



# ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

## ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

*Ανάλυση, σχεδιασμός και συγκριτική αποτίμηση  
απόδοσης κυματοειδών εδράνων ολίσθησης με χρήση  
πεπερασμένων στοιχείων*

Διπλωματική εργασία

ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ ΣΠΥΡΙΔΑΚΟΣ

Επιβλέπων Καθηγητής: Β. Σπιτάς

Αθήνα 2016



## Περίληψη

Στις μέρες μας οι εφαρμογές απαιτούν νέου τύπου έδρανα ολίσθησης τα οποία έχουν μεγαλύτερη ικανότητα παραλαβής φορτίου και είναι πιο σταθερά. Γίνεται αρκετή έρευνα ώστε να αναπτυχθούν νέα είδη εδράνων ή να αναπτυχθούν άλλοι μηχανισμοί που θα εκπληρώνουν τον παραπάνω σκοπό. Όμως η πρόοδος είναι μικρή και τα έδρανα που έχουν αναπτυχθεί και έχουν σημαντικές ιδιότητες ως προς αυτή την κατεύθυνση είτε είναι περίπλοκα είτε είναι ακριβά και ασύμφορα. Η πιο αξιοσημείωτη περίπτωση είναι η ανάπτυξη των κυματοειδών εδράνων ολίσθησης την δεκαετία του 1990 δηλαδή έδρανα με μη κυκλική εσωτερική διατομή τα οποία προσφέρθουν αυξημένη σταθερότητα, μεγαλύτερη ικανότητα παραλαβής φορτίου και λόγω της γεωμετρίας τους έχουν καλύτερη δυνατότητα απόσβεσης των ταλαντώσεων-δονήσεων που δημιουργούνται στο σύστημα. Το τελευταίο είναι μία σημαντική παράμετρος γιατί μειώνει σημαντικά τον θόρυβο με αποτέλεσμα σε μεταφορικά μέσα στα οποία οι δονήσεις είναι μεγάλες άρα και ο θόρυβος είναι μεγάλος να καθιστά πιο άνετη την χρήση τους. Ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα είναι τα ελικόπτερα όπου στην καμπίνα ο θόρυβος μπορεί να υπερβεί τα 100 dB και γι' αυτό το λόγο χρησιμοποιούνται ειδικές κατασκευές ώστε να τον μειώνουν σε λογικά επίπεδα. Τα κυματοειδή έδρανα για την περίπτωση των ελικοπτέρων μπορούν να μειώσουν τον θόρυβο κατά 15-20dB χωρίς χρησιμοποίηση άλλων μέσων όπως απαιτούν τα έδρανα κυλίσεως. Στην παρούσα διπλωματική αναπτύχθηκε και μελετήθηκε μία μέθοδος που αλλάζει την γεωμετρία του εδράνου ανάλογα με τις ανάγκες της εφαρμογής. Για παράδειγμα ένα κυκλικό έδρανο ολίσθησης μετατρέπεται σε κυματοειδή έδρανο ή γενικότερα σε έδρανο με μη κυκλική εσωτερική διατομή. Το σύστημα το οποίο αναπτύχθηκε είναι απλό και δεν απαιτεί μεγάλες αλλαγές στα υπάρχοντα συστήματα και στα υπάρχοντα έδρανα. Η μελέτη η οποία γίνεται είναι θεωρητική με την βοήθεια προγραμμάτων προσομοίωσης και αποτελεί βάση για επόμενες μελέτες και πειράματα.





## **Abstract**

### ***Analysis, design and comparative assessment of wave bearing performance using FEA***

Nowadays applications require new types of bearings with higher load capacities, better stability and smaller dimensions. Hydrodynamic journal bearings are critical power transmission components that carry increasingly high loads because of the increasing power density in various machines. Extensive research has been conducted in the area of journal bearings for various geometries and many types of lubricants. In 1995 F. Dimofte developed the wave journal bearing concept which offers better stability, higher stiffness and better performance compared to circular journal bearings. Also due to their geometry, wave bearings can attenuate noise and vibrations by up to 20 dB as shown in recent studies.

In the present study wave bearings are analyzed by using computational fluid dynamics (CFD) and fluid structure interaction (FSI) approach in order to find the deformation of the bearing. Furthermore a new simple method has been developed to change the shape of the bearings in real time. The performance of the wave bearings and their benchmarking against plain journal bearings and lemon-type bearings, has been carried out in this thesis and has been found satisfactory.



## Πίνακας Περιεχομένων

1	Εισαγωγή	Σελ	9
2	Αρχές Υδροδυναμικής Λίπανσης	Σελ	11
2.1	Έδρανα Ολίσθησης μεγάλου μήκους	Σελ	12
2.2	Έδρανα Ολίσθησης μικρού μήκους	Σελ	17
2.3	Κυματοειδή Έδρανα	Σελ	18
3	Σχεδίαση Μοντέλων Μελέτης	Σελ	21
4	Μέθοδοι Επίτευξης Κυματοειδούς Γεωμετρίας Εδράνων	Σελ	28
4.1	Μηχανική παραμόρφωση μέσω εξωτερικών στοιχείων	Σελ	29
4.2	Υδραυλική παραμόρφωση μέσω πίεσης στους θαλάμους ρευστού	Σελ	30
5	Διαδικασία Διαμόρφωσης Πλέγματος στο Λογισμικό Ansys	Σελ	35
5.1	Aspect Ratio	Σελ	35
5.2	Skewness	Σελ	36
5.3	Orthogonal Quality	Σελ	37
6	Εγκυρότητα Μοντέλου	Σελ	41
6.1	Σύγκριση αποτελεσμάτων επιλεγμένης και παρούσας εργασίας	Σελ	42
6.2	Σύγκριση αναλυτικών λύσεων Ocirk-DuBois με του Ansys	Σελ	45
6.3	Σύγκριση αναλυτικών λύσεων Reynold-Sommerfeld με του Ansys	Σελ	48
7	Σύγκριση Κυλινδρικού-Ελλειπτικού-Κυματοειδές Εδράνου	Σελ	51
7.1	Σταθερή ταχύτητα περιστροφής-Μεταβλητή εκκεντρότητα	Σελ	51
7.2	Σταθερή εκκεντρότητα-Μεταβλητή ταχύτητα περιστροφής	Σελ	52
7.3	Σύγκριση για μικρές εκκεντρότητες – μικρές ταχύτητες	Σελ	55
8	Μελέτη Ευαισθησίας Εσωτερικής Επιφάνειας Κυματοειδούς Εδράνου	Σελ	61
9	Αρνητικές Πιέσεις Εδράνου	Σελ	66
9.1	Έδρανο μεγάλου μήκους	Σελ	69
9.2	Κυματοειδές έδρανο	Σελ	72
9.3	Ansys Fluent UDFs	Σελ	75
10	Μελέτη Κυλινδρικού Εδράνου Ολίσθησης με Θαλάμους Ρευστού	Σελ	81
10.1	Εκτίμηση επιθυμητών χαρακτηριστικών Θαλάμων Ρευστού	Σελ	81
10.2	Αναλυτική ανάλυση παραμόρφωσης	Σελ	93
10.3	Αλληλεπίδραση ρευστού στερεού (FSI)	Σελ	99
10.4	Ανάλυση με πολλαπλούς θαλάμους ρευστού	Σελ	106
11	Σύνοψη	Σελ	113
	Βιβλιογραφία	Σελ	115
	Παράρτημα	Σελ	117



## 1 Εισαγωγή

Τα έδρανα είναι τα στοιχεία μηχανών, στα οποία στηρίζονται οι στροφείς των ατράκτων ώστε να επιτυγχάνεται η ασφαλής περιστροφή τους. Μέσω αυτών μεταβιβάζονται τα φορτία που εφαρμόζονται στις ατράκτους στο έδαφος ή σε άλλες κατασκευές. Οι διαστάσεις τους είναι, συνήθως, τυποποιημένες και πάντοτε ορίζονται με βάση τη διάμετρο της ατράκτου που στηρίζουν.

Τα έδρανα, γενικά, κατατάσσονται σε τρεις μεγάλες κατηγορίες:

- Ανάλογα με το είδος της τριβής, σε έδρανα κύλισης (τριβή κύλισης) και σε έδρανα ολίσθησης (τριβή ολίσθησης)
- Ανάλογα με την θέση των ατράκτων στις οποίες εφαρμόζονται, σε αξονικά έδρανα και σε ακτινικά έδρανα
- Ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας τους, σε έδρανα σταθερά και σε έδρανα αυτορρυθμιζόμενα

Στις μέρες μας έδρανα χρησιμοποιούνται παντού και ειδικά σε εφαρμογές υψηλό φορτίο. Για παράδειγμα σε όλων των ειδών τις μηχανές, σε επίγεια και εναέρια μέσα μεταφοράς (μηχανές, αυτοκίνητα, ελικόπτερα, αεροπλάνα, δορυφόροι, υποβρύχια, ατμοηλεκτρικοί σταθμοί κλπ), σε τουρμπίνες, συμπιεστές, αντλίες, πλυντήρια, ρολόγια χειρός μέχρι και σε σκληρούς δίσκους.

Τα έδρανα ολίσθησης με τα οποία ασχολείται η παρούσα εργασία συνήθως αποτελούνται από :

- το χιτώνιο κατασκευασμένο από ειδικό αντιτριβικό μέταλλο εντός του οποίου εισέρχεται ο άξονας της μηχανής
- την βάση η οποία είναι είτε ολόσωμη είτε διαιρούμενη και τοποθετείται εξωτερικά του χιτωνίου
- οπή ή οπές στο χιτώνιο και στη βάση απ' όπου εισέρχεται το λιπαντικό για την ομοιόμορφη κατανομή του
- το σύστημα λίπανσης

Ανάλογα με την εφαρμογή η συνολική κατασκευή ενός εδράνου ολίσθησης μπορεί να διαφέρει αλλά τα βασικά κομμάτια είναι τα παραπάνω. Το πιο ευαίσθητο τμήμα ενός εδράνου ολίσθησης είναι το χιτώνιο και γι' αυτό πρέπει να δίνεται ιδιαίτερη προσοχή στο υλικό, στην ποιότητα επιφάνειας, στον τρόπο λίπανσης και στις διαστάσεις του.

Η λίπανση είναι πολύ σημαντική καθώς επηρεάζει την πίεση και την θερμοκρασία που δημιουργείται. Τα λιπαντικά μπορεί να είναι σε στερεά, υγρή ή αέρια μορφή. Ανάλογα με είδος της λίπανσης του εδράνου ολίσθησης μπορούν να χωριστούν σε δύο βασικές κατηγορίες :

- Υδροδυναμική η οποία απαιτεί ύπαρξη συνεχούς ροής λιπαντικού και όχι πίεση εισαγωγής και η πίεση δημιουργείται λόγω της κίνησης του άξονα σε έκκεντρη θέση.
- Υδροστατική στην οποία διοχετεύουμε το λιπαντικό υπό πίεση και συνήθως χρησιμοποιείται όταν η ταχύτητα του άξονα είναι πολύ μικρή ή μηδενική.

Τα κύρια πλεονεκτήματα των εδράνων ολίσθησης είναι :

- Η κατασκευή τους και η σύνθεση τους είναι απλή
- Μεγάλη ποικιλία εδράνων ανάλογα με την εφαρμογή
- Μεγάλη διάρκεια ζωής όπου υπό προϋποθέσεις μπορεί να γίνει απεριόριστη
- Μπορούν να αποσβέσουν τις ταλαντώσεις του άξονα με αποτέλεσμα να παράγουν λιγότερο θόρυβο
- Αντέχουν μεγάλα φορτία
- Απαιτούν μικρότερο χώρο σε σχέση με τα έδρανα κυλίσεως
- Λειτουργούν σε υψηλές στροφές
- Λιγότερο ευαίσθητα στη σκόνη και στις μικροακαθαρσίες
- Το λιπαντικό μειώνει την τριβή και απομακρύνει την θερμότητα

Τα κύρια μειονεκτήματα τους είναι:

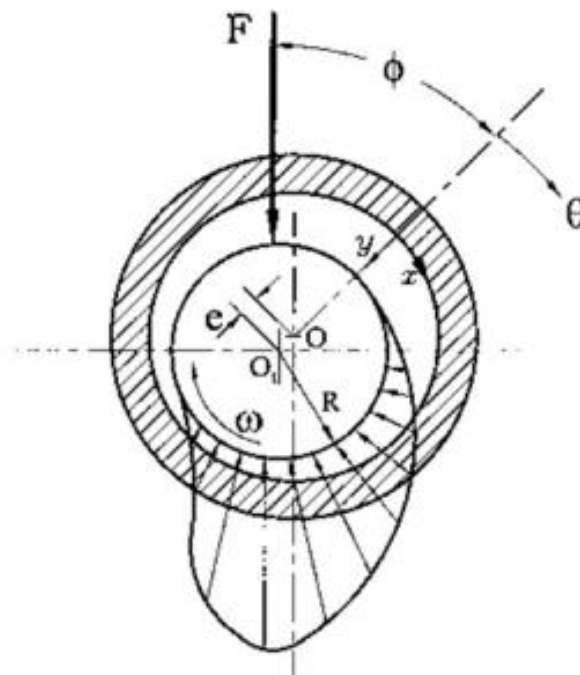
- Μεγάλη ποσότητα λιπαντικού που χρειάζονται
- Μεγαλύτερες απώλειες λόγω τριβής έναντι των εδράνων κυλίσεως
- Βασίζονται στο λιπαντικό οπότε αν υπάρξει οποιαδήποτε βλάβη στο σύστημα λίπανσης, θα πάθουν βλάβη και αυτά
- Μικρότερη απόδοση σε σχέση με τα έδρανα κυλίσεως

Η παρούσα εργασία θα ασχοληθεί με μία συγκεκριμένη κατηγορία εδράνων ολίσθησης που λέγονται κυματοειδή έδρανα ή στα αγγλικά wave bearings όπου δημιουργήθηκαν τη δεκαετία του 1990 από τον Florin Dimofte σε συνεργασία με τη NASA και η εσωτερική πλευρά του εδράνου δεν είναι κυκλική αλλά έχει ένα προφίλ που θυμίζει κύματα. Σε σύγκριση με τα κυκλικά έδρανα ολίσθησης παρουσιάζουν μερικές πολύ ενδιαφέρον διαφορές λόγω αυτής της γεωμετρίας όπως για παράδειγμα μπορούν να υποστηρίξουν μεγαλύτερο φορτίο σε σχέση με τα άλλα έδρανα, απορροφούν σε μεγαλύτερο βαθμό τις ταλαντώσεις/δονήσεις του άξονα οπότε η μηχανή γίνεται αθόρυξη αφού οι δονήσεις «σταματάνε» στα κυματοειδή έδρανα και δεν μεταφέρονται στο εξωτερικό κέλυφος. Ενδεικτικά στην καμπύλη ενός ελικοπτερού ο θόρυβος μπορεί να φτάσει 100 dB λόγω των εδράνων κύλισης και με χρήση κυματοειδών εδράνων μπορεί να είναι χαμηλότερος κατά περίπου 20dB [1]. Σήμερα οι θόρυβοι περιορίζονται μέσω επιπρόσθετων κοστοβόρων κατασκευών που προσθέτουν βάρος αλλά ακόμα και έτσι δεν γίνεται να τοποθετηθούν σε παράθυρα. Τα κυματοειδή έδρανα έχουν ως σκοπό να λύσουν τα παραπάνω προβλήματα.

Ο σκοπός της διπλωματικής δεν είναι να γίνει μία μελέτη υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD) πάνω σε αυτά τα νέα έδρανα. Υδροδυναμική ανάλυση έχει γίνει ήδη από τον δημιουργό τους, τον Dimofte και συνεργάτες του [2-4] αν και γίνεται και εδώ για λόγους πληρότητας, εγκυρότητας καθώς το εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών δεν διέθετε την τεχνογνωσία πάνω στον συγκεκριμένο τομέα. Η παρούσα διπλωματική θα θέσει τις βάσεις για την ανάπτυξη ενός συστήματος το οποίο θέτωντας εξωτερικές πιέσεις ένα κυλινδρικό έδρανο ολίσθησης μετατρέπεται σε κυματοειδή έδρανο ακόμα και σε πραγματικό χρόνο. Με αυτό τον τρόπο, κοινά κυλινδρικά έδρανα μπορούν να αλλάξουν σχήμα κατά το επιθυμητό και να μετατραπούν όχι μόνο σε κυματοειδή έδρανα αλλά και σε ελλειπτικά έδρανα ή γενικότερα σε μη κυκλικά έδρανα. Σε εφαρμογές που επικρατούν ειδικές συνθήκες όπως για παράδειγμα σε ελικόπτερα, αεροπλάνα, δορυφόροι, υποβρύχια προσαρμόζεται το έδρανο ώστε να αντέχει μεγαλύτερα φορτία, ελέγχεται η σταθερότητα του άξονα και μειώνονται σε μεγάλο βαθμό τις δονήσεις/ταλαντώσεις που σε άλλη περίπτωση θα παράγονταν.

## 2 Αρχές Υδροδυναμικής Λίπανσης

Μεταξύ του εδράνου και του άξονα υπάρχει ένα κενό όπου βρίσκεται ένα λεπτό στρώμα λιπαντικού που διαχωρίζει τις δύο ολισθαίνοντες επιφάνειες. Το στρώμα αυτό δημιουργεί ένα κύμα πίεσης που έχει ως αποτέλεσμα να μπορεί να υποστηρίξει εξωτερικό φορτίο. Το κενό μεταξύ του εδράνου και του άξονα στο οποίο βρίσκεται το ρευστό έχει σχήμα σφήνας γι' αυτό ονομάζεται «υδροδυναμικός σφήνας» [5]. Το ρευστό προσκολλάται στις επιφάνειες και ακολουθεί την κίνηση τους. Δημιουργούνται υψηλές διατμητικές τάσεις που σπρώχνουν το ρευστό να περάσει από τον σφήνα. Έτσι, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.1, δημιουργείται υψηλή πίεση στο μικρό κενό και επιτρέπει την παραλαβή φορτίου. Με αυτό τον τρόπο το υδροδυναμικό στρώμα του λιπαντικού διαχωρίζει την επιφάνειες. Υπό σταθερές συνθήκες η ικανότητα παραλαβής φορτίου ( $W$ ) ενός εδράνου ισούται με το εξωτερικό φορτίο του άξονα ( $F$ ) αλλά έχουν αντίθετη φορά.



Σχήμα 2.1: Κατανομή της πίεσης σε ένα έδρανο

Θεωρητικές και πειραματικές μελέτες έχουν δείξει πως η ικανότητα παραλαβής φορτίων εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής του άξονα και το ιξώδες του ρευστού. Επίσης λεπτό στρώμα συνεπάγεται μεγαλύτερη ικανότητα παραλαβής φορτίου αλλά μέχρι κάποιο όριο που εξαρτάται από την εφαρμογή γιατί για παράδειγμα σε μία μηχανή ή έναν μηχανισμό που δονείται/ταλαντώνεται υπάρχει ο κίνδυνος οι επιφάνειες να έρθουν σε επαφή.

Το 1880 για πρώτη φορά ο Tower διεξήγαγε πειράματα για να αποδείξει την ύπαρξη πίεσης μεταξύ ενός περιστρεφόμενου άξονα και ενός εδράνου. Όμως το 1886 ο Reynolds άρχισε παρόμοια πειράματα και το 1894 ανέπτυξε την κλασική θεωρία της υδροδυναμικής λίπανσης κάνοντας διάφορες παραδοχές που δεν επηρεάζουν τα αποτελέσματα ώστε να απλοποιήσει τις εξισώσεις Navier-Stokes.

Στις αρχές του 20<sup>ου</sup> αιώνα υπήρχαν μόνο έδρανα μεγάλου μήκους ( $L \gg D$ ) και γι' αυτό η θεωρία του Reynolds αφορά αυτά. Στις μέρες μας τα περισσότερα διαδεδομένα έδρανα

ολίσθησης είναι τα μικρού μήκους ( $L \ll D$ ) γιατί παρουσιάζουν μία σειρά πλεονεκτημάτων σε σχέση με τα έδρανα μεγάλου μήκους παρά το γεγονός ότι τα τελευταία έχουν μεγαλύτερη ικανότητα παραλαβής φορτίου και μεγαλύτερη ικανότητα παραλαβής φορτίου ανά μονάδα επιφάνειας λόγω του μεγάλου μήκους. Μερικά από αυτά είναι

- Καλύτερη ψύξη του λιπαντικού που συνεπάγεται καλύτερη συμπεριφορά γιατί δεν αλλοιώνονται τα χαρακτηριστικά του λόγω της θερμοκρασίας. Μπορεί να θεωρηθεί ότι το ιξώδες παραμένει σταθερό δηλαδή  $\mu = \text{σταθερό}$ .
- Λιγότερο ευαίσθητα σε κακή ευθυγράμμιση του άξονα
- Έχουν λιγότερη φθορά
- Πιο μικρά άρα μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε εφαρμογές που ο χώρος είναι περιορισμένος. Η τάση στις μέρες μας είναι να γίνονται όλο και πιο μικρές οι μηχανές και γενικότερα οι κατασκευές. Ανταγωνίζονται τα έδρανα κύλισης όπου συνήθως είναι μικρού μήκους.

Οι σημαντικότερες παραδοχές που έκανε ο Reynolds είναι οι παρακάτω:

- Θεώρησε ότι η ροή είναι στρωτή δηλαδή  $Re \ll 1000$  που είναι αποδεκτή παραδοχή
- Το ρευστό είναι νευτωνικό, ασυμπίεστο και συνεχές
- Η βαρύτητα δεν λαμβάνεται υπόψη
- Η αδράνεια της μάζας του ρευστού δεν λαμβάνεται υπόψη γιατί είναι πολύ μικρότερη από τη δύναμη του ιξώδες / τριβής του ρευστού.
- Η ταχύτητα του ρευστού είναι ίδια με της περιστρεφόμενης επιφάνειας
- Η πίεση είναι σταθερή κατά το πάχος του φιλμ του ρευστού
- Το ιξώδες του ρευστού παραμένει σταθερό

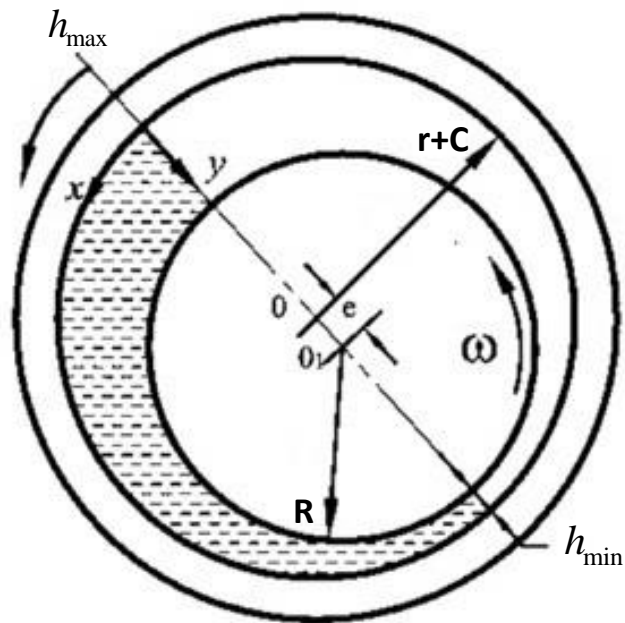
Περισσότερα για την θεωρία της υδροδυναμικής λίπανσης μπορούν να βρεθούν στα περισσότερα βιβλία Τριβολογίας, Σχεδίασης Εδράνων και Υδροδυναμικής Λίπανσης.

Στη συνέχεια γίνεται αναφορά στα βασικότερα γεωμετρικά χαρακτηριστικά και στις βασικότερες εξισώσεις που αφορούν τα έδρανα ολίσθησης μεγάλου μήκους, μικρού μήκους και για τα κυματοειδή έδρανα (wave bearings).

## 2.1 Έδρανα Ολίσθησης μεγάλου μήκους

Τα έδρανα αποτελούνται από τον κινούμενο άξονα με ακτίνα  $R_s$ , το σταθερό έδρανο με ακτίνα  $R_b$  και ενδιάμεσα τους το λιπαντικό. Το κενό το οποίο υπάρχει ανάμεσα στο έδρανο και στον άξονα λέγεται ακτινική χάρη και συμβολίζεται με  $C$ .





Σχήμα 2.2: Γεωμετρία εδράνου, εκκεντρότητα, ακτινική χάρη

Η ακτινική χάρη συνήθως είναι ένα τις χιλίους της ακτίνας του άξονα δηλαδή  $\frac{C}{R} = 10^{-3}$ . Η εκκεντρη ( $O_1$ ) περιστροφή του άξονα σε σχέση με το κέντρο του εδράνου ( $O$ ) ονομάζεται εκκεντρότητα  $e$  (Σχήμα 2.2) και ως λόγος εκκεντρότητας ορίζεται:

$$\varepsilon = \frac{e}{C} \quad 2.1$$

Αφού ο άξονας δεν βρίσκεται στο κέντρο, το κενό ανάμεσα στον άξονα και το έδρανο (film thickness) είναι μικρότερο του  $C$  και περιγράφεται από την εξίσωση

$$h(\theta) = C(1 + \varepsilon \cos \theta) \quad 2.2$$

όπου η εξίσωση 2.3 και 2.4 δίνει το σημείο με το μικρότερο και το μεγαλύτερο πάχος αντίστοιχα.

$$h_{\min} = C(1 - \varepsilon) \quad 2.3$$

$$h_{\max} = C(1 + \varepsilon) \quad 2.4$$

Όταν ο λόγος εκκεντρότητας  $\varepsilon$  πλησιάζει το 1 οι επιφάνειες εδράνου-άξονα έρχονται σε επαφή επομένως ποτέ ο λόγος δεν πρέπει να ξεπερνάει την τιμή 0.9. Συνήθως ο λόγος εκκεντρότητας κυμαίνεται από 0.6 έως 0.8 ανάλογα με την εφαρμογή. Δύο από τους πιο σημαντικούς παράγοντες που επηρεάζουν την εκκεντρότητα του άξονα είναι η ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο. Για σταθερό φορτίο, όσο μεγαλύτερη είναι η ταχύτητα περιστροφής τόσο μικρότερος γίνεται ο λόγος εκκεντρότητας. Αντίθετα όταν ο άξονας στρέφεται αργά ο λόγος εκκεντρότητας είναι μεγάλος και πλησιάζει το 1 ( $\varepsilon \rightarrow 1$ ). Είναι μία

ανεπιθύμητη κατάσταση γιατί το κυκλικό έδρανο χάνει την ικανότητα του να παραλαμβάνει φορτία και έχει κακή απόσβεση .

Για την πίεση ο Reynolds κάνοντας τις απαραίτητες παραδοχές και απλοποιήσεις έφτασε στην εξίσωση:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12(V_2 - V_1) \quad 2.5$$

Όπου  $U_1, V_1$  είναι οι ταχύτητες κατά x και y διεύθυνση αντίστοιχα για το έδρανο

$U_2, V_2$  είναι οι ταχύτητες κατά x και y διεύθυνση αντίστοιχα για το άξονα

Το έδρανο είναι σταθερό ενώ για τον άξονα ισχύει

$$U_1, V_1 = 0 \quad 2.6$$

$$U_2 = U \cos a \approx U \quad 2.7$$

$$V_2 = U \sin a \approx -U \tan a = U \frac{\partial h}{\partial x}$$

Επίσης επειδή είναι έδρανο μεγάλου μήκους η πίεση κατά τον z άξονα είναι αμελητέα άρα

$$\frac{\partial p}{\partial z} \approx 0 \quad 2.8$$

Με βάση τις εξισώσεις 2.6, 2.7 και 2.8 η εξίσωση 2.5 γίνεται

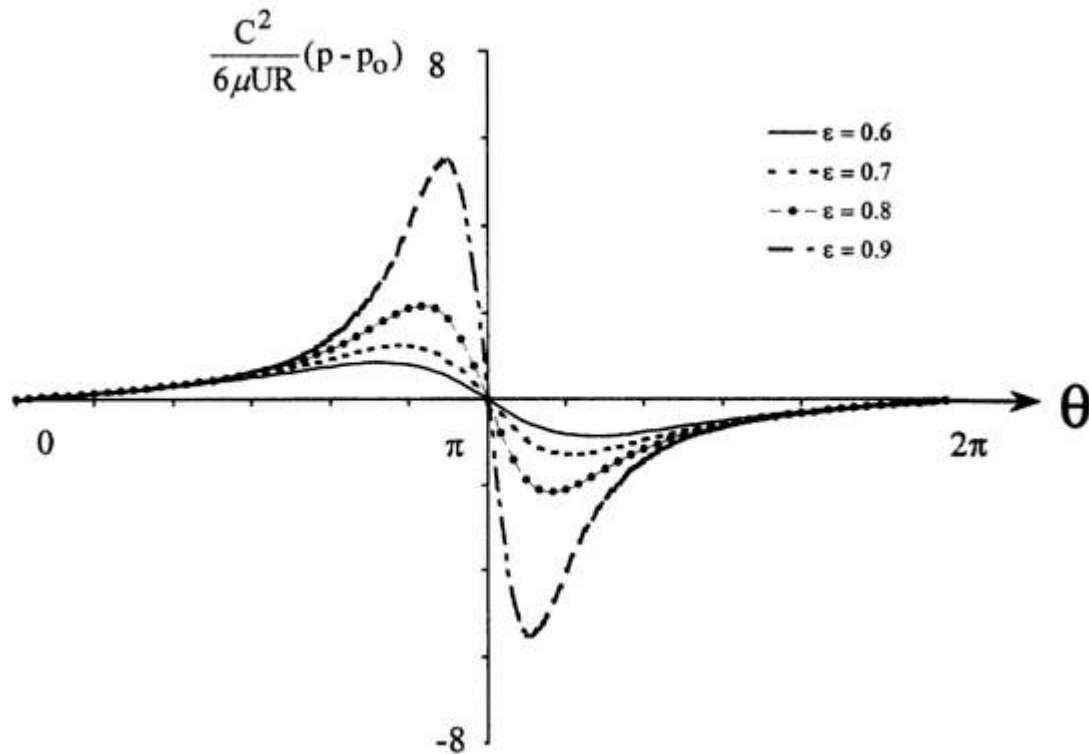
$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad 2.9$$

Την εξίσωση 2.9 την έλυσε ο Sommerfeld το 1904 και η αναλυτική μορφή της πίεσης είναι

$$p(\theta) - p_o = \frac{6\mu UR}{C^2} \left[ \frac{\varepsilon(2 + \varepsilon \cos \theta) \sin \theta}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos \theta)^2} \right] \quad 2.10$$

Όπου  $p_o$  είναι η πίεση εισαγωγής του λιπαντικού

Είναι χαρακτηριστικό πως η πίεση εξαρτάται μόνο από την εκκεντρότητα (σχήμα 2.3), λαμβάνοντας υπόψη ότι ο πρώτος όρος του δεύτερου σκέλους της εξίσωσης είναι σταθερός για ένα έδρανο.

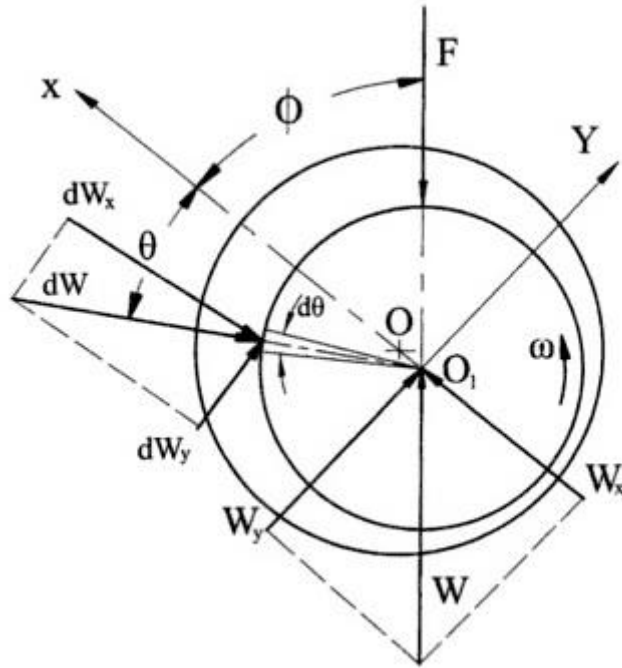


Σχήμα 2.3: Μεταβολή πίεσης συναρτήσει της εκκεντρότητας

Έχοντας διατυπώσει την εξίσωση της κατανομής της πίεσης για το έδρανο μεγάλου μήκους, μένει να διατυπωθούν οι εξισώσεις για το φορτίο και τη γωνία συμπεριφοράς σύμφωνα με τις συνθήκες του Sommerfeld.

Το σχήμα 2.4 απεικονίζει την επιφάνεια ενός άξονα που στρέφεται έκκεντρα με κέντρο το  $O_1$  και την επιφάνεια ενός εδράνου με κέντρο το  $O$ . Η  $W$  είναι η ικανότητα παραλαβής φορτίου με συνιστώσες τα  $W_x$  και  $W_y$  και είναι ίση με την  $F$  ώστε να την αντισταθμίζει.

Γωνία συμπεριφορά  $\Phi$  ονομάζεται η γωνία όπου η  $W$  είναι κάθετη και έχει φορά αντίθετη της  $F$ . Δεν θα ήταν λάθος να ονομαστεί η  $\Phi$  «γωνία ισορροπίας» ή «γωνία ευστάθειας».



Σχήμα 2.4: Δυνάμεις στο έδρανο ολίσθησης

Έστω ένα μικρό στοιχείο που βρίσκεται στην επιφάνεια  $dA = LRd\theta$  και λόγω της πίεσης από το λιπαντικό έχει δημιουργηθεί μία δύναμη  $dW$  με συνιστώσες  $dW_x$  και  $dW_y$  όπως φαίνεται στο σχήμα 2.4.

Είναι γνωστό ότι ισχύει  $P = \frac{F}{A}$  επομένως η  $dW$  μπορεί να εκφραστεί ως:

$$dW = pLRd\theta \quad 2.11$$

Χρησιμοποιώντας απλή γεωμετρία και ολοκληρώνοντας οι  $W_x$  και  $W_y$  γράφονται ως:

$$dW_x = pLR \cos \theta d\theta \Rightarrow W_x = -LR \int_0^{2\pi} p \cos \theta d\theta \quad 2.12$$

$$dW_y = pLR \sin \theta d\theta \Rightarrow W_y = LR \int_0^{2\pi} p \sin \theta d\theta \quad 2.13$$

Η γωνία συμπεριφοράς δίνεται από την εξίσωση:

$$\tan \varphi = \frac{W_y}{W_x} \quad 2.14$$

Ο Sommerfeld έλυσε τις εξισώσεις 2.12 και 2.13 χρησιμοποιώντας κατάλληλους μαθηματικούς μετασχηματισμούς και προέκυψε ότι:

$$W_x = 0 \quad 2.15$$

$$W = W_y = \frac{12\pi\mu UR^2 L}{C^2} \frac{\varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{1/2}} \quad 2.16$$

$$\Phi = \frac{\pi}{2} \quad 2.17$$

Όπως και για την πίεση έτσι και το φορτίο εξαρτάται μόνο από την εκκεντρότητα.

Τέλος ο αδιάστατος αριθμός Sommerfeld για έδρανο μεγάλου μήκους είναι:

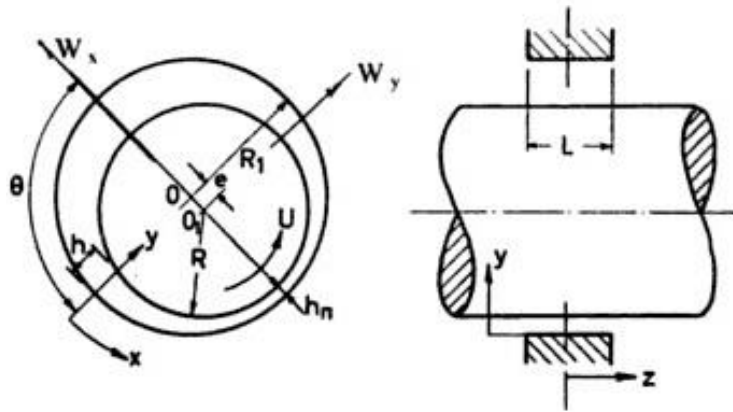
$$S_L = \frac{\mu n}{P} \left(\frac{R}{C}\right)^2 = \frac{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{1/2}}{12\pi^2 \varepsilon} \quad 2.18$$

Ο παραπάνω αριθμός χρησιμοποιείται ευρέως κατά την σχεδίαση ενός εδράνου ολίσθησης καθώς δίνει ρεαλιστικά αποτελέσματα για το φορτίο, την πίεση και άλλες μεταβλητές μέσω διαγραμμάτων και πινάκων.

### 2.2 Έδρανα Ολίσθησης μικρού μήκους

Η θεωρία των εδράνων ολίσθησης μικρού μήκους αναλύθηκε από τους Dubois και Ocnirk [6-7] περίπου το 1953. Σε σχέση με τα μεγάλα μήκους έδρανα θεώρησαν ότι η παράγωγος της πίεσης κατά τον x άξονα είναι πολύ μικρότερη απ' ότι κατά τον z άξονα (σχήμα 2.5) και μπορεί να αμεληθεί δηλαδή

$$\frac{dp}{dz} \gg \frac{dp}{dx} \quad 2.19$$



Σχήμα 2.5: Γεωμετρία εδράνου μικρού μήκους

Συγκεκριμένα στην εξίσωση 1.6 της πίεσης του Reynolds ο πρώτος όρος αμελείται και η εξίσωση 2.5 γίνεται

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12(V_2 - V_1) \quad 2.20$$

Με παρόμοιες παραδοχές (εξ. 1.7 , 1.8) όπως στην περίπτωση των εδράνων μεγάλου μήκους η αναλυτική μορφή της κατανομής της πίεσης για το έδρανο μικρού μήκους είναι:

$$p(\theta, z) = \frac{3\mu U}{RC^2} \left( \frac{L^2}{4} - z^2 \right) \frac{\varepsilon \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \quad 2.21$$

όπου  $z=0$  στη μέση του εδράνου (Σχήμα 2.5)

Αντίστοιχα ορίζονται οι εξισώσεις φορτίου, γωνίας και αριθμού Sommerfeld.

Χρησιμοποιώντας το σχήμα 2.4 και κάνοντας παρόμοιες πράξεις οι Dubois-Ocnirk κατέληξαν στις εξισώσεις:

$$W_x = \frac{\mu UL^3}{C^2} \frac{\varepsilon^2}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad 2.22$$

$$W_y = \frac{\mu UL^3}{4C^2} \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \quad 2.23$$

$$W = \sqrt{(W_x^2 + W_y^2)} = \frac{\mu UL^3}{4C^2} \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \left[ \pi^2 (1 - \varepsilon^2) + 16\varepsilon^2 \right]^{1/2} \quad 2.24$$

Παρομοίως η γωνία συμπεριφοράς καθορίζεται μόνο από την εκκεντρότητα  $\varepsilon$  και δίνεται από την εξίσωση:

$$\tan \varphi = \frac{W_y}{W_x} = \frac{\pi (1 - \varepsilon^2)^{1/2}}{4 \varepsilon} \quad 2.25$$

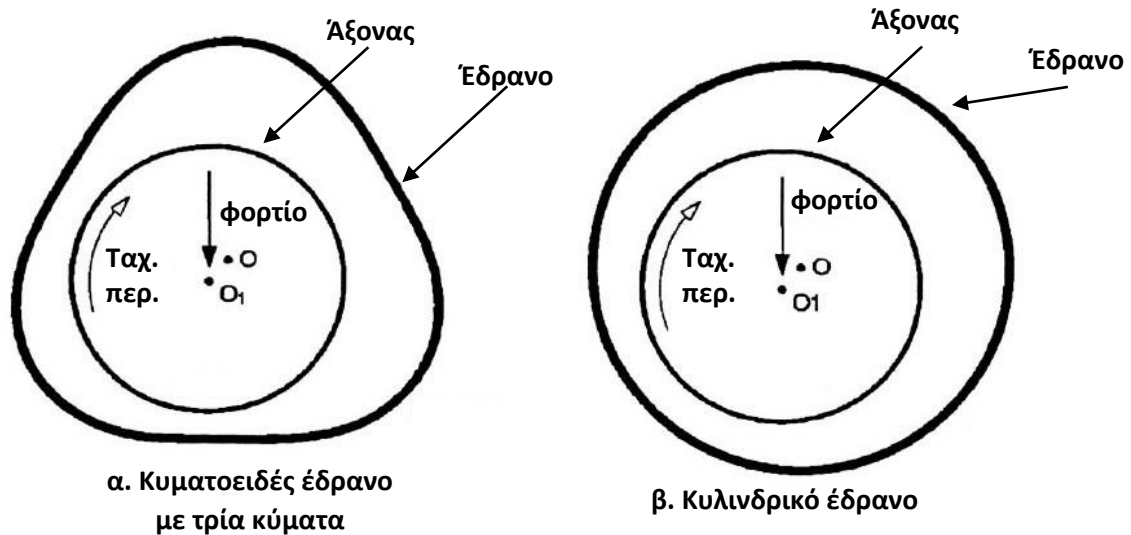
Τέλος ο αδιάστατος αριθμός Sommerfeld για έδρανο μικρού μήκους είναι

$$S_s = \frac{\mu n}{P} \left( \frac{R}{C} \right)^2 = \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{(1 - \varepsilon^2)^2}{\pi \varepsilon \left[ \pi^2 (1 - \varepsilon^2) + 16\varepsilon^2 \right]^{1/2}} \quad 2.26$$

Το τελευταίο κομμάτι της θεωρίας είναι για τα κυματοειδή έδρανα (wave bearing) για τα οποία γίνεται περισσότερη ανάλυση σε αυτή τη διπλωματική.

### 2.3 Κυματοειδή Έδρανα

Σε αντίθεση με τα έδρανα μεγάλου και μικρού μήκους, τα κυματοειδή έδρανα είναι μία καινούργια χρονολογικά εφεύρεση. Μελετήθηκαν και δημιουργήθηκαν από τον F. Dimofte την περίοδο 1992-1995 και η βασική διαφορά σε σχέση με τα άλλα δύο είναι ότι η εσωτερική πλευρά του εδράνου δεν είναι κυκλική αλλά έχει ένα ομοιόμορφο κυματοειδή προφίλ όπως φαίνεται στο σχήμα 2.6.



Σχήμα 2.6: α. Κυματοειδή έδρανο, β. Κυκλικό έδρανο

Τα βασικότερα πλεονεκτήματα αυτής της γεωμετρίας [8] είναι:

- 1) Προσδίδει μεγαλύτερη ευστάθεια στον άξονα
- 2) Προσδίδει μεγαλύτερη αντοχή στο έδρανο
- 3) Μειώνει το θόρυβο γιατί μειώνει τις δονήσεις που μεταφέρονται από τον άξονα στο εξωτερικό κέλυφος δηλαδή έχει καλύτερη απόσβεση στις ταλαντώσεις.
- 4) Δεν απαιτεί επιπλέον σύστημα απόσβεσης ταλαντώσεων όπως απαιτούν τα έδρανα κυλίσεως σε εφαρμογές αεροδιαστημικής ή γενικότερα εναέριων μέσων [9].

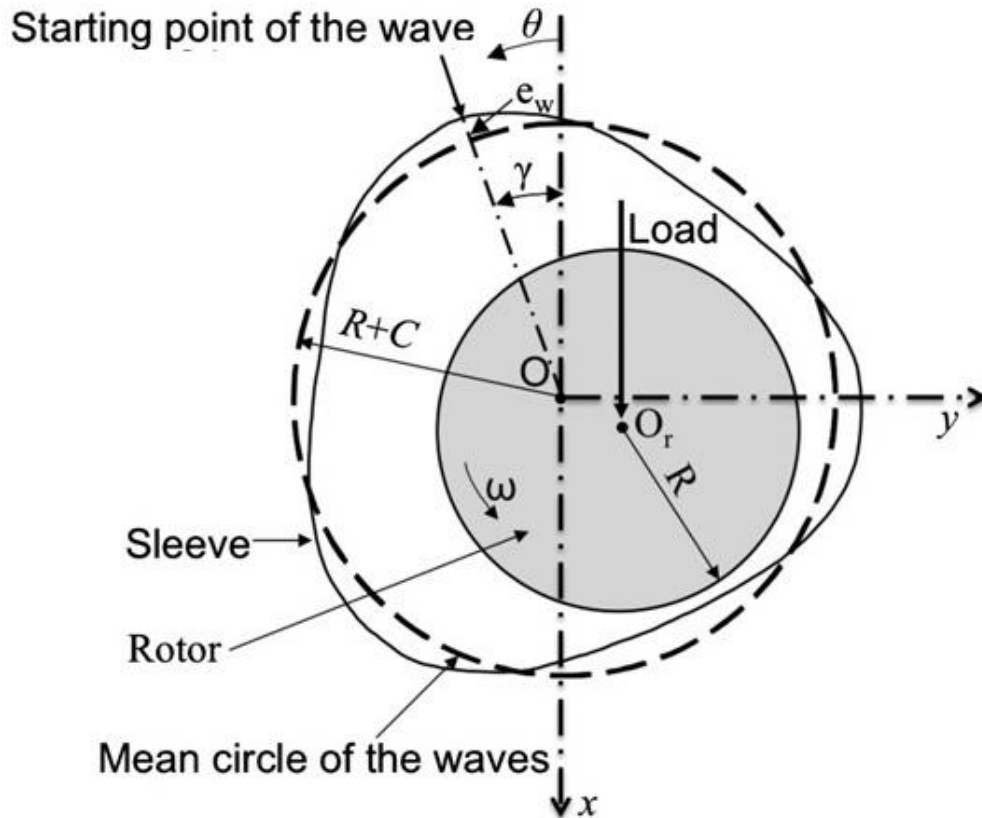
Η πρώτη βασική παράμετρος είναι ο αδιάστατος λόγος του πλάτους του κύματος (wave amplitude ratio)  $\epsilon_w$  ο οποίος εκφράζεται από την εξίσωση:

$$\epsilon_w = \frac{e_w}{C} \tag{2.27}$$

Το  $e_w$  είναι το πλάτος του κύματος και  $C$  είναι η ακτινική χάρη που όμως σε αντίθεση με τα έδρανα μικρού και μεγάλου μήκους μετριέται ως

$$C = R_m - R_s \tag{2.28}$$

όπου  $R_s$  είναι η ακτίνα του άξονα και  $R_m$  είναι η ακτίνα της εσωτερικής πλευράς ενός υποθετικού εδράνου που θα περνούσε από το μέσο του κύματος όπως φαίνεται στο σχήμα 2.7



Σχήμα 2.7: Η γεωμετρία ενός κυματοειδούς εδράνου

Το πάχος του στρώματος του λιπαντικού δίνεται από την εξίσωση

$$h(\theta) = C + x \cos \theta + y \sin \theta + e_w \cos(n_w(\theta + \gamma)) \quad 2.29$$

όπου  $n_w$  είναι ο αριθμός των κυμάτων

$\gamma$  είναι η γωνία αρχής του κύματος όπως φαίνεται στο σχήμα 2.7

Η τροποποιημένη εξίσωση του Reynolds και οι εξισώσεις για το φορτίο και τη γωνία συμπεριφοράς δεν είναι διαθέσιμες αλλά περισσότερα αναφέρονται στην εργασία της Ene M. Nicoleta [8].

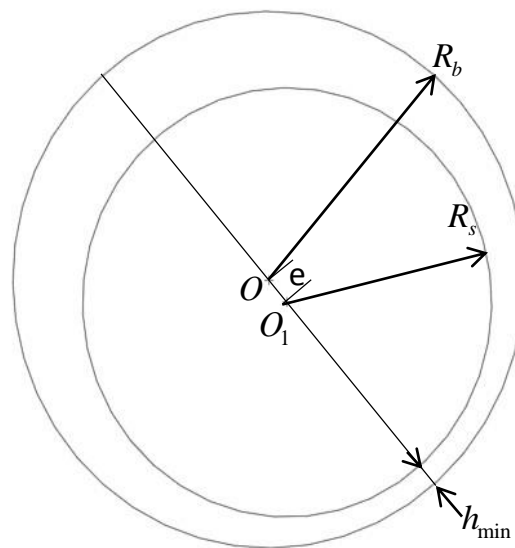


### 3 Σχεδίαση Μοντέλων Μελέτης

Ακολουθεί η παρουσίαση των βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών του εδράνου, του άξονα και οι ιδιότητες του ρευστού. Τα τέσσερα βασικά μοντέλα είναι

1. Το κυκλικό έδρανο ολίσθησης μικρού μήκους ( plain short journal bearing )
2. Το κυκλικό έδρανο ολίσθησης μεγάλου μήκους ( plain long journal bearing )
3. Το ελλειπτικό έδρανο ολίσθησης, γνωστό και ως lemon type bearing
4. Το κυματοειδές έδρανο ( wave bearing )

Για να κατασκευαστεί ένα έδρανο πρέπει να είναι γνωστά η ακτίνα του άξονα  $R_s$  και η ακτινική χάρη  $C$ .



Σχήμα 3.1 Βασική γεωμετρία εδράνου

Με βάση το σχήμα 3.1 η ακτίνα του άξονα ορίζεται ως  $R_s = 50mm$  και η ακτινική χάρη  $C$  ορίζεται ως  $C = 145\mu m$ . Επομένως η εσωτερική πλευρά του εδράνου βρίσκεται στα  $R_b = 50.145mm$ .

Στον πίνακα 3.1 παρουσιάζονται ο λόγος εκκεντρότητας  $\epsilon$  εξ(2.1), η εκκεντρότητα  $e$ , το ελάχιστο πάχος  $h_{min}$  εξ (2.3) τα οποία είναι

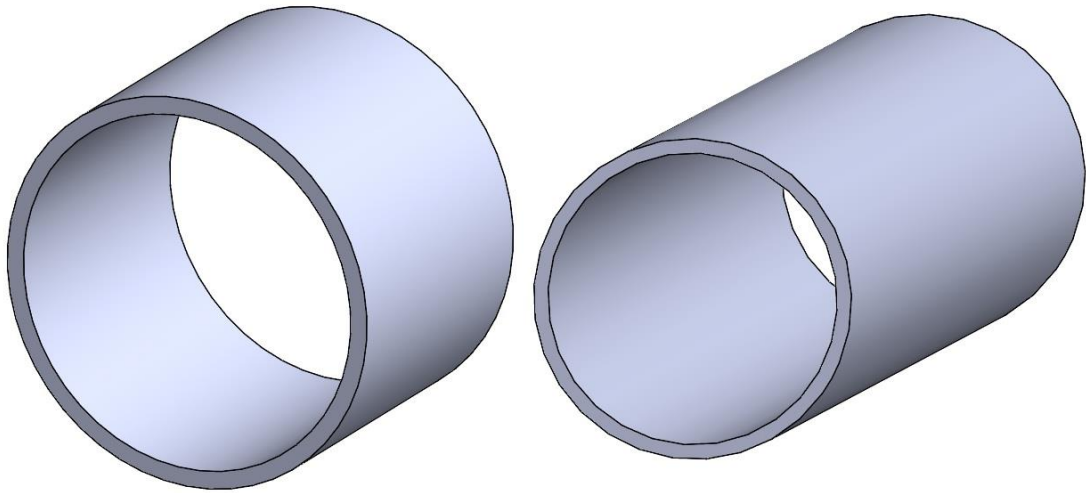
$\epsilon$	$e(\mu m)$	$h_{min} (\mu m)$
0.2	29	116
0.4	58	87
0.6	87	58
0.8	116	29

Πίνακας 3.1: Εκκεντρότητες εδράνου– ελάχιστο πάχος στρώματος ρευστού

Η σχεδίαση των μοντέλων έγινε στο πρόγραμμα Solidworks και είναι ιδιαίτερα απλή ειδικά για την περίπτωση των κυκλικών εδράνων ολίσθησης ενώ χρειάζεται ιδιαίτερη προσοχή στην σχεδίαση του κυματοειδούς εδράνου γιατί το στρώμα του λιπαντικού είναι πολύ

λεπτό και μία κακή σχεδίαση μπορεί να οδηγήσει σε λανθασμένα αποτελέσματα ή ακόμα και σε αδυναμία πραγματοποίησης της προσομοίωσης.

