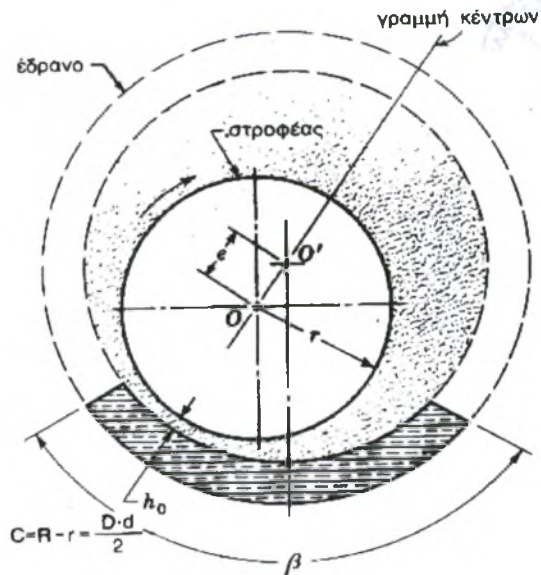




ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΑΣ



ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ

“ΝΕΟΙ ΧΑΡΤΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

ΓΙΑ ΙΣΟΘΕΡΜΑ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΑ ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΕΔΡΑΝΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ”

ΜΙΧΑΛΗΣ ΡΟΥΣΣΟΣ

ΜΕΛΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗΣ :

Διδάσκων Δρ. Κ. Ν. ΠΑΝΤΑΖΑΡΑΣ (Επιβλέπων)

Δρ. Επ. Καθηγητής Γ. Π. ΠΕΤΡΟΠΟΥΛΟΣ

Δρ. Επ. Καθηγητής Ν. ΠΕΛΕΚΑΣΗΣ

ΒΟΛΟΣ 2003



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΥΠΗΡΕΣΙΑ ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗΣ & ΠΛΗΡΟΦΟΡΗΣΗΣ  
ΕΙΔΙΚΗ ΣΥΛΛΟΓΗ «ΓΚΡΙΖΑ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ»**

Αριθ. Εισ.: 2482/1  
Ημερ. Εισ.: 19-02-2004  
Δωρεά: \_\_\_\_\_  
Ταξιθετικός Κωδικός: ΠΤ ΜΜΒ  
2003  
ΡΟΥ

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ  
ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ



004000070533

## ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

$c_r$  : ακτινική χάρη,  $c_r = R-r$  (ή  $c$ )

$c_d$  : διαμετρική χάρη,  $c_d = D-d$

$d/r$  : διάμετρος/ακτίνα στροφέα

$D/R$  : διάμετρος/ακτίνα τριβέα

$e$  : εκκεντρότητα

$F$  : δύναμη τριβής στην επιφάνεια του στροφέα

$h$  : πάχος λιπαντικής μεμβράνης

$h_{min}$  : ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης (ή  $h_o$ )

$h_T$  : στοχαστική τιμή πάχους λιπαντικής μεμβράνης

$k$  : παράγων τριβής

$K$  : συντελεστής μείωσης χάρης εδράνου

$l$  : αξονικό μήκος εδράνου

$n$  : στροφές περιστροφής στροφέα

$n_o$  : ελάχιστος αποδεκτός αριθμός στροφών λειτουργίας στροφέα

$O$  : κέντρο διατομής τριβέα /  $O'$  : κέντρο διατομής στροφέα

$p$  : υδροδυναμική πίεση

$p_m$  : μέση πίεση εδράνου,  $p_m = w/dl$

$p_w$  : συνιστώσα της  $p$  κατά την κατεύθυνση του φορτίου

$p_w'$  : συνιστώσα της  $p$  κάθετη στην κατεύθυνση του φορτίου

$p_{max}$  : μέγιστη τιμή υδροδυναμικής πίεσης εδράνου

$s$  : χάρη εδράνου-στροφέα

$S_o$  : αριθμός Sommerfeld

$U$  : περιφερειακή ταχύτητα στροφέα

$w$  : φορτίο εδράνου

$W$  : αδιάστατη ικανότητα φόρτισης εδράνου

$W'$  : συμβατικό αδιάστατο φορτίο

$x$  : περιφερειακή κατεύθυνση

$z$  : αξονική κατεύθυνση

$\Delta s$  : διαφορά χάρης ψυχρής - θερμής λειτουργίας

$\varepsilon$  : σχετική εκκεντρότητα  $e/c_r$

$\eta$  : δυναμικό/απόλυτο ιξώδες λιπαντικού

$\theta_m$  : μέση θερμοκρασία λειτουργίας εδράνου

$\theta_\psi$  : θερμοκρασία κατασκευής και μετρήσεως ανοχών του εδράνου και του στροφέα

$\lambda$  : λόγος αξονικού μήκους εδράνου/διάμετρο στροφέα,  $\lambda=l/d$

$\mu$  : συντελεστής τριβής  $\mu=F/w$

$\sigma_{po}$  : τυπική απόκλιση της ολικής τραχύτητας τριβέα-στροφέα

$\varphi$  : γωνία ισορροπίας, είναι η γωνία μεταξύ των κατευθύνσεων του εφαρμοζόμενου φορτίου και της διακέντρου ΟΟ' πάνω στην οποία εμφανίζονται η ελάχιστη και η μέγιστη τιμή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης (αντίστοιχα  $h_{max}$  και  $h_{min}$ ).

$\psi$  : διαμετρική/ακτινική σχετική χάρη,  $\psi=(D-d)/d=(R-r)/r$

$\omega$  : γωνιακή ταχύτητα στροφέα

$\Phi_x, \Phi_z$  : παράγων ροής-πίεσης,  $\Phi_s$  : παράγων ροής-διάτμησης

*HD* : Υδροδυναμικός

*EHD* : Ελαστο-υδροδυναμικός

*THD* : Θερμο-υδροδυναμικός

*TEHD* : Θερμο-ελαστο-υδροδυναμικός

*2D* : 2 διαστάσεων

*3D* : 3 διαστάσεων

*FDM* : μέθοδος πεπερασμένων διαφορών

## ΣΚΟΠΟΣ - ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Ο σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας εμφανίζεται με τρεις βασικούς άξονες.

Κατ' αρχήν ο πρώτος άξονας σχετίζεται με τη **διερεύνηση** του τρόπου με τον οποίο ανταποκρίνεται συγκεκριμένος πηγαίος κώδικας (Lubra) που αναπτύχθηκε και εξελίσσεται συνεχώς στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας. Η διερεύνηση αυτή αφορά σ' ένα διευρυμένο πεδίο λειτουργίας ισόθερμων υδροδυναμικών εγκαρσίων εδράνων ολίσθησης (ΕΕΟ) μεταβλητού λόγου  $l/d$  (όπου  $l$  το μήκος και  $d$  η ονομαστική διάμετρος του εδράνου).

Ο δεύτερος άξονας αφορά στη **σύγκριση** των αποτελεσμάτων που εξάγονται με τη βοήθεια της συγκεκριμένης θεωρητικής προσομοίωσης με αυτά που προτείνονται στην γνωστή βιβλιογραφία (Ευρωπαϊκή και Αμερικανική) με σκοπό την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων.

Τέλος ο τρίτος άξονας σχετίζεται με την **εξαγωγή αναλυτικών εκφράσεων – συναρτήσεων** για τα κύρια χαρακτηριστικά μεγέθη λειτουργίας των ισόθερμων υδροδυναμικών εγκαρσίων εδράνων ολίσθησης με τελικό στόχο την δημιουργία συνθετικών χαρτών λειτουργίας με τη βοήθεια σχετικά απλών αριθμητικών πράξεων. Έτσι, στη συνέχεια επιτυγχάνεται ευρεία χρήση των χαρτών αυτών σαν βασικό εργαλείο χωρίς ιδιαίτερη δυσκολία από τον τεχνικό κόσμο που ασχολείται είτε με τη χρήση, είτε με τον σχεδιασμό υδροδυναμικών ΕΕΟ.

Η παρούσα διπλωματική εργασία χωρίζεται σε τέσσερα κεφάλαια:

- Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται μια ιστορική αναδρομή σχετικά με την ανάπτυξη των θεωριών που αφορούν στη λειτουργία εγκαρσίων υδροδυναμικών εδράνων ολίσθησης με βασική αναφορά στον αριθμό Sommerfeld. Καθίσταται προφανής η χαρτογράφηση της λειτουργίας εγκάρσια έδρανα ολίσθησης (ΕΕΟ) με γνώμονα την βελτιστοποίηση «αντιφθοράς» - «αντιτριβής».
- Στο δεύτερο κεφάλαιο παρουσιάζεται με λεπτομέρεια το θεωρητικό μοντέλο στο οποίο βασίζεται ο πηγαίος κώδικας Lubra.
- Στο τρίτο κεφάλαιο εμφανίζονται αναλυτικά όλα τα θεωρητικά αποτελέσματα για το υπό διερεύνηση πεδίο λειτουργίας εδράνων μεταβλητού λόγου  $l/d$  (πλάτος/διάμετρο) με σκοπό την κάλυψη όλων των κατηγοριών εδράνων (από

το έδρανο μηδενικού πλάτους  $l/d=0.2$  έως το έδρανο απείρου πλάτους  $l/d=2$ ). Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται μερική σύγκριση με τα θεωρούμενα έγκυρα αποτελέσματα των Boyd & Raimondi η οποία επιβεβαιώνει γενικά την ισχύ των εξαγχθέντων αποτελεσμάτων, ειδικότερα όσον αφορά στο πεδίο λειτουργίας που συνήθως επιλέγεται.

- Τέλος στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα συμπεράσματα καθώς και μια αναλυτική κριτική που αφορά στη χρήση του πηγαίου κώδικα Lubra του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας με σκοπό την περαιτέρω ανάπτυξη του για θεωρητική προσομοίωση της συμπεριφοράς ΕΕΟ κατά την παρουσία κυματοειδών ή/και τραχειών επιφανειών εδράνων ή/και στροφών, αλλά και στην εν συνεχεία εφαρμογή για θερμο-υδροδυναμική (*THD*), έλαστο-υδροδυναμική (*EHD*) και θερμο-ελαστο-υδροδυναμική (*TEHD*) συμπεριφορά εδράνου.

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

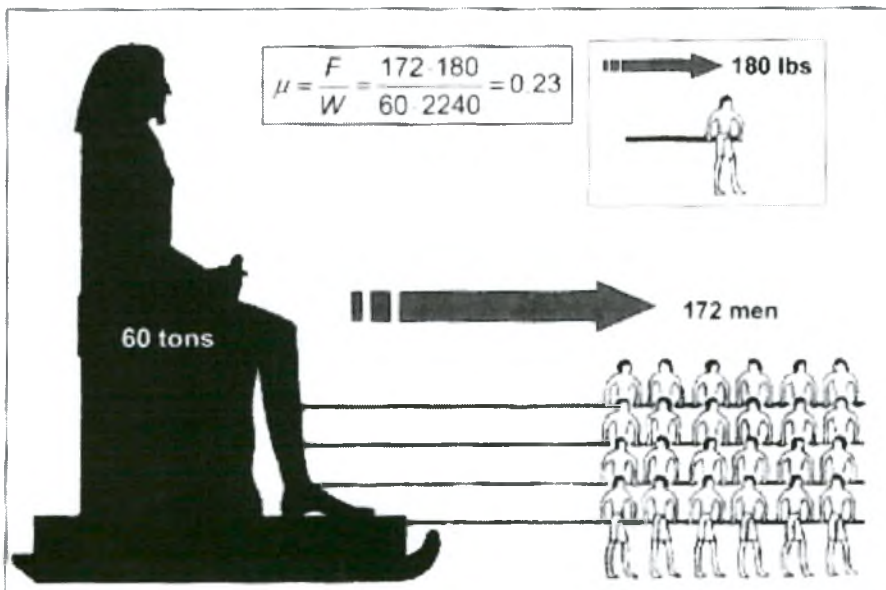
ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ.....	σελ.3
ΣΚΟΠΟΣ – ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	σελ.5
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1	
1.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ – ΙΣΤΟΡΙΚΟ.....	σελ.10
1.1.1 Η ΕΠΟΧΗ ΤΗΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΗΣ ΠΡΟΟΔΟΥ (1850 - 1920).....	σελ.10
1.1.2 Η ΕΠΟΧΗ ΤΗΣ ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΑΣ (1920 - 2001).....	σελ.11
1.2 Ο ΑΡΙΘΜΟΣ SOMMERFELD.....	σελ.13
1.3 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΕΕΟ ΣΗΜΕΡΑ – ΣΚΟΠΟΣ.....	σελ.17
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2	
2.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ.....	σελ.22
2.2 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΩΝ ΜΕΡΙΚΩΝ ΔΙΑΦΟΡΙΚΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ, ΜΕ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΕΣ ΔΙΑΦΟΡΕΣ (FDM).....	σελ.26
2.3 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ ΤΩΝ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΤΗΣ ΤΡΙΒΗΣ.....	σελ.31
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3	
3.1 ΔΕΔΟΜΕΝΑ – ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....	σελ.36
3.2 ΚΑΤΑΝΟΜΕΣ ΠΙΕΣΕΩΝ.....	σελ.93
3.3 ΣΥΓΚΡΙΣΗ LUBRA ΜΕ BOYD-RAIMONDI.....	σελ.96
3.4 ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....	σελ.105
3.5 ΣΥΝΘΕΤΙΚΟΙ ΧΑΡΤΕΣ – ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΜΕ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ LUBRA.....	σελ.112
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4	
4.1 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	σελ.116
4.2 ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ.....	σελ.119
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ.....	σελ.120
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ.....	σελ.131





# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1<sup>ο</sup>

## ΕΙΣΑΓΩΓΗ – ΙΣΤΟΡΙΚΟ – ΑΡΙΘΜΟΣ SOMMERFELD



## 1.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ – ΙΣΤΟΡΙΚΟ

Η αρχαία εμπειρική τέχνη της λίπανσης που αναπτύχθηκε αρχικά απ' τους Αιγυπτίους, τους Έλληνες και τους Ρωμαίους είχε σαν σκοπό την ελαχιστοποίηση της ξηράς τριβής κατά την λειτουργία απλών ή και σχετικά σύνθετων μηχανισμών. Αυτό επετεύχθη με την εκμετάλλευση των φυσικών λιπαντικών ιδιοτήτων γνωστών την εποχή εκείνη προϊόντων φυτικής και ζωικής προέλευσης.

Με γέφυρα τις αναζητήσεις των ερμηνειών "περί τριβής" κατά την εποχή της Αναγέννησης (Leonardo da Vinci), η τριβολογία με χαρακτηριστικά επιστήμης αρχίζει να εμφανίζεται κατά το τέλος του 19ου αιώνα όταν βγήκαν στο φως οι πρώτες εμπειριστατωμένες μελέτες με σημαντικά ποιοτικά αλλά και ποσοτικά αποτελέσματα, αλλά καθιερώνεται επίσημα σαν αυτόνομη επιστήμη πολύ αργότερα, κατά τις δεκαετίες 50-60.

Σημαντικές πρόσφατες περίοδοι ανάπτυξης της τριβολογίας αναφέρονται στη συνέχεια. Αυτές καλύπτουν τα τελευταία 150 χρόνια και είναι γνωστές σαν **Εποχή της Τεχνολογικής Προόδου** (1850 – 1920) και **Εποχή της Τριβολογίας** (1920 – 2003).

### 1.1.1 Η ΕΠΟΧΗ ΤΗΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΗΣ ΠΡΟΟΔΟΥ (1850 - 1920)

Κατά την διάρκεια της περιόδου αυτής εμφανίζεται στα πρώτα του βήματα ο συστηματικός σχεδιασμός στοιχείων μηχανών με εφαρμογή σε οδοντωτούς τροχούς και έδρανα. Ο σχεδιασμός αυτός είχε ως αποτέλεσμα βασικές βελτιώσεις που αναφέρονται στη συνέχεια.

Έτσι, αναπτύσσονται *υδρολιπαινόμενα έδρανα* του Aerts (1860), *έδρανα κύλισης* με ιδιαίτερη έμφαση στα *αυτορυθμιζόμενα έδρανα λοξής επαφής* του Wingquist, ιδρυτή της SKF, *οδοντωτοί τροχοί* για εφαρμογή στο πρώτο ηλεκτροκίνητο σιδηροδρομικό όχημα της Siemens (1879), *οδοντωτοί τροχοί κίνησης μικρού μεγέθους* για τα πρώτα αυτοκίνητα και *μεγάλων διαστάσεων* για μηχανές (1913).

Παράλληλα, τα λιπαντικά, φυτικής και ζωικής προέλευσης, αντικαθίστανται βαθμhdόν από ορυκτά προϊόντα. Η τελειότερη απόσταξη και το ραφινάρισμα οδηγεί

στην δημιουργία και την ευρεία χρήση ατρακτελαίων ποικίλης συνεκτικότητας (κλωστοϋφαντουργία), ελαίων συμπιεστών, μηχανέλαιων και ελαίων μηχανών εσωτερικής καύσης.

Ως προς το πεδίο ανάπτυξης θεωριών περί τριβής-φθοράς πρόκειται για μια θαυμαστή περίοδο ειδικότερα κατά την εικοσαετία 1880-1900.

Ο *Gustav Adolph Hirn* (1880) επαναβεβαίωσε τους νόμους περί τριβής των *Leonardo da Vinci-Amontons* και *Coulomb*, ο *Heinrich Rudolf Hertz* (1881) μελέτησε φυσικούς νόμους κυρίως αναφερόμενους στην τριβή κύλισης, ο Βρετανός *Beauchamp Tower* (1883) μετρά το πεδίο των υδροδυναμικών πιέσεων σε έδρανο ολίσθησης και προβαίνει σε σημαντικές επισημάνσεις πάνω στο ολοκλήρωμα των πιέσεων αυτών καθώς και τις συνιστώσες του κατά την οριζόντια και κατακόρυφη κατεύθυνση σε σχέση με το ολικό φορτίο του εδράνου, ο Ρώσος *Nikolai Pavlovic Petroff* (1883) μελετά ειδικότερα το ομοκεντρικό έδρανο και καθορίζει τους νόμους του, ο Βρετανός *Osborne Reynolds* (1885) αναπτύσσει μαθηματικά μοντέλα για την υδροδυναμική θεωρία με την γνωστή εξίσωση του (εξίσωση λίπανσης με υγρή λεπτή μεμβράνη), ο Γερμανός *Richard Stribeck* (1902) πραγματοποιεί μετρήσεις του συντελεστή τριβής, επιβεβαιώνει την θεωρία του Reynolds και παράλληλα εισάγει τις καμπύλες συντελεστή τριβής  $\mu$  σε συνάρτηση με μέγεθος εξαρτώμενο από φορτίο-ταχύτητα-ιξώδες (καμπύλες Stribeck).

Τέλος ο *Johannes Wilhelm Sommerfeld* (1904) εισάγει το αδιάστατο μέγεθος που πήρε το όνομά του (αριθμός Sommerfeld  $So$ ) και προτείνει αναλυτική λύση για την εξίσωση του Reynolds ενώ στην συνέχεια παίρνουν την σκυτάλη γνωστά ονόματα όπως οι *Mitchell, Gumbel, Martin, Rayleigh, Stanton*.

### 1.1.2 Η ΕΠΟΧΗ ΤΗΣ ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΑΣ (1920 - 2003)

Η νεότερη αυτή εποχή χαρακτηρίζεται από ραγδαία ανάπτυξη πανεπιστημιακής και βιομηχανικής έρευνας σ' όλους τους τομείς των επιστημών του Μηχανικού.

Αν γίνει χρονικός διαχωρισμός σε εικοσαετίες, η εικοσαετία 1920-1940 χαρακτηρίζεται κυρίως από την εμφάνιση έντονης βιομηχανικής έρευνας και ανάπτυξης, η μεταπολεμική εικοσαετία 1940-1960 από τον ισχυρή παρουσία

βιομηχανικό ανταγωνισμό με έμφαση στην αυτοκινητοβιομηχανία, η εικοσαετία 1960-1980 από την αυτονόμηση της Τριβολογίας και την αυτοτελή παρουσία της πλέον στον χώρο των επιστημών, ενώ η εικοσαετία 1980-2000 θεωρείται ότι καθιέρωσε στον χώρο τα πλεονεκτήματα της εποχής των ηλεκτρονικών υπολογιστών, της πληροφορικής και γενικότερα της μέσω δικτύου πληροφορίας/πληροφόρησης.

Κατά την τελευταία περίοδο, θεωρείται ότι η ανάπτυξη διαδικασιών βελτιστοποίησης στοιχείων μηχανών βασίζεται στην αποκτηθείσα τεχνογνωσία και την μεταφορά θεωρητικών ευρημάτων σε πρακτικής σημασίας λύσεις. Με στόχο την μακροζωία και εύρυθμη λειτουργία μηχανολογικών συστοιχιών και εξοπλισμών κάθε βελτιστοποίηση προκύπτει από τον **συστηματικό μηχανολογικό σχεδιασμό** με βάση την επιλογή υλικών, επιφανειακών κατεργασιών και λιπαντικών .

Στον χώρο των λιπαντικών, η ανάπτυξη και εισαγωγή της χρήσης προσθέτων οδηγεί σε θεαματική βελτίωση των ιδιοτήτων τους, ενώ παράλληλα αξιοσημείωτες βελτιώσεις επιτυγχάνονται στην περιοχή των ορυκτών λιπαντικών μέσα από την βελτίωση της παραγωγικής τους διαδικασίας. Ακολουθεί η εισαγωγή συνθετικών λιπαντικών και η δημιουργία λιπαντικών υψηλών προδιαγραφών για υψηλές/χαμηλές θερμοκρασίες, για υψηλές φορτίσεις με σύγχρονη μεγάλη διάρκεια ζωής για απαιτήσεις μεγάλων χρονικών περιόδων μεταξύ συντηρήσεων.

Ως προς την ανάπτυξη και εξέλιξη των θεωριών τριβής-φθοράς τρία βασικά γεγονότα θεωρούνται ότι χαρακτηρίζουν την εποχή:

1. Οι προσεγγιστικές μέθοδοι που εφαρμόστηκαν και τα αποτελέσματά τους με σκοπό την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds από τους *Michel, Ocvirk, Du Bois, Kingsbury, Cameron, Sassenfeld, Walther* κ.ά.

2. Οι εφαρμογές των λύσεων αυτών πάνω σε στοιχεία μηχανών που λειτουργούν κάτω από συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης και ο σύγχρονος σχεδιασμός καθώς και η πειραματική λειτουργία προσομοιωτικών συστημάτων για μετρήσεις, με στόχο μια πληρέστερη θεωρητική προσεγγίση των εδράνων ολίσθησης και

3. Η *Ελαστοϋδροδυναμική* (και στη συνέχεια η *Θερμο-ελαστοϋδροδυναμική*) λύση της εξίσωσης του Reynolds (*Dowson-Higginson*) που καθιέρωσε την εφαρμογή της Ελαστοϋδροδυναμικής θεωρίας στον υπολογισμό λιπαινομένων επαφών χαρακτηριζομένων από υψηλά φορτία επαφής.

Παρ' όλες τις εξελίξεις που αφορούν γενικά στην επιστήμη της τριβολογίας και ειδικότερα στην αντιμετώπιση προβλημάτων σχετικών με τα έδρανα ολίσθησης, θεωρείται απαραίτητο να αναφερθεί ότι ο τριβολογικός σχεδιασμός των σύγχρονων εγκάρσιων εδράνων ολίσθησης βασίζεται κυρίως στα δυο πρώτα από τα τρία προαναφερθέντα γεγονότα – κατευθύνσεις. Χαρακτηριστικό μέγεθος της λειτουργίας τους πρέπει να σημειωθεί ότι παραμένει πάντοτε ο αριθμός Sommerfeld  $S_o$  που παρουσιάζεται αναλυτικά στη συνέχεια.

## 1.2 Ο ΑΡΙΘΜΟΣ SOMMERFELD (αριθμός φόρτισης ή φόρτιση)

Το βασικό αδιάστατο μέγεθος που χαρακτηρίζει τη συνολική λειτουργική συμπεριφορά στο εγκάρσιο έδρανο ολίσθησης (ΕΕΟ), είναι ο αριθμός Sommerfeld [1-14] ο οποίος ορίζεται από τη σχέση:

$$S_o = \frac{p_m \psi^2}{\eta \omega} = \frac{p_m \psi^2}{\eta 2\pi n} \quad (1.1)$$

όπου  $p_m$  είναι η μέση επιφανειακή πίεση με:

$$p_m = \frac{w}{ld} \quad (1.2)$$

και  $w$  η δύναμη φόρτισης,  $l$  το πλάτος και  $d$  η ονομαστική διάμετρος του εδράνου (στροφέα). Επίσης,  $\eta$  είναι το δυναμικό (απόλυτο) ιξώδες του λιπαντικού,  $\psi$  η σχετική χάρη του εδράνου και  $n$  ο αριθμός περιστροφών του στροφέα στη μονάδα του χρόνου.

Υπάρχουν διάφορες “μορφές” (εκφράσεις) του αριθμού Sommerfeld, οι οποίες θεωρούνται πλέον επικυρωμένες μετά από την πολυετή τους χρήση. Ακόμα και ο ίδιος ο Sommerfeld παρουσίασε αυτό το αδιάστατο μέγεθος διαφορετικά σ' ένα

συνέδριο μηχανικών το 1937 απ' ό τι στην αρχική του δημοσίευση το 1904. Οι διαφορετικές “μορφές” του αριθμού Sommerfeld σχετίζονται κυρίως με τα διαφορετικά συστήματα μονάδων που χρησιμοποιούνται (π.χ. η συχνότητα σε rad/sec ή σε revolutions/sec-rps).

Όμως, στις περισσότερες σύγχρονες εφαρμογές χρησιμοποιείται ο αντίστροφος αριθμός Sommerfeld. Είναι λοιπόν σημαντικό να διευκρινίζεται ποια ακριβώς μορφή του αριθμού Sommerfeld χρησιμοποιείται σε κάθε περίπτωση.

Σύμφωνα με τον Vogelrohrl διακρίνονται δυο περιοχές λειτουργίας εδράνων:

αυτή στην οποία  $So > 1$  (Περιοχή μεγάλων φορτίων), άρα  $1/So < 1$   
και αυτή που αντιστοιχεί σε  $So < 1$  (Περιοχή μεγάλων ταχυτήτων), άρα  $1/So > 1$

Για την περιοχή των μεγάλων φορτίων “προκύπτει” ο συντελεστής τριβής  $\mu$  σύμφωνα με έρευνες των Gümbel και Faltz [1-14]:

$$So > 1 : \mu = \frac{k\psi}{\sqrt{So}} \approx \frac{3\psi}{\sqrt{So}} \quad (1.3)$$

Για την περιοχή των μεγάλων ταχυτήτων “προκύπτει” ο συντελεστής τριβής  $\mu$  σύμφωνα με έρευνες του Petroff [1-14]:

$$So < 1 : \mu = \frac{k\psi}{So} \approx \frac{3\psi}{So} \quad (1.4)$$

Ο συντελεστής  $k=3$  προτείνεται από τον Vogelrohrl σαν μέση τιμή για κλειστά έδρανα που ανταποκρίνεται με αποδεκτή ακρίβεια στις απώλειες ισχύος λόγω τριβής.

Το μέγεθος  $So$  είναι καθαρός αριθμός και εκφράζει τον νόμο της ομοιότητας των εδράνων ολισθήσεως υδροδυναμικής λειτουργίας που λειτουργούν στην περιοχή της υγρής τριβής.

Όταν δηλαδή δυο έδρανα ανεξάρτητα με τις διαστάσεις, τη φόρτιση, την περιστροφική τους ταχύτητα και το ιξώδες του λιπαντικού τους παρουσιάζουν τον ίδιο αριθμό  $So$ , τότε τα έδρανα αυτά βρίσκονται στην ίδια κατάσταση υγρής τριβής. Στις πρακτικές εφαρμογές των εδράνων ολισθήσεως η τιμή του αριθμού  $So$  κυμαίνεται συνήθως στην περιοχή  $1 < So < 20$  ( $0,05 < 1/So < 1$ ).

Έχει διαπιστωθεί πειραματικά και εφαρμόζεται ευρύτατα, ότι για να λειτουργήσει ένα εγκάρσιο υδροδυναμικό έδρανο ολίσθησης σωστά, πρέπει η σχετική του χάρη  $\psi$  να επιλεγεί σύμφωνα με τον εξής εμπειρικό τύπο [12]:

$$\psi = (0,75 \text{ ως } 1,25) 10^{-3} \sqrt[4]{\frac{U}{2,5}} \quad (1.5)$$

όπου  $U$  η ταχύτητα ολισθήσεως του στροφέα σε m/sec.

Οι χαμηλές τιμές χάρης που προτείνονται από τον τύπο αυτό επιλέγονται, όταν το υλικό του εδράνου είναι μαλακό (π.χ. λευκό μέταλλο), το ιξώδες του λιπαντικού σχετικά χαμηλό, η μέση επιφανειακή πίεση υψηλή, ο λόγος  $\lambda=l/d \leq 0,8$ , η γωνία κλίσεως μεταξύ στροφέα και τριβέα μικρή και η διεύθυνση του φορτίου του στροφέα μεταβάλλεται συνεχώς. Αντίθετα, οι υψηλότερες τιμές της σχετικής χάρης  $\psi$  προτείνονται, όταν το υλικό του εδράνου είναι σκληρό (π.χ. κρατέρωμα), το ιξώδες του λιπαντικού υψηλό, η μέση επιφανειακή πίεση σχετικά χαμηλή, ο λόγος  $\lambda=l/d \geq 0,8$ , η γωνία κλίσεως μεγάλη και η διεύθυνση του φορτίου του στροφέα αμετάβλητη.

Η χάρη  $c_d$  μεταξύ του στροφέα και του εδράνου, δίνεται από τη σχέση:  $c_d = D - d$  όπου  $D$  η διάμετρος του εδράνου, δηλαδή του τριβέα του συστήματος. Κατά την θερμή λειτουργία, η χάρη αυτή είναι γενικά μικρότερη από την αντίστοιχη που εμφανίζεται κατά την συναρμολόγηση ή την ψυχρή λειτουργία, επειδή ο συντελεστής θερμικής διαστολής του στροφέα που συνήθως κατασκευάζεται από χάλυβα, είναι μεγαλύτερος από αυτόν του εδράνου, που συνήθως κατασκευάζεται από λευκό μέταλλο, κρατέρωμα, χυτοσίδηρο κ.λ.π.

Με την αύξηση επομένως της θερμοκρασίας, η διάμετρος του στροφέα αυξάνεται περισσότερο από τη διάμετρο του εδράνου και η χάρη μειώνεται. Γι' αυτό το λόγο όλα τα εγκάρσια έδρανα διατρέχουν τον κίνδυνο της συσφίξεως του στροφέα μέσα στο έδρανο, όταν η μέση θερμοκρασία τους φτάσει μια κρίσιμη τιμή. Τα αποτελέσματα μιας τέτοιας συσφίξεως είναι βεβαίως καταστροφικά για το έδρανο.

Λόγω της πολυσύνθετης μορφής ενός εδράνου και της συνήθως άγνωστης διαβαθμίσεως της θερμοκρασίας από το εσωτερικό του προς το περιβάλλον, ο υπολογισμός διαστολής ενός εδράνου μπορεί να γίνει μόνο κατά προσέγγιση με τον τύπο [12]:

$$\Delta c_d = K d 10^3 (\theta_m - \theta_\psi) \quad (1.6)$$

όπου  $\Delta c_d$  η διαφορά μεταξύ της χάρης ψυχρής λειτουργίας και θερμής λειτουργίας του εδράνου σε  $\mu\text{m}$ ,  $K$  ο συντελεστής μείωσης χάρης του εδράνου σε  $10^{-6}/\text{grd}$ ,  $\theta_m - \theta_\psi$  η διαφορά μεταξύ της μέσης θερμοκρασίας λειτουργίας και της θερμοκρασίας κατασκευής-συναρμολόγησης και μετρήσεως των ανοχών του εδράνου και του στροφέα. Κατά κανόνα τίθεται  $\theta_\psi = 20^\circ \text{C}$ .

Ο συντελεστής μείωσης της χάρης  $K$  είναι ουσιαστικά η διαφορά μεταξύ του συντελεστή θερμικής διαστολής του στροφέα και του εδράνου, λαμβανόμενης υπ' όψη και της κλιμάκωσης της θερμοκρασίας από το εσωτερικό του εδράνου προς το περιβάλλον.

Μια χαρακτηριστική τιμή που χαρακτηρίζει τη συμπεριφορά των εδράνων είναι αυτή του μεγέθους  $h_{min}$ , δηλαδή του ελαχίστου πάχους της μεμβράνης του λιπαντικού. Εάν το  $h_{min}$  είναι μικρότερο από μια τιμή ασφαλείας υπάρχει κίνδυνος επαφής των στοιχείων (τριβέας-στροφέας) μεταξύ τους από τις υπερφορτίσεις ή όταν το στρώμα του λιπαντικού είναι τόσο λεπτό ώστε οποιαδήποτε στερεά πρόσμιξη υπάρχει στο λάδι να προκαλεί απόξεση και μηχανική φθορά. Επίσης, η ροή-παροχή του λαδιού εξαρτάται από το πάχος του λιπαντικού. Με μια μικρή ροή-παροχή η αύξηση της θερμοκρασίας μπορεί να είναι υπερβολική.

Η χαρακτηριστική αδιάστατη παράμετρος του ελάχιστου στρώματος λιπαντικού είναι ο λόγος  $h_{min}/c$ . Μια πολύ χρήσιμη παράμετρος είναι επίσης ο λόγος εκκεντρότητας ή αλλιώς η σχετική εκκεντρότητα  $\varepsilon = e/c$ , όπου  $c = c_r = R - r$  η ακτινική χάρη του εδράνου και  $e = (R - r) - h_{min}$  η εκκεντρότητα του, όπου  $R$  και  $r$  οι ακτίνες του εδράνου και του στροφέα αντίστοιχα. Εάν  $e = 0$  το έδρανο είναι κεντραρισμένο και ισχύει  $h_{min} = c$  (ομοκεντρικό έδρανο ή έδρανο Petroff). Αυτό πρακτικά αντιστοιχεί σε ένα πολύ μικρό φορτίο ( $\varepsilon = 0$ ). Καθώς το φορτίο αυξάνεται ο στροφέας πλησιάζει τον τριβέα μέχρι το όριο που καθορίζει επαφή ( $h_{min} = 0$ ,  $e = c$  και  $\varepsilon = 1$ ).

Αν δεν αμφισβητήσει κανείς τις τιμές του αντίστοιχου υδροδυναμικού συντελεστή τριβής τάξης μερικών χιλιοστών, λογικά δεν θα' πρεπε να ανησυχεί τόσο για τις απώλειες στο τριβοσύστημα κάθε ΕΕΟ που λειτουργεί κάτω από συνθήκες πλήρους υδροδυναμικής λίπανσης. Οι συνθήκες όμως κατά την λειτουργία των ΕΕΟ, εκτός ειδικών περιπτώσεων συστημάτων που λειτουργούν κάτω από σταθερές συνθήκες (πχ. επίγειες εγκαταστάσεις στροβιλομηχανών), δηλαδή οι αυξομειώσεις



της ταχύτητας με σύγχρονη μεταβολή του φορτίου και ενδεχομένως και της θερμοκρασίας του λιπαντικού οδηγούν σε καταστάσεις που καταδεικνύουν έντονη μη υδροδυναμική συμπεριφορά και συνεπώς μείωση του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης, επαφή, φθορά και αύξηση απωλειών από τριβές.

Στην επίσημη ευρείας χρήσης Ελληνική Πανεπιστημιακή Βιβλιογραφία [9], [12], λόγω των ριζών της που προέρχονται από την προ της αλματώδους εξάπλωσης των Η/Υ περίοδο, πολύ λίγα στοιχεία αναφέρονται για τις νέες μεθόδους προσέγγισης της μελέτης-σχεδίασης (design-σχεδιασμού) ΕΕΟ. Αξίζει να σημειωθεί η αναφορά του καθ. Α. Δημαρόγκωνα [13] στις έρευνες των εργαστηρίων της Westinghouse που με τα αποτελέσματα των Raimondi-Boyd [14] θεωρήθηκαν, για ένα μεγάλο διάστημα, οι πλέον πλούσιες σε πληροφορίες για ΕΕΟ με ποικίλους λόγους  $l/d$  ( $l$  είναι το μήκος και  $d$  η διάμετρος της ατράκτου στην περιοχή του ΕΕΟ).

### 1.3 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΕΕΟ ΣΗΜΕΡΑ - ΣΚΟΠΟΣ

Στις μέρες μας, ένας μεγάλος αριθμός υπολογιστικών προγραμμάτων έχει πλέον καθιερωθεί σαν αξιόλογο εργαλείο στα χέρια των μηχανικών και έχει ευρύτατα υιοθετηθεί με σκοπό την πρόβλεψη, τον έλεγχο και τελικά την βελτιστοποίηση της συμπεριφοράς στοιχείων μηχανών κάτω από διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Η ανάπτυξη θεωρητικών μοντέλων και πολύπλοκων υπολογιστικών κωδίκων βασίζεται σε βελτιωμένες μεθόδους υπολογισμού με ικανοποιητική ακρίβεια, πολυδιάστατο χαρακτήρα και δυνατότητα περιγραφής των φαινομένων κάτω από σύνθετες συνθήκες.

Οπωσδήποτε, προηγείται μια βαθιά και πλατιά ανάλυση κάθε υπό μελέτη φαινομένου καθώς και συστηματική σύνθεση για την οργάνωση αλγορίθμων που βασίζονται σε ρεαλιστικές υποθέσεις και είναι συγχρόνως εύχρηστοι και φιλικοί προς τους μελετητές μηχανικούς. Εντούτοις, κάθε περαιτέρω ανάπτυξη οφείλει να συμπληρώνεται από πειραματικές προσομοιωτικές διαδικασίες σε εργαστηριακές κατ' αρχή συσκευές, συστοιχίες ή μηχανές ελέγξιμες και παρατηρήσιμες μέσα σε αποδεκτά όρια, κατάλληλες ώστε να δημιουργούν συνθήκες ανάδρασης και διόρθωσης κάθε θεωρητικού μοντέλου.

Από την άλλη πλευρά όμως, για γρήγορες αλλά αρκούτως ικανοποιητικές προσεγγίσεις εξακολουθεί να είναι μεγάλης προτεραιότητας και σημαντικής πρακτικής σημασίας σε συνθήκες εφαρμογές, ή χρήση σχέσεων που προσεγγίζουν σύνθετες μαθηματικές εκφράσεις. Αυτή άλλωστε η τελευταία κατεύθυνση καθορίζει και την συμβατική διαδικασία μελέτης-σχεδιασμού στο πεδίο της μηχανολογικής σύνθεσης αν και πολλές φορές βασίζεται σε (υπέρ)απλουστεύσεις που στοχεύουν κύρια μέσα από σχετική υπερδιαστασιολόγηση, σε μεγάλη διάρκεια ζωής, πιστότητα και ασφάλεια για κάθε προϊόν μηχανολογικής φυσιογνωμίας. Δεν παύει όμως η προσέγγιση αυτή να αποδίδει οφέλη σχετικά με το κόστος και την οικονομία του χρόνου κατά τη φάση της μελέτης, έρευνας και ανάπτυξης ΕΕΟ, αν μάλιστα αναβαθμισμένη με την χρήση δεδομένων από σύνθετες μεθόδους μπορεί να δίνει στους μηχανικούς αποτελέσματα για άμεση χρήση.

Στην ειδική περίπτωση μελέτης της συμπεριφοράς των εγκαρσίων εδράνων ολίσθησης, γίνεται ακόμη και σήμερα χρήση παραδοσιακού χαρακτήρα υπολογιστικών εργαλείων που καλύπτουν όλο το προαναφερθέν φάσμα, από απλουστευμένες εμπειρικές, ημιεμπειρικές ή θεωρητικές σχέσεις (που ενδεχόμενα χρειάζονται αναθεώρηση) ως πολύπλοκα σύγχρονα εμπειριστατωμένα υπολογιστικά πακέτα (*HD, THD, EHD, TEHD*).

Το ενδιαφέρον στις αρχές του 21ου αιώνα που προκύπτει για τα ΕΕΟ επικεντρώνεται:

1. Στην ενιαία αντιμετώπιση θεωρητικής προσομοίωσης συμπεριφοράς ΕΕΟ μέσα από σύγκριση διαφορετικών μεθόδων και επιλογή της βέλτιστης κατά περίπτωση.

2. Στην ακριβέστερη εκτίμηση του μεταβατικού σταδίου συμπεριφοράς του εδράνου από την ευσταθή στην ασταθή λειτουργία (από την υδροδυναμική λίπανση στην μικτή και οριακή).

3. Στην εύρεση απάντησης για την τάση που αντιμετωπίζεται διεθνώς και αφορά τον καθορισμό συμπεριφοράς τριβοσυστήματος υψηλών προδιαγραφών ώστε να λειτουργεί με χαμηλότερη συχνότητα περιστροφής, μεγαλύτερα φορτία, σε συνθήκες μικτής τριβής κατά το μεγαλύτερο ποσοστό του κύκλου λειτουργίας του (*EHD, TEHD*).

4. Στην αναζήτηση λύσεων για ενδεχόμενη χρήση μη συμβατικής γεωμετρίας στο τριβοσύστημα ατράκτου-εδράνου.

5. Στην αποκωδικοποίηση της επίδρασης της τοπογραφίας των επιφανειών (κυμάτωσης και τραχύτητας) του τριβοσυστήματος ΕΕΟ.

Σκοπός λοιπόν της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι η ελάχιστη προώθηση της Ελληνικής εμπειρίας πάνω στα προαναφερθέντα πεδία αιχμής καθώς και η προβολή των κατευθύνσεων που χαράζονται μέσα από την διαδικασία βελτιστοποίησης των ΕΕΟ με την βοήθεια Η/Υ.

Έτσι στόχοι της Διπλωματικής εργασίας με τίτλο “ **ΝΕΟΙ ΧΑΡΤΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΓΙΑ ΙΣΟΘΕΡΜΑ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΑ ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΕΔΡΑΝΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ** “ είναι:

- Η **διερεύνηση** του τρόπου με τον οποίο ανταποκρίνεται συγκεκριμένος πηγαίος κώδικας (Lubra) που αναπτύχθηκε και εξελίσσεται συνεχώς στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας. Η διερεύνηση αυτή αφορά σ’ ένα διευρυμένο πεδίο λειτουργίας υδροδυναμικών εγκαρσίων εδράνων ολίσθησης (ΕΕΟ) μεταβλητού λόγου  $l/d$  (όπου  $l$  το μήκος και  $d$  η ονομαστική διάμετρος του εδράνου).
- Η **σύγκριση** των αποτελεσμάτων που εξάγονται με τη βοήθεια της συγκεκριμένης θεωρητικής προσομοίωσης με αυτά που προτείνονται στην γνωστή βιβλιογραφία (Ευρωπαϊκή και Αμερικανική) με σκοπό την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων.
- Η **εξαγωγή αναλυτικών εκφράσεων – συναρτήσεων** για τα κύρια χαρακτηριστικά μεγέθη λειτουργίας των υδροδυναμικών εγκαρσίων εδράνων ολίσθησης με τελικό στόχο την δημιουργία συνθετικών χαρτών λειτουργίας με τη βοήθεια απλών αριθμητικών πράξεων και την εν συνεχεία ευρεία χρήση των χαρτών αυτών σαν βασικό εργαλείο χωρίς ιδιαίτερη δυσκολία από τον τεχνικό κόσμο που ασχολείται είτε με τη χρήση, είτε με τον σχεδιασμό υδροδυναμικών ΕΕΟ.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2<sup>ο</sup>

### ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ – ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ LUBRA

$$\frac{\partial}{\partial x} \times \left( \Phi_x \frac{h^3}{12 \times n} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \times \left( \Phi_z \frac{h^3}{12 \times n} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \times \frac{\partial h_T}{\partial x} + \frac{U}{2} \times \sigma_{po} \times \frac{\Phi_s}{\partial x} + \frac{\partial h_T}{\partial t}$$

## 2.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ

Η ανάπτυξη της μεθόδου υπολογισμών κρίσιμων μεγεθών που αφορούν στη συμπεριφορά λιπανομένων επαφών, χρήση της οποίας γίνεται στη συνέχεια ξεκίνησε στις αρχές της δεκαετίας του 80, εποχή ανάπτυξης θεωρητικών και πειραματικών προσομοιωτικών μοντέλων για τον προσδιορισμό των απωλειών από τριβές στους κινητήρες εσωτερικής καύσης.

Αποτελέσματα των προαναφερθεισών ερευνών θα εφαρμόζονταν στα πλαίσια ενός μακρόπνοου προγράμματος της Γαλλικής αυτοκινητοβιομηχανίας Renault με σκοπό τον σχεδιασμό ΜΕΚ ελαχίστων απωλειών.

Έτσι μελετήθηκαν μεταξύ άλλων κατ' αρχήν η συμπεριφορά εδράνων γραμμής, στροφαλοφόρου και διωστήρων (που παρουσιάζουν χαρακτήρα μάλλον όχι αμιγώς υδροδυναμικής λίπανσης που όμως κατά κανόνα υποτίθεται τέτοια), η επαφή ωστηρίου-εκκέντρου (ελαστοϋδροδυναμική λίπανση) και κατά κύριο λόγο η τριβική συμπεριφορά των ελατηρίων εμβόλου (μικτή τριβή) [25-28]. Το αρχικό μοντέλο που αναπτύχθηκε για τα ΕΕΟ βρήκε εφαρμογή στα πλαίσια συνεργασίας *Ecole Centrale de Lyon - Renault* πάνω σε έρευνα της ελάχιστης επιτρεπόμενης τιμής του ιξώδους λιπαντικού σε συμβατικό έδρανο [29]. Η επίλυση της εξίσωσης του Reynolds για λείες επιφάνειες, όπως και για τραχείες επιφάνειες, βασίστηκε σε μια μέθοδο πεπερασμένων διαφορών και λειτούργησε ικανοποιητικά και για παλινδρομικές μετατοπίσεις σε περιβάλλον επαφών, όπως κατά την αντιστροφή της ταχύτητας [15]-[23]. Η εξίσωση αυτή ικανοποιεί την απαίτηση επίλυσης ΕΕΟ πεπερασμένου μήκους, η περιγραφή των οποίων μέχρι πρό τινος βασιζόταν στην υπόθεση εδράνου απείρου (Sommerfeld) ή απειροελαχίστου μήκους (Ocvirk). Η εξίσωση του Reynolds που χρησιμοποιείται είναι:

$$\frac{\partial}{\partial x} \times \left( \Phi_x \frac{h^3}{12 \times n} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \times \left( \Phi_z \frac{h^3}{12 \times n} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \times \frac{\partial h_T}{\partial x} + \frac{U}{2} \times \sigma_{po} \times \frac{\Phi_s}{\partial x} + \frac{\partial h_T}{\partial t} \quad (2.1)$$

όπου:

**x** η περιφερική κατεύθυνση του εδράνου

**z** η αξονική κατεύθυνση του εδράνου

**p** η μέση τιμή της υδροδυναμικής πίεσης

$U$  η περιφερειακή ταχύτητα της ατράκτου

$\sigma_{po}$  η τυπική απόκλιση της κατανομής των υψών της ισοδύναμης επιφάνειας

$\Phi_x, \Phi_z, \Phi_s$  συντελεστές ροής (Patir-Cheng [19-20], Rohde [24], εξαρτώμενοι από την κατανομή της τραχύτητας (κανονική ή σχεδόν κανονική σε πρώτη προσέγγιση), την ανισοτροπία της τοπογραφίας κάθε επιφάνειας και την τιμή του  $h$ ).

Ο τελευταίος όρος του δευτέρου σκέλους περιγράφει τα δυναμικά χαρακτηριστικά κατά την λειτουργία του ΕΕΟ.

Σε περίπτωση λείας επιφάνειας ισχύει  $\sigma_{po}=0, \Phi_x=1, \Phi_z=1$  και για σημαντικό πάχος λιπαντικής μεμβράνης ισχύει  $h/\sigma_{po}>3, \Phi_x=1, \Phi_z=1, \Phi_s=0$  έτσι ώστε η εξίσωση του Reynolds παίρνει την απλή της γνωστή μορφή:

$$\frac{\partial}{\partial x} \times \left( \frac{h^3}{12 \times n} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \times \left( \frac{h^3}{12 \times n} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \times \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2.2)$$

Η επίλυση της εξίσωσης Reynolds οδηγεί στον υπολογισμό των τριβών για κάθε επιφάνεια μέσα από τους υπολογισμούς της διάτμησης των αντιστοίχων στρωμάτων λιπαντικού σε επαφή με το έδρανο ή την άτρακτο (επιφανειακή μεμβράνη).

Τα πρώτα θεωρητικά αποτελέσματα [29] ήταν σε συμφωνία με τα μεγέθη που μετρήθηκαν σε πειραματικό εγκάρσιο έδρανο που επέτρεψε την μέτρηση της σχετικής θέσης ισοροπίας ατράκτου-εδράνου και της ροπής τριβής για ειδικές συνθήκες λειτουργίας. Η περαιτέρω ανάπτυξη του αλγορίθμου συνεχίστηκε στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας με την έναρξη λειτουργίας του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας στον Βόλο [34-40]. Στα πλαίσια διπλωματικής εργασίας [30], ο αλγόριθμος βελτιώθηκε και με την χρήση μεγαλύτερης υπολογιστικής ισχύος έδωσε αποτελέσματα που αφορούσαν στην δυναμική συμπεριφορά ΕΕΟ κάτω από ημιτονοειδούς χαρακτήρα φορτία σταθερής διεύθυνσης σε διμερή έδρανα που παρουσιάζουν μακρογεωμετρικά σφάλματα.

Στη συνέχεια, η συνεχής βελτίωση του υπολογιστικού κώδικα οδήγησε σε αποτελέσματα που βεβαίως οφείλουν να ελεγχθούν πειραματικά αλλά θεωρούνται ότι καλύπτουν μεγάλο πεδίο αναζητήσεων όπου ακόμη πολλά στοιχεία δεν είναι σαφή, ειδικότερα στο πεδίο που αφορά σε χαρακτηριστικά κυμάτωσης και τραχύτητας επιφανειών που προέρχονται από συμβατική ή μη συμβατική κατεργασία καθώς και σε σφάλματα μακρογεωμετρικού χαρακτήρα των ΕΕΟ.

Η χρήση τρισδιάστατων αλγορίθμων για την μελέτη των ΕΕΟ πεπερασμένου μήκους για λειτουργία σε συνθήκες ισόθερμης υδροδυναμικής λίπανσης οδηγεί στην επίλυση της εξίσωσης του Reynolds σε αδιάστατη (ή διαστατική μορφή για υπολογισμούς on line) με οριακές συνθήκες είτε του Reynolds, είτε του Gumbel (Half-Sommerfeld) για την κατανομή της υδροδυναμικής πίεσης στην ενεργό περιοχή του εδράνου που περιορίζεται στο μισό της περιφέρειάς του.

Όλες οι μέθοδοι υπολογισμού ΕΕΟ, απαιτούν χρήση κανάβων (πλεγμάτων) μικρού βήματος (κατά  $x$  και  $z$  δηλαδή κατά την περιφέρεια και κατά το μήκος αντίστοιχα), άρα επίλυση συστημάτων σημαντικά μεγάλου αριθμού εξισώσεων που πριν από 2 δεκαετίες θεωρούνταν χρονοβόρα ως προς την επίλυσή τους η οποία μάλιστα μέσα από μια διαδικασία μεγάλου αριθμού προσεγγίσεων απαιτεί συγχρόνως μεγάλη μνήμη και υπολογιστική ισχύ  $H/Y$ .

Η εξίσωση του Reynolds θεωρείται λυθείσα όταν το πεδίο υδροδυναμικών πιέσεων εξισορροπεί το εξωτερικό φορτίο  $w$ . Αυτό συμβαίνει σε καθορισμένη σχετική θέση της ατράκτου ως προς το έδρανο την οποία η άτρακτος προσεγγίζει βαθμιαία. Σε περίπτωση που γίνεται μελέτη επίδρασης γεωμετρικών παρεκκλίσεων, απαιτείται επίσης πυκνό πλέγμα με τέτοιο βήμα που να μπορεί να τις αποδώσει.

Η εξίσωση (2.2) αντικατοπτρίζει τη σχέση μεταξύ του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης  $h(z,x)$  (ή  $h(i,j)$ ) και της αναπτυσσόμενης υδροδυναμικής πίεσης  $p(z,x)$  (ή  $p(i,j)$ ). Επιλύεται αριθμητικά με την μέθοδο Nystrom μέσα από προσεγγιστική διαδικασία με χρήση πεπερασμένων διαφορών (Gauss-Seidel). Στην παρούσα εργασία η ενεργός περιοχή του εδράνου αποτελείται από πλέγμα 200x80 κόμβων.

Ο πίνακας των τιμών του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης στους κόμβους του αναπτύγματος της ενεργού επιφάνειας του εδράνου καθορίζεται γενικά από την



πραγματική μορφή των διατομών τριβέα και στροφέα (στην ειδική όμως υπό μελέτη περίπτωση οι διατομές αυτές είναι ιδανικές-κυκλικές), καθώς και από την τιμή της εκκεντρότητας. Οδηγεί έτσι στον καθορισμό του πίνακα των υδροδυναμικών πιέσεων στους κόμβους του πλέγματος μέσα από την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds. Για την απόδοση μακρογεωμετρικών σφαλμάτων για τα οποία κατάλληλα προετοιμάστηκε η δομή του προγράμματος, απαιτείται ένα σχετικά πυκνό πλέγμα για την μέθοδο πεπερασμένων διαφορών (FDM) που ακολουθείται. Η ανάπτυξη του προγράμματος είναι προσαρμοσμένη σε ταχεία σύγκλιση των προσεγγιστικών βημάτων. Το πρόγραμμα προσεγγίζει κατά προτεραιότητα την εκκεντρότητα του συστήματος μέχρι του σημείου όπου το παραλαμβανόμενο υδροδυναμικά φορτίο εξισορροπεί το εξωτερικά εφαρμοζόμενο. Στη συνέχεια, προσεγγίζεται διαδοχικά η γωνία ισορροπίας τριβέα-στροφέα έως ότου η κάθετη συνιστώσα στην κατεύθυνση του επιβαλλόμενου φορτίου να μηδενισθεί.

Η μέθοδος αυτή λειτουργεί ικανοποιητικά και η σύγκλιση είναι αρκούντως ταχεία. Όταν η εξίσωση της πίεσης ικανοποιείται

$$\left| \iint p_w dx dz - w \right| < \varepsilon_1 \quad \text{και} \quad \left| \iint p_w' dx dz \right| < \varepsilon_2$$

το πεδίο των υδροδυναμικών πιέσεων χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της υδροδυναμικής δύναμης τριβής, με τον προσδιορισμό του αθροίσματος των στοιχειωδών δυνάμεων τριβής που εξασκούνται πάνω στα επιφανειακά στοιχεία του πλέγματος είτε για το κινούμενο (στροφέας), είτε για το σταθερό στοιχείο (τριβέα) του υπό μελέτη τριβοσυστήματος ως εξής:

$$F = \iint \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \pm \frac{\eta U}{h} \right) dx dz \quad (2.3)$$

Τα όρια ολοκλήρωσης αναφορικά με τις γωνίες σε σχέση με το ολοκλήρωμα της δύναμης τριβής είναι  $0$  έως  $\pi$  για τον όρο του διαφορικού της υδροδυναμικής πίεσης και  $0$  έως  $2\pi$  για τον όρο της ταχύτητας, γενομένης έτσι αποδεκτής της συνέχειας της λιπαντικής μεμβράνης και συνεπώς της απουσίας σπηλαιώσης στην ανενεργό περιοχή του τριβοσυστήματος. Παράλληλα, θεωρείται ρεαλιστική η υπόθεση θερμικής ισορροπίας του συστήματος έτσι ώστε η μεμβράνη του υγρού λιπαντικού να χαρακτηρίζεται από αμετάβλητο ιξώδες κατά την λειτουργία.

Οι βασικές υποθέσεις που αφορούν στην γεωμετρία της λιπαινόμενης επαφής, στην σχετική κίνηση των στοιχείων μέσα στο τριβοσύστημα καθώς και στα χαρακτηριστικά της λίπανσης αναφέρονται στην συνέχεια:

### **Κινηματική και Γεωμετρία**

- Οι άξονες του στροφέα και του τριβέα είναι παράλληλοι και οι διατομές τους πάντοτε κάθετες σ' αυτούς
- Η διατομή του στροφέα είναι κυκλική
- Η διατομή του τριβέα μπορεί να είναι γενικά κυματοειδής (αξονικά, περιφερειακά ή συνδυασμένα), στην παρούσα μελέτη μηδενική τιμή της κυμάτωσης υποδηλώνει λεία επιφάνεια τριβέα, χωρίς ανωμαλίες
- Δεν υφίσταται παραμόρφωση του τριβοσυστήματος κάτω από την επίδραση του πεδίου των υδροδυναμικών πιέσεων

### **Λίπανση**

- Το διάκενο μεταξύ τριβέα και στροφέα είναι πλήρες λιπαντικού (κλειστό έδρανο) που παρουσιάζει ιδιότητες ώστε η υδροδυναμική εξίσωση να ισχύει
- Το ιξώδες του λιπαντικού παραμένει σταθερό κατά την λειτουργία του συστήματος (υγρό Νευτώνειο)
- Το λιπαντικό είναι ασυμπύεστο και η ροή του μέσα στο διάκενο είναι στρωτή

## **2.2 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΩΝ ΜΕΡΙΚΩΝ ΔΙΑΦΟΡΙΚΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ, ΜΕ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΕΣ ΔΙΑΦΟΡΕΣ (FDM)**

Θα προσπαθήσουμε να προσεγγίσουμε αριθμητικά τις μερικές παραγώγους που εμφανίζονται στις μερικές διαφορικές εξισώσεις που χρησιμοποιούμε, για την επίλυση του προβλήματος μας.

