



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Πειραματική Μελέτη

Υδροδυναμικής Λίπανσης σε Ακτινικά Έδρανα

ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ ΣΤΑΜΑΤΕΛΟΠΟΥΛΟΣ

Τομέας:	Ναυτικής Μηχανολογίας
Επιβλέπων:	Χ. Παπαδόπουλος, Λέκτορας Ε.Μ.Π.
Εξεταστική επιτροπή:	Α. Καϊκτσής, Αναπληρωτής Καθηγητής Ε.Μ.Π. Γ. Παπαλάμπρου, Λέκτορας Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Ιούλιος 2013

Ευχαριστίες

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Λέκτορα της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. κ. Χ. Παπαδόπουλο, επιβλέποντα της παρούσας εργασίας για την ευκαιρία που μου έδωσε ώστε να ασχοληθώ με θέματα μελέτης ακτινικών εδράνων, καθώς και για τη θερμή υποστήριξή του. Η ενθάρρυνση, η εμπειρία και η βοήθειά του αποδείχθηκαν ζωτικής σημασίας κατά την εκπόνηση της εργασίας αυτής. Αξίζει να αναφερθεί ότι ο κ. Χ. Παπαδόπουλος ήταν από τους πρώτους καθηγητές που με έφεραν σε επαφή με την ναυτική μηχανολογία, αρχικά με το «Μηχανολογικό Σχέδιο», και αργότερα με άλλα μαθήματα όπως τα «Στοιχεία Μηχανών» κ.ά.

Ακόμη, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Α. Καϊκτσή, Αναπληρωτή Καθηγητή της Σχολής, και τον κ. Γ. Παπαλάμπρου, Λέκτορα της Σχολής, για τις πολύτιμες υποδείξεις τους κατά την υλοποίηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους κύριους Χ. Σαρρή και Ι. Νταλιαπέ του Εργαστηρίου Ναυτικής Μηχανολογίας, οι οποίοι με την εμπειρία τους διευκόλυναν το έργο μου, βρίσκοντας άμεσες και καίριες λύσεις σε όποιο πρόβλημα προέκυπτε.

Τέλος, ευχαριστώ την οικογένειά μου, φίλους-συναδέλφους, καθώς και όσους με βοήθησαν άμεσα ή έμμεσα κατά τα χρόνια των σπουδών μου. Ξεχωριστά θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Α. Χαριτόπουλο για τη βοήθεια και το ενδιαφέρον του καθ' όλη τη διάρκεια της εργασίας αυτής, και τέλος ευχαριστώ τον Δρ. Γ. Καϊσαρλή, υπεύθυνο του Εργαστηρίου Ταχείας Κατασκευής Πρωτοτύπων & Εργαλείων - Αντίστροφου Σχεδιασμού της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π., καθώς και την Δρ. Ε. Ευσταθίου, επιστημονική συνεργάτιδα της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, οι οποίοι με την εμπειρία τους συνέβαλαν κατά την εκπόνηση της εργασίας αυτής.

Σύνοψη

Το φαινόμενο της υδροδυναμικής λίπανσης αποτελεί τη βασική αρχή λειτουργίας των εδράνων ολίσθησης (ακτινικών και ωστικών). Παρότι οι βασικές αρχές της σχετικής θεωρίας έχουν θεμελιωθεί εδώ και περίπου έναν αιώνα, υπάρχουν ακόμη ανοικτά θέματα τα οποία χρήζουν περαιτέρω διερεύνησης. Προς την κατεύθυνση αυτή, είναι σημαντικός ο σχεδιασμός και η εκτέλεση πειραμάτων για τον προσδιορισμό των παραμέτρων λειτουργίας ακτινικών εδράνων. Οι παράμετροι αυτές μπορούν, στη συνέχεια, να χρησιμοποιηθούν για τη ρύθμιση μοντέλων πρόβλεψης, τα οποία μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε υπολογιστικές μελέτες βελτιστοποίησης.

Η πειραματική μελέτη της παρούσας εργασίας στηρίχθηκε εξ ολοκλήρου στη διάταξη Rotor Kit 4 (RK4) της Bently Nevada, η οποία είναι εγκατεστημένη στο Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας (E.N.M.) της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. Η διάταξη περιλαμβάνει ηλεκτροκινητήρα, άξονα και ακτινικό έδρανο ολίσθησης, καθώς και υποσυστήματα για την επιβολή και τον έλεγχο της φόρτισης του άξονα και του εδράνου, και για τη λήψη και επεξεργασία μετρήσεων.

Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας, παρουσιάζεται αρχικά η θεωρητική ανάλυση ακτινικών εδράνων ολίσθησης, η οποία βασίζεται στη θεωρία της υδροδυναμικής λίπανσης. Στη συνέχεια, περιγράφονται και αναλύονται τα υπολογιστικά εργαλεία που χρησιμοποιήθηκαν για την επίλυση προβλημάτων υδροδυναμικής λίπανσης σε ακτινικά έδρανα. Τα εργαλεία αυτά πιστοποιήθηκαν για την ορθότητα των αποτελεσμάτων τους μέσω σύγκρισης με αποτελέσματα της βιβλιογραφίας. Στη συνέχεια, γίνεται περιγραφή της πειραματικής διάταξης RK4, και καταγράφονται τα αποτελέσματα πειραματικών μετρήσεων για διάφορες καταστάσεις φόρτισης του εδράνου και διάφορες ταχύτητες περιστροφής. Τα πειραματικά αποτελέσματα περιλαμβάνουν την ταχύτητα περιστροφής του άξονα και την τροχιά που διανύει το κέντρο του άξονα στη θέση στήριξης, κατά τη λειτουργία του εδράνου υπό σταθερές συνθήκες. Τέλος, πραγματοποιείται σύγκριση πειραματικών μετρήσεων και αριθμητικών αποτελεσμάτων, και αξιολογείται η δυνατότητα ικανοποιητικής πρόβλεψης της συμπεριφοράς ακτινικών εδράνων.

Ένα σημαντικό θέμα το οποίο πραγματεύεται η παρούσα εργασία είναι ο προσδιορισμός της πραγματικής θέσης στήριξης των εδράνων χοάνης και των εδράνων γραμμής ενός αξονικού συστήματος πλοίου. Η πληροφορία αυτή είναι σημαντική κατά την κατάστρωση του σχεδίου ευθυγράμμισης του άξονα. Συνήθως, για τα έδρανα γραμμής, η θέση στήριξης λαμβάνεται στο μέσον του μήκους τους, ενώ η συνήθης υπόθεση σχετικά με τη θέση στήριξης του πρυμναίου εδράνου της χοάνης είναι ότι αυτή βρίσκεται στο 1/3 του μήκους του εδράνου από το πρυμναίο άκρο. Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας καταδεικνύεται ότι η θέση αυτή μπορεί να προσδιοριστεί με ακρίβεια, λαμβάνοντας υπόψη, αφενός τα χαρακτηριστικά του συστήματος έδρανο-άξονας-λιπαντικό, αφετέρου την απευθυγράμμιση του άξονα στο έδρανο λόγω της ελαστικής γραμμής του αξονικού συστήματος.

Experimental study of hydrodynamic lubrication in journal bearings

Abstract

The phenomenon of hydrodynamic lubrication is the basic principle of operation of journal and thrust bearings. Although the basic principles of lubrication theory have been established for almost a century, there are still several open issues for which further investigation is required. To this end, it is essential to design and conduct experiments for determining the operating parameters of a bearing. These parameters can be used for the calibration of prediction models, which can then aid numerical optimization studies.

The experimental work of the present Diploma thesis is conducted with a Bently Nevada Rotor Kit 4 (RK4) device, installed at the Laboratory of Marine Engineering of NTUA. The device includes a motor, a shaft and a hydrodynamic journal bearing, as well as subsystems for application and control of the shaft and bearing loads, and for data acquisition and post-processing.

At first, a theoretical analysis of journal bearings based on the theory of hydrodynamic lubrication is presented, and the computational tools used to solve lubrication problems in journal bearings are described and validated against published literature results. Then, a detailed description of the RK4 experimental device is presented, followed by conduction of a series of experiments at several bearing loading conditions and shaft rotational speeds. The experimental results include the rotational speed of the shaft and the trajectory of the shaft center during steady-state operation of the bearing. Finally, experimental measurements are compared to the results of numerical simulations. It is shown that computational tools can be successfully used to predict the behaviour of journal bearings in the studied parameter range.

An important issue addressed within the present work is the determination of the actual support location of stern tube and line shaft bearings of marine propulsion systems. This information is important for proper shaft alignment calculations. Usually, for line shaft bearings, support location is assumed at the middle of the bearing length, whereas the support location of the aft stern tube bearing is usually taken at the 1/3 of the bearing length from the aft end. In the present work, it is shown that the support location of a bearing can be accurately determined, by taking into account the design characteristics of the bearing system, and the shaft misalignment.

Keywords: journal bearings, hydrodynamic lubrication, misalignment, Bently Nevada RK4

Περιεχόμενα

Ευχαριστίες	2
Σύνοψη.....	3
Experimental study of hydrodynamic lubrication in journal bearings.....	4
Κατάλογος Συμβόλων.....	7
Κατάλογος Σχημάτων	9
Κατάλογος Πινάκων	12
1. Εισαγωγή	13
1.1 Βιβλιογραφική επισκόπηση	13
1.2 Στόχοι και δομή της παρούσας εργασίας.....	16
1.3 Δομή της εργασίας	16
2. Ακτινικά έδρανα Ολίσθησης	18
2.1 Θεωρητική ανάλυση ακτινικών εδράνων.....	18
2.1.1 Θεωρία υδροδυναμικής λίπανσης.....	18
2.1.2 Διατύπωση Μαθηματικών Εξισώσεων.....	20
2.1.3 Υπολογισμός ακτινικών εδράνων ολισθήσεως με χρήση των διαγραμμάτων Raimondi και Boyd	30
2.2 Επίλυση ακτινικών εδράνων ολισθήσεως.....	36
2.2.1 Παρουσίαση λογισμικού για την επίλυση προβλημάτων ακτινικών εδράνων	36
2.2.2 Πιστοποίηση των αποτελεσμάτων του λογισμικού	39
2.3 Μοντέλο επίλυσης του συστήματος άξονα-εδράνου	54
2.3.1 Παρουσίαση λογισμικού για την επίλυση προβλημάτων ευθυγράμμισης αξονικών συστημάτων	54
2.3.2 Σύζευξη με το λογισμικό υπολογισμού ακτινικών εδράνων	59
3. Περιγραφή πειραματικής διάταξης – Ανάλυση πειραμάτων.....	62
3.1 Περιγραφή πειραματικής διάταξης	62
3.1.1 Bently Nevada Rotor Kit Model RK4	62
3.1.2 Αισθητήρες εγγύτητας (Proximity Probes).....	62
3.1.3 Αντλία Λαδιού	65
3.1.4 Ηλεκτροκινητήρας.....	66

3.1.5	Ακτινικό Έδρανο ολίσθησης	67
3.2	Περιγραφή πειραμάτων-Ανάλυση αποτελεσμάτων	69
3.2.1	Προετοιμασία πειραματικής διάταξης	69
3.2.2	Περιγραφή εκτέλεσης πειραμάτων	71
3.2.3	Παρουσίαση και ανάλυση πειραματικών αποτελεσμάτων	73
3.2.4	Φαινόμενα ασταθειών και δονήσεων.....	77
3.2.5	Επίδραση της απευθυγράμμισης στη θέση ισορροπίας του άξονα.....	79
4.	Συμπεράσματα – Μελλοντική εργασία.....	85
5.	Βιβλιογραφία	87

Κατάλογος Συμβόλων

c	Ακτινική χάρη [m]
d	Διάμετρος άξονα [m]
D	Διάμετρος εδράνου [m]
e, ε	Εκκεντρότητα [m], αδιάστατη εκκεντρότητα: $\varepsilon = \frac{e}{c}$
E	Μέτρο ελαστικότητας Young [Pa]
f, f^*	Συντελεστής τριβής, κανονικοποιημένος συντ. τριβής: $f^* = f \frac{R}{c}$
F_x	x συνιστώσα του φορτίου του εδράνου [N]
F_z	z συνιστώσα του φορτίου του εδράνου [N]
h_o	Ελάχιστο πάχος λιπαντικού [m]
I	Ροπή αδράνειας [m ⁴]
J_{max}	Πλήθος στοιχειωδών διαμερίσεων περιμετρικά του εδράνου
l	Μήκος άξονα [m]
L	Μήκος εδράνου [m]
L_{max}	Πλήθος στοιχειωδών διαμερίσεων κατά μήκος του εδράνου
m	Μάζα [kg]
M_b, M_b^*	Συνολική ροπή απευθυγράμμισης [Nm], αδιάστατη συνολική ροπή απευθυγράμμισης, $M_b^* = M_b \frac{c^2}{N \cdot \nu \cdot L^2 \cdot R^2}$
M_{bx}	Ροπή απευθυγράμμισης κατά το επίπεδο xy [Nm]
M_{by}	Ροπή απευθυγράμμισης κατά το επίπεδο yz [Nm]
N	Ταχύτητα περιστροφής [trps]
p_m	Μέση πίεση εδράνου [Pa]
p_{max}	Μέγιστη πίεση εδράνου [Pa]
P	Εγκάρσιο φορτίο [N]
r	Ακτίνα άξονα [m]
R	Ακτίνα εδράνου [m]
R_A, R_B	Δυνάμεις αντίδρασης στα σημεία στήριξης A και B [N]
S	Αριθμός Sommerfeld
t	Χρόνος [sec]
T	Θερμοκρασία λιπαντικού [°C]
V	Όγκος [m ³]
w	Κατανεμημένο φορτίο [kg/m]
W	Ικανότητα παραλαβής φορτίου [N], $W = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}$
γ_x, ψ_x	Γωνία απευθυγράμμισης κατά το επίπεδο xy [deg], αδιάστατη γωνία απευθυγράμμισης κατά το επίπεδο xy: $\psi_x = \gamma_x \frac{\pi \cdot L}{180 \cdot c}$

γ_y, ψ_y	Γωνία απευθυγράμμισης κατά το επίπεδο yz [deg], αδιάστατη γωνία απευθυγράμμισης κατά το επίπεδο yz: $\psi_y = \gamma_y \frac{\pi L}{180 c}$
$\delta y, \delta y^*$	Μετατόπιση θέσης στήριξης από το κέντρο του εδράνου [m], αδιάστατη μετατόπιση θέσης στήριξης: $\delta y^* = \frac{\delta y}{L} 100$
η	Δυναμικό ιξώδες λιπαντικού [Pa s]
θ_1, θ_2	Γωνία αρχής και τέλους υδροδυναμικού φιλμ [deg]
θ_{pmax}	Γωνία μέγιστης πίεσης [deg]
μ	Κινηματικό ιξώδες λιπαντικού [cSt]
ρ	Πυκνότητα [kg/m ³]
φ	Γωνία συμπεριφοράς [deg]

Κατάλογος Σχημάτων

Σχ. 1. Τυπικό αξονικό σύστημα πλοίου. Μεταφορά ισχύος από την κύρια μηχανή στην έλικα [8].	15
Σχ. 2. Σκαριφηματική αναπαράσταση ωστικού εδράνου τύπου Michell.	15
Σχ. 3. Δημιουργία υδροδυναμικής πίεσης στην περίπτωση ενός απλού ολισθητή. Η άνω επιφάνεια κινείται οριζόντια με ταχύτητα U , ενώ η κάτω επιφάνεια είναι ακίνητη [1].	18
Σχ. 4. Εγκάρσια τομή του συστήματος εδράνου-άξονα για διαφορετικές καταστάσεις λειτουργίας.	19
Σχ. 5. Ισοζύγιο δυνάμεων σε στοιχειώδη όγκο $dx \cdot dy \cdot dz$ του λιπαντικού [1].	21
Σχ. 6. Ανάλυση του προφίλ της ταχύτητας u του λιπαντικού κατά τον άξονα x [1].	23
Σχ. 7. Συνέχεια της ροής σε στοιχειώδη όγκο του λιπαντικού [1].	24
Σχ. 8. Ακτινικά έδρανα ολίσθησης: Γεωμετρία συγκλίνουσας-αποκλίνουσας υδροδυναμικής σφήνας [2].	27
Σχ. 9. Οριακή συνθήκη Full-Sommerfeld: κατανομή πίεσης κατά την περιφέρεια του εδράνου [2].	28
Σχ. 10. Οριακή συνθήκη Half-Sommerfeld: κατανομή πίεσης κατά την περιφέρεια του εδράνου [2].	29
Σχ. 11. Οριακή συνθήκη Reynolds: κατανομή πίεσης κατά την περιφέρεια του εδράνου [2].	29
Σχ. 12. Αδιάστατο ελάχιστο πάχος λιπαντικού h_0/c και αδιάστατη εκκεντρότητα ε συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld S για διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο L/D του εδράνου [19].	32
Σχ. 13. Γωνία συμπεριφοράς φ συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld S για διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο L/D του εδράνου [19].	32
Σχ. 14. Αδιάστατος συντελεστής τριβής fR/c συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld S για διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο L/D του εδράνου [19].	33
Σχ. 15. Λόγος μέσης και μέγιστης πίεσης του εδράνου συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld S για διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο L/D του εδράνου [19].	33
Σχ. 16. Εγκάρσια τομή εδράνου όπου φαίνεται η θέση του ελάχιστου φιλμ λαδιού, η γωνία φ , η κατανομή της μέγιστης πίεσης, η εκκεντρότητα, η περιστροφική ταχύτητα και το κατακόρυφο φορτίο P .	34
Σχ. 17. Παράδειγμα υπολογισμού χαρακτηριστικών λειτουργίας ακτινικών εδράνων με χρήση των διαγραμμάτων Raimondi και Boyd.	36
Σχ. 18. Πραγματική γεωμετρία του λιπαντικού φιλμ σε ακτινικά έδρανα, και ισοδύναμη δισδιάστατη προσέγγιση.	37
Σχ. 19. Πρόοψη, πλάγια όψη και κάτωψη σε τομή του συστήματος εδράνου-άξονα.	38
Σχ. 20. Έδρανο αναφοράς: $D=0.0254\text{ m}$, $c=0.000225\text{ m}$, $\eta=0.04384\text{ Pa}\cdot\text{sec}$, $\psi_y = 0$, $\psi_x = 0$. Υπολογισμός (α) αδιάστατης εκκεντρότητας ε , (β) γωνίας συμπεριφοράς φ , (γ) συντελεστή τριβής f και (δ) κανονικοποιημένης μέγιστης πίεσης συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με λόγο $L/D = 1$. Σύγκριση με τους υπολογισμούς της εργασίας [3].	40
Σχ. 21. Έδρανο αναφοράς: $D=0.0254\text{ m}$, $c=0.000225\text{ m}$, $\eta=0.04384\text{ Pa}\cdot\text{sec}$, $\psi_y = 0$, $\psi_x = 0$. Υπολογισμός (α) αδιάστατης εκκεντρότητας ε , (β) γωνίας συμπεριφοράς φ , (γ) συντελεστή τριβής f και (δ) κανονικοποιημένης μέγιστης πίεσης συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με λόγο $L/D = 0.5$. Σύγκριση με τους υπολογισμούς της εργασίας [3].	40
Σχ. 22. Έδρανο αναφοράς: $D=0.0254\text{ m}$, $c=0.000225\text{ m}$, $\eta=0.04384\text{ Pa}\cdot\text{sec}$, $\psi_y = 0$, $\psi_x = 0$. Υπολογισμός (α) αδιάστατης εκκεντρότητας ε , (β) γωνίας συμπεριφοράς φ , (γ) συντελεστή τριβής f και (δ) κανονικοποιημένης μέγιστης πίεσης συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με λόγο $L/D = 0.25$. Σύγκριση με τους υπολογισμούς της εργασίας [3].	41

Σχ. 23. (α) Αδιάστατη εκκεντρότητα ε και (β) συντελεστής τριβής συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με $L/D = 1$. Σύγκριση αποτελεσμάτων των εργασιών [3] και [4].	42
Σχ. 24. Έδρανο αναφοράς: $D=0.0254\text{ m}$, $c=0.000225\text{ m}$, $\eta=0.04384\text{ Pa}\cdot\text{sec}$, $\psi_y = 0$, $\psi_x = 0$. Υπολογισμός (α) αδιάστατης εκκεντρότητας ε , (β) γωνίας συμπεριφοράς φ , και (γ) συντελεστή τριβής f συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με λόγο $L/D = 0.25$ και $L/D = 0.5$. Σύγκριση με τους υπολογισμούς της εργασίας [4].	43
Σχ. 25. Έδρανο αναφοράς: $D=0.0254\text{ m}$, $c=0.000225\text{ m}$, $\eta=0.04384\text{ Pa}\cdot\text{sec}$, $\psi_y = 0$, $\psi_x = 0$. Υπολογισμός (α) αδιάστατης εκκεντρότητας ε , (β) γωνίας συμπεριφοράς φ , και (γ) συντελεστή τριβής f συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με λόγο $L/D = 1$ και $L/D = 2$. Σύγκριση με τους υπολογισμούς της εργασίας [4].	44
Σχ. 26. Αμφίερευστη δοκός εδραζόμενη σε δύο ακτινικά έδρανα ολίσθησης. Ελαστική γραμμή και γωνία απευθυγράμμισης στις θέσεις στήριξης.	45
Σχ. 27. Σκαρίφημα της τομής εδράνου κατά το μήκος του, όπου διακρίνεται η κατανομή της πίεσης για τις περιπτώσεις (α) χωρίς απευθυγράμμιση, και (β) με απευθυγράμμιση του άξονα.	46
Σχ. 28. Κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια του εδράνου για αδιάστατη εκκεντρότητα $\varepsilon=0.8$ και γωνία συμπεριφοράς $\varphi=0^\circ$. Γωνία απευθυγράμμισης (α) $\gamma_y=0^\circ$ ($\psi_y=0$), (β) $\gamma_y=0.004^\circ$ ($\psi_y=0.15359$), (γ) $\gamma_y=0.007^\circ$ ($\psi_y=0.26878$), (δ) $\gamma_y=0.01^\circ$ ($\psi_y=0.338397$). Αποτελέσματα της εργασίας [6].	48
Σχ. 29. Κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια του εδράνου για αδιάστατη εκκεντρότητα $\varepsilon=0.8$ και γωνία συμπεριφοράς $\varphi=0^\circ$. Γωνία απευθυγράμμισης (α) $\gamma_y=0^\circ$ ($\psi_y=0$), (β) $\gamma_y=0.004^\circ$ ($\psi_y=0.15359$), (γ) $\gamma_y=0.007^\circ$ ($\psi_y=0.26878$), (δ) $\gamma_y=0.01^\circ$ ($\psi_y=0.338397$). Αποτελέσματα της παρούσας εργασίας.	48
Σχ. 30. Κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια του εδράνου για αδιάστατη εκκεντρότητα $\varepsilon=0.8$ και γωνία συμπεριφοράς $\varphi=0^\circ$. Γωνία απευθυγράμμισης (α) $\gamma_x=0^\circ$ ($\psi_x=0$), (β) $\gamma_x=0.01^\circ$ ($\psi_x=0.38397$), (γ) $\gamma_x=0.002^\circ$ ($\psi_x=0.76795$), (δ) $\gamma_x=0.03^\circ$ ($\psi_x=1.15192$). Αποτελέσματα της εργασίας [6].	49
Σχ. 31. Κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια του εδράνου για αδιάστατη εκκεντρότητα $\varepsilon=0.8$ και γωνία συμπεριφοράς $\varphi=0^\circ$. Γωνία απευθυγράμμισης (α) $\gamma_x=0^\circ$ ($\psi_x=0$), (β) $\gamma_x=0.01^\circ$ ($\psi_x=0.38397$), (γ) $\gamma_x=0.002^\circ$ ($\psi_x=0.76795$), (δ) $\gamma_x=0.03^\circ$ ($\psi_x=1.15192$). Αποτελέσματα της παρούσας εργασίας.	49
Σχ. 32. Ελάχιστο πάχος λιπαντικού συναρτήσει της αδιάστατης εκκεντρότητας για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης. Σύγκριση των υπολογισμών της παρούσας εργασίας με αυτούς των Sun και Changlin [6].	52
Σχ. 33. Συνολικό ακτινικό φορτίο $W = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}$ του εδράνου συναρτήσει της αδιάστατης εκκεντρότητας για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης. Σύγκριση των υπολογισμών της παρούσας εργασίας με αυτούς των Sun και Changlin [6].	52
Σχ. 34. Γωνία συμπεριφοράς συναρτήσει της αδιάστατης εκκεντρότητας για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης. Σύγκριση των υπολογισμών της παρούσας εργασίας με αυτούς των Sun και Changlin [6].	53
Σχ. 35. Κανονικοποιημένος συντελεστής τριβής συναρτήσει της αδιάστατης εκκεντρότητας για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης. Σύγκριση των υπολογισμών της παρούσας εργασίας με αυτούς των Sun και Changlin [6].	53
Σχ. 36. Ροπή απευθυγράμμισης συναρτήσει της αδιάστατης εκκεντρότητας για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης. Σύγκριση των υπολογισμών της παρούσας εργασίας με αυτούς των Sun και Changlin [6].	54
Σχ. 37. Απεικόνιση απλής δοκού με δύο στηρίξεις στο πρόγραμμα στατικής επίλυσης Shaft Alignment του εργαστηρίου. Επιβολή φορτίων και υπολογισμός αντιδράσεων στις θέσεις στήριξης.	56
Σχ. 38. Σκαρίφημα της πειραματικής διάταξης της παρούσας εργασίας.	56

Σχ. 39. Λογισμικό υπολογισμού στατικής ισορροπίας άξονα: Εισαγωγή των χαρακτηριστικών των στοιχειωδών τμημάτων του άξονα.....	57
Σχ. 40. Λογισμικό υπολογισμού στατικής ισορροπίας άξονα: Επιβολή φορτίσεων και στηρίξεων σε κόμβους των στοιχειωδών τμημάτων του άξονα.....	58
Σχ. 41. Μοντέλο του αξονικού συστήματος της πειραματικής διάταξης της παρούσας εργασίας.....	58
Σχ. 42. Coordinate Measurement Machine (CMM) του Εργαστηρίου Ταχείας Κατασκευής Πρωτοτύπων και Εργαλείων Αντίστροφου Σχεδιασμού. Στιγμιότυπα από τη διαδικασία μέτρησης των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του εδράνου.....	60
Σχ. 43. Σχηματική απεικόνιση του αλγορίθμου επίλυσης του συζευγμένου προβλήματος άξονα-εδράνου.	61
Σχ. 44. Σκαριφηματική απεικόνιση των αισθητήρων Proximity Probes [15].....	63
Σχ. 45. Απόληξη του καλωδίου των αισθητήρων εγγύτητας: εξωτερική διάμετρος 7.23 mm.	63
Σχ. 46. Σκαριφηματική αναπαράσταση της βάσης στήριξης των αισθητήρων εγγύτητας [15].....	64
Σχ. 47. Διάταξη Bently Nevada RK4: Αντλία λαδιού.	65
Σχ. 48. Διάταξη Bently Nevada RK4: Σύνδεση κινητήρα-άξονα και μέτρηση της περιστροφικής ταχύτητας με τη βοήθεια αισθητήρων εγγύτητας.	66
Σχ. 49. Διάταξη Bently Nevada RK4: Σχηματική απεικόνιση του ελεγκτή στροφών [15] - [17].	66
Σχ. 50. Διάταξη Bently Nevada RK4: Σκαριφηματική αναπαράσταση και φωτογραφία του εδράνου ServoFluid Control Bearing.....	67
Σχ. 51. Διάταξη Bently Nevada RK4: Σκαρίφημα της συναρμολόγησης πειραματικής διάταξης, και της σύνδεσης με την αντλία λαδιού.	68
Σχ. 52. Διάταξη Bently Nevada RK4: Πλαίσιο προέντασης.....	68
Σχ. 53. Καταγραφή και επεξεργασία δεδομένων στο πρόγραμμα MatLab: Περιβάλλον Simulink.	70
Σχ. 54. Μετρήσεις της απόστασης του άξονα από τον κατακόρυφο και τον οριζόντιο αισθητήρα για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής.	71
Σχ. 55. (α) Σκαρίφημα της διάταξης με την ακριβή θέση όλων των επιμέρους μηχανολογικών τεμαχίων και των αισθητήρων εγγύτητας (διαστάσεις σε mm). (β) Φωτογραφία της διάταξης.	72
Σχ. 56. Θέση ισορροπίας άξονα: Σύγκριση πειραματικών μετρήσεων και υπολογισμών για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής, (α) λαμβάνοντας υπόψη την απευθυγράμμιση του άξονα και (β) θεωρώντας μηδενική απευθυγράμμιση του άξονα.	77
Σχ. 57. Θέση του κέντρου του άξονα για λειτουργία της διάταξης με περιστροφική ταχύτητα από 250 έως 1500 RPM.	78
Σχ. 58. Αδιάστατη μετατόπιση της θέσης στήριξης και αδιάστατη καμπτική ροπή λόγω απευθυγράμμισης συναρτήσει το αριθμού Sommerfeld για διαφορετικούς λόγους L/D του εδράνου.....	81
Σχ. 59. Αναπτυσσόμενη πίεση και πάχος λιπαντικού συναρτήσει της διαμήκουσ θέσης του εδράνου. Οι υπολογισμοί έγιναν από τον Bureau Veritas [10].	83

Κατάλογος Πινάκων

Πίν. 1.	Χαρακτηριστικά εδράνου αναφοράς για τους υπολογισμούς με απευθυγράμμιση του άξονα.....	47
Πίν. 2.	Υπολογισμός μέγιστης πίεσης σε έδρανα με κατακόρυφη απευθυγράμμιση του άξονα: Σύγκριση αποτελεσμάτων μεταξύ της παρούσας εργασίας και της εργασίας [6], για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης γ_x .	50
Πίν. 3.	Υπολογισμός μέγιστης πίεσης σε έδρανα με οριζόντια απευθυγράμμιση του άξονα: Σύγκριση αποτελεσμάτων μεταξύ της παρούσας εργασίας και της εργασίας [6], για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης γ_x .	50
Πίν. 4.	Διακριτοποίηση του άξονα της πειραματικής διάταξης και χαρακτηριστικά του κάθε στοιχειώδους τμήματος.	57
Πίν. 5.	Λιπαντικό λάδι Makita Hochleistung-Zweitakt-Motoröl 50:1. Δυναμικό και κινηματικό ιξώδες στους 20°C, 30°C, 40°C και 100°C. Πυκνότητα στους 15.6 °C.	69
Πίν. 6.	Χαρακτηριστικά λειτουργίας της διάταξης κατά τη διεξαγωγή των πειραμάτων.....	73
Πίν. 7.	Μέσες τιμές των ενδείξεων του κατακόρυφου και του οριζόντιου αισθητήρα εγγύτητας σε Volt για περιστροφική ταχύτητα από 250 έως 1500 RPM.	73
Πίν. 8.	Μέση απόσταση του άξονα από τον κατακόρυφο και τον οριζόντιο αισθητήρα εγγύτητας (μm) για περιστροφική ταχύτητα από 250 έως 1500 RPM.	74
Πίν. 9.	Υπόθεση αρχικών αποστάσεων $\Delta X_{\text{αρχ}}$ και $\Delta Z_{\text{αρχ}}$ των αισθητήρων εγγύτητας από την επιφάνεια του άξονα.	74
Πίν. 10.	Κατακόρυφη και οριζόντια απόσταση του κέντρου του άξονα από το κέντρο του εδράνου για περιστροφική ταχύτητα από 250 έως 1500 RPM.	74
Πίν. 11.	Υπολογισμός κατακόρυφης και οριζόντιας απόστασης του κέντρου του άξονα από το κέντρο του εδράνου για περιστροφική ταχύτητα από 250 έως 1500 RPM.	75
Πίν. 12.	Υπολογισμός σφάλματος κατά την εκτίμηση της αρχικής θέσης του κέντρου του άξονα.	76
Πίν. 13.	Υπολογισθείσες αρχικές αποστάσεις $\Delta X_{\text{αρχ, βελτ}}$ και $\Delta Z_{\text{αρχ, βελτ}}$ των αισθητήρων εγγύτητας από την επιφάνεια του άξονα.	76
Πίν. 14.	Υπολογισμός σφάλματος της αρχικής θέσης του κέντρου του άξονα μετά τη βελτιστοποίηση.....	76
Πίν. 15.	Ημερομηνίες αστοχιών του πρυμναίου εδράνου χοάνης σε πλοία γνωστών ναυπηγείων [10].	82

1. Εισαγωγή

1.1 Βιβλιογραφική επισκόπηση

Το φαινόμενο της υδροδυναμικής λίπανσης έχει αναλυθεί συστηματικά τις τελευταίες δεκαετίες για τη μελέτη στοιχείων μηχανών με τριβολογικό ενδιαφέρον, όπως έδρανα, ελατήρια εμβόλων, έκκεντρα, στεγανωτικά ατράκτων, κ.λπ. Σήμερα, εκατοντάδες νέες έρευνες δημοσιεύονται κάθε έτος στην περιοχή της τριβολογίας, γεγονός που αποδεικνύει τη σημασία της βελτιστοποίησης της τριβολογικής συμπεριφοράς κατά τη σχεδίαση μηχανολογικών διατάξεων. Στο πλαίσιο της τριβολογίας, αναλύεται η τριβή, η φθορά και η λίπανση μηχανολογικών στοιχείων. Η τριβή και η συνεπαγόμενη φθορά μειώνονται σημαντικά όταν ένα λεπτό στρώμα (φιλμ) υλικού, παρεμβαίνει μεταξύ δύο ολισθαινουσών επιφανειών, διαχωρίζοντάς τες και μειώνοντας τον σχετικό συντελεστή τριβής. Το υλικό του χρησιμοποιούμενου φιλμ μπορεί να είναι στερεό υγρό ή αέριο. Στόχο της επιστήμης της τριβολογίας αποτελεί η βελτιστοποίηση της τριβολογικής συμπεριφοράς μηχανολογικών εξαρτημάτων. Για τον σκοπό αυτόν είναι απαραίτητη η ανάπτυξη μοντέλων πρόβλεψης της τριβολογικής συμπεριφοράς και η δυνατότητα επιλογής κατάλληλων υλικών για τη λίπανση των μηχανολογικών διατάξεων [1].

Η θεωρία του Osborne Reynolds (1886) αποτελεί τη βάση της επιστήμης της τριβολογίας. Σύμφωνα με τη θεωρία αυτή, για να είναι δυνατή η μεταβίβαση πιέσεων μέσω ενός στρώματος λιπαντικού που παρεμβάλλεται μεταξύ δύο ολισθαινουσών επιφανειών, θα πρέπει οι επιφάνειες αυτές να μην είναι παράλληλες, ώστε να δημιουργείται η απαραίτητη γεωμετρία της υδροδυναμικής σφήνας. Στα ακτινικά έδρανα ολίσθησης, αυτό επιτυγχάνεται κατασκευάζοντας την άτρακτο με (λίγο) μικρότερο διάμετρο από αυτήν του εδράνου, γεγονός που κατά την λειτουργία οδηγεί στη δημιουργία στρώματος λιπαντικού μεταξύ άξονα και εδράνου το οποίο έχει συγκλίνουσα γεωμετρία, και ευνοεί την ανάπτυξη υδροδυναμικής πίεσης [2].

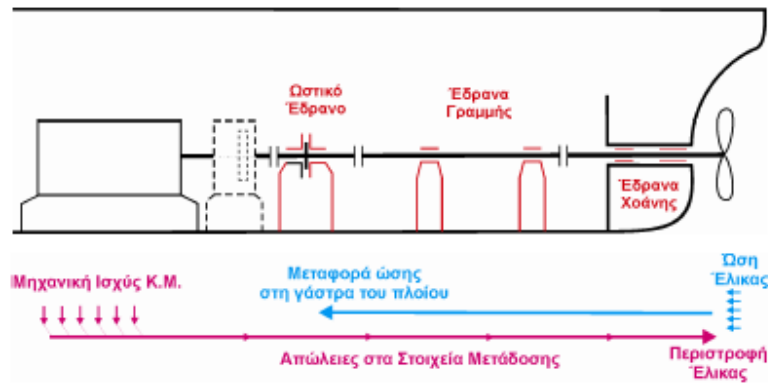
Στη διεθνή βιβλιογραφία έχει παρουσιαστεί πληθώρα εργασιών στις οποίες γίνεται ανάλυση της συμπεριφοράς ακτινικών εδράνων υπό διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας (βλ. π.χ. [3] – [6]). Η κλασική λύση προβλημάτων υδροδυναμικής λίπανσης δόθηκε από τους Raimondi και Boyd το 1958 [3] για έδρανα με διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο και διαφορετικές καταστάσεις λειτουργίας. Στο πλαίσιο της εργασίας αυτής παρήχθησαν διαγράμματα μέσω των οποίων μπορούν να υπολογιστούν όλες οι βασικές παράμετροι λειτουργίας ενός ακτινικού εδράνου (βλ. και Ενότητα 2.1.3 της παρούσας εργασίας). Οι Khonsari και Booser [4] παρουσίασαν ευρεία μελέτη ακτινικών εδράνων χωρίς απευθυγράμμιση του άξονα. Λύνοντας τις εξισώσεις Reynolds για διάφορες παραμέτρους σχεδιασμού προέκυψε μια λεπτομερής βάση δεδομένων ακτινικών εδράνων η οποία περιέχει όλα τα απαραίτητα χαρακτηριστικά ενός εδράνου για δεδομένη κατάσταση λειτουργίας (αριθμός Sommerfeld, αδιάστατη εκκεντρότητα, γωνία συμπεριφοράς, συντελεστής τριβής, κ.λπ.). Πέραν των θεωρητικών προσεγγίσεων, στη βιβλιογραφία έχει αναφερθεί σημαντικός αριθμός πειραματικών εργασιών. Να σημειωθεί ότι στις εργασίες με πειραματικό μέρος είναι αναγκαίο να ληφθεί υπόψη στους υπολογισμούς των εδράνων η γωνία απευθυγράμμισης του άξονα, η οποία σχεδόν πάντα υπάρχει λόγω της ύπαρξης ελαστικής γραμμής. Οι Sun και Changlin [6] μελέτησαν την επίδραση της απευθυγράμμισης του άξονα στα χαρακτηριστικά του λιπαντικού φιλμ (κατανομή

πίεσης, μέγιστη πίεση, πάχος), και διαπίστωσαν ότι η απευθυγράμμιση του άξονα επηρεάζει σημαντικά τα επίπεδα μέγιστης πίεσης εντός του εδράνου, καθώς και τη θέση άσκησης της πίεσης αυτής. Η απευθυγράμμιση του άξονα λόγω καμπτικών φορτίων είναι πολύ σημαντική σε αξονικά συστήματα πλοίων [7]-[9], και πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κατά τη σχεδίαση των εδράνων. Ο ακριβής προσδιορισμός της πραγματικής θέσης στήριξης του άξονα, ιδίως στη θέση του πρυμναίου εδράνου χοάνης του πλοίου, μπορεί να βελτιώσει την ακρίβεια των υπολογισμών, κατά την κατάστρωση του σχεδίου ευθυγράμμισης του αξονικού συστήματος ενός πλοίου [10]. Προβλήματα απευθυγράμμισης του άξονα παρουσιάζονται και σε διατάξεις μικρότερης κλίμακας, όπως στη διάταξη Bently Nevada RK4 του εργαστηρίου, η οποία έχει χρησιμοποιηθεί εκτενώς στη βιβλιογραφία για την εκτέλεση πειραμάτων με έδρανα ολίσθησης [11]-[13], για τον πειραματικό προσδιορισμό στατικών ή δυναμικών χαρακτηριστικών λειτουργίας ακτινικών εδράνων.