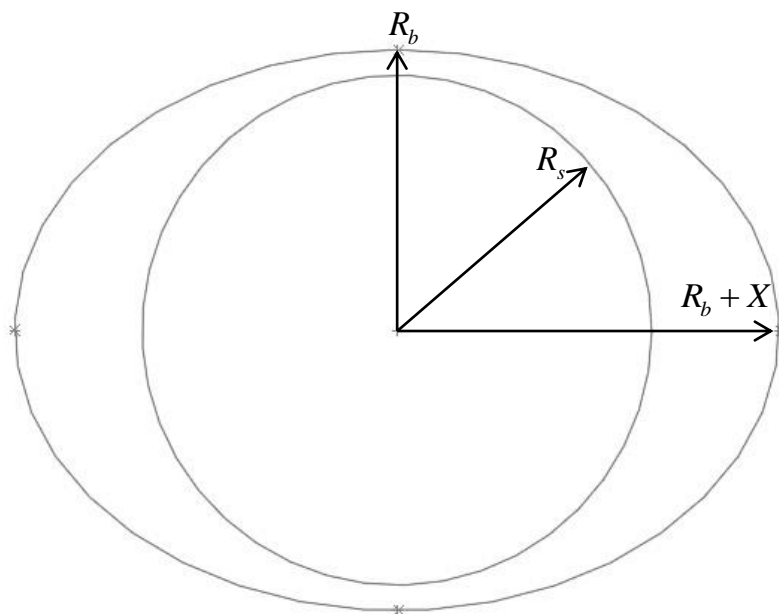
Το μήκος είναι η μόνη διαφορά μεταξύ ενός μικρού και μεγάλου μήκους εδράνου. Στο σχήμα 3.2.a απεικονίζεται ένα έδρανο μικρού μήκους με λόγο  $\frac{L}{D} = 0.8 \Rightarrow L = 80mm$  ενώ στο σχήμα 3.2.b απεικονίζεται ένα έδρανο μεγάλου μήκους με λόγο  $\frac{L}{D} = 5 \Rightarrow L = 500mm$ .



Σχήμα 3.2: α. Έδρανο μικρού μήκους

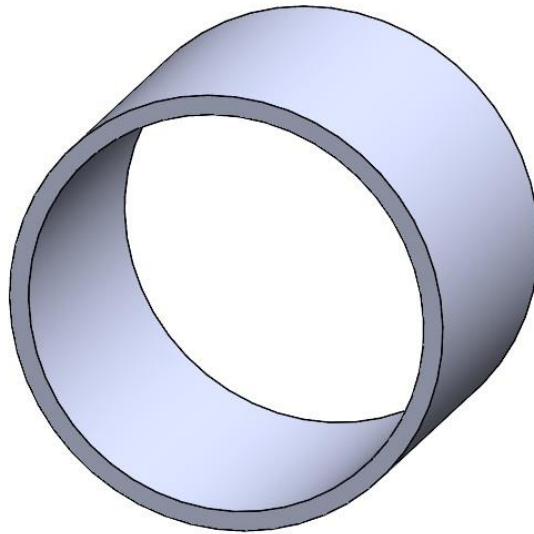
β. Έδρανο μεγάλου μήκους

Στο ελλειπτικό έδρανο αυξήθηκε η ακτίνα κατά  $X=29\mu m$  στις  $0^\circ$  και  $180^\circ$ . Ένα ελλειπτικό έδρανο απεικονίζεται στο σχήμα 3.3. Για να γίνει κατανοητή η παραπάνω αύξηση οι διαστάσεις είναι μεγαλύτερες από τις κανονικές.



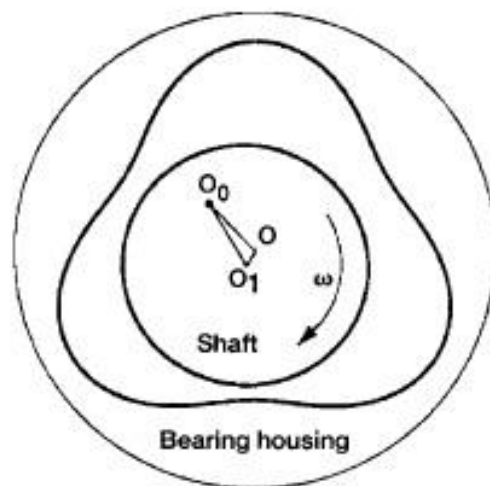
Σχήμα 3.3: Ελλειπτικό έδρανο σε μεγάλη κλίμακα

Το διαμορφωμένο ελλειπτικό έδρανο απεικονίζεται στο σχήμα 3.4 σε αντίθεση με το σχήμα 3.3 είναι αδύνατο να διακριθεί η αλλαγή της γεωμετρίας σε  $R_b + X$ .



Σχήμα 3.4: Ελλειπτικό έδρανο

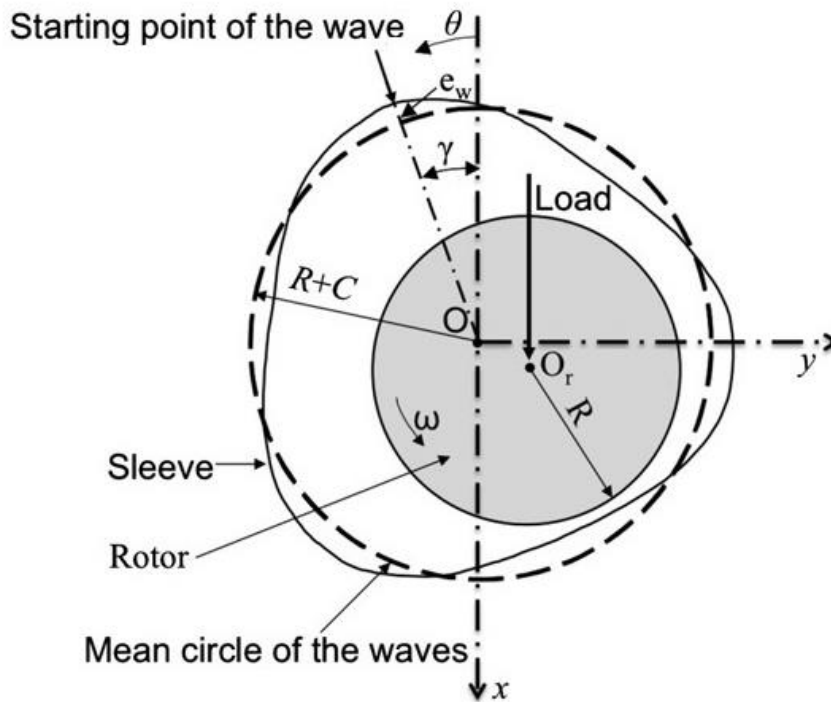
Το τελευταίο μοντέλο που σχεδιάστηκε είναι το κυματοειδές έδρανο με τρία κύματα όπως απεικονίζεται στο σχήμα 3.5



Σχήμα 3.5: Κυματοειδές έδρανο με τρία κύματα

Σχεδιάστηκε με ένα ημιτονοειδή εσωτερικό προφίλ και επιλέχθηκε να έχει τρία κύματα γιατί έχει τις βέλτιστες επιδόσεις. Στα έδρανα με τέσσερα, πέντε ή περισσότερα κύματα το φαινόμενο ατονεί λόγω κακής ανάπτυξης της ροής του ρευστού και χάνει μερικά από τα πλεονεκτήματά του.

Σημαντικό ρόλο σε αυτό έχει η τοποθεσία των μέγιστων-ελάχιστων σημείων του κύματος στο εσωτερικό προφίλ του εδράνου γιατί θεωρητικές μελέτες και πειραματικές δοκιμές που έγιναν κυρίως από το F. Dimofte [2-3] έχουν δείξει ότι τις καλύτερες επιδόσεις τις έχει ένα κυματοειδές έδρανο με τρία κύματα στο οποίο το μέγιστο πλάτος του κύματος έχει την ίδια διεύθυνση με του φορτίου. Επομένως σύμφωνα με το σχήμα 3.6 πρέπει η  $\gamma=0$ .



Σχήμα 3.6: Αναλυτική γεωμετρία κυματοειδούς εδράνου

Η ημιτονοειδής εξίσωση με την οποία σχεδιάστηκε το κυματοειδές έδρανο προκύπτει ως εξής:

Θεωρήθηκε ως ελάχιστη ακτίνα η ακτίνα μαζί με την ακτινική χάρη που χρησιμοποιήθηκε στα έδρανα μικρού και μεγάλου μήκους επομένως

$$R_{\min} = R_s + C' = 50 + 0.145 = 50.145 \text{ mm}$$

Όπως και στο ελλειπτικό έδρανο, αυξήθηκε η ακτίνα κατά 29  $\mu\text{m}$  και έτσι προέκυψε η μέγιστη ακτίνα η οποία είναι

$$R_{\max} = R_{\min} + 0.029 = 50.174 \text{ mm}$$

Η εξίσωση ενός ημιτονοειδούς κύματος είναι η

$$y = B + A \sin(kx) \quad 3.1$$

Το  $B = R + C$  όπως φαίνεται στο σχήμα 2.4 είναι ο μέσος κύκλος. Θυμίζει την εξίσωση 1.29 αν αντικατασταθεί το  $R_m$  με το  $B$ . Άρα

$$B = \frac{R_{\min} + R_{\max}}{2} = 50.1595 \text{ mm}$$

Αντίστοιχα το πλάτος  $A$  είναι ίσο με το  $e_w$  που υπολογίζεται από τον τύπο

$$A = \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} = 0.0145 \text{ mm}$$

Εφόσον  $A = e_w$  και  $B = R$  η εξίσωση 3.1 γράφεται ως

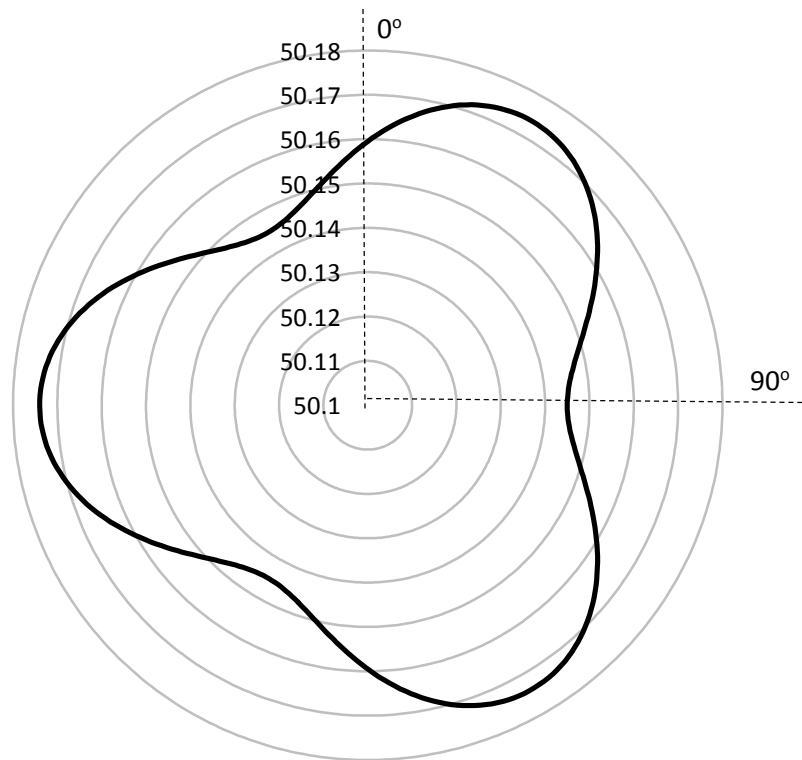
$$y = R_m + e_w \sin(kx) \quad 3.2$$

Το  $k$  στην εξίσωση 3.2 είναι ο αριθμός των κυμάτων άρα  $k = 3$

Πλέον όλα είναι γνωστά στην εξίσωση 3.2 και γίνεται

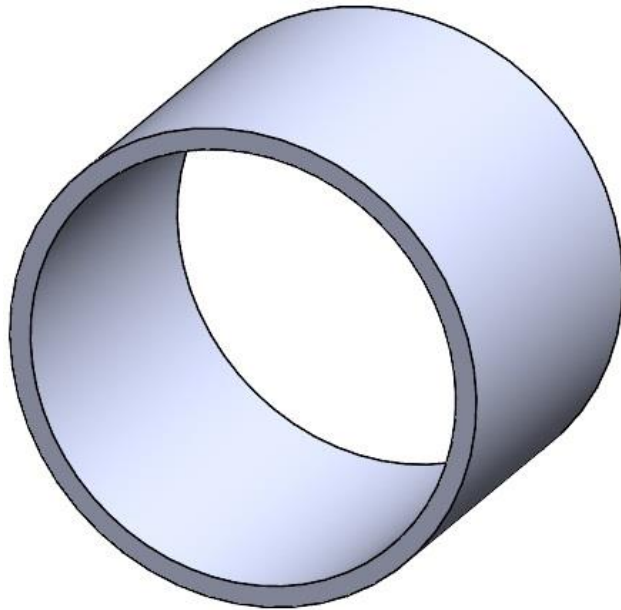
$$y = 50.1595 + 0.0145 \sin(3x) \quad 3.3$$

Το διάγραμμα που προκύπτει από την εξίσωση 3.3 απεικονίζεται στο σχήμα 3.7



Σχήμα 3.7: Διάγραμμα εξίσωσης 3.2. Ως εσωτερική ακτίνα θεωρήθηκε η  $R=50,1$  mm προκειμένου να είναι ορατή η ανεπαίσθητη μεταβολή της.

Το κυματοειδές έδρανο έχει οριστεί πλήρως και επομένως το σχεδιασμένο απεικονίζεται στο σχήμα 3.8



Σχήμα 3.8: Τελική μορφή κυματοειδούς εδράνου

Για να σχεδιαστεί στο Solidworks υπάρχουν τρεις τρόποι:

- 1) Να γίνει εισαγωγή της εξίσωσης μέσω του κατάλληλου εργαλείου
- 2) Να αντικατασταθεί η εξίσωση 3.2 εκ των προτέρων στην Matlab ή στο excel και να βρεθούν τα σημεία  $x, y$  από τα οποία περνάει το κύμα. Στη συνέχεια γίνεται εισαγωγή των σημείων μέσω κατάλληλου εργαλείου στο Solidworks
- 3) Το ίδιο με το σημείο 2 με την διαφορά ότι η εισαγωγή των σημείων γίνεται χειροκίνητα

Και οι τρεις τρόποι έχουν το ίδιο αποτέλεσμα. Ο πρώτος και ο δεύτερος είναι οι πιο γρήγοροι. Ο δεύτερος και ο τρίτος έχουν το πλεονέκτημα ότι ο χρήστης μπορεί να κάνει τροποποιήσεις και να δοκιμάσει ελαφρώς διαφορετικές γεωμετρίες όπως γίνεται στο κεφάλαιο 8. Επομένως ο δεύτερος τρόπος συνδυάζει και την ταχύτητα και την ευχρηστικότητα-ευελιξία και είναι προτιμότερος εφόσον ο χρήστης ξέρει τον τρόπο για να τον χρησιμοποιήσει.

Ορίστηκαν τα μοντέλα τα οποία μελετήθηκαν στη συνέχεια της παρούσας διπλωματικής αλλά δεν έχουν οριστεί ακόμα τα χαρακτηριστικά του ρευστού και οι ταχύτητες στο άξονα που χρησιμοποιήθηκαν.

Οι καταστατικές παράμετροι του ρευστού είναι

- Ιξώδες  $\mu=0,0277 \text{ Pas}$
- Πυκνότητα  $d=860 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

που αντιστοιχεί σε ορυκτέλαιο με κινηματική συνεκτικότητα περίπου 32cSt στους 40° C. Προσεγγιστικά αντιστοιχεί σε λάδι μηχανής με ISO 32 ή SAE 10W.

Εφόσον ορίστηκαν τα βασικότερα χαρακτηριστικά του ρευστού μένει μόνο η ταχύτητα περιστροφής του άξονα. Η ταχύτητα περιστροφής κυμαίνεται από  $N=4000-10000 \text{rpm}$  για

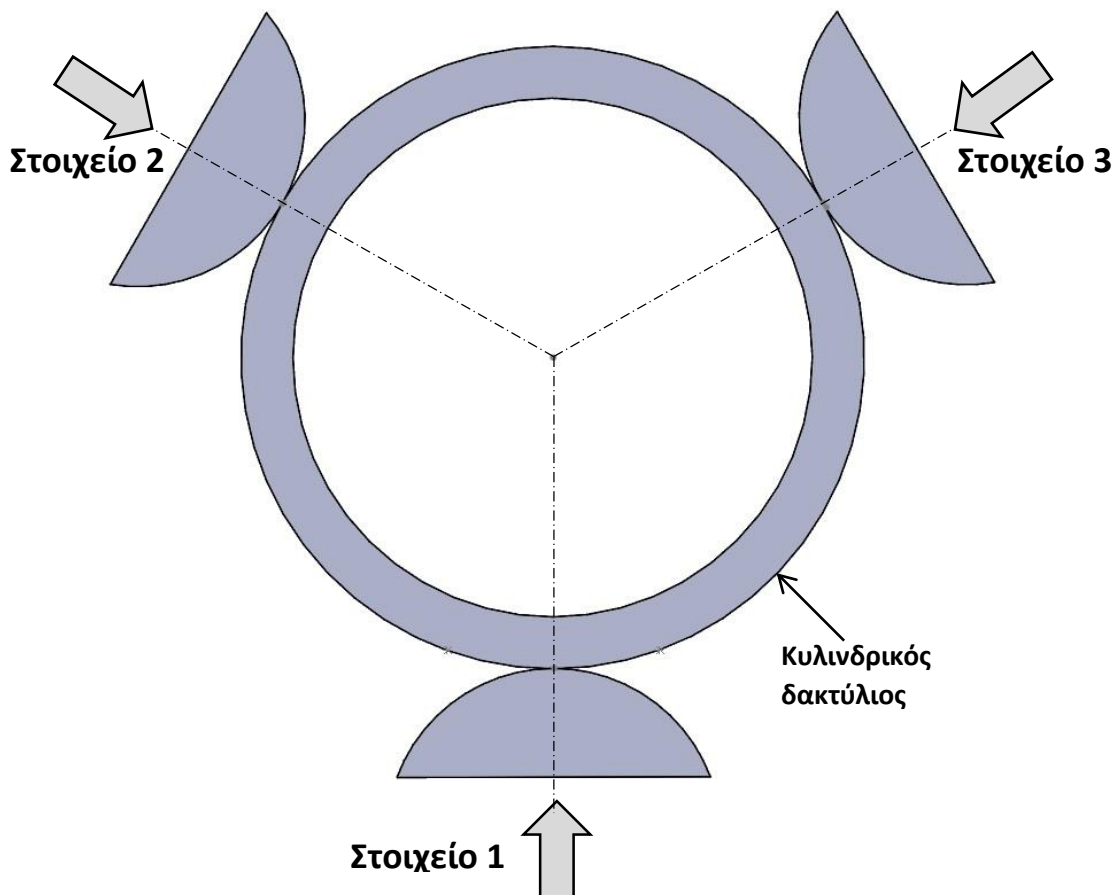
τις συγκρίσεις μεταξύ εδράνου μικρού μήκους, ελλειπτικού και κυματοειδούς εδράνου. Στις περισσότερες προσομοιώσεις χρησιμοποιήθηκε για ταχύτητα περιστροφής τα 4000rpm.

Όλα τα ανωτέρω χαρακτηριστικά επιλέχθηκαν με βάση άλλες ερευνητικές εργασίες [10]. Η επιλογή έγινε με κριτήριο την πληρότητα των δεδομένων τα οποία ήταν διαθέσιμα ώστε να γίνει σωστή επαλήθευση των αποτελεσμάτων αλλά και του είδους της μελέτης που έκαναν στις εργασίες τους.

#### 4 Μέθοδοι Επίτευξης Κυματοειδούς Γεωμετρίας Εδράνων

Η βασική ιδέα είναι να ασκηθούν εξωτερικές πιέσεις σε ένα κυλινδρικό έδρανο και να μετατραπεί σε κυματοειδές έδρανο. Αυτό είναι εφικτό γιατί στο κυματοειδές έδρανο το πλάτος του κύματος είναι πολύ μικρό, της κλίμακας των μερικών μικρών, οπότε ασκώντας λογικές πιέσεις μπορεί να επιτευχθεί τέτοια παραμόρφωση που να δημιουργεί τεχνητά μία κυματοειδή γεωμετρία στην εσωτερική επιφάνεια του εδράνου.

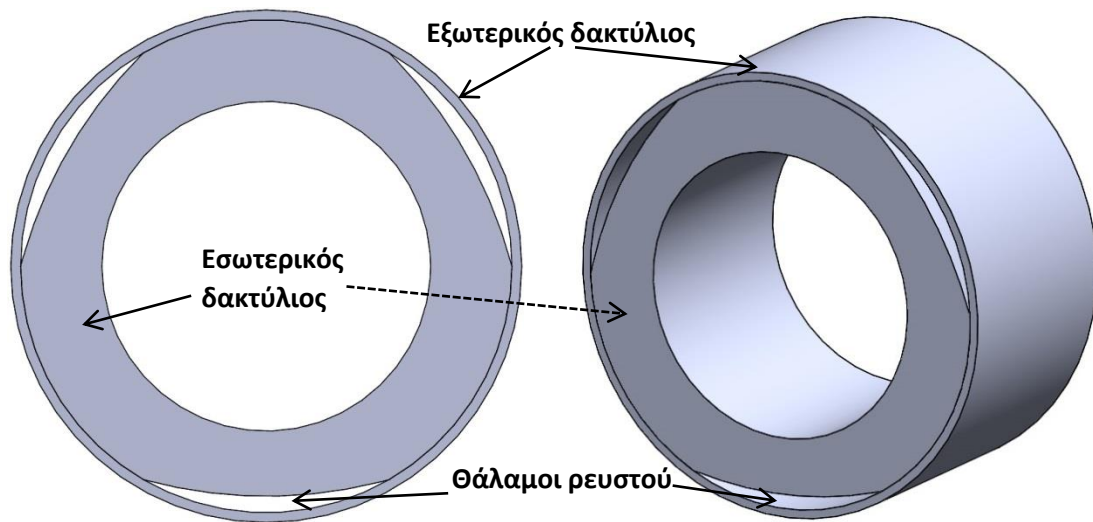
Δύο ήταν οι βασικές ιδέες που επέτρεπαν να γίνει αυτό με τέτοιο τρόπο ώστε να είναι κατασκευαστικά εφικτό. Η πρώτη ιδέα ασκώντας πίεση μέσω κάποιων στοιχείων (για παράδειγμα μικρά έμβολα) που είναι τοποθετημένα στην εξωτερική πλευρά του εδράνου όπως απεικονίζεται στο σχήμα 4.1.



Σχήμα 4.1: Στοιχεία 1,2,3 τοποθετημένα εξωτερικά του εδράνου

Η δεύτερη ιδέα ήταν να τοποθετηθούν δύο έδρανα, το ένα πάνω στο άλλο. Στο εσωτερικό έδρανο, η εξωτερική πλευρά σε συγκεκριμένα σημεία δεν είναι τελείως κυλινδρική. Το δεύτερο έδρανο είναι κυλινδρικό και κουμπώνει πάνω στην εξωτερική πλευρά του πρώτου (σχήμα 4.2). Στα σημεία όπου το πρώτο έδρανο δεν είναι κυλινδρικό θα σχηματιστεί ένα κενό ανάμεσα στο πρώτο και το δεύτερο έδρανο. Αυτά τα σημεία είναι οι λεγόμενοι «θάλαμοι ρευστού» ή στα αγγλικά «rockets».





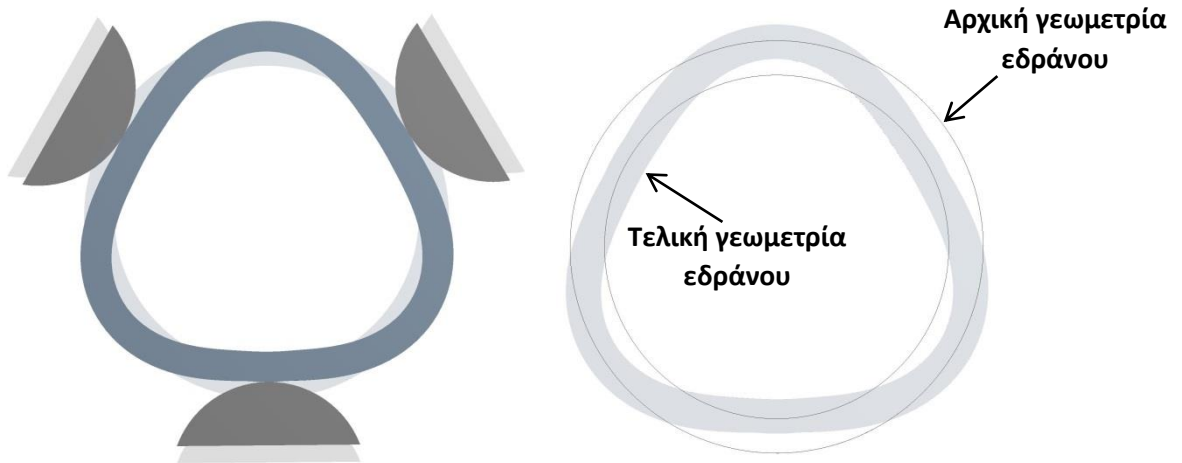
Σχήμα 4.2: Δύο κυλινδρικοί δακτύλιοι τοποθετημένοι ώστε να σχηματίζουν θαλάμους ρευστού ανάμεσα τους

#### 4.1 Μηχανική παραμόρφωση μέσω εξωτερικών στοιχείων

Μετατοπίζοντας τα στοιχεία 1,2,3 κατά μήκος των αξονικών γραμμών όπως φαίνεται στο σχήμα 4.1, το έδρανο παραμορφώνεται χωρίς να ασκηθούν μεγάλες πιέσεις και αποκτάει την επιθυμητή κυματοειδή γεωμετρία με το κατάλληλο πλάτος κύματος  $e_w$ . Το μέγεθος των πιέσεων που χρειάζεται να ασκηθούν εξαρτάται κυρίως από 3 παράγοντες:

- 1) Από το πάχος του εδράνου,
- 2) Από το επιθυμητό πλάτος κύματος,
- 3) Από τις πιέσεις-δυνάμεις που δημιουργούνται εσωτερικά του εδράνου κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του.

Όσο μεγαλύτερα είναι αυτά τα τρία τόσο μεγαλύτερες είναι οι πιέσεις-μετατοπίσεις που πρέπει να έχουν τα στοιχεία 1,2,3 ώστε να επιτευχθεί η κατάλληλη παραμόρφωση. Στο σχήμα 4.3 φαίνεται το κυκλικό έδρανο το οποίο παραμορφώθηκε και έμμεσα μετατράπηκε σε κυματοειδή έδρανο. Στην πραγματικότητα η μεταβολή αυτή δεν είναι ορατή επομένως για λόγους κατανόησης της λειτουργίας στο σχήμα 4.3 απεικονίζεται η παραμόρφωση σε πολύ μεγάλη κλίμακα.



Σχήμα 4.3: Παραμόρφωση κυλινδρικού εδράνου

Στο αριστερά σχήμα 4.3 τα μέρη που είναι διάφανα δείχνουν τις αρχικές θέσεις των στοιχείων 1,2,3 και την αρχική μη παραμορφωμένη γεωμετρία του εδράνου. Το δεξιό σχήμα είναι το ίδιο με το αριστερά αλλά λείπουν τα στοιχεία 1,2,3 ώστε να τονιστεί η μεταβολή της γεωμετρίας του εδράνου. Αντίστοιχα με περισσότερα στοιχεία ένα κυλινδρικό έδρανο μπορεί να μετατραπεί σε κυματοειδή με 4,5 ή περισσότερα κύματα.

#### 4.2 Υδραυλική παραμόρφωση μέσω πίεσης στους θαλάμους ρευστού

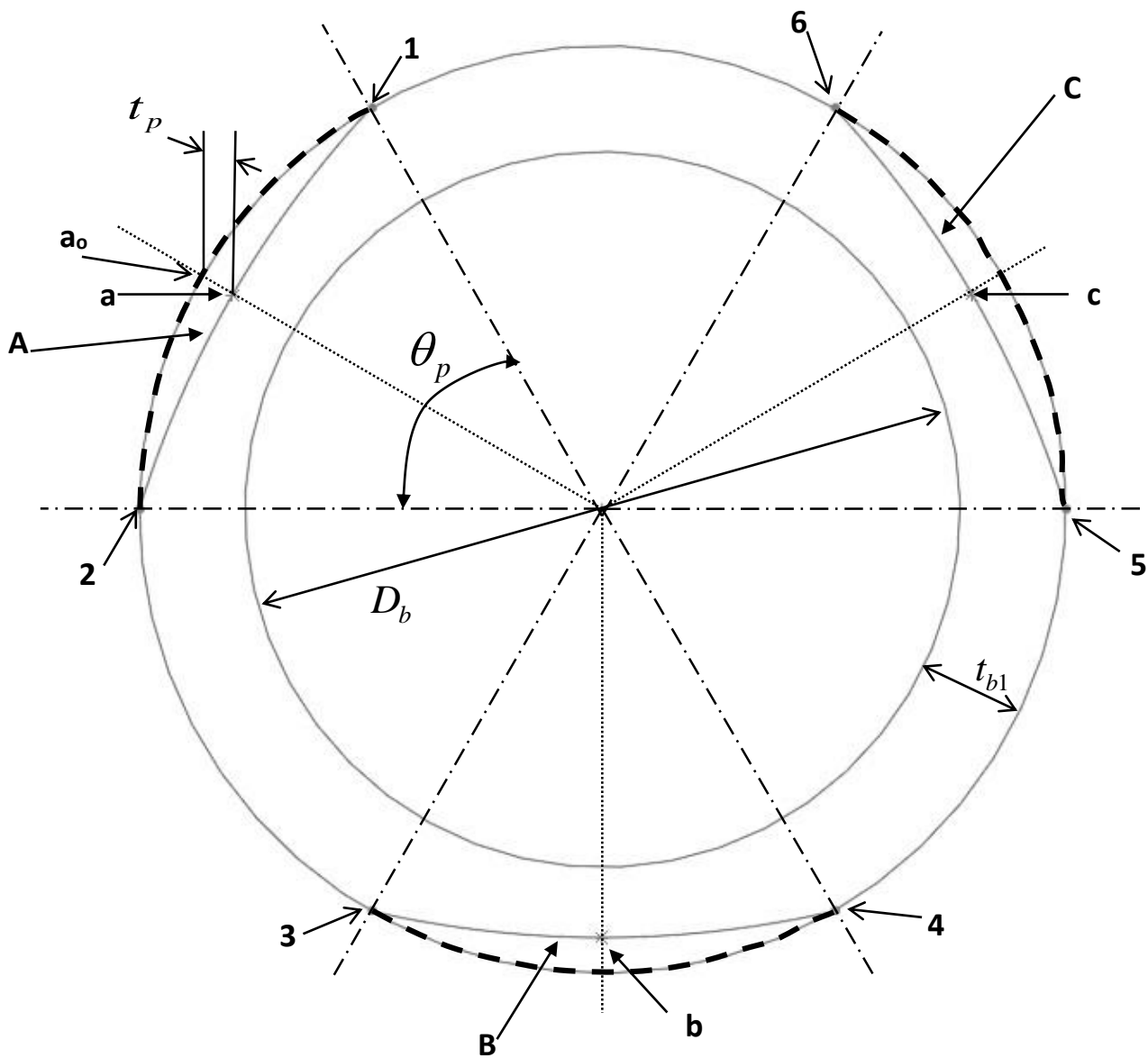
Σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση, εδώ υπάρχουν πιο πολλές παράμετροι που επηρεάζουν την μετατροπή ενός κυκλικού εδράνου σε έδρανο με κυματοειδή εσωτερική επιφάνεια. Στο σχήμα 4.2 παρουσιάστηκε η βασική μορφολογία των θαλάμων ρευστού. Εδώ παρουσιάζονται με περισσότερες λεπτομέρειες οι βασικότερες παράμετροι σχεδίασης ώστε να αποτελέσουν βάση για την περαιτέρω μελέτη της συγκεκριμένης τεχνικής. Ο σκοπός της διπλωματικής είναι η ανάπτυξη μίας μεθοδολογίας εύκολης και γρήγορης σχεδίασης θαλάμων ρευστού και η ανάπτυξη νέων παραμέτρων-εξισώσεων με τις οποίες ένας μηχανικός θα μπορεί να αλλάξει την εσωτερική επιφάνεια ανάλογα με τις ανάγκες τους με ασφάλεια. Είναι μία πρώτη μελέτη και θα χρειαστεί περισσότερη έρευνα για την βελτιστοποίηση των θαλάμων ρευστού και της συγκεκριμένης τεχνικής παραμόρφωσης της γεωμετρίας του εδράνου.

Στο σχήμα 4.4 απεικονίζεται η γεωμετρία του εσωτερικού εδράνου και τα βασικά του χαρακτηριστικά.

##### Γενικά χαρακτηριστικά

Ως  $D_b$  ορίζεται η διάμετρος του εδράνου

Ως  $t_{b1}$  ορίζεται το πάχος του εδράνου



Σχήμα 4.4: Γεωμετρία και χαρακτηριστικές μεταβλητές εσωτερικού εδράνου

#### Ειδικά χαρακτηριστικά

Ορίζονται τρεις πλευρές που τοποθετούνται οι θάλαμοι ρευστού. Αυτά είναι τα τόξα A, B, C.

Για το τόξο A η αρχή είναι το σημείο 1 και τέλος το σημείο 2. Το  $a$  είναι το ενδιάμεσο σημείο του τόξου A. Οι διακεκομμένες γραμμές που συνδέουν τα 1 και 2 είναι το έδρανο αν ήταν τελείως κυκλικό. Έτσι το κενό που σχηματίζεται μεταξύ του σημείου  $a$  και του σημείου  $a_0$  ονομάζεται πάχος του θαλάμου ρευστού  $t_p$ . Ως  $\theta_p$  ορίζεται η γωνία του τόξου A.

Για το B η αρχή είναι το σημείο 3 και τέλος το σημείο 4. Το  $b$  είναι το ενδιάμεσο σημείο του τόξου B και ισχύουν τα ίδια με το A.

Για το C η αρχή είναι το σημείο 5 και τέλος το σημείο 6. Το  $c$  είναι το ενδιάμεσο σημείο του τόξου C και ισχύουν τα ίδια με τα άλλα δύο τόξα.

Τα παραπάνω ορίζουν τις θέσεις-γωνίες που βρίσκονται οι θάλαμοι ρευστού. Αν και δεν είναι αρκετά για να τοποθετηθούν σωστά, αρκούν για την κατανόηση της λειτουργίας τους.

Όπως και στη παράγραφο 4.1, έτσι και εδώ οι βασικότεροι παράγοντες που επηρεάζουν το μέγεθος των πιέσεων που πρέπει να ασκηθούν στους θαλάμους του ρευστού για να μετατραπεί ένα κυλινδρικό έδρανο σε κυματοειδή είναι:

- 1) Το πάχος του εδράνου  $t_{b1}$
- 2) Το επιθυμητό πλάτος του μήκους κύματος στην εσωτερική πλευρά του εδράνου
- 3) Το μέγεθος των πιέσεων που δημιουργούνται στο εσωτερικό του εδράνου κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του και οι θέσεις που παρουσιάζονται οι πιέσεις
- 4) Το πάχος των θαλάμων ρευστού  $t_p$  και τα A, B, C που τα ορίζουμε κατάλληλα ανάλογα με τους τρεις προηγούμενους παράγοντες.

Επίσης το πάχος των θαλάμων ρευστού και γενικότερα η τοποθέτηση των A, B, C επηρεάζεται και από κατασκευαστικούς και λειτουργικούς παράγοντες όπως για παράδειγμα πρέπει να προβλεφθεί χώρος για το σύστημα λίπανσης, ο θάλαμος ρευστού δεν γίνεται να είναι πολύ λεπτός για λόγους αντοχής κλπ.

Έστω ένα έδρανο με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά που παρουσιάζονται στον πίνακα 4.1

$D_b$	50.174 mm
$t_{b1}$	15 mm
$t_{b2}$	3 mm
$t_p$	2 mm

Πίνακας 4.1 α: Γενικά χαρακτηριστικά εσωτερικού και εξωτερικού εδράνου

#### Θάλαμος Ρευστού A

Σημεία	Γωνία Θέσης
1	120°
2	180°
Μέσο-a	150°

Πίνακας 4.1 β: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θαλάμου A

#### Θάλαμος Ρευστού B

Σημεία	Γωνία Θέσης
3	240°
4	300°
Μέσο-b	270°

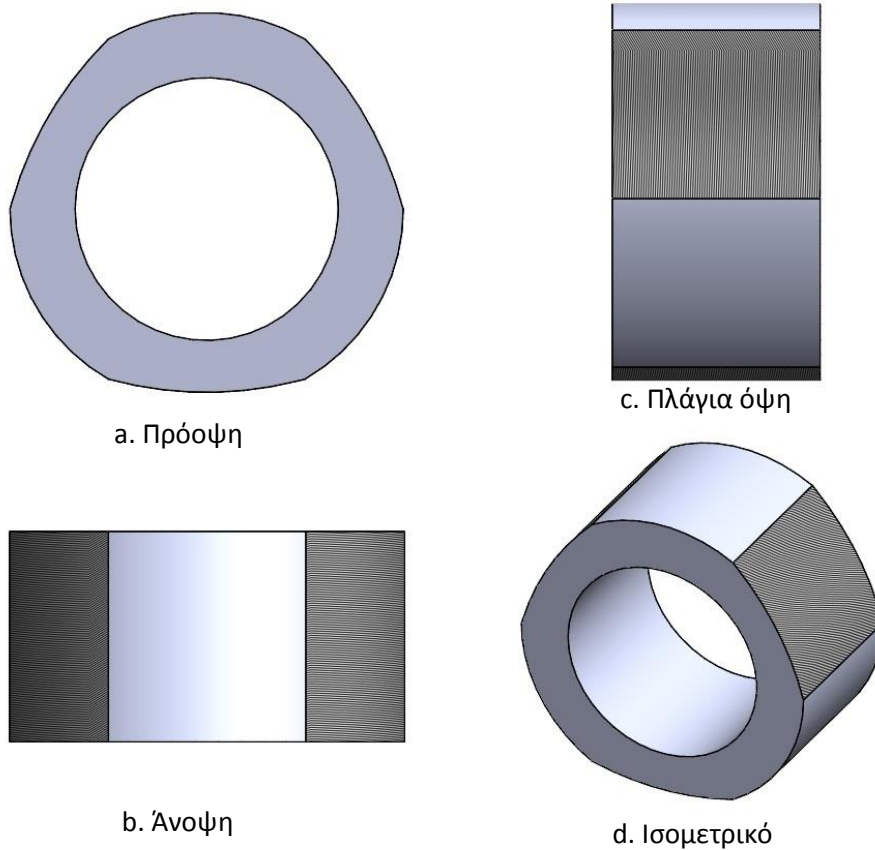
Πίνακας 4.1 γ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θαλάμου B

#### Θάλαμος Ρευστού C

Σημεία	Γωνία Θέσης
5	0°
6	60°
Μέσο-c	30°

Πίνακας 4.1 δ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θαλάμου C

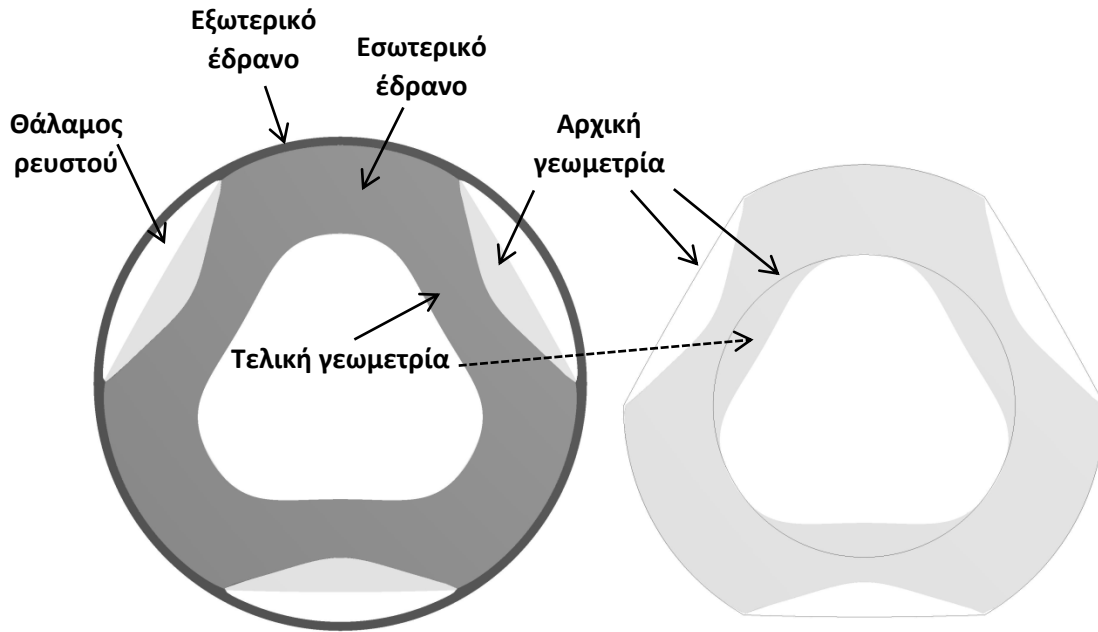
Η τελική μορφή του εσωτερικού εδράνου με τα παραπάνω γεωμετρικά χαρακτηριστικά απεικονίζεται στο σχήμα 4.5. Τα γραμμοσκιασμένα τμήματα είναι οι περιοχές Α,Β,С.



Σχήμα 4.5: Όψεις εσωτερικού εδράνου

Ενώ για το εσωτερικό έδρανο υπάρχει ένα πλήθος παραμέτρων που πρέπει να ορισθούν και να ληφθούν υπόψη από ένα μηχανικό, για το εξωτερικό έδρανο είναι η  $t_{b2}$  που ορίζει το πάχος του. Στην παρούσα φάση το εξωτερικό έδρανο δεν είναι σημαντικό και δεν μελετάται.

Στο σχήμα 4.6 απεικονίζεται το παραμορφωμένο έδρανο όταν ασκηθούν πιέσεις στους θαλάμους ρευστού.



Σχήμα 4.6: Παραμόρφωση εσωτερικού εδράνου μέσω άσκησης πίεσης στους θαλάμους ρευστού

Στο αριστερά σχήμα 4.6 τα μέρη που είναι διάφανα δείχνουν την αρχική γεωμετρία του εσωτερικού εδράνου ενώ στο δεξιά σχήμα 4.6 έχει αφαιρεθεί το εξωτερικό έδρανο και απεικονίζεται η αρχική και τελική διαμόρφωση (διάφανο) του εσωτερικού εδράνου. Έτσι δημιουργήθηκε ένα κυματοειδές έδρανο ολίσθησης.

Και στην περίπτωση 4.1 με τα έμβολα τοποθετημένα στην εξωτερική πλευρά του εδράνου και στην περίπτωση 4.2 με τους θαλάμους ρευστού, είναι δύσκολο να παραμορφωθεί η εσωτερική επιφάνεια του εδράνου με τέτοιο τρόπο ώστε να προκύψει με ακρίβεια ένα κυματοειδές έδρανο όπως των σχημάτων 3.7 και 3.8. Όμως όπως θα αποδειχθεί σε μεταγενέστερη παράγραφο δεν υπάρχουν σημαντικές διαφορές ανάμεσα σε ένα έδρανο που δεν είναι τέλεια η εσωτερική του επιφάνεια. Δεν είναι απόλυτα σωστό αλλά το βασικότερο κριτήριο είναι να τηρούνται τα  $R_{\min}$ ,  $R_{\max}$  και οι γωνίες που βρίσκονται αυτά όπως ορίστηκαν στο κεφάλαιο 3 για το κυματοειδές έδρανο.

## 5 Διαδικασία Διαμόρφωσης Πλέγματος στο Λογισμικό Ansys

Το πλέγμα σε μία προσομοίωση είναι πολύ σημαντικό καθώς ένα κακό πλέγμα θα δώσει λάθος αποτελέσματα. Γι' αυτό το λόγο χρειάζεται ιδιαίτερη προσοχή ειδικά αν οι γεωμετρίες είναι μικρές ή το σημείο του ενδιαφέροντος είναι μικρό όπως συμβαίνει στα έδρανα ολίσθησης. Η ακτινική χάρη στα έδρανα ολίσθησης επομένως και το στρώμα του ρευστού (fluid film) κυμαίνεται από μερικά μικρά μέχρι μερικές εκατοντάδες μικρά.

Η διαδικασία της διαμόρφωσης του πλέγματος μπορεί να γίνει ιδιαίτερα επίπονη και χρονοβόρα αν γίνει από εξειδικευμένο πρόγραμμα όπως το ICEM ή το Altair HyperMesh. Όμως τα περισσότερα προγράμματα προσομοιώσεων έχουν απλοποιήσει αυτή την διαδικασία δίνοντας τη δυνατότητα στο χρήστη να την κάνει αυτόματα και να προβεί σε διορθώσεις με εύκολο τρόπο αν το αποτέλεσμα δεν είναι ικανοποιητικό.

Στην παρούσα διπλωματική δεν γίνεται αναφορά στις δυνατότητες που έχει ο χρήστης στο αυτοματοποιημένο Meshing του Ansys. Περισσότερο σημαντικό είναι να αναφερθούν μερικά από τα εργαλεία που έχει ο χρήστης στην διάθεση του για τον έλεγχο του πλέγματος.

Πέρα από τον οπτικό έλεγχο που μπορεί να κάνει ο εκάστοτε χρήστης, το Ansys διαθέτει μία ποικιλία κριτηρίων που δείχνουν πόσο καλό ή κακό είναι το διαμορφωμένο πλέγμα και ποιες περιοχές χρειάζονται βελτίωση.

Τα κριτήρια που διαθέτει είναι τα εξής

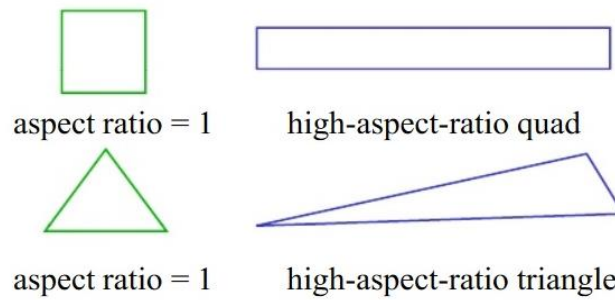
- Element Quality
- Aspect Ratio
- Jacobian Ratio
- Warping Factor
- Parallel Deviation
- Maximum Corner Angle
- Skewness
- Orthogonal Quality

Για κάθε ένα από αυτά το Ansys δίνει το ελάχιστο (min), μέγιστο (max), μέση τιμή (average) και τυπική απόκλιση (standard deviation). Το Ansys δείχνει πόσο καλό είναι το πλέγμα και για όλη την γεωμετρία αλλά και μεμονωμένα για όποια περιοχή εξετάζεται. Όμως πρέπει να υπογραμμιστεί ότι τα παραπάνω κριτήρια δεν γίνεται όλα βρίσκονται εντός επιθυμητών ορίων όπως και το γεγονός ότι τα όρια είναι ελαστικά ανάλογα με την εφαρμογή.

Για τις προσομοιώσεις των προβλημάτων ρευστομηχανικής (computational fluid dynamics / CFD) χρησιμοποιήθηκε το υποπρόγραμμα του Ansys, Fluent. Για το Fluent σύμφωνα με τις επίσημες οδηγίες [11-12] τα σημαντικότερα από τα παραπάνω κριτήρια είναι το Aspect Ratio, το Skewness, το Orthogonal Quality και το γενικότερα απ' όλα το Element Quality.

### 5.1 Aspect Ratio

Σε μία πλευρά ή σε ένα στοιχείο (cell) είναι ο λόγος της μεγαλύτερης σε μήκος πλευράς προς την μικρότερη (σχήμα 5.1).

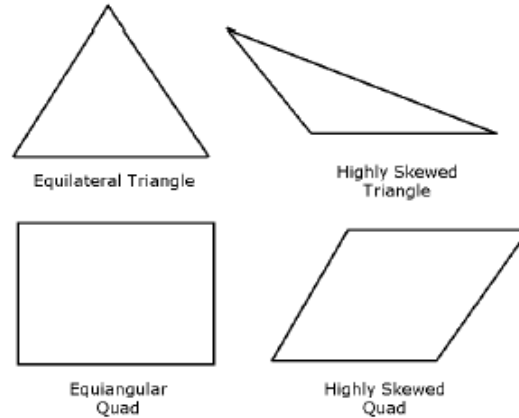


Σχήμα 5.1: Στοιχείο με ιδανικό aspect ratio (αριστερά) και με μεγάλο aspect ratio (δεξιά)

Η βέλτιστη-ιδανική τιμή που μπορεί να πάρει είναι 1. Ανάλογα με την εφαρμογή το aspect ratio μπορεί να είναι αποδεκτό ακόμα και αν είναι 1000 όπως για παράδειγμα σε έναν μακρύ σωλήνα. Παρόλα αυτά συνιστάται να είναι μικρότερο του 40 και να είναι κοντά στο 20.

### 5.2 Skewness

Το skewness είναι μία από τις πιο σημαντικούς παραμέτρους καθώς δείχνει πόσο κοντά στο ισόπλευρο είναι ένα πεπερασμένο στοιχείο (σχήμα 5.2).



Σχήμα 5.2: Ιδανικά στοιχεία (αριστερά) και μη ισόπλευρα με μεγάλο Skewness (δεξιά)

Υπάρχουν δύο τρόποι υπολογισμού του ανάλογα με το είδος του πλέγματος που χρησιμοποιούμε [13]. Για τα τρίγωνα και τα τετράεδρα υπολογίζεται ως :

$$Skewness = \frac{Optimal\ Cell\ Size - Cell\ Size}{Optimal\ Cell\ Size} \quad 5.1$$

Για τα πυραμιδοειδή, τα πρίσματα και τα σφηνοειδή στοιχεία χρησιμοποιείται η εξίσωση:

$$\max \left[ \frac{\theta_{\max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{\min}}{\theta_e} \right] \quad 5.2$$



Όπου  $\theta_{\max}$  = Μέγιστη γωνία μίας πλευράς ή ενός στοιχείου

$\theta_{\min}$  = Μικρότερη γωνία μίας πλευράς ή ενός στοιχείου

$\theta_e$  = Γωνία για ένα ισόπλευρο στοιχείο/πλευρά (π.χ 60° για τρίγωνο, 90° για τετράγωνο)

Στον πίνακα 5.1 παρουσιάζονται οι τιμές ποιότητας όσο αναφορά το Skewness. Υψηλές τιμές μπορούν να μειώσουν σημαντικά την ακρίβεια και να δώσουν λάθος αποτελέσματα.

