

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία



**Πειραματική και Θεωρητική Προσομοίωση Υδροδυναμικής
Συμπεριφοράς Εγκάρσιου Εδράνου Ολίσθησης**

Σχεδιασμός - Κατασκευή Προσομοιωτή - Υπερκρίσιμη Περιοχή Λειτουργίας

Χρυσόστομος Φιλίππου

Φεβρουάριος 2009

Βόλος

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία



**Πειραματική και Θεωρητική Προσομοίωση Υδροδυναμικής
Συμπεριφοράς Εγκάρσιου Εδράνου Ολίσθησης**

Σχεδιασμός - Κατασκευή Προσομοιωτή - Υπερκρίσιμη Περιοχή Λειτουργίας

Χρυσόστομος Φιλίππου

Φεβρουάριος 2009

Βόλος

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία

Χρυσόστομος Φιλίππου

**Πειραματική και Θεωρητική Προσομοίωση Υδροδυναμικής
Συμπεριφοράς Εγκάρσιου Εδράνου Ολίσθησης**

Σχεδιασμός - Κατασκευή Προσομοιωτή - Υπερκρίσιμη Περιοχή Λειτουργίας

Μέλη Επιτροπής:

Δρ. Γεώργιος Πετρόπουλος επ.καθ.

Δρ. Θεοφάνης Γραμμένος

Δρ. Κωνσταντίνος Πανταζάρας

Φεβρουάριος 2009

Βόλος

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον καθηγητή και μέντορα μου σ' αυτό το δύσκολο έργο Δρ. Κωνσταντίνο Πανταζάρα, για την απaráμιλλη υποστήριξη που μου έδειξε πιστεύοντας από την αρχή ότι θα τα καταφέρω, παρέχοντας μου ένα τεράστιο γνωστικό υπόβαθρο.

Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τους καθηγητές μου ,Κύριο Γεώργιο Πετρόπουλο και Θεοφάνη Γραμμένο για τις γνώσεις που μου παρείχαν στα μαθήματα τους, καθώς και τους παράγοντες του εργαστηρίου Κατεργασιών και τον Κύριο Θανάση Βέργο που με βοήθησαν στο κατασκευαστικό μέρος της διπλωματικής εργασίας μου.

Αφιέρωση

Αφιερώνω αυτή τη διπλωματική εργασία σ'όλη την Οικογένειά μου και ιδιαίτερα στους Γονείς μου, Πασχάλη και Ευαγγελία, για την πίστη τους σε εμένα και τις δυνατότητες μου καθώς και για την αστείρευτη συναισθηματική, ψυχική και ψυχολογική υποστήριξη που μου έδειξαν όλα αυτά τα χρόνια.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ.....	σελ.7
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	σελ.9
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 ``ΕΙΣΑΓΩΓΗ – ΙΣΤΟΡΙΚΟ - ΒΑΣΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ``	
1.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ - ΙΣΤΟΡΙΚΟ.....	σελ.11
1.1.1 ΕΠΟΧΗ ΤΗΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΗΣ ΠΡΟΟΔΟΥ (1850 – 1920)	σελ.11
1.1.2 Η ΕΠΟΧΗ ΤΗΣ ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΑΣ (1920 - ΣΗΜΕΡΑ).....	σελ.12
1.1.3 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΕΕΟ ΣΗΜΕΡΑ	σελ.14
1.2 ΣΤΟΧΟΙ – ΣΚΟΠΟΣ.....	σελ.16
1.3 ΜΕΘΟΔΟΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ.....	σελ.19
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ``Ο ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΗΣ``	
2.1 ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΗΣ.....	σελ.23
2.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ.....	σελ.29
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 `` ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ- ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ``	
3.1 ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ.....	σελ.31
3.2 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ.....	σελ.31
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 ``ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ-ΜΟΝΤΕΛΟ LUBRA``	
4.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ.....	σελ.43
4.2 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΩΝ ΜΕΡΙΚΩΝ ΔΙΑΦΟΡΙΚΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ ΜΕ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΕΣ ΔΙΑΦΟΡΕΣ (FDM).....	σελ.47
4.3 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ ΤΩΝ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΤΗΣ ΤΡΙΒΗΣ.....	σελ.53
4.4 ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΟΥ ΠΡΟΕΚΥΨΑΝ ΑΠΟ ΤΗΝ ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΤΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ LUBRA.....	σελ.56
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 `` ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ- ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ- ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ``	
5.1 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΚΑΙ ΘΕΩΡΗΤΙΚΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ.....	σελ.75
5.2 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ- ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ.....	σελ.78
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	σελ.82
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ.....	σελ.98

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1	“ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΗΣ – ΔΟΜΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΟΥ ΤΟΝ ΑΠΑΡΤΙΖΟΥΝ”	σελ.99
	ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΗΣ – ΔΟΜΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΟΥ ΤΟΝ ΑΠΑΡΤΙΖΟΥΝ.....	σελ.100
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2	“ ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΤΟΥ LUBRA ΜΕ ΤΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ BOYD-RAIMONDI”	σελ.133
	ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΤΟΥ LUBRA ΜΕ ΤΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ BOYD-RAIMONDI.....	σελ.134
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 3	“ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΩΝ ΑΛΛΩΝ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΩΝ”	σελ.143
	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΩΝ ΑΛΛΩΝ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΩΝ.....	σελ.144

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_b : δύναμη τριβής στην επιφάνεια του τριβέα
 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_L : αριθμός κυματώσεων
 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
 So : αριθμός Sommerfeld
 U : περιφερειακή ταχύτητα στροφέα
 w : φορτίο εδράνου
 W : αδιάστατη ικανότητα φόρτισης εδράνου
 W' : συμβατικό αδιάστατο φορτίο
 x : περιφερειακή κατεύθυνση
 z : αξονική κατεύθυνση
 Δs : διαφορά χάρης ψυχρής - θερμής λειτουργίας
 ε : σχετική εκκεντρότητα e/c_r
 η : δυναμικό/απόλυτο ιξώδες λιπαντικού

θ_m : μέση θερμοκρασία λειτουργίας εδράνου

θ_ψ : θερμοκρασία κατασκευής και μετρήσεως ανοχών του εδράνου και του στροφέα

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

μ : συντελεστής τριβής $\mu=F/w$

σ_{po} : τυπική απόκλιση της ολικής τραχύτητας τριβέα-στροφέα

φ : 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}).

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

ω : γωνιακή ταχύτητα στροφέα

Φ_x, Φ_z : παράγων ροής-πίεσης, Φ_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

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

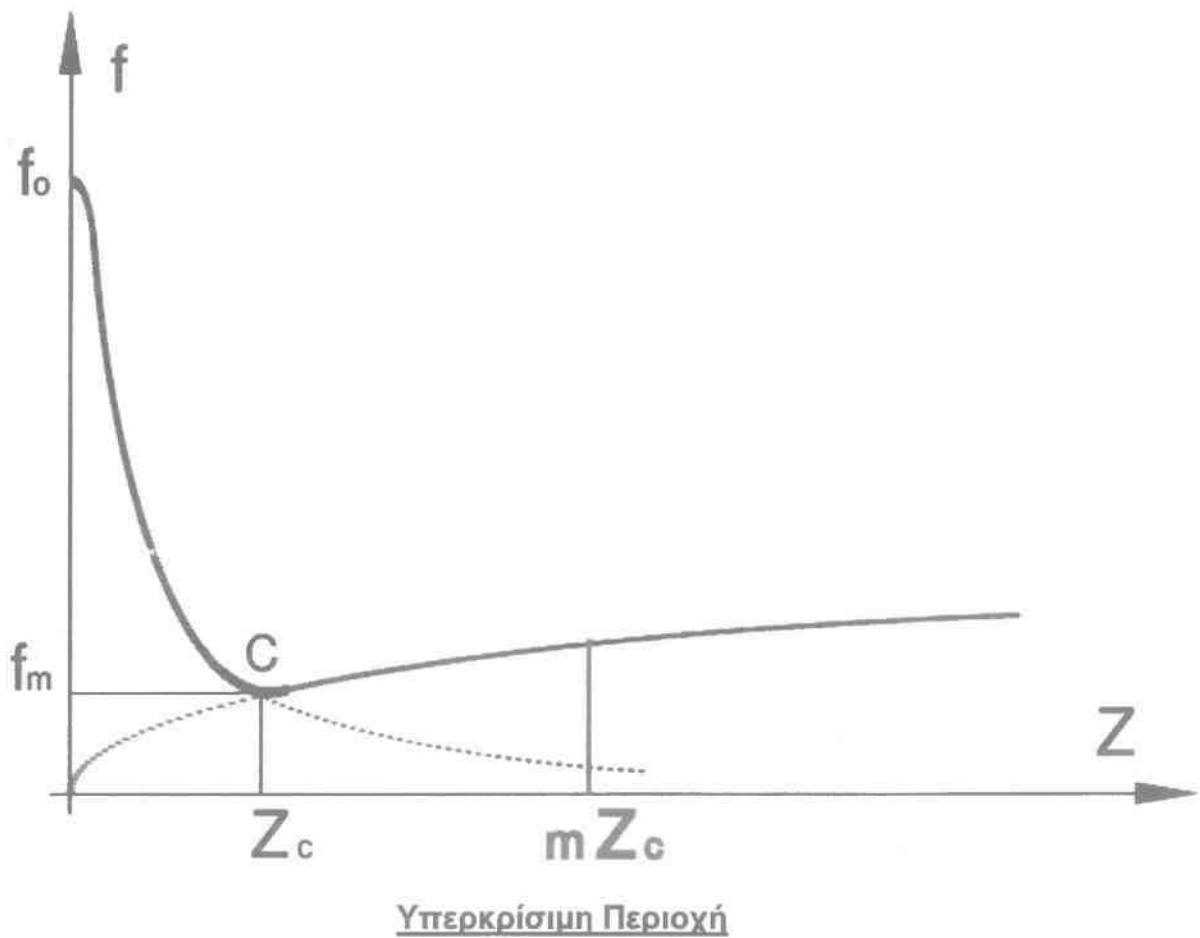
Η παρούσα διπλωματική εργασία με τίτλο “**Θεωρητική και Πειραματική Προσομοίωση Υδροδυναμικής Συμπεριφοράς Εγκάρσιου Εδράνου Ολίσθησης στην Υπερκρίσιμη Περιοχή Λειτουργίας**” χωρίζεται σε έξι κεφάλαια τα οποία αναφέρονται περιληπτικά παρακάτω :

- **Στο πρώτο κεφάλαιο** γίνεται μια ιστορική αναδρομή σχετικά με την ανάπτυξη των θεωριών που αφορούν στη λειτουργία εγκαρσίων υδροδυναμικών εδράνων ολίσθησης. Επίσης αναλύεται ο σκοπός της διπλωματικής εργασίας καθώς και η μέθοδος με την οποία πραγματοποιείται.
- **Στο δεύτερο κεφάλαιο** αναλύονται τα βασικά στοιχεία από τα οποία αποτελείται ο προσομοιωτής και γίνεται η περιγραφή της λειτουργίας του.
- **Στο τρίτο κεφάλαιο** περιγράφεται η πειραματική διαδικασία που ακολουθήθηκε και παρατίθενται τα διαγράμματα που προέκυψαν από τα αποτελέσματα των μετρήσεων.
- **Στο τέταρτο κεφάλαιο** παρουσιάζεται το θεωρητικό μοντέλο στο οποίο βασίζεται ο πηγαίος κώδικας Lubra καθώς και τα θεωρητικά αποτελέσματα που προκύπτουν από την επεξεργασία του. Τέλος,
- **Στο πέμπτο κεφάλαιο** συγκρίνονται τα θεωρητικά με τα πειραματικά αποτελέσματα που προέκυψαν παραθέτοντας τα σχετικά διαγράμματα. Επίσης παρατίθενται τα συμπεράσματα που προέκυψαν από την εκπόνηση της διπλωματικής εργασίας, καθώς και οι προοπτικές βελτίωσης και μελέτης του προσομοιωτή στο μέλλον.

Στο τέλος ακολουθούν τα **παραρτήματα Π1-Π2-Π3** στα οποία υπάρχει πλούσιο φωτογραφικό υλικό που βοηθάει τον αναγνώστη να έχει καλύτερη εποπτεία του προσομοιωτή αλλά και της συγκεκριμένης πειραματικής διαδικασίας ειδικότερα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

“ΕΙΣΑΓΩΓΗ -ΙΣΤΟΡΙΚΟ-ΒΑΣΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ”



1.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ-ΙΣΤΟΡΙΚΟ

1.1.1 ΕΠΟΧΗ ΤΗΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΗΣ ΠΡΟΟΔΟΥ (1850 – 1920)

Κατά την διάρκεια της περιόδου 1850-1920 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.

Αναπτύσσονται *υδρολιπανόμενα 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 από ορυκτά προϊόντα. Η τελειότερη απόσταση και το ραφινάρισμα οδηγεί στην δημιουργία και την ευρεία χρήση ατρακτελαίων ποικίλης συνεκτικότητας (κλωστοϋφαντουργία), ελαίων συμπιεστών, μηχανελαίων 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 τους 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 μ 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 - Σήμερα)

Η νεότερη εποχή χαρακτηρίζεται από ραγδαία ανάπτυξη της πανεπιστημιακής και της 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 έντονο βιομηχανικό ανταγωνισμό με έμφαση στην αυτοκινητοβιομηχανία,
- η εικοσαετία 1960-1980 χαρακτηρίζεται από την αυτονόμηση της Επιστήμης 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.

Επίσης, ο σύγχρονος σχεδιασμός των εδράνων ολίσθησης οδηγεί και άλλους επιστημονικούς κλάδους, όπως αυτόν της βιο-ιατρικής, να στραφούν προς αναζήτηση λύσεων και εφαρμογών στα έδρανα ολίσθησης. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελεί ο σχεδιασμός και η κατασκευή σημαντικών τεχνητών μελών του ανθρώπινου σώματος. Τα τελευταία χρόνια γίνεται προσπάθεια με την χρησιμοποίηση ενός υδροδυναμικού εδράνου ολίσθησης να υποστηριχθεί το πολύπλοκο περιστροφικό σύστημα της αντλίας αίματος μιας τεχνητής καρδιάς.

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 και για υψηλές φορτίσεις με προδιαγραφές για μεγάλη διάρκεια ζωής και απαιτήσεις μεγάλων χρονικών περιόδων μεταξύ συντηρήσεων.

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

1. Οι προσεγγιστικές μέθοδοι που εφαρμόστηκαν 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, ο σχεδιασμός καθώς και η πειραματική λειτουργία προσομοιωτικών συστημάτων για μετρήσεις, με στόχο μια πληρέστερη θεωρητική προσέγγιση των εδράνων ολίσθησης και

3. Η Ελαστοϋδροδυναμική (και στη συνέχεια η Θερμοελαστοϋδροδυναμική) λύση της εξίσωσης του Reynolds (Dowson-Higginson) που καθιέρωσε την εφαρμογή της Ελαστοϋδροδυναμικής θεωρίας στον υπολογισμό λιπανομένων 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, μη συμβατικών εδράνων ολίσθησης βασίζεται κυρίως στα δυο πρώτα από τα τρία προαναφερθέντα γεγονότα – κατευθύνσεις. Χαρακτηριστικό μέγεθος της λειτουργίας τους πρέπει να σημειωθεί ότι παραμένει μέχρι και σήμερα ο αριθμός Sommerfeld So .

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. Δυστυχώς όμως οι συνθήκες 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).

1.1.3 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΕΕΟ ΣΗΜΕΡΑ

Στις μέρες μας, ένας μεγάλος αριθμός υπολογιστικών προγραμμάτων έχει πλέον καθιερωθεί σαν αξιόλογο εργαλείο στα χέρια των μηχανικών και χρησιμοποιείται ευρύτατα 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.

Γενικά, 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 φιλικόι 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 συνήθεις 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 φυσιγνωμίας. 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, μη συμβατικών 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 αναζήτηση λύσεων για ενδεχόμενη χρήση μη συμβατικής νεωμετρίας στο τριβοςύστημα ατράκτου-εδράνου.

2. Στην αποκωδικοποίηση της επίδρασης της τοπογραφίας των επιφανειών (κυμάτωσης και τραχύτητας) του τριβοςυστήματος ΕΕΟ.

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

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

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

1.2 ΣΤΟΧΟΙ – ΣΚΟΠΟΣ

- **ΣΤΟΧΟΙ**

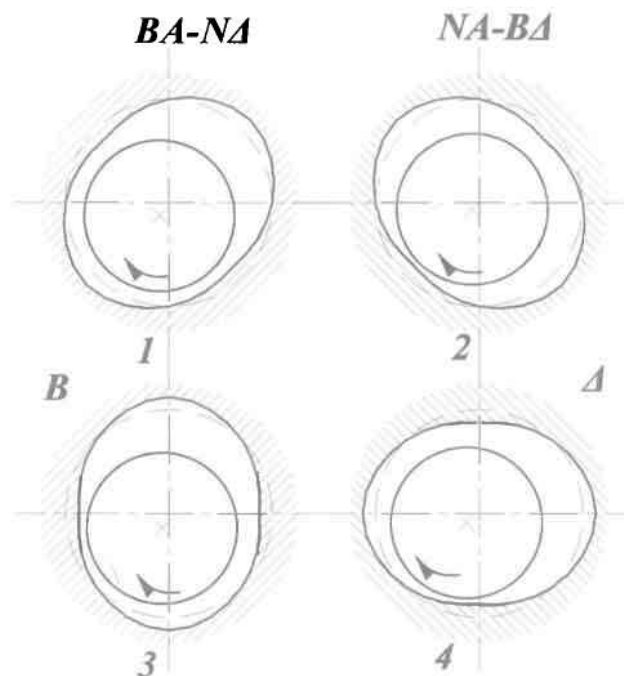
Μέσα στα πλαίσια ενός έντονου παγκόσμιου ενδιαφέροντος για τη μείωση των μηχανικών απωλειών των μηχανών, ιδίως των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης (Μ.Ε.Κ) των αυτοκινήτων, ακόμη και μια απειροελάχιστη μείωση των τριβών που οφείλονται στα Εγκάρσια Έδρανα Ολίσθησης (Ε.Ε.Ο) στον 21^ο αιώνα θεωρείται μεγάλο επίτευγμα.

Σύγχρονες αυτοκινητοβιομηχανίες σε Ευρώπη και Αμερική χρηματοδοτούν ερευνητικά προγράμματα με κεντρικό άξονα την προσομοίωση της συμπεριφοράς ΕΕΟ, είτε θεωρητικής είτε πειραματικής.

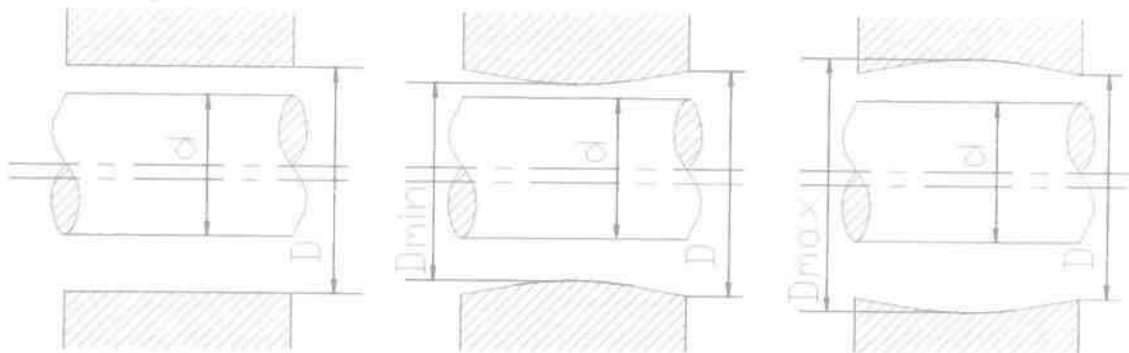
Στα πλαίσια αυτών των αναζητήσεων, η παρούσα διπλωματική εργασία, με τίτλο:

« Θεωρητική και Πειραματική Προσομοίωση Υδροδυναμικής Συμπεριφοράς Εγκάρσιου Εδράνου Ολίσθησης στην Υπερκρίσιμη Περιοχή Λειτουργίας»,

στοχεύει καταρχάς στην κατασκευή μιας αξιόπιστης πειραματικής συστοιχίας για την μέτρηση των τριβών σε ΕΕΟ συμβατικής γεωμετρίας του στροφαλοφόρου άξονα ΜΕΚ και αφετέρου στην συγκομιδή αποτελεσμάτων μετρήσεων από έδρανα μη συμβατικής γεωμετρίας. Αυτό γιατί προηγούμενες θεωρητικές μελέτες που πραγματοποιήθηκαν στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, δείχνουν ότι μια περιοχή ΕΕΟ μη συμβατικής γεωμετρίας με βασικά χαρακτηριστικά γνωρίσματα μια **ολίγο-κυματοειδή περιφέρεια εδράνου (σχ 1.1)**, σε συνδυασμό με την **κοίλη μορφή του κατά τον άξονα (σχ 1.2)** του, δίνει αισιόδοξα αποτελέσματα. Για το λόγο αυτό έχουν προγραμματιστεί μετρήσεις απωλειών λόγω τριβής σε ΕΕΟ μη συμβατικής γεωμετρίας, που σαν συνέχεια της συγκεκριμένης εργασίας, θα βασιστούν στα συμπεράσματα της παρούσας.



Σχήμα 1.1 Ολίγο-κυματοειδές (δύο κυμάτωσεις) περιφερειακά μη συμβατικό ΕΕΟ με διαφορετικό προσανατολισμό της μέγιστης τιμής της κυμάτωσης



1.2.α

1.2.β

1.2.γ

Σχήμα 1.2 Ολίγο-κυματοειδές (μισή κυμάτωση) αξονικά μη συμβατικό ΈΕΟ (λείο, κυρτό και κοίλο)

• **ΣΚΟΠΟΣ**

Ο κύριος άξονας της παρούσας διπλωματικής εργασίας εμφανίζεται με δύο βασικούς άξονες εκ των οποίων ο βασικός είναι, η **σύλληψη, κατασκευή και θέση σε λειτουργία πειραματικού προσομοιωτή εδράνου ολίσθησης (εδρανοτριβόμετρο)** που θα επιτρέψει τον πειραματικό προσδιορισμό τουλάχιστον της ροπής τριβής που ασκείται σε συγκεκριμένο τύπο εδράνου.

Ο δεύτερος άξονας αφορά **στη διερεύνηση του τρόπου με τον οποίο ανταποκρίνεται συγκεκριμένος πηγαίος κώδικας (Lubra)**, που αναπτύχθηκε και εξελίσσεται συνεχώς στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, καθώς και σύγκριση των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από το πειραματικό μέρος με τα αντίστοιχα θεωρητικά. Η διερεύνηση αυτή αφορά ένα διευρυμένο πεδίο λειτουργίας ισόθερμων, υδροδυναμικών, εγκαρσίων εδράνων ολίσθησης (ΕΕΟ) σταθερού λόγου l/d (όπου l το μήκος και d η ονομαστική διάμετρος του εδράνου), σταθερής ακτινικής χάρης ψ , μεταβλητής παραμέτρου ισο-λειτουργίας $\eta U/w$ (όπου η το ιξώδες του λιπαντικού, U η περιφερειακή ταχύτητα του άξονα και w το φορτίο του εδράνου) και συμβατικής γεωμετρίας.

1.3 ΜΕΘΟΔΟΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

Για το σκοπό αυτό θεωρήθηκε βέλτιστη λύση η επιλογή σώματος μικρού κινητήρα εσωτερικής καύσης σαν βασικό δομικό στοιχείο της πειραματικής συστοιχίας. Το μπλοκ του συγκεκριμένου κινητήρα μετασκευάστηκε (αφαίρεση μιας περιοχής έδρασης καθώς και μέρος του πλάγιου προστατευτικού κελύφους του στροφαλοφόρου άξονα) με σκοπό τη δημιουργία του κατάλληλου χώρου που θα στεγάσει το πλωτό έδρανο στο οποίο θα πραγματοποιούνται οι μετρήσεις.

Το πλωτό έδρανο αποτελείται από δυο ημιέδρανα της MEK και με σύστημα μοχλού ,έχοντας την ελευθερία περιστροφής, συντελεί στη μέτρηση ροπής που λόγω ελαχίστων απωλειών ισούται με τη ροπή τριβής μεταξύ τριβέα-στροφέα.

Σύστημα ζυγού επιτρέπει τη φόρτιση του πλωτού εδράνου μέχρι τα 100 Κρ (981N),φορτίο που θεωρήθηκε σε πρώτη φάση οριακό για τις δυνατότητες της συγκεκριμένης διάταξης.

Το σύστημα λίπανσης αποτελούμενο από αντλία, σωληνώσεις, θερμαντήρα λιπαντικού και το δίκτυο λίπανσης μέσα στο μπλοκ της MEK, επιτρέπει την πλήρη λίπανση του πλωτού εδράνου με μέγιστη θερμοκρασία λιπαντικού τους 80 °C.

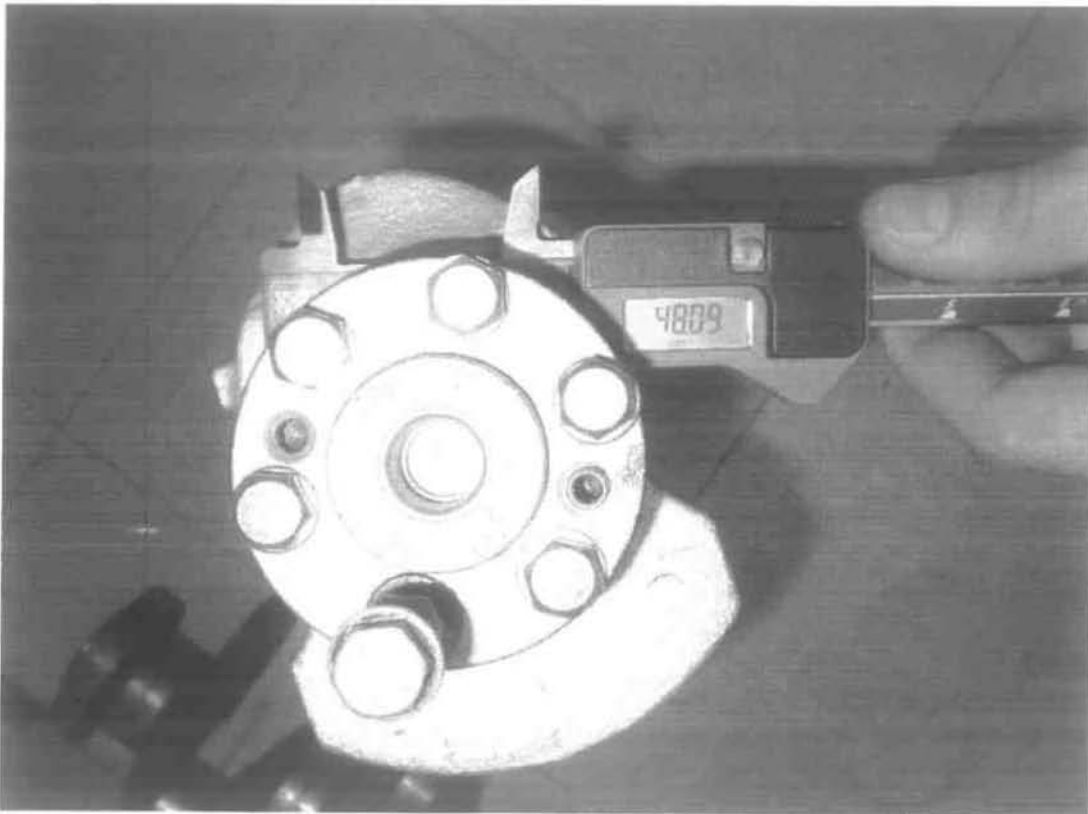
Στις συνθήκες λειτουργίας κατά τη διάρκεια των μετρήσεων είναι σαφές ότι ο αριθμός $So = \rho_m \psi^2 / \eta \omega$ που οφείλει συνήθως να παίρνει τιμές από το διάστημα 1 ως 10 ($1 < So < 10$) , είναι μικρότερος του 1, **γεγονος που σημαίνει ότι οι πρώτες μετρήσεις πραγματοποιούνται στην περιοχή χαμηλών πιέσεων, μεγάλων συχνοτήτων και υψηλού ιξώδους που αντιστοιχεί σε μεγάλο βαθμό βεβαιότητας σε υδροδυναμική λίπανση, με ροή μη στρωτή (τυρβώδης).**

Το σύστημα μετρήσεων αποτελείται βασικά από πιεζοηλεκτρικούς αισθητήρες μέτρησης δύναμης και κατ' ακολουθία της ροπής τριβής, όπως

και του ασκούμενου φορτίου στο έδρανο (από 0 έως 100 kp) με εναλλακτικές λύσεις ελατηριωτά δυναμόμετρα και ζυγό ακριβείας.

