



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ ΚΑΙ ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ
ΕΛΕΓΧΟΥ

«ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΟΝΩΣΗΣ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ ΜΕ ΤΗ
ΧΡΗΣΗ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ ΑΡΝΗΤΙΚΗΣ ΣΤΑΘΕΡΑΣ ΕΛΑΣΤΙΚΟΤΗΤΑΣ»

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΤΡΑΝΑΚΙΔΗΣ ΠΑΥΛΟΣ

Αθήνα , Οκτώβριος 2015

Υπεύθυνος καθηγητής: Ιωάννης Αντωνιάδης, Καθηγητής Ε.Μ.Π

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1.	ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ.....	2
2.	ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	3
3.	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	3
3.1.	ΠΡΟΤΕΙΝΟΜΕΝΟ ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ.....	5
3.2.	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΓΡΑΜΜΙΚΟΥ ΤΑΛΑΝΤΩΤΗ.....	8
4.	ΔΙΣΚΟΕΙΔΗ ΕΛΑΤΗΡΙΑ.....	12
4.1.	ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΔΥΝΑΜΗΣ ΚΑΙ ΑΚΑΜΨΙΑΣ ΓΙΑ ΔΙΣΚΟΕΙΔΗ ΕΛΑΤΗΡΙΑ ...	13
4.2.	ΔΙΣΚΟΕΙΔΗ ΕΛΑΤΗΡΙΑ ΣΕ ΣΕΙΡΑ.....	15
5.	ΜΗ ΓΡΑΜΜΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ BELLEVILLE.....	16
5.1.	ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΑΣΕΩΝ.....	20
6.	ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ.....	21
7.	ΤΕΛΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....	23
7.1.	ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ BELLEVILLE.....	23
7.2.	ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΥ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ.....	25
7.3.	ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΟΥ ΔΙΣΚΟΕΙΔΟΥΣ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ.....	25
7.4.	ΣΧΕΔΙΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ.....	25
8.	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	27

1. ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα ήθελα καταρχάς να ευχαριστήσω όλους όσους συνέβαλαν με οποιονδήποτε τρόπο στην επιτυχή εκπόνηση αυτής της διπλωματικής εργασίας. Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον καθηγητή μου και επιβλέποντα της παρούσας διπλωματικής εργασίας κ. Ιωάννη Αντωνιάδη, για τις γνώσεις που μου παρείχε, καθώς επίσης και για την υπομονή που επέδειξε, προσφέροντάς μου την απαραίτητη καθοδήγηση για την αντιμετώπιση των όποιων δυσκολιών.

Στη συνέχεια θα ήθελα να ευχαριστήσω τους καθηγητές της σχολής Μηχανολογών Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου που με καθοδήγησαν τα τελευταία πέντε χρόνια στο πολύ ενδιαφέρον και ευρύ αντικείμενο της μηχανολογίας και χωρίς τη συμβολή των οποίων θα ήταν αδύνατη η εκπόνηση αυτής της εργασίας.

Σε αυτό το σημείο θα ήθελα να αναφέρω τους ανθρώπους που πορευτήκαμε μαζί αυτά τα πέντε χρόνια, ανθρώπους που ήξερα αλλά και γνώρισα, ανθρώπους που υπήρξαν σημαντικοί πόλοι στη ζωή μου, ανθρώπους με τους οποίους μοιραστήκαμε πολλές όμορφες στιγμές, εμπειρίες, σκέψεις και συναισθήματα, ανθρώπους που με στήριξαν σε δύσκολες καταστάσεις, φίλους που ήταν και ελπίζω να είναι και στο μέλλον δίπλα μου.

Βέβαια το μεγαλύτερο ευχαριστώ το οφείλω στην οικογένεια μου, της οποίας η πίστη στις δυνατότητες μου αποτέλεσε αρωγός σε όλους τους στόχους και τα όνειρα μου.

Σας ευχαριστώ όλους

Παύλος

2. ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι ο σχεδιασμός ενός μη γραμμικού ταλαντωτή με χρήση αρνητικών ελατηρίων ο οποίος θα λειτουργεί ως αντικραδασμικό σύστημα κάτω από καρέκλα αυτοκινήτου. Ο όρος «αρνητικό ελατήριο» ή «αντι-ελατήριο» αναφέρεται σε στοιχεία ελαστικότητας των οποίων η παραμόρφωση βρίσκεται αντίθετα από την κατεύθυνση της εξασκούμενης δύναμης και όχι στην ίδια όπως συμβαίνει στα συμβατικά ελατήρια. Ελατήρια αυτής της μορφής χρησιμοποιούνται για τη μόνωση ιδιαίτερα χαμηλόσυχνων ταλαντώσεων. Το μοντέλο αυτό εμφανίζει ιδιότητες απόσβεσης χωρίς τη χρήση κάποιου αποσβεστήρα και λόγο απόσβεσης μεγαλύτερο από αυτό που παρουσιάζει ο αντίστοιχος γραμμικός ταλαντωτής, αν σχεδιαστεί βέλτιστα. Αυτή η συμπεριφορά του μη γραμμικού ταλαντωτή οφείλεται στη διαφορά φάσης των δυνάμεων των θετικών και αρνητικών ελαστικών στοιχείων, η οποία αποτελεί συνέπεια της σωστής ανακατανομής των ελαστικών στοιχείων. Το γεγονός αυτό εξασφαλίζει την ύπαρξη δυνάμεων, μέσα από ένα ευρύ φάσμα συχνοτήτων, ικανών να εξουδετερώσουν τις δυνάμεις αδράνειας και διέγερσης του συστήματος.

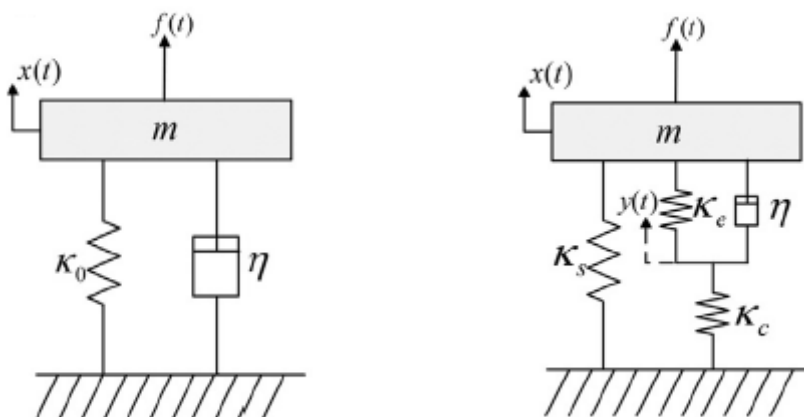
Υστερα από έρευνα του επιβλέποντος καθηγητή δημιουργήθηκε ένα δυναμικό μοντέλο με χρήση πλάγιων ελατηρίων, τα οποία λειτουργούν ως αρνητικά ελαστικά στοιχεία, και κινούνται γύρω από ένα σημείο ισορροπίας. Ως τέτοια στην κατασκευή χρησιμοποιήθηκαν τα δισκοειδή ελατήρια Belleville, ή αλλιώς ελατήρια Belleville, τα οποία βρίσκουν πληθώρα εφαρμογών στη σημερινή βιομηχανία.

3. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η έννοια της εισαγωγής στοιχείων αρνητικής δυσκαμψίας (ή αντι-ελατήρια) για την απομόνωση δονήσεων έχει μια μακρά ιστορία, ξεκινώντας από την πρωτοπριακή δημοσίευση του Molyneux το 1957 μέχρι τις εξελίξεις ορόσημο του Platus το 1999. Σε μια παράλληλη προσέγγιση, μια πολύ ενδιαφέρουσα δυνατότητα για την επίτευξη σημαντικής απόσβεσης έχει αποδειχθεί ότι υπάρχει επίσης σε υλικά τα οποία περιλαμβάνουν μια φάση αρνητικής ακαμψίας, όχι μόνο σε επίπεδο υλικών, αλλά επίσης και σε μακροσκοπικές συσκευές. Αρκετά ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι μια τέτοια συμπεριφορά συνδυάζεται με ιδιότητες υψηλής ακαμψίας. Μια θεωρητική προσέγγιση έχει γίνει για την ανάλυση της στατικής και δυναμικής σταθερότητας των σύνθετων υλικών, ενσωματώνοντας στοιχεία αρνητικής ακαμψίας. Μια πλούσια ποικιλία σχεδίων έχουν προταθεί για την πραγματοποίηση διατάξεων με αρνητικά ελατήρια, ενσωματώνοντας διάφορα δομικά στοιχεία όπως μετα-λυγισμένες δοκούς, πλάκες, κυψέλες, προσυμπιεσμένα ελατήρια, κλπ, τοποθετημένα σε κατάλληλες γεωμετρικές διαμορφώσεις. Η κεντρική ιδέα αυτών των προσεγγίσεων είναι να μειώσει σημαντικά την ακαμψία του απομονωτή και κατά συνέπεια να μειώσει τη φυσική συχνότητα του συστήματος, ακόμη και σε σχεδόν μηδενικό επίπεδο. Με αυτόν τον τρόπο, η μεταδοτικότητα του συστήματος, για όλες τις συχνότητες λειτουργίας πάνω από τη φυσική, μειώνεται, με αποτέλεσμα να ενισχύεται η απομόνωση κραδασμών. Από τότε, έχουν αναφερθεί πολλές εφαρμογές σε διάφορους τομείς της μηχανικής, όπως αναρτήσεις αυτοκινήτων ή σεισμική μόνωση. Από την πλευρά της δυναμικής, έχουν προταθεί πολλές ενδιαφέρουσες βελτιώσεις, με βάση τις

μη γραμμικές ιδιότητες της ελαστικής δύναμης των εν λόγω σχεδίων. Ωστόσο, όλα αυτά τα σχέδια υποφέρουν από την απαίτηση τους για δραστική μείωση της δυσκαμψίας της κατασκευής σχεδόν σε αμελητέα επίπεδα, περιορίζοντας έτσι την ικανότητα για στατικό φορτίο τέτοιων δομών.