Εξαιρετικό	Πολύ καλό	Καλό	Αποδεκτό	Κακό	Μη αποδεκτό
0-0.25	0.25-0.5	0.5-0.8	0.8-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Πίνακας 5.1: Ποιότητα πλέγματος βάση του Skewness

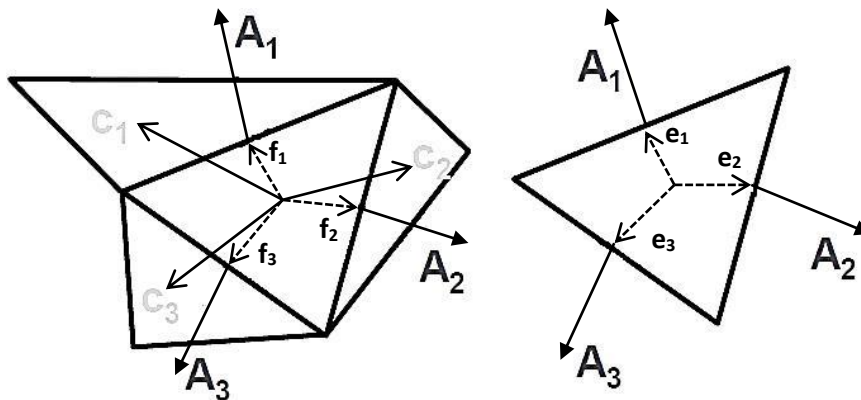
Για εξάεδρα, τρίεδρα, και τετράπλευρα πρέπει να είναι μικρότερο από 0.8 ενώ για τετράεδρα πρέπει να είναι μικρότερα από 0.9.

### 5.3 Orthogonal Quality

Για ένα στοιχείο η εξίσωση που δίνει το ελάχιστο Orthogonal Quality είναι

$$\frac{A_i f_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|} \frac{A_i c_i}{|\vec{A}_i| |\vec{c}_i|} \tag{5.3}$$

υπολογιζόμενο για κάθε πλευρά i. Αναλυτικά οι παραπάνω μεταβλητές απεικονίζονται στο σχήμα 5.3, αριστερά για ένα στοιχείο και δεξιά για μία πλευρά.



Σχήμα 5.3: Για ένα στοιχείο (αριστερά) και για μία πλευρά (δεξιά)

Για μία πλευρά η εξίσωση που δίνει το ελάχιστο Orthogonal Quality είναι:

$$\frac{A_i e_i}{|\vec{A}_i| |\vec{e}_i|} \tag{5.4}$$

υπολογιζόμενο για κάθε άκρο (edge). Στο πίνακα 5.2 παρουσιάζονται οι τιμές ποιότητας για το Orthogonal Quality. Σε γενικές γραμμές πρέπει το Orthogonal Quality να είναι μεγαλύτερο από 0.15.

Εξαιρετικό	Πολύ καλό	Καλό	Αποδεκτό	Κακό	Μη αποδεκτό
0.95-1.00	0.7-0.95	0.2-0.69	0.15-0.2	0.001-0.14	0-0.001

Πίνακας 5.2: Ποιότητα πλέγματος βάση του Orthogonal Quality

Γενικά δεν γίνεται όλα τα κριτήρια να ικανοποιούνται τέλεια ταυτόχρονα οπότε πρέπει να βρεθεί η χρυσή τομή.

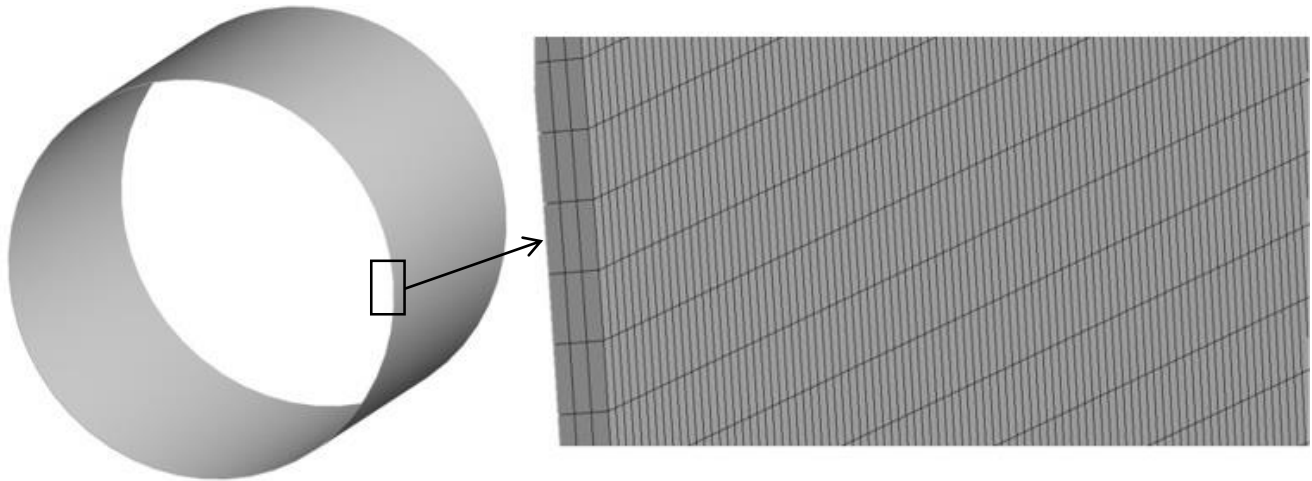
Ένα ακόμα εργαλείο που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να εξεταστεί η ποιότητα του πλέγματος είναι μέσα από το ίδιο το Fluent. Διαθέτει μία μεγάλη γκάμα επιλογών για την αλλαγή και βελτίωση του πλέγματος. Όταν γίνεται εισαγωγή ενός μοντέλου αυτόματα το πρόγραμμα κάνει τους βασικούς ελέγχους και δίνει αναφορά αν χρειάζεται διόρθωση ή αν είναι μέσα σε αποδεκτά πλαίσια.

Στην παρούσα διπλωματική χωρίστηκε ο κύλινδρος σε 360 τμήματα, το στρώμα του ρευστού σε τρία (3) πεπερασμένα στοιχεία κατά την έννοια του πάχους. Στον πίνακα 5.3 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά για το πλέγμα που χρησιμοποιήθηκαν

<b>Defaults</b>	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Relevance	0
<b>Sizing</b>	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Curvature Normal Angle	Default (18,0 °)
Min Size	Default (2,3754e-005 m)
Max Face Size	1,6e-004 m
Max Size	3,2e-004 m
Growth Rate	Default (1,20 )
Minimum Edge Length	0,314160 m
<b>Inflation</b>	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0,272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
<b>Patch Independent Options</b>	
Topology Checking	No
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled
<b>Defeaturing</b>	
Pinch Tolerance	Default (2,1379e-005 m)
Generate Pinch on Refresh	No
Automatic Mesh Based Defeaturing	On
Defeaturing Tolerance	Default (1,1877e-005 m)
<b>Statistics</b>	
Nodes	3949736
Elements	2956401

Πίνακας 5.3: Χαρακτηριστικά πλέγματος από πρόγραμμα Ansys

Προέκυψε ένα πλέγμα με περίπου  $2.9 \times 10^6$  στοιχεία και  $3.9 \times 10^6$  κόμβους. Στο σχήμα 5.4 απεικονίζεται το διαμορφωμένο πλέγμα, επειδή όμως είναι πολύ πυκνό απεικονίζεται μόνο ένα μικρό κομμάτι σε μεγάλη κλίμακα.



Σχήμα 5.4: Διαμορφωμένο πλέγμα στο στρώμα του ρευστού από πρόγραμμα Ansys

Για την δημιουργία του παραπάνω πλέγματος χρησιμοποιήθηκαν εξάεδρα πεπερασμένα στοιχεία αντί για τετράεδρα πυραμιδικά πεπερασμένα στοιχεία γιατί χρειάζονται λιγότερα στοιχεία για την δημιουργία του πλέγματος άρα μικρότερη υπολογιστική ισχύ [12],[14].

Όσο αναφορά τα τριγωνικά στοιχεία δεν χρησιμοποιήθηκαν γιατί δίνουν λάθος αποτελέσματα για την συγκεκριμένη εφαρμογή.

Με βάση τα κριτήρια ελέγχου ποιότητας που περιγράφηκαν παραπάνω το πλέγμα πληροί τις προδιαγραφές-προϋποθέσεις ενός ικανοποιητικού πλέγματος όπως φαίνεται στον πίνακα 5.4.

	min	max	Average	Standard Deviation	Ιδανικό
Element Quality	0.43	0.61	0.52	0.0064	1
Skewness	0.0001	0.0054	0.003	0.0016	0
Aspect Ratio	2.76	4.14	3.38	0.48	1
Orthogonal Quality	0.996	1	0.999	0.001	1

Πίνακας 5.4: Έλεγχος ποιότητας διαμορφωμένου πλέγματος

Ένας δεύτερος έλεγχος γίνεται εντός του προγράμματος Fluent και εικονίζεται στο σχήμα 5.5. Η σημαντική διαφορά με τον πρώτο έλεγχο είναι ότι μέσω του προγράμματος είναι πιο εξειδικευμένος γιατί ελέγχει τα κριτήρια που χρησιμοποιεί περισσότερο ενώ στην προηγούμενη περίπτωση ο χρήστης πρέπει να κάνει τον έλεγχο μόνος του και ίσως να μην δώσει σημασία σε κάποιο κριτήριο που χρησιμοποιεί το εκάστοτε υποπρόγραμμα του Ansys.

```
Checking mesh.....  
Done.  
  
Mesh Quality:  
  
Minimum Orthogonal Quality = 9.96474e-01  
(Orthogonal Quality ranges from 0 to 1, where values close to 0 correspond to low quality.)  
  
Maximum Ortho Skew = 3.52594e-03  
(Ortho Skew ranges from 0 to 1, where values close to 1 correspond to low quality.)  
  
Maximum Aspect Ratio = 5.94568e+00
```

Σχήμα 5.5: Εξειδικευμένος έλεγχος ποιότητας από το πρόγραμμα Fluent

Είναι εφικτό ένα καλύτερο πλέγμα όμως το πλέγμα επηρεάζει άμεσα τον χρόνο προσομοίωσης. Οπότε ένα ακόμα κριτήριο, ίσως το σημαντικότερο, είναι η αποδοτικότητα με βάση τον χρόνο σε σχέση με την διαθέσιμη υπολογιστική ισχύ. Το παραπάνω πλέγμα χρησιμοποιήθηκε σε όλες τις γεωμετρίες και όλες τις προσομοιώσεις. Οι διαφορές που μπορεί να προκύπτουν π.χ για το κυματοειδές έδρανο είναι πολύ μικρές και γι' αυτό δεν γίνεται ξεχωριστή αναφορά στο κύριο μέρος της διπλωματικής.

## 6 Εγκυρότητα Μοντέλου

Για να γίνει η μελέτη του κυματοειδούς εδράνου έπρεπε να επαληθευτεί ότι το μοντέλο λειτουργεί σωστά. Πρώτο βήμα ήταν να γίνει επαλήθευση των αποτελεσμάτων της εργασίας [10] που επιλέχθηκε. Η επιλογή έγινε γιατί ήταν από τις λίγες εργασίες που είχαν ασχοληθεί με τεχνικές αλληλεπίδρασης στερεού-ρευστού (Fluid Structure Interaction/FSI) και δεν είχαν περιοριστεί μόνο στην μελέτη του στρώματος του λιπαντικού. Επίσης έδινε όλα τα δεδομένα που χρησιμοποίησε όπως γεωμετρικά χαρακτηριστικά, ταχύτητα άξονα, ιδιότητες του λιπαντικού που δυστυχώς σε άλλες εργασίες δεν αναφέρονταν ξεκάθαρα.

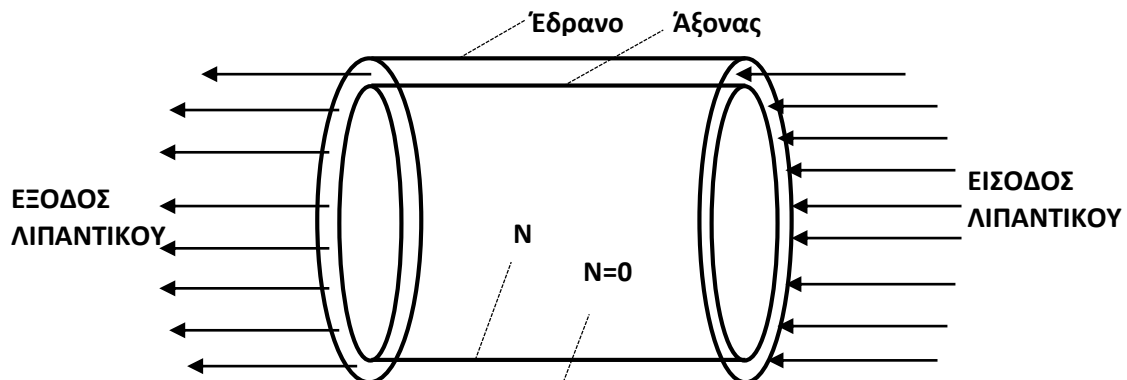
Στο πίνακα 6.1 παρουσιάζονται τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για την μελέτη του εδράνου ολίσθησης:

Ακτίνα άξονα	50 mm
Μήκος εδράνου/άξονα	80 mm
Αντιδική χάρη μεταξύ άξονα-εδράνου	145 $\mu\text{m}$
Ταχύτητα περιστροφής	4000-10000 rpm
Ιξώδες λιπαντικού	0.0277 Pas
Πυκνότητα λιπαντικού	860 Kg/m <sup>3</sup>

Πίνακας 6.1: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά και ιδιότητες λιπαντικού

Οι οριακές συνθήκες έχουν αναφερθεί στο κεφάλαιο 2 και με βάση αυτές τέθηκαν οι οριακές συνθήκες στο πρόγραμμα Fluent όπως απεικονίζονται στο σχήμα 6.1:

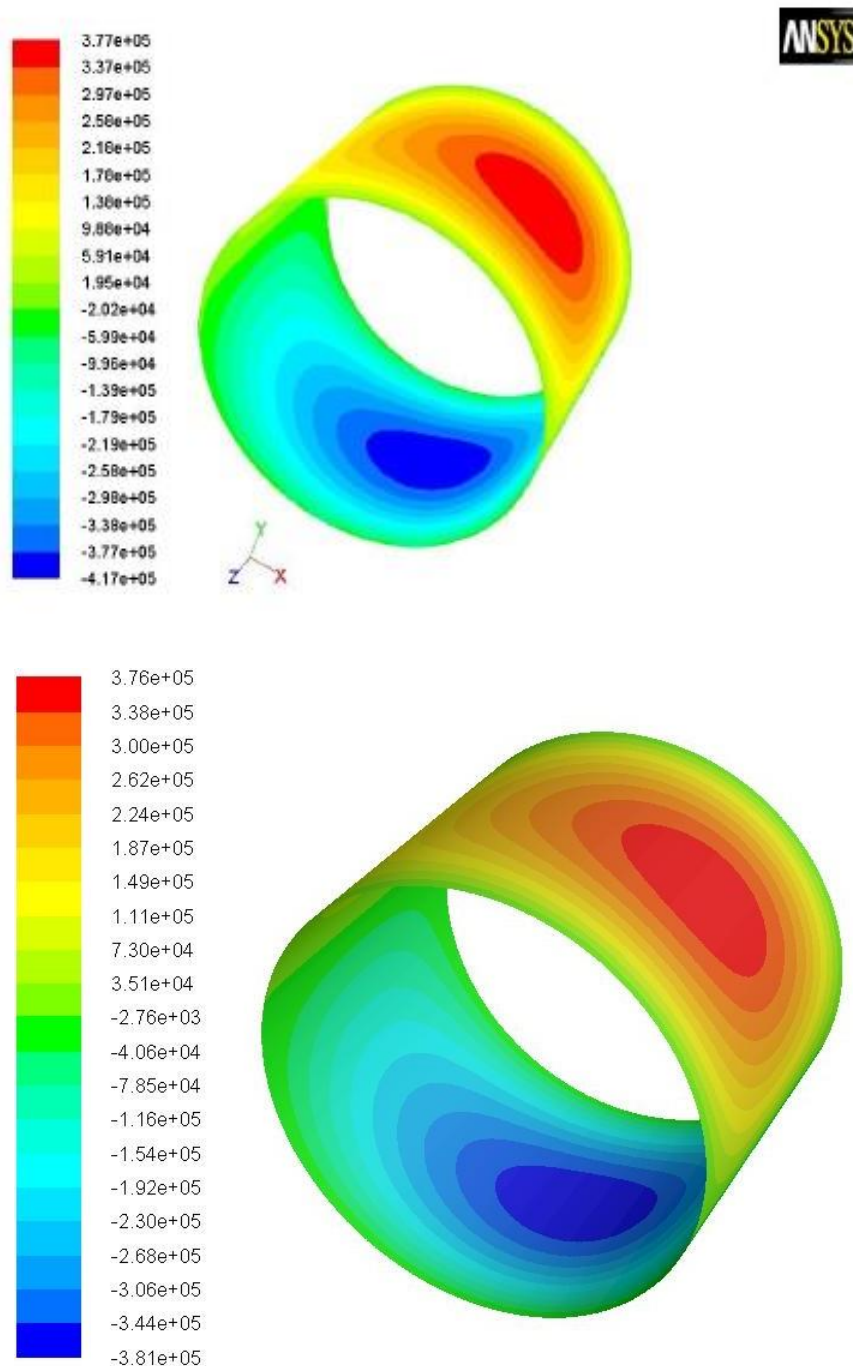
- Η ροή είναι στρωτή γιατί  $Re = \frac{Uh}{\nu}$  και αντικαθιστώντας από πίνακα 6.1 προκύπτει  $Re=94$  για  $N=4000$  RPM και  $Re=236$  για  $N=10000$  RPM που είναι πολύ μικρό και βρίσκεται στην περιοχή που η ροή θεωρείται στρωτή.
- Η εσωτερική πλευρά του εδράνου είναι σταθερή άρα  $V_{bin}=0$
- Ο άξονας περιστρέφεται με  $N=4000-10000$  rpm
- Οι πλευρές του στρώματος του λιπαντικού που δεν συνορεύουν ούτε με το έδρανο ούτε με τον άξονα τέθηκαν ως πλευρά εισόδου του ρευστού η μία και εξόδου του ρευστού η άλλη. Είναι μία συνηθισμένη προσέγγιση στις CFD αναλύσεις και γίνεται για λόγους ευκολίας.



Σχήμα 6.1: Οριακές συνθήκες που τέθηκαν στο Fluent

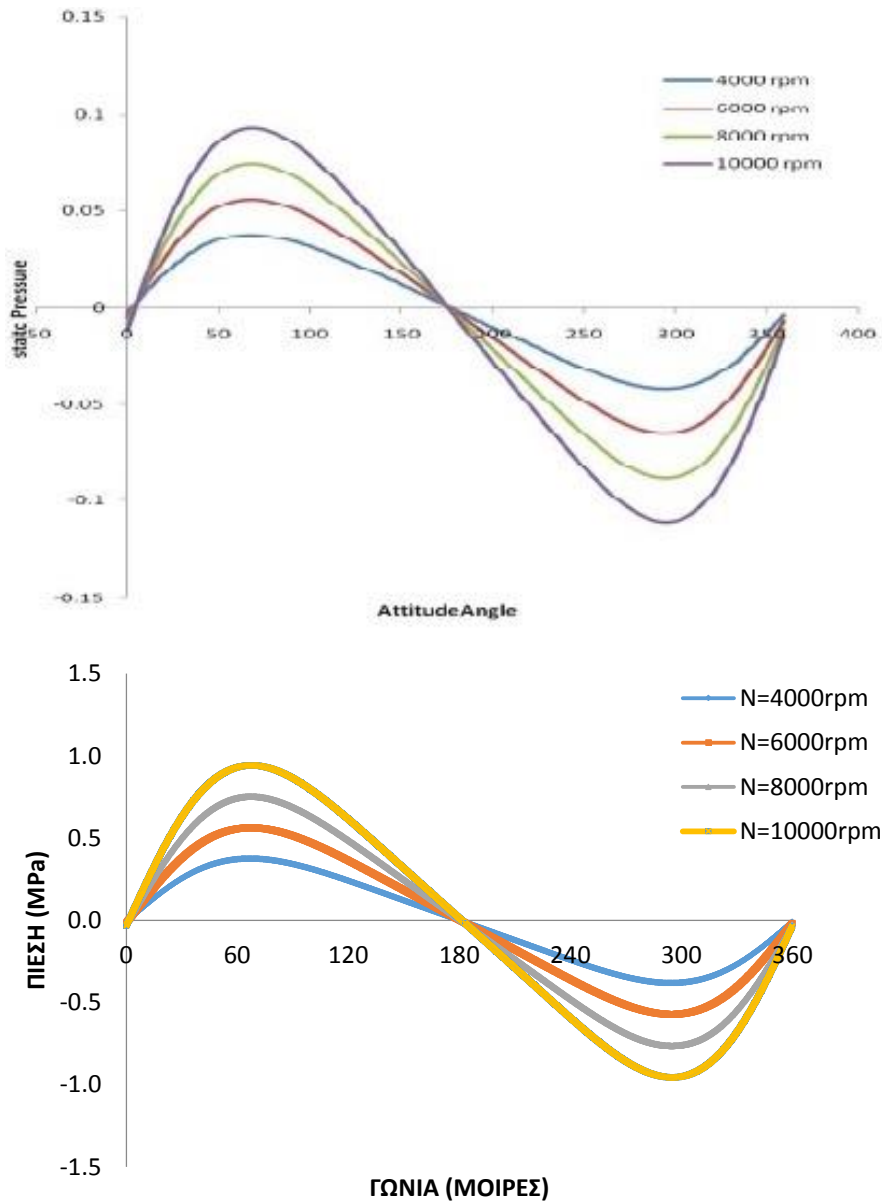
### 6.1 Σύγκριση αποτελεσμάτων επιλεγμένης και παρούσας εργασίας

Η πρώτη σύγκριση που έγινε ήταν για ένα έδρανο μικρού μήκους με λόγο εκκεντρότητας  $\epsilon=0.2$  και με ταχύτητα περιστροφής του άξονα  $N=4000\text{rpm}$ . Οι πιέσεις που σχηματίζονται είναι παρόμοιες και παρουσιάζονται στο σχήμα 6.2



Σχήμα 6.2: Κατανομή πίεσης για  $\epsilon=0.2$  από πρόγραμμα Ansys μεταξύ επιλεγμένης εργασίας [10] (πάνω) και παρούσας εργασίας (κάτω)

Στη δεύτερη σύγκριση ο λόγος εκκεντρότητας παραμένει σταθερός και ίσος με  $\epsilon=0.2$  και μεταβάλλεται η ταχύτητα περιστροφής του άξονα. Στο σχήμα 6.3 πάνω απεικονίζεται το διάγραμμα της στατικής πίεσης συναρτήσει της γωνίας της επιλεγμένης εργασίας ενώ κάτω εικονίζεται το ανάλογο διάγραμμα της παρούσας εργασίας.



Σχήμα 6.3: Στατική πίεση συναρτήσει της γωνίας για τη μελέτη [10] (πάνω) και την παρούσα εργασία (κάτω)

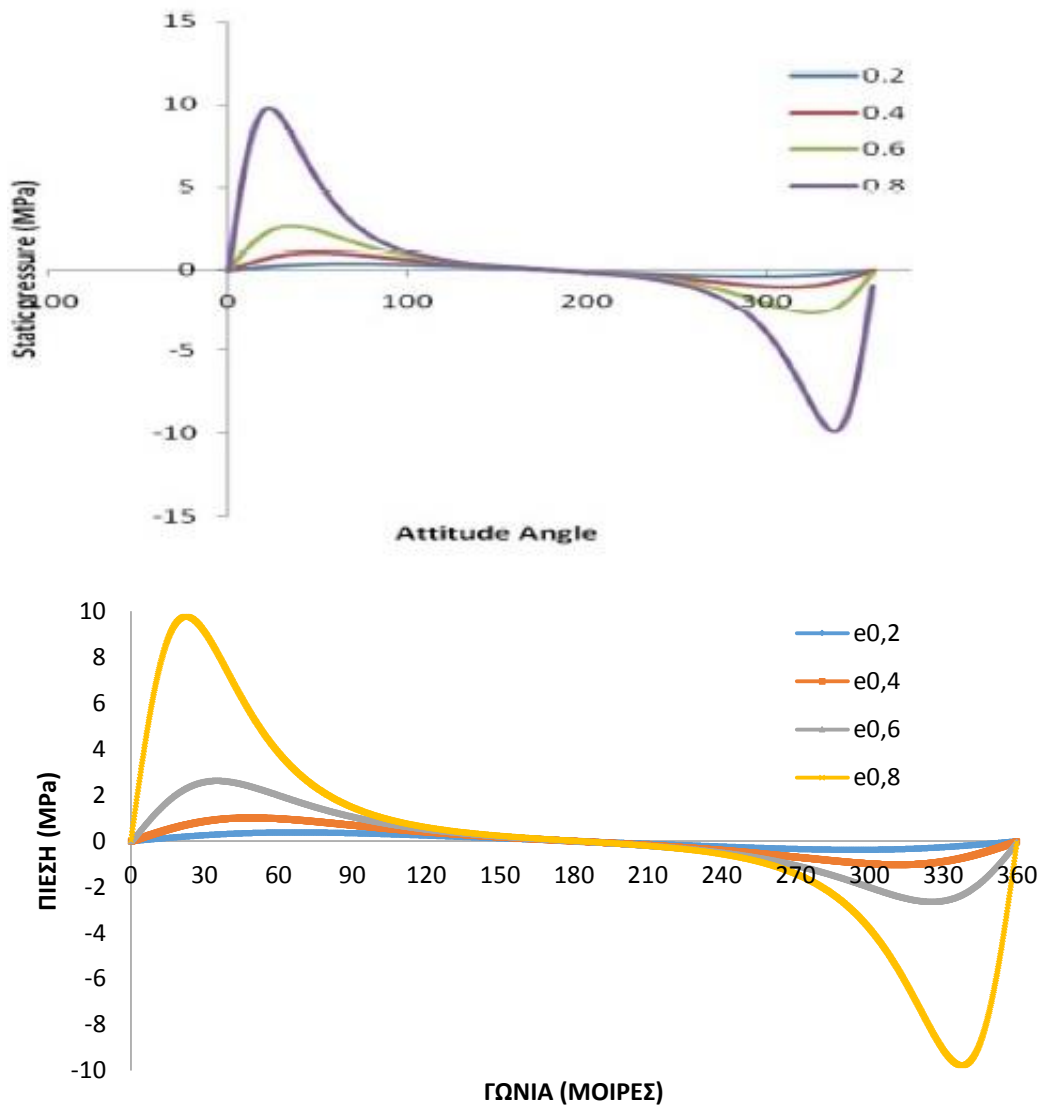
Τα αποτελέσματα του σχήματος 6.3 απεικονίζονται σε μορφή πίνακα ως εξής:

N(rpm)	Πίεση A (MPa)	Πίεση B (MPa)
4000	0.38	0.38
6000	0.55	0.56
8000	0.75	0.75
10000	0.90	0.94

Πίνακας 6.2: Μέγιστη πίεση ανά ταχύτητα περιστροφής για  $\epsilon=0.2$

Όπου για συντομία Πίεση A είναι η μέγιστη πίεση της εργασίας [10] και Πίεση B είναι η μέγιστη πίεση της παρούσας εργασίας.

Η τρίτη σύγκριση που έγινε είναι για σταθερή ταχύτητα περιστροφής  $N=4000\text{rpm}$  και μεταβλητό λόγο εκκεντρότητας  $\epsilon$ . Τα αποτελέσματα απεικονίζονται σε γραφική μορφή στο σχήμα 6.4 και σε μορφή πίνακα 6.3



Σχήμα 6.4: Στατική πίεση συναρτήσει γωνίας για διαφορετικούς λόγους εκκεντρότητας. Πάνω της εργασίας [10] και κάτω της παρούσας εργασίας

$\epsilon$	Πίεση A (MPa)	Πίεση B (MPa)
0.2	0.38	0.38
0.4	1.10	1.02
0.6	2.60	2.63
0.8	9.80	9.77

Πίνακας 6.3: Μέγιστη στατική πίεση για διαφορετικούς λόγους εκκεντρότητας για  $N=4000\text{RPM}$

Και στις τρεις συγκρίσεις που έγιναν ανάμεσα στις δύο εργασίες οι πιέσεις ουσιαστικά ταυτίζονται.



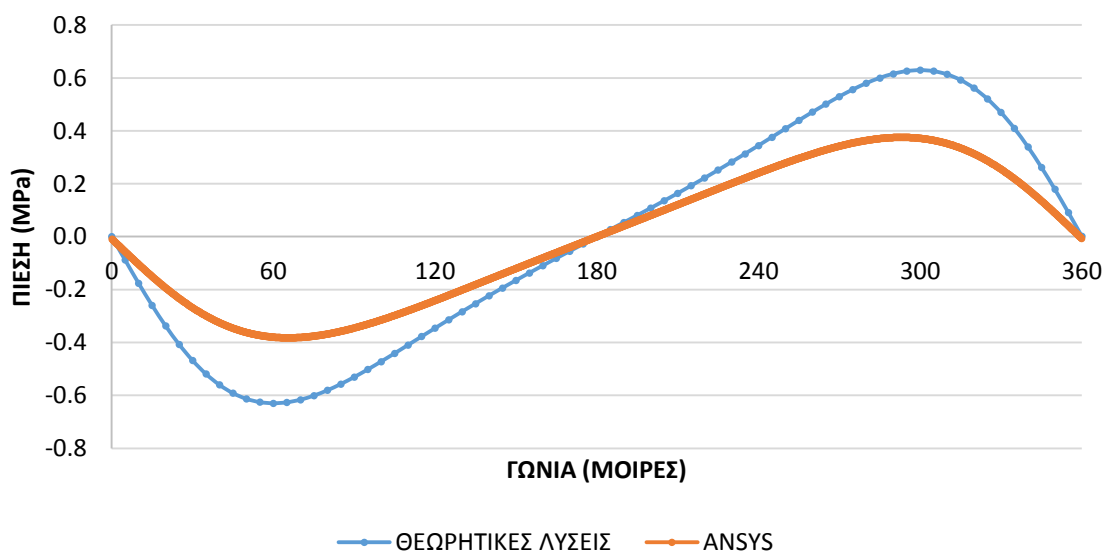
### 6.2 Σύγκριση αναλυτικών λύσεων Ocirk-DuBois με του Ansys

Οι αναλυτικές λύσεις εξ. (2.21) των Ocirk-DuBois [7] περιγράφηκαν στην θεωρία και αφορούν τα έδρανα στα οποία το μήκος τους είναι μικρότερο από τη διάμετρο τους δηλαδή  $\frac{L}{D} < 1$ . Όμως δεν υπάρχει κάποια συγκεκριμένα τιμή στο πόσο μεγαλύτερη πρέπει να είναι η διάμετρος από το μήκος. Στη διεθνή βιβλιογραφία οι συγγραφείς δίνουν διαφορετικές ερμηνείες στο τι θεωρείται έδρανο μικρού μήκους. Για παράδειγμα σε μία περίπτωση [15] αναφέρεται ως έδρανο μικρού μήκους για  $\frac{L}{D} < 0.5$ , σε άλλες περιπτώσεις [16],[17] ορίζεται ως  $\frac{L}{D} < 0.25$  και  $\frac{L}{D} < \frac{1}{3}$  αντίστοιχα, ενώ σε άλλο βιβλίο [18] αναφέρεται το πολύ γενικό  $\frac{L}{D} < 1$ .

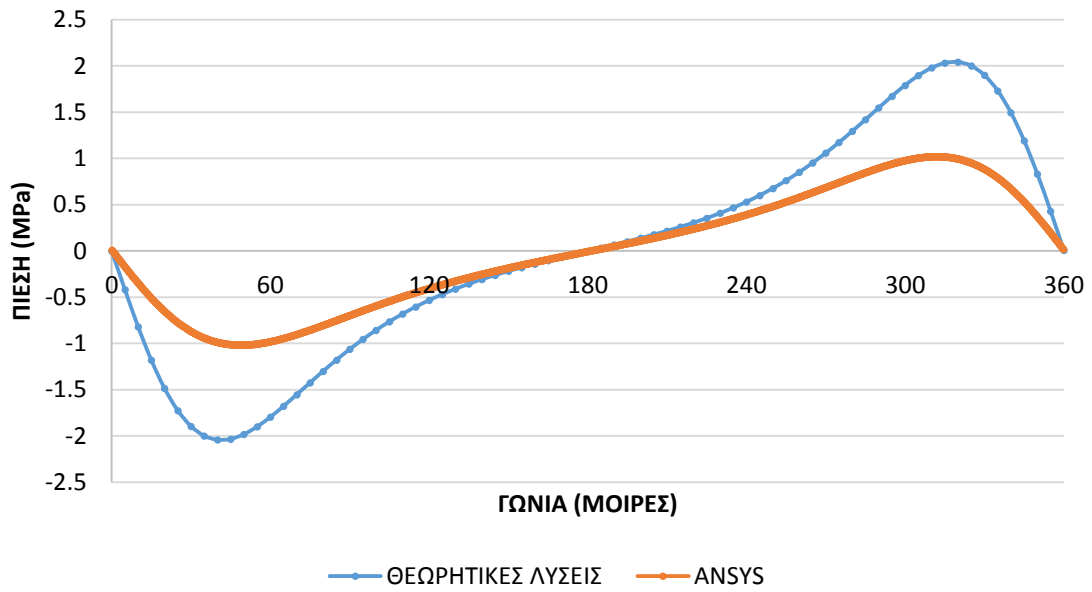
Το έδρανο ολίσθησης της εργασίας έχει λόγο  $\frac{L}{D} = 0.8$  που δεν βρίσκεται σε καμία από αυτές τις κατηγορίες αλλά δεν θεωρείται έδρανο μεγάλο μήκους. Ο πίνακας 6.4 δείχνει την διαφορά επί τις εκατό ανάμεσα στις μέγιστες αναλυτικές πιέσεις και τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων για N=4000rpm. Αντίστοιχα στα σχήματα 6.5-6.8 απεικονίζεται γραφικά η κατανομή της πίεσης συναρτήσει της γωνίας για την ίδια ταχύτητα περιστροφής.

ε	Μέγιστες Πιέσεις Αναλυτικών Εξισώσεων (MPa)	Πίεση B (MPa)	ΔΙΑΦΟΡΑ(%)
0.2	0.6	0.4	39.7
0.4	2.0	1.0	50.0
0.6	7.2	2.6	63.3
0.8	47.4	9.8	79.4

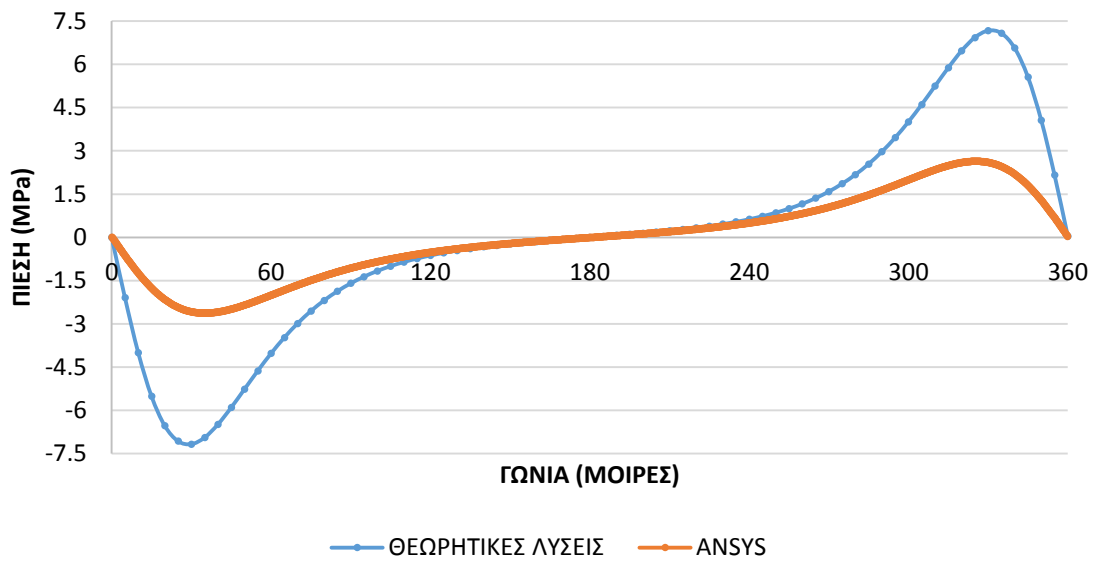
Πίνακας 6.4: Σύγκριση μέγιστων πιέσεων για διαφορετικούς λόγους εκκεντρότητας μεταξύ θεωρητικών εξισώσεων και προσομοιώσεων για N=4000RPM



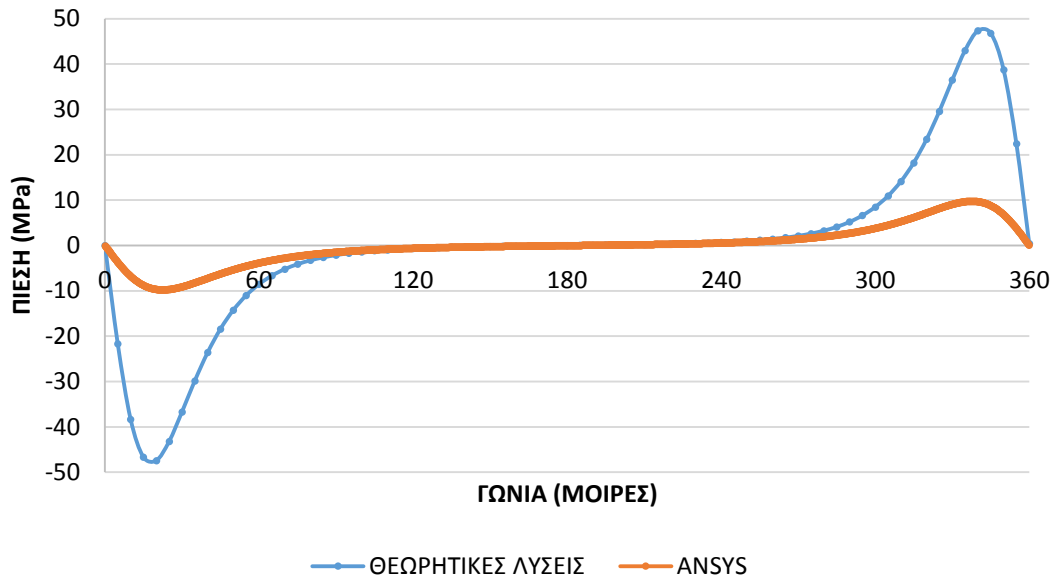
Σχήμα 6.5: Σύγκριση αναλυτικών λύσεων με λύσεις από Ansys για ε=0.2



Σχήμα 6.6: Σύγκριση αναλυτικών λύσεων με λύσεις από Ansys για  $\epsilon=0.4$

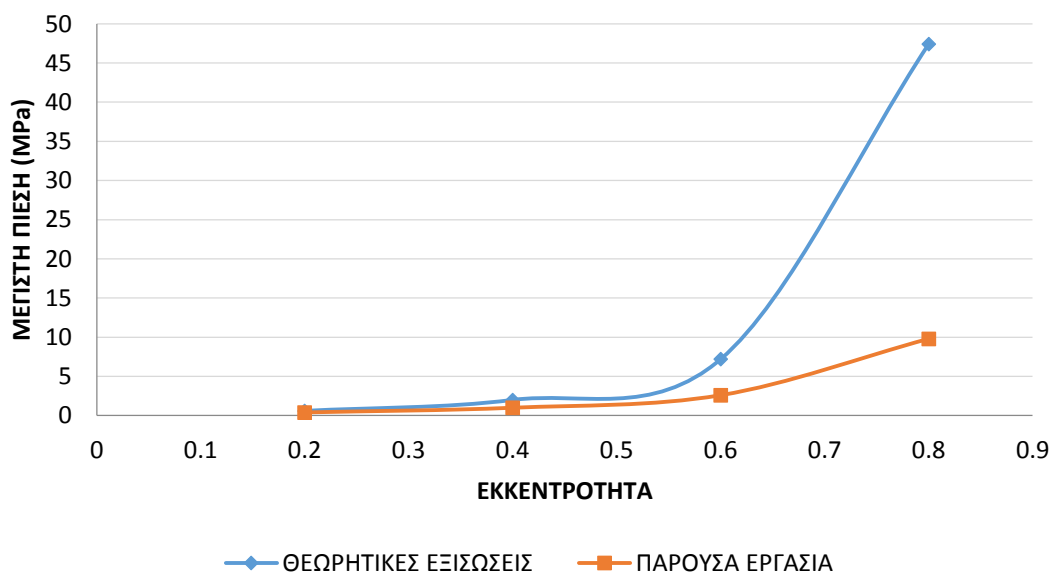


Σχήμα 6.7: Σύγκριση αναλυτικών λύσεων με λύσεις από Ansys για  $\epsilon=0.6$



Σχήμα 6.8: Σύγκριση αναλυτικών λύσεων με λύσεις από Ansys για  $\epsilon=0.8$

Στο σχήμα 6.9 παρουσιάζεται συγκεντρωτικά η γραφική παράσταση του πίνακα 6.4 με άξονες την εκκεντρότητα και την μέγιστη πίεση. Φαίνεται η μεγάλη διαφορά μεταξύ θεωρητικών λύσεων και των αποτελεσμάτων από το Ansys για το μικρού μήκους έδρανο. Όσο μεγαλώνει η εκκεντρότητα τόσο μεγαλώνει η διαφορά. Για εκκεντρότητα 0.6 και πάνω οι διαφορές μεγαλώνουν και φτάνουν σχεδόν το 80%.



Σχήμα 6.9: Σύγκριση αναλυτικών λύσεων και λύσεων από Ansys συγκεντρωτικά

Η διαφορά είναι μεγάλη και δημιουργούνται ερωτηματικά για την εγκυρότητα του μοντέλου. Γι' αυτό το λόγο το επόμενο βήμα ήταν αντί για ένα έδρανο μικρού μήκους να χρησιμοποιηθεί ένα έδρανο μεγάλου μήκους.

### 6.3 Σύγκριση αναλυτικών λύσεων Reynolds-Sommerfeld με του Ansys

Χρησιμοποιήθηκε ένα έδρανο μεγάλου μήκους και έγινε σύγκριση των αποτελεσμάτων του ansys με των αναλυτικών εξισώσεων. Στον πίνακα 6.5 παρουσιάζεται η γεωμετρία του εδράνου

Ακτίνα άξονα	50 mm
Μήκος εδράνου/άξονα	500 mm
Αντιδική χάρη μεταξύ άξονα-εδράνου	145 μm
Ταχύτητα περιστροφής	4000rpm
Ιξώδες λιπαντικού	0.0277 Pas
Πυκνότητα λιπαντικού	860 Kg/m <sup>3</sup>

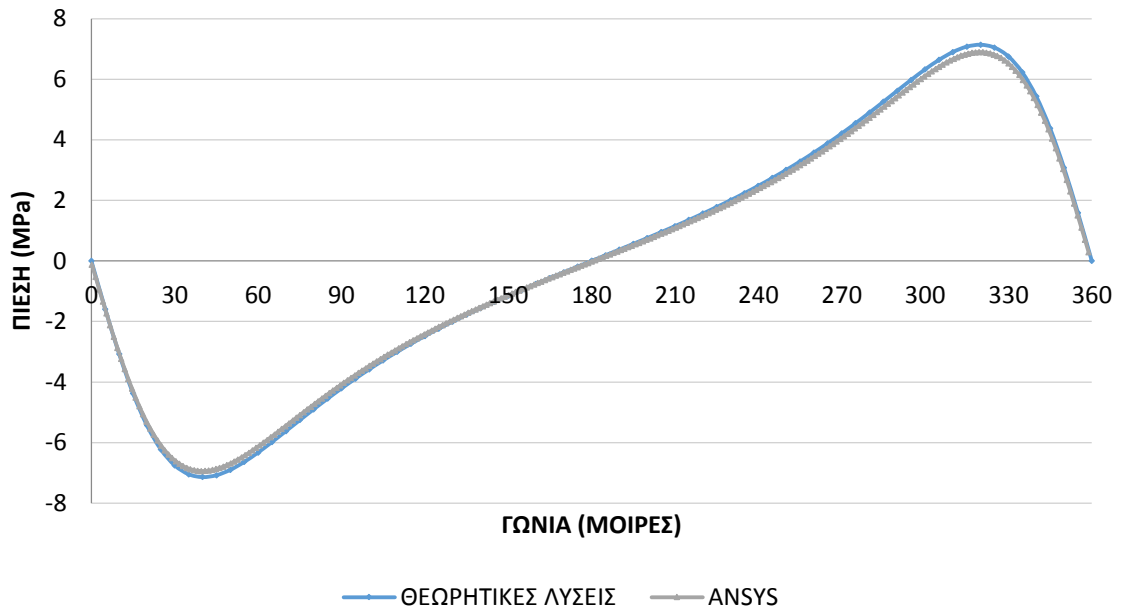
Πίνακας 6.5: Γεωμετρία εδράνου μεγάλου μήκους

Η μόνη αλλαγή σε σχέση με το κοντό έδρανο είναι το μήκος του εδράνου όπου χρησιμοποιήθηκε ένα πολύ μεγάλο έδρανο ( $\frac{L}{D} = 5$ ) ώστε η εξίσωση 2.10 των Reynolds-Sommerfeld να είναι σίγουρο ότι ισχύουν. Όπως και στην περίπτωση των κοντών εδράνων οι συγγραφείς των βιβλίων τριβολογίας ορίζουν διαφορετικά το λόγο  $\frac{L}{D}$  και για το μακρύ έδρανο. Για παράδειγμα σε μία περίπτωση [15] ορίζεται ως  $\frac{L}{D} > 2$  ενώ σε άλλη [16] ορίζεται ως  $\frac{L}{D} > 3$ .

Στο πίνακα 6.6 παρουσιάζονται οι μέγιστες πιέσεις μεταξύ των αναλυτικών λύσεων και των προσομοιώσεων στο Ansys ενώ στο σχήμα 6.10 απεικονίζεται η κατανομή της πίεσης συναρτήσει της γωνίας. Σε όλες τις περιπτώσεις η σύγκριση γίνεται για εκκεντρότητα  $\varepsilon=0.6$  και ταχύτητα περιστροφής  $N=4000\text{rpm}$ .

	ΜΕΓΙΣΤΕΣ ΠΙΕΣΕΙΣ (MPa)
ΑΝΑΛΥΤΙΚΕΣ ΛΥΣΕΙΣ REYNOLDS	7.1
ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ANSYS	6.9
ΔΙΑΦΟΡΑ (%)	3.4

Πίνακας 6.6: Σύγκριση μέγιστων πιέσεων μεταξύ αναλυτικών λύσεων και Ansys

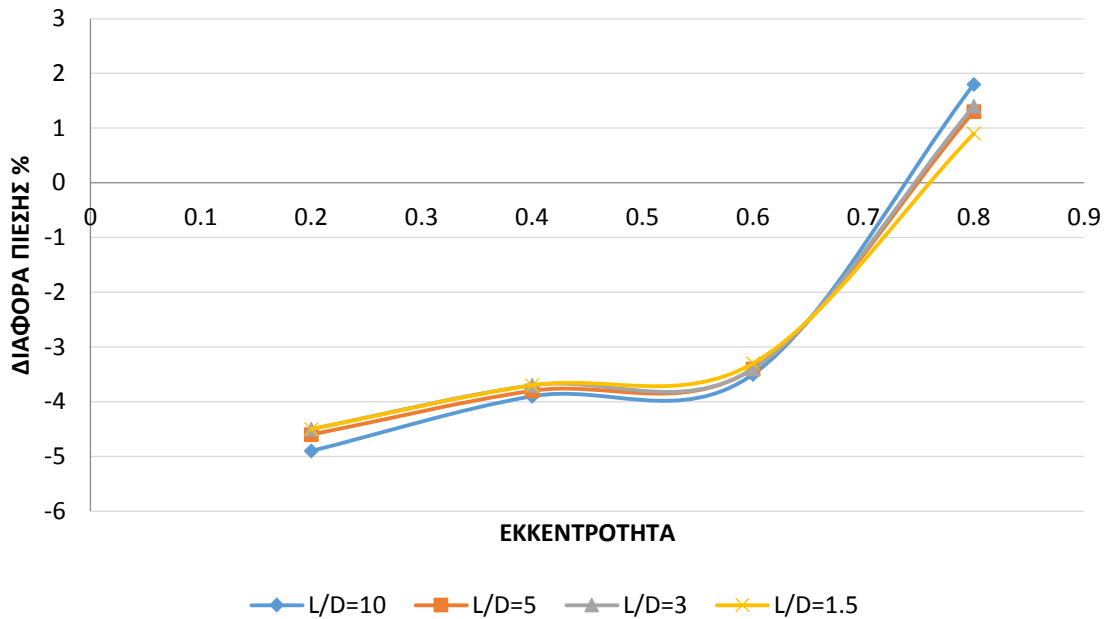


Σχήμα 6.10: Σύγκριση κατανομής πίεσης μεταξύ θεωρητικών λύσεων και Ansys

Το Ansys εμφανίζει λίγο μικρότερες πιέσεις όμως οι διαφορές δεν είναι σημαντικές οπότε οι λύσεις είναι αποδεκτές. Συγκεντρικά η διαφορά (%) της πίεσης των αναλυτικών λύσεων με του Ansys φαίνεται στον πίνακα 6.7 και σε γραφική απεικόνιση στο σχήμα 6.11 για λόγους εκκεντρότητας από 0.2 έως 0.8 και για λόγους  $\frac{L}{D}$  από 1.5 έως 10.

		ΔΙΑΦΟΡΑ ΠΙΕΣΗΣ (%)			
ε	L/D	10	5	3	1.5
0.2		-4,9	-4,6	-4,5	-4,5
0.4		-3,9	-3,8	-3,7	-3,7
0.6		-3,5	-3,4	-3,4	-3,3
0.8		1,8	1,3	1,4	0,9

Πίνακας 6.7: Διαφορά πίεσης για διαφορετικές εκκεντρότητες & διαφορετικούς λόγους L/D



Σχήμα 6.11: Διαφορά πίεσης % για διαφορετικούς λόγους L/D για N=4000RPM

#### Συμπεράσματα

- 1) Για την περίπτωση του εδράνου μεγάλου μήκους το Ansys δίνει ακριβή αποτελέσματα γιατί έχει περισσότερες οριακές συνθήκες. Συγκεκριμένα στο μεγάλο μήκους έδρανο οι διαρροές από τις πλευρές είναι αμελητέες γι'αυτό και στις αναλυτικές λύσεις εξαλείφονται. Το ίδιο συμβαίνει και στο Ansys.
- 2) Για την περίπτωση του εδράνου μικρού μήκους επαληθεύτηκαν τα αποτελέσματα της εργασίας [10]. Όμως δεν επαληθεύτηκαν τα θεωρητικά αποτελέσματα από τις αναλυτικές εξισώσεις. Πιθανότατα αυτό οφείλεται στις διαρροές από τις πλευρές που είναι μεγάλες και λαμβάνονται υπόψιν.
- 3) Όπως περιγράφηκε παραπάνω δεν υπάρχει κάποια απόλυτη τιμή για την οποία ένα έδρανο θεωρείται μικρού ή μεγάλου μήκους. Σύμφωνα με τις περισσότερες πηγές υπάρχει μία ενδιάμεση κατηγορία (γκρίζα ζώνη) η οποία με τις πιο μετριοπαθείς πηγές μπορεί να θεωρηθεί η περιοχή  $0.5 < \frac{L}{D} < 2$ . Σε αυτή τη ζώνη δεν ισχύουν απόλυτα οι αναλυτικές λύσεις αλλά προσεγγιστικά τιμές που προκύπτουν από τα διαγράμματα των Raimondi & Boyd [19] ή από εμπειρικούς τύπους που ορίζουν τιμές ασφαλούς λειτουργίας.