Οι πειραματικές μετρήσεις που επαναλήφθηκαν τουλάχιστον τρεις φορές, αναφέρονται στη συγκεκριμένη γεωμετρία της πειραματικής διάταξης που αναφέρεται παρακάτω:

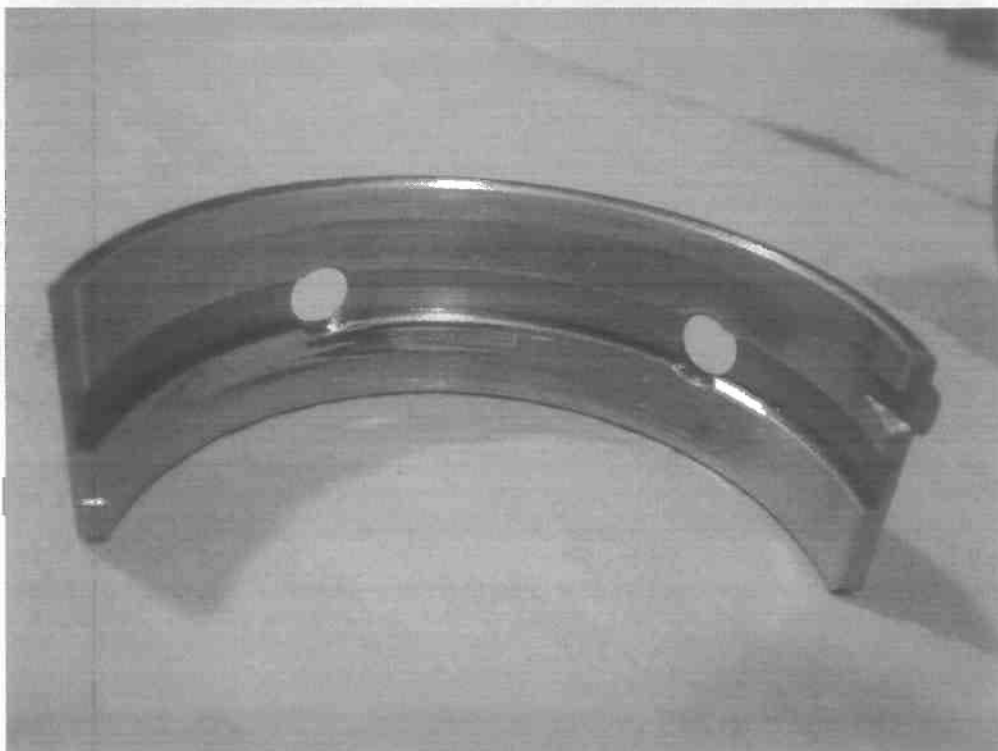
- $d=48 \text{ mm}$ (Διάμετρος Στροφέα)
- $l=2 \times 6,9 \text{ mm}$ (Μήκος Εδράνου)
- $\theta=20,30,40,50,60,70,80 \text{ }^\circ\text{C}$ (Θερμοκρασία Λιπαντικού)
- $w=10,20,30,40,50,60,70,80,90,100 \text{ kp}$ (Φορτίο Εδράνου)



Σχήμα 1.3. Διάμετρος του στροφέα (στροφαλοφόρος άξονας) είναι 48,09 mm

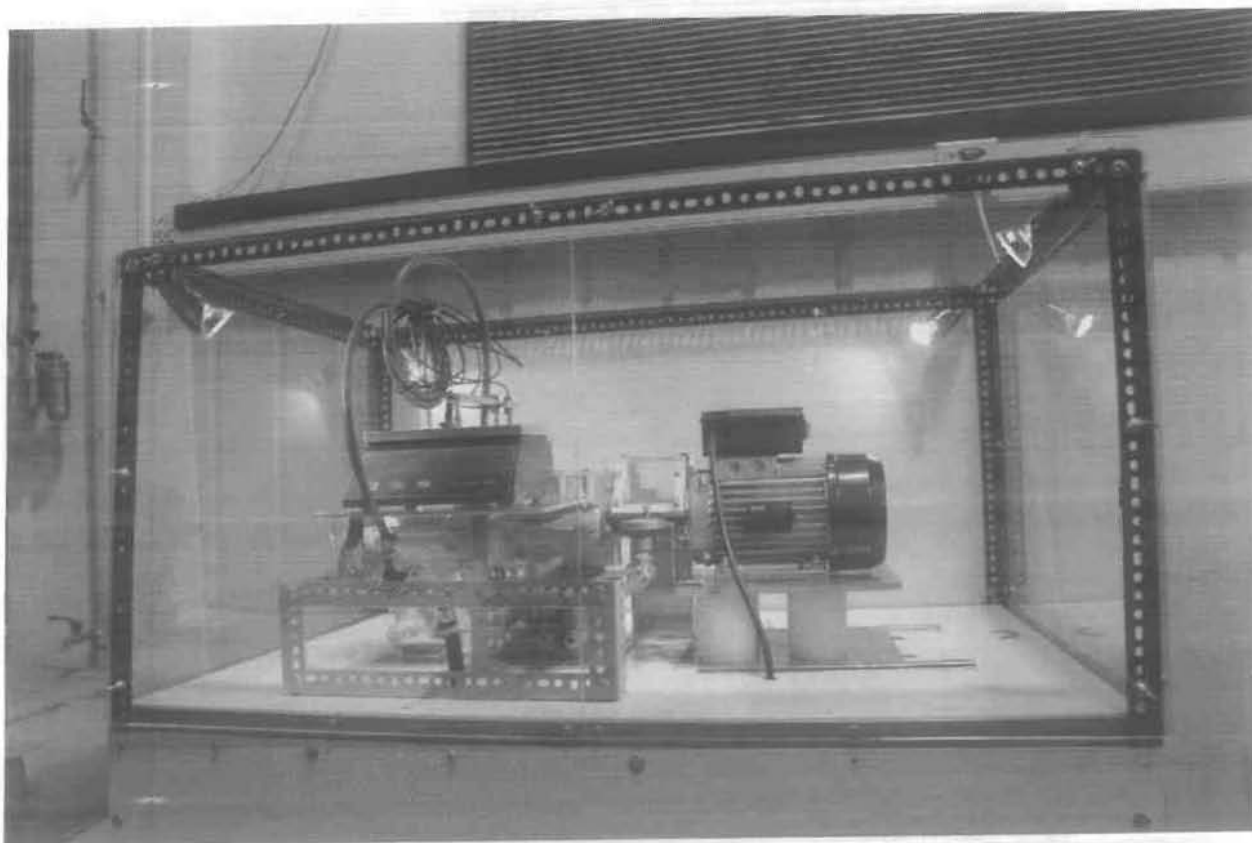


Σχήμα 1.4. Διάμετρος του τριβέα (κουζινέτα πλωτού εδράνου) είναι $48,23\text{mm}$. Δηλαδή οι κατασκευαστικές ανοχές είναι $(0,5 \text{ έως } 1)/1000$ μεταξύ τριβέα και στροφέα.



Σχήμα 1.5. Αυλάκι που χωρίζει την επιφάνεια του κουζινέτου σε δυο, μήκους $l=6,9\text{mm}$ η καθεμία.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο



“Ο ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΗΣ”

2.1 ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΗΣ

Η πειραματική διάταξη του προσομοιωτή αποτελείται από μια συστοιχία εξαρτημάτων τα οποία υπήρχαν στην αγορά αλλά δεν είχαν καμία σχέση μεταξύ τους. Έτσι, έπειτα από συστηματική μελέτη αλλά και δοκιμών στην πράξη, σχεδόν όλα τα κομμάτια από τα οποία αποτελείται ο προσομοιωτής μετασκευάστηκαν ώστε να συνεργάζονται απόλυτα μεταξύ τους με κύριο γνώμονα την αξιοπιστία και την αντοχή σε εξαντλητικές δόκιμες.

Έπειτα από την κατασκευή ακολούθησαν τα πρώτα δοκιμαστικά πειράματα για να ελεγχθεί η αντοχή του συστήματος. Σ'αυτά τα πειράματα ο προσομοιωτής τέθηκε σε ακραίες συνθήκες ασκούμενου φορτίου για πολλή ώρα με αποτέλεσμα την εξαγωγή του συμπεράσματος ότι ο σχεδιασμός της διάταξης κρίνεται επιτυχής με άμεση απόρροια την αντοχή στο χρόνο.

Παρακάτω αναφέρονται τα κύρια δομικά χαρακτηριστικά του προσομοιωτή χωρίς να εμβαθύνουμε σ'όλα τα κατασκευαστικά τμήματα, ώστε κάθε αναγνώστης να έχει μια γενική εμποπτεία της κατασκευής δίχως να είναι απαραίτητη η απομνημόνευση του μεγάλου αριθμού των συνεργαζομένων κομματιών.

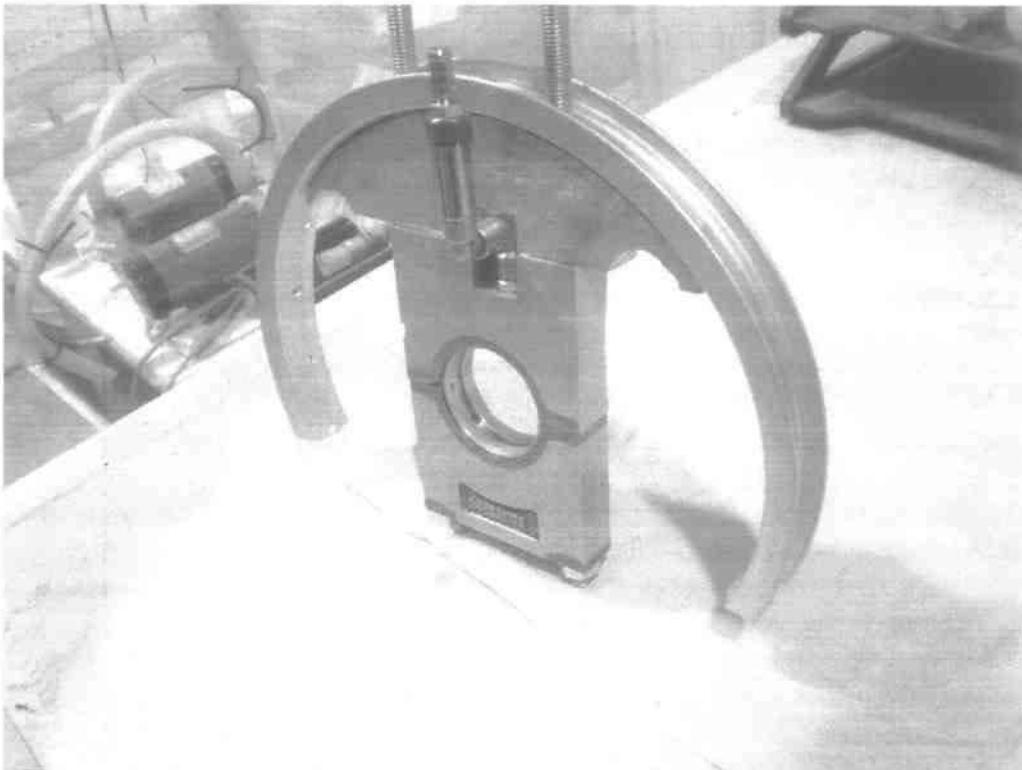
Ο προσομοιωτής έχει την κωδική ονομασία **GOLDEN PANDA 4SM 2,2 KW** και αποτελείται από τα παρακάτω κυρίως τμήματα:

- ❖ **Σώμα κινητήρα (μπλοκ):** Επιλέχθηκε σώμα (μπλοκ) κινητήρα εσωτερικής καύσης από **FIAT PUNTO 1250cc** εκ του οποίου αφαιρέθηκαν όλα τα κινούμενα μέρη και κρατήθηκε μόνο ο σκελετός (σώμα), ο στροφαλοφόρος άξονας, τα έδρανα του στροφαλοφόρου άξονα (κουζινέτα) που εδράζονται στο μπλοκ, καθώς και το πλαίσιο στήριξης του στροφαλοφόρου πάνω στο σώμα του κινητήρα. Επίσης κρατήθηκε και η στεγανοποιητική φλάντζα (τσιμούχα) του στροφαλοφόρου από την πλευρά του βολάν (προς κιβώτιο ταχυτήτων).



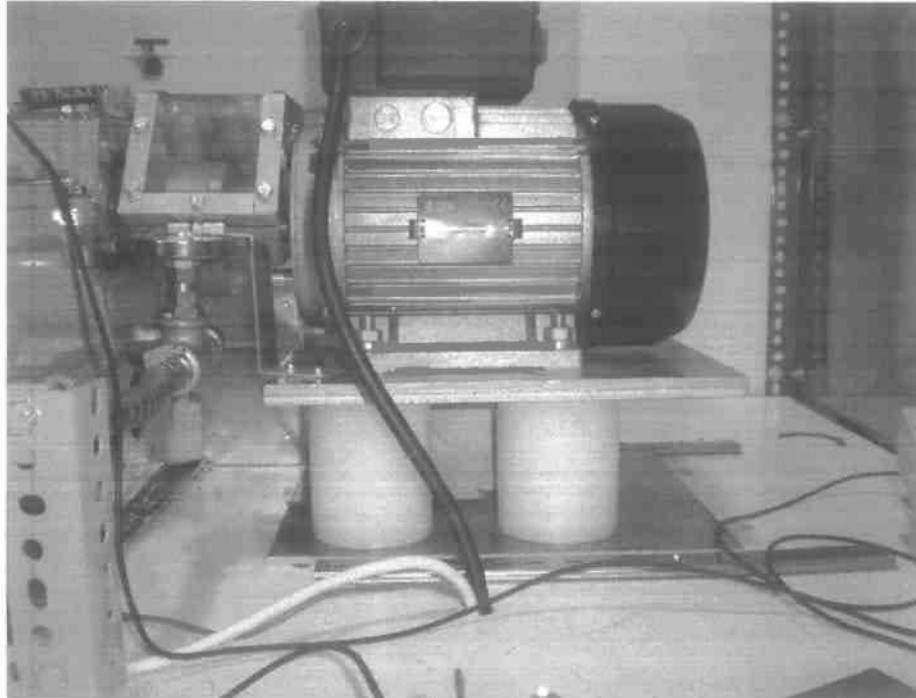
Εικόνα 2.1

- ❖ **Συστοιχία πλωτού εδράνου :** Το πλωτό έδρανο αποτελείται από δυο ημιέδρανα τα οποία αφαιρέθηκαν από το μπλοκ και από το πλαίσιο στήριξης του στροφαλοφόρου ώστε να μπορούν να περιστρέφονται ελεύθερα και ανεξάρτητα από το στροφαλοφόρο άξονα. Ακόμη το πλωτό έδρανο μεταποινήθηκε ώστε να δεχτεί κατάλληλα διαμορφωμένο σύστημα λίπανσης το οποίο θα ταίριαζε στα πλαίσια του πειράματος. Τέλος πάνω στο πλωτό έδρανο τοποθετήθηκε κυκλικός τομέας (κατάλληλα διαμορφωμένος στο χέρι) από ειδικό κράμα αλουμινίου (αεροπορικού κράματος) μαζί με τμήμα από τη στεφάνη της στεφάνης (ζάντας) αλουμινίου μικρού ποδηλάτου. Πάνω σ'αυτή τη στεφάνη εδράζεται ο ιμάντας άσκησης του φορτίου.



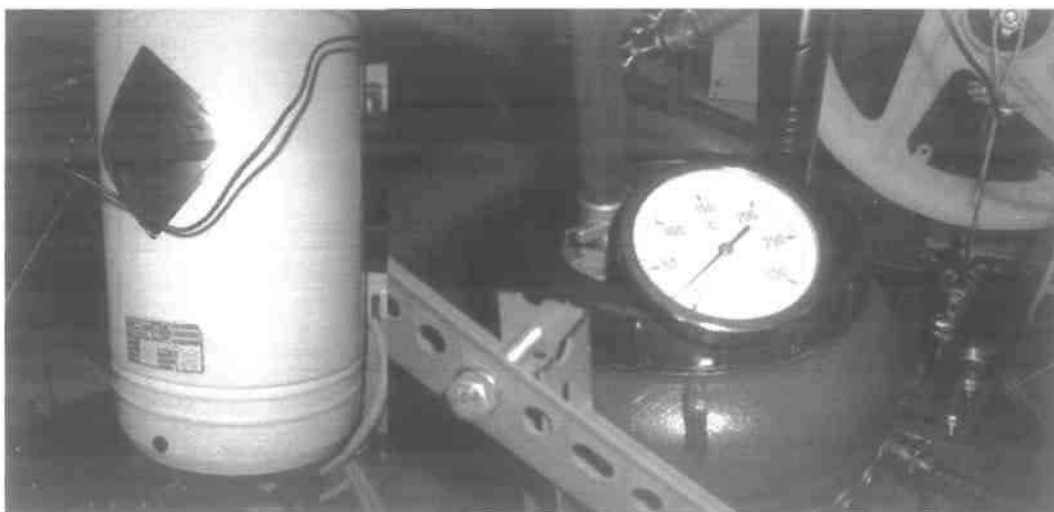
Εικόνα 2.2

- ❖ **Ρότορας :** Το σύστημα παίρνει κίνηση από ένα μονοφασικό κινητήρα με ονομαστική ισχύ **2,2 KW** , ο οποίος εδράζεται σε μια υπερυψωμένη βάση από φύλλα αλουμινίου και Eptalon ώστε να μπορέσει να φτάσει στο ύψος της εξόδου του στροφαλοφόρου άξονα από το μπλοκ και να συνδεθεί μαζί του με έναν σύνδεσμο (κόμπλερ).



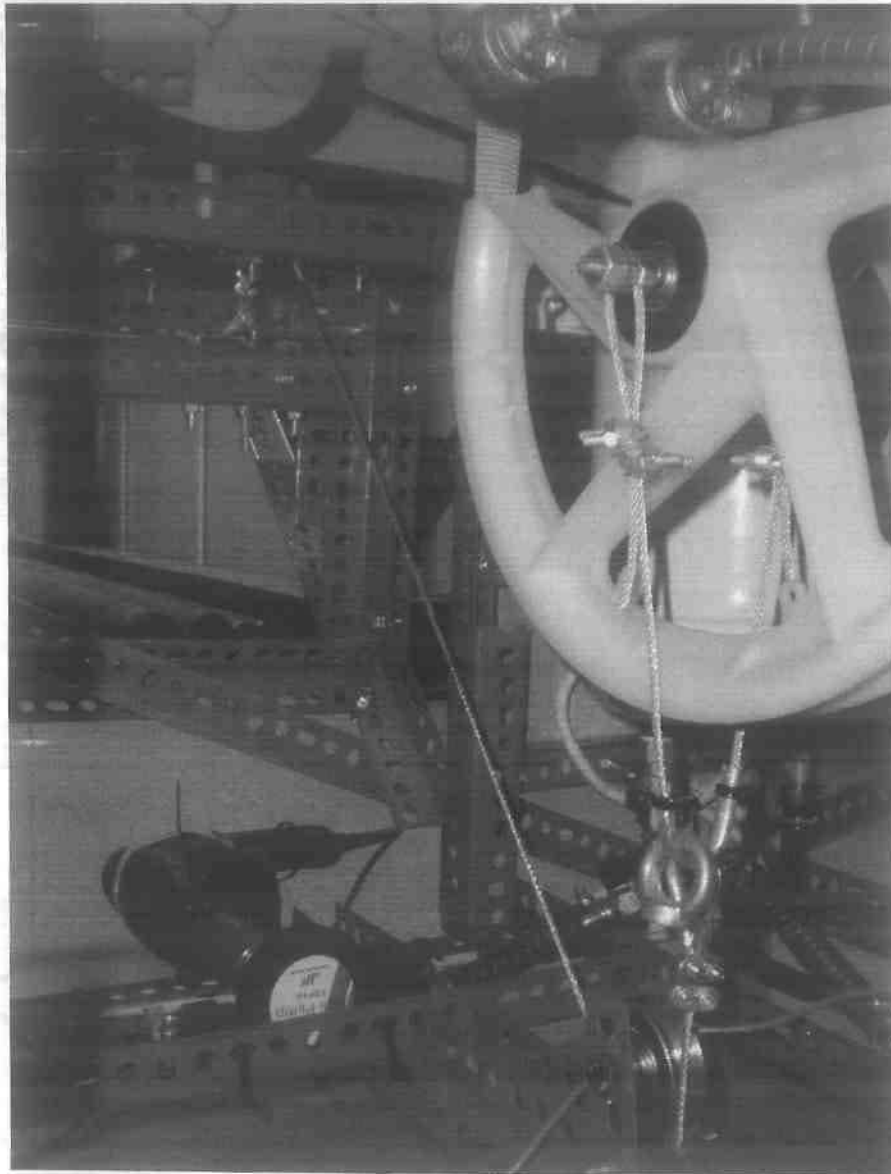
Εικόνα 2.3

- ❖ **Σύστημα θέρμανσης λιπαντικού:** Αποτελείται από ένα θερμοσίφωνα λαδιού ο οποίος μπορεί να θερμάνει το λάδι μέχρι τους **80 °C**



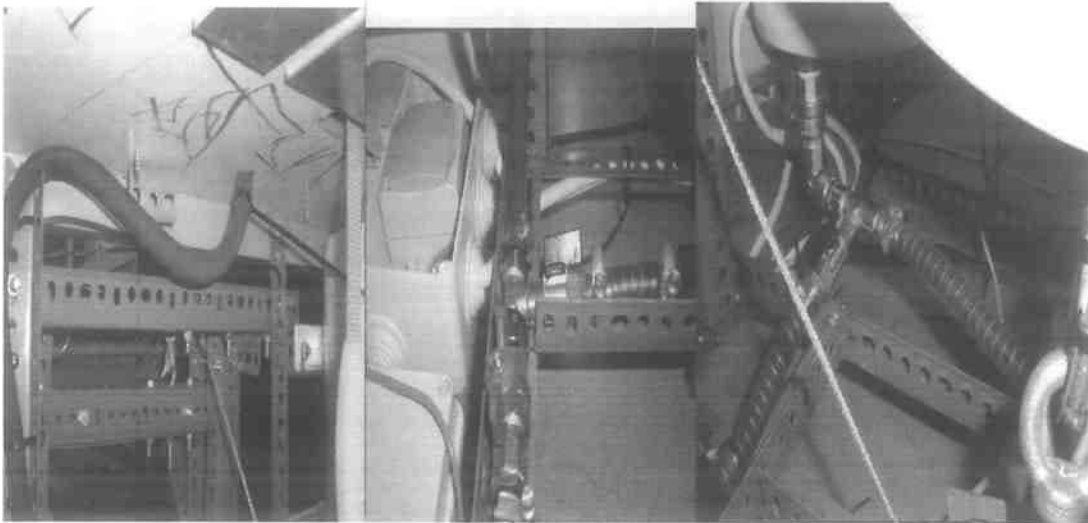
Εικόνα 2.4

- ❖ **Διάταξη φόρτισης του πλωτού εδράνου :** Αποτελείται από ένα ενισχυμένο πλαστικό τροχό ποδηλάτου(μεγάλης διαμέτρου), κομμένο σε κατάλληλο σημείο ώστε να χωρέσει στη διάταξη. Ο τροχός αυτός συνδέεται μέσω ενός ιμάντα με το τμήμα του αλλού τροχού(μικρής διαμέτρου) που βρίσκεται πάνω στο πλωτό έδρανο. Επίσης από τον πλαστικό τροχό ξεκινάει ένα κατάλληλα διαμορφωμένο σύστημα συρματόσχοινων, το οποίο με τη βοήθεια δυο τροχαλιών καταλήγει σε μια διάταξη με μοχλό ο οποίος ασκεί το φορτίο που απαιτείται κάθε φορά.



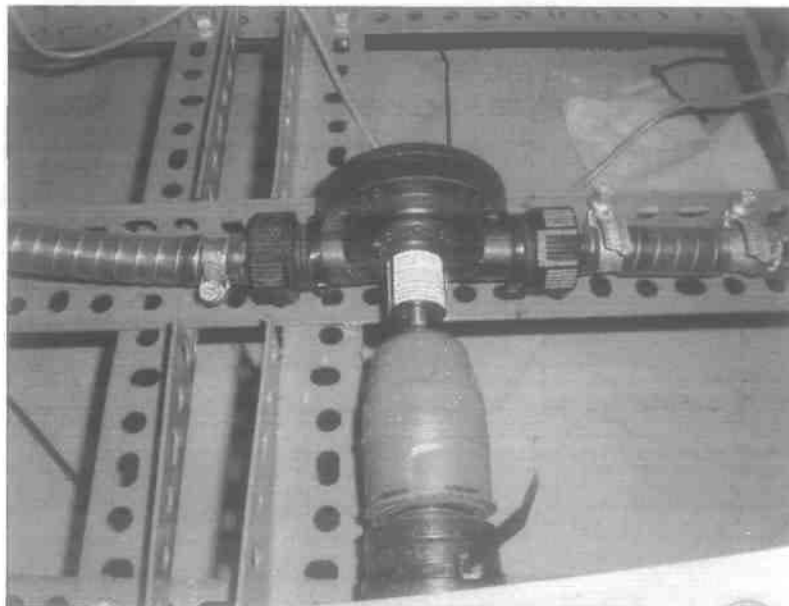
Εικόνα 2.5

- ❖ **Σύστημα Λίπανσης:** Αποτελείται από ένα πολύπλοκο σύστημα σωληνώσεων και στραγγαλιστικών βαλβίδων που έχουν ως σκοπό την μεταφορά, την ανακυκλοφορία και την διακοπή της ροής του λαδιού κατά βούληση μέσα στον κινητήρα.