### Αριθμητική επίλυση της εξίσωσης «Reynolds»

Η εξίσωση «Reynolds» δεν έχει αναλυτική μαθηματική επίλυση, έτσι στη συνέχεια θα δώσουμε μια αριθμητική λύση που θα στηρίζεται σε μεθόδους των πεπερασμένων διαφορών. Η εξίσωση «Reynolds» δίνεται παρακάτω:

$$\frac{\partial}{\partial x} \times \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \times \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \times n \times U \times \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2.4)$$

Οι όροι της εξίσωσης εξηγούνται ως εξής:

- $x$  αναφέρεται στην κατά την περίμετρο διεύθυνση του εδράνου ολίσθησης
- $z$  αναφέρεται στην κατά το πλάτος διεύθυνση του εδράνου ολίσθησης
- $p(x, z)$  η πίεση που αναπτύσσεται στο φιλμ του ρευστού – λιπαντικού στο σημείο  $(x, z)$ .
- $n$  το δυναμικό ή απόλυτο ιξώδες του ρευστού – λιπαντικού
- $U$  η περιφερειακή ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου

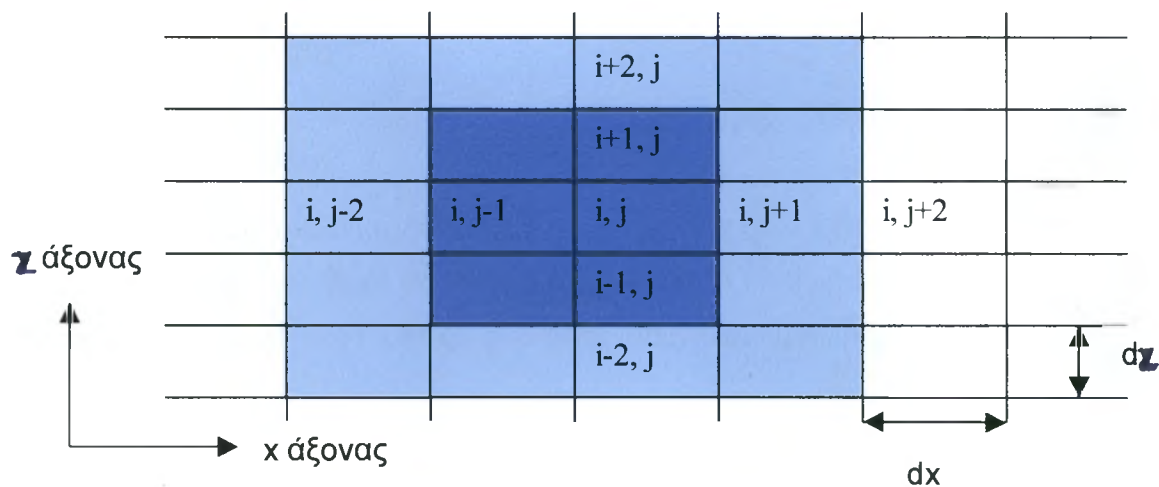
Για την προσέγγιση των μερικών παραγώγων της παραπάνω μερικής διαφορικής εξίσωσης του «Reynolds» εφαρμόζεται η μέθοδος του «Nystrom». Η μέθοδος αυτή είναι δεύτερης τάξης, άρα η ακρίβεια της είναι ικανοποιητική. Στην μέθοδο αυτή, ο τύπος που προσεγγίζει τις μερικές παραγώγους είναι ο εξής:

$$y'_n = \frac{y_{n+1} - y_{n-1}}{2 \times dl} \quad (2.5)$$

Οι όροι της εξίσωσης εξηγούνται ως εξής:

- $y'_n$  η πρώτη παράγωγος του  $y$  στη θέση  $n$
- $y_{n+1}$  η τιμή της συνάρτησης  $y$  στην αμέσως επόμενη θέση (στη θέση  $n+1$ )
- $y_{n-1}$  η τιμή της συνάρτησης  $y$  στην αμέσως προηγούμενη θέση (στη θέση  $n-1$ )
- $dl$  το στοιχειώδες βήμα μεταξύ δυο συνεχόμενων τιμών του  $x$

Όπως φαίνεται και από τον τύπο του «Nystrom», για την αριθμητική επίλυση μιας εξίσωσης είναι απαραίτητη η δημιουργία ενός πλέγματος, στο οποίο σε κάθε σημείο του θα αντιστοιχεί και μια τιμή. Ο τρόπος δημιουργίας ενός πλέγματος εξαρτάται από το πρόβλημα το οποίο θέλουμε να λύσουμε. Μια γενική μορφή του φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχ.2.1 Αρίθμηση των θέσεων των τιμών μέσα σ' ένα πλέγμα

Στο σχήμα αυτό, το πιο σκούρο μέρος αναφέρεται στις αποστάσεις  $h$  του πάχους του φιλμ του ρευστού – λιπαντικού, ενώ το πιο ανοιχτό στις πιέσεις που δημιουργούνται. Έχοντας υπ' όψη το παραπάνω σχήμα και σύμφωνα με τη σχέση του «Nystrom», μπορούμε πλέον να μετασχηματίσουμε την διαφορική εξίσωση (2.4) και να δημιουργήσουμε μια νέα προσεγγιστική μορφή, η οποία όμως τώρα θα μπορεί να λυθεί αναλυτικά. Έτσι, λαμβάνεται η παρακάτω μορφή για κάθε όρο ξεχωριστά:

$$\frac{\partial}{\partial x} \times \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = h_{i,j+1}^3 \times \frac{p_{i,j+2} - p_{i,j}}{4 \times (dx)^2} - h_{i,j-1}^3 \times \frac{p_{i,j} - p_{i,j-2}}{4 \times (dx)^2} \quad (2.6)$$

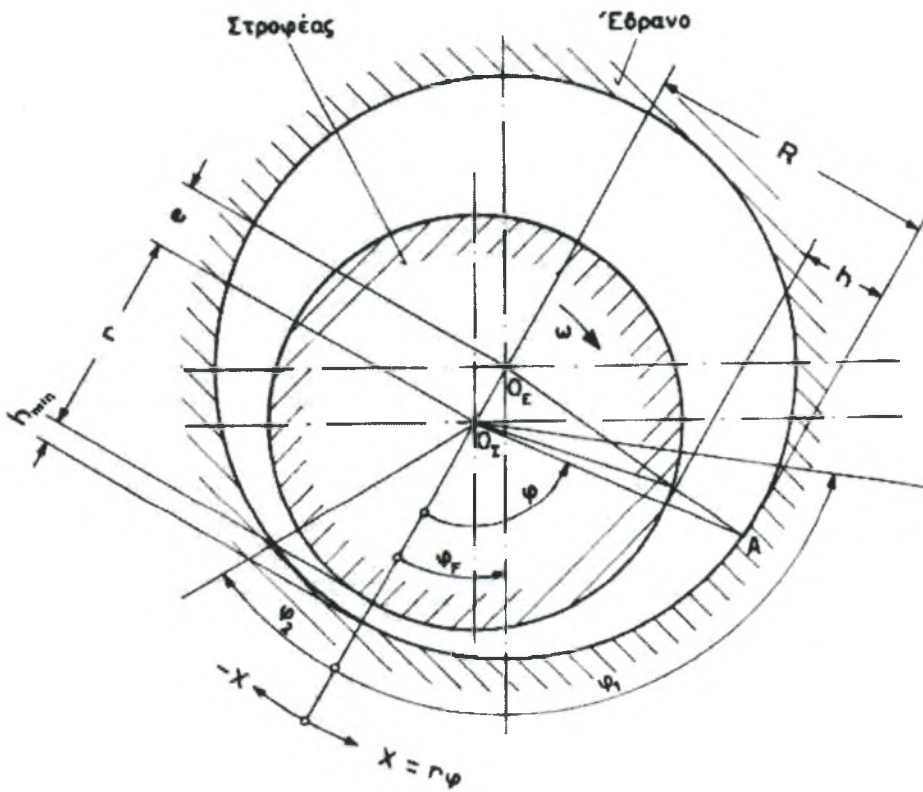
$$\frac{\partial}{\partial z} \times \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = h_{i+1,j}^3 \times \frac{p_{i,j+2} - p_{i,j}}{4 \times (dz)^2} - h_{i-1,j}^3 \times \frac{p_{i,j} - p_{i-2,j}}{4 \times (dz)^2} \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{h_{i,j+2} - h_{i,j-1}}{2 \times dx} \quad (2.8)$$

Από τους παραπάνω μετασχηματισμούς συνεπάγεται ότι οι μόνοι άγνωστοι είναι οι πιέσεις  $p$  αφού όλα τα άλλα μεγέθη μπορούν να υπολογιστούν. Οι αποστάσεις  $dx$ ,  $dz$  υπολογίζονται ανάλογα με το πλέγμα που επιλέγεται, ενώ η απόσταση  $h$  (πάχος λιπαντικής μεμβράνης) δίνεται από τον τύπο:

$$h = D/2 - d/2 - e \times \cos(\varphi) \quad (2.9)$$

Όπου:  $D$ ,  $d$  η διάμετρος του τριβέα και του στροφέα αντίστοιχα,  $e$  η εκκεντρότητα και  $\varphi$  η γωνία που δίνει την απόσταση του σημείου  $h$  από τη γωνία ισορροπίας του εδράνου. Τα μεγέθη αυτά εμφανίζονται στο παρακάτω σχήμα:



Σχήμα 2.2 Εγκάρσιο Έδρανο Ολίσθησης

Εμείς, θέλουμε να υπολογίσουμε τις πιέσεις που δημιουργούνται μέσα στον υδροδυναμικό σφήνα. Επομένως, θα πρέπει να δημιουργήσουμε και να λύσουμε μια εξίσωση με την παρακάτω μορφή:

$$C_1 \times P_{i,j} + C_2 \times P_{i,j+2} + C_3 \times P_{i+2,j} + C_4 \times P_{i,j-2} + C_5 \times P_{i-2,j} = Q \quad (2.10)$$

Οι συντελεστές  $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5$  βάση των σχέσεων (2.6), (2.7), (2.8), (2.9) θα πάρουν την παρακάτω μορφή:

$$C_1 = \frac{h_{i,j+1}^3 - h_{i,j-1}^3}{4 \times (dx)^2} + \frac{h_{i+1,j}^3 - h_{i-1,j}^3}{4 \times (dz)^2} \quad (2.11)$$

$$C_2 = -\frac{h_{i,j+1}^3}{4 \times (dx)^2} \quad (2.12)$$

$$C_3 = -\frac{h_{i,j-1}^3}{4 \times (dx)^2} \quad (2.13)$$

$$C_4 = -\frac{h_{i+1,j}^3}{4 \times (dz)^2} \quad (2.14)$$

$$C_5 = -\frac{h_{i-1,j}^3}{4 \times (dz)^2} \quad (2.15)$$

$$Q = 6 \times n \times U \times \frac{h_{i,j+1} - h_{i,j-1}}{2 \times dx} \quad (2.16)$$

Οι παραπάνω σχέσεις σε μορφή πινάκων γράφονται ως εξής:

$$\begin{bmatrix} C_1 & C_2 & C_3 & C_4 & C_5 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} P_{i,j} \\ P_{i,j+2} \\ P_{i,j-2} \\ P_{i+2,j} \\ P_{i-2,j} \end{bmatrix} = [Q] \quad (2.17)$$

Επειδή το πρόγραμμα του ηλεκτρονικού υπολογιστή αναφέρεται και στην χρονικά μεταβαλλόμενη φόρτιση, η πλήρης μορφή της εξίσωσης του «Reynolds» είναι:

$$\frac{\partial}{\partial x} \times \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \times \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \times n \times U \times \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \times n \times \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2.18)$$

Ο όρος  $\partial h / \partial t$ , δηλώνει τη μεταβολή του πάχους του φιλμ του ρευστου – λιπαντικού σε σχέση με τον χρόνο. Στη βιβλιογραφία αυτός ο όρος αναφέρεται ως «squeeze». Ο όρος αυτός προσεγγίζεται αριθμητικά με τη σχέση του «Euler» ως εξής:

$$\frac{\partial h^t}{\partial t} = \frac{h_{i,j}^{t+1} - h_{i,j}^t}{dt} \quad (2.19)$$

Επομένως ο όρος Q θα έχει την εξής μορφή:

$$Q = 6 \times n \times U \times \frac{h_{i,j+1} - h_{i,j-1}}{2 \times dx} + 12 \times n \times \frac{h_{i,j}^{t+1} - h_{i,j}^t}{dt} \quad (2.20)$$

Όλα τα άλλα στοιχεία που έχουν παρουσιαστεί παραπάνω παραμένουν ως έχουν για τον αλγόριθμο της λύσης.

### 2.3 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ ΤΩΝ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΤΗΣ ΤΡΙΒΗΣ

Για την αριθμητική επίλυση των εξισώσεων των δυνάμεων της τριβής εργαζόμαστε με τον ίδιο τρόπο που εργαστήκαμε παραπάνω. Έτσι έχοντας υπ' όψη το πλέγμα του σχήματος 2.1, καθώς και την σχέση (5) του «Nystrom» μπορούμε να βρούμε τις προσεγγιστικές μορφές των σχέσεων για τη δύναμη τριβής πάνω στην άτρακτο:

$$F_{Rxy} = \int_0^x \int_0^z \left( \frac{\partial p}{\partial x} \times \frac{h}{2} + n \times \frac{U}{h} \right) \times dx \times dz \quad (2.21)$$

$$F_{Rzy} = \int_0^x \int_0^z \left( \frac{\partial p}{\partial z} \times \frac{h}{2} \right) \times dx \times dz \quad (2.22)$$

και για τη δύναμη τριβής πάνω στο έδρανο ολίσθησης:

$$F_{Rxy} = \int_0^x \int_0^z \left( \frac{\partial p}{\partial x} \times \frac{h}{2} + n \times \frac{U}{h} \right) \times dx \times dz \quad (2.23)$$

$$F_{Rzy} = \int_0^x \int_0^z \left( -\frac{\partial p}{\partial z} \times \frac{h}{2} \right) \times dx \times dz \quad (2.24)$$

Σύμφωνα με αυτά τα δεδομένα η σχέση (2.21) γράφεται:

$$F_{Rzx} = \int_0^x \int_0^z \left( \frac{p_{i,j+2} - p_{i,j-2}}{4 \times dx} \times \frac{h_{(i,j)}}{2} + n \times \frac{U}{h_{(i,j)}} \right) \times 2 \times dx \times 2 \times dz \quad (2.25)$$

ομοίως για τις σχέσεις (2.22), (2.23) και (2.24) έχουμε:

$$F_{Rzy} = \int_0^x \int_0^z \left( \frac{p_{i+2,j} - p_{i-2,j}}{4 \times dz} \times \frac{h_{(i,j)}}{2} \right) \times 2 \times dx \times 2 \times dz \quad (2.26)$$

$$F_{Rxy} = \int_0^x \int_0^z \left( -\frac{p_{i,j+2} - p_{i,j-2}}{4 \times dx} \times \frac{h_{(i,j)}}{2} + n \times \frac{U}{h_{(i,j)}} \right) \times 2 \times dx \times 2 \times dz \quad (2.27)$$

$$F_{Rxy} = \int_0^x \int_0^z \left( \frac{p_{i+2,j} - p_{i-2,j}}{4 \times dz} \times \frac{h_{(i,j)}}{2} \right) \times 2 \times dx \times 2 \times dz \quad (2.28)$$



Όπου  $h(i, j)$  είναι το πάχος του φιλμ του ρευστού – λιπαντικού στην θέση  $(i, j)$  της πίεσης  $p(i, j)$ .

Καθορίζοντας λοιπόν τα λειτουργικά χαρακτηριστικά υδροδυναμικά λιπαινομένου ΕΕΟ συγκεκριμένης γεωμετρίας (δεδομένος αριθμός Sommerfeld - γεωμετρία εδράνου) βασικότερα από τα αποτελέσματα θεωρούνται:

- η γωνία ισοροπίας  $\varphi$ ,
- το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}=h_o$ ,
- η μέγιστη τιμή της υδροδυναμικής πίεσης  $p_{max}$ ,
- η δύναμη υδροδυναμικής τριβής που καθορίζει και τον συντελεστή τριβής  $\mu$ .

Συγχρόνως, καμπύλες  $h/c-1/So$  ( $c$  είναι η ακτινική χάρη  $c=(D-d)/2$ ) και  $\mu/\psi-1/So$  δίνουν την περιγραφή κάθε συσχέτισης σε αδιάστατη μορφή, όπου σημειωτέον υπάρχει ταύτιση για όποια τιμή του λόγου διαμετρικής χάρης  $\psi$ , του φορτίου ΕΕΟ ή του ιξώδους του υγρού λιπαντικού για την ίδια γεωμετρική ομοιότητα, με κατάληξη στην θεωρητική προσέγγιση του κρίσιμου αριθμού Sommerfeld όπως και του κρίσιμου πάχους λιπαντικής μεμβράνης σαν συνάρτηση του λόγου  $l/d$  [40].

Πρέπει να σημειωθεί ότι τα εξαγόμενα αποτελέσματα είναι γενικά σε καλή συμφωνία με τις σύγχρονες θεωρήσεις [46], [47]. Κατά τα αποτελέσματα αυτά σημειώνεται αρχικά μια σχετική απόκλιση ως προς τα αποτελέσματα των Raimondi-Boyd [14] που αναφέρει ο Α. Δημαρόγκωνας [13] που γενικά υπερεκτιμούν χαρακτηριστικά μεγέθη όπως  $h_{min}$  και  $\mu$  ενώ παράλληλα υποεκτιμούν την τιμή της μέγιστης υδροδυναμικής πίεσης  $p_{max}$ .

Σε περίπτωση που η γεωμετρία του εδράνου διαφοροποιείται σημαντικά, με αποτέλεσμα παρεκκλίσεις από την συμβατική μορφή, με κοίλη ή κυρτή φυσιογνωμία που μπορεί να προέρχεται και από θερμική παραμόρφωση του συστήματος κατά τη λειτουργία, το τρισδιάστατο πρόγραμμα αναδεικνύει σχετικά βελτιωμένα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κοίλου εδράνου που παρουσιάζει ελαφρώς αυξημένη αντιτριβική συμπεριφορά με εμφάνιση ελαχίστων τιμών συντελεστή τριβής στην περιοχή του [38].

Μια περαιτέρω ανάπτυξη του μοντέλου σχετίζεται με τα μακρογεωμετρικά σφάλματα διμερών εδράνων και τις συνθήκες παραμόρφωσης εδράνων εξ αιτίας κοχλιοσυνδέσεων ΕΕΟ με μορφή-χάρη λεμονιού, με μορφή-χάρη μισού-λεμονιού,

πολυλωβικό ΕΕΟ, μετατοπισμένων ημιεδράνων, ΕΕΟ 3-κυματώσεων (Dimofte NASA) [45], περικυκλοειδές, σπειροειδές ΕΕΟ [41]-[44] καθώς και σε μελέτες ΕΕΟ με παρουσία περιφερικής, αξονικής ή συνδυασμένης κυμάτωσης όπου υπάρχει έντονο διεθνές ερευνητικό ενδιαφέρον [31], [33] *THD, EHD – TEHD* [66-93].

Στην *HD* περιοχή θεωρήθηκε ήδη δόκιμο να ελεγχθεί το μοντέλο σε περιπτώσεις τορνευμένων επιφανειών όπου υπήρχαν πλήρη στοιχεία για τορνευμένη άτρακτο συνεργαζόμενη με λείο έδρανο όταν η περιφερειακή κυμάτωση είναι σημαντικότερη της αντίστοιχης αξονικής κυμάτωσης και της περιφερειακής τραχύτητας.

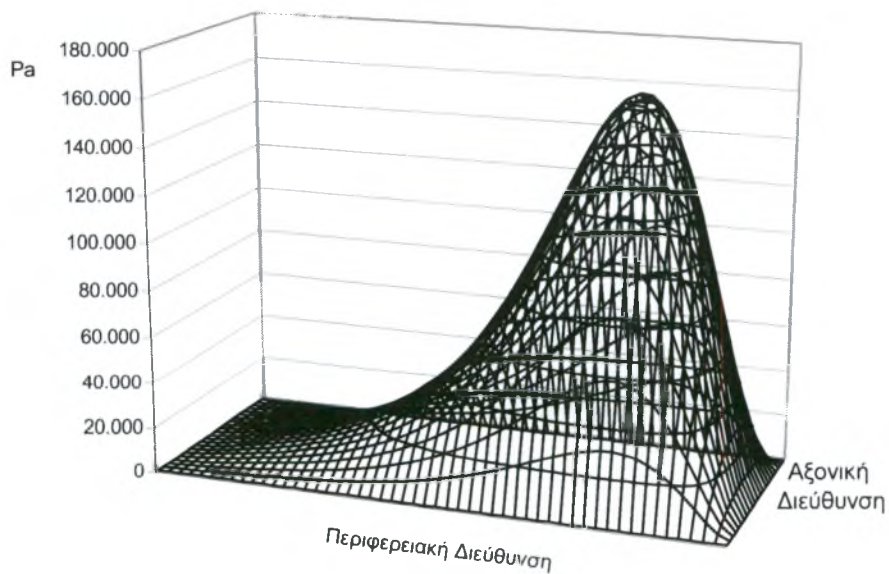
Έτσι, αναδείχθηκε το γεγονός επαφών κάτω από ορισμένες συνθήκες γεγονός που δίνει επίσης την δυνατότητα ταξινόμησης της τριβολογικής συμπεριφοράς των αντίστοιχων ΕΕΟ σε συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης [34]-[36].

Για μια περαιτέρω μελλοντική ανάπτυξη υπάρχει η δυνατότητα μελέτης της συμπεριφοράς ΕΕΟ παρουσία χαρακτηριστικών διαμορφώσεων που απαιτούνται για την λιπαντική αποτελεσματικότητα (παρουσία αυλάκων, οπών και γενικά εγκοπών στην επιφάνεια άτρακτου-εδράνου).

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3<sup>ο</sup>

## ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ

Κατανομή Πίεσεων για  $l/d=0.446$



### 3.1 ΔΕΔΟΜΕΝΑ - ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Πρέπει να σημειωθεί ότι το πρόγραμμα Lubgra διαθέτει τη δυνατότητα χρήσης πλέγματος για τη επίλυση της εξίσωσης του Reynolds το οποίο αφ' ενός μπορεί να είναι περισσότερο ή λιγότερο πυκνό με στοιχεία σταθερού εμβαδού και ως προς τις δυο διαστάσεις (κατά την περιφέρεια και κατά το μήκος) και αφ' ετέρου μεταβαλλόμενης πυκνότητας, με σκοπό την επίτευξη καλύτερης προσέγγισης της κατανομής των πιέσεων στην περιοχή του μεγίστου.

Τα αποτελέσματα που ακολουθούν έχουν υπολογιστεί για πλέγμα σταθερού βήματος διαστάσεως  $100 \times 40$ . Θεωρείται ευνόητο ότι σε περίπτωση χρήσης κατά περίπτωση βελτιστοποιημένου πλέγματος μεταβλητής πυκνότητας όλα τα νέα αποτελέσματα θα παρουσιάζουν σχετικές αποκλίσεις. Συγκρίσεις και αποκλίσεις αυτού του τύπου δεν παρουσιάζονται στη συνέχεια έχοντας θεωρηθεί ότι ξεπερνούν τα όρια της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Αξιοσημείωτο επίσης θεωρείται το ελάχιστο αλλά όχι αμελητέο μέγεθος της τιμής των συγκριτών ( $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$ ) το οποίο δημιουργεί ελαφρά διασπορά των αποτελεσμάτων. Υπολογισμοί με τιμές  $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$  μικρότερες των  $5 \cdot 10^{-3}$  δεν πραγματοποιήθηκαν θεωρώντας επίσης ότι ξεπερνούν τα όρια της συγκεκριμένης εργασίας.

Τα δεδομένα του υπολογιστικού κώδικα δίνονται στη συνέχεια και σχετίζονται με:

**Γεωμετρία αναφοράς:**  $d = 50.00 \text{ mm}$ ,

$D = 50.0125 \text{ mm}$  έως  $50.25 \text{ mm}$

$l = 10.00 \text{ mm}$  έως  $100.00 \text{ mm}$

**Λιπαντικό:** (15w40,  $100^\circ\text{C}$ ) =  $10 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{sec}$

**Φορτίο:**  $w = 1000 \text{ Nt}$

**Γεωμετρική Ομοιότητα:** για  $d/l$  και  $\psi$  αναφοράς,  $d = 50.00 \text{ mm}$

**Μήκος ΕΕΟ:** για  $d$  και  $D$  αναφοράς,  $l = 10.0 - 20.0 - 22.3 - 25 - 30 - 40 - 50 - 75 - 100$  mm που αντιστοιχούν σε  $l/d = 0.2 - 0.4 - 0.446 - 0.5 - 0.6 - 0.8 - 1.0 - 1.5 - 2.0$

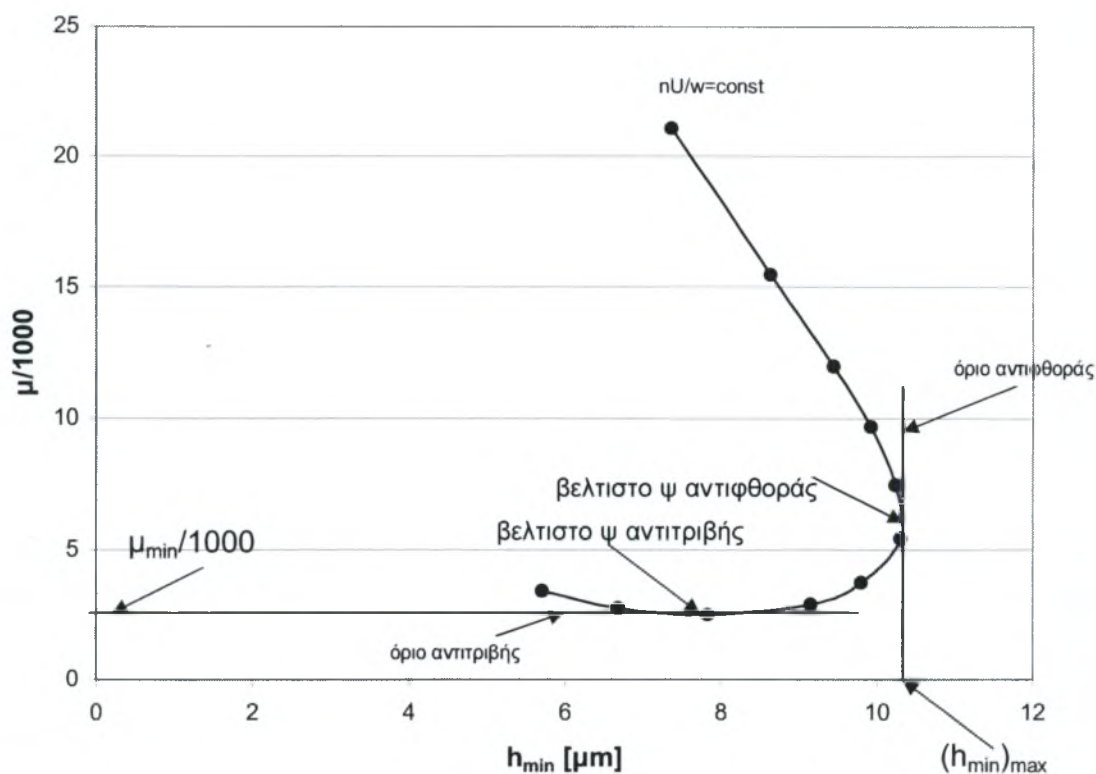
**Διάμετρος ατράκτου:** για  $\psi$  και  $l$  αναφοράς,  $d = 50.00$  mm που αντιστοιχούν σε  $l/d = 0.2 - 0.4 - 0.446 - 0.5 - 0.6 - 0.8 - 1.0 - 1.5 - 2.0$

**Λόγος διαμετρικής χάρης  $\psi$ :** για  $d$  και  $l$  αναφοράς,  $\psi = 0.25 \cdot 10^{-3} - 0.3 \cdot 10^{-3} - 0.4 \cdot 10^{-3} - 0.5 \cdot 10^{-3} - 0.6 \cdot 10^{-3} - 0.75 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3} - 1.5 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3} - 3 \cdot 10^{-3} - 4 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^{-3}$

Τα εξαγόμενα αποτελέσματα είναι: το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$ , η γωνία ισορροπίας ατράκτου - εδράνου, το πεδίο υδροδυναμικών πιέσεων  $p$  και οι απώλειες λόγω τριβών - συντελεστής τριβής  $\mu$ .

Στα σχήματα που ακολουθούν παρουσιάζονται οι νέοι λειτουργικοί χάρτες – διαγράμματα  $\mu - h_{min}$  που αποτυπώνουν τα χαρακτηριστικά αντιφθοράς – αντιτριβής ΕΕΟ.

Η αποτύπωση των χαρακτηριστικών αντιφθοράς – αντιτριβής ενός τριβοσυστήματος που λειτουργεί με την παρουσία λιπαντικού μπορεί εύκολα να επιτευχθεί με τη χρήση των προαναφερθεισών καμπυλών. Έτσι, στην περίπτωση που υπάρχουν ακρότατα ως προς τον συντελεστή τριβής και ειδικότερα όταν υπάρχει ελάχιστο αυτό θα αντιστοιχεί στη βέλτιστη αντιτριβική λειτουργία του συστήματος. Στην περίπτωση που υπάρχουν ακρότατα σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης και ειδικότερα όταν υπάρχει μέγιστο, το σημείο αυτό μπορεί να θεωρηθεί αντίστοιχο της βέλτιστης λειτουργίας “αντιφθοράς” του τριβοσυστήματος τη στιγμή που ελαχιστοποιούνται οι πιθανότητες επαφής μεταξύ των τριβομένων σωμάτων.



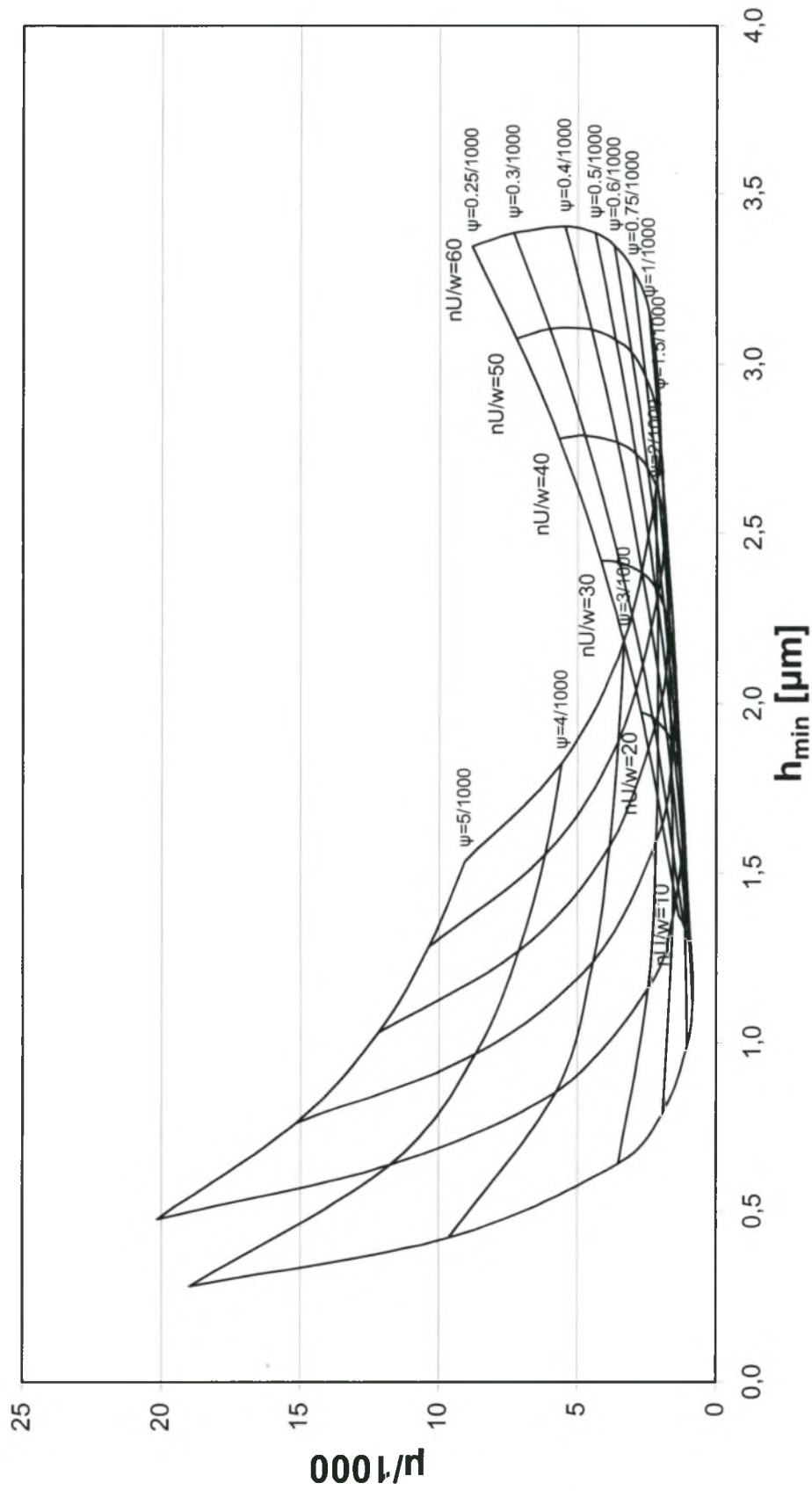
Σχήμα 3.0. Άγκιστρο ίσο-λειτουργίας όπου διακρίνονται οι βέλτιστες λειτουργίες αντιφθοράς και αντιτριβής

Κάθε χάρτης ακολουθείται από διάγραμμα  $\rho_{max}/\rho_m - h_{min}$  το οποίο εμφανίζει έντονα τα χαρακτηριστικά της κατανομής των πιέσεων. Τα δύο διαγράμματα αυτά αναφέρονται σε συγκεκριμένο λόγο  $l/d$ . Στα διαγράμματα – χάρτες εμφανίζονται καμπύλες ίσο- $\psi$  καθώς και οι ισολειτουργικές καμπύλες ( $nU/w=constant$ ) που παρουσιάζουν μορφή άγκιστρων καλούμενες στο εξής **ίσο-λειτουργικά άγκιστρα**.

Πλήρη διαγράμματα ισολειτουργικών άγκιστρων σε κανονική, ημιλογαριθμική και λογαριθμική κλίμακα δίνονται στο παράρτημα.

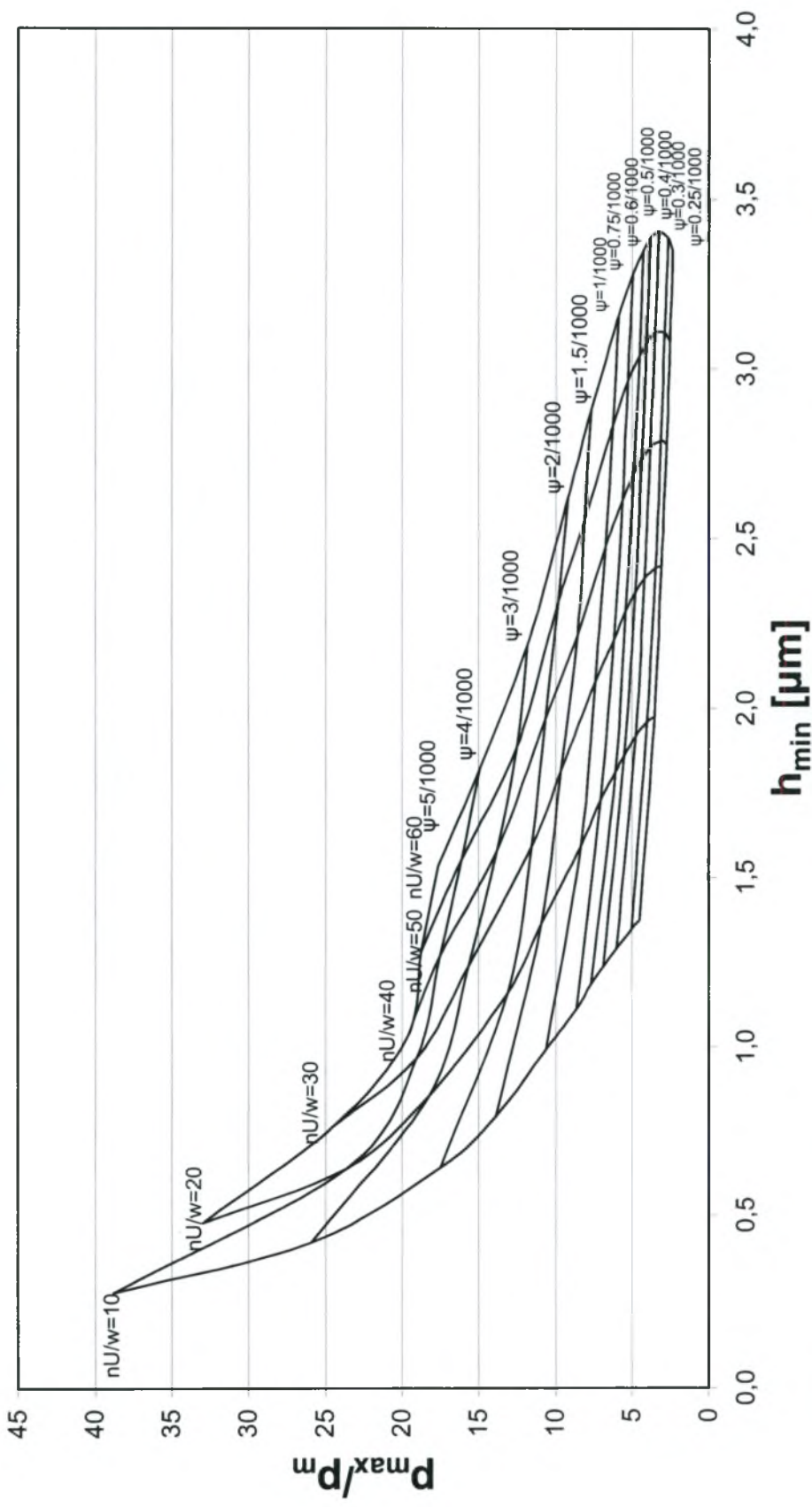
Παρατήρηση: Η χαρακτηριστική ίσο-λειτουργίας  $nU/w$  για λόγους ευκολίας διάκρισης των τιμών της (από 10 έως 60) αναφέρεται σε μονάδες για το ιξώδες  $n$  [mPas], την ταχύτητα  $U$  [mm/s] και το φορτίο  $w$  [Nt]

$l/d=0.2$



Σχήμα 3.1.α Διάγραμμα μεταβολής υδροδυναμικού συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.2$

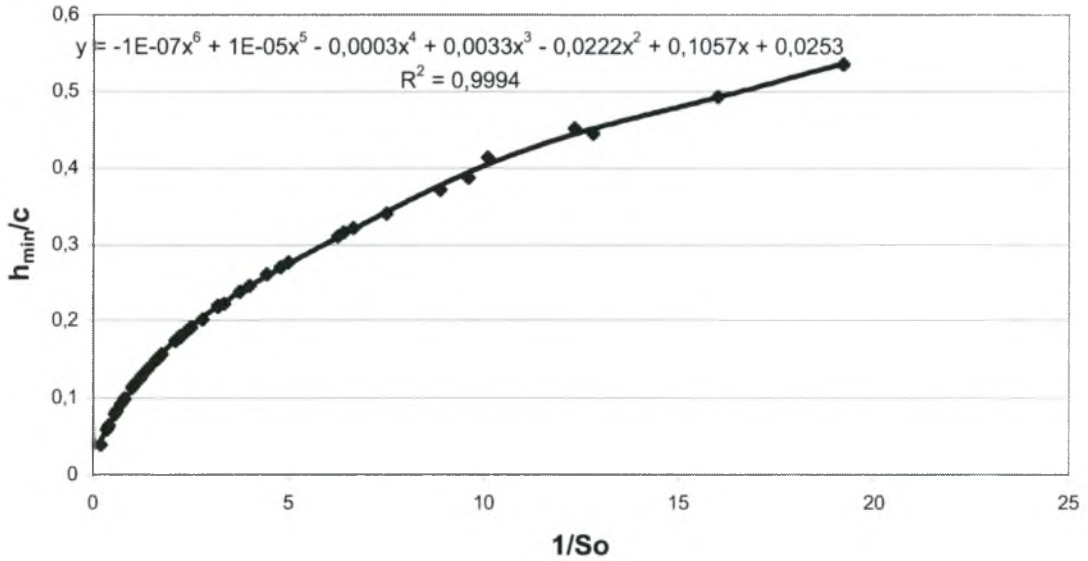
$l/d=0.2$



Σχήμα 3.1.β. Διάγραμμα μεταβολής λόγου πιέσεων  $P_{max}/P_m$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.2$

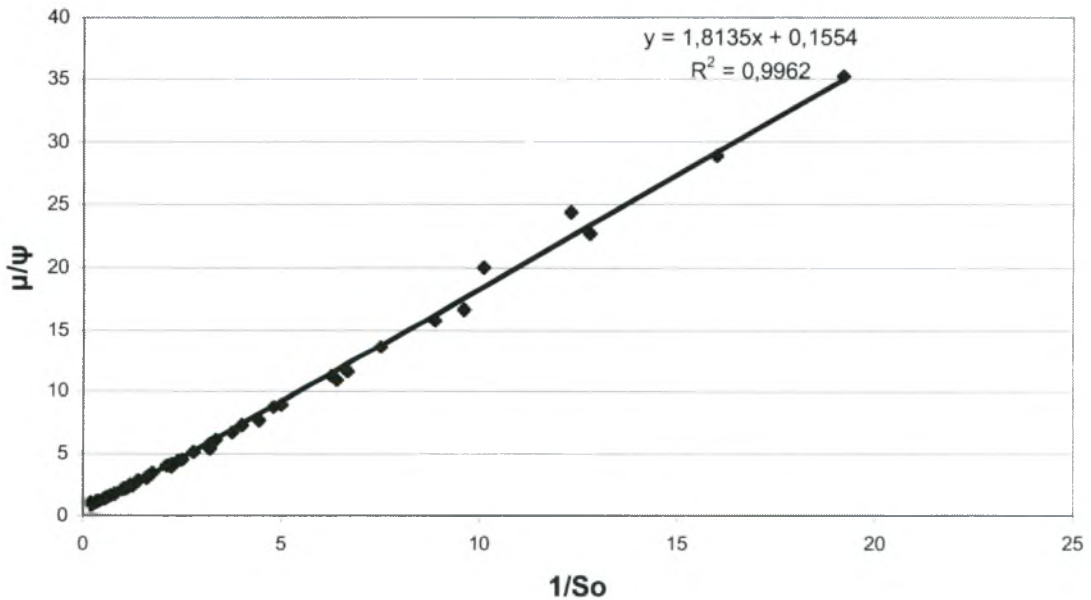


$l/d=0.2$



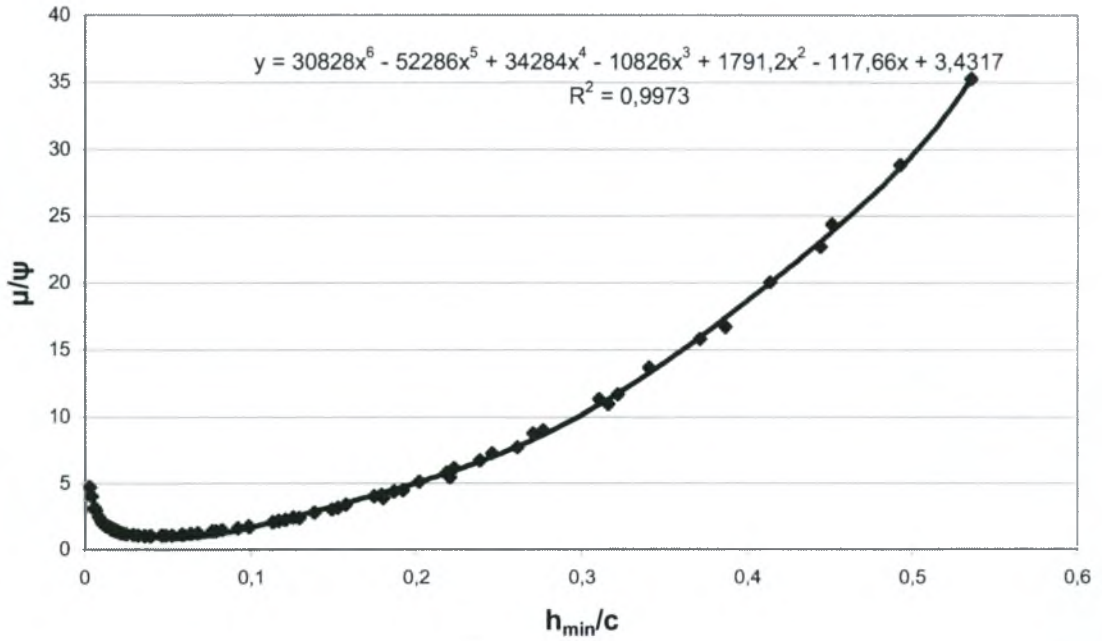
Σχήμα 3.1.γ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $h_{min}/c$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.2$

$l/d=0.2$



Σχήμα 3.1.δ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.2$

$l/d=0.2$



Σχήμα 3.1.ε. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον λόγο  $h_{min}/c$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.2$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.1.α:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονα χαρακτηριστικά ακρότατα αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$  και αντιτριβής  $\mu_{min}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μεγαλύτερες από  $0.5 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται προβληματική λειτουργία του εδράνου με μείωση της τιμής του ελάχιστου πάχους λαδιού και σύγχρονη αύξηση των απωλειών λόγω τριβής
- Για τιμές χάρης  $\psi$  μεταξύ  $0.75 \cdot 10^{-3}$  και  $2 \cdot 10^{-3}$  παρατηρείται αξιοσημείωτη σταθερότητα του συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με την τιμή του  $h_{min}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.1.β:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονο χαρακτηριστικό ακρότατο αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μικρότερες από  $0,6 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται σημαντική σταθερότητα της τιμής  $\rho_{max}/\rho_m < 4$
- Πρακτικά η ισοκατανομή πιέσεων δεν επιτυγχάνεται αφού για τη μικρότερη χάρη  $\psi = 0.25 \cdot 10^{-3}$  έχουμε και τον μικρότερο λόγο ( $\rho_{max}/\rho_m = 2.35$ ) που δεν πλησιάζει τη μονάδα

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.1.γ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/So > 8$  δηλαδή  $So < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται
- Το μοντέλο στις προαναφερθείσες περιοχές δεν αντιδρά με βέλτιστο τρόπο ενδεχομένως εξ' αιτίας του μη βέλτιστου καθορισμού αφ' ενός των βημάτων κατά την προσέγγιση των τιμών πάχους μεμβράνης και γωνίας ισορροπίας και αφ' ετέρου της σταθερά λαμβανόμενης τιμής των συγκριτών  $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.1.δ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με εξίσωση ευθείας με σταθερό όρο 1.80 (μικρότερο του 3)
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/So > 8$  δηλαδή  $So < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται

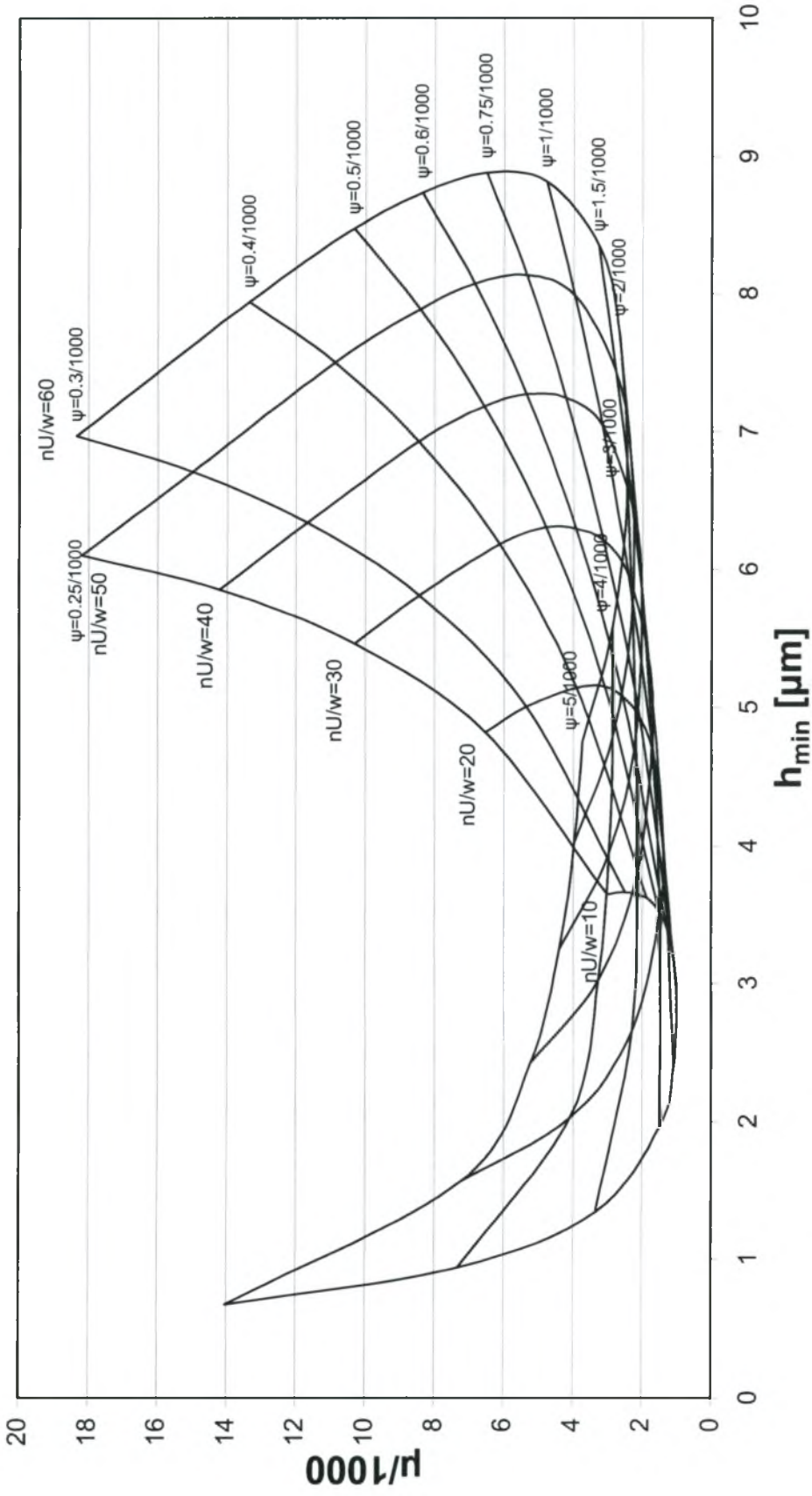
Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.1.ε:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ο κώδικας που χρησιμοποιείται δίνει για τιμή του  $h_{min}/c$  μεταξύ 0 και 0.1 ελάχιστη τιμή για τον λόγο  $\mu/\psi$  ενώ παράλληλα για τιμή του  $h_{min}/c$  που πλησιάζει στο μηδέν ο λόγος  $\mu/\psi$  αυξάνεται εκ νέου και πλησιάζει την τιμή 5
- Αν και το μοντέλο είναι αμιγώς υδροδυναμικό και ισόθερμο δίνει αποτελέσματα με αυξανόμενο συντελεστή τριβής σε περιοχές λειτουργίας πολύ μικρού πάχους λιπαντικής μεμβράνης ενδεχομένως λόγω της αύξησης της τιμής του πρώτου όρου στην σχέση της δύναμης τριβής:

$$F = \iint \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta U}{h} \right) dx dz$$

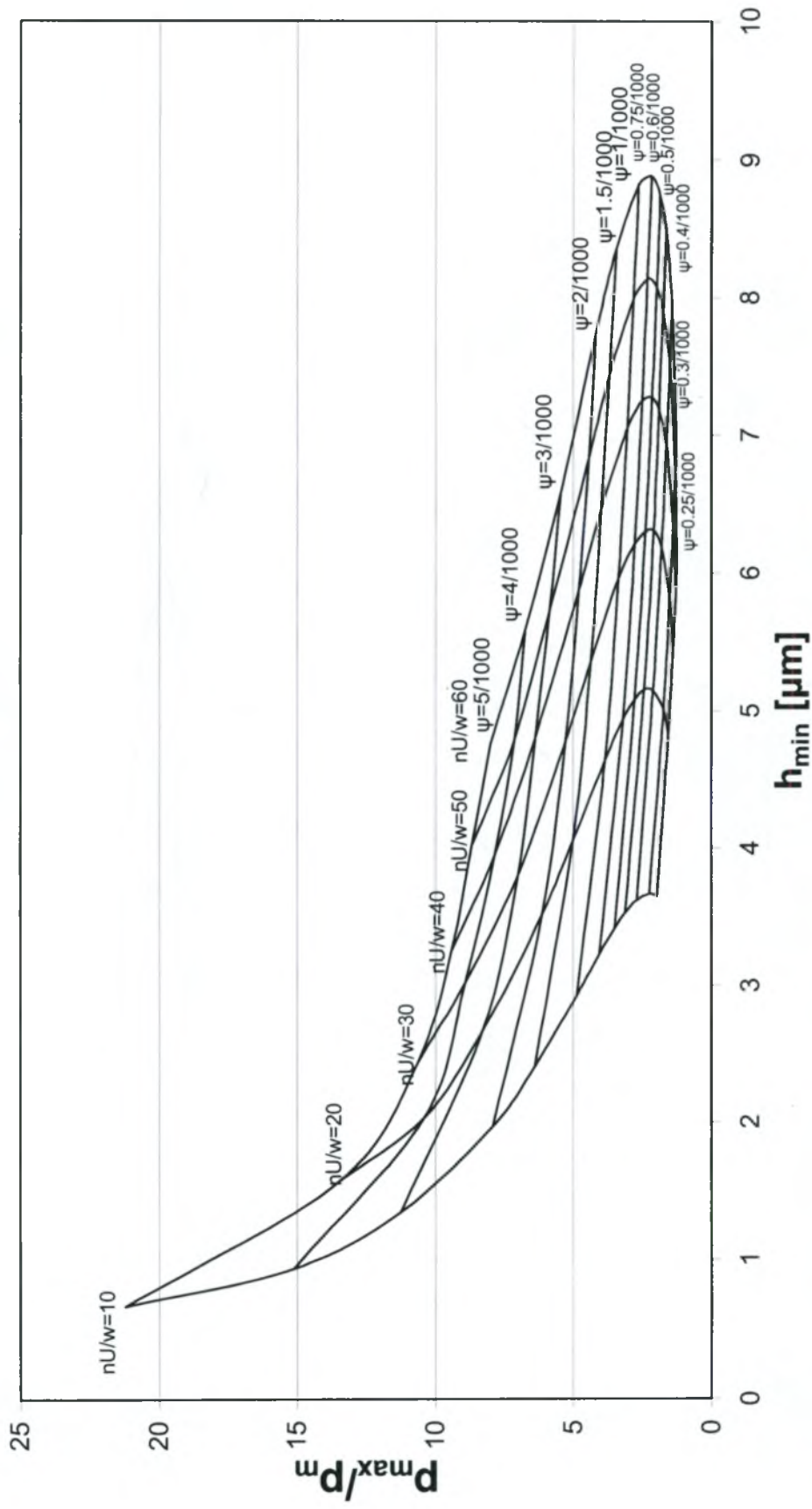
- Τα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης (σχήματα 3.1.γ και 3.1.δ) και αφορούν σε τιμές  $1/So > 8$  δηλαδή  $So < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται, στο παρόν διάγραμμα εμφανίζονται με σχετικά μικρότερη απόκλιση

# $l/d=0.4$



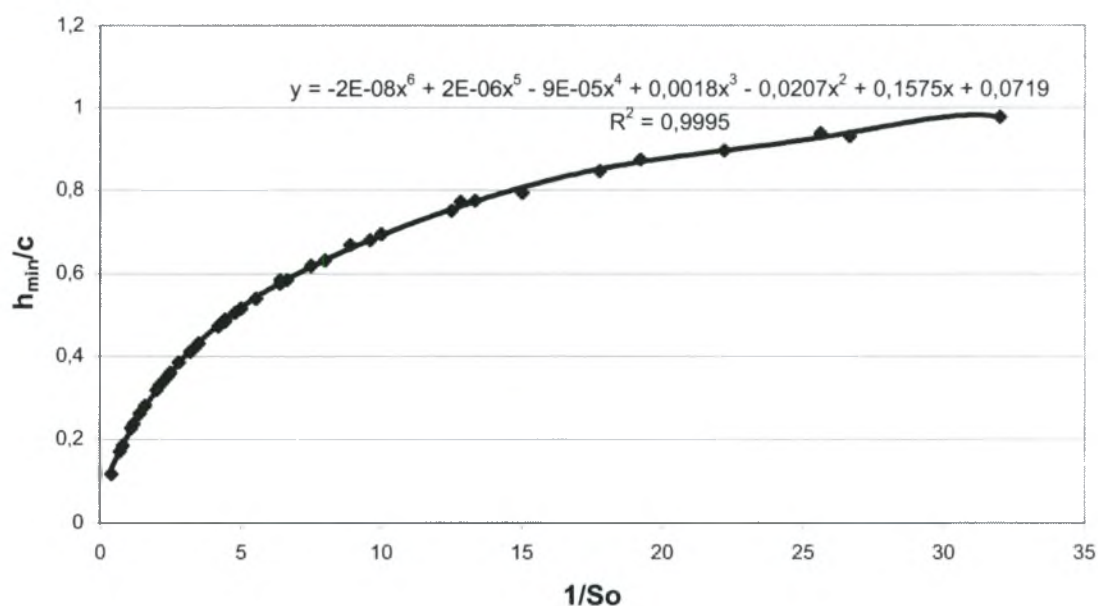
Σχήμα 3.2.α Διάγραμμα μεταβολής υδροδυναμικού συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.4$