Για να καταργηθεί αυτό το μειονέκτημα, μια νέα προσέγγιση έχει προταθεί, για το πώς να σχεδιάσει κανείς με τον καλύτερο δυνατό τρόπο έναν απλό γραμμικό ταλαντωτή ταλαντωτή με ενσωματωμένο ένα αρνητικό στοιχείο ακαμψίας, το οποίο μπορεί να παρουσιάζει εξαιρετικές ιδιότητες απόσβεσης, χωρίς να παρουσιάζει τα μειονεκτήματα του παραδοσιακού γραμμικού ταλαντωτή, ή τα « μηδενικής ακαμψίας » σχέδια. Αυτός ο ταλαντωτής έχει σχεδιαστεί για να παρουσιάσει την ίδια συνολική (στατική) δυσκαμψία με έναν παραδοσιακό αυθεντικό ταλαντωτή. Με αυτόν τον τρόπο, υπερνικάται το εγγενές μειονέκτημα των ταλαντωτών με ενσωματωμένα αρνητικά ελατήρια τα οποία απαιτούν μείωση της δυσκαμψίας. Επιπλέον, δεν απαιτείται καμία αύξηση στη μάζα ή στην ιξώδη απόσβεση του αρχικού ταλαντωτή προκειμένου να αυξηθούν οι ιδιότητες απομόνωσης κραδασμών, όπως στην περίπτωση των παραδοσιακών γραμμικών μονωτήρων κραδασμών. Ωστόσο, διαφέρει τόσο από το αρχικό ταλαντωτή του ενός βαθμού ελευθερίας, αλλά και από τους γνωστούς ταλαντωτές με αρνητικά ελατήρια, με την κατάλληλη ανακατανομή των επιμέρους στοιχείων δυσκαμψίας και με την ανακατανομή της απόσβεσης.



Σχήμα 1. α) γραμμικός ταλαντωτής 1 β.ε. β) γραμμικός ταλαντωτής με αρνητικά ελατήρια

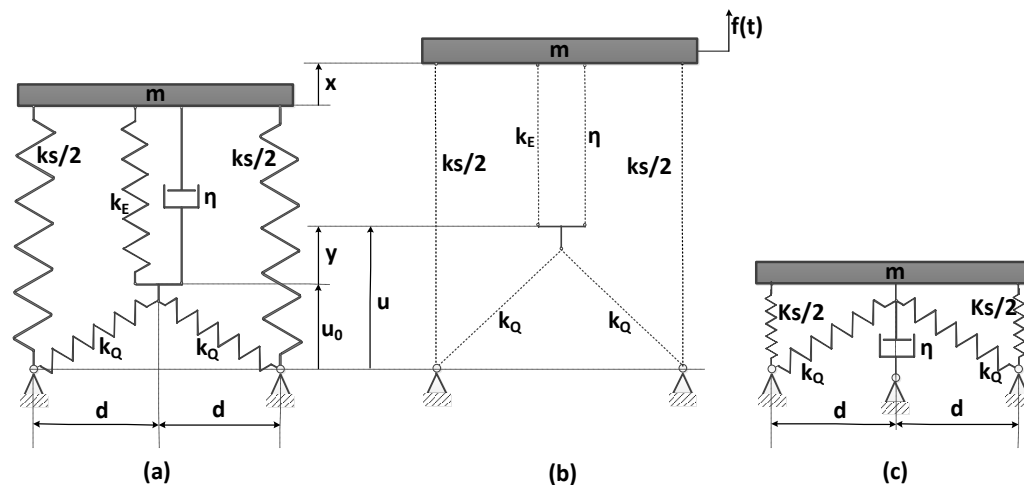
Παρόλο που ο προτεινόμενος ταλαντωτής περιλαμβάνει ένα αρνητικό στοιχείο ακαμψίας, έχει σχεδιαστεί για να είναι τόσο στατικά όσο και δυναμικά σταθερός. Φαίνεται να παρουσιάζει εξαιρετική απόσβεση, με τη φαινόμενη αναλογία απόσβεσης να είναι αρκετές τάξεις μεγέθους μεγαλύτερη από εκείνη του αρχικού συστήματος, ειδικά στις περιπτώσεις όπου η αρχική απόσβεση του συστήματος είναι εξαιρετικά χαμηλή.

Στη παρούσα διπλωματική, στο μοντέλο που χρησιμοποιείται, η ιδέα είναι περαιτέρω γενικευμένη, αντικαθιστώντας το γραμμικό αρνητικό στοιχείο ακαμψίας με ένα μη γραμμικό στοιχείο δισταθές, το οποίο λειτουργεί γύρω από ένα ασταθές σημείο ισορροπίας. Αυτό το στοιχείο παίρνει τη μορφή δύο ελατηρίων, τα οποία είναι πλάγια στην αρχική τους ασυμπίεστη κατάσταση, ενώ επιτρέπεται να ταλαντώνονται γύρω από μια

ασταθή θέση στατική ισορροπίας , παρουσιάζοντας έτσι μια αρνητική ακαμψία . Όταν οι ιδιότητες αυτού του ταλαντωτή επιλεγθούν κατάλληλα , φαίνεται να είναι στατικά και δυναμικά σταθερός , παρουσιάζοντας ταυτόχρονα εξαιρετική απόσβεση και οποιοδήποτε επίπεδο απαιτούμενης στατικής ακαμψίας .

3.1.ΠΡΟΤΕΙΝΟΜΕΝΟ ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ

Ο υπό εξέταση μη γραμμικός ταλαντωτής απεικονίζεται στα Σχήματα 1 (α) και 1 (β) . Αποτελείται από μια μάζα m η οποία υποστηρίζεται από δύο παράλληλα γραμμικά ελατήρια με ακαμψία K_S και K_E , αντίστοιχα, και από έναν αποσβεστήρα με σταθερά η . Ο αποσβεστήρας και το ελατήριο με τη σταθερά K_E συγκρατώνται από τη δύο γραμμικά πλάγια ελατήρια με σταθερά K_Q το καθένα . Η στατική θέση ισορροπίας του συστήματος απεικονίζεται στο Σχήμα 1 (α) , όπου δεν εφαρμόζεται εξωτερική δύναμη . Η διαταραγμένη θέση μετά την επιβολή μιας εξωτερική διέγερσης $f(t)$ απεικονίζεται στο Σχήμα 1 (β) , μαζί με την απαραίτητη έννοια σχετικά με τις διάφορες μετατοπίσεις του συστήματος . Για λόγους σύγκρισης , η δομή ενός ισοδύναμου συμβατικού μη γραμμικού ταλαντωτή με σχεδόν μηδενική ακαμψία (QZS) απεικονίζεται στο Σχήμα 2 (c) .



Σχήμα2. Σχηματική αναπαράσταση των ταλαντωτών. (α) Ο προτεινόμενος μη γραμμικός ταλαντωτής στο σημείο στατικής ισορροπίας. (β) Ο μη γραμμικός ταλαντωτής μετά την επιβολή εξωτερικής διέγερσης. (c) Ισοδύναμος συμβατικός μη γραμμικός ταλαντωτής με σχεδόν μηδενική ακαμψία.

Οι εξισώσεις κίνησης του προτεινόμενου ταλαντωτή είναι :

$$m\ddot{x} + \eta(\dot{x} - \dot{y}) + k_S(l_S - l_{S1}) + k_E(l_E - l_{E1}) = f \quad (1.a)$$

$$\eta(\dot{x} - \dot{y}) - k_E(l_E - l_{E1}) + f_N(u) = 0 \quad (1.b)$$

όπου:

$l_S(t)$ είναι το μήκος του ελατηρίου k_S .

l_{SI} είναι το αρχικό μήκος του απαραμόρφωτου ελατηρίου k_S .

$l_E(t)$ είναι το μήκος του ελατηρίου k_E .

l_{EI} είναι το αρχικό μήκος του απαραμόρφωτου ελατηρίου k_E .

$f_N(u)$ είναι η μη γραμμική δύναμη που προκαλείται από τα πλάγια ελατήρια k_Q .

Οι εξισώσεις του συστήματος στο σημείο στατικής ισορροπίας προέρχονται από τις εξισώσεις (1):

$$k_S(l_{S0} - l_{SI}) + k_E(l_{E0} - l_{EI}) = 0 \quad (2.a)$$

$$-k_E(l_{E0} - l_{EI}) + f_N(u_0) = 0 \quad (2.b)$$

Όπου η ένδειξη $()_0$ χρησιμοποιείται για να δηλώσει το σημείο στατικής ισορροπίας:

l_{S0} είναι το μήκος του παραμορφωμένου ελατηρίου k_S στο σημείο στατικής ισορροπίας.

l_{E0} είναι το μήκος του παραμορφωμένου ελατηρίου k_E στο σημείο στατικής ισορροπίας.

$f_N(u_0)$ είναι η μη γραμμική δύναμη που ασκείται από τα δύο συμμετρικά πλάγια ελατήρια k_Q στο σημείο στατικής ισορροπίας.

Σημειώνεται ότι:

$$v_S = l_{S0} - l_{SI} \quad (3.a)$$

$$v_E = l_{E0} - l_{EI} \quad (3.b)$$

$$f_{N0} = f_N(u_0) \quad (3.c)$$

Οι ακόλουθες εξισώσεις καταλήγουν στο ότι:

$$v_S = -f_{N0} / k_S \quad (4.a)$$

$$v_E = f_{N0} / k_E = -(k_S / k_E) v_S \quad (4.b)$$

Περαιτέρω επεξεργασία των εξισώσεων (2),(3),(4) και αντικατάσταση στις εξισώσεις (1) οδηγεί στην τελική μορφή των εξισώσεων που είναι:

$$m\ddot{x} + k_S x + f_N(u) = f \quad (5.a)$$

$$\eta(\dot{x} - \dot{y}) - k_E(x - y) + f_N(u) = 0 \quad (5.b)$$

όπου:

$$f_{Nd}(u) = f_N(u) - f_{N0} \quad (6.a)$$

$$u = u_0 + y \quad (6.b)$$

$$l_S = l_{S0} + x \quad (6.c)$$

Οι παρακάτω εκφράσεις προέρχονται από τη δυναμική ενέργεια U_N , τη μη γραμμική δύναμη f_N και την ισοδύναμη μη γραμμική σταθερά k_N των μη γραμμικών ελατηρίων k_Q :

$$U_N[u(y)] = 2 \frac{1}{2} k_Q (l_Q - l_{QI})^2 = k_Q l_{QI}^2 (1 - l_Q / l_{QI})^2 \quad (7)$$

$$f_N(u) = \frac{\partial U_N}{\partial y} = 2k_Q (1 - l_{QI} / l_Q) u \quad (8)$$

$$k_N = \frac{\partial f_N}{\partial y} = 2k_Q (1 - l_{QI} d^2 / l_Q^3) = 2k_Q [1 - c_I^2 (l_{QI} / l_Q)^3] \quad (9)$$

Όπου l_{QI} είναι το απαραμόρφωτο μήκος των ελατηρίων k_Q , $l_Q(t)$ είναι το μήκος των ελατηρίων k_Q ,

$$l_Q = (u^2 + d^2)^{1/2} \quad (10)$$

and:

$$c_I = d / l_{QI} \leq 1 \quad (11)$$

Υποθέτοντας ότι η λειτουργία των μη γραμμικών ελατηρίων περιορίζεται στο εύρος :

$$l_Q \leq l_{QZ} \Leftrightarrow u \leq u_Z \quad (12.a)$$

όπου l_{QZ} είναι η τιμή του l_Q όταν η σταθερά k_N μηδενίζεται,

$$l_{QZ} = l_{QI} c_I^{2/3} \leq l_{QI} \quad (12.b)$$

$$u_Z = (l_{QZ}^2 - d^2)^{1/2} = l_{QI} (c_I^{4/3} - c_I^2)^{1/2} \quad (12.c)$$

$$u_I = (l_{QI}^2 - d^2)^{1/2} = l_{QI} (1 - c_I^2)^{1/2} \geq u_Z \quad (12.d)$$

Τότε η ισοδύναμη μη γραμμική σταθερά k_N των πλάγιων ελατηρίων k_Q φτάνει τη μέγιστη τιμή της για $u=0$. Όμοια, όταν $l_Q(t) < l_{QI}$ η μη γραμμική δύναμη f_N είναι επίσης αρνητική.

