



**УНИВЕРЗИТЕТ „СВ. КИРИЛ И МЕТОДИЈ“**



**СКОПЈЕ**

**МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ**

**РАЗВОЈ НА ХИБРИДЕН МУЛТИФИЗИЧКИ СИСТЕМ ЗА СОБИРАЊЕ ЕНЕРГИЈА  
ОД ВИБРАЦИИ ЗА ИНТЕРНЕТ НА НЕШТАТА**

Докторска дисертација

м-р. ДЕЈАН ШИШКОВСКИ, дипл. маш. инж.

Скопје, Септември 2025

НАСЛОВ: „РАЗВОЈ НА ХИБРИДЕН МУЛТИФИЗИЧКИ СИСТЕМ ЗА СОБИРАЊЕ ЕНЕРГИЈА ОД ВИБРАЦИИ ЗА ИНТЕРНЕТ НА НЕШТАТА“

ИЗРАБОТИЛ: асс. м-р. ДЕЈАН ШИШКОВСКИ, дип. маш. инж.

МЕНТОР: Проф. д-р. Златко Петрески

ОБЛАСТ: Технички науки - Машинство

ДАТА НА ЈАВНА ОДБРАНА: \_\_\_\_\_

КОМИСИЈА ЗА ОДБРАНА НА  
ДОКТОРСКАТА ДИСЕРТАЦИЈА

1. Проф. д-р Даме Коруноски – претседател  
Машински факултет  
Универзитет „Св. Кирил и Методиј“ во Скопје
2. Проф. д-р Златко Петрески - ментор  
Машински факултет  
Универзитет „Св. Кирил и Методиј“ во Скопје
3. Проф. д-р Кочо Анѓушев - член  
Машински факултет  
Универзитет „Св. Кирил и Методиј“ во Скопје
4. Проф. д-р Виктор Гаврилоски - член  
Машински факултет  
Универзитет „Св. Кирил и Методиј“ во Скопје
5. Вон. проф. д-р Јована Јованова - член  
Машински факултет - поморско и транспортно инженерство  
Универзитет за технологија Делфт

## АПСТРАКТ

Целта на оваа докторска дисертација е развој и анализа на хибриден мултифизички систем за собирање електрична енергија од механички вибрации, составен од еластична конзолна структура интегрирана со пиезоелектричен и електромагнетен претворувач. Овој пристап ги комбинира предностите на двата механизми за конверзија на енергија, со цел зголемување на излезната моќност и проширување на работниот фреквентен опсег заради негова примена во системите за Интернет на нештата (IoT).

Динамичкото моделирање и анализа на побудата на системот во различни работни услови се изведени со софтверскиот пакет MATLAB/Simulink. За анализа и оптимизација на физичките процеси на интегрираниот систем е применет COMSOL Multiphysics, базиран на методот на конечни елементи. Експерименталната верификација е реализирана со LabVIEW, кој е користен за аквизиција, обработка и анализа на мерените податоци.

Системот е тестиран со побуда на електродинамички актуатор и на реална симулаторска машина со брзини на осцилации  $V(\text{rms}) 7 \text{ mm/s} \pm 1 \text{ mm/s}$ , амплитуди на осцилации од  $A(\text{rms}) \pm 50 \mu\text{m}$ , забрувања од  $0.11 \text{ g} - 0.22 \text{ g}$ . Презентирани се резултати засебно за пиезоелектричниот претворувач и за електромагнетниот претворувач, како и за нивната комбинирана работа. Пиезоелектричниот претворувач постигна максимална излезна моќноста од  $0.5 \text{ mW}$  и  $1.6 \text{ mW}$  при оптимални оптоварувања од  $106 \text{ k}\Omega$  и  $37.7 \text{ k}\Omega$ , за фреквенции од  $7.5 \text{ Hz}$  и  $52.5 \text{ Hz}$ , соодветно. Електромагнетниот претворувач испорача до  $1 \text{ mW}$  и  $5 \text{ mW}$  за фреквенција  $7.5 \text{ Hz}$  и  $46 \text{ Hz}$ . Хибридниот систем, кој комбинира пиезоелектричен и електромагнетен претворувач, постигна максимална излезна моќноста од  $1 \text{ mW}$  и  $5.1 \text{ mW}$  за фреквенции од  $7.5 \text{ Hz}$  и  $46 \text{ Hz}$ .

Добиените резултати потврдуваат дека предложениот хибриден систем обезбедува повисока ефикасност и поголема издржливост во споредба со поединечни претворувачи, што го прави погоден за напојување на автономни сензорски јазли во IoT апликации и други нискоенергетски електронски системи.

## SUMMARY

The aim of this doctoral dissertation is the development and analysis of a hybrid multiphysics system for harvesting electrical energy from mechanical vibrations, composed of an elastic cantilever structure integrated with a piezoelectric and an electromagnetic transducer. This approach combines the advantages of both energy conversion mechanisms in order to increase the output power and broaden the operational frequency range, enabling its application in Internet of Things (IoT) systems.

The dynamic modeling and excitation analysis of the system under various operating conditions were carried out using the MATLAB/Simulink software package. To analyze and optimize the physical processes of the integrated system, COMSOL Multiphysics, based on the finite element method (FEM), was employed. The experimental verification was performed using LabVIEW, which was utilized for data acquisition, processing, and analysis of the measured signals.

The system was tested under excitation from an electrodynamic actuator as well as on a real simulator machine, with oscillation velocities of  $V(\text{rms})$  7 mm/s  $\pm$  1 mm/s, oscillation amplitudes of  $A(\text{rms})$   $\pm$  50  $\mu\text{m}$ , and acceleration levels ranging from 0.11 g - 0.22 g. Results are presented separately for the piezoelectric transducer, the electromagnetic transducer, and their combined operation. The piezoelectric transducer achieved a maximum output power of 0.5 mW and 1.6 mW at optimal load resistances of 106 k $\Omega$  and 37.7 k $\Omega$ , for excitation frequencies of 7.5 Hz and 52.5 Hz, respectively. The electromagnetic transducer delivered up to 1 mW and 5 mW at frequencies of 7.5 Hz and 46 Hz. Finally, the hybrid system, which combines the piezoelectric and electromagnetic transducers, achieved a maximum output power of 1 mW and 5.1 mW at 7.5 Hz and 46 Hz, respectively.

The obtained results confirm that the proposed hybrid system provides higher efficiency and greater durability compared to individual transducers, making it well-suited for powering autonomous sensor nodes in IoT applications and other low-power electronic systems.

## ПРЕДГОВОР

Изразувам искрена благодарност до мојот ментор, проф. д-р Златко Петрески, за стручната насока, довербата и постојаната поддршка во текот на целото истражување. Особено ја ценам неговата професионална насока и објективниот пристап, кои ми помогнаа да го задржам фокусот и научната доследност низ целиот процес.

Благодарност упатувам до проф. д-р Виктор Гаврилоски за неговите вредни совети, конструктивни дискусии и континуираната мотивација, кои значајно придонесоа за успешно реализирање и заокружување на ова истражување.

Исто така, изразувам благодарност до проф. д-р Даме Коруноски, чии совети и разговори беа од особено значење во текот на работата, како и до проф. д-р Кочо Анѓушев за секогаш подготвената поддршка и споделеното практично искуство.

Голема благодарност должам и на вон. проф. д-р Јована Јованова за долгогодишната соработка, вредните насоки и споделеното знаење, кои беа од особена корист и претставуваа значајна инспирација во развојот на ова истражување.

Колегите од Институтот за механика беа секојдневна поддршка во реализацијата на истражувањето. Посебна благодарност упатувам до доц. д-р Симона Домазетовска Марковска и доц. д-р Маја Аначкова за нивниот технички придонес и постојана поддршка, до м-р Анастасија Игњатовска Анѓушева за помошта при експерименталните мерења, како и до м-р Дамјан Пециоски, мојот најблизок соработник.

Искрена благодарност изразувам и до компанијата БРАКО за изработката на симулаторот за вибрации, кој беше клучен за практичната валидација на истражувањето.

Најголема благодарност упатувам до моето семејство до мојата сопруга и моите деца за безрезервната поддршка, разбирањето и трпението во текот на изработката на оваа дисертација.

Оваа дисертација со љубов им ја посветувам на моите најмили Теофил и Дарија.

# СОДРЖИНА

<b>АПСТРАКТ</b>	<b>iii</b>
<b>SUMMARY</b>	<b>iv</b>
<b>ПРЕДГОВОР</b>	<b>v</b>
<b>СОДРЖИНА</b>	<b>v</b>
<b>ЛИСТА НА СЛИКИ</b>	<b>ix</b>
<b>ЛИСТА НА ТАБЕЛИ</b>	<b>xv</b>
<b>НОМЕНКЛАТУРА</b>	<b>xvi</b>
<b>1. ВОВЕД</b>	<b>17</b>
1.1. ОСВРТ НА ОБЛАСТА НА ИСТРАЖУВАЊЕ	19
1.2. МОТИВАЦИЈА ЗА ИСТРАЖУВАЊЕТО	20
1.3. ПРЕГЛЕД НА ПРЕДХОДНИ ИСТРАЖУВАЊА	22
1.4. ПРЕДМЕТ НА ИСТРАЖУВАЊЕ	24
1.5. ЦЕЛИ НА ИСТРАЖУВАЊАТА	27
1.6. РАБОТНИ ХИПОТЕЗИ И ТЕЗИ	28
1.7. МЕТОДОЛОГИЈА НА ИСТРАЖУВАЊЕТО	28
1.8. ОЧЕКУВАНИ РЕЗУЛТАТИ И ПРИДОБИВКИ ОД ИСТРАЖУВАЊАТА	30
<b>2. ЕНЕРГИЈА ОД ВИБРАЦИИ</b>	<b>32</b>
2.1. ВИБРАЦИИ ОД ДИНАМИЧКИ МАШИНИ	33
2.2. ЕНЕРГИЈА КАЈ СИСТЕМ СО ЕДЕН СТЕПЕН НА СЛОБОДА	34

2.3. МОЌНОСТ НА ВИБРАЦИОНЕН СИСТЕМ СО ЕДЕН СТЕПЕН НА СЛОБОДА	37
2.4. СИМУЛАЦИСКИ И ЕКСПЕРИМЕНТАЛЕН ДЕЛ ЗА ГЕНЕРИРАЊЕ НА ПОБУДАТА	39
2.4.1. ИДЕНТИФИКАЦИЈА НА ПАРАМЕТРИТЕ НА ЕЛЕКТРО ДИНАМИЧКИОТ АКТУАТОР	40
2.4.2. ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧКИ МОДЕЛ НА ЕЛЕКТРО ДИНАМИЧКИОТ АКТУАТОР	44
2.4.3. СИМУЛАЦИОНЕН МОДЕЛ ВО <i>MATLAB/Simulink</i>	46
2.4.4. СИМУЛАЦИОНЕН ДЕЛ И ЕКСПЕРИМЕНТАЛЕН ДЕЛ ЗА ГЕНЕРИРАЊЕ НА ПОТРЕБНАТА ПОБУДА <sup>48</sup>	
<b>3. ЕНЕРГЕТСКА АНАЛИЗА НА ЕЛАСТИЧЕН СИСТЕМ - КОНЗОЛА</b>	<b>51</b>
3.1. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ ЗА АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА	52
3.2. АНАЛИТИЧКИ ЕНЕРГЕТСКИ РАВЕНКИ	56
3.2.1. КИНЕТИЧКА ЕНЕРГИЈА	57
3.2.2. ПОТЕНЦИЈАЛНА ЕНЕРГИЈА	57
3.2.3. ДИСИПАТИВНА ЕНЕРГИЈА	57
3.2.4. ВКУПНА ЕНЕРГИЈА И ЕНЕРГЕТСКИ БИЛАНС	58
3.2.5. ЕНЕРГЕТСКА АНАЛИЗА ВО МОДАЛЕН ПРОСТОР	58
3.3. АНАЛИЗА СО МЕТОД НА КОНЕЧНИ ЕЛЕМЕНТИ	60
3.3.1. СИМУЛАЦИЈА ВО <i>COMSOL Multiphysics</i>	61
3.3.2. ДИНАМИЧКА АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА БЕЗ ДОДАДЕНА МАСА	62
3.3.3. ВЛИЈАНИЕ НА ДОДАДЕНА МАСА ВРЗ ДИНАМИЧКОТО ОДНЕСУВАЊЕ НА КОНЗОЛАТА	64
3.3.4. ВЛИЈАНИЕ НА ВТОРА ДОДАДЕНА МАСА ВРЗ ДИНАМИЧКОТО ОДНЕСУВАЊЕ НА КОНЗОЛАТА	75
<b>4. ЕНЕРГЕТСКИ ПРЕТВОРУВАЧИ ЗА СОБИРАЊЕ ЕНЕРГИЈА</b>	<b>84</b>
4.1. КОНТЕКСТ НА МУЛТИФИЗИЧКИ СИСТЕМИ ЗА СОБИРАЊЕ ЕНЕРГИЈА	85
4.2. ПИЕЗО ЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ	88
4.2.1. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ НА ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ	89
4.2.2. ЕКВИВАЛЕНТЕН ЕЛЕКТРИЧЕН МОДЕЛ	91
4.2.3. МОЌНОСТ ОД ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ	93
4.2.4. СИМУЛАЦИЈА ВО <i>COMSOL MULTIPHYSICS</i> НА КОНЗОЛА СО ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ	94
4.2.5. АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА БЕЗ ДОДАДЕНИ МАСИ СО ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ ВО ЕНЕРГЕТСКА ЗОНА 1	96
4.2.10. АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА СО ДОДАДЕНА МАСА ( $m_1 = 94 \text{ g}$ ) И ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ ВО ЕНЕРГЕТСКА ЗОНА 2	111

4.2.12. ЗАКЛУЧОК ОД СИМУЛАЦИСКАТА АНАЛИЗА НА КОНЗОЛНА СТРУКТУРА СО ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ	117
4.3. ЕЛЕКТРОМАГНЕТЕН ПРЕТВОРУВАЧ	118
4.3.1. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТЕН ПРЕТВОРУВАЧ	119
4.3.2. ПРЕСМЕТКА НА МОЌНОСТ ОД ЕЛЕКТРОМАГНЕТЕН ПРЕТВОРУВАЧ	120
4.3.3. СИМУЛАЦИЈА И АНАЛИЗА НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТЕН ПРЕТВОРУВАЧ ВО COMSOL MULTIPHYSICS	122
4.3.4. ЗАКЛУЧОК ОД СИМУЛАЦИИТЕ НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТНИОТ ПРЕТВОРУВАЧ	127
<b>5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ВЕРИФИКАЦИЈА НА МУЛТИФИЗИЧКИОТ СИСТЕМ ЗА СОБИРАЊЕ НА ЕНЕРГИЈА</b>	<b>128</b>
5.1. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ПОСТАВЕНОСТ	129
5.2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА АНАЛИЗА НА ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧНИ ПРЕТВОРУВАЧИ	131
5.2.1. ПРИЛАГОДУВАЊЕ НА ИМПЕДАНСАТА НА ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧНИТЕ ПРЕТВОРУВАЧИ	138
5.2.2. МОЌНОСТ НА ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧНИТЕ ПРЕТВОРУВАЧИ	139
5.3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА АНАЛИЗА НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТНИОТ ПРЕТВОРУВАЧ	142
5.3.3. МОЌНОСТ НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТЕН ПРЕТВОРУВАЧ СО НЕПОДВИЖНА НАМОТКА	145
5.4. АНАЛИЗА НА МОЌНОСТА НА ХИБРИДНИОТ СИСТЕМ	151
5.5. ПРИМЕНА НА ХИБРИДНИОТ СИСТЕМ ВО РЕАЛНИ УСЛОВИ ЗА МОНИТОРИНГ НА ВИБРАЦИИ НА РОТИРНИ МАШИНИ	157
<b>6. ЗАКЛУЧОЦИ И ПРЕПОРАКИ ЗА ИДНА РАБОТА</b>	<b>164</b>
6.2. НАУЧЕН ПРИДОНЕС НА ДИСЕРТАЦИЈАТА	172
6.3. ПРЕПОРАКИ ЗА ИДНА РАБОТА	173
<b>ЛИТЕРАТУРА</b>	<b>174</b>

## ЛИСТА НА СЛИКИ

### ГЛАВА 2

Слика 2.1: Систем со еден степен на слобода

Слика 2.2: Флексибилната еластична потпора на електродинамичкиот актуатор

Слика 2.3: Експериментално мерење на универзална машина за тестирање на истегнување

Слика 2.4: Крутост на флексибилната мембрана и резидуална дистрибуција

Слика 2.5: Фактор на сила  $BL(x)$  во однос на позицијата на движење

Слика 2.6: Експериментални резултати од фреквентниот одзив во однос на различни примероци со товар

Слика 2.7: Електромеханичкиот модел на електро динамичкиот актуатор

Слика 2.8: *MATLAB/Simulink* симулационен модел на електро динамичкиот актуатор

Слика 2.9: Компарација на одзивот на естимираниот модел со експерименталните податоци без товар

Слика 2.10: Компарација на одзивот на естимираниот модел со експерименталните податоци со товар од 975 g

Слика 2.11: Карактеристики на перформансите на електродинамичкиот актуатор за различни товари

Слика 2.12: *Simulink* модел за анализа на побудите

### ГЛАВА 3

Слика 3.1: Континуиран линиски носач-конзола

Слика 3.2: Првите 4 тонови форми на осцилирање на конзола

Слика 3.3: Модел на конзола прикажан преку конечни елементи

Слика 3.4: Прв тон на свиткување  $f_1=20.68$  Hz

Слика 3.5: Втор тон на свиткување  $f_2=129.53$  Hz

Слика 3.6: Тон на попречно свиткување  $f_3=270.19$  Hz

Слика 3.7: Трет тон на свиткување  $f_4=363.12$  Hz

Слика 3.8: Потенцијална енергија за додадена маса  $m_1$  за прв тон на осцилации

Слика 3.9: Вкупна кинетичка енергија со додадена маса  $m_1$  за прв тон на осцилации

Слика 3.10: Вкупна потенцијална енергија за додадена маса  $m_1$  за втор тон на осцилации

Слика 3.11: Вкупна кинетичка енергија за додадена маса  $m_1$  за втор тон на осцилации

Слика 3.12: Дисипативна енергетска моќност за првиот тон на вибрации

Слика 3.13: Дисипативна енергетска моќност за вториот тон на вибрации

Слика 3.14: Модални форми (прв и втор тон) на осцилации за различни додадени маси  $m_1$

Слика 3.15: Распределба на нормалните напрегања (прв тон)

Слика 3.16: Распреселба на нормалните напрегања во две временски состојби (втор тон без додадена маса  $m_1$ )

Слика 3.17: Распреселба на нормалните напрегања во две временски состојби (втор тон со додадена маса  $m_1 = 0.1$  kg)

Слика 3.18: Зони на најголеми нормални напрегања за првиот тон  $f_1=7.2$  Hz, и вториот тон  $f_2=124.9$  Hz со додадена маса  $m_1$  на крајот на конзолата

Слика 3.19: Распределба на брзината по должина на конзолата без додадена маса  $m_1$

Слика 3.20: Распределба на брзината по должина на конзолата со додадена маса  $m_1 = 0.1 \text{ kg}$

Слика 3.21: Зони на најголеми брзини за првиот тон  $f_1 = 7.2 \text{ Hz}$ , и тон 2  $f_2 = 124.9 \text{ Hz}$  со додадена маса  $m_1 = 0.1 \text{ kg}$  на крајот на конзолата

Слика 3.22: Зависност на вкупната потенцијална енергија од променливата маса  $m_2$  при прв тон ( $m_1 = 0.1 \text{ kg}$ )

Слика 3.23: Зависност на вкупната кинетичка енергија од променливата маса  $m_2$  при прв тон ( $m_1 = 0.1 \text{ kg}$ )

Слика 3.24: Зависност на дисипативната енергија од променливата маса  $m_2$  при прв тон ( $m_1 = 0.1 \text{ kg}$ )

Слика 3.25: Зависност на вкупната потенцијална енергија од променливата маса  $m_2$  при втор тон ( $m_1 = 0.1 \text{ kg}$ )

Слика 3.26: Зависност на вкупната кинетичка енергија од променливата маса  $m_2$  при втор тон ( $m_1 = 0.1 \text{ kg}$ )

Слика 3.27: Зависност на дисипативната енергија од променливата маса  $m_2$  при втор тон ( $m_1 = 0.1 \text{ kg}$ )

Слика 3.28: Зависност на нормалните напрегања од должината на конзолата при првиот тон со додадена маса  $m_2 = 0.1 \text{ kg}$

Слика 3.29: Дистрибуција на нормалните напрегања по должина на конзолата втор тон со додадена маса  $m_2 = 0.1 \text{ kg}$ , две временски состојби

Слика 3.30: Зони на најголеми нормални напрегања за првиот тон  $f_1 = 7.2 \text{ Hz}$ , и  $f_2 = 52.4 \text{ Hz}$  при втор тон со втора додадена маса  $m_2 = 0.1 \text{ kg}$

Слика 3.31: Распределба на ефективната брзина по должина на конзолата за  $m_2 = 0.1 \text{ kg}$ , локација втора енергетска зона

Слика 3.32: Зони на најголеми брзини за првиот тон  $f_1 = 7.2 \text{ Hz}$ , и вториот тон  $f_2 = 52.4 \text{ Hz}$  со втора додадена маса  $m_2 = 0.1 \text{ kg}$

Слика 3.33: Аксијално движење на магнетот при вториот тон на осцилации

#### ГЛАВА 4

Слика 4.1: Потрошувачка на енергија на различни IoT уреди (A), наспроти уреди за собирање на обновлива енергија од околина (B)

Слика 4.2: Концептуелна архитектура на мултифизички систем за собирање енергија

Слика 4.3: Структурна поставеност и меѓусебна поврзаност на подсистемот на механички структури во мултифизичкиот систем

Слика 4.4: Електричен еквивалентен модел на пиезо електричниот претворувач

Слика 4.5: Еквивалентна шема на пиезо електричниот претворувач во затворено коло

Слика 4.6: Пиезоелектричен претворувач P-876.A11

Слика 4.7: Димензии на пиезоелектричен претворувач P-876.A11

Слика 4.8: Параметри користени во *COMSOL Multiphysics* за симулација на пиезоелектричен претворувач

Слика 4.9: Модел на конзола без додадени маси со интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1

Слика 4.10: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од  $15.2 \text{ Hz}$

Слика 4.11: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 15.2 Hz

Слика 4.12: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 89.3 Hz

Слика 4.13: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 89.3 Hz

Слика 4.14: Модел на конзола со една додадена маса ( $m_1 = 47$  g) и интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1.

Слика 4.15: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 8.2 Hz

Слика 4.16: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од  $f_1=8.2$  Hz

Слика 4.17: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 73.9 Hz

Слика 4.18: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 73.9 Hz

Слика 4.19. Модел на конзола со една додадена маса ( $m_1 = 94$  g) и интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1

Слика 4.20: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 5.82 Hz

Слика 4.21: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 5.82 Hz

Слика 4.22: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 69.74 Hz

Слика 4.23: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 69.74 Hz

Слика 4.24. Модел на конзола со две додадени маси ( $m_1 = 94$  g и  $m_2 = 94$  g) и интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1

Слика 4.25: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 6.5 Hz

Слика 4.26: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 6.5 Hz

Слика 4.27: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 43.9 Hz

Слика 4.28: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 43.9 Hz

Слика 4.29: Пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со дополнителна маса  $m_1=47$  g

Слика 4.30: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 8.18 Hz

Слика 4.31: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 8.18 Hz

Слика 4.32: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 71 Hz

Слика 4.33: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 71 Hz

Слика 4.34: Пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со додадена маса  $m_1=94$  g

Слика 4.35: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 5.84 Hz

Слика 4.36: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 5.84 Hz

Слика 4.37: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 66.8 Hz

Слика 4.38: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 66.8 Hz

Слика 4.39: Пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со дополнителни маси  $m_1=94$  g и  $m_2=94$  g

Слика 4.40: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 6.6 Hz

Слика 4.41: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 6.6 Hz

Слика 4.42: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 49 Hz

Слика 4.43: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 49 Hz

Слика 4.44: Пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со додадени маси  $m_1=94$  g и  $m_2=94$  g за сопствена фреквенција 51.1Hz

Слика 4.45: Шематски приказ и основни конструктивни елементи на електромагнетен претворувач

Слика 4.46: Еквивалентното коло на електромагнетниот претворувач

Слика 4.47: Параметри за конфигурирање на електромагнетниот претворувач во COMSOL Multiphysics

Слика 4.48: Симулација на магнетното поле на електромагнетен претворувач

Слика 4.49: Поместувања по должина на конзолата при вибрации со фреквенции од 6.6 Hz и 49 Hz

Слика 4.50: Индуциран напон во намотката при сопствена фреквенција од 6.7 Hz

Слика 4.51: Генерирана струја во намотката при сопствена фреквенција од 6.7 Hz

Слика 4.52: Генерирана моќност на електромагнетниот претворувач при 6.7 Hz

Слика 4.53: Индуцираниот напон во намотката при сопствена фреквенција од 49 Hz

Слика 4.54: Струја низ намотката за сопствена фреквенција 49 Hz

Слика 4.55: Генерирана моќност од електромагнетниот претворувач за сопствена фреквенција 49 Hz

## ГЛАВА 5

Слика 5.1: Блок-дијаграм на експерименталната поставеност на системот за собирање енергија од вибрации

Слика 5.2: Експерименталната поставеност на системот за побуда и собирање на енергија, заедно со мерната опрема користена при експериментите.

Слика 5.3: Вибро анализатор SKF MicroLog CMVA60

Слика 5.4: Локации на поставување на додадените маси  $m_1$  и  $m_2$ , позициите на интегрираните пиезоелектрични претворувачи и енергетските зони 1 и 2

Слика 5.5: Генерираните напони на пиезоелектричните претворувачи енергетска зона 1 и 2 за комбинација на конзола без додадени маси,  $f_1=18.3\text{Hz}$  и  $f_2=114.7\text{Hz}$

Слика 5.6: Експериментална поставеност на системот со додадени маси  $m_1 = 94\text{ g}$  и  $m_2 = 94\text{ g}$

Слика 5.7: Подобрување на конекцијата со вклучувањето и дополнителни магнети

Слика 5.8: Електрично коло за мерење на моќност на пиезопретворувачи

Слика 5.9: Моќност на пиезоелектричниот претворувач во енергетска зона 1, во област на првата сопствена фреквенција

Слика 5.10: Моќност на пиезоелектричниот претворувач во енергетска зона 2, во област на првата сопствена фреквенција

Слика 5.11: Измерен напон од 11.2 V и струја од 0.304 mA на пиезоелектричниот претворувач во енергетска зона 2

Слика 5.12: Моќност на пиезоелектричниот претворувач во енергетска зона 1, во област на втората сопствена фреквенција

Слика 5.13: Моќност на пиезоелектричниот претворувач во енергетска зона 2, во област на втората сопствена фреквенција

Слика 5.14: Дизајниран уред за намотување на навивките

Слика 5.15: Изработена намотка за електромагнетниот претворувач

Слика 5.16: Електрична шема за прилагодување на импедансата и мерење на излезната моќност на електромагнетниот претворувач

Слика 5.17: Анализа на електромагнетниот претворувач со фиксна намотка

Слика 5.18: Моќност на електромагнетниот претворувач во област на втората природна фреквенција

Слика 5.19: Експериментална конфигурација со намотка интегрирана на втората конзола за зголемување на релативното движење помеѓу магнетот и намотката.

Слика 5.20: Моќност на електромагнетниот претворувач во област на прва сопствена фреквенција

Слика 5.21: Моќност на електромагнетниот претворувач во област на втора сопствена фреквенција

Слика 5.22: Шема на целокупната електроника за хибридната комбинација

Слика 5.23: Суперкондензаторот, сервиска конфигурација (6 × 5 F, 2.7 V)

Слика 5.24: LabVIEW фронт-панел и блок-дијаграм на виртуелен инструмент за мерење на поместувања и брзина на полнење на суперкондензаторот

Слика 5.25: Просечна моќност на хибридниот систем во област на првата сопствена фреквенција

Слика 5.26: Просечна моќност на хибридниот систем во областа на втората сопствена фреквенција

Слика 5.27: Блок-дијаграм на реална имплементација на автономен сензорски систем за следење на вибрациите од ротирачка машина

Слика 5.28. Електрична шема на реална имплементација на автономен сензорски систем за следење на вибрациите од ротирачка машина

Слика 5.29: Интегриран автономен сензорски систем за мониторинг на вибрации на ротирачка машина

Слика 5.30: Интегрирано коло LTC3588 – енергетски управувачки модул за системи за собирање на енергија

Слика 5.31: Потрошувачка на струја при сценарио на работа на WEMOD D1 MINI модулот

Слика 5.32: Внатрешна структура на MEMS акцелерометарот ADXL335

Слика 5.33: Процес на полнење на суперкондензаторот при реална работа на автономниот сензор

Слика 5.34: График на снимените податоци превземени од информативниот облак

Слика 5.35: Вибродиагностичка опрема Brüel & Kjær користена при мерење на вибрации

Слика 5.36: Компарација на сигналите мерени помеѓу Brüel & Kjær и автономниот сензор

## ЛИСТА НА ТАБЕЛИ

### ГЛАВА 2

Табела 2.1: Зони на вибрации кај ротирачки машини согласно стандарот ISO 20816.

Табела 2.2: Проценети параметри на електро динамичкиот актуатор

Табела 2.3: Резултати од симулациска и експериментална анализа на електродинамичкиот актуатор за различни услови на оптоварување

### ГЛАВА 3

Табела 3.1: Вредности на  $\beta_i l$  за конзола

Табела 3.2: Вредности на односот  $D/C$  за првите четири тонови форми.

Табела 3.3: Карактеристични параметри за првите две тонови форми.

Табела 3.4: Споредбата меѓу нумеричките резултати со COMSOL и аналитичките пресметки според теоријата на Ојлер–Бернули

Табела 3.5: Влијание на додадената маса  $m_1$  врз природните фреквенции на конзолата

Табела 3.6: Влијание на додадената маса  $m_1$  врз загубите на конзолата при прв тон

Табела 3.7: Влијание на додадената маса  $m_1$  врз загубите на конзолата при втор тон

Табела 3.8: Промени на сопствената фреквенција со додавање на втора додадена маса  $m_2$ .

### ГЛАВА 4

Табела 4.1: Основни карактеристики на пиезоелектричен претворувач P-876.A11

Табела 4.2: Резултати од мултифизичката симулација на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 при конфигурација на конзола без додадени маси

Табела 4.3: Резултати од симулација на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 со додадена на маса  $m_1=47$  g

Табела 4.4: Резултати од симулација на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 при конфигурација  $m_1=94$  g

Табела 4.5: Резултати од симулација на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 при конфигурација  $m_1=94$  g и  $m_2=94$  g

Табела 4.6: Резултати од симулација на пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со дополнителна маса  $m_1=47$ g

Табела 4.7: Резултати од симулација на пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со дополнителна маса  $m_1=94$  g

Табела 4.8: Резултати од симулација на пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со додадени маси  $m_1=94$  g и  $m_2=94$  g

## НОМЕНКЛАТУРА

A – Амплитуда на осцилации  
C<sub>p</sub> – Капацитивност на пиезоелектричен елемент  
d<sub>31</sub> – Пиезоелектричен коефициент  
E – Модул на еластичност  
f – Фреквенција  
f<sub>1</sub>, f<sub>2</sub> – Прва и втора сопствена фреквенција  
g – Гравитациско забрзување  
I – Момент на инерција  
k – Крутост  
k<sub>eq</sub> – Еквивалентна крутост  
L – Должина на конзола / Индуктивност  
m – Маса  
m<sub>1</sub>, m<sub>2</sub> – Дополнителни маси  
M – Момент  
P – Моќност  
Q – Квалитетен фактор  
R – Отпор  
R<sub>opt</sub> – Оптимален отпор  
t – Време  
U – Енергија / Потенцијална енергија  
V – Напон  
V – Брзина  
V<sub>out</sub> – Излезен напон  
W – Работа / Енергија  
Z – Импеданса  
η – Ефикасност  
λ – придушување  
ρ – Густина  
σ – Напон  
φ – Фаза  
BL(x) – Фактор на сила кај електромагнетен претворувач  
B – Магнетна индукција  
Φ – Магнетен флукс  
N – Број на навивки на намотка  
i – Струја

# 1. ВОВЕД

Воведната глава има за цел да ја претстави главната идеја на оваа докторска дисертација, како и процесот за нејзина реализација. Во почетокот се дефинира концептот на собирање на енергија од вибрации за потребите на Интернет на Нештата (IoT), заедно со преглед на можните примени на ваквите системи.

Можноста за интегрирање на системи за собирање енергија од вибрации во IoT уреди, во контекст на нивниот брз и интензивен развој на глобално ниво, претставува главна мотивација за спроведување на ова истражување. Темата опфаќа интердисциплинарна проблематика што ги обединува механиката, електротехниката, инженерството на материјали и системското инженерство во насока на развој на интегрирани енергетски решенија. Сеопфатниот преглед на релевантната литература од овие области овозможува дефинирање на целите и формулирање на соодветна методологија за реализација на истражувањето, со акцент на хибридните пристапи кои комбинираат различни принципи на конверзија со цел подобрување на ефикасноста.

Во ерата на сè поголема дигитална поврзаност и автономија на уредите, IoT претставува еден од столбовите на современата дигитална трансформација. Примената на енергетски автономни решенија е клучна за проширување на IoT мрежите во средини каде што замената или полнењето на батерии е тешко, скапо или невозможно, особено во оддалечени или тешко достапни локации. Со растот на бројот на сензори и уреди кои работат во средини без стабилен извор на енергија, се наметнува потребата за развој на одржливи и автономни енергетски

решенија, кои можат да го надминат овој предизвик преку ефикасно искористување на амбиенталните извори.

Еден од најперспективните пристапи за обезбедување енергетска независност на ваквите уреди е искористувањето на амбиенталната механичка енергија, особено од вибрации, преку системи за собирање и конверзија на енергија во електрична форма. Во оваа дисертација истражувањето е насочено кон развој на хибриден мултифизички систем кој овозможува енергетска конверзија од механички вибрации во електрична енергија, со цел да се постигне поголема ефикасност во споредба со традиционалните еднофазни системи. Системот комбинира пиезоелектричен елемент, кој ја користи деформацијата на материјалот за генерирање електрична енергија преку пиезоелектричниот ефект, и електромагнетен претворувач, кој го искористува релативното движење помеѓу магнетно јадро и намотка за создавање електричен напон според Фарадевиот закон на индукција. Како резултат на синергијата на овие два принципи се добива поефикасен систем, способен да работи во поширок фреквентен опсег и при различни услови на вибрации, што е особено важно за апликации во IoT средини со варијабилни амбиентални услови.

Избраната механичка структура претставува медиум за прифаќање и концентрација на енергијата од амбиенталните вибрации. Таа се карактеризира со специфичен фреквентен одзив, различни модални форми на вибрирање, променлива распределба на напрегања и деформации, амплитуди и придушувања. За да се обезбеди ефикасна конверзија на вибрационата енергија во електрична, неопходен е внимателен дизајн на механичката структура, кој овозможува оптимално насочување и пренесување на енергијата кон енергетските претворувачи, со оглед на потенцијалните ограничувања како што се ниски фреквенции и мала амплитуда на вибрациите во реални IoT сценарија.

## 1.1. ОСВРТ НА ОБЛАСТА НА ИСТРАЖУВАЊЕ

Трендот на експоненцијална интерконекција на паметни уреди преку Интернетот на Нештата, безжични сензорски мрежи (WSN), концептот Индустрија 4.0 и паметните градови бележи значаен раст [1]. Според релевантни истражувања, бројот на уреди по жител се удвојува приближно на секои пет години, достигнувајќи околу пет уреди по жител во 2025 година, односно вкупно 40 милијарди поврзани уреди на глобално ниво [2]. Преку направените анализи, се претпоставува дека до 2030 година оваа бројка може да достигне 500 милијарди уреди, нагласувајќи ја потребата од одржливи енергетски решенија за поддршка на оваа експанзија [3].

Еден од главните предизвици во развојот на IoT уредите е создавањето на автономни, енергетски независни системи способни за долгорочно функционирање во оддалечени или тешко достапни средини. Традиционалните батерии се ограничени со нивниот капацитет, краток работен век и еколошки предизвици поради потребата од честа замена [4]. Напредокот во технологијата на интегрирани кола ја намали потрошувачката на енергија на современите уреди на нивоа од неколку  $\mu\text{W}$  до десетици  $\text{mW}$ , отворајќи можности за примена на технологии за собирање енергија од околината [5]. Собирањето енергија од вибрации во индустриски, урбани и природни средини е од големо значење за обезбедување енергетска автономија. Механичките структури, кои го олеснуваат преносот на вибрации, се карактеризираат со специфичен фреквентен одзив, тонови форми и распределба на напрегања, што се клучни за ефикасен дизајн на системите за енергетска конверзија. Оваа конверзија може да се реализира преку пиезоелектричен ефект [6], електромагнетна индукција [7] или трибоелектричен ефект [8], а хибридните решенија комбинираат повеќе механизми [9]. Пиезоелектричните системи генерираат електричен полнеж при механички напрегања, нудејќи компактност и лесна интеграција [10]. Електромагнетните претворувачи, базирани на Фарадеевиот закон, се ефикасни за апликации со висока кинетичка енергија, но имаат поголема маса [11]. Трибоелектричните генератори, пак, создаваат полнеж преку триење, но нивната ефикасност зависи од материјалите и условите на околината [12].

Хибридните системи за собирање енергија комбинираат повеќе механизми за да ги искористат нивните индивидуални предности, овозможувајќи поголема ефикасност и прилагодливост. На пример, хибридни пиезоелектрично-електромагнетни системи

постигнуваат излезна моќност од 5.91 mW за пиезоелектричен претворувач и 3.12 mW за електромагнетен преворувач во фреквентен опсег од 10–25 Hz [13], додека бистабилните конструкции со адаптивна потенцијална бариера достигнуваат до 12 mW, што е подобрување од 118 % во споредба со конвенционалните решенија [14]. Сепак, предизвиците како сложеноста на интеграцијата и оптимизацијата на мултифизичките интеракции бараат мултидисциплинарен пристап, комбинирајќи механика, електротехника и материјали за развој на поефикасни системи [15].

## 1.2. МОТИВАЦИЈА ЗА ИСТРАЖУВАЊЕТО

Сè поинтензивната примена на безжични сензорски мрежи во современите технолошки системи, особено во контекст на Интернет на Нештата, бара сигурни и долготрајни извори на електрична енергија [16]. Класичните решенија базирани на батерии носат сериозни ограничувања, како што се ограничен животен век, потреба од замена или полнење, како и создавање на отпадни компоненти со негативно еколошко влијание [17]. Овие предизвици се особено изразени кај уреди поставени во тешко достапни, затворени или ризични средини, каде одржувањето е скапо, небезбедно или невозможно.

Во тој контекст, собирањето на енергија од механички вибрации се наметнува како одржлива и ефикасна алтернатива за напојување на уреди со ниска потрошувачка [18]. Вибрациите се еден од најчестите, но недоволно искористени извори на амбиентална енергија, присутни во индустриски постројки, ротирачки машини, транспортни системи и околни структури [19]. Искористувањето на вакви извори претставува иновативен пристап за надминување на енергетските предизвици, особено кај автономни сензорски уреди и паметни системи. За ефикасно решавање на овие предизвици, неопходен е мултидисциплинарен инженерски пристап кој обединува знаења од повеќе области од анализа на механички структури со различен фреквентен одзив, преку истражување на пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи, до развој на хибридни системи за зголемена ефикасност [20].

Еден од клучните предизвици во развојот на системи за собирање на енергија од вибрации е дизајнирањето на механички структури што можат ефикасно да одговорат на побуди со различна фреквенција [21]. Најголемиот дел од класичните системи функционираат во резонантно подрачје и се оптимизирани за тесен фреквентен опсег, при што енергетскиот претворувач обично се заснова или на пиезоелектричен или на електромагнетен принцип [22, 23,24]. Сепак, вибрациите во реални услови често се непредвидливи, нестабилни и покриваат поширок спектар на фреквенции [25].

Голем инженерски предизвик е да се развијат механички структури кои не само што ќе одговараат на широк спектар на побудни фреквенции, туку и ќе бидат оптимално интегрирани со пиезоелектрични или електромагнетни претворувачи за максимална енергетска ефикасност. При тоа, особено значајно е идентификувањето на локации на механичката структура каде што се јавуваат најголеми деформации, напрегања или брзини на вибрации, односно точки со максимален енергетски потенцијал за поставување на претворувачи [26]. Овој пристап бара детална анализа на тоновите форми, динамичкиот одговор на механичката структура и условите на побуда.

Пиезоелектричните претворувачи претставуваат една од најзастапените технологии за собирање на енергија од вибрации, поради нивната способност за директна конверзија на механичка деформација во електричен напон [27,28,29,30]. Сепак, нивната ефикасност и излезна моќност во голема мера зависат од видот и својствата на пиезоелектричниот материјал, дебелината и геометријата на активниот елемент, начинот на монтажа, електричниот товар и неговата локација на механичката структура [31, 32]. Особено значајна е анализа на спрегата помеѓу тоновите форми на механичката структура и работниот режим на пиезоелектричниот елемент.

Правилниот избор на локација и ориентација на претворувачот може значително да влијае на количината на добиена енергија. Дополнително, треба да се разгледа влијанието на електричното оптоварување, импедансата на електрично коло врз ефективната добивка на енергија [33]. При различни фреквенции, импедансата може значително да влијае врз ефикасноста на енергетската конверзија [34, 35].

Електромагнетните претворувачи за собирање на енергија од вибрации се базираат на принципот на Фарадеевиот закон за електромагнетна индукција, при релативно движење меѓу

перманентен магнет и намотка [36]. Овие системи се карактеризираат со едноставна и економична конструкција, висока робустност и ниска импеданса на оптоварување, што ги прави погодни за директно искористување на кинетичката енергија од вибрации на механички структури [37]. Сепак, ефективната интеграција на електромагнетниот претворувач со механичката структура претставува значаен инженерски предизвик. Дополнителната маса на магнетот и намотката влијае врз распределбата на маса и динамичкиот одзив на целата структура, што може да доведе до поместување на сопствените фреквенции и промена на динамичкото однесување.

Дополнително, променливото магнетно поле може да индуцира вртложни струи во металните делови на механичката структура, кои предизвикуваат локално загревање и создавање на Лоренцова сила што ги придушува осцилациите, доведувајќи до загуби и намалена ефикасност [38, 39, 40]. Решавањето на овие предизвици бара мултидисциплинарен пристап и развој на математички модали што ги опфаќаат механичките, електричните и магнетните интеракции, верификувани преку симулации и експерименти.

Комбинирањето на пиезоелектрични и електромагнетни принципи во еден хибриден систем претставува значаен истражувачки предизвик, пред сè поради потребата од усогласување на нивните различни физички и електрични карактеристики [41, 42, 43, 44]. Овој пристап бара и дизајн на специјализирана електроника што ќе овозможи ефективно комбинирање на двата излезни сигнали, нивна стабилизација, складирање и континуиран пренос на енергијата кон потрошувачот. Развојот на ваков хибриден систем не само што може да го зголеми вкупниот енергетски принос, туку овозможува и поголема сигурност и стабилност на напојувањето кај автономни сензорски уреди.

### **1.3. ПРЕГЛЕД НА ПРЕХОДНИ ИСТРАЖУВАЊА**

Најчесто користените системи за собирање на енергија од механички вибрации се базираат на конзолни конструкции побудени на нивната природна фреквенција, во комбинација со еден или повеќе пиезоелектрични претворувачи, со цел да се постигне максимална

електрична моќност [45, 46]. Овој пристап се користи поради повеќе предности: релативно едноставна механичка структура, висока чувствителност и способност за генерирање значителна количина електрична енергија дури и при ниски нивоа на вибрации. Примената на конзолни конструкции е мотивирана од нивната ниска резонантна фреквенција, што овозможува генерирање на високи нормални напрегања при мали амплитуди на надворешни вибрации [47].

Пиезоелектричните материјали се најчест избор за поврзување на механичкиот и електричниот домен, бидејќи можат да генерираат електрична енергија при изложеност на механички напон и деформација, а реверзибилно можат да се користат и како актуатори. Поради нивната висока ефикасност, работа на високи фреквенции и отпорност на корозија, тие се применуваат и во микро [48, 49, 50, 51] и макро размери [52, 53].

Истражувањата опфаќаат системи со различни големини, од микроелектромеханички (MEMS) уреди до макроскопски структури и се базираат на побуди од различни извори, како што се механички вибрации, проток на течности или гасови, звучни и морски бранови, па дури и ветер. Аналитичко решение за динамичкото однесување на пиезоелектричен претворувач кој може да функционира и како актуатор и како генератор, засновано на линеарна теорија на пиезоеластичност, е разработено во [54, 55]. Нелинеарното динамичко однесување на пиезоелектрични уреди е предмет на анализа во [56, 57], додека ефектите од големи деформации под променливи механички оптоварувања се истражувани во [58].

Теоретски и експериментални резултати за пиезоелектрични претворувачи, базирани на биморфни конзоли изложени на случајни вибрации, се презентирани во [59]. Собирањето на енергија од вртложни вибрации е анализирано во [60, 61], додека микроелектромагнетен систем за нискофреквентна конверзија е разработен во [62]. Изводливоста на енергетско собирање при ниски фреквенции со контролирана амплитуда е демонстрирана во MEMS систем прикажан во [63]. Влијанието на маса поставена на крајот на конзола врз излезната моќност е анализирано во [64, 65, 66]. При тоа е утврдено дека оптимална добивка на моќност се постигнува кога дополнителната маса е околу 25% од вкупната маса на конзолата. Микрофабрикувани пиезоелектрични собирачи на енергија се предмет на истражување во [67], додека можноста за собирање енергија од ударни настани во композитни пиезогреди е прикажана во [68]. Системи за собирање на енергија од случајни вибрации со пиезоелементи, вклучувајќи сеопфатна теоретска и експериментална анализа, се разгледуваат во [69].

Електромагнетните претворувачи претставуваат стабилна и конструктивно едноставна алтернатива за собирање на енергија од вибрации, особено погодна за апликации со ниска потрошувачка [70, 71]. Нивниот принцип се заснова на Фарадеевиот закон за електромагнетна индукција, при што се индуцира електричен напон како резултат на релативно движење помеѓу магнет и намотка. Современите истражувања се насочени кон надминување на ограничувањата на класичните резонантни системи преку развој на структури со проширен фреквентен одговор, тридимензионални конфигурации или конструкции со променлива крутост. Сеопфатен преглед на електромагнетни претворувачи за собирање на енергија од вибрации, со посебен акцент на нивната применливост во IoT уреди, е прикажан во [72]. Тридимензионален собирач со наклонети пружини, кој овозможува повеќеосна побуда и работа во поширок фреквентен опсег, е презентирани во [73, 74]. Дводимензионален систем со променлива крутост, дизајниран за оптимално прилагодување на работната фреквенција, е опишан во [75, 76]. Нискофреквентен систем со конзола со димензии  $2500 \times 500 \mu\text{m}$ , интегриран со постојан магнет и калем, кој генерира  $2,34 \text{ mV}$  со една конзола и  $3,27 \text{ mV}$  со низа од шест, е презентирани во [77].

Хибридните системи кои ги комбинираат пиезоелектричните и електромагнетните принципи се предмет на зголемен интерес поради потенцијалот за проширување на фреквентниот опсег и зголемување на енергетската ефикасност [78, 79, 80, 81]. Хибриден систем кој комбинира интегрирана конзола, пиезоелектричен претворувач и електромагнетен калем, со анализа на влијанието на дебелината на пиезослојот и геометријата на структурата врз перформансите, е опишан во [82]. Ефикасно собирање енергија од широк фреквентен спектар преку конфигурација со две различни конзоли - пиезоелектрична и електромагнетна кои се поврзани со заедничка маса е презентирани во [83, 84, 85]. Овие истражувања потврдуваат дека интеграцијата на различни мултифизички принципи претставува ветувачки пристап за развој на ефикасни и енергетски автономни системи за собирање на енергија.

#### **1.4. ПРЕДМЕТ НА ИСТРАЖУВАЊЕ**

Истражувањето на системите за собирање на енергија од вибрации претставува комплексен мултидисциплинарен предизвик, кој произлегува од сложената мултифизичка

интеракција помеѓу механичките, електричните и енергетските домени. Во оваа докторска дисертација е прикажана методологијата за развој и анализа на хибриден мултифизички систем за енергетска конверзија од механички вибрации во нискофреквентен опсег од 1–100 Hz, при нивоа на вибрации во границите на прифатливост за зона С според стандардот ISO 20816, што кореспондираат со брзини од 4.5 mm/s до 7.1 mm/s и соодветните поместувања и забрзувања. Системот е наменет за автономно напојување на уреди во рамките на Интернет на нештата и интегрира пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи со цел постигнување на максимална енергетска ефикасност.

Истражувањето опфаќа разгледување, анализа и интегрирање на следните сегменти:

➤ Механички структури

Дизајн и анализа на механички структури со оптимизиран одзив на побуди во нискофреквентниот опсег 1–100 Hz, со идентификација на зони со максимален енергетски потенцијал за поставување на претворувачи. Применета е модална анализа и нумерички симулации за детекција на тоновите форми и карактеристики на динамичкото однесување на структурите. Дополнително, спроведена е детална енергетска карактеризација на механичката структура, вклучувајќи определување на распределбата на кинетичката енергија и зоните со највисока потенцијална енергија од аспект на деформации. Анализата е извршена за различни тонови форми, при што се споредуваат првиот и вториот тон на осцилирање кај конзолни структури. Испитано е влијанието од додавање дополнителна маса врз динамичкото и енергетското однесување, како на крајот на конзолата, така и во региони на максимална амплитуда при вториот тон на осцилирање.

➤ Пиезоелектрични претворувачи

Развиени се аналитички и нумерички модели за карактеризација на динамичкиот одговор и енергетската ефикасност на пиезоелектричните претворувачи во различни работни услови. Анализата ги опфаќа влијанијата на геометријата, материјалните својства, положбата на поставување, како и механичкото и електричното оптоварување врз излезниот принос при реални вибрациони побуди. Извршена е фреквентна карактеризација на претворувачите со определување на енергетската ефикасност на конверзијата во функција од фреквенцијата на побуда. Спроведени се експериментални тестови со единечен пиезоелектричен претворувач,

како и со биморфна конфигурација составена од два пиезоелектрични претворувачи, со цел споредба на излезните карактеристики, фреквентниот одзив и енергетската продуктивност на двете конфигурации.

➤ Електромагнетни претворувачи

Електромагнетниот претворувач е моделиран во механички спрегнат контекст, при што е анализирано неговото влијание врз фреквентната карактеристика на носечката структура. Идентификувани се оптимални конфигурации и позиции за поставување, земајќи ги предвид ограничувањата што произлегуваат од масата на магнетот и намотката, нивната геометрија и ризикот од колизија при поголеми амплитуди на осцилација. Извршена е анализа на чувствителноста на системот на различни големини и маси на магнети, број на навивки и електрична импеданса на намотката, со цел постигнување на максимална моќност при минимално нарушување на динамиката на структурата. Дополнително, спроведени се експериментални тестови за карактеризација на електромагнетниот претворувач во реални вибрациони услови, вклучувајќи мерења на излезната електрична енергија во функција од фреквенцијата и амплитудата на побудата.

➤ Хибриден систем

Реализирана е интеграција на пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи во единствена механичка структура, со оптимизација на заемните механички и електрични влијанија за постигнување стабилна и ефикасна работа. Спроведена е анализа на повеќе конфигурации за паралелна и комплементарна работа на двата подсистеми, со процена на нивниот придонес кон вкупниот енергетски принос и проширување на фреквентниот опсег на работа. Од електричен аспект, системот е анализиран и подесуван за максимална ефикасност преку импедансно прилагодување, земајќи ги предвид работната фреквенција, капацитивноста и индуктивноста на претворувачите. Направена е енергетска карактеризација на хибридниот систем во целокупниот работен фреквентен опсег од 1–100 Hz, со цел да се оцени ефикасноста на конверзијата при различни видови вибрациони побуди. Изведени се експерименти при реални вибрациони услови за мерење на излезната генерирана електрична моќност и споредба на перформансите помеѓу поединечните претворувачи и хибридниот систем, со цел валидирање на добивките од интеграцијата и утврдување на условите под кои хибридниот пристап обезбедува најголема ефикасност.

## 1.5. ЦЕЛИ НА ИСТРАЖУВАЊАТА

Главната цел на оваа докторска дисертација е да се развие, модалира и верификува енергетски автономен хибриден мултифизички систем за собирање на енергија од механички вибрации во фреквентниот опсег од 1 до 100 Hz, при нивоа на побуди кои се во границите на прифатливост за зона С според стандардот ISO 20816 [86], што кореспондираат со ефективни брзини на вибрации од 4.5 mm/s до 7.1 mm/s. Системот, кој комбинира пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи интегрирани со механички структури, е наменет за автономно напојување на уреди во рамки на Интернетот на нештата. Истражувањето се базира на теоретски, нумерички и експериментални методи со следниве конкретни цели:

- Поставување на математички модели за опис и симулација на динамиката на механички структури изложени на вибрации во наведениот фреквентен и амплитуден опсег, со цел предвидување на фреквентниот одзив, идентификација на тоновите форми и определување на локациите со највисок енергетски потенцијал за поставување на пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи.
- Развој на модали за пиезоелектричните претворувачи и анализа на нивната интеграција со механичките структури, со цел оптимизација на генерираната електрична енергија. Анализа на добиената енергија и оценка на параметрите што влијаат врз ефикасноста на конверзијата.
- Поставување на модали за електромагнетните претворувачи и анализа на нивното влијание врз динамиката на структурата. Оптимизација на нивната поставеност, како и оценка на влијанието од масата и положбата врз динамиката и излезната енергија. Евалуација на ефикасноста на системот за собирање на енергија со електромагнетни претворувачи.
- Интеграција на двата системи во хибридна конфигурација, со дизајн, моделирање и анализа на заемните механички и електрични влијанија, со цел проширување на спектарот на вибрации од корист. Анализа на перформансите на хибридниот систем и евалуација на збирниот енергетски принос, стабилноста и адаптивноста при реални вибрациони услови.

- Тестирање на системот во реални услови, преку апликација за мониторинг и вибрациско-дијагностички надзор на состојбата на ротирачки машини, со потенцијал за примена во превентивно одржување.

## **1.6. РАБОТНИ ХИПОТЕЗИ И ТЕЗИ**

ХИПОТЕЗА 1: Хибридниот мултифизички систем, кој комбинира пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи интегрирани во механички структури со проширен фреквентен одзив, има потенцијал да обезбеди енергетска автономија на уреди со ниска потрошувачка, особено во рамките на Интернетот на нештата.

ХИПОТЕЗА 2: Комбинирањето на пиезоелектричните и електромагнетните претворувачки принципи овозможува подобро прилагодување кон реални вибрациони побуди и поефикасно искористување на достапната енергија од вибрации кај механички системи, во споредба со употреба на поединечна технологија.

ХИПОТЕЗА 3: Оптимизацијата на механичките параметри на структурата и прилагодувањето на електричната импеданса на пиезоелектричните и електромагнетните претворувачи овозможуваат значително зголемување на ефикасноста на енергетската конверзија во широк фреквентен опсег, при реални вибрациони услови.

## **1.7. МЕТОДОЛОГИЈА НА ИСТРАЖУВАЊЕТО**

Методологијата за реализација на докторската дисертација се темели на интегриран пристап кој комбинира теоретски, нумерички и експериментални методи, со цел систематско и квалитетно исполнување на поставените цели. Истражувањето е организирано во следниве фази:

1. Преглед на современата литература

Систематско проучување на актуелни научни и инженерски трудови од областа на пиезоелектрични, електромагнетни системи за конверзија на механичка во електрична енергија, со цел идентификација на постојните решенија, технолошки трендови и истражувачки празнини.

## 2. Моделирање на механички структури

Поставување на теоретски и математички модели за опишување на динамиката на механичките структури, проследено со модална анализа и нумерички симулации за идентификација на зони со најголем енергетски потенцијал за поставување на претворувачи.

## 3. Моделирање на пиезоелектрични претворувачи

Развој на аналитички и нумерички модели за карактеризација на електромеханичката спрега кај пиезоелектрични претворувачи под динамичко оптоварување. Анализа на влијанието на геометријата, дебелината, типот на материјалот, ориентацијата на поставување и електричното оптоварување врз ефикасноста на конверзијата.

## 4. Моделирање на електромагнетни претворувачи

Развој на теоретски и нумерички модели засновани на Фарадеевиот закон за електромагнетна индукција. Анализа на влијанието на релативното движење помеѓу магнетот и намотката, геометријата, бројот на намотки и електричното оптоварување врз генерираниот напон и енергија. Разгледување на ефектот од дополнителната маса на магнетот и намотката врз динамиката на системот.

## 5. Мултифизичко моделирање на хибридниот систем

Развивање на заеднички математички модел кој ги опишува механичките, електричните и енергетските процеси во хибриден систем со пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи. Користење на COMSOL Multiphysics и MATLAB за анализа, симулација и оптимизација.

## 6. Изработка на експериментални прототипови

Конструирање и интеграција на пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи во механичката структура според оптимизираните конфигурации добиени од симулациите.