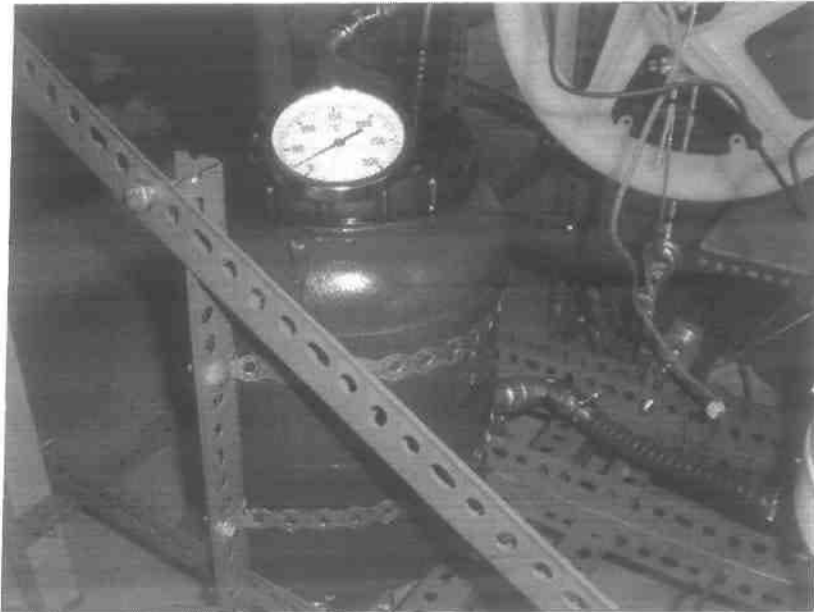
Εικόνα 2.6

- ❖ **Αντλία λαδιού:** Πρόκειται για την αντλία που κινεί το λάδι στο σύστημα μας. Είναι μια αντλία **Johnson Pump** η οποία έχει τη δυνατότητα να συνδέεται με χειροκίνητο τρυπάνι για την κίνηση της. Η αντλία αυτή μπορεί στις 2400 Σ.Α.Λ να μεταφέρει 17lit λάδι /min . Υπάρχει επίσης η εναλλακτική λύση της χρησιμοποίησης μιας αντλίας βιομηχανικού τύπου που έχει τη δυνατότητα να μεταφέρει 40lit λάδι /min στις 2900 Σ.Α.Λ.



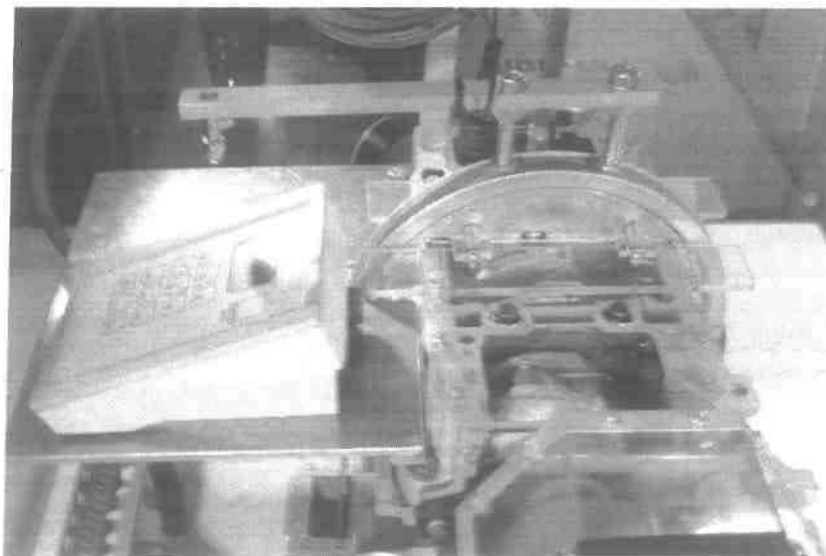
Εικόνα 2.7

- ❖ **Δεξαμενή λαδιού:** Αποτελείται από ένα πλαστικό δοχείο-βαρελάκι 10 lit πάνω στο οποίο υπάρχουν κατάλληλες διαμορφώσεις για τα εμβαπτιζόμενα θερμομέτρα καθώς και στραγγαλιστικές βαλβίδες (βάνες) για την είσοδο και έξοδο του λαδιού.



Εικόνα 2.8

- ❖ **Σύστημα μέτρησης της δύναμης τριβής:** Αποτελείται από μια κατάλληλα διαμορφωμένη ράβδο αλουμινίου η οποία από το ένα άκρο προσδένεται στο σύστημα του πλωτού εδράνου, ώστε να μπορεί να περιστρέφεται ελεύθερα μαζί του, και από το άλλο άκρο προσδένεται πάνω της ένα κατάλληλα διαμορφωμένο σφαιρίδιο. Αυτό με τη σειρά του, όταν κινείται το πλωτό έδρανο, ασκεί σημειακή δύναμη πάνω σε ένα ζυγό ακριβείας στερεωμένο πάνω στο μπλοκ και έτσι πραγματοποιούνται οι μετρήσεις.



Εικόνα 2.9

2.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Εξαιτίας της πολυπλοκότητας της κατασκευής του προσομοιωτή υπάρχει μια διαδικασία η οποία πρέπει να ακολουθηθεί κατά γράμμα σε κάθε πείραμα για την διασφάλιση της μακροβιότητας του, αλλά και για τη διασφάλιση της εγκυρότητας των αποτελεσμάτων.

1. Αρχικά συνδέουμε τη διάταξη με πρίζα 32Α. Έπειτα ανοίγουμε τον διακόπτη στον ηλεκτρικό πίνακα που δίνει ρεύμα σ'ολη τη συσκευή εκτός του θερμοσίφωνα. Στη συνέχεια κλείνουμε το σύστημα λίπανσης που οδηγεί λάδι μέσα στον κινητήρα και δουλεύουμε μόνο το σύστημα ανακυκλοφορίας λαδιού από τη δεξαμενή στο θερμοσίφωνα και πάλι στη δεξαμενή, ενεργοποιώντας το τρυπάνι που δίνει κίνηση στην αντλία λαδιού.

2. Αφού αφήσουμε το κύκλωμα να δουλέψει για πέντε περίπου λεπτά θα παρατηρήσουμε μια πολύ μικρή αύξηση της θερμοκρασίας λόγω των τριβών. Ακολούθως ανοίγουμε τον θερμοσίφωνα και χωρίς να κλείσουμε την αντλία παρατηρούμε τη θερμοκρασία του λαδιού στο βαρελάκι από το αναλογικό θερμόμετρο. Μόλις η θερμοκρασία φτάσει λίγο πριν την επιθυμητή τιμή κλείνουμε τον θερμοσίφωνα. Αυτό το κάνουμε γιατί λόγω αδράνειας η θερμοκρασία θα συνεχίσει να ανεβαίνει για λίγο μόνη της.

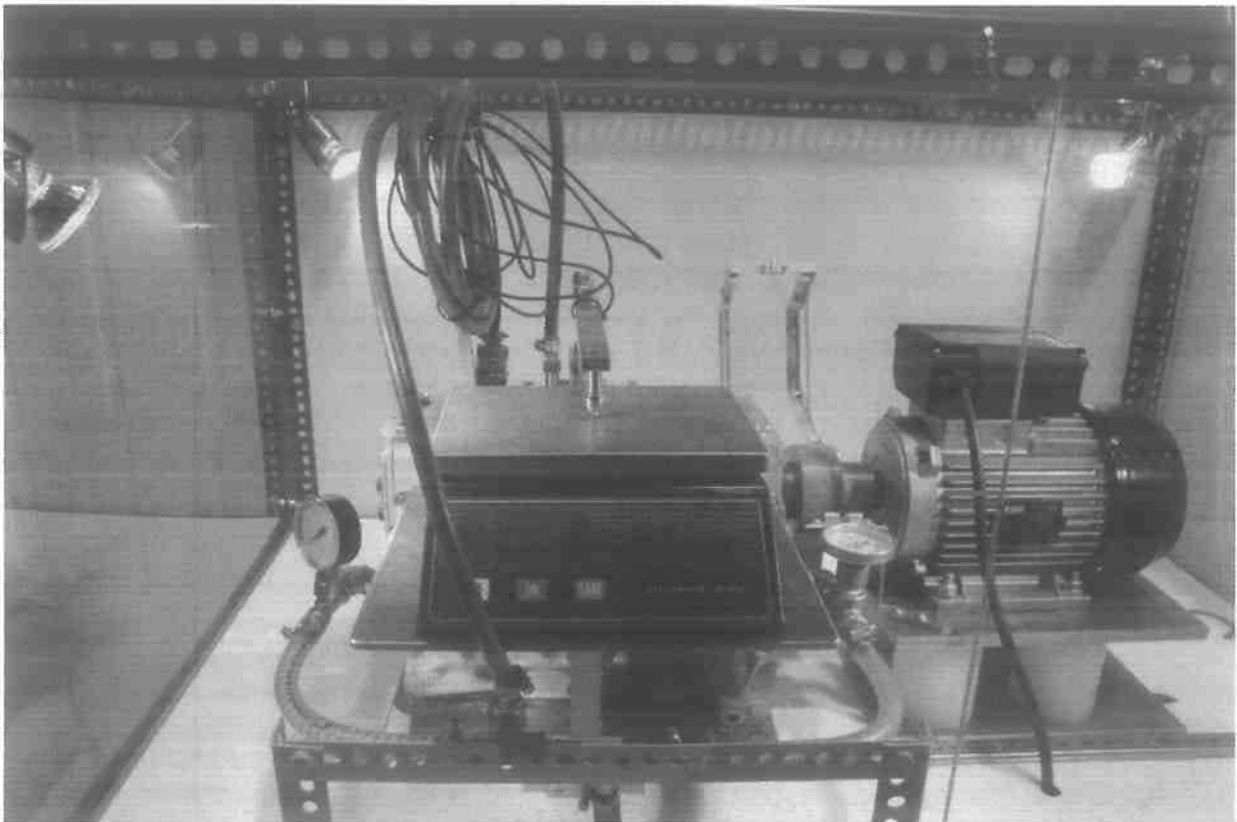
3. Αφού λοιπόν κλείσουμε τον θερμοσίφωνα, κλείνουμε την αντλία και ανοίγουμε το σύστημα κυκλοφορίας λαδιού μέσα στον κινητήρα (εννοείται και στο πλωτό έδρανο).Εν συνεχεία με γρήγορες κινήσεις δίνουμε ζωή στον κινητήρα μας πατώντας το κουμπί on/off στο ρότορα και ταυτόχρονα ξανανοίγουμε την αντλία. Το σύστημα αφού δουλέψει για λίγο, ώστε να ανεβάσει στροφές(το ελέγχουμε στο στροφόμετρο) και να αποκτήσει μια σταθερή λειτουργία(ταυτόχρονα ελέγχουμε μήπως η θερμοκρασία του λαδιού στο σύστημα έχει πέσει και αναλόγως ενεργοποιούμε η όχι τον θερμοσίφωνα),είναι έτοιμο να δεχτεί το ασκούμενο φορτίο που επιθυμούμε. Επίσης εάν θέλουμε να αυξήσουμε την πίεση του λαδιού στο σύστημα, κλείνουμε τη βαλβίδα ανακυκλοφορίας του λαδιού. Εν κατακλείδι για το κάθε φορτίο και θερμοκρασία καταγράφουμε την τιμή που αναγράφεται πάνω στον ζυγό ακριβείας ή στο μετρητικό όργανο των πιεζομετρικών αισθητήρων σε kρ.

*****Σημαντική Παρατήρηση *****

Για να είναι τα αποτελέσματα μας έγκυρα και επαναλήψιμα πρέπει από τη στιγμή που θα τεθεί σε λειτουργία ο κινητήρας και αρχίσουμε να παίρνουμε μετρήσεις, να μην σταματήσει μέχρι το πέρας του πειράματος.

Επίσης από τη στιγμή που το σφαιρίδιο του πλωτού εδράνου ακουμπήσει το ζυγό, δεν πρέπει να μετακινηθεί η δοκός που το φέρει, από τη θέση ισορροπίας της. Αυτό απαιτείται γιατί διαταράσσεται η ισορροπία του φιλμ του λαδιού με αποτέλεσμα να μην ισορροπήσει αμέσως στην ίδια θέση η ραβδος. Κατόπιν, αφού βρίσκεται ήδη σε λειτουργία το σύστημα, αρχίζουμε να ασκούμε το φορτίο (μέσω του μοχλού άσκησης φορτίου)από τα 0 έως τα 100 kρ για κάθε θερμοκρασία ξεχωριστά.(π.χ για τους 20 °C παίρνουμε μετρήσεις από 0 έως 100 kρ και μετά πάμε στους 30 °C για 0 έως 100 kρ κ.τ.λ).Τέλος μόλις αυξήσουμε το φορτίο μετά από μια μέτρηση περιμένουμε λίγα δευτερόλεπτα μέχρι να ισορροπήσει το σύστημα και μετά καταγράφουμε την τιμή που μας δείχνει ο ζυγός ακριβείας σε kρ.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο



“ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ – ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ”

3.1 ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ

Κατά την πειραματική διαδικασία ,όπως προαναφέραμε, αυτό που κάνουμε είναι να ανεβάζουμε σταδιακά το φορτίο από τα 10 Κρ έως τα 100Κρ (ανά 10 Κρ) για της θερμοκρασίες των 20, 30, 40, 50, 60, 70 και 80 °C ξεχωριστά και να καταγράφουμε το φορτίο που μας δείχνει ο ζυγός ακριβείας σε Κρ.

Αφού καταγράψουμε το φορτίο που μας δίνει ο ζυγός θα πρέπει να συσχετίσουμε αυτή τη τιμή με τη δύναμη της τριβής που ασκείται στο έδρανο που μελετάμε. Αυτό το κάνουμε γιατί στα αποτελέσματα των μετρήσεων που ακολουθούν θα χρειαστούμε το συντελεστή τριβής ο οποίος έχει άμεση σχέση με τη δύναμη της τριβής στο υπό μελέτη έδρανο.

Έτσι λοιπόν η ένδειξη που μας δίνει ο ζυγός έχει σχέση με τη ροπή με την οποία περιστρέφεται η δοκός που είναι προσαρτημένη πάνω στο πλωτό έδρανο. Η ροπή όμως αυτή, λόγω ελάχιστων απωλειών ισούται με τη ροπή τριβής στο σύστημα τριβέα -λάδι- στροφέα του πλωτού εδράνου.

Ο ζυγός όμως μετράει δύναμη και όχι ροπή, άρα η δύναμη τριβής θα ισούται με το γινόμενο της δύναμης που αναγράφεται στο ζυγό επί το λόγο του μήκους της δοκού(l) (που είναι προσαρτημένη στο πλωτό έδρανο) προς την ακτίνα (r) του στροφέα(δηλαδή την ακτίνα του στροφαλοφόρου άξονα).Επίσης η δύναμη τριβής δε μετριέται σε Κρ αλλά σε Ν. Άρα για να πάρουμε την δύναμη τριβής πρέπει να πολλαπλασιάσουμε αυτό που αναγράφεται στο ζυγό επί 9,81(για να κάνουμε τα Κρ σε Ν) και επί 9,17(που είναι ο λόγος l/r).

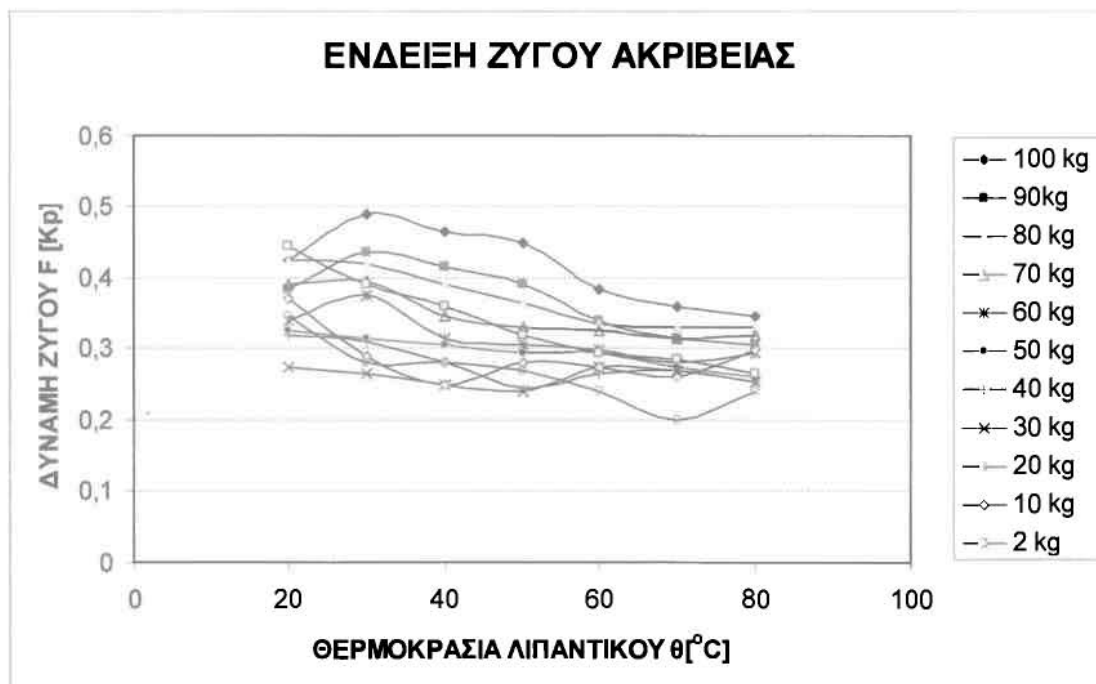
3.2 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

Ακολουθούν πινακοποιημένες οι ενδείξεις του ζυγού και ακολούθως η αναπαράσταση τους σε διάγραμμα.

ΕΝΔΕΙΞΕΙΣ ΖΥΓΟΥ

	100 κρ	90κρ	80 κρ	70 κρ	60 κρ	50 κρ	40 κρ	30 κρ	20 κρ	10 κρ
20	0,425	0,385	0,425	0,39	0,34	0,325	0,32	0,275	0,345	0,37
30	0,49	0,435	0,42	0,395	0,375	0,315	0,31	0,265	0,28	0,29
40	0,465	0,415	0,39	0,345	0,315	0,305	0,28	0,25	0,28	0,25
50	0,45	0,39	0,365	0,33	0,305	0,295	0,245	0,24	0,27	0,28
60	0,385	0,34	0,335	0,325	0,3	0,295	0,265	0,275	0,24	0,275
70	0,36	0,315	0,33	0,315	0,28	0,275	0,27	0,27	0,2	0,26
80	0,345	0,305	0,33	0,32	0,295	0,26	0,255	0,255	0,24	0,3

Πίνακας 3.1



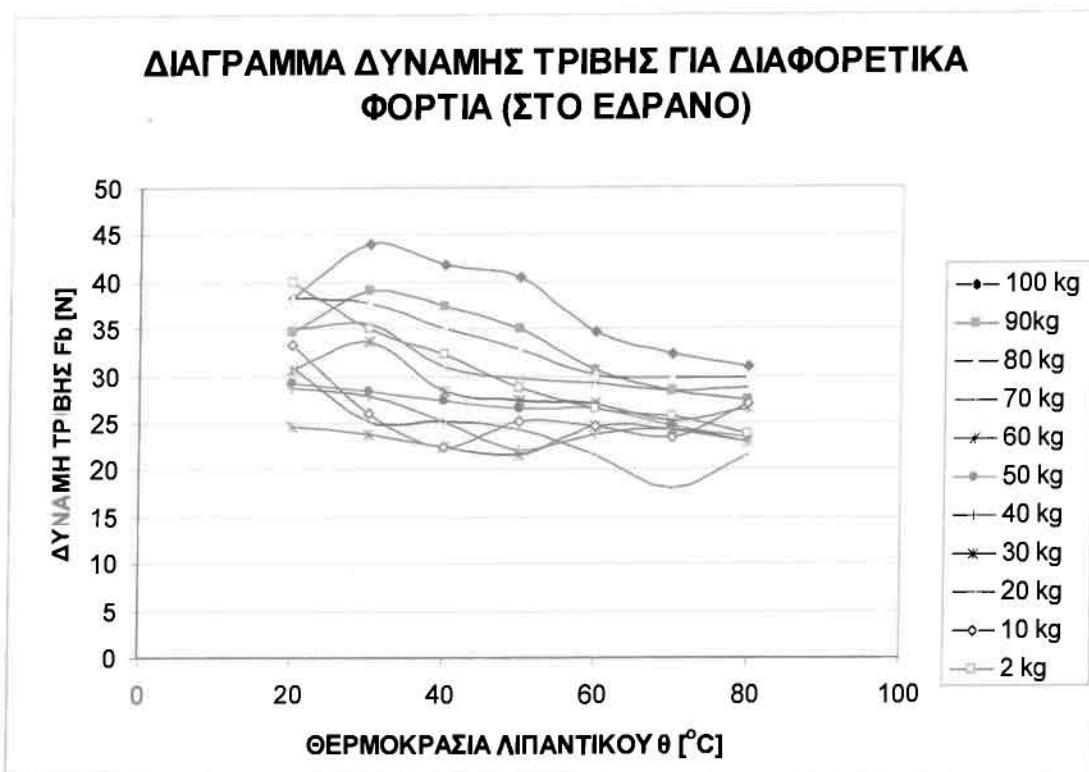
Σχήμα 3.1. Διάγραμμα μεταβολής της πραγματικής δύναμης F που ασκεί το σφαιρίδιο στο ζυγό συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp

Ακολουθούν πινακοποιημένες οι τιμές των δυνάμεων τριβής όπως προέκυψαν από τη μετατροπή των ενδείξεων του ζυγού και ακολούθως η αναπαράστασή τους σε διάγραμμα.

ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΤΡΙΒΗΣ ΣΤΟ ΕΔΡΑΝΟ

	100 kp	90kp	80 kp	70 kp	60 kp	50 kp	40 kp	30 kp	20 kp	10 kp
20	38,23202	34,63371	38,23202	35,0835	30,58562	29,23625	28,78646	24,73837	31,03541	33,28435
30	44,07927	39,1316	37,78223	35,53329	33,73414	28,33668	27,88689	23,83879	25,18816	26,08773
40	41,83033	37,33245	35,0835	31,03541	28,33668	27,4371	25,18816	22,48943	25,18816	22,48943
50	40,48097	35,0835	32,83456	29,68604	27,4371	26,53752	22,03964	21,58985	24,28858	25,18816
60	34,63371	30,58562	30,13583	29,23625	26,98731	26,53752	23,83879	24,73837	21,58985	24,73837
70	32,38477	28,33668	29,68604	28,33668	25,18816	24,73837	24,28858	24,28858	17,99154	23,389
80	31,03541	27,4371	29,68604	28,78646	26,53752	23,389	22,93921	22,93921	21,58985	26,98731

Πίνακας 3.2

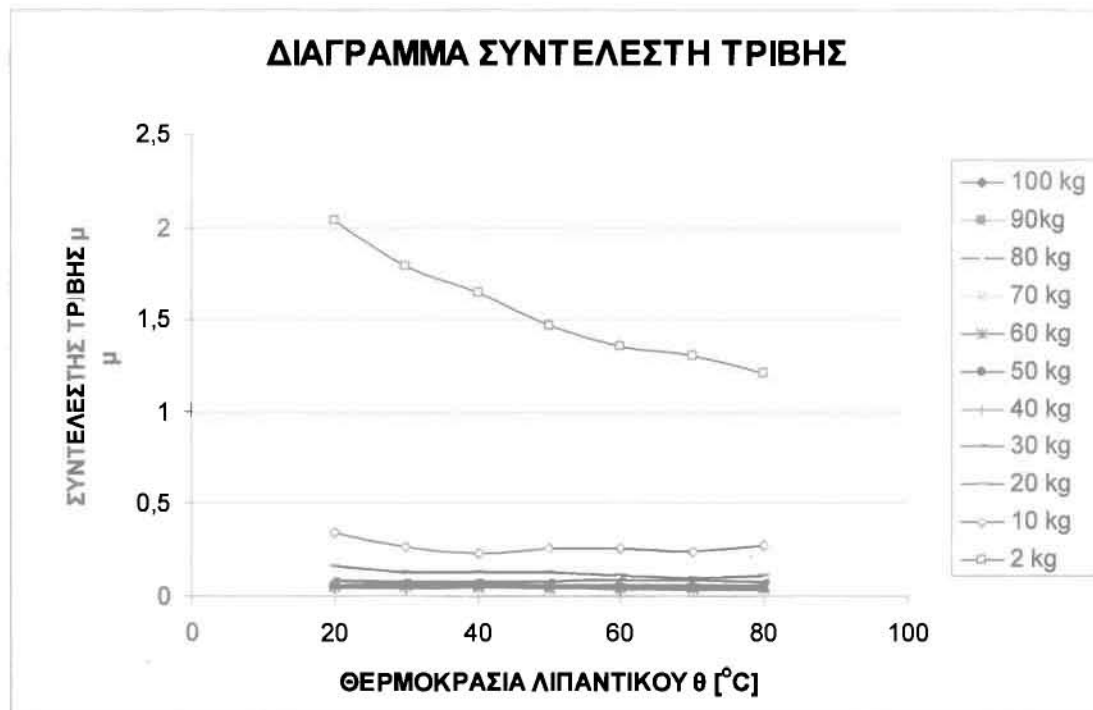


Σχήμα 3.2. Διάγραμμα μεταβολής της πραγματικής δύναμης τριβής F_b του εδράνου συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp

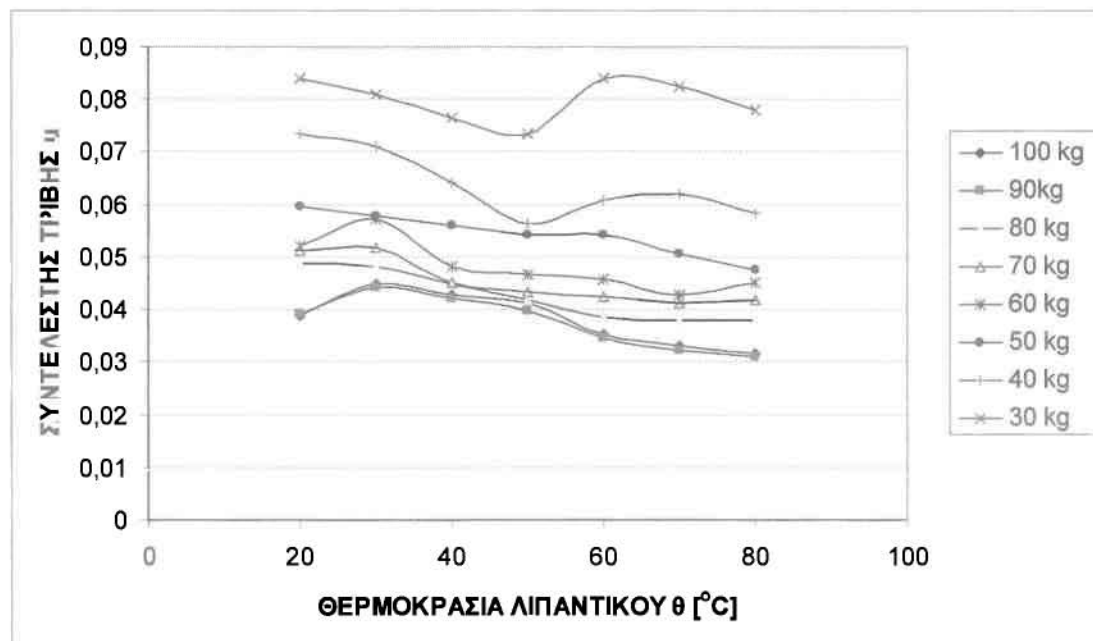
Στη συνέχεια παραθέτουμε πινακοποιημένες τις τιμές των συντελεστών τριβής όπως προέκυψαν από τη διαίρεση των δυνάμεων τριβής με το εκάστοτε φορτίο και ακολούθως η αναπαράστασή τους σε διάγραμμα.

	ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΤΡΙΒΗΣ									
	100 kp	90kp	80 kp	70 kp	60 kp	50 kp	40 kp	30 kp	20 kp	10 kp
20	0,038973	0,039227	0,048716	0,05109	0,051963	0,059605	0,07336	0,084058	0,158183	0,33929
30	0,044933	0,044322	0,048143	0,051745	0,057313	0,057771	0,071068	0,081002	0,12838	0,26593
40	0,042641	0,042284	0,044704	0,045195	0,048143	0,055937	0,06419	0,076417	0,12838	0,22925
50	0,041265	0,039737	0,041838	0,04323	0,046614	0,054103	0,056166	0,07336	0,123795	0,25676
60	0,035305	0,034642	0,038399	0,042575	0,04585	0,054103	0,060751	0,084058	0,11004	0,252175
70	0,033012	0,032095	0,037826	0,041265	0,042793	0,050435	0,061898	0,08253	0,0917	0,23842
80	0,031637	0,031076	0,037826	0,04192	0,045086	0,047684	0,058459	0,077945	0,11004	0,2751

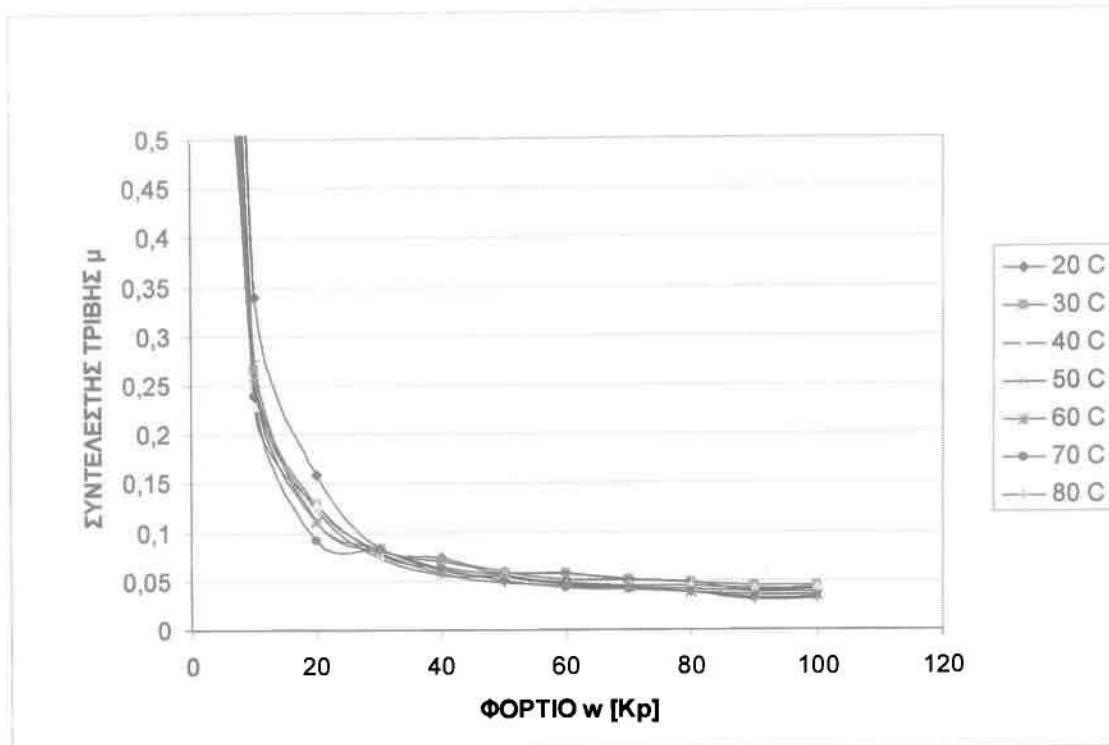
Πίνακας 3.3



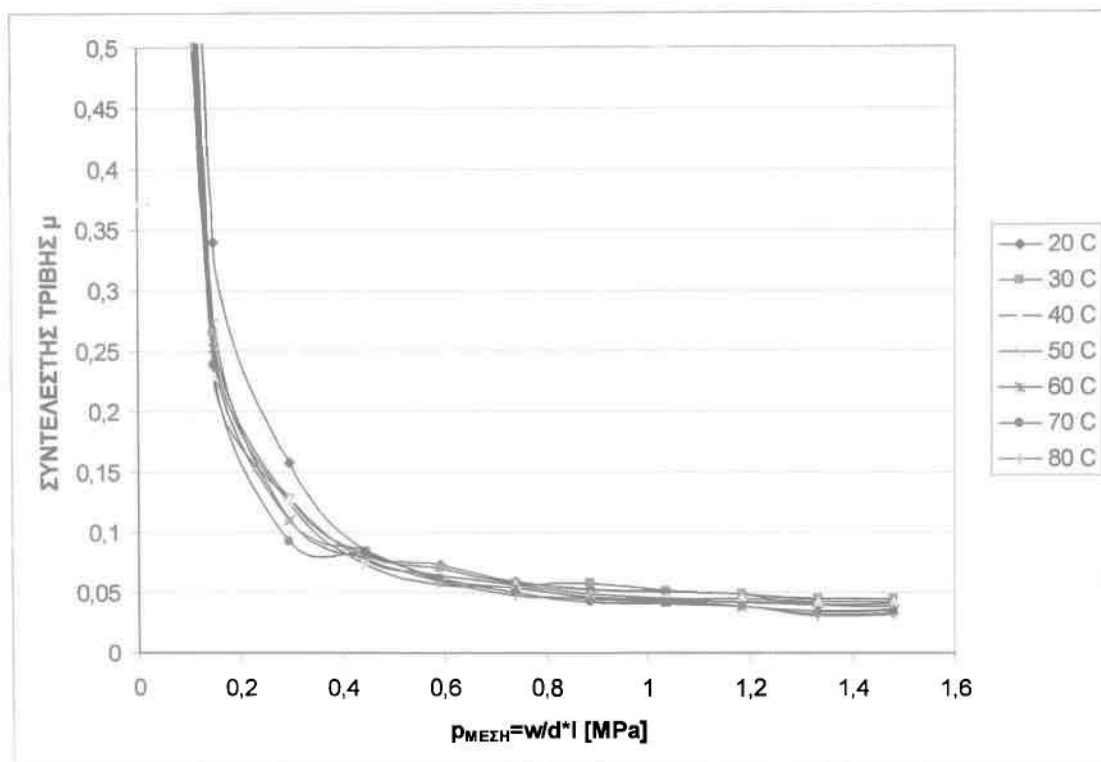
Σχήμα 3.3. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού, για τιμές φορτίου W από 2 ως 100kp



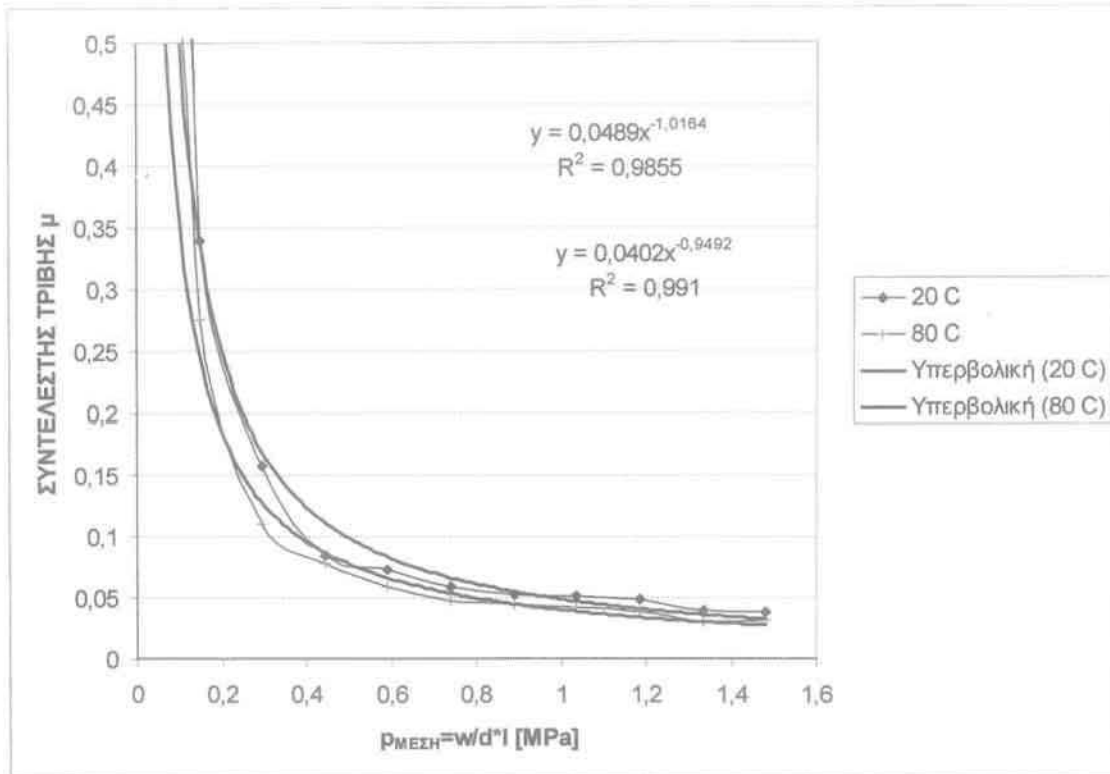
Σχήμα 3.4. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού, για τιμές φορτίου W από 30 ως 100kp (καλύτερη απεικόνιση)



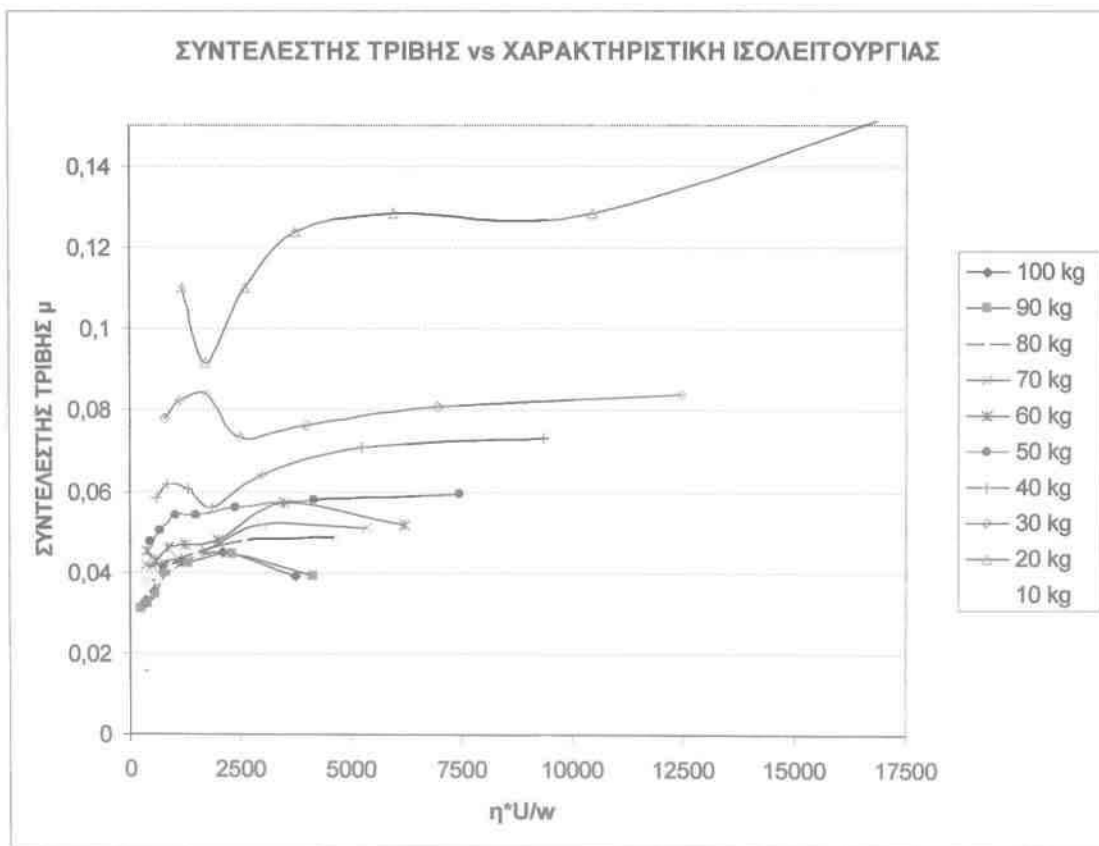
Σχήμα 3.5. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει του ασκούμενου φορτίου W , για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C



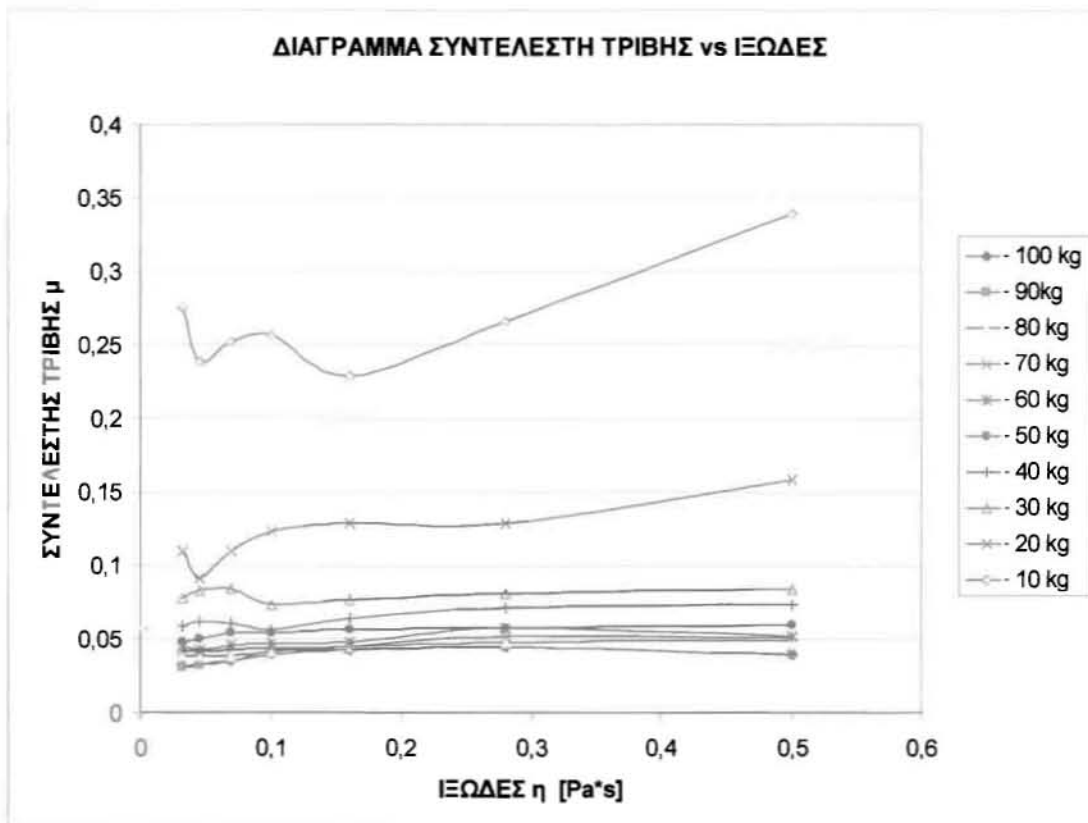
Σχήμα 3.6. Διάγραμμα μεταβολής της μέσης πίεσης $p_{\mu\epsilon\sigma\eta}$ στο έδρανο συναρτήσει του ασκούμενου φορτίου W , για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C



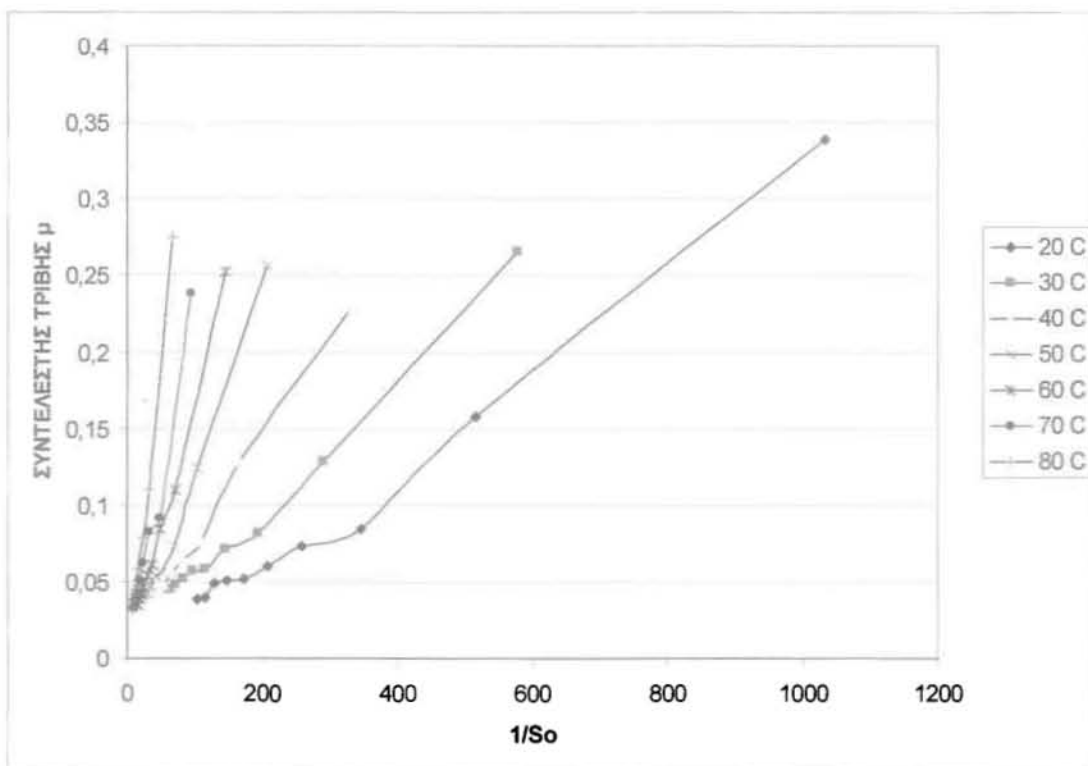
Σχήμα 3.7. Γραμμές τάσης της μέσης πίεσης P_{μ} στο έδρανο συναρτήσει του ασκούμενου φορτίου W , για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C



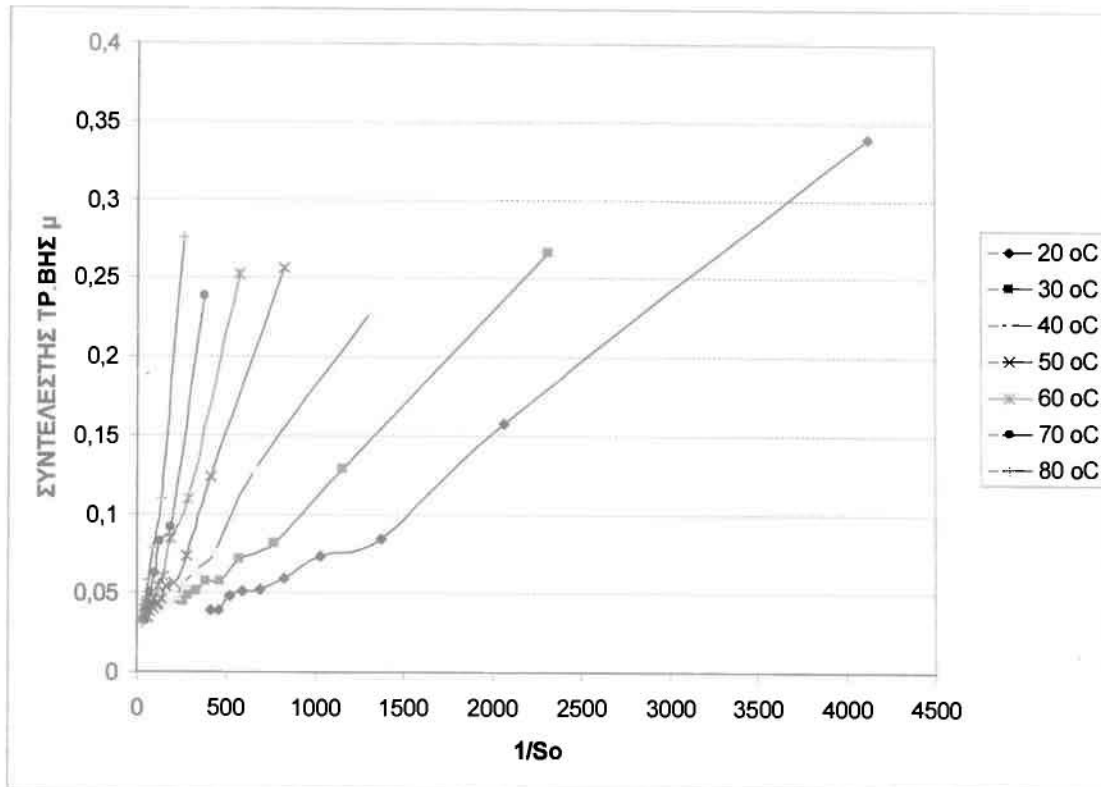
Σχήμα 3.8. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της χαρακτηριστικής ισολειτουργίας, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp



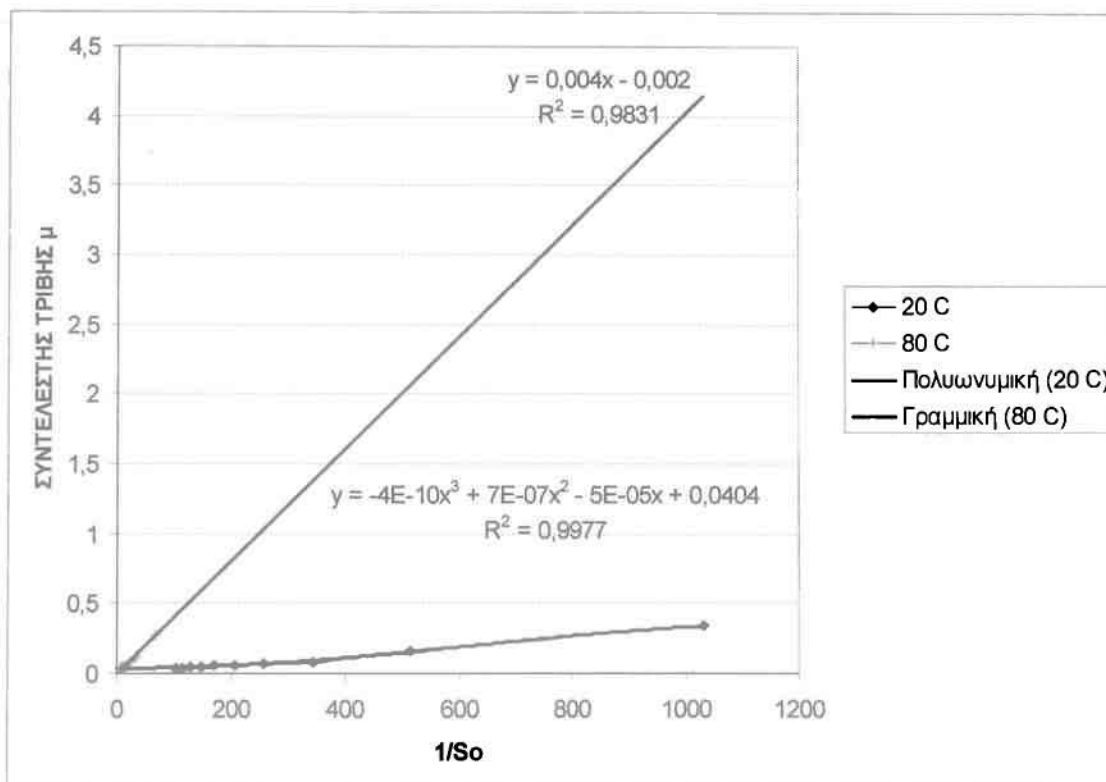
Σχήμα 3.9. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει του ιξώδους του λιπαντικού, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp



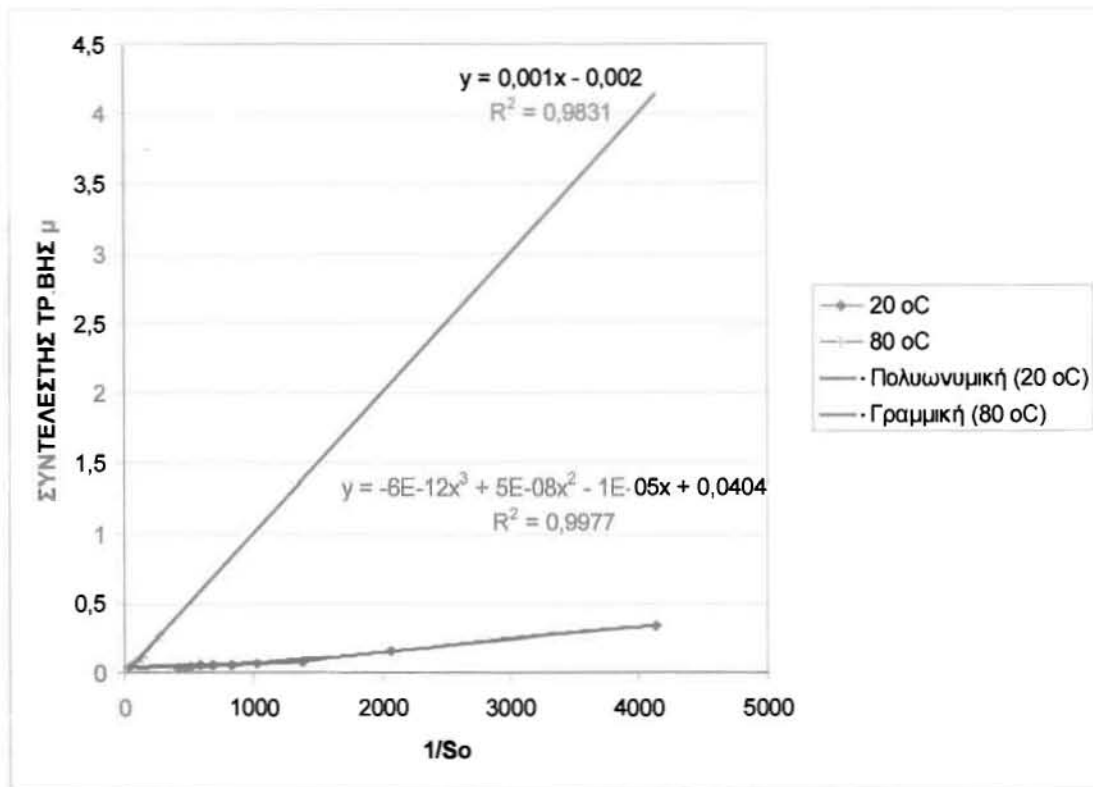
Σχήμα 3.10. Διάγραμμα $1/So$, για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη εδράνου $1/1000$



