання п'єзокераміки через протікання змінного електричного струму через неї;
- низька електрична провідність електродів. Збільшення кількості електродів в п'єзотрансформаторах знижує їх теплові властивості та

полегшує відведення тепла до зовнішнього середовища, що зменшує температуру;

- передача тепла від робочого інструменту та пасивної накладки;
- внаслідок нагрівання робочого середовища;
- клейове з'єднання.

Існує ще один фактор, який впливає на теплові навантаження – це безпечна робоча температура п'єзокераміки. Це половина від температури Кюрі. Безпечна температура залежить не тільки від типу п'єзокераміки, а ще й від напруження її. Якщо напруження стиску перевищить конкретну межу, це призведе до механічної деполяризації, що призведе до нагрівання перетворювача, бо механічні втрати кераміки різко зростуть.

Щоб повністю ладити з нагріваннями приладів, треба знати причини виникнення тепловиділення. Зміна способів з'єднання, зміна матеріалу електродів перетворювача, вибір п'єзокераміки дає можливість коригувати ці причини.

При підвищенні температури швидкість зміни цих параметрів різко зростає. Також не виключається можливість деполяризації активних елементів. Вона може виникати при проходженні температури нагріву перетворювача вище точки Кюрі (температури, при якій спостерігається максимальна діелектрична проникність). Тому робочі температури для п'єзокерамічних перетворювачів повинні бути на 30-40% нижче температури Кюрі. Наприклад, точка Кюрі для кераміки типу ЦТБС-3 становить 180°C, для ЦТС-19 - 290°C, для ТБ-1 - 110°C. Всі ці фактори тягнуть за собою зміни теплового режиму. Тобто він призводить до виведення робочих частот із зазначеної в конструкції смуги і, як наслідок, перетворювач не виконує покладені на нього експлуатаційні вимоги. Ще одним негативним наслідком є руйнування гідроізоляційних матеріалів. Електроустановка, наприклад, відіграє значну роль у забезпеченні

тривалої роботи випромінювача. Його особливість полягає в тому, що він з'єднує рухомі елементи кільця між собою при досить великих значеннях електричної напруги. Тому поява навіть незначних пошкоджень електроустановки призводить до катастрофічного руйнування перетворювача, через появу електричної дуги.

При емісії великих потужностей можливе нагрівання перетворювача. Якщо елементи конструкції тісно закріплені, то є ймовірність виникнення температурно-механічних напружень σ_T , які пропорційні температурі розігріву перетворювача та спряжених елементів конструкцій перетворювача, а точніше їх різниці значень коефіцієнтів лінійного розширення

При випромінюванні великих потужностей, перетворювач може нагріватися. Якщо елементи конструкції перетворювача тісно закріплені один з одним, це може спричиняти температурно-механічні напруження σ_T . Ці напруження пропорційні температурі розігріву перетворювача і різниці коефіцієнтів лінійного розширення спряжених елементів конструкції перетворювача.

$$\sigma_T = (\alpha_1 - \alpha_2)\Delta T E_{Ю},$$

де α_1, α_2 — коефіцієнти лінійного розширення, ΔT — різниці температур спряжених елементів перетворювача, $E_{Ю}$ — модуль Юнга матеріалу.

Для опису протікання теплового процесу в будь-якій точці стаціонарного твердого ізотропного тіла при заданих початкових та граничних умовах використовується диференціальне рівняння Фур'є [14]:

$$\lambda_T \nabla^2 T + q_V = c_T \rho \frac{\partial T}{\partial t},$$

де λ_T — коефіцієнт теплопровідності матеріалу, ∇^2 — оператор Лапласа, q_V — питома (об'ємна) теплова потужність, c_T — питома теплоємність, ρ — густина матеріалу, t — час.

Права частина рівняння дорівнює нулю, якщо це випадок стаціонарного температурного поля:

$$\lambda_T \nabla^2 T + q_V = 0.$$

1.4 Вплив додаткових елементів конструкції на параметри перетворювачів

Впровадження додаткових елементів конструкції дозволяє знизити термічно-механічні навантаження, що діють на перетворювач. Це досягається, наприклад, введенням проміжних деталей (розв'язок), які є сусідами з п'єзокерамікою і забезпечують плавну зміну температурного коефіцієнта лінійного розширення на межі розділу п'єзокераміка-метал. Такі розв'язки можуть бути виконані з титанових сплавів або у вигляді тих же п'єзоелементів з яких набирається активний елемент електроакустичного пристрою, але деполяризовані. Також зниження теплових механічних напружень в стрижневих електроакустичних пристроях може здійснюватися шляхом виконання термокомпенсуючих ізоляцій у вигляді дискових пружин, що дозволило зробити арматурні напруги електроакустичних пристроїв незалежними від температури нагріву їх активних елементів.

Підбір будівельних матеріалів. Конструктивними елементами електроакустичних перетворювачів, які часто виходять з ладу через теплові навантаження, є активні елементи з п'єзокераміки. Довговічність і надійність ЕАП-конструкцій залежить від її фізико-механічних характеристик, здатності витримувати навантаження різної природи. Тому в променевих пристроях рекомендується використовувати в якості активного елемента п'єзокераміку, що володіє високою механічною міцністю, підвищеною стабільністю параметрів в умовах нагріву, високою температурою Кюрі. Також слабкими місцями конструкцій є елементи з

полімерних матеріалів (елементи армування, герметизації, електроізоляції і т. Д.). Ці елементи також повинні бути виготовлені з відповідних матеріалів.

Розглянемо зв'язок між деякими параметрами електроакустичних пристроїв та параметрами матеріалів та розмірів деталей, що використовуються у їх конструкціях. Загалом, будь-який електроакустичний пристрій має наступну конструкцію: електроізований, механічно зміцнений та герметизований активний елемент, який відповідає за корисне перетворення енергії; елемент кріплення, що забезпечує необхідну форму коливань активного елемента при його закріпленні в пристрої; зовнішні та внутрішні елементи, що забезпечують екранування відповідних поверхонь активного елемента. На рис. 1.5 зображені вказані елементи в конструкціях екранованих циліндричних приладів силового (а) і компенсованого (б) типів, стержньового приладу розвантаженої конструкції (в) і пластинчастого приладу (г) силової конструкції, де 1 – активний елемент; 2 – кріплення; 3 – внутрішній екран; 4 – зовнішній екран.

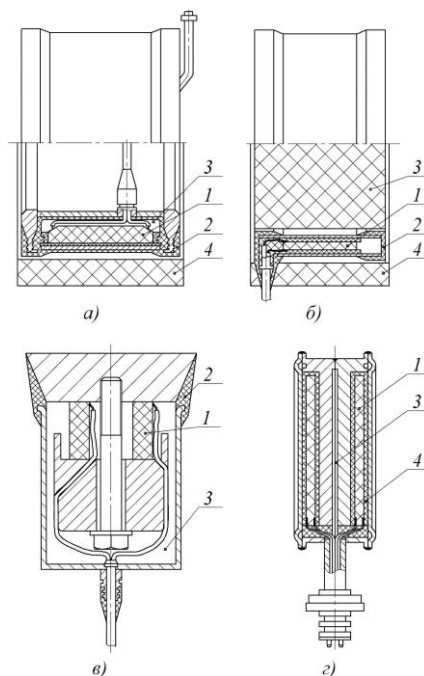


Рис. 1.5. Типові види перетворювачів [1]

Як відомо, розміри конструкцій коливальних систем електроакустичних приладів D_n і H_n в загальному випадку вибираються,

виходячи із умов формування характеристик направленості приладів і забезпечення необхідного значення резонансної частоти. Для циліндричних та сферичних оболонок, які використовують нульову ($i = 0$) і першу ($i = 1$) моди коливань, діаметри конструкцій коливальних систем зв'язані з резонансними частотами співвідношенням [1]:

$$D_n = \frac{c_3}{\omega_p} A_i + d_s$$

де c_3 – швидкість звуку в активному елементі; A_i – коефіцієнт, який становить $A_i = 2$ при $i = 0$ і $A_i = 2\sqrt{2}$ при $i = 1$; d_s – розмір, що визначається товщиною оболонки.

Проаналізуємо вплив елементів конструкцій на параметри електроакустичних приладів, використовуючи як приклад круговий циліндричний перетворювач силової конструкції з жорстким підбандажним шаром. Цей шар допомагає забезпечити однакові коливальні швидкості між п'єзокерамічною частиною та випромінюючою поверхнею приладу [12].

Оскільки механічні гнучкості п'єзокерамічної частини активного елемента $C_{ел}^E$, підбандажного шару $c_{пб}$, бандажу $c_б$ та кріплення активного елемента $c_{кр}$ паралельно з'єднані, сумарна гнучкість армованого та закріпленого активного елемента [1]:

$$c_{екв} = \frac{w_0^2}{2P_n} = \frac{w_0^2}{2(P_{n.акт} + P_{n.пб} + P_{n.б} + P_{n.кр})},$$

де $P_{n.акт} + P_{n.пб} + P_{n.б} + P_{n.кр}$ – потенціальні енергії активного елемента, неармованого і незакріпленого активного елемента, підбандажного шару, бандажу та кріплення активного елемента до корпусу приладу.

Висновки до розділу 1

В процесі експлуатації електроакустична апаратура в залежності від типу середовища, в якому використовуються акустичні технології, повинна витримувати дію ряду експлуатаційних навантажень і факторів, обумовлених цим середовищем.

Коли перетворювач випромінює звук, вони нагріваються від енергії, який виділяє. Велика частина проектування цих перетворювачів полягає в тому, щоб з'ясувати, наскільки вони нагріваються. Якщо ми знаємо, наскільки вони нагріваються і як довго, ми можемо здогадатися, які проблеми може спричинити тепло. Щоб електроакустичні перетворювачі ефективно працювали протягом тривалого часу, ми повинні переконатися, що вони можуть впоратися з зовнішніми подразниками. Найгіршою подразником є перегрівання, оскільки вона може призвести до того, що перетворювач перестане працювати належним чином або повністю зламається.

Перетворювачі також можуть вимагати застосування акустичних екранів для досягнення спрямованості випромінювання. Додаткові елементи конструкції цих перетворювачів включають електричний монтаж, герметизацію та з'єднання з несучою конструкцією. Важливо забезпечити пружність електричного монтажу та надійну герметизацію для уникнення пошкоджень та руйнування.

Експлуатаційні навантаження, що діють на ці перетворювачі, включають механічні, теплові та інші навантаження. Теплові навантаження є особливо небезпечними. Розуміння цих навантажень допомагає розробляти більш надійні конструкції та встановлювати оптимальні параметри матеріалів та умови експлуатації.

Загальне обмеження для перетворювачів полягає в максимальних механічних напруженнях або межі теплового навантаження. Великий робочий цикл або безперервна робота можуть призводити до обмежень теплових навантажень.

Оптимізація конструкції циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів та вдосконалення їх матеріалів дозволяють досягти кращої продуктивності, надійності та довговічності. Дослідження у галузі п'єзокераміки та матеріалознавства сприяють розвитку нових матеріалів з

покращеними характеристиками, що відкривають нові можливості для цих перетворювачів.

Як було зазначено раніше, у реальних конструкціях електроакустичних приладів активні елементи проходять операції електроізолювання, армування та герметизації під час їх виготовлення. Внаслідок гнучкості, маси та механічних втрат елементів армування, кріплення, електроізоляції та герметизації, параметри механічної сторони електроакустичного приладу відрізняються від параметрів активного елемента. Зрозуміло, що, оскільки кожна реальна конструкція електроакустичного приладу є унікальною, розрахункові методи, які враховують цю особливість, відрізняються для кожної конструкції. Але в той же час, наявність обов'язкових елементів, таких як активні елементи, елементи кріплення, герметизації, армування та електроізоляції, робить ці розрахункові методи, а особливо підходи до їх розробки, до певної міри уніфікованими. Це можна продемонструвати на прикладі процедур розробки розрахункових методів для кількох поширених конструкцій електроакустичних приладів.

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ЦИЛІНДРИЧНОГО П'ЄЗОКЕРАМІЧНОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА АНАЛІТИЧНИМИ МЕТОДАМИ

2.1 Відомі методи оцінки експлуатаційних навантажень

Тут розглядаються відомі методи оцінки експлуатаційних навантажень для циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів. Описані методи допомагають визначити механічні та теплові навантаження, які впливають на роботу перетворювачів.

2.1.1. Методи оцінки механічних навантажень

У цьому підпункті проводиться огляд різних методів оцінки механічних навантажень, що діють на циліндричні п'єзокерамічні перетворювачі. Зокрема, вивчаються методи числового моделювання, які базуються на скінченно-елементному аналізі. Ці методи дозволяють розраховувати напружено-деформований стан перетворювача при різних механічних навантаженнях, таких як статичні навантаження, вібрації, удари тощо. Крім того, розглядаються експериментальні методи, які дозволяють виміряти механічні параметри перетворювача, наприклад, напруження, деформацію, резонансні частоти.

Для оцінки цих навантажень і їх впливу на перетворювачі застосовуються різні методи, які можна класифікувати на числові моделі та експериментальні методи.

1. Числові моделі:

- Скінченно-елементний аналіз (Finite Element Analysis, FEA): Цей метод базується на розбитті конструкції на скінченну кількість елементів, після чого розраховуються напруження, деформація та інші механічні параметри кожного елемента. Шляхом збільшення кількості елементів та урахування граничних умов можна отримати докладне розрахування

напружено-деформованого стану перетворювача при різних механічних навантаженнях.

- Аналітичні моделі: Деякі спрощені аналітичні моделі можуть бути використані для оцінки механічних навантажень. Наприклад, для статичних навантажень можуть бути використані рівняння розподілу напружень у циліндричних конструкціях, які дозволяють приблизно визначити напруження в перетворювачі

2. Експериментальні методи:

- Ці методи полягають у вимірюванні реальних деформацій і напружень на перетворювачі. Деформаційні датчики, такі як напружено-деформаційні датчики (strain gauges), можуть бути використані для безпосереднього вимірювання деформацій у різних ділянках перетворювача. Крім того, такі методи, як тензометрія та метод акустичного зондування, також можуть використовуватися для вимірювання механічних навантажень на перетворювачі.