Η παρούσα Διπλωματική Εργασία εκπονήθηκε στον Τομέα Ναυτικής Μηχανολογίας της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. Ως εκ τούτου, το κύριο ενδιαφέρον της εργασίας είναι η βελτιστοποίηση της τριβολογικής συμπεριφοράς αξονικών συστημάτων πλοίων. Παρακάτω παρατίθεται η περιγραφή ενός τυπικού τέτοιου συστήματος (Σχ. 1), οι βασικοί σκοποί τους οποίους εξυπηρετεί, καθώς και η περιγραφή των εδράνων υδροδυναμικής λίπανσης που χρησιμοποιούνται. Συγκεκριμένα, το αξονικό σύστημα ενός πλοίου, του οποίου η πρόωση επιτυγχάνεται με τη χρήση έλικας, περιλαμβάνει τον ελικοφόρο άξονα στο άκρο του οποίου βρίσκεται η έλικα, και τον ενδιάμεσο άξονα (ή τους ενδιάμεσους άξονες), ο οποίος συνδέει τον ελικοφόρο με τον στροφαλοφόρο άξονα της κύριας μηχανής. Όταν χρησιμοποιούνται 4-Χ κινητήρες Diesel, ανάμεσα στην έλικα και την προωστήρια μηχανή είναι απαραίτητο να παρεμβάλλεται μειωτήρας στροφών, ώστε να επιτυγχάνεται με αυτόν τον τρόπο η μείωση των στροφών της κύριας μηχανής. Σε εφαρμογές στις οποίες χρησιμοποιούνται 2-Χ κινητήρες Diesel ως μηχανές πρόωσης, υπάρχει απευθείας σύνδεση κινητήρα-έλικας χωρίς παρεμβολή μειωτήρα [8]. Η σωστή σχεδίαση του αξονικού συστήματος ενός πλοίου βοηθά ώστε να είναι δυνατή:

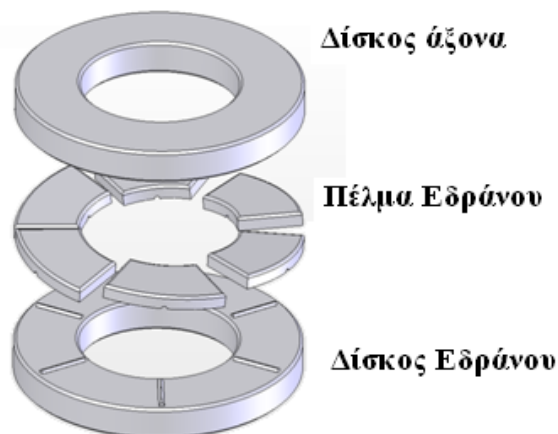
- Η μεταφορά της ισχύος από την κύρια μηχανή στην έλικα
- Η στήριξη της έλικας
- Η μεταφορά της ώσης από την έλικα στη γάστρα του πλοίου

Επιπλέον, η σχεδίαση του αξονικού συστήματος θα πρέπει να είναι τέτοια ώστε να ελαχιστοποιούνται οι ταλαντώσεις κατά τη λειτουργία σε όλες τις αναμενόμενες καταστάσεις λειτουργίας, να παρέχεται υψηλή αξιοπιστία, και να απαιτείται χαμηλού κόστους συντήρηση.



Σχ. 1. Τυπικό αξονικό σύστημα πλοίου. Μεταφορά ισχύος από την κύρια μηχανή στην έλικα [8].

Για την παραλαβή των ακτινικών και ωστικών φορτίων του αξονικού συστήματος ενός πλοίου χρησιμοποιούνται ακτινικά και ωστικά έδρανα ολίσθησης. Συγκεκριμένα, τα ακτινικά φορτία παραλαμβάνονται από τα έδρανα χοάνης, τα έδρανα γραμμής και τα έδρανα βάσης του στροφαλοφόρου άξονα της κύριας μηχανής. Τα ωστικά φορτία παραλαμβάνονται από το ωστικό έδρανο, το οποίο είναι συνήθως τύπου Michell, και περιλαμβάνει έναν αριθμό από πέλματα σχήματος κυκλικού τομέα, κυκλικά διατεταγμένα. Η διάταξη αυτή δημιουργεί περιοχές με γεωμετρία σφήνας μεταξύ των πελμάτων και του περιστρεφόμενου άξονα, οι οποίες σωρεύουν λιπαντικό, το οποίο αναπτύσσει πίεση και δεν επιτρέπει την επαφή μετάλλου με μέταλλο μειώνοντας σημαντικά τη φθορά των σχετικών στοιχείων **Σχ. 2** [7]. Τα έδρανα γραμμής στηρίζουν τον ενδιάμεσο άξονα (ή τους ενδιάμεσους άξονες) και είναι συνήθως έδρανα ολίσθησης, ενώ ο ελικοφόρος άξονας εδράζεται σε δύο έδρανα ολίσθησης στη χοάνη του πλοίου. Αξίζει να σημειωθεί ότι το πρυμναίο έδρανο χοάνης παραλαμβάνει μεγάλα φορτία τα οποία δημιουργούνται λόγω της ύπαρξης της έλικας σε πρόβολο, και για τον λόγο αυτόν έχει συνήθως μεγάλο λόγο μήκους προς διάμετρο [8].



Σχ. 2. Σκαριφηματική αναπαράσταση ωστικού εδράνου τύπου Michell.

1.2 Στόχοι και δομή της παρούσας εργασίας

Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας πραγματοποιήθηκαν πειραματικές μετρήσεις σε ακτινικό έδρανο ολίσθησης με χρήση της διάταξης Rotor Kit 4 της Bently Nevada. Συγκεκριμένα, έγινε εγκατάσταση της διάταξης, σχεδίαση και εγκατάσταση συστήματος λήψης μετρήσεων (Data acquisition System, DAQ), και στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε σειρά πειραμάτων με διαφορετικές φορτίσεις του εδράνου ολίσθησης, ενώ καταγράφονταν τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του. Παράλληλα πραγματοποιήθηκε υπολογιστική μελέτη του συγκεκριμένου εδράνου, λαμβάνοντας υπόψη τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του, καθώς και τα χαρακτηριστικά του αξονικού συστήματος της διάταξης, και έγινε σύγκριση των προβλέψεων με τις πειραματικές μετρήσεις.

Συγκεκριμένα η παρούσα εργασία περιλαμβάνει τα ακόλουθα:

- Υπολογιστική μελέτη προβλημάτων υδροδυναμικής λίπανσης. Εφαρμογή σε ακτινικά έδρανα ολίσθησης.
 - Μοντελοποίηση ακτινικών εδράνων ολίσθησης με χρήση λογισμικού, βασισμένου στη μέθοδο των πεπερασμένων διαφορών.
 - Πιστοποίηση των αποτελεσμάτων του λογισμικού με σύγκριση με αποτελέσματα της βιβλιογραφίας [3],[4],[6],[14].
- Πειραματική διερεύνηση συμπεριφοράς ακτινικών εδράνων.
 - Περιγραφή πειραματικής διάταξης Rotor Kit 4 της Bently Nevada, και του τρόπου λήψης των πειραματικών μετρήσεων.
 - Περιγραφή του αξονικού συστήματος, του ακτινικού εδράνου ολίσθησης, των αισθητήρων λήψης δεδομένων και των υπολοίπων μερών που απαρτίζουν τη διάταξη [15] - [17].
 - Διενέργεια πειραμάτων για διάφορες καταστάσεις φόρτισης. Καταγραφή και ανάλυση των αποτελεσμάτων.
 - Μοντελοποίηση του ακτινικού εδράνου της διάταξης. Πρόβλεψη της συμπεριφοράς με χρήση λογισμικού, και σύγκριση με τα πειραματικά δεδομένα.

1.3 Δομή της εργασίας

Η δομή της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η ακόλουθη:

Στο πρώτο Κεφάλαιο παρουσιάζεται βιβλιογραφική επισκόπηση, παρατίθενται οι στόχοι της παρούσας εργασίας και γίνεται σύντομη περιγραφή της δομής της.

Στο δεύτερο Κεφάλαιο αναπτύσσεται η θεωρία περί ακτινικών εδράνων ολίσθησης. Στην Ενότητα 2.1 γίνεται αναφορά στις βασικές αρχές που διέπουν τα ακτινικά έδρανα ολίσθησης, αναπτύσσεται η θεωρία της υδροδυναμικής λίπανσης και γίνεται διατύπωση των μαθηματικών εξισώσεων, και επεξήγηση των βασικών όρων. Στις Ενότητες 2.2 και 2.3 γίνεται περιγραφή των λογισμικών που χρησιμοποιήθηκαν για τη μαθηματική επίλυση προβλημάτων ακτινικών εδράνων, και πιστοποίηση των αποτελεσμάτων τους μέσω σύγκρισης με αποτελέσματα της βιβλιογραφίας.

Στο τρίτο Κεφάλαιο της παρούσας εργασίας παρουσιάζεται η πειραματική μελέτη ακτινικών εδράνων ολίσθησης με χρήση της διάταξης Rotor Kit 4 της Bently Nevada. Συγκεκριμένα στην Ενότητα 3.1 γίνεται λεπτομερής περιγραφή της πειραματικής διάταξης, και παρουσίαση όλων των επιμέρους τμημάτων της, της συνδεσμολογίας τους, καθώς και του συστήματος λήψης μετρήσεων με τη βοήθεια του ηλεκτρονικού υπολογιστή. Στην Ενότητα 3.2 παρουσιάζονται τα πειράματα τα οποία εκτελέστηκαν στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας. Συγκεκριμένα, πραγματοποιήθηκαν πειράματα για διάφορες φορτίσεις του ακτινικού εδράνου σε ένα εύρος ταχυτήτων περιστροφής του άξονα μεταξύ των 250 RPM και των 1500 RPM. Σε κάθε κατάσταση λειτουργίας καταγράφηκαν, με χρήση αισθητήρων εγγύτητας, η κατακόρυφη και οριζόντια θέση του κέντρου του άξονα στη θέση στήριξης, με σκοπό τον υπολογισμό της εκκεντρότητας και της γωνίας συμπεριφοράς του εδράνου. Τα πειραματικά εξαχθέντα αποτελέσματα συγκρίθηκαν με υπολογιστικά αποτελέσματα τα οποία εξήχθησαν με χρήση του λογισμικού που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 2.

Τέλος, στο τέταρτο Κεφάλαιο παρουσιάζονται συνοπτικά τα συμπεράσματα που προέκυψαν από την παρούσα διπλωματική εργασία, και γίνεται αναφορά σε κατευθύνσεις για πιθανή μελλοντική έρευνα.

2. Ακτινικά έδρανα Ολίσθησης

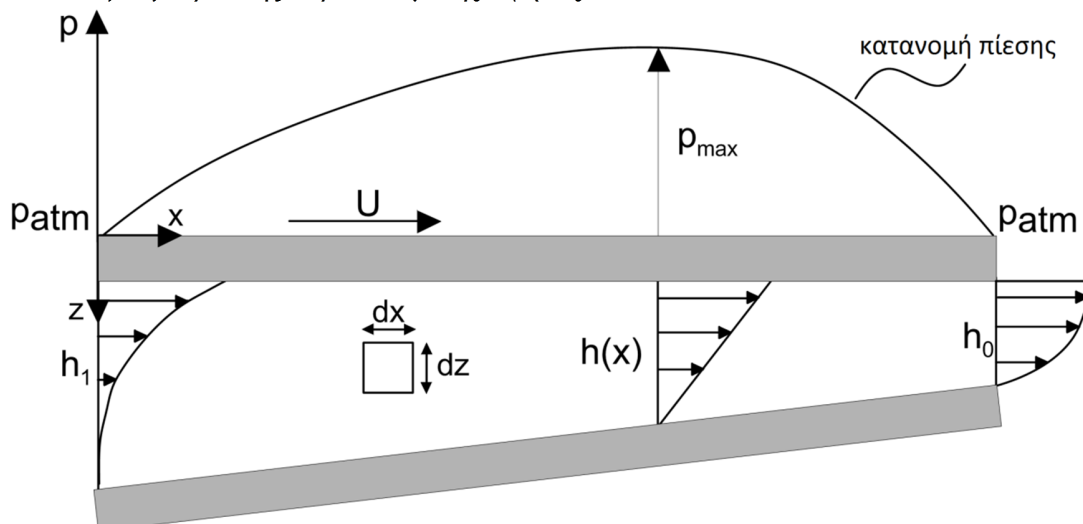
2.1 Θεωρητική ανάλυση ακτινικών εδράνων

2.1.1 Θεωρία υδροδυναμικής λίπανσης

Η θεωρία της υδροδυναμικής λίπανσης βρίσκει εφαρμογή κατά τη μελέτη του φαινομένου της διαχώρισης δύο τριβόμενων επιφανειών μέσω ενός υγρού υψηλού (συνήθως) ιξώδους, το οποίο παρεμβάλλεται ανάμεσα στις δύο επιφάνειες, και επιτρέπει τη μεταφορά δυνάμεων χωρίς απευθείας επαφή των επιφανειών, οδηγώντας σε μικρές απώλειες τριβής, μείωση της θερμοκρασίας λειτουργίας και σημαντική μείωση του ρυθμού φθοράς. Για την επίτευξη υδροδυναμικής λίπανσης δεν απαιτείται εισαγωγή του ρευστού υπό πίεση (αν και αυτό συμβαίνει κάποιες φορές), αλλά απαιτείται οπωσδήποτε συνεχής τροφοδοσία με λιπαντικό. Η πίεση που αναπτύσσεται δημιουργείται λόγω της πρόσδοσης ενέργειας στο λιπαντικό από την κινούμενη επιφάνεια του άξονα. Όταν η ταχύτητα του άξονα υπερβεί κάποια κρίσιμη τιμή, η δημιουργούμενη πίεση είναι ικανή να κρατήσει τις επιφάνειες εδράνου και άξονα χωριστά, στηρίζοντας το φορτίο του άξονα με ελάχιστες τριβές [18]. Το φαινόμενο της υδροδυναμικής λίπανσης μπορεί να διατυπωθεί μαθηματικά με χρήση κατάλληλης εξίσωσης, η οποία προτάθηκε για πρώτη φορά από τον Osborne Reynolds, και είναι ευρέως γνωστή ως “εξίσωση Reynolds”. Η εξίσωση αυτή είναι δυνατόν να προκύψει με αρκετούς τρόπους, όπως μέσω της εξίσωσης Navier-Stokes και της εξίσωσης συνέχειας, των οποίων αποτελεί απλοποίηση, ή μέσω απλής θεώρησης του ισοζυγίου δυνάμεων, και της εφαρμογής της εξίσωσης συνέχειας της ροής σε στοιχειώδη όγκο του ρευστού που υπόκειται σε διάτμηση.

Συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης:

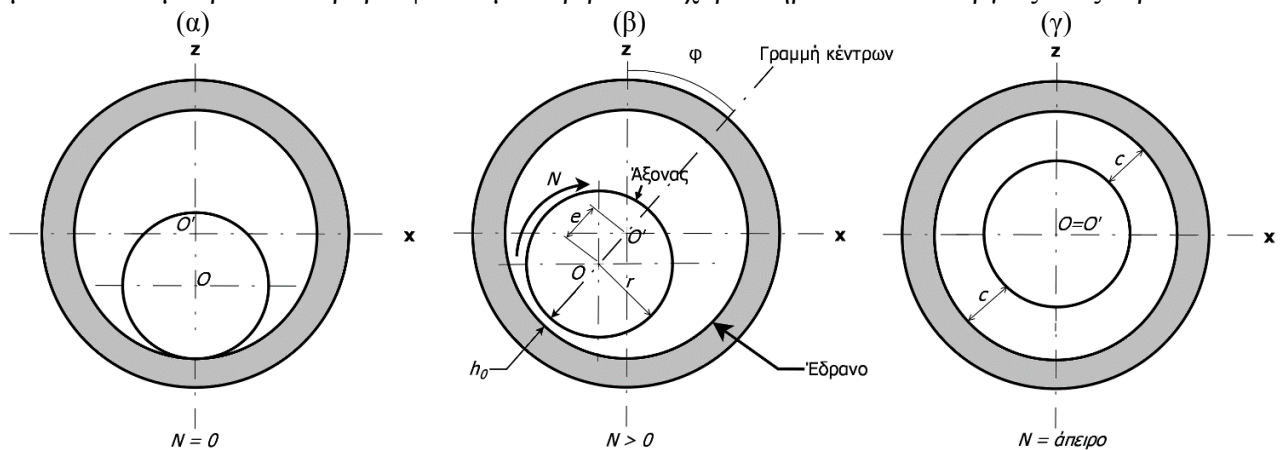
- Οι δύο επιφάνειες πρέπει να κινούνται σχετικά η μια ως προς την άλλη με ταχύτητα ικανή ώστε να δημιουργηθεί λιπαντικό φιλμ με ικανότητα παραλαβής φορτίου.
- Οι επιφάνειες πρέπει να έχουν κλίση μεταξύ τους. Η δημιουργία προφίλ πίεσης, απαραίτητη προϋπόθεση για την παραλαβή φορτίου, δεν είναι δυνατή εάν οι επιφάνειες άξονα-εδράνου είναι παράλληλες, εάν δεν δημιουργείται δηλαδή η γεωμετρία της υδροδυναμικής σφήνας.



Σχ. 3. Δημιουργία υδροδυναμικής πίεσης στην περίπτωση ενός απλού ολισθητή. Η άνω επιφάνεια κινείται οριζόντια με ταχύτητα U , ενώ η κάτω επιφάνεια είναι ακίνητη [1].

Στο **Σχ. 3** παρουσιάζεται σχηματικά ο μηχανισμός δημιουργίας υδροδυναμικής πίεσης ανάμεσα σε δύο επιφάνειες, οι οποίες εμφανίζουν ελαφριά κλίση ή μια προς την άλλη. Η μια επιφάνεια κινείται με σταθερή ταχύτητα U , και μεταξύ των δύο επιφανειών υπάρχει επαρκής ποσότητα λιπαντικού. Με την κίνηση της άνω επιφάνειας, το λιπαντικό αναγκάζεται να εισέλθει στη συγκλίνουσα γεωμετρία (σφήνα), με αποτέλεσμα την ανάπτυξη πίεσης. Η πίεση παρουσιάζει θετική παράγωγο στην είσοδο της σφήνας, ελέγχοντας την εισροή λιπαντικού, και αρνητική παράγωγο στην έξοδο, επιτρέποντας έτσι την εκροή. Το προφίλ της ταχύτητας εξαρτάται από την κατανομή της πίεσης και συγκεκριμένα από την χωρική παράγωγο της πίεσης, επομένως, στην είσοδο η κατανομή του προφίλ στρέφει τα κοίλα κάτω ενώ στην έξοδο στρέφει τα κοίλα πάνω, όπως φαίνεται στο **Σχ. 3**. Η δημιουργία της υδροδυναμικής πίεσης στο λιπαντικό διαχωρίζει τις δύο επιφάνειες παραλαμβάνοντας έτσι το εξωτερικό φορτίο.

Η γεωμετρία του απλού ολισθητή του **Σχ. 3** μοιάζει με τη γεωμετρία της υδροδυναμικής σφήνας σε πέλαματα αξονικών εδράνων. Εάν η σφήνα δημιουργηθεί μεταξύ περιστρεφόμενου άξονα και ακτινικού εδράνου, τότε αυτή έχει τη γεωμετρία που απεικονίζεται στο **Σχ. 4(β)**. Για τον υπολογισμό της υδροδυναμικής πίεσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί κατάλληλο μαθηματικό μοντέλο, με το οποίο μπορούν να προβλεφθούν με ακρίβεια τα χαρακτηριστικά λειτουργίας ενός εδράνου.



Σχ. 4. Εγκάρσια τομή του συστήματος εδράνου-άξονα για διαφορετικές καταστάσεις λειτουργίας.

Δημιουργία του υδροδυναμικού στρώματος σε ακτινικά έδρανα.

Έστω εγκάρσια τομή εδράνου, **Σχ. 4**, με τα εξής χαρακτηριστικά:

- Διάμετρος εδράνου, D
- Ακτίνα εδράνου, R
- Διάμετρος άξονα, d
- Ακτίνα άξονα, r
- Ακτινική χάρη c , (η διαφορά μεταξύ των ακτίνων εδράνου και άξονα)
- Ταχύτητα περιστροφής, N
- Δυναμικό ιξώδες λιπαντικού, η
- Ελάχιστο πάχος λιπαντικού, h_0
- Γωνία συμπεριφοράς, ϕ (γωνία που σχηματίζει η διάμετρος του άξονα που διέρχεται από τη θέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικού με τον άξονα z)

- Εκκεντρότητα του άξονα κατά την ισορροπία του, e (η απόσταση του κέντρου του άξονα από το κέντρο του εδράνου)

Στο **Σχ. 4** φαίνεται η τομή ενός ακτινικού εδράνου του οποίου ο άξονας περιστρέφεται κατά την ωρολογιακή φορά. Έστω ότι υπάρχει αρκετή ποσότητα λιπαντικού στο εσωτερικό του εδράνου. Η περιστροφή του άξονα οδηγεί το λιπαντικό στο διάκενο γύρω από τον άξονα κατά την φορά περιστροφής του. Καθώς το λιπαντικό εισέρχεται στη γεωμετρία αυτή, ωθεί τον άξονα προς την απέναντι πλευρά του εδράνου. Έτσι δημιουργείται ένα στρώμα λιπαντικού που σε κάποια θέση έχει ελάχιστο πάχος h_0 (minimum film thickness), όχι στο κάτω μέρος του εδράνου, αλλά σε θέση μετατοπισμένη κατά τη φορά περιστροφής του άξονα **Σχ. 4(β)**. Η θέση αυτή προκύπτει ώστε να υπάρχει ισορροπία δυνάμεων στον κατακόρυφο και οριζόντιο άξονα.

Στο **Σχ. 4**, το κέντρο του άξονα είναι το σημείο O ενώ το κέντρο του εδράνου είναι το σημείο O' . Το ελάχιστο διάκενο h_0 βρίσκεται επί της διακέντρου OO' . Επίσης, στο **Σχ. 4** φαίνονται η εκκεντρότητα e του άξονα σχετικά με το κέντρο του εδράνου, και η ακτινική χάρη c , η οποία ορίζεται ως $c=R-r$, όπου R είναι η ακτίνα του εδράνου και r η ακτίνα του άξονα. Προφανώς, θα ισχύει $0 < h_0 < c$ [18]. Όταν ο άξονας περιστρέφεται με πολύ μεγάλη (άπειρη) ταχύτητα, η υδροδυναμική πίεση γίνεται πολύ μεγάλη, επομένως τα O και O' τείνουν να συμπέσουν (**Σχ. 4(γ)**).

2.1.2 Διατύπωση Μαθηματικών Εξισώσεων

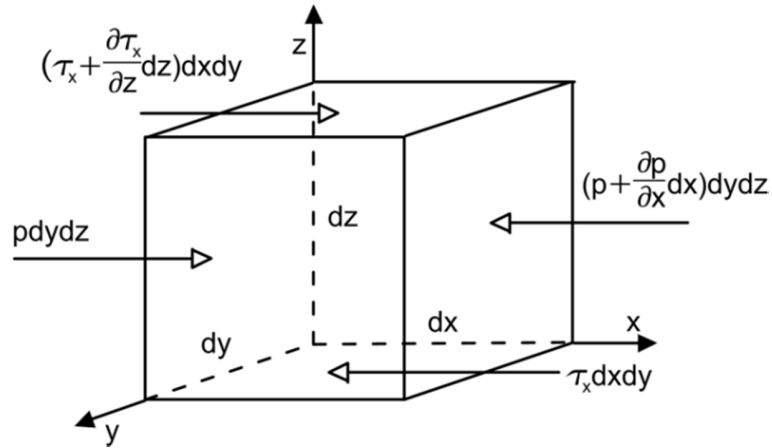
Παραδοχές για την υδροδυναμική λίπανση

Για την ανάπτυξη της θεωρίας της υδροδυναμικής λίπανσης στην περίπτωση του απλού ολισθητή του **Σχ. 3** ισχύουν οι παρακάτω βασικές προϋποθέσεις:

- Το λιπαντικό ακολουθεί τον νόμο Νεύτωνα της συνεκτικής ροής
- Οι δυνάμεις αδρανείας του λιπαντικού είναι αμελητέες
- Το λιπαντικό θεωρείται ως ασυμπύεστο ρευστό
- Η πίεση δεν μεταβάλλεται κατά το πάχος του φιλμ του λιπαντικού
- Η ταχύτητα του λιπαντικού κατά τη διεύθυνση του πάχους του είναι μηδενική.
- Το ιξώδες είναι σταθερό σε όλο το φιλμ του λιπαντικού.
- Ισχύει η συνθήκη μη-ολίσθησης στις διεπιφάνειες ρευστού-στερεών.

Ισοζύγιο δυνάμεων σε στοιχειώδη όγκο του λιπαντικού

Σύμφωνα με τη θεωρία της υδροδυναμικής λίπανσης, για τον στοιχειώδη όγκο του λιπαντικού $dx \cdot dy \cdot dz$ του **Σχ. 5** (απεικονίζεται σε δύο διαστάσεις στο **Σχ. 3**), ισχύει ότι στην κατεύθυνση x (κατά μήκος του εδράνου), δυνάμεις πίεσης ασκούνται στην αριστερή και στη δεξιά πλευρά του στοιχείου, ενώ δυνάμεις τριβής λόγω διατμητικών τάσεων εξ αιτίας της τριβής και της μεταβολής της ταχύτητας, ασκούνται στην πάνω και την κάτω πλευρά (επίπεδα z).



Σχ. 5. Ισοζύγιο δυνάμεων σε στοιχειώδη όγκο $dx \cdot dy \cdot dz$ του λιπαντικού [1].

Θα πρέπει το άθροισμα των δυνάμεων κατά τον άξονα x να είναι μηδέν, δηλαδή:

$$p dydz + \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial z} dz \right) dxdy = \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz + \tau_x dxdy \quad (1)$$

Με απλοποίηση προκύπτει:

$$\frac{\partial \tau_x}{\partial z} dxdydz = \frac{\partial p}{\partial x} dxdydz \quad (2)$$

Αν $dx \cdot dy \cdot dz \neq 0$, τότε η εξίσωση (2) γίνεται:

$$\frac{\partial \tau_x}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3)$$

Ομοίως για τον άξονα y :

$$\frac{\partial \tau_y}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial y} \quad (4)$$

Για τον άξονα z , εφόσον η πίεση είναι σταθερή κατ' αυτή τη διεύθυνση σύμφωνα με τις υποθέσεις που διατυπώθηκαν παραπάνω, η μερική παράγωγος της πίεσης θα είναι 0, επομένως:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

Όμως, η διατμητική τάση του λιπαντικού μπορεί να εκφραστεί μέσω του δυναμικού ιξώδους η και του ρυθμού διάτμησης για τον άξονα x και τον άξονα y :

$$\tau_x = \eta \frac{\partial u}{\partial z} \quad (6)$$

$$\tau_y = \eta \frac{\partial v}{\partial z} \quad (7)$$

όπου u η ταχύτητα κατά τον άξονα x και v η ταχύτητα κατά τον άξονα y .

Αντικαθιστώντας την Εξ. (6) στην Εξ. (3) και την Εξ. (7) στην Εξ. (4):

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (8)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (9)$$

Τελικά, με διπλή ολοκλήρωση της Εξ. (8) εφόσον το ιξώδες του λιπαντικού διατηρείται σταθερό και δεν είναι συνάρτηση του z προκύπτει:

$$\frac{\partial p}{\partial x} \frac{z^2}{2} + C_1 z + C_2 = \eta u \quad (10)$$

Για τον απλό ολισθητή του Σχ. 3 εφαρμόζοντας τη συνθήκη της μη-ολίσθησης στις διεπιφάνειες περί του ρευστού προκύπτουν οι οριακές συνθήκες:

$$u = U_2 \quad \text{για } z = 0 \quad (11)$$

$$u = U_1 \quad \text{για } z = h \quad (12)$$

Η περίπτωση που εξετάζεται εδώ, είναι εκείνη στην οποία υπάρχουν δυο διαφορετικές ταχύτητες στις δυο διαφορετικές επιφάνειες του εδράνου. Πιο αναλυτικά, η άνω επιφάνεια του Σχ. 3 κινείται με ταχύτητα U_1 ενώ η κάτω επιφάνεια με ταχύτητα U_2 . Επομένως με αντικατάσταση στην Εξ. (10) για $z = 0$ και $z = h$ προκύπτουν οι σταθερές C_1 και C_2 :

$$C_1 = (U_1 - U_2) \frac{\eta}{h} - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} \quad (13)$$

$$C_2 = \eta U_2 \quad (14)$$

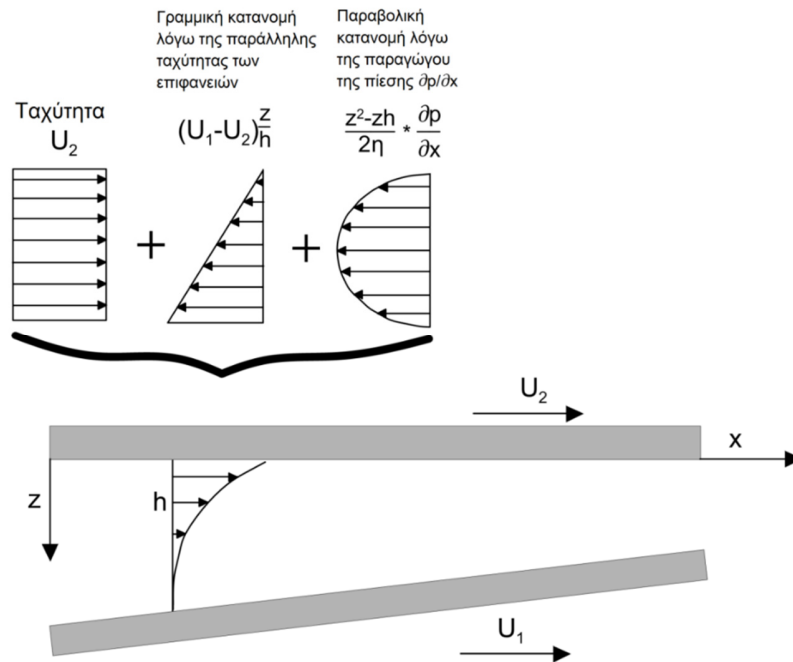
Τέλος, από την Εξ. (10) μπορεί να προκύψει η εξίσωση για την ταχύτητα κατά τον άξονα x :

$$u = \left(\frac{z^2 - zh}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1 - U_2) \frac{z}{h} + U_2 \quad (15)$$

Ομοίως για την ταχύτητα κατά τον άξονα y , όπως αυτή προκύπτει από την Εξ. (9):

$$v = \left(\frac{z^2 - zh}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial y} + (V_1 - V_2) \frac{z}{h} + V_2 \quad (16)$$

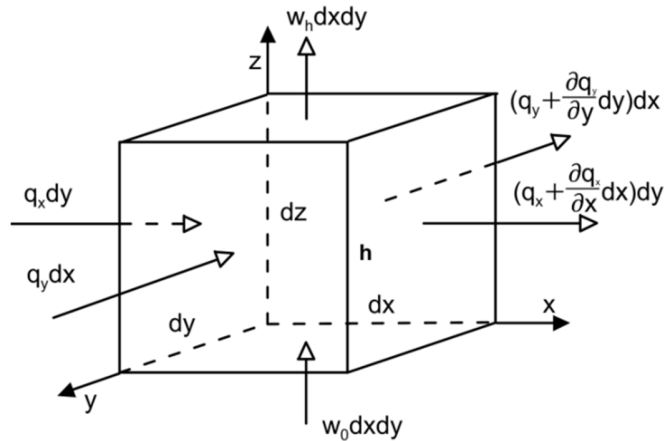
Οι τρεις όροι της ταχύτητας στις Εξ. (15) και (16) αντιπροσωπεύουν τα προφίλ ταχύτητας που αναπτύσσονται μέσα στο φιλμ του λιπαντικού και παρακάτω φαίνονται σχηματικά:



Σχ. 6. Ανάλυση του προφίλ της ταχύτητας u του λιπαντικού κατά τον άξονα x [1].

Εξίσωση συνέχειας της ροής

Έστω ο στοιχειώδης όγκος λιπαντικού του Σχ. 7. Κατά τη διεύθυνση x το λιπαντικό εισρέει στον όγκο αυτό με παροχή ανά μονάδα πλάτους q_x και q_y , και εκρέει αντίστοιχα με $(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx)$ και $(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy)$. Κατά τη διεύθυνση z , το λιπαντικό εισρέει στον όγκο με παροχή $w_0 \cdot dx \cdot dy$ και εκρέει με παροχή $w_h \cdot dx \cdot dy$, όπου w_0 η ταχύτητα με την οποία ο πυθμένας του όγκου κινείται προς τα πάνω και w_h η ταχύτητα με την οποία η κορυφή του όγκου κινείται προς τα πάνω.



Σχ. 7. Συνέχεια της ροής σε στοιχειώδη όγκο του λιπαντικού [1].

Σύμφωνα με την αρχή της συνέχειας της ροής, θα πρέπει σε έναν όγκο ελέγχου η εισροή να ισούται με την εκροή. Με βάση τις παραδοχές που διατυπώθηκαν προηγουμένως, η πυκνότητα του λιπαντικού παραμένει σταθερή, άρα:

$$q_x dy + q_y dx + w_0 dx dy = \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) dy + \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \right) dx + w_h dx dy \quad (17)$$

Απλοποιώντας προκύπτει η εξίσωση συνέχειας της ροής για τον στοιχειώδη όγκο:

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + (w_h - w_0) = 0 \quad (18)$$

Όμως οι ρυθμοί ροής ανά μονάδα μήκους q_x και πλάτους q_y υπολογίζονται ολοκληρώνοντας το προφίλ της ταχύτητας του λιπαντικού κατά τη διεύθυνση z (κατακόρυφη διεύθυνση). Έτσι προκύπτουν:

$$q_x = \int_0^h u dz$$

$$q_y = \int_0^h v dz$$

Από τις Εξ. (15) και (16) που αφορούν το προφίλ ταχύτητας του λιπαντικού λαμβάνονται οι εξισώσεις του ρυθμού ροής κατά τον x και κατά τον y άξονα.

$$q_x = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1 + U_2) \frac{h}{2} \quad (19)$$

$$q_y = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + (V_1 + V_2) \frac{h}{2} \quad (20)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις του ρυθμού ροής στην Εξ. (18), θέτοντας $U = U_1 + U_2$ και $V = V_1 + V_2$, και υποθέτοντας ότι οι ταχύτητες U και V είναι σταθερές σε όλη την επιφάνεια του ρότορα, προκύπτει η πλήρης εξίσωση Reynolds στις 3 διαστάσεις:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(U \frac{dh}{dx} + V \frac{dh}{dy} \right) + 12(w_h - w_0) \quad (21)$$

Απλοποιήσεις της εξίσωσης Reynolds

Η εξίσωση Reynolds για να εφαρμοστεί σε ένα μηχανολογικό πρόβλημα είναι αναγκαίο να υποστεί απλοποιήσεις ώστε τελικά να πάρει πιο εύχρηστη μορφή. Οι απλοποιήσεις αυτές είναι οι εξής:

- Προσέγγιση μονοαξονικής ταχύτητας

Με την επιλογή κατάλληλου καρτεσιανού συστήματος η μια από τις ταχύτητες μπορεί να είναι μηδενική. Για παράδειγμα, αν $V = 0$, η Εξ. (21) γίνεται:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{dh}{dx} + 12(w_h - w_0) \quad (22)$$

- Προσέγγιση σταθερού πάχους φιλμ λιπαντικού

Αν υποθεθεί ότι η απόσταση μεταξύ των επιφανειών εδράνου και άξονα παραμένει σταθερή καθ' όλη τη διάρκεια της λειτουργίας του εδράνου, θα ισχύει $w_h - w_0 = 0$. Στην πράξη όμως αυτή η υπόθεση δεν ισχύει διότι η απόσταση μεταξύ των επιφανειών μεταβάλλεται λόγω δονήσεων και έτσι η ροή και το πάχος του φιλμ του λιπαντικού δεν είναι μηδενική. Στην περίπτωση που ισχύει η υπόθεση περί σταθερού πάχους φιλμ λιπαντικού η εξίσωση Reynolds γίνεται:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{dh}{dx} \quad (23)$$

- Προσέγγιση σταθερού ιξώδους του λιπαντικού

Άλλη μια υπόθεση που μπορεί να γίνει κατά την εφαρμογή της εξίσωσης Reynolds είναι ότι το ιξώδες του λιπαντικού παραμένει σταθερό. Κάτι τέτοιο στην πραγματικότητα συνήθως δεν ισχύει καθώς έτσι αμελείται η επίδραση του θερμοκρασιακού πεδίου στο λιπαντικό. Σύμφωνα με την υπόθεση αυτή ισχύει $\eta = \text{σταθερό}$. Επομένως, η εξίσωση Reynolds γίνεται:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U\eta \frac{dh}{dx} \quad (24)$$

- Προσέγγιση εδράνου απείρου πλάτους

Για έδρανα με πολύ μεγάλο πλάτος σε σύγκριση με το μήκος τους (έδρανα απείρου πλάτους) μπορεί να υποθεθεί ότι η μερική παράγωγος της πίεσης κατά τον άξονα y , $\frac{\partial p}{\partial y}$, είναι αμελητέα

συγκρινόμενη με την μερική παράγωγό της κατά τον άξονα x , $\frac{\partial p}{\partial x}$. Επομένως, λόγω της γεωμετρίας του εδράνου μπορεί να θεωρηθεί ότι $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$ και επίσης μπορεί να υποθεθεί ότι το φιλμ του λιπαντικού δεν αλλάζει μορφή κατά τον άξονα y , δηλαδή $h = h(x)$. Τελικά, η εξίσωση Reynolds γίνεται:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6U\eta \frac{dh}{dx} \quad (25)$$

Με ολοκλήρωση της παραπάνω εξίσωσης προκύπτει:

$$h^3 \frac{dp}{dx} = 6U\eta h + C \quad (26)$$

Για την επίλυση της εξίσωσης αυτής είναι αναγκαία μια οριακή συνθήκη. Η συνθήκη αυτή μπορεί να είναι η θέση κατά μήκος του φιλμ του λιπαντικού όπου μεγιστοποιείται η πίεση. Σε αυτό το σημείο η μερική παράγωγος της πίεσης είναι ίση με το μηδέν, δηλαδή $\frac{dp}{dx} = 0$ και το αντίστοιχο πάχος του φιλμ του λιπαντικού συμβολίζεται με \bar{h} .