$l/d=0.4$



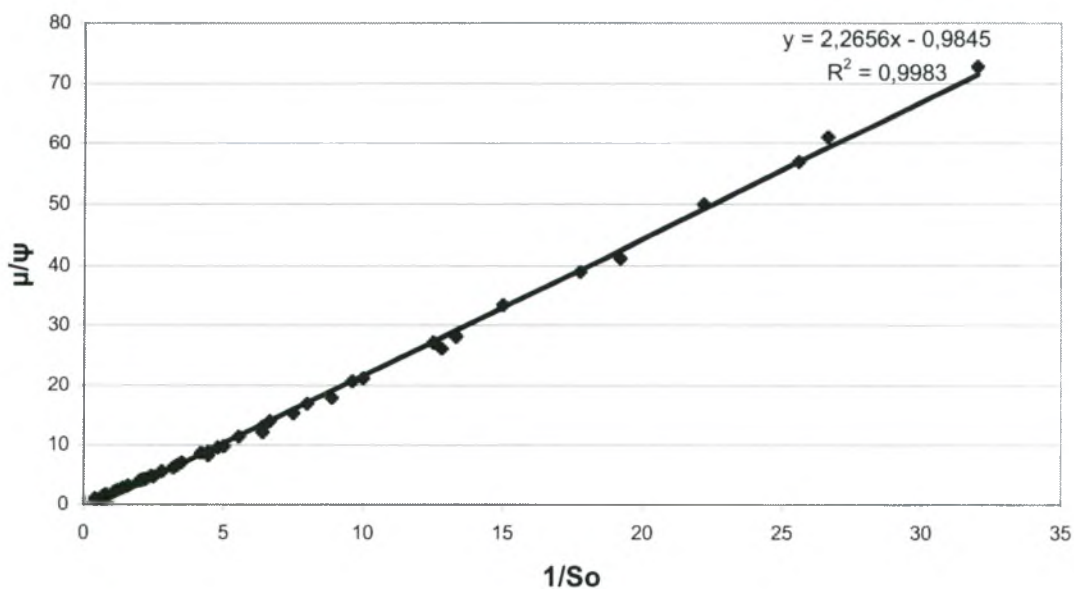
Σχήμα 3.2.β. Διάγραμμα μεταβολής λόγου πιέσεων  $P_{max}/P_m$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.4$

**$l/d=0.4$**



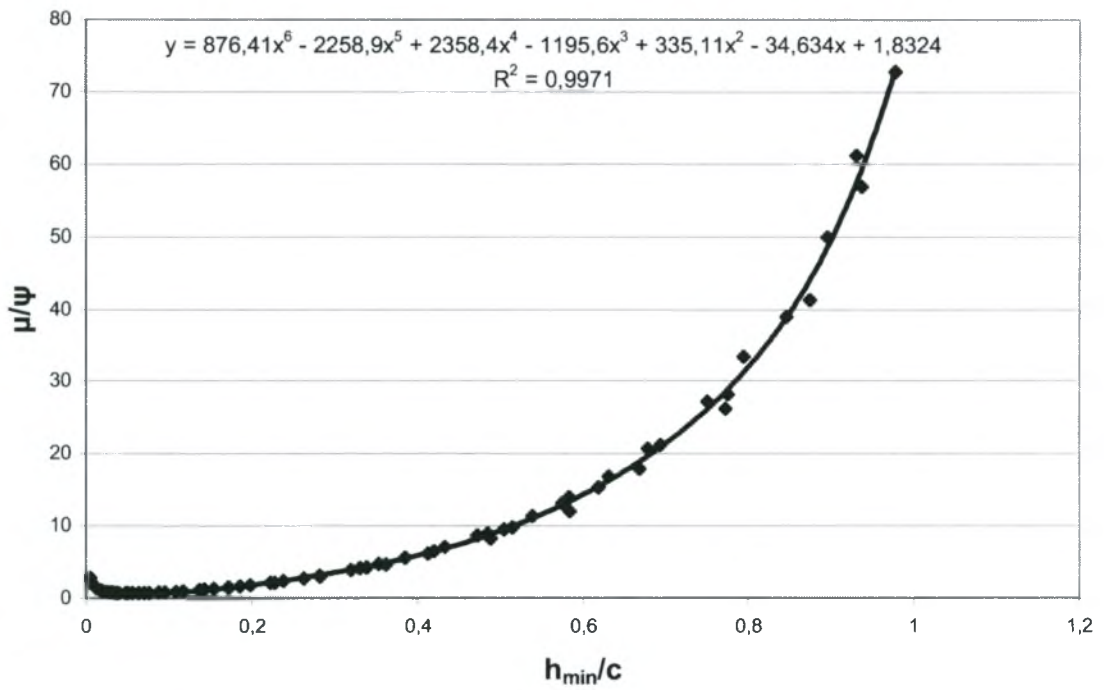
Σχήμα 3.2.γ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $h_{min}/c$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.4$

**$l/d=0.4$**



Σχήμα 3.2.δ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.4$

$l/d=0.4$



Σχήμα 3.2.ε. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον λόγο  $h_{min}/c$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.4$



Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.2.α:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονα χαρακτηριστικά ακρότατα αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$  και αντιτριβής  $\mu_{min}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μεγαλύτερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται προβληματική λειτουργία του εδράνου με μείωση της τιμής του ελάχιστου πάχους λαδιού και σύγχρονη αύξηση των απωλειών λόγω τριβής
- Για τιμές χάρης  $\psi$  μεταξύ  $2 \cdot 10^{-3}$  και  $3 \cdot 10^{-3}$  παρατηρείται αξιοσημείωτη σταθερότητα του συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με την τιμή του  $h_{min}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.2.β:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονο χαρακτηριστικό ακρότατο αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μικρότερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται σημαντική σταθερότητα της τιμής  $\rho_{max}/\rho_m < 3$
- Πρακτικά η ισοκατανομή πιέσεων ( $\rho_{max}/\rho_m = 1.27$ ) επιτυγχάνεται για τη μικρότερη χάρη  $\psi = 0.25 \cdot 10^{-3}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.2.γ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 8$  δηλαδή  $S_o < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται
- Το μοντέλο στις προαναφερθείσες περιοχές δεν αντιδρά με βέλτιστο τρόπο ενδεχομένως εξ' αιτίας του μη βέλτιστου καθορισμού αφ' ενός των βημάτων κατά την προσέγγιση των τιμών πάχους μεμβράνης και γωνίας ισορροπίας και αφ' ετέρου της σταθερά λαμβανόμενης τιμής των συγκριτών  $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.2.δ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με εξίσωση ευθείας με σταθερό όρο 2.26 (μικρότερο του 3)
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 8$  δηλαδή  $S_o < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται

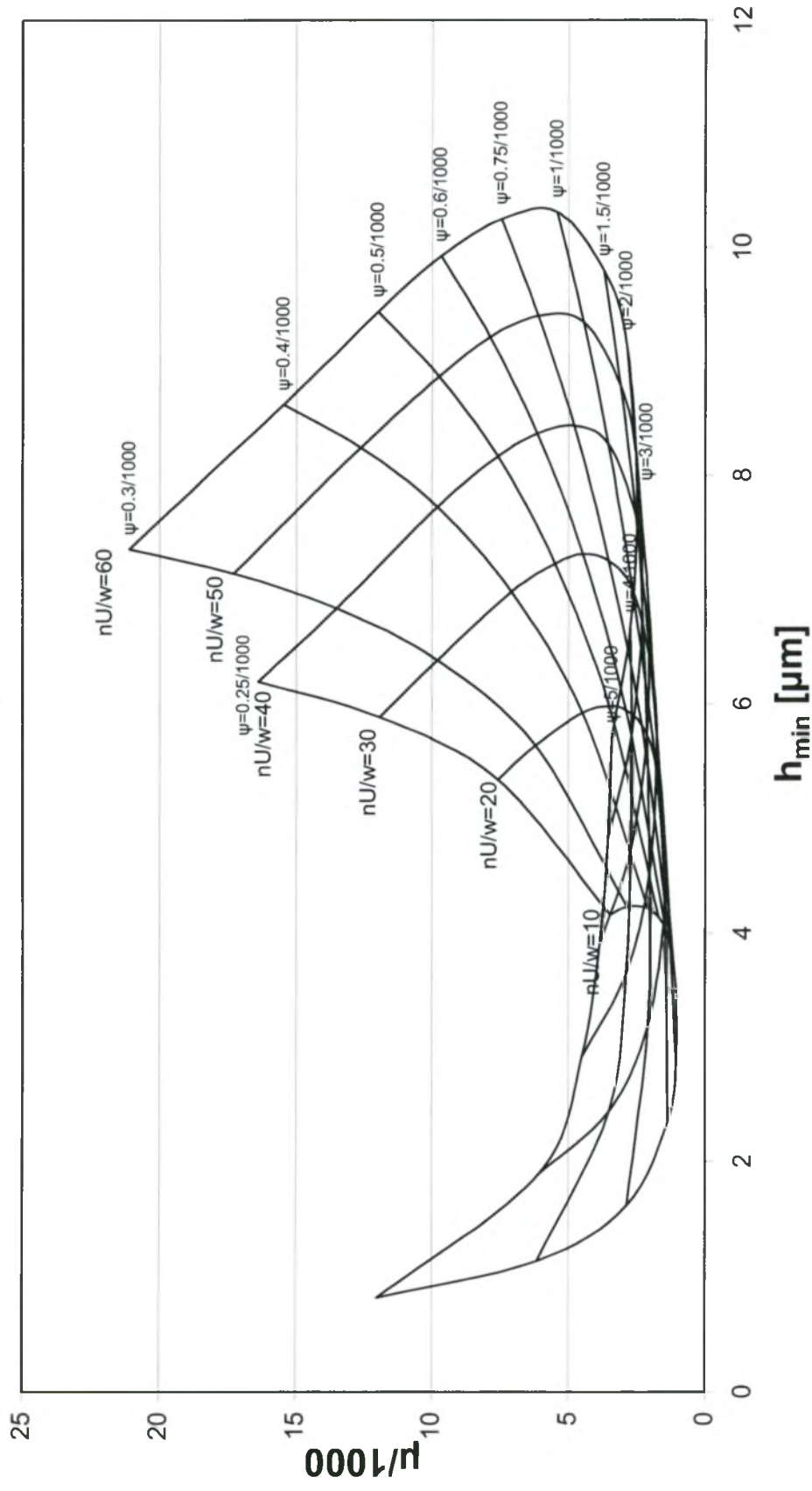
Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.2.ε:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ο κώδικας που χρησιμοποιείται δίνει για τιμή του  $h_{min}/c$  μεταξύ 0 και 0.1 ελάχιστη τιμή για τον λόγο  $\mu/\psi$  ενώ παράλληλα για τιμή του  $h_{min}/c$  που πλησιάζει στο μηδέν ο λόγος  $\mu/\psi$  αυξάνεται εκ νέου και πλησιάζει την τιμή 5
- Αν και το μοντέλο είναι αμιγώς υδροδυναμικό και ισόθερμο δίνει αποτελέσματα με αυξανόμενο συντελεστή τριβής σε περιοχές λειτουργίας πολύ μικρού πάχους λιπαντικής μεμβράνης ενδεχομένως λόγω της αύξησης της τιμής του πρώτου όρου στην σχέση της δύναμης τριβής:

$$F = \iint \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta U}{h} \right) dx dz$$

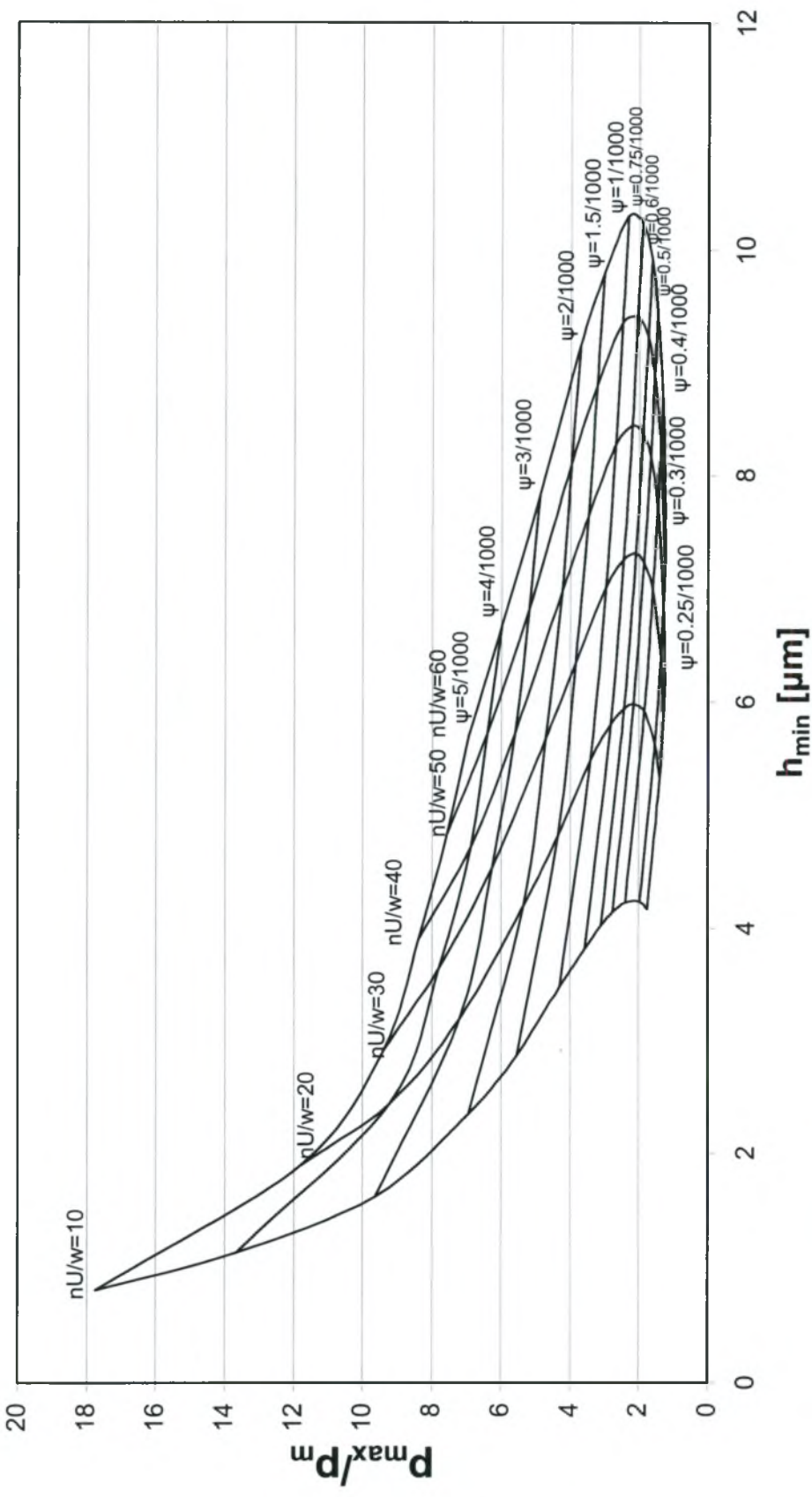
- Τα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης (σχήματα 3.2.γ και 3.2.δ) και αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 8$  δηλαδή  $S_o < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται, στο παρόν διάγραμμα εμφανίζονται με σχετικά μικρότερη απόκλιση

$l/d=0.446$



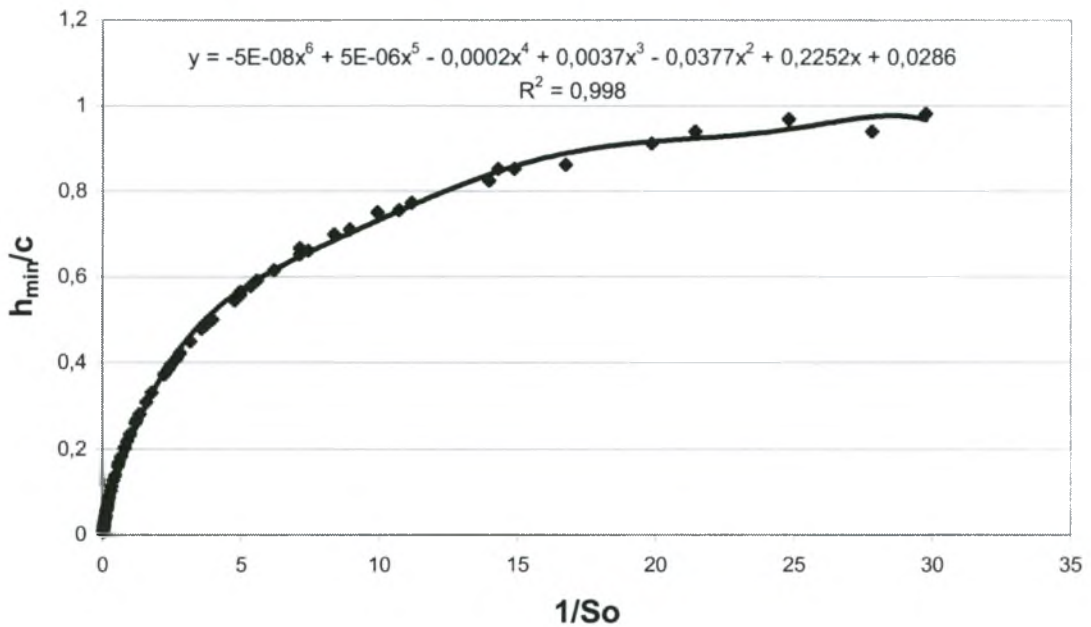
Σχήμα 3.3.α Διάγραμμα μεταβολής υδροδυναμικού συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.446$

$l/d=0.446$



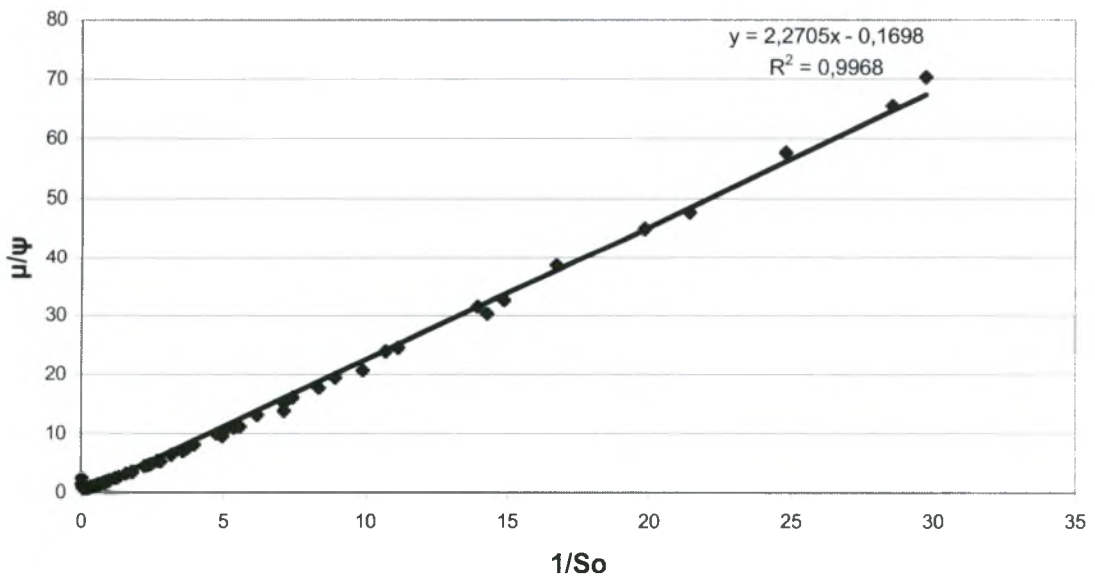
Σχήμα 3.3.β. Διάγραμμα μεταβολής λόγου πιέσεων  $P_{max}/P_m$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.446$

**$l/d=0.446$**



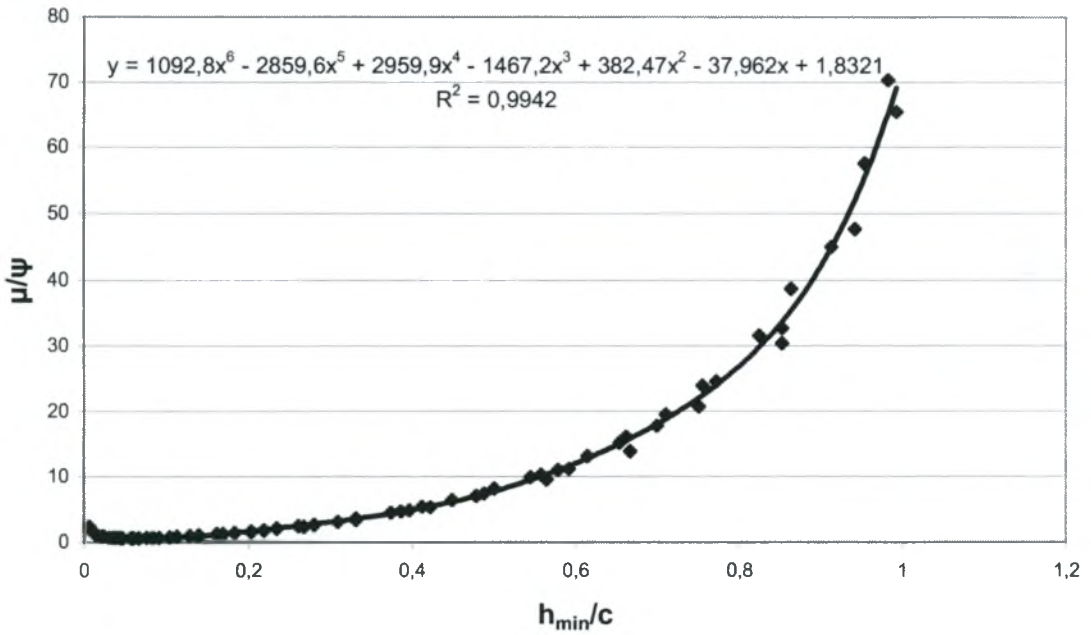
Σχήμα 3.3.γ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $h_{min}/c$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.446$

**$l/d=0.446$**



Σχήμα 3.3.δ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.446$

$l/d=0.446$



Σχήμα 3.3.ε. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον λόγο  $h_{min}/c$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.446$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.3.α:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονα χαρακτηριστικά ακρότατα αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$  και αντιτριβής  $\mu_{min}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μεγαλύτερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται προβληματική λειτουργία του εδράνου με μείωση της τιμής του ελάχιστου πάχους λαδιού και σύγχρονη αύξηση των απωλειών λόγω τριβής
- Για τιμές χάρης  $\psi$  μεταξύ  $1.5 \cdot 10^{-3}$  και  $3 \cdot 10^{-3}$  παρατηρείται αξιοσημείωτη σταθερότητα του συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με την τιμή του  $h_{min}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.3.β:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονο χαρακτηριστικό ακρότατο αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μικρότερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται σημαντική σταθερότητα της τιμής  $\rho_{max}/\rho_m < 2$
- Πρακτικά η ισοκατανομή πιέσεων ( $\rho_{max}/\rho_m = 1.23$ ) επιτυγχάνεται για τη μικρότερη χάρη  $\psi = 0.3 \cdot 10^{-3}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.3.γ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 8$  δηλαδή  $S_o < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται
- Το μοντέλο στις προαναφερθείσες περιοχές δεν αντιδρά με βέλτιστο τρόπο ενδεχομένως εξ' αιτίας του μη βέλτιστου καθορισμού αφ' ενός των βημάτων κατά την προσέγγιση των τιμών πάχους μεμβράνης και γωνίας ισορροπίας και αφ' ετέρου της σταθερά λαμβανόμενης τιμής των συγκριτών  $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.3.δ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με εξίσωση ευθείας με σταθερό όρο 2.27 (μικρότερο του 3)
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 8$  δηλαδή  $S_o < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.3.ε:

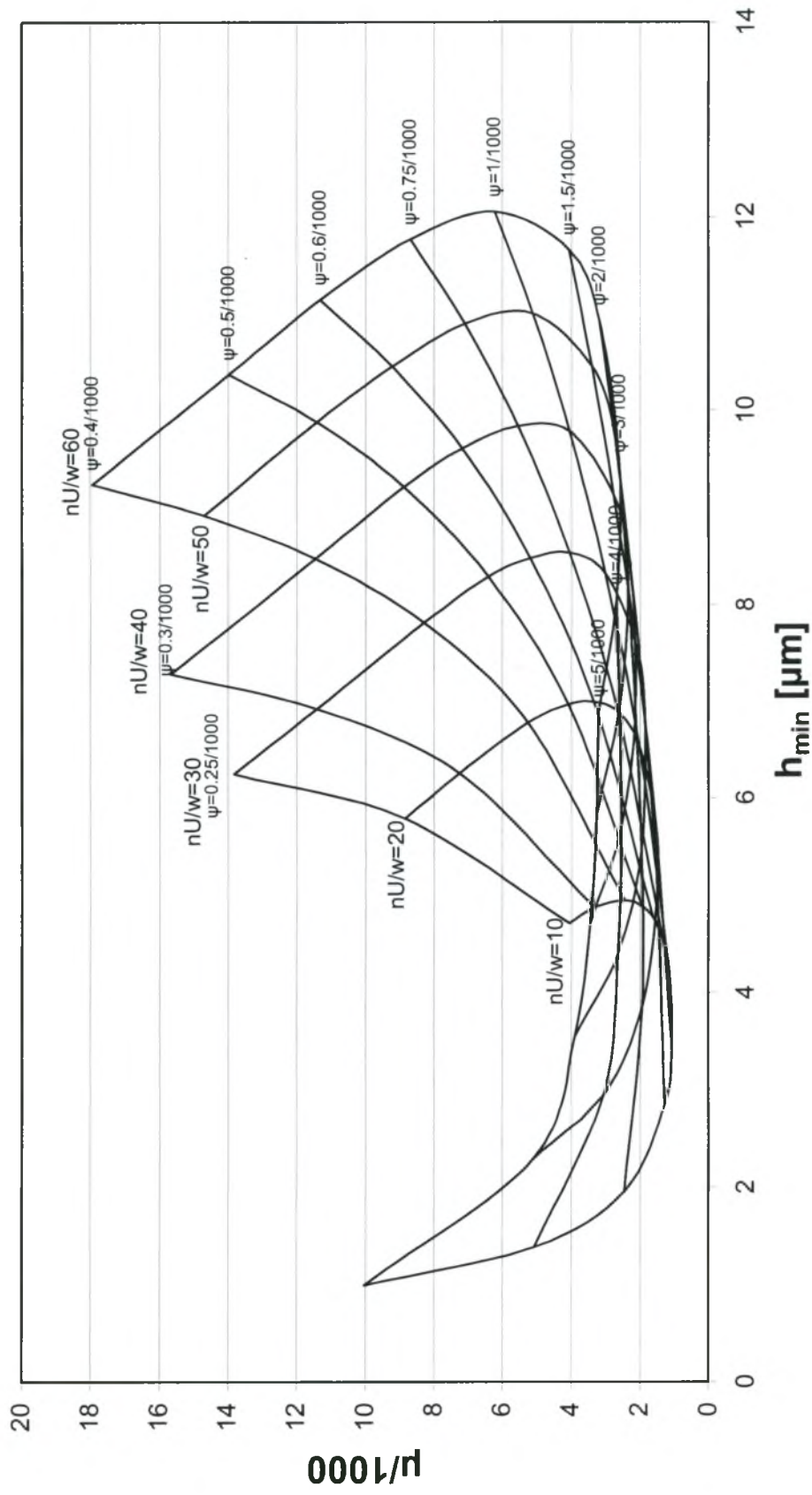
- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ο κώδικας που χρησιμοποιείται δίνει για τιμή του  $h_{min}/c$  μεταξύ 0 και 0.1 ελάχιστη τιμή για τον λόγο  $\mu/\psi$  ενώ παράλληλα για τιμή του  $h_{min}/c$  που πλησιάζει στο μηδέν ο λόγος  $\mu/\psi$  αυξάνεται εκ νέου και πλησιάζει την τιμή 3
- Αν και το μοντέλο είναι αμιγώς υδροδυναμικό και ισόθερμο δίνει αποτελέσματα με αυξανόμενο συντελεστή τριβής σε περιοχές λειτουργίας πολύ μικρού πάχους λιπαντικής μεμβράνης ενδεχομένως λόγω της αύξησης της τιμής του πρώτου όρου στην σχέση της δύναμης τριβής:

$$F = \iint \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta U}{h} \right) dx dz$$

- Τα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης (σχήματα 3.3.γ και 3.3.δ) και αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 8$  δηλαδή  $S_o < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται, στο παρόν διάγραμμα εμφανίζονται με σχετικά μικρότερη απόκλιση

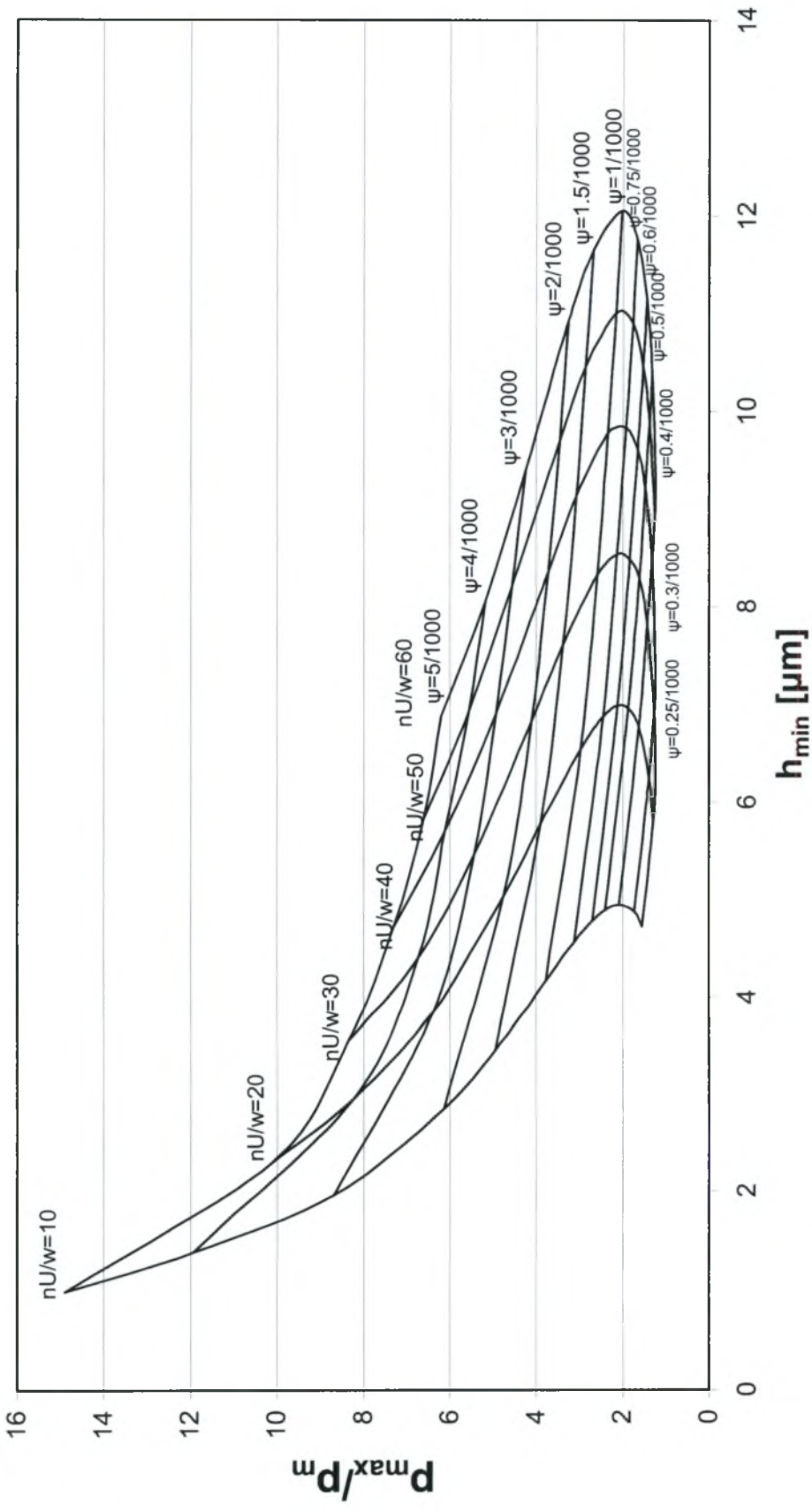


$l/d=0.5$



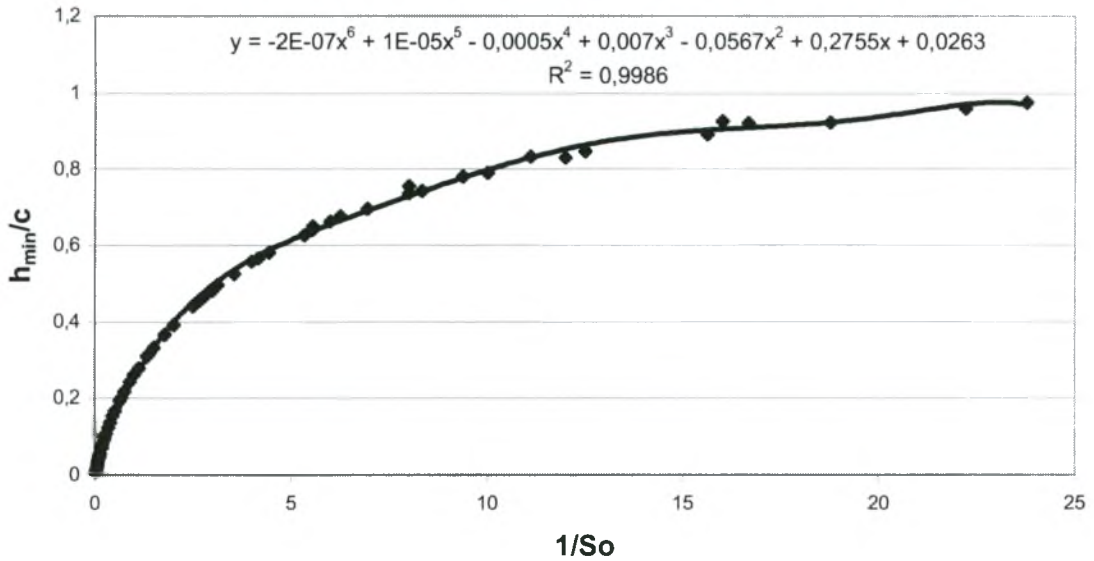
Σχήμα 3.4.α. Διάγραμμα μεταβολής υδροδυναμικού συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.5$

$l/d=0.5$



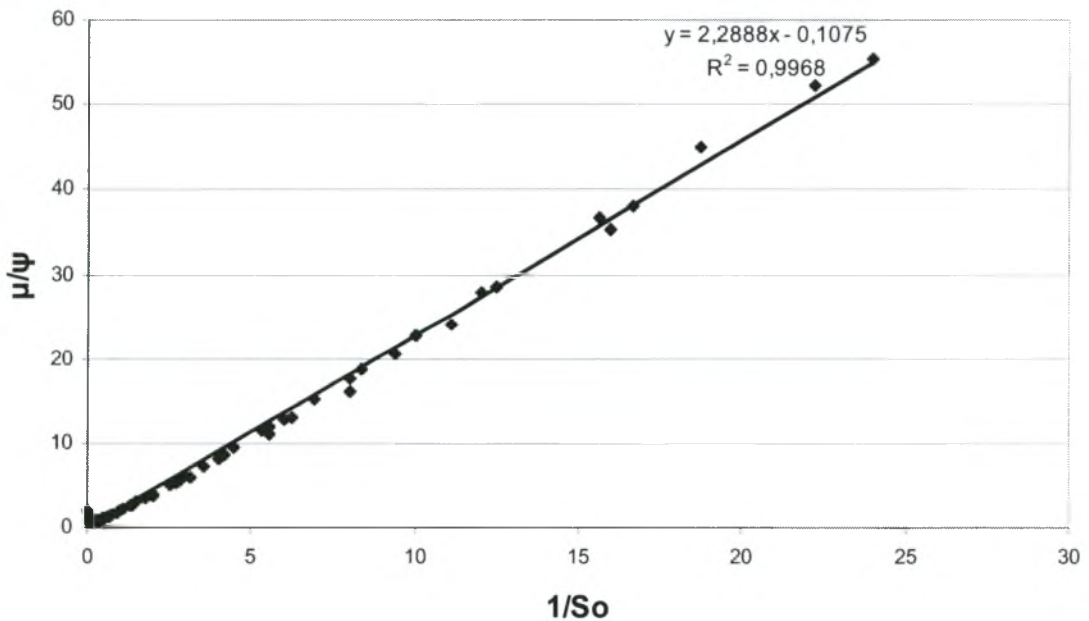
Σχήμα 3.4.β. Διάγραμμα μεταβολής λόγου πιέσεων  $P_{max}/P_m$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.5$

$l/d=0.5$



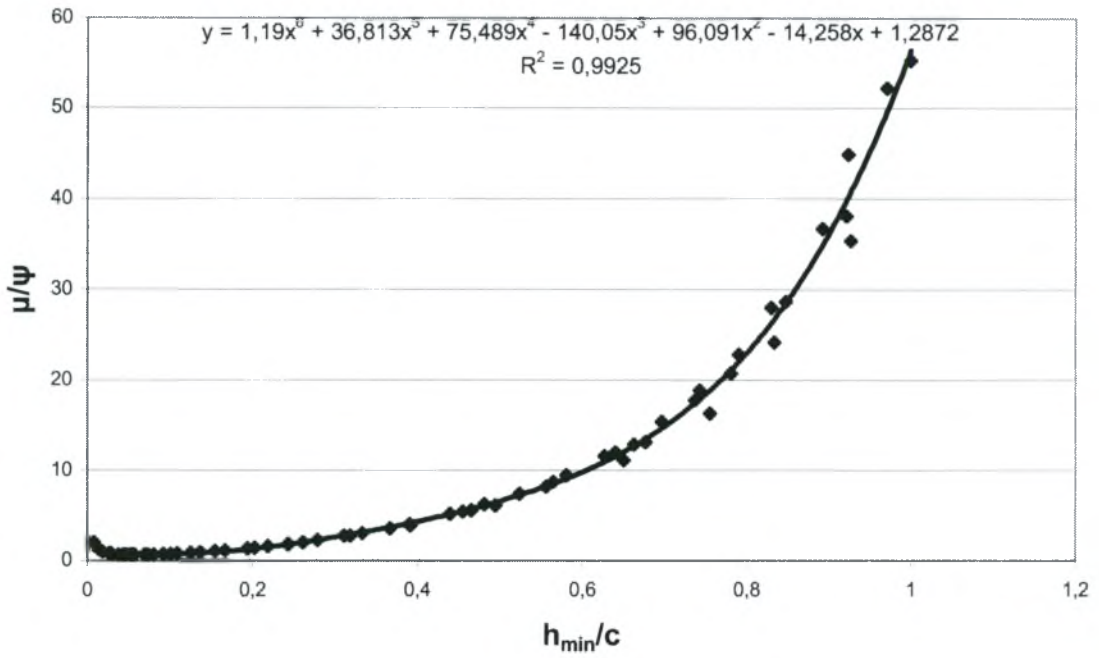
Σχήμα 3.4.γ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $h_{min}/c$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.5$

$l/d=0.5$



Σχήμα 3.4.δ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.5$

$l/d=0.5$



Σχήμα 3.4.ε. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον λόγο  $h_{min}/c$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.5$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.4.α:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονα χαρακτηριστικά ακρότατα αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$  και αντιτριβής  $\mu_{min}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μεγαλύτερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται προβληματική λειτουργία του εδράνου με μείωση της τιμής του ελάχιστου πάχους λαδιού και σύγχρονη αύξηση των απωλειών λόγω τριβής
- Για τιμές χάρης  $\psi$  μεταξύ  $2 \cdot 10^{-3}$  και  $3 \cdot 10^{-3}$  παρατηρείται αξιοσημείωτη σταθερότητα του συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με την τιμή του  $h_{min}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.4.β:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονο χαρακτηριστικό ακρότατο αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μικρότερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται σημαντική σταθερότητα της τιμής  $\rho_{max}/\rho_m < 4$
- Πρακτικά η ισοκατανομή πιέσεων ( $\rho_{max}/\rho_m = 1.23$ ) επιτυγχάνεται για τη μικρότερη χάρη  $\psi = 0.4 \cdot 10^{-3}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.4.γ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/So > 8$  δηλαδή  $So < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται
- Το μοντέλο στις προαναφερθείσες περιοχές δεν αντιδρά με βέλτιστο τρόπο ενδεχομένως εξ' αιτίας του μη βέλτιστου καθορισμού αφ' ενός των βημάτων κατά την προσέγγιση των τιμών πάχους μεμβράνης και γωνίας ισορροπίας και αφ' ετέρου της σταθερά λαμβανόμενης τιμής των συγκριτών  $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.4.δ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με εξίσωση ευθείας με σταθερό όρο 2.28 (μικρότερο του 3)
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/So > 8$  δηλαδή  $So < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται

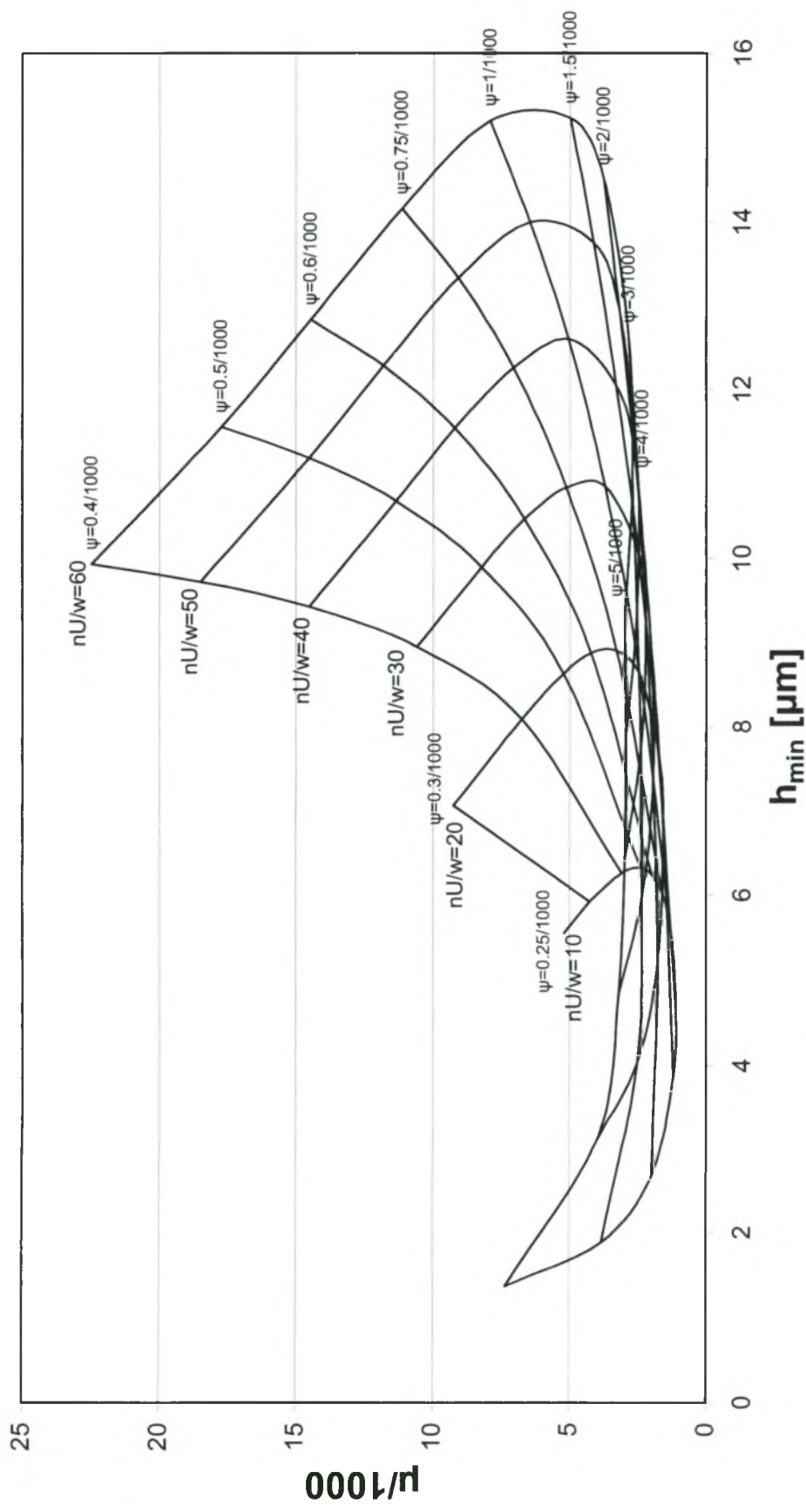
Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.4.ε:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ο κώδικας που χρησιμοποιείται δίνει για τιμή του  $h_{min}/c$  μεταξύ 0 και 0.1 ελάχιστη τιμή για τον λόγο  $\mu/\psi$  ενώ παράλληλα για τιμή του  $h_{min}/c$  που πλησιάζει στο μηδέν ο λόγος  $\mu/\psi$  αυξάνεται εκ νέου και πλησιάζει την τιμή 3
- Αν και το μοντέλο είναι αμιγώς υδροδυναμικό και ισόθερμο δίνει αποτελέσματα με αυξανόμενο συντελεστή τριβής σε περιοχές λειτουργίας πολύ μικρού πάχους λιπαντικής μεμβράνης ενδεχομένως λόγω της αύξησης της τιμής του πρώτου όρου στην σχέση της δύναμης τριβής:

$$F = \iint \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta U}{h} \right) dx dz$$

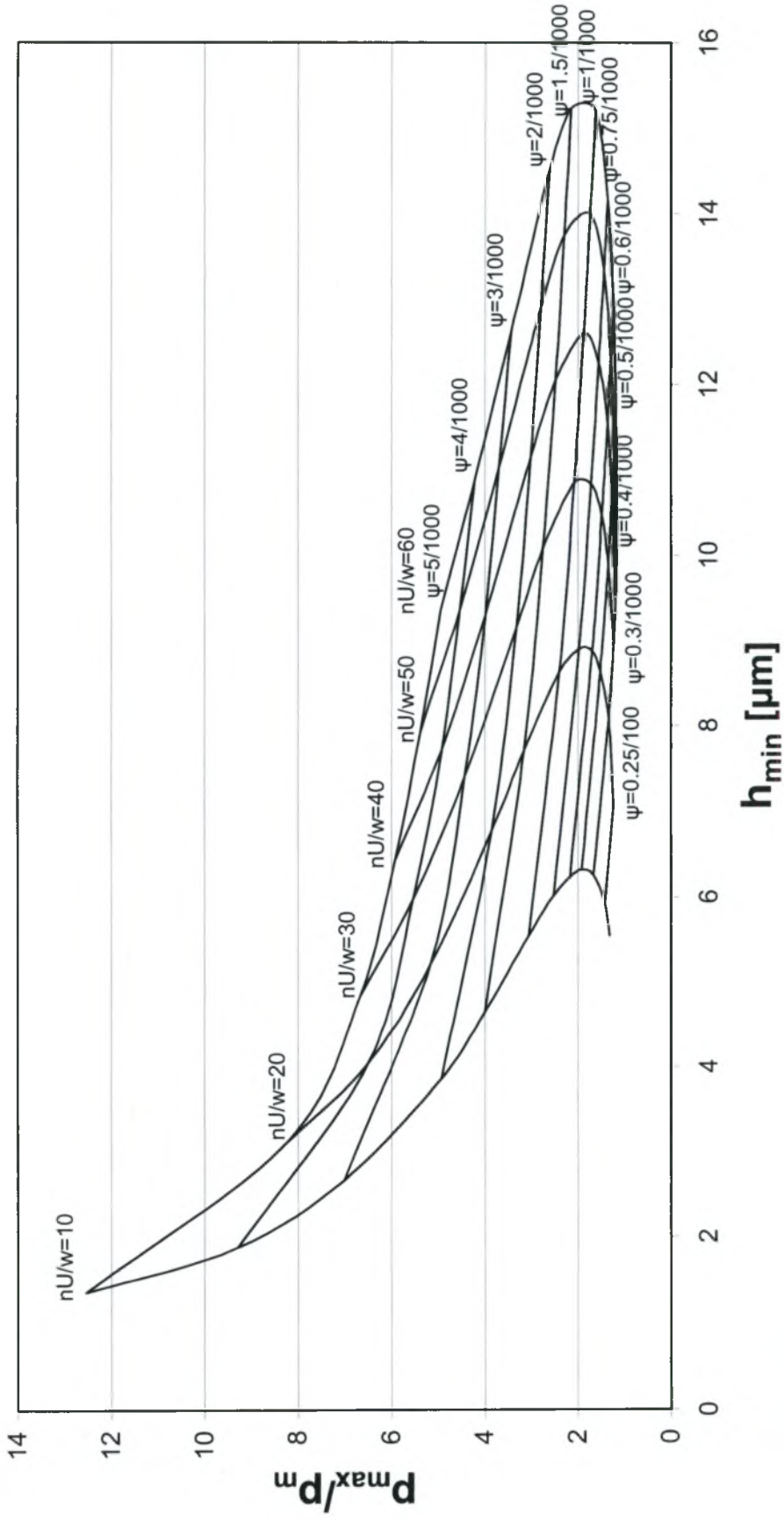
- Τα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης (σχήματα 3.4.γ και 3.4.δ) και αφορούν σε τιμές  $1/So > 8$  δηλαδή  $So < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται, στο παρόν διάγραμμα εμφανίζονται με σχετικά μικρότερη απόκλιση

$l/d=0.6$



Σχήμα 3.5.α. Διάγραμμα μεταβολής υδροδυναμικού συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.6$

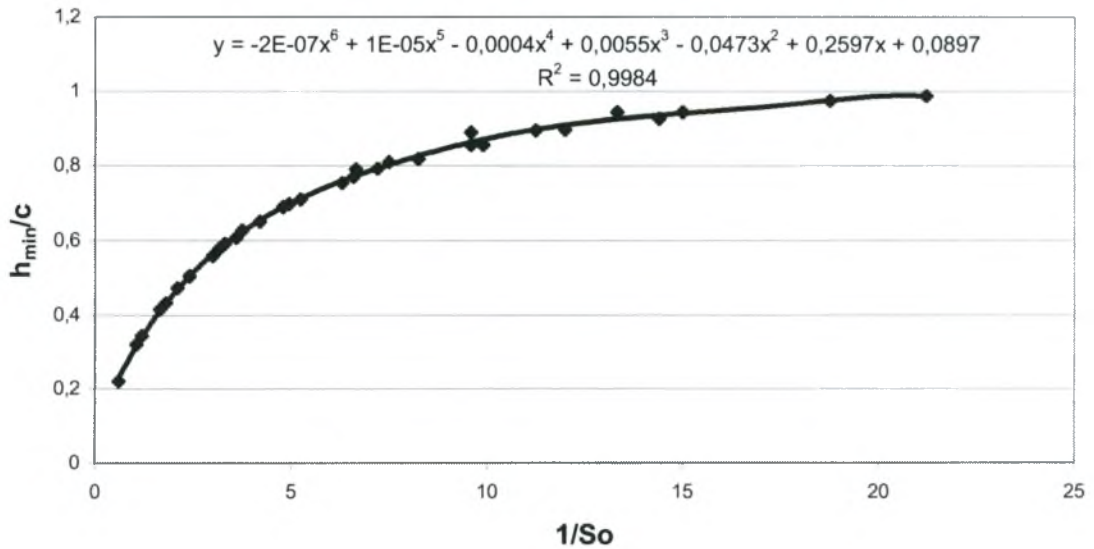
$l/d=0.6$



Σχήμα 3.5.β. Διάγραμμα μεταβολής λόγου πιέσεων  $\rho_{max}/\rho_m$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.6$

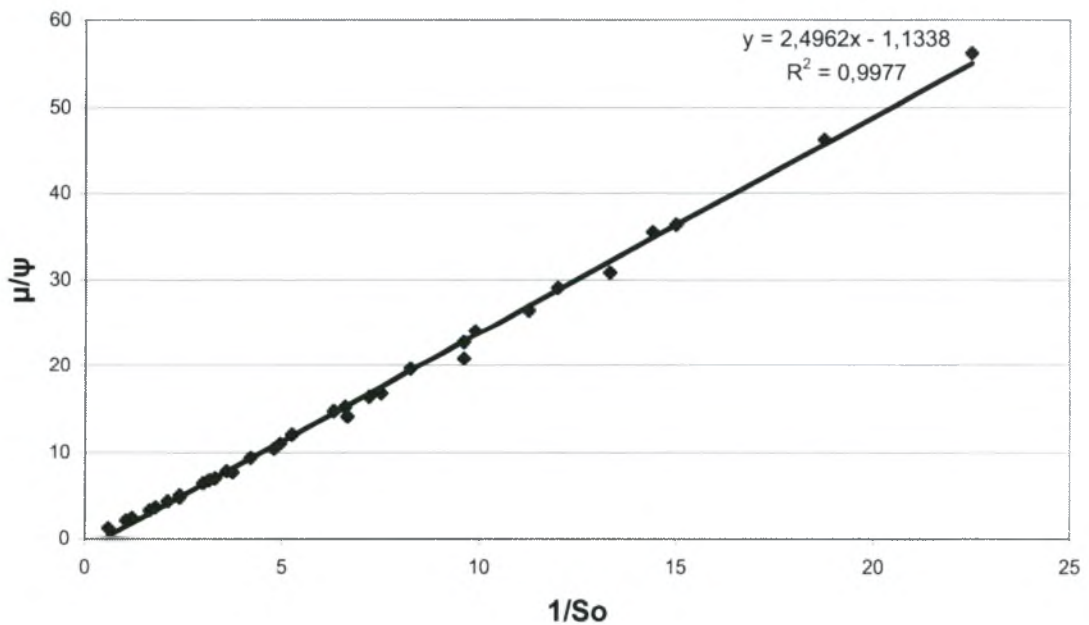


$l/d=0.6$



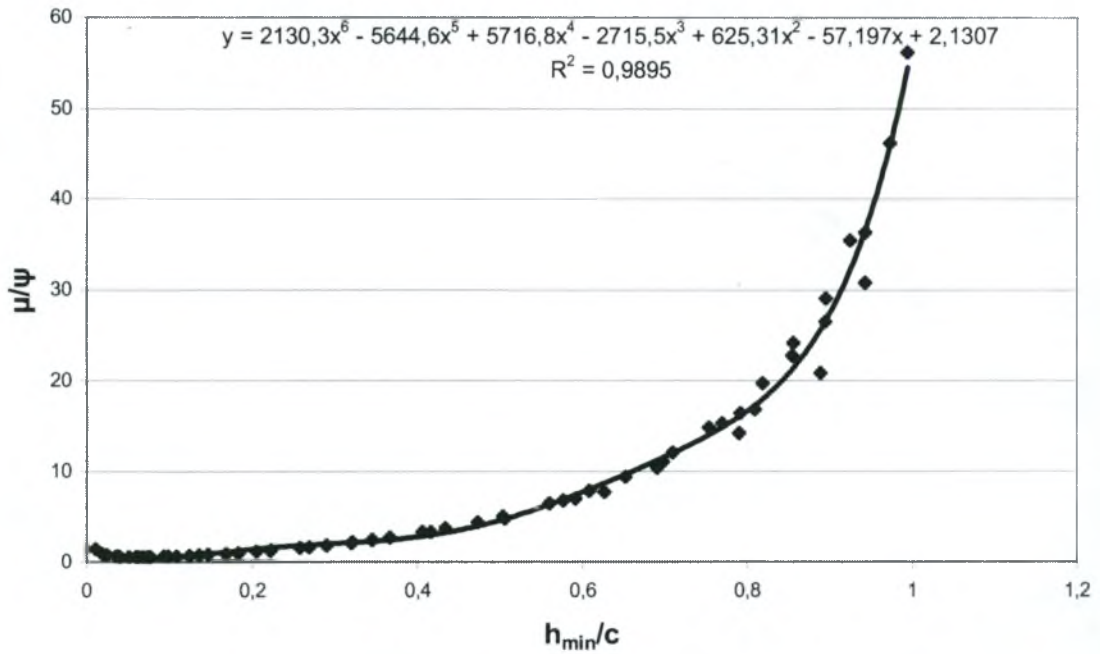
Σχήμα 3.5.γ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $h_{min}/c$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/\omega$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.6$

$l/d=0.6$



Σχήμα 3.5.δ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/\omega$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.6$