Методи оцінки механічних навантажень дозволяють отримати важливу інформацію про взаємодію перетворювачів з навколишнім середовищем та допомагають вдосконалити конструкцію циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів для забезпечення їх надійності та ефективності.

2.1.2. Методи оцінки теплового режиму конструкцій

Розглядаються методи оцінки теплового режиму конструкцій циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів. Оскільки під час роботи перетворювачів виникає втрата енергії у вигляді тепла, необхідно вивчати і контролювати теплові процеси, що відбуваються в структурі перетворювача.

Нижче наведені деякі методи оцінки теплового режиму конструкцій циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів:

1. Моделювання чисельними методами: Застосування чисельних методів, таких як метод скінченних елементів (Finite Element Method, FEM) або метод скінченних різниць (Finite Difference Method, FDM), дозволяє моделювати теплові процеси в перетворювачах. Ці методи дозволяють враховувати геометрію, матеріальні властивості та умови обміну теплом в структурі перетворювача.

2. Теплова візуалізація: Використання теплової візуалізації дозволяє спостерігати теплові розподіли в структурі перетворювача. Цей метод може використовувати термокамери, термографічні камери або інші засоби теплового зображення для вивчення розподілу температури на поверхні перетворювача.

3. Експериментальні методи: Вимірювання теплових параметрів, таких як температура, розподіл теплових потоків або тепловий опір, можуть бути проведені з використанням датчиків, термопар або інших приладів, які дозволяють здійснювати точні вимірювання.

4. Аналітичні методи: Розрахунки теплового режиму можуть бути здійснені на основі аналітичних рівнянь, які враховують теплові втрати, теплопровідність матеріалів та інші параметри. Ці методи дозволяють зрозуміти основні закономірності теплових процесів у перетворювачі.

Використовуючи ці методи оцінки теплового режиму конструкцій циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів, можна отримати інформацію про розподіл температури, виявити проблемні ділянки, дослідити ефективність системи охолодження та розробити стратегії для поліпшення теплових характеристик перетворювача.

2.2 Перетворювач для дослідження (опис конструкції)

Реальна конструкція ПЕП окрім п'єзокерамічного активного елемента містить ще ряд додаткових конструктивних елементів, які суттєво впливають на його електромеханічні параметри. Необхідно ще на етапі

конструювання мати інформацію про вплив додаткових елементів на характеристики ПЕП.

Габаритні розміри такі :

- Зовнішній діаметр: 154 мм.
- Висота: 59 мм.

На рис. 2.1 а) показано вид зверху та вид знизу на рис. 2.2. б) циліндричного перетворювача додатковими конструктивними елементами.



а)



б)

Рис. 2.1. Вид зверху та знизу

На рис. 2.2 а) показано вид зверху та вид збоку на рис. 2.2. б) циліндричного перетворювача без кріпильних фланців.



а)



б)

Рис. 2.1. Вид зверху та збоку без кріпильних фланців

Активний елемент – п'єзокерамічне кільце, утворене з 48 призм, зовнішнім діаметром 145 мм, (147 мм з урахуванням електроізоляції з гетинаксу товщиною 1 мм), внутрішнім діаметром 130 мм, висотою 50 мм. Ємність перетворювача - 37 нФ. На гетинакс зверху намотаний дріт діаметром 0,5 мм для армування, див. рис. 2.3.



Рис. 2.3. Стальний дріт намотаний на підбандажний шар перетворювача

2.3 Розрахунок параметрів циліндричного перетворювача.

Розраховуємо пульсуючий круговий циліндричний п'єзокерамічний перетворювач опираючись на відповідні формули [15, 16]. Виконаний у вигляді радіально трьохшарової порожнистої конструкції, не враховуючи кріпильні фланці. Креслення перетворювача зображено у Додатку А, лістинг розрахунку представлено в Додатку Б. Висота перетворювача $H = 50$ мм, зовнішній радіус 73.5 мм.

Перший внутрішній шар являє собою секційоване кільце товщиною $t_1 = 10$ мм і середнім радіусом $a_{cp1} = 68.8$ мм, що склеєне з $L = 48$ п'єзокерамічних електрично паралельно включених призм складу ЦТБС-3 (цирконат титонат барія), які у свою чергу, з'єднані послідовно.

Другий шар підбандажний – вироблено з пресматеріалу АГ-4С товщиною $t_2 = 1$ мм. Середній радіус $a_{cp2} = 73$ мм.

Третій шар товщиною $t_3 = 0.5$ мм – бандажний – створено із сталльної металевої струни. Середній радіус $a_{cp3} = 73.7$ мм.

1. Обчислимо еквівалентні електричні та механічні параметри багат шарового перетворювача.

1.1. Еквівалентна маса $m_{екв}$ кругового перетворювача складається із маси $m_{екв1}$ сегментованого п'єзокерамічного кільця, маси $m_{екв2}$ підбандажного шару, маси бандажу $m_{екв3}$.

• П'єзoeлектрична кераміка ЦТБС-3:

- густина $\rho_1 = 7200 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
- модуль пружності для поздовжнього п'єзоефекту $Y_K^E = 0,74 \cdot 10^{11}$ Па;
- п'єзо-модуль $d_{31} = 320 \cdot 10^{-12} \frac{\text{Кл}}{\text{Н}}$;
- коефіцієнт електромеханічного зв'язку $k_{33}^2 = 0.61$;
- відносна електрична проникність $\frac{\epsilon_{33}^T}{\epsilon_0} = 2300$;
- тангенс кута діелектричних втрат $tg\delta \leq 3.5\%$.

• Прес-матеріал АГ-4С:

- густина $\rho_2 = 1600 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$;
- модуль пружності $Y_{02} = 3,25 \cdot 10^{10}$ Па.

• Стальний дріт Ст.10:

- $\rho_3 = 7,8 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$;
- модуль пружності $Y_{03} = 2 \cdot 10^{11}$ Па.

Розрахуємо власну робочу частоту:

$$a_{cp} = 67 \cdot 10^{-3} [\text{м}];$$

$$f_{pi} = \frac{1}{2\pi \cdot a_{cp}} \cdot \sqrt{\frac{Y_K^E}{\rho_1}} = 7.421 [\text{кГц}].$$

1.1 Еквівалентні маси та гнучкість становлять:

1) П'єзокерамічного сегментованого кільця (для пульсуючої моди):

$$m_{\text{екв1}} = 2\pi a_{\text{ср1}} H t \rho_1 = 1.1 [\text{кг}];$$

$$C_{\text{екв1}} = \frac{a_{\text{ср1}}}{2\pi H t_1 Y_K^E} = 3.9 \cdot 10^{-10} \left[\frac{\text{М}}{\text{Н}} \right].$$

2) Підбандажного шару з пресматеріалу АГ-4С:

$$m_{\text{екв2}} = 2\pi a_{\text{ср2}} H t_2 \rho_2 = 0.036 [\text{кг}];$$

$$C_{\text{екв2}} = \frac{a_{\text{ср2}}}{2\pi H t_2 Y_{02}} = 7.1 \cdot 10^{-9} \left[\frac{\text{М}}{\text{Н}} \right].$$

3) Бандаж сталевий дріт

$$m_{\text{екв3}} = 2\pi a_{\text{ср3}} H t_3 \rho_3 = 0.09 [\text{кг}]$$

$$C_{\text{екв3}} = \frac{a_{\text{ср3}}}{2\pi H t_3 Y_{03}} = 2.2 \cdot 10^{-9} \left[\frac{\text{М}}{\text{Н}} \right],$$

Знайдемо еквівалентну сумарну масу перетворювача:

$$m_{\text{екв}} = \sum_{i=1}^3 m_{\text{екв}ij} = 1.2 [\text{кг}]$$

Знайдемо сумарну еквівалентну ємність:

$$C_{\text{екв}} = \frac{1}{\sum_{j=1}^3 \frac{1}{C_{\text{екв}oj}}} = 3.7 \cdot 10^{-10} \left[\frac{\text{С}^2}{\text{кг}} \right].$$

1.3 Коефіцієнт електромеханічної трансформації на пульсуючій моді коливань:

$$n = 2\pi H \frac{t_1}{\sigma} d_{31} Y_3^E = 5.5 \left[\frac{\text{КЛ}}{\text{М}} \right] = 5.5 \cdot 10^5 \left[\frac{(\text{кг} \cdot \text{м}^3)^{\frac{1}{2}}}{\text{с}} \right]$$

1.4 Електрична ємність перетворювача, яка загальмована на пульсуючій моді коливань:

$$C_0^S = C_0 = C^T (1 - \kappa_{\text{еф}}^2),$$

$$C_{\text{пе}}^T = 1.2 \cdot 10^{-10} [\Phi];$$

$$C^T = L C_{\text{пе}}^T = 5.8 \cdot 10^{-8} [\Phi];$$

$$\kappa_{\text{еф}}^2 = 0.9;$$

$$C_0 = C^T (1 - \kappa_{\text{еф}}^2) = 4.6 \cdot 10^{-9} [\Phi].$$

1.5 Розраховуємо опір електричних втрат:

$$R_{\text{BT}} = \frac{1}{2\pi f_p C_{\text{екв0}} t g \delta} = 1.3 \cdot 10^4 [\text{Ом}].$$

На резонансній частоті перетворювача в повітрі:

$$f_{\text{р-п}} = \frac{1}{2\pi \sqrt{C_{\text{екв0}} m_{\text{екв0}}}} = 7.2 [\text{кГц}].$$

1.6. Розраховуємо активну складову механічного опору:

$$r_{\text{мп}} = \frac{2\pi \cdot f_{\text{пов}} \cdot m_{\text{екв}}}{Q_a} = 2.9 \cdot 10^3 \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right];$$

$$r_{\text{вип}} = (\rho_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} \cdot S \cdot \alpha) = 3.2 \cdot 10^4 \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right];$$

$$r_m = r_{\text{мп}} + r_{\text{вип}} = 3.5 \cdot 10^4 \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right].$$

1.7 Розраховуємо реактивну складову механічного опору на резонансі:

$$X_p = \frac{1}{2\pi f_p C_{\text{екв}}} - 2\pi f_p (m_{\text{екв}} + m_{\text{сок}});$$

$$m_{\text{сок}} = \frac{(\rho c)_{\text{в}} S \beta}{2\pi f_p} = 0.13 [\text{кг}].$$

Реактивна складова механічного оперу на резонансній частоті дорівнює 0.

1.8 Розраховуємо резонансну частоту в робочому середовищі (воді):

$$f_{\text{в}} = \frac{1}{2\pi \sqrt{C_{\text{екв}} \cdot (m_{\text{екв}} + m_{\text{сок}})}} = 6.8 \cdot 10^3 [\text{кГц}].$$

2. Обчислимо вихідні параметри перетворювача:

2.1 . Механічна добротність в робочому середовищі:

$$Q_{\text{м}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f_0 \cdot (m_{\text{екв}} + m_{\text{сок}})}{r_{\text{м}}} = 1.7.$$

2.2 Вхідний електричний опір Z та провідність Y :

Активна R_0 складова вхідного опору на резонансній частоті f_0 в робочому середовищі:

$$R_0 = \frac{\frac{r_M}{n^2}}{1 + \frac{r_M}{R_{BT} n^2}} = 1.06 \cdot 10^3 [\text{Ом}]$$

Реактивна X_0 складова вхідного опору на резонансній частоті в робочому середовищі:

$$X_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f_0 \cdot C_0} = 492 [\text{Ом}]$$

На рис. 2.4 зображено розраховану електромеханічну схему

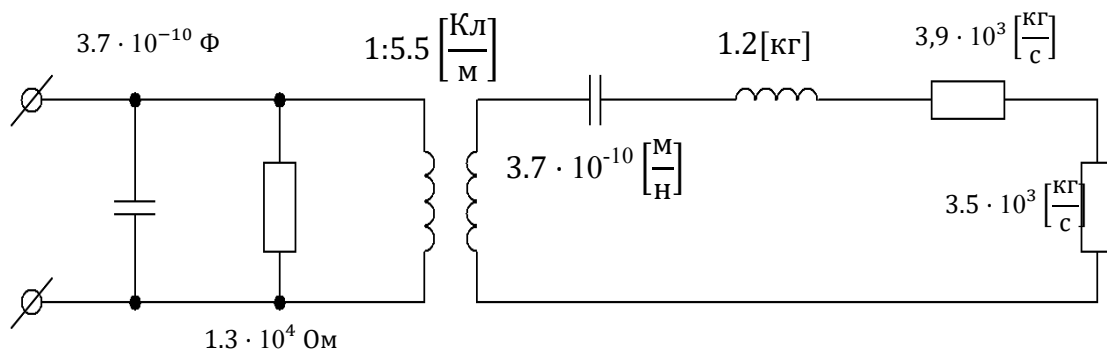


Рис. 2.4. Розрахована електромеханічна схема

2.3 Коефіцієнт корисної дії:

Акустикомеханічний к.к.д.:

$$\eta_{a/m} = \frac{r_{\text{вип}}}{r_M} = 0.91$$

Механоелектричний к.к.д. на частоті резонансу:

$$\eta_{m/e} = 0.92$$

Акустоелектричних к.к.д. знайдемо у вигляді добутку двох попередніх:

$$\eta_{a/e} = \eta_{a/m} \cdot \eta_{m/e} = 0.84.$$

2.4. Електрична напруга, яка подається до електроакустичного перетворювача для випромінювання в навколишнє середовище активної акустичної потужності $W_{\text{ак}}$ на резонансній частоті:

$$U = \sqrt{\frac{W_{\text{ак}} R_0}{\eta_{\text{а/е}}}} = 354 \text{ [В]}.$$

2.5. Питома акустична потужність:

$$W_{\text{вип}} = \frac{W_{\text{ак}}}{S_{\text{вип}}} = 4.3 \cdot 10^3 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right],$$

де $S_{\text{вип}} = \pi d_{\text{зов}} H = 0.0231 \text{ м}$ — площа випромінюючої поверхні.