Αν γραμμικοποιήσουμε το μη γραμμικό μέρος του ταλαντωτή γύρω από το τοπικό σημείο στατικής ισορροπίας έχουμε ότι,

$$f_{Nd} = k_C y \quad (13.a)$$

$$k_C = k_N(u_0) = \frac{\partial f_N}{\partial y}(u = u_0) \quad (13.b)$$

Οι εξισώσεις (5) οδηγούν στο ακόλουθο γραμμικό δυναμικό σύστημα:

$$m\ddot{x} + k_S x + k_C y = f \quad (14.a)$$

$$\eta(\dot{x} - \dot{y}) - k_E(x - y) + k_C y = 0 \quad (14.b)$$

Η συνάρτηση μεταφοράς του συστήματος (14) είναι:

$$\frac{X}{F} = \frac{s\eta + (k_E + k_C)}{c_1 s^3 + c_2 s^2 + c_3 s + c_4} = \frac{s\eta + (k_E + k_C)}{m\eta(\sigma + \rho)(s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2)} \quad (15)$$

με:

$$c_1 = m\eta \quad (16.a)$$

$$c_2 = m(k_E + k_C) \quad (16.b)$$

$$c_3 = \eta(k_S + k_C) \quad (16.c)$$

$$c_4 = k_S(k_E + k_C) + k_E k_C \quad (16.d)$$

Η γραμμικοποίηση του δυναμικού συστήματος (5) δίνει τη δυνατότητα άμεσης υλοποίησης της συστηματικής διαδικασίας για την επιλογή των παραμέτρων του δυναμικού συστήματος (14).

3.2. ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΓΡΑΜΜΙΚΟΥ ΤΑΛΑΝΤΩΤΗ

Σύμφωνα με τη διαδικασία σχεδίασης, καθορίζεται αρχικά ένας γραμμικός ταλαντωτής ενός βαθμού ελευθερίας, με ακαμψία k_0 , μάζα m και έναν αποσβεστήρα με σταθερά η . Η φυσική συχνότητα ω_0 και ο συντελεστής απόσβεσης ζ_0 προκύπτει ότι είναι:

$$\omega_0 = \sqrt{k_0/m} \quad (16.a)$$

$$\zeta_0 = \eta/2\sqrt{k_0 m} \quad (16.b)$$

Στο δικό μας παράδειγμα, ο γραμμικό ταλαντωτής καθορίζεται με φυσική συχνότητα $\omega_0 = 22 \text{ rad/sec}$, συντελεστή απόσβεσης $\zeta_0 = 0.05$ και ακαμψία $k_0 = 49050 \text{ N/m}$. Θεωρούμε μάζα $m = 100 \text{ kg}$. Επειδή δε θέλουμε η αρχική συμπίεση να ξεπερνάει τα 2 cm προκύπτει ότι

$$k_{0 \text{ min}} = \frac{m * g}{x} = 49050 \text{ N/m}$$

Στη συνέχεια, επειδή γίνεται ανακατανομή της ακαμψίας στον καινούριο ταλαντωτή, πρέπει να καθοριστούν οι σταθερές των ελατηρίων k_S, k_E, k_C , με σκοπό να μεγιστοποιήσουμε την απόσβεση του συστήματος, διατηρώντας παράλληλα την αρχική ακαμψία k_0 , τη μάζα m και την απόσβεση η του ταλαντωτή αναφοράς. Τα βήματα σχεδιασμού είναι τα εξής:

Αρχικά για να διατηρήσουμε την αρχική ακαμψία k_0 πρέπει να ισχύει ο ακόλουθος περιορισμός:

$$k_0 = k_S + \frac{k_E k_C}{k_E + k_C} \quad (17)$$

Έπειτα, επειδή μια μεγάλη τιμή του k_C μπορεί να οδηγήσει σε μια αρνητική τιμή του k_0 , ένας μηχανικός συντελεστής ασφαλείας $\varepsilon > 0$ καθορίζεται, απαγορεύοντας στο σύστημα να φτάσει σε μια στατική ασταθή κατάσταση:

$$k_S + \frac{(1+\varepsilon)k_C k_e}{(1+\varepsilon)k_C + k_e} = 0 \quad (18)$$

Τέλος, καθορίζεται η παράμετρος σχεδιασμού α :

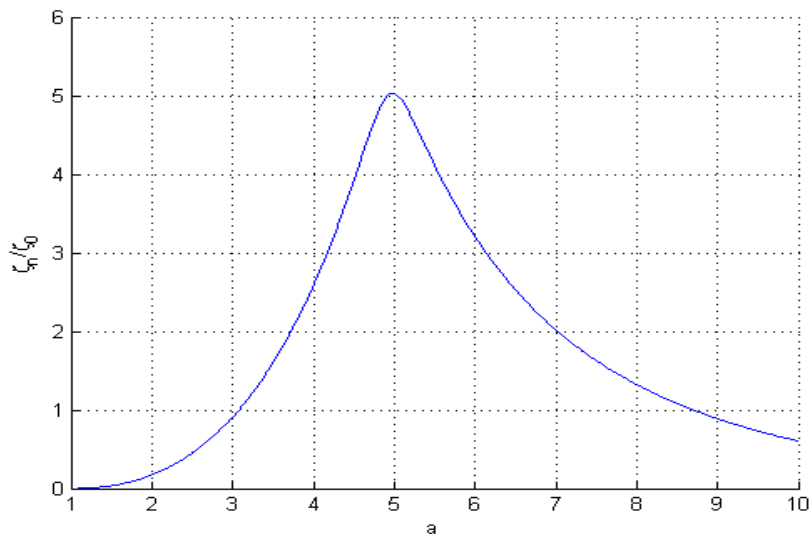
$$k_S = \alpha k_0 \quad (19)$$

Χρησιμοποιώντας την εξίσωση (19), οι εξισώσεις (17) και (18) γίνονται:

$$k_E = k_0 \frac{\varepsilon \alpha (a-1)}{1 + \varepsilon - a \varepsilon} \quad (20)$$

$$k_C = -k_0 \frac{\varepsilon \alpha (a-1)}{1 + \varepsilon} \quad (21)$$

Επομένως, αφού διαλέξουμε μια συγκεκριμένη τιμή για το συντελεστή ασφαλείας ε , στην περίπτωση μας $\varepsilon = 0.05$, η παράμετρος σχεδιασμού α επιλέγεται, έτσι ώστε ο νέος μέγιστος συντελεστής απόσβεσης ζ_n να επιτευχθεί για τον ταλαντωτή με την αρνητική ακαμψία. Από την εξίσωση 15, εξισώνοντας τους παρονομαστές στα δύο μέλη της ισότητας, προκύπτει ένα σύστημα 3x3, με αγνώστους τα ζ_n, ω_n, ρ . Για διάφορες τιμές του α , λύνουμε το παραπάνω σύστημα από όπου προκύπτει το παρακάτω διάγραμμα όπου βλέπουμε ότι τη μέγιστη απόσβεση την έχουμε για $\alpha = 4.98$.

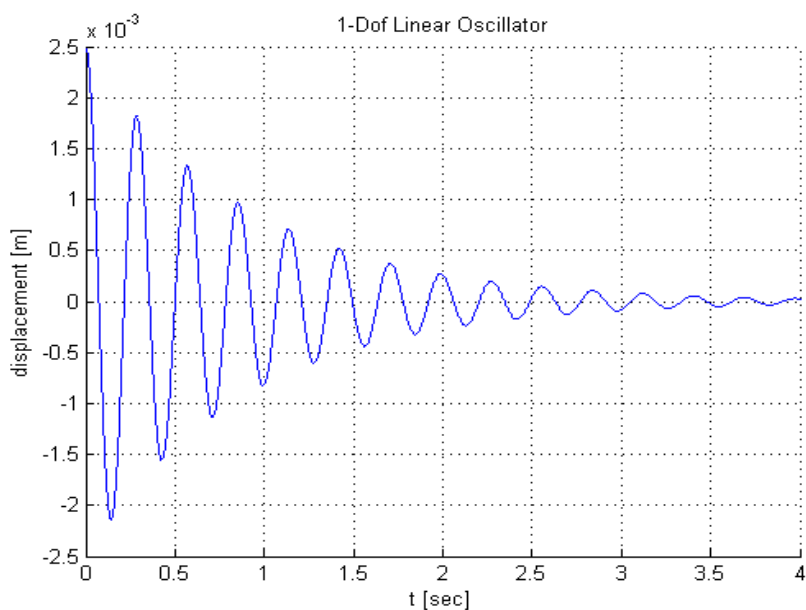


Σχήμα 3. Συντελεστής απόσβεσης συναρτήσει παραμέτρου σχεδιασμού α

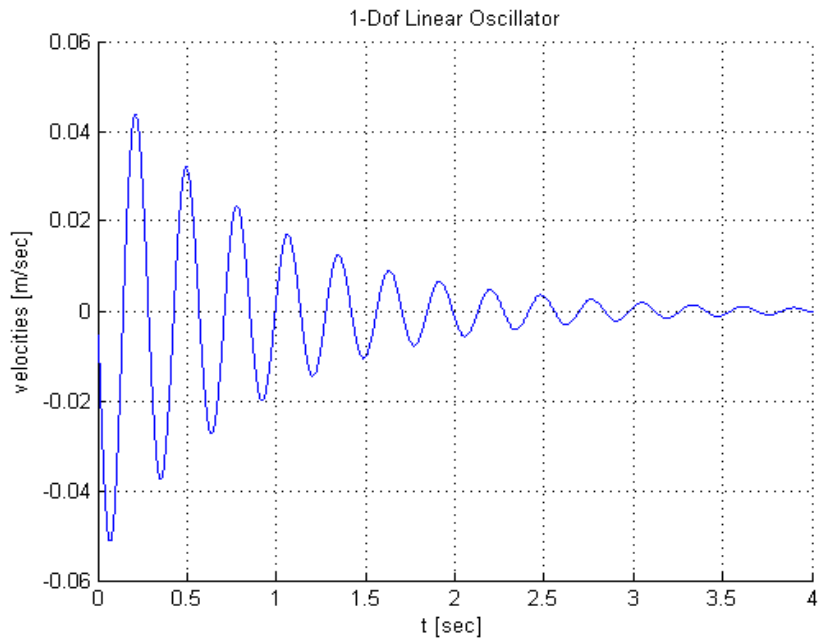
Σύμφωνα με το διάγραμμα (σχήμα 3) ο νέος συντελεστής απόσβεσης είναι $\zeta_n=0.25$ για μια τιμή του $\alpha=4.98$, αυξάνοντας τον αρχικό συντελεστή ασφαλείας κατά $\zeta_0=0.05$ του συστήματος 5 φορές. Όσο μικρότερος ο συντελεστής ασφαλείας ϵ τόσο περισσότερο αυξάνεται η μέγιστη απόσβεση αλλά και η μέγιστη συχνότητα ταλάντωσης.