$l/d=0.6$



Σχήμα 3.5.ε. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον λόγο  $h_{min}/c$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.6$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.5.α:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονα χαρακτηριστικά ακρότατα αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$  και αντιτριβής  $\mu_{min}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μεγαλύτερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται προβληματική λειτουργία του εδράνου με μείωση της τιμής του ελάχιστου πάχους λαδιού και σύγχρονη αύξηση των απωλειών λόγω τριβής
- Για τιμές χάρης  $\psi$  μεταξύ  $1.5 \cdot 10^{-3}$  και  $4 \cdot 10^{-3}$  παρατηρείται αξιοσημείωτη σταθερότητα του συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με την τιμή του  $h_{min}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.5.β:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονο χαρακτηριστικό ακρότατο αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μικρότερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται σημαντική σταθερότητα της τιμής  $\rho_{max}/\rho_m < 1.7$
- Πρακτικά η ισοκατανομή πιέσεων ( $\rho_{max}/\rho_m = 1.18$ ) επιτυγχάνεται για τη μικρότερη χάρη  $\psi = 0.5 \cdot 10^{-3}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.5.γ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 8$  δηλαδή  $S_o < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται
- Το μοντέλο στις προαναφερθείσες περιοχές δεν αντιδρά με βέλτιστο τρόπο ενδεχομένως εξ' αιτίας του μη βέλτιστου καθορισμού αφ' ενός των βημάτων κατά την προσέγγιση των τιμών πάχους μεμβράνης και γωνίας ισορροπίας και αφ' ετέρου της σταθερά λαμβανόμενης τιμής των συγκριτών  $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.5.δ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με εξίσωση ευθείας με σταθερό όρο 2.50 (μικρότερο του 3)
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 8$  δηλαδή  $S_o < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται

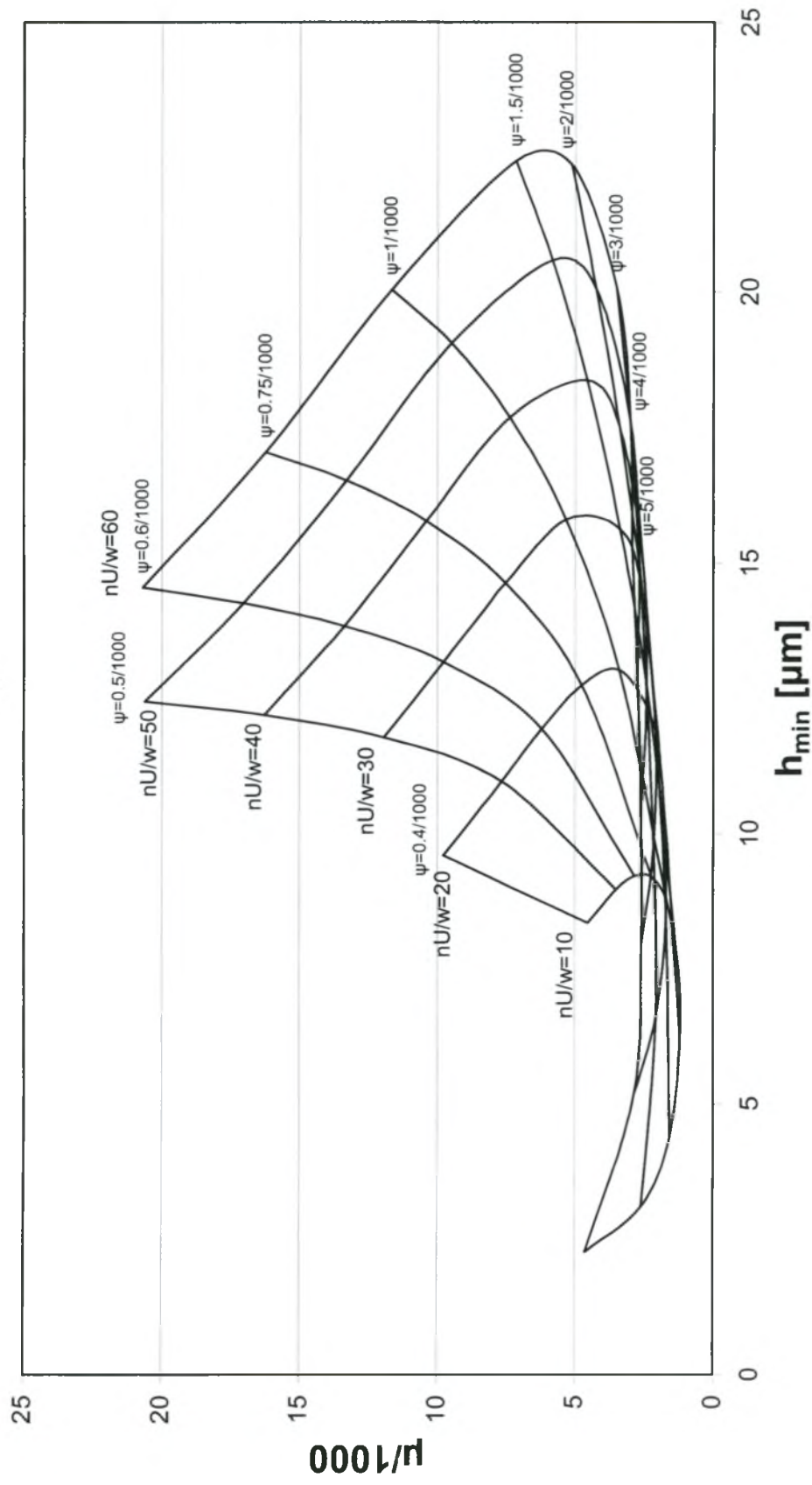
Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.5.ε:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ο κώδικας που χρησιμοποιείται δίνει για τιμή του  $h_{min}/c$  μεταξύ 0 και 0.1 ελάχιστη τιμή για τον λόγο  $\mu/\psi$  ενώ παράλληλα για τιμή του  $h_{min}/c$  που πλησιάζει στο μηδέν ο λόγος  $\mu/\psi$  αυξάνεται εκ νέου και πλησιάζει την τιμή 2
- Αν και το μοντέλο είναι αμιγώς υδροδυναμικό και ισόθερμο δίνει αποτελέσματα με αυξανόμενο συντελεστή τριβής σε περιοχές λειτουργίας πολύ μικρού πάχους λιπαντικής μεμβράνης ενδεχομένως λόγω της αύξησης της τιμής του πρώτου όρου στην σχέση της δύναμης τριβής:

$$F = \iint \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta U}{h} \right) dx dz$$

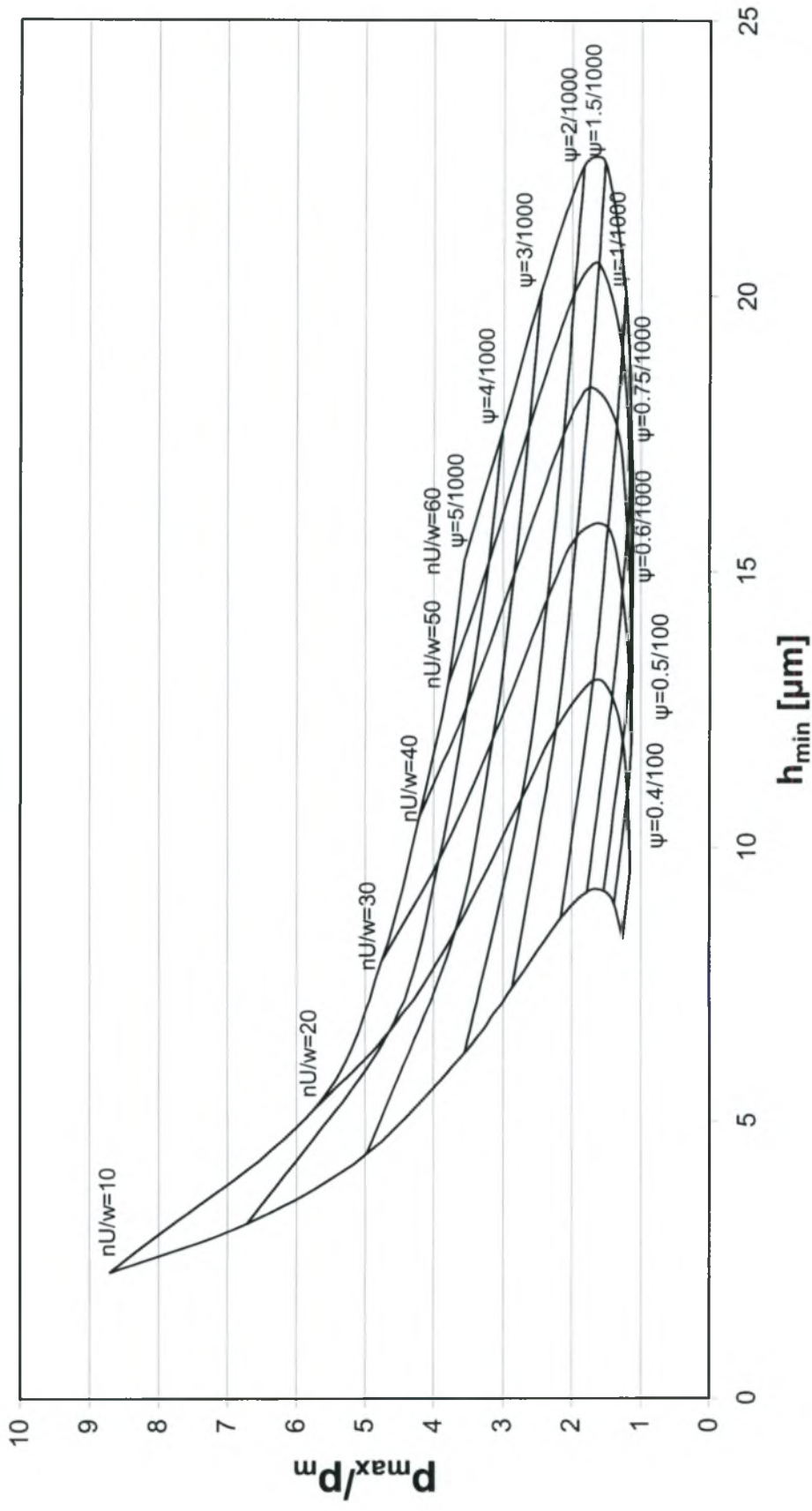
- Τα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης (σχήματα 3.5.γ και 3.5.δ) και αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 8$  δηλαδή  $S_o < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται, στο παρόν διάγραμμα εμφανίζονται με σχετικά μικρότερη απόκλιση

$l/d=0.8$



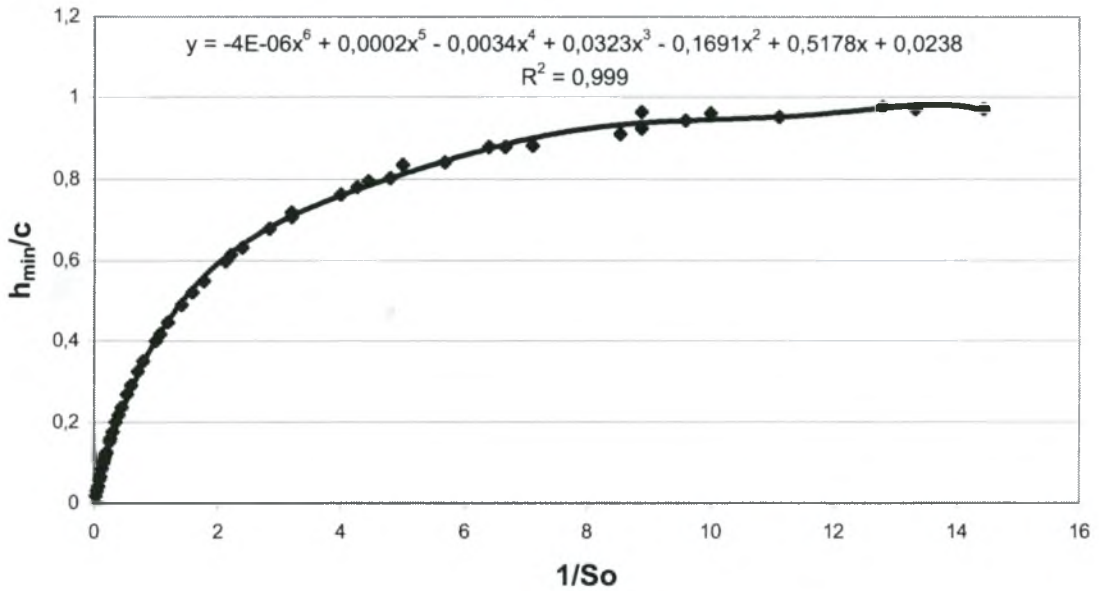
Σχήμα 3.6.α. Διάγραμμα μεταβολής υδροδυναμικού συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.4 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.8$

$l/d=0.8$



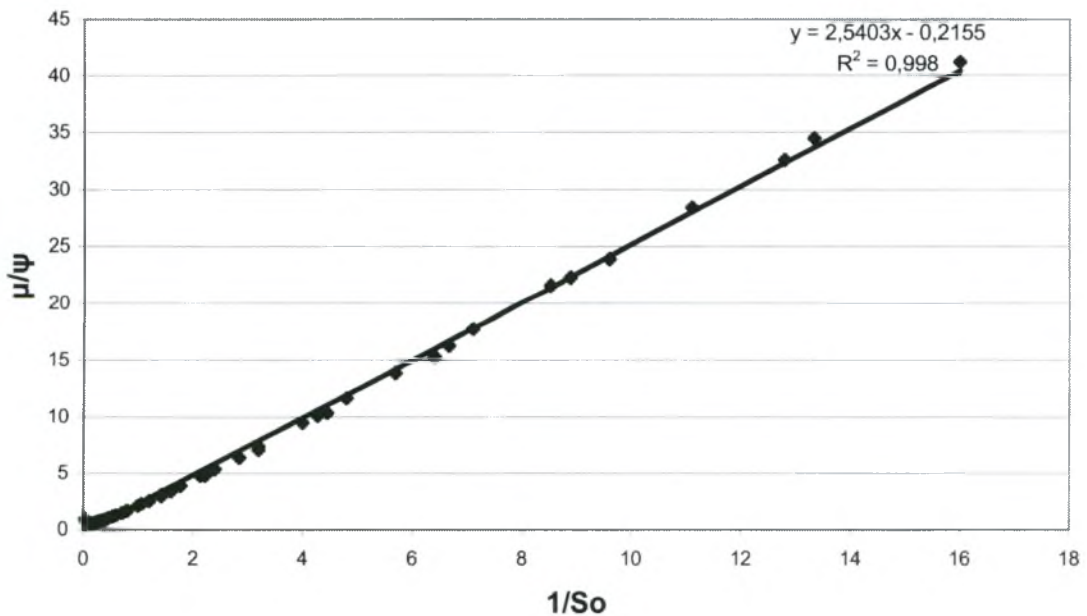
Σχήμα 3.6.β. Διάγραμμα μεταβολής λόγου πιέσεων  $\rho_{max}/\rho_m$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.4 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=0.8$

$l/d=0.8$



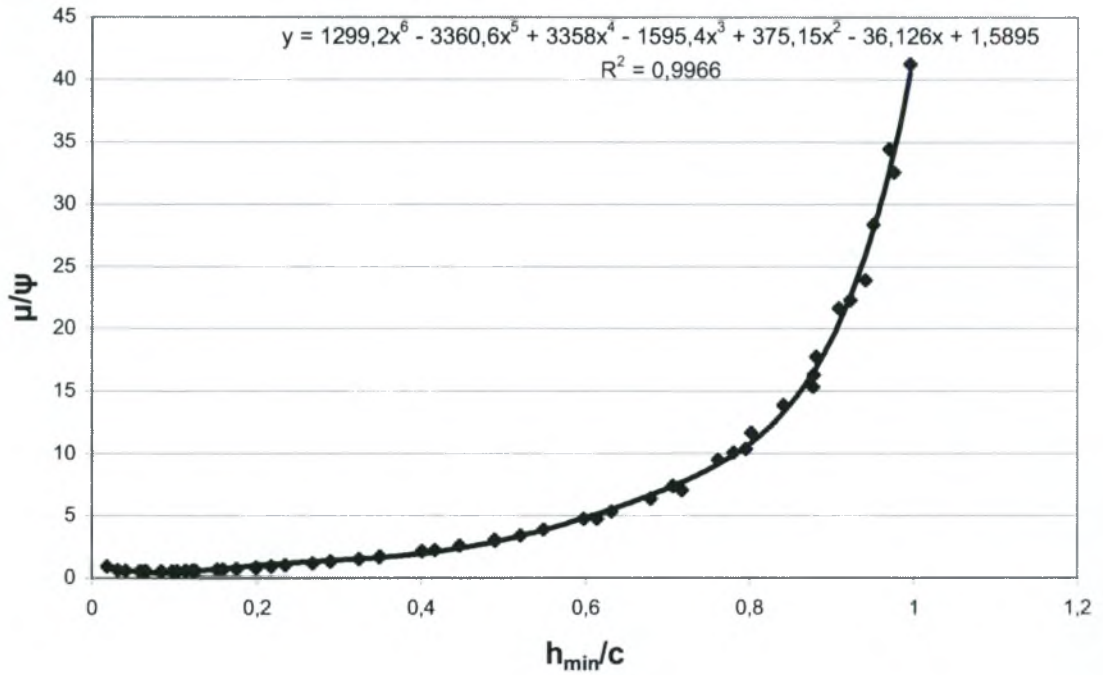
Σχήμα 3.6.γ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $h_{min}/c$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.8$

$l/d=0.8$



Σχήμα 3.6.δ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.8$

$l/d=0.8$



Σχήμα 3.6.ε. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον λόγο  $h_{min}/c$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=0.8$



Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.6.α:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονα χαρακτηριστικά ακρότατα αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$  και αντιτριβής  $\mu_{min}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μεγαλύτερες από  $1.5 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται προβληματική λειτουργία του εδράνου με μείωση της τιμής του ελάχιστου πάχους λαδιού και σύγχρονη αύξηση των απωλειών λόγω τριβής
- Για τιμές χάρης  $\psi$  μεταξύ  $2 \cdot 10^{-3}$  και  $5 \cdot 10^{-3}$  παρατηρείται αξιοσημείωτη σταθερότητα του συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με την τιμή του  $h_{min}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.6.β:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονο χαρακτηριστικό ακρότατο αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μικρότερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται σημαντική σταθερότητα της τιμής  $\rho_{max}/\rho_m < 1.5$
- Πρακτικά η ισοκατανομή πιέσεων ( $\rho_{max}/\rho_m = 1.11$ ) επιτυγχάνεται για τη χάρη  $\psi = 0.6 \cdot 10^{-3}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.6.γ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/So > 4$  δηλαδή  $So < 0.25$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται
- Το μοντέλο στις προαναφερθείσες περιοχές δεν αντιδρά με βέλτιστο τρόπο ενδεχομένως εξ' αιτίας του μη βέλτιστου καθορισμού αφ' ενός των βημάτων κατά την προσέγγιση των τιμών πάχους μεμβράνης και γωνίας ισορροπίας και αφ' ετέρου της σταθερά λαμβανόμενης τιμής των συγκριτών  $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.6.δ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με εξίσωση ευθείας με σταθερό όρο 2.54 (μικρότερο του 3)
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 8$  δηλαδή  $S_o < 0.125$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται

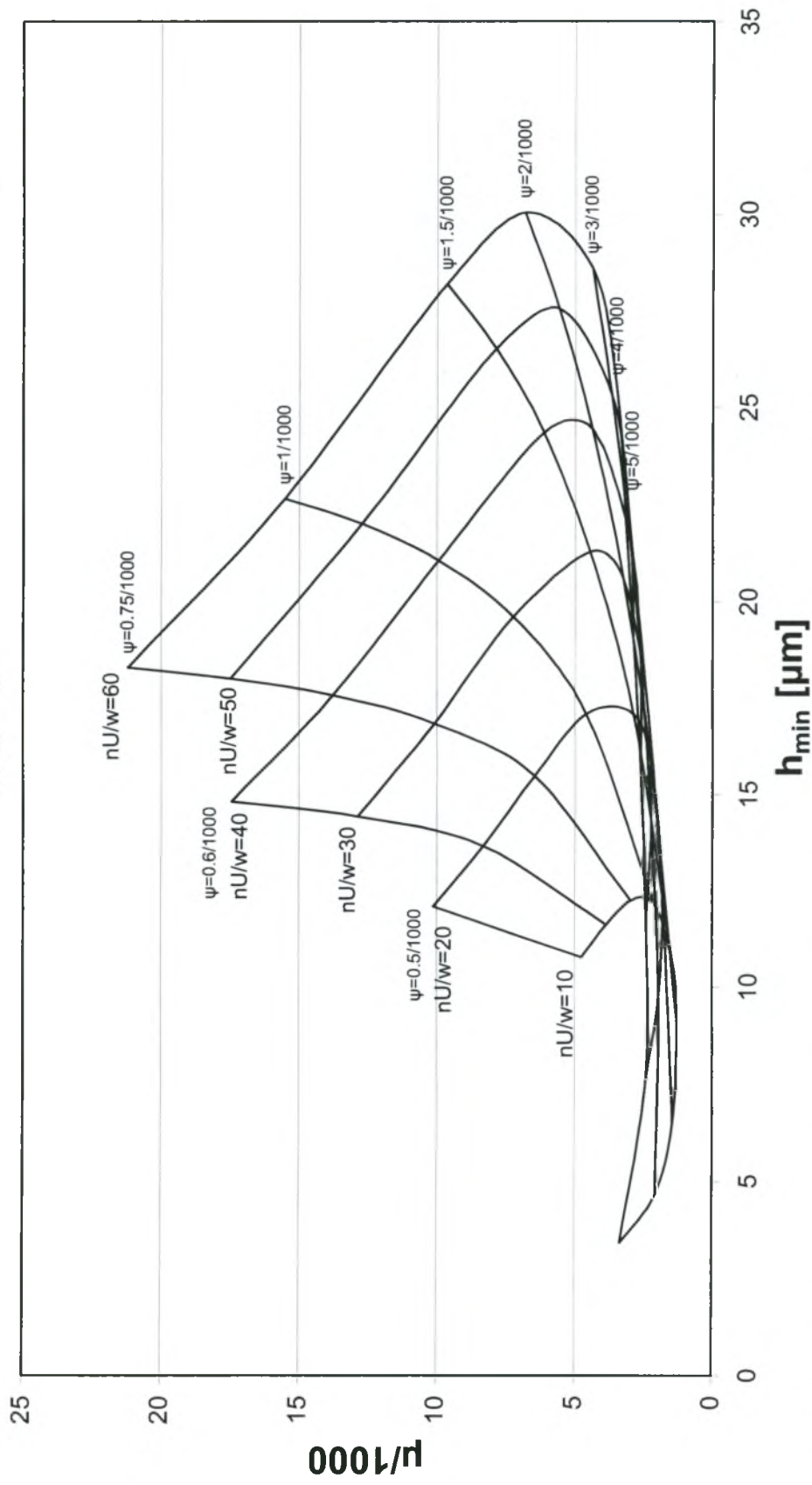
Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.6.ε:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ο κώδικας που χρησιμοποιείται δίνει για τιμή του  $h_{min}/c$  μεταξύ 0 και 0.1 ελάχιστη τιμή για τον λόγο  $\mu/\psi$  ενώ παράλληλα για τιμή του  $h_{min}/c$  που πλησιάζει στο μηδέν ο λόγος  $\mu/\psi$  αυξάνεται εκ νέου και πλησιάζει την τιμή 1
- Αν και το μοντέλο είναι αμιγώς υδροδυναμικό και ισόθερμο δίνει αποτελέσματα με αυξανόμενο συντελεστή τριβής σε περιοχές λειτουργίας πολύ μικρού πάχους λιπαντικής μεμβράνης ενδεχομένως λόγω της αύξησης της τιμής του πρώτου όρου στην σχέση της δύναμης τριβής:

$$F = \iint \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta U}{h} \right) dx dz$$

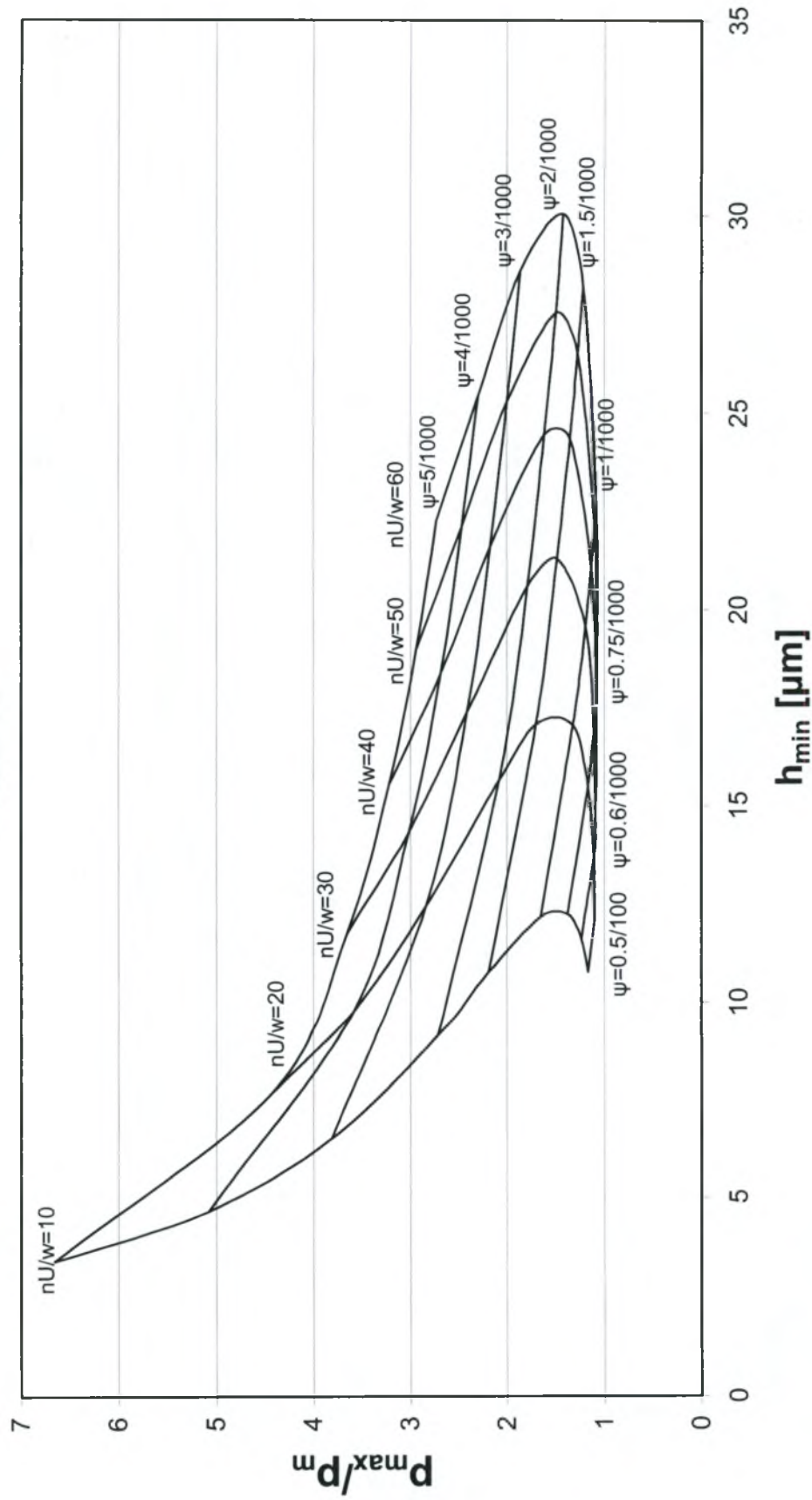
- Τα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης (σχήματα 3.6.γ και 3.6.δ) και αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 4$  δηλαδή  $S_o < 0.25$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται, στο παρόν διάγραμμα εμφανίζονται με σχετικά μικρότερη απόκλιση

$l/d=1$



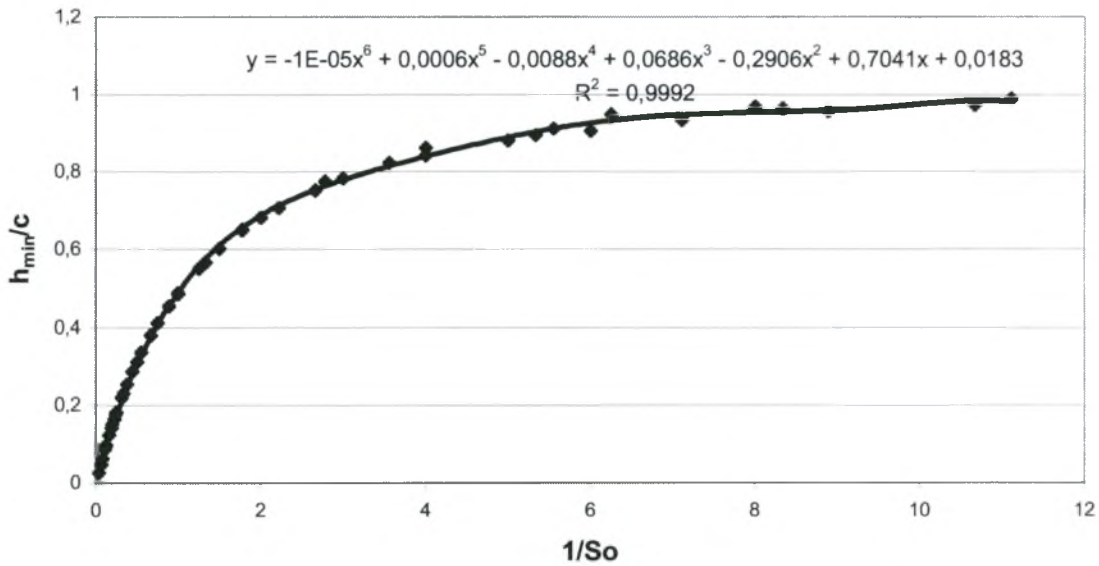
Σχήμα 3.7.α. Διάγραμμα μεταβολής υδροδυναμικού συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.5 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=1$

$l/d=1$



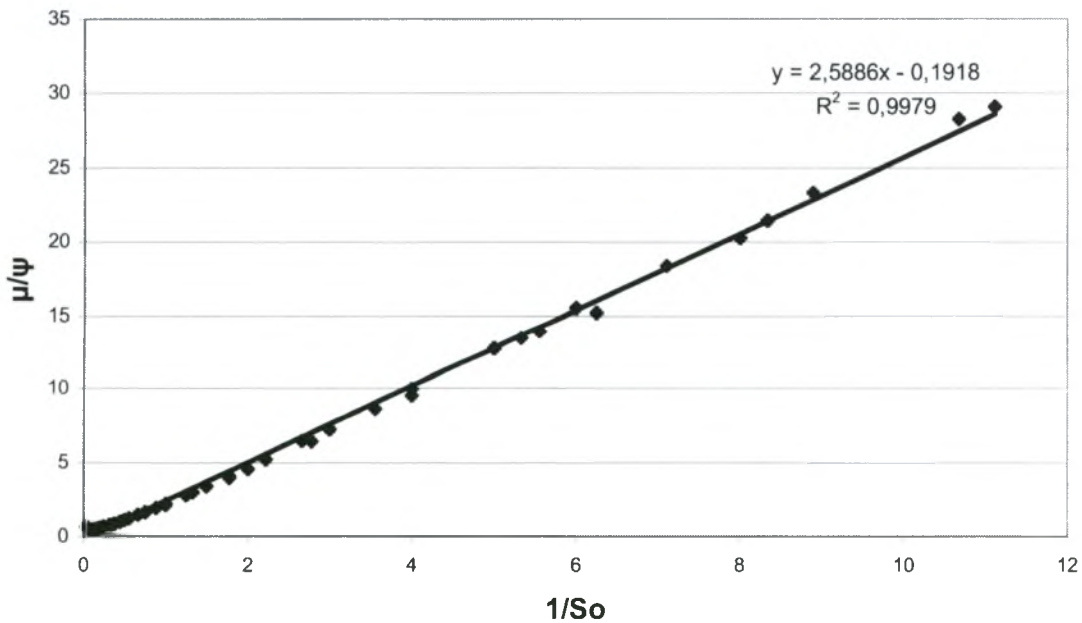
Σχήμα 3.7.β. Διάγραμμα μεταβολής λόγου πιέσεων  $P_{max}/P_m$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.5 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=1$

$l/d=1$



Σχήμα 3.7.γ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $h_{min}/c$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=1$

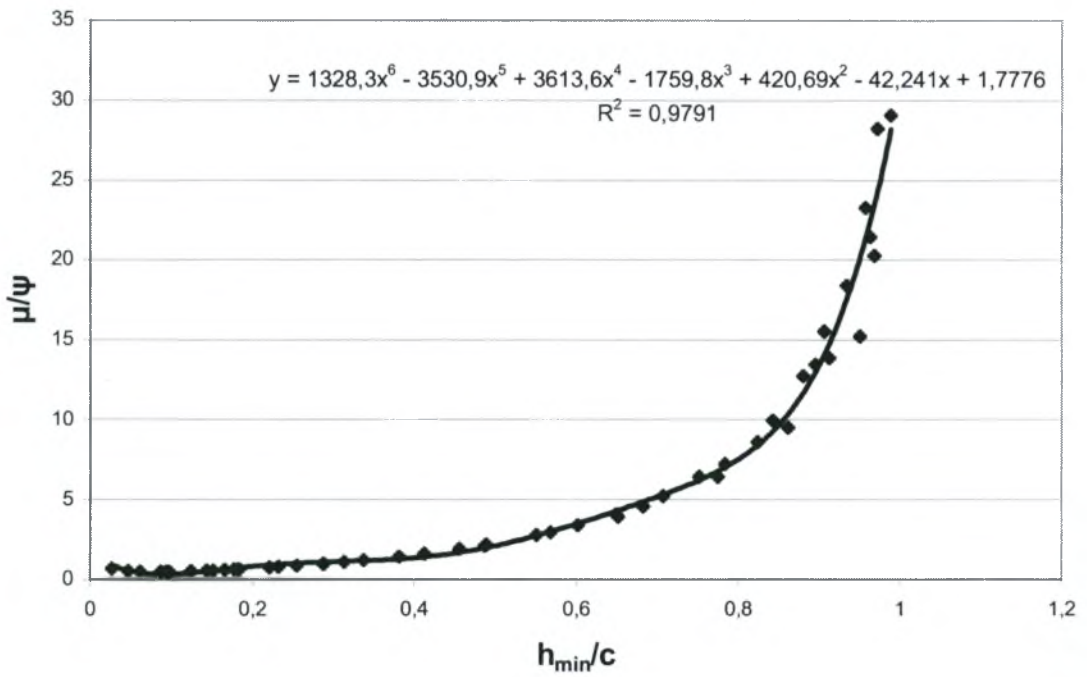
$l/d=1$



Σχήμα 3.7.δ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=1$



$$l/d=1$$



Σχήμα 3.7.ε. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον λόγο  $h_{min}/c$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=1$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.7.α:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονα χαρακτηριστικά ακρότατα αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$  και αντιτριβής  $\mu_{min}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μεγαλύτερες από  $2 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται προβληματική λειτουργία του εδράνου με μείωση της τιμής του ελάχιστου πάχους λαδιού και σύγχρονη αύξηση των απωλειών λόγω τριβής
- Για τιμές χάρης  $\psi$  μεταξύ  $3 \cdot 10^{-3}$  και  $5 \cdot 10^{-3}$  παρατηρείται αξιοσημείωτη σταθερότητα του συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με την τιμή του  $h_{min}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.7.β:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονο χαρακτηριστικό ακρότατο αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μικρότερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται σημαντική σταθερότητα της τιμής  $\rho_{max}/\rho_m < 1.2$
- Πρακτικά η ισοκατανομή πιέσεων ( $\rho_{max}/\rho_m = 1.07$ ) επιτυγχάνεται για τη χάρη  $\psi = 0.75 \cdot 10^{-3}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.7.γ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/So > 3$  δηλαδή  $So < 0.333$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται
- Το μοντέλο στις προαναφερθείσες περιοχές δεν αντιδρά με βέλτιστο τρόπο ενδεχομένως εξ' αιτίας του μη βέλτιστου καθορισμού αφ' ενός των βημάτων κατά την προσέγγιση των τιμών πάχους μεμβράνης και γωνίας ισορροπίας και αφ' ετέρου της σταθερά λαμβανόμενης τιμής των συγκριτών  $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.7.δ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με εξίσωση ευθείας με σταθερό όρο 2.59 (μικρότερο του 3)
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 3$  δηλαδή  $S_o < 0.333$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.7.ε:

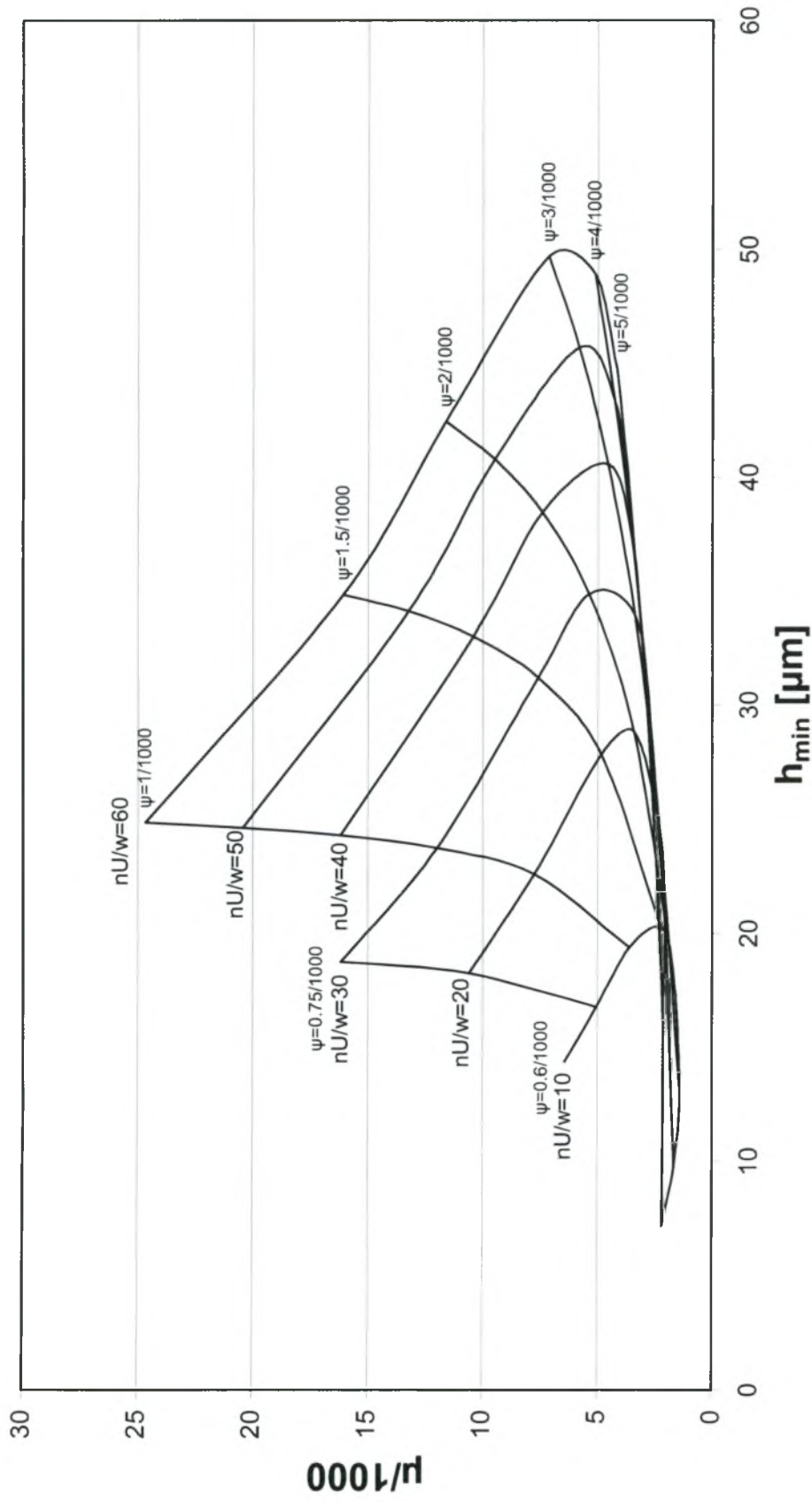
- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ο κώδικας που χρησιμοποιείται δίνει για τιμή του  $h_{min}/c$  μεταξύ 0 και 0.1 ελάχιστη τιμή για τον λόγο  $\mu/\psi$  ενώ παράλληλα για τιμή του  $h_{min}/c$  που πλησιάζει στο μηδέν ο λόγος  $\mu/\psi$  αυξάνεται εκ νέου και πλησιάζει την τιμή 1
- Αν και το μοντέλο είναι αμιγώς υδροδυναμικό και ισόθερμο δίνει αποτελέσματα με αυξανόμενο συντελεστή τριβής σε περιοχές λειτουργίας πολύ μικρού πάχους λιπαντικής μεμβράνης ενδεχομένως λόγω της αύξησης της τιμής του πρώτου όρου στην σχέση της δύναμης τριβής:

$$F = \iint \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta U}{h} \right) dx dz$$

- Τα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης (σχήματα 3.7.γ και 3.7.δ) και αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 3$  δηλαδή  $S_o < 0.333$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται, στο παρόν διάγραμμα εμφανίζονται με σχετικά μικρότερη απόκλιση

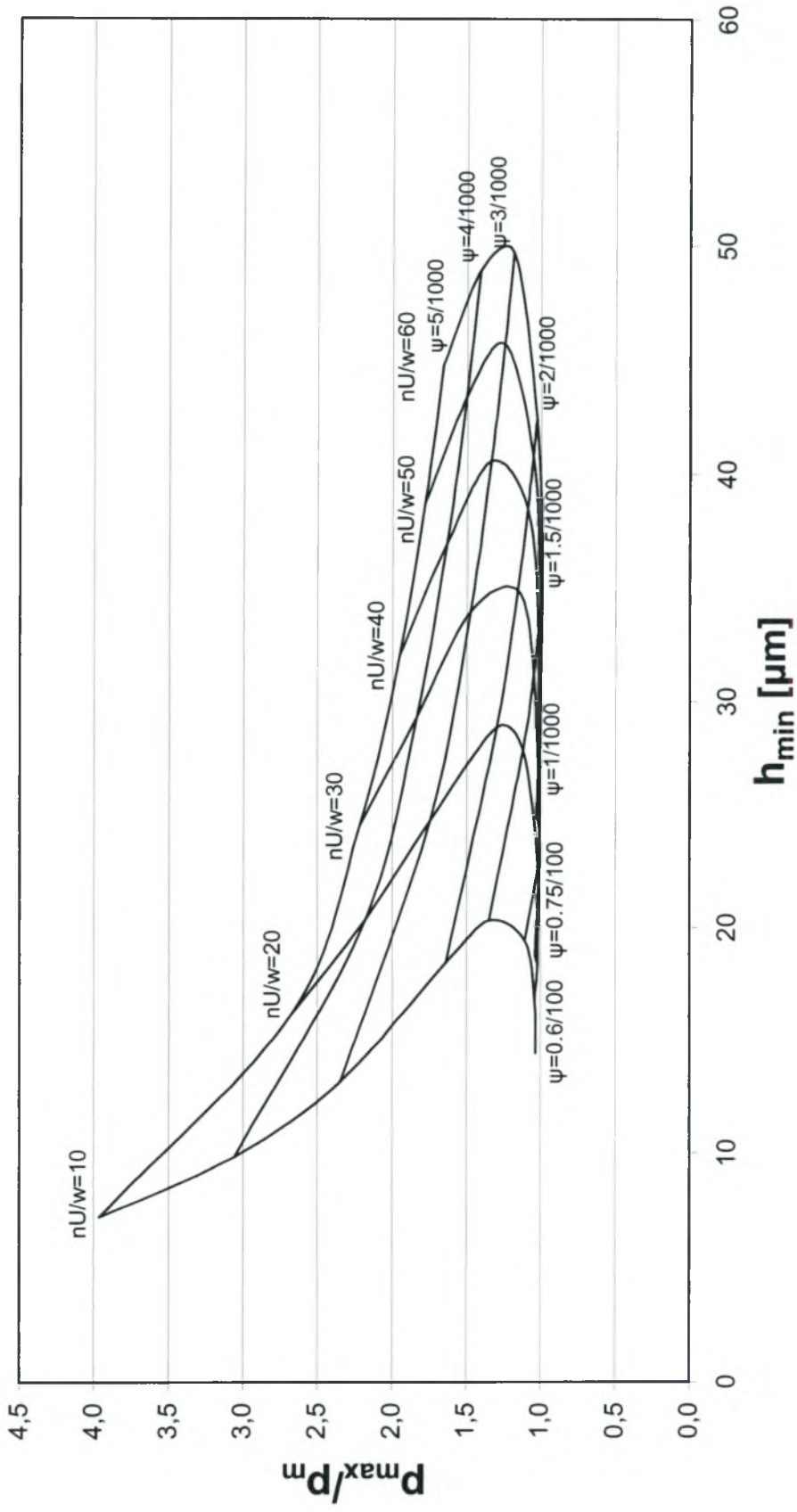


$l/d=1.5$



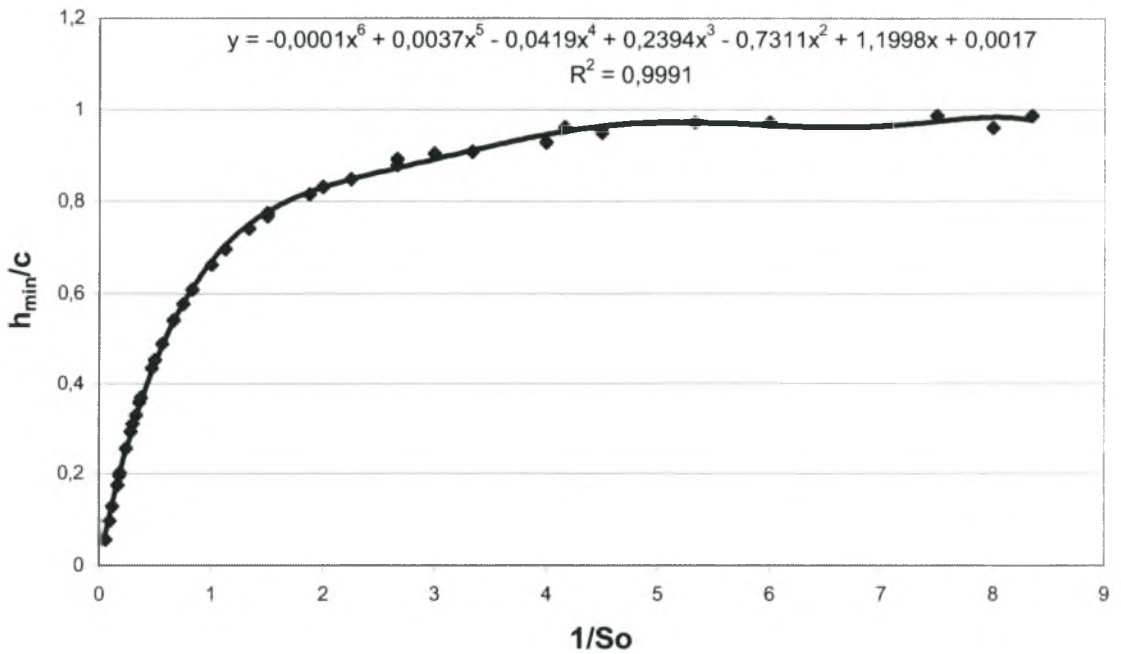
Σχήμα 3.8.α. Διάγραμμα μεταβολής υδροδυναμικού συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.6 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=1.5$

$l/d=1.5$



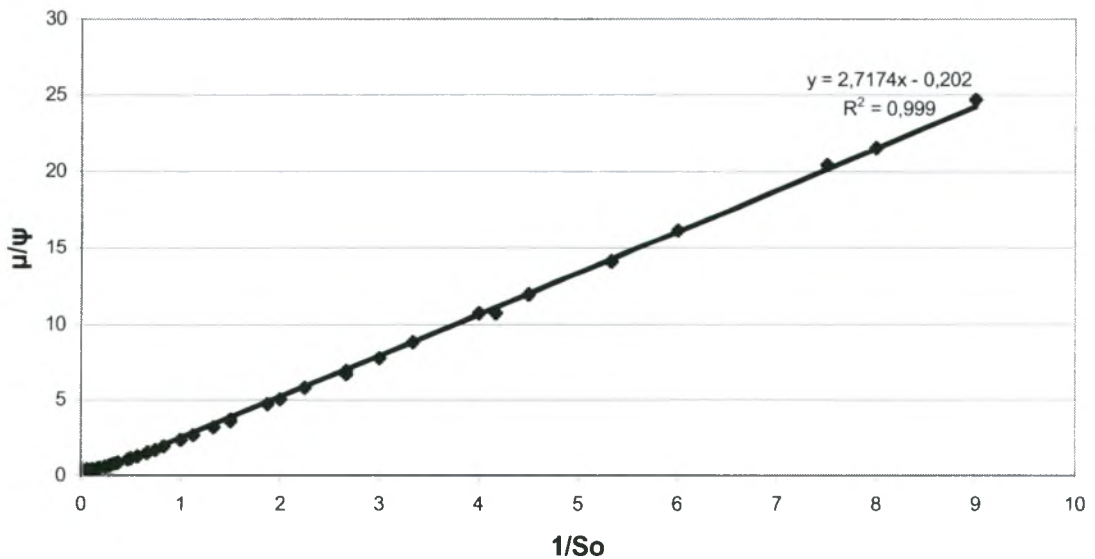
Σχήμα 3.8.β. Διάγραμμα μεταβολής λόγου πιέσεων  $P_{max}/P_m$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.6 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=1.5$

$l/d=1.5$



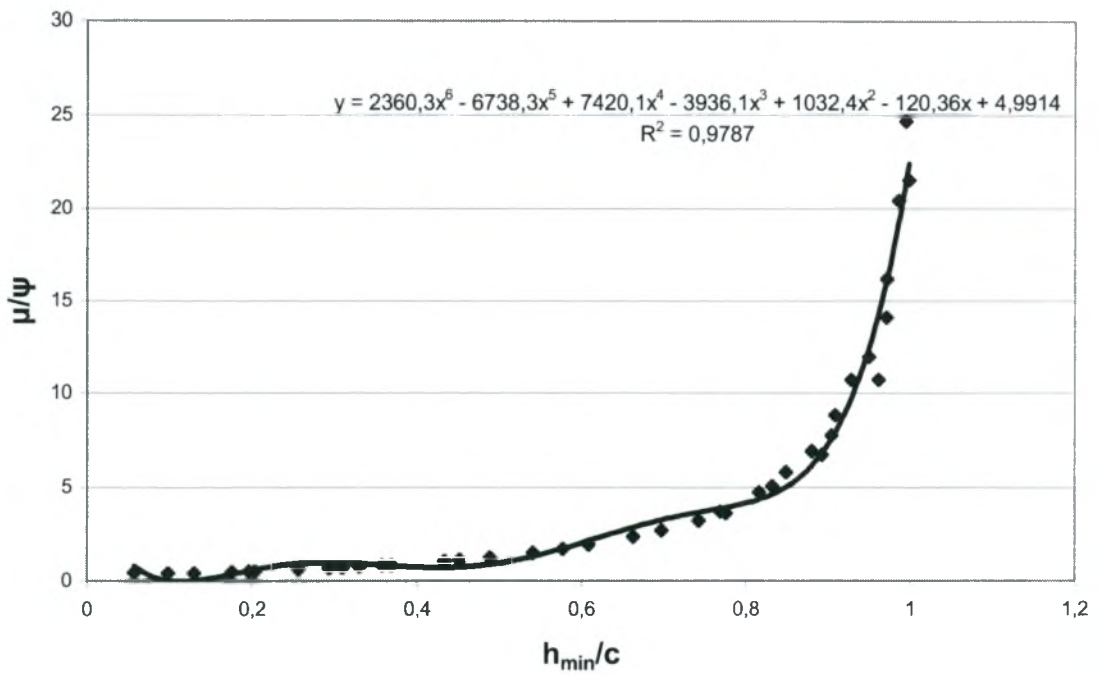
Σχήμα 3.8.γ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $h_{min}/c$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=1.5$

$l/d=1.5$



Σχήμα 3.8.δ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=1.5$

$l/d=1.5$



Σχήμα 3.8.ε. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον λόγο  $h_{min}/c$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=1.5$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.8.α:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονα χαρακτηριστικά ακρότατα αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$  και αντιτριβής  $\mu_{min}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μεγαλύτερες από  $3 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται προβληματική λειτουργία του εδράνου με μείωση της τιμής του ελάχιστου πάχους λαδιού και σύγχρονη αύξηση των απωλειών λόγω τριβής
- Για τιμές χάρης  $\psi$  μεταξύ  $4 \cdot 10^{-3}$  και  $5 \cdot 10^{-3}$  παρατηρείται αξιοσημείωτη σταθερότητα του συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με την τιμή του  $h_{min}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.8.β:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονο χαρακτηριστικό ακρότατο αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μικρότερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται σημαντική σταθερότητα της τιμής  $\rho_{max}/\rho_m < 1.05$
- Πρακτικά η ισοκατανομή πιέσεων ( $\rho_{max}/\rho_m = 1.01$ ) επιτυγχάνεται για τη χάρη  $\psi = 1 \cdot 10^{-3}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.8.γ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/So > 2$  δηλαδή  $So < 0.50$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται
- Το μοντέλο στις προαναφερθείσες περιοχές δεν αντιδρά με βέλτιστο τρόπο ενδεχομένως εξ' αιτίας του μη βέλτιστου καθορισμού αφ' ενός των βημάτων κατά την προσέγγιση των τιμών πάχους μεμβράνης και γωνίας ισορροπίας και αφ' ετέρου της σταθερά λαμβανόμενης τιμής των συγκριτών  $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.8.δ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με εξίσωση ευθείας με σταθερό όρο 2.72 (μικρότερο του 3)
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 2$  δηλαδή  $S_o < 0.50$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται

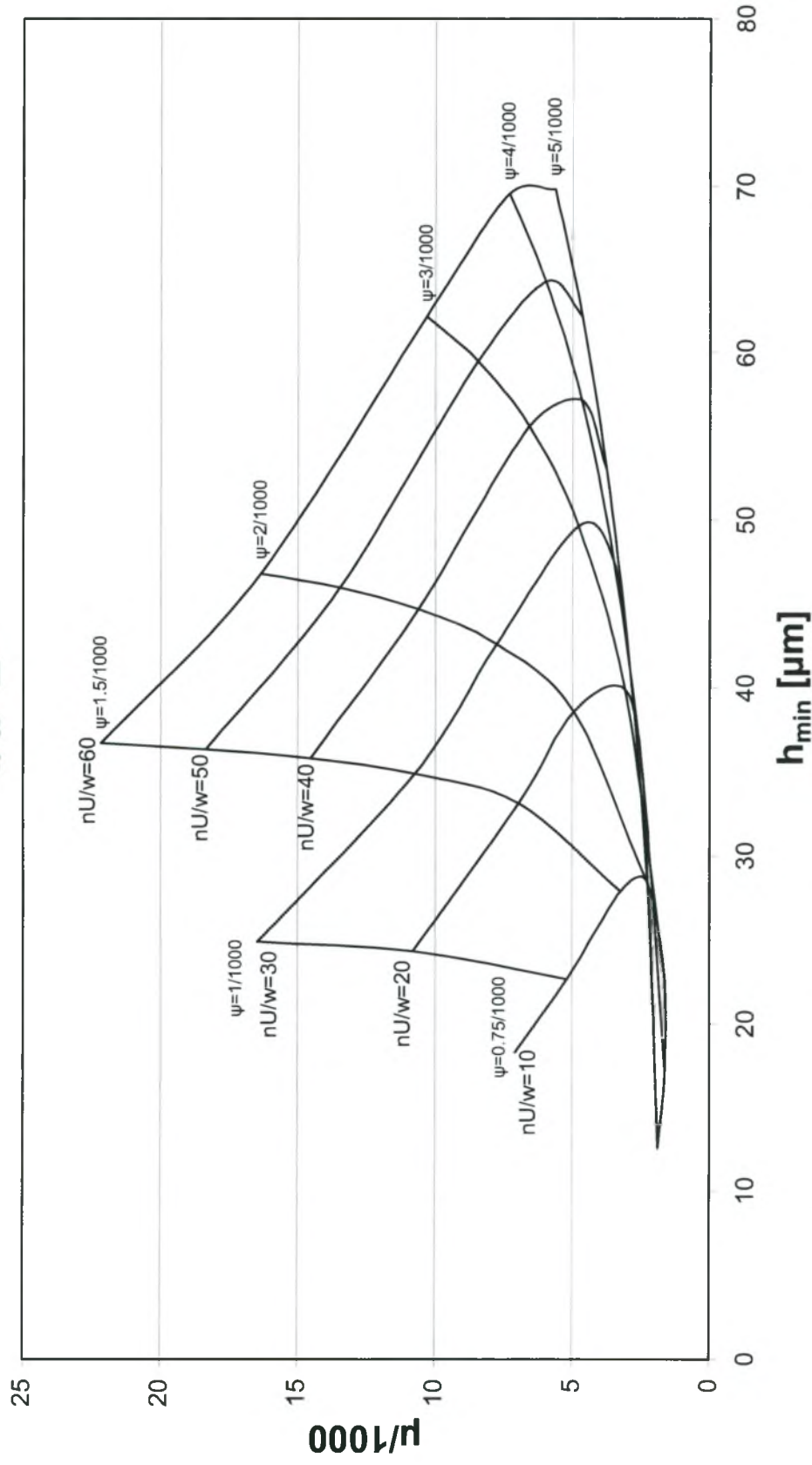
Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.8.ε:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ο κώδικας που χρησιμοποιείται δίνει για τιμή του  $h_{min}/c$  μεταξύ 0 και 0.1 ελάχιστη τιμή για τον λόγο  $\mu/\psi$  ενώ παράλληλα για τιμή του  $h_{min}/c$  που πλησιάζει στο μηδέν ο λόγος  $\mu/\psi$  αυξάνεται εκ νέου και πλησιάζει την τιμή 1
- Αν και το μοντέλο είναι αμιγώς υδροδυναμικό και ισόθερμο δίνει αποτελέσματα με αυξανόμενο συντελεστή τριβής σε περιοχές λειτουργίας πολύ μικρού πάχους λιπαντικής μεμβράνης ενδεχομένως λόγω της αύξησης της τιμής του πρώτου όρου στην σχέση της δύναμης τριβής:

$$F = \iint \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta U}{h} \right) dx dz$$