2.6. Максимальні статичні напруження, які виникають в активному елементі:

$$T_{\text{дин}} = k_{\text{дин}} \sqrt{\frac{W_{\text{вип}}}{\alpha} \frac{(\rho c)_{\text{к}} \sqrt{2}}{(\rho c)_{\text{вода}}}} = 1.7 \cdot 10^6 \text{ [Па]}$$

2.7. Максимальні статичні напруження, які виникають в активному елементі силової конструкції при дії статичного тиску q :

$$T_{\text{ст}} = K_{\text{ст}} q = \frac{S_3}{S_2} q,$$

де $K_{\text{ст}}$ — коефіцієнт, що залежить від типу механічної системи перетворювача. Для циліндричного перетворювача: $K_{\text{ст}} = \frac{a_{\text{ср}}}{t_1} = 9.5$; $q = 1 \text{ атм} = 1.013 \cdot 10^5 \text{ Па}$

Тоді:

$$T_{\text{ст}} = 8.4332 \cdot 10^5 \text{ [Па]}$$

2.8. Звуковий тиск, який перетворювач розвиває в напрямку своєї поздовжньої осі:

$$p = \frac{1}{2r} \sqrt{\frac{1}{\pi} W_{\text{ак}} (\rho c)_{\text{води}} K_{\text{к}}} = \frac{1}{2r} \sqrt{\frac{1}{\pi} 100 \cdot 1.5 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \cdot 1} = \frac{3.45 \cdot 10^3}{r} \text{ [Па]};$$

2.9. Чутність в режимі випромінювання:

$$\alpha = \frac{p \cdot r}{U} = 9.7 \left[\frac{\text{Па} \cdot \text{м}}{\text{В}} \right].$$

2.10. Електричний струм, який споживає перетворювач в режимі випромінювання звуку потужністю $W_{\text{ак}} = 100$ на резонансній частоті :

$$\text{Активна складова: } I_K = \frac{U}{R_0} = \frac{354}{1.06 \cdot 10^3} = 0.33 \text{ [A];}$$

$$\text{Реактивна складова: } I_X = \frac{U}{X_0} = \frac{341.8816}{492} = 0.71 \text{ [A];}$$

$$\text{Сумарний струм: } I = \sqrt{I_K^2 + I_X^2} = \sqrt{0.33^2 + 0.71^2} = 0.79 \text{ [A].}$$

2.11. Косинус кута між електричним струмом I і напругою U на резонансній частоті:

$$\cos \varphi = \frac{|Z|}{R_0} = \frac{1}{\sqrt{(R_0/X_0)^2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1.6 \cdot 10^3}{492}\right)^2 + 1}} = 0.42$$

2.12. Коливальна швидкість v_0 та зміщення ξ_0 центру приведення на резонансній частоті у воді:

$$v_0 = \frac{U \cdot n}{r_m} = \frac{354 \cdot 5.57}{2.9 \cdot 10^3} = 0.05 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right];$$

$$\xi_0 = \frac{v_0}{2\pi f_0} = \frac{0.05}{2\pi \cdot 6.883 \cdot 10^3} = 1.2 \cdot 10^{-6} \text{ [м].}$$

Висновки до розділу 2

Для циліндричного перетворювача силового типу було розраховано основні параметри, електромеханічну схему й власну резонансу частоту на нульовій моді, значення динамічних та статичних напружень. Власна резонансна частота склала 7.421 кГц, у воді 6.8 кГц. Електрична напруга, яку необхідно підвести до електроакустичного перетворювача для випромінювання в навколишнє середовище активної акустичної потужності $W_{\text{ак}}$ на резонансній частоті визначено 354 В при випромінюючій потужності 100 Вт.

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОДАТКОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ НА ПАРАМЕТРІВ ЦИЛІНДРИЧНИХ П'ЄЗОКЕРАМІЧНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ

3.1 Опис програмного середовища SolidWorks

Структурна система SolidWorks побудована на основі модульного принципу, що дозволяє гнучко створювати інтегрований комплекс для автоматизації процесів проектування, інженерного аналізу, технологічної підготовки виробництва, оптимізації складу та функціональності відповідно до поставлених завдань та фінансових можливостей підприємства або користувача.

Основою системи є базовий модуль, який включає функції для тривимірного проектування деталей та зборок, створення двовимірних креслень на основі тривимірних моделей, формування конструкторської документації згідно з вимогами різних типових систем, обміну даними з іншими системами проектування та вирішення інших завдань. За потреби, до базового модуля можуть додаватися спеціалізовані модулі, які включають понад 300 прикладних завдань.

Один з таких модулів - SolidWorks Simulation - є модулем аналізу методом кінцевих елементів, розробленим виробником як інструмент для інженерного аналізу. Використовуючи цей модуль, можна швидко оцінити міцність різних конструкцій .

Метод кінцевих елементів базується на розбитті області тіла на кінцеві елементи (FE), які можуть мати різні форми, включаючи просторові, пластинчасті, балкові та спеціалізовані типи. Кожен тип елемента може мати свою власну реалізацію, наприклад, просторові FE можуть бути представлені у вигляді тетраедрів або гексаедрів, а пластинчасті елементи - у вигляді трикутників або чотирикутників. SolidWorks Simulation містить просторові елементи у формі тетраедрів та пластинчасті елементи у формі трикутників. Такий вибір елементів дозволяє моделювати більшість інженерних проблем.

Для проведення розрахунків необхідно спочатку розбити модель на кінцеві елементи, тобто створити кінцевоелементну сітку. Цей етап є важливим, оскільки якість сітки залежить від геометрії моделі та вмінь користувача. Після завершення побудови сітки можна проводити розрахунки.

Розглянемо детальніше можливості SolidWorks Simulation на рахунок задачі теплового розрахунку.

Тепловий аналіз використовується для моделювання переносу тепла всередині деталей, вузлів та між конструкцією та навколишнім середовищем. Існують три основні механізми теплообміну: провідність, конвекція і випромінювання.

Теплопровідність - це передача тепла всередині однорідного тіла або між тілами без зазорів. Тепловий потік, що проходить через поверхню площі при різниці температур dT по товщині dx (dT/dx - градієнт температури, який розраховується за формулою:

$$q = kA(dT/dx),$$

де k - коефіцієнт теплопровідності. Ідеальна модель теплопровідності відбувається через взаємодію атомів і молекул нерухомої речовини. Тепловий потік залежить від градієнту температури і коефіцієнта теплопровідності.

Конвекція - це передача тепла від поверхні тіла до навколишнього середовища (рідкого або газоподібного) за рахунок руху молекул середовища. Конвекція може бути природною, коли рух молекул виникає через різницю щільності внаслідок нагрівання або охолодження, або примусовою, коли рух зумовлений зовнішнім джерелом, наприклад вентилятором. Для розрахунку конвекційного теплообміну використовується формула:

$$Q = hA(T_i/T_j),$$

де h - коефіцієнт тепловіддачі.

Випромінювання - це передача тепла між тілами за допомогою електромагнітних хвиль. Воно можливе навіть у вакуумі без потреби в проміжному середовищі.

У реальних умовах ці механізми теплообміну взаємодіють між собою. Однак при обчисленнях їх окремо виділяють для визначення теплового стану системи. Теплопровідність відіграє ключову роль всередині деталей і при зіткненні, а примусова конвекція стає важливою, коли присутня зовнішня впливаюча сила. Випромінювання стає значущим у випадках, коли відбувається велика різниця температур між тілами.

На практиці, жоден з цих механізмів не існує в ізольованому вигляді. В процесі обчислення теплового стану враховуються ті механізми, які визначають розподіл тепла. Теплопровідність відіграє важливу роль усередині деталей та при їх зіткненні, а примусова конвекція також вносить значний внесок. Радіація стає значущою, коли спостерігається велика різниця у температурі між тілами.

Тепловий аналіз може бути стаціонарним (Steady state) або нестаціонарним (Transient). У стаціонарному аналізі вивчається розподіл температури в рівноважному стані, тоді як нестаціонарний аналіз моделює поширення тепла залежно від часу.

Модуль теплового аналізу SolidWorks Simulation враховує обмеження, пов'язані з конвекцією та випромінюванням, але не враховує обмін енергією між поверхнями однієї деталі або між деталями в збірці за допомогою випромінювання. Цей модуль здатний моделювати явища теплопровідності, конвекції та випромінювання з використанням достовірних даних і експериментальної інформації.

Таким чином, навіть нестаціонарний аналіз, по суті, ігнорує значну частку явищ, що стосуються взаємодії розглянутих тіл із зовнішнім середовищем і один з одним. Ступінь наближення такої моделі до реальності критично залежить від виділення констант, які характеризують цю взаємодію. Фактичні умови експлуатації можуть бути самими різними.

На відміну від коефіцієнта теплопровідності, значення якого для різних матеріалів визначаються з високою точністю, коефіцієнт тепловіддачі і тепловіддача поверхні залежать від багатьох факторів, наприклад, шорсткості, вологості, наявності покриття і т. д. З огляду на ці застереження, модуль теплового аналізу SolidWorks Simulation позиціонується, як інструмент моделювання явищ теплопровідності, та оцінка впливу конвекції і випромінювання при наявності достовірних даних і певна експериментальна інформація.

Нестаціонарний тепловий розрахунок SolidWorks Simulation не враховує зміни граничних умов з плином часу. Температура, тепловий потік можуть як бути відсутніми, так і мати постійну величину. При роботі з SolidWorks Simulation, коефіцієнти теплопровідності приймаються однаковими у всіх напрямках. Запропонувати якийсь адекватний підхід до моделювання теплової анізотропії не представляється можливим.

Стаціонарний стан - це аналіз розподілу температури в структурі в стані теплової рівноваги. Необхідно контролювати граничні умови, а для збірок ще й граничні умови контакту, щоб було досягнуто теплову рівновагу в принципі. Що стосується вузлів, то вимога актуальна для кожної деталі.

Нестаціонарний тепловий аналіз (Transient) моделює поширення теплової енергії як функцію часу. При цьому граничні умови залишаються незмінними. Це означає, що величина випромінюваної (отриманої) енергії постійна. Залежність її визначається температурою поверхні самого тіла, при тому, що не враховуються зміни стану навколишнього середовища, які відбуваються, як правило, в результаті обміну енергією з тілом.

Для нестаціонарного завдання, наведені нижче необхідні налаштування:

- Total time – час, за який аналізується тепловий стан. Програмним забезпеченням не контролюється збіжність розрахунку до стаціонарного стану, який повинен бути досягнутий в певний момент часу. Користувач повністю несе відповідальність за контроль адекватності результатів;

- Приріст часу – інтервал часу, який використовується при обчисленні. В принципі, чим менше крок, тим точніше розрахунок. Однак з урахуванням того, що організм не впливає на навколишнє середовище і граничні умови справедливі протягом усього розглянутого періоду часу, модель теплових явищ SolidWorks Simulation по суті лінійна. Звідси бачимо, що збільшення кроку не призводить до розбіжності ітераційного процесу, і тому критичного збільшення похибки не спостерігається;

- Початкова температура – температура об'єктів в початковий момент часу. Якщо задано граничну умову для будь-яких частин в цілому або їх елементів (граней, ребр, вершин).

Правильні формально граничні умови навіть не всі мають реальний фізичний аналог. До прикладу призначення джерела живлення на вершині або краю тіла - генерує теоретично нескінченну температуру в околицях даного об'єкта. При дискретизації ця величина, набуває якесь кінцеве значення.

Застосування температури до будь-якого геометричного об'єкту тіла є коректним і не викликає обчислювальної невизначеності. Це особливо важливо при розв'язанні стаціонарних теплових задач, коли вихідні дані представлені температурами у заданих точках об'єкту. У таких випадках SolidWorks Simulation надає адекватні наближення для температурного поля, особливо якщо потік енергії через вільні поверхні невеликий. Проте, важливо враховувати можливу неточність констант, що характеризують обмін енергією між об'єктом і навколишнім середовищем, яка може бути джерелом помилки.

Аналогічно до задач механіки, поєднання граничних умов одного або різних типів в одному об'єкті може викликати певні труднощі:

- Якщо температура застосовується двічі, враховується лише остання застосована.

- Якщо до об'єкту призначена температура, а також подається тепловий потік або потужність (що також може свідчити про незрозуміння задачі), програма враховує лише температуру.

Дискретизація твердих тіл в тепловому розрахунку набагато менш претензійна до якості сітки, ніж в задачах механіки. Тому що:

- без геометрії існують особливості - нескінченні значення температур. Як зазначено, єдиною причиною їх появи є неправильна вказівка джерела тепла;

- дрібні геометричні елементи (фаски, округлення, отвори для кріплення) можуть бути виключені з розгляду практично без втрати точності, за винятком ситуацій, коли до них застосовуються граничні умови або ці елементи знаходяться на шляху потужних теплових потоків.

- по правилах ущільнення мережі повинно здійснюватися в зоні значних температурних градієнтів (енергетичних потоків) або поблизу місць застосування граничних умов у вигляді джерел живлення або теплових потоків.

Модель задачі теплопровідності, заснована на методі скінченних елементів, передбачає, що в кожному вузлі сітки існує лише одна ступінь свободи - температура. Це означає, що розмірність задачі, розв'язаної на тій же сітці, що й статичний аналіз, стає в три рази меншою для твердих конструкцій і в шість разів меншою для оболонкових конструкцій. Враховуючи нелінійну залежність пам'яті і обсягу, які потрібні для обчислення кількості невідомих, можна стверджувати, що ресурсів, необхідних для такого розрахунку, буде в п'ять і більше разів менше, ніж для статичного аналізу.

У порівнянні з обмеженнями, пов'язаними з алгоритмічними особливостями теплового розрахунку і його функціоналом, питання точності не є особливо актуальним з точки зору якості моделі і щільності сітки. Для досягнення більшої точності рекомендується збільшувати

щільність сітки в областях, де змінюються типи граничних умов, в зонах великих градієнтів теплових потоків і там, де ці потоки є найінтенсивнішими. В інших областях достатньо рівномірно зменшувати розміри кінцевих елементів.

Ймовірність виникнення важко виявлюваної помилки є невеликою. Однак, серед очевидних недоліків можна відзначити невизначені характеристики теплопровідності і теплоємності матеріалу, а також параметрів взаємодії з навколишнім середовищем. Ще однією помилкою є спроба надати об'єкту дві взаємовиключних граничних умов, наприклад, одночасно задати температуру і тепловий потік.