## 7. Систем за побуда

Користење на електродинамички актуатор ESE211 (VEB Schwingungstechnik und Akustik, WIB, Dresden) во комбинација со сигнал генератор Agilent 33521A, со претходна карактеризација на динамичките перформанси на актуаторот во опсег од 1 до 100 Hz.

#### 8. Мерење на механички параметри

Мерење на амплитуда, брзина и забрзување на карактеристични локации со ласерски мерачи microEpsilon optoNCDT 1302 и ILD1220-25, како и индуктивен сензор BI2M12LIU (Hans Turck). Brüel & Kjær Акцелерометар DeltaTron 4526.

#### 9. Мерење на електричните перформанси

Анализа на генерираната електрична моќност и ефикасност на претворувачите со LabVIEW, во комбинација со NI-cDAQ 9174 шасија и С-модули NI9234 и NI9207. Осцилоскоп Agilent DSO1002A 60MHz/2Gs/s, дигитален мултиметар Agilent 34401A -  $6^{1/2}$ .

#### 10. Примена и интеграција

Идентификација на можности за интеграција на системот во IoT и други апликации со ниска потрошувачка, како и анализа на технолошката и економската оправданост.

#### 11. Анализа и заклучоци

Сумирање на резултатите, формулирање на заклучоци и дефинирање на насоки за идни истражувања.

## **1.8. ОЧЕКУВАНИ РЕЗУЛТАТИ И ПРИДОБИВКИ ОД ИСТРАЖУВАЊАТА**

Истражувањето ќе придонесе за продлабочување на научното разбирање на процесите за собирање на енергија од механички вибрации, особено преку хибридниот пристап кој ги комбинира пиезоелектричните и електромагнетните принципи. Научниот придонес на оваа докторска дисертација се состои во очекуваните резултати кои вклучуваат:

- Аналитички и нумерички модели за динамиката на механички структури во фреквентен опсег од 1 до 100 Hz, со идентификувани тонови форми на осцилација и локации со највисок енергетски потенцијал.
- Валидација на симулационите модели преку споредба со експериментално добиени резултати од мерења.
- Квантитативна анализа на пиезоелектрични претворувачи со утврдени оптимални параметри на геометрија, дебелина, ориентација и електрично оптоварување за максимален енергетски принос.
- Модели и експериментални податоци за влијанието на геометријата, масата и положбата на електромагнетните претворувачи врз динамиката на структурата и добиената енергија.
- Компаративна оценка на ефикасноста на пиезоелектрични, електромагнетни и хибридни решенија за конверзија на енергија.
- Хибриден систем со пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи, со докажана способност за проширување на фреквентниот опсег и зголемување на збирниот енергетски принос.
- Демонстрација на практична примена на хибридниот систем за вибрациско-дијагностички надзор на ротирачки машини, со генерирана електрична моќност доволна за автономно напојување на IoT сензори.

Овие резултати ќе обезбедат нови научни сознанија и иновативни инженерски решенија, отворајќи можности за интеграција на енергетски автономни системи во IoT уреди со ниска потрошувачка, паметни сензорски мрежи, структурен мониторинг, интелигентна инфраструктура и други апликации каде енергетската независност е од клучно значење.

Научниот придонес на оваа докторска дисертација се состои во развој и експериментална верификација на хибриден мултифизички систем за собирање на енергија од вибрации во опсег од 1–100 Hz, кој комбинира пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи. Овој систем овозможува проширен фреквентен опсег, зголемен енергетски принос и можност за автономно напојување на IoT уреди.

## 2. ЕНЕРГИЈА ОД ВИБРАЦИИ

Вибрациите претставуваат фундаментална форма на динамичко однесување на механичките системи, при што механичката енергија се трансформира меѓу кинетичка и потенцијална енергија. Во реалните системи, дел од оваа енергија се губи поради присуство на механички загуби, што резултира со постепено намалување на амплитудата на осцилациите. Разбирањето на енергетските релации во вибрационите системи е од суштинско значење за нивно моделирање, анализа и оптимизација, особено при примена во процесите на собирање на енергија.

Во оваа глава се разработуваат основните принципи на енергетската анализа на систем со еден степен на слобода, составен од маса, еластичен елемент (пружина) и елемент за придрушување, побуден од хармониска побуда. За овој систем се прикажани основните релации за кинетичка енергија, потенцијална енергија и дисипативна енергија. Дополнително, за потребите на експерименталните истражувања како извор на побуда се користи електродинамички актуатор, при што е извршена идентификација на неговите параметри со цел прецизно познавање на генерираните побудни сили, забрзување, моќност и брзини. Добиениот идентификуван модел понатаму се применува во симулациските и експерименталните истражувања.

## 2.1. ВИБРАЦИИ ОД ДИНАМИЧКИ МАШИНИ

Вибрации од динамичките машини претставуваат значаен извор на механичка енергија кој може да се искористи за системи за енергетско собирање. Во реалноста овие вибрации се неискористени и се сметаат како загуби. Во индустриската и урбаната средина најчесто се среќаваат вибрации што потекнуваат од машини кои имаат ротирачка побуда како генератори, електромотори, компресори, пумпи, вентилатори и слично. Но, исто така, како избор на вибрации можа да бидат и најразлични механички конструкции, мостови, елементи на транспортни системи, градежни структури и објекти изложени на сообраќајни или сеизмички влијанија.

Основните карактеристики или параметри преку кои се опишуваат вибрации се:

- фреквенција (Hz),
- забрзување ( $m/s^2$  или во единици на g),
- брзина (mm/s),
- амплитуда на поместување (mm).

За системите за енергетско собирање овие параметри се критични, бидејќи директно го одредуваат внесот на механичка енергија и ја определуваат ефикасноста на трансформацијата на механичката во електрична енергија преку енергетските претворувачи.

Според меѓународниот стандард ISO 20816, кој се однесува на мониторинг и оценување на вибрации кај ротирачки машини и конструкции, дефинирани се зони на прифатливост. Зоната C, на пример, претставува ниво на вибрации кое е прифатливо за работа, но укажува на потреба од засилен мониторинг. Во рамките на ова истражување е избран нискофреквентен опсег од 1–100 Hz со амплитуди на осцилации кои кореспондираат со зона C, што овозможува реална репрезентација на условите на работа. Овие нивоа на вибрации се поврзани со ефективни брзини од 4–7.1 mm/s, што пак одговара на ранг на поместувања во микро до милиметарски опсег и забрзувања од делови од g, зависно од фреквенцијата.

Ваквиот пристап обезбедува реалистично тестирање на системот во услови блиски до практичните извори на амбиентални вибрации од индустриски машини, при што се обезбедува

усогласеност со меѓународните стандарди и со карактеристичните динамички параметри на машините и конструкциите.

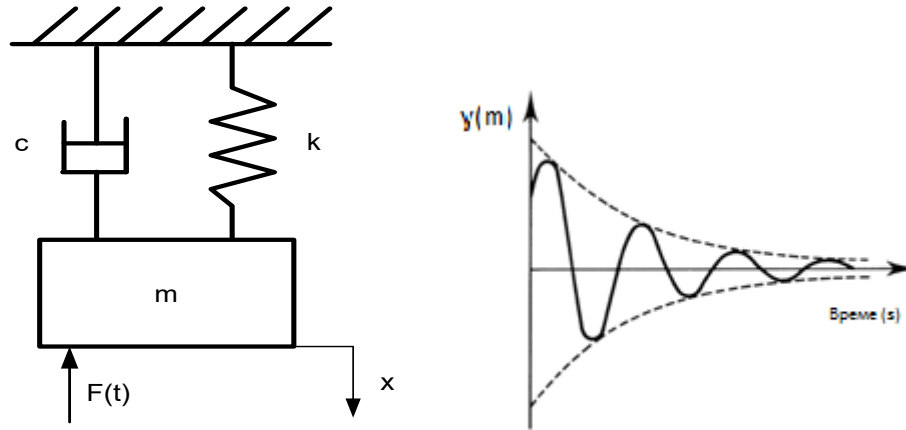
Табела 2.1: Зони на вибрации кај ротирачки машини согласно стандарот ISO 20816.

Зона	Опис на состојба	Брзина RMS(mm/s)	f (Hz)	Поместување ( $\mu\text{m}$ , рк-рк)	Забрзување ( $\text{m/s}^2$ , rms)
				$x = \frac{v}{2\pi f}$	$a = 2\pi f v$
A	Ниво на вибрации прифатливо за долготрајна работа	$\leq 2.8$	1	$\leq 890$	$\leq 0.018$
			10	$\leq 89$	$\leq 0.18$
			25	$\leq 36$	$\leq 0.45$
			50	$\leq 18$	$\leq 0.89$
			100	$\leq 9$	$\leq 1.8$
B	Прифатливо ниво за континуирана работа	$2.8 - 4.5$	1	$890 - 1430$	$0.018 - 0.028$
			10	$89 - 143$	$0.18 - 0.28$
			25	$36 - 57$	$0.45 - 0.71$
			50	$18 - 29$	$0.89 - 1.41$
			100	$9 - 14$	$1.8 - 2.8$
C	Дозволено, но бара мониторинг	$4.5 - 7.1$	1	$1430 - 2260$	$0.028 - 0.045$
			10	$143 - 226$	$0.28 - 0.45$
			25	$57 - 91$	$0.71 - 1.13$
			50	$29 - 45$	$1.41 - 2.23$
			100	$14 - 23$	$2.8 - 4.5$
D	Неприфатливо, бара итна интервенција	$> 7.1$	1	$> 2260$	$> 0.045$
			10	$> 226$	$> 0.45$
			25	$> 91$	$> 1.13$
			50	$> 45$	$> 2.23$
			100	$> 23$	$> 4.5$

## 2.2. ЕНЕРГИЈА КАЈ СИСТЕМ СО ЕДЕН СТЕПЕН НА СЛОБОДА

Системот со еден степен на слобода (Слика 2.1) претставува наједноставен вибрационен модел кој овозможува аналитичко прикажување на енергетските релации. Моделот се состои

од маса  $m$ , пружина со крутост  $k$  и придушувач со коефициент  $c$ , изложени на дејство на импулсна побуда.



Слика 2.1: Систем со еден степен на слобода

Диференцијата равенката на движење на системот е дадена со:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F\cos(\omega t) \quad (2.1)$$

каде што:

- $m$  е маса на системот,
- $c$  е коефициент на придушвање,
- $k$  е крутост на пружината,
- $F(t)$  е надворешна сила на возбуда,
- $x(t)$  е поместување на масата.

Кинетичката енергија е функција од брзината на масата:

$$E_{k(t)} = \frac{1}{2}m\dot{x}^2(t) \quad (2.2)$$

За хармонски одзив  $x_{(t)} = A\cos(\omega t - \varphi)$ , следи:

$$\dot{x}_{(t)} = -A\omega\sin(\omega t - \varphi) \quad (2.3)$$

од тука за максималната кинетичката енергија може да се запише како:

$$E_{k_{max}} = \frac{1}{2}m(A\omega)^2 \quad (2.4)$$

Просечната кинетичка енергија во еден период  $T = \frac{2\pi}{\omega}$  е:

$$E_k = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{1}{2} m \dot{x}^2 dt = \frac{1}{4} m (A\omega)^2 \quad (2.5)$$

Потенцијалната енергија акумулирана во пружината е:

$$E_{p(t)} = \frac{1}{2} k x^2(t) \quad (2.6)$$

Моменталната потенцијална енергија за хармониски одзив може да запише како:

$$E_{p(t)} = \frac{1}{2} k A^2 \cos^2(\omega t - \varphi) \quad (2.7)$$

Максималната потенцијална енергија е:

$$E_{p_{max}} = \frac{1}{2} k A^2 \quad (2.8)$$

Просечната потенцијална енергија во еден период  $T$  се пресметува со интегралот:

$$E_p = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{1}{2} k x^2(t) dt = \frac{1}{4} k A^2 \quad (2.9)$$

Вкупната механичка енергија на системот е збир на кинетичката и потенцијалната енергија:

$$E_{tot}(t) = E_k(t) + E_p(t) \quad (2.10)$$

Во идеален непридушен систем  $E_{tot}(t)$  е константна, и се пренесува наизменично меѓу кинетичка и потенцијална форма. Кај реални системи постојат загуби поради вискозно придушување.

Моменталната дисипативна моќност е:

$$Pd(t) = c \dot{x}^2(t) \quad (2.11)$$

Вкупната дисипативна енергија за еден период  $T$  може да се пресмета како:

$$E_d = \int_0^T P_d(t) dt = \pi c \omega A^2 \quad (2.12)$$

Односот на максималните вредности на кинетичката и потенцијалната енергија е:

$$\frac{E_{k_{max}}}{E_{p_{max}}} = \frac{m\omega^2}{k} = \frac{\omega^2}{\omega_n^2} = r^2 \quad (2.13)$$

каде за  $r = \frac{\omega}{\omega_n}$  е односо

т на побудната и природната фреквенција. За вредности:

- за  $r < 1$ , односно кога побудната фреквенција е пониска од природната фреквенција, во тој случај потенцијалната енергија преовладува во однос на кинетичката енергија,  $E_{p_{max}} > E_{k_{max}}$ .
- за  $r = 1$ , кога побудната фреквенција е еднаква со природната фреквенција, во тој случај потенцијалната и кинетичката енергија имаат иста вредност,  $E_{p_{max}} = E_{k_{max}}$ .
- за  $r > 1$ , односно кога побудната фреквенција е поголема од природната фреквенција, во тој случај кинетичката енергија има поголема вредност во однос на потенцијалната енергија,  $E_{k_{max}} > E_{p_{max}}$ .

Кај систем со придушување  $\xi$ , поместувањето е:

$$x(t) = A_0 e^{(-\xi \omega_n t)} \cdot \cos(\omega_d t + \varphi) \quad (2.14)$$

каде  $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$  е придушена кружна фреквенција.

Вкупната енергија експоненцијално опаѓа со тек на времето:

$$E(t) = E_0 e^{(-2\xi \omega_n t)} \quad (2.15)$$

што покажува дека брзината на губење на енергијата е пропорционална со  $\xi$ .

### 2.3. МОЌНОСТ НА ВИБРАЦИОНЕН СИСТЕМ СО ЕДЕН СТЕПЕН НА СЛОБОДА

За целосно разбирање на динамиката на вибрационите системи, покрај енергетската анализа, неопходно е да се испита моменталната моќност. Моќноста, дефинирана како временска стапка на промена на енергијата, овозможува квантификација на брзината на пренос или дисипација на енергијата во системот. Кинетичката и потенцијалната моќност се изразуваат преку изводите на соодветните енергии:

$$P_{Ek(t)} = \frac{dEk(t)}{dt}; P_{Ep(t)} = \frac{dEp(t)}{dt} \quad (2.16)$$

Кинетичката моќност, која ја претставува стапката на промена на кинетичката енергија, за хармонски осцилаторен систем  $x(t) = A \cos(\omega t + \varphi)$  се изведува како:

$$P_{Ek}(t) = \frac{dEk(t)}{dt} = \frac{1}{2} mA^2 \omega^3 \sin(2(\omega t + \varphi)) \quad (2.17)$$

каде  $m$  е масата на осцилаторот,  $A$  е амплитудата,  $\omega$  е аголната фреквенција, а  $\varphi$  е почетната фаза. Од оваа равенка се гледа дека моменталната кинетичка моќност осцилира со двојна аголна фреквенција во однос на побудата, при што нејзиниот знак укажува на периодично зголемување или намалување на кинетичката енергија.

Потенцијалната моќност, која ја одразува стапката на промена на потенцијалната енергија акумулирана во еластичниот елемент пружина со крутост  $k$  е дадена со:

$$P_{Ep}(t) = \frac{dEp(t)}{dt} = -\frac{1}{2} kA^2 \omega \sin[2(\omega t + \varphi)] \quad (2.18)$$

Негативниот знак во оваа равенка ја прикажува противфазната природа на промените во потенцијалната енергија во однос на кинетичката, што е во согласност со принципот на конзервација на енергијата во непридушени системи.

Во идеален, непридушен систем со еден степен на слобода, важи следната релација:

$$P_{Ek(t)} = -P_{Ep(t)} \quad (2.19)$$

Оваа равенка ја илустрира конзервативноста на вкупната енергија, каде што стапката на промена на кинетичката енергија моментално се компензира со спротивната промена во потенцијалната енергија, овозможувајќи постојана размена без загуби. Во реални системи, присуството на вискозно придушување доведува до дисипација на енергијата, обично во форма на топлина. Моменталната дисипативна моќност, во моделот на вискозно придушување со коефициент  $c$ , се дефинира како:

$$P_{d(t)} = c\dot{x}^2 \quad (2.20)$$

Просечната дисипативна моќност за хармониски одзив изнесува:

$$\bar{P}_{d(t)} = \frac{1}{2} c(A\omega)^2 \quad (2.21)$$

Оваа величина ја квантифицира просечната стапка на губење на енергија поради придушувањето. Вкупната дисипативна енергија во текот на еден осцилаторен циклус  $T_p = \frac{2\pi}{\omega}$  се се пресметува како:

$$W_d = \bar{P}_d \cdot T_p = \pi c \omega A^2 \quad (2.22)$$

Оваа релација покажува дека дисипативната енергија е пропорционална на коефициентот на придушување  $c$ , аголната брзина  $\omega$  и квадратот на амплитудата  $A$  што е во согласност со теоретските предвидувања за придушени вибрациони системи.

## 2.4. СИМУЛАЦИСКИ И ЕКСПЕРИМЕНТАЛЕН ДЕЛ ЗА ГЕНЕРИРАЊЕ НА ПОБУДАТА

Електродинамичкиот актуатор претставува клучна компонента во системите за тестирање и контрола на вибрации, бидејќи овозможува генерирање на контролирани вибрациони побуди. За целите на ова истражување, електродинамичкиот актуатор се користи како извор на побуда кој овозможува реални услови на вибрации во кои ќе се тестираат и верификуваат енергетските претворувачи за собирање на енергија. Целта на користењето на актуаторот е двојна:

- Практична цел, да се обезбеди побуда со познати параметри (поместување, брзина и забрзување) кои се во границите дефинирани со стандардот ISO 20816, класа C, што одговара на нивоа на вибрации типични за индустриски машини и конструкции. На овој начин, тестирањата се вршат во услови кои се репрезентативни за реалните извори на вибрации од динамички машини.
- Научна цел, да се изгради интегриран модел на актуаторот преку идентификација на неговите параметри и нивна имплементација во MATLAB/Simulink, со што се овозможува симулациска анализа и споредба со експериментални податоци.

Комбинацијата од симулација и експериментална анализа е неопходна бидејќи во достапната литература нема податоци за карактеристиките на актуаторот тип ESE211 (VEB

Schwingungstechnik und Akustik, WIB, Дрезден). Со воспоставување на интегриран електромеханички модел, како и со експериментално верификување на неговите перформанси, се обезбедува целосна контрола врз условите на побуда и можност за нивно прилагодување кон потребите на истражувањето.

#### **2.4.1. ИДЕНТИФИКАЦИЈА НА ПАРАМЕТРИТЕ НА ЕЛЕКТРО ДИНАМИЧКИОТ АКТУАТОР**

Идентификацијата на параметрите претставува основа за развивање на прецизен математички модел на електродинамичкиот актуатор. Со неа се определуваат механичките и електричните карактеристики кои ја детерминираат динамиката на системот. Процесот на идентификација е извршен во две фази:

- Статички мерења за определување на крутоста на флексибилната еластична потпора и карактеристиките на факторот на сила ( $Bl$ ).
- Динамички мерења за одредување на фреквентниот одзив и параметрите на придушување и ефективната маса.

##### **Крутост на флексибилната еластична потпора**

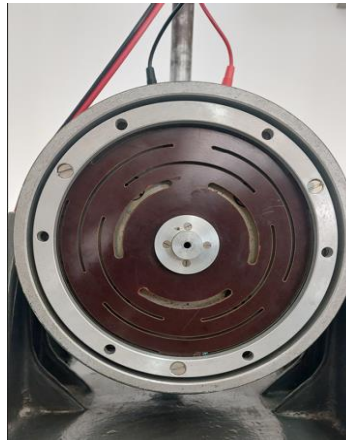
Крутоста на флексибилната еластична потпора (Слика 2.2) на електродинамичкиот актуатор е добиена со мерење на односот сила–поместување на универзална машина за тестирање на затегнување („Shimadzu“) (Слика 2.3). Од графикот прикажан на (Слика 2.4) се забележува мала појава на хистерезис при промена на насоката на движењето. Во зависност од позицијата на “масата” на електро динамичкиот актуатор, резидуалната дистрибуција достигнува до  $\pm 2$  N. При максимално ограничување на движењето од  $\pm 3$ mm е добиена следната линеарна зависност:

$$F_k = 25.29x + 0.13 \quad (2.23)$$

каде  $F_k$  е силата во N, а  $x$  е поместување во mm.

Оттука, пресметаната крутост е:

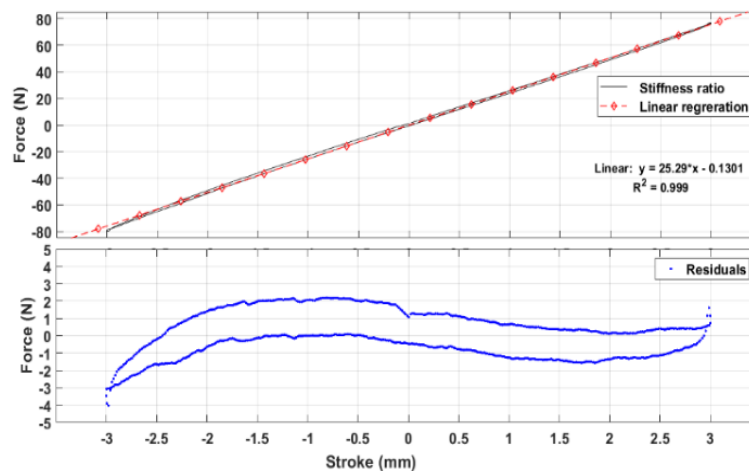
$$k = 25.29 \frac{N}{mm} \quad (2.24)$$



Слика 2.2: Флексибилната еластична потпора на електродинамичкиот актуатор



Слика 2.3: Експериментално мерење на универзална машина за тестирање на истегнување



Слика 2.4: Крутост на флексибилната мембрана и резидуална дистрибуција

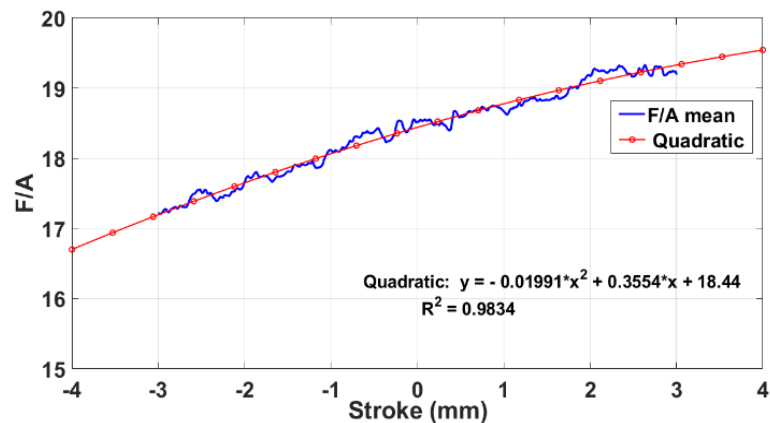
### Фактор на сила $BL(x)$

Факторот на сила  $BL(x)$  е добиен преку мерење на генерираната сила при различни струи до 4.5 A и различни позиции на движење (0 mm,  $\pm 1$  mm,  $\pm 2$  mm,  $\pm 3$  mm). Средните вредности на  $BL(x)$  се прикажани на Слика 2.5. Овие вредности се апроксимирани со квадратична функција:

$$BL(x) = -0.0199 \cdot x^2 + 0.3554 \cdot x + 18.44 \quad (2.25)$$

каде што  $x$  е поместувањето во mm.

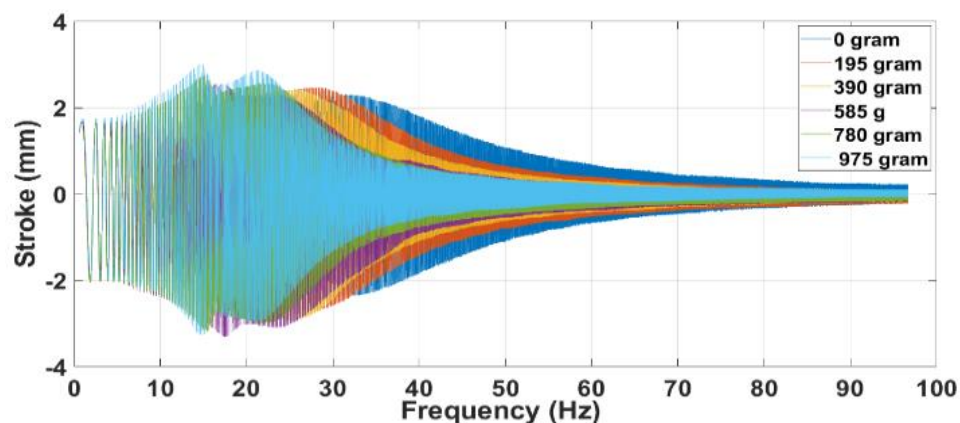
Овој резултат укажува на нелинеарност и несиметричност во однесувањето на актуаторот во позитивна и негативна насока.



Слика 2.5: Фактор на сила  $BL(x)$  во однос на позицијата на движење

### Динамички мерења

Преку анализа на фреквентниот одзив и добиените резултати определени се природната фреквенција на електродинамичкиот актуатор и проценет е коефициентот на придушување. Експериментот беше спроведен со мерење на фреквентниот одзив на системот со различни товари, од “маса” без товар до “маса” со товари до 975 грама. Фреквентниот одзив на различни примероци со товар е прикажан на (Слика 2.6).



Слика 2.6: Експериментални резултати од фреквентниот одзив во однос на различни примероци со товар

Аквизиција на податоците е извршена со програмата LabVIEW - National Instruments со користење на шасија Ni-cDAQ 9174 и модели NI9234, NI9207. Синусоидален сигнал за возбуда во опсег 1–100 Hz е генериран со сигнален генератор тип Agilent 33521A со возбуден напон од  $\pm 10$  Vpp. Сигналот е засилен со линеарен засилувач со фактор на засилување 1:1 и моќност од 50 VA. За мерење на струјата во актуаторот користен е шант отпорник од 1 $\Omega$ /20W, толеранција 0.1% поврзан во серија со намотката на електро динамичкиот актуатор. Мерењето на падот на напонот на шант отпорникот овозможи прецизно мерење на струјата што тече во актуаторот со сооднос 1:1. Поместувањето на “масата” на електро динамичкиот актуатор е измерено со ласер micro-epsilon тип optoNCDT1302.

Користејќи ја алатката за идентификација на системот во MATLAB, се олеснува проценката и валидацијата на моделите на преносната функцијата. Поточно, со користење на функцијата 'tfest' се бара дефинирање на редот на моделот на преносната функцијата на влезно/излезните податоци. Со примена на алгоритми како методот на најмали квадрати, во MATLAB се проценети оптималните параметри на моделот. Процесот на валидација вклучува споредба на одзивот на моделот со нови податоци кои не биле искористени во фазата на проценка. Проценетата преносна функција покажа висока корелација од 92%. Проценетата преносна функција е дадена со равенка (2.26).

$$\frac{X(s)}{V(s)} = \frac{-5.489s + 2896}{s^3 + 446.9s^2 + 1.007e05s + 1.483e07} \quad (2.26)$$

Анализирајќи ги експерименталните податоци и фреквентниот одзив на преносната функција, може да се забележи дека врвната вредност на поместувањето се јавува на вредност од 31,23 Hz за “маса” без товар. Користејќи ја формулата за врска за природна фреквенција, крутоста и масата, може да се апроксимира ефективната маса со следната формула:

$$m_{eff} = \frac{K}{\omega^2} = \frac{25290}{(2\pi \cdot 31.23)^2} = 0.65 \text{ Kg} \quad (2.27)$$

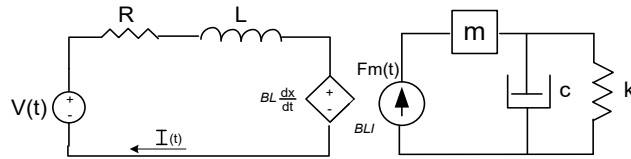
Земајќи ја предвид проценетата преносна функција и извршените електрични мерења, електричните карактеристики на електродинамичкиот актуатор дополнително се верификувани со LCR мерен инструмент тип „LCR-9184“. Проценетите концентрирани параметри се прикажани во Табела 2.2, при што тие претставуваат основа за понатамошно електромеханичко моделирање и симулациска анализа.

Табела 2.2: Проценети параметри на електро динамичкиот актуатор

	Параметри	Вредност
1	$R$ –Отпорност на намотката	3.3 $\Omega$
2	$L$ – Индуктивност на намотката	12.7 mH
3	$K$ -Крутост на флексибилната мембрана	24.29 N/mm
4	$m_{ekv}$ – Еквивалентна маса	0.65 Kg
5	$C_{ekv}$ - Придушување	9.75 Ns/m
6	Максимална позиција на движење на актуаторот	$\pm 3\text{mm}$

#### 2.4.2. ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧКИ МОДЕЛ НА ЕЛЕКТРО ДИНАМИЧКИОТ АКТУАТОР

Електродинамичкиот актуатор претставува електромеханички систем кој може да се моделира како маса–пружина–придушувач со еден степен на слобода, при што електричната страна на системот е поврзана со механичката преку електромагнетната константа  $BL$ . На Слика 2.7 е прикажан еквивалентниот електромеханички модел.



Слика 2.7: Електромеханички модел на електро динамичкиот актуатор

Напонот на арматурата е карактеризиран со отпороност  $R$ , индуктивност  $L$  и напон на напојување  $V(t)$ . Релацијата помеѓу влезниот напон и струјата дадена е со:

$$V(t) = RI(t) + L \frac{dI}{dt} + Bl \frac{dx}{dt} \quad (2.28)$$

каде членот  $Bl \frac{dx}{dt}$  претставува повратен напон (back-EMF) пропорционален на брзината на намотката.

Механичката страна на актуаторот е моделирана со подвижна маса  $m$ , крутоста на флексибилната еластична потпора  $k$  и придушвање  $c$ . Диференцијаната равенка на движењето е:

$$m \cdot \ddot{x} = BlI - k \cdot x - b \cdot \dot{x} \quad (2.29)$$

каде членот  $BlI$  претставува производ помеѓу факторот на сила и струјата, односно електромагнетната сила што дејствува врз масата.

Со примена на Лапласова трансформација врз равенките (2.28) и (2.29), добиваме преносна функција што ја поврзува позицијата на масата.

$$\frac{X(s)}{V(s)} = \frac{Bl/mL}{s^3 + s^2 \cdot \left(\frac{mR+cL}{mL}\right) + s \cdot \left(\frac{cR+kL+Bl^2}{mL}\right) + \frac{KR}{mL}} \quad (2.30)$$

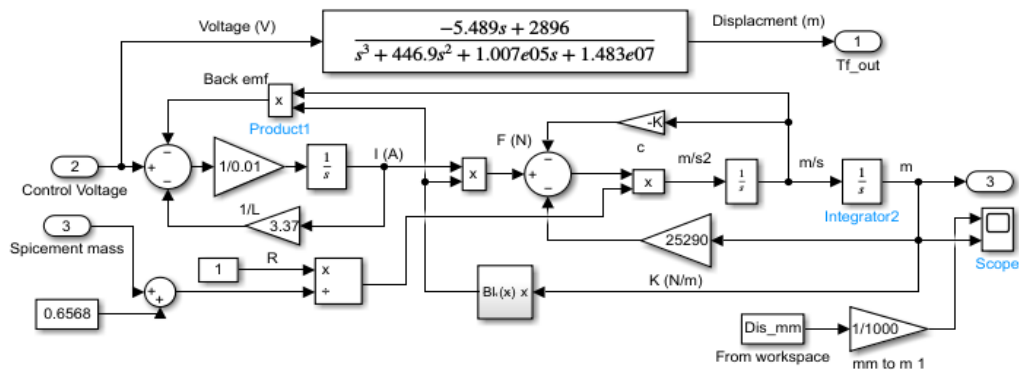
Иако оваа функција ја опишува линеарната зависност помеѓу влезниот напон и излезното поместување, реалните електродинамички актуатори покажуваат нелинеарности поради низа причини како:

- неуниформно магнетно поле,
- нелинеарности во факторот на сила  $Bl(x)$ ,
- зависност на крутоста од амплитудата на движење,
- варијации на коефициентот на придушвање со фреквенцијата.

Затоа, идентификацијата на параметрите и нивното вклучување во симулациските модели е неопходна за точна репрезентација на однесувањето на системот.

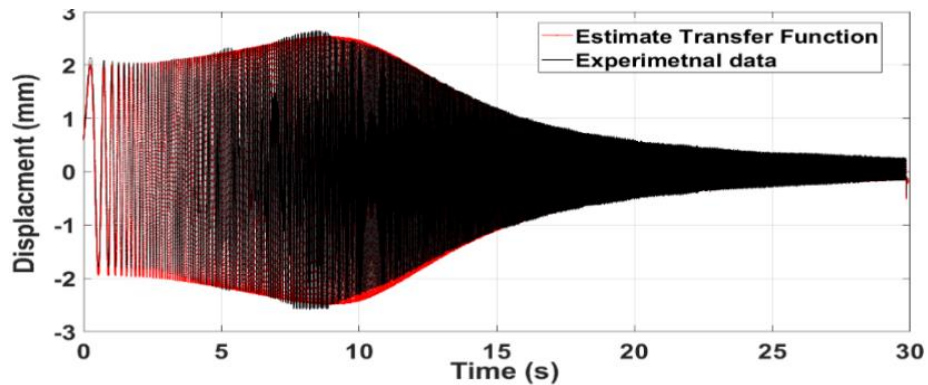
### 2.4.3. СИМУЛАЦИОНЕН МОДЕЛ ВО MATLAB/Simulink

Моделирањето на електродинамичкиот актуатор преку диференцијални равенки овозможува лесна промена на параметрите во експериментите, како што се додавање на дополнителна маса, мерење на генерираната струја или електромагнетната сила, како и моделирање на нелинеарноста на факторот на сила  $Bl(x)$ . Користејќи ги параметрите дадени во Табела 2.2 и релациите во (2.28) и (2.29), создаден е електромеханички модел на системот во MATLAB/Simulink, прикажан на Слика 2.8.

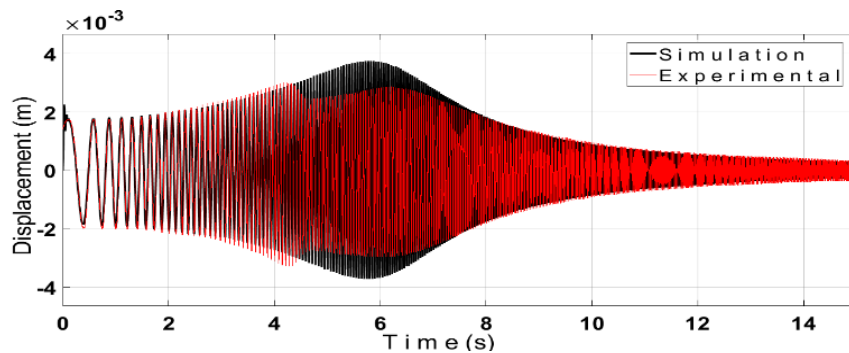


Слика 2.8: MATLAB/Simulink симулационен модел на електродинамичкиот актуатор

Равенката (2.30) ја претставува релацијата помеѓу напонот и струјата, при што изворот на напон (Control Voltage) е земен од експериментално снимени податоци генерирани со сигналниот генератор. Излезниот сигнал, кој ја претставува струјата на актуаторот, е помножен со факторот на сила  $Bl(x)$ , чија полиномна апроксимација е дадена во равенката (2.25). Овој полином овозможува моделирање на нелинеарноста на  $Bl(x)$  поради нехомогеноста на магнетното поле и зависноста од положбата на актуаторот. Производот  $Bl(x) \cdot I(t)$  ја дава вредноста на електромагнетната сила што делува на подвижната маса на електродинамичкиот актуатор (ЕДА). На излезот на симулацискиот модел може да се прикажат поместувањата на ЕДА. Компарацијата на фреквентниот одзив помеѓу експерименталните и симулациските резултати е прикажана на Слика 2.9 за случај без дополнителен товар, а на Слика 2.10 за случај со товар од 975 g.



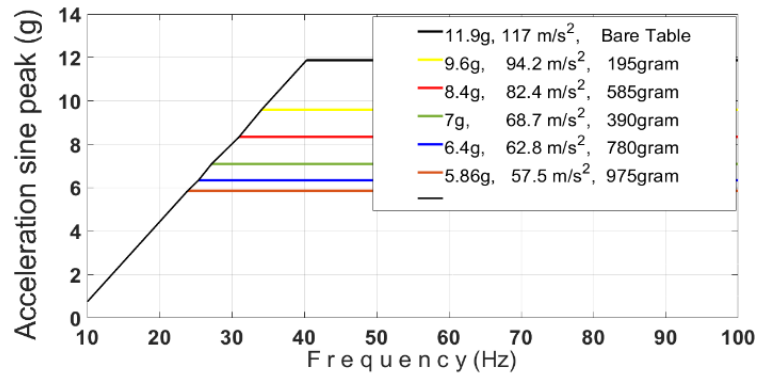
Слика 2.9: Компарација на одзивот на естимираниот модаел со експерименталните податоци без товар



Слика 2.10: Компарација на одзивот на естимираниот модел со експерименталните податоци со товар од 975 g

Од сликите 2.9 и 2.10 може да се заклучи дека симулациските и експерименталните резултати имаат добро поклопување за мали товари. Сепак, при поголеми товари, како во случајот со 975 g, се појавуваат видливи отстапувања. Природната фреквенција на ЕДА варира во зависност од тежината на подвижната маса, од околу 31 Hz за случај без товар до околу 20 Hz со товар од 975 g.

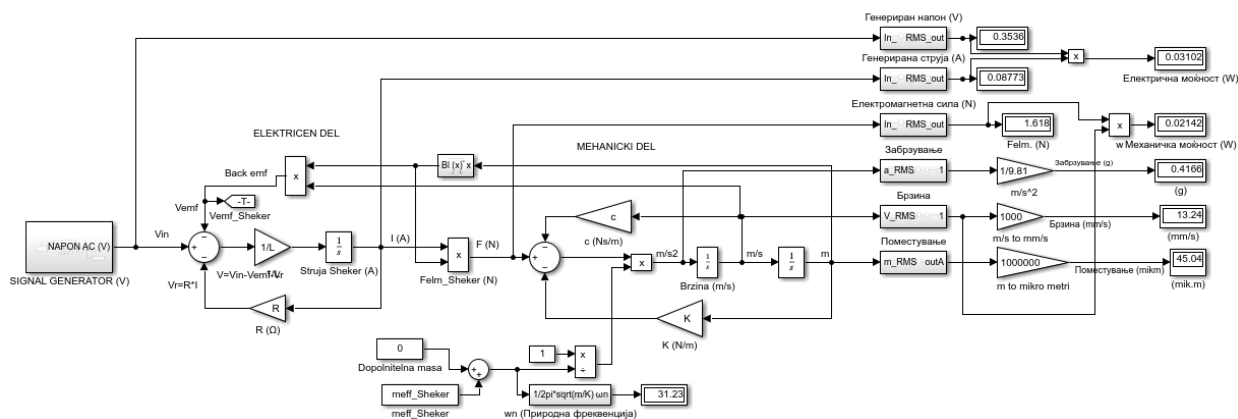
Карактеристиките на перформансите на забрзувањето во фреквентниот опсег до 100 Hz за различни товари се прикажани на Слика 2.11. Може да се забележи дека максималното синусоидално забрзување за случај без товар изнесува приближно 12 g, додека со товар од 975 g се намалува на околу 5.5 g. Врската помеѓу масата на товарот и забрзувањето е приближно линеарна.



Слика 2.11: Карактеристики на перформансите на електродинамичкиот актуатор за различни товари

#### 2.4.4. СИМУЛАЦИОНЕН ДЕЛ И ЕКСПЕРИМЕНТАЛЕН ДЕЛ ЗА ГЕНЕРИРАЊЕ НА ПОТРЕБНАТА ПОБУДА

За да се обезбеди реална побуда на системот, електродинамичкиот актуатор е потребно да генерира вибрации кои одговараат на зоната „C“ според ISO 20816, каде карактеристичните брзини на осцилација се во границите 4.5–7.1 mm/s. Овој опсег е избран како референтен, бидејќи претставува ниво на вибрации кое е прифатливо за работа, но бара засилен мониторинг. Дополнително, системот на конзола е дизајниран така што природните фреквенции се јавуваат околу 25 Hz и 50 Hz, што овозможува тестирање на енергетските претворувачи во услови блиски до принудните фреквенции на постројките во индустријата како извори на вибрации. Симулациите се реализирани во *MATLAB/Simulink* (Слика 2.12), каде моделот на актуаторот е искористен за да се пресметаат потребните побудни напони и соодветните механички параметри: поместување, брзина, забрзување и генерирана сила. Анализата е спроведена при фреквенции од 25 Hz, 50 Hz, 75 Hz и 100 Hz, за два сценарија на дополнително оптоварување со маса од 50 g и 250 g, со цел да се оцени влијанието на масата врз неговите динамички карактеристики.



Слика 2.12: Simulink модел за анализа на побудите

Табелата 2.3 прикажува резултати од симулациска и експериментална анализа на електродинамичкиот актуатор за различни услови на оптоварување (50 g и 250 g) и во фреквентен опсег од 25 Hz до 100 Hz. Во неа се прикажани влезните електрични параметри: влезниот напон  $V_{in}(rms)$ , струјата  $I(rms)$ , генерираната електрична моќност  $P_{el}$ , како и излезните механички параметри: механичка моќност  $P_{mech}$ , електромагнетната сила  $F_{em}$ , брзината  $v_{rms}$ , поместувањата  $x$ , забрзувањата  $a$  како и сопствената фреквенција на системот за секој случај поодделно.

Оваа табела има за цел да го поврзе влезот на системот (електричен напон и струја) со одговорот на актуаторот (генерирани вибрации и сили), при што се утврдуваат потребните побудни напони за постигнување на брзини во опсег 7 mm/s, кои се карактеристични за „зона С“ на вибрациони брзини според ISO 20816. При тоа се добива јасна слика за енергетските трансформации, од електрична во механичка моќност, и можат да се пресметаат ефикасностите. Може да се анализира влијанието на товарот врз динамичкиот одговор (поместување, забрзување, природна фреквенција) и се поставува основа за понатамошна споредба со реалните експериментални мерења и за верификација на моделите во *MATLAB/Simulink*.

Табела 2.3: Резултати од симулациска и експериментална анализа на електродинамичкиот актуатор за различни услови на оптоварување

Товар (gr)	f (Hz)	Побуден напон (Vin) <sub>rms</sub>	$I_{rms}$ (mA)	Електрична моќност (mW)	Механичка моќност (mW)	Електромагнетна сила (N)	Брзина (mm/s)	Поместување (μm)	Забрзување (g)	Сопствена (Hz)
50	25	0.2	24	4.8	3.1	0.44	7	45.64	0.11	30.1
250	25	0.176	17	3	2.2	0.32	7	45.6	0.11	26.5
50	50	0.21	52	11	6.8	0.96	7	24.4	0.22	30.1
<b>250</b>	<b>50</b>	<b>0.31</b>	<b>73</b>	<b>22.8</b>	<b>9.4</b>	<b>1.35</b>	<b>7</b>	<b>25.6</b>	<b>0.21</b>	<b>26.58</b>
50	75	0.572	98	56	12	1.81	7	20.3	0.31	30.1
250	75	0.77	127	98	16.5	2.34	7	23.4	0.3	26.58
50	100	1.04	133	138	17	2.45	7	20.9	0.39	30.1
250	100	1.344	168	226	21	3.1	7	25.2	0.38	26.5

## 3. ЕНЕРГЕТСКА АНАЛИЗА НА ЕЛАСТИЧЕН СИСТЕМ - КОНЗОЛА

Во оваа глава се разгледува конзолната греда како репрезентативен еластичен систем погоден за истражувања во областа на собирање енергија од вибрации [87, 88, 89]. Конзолата е избрана како основен модел поради својата едноставност, но и поради тоа што во практиката често се среќава во различни конструкции и технички решенија. Со тоа таа овозможува релативно едноставно формулирање на математичкиот модел, а истовремено задржува доволна комплексност за реална примена при анализа на динамички системи.

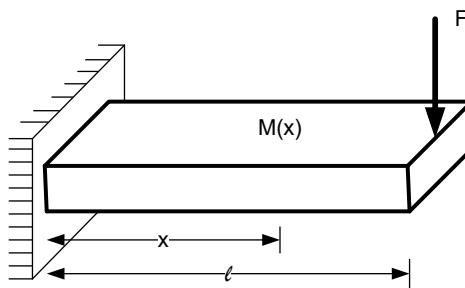
Во рамките на оваа глава најпрво се формулираат математичките модели за анализа на вибрациите на конзолата, засновани врз класичната теорија на континуирани носачи и соодветните гранични услови. Понатаму се изведуваат аналитичките енергетски равенки, со што се дефинираат изразите за кинетичката, потенцијалната и дисипативната енергија, како и вкупниот енергетски биланс. Овој пристап овозможува подлабоко разбирање на процесот на акумулација, трансфер и губење на енергијата во еден вибрационен систем.

По аналитичката разработка следува нумеричка анализа со методот на конечни елементи, реализирана во софтверот COMSOL Multiphysics. Со оваа анализа се добива детален увид во распределбата на енергијата во конзолата и се потврдуваат резултатите од теоретските модели. Во рамките на нумеричките симулации се разгледани три сценарија: конзола без

додадени маси, конзола со една додадена маса и конзола со две додадени маси. Овие сценарија овозможуваат да се согледа влијанието на додадените маси врз динамичкиот одговор на системот и да се идентификуваат локациите со најголем енергетски потенцијал.

### 3.1. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ ЗА АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА

На Слика 3.1 претставен е континуиран линиски носач-конзола, приклучена на едниот крај, додека на другиот крај е слободна.



Слика 3.1: Континуиран линиски носач-конзола

Конзолата претставува основен и мошне значаен структурен елемент во инженерството. Таа често се користи како носечки дел во различни конструкции и е проектирана да издржи напрегања од притисок и моменти на свиткување. Освен нејзината класична примена како дел од носечка структура, конзолата може да се разгледува и како елемент кој ги засилува и концентрира вибрациите, што ја прави погодна за примена како „антена/засилувач“ за собирање на вибрациона енергија. Со поставување на соодветни трансдусери, како што се пиезоелектрични или електромагнетни претворувачи, овие вибрации можат ефикасно да се претворат во електрична енергија.

Општата диференцијална равенка за статички деформации на конзолата е:

$$\frac{y''}{(1+y'^2)^{3/2}} = -\frac{M(x)}{EI} \quad (3.1)$$

каде што  $M(x)$  е моментот на свиткување,  $E$  е Јунговиот модул на еластичност, а  $I$  моментот на инерција на напречниот пресек. Со методот на двојна интеграција, можат да се

определат отклонот и наклонот, што го опишуваат однесувањето на конзолата под дејство на сила. Оваа теоретска основа обезбедува врска меѓу силата, моментот, деформациите и отклоните на конзолата. Дополнително, со соодветно моделирање и анализа, конзолата може да се користи не само како пасивен конструктивен елемент, туку и како активен елемент за енергетска конверзија во системите за вибрационо собирање енергија. За динамичка анализа на конзолата и определување на природните фреквенции и тонови форми, најчесто се применува теоријата на Ојлер–Бернули. Теоријата на Ојлер–Бернули обезбедува математичка рамка за опис на вибрациите на конзолата [90]. Таа ја зема предвид еластичноста на материјалот, геометријата на пресекот и масата, и овозможува аналитички да се опишат деформациите, тоновите форми и природните фреквенции [91, 92]. Овој пристап е основа за понатамошна анализа, бидејќи преку карактеристичните решенија може да се идентификуваат локациите на максимални деформации и брзини на осцилација. На тие точки се поставуваат пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи, со што конзолата ги поврзува механичкиот и електричниот домен.

Општата диференцијална равенка за попречни вибрации на конзолната според Ојлер–Бернули теоријата има облик:

$$EI_y \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} = f(x,t) - \rho A \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} \quad (3.2)$$

каде што:

- $\rho A \left( \frac{\partial y(x,t)}{\partial t} \right)^2$  - е кинетичката енергија
- $EI_y \left( \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right)^2$  - е потенцијалната енергија
- $f(x,t)$  - е побуда

При анализа на слободни вибрации, членот на побудата  $f(x,t)$  може да се изостави, и равенката (3.2) го добива обликот:

$$EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} = -\rho A \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} \quad (3.3)$$

Последниот облик на парцијалната диференцијална равенка се решеава со раздвојување на променливите:

$$y(x,t) = Y(x)T(t) \quad (3.4)$$

Функцијата  $Y(x)$  зависи само од координата  $x$ , додека функцијата  $T(t)$  зависи само од времето  $t$ . Со замена на диференцијалите на равенката (3.4) во равенката (3.3) се добиваат две обични диференцијални равенки:

$$Y^{iv} - \frac{\omega^2}{c^2}Y = 0 \quad (3.5)$$

$$\ddot{T} + \omega^2 T = 0 \quad (3.6)$$

Општото решение на равенката (3.5) која се нарекува и карактеристична равенка, зависи само од координата  $x$  и го има обликот:

$$Y(x) = A\sin(\beta x) + B\cos(\beta x) + C\sinh(\beta x) + D\cosh(\beta x) \quad (3.7)$$

Воведуваме нова променлива  $\beta$  која се вика бранов број еднаква на:

$$\beta^4 = \frac{\omega^2}{c^2} = \omega^2 \frac{\rho A}{EI} \quad (3.8)$$

каде  $\omega$  е природна фреквенција на системот.

Константите  $A, B, C, D$  се определуваат од граничните услови на конзолата, а тоа се:

- кај вклетувањето ( $x = 0$ ), наклонот и отколонот се еднакви на нула:

$$y_{(0)} = A\cos(0) + B\sin(0) + C\cosh(0) + D\sinh(0) = A + C = 0 \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial y}{\partial x}_{(0)} = \beta(-A\sin(0) + B\cos(0) + C\sinh(0) + D\cosh(0)) = \beta(B + D) = 0 \quad (3.10)$$

- на слободниот крај на конзолата ( $x = l$ ), моментот на свиткување и силата на смолкнување се еднаква на нула:

$$\frac{M}{EI(l)} = \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}_{(l)} = \beta^2(-A\cos(\beta l) - B\sin(\beta l) + C\cosh(0) + D\sinh(0)) = 0 \quad (3.11)$$

$$\frac{F}{EI(l)} = \frac{\partial^3 y}{\partial x^3}_{(l)} = \beta^3(A\sin(\beta l) - B\cos(\beta l) + C\sinh(0) + D\cosh(0)) = 0 \quad (3.12)$$

Со вметнување на условите добиени во равенките (3.9) и (3.10), во равенките (3.11) и (3.12) се добива систем на равенки со две непознати, кои во матрична форма може да ги запишеме како:

$$\begin{bmatrix} \cos(\beta l) + \cosh(\beta l) & \sin(\beta l) + \sinh(\beta l) \\ -\sin(\beta l) + \sinh(\beta l) & \cos(\beta l) + \cosh(\beta l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C \\ D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

За нетривијално решение детерминатата на равенката (3.13) треба да е еднаква на нула. Со решавање на детерминатата се добива фреквентната равенка на конзолата која има бесконечно многу решенија.

$$\cosh\beta l \cos\beta l = -1 \tag{3.14}$$

Првите пет решенија дадени се во табела 3.1.

Табела 3.1: Вредности на  $\beta_i l$  за конзола

$i$	$\beta_i l$
1	1.87510107
2	4.69409113
3	7.85475744
4	10.99554073
5	14.13716839
N	$(2i-1)\pi/2$

Од равенката (3.13) може да се изведе односот помеѓу коефициентите  $C$  и  $D$  како:

$$\frac{D}{C} = -\frac{\cosh(\beta l) + \cos(\beta l)}{\sinh(\beta l) + \sin(\beta l)} \tag{3.15}$$

Во следната табела дадени се соодносот помеѓу  $D/C$  за првите 4 тонови форми.

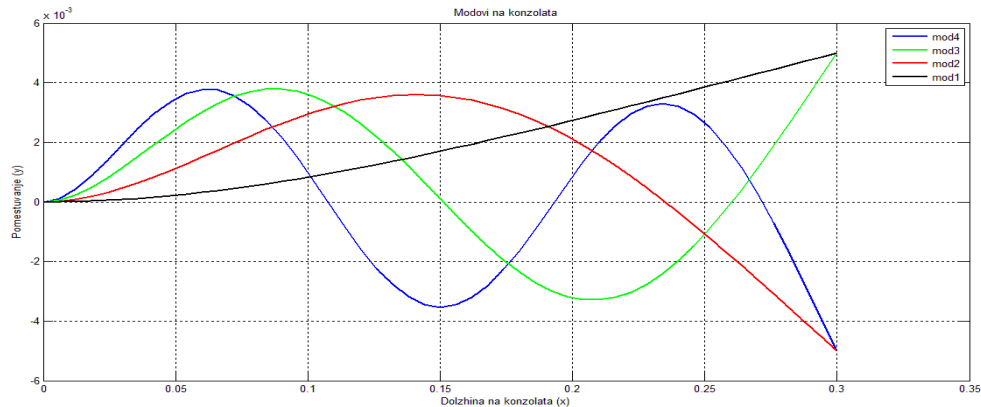
Табела 3.2: Вредности на односот  $D/C$  за првите четири тонови форми.

$i$	$\beta_i l$	$D/C$
1	1.875104	$C_i \times 0.7341$
2	4.494091	$C_i \times 1.018$
3	7.854757	$C_i \times 0.9992$
4	10.99554	$C_i \times 1$

Со комбинирање на равенките (3.9), (3.10) и (3.15) во равенката (3.7) се добива решението кое ги претставува формите на осцилирање на конзолата.

$$Y_{(x)_i} = C_i [(\cosh \beta_i x - \cos \beta_i x) + \left(\frac{D}{C}\right)_i (\sinh \beta_i x - \cosh \beta_i x)] \tag{3.16}$$

Според овој израз може да се заклучи дека кај ваквите континуирани системи постојат бесконечно фреквенции и тонови форми на осцилирање. На Слика 3.2 прикажани се првите четири форми на осцилирање на конзола.



Слика 3.2: Првите 4 тонови форми на осцилирање на конзола

Точките на кои поместувањето на конзолата е нула при вибрации на некој тон се викаат јазолни точки. При осцилирање на конзолата во втор тон, јазолна точка се појавува на должина  $x = l * 0.7835$ , при осцилирање во трет тон јазолни точки се на растојание  $x_1 = l * 0.5035$  и  $x_2 = l * 0.8677$ , каде  $l$  претставува должина на конзолата.

Од равенката (3.17) може да се пресметаат сопствените фреквенции на конзолата за секој тон посебно.

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \frac{(\beta_i l)^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (3.17)$$

каде што  $l$  е должината на конзолата,  $E$  е Јунговиот модул на еластичност,  $\rho$  е густината, а  $A$  е напречниот пресек на конзолата.

### 3.2. АНАЛИТИЧКИ ЕНЕРГЕТСКИ РАВЕНКИ

Еден од клучните аспекти при енергетската анализа на еластични системи е формулирањето на равенките што ја опишуваат распределбата и преносот на енергија [93, 94].

Кај конзолната греда, механичката енергија се опишува преку три основни компоненти: кинетичка енергија, потенцијална енергија и дисипативна енергија. Анализата на овие компоненти овозможува проценка на моменталната состојба на системот и неговата способност за акумулација и трансформација на енергија.

### 3.2.1. КИНЕТИЧКА ЕНЕРГИЈА

Кинетичката енергија потекнува од движењето на масата на конзолата. Таа е дадена со:

$$E_k(t) = \frac{1}{2} \int_0^L \rho A \left( \frac{\partial y(x,t)}{\partial t} \right)^2 dx \quad (3.18)$$

каде  $\rho$  е густина на материјалот,  $A$  површина на напрачниот пресекот, а  $y(x, t)$  попречно поместување. Овој интеграл ја изразува сумата на кинетичката енергија на сите елементарни маси по должината на конзолата.

### 3.2.2. ПОТЕНЦИЈАЛНА ЕНЕРГИЈА

Потенцијалната енергија е поврзана со свиткувањето на конзолата и деформацијата на материјалот:

$$E_p(t) = \frac{1}{2} \int_0^L EI \left( \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (3.19)$$

каде  $E$  е Јунгов модул на еластичност, а  $I$  момент на инерција на напречниот пресекот. Потенцијалната енергија ја претставува акумулираната енергија од деформациите која може да се трансформира назад во кинетичка енергија при осцилации.

### 3.2.3. ДИСИПАТИВНА ЕНЕРГИЈА

Во реалните системи секогаш постојат механизми за дисипација на енергија (вискозно придрушување, материјално пригушување, триење). Дисипативната енергија може да се моделира како:

$$E_D(t) = \frac{1}{2} \int_0^L c(x) \left( \frac{\partial y(x,t)}{\partial t} \right)^2 dx \quad (3.20)$$

каде  $c(x)$  е распределбата на вискозното придрушување по должината на конзолата. Во модални координати, овој израз најчесто се сведува на облик:

$$P_{diss,i}(t) = 2\zeta_i \omega_i M_i \dot{q}_i^2(t) \quad (3.21)$$

каде  $\zeta_i$  е модален коефициент на придушување,  $\omega_i$  природната кружна фреквенција, а  $M_i$  модалната маса.

