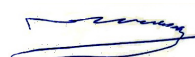


НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
Імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
ФАКУЛЬТЕТ ЕЛЕКТРОНІКИ
КАФЕДРА АКУСТИЧНИХ ТА МУЛЬТИМЕДІЙНИХ ЕЛЕКТРОННИХ
СИСТЕМ

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

 – Сергій НАЙДА

“ 07 ” 06 20 21 р.

Дипломна робота

на здобуття ступеня бакалавра

зі спеціальності

171 – «Електроніка»

(код і назва спеціальності)

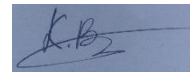
на тему: Моделювання теплового режиму роботи електроакустичних
п'єзокерамічних перетворювачів стержневого типу

Виконав: студент 4 курсу, групи ДГ-71

(шифр групи)

Корінний Володимир Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)



(підпис)

Керівник:

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

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



(підпис)

Рецензент

доцент каф. ЕПС, к.т.н., доц. Вербицький Євген Володимирович

(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 Корінний В. В.



(підпис)

Київ – 2021

**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
Сергій НАЙДА



“ 07 ” 06 2021р.

ЗАВДАННЯ
на дипломну роботу студенту
Корінному Володимиру Володимировичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Моделювання теплового режиму роботи електроакустичних п'єзокерамічних перетворювачів стержневого типу

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 «24» 05.2021р.; 1316-с

2. Термін подання студентом роботи 07.06.2021 р.

3. Вихідні дані до роботи:

літературні джерела інформації будови та характеристик електроакустичних п'єзокерамічних перетворювачів, літературні джерела методів розрахункову теплових полів, програмні середовища SolidWorks® та Comsol Multiphysics®.

4. Зміст роботи: огляд джерел інформації, аналітичний розрахунок, програмний розрахунок.

5. Перелік завдань, які потрібно зробити:

- проаналізувати проблематику та способи вирішення проблеми перегріву перетворювача ;
- використовуючи існуючі аналітичні методи, розрахувати параметри перетворювача та його потужність розсіювання тепла;

- створити тривимірну модель перетворювача в програмному середовищі SolidWorks®;

- в програмному середовищі COMSOL Multiphysics® створити мультифізичні умови для симуляції Джоулевого нагріву;

- шляхом комп'ютерного моделювання розрахувати температуру нагріву, потужність тепловипромінювання та теплопередачі поверхнями перетворювача в навколишнє середовище в програмному середовищі COMSOL Multiphysics® при різних значеннях поданої електричної напруги.

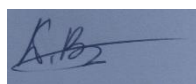
6. Перелік графічного матеріалу: презентація в PowerPoint.

7. Дата видачі завдання 01.09.2020 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	01.09-01.11	Виконано
2.	Написання вступу	02.11-25.12	Виконано
3.	Написання 1-го розділу	02.11-25.12	Виконано
4.	Огляд літератури, що стосується визначення теплового режиму роботи перетворювача	20.02-20.03	Виконано
5.	Розрахунок параметрів та теплового режиму роботи перетворювача	21.03-01.04	Виконано
6.	Оформлення 2-го розділу дипломної роботи	01.04-01.05	Виконано
7.	Створення моделі перетворювача в програмному середовищі SolidWorks	01.05-10.05	Виконано
8.	Створення мультифізичних умови для симуляції джоулевого нагріву	10.05-16.05	Виконано
9.	Розрахунок теплового режиму роботи перетворювача в програмному середовищі COMSOL Multiphysics	10.05-16.05	Виконано
10.	Оформлення 3-го розділу та загальних висновків дипломної роботи	15.05-01.06	Виконано
11.	Оформлення всієї роботи та презентації	01.06-10.06	Виконано
12.	Підготовка до захисту	01.06-10.06	Виконано

Студент



(підпис)

Корінний В. В.

Керівник роботи



(підпис)

Дрозденко О. І.

РЕФЕРАТ

Корінний, В.В. Моделювання теплового режиму роботи електроакустичних п'єзокерамічних перетворювачів стержневого типу: дипломна робота бакалавра : 171 Електроніка. – Київ, 2021 – 69 с.

В даній роботі представлено опис типів електроакустичних п'єзокерамічних перетворювачів за сферою застосування, які за своїми характеристиками належать до типу потужних перетворювачів, внаслідок чого можлива висока температура нагріву, описані причини та наслідки перегріву стержневих перетворювачів, існуючі способи розрахунку теплового режиму роботи перетворювача, тобто теплових полів та теплових втрат.

На основі створеної моделі спрощеного перетворювача продемонстровано аналітичні та комп'ютерні результати розрахунків теплових полів теплового режиму роботи перетворювача. Ці результати демонструють переваги та недоліки аналітичного та комп'ютерного методів та дають можливість коригувати на етапі конструювання та при необхідності зменшувати для зменшення негативних температурних наслідків для перетворювача.

Для конструкції стержневого п'єзокерамічного електроакустичного перетворювача задаючи параметри матеріалів та електричну напругу, яка подається на нього, продемонстровано температуру нагріву за часом та теплові поля, які при цьому утворюються.

Подальше вдосконалення створеної моделі, як аналітичної так і програмної дозволить точно ідентифікувати місця локального перегрівання для визначення температури та вживання запобіжних заходів від перегрівання перетворювача.

Ключові слова: п'єзокерамічний електроакустичний перетворювач, нагрівання, температура, втрати, моделювання теплового режиму.

ABSTRACT

Korinny, V. V. Modeling of thermal regime of electroacoustic piezoceramic converters of rod type: bachelor's thesis: 171 Electronics. - Kyiv, 2021 - 69 p.

This paper describes the types of electroacoustic piezoceramic transducers by scope, which by their characteristics belong to the type of powerful transducers, resulting in possible high heating temperature, describes the causes and consequences of overheating of rod transducers, existing methods of calculating the thermal mode of the transducer, ie thermal fields and heat losses.

Based on the created model of the simplified converter, analytical and computer results of calculations of thermal fields of the thermal mode of operation of the converter are demonstrated. These results demonstrate the advantages and disadvantages of analytical and computer methods and make it possible to adjust at the design stage and, if necessary, reduce to reduce the negative temperature effects on the converter.

For the design of a piezoceramic electroacoustic transducer, by setting the parameters of the materials and the electrical voltage applied to it, the heating temperature over time and the thermal fields generated are demonstrated.

Further improvement of the created model, both analytical and software, will allow to accurately identify the places of local overheating to determine the temperature and take precautions against overheating of the converter.

Key words: piezoceramic electroacoustic transducer, heating, temperature, losses, modeling of thermal regime.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТУЖНИХ СТЕРЖНЕВИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ.....	9
1.1 Конструктивні особливості потужних стержневих перетворювачів ...	9
1.1.1 Гідроакустичні перетворювачі.....	11
1.1.2 Ультразвукові технологічні апарати	14
1.1.3 Пакетні п'єзоактуатори.....	17
1.2 Причини нагріву перетворювача	20
1.3 Методи визначення нагрівання перетворювача	24
1.4 Наслідки нагрівання та способи боротьби з ним	25
Висновки до першого розділу	29
РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПЕРЕТВОРЮВАЧА	31
2.1 Вибір типу п'єзокераміки	32
2.2 Визначення розмірів п'єзоелементів	33
2.3 Визначення розмірів накладок та армуючого елемента	34
2.4 Розрахунок максимальної амплітуди коливальної швидкості.....	38
2.5 Розрахунок електричних параметрів перетворювача	39
2.6 Розрахунок теплового режиму роботи перетворювача	42
Висновки до другого розділу	44
РОЗДІЛ 3. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПЕРЕТВОРЮВАЧА У ПРОГРАМНОМУ СЕРЕДОВИЩІ COMSOL MULTIPHYSICS.....	46
3.1 Постановка задачі	46
3.2 Опис процесу моделювання мультифізичного процесу в програмному середовищі Comsol MULTIPHYSICS®	47
3.3 Результати моделювання теплового режиму перетворювача.....	55
3.3.1 Процес розігріву	55
3.3.3 Теплові втрати	58
3.3.4 При різних значеннях електричної напруги	58
Висновки до третього розділу	61
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ	62
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	63
ДОДАТКИ.....	66
Додаток А	66
Додаток В.....	69
Додаток Г	70

ВСТУП

Потужні стержневі перетворювачі використовуються в основному в гідроакустичних системах та ультразвукових технологічних апаратах, тобто там, де необхідна потужна дія протягом тривалого часу.

Сфери застосування потужних електромеханічних перетворювачів вимагають велику потужність споживання та випромінювання електричної та акустичної енергії внаслідок чого, очевидні, можливі негативні наслідки через швидке накопичення теплової енергії, яка може виходити за установлені рамки теплової міцності перетворювача.

В потужних стержневих перетворювачах існує проблема нагрівання з наступним перегріванням конструктивних елементів. Для того, що боротися з нагріванням необхідно знати, яку теплову потужність виділяє перетворювач, які утворюються теплові поля та місця локального перегрівання для визначення температури та вживання запобіжних заходів від перегрівання перетворювача.

Тому головною задачею на основі набутих знань та навичок є створити мультифізичну модель в програмному середовищі COMSOL Multiphysics®, яка б дозволила врахувати конструктивні особливості п'єзокерамічного електроакустичного перетворювача для дослідження його теплових полів.

Для досягнення мети було поставлено ряд завдань:

1. Провести огляд літератури за тематикою роботи. Розглянути специфіку потужних перетворювачів та причини їх нагріву.
2. Проаналізувати існуючі способи визначення теплових полів.
3. Розрахувати аналітичним методом тепловий режим перетворювача.
4. Створити тривимірну та змодельовати тепловий режим перетворювача при подачі електричної напруги та показати процес розігріву в часі за допомогою програмного середовища COMSOL Multiphysics®.

Для моделювання було обрано саме COMSOL Multiphysics®, як програмне середовище, яке високо себе зарекомендувало в науковій діяльності, з можливістю моделювати практично всі існуючі фізичні процеси, які можна описати за допомогою диференціальних рівнянь, в тому числі необхідні для поставленої задачі в даній роботі, теплові, електричні та п'єзоелектричні фізичні процеси, з можливістю візуалізувати їх за часом та розраховувати методом скінченних елементів.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТУЖНИХ СТЕРЖНЕВИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ

1.1 Конструктивні особливості потужних стержневих перетворювачів

Конструкції потужних електроакустичних стержневих перетворювачів широко розповсюджуються в низькому ультразвуковому та низькочастотному діапазоні в різних областях науки та промисловості. В різних сфера діяльності для фізичних, хімічних та біологічних дій, так і для обміну інформації або її отримання.

Загальний вигляд стержневого перетворювача представлено у вигляді трьохкомпонентної коливальної системи (рис. 1.1), яка складається з п'єзoeлементу та двох пасивних накладок: тильної та передньої.

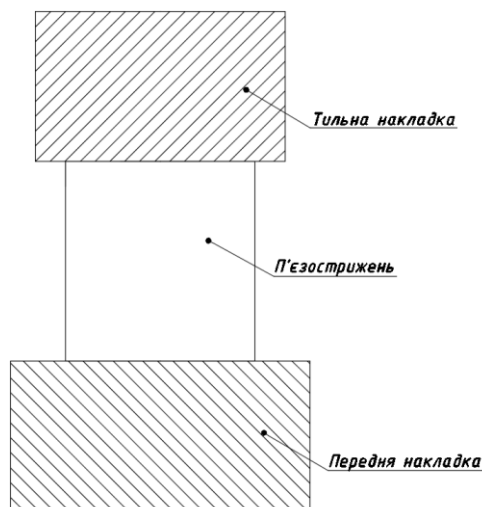


Рис. 1.1 Трьохкомпонентна коливальна системи

На рис. 1.2 наведена еквівалентна електромеханічна схема випромінюючого перетворювача, де U – електрична напруга, що подається, C^ξ – електричних ємність, R^ξ – опір електричних втрат, $1:n$ – коефіцієнт електромеханічної трансформації, $c_{екв}^E$ – еквівалентна гнучкість, $m_{екв}$ – еквівалентна маса, r_a – опір механічних втрат, r_s – активна складова опору випромінювання, x_s – реактивна складова опору випромінювання.

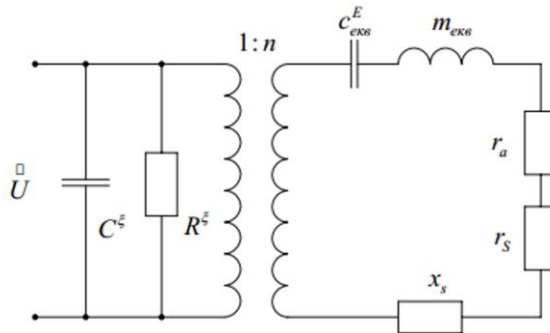


Рис. 1.2. Еквівалентна схема електромеханічного перетворювача з урахуванням механічних втрат

На рис. 1.3 зображена повна еквівалентна схема стержневого перетворювача в режимі випромінювання описана в [1].

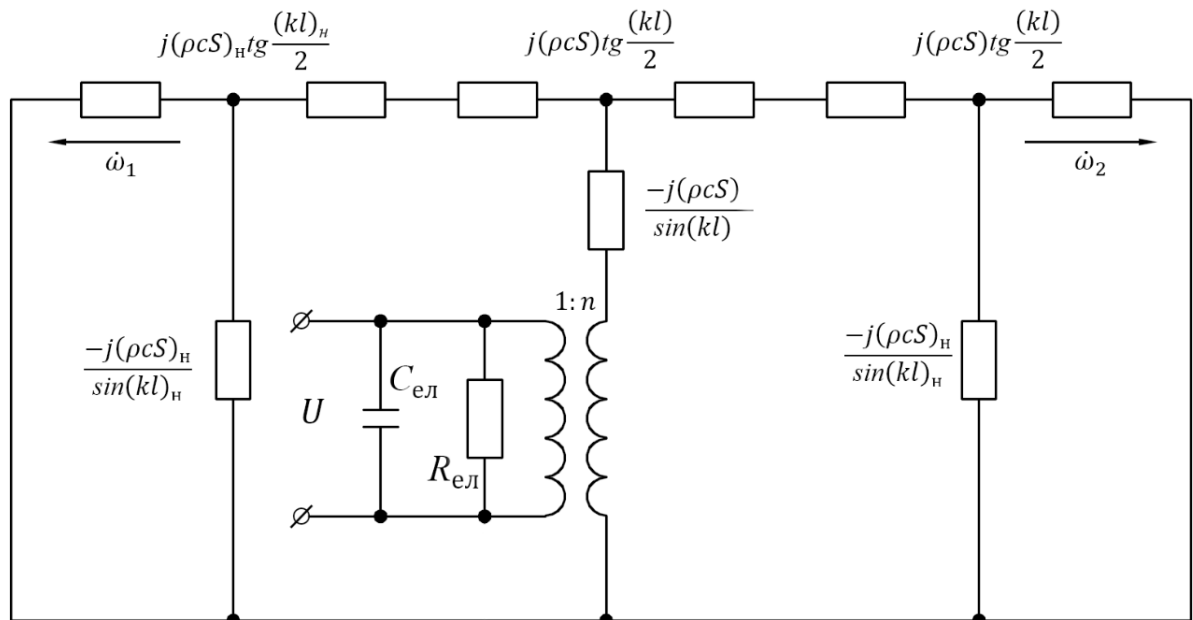


Рис. 1.3. Повна еквівалентна схема стержневого перетворювача

Автор R. S. Wollett [2], навів кількості дані, які прогнозують, що габарити стержневого перетворювача зростають пропорційно $\frac{1}{f_{p1}}$, а маса - пропорційно $\left(\frac{1}{f_{p1}}\right)^3$. Наприклад, перетворювач, що має $f_{p1} = 100$ Гц, має масу 1500 т і габарити 6х6х1.5 м, що виглядає абсурдно з точки зору практики. У зв'язку з цим склалася думка, що різке зростання маси і габаритів зі зменшення f_{p1} є головним фактором, перешкоджаючим практичному використанню стержневих перетворювачів в якості потужних джерел звуку на частотах нижче 2-3 кГц. У статті [3] пропонується метод, що

дозволяє в значній мірі послабити вище зазначені фактори і реалізувати дві можливості, або знижувати першу власну частоту без істотного збільшення мас і габаритів, або зменшувати масу і габарити при збереження першої власної частоти [3].

Особливостями потужних стержневих перетворювачів є:

- можливість забезпечення одностороннього випромінювання або прийому без використання акустичного екранів, а завдяки асиметрії коливальні системи;

- можливість надійного забезпечення довготривалої роботи за допомогою армування, металевих і контейнерів, що мають мінімальну кількість полімерних ущільнень;

- висока електрична міцність за рахунок заповнення електроізоляційного рідиною та механічна міцність за рахунок армування болтовою стяжкою або з використанням суцільних елементів міцності, що забезпечує можливості випромінювання великих питомих потужностей;

Недоліками потужних стержневих перетворювачів є:

- велика вага і габарити за рахунок маси конструктивних елементів;

- необхідність забезпечення в великій потужності для повноцінної роботи;

- необхідність в конструкціях при роботі в водному середовищі полімерних екранних і герметизуючих матеріалів - основних джерел механічних втрат, через що стержневі перетворювачі втрачають ККД.

1.1.1 Гідроакустичні перетворювачі

Підводні електроакустичні перетворювачі є основними елементами, з яких комплектуються гідроакустичні антени різних підводних електроакустичних систем. При цьому саме перетворювачі здійснюють перетворення електричної енергії в енергію випромінюваного акустичного сигналу (і навпаки), а необхідну спрямованість випромінювання (прийому)

забезпечує антена. Залежно від призначення електроакустичної системи до складу її антени може входити від одного до декількох тисяч перетворювачів [4].