3.1.1. Частотний аналіз перетворювача в програмі SolidWorks

Проведемо частотний аналіз для виявлення резонансної частоти на основній пульсуючій моді коливань в незакріпленому стані для перетворювача описаного в підрозділі 2.2. Перетворювач складається з п'єзокільця, підбанжажного шару гетинаксу та бандажного шару з намотаного сталюого дроту. Задані фізичні параметри аналогічні, як в підрозділі 2.3. На рис. 3.1. показано задана сітка кінцевих елементів для циліндричного перетворювача з а) та без додаткових елементів б). Для перетворювача з додатковими елементами кількість елементів сітки склала 46006 та без додаткових елементів – 21962.

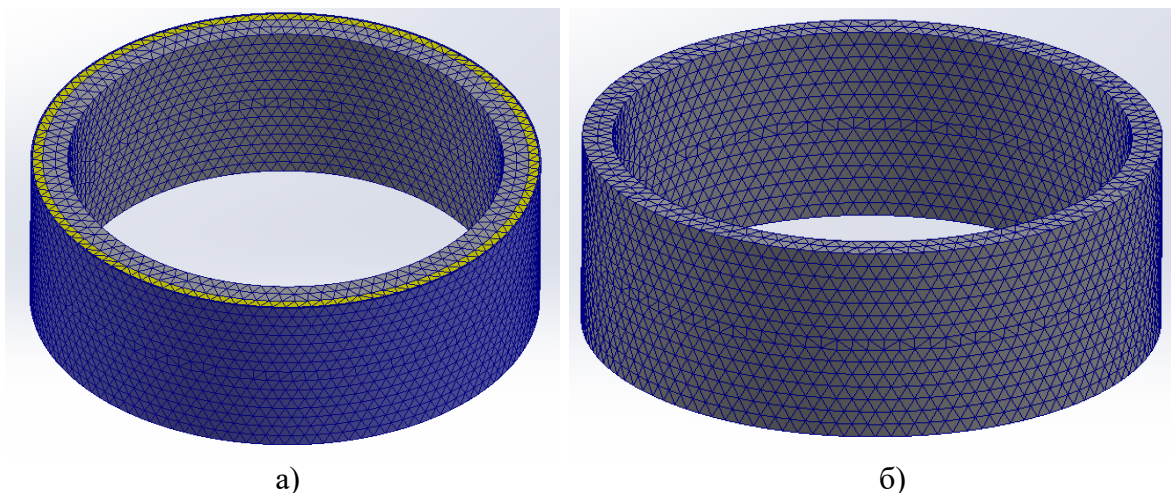


Рис. 3.1 Побудована FEM сітка для циліндричного перетворювача силового типу

На рис. 3.2 показано виявлена резонансна частота для перетворювача з додатковими конструктивними елементами, підбандажним та бандажним шаром на пульсуючій моді коливань. Резонансна частота склала 7.842 кГц.

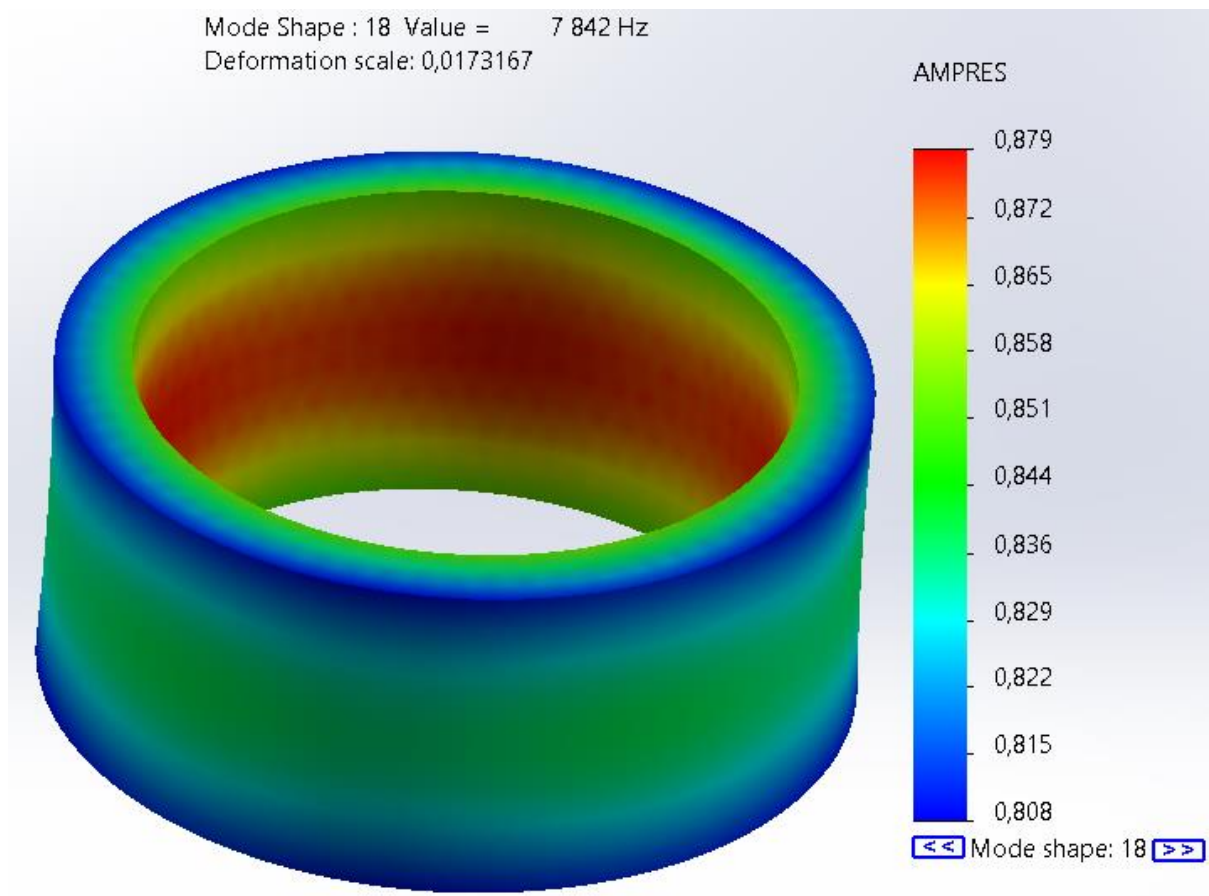


Рис. 3.2. Пульсуюча мода коливань без кріпильних фланців

На рис. 3.3 показано виявлена резонансна частота для перетворювача без додаткових конструктивних елементів на пульсуючій моді коливань. Резонансна частота склала 7.413 кГц.

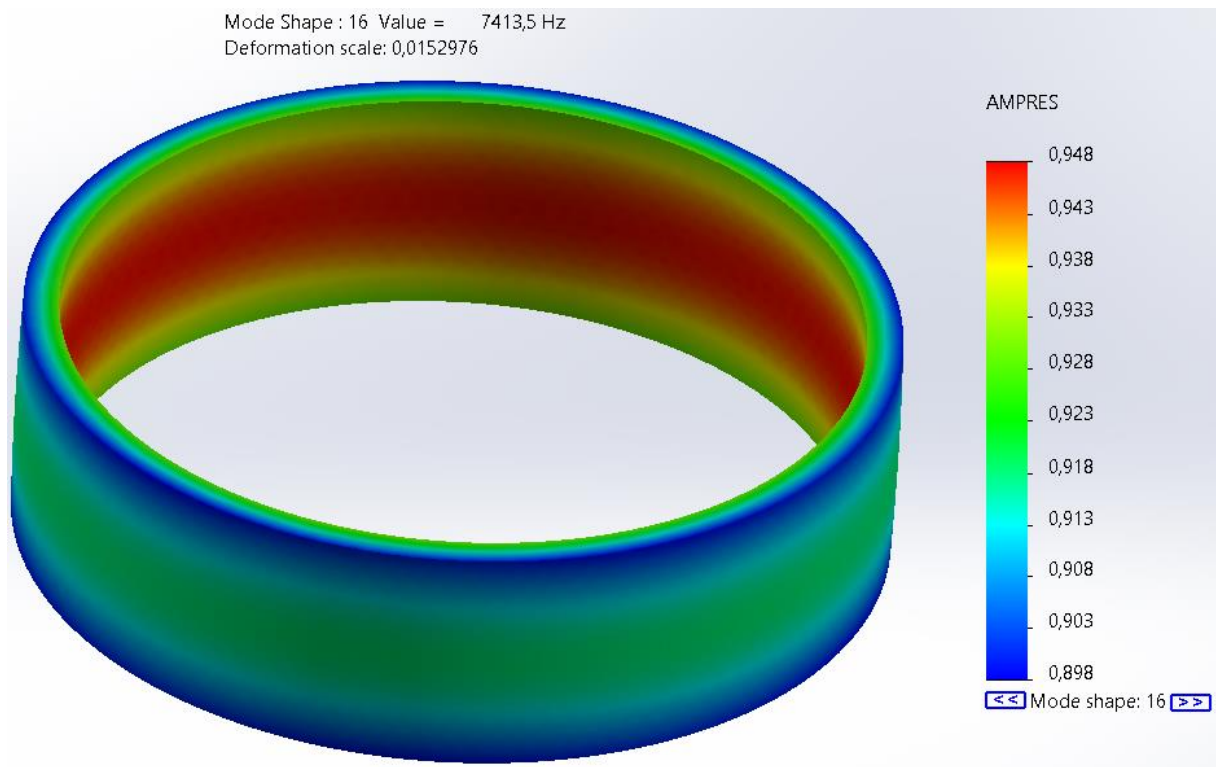


Рис. 3.3. Пульсуюча мода коливань п'єзокільця

3.1.2. Експериментальне дослідження частотної характеристики досліджуваного перетворювача

Для підтвердження теоретичних результатів та результатів отриманих шляхом моделювання проведемо експеримент, де визначимо реальні параметри досліджуваного перетворювача.

Схема експерименту відповідно до ОСТ 5.8361-86 [17], вимірювання модуля повного електричного опору та провідності, а також їх частотних характеристик проводиться за такою схемою (рис. 3.4).

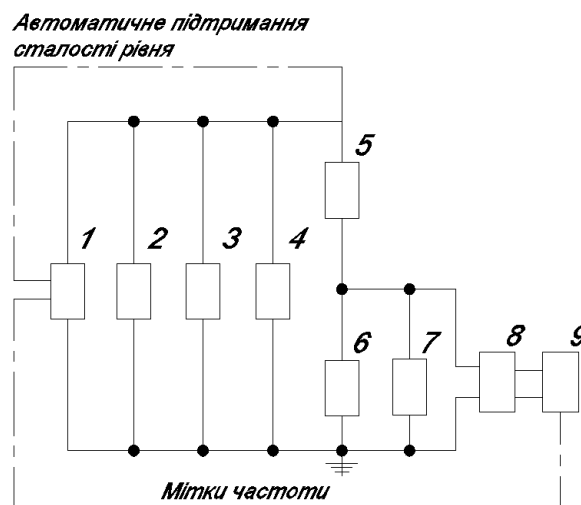


Рис. 3.4. Схема для вимірювання частотних характеристик

На рис. 3.4 позначено: 1 – генератор 1027; 2 – частотомір ЧЗ-57; 3 – вольтметр ВЗ-38; 4 – осцилограф СІ-82; 5 - резистор; 6 – зразок; 7 – підсилювач 2610; 8 – регістратор – самописець 2307.

Вимірювання частотних характеристик модулів повного електричного опору та провідності виконуються в заданому діапазоні частот.

При дискретних вимірах крок дискретизації визначається по частоті h_{f_w} в частках частоти механічного резонансу f_w при вимірюванні в діапазоні $f_w \pm \frac{f_w}{2Q}$ (Q – добротність зразка)

Для безперервної реєстрації з використанням самописця на рис 3.5 наведено автоматизовані схеми для запису модулів повного електричного опору та провідності.

Опір резистора слід вибирати з умови $R_g \geq 20Z_{max}$ і $R_g \leq 0.05Z_{min}$ для рис.3.5 (Z_{max} та Z_{min} максимальне та мінімальне значення модуля підводного електричного опору в діапазоні частот вимірів). Значення модуля повного електричного опору визначається за формулою:

$$Z = R_g \frac{U_z}{U_r}$$

де Z – модуль повного електричного опору, Ом; R_g – опір резистора, Ом;
 U_r – напруга на виході генератора, В; U_z – напруга на зразку, В.

Спрощений вигляд схеми наведено на рис. 3.6.

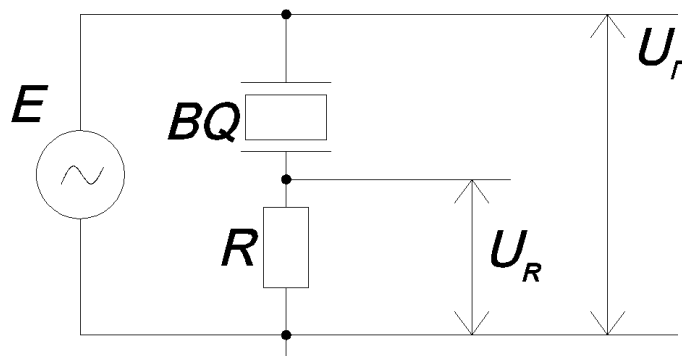


Рис. 3.5. Спрощена схема для вимірювання частотних характеристик

Експериментальним шляхом встановлено, що задовільні результати вимірювань, можуть бути отримані при значеннях додаткового резистора $R_0 = (10-100) \text{ Ом}$. При цьому модуль повного електричного опору знайдемо за формулою: $Z = (\frac{U_{\Gamma} - U_R}{U_R})$.

Обладнання для проведення експерименту:

- Цифровий генератор сигналів: SIGLENT SDG1032X (рис. 3.6) [18];
- Цифровий двоканальний осцилограф RIGOL DS1052E (рис. 3.7) [19];
- Перетворювач (рис. 3.8).