Οριακή συνθήκη:

$$\frac{dp}{dx} = 0 \quad \text{στη θέση } h = \bar{h} \quad (27)$$

Με αντικατάσταση στην Εξ. (26) προκύπτει η σταθερά C :

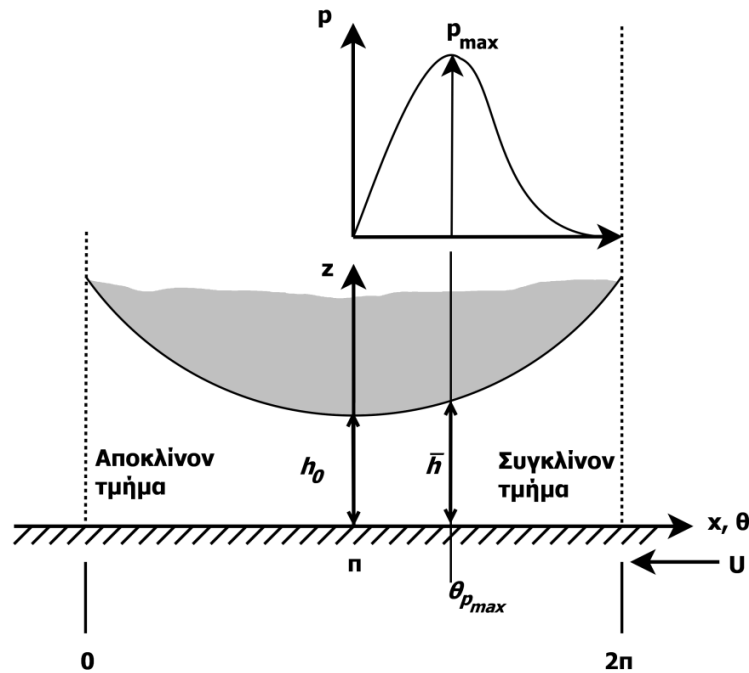
$$C = -6U\eta\bar{h} \quad (28)$$

Τελικά, η μονοδιάστατη πλέον μορφή της εξίσωσης Reynolds για το έδρανο απείρου πλάτους είναι:

$$\frac{dp}{dx} = 6U\eta \frac{h-\bar{h}}{h^3} \quad (29)$$

➤ Γεωμετρία ακτινικού εδράνου

Στην περίπτωση ακτινικού εδράνου, η γεωμετρία που χρησιμοποιείται για την λύση της εξίσωσης Reynolds είναι αυτή της συγκλίνουσας - αποκλίνουσας υδροδυναμικής σφήνας του **Σχ. 8**.



Σχ. 8. Ακτινικά έδρανα ολίσθησης: Γεωμετρία συγκλίνουσας-αποκλίνουσας υδροδυναμικής σφήνας [2].

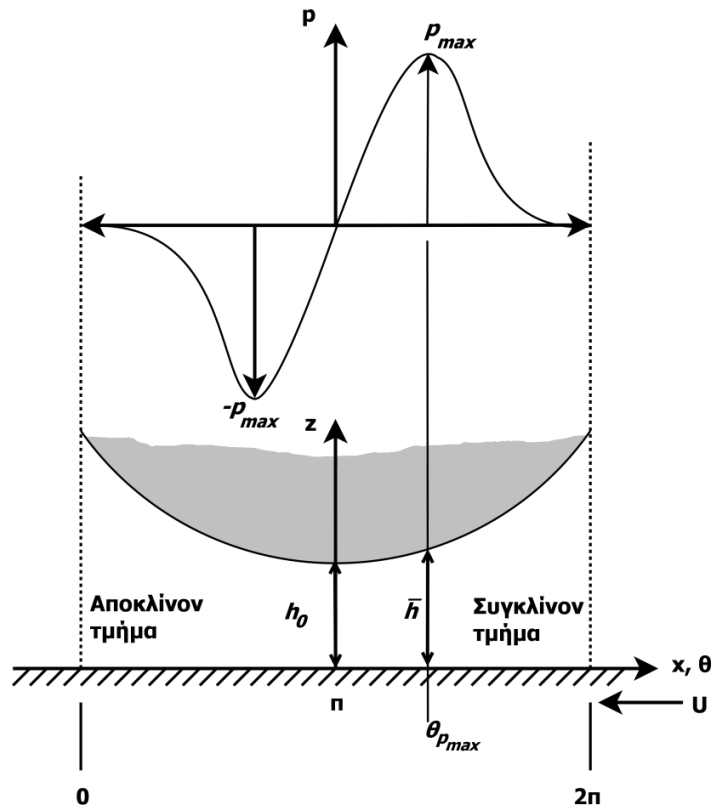
Με την υπόθεση εδράνου απείρου πλάτους, μπορεί να χρησιμοποιηθεί η εξίσωση (29), από την οποία, με ολοκλήρωση, προκύπτει η πίεση συναρτήσει δύο σταθερών: $\theta_{p_{max}}$ και C . Για τον προσδιορισμό των σταθερών αυτών είναι αναγκαία η εισαγωγή κάποιων οριακών συνθηκών. Οι συνήθεις οριακές συνθήκες που χρησιμοποιούνται σε ακτινικά έδρανα είναι οι συνθήκες Full-Sommerfeld, Half-Sommerfeld και Reynolds.

- Οριακή συνθήκη Full-Sommerfeld:

Η οριακή συνθήκη Full-Sommerfeld είναι ίσως η πιο απλή από τις οριακές συνθήκες. Σύμφωνα με αυτή η πίεση είναι μηδενική στα άκρα της σφήνας, δηλαδή

$$p = 0 \text{ για } \theta = 0, 2\pi$$

Η κατανομή της πίεσης για την συνθήκη αυτή παρουσιάζεται στο Σχ. 9. Παρατηρείται ότι η κατανομή της πίεσης που εμφανίζεται στο αποκλίνον τμήμα της γεωμετρίας της σφήνας είναι αρνητική, και αποτελεί αντικατοπτρισμό της κατανομής της πίεσης του συγκλίνοντος τμήματος της σφήνας. Το συνολικό φορτίο που παραλαμβάνει το έδρανο είναι μηδενικό λόγω των αντίθετων κατανομών πίεσης. Το αποτέλεσμα αυτό δεν είναι ορθό, καθώς τα ακτινικά έδρανα μπορούν να παραλάβουν σημαντικά φορτία.



Σχ. 9. Οριακή συνθήκη Full-Sommerfeld: κατανομή πίεσης κατά την περιφέρεια του εδράνου [2].

- Οριακή συνθήκη Half-Sommerfeld:

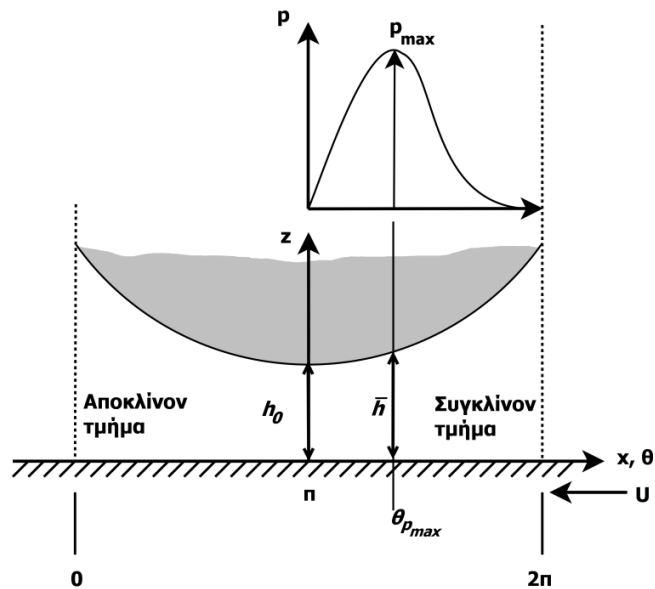
Σύμφωνα με την οριακή συνθήκη Half-Sommerfeld ισχύει:

$$p = 0 \text{ για } \theta = 0$$

$$p = 0 \text{ για } \theta = 2\pi$$

$$p = 0 \text{ για } 0 < \theta < \pi$$

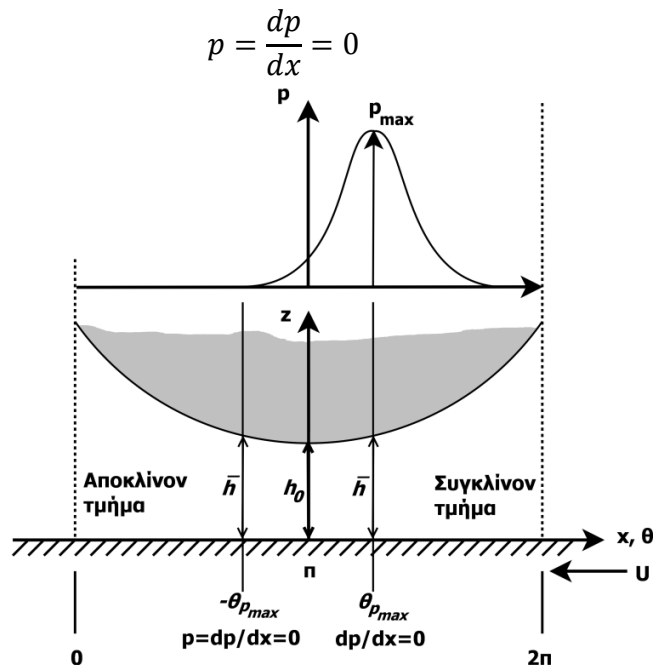
Συνεπώς, με τη συνθήκη Half-Sommerfeld προκύπτει όμοια κατανομή πίεσης με την Full-Sommerfeld στο συγκλίνον τμήμα της σφήνας, ενώ στο αποκλίνον τμήμα η πίεση παραμένει σταθερή και ίση με 0, όπως φαίνεται στο Σχ. 10. Η εφαρμογή της οριακής συνθήκης αυτής είναι απλή αλλά παρουσιάζει ιδιαιτερότητες στο σημείο $x=0$, συγκεκριμένα, στο σημείο αυτό δεν υπάρχει συνέχεια της ροής, δηλαδή $q_{in} \neq q_{out}$.



Σχ. 10. Οριακή συνθήκη Half -Sommerfeld: κατανομή πίεσης κατά την περιφέρεια του εδράνου [2].

- Οριακή συνθήκη Reynolds:

Η εφαρμογή των οριακών συνθηκών Full- και Half-Sommerfeld οδηγούν σε αποτελέσματα τα οποία δεν είναι ρεαλιστικά. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιείται ευρέως στη βιβλιογραφία η οριακή συνθήκη Reynolds (Σχ. 11), σύμφωνα με την οποία δεν παρουσιάζονται αρνητικές τιμές της πίεσης σε κανένα τμήμα του εδράνου, ενώ στο σημείο μεταξύ μηδενικής και μη μηδενικής πίεσης θα ισχύει:



Σχ. 11. Οριακή συνθήκη Reynolds: κατανομή πίεσης κατά την περιφέρεια του εδράνου [2].

Η οριακή συνθήκη Reynolds δίνει τα πιο ακριβή αποτελέσματα σε σύγκριση με όλες τις άλλες οριακές συνθήκες που αναλύθηκαν.

2.1.3 Υπολογισμός ακτινικών εδράνων ολισθήσεως με χρήση των διαγραμμάτων Raimondi και Boyd

Για τον υπολογισμό των εδράνων ολισθήσεως με υδροδυναμική λίπανση χρησιμοποιούνται οι λύσεις της εξίσωσης Reynolds, όπως αυτές προτάθηκαν από τους Raimondi και Boyd, με τη μορφή διαγραμμάτων. Έτσι, έχουμε τα διαγράμματα για τον υπολογισμό του αδιάστατου ελάχιστου πάχους λιπαντικού $\frac{h_0}{c}$, της γωνίας συμπεριφοράς του εδράνου φ , του συντελεστή τριβής f και της μέγιστης πίεσης στο υδροδυναμικό στρώμα p_{max} , καθώς και της θέσης στην οποία αυτή εμφανίζεται.

Αρχικά, για την χρήση όλων των σχετικών διαγραμμάτων είναι απαραίτητος ο υπολογισμός του αριθμού Sommerfeld, ο οποίος είναι αδιάστατος αριθμός και χαρακτηρίζει τη συμπεριφορά του εδράνου.

$$S = \left(\frac{R}{c}\right)^2 \cdot \frac{\eta \cdot N}{p_m}$$

όπου $p_m = \frac{P}{2 \cdot R \cdot L}$ η μέση πίεση του εδράνου και P το εγκάρσιο φορτίο του εδράνου

Στη συνέχεια, με χρήση των **Σχ. 12-15** μπορούν να υπολογιστούν τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του εδράνου:

- Υπολογισμός αδιάστατης εκκεντρότητας, ε , και γωνίας συμπεριφοράς, φ

Από το **Σχ. 12** μπορεί να βρεθεί ο λόγος του ελάχιστου πάχους του λιπαντικού προς την εκκεντρότητα h_0/c , καθώς και η αδιάστατη εκκεντρότητα $\varepsilon = \frac{e}{c}$, συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld, για διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο L/D του εδράνου. Από το **Σχ. 13** υπολογίζεται η γωνία συμπεριφοράς φ , μέσω της οποίας προσδιορίζεται η θέση στην οποία παρατηρείται το ελάχιστο πάχος λιπαντικού (βλ. **Σχ. 4**). Από το **Σχ. 12** προκύπτει ότι για μεγάλες τιμές του αριθμού Sommerfeld (ισοδύναμα: μικρά φορτία ή μεγάλες ταχύτητες περιστροφής), η αδιάστατη εκκεντρότητα λαμβάνει τιμές πολύ κοντά στο μηδέν (άξονας και έδρανο είναι ομόκεντρα), ενώ για μικρές τιμές του αριθμού Sommerfeld (ισοδύναμα: μεγάλα φορτία ή μικρές ταχύτητες περιστροφής), η αδιάστατη εκκεντρότητα λαμβάνει πολύ μεγάλες τιμές (ο άξονας πλησιάζει προς το έδρανο και μειώνεται το ελάχιστο πάχος του λιπαντικού). Στην οριακή περίπτωση, κατά την οποία ο άξονας εφάπτεται στο έδρανο, ισχύει ότι $h_0 = 0$ και συνεπώς $e = c$, επομένως $\varepsilon = 1$. Σε ενδιάμεσες θέσεις του άξονα ισχύει:

$$h_0 = c - e = c - \varepsilon \cdot c \Rightarrow \frac{h_0}{c} = 1 - \varepsilon$$

- Υπολογισμός συντελεστή τριβής

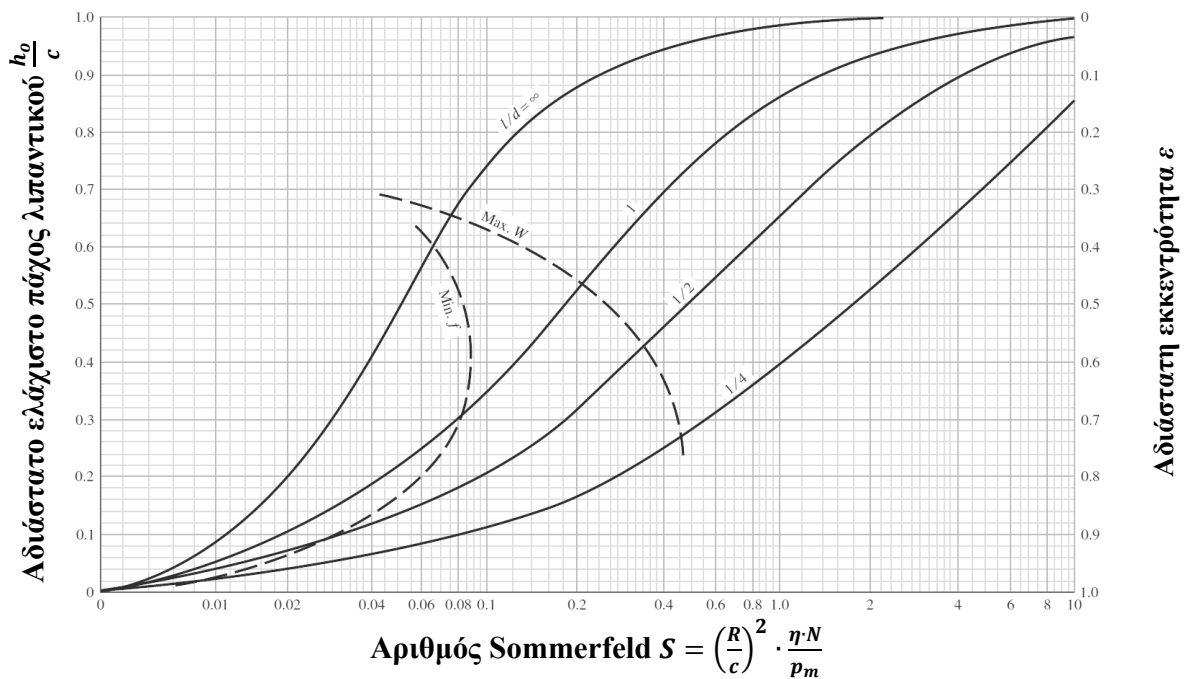
Από το **Σχ. 14** μπορεί να υπολογιστεί ο κανονικοποιημένος συντελεστής τριβής $f \cdot \frac{R}{c}$ συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld S , για διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο

L/D του εδράνου, από τον οποίο υπολογίζεται ο συντελεστής τριβής f . Η στρεπτική ροπή τριβής μπορεί να υπολογιστεί από την ακόλουθη σχέση:

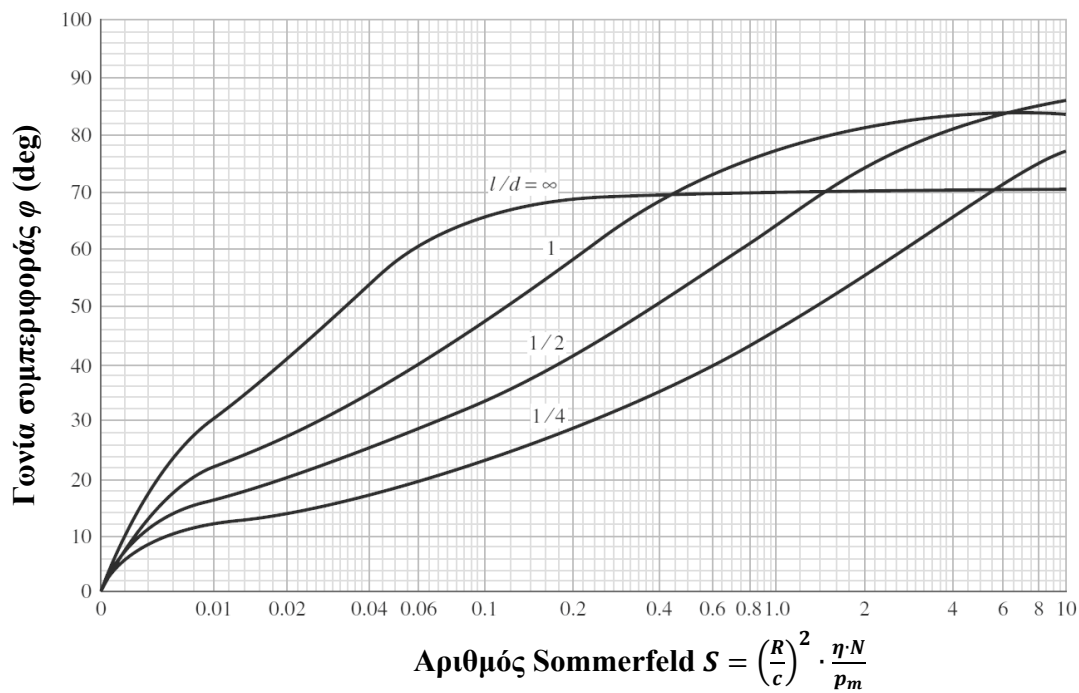
$$T = f \cdot P \cdot r$$

- Υπολογισμός μέγιστης πίεσης στο λιπαντικό

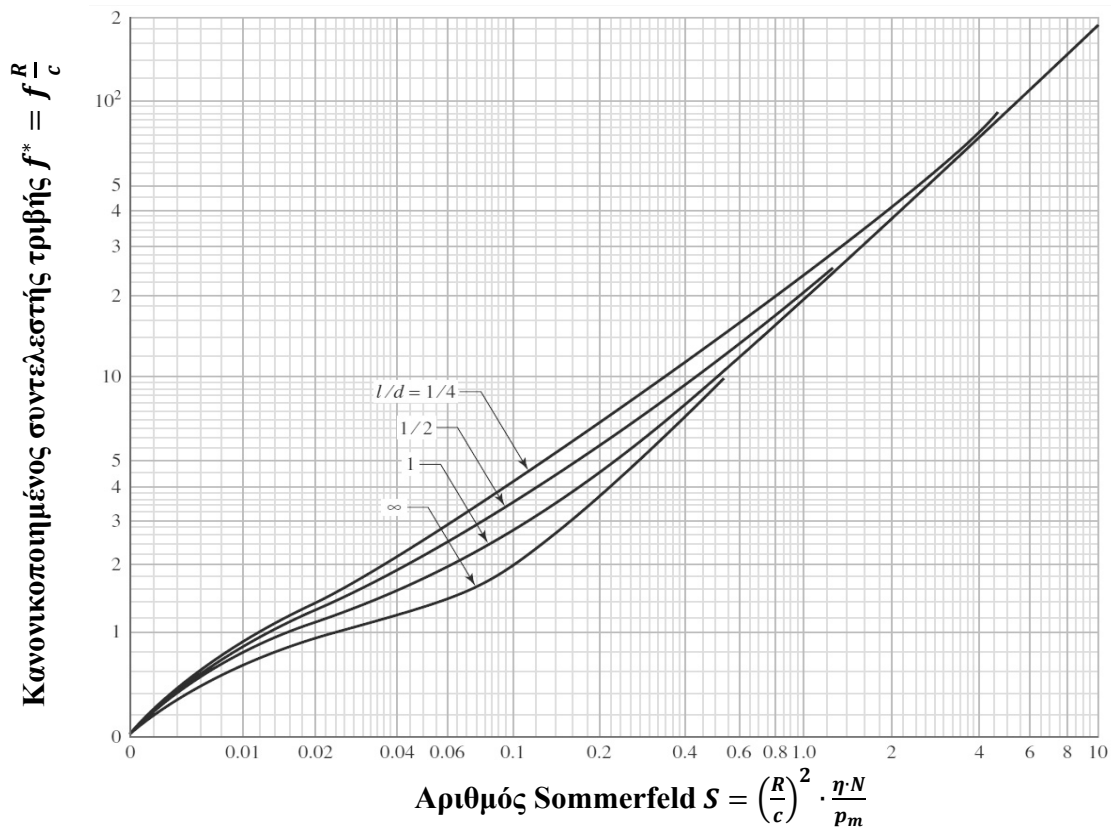
Στο **Σχ. 15** δίνεται ο λόγος της μέσης πίεσης $p_m = \frac{P}{2RL}$ προς την μέγιστη αναπτυσσόμενη πίεση p_{max} στο υδροδυναμικό στρώμα, συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld S , για διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο L/D του εδράνου. Από τον λόγο αυτόν μπορεί να υπολογιστεί η μέγιστη πίεση στο λιπαντικό. Στο **Σχ. 16** παρουσιάζεται τυπική κατανομή της πίεσης σε μια εγκάρσια τομή ενός εδράνου, καθώς και η γωνία μέγιστης πίεσης $\theta_{P_{max}}$.



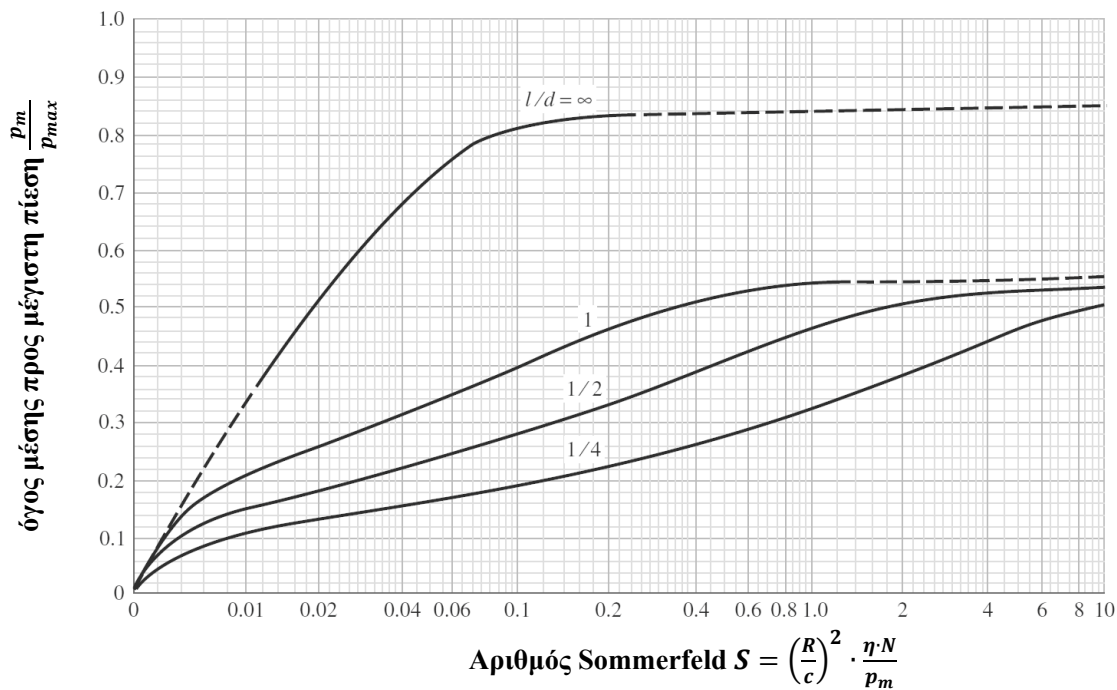
Σχ. 12. Αδιάστατο ελάχιστο πάχος λιπαντικού h_0/c και αδιάστατη εκκεντρότητα ε συναρτήσεσι του αριθμού Sommerfeld S για διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο L/D του εδράνου [19].



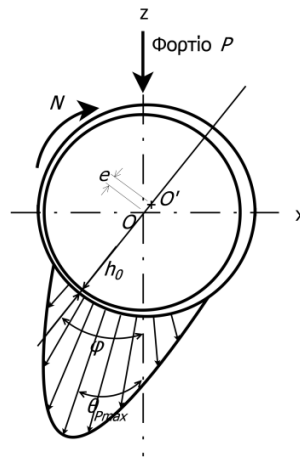
Σχ. 13. Γωνία συμπεριφοράς φ συναρτήσεσι του αριθμού Sommerfeld S για διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο L/D του εδράνου [19].



Σχ. 14. Αδιάστατος συντελεστής τριβής $f \cdot R/c$ συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld S για διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο L/D του εδράνου [19].



Σχ. 15. Λόγος μέσης και μέγιστης πίεσης του εδράνου συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld S για διαφορετικές τιμές του λόγου μήκους προς διάμετρο L/D του εδράνου [19].



Σχ. 16. Εγκάρσια τομή εδράνου όπου φαίνεται η θέση του ελάχιστου φιλμ λαδιού, η γωνία φ , η κατανομή της μέγιστης πίεσης, η εκκεντρότητα, η περιστροφική ταχύτητα και το κατακόρυφο φορτίο P.

Παράδειγμα υπολογισμού χαρακτηριστικών λειτουργίας ακτινικών εδράνων με χρήση των διαγραμμάτων Raimondi και Boyd:

Έστω σύστημα εδράνου-άξονα-λιπαντικού με τα εξής χαρακτηριστικά:

Διάμετρος άξονα	d=0.025 m
Διάμετρος εδράνου	D=0.0254 m
Μήκος εδράνου	L=0.025 m
Ακτινική χάρη	c=0.0002 m
Δυναμικό ιξώδες λιπαντικού στους 40°C	$\eta = 0.025 \text{ Pa s}$
Ταχύτητα περιστροφής	N=50 RPS
Κατακόρυφο φορτίο	P=100 N

- Υπολογισμός μέσης πίεσης εδράνου και αριθμού Sommerfeld

$$p_m = \frac{P}{DL} = \frac{100}{0.0254 \cdot 0.025} = 157480.3 \text{ Pa}$$

$$S = \left(\frac{R}{c}\right)^2 \cdot \frac{\eta \cdot N}{p_m} = \left(\frac{0.0127}{0.0002}\right)^2 \cdot \frac{0.025 \cdot 50}{157480.3} = 0.032$$

- Υπολογισμός αδιάστατης εκκεντρότητας, ε , και γωνίας συμπεριφοράς, φ

Για αριθμό Sommerfeld $S=0.032$ και για λόγο μήκους προς διάμετρο του εδράνου $L/D=1$, από τα Σχ. 17(α),(β) προκύπτουν η αδιάστατη εκκεντρότητα, το αδιάστατο ελάχιστο πάχος λιπαντικού και η γωνία συμπεριφοράς του εδράνου:

$$\varepsilon = 0.86, \frac{h_o}{c} = 0.14, \varphi = 31^\circ$$

- Υπολογισμός συντελεστή τριβής

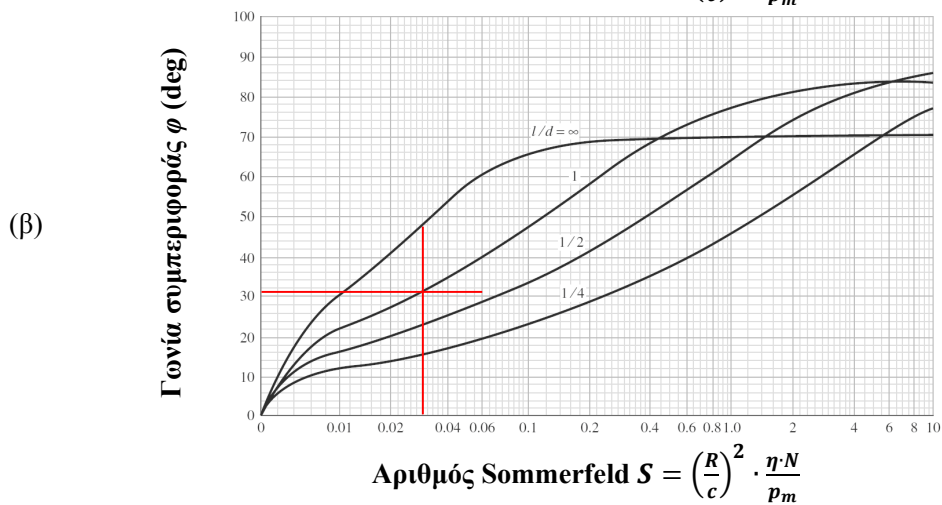
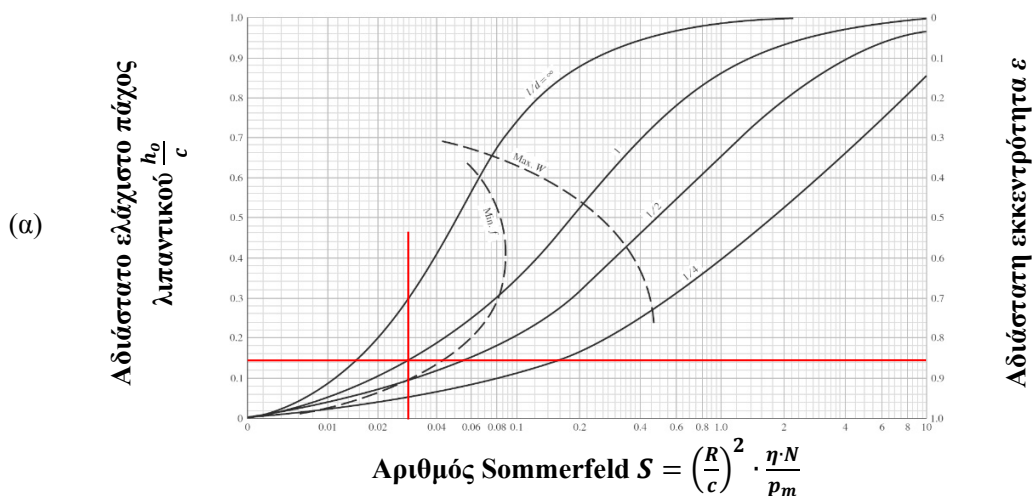
Για αριθμό Sommerfeld $S=0.032$ και για λόγο μήκους προς διάμετρο του εδράνου $L/D=1$, από το Σχ. 17(γ) προκύπτει ο κανονικοποιημένος συντελεστής τριβής:

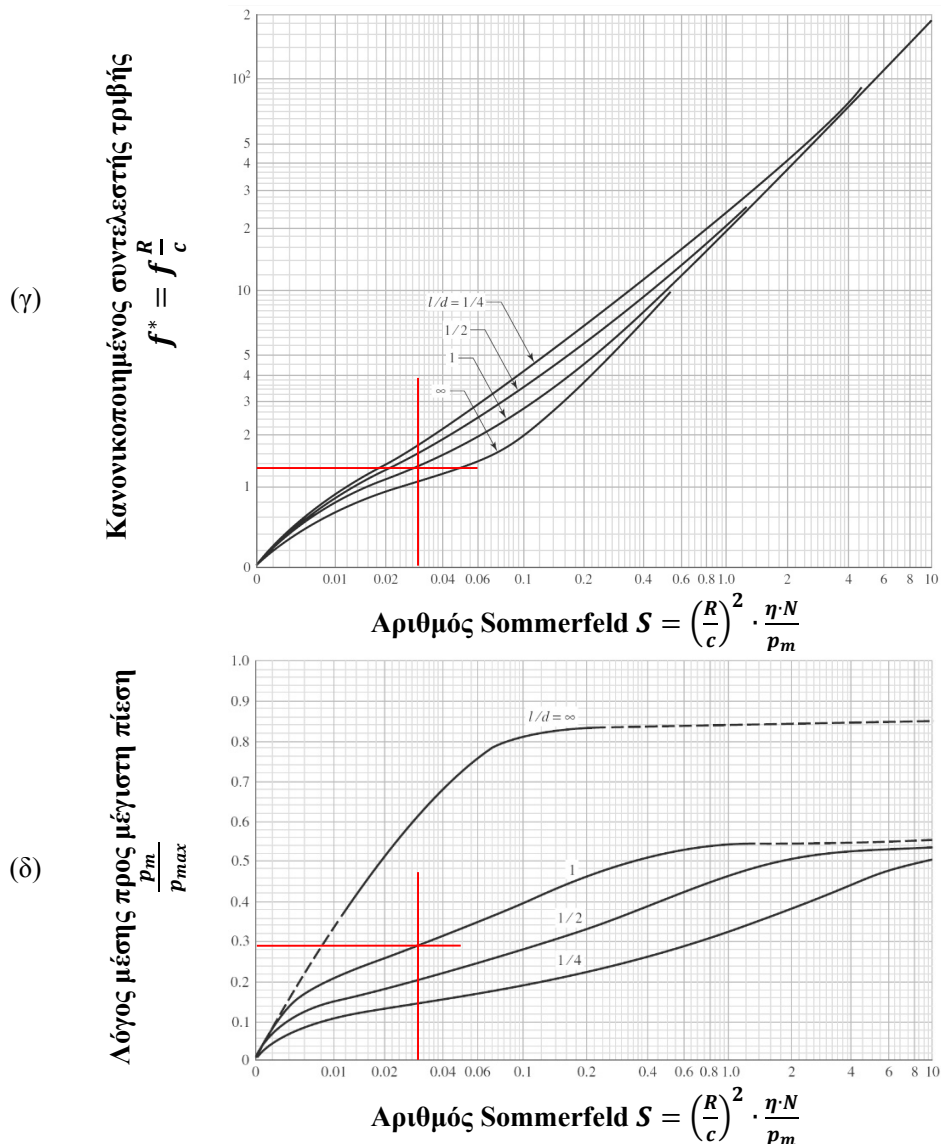
$$f^* = f \frac{R}{c} = 1.35$$

- Υπολογισμός μέγιστης πίεσης στο λιπαντικό

Για αριθμό Sommerfeld $S=0.032$ και για λόγο μήκους εδράνου προς διάμετρο $L/D=1$ από το Σχ. 17(δ) προκύπτει ο λόγος μέσης και μέγιστης πίεσης:

$$\frac{p_m}{p_{max}} = 0.28 \Rightarrow p_{max} = \frac{157480.3}{0.28} = 562429 \text{ Pa} = 0.562 \text{ MPa}$$





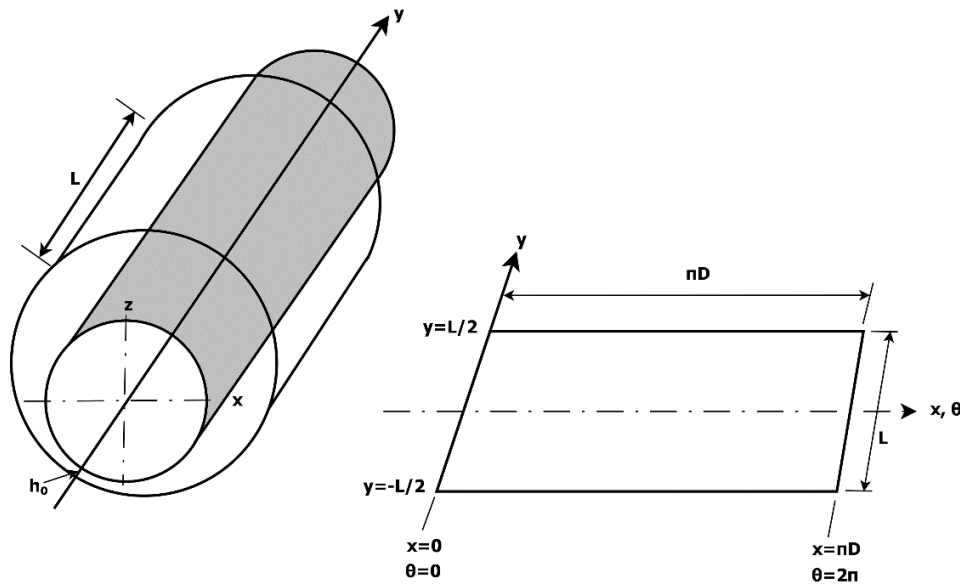
Σχ. 17. Παράδειγμα υπολογισμού χαρακτηριστικών λειτουργίας ακτινικών εδράνων με χρήση των διαγραμμάτων Raimondi και Boyd.