Συνδυάζοντας τα σημεία 1,2 και 3 αποφασίστηκε το μοντέλο να παραμείνει το ίδιο και να μην αντικατασταθεί από κάποιο άλλο με την πεποίθηση ότι οι λύσεις είναι αποδεκτές.

## 7 Σύγκριση Κυλινδρικού-Ελλειπτικού-Κυματοειδές Εδράνου

Στην παρούσα ενότητα γίνεται σύγκριση των μέγιστων πιέσεων ενός κυλινδρικού, ενός ελλειπτικού και ενός κυματοειδούς εδράνου.

Οι συγκρίσεις που έγιναν είναι οι εξής

- 1) Με σταθερή ταχύτητα περιστροφής και αλλάζοντας την εκκεντρότητα
- 2) Με σταθερή εκκεντρότητα και αλλάζοντας την ταχύτητα περιστροφής
- 3) Για μικρές εκκεντρότητες και μικρές ταχύτητες

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των εδράνων αναφέρονται στο κεφάλαιο 3 όπως και τα χαρακτηριστικά του λιπαντικού.

### 7.1 Σταθερή ταχύτητα περιστροφής-Μεταβλητή εκκεντρότητα

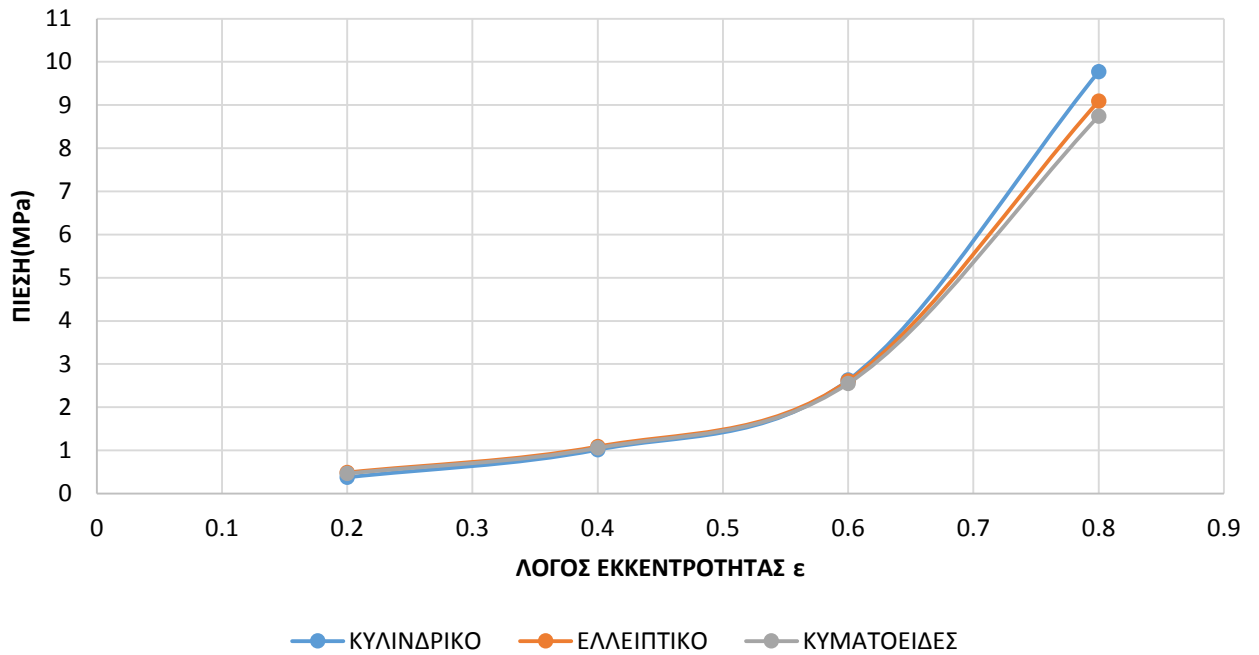
Στην πρώτη περίπτωση η ταχύτητα περιστροφής του άξονα παραμένει σταθερή και είναι ίση με  $N=4000\text{rpm}$  ή αλλιώς  $419\text{ rad/s}$ . Οι λόγοι εκκεντρότητας έχουν τιμές 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 άρα για ακτινική χάρη  $C=145\mu\text{m}$ , οι απόλυτες τιμές των εκκεντροτήτων είναι 29, 58, 87, 116  $\mu\text{m}$  αντίστοιχα. Δεν έχει νόημα να γίνει σύγκριση για τους λόγους εκκεντρότητας 0 και 1 γιατί στην πρώτη περίπτωση δεν υπάρχει καθόλου φορτίο, με εξαίρεση το κυματοειδές έδρανο λόγω της γεωμετρίας [2], και στην δεύτερη περίπτωση οι επιφάνειες του εδράνου-άξονα έρχονται σε επαφή. Τα έδρανα ολίσθησης συνήθως λειτουργούν για λόγους εκκεντρότητας από 0.4 έως 0.8.

Στον πίνακα 7.1 απεικονίζονται οι μέγιστες τιμές για το κάθε είδος εδράνου και την κάθε εκκεντρότητα.

N=4000 RPM	ΠΙΕΣΗ (MPa)		
	ΚΥΛΙΝΔΡΙΚΟ	ΕΛΛΕΙΠΤΙΚΟ	ΚΥΜΑΤΟΕΙΔΕΣ
ε			
0.2	0.4	0.5	0.5
0.4	1.0	1.1	1.1
0.6	2.6	2.6	2.6
0.8	9.8	9.1	8.7

Πίνακας 7.1: Μέγιστη πίεση για διαφορετική εκκεντρότητα και διαφορετικά έδρανα

Επειδή τα διαγράμματα είναι πιο κατανοητά και ευκολοδιάβαστα από τους πίνακες, το σχήμα 7.1 δείχνει ό,τι και ο πίνακας 7.1.



Σχήμα 7.1: Μέγιστη πίεση για διαφορετική εκκεντρότητα και διαφορετικά έδρανα με σταθερές στροφές περιστροφής

Από τα παραπάνω είναι ξεκάθαρο πως όλα έχουν πανομοιότυπη συμπεριφορά και οι διαφορές είναι πολύ μικρές.

### 7.2 Σταθερή εκκεντρότητα-Μεταβλητή ταχύτητα περιστροφής

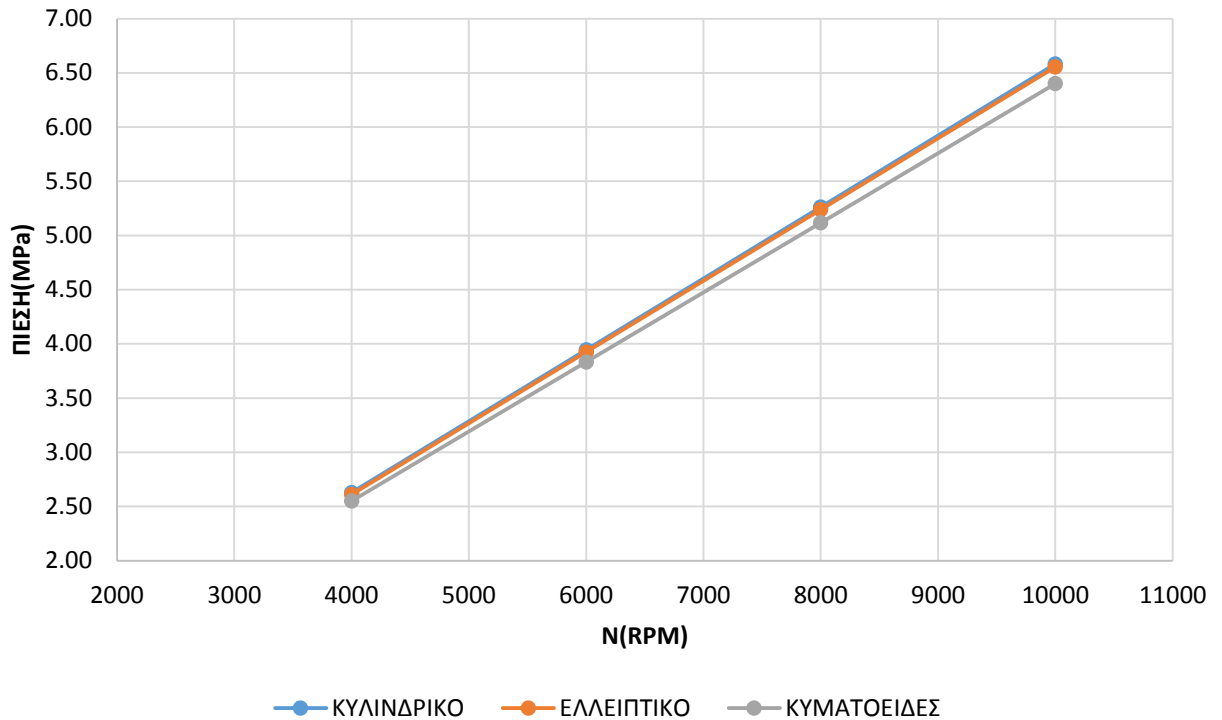
Ο λόγος εκκεντρότητας είναι σταθερός και ίσος με  $\epsilon=0.6$  δηλαδή  $e=87\mu\text{m}$ . Οι ταχύτητες περιστροφής για τις οποίες γίνεται η σύγκριση είναι  $N=4000\text{ rpm}$ ,  $6000\text{ rpm}$ ,  $8000\text{ rpm}$  και  $10000\text{ rpm}$ .

Αντίστοιχα με την παράγραφο 7.1 τα αποτελέσματα από τις συγκρίσεις απεικονίζονται στον πίνακα 7.2 και σε μορφή γραφήματος στο σχήμα 7.2 όπου οι πιέσεις είναι σε MPa.

$\epsilon=0.6$	ΠΙΕΣΗ (MPa)		
	ΚΥΛΙΝΔΡΙΚΟ	ΕΛΛΕΙΠΤΙΚΟ	ΚΥΜΑΤΟΕΙΔΕΣ
N (RPM)			
4000	2.6	2.6	2.6
6000	3.9	3.9	3.8
8000	5.3	5.2	5.1
10000	6.6	6.6	6.4

Πίνακας 7.2: Μέγιστη πίεση για διαφορετικές στροφές λειτουργίες και διαφορετικά έδρανα με σταθερό λόγο εκκεντρότητας





Σχήμα 7.2: Μέγιστη πίεση για διαφορετικές στροφές λειτουργίες και διαφορετικά έδρανα με σταθερό λόγο εκκεντρότητας

Όπως και στην παράγραφο 7.1 τα αποτελέσματα είναι πολύ κοντά μεταξύ τους και για τους τρεις τύπους εδράνων.

Με βάση αυτές τις δύο συγκρίσεις φαίνεται η γεωμετρία να μην επηρεάζει ιδιαίτερα τις επιδόσεις ενός εδράνου ως αναφορά την πίεση. Όμως οι περισσότερες δημοσιεύσεις αλλά και τα πειράματα το διαψεύδουν. Μάλιστα όπως έχει αναφερθεί και σε προηγούμενη παράγραφο, ένα κυματοειδές έδρανο έχει αρκετά καλύτερες επιδόσεις από ένα κυκλικό έδρανο σχεδόν σε όλους τους τομείς [2-3].

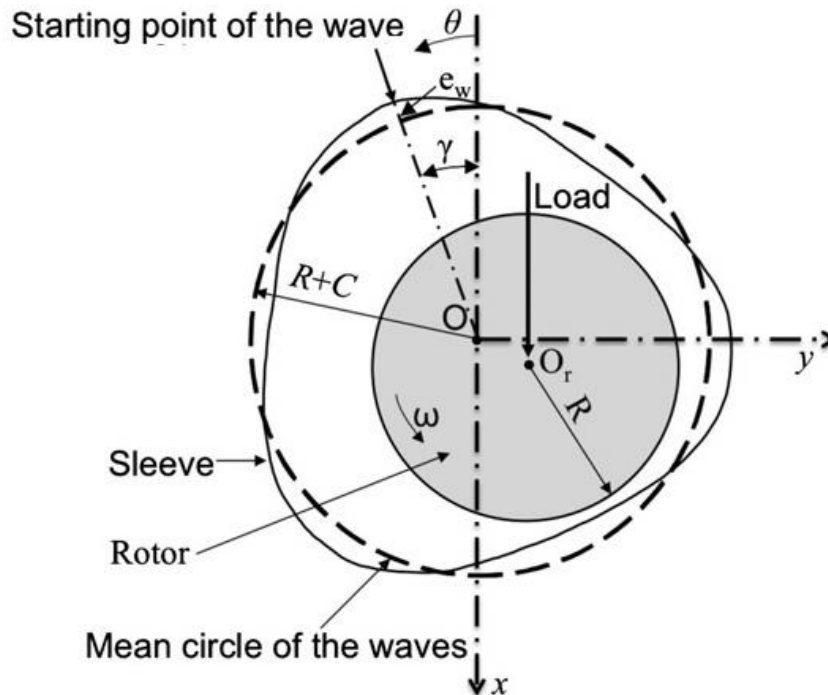
Παρόλαυτα αυτή η αποτυχία μπορεί να εξηγηθεί διότι σύμφωνα με τον εμπνευστή των κυματοειδών εδράνων, τον Dimofte F. [2-3], για την σωστή σχεδίαση των κυματοειδών εδράνων οι σημαντικότεροι παράγοντες είναι η σωστή τοποθέτηση των κυμάτων, ο λόγος πλάτους του κύματος  $\varepsilon_w = \frac{e_w}{C}$  αλλά και ο αριθμός των κυμάτων (number of waves)  $n_w$ .

Στην παράγραφο 3 περιγράφηκε η διαδικασία σχεδίασης του κυματοειδούς εδράνου ολίσθησης. Η εσωτερική πλευρά του εδράνου περιγράφεται από την εξίσωση 3.2:  $y = R_m + e_w \sin(kx)$ .

Με βάση αυτή την εξίσωση και το σχήμα 7.3 προκύπτει  $R = 50mm$  και  $R_{med} = 50.1595mm$  και επομένως  $C = 159.5\mu m$ . Επίσης το πλάτος του κύματος είναι  $e_w = 14.5\mu m \Rightarrow \varepsilon_w = 0.09 \approx 0.1$ . Συνήθως ο λόγος πλάτους του κύματος  $\varepsilon_w$  κυμαίνεται από 0.2-0.6. Άρα το συγκεκριμένο μοντέλο έχει λίγο μικρότερο λόγο πλάτους κύματος απ' ότι συνίσταται. Όσο μεγαλύτερος είναι, τόσο καλύτερες είναι οι επιδόσεις των κυματοειδών εδράνων σε σχέση με τα άλλα [2-3].

Όσον αφορά το  $n_w$  οι μελέτες έχουν δείξει ότι τις καλύτερες επιδόσεις τις διαθέτει το κυματοειδές έδρανο με τρία κύματα [2-3].

Για την σωστή τοποθέτηση των κυμάτων οι θεωρητικές και πρακτικές μελέτες έχουν δείξει ότι το μέγιστο ενός κύματος πρέπει να έχει ίδια διεύθυνση με την διεύθυνση του φορτίου [1]. Στην ουσία πρέπει  $\gamma=0$ . Κατά την σχεδίαση του κυματοειδούς εδράνου αυτός ο παράγοντας λήφθηκε υπόψη οπότε σχεδιάστηκε αναλόγως.



Σχήμα 7.3 Γεωμετρία κυματοειδούς εδράνου

Επομένως λόγω του πολύ μικρό λόγο του κύματος  $\varepsilon_w$ , τα οφέλη του κυματοειδούς εδράνου δεν είναι ορατά και ως αναφορά τις πιέσεις δεν επιβεβαιωθηκε ότι ένα κυματοειδές έδρανο έχει πάντοτε καλύτερες επιδόσεις από τα άλλα είδη εδράνων.

Αυτό που θα είχε μεγαλύτερο ενδιαφέρον θα ήταν να γίνει σύγκριση της ικανότητας παραλαβής φορτίου όπως γίνεται και στις εργασίες [2],[3] και όχι μόνο τις μέγιστες τιμές της πίεσης γιατί μεγαλώνει η ικανότητα παραλαβής φορτίου ανά μονάδα επιφάνειας. Είναι μία χρονοβόρα διαδικασία για να γίνει για όλες αυτές τις περιπτώσεις, γι'αυτό το λόγο δεν γίνεται στην παρούσα φάση.

Επίσης άμεση σύγκριση με τις εργασίες του Dimofte είναι αδύνατο να γίνει γιατί αλλάζουν πολλοί παράμετροι όπως για παράδειγμα ότι το ρευστό είναι συμπιεστό, ότι στις εργασίες [2],[3] οι εκκεντρότητες είναι σχετικά μικρές όπως και ότι το γεγονός ότι τα μοντέλα είναι διαφορετικά. Η παράθεση γίνεται για λόγους πληρότητας.

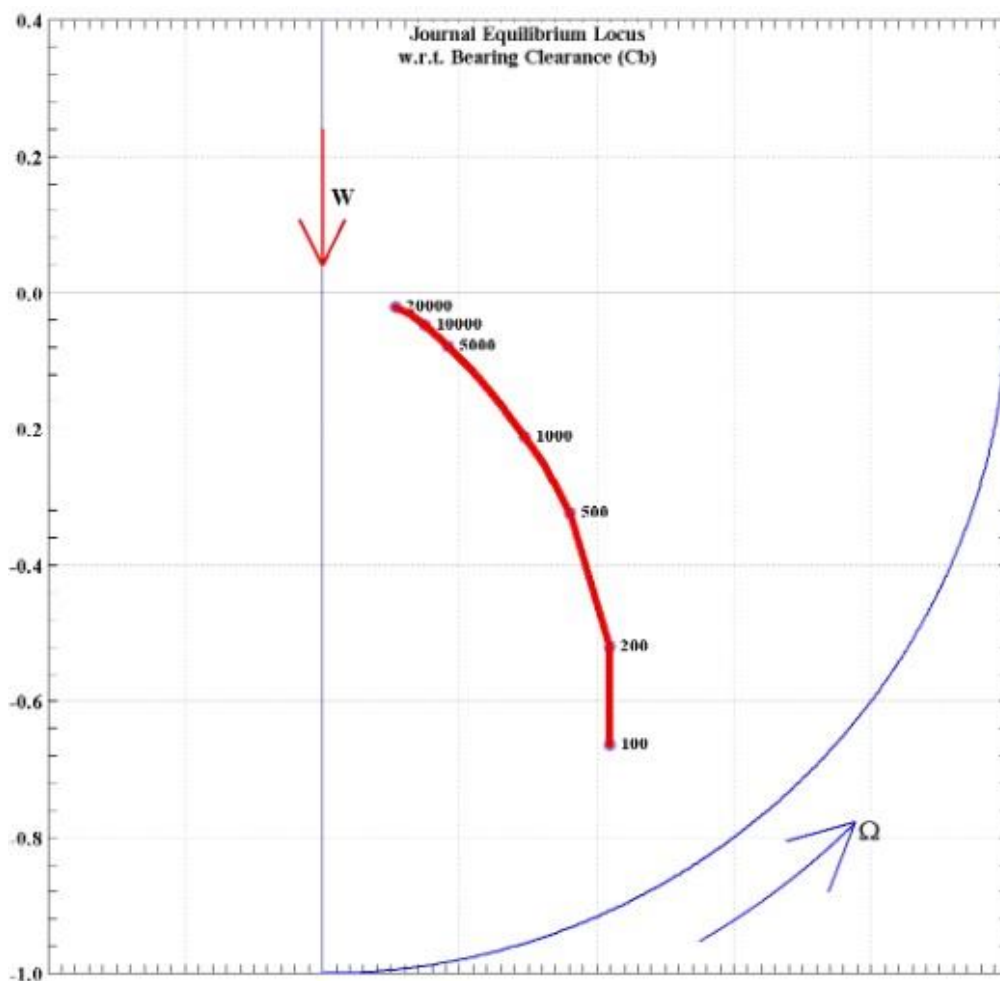
Άρα για τα κακά αποτελέσματα του κυματοειδούς εδράνου ευθύνονται οι επιλογές που έγιναν κατά της διάρκεια της διπλωματικής. Με μεγαλύτερο  $\varepsilon_w$ , μικρότερη ταχύτητα περιστροφής ή άλλη γεωμετρία τα αποτελέσματα θα ήταν τελείως διαφορετικά.

Όμως αξίζει να αναφερθεί πως δεν ήταν αυτός ο σκοπός της διπλωματικής, γι' αυτό και δεν έγινε αλλαγή στα μοντέλα. Τα συμπεράσματα της διπλωματικής θα παρέμεναν τα ίδια, ανεξαρτήτως γεωμετρίας.

Στην επόμενη παράγραφο θα γίνει σύγκριση του ίδιου μοντέλου αλλά για μικρές εκκεντρότητες και μικρές ταχύτητες περιστροφής.

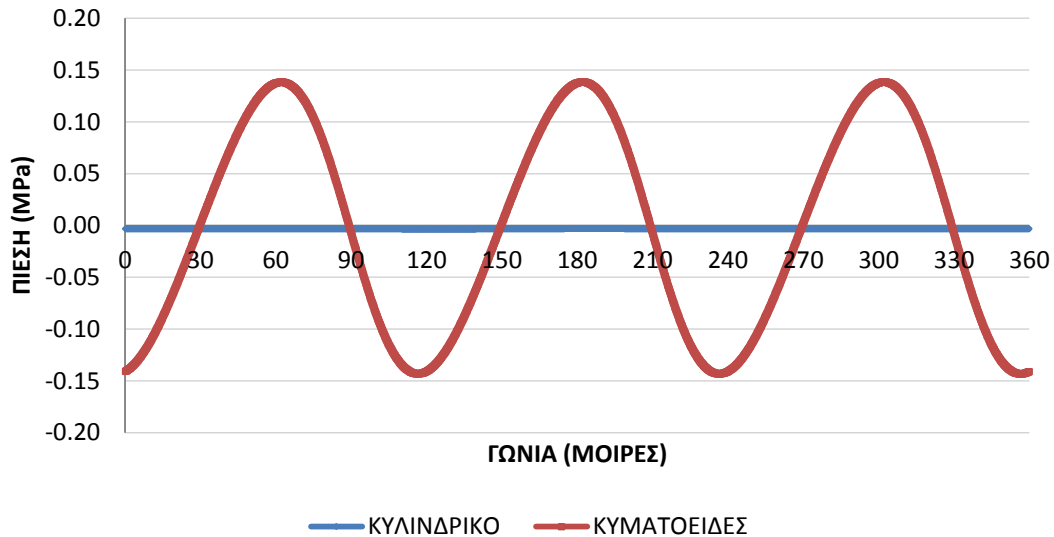
### 7.3 Σύγκριση για μικρές εκκεντρότητες – μικρές ταχύτητες

Εφόσον η γεωμετρία παραμένει σταθερή, ο λόγος  $\varepsilon_w$  παραμένει και αυτός σταθερός. Άρα για να γίνει η σύγκριση ενός κυλινδρικού και ενός κυματοειδούς εδράνου ολίσθησης θα μειωθεί ο λόγος εκκεντρότητας και η ταχύτητα περιστροφής. Όταν η ταχύτητα περιστροφής είναι υψηλή, ο λόγος εκκεντρότητας γίνεται μικρός όπως φαίνεται στο σχήμα 7.4 [20]. Ο βασικός λόγος αυτής της σύγκρισης είναι να εξεταστεί η συμπεριφορά του κυματοειδούς εδράνου σε χαμηλότερες πιέσεις και να εξεταστεί ο ισχυρισμός του Dimofte [2] ότι σε χαμηλές εκκεντρότητες το κυματοειδές έδρανο προσφέρει σταθερότητα. Έπιπρόσθετα έμμεσα είναι ένας τρόπος επαλήθευσης του μοντέλου όχι ως προς συγκεκριμένες τιμές κάποιας άλλης εργασίας ή θεωρητικές τιμές αλλά ως προς την αναμενόμενη συμπεριφορά έτσι όπως περιγράφηκε από τον Dimofte.



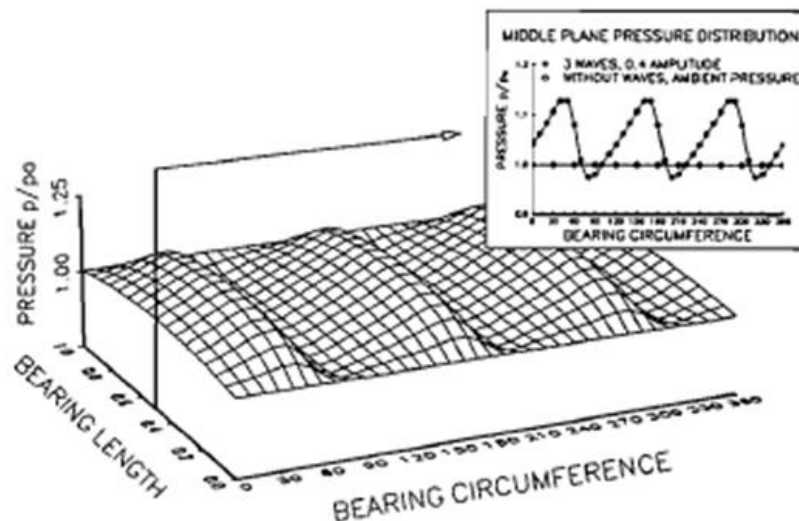
Σχήμα 7.4: Συνάρτηση ταχύτητας περιστροφής – εκκεντρότητας [20]

Όταν ο άξονας είναι στο κέντρο ή πλησιάζει το κέντρο, το σύστημα μας γίνεται ασταθές και υπάρχει σημαντικός κίνδυνος ζημιάς. Ενώ σε ένα κυλινδρικό έδρανο δεν εμφανίζεται καμία πίεση, ένα κυματοειδές έδρανο με τρία κύματα εμφανίζει τρία μέγιστα τα οποία παρέχουν στο σύστημα μεγάλη σταθερότητα και μεγάλη ακαμψία όπως φαίνεται στο σχήμα 7.5 για  $\epsilon=0$ .



Σχήμα 7.5: Σύγκριση κυλινδρικού – κυματοειδούς εδράνου για  $\epsilon=0$

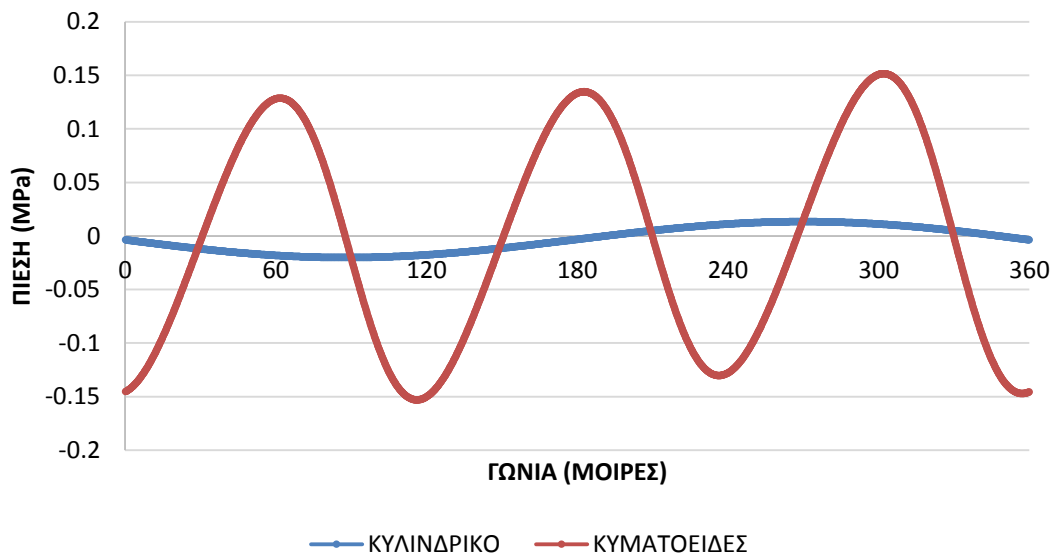
Αυτές οι κορυφές παρατηρούνται και για μεγαλύτερες εκκεντρότητες αλλά υπερκαλύπτονται από τα μέγιστα. Όμως του προσδίδουν σταθερότητα και γενικότερα καλύτερη συμπεριφορά-επιδόσεις σε σχέση με ένα κυλινδρικό έδρανο ολίσθησης. Στο ίδιο συμπέρασμα είχε φτάσει ο Dimofte [2] όπως φαίνεται και από το σχήμα 7.6.



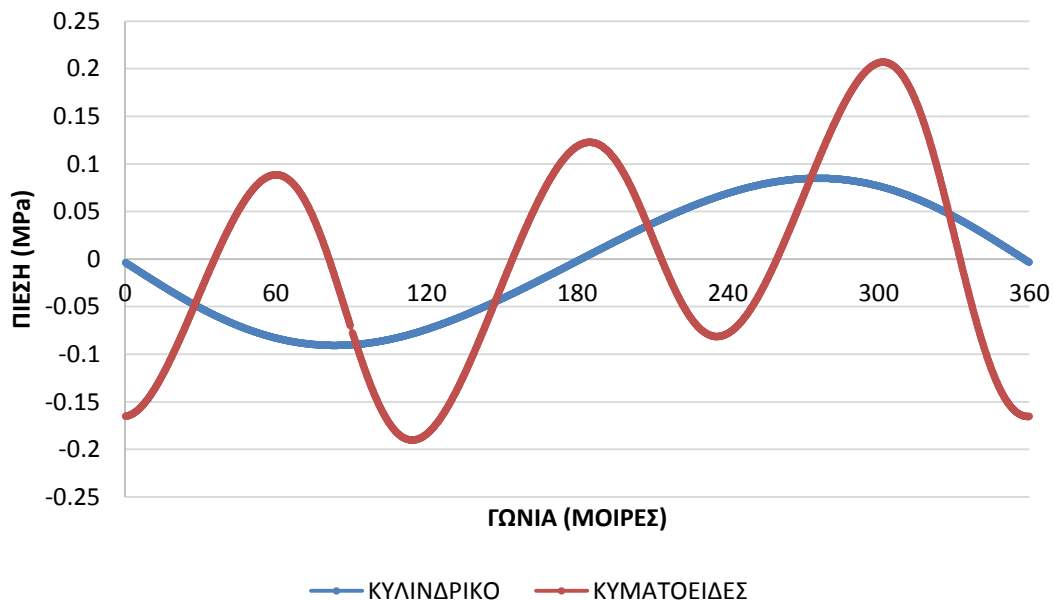
Σχήμα 7.6: Σύγκριση κυλινδρικού – κυματοειδούς εδράνου για  $\epsilon=0$  [2]

Τα παραπάνω ευρήματα είναι πολύ σημαντικά γιατί τα μικρού μήκους έδρανα ολίσθησης, για μικρούς λόγους  $\frac{L}{D} < 0.3$ , έχουν κακή απόσβεση στις ταλαντώσεις. Αυτό είναι ένα από τα σημαντικά προβλήματα που έρχεται να λύσει το κυματοειδές έδρανο.

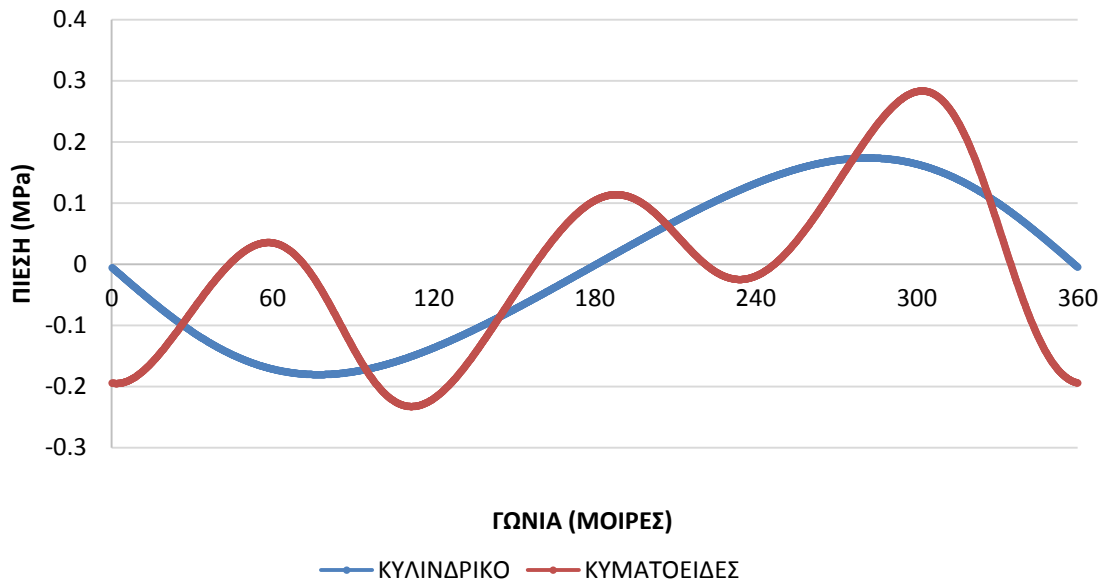
Τα σχήματα 7.7-7.10 είναι για σταθερή ταχύτητα περιστροφής  $N=4000$  RPM και διαφορετικούς λόγους εκκεντρότητας. Παρατηρείται ότι για μικρούς λόγους εκκεντρότητας η επίδραση των κυμάτων στα κυματοειδή έδρανα είναι φανερή. Όσο μεγαλώνει ο λόγος εκκεντρότητας επισκιάζονται από τις μέγιστες πιέσεις όπως φαίνεται στο σχήμα 7.11 για  $\epsilon=0.6$ .



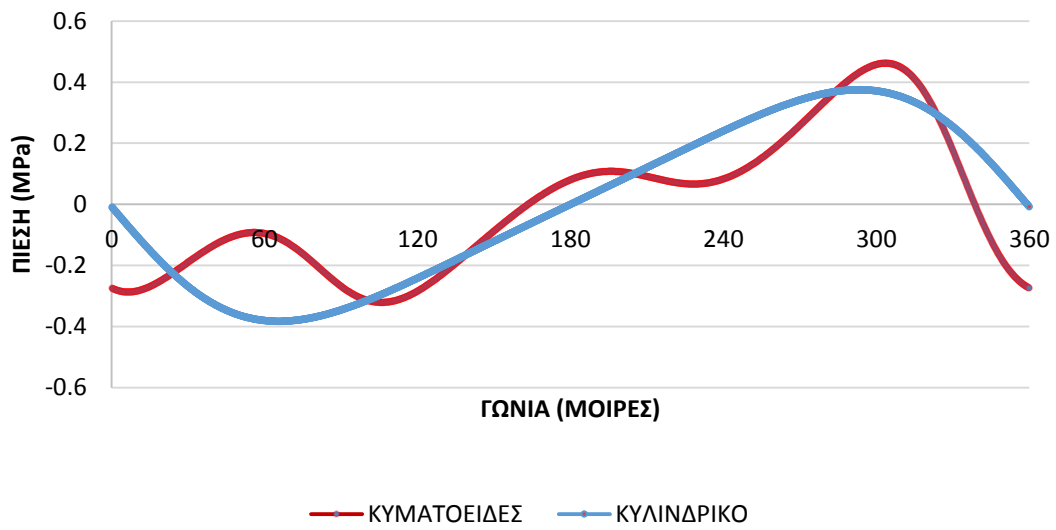
Σχήμα 7.7: Σύγκριση κυλινδρικού – κυματοειδούς εδράνου για  $\epsilon=0.01$



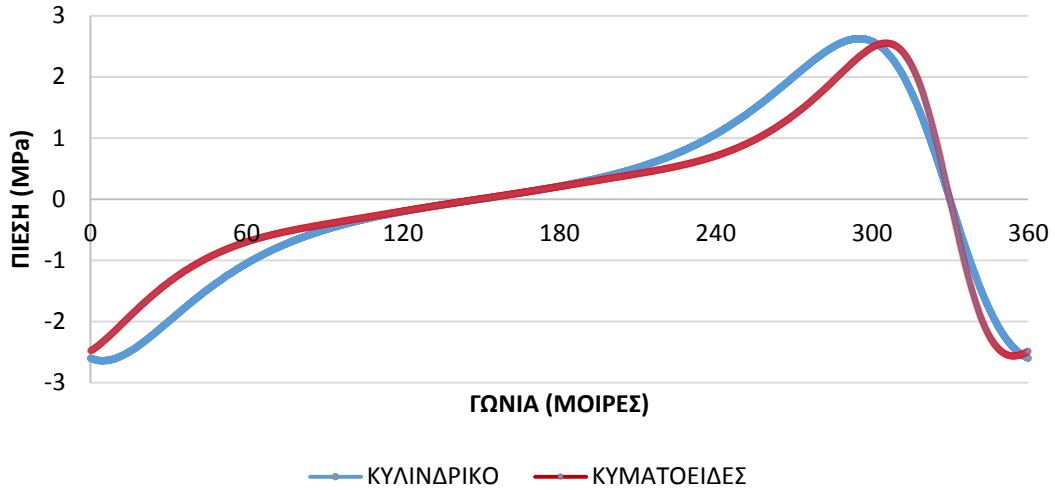
Σχήμα 7.8: Σύγκριση κυλινδρικού – κυματοειδούς εδράνου για  $\epsilon=0.05$



Σχήμα 7.9: Σύγκριση κυλινδρικού – κυματοειδούς εδράνου για  $\epsilon=0.1$

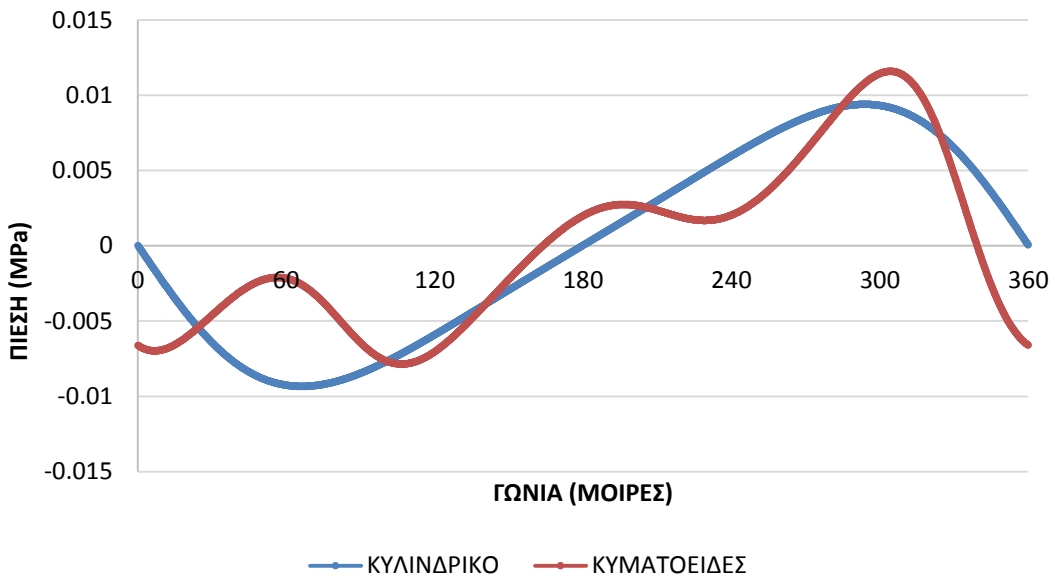


Σχήμα 7.10: Σύγκριση κυλινδρικού – κυματοειδούς εδράνου για  $\epsilon=0.2$

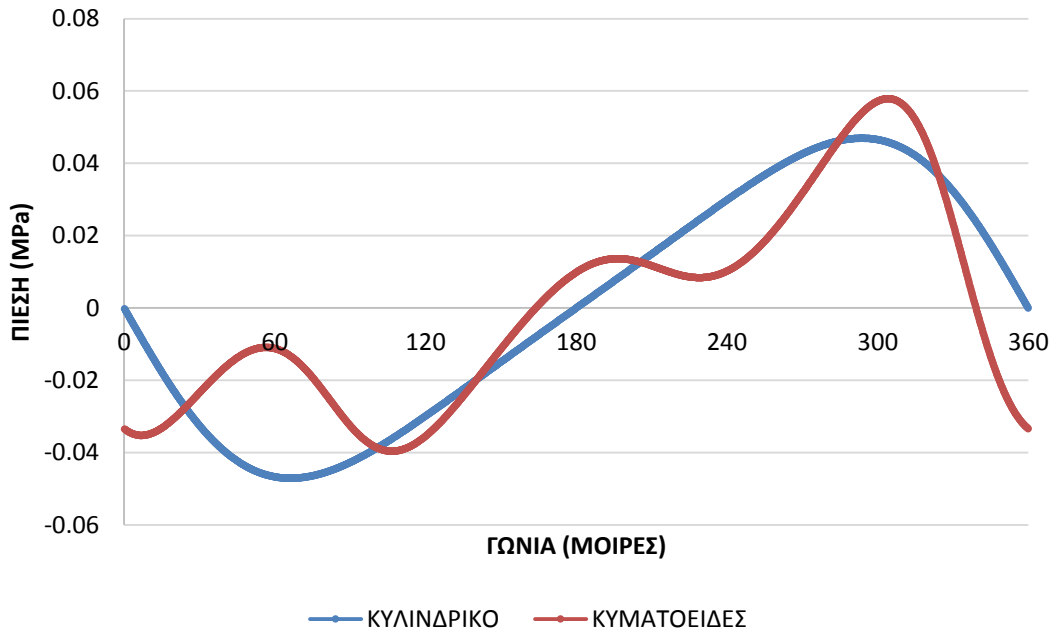


Σχήμα 7.11: Σύγκριση κυλινδρικού – κυματοειδούς εδράνου για  $\epsilon=0.6$

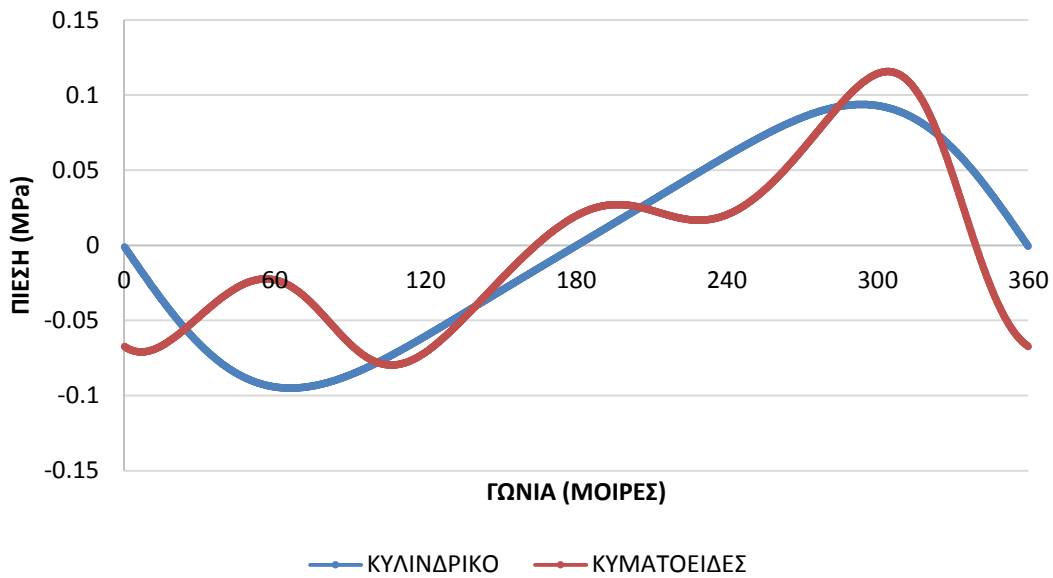
Τα σχήματα 7.12-7.14 είναι για λόγο εκκεντρότητα  $\epsilon=0.2$  και διαφορετικές στροφές περιστροφής. Για χαμηλές ταχύτητες περιστροφής η επίδραση των κυμάτων στο κυματοειδές έδρανο είναι σημαντική. Όσο μεγαλώνουν οι ταχύτητες περιστροφής η επίδραση τους μειώνεται.



Σχήμα 7.12: Σύγκριση κυλινδρικού – κυματοειδούς εδράνου για  $N=100$  RPM



Σχήμα 7.13: Σύγκριση κυλινδρικού – κυματοειδούς εδράνου για N=500 RPM



Σχήμα 7.14: Σύγκριση κυλινδρικού – κυματοειδούς εδράνου για N=1000 RPM

Το ίδιο ισχύει και για τις άλλες εκκεντρότητες  $\epsilon=0.4-0.8$  και τις υπόλοιπες ταχύτητες περιστροφών δηλαδή  $N=6000-10000$ . Η επίδραση των κυμάτων είναι σημαντικά εντονότερη όταν ο λόγος των κυμάτων είναι υψηλός  $\epsilon_w$ . Παρόλαυτα ακόμα και σε αυτή την περίπτωση όπου ο λόγος των κυμάτων είναι  $\epsilon_w \approx 0.1$  η γεωμετρία των κυματοειδών εδράνων επιδρά θετικά ως προς την ευστάθεια του εδράνου-άξονα και μειώνει τις ταλαντώσεις του άξονα.



## 8 Μελέτη Ευαισθησίας Εσωτερικής Επιφάνειας Κυματοειδών Εδράνων

Κατά τον σχεδιασμό του κυματοειδούς εδράνου εξετάστηκε η επίδραση που έχουν στην κατανομή της πίεσης και στις δυνάμεις, σχεδιαστικές ή κατασκευαστικές ατέλειες στην εσωτερική γεωμετρία του εδράνου. Σχεδιάστηκαν τρία έδρανα με ίδια γεωμετρικά χαρακτηριστικά αλλά διαφορετική εσωτερική πλευρά όπως φαίνεται στον πίνακα 8.1. Αφού είναι κυματοειδή έδρανα με τρία κύματα έχουν τρία μέγιστα-ελάχιστα ανά 120°. Θεωρητικές μελέτες και πειραματικές δοκιμές έχουν δείξει ότι τις καλύτερες επιδόσεις τις έχει ένα κυματοειδές έδρανο με τρία κύματα το οποίο έχει ένα από τα σημεία με μέγιστο πλάτος κατά την διεύθυνση του φορτίου [1], [2], [8].

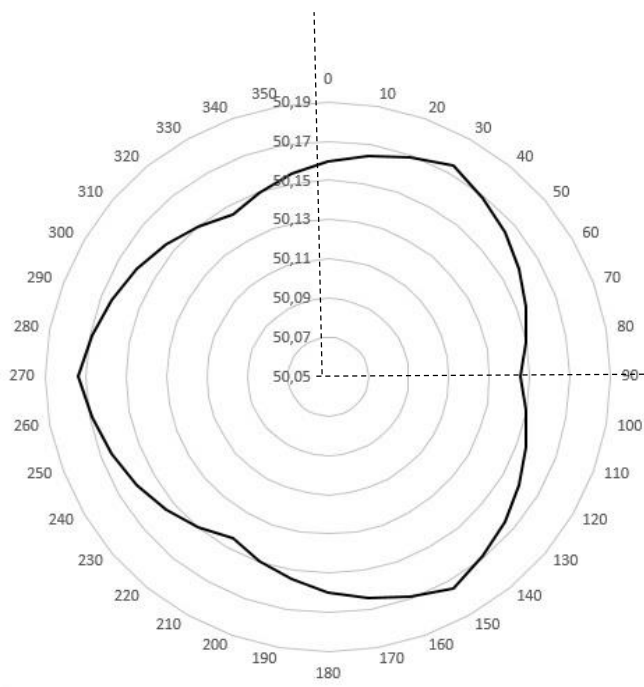
	$R$ (mm)	$C'$ (mm)	$R_{\min}$ (mm)	$R_{\max}$ (mm)	Points	Point Angle	Wave Start Point
Μοντέλο 1	50	0.145	50.145	50.174	36	10°	90°
Μοντέλο 2	50	0.145	50.145	50.174	360	1°	90°
Μοντέλο 3	50	0.145	50.145	50.174	-	-	90°

Πίνακας 8.1: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά κυματοειδών εδράνων

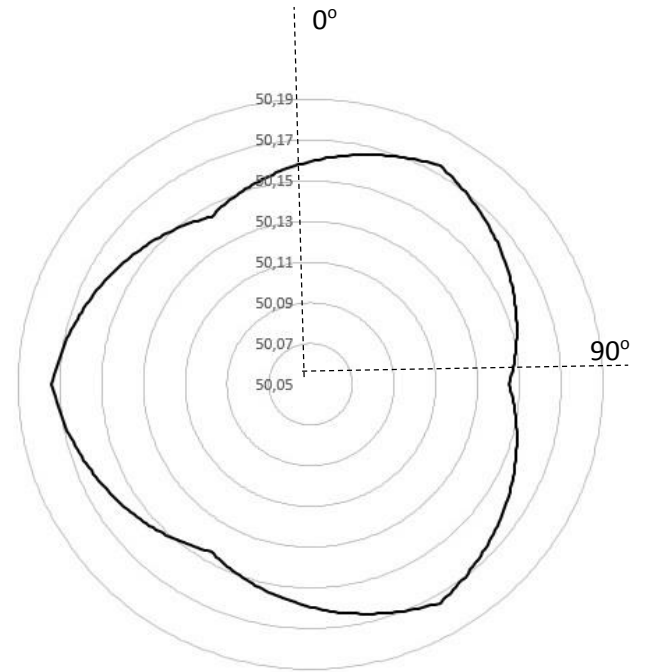
Τα μοντέλα 1 και 2 έχουν σχεδιαστεί τοποθετώντας ανά 10° και 1° σημεία. Οπότε προκύπτουν 36 και 360 σημεία αντίστοιχα. Στη συνέχεια ενώθηκαν τα σημεία με μικρές καμπύλες. Το μοντέλο 3 είναι ένα έδρανο με ημιτονοειδές εσωτερικό προφίλ όπως έχει περιγραφεί στο κεφάλαιο 3 και περιγράφεται από την εξίσωση 3.3:

$$y = 50.1595 + 0.0145 \sin(3x)$$

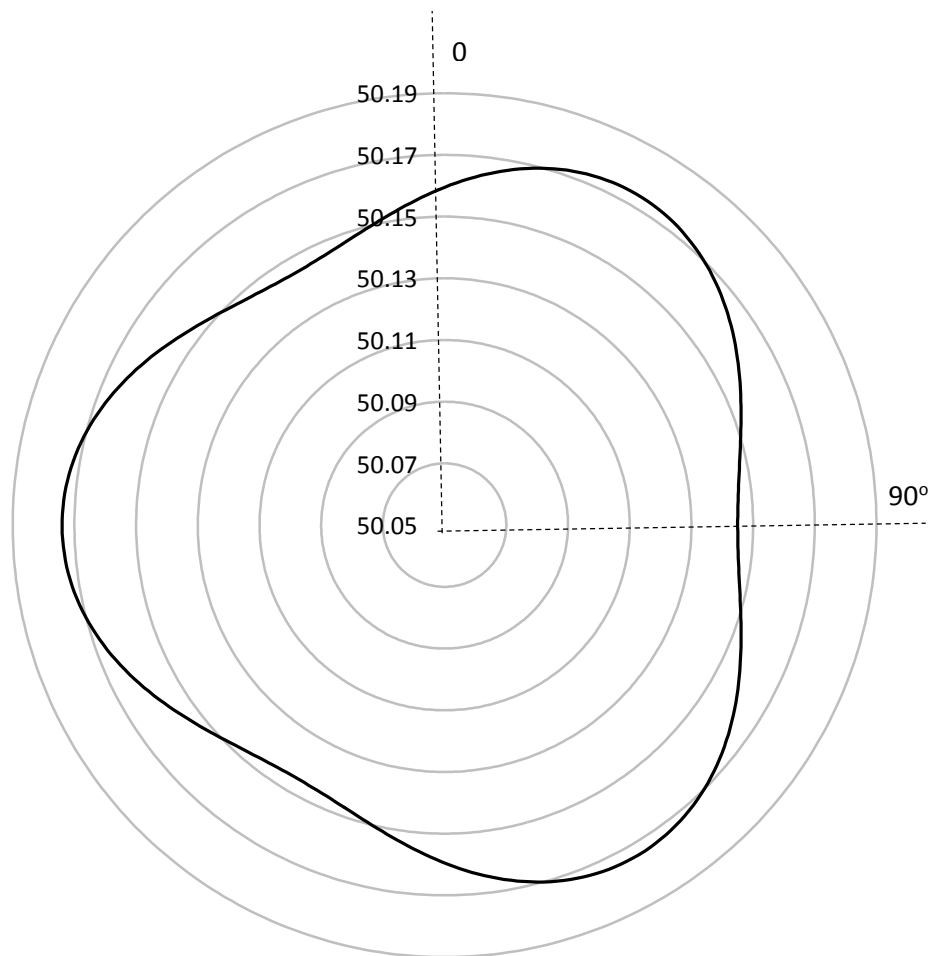
Στα σχήματα 8.1 α, 8.1 β και 8.2 απεικονίζονται τα μοντέλα 1, 2 και 3 αντίστοιχα. Εκ πρώτης όψης τα μοντέλα 1 και 2 φαίνονται σχεδόν ίδια αλλά το μοντέλο 1 έχει πιο απότομη εσωτερική επιφάνεια γιατί έχει σημεία ανά 10° ενώ το μοντέλο 2 αρκετά πιο ομαλή αφού τα σημεία του βρίσκονται ανά 1°. Το τρίτο μοντέλο έχει την πιο ομαλή πλευρά από τα τρία μοντέλα όπως φαίνεται και από το σχήμα 8.2. Ως κέντρο έχει ληφθεί το 50.05 ώστε να είναι δυνατό να διακριθούν οι διαφορές μεταξύ των τριών μοντέλων. Οι γεωμετρίες που σχεδιάστηκαν στο πρόγραμμα Solidworks ενδέχεται να είναι ελαφρώς διαφορετικές λόγω σχεδιαστικών-πρακτικών λόγων.



