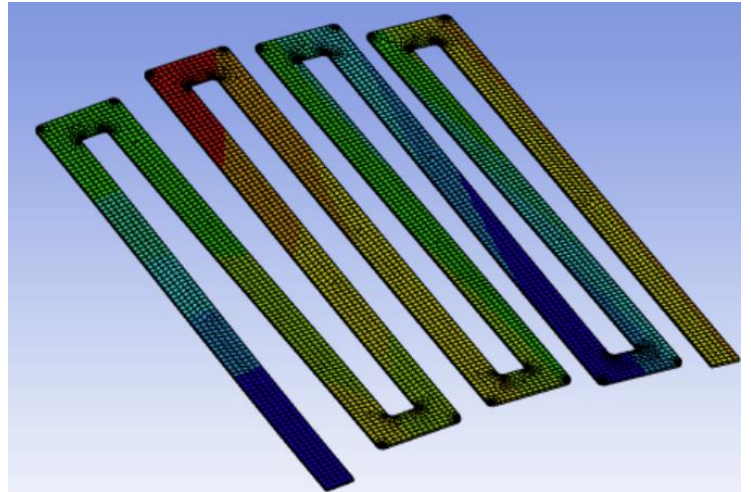




ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ & ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΙΚΡΟΚΟΠΗΣ & ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΗΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

**ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΙΔΙΟΜΟΡΦΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ
ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ ΕΛΑΣΜΑΤΩΝ ZIGZAG ΓΙΑ
ΥΒΡΙΔΙΚΕΣ ΣΥΣΚΕΥΕΣ ΣΥΓΚΟΜΙΔΗΣ
ΚΡΑΔΑΣΜΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ.**



ΚΑΛΑΜΑΡΑΣ ΕΛΕΥΘΕΡΙΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ ΑΛΕΥΡΑΣ
ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

*Στους γονείς μου που ήταν δίπλα μου και με στήριζαν από την αρχή
μέχρι και το τέλος των σπουδών μου.*

Ευχαριστίες

Ευχαριστώ θερμά τον κύριο Παναγιώτη Αλευρά για την συνεχή καθοδήγηση και τη στήριξή του καθ' όλη τη διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας.

Περίληψη

Η παρούσα εργασία εστιάζει στη μελέτη και μοντελοποίηση ελατηρίων τύπου zigzag που προορίζονται για χρήση σε συσκευές μικροηλεκτρομηχανικών συστημάτων (MEMS). Η μελέτη περιλαμβάνει την αξιολόγηση της μηχανικής αντοχής των ελατηρίων zigzag κατά την εφαρμογή διαφόρων φορτίων καθώς και την ανάλυση των ιδιοσυχνότητων και των ιδιόμορφών τους. Οι αναλύσεις πραγματοποιήθηκαν με την βοήθεια του εμπορικού λογισμικού Ansys. Στο πλαίσιο αυτό, διεξάχθηκαν παραμετρικές αναλύσεις με στόχο τον βέλτιστο σχεδιασμό των ελατηρίων για αποδοτικότερη συγκομιδή ενέργειας κατά την ταλάντωση τους. Με σκοπό την επίτευξη του στόχου, δοκιμάστηκαν ελατήρια με διαφορετικό μήκος καθώς και διαφορετικές θέσεις στήριξης ώστε οι ιδιοσυχνότητες που θα προκύψουν να αποδίδουν μεγάλο πλάτος ταλάντωσης. Στην συνέχεια αφού προσδιοριστούν οι συχνότητες συντονισμού και τα αντίστοιχα πλάτη ταλάντωσης, με κατάλληλες τροποποιήσεις στις παραμέτρους των ελατηρίων θα επιτευχθεί μείωση της διαφοράς μεταξύ των συγκεκριμένων συχνοτήτων (σε κλίμακα Hertz), επιτρέποντας τη σύγκλιση των συχνοτήτων. Αποτέλεσμα της σύγκλισης θα είναι η συνεχής απορρόφηση ενέργειας κατά την ταλάντωση του ελατηρίου. Η εργασία κλείνει με τον υπολογισμό της συνολικής ισχύος που παράγεται από το την ταλάντωση του ελατηρίου zig zag. Συγκεκριμένα διαπιστώθηκε ότι το σύστημα παρουσιάζει δύο κύριες περιοχές συντονισμού, γύρω από τις συχνότητες των 13 Hz και 30 Hz, όπου παρατηρείται σημαντική αύξηση της παραγόμενης ισχύος, με μέγιστες τιμές 8,2 mW στα 13 Hz και 3,1 mW στα 29,75 Hz.

Abstract

This thesis focuses on the study and modeling of zigzag-type springs intended for use in microelectromechanical systems (MEMS) devices. The study includes the evaluation of the mechanical strength of the zigzag springs under various loading conditions, as well as the analysis of their natural frequencies and corresponding mode shapes. The analyses were performed using the commercial software Ansys. Within this framework, parametric analyses were conducted to achieve optimal spring design for more efficient energy harvesting during oscillation. To this end, springs of varying lengths and different support positions were tested, aiming for natural frequencies that result in large oscillation amplitudes. Subsequently, once the resonance frequencies and corresponding amplitudes were identified, adjustments to the spring parameters were made to reduce the frequency gap (in Hertz) between these resonances, enabling their convergence. This convergence is expected to result in continuous energy absorption during the spring's vibration. The work concludes with the calculation of the total power generated by the oscillation of the zigzag spring. Specifically, it was found that the system exhibits two main resonance regions, around 13 Hz and 30 Hz, where a significant increase in generated power occurs, with peak values of 8.2 mW at 13 Hz and 3.1 mW at 29.75 Hz.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	6
2. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ.....	8
2.1 Συγκομιστές Κραδασμικής Ενέργειας (VEH)	8
2.1.1 Ηλεκτρομαγνητικός VEH.....	8
2.1.2 Πιεζοηλεκτρικός VEH	14
2.1.3 Ηλεκτροστατικός VEH.....	19
2.1.4. Υβριδικοί VEH	23
2.2 Ελατήρια Zig Zag.....	25
2.2.1 Σχεδιασμός	25
2.2.2 Εφαρμογές	26
3. ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΕΙΣ	30
3.1 Σχεδίαση ελατήριου zig zag	30
3.2 Αναλύσεις.....	34
3.2.1 Static structural.....	34
3.2.2 Modal.....	39
3.2.3 Harmonic Response.....	41
4. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....	51
4.1 Ανάλυση I	51
4.2 Ανάλυση II	53
4.3 Ανάλυση III	55
4.4 Ανάλυση IV.....	58
4.5 Ανάλυση V.....	60
5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	65
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	66
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ	69

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Τα τελευταία χρόνια έχει σημειωθεί μεγάλη πρόοδος στην ερευνά και στην ανάπτυξη των συγκομιστών κραδασμικής ενέργειας (vibration energy harvesters) που προορίζονται για χρήση σε συσκευές μικροηλεκτρομηχανικών συστημάτων (MEMS). Οι τεχνολογίες συγκομιδής ενέργειας αναπτύχθηκαν με στόχο την εκμετάλλευση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας που υπάρχουν στο περιβάλλον όπως ηλιακή, αιολική, θερμική και ενέργεια από δονήσεις και κραδασμούς, μετατρέποντας την σε ηλεκτρική ενέργεια. Μεταξύ αυτών η ενέργεια που παράγεται από δονήσεις μπορεί να εντοπιστεί στο περιβάλλον σε πολλές μορφές, όπως θαλάσσια κύματα, δονήσεις λόγω ανέμων καθώς και από τις κινήσεις ζωντανών οργανισμών. Παρομοίως, σε υπάρχουσες κατασκευές, κραδασμική ενέργεια παράγεται από μηχανές, οχήματα αλλά και κτήρια.

Η συγκομιδή κραδασμικής ενέργειας (VEH) θεωρείται από πολλούς επιστήμονες ως μια πολλά υποσχόμενη τεχνολογία, ικανή να αντικαταστήσει τις παραδοσιακές μπαταρίες σε ηλεκτρονικά μικρής ισχύος και αισθητήρες (wireless sensor nodes). Επιπλέον σημειώνει σημαντικό προβάδισμα έναντι των κλασικών ανανεώσιμων πηγών ενέργειας όπως η ηλιακή, η αιολική και η θερμική, οι οποίες εξαρτώνται κυρίως από τις καιρικές συνθήκες και παράγουν σημαντικά λιγότερη ενέργεια όταν λειτουργούν σε εσωτερικούς χώρους. Μέχρι και σήμερα οι αισθητήρες τροφοδοτούνται από συμβατικές ηλεκτροχημικές μπαταρίες με πεπερασμένη διάρκεια ζωής που ανέρχεται συνήθως στα 15 χρόνια όταν η κατανάλωση κυμαίνεται σε μW . Μερικές εφαρμογές των WSN καθιστούν την αντικατάσταση των μπαταριών δύσκολη και κοστοβόρα διαδικασία όταν πρόκειται για αισθητήρες τοποθετημένους σε απρόσβατες περιοχές ή σε σύνθετα κυκλώματα, καθιστώντας έτσι τους συγκομιστές κραδασμικής ενέργειας την ιδανική λύση του προβλήματος. Η ικανότητα αυτή των VEH να παρέχουν ενέργεια σε αισθητήρες και ηλεκτρονικά που βρίσκονται σε δύσβατες περιοχές και σημεία όπου η πρόσβαση σε πηγές ενέργειας είναι περιορισμένη, είναι ιδιαίτερα αποτελεσματική για το πεδίο Internet of Things (IoT) όπου αισθητήρες και συσκευές πρέπει να κατανέμονται σε ποικίλα περιβάλλοντα για την παρακολούθηση συστημάτων και την συλλογή δεδομένων. Επομένως οι VEH διευκολύνουν την ενσωμάτωση IoT συσκευών σε πολλές εφαρμογές, εξαλείφοντας την ανάγκη εξωτερικών πηγών ενέργειας και βελτιώνοντας την προσβασιμότητα δεδομένων.

Στο πεδίο των VEH τεχνολογιών, οι επιστήμονες χρησιμοποιούν τέσσερις διακριτές προσεγγίσεις για τις έρευνες και τις πρακτικές εφαρμογές. Οι επικρατέστερες είναι πιεζοηλεκτρική, ηλεκτροστατική, ηλεκτρομαγνητική και τριβοηλεκτρική μεταγωγή, οι οποίες έχουν συγκεντρώσει το ενδιαφέρον των ερευνητών για την αποτελεσματικότητα και την ποικιλομορφία τους στην μετατροπή της μηχανικής ενέργειας των ταλαντώσεων σε ηλεκτρική ενέργεια. Οι προσεγγίσεις αυτές θα αναλυθούν περαιτέρω στο επόμενο κεφάλαιο.

Μελετώντας την βιβλιογραφία, οι περισσότερες εφαρμογές των VEH και κυρίως οι πιεζοηλεκτρικοί συγκομιστές χρησιμοποιούν το μοντέλο της δοκού-προβόλου (cantilever beam energy harvesters) για την υλοποίησή τους, λόγω των γνωστών μηχανικών και δυναμικών ιδιοτήτων του και της απλής διαδικασίας κατασκευής του. Το μοντέλο αυτό όμως όπως θα αναπτυχθεί στο επόμενο κεφάλαιο, δεν είναι αρκετά αποδοτικό όταν πρόκειται για συσκευές MEMS. Η παρούσα διπλωματική προτείνει τον σχεδιασμό μιας δοκού σε μορφή zig zag (στην βιβλιογραφία αναφέρεται και ως zig zag spring), η οποία υπόσχεται λόγω του εργονομικού σχεδιασμού της να αυξήσει την παραγόμενη ενέργεια έναντι μιας απλής δοκού.

Η διπλωματική εκμεταλλεύεται το κενό που υπάρχει στην βιβλιογραφία σχετικά με τον σχεδιασμό τέτοιων δοκών και εστιάζει στη μελέτη και στη μοντελοποίηση τους. Η μελέτη περιλαμβάνει την αξιολόγηση της μηχανικής αντοχής των ελατήριων zigzag κατά την εφαρμογή διαφόρων φορτίων καθώς και την ανάλυση των ιδιοσυχνότητων και των ιδόμορφών τους. Οι αναλύσεις θα πραγματοποιηθούν με την βοήθεια του εμπορικού λογισμικού Ansys το οποίο επιτρέπει τη διεξαγωγή λεπτομερών προσομοιώσεων. Στο πλαίσιο αυτό, θα διεξαχθούν παραμετρικές αναλύσεις με στόχο τον βέλτιστο σχεδιασμό των zigzag ελατηρίων για αποδοτικότερη συγκομιδή ενέργειας κατά την ταλάντωση τους.

Η παρούσα διπλωματική εργασία, πέρα από τον σχεδιασμό των ελατηρίων, θα λειτουργεί και ως οδηγός αναφοράς για την εκτέλεση προηγμένων αναλύσεων στο ANSYS, όπως Modal analysis και Harmonic response. Η μελέτη αποσκοπεί στην παροχή μιας σαφούς και δομημένης μεθοδολογίας που θα καθοδηγεί τη διαδικασία ορισμού των γεωμετρικών και υλικών παραμέτρων, τη ρύθμιση των συνοριακών συνθηκών, καθώς και την επιλογή των κατάλληλων μεθόδων επίλυσης. Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στην ανάλυση των αποτελεσμάτων, με στόχο την κατανόηση της δυναμικής συμπεριφοράς των ελατηρίων υπό διάφορες συνθήκες διέγερσης. Στόχος είναι, μέσω αυτής της προσέγγισης, η εργασία να αποτελέσει ένα χρήσιμο εργαλείο για την υποστήριξη μελλοντικών μελετών και εφαρμογών στον τομέα των συγκομιστών κραδασμικής ενέργειας.

Παρακάτω αναγράφονται τα κεφάλαια στα οποία είναι χωρισμένη η διπλωματική εργασία :

Στο **κεφάλαιο 1** προηγήθηκε μια εισαγωγή σχετικά με το αντικείμενο μελέτης της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Στο **κεφάλαιο 2** ακολουθεί μια βιβλιογραφική επισκόπηση σχετικά με τις τεχνολογίες VEH και τα ελατήρια zig zag.

Στο **κεφάλαιο 3** περιγράφεται ο σχεδιασμός του ελατήριου zig zag και η διαδικασία διεξαγωγής των αναλύσεων.

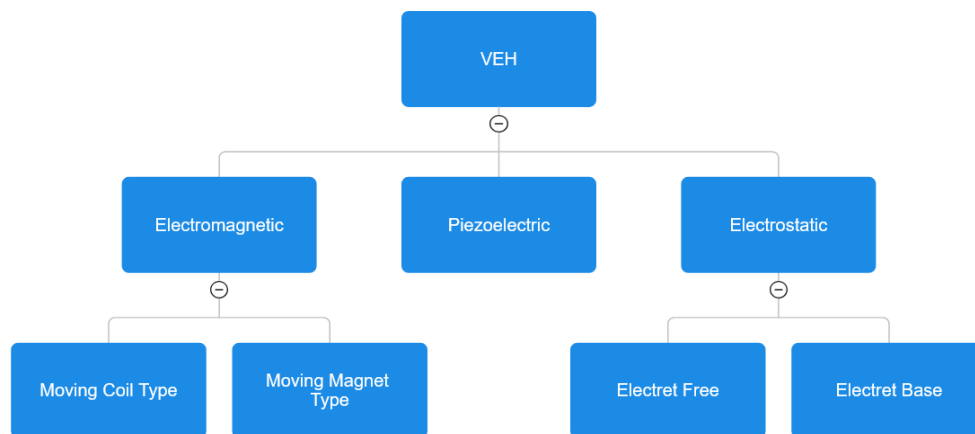
Στο **κεφάλαιο 4** προβάλλονται και σχολιάζονται τα αποτελέσματα των αναλύσεων.

Στο **κεφάλαιο 5** αναφέρονται τα συμπεράσματα που εξήχθησαν από τα αποτελέσματα των αναλύσεων.

2. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ

2.1 Συγκομιστές Κραδασμικής Ενέργειας (VEH)

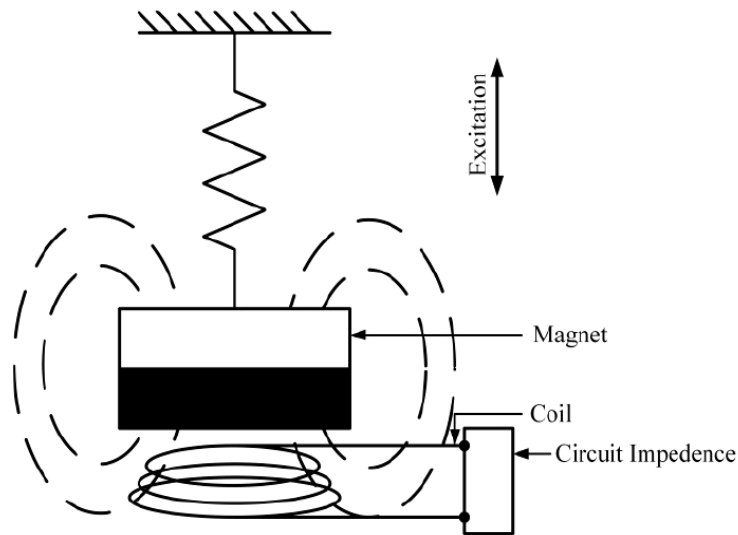
Οι επικρατέστερες τεχνολογίες VEH χωρίζονται σε τρεις κύριες κατηγορίες, τους ηλεκτρομαγνητικούς, τους πιεζοηλεκτρικούς και τους τριβοηλεκτρικούς συγκομιστές. Κάθε κατηγορία παρουσιάζει πλεονεκτήματα και προκλήσεις, ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας και τις απαιτήσεις της εκάστοτε εφαρμογής. Μερικές φορές οι τεχνολογίες αυτές συνδυάζονται και δημιουργούν υβριδικούς συγκομιστές. Στο Σχήμα 2.1 φαίνονται οι τρεις αυτές τεχνολογίες και οι υποκατηγορίες τους.



Σχήμα 2.1: Τεχνολογίες VEH

2.1.1 Ηλεκτρομαγνητικός VEH

Ο ηλεκτρομαγνητικός VEH (EVEH) χρησιμοποιεί για την μετατροπή της μηχανικής ενέργειας σε ηλεκτρική, το νόμο επαγωγής του Faraday, σύμφωνα με τον οποίο κατά την σχετική κίνηση ενός μαγνήτη ως προς ένα πηνίο παράγεται ηλεκτρικό ρεύμα[1]. Η δομή του ηλεκτρομαγνητικού VEH αναπαρίσταται στο Σχήμα 2.1. Η διαδικασία παραγωγής ενέργειας βασίζεται σε ένα μαγνητικό κύκλωμα, το οποίο για να δημιουργηθεί χρειάζεται ένα μαγνητικό πεδίο. Το μαγνητικό πεδίο μπορεί να δημιουργηθεί είτε από έναν μόνιμο μαγνήτη είτε από έναν ηλεκτρομαγνήτη. Για εφαρμογές χαμηλής ισχύος, όπως αυτές των MEMS, οι μόνιμοι μαγνήτες είναι προτιμότεροι, καθώς δεν απαιτούν εξωτερική πηγή ενέργειας. Αυτοί οι μαγνήτες αποτελούνται από σιδηρομαγνητικά ή φερριμαγνητικά υλικά. Τα σιδηρομαγνητικά υλικά παράγουν καθαρή μαγνητική ροπή λόγω της παρουσίας ελεύθερων ηλεκτρονίων στα άτομά τους, ενώ τα φερριμαγνητικά υλικά περιέχουν άτομα με αντίθετες μαγνητικές ροπές. Παρόλο που τα σιδηρομαγνητικά υλικά δημιουργούν ισχυρό ηλεκτρικό πεδίο, προτιμώνται συχνά λόγω της υψηλής ηλεκτρικής τους αντίστασης, η οποία συμβάλλει στη μείωση του φαινομένου των δινορευμάτων (eddy current effect) [2].



Σχήμα 2.1: Σχηματικό διάγραμμα ενός ηλεκτρομαγνητικού VEH[2].

2.1.1.2 Θεωρία

Το 1831, ο Michael Faraday ανακάλυψε ότι όταν ένα σύρμα και ένας μαγνήτης κινούνται σε σχέση μεταξύ τους, η αλληλεπίδραση με τη μαγνητική ροή επάγει ρεύμα στο σύρμα, δημιουργώντας τάση. Η Τάση αυτή εξαρτάται από τον αριθμό των σπειρών στο πηνίο και τον ρυθμό μεταβολής της μαγνητικής ροής. Αυτή η αρχή διατυπώνεται από τον νόμο του Faraday:

$$\varepsilon = -N \frac{\Delta\phi}{\Delta t} \quad (1)$$

Όπου, ε είναι η τάση που παράγεται, N είναι ο αριθμός των σπειρών του πηνίου και ϕ είναι η μαγνητική ροή. Το αρνητικό πρόσημο οφείλεται στον νόμο του Lenz. Αναλύοντας περαιτέρω τον ρυθμό μεταβολής της μαγνητικής ροής, ο παραπάνω τύπος μπορεί να πάρει την παρακάτω μορφή. Αυτός ο τύπος ισχύει στην περίπτωση που η κίνηση του μαγνήτη είναι οριζόντια:

$$\varepsilon = \beta l v \quad (2)$$

Όπου, β είναι ένταση του μαγνητικού πεδίου, l είναι το μήκος του σύρματος του πηνίου και v είναι η σχετική ταχύτητα μεταξύ του μαγνήτη και του πηνίου [2]. Από την εξίσωση (2) φαίνεται ότι για να αυξηθεί η τάση πρέπει να αυξηθούν τα μεγέθη στο δεύτερο μέλος της.

Σε μια ηλεκτρομαγνητική γεννήτρια μάζας-ελατηρίου-αποσβεστήρα η μέγιστη ενέργεια συγκομιδής δίνεται από την παρακάτω σχέση [4]:

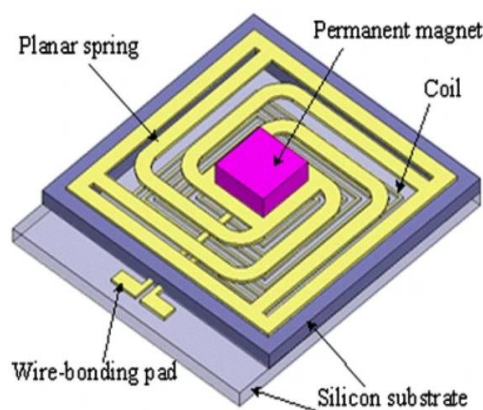
$$P_{max} = \frac{mY^2\omega^3}{4\zeta} \quad (3)$$

Όπου, το m αντιπροσωπεύει τη μάζα της κινητής δομής του συγκομιστή. Το ζ είναι ο συντελεστής απόσβεσης του μετατροπέα, ο οποίος εξαρτάται από την αντίστασή του. Το ω είναι η συχνότητα και το Y το πλάτος ταλάντωσης. Για τη μέγιστη συγκομιδή ενέργειας, ο συντελεστής απόσβεσης πρέπει να είναι χαμηλός και η ιδιοσυχνότητα της ανάρτησης της γεννήτριας να ταυτίζεται με τη συχνότητα ταλάντωσης της πηγής.

2.1.1.3 Δομές με ένα Μαγνήτη έναντι δομών με Πολλούς Μαγνήτες.

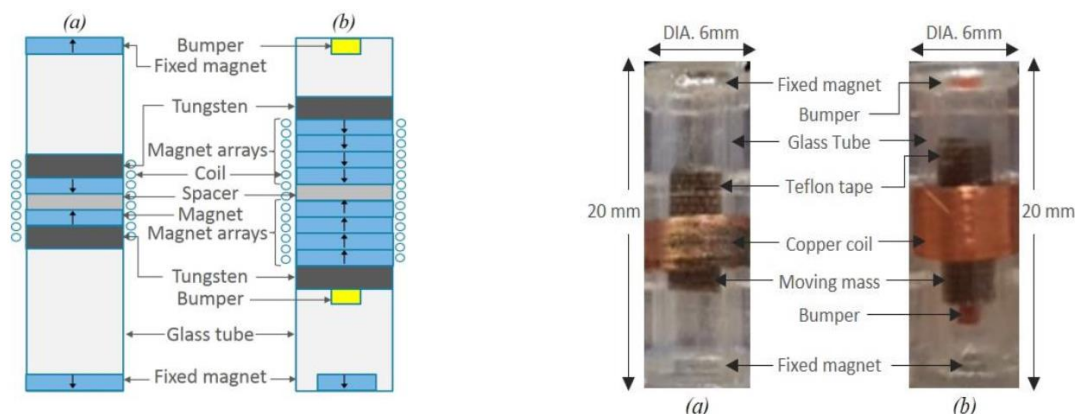
Η ιδέα για την χρήση πολλών μαγνητών σε ηλεκτρομαγνητικούς συγκομιστές προέκυψε από την ανάγκη αύξησης της έντασης του μαγνητικού πεδίου το οποίο σύμφωνα με την εξίσωση (2) οδηγεί στην αύξηση της παραγόμενης τάσης. Χρησιμοποιώντας πολλούς μαγνήτες, ο αριθμός των μαγνητικών πόλων αυξάνεται. Έτσι, καθώς το πηνίο κινείται, συναντά πιο συχνά αλλαγές στη μαγνητική ροή, με αποτέλεσμα να παράγεται μεγαλύτερη τάση και να βελτιώνεται η απόδοση της ενεργειακής συγκομιδής. Ωστόσο, η προσθήκη περισσότερων μαγνητών μπορεί να οδηγήσει σε αύξηση του συνολικού όγκου που καταλαμβάνει ο συγκομιστής καθώς και σε μειωμένη πυκνότητα ισχύος (power density) [5].

Οι ηλεκτρομαγνητικοί συγκομιστές μονού μαγνήτη βρίσκουν συχνά εφαρμογή λόγω του μικρού όγκου που καταλαμβάνουν. Οι P.wang κ.ά. [6] σχεδίασαν τον μικρότερο ηλεκτρομαγνητικό συγκομιστή ο οποίος είχε συνολικό όγκο 0.13 cm^3 . Ο συγκομιστής αυτός, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.2, αποτελούνταν από έναν κινούμενο μαγνήτη ο οποίος ήταν τοποθετημένος πάνω σε ένα επίπεδο ελατήριο από πυρίτιο. Κατά την διέγερση του σε συχνότητα 55 Hz απέδιδε ισχύς $0.61 \text{ }\mu\text{W}$ και η αντίστοιχη πυκνότητα ισχύος του ήταν $4.69 \text{ }\mu\text{W}/\text{cm}^3$. Η πυκνότητα ισχύος είναι σχετικά μικρή σε σχέση με άλλους συγκομιστές, παρόλα αυτά αξίζει να σημειωθεί λόγω του μικρού μεγέθους του συγκεκριμένου συγκομιστή.



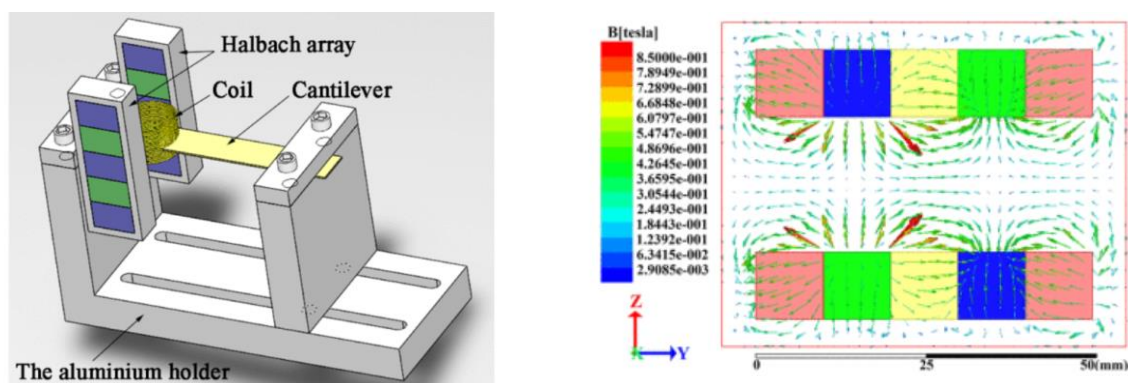
Σχήμα 2.2: Σχηματικό διάγραμμα του ηλεκτρομαγνητικού VEH από τους P.wang κ.ά. [6]

Σε μια άλλη έρευνα που πραγματοποιήθηκε από τους Pancharoen κ.ά. [7] με σκοπό την ανάπτυξη ενός συγκομιστή για την παροχή ενέργειας σε αισθητήρα ενσωματωμένο σε προσθετικό ισχίου, εξετάστηκαν δυο πειραματικές διατάξεις. Η πρώτη διάταξη αποτελούνταν από δυο μαγνήτες σε μορφή “σάντουιτς”, ενώ η δεύτερη από μια συστοιχία οκτώ μαγνητών. Οι δυο διατάξεις φαίνονται στο Σχήμα 2.3. Η διέγερση του συγκομιστή επιτυγχάνεται μέσω της κίνησης του ανθρωπίνου σώματος. Ο συγκομιστής καταλάμβανε συνολικό όγκο 2.26 cm^3 . Όταν χρησιμοποιήθηκε η διάταξη της συστοιχίας των οκτώ μαγνητών έναντι της απλής διάταξης των δυο μαγνητών επιτεύχθηκε 160% αύξηση στην τάση και 484% αύξηση στην ισχύ.



Σχήμα 2.3: Σχηματική διάταξη ηλεκτρομαγνητικού VEH: (a) Δυο μαγνήτες (b) συστοιχία μαγνητών [7]

Οι ερευνητές έχουν εστιάσει στον προσδιορισμό του βέλτιστου αριθμού μαγνητών για τη δημιουργία ενός πιο αποδοτικού συγκομιστή ενέργειας. Σύμφωνα με την μελέτη των Pancharoen κ.ά. [7], η απόδοση του ηλεκτρομαγνητικού συγκομιστή μπορεί να επηρεαστεί από την υπερβολικά πυκνή τοποθέτηση των μαγνητών. Επομένως έχουν αναπτυχθεί πολλές νέες συστοιχίες, όπως η συστοιχία Halbach (HA), που προσπαθούν να αποφύγουν το πρόβλημα αυτό. Η συστοιχία Halbach είναι μια διάταξη μόνιμων μαγνητών η οποία παράγει ένα πολύ ισχυρό μαγνητικό πεδίο στην μια πλευρά, ενώ το εξασθενεί σχεδόν πλήρως στην άλλη (Σχήμα 2.4). Οι διατάξεις HA εκμεταλλεύονται αυτή την ιδιότητα και προσφέρονται ως μια αξιόλογη εναλλακτική για τους ηλεκτρομαγνητικούς συγκομιστές, αφού μπορούν να αυξήσουν την παραγωγή της ισχύς και να μειώσουν το μέγεθος του συγκομιστή. Επίσης είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι αυτές οι διατάξεις έχουν ελάχιστες ηλεκτρομαγνητικές παρεμβολές σε άλλα ηλεκτρονικά κυκλώματα που μπορεί να βρίσκονται κοντά στον συγκομιστή [8].



Σχήμα 2.4: Διάταξη διπλής συστοιχίας Halbach και προσομοίωση του μαγνητικού πεδίου[8]

Στο Σχήμα 2.4 αποτυπώνεται η διάταξη ενός συγκομιστή που σχεδιάστηκε από τους Liu κ.ά [8] , ο οποίος αποτελείται από ένα κινούμενο πηνίο τοποθετημένο στην άκρη μιας δοκού ενώ αριστερά και δεξιά του πηνίου βρίσκονται συστοιχίες Halbach. Ο συγκομιστής αποδίδει τάση 21.2 V στα 11.2 Hz σε επιτάχυνση 0,5 g.

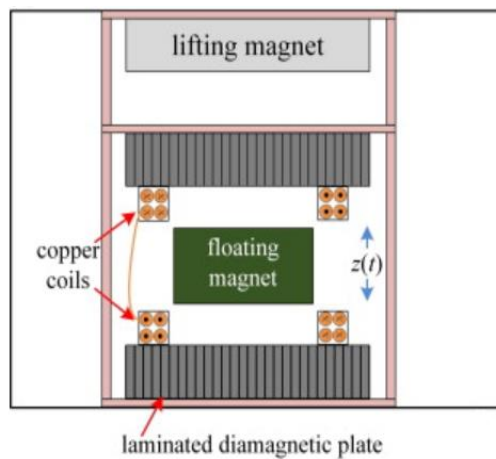
Η βιβλιογραφία υποδεικνύει ότι η χρήση πολλαπλών μαγνητών σε συστοιχίες είναι πιο αποδοτική από έναν μεμονωμένο μαγνήτη κατά τον σχεδιασμό ενός EVEH. Είναι ωστόσο σημαντικό για να επιτευχθεί η μέγιστη ενεργειακή απόδοση, να βρεθεί η σωστή ισορροπία μεταξύ του αριθμού των μαγνητών και του συνολικού μεγέθους της συσκευής. Αυτή η ισορροπία παίζει καθοριστικό ρόλο στη βελτίωση της απόδοσης του συστήματος, καθιστώντας την έναν κρίσιμο παράγοντα στη διαδικασία σχεδιασμού του συγκομιστή.

2.1.1.4 Δομές με κινούμενο μαγνήτη έναντι δομών με κινούμενο πηνίο.

Οι ηλεκτρομαγνητικοί VEH συνήθως κατηγοριοποιούνται σε δύο τύπους: αυτούς με κινούμενα πηνία και αυτούς με κινούμενους μαγνήτες. Ανάλογα με τις ανάγκες του εκάστοτε EVEH επιλέγεται και ο κατάλληλος τύπος. Κάθε τύπος διαθέτει πλεονεκτήματα και μειονεκτήματά. Οι δομές με κινούμενο πηνίο χρησιμοποιούν το πηνίο ως μάζα αναφοράς (proof mass). Όσο αυξάνεται η μάζα αναφοράς μειώνεται η συχνότητα συντονισμού. Όπως έχει αναφερθεί και προηγουμένως στόχος των ερευνητών είναι η επίτευξη χαμηλής συχνότητας συντονισμού και προκειμένου να συμβεί αυτό επιλέγουν πηνία με πολλές σπείρες. Είναι αναμενόμενο σύμφωνα με την εξίσωση (1) ότι αν αυξηθούν οι σπείρες του πηνίου αυξάνεται και παραγόμενη τάση. Το πρόβλημα όμως που αντιμετωπίζουν οι ερευνητές με την επιλογή του κινούμενου πηνίου είναι ότι η επιλογή αυτή οδηγεί σε αύξηση του όγκου του συγκομιστή. Ωστόσο οι κινούμενοι μαγνήτες αποτελούν μια πιο ευέλικτη επιλογή, καθώς επιτρέπουν την προσαρμογή του συντελεστή απόσβεσης. Πιο συγκεκριμένα, ο συντελεστής απόσβεσης καθορίζει τον τρόπο με τον οποίο ο συγκομιστής ανταποκρίνεται στις δονήσεις και το πόσο αποτελεσματικά τις μετατρέπει σε ηλεκτρική ενέργεια. Από την εξίσωση (3) προκύπτει ότι όσο αυξάνεται ο συντελεστής απόσβεσης ζ , μειώνεται η μέγιστη ισχύς.