Стержневі перетворювачі відносяться до однонаправлених випромінювачів або приймачів звуку. Тому при використанні вони повинні займати в просторі зовнішнього середовища відповідне положення. Це досягається розміщенням на корпусі перетворювачів у необхідних місцях фланців з отворами під кріпильні болти. В якості таких місць при жорсткому закріпленні перетворювачів частіше всього використовуються ті частини перетворювачів, які мають малу амплітуду зміщень, а при м'якому - передня накладка [5].

Стержневий армований п'єзокерамічний перетворювач силової конструкції зображено на рис. 1.4. Він має більшу міцність на розтягування секціонованих активних елементів при використанні поздовжнього п'єзоефекту завдяки попередньому створенню в них статичних стискуючих напружень. Така конструкція перетворювача складається із випромінюючої накладки 1, п'єзоелемента 2, проводу 3, стакану 4, втулки 5, тильної накладки 6, кабелю 7, втулки 8, гайки 9, шпильки 10, проводу 11, гумового чохла 12 та гумової прокладки 13. До нижнього торця секціонованого активного елемента 2 через електроізоляційний прошарок прикріплено стакан 4, у верхню частину якого запресована втулка 5. Армуючу шпильку 10 вкручують в передню накладку 1 і стягують гайкою 9, що розміщена на торці стакану. Стакан і скріплену з ним тильну накладку роблять масивними. Це необхідно для зменшення коливальної швидкості тильної накладки і забезпечення переважного випромінювання передньою накладкою. Від пелюстків шайб активного елемента, з'єднаних паралельно, відходять два проводи 3 і 11, які через отвір в стакані 4 і накладці 6 з'єднуються з жилами кабелю 7. Останній привулканізовано до втулки 8, яка приварена до тильної накладки. Канавки на втулці збільшують поверхню вулканізації. Між

передньою накладкою 1 і стаканом 4 розміщують гнучку (гумову) прокладку 13 для акустичної розв'язки. Повітря в об'ємі між активним елементом і стаканом 4 екранує бокову поверхню п'єзоелементів. Герметизацію перетворювача забезпечує гумовий чохол 12 товщиною 2-3 мм, приклеєний до деталей 1, 4, 6 [5].

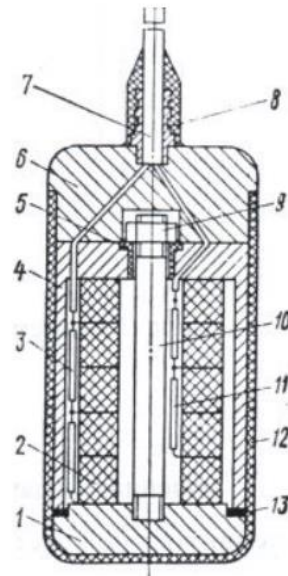


Рис. 1.4. Стержневий армований п'єзокерамічний перетворювач [5]

На рис. 1.5 зображені промислові зразки конструкцій гідроакустичних стержневих перетворювачів. На рис. 1.5 а), б) кріпильний фланець розташовується на торці; на рис. 1.5 в) кріпильний фланець розташовується на середній частині; на рис. 1.5 г) кріпильний фланець розташовується на передній накладці.





Рис. 1.5. Конструкції гідроакустичних стержневих перетворювачів [5]

і

1.1.2 Ультразвукові технологічні апарати

Технологічні перетворювачі відрізняються від інших перетворювачів за призначенням тим, що мають ряд конструктивних особливостей. Це обумовлено тим, що технологічний процес вимагає високу амплітуду коливальної швидкості, велику інтенсивність, що сприяє нелінійним акустичним ефектам для прискорення фізичних або хімічних процесів. Але цьому перешкоджають великі механічні втрати та недостатня механічна міцність п'єзокераміки. Конструктивні особливості ультразвукових технологічних апаратів направлені на зменшення механічних втрат. Щоб зменшити механічні витрати в технологічних апаратах використовують п'єзоелементи невеликих розмірів закріплених між двома металевими накладками, армуючі елементи за допомогою болта. Ще одною особливістю технологічних перетворювачів є використання концентраторів та бустерів для підвищення амплітуди коливань, які генерує перетворювач.

Ультразвукові (УЗ) технології набувають все більшого поширення в різних галузях промисловості, дозволяючи створювати нові і ефективно інтенсифікувати відомі технологічні процеси [6].

Основні сфери застосування ультразвукових технологічних пристроїв це:

- Обробка рідких середовищ: очистка, емульгування, розчинення, розпилення, просоченню та інше;
- Обробка через газове середовища: сушці, коагуляції, гасіння піни та інше;
- Обробка твердих середовищ: руйнування, склеювання, зварювання, різання, полірування та інше.

На рис. 1.6 зображено ультразвукова коливальна система для ультразвукових апаратів для впливу на рідкі середовища ультразвуковими коливаннями високої інтенсивності. 1 – активний робочий інструмент зі збільшеною поверхнею випромінювання; 2 – узгоджувальний акустичний трансформатор (концентратор); 3 – робоча частотно-понижувальна накладка; 4 – п'єзоелектричний елемент; 5 – відбиваюча частотно-понижувальна накладка. З передньої частотно-понижувальної накладкою 3 акустично пов'язаний трансформатор швидкості коливань – концентратор 2, що здійснює узгодження акустичних імпедансів п'єзоелектричного перетворювача 4 і технологічного середовища за рахунок трансформації швидкості коливань в поздовжній акустичної хвилі. Ультразвуковий п'єзоелектричний перетворювач виконаний мультіпакетним і містить в своєму складі набір п'єзоелектричних елементів 4, що генерують ультразвукові коливання, енергія яких підсумовується в передній частотно-понижувальної накладки 2 і через узгоджувальний акустичний трансформатор 2 передається випромінюючій системі 1 [7].

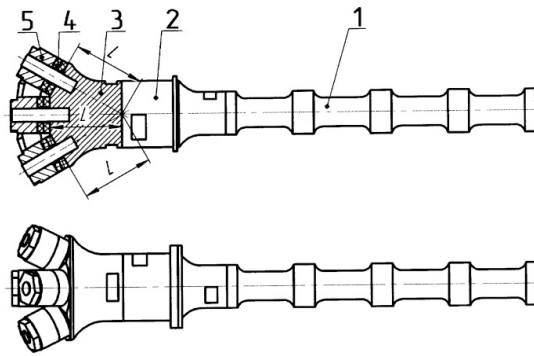


Рис. 1.6 Ультразвуковий багатоелементний технологічний апарат [7]

Залежно від особливостей реалізованого технологічного процесу, обсягів оброблюваних середовищ виникає необхідність застосування УЗ апаратів різної потужності і комплектації, тобто в застосуванні певних коливальних систем і електронних генераторів різної потужності для їх харчування. При створенні і застосуванні електронних генераторів їх прийнято класифікувати по споживаній електричній потужності [8]. УЗ перетворювачі ділять на такі класи по необхідній електричній потужності генератора: до 100 Вт, до 400 Вт, до 1000 Вт, до 3000 Вт, до 8000 Вт та більше 8000 Вт. При цьому встановлюють важливих обмежуючих параметрів: робоча частота, акустична потужність, направленість випромінювання, електрична, механічна та теплова міцність та інші. Ці обмеження визначають кількість необхідних п'єзоелементів, габаритні розміри та побудову перетворювача [7].

На рис. 1.7 зображені промислові зразки ультразвукових технологічних апаратів з конструкцією стержневого п'єзокерамічного перетворювача. На рис. 1.7 а) — апарат для обробки рідких середовищ; . На рис. 1.7 б) — апарат для обробки газових середовищ; На рис. 1.7 в) — апарат для обробки в твердих середовищах.



Рис. 1.7 Ультразвукових технологічних апарати [9]

1.1.3 Пакетні п'єзоактуатори

Принцип роботи п'єзокерамічного актуатора полягає в деформації електроактивних п'єзокерамічних пластин, які знаходяться в одному електричному полі. Ця деформація використовується для генерування рушійної сили. Тобто, таким способом електрична енергія перетворюється в механічне переміщення.

Високовольтний п'єзокерамічний актуатор (рис. 8) складається з п'єзоелектричного пакету 1, зовнішньої оболонки 2, пружини попереднього

навантаження 3 та направляючих стержнів 4. Сферичне з'єднання 5 використовується для запобігання п'єзоелектричному штабелю згинальних та крутильних моментів [10].

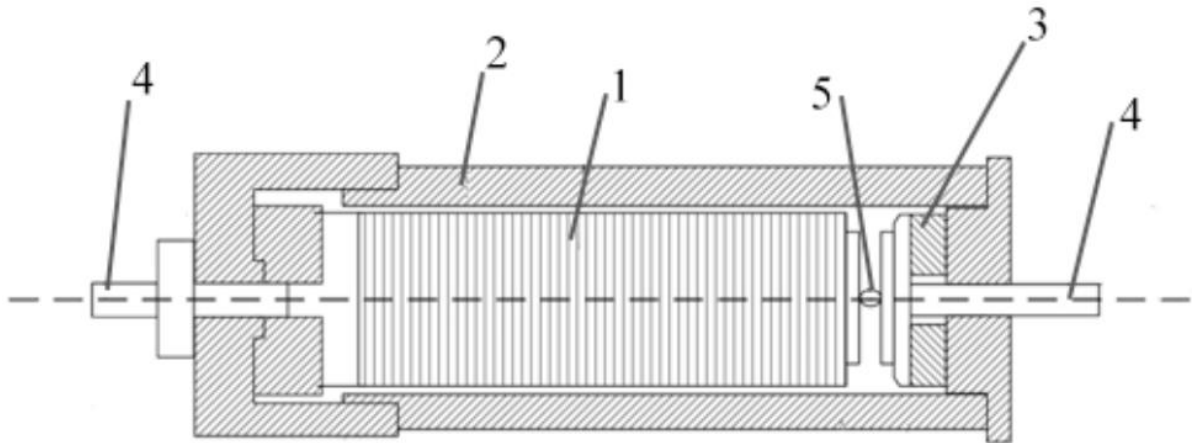


Рис. 1.8. Будова п'єзокерамічного актуатора [10]

Необхідна електрична напруга залежить від необхідного питомого механічного зусилля, тобто прикладених сил. Робоча напруга стандартних пакетних актуаторів, виготовлених з стандартної п'єзокераміки ЦТС лежить в діапазоні від -100В до +1000В з діапазоном робочих температур від -60°C до 120°C . Активний матеріал актуатора в якості п'єзокераміки має володіти високим значенням d_{33} та температурною стабільністю до 70°C [11].

П'єзокерамічні актуатори використовуються в:

- механізмах маніпуляторів;
- системах високоточного позиціонування для високоточного приладобудування та оптико-електронних систем контролю;
- системах гашення вібрацій;
- ультразвукових п'єзодвигунах;
- ультразвукових медичних інструментів в якості лінійного приводу;
- та інше.

Стабільність роботи п'єзоактуаторів при високих температурах визначається не тільки параметрами п'єзокераміки, але і параметрами конструкційних матеріалів, які використовуються для струмознімальних електродів, ізоляції та адгезії. Температура Кюрі п'єзокераміки не

відноситься до чинників, які найбільше впливають на роботу. Найбільш важливим аспектом в практичному застосуванні п'єзоактуаторів є те, що актуатори повинні не тільки витримувати підвищені робочі температури, але і показувати при цьому найменші відхилення своїх параметрів. Тому, для підвищених температур використовується спеціальна п'єзокераміка з високою стабільністю параметрів [11].

Тепловіддача актуаторів вельми незначна через низьку питому теплопровідність п'єзокераміки та низьку теплопередачу корпусу актуатора, особливо з попередньою механічною напругою, за рахунок повітряного прошарку між його оболонкою і п'єзопакетом. Тенденція до перегріву для стандартно закріпленого актуатора посилюється ще і в разі недостатнього механічного зв'язку п'єзокерамічного пакета з зовнішнім навантаженням через торцеву поверхню актуатора [11].

Саморозігрів п'єзоактуаторів пропорційний величині реактивної енергії, що розвивається їм під час динамічної роботи, яка в свою чергу збільшується збільшенням робочої частоти і амплітуди сигналу. Тому, щоб уникнути перегріву слід строго обмежувати робочу частоту п'єзоактуатора. Звичайні низьковольтні актуатори середніх розмірів за умови переміщення на величину максимального ходу починають перегріватися на робочій частоті близько 200 Гц [11].

На рис. 1.9 зображені зразки лінійних пакетних п'єзокерамічних актуаторів. На рис. 1.9 а) – паралельно навантажений актуатор РРА 10М; На рис. 1.9 б) – зсувний актуатор Р-212-00; На рис. 1.9 в) – ; трубчастий актуатор Р-016.

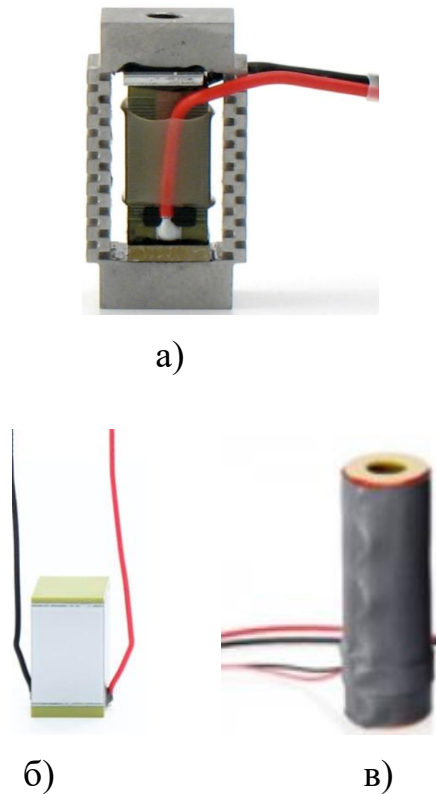


Рис. 1.9. Пакетні п'єзоактуатори [12]

1.2 Причини нагріву перетворювача

Температура розігріву перетворювача залежить від кількості виділеного в ньому тепла на це впливає подана електрична потужність, електро-акустичний КПД, випромінююча потужність та ефективності тепловідводу.

При роботі в потужному режимі перетворювач може розігріватися на більше чим 100°C . Температурна стабільність п'єзокераміки вища в порівнянні з більшістю інших матеріалів. Але допустима температур розігріву температура для полімерних має не перевищувати 60°C , наприклад, допустима температура розігріву температура п'єзокераміки ТБК-65 – 60°C , ЦТБС-3 – 85°C , ТБКС – 85°C , є марки які можуть працювати в більш високих температурах такі як: ЦТС-22 – 200°C , 200 ЦТС-21 – 300°C . Якщо температура матеріалу перевищить допустиму, це може спричинити деполяризацію активного матеріалу, порушення цілісності паяного монтажу,

руйнування гідро-електроізоляційних матеріалів. Тому при розрахунку перетворювача головною ціллю є визначення максимальних температур розігріву активного елемента та елементів гідро-електроізоляції, які виготовляється з полімерних матеріалів.

На температурні значення впливають температурні залежності п'єзоелектричних постійних такі як: діелектрична постійна, п'єзоелектричний коефіцієнт за напругою та п'єзоелектричний модуль. При змінах температури необхідно враховувати температурні розширення п'єзоматеріалу та температурні залежності п'єзоефекту.

Розрахунки, підтверджені експериментом, показують, що час розігріву конструкцій сучасних приладів знаходиться в межах 1...2 годин. Результати порівняльних числових оцінок теплових режимів випромінювачів звуку різних типів показують, що, зокрема для роботи в рідині, найбільш схильними до розігріву є розвантажені конструкції стержневих електроакустичних приладів та конструкції циліндричних електроакустичних приладів з великими кутами екранування [5].

При випромінюванні великих потужностей імовірно перетворювач буде розігріватися. Якщо конструкційні елементи тісно закріплені одна з одним, то можливі температурно-механічні напруження σ_T , які пропорційні температурі розігріву перетворювача та різниці значень коефіцієнтів лінійного розширення спряжених елементів конструкцій перетворювача:

$$\sigma_T = (\alpha_1 - \alpha_2)\Delta T E_{Ю}, \quad (1.1)$$

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

Протікання теплового процесу в будь-якій точці твердого ізотропного тіла в стаціонарному часі при заданих початкових та граничних умов описується диференціальним рівнянням Фур'є [13,14]:

$$\lambda_T \nabla^2 T + q_V = c_T \rho \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (1.2)$$

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.

У випадку стаціонарного температурного поля, права частина рівняння (1.2) дорівнює нулю:

$$\lambda_T \nabla^2 T + q_V = 0. \quad (1.3)$$

Однозначно не вирішене питання визначення об'ємної потужності джерел тепловиділення (продуктивності внутрішніх джерел теплової енергії) [15].

У випадку рівномірного розподілу втрат в об'ємі перетворювача кількість тепла, виділеного в одиницю часу в одиниці об'єму кожного з його елементів, може бути визначено з співвідношення [1]:

$$q_V = \frac{W_{\text{пв}}}{V\theta} = \frac{W_{\text{мв}} + W_{\text{ев}}}{V\theta} \text{ або } q_V = 0.24 \frac{W_{\text{пв}}}{V\theta} = 0.24 \frac{W_{\text{мв}} + W_{\text{ев}}}{V\theta}, \quad (1.4)$$

де $W_{\text{пв}}$ – повна потужність втрат, $W_{\text{мв}}$ – потужність механічних втрат, $W_{\text{ев}}$ – потужність електричних втрат, V – об'єм в якому відбувається тепловиділення, θ – шпаруватість імпульсів при роботі перетворювача в імпульсному режимі.

У свою чергу потужність механічних втрат $W_{\text{мв}} = w_0^2 \frac{\eta(\omega)}{\omega c_e^E}$, де w_0 – коливальна швидкість; $\eta(\omega) = \frac{1}{Q_{\text{п}}}$ – коефіцієнт втрат; $Q_{\text{п}}$ – механічна добротність перетворювача; c_e^E – еквівалентна гучкість.