Σχήμα 8.1: α. Μοντέλο 1, σημεία ανά 10°

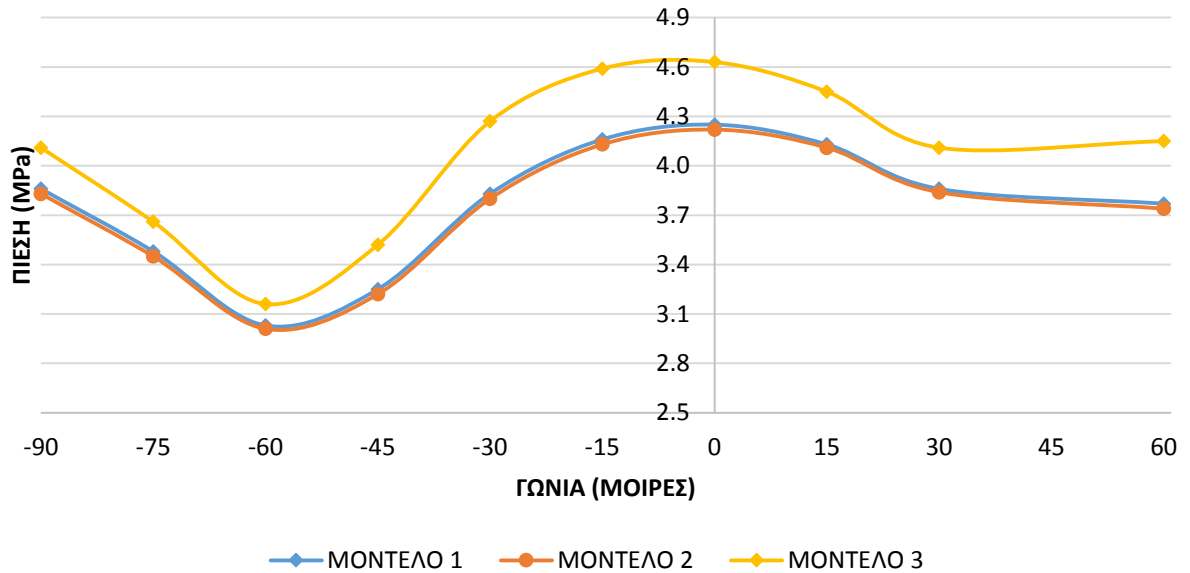


β. Μοντέλο 2, σημεία ανά 1°

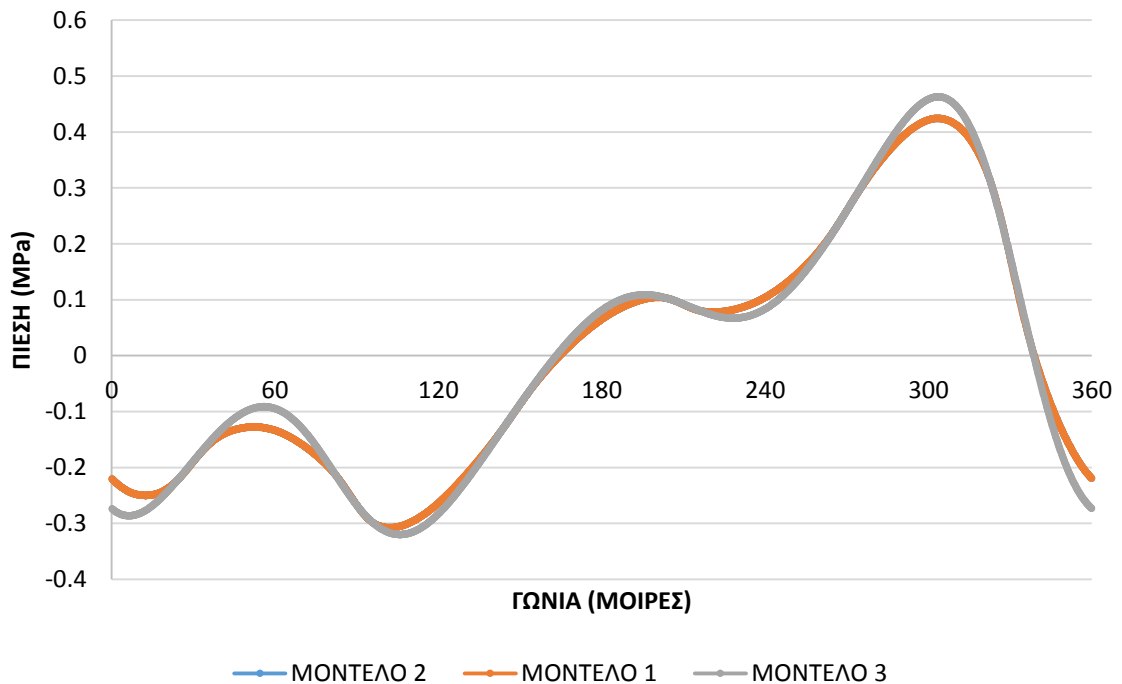


Σχήμα 8.2: Μοντέλο 3, Κυματοειδές προφίλ από εξίσωση 2.3

Στη συνέχεια γίνεται σύγκριση μεταξύ των εδράνων ως αναφορά την μέγιστη πίεση ανά γωνία εκκεντρότητας (σχήμα 8.3) και την συνολική δύναμη (σχήμα 8.5) με αρχή την κορυφή ενός κύματος (270°) και τέλος την επόμενη κορυφή (60°). Ο λόγος εκκεντρότητας είναι  $\epsilon=0.2$  και η ταχύτητα περιστροφής είναι  $N=4000\text{RPM}$ . Προσοχή το σχήμα 8.3 δεν είναι η κατανομή της πίεσης στο στρώμα του λιπαντικού. Η κατανομή της πίεσης για  $\epsilon=0.2$  και γωνία εκκεντρότητας  $0^\circ$  παρουσιάζεται στο σχήμα 8.4 και όλα τα μοντέλα παρουσιάζουν τα ίδια αποτελέσματα όπως ήταν αναμενόμενο.



Σχήμα 8.3 Σύγκριση μέγιστης πίεσης για τα μοντέλα 1,2,3 από 270° έως 60°

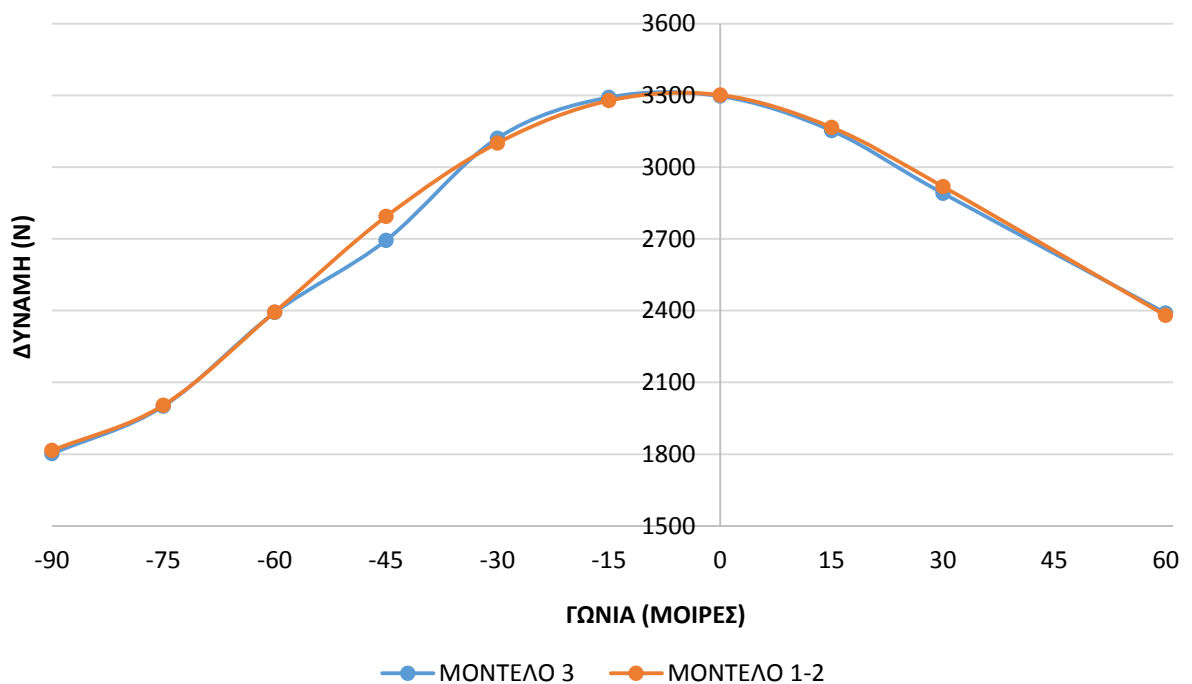


Σχήμα 8.4 Κατανομή της πίεσης για  $\epsilon=0.2$  και γωνία εκκεντρότητας  $0^\circ$

Τα μοντέλα 1 & 2 έχουν σχεδόν ίδιες μέγιστες πιέσεις η οποία είναι  $\frac{P_2}{P_1} = \frac{4.22}{4.25} = 0.99 \Rightarrow 0.71\%$  ενώ για τα μοντέλα 2 και 3 η διαφορά των μέγιστων πιέσεων είναι  $\frac{P_2}{P_3} = \frac{4.22}{4.63} = 0.91 \Rightarrow 8.9\%$ .

Η διαφορά των πιέσεων είναι λιγότερη από 9% μεταξύ των μέγιστων τιμών παρά το γεγονός ότι τα μοντέλα 1 και 2 σχεδιάστηκαν προσεγγιστικά οπότε μπορούν να θεωρηθούν ως ακραίες περιπτώσεις. Αν ισχύει το ίδιο και για τις δυνάμεις τότε αν η εσωτερική επιφάνεια δεν είναι τελείως λεία δεν επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό τις επιδόσεις του εδράνου.

Στο διάγραμμα των δυνάμεων (σχήμα 8.5) τα αποτελέσματα των μοντέλων 1 και 2 ενώθηκαν γιατί ήταν πολύ κοντά και επισκίαζαν τα αποτελέσματα του μοντέλου 3.



Σχήμα 8.5: Σύγκριση δύναμης lift για τα μοντέλα 1,2,3

Οι καμπύλες των μοντέλων 1&2 και του μοντέλου 3 σχεδόν εφάπτονται. Η διαφορά των

δυνάμεων είναι  $\frac{F_{12}}{F_3} = \frac{3302.14}{3297.27} \approx 1 \Rightarrow 0.15\%$ .

Τα αριθμητικά στοιχεία από τα οποία προέκυψαν τα διαγράμματα των σχημάτων 7.3 και 7.4 απεικονίζονται στον πίνακα 8.2.

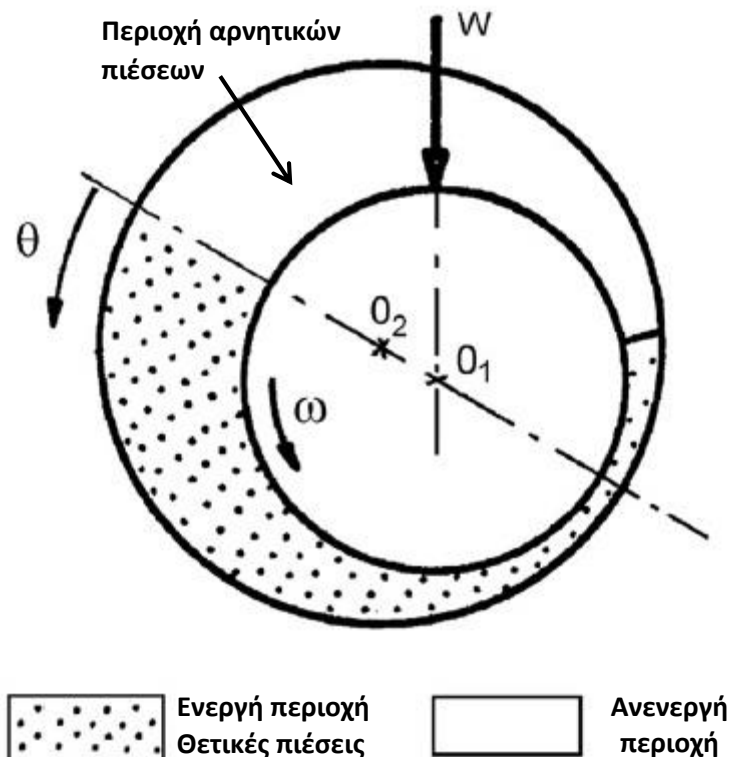
	ΜΕΓΙΣΤΗ ΠΙΕΣΗ (MPa)									
ΓΩΝΙΑ(ΜΟΙΡΕΣ)	-90	-75	-60	-45	-30	-15	0	15	30	60
ΜΟΝΤΕΛΟ 1	3,9	3,5	3,0	3,3	3,8	4,2	4,3	4,1	3,9	3,8
ΜΟΝΤΕΛΟ 2	3,8	3,5	3,0	3,2	3,8	4,1	4,2	4,1	3,8	3,7
ΜΟΝΤΕΛΟ 3	4,1	3,7	3,2	3,5	4,3	4,6	4,6	4,5	4,1	4,2
	ΔΥΝΑΜΗ (N)									
ΓΩΝΙΑ(ΜΟΙΡΕΣ)	-90	-75	-60	-45	-30	-15	0	15	30	60
ΜΟΝΤΕΛΟ 1&2	1815	2004	2394	2794	3101	3278	3302	3167	2919	2380
ΜΟΝΤΕΛΟ 3	1802	2000	2392	2694	3121	3292	3297	3153	2891	2390

Πίνακας 8.2: Πιέσεις και Δυνάμεις για τα μοντέλα 1,2,3

Από τις συγκρίσεις των πιέσεων και των δυνάμεων των τριών μοντέλων προκύπτει ότι η εσωτερική επιφάνεια του κυματοειδούς εδράνου δεν απαιτείται να είναι τελείως λεία. Όμως το παραπάνω συμπέρασμα δεν ισχύει αν τα ακραία σημεία  $R_{max}$  και  $R_{min}$  επηρεάζονται ή δεν είναι κοινά. Επίσης δεν είναι σίγουρο ότι ακόμα και αν τα  $R_{max}$  και  $R_{min}$  είναι κοινά αλλά η καμπυλότητα του κύματος είναι ακραία ισχύει το ίδιο συμπέρασμα. Περισσότερη δουλειά πρέπει να γίνει από την επιστημονική κοινότητα σε αυτό τον τομέα ώστε τα συμπεράσματα να είναι ασφαλή.

## 9 Αρνητικές Πιέσεις Εδράνου

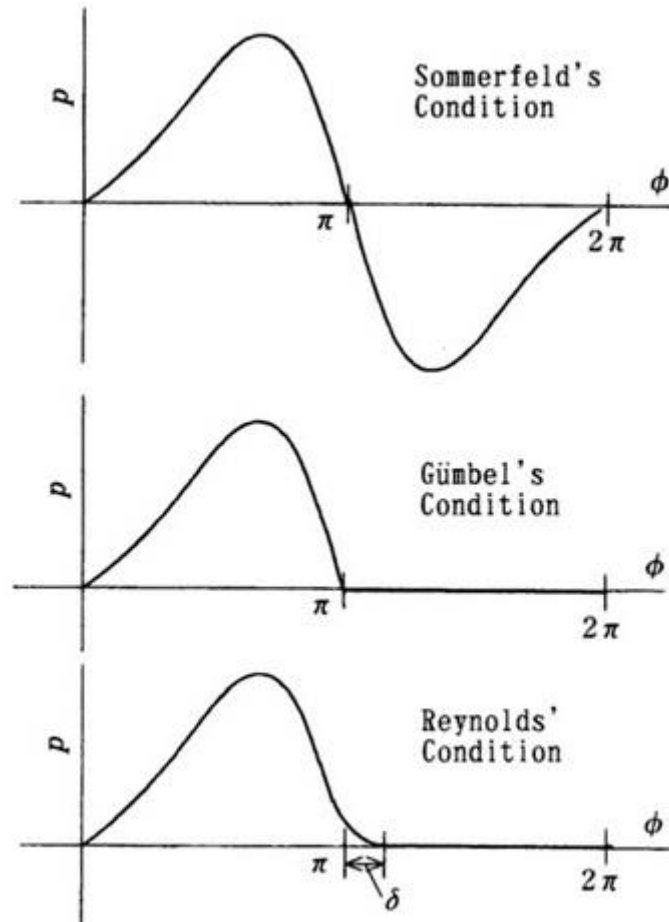
Στην ανάλυση του εδράνου το Ansys προέβλεψε θετικές και αρνητικές πιέσεις διότι λύνει τις εξισώσεις Navier-Stokes για τα ρευστά. Το ίδιο κάνουν και οι εξισώσεις Reynolds με τις απλοποιήσεις του Sommerfeld για το έδρανο μεγάλου μήκους εξ. (2.10) αλλά και οι απλοποιήσεις των DuBois – Osvirik για το έδρανο μικρού μήκους εξ. (2.21). Όμως σε ένα πραγματικό έδρανο ολίσθησης κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του είναι αδύνατο να παρουσιάσει αρνητικές πιέσεις. Οι μόνες αρνητικές πιέσεις που μπορεί να παρουσιάσει είναι όταν πάχος τους στρώμα του ρευστού εξ. (2.2) τοπικά μεγαλώνει η πίεση του ρευστού μπορεί να μειωθεί στην πίεση περιβάλλοντος ή κάτω από αυτή με αποτέλεσμα να δημιουργηθούν φυσαλίδες δηλαδή φαινόμενο σπηλαιώσης. Αν και είναι σημαντικό αυτό το φαινόμενο και γίνονται πολλές εργασίες πάνω σε αυτό, συνήθως θεωρείται ανενεργή περιοχή (σχήμα 9.1) και δεν λαμβάνεται υπόψη στις αναλύσεις υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD).



Σχήμα 9.1: Περιοχή όπου εμφανίζονται οι αρνητικές πιέσεις (Cavitation zone)

Στο παρελθόν για να ξεπεραστεί αυτό το πρόβλημα στις θεωρητικές εξισώσεις έχουν εισαχθεί διάφορες οριακές συνθήκες. Οι βασικότερες απεικονίζονται στο σχήμα 9.2 [21] και είναι οι εξής:

- 1) Full Sommerfeld Condition
- 2) Half Sommerfeld Condition γνωστή και ως Gumbel's Condition
- 3) Reynolds Condition



Σχήμα 9.2: Οριακές συνθήκες σχετικά με τις αρνητικές πιέσεις [21]

Στην πρώτη περίπτωση θεωρείται πως δεν υπάρχει σπηλαιώση στο στρώμα του λιπαντικού και λαμβάνεται υπόψιν όλες τις πιέσεις. Συνήθως χρησιμοποιείται όταν οι πιέσεις στο έδρανο είναι μικρές.

Στην δεύτερη περίπτωση θεωρείται πως δεν υπάρχει σπηλαιώση στο στρώμα του λιπαντικού αλλά λαμβάνονται υπόψιν μόνο οι θετικές πιέσεις από 0 έως  $\pi$ . Αυτή η παραδοχή είναι αποδεκτή όταν οι πιέσεις είναι υψηλές.

Στην τρίτη περίπτωση το φιλμ του λιπαντικού θεωρείται ότι τελειώνει εκεί που η πίεση και η παράγωγος της είναι μηδέν ταυτόχρονα. Αυτή η παραδοχή εξαλείφει μία ασυνέχεια που εμφανίζει το φιλμ του λιπαντικού στο  $\phi=\pi$  όταν χρησιμοποιείται η παραδοχή του Gumbel. Όμως στην εξίσωση εισέρχεται ο όρος  $\delta$  που πρέπει να προσδιοριστεί.

Στον πίνακα 9.1 [22] παρουσιάζονται οι βασικές διαφορές στις θεωρητικές εξισώσεις για τις οριακές συνθήκες 1 και 2 για μικρού μήκους έδρανα ολίσθησης.

**Table 1.1** Comparison of static performance based on different types of boundary condition

Half-Sommerfeld (Gümbel) boundary condition	Full-Sommerfeld boundary condition
<p>Pressure:</p> $p = \frac{3\mu\omega\epsilon\sin\theta}{C^2(1+\epsilon\cos\theta)^3} \left( \frac{L^2}{4} - z^2 \right)$ <p>when <math>0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ</math>;  <math>p=0</math> when <math>180^\circ &lt; \theta &lt; 360^\circ</math>.</p> <p>For both cases, <math>-L/2 \leq z \leq L/2</math></p>	<p>Pressure:</p> $p = \frac{3\mu\omega\epsilon\sin\theta}{C^2(1+\epsilon\cos\theta)^3} \left( \frac{L^2}{4} - z^2 \right)$ when $0^\circ \leq \theta < 360^\circ$ and $-L/2 \leq z \leq L/2$ .
<p>Fluid force components:</p> $f_\epsilon = -\frac{\mu RL^3 \omega \epsilon^2}{C^2(1-\epsilon^2)^2}$ $f_\phi = \frac{\pi\mu RL^3 \omega \epsilon}{4C^2(1-\epsilon^2)^{3/2}}$	<p>Fluid force components:</p> $f_\epsilon = 0$ $f_\phi = \frac{\pi\mu RL^3 \omega \epsilon}{2C^2(1-\epsilon^2)^{3/2}}$
<p>Relation between Sommerfeld number and eccentricity ratio:</p> $S = \frac{4R^2(1-\epsilon^2)^2}{\pi L^2 \epsilon \sqrt{16\epsilon^2 + \pi^2(1-\epsilon^2)}}$	<p>Relation between Sommerfeld number and eccentricity ratio:</p> $S = \frac{2R^2(1-\epsilon^2)^{3/2}}{\pi^2 L^2 \epsilon}$
<p>Attitude angle:</p> $\phi = \tan^{-1} \left( \frac{\pi\sqrt{1-\epsilon^2}}{4\epsilon} \right)$	<p>Constant attitude angle:</p> $\phi = \frac{\pi}{2}$

Πίνακας 9.1: Βασικές διαφορές μεταξύ Full και Half Sommerfeld οριακή συνθήκη [22]

Αν η διπλωματική είχε ως σκοπό να εξετάσει την κατανομή της πίεσης ενός κυματοειδούς εδράνου σε σχέση με τα άλλα, δεν θα υπήρχε πρόβλημα να χρησιμοποιηθεί οποιαδήποτε από τις παραπάνω συνθήκες. Δεν είναι λάθος να συγκριθούν τα αποτελέσματα συμπεριλαμβάνοντας τις αρνητικές πιέσεις. Όμως η διπλωματική εξετάζει και την παραμόρφωση και άλλους παράγοντες που επηρεάζονται από όλες τις πιέσεις. Άρα οι αρνητικές πιέσεις θα συνεισφεραν και αυτές δίνοντας μας λάθος αποτελέσματα.

Σε παρόμοιες ερευνητικές εργασίες [10],[23] οι συγγραφείς τους αφαιρούν τις αρνητικές πιέσεις, πρακτική που αλλοιώνει τα αποτελέσματα και γι' αυτό δεν χρησιμοποιήθηκε αυτή τη λύση. Για να ξεπεραστεί το πρόβλημα ακολουθήθηκαν τα παρακάτω βήματα:

Από την θεωρία είναι γνωστό ότι το έδρανο ισορροπεί σε μία συγκεκριμένη γωνία, γνωστή και ως γωνία συμπεριφοράς, όπου το στρώμα του λιπαντικού δημιουργεί δυνάμεις κάθετες που εξισορροπούν/εξαλείφουν τις δυνάμεις του άξονα. Με βάση αυτό το δεδομένο, έγινε επεξεργασία στα δεδομένα από τις προσομοιώσεις στο Fluent και καταγράφηκε η μεταβολή της ευστάθειας του εδράνου όταν μηδενιστούν οι αρνητικές πιέσεις δηλαδή αν δεν ληφθούν καθόλου υπόψη όπως στο κριτήριο Gümbel.

Για να είναι πιο έγκυρα τα αποτελέσματα σε πρώτη φάση χρησιμοποιήθηκε ένα έδρανο μεγάλου μήκους και στη συνέχεια με βάση τα συμπεράσματα το κυματοειδή έδρανο.



### 9.1 Έδρανο μεγάλου μήκους

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του μοντέλου έχουν περιγραφεί στην παράγραφο 3.

Στις πιέσεις που υπολόγισε το Ansys για λόγο εκκεντρότητας  $\epsilon=0.6$  έγινε εισαγωγή μίας εξωτερική θετική πίεση (DP), μετά μηδενίστηκαν οι αρνητικές πιέσεις και τέλος υπολογίστηκε η συνολική δύναμη ( $\Sigma F$ ) και η γωνία της ( $\Phi$ ) δηλαδή η διεύθυνση της. Το παραπάνω επαναλήφθηκε μέχρι η γωνία ( $\Phi$ ) να είναι  $90^\circ$  και η συνολική δύναμη ( $\Sigma F$ ) να μην αυξάνεται ανεξάρτητα από την πίεση εισαγωγής (DP). Η  $\Sigma F$  δεν μεγαλώνει επειδή το έδρανο είναι συμμετρικό και οι παραπάνω πιέσεις-δυνάμεις που εισάγονται αλληλοαναιρούνται.

Για να γίνει κατανοητή η διαδικασία στη συνέχεια ακολουθεί παράδειγμα για μία περίπτωση. Οι υπόλοιπες περιπτώσεις έγιναν με τον ίδιο τρόπο.

Η μέγιστη θετική και αρνητική πίεση για  $\epsilon=0.6$  εικονίζεται στον πίνακα 9.2:

$P_{\max}$ (MPa)	$P_{\min}$ (MPa)
6.90	-6.94

Πίνακας 9.2: Μέγιστη θετική-αρνητική πίεση για  $\epsilon=0.6$

Χωρίς εξωτερικές πιέσεις και χωρίς να γίνει αφαίρεση των αρνητικών πιέσεων η συνολική δύναμη και η γωνία παρουσιάζονται στον πίνακα 9.3:

$\Sigma F_x$ (N)	-5.2E+04
$\Sigma F_y$ (N)	-3.5E+07
$\Sigma F$ (N)	3.5E+07
$\Phi$	$90^\circ$

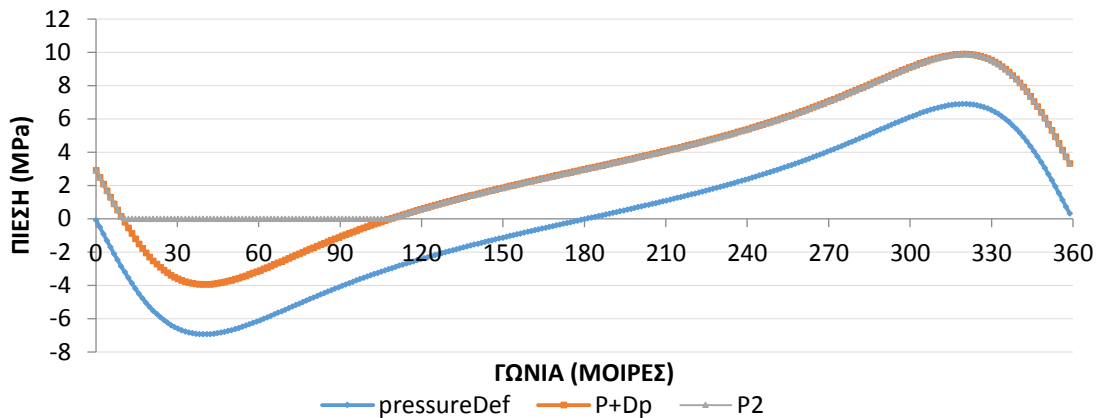
Πίνακας 9.3: Συνολική δύναμη – γωνία με θετικές και αρνητικές πιέσεις

Η γωνία είναι κάθετη και το έδρανο ισορροπεί. Μόλις αφαιρεθούν οι αρνητικές πιέσεις, χωρίς εξωτερική πίεση η μεταβολή της συνολικής δύναμης και της γωνίας απεικονίζονται στον πίνακα 9.4:

$\Sigma F_x$ (N)	8.3E+06
$\Sigma F_y$ (N)	-1.7E+07
$\Sigma F$ (N)	1.9E+07
$\Phi$	$-64^\circ$

Πίνακας 9.4: Συνολική δύναμη – γωνία μόνο με θετικές πιέσεις

Το έδρανο χάνει την ισορροπία του αφού από τη θεωρία πρέπει η δύναμη που δημιουργείται λόγω του στρώματος του λιπαντικού να είναι κάθετη. Έστω ότι γίνεται εισαγωγή εξωτερικής πίεσης της τάξεως των 30bar δηλαδή 3MPa (σχήμα 9.3). Εισάγοντας την πίεση μετατοπίστηκε η αρχική καμπύλη (pressureDef) προς τα πάνω (P+Dp). Στη συνέχεια αφαιρέθηκαν οι αρνητικές πιέσεις και προέκυψε η  $P_2$ .



Σχήμα 9.3: Μεταβολή της κατανομής της πίεσης λόγω εισαγωγής εξωτερικής πίεσης

Η συνολική δύναμη και η γωνία που προέκυψε απεικονίζεται στον πίνακα 9.5:

DP(MPa)	3
ΣF <sub>x</sub> (N)	5.1E+06
ΣF <sub>y</sub> (N)	-2.9E+07
ΣF(N)	2.9E+07
Φ	-80°

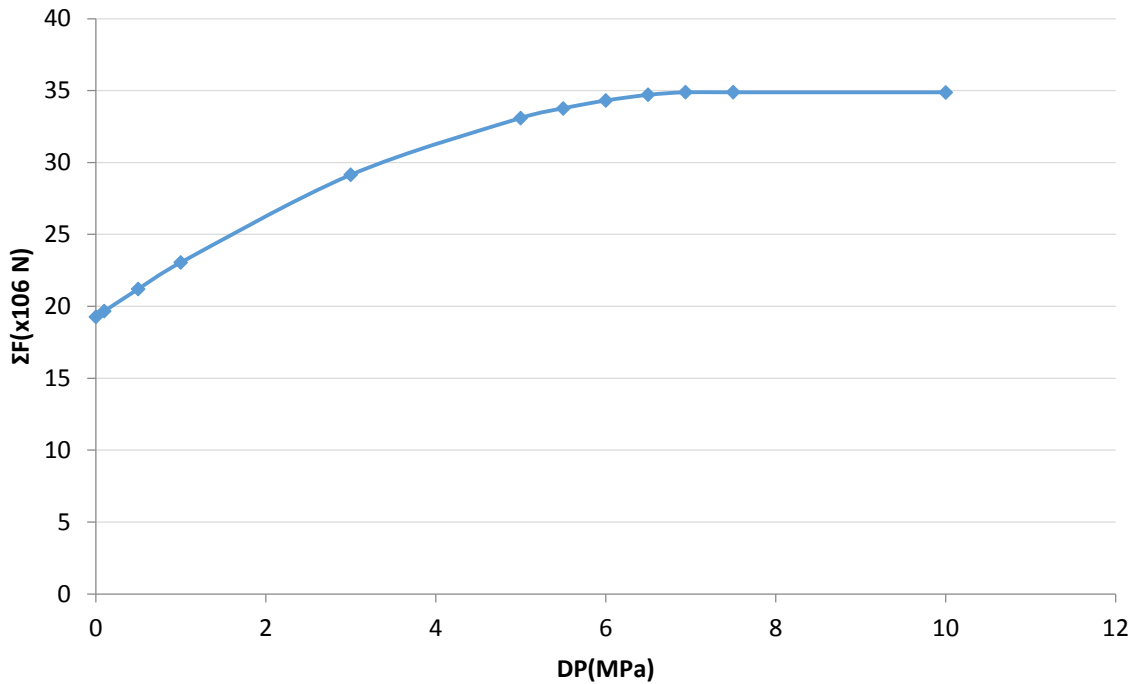
Πίνακας 9.5: Συνολική δύναμη-γωνία με εξωτερική πίεση 3MPa

Η γωνία Φ έχει βελτιωθεί και έχει φτάσει τις -80°. Επίσης η συνολική δύναμη ΣF έχει μεγαλώσει. Επαναλαμβάνοντας την παραπάνω διαδικασία ο στόχος είναι η γωνία να γίνει 90°.

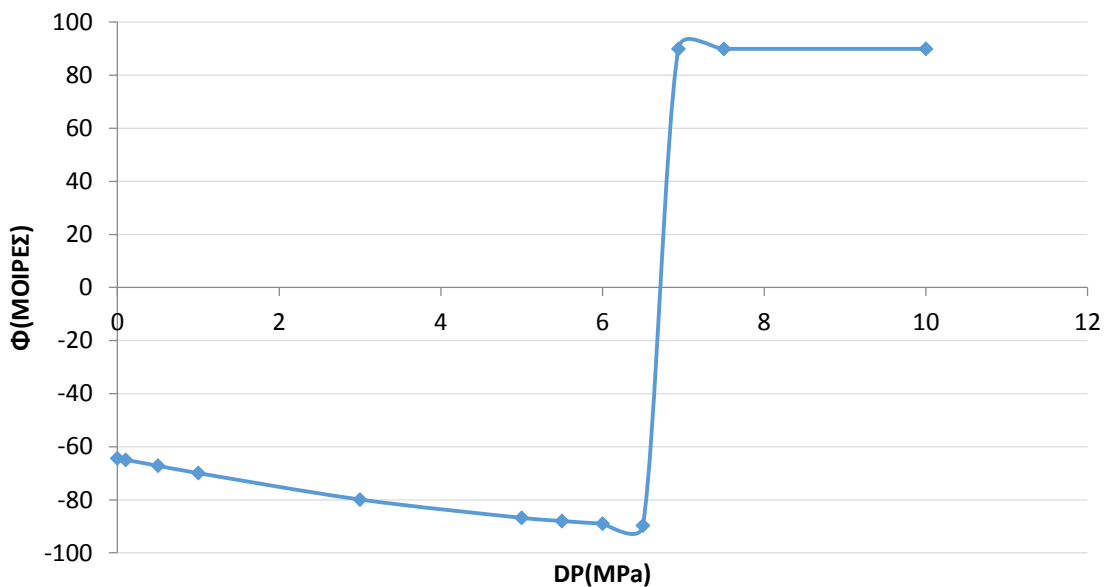
Συγκεντρωτικά τα αποτελέσματα για το έδρανο μεγάλου μήκους παρουσιάζονται στον πίνακα 9.6 και σε μορφή γραφημάτων (σχήματα 9.4 και 9.5) η συνολική δύναμη ΣF συναρτήσει της εξωτερικής πίεσης DP και η γωνία Φ συναρτήσει της εξωτερικής πίεσης DP αντίστοιχα.

DP(MPa)	ΣF <sub>x</sub> (N)	Σf <sub>y</sub> (N)	ΣF(N)	Φ(ΜΟΙΡΕΣ)
0.0	8.3E+06	-1.7E+07	1.9E+07	-64
0.1	8.3E+06	-1.8E+07	2.0E+07	-65
0.5	8.2E+06	-2.0E+07	2.1E+07	-67
1.0	7.9E+06	-2.2E+07	2.3E+07	-70
3.0	5.1E+06	-2.9E+07	2.9E+07	-80
5.0	1.8E+06	-3.3E+07	3.3E+07	-87
5.5	1.2E+06	-3.4E+07	3.4E+07	-88
6.0	6.0E+05	-3.4E+07	3.4E+07	-89
6.5	1.6E+05	-3.5E+07	3.5E+07	-90
6.9	-4.3E+04	-3.5E+07	3.5E+07	90
7.5	-4.2E+04	-3.5E+07	3.5E+07	90
10.0	-3.8E+04	-3.5E+07	3.5E+07	90

Πίνακας 9.6: Εξωτερική Πίεση-Συνολική Δύναμη-Γωνία για μεγάλου μήκους έδρανο με ε=0.6



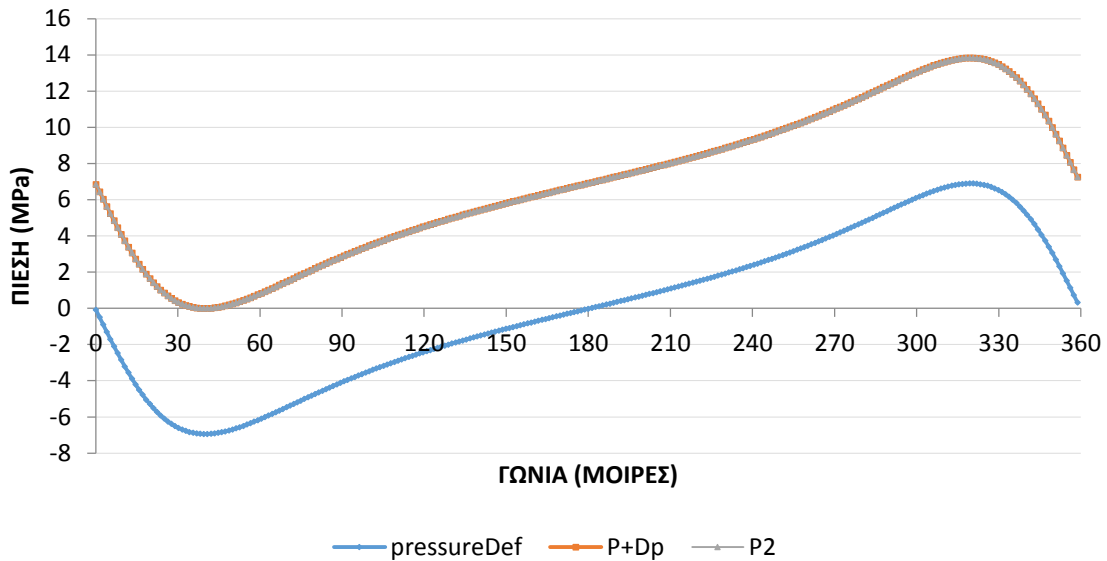
Σχήμα 9.4: Η συνολική δύναμη συναρτήσει της εξωτερικής πίεσης



Σχήμα 9.5: Η γωνία Φ συναρτήσει της εξωτερικής πίεσης

Συμπεράσματα

Το έδρανο μεγάλου μήκους για να εξισορροπηθεί χρειάζεται να γίνει εισαγωγή μίας θετικής πίεσης ίσης με την μέγιστη αρνητική. Όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα (σχήμα 9.6) μετατοπίζονται οι πιέσεις κατά σχεδόν 70bar. Σε αυτή την πίεση η γωνία Φ γίνεται 90°.



Σχήμα 9.6: Εξωτερική δύναμη που απαιτείται για κάθετη δύναμη

Επίσης από εκεί και μετά όσο και αν αυξηθεί η πίεση η συνολική δύναμη (ΣF) και η γωνία (Φ) δεν μεταβάλλονται.

Σημείωση

Η κατανομή της πίεσης δίνεται από την εξίσωση 2.10 και το φορτίο δίνεται από την εξίσωση 2.16. Στην εξίσωση του φορτίου υπάρχει ο παράγοντας του μήκους (L) που στην προκειμένη περίπτωση δεν λήφθηκε υπόψη (L=1) οπότε όλα τα παραπάνω αποτελέσματα δεν είναι αυστηρά αδιάστατα. Αν το μήκος δεν ήταν L=1 αλλά το πραγματικό θα άλλαζε μόνο η συνολική τιμή των ΣF, ΣF<sub>x</sub>, ΣF<sub>y</sub> και τα συμπεράσματα θα ήταν ακριβώς τα ίδια.

**9.2 Κυματοειδές έδρανο**

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εδράνου είναι αυτά που περιγράφηκαν στην παράγραφο 3. Ο λόγος εκκεντρότητας είναι ε=0.6 και η γωνία της εκκεντρότητας είναι -30° (330°) όπου εμφανίζεται η μέγιστη πίεση. Σε αντίθεση με το έδρανο μεγάλου μήκους εδώ έχει ληφθεί υπόψη το μήκος L του εδράνου.

Στον πίνακα 9.7 απεικονίζεται η μέγιστη θετική και αρνητική πίεση η οποία είναι

P <sub>max</sub> (MPa)	P <sub>min</sub> (MPa)
2.55	-2.56

Πίνακας 9.7: Μέγιστη θετική-αρνητική πίεση κυματοειδούς εδράνου

Αντίστοιχα με την παράγραφο 9.1 στον πίνακα 9.8 απεικονίζονται οι συνολικές δυνάμεις και γωνίες με τις αρνητικές πιέσεις, χωρίς εξωτερική πίεση:

$\Sigma F_x(N)$	-2.4E+06
$\Sigma F_y(N)$	-4.1E+06
$\Sigma F(N)$	4.7E+06
$\Phi 1$	60°
$\Phi$	90°

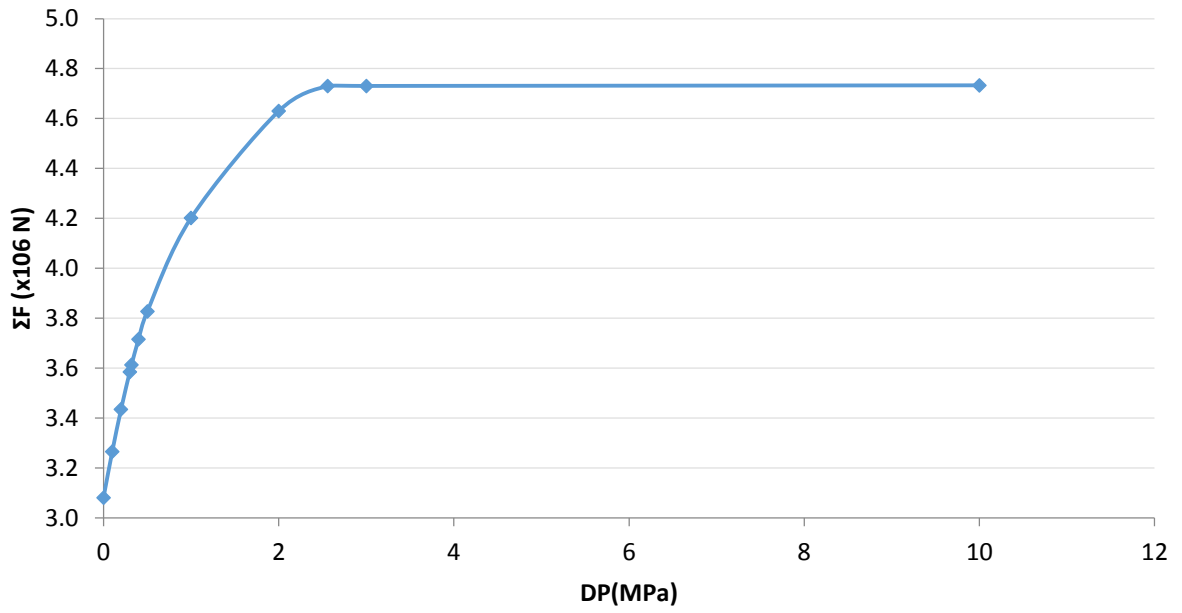
Πίνακας 9.8: Δυνάμεις και γωνίες χωρίς εξωτερική πίεση

Η διαφορά των γωνιών  $\Phi 1$  και  $\Phi$  είναι ότι στην πρώτη δεν έχει ληφθεί υπόψη η γωνία στην οποία βρίσκεται ο άξονας, δηλαδή η γωνία εκκεντρότητας. Γι' αυτό φαίνεται να μην ισορροπούν τα φορτία. Με τις κατάλληλες διορθώσεις τελικά προκύπτει η πραγματική-προσαρμοσμένη γωνία  $\Phi$ .

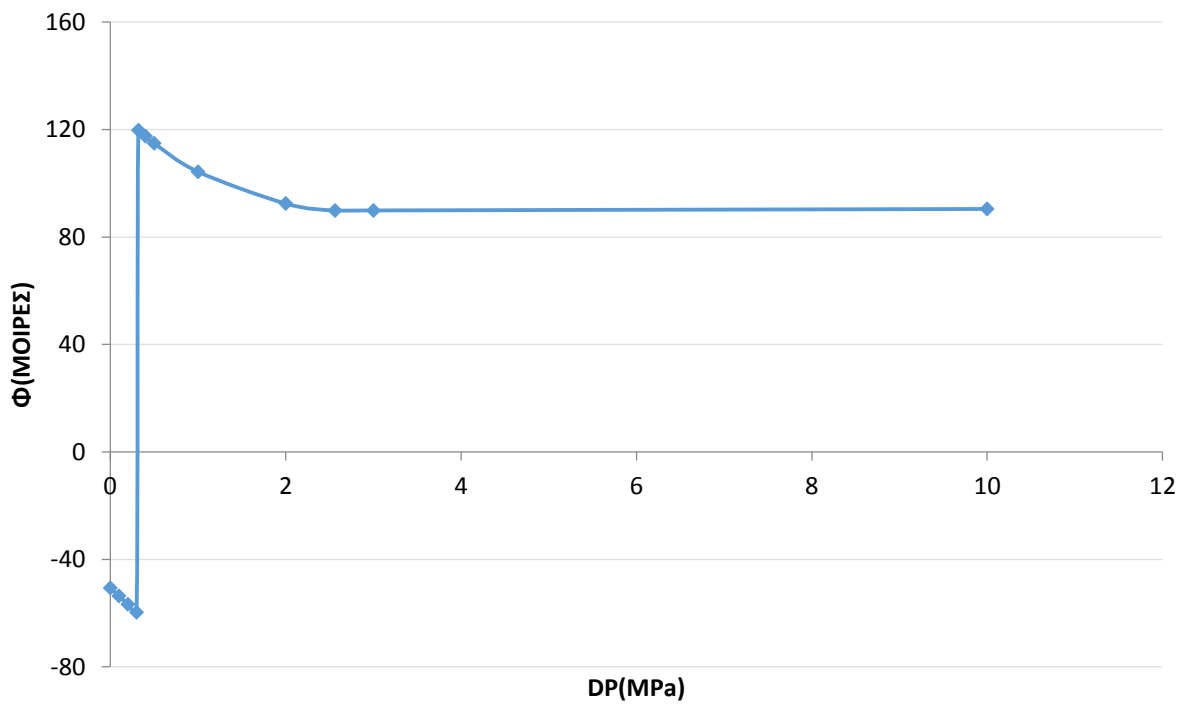
Συγκεντρωτικά τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον πίνακα 9.9 και σε μορφή γραφημάτων (σχήματα 9.7 και 9.8) η συνολική δύναμη  $\Sigma F$  συναρτήσει της εξωτερικής πίεσης  $DP$  και η γωνία  $\Phi$  συναρτήσει της εξωτερικής πίεσης  $DP$  αντίστοιχα.

$DP(MPa)$	$\Sigma F_x(N)$	$\Sigma F_y(N)$	$\Sigma F(N)$	$\Phi 1(MOΙΡΕΣ)$	$\Phi(MOΙΡΕΣ)$
0.0	5.0E+05	-3.0E+06	3.1E+06	-81	-51
0.1	3.6E+05	-3.3E+06	3.3E+06	-84	-54
0.2	2.0E+05	-3.4E+06	3.4E+06	-87	-57
0.3	2.3E+04	-3.6E+06	3.6E+06	-90	-60
0.3	-1.3E+04	-3.6E+06	3.6E+06	90	120
0.4	-1.6E+05	-3.7E+06	3.7E+06	88	118
0.5	-3.4E+05	-3.8E+06	3.8E+06	85	115
1.0	-1.1E+06	-4.1E+06	4.2E+06	74	104
2.0	-2.1E+06	-4.1E+06	4.6E+06	62	92
2.6	-2.4E+06	-4.1E+06	4.7E+06	60	90
3.0	-2.4E+06	-4.1E+06	4.7E+06	60	90
10.0	-2.3E+06	-4.1E+06	4.7E+06	60	90

Πίνακας 9.9: Εξωτερική Πίεση-Συνολική Δύναμη-Γωνία για κυματοειδές έδρανο με  $\epsilon=0.6$



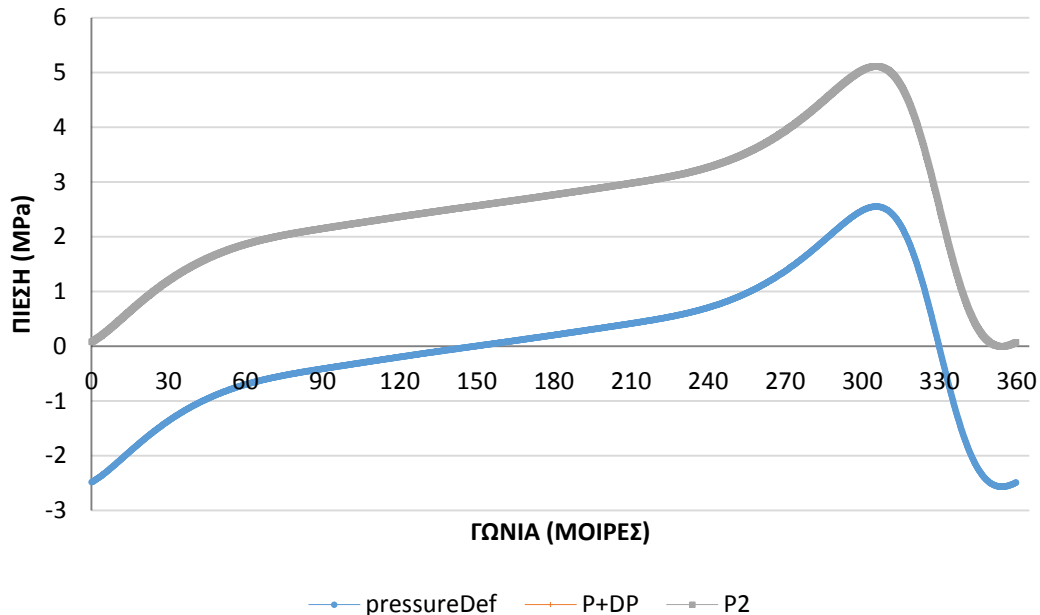
Σχήμα 9.7: Η συνολική δύναμη συναρτήσει της εξωτερικής πίεσης



Σχήμα 9.8: Η γωνία Φ συναρτήσει της εξωτερικής πίεσης

### Συμπεράσματα

Και στο κυματοειδές έδρανο πρέπει να εισαχθεί μία πίεση ίση με την μέγιστη αρνητική για να μην μεταβάλλεται άλλο η συνολική δύναμη ΣF και η γωνία Φ. Για περίπου 2.5 MPa εξωτερική πίεση η γωνία Φ γίνεται 90°. Η μεταβολή της καμπύλης της πίεσης για εξωτερική πίεση 2.5MPa φαίνεται στο σχήμα 9.9.