Οι βέλτιστες τιμές που αντιστοιχούν στις σταθερές των ελατηρίων του νέου ταλαντωτή προκύπτουν από τις εξισώσεις (19),(20),(21) και είναι $k_s=244270$ N/m, $k_E=60686$ N/m και $k_C=-46295$ N/m. Παρακάτω φαίνεται συγκριτικά η απόκριση του γραμμικού ταλαντωτή με τον ένα βαθμό ελευθερίας (σχήμα 4) και του γραμμικού ταλαντωτή με τα αρνητικά ελατήρια(σχήμα 6). Η απόκριση του πρώτου προκύπτει λύνοντας την κλασική εξίσωση

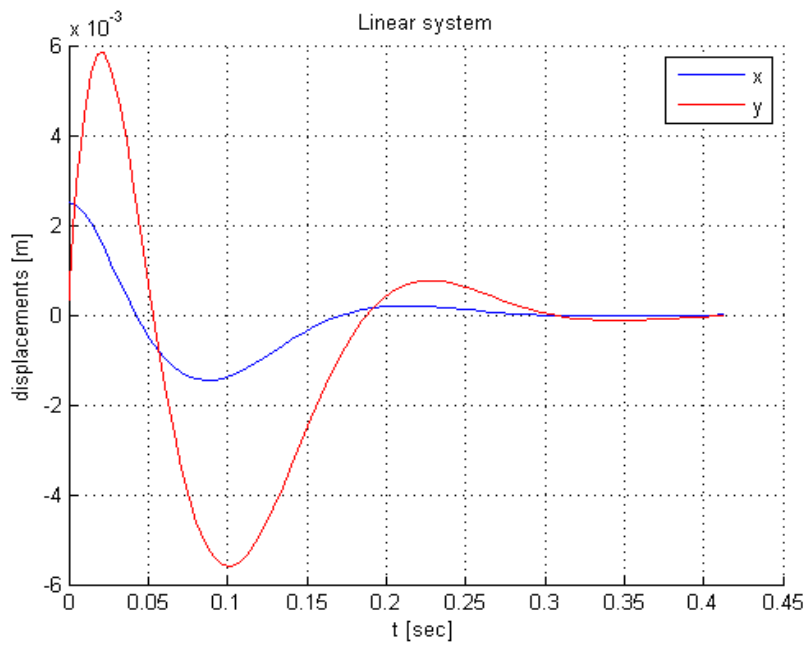
$$m\ddot{x} + \eta\dot{x} + kx = 0$$



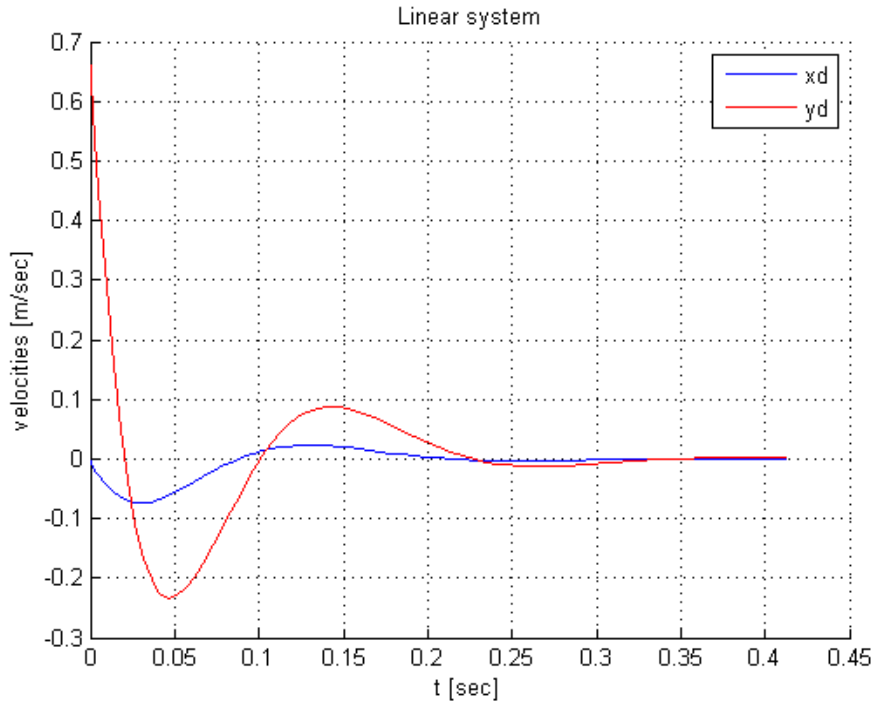
Σχήμα 4. Απόκριση γραμμικού ταλαντωτή ενός βαθμού ελευθερίας στη μετατόπιση



Σχήμα 5. Απόκριση γραμμικού ταλαντωτή ενός βαθμού ελευθερίας στη ταχύτητα



Σχήμα 6. Απόκριση του γραμμικού ταλαντωτή με αρνητικά ελατήρια στη μετατόπιση



Σχήμα 7. Απόκριση του γραμμικού ταλαντωτή με αρνητικά ελατήρια στη ταχύτητα

Η απόκριση του ταλαντωτή με τα αρνητικά ελατήρια σε μια αρχική μετατόπιση $x(0)=0.0025\text{m}$ παρουσιάζεται στο σχήμα 6. Όπως παρατηρούμε, παρόλο που ο αρχικός ταλαντωτής έχει έναν πολύ μικρό συντελεστή απόσβεσης $\zeta_0=0.05$, το καινούριο σύστημα με τα αρνητικά ελατήρια παρουσιάζει συγκριτικά πολύ καλύτερη απόσβεση.

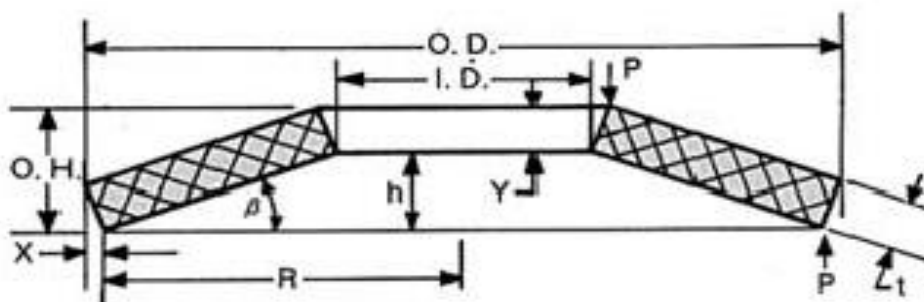
4. ΔΙΣΚΟΕΙΔΗ ΕΛΑΤΗΡΙΑ

Τα δισκοειδή ελατήρια, ή αλλιώς τα ελατήρια Belleville, είναι κωνικές ροδέλες σε σχήμα δαχτυλιδιού, σχήμα το οποίο αλλάζει κάτω από αξονική φόρτιση, με βάση την κατά προσέγγιση περιστροφή της γενικά ομοιόμορφης ορθογωνικής διατομής του δίσκου γύρω από ένα κύκλο αναστροφής.

Συγκρίνοντας με άλλους τύπους ελατηρίων, το δισκοειδές ελατήριο μπορεί να κατηγοριοποιηθεί ως έχον «μικρή παραμόρφωση σε συνδυασμό με μεγάλη δύναμη». Αυτός ο περιορισμός όμως καταστρατηγείται με τη χρήση σωρών με πολλαπλά ελατήρια. Στοιβάζοντας τα ελατήρια σε παράλληλη ή ένθετη διάταξη πολλαπλασιάζεται η δύναμη του ελατηρίου, ενώ στοιβάζοντάς τα σε σειρά πολλαπλασιάζεται η παραμόρφωση του ελατηρίου. Αυτές οι δύο μέθοδοι μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε συνδυασμό.

Ένα από τα σπουδαιότερα χαρακτηριστικά αυτών των ελατηρίων είναι η ικανότητα αλλαγής της χαρακτηριστικής καμπύλης δύναμης – μετατόπισης σε ένα μεγάλο εύρος, ανάλογα με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του ελατηρίου. Μαζί με τα γραμμικά χαρακτηριστικά, μπορεί

να επιτευχθεί φθίνουσα καμπύλη δύναμης – μετατόπισης , ακόμα και όταν η δύναμη μειώνεται όταν αυξάνεται η μετατόπιση.



Σχήμα 8. Ελατήριο Belleville σε τομή

Όπως φαίνεται στο παραπάνω σχήμα τα βασικά γεωμετρικά στοιχεία ενός ελατηρίου Belleville είναι η εξωτερική διάμετρος ($O.D$), η εσωτερική διάμετρος ($I.D$), το πάχος (t) και το συνολικό ύψος ($O.H$). Η μέγιστη διαδρομή του ελατηρίου ορίζεται ως (h) και ισούται με $h=O.H.-t$. Όταν η μετατόπιση του ελατηρίου γίνει ίση με h τότε το ελατήριο είναι στην επίπεδη κατάσταση (flat position). (Σε παρένθεση παρατέθηκαν οι συμβολισμοί στο σχήμα. Από εδώ και στο εξής θα χρησιμοποιούνται νέοι συμβολισμοί για τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, δηλαδή, η εξωτερική διάμετρος D_e , η εσωτερική διάμετρος D_i , το πάχος t , το ολικό ύψος h και η μέγιστη διαδρομή h_0).