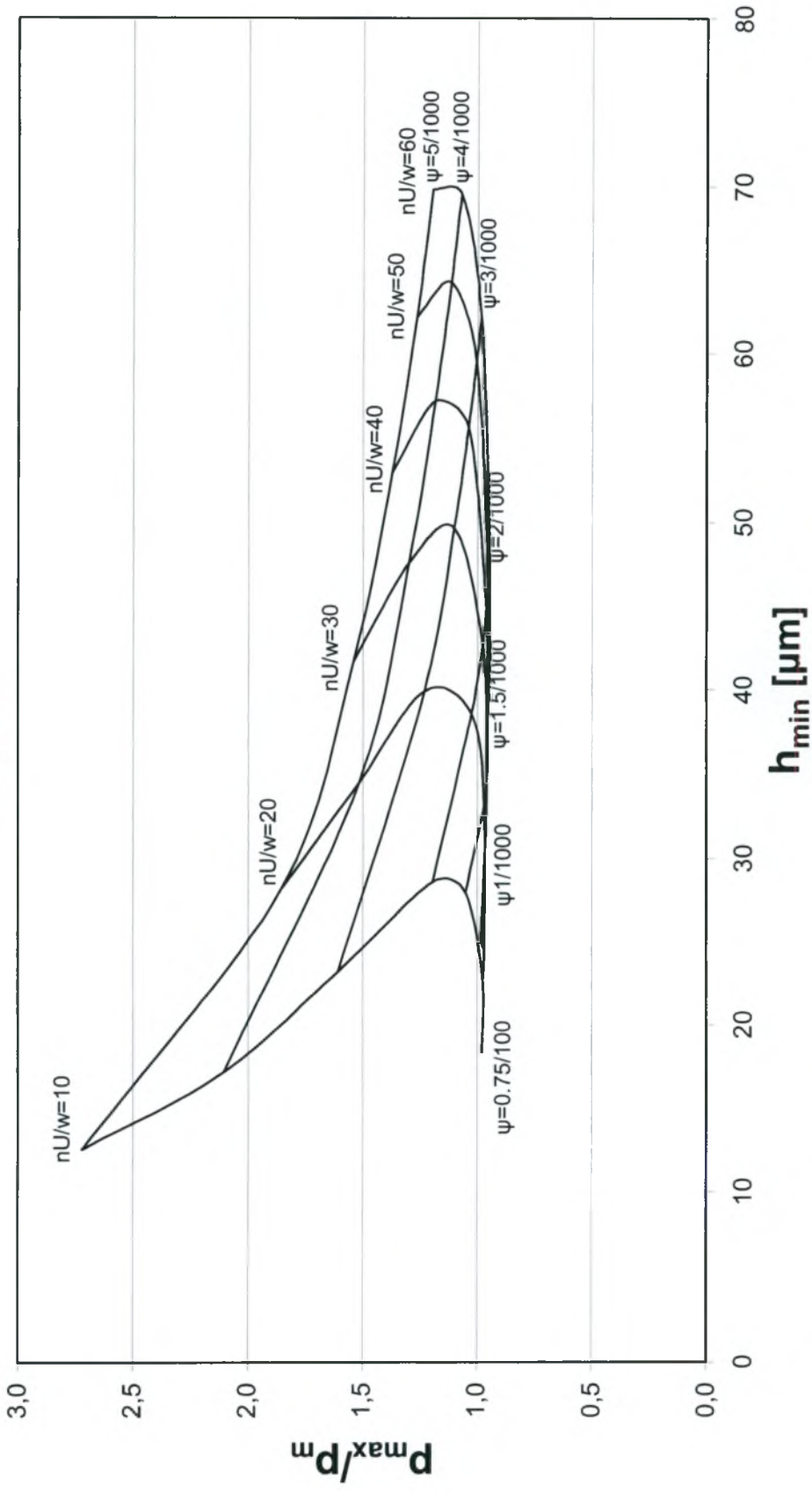
- Τα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης (σχήματα 3.8.γ και 3.8.δ) και αφορούν σε τιμές  $1/S_o > 2$  δηλαδή  $S_o < 0.50$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται, στο παρόν διάγραμμα εμφανίζονται με σχετικά μικρότερη απόκλιση

$l/d=2$



Σχήμα 3.9.α. Διάγραμμα μεταβολής υδροδυναμικού συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.75 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=2$

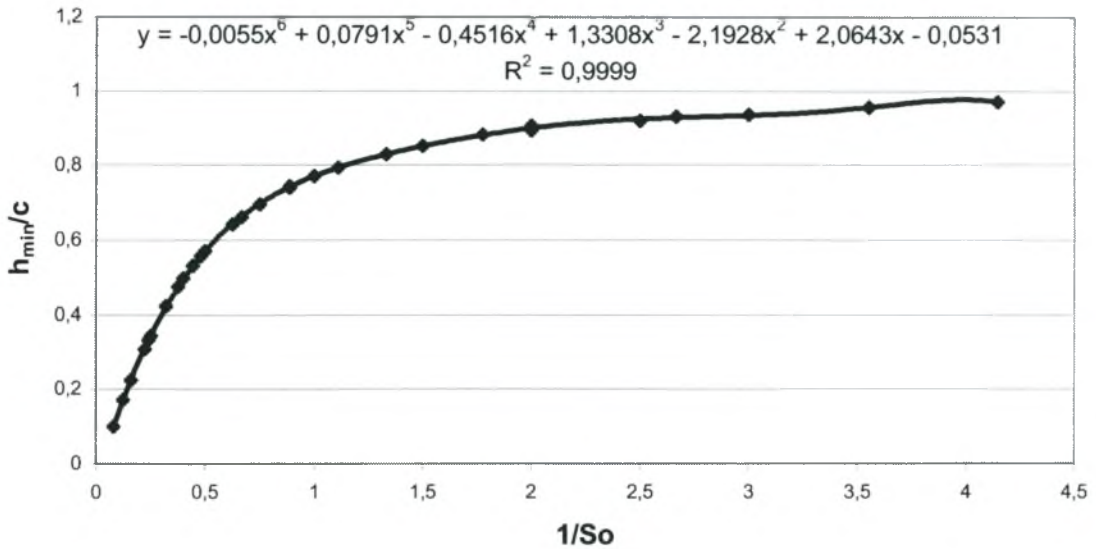
$l/d=2$



Σχήμα 3.9.β. Διάγραμμα μεταβολής λόγου πιέσεων  $P_{max}/p_m$  σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης  $h_{min}$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.75 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$  για  $l/d=2$

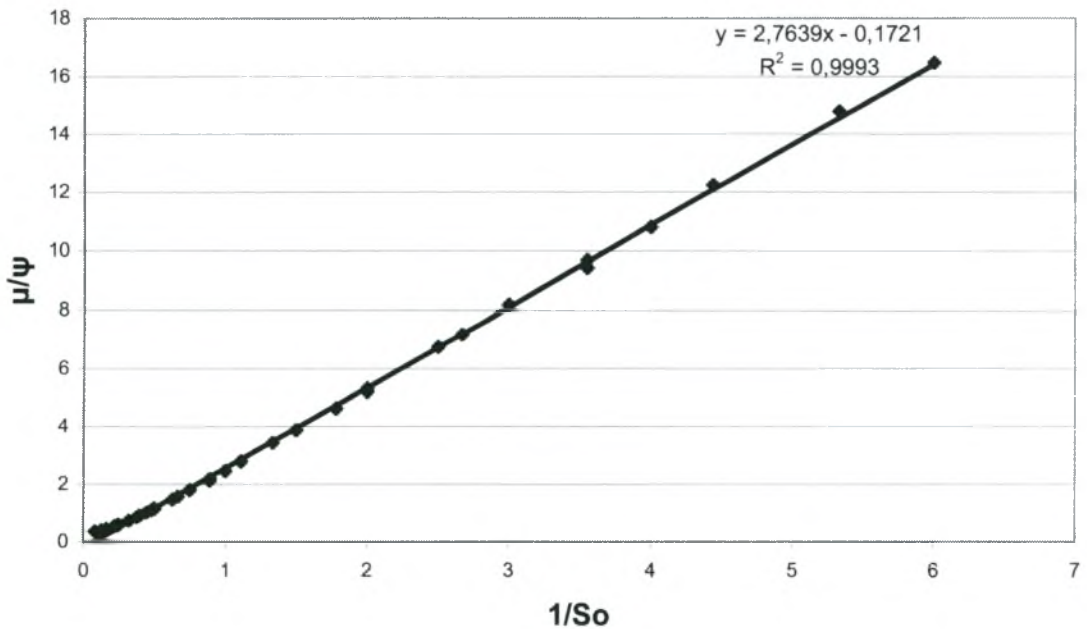


$l/d=2$



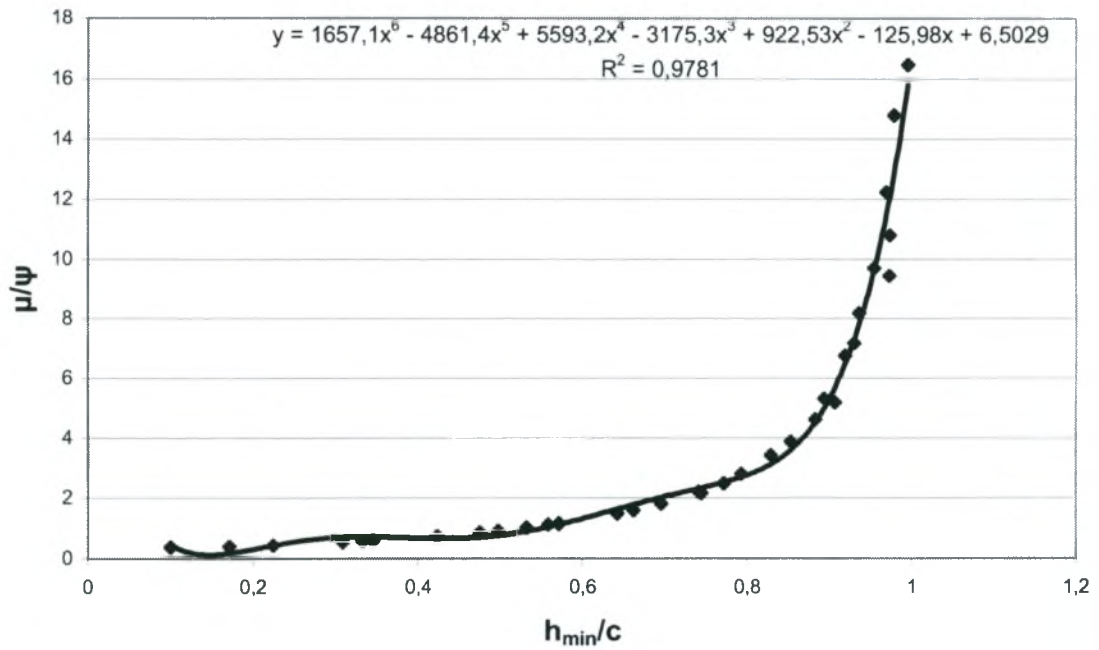
Σχήμα 3.9.γ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $h_{min}/c$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=2$

$l/d=2$



Σχήμα 3.9.δ. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον αντίστροφο του αριθμού Sommerfeld  $So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=2$

$l/d=2$



Σχήμα 3.9.ε. Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον λόγο  $h_{min}/c$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d=2$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.9.α:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονα χαρακτηριστικά ακρότατα αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$  και αντιτριβής  $\mu_{min}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μεγαλύτερες από  $4 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται προβληματική λειτουργία του εδράνου με μείωση της τιμής του ελάχιστου πάχους λαδιού και σύγχρονη αύξηση των απωλειών λόγω τριβής
- Για χάρη  $\psi 5 \cdot 10^{-3}$  παρατηρείται αξιοσημείωτη σταθερότητα του συντελεστή τριβής  $\mu$  σε σχέση με την τιμή του  $h_{min}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.9.β:

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας εμφανίζουν έντονο χαρακτηριστικό ακρότατο αντιφθοράς  $(h_{min})_{max}$
- Γενικά για τιμές χάρης  $\psi$  μικρότερες από  $1 \cdot 10^{-3}$  εμφανίζεται σημαντική σταθερότητα της τιμής  $\rho_{max}/\rho_m < 1$
- Πρακτικά η ισοκατανομή πιέσεων ( $\rho_{max}/\rho_m = 1$ ) επιτυγχάνεται για χάρη  $\psi = 3 \cdot 10^{-3}$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.9.γ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/So > 2$  δηλαδή  $So < 0.50$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται
- Το μοντέλο στις προαναφερθείσες περιοχές δεν αντιδρά με βέλτιστο τρόπο ενδεχομένως εξ' αιτίας του μη βέλτιστου καθορισμού αφ' ενός των βημάτων κατά την προσέγγιση των τιμών πάχους μεμβράνης και γωνίας ισορροπίας και αφ' ετέρου της σταθερά λαμβανόμενης τιμής των συγκριτών  $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.9.δ:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με εξίσωση ευθείας με σταθερό όρο 2.76 (μικρότερο του 3)
- Ορισμένα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης αφορούν σε τιμές  $1/So > 2$  δηλαδή  $So < 0.50$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.9.ε:

- Παρατηρείται μια άριστη συμφωνία των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου με πολυώνυμο 6<sup>ου</sup> βαθμού
- Ο κώδικας που χρησιμοποιείται δίνει για τιμή του  $h_{min}/c$  μεταξύ 0 και 0.1 ελάχιστη τιμή για τον λόγο  $\mu/\psi$  ενώ παράλληλα για τιμή του  $h_{min}/c$  που πλησιάζει στο μηδέν ο λόγος  $\mu/\psi$  αυξάνεται εκ νέου και πλησιάζει την τιμή 1
- Αν και το μοντέλο είναι αμιγώς υδροδυναμικό και ισόθερμο δίνει αποτελέσματα με αυξανόμενο συντελεστή τριβής σε περιοχές λειτουργίας πολύ μικρού πάχους λιπαντικής μεμβράνης ενδεχομένως λόγω της αύξησης της τιμής του πρώτου όρου στην σχέση της δύναμης τριβής:

$$F = \iint \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta U}{h} \right) dx dz$$

- Τα σημεία που βρίσκονται εμφανώς εκτός καμπύλης (σχήματα 3.9.γ και 3.9.δ) και αφορούν σε τιμές  $1/So > 2$  δηλαδή  $So < 0.50$  που αντιστοιχεί σε περιοχή πολύ ισχυρών φορτίων η οποία σύμφωνα με τις προδιαγραφές πρέπει να αποφεύγεται, στο παρόν διάγραμμα εμφανίζονται με σχετικά μικρότερη απόκλιση

### 3.2 ΚΑΤΑΝΟΜΕΣ ΠΙΕΣΕΩΝ

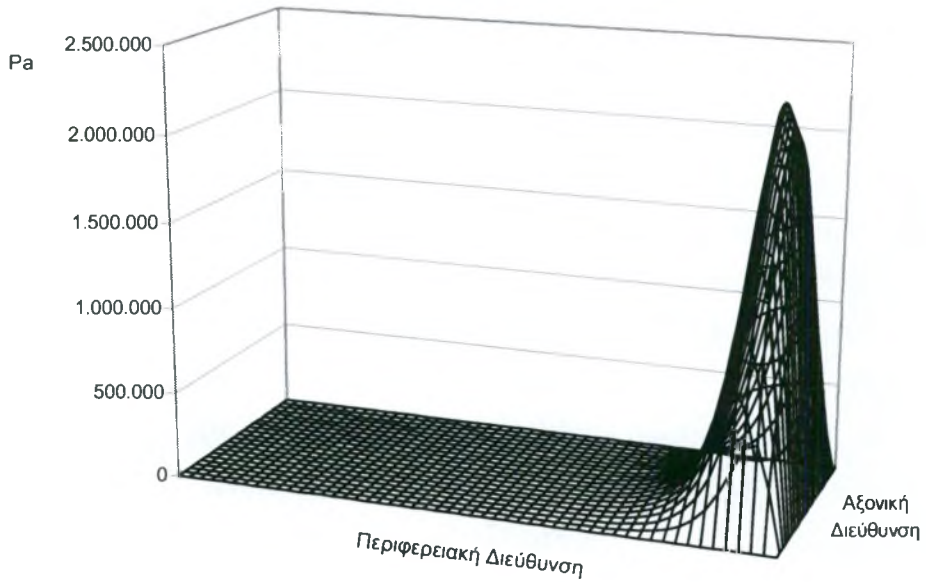
Με το μοντέλο Lubra όπως ήδη έχει προαναφερθεί υπολογίζεται το πεδίο υδροδυναμικών πιέσεων που δημιουργείται κατά τη λειτουργία το εδράνου. Το πεδίο αυτό καλείται να εξισορροπήσει το φορτίο του ΕΕΟ.

Συνηθίζεται η απεικόνιση του πεδίου των πιέσεων 3D να αναφέρεται στο ανάπτυσμα της ενεργού περιοχής του εδράνου, δηλαδή σε ανάπτυσμα ημιεδράνου (ημιπερικλειόμενο έδρανο).

Η σύγκριση διαγραμμάτων κατανομών υδροδυναμικών πιέσεων, ακόμη και για το ίδιο έδρανο αλλά σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας παρουσιάζει ενδιαφέρον κυρίως ως προς τη μορφή και δευτερευόντως ως προς την μέγιστη τιμή της πίεσης και τούτο διότι στην πραγματικότητα επάνω στο ημικυλινδρικό ημιέδρανο υπάρχουν περιοχές πιέσεων που αλληλοαναιρούνται.

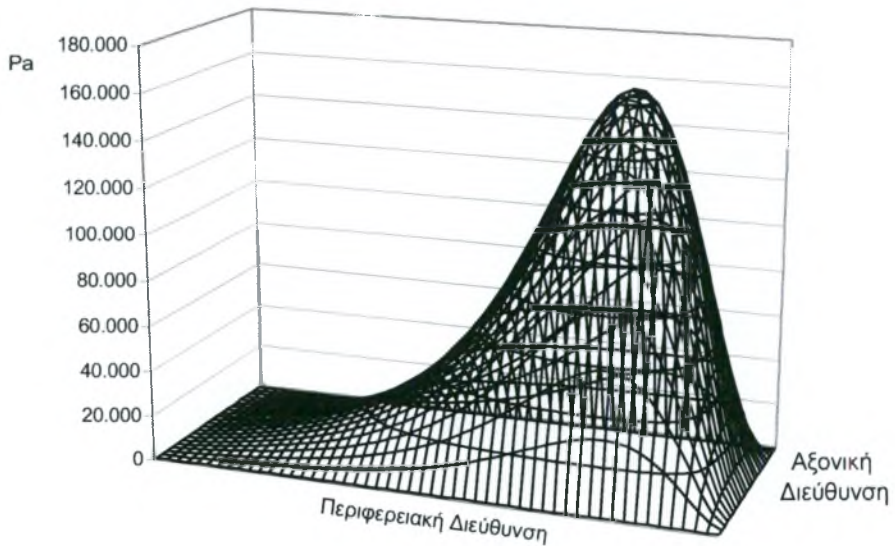
Για να γίνει προφανής η μεταβολή των προαναφερθέντων διαγραμμάτων συναρτήσει του βασικού γεωμετρικού χαρακτηριστικού  $l/d$  έγινε επιλογή τεσσάρων χαρακτηριστικών τιμών. Η τιμή  $l/d=0.2$  μπορεί να προσεγγίσει το έδρανο ελαχίστου μήκους, οι τιμές  $l/d=0.446$  και  $l/d=0.6$  το μεγαλύτερο ποσοστό των υδροδυναμικών εδράνων σε χρήση και η τιμή  $l/d=0.8$  το έδρανο μεγάλου μήκους. Συγχρόνως η επιλογή συγκεκριμένων τιμών χάρης  $\psi$  δηλαδή οι μεγάλες τιμές χάρης για μικρό μήκος εδράνου και οι μικρές τιμές χάρης για μεγάλο μήκος εδράνου τονίζουν ακόμη περισσότερο την ποιοτική διαφορά των διαγραμμάτων που φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν:

Κατανομή Πίεσεων για  $l/d=0.2$



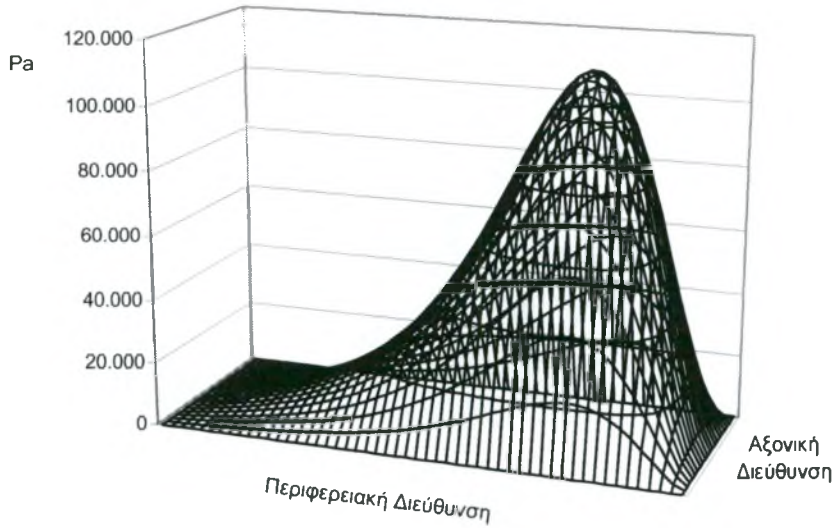
Σχήμα 3.10 Κατανομή πιέσεων πάνω στο ανάπτυγμα ενεργού περιοχής ημιεδράνου για  $l/d=0.2$  με χάρη  $\psi=2 \cdot 10^{-3}$  και ταχύτητα  $U=3000 \text{ mm/sec}$

Κατανομή Πίεσεων για  $l/d=0.446$



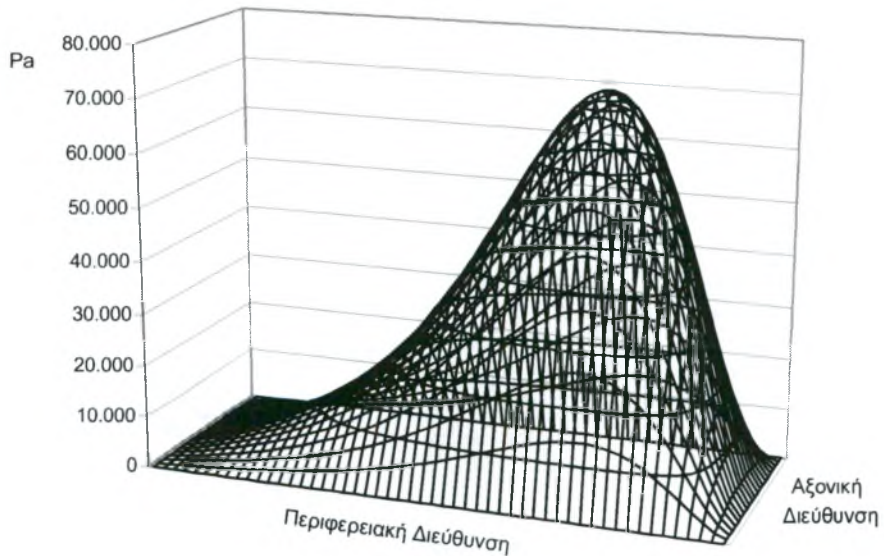
Σχήμα 3.11 Κατανομή πιέσεων πάνω στο ανάπτυγμα ενεργού περιοχής ημιεδράνου για  $l/d=0.446$  με χάρη  $\psi=0.5 \cdot 10^{-3}$  και ταχύτητα  $U=3000 \text{ mm/sec}$

Κατανομή Πιέσεων για  $l/d=0.6$



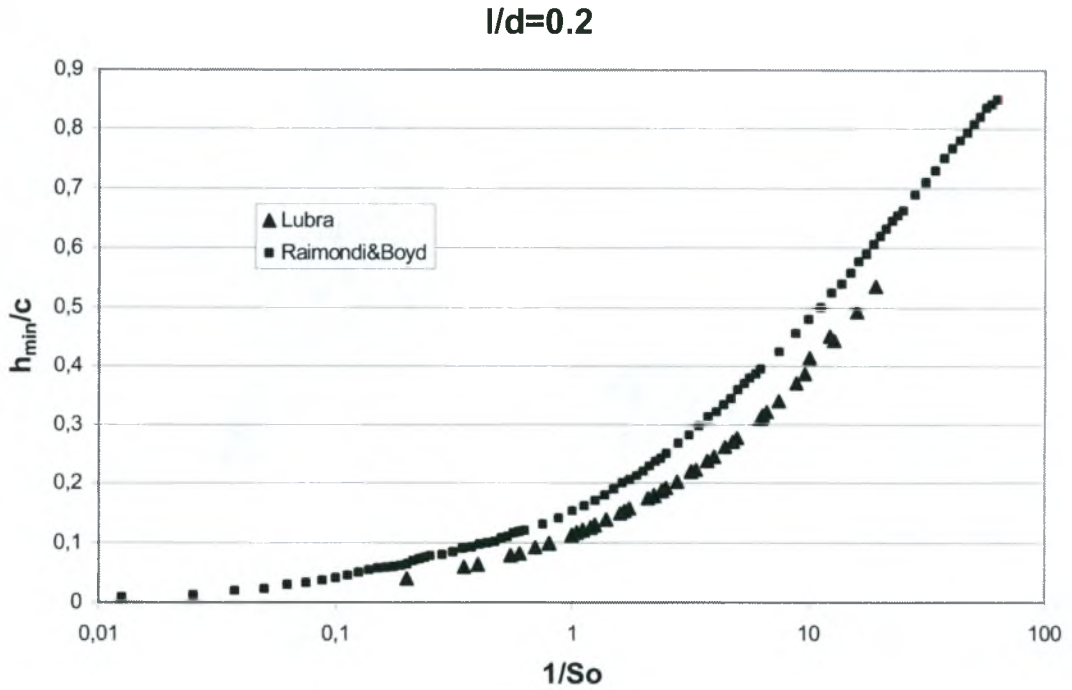
Σχήμα 3.12 Κατανομή πιέσεων πάνω στο ανάπτυγμα ενεργού περιοχής ημιεδράνου για  $l/d=0.6$  με χάρη  $\psi=0.75 \cdot 10^{-3}$  και ταχύτητα  $U=3000 \text{ mm/sec}$

Κατανομή Πιέσεων για  $l/d=0.8$

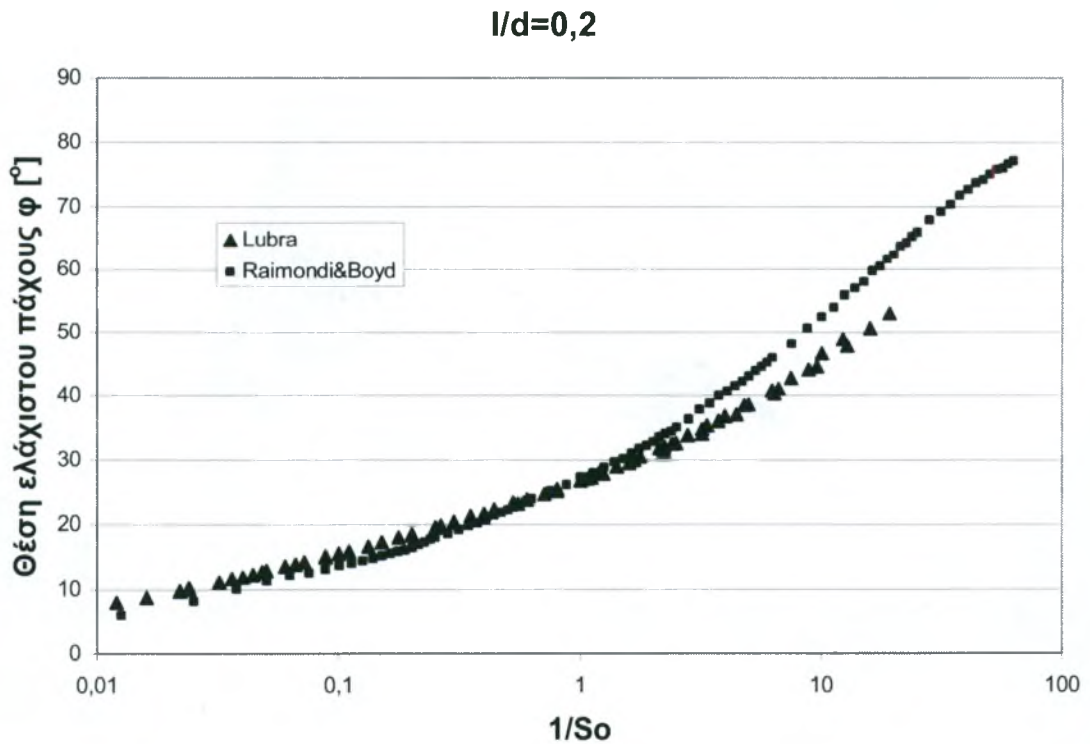


Σχήμα 3.13 Κατανομή πιέσεων πάνω στο ανάπτυγμα ενεργού περιοχής ημιεδράνου για  $l/d=0.8$  με χάρη  $\psi=1 \cdot 10^{-3}$  και ταχύτητα  $U=3000 \text{ mm/sec}$

### 3.3 ΣΥΓΚΡΙΣΗ LUBRA ΜΕ BOYD-RAIMONDI

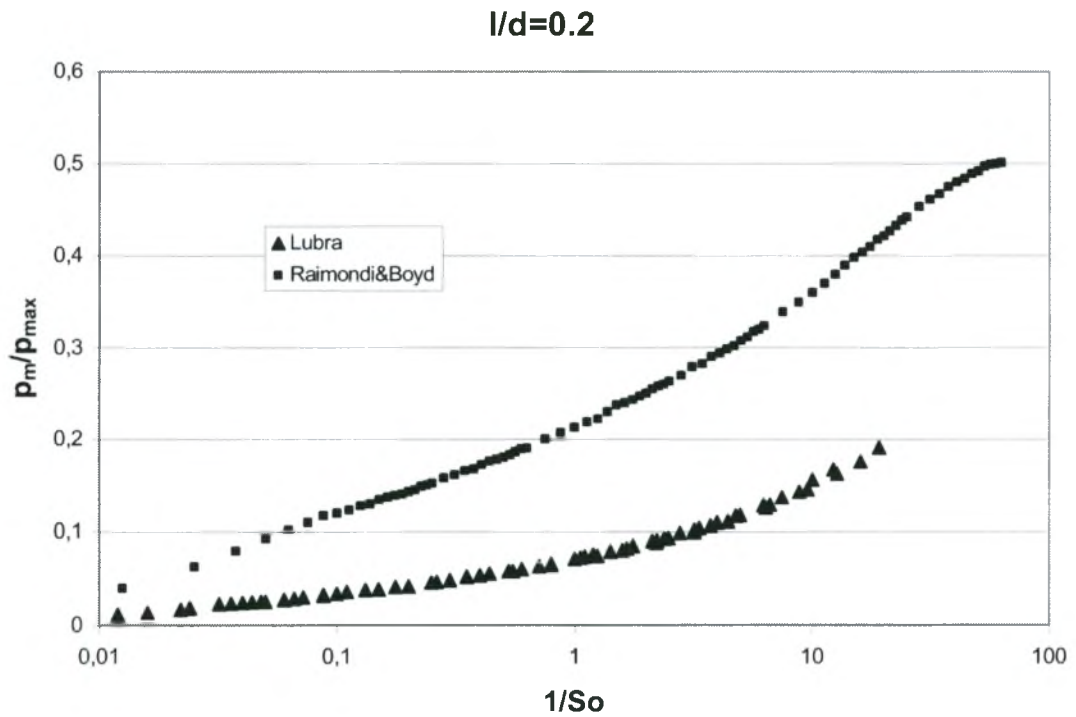


Σχήμα 3.14.α Σύγκριση καμπυλών  $h_{min}/c - 1/S_o$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα

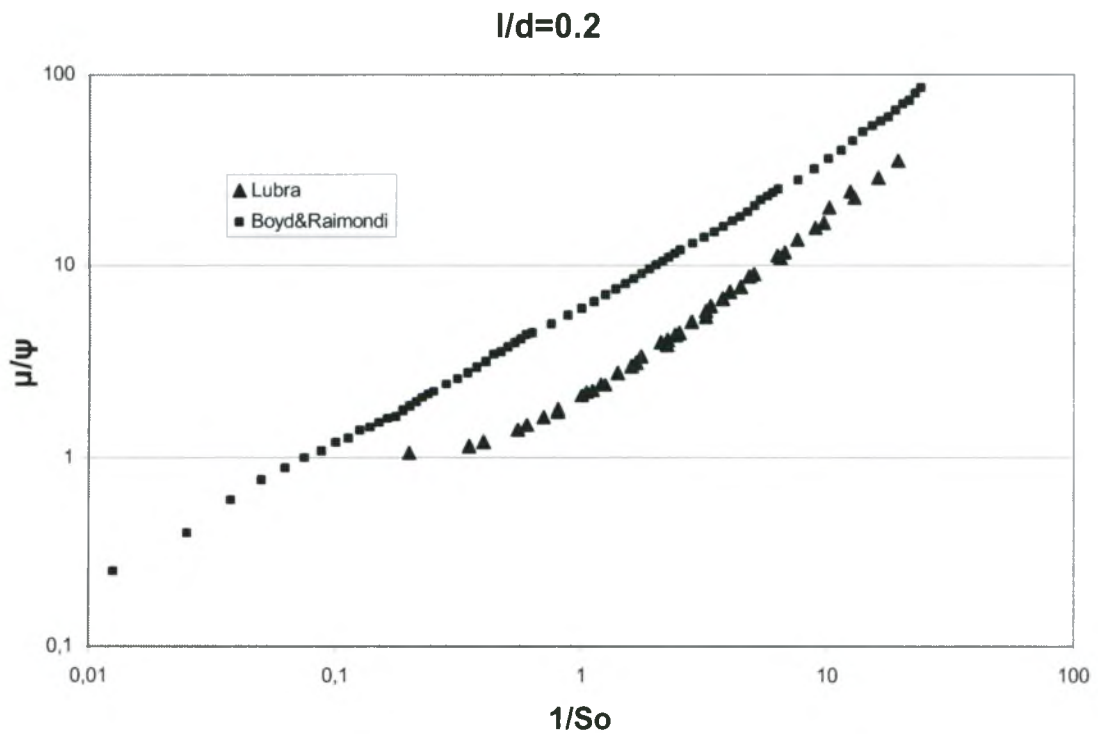


Σχήμα 3.14.β Σύγκριση καμπυλών  $\phi - 1/S_o$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα.





Σχήμα 3.14.γ Σύγκριση καμπυλών  $p_m/p_{max} - 1/So$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα



Σχήμα 3.14.δ Σύγκριση καμπυλών  $\mu/\psi - 1/So$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.14.α:

- Γενικά παρατηρείται υπερεκτίμηση της τιμής του ελάχιστου πάχους της λιπαντικής μεμβράνης με το μοντέλο Raimondi-Boyd

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.14.β:

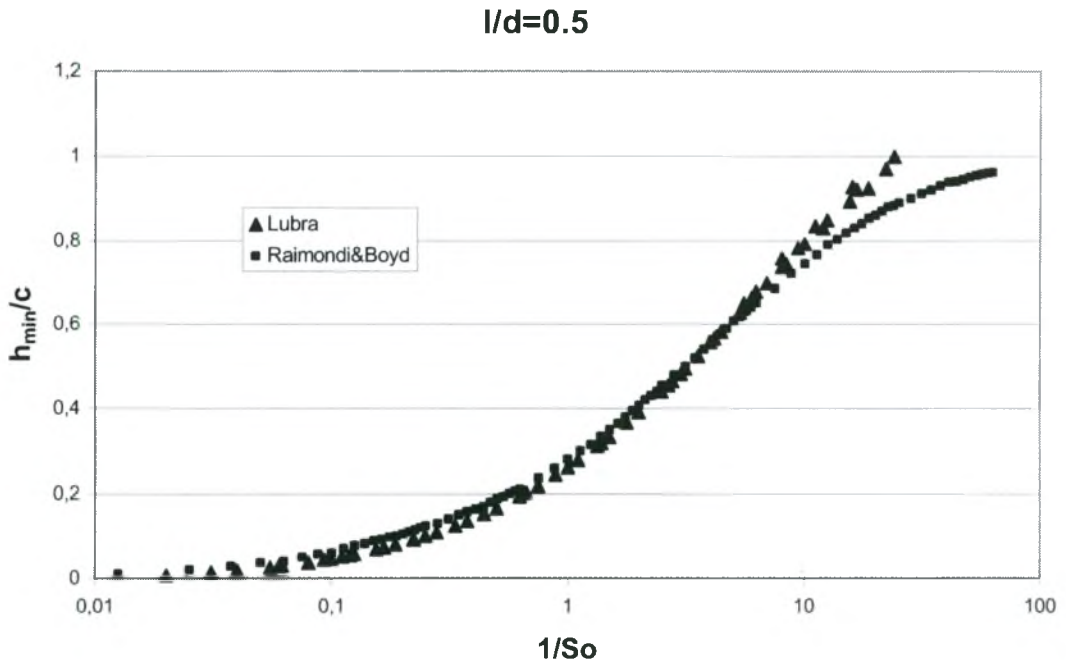
- Γενικά παρατηρείται υπερεκτίμηση της γωνίας ισορροπίας με το μοντέλο Lubra σε λειτουργία ισχυρών φορτίων και υποεκτίμηση σε λειτουργία αυξημένων ταχυτήτων
- Τα δυο μοντέλα συγκλίνουν για τιμές  $1/S_0$  στην περιοχή της μονάδας

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.14.γ:

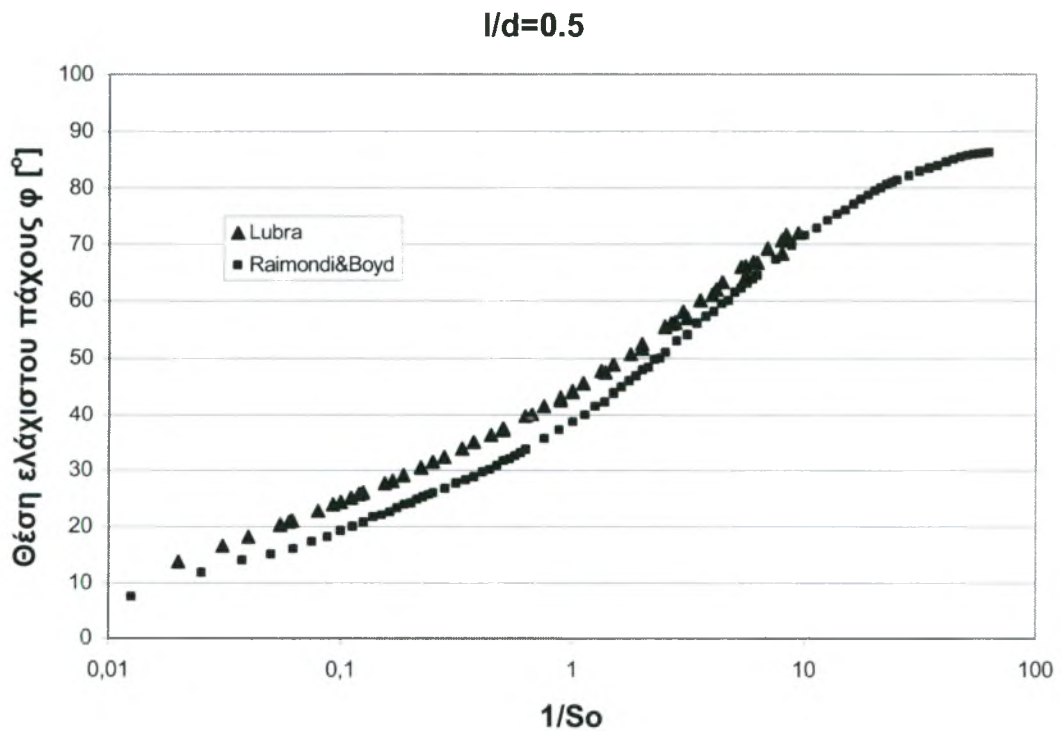
- Γενικά το μοντέλο Lubra δίνει αιχμηρότερες κατανομές πιέσεων.
- Το μοντέλο Raimondi-Boyd τείνει ασυμπτωτικά σε μια τιμή περίπου 0.50 ενώ το μοντέλο Lubra είναι πολύ ευαίσθητο για γεωμετρία εδράνου που πλησιάζει αυτή του εδράνου μηδενικού μήκους

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.14.δ:

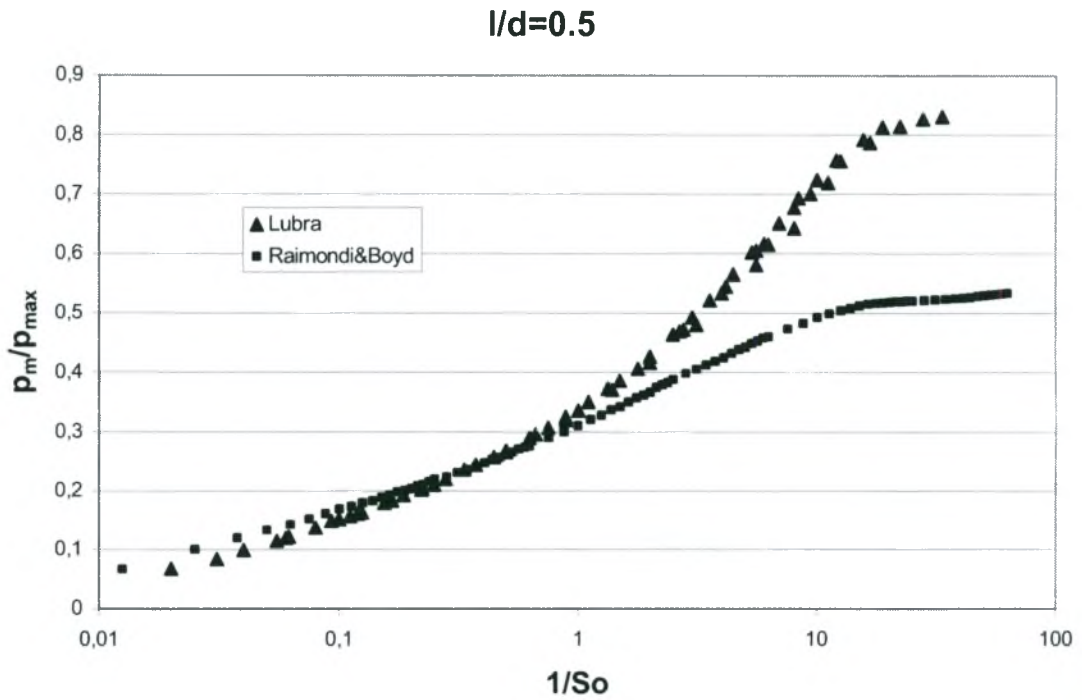
- Υπάρχει έντονη διαφοροποίηση των τάσεων των δυο μοντέλων με το μοντέλο Raimondi-Boyd να δίνει σαφώς μεγαλύτερες τιμές του συντελεστή τριβής
- Ο εξαγόμενος παράγων τριβής  $k$  είναι της τάξης του 3.40 για το μοντέλο του Raimondi-Boyd ενώ αντίστοιχα της τάξης του 1.80 για το μοντέλο Lubra



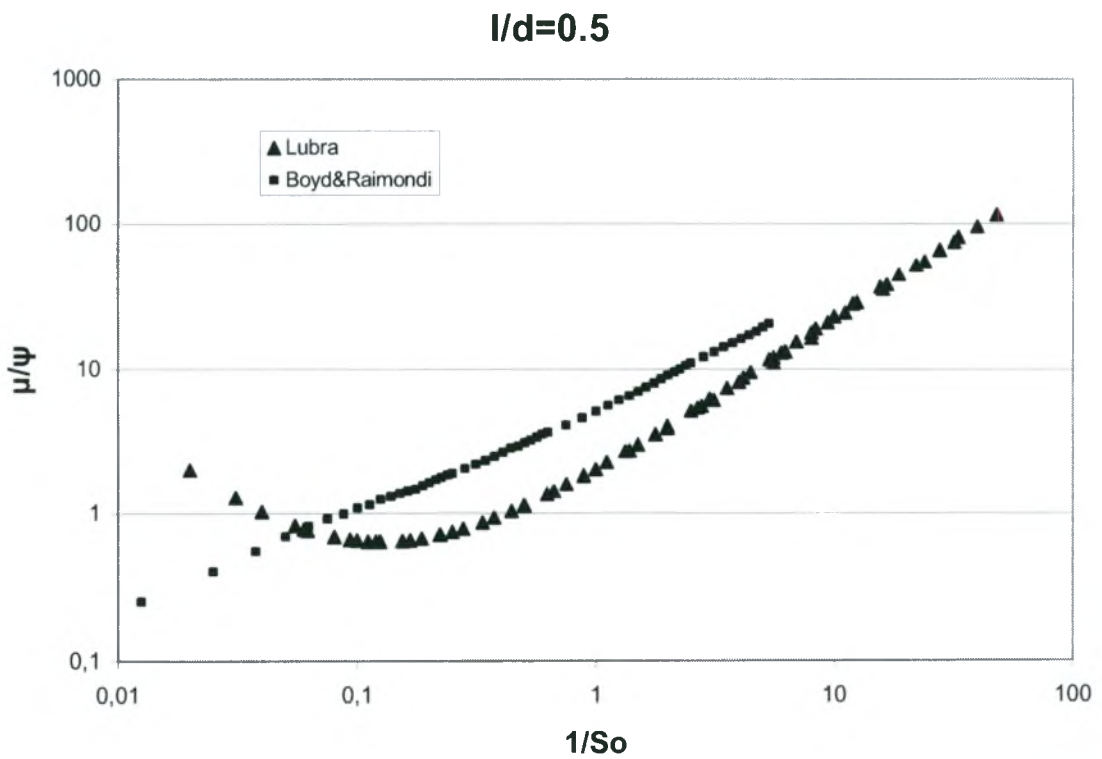
Σχήμα 3.15.α Σύγκριση καμπυλών  $h_{min}/c - 1/So$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα.



Σχήμα 3.15.β Σύγκριση καμπυλών  $\varphi - 1/So$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα.



Σχήμα 3.15.γ Σύγκριση καμπυλών  $\rho_m/\rho_{max} - 1/So$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα



Σχήμα 3.15.δ Σύγκριση καμπύλων  $\mu/\psi - 1/So$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.15.α:

- Παρατηρείται καλή συμφωνία των δυο μοντέλων για τιμές  $1/S_0$  από 0.5 έως 8. Για χαμηλότερες τιμές από 0.5 με το μοντέλο Lubra γίνεται υποεκτίμηση της τιμής του ελάχιστου πάχους της λιπαντικής μεμβράνης ενώ αντίστοιχα για τιμές μεγαλύτερες του 0.8 γίνεται αισθητή υπερεκτίμηση της
- Το μοντέλο Lubra φαίνεται να φτάνει για αισθητά μικρότερες τιμές του  $1/S_0$  σε συνθήκες ομοκεντρικού εδράνου

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.15.β:

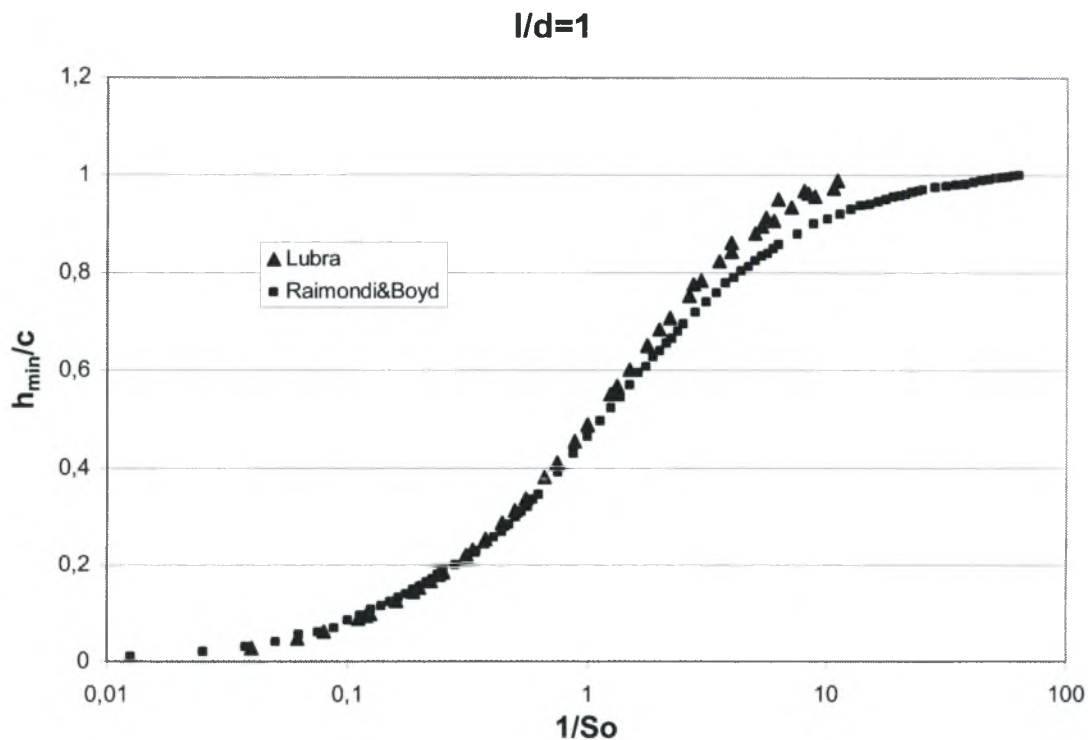
- Γενικά παρατηρείται υπερεκτίμηση της γωνίας ισορροπίας με το μοντέλο Lubra σε όλο το φάσμα λειτουργίας του εδράνου
- Η παρατηρούμενη διαφορά (περίπου  $5^\circ$ ) εκφυλίζεται πρακτικά για τιμές  $1/S_0 > 10$  όπου τα δυο μοντέλα συγκλίνουν. Η περιοχή σύγκλισης αναφέρεται στο ομοκεντρικό έδρανο (έδρανο Petroff)

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.15.γ:

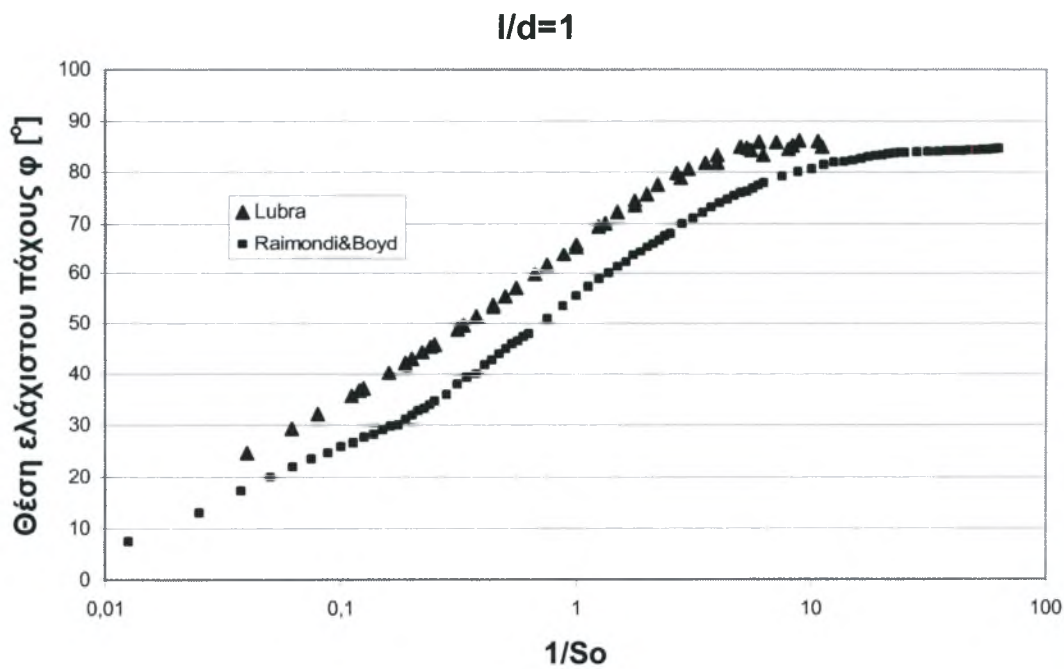
- Υπάρχει συμφωνία των δυο μοντέλων για τιμές του  $1/S_0$  μεταξύ 0.1 και 1
- Στην περιοχή μεγάλων φορτίων το μοντέλο Lubra δίνει αιχμηρότερες κατανομές πιέσεων.
- Στην περιοχή μεγάλων ταχυτήτων παρατηρείται αισθητή διαφορά με το μοντέλο Raimondi-Boyd να τείνει ασυμπτωτικά σε μια τιμή περίπου 0.55 ενώ το μοντέλο Lubra σε συνθήκες ομοκεντρικού εδράνου να πλησιάζει τιμές σαφώς μεγαλύτερες (μεταξύ 0.8 και 0.9)

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.15.δ:

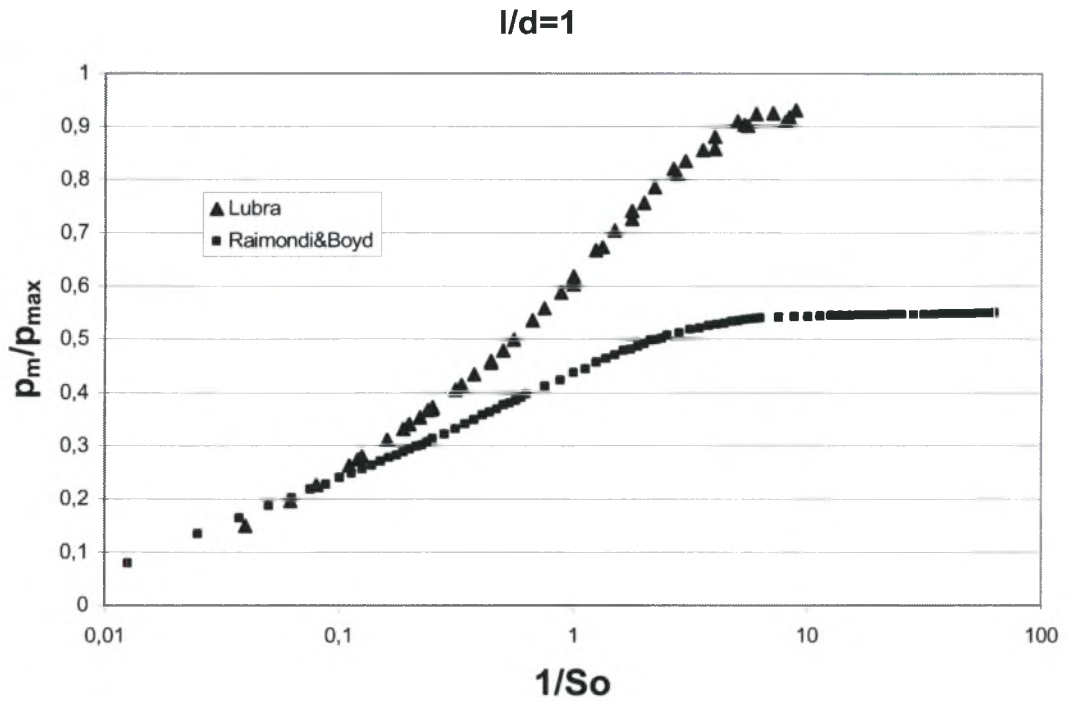
- Υπάρχει έντονη διαφοροποίηση των τάσεων των δυο μοντέλων
- Σε συνθήκες ομοκεντρικού εδράνου παρατηρείται σύγκλιση
- Σε συνθήκες ισχυρών φορτίων το μοντέλο Lubra εμφανίζει ελάχιστο για το λόγο  $\mu/\psi$  για τιμή  $1/S_0$  ελαφρώς μεγαλύτερη του 0.1
- Ο εξαγόμενος παράγων τριβής  $k$  είναι της τάξης του 3.70 για το μοντέλο του Raimondi-Boyd ενώ αντίστοιχα της τάξης του 2.80 για το μοντέλο Lubra



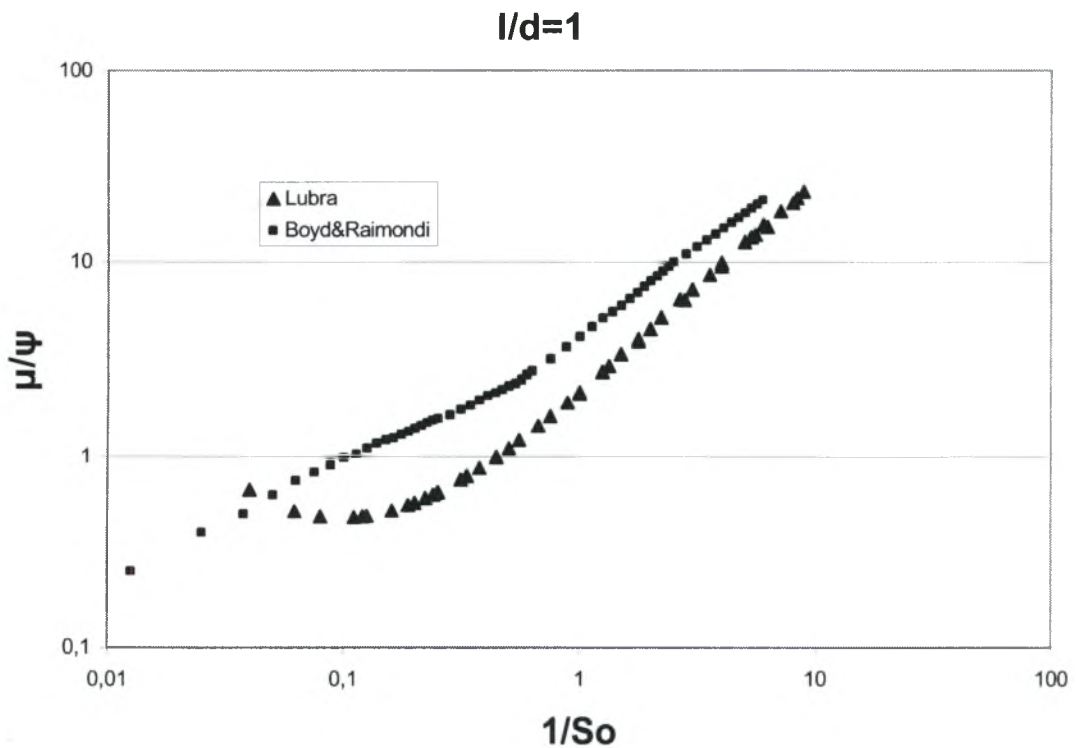
Σχήμα 3.16.α Σύγκριση καμπυλών  $h_{min}/c - 1/So$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα.