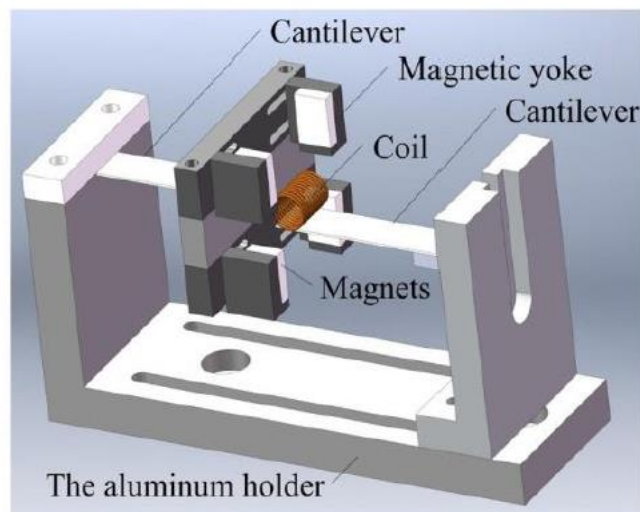
Σε μία εργασία οι Khan κ.ά.[9] , σχεδίασαν ένα EVEH στον οποίο χρησιμοποιούνται δυο μαγνήτες τοποθετημένοι πάνω σε μια μεμβράνη από πολυδιμεθυλοσιλοξάνιο (PDMS). Πάνω και κάτω από την μεμβράνη τοποθετούνται επίπεδα πηνία χαλκού. Ο συγκομιστής κατά την διέγερση της μεμβράνης σε συντονισμό συχνότητας 108.4 Hz παράγει ισχύ 68 μW . Η πυκνότητα ισχύος ανέρχεται στα 30.22 $\mu W/cm^3$ καθώς το συνολικό μέγεθος του συγκομιστή είναι 2.25 cm^3 . Όμως, η συγκομιδή ενέργειας από συχνότητες μεγαλύτερες των 100 Hz δεν είναι πρακτική. Επομένως παρότι η απόδοση του συγκομιστή είναι αρκετά υψηλή , δεν ενδείκνυται για μελλοντικές εφαρμογές.

Μία άλλη μελέτη από τους Palagummi και Yuan [10], πρότεινε ένα ηλεκτρομαγνητικό συγκομιστή που χρησιμοποιεί ένα σύστημα με δυο κυλινδρικούς μαγνήτες. Ο ένας μαγνήτης χρησιμοποιείται ως ανυψωτικός μαγνήτης στην κορυφή και ο άλλος ως αιωρούμενος μαγνήτης μεταξύ δυο πηνίων (Σχήμα 2.5). Τα πηνία εξυπηρετούν διπλό σκοπό. Αρχικά παρέχουν την απαραίτητη διαμαγνητική δύναμη για την αιώρηση του μαγνήτη ενώ ταυτόχρονα είναι υπεύθυνα για την μετατροπή της μηχανικής ενέργειας της ταλάντωσης σε ηλεκτρική. Ο συγκομιστής αποδίδει ισχύ 1.72 mW σε συχνότητα 2.1 Hz.



Σχήμα 2.5: Διάταξη συγκομιστή από τους Palagummi και Yuan[10]

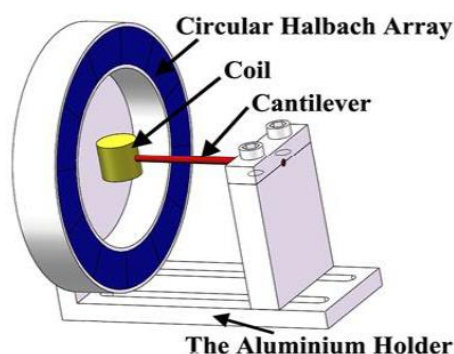
Οι δομές με κινούμενο πηνίο παρουσιάζουν και αυτές ιδιαίτερο ενδιαφέρον, χάρη στην ικανότητα τους να παραγάγουν υψηλή τάση. Αυτό επιτυγχάνεται λόγω των πολλών σπειρών που πρέπει να έχει το πηνίο ώστε να συγκροτεί την μάζα αναφοράς του συστήματος [11]. Μία εργασία των Qiu κ.ά. [12], όπου σχεδιάστηκε ένας συγκομιστής με πηνίο τοποθετημένο πάνω σε δοκό ενώ στα πλάγια βρίσκονταν τοποθετημένοι σταθεροί μαγνήτες (Σχήμα 2.6), έδειξε ότι όσο αυξάνονταν οι σπείρες του πηνίου τόσο αυξανόταν και η ισχύς. Πιο συγκεκριμένα, με ένα πηνίο 1500 σπειρών παράχθηκε τάση 9.04 V και ισχύς 50.8 mW από μια συχνότητα 14.9 Hz. Επιπλέον όσο αυξάνονται οι σπείρες, αυξάνεται και η μάζα αναφοράς με αποτέλεσμα να μειώνεται η συχνότητα συντονισμού. Αυτό επιτρέπει στους μηχανικούς προσαρμόζουν τη συχνότητα συντονισμού του συστήματος ρυθμίζοντας των αριθμό των σπειρών του πηνίου.



Σχήμα 2.6: EVEH δομή με κινούμενο πηνίο από τους Qiu κ.ά. [12]

Οι Qiu κ.ά. σε μια άλλη εργασία τους σχεδίασαν ένα EVEH με κινούμενο πηνίο περικυκλωμένο από μια κυκλική διάταξη Halbach (Σχήμα 2.7). Η ισχύς που κατάφερε να παραχθεί ανέρχεται στα 7.29 mW κατά την ταλάντωση σε συχνότητα 15.4 Hz με επιτάχυνση 0,5 g. Η συγκεκριμένη

εργασία έκανε μια ενδιαφέρουσα παρατήρηση. Όταν οι σπείρες του πηνίου ξεπεράσουν τις 700 , η ισχύς που παράγεται αρχίζει να μειώνεται.



Σχήμα 2.7: EVEH δομή με κυκλική διάταξη Halbach και κινούμενο πηνίο

Συμπερασματικά, οι ηλεκτρομαγνητικοί συγκομιστές κραδασμικής ενέργειας διακρίνονται χάρη στην ικανότητα τους να συλλέγουν ενέργεια σε χαμηλές συχνότητες. Επιπλέον προσφέρουν πολλές επιλογές κατά τον σχεδιασμό τους που επιτρέπουν στους μηχανικούς να κατασκευάσουν αποτελεσματικούς συγκομιστές που είτε θα έχουν ως στόχο την μέγιστη δυνατή ισχύ , είτε το μικρότερο δυνατό μέγεθος.

2.1.2 Πιεζοηλεκτρικός VEH

Οι πιεζοηλεκτρικοί συγκομιστές κραδασμικής ενέργειας (PVEH) επιλέγονται συχνά από τους μηχανικούς γιατί συνήθως αποδίδουν μεγαλύτερη πυκνότητα ισχύος σε σχέση με τους υπόλοιπους τύπους συγκομιστών. Οι πιεζοηλεκτρικοί συγκομιστές μπορούν να παράξουν αρκετή ισχύ σε χαμηλές συχνότητες και αυτή η ιδιότητα, τους καθιστά ιδανικούς για την συγκομιδή ενέργειας από περιβαλλοντικές δονήσεις, καθώς αυτές προκύπτουν σε χαμηλές συχνότητες, συνήθως κάτω από τα 100 Hz. Οι πιεζοηλεκτρικοί συγκομιστές μετατρέπουν την ενέργεια των δονήσεων σε ηλεκτρική ενέργεια, μέσω του πιεζοηλεκτρικού φαινομένου. Οι πιεζοηλεκτρικοί συγκομιστές βασίζονται σε προβόλους δοκών για την μετατροπή των δονήσεων που προέρχονται από το περιβάλλον σε ενδο-επίπεδη τάση παραμόρφωσης, λόγω της ευρέως γνωστής δυναμικής των δοκών, που απορρέει από την εξίσωση της δοκού Euler–Bernoulli.

2.1.2.1 Θεωρία

Οι πιεζοηλεκτρικοί συγκομιστές κραδασμικής ενέργειας μετατρέπουν την μηχανική τάση καταπόνησης που προκαλείται από δονήσεις σε ηλεκτρική ενέργεια μέσω του πιεζοηλεκτρικού φαινομένου. Τα πιεζοηλεκτρικά υλικά παρουσιάζουν έλλειψη αντιστροφής συμμετρίας (inversion symmetry) στο κρυσταλλικό τους πλέγμα, γεγονός που επιτρέπει το σχηματισμό ευθυγραμμισμένων ηλεκτρικών διπόλων στο εσωτερικό του υλικού. Όταν το πιεζοηλεκτρικό υλικό υφίσταται καταπόνηση, τα ηλεκτρόνια αρχίζουν να κινούνται εντός του κρυστάλλου,

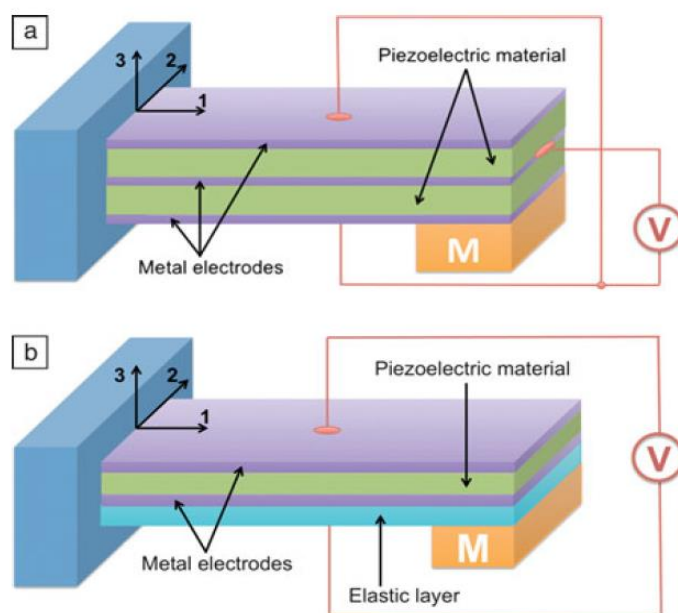
δημιουργώντας διαφορά δυναμικού και κατά συνέπεια ροή ηλεκτρικού ρεύματος[13]. Το πιεζοηλεκτρικό φαινόμενο περιγράφεται από τις παρακάτω εξισώσεις [14] :

$$S = sT + dE \quad (4)$$

$$D = dT + \varepsilon E \quad (5)$$

Όπου, S είναι ο τανυστής έντασης-παραμόρφωσης, s είναι η σταθερά ελαστικής συμμόρφωσης (elastic compliance constant), D είναι η ηλεκτρική μετατόπιση, d είναι η πιεζοηλεκτρική σταθερά, T είναι ο τανυστής τάσης, ε είναι η σταθερά διηλεκτρικής διαπερατότητας και E είναι ο τανυστής ηλεκτρικού πεδίου.

Οι πιεζοηλεκτρικοί συγκομιστές χρησιμοποιούν δυο διαμορφώσεις προβόλων, τη βιομορφή (biomorph) και την μονομορφή (unimorph). Η βιομορφή αποτελείται από δυο ανεξάρτητες στρώσεις πιεζοηλεκτρικού υλικού, ενώ η μονομορφή από μια στρώση και από ένα ελαστικό υπόστρωμα (Σχήμα 2.8). Η μονομορφή είναι η πιο συνηθισμένη επιλογή για συγκομιστές που προορίζονται για MEMS συσκευές, καθώς η υλοποίηση της βιομορφής με τις υπάρχουσες διεργασίες μικροκατασκευής, αποτελεί δύσκολη διεργασία[15].



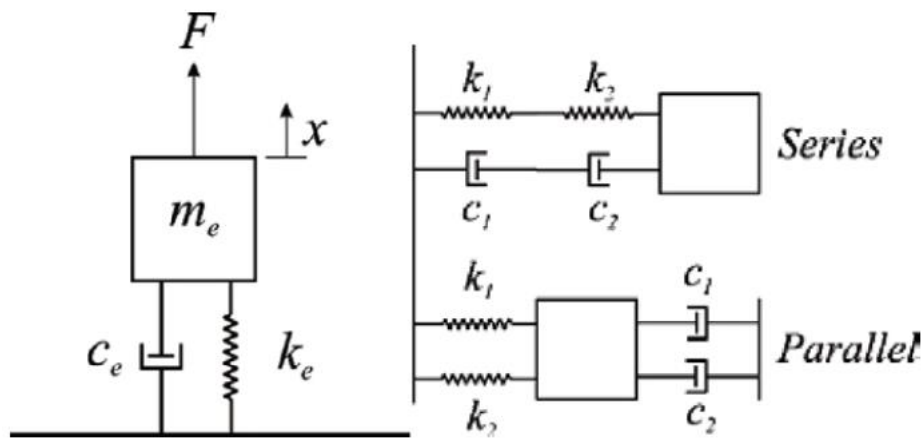
Σχήμα 2.8: Βασικές δομές πιεζοηλεκτρικών συγκομιστών κραδασμικής ενέργειας: a) βιομορφή (biomorph) b) μονομορφή (unimorph)[15]

Το πιο συνηθισμένο πιεζοηλεκτρικό υλικό είναι το PZT (Lead zirconate titanate), το οποίο υπάρχει σε πολλές μορφές και χρησιμοποιείται αναλόγως με τις απαιτήσεις της κάθε εφαρμογής. Οι τύποι PZT-5A, PZT-5H, και PZT-5J χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές που δεν απαιτείται μεγάλη παραγωγή ισχύος, ενώ οι τύποι PZT-4 και PZT-8 σε εφαρμογές που απαιτείται μεγάλη ισχύς [16].

Η απόδοση του πιεζοηλεκτρικού συγκομιστή εξαρτάται άμεσα από την ιδιοσυχνότητα της προβόλου. Πιο συγκεκριμένα η συχνότητα λειτουργίας του συγκομιστή πρέπει να αντιστοιχεί με την πρώτη ιδιοσυχνότητα της προβόλου, ώστε να επιτυγχάνεται η μέγιστη τάση

παραμόρφωσης στο πιεζοηλεκτρικό υλικό. Επίσης είναι σημαντικό η ιδιοσυχνότητα της προβόλου να είναι όσο το δυνατόν μικρότερη προκειμένου να είναι εφικτή η διέγερση της από περιβαλλοντικές δονήσεις χαμηλών συχνοτήτων. Η ιδιοσυχνότητα της προβόλου μπορεί να επιτευχθεί με δύο τρόπους, αυξάνοντας την μάζα αναφοράς του συστήματος, είτε μειώνοντας την ακαμψία της προβόλου[13]. Η μάζα αναφοράς συνήθως τοποθετείται στο άκρο της προβόλου όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.8 (μάζα αναφοράς M).

Το γενικό μοντέλο ενός πιεζοηλεκτρικού συγκομιστή κραδασμικής ενέργειας μπορεί να περιγραφεί από ένα γραμμικό σύστημα μάζας-ελατηρίου-αποσβεστήρα, χρησιμοποιώντας διατάξεις ελατηρίων και αποσβεστήρων σε σειρά και παράλληλα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.9, όπου m_e η μάζα αναφοράς, k_e οι σκληρότητες των ελατηρίων, c_e οι συντελεστές απόσβεσης, χ η μετατόπιση και F οι δυνάμεις που ασκούνται στο συγκομιστή που αντιπροσωπεύουν το φορτίο που βασίζεται στις περιβαλλοντικές δονήσεις.



Σχήμα 2.9: Σύστημα μάζας-ελατηρίου-αποσβεστήρα, με διατάξεις ελατηρίων και αποσβεστήρων σε σειρά και παράλληλα

Οι εξισώσεις υπολογισμού της συνολικής σκληρότητας και του συντελεστή απόσβεσης των ελατηρίων συνοψίζονται παρακάτω :

$$k_{e,parallel} = k_1 + k_2 + \dots + k_n$$

$$k_{e,series} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n}} \quad (6)$$

$$c_{e,parallel} = c_1 + c_2 + \dots + c_n$$

$$c_{e,series} = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \dots + \frac{1}{c_n}}$$

Με τις παραπάνω απλοποιήσεις η ιδιοσυχνότητα του συστήματος μπορεί να υπολογιστεί από τον την εξίσωση (7).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_e}{m_e}} \quad (7)$$

Από την εξίσωση (7) προκύπτει ότι για να μειωθεί η ιδιοσυχνότητα του συστήματος πρέπει να αυξηθεί η μάζα αναφοράς ή να μειωθεί η σκληρότητα. Για τους πιεζοηλεκτρικούς συγκομιστές που χρησιμοποιούν προβόλους, η προτεινόμενη μέθοδος για την μείωση της ιδιοσυχνότητας είναι η αύξηση της μάζας, λόγω της δυσκολίας κατασκευής μηχανικά σταθερών δομών με χαμηλή ακαμψία[13].

Η παραγόμενη ισχύς εξαρτάται άμεσα από την συχνότητα συντονισμού του συστήματος. Μέγιστη ισχύς παράγεται όταν η ιδιοσυχνότητα του συστήματος ισούται με την συχνότητα διέγερσης του περιβάλλοντος. Πιο συγκεκριμένα όπως φαίνεται από την εξίσωση (8) η ισχύς είναι αντίστροφος ανάλογη με την συχνότητά συντονισμού. Επομένως είναι επιθυμητό η ιδιοσυχνότητα του συγκομιστή να είναι όσο το δυνατόν μικρότερη γίνεται.

$$P = \frac{\zeta_e}{4\omega n(\zeta_e + \zeta_m)^2} mA^2 \quad (8)$$

Όπου, ζ_m ο μηχανικός λόγος απόσβεσης, ζ_e ο ηλεκτρικός λόγος απόσβεσης, m η μάζα και A η επιτάχυνση[15].

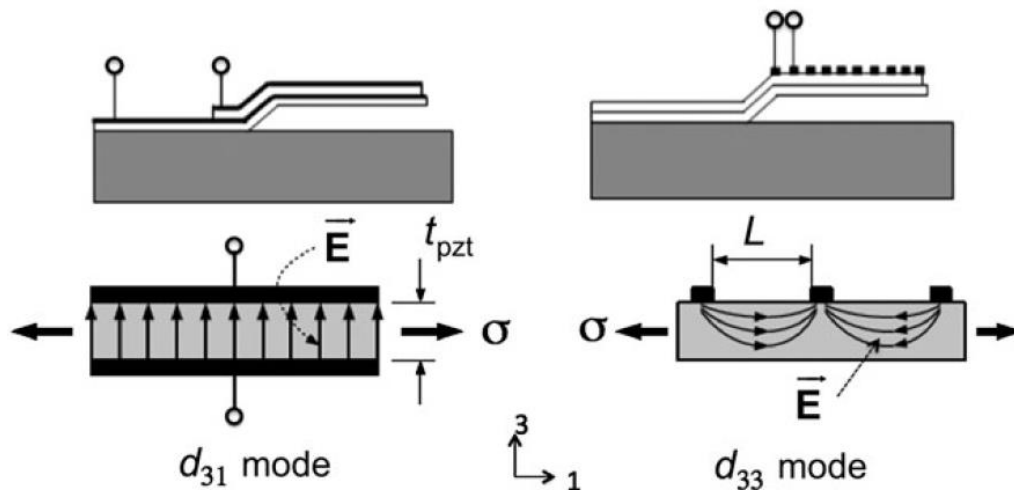
2.1.2.2 Διατάξεις d_{31} και d_{33}

Οι πιεζοηλεκτρικοί συγκομιστές χρησιμοποιούν δυο διατάξεις (modes), το mode d_{31} ή το mode d_{33} . Ο διαχωρισμός των δυο αυτών λειτουργιών γίνεται με βάση την κατεύθυνσή του ηλεκτρικού πεδίου αλλά και της σχετικής καταπόνησης. Το d_{31} χρησιμοποιείται όταν η κατεύθυνση του ηλεκτρικού πεδίου είναι καθετή με καταπόνηση που υφίσταται το υλικό, ενώ mode d_{33} όταν είναι παράλληλη. Οι περισσότερες πιεζοηλεκτρικές συσκευές MEMS χρησιμοποιούν την διάταξη d_{31} στην οποία το πιεζοηλεκτρικό υλικό βρίσκεται αναμεσά σε δυο ηλεκτρόδια. Η διάταξη d_{31} σύμφωνα με την σχέση (9) παράγει τάση ανάλογη με το πάχος της στρώσης του πιεζοηλεκτρικού υλικού[15].

$$V_{31} = \sigma_{xx} g_{31,f} t_{xx} \quad (9)$$

Όπου, t_{xx} το πάχος της στρώσης του πιεζοηλεκτρικού υλικού, $g_{31,f}$ και σ_{xx} η εφαρμόζουσα τάση.

Σε υλικά φεरोηλεκτρικών πιεζοηλεκτρικών με υψηλή διηλεκτρική σταθερά, η διάταξη d_{33} μπορεί να παράγει υψηλότερες τάσεις ανοικτού κυκλώματος αυξάνοντας την απόσταση μεταξύ των ηλεκτροδίων. Σε αυτήν τη διαμόρφωση, η πόλωση εναλλάσσεται από το ένα ηλεκτρόδιο στο επόμενο, δημιουργώντας μια ισχυρότερη διαφορά δυναμικού, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.10.



Σχήμα 2.10: Οι δύο πιεζοηλεκτρικές διατάξεις d_{31} και d_{33} , που εξαρτώνται από την σχετική κατεύθυνση του ηλεκτρικού πεδίου E σε σχέση με την διεύθυνση της τάσης σ . Στα κάτω σχέδια φαίνεται η διατομή των δοκών και οι δυο διατάξεις ανάλογα με το αν το ηλεκτρικό πεδίο είναι κάθετο προς τη διεύθυνση της τάσης που αντιστοιχεί στη διάταξη d_{31} ή αν είναι παράλληλο προς αυτήν όπως συμβαίνει στη διάταξη d_{33} [15]

Για τον υπολογισμό της ισχύος στη διάταξη d_{33} (σε δοκό μονομορφής) χρησιμοποιείται η εξίσωση (10).

$$P = \nu E S^2 f k^2 \quad (10)$$

Όπου, ν είναι ο όγκος του πιεζοηλεκτρικού υλικού, E το μετρώ ελαστικότητα, S η παραμόρφωση, f η συχνότητα ταλάντωσης και k ο συντελεστής ηλεκτρομηχανικής ζεύξης (electromechanical coupling coefficient).

Μια παρόμοια εξίσωση περιγράφει την διάταξη d_{31} [15].

2.1.2.3 Εφαρμογές

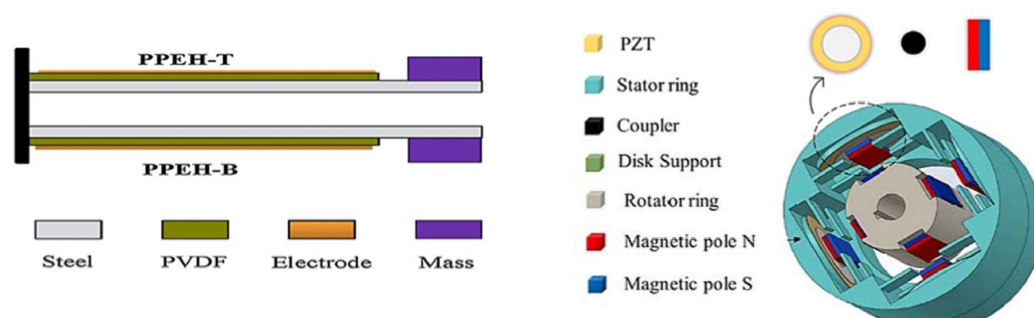
Τα τελευταία χρόνια έχουν πραγματοποιηθεί εκτεταμένες έρευνες και μελέτες πάνω στους πιεζοηλεκτρικούς συγκομιστές κραδασμικής ενέργειας, τα αποτελέσματα των οποίων είναι αρκετά ικανοποιητικά ως προς την παραγωγή ενέργειας.

Οι Greeshma κ.ά.[17] σχεδίασαν έναν πιεζοηλεκτρικό συγκομιστή με πρόβολο και μάζα τοποθετημένη στην άκρη της προβόλου. Η μάζα που χρησιμοποιήθηκε καταλάμβανε όγκο 4 mm^3 και ζύγιζε $71,68 \text{ mg}$. Ο συγκομιστής κατάφερε να παραγάγει $36,4 \text{ }\mu\text{W}$ ισχύος και τάση $0,66 \text{ V}$ σε συχνότητα 86 Hz . Οι Talam κ.ά.[18] σε μια δικιά τους εργασία, πρότειναν ένα παρόμοιο σχεδιασμό και δοκίμασαν μάζες διαφόρων διαστάσεων. Ο συγκομιστής για μάζα διαστάσεων $3,5 \text{ }\mu\text{m} \times 2 \text{ }\mu\text{m}$ είχε απόδοση $98,87\%$.

Σε μια άλλη εργασία από τους Li κ.ά.[19] προτάθηκε ένας συγκομιστής με δυο προβόλους οι οποίες είχαν μάζες τοποθετημένες στις άκρες τους (Σχήμα 2.11). Το σύστημα αυτό σχεδιάστηκε ώστε η κάθε πρόβος να διεγείρεται σε διαφορετική συχνότητά, καλύπτοντας έτσι ένα μεγαλύτερο φάσμα συχνοτήτων συντονισμού, μεγιστοποιώντας την απόδοση του συγκομιστή.

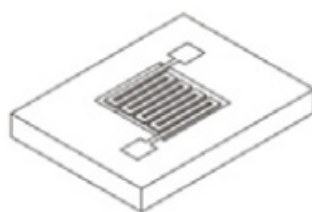
Σύμφωνα με τα αποτελέσματα της έρευνας, η ισχύς που παράχθηκε ανέρχεται στα 0,35 μW σε συχνότητα 16 Hz, ενώ το εύρος λειτουργίας του συστήματος ήταν 14-28 Hz. Η απόδοση του συστήματος των δυο προβολών στη μετατροπή της μηχανικής ενέργειας σε ηλεκτρική, παρουσίασε αύξηση κατά 40-81% σε σχέση με την απλή διάταξη όπου η κάθε πρόβος λειτουργούσε ξεχωριστά.

Οι Alhumaid κ.ά. [19]. σχεδίασαν ένα καινοτόμο περιστρεφόμενο πιεζοηλεκτρικό συγκομιστή βασισμένο σε μια μαγνητική-πιεζοηλεκτρική διάταξη, που φαίνεται στο Σχήμα 2.11 και τον τοποθέτησαν στο σύστημα ανάρτησης ενός οχήματος. Όταν ο συγκομιστής λειτουργήσει σε συχνότητα 2,5 Hz κατάφερε να παραγάγει μέγιστη ισχύς 14,86 mW, ενώ απέδιδε κατά μέσο όρο 0.95 mW.



Σχήμα 2.11: Αριστερά ο συγκομιστής με τις δύο προβόλους των Li κ.ά.[19] και δεξιά ο περιστρεφόμενος πιεζοηλεκτρικός συγκομιστής των Alhumaid κ.ά.[20]

Οι Lueke κ.ά.[13] πρότειναν αντί για την κλασική πρόβος μια εναλλακτική δομή ενός ελατηρίου σε μορφή zig zag (Σχήμα 2.12). Σύμφωνα με την μελέτη, τα zig zag ελατήρια μπορούν να συλλέγουν ενέργεια σε χαμηλές συχνότητες ταλάντωσης (45 Hz-3667 Hz). Η μέγιστη ισχύς που παράχθηκε φτάνει τα 690,5 nW σε συχνότητα 226,3 Hz από μια δομή με PZT στρώση, πάχους 0,24 μm .



Σχήμα 2.12: Συγκομιστής ελατηρίου zigzag [13]

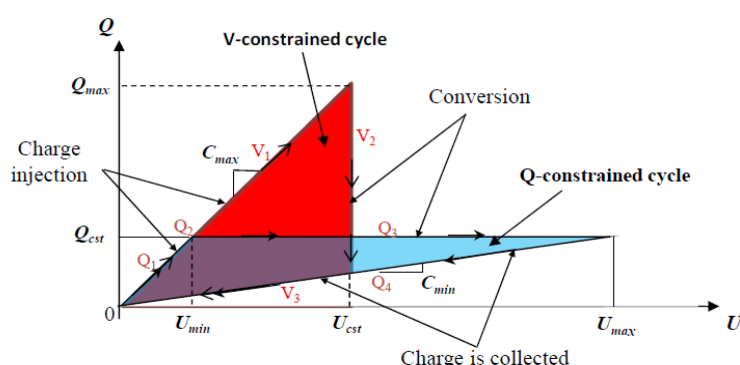
2.1.3 Ηλεκτροστατικός VEH

Οι ηλεκτροστατικοί συγκομιστές κραδασμικής ενέργειας, μετατρέπουν την μηχανική ενέργεια σε ηλεκτρική, χρησιμοποιώντας μια δομή μεταβλητού πυκνωτή για να παράγουν ηλεκτρικά φορτία από τη σχετική κίνηση μεταξύ δύο πλακών. Μεταξύ των δυο πλακών μπορεί να υπάρχει αέρας ή διηλεκτρικό υλικό. Οι ηλεκτροστατικοί μετατροπείς χωρίζονται σε δυο κατηγορίες, στους ηλεκτροστατικούς μετατροπείς χωρίς electret (Electret-free) και στους ηλεκτροστατικούς

μετατροπείς με electret (Electret-based). Οι πρώτοι χρησιμοποιούν κύκλους μετατροπής που βασίζονται σε φορτίσεις και εκφορτίσεις του πυκνωτή και απαιτούν ενεργό ηλεκτρονικό κύκλωμα για την εφαρμογή του κύκλου φόρτισης στη δομή, το οποίο πρέπει να είναι συγχρονισμένο με τη μεταβολή της χωρητικότητας. Οι Electret-based μετατροπείς χρησιμοποιούν electrets, τα οποία τους επιτρέπουν να την να μετατρέπουν άμεσα τη μηχανική ενέργεια σε ηλεκτρική[21].

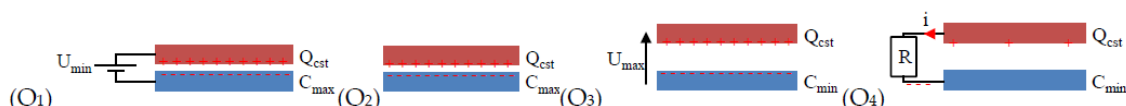
2.1.3.1 Electret-free ηλεκτροστατικοί μετατροπείς

Οι Electret-free μετατρέπεις είναι παθητικές δομές που απαιτούν έναν ενεργειακό κύκλο για να μετατρέψουν τη μηχανική ενέργεια σε ηλεκτρική. Οι ενεργειακοί κύκλοι που χρησιμοποιούνται συνήθως είναι ο κύκλος charge-constrained και ο κύκλος voltage-constrained. Και στις δυο περιπτώσεις οι δύο κύκλοι ξεκινούν όταν η χωρητικότητα του μετατροπέα είναι μέγιστη, ενώ στην συνέχεια ένα εξωτερικό φορτίο εισάγεται στον πυκνωτή πολώνοντας τον[21].



Σχήμα 2.13: Οι δύο ενεργειακοί κύκλοι voltage-constrained με κόκκινο χρώμα και charge-constrained με μπλε χρώμα[21].

Ο ενεργειακός κύκλος charge-constrained (Σχήμα 2.14) αποτελεί την πιο συνηθισμένη επιλογή για ηλεκτροστατικές διατάξεις εκ των δύο, λόγω της απλής εφαρμογής του. Ο ενεργειακός κύκλος περιγράφεται αναλυτικά από τους Boisseau κ.ά.[21]. Η διαδικασία ξεκινά όταν η χωρητικότητα της δομής είναι μέγιστη, C_{max} (Q_1). Σε αυτή τη φάση, η διάταξη φορτίζεται μέσω μιας εξωτερικής πηγής, αποθηκεύοντας ηλεκτρικό φορτίο Q_{cst} στον πυκνωτή υπό ελάχιστη τάση U_{min} . Στη συνέχεια, η συσκευή αποσυνδέεται από το κύκλωμα (Q_2). Καθώς η δομή μετακινείται μηχανικά σε μια θέση όπου η χωρητικότητα μειώνεται στο ελάχιστο (Q_3), το φορτίο Q_{cst} παραμένει σταθερό, ενώ η τάση U στον πυκνωτή αυξάνεται. Όταν η χωρητικότητα φτάσει στην ελάχιστη τιμή της (C_{min}) ή η τάση στη μέγιστη (U_{max}), το αποθηκευμένο ηλεκτρικό φορτίο απομακρύνεται από τη διάταξη (Q_4).

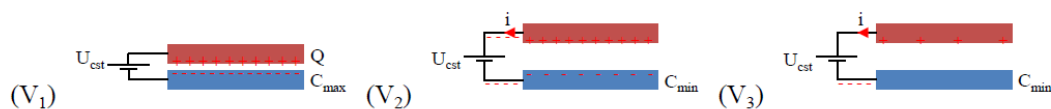


Σχήμα 2.14: Ο ενεργειακός κύκλος charge-constrained[21]

Η ενέργεια που μετατρέπεται σε ηλεκτρική σε κάθε κύκλο δίνεται από την εξίσωση (11).

$$E_Q = \frac{1}{2} Q_{cst}^2 \left(\frac{1}{C_{min}} - \frac{1}{C_{max}} \right) \quad (11)$$

Ο ενεργειακός κύκλος voltage-constrained (εικόνα 2.15) ξεκινά επίσης όταν η χωρητικότητα του ηλεκτροστατικού μετατροπέα βρίσκεται στη μέγιστη τιμή της. Σε αυτή τη φάση, μια εξωτερική πηγή τροφοδοσίας προκαλεί την πόλωση του πυκνωτή σε τάση U_{cst} (V_1). Κατά τη διάρκεια του κύκλου μετατροπής, η τάση διατηρείται σταθερή με τη βοήθεια ενός ηλεκτρονικού κυκλώματος. Καθώς η χωρητικότητα μειώνεται, το φορτίο του πυκνωτή αυξάνεται, δημιουργώντας ένα ρεύμα που συλλέγεται και αποθηκεύεται (V_2). Όταν η χωρητικότητα φτάσει στην ελάχιστη τιμή της, το εναπομείναν φορτίο Q στον πυκνωτή αφαιρείται πλήρως και αποθηκεύεται (V_3)[21].