4.1.ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΔΥΝΑΜΗΣ ΚΑΙ ΑΚΑΜΨΙΑΣ ΓΙΑ ΔΙΣΚΟΕΙΔΗ ΕΛΑΤΗΡΙΑ

Από το εγχειρίδιο «Disc Springs :Theory and practice»(βλ. βιβλιογραφία) βρέθηκαν οι παρακάτω σχέσεις για τα δισκοειδή ελατήρια.

Χαρακτηριστικές τιμές

$$\delta = \frac{D_e}{D_i} \text{ (λόγος διαμέτρων)}$$

$$h_0 = h - t \text{ (μέγιστη διαδρομή)}$$

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1} \frac{2}{\ln \delta}}$$

$$K_2 = \frac{6}{\pi} \frac{\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1}{\ln\delta}$$

$$K_3 = \frac{3}{\pi} \frac{\delta-1}{\ln\delta}$$

$K_4 = 1$, για ομοιόμορφο πάχος

$E =$ μέτρο ελαστικότητας του Young (MPa)

$\nu =$ λόγος poisson

Δύναμη ελατηρίου

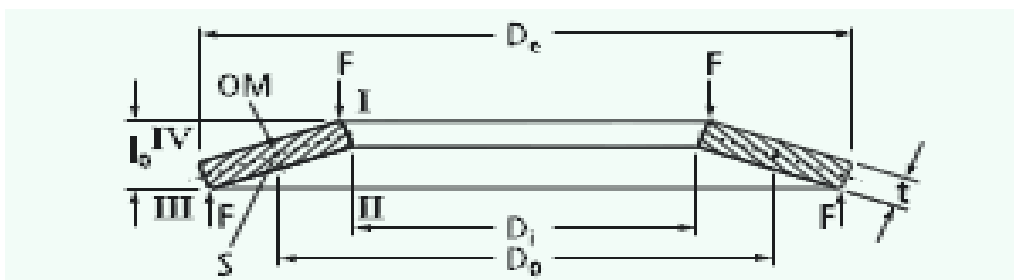
$$F = \frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^4}{K_1 D_e^2} K_4^2 \frac{s}{t} \left(K_4^2 \left(\frac{h_o}{t} - \frac{s}{t} \right) \left(\frac{h_o}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right)$$

$$F_c = F (s = h_o) = \frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^3 h_o}{K_1 D_e^2} K_4^2$$

Σταθερά ελατηρίου

$$K = \frac{dF}{ds} = \frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^3}{K_1 D_e^2} K_4^2 \left(K_4^2 \left(\left(\frac{h_o}{t} \right)^2 - 3 \frac{h_o}{t} \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \left(\frac{s}{t} \right)^2 \right) + 1 \right)$$

Τάσεις ελατηρίου



Σχήμα 9. Τάσεις πάνω στο ελατήριο

$$\sigma_{OM} = -\frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4^2 \frac{s}{t} \frac{3}{\pi}$$

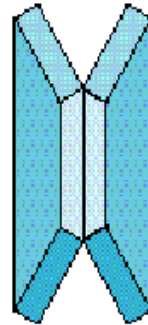
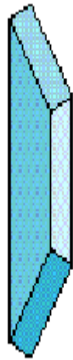
$$\sigma_I = -\frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4^2 \frac{s}{t} (K_4 K_2 \left(\frac{h_o}{t} - \frac{s}{2t}\right) + K_3)$$

$$\sigma_{II} = -\frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4^2 \frac{s}{t} (K_4 K_2 \left(\frac{h_o}{t} - \frac{s}{2t}\right) - K_3)$$

$$\sigma_{III} = -\frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4^2 \frac{s}{t} \frac{1}{\delta} (K_4 (K_2 - 2K_3) \left(\frac{h_o}{t} - \frac{s}{2t}\right) - K_3)$$

$$\sigma_{IV} = -\frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4^2 \frac{s}{t} \frac{1}{\delta} (K_4 (K_2 - 2K_3) \left(\frac{h_o}{t} - \frac{s}{2t}\right) + K_3)$$

4.2. ΔΙΣΚΟΕΙΔΗ ΕΛΑΤΗΡΙΑ ΣΕ ΣΕΙΡΑ



Σχήμα 10. Α) Ελατήριο Belleville

Β) 2 Ελατήρια σε σειρά

Επειδή στην κατασκευή χρησιμοποιήσαμε πολλά ελατήρια σε σειρά, για να έχουμε μεγαλύτερη διαθέσιμη διαδρομή, θα αναφερθούμε στο πως τροποποιούνται οι σχέσεις της δύναμης και της ακαμψίας.

Έστω n ελατήρια στη σειρά. Η συνολική ακαμψία των ελατηρίων είναι (αν υποθέσουμε $k_1 = k_2 = \dots = k_n = k$)

$$\frac{1}{k_{tot}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n}$$

$$\frac{1}{k_{tot}} = \frac{n}{k}$$

$$k_{tot} = \frac{k}{n}$$

Και η συνολική διαδρομή όλων των ελατηρίων είναι

$$S_{tot} = n * S$$

Η συνολική δύναμη που ασκούν τα ελατήρια είναι ίση με τη δύναμη που ασκεί το ένα ελατήριο, δηλαδή

$$F_{tot} = F(S_{tot}/n)$$

και η συνολική ακαμψία

$$k_{tot} = \frac{k(S_{tot}/n)}{n}$$

5. ΜΗ ΓΡΑΜΜΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ BELLEVILLE

Με βάση το προτεινόμενο δυναμικό μοντέλο με τα πλάγια ελατήρια που περιγράφηκε προηγουμένως, χρησιμοποιήσαμε αντι για πλάγια ελατήρια, ελατήρια Belleville. Είδαμε από τα αποτελέσματα του γραμμικού προβλήματος ότι έχουμε μια μέγιστη παραμόρφωση του ελατηρίου $y_{max} = 6 \text{ mm}$. Σκοπός ήταν να αντικαταστήσουμε το γραμμικό ελατήριο Kc με ελατήρια Belleville που θα ασκούν την ίδια δύναμη με αυτό και θα παρουσιάζουν την ίδια ακαμψία. Επειδή όμως η διαδρομή είναι αρκετά μεγάλη για να χρησιμοποιήσουμε μόνο ένα ελατήριο, χρησιμοποιήσαμε πολλά σε σειρά. Συγκεκριμένα χρησιμοποιήσαμε 12 ελατήρια Belleville σε σειρά, από ανοξείδωτο χάλυβα με τα εξής χαρακτηριστικά το κάθε ένα :

E (GPa)	206
v	0,3
De (mm)	208
Di (mm)	64
t (mm)	1,6
h0/t	3,5
h (mm)	7,2

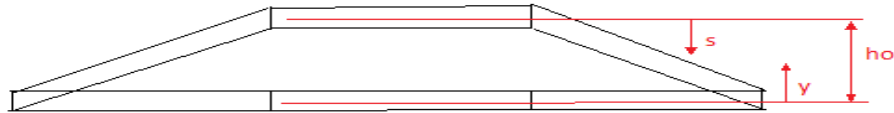
Υποθέτουμε ότι όλα τα ελατήρια ξεκινάνε από την επίπεδη κατάσταση, όπου μπορούμε να καθορίσουμε εμείς την ακαμψία του ελατηρίου κατά το σχεδιασμό του. Με βάση την ανάλυση που πραγματοποιήθηκε, μετασχηματίζουμε την εξίσωση της μη γραμμικής δύναμης του ελατηρίου Belleville σε

$$F_n = -(F_b - F_c)$$

όπου F_c η δύναμη που ασκεί το ελατήριο στην επίπεδη κατάσταση, δηλώνει την αρχική συμπίεση, και F_b ο τύπος της δύναμης του ελατηρίου, όπως περιγράφηκε στο κεφάλαιο 4.1. Για την παραμόρφωση s κάθε ελατηρίου χρησιμοποιήθηκε η σχέση

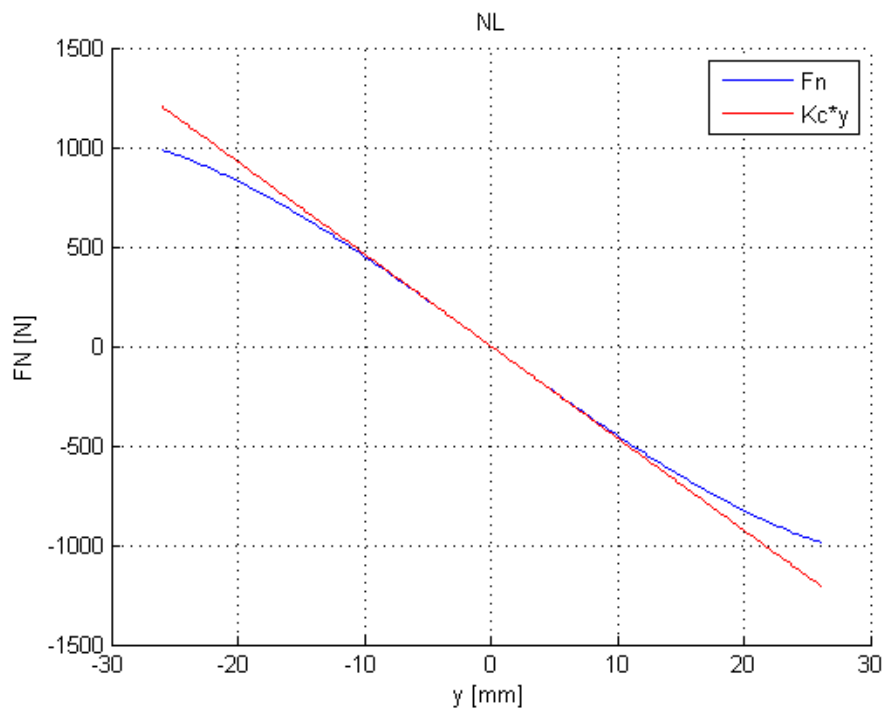
$$s = -\left(\frac{y}{n}\right) + h_o$$

όπου n ο αριθμός των ελατηρίων Belleville, h_0 η μέγιστη διαδρομή του ελατηρίου. Η σχέση αυτή χρησιμοποιήθηκε διότι το ελατήριο ξεκινάει από τη θέση h_0 , ενώ οι άξονες y και s έχουν αντίθετη φορά όπως φαίνεται στο σχήμα