Рис. 3.7. Цифровий генератор сигналів: SIGLENT SDG1032X

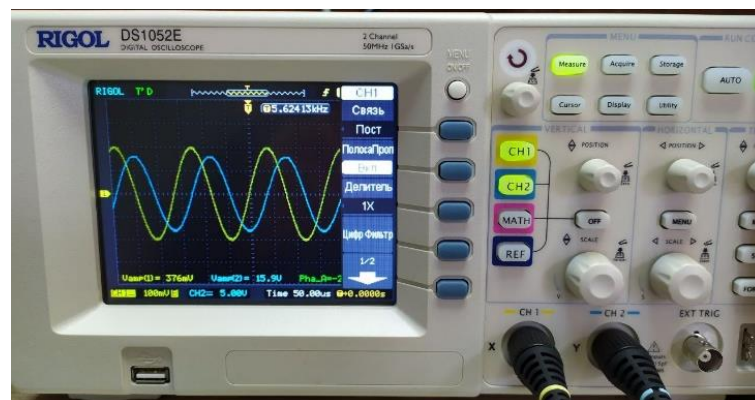


Рис. 3.8. Цифровий двоканальний осцилограф RIGOL DS1052E

Відповідно до теоретичних розрахунків, досліджуваний перетворювач має резонансну частоту 7,2 кГц. Тому вимірювання будемо проводити в діапазоні $7,2 \pm 5 \text{ кГц}$. Опір $R=10 \text{ Ом}$. Вихідна напруга генератора $U_{p-p} = 20 \text{ В}$ (подвійна амплітуда).

Вимірювання проводимо за схемою (рис. 3.5), зібраний стенд для вимірювання представлено на рис. 3.9, при чому як вимірювальний прилад використаємо осцилограф, який має функції вимірювання напруги першого та другого каналів, а також фазового зсуву між сигналами в цих каналах (рис. 3.10).

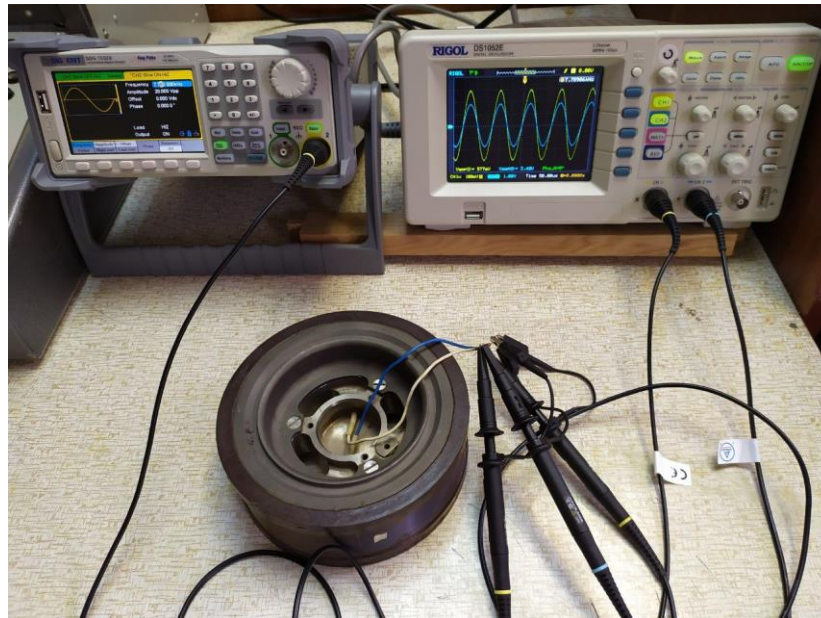


Рис. 3.9. Схема експерименту

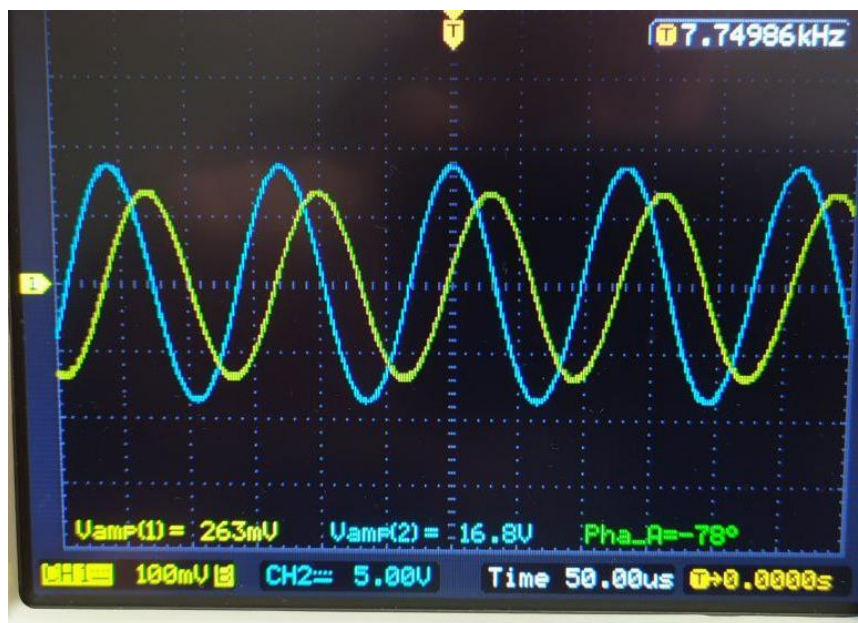


Рис. 3.10. Осцилограма з вимірюванням напруги та фазового зсуву між сигналами на першому та другому каналах осцилографа

За результатами вимірювань (табл.1) та обчислення за формулою $Z_i = \frac{(U_{gi} - U_{ri})R}{U_{ri}}$ отримуємо графік модуля повного зсуву фаз та електричного опору між напругою та струмом(рис. 3.11).

Таблиця 1.

$f_i :=$	$U_{gi} :=$	$U_{ri} :=$	$\varphi_i :=$
3	19.1	0.150	-90
5	18.4	0.260	-90
6	17.6	0.330	-90
6.5	16	0.370	-90
7	13.8	0.460	-86
7.5	8	0.580	-80
7.7	3.5	0.6	-44
7.8	3.2	0.6	0
7.9	4.8	0.580	42
8	8	0.540	63
8.3	15.4	0.320	78
8.5	17.7	0.195	76
8.8	18.8	0.062	60
9	19	0.033	0
9.2	19	0.06	-75
9.5	19	0.11	-86
10	18.8	0.16	-90
11	18.4	0.24	-90

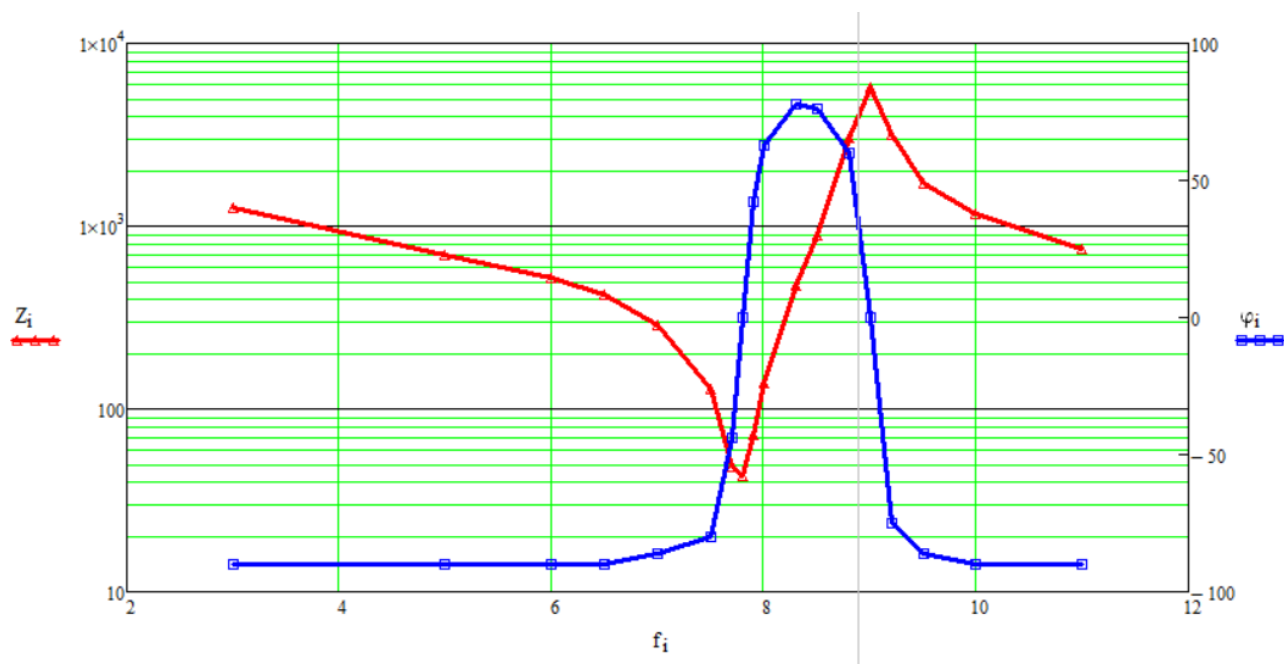


Рис. 3.11. Модуль повного електричного опору та зсуву фаз між струмом та напругою

Як бачимо резонансна частота досліджуваного перетворювача становить 7,8 кГц, що відрізняється на 8.33% від розрахункової та на 0.5% від отриманої шляхом моделювання.

3.2. Вплив елементів конструкції на механічну міцність перетворювача

Проведемо моделювання гідростатичного тиску на глибинах 10 та 100 метрах для дослідження розподілу тиску, максимальних напружень та їх локальних місць. Перетворювач складається з п'єзокільця, підбандажного шару гетинаксу та бандажного шару з намотаного сталюого дроту. Основи перетворювача зафіксовані.

Задані фізичні властивості матеріалів елементів такі:

Матеріал активного елемента – п'єзокераміка ЦТБС-3: щільність 7200 $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; модуль пружності - 7.4 ГПа. коефіцієнт Пуассона - 0,3. . Межа міцності руйнування - 18.5 МПа; міцність на розтяг - 70 МПа; міцність на стиск 200 МПа.

Матеріал підбандажного шару – прес-матеріал АГ-4С; щільність 1600 $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, модуль пружності - 7.4 ГПа. коефіцієнт Пуассона - 0,3. щільність - 7200 $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$. Межа міцності - 120 МПа; міцність на розтяг - 180 МПа; міцність на стиск: 400 МПа.

Матеріал бандажного шару – намотаний сталюий дріт матеріалу Ст.10, густина 7800 $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, модуль пружності - 2.4 ГПа. коефіцієнт Пуассона - 0,3. щільність 7200 $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$. Межа міцності руйнування - 230 МПа; міцність на розтяг - 370 МПа; міцність на стиск: - 550 МПа.

Формула тиску води (або гідростатичного тиску) маж наступний вигляд:

$$P = \rho \cdot g \cdot h$$

де ρ – щільність речовини, g – прискорення вільного падіння, h – глибина. Тоді на глибині 100 метрів тиск дорівнює:

$$P = 1000 \cdot 9.8 \cdot 100 = 980 \text{ кПа},$$

для глибини 10 метрів 98 кПа.

На рис. 3.12 та 3.13 показано розподіл механічних напружень створені тиском на глибині 10 та 100 метрів. Гідростатичний тиск задано навантаженням розподіленим перпендикулярно до поверхні по зовнішній окружності. Як бачимо максимальні навантаження на ребрах конструкцій зі значеннями до 13.809 МПа, на глибині 10 метрів навантаження зменшилося до 1.380 МПа.

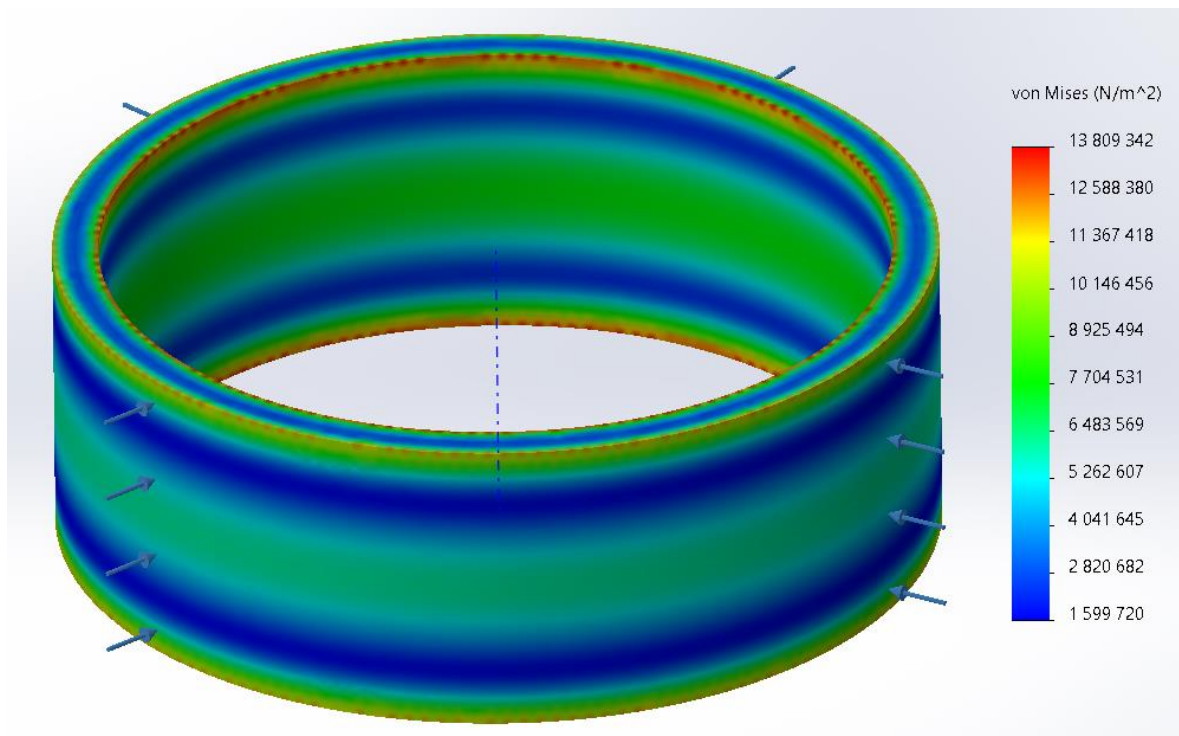


Рис. 3.12. Механічні напруження на глибині 100 метрів при наявності додаткових елементів конструкції