Потужність електричних втрат $W_{\text{ев}} = U^2 \omega C_{\text{ел}}^{\xi} \text{tg} \delta^{\xi}$, де U – електрична напруга, ω – резонансна частота, $C_{\text{ел}}^{\xi}$ – електрична ємність, $\text{tg} \delta^{\xi}$ – тангенс кута діелектричних втрат.

Один з методів розрахунку механічних та електричних втрат заснований на електромеханічній схемі, де вводять паралельні гілки в механічній та електричній стороні, еквівалентні активні опори $r_{\text{ел.вт}}$ та $r_{\text{мех.вт.}}$, які можна в подальшому представити у вигляді потужностей еквівалентних втрат $W_{\text{мв}}$ та $W_{\text{ев}}$. В роботі [16] описано енергетичний метод для приблизної оцінки механічних втрат в електроакустичних перетворювачах.

Важливо зауважити, якщо перетворювач працює в неперервному режимі з великою амплітудою коливань, виникає велика кількість механічних втрат із-за цього перетворювач може сильно награтися. Якщо додаткові охолоджуючі елементи або прилади не використовуються – це також може обмежувати максимальну потужність перетворювача.

Механічні втрати в основному виникають в п'єзокерамічній частині перетворювача, де великі механічні напруження. В торцях, які менш задіяні в деформації, механічні втрати мінімальні. Електричні втрати в п'єзокерамічних перетворювачах на відміну від механічних дуже малі.

Обмежувальні дії механічних втрат полягають у тому, що в області великих деформацій п'єзокераміки в навантаженому режимі виникають нелінійні ефекти, в результаті чого коефіцієнт втрат перестає бути постійним. При цьому на механічні втрати витрачається велика доля поданої до перетворювача електричної потужності. Майже все збільшення необхідної поданої електричної потужності витрачається на покриття збільшуючихся втрат. Для збільшення амплітуди коливань п'єзокерамічного перетворювача необхідно зменшити електричні та в першу чергу, механічні витрати. В деяких конструкціях це досягається заміною кераміки металом, в котрого за фізичними параметрами механічні втрати на порядок менші.

Механічні втрати в п'єзокераміці при коливаннях на частотах 10-90 кГц мають гистерезисову залежність. Потужність гестирезинових втрат, що виникає в одиниці об'єму тіла, що деформується, пропорційна квадрату деформації. В півхвильовому стержні густина втрат по його довжині буде

розподілена пропорційно квадрату косинусу с максимумом в вузловому перерізу [17].

1.3 Методи визначення нагрівання перетворювача

Для надійної і ефективної боротьби з нагріванням ПЕП необхідно ще на етапі конструювання оцінити величину теплових навантажень та при необхідності застосувати способи для зменшення нагрівання.

Для цього потрібні методи розрахунку теплових полів, температурного режиму, температурних втрат. Ці методики розроблені в основному для циліндричних ПЕП і засновані на вирішенні диференціального рівняння теплопровідності [13,14]. В іноземні роботи описано метод визначення нагрівання та температурних втрати п'єзоматеріалу [18,19,20], та за допомогою програмного середовища Comsol Multiphysics [21]. В роботах [22,23] демонструється методика та результати розрахунку температурних втрат для ультразвукового двигуна-актуатора.

В роботі [24] описується аналітичний метод розрахунку розподіл теплових полів стержневого перетворювача та комп'ютерного за допомогою програмного середовища SolidWorks Simulation.

Для перетворювачів стержневого типу модель розрахунку температурних, електричних та механічних втрат не зустрічаються. Тому метою цієї роботи є створення комп'ютерної симулятивної моделі.

Узагальнюючі можливі наступні методи визначення теплового поля:

- практичний метод з використанням метрологічних приладів фіксуючих температурні поля;
- аналітичний метод з використанням рівняння теплопровідності Фур'є, з використанням методу скінченних елементів або метод зв'язаних полів;

- комп'ютерний метод з використанням програмного забезпечення чисельного методу такого як SolidWorks Simulation, SolidWorks FlowSimulation, Comsol Multiphysics, Ansys, Elmer, OpenFOAM для імітації необхідних фізичних явищ.

1.4 Наслідки нагрівання та способи боротьби з ним

При тривалій та інтенсивній роботі ЕАП з'являється проблема його перегріву. Перегрів перетворювача веде за собою вихід з ладу всього приладу або поломку окремих компонентів. Часто для уникнення нагріву доводиться змінювати конструкцію перетворювача або застосовувати додаткові елементи контролю температури.

Для перетворення енергії найчастіше використовують п'єзокерамічні елементи в яких діапазон температур від -30 до 85 °С. Якщо температура буде вище, це може привести до зміни робочої частоти або частоти резонансу, зміни електричного імпедансу, зміни деполяризації п'єзокераміки, зменшення терміну служби п'єзокераміки.

На робочий процес перетворювача впливає температурний режим, тобто сильний нагрів п'єзокераміки недопустимо. В широко поширених марках п'єзоматеріалів нагрів більше 100°C веде до нелінійних небажаних механічних та п'єзоелектричних ефектів та обмежує задану перетворювачем амплітуду коливань, п'єзокераміка може деполяризуватися. При перевищенні температури точки Кюрі, кераміка втрачає свої п'єзоелектричні властивості, електричну та механічну міцність.

Перегрів перетворювача веде за собою вихід з ладу всього приладу або поломку окремих компонентів. Часто для уникнення нагріву доводиться змінювати конструкцію перетворювача і застосовувати додаткові елементи. Питання про невирішеність даної проблеми в медицині особливо гостро торкнувся область офтальмохірургії. У роботі пишуть про нестачі ультразвукових пристроїв для факоемульсифікації по причині нагріву

зовнішніх тканин. В роботі навіть пропонують використовувати імпульсний або спалаховий режим ультразвуку. Недоліком традиційного імпульсного режиму є неможливість зниження експозиції ультразвуку менше 50% - ного коефіцієнта заповнення [24].

Також недоліки нагріву перетворювачів і п'єзоелектричної кераміки видно і в області хірургії. У роботі описується проблема маленької питомої вихідної потужності апарату, і недостатня тривалості безперервної його роботи. Із-за нераціонального використання споживаної енергії на нагрів, у перетворювача зменшується можливість потужного випромінювання і, тим самим, отримуємо невелику ефективність. Для гідроакустичних перетворювачів ситуація простіше, тому що тепловіддача в рідкі середовища в десятки разів більше, ніж в газів. Однак, з розвитком в рідкому середовищі кавітаційних явищ, вихід акустичної енергії в середу зменшується, що може призводити до додаткового нагрівання. У роботі з області гідроакустики проаналізовано вийшов з ладу апарат [24].

На рис. 1.10 показано можливі механічні та температурні пошкодження конструктивних елементів ультразвукових технологічних апаратів відносно заданої номінальної потужності:



Рис. 1.10. Механічні та теплові руйнування конструкцій

Отже, нагрівання ПЕП може привести до наступних негативних наслідків:

- деполяризація п'єзокераміки;
- швидке старіння п'єзокераміки, зменшення терміну служби;
- зміна робочої частоти і частоти резонансу;
- зміна електричного імпедансу;
- порушення умови узгодження з електронним генератором;
- обмеження в тривалості та режиму роботи.

Щоб боротися з нагріванням можна зменшувати рівень втрат: механічних та електричних. Наприклад, використовуючи більш складні за своїм виробництвом типи п'єзокераміки та їх форми [25,26]. Або для зменшення нагріву можна використовувати систему відведення тепла або додаткові елементи охолодження.

Для актуаторних пристроїв, щоб боротися з нагріванням використовують систему повітряного охолодження та радіаторні елементи, що кріпляться к корпусу перетворювача. Компанією APC International Ltd. пропонується використовувати систему термостабілізації «TermoStable» (рис. 1.11). Головним аспектом даної системи є забезпечення ефективної теплопередачі від п'єзопакету корпусу актуатор в оточуюче середовище. Завдяки цьому не допускається перевищення температури, яка могло б привести до пошкоджень п'єзопакету від перегріву при досягненні максимальної потужності перетворювача [11].



Рис. 1.11 Система термостабілізації «TermoStable» [11]

Для технологічних апаратів пропонується використовувати систему контролю температури п'єзоелектричного перетворювача, де в якості контролю буде використовуватися інтегрована схема в якості вузла інформаційного сигналу, який електричним шляхом отримає інформацію про стан температури термочутливого елемента, а саме п'єзoeлемента. Практична реалізація такого вузла у складі технологічного апарату не вимагає великих затрат и не потребує модернізації ультразвукового технологічного апарату [27].

Стосовно гідроакустичних перетворювачів, якщо перетворювач знаходиться в кожусі, в якому конвекція повітря ускладнена, де бокові поверхні та торець перетворювача стикаються з повітряною середою. Накладка зі сталі має високу випромінюючу властивість, внесок теплового випромінювання та теплопередачі в охолодження майже однаковий. А от випромінююча властивість алюмінієвого сплаву значно нижча, тому в охолодження ця накладка більш здатна до теплопередачі. Але обидві накладки мають низьке значення відведення потужність теплопередачою. Найбільший ефект теплопередачі відбувається в воду. Значно гірше для степені охолодження перетворювача в якому використовується концентратор.

Підвищити тепловідвід бічних поверхонь перетворювача, які контактують з повітрям можна за допомогою вентиляторів. Завдяки якому

коефіцієнт теплопередачі збільшується з підвищенням швидкості повітряного потоку:

$$\eta = 5.6 + 4v^2, \quad (1.5)$$

де v — швидкість потоку в метрах за секунду. Але використання вентиляторів, тим паче потужних вентиляторів для потужних перетворювачів робить загальний пристрій-перетворювач громіздким, масивним та важким. Тому в більшості випадків погоджуються на зниження амплітуди коливань, або використання пауз між роботою перетворювача, або перехід на імпульсний режим, що знизити амплітуду коливань, тим самим знизити механічні та електричні втрати, та власне знизити кількість тепла, що виділяється, яке спричиняє перегрів перетворювача.

Висновки до першого розділу

В цьому розділі були описано основні види потужних стержневих перетворювачів аналіз яких дозволяє зробити висновок, що закон збереження енергії є невід'ємною частиною перетворення електричної енергії в механічну, де обов'язково буде присутні теплове поле.

Ознайомившись з конструктивними елементами потужних стержневих перетворювачів, сферами їх застосування, способами боротьби з нагріванням, та способами визначення нагрівання прийшли до висновку, що існує проблема нагріву елементів стержневого перетворювача. При цьому невирішеним питанням є визначення теплових втрат та об'ємної теплової потужності стержневих перетворювачів. Ці фізичні величини суттєві та є основними факторами нагрівання перетворювача, яке може призвести до руйнувань його конструкції. Визначення тепловіддачі вимагає не тільки аналітичного та практичного способу, а й більш точного та комплексного розрахунку за допомогою комп'ютерного моделювання, бажано в нестационарному режимі для відстеження нелінійних фізичних процесів в матеріалах.

Описані способи зниження нагріву перетворювача ефективні, але можуть бути невиправдані, як з технологічної сторони їх застосування, так із економічної. Тому на початковому етапі перетворювача необхідно оцінити теплові поля та можливі максимальні значення температур розігріву перетворювача. Це можливо зробити застосовуючи аналітичний розрахунок або комп'ютерне моделювання.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПЕРЕТВОРЮВАЧА

Тепловий режим роботи – це сукупність факторів та процесів, які характеризують розподіл та відвід тепла в об'ємі або на поверхні перетворювача відносно часу.

Під тепловим режимом роботи перетворювача мають на увазі температурний проміжок за який нагрів не перевищує межу допустимої температури. Керування тепловим режимом здійснюється за допомогою поданої теплової потужності за тепловідведення.

Тепловідведення та теплопередача в перетворювачі може здійснюватися за рахунок теплопровідності, конвекції та тепловипромінювання.

Теплопровідність – це молекулярне перенесення тепла в матеріалі від менш нагрітої її частини до менш нагрітої, обумовлене неоднорідним розподілом температури. Цей процес призводить до рівномірного розподілення температури в середині елемента.

Конвекція – це процес перенесення тепла в об'ємі рідини або газ, де конвекція відбувається через потоки та струмені руху. В свою чергу конвекцію поділяють на вільну та вимушену.

Вільна конвекція виникає тоді, коли частки рідини в різних ділянках системи знаходяться під впливом масових сил. У гравітаційному полі неоднорідність щільності, що виникає при нерівномірному нагріванні частин системи, викликає вільний рух. Вимушена конвекція відбувається під дією зовнішніх поверхневих сил. Різниця тисків, під дією якої переміщується теплоносії, створюється за допомогою вентиляторів, насосів, ежекторів і інших пристроїв [28].

Тепловипромінювання – це процес перенесення тепла за рахунок випромінення енергії самим матеріалом. В процесі випромінення ця енергія перетворюється в електромагнітну та поглинається іншими тілами.

У природі і техніці багато процесів теплообміну ускладнюються процесами масообміну, фазовими переходами, хімічними реакціями, тепловиділенням.

У конструкціях апаратури (в тому числі гідроакустичній) при нормальних кліматичних умовах і природному охолодженні близько 70% тепла відводиться за рахунок конвекції, 20% - за рахунок випромінювання і 10% за рахунок теплопровідності [29].

Розрахуємо параметри перетворювача за якими можна буде оцінити його теплові поля. За відомими способами розрахунку [30,17], розрахуємо основні параметри спрощеної силової конструкції стержневого симетричного п'єзокерамічного перетворювача та його повну теплову потужність розсіювання P_n для визначення теплового режиму роботи.

Для вибору товщини пластин п'єзокераміки будемо опиратися на існуючі конструкції з літературного джерела [31]. Де описується, що ультразвукового перетворювача низькочастотного ультразвукового діапазону слід використовувати на частотах 16-18 кГц товщину п'єзокераміки 8 мм, на частотах 20-22 кГц – 8 або 4 мм. Товщини пластин п'єзоелементів мають бути мінімальними, щоб була забезпечена механічна міцність. Резонансу частоту оберемо 20 кГц та товщину п'єзокераміки 8 мм, звідси знайдемо розміри накладок перетворювача.

2.1 Вибір типу п'єзокераміки

Щоб перетворювач міг працювати на великих потужностях необхідна п'єзокераміка, яка могла б забезпечити максимально можливу потужність випромінювання. Така п'єзокераміка має бути з великою механічної добротності Q_M , допустим значеннями механічних напружень на розтягнення σ_p та високе температурне значення точки Кюрі. В таблиці 1 приведено значення фізичних параметрів розповсюджених марок п'єзокераміка. Такі необхідні умови задовольняє п'єзокераміка марки ЦТБС-3, яка дозволяє

працювати в режимі приймання або випромінювання в умовах впливу потужних електричних та теплових полів.

Табл. 1

Параметри п'єзокераміки	Марка п'єзокераміки				
	НЦТБС-1	ЦТНСВ-1	ТБК-3	ЦТБС-3	ЦТССТ-3
$\rho \cdot 10^3, \text{кг/м}^3$	7,6	7,3	7,74	7,2	7,4
$y_3^E \cdot 10^{11}, \text{Па}$	0,8	0,49	1,57	1,26	1,2
$d_{33}, 10^{-12}, \text{Кл/Н}$	650	400	121	333	290
$\varepsilon_{33}^T/\varepsilon_0$	5700	2325	950	1260	1400
$\text{tg}\delta, \%$	2.8	1.9	3	2	8
Q_M	40	70	300	200	800
$\sigma_p, 10^5 \text{ Н/м}^2$	-	167	186	196	-
Точка Кюрі C°	290	110	105	180	260
Min/max C°	-60/+200	-60/+60	-60/+60	-60/+85	-60/+85
Коеф. теплопровідності $\text{Вт/м} \cdot \text{град}$	-	1.73	2.93	2.93	-
Коеф. лінійного розширення, $10^{-6} 1/\text{град}$	-	5	7	4.5	-

2.2 Визначення розмірів п'єзоелементів

В нашій конструкції перетворювача будемо використовувати пакетний п'єзоелемент з однаковою товщиною, який буде складатися з чотирьох круглих пластин, які мають центральний отвір, через яке буде проходити стержень армуючого болта. Армуючий болт буде компенсувати в п'єзоелементах осьову деформації розтягнення при механічних напруженнях, необхідно, щоб радіальна складова швидкість була мінімальною. Тому діаметр перетворювача має бути меншим довжини хвилі. Зовнішній діаметр п'єзоелемента буде співпадати з діаметром випромінюючої накладки. Використовуючи таблицю рекомендованих лінійних розмірів, ГОСТ 6636-69

[32], прийємо діаметр п'єзоелементів $d_{23В} = 70$ мм та випромінюючої накладки $d_1 = 80$ мм. Внутрішній діаметр п'єзокераміки має бути трохи більший за діаметр стержня армуючого болта. Прийємо внутрішній діаметр $d_{2ВН} = 32$ мм. Тоді площа п'єзоелемента буде дорівнювати:

$$S_2 = \frac{\pi}{4}(d_{23В} - d_{2ВН}) = \frac{\pi}{4}((80 \cdot 10^{-3})^2 - (32 \cdot 10^{-3})^2) = 4,2 \cdot 10^{-3} [\text{м}^2].$$

У разі необхідності збільшення площі випромінюючої накладки можна використовувати конусну форму, але в цьому випадку к.к.д. перетворювача буде зменшуватися. Збільшувати площу п'єзоелемента не доцільно, таким чином виникнуть радіальні та поперечні коливання. Для нашого випадку, де резонансна частота необхідна 20-22 кГц, використаємо товщину 8 мм. Тоді хвильова довжина п'єзоелемента:

$$\beta_2 = L \frac{2\pi f}{c_2} h_2 = 4 \frac{2\pi \cdot 20 \cdot 10^3}{3,3 \cdot 10^3} \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 1,21,$$

де L – кількість п'єзоелементів; f – резонансна частота; c_2 – швидкість звуку в п'єзокераміці ЦТБС-3, h_2 – товщина п'єзоелементу.