Σχήμα 9.9: Η μεταβολή της κατανομής της πίεσης για εξωτερική πίεση 2.5 MPa

### 9.3 Ansys Fluent UDFs

Τα User Defined Functions (UDFs) είναι ένα από ενδιαφέρον χαρακτηριστικά που υποστηρίζει το Ansys. Παρά το γεγονός ότι το Fluent έχει μία πληθώρα επιλογών που καλύπτει μία μεγάλη γκάμα προβλημάτων, δεν μπορούν να καλύψουν όλες τις περιπτώσεις. Εξάλλου κάτι τέτοιο θα έκανε το πρόγραμμα δύσχρηστο και χαοτικό. Αυτό το κενό έρχονται να καλύψουν τα UDFs.

Τα UDFs επιτρέπουν στον χρήστη να εισάγει επιπλέον εξισώσεις που τον ενδιαφέρουν, να εισάγει οριακές συνθήκες που δεν υπάρχουν ή ακόμα και νέες μεταβλητές που δεν υπάρχουν καθόλου στο Fluent. Έχουν την δυνατότητα να εισάγουν ένα ολόκληρο υπό-πρόγραμμα μέσα στο Fluent, επεκτείνοντας τις δυνατότητες του. Για παράδειγμα ένας μηχανικός-ερευνητής ή μία εταιρεία η οποία έχει αναπτύξει μία εξίσωση για κάποιο πρόβλημα μπορεί να την δοκιμάσει εισάγοντας τη με UDF. Η γλώσσα που χρησιμοποιείται για τον προγραμματισμό είναι η #C, #C++ .

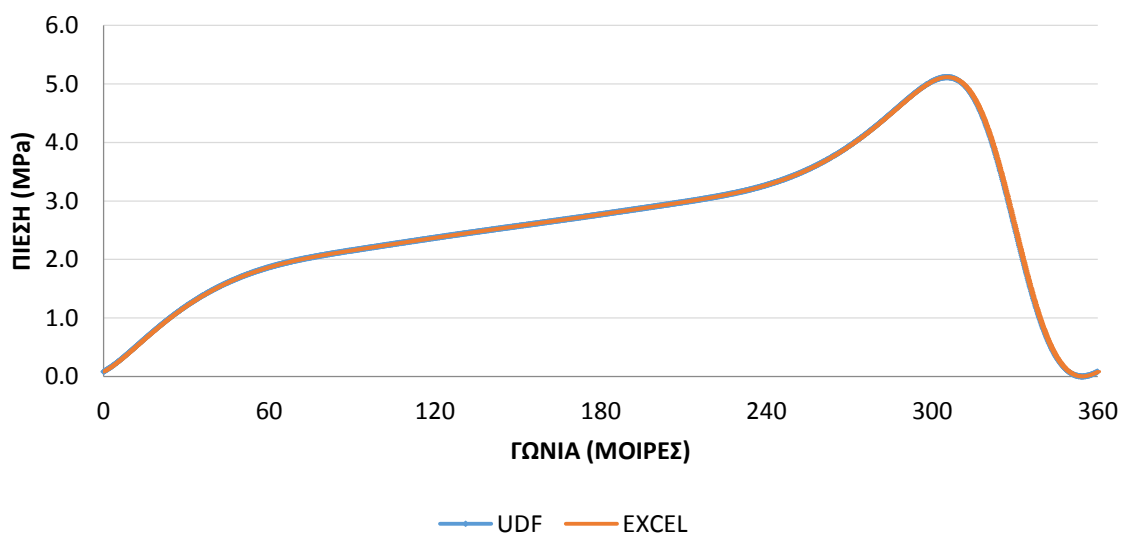
Σε γενικές γραμμές είναι μία πολύπλοκη διαδικασία αλλά εξαρτάται από τι θέλει ο χρήστης να κάνει. Αν ο χρήστης θέλει να εισάγει μία επιπλέον οριακή συνθήκη (boundary condition), να αλλάξει τον τρόπο εισαγωγής μίας πίεσης, μίας ταχύτητας, να εισάγει μία σχέση ταχύτητας-χρόνου, να εισάγει μία σχέση μεταβολής ιξώδους-θερμοκρασίας κλπ [24] μπορεί να το κάνει σχετικά εύκολα χωρίς να γνωρίζει καλά #C. Επομένως απευθύνεται και σε αρχάριους, όπως για παράδειγμα φοιτητές, αλλά και σε επαγγελματίες και μεγάλες

εταιρείες. Όμως σε κάθε περίπτωση η χρήση τους απαιτεί καλή γνώση της γλώσσας #C, καλή γνώση του τρόπου λειτουργίας των UDFs, γνώση των ορίων των UDFs (limitations) και γενικότερα ο χρήστης πρέπει να έχει «αίσθηση» προγραμματισμού. Ειδάλλως τα αποτελέσματα από την χρήση τους είναι πιθανό να είναι λάθος. Η λάθος χρήση τους από ένα φοιτητή μπορεί να μην επηρεάζει τίποτα αλλά η λάθος χρήση τους από επαγγελματίες μπορεί να οδηγήσει σε λανθασμένες μελέτες και καταστροφικά αποτελέσματα αν χρησιμοποιηθούν αυτές οι μελέτες.

Επειδή η χρήση τους δεν είναι ιδιαίτερα απλή, δεν είναι εύκολο να εξηγηθούν όλες οι παράμετροι τους. Γι' αυτό θα εξηγηθούν τα βασικότερα κομμάτια του κώδικα της παρούσας εργασίας. Στην προηγούμενη παράγραφο 9.1-9.2 περιγράφηκε η διαδικασία που ακολουθήθηκε για να εξαλειφθούν οι αρνητικές πιέσεις χωρίς να χαθεί η ευστάθεια στο σύστημα. Αφού εξετάστηκε η συμπεριφορά του εδράνου όταν δεν υπάρχουν αρνητικές πιέσεις και βρέθηκαν οι επιθυμητές πιέσεις προσαύξησης έπρεπε να βρεθεί ένας τρόπος ώστε αυτή η διαδικασία να γίνει εντός του Fluent ή του Ansys γενικότερα ώστε μετά να χρησιμοποιηθούν οι τελικές πιέσεις και στο Static Structural να βρεθεί η παραμόρφωση και τα υπόλοιπα μεγέθη.

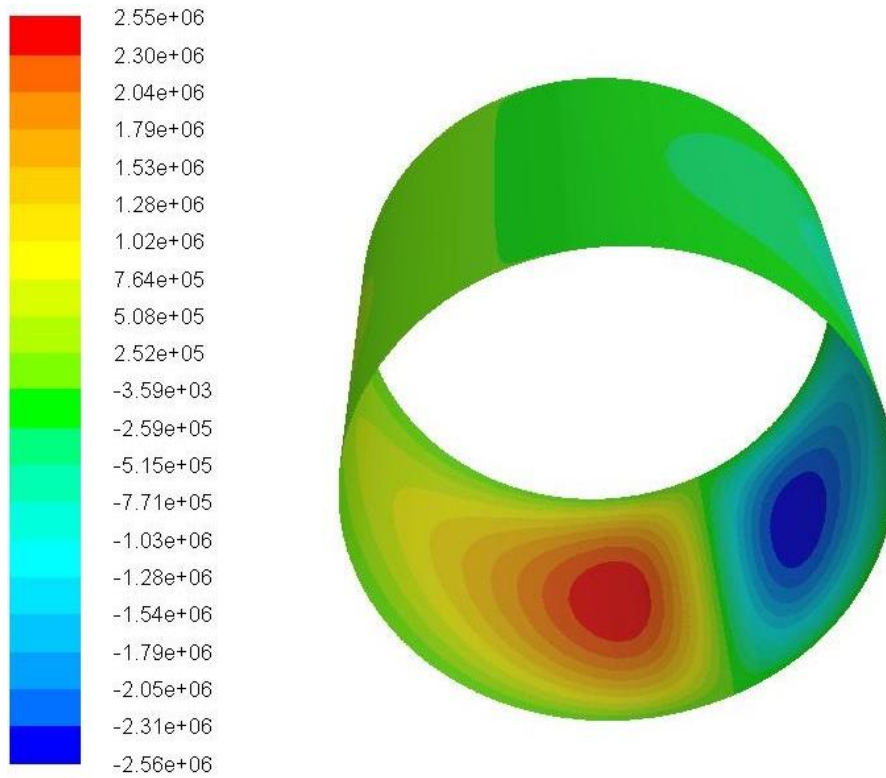
Η σύνδεση μεταξύ Fluent-Static Structural έγινε με μία τεχνική που λέγεται αλληλεπίδραση στερού ρευστού (Fluid Structure Interaction/FSI). Η τελευταία είναι μία τεχνική η οποία επιτρέπει την αλληλεπίδραση του FLUENT/CFX με το STATIC/TRANSIENT STRUCTURAL [25-26]. Μέσω αυτής τα αποτελέσματα από το ένα πρόγραμμα μπορούν να χρησιμοποιηθούν απευθείας από το άλλο. Για παράδειγμα στην περίπτωση των εδράνων μέσω του Fluent υπολογίστηκε η κατανομή της πίεσης που δημιουργείται και μετά το εισήχθηκε στο Static Structural για να υπολογιστεί η παραμόρφωση (deformation) και οι καταπονήσεις.

Στο σχήμα 9.10 συγκρίνονται τα αποτελέσματα που δίνει το εκτελεσμένο UDF σε σχέση με τα αποτελέσματα του excel σε γραφική παράσταση όπως αυτά παρουσιάστηκαν στην παράγραφο 9.2 για την περίπτωση του κυματοειδούς εδράνου και στο σχήμα 9.12 παρουσιάζεται το κυματοειδές έδρανο μετά την χρήση UDF σε σύγκριση με το σχήμα 9.11 που είναι το έδρανο πριν την χρήση UDF.

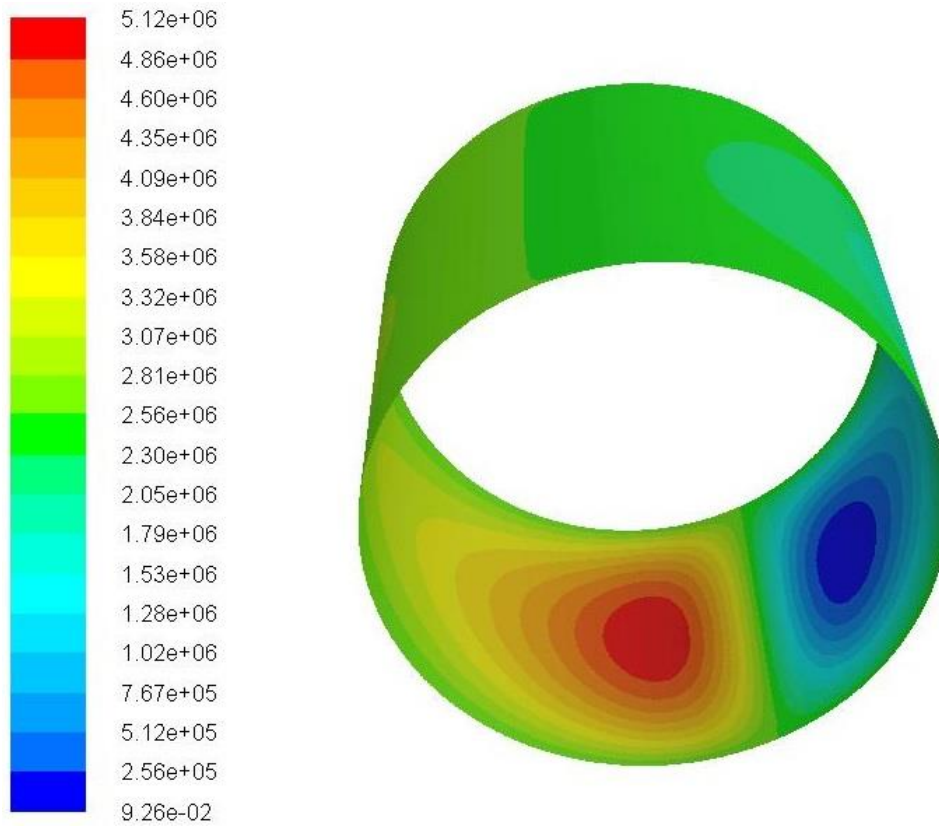


Σχήμα 9.10: Σύγκριση EXCEL – UDF για  $\epsilon=0.6$



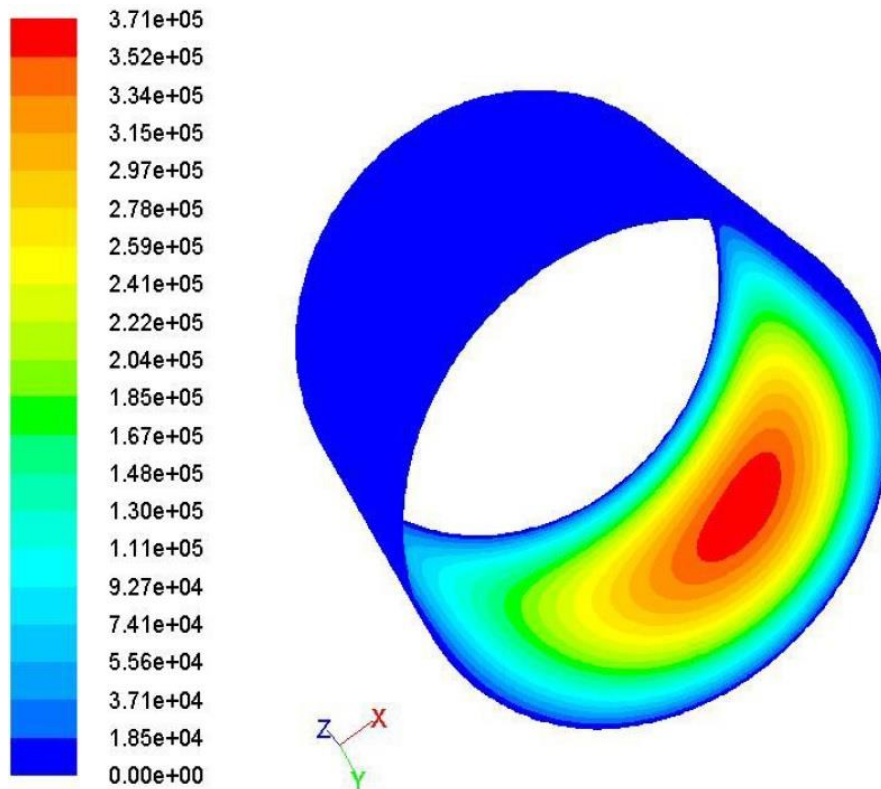


Σχήμα 9.11: Κατανομή πιέσεων πριν την εκτέλεση του UDF για κυματοειδές έδρανο,  $\epsilon=0.6$

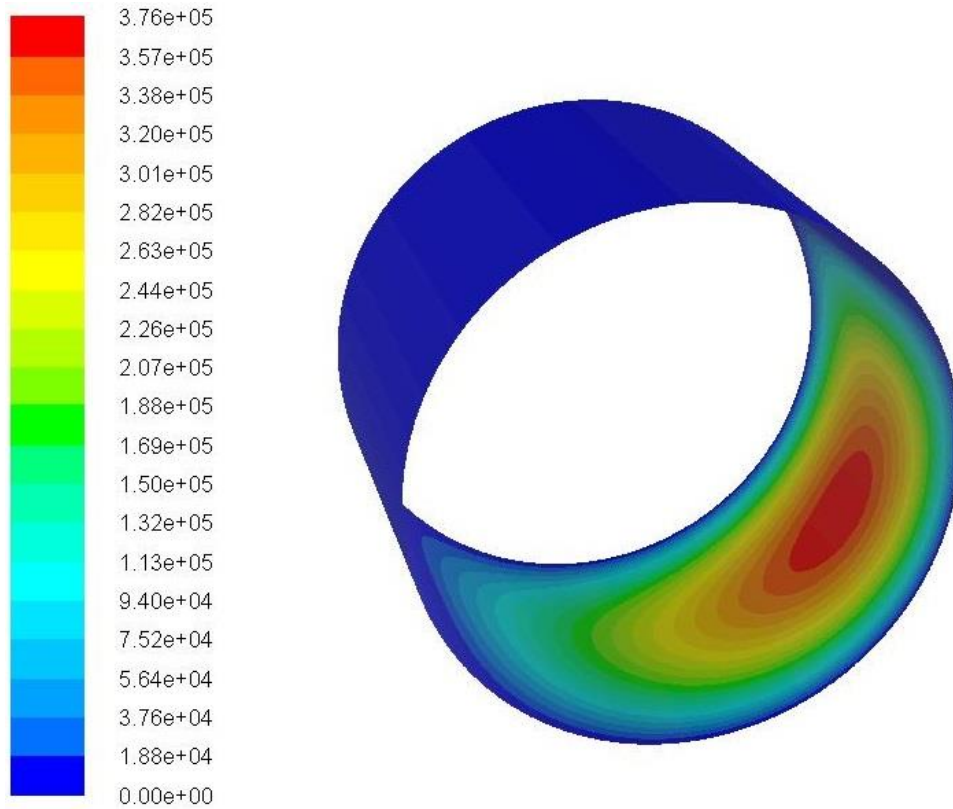


Σχήμα 9.12: Διαμόρφωση πιέσεων μετά την εκτέλεση του UDF για κυματοειδές έδρανο,  $\epsilon=0.6$

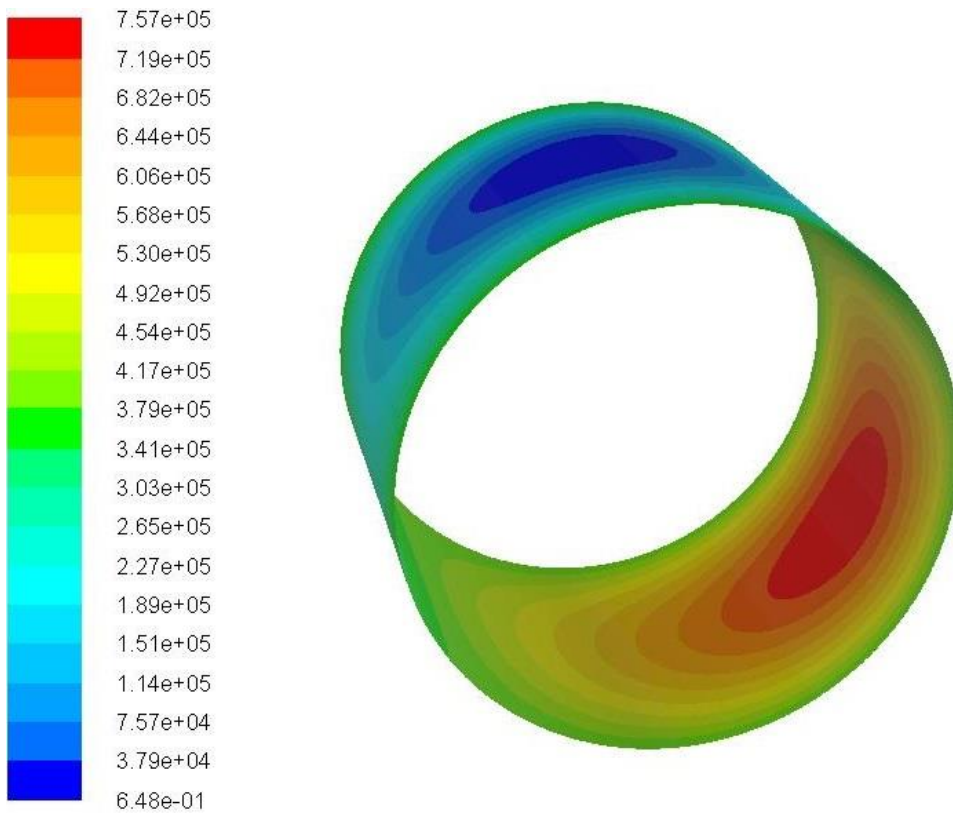
Το UDF λειτουργεί ικανοποιητικά και μας δίνει τα αναμενόμενα αποτελέσματα. Στην εργασία που χρησιμοποιήθηκε ως βάση [10] για την παρούσα εργασία ο συγγραφέας χρησιμοποίησε ένα UDF και αφαίρεσε όλες τις αρνητικές πιέσεις (σχήμα 9.13). Στην εικόνα 9.14 απεικονίζεται το αντίστοιχο έδρανο της παρούσας εργασίας όταν χρησιμοποιήθηκε UDF που αφαιρεί τις αρνητικές πιέσεις. Όμως για τους λόγους που αναφέρθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο η συγκεκριμένη μέθοδος κρίθηκε μη αποδεκτή. Για την αφαίρεση των αρνητικών πιέσεων χρησιμοποιήθηκε το UDF που προσθέτει εξωτερική πίεση και οι πιέσεις στο έδρανο για  $\varepsilon=0.2$  διαμορφώνονται όπως απεικονίζεται στο σχήμα 9.15.



Σχήμα 9.13: Το έδρανο της εργασίας [10] για  $\varepsilon=0.2$  χωρίς αρνητικές πιέσεις



Σχήμα 9.14: Το έδρανο της παρούσας εργασίας για  $\epsilon=0.2$  χωρίς αρνητικές πιέσεις



Σχήμα 9.15: Το έδρανο της παρούσας εργασίας για  $\epsilon=0.2$  προσθέτοντας εξωτερική πίεση

Στο παράρτημα παρατίθενται τα δύο UDFs που γράφτηκαν και χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα διπλωματική χρησιμοποιώντας τις επίσημες οδηγίες που δίνει η εταιρεία Ansys [24],[26-28].

## 10 Μελέτη Κυλινδρικού Εδράνου Ολίσθησης με Θαλάμους Ρευστού

Στην παρούσα ενότητα θα γίνει στοχευμένη ανάλυση των θαλάμων ρευστού και η επίδραση τους στη λειτουργία του εδράνου. Συγκεκριμένα στην πρώτη παράγραφο θα γίνει βαθύτερη μελέτη των θαλάμων ρευστού και πως τα γεωμετρικά του χαρακτηριστικά επηρεάζουν την παραμόρφωση της εσωτερικής πλευράς του εδράνου. Στην δεύτερη ενότητα θα γίνει πιο λεπτομερής ανάλυση της παραμόρφωσης θεωρώντας μία ομοιόμορφη πίεση στο εσωτερικό του εδράνου και όχι την πραγματική κατανομή της πίεσης που δημιουργείται από το λεπτό στρώμα του λιπαντικού και στην τρίτη παράγραφο χρησιμοποιείται τεχνική FSI ώστε να γίνει εισαγωγή της πραγματικής κατανομής της πίεσης και να γίνει η ίδια ανάλυση.

### 10.1 Εκτίμηση επιθυμητών χαρακτηριστικών Θαλάμων Ρευστού

Στην παράγραφο 4 περιγράφηκαν οι βασικές μεταβλητές των θαλάμων ρευστού. Αφού υπολογίστηκαν οι πιέσεις στο κεφάλαιο 9 στη συνέχεια θα βρεθούν οι κατάλληλες τιμές στις παραπάνω μεταβλητές των θαλάμων ρευστού. Όπως έχει αναφερθεί προηγουμένως η τοποθέτηση και το μέγεθος των θαλάμων ρευστού πρέπει να τηρούν κάποιες προϋποθέσεις.

- 1) Πρέπει να τοποθετηθούν έτσι ώστε να δημιουργούν ένα κύμα παρόμοιο με της εξίσωσης. Άρα στα σημεία  $90^\circ$ ,  $210^\circ$  και  $330^\circ$  θα τοποθετηθούν οι θαλάμοι ρευστού ώστε όταν ασκηθούν πιέσεις και η ακτίνα της εσωτερικής επιφάνειας να γίνει 50.145mm.
- 2) Στα σημεία  $30^\circ$ ,  $150^\circ$  και  $270^\circ$  υπάρχουν τα άλλα ακρότατα με ακτίνα 50.174mm. Επομένως σε αυτές τις περιοχές η παραμόρφωση (deformation) πρέπει να είναι μηδενική.
- 3) Με βάση τα παραπάνω δύο έγιναν δοκιμές ώστε να γίνει αντιληπτό πως επηρεάζουν οι θάλαμοι ρευστού το έδρανο.

Πριν τα αποτελέσματα από τις προσομοιώσεις στο Static Structural θα γίνει μία σύντομη αναφορά στη θεωρία και στις μεταβλητές των θαλάμων ρευστού ώστε να είναι πιο εύκολη η εξαγωγή συμπερασμάτων. Αν στο μέλλον θέλει κάποιος να κατασκευάσει ένα έδρανο με θαλάμους ρευστού θα είναι πιο εύκολο έχοντας αυτούς τους λόγους στη διάθεση του.

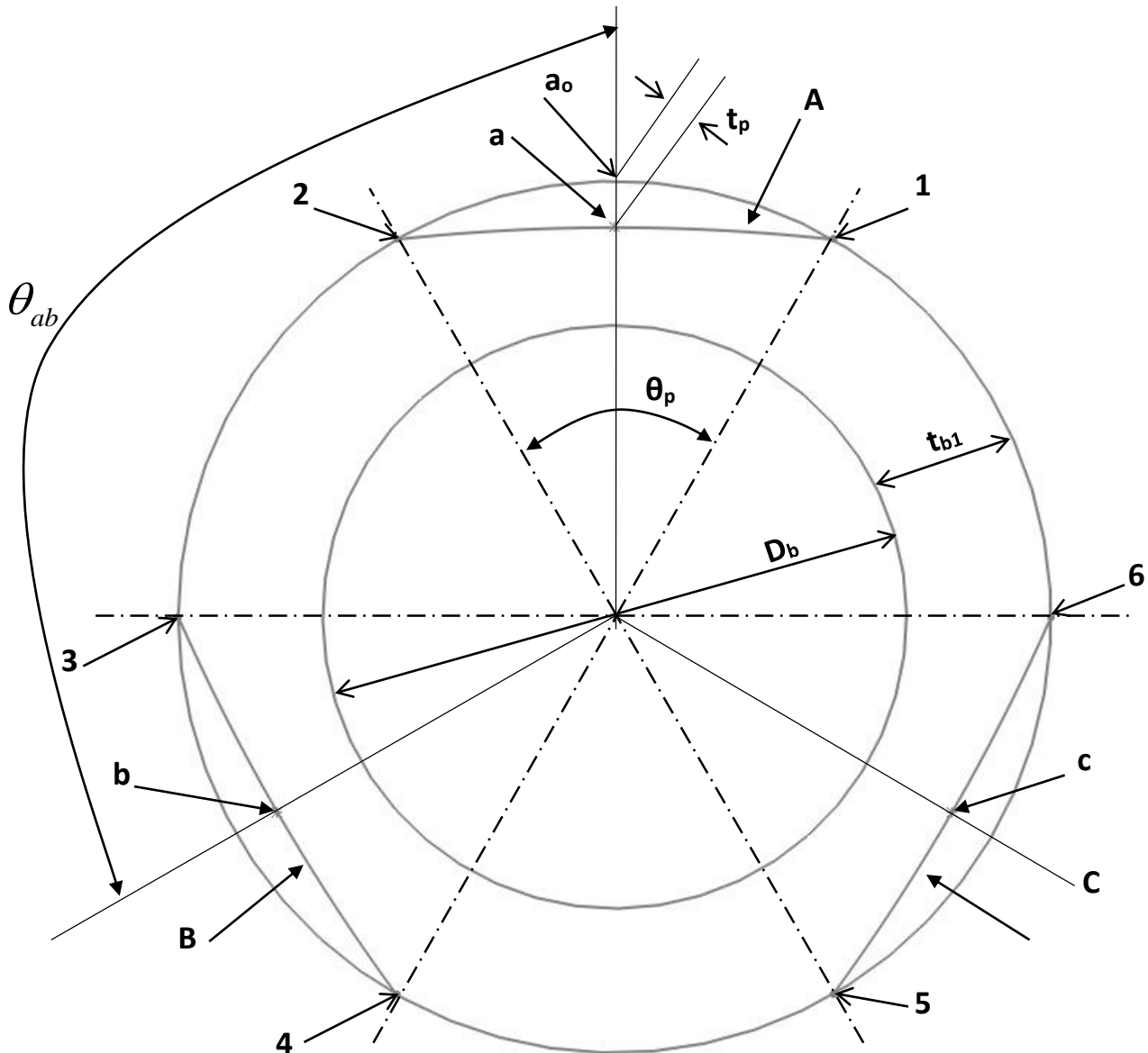
a. Ο γνωστός λόγος  $\varepsilon_w = \frac{e_w}{C}$  όπου  $e_w$  είναι το πλάτος του κύματος του κυματοειδούς εδράνου

b. Ο δεύτερος λόγος  $t_w = \frac{t_p}{t_{b1}}$  όπου  $t_p$  είναι το πάχος του θαλάμου ρευστού και  $t_{b1}$  είναι το πάχος του εσωτερικού εδράνου

c. Ο τρίτος νέος λόγος είναι  $\theta_w = \frac{\theta_p}{\theta_{ab}}$  όπου  $\theta_p = \theta_2 - \theta_1$  είναι η επίκεντρη γωνία του τόξου A και  $\theta_{ab}$  είναι η γωνία μεταξύ 2 διαδοχικών μέγιστων πλατών του κύματος

όπως φαίνεται στο σχήμα 10.1. Ο υπολογισμός μπορεί να γίνει ως  $\theta_{ab} = \frac{360}{n_w}$ .

Δηλαδή για κυματοειδής έδρανο με τρία κύματα η  $\theta_{ab}$  είναι  $120^\circ$ . Για ένα κυματοειδή έδρανο με τέσσερα κύματα θα είναι  $90^\circ$  κ.ο.κ. Για να οριστεί το  $\theta_w$  χρησιμοποιήθηκαν τα σύμβολα για το rocket A. Όμως το ίδιο ισχύει και για τα άλλα rocket αφού είναι ίδια.



Σχήμα 10.1: Γεωμετρία εδράνου με θαλάμους ρευστού

Επίσης σημαντικό κριτήριο για την επιλογή του καλύτερου εδράνου-θαλάμου ρευστού είναι η παραμόρφωση του εδράνου όταν ασκείται πίεση και όταν δεν ασκείται πίεση που έχει δημιουργηθεί στο στρώμα του λιπαντικού. Για παράδειγμα αν ο λόγος εκκεντρότητας είναι 0.4 δημιουργείται σχετικά μικρή πίεση. Όταν ο λόγος εκκεντρότητας είναι 0.6 ή 0.8

δημιουργείται μεγάλη πίεση. Στόχος είναι αυτή η μεταβολή να μην επηρεάζει την γεωμετρία της επιφάνειας που δημιουργείται μέσω των θαλάμων ρευστού οπότε η μεταβολή να μην είναι μεγαλύτερη από 10%. Άρα ακόμα ένας περιορισμός είναι  $\Delta D \leq 10\%$ .

Για όλες τις περιπτώσεις ισχύει ότι  $\varepsilon_w \approx 0.1$ . Δεν έγινε μελέτη για μεγαλύτερα  $\varepsilon_w$ . Κάποια μελλοντική εργασία πρέπει να τα εξετάσει ώστε η μελέτη να είναι πλήρης. Για την πρώτη δοκιμή τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των θαλάμων ρευστού απεικονίζονται στον πίνακα 10.1.

#### Δοκιμή 1

$D_b$ (mm)	50.174 mm
$t_{b2}$ (mm)	5 mm
$t_{b1}$ (mm)	4 mm
$t_p$ (mm)	1 mm
$t_w$	0.25
$\theta_w$	0.5

Πίνακας 10.1 α: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θαλάμων ρευστού

#### Pocket A

Σημεία	Γωνία θέσης
1	60°
2	120°
Μέσο-a	90° (+30°)

Πίνακας 10.1 β: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού A

#### Pocket B

Σημεία	Γωνία θέσης
3	180°
4	240°
Μέσο-b	210° (+30°)

Πίνακας 10.1 β: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού B

#### Pocket C

Σημεία	Γωνία θέσης
5	300°
6	360°
Μέσο-c	330° (+30°)

Πίνακας 10.1 β: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού C

Η πίεση που δημιουργείται στο στρώμα του λιπαντικού είναι 5.11 MPa. Σε αυτό το σημείο των προσομοιώσεων χρησιμοποιήθηκε μία στατική ομοιογενής πίεση ίση με 5.2 MPa. Οι τεχνικές FSI είναι χρονοβόρες οπότε πρώτα πρέπει να γίνουν εκτιμήσεις και να βρεθεί ένα έδρανο που καλύπτει όλους τους περιορισμούς και έπειτα να χρησιμοποιηθεί FSI τεχνική δηλαδή με την χρησιμοποίηση της πραγματικής κατανομής της πίεσης και όχι μόνο με την

μέγιστη. Στην πραγματικότητα αυτές οι προσομοιώσεις γίνονται για το χειρότερο σενάριο. Αν βρεθεί γι' αυτό λύση τότε αυτή λύση καλύπτει όλες τις περιπτώσεις.

Αποτελέσματα Δοκιμής 1

$P_{pocket}$ (MPa)	$D_1$ (μm)	$P_{film}$ (MPa)	$D_2$ (μm)	$\Delta D$ (μm)	$\Delta D\%$
8.5	72.3	5.2	29.6	42.7	59.0

Πίνακας 10.1 ε: Αποτελέσματα Δοκιμής 1

Όπου

$D_1$  = η μέγιστη παραμόρφωση χωρίς την πίεση του στρώματος του ρευστού ( $P_{film}$ )

$D_2$  = η μέγιστη παραμόρφωση με την πίεση στο στρώμα του ρευστού

$\Delta D$  = η διαφορά των  $D_1, D_2$

Το  $\Delta D$  είναι μεγάλο οπότε αυτό το αποτέλεσμα απορρίπτεται.

Δοκιμή 2

Αυξάνεται το  $t_p$  κατά 1 mm και τα υπόλοιπα τα διατηρούνται ίδια όπως φαίνεται στον πίνακα 10.2.

$D_b$ (mm)	50.174
$t_{b2}$ (mm)	5
$t_{b1}$ (mm)	4
$t_p$ (mm)	2
$t_w$	0.5
$\theta_w$	0.5

Πίνακας 10.2 α: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θαλάμων ρευστού

Pocket A

Σημεία	Γωνία θέσης
1	60°
2	120°
Μέσο-a	90° (+-30°)

Πίνακας 10.2 β: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού Α

Pocket B

Σημεία	Γωνία θέσης
3	180°
4	240°
Μέσο-b	210° (+-30°)

Πίνακας 10.2 γ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού Β



Pocket C

Σημεία	Γωνία θέσης
5	300°
6	360°
Μέσο-c	330° (+30°)

Πίνακας 10.2 δ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού C

Αποτελέσματα Δοκιμής 2

$P_{pocket}$ (MPa)	$D_1$ (μm)	$P_{film}$ (MPa)	$D_2$ (μm)	$\Delta D$ (μm)	$\Delta D\%$
7.3	96.8	5.2	29.6	67.2	69.4

Πίνακας 10.2 ε: Αποτελέσματα Δοκιμής 2

Καθώς μεγαλώνει το  $t_p$  το  $\Delta R$  αυξάνεται ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή παραμόρφωση.

Δοκιμή 3

Στην τρίτη δοκιμή αυξάνεται το  $t_{b1}$  και το  $t_p$  κατά 6 και 3 mm αντίστοιχα όπως απεικονίζεται στους πίνακες 10.3.

$D_b$ (mm)	50.174 mm
$t_{b2}$ (mm)	5 mm
$t_{b1}$ (mm)	10 mm
$t_p$ (mm)	5 mm
$t_w$	0.5
$\theta_w$	0.5

Πίνακας 10.3 α: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θαλάμων ρευστού

Pocket A

Σημεία	Γωνία θέσης
1	60°
2	120°
Μέσο-a	90° (+30°)

Πίνακας 10.3 β: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού A

Pocket B

Σημεία	Γωνία θέσης
3	180°
4	240°
Μέσο-b	210° (+30°)

Πίνακας 10.3 γ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού B

Pocket C

Σημεία	Γωνία θέσης
5	300°
6	360°
Μέσο-c	330° (+30°)

Πίνακας 10.3 δ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού C

Αποτελέσματα Δοκιμής 3

$P_{pocket}$ (MPa)	$D_1$ (μm)	$P_{film}$ (MPa)	$D_2$ (μm)	$\Delta D$ (μm)	$\Delta D\%$
11	52.6	5.2	29.2	23.4	44.4

Πίνακας 10.3 ε: Αποτελέσματα Δοκιμής 3

Αυξάνοντας το  $t_{b1}$  και το  $t_p$ , το  $\Delta D$  μειώνεται κατακόρυφα παρά το γεγονός ότι τα  $t_w$  και  $\theta_w$  παραμένουν σταθερά. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι πριν το έδρανο ήταν πολύ λεπτό για να αντέξει τόσο μεγάλες πιέσεις που δημιουργούνταν στο εσωτερικό του ( $P_{film}$ ). Άρα και η εσωτερική πίεση παίζει μεγάλο ρόλο. Όσο πιο μεγάλη τόσο πιο παχύ πρέπει να είναι το έδρανο.

Δοκιμή 4

Αντίστοιχα εδώ αυξάνεται κατά 5mm το  $t_{b1}$  αλλά μειώνεται το  $t_p$  με αποτέλεσμα να μειώνεται πολύ το  $t_w$ . Το  $\theta_w$  παραμένει σταθερό. Στους πίνακες 10.4 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της δοκιμής.

$D_b$ (mm)	50.174 mm
$t_{b2}$ (mm)	5 mm
$t_{b1}$ (mm)	15 mm
$t_p$ (mm)	2 mm
$t_w$	0.13
$\theta_w$	0.5

Πίνακας 10.4 α: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θαλάμων ρευστού

Pocket A

Σημεία	Γωνία θέσης
1	60°
2	120°
Μέσο-a	90° (+30°)

Πίνακας 10.4 β: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού A

Pocket B

Σημεία	Γωνία θέσης
3	180°
4	240°
Μέσο-b	210° (+30°)

Πίνακας 10.4 γ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού Β

Pocket C

Σημεία	Γωνία θέσης
5	300°
6	360°
Μέσο-c	330° (+30°)

Πίνακας 10.4 δ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού C

Αποτελέσματα Δοκιμής 4

$P_{pocket}$ (MPa)	$D_1$ (μm)	$P_{film}$ (MPa)	$D_2$ (μm)	$\Delta D$ (μm)	$\Delta D\%$
23	36.9	5.2	29.5	7.4	19.9

Πίνακας 10.4 ε: Αποτελέσματα Δοκιμής 4

Μειώνοντας το  $t_w$ , το  $\Delta D$  μειώνεται και πλησιάζει το όριο του 10% . Απαιτείται μία σεβαστή πίεση στους θαλάμους ρευστού για να γίνει αυτό.

Δοκιμή 5

Αυξάνεται το  $t_{b1}$  και το  $t_p$  και μειώνεται το  $\theta_w$  όπως φαίνεται παρακάτω στους πίνακες 10.5.

$D_b$ (mm)	50.174 mm
$t_{b2}$ (mm)	5 mm
$t_{b1}$ (mm)	25 mm
$t_p$ (mm)	5 mm
$t_w$	0.2
$\theta_w$	0.33

Πίνακας 10.5 α: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θαλάμων ρευστού

Pocket A

Σημεία	Γωνία θέσης
1	70°
2	110°
Μέσο-a	90° (+20°)

Πίνακας 10.5 β: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού Α

Pocket B

Σημεία	Γωνία θέσης
3	190°
4	230°
Μέσο-b	210° (+20°)

Πίνακας 10.5 γ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού B

Pocket C

Σημεία	Γωνία θέσης
5	310°
6	350°
Μέσο-c	330° (+20°)

Πίνακας 10.5 δ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού C

Αποτελέσματα Δοκιμής 5

$P_{pocket}$ (MPa)	$D_1$ (μm)	$P_{film}$ (MPa)	$D_2$ (μm)	$\Delta D$ (μm)	$\Delta D\%$
72	31.8	5.2	29.6	2.2	7.1

Πίνακας 10.5 ε: Αποτελέσματα Δοκιμής 5

Το  $\Delta D$  βρίσκεται εντός του ορίου του 10%. Όμως απαιτείται μεγάλη πίεση στα rocket που κυμαίνεται στα 700 bar. Επομένως αν και η τιμή του  $\Delta D$  κρίνεται ικανοποιητική όμως λόγω της πίεσης που απαιτείται η δοκιμή αυτή απορρίπτεται.

Δοκιμή 6

Αυτή η περίπτωση είναι ίδια με την 5<sup>η</sup> με την μόνη διαφορά ότι αυξάνεται το  $\theta_w$  όπως φαίνεται αναλυτικά στον πίνακα 10.6.

$D_b$ (mm)	50.174 mm
$t_{b2}$ (mm)	5 mm
$t_{b1}$ (mm)	25 mm
$t_p$ (mm)	5 mm
$t_w$	0.2
$\theta_w$	0.5

Πίνακας 10.6 α: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θαλάμων ρευστού

Pocket A

Σημεία	Γωνία θέσης
1	60°
2	120°
Μέσο-a	90° (+30°)

Πίνακας 10.6 β: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού A

Pocket B

Σημεία	Γωνία θέσης
3	180°
4	240°
Μέσο-b	210° (+30°)

Πίνακας 10.6 γ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού B

Pocket C

Σημεία	Γωνία θέσης
5	300°
6	360°
Μέσο-c	330° (+30°)

Πίνακας 10.6 δ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού C

Αποτελέσματα Δοκιμής 6

$P_{pocket}$ (MPa)	$D_1$ (μm)	$P_{film}$ (MPa)	$D_2$ (μm)	$\Delta D$ (μm)	$\Delta D\%$
34	33.4	5.2	29.1	4.3	13.1

Πίνακας 10.6 ε: Αποτελέσματα Δοκιμής 6

Μεγάλωσε το  $\Delta D$  αλλά μειώθηκε το  $P_{pocket}$ . Άρα μία από τις αποδεκτές λύσεις βρίσκεται ανάμεσα στις δοκιμές 5 και 6. Η χρυσή τομή θα βρεθεί κάνοντας μικρές αυξομειώσεις στα  $t_w, \theta_w$ .

Δοκιμή 7

Στην τελευταία δοκιμή αυξάνεται το  $t_{b1}$  και διατηρείται σταθερό το  $\theta_w$  όπως παρουσιάζεται στον πίνακα 10.7.

$D_b$ (mm)	50.174 mm
$t_{b2}$ (mm)	5 mm
$t_{b1}$ (mm)	30 mm
$t_p$ (mm)	5 mm
$t_w$	0.17
$\theta_w$	0.5

Πίνακας 10.7 α: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θαλάμων ρευστού

Pocket A

Σημεία	Γωνία θέσης
1	60°
2	120°
Μέσο-a	90° (+30°)

Πίνακας 10.7 β: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού A

Pocket B

Σημεία	Γωνία θέσης
5	180°
6	240°
Μέσο-b	210° (+-30°)

Πίνακας 10.7 γ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού B

Pocket C

Σημεία	Γωνία θέσης
3	300°
4	360°
Μέσο-c	330° (+-30°)

Πίνακας 10.7 δ: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά θάλαμου ρευστού C

Αποτελέσματα Δοκιμής 7

$P_{pocket}$ (MPa)	$D_1$ (μm)	$P_{film}$ (MPa)	$D_2$ (μm)	$\Delta D$ (μm)	$\Delta D\%$
41.2	32.6	5.2	29.1	3.5	10.7

Πίνακας 10.7 ε: Αποτελέσματα Δοκιμής 7

Παρατηρείται ότι έχει βελτιωθεί το  $\Delta D$  αλλά πλέον οι αλλαγές είναι μικρότερες και όχι τόσο απότομες όπως πριν. Αυτό σημαίνει ότι μετά από ένα σημείο δεν συμφέρει να αυξάνεται το πάχος του εδράνου. Επιπρόσθετα απαιτούνται μεγάλες πιέσεις στους θαλάμους ρευστού που για πρακτικούς λόγους δεν γίνεται να ασκηθούν. Στις πιέσεις στο rocket υπάρχουν περιορισμοί καθώς δημιουργούνται μεγάλες διατμητικές τάσεις αλλά και επειδή δεν γίνεται να ασκηθούν τέτοιες πιέσεις με απλά συστήματα.