Σχήμα 2.15: Ο ενεργειακός κύκλος voltage-constrained[21]

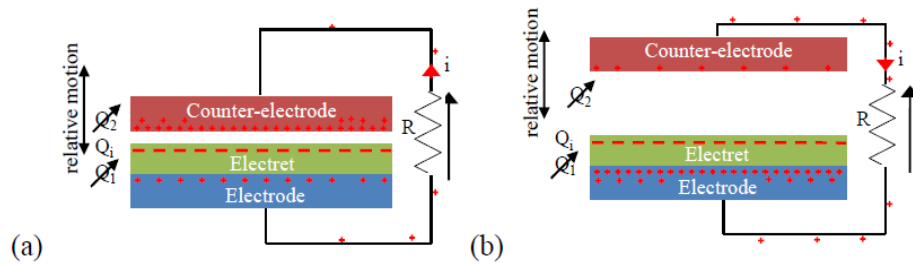
Η ενέργεια που μετατρέπεται σε ηλεκτρική σε κάθε κύκλο δίνεται από την εξίσωση (12).

$$E_U = U_{cst}^2 (C_{max} - C_{min}) \quad (12)$$

2.1.3.2 Electret-based ηλεκτροστατικοί μετατροπείς

Οι electret-based μετατροπείς έχουν ένα σημαντικό πλεονέκτημα έναντι των electret-free, δεν απαιτούν την παρουσία εξωτερικής πηγής για την πόλωση του πυκνωτή στην αρχή του κύκλου. Το πλεονέκτημα αυτό προκύπτει από την χρήση electrets (**electricity magnet**), τα οποία είναι ηλεκτρικά φορτισμένα διηλεκτρικά υλικά που βρίσκονται σε μια σχεδόν μόνιμη κατάσταση ηλεκτρικής πόλωσης και που επιτρέπουν την άμεση μετατροπή της μηχανικής ενέργειας σε ηλεκτρική, χωρίς την ανάγκη επαναλαμβανόμενων ενεργειακών κύκλων.

Οι μετατροπείς που βασίζονται σε electret στηρίζονται σε μια δομή πυκνωτή που αποτελείται από δύο πλάκες (Σχήμα 2.16), ενός ηλεκτροδίου και ενός αντι-ηλεκτροδίου. Μέσω του electret δημιουργούνται φορτία στα ηλεκτρόδια και τα αντιηλεκτρόδια, σύμφωνα με τον νόμο του Gauss. Στο Σχήμα 2.16 παρουσιάζεται αναλυτικά το κύκλωμα, το συνολικό φορτίο Q_i στον electret ισούται με το άθροισμα των φορτίων Q_1 και Q_2 , όπου το Q_1 αντιπροσωπεύει το συνολικό φορτίο στο ηλεκτρόδιο και το Q_2 το συνολικό φορτίο στο αντι-ηλεκτρόδιο ($Q_i = Q_1 + Q_2$). Όταν το αντιηλεκτρόδιο μετακινείται σε σχέση με το electret και το ηλεκτρόδιο, τροποποιείται η γεωμετρία του πυκνωτή. Για παράδειγμα, αν το αντιηλεκτρόδιο απομακρυνθεί από το electret, μεταβάλλεται το διάκενο αέρα, επηρεάζοντας έτσι τη δράση του electret πάνω στο αντιηλεκτρόδιο. Αυτή η αλλαγή οδηγεί σε ανακατανομή του φορτίου μεταξύ του ηλεκτροδίου και του αντιηλεκτροδίου μέσω μιας αντίστασης R (Σχήμα 2.16). Ως αποτέλεσμα, δημιουργείται ροή ρεύματος μέσα από το R , μετατρέποντας μέρος της μηχανικής ενέργειας της σχετικής κίνησης σε ηλεκτρική ενέργεια[21].

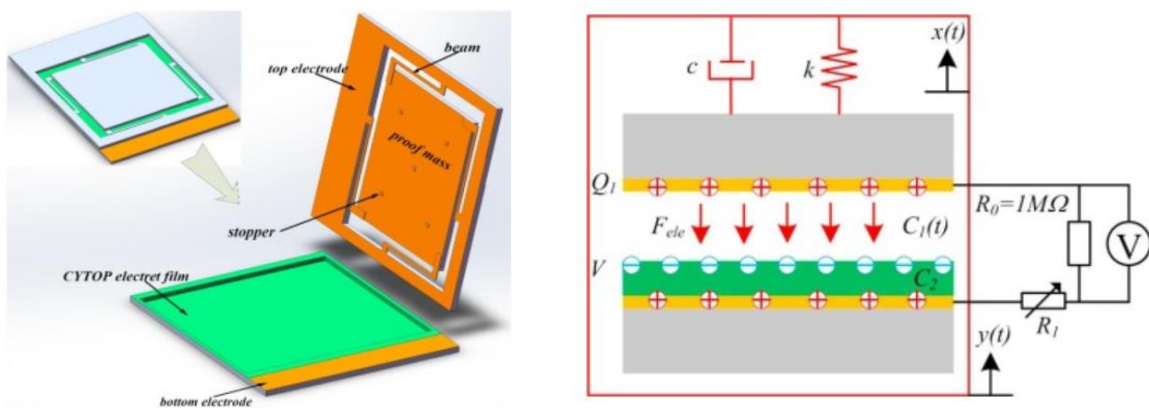


Σχήμα 2.16: Electret-based κύκλωμα

2.1.3.3 Εφαρμογές

Οι ηλεκτροστατικοί συγκομιστές κραδασμικής ενέργειας, έχουν γίνει ευρέως γνωστοί για την ικανότητα τους στην μετατροπή μηχανικής ενέργειας σε ηλεκτρική και χρησιμοποιούνται πολύ συχνά σε εφαρμογές.

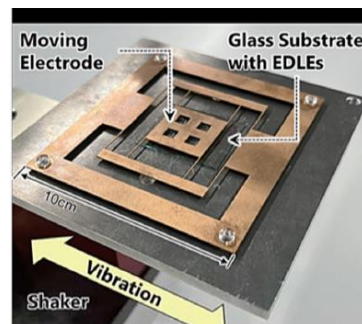
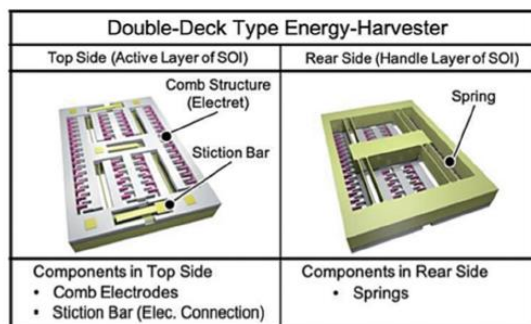
Οι Zhang κ.ά.[22] το 2018 σχεδίασαν έναν ηλεκτροστατικό συγκομιστή που αποτελείται από δύο κομμάτια, μια πάνω πλακά που κινείται λόγω ταλάντωσης και μια σταθερή κάτω πλακά (Σχήμα 2.17). Η κάτω πλακά είναι επενδυμένη με μια στρώση electret υλικού. Η μέγιστη ισχύς που παράχθηκε από το συγκομιστή, σε ένα εύρος συχνότητας 12 Hz και σε επιτάχυνσή 0,09 g άγγιζε τα 4,95 μW με κανονικοποιημένη πυκνότητα ισχύος (NPD) ίση με 3 $\text{mW}/\text{cm}^3/\text{g}^2$. Επίσης όταν ο συγκομιστής λειτουργούσε σε τυχαίες συχνότητες σε ένα φάσμα $160 \pm 12,5$ Hz απέδιδε 2,22 μW ισχύος, σε επιτάχυνσή 10,5 m/s^2 .



Σχήμα 2.17: Αριστερά, σχηματική διάταξη του ηλεκτροστατικού συγκομιστή των Zhang κ.ά.[22] και δεξιά το κύκλωμα του

Σε μια άλλη ερευνά οι Khan κ.ά.[25] σχεδίασαν ένα πρωτοποριακό ηλεκτροστατικό συγκομιστή ο οποίος κατά την διέγερση του σε επιταχύνσεις από 0.25g μέχρι 14.2g απέδιδε 0,46 nW με 2,1mW ισχύος σε αξιοσημείωτά χαμηλές συχνότητες μεταξύ 1,7 - 2 Hz.

Οι Honma κ.ά.[23] το 2022 κατασκεύασαν έναν ηλεκτροστατικό συγκομιστή με δύο επίπεδα που φαίνεται στην εικόνα 2.18. Ο συγκομιστής κατά την διέγερση του σε επιτάχυνση 0,18 g παρήγαγε ισχύ ίση με 13,2 μW . Η κανονικοποιημένη πυκνότητα ισχύος έφτανε τα 1.23 $\text{mW}/\text{cm}^3/\text{g}^2$.



Σχήμα 2.18: Αριστερά, ηλεκτροστατικός συγκομιστής δυο επιπέδων[23], δεξιά ηλεκτροστατικός συγκομιστής με EDLEs[24]

Το 2022 οι Yamane κ.ά.[24] πρότειναν έναν ηλεκτροστατικό συγκομιστή, που χρησιμοποιεί EDLEs (electric double-layer electrets) που φαίνονται στο Σχήμα 2.18. Όταν το σύστημα διεγέρθηκε με επιτάχυνση 1 g, το ρεύμα εξόδου μετρήθηκε περίπου 2 pA στα 155 Hz με αντίσταση φορτίου 1 mΩ.

2.1.4. Υβριδικοί VEH

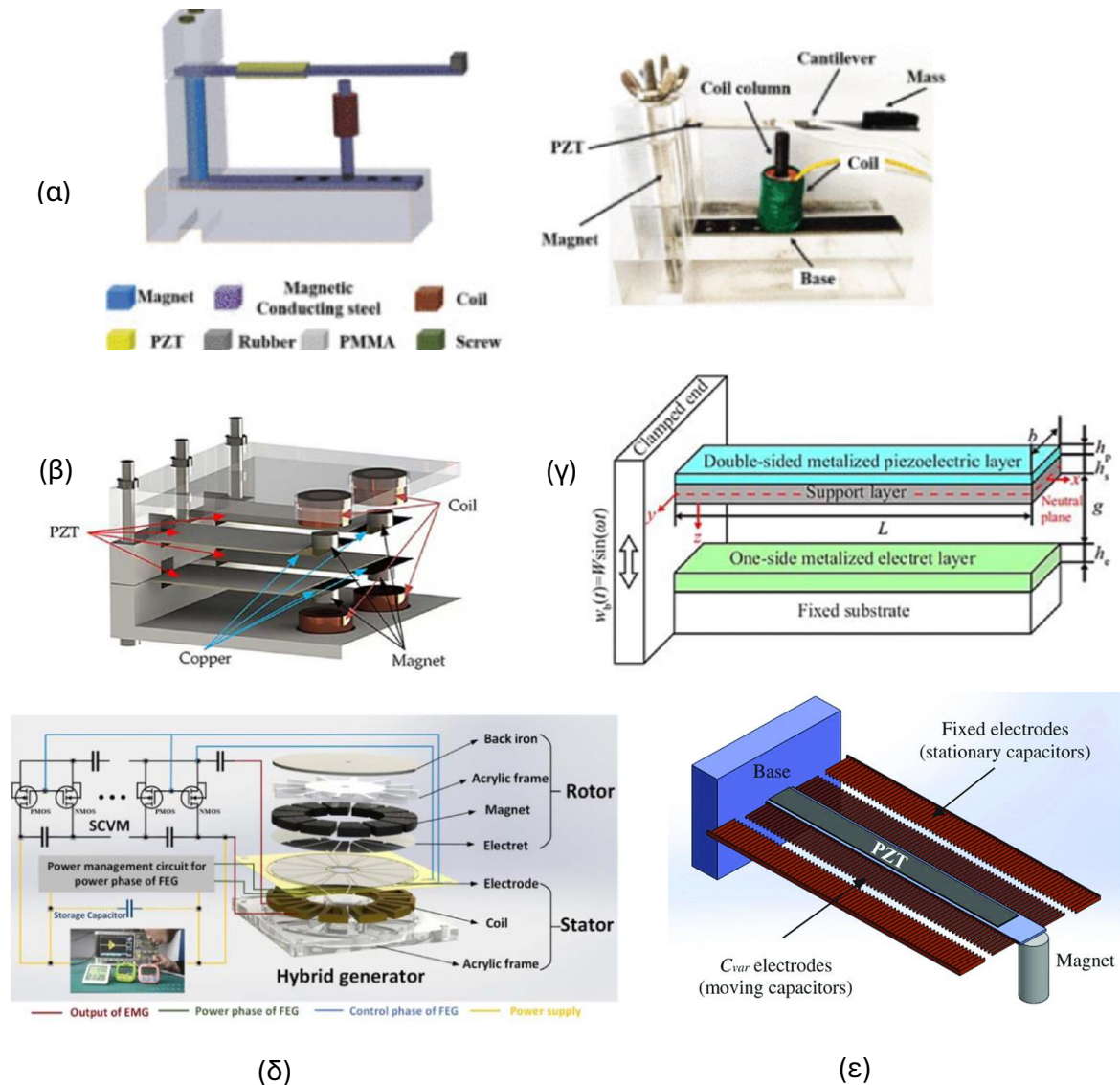
Οι υβριδικοί συγκομιστές κραδασμικής ενέργειας (H-VEH) είναι συσκευές που ενσωματώνουν διαφορετικές τεχνολογίες συγκομιδής ενέργειας προκειμένου να βελτιώσουν την ικανότητα συλλογής ενέργειας, να αυξήσουν την απόδοση και να είναι πιο συμβατοί σε ένα ευρύ φάσμα πηγών δονήσεων.

Μια πολύ συνηθισμένη κατηγορία υβριδικών συγκομιστών είναι οι πιεζο-ηλεκτρομαγνητικοί συγκομιστές, οι οποίοι συνδυάζουν τους δυο αυτούς μηχανισμούς μετατροπής ενέργειας προκειμένου να αυξήσουν την απόδοσή τους. Ένα παράδειγμα ενός τέτοιου συγκομιστή είναι αυτό των Gao κ.ά.[26] όπου μέσω ταλάντωσης της προβόλου, μεταβάλλεται η μαγνητική ροή στο πηνίο και αναπτύσσεται μεγάλη διαφορά δυναμικού. Αυτό συμβαίνει διότι λόγω της ταλάντωσής, το μαγνητικό κύκλωμα στο μαγνητικό υλικό αποσυνδέεται και ξανασυνδέεται συνεχώς. Η μέγιστη ισχύς που παρήγαγε η συσκευή ανέρχεται στα 55 mW, με τα 35 mW να προέρχονται από πιεζοηλεκτρικό σύστημα ενώ τα υπόλοιπα 25 mW από το ηλεκτρομαγνητικό σύστημα. Ένα άλλο παράδειγμα είναι αυτό των Han κ.ά.[27] οι οποίοι πρότειναν μια διάταξη συγκομιστή με τέσσερα επίπεδα. Τα δυο εσωτερικά επίπεδα αποτελούνταν από προβόλους με επίστρωση πιεζοηλεκτρικού υλικού και έναν μαγνήτη στο άκρο τους ως μάζα αναφοράς. Τα δυο εξωτερικά επίπεδα (πάνω και κάτω) είχαν στην ίδια κατακόρυφο με τους μαγνήτες, σταθερά πηνία. Η ισχύς της συσκευής έφτανε τα 66,08 mW σε συχνότητα συντονισμού 70.4 Hz και επιτάχυνση 1 g.

Μια άλλη κατηγορία υβριδικών συγκομιστών είναι οι πιεζο-ηλεκτροστατικοί. Το 2023 οι Feng κ.ά.[28] σχεδίασαν μια συσκευή που βασίζεται σε μια δομή προβόλου με επικάλυψη πιεζοηλεκτρικού υλικού στο πάνω μέρος της, ενώ κάτω από αυτήν τοποθετήθηκε μια στρώση υλικού electret. Η ισχύς που παρήγαγε ο συγκομιστής ήταν 5,2 μW, 27,4 φορές μεγαλύτερη από αυτή που παρήγαγε ο απλός πιεζοηλεκτρικός συγκομιστής.

Αρκετό ενδιαφέρον παρουσιάζει ο ηλεκτρομαγνητικός-ηλεκτροστατικός συγκομιστής που σχεδίασαν οι Wu κ.ά.[29] και έχει την μορφή ενός κινητήρα. Αποτελείται από έναν διφασικό ηλεκτροστατικό κινητήρα (FEG) και έναν ηλεκτρομαγνητικό (EMG). Στον ρότορα του κινητήρα βρίσκεται ο μαγνήτης και ο electret, ενώ στον στάτορα το πηνίο και το ηλεκτρόδιο. Ο ηλεκτροστατικός και ο ηλεκτρομαγνητικός κινητήρας παράγουν 30,7 μW και 40 μW ισχύος με πυκνότητα ισχύος 107,8 W/m³ και 2,5 W/m³ αντίστοιχα.

Οι Rahman κ.ά. [30] κατασκεύασαν έναν συγκομιστή που αξιοποιεί και τους τρεις μηχανισμούς μετατροπής ενέργειας. Η υβριδική αυτή συσκευή αποτελείται από μια πρόβολο με PZT επίστρωση και με μάζα αναφοράς έναν μαγνήτη στο άκρο της, ο οποίος διέρχεται μέσα από ένα πηνίο κατά την ταλάντωση της προβόλου. Στα πλευρά της προβόλου είναι τοποθετημένα και από τις δυο μεριές ηλεκτρόδια (πυκνωτές) τα οποία φορτίζονται μέσω της ηλιακής ακτινοβολίας με την βοήθεια ενός ηλιακού πάνελ, ενώ παράλληλα με αυτά υπάρχουν και σταθερά ηλεκτρόδια εικόνα 2.1. Η συσκευή κατάφερε να παραγάγει 772,972 mW ισχύος σε συχνότητα συντονισμού 37,16 Hz και επιτάχυνση 1 g.



Σχήμα 2.19: Υβριδικοί συγκομιστές, (α) πιεζο-ηλεκτρομαγνητικός συγκομιστής των Gao κ.ά.[26], (β) πιεζο-ηλεκτρομαγνητικός συγκομιστής Han κ.ά.[27], (γ) πιεζο-ηλεκτροστατικός συγκομιστής των Feng κ.ά.[28], (δ) ηλεκτρομαγνητικός-ηλεκτροστατικός συγκομιστής από τους Wu κ.ά.[29] και (ε) πιεζο-ηλεκτροστατικός -ηλεκτρομαγνητικός των Rahman κ.ά. [30]

2.2 Ελατήρια Zig Zag

2.2.1 Σχεδιασμός

Όπως αναφέρθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο οι συγκομιστές κραδασμικής ενεργείας που χρησιμοποιούν το μηχανισμό της προβόλου για την μετατροπή της ενεργείας, προκειμένου να αποδίδουν στο μέγιστο πρέπει η ιδιοσυχνότητα της δοκού-προβόλου να ταυτίζεται με την συχνότητα των δονήσεων του περιβάλλοντος. Έτσι θα προκαλείται συντονισμός. Οι συχνότητες των περιβαλλοντικών δονήσεων είναι αρκετά χαμηλές, συνήθως 10-100 Hz επομένως χαμηλή πρέπει να είναι και η ιδιοσυχνότητα του συγκομιστή. Σύμφωνα με την εξίσωση (7) υπάρχουν δύο τρόποι ώστε να μειωθεί η ιδιοσυχνότητα της δοκού. Ο πρώτος και πιο συνηθισμένος είναι η αύξηση της μάζας αναφοράς που τοποθετείται στην άκρη της δοκού-προβόλου. Ο τρόπος αυτός όμως πολλές φορές δεν είναι αποτελεσματικός, ειδικά όταν πρόκειται για συγκομιστές που προορίζονται για συσκευές MEMS, όπου η προσθήκη μάζας μπορεί να οδηγήσει σε μεγάλη αύξηση του όγκου της συσκευής κάτι το οποίο δεν είναι επιθυμητό. Ο άλλος τρόπος είναι η μείωση της σκληρότητας της δοκού και η εξίσωση που την περιγράφει φαίνεται παρακάτω [13] :

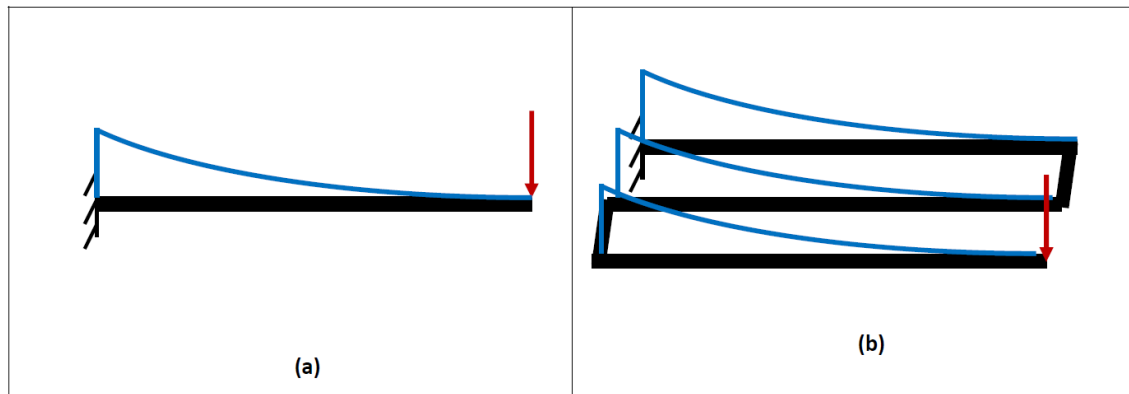
$$k = \frac{EWH^3}{4L^3} \quad (8)$$

Όπου E είναι το μέτρο του Young, W το πλάτος της δοκού, H το πάχος και L το μήκος της.

Η πιο κοινή πρακτική για την μείωση της σκληρότητας της δοκού είναι είτε η αύξηση του μήκους της είτε η μείωση του πάχους της. Στην περίπτωση μείωσης του πάχους της και ειδικά όταν το πάχος είναι αρκετά μικρότερο του πλάτους η δομή γίνεται αρκετά εύθραυστη [13], επομένως αυτός ο τρόπος μείωσης της σκληρότητας δεν ενδείκνυται.

Η αύξηση του μήκους της δοκού είναι μια πιο προσιτή πρακτική για την μείωση της σκληρότητας. Οι Lu κ.ά.[31] σχεδίασαν έναν από τους πρώτους συγκομιστές για συσκευές MEMS, το πάχος του οποίου ήταν τον ένα δέκατο του μήκους του. Η αναλογία αυτή ήταν πολύ μεγάλη για να είναι αποτελεσματικός ο συγκομιστής και οδήγησε σε μια ιδιοσυχνότητα 3 kHz. Αργότερα έγιναν μελέτες με μικρότερες αναλογίες πάχους-μήκους όπως αυτή των Fang κ.ά. με αναλογία 1/100 η οποία σε αισθητά μικρότερη ιδιοσυχνότητα (600 Hz). Καθώς όμως το μήκος της δοκού αυξάνεται, αυξάνεται και το μέγεθος του συγκομιστή το οποίο όταν πρόκειται για συσκευές MEMS είναι κρίσιμος παράγοντας. Προκειμένου το μέγεθος του συγκομιστή να παραμένει εντός των επιθυμητών ορίων, διάφορες μελέτες έχουν προτείνει τον σχεδιασμό ελατηρίων σε μορφή zig zag. Τα ελατήρια αυτά μπορούν να έχουν μεγάλο μήκος και ταυτόχρονα λόγω της μορφής τους, το μέγεθος τους να παραμένει εντός των επιθυμητών ορίων.

Σε μια εργασία που έγινε από τους Karami κ.ά.[31] πάνω στα ελατήρια zig zag για συγκομιστές κραδασμικής ενέργειας, υπολογίστηκε ότι η εκτροπή του ελατηρίου εξαιτίας της μάζας που ήταν τοποθετημένη στο άκρο του, ήταν τρεις φορές μεγαλύτερη από αυτή της απλής δοκού υπό το ίδιο φορτίο. Επιπλέον οι ροπές κάμψης στις δυο αυτές δομές (Σχήμα 2.20) είναι ίδιες, επομένως δεν υπάρχει ανάγκη για αύξηση του πάχους του ελατηρίου, το οποίο μπορεί να είναι το ίδιο με αυτό της απλής δοκού.

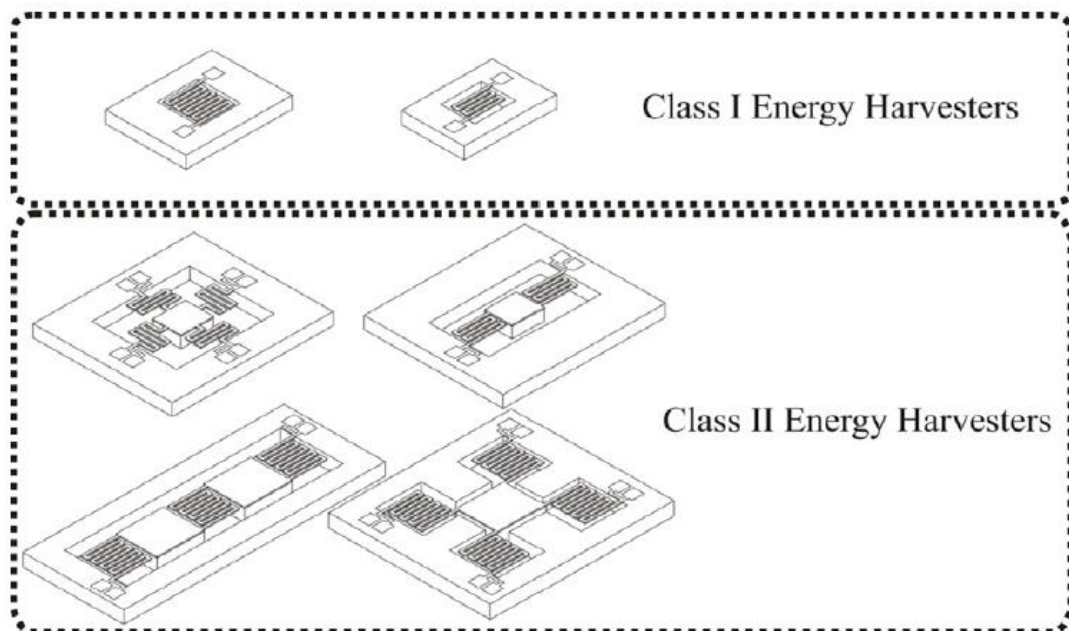


Σχήμα 2.20: Διαγράμματα ροπών κάμψης για (a) δοκό-πρόβολο και (b) ελατήριο zig zag[31]

2.2.2 Εφαρμογές

Τα τελευταία χρόνια όλο και περισσότεροι ερευνητές αξιοποιούν τα πλεονεκτήματα που προσφέρουν τα ελατήρια zig zag και τα χρησιμοποιούν σε συγκομιστές κραδασμικής ενέργειας που προορίζονται για χρήση σε MEMS συσκευές.

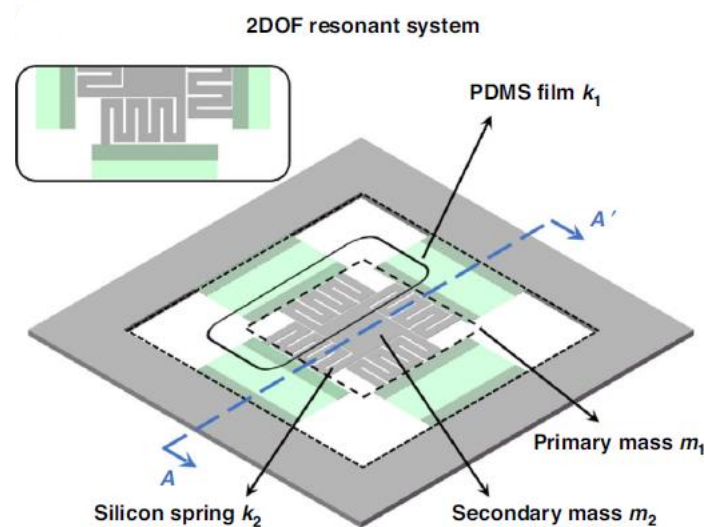
Οι Lueke κ.ά.[13] σε μια εργασία τους προκειμένου να μελετήσουν την συμπεριφορά των ελατηρίων zig zag δημιούργησαν δυο κατηγορίες ενεργειακών συγκομιστών (Σχήμα 2.21). Στόχος της εργασίας είναι η επίτευξη μιας χαμηλής ιδιοσυχνότητας των ελατηρίων. Η κατηγορία I εστιάζει στον σχεδιασμό των ελατηρίων, ενώ η κατηγορία II μελετάει την επίδραση που έχουν στα ελατήρια διάφορες μάζες τοποθετημένες στα άκρα τους. Στην κατηγορία I σχεδιάστηκαν δυο ελατήρια, ένα με τέσσερις διπλώσεις και ένα άλλο με δυο διπλώσεις. Στην κατηγορία II σχεδιάστηκαν διάφορες διατάξεις ελατηρίων zig zag, με διαφορετικό αριθμό διπλώσεων, διαφορετικό προσανατολισμό και διαφορετικό αριθμό και μέγεθος μαζών αναφοράς.



Σχήμα 2.21: Οι δυο κατηγορίες ενεργειακών συγκομιστών των Lueke κ.ά. [13]

Σύμφωνα με τους Lueke κ.ά. το πάχος των ελατηρίων είναι ο πιο κρίσιμος παράγοντας για την μείωση της ιδιοσυχνότητας, ενώ το μήκος ο δεύτερος πιο σημαντικός παράγοντας. Η εργασία κλείνει έχοντας καλύψει ένα φάσμα συχνοτήτων από 45 Hz μέχρι 3667 Hz στο οποίο μπορεί να γίνει συγκομιδή ενέργειας και έχοντας επιτύχει μεγίστη ισχύ 690.5 nW σε συχνότητα 226.3 Hz μέσω ενός πιεζοηλεκτρικού συγκομιστή κατηγορίας II.

Σε μια εργασία οι Feng κ.ά. [32] κατασκεύασαν ένα πιεζοηλεκτρικό συγκομιστή αποτελούμενο από δύο υποσυστήματα (Σχήμα 2.22). Το βασικό υποσύστημα απαρτίζεται από τέσσερις λεπτές δοκούς από PDMS με μικρό μέτρο Young ώστε να μειώνεται η ιδιοσυχνότητα του υποσυστήματος. Το δευτερεύον υποσύστημα λειτουργεί ως μάζα αναφοράς του βασικού υποσυστήματος και αποτελείται από τέσσερα ελατήρια zig zag, σχεδιασμένα έτσι ώστε να αυξάνεται το μήκος τους εντός των επιθυμητών ορίων. Λόγω της zig zag μορφής το ελατήριο μπορεί να επεκταθεί σε κάθε πλευρά έως και 21 mm, 4,8 mm κατά τη διεύθυνση του πλάτους της δοκού από PDMS και 16,2 mm κατά τη διεύθυνση του μήκους της αντίστοιχα. Επίσης η μορφή αυτή των ελατηρίων βοηθάει σημαντικά στην μείωση τις ιδιοσυχνότητας του συστήματος. Ο πιεζοηλεκτρικός συγκομιστής παρουσίασε δυο ιδιοσυχνότητες, μια στα 3 Hz και μια στα 23 Hz και με τις δυο να αποτελούν αξιοσημείωτα χαμηλές συχνότητες για την συγκομιδή ενέργειας από περιβαλλοντικές δονήσεις. Πιο συγκεκριμένα στα 3 Hz παράχθηκαν 0.52 nW ισχύος ενώ στα 23 Hz παράχθηκαν 9.2 pW. Η κανονικοποιημένη πυκνότητα ισχύος στα 3 Hz ήταν $1.73 \mu\text{W}/\text{cm}^3/\text{g}^2$.