### 3.2.4. ВКУПНА ЕНЕРГИЈА И ЕНЕРГЕТСКИ БИЛАНС

Вкупната механичка енергија на системот во момент  $t$  е збир на кинетичката и потенцијалната енергија:

$$E_{tot}(t) = E_k(t) + E_p(t) \quad (3.22)$$

Енергетскиот биланс на системот со надворешна побуда  $F(t)$  и електромеханичко искористување на енергија  $P_{el}(t)$  може да се запише како:

$$\frac{d}{dt} E_{tot}(t) = P_{in}(t) - P_{diss}(t) - P_{el}(t) \quad (3.23)$$

каде  $P_{in}(t) = F(t) \cdot \dot{x}(t)$  е внесената моќ,  $P_{diss}(t)$  е моќта што се губи преку дисипативни механизми, а  $P_{el}(t)$  е искористена електрична моќ.

Овој пристап овозможува јасно да се следи трансферот на енергија во системот, да се процени неговата ефикасност и да се идентификуваат условите при кои е можно оптимално собирање на енергија од амбиентални вибрации.

### 3.2.5. ЕНЕРГЕТСКА АНАЛИЗА ВО МОДАЛЕН ПРОСТОР

За подетална анализа на енергијата во конзолната греда, особено при осцилирање во повеќе тонови форми, корисно е движењето да се изрази преку модална суперпозиција:

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i(x) q_i(t) \quad (3.24)$$

каде што  $\phi_i(x)$  се главните форми на осцилирање, а  $q_i(t)$  тоновите координати.

Со внесување на оваа релација во изразите за енергија, добиваме дека вкупната енергија на системот може да се претстави како збир на модалните придонеси:

$$E_{tot}(t) = \sum_{i=1}^n \left[ \frac{1}{2} M_i \dot{q}_i^2(t) + \frac{1}{2} K_i q_i^2(t) \right] \quad (3.25)$$

каде што  $M_i$  и  $K_i$  се модалната маса и модалната крутост за  $i$ -тиот тон.

Во оваа форма, секој тон на осцилација може да се разгледува како независен осцилатор со еден степен на слобода. Кинетичката енергија е концентрирана во областите каде што брзината на елементарните маси е најголема, додека потенцијалната енергија се акумулира во зоните со најголеми деформации. Дисипативните механизми, пак, се поврзани со модално придушвање и ја определуваат брзината со која енергијата се губи од системот.

Особено е значајна идентификацијата на јазолните точки на тоновите форми. Во овие точки нема попречно поместување, што ги прави неефикасни позиции за поставување на енергетски претворувачи. Наместо тоа, претворувачите треба да се поставуваат во зоните на максимални напрегања или максимални брзини на вибрација, во зависност од типот на претворувачот пиезоелектричен или електромагнетен. Примената на моделот овозможува не само попрецизно пресметување на енергијата во секој тон, туку и оптимизација на позиционирањето на енергетските претворувачи. На тој начин, конзолната греда се користи како ефикасен медиум за акумулација, трансфер и конверзија на вибрационата енергија во електрична. За илустрација на енергетската распределба, во Табела 3.3 се прикажани карактеристични параметри за првите две главни форми на осцилирање кај конзола.

Табела 3.3: Карактеристични параметри за првите две тонови форми.

Тонска форма	Јазолни точки (x/L)	Зона на максимум	Доминирачка енергија	Погоден претворувач
1	(нема јазолна точка)	Област на вклетување	Потенцијална (свиткување)	Пиезоелектричен
2	0.7835	Средишна зона и врв	Кинетичка (брзини)	Електромагнетен

Кај првиот тон, максималните деформации и напрегања се концентрирани во областа на вклетувањето на конзолата, што го прави погодно место за поставување на пиезоелектрични претворувачи. Во вториот тон се јавува јазолна точка на 0.7835L, а најголемите брзини на осцилација се во зоната меѓу вклетувањето и јазолната точка, што е погодно за електромагнетни претворувачи.

### 3.3. АНАЛИЗА СО МЕТОД НА КОНЕЧНИ ЕЛЕМЕНТИ

Методот на конечни елементи (МКЕ) претставува нумерички пристап за решавање на диференцијални равенки кои опишуваат сложени физички системи. Наместо да се бараат аналитички решенија за континуиран модел, конструкцијата се дискретизира во конечен број на елементи, поврзани преку јазли. Во секој елемент се претпоставува апроксимациска форма на решението, а глобалниот одговор на системот се добива преку составување на сите елементи во единствен систем на равенки. Основната постапка на МКЕ вклучува: (i) дискретизација на геометријата во елементи (1D, 2D или 3D, зависно од проблемот), (ii) формирање на матрици за маса, крутост и придушување за секој елемент, (iii) оформување на глобални матрици за целиот систем, (iv) примена на гранични услови и надворешни побуди, и (v) решавање на системот за непознатите променливи (поместување, брзина, забрзување). Предноста на методот на конечни елементи произлегува од неговата способност да моделира реални геометрии и материјални својства, да ги опфати додадените маси, отвори или интегрирани сензори, како и да овозможи модална анализа за одредување на сопствени фреквенции и тонови форми. Дополнително, МКЕ овозможува следење на распределбата на енергетските густини (кинетичка и потенцијална) низ конструкцијата, што е од особено значење при дизајн и оптимизација на системи за собирање енергија.

Во рамки на ова истражување, методот на конечни елементи е применет преку софтверскиот пакет COMSOL Multiphysics. Анализата е структурирана во неколку чекори. Прво се разгледува основниот модел на конзола, при што се изведува модална анализа за одредување на првите две сопствени фреквенции и тонови форми. Потоа се анализираат кинетичката и потенцијалната енергија, како и нивната распределба. Врз основа на овие резултати, се идентификуваат зоните со најголем енергетски потенцијал за интеграција на пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи. Следствено, се спроведуваат дополнителни тестови со додавање на една, а потоа и на две маси на конзолата. Прво се додава дополнителна маса на слободниот крај, во опсег од 0% до 200% од масата на конзолата, со цел да се анализира ефектот врз кинетичката енергија и сопствените фреквенции. Потоа се додава втора маса на локација со максимална кинетичка енергија, исто така во опсег од 0% до 200% од масата на конзолата. Овие сценарија овозможуваат проценка на оптималната конфигурација на масите и геометријата на

конзолата, со крајна цел максимизирање на достапната механичка енергија за претворање преку пиезоелектрични и електромагнетни механизми.

### 3.3.1. СИМУЛАЦИЈА ВО *COMSOL Multiphysics*

Во рамките на ова истражување, симулациите со метод на конечни елементи се реализирани во софтверскиот пакет *COMSOL Multiphysics*, кој овозможува мултифизички пристап кон анализа на еластични структури. Целта е да се изведе модална и енергетска анализа на конзолна греда, со цел да се идентификуваат сопствените фреквенции, тоновите форми и распределбата на енергетските густини. Како референтен случај е разгледувана конзола без додадени маси или интегрирани претворувачи. Овој модел служи како базна линија за споредба со следните сценарија во кои се додаваат маси со цел утврдување на зони со најголем енергетски потенцијал.

Целите на симулацијата се:

- (i) одредување на првите две сопствени фреквенции и соодветните тонови форми.
- (ii) пресметка и визуелизација на распределбата на кинетичката и потенцијалната енергија.
- (iii) идентификација на области со најголем потенцијал за поставување на енергетски претворувачи.

Механичката структура претставува правоаголна конзолна греда со должина  $L$ , ширина  $b$  и дебелина  $h$ , изработена од хомоген, изотропен материјал со модул на еластичност  $E$ , Поасонов коефициент  $\nu$  и густина  $\rho$ . Граничните услови се класични за конзола: вкештување на левиот крај ( $x=0$ ), додека слободниот крај ( $x=L$ ) е без реакциски сили и моменти (Слика 3.1).

Во *COMSOL* е спроведена *eigenfrequency study* за одредување на сопствените вредности и тонови форми. Добиените резултати се споредени со аналитичките решенија од Ојлер–Бернулиевата теорија, каде сопствените фреквенции се пресметуваат со:

$$\omega_i = \beta_i^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho AL^4}} \quad f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (3.25)$$

при што  $\beta_1 = 1.8751, \beta_2 = 4.6941, \beta_3 = 7.8548$

Споредбата на резултатите од пресметките со COMSOL и аналитичкиот модел овозможува проверка на точноста и конзистентноста на симулациите.

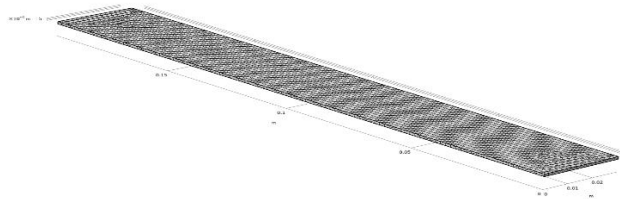
### 3.3.2. ДИНАМИЧКА АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА БЕЗ ДОДАДЕНА МАСА

Во првата фаза од симулациите е разгледана конзола без додадени маси и без интегрирани претворувачи. Овој случај претставува референтен модел кој овозможува споредба со сите последователни сценарија.

Целите на анализата се:

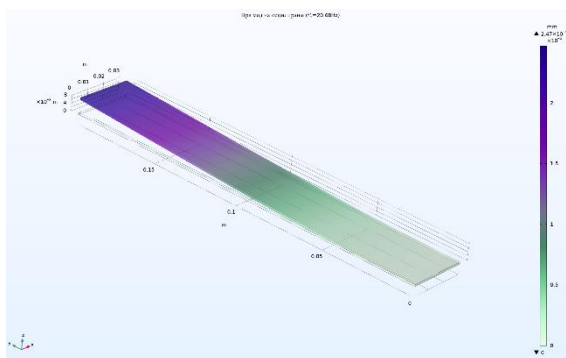
- одредување на сопствените фреквенции и тонови форми,
- пресметка на кинетичката и еластичната енергија и визуелизација на зоните со најголем енергетски потенцијал.

Конзолната греда има должина  $L=0.199$  m, ширина  $b=0.03$  m и дебелина  $h=0.001$  m. Материјалот е челик со модул на еластичност  $E=210$  GPa, густина  $\rho=7850$  kg/m<sup>3</sup> и Поасонов коефициент  $\nu=0.3$ . Вкупната маса на конзолата изнесува приближно 0.058 kg. Во симулацијата во COMSOL комплетната конзола е поделена на вкупно 11988 елементи триаголници кои имаат 72003 степени на слобода. На Слика 3.3. е прикажан модел на конзолата модалиран со конечни елементи. При симулација на тоновите форми на сопствените фреквенции COMSOL не користи специфични побуди, туку само ги пресметува сопствените фреквенции и формите на свиткување.

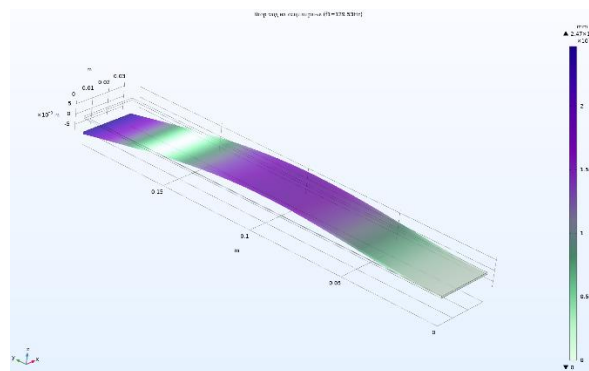


Слика 3.3: Модел на конзола прикажан преку конечни елементи

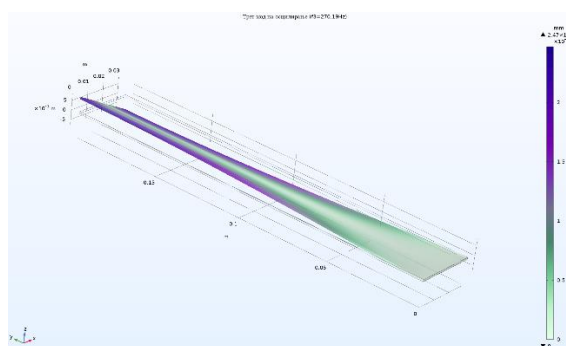
Во COMSOL е спроведена модална анализа “Eigenfrequency Study”, со што се добиени првите 3 сопствени фреквенции и соодветните тонови форми. Првите две сопствени фреквенции се  $f_1=20.68$  Hz (Слика 3.4) и  $f_2=129.53$  Hz (Слика 3.5), и се во одлично согласување со аналитичката пресметка според Ојлер–Бернули (разлика <1%). Во симулацијата се појавува и трет тон околу у-оската на фреквенција  $f_3=270.19$  Hz (Слика 3.6) кој не припаѓа на класичната серија на тонови на свиткување во истата рамнина. Ова е очекуван резултат кај 3D модели со правоаголен пресек и мал напречен пресек, каде покрај свиткување околу оската со  $y$  се појавуваат и тонови на усукнување околу оската со  $x$ . Оттука третиот тон на свиткување во симулацијата се појавува на фреквенција  $f_4=363.12$  Hz (Слика 3.7) и согласувањето со теоријата на Ојлер-Бернули е приближно 2%.



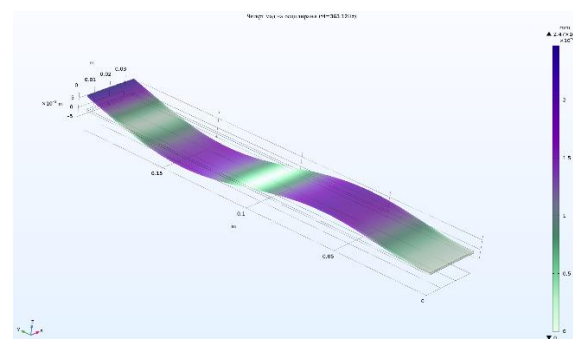
Слика 3.4: Прв тон на свиткување  $f_1=20.68$  Hz



Слика 3.5: Втор тон на свиткување  $f_2=129.53$  Hz



Слика 3.6: Тон на усукнување  
 $f_3=270.19$  Hz



Слика 3.7: Трет тон на свиткување  
 $f_4=363.12$  Hz

Во Табела 3.4 е прикажана споредбата меѓу нумеричките резултати со МКЕ и аналитичките пресметки според теоријата на Ојлер–Бернули.

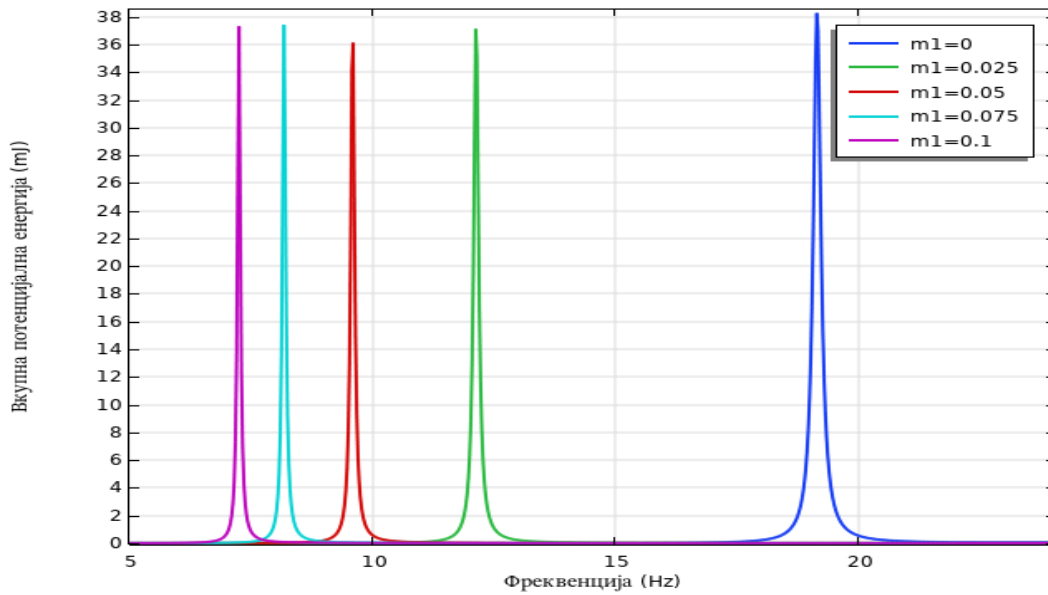
Табела 3.4: Споредбата меѓу нумеричките резултати со COMSOL и аналитичките пресметки според теоријата на Ојлер–Бернули

Тоновни форми на свиткување	Метод со конечни елементи (Hz)	Ојлер–Бернули [Hz]	Разлика (%)	( $f_i/f_1$ ) Симулација	Теоретски однос ( $\beta_i/\beta_1$ ) <sup>2</sup>
1	20.68	21.3	-2.9%	1	1
2	129.53	133.6	-3.0%	6.264	6.267
3	363.12	370	-1.9%	17.559	17.548

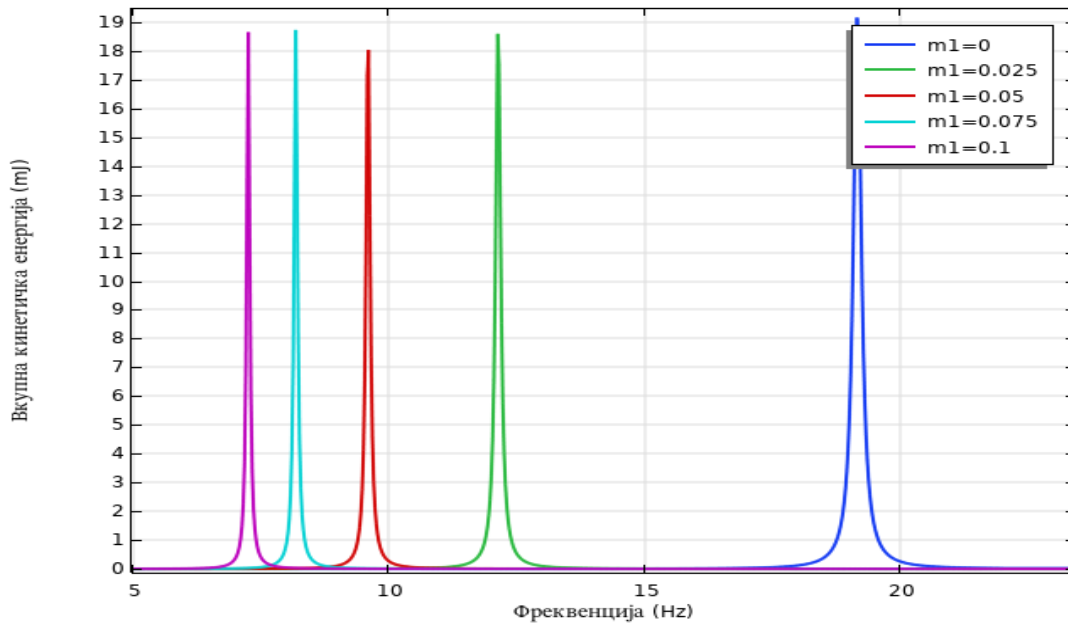
Добиената усогласеност помеѓу резултатите добиени од симулација и теоретската пресметка потврдува дека симулацискиот модел е добар и може да се користи за понатамошни пресметки и анализи. Во рамките на *COMSOL* извршени се сумулации за распределбите на потенцијалната, кинетичката и дисипативната енергија. Како побудна сила за фреквентната анализа земена е хармониска побудна сила со интензитет  $F=100$  mN со фреквентен опсег од 1 Hz до 140 Hz како би се опфатил во анализата и вториот тон на свиткување.

### 3.3.3. ВЛИЈАНИЕ НА ДОДАДЕНА МАСА ВРЗ ДИНАМИЧКОТО ОДНЕСУВАЊЕ НА КОНЗОЛАТА

Нумеричките симулации спроведени со методот на конечни елементи во *COMSOL Multiphysics* овозможува детална анализа на влијанието на додадена концентрирана маса врз динамичкото однесување на конзолната греда. Масата  $m_1$  со големина од 0 kg, 0.025 kg, 0.05 kg, 0.075 kg и 0.1 kg, поставена е на слободниот крај на конзолата, при што се испитуваат кинетичката, потенцијалната и дисипативната енергија, како и зоните со максимални брзини и нормални напрегања за секоја конфигурација поодделно. Резултатите, споредени со референтниот случај на конзола без додадена маса, овозможуваат идентификација на зоните со најголем енергетски потенцијал за поставување на пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи. Оваа анализа обезбедува основа за оптимизација на конфигурацијата на масата, со цел зголемување на ефикасноста на енергетското собирање во понатамошните сценарија.



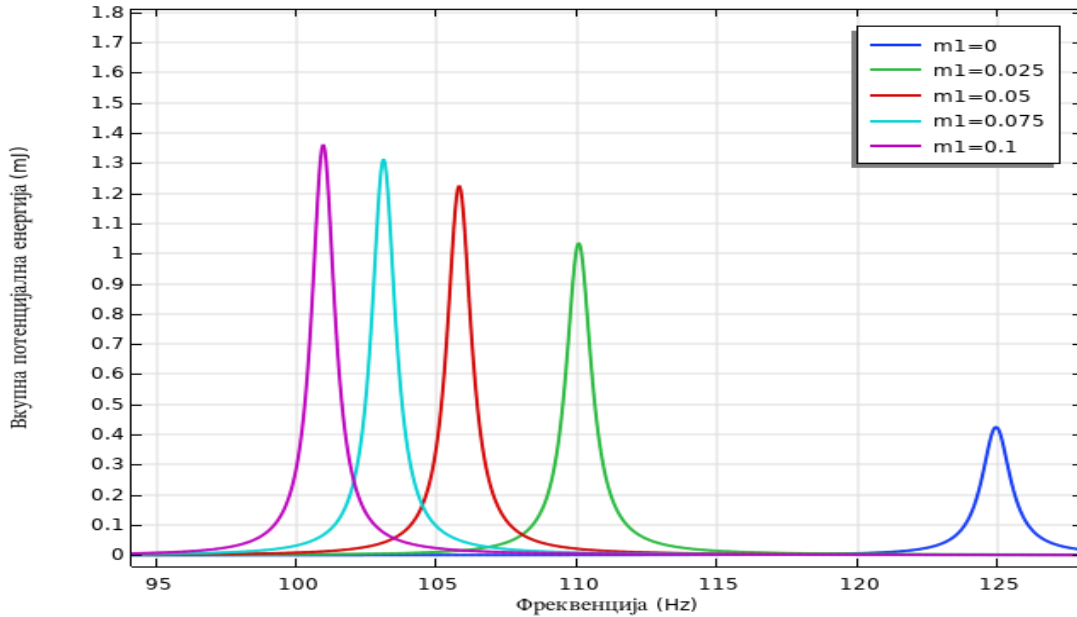
Слика 3.8: Потенцијална енергија за додадена маса  $m_1$  за прв тон на осцилации



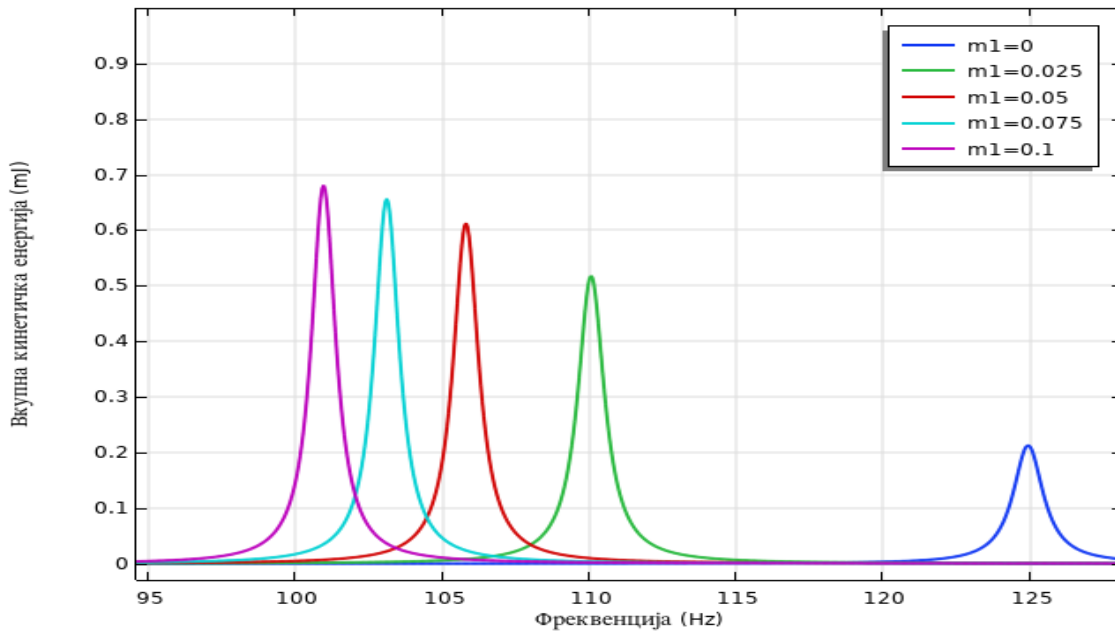
Слика 3.9: Вкупна кинетичка енергија со додадена маса  $m_1$  за прв тон на осцилации

Резултатите од Слика 3.8 и Слика 3.9 покажуваат дека вкупната механичка енергија на конзолата при осцилации во првиот тон на свиткување останува релативно стабилна со додавање на масата  $m_1$ . Сепак, првата природна фреквенција се намалува значително, од 19.1

Hz за конзола без додадена маса на 7.2 Hz при додавање на маса  $m_1$  од 0.1 kg, што претставува намалување од приближно 62 %.



Слика 3.10: Вкупна потенцијална енергија за додадена маса  $m_1$  за втор тон на осцилации



Слика 3.11: Вкупна кинетичка енергија за додадена маса  $m_1$  за втор тон на осцилации

Резултатите од Слика 3.10 и Слика 3.11 покажуваат дека при осцилации во вториот тон на свиткување, природната фреквенција се намалува од 124.9 Hz на 100.9 Hz со додавање на маса  $m_1=0.1$  kg што претставува промена од приближно 20 %. Исто така се забележува и промена во соодносот помеѓу вкупната кинетичка и потенцијана енергија за различни комбинации на додадена маса на  $m_1$ . Со зголемување на масата вкупната кинетичка и потенцијана енергија се зголемува. Вкупната потенцијална енергија без додадена маса  $m_1$  е 0.41 mJ, додека со додадена маса  $m_1 = 0.1$  kg е 1.35 mJ. Вкупната кинетичка енергија без додадена маса  $m_1$  е 0.21 mJ, додека со додадена маса  $m_1 = 0.1$  kg е 0.68 mJ

Во табелата 3.5 се прикажани компарациите на природните фреквенции  $f_1$  и  $f_2$ .

Табела 3.5: Влијание на додадената маса  $m_1$  врз природните фреквенции на конзолата

	Додадена маса $m_1$ (kg) на крај на конзолата					Ранг на промена
	0	0.025	0.05	0.075	0.1	
$f_1$ [Hz]	19.1	12.1	9.6	8.17	7.2	62%
$f_2$ [Hz]	124.93	110	105.5	103.3	100.9	20%

Симулациските резултати укажуваат дека дисипативните загуби значително зависат од додадената маса  $m_1$  на системот. Овие загуби претставуваат количина на моќност што системот ја оддава во форма на топлина, односно процес при кој тој ја губи акумулираната потенцијална и кинетичка енергија, што доведува до негово постепено придушување. Кај првиот тон на осцилации, највисоки дисипативни загуби се забележани кај конзолата без додадена маса, додека со зголемување на масата  $m_1$  тие постепено се намалуваат, заедно со природната фреквенција  $f_1$ . Спротивно на тоа, кај вториот тон на свиткување дисипативните загуби се најмали кога нема додадена маса, а нивната вредност расте со зголемување на масата  $m_1$ .

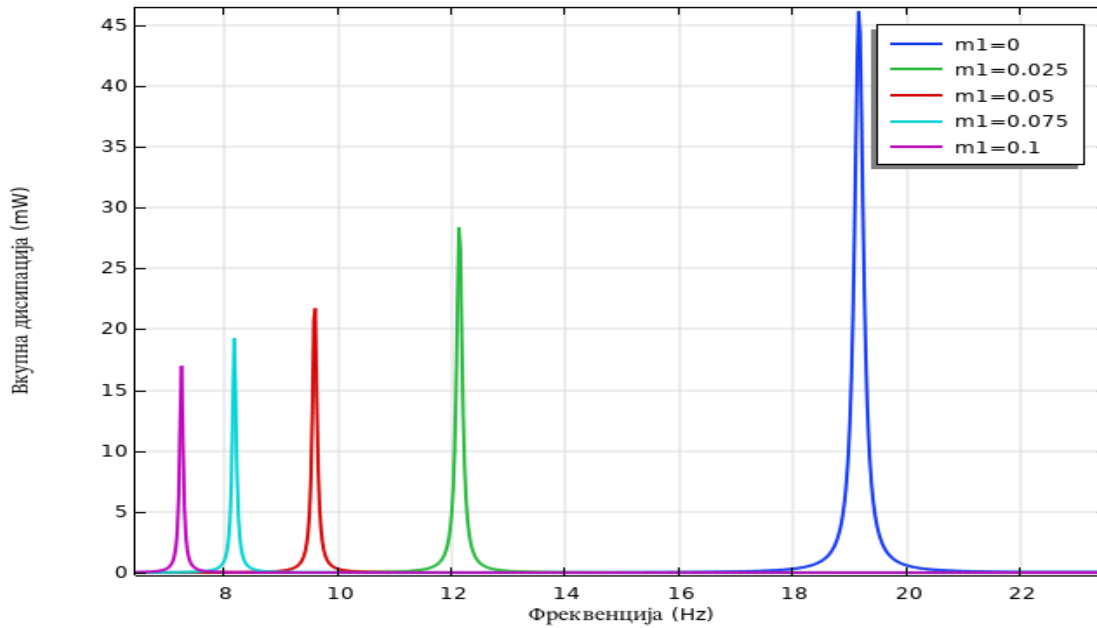
Промената на дисипативната енергетска моќност за различни вредности на додадена маса  $m_1$  е прикажана на Слика 3.12 и Слика 3.13. Според резултатите за првиот тон, загубите се движат од 17 mW при маса  $m_1=0.1$  kg и природна фреквенција  $f_1=7.2$  Hz, до 47 mW кај систем без додадена маса при  $f_1=19.2$  Hz, со вкупен ранг на промена од 37%. За вториот тон (Слика 3.13), дисипативните загуби варираат од 3.2 mW без додадена маса до 8.5 mW при маса  $m_1 = 0.1$  kg и природна фреквенција  $f_2 = 100.9$  Hz, со вкупен ранг на промена од 39 %.

Табела 3.6: Влијание на додадената маса  $m_1$  врз загубите на конзолата при прв тон

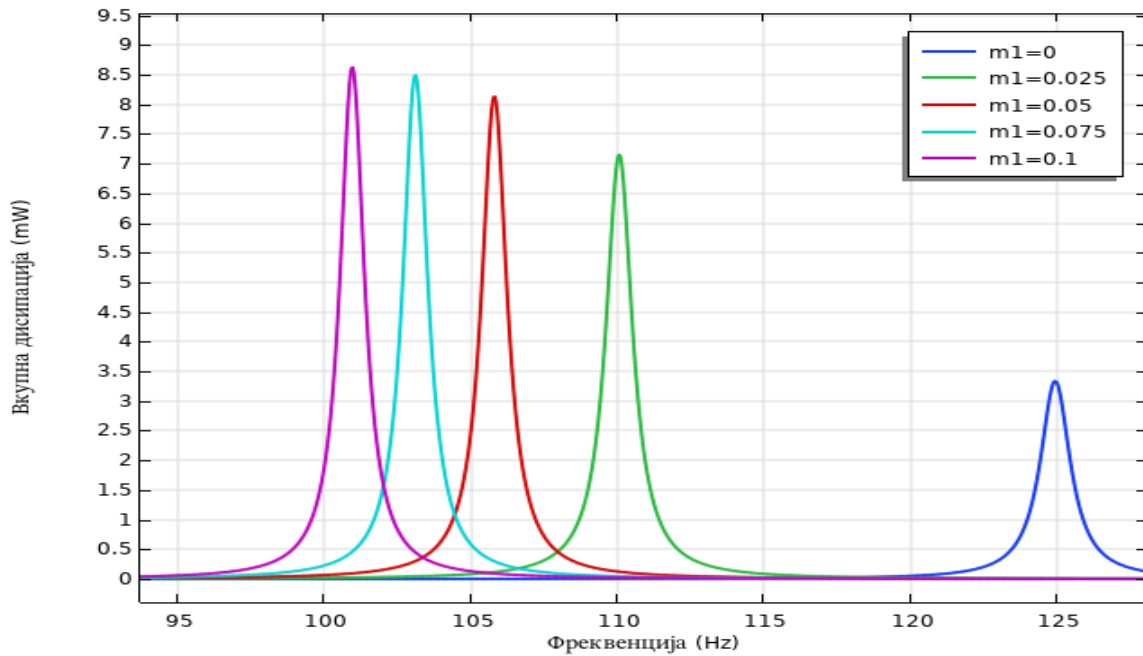
	Додадена маса $m_1$ (kg) на крај на конзолата					Ранг на промена
	0	0.025	0.05	0.075	0.1	
$f_1$ [Hz]	19.1	12.1	9.6	8.17	7.2	62 %
Загуби поради дисипација [mW]	45	28	23	19	17	37 %

Табела 3.7: Влијание на додадената маса  $m_1$  врз загубите на конзолата при втор тон

	Додадена маса $m_1$ (kg) на крај на конзолата					Ранг на промена
	0	0.025	0.05	0.075	0.1	
$f_2$ [Hz]	124.93	110	105.5	103.3	100.9	20%
Загуби поради дисипација [mW]	3.4	7.1	8.1	8.5	8.6	39 %



Слика 3.12: Дисипативна енергетска моќност за првиот тон на вибрации



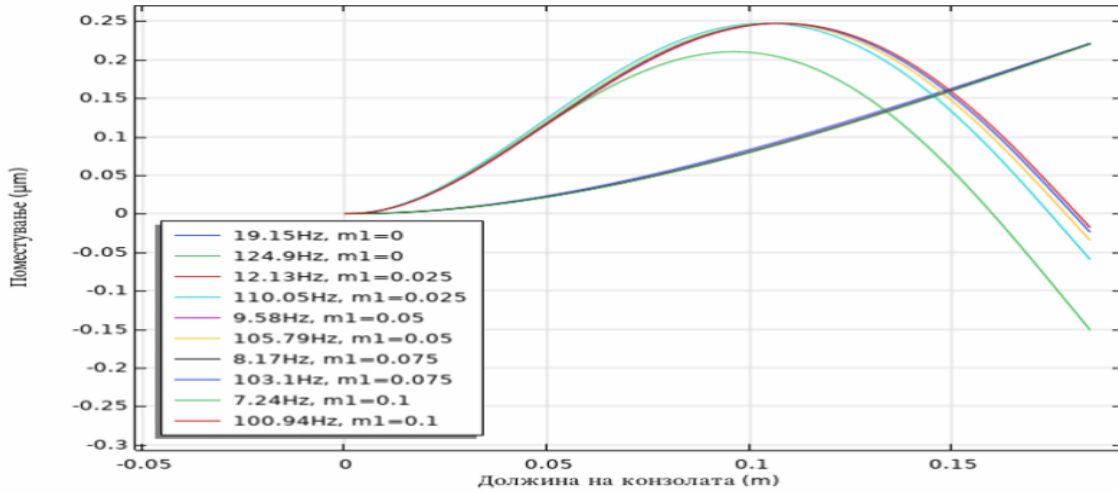
Слика 3.13: Дисипативна енергетска моќност за вториот тон на вибрации

Модалната анализа открива значајни промени и во формите на свиткување (Слика 3.14), како и во дистрибуцијата на кинетичката и потенцијалната енергија долж конзолата. Кај првиот тон, зоната со најголема кинетичка енергија останува концентрирана на слободниот крај на конзолата, додека највисоката потенцијална енергија се јавува во близина на вкештувањето (Слика 3.15). Нормалните напрегања при првиот тон на осцилација се зголемуваат речиси линеарно од слободниот крај кон вкештувањето.

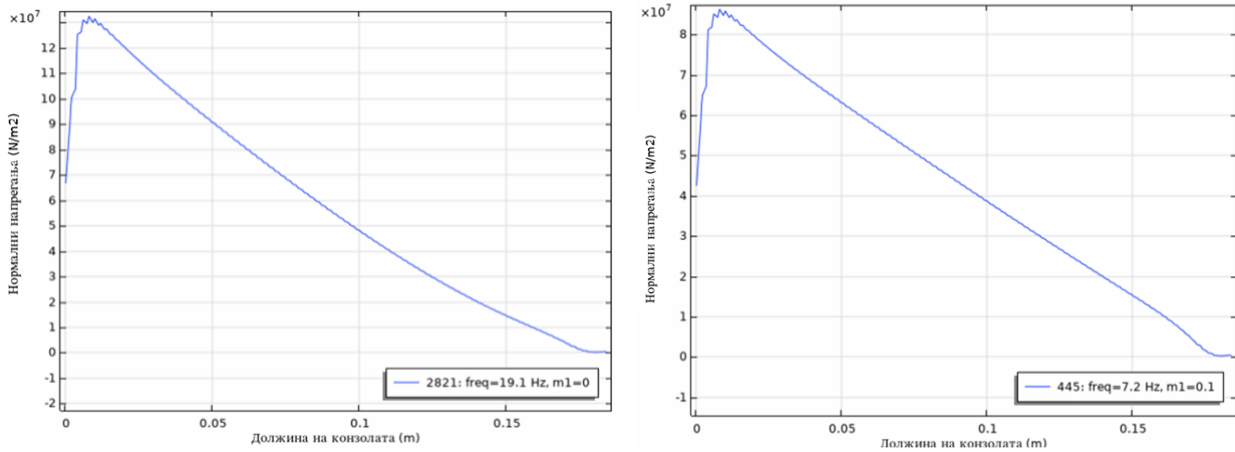
Кај вториот тон, додадената маса  $m_1$  влијае врз положбата на јазолната точка, која со зголемување на масата се оддалечува од крајот на конзолата, што резултира со промена на формата на главниот облик на осцилирање. За вториот тон (Слика 3.16) се прикажани две временски состојби на осцилацијата. Во првата временска состојба, напрегањата се највисоки во близина на вкештувањето, што укажува на концентрација на енергија во тој дел на структурата. Во втората временска состојба, распределбата на напрегањата се менува така што тие започнуваат да растат на должина од приближно  $0.23L$ , достигнуваат максимум на околу  $0.59L$ , по што повторно се намалуваат кон слободниот крај на конзолата.

Овие резултати потврдуваат дека додадените маси не само што ја изменуваат резонантната фреквенција на конзолата, туку имаат значително влијание и врз дистрибуцијата

на енергијата и напрегањата. Ова сознание е од важно значење при дефинирање на оптималните позиции за интеграција на пиезоелектричните и електромагнетните претворувачи, со цел максимизирање на нивната ефикасност.



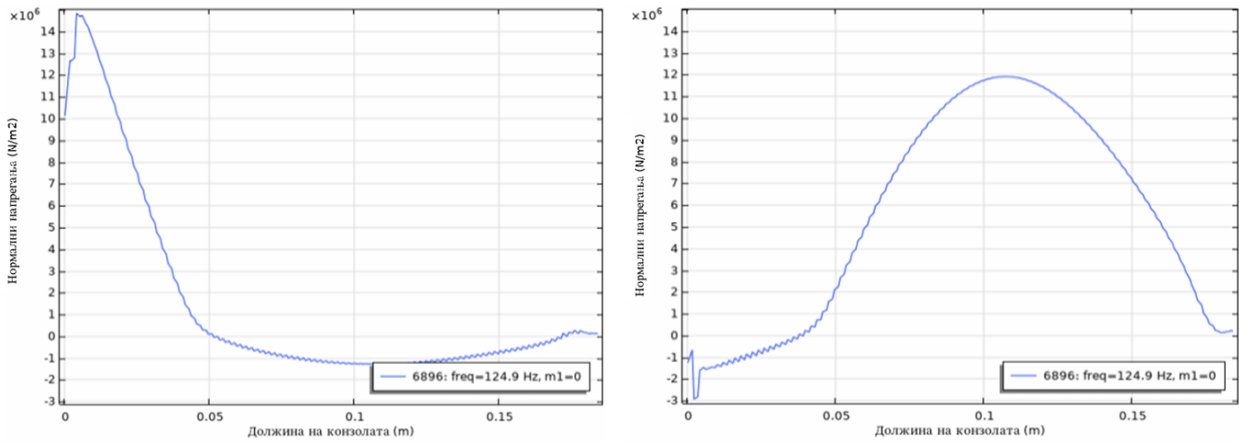
Слика 3.14: Модални форми (прв и втор тон) на осцилации за различни додадени маси  $m_1$



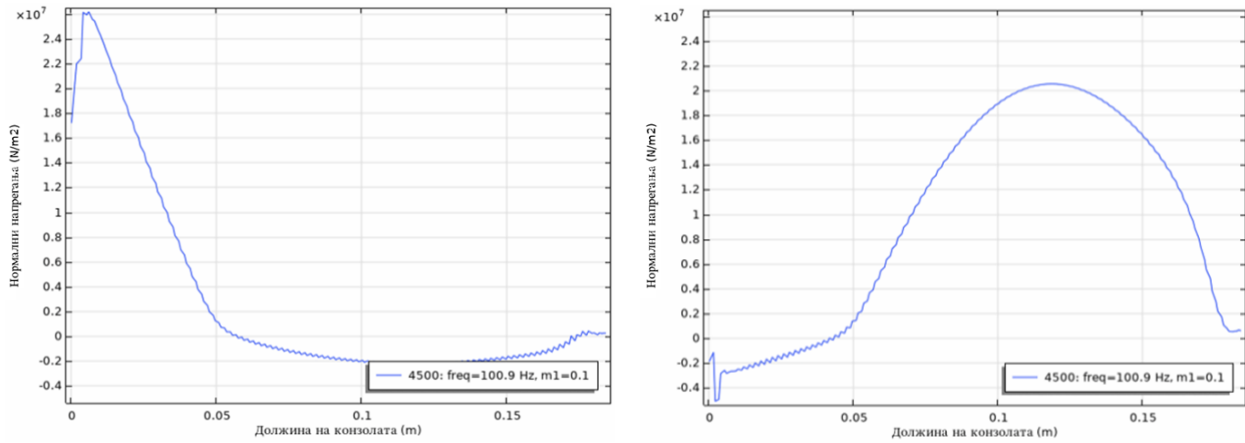
(а) без додадена маса

(б) со додадена маса  $m_1$  од 0.1 kg

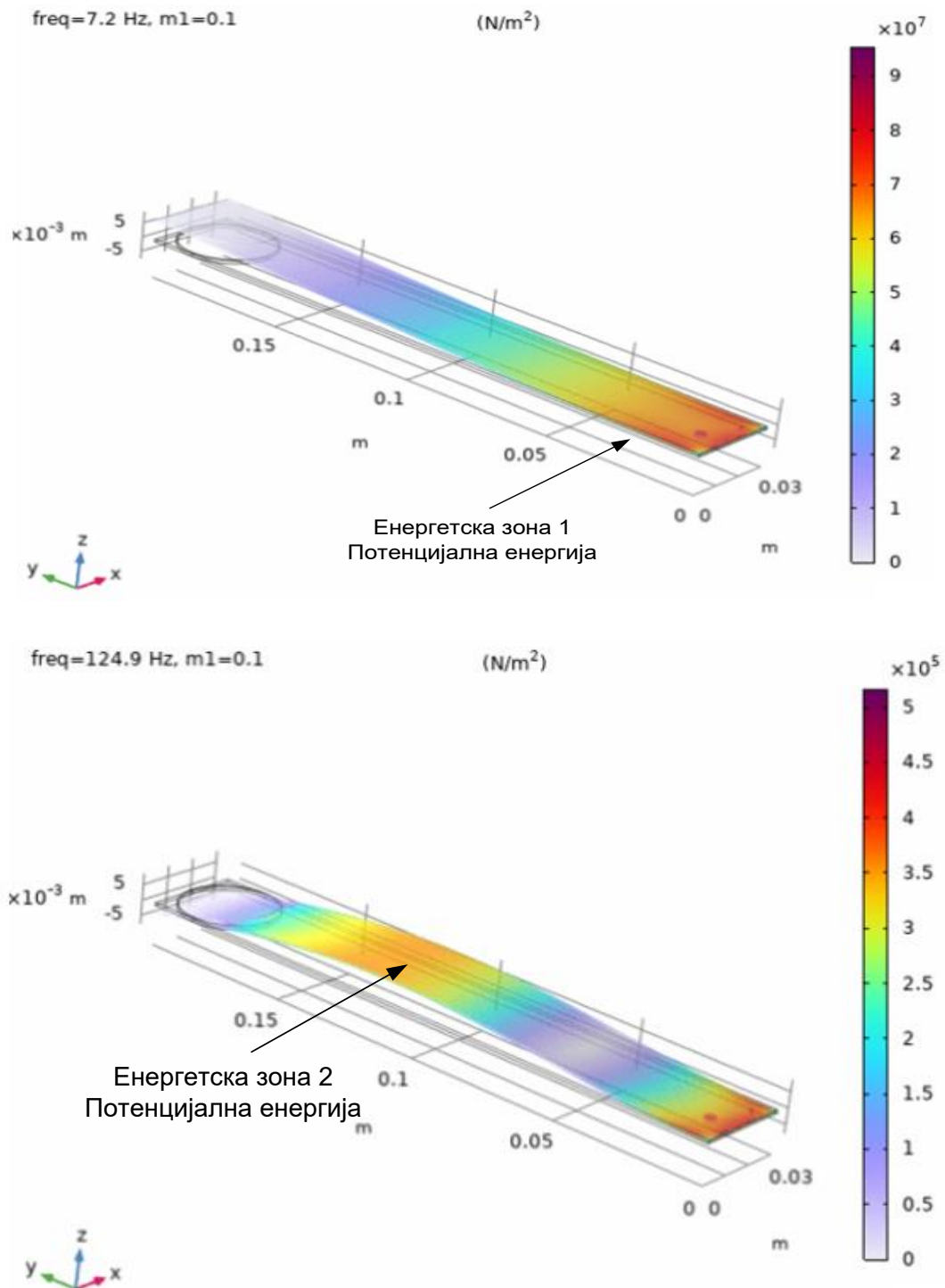
Слика 3.15. Распределба на нормалните напрегања (прв тон)



Слика 3.16. Распреселба на нормалните напрегања во две временски состојби (втор тон без додадена маса  $m_1$ )



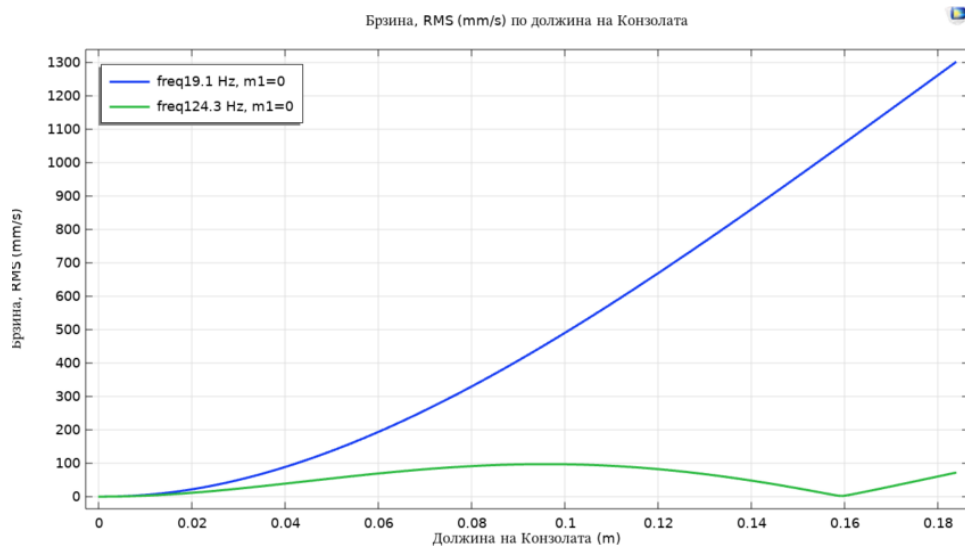
Слика 3.17. Распреселба на нормалните напрегања во две временски состојби (втор тон со додадена маса  $m_1 = 0.1 \text{ kg}$ )



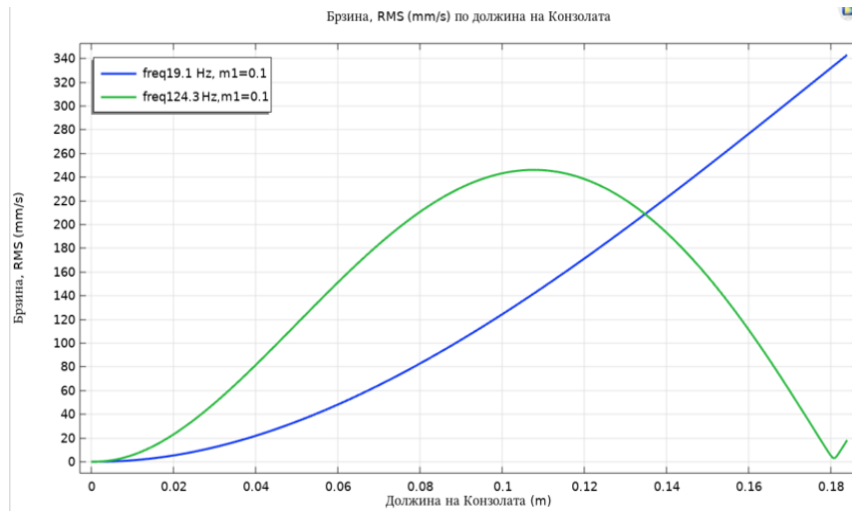
Слика 3.18: Зони на најголеми нормални напрегања за првиот тон  $f_1=7.2$  Hz, и вториот тон  $f_2=124.9$  Hz со додадена маса  $m_1$  на крајот на конзолата

Симулациските резултати исто така покажуваат дека дистрибуцијата на брзината долж конзолата значително се менува во зависност од главниот облик на осцилирање и од присуството на додадена маса  $m_1$ . Кај првиот тон на осцилации без додадена маса, брзината постепено се зголемува од вклетувањето кон слободниот крај, каде што е забележана нејзината максимална вредност, што е очекувано поради најголемата амплитуда на вибрации во таа зона. Со додавање на маса  $m_1$ , максималната брзина и понатаму се јавува на слободниот крај, но нејзината вредност се намалува.

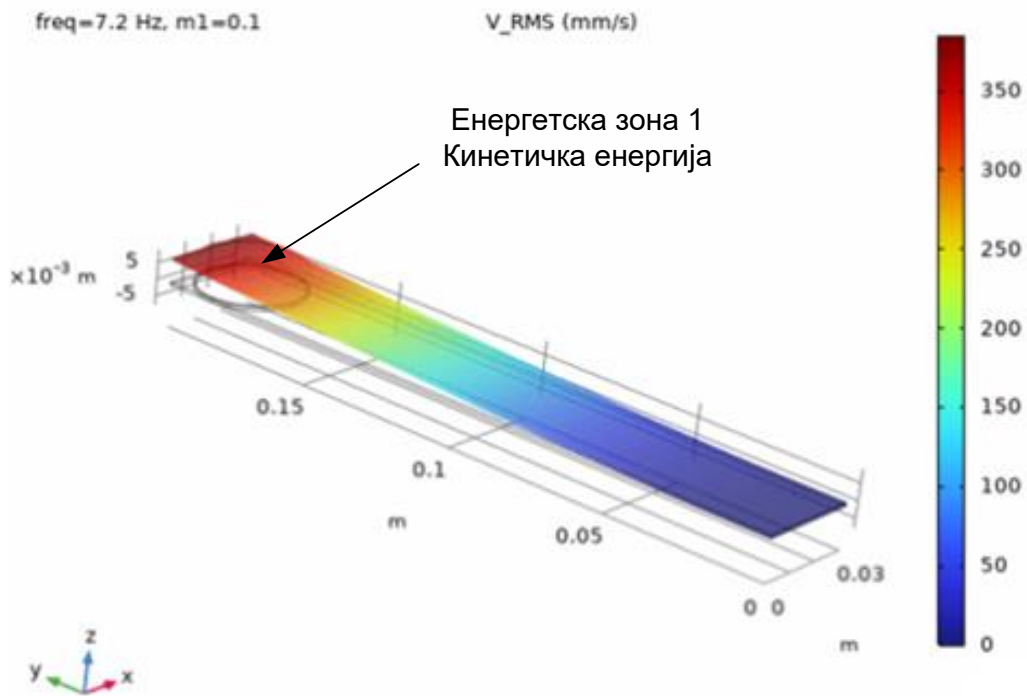
Карактеристично за вториот модален облик е присуството на две зони со висока брзина, разделени со јазол каде што брзината е приближно нула. Првата зона се наоѓа помеѓу вклетувањето и јазолот, додека втората е на слободниот крај на конзолата. Додавањето на маса  $m_1$  ја менува положбата на јазолот и предизвикува прераспределба на брзините долж структурата. Со зголемување на додадената маса, брзината на слободниот крај се намалува, додека брзината во првата зона расте (Слика 3.20).

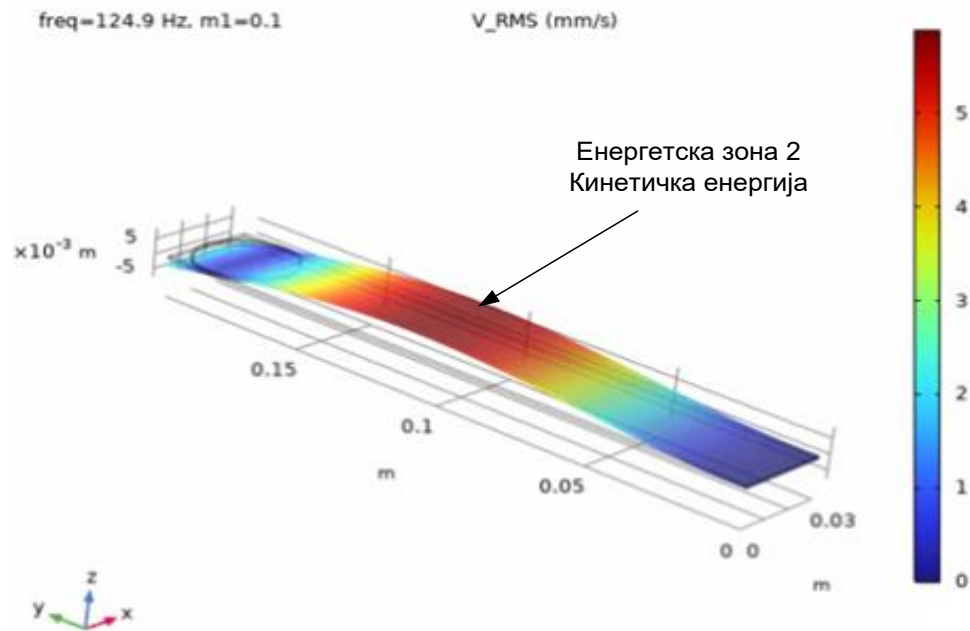


Слика 3.19: Распределба на брзината по должина на конзолата без додадена маса  $m_1$



Слика 3.20: Распределба на брзината по должина на конзолата со додадена маса  $m_1 = 0.1$  kg





Слика 3.21: Зони на најголеми брзини за првиот тон  $f_1=7.2$  Hz, и тон 2  $f_2=124.9$  Hz со додадена маса  $m_1=0.1$  kg на крајот на конзолата

### 3.3.4. ВЛИЈАНИЕ НА ВТОРА ДОДАДЕНА МАСА ВРЗ ДИНАМИЧКОТО ОДНЕСУВАЊЕ НА КОНЗОЛАТА

Резултатите од претходната анализа покажаа дека при вториот тон на осцилирање зоната со најголеми брзини се наоѓа помеѓу вклетувањето и јазолот. Дополнително, во овој дел од конзолата осцилирањето е приближно праволиниско, што претставува повољна позиција за интеграција на електромагнетен претворувач. Комбинацијата од високи брзини и линеарно поместување создава два оптимални предуслови за поставување на магнетот, кој во реалноста претставува подвижниот дел на електромагнетниот претворувач. Врз основа на ова сознание, извршена е дополнителна анализа на динамичкото однесување на конзолата со воведување на втора додадена маса  $m_2$ , поставена токму во оваа зона означена како енергетска зона 2, со цел да се оцени нејзиното влијание врз модалните карактеристики, енергетската распределба и можностите за зголемување на ефикасноста на конверзијата на енергија.

Симулациите се изведени така што првата додадена маса  $m_1$  е фиксирана на 0.1 kg, додека за втората маса  $m_2$  се симулирани вредности од 0 kg, 0.025 kg, 0.05 kg, 0.075 kg и 0.1 kg.