Σχήμα 3.16.β Σύγκριση καμπυλών  $\varphi - 1/So$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα.



Σχήμα 3.16.γ Σύγκριση καμπυλών  $\rho_m/\rho_{max} - 1/So$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα



Σχήμα 3.16.δ Σύγκριση καμπύλων  $\mu/\psi - 1/So$  που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.16.α:

- Παρατηρείται καλή συμφωνία των δυο μοντέλων για τιμές  $1/S_0$  έως 1. Για τιμές μεγαλύτερες του 1 γίνεται υπερεκτίμηση της τιμής του ελάχιστου πάχους της λιπαντικής μεμβράνης με το μοντέλο Lubra
- Το μοντέλο Lubra φαίνεται να φτάνει για αισθητά μικρότερες τιμές του  $1/S_0$  σε συνθήκες ομοκεντρικού εδράνου

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.16.β:

- Γενικά παρατηρείται υπερεκτίμηση της γωνίας ισορροπίας με το μοντέλο Lubra σε όλο το φάσμα λειτουργίας του εδράνου
- Η παρατηρούμενη διαφορά (περίπου  $8^\circ$ ) εκφυλίζεται πρακτικά για τιμές  $1/S_0 > 10$  όπου τα δυο μοντέλα συγκλίνουν. Η περιοχή σύγκλισης αναφέρεται στο ομοκεντρικό έδρανο (έδρανο Petroff)

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.16.γ:

- Στην περιοχή μεγάλων φορτίων το μοντέλο Lubra δίνει αιχμηρότερες κατανομές πιέσεων.
- Στην περιοχή μεγάλων ταχυτήτων παρατηρείται αισθητή διαφορά με το μοντέλο Raimondi-Boyd να τείνει ασυμπτωτικά σε μια τιμή περίπου 0.55 ενώ το μοντέλο Lubra σε συνθήκες ομοκεντρικού εδράνου να πλησιάζει τιμές σαφώς μεγαλύτερες (μεταξύ 0.8 και 0.9)

Παρατηρήσεις για το σχήμα 3.16.δ:

- Υπάρχει έντονη διαφοροποίηση των τάσεων των δυο μοντέλων
- Σε συνθήκες ομοκεντρικού εδράνου παρατηρείται σύγκλιση
- Σε συνθήκες ισχυρών φορτίων το μοντέλο Lubra εμφανίζει ελάχιστο για το λόγο  $\mu/\psi$  για τιμή  $1/S_0$  ελαφρώς μεγαλύτερη του 0.1
- Ο εξαγόμενος παράγων τριβής  $k$  είναι της τάξης του 3.50 για το μοντέλο του Raimondi-Boyd ενώ αντίστοιχα της τάξης του 2.50 για το μοντέλο Lubra



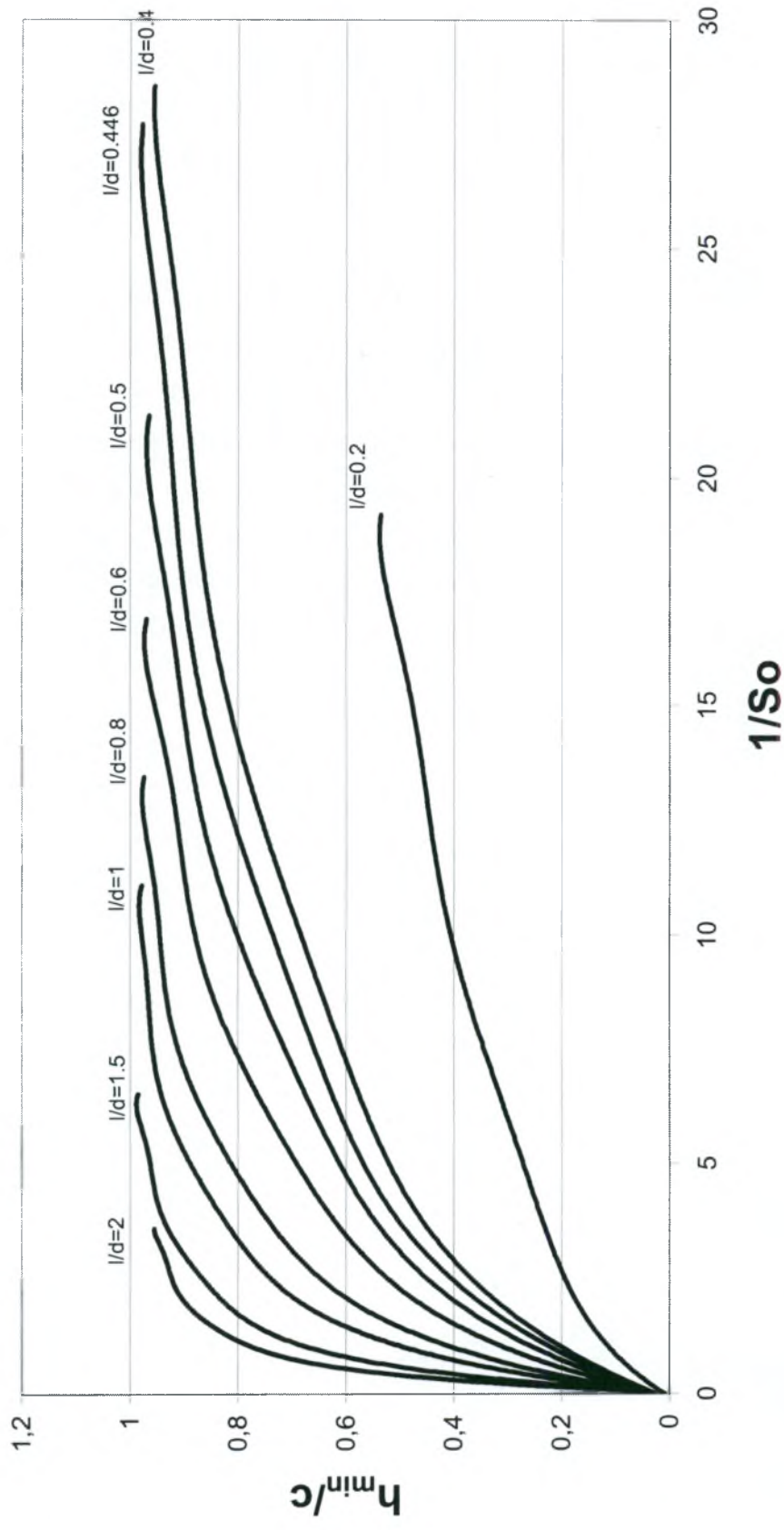
### 3.4 ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Παρακάτω παρουσιάζονται τα συνολικά διαγράμματα των συναρτήσεων  $f_1$ ,  $f_2$ , και  $f_3$  για όλους τους λόγους  $l/d$  από 0.2 έως 2 και στη συνέχεια ακολουθούν σε πινακοποιημένη μορφή οι εξισώσεις αυτών των συναρτήσεων αναλυτικά για κάθε περίπτωση.

Χρησιμοποιώντας κανείς αυτές τις εξισώσεις, μπορεί να αναπαράγει τους χάρτες λειτουργίας του ισόθερμου υδροδυναμικού ΕΕΟ δηλαδή τα διαγράμματα  $\mu - h_{min}$  που αποτυπώνουν τα χαρακτηριστικά αντιφθοράς – αντιτριβής ΕΕΟ για οποιαδήποτε διάμετρο στροφέα  $d$  επιθυμεί να χρησιμοποιήσει χωρίς να περιορίζεται στην τιμή  $d=50.00$  mm στην οποία αναφέρονται οι παραπάνω χάρτες.

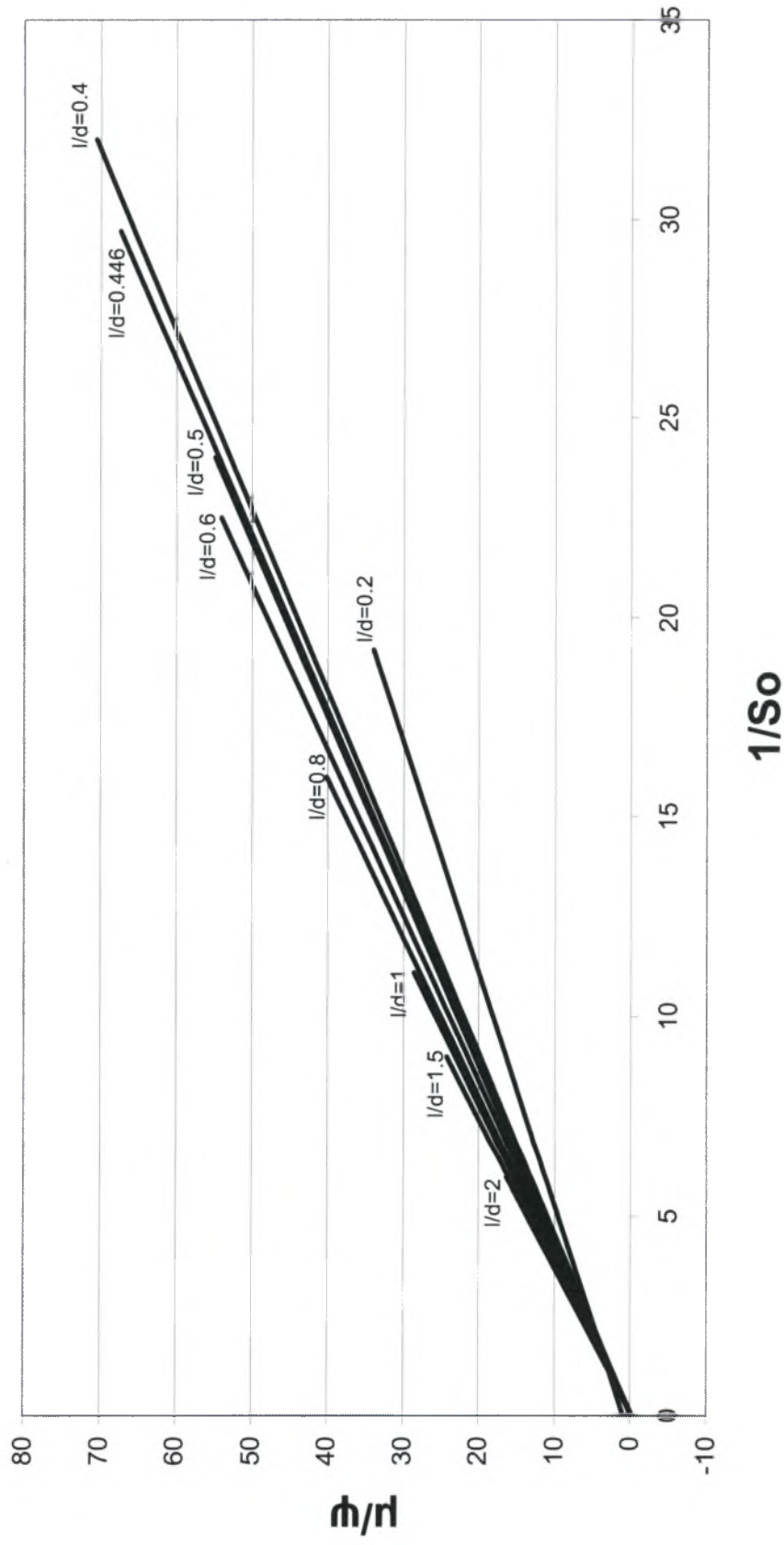
Οι συνθετικοί αυτοί χάρτες μπορούν λοιπόν να αναπαραχθούν εύκολα, μέσω των εξισώσεων που δίνονται, με τη χρήση απλών μαθηματικών πράξεων χωρίς τη χρήση του μοντέλου Lubra για οποιαδήποτε γεωμετρία ΕΕΟ.

## όλες οι τιμές $l/d$



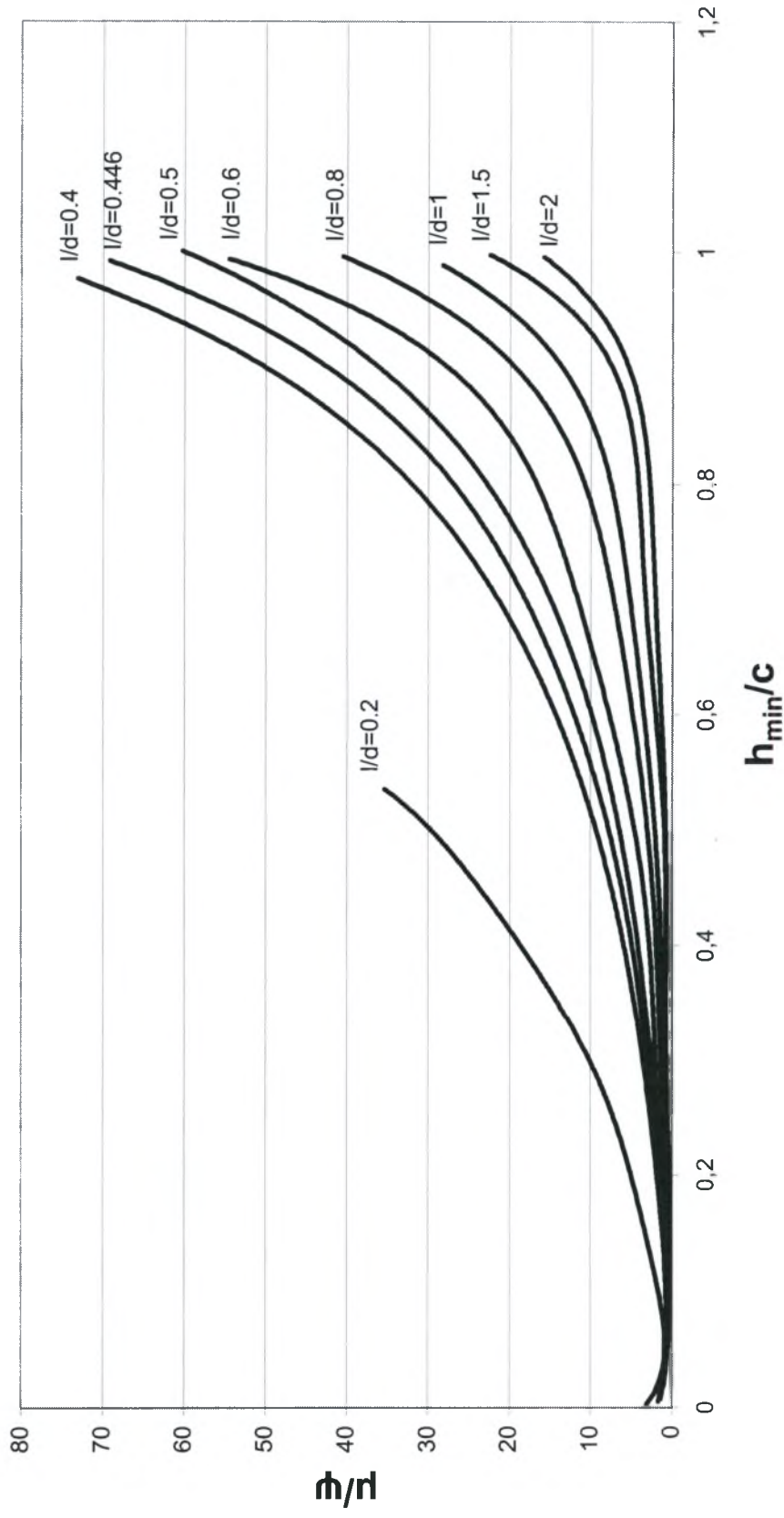
3.17 Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $h_{min}/c$  σε σχέση με τον λόγο  $1/So$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d$  από 0.2 έως 2

## Όλες οι τιμές $l/d$



3.18 Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $M/n$  σε σχέση με τον λόγο  $1/S_o$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d$  από 0.2 έως 2

## Όλες οι τιμές $l/d$



3.19 Διάγραμμα μεταβολής του λόγου  $\mu/\psi$  σε σχέση με τον λόγο  $h_{min}/c$  για τιμές σχετικής χάρης  $\psi$  από  $0.25 \cdot 10^{-3}$  έως  $5 \cdot 10^{-3}$ , για τιμές της χαρακτηριστικής λειτουργίας  $nU/w$  από 10 έως 60 για  $l/d$  από 0.2 έως 2

$h_{\min}/c=f_1(1/So)$ 

$l/d=0.2$	$h_{\min}/c = -0,0000001487*(1/So)^6 + 0,00000099082*(1/So)^5 - 0,0002561137*(1/So)^4 + 0,0032584127*(1/So)^3 - 0,0221915597*(1/So)^2 + 0,1057127077*(1/So) + 0,0253174159$
$l/d=0.4$	$h_{\min}/c = -0,0000000200*(1/So)^6 + 0,0000020935*(1/So)^5 - 0,0000859207*(1/So)^4 + 0,0017825337*(1/So)^3 - 0,0206916939*(1/So)^2 + 0,1575272148*(1/So) + 0,0719447546$
$l/d=0.446$	$h_{\min}/c = -0,0000000671*(1/So)^6 + 0,0000063260*(1/So)^5 - 0,0002314768*(1/So)^4 + 0,0041840974*(1/So)^3 - 0,0402524606*(1/So)^2 + 0,2299449534*(1/So) + 0,0274617256$
$l/d=0.5$	$h_{\min}/c = -0,0000001831*(1/So)^6 + 0,0000145834*(1/So)^5 - 0,0004511533*(1/So)^4 + 0,0069049974*(1/So)^3 - 0,0564753373*(1/So)^2 + 0,2751211206*(1/So) + 0,0263344321$
$l/d=0.6$	$h_{\min}/c = -0,0000001610*(1/So)^6 + 0,0000119158*(1/So)^5 - 0,0003503361*(1/So)^4 + 0,0053179149*(1/So)^3 - 0,0464454518*(1/So)^2 + 0,2581201957*(1/So) + 0,0906101708$
$l/d=0.8$	$h_{\min}/c = -0,0000028423x6 + 0,0001462449x5 - 0,0029423937x4 + 0,0296362178x3 - 0,1617934548x2 + 0,510584561x + 0,0250410715$
$l/d=1.0$	$h_{\min}/c = -0,0000148645*(1/So)^6 + 0,0005764064*(1/So)^5 - 0,0088365915*(1/So)^4 + 0,0685694195*(1/So)^3 - 0,2906356354*(1/So)^2 + 0,7040820183*(1/So) + 0,0182650710$
$l/d=1.5$	$h_{\min}/c = -0,0001187956*(1/So)^6 + 0,0035095239*(1/So)^5 - 0,0406205107*(1/So)^4 + 0,2349734840*(1/So)^3 - 0,7241406913*(1/So)^2 + 1,1956250559*(1/So) + 0,0023308424$
$l/d=2.0$	$h_{\min}/c = -0,0051421028*(1/So)^6 + 0,0750754136*(1/So)^5 - 0,4363915854*(1/So)^4 + 1,3039196772*(1/So)^3 - 2,1708077609*(1/So)^2 + 2,0568999239*(1/So) - 0,0523956348$

**$\mu/\psi=f_2(1/S_o)$** 

$l/d=0.2$	$\mu/\psi = 1,8135 \cdot 1/S_o + 0,1554$
$l/d=0.4$	$\mu/\psi = 2,2656 \cdot 1/S_o - 0,9845$
$l/d=0.446$	$\mu/\psi = 2,2705 \cdot 1/S_o - 0,1698$
$l/d=0.5$	$\mu/\psi = 2,2888 \cdot 1/S_o - 0,1075$
$l/d=0.6$	$\mu/\psi = 2,4962 \cdot 1/S_o - 1,1338$
$l/d=0.8$	$\mu/\psi = 2,5403 \cdot 1/S_o - 0,2155$
$l/d=1.0$	$\mu/\psi = 2,5886 \cdot 1/S_o - 0,1918$
$l/d=1.5$	$\mu/\psi = 2,7174 \cdot 1/S_o - 0,2020$
$l/d=2.0$	$\mu/\psi = 2,7639 \cdot 1/S_o - 0,1721$

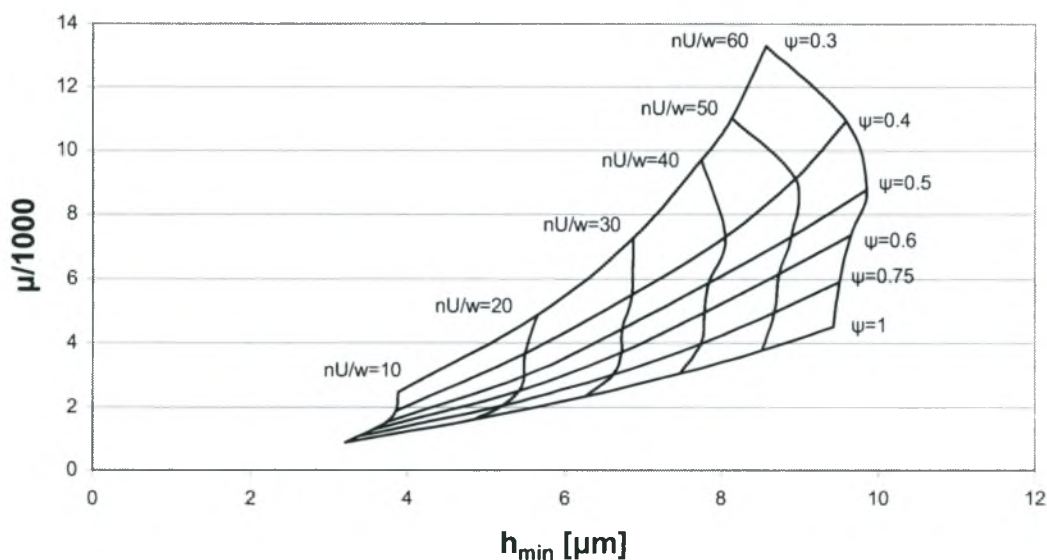
$\mu/\psi = f_3(h_{min}/c)$

l/d=0.2	$\mu/\psi = 30827,6379996538*(h_{min}/c)^6 - 52286,4660741998*(h_{min}/c)^5 + 34284,0254900370*(h_{min}/c)^4 - 10826,0562928499*(h_{min}/c)^3 + 1791,1925425058*(h_{min}/c)^2 - 117,6581916564*(h_{min}/c) + 3,4316736847$
l/d=0.4	$\mu/\psi = 876,4090168774*(h_{min}/c)^6 - 2258,9377046506*(h_{min}/c)^5 + 2358,4289187628*(h_{min}/c)^4 - 1195,6051558369*(h_{min}/c)^3 + 335,1120570689*(h_{min}/c)^2 - 34,6336138663*(h_{min}/c) + 1,8323603695$
l/d=0.446	$\mu/\psi = 1092,8392564952*(h_{min}/c)^6 - 2859,5987621808*(h_{min}/c)^5 + 2959,9378900482*(h_{min}/c)^4 - 1467,1846512452*(h_{min}/c)^3 + 382,4749972130*(h_{min}/c)^2 - 37,9619016553*(h_{min}/c) + 1,8320520248$
l/d=0.5	$\mu/\psi = 1,1900177076*(h_{min}/c)^6 + 36,8132312252*(h_{min}/c)^5 + 75,4890265692*(h_{min}/c)^4 - 140,0481400399*(h_{min}/c)^3 + 96,0911903979*(h_{min}/c)^2 - 14,2582576721*(h_{min}/c) + 1,2871952765$
l/d=0.6	$\mu/\psi = 2130,2992727607*(h_{min}/c)^6 - 5644,5920725385*(h_{min}/c)^5 + 5716,8400143544*(h_{min}/c)^4 - 2715,5390974643*(h_{min}/c)^3 + 625,3139529577*(h_{min}/c)^2 - 57,1974839094*(h_{min}/c) + 2,1307246021$
l/d=0.8	$\mu/\psi = 1299,1881192625*(h_{min}/c)^6 - 3360,5526367974*(h_{min}/c)^5 + 3357,9906948270*(h_{min}/c)^4 - 1595,3879936260*(h_{min}/c)^3 + 375,1492724038*(h_{min}/c)^2 - 36,1263677779*(h_{min}/c) + 1,5895108687$
l/d=1.0	$\mu/\psi = 1328,2555434927*(h_{min}/c)^6 - 3530,9267943143*(h_{min}/c)^5 + 3613,5884838031*(h_{min}/c)^4 - 1759,8002394627*(h_{min}/c)^3 + 420,6938487021*(h_{min}/c)^2 - 42,2406303955*(h_{min}/c) + 1,7776369168$
l/d=1.5	$\mu/\psi = 2360,3338846713*(h_{min}/c)^6 - 6738,3064829952*(h_{min}/c)^5 + 7420,1267545178*(h_{min}/c)^4 - 3936,1245030311*(h_{min}/c)^3 + 1032,4025788481*(h_{min}/c)^2 - 120,3591684373*(h_{min}/c) + 4,9913501910$
l/d=2.0	$\mu/\psi = 1657,1003149897*(h_{min}/c)^6 - 4861,4448319059*(h_{min}/c)^5 + 5593,2329143482*(h_{min}/c)^4 - 3175,3359391590*(h_{min}/c)^3 + 922,5288460030*(h_{min}/c)^2 - 125,9750938802*(h_{min}/c) + 6,5028621240$

### 3.5 ΣΥΝΘΕΤΙΚΟΙ ΧΑΡΤΕΣ – ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΜΕ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ LUBRA

Με τη χρήση των παραπάνω εξισώσεων είναι δυνατό να αναπαραχθεί ένας συνθετικός χάρτης για μια τυχαία διάμετρο  $d$  όπως π.χ. για  $d=100$  mm. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται παρακάτω:

**$l/d=0.2$  με  $d=100$ mm**



Σχήμα 3.20.α. Συνθετικός χάρτης λειτουργίας  $\mu - h_{min}$  για λόγο  $l/d=0.2$  και διάμετρο  $d=100$ mm με χάρη  $\psi$  από  $0.3 \cdot 10^{-3}$  έως  $1 \cdot 10^{-3}$

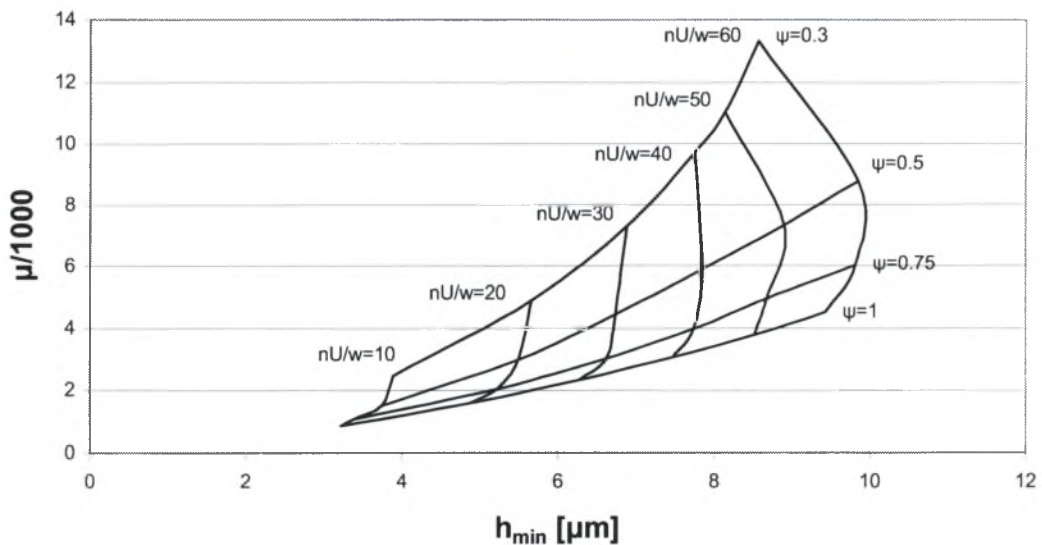
Εύκολα μπορεί κάποιος να παρατηρήσει ότι στον παραπάνω χάρτη λειτουργίας δεν είναι τόσο εμφανή τα σημεία βέλτιστης λειτουργίας αντιφθοράς και αντιτριβής πάνω στα άγκστρα ίσο-λειτουργίας.

Το γεγονός αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο χάρτης αυτός έχει αναπαραχθεί με τη βοήθεια των εξισώσεων  $f_1$ ,  $f_2$ , και  $f_3$  οι οποίες έχουν πεπερασμένο αριθμό δεκαδικών ψηφίων στους όρους τους (συγκεκριμένα έχουν ακρίβεια 10 δεκαδικών ψηφίων). Έτσι, η ακρίβεια των χαρτών είναι ικανοποιητική αλλά περιορισμένη και ως αποτέλεσμα ο χάρτης δεν έχει την αντίστοιχη ακρίβεια που θα είχαμε αν χρησιμοποιούσαμε το μοντέλο Lubra.

Παρ' όλα αυτά, αν παραστήσουμε λιγότερα σημεία πάνω στον συνθετικό χάρτη αποφεύγοντας τις χάρες  $\psi=0.4$  και  $\psi=0.6$  που προκαλούν τις μεγαλύτερες ανωμαλίες στα άγκστρα ίσο-λειτουργίας, τότε έχουμε ένα σαφώς πιο ομαλό αποτέλεσμα:



$l/d=0.2$  με  $d=100\text{mm}$



Σχήμα 3.20.β. Συνθετικός χάρτης λειτουργίας  $\mu - h_{min}$  για λόγο  $l/d=0.2$  και διάμετρο  $d=100\text{mm}$  με χάρη  $\psi$  από  $0.3 \cdot 10^{-3}$  έως  $1 \cdot 10^{-3}$

Για κάποια τυχαία σημεία αυτού του χάρτη η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές που δίνει το μοντέλο Lubra δείχνει ότι όντως έχουμε κάποιες μικρές αποκλίσεις των τιμών του συνθετικού χάρτη της τάξης του 1% έως 8% οι οποίες στην πράξη δεν επηρεάζουν αισθητά το τελικό αποτέλεσμα και πιο συγκεκριμένα:

για  $\psi=0.4$  είναι  $D=100.04$  και με  $U=5000$  είναι  $n=954.93$

η Lubra δίνει  $h_{min}=8.644\mu\text{m}$  και  $\mu=9.932$

ενώ ο χάρτης δίνει  $h_{min}=8.942\mu\text{m}$  και  $\mu=9.130$

$$\frac{h_{min(Lubra)} - h_{min(\chiαρτη)} }{h_{min(Lubra)}} = \frac{8.644 - 8.942}{8.644} = 0.0345 \text{ η } 3.45\%$$

$$\frac{\mu(Lubra) - \mu(\chiαρτη)}{\mu(Lubra)} = \frac{9.932 - 9.130}{9.932} = 0.0807 \text{ η } 8.07\%$$

για  $\psi=0.5$  είναι  $D=100.05$  και με  $U=6000$  είναι  $n=1145.92$

η Lubra δίνει  $h_{\min}=9.529\mu\text{m}$  και  $\mu=9.449$

ενώ ο χάρτης δίνει  $h_{\min}=9.851\mu\text{m}$  και  $\mu=8.783$

$$\frac{h_{\min(Lubra)} - h_{\min(\chi\alpha\rho\tau\eta)}}{h_{\min(Lubra)}} = \frac{9.529 - 9.851}{9.529} = 0.0338 \text{ η } 3.38\%$$

$$\frac{\mu(Lubra) - \mu(\chi\alpha\rho\tau\eta)}{\mu(Lubra)} = \frac{9.449 - 8.783}{9.449} = 0.0705 \text{ η } 7.05\%$$

για  $\psi=0.75$  είναι  $D=100.075$  και με  $U=4000$  είναι  $n=763.94$

η Lubra δίνει  $h_{\min}=7.656\mu\text{m}$  και  $\mu=4.103$

ενώ ο χάρτης δίνει  $h_{\min}=7.736\mu\text{m}$  και  $\mu=3.979$

$$\frac{h_{\min(Lubra)} - h_{\min(\chi\alpha\rho\tau\eta)}}{h_{\min(Lubra)}} = \frac{7.656 - 7.736}{7.656} = 0.0104 \text{ η } 1.04\%$$

$$\frac{\mu(Lubra) - \mu(\chi\alpha\rho\tau\eta)}{\mu(Lubra)} = \frac{4.103 - 3.979}{4.103} = 0.0302 \text{ η } 3.02\%$$

# **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4<sup>ο</sup>**

## **ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ - ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ**

## 4.1 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Κάθε κλάδος της επιστήμης των Μηχανικών καταγράφει επιτυχία όταν η συσσωρευμένη τεχνογνωσία που παράγει μέσα από τη χρήση πολύπλοκων μοντέλων βρίσκει εφαρμογή κάτω από απλουστευμένη αλλά αποτελεσματική μορφή σε κάθε τεχνικό χώρο και γίνεται εργαλείο για όλες τις βαθμίδες των τεχνικών. Η «εκλαϊκείωση» αυτή της επιστήμης υλοποιείται είτε με την χρήση απλών χαρτών και διαγραμμάτων, είτε με την χρήση αναλυτικών τύπων οι οποίοι με τη βοήθεια ενός υπολογιστή τσέπης δίνουν αποτελέσματα ίδιας αξίας με αυτά που εξάγονται μέσα από περίπλοκους πολυδιάστατους υπολογισμούς που απαιτούν αντίστοιχα και μεγάλη υπολογιστική ισχύ  $H/Y$ .

Η παρούσα εργασία εισάγει μια καινοτόμο μέθοδο καθορισμού των λειτουργικών χαρακτηριστικών υδροδυναμικών εδράνων ολίσθησης με την χρήση ενός νέου τύπου χαρτών που βασίζονται στην αριθμητική επίλυση της εξίσωσης του Reynolds.

Από την παρούσα εργασία εξάγονται τα ακόλουθα συμπεράσματα:

1. Σήμερα, με το μοντέλο Lubra πρέπει να θεωρείται δεδομένη η άμεση θεωρητική προσέγγιση της συμπεριφοράς κάθε ΕΕΟ πεπερασμένου μήκους, συμβατικής (ή μη συμβατικής γεωμετρίας), με ή χωρίς την θεώρηση μακρογεωμετρικών ή μικρογεωμετρικών σφαλμάτων σε υδροδυναμική λίπανση.

2. Η εισαγωγή της παραμέτρου ίσο-λειτουργίας ( $nU/w=constant$ ) δίνει τη δυνατότητα με τη χρήση χάρτη  $\mu - h_{min}$  να εξαχθούν άμεσα και χρήσιμα συμπεράσματα ως προς τη βελτιστοποίηση αντιτριβής – αντιφθοράς του υπό μελέτη συστήματος.

3. Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας έχουν γενικά τη μορφή αγκίστρου και εμφανίζουν γενικά ελάχιστο ως προς  $\mu$  και μέγιστο ως προς  $h_{min}$ . Έτσι, ακόμη και αν θεωρηθεί διακινδυνευμένη η εκτίμηση των συνθηκών αντιτριβής με βάση την ελάχιστη τιμή του  $\mu$  (μικρή τιμή του  $1/S_0$  δηλαδή ύπαρξη αμφιβολιών για αμιγώς υδροδυναμική λίπανση), η εκτίμηση του σημείου λειτουργίας αντιφθοράς θεωρείται εφικτή.

4. Η χρήση των προαναφερθέντων χαρτών κάνει προφανέστερες και τις τιμές της βέλτιστης χάρης  $\psi_{\beta\epsilon\lambda\tau}$  του εδράνου κατά περίπτωση.

5. Το μοντέλο Lubra κατά τη διάρκεια της διερεύνησης του και με βάση τους υπολογισμούς που αφορούσαν σε συγκεκριμένη γεωμετρία εδράνου με μεταβλητό λόγο  $l/d$  δίνει τη δυνατότητα κατασκευής χαρτών γενικής ισχύος με βάση αδιάστατα μεγέθη ( $h_{min}/c=f_1(1/S_o)$ ,  $\mu/\psi=f_2(1/S_o)$  και συνεπώς  $\mu/\psi=f_3(h_{min}/c)$ )

6. Οι προαναφερθείσες καμπύλες  $f_1$ ,  $f_2$  και  $f_3$  παρουσιάζουν άριστους συντελεστές συσχέτισης με πολυωνυμικές συναρτήσεις 6<sup>ου</sup> βαθμού η  $f_1$  και  $f_3$  και 1<sup>ου</sup> βαθμού η  $f_2$ . Οι συναρτήσεις αυτές μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τη δημιουργία υψηλής ποιότητας συνθετικών χαρτών για οποιοδήποτε ισόθερμο υδροδυναμικό έδρανο.

7. Το μοντέλο Lubra αντιμετώπισε ικανοποιητικά τη θεωρητική προσέγγιση της λειτουργίας εδράνου “σχεδόν μηδενικού μήκους” ( $l/d=0.2$ ) όσο και “απείρου μήκους” ( $l/d=2$ ).

8. Προβλήματα ακρίβειας – διασποράς των αποτελεσμάτων παρουσιάζονται γενικά για ομοκεντρική λειτουργία δηλαδή μεγάλες τιμές του  $nU/w$  ή/και μεγάλες τιμές του  $l/d$  ή/και μικρές τιμές του  $\psi$ . Το γεγονός αυτό οφείλεται στην ακρίβεια των υπολογισμών και θεωρείται ότι θα εκλείψει στην περίπτωση που οι συγκρίσεις των φορτίων γίνουν αυστηρότερες. Ακριβέστερα αποτελέσματα θα βελτιώσουν αυτόματα και την ποιότητα των συναρτήσεων που αφορούν στα αδιάστατα μεγέθη και κατά συνέπεια και των συνθετικών χαρτών.

9. Η σύγκριση με κοινώς αποδεκτά μοντέλα (Raimondi και Boyd) που αναφέρονται ευρύτατα ακόμη και σήμερα στην Αμερικάνικη βιβλιογραφία έδειξε τα εξής για περιοχή λειτουργίας  $1 < S_o < 20$ :

Το μοντέλο Lubra γενικά δίνει χαμηλότερες τιμές για τον συντελεστή τριβής.

Το μοντέλο Lubra για τη μεσαία περιοχή του  $l/d$  (περίπου 0.50) συμφωνεί ως προς το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης και την τιμή της μέγιστης πίεσης εκτός των περιοχών ομοκεντρότητας. Παράλληλα όμως υπερεκτιμά τη γωνία ισορροπίας.

Για την περιοχή μικρών τιμών  $l/d$  υπερεκτιμά το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης καθώς και την μέγιστη πίεση ενώ συμφωνεί ως προς τη θέση ισορροπίας.

Για την περιοχή μεγάλων τιμών  $l/d$  συμφωνεί ως προς το πάχος και υπερεκτιμά τα υπόλοιπα μεγέθη.

10. Συνθετικοί χάρτες ακόμη με την παρούσα ακρίβεια δίνουν ικανοποιητικά αποτελέσματα ως προς  $\mu$  και  $h_{min}$  είναι όμως πιθανό να εμφανίζουν αλλοιωμένα τα χαρακτηριστικά των ακρότατων (βέλτιστων) λόγω της προαναφερθείσας διασποράς.

## 4.2 ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ

Η παρούσα εργασία θα μπορούσε να θεωρηθεί σαν βάση για μια σειρά επιπλέον αναζητήσεων με τη βοήθεια του μοντέλου Lubra. Προτεινόμενοι άξονες για περαιτέρω εμβάθυνση προτείνονται στη συνέχεια:

1. Βελτιστοποίηση του κώδικα ως προς την ακρίβεια με σύγχρονη αναζήτηση βελτιστοποιημένου πλέγματος για την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds χωρίς τον δυναμικό της όρο.
2. Επίλυση της εξίσωσης του Reynolds (2.2) – χαρτογράφηση λαμβανομένου υπ' όψη του δυναμικού όρου  $\frac{\partial h}{\partial t}$
3. Επίλυση της γενικευμένης εξίσωσης του Reynolds  $HD, 3D$  (2.1) – χαρτογράφηση με ή χωρίς τον δυναμικό όρο  $\frac{\partial h}{\partial t}$  λαμβανομένης υπ' όψη της τραχύτητας των επιφανειών
4. Επίλυση της εξίσωσης του Reynolds στη γενική της μορφή για ασυμπίεστο λιπαντικό λαμβανομένης υπ' όψη της εξίσωσης της ενεργειακής μεταβολής της λιπαντικής μεμβράνης με σκοπό τον υπολογισμό της θερμοκρασίας της και ενδεχομένως στη συνέχεια τον υπολογισμό της νέας γεωμετρίας των τριβομένων στοιχείων (διαστολές-συστολές)  $THD, 3D$
5. Επίλυση της εξίσωσης του Reynolds και στη συνέχεια προσδιορισμό των ελαστικών παραμορφώσεων του τριβοσυστήματος που οφείλονται στο πεδίο των υδροδυναμικών πιέσεων  $EHD, 3D$
6. Επίλυση πλήρους θερμοελαστοϋδροδυναμικού μοντέλου που θα λαμβάνει υπ' όψη επιπλέον και τις θερμομηχανικές ιδιότητες των στερεών λείων ή και τραχέων  $TEHD, 3D$
7. Πειραματική επιβεβαίωση των θεωρητικών αποτελεσμάτων κάτω από ελεγχόμενες συνθήκες οι οποίες όμως να μην απέχουν από τις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας ΕΕΟ για κάθε μοντέλο κατά περίπτωση (μέτρηση θέσης ισορροπίας – ελάχιστου πάχους μεμβράνης λαδιού - πεδίου πιέσεων).

## **ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ**

- [1] Vogelpohl G., "Die Stribeck-Kurve Kennzeichen des allgemeinen Reibungsverhaltens geschmierter Gleitflöchen", Z. VDI 96, Nr 9 (1954), 261-268
- [2] Vogelpohl G., "Optimale Oberflöchen für Lager", VDI-Berichte, Nr 90 (1965), 91-94
- [3] Vogelpohl G., "Betriebssichere Gleitlager", Bd. 1, Berlin-Heidelberg, New York-Springer, 1967
- [4] Faltz E., "Grundzüge der Schmiertechnik", Berlin-Springer, 1931
- [5] Bauer K., "Einfluss der endlichen Breite des Gleitlagers auf Tragföchtigkeit und Reibung", Forsch. Ing.-Wes. 14 (1943) Nr 2, 48-62
- [6] Sassenfeld H. and Walther A., "Gleitlagerberechnungen", VDI-Forschungsheft 441, 1954
- [7] Someya T., "Stabilitöt einer in zylindrischen Gleitlagern laufenden, unwuchtfreien Welle", Ing.- Arch. 33 (1963), 85-108
- [8] Glienicke J., "Enfluss der Lagerparameter und der Wellensteifigkeit auf das Schwingungsverhalten eines Rotors", MTZ 32 (1971), 109-113
- [9] Θεοφανόπουλος Ν., "Στοιχεία Μηχανών", Τεύχος Δ, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα, 1976
- [10] Orlov P., "Fundamentals of Machine Design", MIR Publishers, Moscow, 1977
- [11] Niemann G., "Machinenelemente", Springer Verlag Berlin-Heidelberg, (Greek Version) Fountas, Athens-Greece, 1993



- [12] Γραικούσης Ρ., "Στοιχεία Μηχανών", Τόμος 2, Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης, Γιαχούδης-Γιαπούλης, Θεσσαλονίκη, 1983
- [13] Δημαρόγκωνας Α., "Στοιχεία Μηχανών με Υπολογιστές (CAD)", Τόμος 2, Πανεπιστήμιο Πατρών, Αθανοσόπουλος-Παπαδάμης, Πάτρα, 1989
- [14] Raimondi A.A., Boyd J. and Kaufman H.N., "Analysis and Design of Sliding Bearings", Standard Handbook of Lubrication Engineering, McGraw-Hill Book Company, New York, O'Connor J.J., Boyd J. and Availone E.E., eds. (1968), 55-118
- [15] Cameron A., "Basic Lubrication Theory", Ellis Horwood Ltd, 1981
- [16] Tzeng, S.T. and Saibel, E., "Surface roughness effects on slider bearing lubrication" ASLE, Vol. 10 (1967), 334
- [17] Christensen H., "Stochastic Models for Hydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces", Proc. Inst. Mech. Eng. Tribology Group 184, Part 1, Vol 55 (1969-70), 1013
- [18] Christensen H., "A Theory of Mixed Lubrication", Proc. Inst. Mech. Eng., Vol 186 (1972), 421
- [19] Patir N. and Cheng H.S., "An Average Model for Determining Effects of three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication", Trans. of ASME, Vol. 120 (1978), 12-17
- [20] Patir N. and Cheng H.S., "Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces", Trans. of ASME, Vol. 101 (1979), 220-230
- [21] Teale J.L. and Lebeck A.O., "An evaluation of the Average Flow Model for Surface Roughness Effects in Lubrication", Trans. of ASME, Vol. 102 (1980), 360-367

[22] Tripp S.H., "Surface Roughness Effects in Hydrodynamic Lubrication: the Flow Factor Method", Trans. of ASME, Vol. 105 (1983), 458-465

[23] Pranab K. Das, "Analysis of Piston Ring Lubrication", SAE Paper 760008 (1976), 1-10

[24] Rohde S.M., "A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication", General Motors Research Laboratories, 1980

[25] Pandazaras C., "Etudes Expérimentales et Théoriques sur les Pertes par Frottement dans les Ensembles Pistons-Segments-Chemises", Etude Bibliographique, DLA/DRDA/RNUR-ISMCM, Paris-France, 1982

[26] Pandazaras C., "Modélisation du Frottement Segment-Chemise", DLA/DRDA/RNUR, Note Technique No 5781, Paris-France, 1982

[27] Pandazaras C., "Influence de la Forme des Segments sur le Frottement Segment-Chemise", DLA/DRDA/RNUR, Note Technique No 5808, Paris-France, 1983

[28] Pandazaras C., "Modélisation Théorique et Experimentale du Frottement Segment-Chemise", Thuse D.D.I., ISMCM-DLA/DRDA/RNUR, Paris-France, 1985

[29] Noizat J., "Viscosité limite admissible des lubrifiants faible viscosité dans les paliers", E.C.L-DLA/DRDA/RNUR, Paris -France, 1985

[30] Κούτλας, Γ., "Θεωρητική και Πειραματική Προσομοίωση Συμπεριφοράς Εδράνου Ολίσθησης με Μακρογεωμετρικά Σφάλματα σε Δυναμική Καταπόνηση" Διπλωματική Εργασία, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, 1995

[31] Lin J.R., "Steady State Performance of Finite Hydrodynamic Journal Bearing with three dimensional Irregularities", ASME Journal of Tribology, Vol. 112 (1990), 497-505

- [32] Lin J.R., "Squeeze Film Characteristics of Finite Journal Bearings: Couple Stress Fluid Model", *Tribology International*, Vol. 31 (1998), 201-207
- [33] Rasheed H., "Effects of Surface Waviness on the Hydrodynamic Lubrication of a Plain Cylindrical Sliding Element Bearing", *Wear* 223 (1998), 1-6
- [34] Pandazaras C., Petropoulos G. and Koutlas G., "Numerical Modelling of the Functional Behaviour of Finite Sliding Hydrodynamically Lubricated Journal Bearings Considering Macrogeometrical Deviations and Dynamic Load", *Journal of The Balkan Tribological Association*, Vol.5, No 3 (1999), 43-55
- [35] Pandazaras C., Petropoulos G. and Koutlas G., "Numerical Modelling of the behaviour of various type Finite Journal Bearings, Under Dynamic Loading". *Tribology in Industry*, Vol. 21, No 3 (1999), 90-102
- [36] Pandazaras C. and Petropoulos G., "On the relationship between surface waviness and roughness parameters in turning / Assessment of hydrodynamically lubricated journal bearings performance", *Tribology in Industry*, Vol. 21, No 4 (1999), 121-132
- [37] Pandazaras C. and Petropoulos G., "On the Coefficient of Friction of Hydrodynamically Lubricated Sliding Journal Bearings", submitted.
- [38] Pandazaras C. and Petropoulos G., "A Computational Study of Hydrodynamically Lubricated Convex and Concave Journal Bearings", *Proc Instn Mech Engrs*, Vol. 215 Part J (2001) 1-5.
- [39] Pandazaras C. and Petropoulos G., "Assessment of Frictional Behaviour of Wavy Journal Bearing under Hydrodynamic Lubrication", submitted for publication in *Tribology Letters* (2002).
- [40] Pandazaras C. and G. Petropoulos, "A Computational Estimation of the Critical Rotational Speed for Finite Hydrodynamically Lubricated Journal Bearings", *Industrial Lubrication and Tribology*, Vol. 53, No 4 (2001) 141-147

- [41] Strzelecki S. and Someya T., "Static characteristics of the off-set halves journal bearing", Proceedings INTERTRIBO '99, Slovak Republic (1999), 289-292
- [42] Strzelecki S., "Journal centre trajectory of dynamically loaded offset-halves bearing", Proceedings BALKANTRIB '99, Sinaia-Romania (1990), 373-378
- [43] Strzelecki S., "Friction Loss of 2-lobe journal bearing with different bush Profile", Proceedings BALKANTRIB '99, Sinaia-Romania (1999), 379-386
- [44] Arnold O., Schultheiss H. and Glaser H., "Experimental investigation into the oil flow rate and the friction moment of dynamically loaded plain journal bearings", Proceedings INTERTRIBO '99, Slovak Republic (1999), 285-288
- [45] Dimofte F., "Bearings with nonconventional geometry (or wave bearings)-an advanced bearing technology", Proc. 3rd Int. Conf. BALKANTRIB '99 (1999), 425-440
- [46] Hirani H., Rao T.V.V.L.N., Athre K. and Biswas S., "Rapid performance evaluation of journal bearings", Tribology International, Vol.30, No11 (1997), 825-834
- [47] Pandazaras C., "Comparison of Journal Bearing Operational Magnitudes Calculated Using Various Modern Theoretical Simulation Models", *Industrial Lubrication and Tribology*, Vol. 53, No 5 (2001) 198-201.
- [48] Cameron A., "The principles of Lubrication", Longmans, Green and Co. Ltd., London, 1966
- [50] Reason B.R. and Narang I.P., "Rapid Design and Performance Evaluation of Steady State Journal Bearings-A Technique Amenable to Programmable Hand Calculators", *Transactions of the ASLE*, 25(4) (1982), 429-444
- [51] Martin F.A., "Oil Flow in Plain Steadily Loaded Journal Bearings: Realistic Predictions Using Rapid Techniques", *Journal of Engineering Tribology*, Vol. 212, No J6 (1998) 413-425

- [52] Burton R.A., "Effects of Two-Dimensional Sinusoidal Roughness on the Load Support Characteristics of a lubricant Film", *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, 85 (1963), 258-264
- [53] Christensen H. and Tonder K., "The Hydrodynamic Lubrication on Rough Journal Bearings", *Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology*, 95 (1973), 166-172
- [54] Tugara R., Sekhar A.S. and Majumdar B.C., "The Effect of Roughness Parameter on the Performance of Hydrodynamic Journal Bearings with Rough Surfaces", *Tribology International*, 32 (1999), 231-236
- [55] Fantino B., "Influence des Défauts de Forme dans la Lubrification Hydrodynamique", Thèse de Doctorat de Spécialité, Université Claude Bernard, Lyon-France, 1973
- [56] Fantino B., "Influence des Défauts de Forme et des Deformations Élastiques des Surfaces dans la Lubrification Hydrodynamique sous Charges Statiques et Dynamiques", These de Docteur d'Etat es Sciences, Université Claude Bernard, Lyon-France, 1981
- [57] Hargreaves D.J., "Surface Waviness Effects on the Load Carrying Capacity of Rectangular Slider Bearings", *Wear* 145 (1991), 137-151
- [58] Lin J.R., "Steady State Performance of Finite Hydrodynamic Journal Bearing with Three-Dimensional Irregularities", *Trans. ASME Journal of Tribology*, 176 (1994)
- [59] Wojcicki R. and Strzelecki S., "Power Loss of Cylindrical Journal Bearing at Fluid and Mixed Lubrication", *Proc. 2<sup>nd</sup> World Tribology Congress*, Vienna (2001) 432
- [60] Strzelecki S., "Analysis of Power Loss of 3-Lobe Journal Bearing with Different Bore Profile", *Proc. 2<sup>nd</sup> World Tribology Congress*, Vienna (2001) 439
- [61] Choy F.K., Braun M.J. and Zhao H., "Numerical Modeling and Design of a Wavy Thrust Bearing", *Proc. 2<sup>nd</sup> World Tribology Congress*, Vienna (2001) 417

- [62] Capone G., Agostino V. and Guida D., "A Finite Length Plain Journal Bearing Theory", *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, 116 (1994), 648-653
- [63] Khonsari M.M., Jang J.Y. and Fillon M., "On the Generalization of Thermohydrodynamic analyses for Journal Bearings", *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, 118 (1996), 571-579
- [64] Chen P.Y.P. and Hahn E.J., "Use of Computational Fluid Dynamics in Hydrodynamic Lubrication", *Journal of Engineering Tribology*, Vol. 212, No J6 (1998) 427-436
- [65] Pandazaras C., "Analytical Determination of Finite Journal Bearing Minimum Film Thickness Via Hydrodynamic Lubrication Computational Study", for publication in *Tribology Letters* (2002)
- [66] Monmousseau P, Fillon M, 2000, "Transient thermoelastohydrodynamic analysis for safe operating conditions of a tilting pad journal bearing during start up", *Tribology International*, Vol. 33, pp. 225-231.
- [67] Piffeteau S., Souchet D., Bonneau D. 2000, "Influence of Thermal and Elastic Deformation on Connecting-Rod Big End Bearing Lubrication Under Dynamic Loading," *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 122, pp. 181-191.
- [68] B.J. Kim, K.W Kim, 2001, "Thermo-elastohydrodynamic analysis of connecting rod bearing in internal combustion engine", *Transactions of ASME*, vol.123, pp. 444-454.
- [69] D. Souchet, S. Piffeteau. 2001, "Approche par la M.E.F. de la lubrification thermoélastohydrodynamique des paliers de tête de bielle", *Revue Européenne des Eléments Finis*, Vol.10-n°6-7, pp. 815-847.
- [70] L. V. Hoang, D. Souchet, D. Bonneau, 2002, "Connecting-rod big end bearing elastohydrodynamic lubrication, Comparison between theory and experiment", *Second International Tribology Conference*, 23-25 august 2002, University of

Zielona, Poland.

[71] Bates, T.W., Evans, P.G., 1985 "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 1 Instrumentation of the Big-End Bearing of a Fired Engine", Proc. Of the JSLE International Tribology Conference, 8-10 juillet, Tokyo, Japon.

[72] Bates, T.W., Benwell, S., and Evans, P.G., 1987, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 2 - Oil Film Thickness in the Big-End Bearing of an Operating Engine", Proc. 4<sup>th</sup> SAE Int. Pacific Conference on Automotive Engineering, Melbourne, Australia, Paper No. 871272.

[73] Bates, T.W., Benwell, S., 1988, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 3 - Newtonian Oils in the Connecting-Rod Bearing of an Operating Engine", SAE Paper No. 880679.

[74] Bates, T.W., Fantino, B., Launay, J. and Frêne, J., 1990 , "Oil film thickness in an Elastic Connecting-rod Bearing. Comparison between theory and experiment", STLE, vol.33, pp254-266

[75] Suzuki S., Osaza T., Masago Y., Npzawa Y. and Takashi N., 1995, "Temperature Distribution and Lubrication Characteristics of Connecting-Rod Big End Bearings", SAE Paper n°952550.

[76] Spearot T.A. and Murphy C.K., 1983, "Measuring the Effect of Oil Viscosity on Oil Film Thickness in Engine Journal Bearing", SAE paper 831689.

[77] Choi J.K. e, Hur K. and Han D.C., 1992, "Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing: Comparison between Calculation and Experiment by Total Capacitance Method", SAE paper 922345.

[78] Choi J .K. e, Hur K. and Han D.C, 1993, "Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing: Comparison Between Calculation and Experiment", SAE paper 930694.