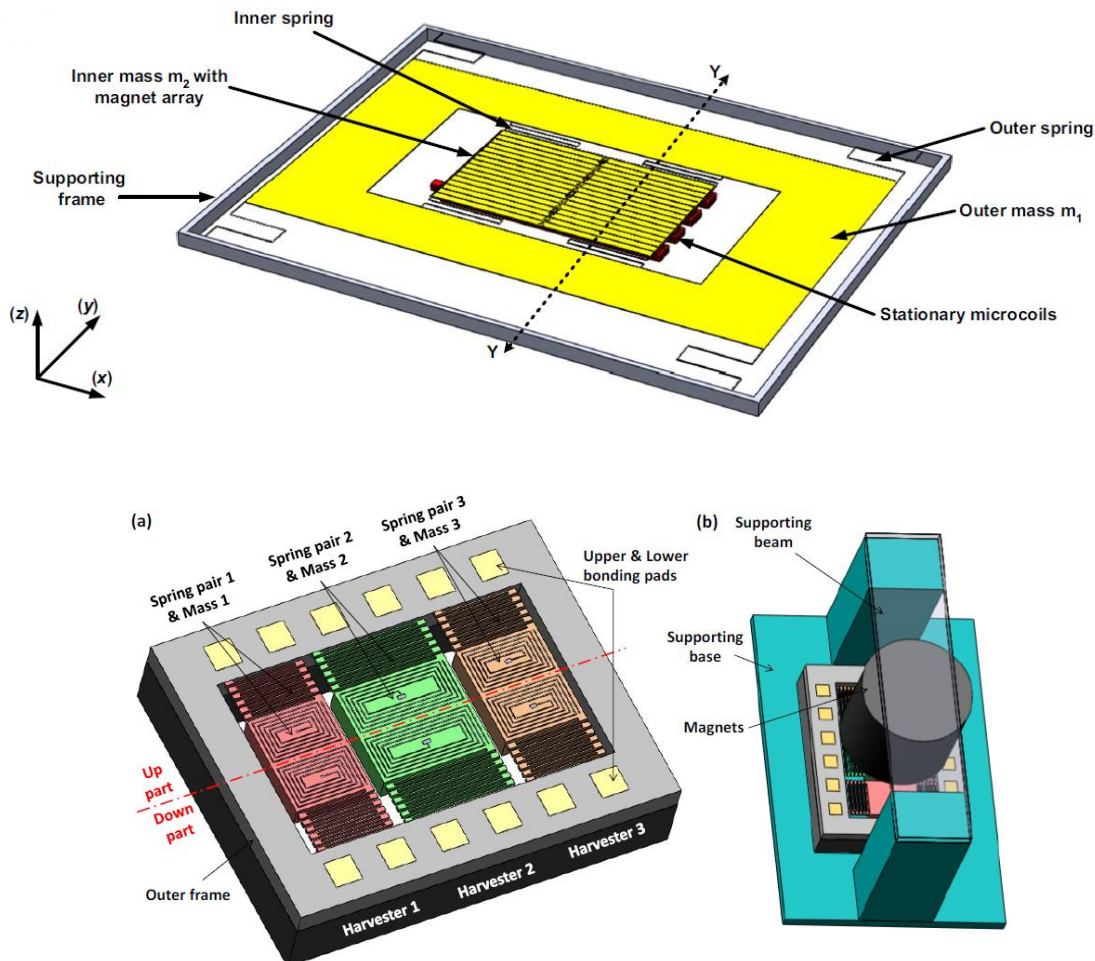


Σχήμα 2.22: Πιεζοηλεκτρικός συγκομιστής των Feng κ.ά. με zig zag ελατήρια[32]

Οι Saleem κ.ά.[33] εισήγαγαν τα ελατήρια zig zag σε ένα μοντέλο ηλεκτρομαγνητικού συγκομιστή. Σχεδίασαν ένα ηλεκτρομαγνητικό συγκομιστή με δύο βαθμούς ελευθέριας, αποτελούμενο από με εσωτερική μάζα-μαγνήτη υποστηριζόμενη από τέσσερα ελατήρια zig zag. Τα ελατήρια ήταν συνδεδεμένα σε μια εξωτερική μάζα η οποία ήταν ελεύθερη να κινηθεί. Η εξωτερική μάζα ήταν και αυτή συνδεδεμένη με αλλά τέσσερα ελατήρια zig zag που τα άκρα τους ήταν πακτωμένα σε ένα σταθερό πλαίσιο. Κάτω από τον μαγνήτη ήταν τοποθετημένα σταθερά πηνία. Ο συγκομιστής κατά τον συντονισμό σε συχνότητα 40.7 Hz και 89.6 Hz και σε επιτάχυνση 0.442 g παρήγαγε 0.82 nW και 0.54 nW ισχύος. Η κανονικοποιημένη πυκνότητα

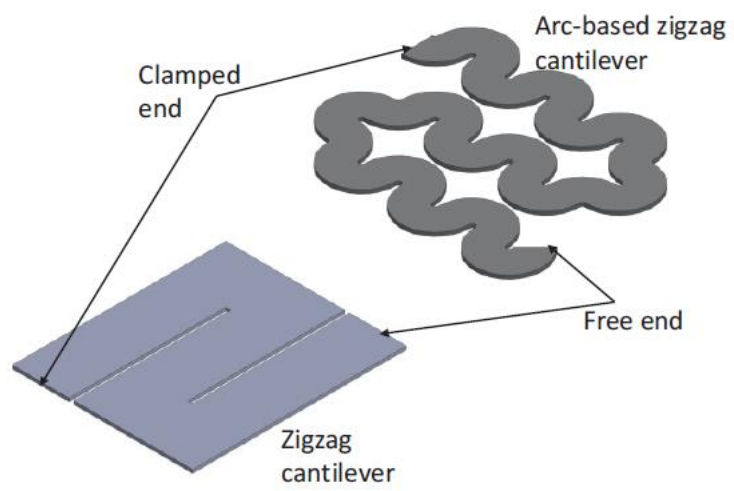
ισχύος ήταν $7.94 \times 10^{-7} \text{ W/cm}^3/\text{g}^2$ στα 40.7 Hz, ενώ ο συνολικός όγκος του συγκομιστή ήταν μόνο 0.0058 cm^3 .

Ένας ηλεκτρομαγνητικός συγκομιστής που προτάθηκε από τους Liu κ.ά.[34] χρησιμοποιεί ελατήρια zig zag σε συνδυασμό με πηνία ως μάζας αναφοράς. Πάνω από τα πηνία τοποθετήθηκε ένας κυκλικός μαγνήτης στερεωμένος σε μια δοκό. Το σύστημα των τριών συγκομιστών σε συχνότητες από 100 έως Hz δημιούργησε τάση από 0.01 έως 0.13 mV.



Σχήμα 2.23: Πάνω, ηλεκτρομαγνητικός συγκομιστής δύο βαθμών ελευθέριας των Saleem κ.ά. [33]. Κάτω, (a) μοντέλο του συστήματος των τριών ηλεκτρομαγνητικών συγκομιστών και (b) ολοκληρωμένο σχέδιο του συγκομιστή από τους Liu κ.ά.[34]

Τα ελατήρια zig zag παρότι έχουν αρχίσει και εδραιώνουν την θέση τους σε εφαρμογές στους συγκομιστές κραδασμικής ενέργειας, δίνουν πάτημα στους ερευνητές ώστε να βελτιώσουν ακόμα περισσότερο τον σχεδιασμό τους με στόχο την αποτελεσματικότερη συγκομιδή ενεργείας. Ένα νέο σχέδιο zig zag ελατηρίου προτάθηκε από τους Aro κ.ά.[35] που φαίνεται στο Σχήμα 2.24, στο οποίο το ελατήριο zig zag έχει μορφή βασισμένη σε τόξα (arc-based zigzag). Το ελατήριο αυτό σε σχέση με την απλή εκδοχή του παρουσιάζει μια ιδιοσυχνότητα 40% μικρότερη.



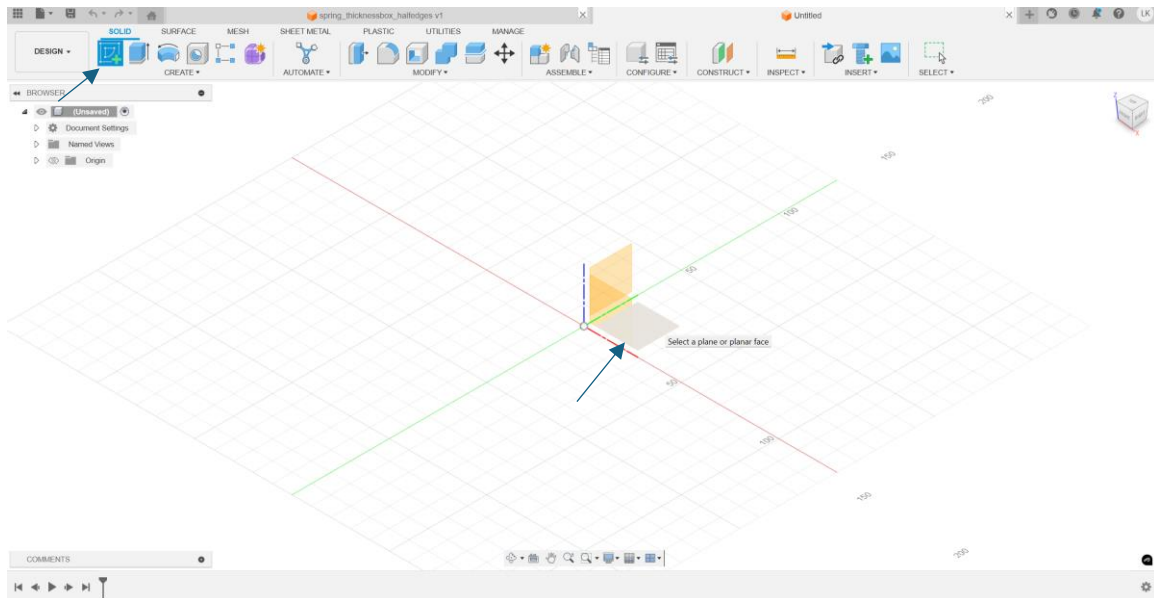
Σχήμα 2.24: Η απλή εκδοχή του ελατήριου zig zag σε σχέση με την arc-based εκδοχή του[35]

3. ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΕΙΣ

3.1 Σχεδίαση ελατήριου zig zag

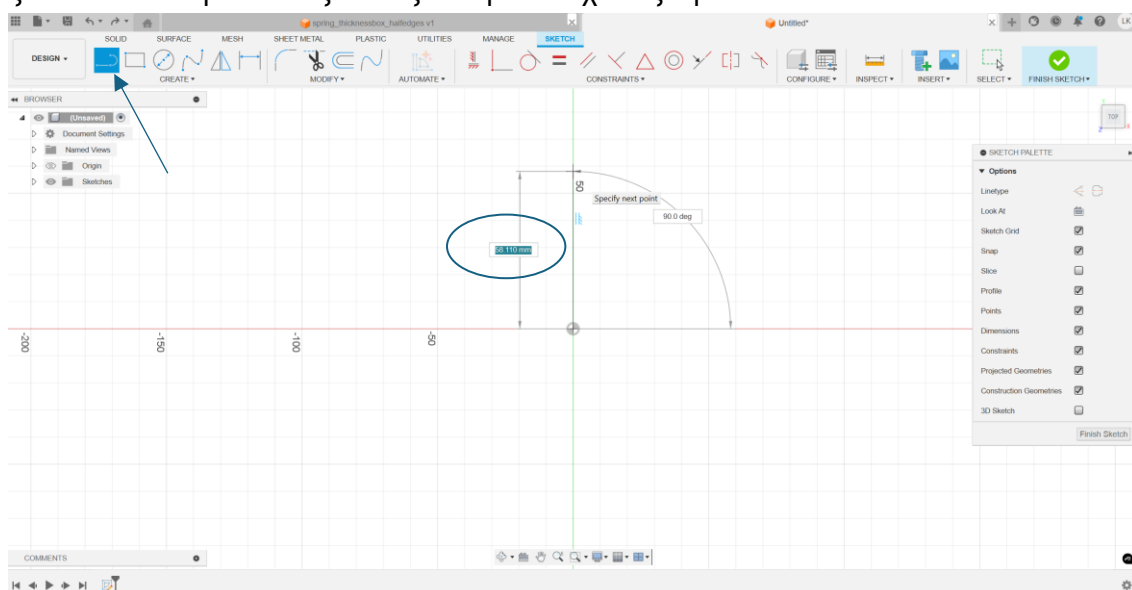
Το ελατήριο zig zag της παρούσας διπλωματικής σχεδιάστηκε στο πρόγραμμα CAD της Autodesk, το fusion.

Ανοίγοντας το πρόγραμμα εμφανίζεται η σελίδα που φαίνεται στο Σχήμα 3.1. Επιλέγουμε 'create sketch' από την καρτέλα 'solid' στο πάνω μέρος της οθόνης και στην συνέχεια επιλέγουμε τους άξονες σχεδίασης x-y πατώντας δεξί κλικ στο επίπεδο, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.1.



Σχήμα 3.1: Create sketch και επιλογή αξόνων

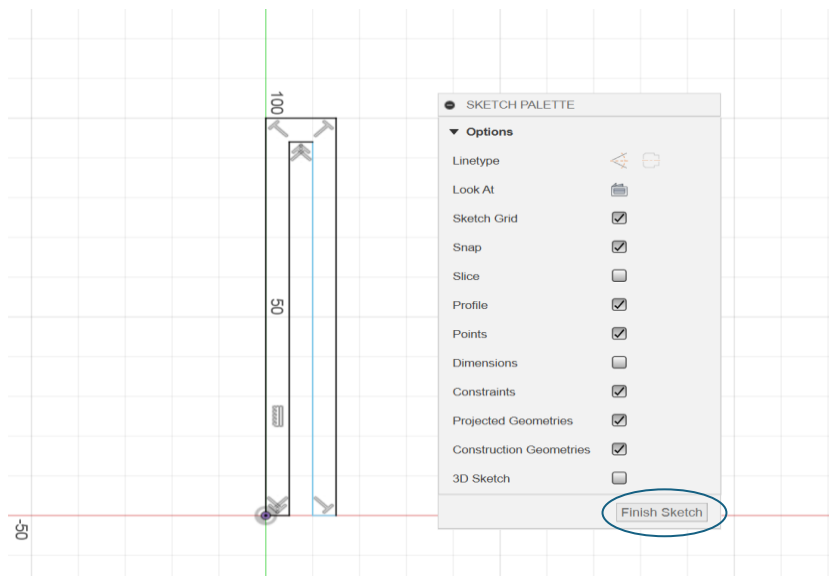
Στην συνέχεια επιλέγουμε από την νέα καρτέλα που έχει εμφανιστεί, την εντολή 'line' και με δεξί κλικ στο κέντρο των αξόνων ξεκινάμε να σχεδιάζουμε.



Σχήμα 3.2: Εντολή line και σχεδίαση

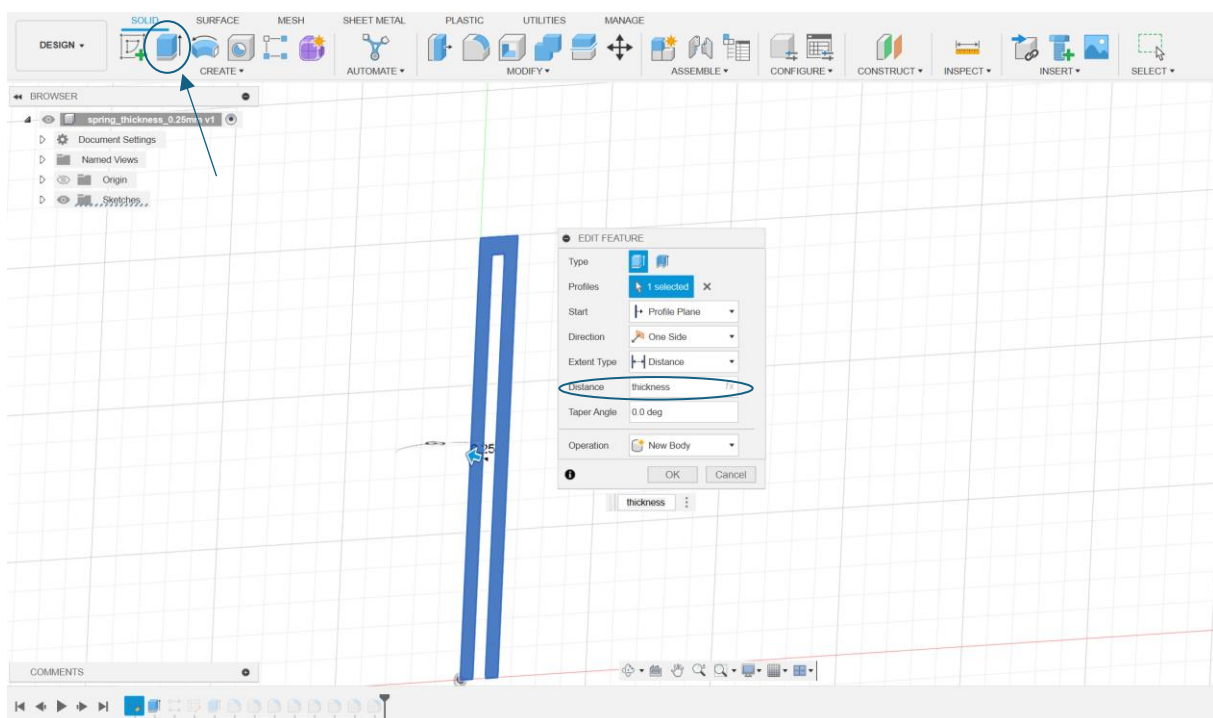
Οι διαστάσεις του σχεδίου μπορούν να οριστούν ξεχωριστά σε κάθε κομμάτι του σχεδίου μέσω της καρτέλας που δημιουργείτε δίπλα (Σχήμα 3.2).

Αφού σχεδιάσουμε ένα κομμάτι του ελατήριου (Σχήμα 3.3), επιλέγουμε 'finish sketch'.



Σχήμα 3.3: Ολοκλήρωση πρώτου κομματιού

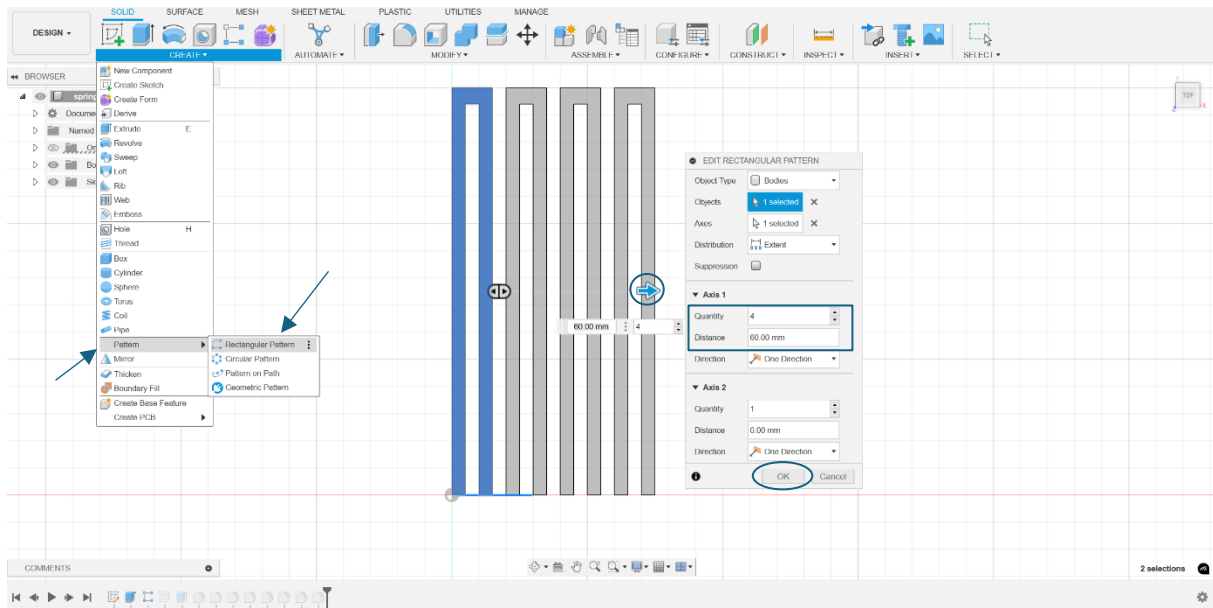
Έπειτα μέσω της εντολής 'Extrude' από την πάνω καρτέλα μετατρέπουμε το σχέδιο σε τρισδιάστατο προσδίδοντας του πάχος (thickness). Το πάχος ορίζεται στην καρτέλα 'EDIT FEATURE' στο κελί 'Distance'. Τέλος κάνουμε δεξί κλικ στο 'οκ'.



Σχήμα 3.4: Εντολή Extrude

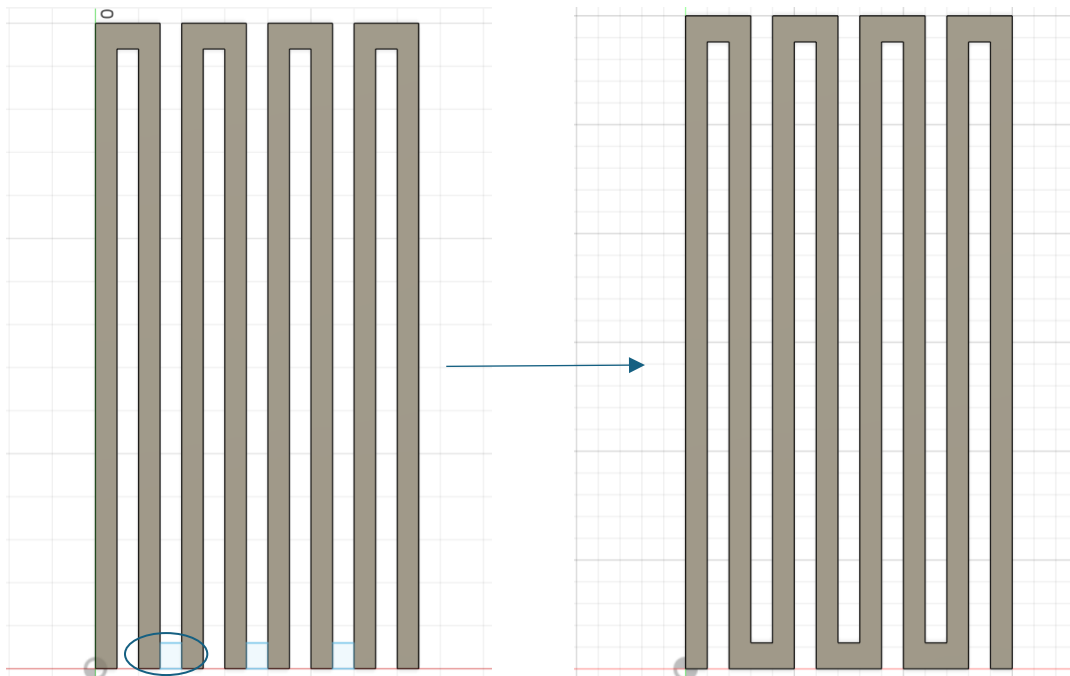
Αφού γίνει το Extrude, επιλέγουμε από την πάνω καρτέλα (Σχήμα 3.5) την εντολή 'Pattern' και 'Rectangular Pattern'. Επιλέγουμε το αντικείμενο που θέλουμε να κάνουμε Pattern δηλαδή το

κομμάτι του ελατηρίου που έχουμε δημιουργήσει προηγουμένως και από την νέα καρτέλα που έχει εμφανιστεί ορίζουμε ποσά αντίτυπα θέλουμε να δημιουργηθούν ('Quantity'=4), τον άξονα που θα δημιουργηθούν (Axis 1) και σε τι απόσταση θα βρίσκεται το ένα με άλλο ('Distance'=60.00mm). Πατάμε 'OK' και δημιουργείται το μοτίβο που φαίνεται στο Σχήμα 3.5.



Εικόνα 3.5: Εντολή Pattern

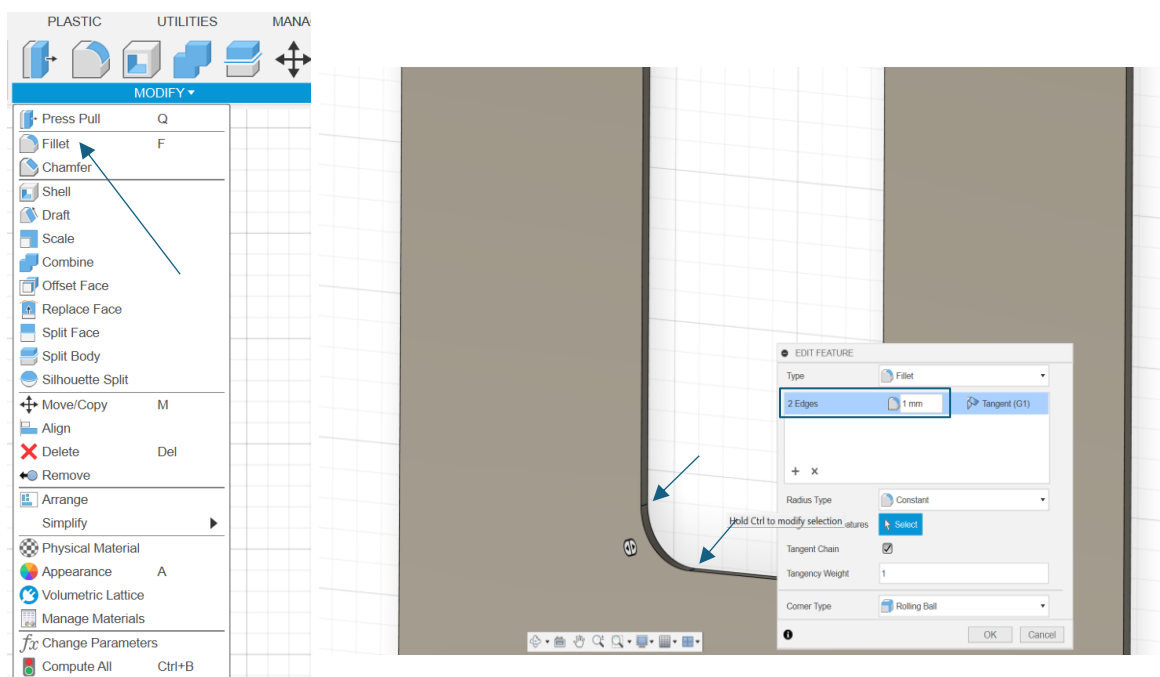
Με παρόμοιο τρόπο (Sketch->Extrude->Pattern) σχεδιάζουμε τα κομμάτια που ενώνουν το σχέδιο στο Σχήμα 3.5. προκειμένου να δημιουργηθεί το ολοκληρωμένο ελατήριο που φαίνεται στο Σχήμα 3.6.



Σχήμα 3.6: Ολοκλήρωση ελατηρίου

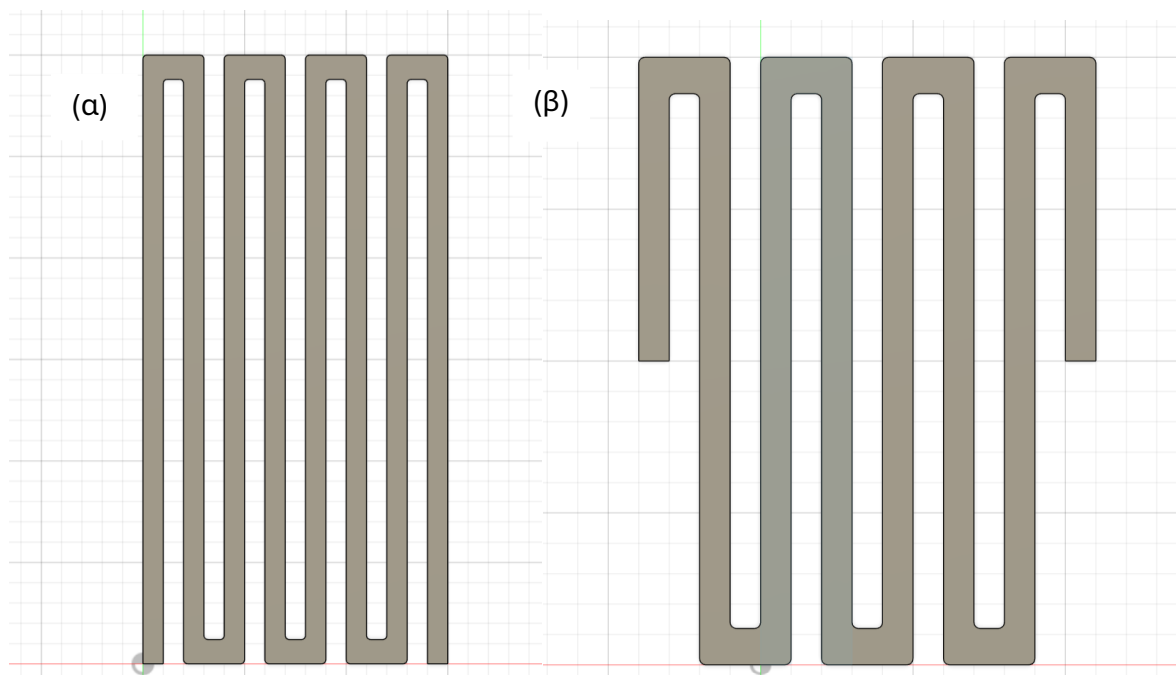
Τέλος, από την καρτέλα 'Modify' επιλέγουμε την εντολή 'Fillet'. Με την εντολή αυτή θα μετατρέψουμε τις γωνίες στο σχέδιο σε καμπυλωτές επιφάνειες όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.7. Αρχικά επιλέγουμε τα δυο σημεία μεταξύ των οποίων θα δημιουργηθεί η καμπυλωτή επιφάνεια

και στη συνέχεια ορίζουμε την ακτίνα ($r = 1\text{mm}$) που θα έχει η επιφάνεια αυτή. Τέλος κάνουμε κλικ στο 'OK'. Επαναλαμβάνουμε τη διαδικασία αυτή για όλες τις υπόλοιπες γωνίες.



Εικόνα 3.7. Εντολή Fillet.

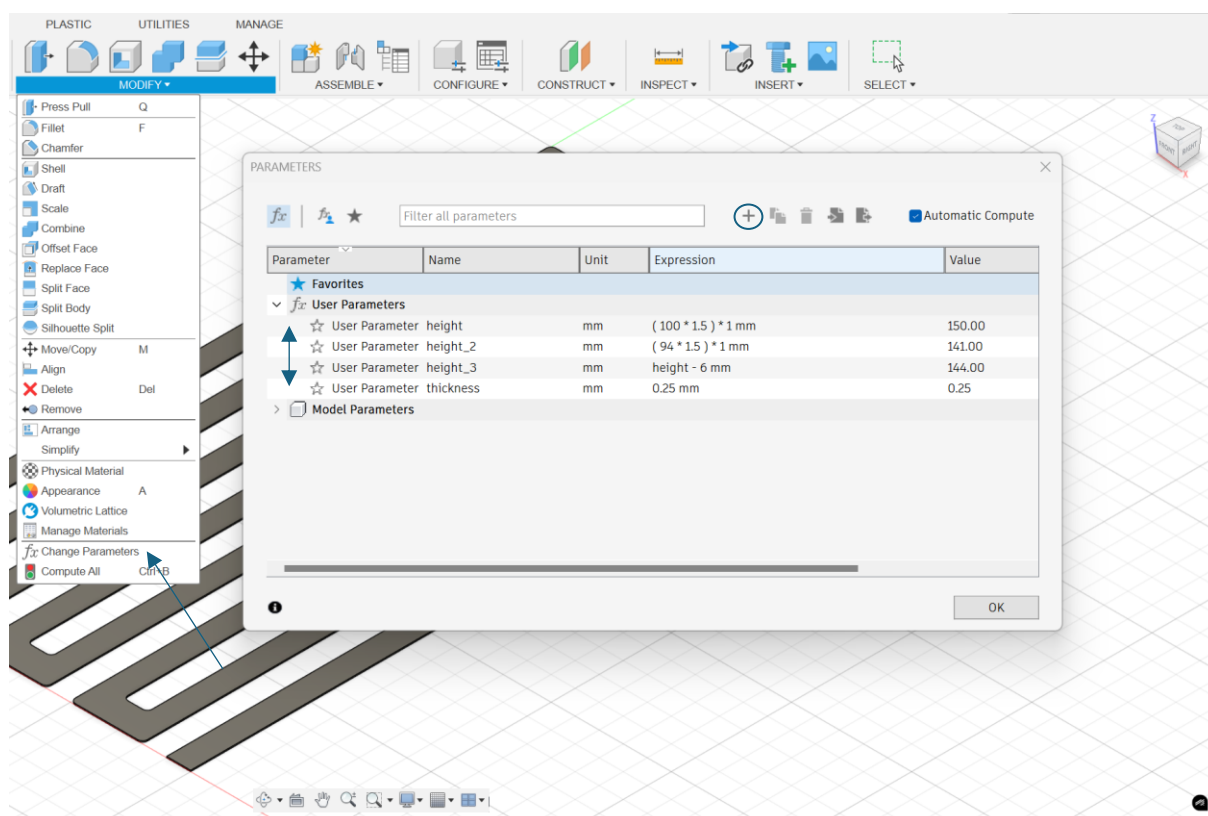
Το ελατήριο φαίνεται ολοκληρωμένο στην εικόνα 3.8, μαζί με το δεύτερο ελατήριο που χρησιμοποιήθηκε στις αναλύσεις το οποίο σχεδιάστηκε με παρόμοια διαδικασία.



Σχήμα 3.8: Τα δυο ελατήρια που σχεδιάστηκαν

Οι διαστάσεις των σχεδίων που ορίζονται σε κάθε βήμα μπορούν να αντικατασταθούν από παραμέτρους αντί για αριθμούς. Με αυτό τον τρόπο μπορούν να γίνουν ευκολά αλλαγές στις διαστάσεις ακόμα και όταν έχει δημιουργηθεί το τελικό σχέδιο. Η δημιουργία των παραμέτρων γίνεται πηγαίνοντας στην καρτέλα 'Modify' και επιλέγοντας την εντολή 'Change Parameters',

όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.9. Στο παράθυρο που ανοίγει μπορούμε να δημιουργήσουμε τις παραμέτρους που επιθυμούμε ορίζοντας το όνομα τους και το μέτρο τους.



Σχήμα 3.9: Δημιουργία των παραμέτρων

Αφού δημιουργήσουμε μια παράμετρο μπορούμε να την χρησιμοποιήσουμε σαν διάσταση στο σχέδιο απλά πληκτρολογώντας την ονομασία της, στο κελί της διάστασης όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3.4.

Τέλος, προκειμένου να το αρχείο που περιέχει το σχέδιο του ελατηρίου να μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε οπουδήποτε άλλο πρόγραμμα πρέπει να γίνει εξαγωγή (Export) από το fusion 360 σε μορφή IGES FILES.

3.2 Αναλύσεις

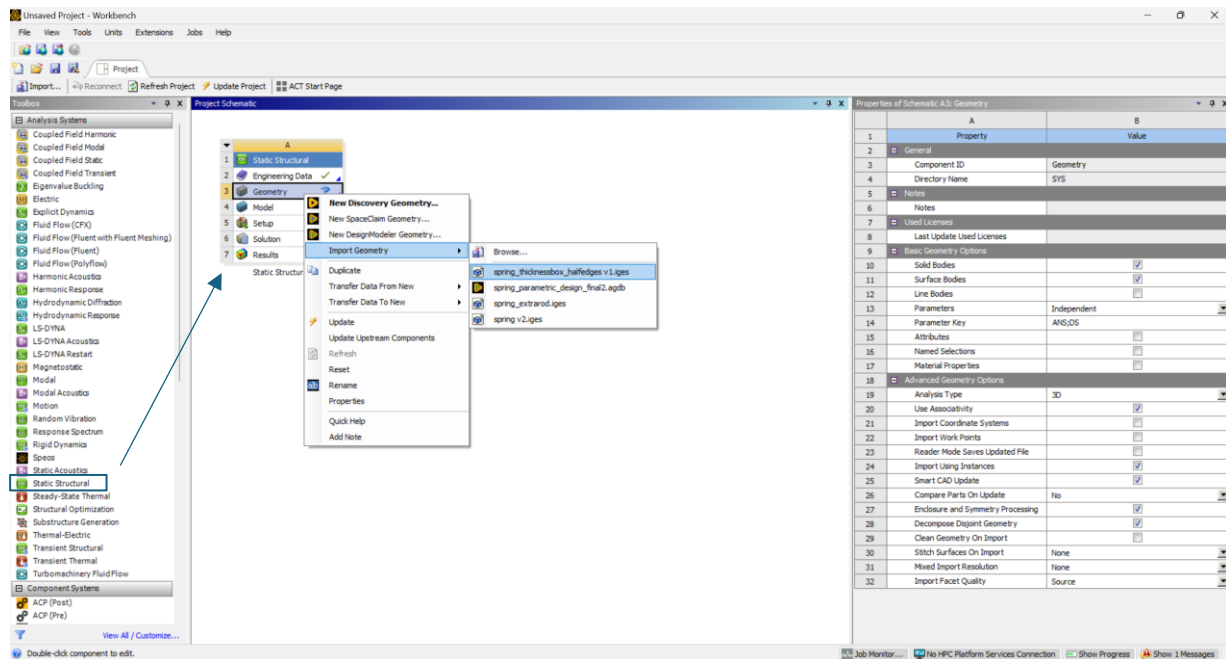
Για τις αναλύσεις χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό Ansys Workbench και συγκεκριμένα η έκδοση student 2024 R2.