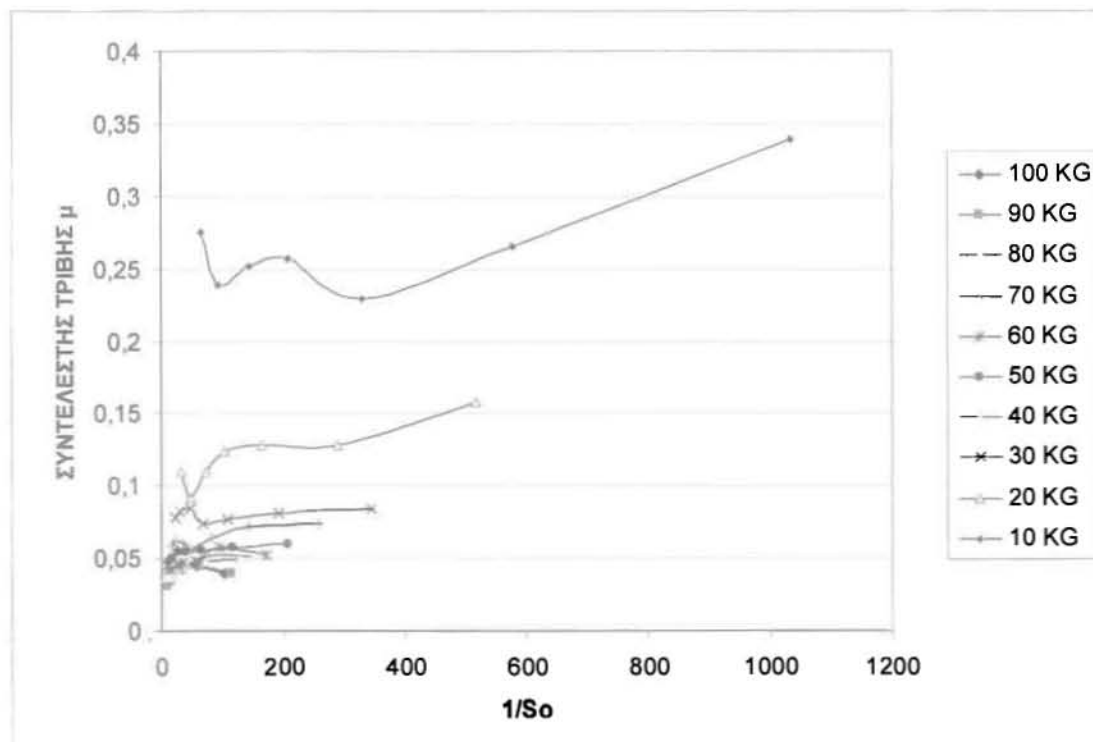
Σχήμα 3.11. Διάγραμμα $1/S_o$, για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη εδράνου 0,5/1000



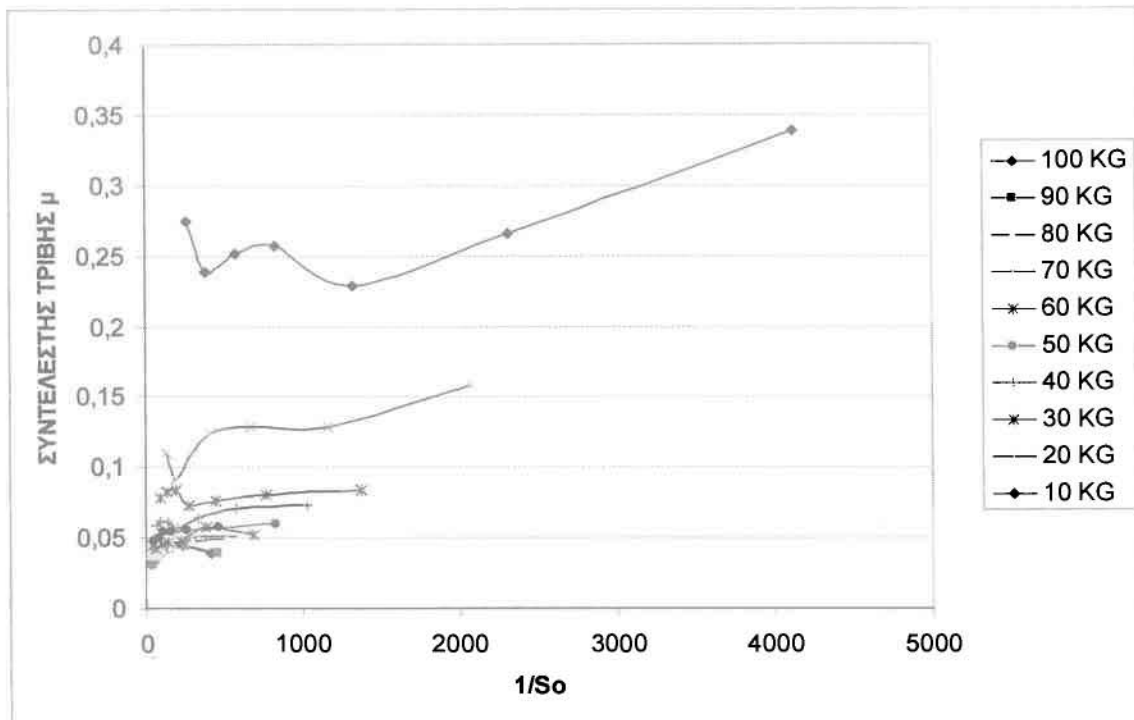
Σχήμα 3.12. Γραμμές τάσης $1/S_o$, για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη εδράνου 1/1000



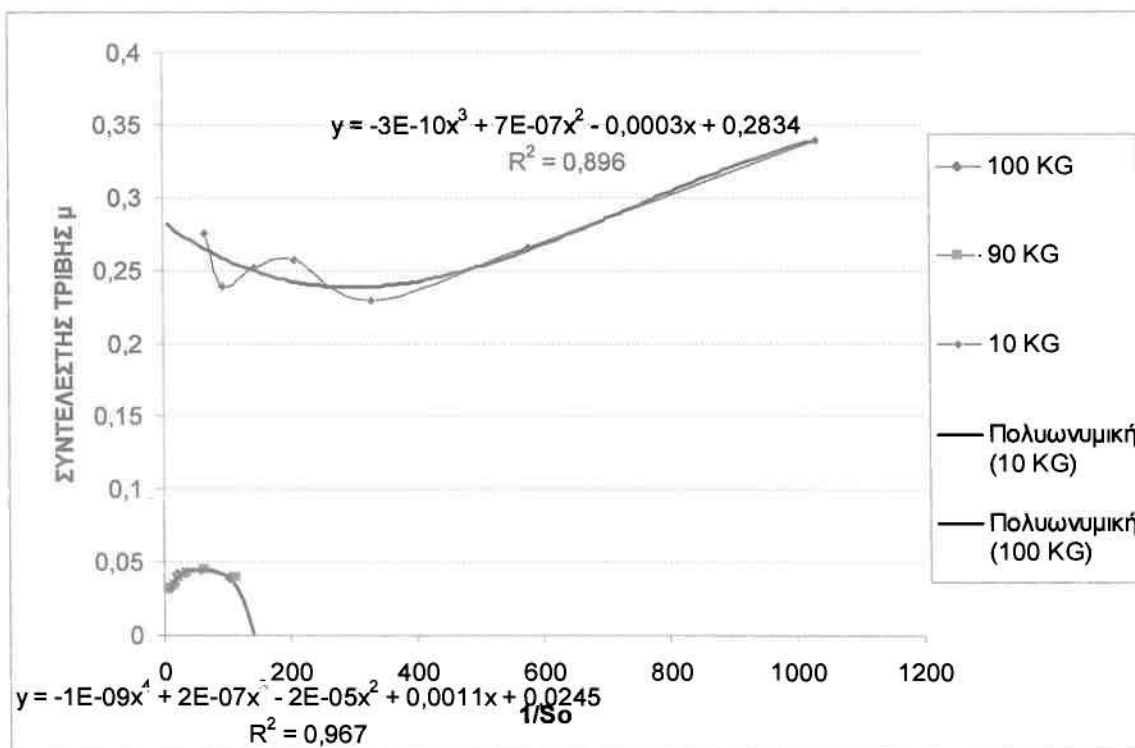
Σχήμα 3.13. Γραμμές τάσης $1/S_o$, για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη εδράνου 0,5/1000



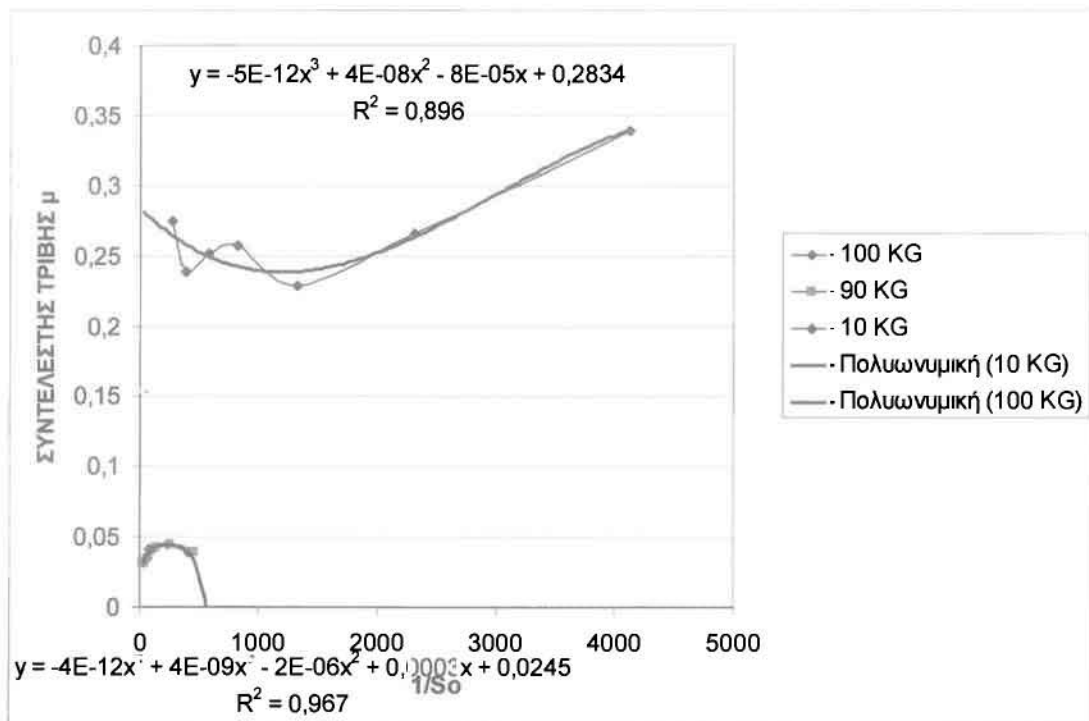
Σχήμα 3.14. Διάγραμμα $1/S_o$, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kr και σχετική χάρη εδράνου 1/1000



Σχήμα 3.15. Διάγραμμα $1/S_o$, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη εδράνου $0,5/1000$



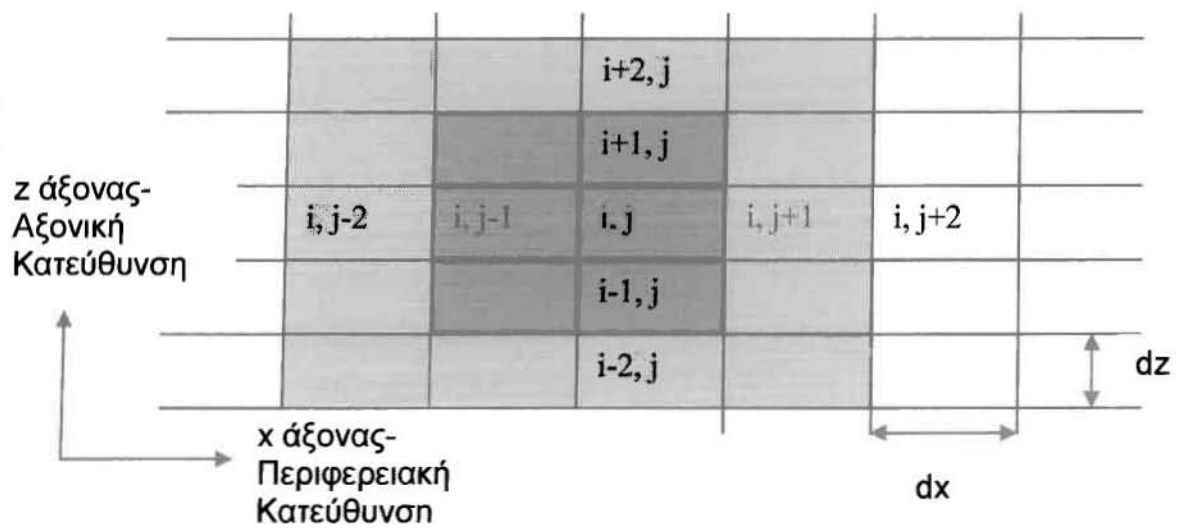
Σχήμα 3.16. Γραμμές τάσης $1/S_o$, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη εδράνου $1/1000$



Σχήμα 3.17. Γραμμές τάσης $1/S_o$, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kr και σχετική χάρη εδράνου $0,5/1000$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο

ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ – ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ LUBRA



4.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ

Η ανάπτυξη της μεθόδου υπολογισμών των κρίσιμων μεγεθών που αφορούν στη συμπεριφορά λιπαινομένων 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 στον Ευρωπαϊκό χώρο. Έτσι μελετήθηκαν, μεταξύ άλλων, κατ' αρχήν η συμπεριφορά εδράνων γραμμής στροφαλοφόρου και διωστήρων (που παρουσιάζουν χαρακτήρα μάλλον όχι αμιγώς υδροδυναμικής λίπανσης αν και 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* σχετικής με την εκτίμηση της ελάχιστης επιτρεπόμενης τιμής του ιξώδους λιπαντικού σε συμβατικό έδρανο [29]. Η επίλυση της εξίσωσης του Reynolds για λείες όπως και για τραχείες επιφάνειες, βασίστηκε σε μια μέθοδο πεπερασμένων διαφορών (FDM) και λειτούργησε ικανοποιητικά και για παλινδρομικές μετατοπίσεις παρουσία επαφών, όπως κατά την αντιστροφή της ταχύτητας [15]-[23]. Η εξίσωση ικανοποιεί την απαίτηση επίλυσης ΕΕΟ πεπερασμένου μήκους, η περιγραφή των οποίων μέχρι πρότινος βασιζόταν είτε στην υπόθεση εδράνου απείρου μήκους (Sommerfeld) είτε απειροελάχιστου μήκους (Ocvirk). Η εξίσωση του Reynolds που χρησιμοποιείται είναι:

$$\frac{\partial}{\partial x} \times \left(\Phi_x \frac{h^3}{12 \times \eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \times \left(\Phi_z \frac{h^3}{12 \times \eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \times \frac{\partial h_T}{\partial x} + \frac{U}{2} \times \sigma_{po} \times \frac{\Phi_e}{\partial x} + \frac{\partial h_T}{\partial t} \quad (4.1)$$

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

σ_{po} : η τυπική απόκλιση της κατανομής των υψών της ισοδύναμης επιφάνειας

Φ_x, Φ_z, Φ_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:

$$\frac{\partial}{\partial x} \times \left(\frac{h^3}{12 \times \eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \times \left(\frac{h^3}{12 \times \eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \times \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4.2)$$

Η επίλυση της εξίσωσης του Reynolds οδηγεί και 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 ισορροπίας 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 [34-39]. 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 βελτίωση του υπολογιστικού κώδικα κατά την διάρκεια εκπόνησης επόμενης διπλωματικής εργασίας [90] οδήγησε σε αποτελέσματα

που θεωρούνται ότι καλύπτουν ευρύτατο πεδίο λειτουργίας εγκάρσιων εδράνων συμβατικής γεωμετρίας.

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.

Συγκεκριμένα, η συνθήκη Half-Sommerfeld είναι ο πιο πρακτικός τρόπος να παραβλεφθούν οι αρνητικές πιέσεις επειδή είναι γνωστό ότι κάτω από φυσιολογικές συνθήκες το λιπαντικό μπορεί μεν να αντέξει-παραλάβει μικρές και στατικού χαρακτήρα αρνητικές πιέσεις (εφελκυσμός), δεν μπορεί όμως να αντέξει μεγάλες αρνητικές τιμές χωρίς να υποστεί διακοπή της συνέχειάς του (Σπηλαίωση - Cavitation).

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. Ακόμη και πριν από δύο δεκαετίες, τα συστήματα αυτά θεωρούνταν χρονοβόρα ως προς την επίλυσή τους η οποία 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 θέση η άτρακτος προσεγγίζει κατά βήματα. Σε περίπτωση που γίνεται μελέτη επίδρασης γεωμετρικών παρεκκλίσεων, απαιτείται επίσης πυκνό πλέγμα με τέτοιο βήμα που να μπορεί να αποδώσει τις προαναφερθείσες παρεκκλίσεις με ρεαλιστικό τρόπο.

Η εξίσωση (4.2) 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).

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 καθώς και από την τιμή της εκκεντρότητας. Οδηγεί έτσι στον καθορισμό του πίνακα των υδροδυναμικών πιέσεων στους κυρίους 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 στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής, απαιτείται 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 η δημιουργούμενη υδροδυναμική ικανότητα εξισορροπεί το εξωτερικά εφαρμοζόμενο φορτίο. Στη συνέχεια, προσεγγίζεται διαδοχικά η γωνία ισορροπίας τριβέα-στροφέα έως ότου η συνιστώσα που είναι κάθετη στην κατεύθυνση του επιβαλλόμενου φορτίου να μηδενισθεί.

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 (τριβέας) του υπό μελέτη τριβοσυστήματος ως εξής:

$$F = \iint \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \pm \frac{\eta U}{h} \right) dx dz \quad (4.3)$$

Τα όρια ολοκλήρωσης αναφορικά με τις γωνίες σε σχέση με το ολοκλήρωμα της δύναμης τριβής είναι 0 έως π για τον όρο του διαφορικού της υδροδυναμικής πίεσης και 0 έως 2π για τον όρο της ταχύτητας, γενομένης έτσι αποδεκτής της συνέχειας της λιπαντικής μεμβράνης και συνεπώς της απουσίας σπηλαίωσης 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.
- 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 ασυμπίεστο και η ροή του μέσα στο διάκενο είναι στρωτή.

4.2 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 του Reynolds

Η εξίσωση του Reynolds δεν έχει αναλυτική μαθηματική επίλυση, έτσι στη συνέχεια θα δώσουμε μια αριθμητική λύση που θα στηρίζεται σε

μεθόδους των πεπερασμένων διαφορών. Η εξίσωση του Reynolds δίνεται παρακάτω:

$$\frac{\partial}{\partial x} \times \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \times \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \times \eta \times U \times \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4.4)$$

Οι όροι της εξίσωσης εξηγούνται ως εξής:

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

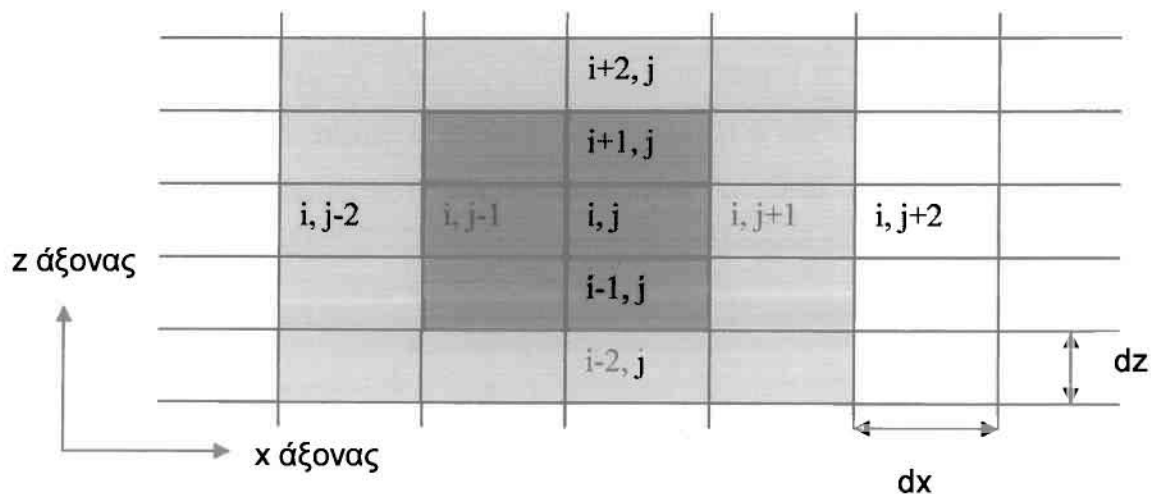
Για την προσέγγιση των μερικών παραγώγων της παραπάνω μερικής διαφορικής εξίσωσης του Reynolds εφαρμόζεται η μέθοδος του Nystrom. Η μέθοδος αυτή είναι δεύτερης τάξης, άρα η ακρίβεια της είναι ικανοποιητική. Στην μέθοδο αυτή, ο τύπος που προσεγγίζει τις μερικές παραγώγους είναι ο εξής:

$$y'_n = \frac{y_{n+1} - y_{n-1}}{2 \times dl} \quad (4.5)$$

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 πλέγματος στο οποίο σε κάθε σημείο θα αντιστοιχεί και μια τιμή. Ο τρόπος δημιουργίας ενός πλέγματος εξαρτάται από το πρόβλημα το οποίο επιλύεται. Μια γενική μορφή του ωστόσο φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4.1 Αρίθμηση των κόμβων μέσα στο πλέγμα

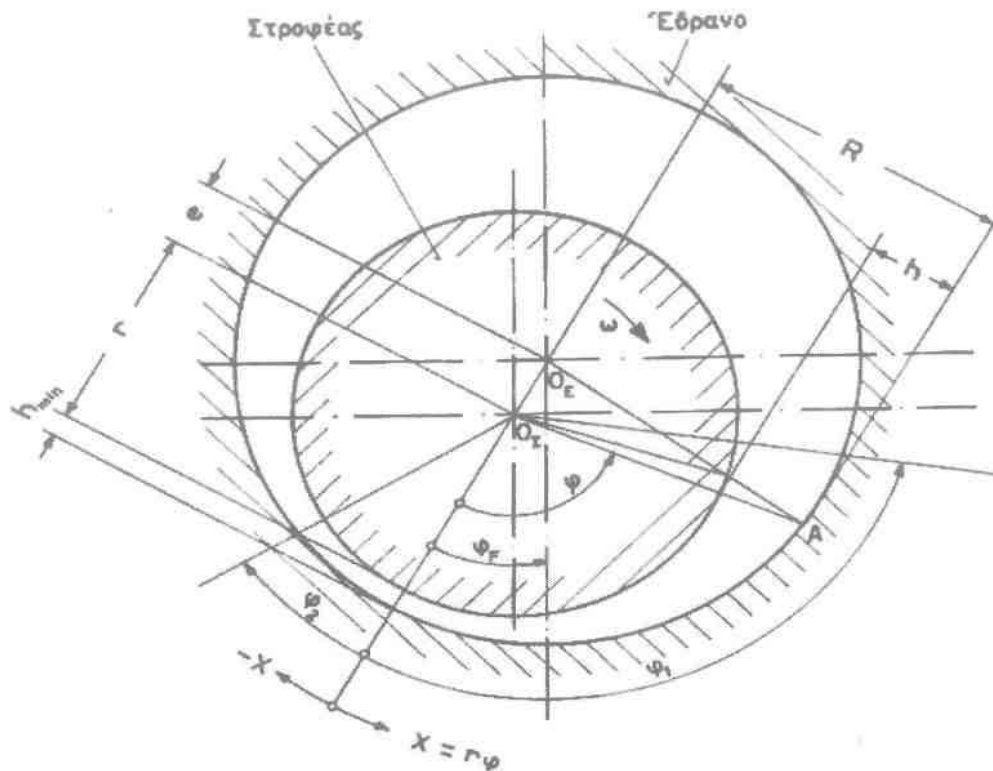
Έχοντας υπ' όψη το παραπάνω σχήμα και σύμφωνα με τη σχέση του Nystrom, μετασχηματίζεται η διαφορική εξίσωση (4.4) και δημιουργείται μια νέα προσεγγιστική μορφή, η οποία μπορεί να λυθεί αναλυτικά. Έτσι, για κάθε όρο ξεχωριστά έχουμε:

$$\frac{\partial}{\partial x} \times \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = h_{i,j+1}^3 \times \frac{p_{i,j+2} - p_{i,j}}{4 \times (dx)^2} - h_{i,j-1}^3 \times \frac{p_{i,j} - p_{i,j-2}}{4 \times (dx)^2} \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \times \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = h_{i+1,j}^3 \times \frac{p_{i,j+2} - p_{i,j}}{4 \times (dz)^2} - h_{i-1,j}^3 \times \frac{p_{i,j} - p_{i-2,j}}{4 \times (dz)^2} \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{h_{i,j+2} - h_{i,j-1}}{2 \times dx} \quad (4.8)$$

Όπου: $h(x) = D/2 - d/2 - e \times \cos(\varphi)$ είναι το πάχος λιπαντικής μεμβράνης κατά μήκος του εδράνου, D , d η διάμετρος του τριβέα και του στροφέα αντίστοιχα, e η εκκεντρότητα και φ η γωνία που δίνει την απόσταση του σημείου h από τη γωνία ισοροπίας του εδράνου. Τα μεγέθη αυτά εμφανίζονται στο παρακάτω σχήμα:



Σχήμα 4.2. Εγκάρσιο Έδρανο Ολίσθησης Συμβατικής Γεωμετρίας (Λείο Έδρανο)

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:

$$C_1 \times P_{i,j} + C_2 \times P_{i,j+2} + C_3 \times P_{i+2,j} + C_4 \times P_{i,j-2} + C_5 \times P_{i-2,j} = Q \quad (4.10)$$

Οι συντελεστές C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 βάση των σχέσεων (4.6), (4.7), (4.8), (4.9) θα πάρουν την παρακάτω μορφή:

$$C_1 = \frac{h_{i,j+1}^3 - h_{i,j-1}^3}{4 \times (dx)^2} + \frac{h_{i+1,j}^3 - h_{i-1,j}^3}{4 \times (dz)^2} \quad (4.11)$$

$$C_2 = -\frac{h_{i,j+1}^3}{4 \times (dx)^2} \quad (4.12)$$

$$C_3 = -\frac{h_{i,j-1}^3}{4 \times (dx)^2} \quad (4.13)$$

$$C_4 = -\frac{h_{i+1,j}^3}{4 \times (dz)^2} \quad (4.14)$$

$$C_5 = -\frac{h_{i-1,j}^3}{4 \times (dz)^2} \quad (4.15)$$

$$Q = 6 \times \eta \times U \times \frac{h_{i,j+1} - h_{i,j-1}}{2 \times dx} \quad (4.16)$$

Οι παραπάνω σχέσεις σε μορφή πινάκων γράφονται ως εξής:

$$\begin{bmatrix} C_1 & C_2 & C_3 & C_4 & C_5 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} P_{i,j+1} \\ P_{i,j+2} \\ P_{i,j-2} \\ P_{i+2,j} \\ P_{i-2,j} \end{bmatrix} = [Q] \quad (4.17)$$

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

$$\frac{\partial}{\partial x} \times \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \times \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \times \eta \times U \times \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \times \eta \times \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4.18)$$