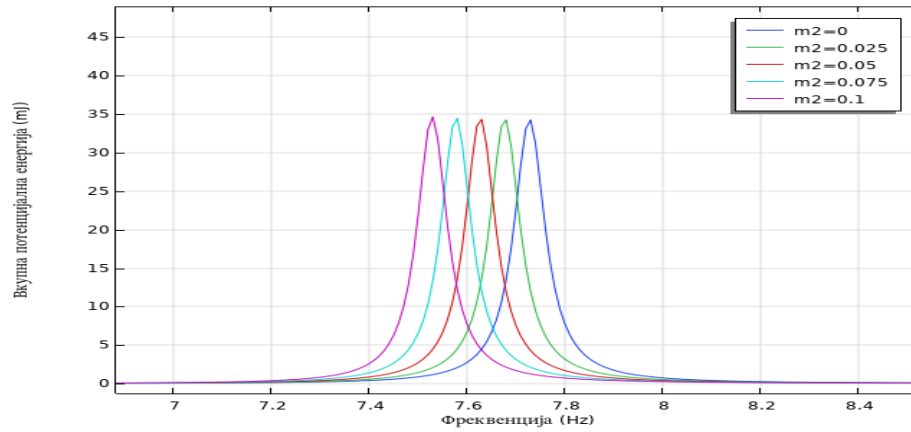
Овие конфигурации овозможуваат детална анализа на влијанието на додадената маса  $m_2$  врз сопствените фреквенции, тоновите форми, распределбата на кинетичката и потенцијалната енергија, како и врз загубите на енергија, со цел определување на најдобрата позиција на енергетските претворувачи и постигнување на максимална ефикасност.

Зголемувањето на втората маса  $m_2$  во енергетската зона 2 има многу посилен ефект врз вториот тон отколку врз првиот. Фреквенцијата на првиот тон на осцилирање покажува минимална промена (од 3.5 %, од  $f_1=7.72$  Hz на 7.52 Hz при  $m_2=0.1$  kg). Наспроти тоа, фреквенцијата на вториот тон на осцилирање се намалува за 49 % (од  $f_2=103.16$  Hz на 52.4 Hz), што се должи на фактот дека масата  $m_2$  е поставена токму во зона на високи брзини и поголема модална маса, па оттаму значително ја зголемува ефективната инерција на системот.

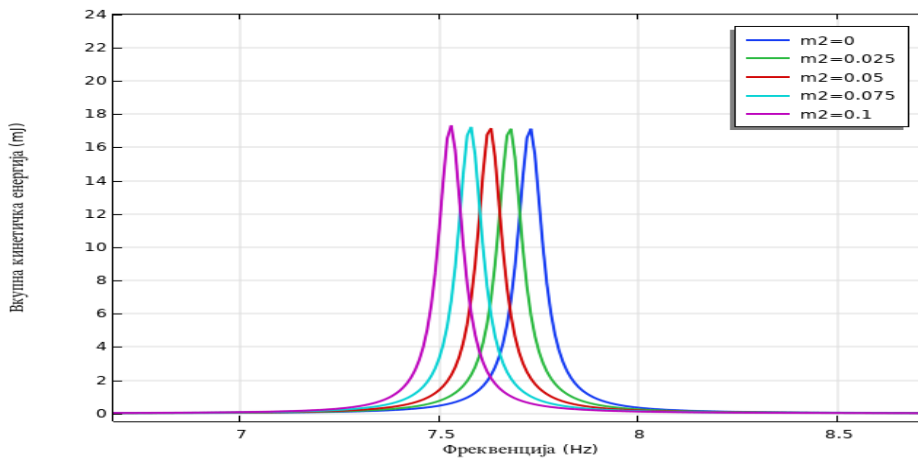
Табела 3.8: Промени на сопствената фреквенција со додавање на втора маса  $m_2$ .

Додадена маса $m_2$ (kg)-енергетска зона 2, $m_1=0.1$ kg.						Ранг на промена
$m_2$ (kg)	0	0.025	0.05	0.075	0.1	
$f_1$ [Hz]	7.72	7.68	7.62	7.58	7.52	3.5%
$f_2$ [Hz]	103.16	77.8	65.38	57.7	52.4	49%

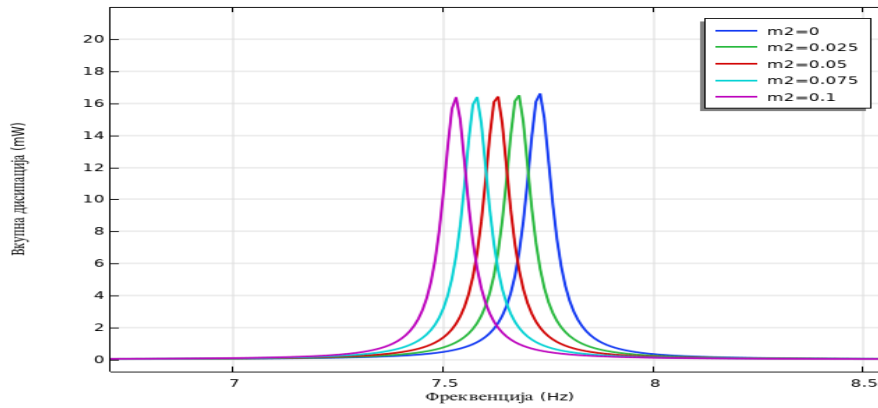
Анализата на енергетските параметри за првиот тон (Слика 3.22, Слика 3.23 и Слика 3.24) покажува дека додавањето на масата  $m_2$  има мало влијание врз нивото и распределбата на акумулираната енергија во системот. Максималната потенцијална енергија за првиот тон без додадена маса изнесува приближно 36 mJ, а со зголемување на  $m_2$  таа постепено се намалува на околу 31 mJ. Слична тенденција се забележува и кај кинетичката енергија, која од иницијални 18 mJ опаѓа на околу 15 mJ при најголемата додадена маса. Загубите на енергија без додадена маса достигнуваат максимум од околу 17 mW, а со зголемување на масата  $m_2$  нивната вредност се намалува на приближно 14 mW. Овој тренд укажува на намалена динамичка активност и понизок интензитет на енергетска дисипација во системот при поголема инерција. Сепак, релативната разлика помеѓу вкупната акумулирана енергија и дисипираната моќност останува мала.



Слика 3.22: Зависност на вкупната потенцијална енергија од променливата маса  $m_2$  при прв тон ( $m_1=0.1$  kg)

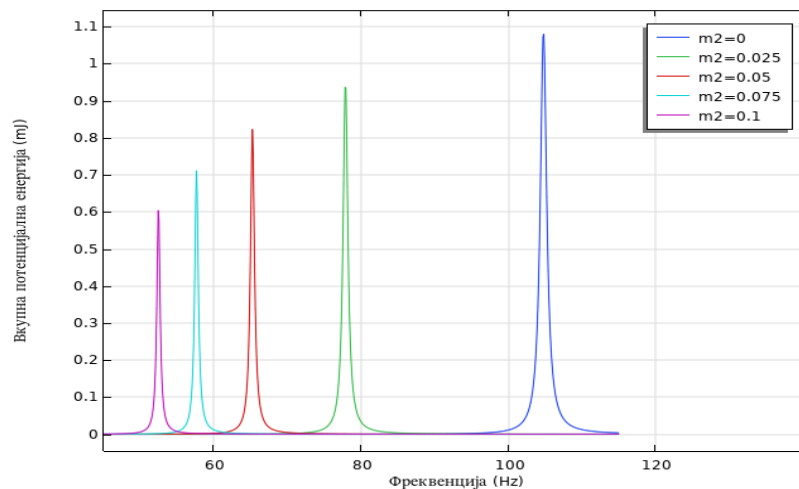


Слика 3.23: Зависност на вкупната кинетичка енергија од променливата маса  $m_2$  при прв тон ( $m_1=0.1$  kg)

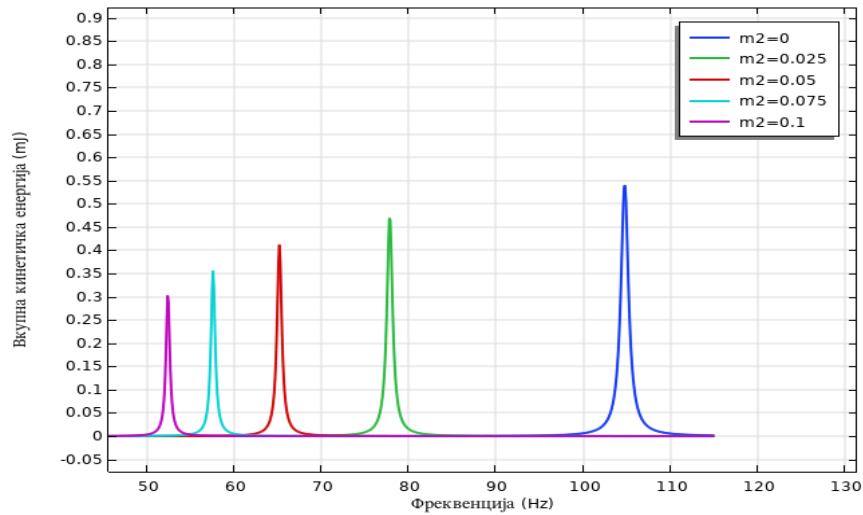


Слика 3.24. Зависност на дисипативната енергија од променливата маса  $m_2$  при прв тон ( $m_1=0.1$  kg)

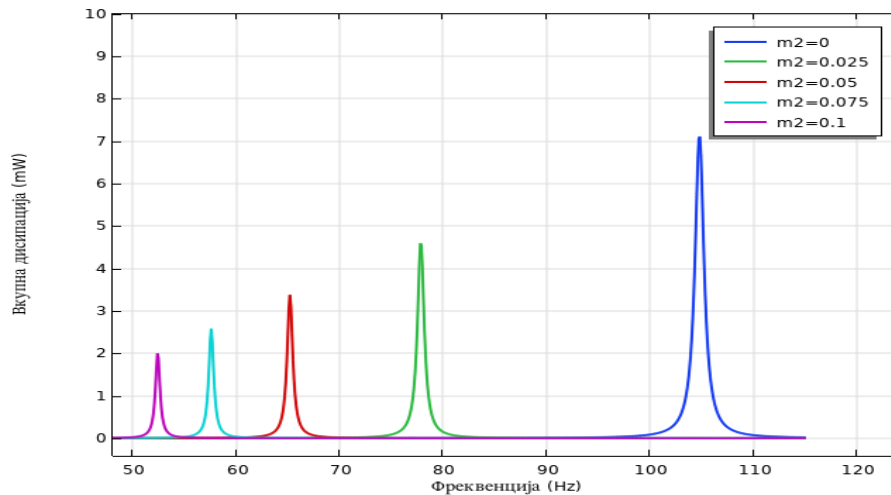
Резултатите од анализата на вториот тон (Слика 3.25, Слика 3.26 и Слика 3.27) покажуваат дека додавањето на масата  $m_2$  има посилен ефект врз енергетските параметри на системот во споредба со првиот тон. Максималната потенцијална енергија без додадена маса изнесува околу 1.05 mJ, но со зголемување на  $m_2$  таа опаѓа и достигнува вредности под 0.5 mJ. Слична тенденција се забележува и кај кинетичката енергија, која од иницијални 0.55 mJ се намалува на 0.2 mJ. Овие резултати покажуваат дека зголемувањето на инерцијата го намалува нивото на акумулирана енергија во системот. Дисипативната енергија ја следи слична динамика. Почетната вредност од околу 7.5 mW без додадена маса се намалува на помалку од 3 mW при маса  $m_2=0.1$  kg. Овој тренд е поволен од аспект на енергетска ефикасност, бидејќи помалите загуби значат побавно придушување и подолг период на задржување на механичката енергија во системот.



Слика 3.25: Зависност на вкупната потенцијална енергија од променливата маса  $m_2$  при втор тон ( $m_1 = 0.1$  kg)

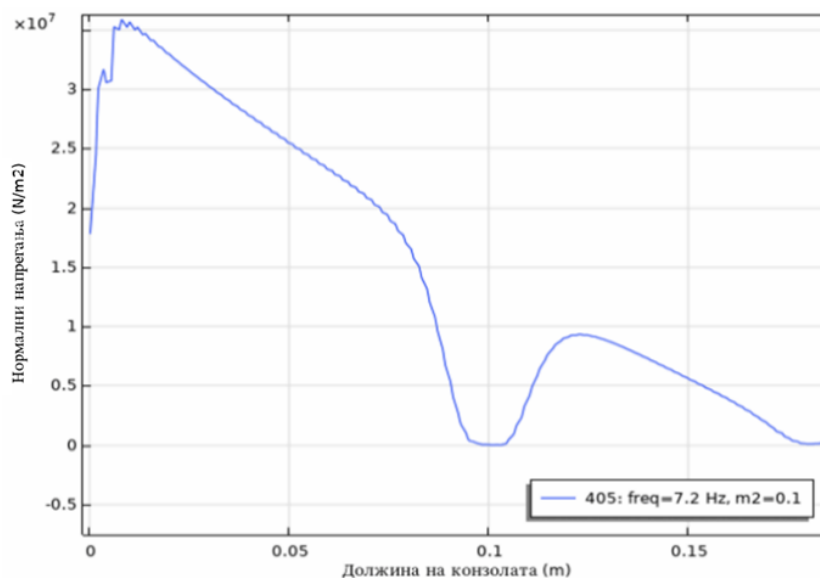


Слика 3.26: Зависност на вкупната кинетичка енергија од променливата маса  $m_2$  при втор тон ( $m_1=0.1$  kg)



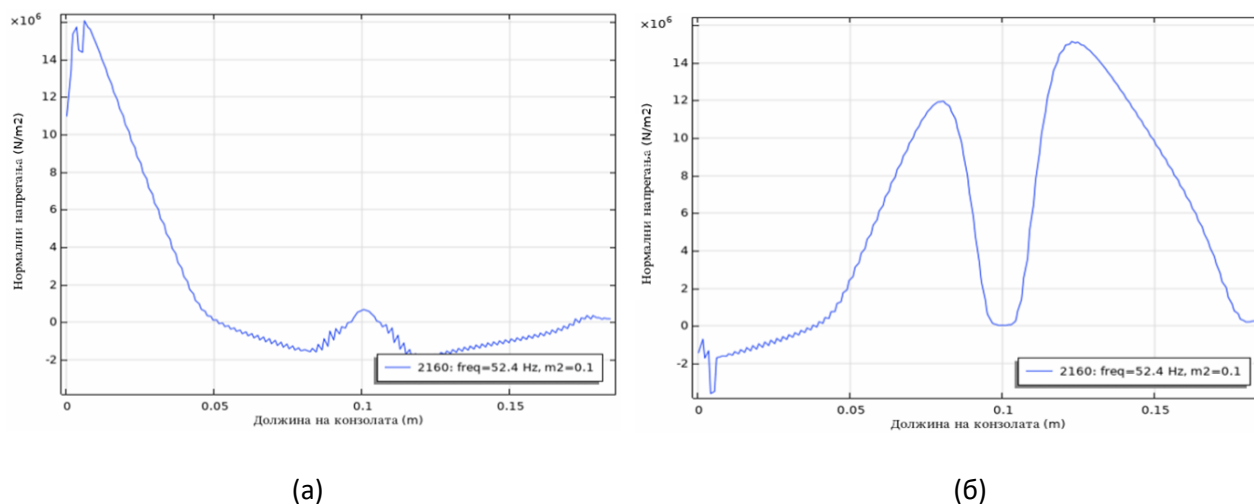
Слика 3.27. Зависност на дисипативната енергија од променливата маса  $m_2$  при втор тон ( $m_1=0.1$  kg)

Резултатите прикажани на Слика 3.28 ја илустрираат распределбата на нормалните напрегања по должината на конзолата при првиот тон со додадена маса  $m_2=0.1$  kg. Најголемите нормални напрегања се јавуваат во зоната блиску до вкештувањето. Сепак, за разлика од конзолата без додадена маса  $m_2$ , каде што нормалните напрегања при првиот тон се зголемуваат речиси линеарно од слободниот крај кон вкештувањето, во овој случај се појавува област по должина на конзолата, каде што е поставена додадената маса  $m_2$ , во која напрегањата се сведуваат на минимални вредности.

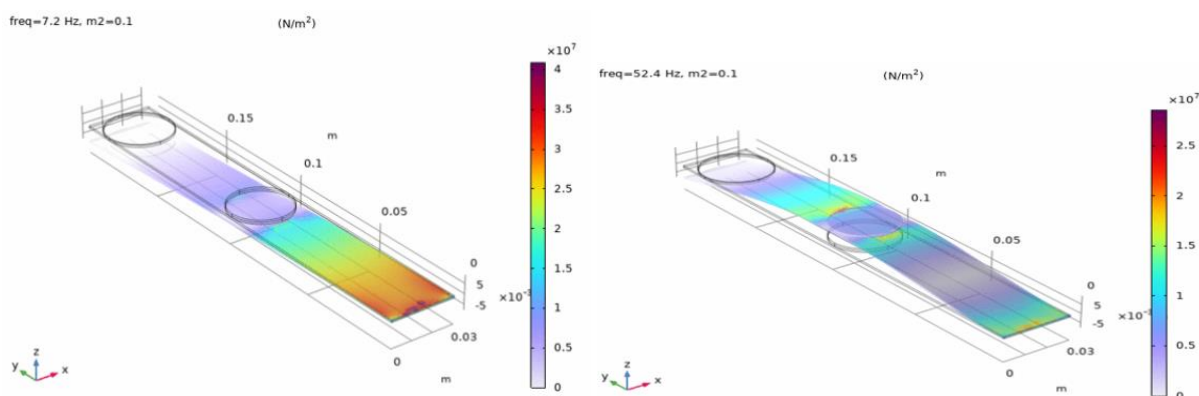


Слика 3.28: Зависност на нормалните напрегања од должината на конзолата при првиот тон со додадена маса  $m_2=0.1$  kg

Резултатите прикажани на Слика 3.29 и Слика 3.30 ја илустрираат распределбата на нормалните напрегања по должината на конзолата при вториот тон на осцилации со додадена маса  $m_2 = 0.1$  kg, прикажани во две различни временски состојби на вибрацијата. Во првата временска состојба (Слика 3.28 (a)), напрегањата се највисоки во близина на вклетувањето и постепено се намалуваат долж конзолата. Во зоната каде што е поставена масата  $m_2$ , тие се сведуваат на минимални вредности, блиску до нула. Во втората временска состојба (Слика 3.29 (b)) се забележува изразена промена на распределбата каде се појавуваат две јасно изразени зони со високи позитивни напрегања, одделени со зона на минимум каде што е поставена масата  $m_2$ . Овие екстрими укажуваат на поинтензивна промена на моментот на свиткување во текот на осцилацијата и на значително изменета распределба на нормалните напрегања со додадена маса  $m_2$ .



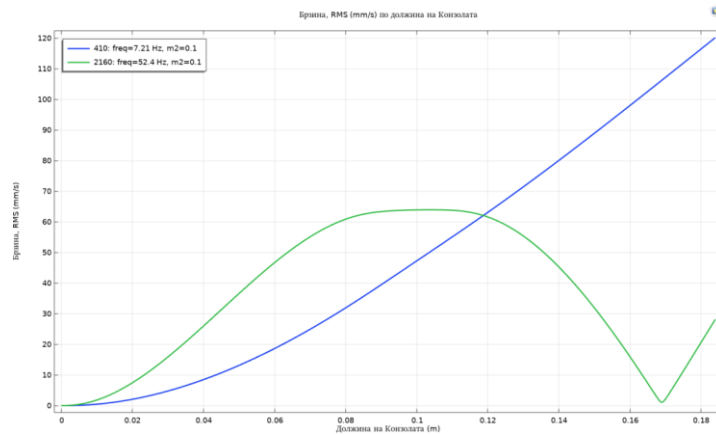
Слика 3.29: Дистрибуција на нормалните напрегања по должина на конзолата втор тон со додадена маса  $m_2=0.1$  kg, две временски состојби



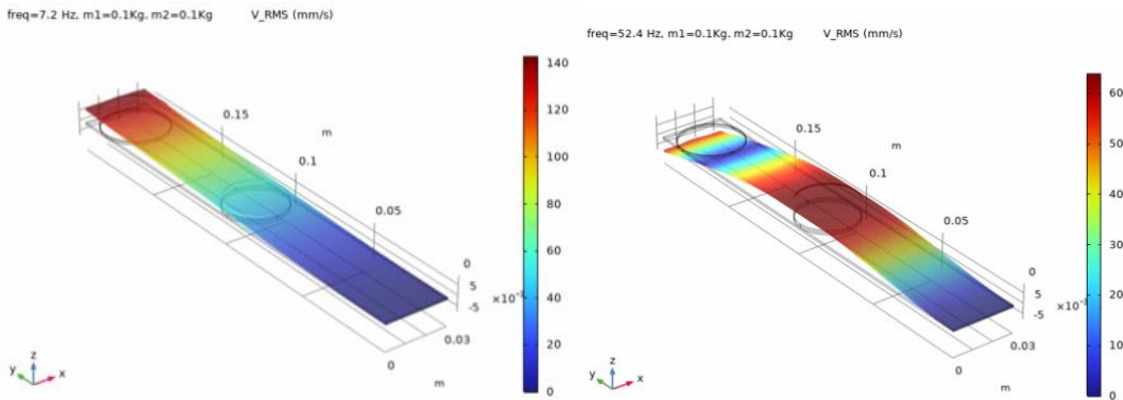
Слика 3.30: Зони на најголеми нормални напрегања за првиот тон  $f_1=7.2$  Hz, и  $f_2=52.4$  Hz при втор тон со втора додадена маса  $m_2=0.1$  kg

Распределбата на брзината по должината на конзолата за првиот и вториот тон (Слика 3.31) јасно ја покажува разликата во динамичкото однесување на системот. Кај првиот тон на осцилирање (сина крива), брзината постепено се зголемува од вклетувањето кон слободниот крај, каде што е забележана и нејзината максимална вредност. Ова е очекувано поради најголемата амплитуда на поместување на овој дел од конзолата и укажува дека кинетичката енергијата на вибрациите е најконцентрира во зоната на слободниот крај.

Спротивно на тоа, распределбата на брзината кај вториот тон (зелена крива) има значително поинаква форма. Се појавуваат две зони со високи вредности на брзината, разделени со јазол каде таа се сведува на минимум. Првата зона на зголемена брзина е на слободниот крај на конзолата, додека втората зона е на растојание помеѓу 0.08–0.12 m.

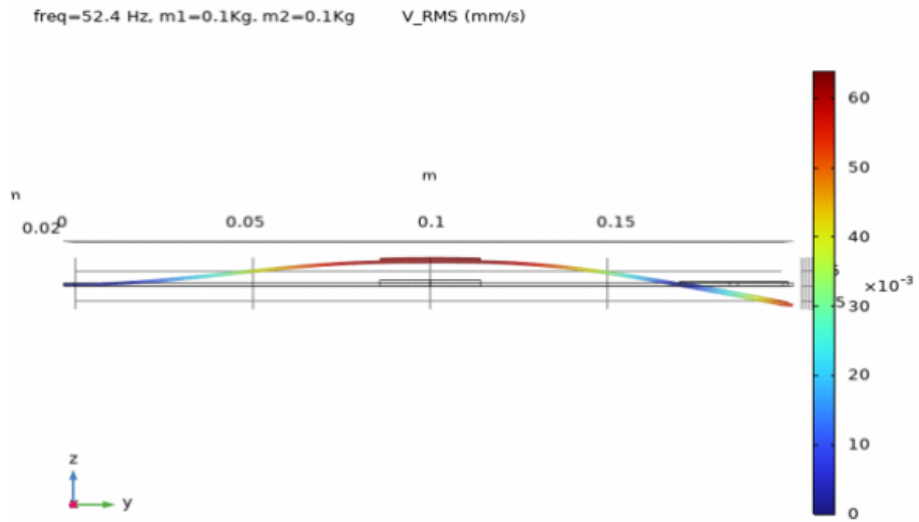


Слика 3.31: Распределба на ефективната брзина по должина на конзолата за  $m_2=0.1$  kg, локација втора енергетска зона



Слика 3.32: Зони на најголеми брзини за првиот тон  $f_1=7.2$  Hz, и вториот тон  $f_2=52.4$  Hz со втора додадена маса  $m_2=0.1$  kg

Поставувањето на втората маса, која во практична реализација го претставува магнетот, е избрано на позиција што овозможува праволиниско аксијално движење долж z-оската. Таквата конфигурација има повеќекратни предности. Прво, праволиниското движење овозможува стабилно и контролирано релативно поместување помеѓу магнетот и намотката, без ризик од механички контакт, колизија или оштетување. Второ, по воведувањето на втората маса  $m_2$  се појавуваат локализирани нормални напрегања во зоната зад позицијата на магнетот, кои создаваат дополнителен потенцијал за искористување на потенцијалната енергија и во ова подрачје. Ова, пак, овозможува хибридно конвертирање на вибрационата енергија и придонесува за поголема ефикасност на целиот систем.



Слика 3.33: Аксијално движење на магнетот при вториот тон на осцилац

## 4. ЕНЕРГЕТСКИ ПРЕТВОРУВАЧИ ЗА СОБИРАЊЕ ЕНЕРГИЈА

Еден од клучните аспекти на системите за собирање енергија од вибрации е изборот и интеграцијата на енергетските претворачки механизми со вибрационата механичка структура. Претвораците ја вршат функцијата на трансформација на механичката енергија, акумулирана во еластичната структура, во електрична енергија погодна за понатамошна обработка, управување и складирање. Во оваа глава се разгледуваат два основни типа на претворачки механизми: пиезоелектрични и електромагнетни претвораачи. Разгледувањето на пиезоелектричните и електромагнетните претвораачи не се сведува само на нивните индивидуални физички принципи, туку претставува дел од поширокиот мултифизички пристап во кој механичките, електричните и магнетните домени се меѓусебно поврзани. Претворањето на енергијата во вакви системи претставува резултат на спрегнати физички процеси, механичките вибрации генерираат електрично поле во пиезоелементот или променлив магнетен флуks во електромагнетниот систем, што потоа создава електрична енергија. Овој мултифизички контекст овозможува покомплетно искористување на енергетскиот потенцијал и поставува основа за нивна интеграција во хибриден систем со зголемена ефикасност и стабилност на излезот.

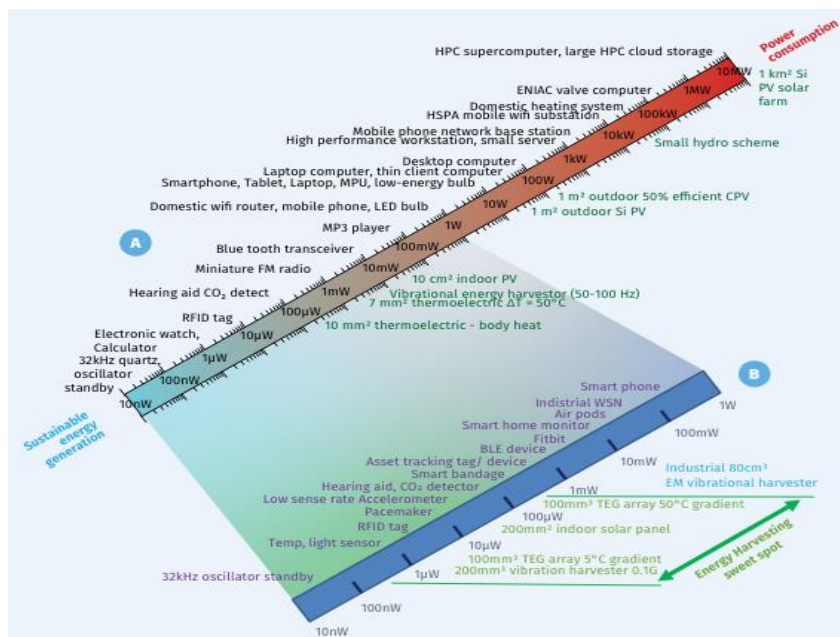
Во рамките на ова истражување се разработуваат математички и симулациски модели за двата типа претвораачи, со цел да се идентификуваат зоните со најголем потенцијал за енергетска конверзија и да се оценат нивните перформанси. Моделите се развиени со COMSOL

Multiphysics, преку кој се анализираат тоновите форми на вибрации, електромеханичките полиња и излезната моќност за различни конфигурации на конзолната структура.

Добиените резултати обезбедуваат квантитативна споредба на двата механизми и поставуваат основа за нивна понатамошна комбинација во хибриден мултифизички систем разгледан во следните поглавја, каде предностите на двата принципа се користат комплементарно за зголемена ефикасност на собирањето енергија.

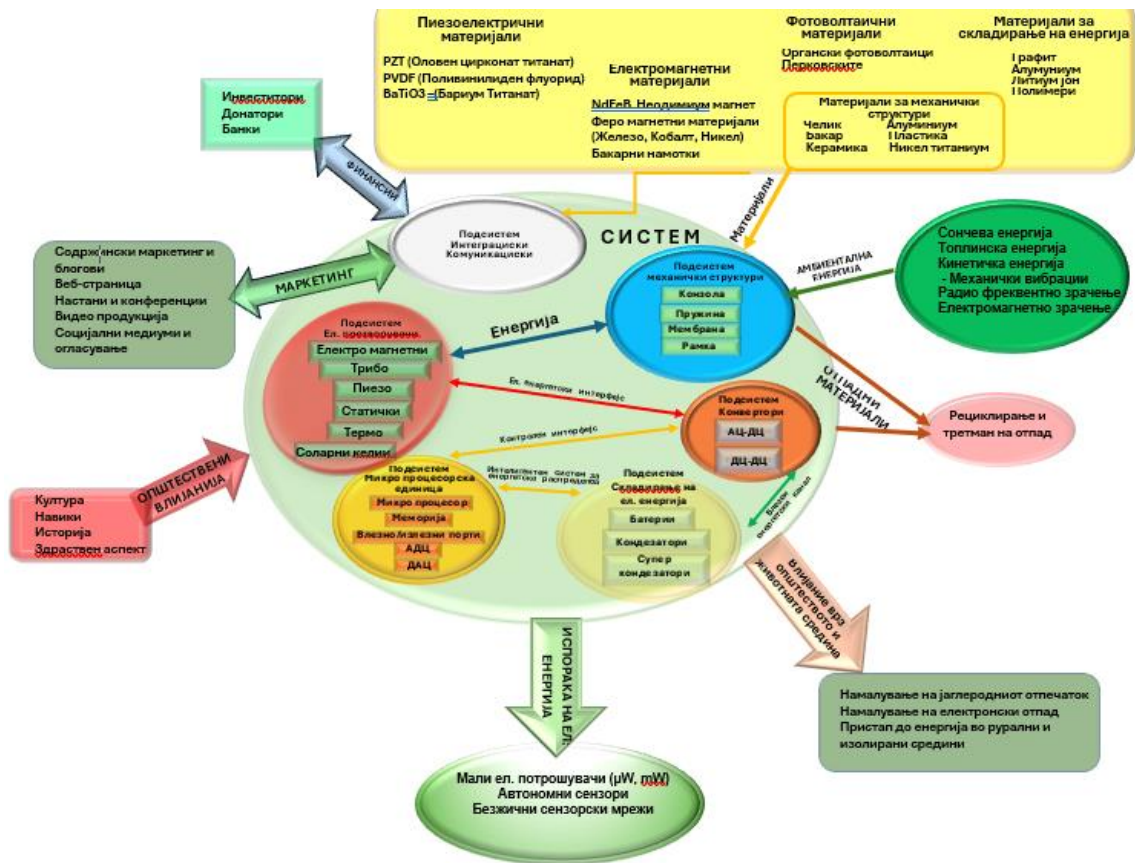
#### **4.1. КОНТЕКСТ НА МУЛТИФИЗИЧКИ СИСТЕМИ ЗА СОБИРАЊЕ ЕНЕРГИЈА**

Мултифизичките системи за генерирање и акумулирање електрична енергија претставуваат хибридни решенија кои овозможуваат енергетска автономија на уреди со мала потрошувачка, како што се сензорските јазли и IoT компонентите. Примарните извори на енергија во ваквите системи може да бидат сончева, термална, кинетичка, радио-фреквентна или друг вид обновлива енергија. Овие системи интегрираат повеќе физички домени како механички, електричен, магнетен чие меѓусебно спрегнато дејство овозможува поефикасна конверзија на енергијата. Со тоа, мултифизичкиот пристап создава услови за зголемена енергетска ефикасност и стабилност во работењето на автономните IoT системи. На Слика 4.1 е прикажана споредба помеѓу потрошувачката на енергија на различни IoT уреди и достапните технологии за собирање енергија од околината.



Слика 4.1: Потрошувачка на енергија на различни IoT уреди (A), наспроти уреди за собирање на обновлива енергија од околина (B) [95]

Примената на инженерството на системи е суштинска за идентификација на системите, подсистемите и нивните функционални поврзаности. Овој пристап овозможува хармонизирање на различните аспекти на комплексниот мултифизички систем и обезбедува оптимални услови за функционалност, ефикасност и надежност. Основна задача е дефинирањето и поврзувањето на главните подсистеми за: механичка структура, енергетски претворувачи, интеграциска електроника и комуникации, микропроцесорска обработка и складирање на електрична енергија. Секој подсистем се разгледува како независна функционална целина, додека нивната синхронизација ја обезбедува стабилноста и целокупната функционалност на системот. Концептуелната архитектура на мултифизичкиот систем е прикажана на Слика 4.2. Во неа се прикажани главните физички домени и подсистеми кои учествуваат во процесот на собирање и управување со енергијата. Системот ги интегрира изворите на енергија од околината, претворачките механизми, складиштата за енергија и управувачката електроника. На Слика 4.3 е прикажан подсистемот на механички структури, кој во зависност од намената може да се состои од различни механички елементи. Овие компоненти го формираат механичкиот скелет на системот и треба да овозможат ефикасно пренесување на вибрациите од изворот кон претворачките елементи.



Слика 4.2. Концептуелна архитектура на мултифизички систем за собирање енергија



Слика 4.3. Структурна поставеност и меѓусебна поврзаност на подсистемот на механички структури во мултифизичкиот систем

Хибридните системи за собирање енергија претставуваат интегрирани решенија кои комбинираат повеќе физички принципи со цел зголемување на вкупната ефикасност на конверзијата на механичката енергија во електрична. Со обединување на различни типови на претворувачи најчесто пиезоелектрични и електромагнетни се овозможува искористување на различни фреквентни опсези на вибрации, како и стабилна работа при променливи динамички услови. Во рамките на ова поглавје се врши анализа и моделирање на двата главни подсистеми на хибридниот енергетски собирач: пиезоелектричниот претворувач, кој ја користи механичката деформација на материјалот за создавање електричен напон, и електромагнетниот претворувач, кој ја користи појавата на електромагнетна индукција за генерирање електрична енергија од релативното движење помеѓу магнетот и намотката. Преку аналитички и симулациски пристап се изведува споредбена анализа на нивната енергетска ефикасност, зависност од фреквенција, како и влијанието на механичките параметри врз електричните перформанси. Добиените резултати претставуваат основа за интеграција на двата претворувачи во заедничка хибридна структура која овозможува оптимално искористување на енергијата од вибрации.

## 4.2. ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ

Пиезоелектричните претворувачи претставуваат најчесто користен тип на уреди за конверзија на вибрациона механичка енергија во електрична енергија. Нивното работење се заснова на директниот пиезоелектричен ефект, при што механичката деформација на кристална или керамичка структура предизвикува појава на електричен полнеж и разлика во потенцијал на електродите. Овој ефект е реверзибилен, што овозможува истите материјали да се користат и како актуатори, каде електричното поле предизвикува контролирана механичка деформација.

Најчесто користени пиезоелектрични материјали за енергетски апликации се керамиките базирани на PZT (lead zirconate titanate), поради нивниот висок пиезоелектричен коефициент и стабилност, како и полимерните материјали PVDF (polyvinylidene fluoride), кои се пофлексибилни и погодни за апликации со мали деформации [96, 97]. При вибрации на

еластична структура, како што е конзолната греда, најголем електричен полнеж се генерира во зоните со највисоки нормални напрегања. Затоа, интеграцијата на пиезоелектричните елементи најчесто се изведува во близина на вклетувањето на конзолата, каде деформациите се максимални. Кај повисоките тонови на осцилација можат да се искористат и дополнителни енергетски зони, што овозможува подобро искористување на вибрационата енергија.

Главните предности на пиезоелектричните претворувачи се: висока енергетска густина по волумен, можност за едноставна интеграција во структурни елементи, висока чувствителност на локални деформации, компактност и робустност. Ограничувањата се поврзани со релативно високата излезна импеданса, потребата од кола за прилагодување на отпорноста и чувствителноста на температурни промени.

Во рамки на ова истражување, пиезоелектричните претворувачки елементи се разгледуваат како примарна технологија за искористување на зоните со најголеми напрегања во конзолната структура, со цел да се постигне максимална ефикасност при конверзијата на вибрационата енергија во електрична форма.

#### 4.2.1. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ НА ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ

Пиезоелектричните материјали се специјални материјали кои генерираат електрична енергија кога се изложени на механички напрегања и деформации (потенцијалната енергија на механичката структура), како што се притисок и издолжување. Потенцијалната енергија во пиезоелектричните претворувачи може да се изрази со следната равенка:

$$E_p = \int \frac{1}{2} (\sigma \epsilon + D \cdot E) dV \quad (4.1)$$

каде делот  $\sigma \epsilon$  ја претставува енергијата поради механички напрегања и деформации, додека изразот  $D \cdot E$  го претставува пиезоелектричниот спој помеѓу механичкиот и електричниот домен.

- $\sigma$  нормален напон  $N/m^2$
- $\epsilon$  релативно издолжување,
- $D$  е вектор на електрично поместување  $C/m^2$
- $E$  вектор на електрично поле,  $V/m$
- $V$  волумен на пиезо претворувачот  $m^3$ .

Фундаменталното однесување на пиезоелектричните материјали се опишува преку конститутивните равенки кои ја поврзуваат механичката и електричната состојба на материјалот. Во матрична форма равенките за опишување на електромеханичкиот ефект на линеарен пиезоелектричен елемент се запишуваат како:

$$\begin{aligned}\varepsilon_i &= S_{ij}^E \sigma_j + d_{mi} E_m \\ D_m &= d_{mi} \sigma_i + \xi_{ik}^\sigma E_k\end{aligned}\quad (4.2)$$

каде :

- $\sigma$  Вектор на напон ( $N/mm^2$ )
- $\varepsilon$  Вектор на деформација ( $m/m$ )
- $E$  Вектор на електрично поле ( $V/m$ )
- $\xi$  Спроводливост ( $F/m$ )
- $d$  Матрица на константи на пиезоелектрична деформација ( $m/V$ )
- $S$  Матрица на коефициенти на стисливост обратно од крутост ( $m^2/N$ )
- $D$  Вектор на електрично поместување ( $C/m^2$ )
- $g$  Матрица на пиезоелектрични константи ( $m^2/C$ )
- $\beta$  Компонента на електричен полнеж, Вектор на напон ( $m/F$ ).

Индексите  $i,j=1,2,\dots,6$  и  $m, k=1,2,3$  се однесуваат на различни правци во основниот координатен систем. Овие равенки покажуваат дека напрегањата во материјалот генерираат електрично поле и обратно, при што пиезоелектричниот претворувач делува како двонасочен елемент како сензор или генератор на електрична енергија, и како актуатор.

Коефициентите  $d_{ij}$  ја претставуваат способноста на пиезоелектричен материјал да конвертира механичка енергија во електрична и обратно. Тие се важен параметар кој го карактеризира однесувањето на пиезоелектричните материјали. За пиезокерамичките материјали како PZT (олово-цирконат-титанат), типичните вредности на пиезоелектричните константи  $d_{ij}$  се:

$$d_{ij} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{24} & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (Vm/N) \quad (4.3)$$

Клучни пиезоелектрични коефициенти кои ја дефинираат работата на пиезоелектричните материјали се:

$d_{33}$  - за напрегање во иста насока како поларизацијата,

$d_{31}$  - за напрегања нормални на насоката на поларизација,

$d_{15}$  - за напрегање поради смолкнување.

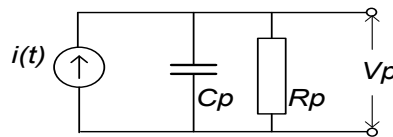
За еднодимензионален случај, како кај конзола со интегриран пиезоелектричен слој, равенките можат да се поедностават во:

$$S = s^E T + d_{31}^T E$$

$$D = d_{31} T + \varepsilon_{33}^T E \quad (4.4)$$

#### 4.2.2. ЕКВИВАЛЕНТЕН ЕЛЕКТРИЧЕН МОДЕЛ

Еквивалентен електричен модел на пиезоелектричен претворувач може да се претстави со Нортонова шема, составен од струен извор со паралелен кондензатор и паралелен отпорник (Слика 4.4).



Слика 4.4: Електричен еквивалентен модел на пиезоелектричниот претворувач

Напонот на празен од или отворено коло (open-circuit) на пиезо претворувачот  $V_{poc}$  може да се запише преку врската за Кулони и капацитивност како:

$$V_{poc} = \frac{Q}{C_p} \quad (4.5)$$

Капацитивноста на пиезо претворувачот  $C_p$  зависи пропорционално од неговата активна површина  $A_p$  и диелектрична пермитивност  $\varepsilon_{33}^T$ , додека обратно пропорционално од растојанието помеѓу електродните површини или дебелината  $t_b$  на претворувачот.

$$C_p = \frac{\varepsilon_{33}^T A_p}{t_b} \quad (4.6)$$

Отпорноста  $R_p$  ги определува диелектричните загуби во материјалот. Тоа не е фиксна вредност, туку зависи од:

- фреквенцијата  $f$ ,
- капацитивноста  $C_p$ ,

- материјалните својства изразена преку  $\tan\delta \approx 0.005$ .

Вредноста на  $R_p$  вообичаено, за пиезо претворувачите се движи во границите помеѓу  $10^5 - 10^7 \Omega$ . Равенката преку која може да се пресмета  $R_p$  е:

$$R_p = \frac{1}{2\pi f C_p \tan\delta} \quad (4.7)$$

Електричниот полнеж што се генерира во пиезо претворувачот е зависен од механичкиот напон и е даден со релацијата:

$$Q = d_{31} \int_{A_p} \sigma_1(x) dA \quad (4.8)$$

Со замена на изразите 4.4 и 4.3 во 4.2 се добива равенката која го дава напонот генериран од пиезоелектричен претворувач во отворено коло, предизвикан од механички напон  $\sigma_1(x)$ . Таа ја квантифицира врската помеѓу применетиот механички напон, пиезоелектричните својства  $d_{31}$ , диелектричните својства  $\epsilon_{33}^T$  и геометријата  $A_p$ .

$$V_{poc} = \frac{d_{31} t_b}{\epsilon_{33}^T A_p} \int_{A_p} \sigma_1(x) dA \quad (4.9)$$

Ако напрегањата  $\sigma_1$  се униформни, тогаш може да запише:

$$V_{poc} = - \frac{d_{31} \sigma_1 A t_b}{\epsilon_{33}^T A_p} \quad (4.10)$$

- $A$  е активна површина на пиезо претворувачот,
- $t_b$  е дебелина на пиезо претворувачот.

Излезната струја на пиезоелектричен претворувач претставува временска промена на вкупниот полнеж на електродите и може да се запише со следната диференцијална равенка:

$$I(t) = \frac{dQ}{dt} \quad (4.11)$$

Промената на полнежот  $dQ$  зависи од два основни фактори. Првиот фактор е директно поврзан со механичкиот напон, при што се добива т.н. „изворна“ или генерирана струја:

$$I_d = A d_{31} \frac{d\sigma_1}{dt} \quad (4.12)$$

каде што  $A$  е активната електродна површина, а  $\sigma_1$  е механичкиот напон. Вториот фактор се однесува на промената на напонот на електродите, односно струјата што протекува низ пиезоелементот со капацитет  $C_p$ :

$$I_c = C_p \frac{dV}{dt} \quad (4.13)$$

Со комбинирање на двата придонеса, се добива целосната диференцијална равенка за излезната струја:

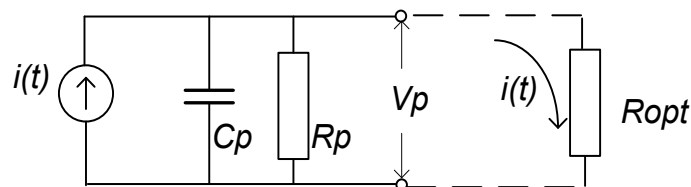
$$I(t) = Ad_{31} \frac{d\sigma_1}{dt} + C_p \frac{dV}{dt} \quad (4.14)$$

Оваа равенка ја опишува зависноста меѓу механичкиот напон, изворната струја и електричната динамика на пиезоелектричен претворувач.

#### 4.2.3. МОЌНОСТ ОД ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ

Во затворено коло прикажано на Слика (4.5), струјата која ќе тече во колото ќе зависи од брзината на промена на  $dQ$  што директно зависи од фреквенцијата на промена на механичките напони  $\sigma$  [98, 99]. Зависноста на големината на струјата во фреквентен домен директно ќе зависи од импедансата на електричното коло и може да ја запишеме како:

$$I_{opt}(\omega) = \frac{V_p}{Z} \quad (4.15)$$



Слика 4.5. Еквивалентна шема на пиезо електричниот претворувач во затворено коло

За мали фреквенции отпорноста  $R_p$  може да се занемари.

Големината на електрична импедансата на електричното коло е:

$$|Z| = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{R_{opt}}\right)^2 + (\omega C_p)^2}} \quad (4.16)$$

Од тука за струјата  $I_{opt}(\omega)$  во зависност од фреквенцијата може да запишеме:

$$I_{opt}(\omega) = |V_p| \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{R_{opt}}\right)^2 + (\omega C_p)^2} \quad (4.17)$$

За максимална струја, потребно е:

$$\frac{1}{R_{opt}} = \omega C_p \quad (4.18)$$

Односно, оптималниот отпор на потрошувачот потребно е да биде :

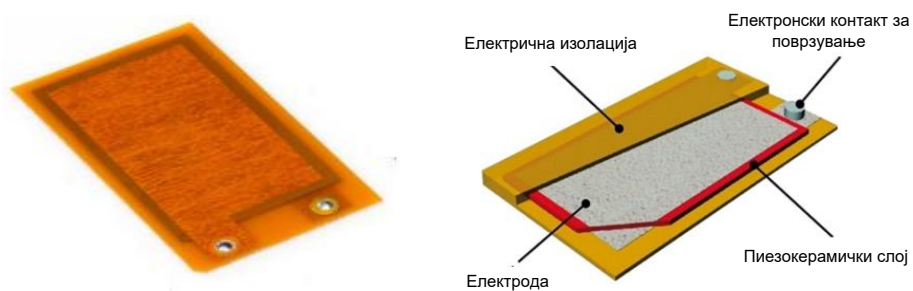
$$R_{opt} = \frac{1}{2\pi f C_p} \quad (4.19)$$

Моќноста во електричното коло може да ја пресметаме како:

$$P_{pzt} = R_{opt} \cdot I_{opt(RMS)}^2 \quad (4.20)$$

#### 4.2.4. СИМУЛАЦИЈА ВО COMSOL MULTIPHYSICS НА КОНЗОЛА СО ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ

Во COMSOL Multiphysics е изведена мултифизичка симулација на пиезоелектричен претворувач P-876.A11 од PI Ceramic, интегриран во конзолна структура, со цел да се анализира спрегнатото динамичко однесување и електричните перформанси на системот. Димензиите и карактеристиките на претворувачот се дадени во Слика 4.7 и Табела 4.1. Симулацијата користи библиотека на COMSOL Multiphysics со дефинирани пиезоелектрични материјали, вклучувајќи ги потребните механички, електрични и пиезоелектрични константи (Слика 4.8). Овие параметри, дефинирани според техничката спецификација на производителот, се основа за симулациите и експерименталните истражувања.

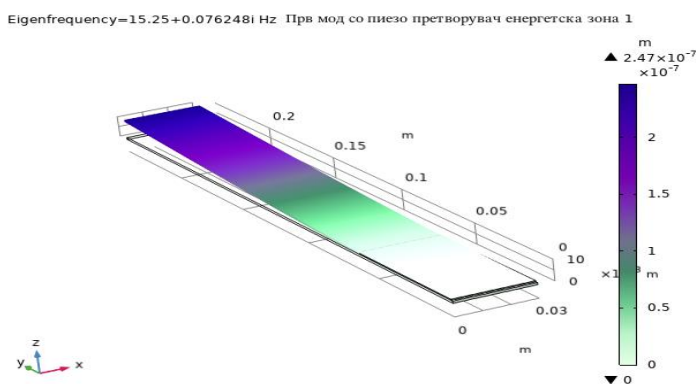


Слика 4.6: Пиезоелектричен претворувач P-876.A11



#### 4.2.5. АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА БЕЗ ДОДАДЕНИ МАСИ СО ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ ВО ЕНЕРГЕТСКА ЗОНА 1

Оваа анализа го испитува однесувањето на пиезоелектричен претворувач P-876.A11 интегриран во енергетска зона 1 на конзолна структура, област со максимални напрегања и деформации во близина на вклетувањето, при вибрационо оптоварување (Слика 4.9). Целта е да се утврдат сопствените фреквенции и електричните перформанси на системот без додадени маси.

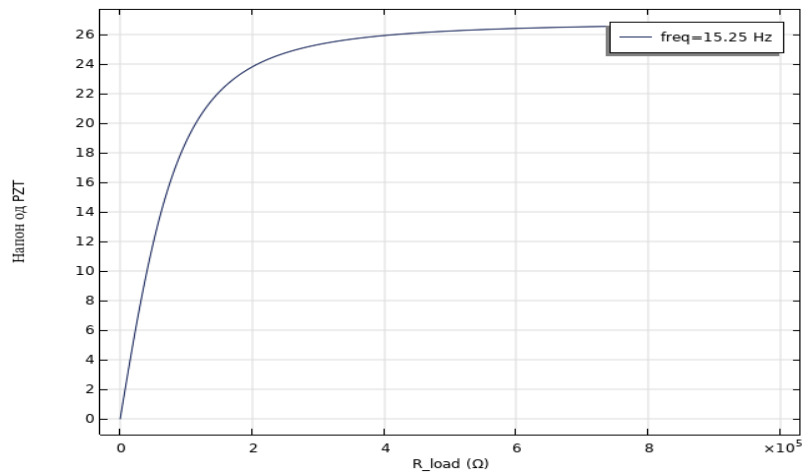


Слика 4.9. Модел на конзола без додадени маси со интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1

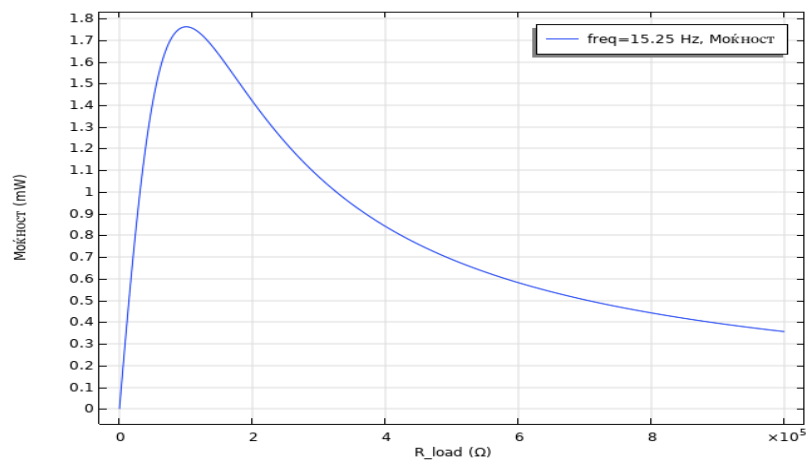
Резултатите од мултифизичката симулација (Табела 4.2) ги покажуваат првите две сопствени фреквенции:  $f_1 = 15.25$  Hz и  $f_2 = 89.3$  Hz. Во првиот тон, системот генерира максимален излезен напон од  $18 V_{rms}$  и моќност од  $1.7$  mW при оптимален отпор од  $100$  k $\Omega$ , што се должи на поголемата амплитуда на деформација во енергетска зона 1. Зависноста на напонот и моќноста од отпорот на оптоварување при  $f_1 = 15.25$  Hz покажува зголемување на напонот до точка на заситување и максимална моќност при  $100$  k $\Omega$  (Слики 4.10–4.11).

Табела 4.2: Резултати од мултифизичката симулација на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 при конфигурација на конзола без додадени маси

Комбинација	f (Hz)	$V_1$ (Vrms)	Моќност (mW)	Оптимален отпор (k $\Omega$ )
Прва сопствена фреквенција	15.25	18	1.7	100
Втора сопствена фреквенција	89.3	4	0.48	17.3

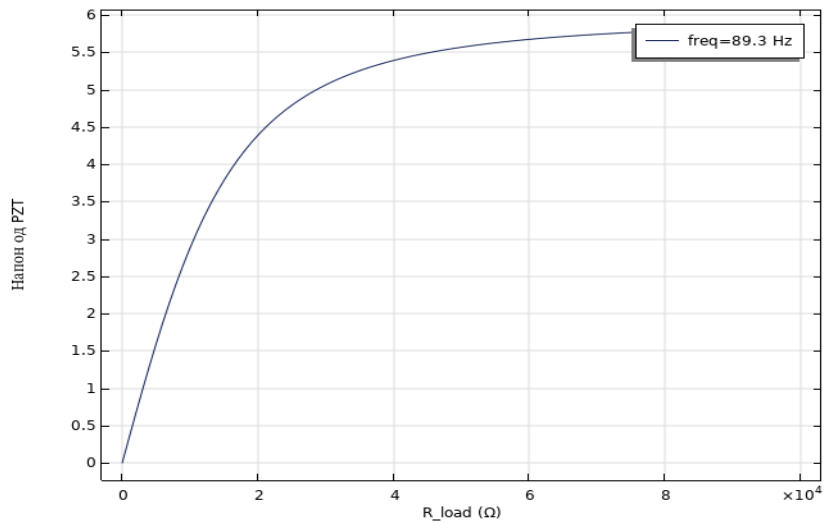


Слика 4.10: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 15.2 Hz

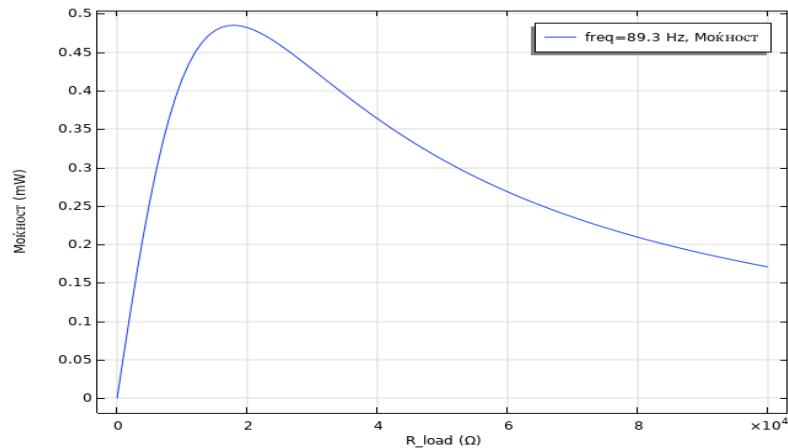


Слика 4.11: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 15.2 Hz

Во вториот тон ( $f_2 = 89.3$  Hz), напонот изнесува  $4 V_{rms}$ , а моќноста  $0.48$  mW при оптимален отпор од  $17.3$  k $\Omega$  (Слики 4.12–4.13). Оваа конфигурација служи како референтен модел за споредба со конфигурациите со додадени маси, овозможувајќи истражување на динамичките и енергетските перформанси на системот.



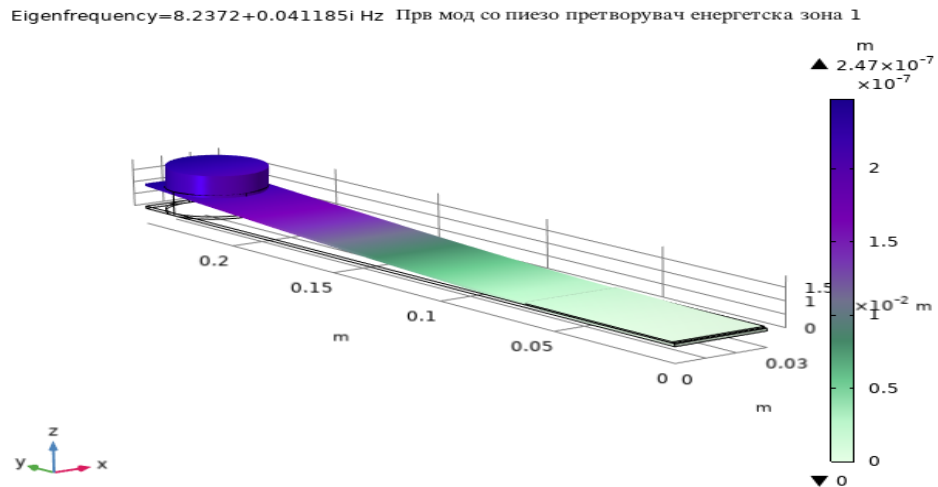
Слика 4.12: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 89.3 Hz



Слика 4.13: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 89.3 Hz

#### 4.2.6. АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА СО ЕДНА ДОДАДЕНА МАСА ( $m_1 = 47$ g) И ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ ВО ЕНЕРГЕТСКА ЗОНА 1

Оваа анализа го испитува влијанието на додадена маса ( $m_1 = 47$  g) на слободниот крај врз динамичкото однесување и енергетската распределба на конзолна структура со интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1, област со максимални напрегања и деформации близу вклетувањето (Слика 4.14). Целта е да се утврдат сопствените фреквенции и електричните перформанси на системот.