Для підвищення к.к.д. необхідно зменшувати відношення хвильових опорів випромінюючої та тильної накладки. Тому для випромінюючої накладки частіше всього використовують алюмінієві чи титанові сплави в яких коефіцієнт затухання значно менший, ніж у сталі.

2.3 Визначення розмірів накладок та армуючого елементу

Для мінімальної амплітуди коливань, яке збуджується електричною напругою оберемо форму акустично-симетричного перетворювач при умові:

$$\alpha_1 \leq 0,5 \text{ та } \alpha_3 \geq 1,5 \text{ при } S_1 = S_3 \leq S_2.$$

Тому випромінюючу накладку оберемо з матеріалу з малим питомим акустичним опір, цьому параметру відповідає алюмінієвий сплав АМг-6. Для тильної накладки оберемо матеріал з великим питомим акустичним

опіром та яка є маловуглецевою, цьому параметру відповідає сталь ст-10 тому що необхідно врахувати те що тильна накладка виконує також функцію затяжної гайки та має різьбу. Острі кути різьби являтимуться концентраторами механічних напружень через які можуть розвиватися тріщини. Маловуглецева сталь ст-10 протистоїть розвитку тріщин, бо володіє підвищеною в'язкістю, ніж більш міцні, але більш крихкі високовуглецеві матеріали.

Використовуючи відомі характеристики обраних матеріал розрахуємо резонансні параметри α при умові $S_1 = S_3 \leq S_2$:

$$\alpha_1 = \frac{(\rho c)_1}{(\rho c)_2} = \frac{14 \cdot 10^6}{23,8 \cdot 10^6} = 0,509; \alpha_3 = \frac{(\rho c)_3}{(\rho c)_2} = \frac{40,6 \cdot 10^6}{23,8 \cdot 10^6} = 1,71,$$

де $(\rho c)_1$ – акустичний імпеданс алюмінію АМГ-6; $(\rho c)_2$ – акустичний імпеданс п'єзокераміки ЦТБС-3; акустичний імпеданс п'єзокераміки сталі ст-10; $\rho_1 = 2,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – густина АМГ-6; $c_1 = 5 \cdot 10^3 \text{ м/с}$ – швидкість звуку в АМГ-6; $\rho_2 = 7,2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – густина ЦТБС-3; $c_2 = 3,3 \cdot 10^3 \text{ м/с}$ – швидкість звуку в ЦТБС-3; $\rho_3 = 7,83 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – густина в сталі ст-10; $c_3 = 5,17 \cdot 10^3 \text{ м/с}$ – швидкість звуку сталі ст-10.

Довжину накладок розрахуємо з умови резонансу для акустично симетричного перетворювача:

$$\beta_1 = \arctg \frac{1}{\alpha_1} \ctg \frac{\beta_2}{2} = \arctg \left(\frac{1}{0,59} \ctg \frac{1,21}{2} \right) = 1,17;$$

$$\beta_3 = \arctg \frac{1}{\alpha_3} \ctg \frac{\beta_2}{2} = \arctg \left(\frac{1}{1,71} \ctg \frac{1,21}{2} \right) = 0,69.$$

Тоді

$$l'_1 = \frac{\beta_1 c_1}{\omega} = \frac{1,17 \cdot 5,2 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 20 \cdot 10^3} = 48,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l'_3 = \frac{\beta_3 c_3}{\omega} = \frac{0,69 \cdot 5,177 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 20 \cdot 10^3} = 28,8 \cdot 10^{-3} \text{ [м]}.$$

Звідси, округливши, довжина тильної накладки буде дорівнювати $l_3 = 29 \cdot 10^{-3} \text{ [м]}$.

Армуючий болт необхідний для тісного з'єднання елементів перетворювача, які утворюють коливальну систему та для компенсації

деформацій розтягнення п'єзокераміки. Методики розрахунку армуючих елементів для гідроакустичних перетворювачів приведені в [1].

Для перетворювачів технологічного типу експериментально встановлено, що оптимально в механічному напруженні для розрахунку армуючого елементу є $\sigma_{\text{ст}} = 15 \text{ МПа}$. Величину статичного механічного напруження стискання обирають з цілю тісного з'єднання елементів перетворювача. Зі збільшенням ступені стискання коливальної системи конструктивні втрати зменшуються, але при цьому знижується п'єзомодуль та підвищуються механічні втрати [17].

Тоді:

$$F_{\text{Б}} = \sigma_{\text{ст}} S_2 = 15 \cdot 10^6 \cdot 4,2 \cdot 10^{-3} = 6,3 \cdot 10^4 \text{ [Н]}.$$

Допустиме механічне напруження приймають приблизно в 3 рази менше значення, яке допустиме при статичній деформації $\sigma_{\text{р}} = 1,11 \cdot 10^8 \text{ Па}$. Умова міцності – $\sigma \leq \frac{\sigma_{\text{стдоп}}}{K_{\text{зап}}}$, де $K_{\text{зап}} = 1 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу. Прийmemo $K_{\text{зап}} = 1,25$. Тоді площа перерізу та діаметр болта:

$$S_{\text{Б}} > \frac{F_{\text{Б}} K_{\text{зап}}}{\sigma_{\text{рдоп}}} = \frac{6,3 \cdot 10^4 \cdot 1,25}{1,11 \cdot 10^8} = 7,13 \cdot 10^{-4} \text{ [м}^2\text{]};$$

$$d_{\text{Б}} = \sqrt{\frac{4S_{\text{Б}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,13 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 3 \cdot 10^{-2} \text{ [м]}.$$

Для головки та стержня болта оберемо матеріал з нержавіючої сталі ІХІ8Н9Т.

Головка болта працює на зрізі по поверхні $S_{\text{с}} = \pi d_{\text{Б}} h$. Допустимо напруження для зсувної деформації сталі приймають в межах $\tau_{\text{с}} = (0,6 \dots 0,7) \sigma_{\text{р}}$. С урахуванням циклічних навантажень $\tau_{\text{сдоп}} = 0,2 \cdot 4,9 \cdot 10^8 \cong 9,8 \cdot 10^7 \text{ Па}$ [17].

Тоді:

$$h_{\text{ГБ}} \geq \frac{F_{\text{Б}} K_{\text{зап}}}{\pi d_{\text{Б}} \tau_{\text{сдоп}}} = \frac{6,3 \cdot 10^4 \cdot 1,25}{\pi \cdot 3 \cdot 10^{-2} \cdot 9,8 \cdot 10^7} = 8,5 \cdot 10^{-3} \text{ [м]}.$$

Головка болта при коливання перетворюється в додатку масу:

$$m_{г6} = \rho_{г6} h_{г6} \pi \frac{d_{23в}^2}{4} = 7,9 \cdot 10^3 \cdot 8,5 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \frac{80 \cdot 10^{-3}}{4} = 0,34 \text{ [кг]}.$$

Щоб не порушувати умову резонансу, довжину випромінюючої накладки зменшимо:

$$\Delta l_1 = \frac{m_{г6}}{\rho_1 S_1} = \frac{0,34}{2,7 \cdot 10^3 \cdot 4,2} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ [м]};$$

$$l_1 = l'_1 - \Delta l_2 = 4,8 \cdot 10^{-3} - 2,9 \cdot 10^{-3} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ [м]}.$$

За умовою, що накладки симетричні $S_1 = S_3$, довжина тильної накладки буде дорівнювати $l_3 = 50$ мм. В тильній накладці також по центру перерізу знаходиться отвір для стержня болта, діаметр тильної накладки буде дорівнювати:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4S_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,2 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 7,3 \cdot 10^{-3} \text{ [м]}.$$

На верхній торцевій частині тильної накладки виділимо 10 мм для придання форми шестигранної гайки зі стандартом «під ключ» $S = 36$ мм, ГОСТ 5915-70 [33]. Втрачену масу на цю форму, приблизно 30 г, компенсуємо додаванням фіксуєної гайки для армуючого стержня, розміри гайки підберемо з експериментальних даних при налаштуванні власної частоти перетворювача, (Додаток Г) [31].

Проведемо розрахунків параметрів різьбового з'єднання болта з гайкою. Для зменшення ймовірності самовідгвинчування використаємо різьбу з малим кроком – М18х1,0, ГОСТ 8724-2002 [34]. В різьбі, також як в головці болта, виникають напруження на зріз. Ці напруження виникають під час активної роботи перетворювача, спричиняючи руйнування болта в площині, яка перпендикулярна його осі. Цей випадок вважається найгіршим з точки зору міцності елементу з'єднання. Для одного витка різьби поверхня зрізу при ідеально щільному різьбовому з'єднанні матиме площу:

$$S_{рпз} = \pi d_{г6} p = \pi \cdot 3 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-3} = 8 \cdot 10^{-5} \text{ [м}^2\text{]}.$$

Стержень та гайка виконані зі сталі ст-10, у якої допустиме механічне напруження при статичні деформації $\sigma_p = 3,33 \cdot 10^8$ Па. С урахуванням циклічних навантажень до деформації зрізу $\tau_{с_{доп}} = 0,67 \cdot 10^8$ Па. Концентрацію механічних напружень для різьби збільшимо до $K_{зап} = 3$. Тоді загальна площа зрізу для всіх ниток різьби буде дорівнювати:

$$S_{зр} \geq \frac{F_B K_{зап}}{\tau_{с_{доп}}} = \frac{6,3 \cdot 10^4 \cdot 3}{0,67 \cdot 10^8} = 2,8 \cdot 10^{-3} [\text{м}^2].$$

Кількість витків різьби буде дорівнювати:

$$n \geq \frac{S_{зр}}{S_{пзр}} = \frac{2,8 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-5}} = 35,6.$$

Довжина різьби:

$$l_p \geq pn = 10^{-3} \cdot 35,6 = 35,6 \cdot 10^{-3} [\text{мм}].$$

Момент сила M , який необхідно прикласти до гайкового ключа, щоб затягнути гайку з необхідним статичним стисненням для коливальної системи перетворювача, знайдемо по формулі [35]:

$$M = F_B \left[\frac{dD_{ср}}{2} \varphi + \frac{d_{ср}}{2} \text{tg}(\chi + C) \right], \quad (2.1)$$

де $d_{ср} = \frac{(D + D_{ср})}{2}$, D – зовнішній діаметр гайки, $D_{ср}$ – середній діаметр різьби;

$\varphi = 0,15$ – коефіцієнт тертя в різьбі; $\chi = \text{arctg}\left(\frac{p}{\pi D_{ср}}\right)$ – кут підйому різьби;

$C = \text{arctg}\left(\frac{\varphi}{\cos \psi}\right)$, $\psi = 60^\circ$ – кут профілю різьби.

$$M = 6,3 \cdot 10^4 \left[\frac{1}{2} \frac{41,8 + 17,35}{2} 0,15 + \frac{17,35}{2} \text{tg}(0,0184 + 0,291) \right] = 315 [\text{Н} \cdot \text{м}].$$

Перевіримо умови збудження тільки на одній частоті ($\beta_4 < \beta_\Sigma$) [17]:

$$\beta_4 = \frac{\omega}{c_4} (l_1 + 2h_2) = \frac{2\pi \cdot 20 \cdot 10^3}{5617 \cdot 10^3} (18,9 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3}) = 0,84,$$

$$\beta_\Sigma = \beta_2 + \beta_1 + \beta_5 = 3,096 < \beta_4 = 0,846.$$

2.4 Розрахунок максимальної амплітуди коливальної швидкості

Р умови механічної міцності п'єзокерамічного елемента без врахування армування можна знайти максимальне значення амплітуди коливальної

швидкості. Це пов'язано з тим, що акустичні параметри матеріалів мають великий розкид, а аналітичні результати можуть відрізнятися від експериментальних даних [36].

Амплітуда коливальної швидкості на випромінюючій поверхні на резонансній частоті розраховується як [17]:

$$\dot{\xi}_{\text{мр}} = \frac{d_{33} S_2 U}{\zeta_{33}^E d_2} \cdot \frac{\tan \frac{\beta_2}{2} + \alpha_5 \tan \beta_3}{(R_{\text{н}} + r_{\text{мп}})(\alpha_3 \tan \beta_3 - \cot \beta_2) + r_{\text{мп}}(\alpha_1 \tan \beta_1 - \cot \beta_2)} \quad (2.2)$$

де $\beta_2 = (kl)_2$ – хвильова довжина на площі поперечного перерізу п'єзокерамічного елемента, $\beta_1 = (kl)_1$ – хвильова довжина на площі поперечного перерізу випромінюючої накладки, $\beta_3 = (kl)_3$ – хвильова довжина на площі поперечного перерізу тильної накладки, α_1 та α_3 – добуток щільності, швидкості та площі поперечного перерізу i -номера накладки.

Амплітуда механічних напружень розраховується як:

$$\sigma_{\text{max}} = (\rho c)_2 \dot{\xi}_{\text{мр}} \quad (2.3)$$

Виходячи з умови міцності $\frac{\sigma_{\text{рдоп}}}{K_{\text{зап}}}$:

$$\dot{\xi}_{\text{к0}} \leq \frac{\sigma_{\text{рдоп}}}{(\rho c)_2 K_{\text{зап}}}. \quad (2.4)$$

При впливі циклічних напружень $\sigma_{\text{рдоп}}$ має бути в проміжку $(0,4 - 0,6) \cdot \sigma_{\text{р}}$, де $\sigma_{\text{р}}$ – допустиме механічне напруження на розрив. ρ та c – густина та швидкість звуку для п'єзокераміки. Візьмемо $\sigma_{\text{рдоп}} = 0,5\sigma_{\text{р}}$ та $K_{\text{зап}} = 2,5$.

Тоді для п'єзокераміки ЦТБС-3:

$$\dot{\xi}_{\text{к0}} \leq \frac{0,5 \cdot 0,19 \cdot 10^8}{23,7 \cdot 10^6 \cdot 2,5} = 0,16 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right].$$

2.5 Розрахунок електричних параметрів перетворювача

При розрахунку амплітуди коливань перетворювача в основному обмежується механічними втратами, електричні втрати дуже малі тому їх не враховують. Знайдемо опір механічних втрат для розрахунку необхідної напруги для збудження відповідної амплітуди коливань.

За формулою (2.3) розрахуємо амплітуду механічних напружень:

$$\sigma_{max} = (\rho c)_2 \dot{\xi}_{k_0} = 23,8 \cdot 10^6 \cdot 0,16 = 38 \cdot 10^5 \text{ [Па]}.$$

Механічна добротність Q_M для перетворювача з армуванням залежить від амплітуди механічних напружень σ_{max} . На рис. 2.1 приведена залежність Q_M від σ_{max} описана в літературі [1]:

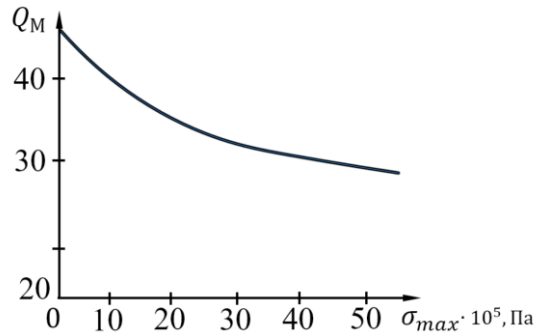


Рис. 2.1. Залежність механічних добротності від механічних напружень

Опір механічних втрат для півхвильового перетворювача за формулою [17]:

$$r_{м.вт}(\beta_1 = \pi) = \frac{2\pi(\rho c)_2 S_2}{Q_M} = \frac{2\pi \cdot 23,8 \cdot 10^6 \cdot 4,2 \cdot 10^{-3}}{31} = 1,75 \cdot 10^4 \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right].$$

Механічні втрати в п'єзокераміці при коливаннях на частотах 10-90 кГц мають гістерезинову залежність. Потужність гістерезинових втрат, що виникає в одиниці об'єму тіла, що деформується, пропорційна квадрату деформації. Півхвильового стержні густина втрат по його довжині буде розподілена пропорційно квадрату косинусу з максимумом в вузловому перерізу. Тоді опір механічних втрат в п'єзоелементі хвильової довжини β_1 можна записати як [17]:

$$\frac{r_{мп}(\beta_1)}{r_{мп}(\beta_1=\pi)} = \frac{\int_{-\frac{\beta_1}{\pi}}^{\frac{\beta_1}{\pi}} \cos^2 x dx}{\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 x dx} = \frac{\beta_1}{\pi} \left(1 + \frac{\sin \beta_1}{\beta_1} \right). \quad (2.5)$$

Вид функції (2.5) показано на рис. 2.2.

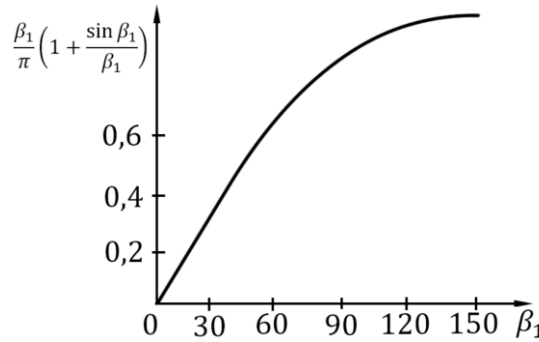


Рис. 2.2. Залежність механічних втрат від хвильовою довжини

Тоді опір втрат для п'єзoeлементa:

$$\frac{r_{\text{м.вт}}(\beta_1)}{r_{\text{м.вт}}(\beta_1=\pi)} = \frac{\beta_1}{\pi} \left(1 + \frac{\sin \beta_1}{\beta_1} \right) = \frac{1,21}{\pi} \left(1 + \frac{\sin 1,21}{1,21} \right) = 0,68;$$

$$\text{Тоді } r_{\text{м.вт}} = 1,75 \cdot 10^4 \cdot 0,68 = 1,2 \cdot 10^4 \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right].$$

Звідси напруга буде дорівнювати:

$$U = \dot{\xi}_{\text{к0}} \frac{Y_2^E h_2 2r_{\text{м.вт}}}{d_{33} S_2} = \frac{1,26 \cdot 10^{11} \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 1,2 \cdot 10^4}{3,33 \cdot 10^{-10} \cdot 4,2 \cdot 10^{-3}} = 277 [\text{В}],$$

де Y_2^E — модуль пружності п'єзокераміки ЦТБС-3, d_{33} — п'єзомодуль п'єзокераміки ЦТБС-3.