2.2 Επίλυση ακτινικών εδράνων ολισθήσεως

2.2.1 Παρουσίαση λογισμικού για την επίλυση προβλημάτων ακτινικών εδράνων

Στην παρούσα εργασία, για την επίλυση του προβλήματος υδροδυναμικής λίπανσης σε πλήρη ακτινικά έδρανα χρησιμοποιήθηκε λογισμικό το οποίο αναπτύχθηκε στον Τομέα Ναυτικής Μηχανολογίας. Το λογισμικό αυτό επιλύει την εξίσωση Reynolds, δηλαδή την Εξ. (29) για τη γεωμετρία ακτινικών εδράνων πεπερασμένου πλάτους. Το έδρανο ορίζεται ως ορθογώνιο παραλληλόγραμμο με πλάτος το μήκος του εδράνου, και μήκος ίσο με την περιφέρεια του εδράνου (βλ. Σχ. 18), και διακριτοποιείται με τη μέθοδο των πεπερασμένων διαφορών. Σε κάθε σημείο του

εδράνου ορίζεται το πάχος του λιπαντικού, h , λαμβάνοντας υπόψη τυχόν απευθυγράμμιση του άξονα. Στα άκρα του εδράνου η πίεση έχει μηδενική τιμή.



Σχ. 18. Πραγματική γεωμετρία του λιπαντικού φιλμ σε ακτινικά έδρανα, και ισοδύναμη δισδιάστατη προσέγγιση.

Στο αποκλίνον τμήμα του εδράνου εφαρμόζεται η οριακή συνθήκη Reynolds ώστε να ληφθεί υπόψη το φαινόμενο της σπηλαιώσης. Το λιπαντικό θεωρείται ότι έχει σταθερή θερμοκρασία. Ο υπολογισμός της θέσης ισορροπίας γίνεται ως εξής:

- i. Επιλέγεται τυχαία θέση ισορροπίας (εκκεντρότητα e και γωνία συμπεριφοράς φ).
- ii. Υπολογίζεται η γεωμετρία του λιπαντικού φιλμ για την συγκεκριμένη θέση του άξονα, λαμβάνοντας υπόψη τυχόν απευθυγράμμιση.
- iii. Επιλύεται η δισδιάστατη εξίσωση Reynolds με τη μέθοδο των πεπερασμένων διαφορών.
- iv. Υπολογίζεται η συνολική δύναμη η οποία ασκείται στον άξονα, ως το ολοκλήρωμα της πίεσης στον άξονα, και αναλύεται σε κατακόρυφη και εγκάρσια συνιστώσα.
- v. Αν (α) η κατακόρυφη συνιστώσα είναι ίση με την εξωτερική δύναμη που παραλαμβάνει το έδρανο και (β) η εγκάρσια συνιστώσα είναι μηδενική, τότε υπάρχει ισορροπία, αλλιώς, επιλέγεται νέα τιμή για την εκκεντρότητα και την γωνία συμπεριφοράς, και επαναλαμβάνονται τα βήματα (ii) έως (v), έως ότου επιτευχθεί ισορροπία.

Το λογισμικό είναι γραμμένο σε γλώσσα προγραμματισμού C++, και δεν περιλαμβάνει γραφικό περιβάλλον. Η απεικόνιση των αποτελεσμάτων γίνεται με χρήση του προγράμματος MatLab, μέσω κατάλληλης συνάρτησης.

Αναλυτικά η συνάρτηση στο MatLab, με όνομα *journalBearingEquilibrium* καλεί το λογισμικό που υπολογίζει την ισορροπία του εδράνου, και απεικονίζει τα αποτελέσματα της ανάλυσης. Η συνάρτηση αυτή λαμβάνει ως δεδομένα:

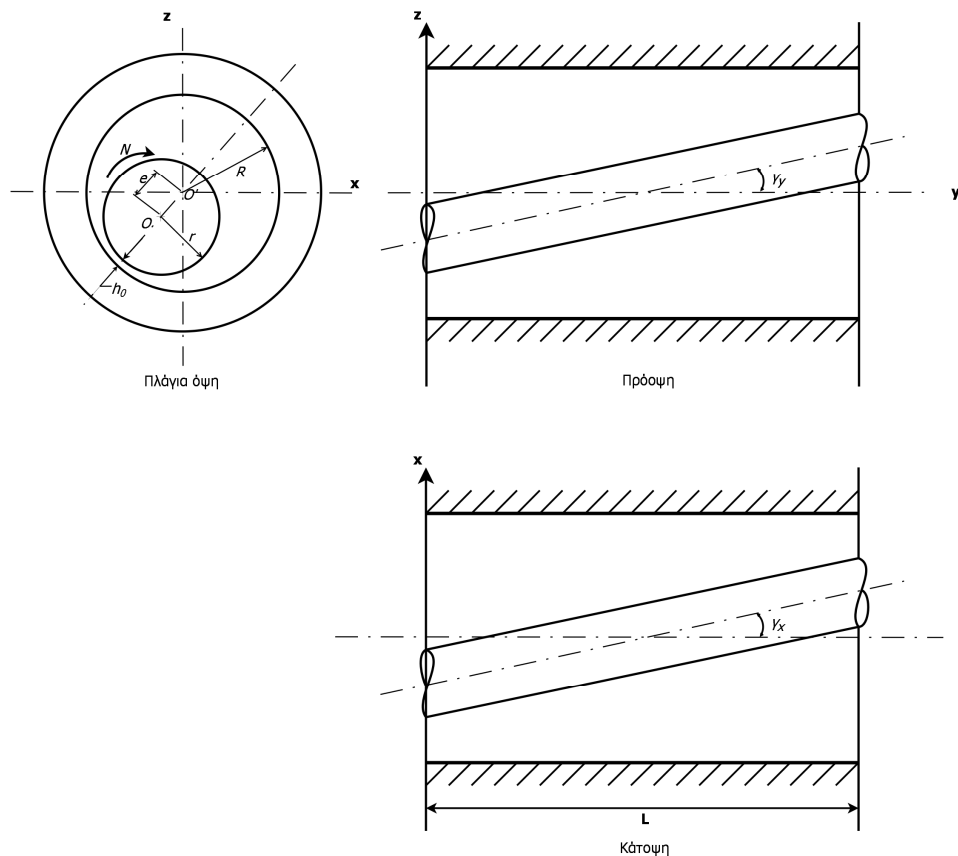
- τη διάμετρο του εδράνου $D = 2R$, όπου R η ακτίνα του εδράνου σε m ,

- την ακτινική χάρη $c = \frac{D-d}{2}$, όπου $d = 2r$ η διάμετρος του άξονα με ακτίνα r , και D η διάμετρος του εδράνου σε m ,
- τον λόγο $\frac{L}{D}$, όπου L το μήκος του εδράνου και D η διάμετρός του σε m ,
- την περιστροφική ταχύτητα N του άξονα σε rps ,
- το φορτίο P που παραλαμβάνει το έδρανο σε N ,
- το ιξώδες του λιπαντικού η σε $Pa \cdot s$,
- την αδιάστατη γωνία απευθυγράμμισης κατά το κατακόρυφο επίπεδο ψ_y και κατά το οριζόντιο ψ_x οι οποίες δίνονται από τη σχέση:

$$\psi_y = \gamma_y \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{L}{c} \quad \text{και} \quad \psi_x = \gamma_x \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{L}{c}$$

όπου, γ η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ του απευθυγραμμισμένου άξονα και του κατακόρυφου ή οριζόντιου άξονα συντεταγμένων αντίστοιχα (Σχ. 19)

- τη διαμέριση του εδράνου σε στοιχειώδη στοιχεία (αριθμός στοιχείων κατά το μήκος και την περιφέρεια, $JMAX$, $LMAX$, αντίστοιχα), και τέλος
- την συνοριακή συνθήκη στο αποκλίνον τμήμα του εδράνου $BCOpt$, η οποία παίρνει την τιμή 1 για συνθήκη Reynolds, και την τιμή 0 για συνθήκη Half Sommerfeld.



Σχ. 19. Πρόοψη, πλάγια όψη και κάτοψη σε τομή του συστήματος εδράνου-άξονα.

Η συνάρτηση *journalBearingEquilibrium*, μαζί με όλα τα παραπάνω δεδομένα (D , L/D , c , N , P , η , $psiy$, $psix$, $JMAX$, $LMAX$, $BCOpt$) υπολογίζει τη θέση ισορροπίας του εδράνου για κάποια κατάσταση λειτουργίας (φόρτιση P και απευθυγράμμιση ψ_y ή/και ψ_x). Τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την επίλυση του προβλήματος είναι:

- ο αριθμός Sommerfeld του εδράνου
- η αδιάστατη εκκεντρότητα του εδράνου, $\varepsilon = \frac{e}{c}$
- η γωνία συμπεριφοράς φ του εδράνου
- η μέγιστη πίεση p_{max} στο λιπαντικό
- ο συντελεστής τριβής f
- οι δυνάμεις F_z και F_x , κατά την κατακόρυφη και οριζόντια διεύθυνση, αντίστοιχα

2.2.2 Πιστοποίηση των αποτελεσμάτων του λογισμικού

Το λογισμικό για τον υπολογισμό της ισορροπίας ακτινικών εδράνων πιστοποιήθηκε με σύγκριση των αποτελεσμάτων του με αποτελέσματα δημοσιευμένα στη διεθνή βιβλιογραφία. Συγκεκριμένα, χρησιμοποιήθηκαν οι εργασίες των Raimondi & Boyd [3],[19], των Khonsari & Booser [4] και των Sun & Changlin [6]. Τα αποτελέσματα των συγκρίσεων παρουσιάζονται στις επόμενες παραγράφους.

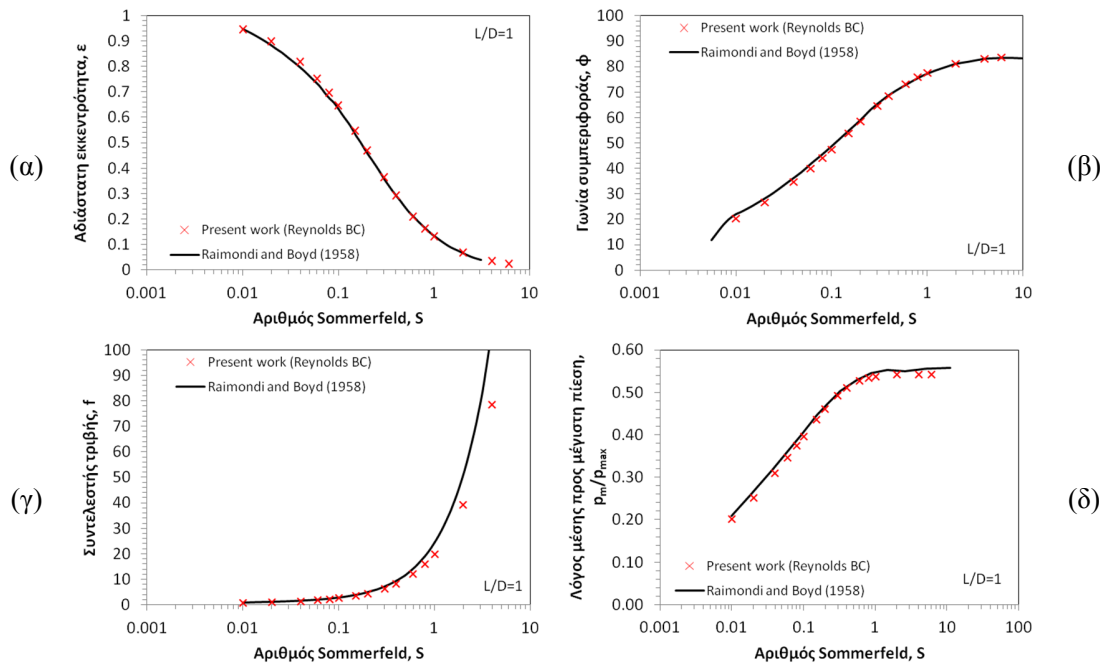
Σύγκριση με τα αποτελέσματα των Raimondi & Boyd [3],[19]

Τα διαγράμματα των Raimondi & Boyd τα οποία δημοσιεύθηκαν το 1958, παρουσιάζουν λύσεις της εξίσωσης Reynolds σε πλήρη ακτινικά έδρανα για τέσσερις διαφορετικούς λόγους μήκους προς διάμετρο, $\frac{L}{D}$ του εδράνου, και συγκεκριμένα για $\frac{L}{D} = 0.25, 0.5, 1$, καθώς και για $\frac{L}{D} = \infty$. Ο τρόπος χρήσης των διαγραμμάτων των Raimondi & Boyd παρουσιάστηκε στην παράγραφο 2.1.3, προηγουμένως. Για την πιστοποίηση του λογισμικού που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα εργασία θεωρήθηκε ως έδρανο αναφοράς ένα έδρανο με τα ακόλουθα χαρακτηριστικά:

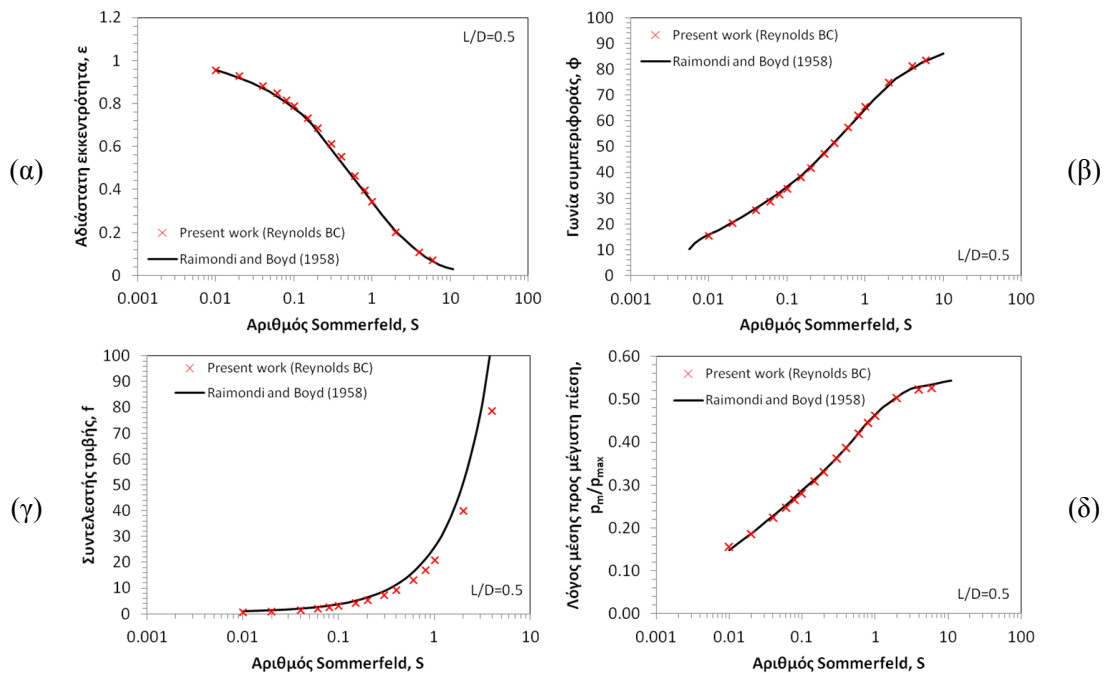
- Διάμετρος εδράνου $D = 0.0254 \text{ m}$
- Ακτινική χάρη $c = 0.000225 \text{ m}$
- Δυναμικό ιξώδες $\eta = 0.04384 \text{ Pa}\cdot\text{sec}$
- Απευθυγράμμιση κατά το κατακόρυφο επίπεδο $\psi_y = 0$
- Απευθυγράμμιση κατά το οριζόντιο επίπεδο $\psi_x = 0$

Οι υπολογισμοί έγιναν για τρεις διαφορετικούς λόγους $\frac{L}{D} = 0.25, 0.5, 1$, και για διαφορετικούς αριθμούς Sommerfeld, οι οποίοι επιτεύχθηκαν με κατάλληλη αλλαγή της ταχύτητας περιστροφής, N , του άξονα.

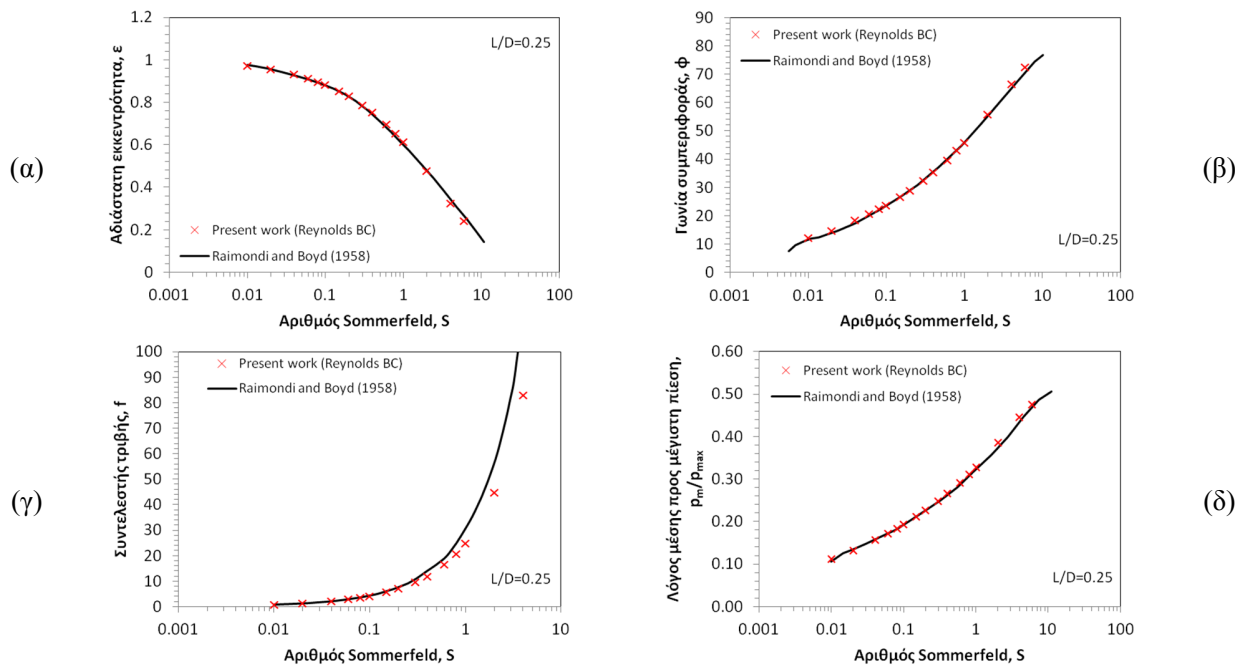
Στα **Σχ. 20 - 22** παρουσιάζεται η σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων των Raimondi & Boyd (μαύρη συνεχής γραμμή) και των παρόντων αποτελεσμάτων (κόκκινα σύμβολα). Τα μεγέθη που συγκρίνονται είναι: αδιάστατη εκκεντρότητα ε , γωνία συμπεριφοράς φ , συντελεστής τριβής f και λόγος $\frac{p_m}{p_{max}}$, συναρτήσει του αδιάστατου αριθμού Sommerfeld. Σημειώνεται ότι τα μεγέθη υπολογίστηκαν από την συνάρτηση στο MatLab, *journalBearingEquilibrium*, με συνοριακή συνθήκη Reynolds.



Σχ. 20. Έδρανο αναφοράς: $D=0.0254\text{ m}$, $c=0.000225\text{ m}$, $\eta=0.04384\text{ Pa}\cdot\text{sec}$, $\psi_y = 0$, $\psi_x = 0$. Υπολογισμός (α) αδιάστατης εκκεντρότητας ϵ , (β) γωνίας συμπεριφοράς ϕ , (γ) συντελεστή τριβής f και (δ) κανονικοποιημένης μέγιστης πίεσης συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με λόγο $L/D = 1$. Σύγκριση με τους υπολογισμούς της εργασίας [3].



Σχ. 21. Έδρανο αναφοράς: $D=0.0254\text{ m}$, $c=0.000225\text{ m}$, $\eta=0.04384\text{ Pa}\cdot\text{sec}$, $\psi_y = 0$, $\psi_x = 0$. Υπολογισμός (α) αδιάστατης εκκεντρότητας ϵ , (β) γωνίας συμπεριφοράς ϕ , (γ) συντελεστή τριβής f και (δ) κανονικοποιημένης μέγιστης πίεσης συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με λόγο $L/D = 0.5$. Σύγκριση με τους υπολογισμούς της εργασίας [3].

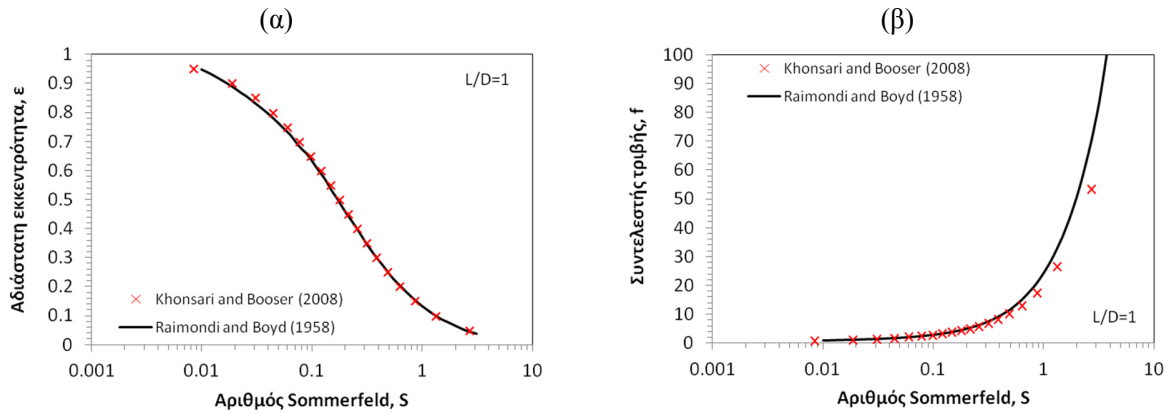


Σχ. 22. Έδρανο αναφοράς: $D=0.0254\text{ m}$, $c=0.000225\text{ m}$, $\eta=0.04384\text{ Pa}\cdot\text{sec}$, $\psi_y = 0$, $\psi_x = 0$. Υπολογισμός (α) αδιάστατης εκκεντρότητας ϵ , (β) γωνίας συμπεριφοράς ϕ , (γ) συντελεστή τριβής f και (δ) κανονικοποιημένης μέγιστης πίεσης συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με λόγο $L/D = 0.25$. Σύγκριση με τους υπολογισμούς της εργασίας [3].

Γενικά, παρατηρείται πολύ καλή σύμπτωση των αποτελεσμάτων για όλες τις παραμέτρους οι οποίες ελήφθησαν υπόψη. Σχετικά με τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής, η απόκλιση μεταξύ των δύο μεθόδων είναι μεγαλύτερη σε σχέση με τα υπόλοιπα μεγέθη, κυρίως σε μεγάλους αριθμούς Sommerfeld, και ίσως οφείλεται στο γεγονός ότι τα διαγράμματα των Raimondi & Boyd κατασκευάστηκαν πριν αρκετά χρόνια, όταν η διαθέσιμη υπολογιστική ισχύς ήταν πολύ μικρότερη από τη σημερινή.

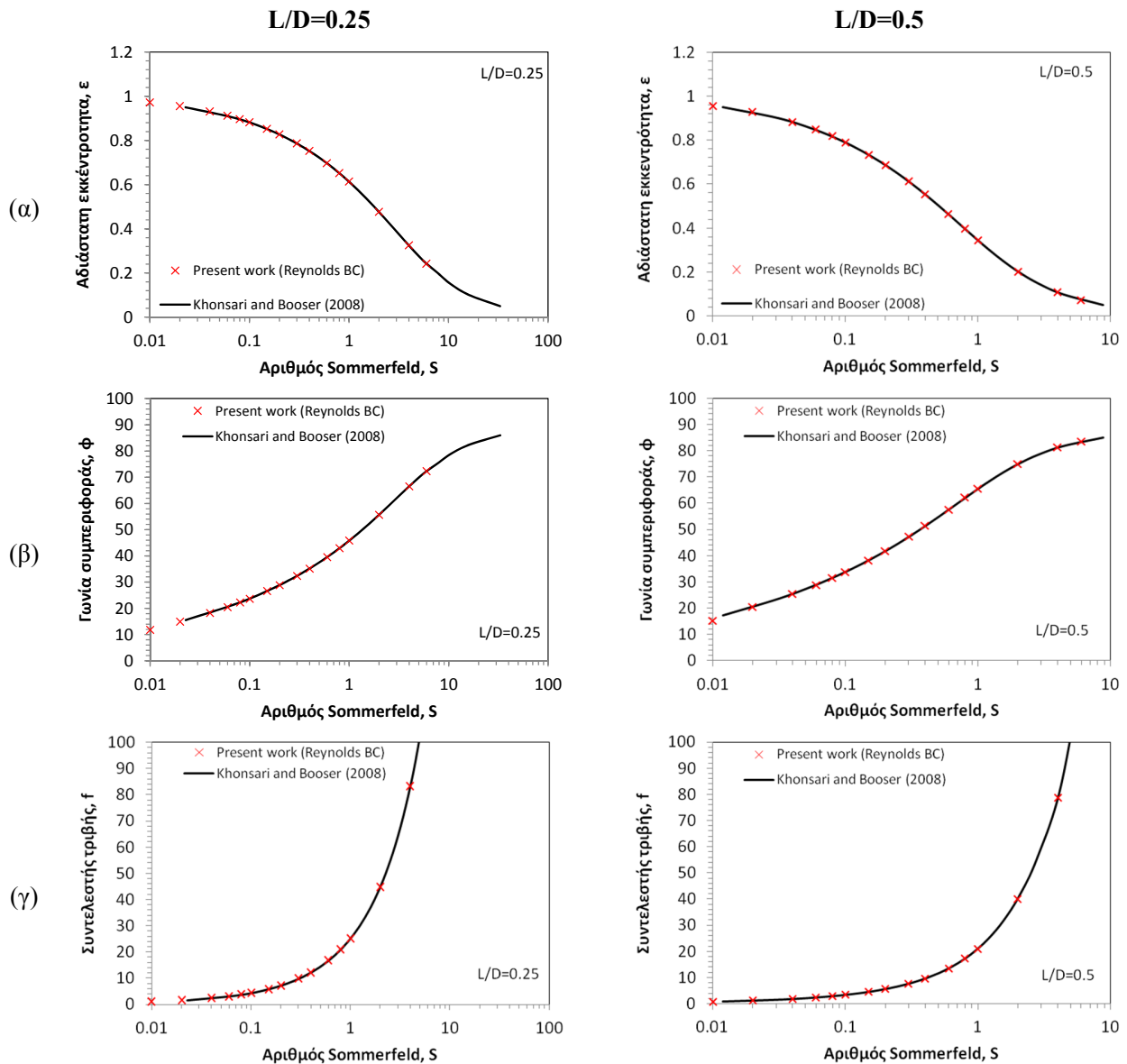
Σύγκριση με τα αποτελέσματα των Khosari και Booser [4]

Μία πιο πρόσφατη μελέτη παρόμοια με αυτή των Raimondi & Boyd έγινε από τους Khosari & Booser. Στην παράγραφο αυτή, αρχικά, γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων των Raimondi και Boyd με εκείνα των Khosari και Booser. Στο **Σχ. 23** παρουσιάζεται η αδιάστατη εκκεντρότητα και ο συντελεστής τριβής συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld. Παρατηρείται ότι τα αποτελέσματα των δυο εργασιών παρουσιάζουν πολύ μικρές διαφορές. Οι διαφορές είναι εντονότερες στον υπολογισμό του συντελεστή τριβής για αριθμούς Sommerfeld μεγαλύτερους του 1 (ελαφρά φορτισμένο έδρανο).

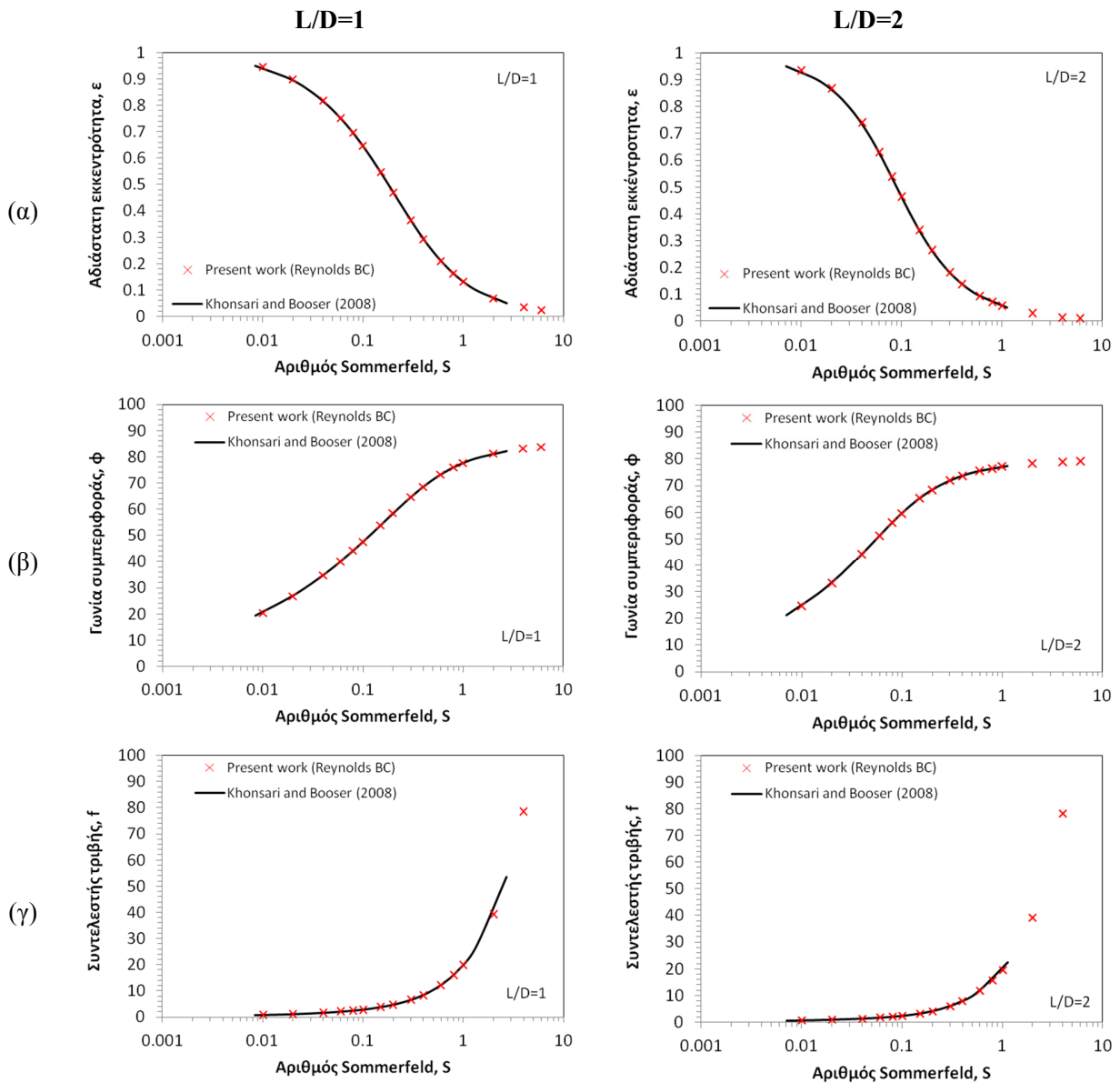


Σχ. 23. (α) Αδιάστατη εκκεντρότητα ϵ και (β) συντελεστής τριβής συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με $L/D = 1$. Σύγκριση αποτελεσμάτων των εργασιών [3] και [4].

Στα Σχ. 24 και 25 παρουσιάζεται η σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων των Khonsari και Booser (μαύρη συνεχής γραμμή) και των αποτελεσμάτων της παρούσας εργασίας (κόκκινα σημεία). Τα μεγέθη που συγκρίνονται είναι η αδιάστατη εκκεντρότητα, ϵ , η γωνία συμπεριφοράς, φ , και ο συντελεστής τριβής f . Τελικά, καταδεικνύεται ότι η ακρίβεια της παρούσας μεθοδολογίας υπολογισμών είναι ικανοποιητική σε όλο το εύρος των αριθμών Sommerfeld που δοκιμάστηκαν.



Σχ. 24. Έδρανο αναφοράς: $D=0.0254 \text{ m}$, $c=0.000225 \text{ m}$, $\eta=0.04384 \text{ Pa}\cdot\text{sec}$, $\psi_y = 0$, $\psi_x = 0$. Υπολογισμός (α) αδιάστατης εκκεντρότητας ϵ , (β) γωνίας συμπεριφοράς ϕ , και (γ) συντελεστή τριβής f συναρτήσεως του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με λόγο $L/D = 0.25$ και $L/D = 0.5$. Σύγκριση με τους υπολογισμούς της εργασίας [4].



Σχ. 25. Έδρανο αναφοράς: $D=0.0254 \text{ m}$, $c=0.000225 \text{ m}$, $\eta=0.04384 \text{ Pa}\cdot\text{sec}$, $\psi_y = 0$, $\psi_x = 0$. Υπολογισμός (α) αδιάστατης εκκεντρότητας ϵ , (β) γωνίας συμπεριφοράς ϕ , και (γ) συντελεστή τριβής f συναρτήσει του αριθμού Sommerfeld για ακτινικά έδρανα με λόγο $L/D = 1$ και $L/D = 2$. Σύγκριση με τους υπολογισμούς της εργασίας [4].

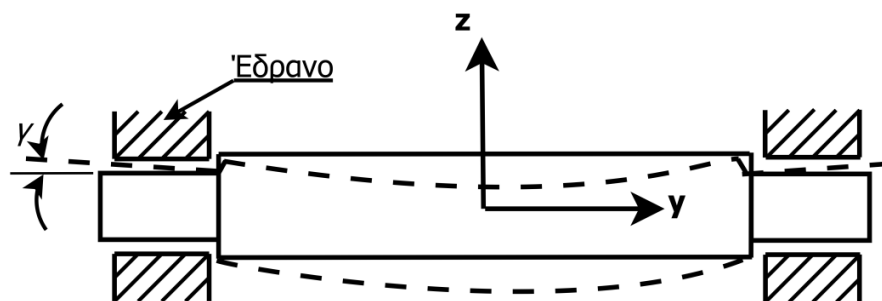
Σύγκριση με τα αποτελέσματα των Sun και Changlin [6]

Ο αλγόριθμος υπολογισμού ακτινικών εδράνων που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα εργασία δίνει αποτελέσματα με ικανοποιητική ακρίβεια, όπως φαίνεται από τις συγκρίσεις με τα αποτελέσματα των Raimondi και Boyd και των Khonsari και Booser, με την προϋπόθεση ότι εφαρμόζεται για έδρανο πλήρως ευθυγραμμισμένο. Στην πράξη, αντιμετωπίζονται περιπτώσεις στις οποίες ο άξονας έχει κάποια απευθυγράμμιση (misalignment) σε σχέση με το έδρανο. Η

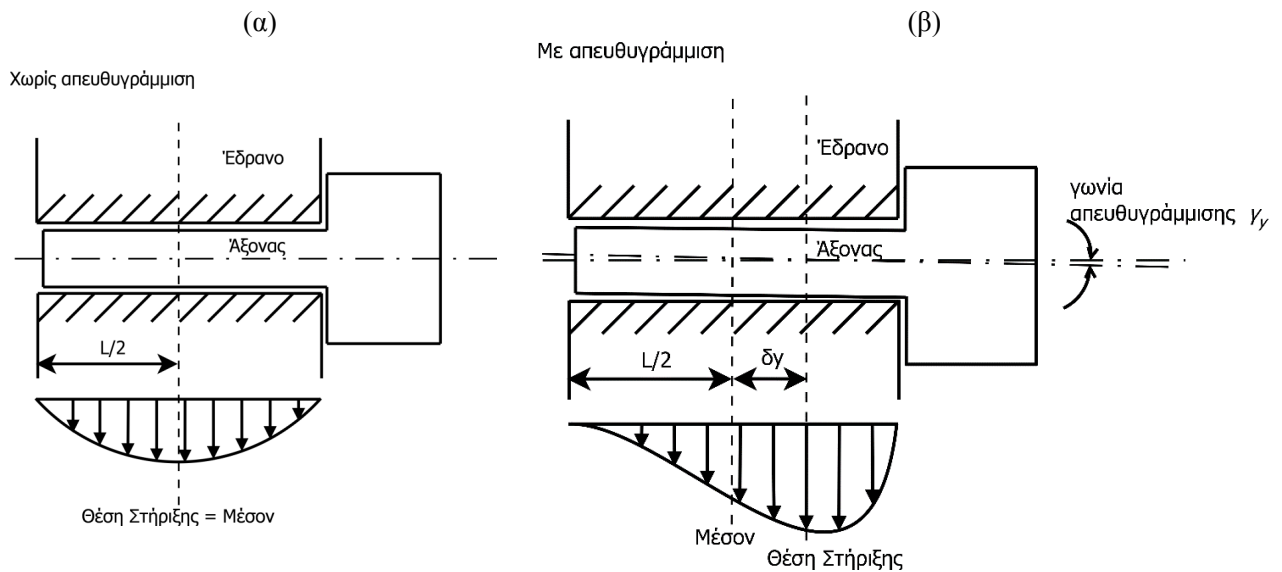
απευθυγράμμιση του άξονα μπορεί να ορισθεί μέσω δύο γωνιών, μίας ως προς το κατακόρυφο επίπεδο (γωνία ψ_y) και μίας ως προς το οριζόντιο επίπεδο (γωνία ψ_x)[14], βλ. Σχ. 19.