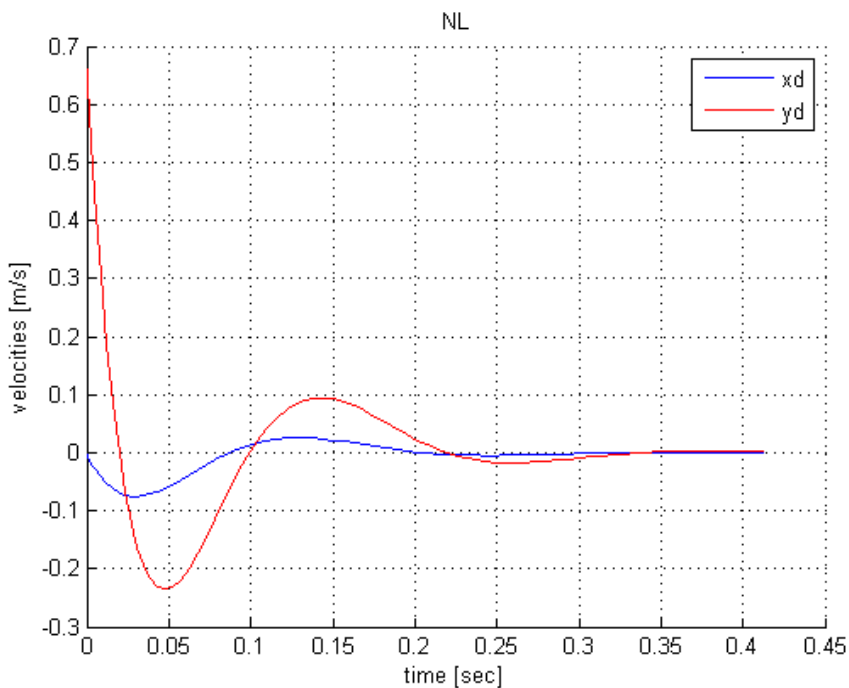
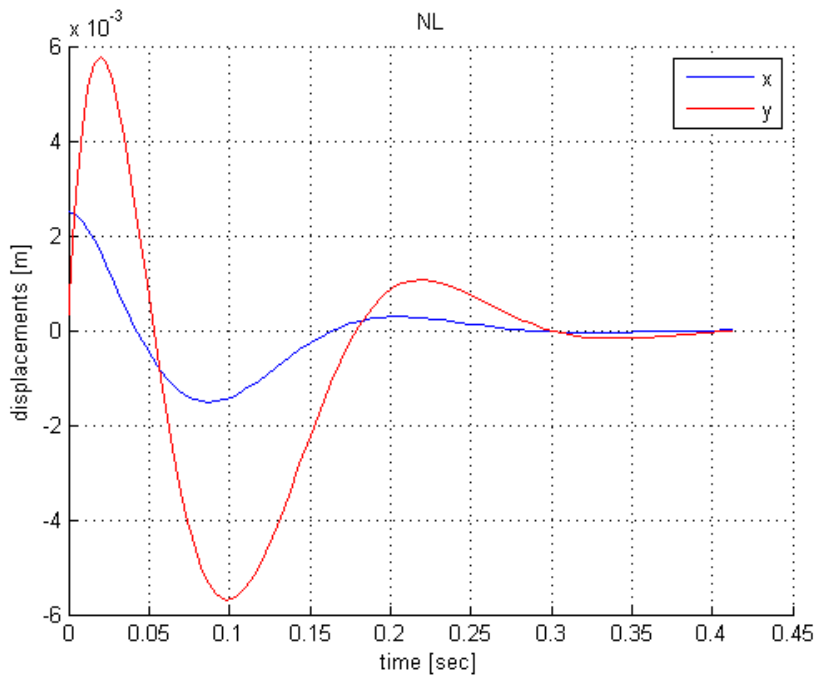
Σχήμα 11. Άξονες στο ελατήριο

Όπως θα δούμε από τα αποτελέσματα



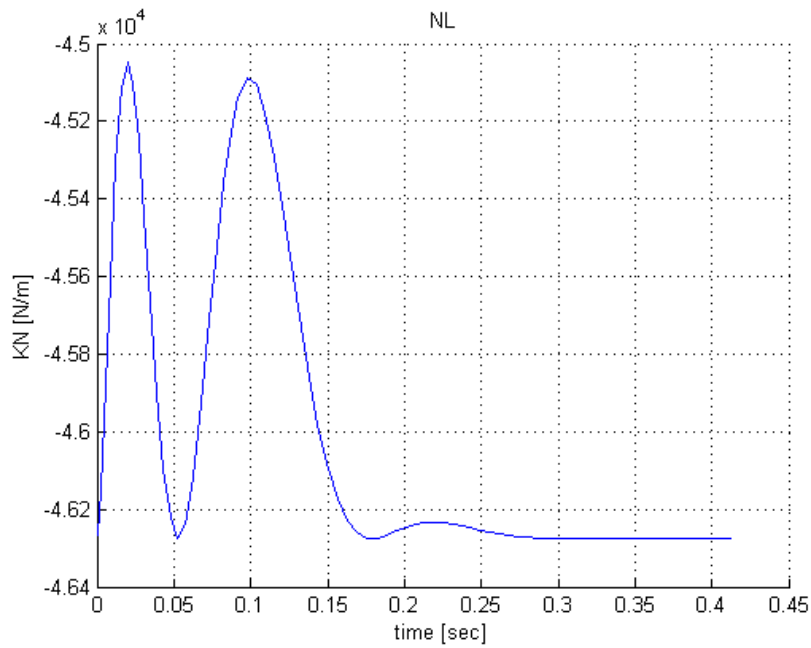
Σχήμα 12. Καμπύλη γραμμικής (κόκκινο) και μη γραμμικής (μπλε) δύναμης

η καμπύλη της δύναμης που ασκούν τα ελατήρια, στο εύρος ± 6 mm, πέφτει πάνω στην καμπύλη της δύναμης που ασκεί το ελατήριο K_c στον γραμμικό ταλαντωτή. Τα διαγράμματα μετατόπισης και ταχύτητας είναι τα εξής:

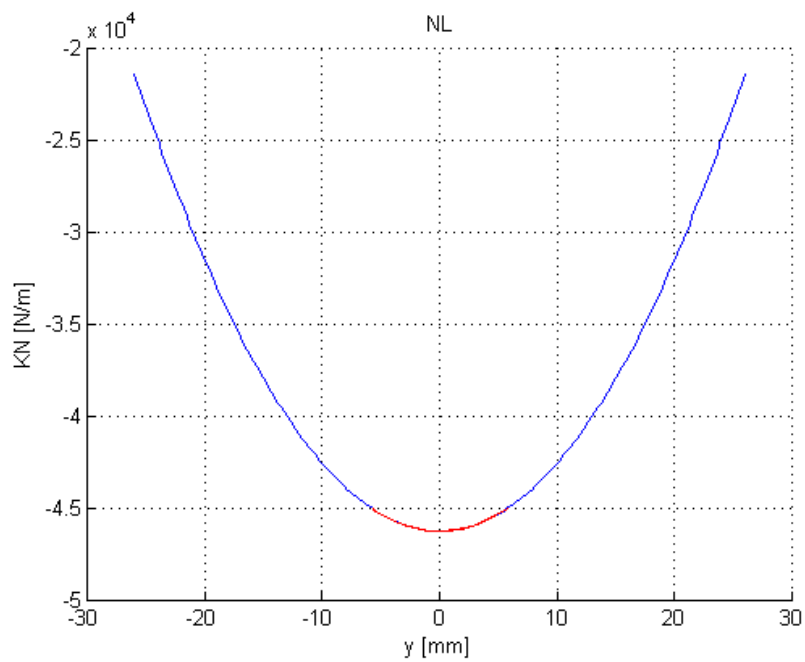


Σχήμα 13. Απόκριση μη γραμμικού ταλαντωτή α) μετατόπιση β) ταχύτητα

Η απόσβεση στο διάγραμμα της μετατόπισης παρουσιάζει μια μικρή απόκλιση από το γραμμικό πρόβλημα διότι όπως θα δούμε από το παρακάτω διάγραμμα ,στο σχήμα 14, η σταθερά K των ελατηρίων Belleville δεν είναι σταθερή με το χρόνο, αλλά μεταβάλλεται. Η μέση τιμή της σταθεράς K είναι $K_{mean} = -46023 \frac{N}{m}$ που είναι μικρότερη από τη σταθερά $K_c = -46295 \frac{N}{m}$.

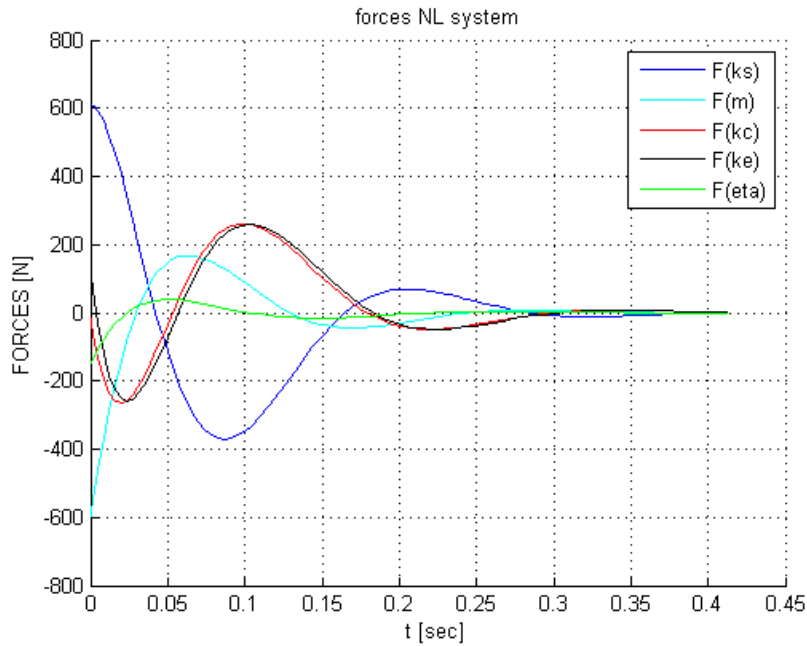


Σχήμα 14. Ακαμψία ελατηρίων συναρτήσει του χρόνου



Σχήμα 15. Ακαμψία ελατηρίου συναρτήσει της μετατόπισης α) (μπλε) θεωρητική καμπύλη β) (κόκκινο) πραγματική καμπύλη

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν προσεγγίζουν τη λύση του γραμμικού προβλήματος με πολύ μεγάλη ακρίβεια.