- [79] Moreau, H., Maspeyrot, P., Chomat-Delalex, A.M, Bonneau, D., Frêne, J. 2001 "Dynamic Behaviour of Elastic Engine Main Bearings: Theory and Measurements", Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 216, pp 179-193, Part J: J. Engineering Tribology.
- [80] Pierre-Eugène, J., Frêne, J., Fantino, B., Roussel, G., du Parquet, J ., 1983 "Theory and Experiments on Elastic Connecting-Rod Bearings Under Steady State Conditions," 9<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology", Tribology of the Reciprocating Engines, Butterworths, pp 49-54.
- [81] Optasanu, V., 2000 , "Modélisation Expérimentale et Numérique de la Lubrification des Paliers Compliant sous Chargement Dynamique", Thèse de Doctorat de l'Université de Poitiers.
- [82] Boncompain, R., Fillon, M., Frêne, J. 1986 Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings. *ASME J. Tribol.* 108, 219-224.
- [83] Elrod, H.G. 1981 A Cavitation Algorithm. *ASME J. Lubr. Technol.* 103, 350-354.
- [84] Hoang, L.V., Bonneau, D. 2001 "Approche expérimentale de la lubrification EHD des paliers de tête de bielle sous chargement dynamique." 15<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique, Nancy , 3-7 Septembre, article 382, CD, 6 pages.
- [85] Michaud, P., Souchet D., Bonneau D. 2001 "Etude thermique d'un palier de tête de bielle." 15<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique, Nancy , 3- 7 Septembre, article 376, CD, 6 pages.
- [86] Pierre, I., Fillon, M. 2000 "Influence of Geometric Parameters and Operating Conditions on Thermohydrodynamic Behavior of Plain Journal Bearings." *IMEchE J. Engng Tribol.* 214, 445-457.
- [87] Pierre, I., Bouyer, J., Fillon, M. 2002 "Thermohydrodynamic Study of Misaligned Plain Journal Bearings - Comparison Between Experimental Data and Theoretical Results." *Int. J. Appl. Mech Engng* 7, 949-960.
- [88] Wang, Y., Zhang, C., Liu, G., Wang, J.Q. & Lin, C. 2001 "A mixed-TEHD



analysis and experiment of journal bearings under severe operating conditions.” 2nd World Tribology Congress, Vienne, Autriche, 3-7 Septembre, paper#252, CD, 5 pages.

[89] Xu, H., Mian, O., Parker, D. 2001 “Performance of a gear pump bearing taking into account elastic deflection of both housing and shaft.” 2nd World Tribology Congress, Vienne, Autriche, 3-7 Septembre, paper#717, CD, 4 pages.

[90] Michaud P., Souchet D., Hoang L.V., Bonneau D., “Modélisation TEHD De La Lubrification Des Paliers De Tête De Bielle Sous Chargement Dynamique Comparaison Entre Resultats Experimentaux Et Theoriques” 16ème Congrès Français de Mécanique, Nice , 1-5 Septembre 2003

[91] Hoang, L.V., Souchet D., Bonneau D., “Modélisation Expérimentale De La Lubrification Des Paliers De Tête De Bielle Sous Chargement Dynamique” 16ème Congrès Français de Mécanique, Nice , 1-5 Septembre 2003

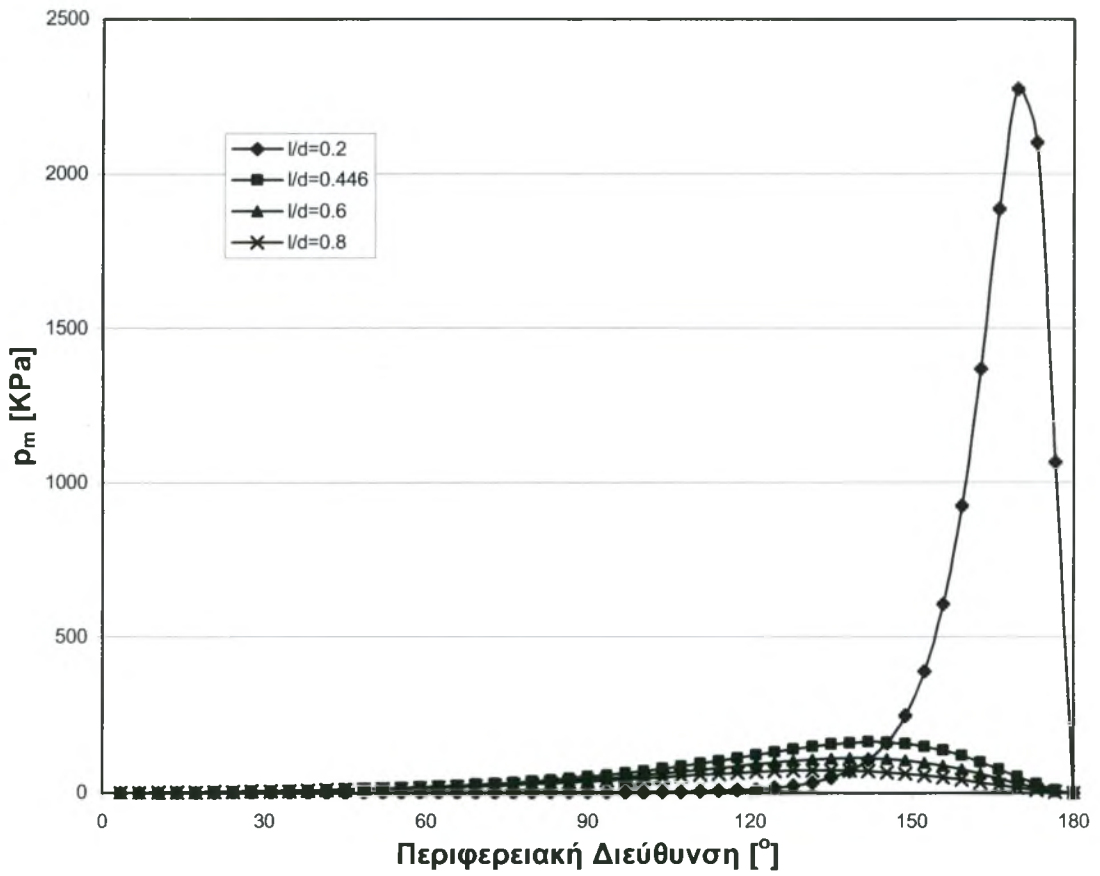
[92] Boyer J., Fillon M., “Influence Des Déformations Élastiques Et Des Effets Thermiques Sur Les Performances D’ un Palier Hydrodynamique Soumis À De Très Fortes Charges” 16ème Congrès Français de Mécanique, Nice , 1-5 Septembre 2003

[93] Botelho T.D.S., Progre R., Robbe-Valloire F., Inglebert G., “Modèle Analytique D’ Indentation Du Contact Linéaire Présentant Un Revêtement Mince De Faible Dureté” 16ème Congrès Français de Mécanique, Nice , 1-5 Septembre 2003

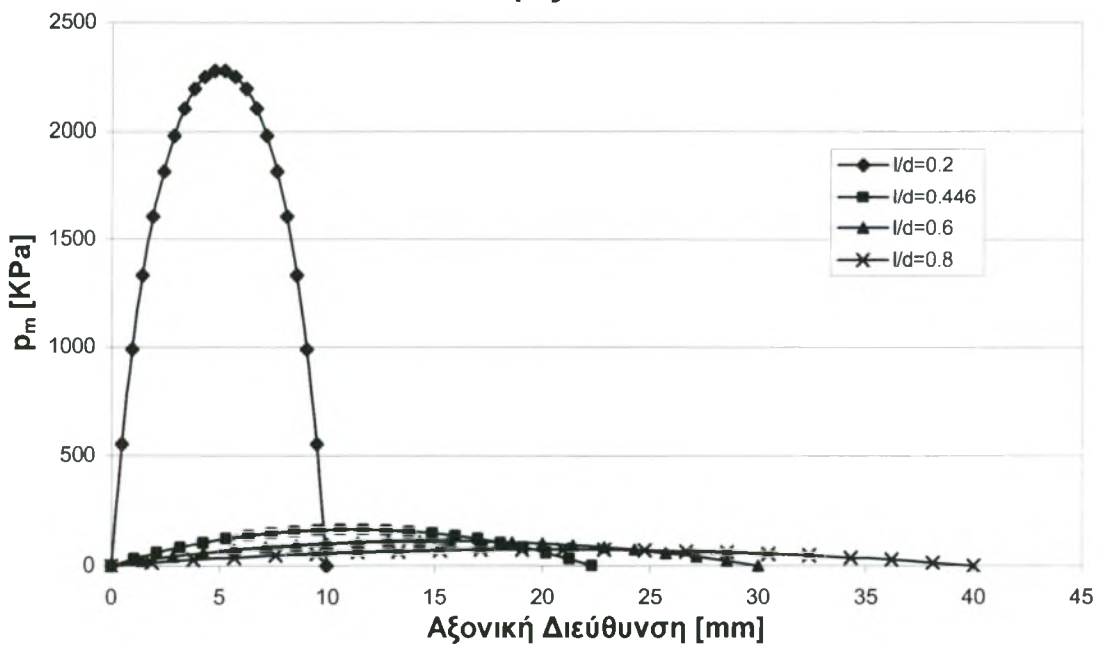


## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

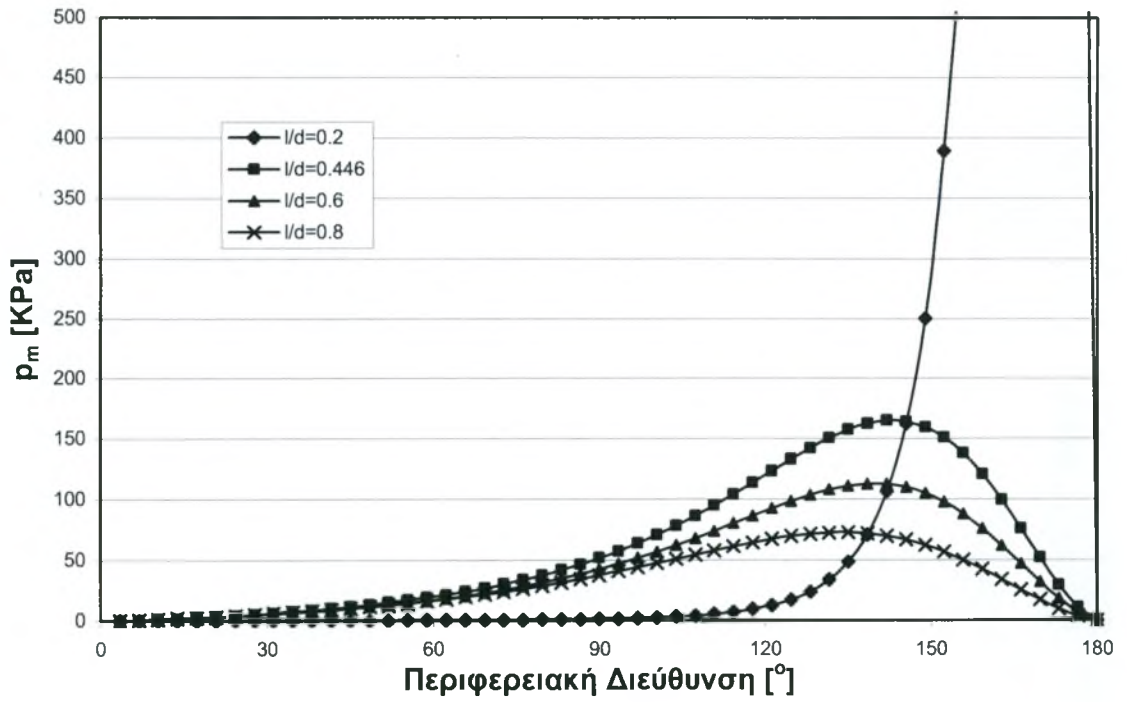
### Κατανομές Πίεσεων



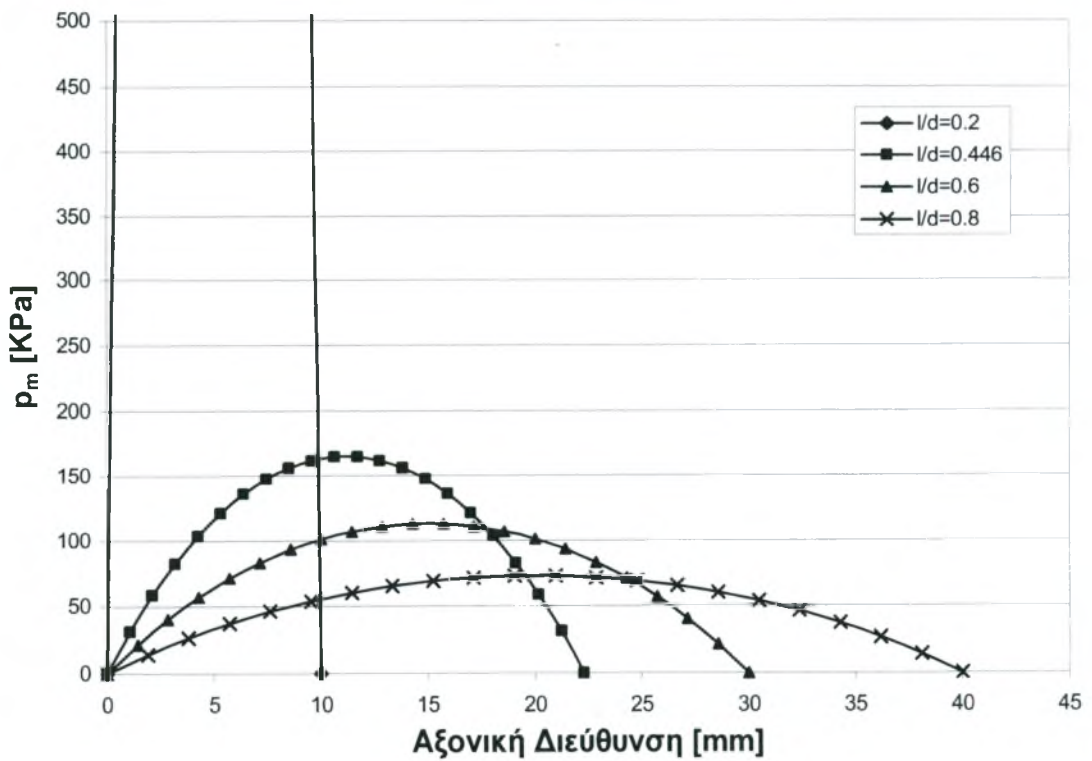
### Κατανομές Πίεσεων



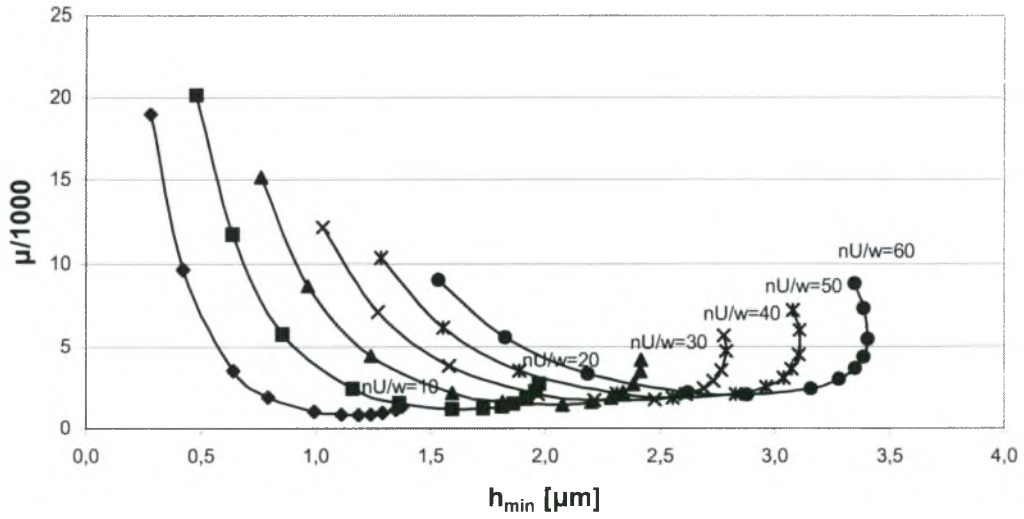
### Κατανομές Πίεσων



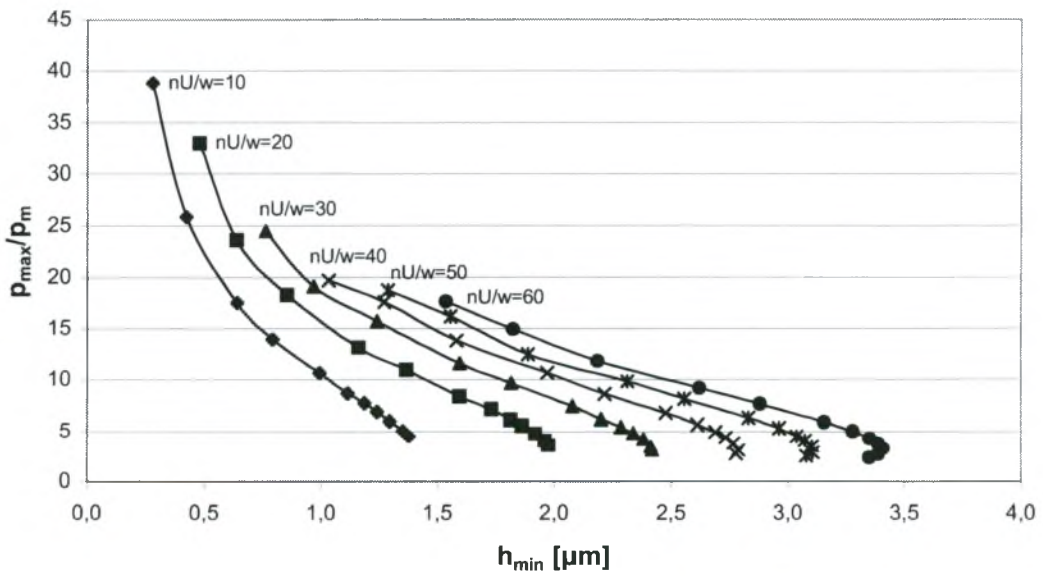
### Κατανομές Πίεσων



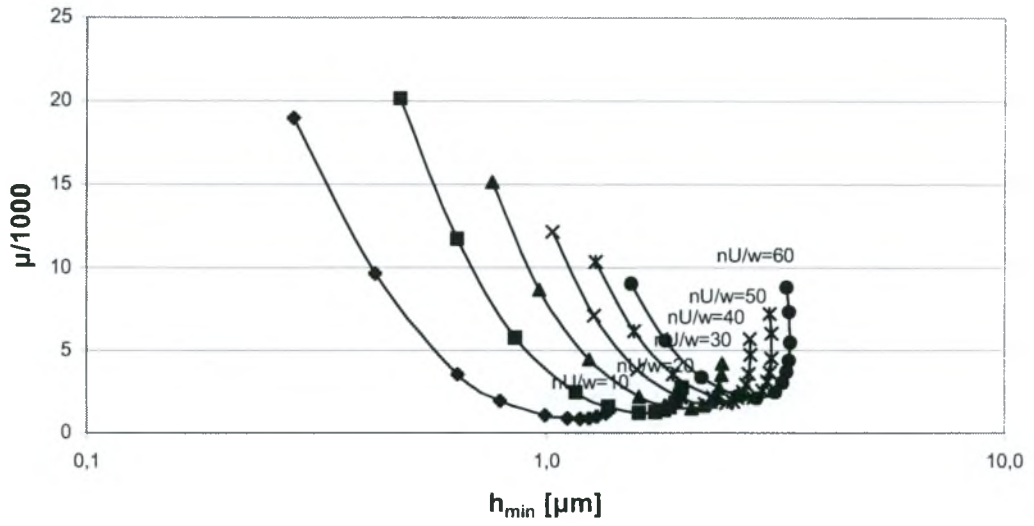
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=0.2$



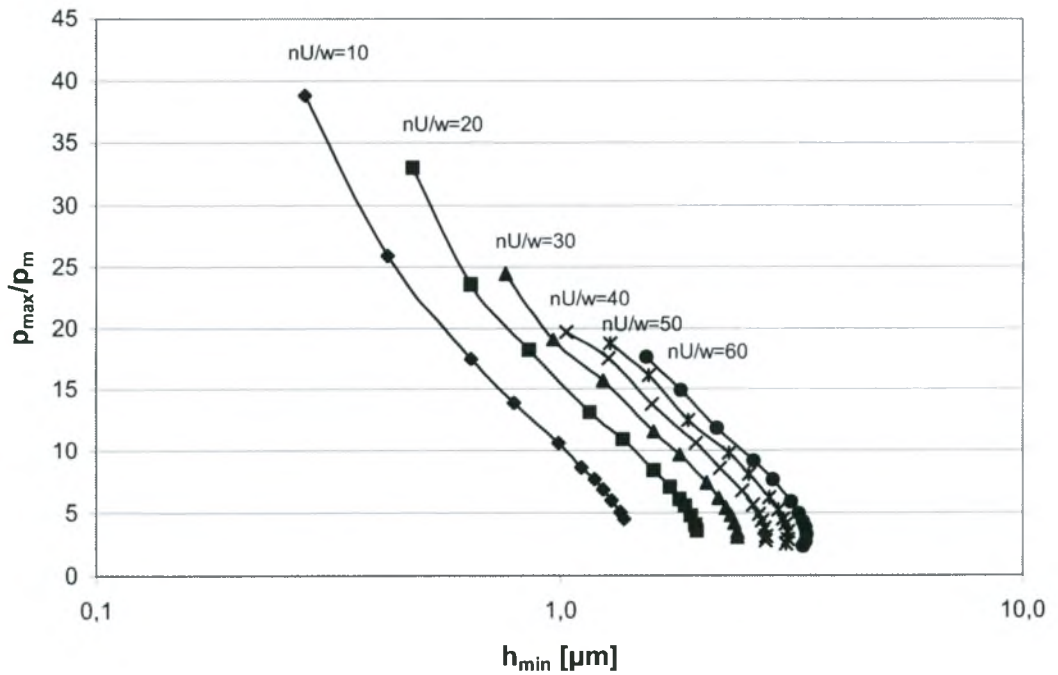
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=0.2$



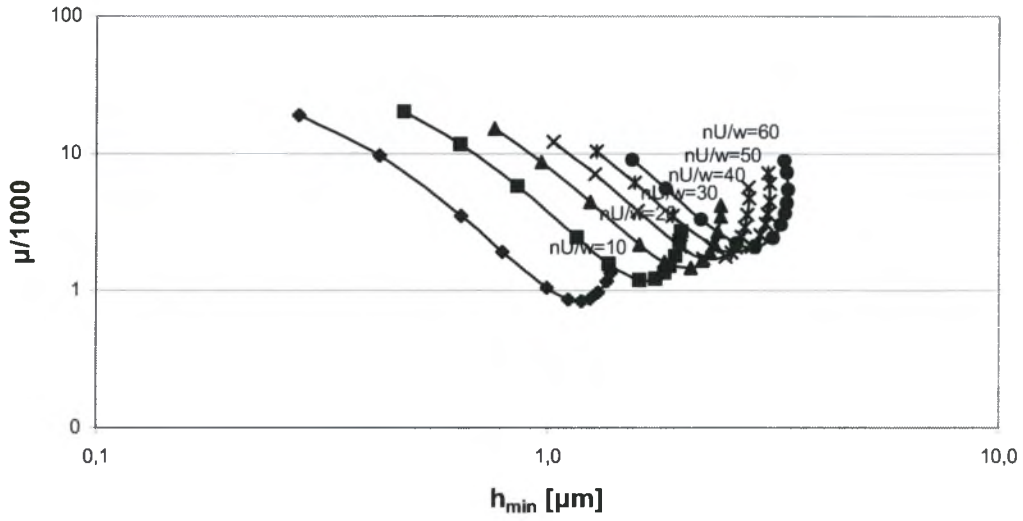
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.2$



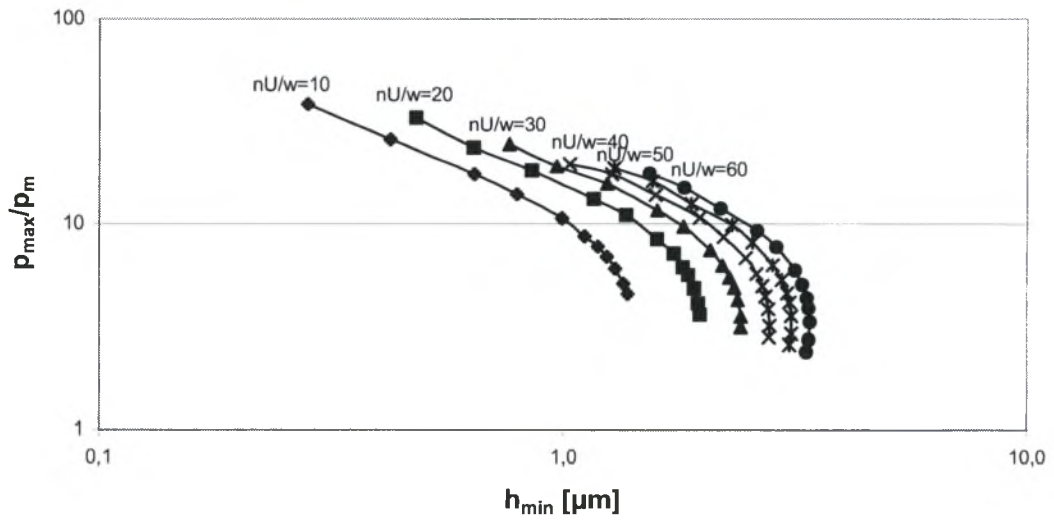
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.2$



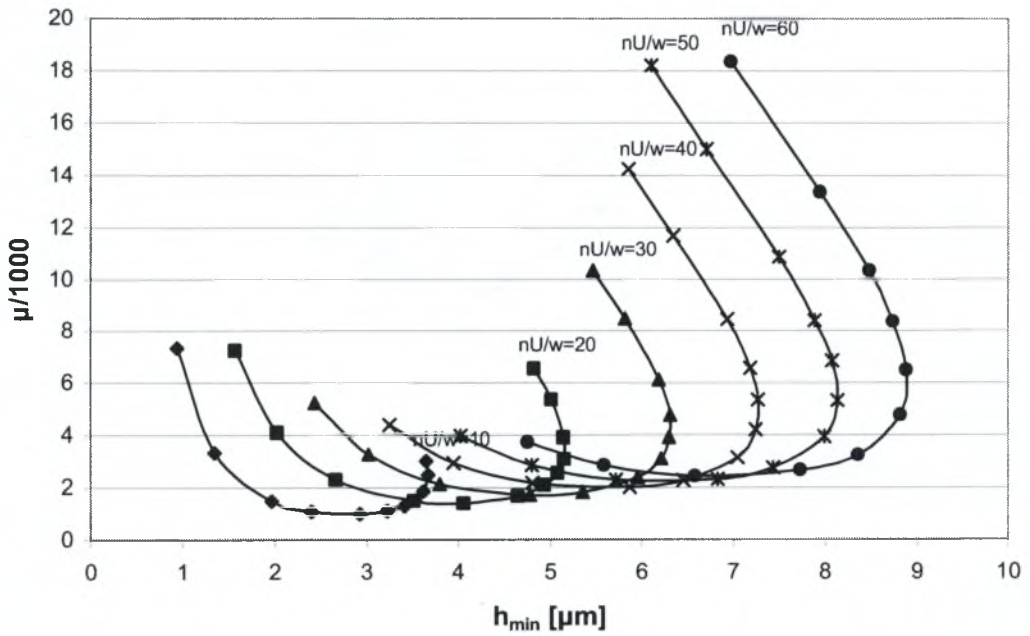
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=0.2$



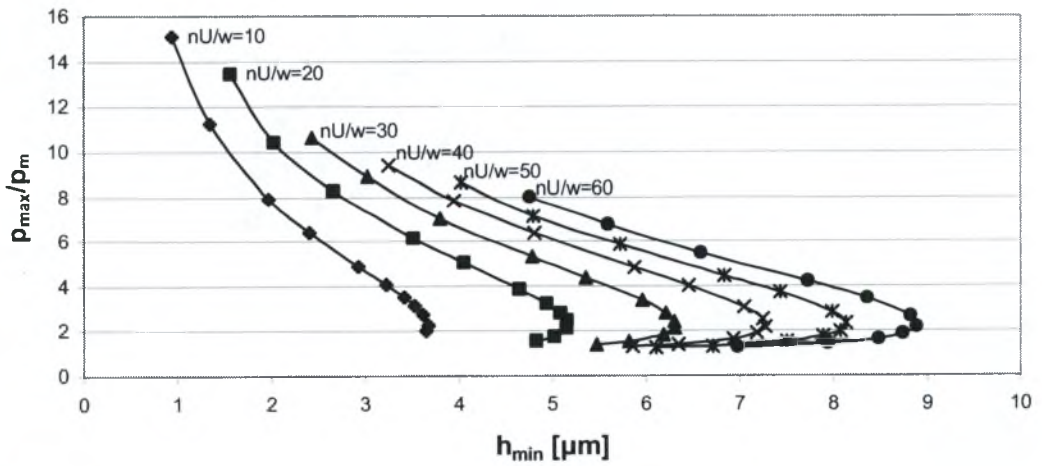
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=0.2$



άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.4$

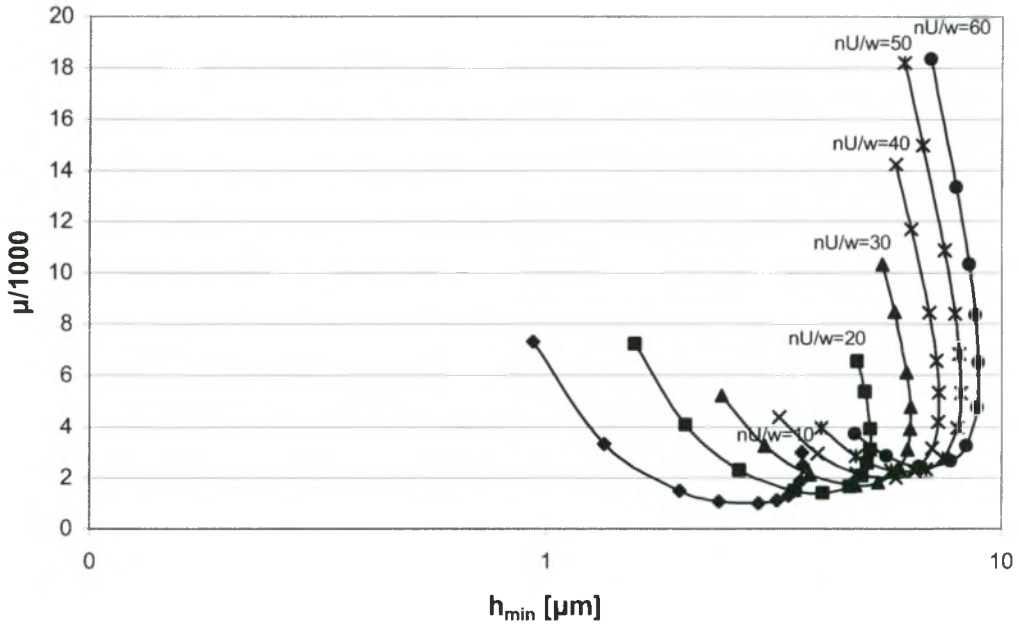


άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.4$

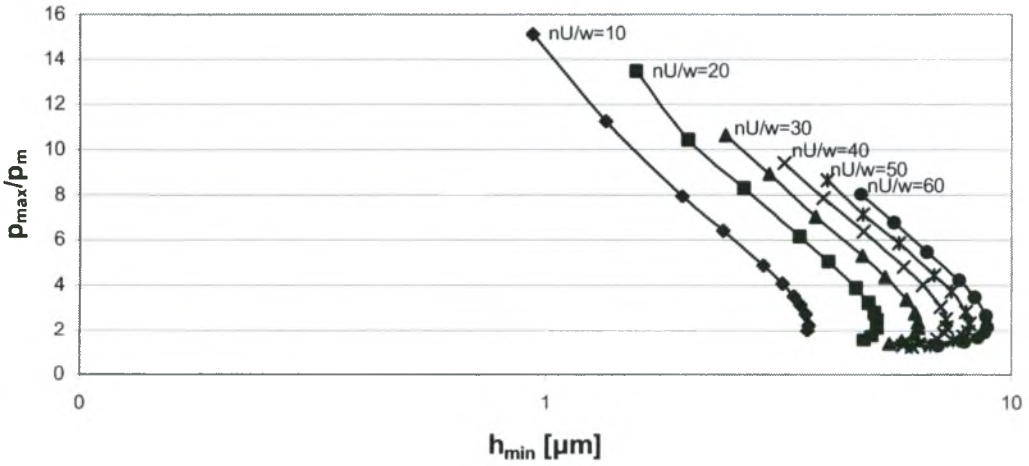




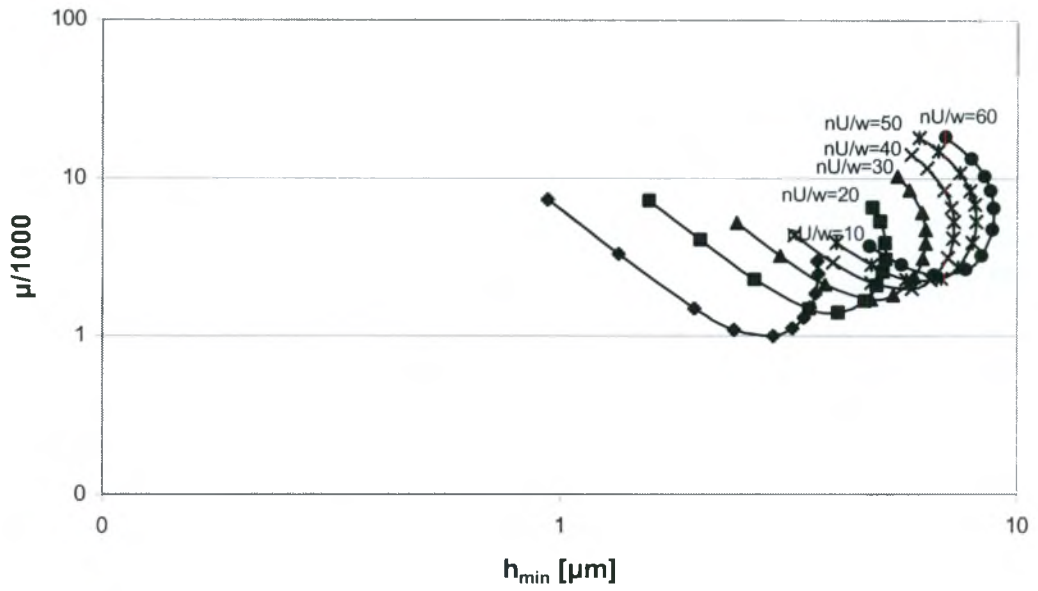
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.4$



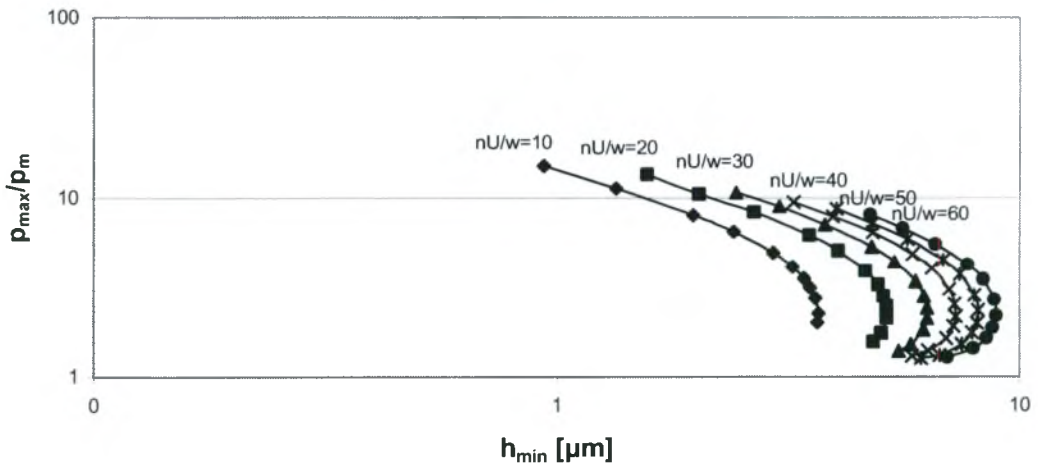
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.4$



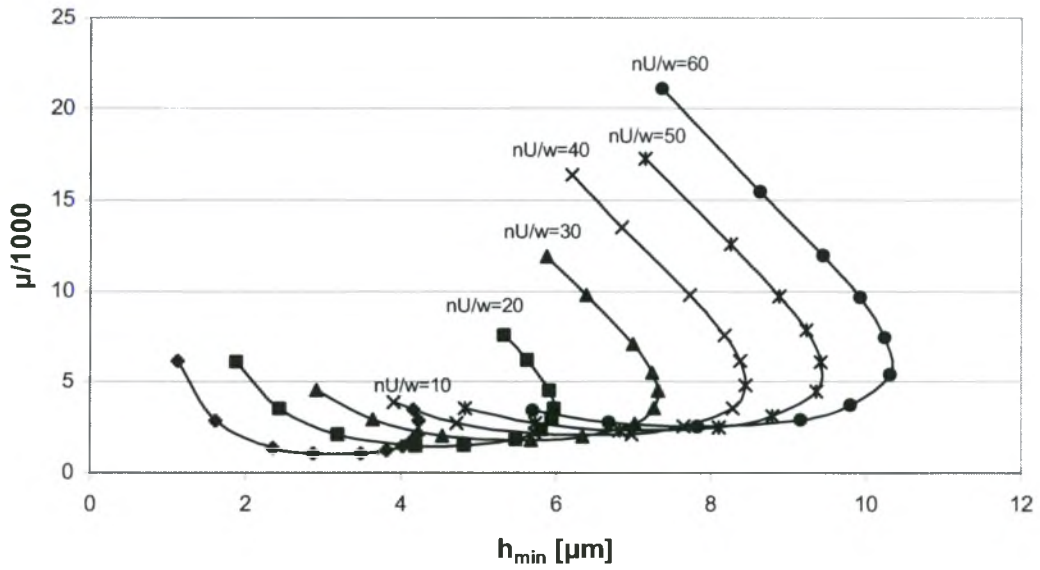
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.4$



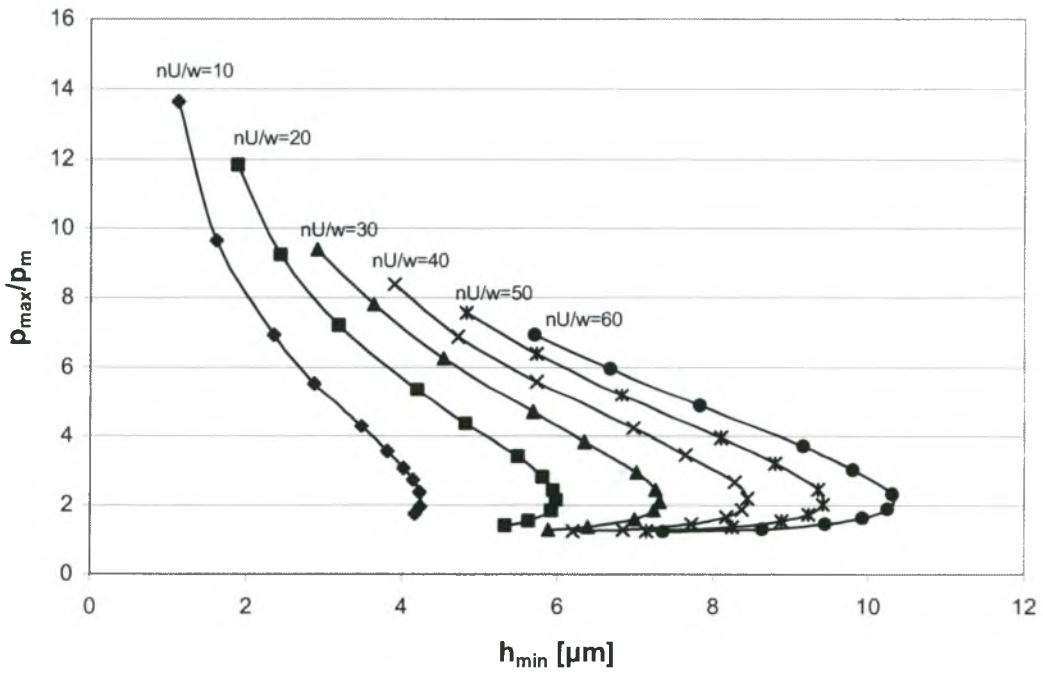
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.4$



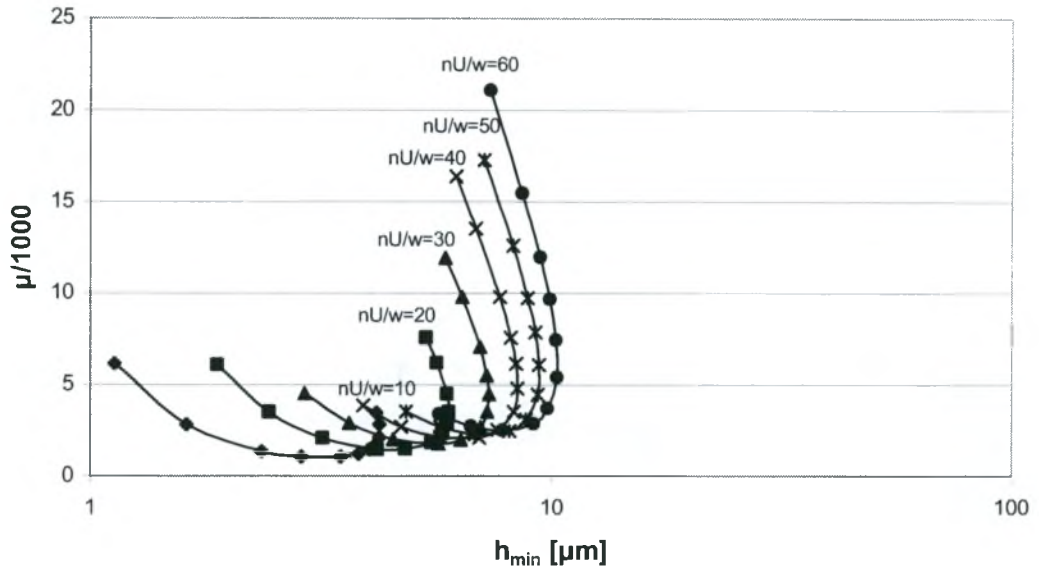
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.446$



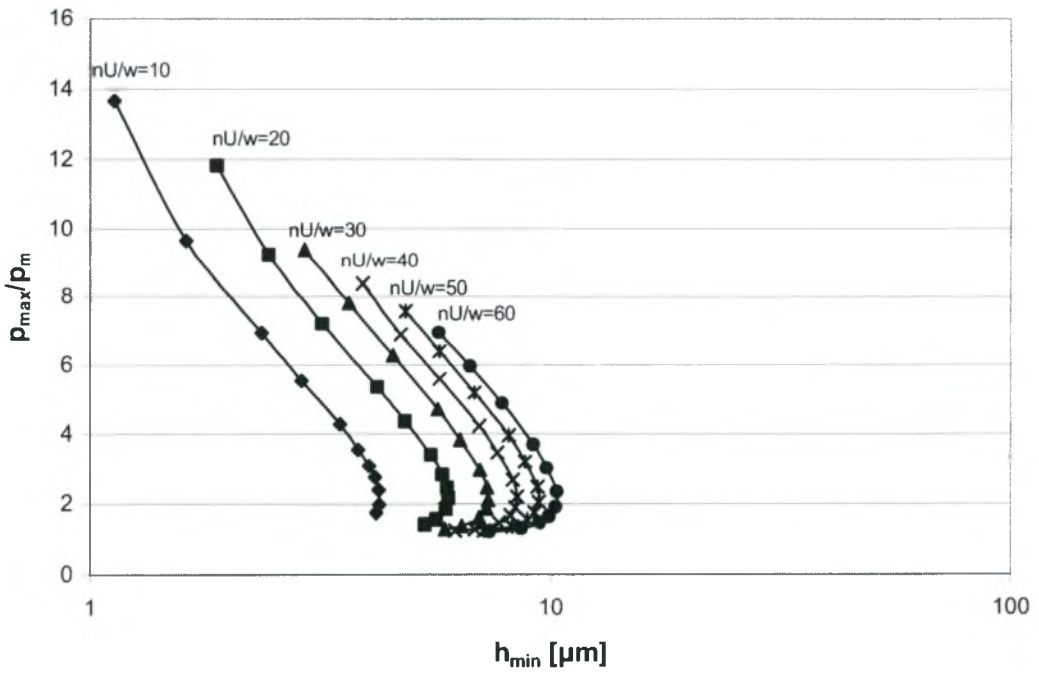
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.446$



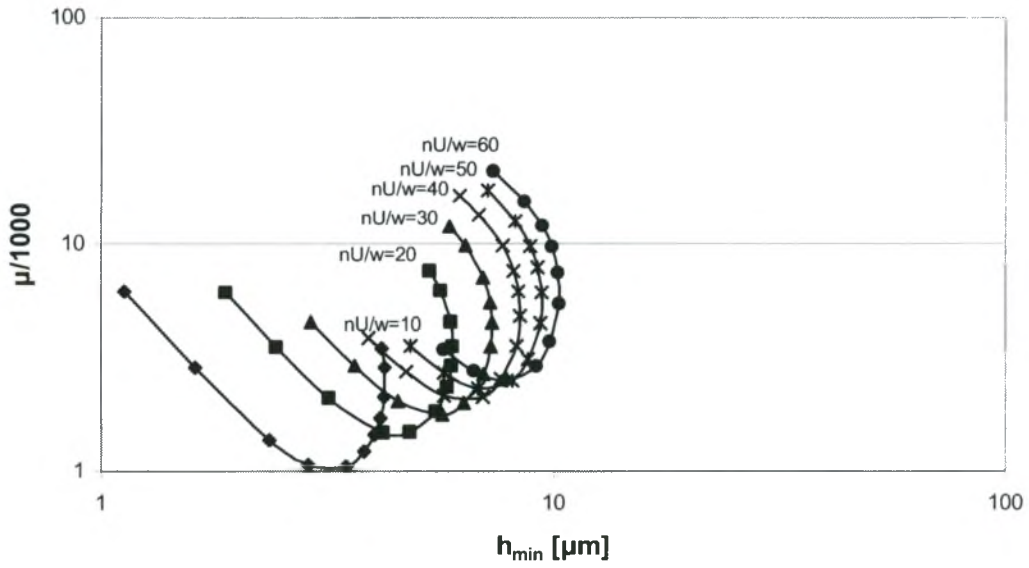
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.446$



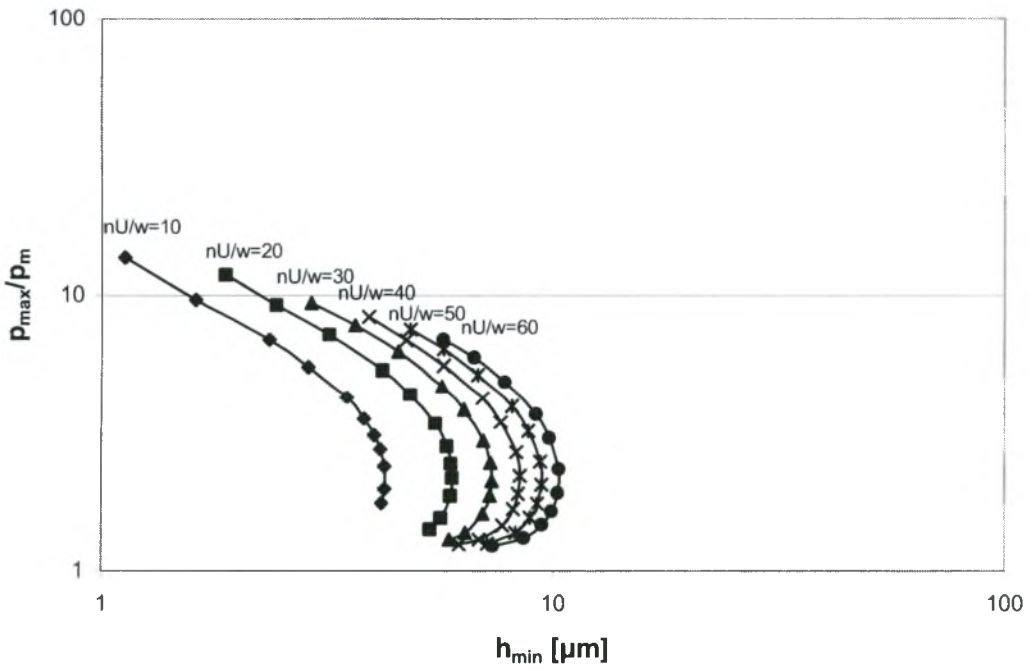
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.446$



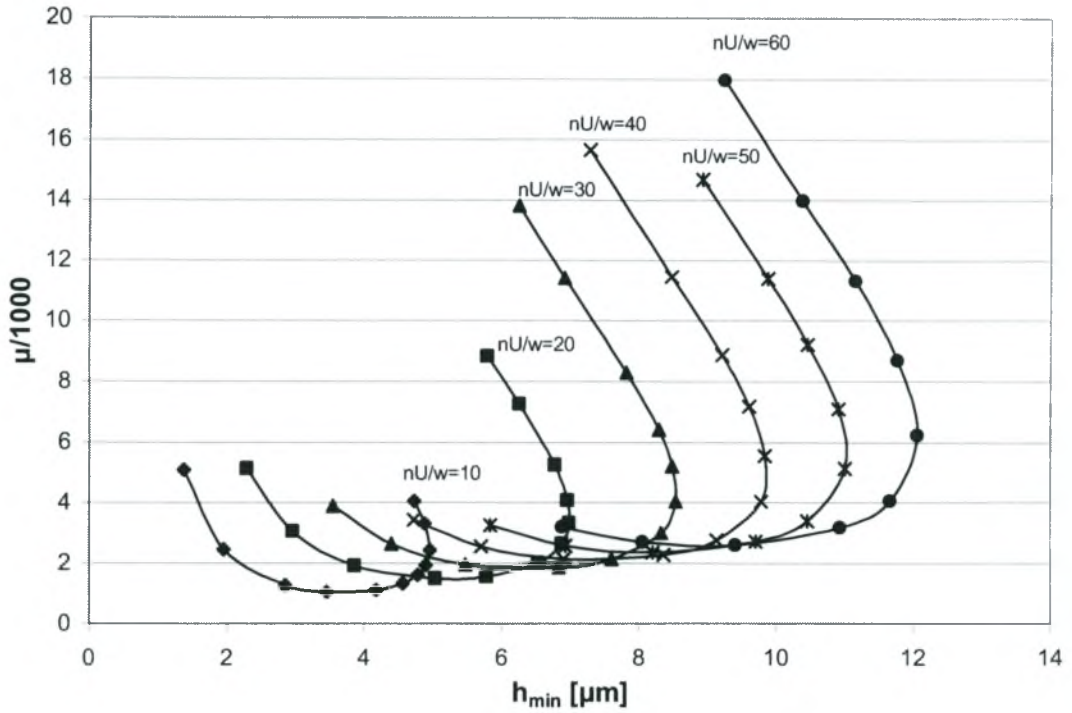
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.446$



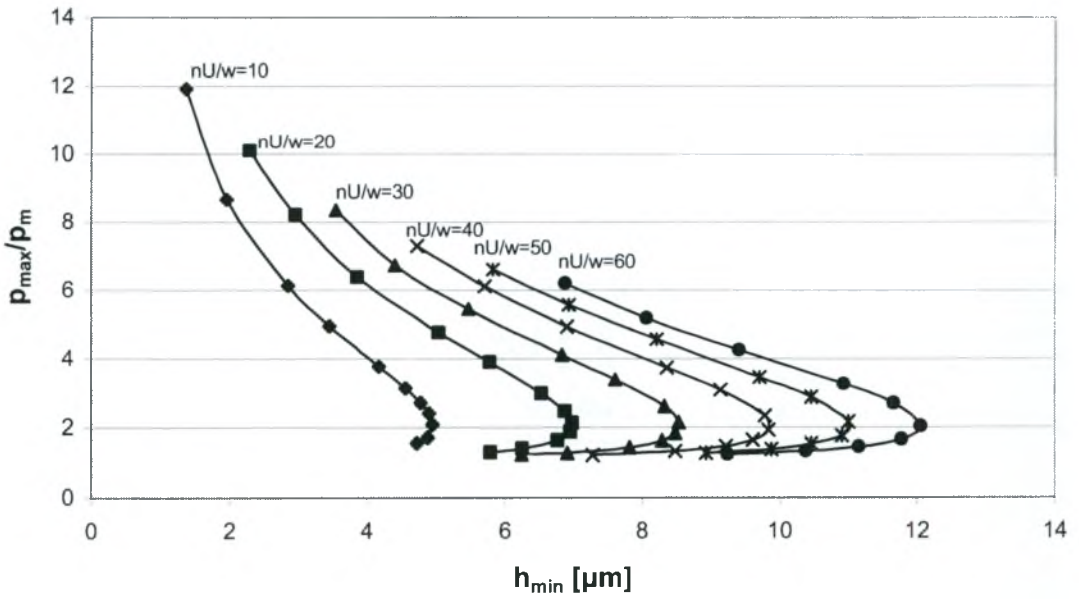
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.446$



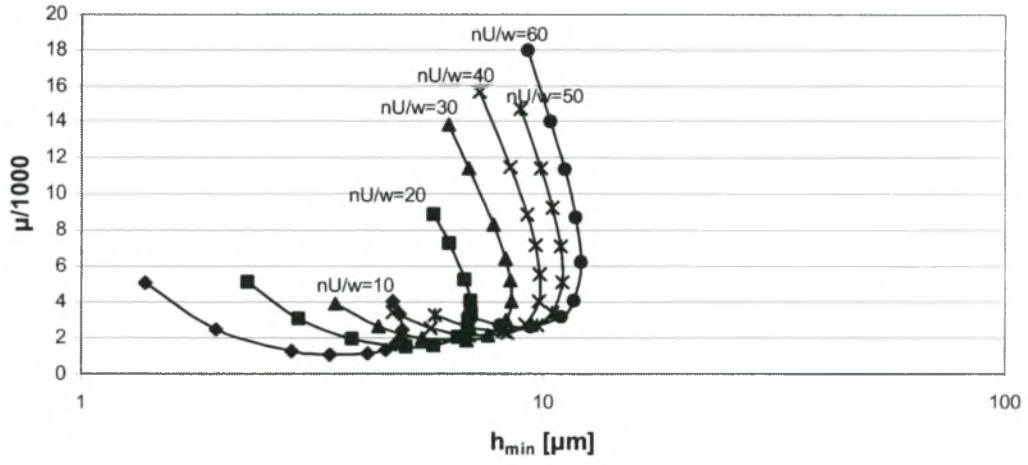
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.5$



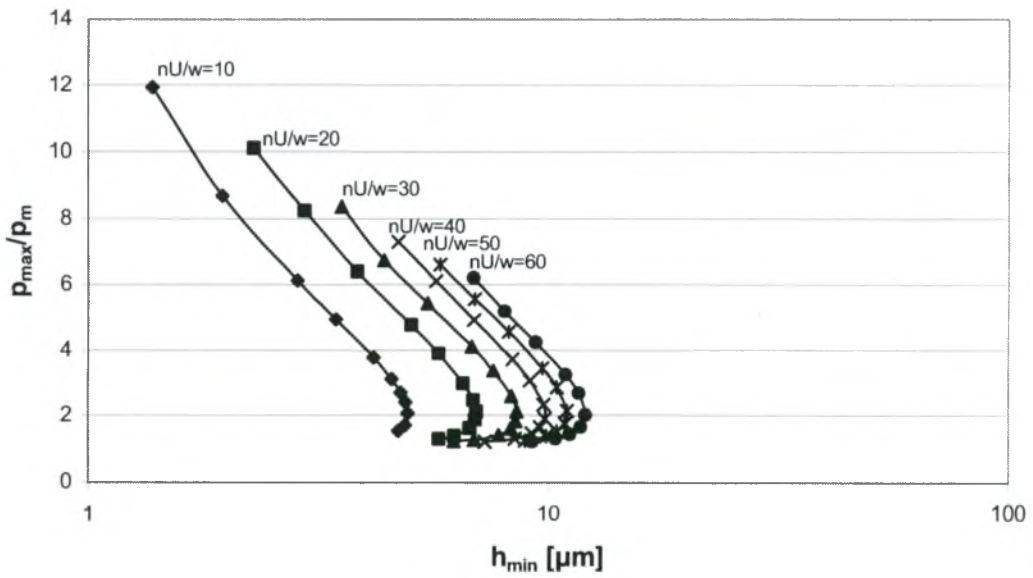
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.5$



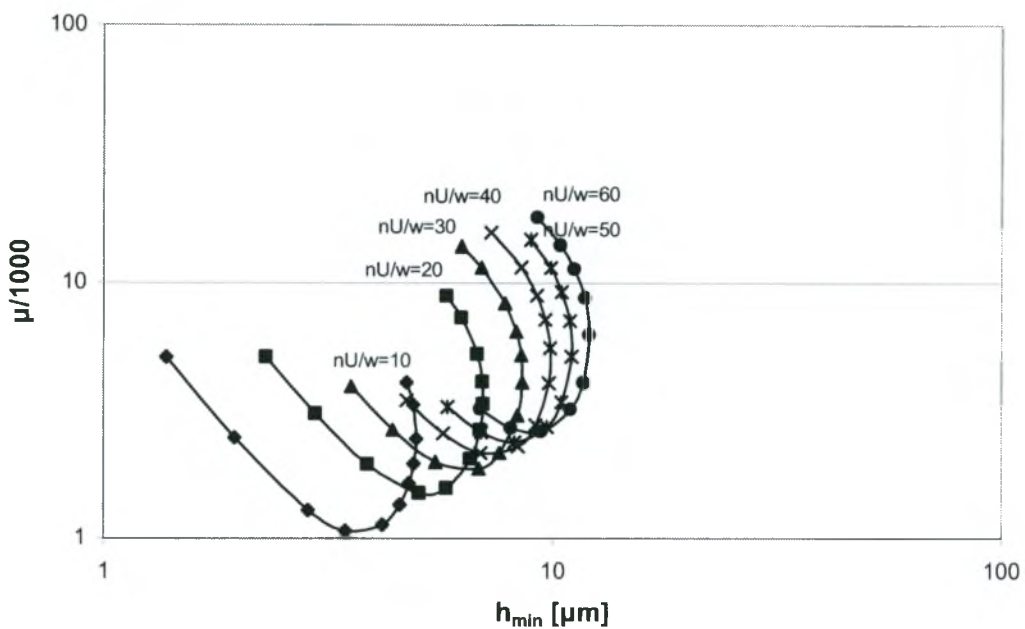
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=0.5$