Για παράδειγμα, η διάταξη του εργαστηρίου, στην οποία έγιναν οι πειραματικές μετρήσεις, παρουσιάζει απευθυγράμμιση (misalignment) κατά το κατακόρυφο επίπεδο, δηλαδή το τμήμα του άξονα το οποίο βρίσκεται μέσα στο έδρανο έχει σε διαφορετικό ύψος το κέντρο του στην είσοδο του εδράνου από ότι στην έξοδο. Αυτό συμβαίνει λόγω του βάρους του άξονα και των επιπρόσθετων φορτίων που φέρει, τα οποία δημιουργούν το βέλος κάμψης του.

Στο Σχ. 26 παρουσιάζεται παράδειγμα αμφίερειστης δοκού η οποία εδράζεται στα άκρα της σε δύο ακτινικά έδρανα ολίσθησης. Λόγω του ίδιου βάρους ή των ασκούμενων φορτίων η δοκός παραμορφώνεται ελαστικά δημιουργώντας βέλος κάμψης. Η ελαστική παραμόρφωση της δοκού οδηγεί σε απευθυγράμμιση της ως προς τα έδρανα στήριξης κατά γωνία γ . Στο Σχ. 27 παρουσιάζεται λεπτομέρεια του ενός από τα δύο έδρανα της δοκού του Σχ. 26. Συγκεκριμένα, στο Σχ. 27(α) παρουσιάζεται η κατανομή της πίεσης του λιπαντικού στην περίπτωση μηδενικής απευθυγράμμισης άξονα-εδράνου (άξονας παράλληλος προς το έδρανο) ενώ στο Σχ. 27(β) παρουσιάζεται η κατανομή της πίεσης του λιπαντικού όταν λαμβάνεται υπόψη η απευθυγράμμιση και η πραγματική γεωμετρία του λιπαντικού φιλμ. Παρατηρείται ότι στην περίπτωση της ευθυγραμμισμένης ατράκτου, το προφίλ της αναπτυχθείσας πίεσης είναι συμμετρικό, και η συνισταμένη δύναμη στήριξης ασκείται στο μέσον του εδράνου. Στην περίπτωση της απευθυγραμμισμένης δοκού, λόγω της μείωσης του πάχους του λιπαντικού στο δεξί τμήμα του εδράνου, παρατηρείται σημαντική αύξηση της αναπτυχθείσας πίεσης. Η συνισταμένη δύναμη στήριξης, δεν ασκείται πλέον στο μέσον του εδράνου, αλλά σε κάποιο σημείο δεξιότερα του μέσου κατά δy .



Σχ. 26. Αμφίερειστη δοκός εδραζόμενη σε δύο ακτινικά έδρανα ολίσθησης. Ελαστική γραμμή και γωνία απευθυγράμμισης στις θέσεις στήριξης.



Σχ. 27. Σκαρίφημα της τομής εδράνου κατά το μήκος του, όπου διακρίνεται η κατανομή της πίεσης για τις περιπτώσεις (α) χωρίς απευθυγράμμιση, και (β) με απευθυγράμμιση του άξονα.

Επομένως, προκύπτουν δύο μεγέθη τα οποία πρέπει να προσδιοριστούν: η ροπή λόγω απευθυγράμμισης και η θέση του εδράνου στην οποία ασκείται η συνισταμένη δύναμη που εξισορροπεί το εξωτερικό φορτίο. Η ροπή απευθυγράμμισης μπορεί να αναλυθεί σε δύο συνιστώσες:

- Συνιστώσα y: $M_{by} = \int_0^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \left(x - \frac{L}{2} \right) R \cos\theta \, d\theta \, dx$
- Συνιστώσα z: $M_{bz} = \int_0^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \left(x - \frac{L}{2} \right) R \sin\theta \, d\theta \, dx$, όπου θ_1, θ_2 οι γωνίες αρχής και τέλους του υδροδυναμικού φιλμ του λιπαντικού.

Το μέτρο της συνολικής ροπής δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$M_b = \sqrt{M_{by}^2 + M_{bz}^2}$$

Η θέση της συνισταμένης δύναμης προκύπτει από τον υπολογισμό του δy , οποίος μπορεί να γίνει με χρήση της ακόλουθης σχέσης:

$$\delta y = \frac{M_b}{P}$$

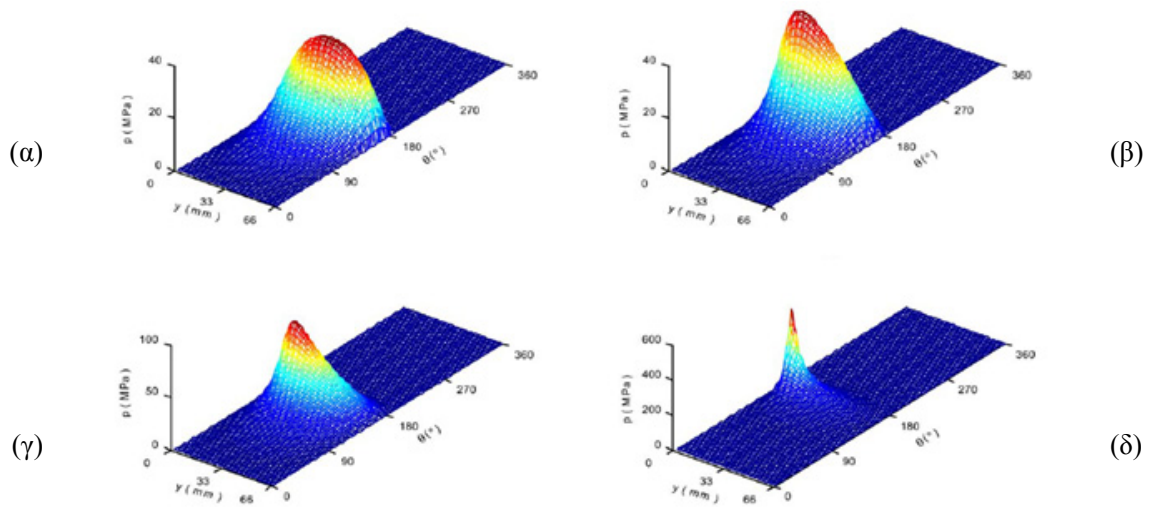
όπου, P το συνολικό φορτίο του εδράνου.

Κατανομή Πίεσης:

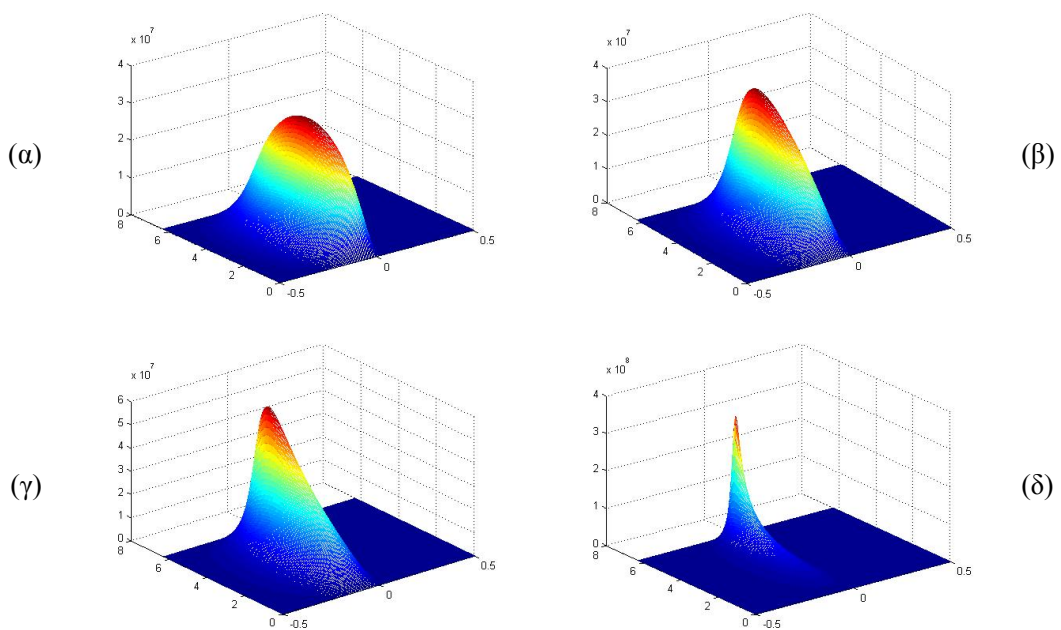
Στα Σχ. 28 – 31 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της εργασίας των Sun και Changlin [6], σε σύγκριση με αυτά της παρούσας εργασίας. Συγκεκριμένα, παρουσιάζεται η κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια του εδράνου για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης γ κατά το κατακόρυφο και οριζόντιο επίπεδο, για σταθερή αδιάστατη εκκεντρότητα $\varepsilon = 0.8$ και γωνία συμπεριφοράς $\varphi = 0^\circ$. Για τους υπολογισμούς της παρούσας εργασίας, χρησιμοποιήθηκε έδρανο αναφοράς, τα χαρακτηριστικά του οποίου παρουσιάζονται στον Πίν. 1.

Πίν. 1. Χαρακτηριστικά εδράνου αναφοράς για τους υπολογισμούς με απευθυγράμμιση του άξονα.

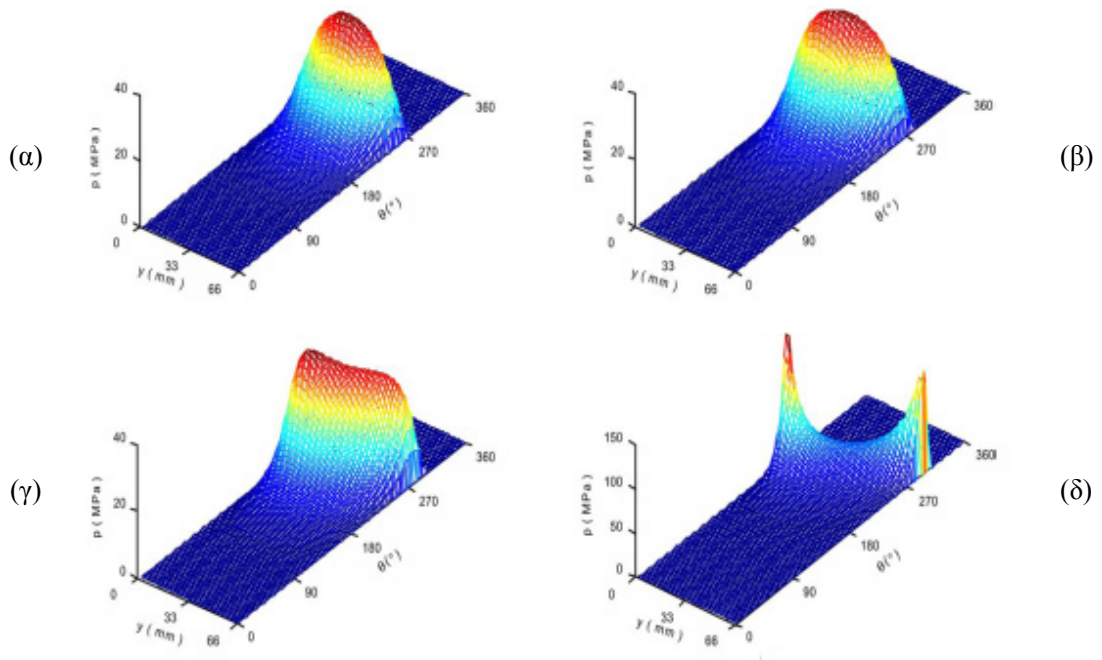
Διάμετρος εδράνου	$D = 0.030 \text{ m}$
Μήκος εδράνου	$L = 0.066 \text{ m}$
Ακτινική χάρη	$c = 0.00003 \text{ m}$
Περιστροφική ταχύτητα	$N = 3000 \text{ RPM}$
Δυναμικό ιξώδες λαδιού	$\eta = 0.009 \text{ Pa s}$



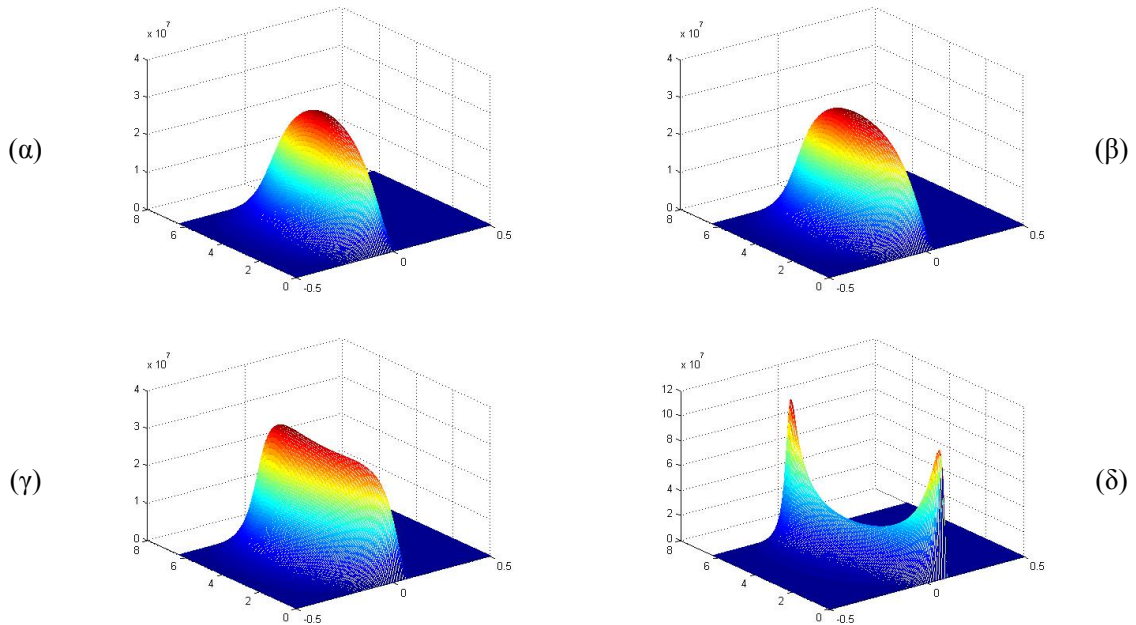
Σχ. 28. Κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια του εδράνου για αδιάστατη εκκεντρότητα $\varepsilon=0.8$ και γωνία συμπεριφοράς $\varphi=0^\circ$. Γωνία απευθυγράμμισης (α) $\gamma_y=0^\circ$ ($\psi_y=0$), (β) $\gamma_y=0.004^\circ$ ($\psi_y=0.15359$), (γ) $\gamma_y=0.007^\circ$ ($\psi_y=0.26878$), (δ) $\gamma_y=0.01^\circ$ ($\psi_y=0.338397$). Αποτελέσματα της εργασίας [6].



Σχ. 29. Κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια του εδράνου για αδιάστατη εκκεντρότητα $\varepsilon=0.8$ και γωνία συμπεριφοράς $\varphi=0^\circ$. Γωνία απευθυγράμμισης (α) $\gamma_y=0^\circ$ ($\psi_y=0$), (β) $\gamma_y=0.004^\circ$ ($\psi_y=0.15359$), (γ) $\gamma_y=0.007^\circ$ ($\psi_y=0.26878$), (δ) $\gamma_y=0.01^\circ$ ($\psi_y=0.338397$). Αποτελέσματα της παρούσας εργασίας.



Σχ. 30. Κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια του εδράνου για αδιάστατη εκκεντρότητα $\varepsilon=0.8$ και γωνία συμπεριφοράς $\varphi=0^\circ$. Γωνία απευθυγράμμισης (α) $\gamma_x=0^\circ$ ($\psi_x=0$), (β) $\gamma_x=0.01^\circ$ ($\psi_x=0.38397$), (γ) $\gamma_x=0.002^\circ$ ($\psi_x=0.76795$), (δ) $\gamma_x=0.03^\circ$ ($\psi_x=1.15192$). Αποτελέσματα της εργασίας [6].



Σχ. 31. Κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια του εδράνου για αδιάστατη εκκεντρότητα $\varepsilon=0.8$ και γωνία συμπεριφοράς $\varphi=0^\circ$. Γωνία απευθυγράμμισης (α) $\gamma_x=0^\circ$ ($\psi_x=0$), (β) $\gamma_x=0.01^\circ$ ($\psi_x=0.38397$), (γ) $\gamma_x=0.002^\circ$ ($\psi_x=0.76795$), (δ) $\gamma_x=0.03^\circ$ ($\psi_x=1.15192$). Αποτελέσματα της παρούσας εργασίας.

Πίν. 2. Υπολογισμός μέγιστης πίεσης σε έδρανα με κατακόρυφη απευθυγράμμιση του άξονα: Σύγκριση αποτελεσμάτων μεταξύ της παρούσας εργασίας και της εργασίας [6], για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης γ_y .

Γωνία γ_y (deg)	Αδιάστατη Γωνία ψ_y	P_{max} (MPa) Παρούσα Εργασία	P_{max} (MPa) Εργασία [6]
0	0	32.738	33.06
0.004	0.153588974	39	39.6
0.007	0.268780705	62.06	63.58
0.01	0.383972435	389.17	415.35

Πίν. 3. Υπολογισμός μέγιστης πίεσης σε έδρανα με οριζόντια απευθυγράμμιση του άξονα: Σύγκριση αποτελεσμάτων μεταξύ της παρούσας εργασίας και της εργασίας [6], για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης γ_x .

Γωνία γ_x (deg)	Αδιάστατη Γωνία ψ_x (psix)	P_{max} (MPa) Παρούσα Εργασία	P_{max} (MPa) Εργασία [6]
0	0	32.738	33.06
0.01	0.383972	32.62	32.95
0.02	0.767945	34.71	34.95
0.03	1.151917	143.37	143.34

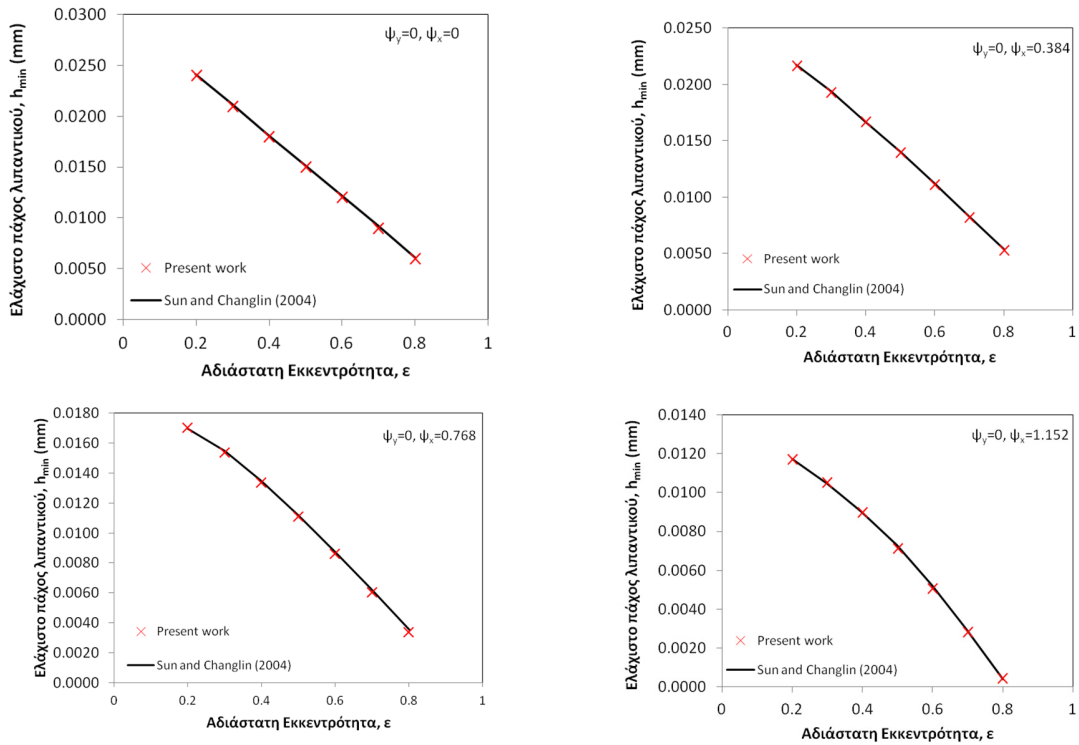
Από τα παραπάνω σχήματα γίνεται αντιληπτό το γεγονός ότι η κατανομή της πίεσης στο φιλμ λαδιού μεταβάλλεται καθώς μεταβάλλεται η γωνία απευθυγράμμισης του εδράνου. Συγκεκριμένα, όσο μεγαλύτερη είναι η γωνία απευθυγράμμισης τόσο μεγαλύτερη είναι η διαφοροποίηση της κατανομής της πίεσης. Σε ένα πλήρως ευθυγραμμισμένο έδρανο, η θέση μέγιστης πίεσης βρίσκεται στο μέσον του εδράνου κατά το μήκος του, ενώ όσο η γωνία απευθυγράμμισης αυξάνεται, τόσο η θέση αυτή κινείται προς την άκρη του εδράνου, η οποία φορτίζεται περισσότερο. Η συμπεριφορά αυτή είναι ίδια είτε η γωνία απευθυγράμμισης αφορά το οριζόντιο είτε το κατακόρυφο επίπεδο.

Στα **Σχ. 29** και **31** παρουσιάζεται η κατανομή της πίεσης στο έδρανο για διάφορες καταστάσεις απευθυγράμμισης, η οποία υπολογίστηκε με χρήση του λογισμικού του εργαστηρίου, ενώ στα **Σχ. 28** και **30** τα αντίστοιχα αποτελέσματα της εργασίας [6]. Στους **Πίν. 2** και **3** παρουσιάζονται οι αντίστοιχες υπολογισθείσες τιμές της μέγιστης πίεσης στο έδρανο. Παρατηρείται ικανοποιητική προσέγγιση των παρόντων αποτελεσμάτων και των αποτελεσμάτων της εργασίας [6].

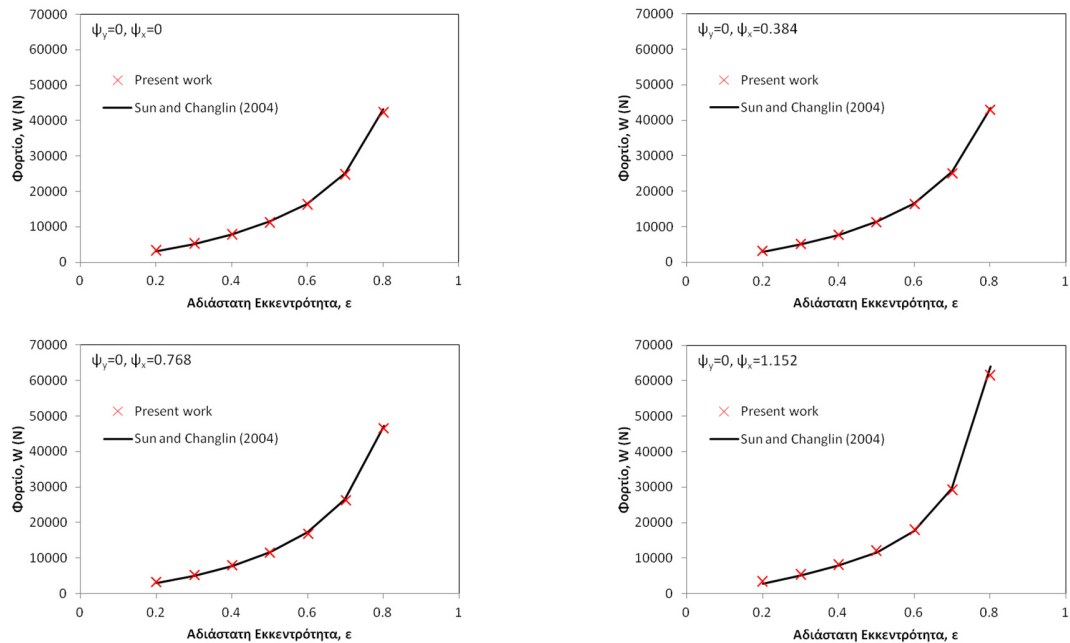
Με βάση τα Σχ. 28 - 31 και τους Πίν. 2, 3 μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Αύξηση της γωνίας απευθυγράμμισης, είτε στο κατακόρυφο, είτε στο οριζόντιο επίπεδο, οδηγεί σε αύξηση της τιμής της μέγιστης πίεσης.
- Το λογισμικό υπολογισμού εδράνων που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα εργασία δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα για έδρανα με απευθυγραμμισμένο άξονα.

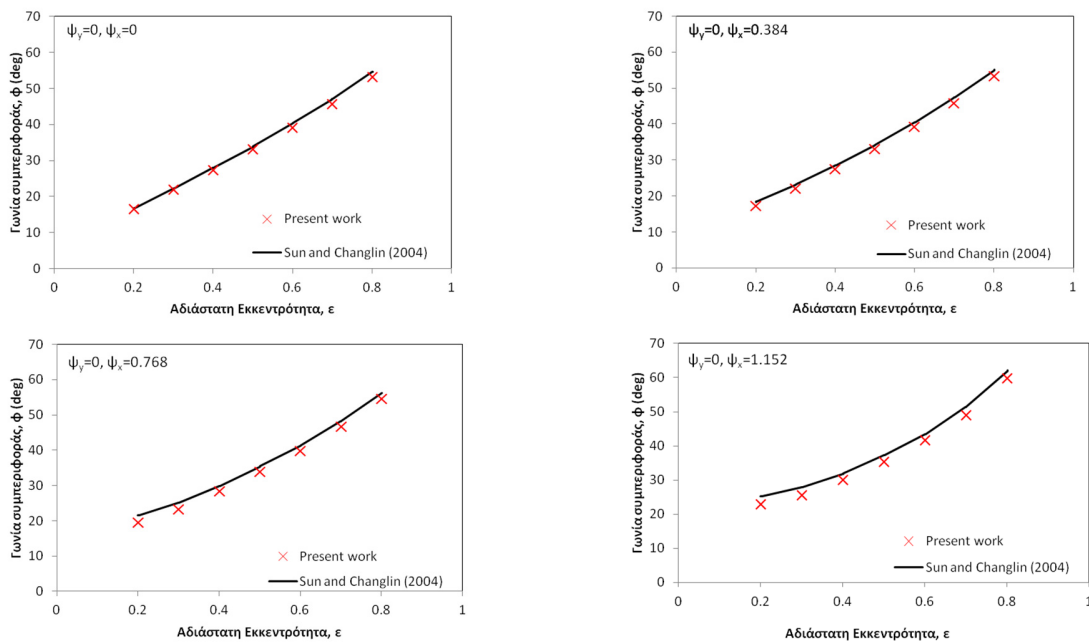
Για τον περαιτέρω έλεγχο της ακρίβειας υπολογισμού του λογισμικού που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα εργασία, έγινε, για διάφορες καταστάσεις λειτουργίας, σύγκριση μεταξύ των υπολογισθέντων μεγεθών λειτουργίας του εδράνου (h_{min} , W , φ , f , M) με αυτά της εργασίας [6]. Συγκεκριμένα, έγιναν υπολογισμοί για διάφορες τιμές της γωνίας απευθυγράμμισης του εδράνου κατά το κατακόρυφο επίπεδο, για σταθερή περιστροφική ταχύτητα $N=3000\text{ RPM}$ και σε συγκεκριμένη θέση, δηλαδή για σταθερή αδιάστατη εκκεντρότητα $\varepsilon = 0.8$ και γωνία συμπεριφοράς $\varphi = 0^\circ$.



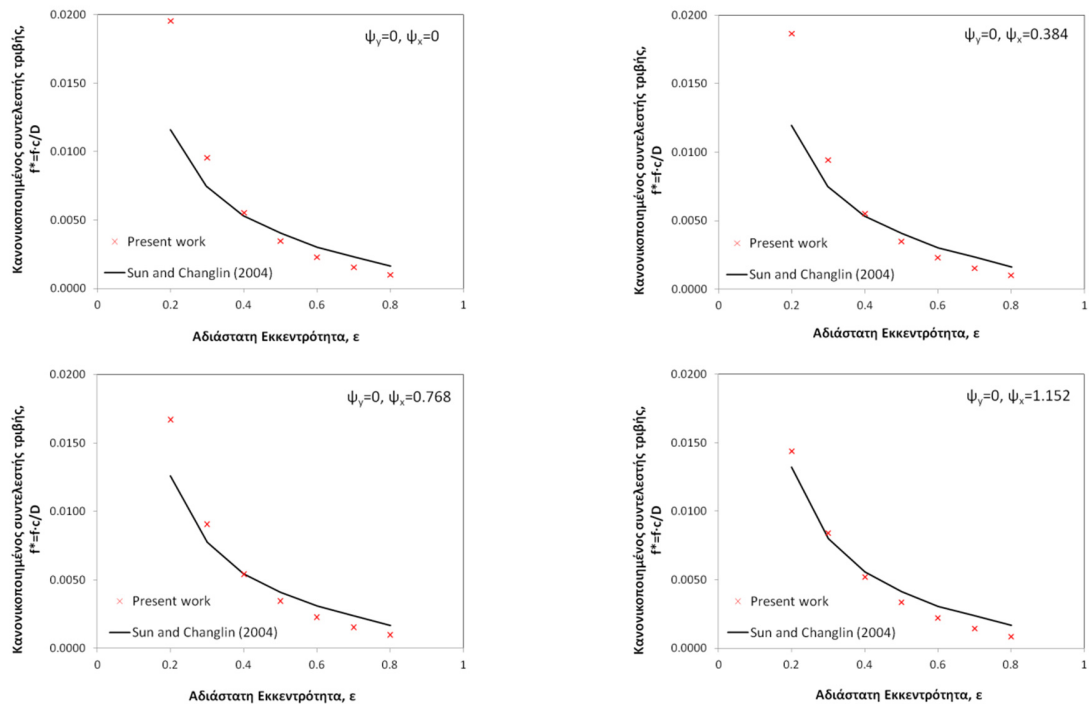
Σχ. 32. Ελάχιστο πάχος λιπαντικού συναρτήσει της αδιάστατης εκκεντρότητας για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης. Σύγκριση των υπολογισμών της παρούσας εργασίας με αυτούς των Sun και Changlin [6].



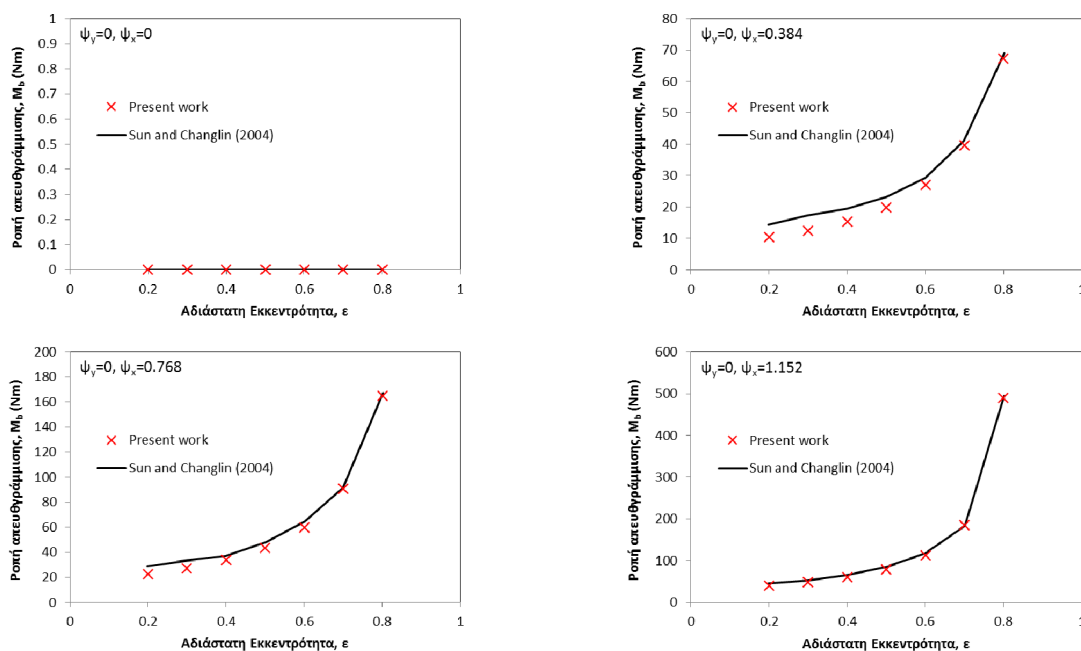
Σχ. 33. Συνολικό ακτινικό φορτίο $W = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}$ του εδράνου συναρτήσει της αδιάστατης εκκεντρότητας για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης. Σύγκριση των υπολογισμών της παρούσας εργασίας με αυτούς των Sun και Changlin [6].



Σχ. 34. Γωνία συμπεριφοράς συναρτήσει της αδιάστατης εκκεντρότητας για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης. Σύγκριση των υπολογισμών της παρούσας εργασίας με αυτούς των Sun και Changlin [6].



Σχ. 35. Κανονικοποιημένος συντελεστής τριβής συναρτήσει της αδιάστατης εκκεντρότητας για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης. Σύγκριση των υπολογισμών της παρούσας εργασίας με αυτούς των Sun και Changlin [6].



Σχ. 36. Ροπή απευθυγράμμισης συναρτήσει της αδιάστατης εκκεντρότητας για διάφορες γωνίες απευθυγράμμισης. Σύγκριση των υπολογισμών της παρούσας εργασίας με αυτούς των Sun και Changlin [6].

Από τα Σχ. 32 - 36 συμπεραίνεται ότι η ακρίβεια υπολογισμών του λογισμικού που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα εργασία είναι ικανοποιητική για όλες τις παραμέτρους που εξετάστηκαν. Επίσης, αξίζει να σημειωθεί ότι η αύξηση της γωνίας απευθυγράμμισης οδηγεί σε μείωση του ελάχιστου πάχους του λιπαντικού. Σε πλήρως ευθυγραμμισμένα έδρανα, η κατανομή του φιλμ του λαδιού είναι αμετάβλητη κατά το μήκος του εδράνου (αξονική διεύθυνση), ενώ μεταβάλλεται περιμετρικά αυτού, ανάλογα με τη θέση ισορροπίας. Αντίθετα, για ένα απευθυγραμμισμένο έδρανο, το πάχος λιπαντικού μεταβάλλεται κατά την αξονική διεύθυνση, και η ελάχιστη/μέγιστη τιμή του εμφανίζεται στα άκρα του εδράνου.

2.3 Μοντέλο επίλυσης του συστήματος άξονα-εδράνου

2.3.1 Παρουσίαση λογισμικού για την επίλυση προβλημάτων ευθυγράμμισης αξονικών συστημάτων

Μέχρι στιγμής, παρουσιάστηκε η μαθηματική διατύπωση του προβλήματος υδροδυναμικής λίπανσης σε ακτινικά έδρανα. Η συγκεκριμένη εργασία, όμως, περιλαμβάνει πειράματα τα οποία αφορούν ολόκληρο το αξονικό σύστημα, δηλαδή το συζευγμένο σύστημα άξονα-εδράνου. Για την ακριβή πρόβλεψη της συμπεριφοράς του συστήματος άξονα-εδράνου απαιτείται δημιουργία ενός πολυπλοκότερου μοντέλου, το οποίο θα μπορεί να υπολογίσει την ισορροπία δυνάμεων στο συζευγμένο σύστημα και να εξάγει τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κάθε υποσυστήματος.

Για τη μοντελοποίηση και επίλυση του άξονα χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό Shaft Alignment, το οποίο ήταν διαθέσιμο από το μάθημα «Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας II» [8]. Το λογισμικό αυτό χρησιμοποιείται στο πλαίσιο της εργαστηριακής άσκησης που αφορά στην ευθυγράμμιση αξονικού συστήματος, και έχει τη δυνατότητα υπολογισμού της στατικής ισορροπίας υπερστατικών φορέων.

Για την προσομοίωση της πειραματικής διάταξης της παρούσας εργασίας, αρχικά γίνεται εισαγωγή στο λογισμικό των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του άξονα και των μηχανικών ιδιοτήτων του υλικού από το οποίο είναι κατασκευασμένος. Συγκεκριμένα, η πειραματική διάταξη αποτελείται από δύο έδρανα, τα οποία είναι τοποθετημένα στα δύο άκρα του άξονα και προσφέρουν ακτινική στήριξη. Ο άξονας έχει σταθερή διάμετρο 10 mm καθ' όλο το μήκος του (μήκος 432 mm), εκτός του άκρου το οποίο συνδέεται με το έδρανο υδροδυναμικής λίπανσης, όπου η διάμετρος του άξονα είναι 24.95 mm (μήκος 25.4 mm). Ο άξονας φορτίζεται από το βάρος του, καθώς και από δύο δίσκους, καθένας από τους οποίους έχει μάζα $m=0.800$ kg. Οι δύο δίσκοι μπορούν να μετακινηθούν κατά το δοκούν επί του άξονα, δημιουργώντας διαφορετικές καταστάσεις φόρτισης σε άξονα και έδρανο.

Για την εισαγωγή του άξονα στο λογισμικό υπολογισμού, πρακτικά αυτός χωρίζεται σε επιμέρους μικρότερα τμήματα, ανάλογα με το αν αλλάζει κάποιο χαρακτηριστικό του (διάμετρος, φορτίο, θέση στήριξης). Για κάθε στοιχειώδες τμήμα του άξονα προδιαγράφονται τα ακόλουθα χαρακτηριστικά του:

- Μήκος
- Διάμετρος
- Φορτίο
- Ροπή αδράνειας
- Μέτρο ελαστικότητας Young

Για την κατανόηση των δυνατοτήτων του λογισμικού Shaft Alignment, δίνεται παρακάτω ένα απλό παράδειγμα στατικής ισορροπίας αξονικού συστήματος, το οποίο μπορεί να λυθεί εύκολα με εφαρμογή ισορροπίας δυνάμεων και ροπών.