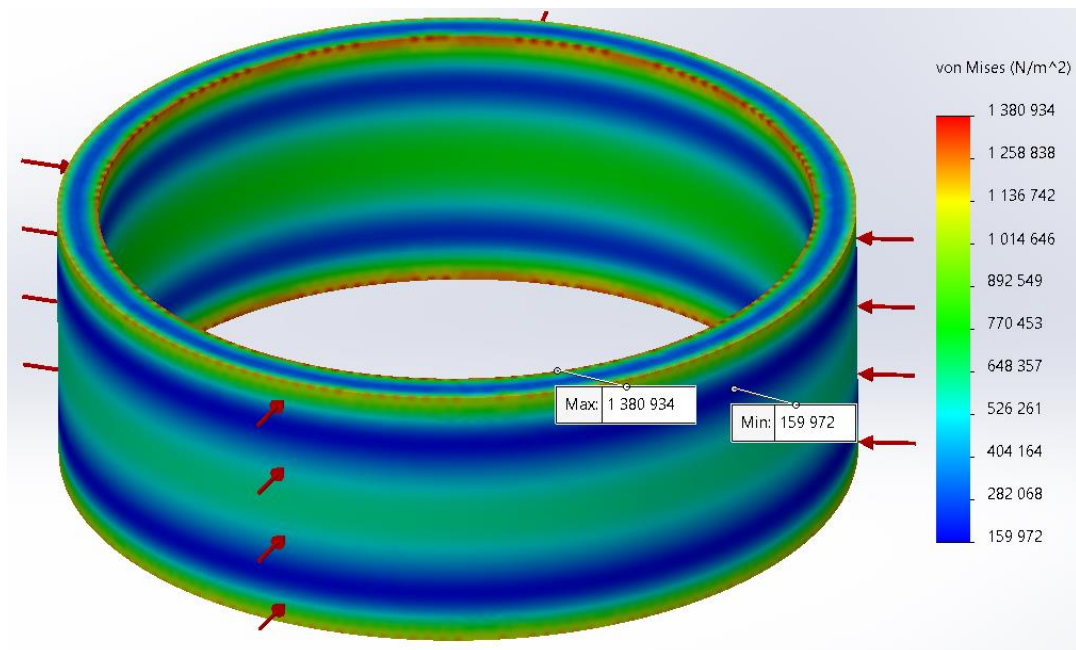


Рис. 3.13. Механічні напруження на глибині 10 метрів при наявності додаткових елементів конструкції

На рис. 3.14 та 3.15 показано розподіл механічних напружень створені тиском на глибині 10 та 100 метрів без наявності додаткових елементів конструкції. Як бачимо максимальні навантаження на розташовані по середині окружності активно елементу та становлять для глибини 100 метрів 12.475 МПа, для глибини 10 метрів – 1.247 МПа.

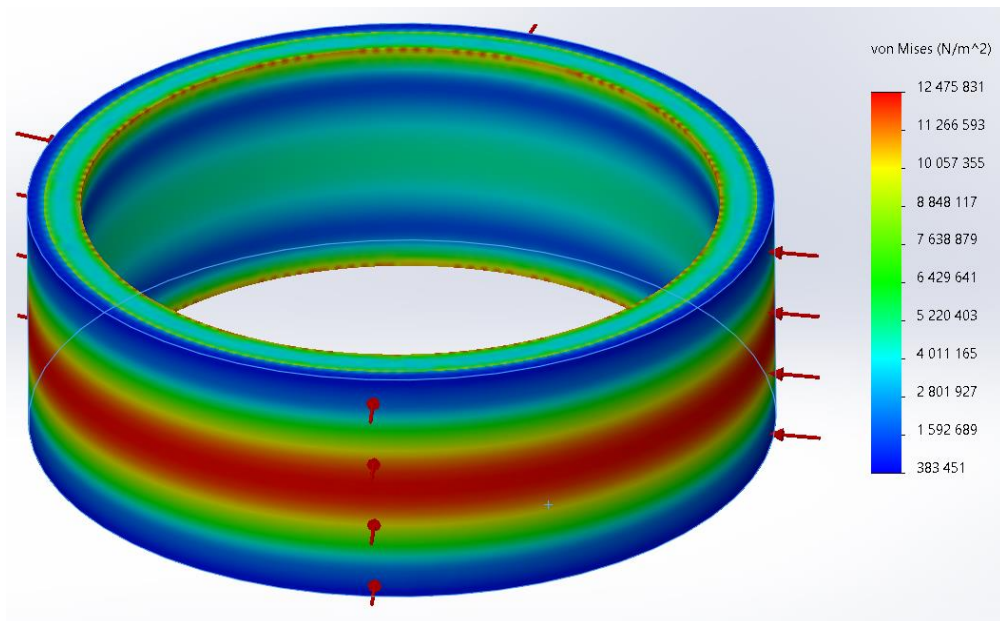


Рис. 3.14. Механічні напруження на глибині 100 метрів при відсутності додаткових елементів конструкції

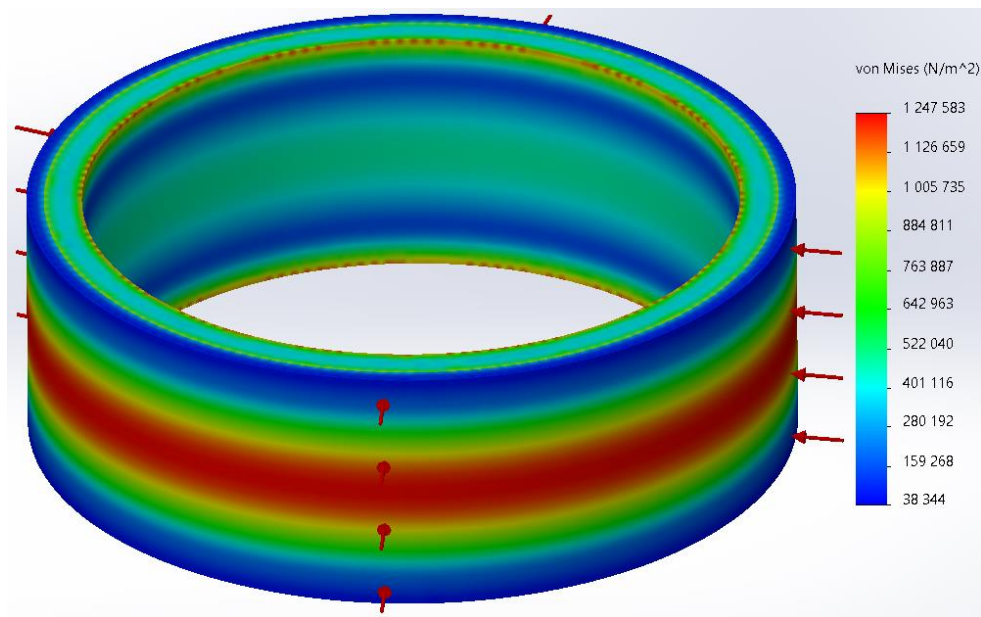


Рис. 3.15. Механічні напруження на глибині 10 метрів при відсутності додаткових елементів конструкції

Як бачимо в усіх випадках максимальні значення не перевищують руйнівні значення для активного елементу або додаткових елементів конструкції.

3.3. Вплив елементів конструкції на теплове поле перетворювача

Проведемо дослідження теплового режиму роботи циліндричного типу описаного в підрозділі 2.3 для аналізу розподілу теплових полів та визначення максимальних значень температур до яких розігрівається перетворювач при ситуаціях коли працює на глибині 10 або 100 метрів. Дослідження проводиться при врахування додаткових елементів конструкції, а також у разі, якщо б перетворювач, активний елемент, працював в активному режимі без додаткових елементів конструкції.

Тепловідведення проводиться бічною частиною корпусу циліндричної поверхні, яка омивається водою. Для глибини 10 метрів взяті усереднені значення тепловіддачі метал/вода $250 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, температура навколишнього середовища та перетворювача – 15°C. Для глибини 100 метрів взяті усереднені значення тепловіддачі метал/вода $350 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$,

температура навколишнього середовища та перетворювача – 8°C. Об’ємна теплова потужність п’єзокіля – 100 Вт.

Задані фізичні властивості матеріалів елементів такі:

Матеріал активного елементу – п’єзокераміка ЦТБС-3, густина $7200 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, коефіцієнт теплопровідності (в межах температури від 20°C до 90°C) $1.9 \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot \text{К})}$, теплоємність $500 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Матеріал підбандажного шару – прес-матеріал АГ-4С, густина $1600 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, коефіцієнт теплопровідності $0.315 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, теплоємність $1100 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Матеріал бандажного шару – намотаний сталевий дріт матеріалу Ст.10, густина $7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, коефіцієнт теплопровідності $50 \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot \text{К})}$, теплоємність $460 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

На рис. 3.16 показано розподіл теплових полів у сталому режимі з врахуванням додаткових елементів конструкції, максимальна температура п’єзокераміки досягає 76.8 °C на глибині 100 метрів, що входить межі допустимої робочої температури 90°C. Найменше нагрівається бандажний шар - 30.1°C, адже, контактує з навколишнім водним середовищем. На рис.3.17 представлено графік нагрівання елементів конструкції протягом однієї безперервної години роботи, максимальна температура в шарі активного елементу сягає 63°C, отже, перетворювач ще не досяг сталого режиму.

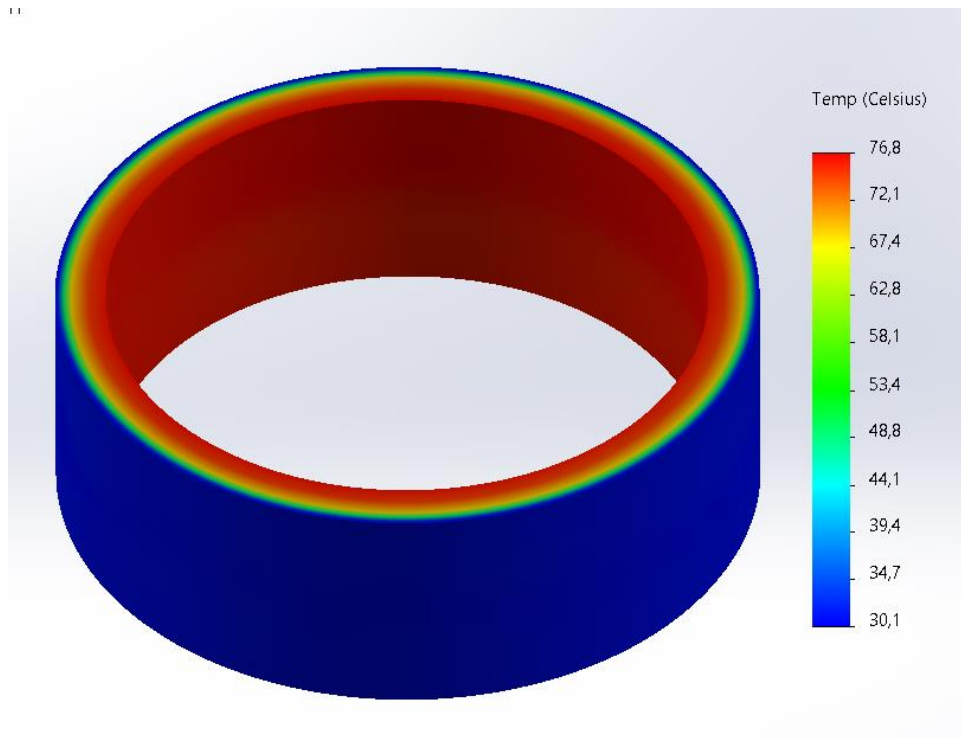


Рис. 3.16. Розподіл теплових полів перетворювача на глибині 100 метрів з додатковими елементами конструкції

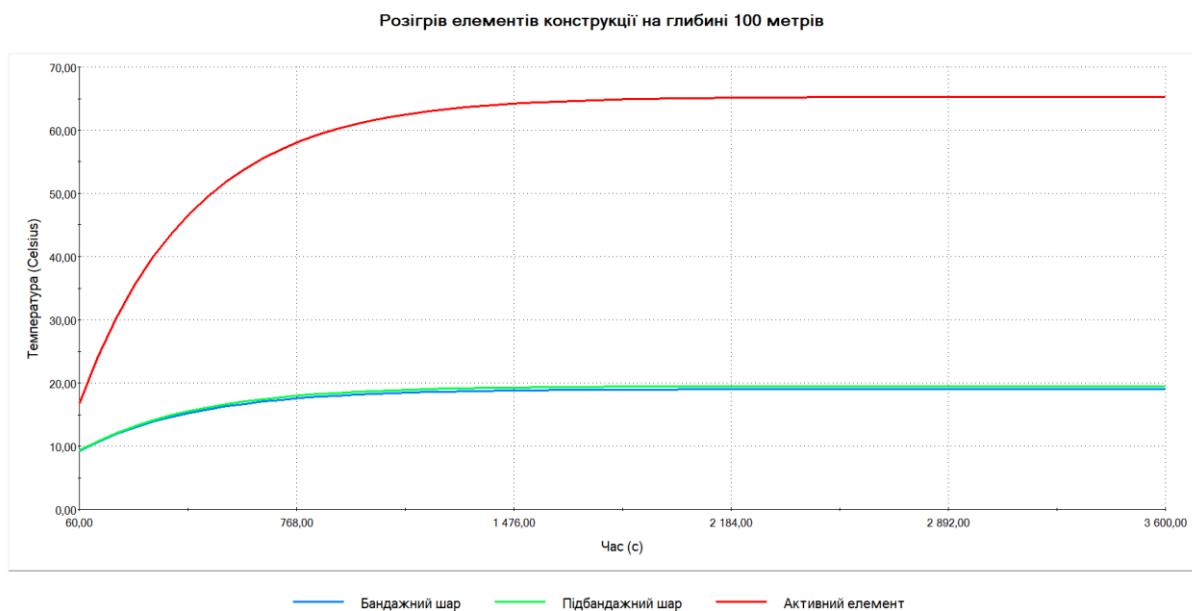


Рис. 3.17. Розігрів елементів конструкції на глибині 100 метрів

На рис. 3.18 показано розподіл теплових полів у сталому режимі без додаткових елементів конструкції на глибині 100 метрів, максимальна температура досягає п'єзокераміки 40.6 °С внутрішньої бічного шару. Зовнішня бічна сторона - 32.2°С, адже контактує з навколишнім водним середовищем.