Ο όρος $\partial h / \partial t$, δηλώνει τη μεταβολή του πάχους του φιλμ του ρευστού – 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:

$$\frac{\partial h^t}{\partial t} = \frac{h_{i,j}^{t+1} - h_{i,j}^t}{dt} \quad (4.19)$$

Έτσι, ο όρος Q λαμβάνει την εξής μορφή:

$$Q = 6 \times \eta \times U \times \frac{h_{i,j+1} - h_{i,j-1}}{2 \times dx} + 12 \times \eta \times \frac{h_{i,j}^{t+1} - h_{i,j}^t}{dt} \quad (4.20)$$

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

4.3 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 4.1, καθώς και την σχέση (5) του Nystrom μπορούμε να βρούμε τις προσεγγιστικές μορφές των σχέσεων για τη δύναμη τριβής πάνω στην άτρακτο:

$$F_{Rzy} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{\partial p}{\partial x} \times \frac{h}{2} + \eta \times \frac{U}{h} \right) \times dx \times dz \quad (4.21)$$

$$F_{Rzy} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{\partial p}{\partial z} \times \frac{h}{2} \right) \times dx \times dz \quad (4.22)$$

και για τη δύναμη τριβής πάνω στο έδρανο ολίσθησης:

$$F_{Rxy} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{\partial p}{\partial x} \times \frac{h}{2} + \eta \times \frac{U}{h} \right) \times dx \times dz \quad (4.23)$$

$$F_{Rxy} = \int_0^x \int_0^z \left(-\frac{\partial p}{\partial z} \times \frac{h}{2} \right) \times dx \times dz \quad (4.24)$$

Σύμφωνα με αυτά τα δεδομένα η σχέση (4.21) γράφεται:

$$F_{Rzx} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{p_{i,j+2} - p_{i,j-2}}{4 \times dx} \times \frac{h_{(i,j)}}{2} + \eta \times \frac{U}{h_{(i,j)}} \right) \times 2 \times dx \times 2 \times dz \quad (4.25)$$

ομοίως για τις σχέσεις (4.22), (4.23) και (4.24) έχουμε:

$$F_{Rzy} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{p_{i+2,j} - p_{i-2,j}}{4 \times dz} \times \frac{h_{(i,j)}}{2} \right) \times 2 \times dx \times 2 \times dz \quad (4.26)$$

$$F_{Rxy} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{p_{i,j+2} - p_{i,j-2}}{4 \times dx} \times \frac{h_{(i,j)}}{2} + n \times \frac{U}{h_{(i,j)}} \right) \times 2 \times dx \times 2 \times dz \quad (4.27)$$

$$F_{Rxy} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{p_{i+2,j} - p_{i-2,j}}{4 \times dz} \times \frac{h_{(i,j)}}{2} \right) \times 2 \times dx \times 2 \times dz \quad (4.28)$$

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:

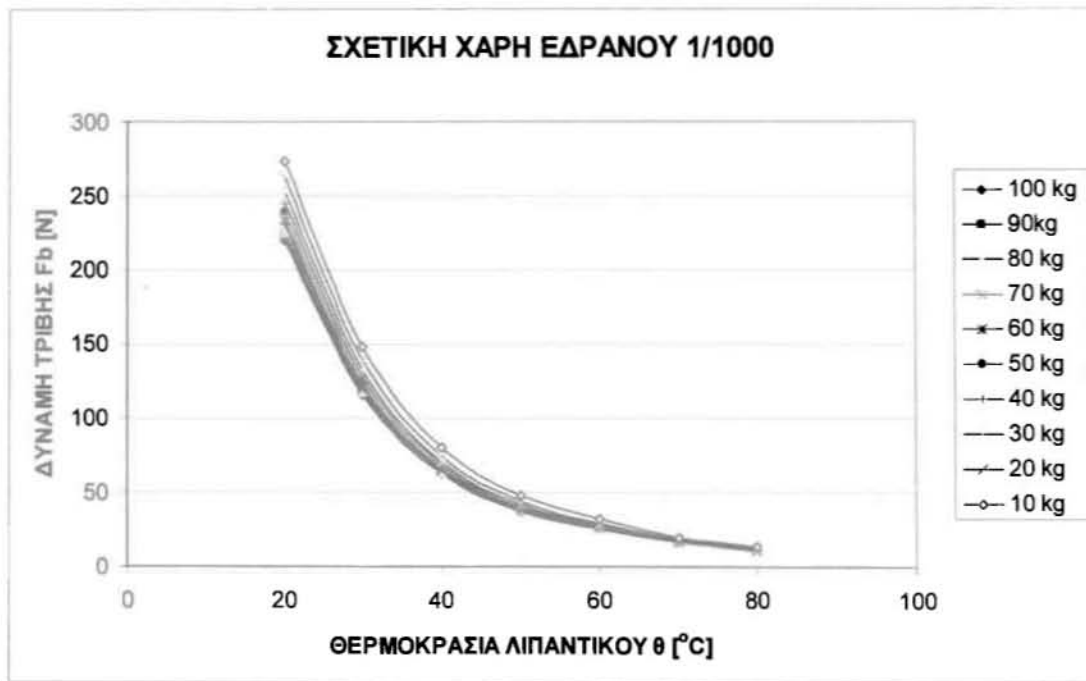
- η γωνία ισορροπίας φ (Σχήμα 4.2)
- το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης $h_{min}=h_o$
- η μέγιστη τιμή της υδροδυναμικής πίεσης p_{max}
- η δύναμη υδροδυναμικής τριβής που καθορίζει και τον συντελεστή τριβής μ .

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) [43], περικυκλωειδές, σπειροειδές ΕΕΟ [40]-[42] καθώς και σε μελέτες ΕΕΟ με παρουσία περιφερικής, αξονικής ή συνδυασμένης κυμάτωσης όπου υπάρχει έντονο διεθνές ερευνητικό ενδιαφέρον [31], [33] *THD, EHD – TEHD* [62-89].

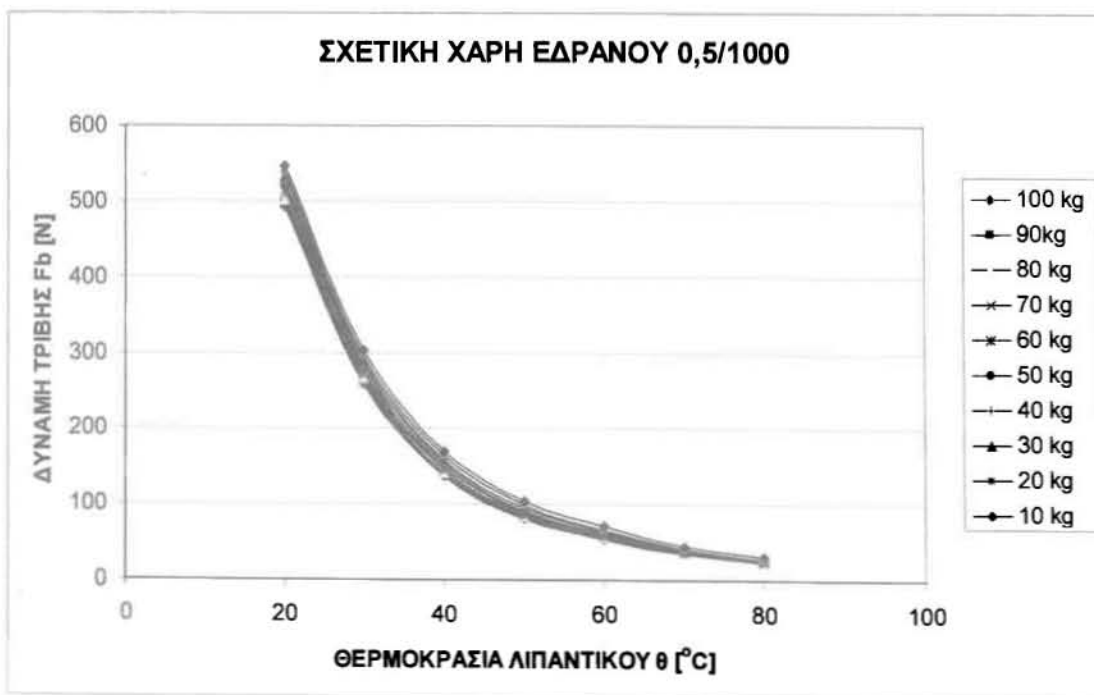
Στην *HD* περιοχή θεωρήθηκε ήδη δόκιμο να ελεγχθεί το μοντέλο σε περιπτώσεις τورνεμένων επιφανειών όπου υπήρχαν πλήρη στοιχεία για τورνεμένη άτρακτο συνεργαζόμενη με λείο έδρανο όταν η περιφερειακή κυμάτωση είναι σημαντικότερη της αντίστοιχης αξονικής κυμάτωσης και της περιφερειακής τραχύτητας.

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].

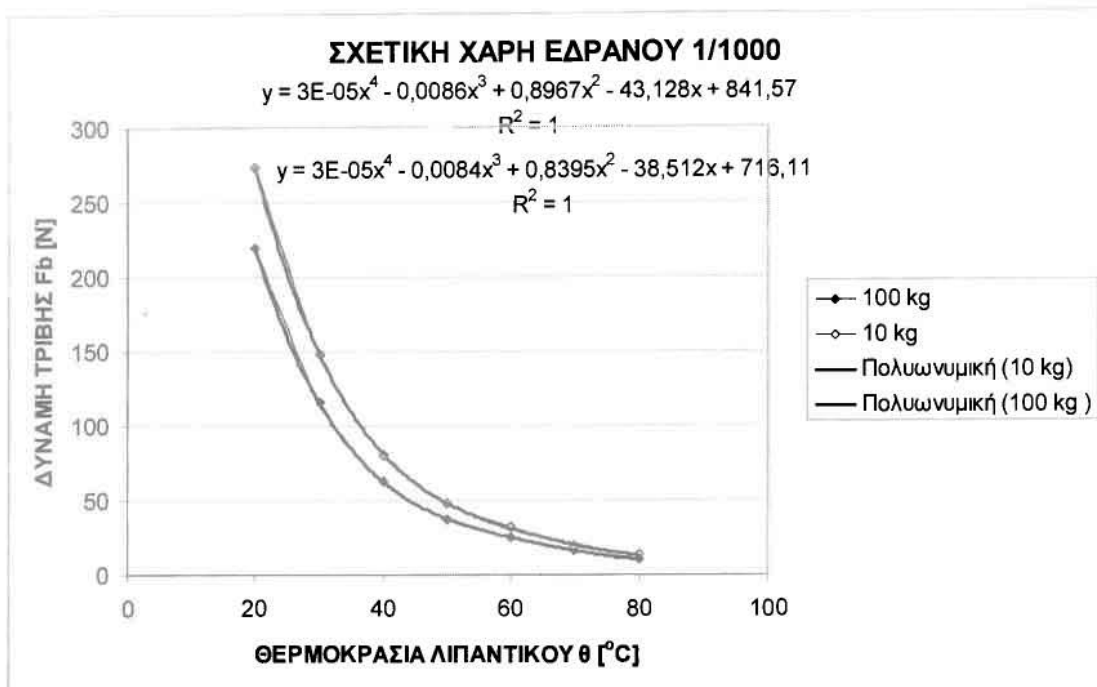
4.4 ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΟΥ ΠΡΟΕΚΥΨΑΝ ΑΠΟ ΤΗΝ ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΤΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ LUBRA



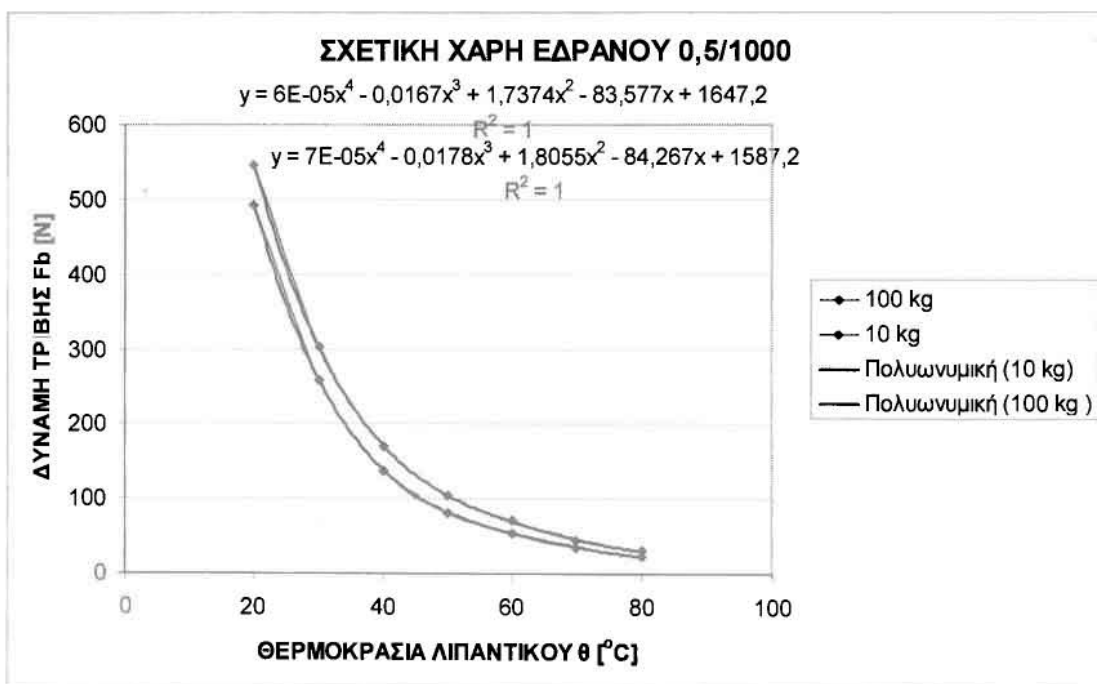
Σχήμα 4.3. Διάγραμμα μεταβολής της θεωρητικής δύναμης τριβής F_b του εδράνου συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kg



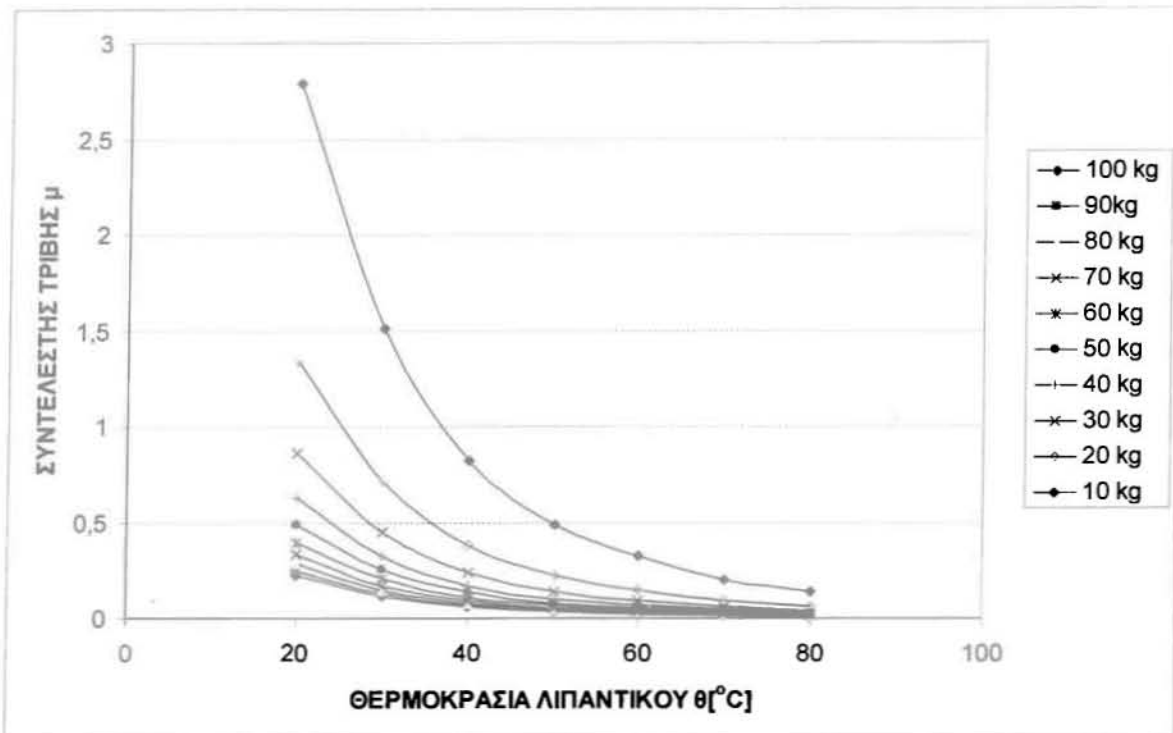
Σχήμα 4.4. Διάγραμμα μεταβολής της θεωρητικής δύναμης τριβής F_b του εδράνου συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kg



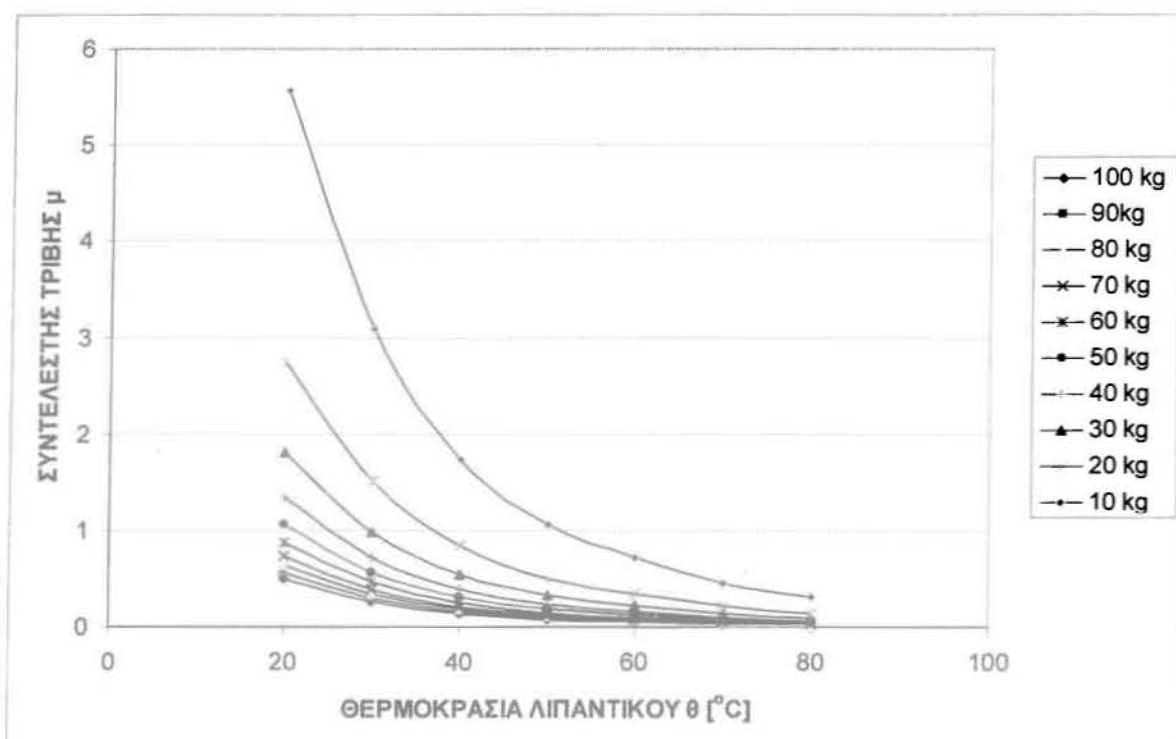
Σχήμα 4.5. Γραμμές τάσης της θεωρητικής δύναμης τριβής F_b του εδράνου συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp



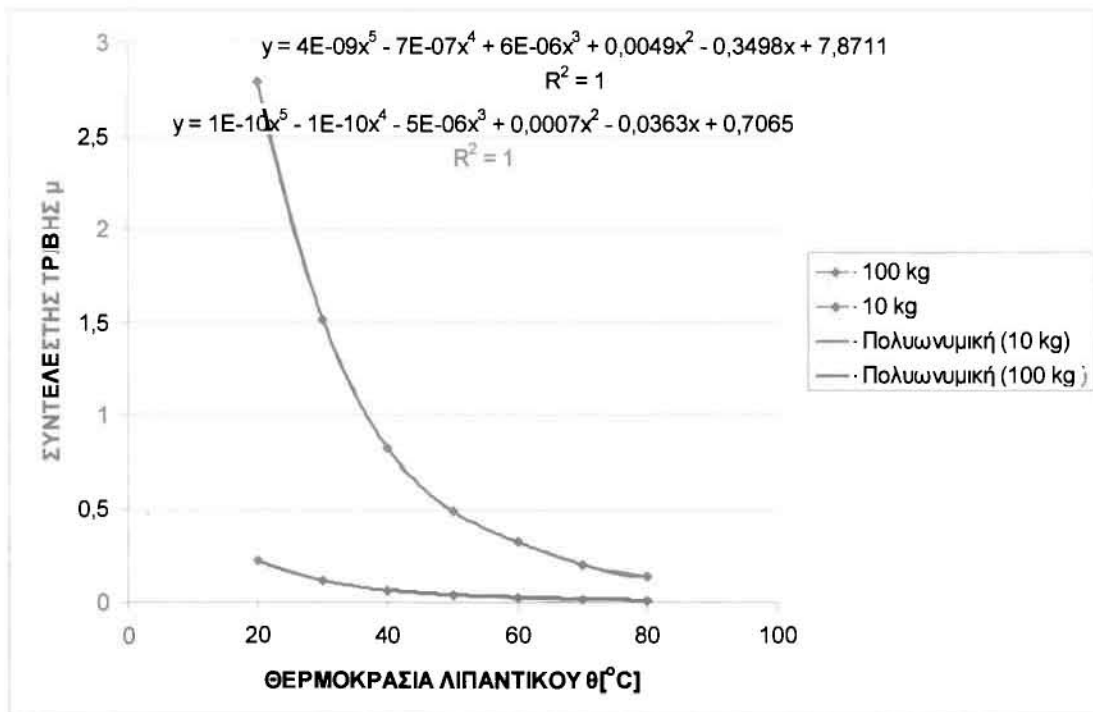
Σχήμα 4.6. Γραμμές τάσης της θεωρητικής δύναμης τριβής F_b του εδράνου συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp



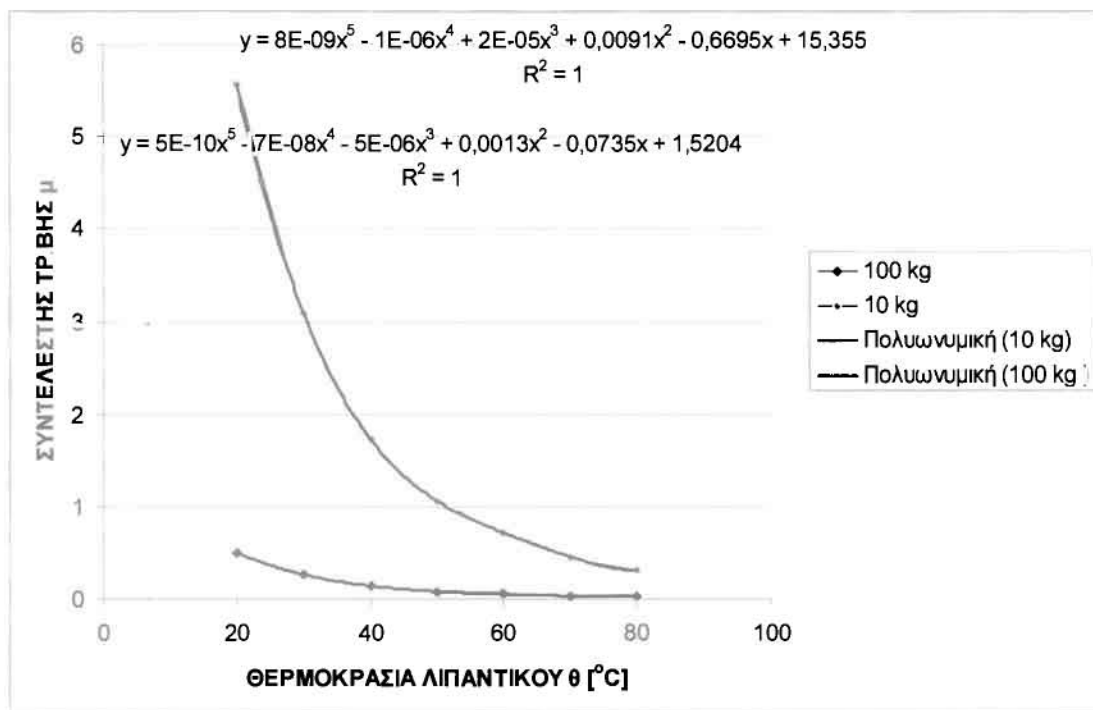
Σχήμα 4.7. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη $1/1000$



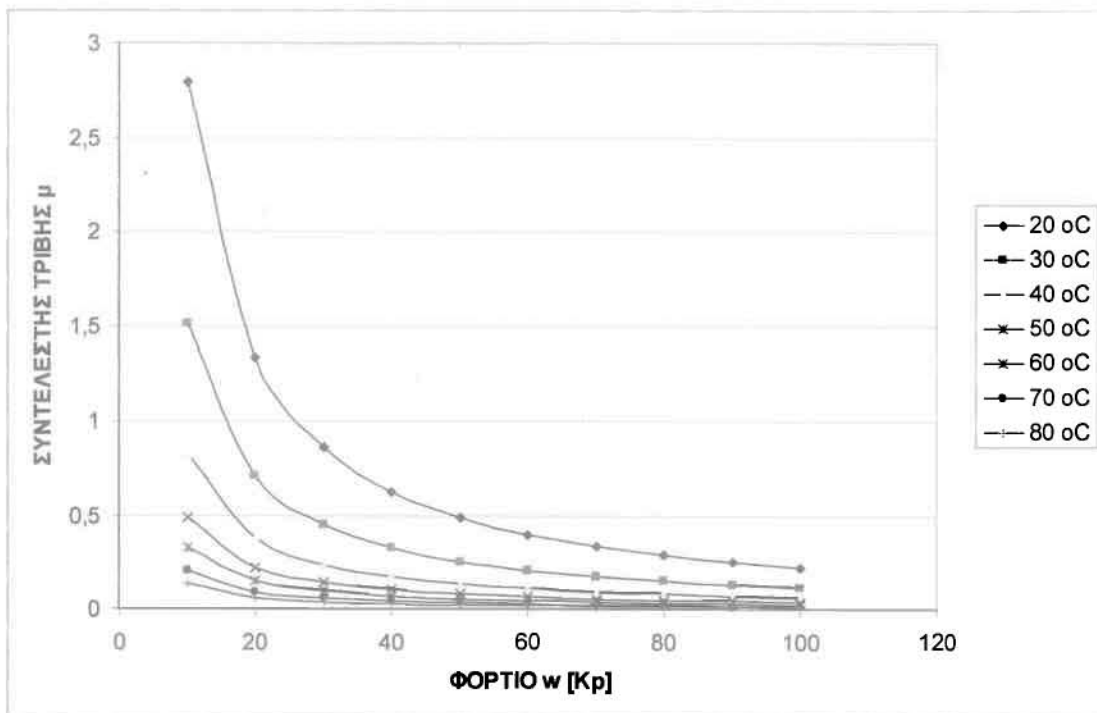
Σχήμα 4.8. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη $0,5/1000$