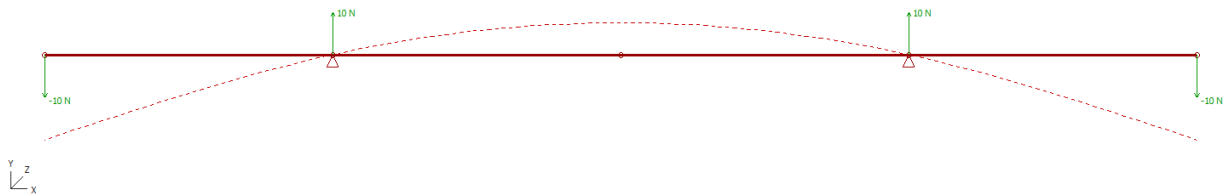
Έστω η αβαρής δοκός με τις στηρίξεις-εδράσεις όπως φαίνεται στο **Σχ. 37**, για την οποία επίσης ισχύουν:

- μήκος $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l = 1$ m,
- ροπή αδράνειας $I = 5 \cdot 10^{-10}$ m⁴,
- μέτρο ελαστικότητας $E = 2 \cdot 10^{11}$ N/m².

Υποθέτουμε, επίσης, ότι στα άκρα της δοκού ασκείται φορτίο $P = -10$ N. Η ισορροπία της δοκού μπορεί να υπολογιστεί ως εξής:

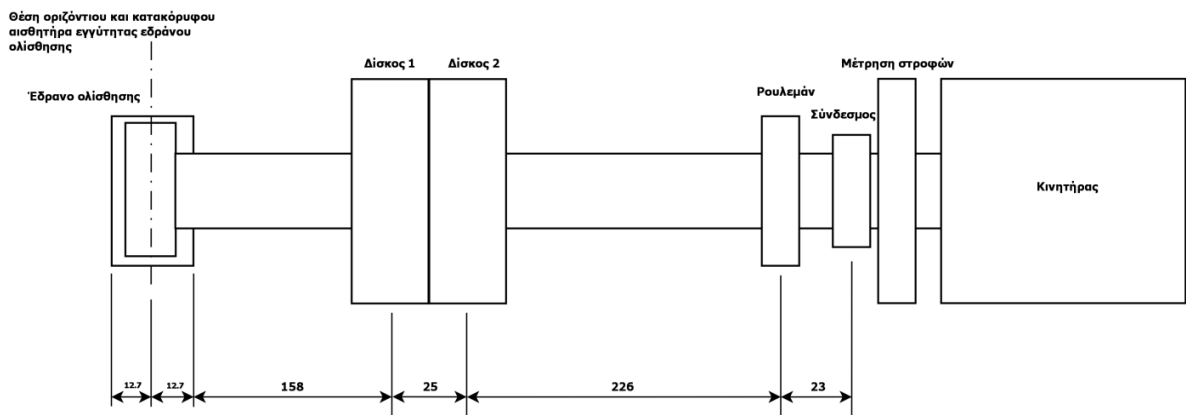
$$\begin{aligned}\overline{\Sigma F_y} &= 0 \\ \overline{\Sigma F_z} &= 0 \Rightarrow \vec{P} + \vec{R}_A + \vec{R}_B + \vec{P} = 0 \Rightarrow R_A + R_B = 2P \\ \overline{\Sigma M_0} &= 0 \Rightarrow -4Pl + 3R_A l + R_B l = 0 \Rightarrow 3R_A + R_B = 4P\end{aligned}$$

Επομένως, οι αντιδράσεις που προέκυψαν στα σημεία στήριξης είναι $R_A = 10\text{ N}$ και $R_B = 10\text{ N}$.



Σχ. 37. Απεικόνιση απλής δοκού με δύο στηρίξεις στο πρόγραμμα στατικής επίλυσης Shaft Alignment του εργαστηρίου. Επιβολή φορτίων και υπολογισμός αντιδράσεων στις θέσεις στήριξης.

Στο παράδειγμα αυτό οι στηρίξεις του άξονα θεωρούνται τα σημεία στα οποία ασκείται το φορτίο αντίδρασης του εδράνου.



Σχ. 38. Σκαρίφημα της πειραματικής διάταξης της παρούσας εργασίας.

Στο **Σχ. 38** παρουσιάζεται σκαρίφημα της πειραματικής διάταξης της παρούσας εργασίας. Ο άξονας είναι συνδεδεμένος στο ένα του άκρο με ηλεκτροκινητήρα και παραλαμβάνει την στρεπτική ροπή μέσω ελαστικού συνδέσμου. Ο άξονας εδράζεται σε δύο ακτινικά έδρανα και φέρει δύο μεταλλικούς δίσκους. Για τον υπολογισμό της στατικής ισορροπίας του άξονα, αυτός διακριτοποιείται σε στοιχειώδη τμήματα. Τα χαρακτηριστικά κάθε τμήματος παρατίθενται στον Πίν. 4.

Πίν. 4. Διακριτοποίηση του άξονα της πειραματικής διάταξης και χαρακτηριστικά του κάθε στοιχειώδους τμήματος.

Αριθμός τμήματος	Μήκος (m)	Διάμετρος (m)	Κατανεμημένο Φορτίο (Kg/m)	I (m ⁴)	E (N/m ²)
1	0.0127	0.025	3.839	1.92E-08	1.80E+11
2	0.0127	0.025	3.839	1.92E-08	1.80E+11
3	0.158	0.01	0.614	4.91E-10	1.80E+11
4	0.025	0.01	0.614	4.91E-10	1.80E+11
5	0.226	0.01	0.614	4.91E-10	1.80E+11
6	0.023	0.01	0.614	4.91E-10	1.80E+11

Για τον υπολογισμό του κατανεμημένου φορτίου χρησιμοποιήθηκε η σχέση:

$$w = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \rho$$

όπου, w = το κατανεμημένο φορτίο σε kg/m

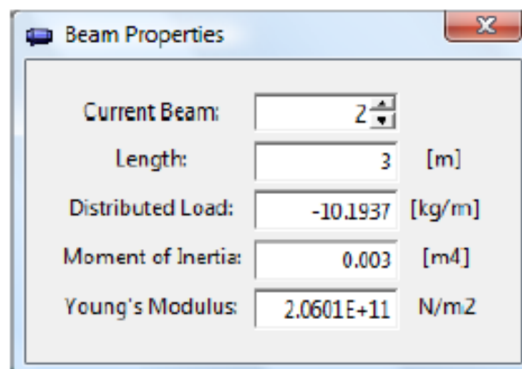
D = η διάμετρος του τρέχοντος τμήματος του άξονα σε m

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{0.3626}{\left[\frac{\pi 10^2}{4}(457.4-25.4) + \frac{\pi 25^2}{4} \cdot 25.4\right] \cdot 10^{-9}} = 7820.4 \text{ kg/m}^3 \text{ η πυκνότητα του άξονα}$$

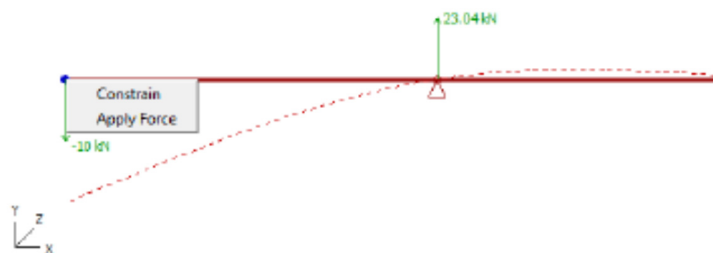
(υπολογίστηκε από μετρήσεις μάζας, όγκου του άξονα)

Η διαδικασία μοντελοποίησης έγινε ως εξής:

- Επιλογή αριθμού στοιχειωδών δοκών.
- Προσδιορισμός ιδιοτήτων δοκών (μήκος, κατανεμημένο φορτίο, ροπή αδράνειας της διατομής, μέτρο ελαστικότητας του υλικού), **Σχ. 39**.
- Προσδιορισμός κόμβων στήριξης, κόμβων άσκησης εξωτερικών δυνάμεων.
- Επιβολή φορτίων και στηρίξεων, **Σχ. 40**.

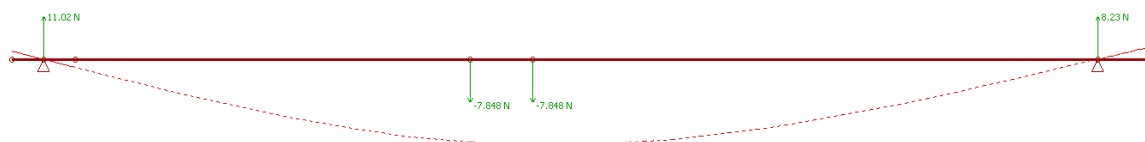


Σχ. 39. Λογισμικό υπολογισμού στατικής ισορροπίας άξονα: Εισαγωγή των χαρακτηριστικών των στοιχειωδών τμημάτων του άξονα.



Σχ. 40. Λογισμικό υπολογισμού στατικής ισορροπίας άξονα: Επιβολή φορτίσεων και στηρίξεων σε κόμβους των στοιχειωδών τμημάτων του άξονα.

Στο **Σχ. 41** παρουσιάζεται το μοντέλο του αξονικού συστήματος της πειραματικής διάταξης του **Σχ. 38**, και τα αποτελέσματα μετά την επίλυση και τον υπολογισμό της στατικής του ισορροπίας (αντιδράσεις στις θέσεις στήριξης, βέλος κάμψης του άξονα).



Σχ. 41. Μοντέλο του αξονικού συστήματος της πειραματικής διάταξης της παρούσας εργασίας.

Αναλυτικά, με το λογισμικό Shaft Alignment υπολογίζονται οι αντιδράσεις, μετατοπίσεις και κλίσεις (καμπύλη βέλους κάμψης) για κάθε σημείο του άξονα. Συνοπτικά, το λογισμικό αυτό επιλύει το πρόβλημα στατικής ισορροπίας δοκού λαμβάνοντας υπόψη τα φορτία και τις στηρίξεις της. Το λογισμικό χρησιμοποιεί για την επίλυση τη μέθοδο της μητρωϊκής ανάλυσης, και υλοποιεί τη μεθοδολογία που αναπτύχθηκε στο [20].

Σημείωση: Κατά την μοντελοποίηση του συστήματος στον υπολογιστή με τη βοήθεια του προγράμματος Shaft Alignment έγινε η εξής παραδοχή: Η σημειακή θέση στήριξης του άξονα στη θέση του εδράνου ολίσθησης ελήφθη στο μισό του μήκους του εδράνου. Αυτή η παραδοχή ισχύει μόνο με την προϋπόθεση ότι ο άξονας είναι πλήρως ευθυγραμμισμένος στο έδρανο. Στην πράξη, όμως, λόγω του βέλους κάμψης του άξονα, προκύπτει απευθυγράμμιση του άξονα στο έδρανο, η οποία χαρακτηρίζεται από τη σχετική γωνία απευθυγράμμισης γ (βλ. **Σχ. 26**). Επομένως, η ανάπτυξη πίεσης στο ακτινικό έδρανο ολίσθησης δεν θα είναι συμμετρική, με αποτέλεσμα η θέση του εδράνου

στην οποία ασκείται η συνισταμένη δύναμη στήριξης να μην ταυτίζεται με το μέσον του εδράνου κατά το μήκος του. Συνεπώς, θα πρέπει να γίνει διόρθωση της σημειακής θέσης στήριξης του άξονα, ώστε αυτή να αντιστοιχεί στη θέση άσκησης της συνισταμένης δύναμης στήριξης.

2.3.2 Σύζευξη με το λογισμικό υπολογισμού ακτινικών εδράνων

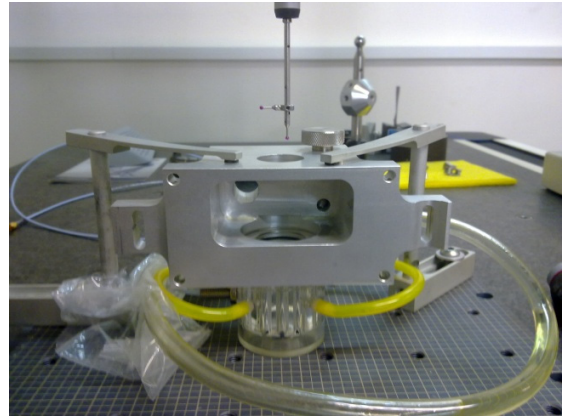
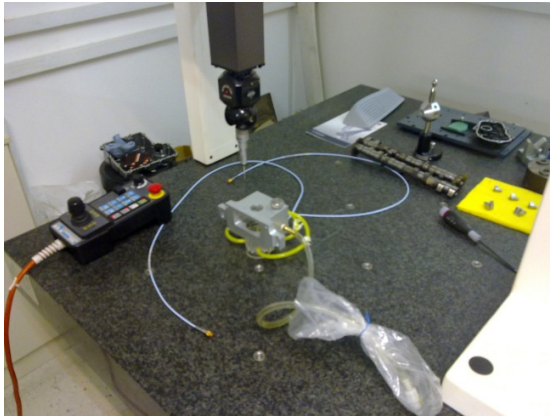
Με βάση την ανάπτυξη της προηγούμενης παραγράφου, είναι αναγκαίο να αναπτυχθεί ένας νέος αλγόριθμος, ο οποίος θα συνδυάζει τους υπολογισμούς ακτινικών εδράνων και τους υπολογισμούς στατικής ισορροπίας αξόνων, με στόχο η απευθυγράμμιση του άξονα να αποτελεί δεδομένο εισαγωγής κατά την επίλυση του εδράνου, και η εξαχθείσα διόρθωση της σημειακής θέσης στήριξης να αποτελεί δεδομένο εισαγωγής κατά την επίλυση της στατικής ισορροπίας του άξονα.

Ο αλγόριθμος σύζευξης εδράνου-άξονα υλοποιήθηκε μέσω μίας συνάρτησης (function) στο MatLab, με όνομα *calculateBeamBearing*. Η συνάρτηση αυτή λαμβάνει ως δεδομένα:

- τη διάμετρο του εδράνου D σε m ,
- το μήκος του εδράνου L σε m ,
- την ακτινική χάρη c σε m , η οποία προκύπτει αν γνωρίζουμε τη διάμετρο του άξονα d και τη διάμετρο του εδράνου D από τη σχέση: $c = \frac{D-d}{2}$,
- την περιστροφική ταχύτητα του άξονα N σε rps ,
- το φορτίο που δέχεται ο άξονας σε κάθε κατάσταση φόρτισης P σε N . Για τον προσδιορισμό του φορτίου χρησιμοποιείται το λογισμικό υπολογισμού στατικής ισορροπίας του άξονα που περιγράφηκε στην προηγούμενη παράγραφο. Συγκεκριμένα, αναπτύχθηκε συνάρτηση στο MatLab με το όνομα *calculateBeam*, η οποία λαμβάνει ως δεδομένα τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, τις στηρίξεις και τα εξωτερικά φορτία του αξονικού συστήματος,
- το ιξώδες του λαδιού η σε $Pa \cdot s$ στην εκάστοτε θερμοκρασία, και την διακριτοποίηση του εδράνου σε στοιχειώδη στοιχεία με βάση τον αριθμό στοιχείων σε κάθε διεύθυνση $JMAX$, $LMAX$,

Για την πειραματική διάταξη της παρούσας εργασίας (Bently Nevada RK4), τα ακόλουθα δεδομένα είναι γνωστά:

- η διάμετρος του εδράνου D , προσδιορίστηκε με χρήση της Coordinate Measurement Machine (CMM) του Εργαστηρίου Ταχείας Κατασκευής Πρωτοτύπων και Εργαλείων Αντίστροφου Σχεδιασμού, της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του ΕΜΠ. Κατά τη διαδικασία, μετρήθηκαν 9 σημεία επί της εσωτερικής επιφάνειας του εδράνου, και υπολογίστηκαν οι διάμετροι του μέγιστου και ελάχιστου κυλίνδρου που έχουν την ελάχιστη απόκλιση από τα μετρημένα δεδομένα. Η μέση διάμετρος D , τελικά, υπολογίστηκε ως $D = 0.0254 m$. Στο **Σχ. 42** παρουσιάζονται στιγμιότυπα από τη διαδικασία μέτρησης των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του εδράνου.

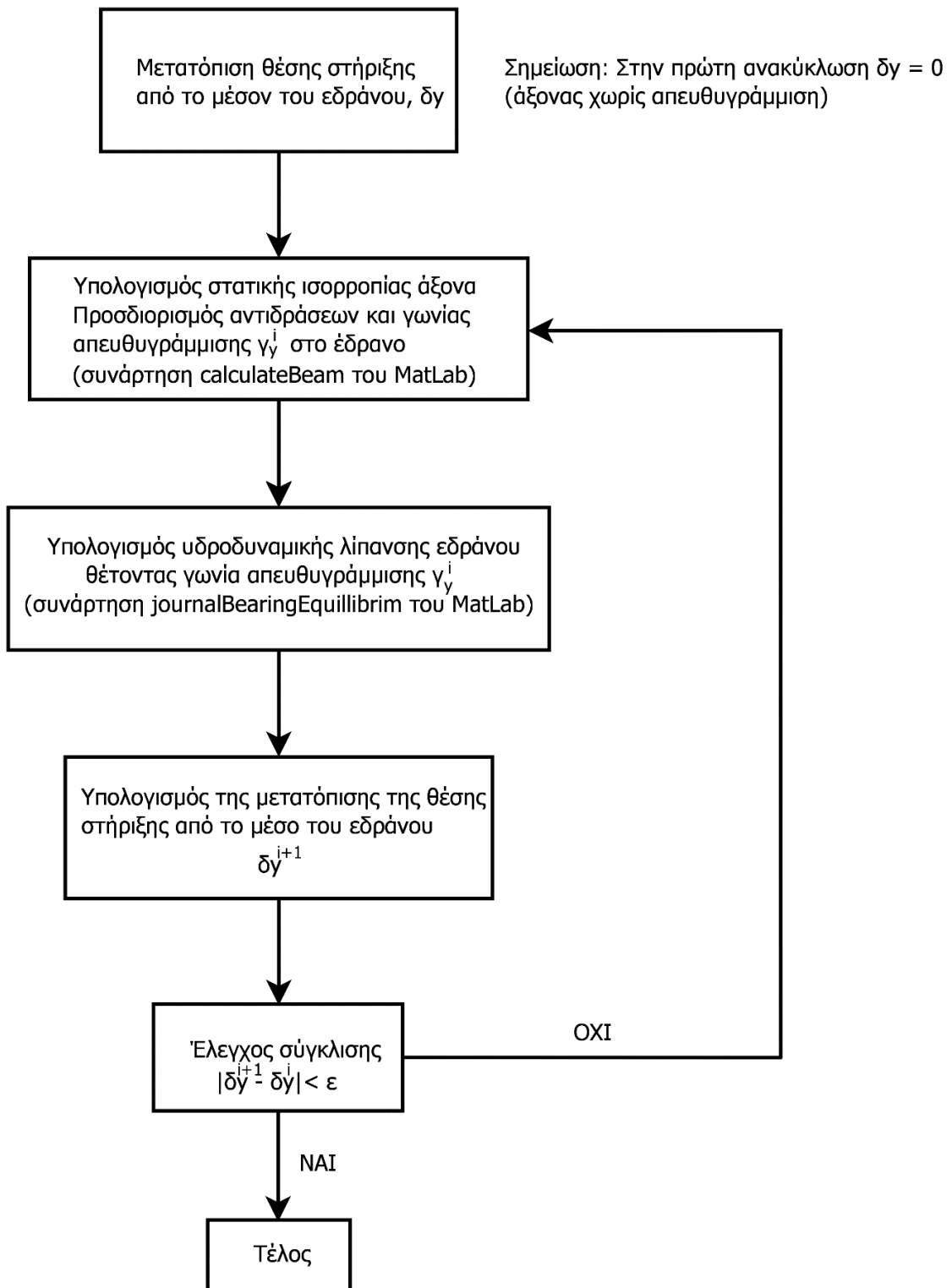


Σχ. 42. Coordinate Measurement Machine (CMM) του Εργαστηρίου Ταχείας Κατασκευής Πρωτοτύπων και Εργαλείων Αντίστροφου Σχεδιασμού. Στιγμιότυπα από τη διαδικασία μέτρησης των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του εδράνου.

- Το μήκος του εδράνου L προσδιορίστηκε με χρήση μικρομέτρου, $L = 0.025 \text{ m}$.
- Η διάμετρος του άξονα d προσδιορίστηκε με χρήση μικρομέτρου, η μέση τιμή της προσδιορίστηκε ως $d = 0.02495 \text{ m}$.
- Η ακτινική χάρη υπολογίστηκε ως $c = \frac{D-d}{2} = \frac{0.0254 - 0.02495}{2} = 0.000225 \text{ mm}$

Ο αλγόριθμος επίλυσης του συζευγμένου προβλήματος άξονα-εδράνου παρουσιάζεται στο **Σχ. 43**. Αρχικά, θεωρείται ότι στη θέση του εδράνου, η γωνία απευθυγράμμισης είναι μηδενική (ισοδύναμα: η μετατόπιση της θέσης στήριξης από το μέσον του εδράνου είναι μηδενική) και επιλύεται μέσω της συνάρτησης *calculateBeam* η στατική ισορροπία του άξονα. Προσδιορίζονται οι αντιδράσεις στις θέσεις στήριξης και η γωνία απευθυγράμμισης του εδράνου. Με χρήση του φορτίου στο έδρανο και της γωνίας απευθυγράμμισης, επιλύεται το πρόβλημα υδροδυναμικής λίπανσης στο έδρανο (μέσω της συνάρτησης *journalBearingEquilibrium* του MatLab), και υπολογίζεται η νέα μετατόπιση της θέσης στήριξης από το μέσον του εδράνου. Η διαδικασία επαναλαμβάνεται έως ότου η νέα θέση στήριξης να συμπέσει με την θέση που υποτέθηκε πριν τον υπολογισμό της ισορροπίας του άξονα.

Εύρεση στατικής ισορροπίας άξονα-εδράνου



Σχ. 43. Σχηματική απεικόνιση του αλγορίθμου επίλυσης του συζευγμένου προβλήματος άξονα-εδράνου.

3. Περιγραφή πειραματικής διάταξης – Ανάλυση πειραμάτων

3.1 Περιγραφή πειραματικής διάταξης

3.1.1 Bently Nevada Rotor Kit Model RK4

Το Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας διαθέτει την πειραματική διάταξη Rotor Kit Model RK4 της Bently Nevada. Η διάταξη είναι σχεδιασμένη και κατασκευασμένη στις Ηνωμένες Πολιτείες Αμερικής. Αποτελείται από μια μακρόστενη, χαλύβδινη στιβαρή βάση, στο ένα άκρο της οποίας υπάρχει ειδική θέση για την τοποθέτηση ενός ακτινικού εδράνου. Στο άλλο άκρο τοποθετείται μικρός ηλεκτροκινητήρας με μέγιστη περιστροφική ταχύτητα 10000 RPM. Τα κύρια χαρακτηριστικά της βάσης και του άξονα παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα:

Διαστάσεις βάσης:

Μήκος	780 mm
Πλάτος	340 mm
Ύψος	165 mm
Βάρος	14.5 kg

Διαστάσεις Άξονα:

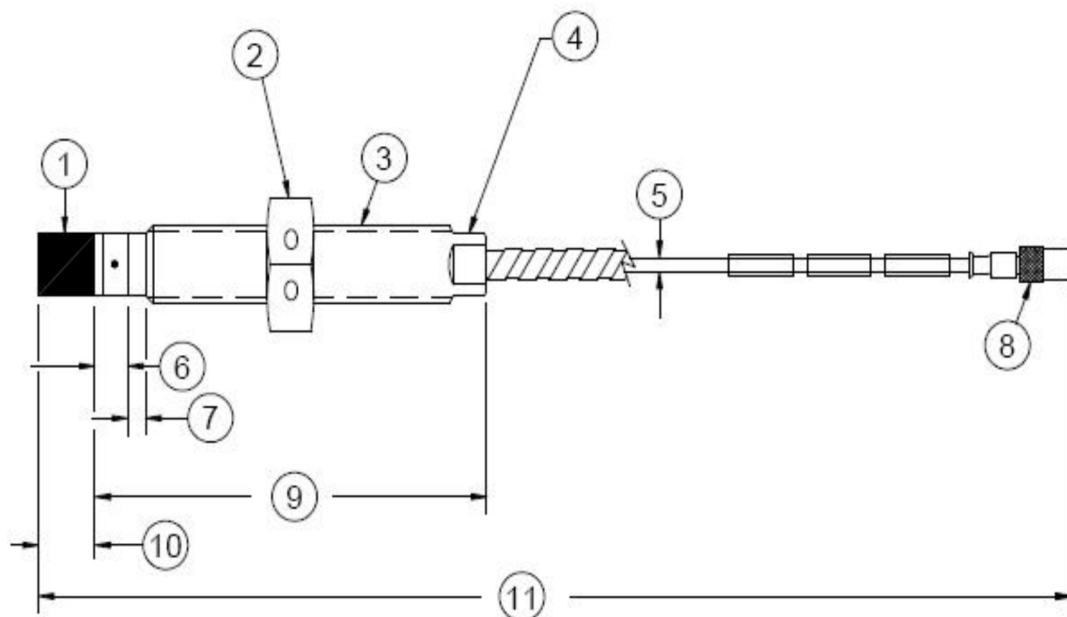
Μήκος	45.7 mm
Διάμετρος	24.95 mm, 10 mm
Βάρος	0.3626 kg

Ο άξονας έχει διάμετρο 10 mm καθ' όλο το μήκος του, πλην του ακραίου τμήματος του, μήκους 25.4 mm, το οποίο έχει διάμετρο 24.95 mm, ώστε να είναι δυνατή συνεργασία με το ακτινικό έδρανο.

Η διάταξη διαθέτει επίσης πρόσθετα βάρη τα οποία μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την τροποποίηση της φόρτισης του άξονα. Συγκεκριμένα, υπάρχουν δύο κυλινδρικές μάζες διαμέτρου 75 mm, οι οποίες ζυγίζουν 0.800 kg η κάθε μία, και έχουν μήκος 25.0 mm [15] – [17].

3.1.2 Αισθητήρες εγγύτητας (Proximity Probes)

Οι μετρήσεις έγιναν με τη βοήθεια των αισθητήρων εγγύτητας (proximity probes) που διαθέτει το εργαστήριο. Οι αισθητήρες αυτοί μπορούν να μετρήσουν την απόσταση κάποιου μεταλλικού αντικειμένου από την άκρη τους [15]. Οι μετρήσεις, οι οποίες είναι σε μονάδες τάσης, συλλέγονταν στον ηλεκτρονικό υπολογιστή με τη βοήθεια μιας κάρτας συλλογής δεδομένων (DaqBoard 2000), και στη συνέχεια μετατρέπονται σε μονάδες απόστασης, δηλαδή μm. Στο Σχ. 44 παρουσιάζεται σκαρίφημα ενός αισθητήρα εγγύτητας της παρούσας διάταξης.



1. Άκρο του αισθητήρα (Probe tip), διαμέτρου 5.26 mm
2. Εξαγωνικό περικόχλιο
3. Σπείρωμα καλύμματος
4. Στένωση διατομής
5. Καλώδιο, (μέγιστη εσωτερική διάμετρος: 2.8 mm, μέγιστη εξωτερική διάμετρος μαζί με την επένδυση: 7.6 mm)
6. Άκρο καλύμματος, διάσταση 6: 3.23 mm
7. Μήκος καλύμματος χωρίς σπείρωμα
8. Ομοαξονική σύνδεση (αρσενικό), μέγιστη εξωτερική διάμετρος 7.23mm
9. Μήκος καλύμματος 35.3 mm
10. Μήκος άκρου αισθητήρα: 2.92mm
11. Συνολικό μήκος χωρίς το καλώδιου: 43.8 mm

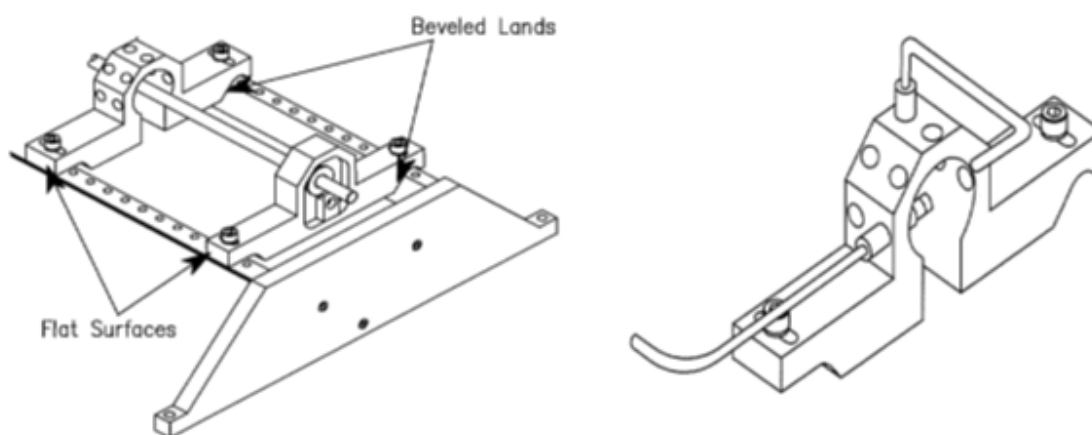
Σχ. 44. Σκαριφηματική απεικόνιση των αισθητήρων Proximity Probes [15].



Σχ. 45. Απόληξη του καλωδίου των αισθητήρων εγγύτητας: εξωτερική διάμετρος 7.23 mm.

Αξίζει να σημειωθεί ότι οι αισθητήρες εγγύτητας είναι αρκετά ευαίσθητοι σε χτυπήματα, αναδιπλώσεις και γενικά στις περιβαλλοντικές συνθήκες (σκόνη, υγρασία, υψηλές θερμοκρασίες κτλ).

Τα Proximity Probes στερεώνονται σε κατάλληλες βάσεις (Σχ. 46), έτσι ώστε το άκρο τους να βρίσκεται πολύ κοντά στον άξονα. Η στερέωση στη βάση γίνεται με τη βοήθεια του σπειρώματος του καλύμματός τους (Σχ. 44, σημείο 3), και μπορούν να είναι σε κατακόρυφη θέση, σε οριζόντια θέση ή υπό γωνία 45°.



Σχ. 46. Σκαριφηματική αναπαράσταση της βάσης στήριξης των αισθητήρων εγγύτητας [15].

Μετά τη συναρμολόγηση, η απόστασή τους από τον άξονα πρέπει να είναι περίπου 0.6 mm. Η αντίστοιχη τάση στους ακροδέκτες του αισθητήρα πρέπει να είναι μεταξύ των -5.25 και των 6.25 Vdc (-5.75±0.5 Vdc). Για να επιτευχθεί αυτή η θέση χρησιμοποιείται κατά τη συναρμολόγηση βολτόμετρο. Κατά τη λειτουργία οι πληροφορίες που λαμβάνονται από τους αισθητήρες εγγύτητας οδηγούνται πρώτα σε έναν ενισχυτή (amplifier), όπου ενισχύεται το σήμα τους, και στη συνέχεια εμφανίζονται στην οθόνη του υπολογιστή με τη βοήθεια της κάρτας συλλογής δεδομένων Data Acquisition Card DaqBoard 2000. Έπειτα ακολουθεί η επεξεργασία των δεδομένων αυτών με το MatLab και τελικά προκύπτουν οι αποστάσεις του άξονα από τον κάθε αισθητήρα. Με αυτόν τον τρόπο, τα αποτελέσματα θα εξαρτώνται πάντα από την αρχική θέση του αισθητήρα [15] - [17]. Κατά τη συναρμολόγηση της διάταξης και την τοποθέτηση των αισθητήρων προκύπτει το εξής πρόβλημα. Η απόσταση του άκρου του αισθητήρα από τον άξονα μεταβάλλεται λίγο κατά την σύσφιξη του αισθητήρα. Έτσι, είναι πολύ δύσκολο να επιτευχθεί ισαπόσταση όλων των αισθητήρων από τον άξονα. Επιπλέον, κατά τη συναρμολόγηση, ο άξονας έχει βέλος κάμψης. Επομένως, οι αισθητήρες εγγύτητας ρυθμίζονται ως προς αυτήν την (άγνωστη) κατάσταση του άξονα. Κατά την εκτέλεση των πειραμάτων, λοιπόν, δεν είναι δυνατή η απευθείας μέτρηση κάθε φορά της ελαστικής γραμμής του άξονα, παρά η απόσταση από την (άγνωστη) γραμμή αναφοράς (κατά τη συναρμολόγηση). Για να ξεπεραστεί το πρόβλημα αυτό πραγματοποιούνται μετρήσεις σε δύο διαφορετικές καταστάσεις λειτουργίας, και υπολογίζεται η μετατόπιση των σημείων του άξονα για τις καταστάσεις αυτές. Έτσι,

απαλείφεται η αρχική θέση των αισθητήρων. Η τιμή αυτή μπορεί στη συνέχεια να συγκριθεί με την θεωρητική τιμή που προκύπτει από τη μοντελοποίηση του άξονα.

3.1.3 Αντλία Λαδιού

Η αντλία λαδιού της διάταξης είναι η RK-4 Rotor Kit Oil Pump της Bently Nevada. Η αντλία αυτή φέρει στη μια όψη μικρό δείκτη, αναλογικού τύπου, για την ένδειξη της πίεσης λαδιού είτε σε psi είτε kPa. Στην άλλη όψη της φέρει δύο υποδοχές, στις οποίες τοποθετούνται οι παροχές λαδιού από και προς το έδρανο. Στο Σχ. 47 απεικονίζεται το εμπροσθεν και το πίσω μέρος της αντλίας.



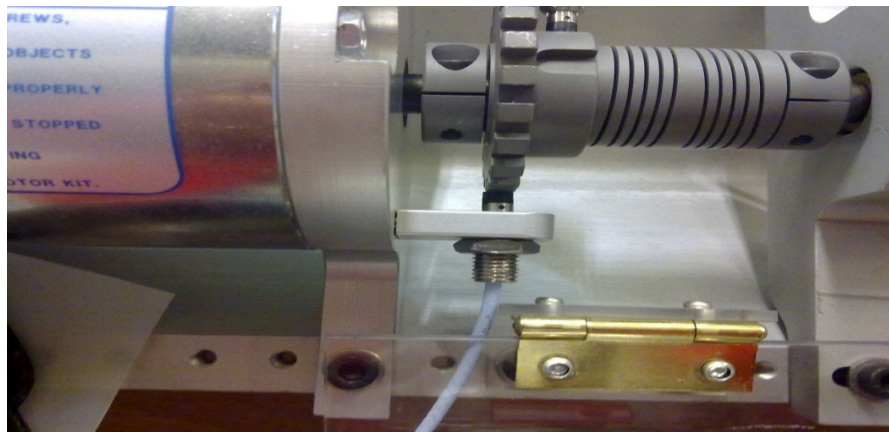
Σχ. 47. Διάταξη Bently Nevada RK4: Αντλία λαδιού.

3.1.4 Ηλεκτροκινητήρας

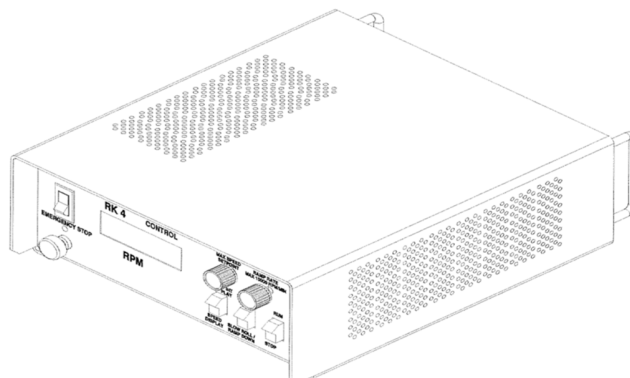
Ο άξονας παίρνει κίνηση από ηλεκτροκινητήρα του οποίου τα κύρια χαρακτηριστικά παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα:

Χαρακτηριστικά Κινητήρα:	
Μέγιστη Ταχύτητα Περιστροφής	10000 RPM
Βάρος	14.5 kg

Η ρύθμιση των στροφών του ηλεκτροκινητήρα γίνεται με τη βοήθεια ενός ελεγκτή, συγκεκριμένα από τον RK4 Control (Σχ. 49), ο οποίος διαθέτει οθόνη για την ένδειξη των στροφών. Ο χειριστής μπορεί να παρακολουθεί την τρέχουσα περιστροφική ταχύτητα της διάταξης ή, με χρήση κατάλληλων κομβίων, να ορίζει τις επιθυμητές στροφές λειτουργίας. Ο ελεγκτής λαμβάνει πληροφορία για τις στροφές του άξονα με τη βοήθεια ενός αισθητήρα εγγύτητας ο οποίος είναι προσαρμοσμένος σε κατάλληλα διαμορφωμένο οδοντωτό τροχό (Σχ. 48). Γενικά, με χρήση του ελεγκτή είναι δυνατή η αυξομείωση των στροφών του άξονα και η αυξομείωση της επιτάχυνσης (ή επιβράδυνσης) ώστε να επιτευχθούν οι επιθυμητές στροφές.



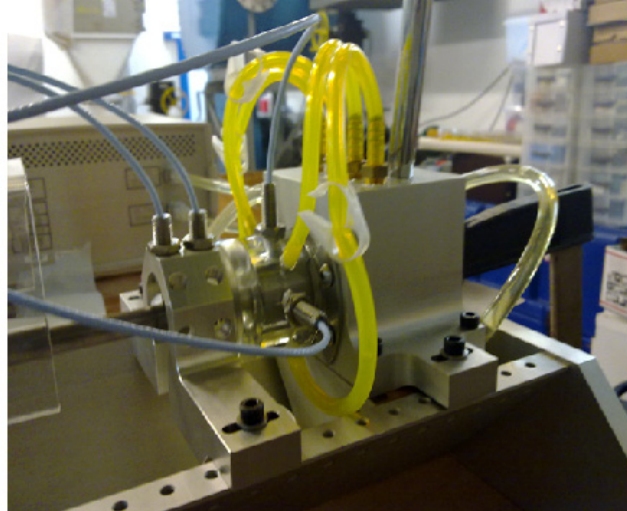
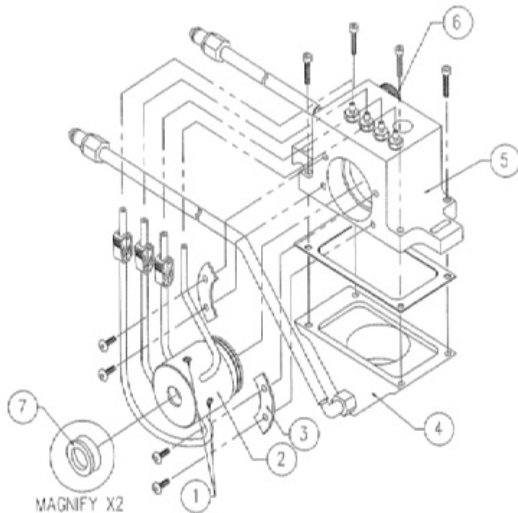
Σχ. 48. Διάταξη Bently Nevada RK4: Σύνδεση κινητήρα-άξονα και μέτρηση της περιστροφικής ταχύτητας με τη βοήθεια αισθητήρων εγγύτητας.