Електроакустичний к.к.д. електроакустичного п'єзокерамічного перетворювача залежить від акустичномеханічного. При цьому повний опір, який обмежує амплітуду коливань в 1.33 разів більший опору механічних втрат. Тому амплітуду збуджуючої напруги необхідно збільшити:

$$U = 1,33 \cdot 277 = 369 [\text{В}].$$

Електрична ємність п'єзoeлементa дорівнює:

$$C_0 = \frac{4\varepsilon_0 Y_2^E S_2}{h_2} = \frac{4 \cdot 8,85 \cdot 10^{-12} \cdot 1,26 \cdot 10^{11} \cdot 4,2 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-3}} = 1,17 \cdot 10^{-8} [\text{Ф}],$$

де ε_0 — діелектрична проникливість вакууму.

Індуктивність:

$$L = \frac{1}{\omega^2 C_0} = \frac{1}{4\pi^2 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 1,17 \cdot 10^{-9}} = 0,0054 [\text{Гн}].$$

Вхідний опір перетворювача на частоті механічного резонансу:

$$R_{\text{вх}} = \frac{1,33 \cdot 2r_{\text{м.вт}}}{K_U^2} = \frac{1,33 \cdot 2r_{\text{м.вт}} (Y_2^E)^2 h_2^2}{d_{33}^2 S_2^2} = \frac{1,33 \cdot 2r_{\text{м.вт}} \cdot (1,26 \cdot 10^3)^2 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{3,33 \cdot 10^{-10} \cdot (4,2 \cdot 10^{-3})^2} = 166 [\text{Ом}].$$

Електрична потужність, що споживається:

$$P_e = \frac{U^2}{2R_{вх}} = \frac{277^2}{2 \cdot 166} = 308 \text{ [Вт]}.$$

2.6 Розрахунок теплового режиму роботи перетворювача

В навантаженому режимі перетворювач може нагріватися через великі механічні та електричні втрати. Нагрів п'єзокераміки більше 85°C , яка використовується в даних розрахунках може призвести до її руйнування тому забезпечення допустимого теплового режиму роботи є необхідною задачею. При недостатньому охолодженні нагрів п'єзоелемента може призвести до зсуву резонансної частоти та обмежень в амплітуді коливань.

Потужність тепла, що виділяється можна визначити по потужності втрат:

$$P_{\Pi} = \frac{\xi_{\text{мр}}^2 \cdot R_{\Pi}}{2}, \quad (2.6)$$

де R_{Π} – повний опір втрат. Відвід тепла відбувається шляхом теплового випромінювання та теплопередачі в зовнішнє середовище. Випромінювання нагрітого тіла відбувається за законом Стефана-Больцмана. Одночасно з випромінювання тепла відбувається поглинання теплових полів, які випромінюються середовищем. Потужність випромінювання визначається за формулою:

$$P_{\text{В}} = k(T_1^4 - T_2^4)\vartheta S, \quad (2.7)$$

де $k = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot \text{K}^4$ – стала Больцмана; T_1 – температура тіла, T_2 – температура зовнішнього середовища; ϑ – безрозмірна стала, яка характеризує випромінюючі коефіцієнт випромінювання, S – площа випромінюючої поверхні.

Металеві накладки перетворювача мають високу теплопровідність тому будемо вважати, що вся поверхня елементів перетворювача має однакову температуру. Але елементи перетворювача маючи різний тип матеріалу і

різні випромінюючі коефіцієнти тому формулу (2.7) необхідно представити у вигляді:

$$P_B = k(T_1^4 - T_2^4) \sum_i \vartheta_i S_i. \quad (2.8)$$

Теплова потужність, що передається нагріванням елементами перетворювача в оточуюче середовище за рахунок теплопередачі визначається за формулою:

$$P_T = \eta S \Delta T, \quad (2.9)$$

де η – коефіцієнт теплопередачі, який залежить від фізичних властивостей матеріалу, S – площа поверхні, яка нагрівається, ΔT – різниця температур ненагрітого тіла та оточуючого середовища.

Оскільки η є різною для різних типів матеріалів, формула (2.9) прийме вигляд:

$$P_T = \Delta T \sum_p \eta_p S_p. \quad (2.10)$$

Тоді повну потужність тепла, що відводиться визначається сумою потужностей випромінювання P_B та теплопередачі P_T .

Повний опір втрат в перетворювачі: $R_{\Pi} = 2r_{\text{мп}}$.

Потужність втрат по формулі (2.6):

$$P_B = \frac{\xi_{\text{мп}}^2}{2} 2r_{\text{мп}} = \frac{0.16^2}{2} \cdot 2 \cdot 2,4 \cdot 10^4 = 308 \text{ [Вт]}.$$

У розрахованому перетворювачі є поверхні, які контактують з нерухомим повітрям:

- бічна поверхня випромінюючої накладки:

$$S' = \pi \cdot d_1 \cdot l_1 = \pi \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 18,9 \cdot 10^{-3} = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ [м}^2\text{]};$$

- бічна поверхня керамічного п'єзокерамічного стержня:

$$S'' = \pi \cdot d_{23\text{в}} \cdot L \cdot h_2 = \pi \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 8 \cdot 10^{-3} \text{ [м}^2\text{]};$$

- бічна та торцева поверхні тильної накладки:

$$S'' = \pi \cdot d_3 \cdot l_3 + \pi \frac{d_3^2}{4} = \pi \cdot 73 \cdot 10^{-3} \cdot 28,8 \cdot 10^{-3} = 11 \cdot 10^{-3} \text{ [м}^2\text{]};$$

- випромінююча поверхня, що контактує з водою:

$$S'''' = \pi \left(\frac{d_1^2}{2} \right)^2 = \pi \left(\frac{80 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^2 = 5 \cdot 10^{-3} [\text{м}^2].$$

Для максимально допустимої температури 85°C п'єоматеріалу ЦТБС-3 та температури зовнішнього середовища 25°C :

- потужність, що віддається в середовищу тепловипромінюванням, по формулі (2.8):

$$P_B = k(T_1^4 - T_2^4) \sum_i \vartheta_i S_i = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (358,15^2 - 298,15^2) \cdot (0,3 \cdot 4,7 \cdot 10^{-3} + 0,93 \cdot 8 \cdot 10^{-3} + 0,67 \cdot 11 \cdot 10^{-3} + 0,92 \cdot 5 \cdot 10^{-3}) = 10,1 [\text{Вт}],$$

де $\vartheta_1 - \vartheta_4$ – коефіцієнти тепловипромінювання алюмінію, кераміки, сталі та води;

- потужність, що віддається в середовище теплопередачою, по формулі (2.10):

$$P_T = \Delta T \sum_p \eta_p S_p = 60,15 [5,6(4,7 \cdot 10^{-3} + 8 \cdot 10^{-3} + 11 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 350 \cdot 10^{-3}] = 113 [\text{Вт}],$$

де 5,6 – коефіцієнт теплопередачі повітря-метал; 350 – коефіцієнт теплопередачі повітря та метал-вода.

Тоді повна потужність, що розсується дорівнює:

$$P_{\Pi} = P_B + P_T = 9,6 + 114 = 123,8 [\text{Вт}];$$

$$P_{\Pi} < P_B.$$

Потужність передачі теплової енергії в навколишнє середовище менша за потужність втрат на активну роботу перетворювача тому перетворювач буде перегріватися.

Комп'ютерний розрахунок в програмному середовищі MATLAB® та ескізні креслення розрахованого перетворювача знаходяться в Додатку А-Б.

Висновки до другого розділу

На основі розв'язку основних параметрів перетворювача були отримані значення теплових втрат для стержневого електроакустичного перетворювача. Електричні втрати при розрахунку поставленої задачі є

незначними тому не враховувалися. Результат теплових втрат в оточуюче середовище порівнювався з необхідною акустичною потужністю для роботи перетворювача на заданій частоті. Значення повної потужності розсіювання тепла стінками перетворювача отримали більшим за акустичну потужність, це показує, що потужність передачі теплової енергії в навколишнє середовище набагато менша за величину втрат створену перетворювачем під час активної роботи. З цього можна зробити висновок, що при розрахованій необхідній амплітуді коливань на частоті 20 кГц, для заданих розмірів елементів перетворювача та поданій напрузі – тепловий режим роботи перетворювач через певний час буде порушено або він вийде з ладу через перегрів.

Щоб нормалізувати тепловий режим роботи можна:

- зменшити механічні втрати підібравши інші розміри конструктивних елементів перетворювача для заданої частоти, передбачаючи необхідну хвильову довжину;
- зменшити амплітуду коливань зменшивши подану напругу, але при цьому зменшиться акустична потужність;
- використовувати високотемпературні матеріалу, перш за все високотемпературну п'єзокераміку, але такий варіант підвищить собівартість та складність технологічного процесу;
- використовувати матеріали з високим коефіцієнтом тепловіддачі, але передбачаючи відповідність властивостей матеріалів для задання необхідної робочої частоти перетворювача;
- використовувати пристрої примусового охолодження.

Важливо відмітити, що при розрахунку потужності теплопередачі в навколишнє середовище не враховувалися конструктивні елементи перетворювача, такі як елементи армування, герметизації, електричних контактів, корпус, які дають свій вплив на кінцеві результати. Тому виконані

розрахунки є приблизними, і остаточні значення необхідно перевіряти експериментально та за допомогою комп'ютерної симуляції.

РОЗДІЛ 3. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПЕРЕТВОРЮВАЧА У ПРОГРАМНОМУ СЕРЕДОВИЩІ COMSOL MULTIPHYSICS

3.1 Постановка задачі

Використовуючи побудовану тривимірну модель стержневого перетворювача (рис. 3.1 а) в середовищі SolidWorks® з розмірними та фізичними параметрами використаними в розділі II. В програмному середовищі Comsol MULTIPHYSICS® розрахуємо температуру нагріву та потужність тепловіддачі в навколишнє середовище в залежності від поданої напруги.

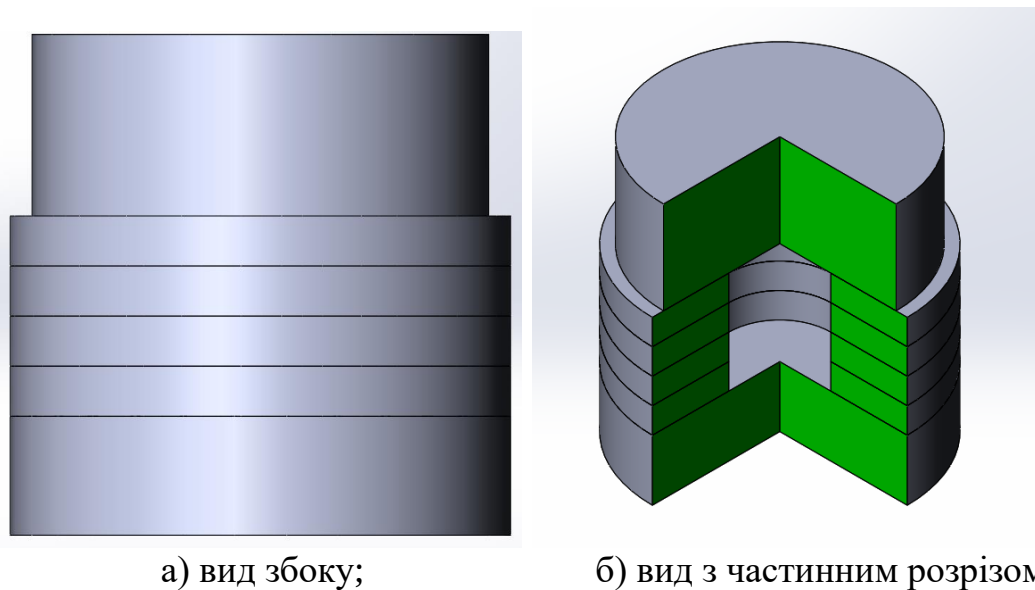


Рис. 3.1. Тривимірна модель конструкцій перетворювача

На електроди п'єзокераміки, в нашому випадку на протилежні торцеві поверхні п'єзоелементів попарно додано електрод під напругою та електроди заземлення. Подаючи напругу отриману з 2 розділу – 369 В та задавши достатню тривалість інтервалу часу 7200 секунд, отримаємо необхідні результати поставленої задачі. Повторно проведемо подібні розрахунки при

напрузі 185 В і 738 В для дослідження температури розігріву в залежності від величини електричної напруги.

3.2 Опис процесу моделювання мультифізичного процесу в програмному середовищі Comsol MULTIPHYSICS®

COMSOL Multiphysics® – це інтегрована програмна платформа для чисельного моделювання фізичних процесів. В основі моделювання покладено розв’язання диференціальних рівнянь з використанням методу скінченних елементів. Модулі фізики дозволяються моделювати складні електричні, механічні, гідродинамічні, хімічні, теплові явища та мультифізичні явища.

В даному підрозділі не будуть описуватися покрокові дії та детальна інформації про програмне середовище Comsol MULTIPHYSICS®, лише елементи моделювання, які необхідні для створення фізичного процесу моделі та отримання результату.

На рис. 3.2 показано меню з використаними компонентами в Comsol MULTIPHYSICS® для моделювання Джоулевого нагріву, який створить фізичний процес нагріву перетворювача в залежності від температури.

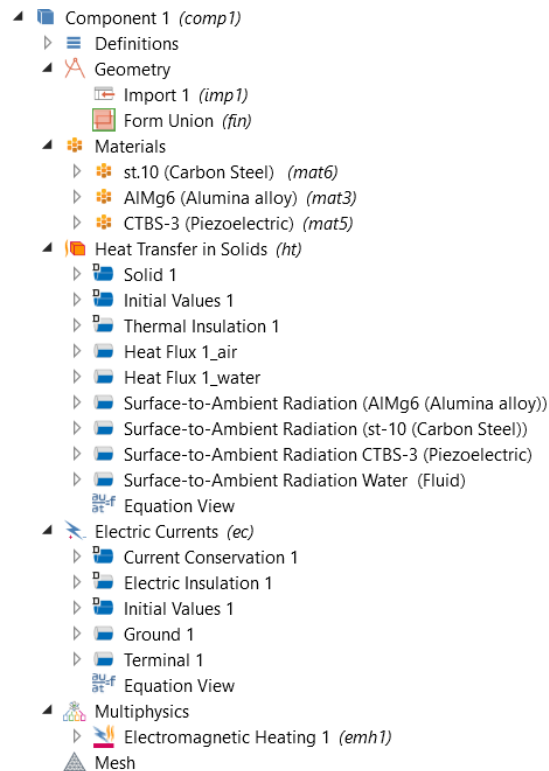


Рис. 3.2. Меню заданих параметрів моделі

У вкладці «Geometry» → «Import 1» знаходиться імпортована модель перетворювача у форматі .STL.

В вкладці «Materials» додано три обрані матеріали: для тильної накладки → сталь ст.10; для випромінюючої накладки → алюміній АМг6; для п'єзоелектричних пластин → п'єзокераміка ЦТБС-3. На рис. 3.3 показано фізичні параметри матеріалів, де а) – сталь ст.10; б) – алюміній АМг6; в) – п'єзокераміка ЦТБС-3.

Property	Variable	Value	Unit	Property group
☒ Heat capacity at constant pressure	Cp	420[J/(kg*K)]	J/(kg*K)	Basic
☒ Density	rho	7900[kg/m^3]	kg/m^3	Basic
☒ Thermal conductivity	k_iso ;...	50[W/(m*K)]	W/(m*K)	Basic

а)

Property	Variable	Value	Unit	Property group
☒ Heat capacity at constant pressure	Cp	1000[J/(kg*K)]	J/(kg*K)	Basic
☒ Density	rho	2640[kg/m^3]	kg/m^3	Basic
☒ Thermal conductivity	k_iso ;...	117[W/(m*K)]	W/(m*K)	Basic

б)

»	Property	Variable	Value	Unit	Property group
☒	Relative permittivity	epsilo...	2400	1	Basic
☒	Density	rho	7210	kg/m ³	Basic
☒	Electrical conductivity	sigma...	0.0003	S/m	Basic
☒	Thermal conductivity	k_iso ;...	1.9	W/(m·...	Basic
☒	Heat capacity at constant pres...	Cp	350	J/(kg·K)	Basic

в)

Рис. 3.3. Фізичні властивості матеріалів

На рис. 3.4 показано налаштування інтерфейсу «Heat Transfer in Solids». Рівняння, яке використовується в цьому інтерфейсі, ґрунтується на залежності коефіцієнтів теплофізичних властивостей від потужності тепловиділення в залежності від температури. В нашому випадку використовуємо нестационарний режим – «Time dependent». Нестационарний режим передбачає дослідження часу зміни нагріву, врахування тепловипромінювання поверхнею перетворювача, що є одним з елементів теплообміну – потужність тепловіддачі в навколишнє середовище.

Equation

Equation form:

Time dependent

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot \mathbf{q} = Q + Q_{\text{ted}}$$

$$\mathbf{q} = -k \nabla T$$

Рис. 3.4. Рівняння теплопередачі в інтерфейсі «Heat Transfer in Solids»

На рис. 3.5 показано задані налаштування підвузла «Solid» в якому фігурує рівняння теплопередачі для твердого тіла з вузла «Heat Transfer in Solids». Всім елементам моделі перетворювача призначені властивості твердого тіла з використанням значень теплопровідності, густини та теплоємності заданих у вузлі матеріалів на рис. 3.3.