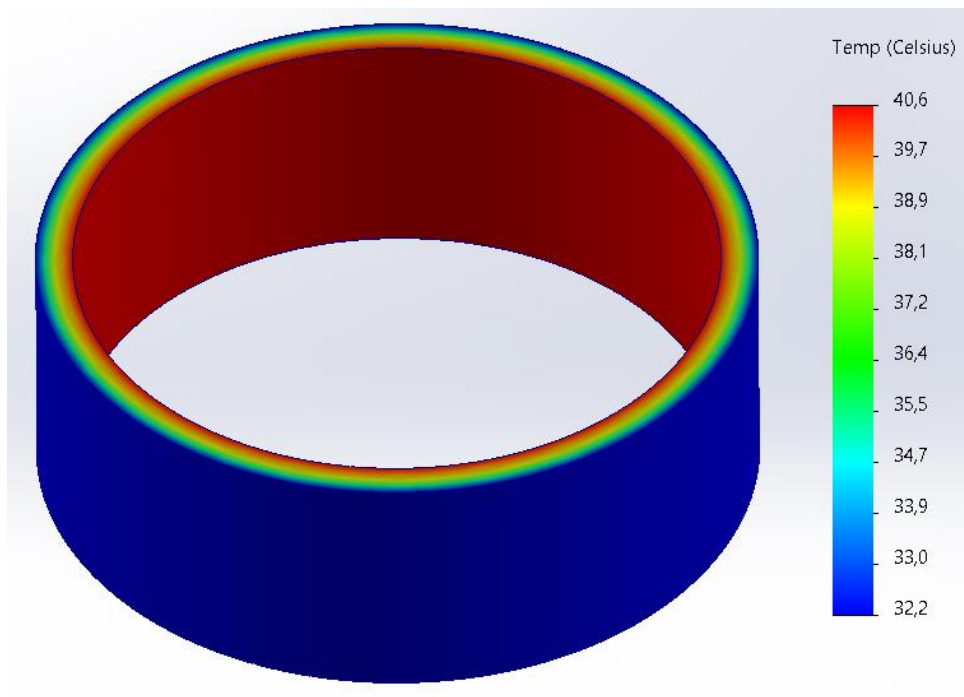


Рис. 3.18. Розподіл теплових полів перетворювача на глибині 100 метрів без додаткових елементів конструкції

На рис. 3.19 показано розподіл теплових полів у сталому режимі з врахуванням додаткових елементів конструкції на глибині 10 метрів, максимальна температура п'єзокераміки досягає 76.8 °С, що входить межі допустимої робочої температури 90°С. Найменше нагрівається бандажний шар - 29.8°С, адже контактує з навколишнім водним середовищем. На рис. 3.20 представлено графік нагрівання елементів конструкції протягом однієї безперервної години роботи на глибині 10 метрів, максимальна температура в шарі активного елементу сягає 76.8°С, отже, перетворювач досяг сталого режиму.

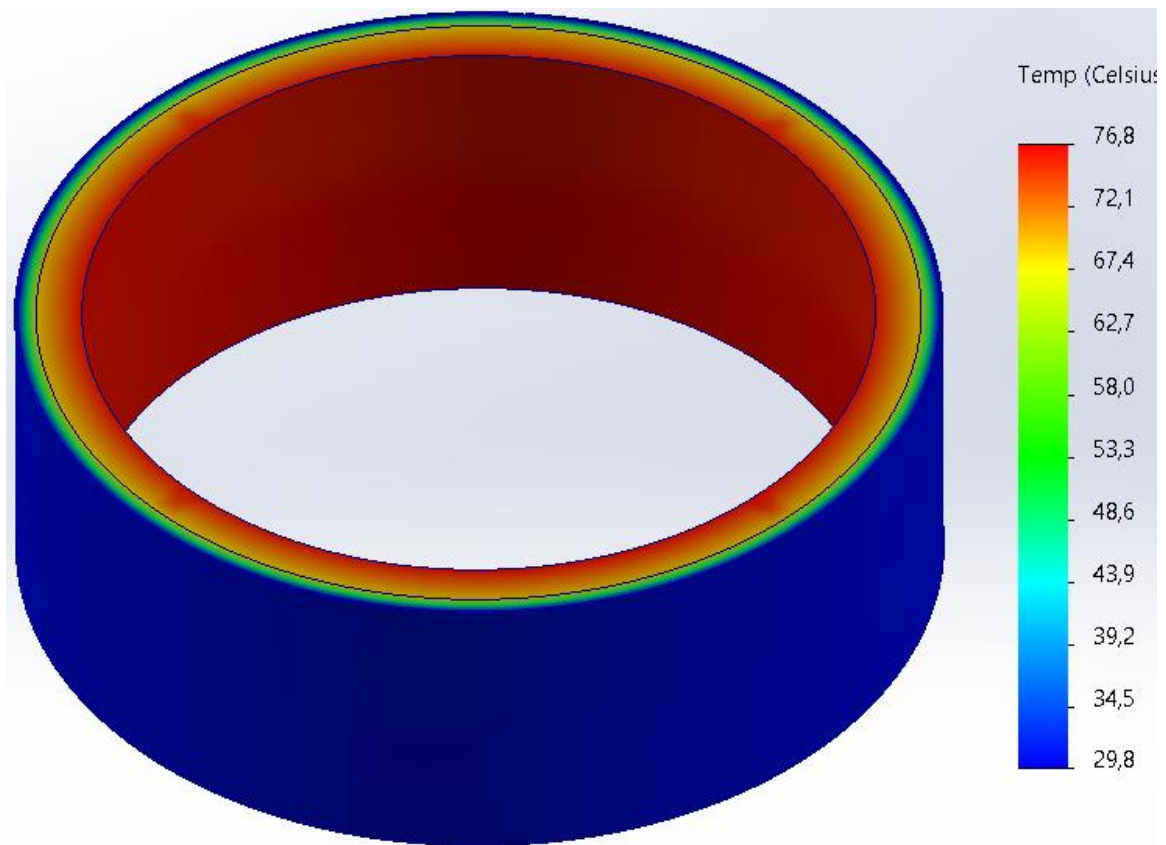


Рис. 3.19. Розподіл теплових полів перетворювача на глибині 10 метрів з додатковими елементами конструкції

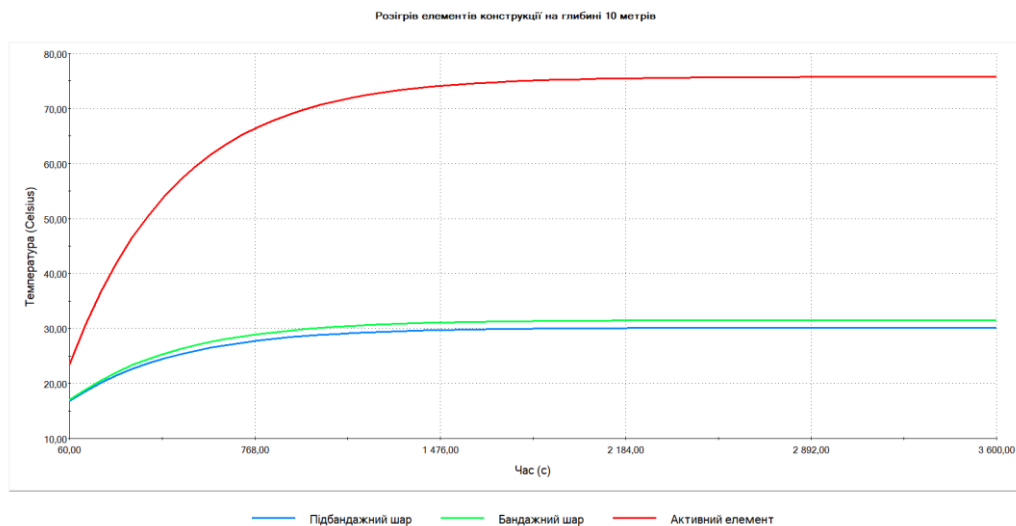


Рис. 3.20. Розігрів елементів конструкції на глибині 10 метрів

На рис. 3.21 показано розподіл теплових полів у сталому режимі режимі без врахуванням додаткових елементів конструкції на глибині 10 метрів, максимальна температура досягає п'єзокераміки 40.6°C внутрішнього бічного шару. Зовнішня бічна сторона - 32.2°C , адже контактує з навколишнім водним середовищем.

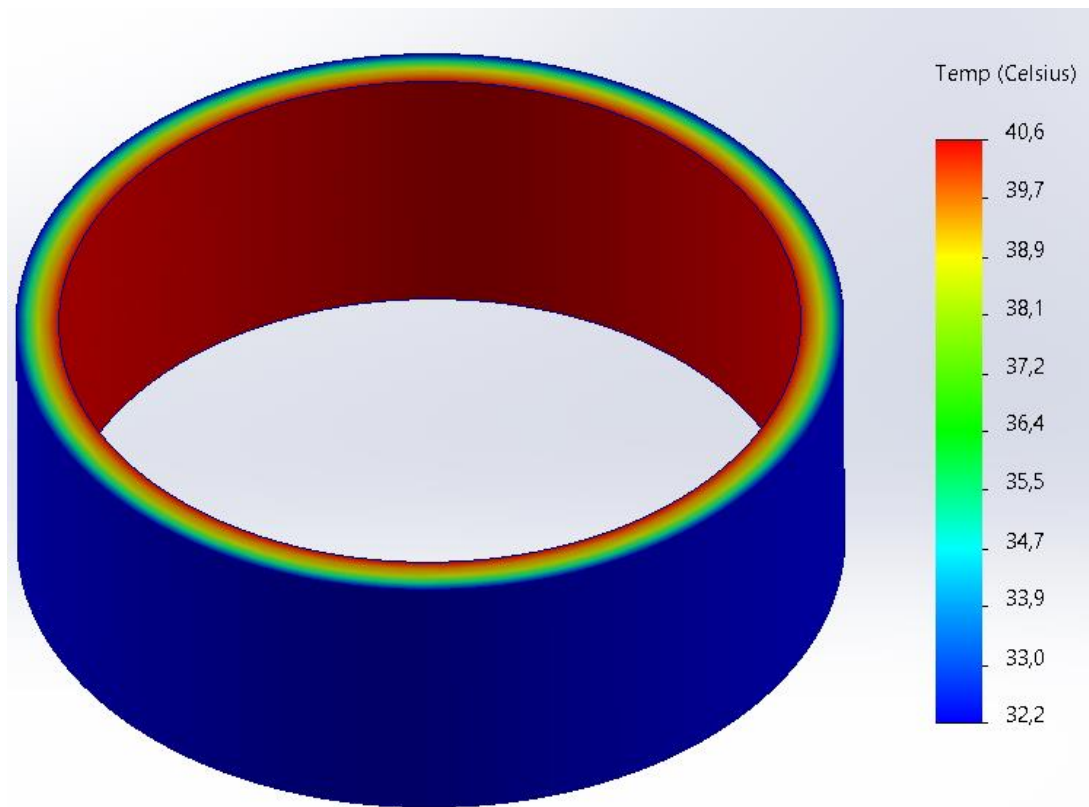


Рис. 3.21. Розподіл теплових полів перетворювача на глибині 10 метрів без додаткових елементів конструкції

На рис. 3.22 представлено графік порівняння нагрівання активних елементів на різних глибинах при відсутності додаткових елементів конструкції протягом однієї безперервної години роботи. Як бачимо температури майже однакові. Температура на глибині 10 та 100 метрів переходить в сталий режим починаючи з 10 хвилин роботи.

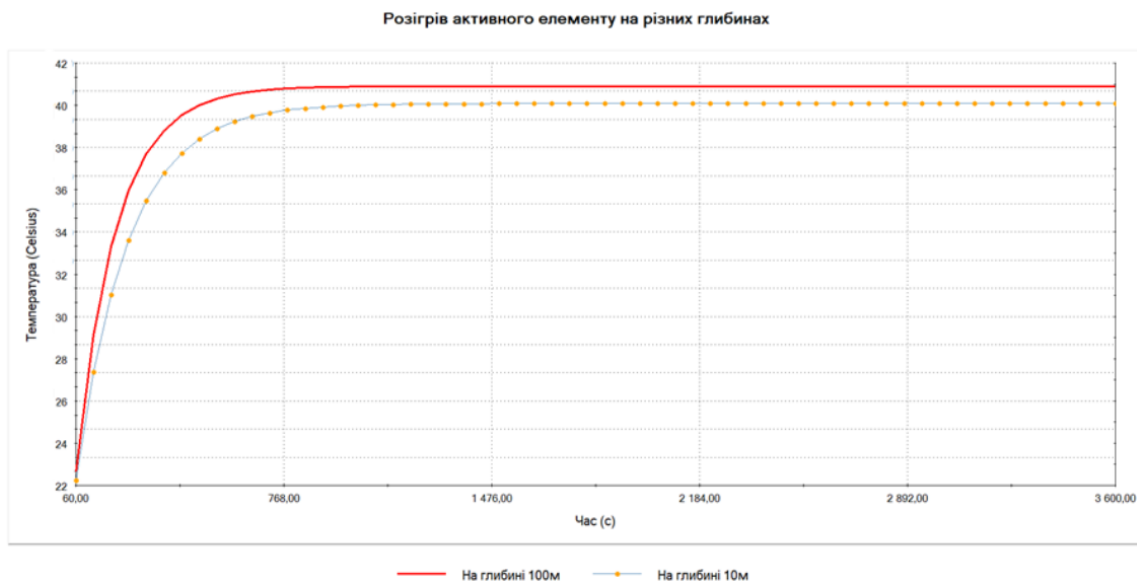


Рис. 3.22. Порівняння розігріву активного елементу без додаткових елементів конструкції на різних глибинах

Висновки до розділу 3

Шляхом моделювання було проведено дослідження впливу додаткових елементів конструкції на фізичні параметри циліндричного п'єзокерамічних перетворювачів, а саме: частотних властивостей перетворювача та вплив елементів конструкції на механічну міцність та теплове поле перетворювача при роботі у воді на глибині 10 та 100 метрів.