Συμπεράσματα

- Αν  $t_p$ ,  $\theta_w$  σταθερά και  $t_{b1}$  μεγαλώνει ( $t_w$  μειώνεται) το  $\Delta D$  μειώνεται (πίνακας 10.8)

a/a	$t_{b1}$	$t_p$	$t_w$	$\theta_p$	$\theta_w$	$P_{pocket}$	$D_1$	$P_{film}$	$D_2$	$\Delta D$	$\Delta D\%$
1	10	5	0.50	60	0.50	11	52.6	5.2	29.2	23.4	44.4
2	15	5	0.33	60	0.50	19	39.2	5.2	29.5	9.7	24.7
3	25	5	0.20	60	0.50	35	34.1	5.2	29.8	4.3	12.7
4	30	5	0.17	60	0.50	41	32.6	5.2	29.1	3.5	10.7

Πίνακας 10.8:  $t_p$ ,  $\theta_w$  σταθερά και  $t_{b1}$  αυξάνεται

- Αν  $t_{b1}$ ,  $\theta_w$  σταθερά και  $t_p$  μεγαλώνει ( $t_w$  μεγαλώνει) το  $\Delta D$  μεγαλώνει (πίνακας 10.9)

a/a	$t_{b1}$	$t_p$	$t_w$	$\theta_p$	$\theta_w$	$P_{pocket}$	$D_1$	$P_{film}$	$D_2$	$\Delta D$	$\Delta D\%$
1	25	2	0.08	80	0.67	29	34.4	5.2	29.4	5.0	14.7
2	25	3	0.12	80	0.67	28	34.5	5.2	29.2	5.3	15.3
3	25	5	0.20	80	0.67	26	35.0	5.2	29.2	5.8	16.5
a/a	$t_{b1}$	$t_p$	$t_w$	$\theta_p$	$\theta_w$	$P_{pocket}$	$D_1$	$P_{film}$	$D_2$	$\Delta D$	$\Delta D\%$
1	30	4	0.13	60	0.50	43	33.2	5.2	29.8	3.4	10.3
2	30	5	0.17	60	0.50	41	32.6	5.2	29.1	3.5	10.7
3	30	8	0.27	60	0.50	39	33.3	5.2	29.4	3.9	11.5
4	30	10	0.33	60	0.50	37	33.3	5.2	29.4	3.9	11.7

Πίνακας 10.9:  $t_{b1}$ ,  $\theta_w$  σταθερά και  $t_p$  αυξάνεται

- Αν  $t_{b1}$ ,  $t_p$  σταθερά και  $\theta_w$  μεταβάλλεται, το  $\Delta D$  μεγαλώνει (πίνακας 10.10)

a/a	$t_{b1}$	$t_p$	$t_w$	$\theta_p$	$\theta_w$	$P_{pocket}$	$D_1$	$P_{film}$	$D_2$	$\Delta D$	$\Delta D\%$
1	25	5	0.2	40	0.33	72	31.8	5.2	29.6	2.2	7.1
2	25	5	0.2	50	0.42	46	32.3	5.2	29.0	3.3	10.2
3	25	5	0.2	60	0.50	35	34.1	5.2	29.8	4.3	12.7
4	25	5	0.2	80	0.67	26.2	35.0	5.2	29.2	5.8	16.5
5	25	5	0.2	100	0.83	25.1	35.1	5.2	29.1	6.0	17.1
a/a	$t_{b1}$	$t_p$	$t_w$	$\theta_p$	$\theta_w$	$P_{pocket}$	$D_1$	$P_{film}$	$D_2$	$\Delta D$	$\Delta D\%$
1	30	5	0.17	40	0.33	83	31.2	5.2	29.2	2.0	6.3
2	30	5	0.17	60	0.50	41.2	32.6	5.2	29.1	3.5	10.7
3	30	5	0.17	80	0.67	32	34.4	5.2	29.9	4.5	13.2

Πίνακας 10.10:  $t_{b1}$ ,  $t_p$  σταθερά και  $\theta_w$  αυξάνεται

Το  $\theta_w$  επηρεάζει άμεσα το κυματοειδές προφίλ που δημιουργείται εσωτερικά του εδράνου. Πρέπει να έχει τέτοιες τιμές ώστε αυτό το προφίλ να μοιάζει με το θεωρητικό όπως προέκυψε από την εξίσωση 2.3. Είναι αναμενόμενο να μην ταυτίζεται απόλυτα αλλά λαμβάνοντας υπόψη την ανάλυση που έγινε στην παράγραφο 8 δεν αποτελεί σημαντικό πρόβλημα η μη απόλυτη ταύτιση θεωρητικού και πρακτικού μοντέλου. Στην παράγραφο 10.2 θα δειχθεί ότι σχηματίζεται ένα ικανοποιητικό προφίλ κύματος για  $\theta_w \approx 0.42-0.5$ . Το πρόβλημα είναι ότι όσο αυξάνεται το  $\theta_w$  τόσο μεγαλώνει το  $\Delta D$  οπότε ενδέχεται σε αυτή τη φάση της εργασίας να μην είναι εφικτό το  $\theta_w$  να πάρει τόσο μεγάλες τιμές όπως φαίνεται από τον πίνακα 10.11 όπου περιλαμβάνονται μία μεγάλη μερίδα από τις πιο χαρακτηριστικές προσομοιώσεις οι οποίες είναι ταξινομημένες κατά  $t_{b1}$  και δευτερευόντως κατά  $t_p$ .

a/a	$t_{b1}$	$t_p$	$t_w$	$\theta_p$	$\theta_w$	$P_{pocket}$	$D_1$	$P_{film}$	$D_2$	$\Delta D$	$\Delta D\%$
1	4	1	0.25	20	0.17	32	35.5	5.2	29.8	5.7	16.1
2	4	1	0.25	60	0.50	8.5	72.3	5.2	29.6	42.7	59.0
3	4	2	0.50	20	0.17	24	38.3	5.2	29.9	8.4	21.8
4	4	2	0.50	60	0.50	7.3	97.9	5.2	30.0	67.9	69.4
5	4	2	0.50	80	0.67	7.5	91.9	5.2	29.9	62.0	67.5
6	10	5	0.50	60	0.50	11	52.6	5.2	29.2	23.4	44.4
7	15	2	0.13	60	0.50	23	36.9	5.2	29.5	7.4	19.9
8	15	4	0.27	40	0.33	41	33.3	5.2	29.3	4.0	12.0
9	15	5	0.33	40	0.33	39	33.6	5.2	29.4	4.2	12.8
10	15	5	0.33	50	0.42	25	36.6	5.2	29.6	7.0	19.1
11	15	5	0.33	60	0.50	19	39.2	5.2	29.5	9.7	24.7
12	20	2	0.10	80	0.67	24	36.2	5.2	29.6	6.6	18.2
13	20	3	0.15	60	0.50	29.5	34.8	5.2	29.5	5.3	15.2
14	20	5	0.25	40	0.33	57	32.3	5.2	29.5	2.8	8.8
15	20	8	0.40	40	0.33	52	32.7	5.2	29.5	3.2	9.9
16	20	10	0.50	40	0.33	48	33.1	5.2	29.5	3.6	10.8
17	25	2	0.08	80	0.67	29	34.4	5.2	29.4	5.0	14.7
18	25	2	0.08	100	0.83	28	34.7	5.2	29.4	5.3	15.2
19	25	3	0.12	80	0.67	28	34.5	5.2	29.2	5.3	15.3
20	25	5	0.20	40	0.33	72	31.8	5.2	29.6	2.2	7.1
21	25	5	0.20	50	0.42	46	32.3	5.2	29.0	3.3	10.2
22	25	5	0.20	60	0.50	35	34.1	5.2	29.8	4.3	12.7
23	25	5	0.20	80	0.67	26.2	35.0	5.2	29.2	5.8	16.5
24	25	5	0.20	100	0.83	25.1	35.1	5.2	29.1	6.0	17.1
25	25	6	0.24	40	0.33	70	31.5	5.2	29.2	2.3	7.4
26	25	8	0.32	40	0.33	68	31.7	5.2	29.3	2.4	7.7
27	25	10	0.40	40	0.33	66	32.3	5.2	29.7	2.6	8.0
28	25	10	0.40	50	0.42	41	33.6	5.2	29.6	4.0	11.8
29	25	10	0.40	60	0.50	29.5	34.9	5.2	29.4	5.5	15.6
30	25	15	0.60	40	0.33	55	32.7	5.2	29.5	3.2	9.9
31	30	2	0.07	100	0.83	32.8	34.1	5.2	29.8	4.3	12.6
32	30	4	0.13	60	0.50	42.8	33.2	5.2	29.8	3.4	10.3
33	30	5	0.17	40	0.33	83	31.2	5.2	29.2	2.0	6.3
34	30	5	0.17	60	0.50	41.2	32.6	5.2	29.1	3.5	10.7
35	30	5	0.17	80	0.67	32	34.4	5.2	29.9	4.5	13.2
36	30	8	0.27	60	0.50	39	33.3	5.2	29.4	3.9	11.5
37	30	10	0.33	40	0.33	80	31.8	5.2	29.7	2.1	6.7
38	30	10	0.33	50	0.42	51	32.6	5.2	29.5	3.1	9.4
39	30	10	0.33	60	0.50	37	33.3	5.2	29.4	3.9	11.7
40	30	15	0.50	40	0.33	72	31.9	5.2	29.4	2.5	7.7
41	30	15	0.50	50	0.42	45	32.9	5.2	29.3	3.6	11.0
42	30	20	0.67	40	0.33	60	32.6	5.2	29.5	3.1	9.4

Πίνακας 10.11: Σύνολο δοκιμών ταξινομημένα κατά  $t_{b1}$



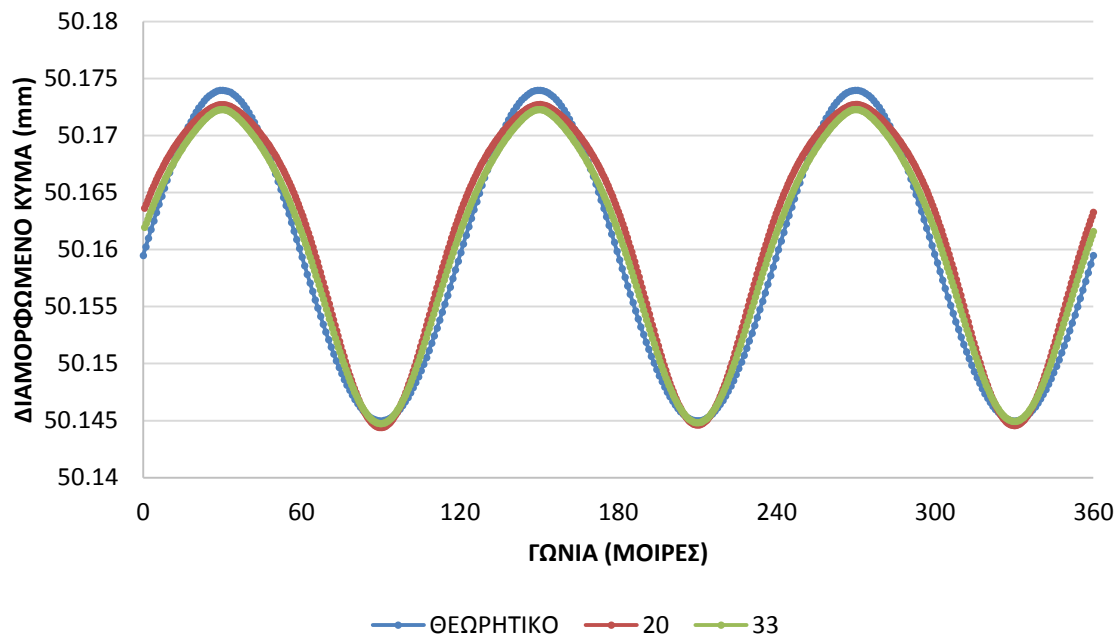
Το  $D_2$  δείχνει την επιθυμητή παραμόρφωση η οποία είναι 29 $\mu\text{m}$  δηλαδή όσο το  $e_w$ . Ασκώντας πίεση εξωτερικά μέσω των θαλάμων ρευστού είναι αδύνατο να επιτευχθεί μία παραμόρφωση ακριβώς 29 $\mu\text{m}$  οπότε προσεγγιστικά είναι αποδεκτό μία απόκλιση της τάξης του ενός μικρού που δεν επηρεάζει τον λόγο του πλάτους του κύματος .

Από τον πίνακα 10.11 είναι προφανές ότι για  $t_{b1} > 20\text{mm}$  το  $\Delta D$  βρίσκεται εντός των επιθυμητών ορίων οπότε γι' αυτό οι περισσότερες προσομοιώσεις έγιναν μεταξύ 20 και 30mm.

## 10.2 Αναλυτική ανάλυση παραμόρφωσης

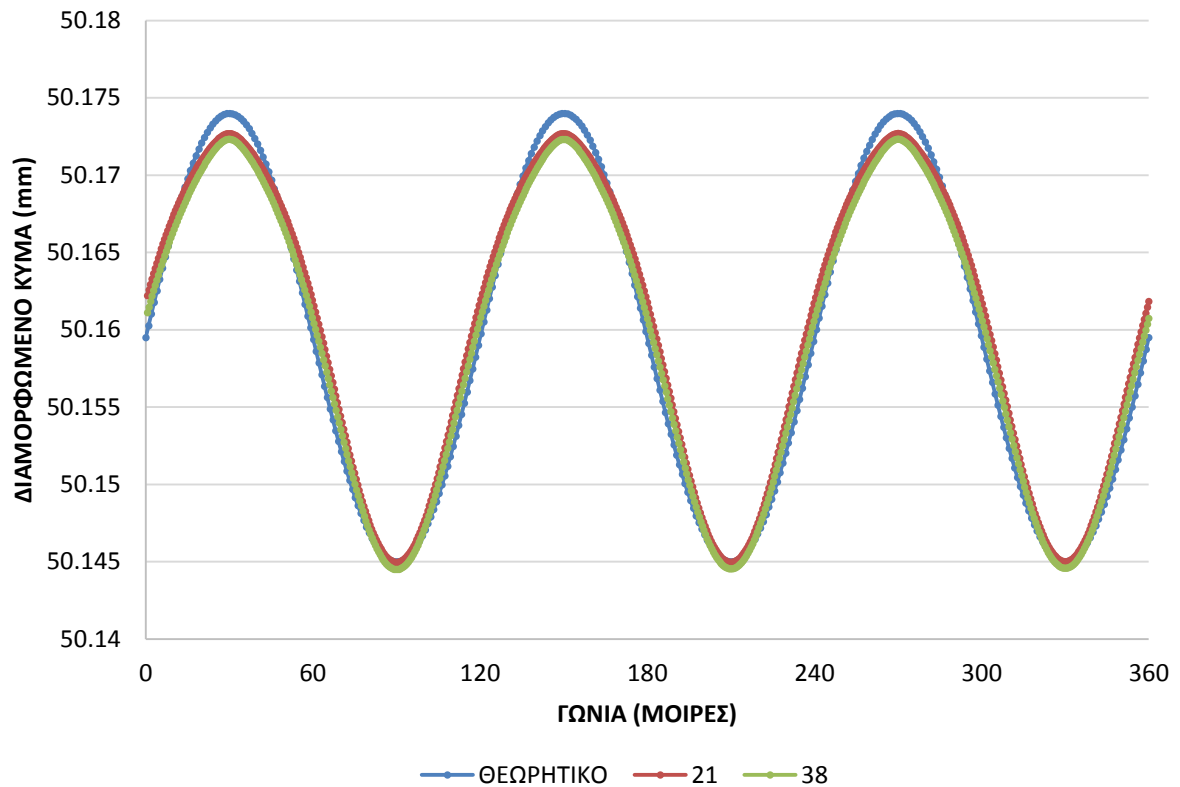
Λόγω των πολλών μεταβλητών που επηρεάζουν την παραμόρφωση στο έδρανο που επιτυγχάνεται μέσω των θαλάμων ρευστού η ανάλυση έγινε σε 5 χωριστά τμήματα για  $\theta_p = 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 100^\circ$  και μία όπου γίνεται σύγκριση μεταξύ των προηγούμενων  $\theta_p$  αλλά μόνο για μία αντιπροσωπευτική περίπτωση από την κάθε κατηγορία ώστε το διάγραμμα να είναι όσο γίνεται πιο απλό. Ακόμα και έτσι απαιτείται μεγάλος χρόνος και πολλές περιπτώσεις ώστε να γίνει ανάλυση κατά  $t_{b1}, t_p$  και  $\theta_p$ . Γι' αυτό το λόγο στα επόμενα γραφήματα παρουσιάζονται μερικές χαρακτηριστικές περιπτώσεις που όμως δεν τηρούν απαραίτητα την προϋπόθεση του  $\Delta R < 10\%$  αλλά είναι κοντά στο 10%.

Στο σχήμα 10.2 απεικονίζεται το διαμορφωμένο κύμα για  $\theta_p = 40^\circ$  για τις περιπτώσεις 20 και 33 του πίνακα 10.11 και το κύμα που σχηματίζεται από την εξίσωση 3.3. Υπάρχει απόκλιση μερικών μοιρών σε σχέση με το θεωρητικό αλλά τα μέγιστα σημεία στις  $90^\circ, 210^\circ$  και  $330^\circ$  δεν είναι τόσο μακριά από το θεωρητικό.



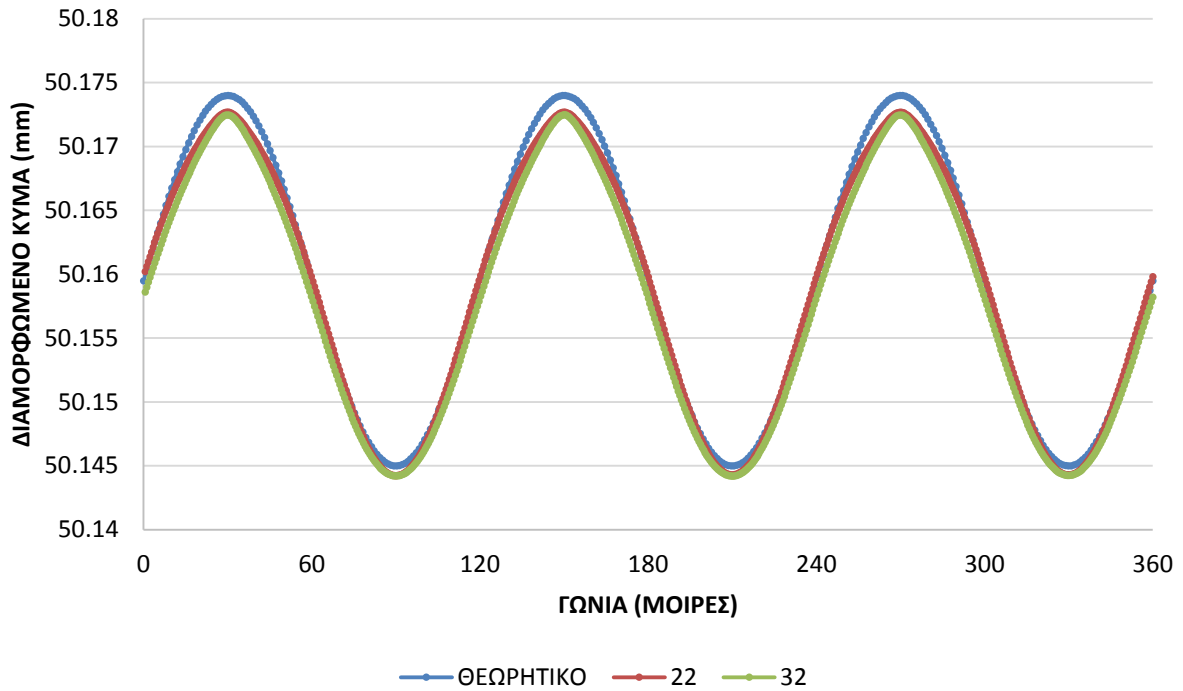
Σχήμα 10.2: Διαμορφωμένο κύμα αφού ασκηθεί εξωτερική πίεση για  $\theta_p = 40^\circ$  και τις περιπτώσεις 20 και 33 του πίνακα 10.11

Αντίστοιχα στο σχήμα 10.3 απεικονίζεται το διαμορφωμένο κύμα για  $\theta_p = 50^\circ$  για τις περιπτώσεις 21 και 38 του πίνακα 10.11 και το κύμα που σχηματίζεται από την εξίσωση 3.3. Σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση το διαμορφωμένο πλέγμα είναι λίγο καλύτερο καθώς φαίνεται να υπάρχει μία μικρή σύγκλιση προς την θεωρητική καμπύλη.

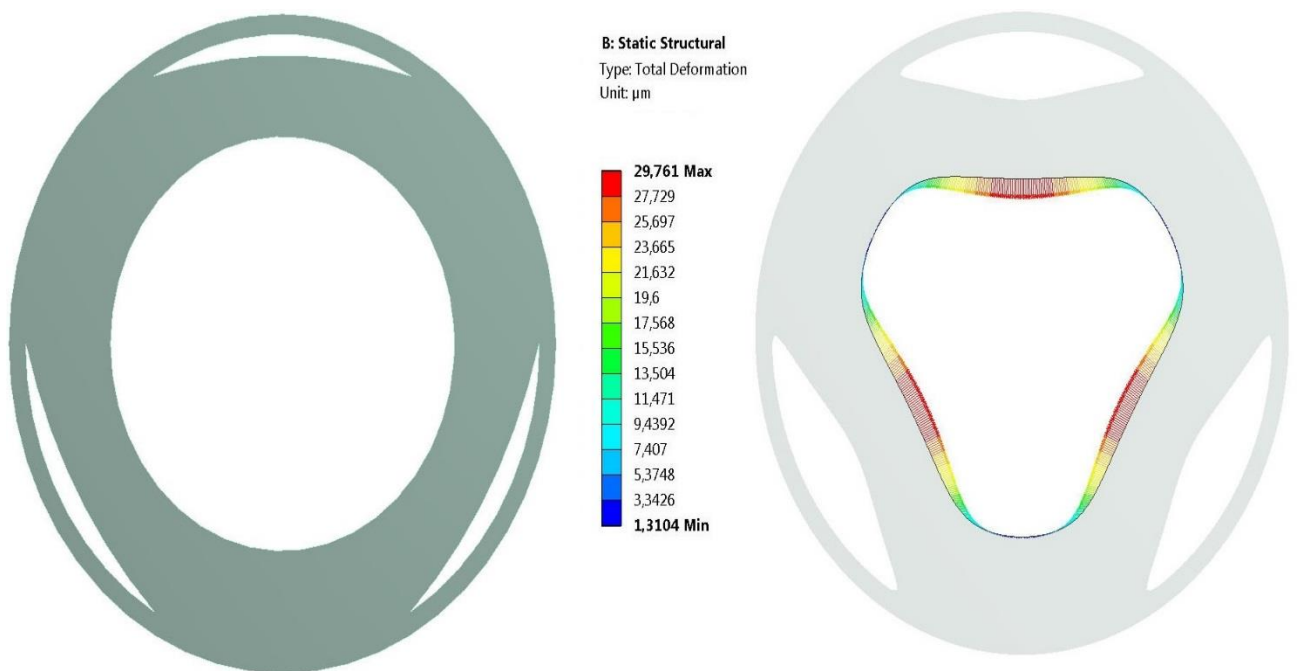


Σχήμα 10.3: Διαμορφωμένο κύμα αφού ασκηθεί εξωτερική πίεση για  $\theta_p = 50^\circ$  και τις περιπτώσεις 21 και 38 του πίνακα 10.11

Στο σχήμα 10.4 απεικονίζεται το διαμορφωμένο κύμα για  $\theta_p = 60^\circ$  για τις περιπτώσεις 22 και 32 του πίνακα 10.11 και το κύμα που σχηματίζεται από την εξίσωση 3.3. Αντίστοιχα με το σχήμα 10.3 και εδώ οι καμπύλες των περιπτώσεων 22 και 32 σχεδόν εφάπτονται με την θεωρητική. Επομένως όσο μεγαλώνει το  $\theta_p$  βελτιώνεται το κύμα το οποίο σχηματίζεται στην εσωτερική πλευρά του εδράνου. Σε όλες τις περιπτώσεις παρατηρείται ότι ενώ στα σημεία με το μέγιστο (50.145mm) οι καμπύλες ταυτίζονται στο ελάχιστο (50.174) υπάρχει μία μικρή απόκλιση που είναι μικρότερη του μισού μικρού. Αυτό συμβαίνει επειδή υπάρχει μία μικρή παραμόρφωση σε αυτά τα σημεία και δεν είναι μηδέν όπως θα έπρεπε να είναι. Αυτό φαίνεται στο σχήμα 10.5 όπου απεικονίζεται το έδρανο με χαρακτηριστικά  $t_{b1} = 25mm$ ,  $t_p = 5mm$  και  $\theta_p = 60^\circ$  δηλαδή η περίπτωση 22.



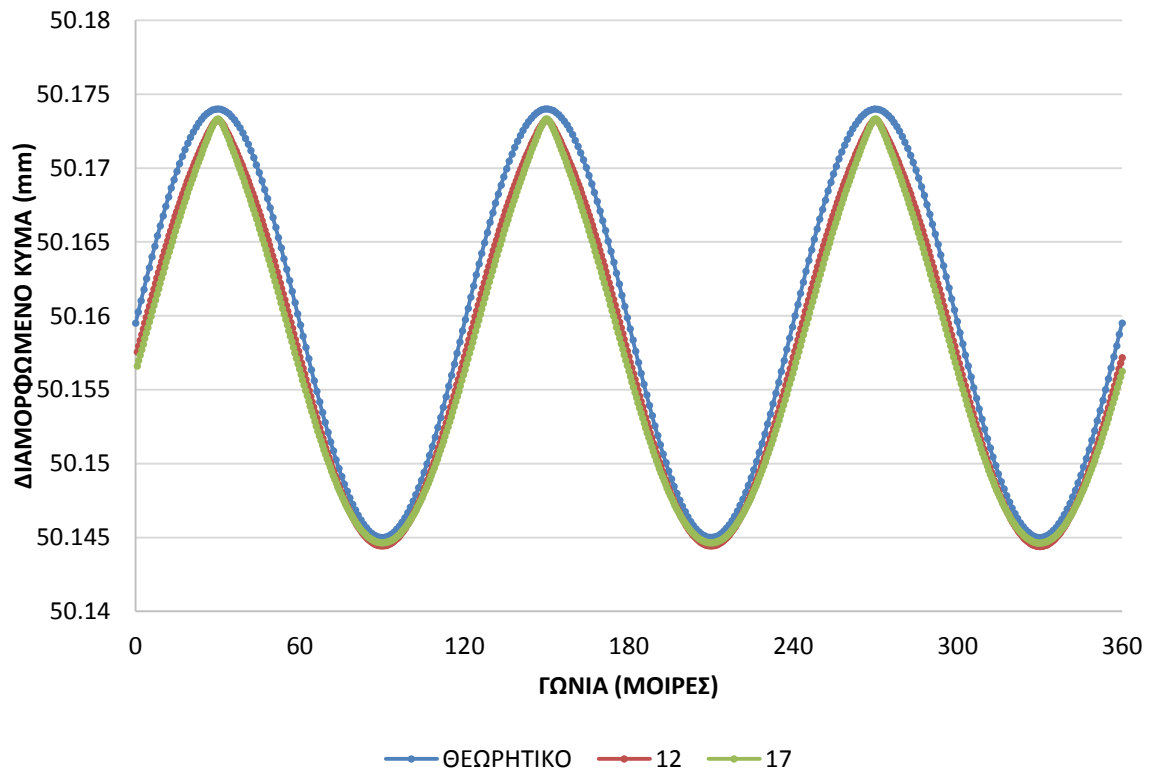
Σχήμα 10.4: Διαμορφωμένο κύμα αφού ασκηθεί εξωτερική πίεση για  $\theta_p = 60^\circ$  και τις περιπτώσεις 22 και 32 του πίνακα 10.11



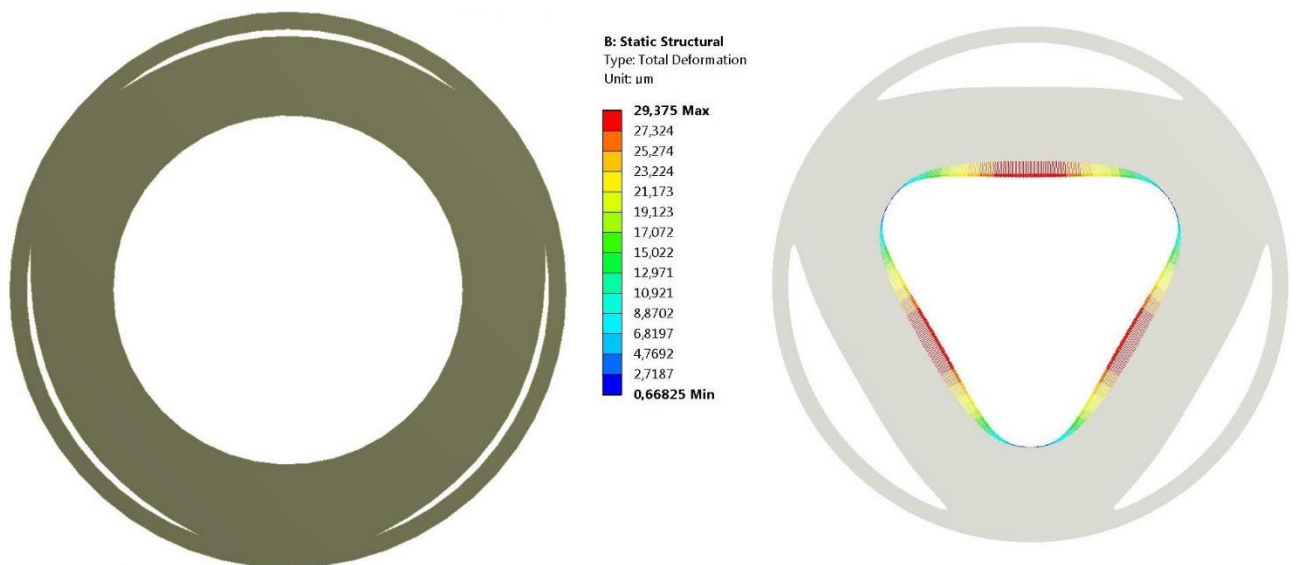
Σχήμα 10.5: Σχηματική απεικόνιση παραμόρφωσης για την περίπτωση 22

Στο σχήμα 10.6 απεικονίζεται το διαμορφωμένο κύμα για  $\theta_p = 80^\circ$  για τις περιπτώσεις 12 και 17 του πίνακα 10.11 και το κύμα του θεωρητικού μοντέλου όπου οι καμπύλες των 12 και 17 είναι λίγο πιο απότομες από τις προηγούμενες περιπτώσεις για μικρότερα  $\theta_p$  και

αρχίζουν πάλι να αποκλίνουν. Επίσης στο σχήμα 10.7 απεικονίζεται η περίπτωση 17 αφού έχει επιτευχθεί η επιθυμητή παραμόρφωση.

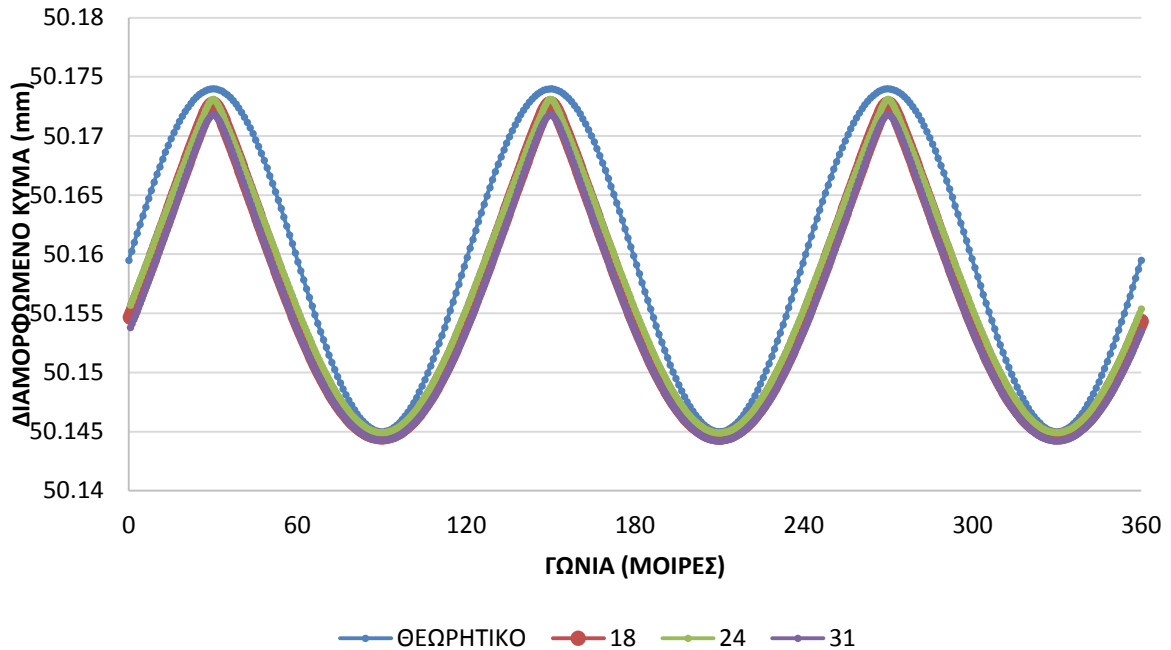


Σχήμα 10.6: Διαμορφωμένο κύμα αφού ασκηθεί εξωτερική πίεση για  $\theta_p = 80^\circ$  και τις περιπτώσεις 12 και 17 του πίνακα 9.11

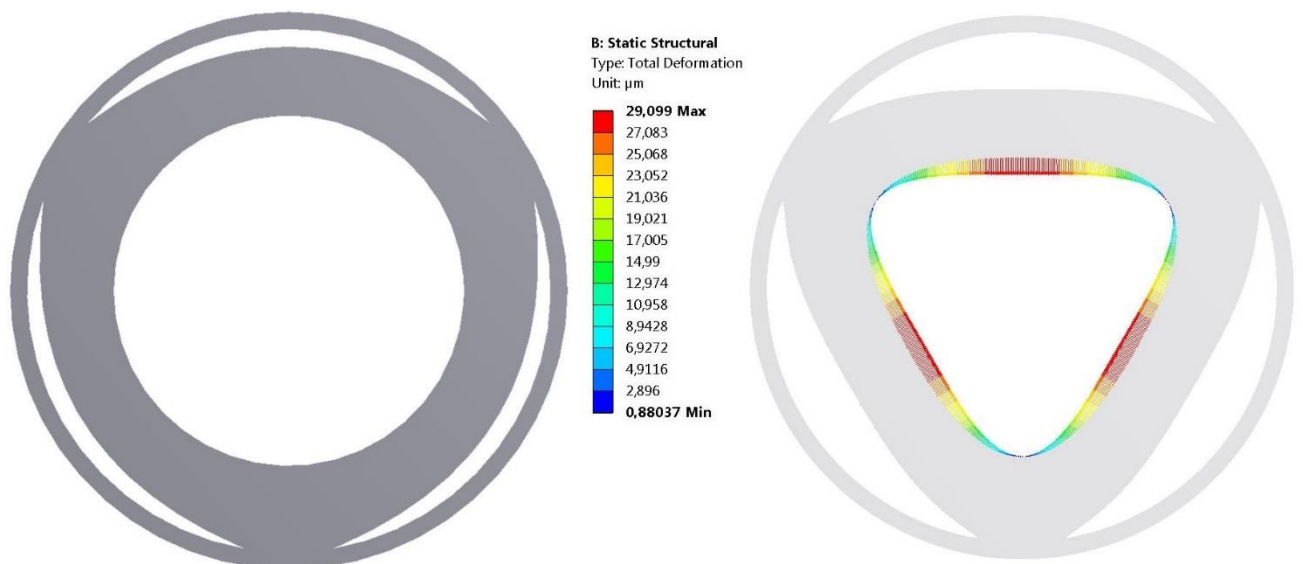


Σχήμα 10.7: Σχηματική απεικόνιση παραμόρφωσης για την περίπτωση 17

Στο επόμενο γράφημα του σχήματος 10.8 απεικονίζεται το διαμορφωμένο κύμα για  $\theta_p = 100^\circ$  για τις περιπτώσεις 18,24 και 31 του πίνακα 10.11 και στο σχήμα 10.9 η σχηματική απεικόνιση της παραμόρφωσης της περίπτωσης 24 με γεωμετρικά χαρακτηριστικά  $t_{bl} = 25mm$ ,  $t_p = 5mm$  και  $\theta_p = 100^\circ$ .

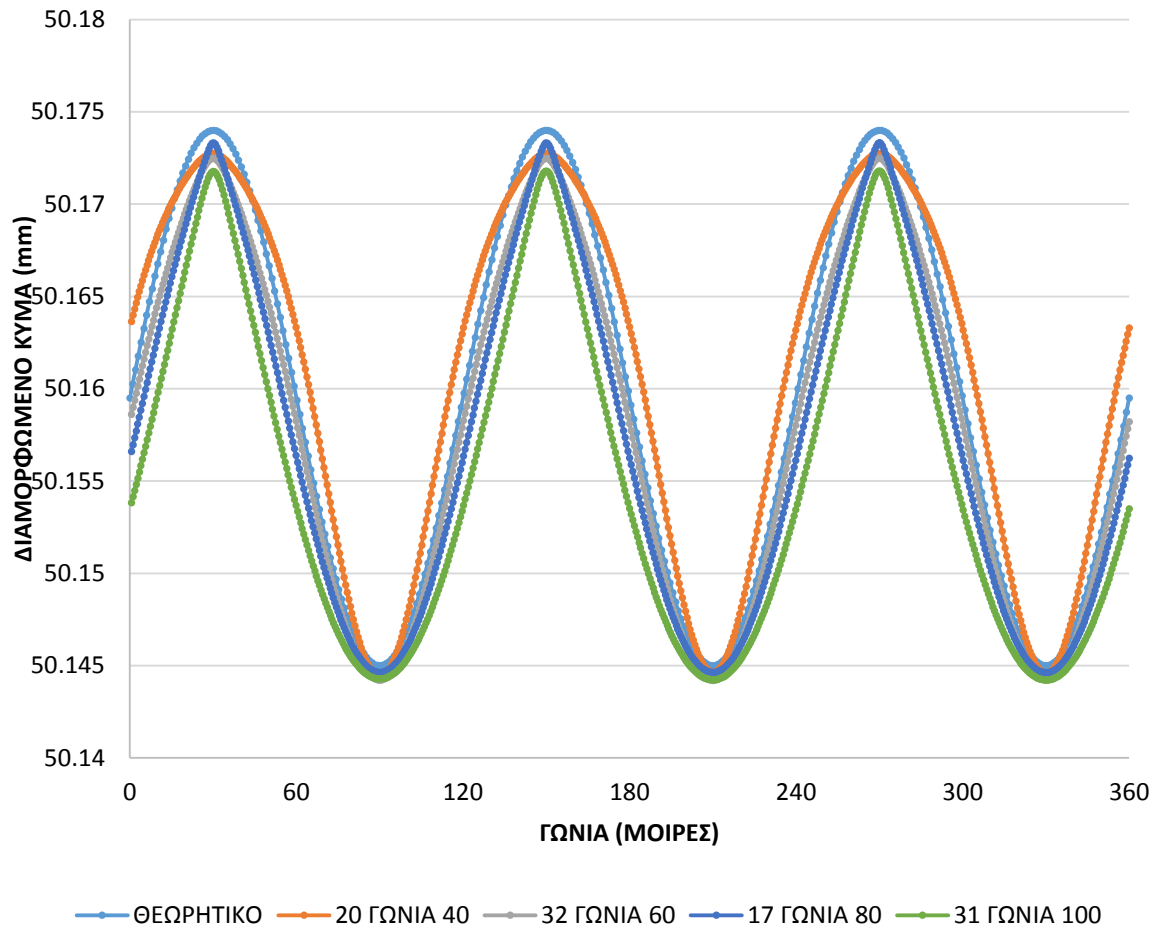


Σχήμα 10.8: Διαμορφωμένο κύμα αφού ασκηθεί εξωτερική πίεση για  $\theta_p = 100^\circ$  και τις περιπτώσεις 18,24 και 31 του πίνακα 10.11



Σχήμα 10.9: Σχηματική απεικόνιση παραμόρφωσης για την περίπτωση 24

Τέλος στο σχήμα 10.10 γίνεται σύγκριση μεταξύ των γωνιών  $40^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $80^\circ$  και  $100^\circ$ . Για την κάθε γωνία έχει επιλεγεί μία περίπτωση και συγκεκριμένα για την γωνία  $40^\circ$  η περίπτωση 20, για την γωνία  $60^\circ$  η περίπτωση 32, για την γωνία  $80^\circ$  η περίπτωση 17 και για την γωνία  $100^\circ$  η περίπτωση 31.



Σχήμα 10.10: Σύγκριση μεταξύ γωνιών για τις περιπτώσεις 20, 32, 38, 17, 31 και του θεωρητικού

Τα μέγιστα σημεία που βρίσκονται στις  $90^\circ$ ,  $210^\circ$  και  $330^\circ$  δηλαδή  $R = 50.145mm$  προσεγγίζονται απ' όλες τις περιπτώσεις ανεξαρτήτως  $\theta_p$ . Αντίθετα τα ελάχιστα στις  $30^\circ$ ,  $150^\circ$  και  $270^\circ$  έχουν απόκλιση σε σύγκριση με του θεωρητικού μοντέλου αλλά είναι λιγότερο από 3 μικρά για την πιο ακραία περίπτωση δηλαδή η απόκλιση είναι σχετικά μικρή. Η διαφορά γίνεται μικρότερη όταν  $\theta_p = 80^\circ$  και μειώνεται σχεδόν στο 1 $\mu m$ . Όμως όταν  $\theta_p = 100^\circ$  η διαφορά μεγαλώνει στο μέγιστο των τριών μικρών ενώ την δεύτερη καλύτερη επίδοση την έχει το μοντέλο όπου οι θαλάμοι ρευστού έχουν  $\theta_p = 40^\circ$ . Επομένως δεν ισχύει ότι όσο μεγαλώνει το  $\theta_p$  μειώνεται η διαφορά στις  $30^\circ$ ,  $150^\circ$  και  $270^\circ$ . Εξαρτάται από άλλους παράγοντες. Επίσης όταν το  $\theta_p$  είναι στις  $50^\circ$ - $60^\circ$  οι καμπύλες πλησιάζουν αυτή του θεωρητικού μοντέλου ενώ όταν αυξάνεται παραπάνω οι καμπύλες αποκλείουν και πάλι.

Συνοψίζοντας από την παραπάνω ανάλυση προκύπτει ότι πρέπει  $\theta_w \approx 0.5$  ώστε η εσωτερική γεωμετρία που διαμορφώνεται στο έδρανο να είναι κοντά στην γεωμετρία του θεωρητικού μοντέλου.

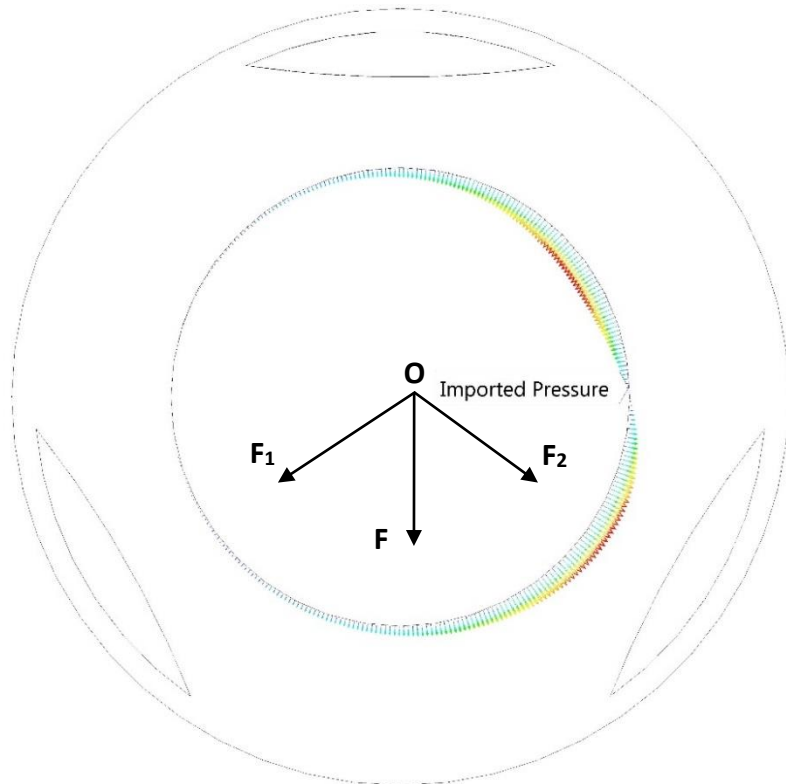
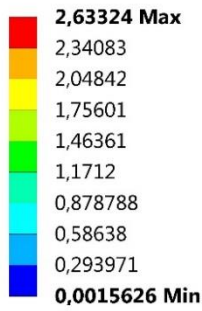
Από τα παραπάνω μοντέλα που αναλύθηκαν στην παράγραφο 10.2 και καλύπτει όλες τις προϋποθέσεις είναι η περίπτωση 38 του πίνακα 10.11 με γεωμετρικά χαρακτηριστικά  $t_{bl}=30mm, t_p=10mm$  και  $\theta_p=50^\circ$  όπου το  $\Delta D=9.4\%$  και σύμφωνα με το σχήμα 10.3 η καμπύλη σχεδόν ταυτίζεται με του θεωρητικού.

Δείχθηκε ότι ασκώντας πιέσεις στους θαλάμους ρευστού είναι εφικτό να διαμορφωθεί μία τεχνητή κυματοειδής επιφάνεια με τρία κύματα με πολύ καλή προσέγγιση στο θεωρητικό μοντέλο. Στην παρούσα μελέτη χρησιμοποιήθηκαν τρεις θάλαμοι ρευστού οπότε οι επιλογές παραμόρφωσης της επιφάνειας ήταν περιορισμένες. Σε μελλοντικές μελέτες μπορούν να θεωρηθούν περισσότεροι θάλαμοι ρευστού ώστε α) να είναι δυνατόν η εσωτερική επιφάνεια του εδράνου να διαμορφώνεται ανάλογα με τις ανάγκες όπως για παράδειγμα ένα κυματοειδές έδρανο με τέσσερα κύματα και β) η τεχνητή παραμόρφωση του εδράνου ίσως είναι πιο εύκολο να πραγματοποιηθεί, και ταυτόχρονα να τηρούνται όλες οι προϋποθέσεις όπως παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο 10, αν υπάρχουν πολλοί μικροί θάλαμοι ρευστού όπου στον κάθε ένα θα ασκείται διαφορετική –ίσως κλιμακωτή– πίεση και έτσι στα ελάχιστα (50.174mm) θα μηδενιστεί η απόκλιση. Μία πρώτη μελέτη, αλλά μικρή και περιορισμένη, με έξι θαλάμους ρευστού γίνεται στην παράγραφο 10.4.

### 10.3 Αλληλεπίδραση ρευστού στερεού (FSI)

Στις παραγράφους 10.1 και 10.2 έγινε η στατική ανάλυση του εδράνου θεωρώντας ότι στο εσωτερικό του υπάρχει μία ομοιόμορφα κατανεμημένη στατική πίεση ίση με την μέγιστη πίεση που προκύψε κατά την CFD ανάλυση. Στην πραγματικότητα μεγάλες πιέσεις ασκούνται σε μία μόνο πλευρά του εδράνου οπότε η παραπάνω ανάλυση που έγινε δεν είναι απόλυτα σωστή. Όμως επειδή έχει τεθεί ο όρος το  $\Delta D$  να είναι μικρότερο από 10% είτε έχει μηδενική είτε ελάχιστη είτε τη μέγιστη πίεση κάποια πλευρά του εδράνου δεν θα επηρεάσει την παραμόρφωση σε μεγάλο βαθμό. Στο κεφάλαιο 9 περιγράφηκε η διαδικασία με την οποία αφαιρέθηκαν οι αρνητικές πιέσεις και ο λόγος για τον οποίο έγινε αυτό. Στο σχήμα 10.11 εφαρμόζοντας την τεχνική FSI απεικονίζονται οι θετικές και αρνητικές πιέσεις στην εσωτερική επιφάνεια του εδράνου και η διεύθυνση τους. Οι  $F_1$  και  $F_2$  είναι οι δυνάμεις που δημιουργούνται από τις αρνητικές και θετικές πιέσεις αντίστοιχα. Το σύνολο τους ΣF επιβεβαιώνει (σχηματικά) ότι η συνισταμένη δύναμη είναι κάθετη δηλαδή  $90^\circ$ . Η γεωμετρία η οποία χρησιμοποιήθηκε σε όλες τις παρακάτω προσομοιώσεις είναι αυτή της περίπτωσης 38 του πίνακα 10.11 με  $t_{bl}=30mm, t_p=10mm$  και  $\theta_p=50^\circ$ .

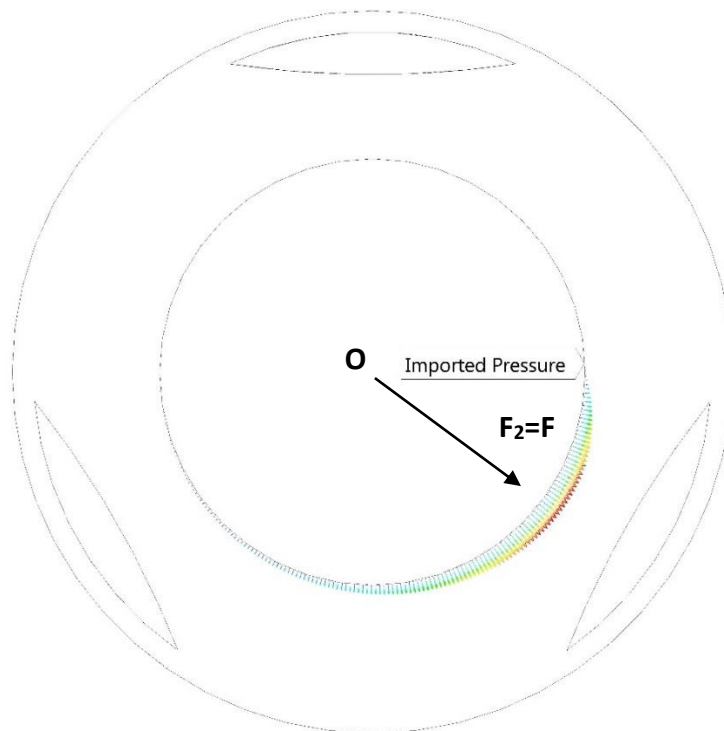
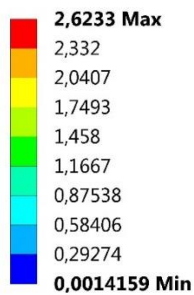
**C: Static Structural**  
Imported Pressure  
Unit: MPa



Σχήμα 10.11: Εισαγωγή κατανομής πίεσης με όλες τις πιέσεις

Αν είχε γίνει αφαίρεση των αρνητικών πιέσεων θέτωντας όλες τις αρνητικές πιέσεις μηδέν τότε η  $F_1$  θα μηδενιζόταν και αυτή όπως φαίνεται στο σχήμα 10.12. Θα υπήρχε μόνο η  $F_2=F$  η οποία δεν θα ήταν κάθετη άρα το έδρανο δεν θα ισορροπούσε.

**C: Static Structural**  
Imported Pressure  
Unit: MPa

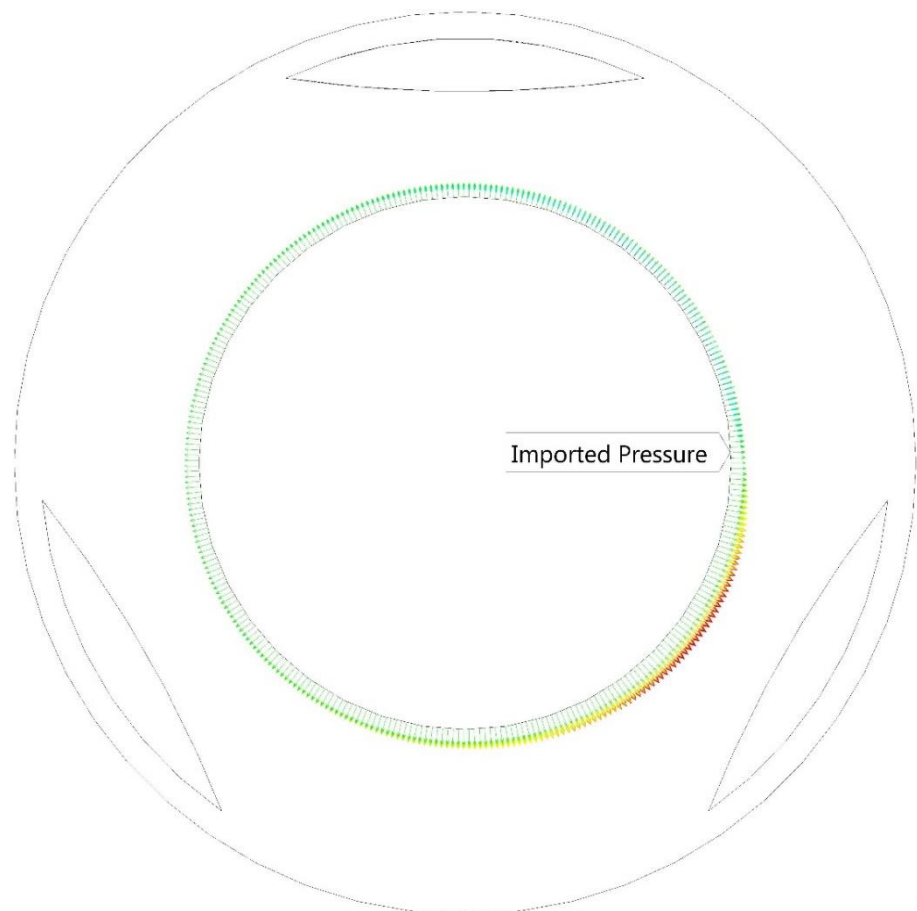
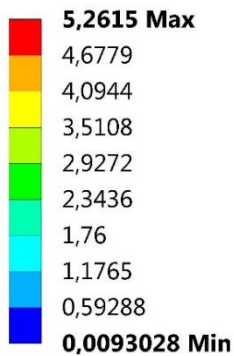


Σχήμα 10.12: Εισαγωγή κατανομής πίεσης με μηδενικές τις αρνητικές πιέσεις



Στο σχήμα 10.13 απεικονίζεται ένα έδρανο στο οποίο έχει προστεθεί μία εξωτερική πίεση ίση με την μέγιστη αρνητική όπως περιγράφηκε στην παράγραφο 9. Είναι ενδιαφέρον ότι σύμφωνα και με το πρόγραμμα Ansys η συνολική δύναμη δεν αυξάνεται παρά το γεγονός ότι προστέθηκε μία μεγάλη πίεση της τάξης των 2.6 MPa. Την αναφορά που δίνει το Ansys κατά την εισαγωγή της πίεσης από το Fluent στο Static (FSI) φαίνεται στο σχήμα 10.14 για την περίπτωση όπου εισάγεται με τις αρνητικές πιέσεις, στο σχήμα 10.15 για την περίπτωση όπου εισάγεται χωρίς τις αρνητικές πιέσεις και στο σχήμα 10.16 για την περίπτωση όπου εισάγεται εξωτερική δύναμη για την αφαίρεση των αρνητικών δυνάμεων. Η συνολική δύναμη δεν αυξάνεται γιατί οι πιέσεις που προστέθηκαν αλληλοαναιρούνται.

**C: Static Structural**  
Imported Pressure  
Unit: MPa



Σχήμα 10.13: Νέα κατανομή πίεσης αφαιρώντας τις αρνητικές πιέσεις μέσω πρόσθεσης θετικής

**CFD Load Transfer Summary**

All values correspond to the CFD results before the application of any Scale or Offset operations set in Mechanical.

CFD Computed Forces from CFD Results File

X-component = -1,087e+008  $\mu\text{N}$   
 Y-component = -1,3252e+010  $\mu\text{N}$   
 Z-component = 131,21  $\mu\text{N}$

Mechanical Mapped Forces for Mechanical Surface File

X-component = -1,076e+008  $\mu\text{N}$   
 Y-component = -1,3246e+010  $\mu\text{N}$   
 Z-component = 5114,3  $\mu\text{N}$

99% of Mechanical nodes were mapped to the CFD surface. The remaining nodes are mapped to the closest edge or node

Σχήμα 10.14: Αναφορά Ansys - Σύνολο Δυνάμεων με αρνητικές πιέσεις

**CFD Load Transfer Summary**

All values correspond to the CFD results before the application of any Scale or Offset operations set in Mechanical.