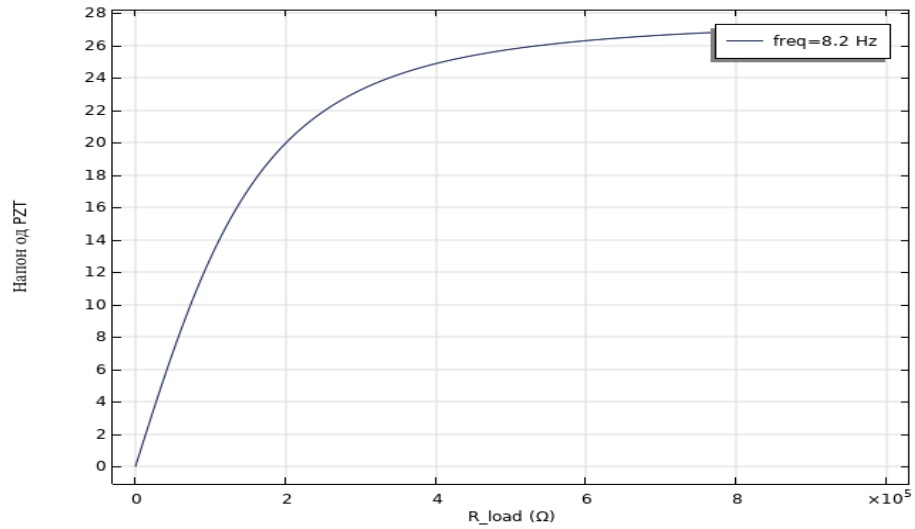
Слика 4.14: Модел на конзола со една додадена маса ( $m_1 = 47 \text{ g}$ ) и интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1.

Резултатите од мултифизичката симулација (Табела 4.3) покажуваат две сопствени фреквенции:  $f_1 = 8.2 \text{ Hz}$  и  $f_2 = 73.9 \text{ Hz}$ . Во првиот тон, системот генерира максимален излезен напон од  $19.3 \text{ V}_{\text{rms}}$  и моќност од  $0.98 \text{ mW}$  при оптимален отпор од  $181 \text{ k}\Omega$ , што се должи на промените во динамичкото однесување предизвикани од додадената маса.

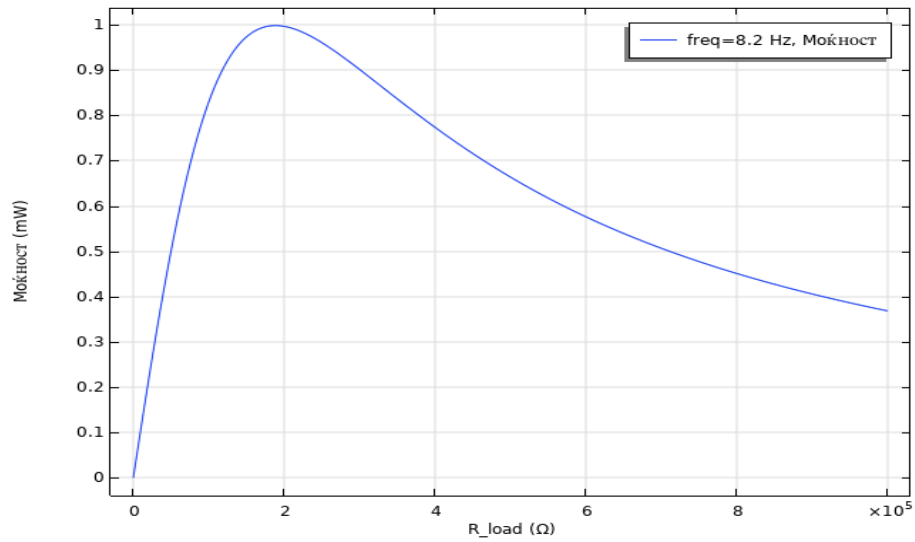
Табела 4.3: Резултати од симулација на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 со додадена на маса  $m_1=47 \text{ g}$

	f (Hz)	$V_1$ (Vrms)	Моќност (mW)	Оптимален отпор ( $\text{k}\Omega$ )
Прва сопствена фреквенција	8.2	19.3	0.98	181
Втора сопствена фреквенција	73.9	1.8	0.08	20

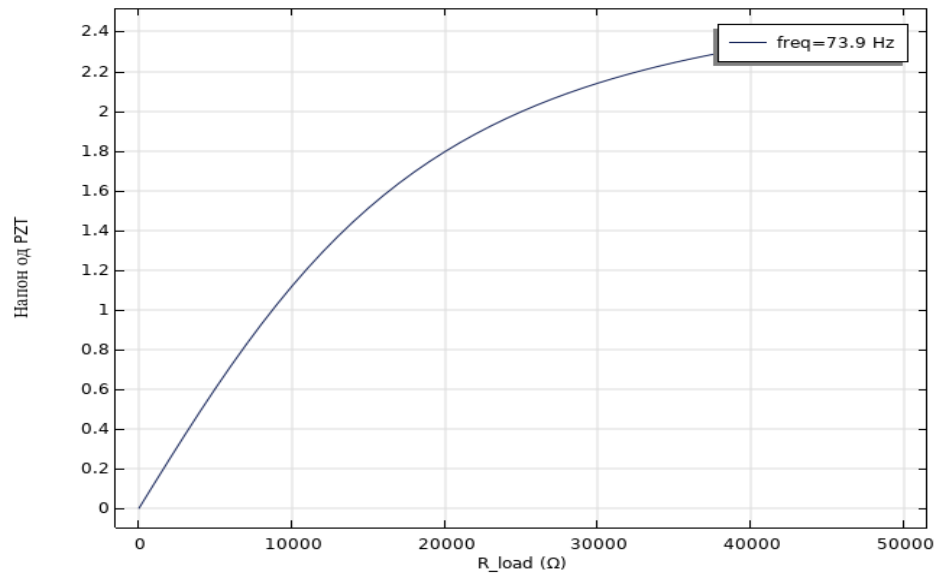
Зависноста на напонот и моќноста од отпорот на оптоварување при  $f_1 = 8.2 \text{ Hz}$  покажува зголемување на напонот до точка на заситување и максимална моќност при  $181 \text{ k}\Omega$  (Слики 4.15–4.16). Во вториот тон ( $f_2 = 73.9 \text{ Hz}$ ), напонот изнесува  $1.8 \text{ V}_{\text{rms}}$ , а моќноста  $0.08 \text{ mW}$  при оптимален отпор од  $20 \text{ k}\Omega$  (Слики 4.17–4.18).



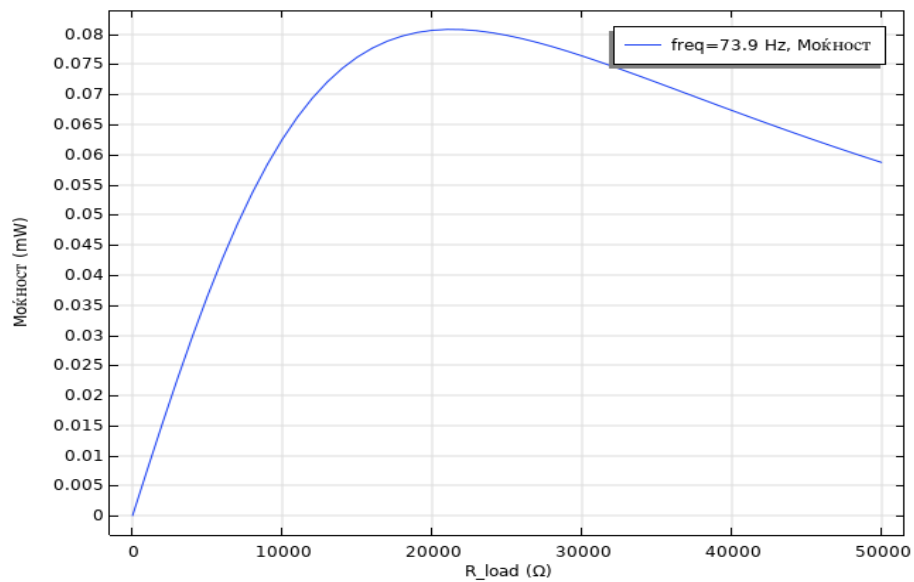
Слика 4.15: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 8.2 Hz



Слика 4.16: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од  $f_1=8.2$  Hz



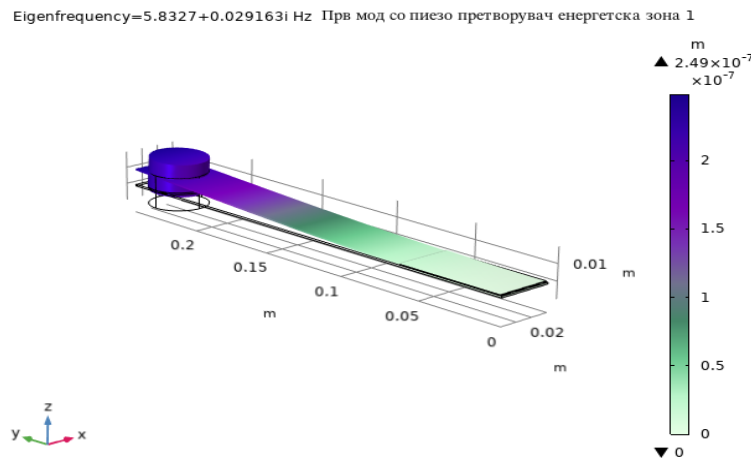
Слика 4.17: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 73.9 Hz



Слика 4.18: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 73.9 Hz

#### 4.2.7. АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА СО ДОДАДЕНА МАСА ( $m_1 = 94$ g) И ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ ВО ЕНЕРГЕТСКА ЗОНА 1

Оваа анализа го испитува влијанието на додадена маса ( $m_1 = 94$  g) на слободниот крај врз динамичкото однесување и енергетската распределба на конзолна структура со интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1. (Слика 4.19).



Слика 4.19. Модел на конзола со една додадена маса ( $m_1 = 94$  g) и интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1.

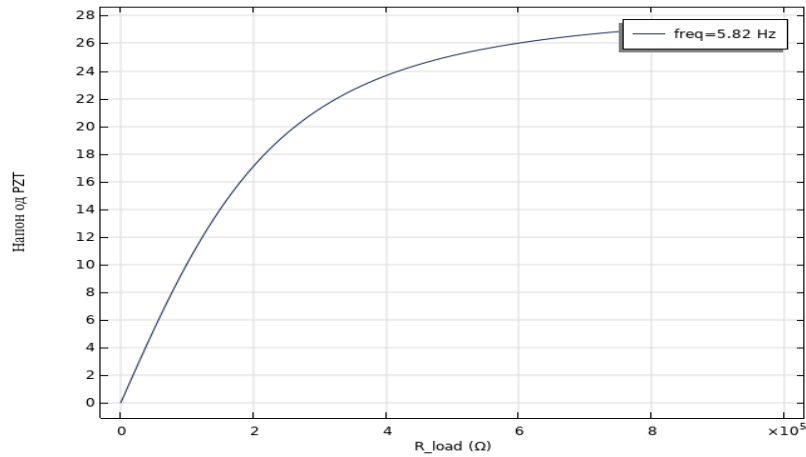
Резултатите од мултифизичката симулација (Табела 4.4) покажуваат значително поместување на сопствените фреквенции кон пониски вредности:  $f_1 = 5.82$  Hz и  $f_2 = 69.74$  Hz, во споредба со конфигурациите без маса ( $f_1 = 15.25$  Hz) и со  $m_1 = 47$  g ( $f_1 = 8.2$  Hz). Овој тренд се должи на зголемената инерциона маса на системот.

Табела 4.4: Резултати од симулација на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 при конфигурација  $m_1=94$  g

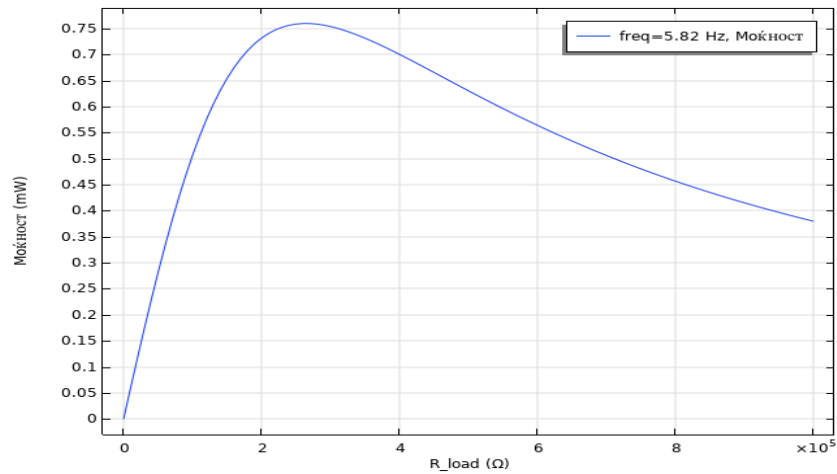
	f (Hz)	$V_1$ (Vrms)	Моќност (mW)	Оптимален отпор (k $\Omega$ )
Прва сопствена фреквенција	5.82	21	0.76	230
Втора сопствена фреквенција	69.74	1.42	0.046	22

Во првиот тон ( $f_1 = 5.82$  Hz), системот генерира максимален излезен напон од 21  $V_{rms}$  и моќност од 0.76 mW при соодветен отпор од 230 k $\Omega$  (Слики 4.20–4.21). Во вториот тон ( $f_2 = 69.74$  Hz), напонот изнесува 1.42  $V_{rms}$ , а моќноста 0.046 mW при соодветен отпор од 22 k $\Omega$  (Слики 4.22–4.23).

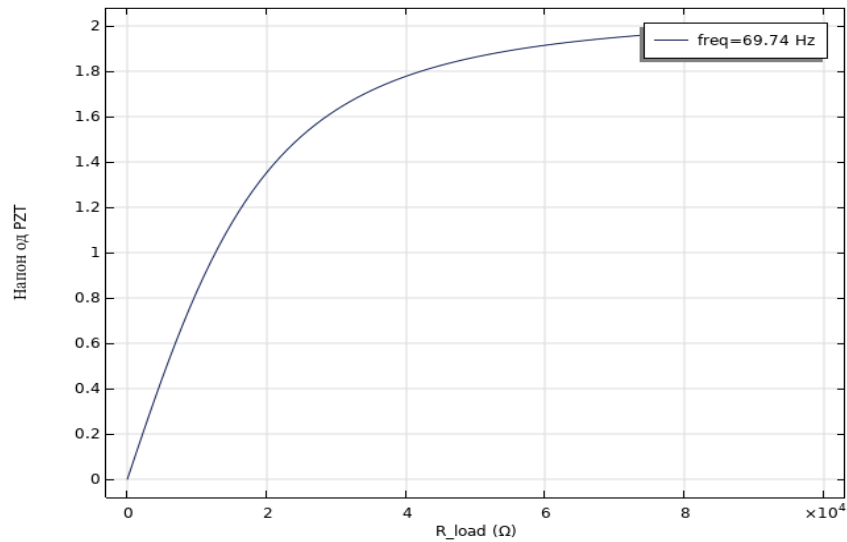
Во првиот тон на осцилација ( $f_1 = 5.82 \text{ Hz}$ ), добиен е највисок излезен напон од 21 Vrms и максимална електрична моќност од 0.76 mW, при оптимален отпор на оптоварување од 230 k $\Omega$ .



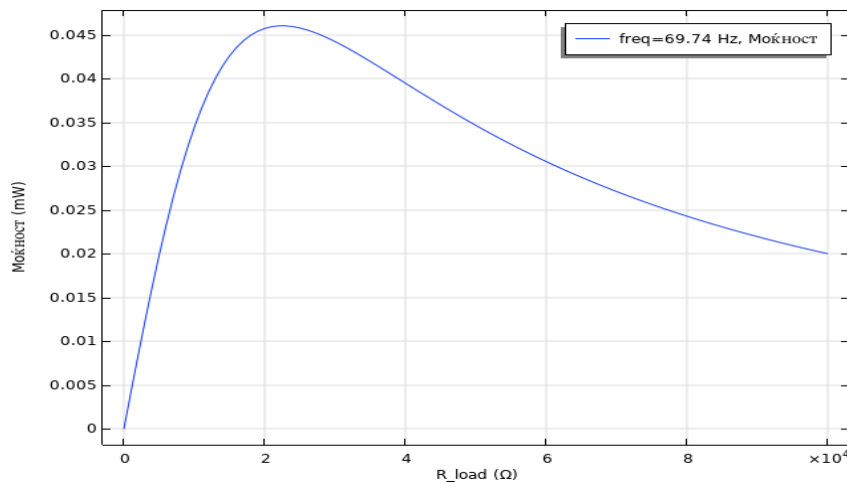
Слика 4.20: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 5.82 Hz



Слика 4.21: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 5.82 Hz



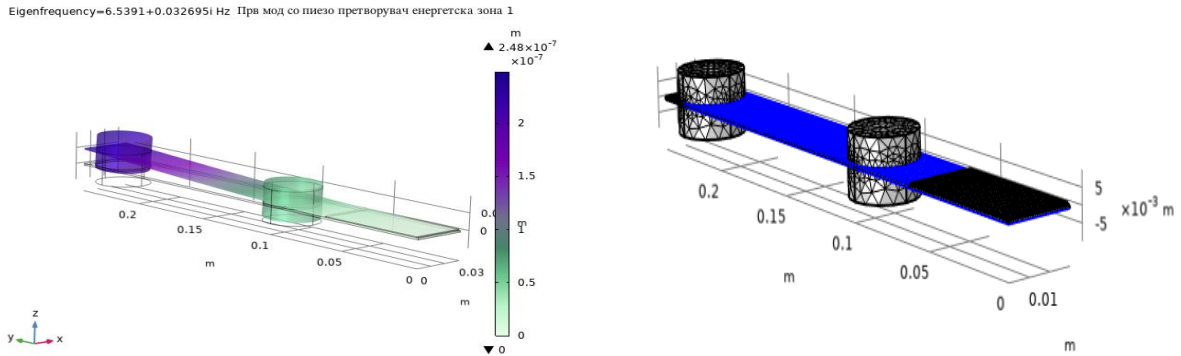
Слика 4.22: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 69.74 Hz



Слика 4.23: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 69.74 Hz

#### 4.2.8. АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА СО ДВЕ ДОДАДЕНИ МАСИ ( $m_1 = 94$ g и $m_2 = 94$ g) ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ ВО ЕНЕРГЕТСКА ЗОНА 1

Оваа анализа го испитува влијанието на две додадени маси ( $m_1 = 94$  g и  $m_2 = 94$  g) врз динамичкото однесување и енергетската распределба на конзолна структура со интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 (Слика 4.24). Резултатите од мултифизичката симулација (Табела 4.5) покажуваат сопствени фреквенции од  $f_1 = 6.5$  Hz и  $f_2 = 43.9$  Hz.

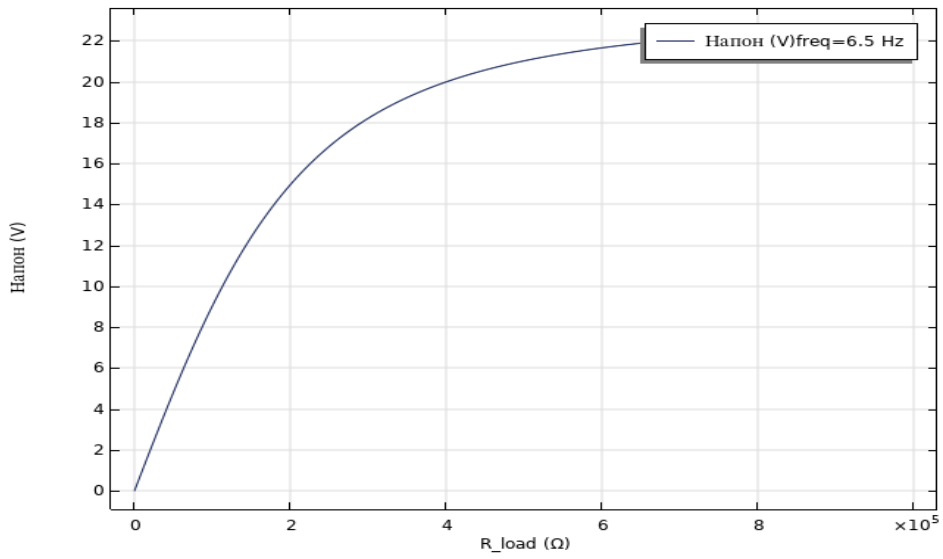


Слика 4.24. Модел на конзола со две додадени маси ( $m_1 = 94 \text{ g}$  и  $m_2 = 94 \text{ g}$ ) и интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1.

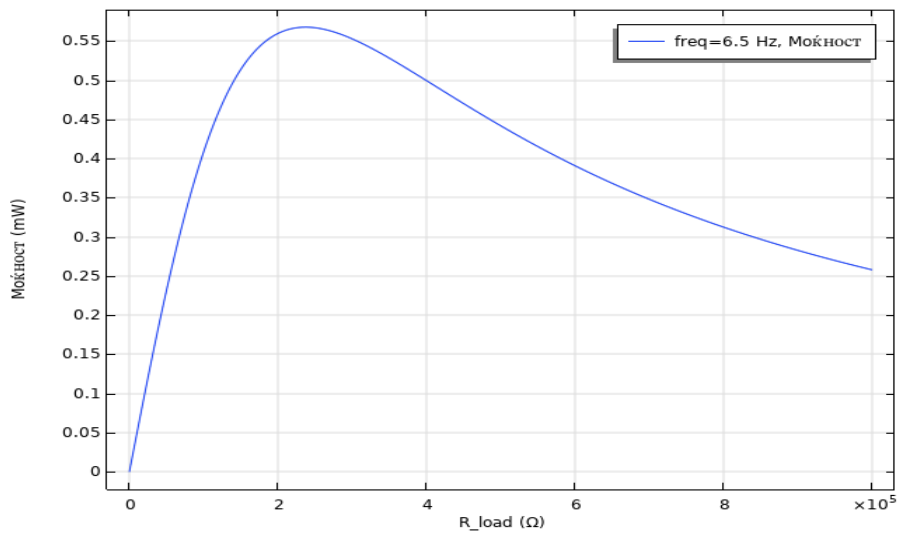
Табела 4.5. Резултати од симулација на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 при конфигурација  $m_1=94 \text{ g}$  и  $m_2=94 \text{ g}$

	f (Hz)	$V_1$ (Vrms)	Моќност (mW)	Оптимален отпор (k $\Omega$ )
Прва сопствена фреквенција	6.5	16.23	0.56	232
Втора сопствена фреквенција	43.9	1.9	0.055	35

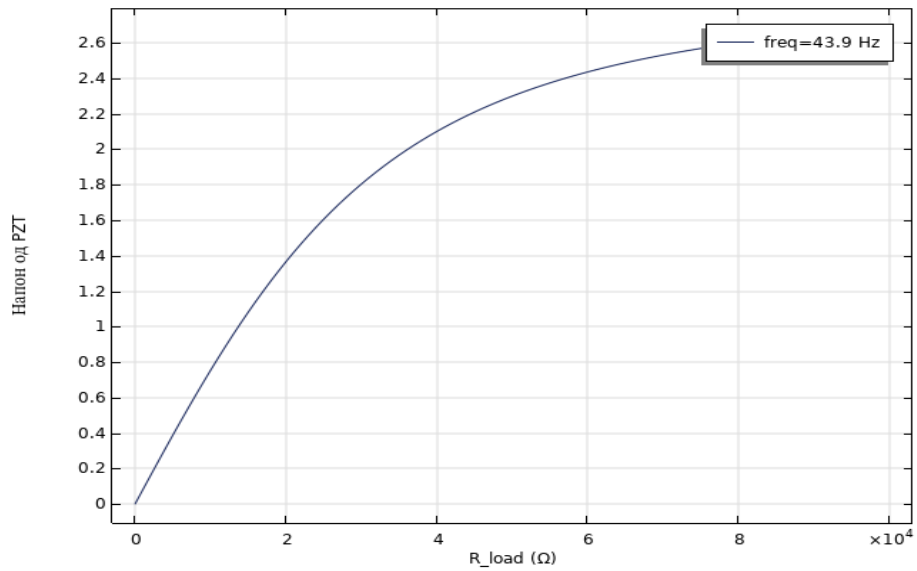
Во првиот тон ( $f_1 = 6.5 \text{ Hz}$ ), системот генерира излезен напон од  $16.23 \text{ V}_{\text{rms}}$  и моќност од  $0.56 \text{ mW}$  при соодветен отпор од  $232 \text{ k}\Omega$  (Слики 4.25–4.26). Во споредба со конфигурацијата со една маса ( $m_1 = 94 \text{ g}$ , Табела 4.4), првата сопствена фреквенција се зголемува од  $5.82 \text{ Hz}$  на  $6.5 \text{ Hz}$ , додека напонот и моќноста се намалуваат од  $21 \text{ V}_{\text{rms}}$  на  $16.23 \text{ V}_{\text{rms}}$  и од  $0.76 \text{ mW}$  на  $0.56 \text{ mW}$ . Во вториот тон ( $f_2 = 43.9 \text{ Hz}$ ), напонот изнесува  $1.9 \text{ V}_{\text{rms}}$ , а моќноста  $0.055 \text{ mW}$  при соодветен отпор од  $35 \text{ k}\Omega$  (Слики 4.27–4.28), што укажува на намалување на фреквенцијата од  $69.74 \text{ Hz}$ , но зголемување на напонот и моќноста во однос на една маса.



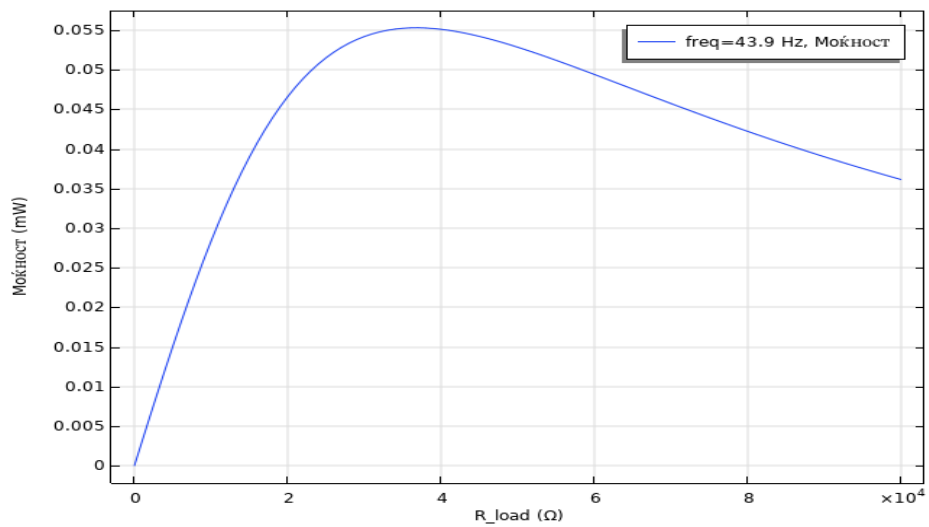
Слика 4.25: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 6.5 Hz



Слика 4.26: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 6.5 Hz



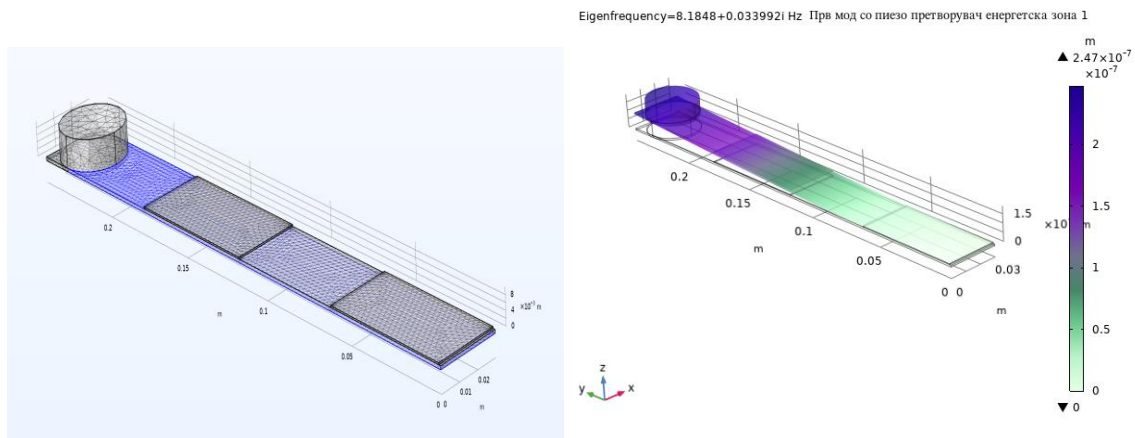
Слика 4.27: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 43.9 Hz



Слика 4.28: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 1 за сопствена фреквенција од 43.9 Hz

#### 4.2.9. АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА СО ДОДАДЕНА МАСА ( $m_1 = 47 \text{ g}$ ) И ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ ВО ЕНЕРГЕТСКА ЗОНА 2

Оваа анализа го испитува влијанието на додадена маса ( $m_1 = 47 \text{ g}$ ) врз динамичкото однесување и енергетската распределба на конзолна структура со интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2, област со високи напрегања и деформации (Слика 4.29).



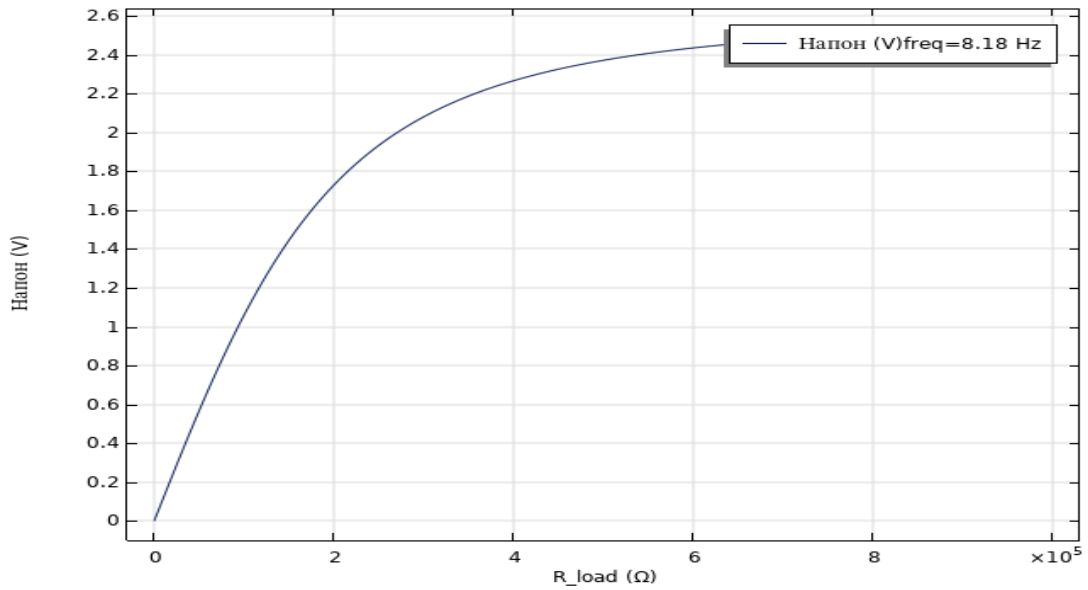
Слика 4.29: Пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со дополнителна маса  $m_1=47 \text{ g}$

Резултатите од мултифизичката симулација (Табела 4.6) покажуваат сопствени фреквенции од  $f_1 = 8.18 \text{ Hz}$  и  $f_2 = 71 \text{ Hz}$ .

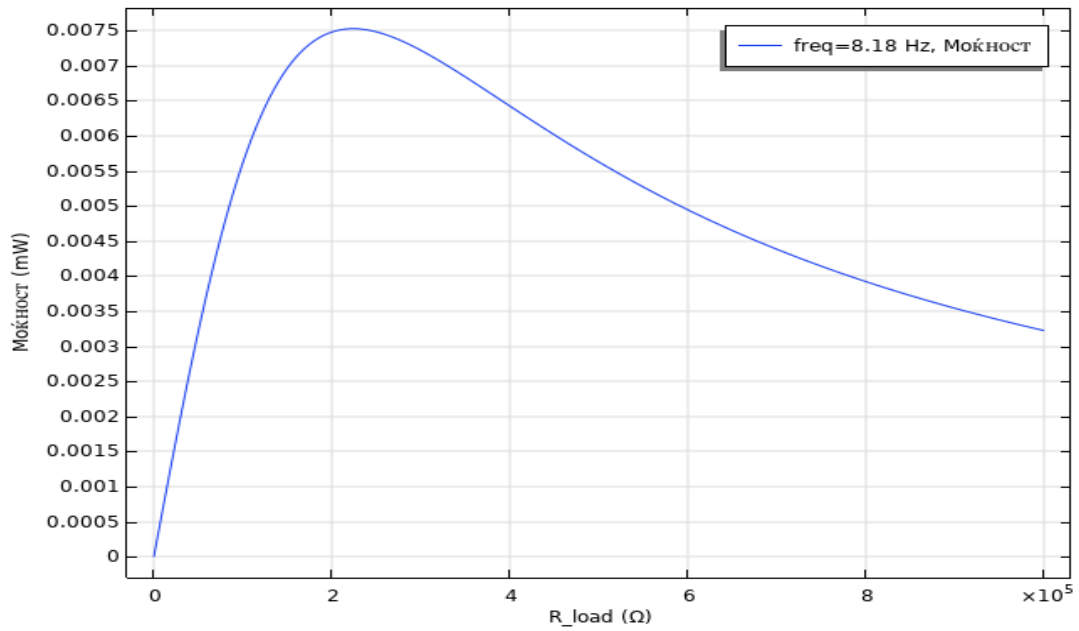
Табела 4.6: Резултати од симулација на пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со дополнителна маса  $m_1=47\text{g}$

Комбинација	$f \text{ (Hz)}$	$V_2 \text{ (Vrms)}$	Моќност (mW)	Оптимален отпор (k $\Omega$ )
Прва сопствена фреквенција	8.18	1.75	0.0075	217
Втора сопствена фреквенција	71	19	13.8	23

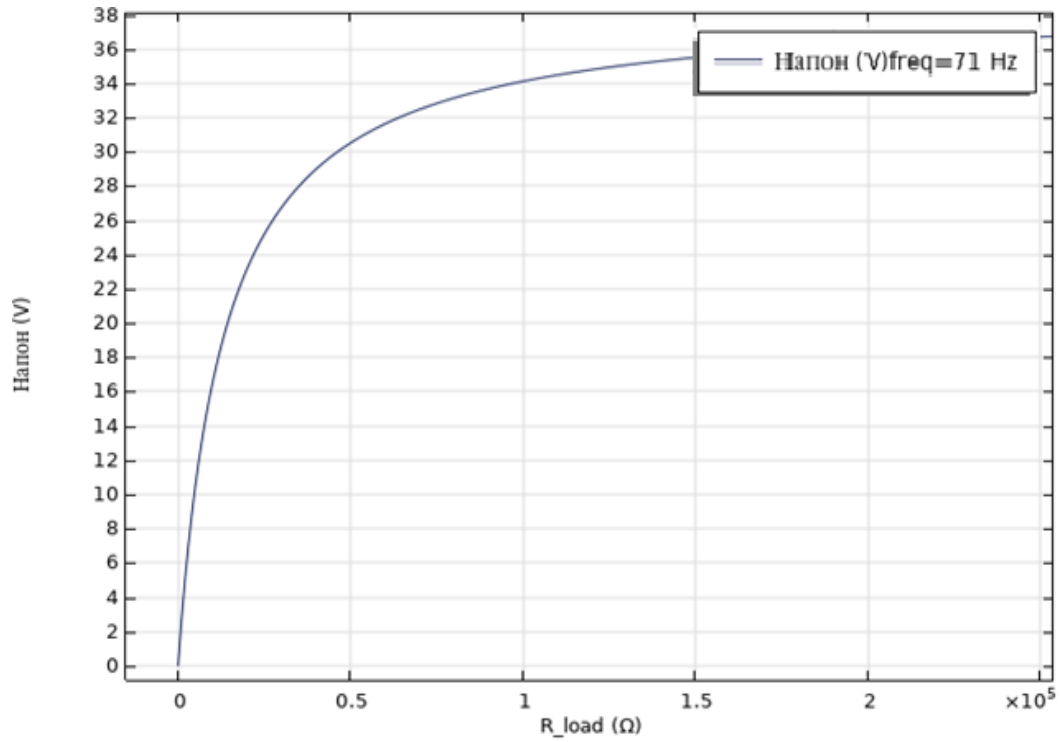
Во првиот тон ( $f_1 = 8.18 \text{ Hz}$ ), системот генерира излезен напон од  $1.75 \text{ Vrms}$  и моќност од  $0.0075 \text{ mW}$  при соодветен отпор од  $217 \text{ k}\Omega$  (Слики 4.30–4.31). Зависноста на напонот и моќноста од товарниот отпор при  $f_1 = 8.18 \text{ Hz}$  покажува максимум околу  $217 \text{ k}\Omega$ . Во вториот тон ( $f_2 = 71 \text{ Hz}$ ), напонот изнесува  $19 \text{ V}_{\text{rms}}$ , а моќноста  $13.8 \text{ mW}$  при соодветен отпор од  $23 \text{ k}\Omega$  (Слики 4.32–4.33), што укажува на значително поголема енергетска ефикасност во споредба со првиот тон.



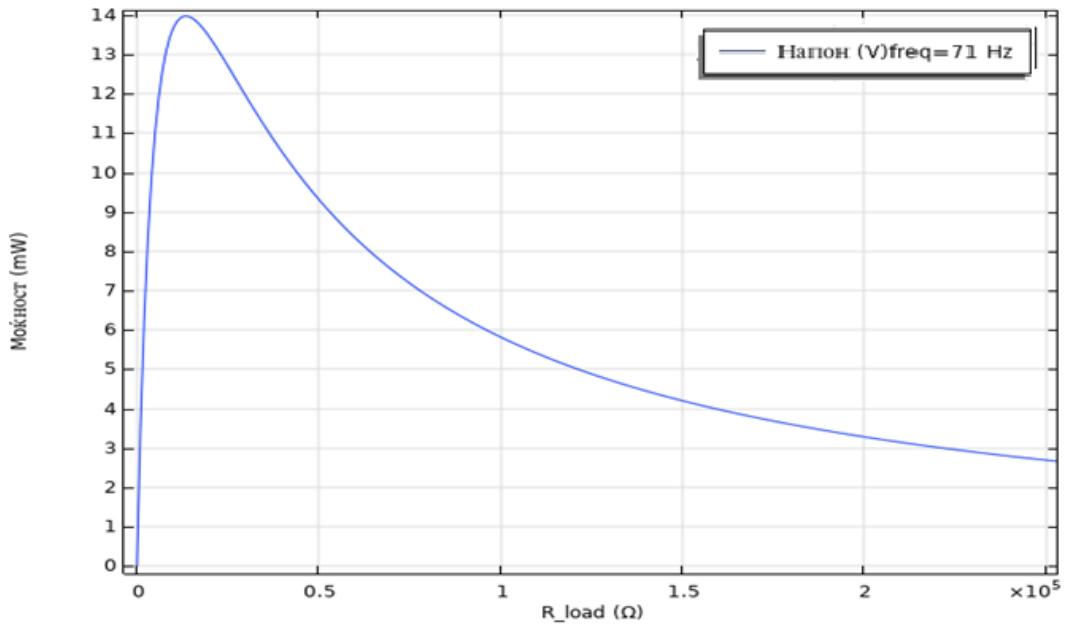
Слика 4.30: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 8.18 Hz



Слика 4.31: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 8.18 Hz



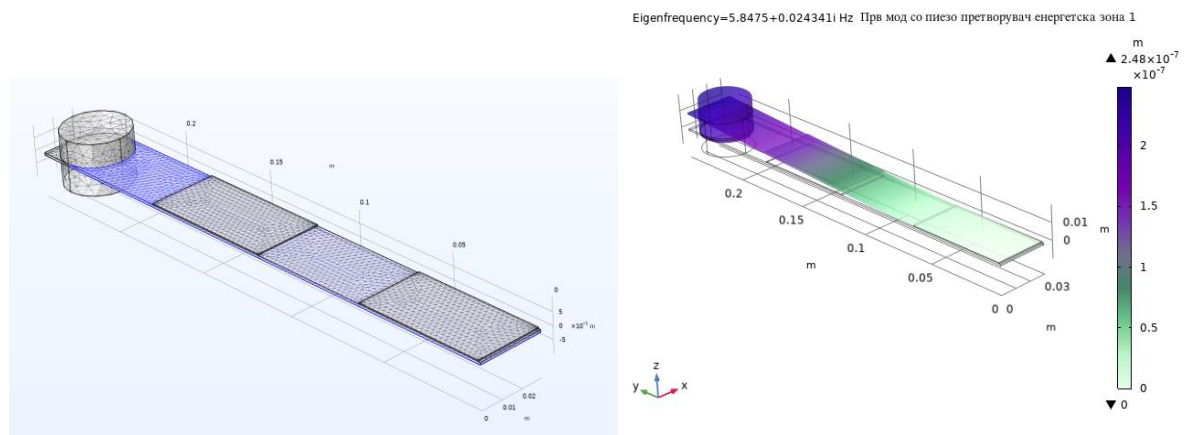
Слика 4.32: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 71 Hz



Слика 4.33: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 71 Hz

#### 4.2.10. АНАЛИЗА НА КОНЗОЛА СО ДОДАДЕНА МАСА ( $m_1 = 94 \text{ g}$ ) И ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ ВО ЕНЕРГЕТСКА ЗОНА 2

Оваа анализа го испитува влијанието на додадена маса ( $m_1 = 94 \text{ g}$ ) врз динамичкото однесување и енергетската распределба на конзолна структура со интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 (Слика 4.34).



Слика 4.34: Пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со додадена маса  $m_1=94 \text{ g}$

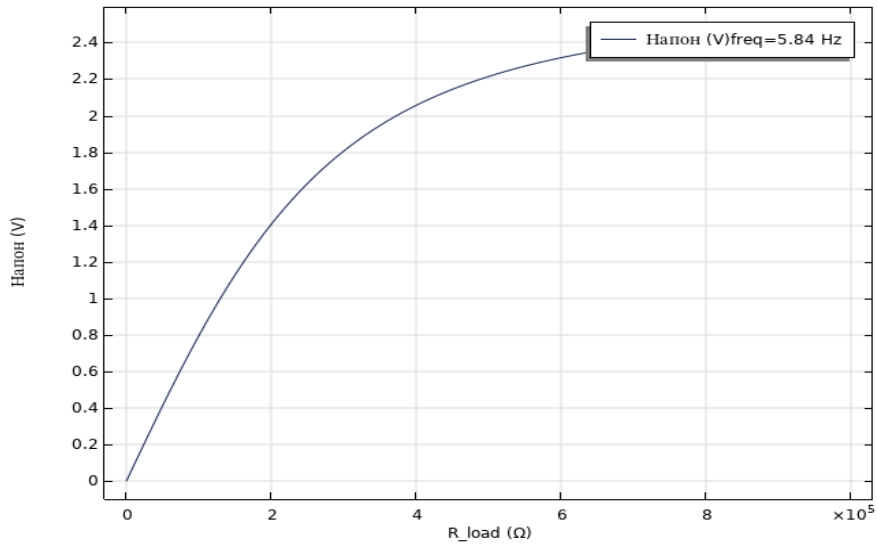
Резултатите од мултифизичката симулација (Табела 4.7) покажуваат сопствени фреквенции од  $f_1 = 5.84 \text{ Hz}$  и  $f_2 = 66.89 \text{ Hz}$ .

Табела 4.7: Резултати од симулација на пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со дополнителна маса  $m_1=94 \text{ g}$

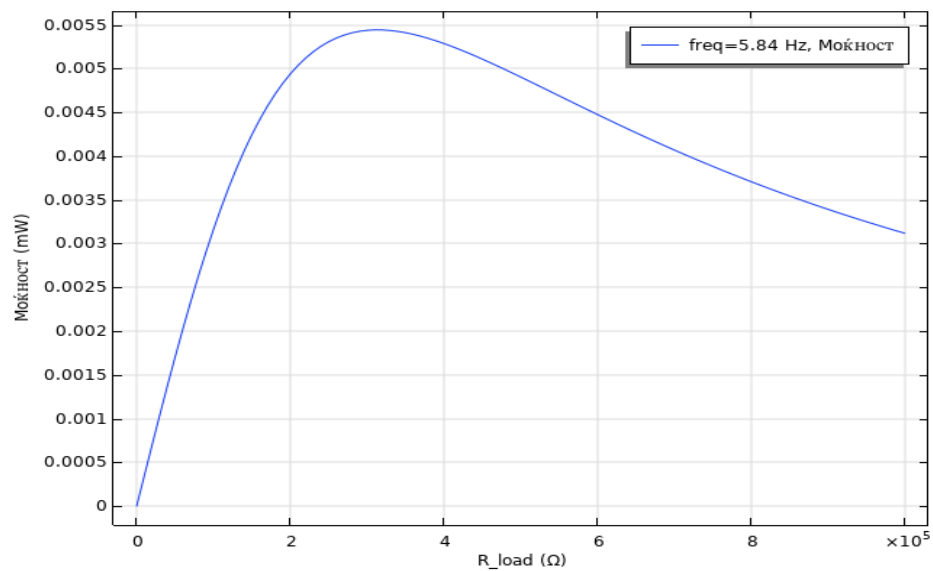
Комбинација	$f \text{ (Hz)}$	$V_2 \text{ (Vrms)}$	Моќност (mW)	Оптимален отпор (k $\Omega$ )
Прва сопствена фреквенција	5.84	1.81	0.0054	310
Втора сопствена фреквенција	66.89	18.5	9.6	19

Во првиот тон ( $f_1 = 5.84 \text{ Hz}$ ), системот генерира излезен напон од  $1.81 V_{\text{rms}}$  и моќност од  $0.0054 \text{ mW}$  при соодветен отпор од  $310 \text{ k}\Omega$  (Слики 4.35–4.36). Во вториот тон ( $f_2 = 66.89 \text{ Hz}$ ), напонот изнесува  $18.5 V_{\text{rms}}$ , а моќноста  $9.6 \text{ mW}$  при соодветен отпор од  $19 \text{ k}\Omega$  (Слики 4.37–4.38). Во однос на конфигурацијата со  $m_1 = 47 \text{ g}$  во енергетска зона 2 (Табела 4.6), првата сопствена фреквенција се намалува од  $8.18 \text{ Hz}$  на  $5.84 \text{ Hz}$ , а напонот и моќноста во првиот тон се незначително зголемени од  $1.75 V_{\text{rms}}$  на  $1.81 V_{\text{rms}}$  и од  $0.0075 \text{ mW}$  на  $0.0054 \text{ mW}$ . Во вториот тон, напонот и моќноста се намалуваат од  $19 V_{\text{rms}}$  на  $18.5 V_{\text{rms}}$  и од  $13.8 \text{ mW}$  на  $9.6 \text{ mW}$ . Оваа

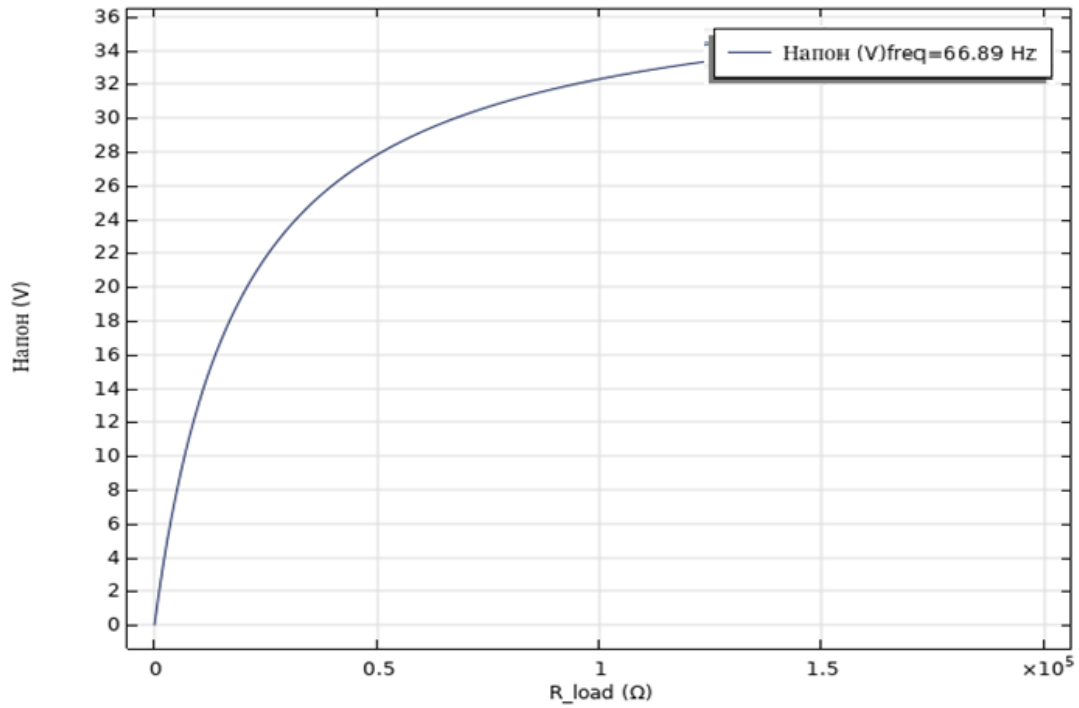
конфигурација овозможува анализа на енергетската распределба во енергетска зона 2, при што вториот тон покажува значителна енергетска ефикасност, иако со намалена моќност во споредба со конфигурацијата со  $m_1 = 47$  g.



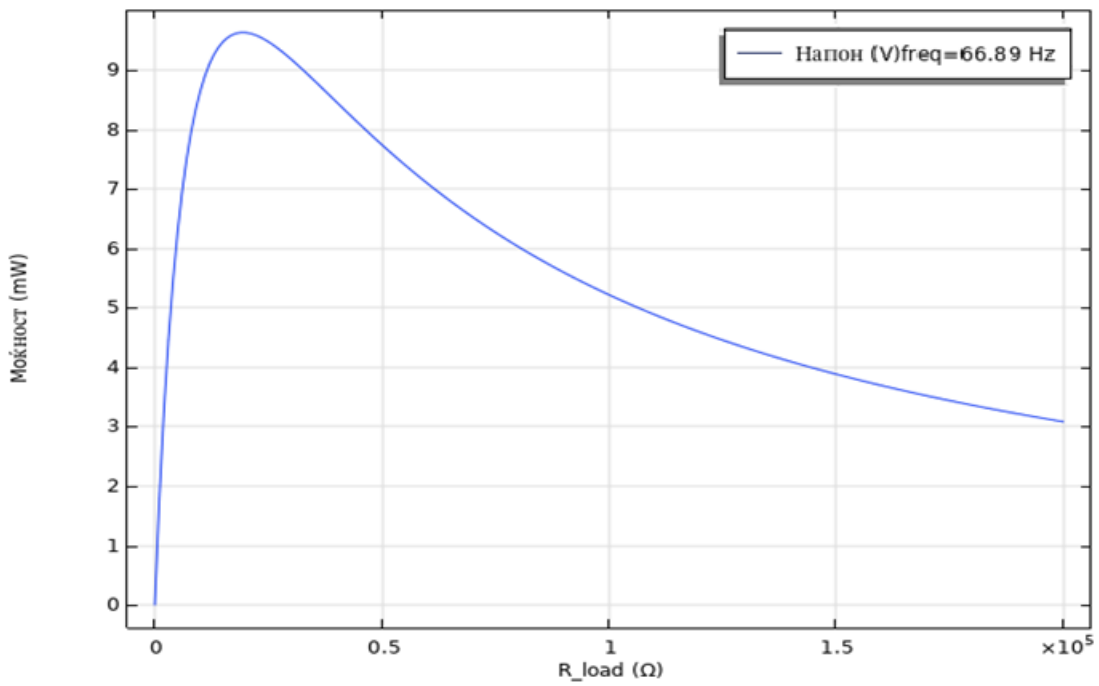
Слика 4.35: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 5.84 Hz



Слика 4.36: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 5.84 Hz

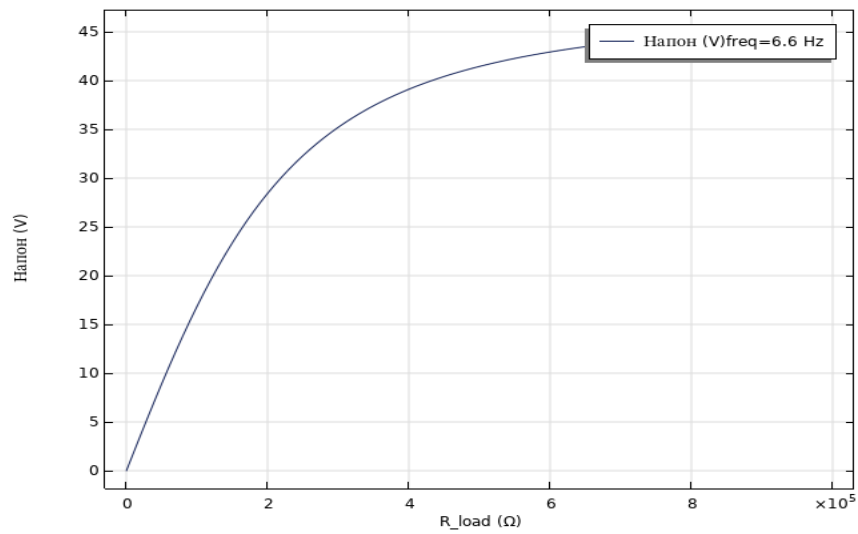


Слика 4.37: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 66.8 Hz

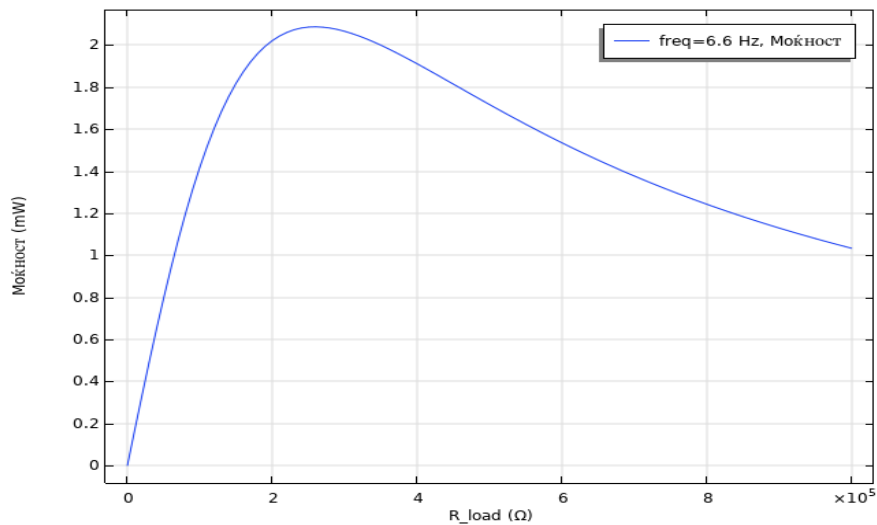


Слика 4.38: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 66.8 Hz





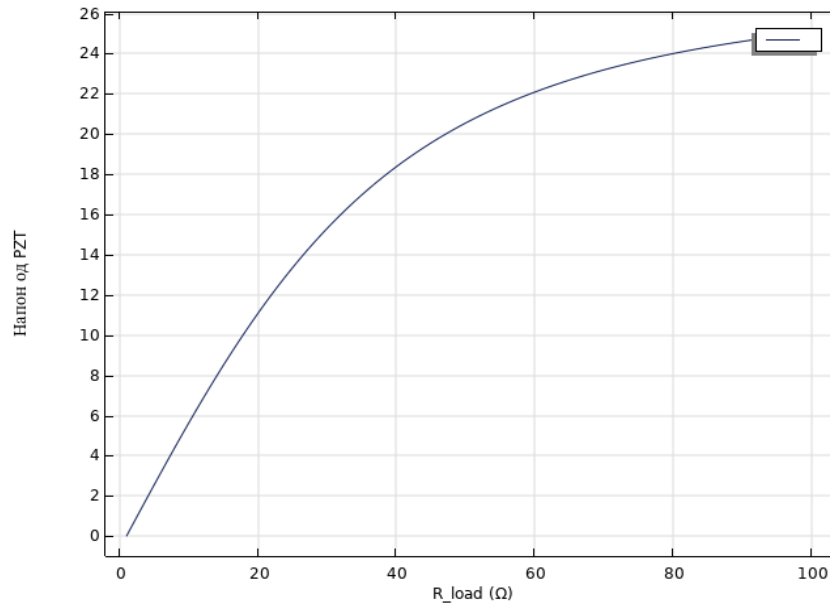
Слика 4.40: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 6.6 Hz



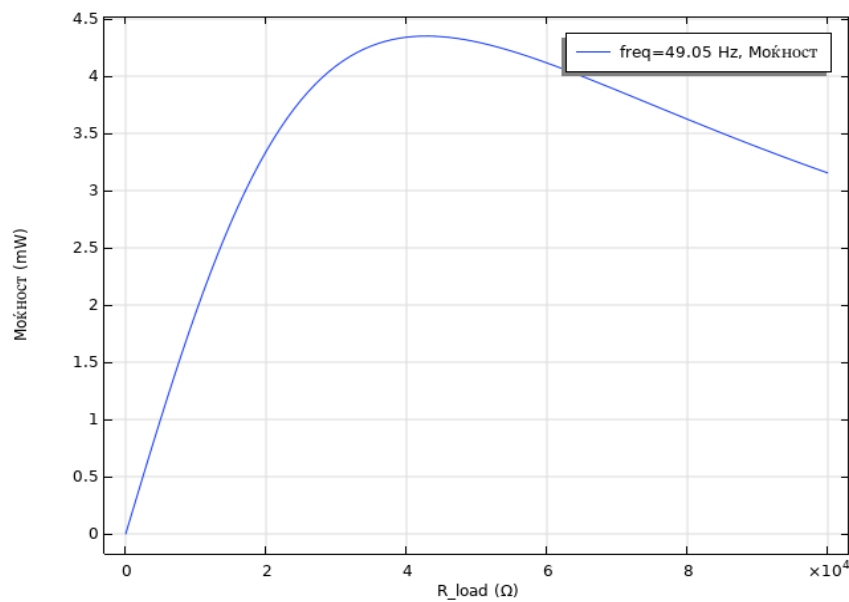
Слика 4.41: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 6.6 Hz

Во вториот тон ( $f_2 = 49$  Hz), напонот изнесува  $6.8 V_{rms}$ , а моќноста  $1.81$  mW при отпор од  $13$  k $\Omega$  (Слики 4.42–4.43). Во однос на конфигурацијата со една маса ( $m_1 = 94$  g, Табела 4.7) во енергетска зона 2, првата сопствена фреквенција се зголемува од  $5.84$  Hz на  $6.7$  Hz, а напонот и моќноста во првиот тон значително се зголемуваат од  $1.81 V_{rms}$  на  $18 V_{rms}$  и од  $0.0054$  mW на  $0.7$  mW. Во вториот тон, фреквенцијата се намалува од  $66.89$  Hz на  $49$  Hz, а напонот и моќноста се намалуваат од  $18.5 V_{rms}$  на  $6.8 V_{rms}$  и од  $9.6$  mW на  $1.81$  mW. Забележливо е дека поставувањето на додадените маси, локација  $0.11$  m (Слика 4.44) овозможува скоро линиско движење по z-

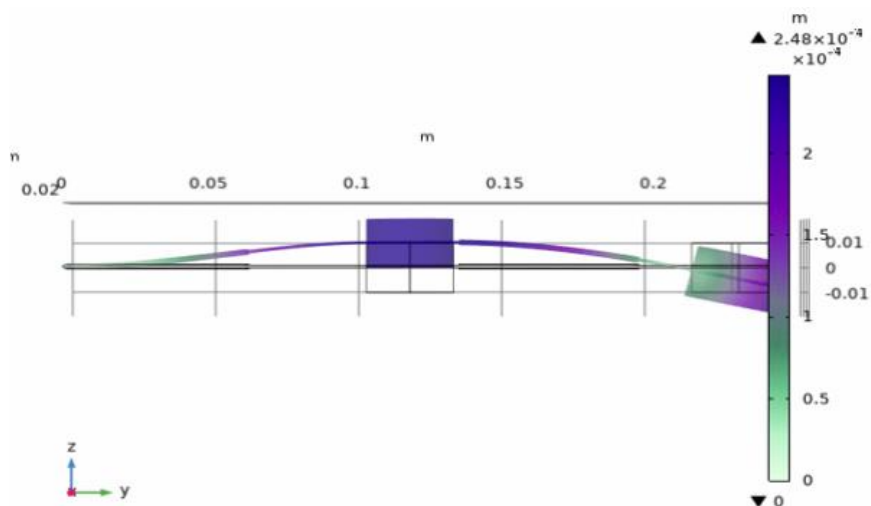
оската, погодно за интеграција на електромагнетен претворувач. На оваа локација додадената маса  $m_2$  може да се замени со перманентен магнет на електромагнетниот претворувач, овозможувајќи ефикасно собирање енергија посебно при вториот тон на осцилирање на конзолата.