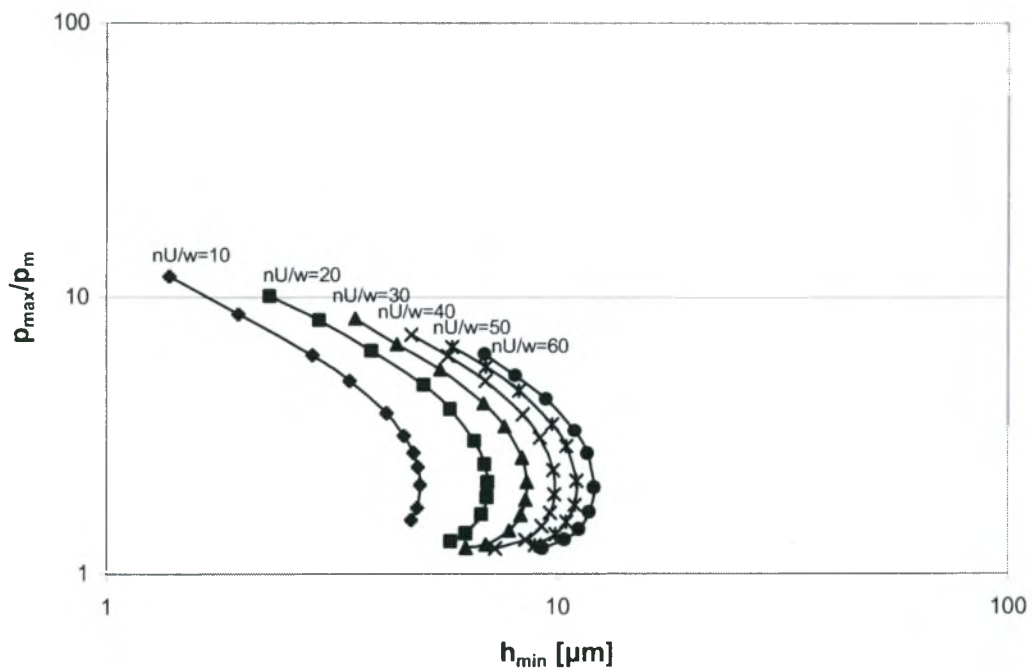
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=0.5$



άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.5$

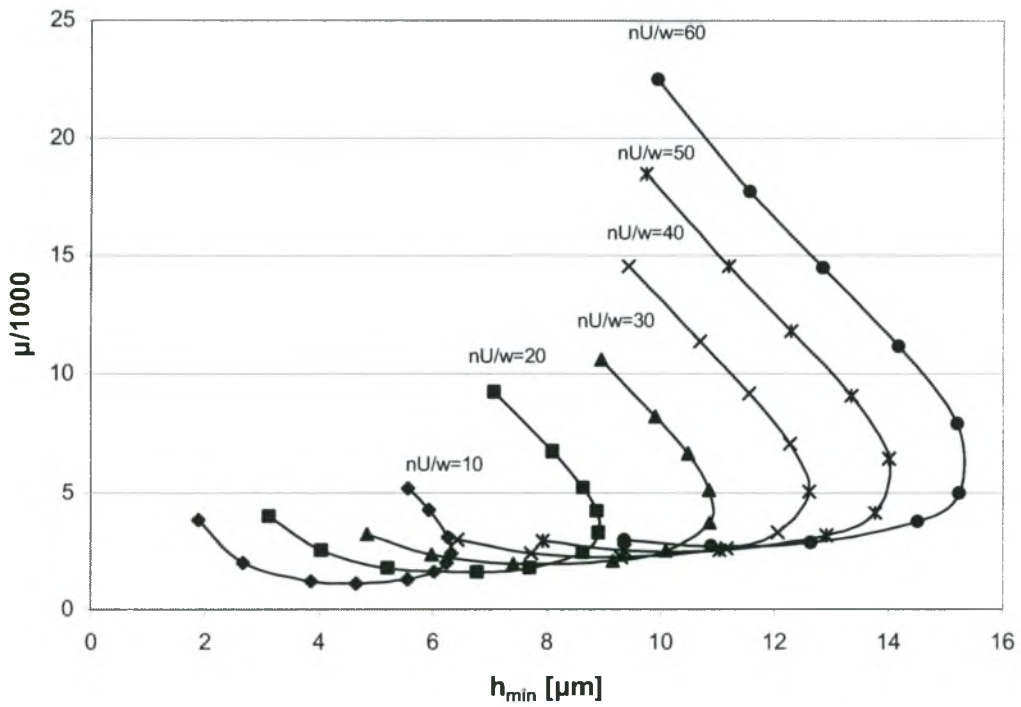


άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.5$

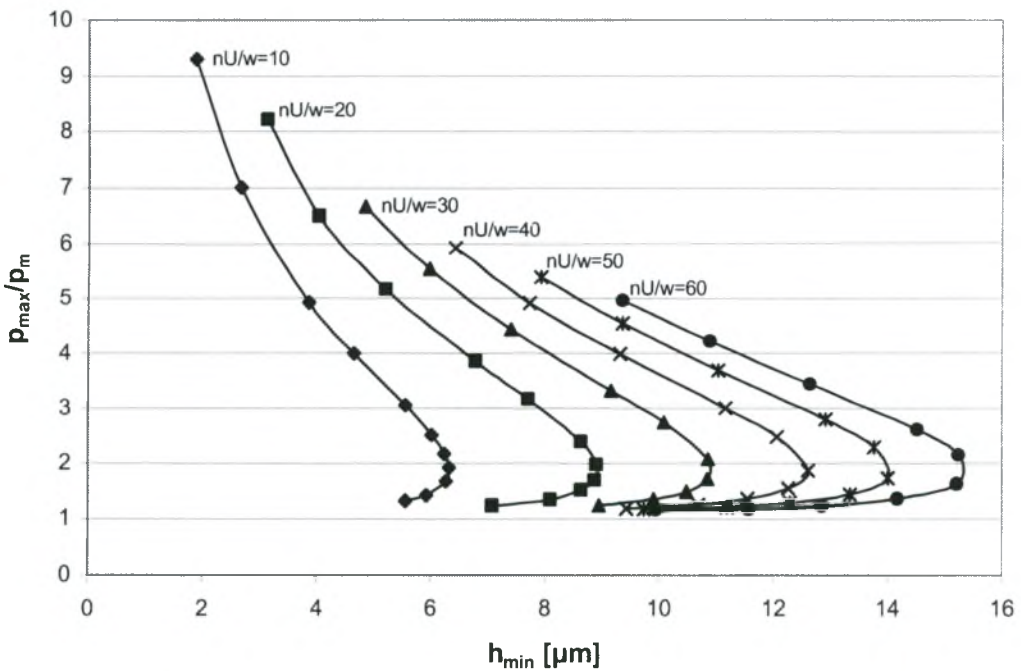




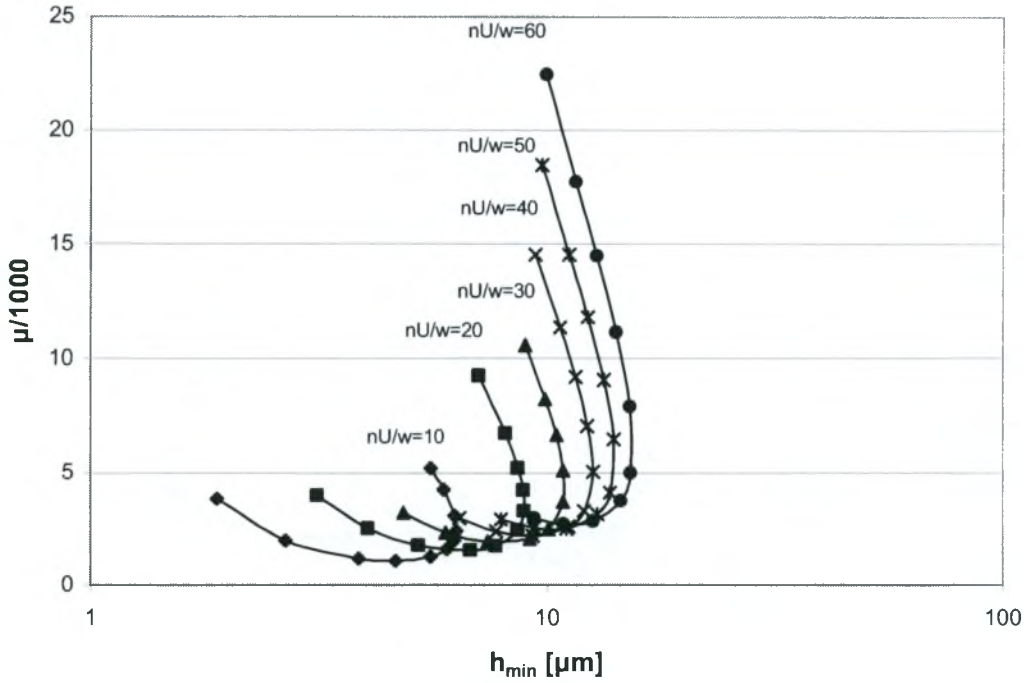
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.6$



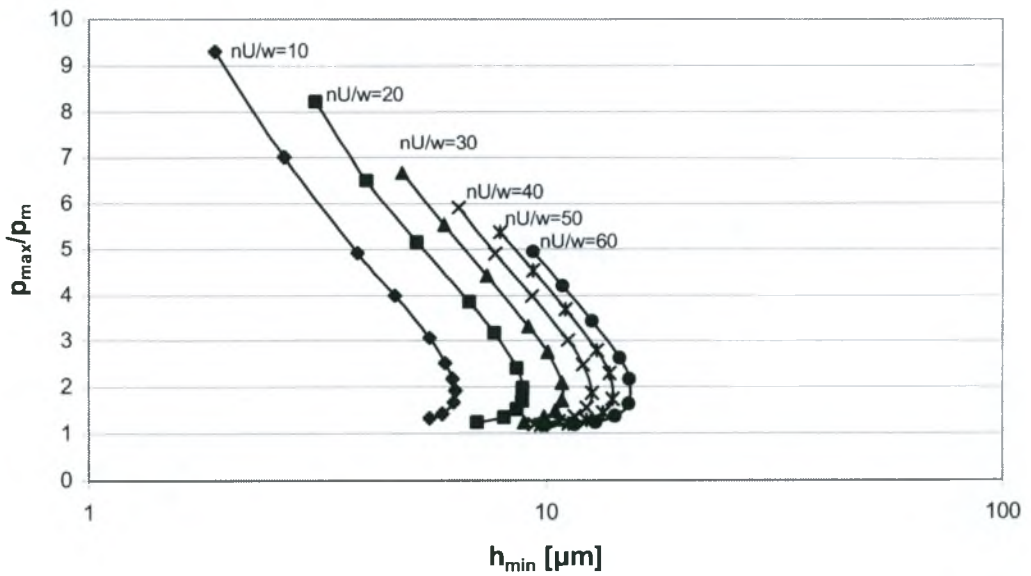
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.6$



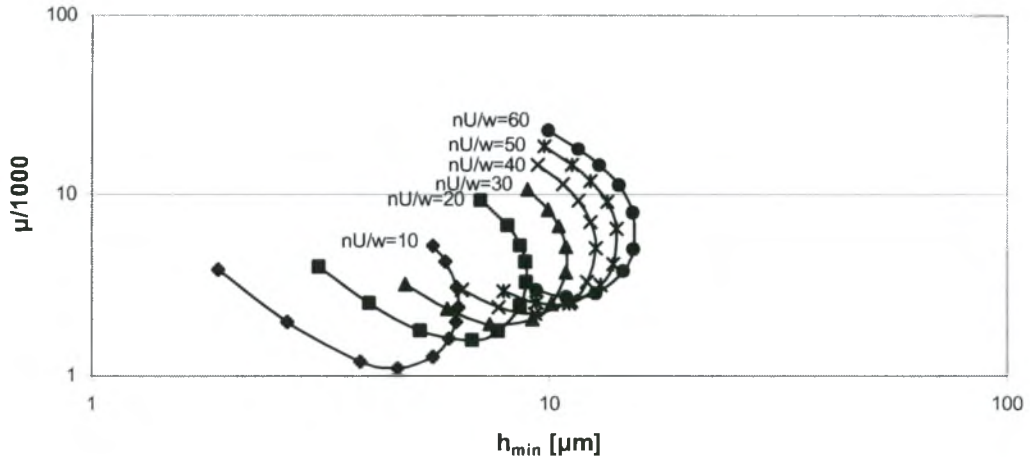
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.6$



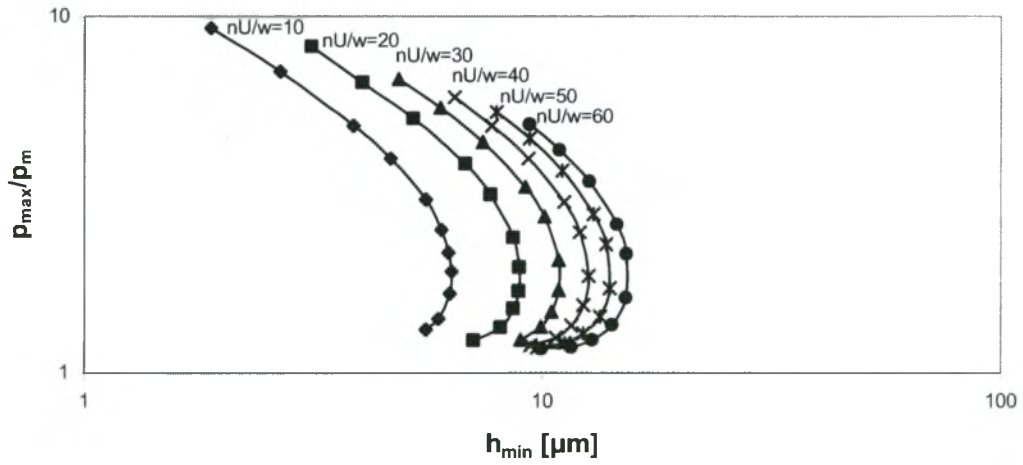
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.6$



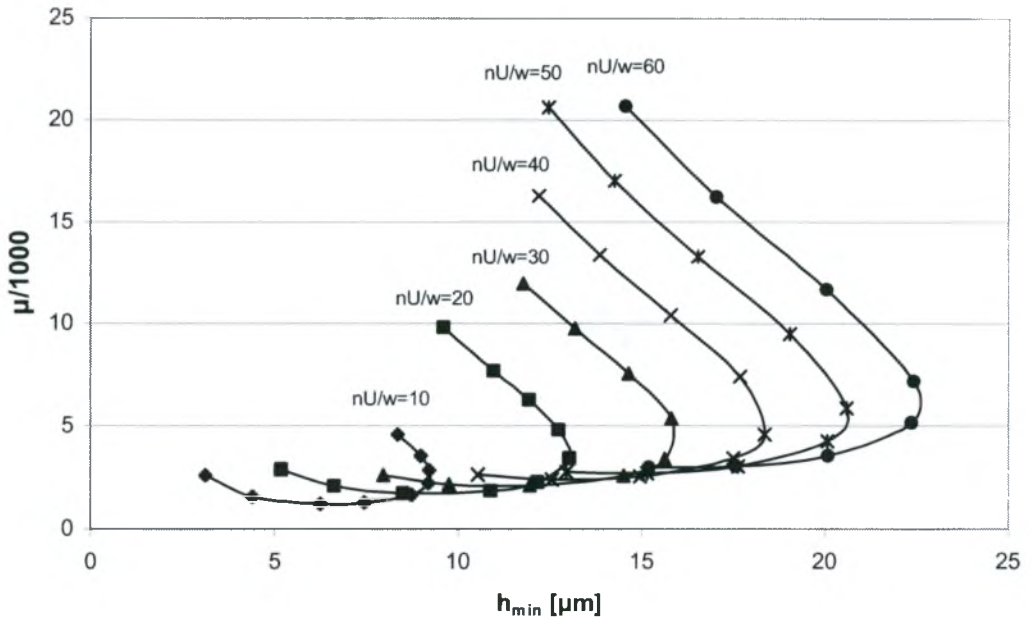
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=0.6$



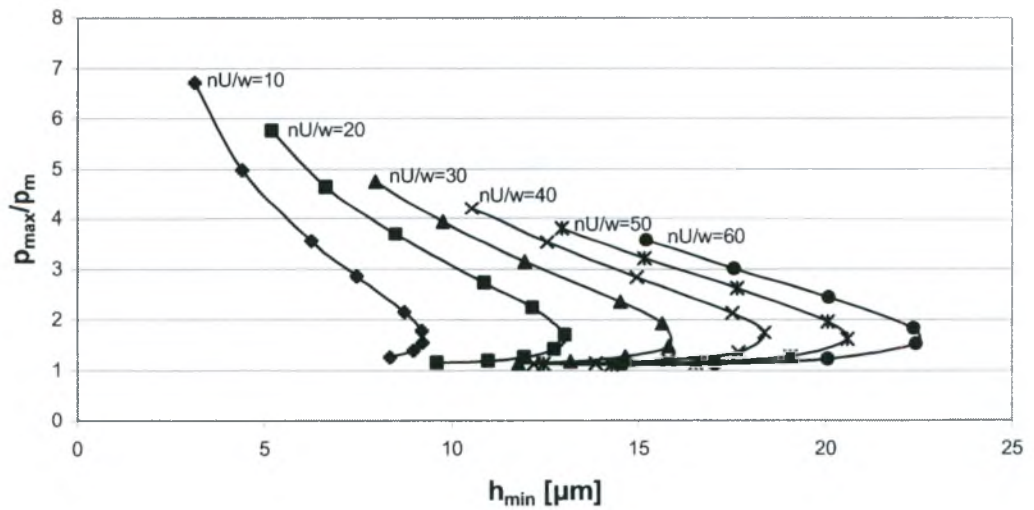
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=0.6$



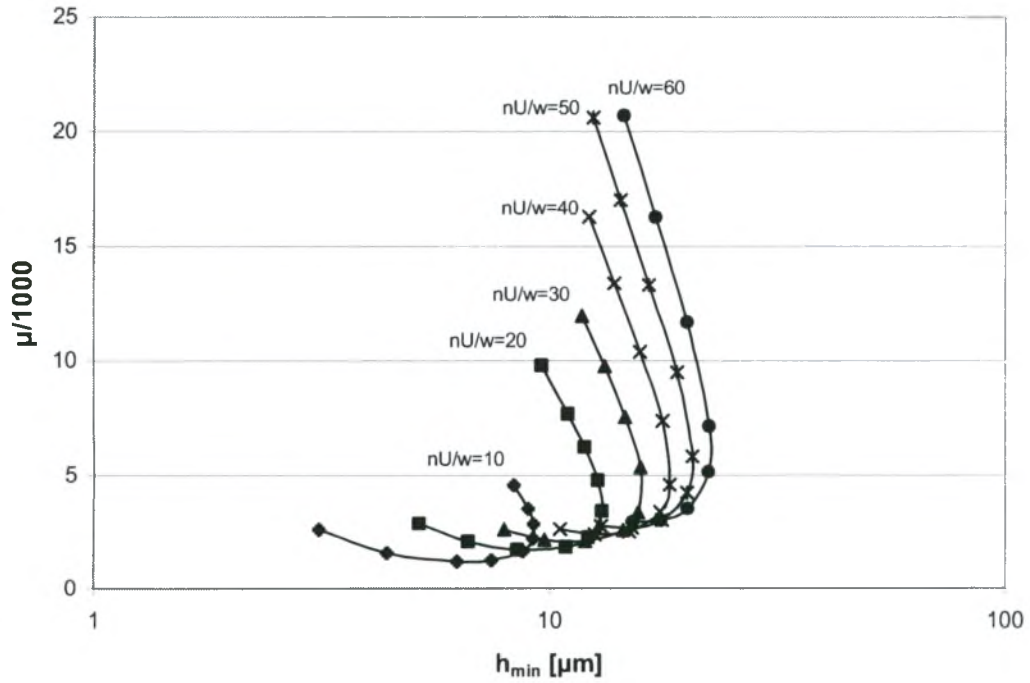
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.8$



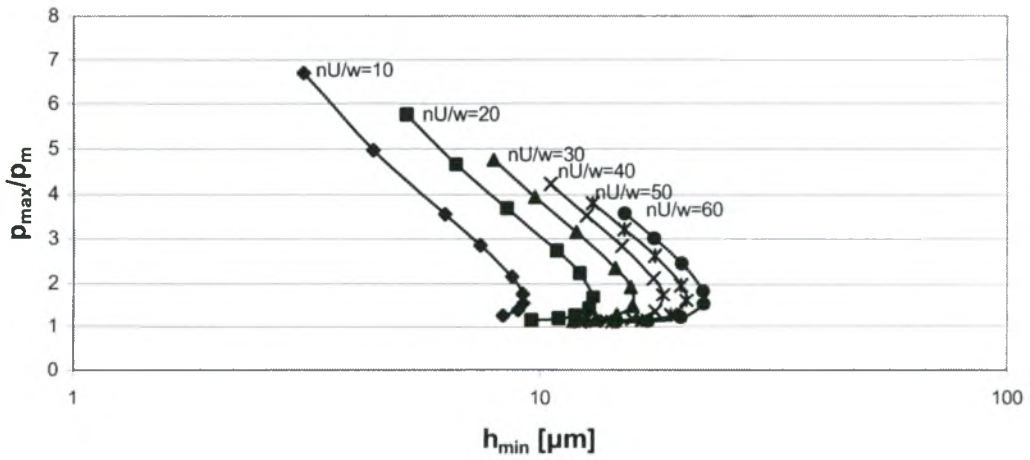
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.8$



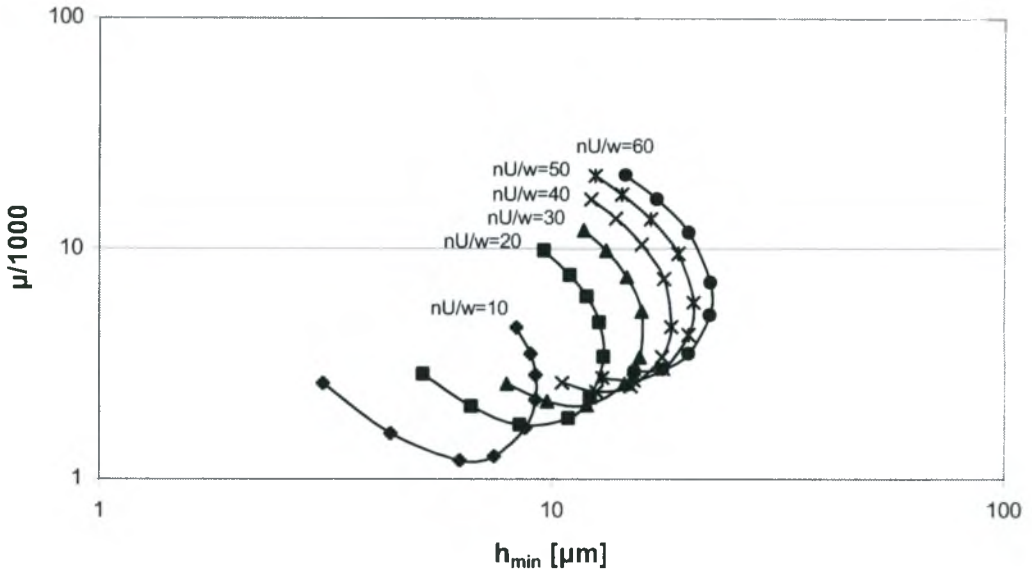
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=0.8$



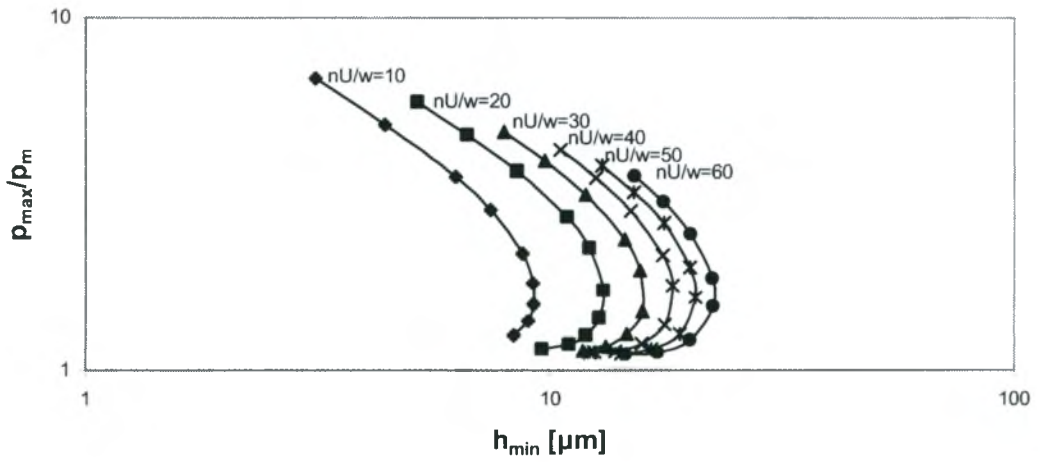
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=0.8$



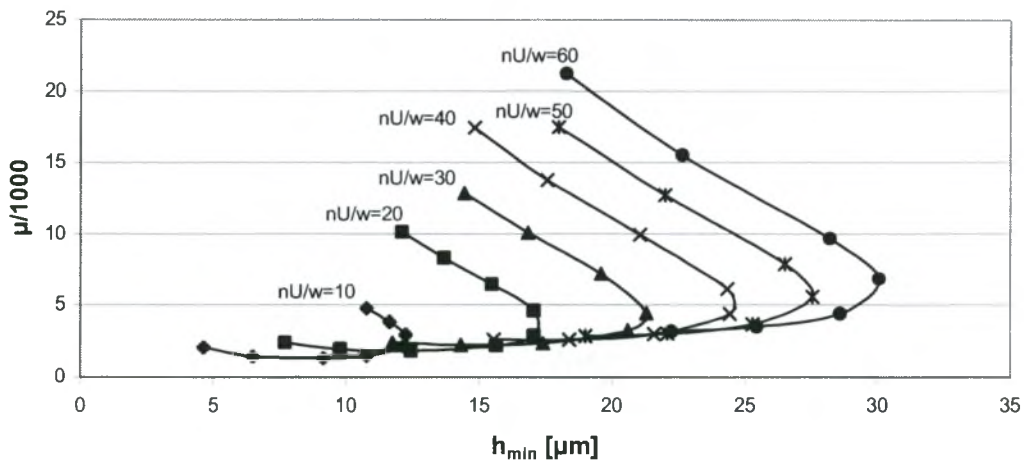
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.8$



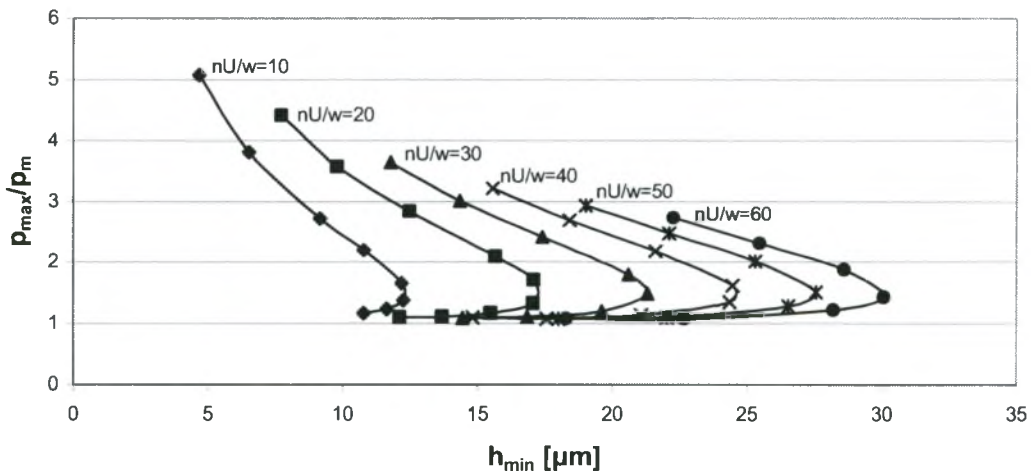
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=0.8$



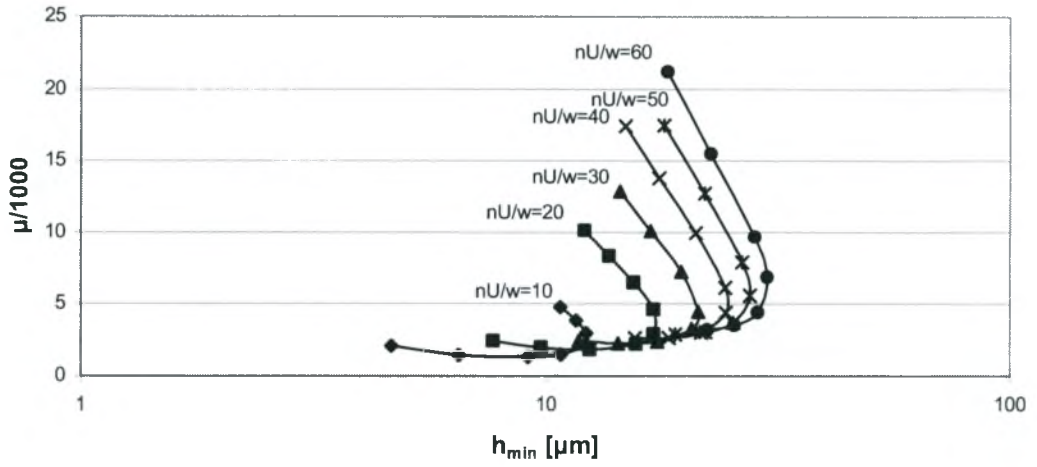
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=1$



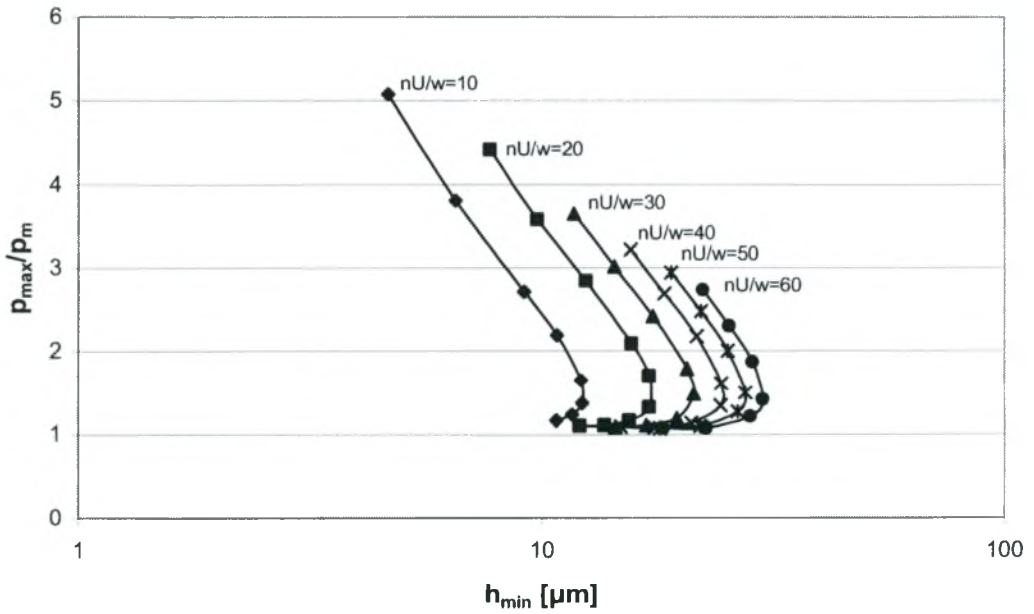
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=1$



άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=1$

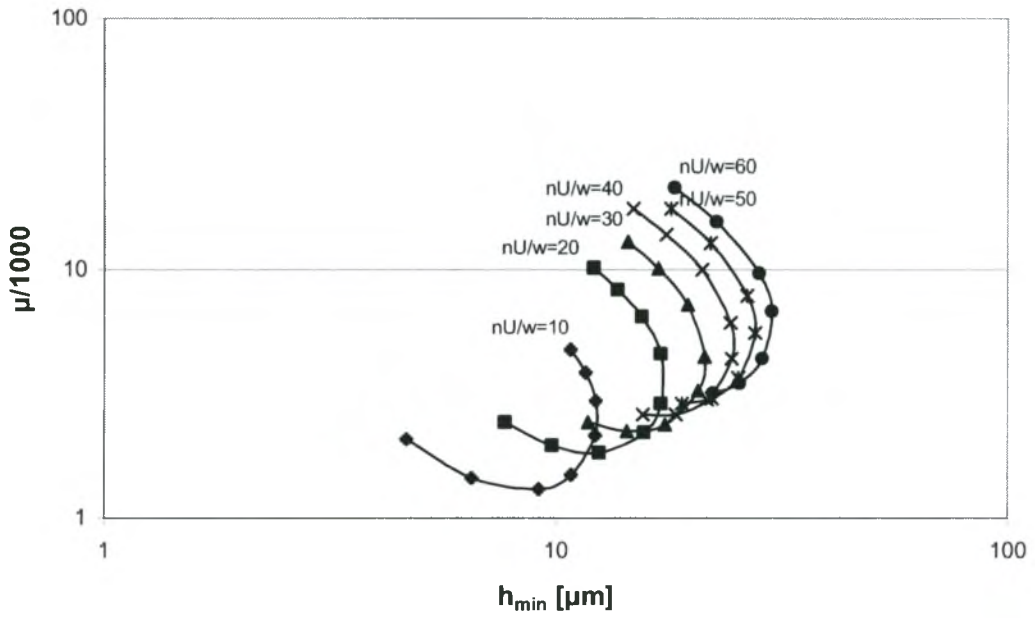


άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=1$

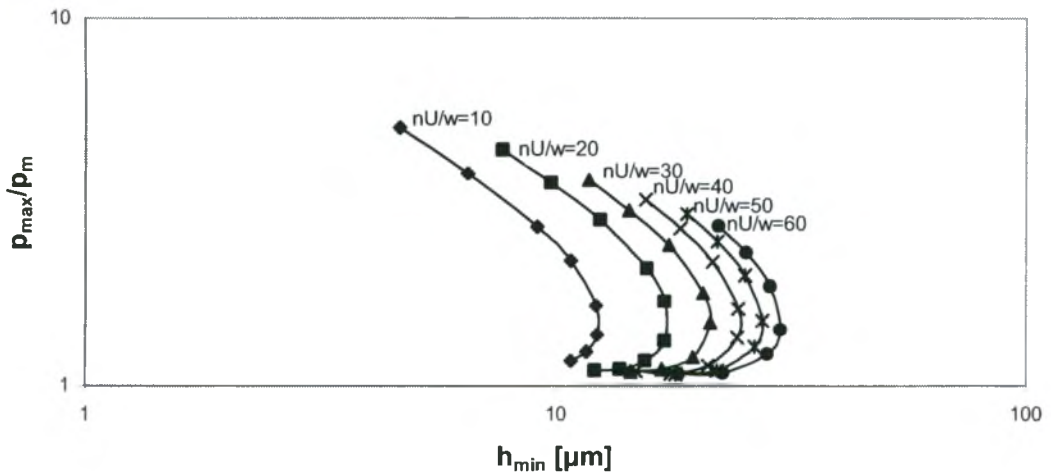




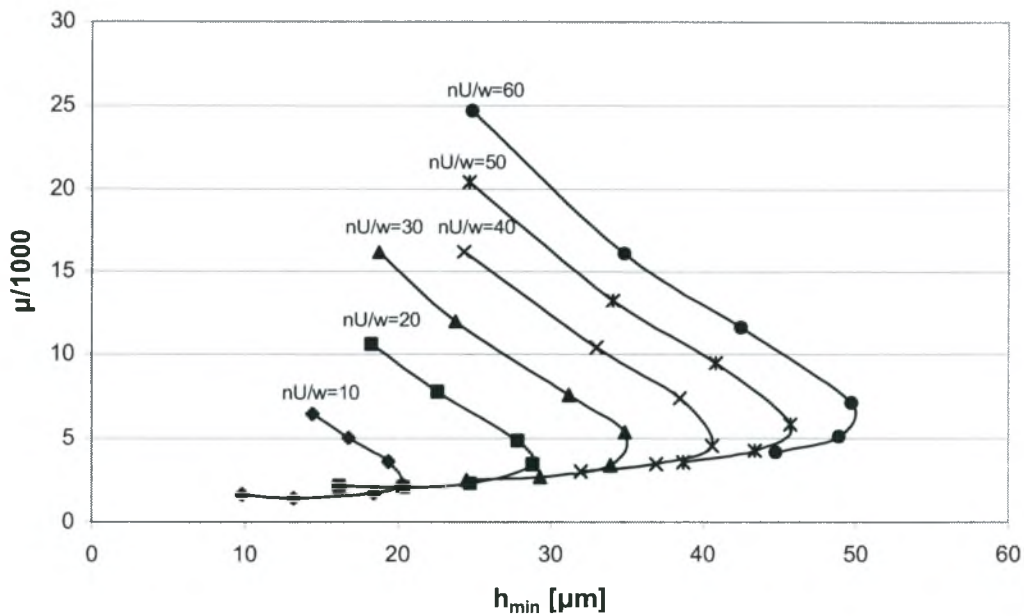
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=1$



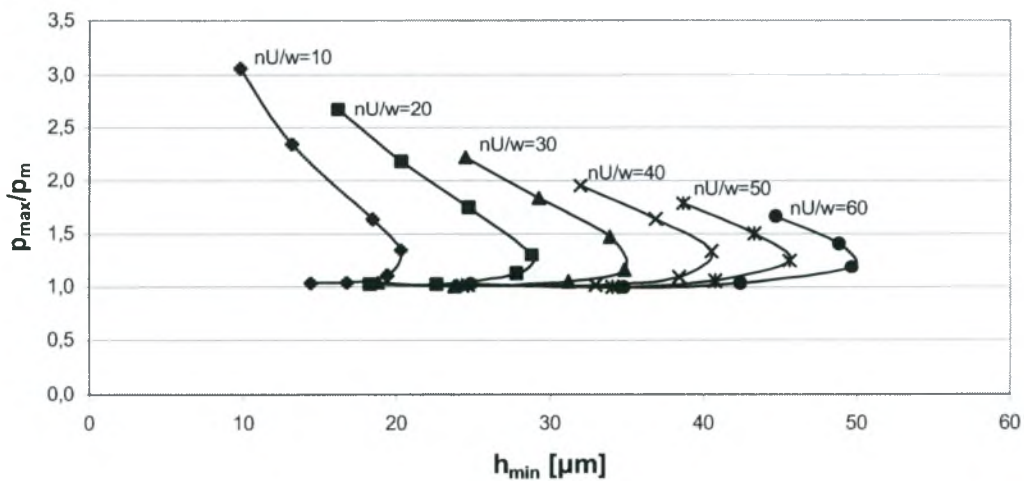
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=1$



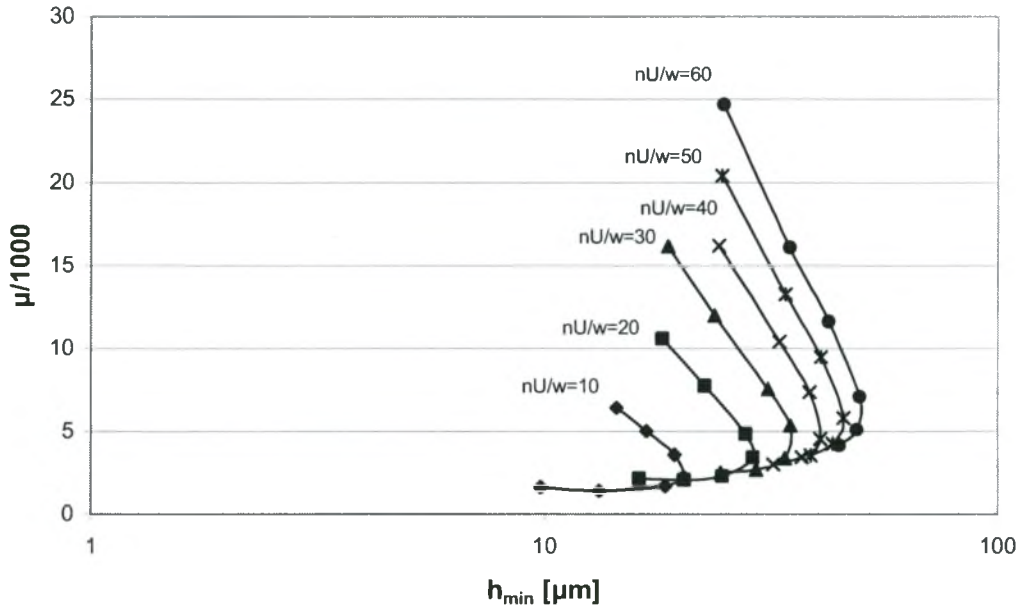
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=1.5$



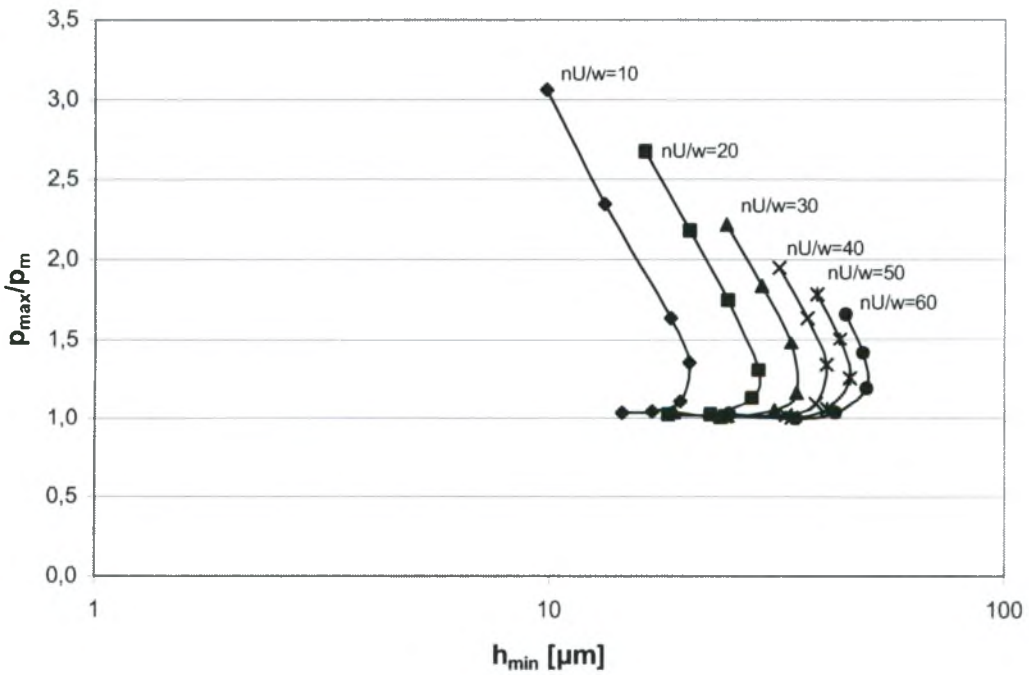
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=1.5$



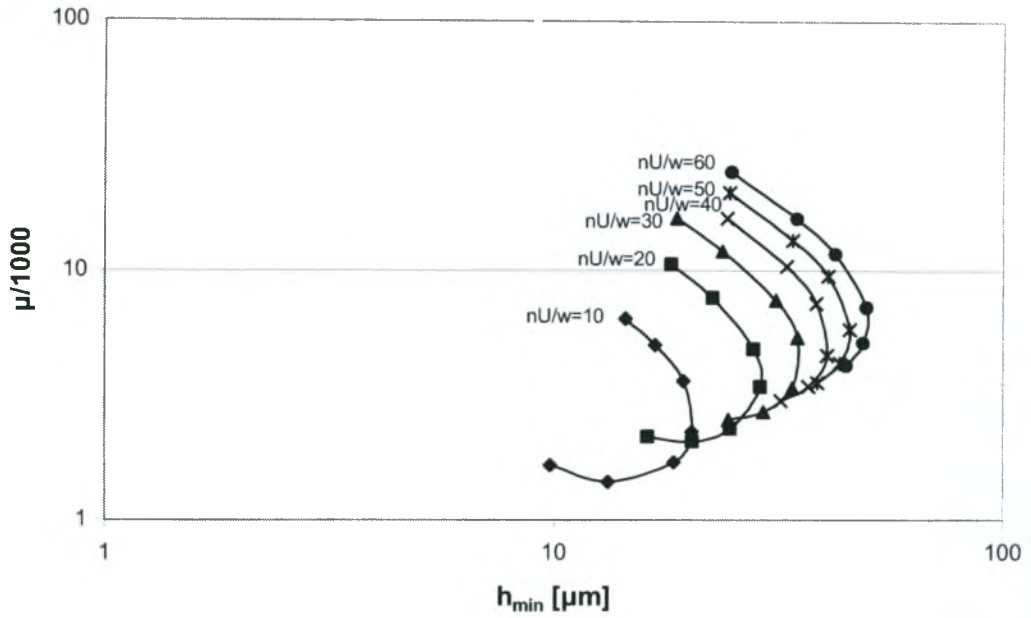
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=1.5$



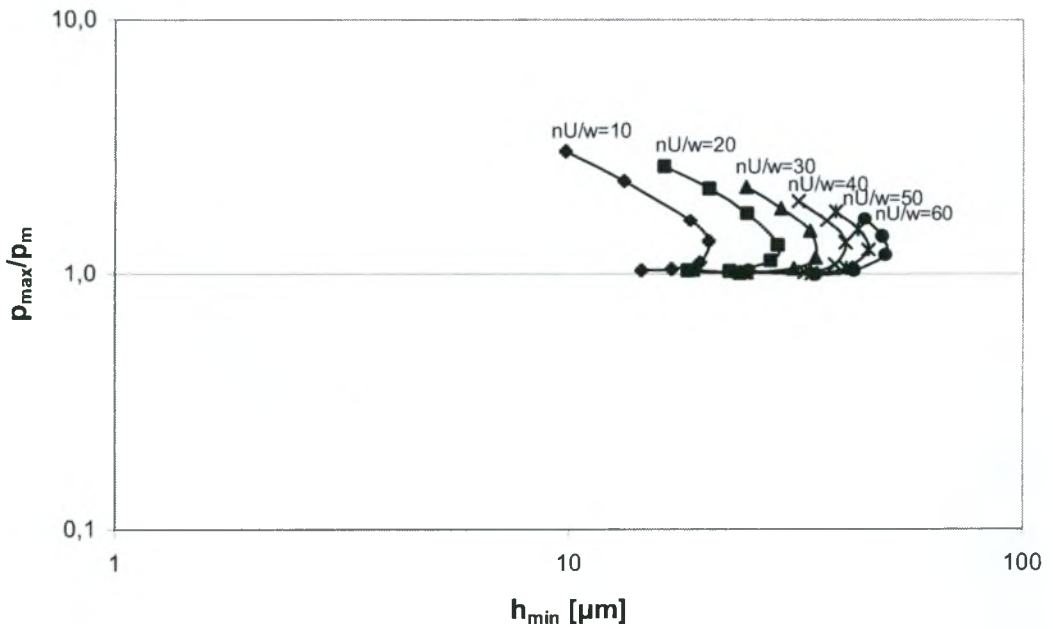
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=1.5$



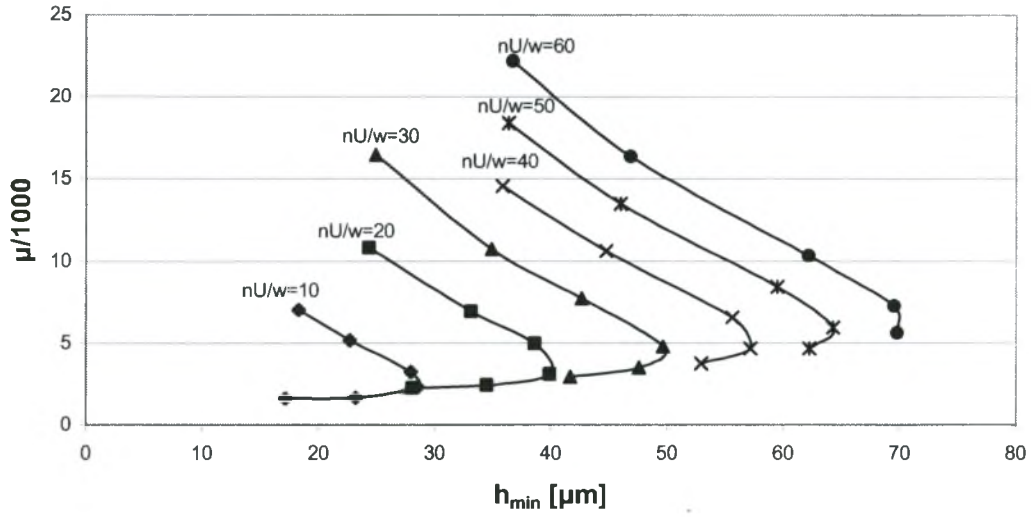
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=1.5$



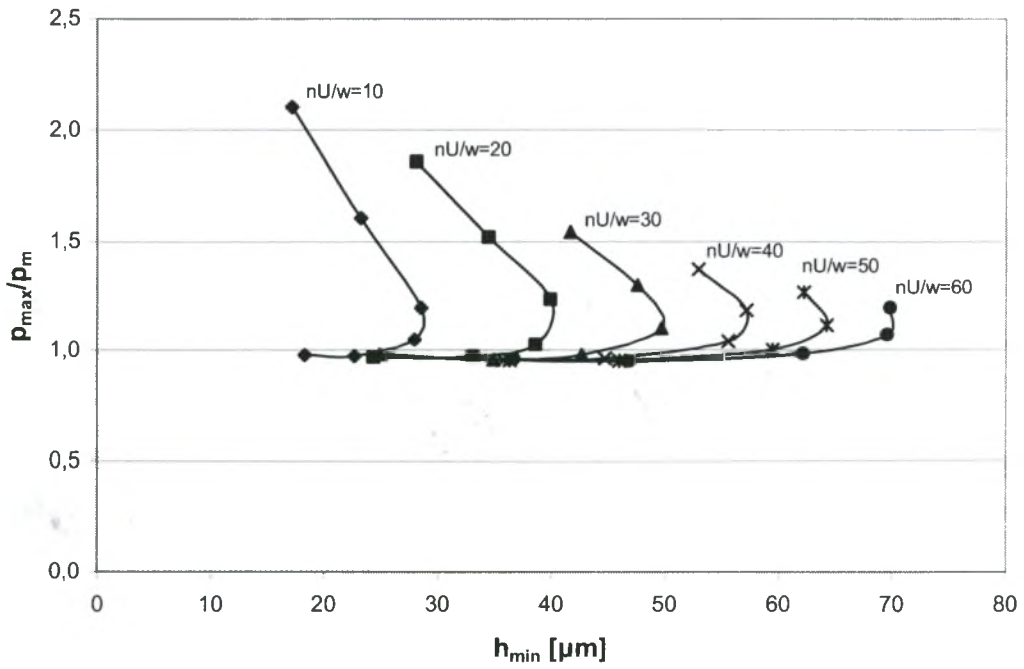
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=1.5$



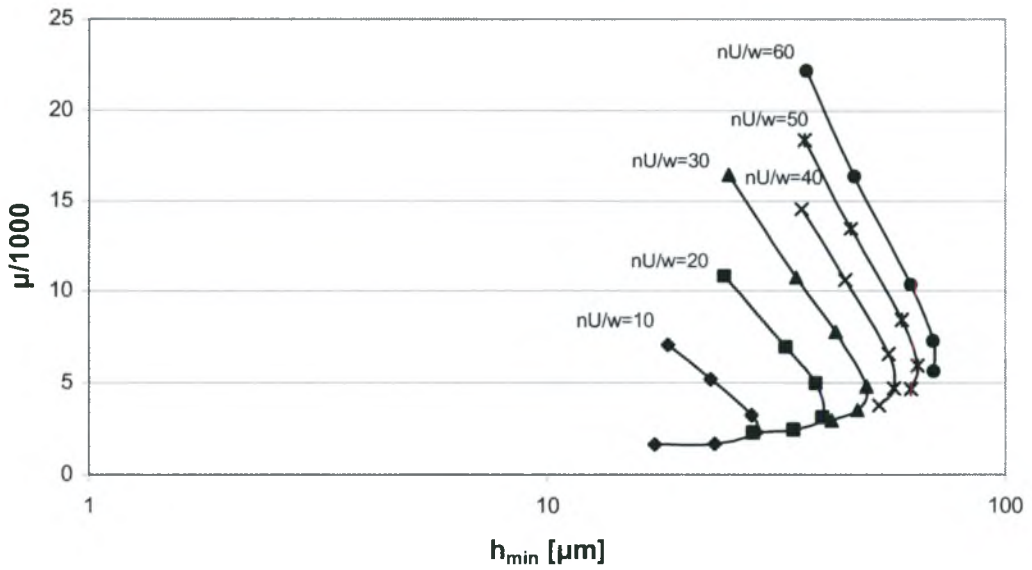
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=2$



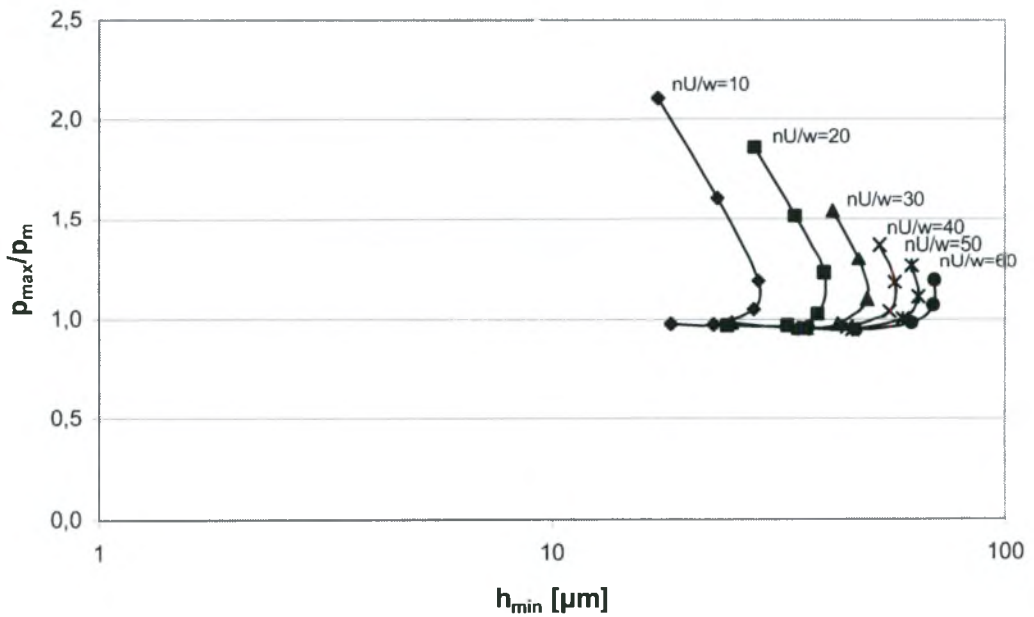
άγκιστρα ίσο-λειτουργίας  $l/d=2$



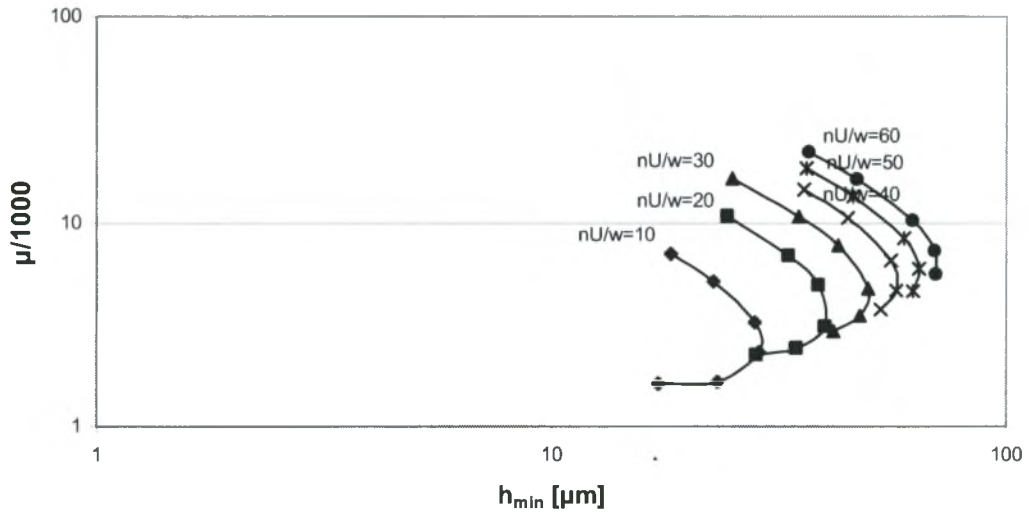
### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=2$



### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=2$



### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=2$



### άγκιστρα ίσο-λειτουργίας $l/d=2$