CFD Computed Forces from CFD Results File

X-component = 4,5652e+009  $\mu\text{N}$   
 Y-component = -6,6148e+009  $\mu\text{N}$   
 Z-component = 131,21  $\mu\text{N}$

Mechanical Mapped Forces for Mechanical Surface File

X-component = 4,5638e+009  $\mu\text{N}$   
 Y-component = -6,6124e+009  $\mu\text{N}$   
 Z-component = 5068,5  $\mu\text{N}$

99% of Mechanical nodes were mapped to the CFD surface. The remaining nodes are mapped to the closest edge or node

Σχήμα 10.15: Αναφορά Ansys - Σύνολο Δυναμέων χωρίς αρνητικές πιέσεις

**CFD Load Transfer Summary**

All values correspond to the CFD results before the application of any Scale or Offset operations set in Mechanical.

CFD Computed Forces from CFD Results File

X-component = -1,087e+008  $\mu\text{N}$   
 Y-component = -1,3252e+010  $\mu\text{N}$   
 Z-component = 131,21  $\mu\text{N}$

Mechanical Mapped Forces for Mechanical Surface File

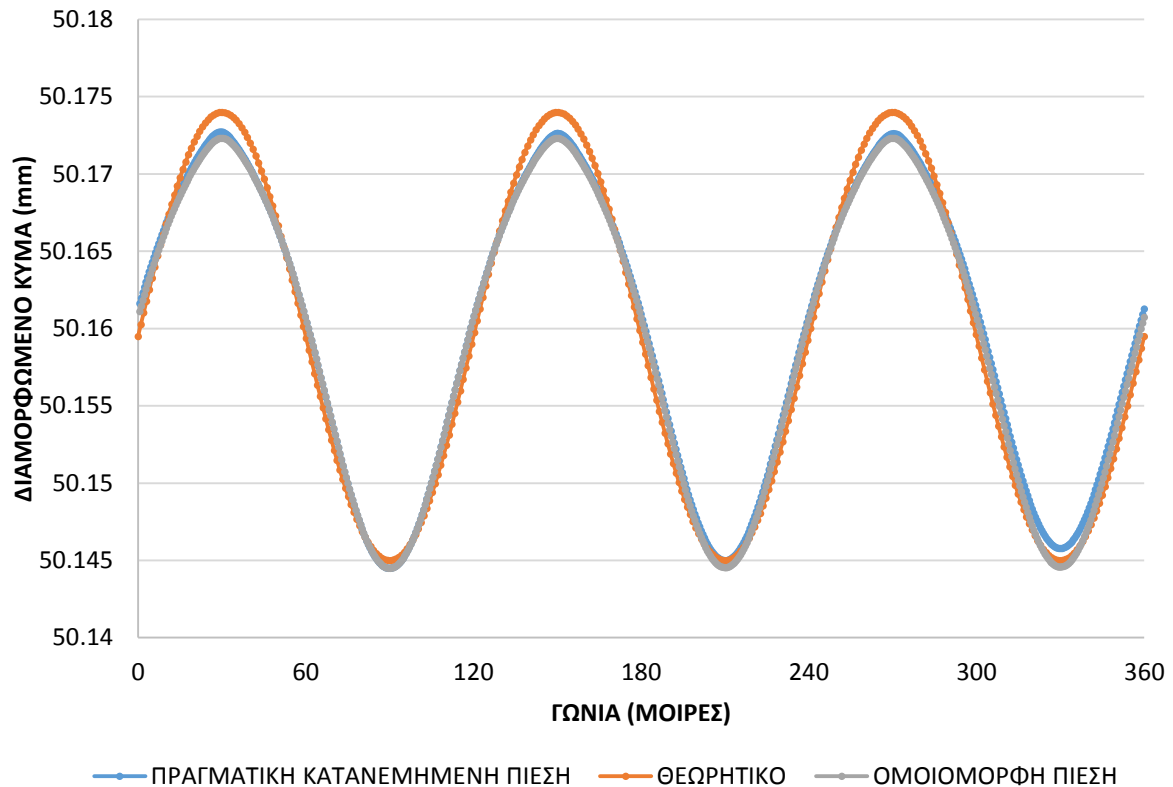
X-component = -1,076e+008  $\mu\text{N}$   
 Y-component = -1,3246e+010  $\mu\text{N}$   
 Z-component = 5396,4  $\mu\text{N}$

99% of Mechanical nodes were mapped to the CFD surface. The remaining nodes are mapped to the closest edge or node

Σχήμα 10.16: Αναφορά Ansys - Σύνολο Δυναμέων με εξωτερική πίεση - χωρίς αρνητικές πιέσεις

Συγκρίνοντας τις αναφορές των σχημάτων 10.14-10.16 όταν μηδενίζονται οι πιέσεις οι συνιστώσες X,Y,Z των δυνάμεων αλλάζει σε μεγάλο βαθμό ενώ όταν μηδενίζονται μέσω εξωτερικής πίεσης οι αναφορές των δυνάμεων του σχήματος 10.14 και 10.16 σχεδόν ταυτίζονται.

Η παραμόρφωση του κυκλικού εδράνου ολίσθησης θέτοντας πίεση στους θαλάμους ρευστού και εξαλείφοντας την αρνητική πίεση βάζοντας επιπλέον πίεση στο εσωτερικό του εδράνου απεικονίζεται στο σχήμα 10.17.



Σχήμα 10.17: Διαμορφωμένο κύμα θεωρητικού μοντέλου και πραγματικού για την περίπτωση 13

Στην πλευρά που δέχεται τις μεγαλύτερες πιέσεις η εσωτερική πλευρά του εδράνου παρατηρείται ότι η παραμόρφωση έχει μία απόκλιση  $\approx 1-1.5 \mu\text{m}$  σε σχέση με την θεωρητική ιδανική γεωμετρία. Παρόμοια απόκλιση έχει και από την ομοιομορφή πίεση που χρησιμοποιήθηκε στην παράγραφο 10.2 αλλά σε όλη την υπόλοιπη καμπύλη δεν υπάρχει άλλη διαφορά. Όμως όπως φαίνεται στον πίνακα 10.12 η μεγάλη διαφορά σε σχέση με την ομοιομορφή πίεση είναι ότι χρειάζεται λιγότερη πίεση για να επιτευχθεί η παραμόρφωση και το κριτήριο  $\Delta D$  από 9.4% μειώνεται στο 3.8% επειδή με εξαίρεση την περιοχή  $290^\circ-360^\circ$  όπου ασκούνται στο έδρανο μεγάλες πιέσεις στην υπόλοιπη επιφάνεια του οι πιέσεις που δέχεται είναι μικρές με αποτέλεσμα να υπάρχει μικρότερη αντίσταση στην παραμόρφωση που δημιουργείται λόγω της πίεσης στους θαλάμους ρευστού. Τοπικά στην περιοχή  $330^\circ$  το  $\Delta D$  διαμορφώνεται στο 8.2% όπου είναι εντός ορίου και δεν αναμένεται να αποτελέσει μεγάλο πρόβλημα. Με βάση τα παραπάνω από τον πίνακα 10.11 στα μοντέλα όπου το  $\Delta D$  κυμαίνεται στο 10-15% μπορούν να χρησιμοποιηθούν καθώς αν εξεταστούν με την πραγματική κατανομή της πίεσης το  $\Delta D$  μειώνεται κάτω από το όριο του 10%. Είναι σημαντικό αυτό γιατί μπορούν να χρησιμοποιηθούν μικρότερα έδρανα όπου ως τώρα δεν κάλυπταν την προϋπόθεση του 10%.

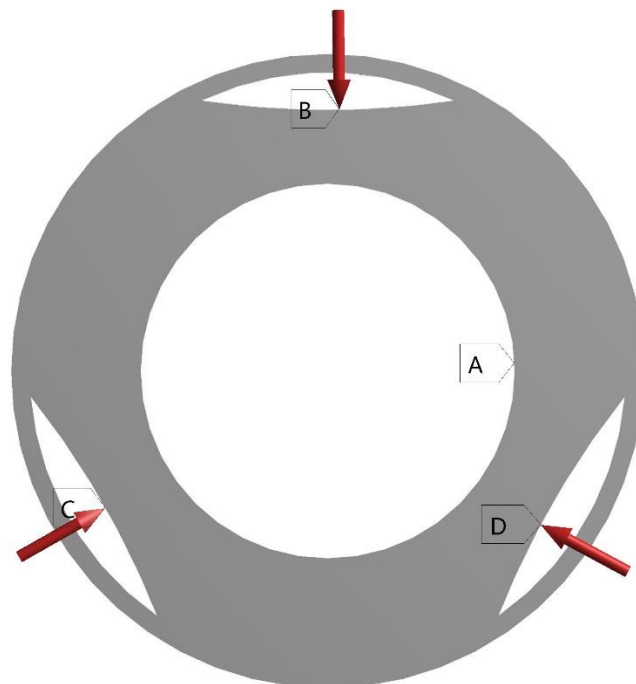
	$t_{b1}$	$t_p$	$t_w$	$\theta_p$	$\theta_w$	$P_{pocket}$	$D_1$	$P_{film}$	$D_2$	$\Delta D$	$\Delta D\%$
ΟΜΟΙΟΜΟΡΦΗ ΠΙΕΣΗ	30	10	0.33	50	0.42	51	32.6	5.2	29.5	3.1	9.4
ΜΗ ΟΜΟΙΟΜΟΡΦΗ ΠΙΕΣΗ	30	10	0.33	50	0.42	48	30.7	5.2	29.5	1.2	3.8

Πίνακας 10.12: Σύγκριση ομοιόμορφης και μη ομοιόμορφης (πραγματικής) πίεσης

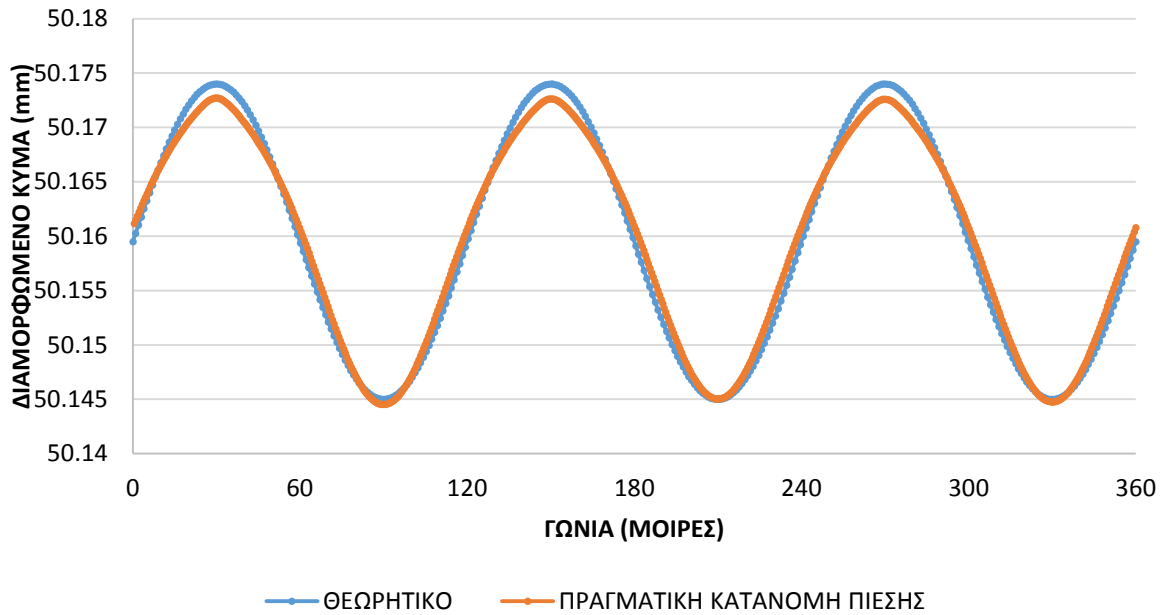
Αν στην πλευρά όπου το έδρανο δέχεται τις μεγαλύτερες πιέσεις ασκηθεί μεγαλύτερη πίεση τότε η απόκλιση των 1-1.5μm που φαίνεται στο σχήμα 10.17 γίνεται μηδενική. Συγκεκριμένα αν ασκηθεί περίπου 1.5MPa μεγαλύτερη πίεση στον τρίτο θάλαμο ρευστού (σχήμα 10.18) η εσωτερική επιφάνεια του εδράνου του πραγματικού μοντέλου πλησιάζει ακόμα περισσότερο την εσωτερική επιφάνεια του θεωρητικού κυματοειδούς μοντέλου όπως απεικονίζεται στο σχήμα 10.19.

**C: Static Structural**  
Static Structural

- A** Imported Pressure
- B** Pressure: 48, MPa
- C** Pressure 2: 48, MPa
- D** Pressure 3: 49,5 MPa



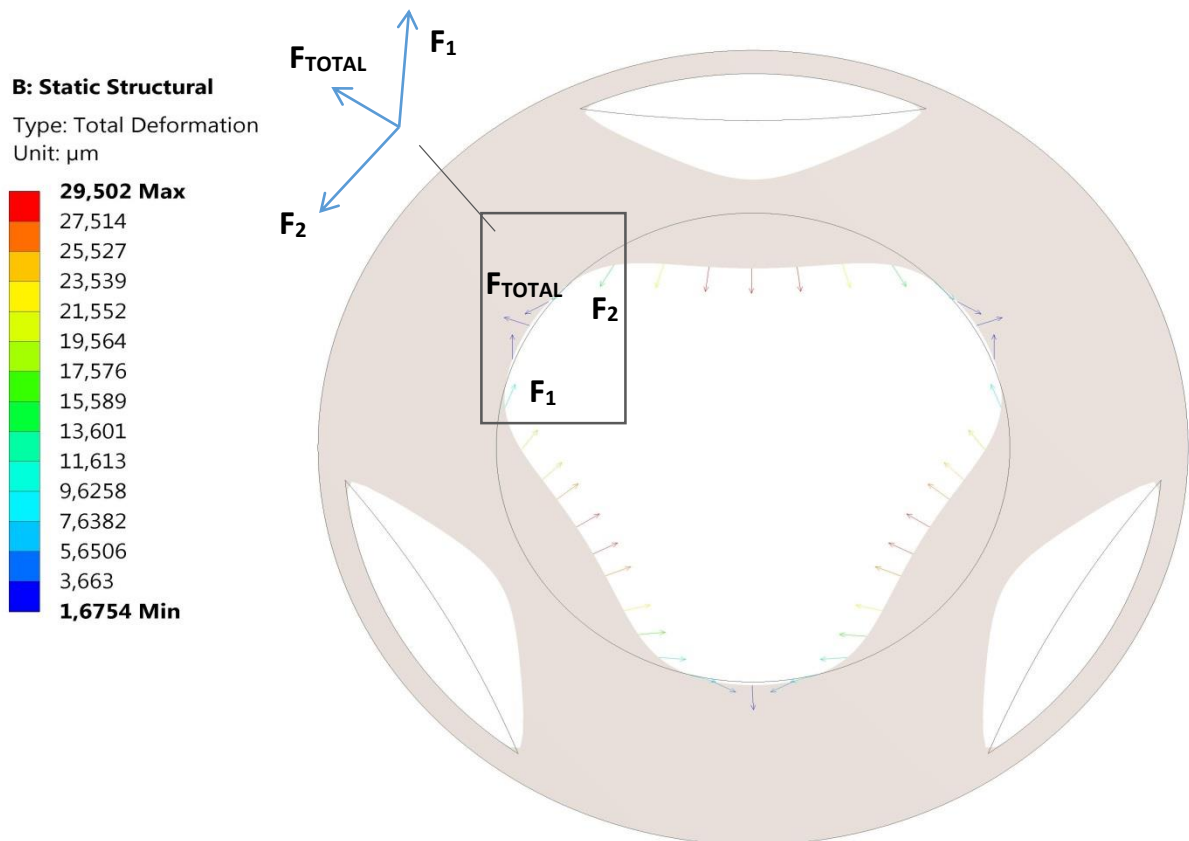
Σχήμα 10.18: Πίεση A υπολογισμένη από Fluent (Σχήμα 10.13), Πιέσεις B,C,D στους θαλάμους ρευστού



Σχήμα 10.19: Διαμορφωμένο κύμα θεωρητικού μοντέλου και πραγματικού για την περίπτωση 38

Στα σημεία όπου  $R=50.174\text{mm}$  παραμένει η απόκλιση των περίπου  $2\mu\text{m}$  όπως φαίνεται στο σχήμα 10.20. Αν και η απόκλιση αυτή δεν είναι αμελητέα είναι δύσκολο να μειωθεί με την παρούσα δομή των θαλάμων ρευστού. Η υιοθέτηση περισσότερων θαλάμων ρευστού διορθώνει το πρόβλημα. Στην επόμενη παράγραφο θα γίνει μία μελέτη για έξι θαλάμους ρευστού όπου οι τρεις είναι ίδιοι με των προηγούμενων μοντέλων και οι άλλοι τρεις βρίσκονται στα σημεία  $30^\circ$ ,  $150^\circ$  και  $270^\circ$ . Όπως φαίνεται στο σχήμα 10.20 οι νέοι θάλαμοι ρευστού πρέπει να τοποθετηθούν σε αυτά τα σημεία και να έχουν τα κατάλληλα γεωμετρικά χαρακτηριστικά ώστε οι σχηματίζονται δυνάμεις  $-F_{\text{TOTAL}}$  και να μηδενίζουν την  $F_{\text{TOTAL}}$ . Αντίστοιχα ίδιες δυνάμεις σχηματίζονται και στις  $30^\circ$  και στις  $270^\circ$ .

Όμως η λεπτομερής ανάλυση ξεφεύγει από τα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής.

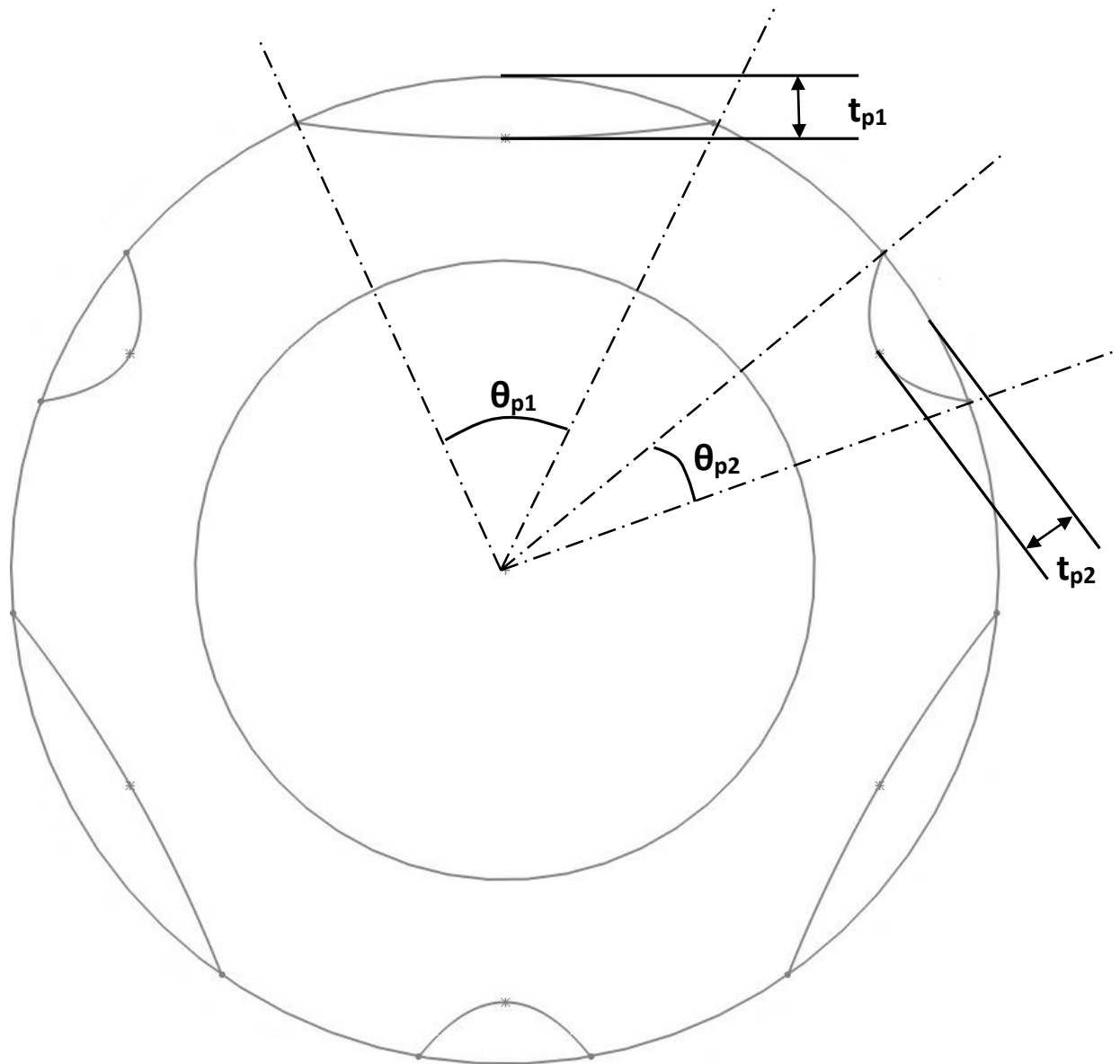


Σχήμα 10.20: Παραμόρφωση του εδράνου περίπτωσης 38 και σχηματιζόμενες δυνάμεις

Επίσης στο κεφάλαιο 8 δείχθηκε ότι αν η εσωτερική πλευρά του εδράνου δεν είναι τέλεια ομοιόμορφη επηρεάζει σε σχετικά μικρό βαθμό την κατανομή της πίεσης που δημιουργείται λόγω του στρώματος του λιπαντικού. Επομένως οι μικρές αποκλίσεις στις καμπύλες που φαίνονται στο σχήμα 10.17 οι οποίες στις περισσότερες περιπτώσεις είναι μικρότερες της μίας μοίρας δεν αναμένεται να έχουν σημαντική επίδραση στη λειτουργία του εδράνου. Ο ασφαλέστερος τρόπος για να επιβεβαιωθεί η παραπάνω ανάλυση είναι ο πειραματικός.

#### 10.4 Ανάλυση με πολλαπλούς θαλάμους ρευστού

Στα σχήματα 10.17, 10.19, 10.20 αλλά και στα υπόλοιπα στις 30, 150, 270 μοίρες αναφέρθηκε ότι υπάρχει μία σχετικά μικρή απόκλιση που κυμαίνεται στα  $2\mu\text{m}$ . Για την μείωση του υιοθετήθηκαν περισσότεροι θάλαμοι ρευστού όπως φαίνεται στο σχήμα 10.21.



Σχήμα 10.21: Γεωμετρία εσωτερικού εδράνου με πολλαπλούς θαλάμους ρευστού

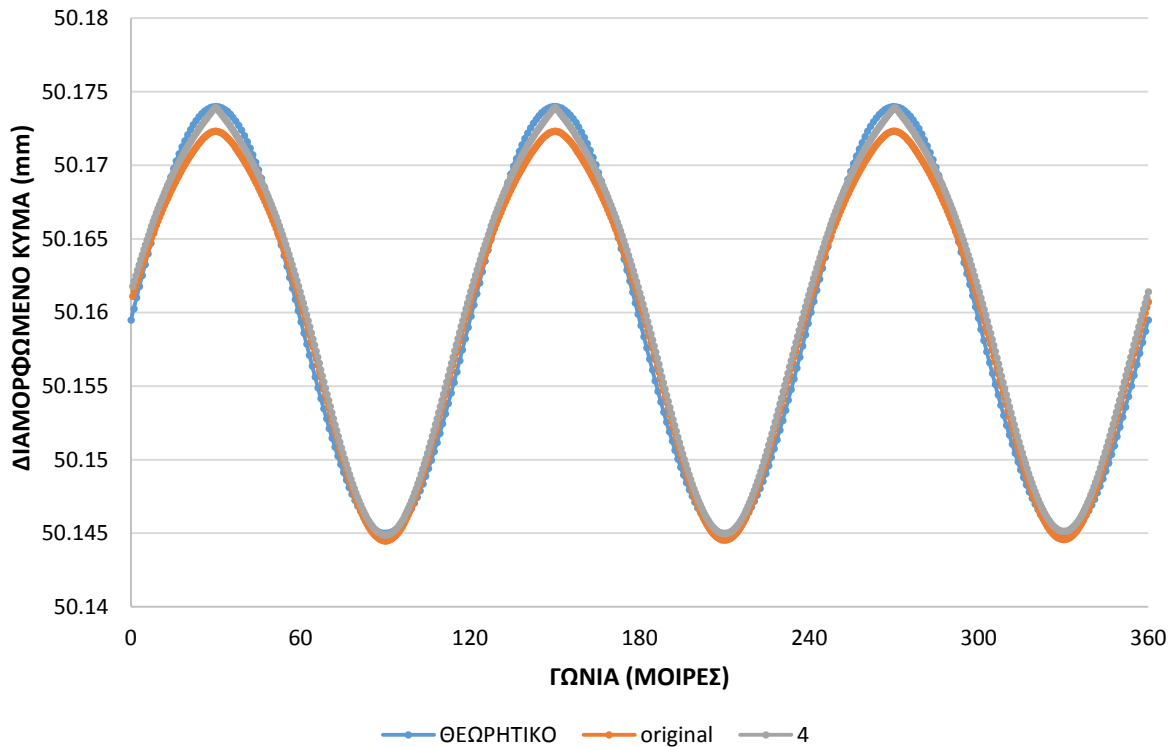
Όλα τα υπόλοιπα χαρακτηριστικά παραμένουν ίδια όπως παρουσιάστηκαν στην παράγραφο 10.1 και στο σχήμα 10.1. Η ανάλυση γίνεται για το μοντέλο της περίπτωσης 38 και οι μεταβλητές που μεταβάλλονται είναι οι  $\theta_{p2}$  και  $t_{p2}$ . Ο στόχος είναι η γεωμετρία η οποία σχηματίζεται να πλησιάσει ακόμα περισσότερο σε αυτή του θεωρητικού μοντέλου. Τα αποτελέσματα με χρήση στατικής ομοιόμορφης πίεσης απεικονίζονται στον πίνακα 10.1. Τα  $t_{b1}$ ,  $t_{p1}$ ,  $\theta_{p1}$  και  $P_{film}$  που δεν αναφέρονται στον πίνακα είναι 30mm, 10mm,  $50^\circ$  και 5.2 MPa αντίστοιχα και είναι σταθερά για όλες τις περιπτώσεις.

a/a	$t_{p2}$ (mm)	$\theta_{p2}$ (°)	$P_{pocket1}$ (MPa)	$P_{pocket2}$ (MPa)	$D_1$ ( $\mu\text{m}$ )	$D_1'$ ( $\mu\text{m}$ )	$D_2$ ( $\mu\text{m}$ )	$D_2'$ ( $\mu\text{m}$ )	$\Delta D1$ ( $\mu\text{m}$ )	$\Delta D1\%$	$\Delta D2$ ( $\mu\text{m}$ )	$\Delta D2\%$
original	-	-	51	-	32.6	1.18	29.5	1.68	3.1	9.4	0.50	29.6
1	5	10	51	51	32.3	0.65	29.2	1.18	3.1	9.5	0.53	45.0
2	5	10	51	40	32.4	0.94	29.4	1.47	3.0	9.4	0.53	36.3
3	5	20	51	51	31.6	0.79	28.6	0.15	3.0	9.5	0.64	80.8
4	5	20	52	51	32.1	0.72	29.1	0.06	3.0	9.3	0.66	92.2
5	5	20	51	40	32.1	0.26	29.1	0.89	3.0	9.4	0.63	70.7
6	5	20	51	30	32.6	1.22	29.6	1.86	3.0	9.2	0.64	34.2
7	10	10	51	51	32.2	0.62	29.1	1.16	3.1	9.5	0.54	46.6
8	10	10	51	40	32.4	0.94	29.3	1.48	3.1	9.4	0.54	36.6
9	10	20	51	51	31.4	0.80	28.4	0.14	3.0	9.5	0.66	82.6
10	10	20	52	51	32.3	0.71	29.3	0.07	3.0	9.3	0.64	90.0
11	10	20	51	40	32.0	0.28	29.0	0.94	3.0	9.4	0.66	70.3
12	10	20	51	30	32.6	1.28	29.6	1.94	3.0	9.2	0.66	34.2

Πίνακας 10.13: Σύνολο δοκιμών ταξινομημένα κατά  $t_{p2}$

Επίσης τα  $D_1'$  και  $D_2'$  είναι η ελάχιστη παραμόρφωση όταν δεν ασκείται εσωτερική πίεση στο έδρανο και όταν ασκείται εσωτερική πίεση στο έδρανο λόγω του λιπαντικού. Σε όλες τις περιπτώσεις στα σημεία 30°, 150° και 270° μειώνεται η διαφορά που υπήρχε πριν την εισαγωγή επιπλέον θαλάμων ρευστού. Τα καλύτερα αποτελέσματα έχουν οι περιπτώσεις 4 και 10 όπου τα μέγιστα και τα ελάχιστα στην ουσία εφάπτονται. Συγκεκριμένα για την περίπτωση 4 η εσωτερική γεωμετρία του εδράνου παίρνει την μορφή που φαίνεται στο σχήμα 10.22. Ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι βελτιώνεται και το  $\Delta D1\%$  έστω και σε μικρό βαθμό.



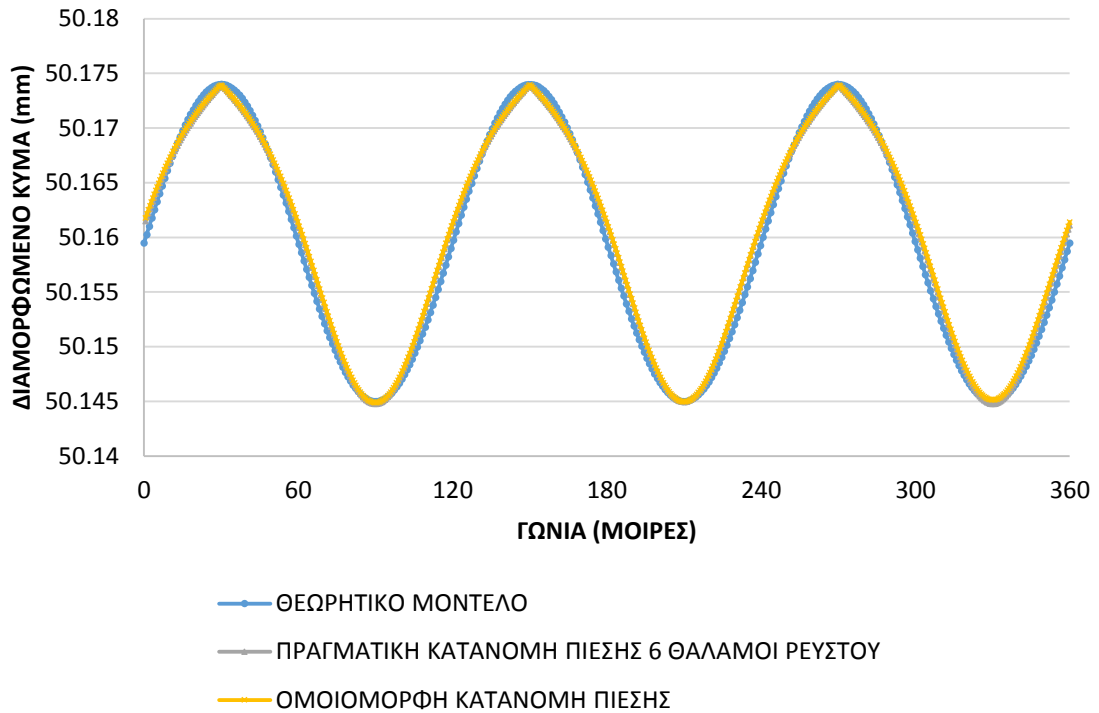


Σχήμα 10.22: Διαμορφωμένη γεωμετρία εδράνου για περίπτωση 4 πίνακα 10.13

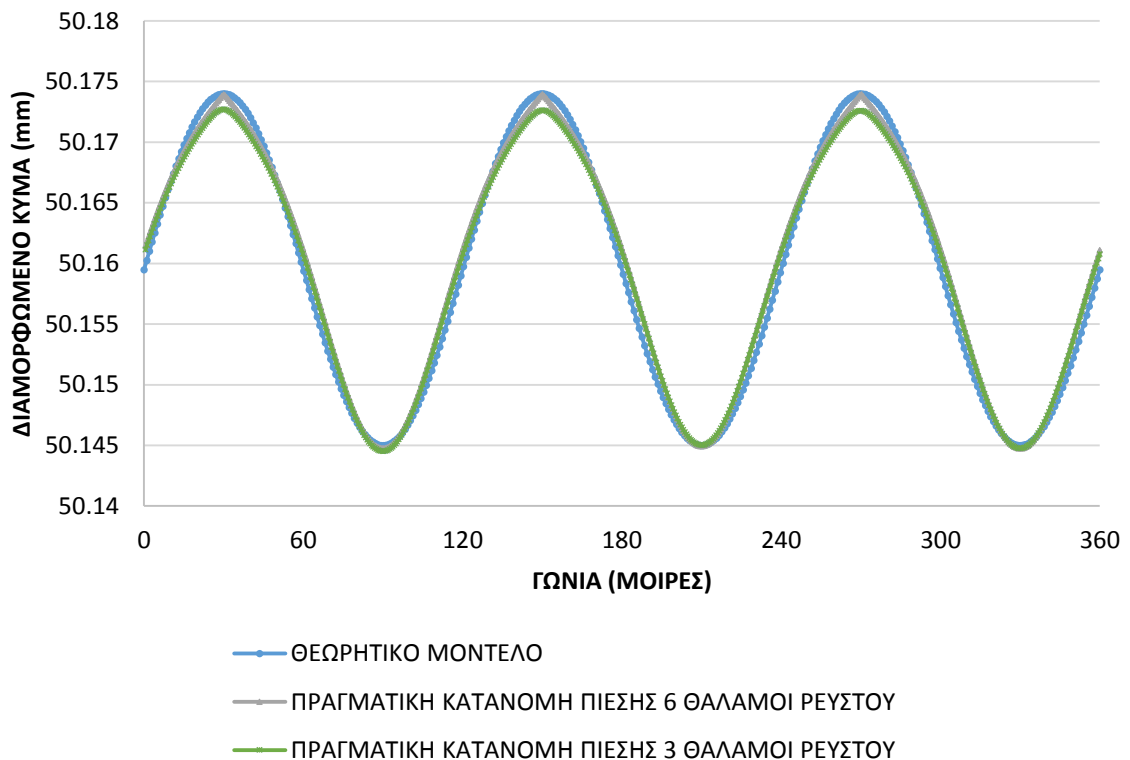
Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι συγκρίσεις της πραγματικής κατανομής για έξι θαλάμους ρευστού με την ομοιόμορφη πίεση (σχήμα 10.23) και της πραγματικής κατανομής για έξι θαλάμους ρευστού και της πραγματικής κατανομής για τρεις θαλάμους ρευστού (σχήμα 10.24).

Στην πρώτη περίπτωση οι αλλαγές είναι μικρές και οι καμπύλες σχεδόν ταυτίζονται. Υπάρχει μία μικρή απόκλιση στα σημεία που δέχεται την μεγαλύτερη πίεση δηλαδή στις 30 και 90 μοίρες. Όμως είναι τόσο μικρή που αν ληφθούν υπόψη τα συμπεράσματα του κεφαλαίου 8 το πιο πιθανό είναι να μην επηρεάζουν την λειτουργία του εδράνου.

Στην δεύτερη περίπτωση φαίνεται ξεκάθαρα ότι η υιοθέτηση περισσότερων θαλάμων ρευστού βοηθάει στην παραμόρφωση του εδράνου με τέτοιο τρόπο ώστε η διαμορφωμένη γεωμετρία σχεδόν να ταυτίζεται με των θεωρητικών-ιδανικών μοντέλων. Επομένως πρέπει να γίνει περισσότερη μελέτη πάνω σε αυτή την κατεύθυνση σε συνδυασμό με την μελέτη μικρότερων εδράνων όπως δείχθηκε στην παράγραφο 10.3.

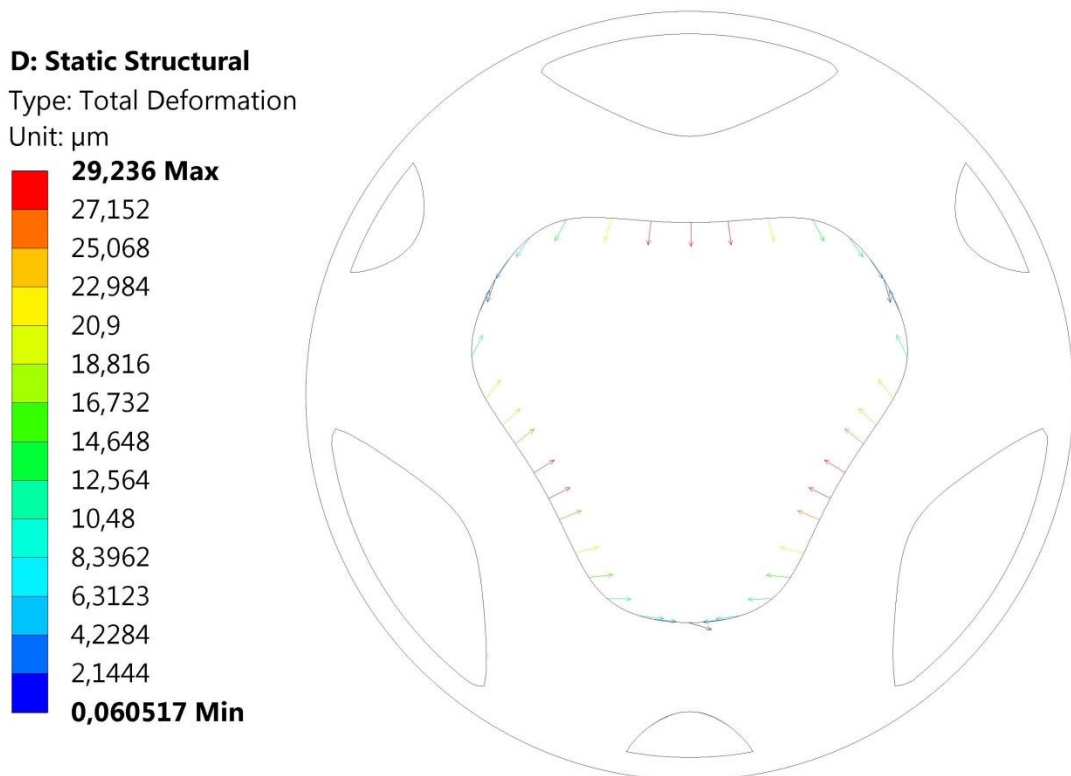


Σχήμα 10.23: Σύγκριση διαμορφωμένο κύματος μεταξύ πραγματικής κατανομής έξι θαλάμων ρευστού και ομοιόμορφης κατανομής πίεσης



Σχήμα 10.24: Σύγκριση διαμορφωμένο κύματος μεταξύ πραγματικής κατανομής έξι θαλάμων ρευστού και τριών θαλάμων ρευστού

Όπως και στην παράγραφο 10.3 χρειάστηκαν μικρότερες μικρότερες πιέσεις (περίπου 2-5Μρα) για την παραμόρφωση του εδράνου. Αντίστοιχα η μεταβολή του ΔD είναι μικρότερη κατά περίπου 21% και μειώνεται στο 7.4% από 9.4%.



Σχήμα 10.25: Παραμόρφωση εδράνου περίπτωσης 4 πίνακα 10.13 με μέθοδο FSI

Η απόκλιση σε σχέση με το θεωρητικό μοντέλο είναι μόλις 0.06 μικρά (σχήμα 10.25) οπότε στην ουσία είναι μηδενική. Επομένως με την χρησιμοποίηση 6 θαλάμων ρευστού όπως του σχήματος 10.25 ένα έδρανο κυκλικής διατομής μετατράπηκε σε ένα κυματοειδές έδρανο με τρία κύματα.

Επίσης αν και στις παραγράφους 10.3 και 10.4 χρησιμοποιήθηκαν σχετικά μεγάλου πάχους έδρανα, δείχθηκε ότι γίνεται να χρησιμοποιηθούν μικρότερα έδρανα αφού το  $\Delta D\%$  γίνεται αρκετά μικρό όταν έγινε εισαγωγή των πραγματικών πιέσεων (FSI). Μικρότερα έδρανα συνεπάγεται πως χρειάζεται μικρότερες πιέσεις στους θαλάμους ρευστού για την παραμόρφωση του εδράνου που είναι πολύ σημαντικό όφελος.

Λαμβάνοντας υπόψη τα συμπεράσματα αυτής της εργασίας, τα επόμενα βήματα είναι να συνεχιστεί η ανάλυση που έγινε στην παράγραφο 10.4 για διαφορετικά μεγέθη θαλάμων ρευστού και για μικρότερο έδρανο. Άκομα ίσως η υιοθέτηση περισσότερων θαλάμων ρευστού, για παράδειγμα 9 να βοηθούσε προς αυτή την κατεύθυνση. Τέλος η σχεδίαση και η κατασκευή του συστήματος που περιγράφηκε και η πειραματική του δοκιμή είναι ο απώτερος στόχος.



## 11 ΣΥΝΟΨΗ

Σε αυτή την εργασία περιγράφηκε μία μέθοδος παραμόρφωσης κυκλικών εδράνων ολίσθησης και μετατροπής τους σε έδρανα ολίσθησης μη κυκλικής γεωμετρίας μέσω επιβολής εξωτερικών πιέσεων στους λεγόμενους θαλάμους ρευστού. Ελέγχοντας την γεωμετρία του εδράνου προσδίδεται στο έδρανο μεγαλύτερη ακαμψία, μεγαλύτερη ευστάθεια στον άξονα και μειώνονται οι δονήσεις-ταλαντώσεις που μεταφέρονται στο εξωτερικό κέλυφος.

Αναπτύχθηκε μεθοδολογία σχεδίασης θαλάμων ρευστού και έγινε εισαγωγή νέων εξισώσεων για την ευκολότερη σχεδίαση. Επιπλέον εξισώσεις και μεθοδολογία αναπτύχθηκε για τη μελέτη της επίδρασης των θαλάμων ρευστού στη γεωμετρία του εδράνου όταν γίνεται εισαγωγή πίεσης. Έγινε η σχετική μελέτη όσο πιο δεξιολογικά γινόταν και τα αποτελέσματα όπως παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο 10 είναι ιδιαίτερα ενθαρρυντικά για την συνέχιση της μελέτης.

Για να γίνει εφικτή η μελέτη των κυματοειδών εδράνων, έγινε υπολογιστική ρευστομηχανική ανάλυση για κυκλικά και ελλειπτικά έδρανα. Διαπιστώθηκε απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων από τις αναλυτικές λύσεις και των αποτελεσμάτων από το Ansys για τα έδρανα ολίσθησης μικρού μήκους. Επίσης δεν επιβεβαιώθηκε ότι τα κυματοειδή έδρανα αναπτύσσουν πάντοτε μεγαλύτερες πιέσεις σε σχέση με τα κυκλικά και οφείλεται στο γεγονός ότι επιλέχθηκε μικρός λόγος πλάτους κύματος  $\varepsilon_w$  σε συνδυασμό με άλλους παράγοντες όπως περιγράφηκαν στο κεφάλαιο 6 και 7. Όμως για μικρούς λόγους εκκεντρότητας και μικρές στροφές περιστροφής επιβεβαιώθηκε η ανωτερότητα των κυματοειδών εδράνων ολίσθησης καθώς λόγω της γεωμετρίας του εδράνου δημιουργείται τέτοια κατανομή πίεσης που αποκτάει μεγαλύτερη ικανότητα παραλαβής φορτίου, προσφέρει μεγαλύτερη ακαμψία στο έδρανο και έχει καλύτερη απόσβεση στις ταλαντώσεις/δονήσεις.

Ακόμα έγινε μελέτη όσο αναφορά την ευαισθησία των κυματοειδών εδράνων ολίσθησης και διαπιστώθηκε ότι η εσωτερική επιφάνεια του εδράνου δεν χρειάζεται να είναι απαραίτητα ομοιόμορφα κυματοειδής. Από την ανάλυση ανάμεσα στο μοντέλο με το ομοιόμορφο κυματοειδές εσωτερικό προφίλ και τα μοντέλα όπου η εσωτερική επιφάνεια είναι λιγότερο ομαλή προκύπτει ότι η πίεση κατανομής που δημιουργείται δεν έχει σημαντικές διαφορές. Επομένως κατά τη δημιουργία ενός κυματοειδούς εδράνου μέσω των θαλάμων ρευστού όπου δεν αναμένεται η γεωμετρία να είναι ομοιόμορφη, η πίεση δεν θα διαφέρει σημαντικά από την πίεση που θα προέκυπτε αν είναι τελείως ομοιόμορφη.

Τέλος το Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών ΕΜΠ απέκτησε την τεχνογνωσία μελέτης εδράνων ολίσθησης και την αντιμετώπιση των προβλημάτων που προκύπτουν κατά την ανάλυση όπως οι αρνητικές πιέσεις μέσω κατάλληλων UDFs. Στο μέλλον μπορεί να γίνει διερεύνηση της επίδρασης περισσότερων θαλάμων ρευστού στο έδρανο, προσαρμογή του μοντέλου πάνω σε κάποια εφαρμογή για αποτελέσματα με μεγαλύτερο πρακτικό ενδιαφέρον και διεξαγωγή πειραματικής μελέτης για επιβεβαίωση των θεωρητικών/υπολογιστικών προλέξεων.



## Βιβλιογραφία

- 1) Ene N.M., Dimofte F., *Effect of fluid film wave bearings on attenuation of gear mesh noise and vibration*, Tribology International, 53, (2012), 108-114
- 2) Dimofte F., *Wave Journal Bearing with Compressible Lubricant-Part I: The Wave Bearing Concept and a Comparison to the Plain Circular Bearing*, Tribology Transactions, 38(1), (1995), 153-160
- 3) Dimofte F., *Wave Journal Bearing with Compressible Lubricant-Part II: A Comparison of the Wave Bearing with a Wave-Groove Bearing and a Lobe Bearing*, Tribology Transactions, 38(2), (1995), 364-372
- 4) Dimofte F., Ene N.M., Afjeh A.A., *No Conventional Fluid Film Bearings with Waved Surface*, in Ghrib T.(ed.) *New Tribological Ways*, InTech, (2011)
- 5) Γραικούσης Ρ., *Στοιχεία Μηχανών Ι – Στοιχεία Περιστροφικής Κινήσεως*, Εκδόσεις Γιαχούδη, (1983)
- 6) Ocvirk F.W., *Short-Bearing approximation for full journal bearing*, NACA TN 2808, (1952)
- 7) Dubois G.B., Ocvirk F.W., *Analytical derivation and experimental evaluation of short-bearing approximation for full journal bearings*, Washington, (1953)
- 8) Ene N.M., *Stability and Thermohydrodynamic Investigations of Wave Journal Bearings*, THE UNIVERSITY OF TOLEDO, 2008
- 9) Ene N.M., Dimofte F., *New Tendencies in the Design of the Modern Aerospace Transmissions*, In Proc. of the 4<sup>th</sup> International Conference SCCE, held at Sinaia, Romania, 20-23 June (2012), 45-54
- 10) Dhande D., Pande D W, Chatarkar V., *Analysis of Hydrodynamic Journal Bearing Using Fluid Structure Interaction Approach*, International Journal of Engineering Trends and Technology(IJETT), 4(8), (2013)
- 11) Ansys Meshing Application Introduction, Appendix A: Mesh Quality, Ansys Inc. 2009
- 12) Introduction to Ansys Meshing: Lecture 8 Mesh Quality, Ansys Inc. 2012
- 13) Ansys Fluent Meshing User's guide, Ansys Inc. 2013
- 14) Gertzos K.P., Nikolakopoulos P.G., Papadopoulos C.A., *CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant*, Tribology International, 41, (2008), 1190-1204
- 15) Phakatkar H.G., Ghorpade R.R., *Tribology*, Nirali Prakashan, (2009)
- 16) Williams J., *Engineering Tribology*, Cambridge University Press, New York, (2005)
- 17) Stachowiak G., Batchelor A.W., *Engineering Tribology*, Butterworth-Heinemann, (2013)
- 18) Παπαδόπουλος Χρ., *Στοιχεία Μηχανών*, Εκδόσεις Τζιόλα, (2012)
- 19) Raimondi A.A., Boyd J., *A Solution for the Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design: I*, 1(1), (1958), 159-174
- 20) Leader M.E., *Understanding Journal Bearings*, Durango, Colorado
- 21) Hori Y., *Hydrodynamic Lubrication*, Springer, Tokyo, (2006)
- 22) Wang J.K., Khonsari M.M., *Thermohydrodynamic Instability in Fluid-Film Bearings*, Wiley, (2016)
- 23) Bompos D.A., Nikolakopoulos P.G., *CFD simulation of magnetorheological fluid journal bearings*, Simulation Modelling Practice and Theory, 19(4), (2011), 1035-1060

- 24) ANSYS Fluent UDF manual, Ansys Inc. 2013
- 25) ANSYS Mechanical Users Guide, Ansys Inc. 2013
- 26) ANSYS Fluent User Guide, Ansys Inc. 2013
- 27) ANSYS Fluent guide, Advanced Fluent user-Defined Function, 2011
- 28) Introduction to ANSYS FLUENT: User Defined Functions, Lecture 8, Ansys Inc. 2010



## Παράρτημα

### Κώδικας εξάλειψης αρνητικών πιέσεων μέσω εισαγωγής εξωτερικής πίεσης

```

/* Neglecting Negative Pressures(NNP) UDF v0.5 || Simplified Version(SV) */
#include "udf.h"

DEFINE_EXECUTE_AT_END(NNP/SV)
{
  /* Declare domain pointer since it is not passed as an argument to the DEFINE macro */
  Domain *d;
  Thread *t;
  cell_t c;
  face_t f;

  real Pabsmin = 0. ; /* Set absolute minimum Pressure – For example if it is -20 Pascal, set 20
  Pascal */

  /* Get the domain using ANSYS Fluent utility */
  d = Get_Domain(1);

  /* Loop over all cell threads in the domain */
  thread_loop_c(t,d)
  { begin_c_loop(c,t)
    { C_P(c,t)=C_P(c,t)+Pabsmin;
      if (C_P(c,t)<=0.0)
        C_P(c,t)=0.0 ; }
    end_c_loop(c,t) }

  /* Loop over all faces in the domain */
  thread_loop_f(t,d)
  { begin_f_loop(f,t)
    { C_P(f,t)=C_P(f,t)+Pabsmin;
      if (C_P(f,t)<=0.0)
        C_P(f,t)= 0.0; }
    end_f_loop(f,t) }
}

```

**Κώδικας μηδενισμού αρνητικών πιέσεων**

```
/* Neglecting Negative Pressures 2(NNP2) UDF */
#include "udf.h"
DEFINE_EXECUTE_AT_END(NNP2)
{
Domain *d;
Thread *t;
cell_t c;
face_t f;
/* Get the domain using ANSYS Fluent utility */
d = Get_Domain(1);
/* Loop over all cell threads in the domain */
thread_loop_c(t,d)
{ begin_c_loop(c,t)
{ if (C_P(c,t)<=0.0) C_P(c,t)=0.0; }
end_c_loop(c,t) }
/* Loop over all faces in the domain */
thread_loop_f(t,d)
{ begin_f_loop(f,t)
{ if (C_P(f,t)<=0.0) C_P(f,t)=0.0; }
end_f_loop(f,t) }
}
```