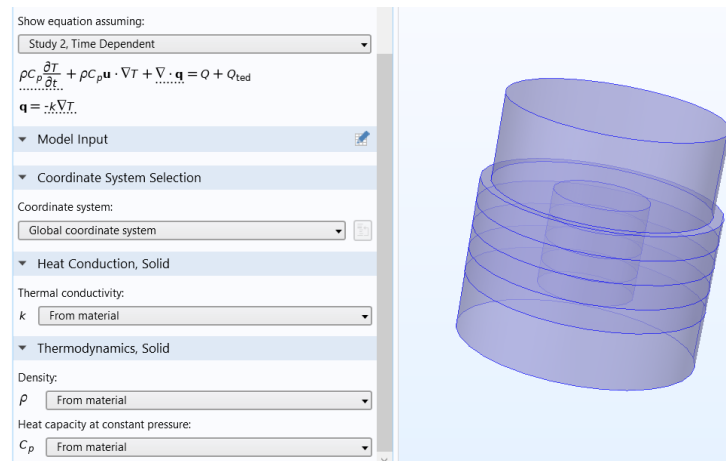
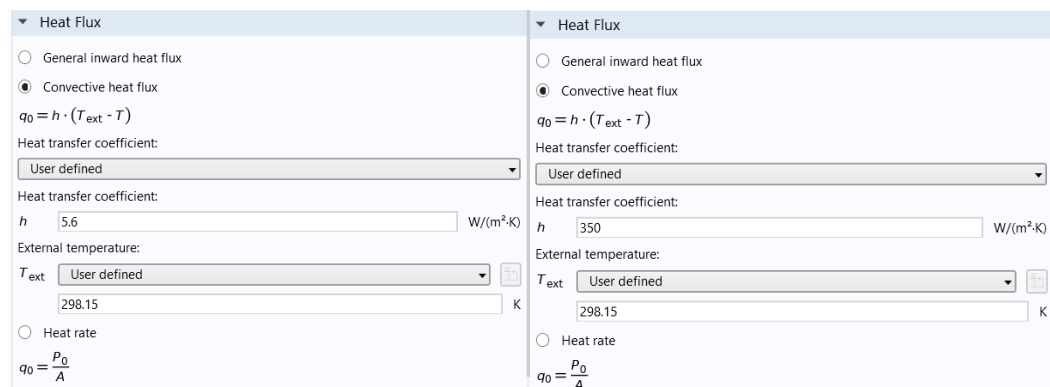


Рис. 3.5. Меню налаштувань вузла «Solid»

На рис. 3.6 показано налаштування параметрів вузлів Heat Flux, які відповідають за тепловіддачу поверхнями перетворювача. У вузлі використовується гранична умова 3 роду – Ньютона-Ріхмана, густина теплового потоку q_0 пропорційна різниці температури оточуючого середовища та температури стінок поверхні в залежності від коефіцієнту тепловіддачі. Коефіцієнт тепловіддачі залежить від швидкості руху та властивостей оточуючого середовища. Умова рухомого середовища виключена з розрахункової області. Для коефіцієнтів тепловіддачі взяті усереднені значення метал-газ – 5.6 Вт/(м² · К) (рис. 3.5 а) та значення метал-вода – 350 Вт/(м² · К) (рис. 3.5 б). Всі зовнішні поверхні елементів перетворювача, крім торцевої поверхні випромінюючої накладки контактують з повітрям. Торцева поверхня контактує з водою. За оточуючу температуру обрано значення 298,15 К, що дорівнює 25 градусам °С.



а)

б)

Рис. 3.6. Граничні умови теплового потоку для поверхонь контактуючих з а) повітрям та б) водою

За випромінюванням тепла поверхням перетворювача в оточуюче середовище відповідає нелінійна гранична умова 2 роду. В цій ГУ реалізується закон Стефана-Больцмана. Вузлі Surface-to-Ambient Radiation, рівняння на рис. 3.7 задає умови Закону Стефана-Больцмана, який описує залежність енергії випромінювання тепла з одиниці площі в одиницю часу від різниці температур оточуючого середовища та випромінюючого тіла.

На рис. 3.8 показані задані параметри матеріалів поверхням перетворювача випромінюючих властивостей закону Стефана-Больцмана в створених вузлах Surface-to-Ambient Radiation, де:

– «Surface-to-Ambient Radiation (AlMg6 (Alumina alloy))» – бічна поверхня випромінюючої накладки з матеріалу алюмінію контактуючої з повітрям для якої коефіцієнт випромінювання дорівнює 0,3, рис. 3.8 а);

– Surface-to-Ambient Radiation (st-10 (Carbon Steel)) – бічна та торцева поверхні тильної накладки накладки з матеріалу сталі контактуючої з повітрям для якої коефіцієнт випромінювання дорівнює 0,67, рис. 3.8 б).;

– Surface-to-Ambient Radiation CTBS-3 (Piezoelectric) – бічна поверхня п'єзоелементів з матеріалу цирконат-титанат барія свинця та кераміки контактуючої з повітрям для якої коефіцієнт випромінювання дорівнює 0,93, рисок 3.8 в).

– «Surface-to-Ambient Radiation Water (Fluid)» – торцева поверхня випромінюючої накладки з матеріалу алюмінію контактуючої з водою для якої коефіцієнт випромінювання дорівнює 0,3, рис. 3.8 г).

$T_{\text{ext}} = 298,15 \text{ K}$ – температура оточуючого середовища.

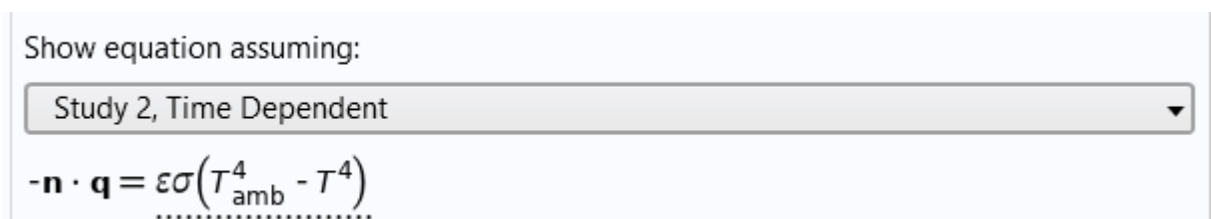
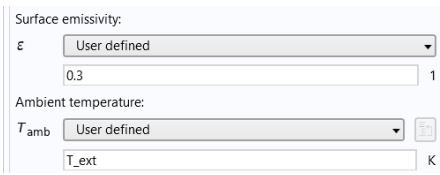
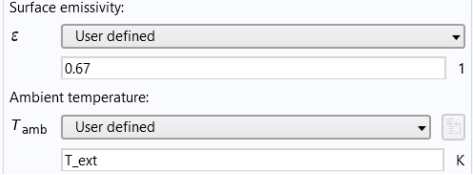


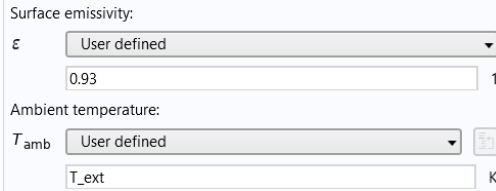
Рис. 3.7. Рівняння Стефана-Больцмана в вузлі «Surface-to-Ambient Radiation»



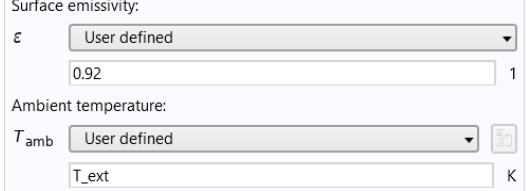
а)



б)



в)



г)

Рис. 3.8. Параметри налаштувань вузлів «Surface-to-Ambient Radiation»

Для створення фізичного процесу нагріву під дією електричної напруги крім фізики теплообміну необхідно додати фізику інтерфейсу «Electric Current».

На рис. 3.9 показано налаштування інтерфейсу «Electric Current», який базується на законі збереження струму. В якості електропровідності та діелектрична проникності використовується значення задане в блоці матеріалів. Розрахункова область цього інтерфейсу задана тільки для п'єзоелементів, на рис. 3.9 виділено синім, таке обмеження обумовлюється коротшим часом розрахунку та немає необхідності задіювати інші об'єкти моделі тому що вони не фігурують в моделі електричного поля.

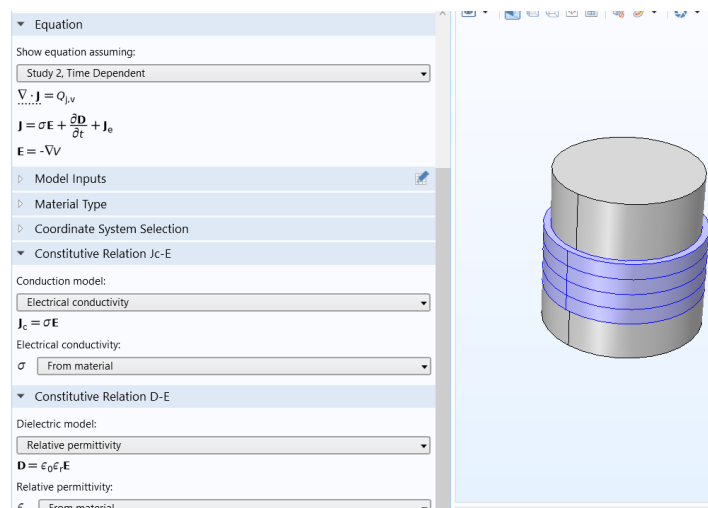


Рис. 3.9. Меню налаштувань інтерфейсу «Electric Current»

На парні торцеві поверхні п'єзопластин буде подаватися електрична напруга, на непарні торцеві поверхні п'єзопластин електрично заземлення. На рис. 3.10 а) показано інтерфейс вузла Terminal який подає напругу зі значенням 369 V на дві поверхні п'єзопластин; на рис. 3.10 б) інтерфейс вузла Ground, який включає в себе три торцеві поверхні п'єзопластин.

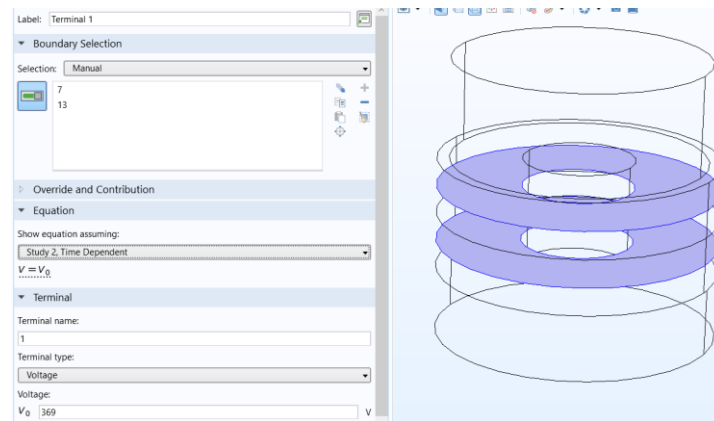


Рис. 3.10. а) Налаштування вузла «Terminal»

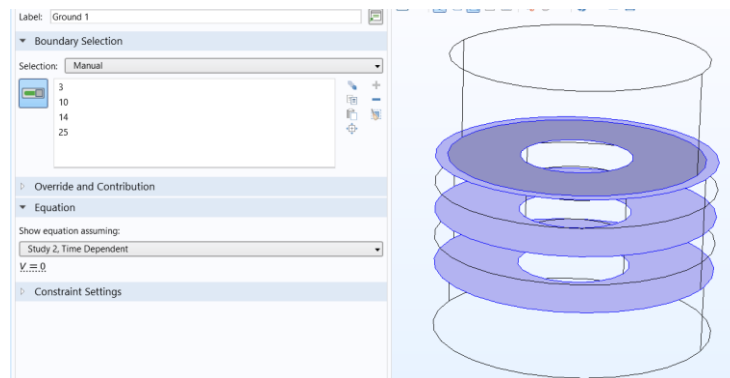


Рис. 3.10. б) Налаштування вузла «Ground»

Для об'єднання фізики теплопередачі та електричного струму використовується інтерфейс мультифізики «Electromagnetic Heating», рис. 3.11.

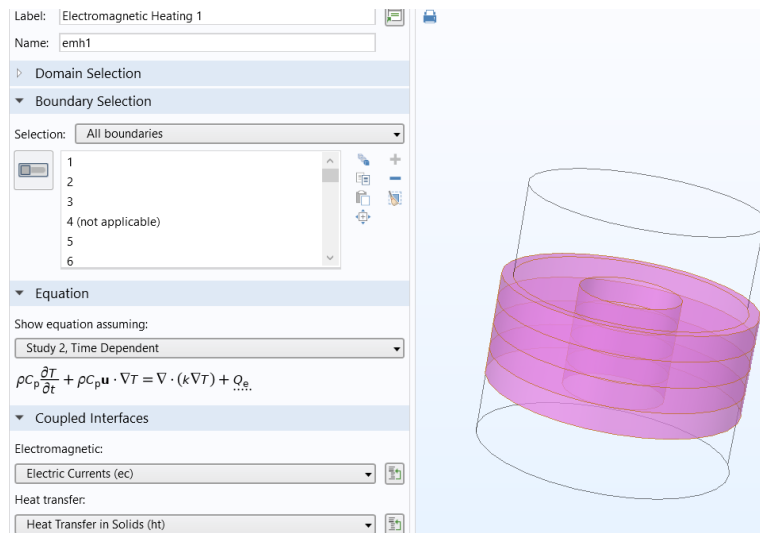


Рис. 3.11 Параметри налаштувань інтерфейсу «Electromagnetic Heating»

На рис. 3.12 показано створена геометрична сітка з тетраедричних елементів для перетворювача в інтерфейсі «Mesh». Сітка автоматично розрахована інтерфейсами симуляції фізичних процесів з урахуванням заданого розміру «Fine». Дана сітка містить в собі 43829 ступеней свободи.

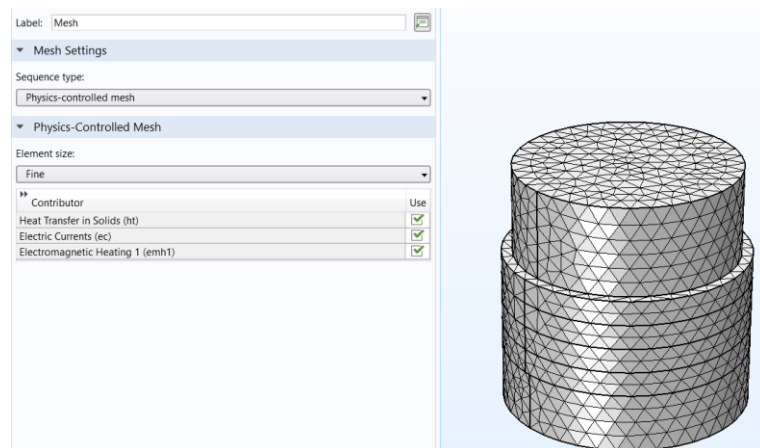


Рис. 3.12. Параметри налаштувань інтерфейсу «Mesh»

На рис. 3.13 показано заданий діапазон тривалості дослідження в секундах, які задані в інтерфейсі «Study», що відповідає за налаштування численного розрахунку. Початок дослідження на нульовій секунді з кроком 10 секунд та кінець дослідження на 7200 секунді.

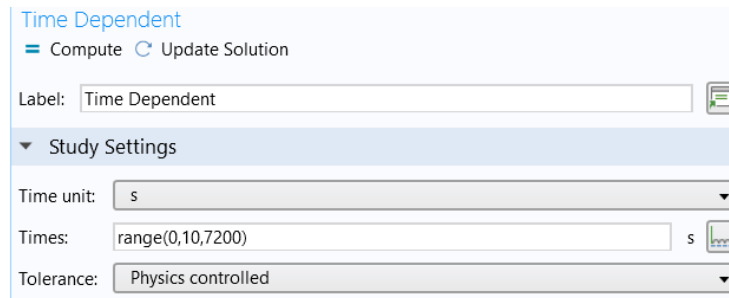


Рис. 3.13. Параметри налаштувань інтерфейсу «Study»

3.3 Результати моделювання теплового режиму перетворювача

В даному підрозділі будуть показані графічні результати отримані за допомогою внутрішніх функцій розрахунку електричних та температурних значень.

На рис. 3.14 продемонстровано розподіл електричного поля в розрізах горизонтальних площин.

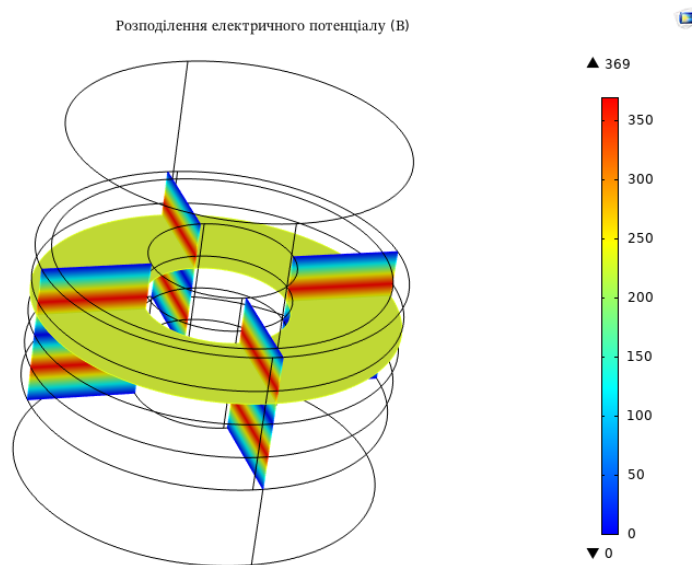


Рис. 3.14. Розподіл електричного поля

3.3.1 Процес розігріву

На графіку (рис. 3.15) показано максимальне значення температури накладок в кожний момент часу при напрузі 369 В. Завдяки великій тепловіддачі у воду температура випромінюючої накладки залишається майже без змін. Температури п'єзопакету та тильної накладки, через низьке значення тепловіддачі повітря, досягають великих значень. Вже після 4000 секунд тепловий режим роботи перетворювача можна вважати стаціонарним.