Слика 4.42: Напон на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 49 Hz



Слика 4.43: Излезна моќност на пиезоелектричен претворувач во енергетска зона 2 за сопствена фреквенција од 49 Hz



Слика 4.44: Пиезоелектричен претворувач поставен во енергетска зона 2 на конзола со додадени маси  $m_1=94$  g и  $m_2=94$  g за сопствена фреквенција 51.1Hz

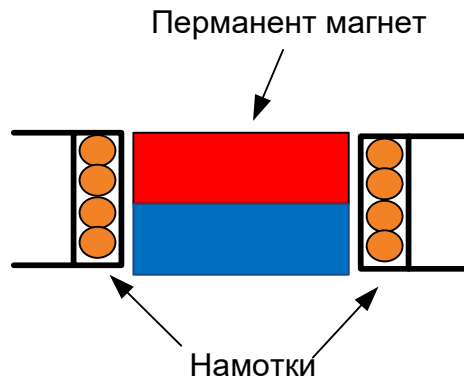
#### 4.2.12. ЗАКЛУЧОК ОД СИМУЛАЦИСКАТА АНАЛИЗА НА КОНЗОЛНА СТРУКТУРА СО ИНТЕГРИРАН ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ПРЕТВОРУВАЧ

Симулациската анализа на конзолна структура со интегриран пиезоелектричен претворувач во енергетски зони 1 и 2, спроведена преку мултифизички симулации за конфигурации без маси, со една маса ( $m_1 = 47$  g, или  $m_1 = 94$  g) и со две маси ( $m_1 = 94$  g и  $m_2 = 94$  g), овозможи испитување на динамичкото однесување и енергетската распределба на системот. Резултатите (Табели 4.2–4.8) покажуваат дека додавањето маси предизвикува значително поместување на сопствените фреквенции кон пониски вредности во енергетска зона 1, од 15.25 Hz (без маси) до 5.82 Hz ( $m_1 = 94$  g) во првиот тон, со зголемување на излезниот напон од  $18 V_{rms}$  до  $21 V_{rms}$ , но со променлива моќност (највисока од 2.1 mW за  $m_1 = 47$  g). Во конфигурацијата со две маси ( $m_1 = 94$  g и  $m_2 = 94$  g), првата сопствена фреквенција се зголемува на 6.5 Hz, а напонот и моќноста се намалуваат на  $16.23 V_{rms}$  и 0.56 mW. Во енергетска зона 2, првиот тон покажува ниски напони ( $1.75$ – $18 V_{rms}$ ) и моќности (0.0054–0.7 mW), додека вториот тон постигнува значително повисоки вредности, особено за  $m_1 = 47$  g ( $19 V_{rms}$ , 13.8 mW) и  $m_1 = 94$  g ( $18.5 V_{rms}$ , 9.6 mW). Додавањето на втора маса во зона 2 ( $m_1 = 94$  g и  $m_2 = 94$  g) ја зголемува моќноста во првиот тон (0.7 mW), но ја намалува во вториот тон (1.81 mW). Овие резултати укажуваат дека енергетската зона 2 е поефикасна во вториот тон, додека енергетската зоната 1 дава подобри

перформанси во првиот тон. Анализата на енергетската распределба открива дека изборот на конфигурација на додадените маси може да се прилагоди според целната фреквенција. Дополнителна предност произлегува од линиското движење на масата  $m_2$ , која функционира како перманентен магнет на електромагнетен претворувач при вториот тон, овозможувајќи подобрена ефикасност во собирање енергија, како што е опишано во подглавата 4.2.11.

### 4.3. ЕЛЕКТРОМАГНЕТЕН ПРЕТВОРУВАЧ

Електромагнетните претворувачи, често нарекувани и електромагнетни генератори за енергија од вибрации, претставуваат едни од структурно наједноставните, но енергетски најефикасни типови на уреди за конверзија на механичка енергија во електрична енергија. Нивната конструкција е релативно едноставна и најчесто се состои од перманентен магнет и проводна намотка, што овозможува лесна интеграција во различни механички структури. Дополнително, ваквите претворувачи се карактеризираат со компактност, ниска маса и пониска импеданса на излезот, што им овозможува ефикасна работа и при поголеми електрични оптоварувања и подобро искористување на достапната механичка енергија од вибрации. Овие претворувачи се особено погодни во зони на изразена динамичка активност каде вибрациите имаат високи брзини. Принципот на работа се заснова на Фарадеевиот закон за електромагнетна индукција, според кој промената на магнетниот флуks низ проводник индуцира електромоторна сила (EMF). Благодарение на овој физички принцип, електромагнетните претворувачи се високо ефикасни при собирање на енергија од вибрации и периодични движења, со реален потенцијал за генерирање на напони со практична применливост. На Слика 4.45 е прикажан шематски приказ на електромагнетен претворувач со неговите основни компоненти: перманентен магнет и намотка.



Слика 4.45: Шематски приказ и основни конструктивни елементи на електромагнетен претворувач

#### 4.3.1. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТЕН ПРЕТВОРУВАЧ

Индуцираниот напон во соленоидот  $V_{emf}$  може да се пресмета според Фарадеевиот закон за електромагнетна индукција:

$$V_{emf} = -N \frac{d\Phi}{dt} \quad [V] \quad (4.21)$$

каде:

- $V_{emf}$  е индуцираниот напон (V),
- $N$  е бројот на намотките на соленоидот,
- $\Phi$  е магнетниот флуks (Wb),
- $\frac{d\Phi}{dt}$  е брзината на промена на магнетниот флуks.

Магнетниот флуks  $\Phi$  е дефиниран со изразот:

$$\Phi = B \cdot A \cdot \cos(\theta) \quad [Wb] \quad (4.22)$$

каде:

- $B$  е густина на магнетниот флуks (T),
- $A$  е површина на пресекот на намотките ( $m^2$ ),
- $\theta$  е аголот помеѓу нормалата на површината и магнетното поле.

Индуцираниот напон  $V_{emf}$  претставува напон на отворено коло, генериран кога намотката не е поврзана со потрошувач. Кога намотката е поврзана со оптоварување со

отпорност  $R$ , напонот на намотката зависи од вредноста на отпорот  $R$ , индуктивитетот на намотката  $L$  и брзината на промена на струјата  $\frac{di}{dt}$ . Во тој случај, равенката добива форма:

$$-N \frac{d\phi}{dt} = L \frac{di}{dt} + Ri \quad (V) \quad (4.23)$$

каде:

- $L \frac{di}{dt}$  е напонот предизвикан од самоиндукција на намотката (V),
- $Ri$  е напонот на отпорноста на колото (V),
- $i$  е струјата низ намотката (A).

Равенка (4.23) ја опишува динамиката на електромагнетниот претворувач кога е интегриран во затворено коло. Напонот кој се индуцира во намотката е променлив напон со фреквенција што одговара на осцилациите на механичката структура. За АС режими, моделот може да се претстави преку импеданса  $Z$ , која вклучува отпорнички и индуктивни компоненти:

$$Z = R + jX_L \quad (4.24)$$

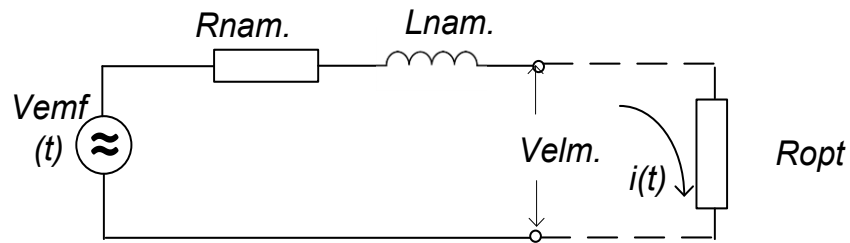
каде  $X_L = \omega L$  е индуктивната реактанца. Оваа импеданса ја дефинира реакцијата на системот на наизменична струја и е клучна за ефикасен трансфер на енергијата. Интеграцијата на електромагнетни претворувачи во механички структури како конзолна греда се фокусира на позиционирање за максимално искористување на вибрациите.

#### 4.3.2. ПРЕСМЕТКА НА МОЌНОСТ ОД ЕЛЕКТРОМАГНЕТЕН ПРЕТВОРУВАЧ

Електромагнетниот претворувач се моделира со идеален извор на  $V_{emf}$  во серија со отпор на намотката  $R_{nam}$  и индуктивност на намотката  $L_{nam}$ . За наизменичен напон со кружна фреквенција  $\omega$ , вкупната сериска импеданса со отпорничкиот товар  $R_{opt}$  може да се запише како:

$$Z_{tot} = R_{nam} + R_{opt} + j\omega L_{nam} \quad (4.25)$$

Во затворено коло (Слика 4.42), според равенката 4.23 струјата во колото  $i(t)$  ќе зависи и од отпорот на оптоварување  $R_{otp}$ .



Слика 4.46: Еквивалентното коло на електромагнетниот претворувач

Големината на електрична импедансата на електричното коло е:

$$|Z| = \sqrt{(R_{nam.} + R_{opt})^2 + (\omega L)^2} \quad (4.26)$$

Од тука за струјата  $I_{opt}(\omega)$  во зависност од фреквенцијата може да запишеме:

$$I_{opt}(\omega) = \frac{|V_{emf}|}{|Z|} \quad (4.27)$$

Напонот на отпорникот е:

$$V_{elm} = I_{opt}(\omega) \cdot R_{opt} \quad (4.28)$$

Оптимален отпор на потрошувачот потребно е да биде :

$$R_{opt} = \sqrt{R_{nam.}^2 + (\omega L)^2} \quad (4.29)$$

Моќноста во електричното коло може да ја пресметаме како:

$$P_w = R_{opt} \cdot I_{opt(RMS)}^2 \quad (4.30)$$

За определување на оптималниот отпор на електромагнетниот претворувач можат да се применат два пристапи. Првиот е чисто инженерски и се базира на класичната АС-теорија на електрични кола. Во овој случај, претворувачот се моделира како напонски извор со сериска импеданса составена од отпорот на намотката  $R_{nam}$  и индуктивитетот  $L$ . Оптималниот отпор на товарот  $R_{opt}$  кој обезбедува максимална пренесена моќност се добива со условот за еднаквост со модулот на сериската импеданса, односно:

$$R_{opt} = \sqrt{R_{nam.}^2 + (\omega L)^2} \quad (4.31)$$

Оваа формула е директна и практична, бидејќи вклучува само мерливи електрични параметри на намотката и работната фреквенција, што овозможува едноставна верификација во експериментални услови.

Вториот пристап е подлабоко заснован на електромеханичката аналогија и овозможува интегрална анализа на системот. Оптималниот електричен отпор во овој случај се добива со усогласување на механичкото и електричното придушување, што претставува услов за максимална ефикасност на енергетската конверзија [100, 101, 102, 103]. По изведување на релациите за енергетскиот биланс и спрегнатоста на претворувачот, се добива изразот:

$$R_{opt} = \frac{Q_m C_{EM}^2}{m\omega} + R_{nam} = \frac{C_{EM}^2}{d_m} + R_{nam} \quad (4.32)$$

каде:

- $C_{EM}$  е електромеханичката константа на претворувачот,
- $d_m$  е механичкиот коефициент на придушување,
- $Q_m$  е квалитетниот фактор на системот,
- $R_{nam}$  претставува отпор на намотката.

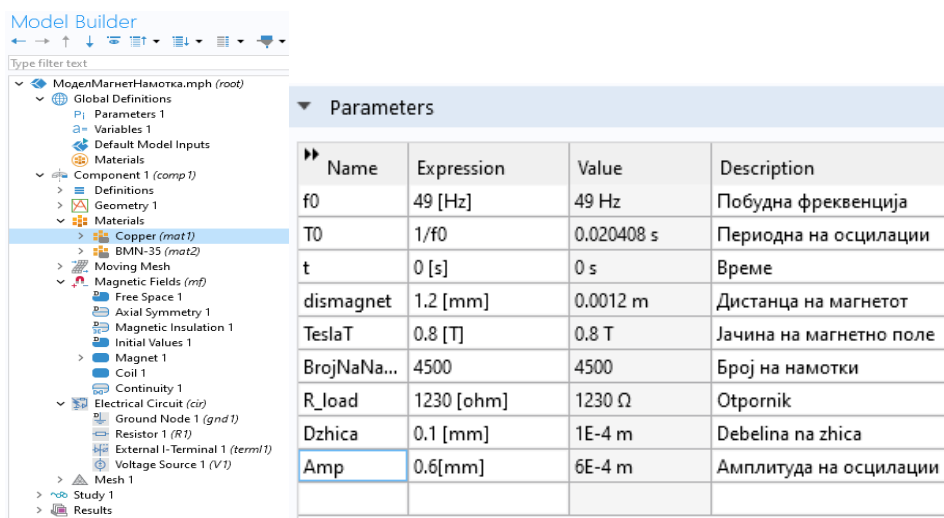
Овој израз не само што го дефинира оптималниот електричен отпор, туку и ја нагласува врската помеѓу механичките и електричните параметри на системот. Со тоа, пристапот отвора можност за оптимизација преку комбинација на електричен и механички дизајн.

#### 4.3.3. СИМУЛАЦИЈА И АНАЛИЗА НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТЕН ПРЕТВОРУВАЧ ВО COMSOL MULTIPHYSICS

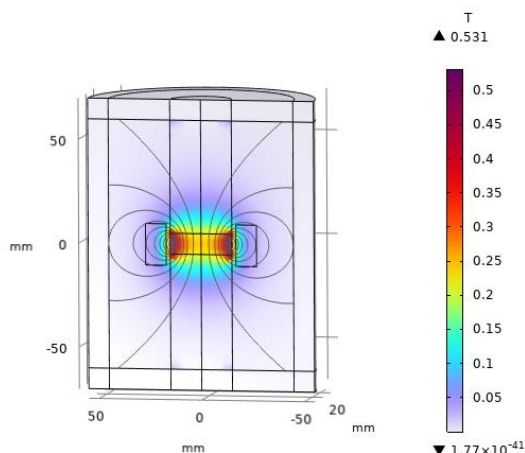
На Слика 4.47 се прикажани параметрите користени за конфигурирање на електромагнетниот претворувач во COMSOL Multiphysics. Дефинирањето на параметрите е клучно за прецизно моделирање на реалните услови во кои системот функционира, бидејќи тие ги опфаќаат геометриските, материјалните и електричните карактеристики. Во симулацијата се земени предвид основните величини како што се: фреквенција и амплитудата на осцилација, растојанието помеѓу магнетот и намотката, јачината на магнетното поле, бројот на навивки, отпорот на отпорникот во електричното коло  $R_{opt}$ , како и димензиите на жицата. Прецизното внесување на овие параметри овозможува реалистична репрезентација на системот и создавање основа за точна проценка на индуцираниот напон и моќност.

Сликата 4.48 го прикажува распределувањето на магнетното поле околу цилиндричниот NdFeB перманентен магнет (класа N52), поставен во централниот дел на моделот. При симулацијата е користен модулот AC/DC Magnetic Fields, со што е овозможено прикажување на

интензитетот и насоката на магнетните силиви линии. Како што се гледа од прикажаната распределба, магнетното поле е најинтензивно во зоната околу поларните краеве на магнетот, со максимална густина од околу 0.8 T, по што опаѓа експоненцијално кон периферните региони. Овие информации се од особено значење, бидејќи индуцираниот напон зависи не само од брзината на промената на магнетниот флукс низ намотката, туку и од просторната интеракција помеѓу магнетното поле и положбата на намотките.

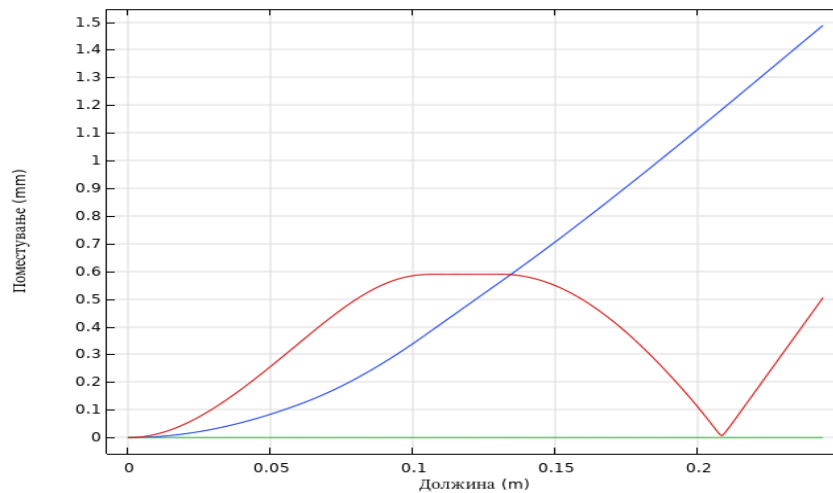


Слика 4.47: Параметри за конфигурирање на електромагнетниот претворувач во COMSOL Multiphysics



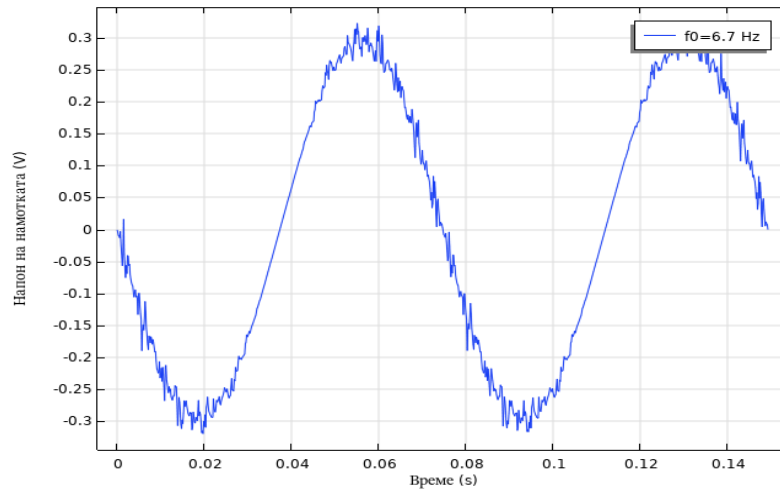
Слика 4.48: Симулација на магнетното поле на електромагнетен претворувач

Сликата 4.49 ги прикажува поместувањата по должина на конзолата при вибрирање на првата сопствена фреквенција (6.6 Hz) и втората сопствена фреквенција (49 Hz), за конфигурација со дополнителни маси  $m_1=94$  g и  $m_2=94$  g. Од симулациите може да се забележи дека на локацијата каде што е поставен перманентниот магнет, поместувањата се движат во граници до приближно 0.6 mm и при првиот и при вториот тон. Овие резултати укажуваат дека при реална изведба на системот е неопходно да се обезбеди минимален простор за осцилација од најмалку 0.6 mm помеѓу магнетот и намотката, со цел да се избегне механичка колизија или контакт меѓу нив. Во симулацискиот модел намотката е дефинирана со висина од 0.7 mm, што овозможува доволна механичка дистанца за безбедно вибрационо движење на магнетот во рамките на работниот опсег, а во исто време овозможува и добивање на реалистични резултати кои кореспондираат со очекуваната реална изведба на системот.

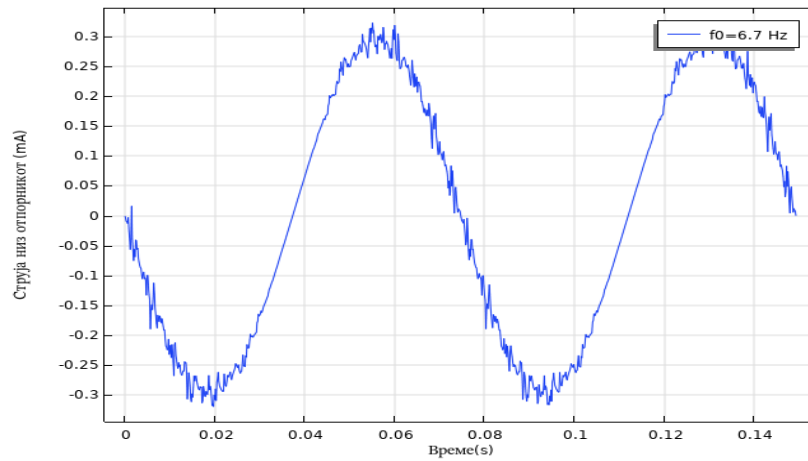


Слика 4.49: Поместувања по должина на конзолата при вибрации со фреквенции од 6.6 Hz и 49 Hz

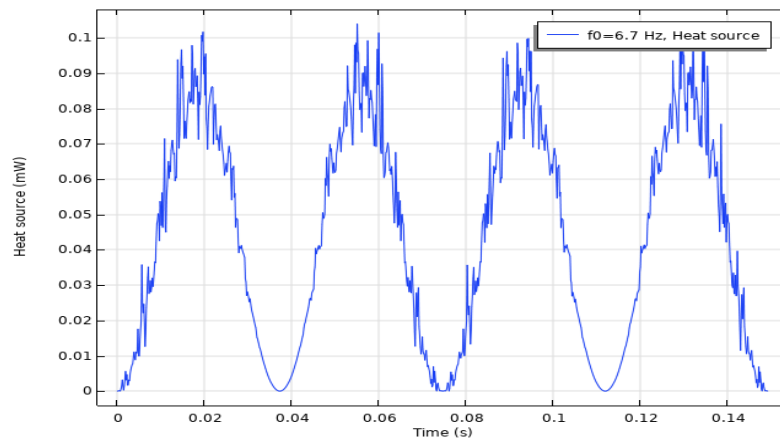
На Сликите 4.50, 4.51 и 4.52 се прикажани резултатите од симулацијата на индуцираниот напон, струјата и излезната моќност на електромагнетниот претворувач при првата сопствена фреквенција на системот 6.7 Hz. Според добиените резултати, индуцираниот напон во намотката се движи во граници од  $\pm 0.3$  V<sub>pp</sub>, додека струјата низ отпорничкиот товар изнесува околу  $\pm 0.3$  mA<sub>pp</sub>. Генерираната електрична моќност во отпорникот е приближно 0.08 mW, што потврдува дека при ниски фреквенции на вибрации конверзијата на енергија е ограничена од малата брзина на промена на магнетниот флукс.



Слика 4.50: Индуциран напон во намотката при сопствена фреквенција од 6.7 Hz

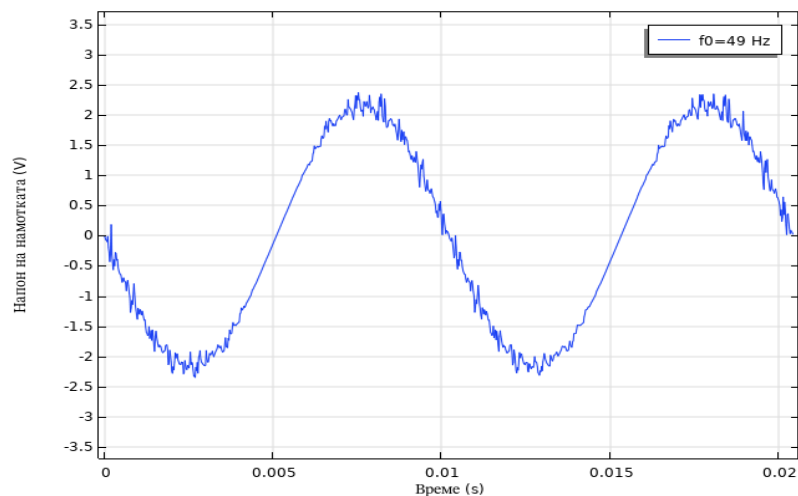


Слика 4.51: Генерирана струја во намотката при сопствена фреквенција од 6.7 Hz

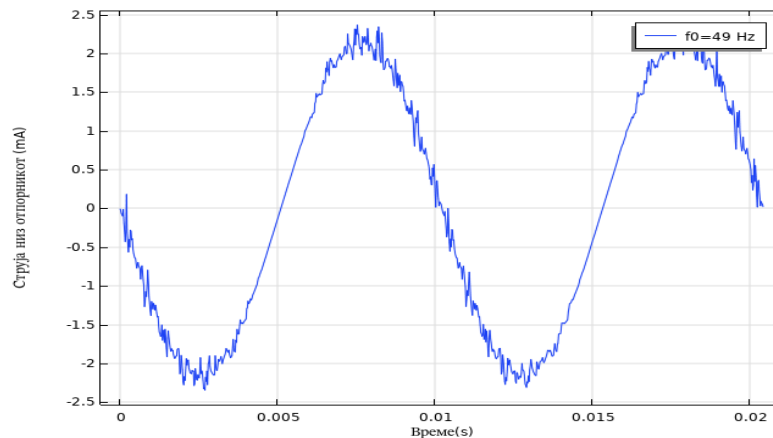


Слика 4.52: Генерирана моќност на електромагнетниот претворувач при 6.7 Hz

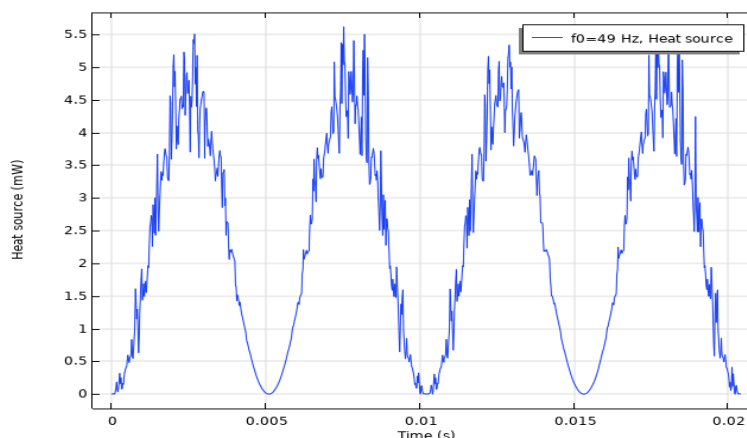
На Слика 4.53 се прикажани резултатите од индуцираниот напон во намотката при сопствена фреквенција од 49 Hz, додека на Слика 4.54 е прикажана струјата низ намотката со отпорнички товар со вредност од 1230  $\Omega$ . Сликата 4.55 ја прикажува излезната електрична моќност на системот, односно моќноста која е преобразена во топлина во товарниот отпорник. Според симулациските резултати, индуцираниот напон во намотката за сопствена фреквенција од 49 Hz се движи во рамки на  $\pm 2.4 V_{pp}$ , струјата низ товарот изнесува приближно  $\pm 2$  mA, а генерираната ефективна моќност е во опсег од 3 до 4 mW. Ваквите резултати укажуваат дека при зголемување на фреквенцијата на вибрациите, поради поголемата брзина на промена на магнетниот флуks низ намотката, значително се зголемува и индуцираниот напон, што директно влијае на повисока излезна моќност.



Слика 4.53: Индуцираниот напон во намотката при сопствена фреквенција од 49 Hz



Слика 4.54: Струја низ намотката за сопствена фреквенција 49 Hz



Слика 4.55: Генерирана моќност од електромагнетниот претворувач за сопствена фреквенција 49 Hz

#### 4.3.4. ЗАКЛУЧОК ОД СИМУЛАЦИИТЕ НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТНИОТ ПРЕТВОРУВАЧ

Симулациите на електромагнетниот претворувач изведени во COMSOL Multiphysics овозможуваат квантитативна и квалитативна анализа на процесот на конверзија на механичката енергија во електрична енергија. Добивените резултати потврдуваат дека индуцираниот напон и излезната моќност се директно зависни од фреквенцијата и амплитудата на вибрациите, како и од јачината на магнетното поле и растојанието помеѓу магнетот и намотката. При првата сопствена фреквенција од 6.7 Hz, индуцираниот напон во намотката достигнува вредности од  $\pm 0.3$  V, со излезна моќност од приближно 0.08 mW. Овие вредности се очекувани за нискофреквентен режим, каде доминира малата брзина на промена на магнетниот флуks. Од друга страна, при втората сопствена фреквенција од 49 Hz, индуцираниот напон достигнува  $\pm 2.4$  V, а излезната моќност расте до 3–4 mW, што претставува повеќекратно зголемување на енергетската ефикасност на системот поради повисоките брзини на магнетот во однос на намотката. Анализата на магнетното поле откри дека најинтензивната индукција се концентрира во зоните околу поларните краеве на магнетот, што го нагласува значењето на точната поставеност на намотката за оптимално искористување на магнетниот флуks и зголемена излезна моќност. Во целина, симулациите покажуваат дека електромагнетниот претворувач може да генерира реални и употребливи нивоа на енергија, особено при вибрации во опсег од 40–60 Hz, што го прави погоден за примена во уреди со ниска потрошувачка на енергија и во IoT системи со автономно напојување.

## 5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ВЕРИФИКАЦИЈА НА МУЛТИФИЗИЧКИОТ СИСТЕМ ЗА СОБИРАЊЕ НА ЕНЕРГИЈА

Во оваа глава се прикажува експерименталната поставеност и резултатите од верификацијата на мултифизичкиот систем за собирање енергија развиен во рамките на истражувањето. Преку серија контролирани испитувања се потврдува точноста на нумеричките модели, ефикасноста на пиезоелектричниот и електромагнетниот претворувач, како и придобивките од нивната хибридна интеграција.

Во првата фаза од експерименталните истражувања, системот е побуден со контролирани вибрации генерирани од електродинамички актуатор, чиј динамички одговор е анализиран во дел 2.4. Изведени се повеќе комбинации на испитувања на конзолната структура со интегрирани енергетски претворувачи. Најпрво е анализирана генерираната електрична моќност при индивидуално работење на пиезоелектричниот претворувач и електромагнетниот претворувач во конфигурација со фиксна и неподвижна намотка. Потоа е анализиран случај, во кој намотката е поставена на дополнителна конзола со што се зголемува можноста за поголемо релативно движење на намотката и магнетот. Оваа конфигурација овозможува подобро искористување на вибрационата енергија и проширување на фреквентниот опсег на ефикасно работење на хибридниот систем. Резултатите покажуваат дека вака дизајнираниот хибриден систем овозможува зголемена излезна енергија и поширок фреквентен опсег на ефикасно

работење во споредба со индивидуалните решенија, со што се потврдува синергетската предност на истражуваниот хибриден концепт.

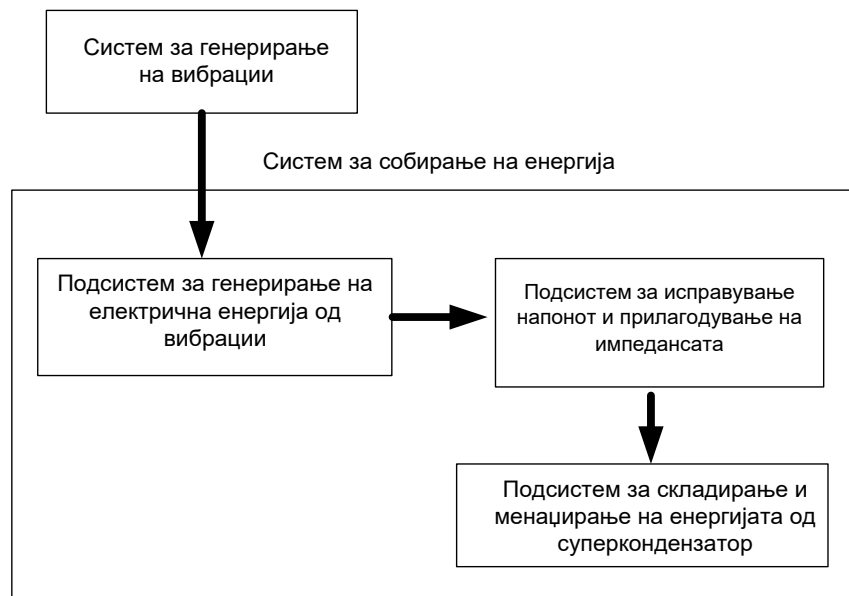
Во завршниот дел е реализирана експериментална верификација на вибрациона тест-платформа дизајнирана да ги реплицира работните услови на реална ротирачка машина, со цел проценка на практичната применливост на развиениот хибриден систем. Побудните вибрации од тест-платформата се регистрирани во реално време со систем за мерење на вибрации Brüel & Kjær, а истите се користени како влезен извор за собирање електрична енергија. Собраната енергија е искористена за напојување на Wi-Fi модулот Wemos D1 Mini и MEMS акцелерометар ADXL335, со што е овозможено мерење на вибрациите и пренос на податоците во реална база. На овој начин се потврдува практичната применливост и енергетската автономија на развиениот хибриден систем во рамките на IoT апликациите.

## 5.1. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ПОСТАВЕНОСТ

За валидација на симулациските резултати изработена е експериментална поставеност, чија конфигурација е прикажана на Слика 5.1. Експерименталната поставеност се состои од следниве функционални целини:

- Систем за генерирање на вибрации составен од:
  - Сигнален генератор Agilent 33521A со кој се генерираат синусоидални сигнали со контролирана амплитуда и променлива фреквенција во опсег од 1 Hz до 100 Hz, со цел да се анализира однесувањето на системот во поширок работен фреквентен спектар кој ги опфаќа и првата и втората сопствена фреквенција на конзолата.
  - Електродинамички актуатор ESE211 (VEB Schwingungstechnik und Akustik, WIB, Dresden), детално опишан во дел 2.4, каде што се презентирани влезните напони и генерираните брзини, забрзувања и поместувања на актуаторот.
  - Линеарен засилувач, кој обезбедува соодветна енергија за работа на актуаторот со однос на засилување 1:1, при што го засилува сигналот добиен од генераторот и го испорачува како влезен напон за актуаторот.

- Напојување, кое обезбедува стабилна енергија за работа на целиот систем за побуда.
- Систем за собирање енергија од вибрации. Овој систем е составен од следниве подсистеми:
  - Подсистем за генерирање на електрична енергија од вибрации, кој ја опфаќа еластичната механичка структура (конзолата), пиезоелектричниот и електромагнетниот претворувач. При побуда на конзолата, механичката енергија од вибрациите се конвертира во електрична преку овие претворувачи.
  - Подсистем за исправување на напонот и прилагодување на импедансата, кој овозможува оптимална електрична конверзија и максимално пренесување на енергијата.
  - Подсистем за складирање и менаџирање на енергијата во суперкондензатор, кој служи за акумулација на исправениот напон и обезбедување на стабилно напојување на електронските компоненти. За оваа намена се користи суперкондензатор со висока капацитивност, кој овозможува повеќекратно полнење и празнење без значителни загуби.



Слика 5.1: Блок-дијаграм на експерименталната поставеност на системот за собирање енергија од вибрации

За мерење на вибрациите и електричните перформанси користена е платформата LabVIEW во комбинација со шасија National Instruments NI-cDAQ 9174 и C модулите NI9234 и

NI9207. Мерниот систем овозможува паралелно снимање на механичките и електричните параметри на системот. Компонентите за мерење ги вклучуваат: ласерските сензори microEpsilon optoNCDT 1302 и ILD1220-25, како и осцилоскоп Agilent DSO1002A за мерење на генерираните напони во реално време.

На Слика 5.2 е прикажана целокупната експериментална поставеност, која ги интегрира системот за генерирање на побудни вибрации, системот за собирање енергија и мерната опрема за следење на механичките и електричните параметри.



Слика 5.2: Експерименталната поставеност на системот за побуда и собирање на енергија, заедно со мерната опрема користена при експериментите.

## 5.2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА АНАЛИЗА НА ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧНИ ПРЕТВОРУВАЧИ

Напонот на напојување на електродинамичкиот актуатор е поставен на  $\pm 500$  mVp, при што побудните поместувања од  $\pm 20$   $\mu\text{m}$  (rms) се измерени со ласерски сензори microEpsilon, а максималните брзини, кои се движат во опсег од  $V_{\text{rms}} = 7 \pm 1$  mm/s, се измерени со виброанализатор SKF MicroLog CMVA60 (Слика 5.3).

На Слика 5.4 се прикажани локациите на поставување на дополнителните маси  $m_1$  и  $m_2$ , како и позициите на интегрираните пиезоелектрични претворувачи на конзолната структура.

Дополнително, прикажани се и енергетските зони со најголем енергетски потенцијал, определени врз основа на модалната анализа и распределбата на нормалните напрегања обработени во глава 4, кои служат како основа за избор на позиции на пиезоелектричните претворувачи.



Слика 5.3: Вибро анализатор SKF MicroLog CMVA60



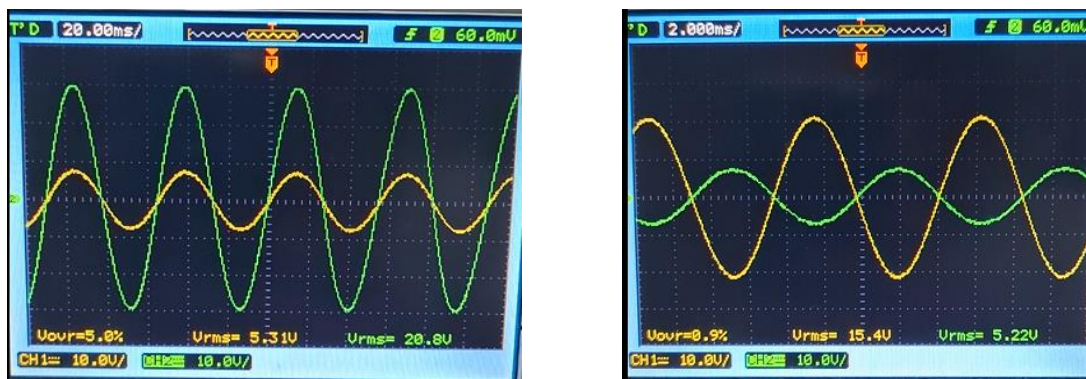
Слика 5.4: Локации на поставување на додадените маси  $m_1$  и  $m_2$ , позициите на интегрираните пиезоелектрични претворувачи и енергетските зони 1 и 2

За да се постигне максимален излезен напон и да се минимизираат загубите во целобрановиот исправувач, пиезоелектричните претворувачи се поврзани сериски, со што се овозможува зголемување на излезниот напон, но и намалување на еквивалентната капацитивност на системот за половина. Загубите во исправувачот настануваат главно поради падот на напон на диодите (приближно 0.6–0.7 V за силициумски или 0.3 V за Шотки диоди) во секој полупериод на сигналот. Кога генерираниот напон од пиезоелектричните елементи е мал,

овој пад претставува значителен дел од вкупниот напон и доведува до пониска ефикасност на исправувањето. Со зголемување на излезниот напон преку сериско поврзување, релативниот удел на диодниот пад се намалува, со што се минимизираат загубите во исправувачот и се зголемува вкупната ефикасност на преносот на енергија кон оптоварувањето. Притоа, вкупната генерирана моќност од пиезоелектричните претворувачи останува непроменета, бидејќи сериското поврзување не влијае на процесот на енергетска конверзија во самите елементи, туку само ја намалува ефективната загуба на исправувачкиот степен. При оваа конфигурација особено е важно генерираните напони да бидат во противфаза помеѓу споените краеве, со цел да се избегне нивно меѓусебно поништување.

Извршени се повеќе мерења со различни комбинации на поставеност на додадените маси  $m_1$  и  $m_2$ , при што масата на еден магнет изнесува 47 g. Анализирани се перформансите на конзолата без додадени маси, како и со различни комбинации на  $m_1$  и  $m_2$ , за првиот и вториот тон на осцилации. Овие мерења се спроведени со цел да се утврди влијанието на распределбата и големината на додадената маса врз динамичката чувствителност и енергетската ефикасност на системот, како и за верификација на резултатите добиени од нумеричките симулации прикажани во глава 4. Додавањето на маси доведува до поместување на сопствените фреквенции и промена на амплитудната распределба во енергетските зони, што директно влијание врз генерираниот напон.

Во рамките на експерименталното истражување истовремено се регистрирани напоните од двата пиезоелектрични претворувачи, при различни комбинации на додадени маси. На Слика 5.5 се прикажани генерираните напонски сигнали за случајот на конзола без додадени маси, измерени при првата природна фреквенција  $f_1 = 18.3$  Hz и втората природна фреквенција  $f_2 = 114.7$  Hz. Од прикажаните резултати може да се забележи дека при првиот тон на осцилирање сигналите од пиезоелектричните претворувачи, поставени во енергетска зона 1 и енергетска зона 2, се во фаза, додека во вториот мод се јавува противфазно однесување. Оваа појава е резултат на различните форми на свиткување на конзолната структура при вториот тон, кога одредени делови од конзолата се движат во спротивни насоки, што доведува до промена на поларитетот на индуцираните напони.



Слика 5.5: Генерираните напони на пиезоелектричните претворувачи енергетска зона 1 и 2 за комбинација на конзола без додадени маси,  $f_1=18.3\text{Hz}$  и  $f_2=114.7\text{Hz}$

Резултатите од експерименталните мерења се сумирани во Табела 5.1, каде се прикажани природните фреквенции и ефективните напони ( $V_1$  и  $V_2$ ) добиени од двата пиезоелектрични претворувачи за сите комбинации на додадени маси. Од добиените податоци може да се забележи карактеристичен тренд на намалување на првата природна фреквенција ( $f_1$ ) со зголемување на вкупната маса прикачена на слободниот крај на конзолата. Притоа,  $f_1$  се намалува од 18.3 Hz кај основната конфигурација без маса на 9.0 Hz при додадена маса  $m_1 = 47$  g, што претставува намалување од приближно 51%. При поголема маса  $m_1 = 94$  g, првата природна фреквенција дополнително се намалува на 6.6 Hz, односно за вкупно околу 64% во однос на почетната вредност. Овој изразен пад на резонантната фреквенција е во согласност со модалниот одговор на системот и со резултатите од нумеричките симулации, каде исто така е утврдено дека зголемувањето на додадената маса доведува до пропорционално намалување на природната фреквенција. Истовремено, втората природна фреквенција ( $f_2$ ) исто така покажува значајна чувствителност на промената на масата, особено при интеграција на масата  $m_2$ , чија положба има доминантно влијание врз динамиката на конзолата во вториот тон на осцилирање. Вредноста на  $f_2$  се намалува од околу 114.7 Hz кај основната конфигурација до 46.2 Hz кај најголемата комбинирана маса ( $m_1 = 94$  g,  $m_2 = 94$  g), што претставува намалување од околу 60%. Овие резултати потврдуваат дека соодветниот избор на позицијата и големината на додадените маси овозможува контролирано „тјунирање“ на работниот фреквентен опсег на системот, при што се менува и распределбата на енергетскиот принос во различните енергетски зони на конзолната структура.

Табела 5.1 Експериментални резултати од мерењето со пиезо претворувачите

Комбинација	f (Hz)	V <sub>1</sub> (Vrms) (V)	V <sub>2</sub> (Vrms) (V)
Конзола без додадени маси	18.33	20.8	5.31
	114.69	5.22	15.4
Со додадена маса m <sub>1</sub> =47g	8.97	22.3	8.42
	92.3	7.49	16.2
Со додадена маса m <sub>1</sub> =94g	6.6	21.4	8.48
	86.75	9.36	18.7
Со додадена маса m <sub>2</sub> =47g	9.1	19.3	8.12
	80.8	2.8	14.4
Со додадена маса m <sub>1</sub> =47 g, m <sub>2</sub> =47g	7.5	17.3	7.5
	63.1	4.6	10.6
Со додадена маса m <sub>1</sub> =47 g, m <sub>2</sub> =94 g	6.7	16.8	7.5
	48.7	2.23	11.7
Со додадена маса m <sub>1</sub> =94 g, m <sub>2</sub> =94 g	6.5	16.1	7.4
	46.2	3.8	13.8

Од прикажаните резултати во Табела 5.1 може да се забележи дека генерираните напони  $V_1$  и  $V_2$  зависат како од додадените маси, така и од тонот на осцилирање. Кај првиот тон ( $f_1$ ) доминира пиезоелектричниот претворувач поставен во првата енергетска зона, при што напонот  $V_1$  достигнува вредности до 22.3 V, додека напонот во втората зона ( $V_2$ ) е помал, со максимални вредности од околу 8.5 V. Со зголемување на масата, напонот во првата зона постепено се намалува (до околу 16 V при најголема маса), додека напонот во втората зона благо се зголемува.

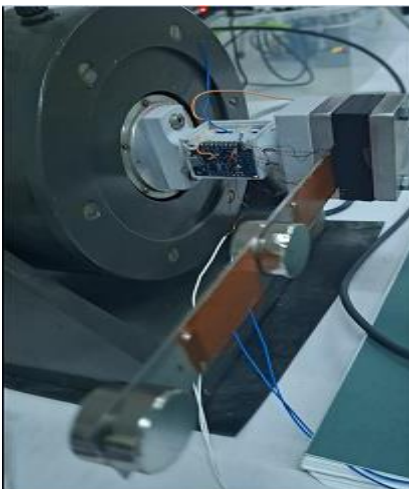
Во вториот тон ( $f_2$ ) ситуацијата е обратна, пиезоелектричниот претворувач во втората енергетска зона генерира значително повисоки напони, со максимална вредност од 18.7 V при  $m_1 = 94$  g, додека напонот  $V_1$  во првата зона опаѓа под 5 V. Овој премин на доминантната енергетска зона од првата кон втората при повисок тон е во целосна согласност со тоновите форми добиени од нумеричките симулации, каде втората зона се наоѓа во близина на врвот на максималната амплитуда и е подложена на поголеми деформации.

Врз основа на експерименталните мерења и нумеричките симулации, како референтна конфигурација за понатамошната анализа е избрана комбинацијата на додадени маси  $m_1 = 94$  g и  $m_2 = 94$  g. Овој избор претставува компромис меѓу енергетскиот принос и линеарното движење на масата  $m_2$ .

Од аспект на енергетскиот принос, оваа конфигурација овозможува задржување на високи напонски вредности во двете енергетски зони  $V_1 \approx 16$  V за првата сопствена фреквенција и  $V_2 \approx 13$ – $14$  V за втората сопствена фреквенција, со што се постигнува поволна рамнотежа меѓу генерираната електрична моќност за двете природни фреквенции.

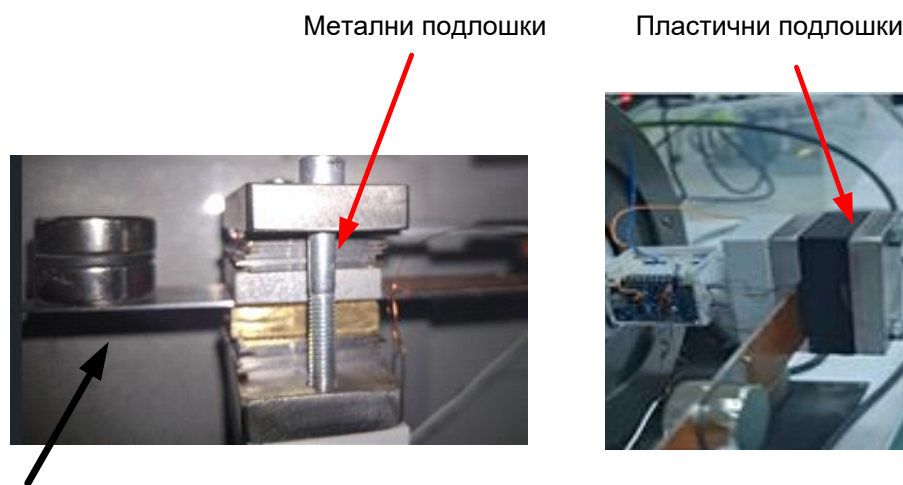
Дополнително, избраната конфигурација ја потврди линеарноста на движењето на масата  $m_2$  при вториот тон на осцилирање, што е во целосна согласност со резултатите од нумеричките симулации. Масата  $m_2$ , која во понатамошниот хибриден систем претставува постојан магнет на електромагнетниот претворувач, покажува минимални латерални отклонувања, што овозможува намалување на ризикот од колизија и дозволува попрецизно одржување на растојанието помеѓу магнетот и намотката. На тој начин се избегнуваат механички удари и се минимизираат загубите на магнетниот флуks, што директно придонесува за зголемување на ефикасноста на електромагнетната конверзија.

Покрај тоа, во оваа комбинација втората природна фреквенција  $f_2 \approx 46$  Hz се наоѓа во близина на фреквентниот опсег на побуди кај голем број индустриски ротирачки машини (25–50 Hz), со што системот е природно усогласен со реални индустриски вибрации.



Слика 5.6: Експериментална поставеност на системот со додадени маси  $m_1 = 94$  g и  $m_2 = 94$  g

Во оваа фаза од истражувањето беше извршен тест на механичката поставеност со цел да се испита влијанието на потпорните елементи врз енергетската ефикасност на системот. Пластичните подлошки преку кои конзолата беше фиксирана на стожерот, заради намалување на пригушувањето, беа заменети со метални. Дополнително, поставувањето на две додадени маси на спротивниот крај од конзолата со мал препуст (обележано на Слика 5.7) резултираше со подобрени динамички перформанси и повисок енергетски принос. Овој аспект не е опфатен во симулациските анализи и може да послужи како предмет на идни истражувања, со што се потврдува дека и најмалите конструктивни детали во системот можат значително да влијаат врз крајните резултати и ефикасноста на конверзијата. Во Табела 5.2 се прикажани резултатите добиени со овие конструктивни корекции, каде што, во споредба со резултатите од Табела 5.1 за истата комбинација ( $m_1 = 94 \text{ g}$ ,  $m_2 = 94 \text{ g}$ ), се забележува зголемување на излезните напони за приближно 10–15%, како и поместување на втората природна фреквенција од 46.2 Hz на 49 Hz.



Локација на поставувањето на два магнети на спротивниот крај од конзолата со препуст

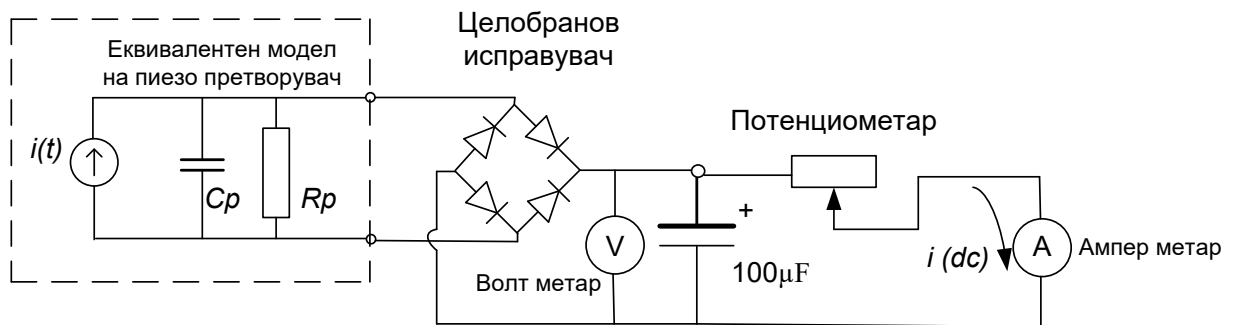
Слика 5.7: Подобрена конекција со вкештувањето и дополнителни магнети

Табела 5.2: Експериментални резултати со менување на пластичните во метални подлошки

Подобрена комбинација	f (Hz)	V <sub>1</sub> (Vrms)	V <sub>2</sub> (Vrms)
m <sub>1</sub> =94 g; m <sub>2</sub> =94 g	6.5	17.6	8.1
	49	6.5	15.8

### 5.2.1. ПРИЛАГОДУВАЊЕ НА ИМПЕДАНСАТА НА ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧНИТЕ ПРЕТВОРУВАЧИ

За определување на максималната излезна моќност на пиезоелектричните претворувачи е користена електрична шема прикажана на Слика 5.8. Генерираниот напон од пиезоелектричните претворувачи е наизменичен (AC), со фреквенција која зависи од осцилациите на механичката структура. Методологијата за мерење на генерираната моќност вклучува целобранов исправувач за конверзија на AC во DC напон, проследен со стабилизација и филтрирање преку кондензатор со капацитет од 100  $\mu\text{F}$ . Во колото е сериски поврзан потенциометар, чија промена на отпорот предизвикува промена на напонот и струјата во колото. Струјата е мерена со дигитален мултиметар Agilent 34401A (6½ digits), а напонот на филтер-кондензаторот е следен со осцилоскоп Agilent DSO1002A. Електричната моќност е пресметана како производ на измерениот напон и струјата генерирани од пиезоелектричниот претворувач.



Слика 5.8: Електрично коло за мерење на моќност на пиезопретворувачи

Границите на оптималниот отпор зависат од капацитивноста ( $C_p$ ) на пиезоелектричните претворувачи и од фреквенцијата на осцилации на механичката структура. За првата ( $f_1 = 6.5 \text{ Hz}$ ) и втората сопствена фреквенција ( $f_2 = 49 \text{ Hz}$ ), оптималниот отпор е пресметан според равенката (4.19). Според техничката спецификација на производителот, капацитивноста на пиезоелектричниот претворувач изнесува  $C_p = 150 \text{ nF} \pm 20\%$ . При сериско поврзување на двата претворувачи, вкупната капацитивност се движи во интервал од 60 до 90 nF. Следствено, границите на оптималниот отпор се добиваат според равенката (4.19):

За првата сопствена фреквенција  $f_1 = 6.5 \text{ Hz}$ :

$$R_{opt(max)} = \frac{1}{2\pi f C_p} = \frac{1}{2\pi \cdot 6.5 \cdot 60 \cdot 10^{-9}} = 408 \text{ k}\Omega \quad (5.1)$$

$$R_{opt(min)} = \frac{1}{2\pi f C_p} = \frac{1}{2\pi \cdot 6.5 \cdot 90 \cdot 10^{-9}} = 272 \text{ k}\Omega \quad (5.2)$$

За втората сопствена фреквенција  $f_2 = 49 \text{ Hz}$ :

$$R_{opt(max)} = \frac{1}{2\pi f C_p} = \frac{1}{2\pi \cdot 49 \cdot 60 \cdot 10^{-9}} = 54.2 \text{ k}\Omega \quad (5.3)$$

$$R_{opt(min)} = \frac{1}{2\pi f C_p} = \frac{1}{2\pi \cdot 49 \cdot 90 \cdot 10^{-9}} = 36.1 \text{ k}\Omega \quad (5.4)$$

Во експериментите е користен потенциометар со опсег до 500 k $\Omega$ , со што е опфатено фино подесување на оптоварувањето за двете природни фреквенции.