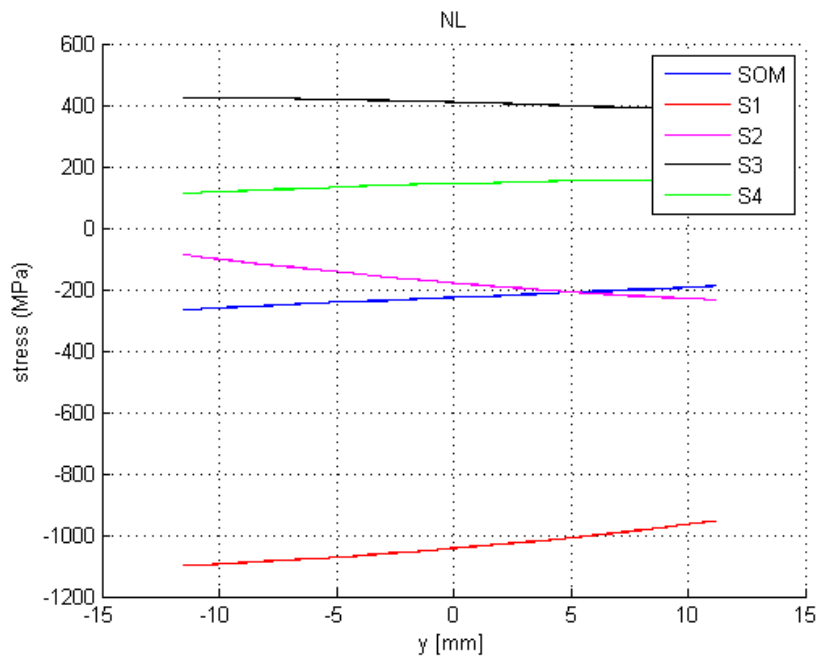


Σχήμα 16. Δυνάμεις στο μη γραμμικό ταλαντωτή

Από το παραπάνω διάγραμμα βλέπουμε τη διαφορά φάσης των δυνάμεων των ελατηρίων K_e , K_c σε σχέση με τη δύναμη του ελατηρίου K_s , που τείνουν να εξουδετερώνουν τη δύναμη αδράνειας.

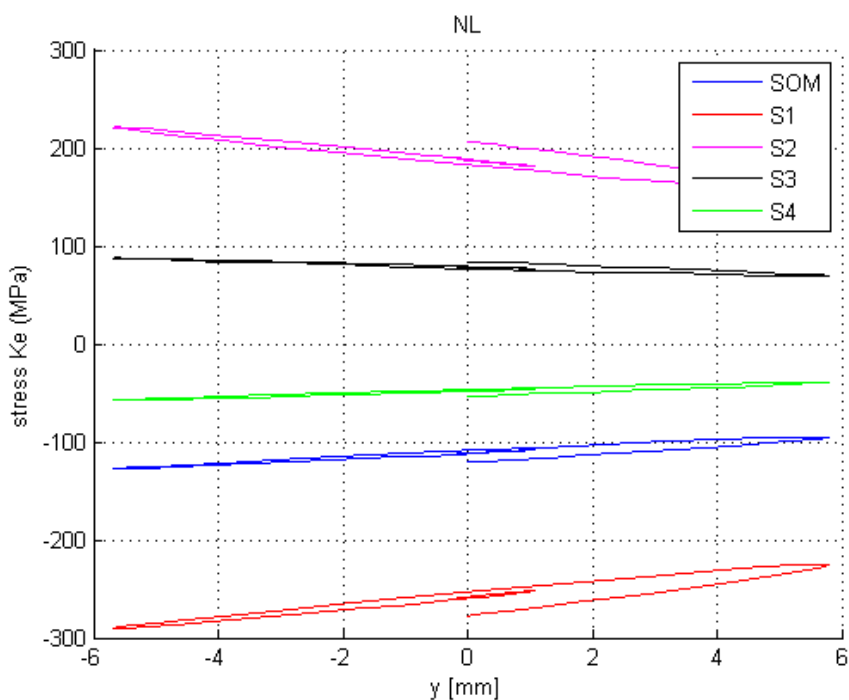
5.1.ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΑΣΕΩΝ

Το ελάχιστο όριο διαρροής για ανοξείδωτο χάλυβα ,το υλικό που χρησιμοποιήθηκε στα ελατήρια, βρέθηκε από καταλόγους ότι είναι 1100 MPa. Τα διαγράμματα των τάσεων με βάση τις σχέσεις που περιγράφηκαν σε προηγούμενο κεφάλαιο είναι :



Σχήμα 17. Τάσεις στο δισκοειδές ελατήριο K_c

Καμία τάση στα ελατήρια αρνητική σταθεράς δε ξεπερνάει το όριο διαρροής του υλικού. Μόνο η τάση στην άνω πλευρά του εσωτερικού δακτυλίου πλησιάζει την τιμή αυτή (1070 MPa), αλλά δε την ξεπερνάει, ενώ έχουμε χρησιμοποιήσει και συντελεστή ασφαλείας. Τα ελατήρια αντέχουν κατά τη λειτουργία τους. Στο επόμενο σχήμα φαίνονται οι τάσεις για τα δισκοειδή ελατήρια Ke.

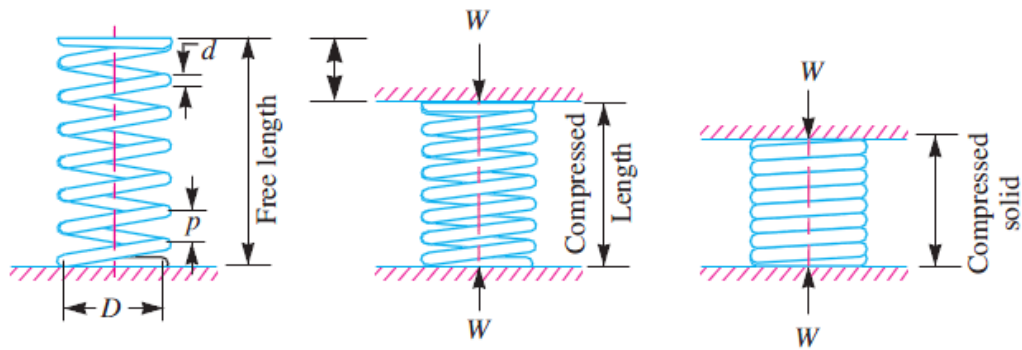


Σχήμα 18. Τάσεις στο δισκοειδές ελατήριο Ke

Εδώ δεν υπάρχει κανένα θέμα για την αντοχή των ελατηρίων, είναι μέσα στα επιτρεπτά όρια.

6. ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ

Θα περιγράψουμε τη διαδικασία σχεδίασης ενός ελατηρίου με σπείρες. Θα θεωρήσουμε δεδομένα τη σταθερά του ελατηρίου, το μέτρο διάτμησης του υλικού, τη μέση διάμετρο του ελατηρίου, τις ολικές σπείρες και τη μέγιστη δυνατή παραμόρφωση του ελατηρίου. Θα σχεδιαστεί ελατήριο όπου οι δύο ακριανές σπείρες θα είναι επίπεδες. Στο παρακάτω σχήμα φαίνονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά ενός ελατηρίου.



Σχήμα 17.Ελατήριο α)χωρίς συμπίεση β)με συμπίεση γ)πλήρης συμπίεση

Οι συμβολισμοί που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι εξής

Συμβολισμός	Μονάδα μέτρησης	Ερμηνεία
L_f	M	ελεύθερο μήκος
P	M	βήμα ελατηρίου
D	M	διάμετρο καλωδίου
D_{out}	M	εξωτερική διάμετρος
N_t		ολικές σπείρες
N_a		ενεργές σπείρες
Δ_{max}	M	μέγιστη συμπίεση
G	Pa	μέτρο διάτμησης
K	N/m	μέτρο ακαμψίας ελατηρίου

Το ελεύθερο μήκος του ελατηρίου είναι ίσο με

$$L_f = (n_a + 3) * d + 1.15 * \delta_{max}$$

Το μήκος του ελατηρίου σε κατάσταση πλήρους συμπίεσης είναι

$$L_s = (n_a + 2) * d$$

Η σταθερά του ελατηρίου δίνεται από τη σχέση

$$k_s = \frac{Gd^4}{8n_{active}D^3}$$

όπου $D = D_{out} - d$. Λύνουμε ως προς D_{out} και υπολογίζουμε την εξωτερική διάμετρο του ελατηρίου. Τέλος το βήμα του ελατηρίου δίνεται από τη σχέση.

$$pitch = \frac{L_f - 2d}{n_a}$$

Στον υπολογισμό του βήματος αφαιρούμε 2 διαμέτρους καλωδίου. Η πρώτη και η τελευταία σπείρα θεωρούνται νεκρές, επειδή όμως κόβουμε το μισό καλώδιο θεωρούμε μια νεκρή σπείρα. Επειδή το βήμα μετριέται από κέντρο σε κέντρο καλωδίου, το μισό καλώδιο από τις δύο προτελευταίες σπείρες είναι ανενεργό, οπότε τα δύο μισά μας δίνουν μια επιπλέον ανενεργή σπείρα. Στο παρακάτω σχήμα φαίνεται πιο καθαρά.



Σχήμα 18. Βήμα ελατηρίου με κλειστές και επίπεδες άκρες

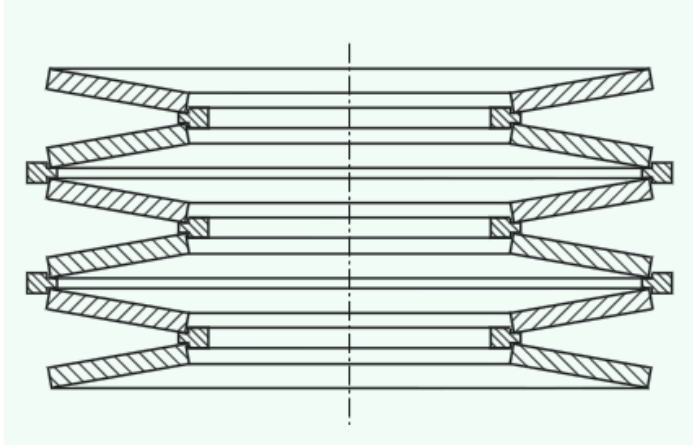
7. ΤΕΛΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

7.1. ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ BELLEVILLE

Τα ελατήρια Belleville, για την ακαμψία του K_c , είναι από ανοξείδωτο χάλυβα και έχουν τα εξής γεωμετρικά χαρακτηριστικά και ιδιότητες :

	K_c	-46295 N/m
E (GPa)	206	Μέτρο ελαστικότητας
ν	0,3	Λόγος poisson
D_e (mm)	208	Εξωτερική διάμετρος
D_i (mm)	64	Εσωτερική διάμετρος
t (mm)	1,6	Πάχος
h_0/t	3,5	Λόγος μέγιστης διαδρομής προς πάχος
h (mm)	7,2	Ολικό ύψος
#	12	Αριθμός ελατηρίων στη σειρά

Επειδή όλα αυτά τα ελατήρια θα μπουν σε σειρά θα χρησιμοποιηθούν ενδιάμεσα δακτυλίδια με εσοχές για να τα κεντράρουμε, να πατήσουν πάνω τους, όπως φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί.