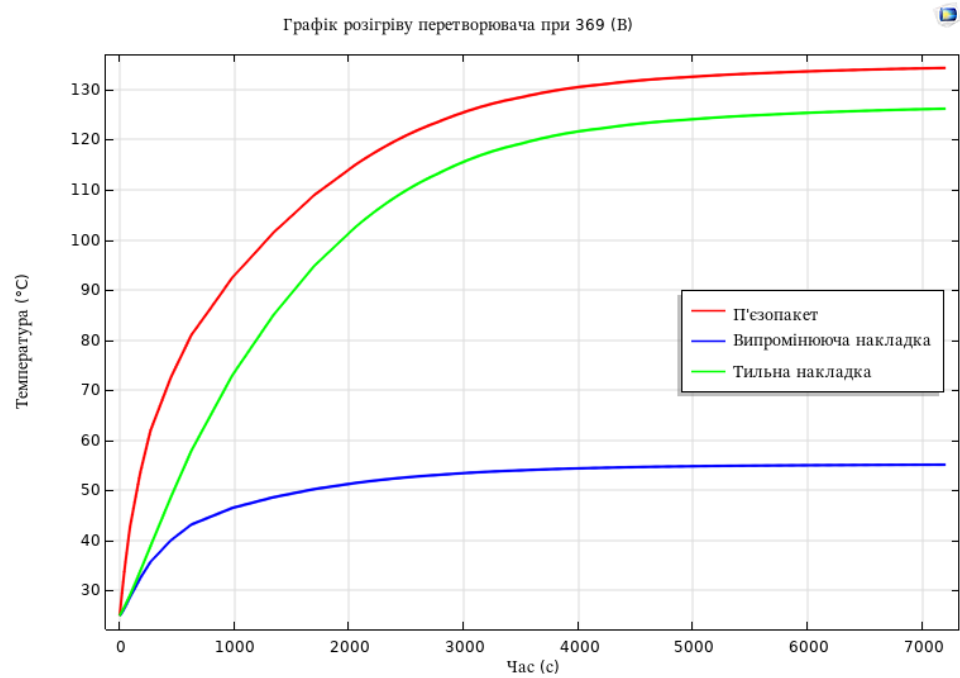


Рис. 3.15 Графік розігріву елементів перетворювача при напрузі 369 В

3.3.2 Розподіл теплових полів

На рис. 3.16-3.18 показано розподіл теплових полів в об'ємі та на поверхні перетворювача через певні проміжки часу.

Через 300 секунд (рис. 3.16) максимальна температура досягає 63,8 °C.

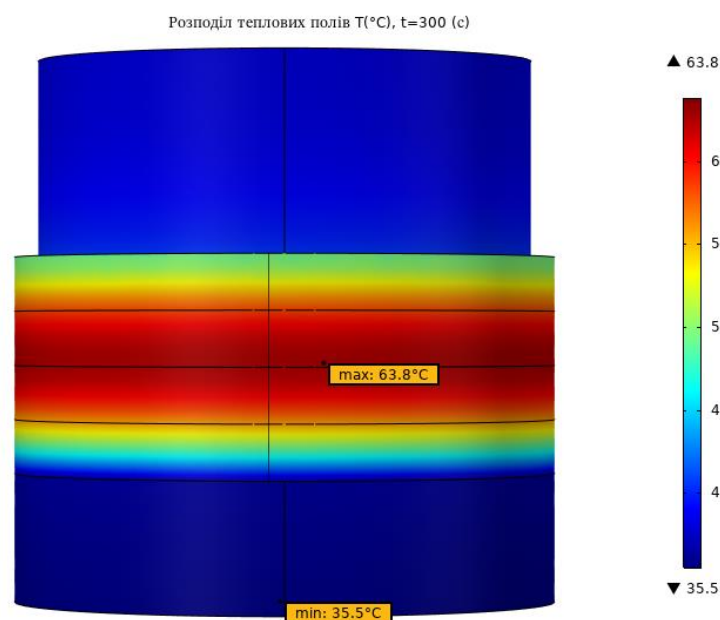


Рис. 3.16. Теплове поле перетворювача через 300 секунд

Через 1000 секунд (рис. 3.17) максимальна температура досягає 92,9 °С в області п'єзокерамічних пластин з матеріалу ЦТБС-3, така температура виходить за межі допустимих 85°С.

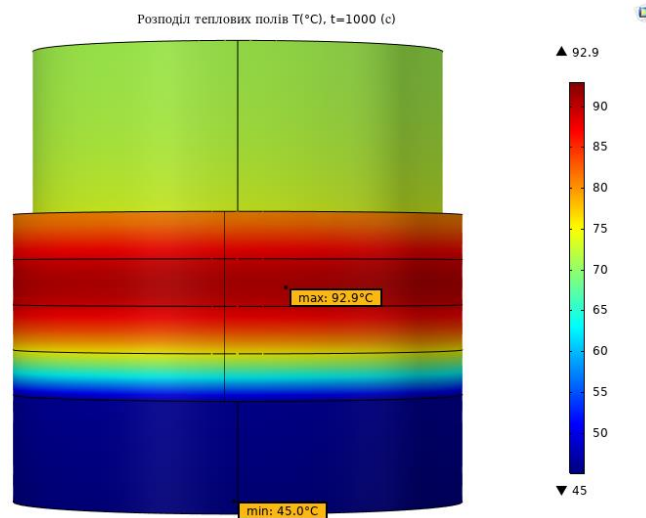


Рис. 3.17. Теплове поле перетворювача через 1000 секунд

Через 7200 секунд (рис. 3.18), тобто двогодинної безперервної роботи, максимальна температура досягає 134 °С, така температура досить суттєво виходить за межу допустимої робочої температури п'єзокераміки ЦТБС-3.

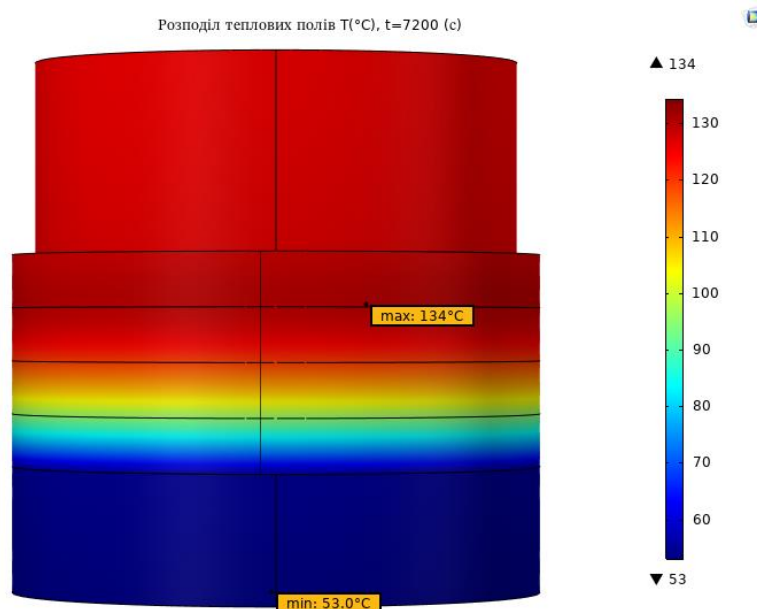


Рис. 3.18. Теплове поле перетворювача через 7200 секунд

3.3.3 Теплові втрати

На графіку (рис. 3.19) показана потужність теплових втрат через розсіювання тепла поверхнями за рахунок тепловипромінювання та теплопередачі теплопровідністю матеріалів. Теплові втрати збільшуються з часом по причині збільшення температури нагріву перетворювача.

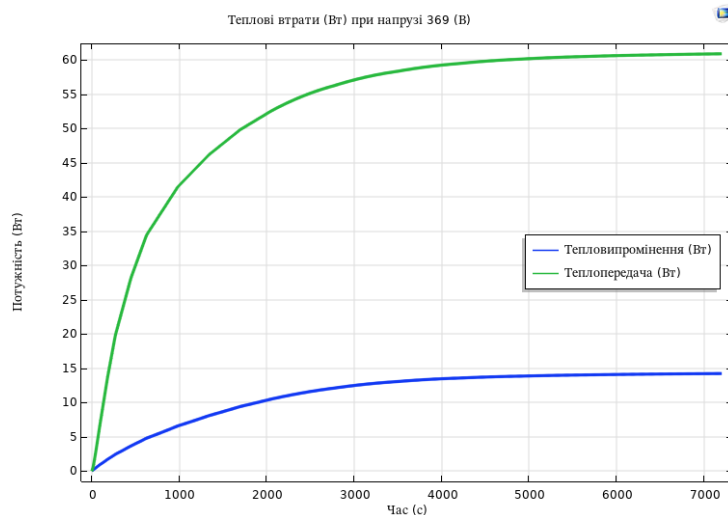


Рис. 3.19. Теплові втрати при напрузі 369 В

3.3.4 При різних значеннях електричної напруги

На графіках (рис. 3.20-3.23) показано температуру розігріву та значення потужності теплових втрат при поданій напрузі 185 В та 738 В.

При 185 В (рис. 3.20) розігрів перетворювач в межах допустимих значень. Теоретично перетворювач не буде перегріватися навіть при постійній активній роботі, але необхідна акустична потужність не буде забезпечена.

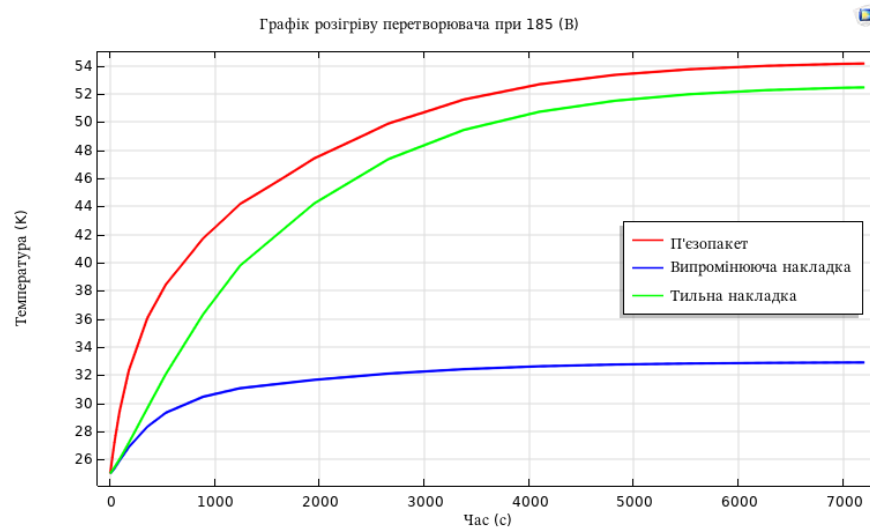


Рис. 3.20. Графік розігріву елементів перетворювача при напрузі 185 В

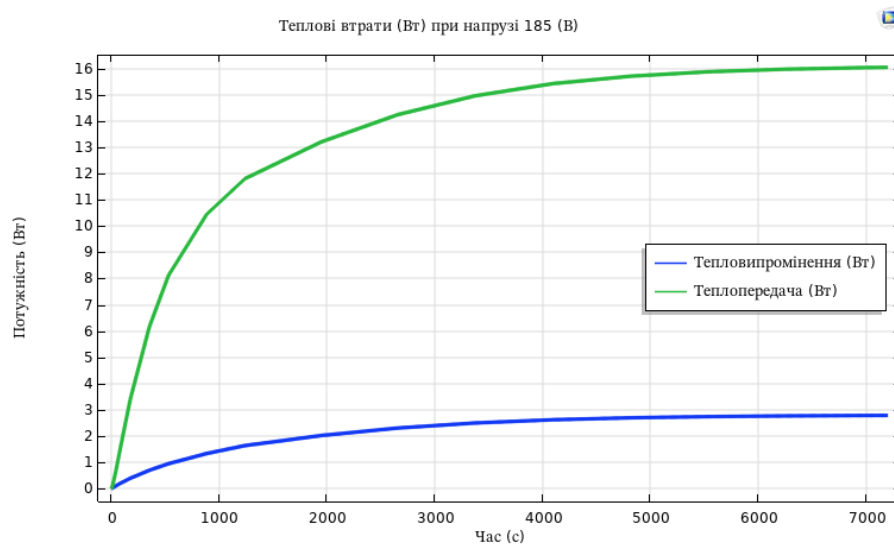


Рис. 3.21. Теплові втрати при напрузі 185 В

При 738 В (рис. 3.22) п'єзопакет перетворювача з перших секунд доходить до критичних температур для матеріалу ЦТБС-3. Після 4000 секунд температура завдяки теплообміну все ж таки переходить в стає значення. Такий температурний режим роботи приведе до механічних та електричних руйнувань перетворювача, насамперед п'єзокераміки.

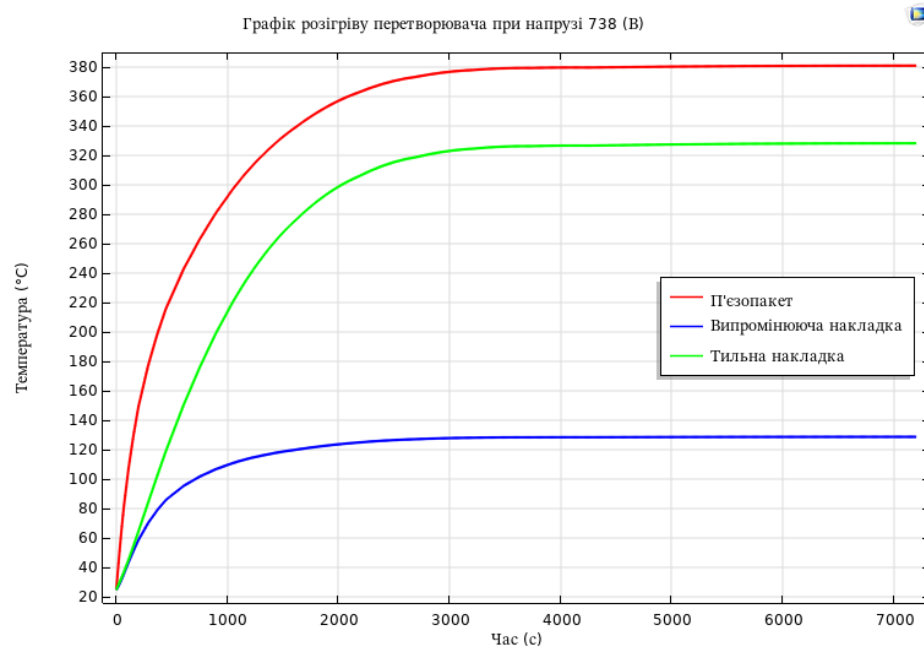


Рис. 3.22. Графік розігріву елементів перетворювача при напрузі 738 В

На графіку (рис. 3.23) показано теплові втрати при поданій напрузі в 738 В.

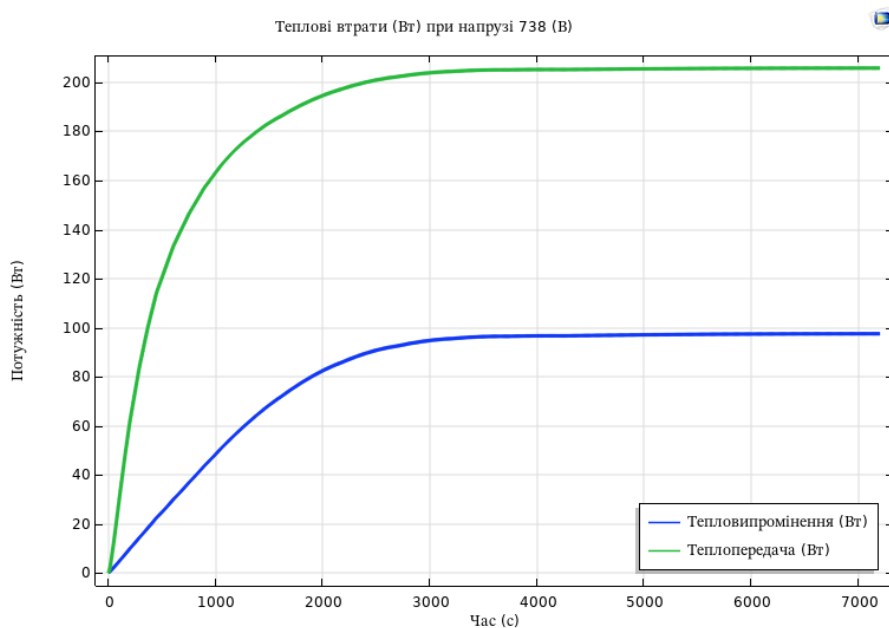


Рис. 3.23. Температурні втрати при напрузі 738 В

При менших або більших напругах немає сенсу перевіряти тепловий режим роботи. Менші значення напруги теоретично не спроможні перетворювач привести в збуджуючий стан. Більші значення напруги приведуть до моментальних механічних та електричних руйнувань.

Висновки до третього розділу

В даному розділі було описано процес створення стимуляційної моделі теплового режиму роботи в програмному середовищі Comsol MULTIPHYSICS® для стержневого п'єзокерамічного перетворювача. Створена модель дозволяє отримати значення температури та теплових втрат при заданій електричній напрузі та фізичних властивостях матеріалів елементів перетворювача.

Отримані результати, відображають залежність температури нагріву та температурних втрат від величини значення електричної напруги. В нашому випадку результати відображають нелінійну залежність температурних явищ від електричних на що впливають фізичні властивості матеріалів та особливості теплообміну.