Σχ. 49. Διάταξη Bently Nevada RK4: Σχηματική απεικόνιση του ελεγκτή στροφών [15] - [17].

3.1.5 Ακτινικό Έδρανο ολίσθησης

Το έδρανο που χρησιμοποιήθηκε ήταν το ServoFluid Control Bearing το οποίο είναι κατασκευασμένο και συναρμολογημένο από την Bently Nevada. Στο Σχ. 50 φαίνονται όλα τα κύρια χαρακτηριστικά του εδράνου αυτού.



1. Οπή έδρασης αισθητήρα εγγύτητας
2. Έδρανο
3. Σφυγκτήρας για στεγανότητα
4. Ελαιολεκάνη
5. Κάλυμμα Εδράνου
6. Ρυθμιστής πίεσης
7. Στεγανωτικός δακτύλιος

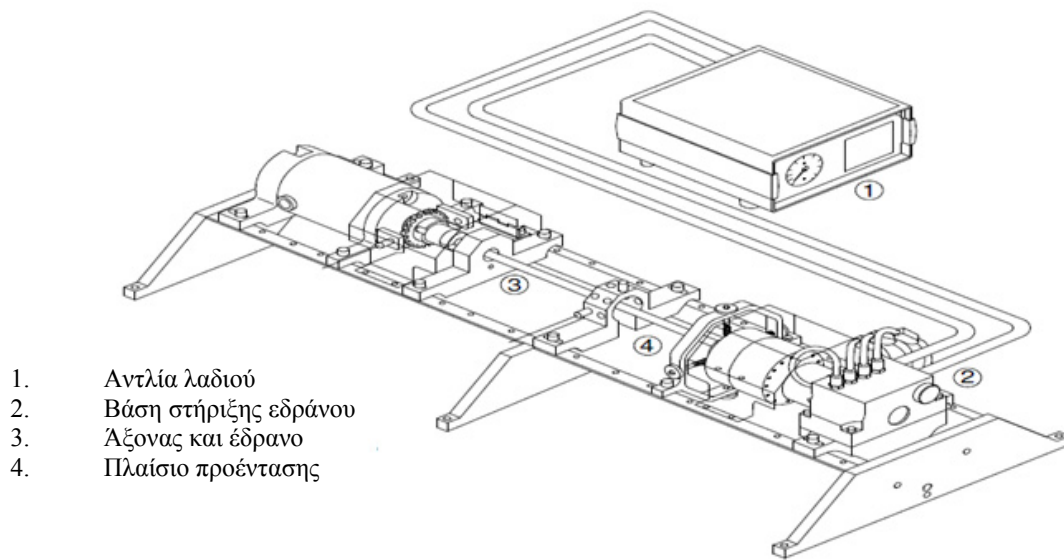
Σχ. 50. Διάταξη Bently Nevada RK4: Σκαριφηματική αναπαράσταση και φωτογραφία του εδράνου ServoFluid Control Bearing.

Σημειώνεται ότι το έδρανο είναι κατασκευασμένο από πλαστικό Plexiglas (Poly methyl methacrylate, PMMA) ενώ η βάση του, στην οποία συμπεριλαμβάνεται η ελαιολεκάνη, είναι μεταλλική. Τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εδράνου παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα:

ServoFluid Control Bearing της Bently Nevada: Ονομαστικές διαστάσεις

Εσωτερική διάμετρος	25.4 mm
Μήκος	25.0 mm
Clearance ($c=R-r$)	0.225 mm

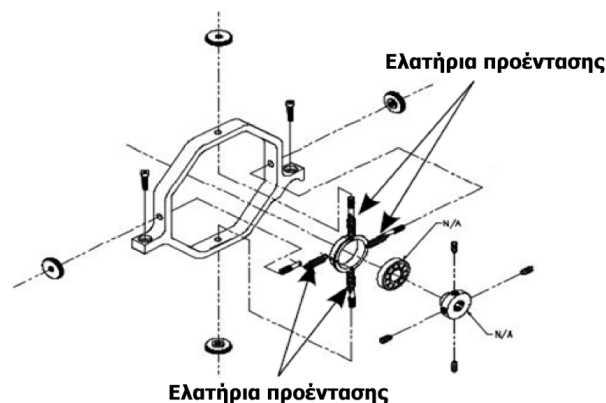
Η διάταξη παρέχει τη δυνατότητα μελέτης των φαινομένων Oil Whirl και Whip χρησιμοποιώντας τη συνδεσμολογία του Σχ. 51 [16].



1. Αντλία λαδιού
2. Βάση στήριξης εδράνου
3. Άξονας και έδρανο
4. Πλαίσιο προέντασης

Σχ. 51. Διάταξη Bently Nevada RK4: Σκαρίφημα της συναρμολόγησης πειραματικής διάταξης, και της σύνδεσης με την αντλία λαδιού.

Σημείωση: κατά την πειραματική διερεύνηση της παρούσας εργασίας δεν χρησιμοποιήθηκε το πλαίσιο προέντασης (Σχ. 52). Το συγκεκριμένο τεμάχιο μπορεί να χρησιμοποιηθεί ώστε να αποφευχθεί απευθυγράμμιση του άξονα στην περιοχή του εδράνου λόγω της ελαστικής γραμμής του άξονα. Η επιβολή προέντασης επιτυγχάνεται με σύσφιξη των κοχλιών που βρίσκονται σε διάταξη σταυρού γύρω από τον πλαίσιο.



Σχ. 52. Διάταξη Bently Nevada RK4: Πλαίσιο προέντασης.

Για την λίπανση του εδράνου χρησιμοποιήθηκε λιπαντικό της Makita Hochleistung-Zweitakt-Motoröl 50:1. Το λάδι αυτό έχει ιδιότητες παρόμοιες με αυτές του λαδιού που προτείνει ο κατασκευαστής (Chevron G32).

Η πυκνότητα του λιπαντικού 0.86 kg/l και το ιξώδες του σε διαφορετικές θερμοκρασίες μετρήθηκαν με τη βοήθεια του Εργαστηρίου Καυσίμων και Λιπαντικών της Σχολής Χημικών Μηχανικών του ΕΜΠ, και παρατίθενται στον Πίν. 5.

Πίν. 5. Λιπαντικό λάδι Makita Hochleistung-Zweitakt-Motoröl 50:1. Δυναμικό και κινηματικό ιξώδες στους 20°C , 30°C, 40°C και 100°C. Πυκνότητα στους 15.6 °C.

Θερμοκρασία (°C)	Δυναμικό ιξώδες (Pa·s)	Κινηματικό ιξώδες (mm ² /s)	Πυκνότητα (kg/l)
100	0.007022	8.602	0.86 (στους 15.6 °C)
40	0.04384	51.35	
30	0.06967	81.03	
20	0.1183	136.6	

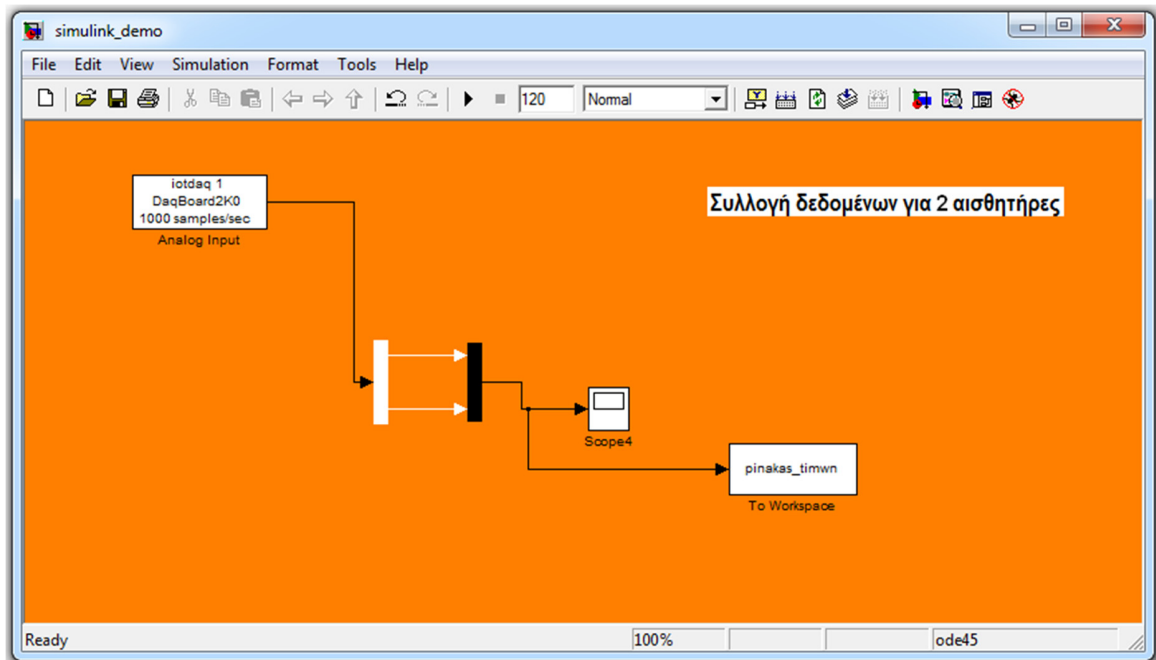
Κατά την εκτέλεση των πειραμάτων, η θερμοκρασία λαδιού διατηρήθηκε ίση περίπου με 40 °C. Επομένως, η τιμή του ιξώδους που χρησιμοποιήθηκε στους υπολογισμούς είναι $\eta = 0.04384 \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

3.2 Περιγραφή πειραμάτων-Ανάλυση αποτελεσμάτων

3.2.1 Προετοιμασία πειραματικής διάταξης

Πριν την εκτέλεση των πειραμάτων είναι αναγκαία η σωστή προετοιμασία της πειραματικής διάταξης και του υπολογιστή ο οποίος θα λαμβάνει τα αποτελέσματα των μετρήσεων του κάθε πειράματος. Στις προηγούμενες παραγράφους έγινε περιγραφή των επιμέρους τμημάτων της διάταξης Rotor Kit 4 της Bently Nevada. Στην παρούσα ενότητα θα γίνει η περιγραφή της διαδικασίας συναρμολόγησης του συστήματος ώστε να είναι έτοιμο για την πραγματοποίηση των πειραμάτων.

Σύμφωνα με τα [15], [16], στο ένα άκρο της διάταξης υπάρχει ο ηλεκτρικός κινητήρας ο οποίος στρέφει τον άξονα. Ακολουθεί μια απλή ακτινική έδραση, στη συνέχεια προσαρμόζονται τα πρόσθετα κυλινδρικά βάρη, και στο άλλο άκρο του άξονα υπάρχει το ακτινικό έδρανο ολίσθησης. Ο κινητήρας ελέγχεται από τον ελεγκτή RK4 Control, ο οποίος δίνει τη δυνατότητα καθορισμού της περιστροφικής ταχύτητας και της επιτάχυνσης/επιβράδυνσης του άξονα. Στο ακτινικό έδρανο που βρίσκεται στο άκρο του άξονα τοποθετούνται δύο αισθητήρες εγγύτητας, ένας κατά τον άξονα z και ένας κατά τον άξονα x, έτσι ώστε να είναι δυνατή η καταγραφή της κίνησης του άξονα στο εσωτερικό του εδράνου κατά τη διάρκεια των πειραμάτων. Οι αισθητήρες έχουν σπείρωμα στο άκρο τους, ώστε να είναι δυνατή η ρύθμιση της απόστασής τους από τον άξονα, καθώς βιδώνονται πάνω σε κατάλληλες βάσεις (Σχ. 46). Η απόσταση αυτή δεν πρέπει να ξεπερνά τα 0.6 mm (τάση στο εύρος $-5.75 \pm 0.5 \text{ Vdc}$). Το άλλο άκρο των αισθητήρων συνδέεται με ενισχυτή και στη συνέχεια με την κάρτα συλλογής δεδομένων του ηλεκτρονικού υπολογιστή. Η συλλογή των δεδομένων γίνεται με τη βοήθεια του Simulink του MatLab.



Σχ. 53. Καταγραφή και επεξεργασία δεδομένων στο πρόγραμμα MatLab: Περιβάλλον Simulink.

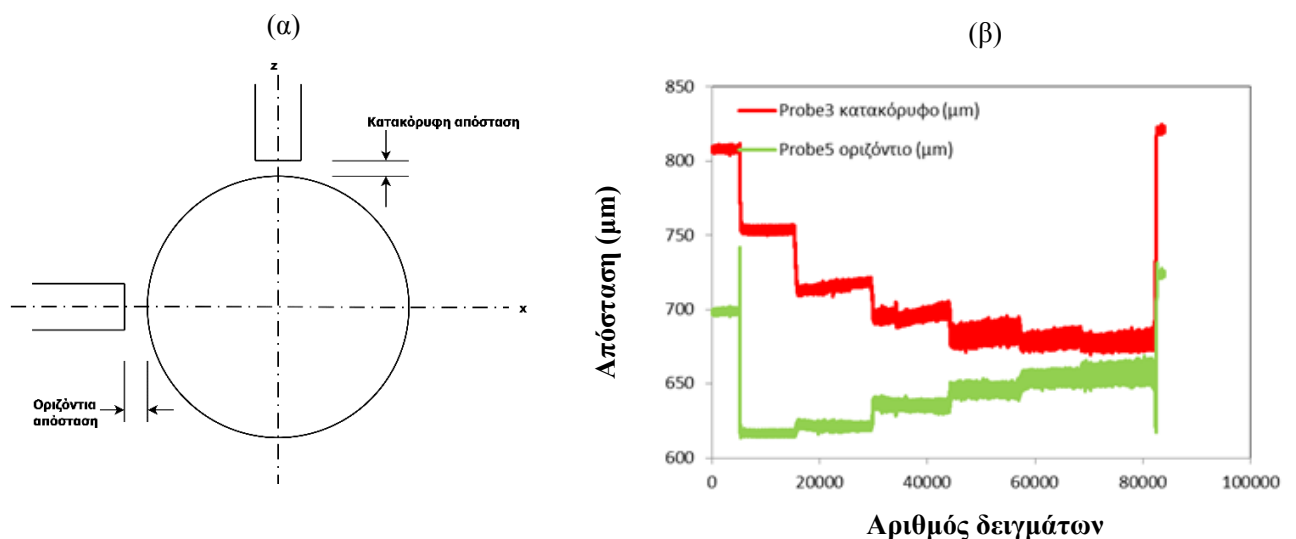
Όπως φαίνεται στο Σχ. 53, μέσω του Simulink είναι δυνατή η συλλογή των μετρήσεων της θέσης του άξονα κατά τη διάρκεια των πειραμάτων. Αναλυτικά, αριστερά στο παράθυρο διαλόγου του Simulink παρουσιάζεται η κάρτα συλλογής δεδομένων η οποία έχει αναγνωριστεί σωστά από το υπολογιστικό σύστημα (κάρτα iodataq DaqBoard 2000), και αποτελεί την αναλογική είσοδο των δεδομένων. Για να γίνει σωστά η αναγνώριση της κάρτας από το σύστημα θα πρέπει να γίνει εγκατάσταση του κατάλληλου λογισμικού μέσω του CD που παρέχεται με τον εξοπλισμό της κάρτας. Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας, η εγκατάσταση αφορούσε λογισμικό το οποίο καθιστά ικανό το σύστημα να αναγνωρίζει την κάρτα μέσω του MatLab. Το CD παρέχει τη δυνατότητα εργασίας και με άλλα λογισμικά, όπως το LabView. Στο παράδειγμα του Σχ. 53, τα δεδομένα προέρχονται από 2 διαφορετικούς αισθητήρες. Ένας αισθητήρας μετρά τη θέση του άξονα κατά την κατακόρυφη διεύθυνση (άξονας z) και ένας μετρά τη θέση του κατά την οριζόντια (άξονας x). Το κάθε πείραμα διαρκεί 120 δευτερόλεπτα. Κατά τη διεξαγωγή του πειράματος, συλλέγονται 1000 δείγματα το δευτερόλεπτο, τα οποία αρχικά αποτελούν την αναλογική πληροφορία. Ο αριθμός των δειγμάτων αυτών μπορεί να αυξηθεί ή να μειωθεί ανάλογα με τις δυνατότητες της κάρτας συλλογής δεδομένων. Στη συνέχεια γίνεται προώθηση της αναλογικής πληροφορίας στα εργαλεία Demultiplexer ή Demux και Multiplexer ή Mux, ώστε να γίνει ο διαχωρισμός του σήματος και να ληφθεί το σήμα για κάθε αισθητήρα. Τα δεδομένα μπορούν να απεικονιστούν σε διάγραμμα απόστασης-χρόνου, ώστε να είναι δυνατή η παρακολούθηση του πειράματος σε πραγματικό χρόνο. Τέλος, αφού ολοκληρωθεί το πείραμα, υπάρχει η δυνατότητα αποθήκευσης των δεδομένων στο Workspace, δηλαδή στο περιβάλλον εργασίας του MatLab. Τα δεδομένα όταν αποθηκευτούν στο περιβάλλον εργασίας, περιέχουν το σήμα των αισθητήρων εγγύτητας σε Volt. Επομένως, είναι απαραίτητη η μετατροπή του σήματος σε μm ώστε να προσδιορίζεται η θέση του άξονα. Η μετατροπή αυτή γίνεται με πολλαπλασιασμό της κάθε μέτρησης (σε Volt) με $-127 \mu\text{m/Volt}$.

Πριν την εκκίνηση της διάταξης RK4 πρέπει να ελεγχθούν τα παρακάτω:

- Η ποσότητα λαδιού στην ελαιολεκάνη και η κατάλληλη σύνδεση της αντλίας.
- Η κατάλληλη τοποθέτηση των αισθητήρων εγγύτητας (μέσω των σημάτων αναφοράς, όταν η διάταξη είναι σε ακινησία).
- Η σύνδεση των αισθητήρων με την κάρτα συλλογής δεδομένων, και η σύνδεση της κάρτας με τον υπολογιστή.
- Η ύπαρξη των προστατευτικών καλυμμάτων των περιστρεφόμενων μερών.
- Οι ρυθμίσεις του ελεγκτή στροφών.

3.2.2 Περιγραφή εκτέλεσης πειραμάτων

Η λήψη των μετρήσεων γίνεται με τη βοήθεια των αισθητήρων εγγύτητας. Οι αισθητήρες είναι τοποθετημένοι σε διάφορα σημεία κατά μήκος του άξονα, και εδράζονται στο οριζόντιο ή στο κατακόρυφο επίπεδο. Το σήμα που λαμβάνεται από τους αισθητήρες προωθείται μέσω κάρτα λήψης δεδομένων σε ηλεκτρονικό υπολογιστή, και εκεί γίνεται η επεξεργασία του. Όπως προαναφέρθηκε, το σήμα έχει τη μορφή διαφοράς δυναμικού (τάσης) και μετατρέπεται σε μονάδες απόστασης (μm). Στο Σχ. 54(β) παρουσιάζεται τυπική σειρά μετρήσεων. Οι δύο γραμμές παρουσιάζουν την απόσταση των δύο αισθητήρων (κατακόρυφου και οριζόντιου) από τον άξονα στη θέση του ακτινικού εδράνου ολίσθησης. Παρατηρείται ότι κατά την εκτέλεση του πειράματος μετρήθηκε η κίνηση στον άξονα σε διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής.



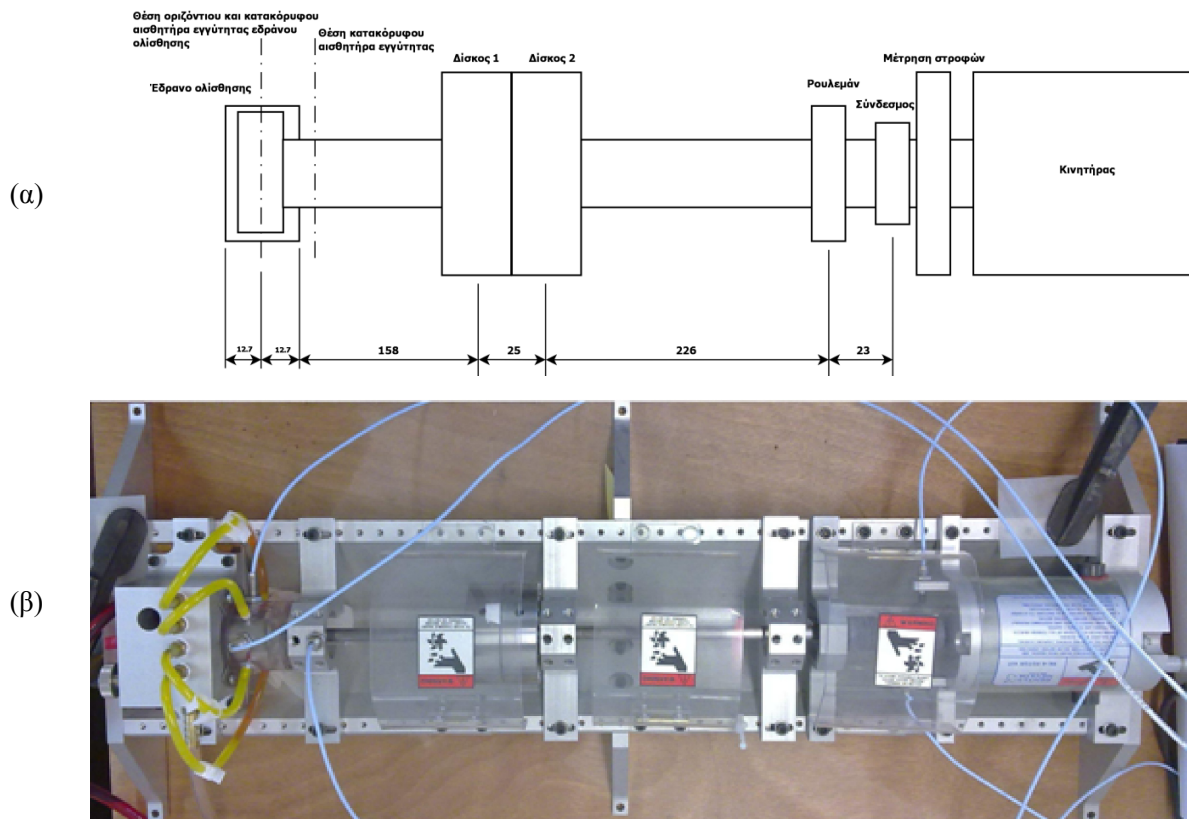
Σχ. 54. Μετρήσεις της απόστασης του άξονα από τον κατακόρυφο και τον οριζόντιο αισθητήρα για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής.

Η κάρτα λήψης δεδομένων έχει τη δυνατότητα να λαμβάνει 1000 δείγματα το δευτερόλεπτο. Στο Σχ. 54(β) παρουσιάζεται ένα σετ μετρήσεων 14 λεπτών, το οποίο αποτελείται από 840000 δείγματα.

$$\text{Αριθμός δειγμάτων} = t \cdot 1000, t \text{ σε sec}$$

Όπως αναφέρθηκε, στο συγκεκριμένο παράδειγμα του Σχ. 54 μεταβάλλεται η περιστροφική ταχύτητα του άξονα περίπου κάθε 2 λεπτά, επομένως ο άξονας ισορροπεί στο έδρανο σε διαφορετικές τιμές της αδιάστατης εκκεντρότητας και της γωνίας συμπεριφοράς. Έτσι, επηρεάζεται η οριζόντια και κατακόρυφη απόσταση του άξονα από τους αισθητήρες εγγύτητας. Ειδικότερα εδώ, η ταχύτητα περιστροφής αυξάνεται από μηδενική τιμή μέχρι τις 1500 RPM, μετακινώντας τον άξονα όλο και πιο κοντά στο κέντρο του εδράνου. Η αύξηση της περιστροφικής ταχύτητας συνεπάγεται την αύξηση του αριθμού Sommerfeld. Από το Σχ. 54(β) παρατηρείται ότι όσο ο αριθμός Sommerfeld αυξάνεται τόσο η αδιάστατη εκκεντρότητα μειώνεται, άρα το κέντρο του άξονα πλησιάζει στο κέντρο του εδράνου.

Στο Σχ. 55 παρουσιάζεται σκαρίφημα και φωτογραφία της διάταξης κατά την εκτέλεση των πειραμάτων, όπου απεικονίζονται η ακριβής θέση των μηχανολογικών τμαχίων και η θέση των αισθητήρων εγγύτητας. Στον Πίν. 6 καταγράφονται οι συνθήκες λειτουργίας κατά τη διεξαγωγή των μετρήσεων.



Σχ. 55. (α) Σκαρίφημα της διάταξης με την ακριβή θέση όλων των επιμέρους μηχανολογικών τμαχίων και των αισθητήρων εγγύτητας (διαστάσεις σε mm). (β) Φωτογραφία της διάταξης.

Πίν. 6. Χαρακτηριστικά λειτουργίας της διάταξης κατά τη διεξαγωγή των πειραμάτων.

Ταχύτητα περιστροφής άξονα, N (RPM)	Θερμοκρασία περιβάλλοντος (°C)	Θερμοκρασία λαδιού (°C)	Πίεση λαδιού (psi)
250	23	38	8
500	23	38	8
750	23	39	8
1000	23	40	9
1250	23	40	10
1500	23	40	10

3.2.3 Παρουσίαση και ανάλυση πειραματικών αποτελεσμάτων

Για κάθε σειρά πειραματικών αποτελεσμάτων γίνεται κατάλληλη επεξεργασία ώστε να προσδιοριστούν τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του εδράνου. Επιπροσθέτως, με χρήση του λογισμικού που περιγράφηκε στο Κεφ. 2 γίνονται υπολογισμοί για καταστάσεις λειτουργίας του εδράνου που αντιστοιχούν στις πειραματικές μετρήσεις. Τέλος, γίνεται σύγκριση μεταξύ πειραματικών και αριθμητικών αποτελεσμάτων.

Επεξεργασία πειραματικών αποτελεσμάτων

- Αρχικά, οι ληφθείσες μετρήσεις αφορούν στην απόσταση του άξονα από τους αισθητήρες εγγύτητας κατά την οριζόντια και κατακόρυφη διεύθυνση (Σχ. 54(α)). Για κάθε κατάσταση λειτουργίας λαμβάνεται ο μέσος όρος των μετρήσεων για κάποιο προκαθορισμένο χρονικό διάστημα εκτέλεσης του πειράματος. Οι μετρήσεις συνήθως παρουσιάζουν μια μικρή ταλαντωτική διακύμανση, η οποία αυξάνεται καθώς αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής του άξονα, λόγω εμφάνισης φαινομένων αστάθειας (Oil Whirl, Whip). Στον Πίν. 7 παρουσιάζονται οι μέσες τιμές των ενδείξεων των αισθητήρων (σε Volt) για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής του άξονα, μεταξύ 250 και 1500 RPM.

Πίν. 7. Μέσες τιμές των ενδείξεων του κατακόρυφου και του οριζόντιου αισθητήρα εγγύτητας σε Volt για περιστροφική ταχύτητα από 250 έως 1500 RPM.

N	Z _{πειρ} (Volt)	X _{πειρ} (Volt)
250	-6.08963	-5.07169
500	-5.73093	-5.11772
750	-5.56795	-5.12569
1000	-5.44075	-5.12689
1250	-5.3312	-5.10264
1500	-5.22092	-5.06467

- Στη συνέχεια γίνεται η μετατροπή των μετρήσεων της διαφοράς δυναμικού (Volt) σε μονάδες μήκους (μm) πολλαπλασιάζοντας την τιμή που υπολογίστηκε στο προηγούμενο βήμα με -127 μm/Volt [17]. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον Πίν. 8.

Πίν. 8. Μέση απόσταση του άξονα από τον κατακόρυφο και τον οριζόντιο αισθητήρα εγγύτητας (μm) για περιστροφική ταχύτητα από 250 έως 1500 RPM.

N (RPM)	$Z_{\text{πειρ}} (\mu\text{m})$	$X_{\text{πειρ}} (\mu\text{m})$
250	773.3836	644.104034
500	727.8275	649.95069
750	707.1295	650.9629848
1000	690.9751	651.1146341
1250	677.0629	648.0349452
1500	663.0574	643.2125065

- Οι μετρήσεις του Πίν. 8 περιλαμβάνουν την αρχική απόσταση των αισθητήρων από τον άξονα (κατά τη συναρμολόγηση των αισθητήρων), και την πρόσθετη κατακόρυφη/οριζόντια μετατόπιση, λόγω της δημιουργίας του λιπαντικού φιλμ. Κατά τη διεξαγωγή των πειραμάτων διαπιστώθηκε ότι στην έναρξη των πειραμάτων δεν ήταν δυνατός ο ακριβής προσδιορισμός της αρχικής απόστασης (η μέτρηση εμφάνιζε μεγάλη ευαισθησία στις αρχικές συνθήκες). Για τον λόγο αυτόν ακολουθήθηκε η εξής διαδικασία: Γίνεται υπόθεση των αρχικών αποστάσεων $\Delta X_{\text{αρχ}}$ και $\Delta Z_{\text{αρχ}}$ των αισθητήρων εγγύτητας από την επιφάνεια του άξονα με την υπόθεση ότι ο άξονας βρίσκεται στο μέσον του εδράνου. Οι αποστάσεις $\Delta X_{\text{αρχ}}$ και $\Delta Z_{\text{αρχ}}$ παρουσιάζονται στον Πίν. 9.

Πίν. 9. Υπόθεση αρχικών αποστάσεων $\Delta X_{\text{αρχ}}$ και $\Delta Z_{\text{αρχ}}$ των αισθητήρων εγγύτητας από την επιφάνεια του άξονα.

	$\Delta Z_{\text{αρχ}} (\mu\text{m})$	$\Delta X_{\text{αρχ}} (\mu\text{m})$
Αρχικές αποστάσεις	500	300

- Στη συνέχεια, από τις τιμές του Πίν. 8, αφαιρούνται οι τιμές $\Delta X_{\text{αρχ}}$ και $\Delta Z_{\text{αρχ}}$ του Πίν. 9. Το αποτέλεσμα παρουσιάζεται στον Πίν. 10.

Πίν. 10. Κατακόρυφη και οριζόντια απόσταση του κέντρου του άξονα από το κέντρο του εδράνου για περιστροφική ταχύτητα από 250 έως 1500 RPM.

N (RPM)	$Z_{\text{τελ}} = Z_{\text{πειρ}} - \Delta Z_{\text{αρχ}} (\mu\text{m})$	$X_{\text{τελ}} = X_{\text{πειρ}} - \Delta X_{\text{αρχ}} (\mu\text{m})$
250	273.384	344.104
500	227.828	349.9507
750	207.129	350.963
1000	190.975	351.1146
1250	177.063	348.0349
1500	163.057	343.2125

Οι τιμές $X_{\text{τελ}}$ και $Z_{\text{τελ}}$ του Πίν. 10 αντιστοιχούν στις μετακινήσεις κατά τις διευθύνσεις z και x του κέντρου του άξονα, κατά τη λειτουργία του. Αν υποθεθεί ότι η περιστροφή του άξονα είναι αντίθετη

αυτής των δεικτών του ρολογιού, τότε η μετακίνηση $X_{τελ}$ είναι θετική ενώ η μετακίνηση $Z_{τελ}$ είναι αρνητική (θέση ισορροπίας άξονα στο τέταρτο τεταρτημόριο του κύκλου που δημιουργείται με κέντρο το κέντρο του εδράνου και ακτίνα την εκκεντρότητα).

- Υπολογισμοί με χρήση του λογισμικού επίλυσης άξονα-εδράνου:

Με δεδομένα τα χαρακτηριστικά του εδράνου και του αξονικού συστήματος πραγματοποιούνται υπολογισμοί με χρήση της συνάρτησης *calculateBeamBearing* που παρουσιάστηκε στο Κεφ. 2. Για το έδρανο χρησιμοποιήθηκαν τα παρακάτω δεδομένα:

- $L/D = 1$
- $\eta = 0.04384 \text{ Pa}\cdot\text{sec}$
- $D = 0.0254 \text{ m}$
- $c = 0.000225 \text{ m}$
- $N = 250 - 1500 \text{ RPM}$

Για τον άξονα χρησιμοποιήθηκαν τα δεδομένα του **Σχ. 55**. Για κάθε ταχύτητα περιστροφής υπολογίζονται, η αδιάστατη εκκεντρότητα του εδράνου, η γωνία συμπεριφοράς και η μετατόπιση της θέσης στήριξης από το μέσον του εδράνου δy (λόγω απευθυγράμμισης). Στη συνέχεια, υπολογίζονται οι τιμές $X_{θεωρ}$ και $Z_{θεωρ}$, οι οποίες αντιστοιχούν στις θεωρητικά υπολογισθείσες μετακινήσεις, κατά τις διευθύνσεις x και z του κέντρου του άξονα, κατά τη λειτουργία τους ως εξής:

$$X_{θεωρ} = \varepsilon \cdot c \cdot \sin\varphi$$

$$Z_{θεωρ} = \varepsilon \cdot c \cdot \cos\varphi$$

Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον **Σχ. 11**.

Πίν. 11. Υπολογισμός κατακόρυφης και οριζόντιας απόστασης του κέντρου του άξονα από το κέντρο του εδράνου για περιστροφική ταχύτητα από 250 έως 1500 RPM.

ε	φ	$\delta(\text{m})$	S	F_z	$\varphi(\text{rad})$	$Z_{θεωρ}(\mu\text{m})$	$X_{θεωρ}(\mu\text{m})$
0.82582	31.2085	0.002257	0.033875	11.1	0.544691	158.9205	96.27792
0.723689	41.0579	0.001063	0.067943	11.0647	0.716596	122.7814	106.9502
0.638168	47.0098	0.000668	0.102009	10.9971	0.820476	97.90868	105.0302
0.569181	51.6105	0.000468	0.136076	11.0042	0.900773	79.52935	100.3788
0.511894	55.2363	0.000349	0.170143	11.0094	0.964055	65.67266	94.61843
0.463771	58.1918	0.000271	0.20421	11.0132	1.015639	54.99973	88.67714

- Στη συνέχεια, υπολογίζεται το σφάλμα μεταξύ των πειραματικών μετρήσεων και των υπολογισμών, για κάθε ταχύτητα περιστροφής του άξονα, ως εξής:

$$\text{Σφάλμα} = \sqrt{\left(\frac{X_{θεωρ} - X_{τελ}}{X_{τελ}}\right)^2 + \left(\frac{Z_{θεωρ} - Z_{τελ}}{Z_{τελ}}\right)^2}$$

Πίν. 12. Υπολογισμός σφάλματος κατά την εκτίμηση της αρχικής θέσης του κέντρου του άξονα.

$\left(\frac{Z_{\theta\epsilon\omega\rho} - Z_{\tau\epsilon\lambda}}{Z_{\tau\epsilon\lambda}}\right)^2$	$\left(\frac{X_{\theta\epsilon\omega\rho} - X_{\tau\epsilon\lambda}}{X_{\tau\epsilon\lambda}}\right)^2$	Σφάλμα
0.175302	0.518698	0.694000
0.212592	0.48217	0.694762
0.278052	0.491032	0.769084
0.340544	0.509958	0.850502
0.395767	0.530181	0.925948
0.439167	0.550009	0.989176

Στον **Πίν. 12** παρουσιάζονται οι υπολογισμοί του σφάλματος για την υποτιθέμενη τιμή των μεταβλητών $\Delta X_{\text{αρχ}}$ και $\Delta Z_{\text{αρχ}}$ του **Πίν. 9**. Με χρήση του αλγορίθμου βελτιστοποίησης μπορεί να υπολογιστούν οι τιμές $\Delta X_{\text{αρχ, βελτ}}$ και $\Delta Z_{\text{αρχ, βελτ}}$ για τις οποίες το ολικό σφάλμα του **Πίν. 12** ελαχιστοποιείται. Για τα δεδομένα της παρούσας σειράς μετρήσεων, οι αρχικές αποστάσεις $\Delta X_{\text{αρχ, βελτ}}$ και $\Delta Z_{\text{αρχ, βελτ}}$ των αισθητήρων εγγύτητας, όπως υπολογίστηκαν από τη διαδικασία βελτιστοποίησης, παρουσιάζονται στον **Πίν. 13**.

Πίν. 13. Υπολογισθείσες αρχικές αποστάσεις $\Delta X_{\text{αρχ, βελτ}}$ και $\Delta Z_{\text{αρχ, βελτ}}$ των αισθητήρων εγγύτητας από την επιφάνεια του άξονα.

	$\Delta Z_{\text{αρχ, βελτ}}$ (μm)	$\Delta X_{\text{αρχ, βελτ}}$ (μm)
Αρχικές αποστάσεις	611	546.4105

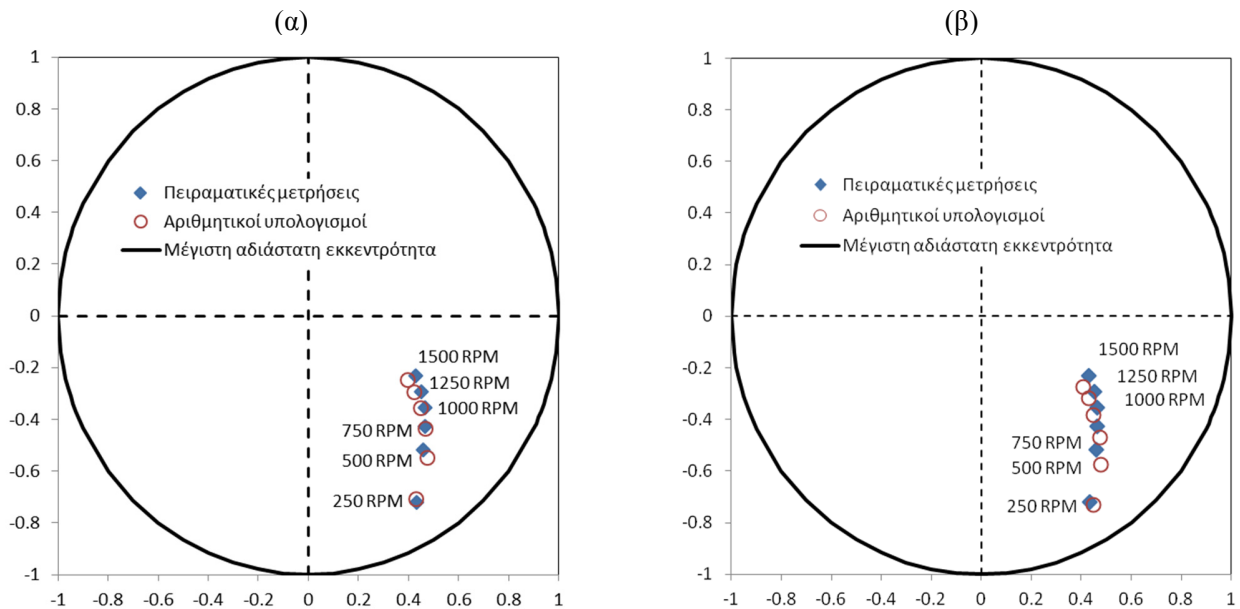
Στον **Πίν. 14** παρουσιάζονται οι υπολογισμοί του σφάλματος που αντιστοιχούν στις τιμές των μεταβλητών $\Delta X_{\text{αρχ, βελτ}}$ και $\Delta Z_{\text{αρχ, βελτ}}$. Παρατηρείται σημαντική μείωση του σφάλματος, σε σχέση με τις τιμές του **Πίν. 12**.