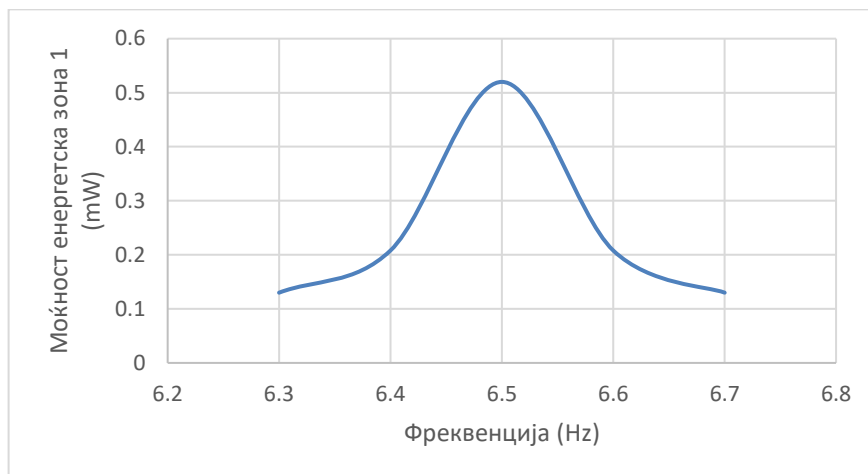
Експерименталните мерења покажаа дека оптималниот отпор за првата сопствена фреквенција  $f_1 = 6.5 \text{ Hz}$  изнесува  $R_{opt} = 290 \text{ k}\Omega$ , а за втората сопствена фреквенција  $f_2 = 49 \text{ Hz}$  изнесува  $R_{opt} = 37.8 \text{ k}\Omega$ .

### 5.2.2. МОЌНОСТ НА ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧНИТЕ ПРЕТВОРУВАЧИ

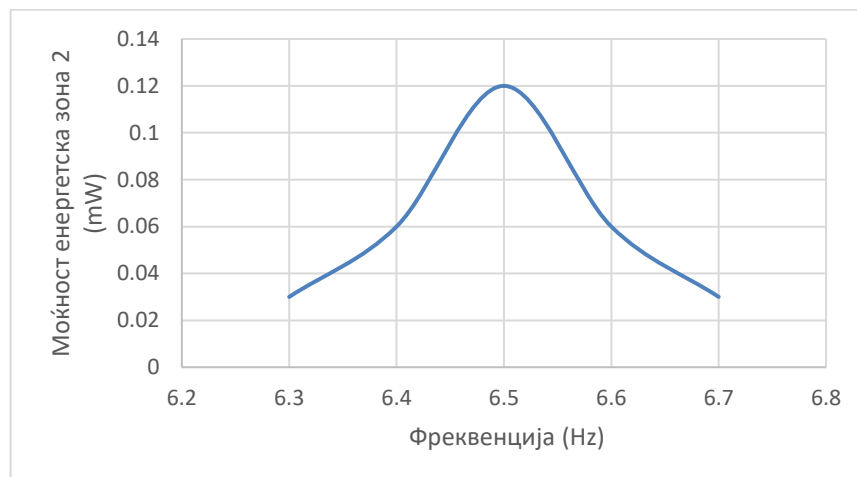
На Сликите 5.9 и 5.10 се прикажани резултатите за генерираната електрична моќност на пиезоелектричните претворувачи во фреквентниот опсег на првата сопствена фреквенција на системот со користење на оптималните отпори за првата и втората сопствена фреквенција.

#### Моќност во област на првата сопствена фреквенција

Од графициите може да се забележи дека оперативниот опсег во кој се одржува значителен принос на енергија е од 6.3 Hz до 6.7 Hz, при што моќноста нагло опаѓа надвор од ова подрачје. Ова го потврдува карактеристичниот резонантен одговор на конзолната структура, каде што малите отстапувања од природната фреквенција водат до значително намалување на ефикасноста. При  $f_1 = 6.5 \text{ Hz}$  и  $R_{opt} = 290 \text{ k}\Omega$ , максималната излезна моќност е постигната со напон од 12.4 V DC и струја од 42  $\mu\text{A}$  DC во енергетска зона 1, што дава моќност од 0.52 mW. Во енергетска зона 2, напонот изнесува 5.7 V DC, струјата 21  $\mu\text{A}$  DC, а моќноста 0.12 mW. Со идеално сумирање на енергијата од двете зони, вкупната излезна моќност би изнесувала 0.64 mW.



Слика 5.9: Моќност на пиезоелектричниот претворувач во енергетска зона 1, во област на првата сопствена фреквенција



Слика 5.10: Моќност на пиезоелектричниот претворувач во енергетска зона 2, во област на првата сопствена фреквенција

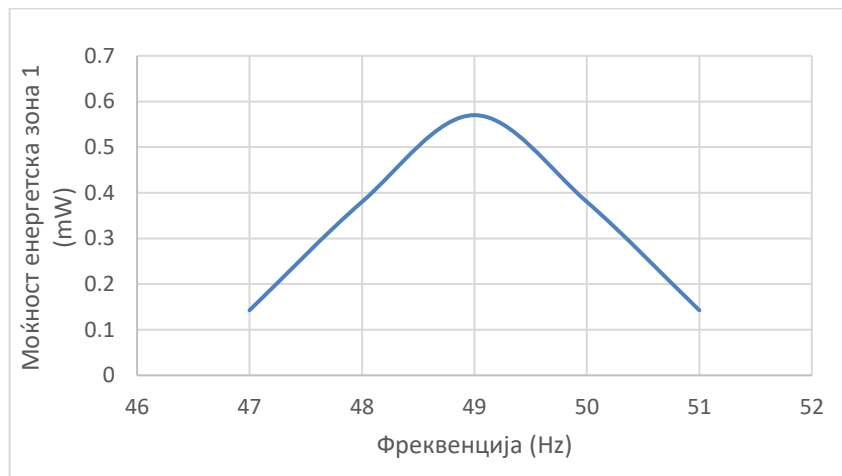
### Моќност во област на втората сопствена фреквенција

Во областа на втората сопствена фреквенција ( $f_2 = 49$  Hz), пиезоелектричните претворувачи покажуваат значително повисоки вредности на излезна моќност во споредба со првата природна фреквенција. Од Сликите 5.12 и 5.13 се забележува дека оперативниот фреквентен опсег во кој се генерира значителна електрична енергија се движи помеѓу 47 Hz и 51 Hz, со јасно изразен пик на моќност околу 49 Hz. Во енергетска зона 1, при  $f_2 = 49$  Hz и  $R_{opt} = 37.8$  k $\Omega$ , измерен е напон од 4.65 V DC и струја од 123  $\mu$ A DC, што резултира со моќност од 0.57 mW.

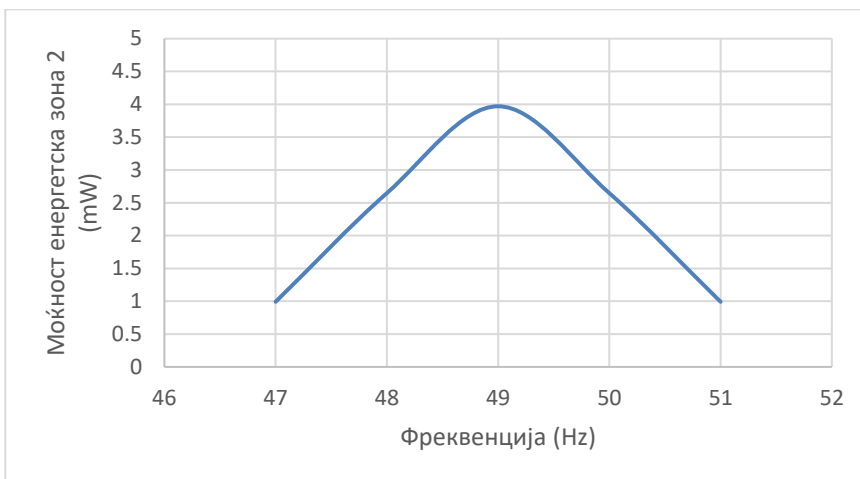
Во енергетска зона 2, напонот достигнува 11.2 V DC и струја од 304  $\mu$ A DC (Слика 5.11), што дава моќност од 3.4 mW. Со идеално сумирање на излезната енергија од двете зони, вкупната излезна моќност на системот изнесува приближно 3.97 mW, што е за приближно шестпати поголема вредност во однос на првата сопствена фреквенција.



Слика 5.11: Измерен напон од 11.2 V и струја од 0.304 mA на пиезоелектричниот претворувач во енергетска зона 2



Слика 5.12: Моќност на пиезоелектричниот претворувач во енергетска зона 1, во област на втората сопствена фреквенција



Слика 5.13: Моќност на пиезоелектричниот претворувач во енергетска зона 2, во област на втората сопствена фреквенција

Овие резултати покажуваат дека максималната излезна моќност е во директна зависност од фреквенцијата на осцилации на механичката структура, и дека за постигнување на повисоки енергетски приноси е неопходна адаптивна импедансна контрола. Со други зборови, оптималниот отпор на оптоварување треба да биде променлива величина која се приспособува на фреквенцијата на вибрации, со цел пиезоелектричните претворувачи секогаш да работат во услови на максимален трансфер на енергија.

### 5.3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА АНАЛИЗА НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТНИОТ ПРЕТВОРУВАЧ

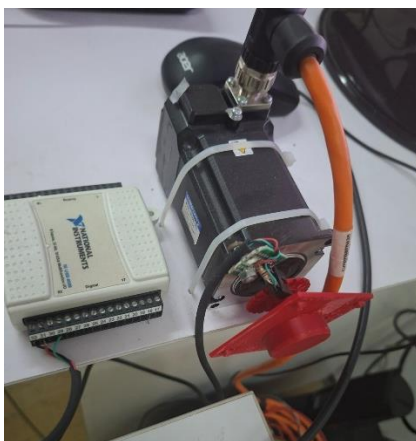
Во оваа подглава се анализира електромагнетниот претворувач како составен елемент на хибридниот мултифизички систем за собирање енергија од вибрации. Главната цел на истражувањето е експериментално да се карактеризира електромагнетниот претворувач и да се верификуваат нумеричките резултати добиени со COMSOL Multiphysics, преку споредба на неговите перформанси во две различни конфигурации. Во првата конфигурација, намотката е фиксирана на статичка подлога, додека магнетот, кој ја претставува додадената маса  $m_2$ , е поставен на позицијата на конзолата дефинирана во нумеричките анализи во Глава 4.2.11. Во

втората конфигурација, намотката е интегрирана на крајот на дополнителна втора конзола, со што се овозможува релативно движење помеѓу магнетот и намотката. Експерименталните анализи се насочени кон оценување на ефикасноста на системот и испитување на можностите за проширување на работниот фреквентен опсег на хибридниот систем.

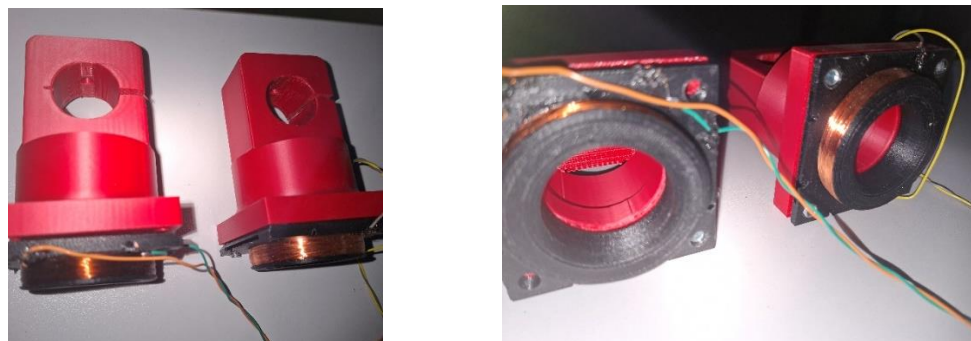
### 5.3.1. ДИЗАЈН И ИЗРАБОТКА НА НАМОТКАТА НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТНИОТ ПРЕТВОРУВАЧ

Врз основа на резултатите од нумеричките симулации е изработена намотка за електромагнетниот претворувач. За потребите на експериментот е конструиран специјален уред за автоматизирано намотување и развиена е програма за управување со процесот на навивање на намотките (Слика 5.14).

Експерименталната конфигурација на електромагнетниот претворувач содржи 4500 навивки изработени со бакарна жица со дебелина од 0.1 mm, со отпор од 1281  $\Omega$  и индуктивност од 973 mH. Внатрешниот дијаметар на намотката изнесува 32.5 mm, додека висината е 0.7 mm. На Слика 5.15 е прикажана изработената намотка, а основните електрични карактеристики се прикажани во Табела 5.4.



Слика 5.14: Дизајниран уред за намотување на навивките



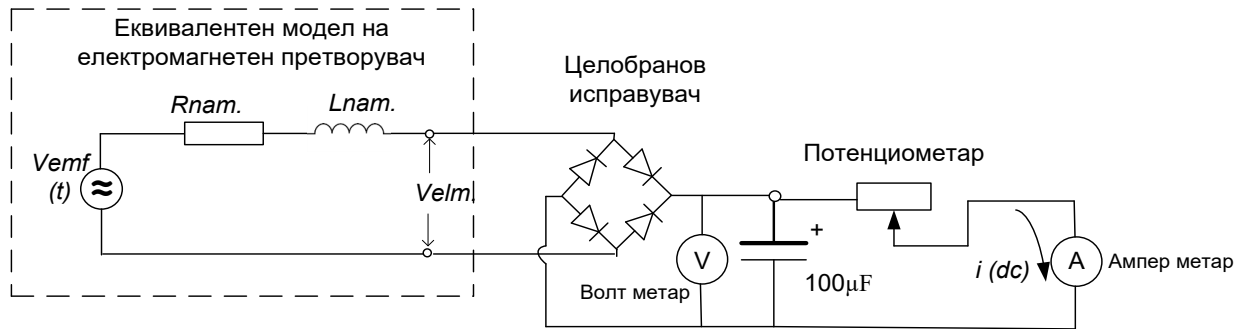
Слика 5.15: Изработена намотка за електромагнетниот претворувач

Табела 5.4: Карактеристики на двата типа на намотки

Намотка	Број на намотки	Дебелина на жица (m)	Отпор на намотката измерен ( $\Omega$ )	Индуктивност (mH)	Должина (m)	Отпор пресметка по формула	Дијаметар (mm)	Висина на намотка	XL ( $\Omega$ )
1	4500	0.0001	1280	973	565.5	1209.6	32.5	0.7	305.7

### 5.3.2. ПРИЛАГОДУВАЊЕ НА ИМПЕДАНСАТА НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТНИОТ ПРЕТВОРУВАЧ

Слично како и кај пиезоелектричниот претворувач, генерираниот напон на електромагнетниот претворувач е наизменичен (AC) и зависи од фреквенцијата и амплитудата на осцилациите на механичката структура. Електричната шема на експерименталното коло е прикажана на Слика 5.16. Во неа, генерираниот напон се исправува преку целобранов исправувач, а добиената еднонасочна компонента се филтрира со кондензатор со капацитет од 100  $\mu\text{F}$ , со што се овозможува стабилизирана DC вредност на излезниот напон. Во излезното коло е сериски вклучен потенциометар со прилагодлив отпор, преку кој се регулира оптоварувањето и се овозможува експериментално определување на условите за максимална излезна моќност. Струјата во колото е мерена со дигитален мултиметар Agilent 34401A (6½ digits), а напонот на филтер-кондензаторот е следен со осцилоскоп Agilent DSO1002A. Електричната моќност е пресметана како производ на измерените DC вредности на напонот  $V$  и струјата  $I$ .



Слика 5.16: Електрична шема за прилагодување на импедансата и мерење на излезната моќност на електромагнетниот претворувач

Аналитичката пресметка на оптималната отпорност на електромагнетниот претворувач е објаснета во Глава 4.3.2, каде што е дадена зависноста со равенката (4.29). Со замена на параметрите на намотката во оваа равенка, е определен рангот на оптималниот отпор за првата сопствена фреквенција  $f_1 = 6.5 \text{ Hz}$  и втората сопствена фреквенција  $f_2 = 49 \text{ Hz}$ .

За првата сопствена фреквенција  $f_1 = 6.5 \text{ Hz}$ :

$$R_{opt(nam)} = \sqrt{R_{nam.}^2 + (\omega L)^2} = \sqrt{1280^2 + (2\pi \cdot 6.5 \cdot 973 \cdot 10^{-3})^2} = 1.27 \text{ k}\Omega \quad (5.5)$$

За втората сопствена фреквенција  $f_2 = 49 \text{ Hz}$ :

$$R_{opt(nam)} = \sqrt{R_{nam.}^2 + (\omega L)^2} = \sqrt{1280^2 + (2\pi \cdot 49 \cdot 973 \cdot 10^{-3})^2} = 1.3 \text{ k}\Omega \quad (5.6)$$

Во експериментите е користен потенциометар со опсег до  $5 \text{ k}\Omega$ , со што е опфатено fino подесување на оптоварувањето. Разликата помеѓу пресметаните вредности за фреквенциите од  $6.5 \text{ Hz}$  и  $49 \text{ Hz}$  изнесува приближно  $1.5\%$ , што укажува дека електричниот отпор на намотката има доминантно влијание врз вкупната импеданса, додека индуктивниот ефект останува релативно мал поради нискофреквентниот карактер на побудата. Експерименталните мерења покажаа дека оптималниот отпор и за првата сопствена фреквенција и за втората сопствена фреквенција  $f_2 = 49 \text{ Hz}$  изнесува приближно  $R_{opt} = 1.28 \text{ k}\Omega$ .

### 5.3.3. МОЌНОСТ НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТЕН ПРЕТВОРУВАЧ СО НЕПОДВИЖНА НАМОТКА

Во оваа конфигурација е извршено експериментално мерење на индуцираниот напон и максималната електричната моќност на електромагнетниот претворувач со фиксна намотка монтирана на статичка подлога. Експериментите се спроведени со употреба на електродинамички актуатор ESE211, кој генерира контролирани хармониски вибрации со

ефективна брзина  $V_{rms} = 7 \text{ mm/s}$ . Целта на мерењата е да се утврди зависноста на индуцираниот напон од првата и втората сопствена фреквенција на осцилирање на механичката структура, како и да се определи максималната електрична моќност при оптималниот отпор. Поставеноста на експерименталниот систем е прикажана на Слика 5.17.



Слика 5.17: Анализа на електромагнетниот претворувач со фиксна намотка

#### Резултати за максимална излезна моќност.

При првата сопствена фреквенција  $f_1 = 6.5 \text{ Hz}$ , индуцираниот напонот од електромагнетниот претворувач изнесува  $0.5 \text{ V DC}$ , со струја од  $0.39 \text{ mA DC}$ , што резултира со излезна моќност од  $0.2 \text{ mW}$ . За втората природна фреквенција  $f_2 = 49 \text{ Hz}$ , индуцираниот напонот изнесува  $2.6 \text{ V DC}$ , со струја од  $2 \text{ mA DC}$ , што дава максимална излезна моќност од  $5.2 \text{ mW}$ . Овие резултати потврдуваат дека зголемувањето на фреквенцијата и релативната брзина на движење помеѓу магнетот и намотката директно влијае на зголемување на индуцираниот напон и електричната моќност на системот, што е во согласност со нумеричките симулации и теоретските предвидувања. Во Табела 5.5 се прикажани измерените DC вредности на напон, струја и моќност за електромагнетниот претворувач со фиксна намотка.

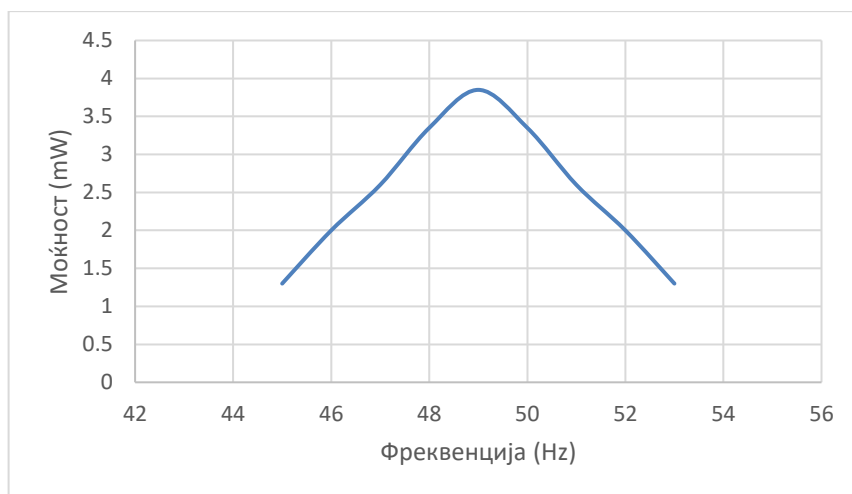
Табела 5.5: Измерени DC вредности на напон, струја и моќност за електромагнетниот претворувач со фиксна намотка

Фреквенција (Hz)	Напон (V)	Струја (mA)	Моќност (mW)
6.5	1.3	1.15	1.5
49	2.6	2.03	5.3

Ефикасноста и излезната моќност на електромагнетниот претворувач значително опаѓа штом системот излегува од резонантното подрачје. Според експерименталните мерења, дури и мало отстапување од природната фреквенција доведува до значително намалување на индуцираниот напон и соодветно на пренесената електрична енергија. При промена на првата природна фреквенција за само 2 %, излезната моќност се намалува за приближно 50 %. Сличен тренд е забележан и кај втората природна фреквенција, каде за отстапување од околу 4 % моќноста се намалува од 5.3 mW на 2.6 mW, како што е прикажано во Табела 5.6. Овие резултати потврдуваат дека излезната моќност е силно зависна од резонантниот одговор на механичкиот систем.

Табела 5.6: Измерени DC вредности на напон, струја и моќност за електромагнетниот претворувач со фиксна намотка за промена на природната фреквенција за 15 %

Фреквенција (Hz)	Напон (V)	Струја (mA)	Моќност (mW)
6.5 ± 2%	0.95	0.73	0.7
49 ± 4 %	1.8	1.4	2.6

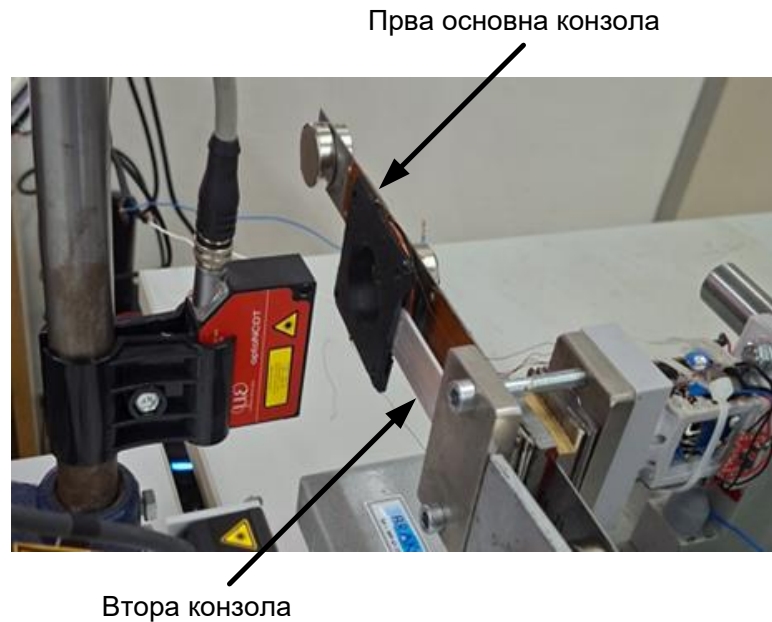


Слика 5.18: Моќност на електромагнетниот претворувач во област на втората природна фреквенција

#### 5.3.4. АНАЛИЗА НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТЕН ПРЕТВОРУВАЧ СО НАМОТКА НА ВТОРА КОНЗОЛА

Интеграцијата на намотката на електромагнетниот претворувач на втората конзола има за цел зголемување на ефикасноста на системот за собирање енергија и проширување на неговиот работен фреквентен опсег. Согласно аналитичките пресметки според Ојлер–Бернулиевата теорија изведени во Глава 3, должината на втората конзола заедно со интегрираната намотка е дизајнирана така што системот да има прва природна фреквенција од приближно 46 Hz (Слика 5.19). За исполнување на овие услови изборот е алуминиумска конзола со геометриските димензии должина 100 mm, широчина 20 mm и дебелина 2 mm. Со додавањето на втората конзола, системот покажува промена во природните фреквенции на вибрации. Новите измерени вредности укажуваат дека првата сопствена фреквенција е поместена на 7.5 Hz, додека втората на 52.5 Hz. Овие промени најверојатно се резултат на повторната монтажа и прецизното позиционирање на системот, што дополнително влијае врз динамиката и на првата основна конзола.

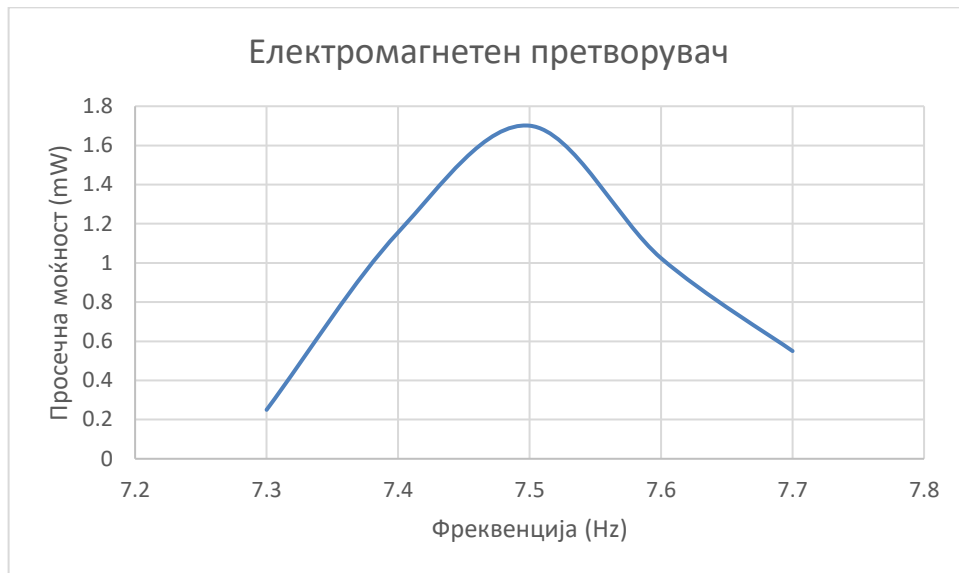
Индуцираниот напон во електромагнетниот претворувач зависи од релативната брзина помеѓу магнетот поставен на првата (основна) конзола и намотката интегрирана на втората конзола. За разлика од случајот со фиксна намотка, каде индуцираниот напон зависи исклучиво од динамичкиот одговор на една конзола, во оваа конфигурација се јавува дополнителен релативен ефект и појава на феноменот на биене (beating). Двете конзоли поседуваат различни природни фреквенции, но со релативно блиски вредности, што предизвикува периодични варијации на амплитудата и моментално зголемена релативна брзина помеѓу магнетот и намотката. Овој ефект директно придонесува за зголемена ефикасност на електромагнетната конверзија и проширување на работниот фреквентен опсег на системот.



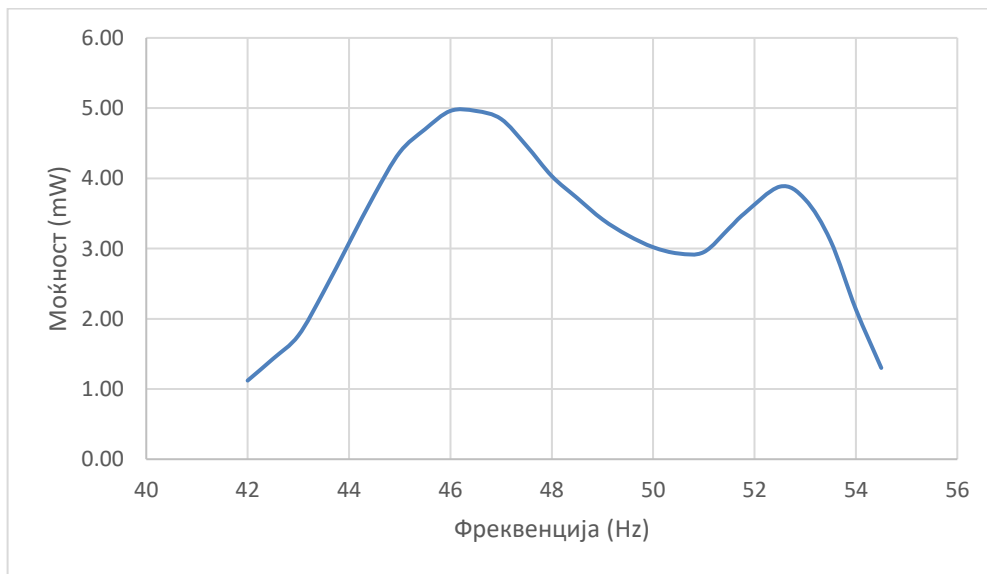
Слика 5.19: Експериментална конфигурација со намотка интегрирана на втората конзола за зголемување на релативното движење помеѓу магнетот и намотката.

Во областа на првата сопствена фреквенција, оперативниот опсег на електромагнетниот претворувач е од 7.3 Hz до 7.7 Hz, при што се генерира моќност од 0.3 mW до максимални 1.7 mW на фреквенција од 7.5 Hz. Графикот на моќности за овој фреквентен опсег е прикажан на Слика 5.20.

Во областа на втората сопствена фреквенција, оперативниот опсег на електромагнетниот претворувач е од 42 Hz до 55 Hz, со генерирана моќност од 1.12 mW до максимални 5 mW на фреквенција од 46 Hz. Графикот на моќности за овој опсег е прикажан на Слика 5.21.



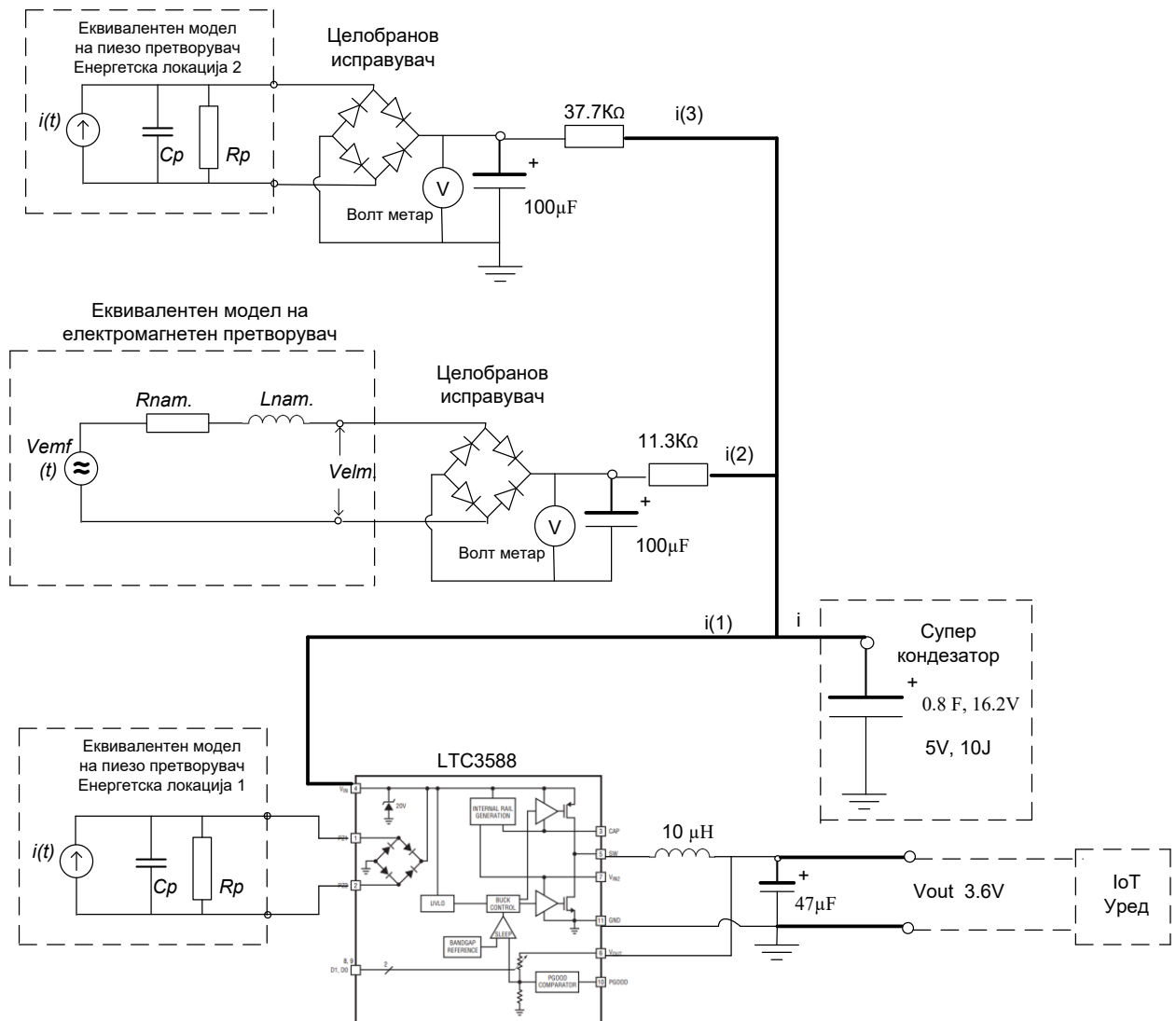
Слика 5.20: Моќност на електромагнетниот претворувач во област на прва сопствена фреквенција



Слика 5.21: Моќност на електромагнетниот претворувач во област на втора сопствена фреквенција

## 5.4. АНАЛИЗА НА МОЌНОСТА НА ХИБРИДНИОТ СИСТЕМ

Во оваа подглава е извршена анализа на целокупниот хибриден мултифизички систем за собирање енергија од вибрации, составен од пиезоелектрични претворувачи интегрирани во енергетските зони на конзолата и електромагнетен претворувач чија намотка е поставена на втората конзола. Хибридниот систем претставува функционална интеграција на претходно анализирани подсистеми, со цел да се оцени нивната комплементарна работа, ефикасноста на енергетската конверзија, како и стабилноста на добиената електрична енергија при реални вибрациони услови. Анализата опфаќа мерење на излезната моќност на системот како целина, преку поврзување на пиезоелектричните и електромагнетниот претворувач во заедничка енергетска шема, прикажана на Слика 5.24. Во оваа конфигурација, секој претворувач е електрично изолиран преку свој целобранов исправувач, а нивните DC излези се обединети и поврзани кон заедничкиот систем за складирање на електрична енергија во суперкондензатор. Складираната енергија се управува преку енергетски управувачки модул LTC3588, кој овозможува стабилизација на напонот и обезбедува константен излезен напон од 3.6 V DC, наменет за напојување на IoT уреди со ниска потрошувачка.



Слика 5.22: Шема на целокупната електроника за хибридната комбинација

#### 5.4.1. МОЌНОСТ НА ХИБРИДЕН СИСТЕМ

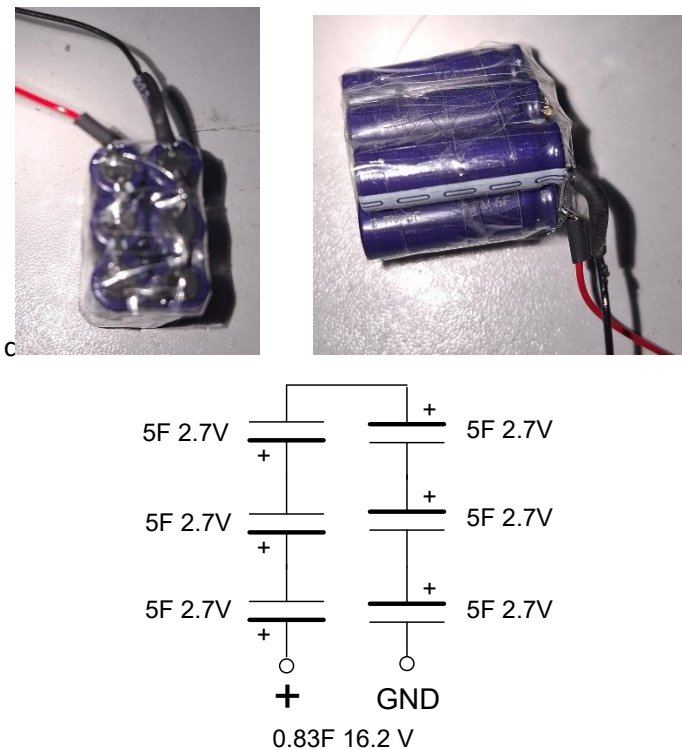
За верификација на излезната моќност на хибридниот систем применета е методологија заснована на временско мерење на процесот на полнење на суперкондензаторот до напон од 5 V. На тој начин, времето на полнење служи како индиректен показател за количината на електрична енергија што системот ја генерира и складира. Енергијата акумулирана во кондензаторот се пресметува според изразот:

$$E_{Cs} = \frac{1}{2} CV^2 \quad (5.8.)$$

Просечната моќност на системот може да се пресмета како однос на складираната енергија во суперкондезаторот и времето на полнење ( $\Delta t$ ):

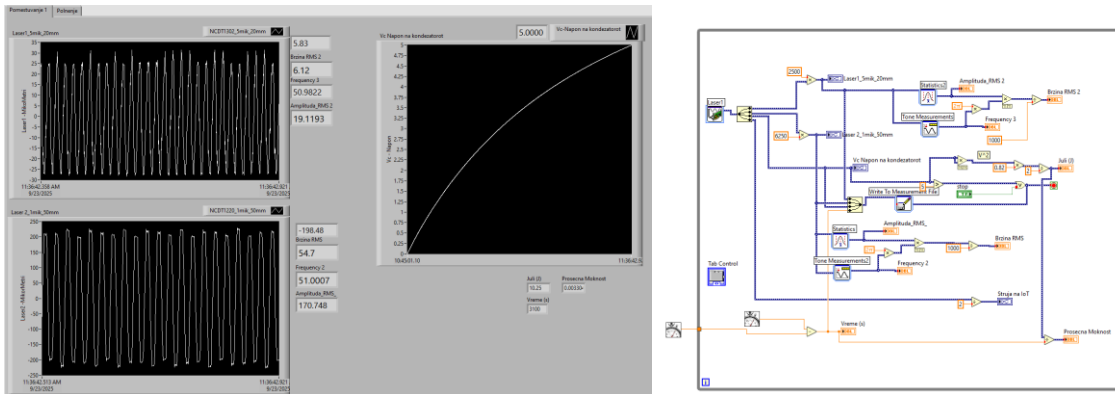
$$P_{avr} = \frac{E_{Cs}}{\Delta t} \quad (5.9)$$

Суперкондензаторот е составен од шест сериски поврзани кондензатори, секој со номинален капацитет од 5 F и максимален напон на пробив од 2.7 V (Слика 5.23). Со оваа конфигурација вкупниот дозволен работен напон се зголемува на приближно 16.2 V, додека ефективниот капацитет се редуцира на 0.83 F, така што ќе овозможува стабилна работа на системот.



Слика 5.23: Суперкондензатор, сериска конфигурација (6 × 5 F, 2.7 V)

За мерење на напонот на суперкондензаторот и времето на негово полнење, е развиен виртуелен инструмент во LabVIEW, прикажан на Слика 5.24. Преку истиот инструмент, истовремено се следи и брзината на побудата, со цел да се обезбеди дека системот работи во контролирани услови на вибрации во границите на ефективна брзина од околу 7 mm/s.



Слика 5.24: LabVIEW фронт-панел и блок-дијаграм на виртуелен инструмент за мерење на поместувања и брзина на полнење на суперкондензаторот

Складираната енергија во суперкондензаторот при напон од 5 V изнесува:

$$E_{CS} = \frac{1}{2} CV^2 = \frac{1}{2} 0.83 \cdot 5^2 = 10.3 J \quad (5.10)$$

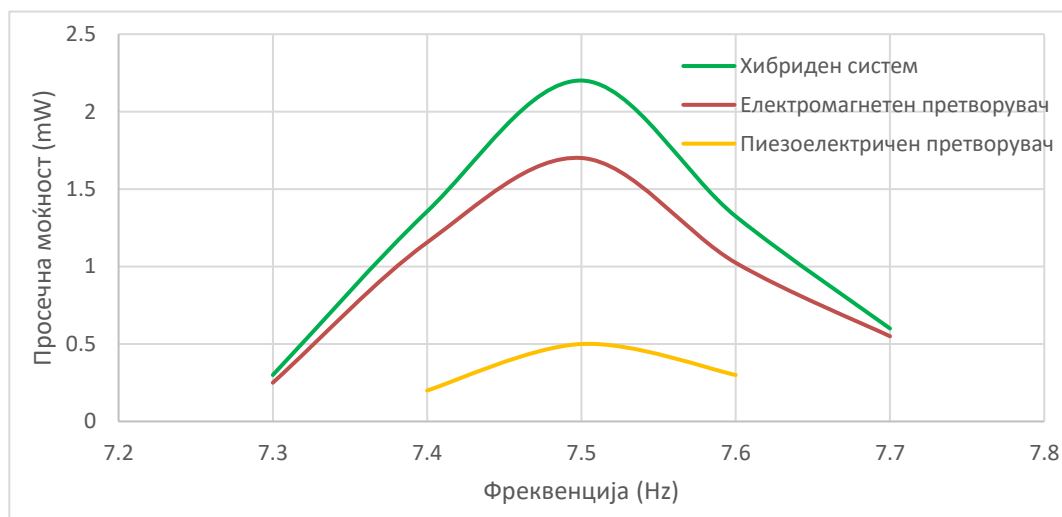
Мерењето на времето на полнење  $\Delta t$  на кондензаторот од 0 V до 5 V и пресметаните вредности на просечната моќност се прикажани во Табела 5.7.

Табела 5.7: Измерени времиња на полнење и пресметани вредности на просечната моќност на хибридниот систем

Фреквенција (Hz)	Просечна моќност (mW)	Време на полнење (min)
56	1.18	145
55	1.86	92
54	2.56	67
53	3.47	49
52	3.30	51
51	3.31	52
50	3.07	51
49	3.44	50
48	4.25	40
47	4.98	35
46	5.11	34
45	4.55	38
44	3.38	51
43	2.15	80
42	1.47	90
41	1.10	160

7.4	1.36	461
7.5	2.20	284
7.6	1.32	472

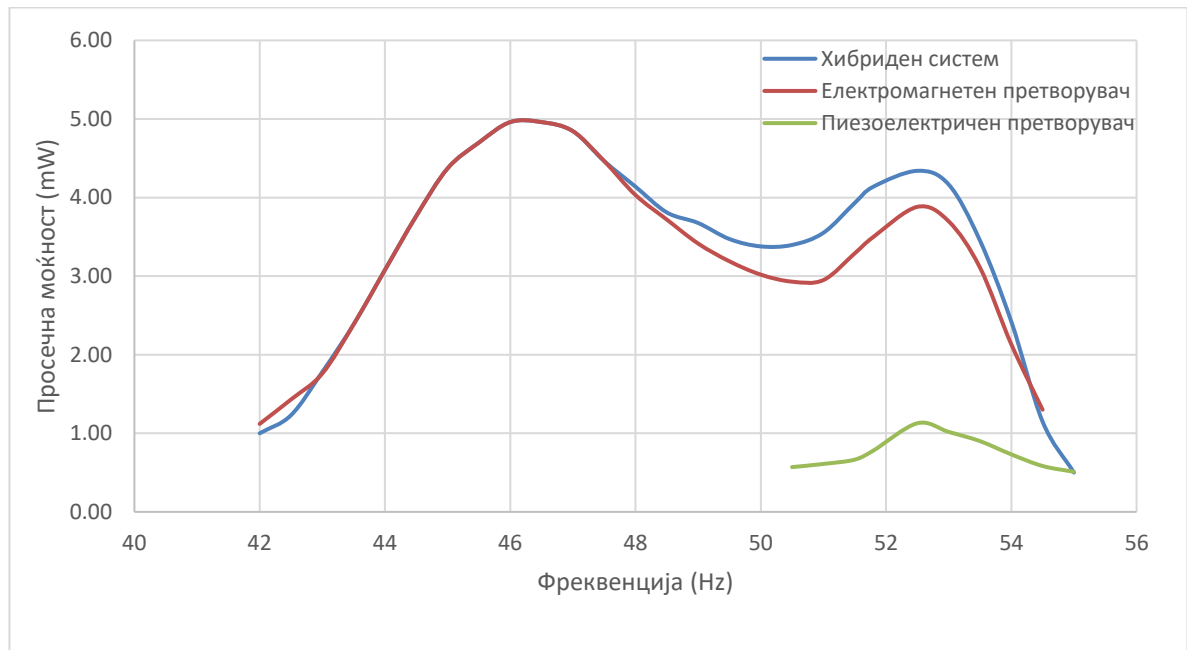
На Слика 5.25 е прикажана споредбена анализа на просечната моќност на пиезоелектричниот претворувач, електромагнетниот претворувач и комбинираниот хибриден систем во областа на првата сопствена фреквенција. Максималната просечна моќност на хибридниот систем се постигнува при фреквенција од 7.5 Hz, каде што се забележува зголемување на излезната моќност за приближно 35–40 % во однос на електромагнетниот претворувач и повеќекратно зголемување во однос на пиезоелектричниот претворувач. Од графикот јасно се забележува дека хибридниот систем генерира повисока излезна моќност во споредба со секој од претворувачите поединечно, што укажува на комплементарно дејство и синергиски ефект меѓу двата механизми на конверзија на енергија.



Слика 5.25: Просечна моќност на хибридниот систем во област на првата сопствена фреквенција

На Слика 5.26 е прикажана споредбена анализа на просечната моќност на пиезоелектричниот претворувач, електромагнетниот претворувач и хибридниот систем во областа на втората сопствена фреквенција. Од резултатите се забележуваат два изразени пика во одзивот на хибридниот систем првиот околу 46 Hz, кој одговара на првата природна фреквенција на втората конзола, и вториот околу 52.5 Hz, кој претставува втора природна фреквенција на првата (основна) конзола. Овие резултати потврдуваат дека со додавање на

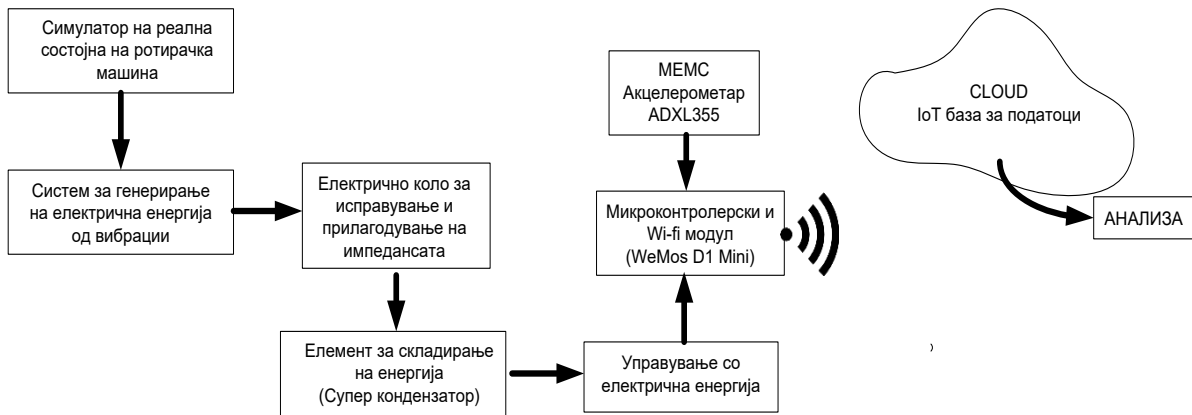
втората конзола и интеграција на електромагнетниот претворувач, фреквентниот опсег на системот е проширен на 12 Hz. Но исто така е забележано и зголемување на ефикасноста на енергетската конверзија. Максималната просечна моќност се постигнува при фреквенција од приближно 46 Hz и изнесува околу 5.1 mW. Дополнително, може да се забележи дека хибридниот систем задржува значителна излезна моќност и надвор од резонантните пикови, што укажува на подобра стабилност и поширок ефективен фреквентен опсег во однос на поединечните претворувачи. Ова се должи на комплементарното дејство на пиезоелектричниот и електромагнетниот претворувач, како и на интеракцијата помеѓу двете механички конзолни структури, кои заеднички придонесуваат за зголемена ефикасност на енергетската конверзија.



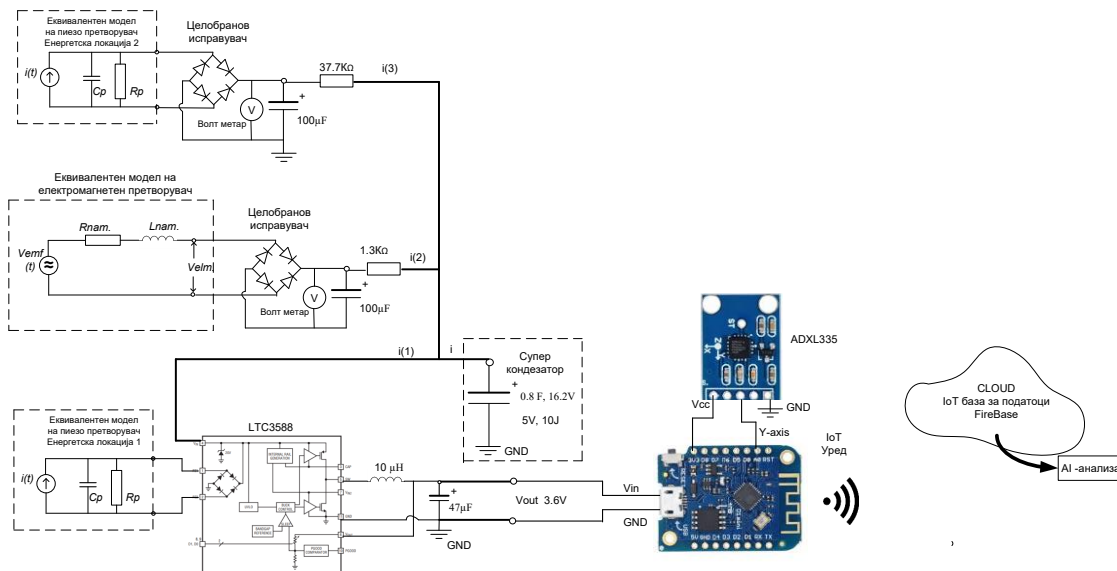
Слика 5.26: Просечна моќност на хибридниот систем во областа на втората сопствена фреквенција

## 5.5. ПРИМЕНА НА ХИБРИДНИОТ СИСТЕМ ВО РЕАЛНИ УСЛОВИ ЗА МОНИТОРИНГ НА ВИБРАЦИИ НА РОТИРНИ МАШИНИ

Во оваа подглава се презентира реалната применливост на развиениот хибриден мултифизички систем за собирање енергија од вибрации, како извор за напојување на автономен сензорски систем за мониторинг на вибрации на ротирачки машини. Блок-дијаграмот на целокупната архитектура на системот е прикажан на Слика 5.27, додека на Слика 5.28 е прикажана и електричната шема.

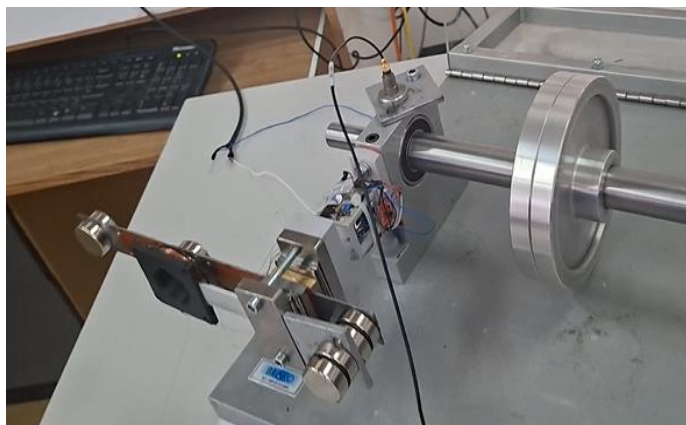


Слика 5.27: Блок-дијаграм на реална имплементација на автономен сензорски систем за следење на вибрациите од ротирачка машина.



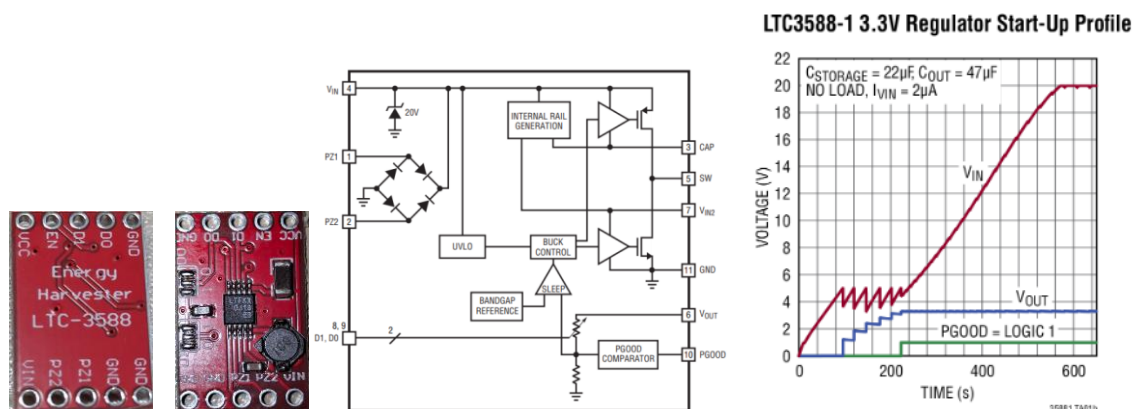
Слика 5.28. Електрична шема на реална имплементација на автономен сензорски систем за следење на вибрациите од ротирачка машина.

Генерирани се вибрации во реални индустриски услови, при што фреквенцијата на вибрации изнесува околу 50 Hz, а ефективната брзина на вибрациите е приближно 7.1 mm/s. Целокупниот систем е интегриран на постоље кое е фиксирано на оклопот на лежиштето на ротирачката машина, како што е прикажано на Слика 5.29. Оваа конфигурација овозможува анализа на перформансите на хибридниот систем под реални динамички оптоварувања и услови слични на индустриска експлоатација



Слика 5.29: Интегриран автономен сензорски систем за мониторинг на вибрации на ротирачка машина

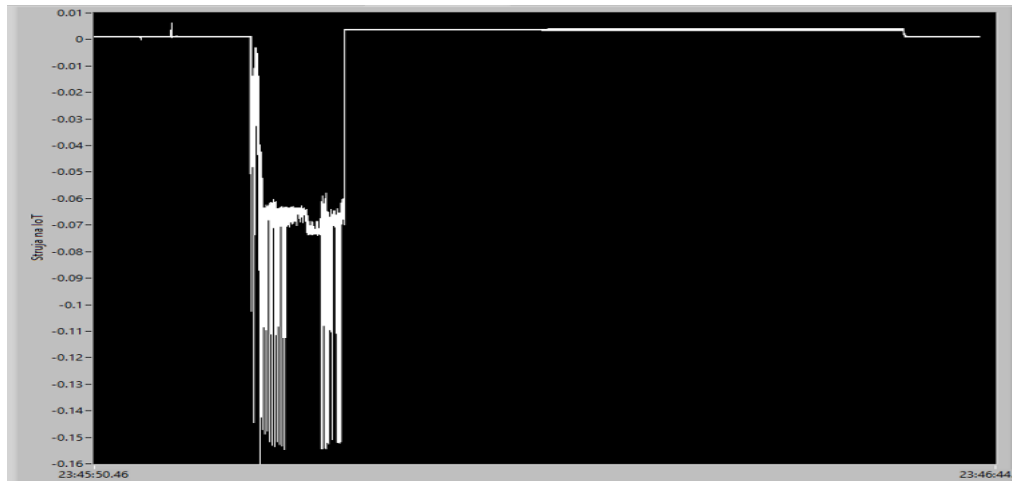
Генерираната електрична енергија од хибридниот систем се складира во суперкондензатор. Управувањето и менаџирањето со акумулираната енергија се изведува преку електричното коло LTC3588-1 (Слика 5.30), кое претставува енергетски управувачки модул специјално дизајниран за системи за собирање енергија. LTC3588 работи во таканаречен burst-mode режим, при што излезниот степен се активира само кога напонот на складираниот суперкондензатор ќе достигне дефиниран напонски праг од 5.1 V. Кога напонот се намалува под зададено ниво (во примеров под 3.3 V), модулот автоматски го исклучува излезниот напон на 0 V, со што се спречува нестабилна работа на системот кој се напојува.