Порівнюючи аналітичні та комп'ютерні результати при напрузі 369 В бачимо різницю в потужності тепловипромінення та теплопередачі в оточуюче середовище. При аналітичному розрахунку потужність тепловипромінення дорівнювала 10.1 Вт, а теплопередача в оточуюче середовище дорівнювала 113 Вт. Після комп'ютерного моделювання на 7200 секунді потужність тепловипромінення склала 14,2 Вт; потужність теплопередачі в оточуюче середовище 60,8 Вт.

Така різниця в результатах значень пояснюється умовами аналітичного виразу формул розрахунку тепловіддачі, де використовувалося значення максимально допустимої температури п'єзокераміки для усієї поверхні перетворювача. В комп'ютерному методі застосовувався нестационарний режим при якому враховувалося, що температура плавно розподіляється від джерела тепловиділення по всім поверхням перетворювача.

Проведене дослідження теплового режиму при різних значеннях електричної напруги дають розуміння щодо необхідності задавати оптимальну температуру, яка б не призводила до перегріву перетворювача.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ

У даній дипломній роботі було досліджено температурні поля, температуру нагріву та потужність розсіювання тепла стержневого електроакустичного п'єзоелектричного перетворювача в залежності від значення поданої напруги. В результаті виконання дипломної роботи отримано такі результати:

1. Проаналізовано проблематику забезпечення нормального теплового режиму перетворювача стержневої конструкції, а також розглянуті способи вирішення проблеми його перегріву.

2. Використовуючи існуючі аналітичні методи, розраховано параметри перетворювача та його потужність розсіювання тепла;

3. В програмному середовищі SolidWorks® було створено тривимірну модель спрощеної конструкції стержневого перетворювача;

4. В програмному середовищі COMSOL Multiphysics® було створено фізичні умови для симуляції нагріву перетворювача за допомогою поданої електричної напруги.

5. В програмному середовищі COMSOL Multiphysics® шляхом комп'ютерного моделювання отримано теплові поля та температуру нагріву, розраховано потужність тепловипромінювання та теплопередачі поверхнями перетворювача в навколишнє середовище при різних значеннях поданої електричної напруги.

Подальше вдосконалення створеної комп'ютерної моделі для симуляції фізичних процесів дозволить визначати механічні втрати та електричні втрати під час активної роботи перетворювача.

Створена комп'ютерна модель нагріву дозволяє на початковому етапі конструювання перетворювача оцінити теплові поля та максимальні значення температур розігріву перетворювача, які можуть призвести до руйнування конструктивних елементів. При негативних наслідках можливо буде вжити запобіжні заходи від перегрівання.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Зубарев Л., Корепин , Богородский В. Подводные электроакустические преобразователи. (Расчет и проектирование). Ленинград: Судостроение, 1983. 248 с.
2. Woollett R.S., "Basic problems caused by depth and size constraints in low-frequency underwater trans," // J. Acoust. Soc. Amer., Vol. 37, No. 6, 1980. pp. 1031-1037.

3. И. В. Вовк, В. Т. Гринченко, "Об одном методе построения механической колебательной системы стержневого электроакустического преобразователя," // Акустический журнал, Vol. 37, No. 6, 1991. pp. 1106-1115.
4. Богородский В.В., Корепин Е.А., та Яковлев Г.В. Гидроакустическая техника исследования и освоения океана. Л.: Ленинград ed. Ленинград: Гидрометеиздат, 1984. 264 pp.
5. Дідковський В.С., Порошин С.М., Лейко О.Г., Лейко А.О., та Дрозденко О.І. Конструювання електроакустичних приладів і систем для мультимедійних акустичних технологій. Київ: К., НТТУ "КПІ", 2013. 391 pp.
6. Хмелев В.Н., Левин С.В., Хмелёв С.С., Цыганюк С.Н., та Шалунов А.В., "Создание пьезоэлектрических источников ультразвукового воздействия," // Электронный журнал «Техническая акустика», No. 2, 2013. pp. 1-10.
7. Цыганок СН та ін., "Ультразвуковая колебательная система," RU 2332266, марта 21, 2013.
8. Хмелёв В.Н., Леонов Г.В., Барсуков Р.В., Цыганок С.Н., Шалунов А.В. Ультразвуковые многофункциональные и специализированные аппараты для интенсификации технологических процессов в промышленности, сельском и домашнем. Бийск: Алт. гос. техн. ут-та, 2007. 400 с.
9. U-Sonic. Аппараты ультразвуковые. Бийск. 2021. 110 с.
10. Xu Guo, Jun Jiang, "Optimization of actuator placement in a truss-cored sandwich plate with independent modal space control," // Smart Materials and Structures, Vol. 20, No. 10, October 2011. pp. 1-12.
11. Панич А. Е. Пьезокерамические актюаторы. Ростов-на-Дону. 2008. 159 pp.
12. Пьезоактуаторы [Електроний ресурс] URL: http://www.eurotek-general.com/products/systems_pi/piezoactuators/
13. Дульнев Г.Н., Семяшкин Э.М. Теплообмен в радиоэлектронных аппаратах. Ленинград: Энергия, 1968. 358 pp.
14. Михеев М. А., Михеева И.М. Краткий курс теплопередачи. Москва: М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. 206 с.
15. Дрозденко О.І., "Метод розрахунку температур розігріву конструкцій циліндричних електроакустичних перетворювачів компенсованого типу," // Електроніка та Зв'язок, Vol. 19, No. 3, 2014. pp. 88-93.
16. Богородский В.В., Корепин Е.А., та Ручьев М.Л., "Оценка потерь в электромеханических преобразователях," // Акустический журнал, Vol. 23, No. 4, 1977. pp. 539-543.
17. Быстров Ю.М., Голубев А.С. Колебательные системы ультразвуковых технологических установок. Л.: ЛЭТИ ed. Ленинград: ЛЭТИ, 1984. 72 pp.
18. Visvanathan K. Bulk Micromachined Piezoelectric Transducers for Ultrasonic

- Heating of Biological Tissues. 2011.
19. K. Tomalczyk, B. Wiecek. Quantitative InfraRed Thermography Journal // Thermal analysis and thermographic measurements of piezoelectric transformers. Poland. 2006. Vol. 3.
 20. Algueró M., Alemany C., Pardo L., González A., "Method for Obtaining the Full Set of Linear Electric, Mechanical, and Electromechanical Coefficients and All Related Losses of a Piezoelectric Ceramic," // Journal of the American Ceramic Society, Vol. 87, No. 2, July 2008. pp. 209-215.
 21. Raghuraman G., Arunachalam M. Simulation of Heat generation from Vibration in COMSOL // Simulation Of Heat Generation From Vibration In COMSOL Multiphysics. Индия. 2010. pp. 1-4.
 22. Tan A. C. Hover F. S. 20th International Congress on Acoustics 2010 // On the influence of transducer heating in underwater ultrasonic thrusters. Australia. 2010. Vol. 1. pp. 371-377.
 23. Sherrit S., Bao X., Sigel D.A., Gradziel M.J., Askins S.A., Dolgin B.P., та Bar-Cohen Y. Characterization of Transducers and Resonators under High Drive Levels // Proceedings of the IEEE Ultrasonics Symposium. 2001.
 24. Дрозденко О. І., "Забезпечення теплового режиму роботи," // Мікросистеми, Електроніка та Акустика, Vol. 24, No. 5, 2019. pp. 56-63.
 25. Li H. Daniel Deng Z. Carlson T. J., "Piezoelectric materials used in underwater acoustic transducers," // Sensor Letters, Vol. 10, No. 3-4, March 2012. pp. 679-697.
 26. Lu X., Hu J., Peng H., та Wang Y., "A new topological structure for the Langevin-type ultrasonic transducer," // Ultrasonics, Vol. 75, March 2017. pp. 1-8.
 27. В. Н. Хмелев, Р. В. Барсуков, Д. В. Генне, Е. В. Ильченко, "Устройство контроля температуры пьезопреобразователей ультразвуковых технологических аппаратов," // Южно-Сибирский научный вестник, Vol. 2, No. 4, 2013. pp. 50-52.
 28. Дьяченко Ю.В., Макаров М.С., та Пахомов М.А. Теплопередача. Часть I. Теплопроводность. Новосибирск: Работа подготовлена на кафедре технической теплофизики, 2010. 48 pp.
 29. Тарасов С.П., Кириченко И.А., Пивнев П.П. Основы проектирования и конструирования гидроакустической аппаратуры. Ростов-на-Дону: Южный федеральный университет, 2019. 148 с.
 30. Дідковський В.С., Лейко О.Г., Савін В.Г., Лункова С.А., Мацапура В.Т., Найда С.А., Беркута В.Г., Безимьянний Ю.Г., Бабаєв О.А.. Практикум з технічної акустики. Київ: Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", 2003. 192 pp.
 31. Донской А.В., Келлер О.К., Кратыш Г.С. Ультразвуковые электротехнологические установки. Энергоиздат, 1982. 340 с.

32. ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. Издание (июль 2004 г.) с Изменениями N 1, 2.
33. ГОСТ 5915-70. Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры. (с Изменениями N 2-7). 1972.
34. ГОСТ 8724-2002. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги. 2004.
35. Иванов М.Н. Детали машин. 3rd ed. М.: Высшая школа, 1976. 399 pp.
36. Мовчанюк А.В., Фесич В.П., та Новосад А.А. Міжнародна науково-технічна конференція «Радіотехнічні поля, сигнали, апарати та системи» // Влияние армирующего болта на рабочую частоту. Пакетного пьезопреобразователя. Київ. 2018. pp. 63-65.
37. Дідковський В.С., Лейко О.Г., Савін В.Г. Електроакустичні п'єзокерамічні перетворювачі (розрахунок, проектування, конструювання). Кіровоград: Імекс-ЛТД, 2006. 448 pp.
38. «Элпа». Каталог пьезоэлектрических устройств АО "НИИ "Элпа". Научно-исследовательский институт вид. Москва. 2005. 1-127 pp.

ДОДАТКИ

Додаток А

Лістинг розрахунку перетворювача

```
%% Сталь ст-10
ro_3=7.83*10^3; % густина ст-10
c_3=5.177*10^3; % швидкість звуку в ст-10
sigma_st_st10=3.33*10^8;
%% П'єзокераміка ЦТБС-3
ro_2=7.2*10^3; % густина ЦТБС-3
c_2=3.3*10^3; %% швидкість звуку в ЦТБС-3
h_2=8*10^-3 % товщина п'єзoeлемента (h)
Y_E_2=1.27*10^-11; % поперечний п'єзoeфект
d_33=3.33*10^-10; % п'єзoмодуль ЦТБС-3
```

```

e_0=8.85*10^-12;
e_33_u=1.26*10^3;
L=4; % кількість п'єзоелементів
%% Алюміній АМг-6
ro_1=2.7*10^3; % густина АМг-6
c_1=5.2*10^3; % швидкість звуку в АМг-6
f_rez=20*10^3; % резонансна частота
omega=2*pi*f_rez; % циклічна частота
%% Розрахунок площі та діам. п'єзоелемента та випр. накладки
d_2zv=80*10^-3; %% зовнішній діаметр
d_2vn=32*10^-3; %% внутрішній діаметр
S_2=(pi/4)*(d_2zv^2-d_2vn^2) %% площа п'єзоелемента
beta_2=L*((2*pi*f_rez)/(c_2))*h_2 %% хвильова довжина п'єзоелемента
S_1=S_2; % площа випромінюючої накладки
d_1=d_2zv % діаметр випромінюючої накладки
%% Довжина накладок з умови резонансу
alfa_1=(ro_1*c_1)/(ro_2*c_2)
alfa_3=(ro_3*c_3)/(ro_2*c_2)
beta_1=atan(1/alfa_1*cot(beta_2/2)) % хвильова довжина робочої накладки
beta_3=atan(1/alfa_3*cot(beta_2/2)) % хвильова довжина тильної накладки
l_1_shtrykh=beta_1*c_1/omega
l_3_shtrykh=beta_3*c_3/omega
l_3=l_3_shtrykh % довжина тильної накладки
%% Армуючий елемент (болт)
sigma_st_arm=15*10^6; % оптимальне механічне напруження для арм. ел.
ro_gb=7.96*10^3 % густина сталі ІХІ8Н9Т
K_zap_st10=1.25; % коеф. запаса для сталі ІХІ8Н9Т
sigma_p_dop=1.11*10^8; % статична деформація для сталі ІХІ8Н9Т
tay_c_dop_arm=0.2*4.9*10^8; % циклічні напруження на зрізі
F_bolt=sigma_st_arm*S_2 % зусилля болта
S_bolt=(F_bolt*K_zap_st10)/sigma_p_dop % площа перерізу болта
d_bolt=sqrt((4*S_bolt)/pi) % діаметр болта
h_gb=F_bolt*K_zap_st10/(tay_c_dop_arm*pi*d_bolt) % висота головки болта
m_gb=ro_gb*h_gb*pi*d_2zv^2/4 % маса головки болта
%% Розрахунок випромінюючої накладки
del_l=m_gb/(ro_1*S_1) %
l_1=l_1_shtrykh-del_l % довжина випромінюючої накладки
%% Розрахунок тильної накладки
d_3=sqrt((4*S_2)/pi) % діаметр тильної накладки накладки
%% Розрахунок різьби гайки
krok=10^-3;
k_zap_rizba=3;
tay_c_dop_rizba=0.67*10^8
S_rpz=(pi*d_bolt*krok)-1.5*10^-5 %
S_zr=F_bolt*k_zap_rizba/tay_c_dop_rizba % площа ниток різьби
n_rizba=S_zr/S_rpz % число ниток різьби
l_rizba=krok*n_rizba % довжина різьби
%% Момент сили для затягування гайки
d_zv_gaika=41.6*10^-3; % зовнішній діаметр гайки
d_sr_rizba=17.35*10^-3; % середній діаметр різьби
D_sr=(d_zv_gaika+d_sr_rizba)/2;
phi=0.15; % кут профілю різьби
xi=atan(krok/(pi*d_sr_rizba)) % кут підйому різьби
C=atan(phi/cosd(60)) %% кут тертя
M_syly=F_bolt*(D_sr*phi*0.5+d_sr_rizba*0.5*tan(xi+C)) % Момент сили
%% Перевірка резонансної частоти
ro_4=7.82*10^3 % густина
c_4=5.174*10^3; % швидкість звуку в
alfa_4=(ro_4*c_4*S_4)/(ro_1*c_1*S_1)
beta_4=omega/c_4*(l_1+2*h_2)
beta_E=beta_1+beta_2+beta_3 % повна хвильова довжина
%% Розрахунок максимальної амплітуди коливальної швидкості

```

```

sigma_mexnapr_piezo=0.19*10^8 % механічні напруження при статичні деформації
sigma_p_dod=0.5 % циклічні напруження
K_zap_dod=2.5 % запас міцності для п'єзоелемента
ksi_max_0=sigma_p_dod*sigma_mexnapr_piezo/(ro_2*c_2*K_zap_dod) % максимальна
амплітуда коливальної швидкості
%% Електричні параметри
sigma_max=(ro_2*c_2)*ksi_max_0 % амплітуду механічних напружень
Q_m=36 % Добротність механічних втрат визначена по графіку
r_mv_1=(2*pi*ro_2*c_2*S_2)/Q_m % Опір механічних втрат для півхвильового
rm_beta=beta_2/pi*(1+sin(beta_2)/beta_2) % опір механічних втрат заданої
хвильової довжина
r_mv=r_mv_1*rm_beta % опір втрат для п'єзоелемента
U=ksi_max_0*Y_E_2*h_2^2*r_mv/(d_33*S_2) % напруга подана
U_amp=1.33*U % необхідна амплітуда напруги
C_0=(2*e_0*e_33_u*S_2)/h_2 % електричні ємкість
L_e=1/(omega^2*C_0) % індуктивність
R_vx=1.33*2*r_mv*Y_E_2^2*h_2^2/(d_33^2*S_2^2) % вхідний опір перетворювача
P_el=U_amp^2/(2*R_vx) % електрична потужність, що споживається
%% Тепловий режим
R_P=2*r_mv % повний опір втрат
P_P=(ksi_max_0^2*R_P)/2 % потужність втрат
k=5.67*10^-8; % стала Стефана — Больцмана
T_1=358.15; % максимальна температура для п'єзокераміки
T_2=298,15; % початкова температура
v_1=0.3; % коеф. тепловипром. алюмінію
v_2=0.93; % коеф. тепловипром. кераміки
v_3=0.67; % коеф. тепловипром. сталі
v_4=0.92; % коеф. тепловипром. води
Sbok_1=pi*d_1*l_1 % площа бокової поверхні випромінюючої накладки
Sbok_2=pi*d_2zv*L*h_2 % площа бокової п'єзопакету
Sbok_3=pi*d_3*l_3+pi*(d_3^2/4) % площа бокової та тильної поверхні тильної
накладки
Sbok_4=pi*(d_1^2)/4 % площа випромінюючої поверхні контактуючої з водою
P_B=k*(T_1^4-T_2^4)*(v_1*Sbok_1+v_2*Sbok_2+v_3*Sbok_3+v_4*Sbok_4) %
потужність тепловипромінювання
delT=T_1-T_2 % різниця температур
P_T=delT*(5.6*(Sbok_1+Sbok_2+Sbok_3)+450*Sbok_4) % Потужність теплопередачі
P=P_T+P_B % Повна розсіювана тепла потужність
if P>P_P
    disp('Не перегрівается')
else P_T<P_P
    disp('Перегрів')
end

```


Додаток Г

Стандартний ряд частот ультразвукових технологічних установок:

кГц	$\pm$ кГц
18	1,35
22	1,65
44	4,4
66	6,6

Стандартний ряд номінальних потужностей ультразвукових технологічних установок:

кВт	0,04	0,1	0,25	0,4	0,63	1	1,6
-----	------	-----	------	-----	------	---	-----