Οι αναλύσεις που πραγματοποιήθηκαν στην παρούσα διπλωματική είναι η Static structural, Modal και Harmonic Response.

3.2.1 Static structural

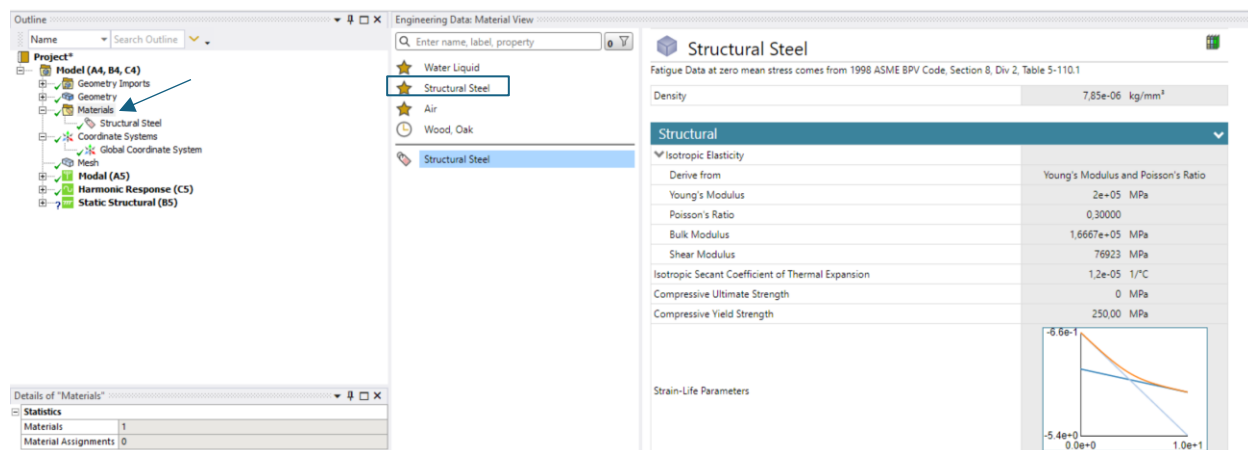
Η Static structural ανάλυση αποσκοπεί στον υπολογισμό των μετατοπίσεων, των μηχανικών τάσεων, των παραμορφώσεων και των εσωτερικών δυνάμεων που αναπτύσσονται σε δομικά συστήματα ή επιμέρους στοιχεία, υπό την επίδραση εφαρμοζόμενων στατικών φορτίων [36].

Αρχικά ανοίγοντας το Workbench, επιλέγουμε από την καρτέλα Toolbox την ανάλυση static structural και με drag and drop την τοποθετούμε στην επιφάνεια 'project schematic'. Έπειτα με αριστερό κλικ στο 'Geometry' κάνουμε import το αρχείο που περιέχει το ελατήριο.



Σχήμα 3.10: Εισαγωγή της ανάλυσης Static structural στην επιφάνεια project schematic

Αφού φορτώσουμε το αρχείο, με διπλό κλικ στο κελί 'Model' ανοίγει το Ansys mechanical. Αρχικά επιλέγουμε από την αριστερή καρτέλα 'Outline' τον φάκελο 'Materials' και στην συνέχεια από τον φάκελο επιλέγουμε το υλικό από το οποίο θα αποτελείται το ελατήριο (Σχήμα 3.11). Το υλικό αυτό είναι ο δομικός χάλυβας (Structural Steel).

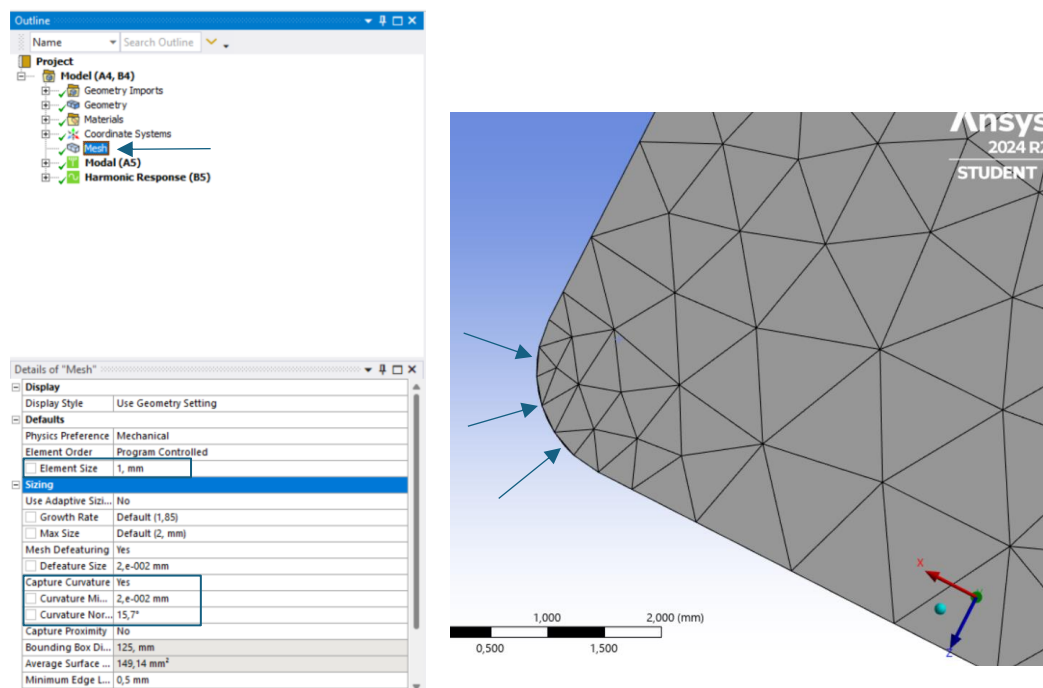


Σχήμα 3.11: Επιλογή υλικού

3.2.1.1. Δημιουργία Mesh

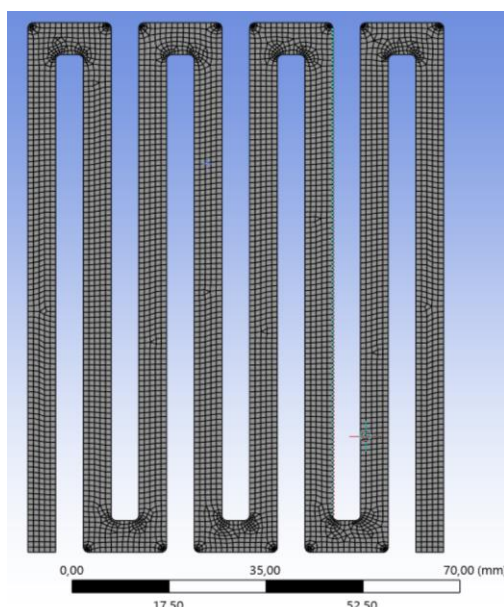
Για να δημιουργήσουμε Mesh, με διπλό κλικ στην εντολή 'mesh' ανοίγει η καρτέλα 'Details of Mesh' από την οποία ορίζουμε τις παραμέτρους για το Mesh (Σχήμα 3.12). Πιο συγκεκριμένα, ορίζουμε το 'Element Size'=1 mm, στο κελί 'Capture Curvature' επιλέγουμε 'yes' και θέτουμε

τα κελιά 'Curvature Min Size'=0.02 mm και 'Curvature Normal Angle'= 15.7°. Με τις δυο τελευταίες εντολές προσαρμόζουμε το mesh γύρω από τις καμπυλωτές επιφάνειες του ελατηρίου με στόχο ένα ποιοτικότερο τελικό αποτέλεσμα στο Mesh.



Σχήμα 3.12: Ρυθμίσεις Mesh

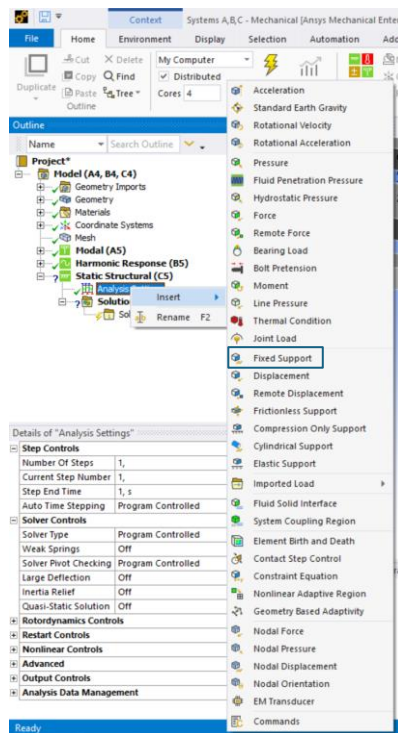
Τέλος, με αριστερό κλικ στην εντολή 'mesh' από την καρτέλα 'Outline' επιλέγουμε 'Generate Mesh' και έτσι δημιουργείται το mesh που φαίνεται στο Σχήμα 3.13.



Σχήμα 3.13: Τελικό Mesh

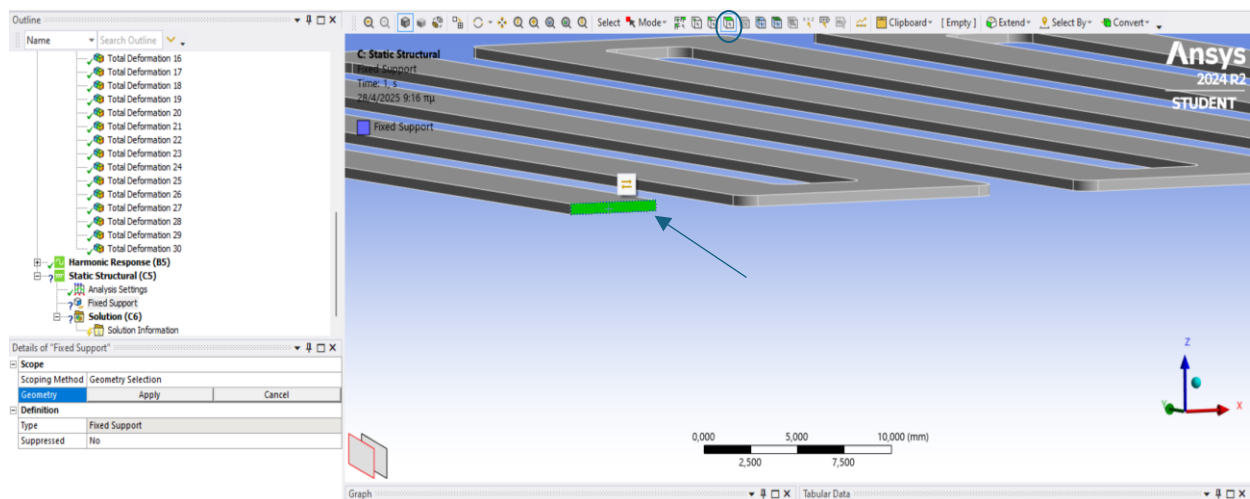
3.2.1.2 Εισαγωγή φορτίων και οριακών συνθηκών.

Με αριστερό κλικ στην επιλογή 'Analysis Settings' από την καρτέλα 'Outline' στο φάκελο 'Static Structural' και επιλέγοντας 'insert', εμφανίζονται διάφορα φορτία και οριακές συνθήκες που μπορούν να εφαρμοστούν στο μοντέλο του ελατηρίου.



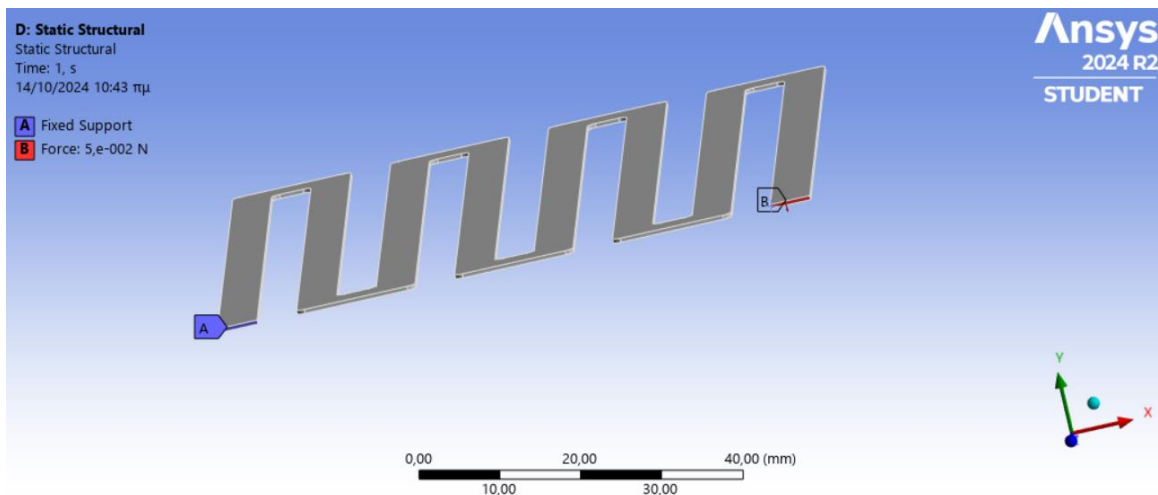
Σχήμα 3.14: Εισαγωγή φορτίων και οριακών συνθηκών

Στην συνέχεια επιλέγουμε 'Fixed Support', από την καρτέλα που έχει εμφανιστεί (Σχήμα 3.14). Για να ορίσουμε ποιο άκρο του ελατηρίου θα είναι πακτωμένο, επιλέγουμε από το menu στο πάνω μέρος της οθόνης την επιλογή 'Face' και στην συνέχεια με δεξί κλικ (Σχήμα 3.15) στο άκρο του ελατηρίου τοποθετούμε την πάκτωση. Τέλος κάνουμε κλικ στο κελί 'Apply'.



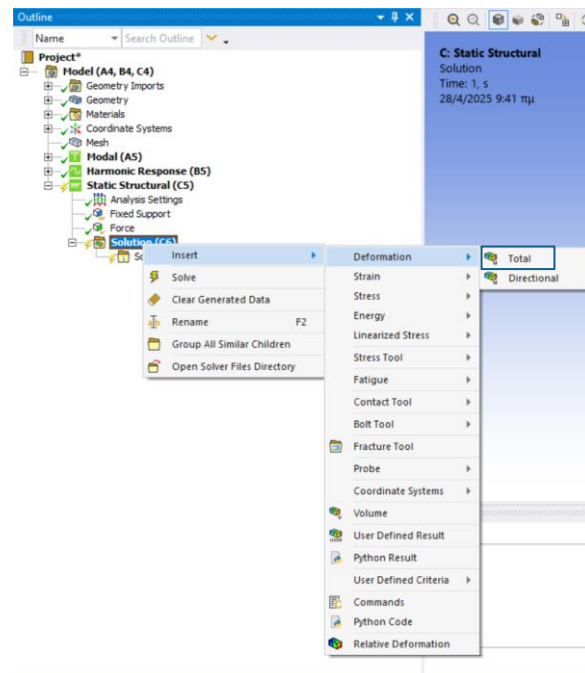
Σχήμα 3.15: Εφαρμογή πάκτωσης

Με παρόμοιο τρόπο (Insert->Force) τοποθετούμε μια δύναμη (καθετή) και το μετρώ της στο άλλο άκρο του ελατηρίου, το οποίο ορίζεται στο κελί 'Magnitude'.



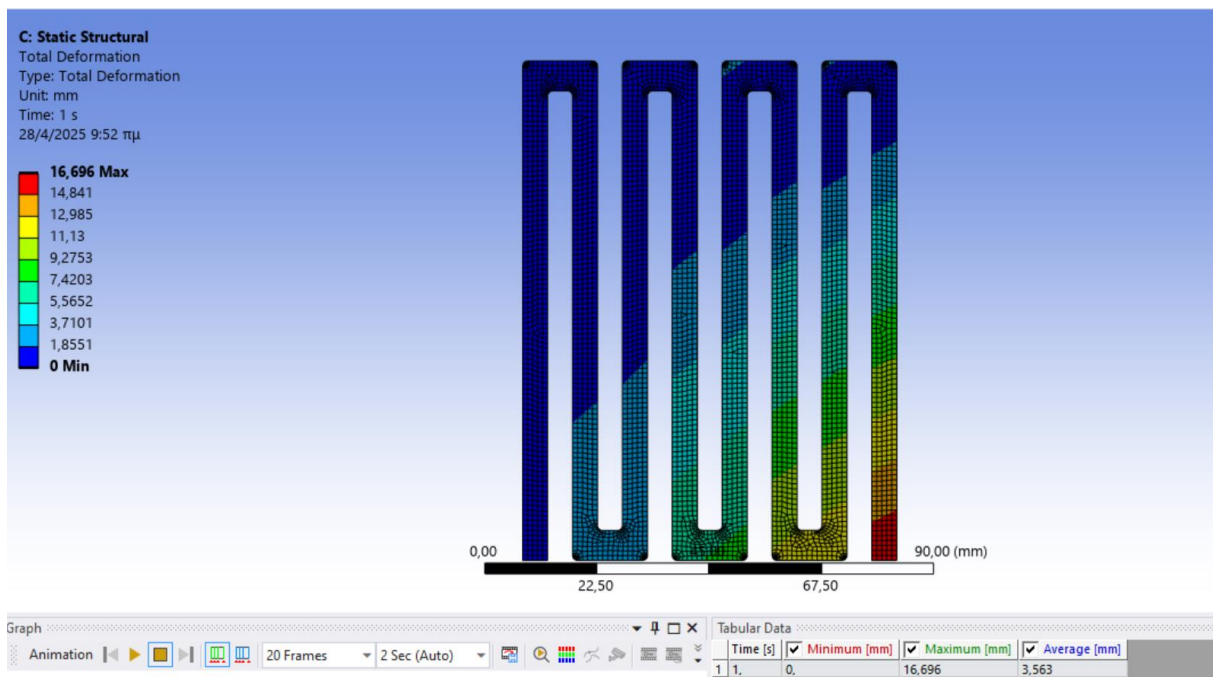
Σχήμα 3.16: Εφαρμογή κάθετης δύναμης στο άκρο του ελατηρίου

Τέλος, με αριστερό κλικ στον φάκελο 'Solution' και 'insert', επιλέγουμε τα αποτελέσματα της ανάλυσης. Επιλέγουμε 'Deformation' και μετά 'Total', ώστε να υπολογιστεί η συνολική παραμόρφωση του ελατηρίου λόγω της δύναμης που εφαρμόζεται στο άκρο του (Σχήμα 3.17).



Σχήμα 3.17: Επιλογή αποτελεσμάτων

Κάνοντας κλικ στο 'Solve' παίρνουμε τα αποτελέσματα στο Σχήμα 3.18, όπου φαίνεται η συνολική παραμόρφωση του ελατηρίου.

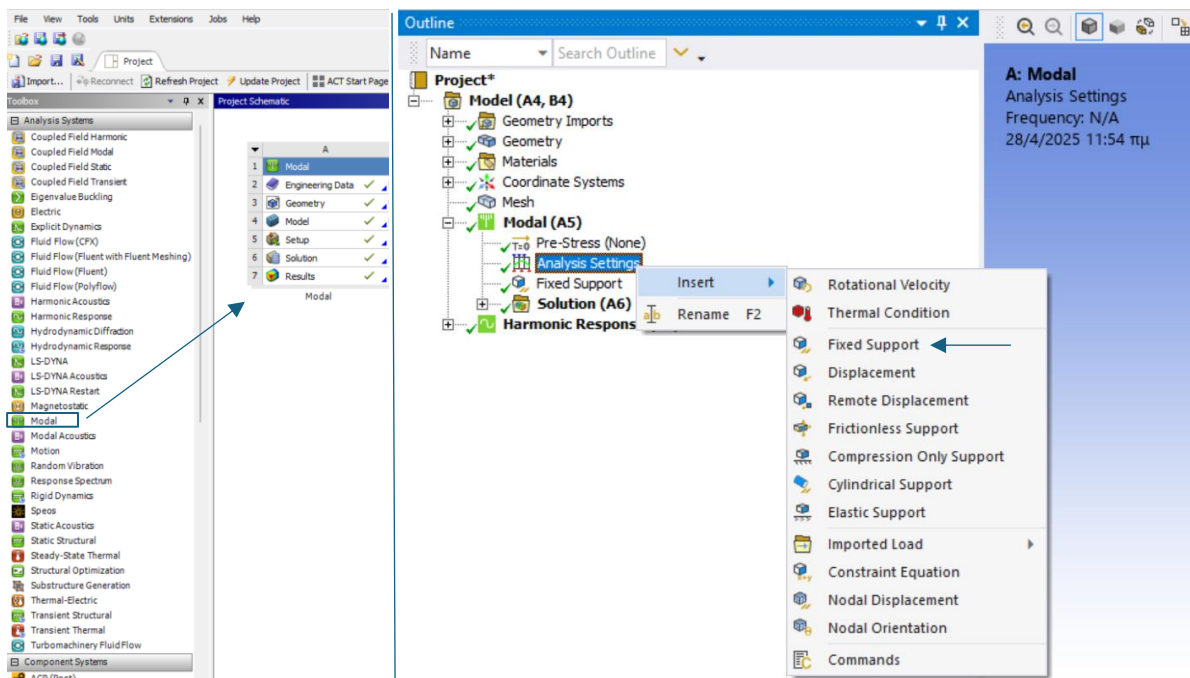


Σχήμα 3.18: Μορφή των αποτελεσμάτων

3.2.2 Modal

Με την ανάλυση Modal καθορίζονται οι ιδιοσυχνότητες και οι ιδιομορφές[36].

Όπως και προηγουμένως, από το Workbench με drag and drop εισάγουμε την ανάλυση Modal στην επιφάνεια 'project schematic'. Έπειτα κάνουμε import στο 'geometry' το αρχείο με το ελατήριο και μετά ανοίγουμε το mechanical με δεξί κλικ στο 'model'. Το mesh δημιουργείται με τον ίδιο τρόπο όπως στην ανάλυση Static Structural.



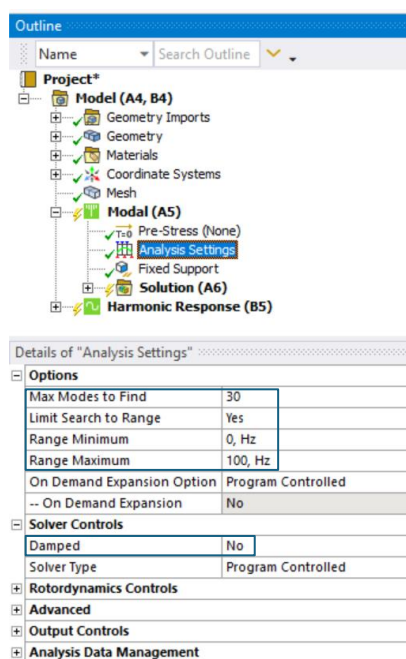
Σχήμα 3.19: Εισαγωγή της Modal και των πακτώσεων

Από το φάκελο 'Modal' με αριστερό κλικ στην επιλογή 'Analysis Settings' και επιλέγοντας 'Insert', εμφανίζεται η καρτέλα με τις συνοριακές συνθήκες. Επιλέγουμε την πάκτωση 'Fixed Support' και με την επιλογή 'Face' κρατώντας πατημένο το πλήκτρο 'Ctrl', με δεξί κλικ επιλέγουμε και τα δυο άκρα του ελατήριου. Τέλος κάνουμε κλικ στο 'Apply' (Σχήμα 3.20).



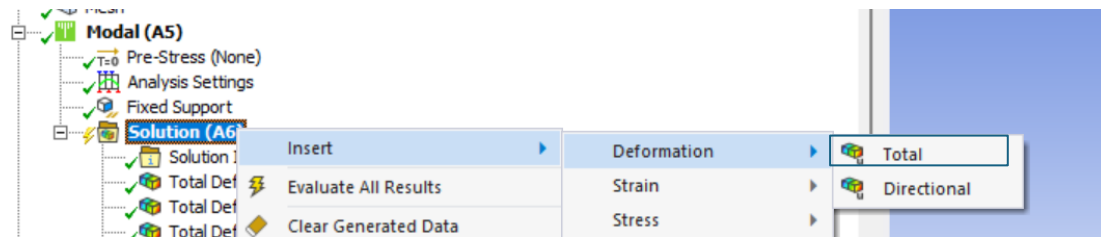
Σχήμα 3.20: Εφαρμογή των πακτώσεων

Στη συνέχεια, αφού επιλέξουμε 'Analysis Settings' με 'ctrl+d' ανοίγει από κάτω η καρτέλα των ρυθμίσεων. Εκεί μπορούμε να ορίσουμε στο κελί 'Max modes to Find' τον μέγιστο αριθμό των ιδιοσυχνοτήτων που επιθυμούμε, το εύρος της συχνότητας στο οποίο επιθυμούμε να εμφανίζονται ιδιοσυχνότητες, θέτοντας το κελί 'Limit Search to Range'= yes και ορίζοντας στα δυο από κάτω κελιά το φάσμα της συχνότητας. Πρέπει να σημειωθεί εδώ πως οι περισσότερες περιβαλλοντικές δονήσεις εντοπίζονται συνήθως κάτω από τα 100 Hz και για αυτό επιλέγεται σαν εύρος 0-100 Hz στην ανάλυση. Επίσης αν το μοντέλο επιθυμούμε να μην έχει damping θέτουμε το κελί 'Damped'= no. Τα παραπάνω βήματα φαίνονται στο Σχήμα 3.21.



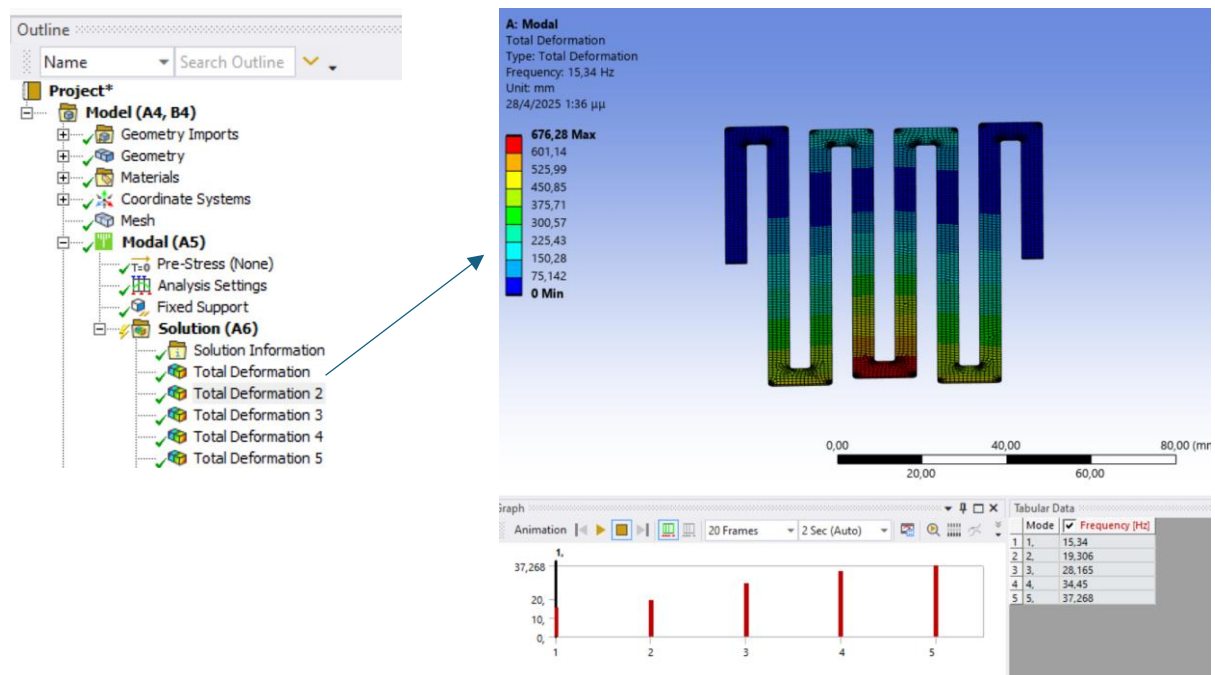
Σχήμα 3.21: Ρυθμίσεις της Modal

Αφού γίνουν οι απαραίτητες ρυθμίσεις, με αριστερό κλικ στο φάκελο 'solution' επιλέγουμε 'insert' και μετά 'Deformation' -> 'Total'.



Σχήμα 3.22: Επιλογή αποτελεσμάτων

Τέλος, επιλεγέντας το 'Modal' και κάνοντας κλικ στο 'solve', εμφανίζονται στην καρτέλα 'Outline' στον φάκελο 'Solution' οι ιδιοσυχνότητες και οι ιδιομορφές που βρέθηκαν. Κάνοντας κλικ σε ένα από τα αποτελέσματα, εμφανίζεται στην οθόνη εκάστοτε ιδιομορφή, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3.23.



Σχήμα 3.23: Μορφή των αποτελεσμάτων

3.2.3 Harmonic Response

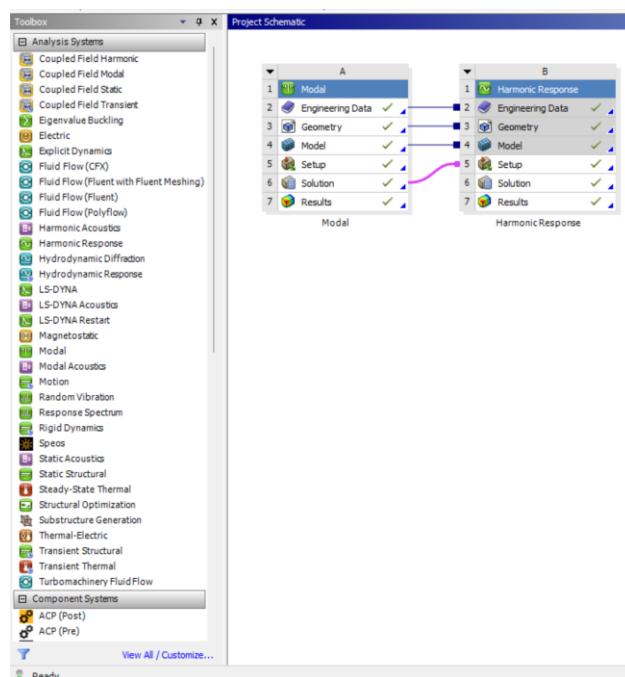
Η ανάλυση Harmonic Response χρησιμοποιείται για να προσδιοριστεί η απόκριση του συστήματος σε φορτία που μεταβάλλονται ημιτονοειδώς (αρμονικά) με τον χρόνο. Μέσω της διαδικασίας αυτής είναι δυνατή η αξιολόγηση της δυναμικής συμπεριφοράς του συστήματος σε συχνότητες διέγερσης, με σκοπό την ανίχνευση πιθανών φαινομένων συντονισμού, την πρόβλεψη φαινομένων κόπωσης λόγω κυκλικών καταπονήσεων, καθώς και την εκτίμηση άλλων ανεπιθύμητων επιπτώσεων από εξαναγκασμένες ταλαντώσεις [36].

Η ανάλυση Harmonic Response στο Ansys Mechanical γίνεται συνήθως με δυο μεθόδους επίλυσης, με την αναλυτική μέθοδο (Full method) ή με την μέθοδο Mode Superposition (MSUP).

3.2.3.1 Mode Superposition (MSUP)

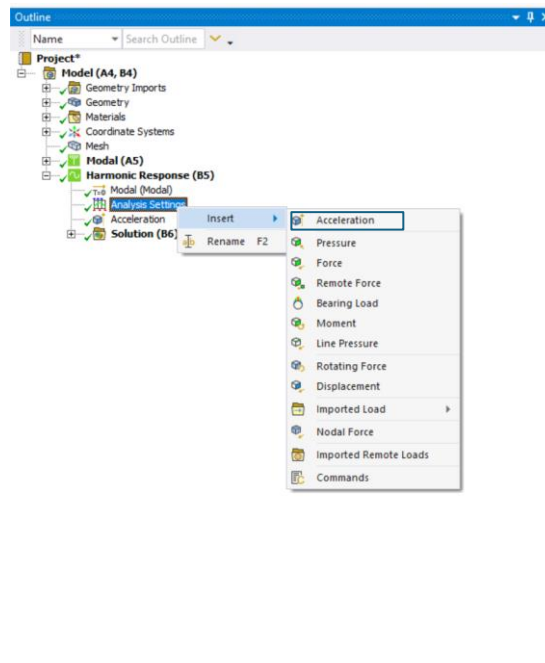
Η ανάλυση Harmonic Response με την μέθοδο Mode Superposition γίνεται βασισμένη στην Modal ανάλυση, από την οποία θα έχουν υπολογιστεί πρώτα οι ιδιοσυχνότητες και οι ιδιομορφές του μοντέλου. Με αυτό τον τρόπο, για μια δεδομένη συνθήκη φόρτισης υπολογίζεται μέσω κατάλληλων γραμμικών συνδυασμών των ιδιολύσεων η απόκριση του συστήματος. Η μέθοδος αυτή απαιτεί λιγότερη υπολογιστική δύναμη καθώς τα δεδομένα από την ανάλυση Modal μπορούν να επαναχρησιμοποιηθούν σε αναλύσεις (Harmonic Response) με διαφορετικές συνθήκες φόρτισης[36].