Σχήμα 19.Ελατήρια Belleville σε σειρά με ενδιάμεσα δαχτυλίδια

Το εσωτερικό και εξωτερικό δαχτυλίδι φαίνονται πιο καθαρά στην επόμενη σελίδα, όπου σχεδιάστηκαν στο solidworks.



Σχήμα 20.Εσωτερικό δαχτυλίδι



Σχήμα 21.Εξωτερικό δαχτυλίδι

7.2.ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΥ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ

Οι διαστάσεις του εξωτερικού ελατηρίου ,για δεδομένη ακαμψία ελατηρίου,διάμετρο καλωδίου,σπείρες και υλικό ,όπως προέκυψαν από την διαστασιολόγηση είναι :

Lf	Mm	221
P	Mm	40,7
D	Mm	33
Dout	Mm	282,7
Nt		5
Δmax	Mm	20
G	Gpa	77
K	N/m	244275

7.3.ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΟΥ ΔΙΣΚΟΕΙΔΟΥΣ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ

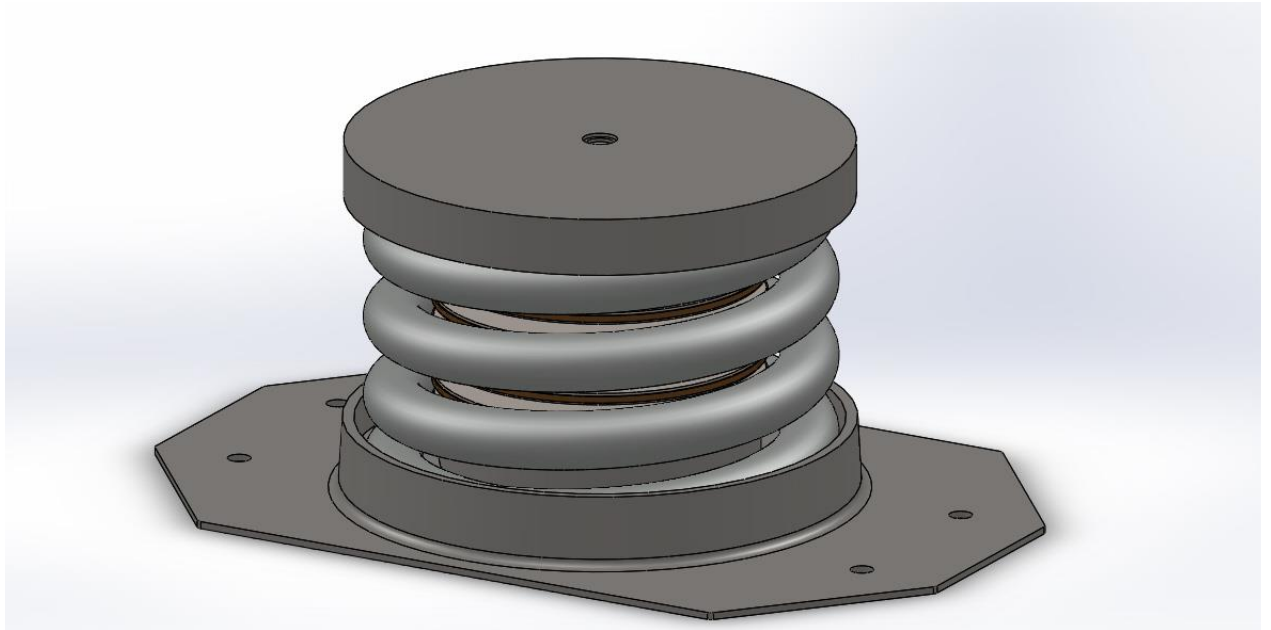
Οι διαστάσεις του εσωτερικού δισκοειδούς ελατηρίου είναι

	Ke	60686 N/m
E (GPa)	206	Μέτρο ελαστικότητας
ν	0,3	Λόγος poisson
De (mm)	225	Εξωτερική διάμετρος
Di (mm)	64	Εσωτερική διάμετρος
t (mm)	3,5	Πάχος
h0/t	0,4	Λόγος μέγιστης διαδρομής προς πάχος
h (mm)	4,9	Ολικό ύψος
#	20	Αριθμός ελατηρίων στη σειρά

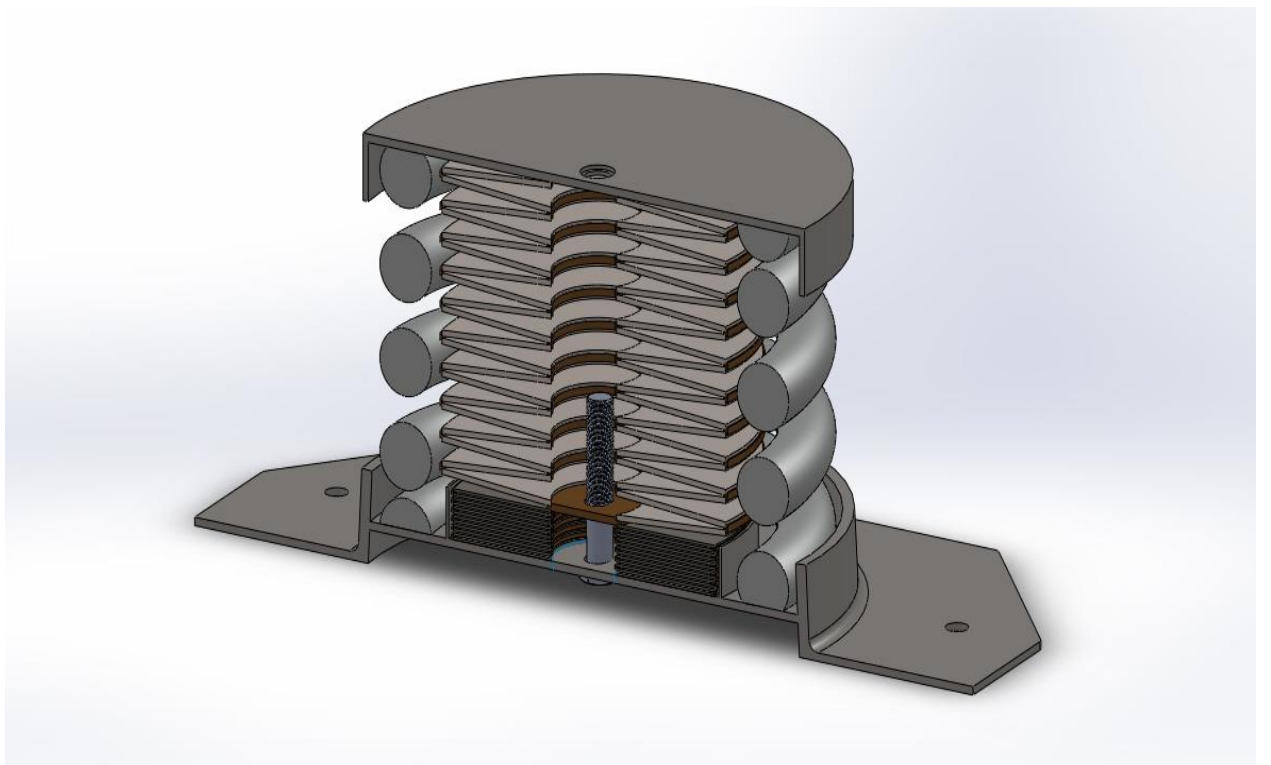
7.4.ΣΧΕΔΙΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

Παρακάτω παρουσιάζεται ένα υποψήφιο σχέδιο για την κατασκευή του μονωτή ταλαντώσεων,το οποίο χρειάζεται ακόμα διορθώσεις.Η βάση του έχει μήκος 600 mm ενώ το συνολικό ύψος δε ξεπερνάει τα 250 mm.Η βάση και το δαχτυλίδι μεταξύ του τελευταίου δισκοειδούς ελατηρίου Kc και του πρώτου δισκοειδούς ελατηρίου Ke φέρουν από μια κεντρική οπή ,με εσωτερικό σπείρωμα η δεύτερη, από όπου θα περνάει κοχλίας από την κάτω πλευρά και θα σφίγγει τα ελατηρία αρνητικής σταθεράς έτσι ώστε να τα φέρουμε στην επίπεδη κατάσταση.Στη συνέχεια προσθέτουμε το εσωτερικά δισκοειδή ελατήρια,το εξωτερικό ελατήριο,το καπάκι και τη μάζα.Έπειτα θα το αφήσουμε ελεύθερο να επανέλθει στην κατάσταση στατικής ισορροπίας.Παρακάτω παρουσιάζεται το σχέδιο ολόκληρο και σε

τομή. Αποσβεστήρας δε χρησιμοποιείται επειδή η σταθερά απόσβεσης 0.05 είναι πολύ μικρή και τα υλικά έχουν από τη φύση τους κάποιες ιδιότητες απόσβεσης.



Σχήμα 22. Σχέδιο κατασκευής



Σχήμα 23. Σχέδιο σε τομή

8. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- R.S.KHURMI , J.K.GUPTA ,2005, EURASIA PUBLISHING HOUSE (PVT.) LTD., “A TEXTBOOK OF MACHINE DESIGN”
- I.ANTONIADIS,D.CHRONOPOULOS,V.SPITAS,D.KOULOCHERIS,2015,JOURNAL OF SOUND AND VIBRATION-ELSEVIER,“ HYPER-DAMPING PROPERTIES OF A STIFF AND STABLE LINEAR OSCILLATOR WITH A NEGATIVE STIFFNESS ELEMENT”
- A.CARRELLA,M.J.BRENNAN,T.P.WATERS,2006,JOURNAL OF SOUND AND VIBRATION-ELSEVIER,“STATIC ANALYSIS OF A PASSIVE ISOLATOR WITH QUASI-ZERO-STIFFNESS CHARACTERISTIC”
- CHRISTIAN BAUER,“DISC SPRINGS:THEORY AND PRACTICE”
- MICHAEL F.ASHBY,1999,BUTTERWORTH-HEINEMANN,“MATERIALS SELECTION IN MECHANICAL DESIGN”,SECOND EDITION