Слика 5.30: Интегрирано коло LTC3588 – енергетски управувачки модул за системи за собирање на енергија

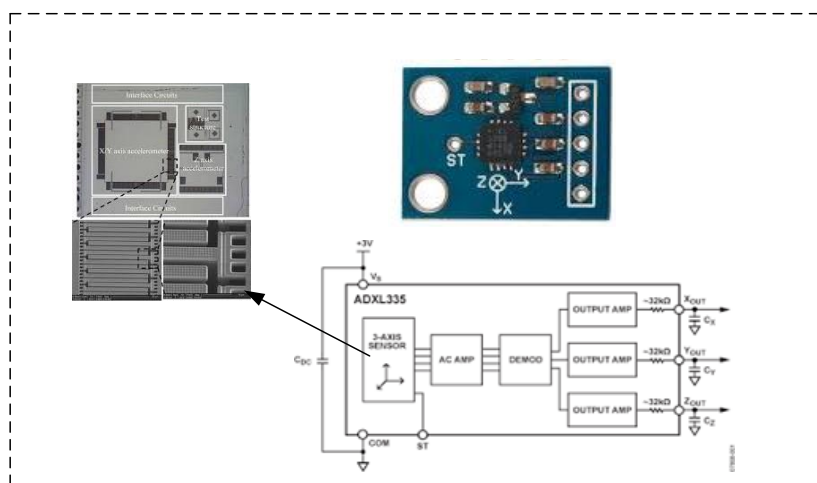
Во експерименталните истражувања, како интелигентен сензорски и комуникациски модул, употребен е WeMos D1 Mini (ESP8266) модулот во комбинација со акцелерометар ADXL. WeMos D1 Mini претставува компактен развоен модул базиран на ESP8266 Wi-Fi микроконтролер, со 32-битна архитектура и тактна фреквенција до 80 MHz, опремен со 4 MB флеш меморија за складирање на програми и податоци. Модулот има интегриран Wi-Fi интерфејс IEEE 802.11 b/g/n, што овозможува директна безжична комуникација и лесна интеграција во IoT мрежи без потреба од дополнителен комуникациски хардвер.

Потрошувачката на енергија на WeMos D1 Mini варира во зависност од работниот режим. При активна Wi-Fi комуникација изнесува околу 70–200 mA, во standby режим се намалува на приближно 15 mA, додека во deep sleep режим опаѓа на само 20  $\mu A$ . На Слика 5.31 е прикажана реалната потрошувачка на струја на WeMos D1 Mini модулот во експерименталното сценарио на овој систем, кое опфаќа периодично будење на микроконтролерот, читање на податоци од акцелерометарот, пренос на податоците преку Wi-Fi и повторно преминување во режим на ниска потрошувачка. Овој режим на работа овозможува значително продолжување на автономијата на сензорскиот систем при напојување од хибридниот енергетски модул.



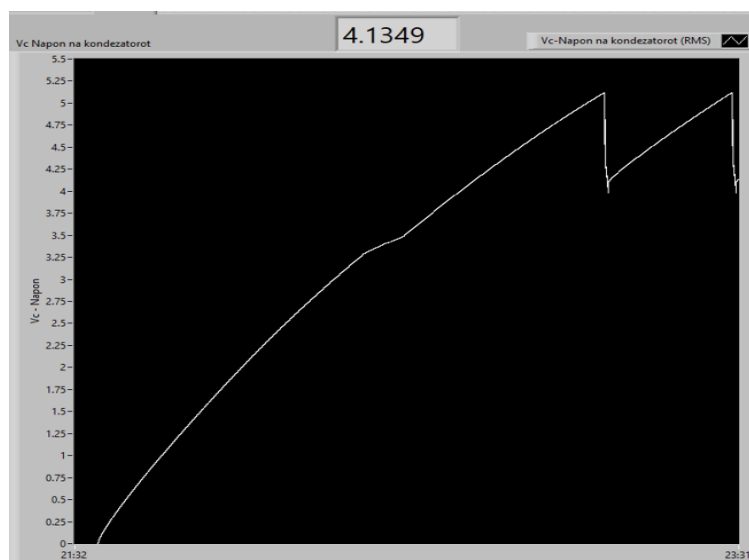
Слика 5.31: Потрошувачка на струја при сценарио на работа на WEMOD D1 MINI модулот

ADXL335 е триосен MEMS акцелерометар кој овозможува мерење на забрзувања по X, Y и Z оски во опсег од  $\pm 3 g$ , со чувствителност од приближно  $300 \text{ mV/g}$ . Како аналоген сензор, тој на секоја оска генерира напонски сигнал пропорционален на моменталното забрзување, со средишен офсет од приближно  $1.65 \text{ V}$  при напон на напојување од  $3.3 \text{ V}$ . Потрошувачката на електрична енергија на сензорот е околу  $350 \mu\text{A}$  при  $3.3 \text{ V}$ , што соодветствува на моќност од приближно  $1.2 \text{ mW}$ , додека во мирување струјата паѓа до  $0.1 \mu\text{A}$ . Во комбинација со WeMos D1 Mini, целокупниот систем во sleep режим троши околу  $1 \text{ mA}$ , што при напон од  $3.6 \text{ V}$  изнесува  $3.6 \text{ mW}$  вкупна потрошувачка.



Слика 5.32: Внатрешна структура на MEMS акцелерометарот ADXL335

Времето на полнењето на суперкондезаторот претставува клучен индикатор за верификација на енергетската ефикасност на хибридниот систем. Во експерименталните мерења, времето потребно за полнење на суперкондезаторот од 0 V до 5.1 V се движи во интервал од 80 до 90 минути, при услови на континуирани вибрации со фреквенција околу 50 Hz. Според равенката (5.1), вкупната складирана енергија во суперкондезаторот изнесува приближно 10.3 J, што претставува акумулирана енергија достапна за напојување на автономниот сензорски систем. На Слика 5.33 е прикажан графикот на процесот на полнење на суперкондезаторот под реални вибрациони услови, каде се забележува постепено зголемување на напонот од 5.1 V.



Слика 5.33: Процес на полнење на суперкондезаторот при реална работа на автономниот сензор

Енергетскиот модул LTC3588 е дизајниран да го активира излезниот напон кон микроконтролерот WeMos D1 Mini во моментот кога напонот на суперкондезаторот ( $V_c$ ) ќе достигне 5.1 V. Во тој момент, микроконтролерот се вклучува и извршува аквизиција на податоци од акцелерометарот ADXL335 со фреквенција на семплирање од 10 kHz, при што се снимаат вкупно 800 примероци, што одговара на времетраење на мерење од приближно 80 ms. По завршување на мерењето, WeMos се поврзува на Wi-Fi мрежата и воспоставува конекција со информатичкиот облак каде податоците автоматски се пренесуваат и складираат. По успешното пренесување, микроконтролерот преминува во deep sleep режим, со што потрошувачката на енергија се сведува на минимум додека суперкондезаторот повторно не се наполни до прагот

на активирање. При работа на целокупниот хибриден систем, напонот на суперкондезаторот варира од 5.11 V до 3.8 V, што претставува пад од 1.31 V за време на еден цел циклус на функционирање. Количината на енергија потрошена во еден циклус може да се пресмета според изразот:

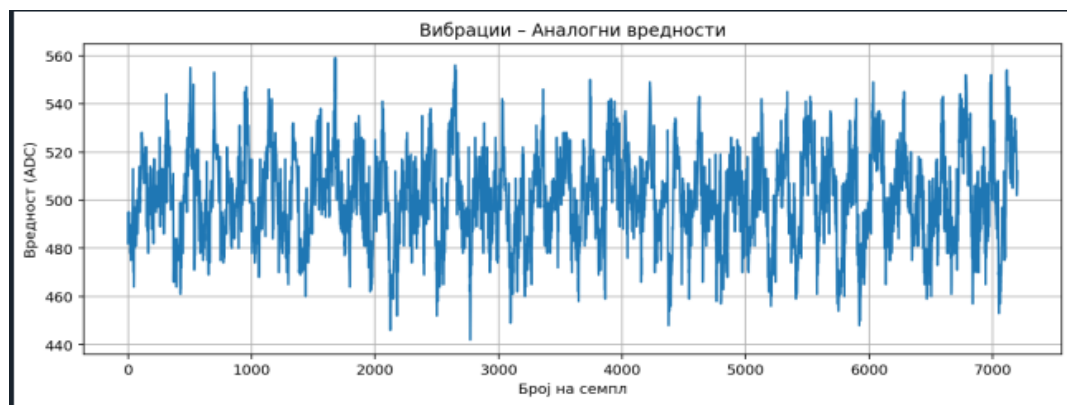
$$E_{Cs} = \frac{1}{2} CV^2 = \frac{1}{2} 0.8 \cdot 1.31^2 = 0.68 \text{ J} \quad (5.14)$$

Времетраењето на еден циклус на системот, кое ги опфаќа фазите на активирање, мерење, пренос на податоци и преминување во режим на мирување, изнесува приближно 9 секунди. Оттука, просечната потрошувачка на системот се пресметува како:

$$P_{avr} = \frac{E_{Cs}}{\Delta t} = \frac{0.68}{9} = 75 \text{ mW} \quad (5.15)$$

Со односот меѓу времето на полнење и празнење на суперкондезаторот, помеѓу фазите на складирање и искористување на енергијата, може да се дефинираат различни работни сценарија и стратегии на енергетско управување, зависно од енергетските потреби на системот.

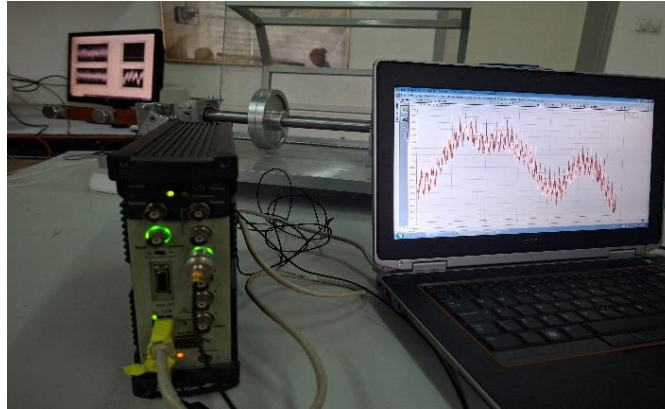
На Слика 5.34 се прикажани резултатите од мерењата добиени од автономниот сензорски модул преку информацискиот облак, при што податоците претставуваат реален вибрационен сигнал забележан за време на експерименталното тестирање.



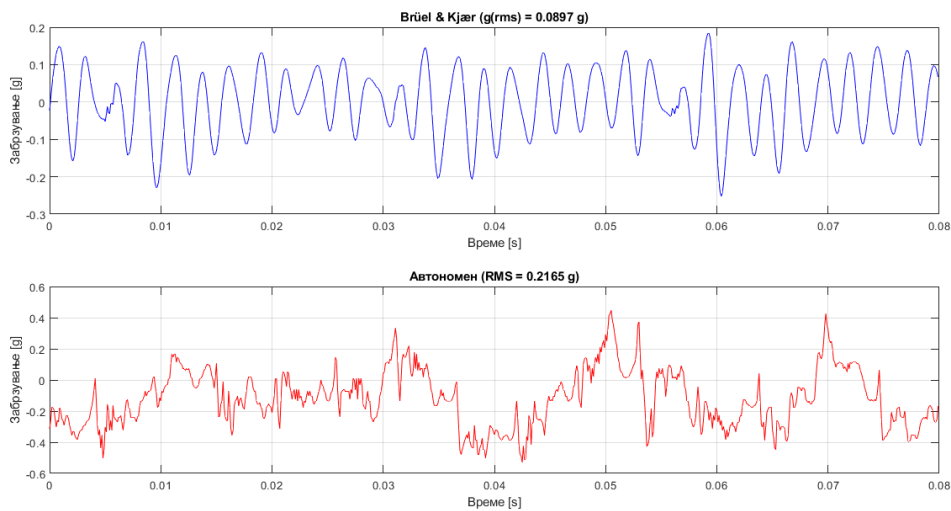
Слика 5.34: График на снимените податоци превземени од информацискиот облак

Сигналот истовремено е снимен и со професионален вибродиагностички уред Brüel & Kjær, прикажана на Слика 5.35. На Слика 5.36 се прикажани сегменти од двата сигнала по извршена обработка, каде сигналот добиен од Brüel & Kjær е веќе филтриран преку вградените дигитални филтри на уредот. Од компарацијата може да се забележи висока сличност во формата и амплитудата на двата сигнала, при што границите на забрзување се движат во

интервал од  $\pm 0.2$  g, што е во согласност со очекуваните вредности за ефективна брзина на вибрации од приближно  $V_{(RMS)} \approx 7$  mm/s.



Слика 5.35: Вибродијагностичка опрема Brüel & Kjær користена при мерење на вибрации



Слика 5.36: Компарација на сигналите мерени со системот од Brüel & Kjær и автономниот сензор

Овие резултати потврдуваат дека хибридниот систем овозможува прецизно мерење и пренос на податоци во реални индустриски услови, демонстрирајќи целосна автономност на напојувањето без потреба од надворешен извор на енергија.

## 6. ЗАКЛУЧОЦИ И ПРЕПОРАКИ ЗА ИДНА РАБОТА

Во рамките на оваа докторска дисертација е развиен и експериментално потврден хибриден мултифизички систем за собирање енергија од механички вибрации, кој комбинира пиезоелектричен и електромагнетен претворувач со цел зголемување на ефикасноста и проширување на фреквентниот опсег. Применетата методологија, која ги интегрира аналитичките модели, нумеричките симулации и експерименталната верификација, овозможува целосно разбирање на мултифизичката поврзаност меѓу механичките, електричните и магнетните домени. Посебен придонес претставува идентификацијата на конфигурација (во дадениот скучај  $m_1 = m_2 = 94 \text{ g}$ ), која обезбедува стабилен енергетски принос и поволна кинематика за електромагнетна конверзија. Хибридниот систем е успешно демонстриран како автономен извор на енергија за IoT сензорски модул, потврдувајќи ја неговата практична применливост во реални индустриски услови.

Истражувањето е спроведено во фреквентен опсег до 100 Hz, со параметри усогласени со ISO 20816 за динамичко однесување на машини, со цел да се обезбеди реална проценка на енергетскиот потенцијал на индустриски вибрации. Анализирани се вибрациони одзиви при брзини од околу  $7 \pm 1 \text{ mm/s}$ , забрзувања од 0.10–0.22 g и поместувања до  $\pm 50 \text{ }\mu\text{m}$ , што овозможува репрезентативна проценка на енергетските услови во индустриски релевантна средина.

За генерирање на контролирани вибрации во лабораториски услови, системот се побудува со електродинамички актуатор ESE211 (VEB Schwingungstechnik und Akustik, WIB, Дрезден). За актуаторот е развиен симулациски модел во MATLAB/Simulink, заснован на идентификација на системот, со кој се анализираат кинетичката и потенцијалната енергија, дисипативните загуби и трансформацијата помеѓу електричниот и механичкиот домен. На овој начин се дефинираат граничните услови за побудување и параметрите потребни за генерирање на саканите вибрации. Експерименталната верификација покажа висок степен на поклопување меѓу нумеричките и експерименталните резултати за напон, струја, поместување и брзина, со што е потврдена валидноста на развиениот модел.

Развиените нумерички модели во *COMSOL Multiphysics* овозможуваат предвидување на динамичкото однесување на системот, анализа на тоновите форми, распределбата на кинетичката, потенцијалната и дисипативната енергија при различни побудни фреквенции. Утврдено е дека првата и втората сопствена фреквенција претставуваат доминантни носители на енергетски потенцијал. Нумеричките симулации со додадени маси покажаа дека измената на масената распределба овозможува контролирано „тјунирање“ на природните фреквенции и прераспределба на енергетските приноси помеѓу основните форми на осцилирање. Додавањето на масата  $m_1$  на слободниот крај на конзолата доведува до значително намалување на првата природна фреквенција  $f_1$  од 19.1 Hz кај конфигурацијата без додадена маса на 7.2 Hz при додавање на маса  $m_1 = 100$  g, што претставува намалување од приближно 62%. Истовремено, втората природна фреквенција  $f_2$  се намалува од 124.9 Hz на 100.9 Hz, односно за околу 20%, што укажува дека влијанието на  $m_1$  е најизразено врз првиот тон на осцилирање. Додавањето на масата  $m_2$  во енергетската зона 2 има значително посилен ефект врз вториот тон, отколку врз првиот. Првата природна фреквенција се менува минимално од 7.72 Hz без додадена маса  $m_2$  на 7.52 Hz при  $m_2 = 100$  g (промена од околу 3.5%), додека втората природна фреквенција  $f_2$  бележи изразено намалување од 103.16 Hz на 52.4 Hz, што претставува редукција од приближно 49%.

Додавањето на дополнителни маси предизвикува промена на природните фреквенции на конзолата, но истовремено модалната анализа открива и значајни промени во формите на осцилирање, како и во дистрибуцијата на кинетичката и потенцијалната енергија во рамки на нејзината должина. Кај првиот тон, зоната со најголема кинетичка енергија останува

концентрирана на слободниот крај на конзолата, додека максималната потенцијална енергија се јавува во близина на вклетувањето. Кај вториот тон, додадената маса  $m_1$  влијае врз положбата на јазолната точка, која со зголемување на масата се оддалечува од крајот на конзолата, што доведува до промена во формата на модалниот облик и во распределбата на ефективната брзина по должината на структурата.

Анализата покажа дека избраната позиција на масата  $m_2$ , покрај тоа што се карактеризира со најголеми ефективни брзини, овозможува и речиси праволиниско движење по z-оската. Таквата конфигурација има повеќекратни предности. Праволиниското движење е особено погодно за електромагнетниот претворувач, бидејќи овозможува стабилно и контролирано релативно поместување помеѓу магнетот и намотката, без ризик од механички контакт, колизија или оштетување. По воведувањето на втората маса  $m_2$ , дополнително се појавуваат локализирани нормални напрегања во зоната зад позицијата на магнетот, што создава нов потенцијал за искористување на потенцијалната енергијата и во ова подрачје.

Врз основа на овие резултати се дефинираа енергетски зони за интеграција на претворувачите, при што определени се:

- енергетска зона лоцирана во близина на вклетувањето, погодна за пиезоелектричен претворувач,
- енергетска зона која се наоѓа на позицијата на максимален врв на амплитуда при втора сопствена фреквенција, погодна за електромагнетен претворувач, и
- енергетска зона веднаш по максималната амплитуда при втора сопствена фреквенција, погодна за искористување на потенцијалната енергија преку втор пиезоелектричен претворувач.

Преку мултифизички пристап во *COMSOL Multiphysics*, развиени се детални модели кои ги опфаќаат спрегнатите механички, електрични и магнетни домени, овозможувајќи квантитативна евалуација на енергетската конверзија во различни конфигурации. Оваа анализа не се ограничува само на индивидуалните претворувачи, туку поставува основа за нивна интеграција во хибриден систем, каде комплементарните предности на двата принципа овозможуваат зголемена ефикасност на работа.

Развивањето на аналитичките модели на пиезоелектричниот и електромагнетниот претворувач се воспоставија основните математички релации помеѓу механичкиот и електричниот домен, што овозможува аналитичко опишување на процесите на енергетска трансформација во системот. Аналитичкиот модел на пиезоелектричниот претворувач овозможува формулирање на взаемната врска меѓу механичките напрегања во конзолната структура и генерираниот електричен напон, преку пиезоелектричните константи на материјалот. Аналитичкиот модел на електромагнетниот претворувач овозможува формулирање на релацијата помеѓу релативното движење на магнетот и намотката и индуцираниот електричен напон, врз основа на Фарадеевиот закон за електромагнетна индукција. Преку овој модел се опишува трансформацијата на механичката кинетичка енергија во електрична, како и аналитичко определување на индуцираниот напон и струја во сериска врска со оптоварувачки отпорник. Оваа аналитичка релација овозможува проценка на енергетскиот принос во зависност од вибрациите на механичката структура.

Во следната фаза, изведени се нумерички симулации на конзолната структура со интегрирани пиезоелектрични претворувачи поставени во претходно определените енергетски зони. Анализирани се различни конфигурации со и без додадени маси, со цел да се идентификува оптималната комбинација која овозможува највисок енергетски принос. Резултатите потврдуваат дека позиционирањето на пиезоелектричниот претворувач во зоната на максимални деформации, во близина на вклетувањето, обезбедува највисоки вредности на напон и моќност при првиот тон на осцилирање, додека позицијата во втората енергетска зона е поефикасна при осцилирање на структурата по втората основна форма. Во конфигурациите со додадени маси се потврдува дека тие имаат значајно влијание врз модалниот спектар и распределбата на енергијата. Зголемувањето на масата  $m_1$  на врвот на конзолата доведува до редукција на првата природна фреквенција и зголемување на деформациите во зоната на вклетување, што придонесува за поголем напон на пиезоелектричниот претворувач, но со ограничена излезна моќност. Од друга страна, воведувањето на масата  $m_2$  во енергетската зона 2 има посилен ефект врз вториот тон на осцилации, при што промената на тонова форма овозможува поизразени ефективни брзини и поголем енергетски принос.

Конфигурацијата со две додадени маси  $m_1=94\text{ g}$  и  $m_2=94\text{ g}$  се покажува како најсоодветен компромис за хибридната архитектура, бидејќи обезбедува доволен енергетски принос на

пиезоелектричниот претворувач при првиот тон на осцилирање (во енергетска зона 1) и стабилен принос при вториот тон (во енергетска зона 2). Истовремено, оваа конфигурација создава поволна геометрија на речиси линеарно движење на масата  $m_2$ , која функционира како перманентен магнет на електромагнетниот претворувач по z-оската при вториот тон на осцилирање. Таквото линеарно движење е особено поволно за одржување на стабилно растојание помеѓу перманентниот магнет и намотката, при што се минимизираат латералните отклонувања и загубите на магнетен флуks. При оваа конфигурација, втората природна фреквенција на системот  $f_2 = 49$  Hz природно се усогласува со индустрискиот вибрационен опсег од 40–60 Hz, со што се обезбедува практична применливост на системот за реални извори на вибрации и го потврдува оптималниот карактер на комбинацијата  $m_1 = m_2 = 94$  g за хибриден систем на собирање енергија. Анализирани се енергетските перформанси на пиезоелектричниот претворувач во двете зони за првата и втората сопствена фреквенција. При првиот тон на осцилации ( $f_1 = 6.5$  Hz), пиезоелектричниот претворувач во енергетската зона 1 генерира напон од  $16.23 V_{rms}$  и моќност од  $0.56$  mW при оптимален отпор од  $232$  k $\Omega$ , што укажува на стабилна конверзија на енергијата во зоната на највисоки деформации. При вториот тон на осцилации ( $f_2 = 49$  Hz), пиезоелектричниот претворувач во енергетската зона 2 покажува значително поголем енергетски принос, со напон од  $6.8 V_{rms}$  и моќност од  $1.81$  mW при оптимален отпор од  $13$  k $\Omega$ .

Симулациите на електромагнетниот претворувач изведени во *COMSOL Multiphysics* овозможуваат квантитативна и квалитативна анализа на процесот на конверзија на механичката енергија во електрична енергија, при истата конфигурација со две додадени маси ( $m_1 = m_2 = 94$  g). Резултатите потврдуваат дека индуцираниот напон и излезната моќност се директно зависни од фреквенцијата и амплитудата на вибрациите, како и од јачината на магнетното поле и растојанието помеѓу магнетот и намотката. При првата сопствена фреквенција, индуцираниот напон во намотката достигнува вредности од  $\pm 0.3 V_{pp}$ , со излезна моќност од приближно  $0.08$  mW при оптимален отпор од  $1.23$  k $\Omega$ . При втората сопствена фреквенција, индуцираниот напон значително се зголемува и достигнува вредности до  $\pm 2.4 V_{pp}$ , додека излезната моќност расте во границите од  $3$  до  $4$  mW. Ова претставува повеќекратно зголемување на енергетската ефикасност на системот, како резултат на повисоките брзини на релативното движење помеѓу магнетот и намотката. Анализата на распределбата на магнетното поле покажа дека најинтензивната магнетна индукција се концентрира во зоните околу поларните краевина

магнетот, што го нагласува значењето на прецизното позиционирање на намотката за оптимално искористување на магнетниот флуks и зголемување на излезната моќност. Во целина, резултатите потврдуваат дека електромагнетниот претворувач може да обезбеди реални и употребливи нивоа на енергија, особено при вибрации во опсег од 40–60 Hz, што го прави идеален за интеграција во хибридниот систем заедно со пиезоелектричниот претворувач.

Во експерименталниот дел е извршена сеопфатна валидација на мултифизичкиот хибриден систем со реални вибрациони побуди и измерени електрични перформанси. Експерименталната поставеност, реализирана со електродинамички актуатор, ласерски сензори, виброанализатор и NI–LabVIEW платформа, овозможува прецизно генерирање и мерење на вибрациите во опсег до 100 Hz, со брзини околу 7 mm/s, што е во согласност со индустриски релевантните услови. На овој начин се добиваат реални гранични услови за работа на системот и се овозможува директна споредба со нумеричките симулации. Експерименталните мерења со пиезоелектричните претворувачи потврдуваат дека додадените маси  $m_1$  и  $m_2$  овозможуваат ефективно „тјунирање“ на сопствените фреквенции и целно прераспределување на енергетските приноси меѓу енергетските зони. Првата природна фреквенција  $f_1$  се намалува од околу 18.3 Hz (без маси) на 6.5 Hz при конфигурација  $m_1 = 94$  g и  $m_2 = 94$  g, додека втората природна фреквенција  $f_2$  се намалува од 114.7 Hz на околу 49 Hz. Овој тренд е во добра согласност со нумеричките резултати и го потврдува влијанието на масената распределба врз динамичкото однесување. При првиот тон доминира пиезоелектричниот претворувач во енергетската зона 1, со измерени напони до 22 V и моќности од редот 0.5–0.6 mW, додека при вториот тон доминацијата преминува во енергетската зона 2, каде се постигнуваат напони до 18–19 V и излезни моќности над 3 mW.

Преку прилагодување на импедансата се покажа дека пиезоелектричните претворувачи имаат изразена зависност на моќноста од фреквенцијата и товарниот отпор. Експериментално определените оптимални отпори ( $R_{opt} = 290$  k $\Omega$  за  $f_1 = 6.5$  Hz и  $R_{opt} = 37.8$  k $\Omega$  за  $f_2 = 49$  Hz) се во рамките на аналитички пресметаните граници, што ја потврдува точноста на развиените аналитички релации за импедансата. Во првиот тон, максималната моќност на пиезоелектричните претворувачи од двете зони е околу 0.6–0.7 mW, додека во вториот тон се достигнува вкупна моќност од приближно 4 mW.

Експерименталната анализа на електромагнетниот претворувач покажува слична изразена зависност од резонантниот одговор на механичкиот систем. Со неподвижна фиксна намотка и подвижен магнет на конзолата, при  $f_1 = 6.5 \text{ Hz}$  се постигнува моќност од редот  $0.2 \text{ mW}$ , додека при  $f_2 \approx 49 \text{ Hz}$  излезната моќност се зголемува до околу  $5.3 \text{ mW}$ , со индуциран напон од  $2.6 \text{ V}$  при оптимален отпор околу  $1.3 \text{ k}\Omega$ . Анализите покажуваат дека дури и мало отстапување од резонантните фреквенции доведува до значајно намалување на излезната моќност. При промена на првата природна фреквенција од само околу  $2 \%$ , моќноста опаѓа за приближно  $50 \%$ , додека кај втората природна фреквенција, отстапување од околу  $4 \%$  резултира со намалување на моќноста од  $5.3 \text{ mW}$  на  $2.6 \text{ mW}$ .

Со додавање на втора конзола, димензионирана според Ојлер–Бернули теорија и проектирана со прва сопствена фреквенција од приближно  $46 \text{ Hz}$ , системот покажува забележлива промена во природните фреквенции и кај основната конзола. Новите измерени вредности укажуваат дека првата сопствена фреквенција е поместена на  $7.5 \text{ Hz}$ , а втората на  $52.5 \text{ Hz}$ . Интегрирањето на намотката на електромагнетниот претворувач на втората конзола овозможува индуцираниот напон да зависи од различната динамика на двете конзоли, односно од релативната брзина помеѓу магнетот поставен на основната конзола и намотката на додадената конзола. Малата разлика меѓу природните фреквенции на двете конзоли (околу  $6 \text{ Hz}$ ) доведува до појава на биење, што резултира со периодично зголемување на релативната брзина и подобрена електромагнетна конверзија. На овој начин е постигнато значително проширување на оперативниот фреквентен опсег и зголемување на ефикасноста на системот. Во областа на првата сопствена фреквенција, електромагнетниот претворувач покажува оперативен опсег од  $7.3 \text{ Hz}$  до  $7.7 \text{ Hz}$ , при што генерираната моќност варира од  $0.4 \text{ mW}$  до максимални  $1.6 \text{ mW}$  на фреквенција од  $7.5 \text{ Hz}$ . Во областа на втората сопствена фреквенција, оперативниот опсег е значително поширок од  $42 \text{ Hz}$  до  $55 \text{ Hz}$ , при што генерираната електрична моќност се движи од  $1.12 \text{ mW}$  до максимални  $5 \text{ mW}$  на фреквенција од  $46 \text{ Hz}$ . Овие резултати потврдуваат дека зголемената релативна брзина меѓу магнетот и намотката во повисокиот фреквентен опсег придонесува за значително повисока енергетска ефикасност на системот.

Анализата на хибридниот мултифизички систем потврди дека интеграцијата на пиезоелектричните и електромагнетниот претворувач овозможува зголемена ефикасност на енергетската конверзија и проширен фреквентен опсег на работа. Измерените резултати

покажаа дека комбинирањето на двата механизми на конверзија води до комплементарен ефект, при што хибридниот систем генерира повисока излезна моќност во споредба со секој од претворувачите поединечно. Во областа на првата сопствена фреквенција (околу 7.5 Hz), хибридниот систем достигнува максимална просечна моќност од 2.2 mW, што претставува зголемување од приближно 35–40 % во однос на електромагнетниот претворувач и повеќекратно зголемување во однос на пиезоелектричниот. Овој резултат ја потврдува синергетската интеракција меѓу електромеханичките домени и докажува дека комбинацијата на двете технологии овозможува повисок степен на искористување на вибрационата енергија. Во областа на втората сопствена фреквенција (42–55 Hz), хибридниот систем постигнува максимална просечна моќност од 5.1 mW при фреквенција од 46 Hz, со изразени двојни резонантни пикови, првиот поврзан со втората конзола (46 Hz), а вториот со основната конзола (52.5 Hz). Овие резултати потврдуваат дека со интеграцијата на втората конзола и електромагнетниот претворувач, работниот фреквентен опсег е проширен за околу 13 Hz, при што е задржана стабилност на моќноста и надвор од резонантните пикови.

Резултатите од експерименталната имплементација потврдуваат дека развиениот хибриден мултифизички систем е целосно функционален и практично применлив како автономен извор на енергија за сензорски системи во реални индустриски услови. Во услови на континуирани вибрации со фреквенција од околу 50 Hz и ефективна брзина на вибрации од 7 mm/s, системот обезбедува стабилно полнење на суперкондензаторот до 5.1 V, со акумулирана енергија од приближно 10 J, доволна за напојување на Wi-Fi микроконтролер и MEMS акцелерометар. Преку модулот LTC3588 е овозможено енергетски ефикасно управување, периодично будење и пренос на податоци кон информатички облак без надворешен извор на напојување. Овие резултати докажуваат дека развиениот хибриден систем може стабилно да функционира во реална индустриска средина, овозможувајќи долготрајна, одржлива и енергетски автономна работа на IoT сензорски уреди.

## 6.2. НАУЧЕН ПРИДОНЕС НА ДИСЕРТАЦИЈАТА

Целите на оваа докторска дисертација беа насочени кон развој, моделирање и експериментална верификација на хибриден мултифизички систем за собирање електрична енергија од механички вибрации, кој ги комбинира пиезоелектричниот и електромагнетниот принцип на конверзија со цел зголемување на ефикасноста, излезната моќност и работниот фреквентен опсег. За остварување на поставените цели е применета методологија што комбинира аналитички, нумерички и експериментален пристап, овозможувајќи целосно разбирање на мултифизичките појави кои влијаат врз конверзијата на енергијата и меѓусебната спрегнатост во различните домени. Научниот придонес на дисертацијата се огледа во воспоставување и валидација на методологија за развој на хибриден енергетски систем заснован на конзолна структура, при што е демонстриран интегриран метод за проектирање, симулација и експериментална потврда на пиезоелектрични и електромагнетни претворувачи. Развиен е систематски пристап за модална и енергетска анализа на конзолната структура, преку кој се дефинирани енергетски зони погодни за интеграција на претворувачите. При тоа се покажува дека промената на масената распределба овозможува контролирано „тјунирање“ на природните фреквенции и оптимизација на енергетските приноси.

Особено значаен придонес претставува идентификација на конфигурацијата со две додадени маси ( $m_1 = m_2 = 94 \text{ g}$ ) како најсоодветен компромис за хибридната архитектура, која обезбедува балансиран енергетски принос од двата основни тона на осцилирање и создава повољна кинематика за електромагнетна конверзија. Дополнително, предложена е, и експериментално потврдена, структура со втора конзола и интегрирана намотка, каде појавата на биење и зголемената релативна брзина меѓу магнетот и намотката резултираат со проширен ефективен фреквентен опсег и поголема енергетска ефикасност.

Како краен применет придонес, хибридниот систем е успешно демонстриран како автономен извор на енергија за напојување на безжичен IoT сензорски модул за мониторинг на вибрации на ротирачки машини, со што е потврдена неговата реална практична применливост и потенцијал за имплементација во индустриски, инфраструктурни и паметни системи.

### 6.3. ПРЕПОРАКИ ЗА ИДНА РАБОТА

Идните истражувања треба да се насочат кон натамошно подобрување на ефикасноста и проширување на фреквентниот опсег на хибридниот систем, како и кон негово адаптирање за различни услови на побуда и работни режими. Понатамошниот развој треба да биде фокусиран на оптимизација на електрониката за собирање енергија преку примена на адаптивни кола за прилагодување на импедансата и алгоритми за следење на точката на максимална моќност (MPPT), како и интеграција со ултра-нискоенергетски микроконтролери и комуникациски технологии (Wi-Fi, LoRa, BLE) погодни за IoT апликации со минимална потрошувачка на енергија. Потребно е да се развие целосно спрегнат електромеханички модел кој ќе ги опфати ефектите на Лоренцовата сила и повратното влијание на генерираната електрична енергија врз механичката динамика на системот. Идните истражувања можат да вклучат и анализа на побуди предизвикани од проток на воздух или флуиди, како и испитување на термомеханички и околински влијанија врз стабилноста и ефикасноста на системот. Дополнително, препорачливо е да се спроведе подетална анализа на влијанието на додадени маси на препустите од спротивната страна на конзолата. Овие насоки ќе придонесат кон понатамошна оптимизација на хибридниот систем, зголемување на неговата енергетска ефикасност и проширување на неговата примена во реални индустриски, инфраструктурни и сензорски апликации, како и кон примена на развиената методологија во практични IoT и паметни системи.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Statista, "Internet of Things (IoT) connected devices worldwide 2019–2030," 2024.
- [2] Cisco Annual Internet Report, 2023.
- [3] ITU, "Measuring digital development," 2024.
- [4] Chen, Zijie; Gao, Fei; Liang, Junrui. "Kinetic energy harvesting based sensing and IoT systems: A review." *Frontiers in Electronics*, vol. 3, 2022
- [5] Ruben Hidalgo-Leon, Javier Urquizo, Christian E. Silva, Jorge Silva-Leon, Jinsong Wu, Pritpal Singh, Guillermo Soriano, Powering nodes of wireless sensor networks with energy harvesters for intelligent buildings: A review, *Energy Reports*, Vol. 8, 2022,
- [6] Sapkal, S., Kandasubramanian, B. & Panda, H.S. A review of piezoelectric materials for nanogenerator applications. *J Mater Sci: Mater Electron* 33, 26633–26677 (2022).
- [7] Muscat, A.; Bhattacharya, S.; Zhu, Y. *Electromagnetic Vibrational Energy Harvesters: A Review. Sensors* 2022.
- [8] S. Sil, N. Kumari, N. Kumar and A. Ghosh, "A Comparative Analysis of Triboelectric Nanogenerators For Energy Harvesting Applications and Development of Data Acquisition System," 2022
- [9] Li, H., Zhang, Y., Liu, J., & Zhao, W. "Multidirectional hybrid piezoelectric–electromagnetic vibration energy harvester." *Microsystem Technologies*. 2025.
- [10] Yang, Z., Wang, Y., Li, X., & Chen, J.. "Piezoelectric materials for energy harvesting." *Nano Energy*, 91, 106613. 2022.
- [11] Gong, J., Li, S., Miao, C., Liu, J., Cui, P., Zhang, Z., & Liu, F. "Review of electromagnetic vibration energy harvesters." *Journal of Electrotechnology, Electrical Engineering and Management*, 2022
- [12] Wang, Z., Li, X., Chen, J., Lin, L., & Zhu, G. "Triboelectric nanogenerators for energy harvesting." *Nano Today*, 2021.
- [13] Liu, Junjie, Song, Fang, Hu, Liduo, & Shi, Xiaofan. "Research on multi-directional piezoelectric–electromagnetic composite vibration energy harvester". *Microsystem Technologies*, 31, 2681–2692, 2025.
- [14] Ghalami, Yasaman, Askari, Amir R., & Tahani, Masoud. "Hybrid piezoelectric-electromagnetic cut-out energy harvester with adaptive potential wells". *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 13, 2025
- [15] Famitafreshi, Golshan, Afaqui, M. Shahwaiz, & Melià-Seguí, Joan. A comprehensive review on energy harvesting integration in IoT systems from MAC layer perspective: Challenges and opportunities. *Sensors*, 21(9), 2021.
- [16] Mushtaq, Muhammad Umer, Venter, Hein, Singh, Avinash, & Owais, Muhammad. "Advances in energy harvesting for sustainable wireless sensor networks: Challenges and opportunities." *Hardware*, 3(1), 1, 2025.
- [17] Grossi, Marco. "Energy harvesting strategies for wireless sensor networks and mobile devices: A review." *Electronics*, 10(6), 661. 2021.

- [18] Prajwal, K. T., Manickavasagam, K., & Suresh, R. "A review on vibration energy harvesting technologies: Analysis and techniques." *The European Physical Journal Special Topics*, 231, 1359–1371. 2022.
- [19] Nyamayoka, Lumbumba T.-E., & Inambao, Freddie L. "A review of vibration energy harvesting, techniques and applications." *PropulsionTech Journal*. 2024.
- [20] Meiqi Wang, Yijun Hao, Jiayi Yang, Mengzhou Liu, Yong Qin, Wei Su, Hongke Zhang, Chuguo Zhang, Xiuhan Li, "A hybrid triboelectric-piezoelectric-electromagnetic generator with the high output performance for vibration energy harvesting of high-speed railway vehicles", *Nano Energy*, Vol. 132, 2024.
- [21] Roundy, S., Wright, P. K., & Rabaey, J. M. *Energy Scavenging for Wireless Sensor Networks with Special Focus on Vibrations*. Springer. 2004.
- [22] Muhammad Iqbal, Malik Muhammad Nauman, Farid Ullah Khan, Pg Emeroylariffion Abas, Quentin Cheok, Asif Iqbal, Brahim Aissa, "Vibration-based piezoelectric, electromagnetic, and hybrid energy harvesters for microsystems applications: A contributed review", *International Journal of Energy Research*, 2020.
- [23] Esmaeeli R, Aliniagerdroudbari H, Hashemi SR, et al. Design, modeling, and analysis of a high performance piezoelectric energy harvester for intelligent tires. *Int J Energy Res*. 2019.
- [24] He Weiwei, Lian Zengwei, Li Zhuohao, Yan Xudong, Li Xiaoning, A low-frequency rotating electromagnetic vibration energy harvester, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 10.1016/j.seta.2025.
- [25] Haitong Liang, Guangbo Hao, Oskar Z. Olszewski, "A review on vibration-based piezoelectric energy harvesting from the aspect of compliant mechanisms", *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 331, 2021.
- [26] Lu Wang, Guoxi Luo, Zhuangde Jiang, Fuzheng Zhang, Libo Zhao, Ping Yang, Qijing Lin, Ryutaro Maeda, "Broadband vibration energy harvesting for wireless sensor node power supply in train container ", *Review of Scientific Instruments*, 2019.
- [27] Brusa, E.; Carrera, A.; Delprete, C. "A Review of Piezoelectric Energy Harvesting: Materials", *Design, and Readout Circuits. Actuators* 2023.
- [28] Shirvanimoghaddam, M.; Shirvanimoghaddam, K.; Abolhasani, M.M.; Farhangi, M.; Barsari, V.Z.; Liu, H.; Dohler, M.; Naebe, M. Towards a Green and Self-Powered Internet of Things Using Piezoelectric Energy Harvesting. *IEEE Access* 2019.
- [29] Sezer, N.; Koç, M. A comprehensive review on the state-of-the-art of piezoelectric energy harvesting. *Nano Energy* 2021.
- [30] Zhao, Z.; Dai, Y.; Dou, S.; Liang, J. Flexible nanogenerators for wearable electronic applications based on piezoelectric materials. *Mater. Today Energy* 2021.
- [31] Weiqiang Sheng, Hongjun Xiang, Zhiwei Zhang, Jianjun Wang, "Experimental study and application of a self-powered wireless health monitoring system for railway bridges based on piezoelectric energy harvesting", *Energy*, Vol. 317, 2025.
- [32] Jing, G., Zhang, R., Connolly, D.P. et al. Piezoelectric energy harvesters for railways: recent trends and future opportunities. *Multiscale and Multidiscip. Model. Exp. and Des.* 8, 325, 2025.
- [33] G. K. Ottman, H. F. Hofmann, A. C. Bhatt and G. A. Lesieutre, "Adaptive piezoelectric energy harvesting circuit for wireless remote power supply," in *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 17, no. 5, pp. 669-676, Sept. 2002.
- [34] J. Liang and W. -H. Liao, "Impedance Modeling and Analysis for Piezoelectric Energy Harvesting Systems," in *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 17, no. 6, pp. 1145-1157, Dec. 2012.

- [35] Quattrocchi, A.; Montanini, R.; De Caro, S.; Panarello, S.; Scimone, T.; Foti, S.; Testa, A. "A New Approach for Impedance Tracking of Piezoelectric Vibration Energy Harvesters Based on a Zeta Converter". *Sensors* 2020.
- [36] Perrozzi, M.V.; Lo Monaco, M.; Somà, A. Recent Advances in Translational Electromagnetic Energy Harvesting: A Review. *Energies* 2025.
- [37] J. Enayati and P. Asef, "Review and Analysis of Magnetic Energy Harvesters: A Case Study for Vehicular Applications," in *IEEE Access*, vol. 10, pp. 79444-79457, 2022.
- [38] G. Digregorio, H. Pierre, P. Laurent and J.. -M. Redouté, "Modeling and Experimental Characterization of an Electromagnetic Energy Harvester for Wearable and Biomedical Applications," in *IEEE Access*, vol. 8, pp. 175436-175447, 2020.
- [39] Jiheng Jing, Sameh Tawfick, Gaurav Bahl, "Frequency Response and Eddy Current Power Loss in Magneto-Mechanical Transmitters", *Applied Physics*, 2022.
- [40] Bahram Rashidi, "High-performance and non-contact energy harvesters from high-voltage power lines magnetic fields", *Computers and Electrical Engineering*, Vol. 123, Part D, 2025,
- [41] Yuhang Han, Lipeng He, Lei Sun, Hongxin Wang, Zhonghua Zhang, Guangming Cheng; A review of piezoelectric–electromagnetic hybrid energy harvesters for different applications. *Rev. Sci. Instrum.* 1 October 2023.
- [42] Jiang, B.; Zhu, F.; Yang, Y.; Zhu, J.; Yang, Y.; Yuan, M. A Hybrid Piezoelectric and Electromagnetic Broadband Harvester with Double Cantilever Beams. *Micromachines* 2023.
- [43] Xukun Su, Junjie Xu, Xiaoyu Chen, Shuailing Sun, Dong-Gyu Lee, Beining Zhu, Jeong Min Baik, SungHoon Hur, Shengbo Fan, Hyun-Cheol Song, Yonggang Leng, A piezoelectric-electromagnetic hybrid energy harvester with frequency-up conversion mechanism towards low-frequency-low-intensity applications, *Nano Energy*, Vol. 124, 2024.
- [44] G.A Muthalif, Muhammad Hafizh, Jamil Renno, M.R. Paurobally, A hybrid piezoelectric-electromagnetic energy harvester from vortex-induced vibrations in fluid-flow; the influence of boundary condition in tuning the harvester, *Energy Conversion and Management*, Vol. 256, 2022.
- [45] Roundy, Wright & Rabaey, *Energy Scavenging for Wireless Sensor Networks*, 2004.
- [46] Inman, Erturk, Karami, DeMarqui, Anton, Joyce, Hobeck, Wang, *Advances in Energy Harvesting Methods*. 2013.
- [47] B. Wan, C. Zhang, L. Lai, X. Dong, and Y. Li, "Design, Manufacture and Test of Piezoelectric Cantilever-Beam Energy Harvesters with Hollow Structures," *Micromachines*, vol. 12, no. 4, p. 395, 2021.
- [48] M. Ghazanfarian, A. Abbassi, and S. Gharekhani, "Piezoelectric energy harvesting: A systematic literature," *arXiv preprint*, arXiv:2101.09312, 2021.
- [49] V. Gosavi and S. Balpande, "A Comprehensive Review of Micro and Nano Scale Piezoelectric Energy Harvesters," *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, vol. 6, no. 4, pp. 4159–4167, 2019.
- [50] Hossain, I.Z.; Khan, A.; Hossain, G. A Piezoelectric Smart Textile for Energy Harvesting and Wearable Self-Powered Sensors. *Energies* 2022.
- [51] Eshwar Reddy Cholleti, A Review on 3D printing of piezoelectric materials, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018.
- [52] C. Peralta-Braz, M. Freitas, and H. M. Antunes, "Design and optimization of piezoelectric energy harvesters for bridge infrastructure using advanced modeling," *arXiv preprint*, arXiv:2205.06949, 2022.
- [53] H. Lee, H. Ko, J. Park, J. Lee, and Y. Kim, "Energy harvesting based on phononic crystals and mechanical metamaterials," *Communications Physics*, vol. 5, no. 1, p. 115, 2022.

- [54] J. Margielewicz, D. Gąska, G. Litak, P. Wolszczak, and S. Zhou, "Energy Harvesting in a System with a Two-Stage Flexible Cantilever Beam," *Sensors*, vol. 22, no. 19, p. 7399, 2022.
- [55] Liu, X.; Wang, J.; Li, W. Dynamic Analytical Solution of a Piezoelectric Stack Utilized in an Actuator and a Generator. *Appl. Sci.* 2018.
- [56] J. Li, X. Han, X. Rui, H. Li, Y. Zhang, W. Zhang, and Z. Zeng, "Design and analysis of the piezoelectric-electromagnetic energy harvester based on magnetically coupled structures," *Ceramics International*, vol. 49, no. 22, pp. 35594–35605, Nov. 2023.
- [57] Rosso, M.; Ardito, R. A Review of Nonlinear Mechanisms for Frequency Up-Conversion in Energy Harvesting. *Actuators* 2023.
- [58] L. Ahmad, L. M. Hee, A. M. Abdelrhman, S. A. Imam, and M. S. Leong, "Hybrid vibro-acoustic energy harvesting using electromagnetic transduction for autonomous condition monitoring system," *Energy Conversion and Management*, vol. 258, p. 115449, 2022.
- [59] Gong, M., & Zhao, Optimal nonlinear energy harvesting from a piezoelectric bimorph: An empirically validated approach. *Acta Mechanica*. 2025.
- [60] Yao, Z.; Li, C. A Rotary Piezoelectric Electromagnetic Hybrid Energy Harvester. *Micromachines* 2025.
- [61] Shehab Salem, Felix Rothe, Thomas Kaden, Karel Frana, The Vortex-induced Vibrations of a piezoelectric tube, an experimental study, *Measurement*, Volume 234, 2024.
- [62] Shirbani Meisam Moory , Marinkovic Dragan , Alavi Sayed Ehsan , Khoram-Nejad Emadaldin Sh, A surrogate model for predicting bimorph microscale piezoelectric energy harvester performance under base vibration and thermal effects, *Frontiers in Physics*, Vol.13, 2025.
- [63] Hua, C., Zou, D., & Cao, G, Improving low-frequency vibration energy harvesting of a piezoelectric cantilever with quasi-zero stiffness structure: Theory and experiment. *Actuators*, 14(2), 93. 2025.
- [64] Khan, A., Nawaz, M. Q., & Xu, L, Investigation and numerical simulation of different piezoelectric bimorph cantilever designs for energy harvesting. *International Journal of Electrical, Energy and Power System Engineering*, 2024.
- [65] Margielewicz, J.; Gąska, D.; Litak, G.; Wolszczak, P.; Zhou, S. Energy Harvesting in a System with a Two-Stage Flexible Cantilever Beam. *Sensors* 2022
- [66] Adhikari, R.; Jackson, N. Passively Tuning the Resonant Frequency of Kinetic Energy Harvesters Using Distributed Loaded Proof Mass. *Appl. Sci.* 2024.
- [67] B. Toron, K. Mistewicz, M. Jesionek, M. Koziol, M. Zubko, and D. Stroz, "A new hybrid piezo/triboelectric SbSeI nanogenerator," *Energy*, vol. 238, p. 122048, 2022.
- [68] Margelis, N.; Plagianakos, T.S.; Karydis-Karandreas, P.; Papadopoulos, E.G. Assessment of Impact Energy Harvesting in Composite Beams with Piezoelectric Transducers. *Sensors* 2021.
- [69] Phan, T.N.; Aranda, J.J.; Oelmann, B.; Bader, S. Design Optimization and Comparison of Cylindrical Electromagnetic Vibration Energy Harvesters. *Sensors* 2021.
- [70] Cuji, J., Mendoza, L., Brito, G., Gordón, C. (2022). Portable Electromagnetic Energy Harvesting System. In: Chauvin, M.I.A., Botto-Tobar, M., Díaz Cadena, A., Montes León, S. (eds) *Sustainability, Energy and City*. CSECity 2021.
- [71] Feng, Z.; Peng, H.; Chen, Y. A Dual Resonance Electromagnetic Vibration Energy Harvester for Wide Harvested Frequency Range with Enhanced Output Power. *Energies* 2021.
- [72] Liu, L.; Guo, X.; Liu, W.; Lee, C. Recent Progress in the Energy Harvesting Technology—From Self-Powered Sensors to Self-Sustained IoT, and New Applications. *Nanomaterials* 2021.
- [73] Y. An, Y. Fan, and K. Xu, "Electromagnetic three-dimensional vibration energy harvester based on an oblique cross-spring vibrator structure," *Science China Technological Sciences*, vol. 68, p. 1120104, 2025.

- [74] Carlos Imbaquingo, Christian R.H. Bahl, Andrea R. Insinga, Rasmus Bjørk, Triangular-shaped two-dimensional vibrational electromagnetic energy harvester, *Sensors and Actuators*, Vol.378, 2024.
- [75] Duraisamy, P., Ramakrishnan, B. Enhancing the Voltage Generation Range of Vibration Energy Harvester with Auxiliary Magnet oscillators – An Experimental Approach. *J. Vib. Eng. Technol.* 13, 594, 2025.
- [76] Junlei Wang, Han Li, Daniil Yurchenko, Haigang Tian, Guobiao Hu; Enhancing vibration isolation and energy harvesting via a quasi-zero stiffness electromagnetic system. *Appl. Phys. Lett.* 2025.
- [77] Ankita Kumar, S.S. Balpande, S.C. Anjankar, Electromagnetic Energy Harvester for Low Frequency Vibrations Using MEMS, *Procedia Computer Science*, Volume 79, 2016.
- [78] Chensheng Wang, Lipeng He, Lindong Fan, Hasiaoqier Han, Xuesen Yuan, Hongnan Zhou, A hybrid piezoelectric and electromagnetic energy harvester for harvesting fluid energy in a pipeline, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Volume 82, 2025.
- [79] Zărnescu, G.-C.; Pîslaru-Dănescu, L.; Stamatin, I. Hybrid Piezo–Electromagnetic Device Designe to Harvest the Vibrations of the Human Body. *Micromachines* 2025.
- [80] Saboor, A., Nithin, K., Hafizh, M. et al. A Hybrid Piezoelectric-Electromagnetic Wind Energy Harvester: Influence of Undisturbed Vorticity Formation on Performance. *Iran J Sci Technol Trans Mech Eng* 49, 1773–1789, 2025.
- [81] Feng Zhong, Baoyu Sun, Yongfeng Yan, Ye Wu, Jieqiong Lin, A piezoelectric-electromagnetic hybrid energy harvester with motion recognition for harvesting human ultra-low-frequency vibration energy, *Journal of Power Sources*, Volume 648, 2025.
- [82] Muhammad Hafizh, Asan G. A. Muthalif, Jamil Renno<sup>1</sup>, M. R. Paurobally<sup>1</sup>, Mohamed A. Arabж, Issam Bahadur, Hassen Ouakad, A hybrid piezoelectric–electromagnetic nonlinear vibration energy harvester excited by fluid flow, *Comptes Rendus. Mécanique*, Volume 349, 2021.
- [83] H. J. Park and J. Y. Kim, “Design and analysis of a piezoelectric and electromagnetic energy harvester using a cantilever beam,” in 6th International Conference on Systems and Informatics, pp. 649–653, 2019.
- [84] Farhan M, Muthalif AGA, Ali MSM. Hybrid piezoelectric-electromagnetic energy harvester using a nonlinear curved T-shaped beam for broadband applications. *Journal of Vibration and Control*. 2025
- [85] Li, P., Gao, S. & Cai, H. Modeling and analysis of hybrid piezoelectric and electromagnetic energy harvesting from random vibrations. *Microsyst Technol* 21, 401–414, 2015.
- [86] ISO 20816-1:2016. Mechanical vibration — Measurement and evaluation of machine vibration — Part 1: General guidelines. International Organization for Standardization, Geneva, 2016.
- [87] Rao, S. S. (2017). *Mechanical Vibrations* (6th ed.). Pearson Education.
- [88] Inman, D. J. (2014). *Engineering Vibration* (4th ed.). Pearson.
- [89] Thomson, W. T., & Dahleh, M. D. (1998). *Theory of Vibration with Applications* (5th ed.). Prentice Hall.
- [90] Timoshenko, S., *Strength of Materials (или Vibration Problems in Engineering)*, Dover/Wiley.
- [91] Јована Јованова, „АНАЛИЗА НА ДИНАМИЧКИТЕ КАРАКТЕРИСТИКИ НА АКТИВНИ СИСТЕМИ СО ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧНИ ПОВРШИНСКИ АКТУАТОРИ“, докторска дисертација, 2014
- [92] Дејан Шишковски, „Активна контрола на вибрации на конзола со примена на електромагнетен актуатор“, магистерски труд, 2016.
- [93] Priya, S., & Inman, D. J. (Eds.). *Energy Harvesting Technologies*. Springer, 2009.
- [94] Erturk, A., & Inman, D. J. (2011). *Piezoelectric Energy Harvesting*. Wiley.

- [95] Würth Elektronik GmbH & EnABLES (Tyndall National Institute). Graph: Energy consumption of wireless sensor nodes vs ambient energy harvesting technologies. \*TD Shepherd – Energy Consumption of Wireless Sensor Nodes\* [online], 2025.
- [96] Deng, W., Zhou, Y., Libanori, A., Chen, G., Yang, W., & Chen, J. Piezoelectric nanogenerators for personalized healthcare. *Chemical Society Reviews*, 51(9), 3380–3435, 2022.
- [97] Wu, Liangke, Jin, Zhaonan, Liu, Yaolu, Ning, Huiming, Liu, Xuyang, Alamusi, and Hu, Ning. "Recent advances in the preparation of PVDF-based piezoelectric materials" *Nanotechnology Reviews*, vol. 11, no. 1, 2022.
- [98] Hadaš, Zdeněk, Čestmír Ondrůšek and Vladislav Singule. "Power sensitivity of vibration energy harvester." *Microsystem Technologies* 16, 2010.
- [99] P. Sosna; Z. Hadas, "Power Optimization of Hybrid Energy Harvesting from Mechanical Vibrations Using Piezoelectric and Electromagnetic Mechanisms", *International Conference on Mechatronics - Mechatronika (ME)*, IEEE Xplore: 17 December 2024
- [100] P. Glynne-Jones, M.J. Tudor, S.P. Beeby, N.M. White, "An electromagnetic, vibration-powered generator for intelligent sensor systems", *Sensors and Actuators A: Physical*, Volume 110, Issues 1–3, 2004.
- [101] Zdenek Hadas, Jiri Kurfurst, Cestmir Ondrusek, and Vladislav Singule. 2012. Artificial intelligence based optimization for vibration energy harvesting applications. *Microsyst. Technol.* 18, 7–8 August, 2012.
- [102] Hadas, Z., Ondrusek, C. Nonlinear spring-less electromagnetic vibration energy harvesting system. *Eur. Phys. J. Spec. Top.* 224, 2881–2896 (2015).
- [103] Li, P., Gao, S. & Cai, H. Modeling and analysis of hybrid piezoelectric and electromagnetic energy harvesting from random vibrations. *Microsyst Technol* 21, 401–414, 2015.