Με παρόμοιο τρόπο (drag and drop) όπως και στις προηγούμενες αναλύσεις εισάγουμε από το Workbench την ανάλυση Harmonic Response στην επιφάνεια 'project schematic'. Στην συνέχεια για εξοικονόμηση χρόνου μπορούμε να εισάγουμε από τη Modal, τα δεδομένα του μοντέλου (Geometry, model, mesh) απευθείας στην ανάλυση Harmonic Response χωρίς να χρειάζεται να τα δημιουργήσουμε από την αρχή. Για να το κάνουμε αυτό, απλά με drag and drop ενώνουμε τα κελιά 'Engineering data', 'Geometry' και 'model' της Modal, στα αντίστοιχα της Harmonic Response, ενώ το κελί 'solution' της modal το ενώνουμε με το 'setup' της Harmonic Response (Σχήμα 3.24).



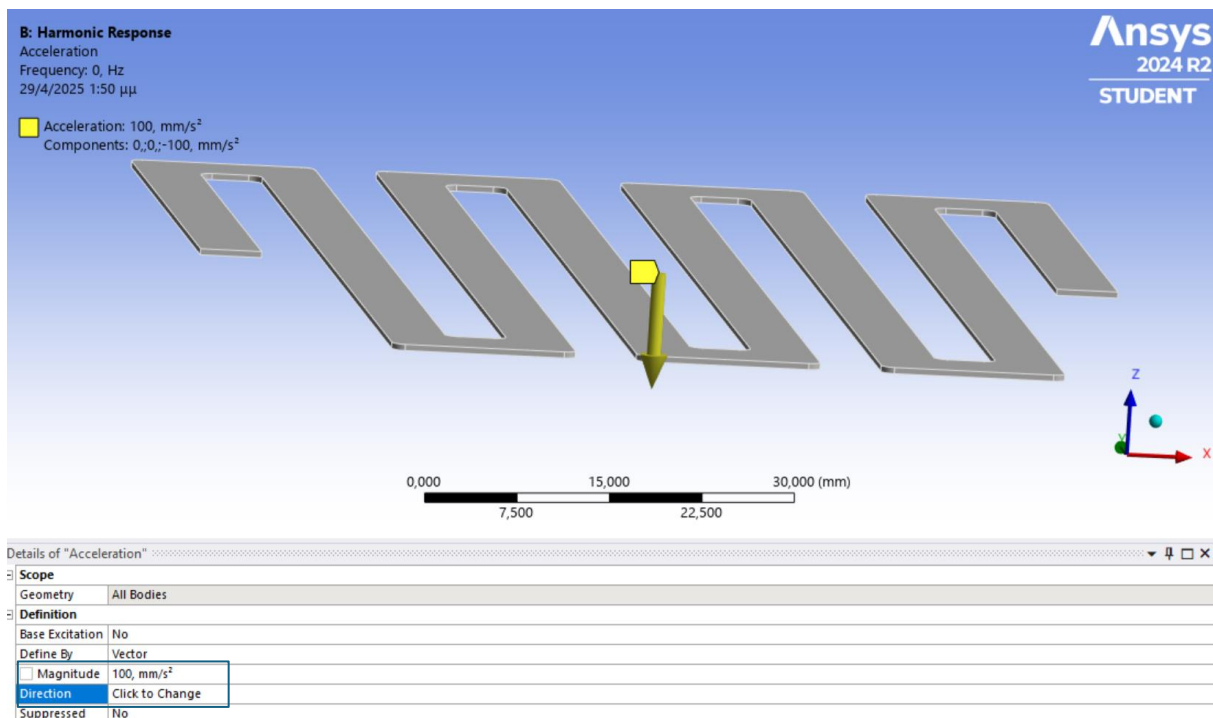
Σχήμα 3.24: Εισαγωγή της ανάλυση Harmonic Response στην επιφάνεια project schematic και σύνδεση με τα αποτελέσματα της Modal.

Με διπλό κλικ στο κελί 'Model' ανοίγει το Mechanical. Αρχικά με αριστερό κλικ στο 'Analysis Settings' στο φάκελο ' Harmonic Response' εισάγουμε το φορτίο που επιθυμούμε (Σχήμα 3.25).



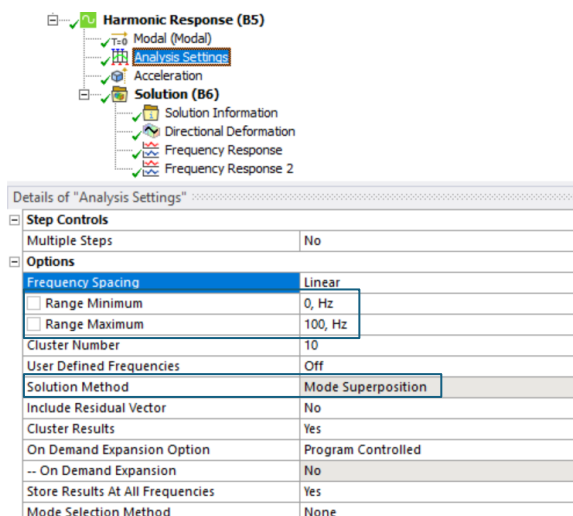
Σχήμα 3.25: Εισαγωγή επιτάχυνσης

Εδώ εισάγεται επιτάχυνση και από τις ρυθμίσεις ορίζουμε το μέτρο της και την κατεύθυνσή της (Σχήμα 3.26).



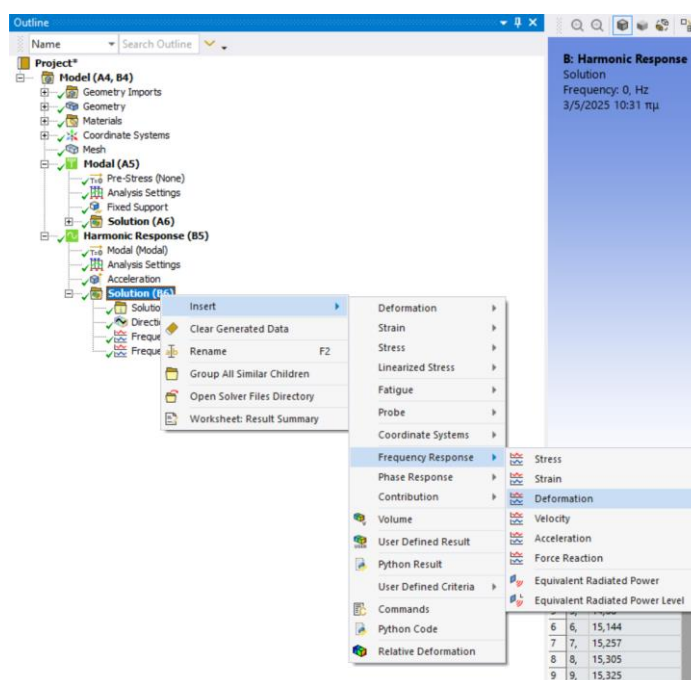
Σχήμα 3.26: Εφαρμογή της επιτάχυνσης και του μέτρου της

Στη συνέχεια με 'Ctrl+d' στο 'Analysis Settings' στο φάκελο ' Harmonic Response', ανοίγει η καρτέλα με τις ρυθμίσεις της ανάλυσης. Στην καρτέλα αυτή ορίζουμε το εύρος της συχνότητας και την μέθοδο επίλυσης (Mode Superposition) όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.27.



Σχήμα 3.27: Ρυθμίσεις της ανάλυσης Harmonic Response

Αφού ολοκληρώσουμε τις ρυθμίσεις της ανάλυσης, από τον φάκελο 'Solution' με αριστερό κλικ και 'Insert'> 'Frequency Response'> 'Deformation' εισάγουμε τη μορφή των αποτελεσμάτων της ανάλυσης (Σχήμα 3.28).



Σχήμα 3.28: Επιλογή αποτελεσμάτων

Από την καρτέλα 'Details of Frequency Response' που ανοίγει, επιλέγουμε τον άξονα της παραμόρφωσης και το εύρος της συχνότητας των αποτελεσμάτων (Σχήμα 3.29).

Details of "Frequency Response"	
[-] Contribution	
Panel Contribution	No
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Spatial Resolution	Use Average
[-] Definition	
Type	Directional Deformation
Orientation	Z Axis
Coordinate System	Global Coordinate System
Suppressed	No
+ Chart and Tabular Data	
[-] Options	
Frequency Range	Use Parent
Minimum Frequency	10, Hz
Maximum Frequency	35, Hz
Display	Bode
Chart Viewing Style	Log Y
+ Results	

Σχήμα 3.29: Ρυθμίσεις αποτελεσμάτων

Τέλος, επιλέγοντας 'Solve' παίρνουμε τα αποτελέσματα της παραμόρφωσής του ελατηρίου κατά την ταλάντωση του στο φάσμα συχνοτήτων που επιλέξαμε.

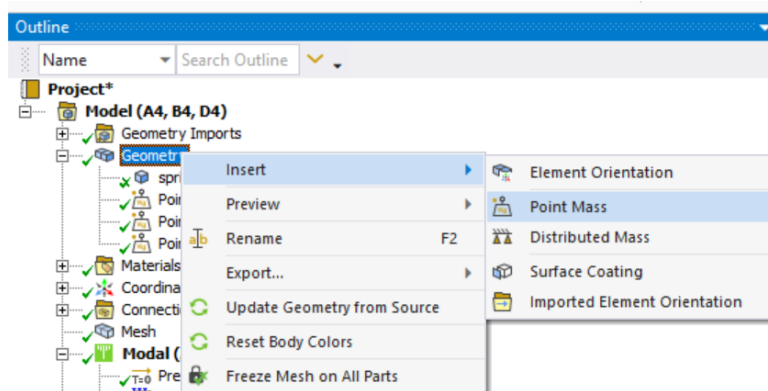
3.2.3.3 Full Method

Η ανάλυση Harmonic Response με την πλήρη μέθοδο (Full method) βασίζεται στην άμεση επίλυση των εξισώσεων κίνησης για τον υπολογισμό της απόκρισης του συστήματος[36]. Η μέθοδος αυτή είναι ιδανική για μοντέλα που περιλαμβάνουν απόσβεση ή άλλα στοιχεία με damping όπως ελατήρια.

Εισάγουμε την ανάλυση από το Workbench με παρόμοιο τρόπο όπως και στην Mode Superposition παραλείποντας το βήμα όπου συνδέουμε τα αποτελέσματα της Modal με το κελί 'Setup' της Harmonic response. Αυτό γίνεται διότι χρησιμοποιώντας την πλήρη μέθοδο τα αποτελέσματα βασίζονται στις αναλυτικές εξισώσεις κίνησης και όχι στα αποτελέσματα της Modal ανάλυσης.

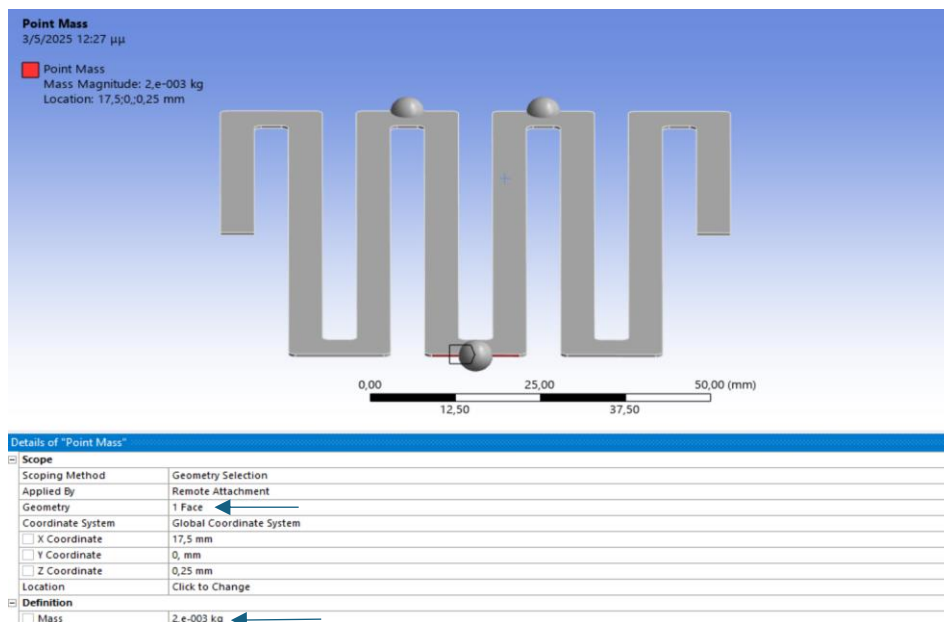
Αφού ανοίξουμε το Mechanical, μπορούμε να εισάγουμε στο μοντέλο του ελατηρίου σημειακές μάζες και ελατήρια.

Από τον φάκελο 'Geometry' με αριστερό κλικ και 'Insert'> 'Point Mass', μπορούμε να τοποθετήσουμε σημειακές μάζες στο ελατήριο.



Σχήμα 3.30: Εισαγωγή σημειακών μαζών

Από την καρτέλα 'Details of Point Mass' μπορούμε να ορίσουμε τα σημεία που θα τοποθετηθούν οι σημειακές μάζες και την μάζα τους.



Σχήμα 3.31: Εφαρμογή των σημειακών μαζών στο ελατήριο

3.2.3.4 Dampers

Κατά την διέγερση του ελατηρίου σε συγκεκριμένες συχνότητες τα άκρα του θα κινούνται αντί-διαμετρικά. Έτσι, τοποθετώντας dampers, δηλαδή ελατήρια με damping, ανάμεσα και κάθετα στα άκρα του ελατηρίου (Σχήμα 3.32), προσομοιώνουμε τη σχετική κίνηση μαγνήτη-πηνίου. Η σχετική κίνηση μεταξύ των δύο τελευταίων στοιχείων δημιουργεί μεταβολές στη μαγνητική ροή που διαπερνά το πηνίο, με αποτέλεσμα την επαγωγή ηλεκτρικής τάσης σύμφωνα με το νόμο του Faraday. Αυτή η διάταξη επιτρέπει την απορρόφηση της κινητικής ενέργειας μέσω ηλεκτρομαγνητικής απόσβεσης, μετατρέποντας μέρος της σε ηλεκτρική ενέργεια.

Το κύκλωμα αυτό περιγράφεται από τις παρακάτω εξισώσεις:

$$\varepsilon = -N \frac{d\Phi_B}{dt} \quad (13)$$

Όπου, ε η τάση που δημιουργείται, N ο αριθμός σπειρών του πηνίου ενώ ο τελευταίος όρος περιγράφει τον ρυθμός μεταβολής της μαγνητικής ροής.

Αν ο μαγνήτης κινείται γραμμικά με ταχύτητα u , η επαγόμενη τάση δίνεται ως :

$$\varepsilon = K \cdot u \quad (14)$$

Όπου K είναι η σταθερά τάσης και ορίζεται ως:

$$K = N \cdot \beta \cdot L \quad (15)$$

με N ο αριθμός σπειρών του πηνίου, β η ένταση του μαγνητικού πεδίου και L το πάχος του μαγνήτη /πηνίου.

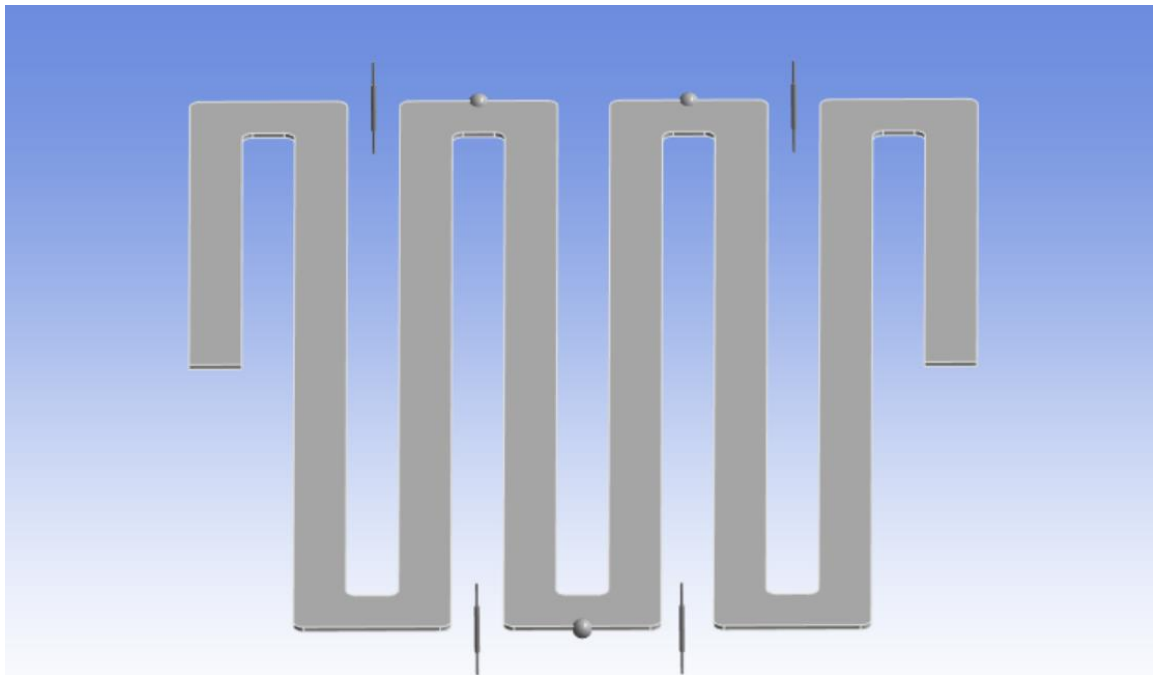
Η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται δίνεται από την σχέση :

$$P = c v^2 \quad (16)$$

Όπου c ο συντελεστής (ηλεκτρομαγνητικής) απόσβεσης, που δίνεται από την σχέση:

$$c = \frac{K^2}{(R + R_{\pi\eta\nu\iota\omicron\upsilon})} \quad (17)$$

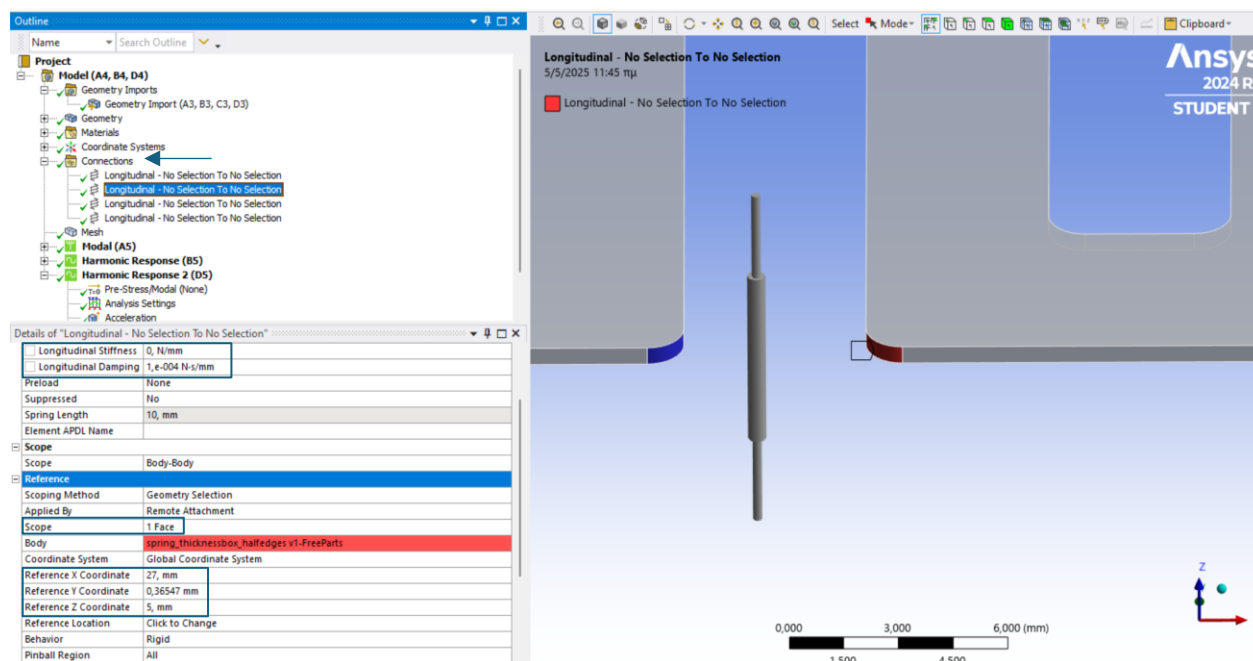
με R την αντίσταση.



Σχήμα 3.32: Το ελατήριο με τους dampers

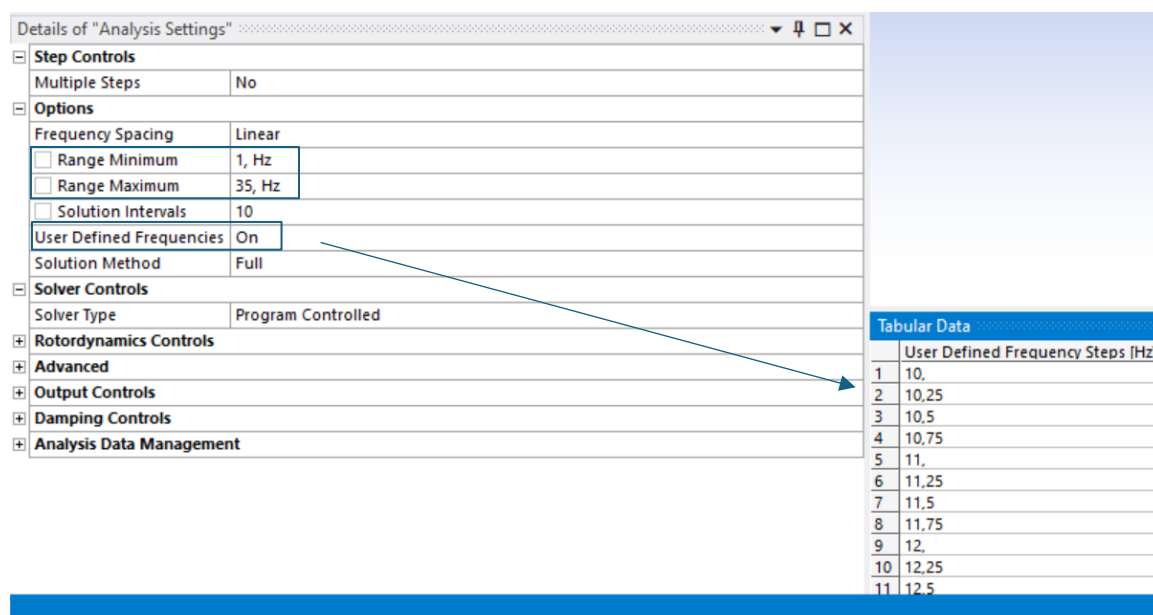
Για να τοποθετήσουμε τα ελατήρια-dampers, από τον φάκελο 'Connections' με αριστερό κλικ επιλέγουμε 'Insert' > 'Spring'. Αφού ανοίξει η καρτέλα με τις ρυθμίσεις, ορίζουμε τα δυο σημεία στήριξης ('Reference' και 'Mobile') του ελατηρίου, επιλέγοντας face με δεξί κλικ στο κελί 'scope'. Παράλληλα ορίζουμε και τον συντελεστή απόσβεσης όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.33.

Επιπλέον από τις συντεταγμένες μπορούμε να μεταβάλουμε τον προσανατολισμό του ελατήριου σε κάθετο.



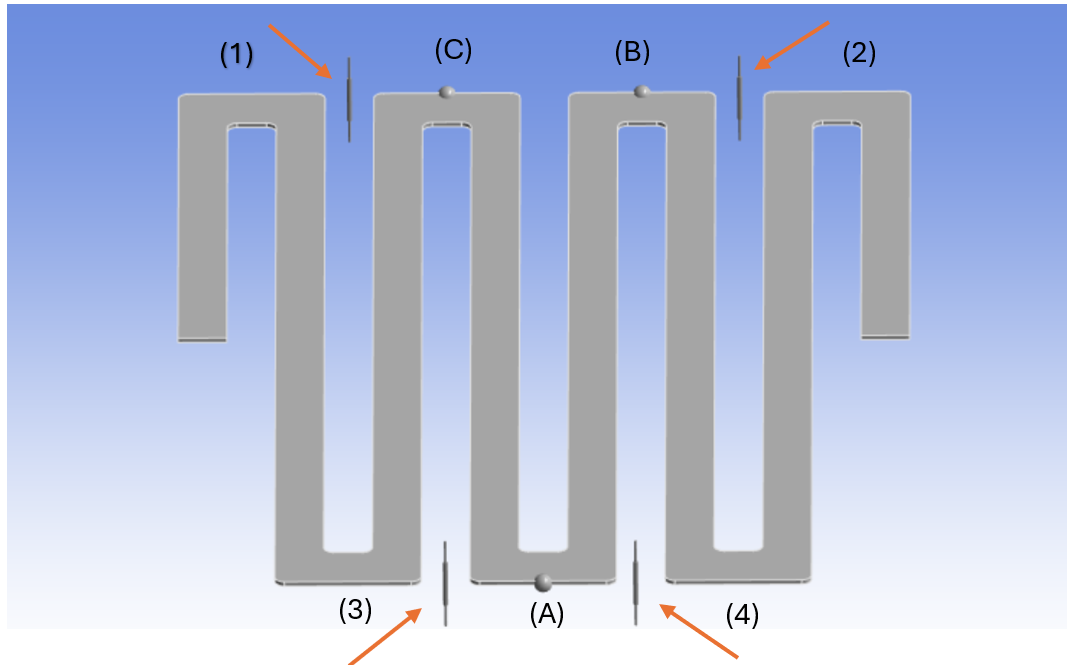
Σχήμα 3.33: Εφαρμογή των dampers

Από τις ρυθμίσεις της ανάλυσης Harmonic Response, όπως και προηγουμένως καθορίζουμε το επιθυμητό εύρος συχνοτήτων και επιλέγουμε σαν μέθοδο επίλυσης την πλήρη μέθοδο (Full Method). Επίσης, το Ansys δίνει την δυνατότητα να χρησιμοποιηθούν συχνότητες καθορισμένες από τον χρήστη. Ενεργοποιώντας την επιλογή 'User Defined Frequencies' όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.34, μπορούμε να ορίσουμε συγκεκριμένες συχνότητες με στόχο την αύξηση της ακρίβειας των αποτελεσμάτων της ανάλυσης.



Σχήμα 3.34: Ενεργοποιώντας την επιλογή 'User Defined Frequencies'

Για να υπολογιστεί η ισχύς που παράγεται πρέπει αρχικά να υπολογιστεί η σχετική ταχύτητα μεταξύ των ακρών. Από τον φάκελο 'Solution' επιλέγουμε 'Frequency Response' > 'Velocity' ώστε να υπολογίσουμε την ταχύτητα του κάθε άκρου κατά την ταλάντωση του σε ένα φάσμα συχνοτήτων. Από τις ρυθμίσεις επιλέγουμε τον άξονα και το face του άκρου. Επαναλαμβάνουμε την διαδικασία για όλα τα άκρα που φαίνονται στο Σχήμα 3.34.



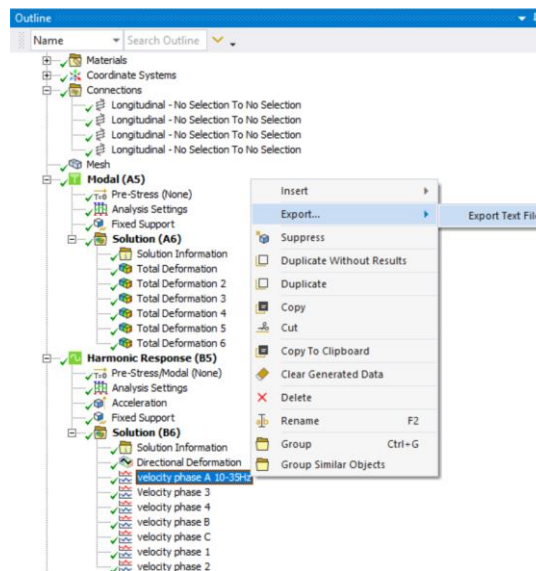
Σχήμα 3.34: Σημεία εφαρμογής των dampers και αρίθμηση των άκρων του ελατηρίου

Αφού υπολογίσουμε την ταχύτητα κάθε άκρου, η σχετική μεταξύ τους ταχύτητα θα υπολογιστεί με βοήθεια του Excel.

Αρχικά εξάγουμε από το Ansys τα αποτελέσματα (ταχύτητα κάθε άκρου) με αριστερό κλικ και 'Export' > 'Export Text File' (Σχήμα 3.35) και εισάγουμε το αρχείο αυτό στο Excel. Προκειμένου να υπολογιστεί η σχετική ταχύτητα μεταξύ ενός γειτονικού ζεύγους ακρών, υπολογίζουμε την διαφορά μεταξύ των δυο ταχυτήτων (πραγματικό και μιγαδικό μέρος) σε κάθε συχνότητα και στην συνέχεια με την βοήθεια του παρακάτω τύπου υπολογίζουμε το μετρό της σε κάθε συχνότητα :

$$v = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (18)$$

όπου, x είναι το πραγματικό μέρος και y το μιγαδικό.



Σχήμα 3.35: Εξαγωγή αποτελεσμάτων

Η ισχύς που παράγεται από την κίνηση των δυο ακρών υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση :

$$P = \frac{cv^2}{4} \quad (19)$$

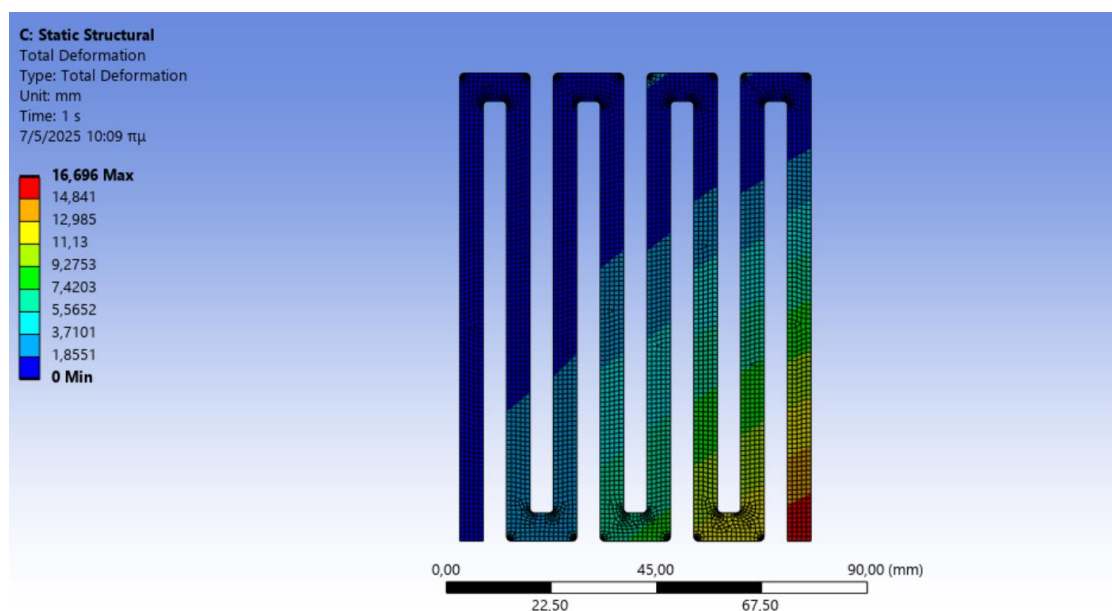
Τέλος, συνολική ισχύς προκύπτει από το άθροισμα όλων των επιμέρους ισχύων μεταξύ των ακρών.

4. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

4.1 Ανάλυση I

Πριν από κάθε επιμέρους ανάλυση, προηγήθηκε μια Static structural ανάλυση με σκοπό να διασφαλιστεί ότι το ελατήριο zigzag συμπεριφέρεται όπως αναμενόταν, βάσει των θεωρητικών του χαρακτηριστικών και των εφαρμοζόμενων φορτίσεων. Η προσέγγιση αυτή αποτέλεσε κρίσιμο βήμα για την αξιοπιστία των αποτελεσμάτων που παρουσιάζονται στη συνέχεια, καθώς επιβεβαιώθηκε ότι η αρχική γεωμετρία και οι μηχανικές ιδιότητες του μοντέλου ανταποκρίνονται σωστά υπό στατικά φορτία.

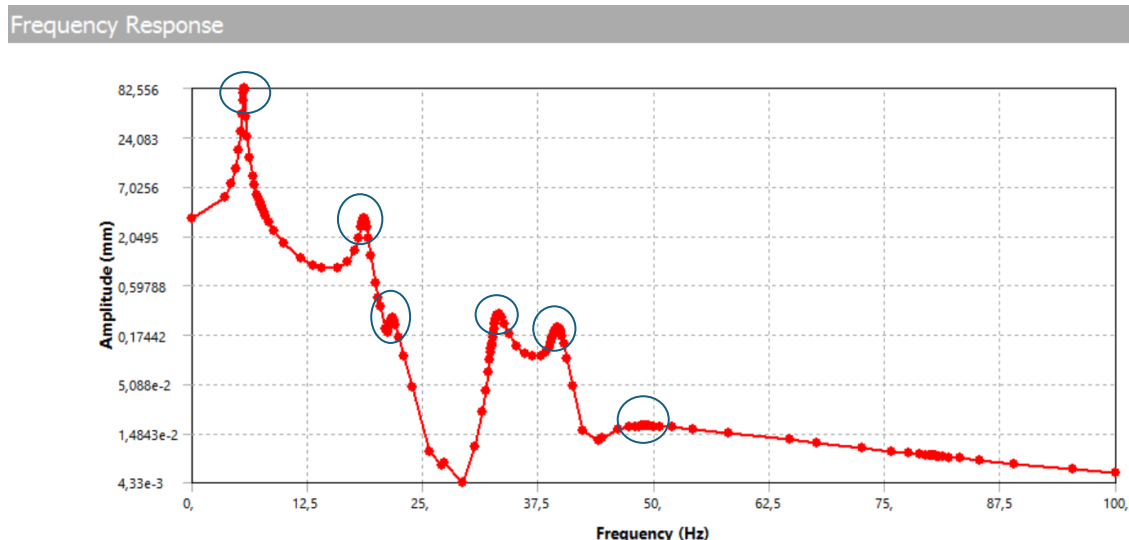
Αρχικά το πρώτο ελατήριο zigzag που σχεδιάστηκε, υποβλήθηκε σε Static structural ανάλυση, με ένα φορτίο να ασκείται στο ένα άκρο του και το άλλο να είναι πακτωμένο. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης φαίνονται στο Σχήμα 4.1 και με δεδομένο φορτίο, παρατηρείται μια αναμενόμενη εκτροπή του άκρου του.