Πίν. 14. Υπολογισμός σφάλματος της αρχικής θέσης του κέντρου του άξονα μετά τη βελτιστοποίηση.

$\left(\frac{Z_{\theta\epsilon\omega\rho} - Z_{\tau\epsilon\lambda}}{Z_{\tau\epsilon\lambda}}\right)^2$	$\left(\frac{X_{\theta\epsilon\omega\rho} - X_{\tau\epsilon\lambda}}{X_{\tau\epsilon\lambda}}\right)^2$	Σφάλμα
0.000455	0.00021	0.000665
0.002597	0.001085	0.003682
0.000343	2.09E-05	0.000364
3.11E-05	0.001707	0.001738
3.49E-05	0.004753	0.004788
0.003195	0.007045	0.010240

Στο **Σχ. 56** παρουσιάζονται οι θέσεις του κέντρου του άξονα (ισοδύναμα, η αδιάστατη εκκεντρότητα και η γωνία συμπεριφοράς) για ταχύτητες περιστροφής του άξονα από 250 – 1500 RPM. Με ρόμβους παρουσιάζονται τα πειραματικά αποτελέσματα, ενώ με κύκλους οι αριθμητικοί υπολογισμοί με χρήση των λογισμικών που περιγράφηκαν στο Κεφ. 2. Συγκεκριμένα, στο **Σχ. 56(α)**

οι αριθμητικοί υπολογισμοί έγιναν με την συνάρτηση *calculateBeamBearing* (ελήφθη υπόψη η απευθυγράμμιση του άξονα), ενώ στο Σχ. 56(β) οι υπολογισμοί έγιναν με χρήση της συνάρτησης *calculateBearing* (θεωρήθηκε μηδενική γωνία απευθυγράμμισης). Παρατηρείται ότι τα πειραματικά και τα θεωρητικά αποτελέσματα συμπίπτουν αρκετά ικανοποιητικά.



Σχ. 56. Θέση ισορροπίας άξονα: Σύγκριση πειραματικών μετρήσεων και υπολογισμών για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής, (α) λαμβάνοντας υπόψη την απευθυγράμμιση του άξονα και (β) θεωρώντας μηδενική απευθυγράμμιση του άξονα.

Οι παρατηρηθείσες αποκλίσεις μεταξύ των πειραματικών μετρήσεων και των υπολογισμών μπορεί να οφείλονται:

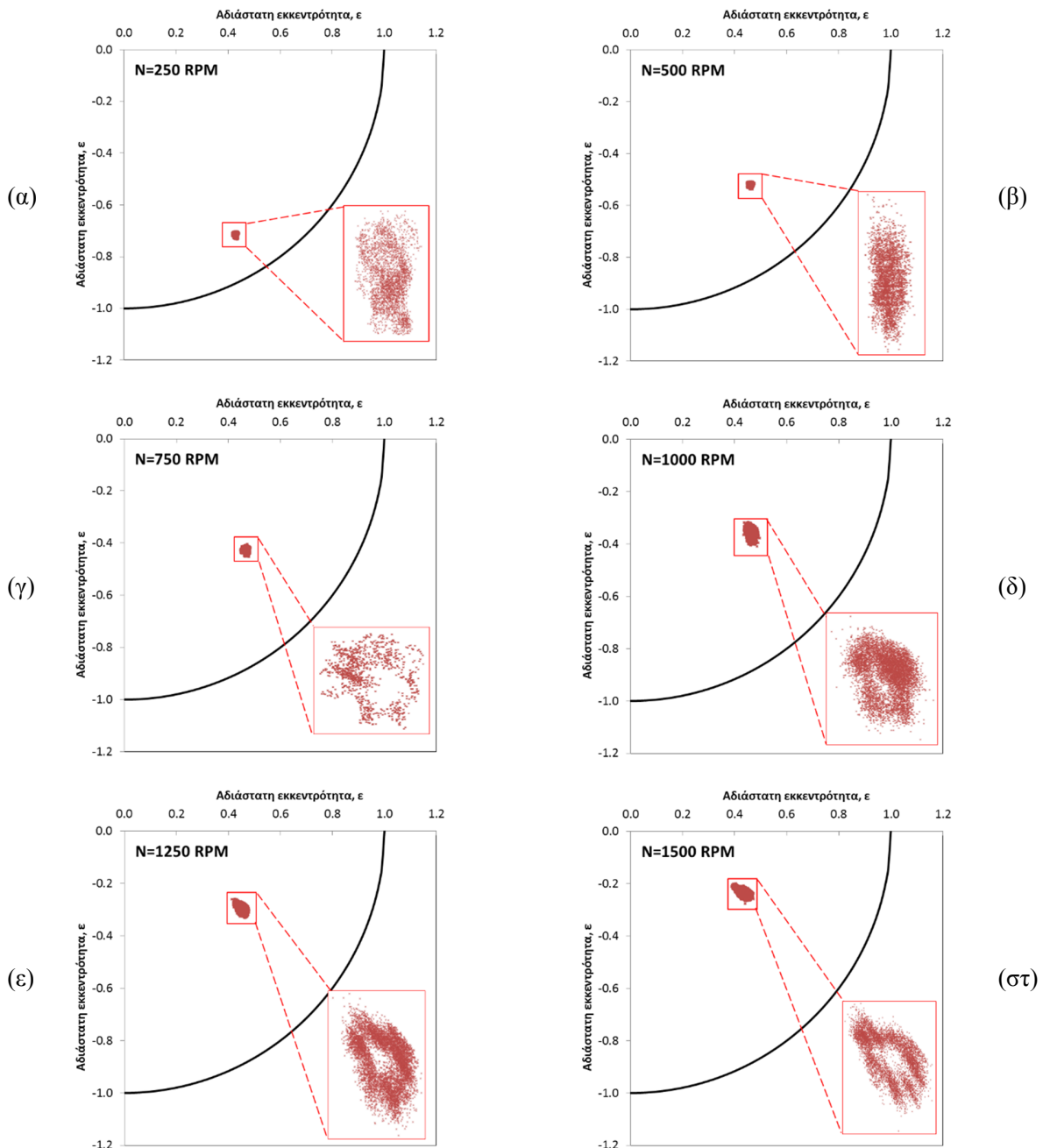
- σε αβεβαιότητα κατά τον προσδιορισμό των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του εδράνου,
- σε αβεβαιότητες και συστηματικά σφάλματα κατά τη διάρκεια των μετρήσεων,
- σε εξωγενείς ταλαντώσεις κατά τη διάρκεια των μετρήσεων, οι οποίες μπορούν να επηρεάζουν τα μετρούμενα μεγέθη,
- σε μικρές θερμοκρασιακές αποκλίσεις μεταξύ διαφορετικών ταχυτήτων περιστροφής,
- σε απλοποιήσεις των αλγορίθμων υπολογισμού:
 - ισοθερμοκρασιακή ανάλυση
 - αμέληση των θερμικών διαστολών άξονα-εδράνου
 - αμέληση των ελαστικών παραμορφώσεων του εδράνου λόγω της αναπτυχθείσας πίεσης στο λιπαντικό.

3.2.4 Φαινόμενα ασταθειών και δονήσεων

Δυναμικά φαινόμενα που εμφανίζονται κατά την αλληλεπίδραση μεταξύ άξονα και εδράνου ή λόγω της κίνησης του ρευστού και μπορούν να προκαλέσουν σοβαρές δονήσεις του άξονα, έχουν αναγνωριστεί εδώ και τουλάχιστον μισό αιώνα. Δονήσεις του άξονα με μεγάλο πλάτος μπορούν να

εμφανιστούν σε ένα μεγάλο εύρος ταχυτήτων περιστροφής, διαταράσσοντας την κανονική λειτουργία της διάταξης ή και ολόκληρου του συστήματος [21].

Στην πειραματική διάταξη τις παρούσας εργασίας, τέτοιου είδους φαινόμενα επισημάνθηκαν αλλά δεν μελετήθηκαν διεξοδικά. Συγκεκριμένα, κατά την εκκίνηση του άξονα, μικρές ταλαντώσεις εμφανίζονται ακόμα και για χαμηλές περιστροφικές ταχύτητες.



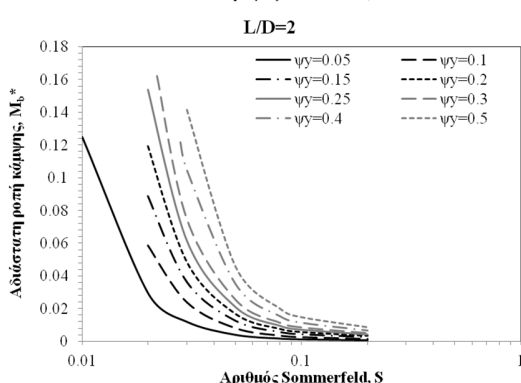
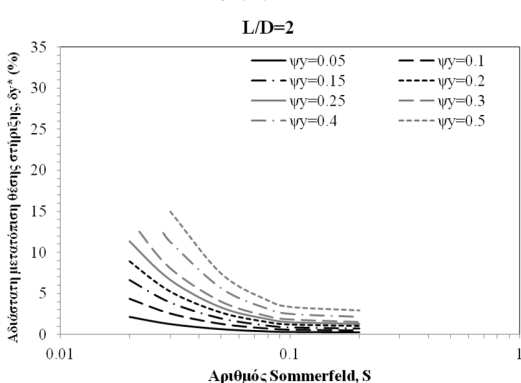
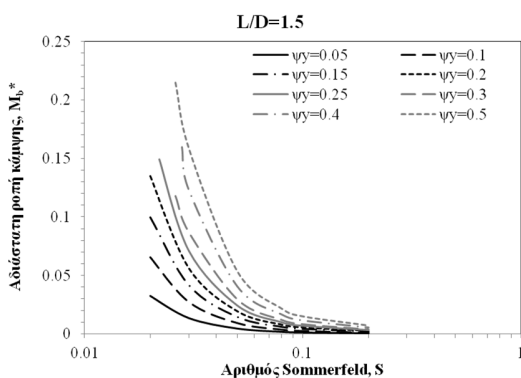
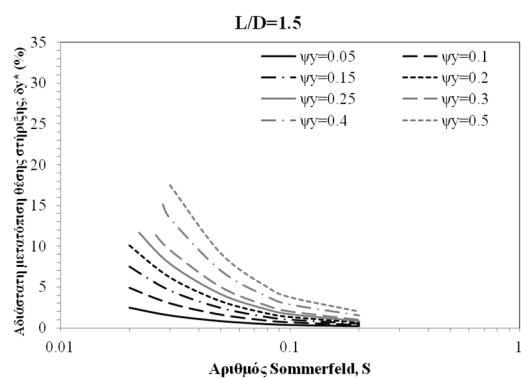
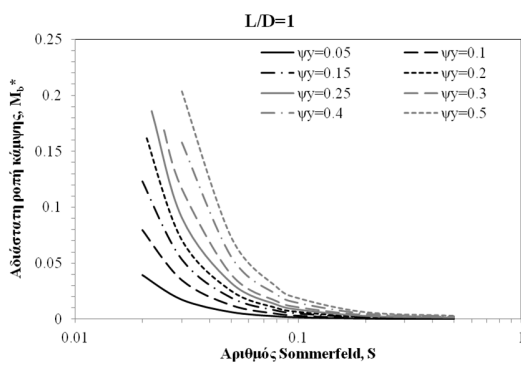
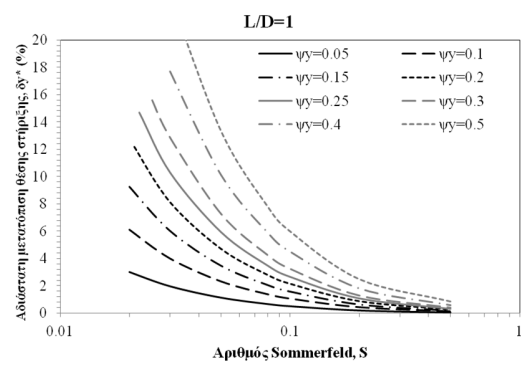
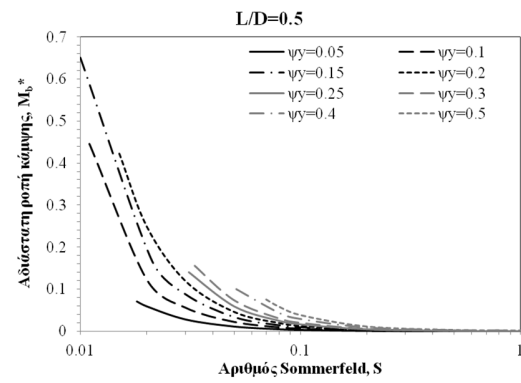
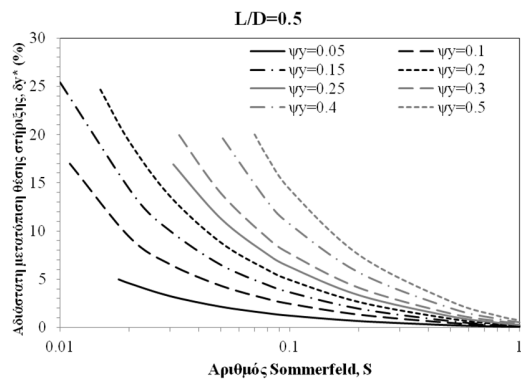
Σχ. 57. Θέση του κέντρου του άξονα για λειτουργία της διάταξης με περιστροφική ταχύτητα από 250 έως 1500 RPM.

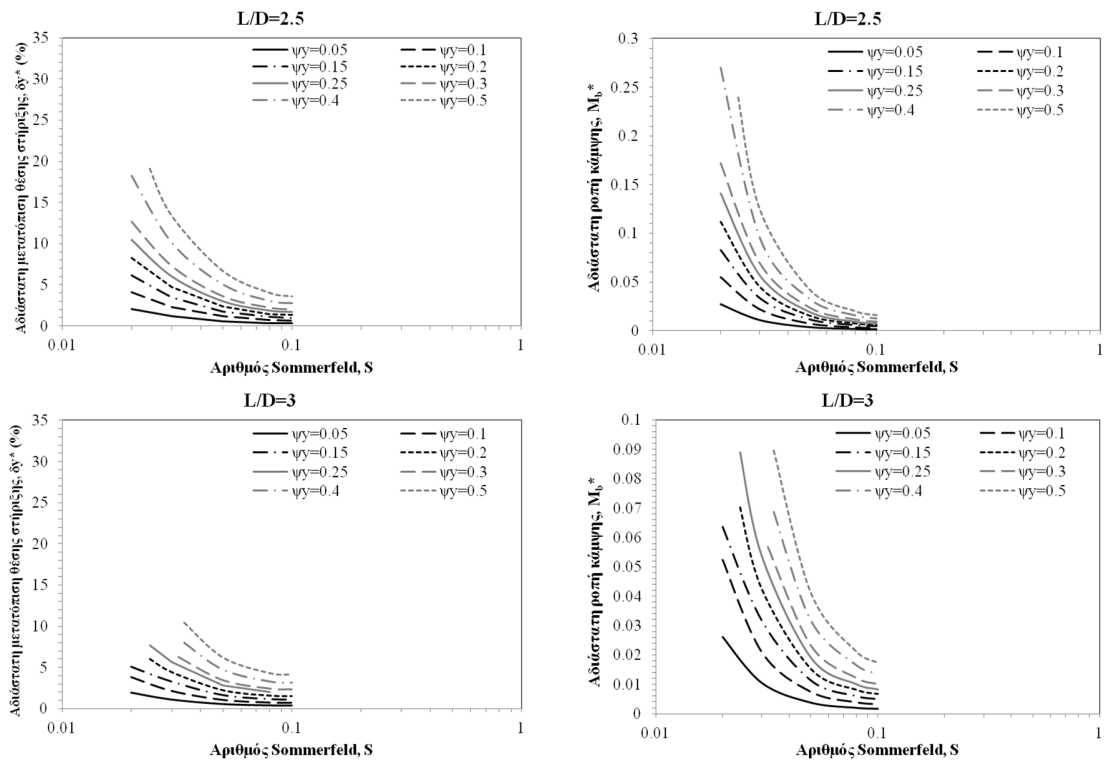
Στο **Σχ. 57** παρουσιάζεται η κίνηση του κέντρου του άξονα κατά τη λειτουργία της διάταξης με ταχύτητα περιστροφής από 250 έως 1500 RPM. Παρατηρείται ότι ακόμη και για χαμηλές ταχύτητες περιστροφής (250 RPM), ο άξονας ταλαντώνεται με μικρό πλάτος, κυρίως κατά την κατακόρυφη διεύθυνση. Καθώς αυξάνεται η περιστροφική ταχύτητα και το κέντρο του άξονα κινείται προς το κέντρο του εδράνου, η ταλάντωσή του γίνεται εντονότερη, κυρίως κατά την οριζόντια διεύθυνση.

3.2.5 Επίδραση της απευθυγράμμισης στη θέση ισορροπίας του άξονα

Γενικά, κατά την ευθυγράμμιση του αξονικού συστήματος ενός πλοίου το φορτίο που δέχεται το πρυμναίο έδρανο της χοάνης μπορεί να ασκείται σε θέση που απέχει $L/4$ έως $L/2$ από το πρυμναίο άκρο του. Συνήθως η τιμή που λαμβάνεται για τη θέση στήριξης είναι ίση με $L/3$. Στην παρούσα εργασία, έγινε προσπάθεια εξακρίβωσης της τιμής αυτής, μελετώντας έδρανα με διαφορετικούς λόγους μήκους προς διάμετρο, διαφορετική κατακόρυφη απευθυγράμμιση, και διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, δηλαδή διαφορετικό αριθμό Sommerfeld.

Συγκεκριμένα, εξετάστηκαν λόγοι μήκους εδράνου προς διάμετρο, L/D , από 0.5 έως 3, και αδιάστατες γωνίες απευθυγράμμισης κατά την κατακόρυφη διεύθυνση, ψ_y , από 0.05 έως 0.5, για συνθήκες λειτουργίας που χαρακτηρίζονται από αριθμούς Sommerfeld μεταξύ 0.01 έως 1. Για κάθε συνδυασμό παραμέτρων (L/D , ψ_y , S) επιλύθηκε το πρόβλημα υδροδυναμικής λίπανσης και καταγράφηκαν (α) η μετατόπιση της θέσης στην οποία ασκείται η συνισταμένη δύναμη στήριξης του εδράνου από το μέσον του, και (β) η καμπτική ροπή λόγω της απευθυγράμμισης (βλ. και ενότητα 2.2.2). Στο **Σχ. 58** παρουσιάζονται τα σχετικά αποτελέσματα. Συγκεκριμένα, για διάφορες τιμές των L/D παρουσιάζεται η αδιάστατη μετατόπιση της σημειακής θέσης στήριξης δy^* , η οποία υπολογίστηκε ως ποσοστό του μήκους του εδράνου, $\delta y^* = \frac{\delta y}{L} \cdot 100$, καθώς και η αδιάστατη ροπή κάμψης M_b^* , η οποία υπολογίζεται ως $M_b^* = M_b \frac{c^2}{N \cdot \eta \cdot L^2 \cdot R^2}$ [5].





Σχ. 58. Αδιάστατη μετατόπιση της θέσης στήριξης και αδιάστατη καμπτική ροπή λόγω απευθυγράμμισης συναρτήσει το αριθμού Sommerfeld για διαφορετικούς λόγους L/D του εδράνου.

Παρατηρείται ότι για μικρούς αριθμούς Sommerfeld (ισοδύναμα: μεγάλα ακτινικά φορτία ή μικρές ταχύτητες περιστροφής), η απευθυγράμμιση του άξονα οδηγεί σε σημαντική μετατόπιση της θέσης στήριξης, φτάνοντας το 25% του μήκους του εδράνου σε έδρανα με μικρό λόγο μήκους προς διάμετρο L/D και μεγάλες τιμές της αδιάστατης απευθυγράμμισης $\psi\gamma$. Σε έδρανα με μεγάλους λόγους L/D , η σχετική επίδραση είναι μικρότερη. Για $L/D=3$, η μετατόπιση της θέσης στήριξης κυμαίνεται μεταξύ 3-10% του μήκους του εδράνου. Η μετατόπιση της θέσης στήριξης μειώνεται καθώς αυξάνεται ο αριθμός Sommerfeld (ισοδύναμα: σε μικρά ακτινικά φορτία ή μεγάλες ταχύτητες περιστροφής). Η καμπτική ροπή λόγω απευθυγράμμισης παρουσιάζει αντίστοιχη συμπεριφορά.

Στη ναυτική μηχανολογία, η παραπάνω ανάλυση μπορεί να εφαρμοστεί κατά την μελέτη της ευθυγράμμισης του αξονικού συστήματος ενός πλοίου. Συγκεκριμένα, για το έδρανο χοάνης, λόγω της έλικας η οποία βρίσκεται σε πρόβολο στο άκρο του άξονα, η σημειακή θέση στήριξης λαμβάνεται προσεγγιστικά στο $\frac{1}{3}$ του μήκους του εδράνου, μετρούμενο από το πρυμναίο άκρο του.

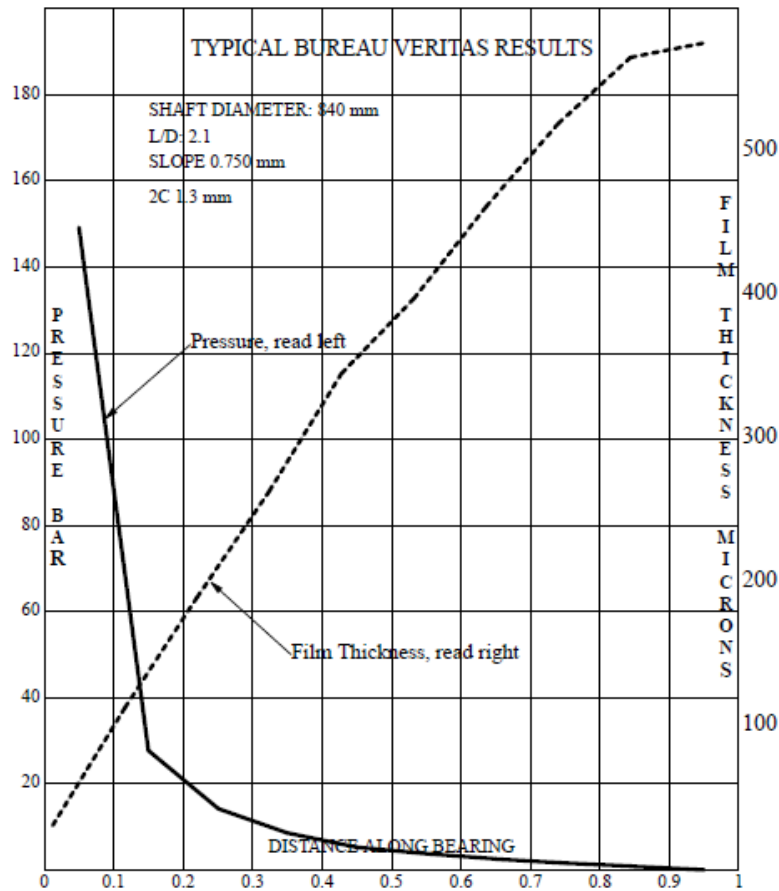
Σύμφωνα με την έρευνα των Devanney και Kennedy [10], έχει καταδειχθεί ότι πολλά νεότευκτα πλοία τύπου VLCC παρουσίασαν αναπάντεχες ζημιές στο πρυμναίο έδρανο χοάνης πριν ακόμα παραδοθούν στον πλοιοκτήτη τους. Ένας κατάλογος των πλοίων που αστόχησαν, της ημερομηνίας της αστοχίας και του ναυπηγείου ανέγερσης παρουσιάζονται στον **Πίν. 15**.

Πίν. 15. Ημερομηνίες αστοχιών του πρυμναίου εδράνου χοάνης σε πλοία γνωστών ναυπηγείων [10].

Ναυπηγείο	Κωδικός πλοίου	Ημερομηνία
DAEWOO HI	5109	1998-08-17
HYUNDAI HI	1089	1998-05-08
HYUNDAI HI	1090	1998-07-03
DAEWOO HI	5120	1999-01-05
DAEWOO HI	5121	1999-01-28
HYUNDAI HI	1164	1999-10-26
SAMSUNG HI	1241	1999-12-02
SAMSUNG HI	1241	1999-12-02

Στα πλοία χρησιμοποιήθηκε σαν υλικό εδράνων φτηνό κράμα μετάλλων παρά καθαρό μέταλλο. Ακόμα και όταν κάποιοι πλοιοκτήτες αντικατέστησαν το φτηνό κράμα με νέο, το οποίο είχε αποδειχθεί κατάλληλο σε άλλες παρόμοιες εφαρμογές, συνεχίστηκαν να παρουσιάζονται αστοχίες. Επομένως, η καλή λειτουργία των εδράνων δεν εξαρτάται μόνο από την ποιότητα των υλικών αλλά και από τη διαδικασία ευθυγράμμισης. Έχει παρατηρηθεί ότι η διαδικασία αυτή συχνά γίνεται πρόχειρα από τα ναυπηγεία, εν γνώσει των νηογνωμόνων. Για χρόνια, το σημείο στήριξης του άξονα μέσα στο έδρανο χοάνης θεωρείται ότι βρίσκεται στο $\frac{1}{3}$ του μήκους του, μετρούμενο από το πρυμναίο του άκρο, δεδομένο το οποίο έχει προκύψει εμπειρικά από τα ναυπηγεία.

Τα τελευταία 25 χρόνια, η διάμετρος των αξόνων έχει μειωθεί κατά περίπου 15% για δεδομένη ροπή στρέψης. Αυτό συμβαίνει γιατί, αφενός χρησιμοποιούνται υλικά υψηλότερης αντοχής, αφετέρου το κόστος πρέπει να είναι ελάχιστο. Επίσης, οι έλικες είναι μεγαλύτερες και βαρύτερες, λόγω της μείωσης της περιστροφικής ταχύτητας της κύριας μηχανής. Συμπερασματικά, η φόρτιση του εδράνου χοάνης αυξάνεται, και επομένως, αυξάνονται οι απαιτήσεις για ακριβέστερη ευθυγράμμιση των αξόνων, ώστε να αποφευχθούν δυσμενείς καταστάσεις λειτουργίας. Παρόλα αυτά, δεν υπάρχουν περιορισμοί για τη φόρτιση του εδράνου χοάνης από τους νηογνώμονες. Μόνο ο Bureau Veritas είχε προτείνει ένα πρόγραμμα το οποίο μπορεί να μοντελοποιήσει το φαινόμενο της υδροδυναμικής λίπανσης στο εσωτερικό του εδράνου και να προβλέψει την κατανομή της πίεσης και το ελάχιστο φιλμ λαδιού. Η διαδικασία του συγκεκριμένου προγράμματος ομοιάζει με αυτήν που παρουσιάστηκε στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας. Στο **Σχ. 59** παρουσιάζεται παράδειγμα εδράνου χοάνης, οι υπολογισμοί της κατανομής πίεσης και το ελάχιστο πάχος λιπαντικού κατά το μήκος του [10].



Σχ. 59. Αναπτυσσόμενη πίεση και πάχος λιπαντικού συναρτήσεις της διαμήκουσ θέσης του εδράνου. Οι υπολογισμοί έγιναν από τον Bureau Veritas [10].

Τα αποτελέσματα αφορούν έδρανο με λόγο $L/D=2.1$ και είναι παρόμοια με τα αποτελέσματα που εξήχθησαν στην παρούσα ενότητα. Συγκεκριμένα, η πίεση είναι υψηλή στο πρυμναίο άκρο του εδράνου λόγω της απευθυγράμμισης του άξονα, ενώ το πάχος λιπαντικού είναι σημαντικά μειωμένο.

Ένας άλλος λόγος ο οποίος παίζει σημαντικό ρόλο στην καλή λειτουργία των εδράνων χοάνης είναι η θερμική αγωγιμότητα των υλικών τους. Τα φθηνά κράματα μετάλλων που χρησιμοποιούνται έχουν μικρή θερμική αγωγιμότητα, οδηγώντας σε υπερθέρμανση του λιπαντικού, το οποίο έχει ήδη μικρό πάχος υπό τις δεδομένες καταστάσεις λειτουργίας, οδηγώντας σε σημαντική αύξηση του ρυθμού φθοράς. Όταν χρησιμοποιούνται πιστοποιημένα μέταλλα, τα προβλήματα υπερθέρμανσης περιορίζονται, αλλά το πρόβλημα της υψηλής πίεσης παραμένει, και ο κίνδυνος αστοχίας είναι αρκετά υψηλός.

Τα μέτρα για τη μείωση του κινδύνου αστοχίας των εδράνων χοάνης περιλαμβάνουν:

- Την επιλογή μεγαλύτερων διαμέτρων αξόνων (όπως παλιότερα), λαμβάνοντας όμως υπόψη και τη σχετική αύξηση του κόστους κατασκευής.

- Την εφαρμογή αυστηρότερων κανονισμών, οι οποίοι βασίζονται σε λεπτομερείς μεθόδους ανάλυσης και υπολογισμών της κατανομής της πίεσης στο εσωτερικό των εδράνων χοάνης.
- Τον υπολογισμό της ελαστικής παραμόρφωσης της γάστρας, ώστε να μπορεί να ληφθεί υπόψη κατά τους υπολογισμούς του εδράνου.
- Την ενσωμάτωση στους κανονισμούς θεμάτων θερμικής συμπεριφοράς των εδράνων.
- Την εκτέλεση ξεχωριστών υπολογισμών για τις διαφορετικές καταστάσεις φόρτωσης ενός πλοίου, αλλά και για ειδικές καταστάσεις που επηρεάζουν τη συμπεριφορά του αξονικού συστήματος.

4. Συμπεράσματα – Μελλοντική εργασία

Στο πλαίσιο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας πραγματοποιήθηκε πειραματική μελέτη της συμπεριφοράς ακτινικών εδράνων ολίσθησης, η οποία συμπληρώθηκε από αριθμητικές προσομοιώσεις των εδράνων, με βάση τη θεωρία της υδροδυναμικής λίπανσης. Τα πειράματα πραγματοποιήθηκαν στη διάταξη Rotor Kit Model RK4 της Bently Nevada του Εργαστηρίου Ναυτικής Μηχανολογίας, και οι προσομοιώσεις έγιναν με χρήση λογισμικού που έχει αναπτυχθεί στη Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.

Η πειραματική μελέτη περιέλαβε τη συναρμολόγηση της διάταξης RK4, την προσαρμογή των αισθητήρων εγγύτητας, τη ρύθμιση των υποσυστημάτων ελέγχου ταχύτητας περιστροφής και τροφοδοσίας λαδιού, την διασύνδεση των αισθητήρων με υφιστάμενη κάρτα συλλογής και επεξεργασίας δεδομένων (DAQ), τρίτου κατασκευαστή, και την ανάπτυξη εφαρμογής σε περιβάλλον MatLab για την λήψη και επεξεργασία των μετρήσεων. Για την πλήρη τεκμηρίωση της διάταξης RK4 έγινε λεπτομερής προσδιορισμός των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του εδράνου, του αξονικού συστήματος, ενώ προσδιορίστηκε μέσω χημικών αναλύσεων η πυκνότητα του χρησιμοποιούμενου λιπαντικού και το ιξώδες του ως συνάρτηση της θερμοκρασίας.

Μετά την προετοιμασία της διάταξης, πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις για διάφορες καταστάσεις φόρτισης του εδράνου, σε ένα εύρος ταχυτήτων περιστροφής του άξονα μεταξύ 250 και 1500 RPM. Με χρήση των αισθητήρων εγγύτητας καταγράφηκε η θέση ισορροπίας του άξονα σε κάθε εξεταζόμενη κατάσταση, και προσδιορίστηκαν η αδιάστατη εκκεντρότητα και η γωνία συμπεριφοράς του εδράνου.

Στο πλαίσιο των αριθμητικών προσομοιώσεων, έγινε αρχικά, πιστοποίηση των υφιστάμενων υπολογιστικών εργαλείων, μέσω σύγκρισης με αποτελέσματα της βιβλιογραφίας. Στη συνέχεια, έγινε μοντελοποίηση του εδράνου της πειραματικής διάταξης, καθώς και του υπόλοιπου αξονικού συστήματος. Πραγματοποιήθηκαν υπολογισμοί για όλες τις καταστάσεις λειτουργίας του εδράνου που μετρήθηκαν πειραματικά. Διαπιστώθηκε ότι υπάρχει δυνατότητα ικανοποιητικής πρόβλεψης της συμπεριφοράς του εδράνου με χρήση του υφιστάμενου λογισμικού.

Τέλος, με χρήση του λογισμικού, πραγματοποιήθηκαν υπολογισμοί σε έδρανα με απευθυγράμμιση του άξονα με στόχο τον προσδιορισμό της πραγματικής σημειακής θέσης στήριξης του άξονα. Εξετάστηκαν έδρανα με διαφορετικούς λόγους μήκους προς διάμετρο και διαφορετικές καταστάσεις φόρτισης. Καταδείχθηκε ότι σε έδρανα με απευθυγράμμιση του άξονα, είναι δυνατός ο ακριβής προσδιορισμός της πραγματικής θέσης στήριξης. Η μεθοδολογία που παρουσιάστηκε μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό της θέσης στήριξης σε έδρανα χοάνης πλοίου. Ο υπολογισμός αυτός μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό κατάλληλου σχεδίου ευθυγράμμισης του αξονικού συστήματος ενός πλοίου.

Η παρούσα εργασία μπορεί να αποτελέσει τη βάση για περαιτέρω μελέτη σε θέματα όπως:

- Τη μελέτη των ασταθειών και των συνεπαγόμενων ταλαντώσεων της διάταξης σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής (φαινόμενα oil whirl, oil whip).

- Τη μελέτη των δυναμικών χαρακτηριστικών εδράνων ολίσθησης, και τον πειραματικό προσδιορισμό των συντελεστών ακαμψίας και απόσβεσης.
- Την επέκταση του λογισμικού επίλυσης του προβλήματος υδροδυναμικής λίπανσης σε ακτινικά έδρανα, ώστε να λαμβάνονται υπόψη η θερμοκρασιακή κατανομή στο πεδίο ροής και η ελαστικότητα του εδράνου (θερμοελαστοϋδροδυναμική λίπανση).

5. Βιβλιογραφία

1. Παντελής Γ., “Μοντελοποίηση ρυθμού φθοράς και βελτιστοποίηση σχεδιασμού ωστικών εδράνων με υδροφοβικές ιδιότητες”, Αθήνα, Μάρτιος 2013.
2. Stachowiak G., Batchelor A., “Engineering Tribology”, Butterworth Heinemann, 2011.
3. Raimondi A.A. and Boyd J., “A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design”, A.S.L.E. Transactions, Vol.1, No. 1, 1958.
4. Khonsari M. M. and Booser E. R., “Bearing Design and Lubrication”, Second Edition, Wiley, 2008.
5. Jang J.Y. and Chang C.C., “Adiabatic Solutions for a Misaligned Journal Bearing with non-Newtonian lubricants”, Tribology International, Butterworth and Co, 2009.
6. Sun J., Changlin G., “Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation”, Tribology international, May 2004.
7. Harrington L. R., “Marine Engineering”, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New Jersey U.S.A., 1992.
8. Φραγκόπουλος Χ., “Ευθυγράμμιση Αξονικών Συστημάτων”, Ενεργειακά Συστήματα Πλοίου, Τεύχος Γ', Σημειώσεις Ε.Μ.Π., 2005.
9. Παπαδόπουλος Χ. Ι., “Ευθυγράμμιση Αξονικού Συστήματος Πλοίου”, Σημειώσεις μαθήματος "Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας ΙΙ", 2009.
10. Devanney J. and Kennedy M., “The down ratchet and the deterioration of tanker newbuilding standards”, 2003.
11. Darryl C., Jr., “An Experimental Investigation of Whirl Instability including effects of Lubricant Temperature in Plain Circular Journal Bearings”, M.Sc. Thesis, Nicholls State University, May 2003.
12. Nassis A., “Analyses of a Rotor Dynamic Testrigs”, M.Sc. Thesis, Lulea University of Technology Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Division of Solid Mechanics, 2010.
13. Luneno J. C., “Cases of Coupled Vibrations and Parametric Instability in Rotating Machines”, M.Sc. Thesis, Lulea University of Technology Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Division of Solid Mechanics, 2012.
14. Nikolakopoulos P. G., Papadopoulos C. I., Kaiktsis L., “Elastohydrodynamic analysis and Pareto optimization of intact, worn and misaligned journal bearings”, August 2010.
15. General Electric, Bently Nevada, “Rotor Kit (10mm) Model RK4”, September 2007.
16. General Electric, Bently Nevada, “Rotor Kit Oil Whirl/Whip Option Model RK4”, November 2007.
17. General Electric, Bently Nevada, “Rotor Kit Unbalance Perturbator Option Model RK4”, August 2002.
18. Κωστόπουλος Θ. Ν., “Οδοντώσεις και μειωτήρες στροφών”, Εκδόσεις Συμεών, 2005
19. Budynas R., Nisbett K., “Shigley’s Mechanical Engineering Design”, 8th Edition, McGraw Hill, 2008.
20. Hughes O.F., “A Rationally-based Computer-aided Optimization Approach”, Ship Structural Design, Wiley, 1983.

21. Muszynska A., "Whirl and Whip-Rotor/Bearing Stability Problems", Journal of Sound and Vibration, U.S.A. 1985.