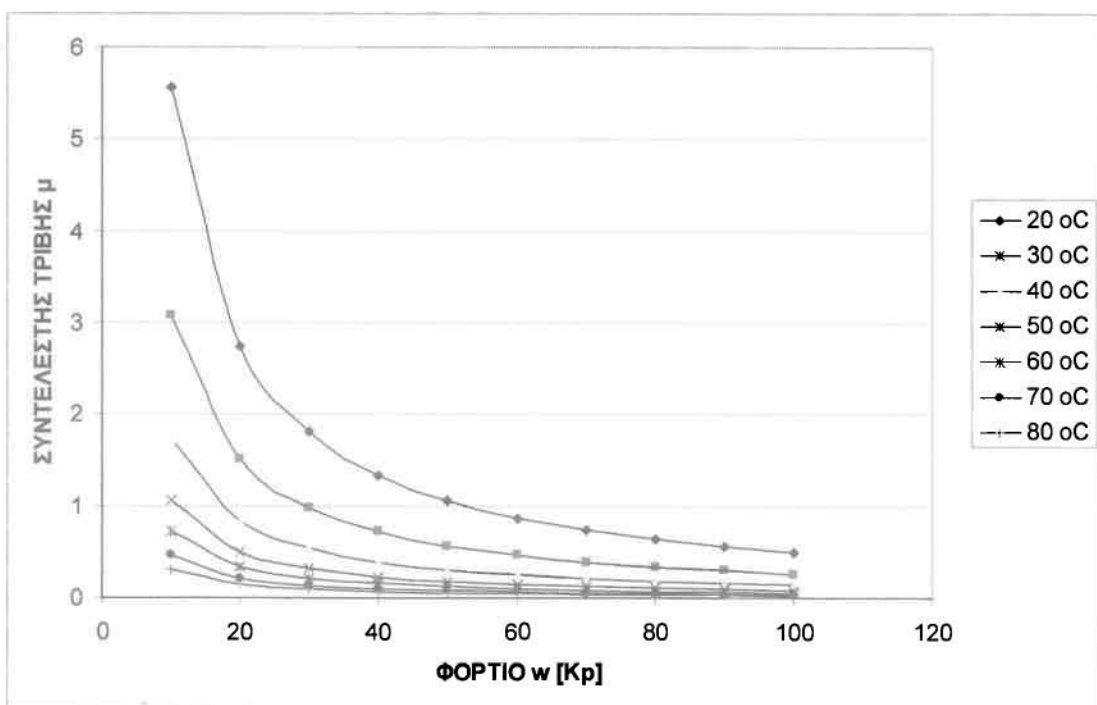
Σχήμα 4.9. Γραμμές τάσης του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη 1/1000



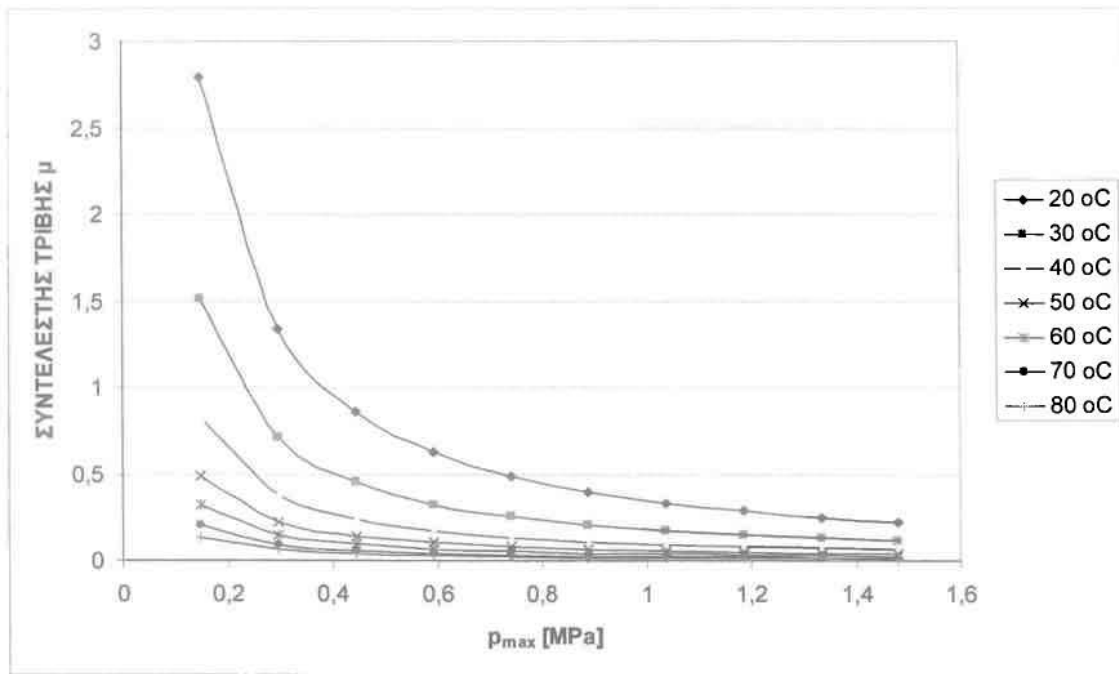
Σχήμα 4.10. Γραμμές τάσης του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη 0,5/1000



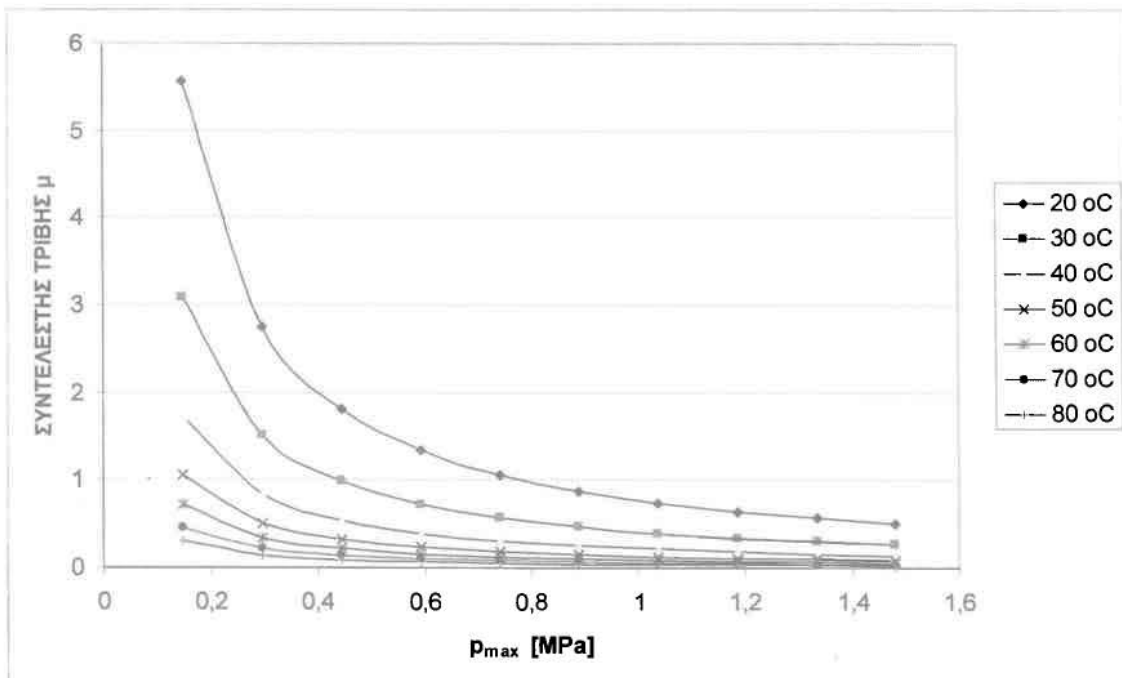
Σχήμα 4.11. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει του ασκούμενου φορτίου W , για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη 1/1000



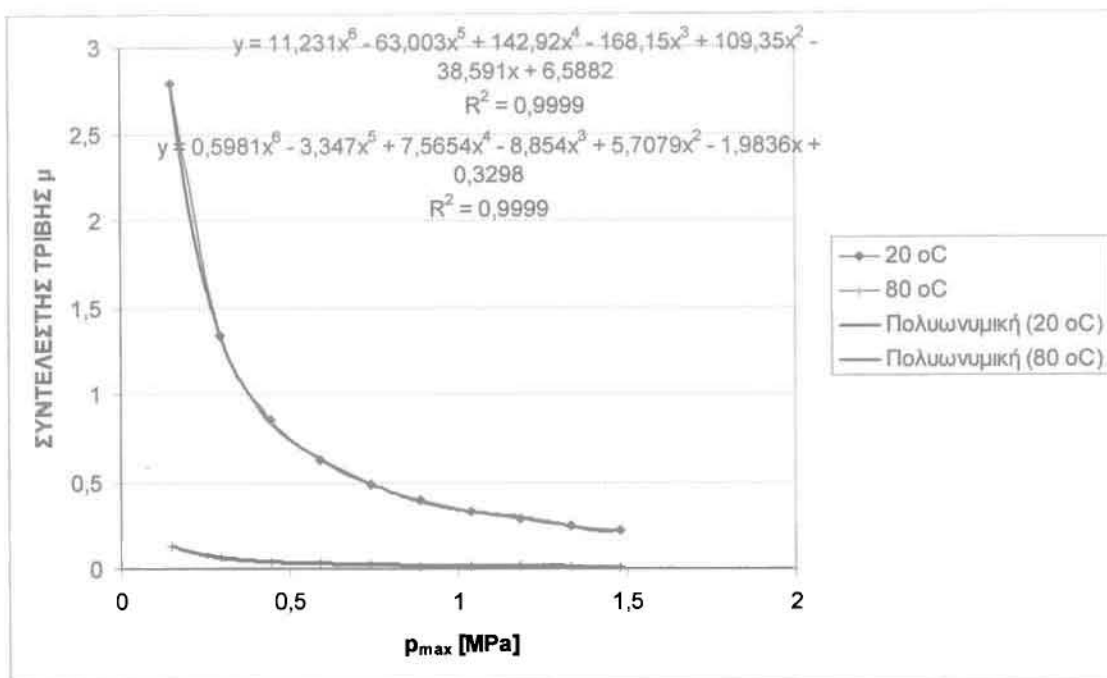
Σχήμα 4.12. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει του ασκούμενου φορτίου W , για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη 0,5/1000



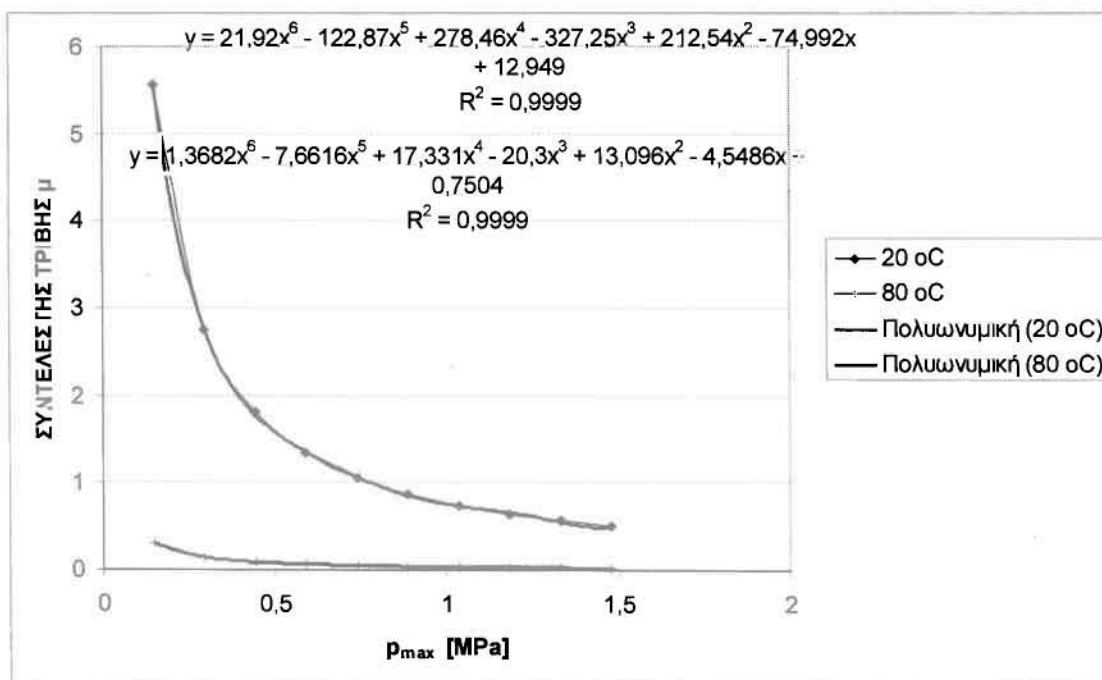
Σχήμα 4.13. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της μέγιστης πίεσης P_{max} , για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη 1/1000



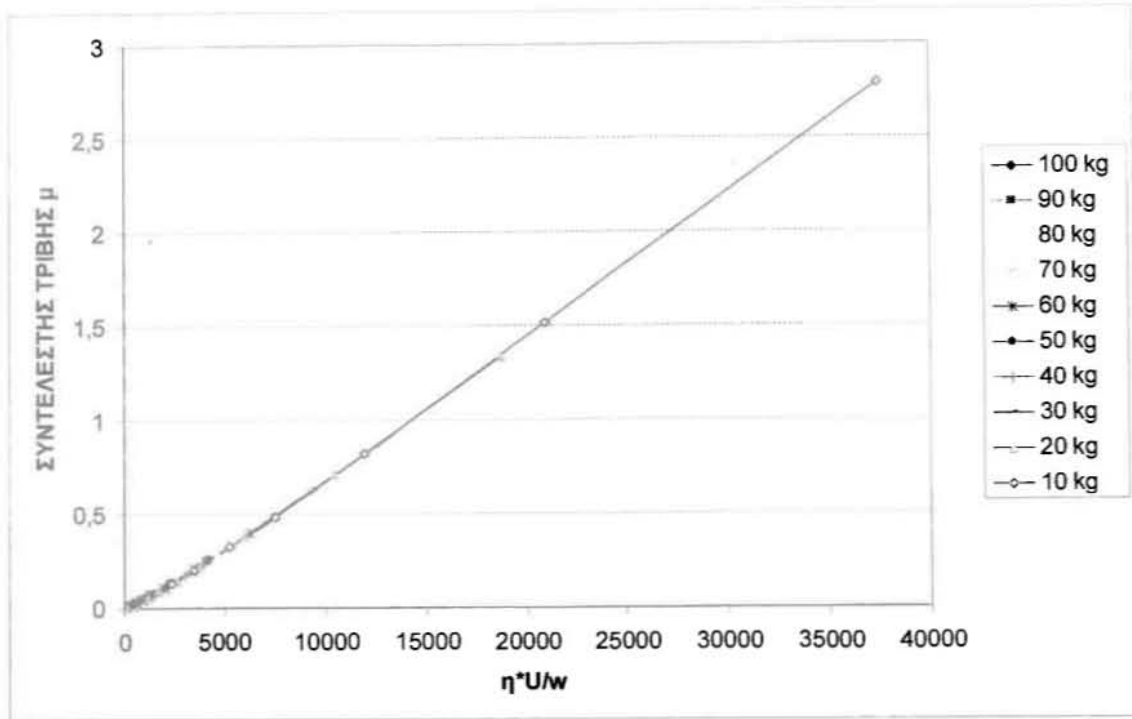
Σχήμα 4.14. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της μέγιστης πίεσης P_{max} , για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη 0,5/1000



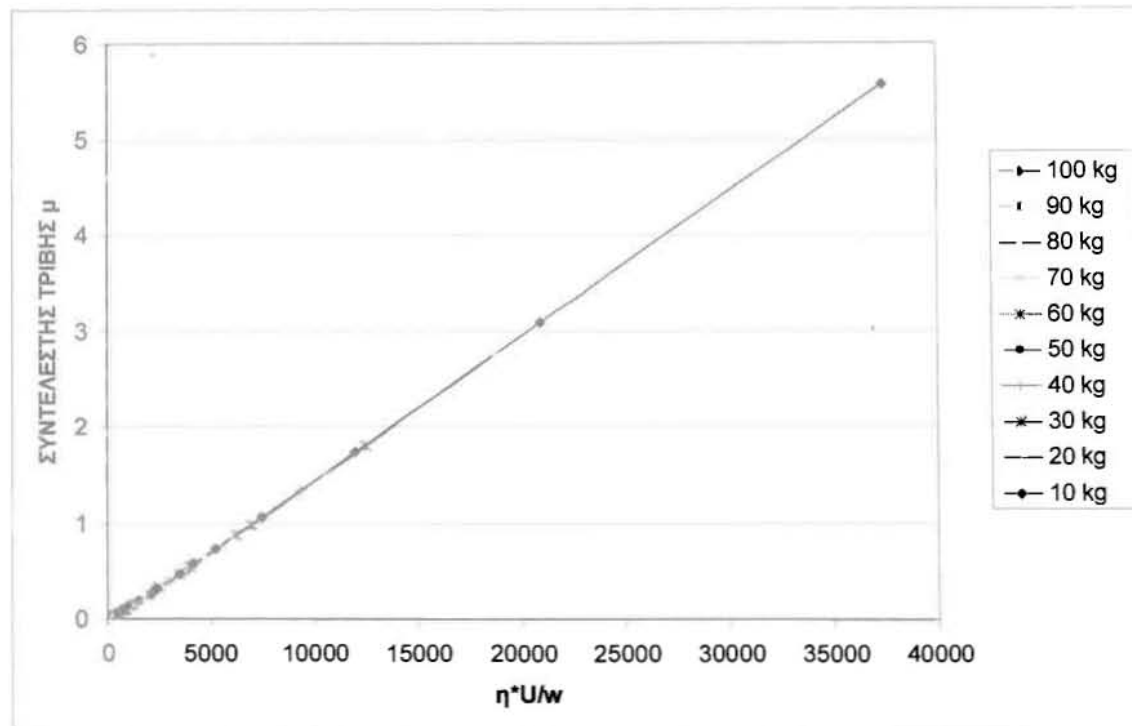
Σχήμα 4.15. Γραμμές τάσης του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της μέγιστης πίεσης p_{max} , για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη 1/1000



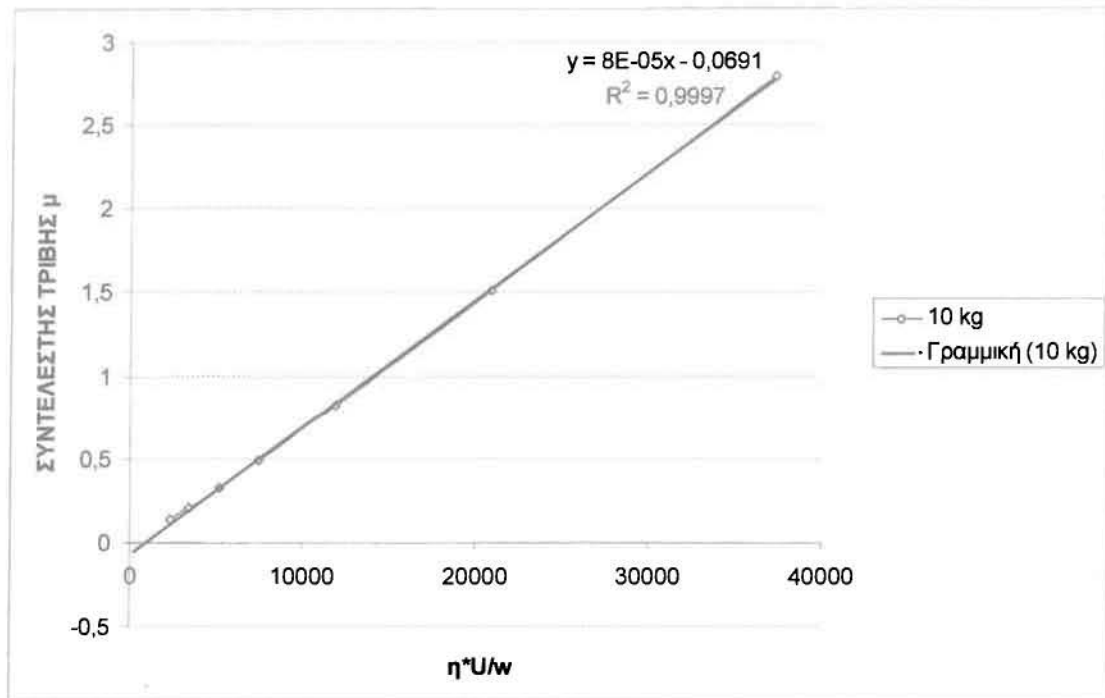
Σχήμα 4.16. Γραμμές τάσης του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της μέγιστης πίεσης p_{max} , για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη 0,5/1000



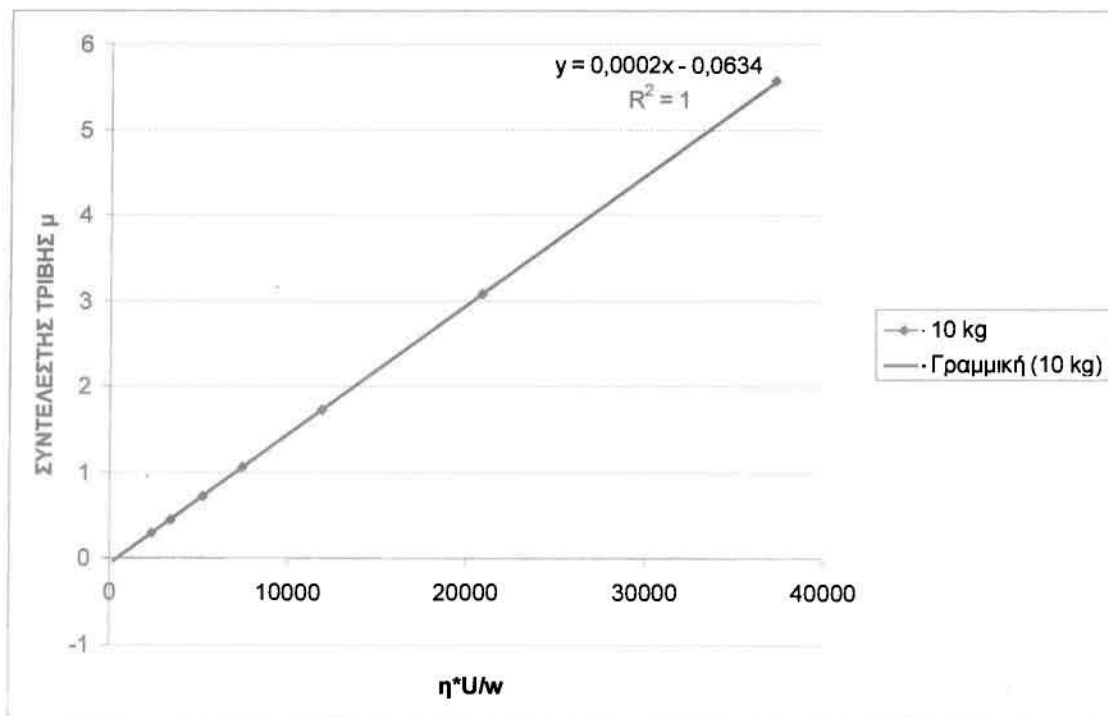
Σχήμα 4.17. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της χαρακτηριστικής ισολειτουργίας, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη $1/1000$



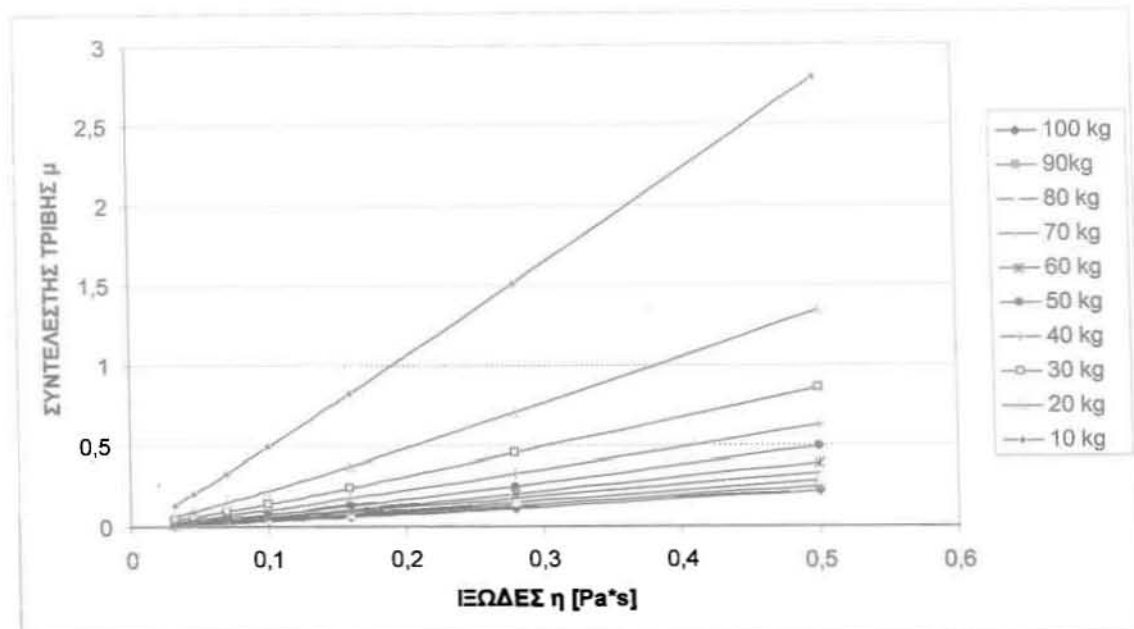
Σχήμα 4.18. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της χαρακτηριστικής ισολειτουργίας, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη $0,5/1000$



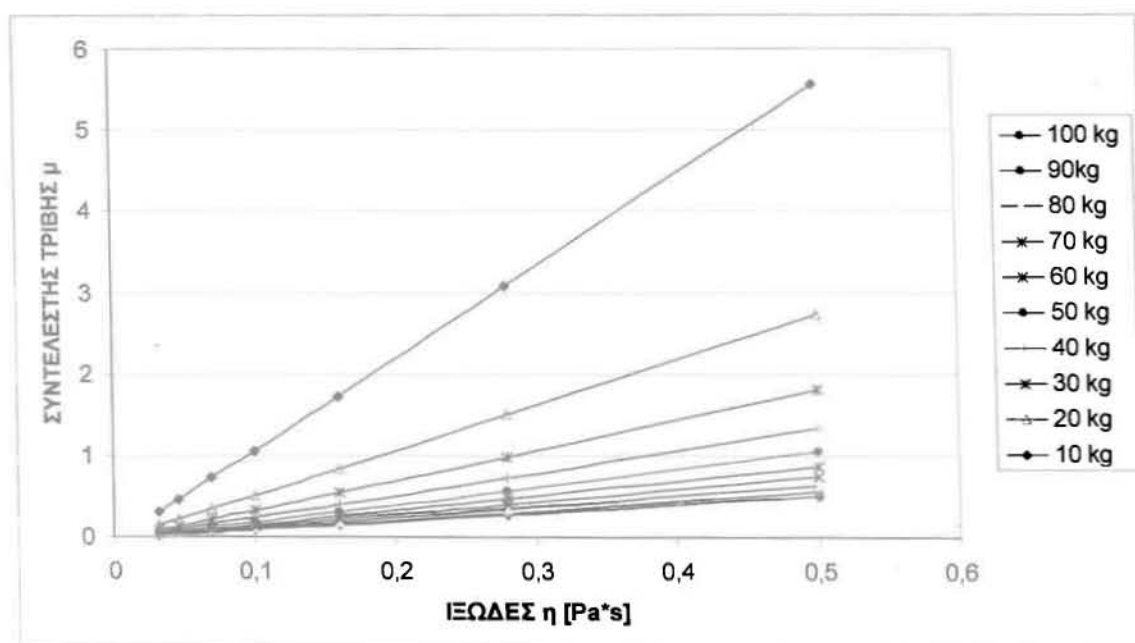
Σχήμα 4.19. Γραμμή τάσης του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της χαρακτηριστικής ισολειτουργίας, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη 1/1000