Σχήμα 4.1: Παραμόρφωση του ελατηρίου υπό την επίδραση δύναμης

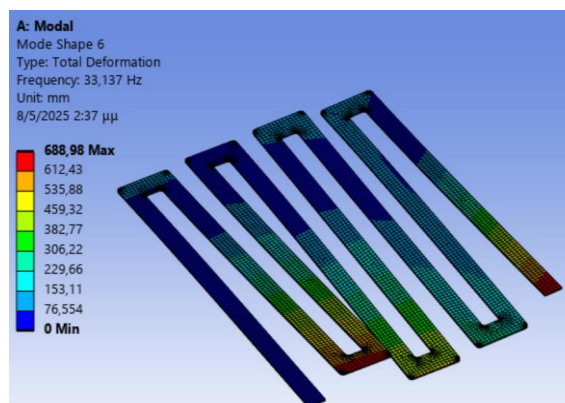
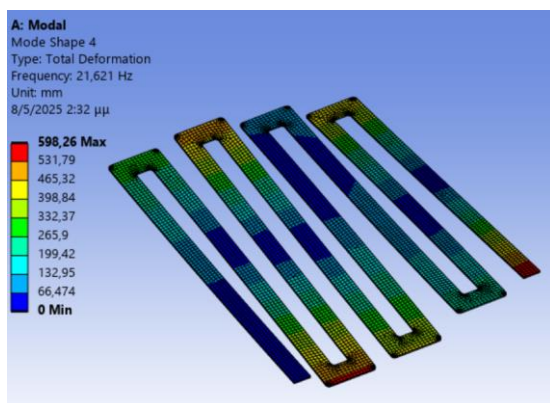
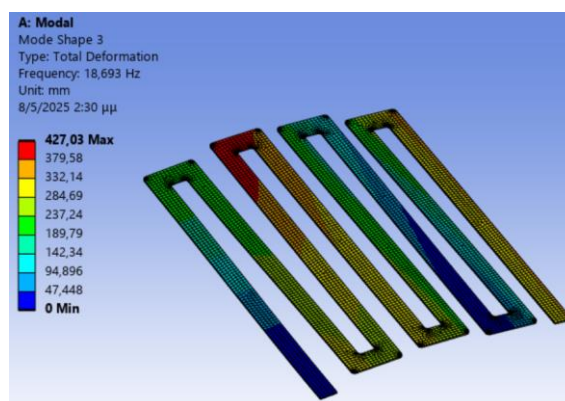
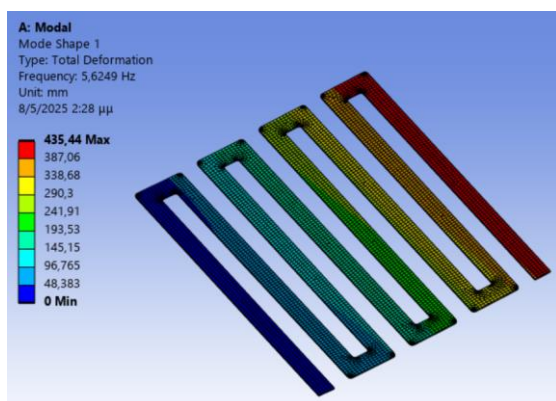
Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε η πρώτη Modal ανάλυση ώστε να βρεθούν οι ιδιοσυχνότητες και οι ιδιομορφές του ελατηρίου, με στόχο όμως την εύρεση ιδιομορφών όπου το ελατήριο παρουσιάζει μετατόπιση σε άξονα κάθετο σε αυτό. Επιπλέον είναι επιθυμητό κατά την ταλάντωση του ελατηρίου, να παρουσιάζεται μεγάλη παραμόρφωση ανάμεσα σε γειτονικά άκρα, ώστε να δημιουργείται σχετική κίνηση ανάμεσα τους. Με αυτό τον τρόπο θα αυξηθεί η παραγωγή ισχύος. Η ανάλυση Modal πραγματοποιήθηκε για ένα εύρος συχνοτήτων από 0-100 Hz που θεωρείται ιδανικό για την συγκομιδή ενέργειας από περιβαλλοντικές δονήσεις. Με το ένα άκρο του ελατηρίου πακτωμένο, μερικές από τις ιδιομορφές-ιδιοσυχνότητες που υπολογίστηκαν φαίνονται στο Σχήμα 4.2. Συγκεκριμένα, υπολογίστηκαν 10 ιδιοσυχνότητες (5.62, 7.51, 18.69, 21.62, 32.49, 33.13, 39.13, 39.82, 48.97 και 80.34 Hz) σε μερικές από τις οποίες όμως το ελατήριο παρουσιάζει μετατόπιση στον οριζόντιο άξονα.

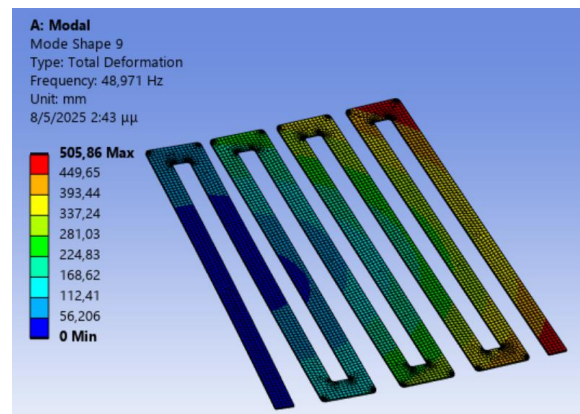
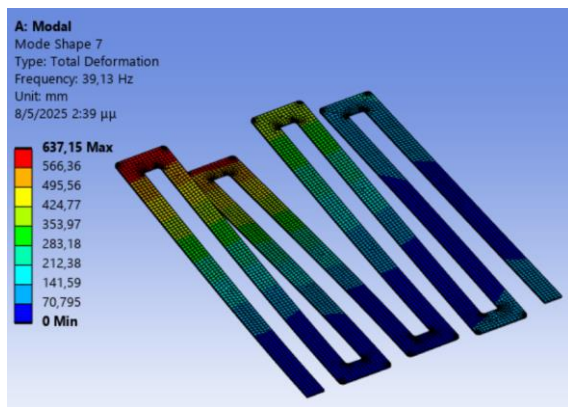
Αφού ολοκληρώθηκε η ανάλυση Modal, έπειτα πραγματοποιήθηκε η ανάλυση Harmonic Response ώστε να βρεθεί η απόκριση του ελατηρίου υπό ορισμένη συνθήκη φόρτισης. Το ένα άκρο του ελατηρίου παρέμεινε πακτωμένο ενώ στο ελεύθερο άκρο εφαρμόστηκε μια καθετή δύναμη 0.05 N. Η απόκριση του ελατηρίου (πλάτος ταλάντωσης-συχνότητα ταλάντωσης) φαίνεται στο Σχήμα 4.2.



Σχήμα 4.2: Απόκριση του ελατηρίου: διάγραμμα πλάτους-συχνότητας ταλάντωσης

Στο γράφημα του σχήματος 4.2 παρατηρούμε 6 κορυφές, κάθε μια από τις οποίες είναι αποτέλεσμα του συντονισμού της εκάστοτε ιδιοσυχνότητας του ελατηρίου με την συχνότητα διέγερσης. Στο Σχήμα 4.3 φαίνονται οι ιδιομορφές του ελατηρίου που υπολογίστηκαν με την ανάλυση Modal και αντιστοιχούν στις 6 κορυφές.



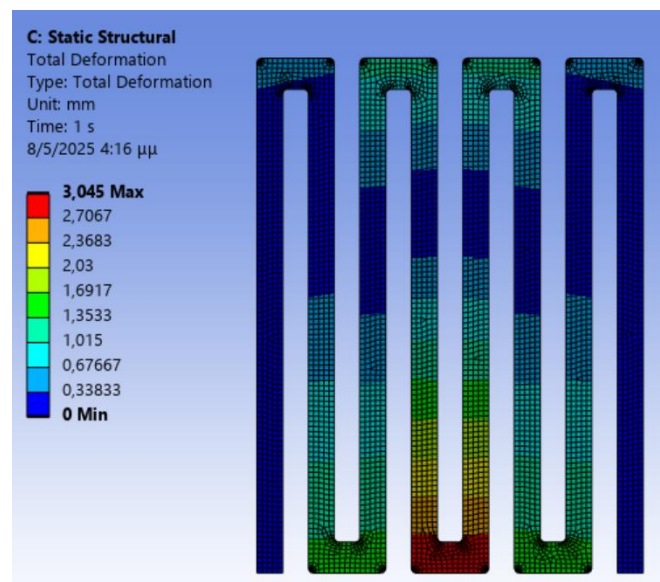


Σχήμα 4.3: Ιδιομορφές- ιδιοσυχνότητες του ελατηρίου

Τα αποτελέσματα από την πρώτη ανάλυση δεν ήταν αρκετά ικανοποιητικά καθώς πέρα από την μετατόπιση του ελατηρίου στον οριζόντιο άξονα σε ορισμένες συχνότητες όπως στα 48,971 Hz (Σχήμα 4.3: Mode shape 9), δεν παρατηρήθηκε μεγάλη σχετική παραμόρφωση ανάμεσα στα άκρα του στις υπόλοιπες συχνότητες.

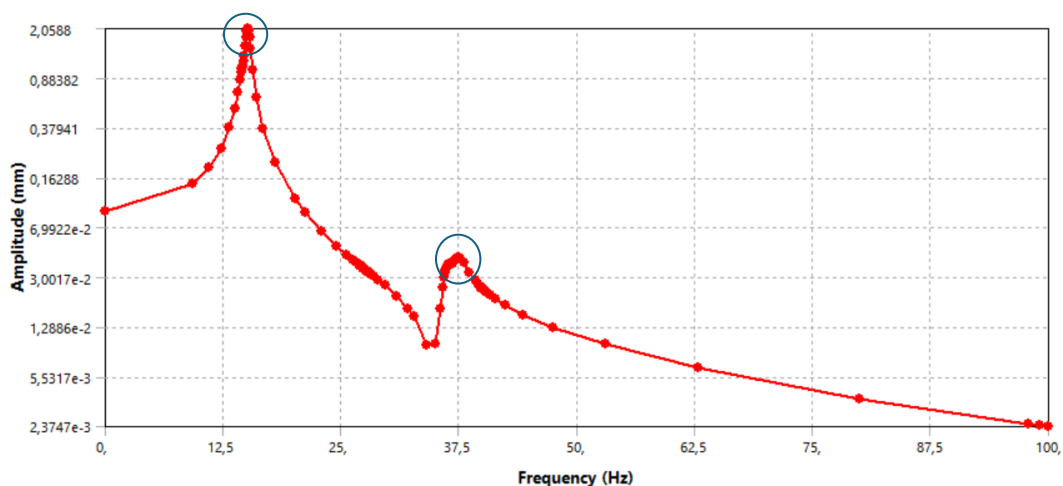
4.2 Ανάλυση II

Στην ανάλυση II εξετάστηκε μια διαφορετική διάταξη στην οποία τα άκρα του ελατηρίου ήταν και τα δυο πακτωμένα. Αρχικά προηγήθηκε μια Static Structural ανάλυση προκειμένου να επιβεβαιωθεί ότι το ελατήριο ανταποκρίνεται όπως αναμένεται. Αυτό επιβεβαιώνεται από τα αποτελέσματα που φαίνονται στο Σχήμα 4.4, όπου για δεδομένη δύναμη παρατηρείται αντίστοιχη παραμόρφωση.



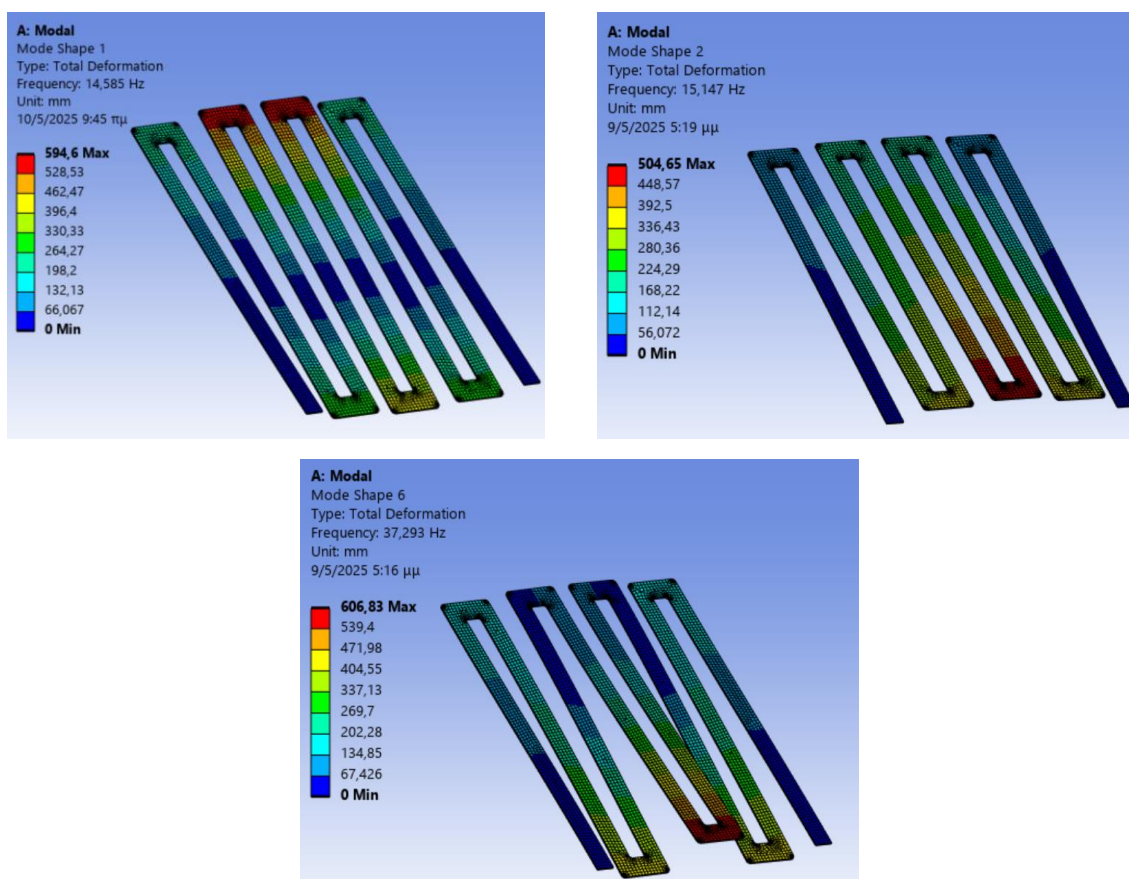
Σχήμα 4.4: Παραμόρφωση του ελατηρίου υπό την επίδραση δύναμης

Για τον προσδιορισμό των ιδιομορφών πραγματοποιήθηκε μια ανάλυση Modal, ενώ στην συνέχεια ακολούθησε μια ανάλυση Harmonic Response ώστε να βρεθεί η απόκριση του ελατηρίου υπό την επίδραση επιτάχυνσης. Η επιτάχυνση που δοκιμάστηκε έχει τιμή 0.1 g. Τα αποτελέσματα της Harmonic Response φαίνονται στο Σχήμα 4.5.



Σχήμα 4.5: Απόκριση του ελατηρίου: διάγραμμα πλάτους-συχνότητας ταλάντωσης

Είναι εμφανές από τα αποτελέσματα πως με πακτωμένα και τα δυο άκρα του ελατηρίου παρουσιάζονται δυο κορυφές στο γράφημα σε συχνότητες 15,14 Hz και 37,29 Hz, που αντιστοιχούν στις ιδιομορφές του σχήματος 4.6. Το μέγιστο πλάτος ταλάντωσης είναι 2,05 mm.



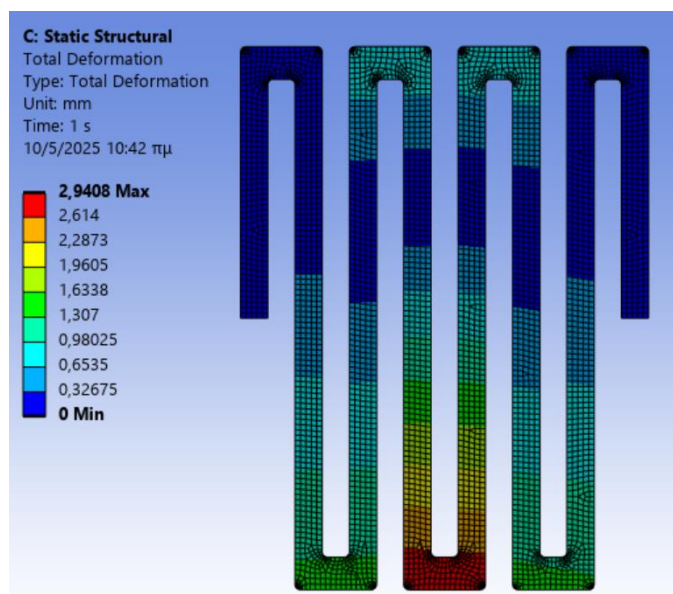
Σχήμα 4.5: Ιδιομορφές- ιδιοσυχνότητες του ελατηρίου

Παρατηρούμε ότι οι δυο πρώτες ιδιοσυχνότητες (14,58 Hz και 15,147 Hz) βρίσκονται πολύ κοντά η μια στην άλλη με αποτέλεσμα την μεγιστοποίηση του πλάτους ταλάντωσης σε αυτές τις συχνότητες (Σχήμα 4.5). Επιπλέον και οι τρεις ιδιομορφές που προέκυψαν από την

ανάλυση Modal παρουσιάζουν ενδιαφέρον, αφού ορισμένα από τα άκρα του ελατηρίου υφίστανται μεγάλη παραμόρφωση σε σχέση με τα γειτονικά τους.

4.3 Ανάλυση III

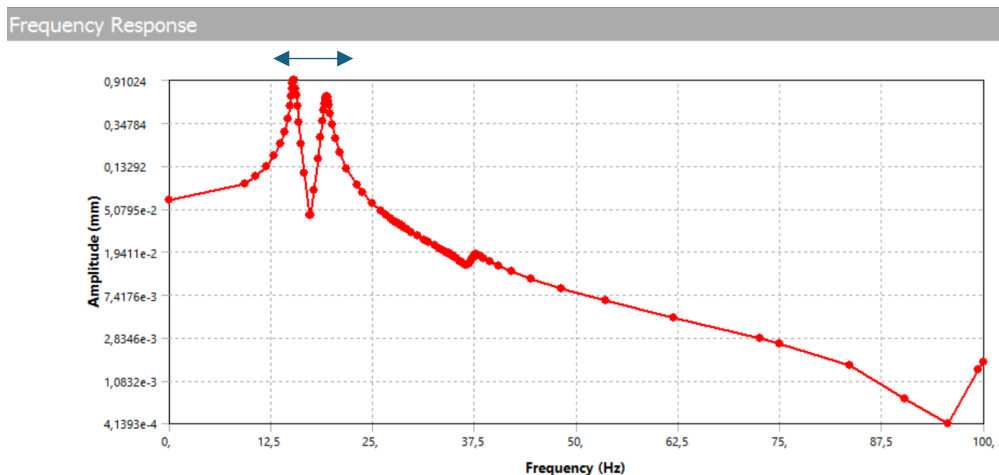
Στην ανάλυση III εξετάστηκε ένα ελατήριο zig zag με μικρότερο μήκος στα άκρα που τοποθετούνται οι πακτώσεις. Προηγήθηκε μια ανάλυση Static Structural, τα αποτελέσματα της οποίας φαίνονται στο Σχήμα 4.6.



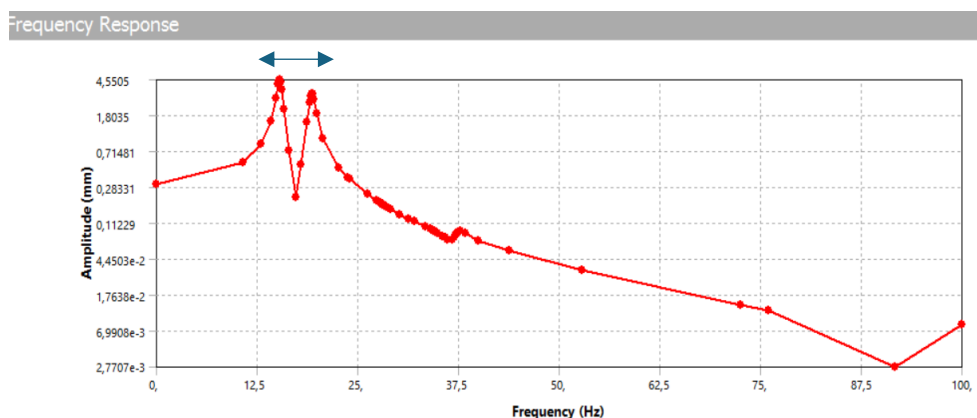
Σχήμα 4.6: Παραμόρφωση του ελατηρίου υπό την επίδραση δύναμης

Έπειτα πραγματοποιήθηκε η ανάλυση Modal και η ανάλυση Harmonic Response. Κατά την ανάλυση Harmonic Response εξετάστηκαν τρεις διαφορετικές τιμές επιτάχυνσης και τα αποτελέσματα φαίνονται στο Σχήμα 4.7.

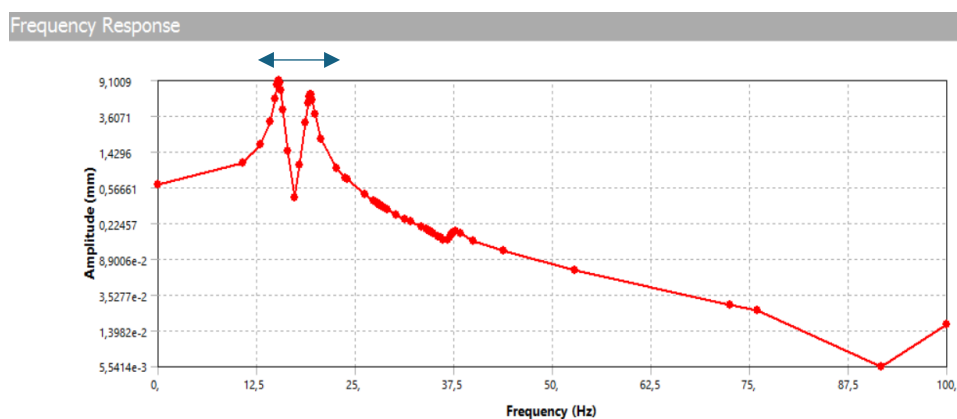
0.1 g



0.5 g

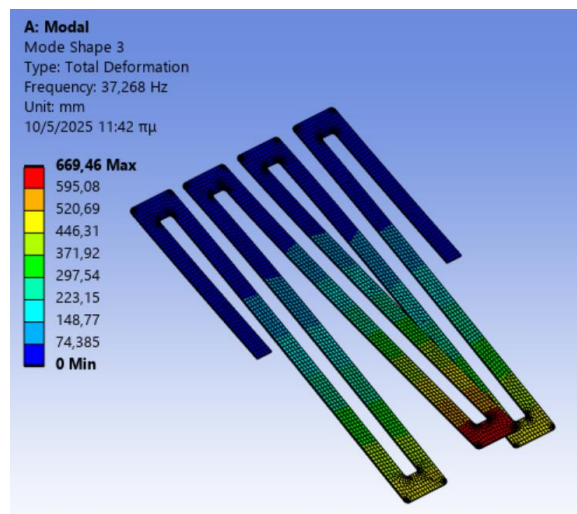
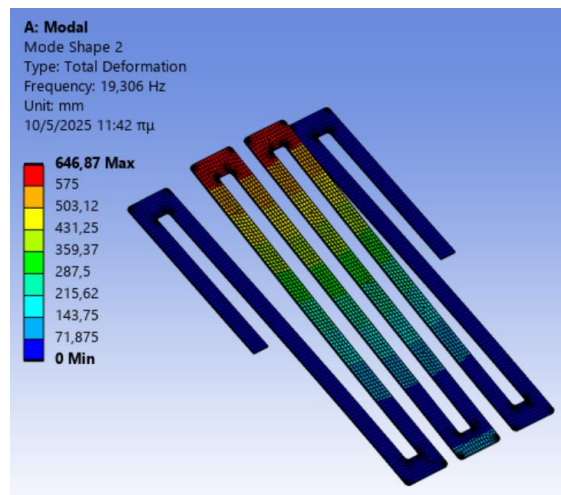
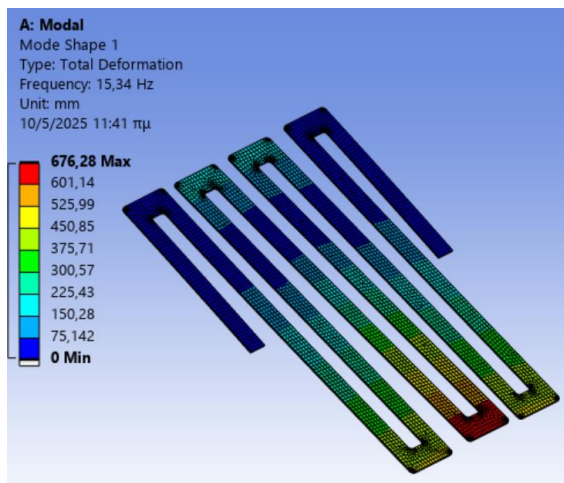


1 g



Σχήμα 4.7: Απόκριση ελατηρίου υπό διαφορετικές επιταχύνσεις διέγερσης.

Σε σύγκριση με την ανάλυση II που χρησιμοποιήθηκε το προηγούμενο ελατήριο, εδώ παρουσιάζονται τρεις κορυφές σε συχνότητες 15,33 Hz, 19,36 Hz και 37,26 Hz. Πιο συγκεκριμένα παρατηρείται μείωση του μέγιστου πλάτους ταλάντωσης κατά τον συντονισμό, όμως αυξάνεται το εύρος των συχνοτήτων που καλύπτονται (εικόνα 4.7). Οι ιδιομορφές των συχνοτήτων συντονισμού φαίνονται στο Σχήμα 4.8.

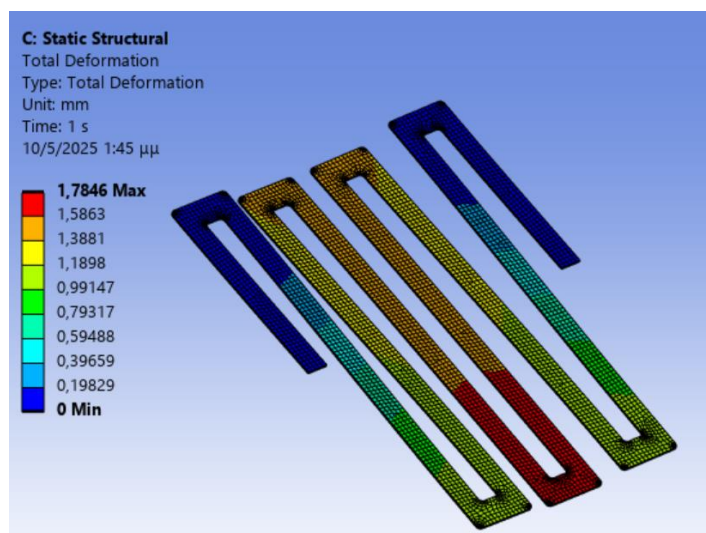


Σχήμα 4.8: Ιδιομορφές- ιδιοσυχνότητες του ελατηρίου

Οι δυο πρώτες ιδιομορφές του σχήματος 4.8 είναι παρόμοιες με αυτές της ανάλυσης II παρουσιάζοντας όμως μεγαλύτερη παραμόρφωση στα άκρα.

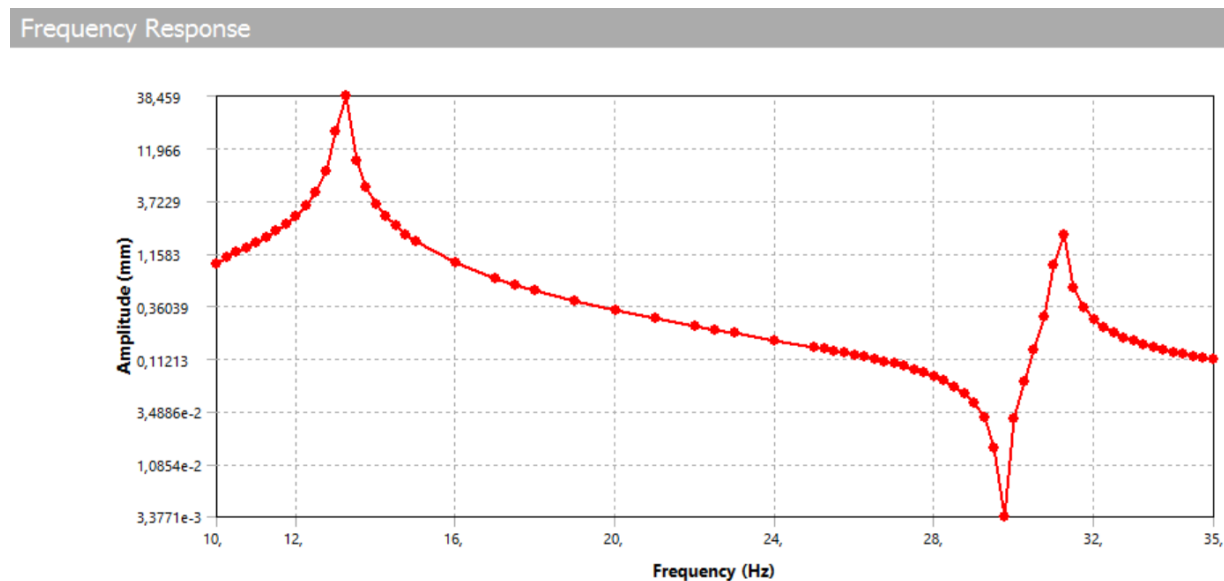
4.4 Ανάλυση IV

Στην ανάλυση IV τοποθετήθηκαν σημειακές μάζες στα τρία άκρα του ελατηρίου όπου παρουσιάζεται μέγιστη παραμόρφωση σύμφωνα με την ανάλυση Modal στην ανάλυση III. Με την προσθήκη αυτή, στόχος είναι η αύξηση της παραμόρφωσης στα σημεία αυτά και συνεπώς η αύξηση του πλάτους ταλάντωσης του ελατηρίου. Αρχικά όπως και στις προηγούμενες αναλύσεις πραγματοποιήθηκε μια static structural ανάλυση ώστε να διαπιστωθεί αν το ελατήριο μπορεί να υποστηρίξει τις σημειακές μάζες. Οι σημειακές μάζες είχαν μάζα 2 g η κάθε μια (Το ελατήριο χωρίς τις σημειακές μάζες έχει μάζα 14,56 g). Τα αποτελέσματα της ανάλυσης φαίνονται στο Σχήμα 4.9.



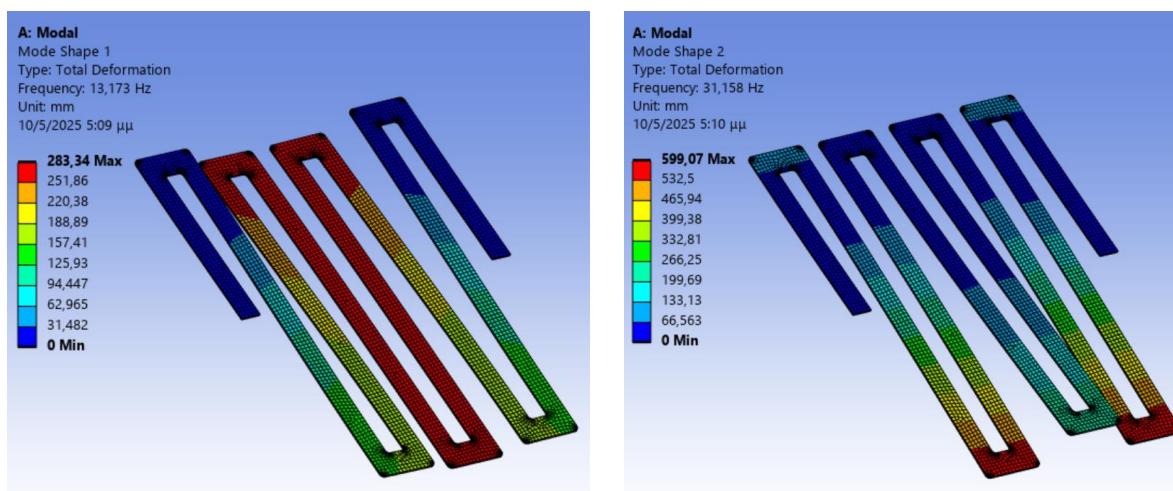
Σχήμα 4.9: Παραμόρφωση του ελατηρίου υπό την επίδραση βαρυτικής επιτάχυνσης

Έπειτα πραγματοποιήθηκε η ανάλυση Modal και η ανάλυση Harmonic Response. Η ανάλυση Harmonic Response έγινε για συχνότητα 10 έως 35 Hz (με ενδιάμεσο βήμα 0,5 Hz), με επιτάχυνση 0,5 g. Η απόκριση του ελατηρίου μετά την εφαρμογή των σημειακών μαζών, φαίνεται στο Σχήμα 4.10.



Σχήμα 4.10: Απόκριση του ελατηρίου: διάγραμμα πλάτους-συχνότητας ταλάντωσης

Από τα αποτελέσματα παρατηρείται μεγιστοποίηση του πλάτους ταλάντωσης σε συχνότητα 13,173 Hz ενώ στο διάγραμμα στο Σχήμα 4.10 εμφανίζεται άλλη μια κορυφή σε συχνότητα 31.25 Hz. Οι ιδιομορφές που αντιστοιχούν στις συχνότητες αυτές φαίνονται στο Σχήμα 4.11.