У результаті моделювання механічної міцності було встановлено, що перетворювач забезпечує достатню міцність.

Після порівняння отриманих результатів теплових полів на різних глибинах, можна зробити висновок, що відмінності є незначними, і в усіх випадках тепловий режим роботи є задовільним. У випадку, коли додаткові елементи конструкції відсутні, температура значно знижується завдяки безпосередньому контакту активного елементу з водним середовищем.

Експериментально досліджена резонансна частота перетворювача становить 7,8 кГц, що відрізняється на 8.33% від розрахункової та на 0.5% від отриманої шляхом моделювання.

Зауважимо, що отримані характеристики не є остаточними та повноцінними при практичному застосуванні, адже для даної конструкції не було враховано герметизуючий гумовий шар.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ

Було проведено дослідження конструктивних особливостей циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів та вивчено вплив додаткових елементів конструкції на їх характеристики.

В першому розділі аналіз впливу додаткових елементів конструкції на параметри перетворювачів, показав необхідність застосування додаткових елементів для забезпечення достатньої механічної та теплової міцності.

В другому розділі було описано методи дослідження конструктивних особливостей циліндричних п'єзокерамічних перетворювачів за допомогою аналітичних методів, проведено опис конструкції перетворювача для досліджень та виконано розрахунок параметрів циліндричного перетворювача.

У третьому розділі проведено моделювання для дослідження впливу додаткових елементів конструкції. Розглянуто дослідження частотних властивостей перетворювача та вплив елементів конструкції на механічну міцність та теплове поле перетворювача.

Проведені дослідження механічної міцності конструкції показали, що механічна міцність забезпечена в усіх випадках роботи перетворювача, але додатковій елементи конструкції є необхідними.

Порівнюючи отримані результати теплових полів на різних глибинах, бачимо, що відмінність не значна та в усіх випадках тепловий режим роботи забезпечено. У разі відсутності додаткових елементів конструкції, температура набагато менша завдяки безпосередньому контакту активного елемента з водною середовище.

Експериментально досліджена резонансна частота перетворювача становить 7,8 кГц, що відрізняється на 8.33% від розрахункової та на 0.5% від отриманої шляхом моделювання.

Результати досліджень мають практичне значення для подальшого аналізу та вдосконалення циліндричних перетворювачів силового типу у гідроакустичній сфері діяльності.

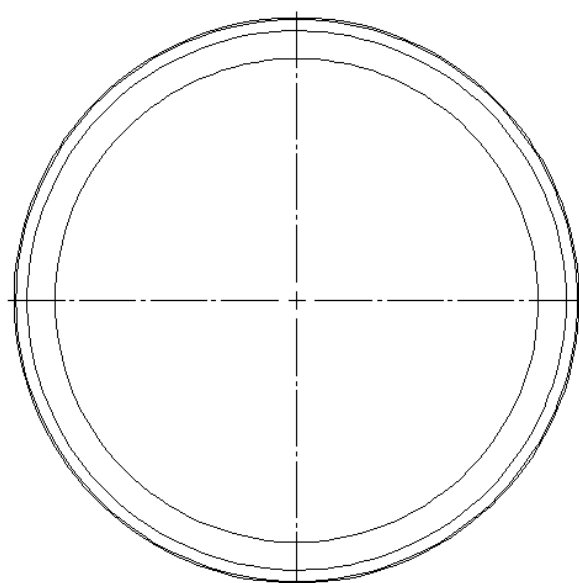
Список використаних джерел

- [1] Дідковський В. С., Порошин С. М., Лейко О. Г., Лейко А. О., Дрозденко О. І. Конструювання електроакустичних приладів і систем для мультимедійних акустичних технологій. Навчальний посібник. – К.: НТУУ "КПІ", 2013. – 390 с..
- [2] В. В. Богородский. Подводные электроакустические преобразователи. (Расчет и проектирование): Справочник / В. В. Богородский, Л. А. Зубарев, Е. А. Корепин, В. И. Якушев. – Л.: Судостроение, 1983. – 248 с..
- [3] Дрозденко О. І. Метод розрахунку температур розігріву конструкцій циліндричних електроакустичних перетворювачів компенсованого типу, герметизованих метало-полімерними шарами / О. І. Дрозденко // Electronics and communications. - 2014. - Т. 19, № 3. - С. 88-93. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/eisv_2014_19_3_12
- [4] Перчевська Л. В. Забезпечення теплового режиму роботи стержневих конструкцій п'єзокерамічних електроакустичних перетворювачів / Перчевська Л. В., Дрозденко О. І., Дрозденко К. С., Лейко О. Г. // Мікросистеми, Електроніка та Акустика : науково-технічний журнал. – 2019. – Т. 24, № 5(112). – с. 56–63.
- [5] Перчевська, Л. В. Теплові поля конструкцій п'єзокерамічних електроакустичних перетворювачів в режимі випромінювання звуку : дис. ... д-ра філософії : 171 Електроніка / Перчевська Людмила Вадимівна. – Київ, 2021. – 128 с.
- [6] Забезпечення теплового режиму роботи стержневих конструкцій п'єзокерамічних електроакустичних перетворювачів / Перчевська Л. В., Дрозденко О. І., Дрозденко К. С., Лейко О. Г. // Мікросистеми, Електроніка та Акустика : науково-технічний журнал. – 2019. – Т. 24, № 5(112). – С. 56–63. – Бібліогр.: 20 назв.
- [7] Дрозденко О.І. Метод розрахунку температурних напружень, які виникають в конструкціях п'єзоелектричних перетворювачів, герметизованих гумо-металевими шарами / О.І. Дрозденко // Электроника и связь. – 2010. – №3(56). – С. 135–138.
- [8] Дрозденко О.І. Температурні напруження в конструкціях електроакустичних приладів, герметизованих епоксидними компаундами / О.І. Дрозденко // Електроніка та системи управління. – 2010. – №4(26). – С. 126–133.
- [9] Божидарник В. В., Сулим Г. Т. Елементи теорії пружності. — Львів: Світ, 1994. — 560 с. — ISBN 5-7773-0109-6
- [10] S. Sherrit and B. K. Mukherjee, "Characterization of Piezoelectric Materials for Transducers", Dielectric and Ferroelectric Reviews, 16 Nov, 2007. <http://arxiv.org/abs/0711.2657>.
- [11] C. P. Hampton, "Failure Analysis Of A 30khz Ultrasonic Welding Transducer", M. S. thesis, Univ. of Illinois at Urbana-Champaign, 2010.
- [12] Пугач А.В. Способи захисту електроакустичних перетворювачів від негативного впливу акустичної кавітації / А.В. Пугач, О.І. Дрозденко // "Современные направления теоретических и прикладных исследований 2011": междунар. научн.-практ. конф., 15 – 28 марта 2011г.: зб. научн. трудов. – Одесса, 2011. Т.6.– С. 77–78
- [13] Лейко О.Г. Рідинні акустичні технології і аналіз електричної міцності конструкцій електроакустичних приладів для них / О.Г. Лейко, О.І Дрозденко // Системи обробки інформації. – 2012. – випуск 6 (104). – С. 16–20.
- [14] Свердлин Г. М. Гидроакустические преобразователи и антенны. 1980

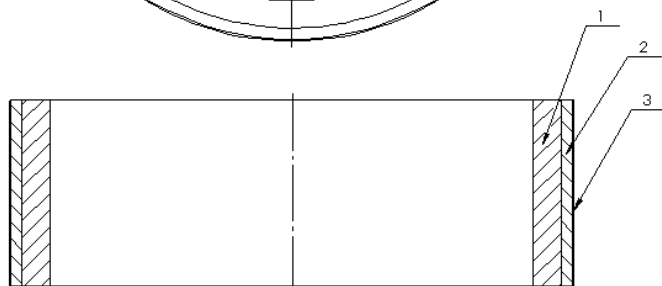
- [15] Дідковський В. С. Практикум з технічної акустики : навч. посіб. для студентів ВНЗ, які навчаються за напрямком "Акустотехніка" / Дідковський В. С., Лейко О. Г., Савін В. Г., Лункова С. А., Мацапура В. Т., Найда С. А., Беркута В. Г., Безимянний Ю. Г., 261 с.
- [16] Дідковський В.С., Лейко О.Г., Савін В.Г. Електроакустичні п'єзокерамічні перетворювачі (розрахунок, проектування, конструювання). Навчальний посібник. – Кіровоград: "Імекс-ЛТД", 2006. – 448 с
- [17] ОСТ 5.8361-86. Аппаратура гидроакустическая. Антенны и преобразователи. Методы измерения электроакустических параметров в измерительных бассейнах.
- [18] <https://www.siglent.eu/product/1136898/siglent-sdg1032x-30mhz-function-arbitrary-waveform-generator>.
- [19] <https://rigol.com.ua/uk/products/digital-oscilloscope-rigol-ds1052e/>.
- [20] SolidWorks Simulation 2018 Black Book.

ДОДАТКИ

Додаток А



1. Активний елемент - ЦТБС-3
2. Ізоляційний шар- АГ-4С
3. Армуючий шар - Сталь Ст.10



```

clear all
% Вхідні дані
H=50*10^(-3);
d_zov_peretv=147*10^-3; %
r_zov_peretv=d_zov_peretv/2

Q_ma=20;
alpha=0.95;
beta=0.18;

p_v=1000 ;
c_v=1500;
p1=7200;
Y1=0.74*10^11;

d31=320*10^(-12);
tan_delta=0.035;
E0=8.85*10^(-12);
E33_E0=2300;

H_piez=50*10^-3;
L=48;
shur_prizm=10*10^-3;
d_vn_piez=130*10^-3;
r_vn_piez=d_vn_piez/2;
d_zov_piez=145*10^-3; %
r_zov_piez=d_zov_piez/2
t_piez=r_zov_piez-r_vn_piez

p2=1600;
Y2=3.25*10^10;

H_izol=50*10^-3;
d_vn_izol=145*10^-3;
r_vn_izol=d_vn_izol/2
d_zov_izol=147*10^-3;
r_zov_izol=d_zov_izol/2;
t_izol=r_zov_izol-r_vn_izol

p3=7.8*10^3;
Y3=2.1*10^6; 10
H_arm=50*10^-3;

d_vn_arm=147*10^-3;
r_vn_arm=d_vn_arm/2;
d_zov_arm=148*10^-3;
r_zov_arm=d_zov_arm/2;
t_arm=r_zov_arm-r_vn_arm

r_ser_peiz=(r_vn_piez+r_zov_piez)/2
r_ser_izol=(r_vn_izol+r_zov_izol)/2
r_ser_arm=(r_vn_arm+r_zov_arm)/2
a_cp=(r_ser_peiz+r_ser_izol+r_ser_arm)/3

f_p=1/(2*pi*r_ser_peiz)*sqrt(Y1/p1)

m_1=2*pi*r_ser_peiz*H_piez*t_piez*p1
c_1=r_ser_peiz/(2*pi*H_piez*t_piez*Y1)

m_2=2*pi*r_ser_izol*H_izol*t_izol*p2

```

```

c_2=r_ser_izol/(2*pi*H_izol*t_izol*Y2)

m_3=2*pi*r_ser_arm*H_arm*t_arm*p3
c_3=r_ser_arm/(2*pi*H_arm*t_arm*Y3)

m_ekv=m_1+m_2+m_3
c_ekv=1/(1/c_1+1/c_2+1/c_3)

n=(2*pi*H*(t_piez/shur_prizm)*d31*Y1)

S_el=9*10^-3*H %
C_pe=E33_E0*(E0*S_el)/t_piez
C_T=L*C_pe
K2_efekt=(n^2*c_ekv)/C_T
C0=C_T*(1-K2_efekt)

f_p_p=1/(2*pi*(sqrt(c_ekv*m_ekv)))
R_vt=(1/(2*pi*f_p_p*C0*tan_delta))

S=2*pi*r_zov_peretv*H %
r_mp=((2*pi*f_p_p*m_ekv)/Q_ma)
r_vp=p_v*c_v*S*alpha
r_m=(r_mp+r_vp)

m_sok=-((p_v*c_v)*S*beta)/(2*pi*f_p_p)
X_p=(1/(2*pi*f_p_p*c_ekv)-2*pi*f_p_p*(m_ekv+m_sok))

f_p_v=1/(2*pi*sqrt(c_ekv*(m_ekv+m_sok)))

Q_m=2*pi*(f_p_v*(m_ekv+m_sok))/r_m

R_0=((r_m/n^2)/(1+(r_m/(R_vt*n^2))))
X_0=1/(2*pi*f_p_v*C0)

eta_a_m=r_vp/r_m
eta_m_e=1/(1+(r_m/(R_vt*n^2)))
eta_a_e=eta_a_m*eta_m_e

W_ak=100 %
U=sqrt((W_ak*R_0)/eta_a_e)

S_vup=pi*d_zov_peretv*H_piez
W_vup=W_ak/S_vup

alfa=0.95
K_dun=1; %
p_C_ker=5.4*10^3*4.4096*10^3
P_C_voda=10^3*1.5*10^3
T_dun=sqrt(W_vup*alfa)*((p_C_ker*sqrt(2))/(sqrt(P_C_voda)))

q=1.013*10^5;
K_ct=a_cp/t_piez
T_ct=K_ct*q

K_k=1
syms r
zv_tusk_sqrt=(sqrt((1/pi)*(W_ak*P_C_voda)*K_k))/2
zv_tusk=zv_tusk_sqrt
ae=zv_tusk/U
I_k=U/R_0
I_x=U/X_0
sumI=sqrt(I_k^2+I_x^2)
cos_phi=1/sqrt((R_0/X_0)^2+1)
v_0=(U*n)/r_m
ksi_0=v_0/(2*pi*f_p_v)

```