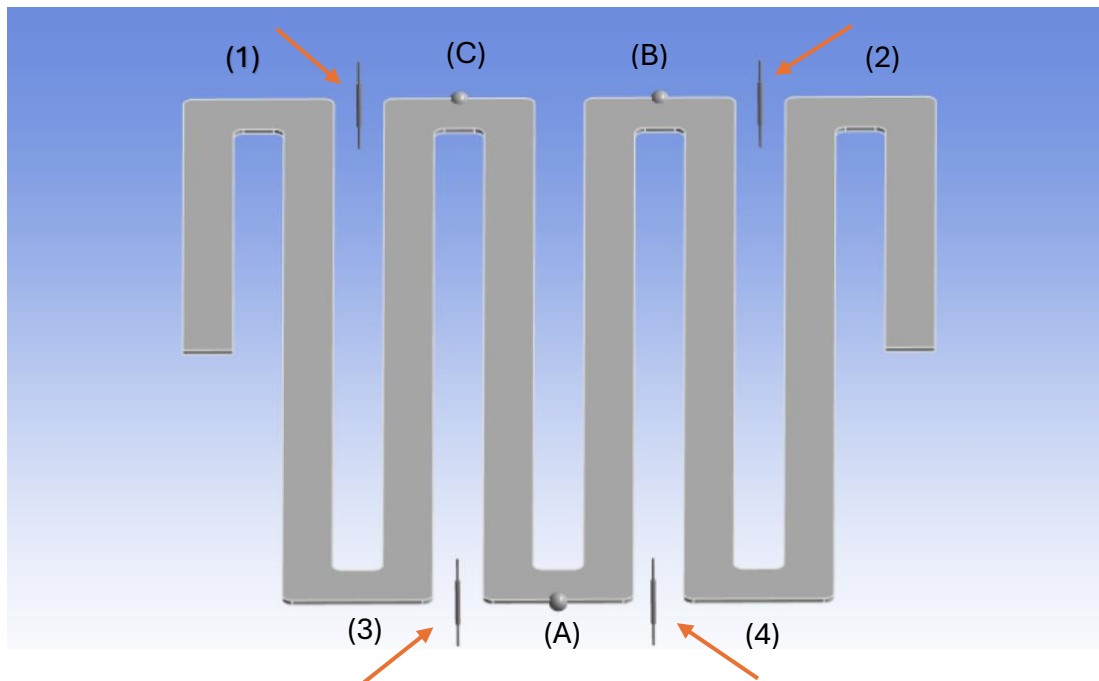


Σχήμα 4.11: Ιδιομορφές- ιδιοσυχνότητες του ελατηρίου

Με την προσθήκη των τριών σημειακών μαζών επιτεύχθηκε μεγάλη αύξηση της συνολικής παραμόρφωσης του ελατηρίου στα άκρα και συνεπώς αύξηση του μέγιστου πλάτους ταλάντωσης. Στην πρώτη ιδιομορφή (Σχήμα 4.11) παρατηρείται συγχώνευση των προηγούμενων δυο της ανάλυσης III στα 15,33 Hz και 19,36 Hz. Επιπλέον και οι δυο συντονισμοί της ανάλυσης IV συμβαίνουν σε χαμηλότερες συχνότητες από αυτές της ανάλυσης III.

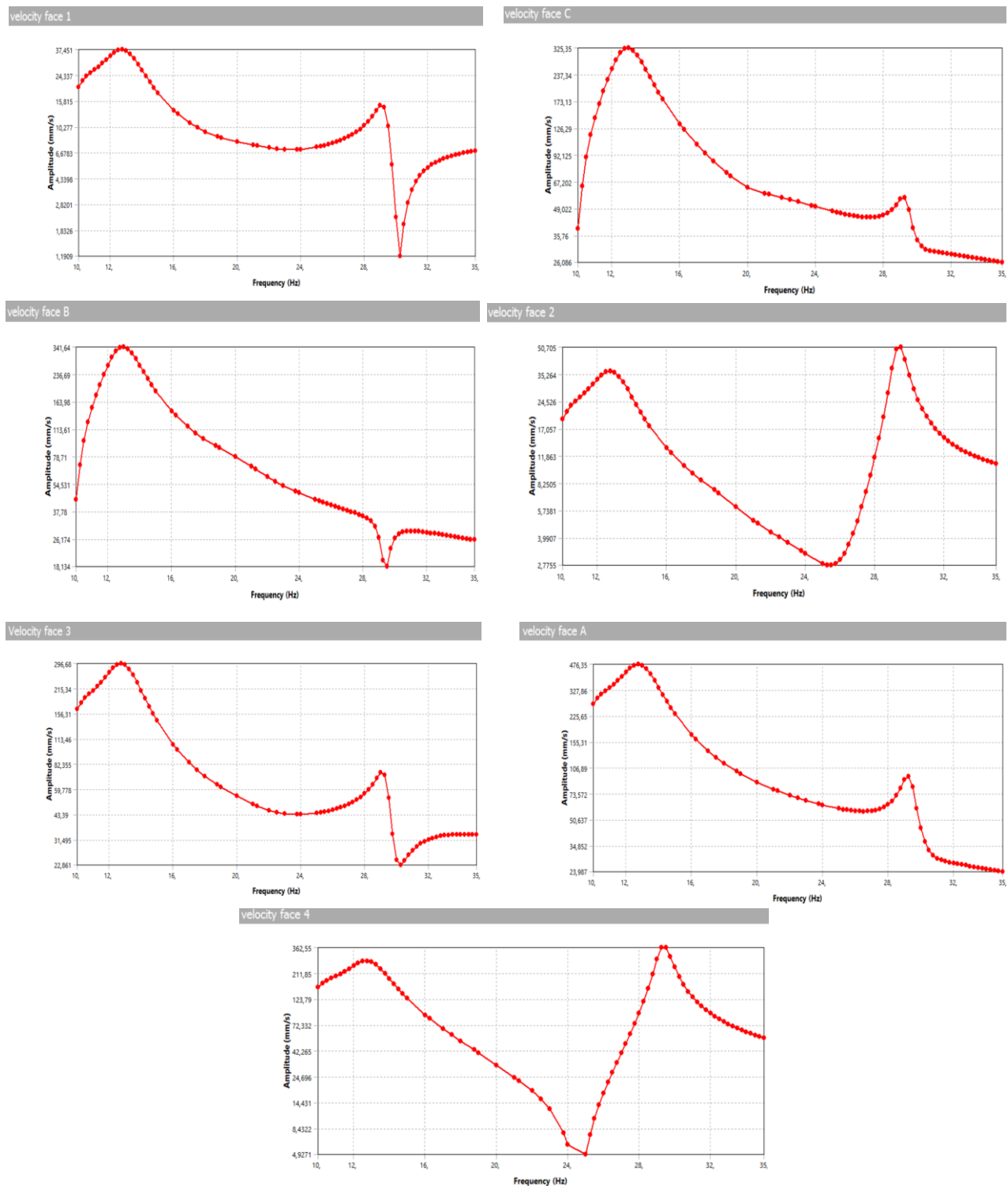
4.5 Ανάλυση V

Στην ανάλυση V εισάγουμε ανάμεσα στα άκρα του ελατηρίου, όπου παρουσιάζεται μεγάλη παραμόρφωση, τα ελατήρια που λειτουργούν σαν dampers (Σχήμα 4.12). Το κάθε ελατήριο-damper έχει συντελεστή απόσβεσης ίσο με 0,0001 Ns/mm.



Σχήμα 4.12: Σημεία εφαρμογής των dampers και αρίθμηση των άκρων του ελατηρίου

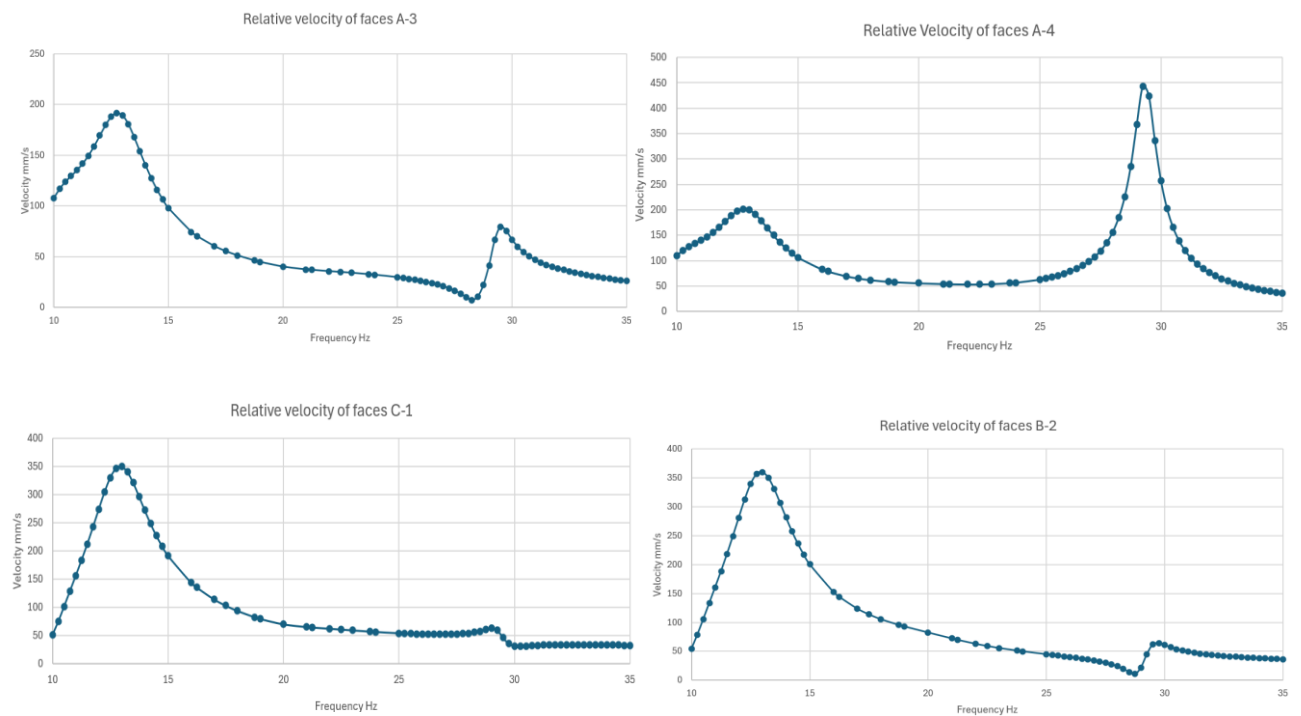
Αφού εφαρμόσαμε τους dampers υπολογίσαμε μέσω της ανάλυσης Harmonic Response με επιτάχυνση 0,5 g, την ταχύτητα (σε mm/s) κάθε άκρου (Σχήμα 4.12) σε συχνότητα 10-35 Hz με ενδιάμεσο βήμα 0,5 Hz. Οι ταχύτητες των άκρων 1, C, B, 2, 3, A και 4 φαίνονται στο Σχήμα 4.13.



Σχήμα 4.13: Διάγραμμα ταχύτητας - συχνότητας των άκρων του ελατηρίου

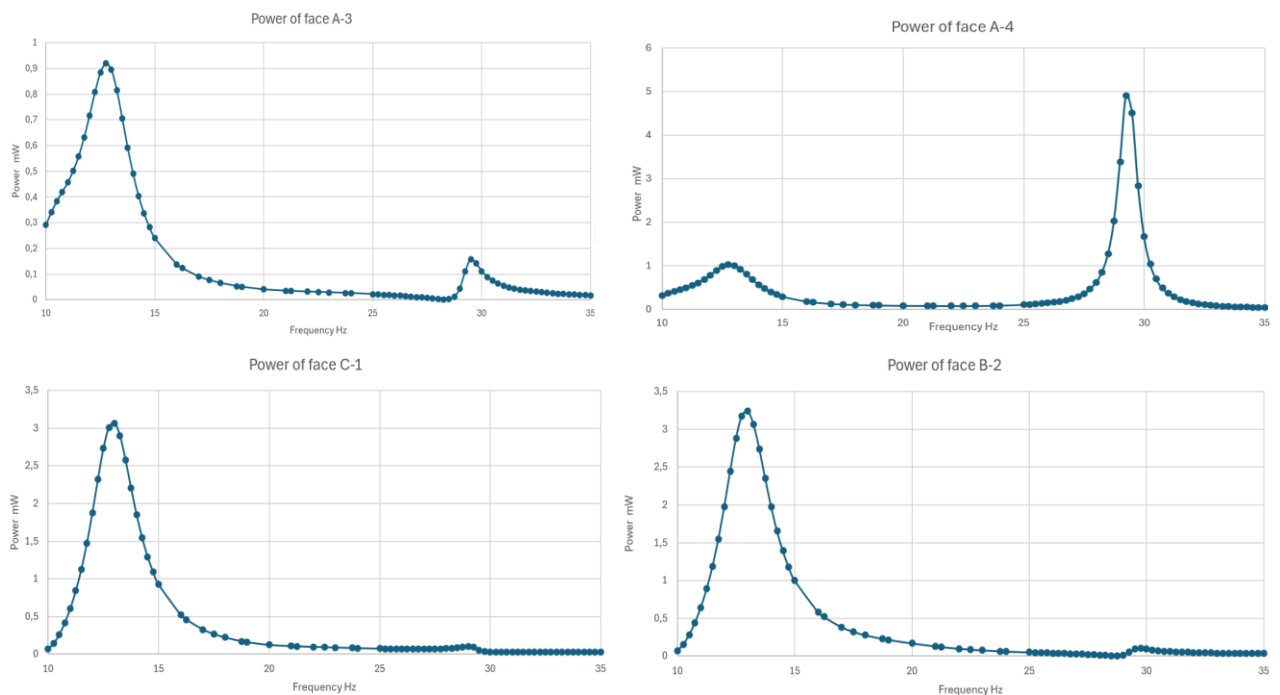
Όπως είναι αναμενόμενο μεγιστοποίηση της ταχύτητας συμβαίνει στις συχνότητες συντονισμού και στα άκρα που είναι τοποθετημένες οι σημειακές μάζες. Μεγαλύτερη ταχύτητα παρουσιάζει το άκρο A όπου η τιμή της φτάνει τα 476,35 mm/s σε συχνότητα 12,75 Hz.

Στη συνέχεια της ανάλυσης V, υπολογίστηκε στο Excel η σχετική ταχύτητα μεταξύ των άκρων A-3, A-4, C-1 και B-2 (Σχήμα 4.14)



Σχήμα 4.14: Διαγράμματα της σχετικής ταχύτητας των άκρων του ελατηρίου

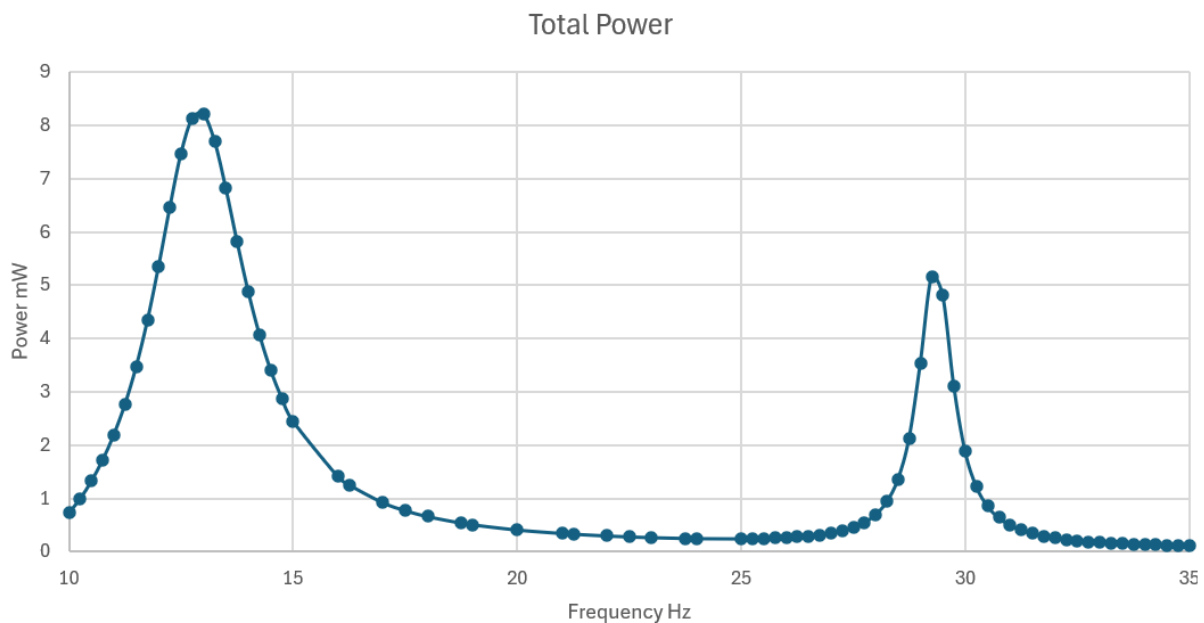
Μετά τον προσδιορισμό των σχετικών ταχυτήτων που αναπτύσσονται μεταξύ των ακρών του ελατηρίου, υπολογίστηκε η ισχύς που παράγεται. Πιο συγκεκριμένα στο Σχήμα 4.15 φαίνεται ισχύς που παράγεται κατά την σχετική κίνηση κάθε άκρου.



Σχήμα 4.15: Ισχύς κάθε ζεύγους άκρων

Όπως αναμένεται μεγαλύτερη παραγωγή ισχύος εμφανίζεται στις συχνότητες συντονισμού.

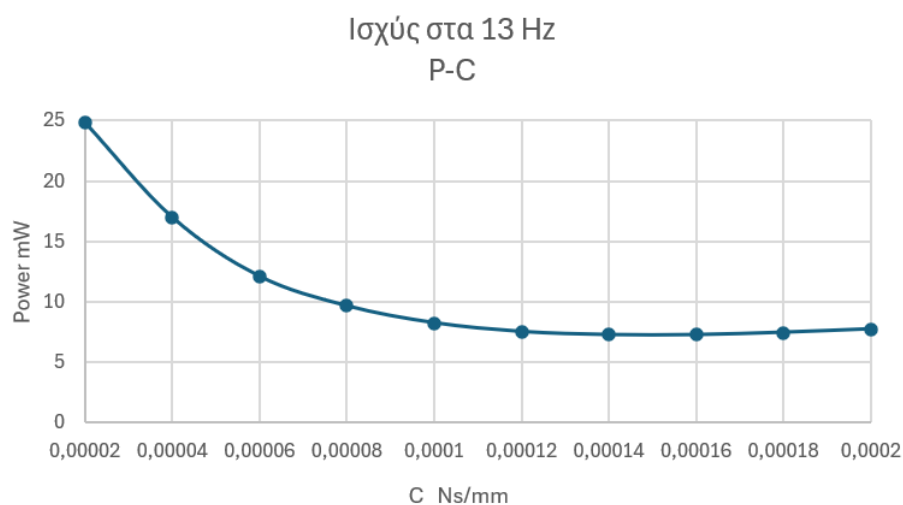
Τέλος, αθροίζοντας όλες τις επιμέρους ισχύς, υπολογίστηκε η συνολική ισχύς (Σχήμα 4.16) που παράγει το ελατήριο κατά την διέγερση του σε συχνότητες από 10 έως 35 Hz.

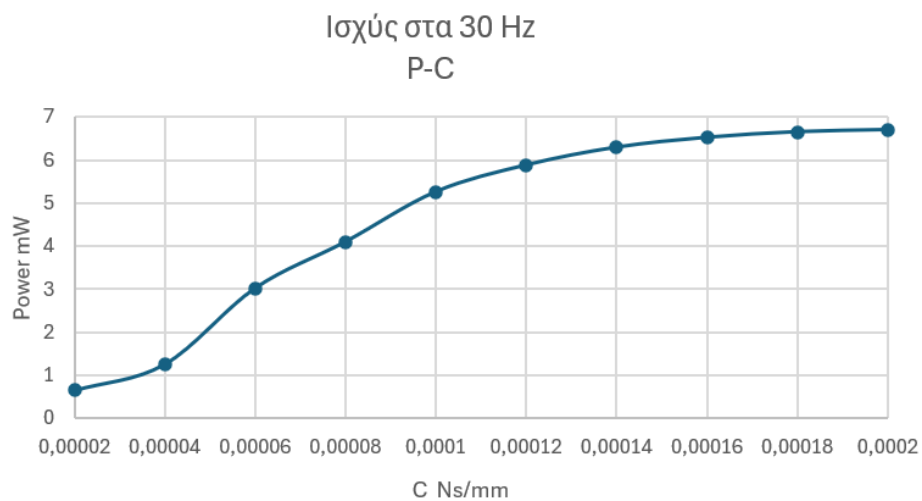


Σχήμα 4.16: Συνολική ισχύς

Από τη μελέτη της παραγόμενης ισχύος σε συνάρτηση με τη συχνότητα (Σχήμα 4.16), παρατηρείται ότι η μέγιστη απόδοση του συστήματος επιτυγχάνεται σε δυο περιοχές, γύρω από τα 13 Hz και 30 Hz. Οι κορυφές αυτές αντιστοιχούν σε καταστάσεις συντονισμού, όπου η ταλάντωση του ελατηρίου οδηγεί σε σημαντικά αυξημένη παραγωγή ενέργειας. Πιο συγκεκριμένα, σε συχνότητα 13 Hz παράχθηκε μέγιστη ισχύς 8,2 mW, ενώ σε συχνότητα 29,75 Hz παράχθηκε ισχύς 3,1 mW. Μεταξύ των δύο κορυφών (17–27 Hz), η παραγόμενη ισχύς μειώνεται αισθητά (<1 mW), γεγονός που υποδεικνύει περιορισμένη αποτελεσματικότητα του συστήματος εκτός περιοχής συντονισμού.

Σαν συνέχεια της ανάλυσης V εξετάστηκαν διάφορες τιμές του συντελεστή απόσβεσης των dampers, από 0,00002 Ns/mm έως 0,0002 Ns/mm με βήμα 0,00002. Για κάθε τιμή του συντελεστή απόσβεσης υπολογίστηκε η ισχύς που παράγεται στις δυο ιδιοσυχνότητες του ελατηρίου στα 13 Hz και στα 30 Hz. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης αυτής φαίνονται στα διαγράμματα του σχήματος 4.17.





Σχήμα 4.17: Διαγράμματα ισχύος - συντελεστή απόσβεσης

Από τα διαγράμματα του σχήματος 4.17 παρατηρούμε ότι στην πρώτη ιδιοσυχνότητα στα 13 Hz καθώς αυξάνεται η τιμή του συντελεστή απόσβεσης μειώνεται η ισχύς, ενώ το αντίθετο συμβαίνει στη δεύτερη ιδιοσυχνότητα στα 30 Hz.

5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα εργασία μελετήθηκε η δυνατότητα αξιοποίησης ενός ελατηρίου τύπου zig zag ως σύστημα συλλογής ενέργειας από μηχανικές ταλαντώσεις, με σκοπό την τροφοδοσία μικροηλεκτρομηχανικών συσκευών (MEMS). Από την ανάλυση της παραγόμενης ισχύος σε συνάρτηση με τη συχνότητα διέγερσης, διαπιστώθηκε ότι το σύστημα παρουσιάζει δύο κύριες περιοχές συντονισμού, γύρω από τις συχνότητες των 13 Hz και 30 Hz, όπου παρατηρείται σημαντική αύξηση της παραγόμενης ισχύος, με μέγιστες τιμές 8,2 mW στα 13 Hz και 3,1 mW στα 29,75 Hz.

Τα αποτελέσματα των αναλύσεων δείχνουν ότι το ελατήριο που μελετήθηκε είναι ικανό να αποδίδει ικανοποιητική ποσότητα ενέργειας, ικανή να καλύψει τις ανάγκες λειτουργίας συσκευών MEMS χαμηλής κατανάλωσης. Αξίζει να σημειωθεί ότι η συγκομιδή ενέργειας από μηχανικές δονήσεις πραγματοποιείται κατά κύριο λόγο σε χαμηλές συχνότητες, συνήθως κάτω από τα 100 Hz, όπου εντοπίζονται οι περισσότερες περιβαλλοντικές ταλαντώσεις σε εφαρμογές πραγματικού κόσμου. Το γεγονός ότι το υπό μελέτη σύστημα εμφανίζει μέγιστη απόδοση εντός αυτού του φάσματος το καθιστά ιδιαίτερα αποδοτικό και κατάλληλο για χρήση σε πρακτικές εφαρμογές ενεργειακής αυτονομίας.

Τέλος, επισημαίνεται ότι υπάρχει περιθώριο περαιτέρω βελτιστοποίησης του συστήματος, κυρίως μέσω της τροποποίησης της γεωμετρίας του ελατηρίου ή της προσαρμογής της σκληρότητάς του, με στόχο τη διεύρυνση του φάσματος της συχνότητας όπου επιτυγχάνεται ικανοποιητική ενεργειακή συγκομιδή. Μια τέτοια προσέγγιση θα μπορούσε να ενισχύσει την ευελιξία και την πρακτική εφαρμογή του συστήματος σε πραγματικά περιβάλλοντα με μεταβαλλόμενες συνθήκες διέγερσης.

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. T. I. Zohdi, Electromagnetic Properties of Multiphase Dielectrics. Vol. 64, (Springer, Berlin, 2012).
2. Anwesa Mohanty*, Suraj Parida, Rabindra Kumar Behera and Tarapada Roy, Vibration energy harvesting: A review
3. Kraus, J.D. Electromagnetics, 4th ed.; McGraw-Hill, Inc.: Highstown, NJ, USA, 1992; pp. 420–427.
4. Awaja, N.; Sood, D.; Vinay, T. Design and analyses of electromagnetic microgenerator. *Sens. Transducers* **2009**, 103, 109.
5. Muscat, A.; Bhattacharya, S.; Zhu, Y. Electromagnetic Vibrational Energy Harvesters: A Review. *Sensors* **2022**, 22, 5555.
6. Wang, P.; Tanaka, K.; Sugiyama, S.; Dai, X.; Zhao, X.; Liu, J. A micro electromagnetic low level vibration energy harvester based on MEMS technology. *Microsyst. Technol.* **2009**, 15, 941–951.
7. Pancharoen, K.; Zhu, D.; Beeby, S.P. Design Optimization of a Magnetically Levitated Electromagnetic Vibration Energy Harvester for Body Motion. *J. Phys. Conf. Ser.* **2016**, 773, 012056.
8. Liu, X.; Qiu, J.; Chen, H.; Xu, X.; Wen, Y.; Li, P. Design and Optimization of an Electromagnetic Vibration Energy Harvester Using Dual Halbach Arrays. *IEEE Trans. Magn.* **2015**, 51, 1–4.
9. Khan, F.; Sassani, F.; Stoeber, B. Nonlinear behaviour of membrane type electromagnetic energy harvester under harmonic and random vibrations. *Microsyst. Technol.* **2013**, 20, 1323–1335.
10. Palagummi, S.; Yuan, F.G. An optimal design of a mono-stable vertical diamagnetic levitation based electromagnetic vibration energy harvester. *J. Sound Vib.* **2015**, 342, 330–345.
11. Andrew Muscat , Soham Bhattacharya and Yong Zhu , Electromagnetic Vibrational Energy Harvesters: A Review, *Sensors* **2022**, 22, 5555.
12. Qiu, J.; Wen, Y.; Li, P.; Liu, X.; Chen, H.; Yang, J. A resonant electromagnetic vibration energy harvester for intelligent wireless sensor systems. *J. Appl. Phys.* **2015**, 117, 17B509.
13. J Lueke, M Rezaei and W A Moussa, Investigation of folded spring structures for vibration-based piezoelectric energy harvesting, J Lueke et al 2014 *J. Micromech. Microeng.* 24 125011
14. A piezoelectric vibration based generator for wireless electronics, S Roundy and P K Wright 2004 *Smart Mater. Struct.* 13 1131
15. Sang-Gook Kim , Shashank Priya , and Isaku Kanno, Piezoelectric MEMS for energy harvesting. DOI: 10.1557/mrs.2012.275
16. Anwesa Mohanty, Suraj Parida, Rabindra Kumar Behera and Tarapada Roy, Vibration energy harvesting: A review. Vol. 9, No. 4 (2019) 1930001 (17 pages)
17. Greeshma, M.G., Prabha Rajeev, S., 2022. Optimising proof mass for cantilever based piezoelectric energy harvester. *Mater. Today Proc.* <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.12.179>.
18. Satyanarayana, T., Nikhitha, Y., Neeraj Kumar, C., et al., 2023. Optimization of bimorph cantilever based piezoelectric energy harvester for high efficiency. *Mater. Today Proc.* <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.07.054>.

19. Li, S., Crovetto, A., Peng, Z., et al., 2016. Bi-resonant structure with piezoelectric PVDF films for energy harvesting from random vibration sources at low frequency. *Sens. Actuators A Phys.* 247, 547–554. <https://doi.org/10.1016/j.sna.2016.06.033>.
20. Alhumaid, S., Hess, D., Guldiken, R., 2022. A noncontact magneto–piezo harvester-based vehicle regenerative suspension system: an experimental study. *Energies*. <https://doi.org/10.3390/en15124476>.
21. S. Boisseau, G. Despesse and B. Ahmed Seddik. Electrostatic Conversion for Vibration Energy Harvesting. ResearchGate.
22. Zhang, Y., Wang, T., Luo, A., et al., 2018. Micro electrostatic energy harvester with both broad bandwidth and high normalized power density. *Appl. Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.053>.
23. Honma, H., Mitsuya, H., Hashiguchi, G., et al., 2022. Power generation demonstration of electrostatic vibrational energy harvester with comb electrodes and suspensions located in upper and lower decks. *Sens. Mater.* <https://doi.org/10.18494/SAM3785>.
24. Yamane, D., Tamura, K., Nota, K., et al., 2022. Contactless electrostatic vibration energy harvesting using electric double layer electrets. *Sens. Mater.* <https://doi.org/10.18494/SAM3945>.
25. Mohammad Farhan , Asan G.A. Muthalif , Mohamed Sultan Mohamed Ali. Innovative approaches to optimize vibration energy harvesting (VEH): A comprehensive review
26. Gao, X., Cui, J., Zheng, Y., et al., 2023. An electromagnetic-piezoelectric hybrid harvester based on magnetic circuit switch for vibration energy harvesting. *IEEE Access*.
27. Han, B., Zhang, S., Liu, J., Jiang, Y., 2022. Design and development of a 2×2 array piezoelectric–electromagnetic hybrid energy harvester. *Micromachines*.
28. Feng, Y., Zhou, Z., Luo, H., et al., 2023a. Frequency-tunable resonant hybrid vibration energy harvester using a piezoelectric cantilever with electret-based electrostatic coupling. *IET Nanodielectrics*.
29. Wu, Z., Cao, Z., Ding, R., et al., 2021. An electrostatic-electromagnetic hybrid generator with largely enhanced energy conversion efficiency. *Nano Energy*.
30. Rahman, M.S., Chakravarty, U.K., 2020. Design and analysis of a hybrid solar and vibration energy harvester. *Energy Harvest Syst*.
31. Karami, Inman. Vibration Analysis of the Zigzag Micro-Structure for Energy Harvesting. *Proc. of SPIE Vol. 7288*, 728809. doi: 10.1117/12.815476.
32. Haizhao Feng , Ling Bu , Zhangshanhao Li, Sixing Xu, Bingmeng Hu , Minghao Xu, Siyao Jiang and Xiaohong Wang. Multimodal MEMS vibration energy harvester with cascaded flexible and silicon beams for ultralow frequency response. <https://doi.org/10.1038/s41378-023-00500-8>
33. Muhammad Mubasher Saleem, Adnan Murtaza Danish, Javed Iqbal, Shafaat Ahmed Bazaz. Wide bandwidth 2-DoF electromagnetic MEMS energy harvester for low g applications. *Microsyst Technol* (2017) 23:5477–5489, DOI 10.1007/s00542-017-3449-y
34. Huicong Liu , Tao Chen, Lining Sun and Chengkuo Lee. An Electromagnetic MEMS Energy Harvester Array with Multiple Vibration Modes. *Micromachines* **2015**, 6, 984–992; doi:10.3390/mi6080984
35. Daniel J. Apo, Mohan Sanghadasa and Shashank Priya. Low Frequency Arc-Based MEMS Structures for Vibration Energy Harvesting. DOI: 10.1109/NEMS.2013.6559805

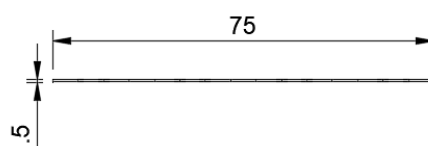
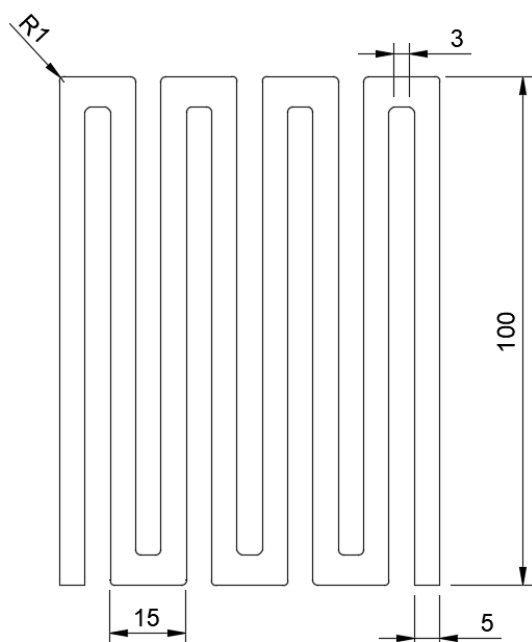
36. Ansys. Mechanical User's Guide.

https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v242/en/wb_sim/ds_Home.html

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

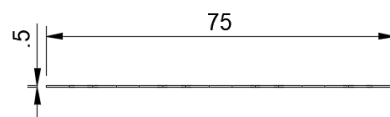
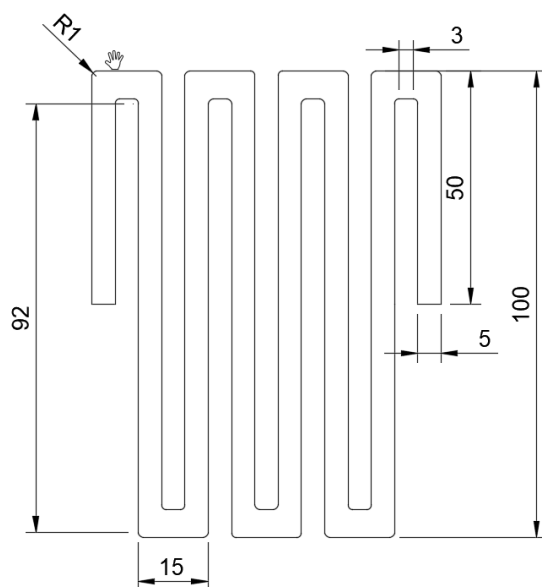
Μηχανολογικά σχέδια

Ελατήριο A :



Διαστάσεις σε mm.

Ελατήριο B :



Διαστάσεις σε mm.