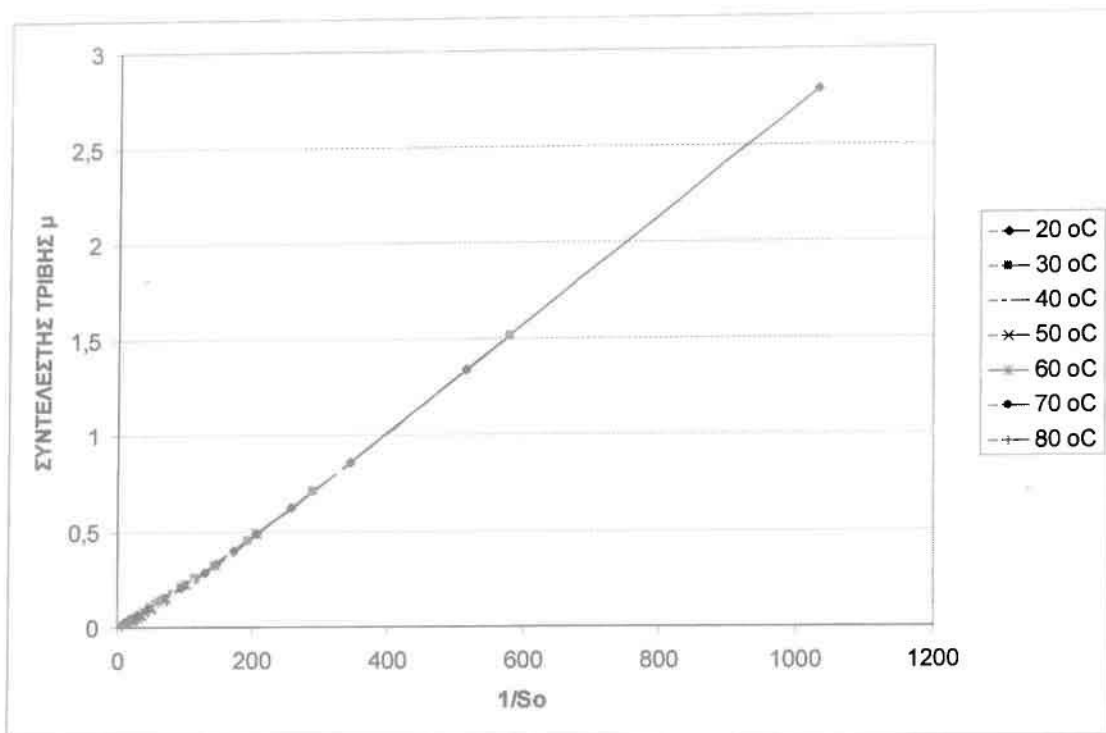
Σχήμα 4.20. Γραμμή τάσης του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει της χαρακτηριστικής ισολειτουργίας, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη 0,5/1000



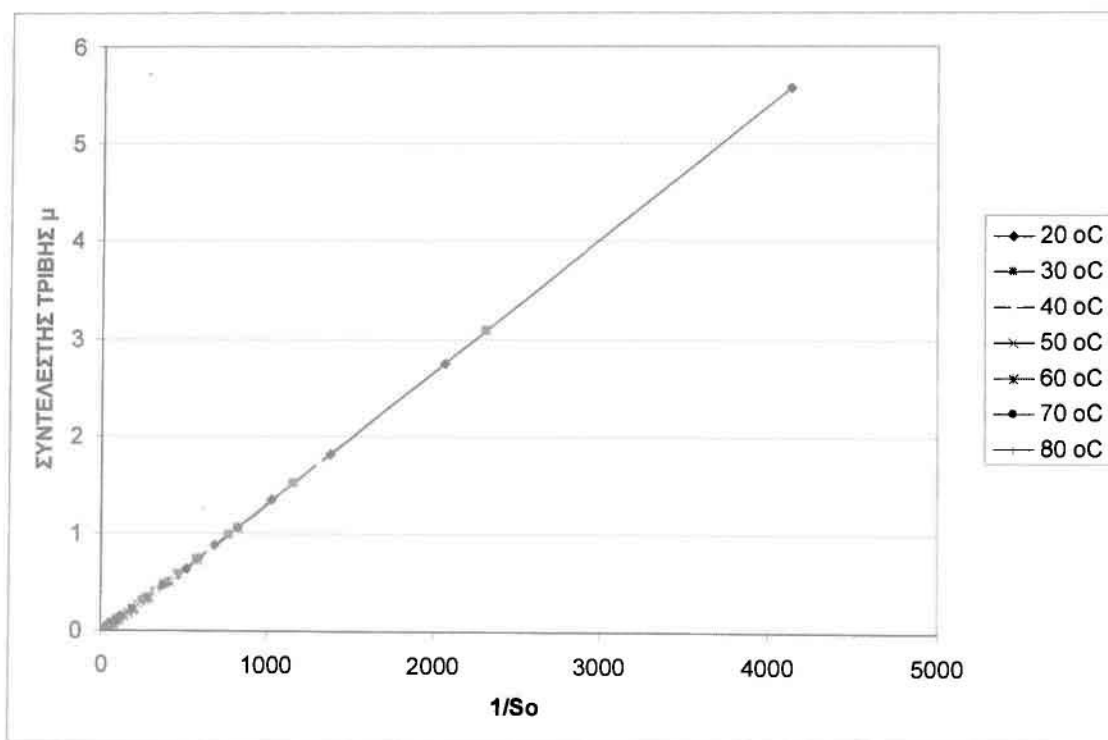
Σχήμα 4.21. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει του ιξώδους του λιπαντικού, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική γάρη 1/1000



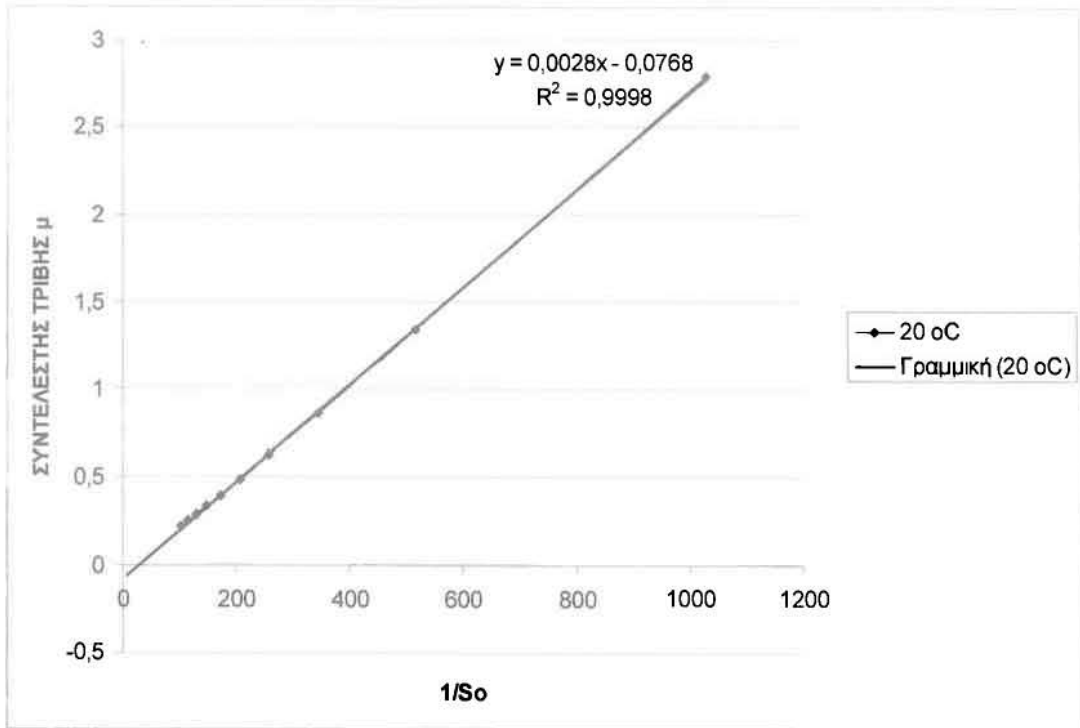
Σχήμα 4.22. Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή τριβής στο έδρανο συναρτήσει του ιξώδους του λιπαντικού, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική γάρη 0,5/1000



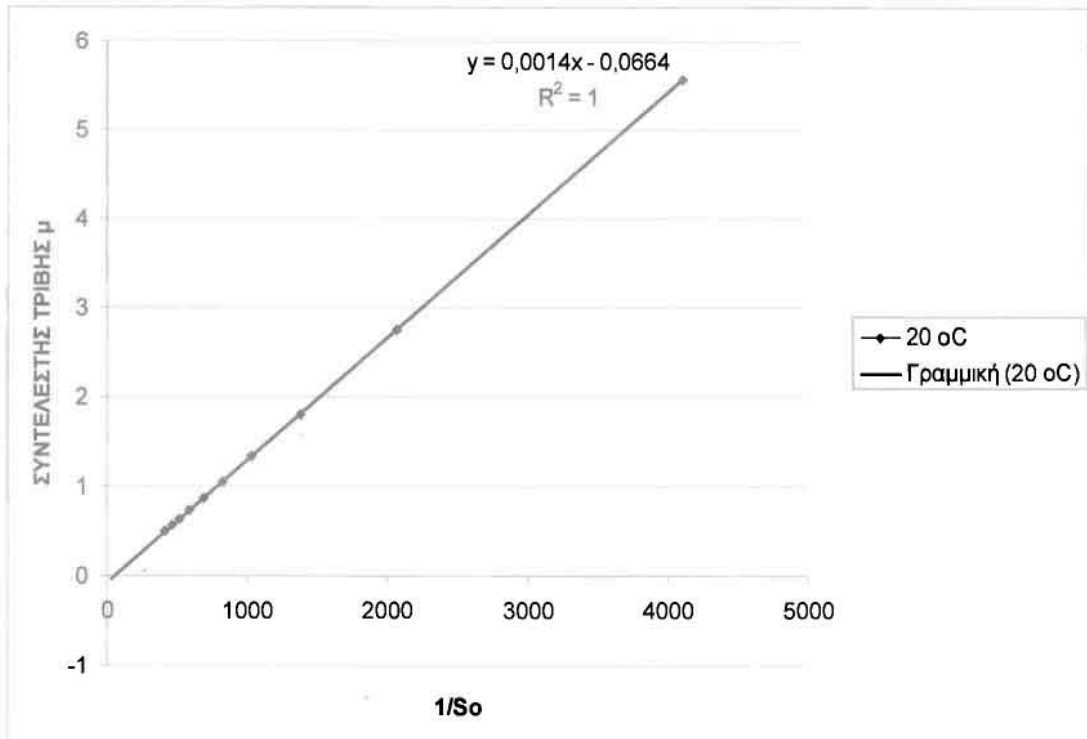
Σχήμα 4.23. Διάγραμμα $1/S_o$, για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη εδράνου $1/1000$



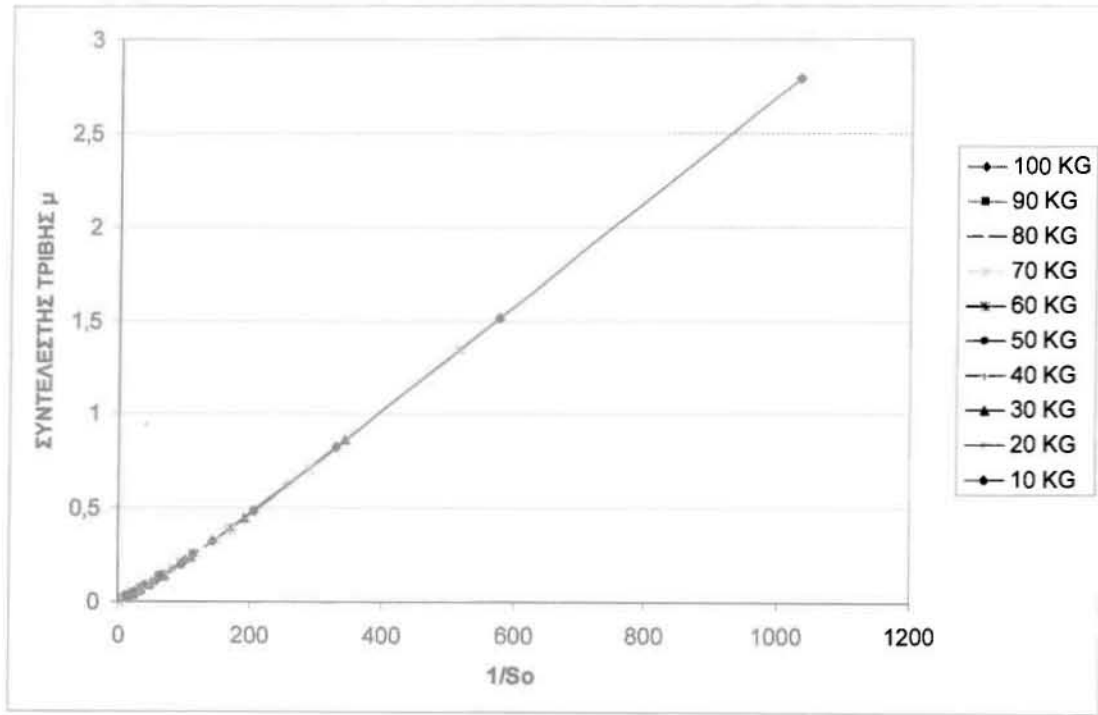
Σχήμα 4.24. Διάγραμμα $1/S_o$, για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη εδράνου $0,5/1000$



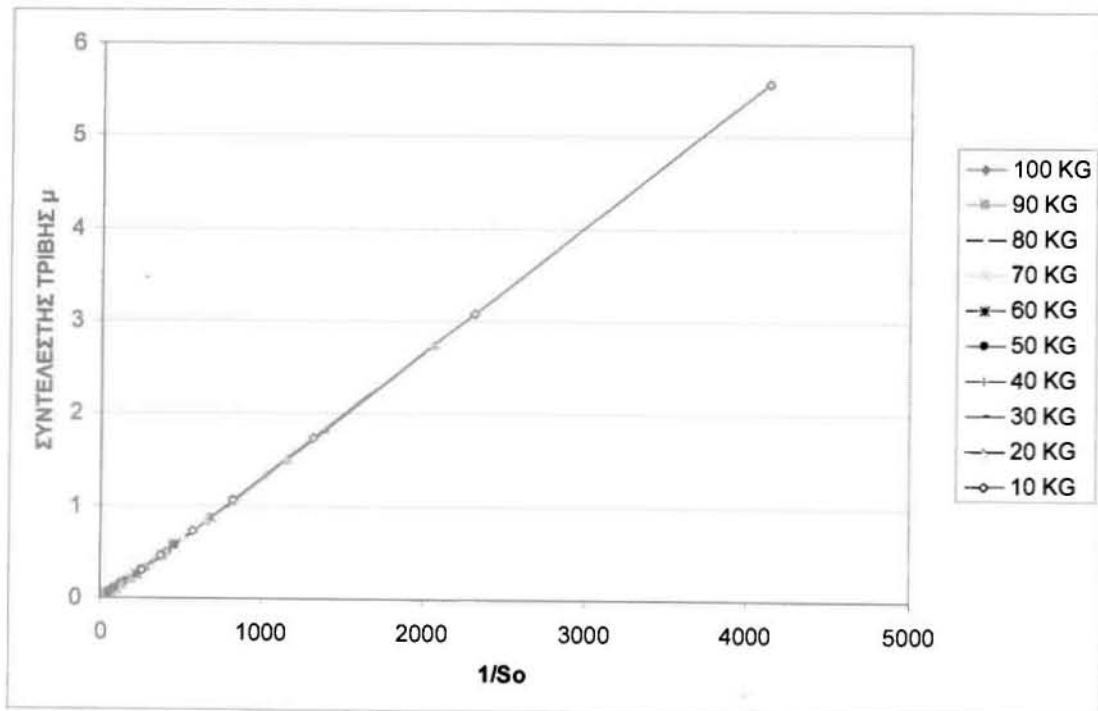
Σχήμα 4.25. Γραμμή τάσης $1/S_o$, για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη εδράνου $1/1000$



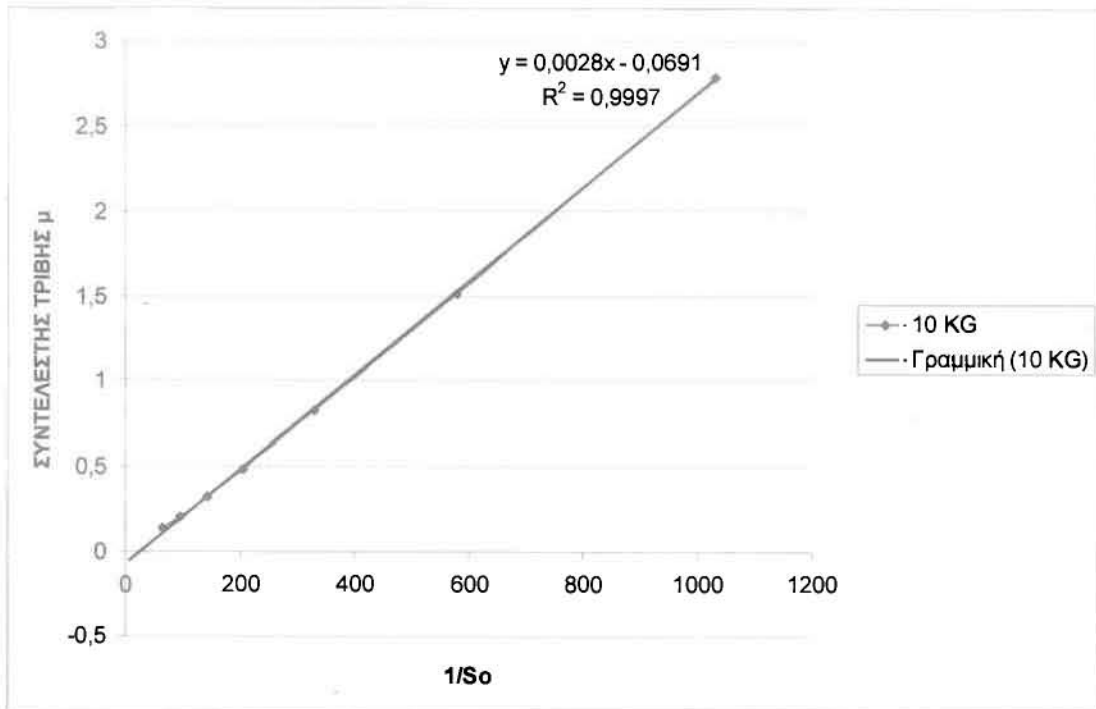
Σχήμα 4.26. Γραμμή τάσης $1/S_o$, για τιμές θερμοκρασίας του λιπαντικού από 20 ως 80 °C και σχετική χάρη εδράνου $0,5/1000$



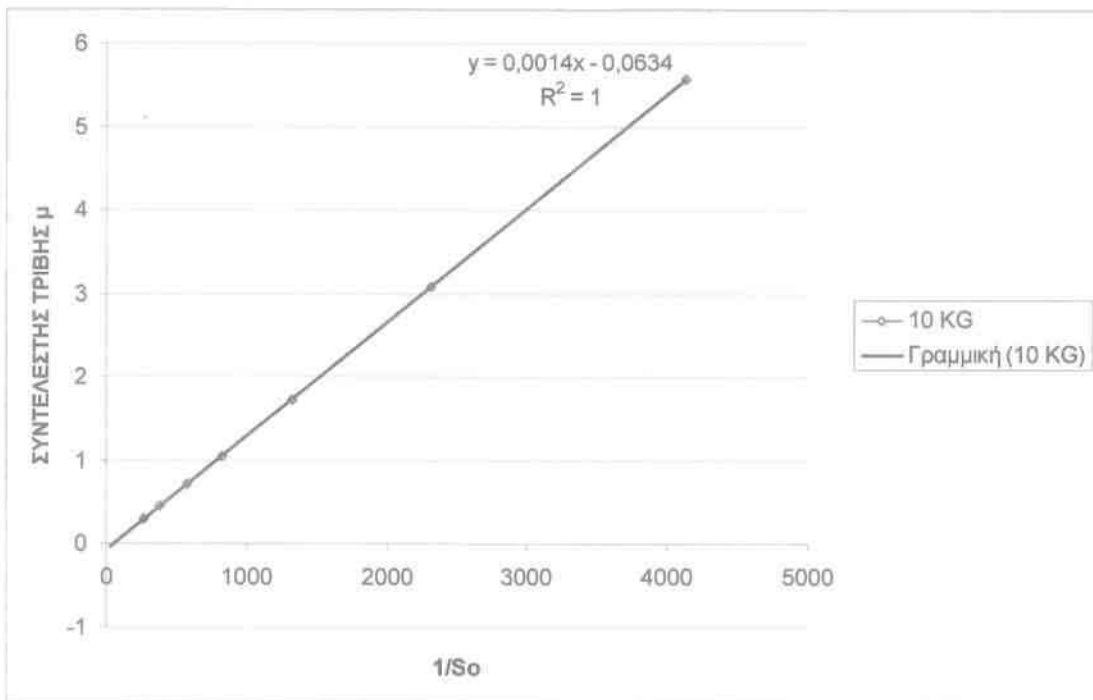
Σχήμα 4.27. Διάγραμμα $1/S_0$, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kg και σχετική χάρη εδράνου $1/1000$



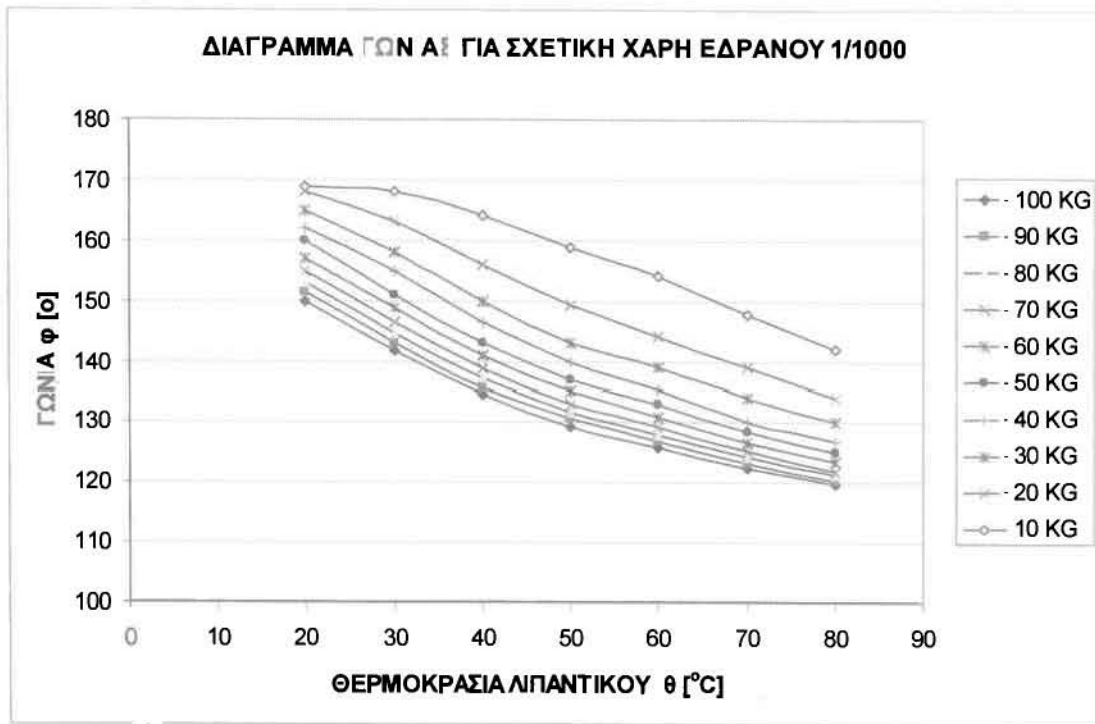
Σχήμα 4.28. Διάγραμμα $1/S_0$, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kg και σχετική χάρη εδράνου $0,5/1000$



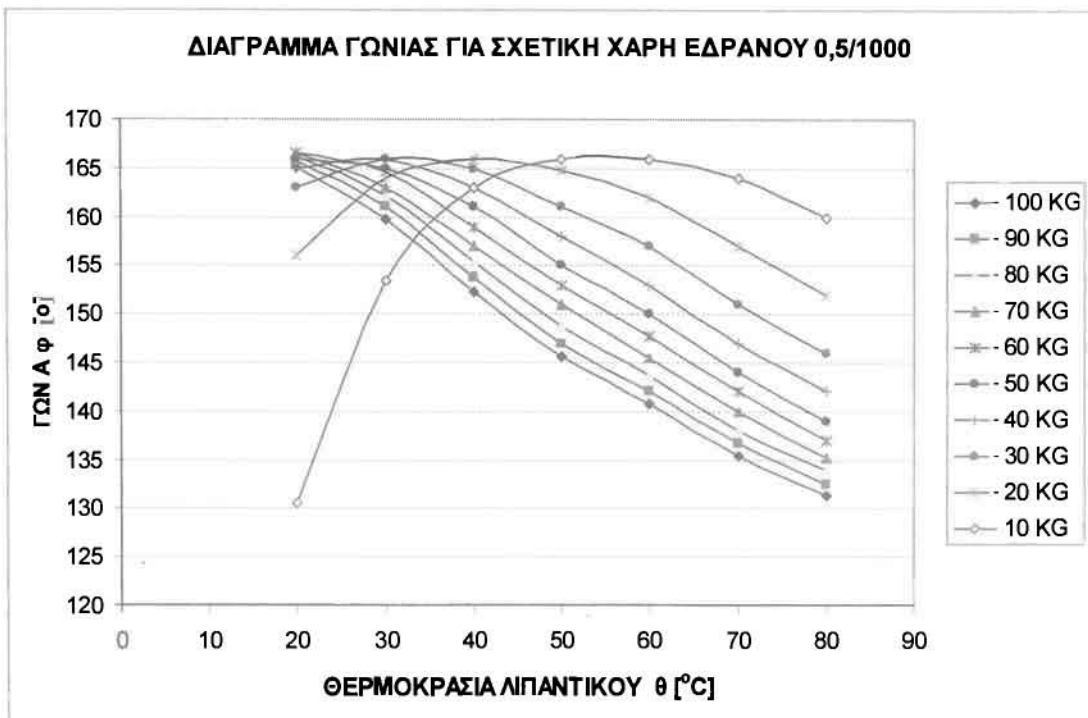
Σχήμα 4.29. Γραμμή τάσης $1/S_o$, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη εδράνου $1/1000$



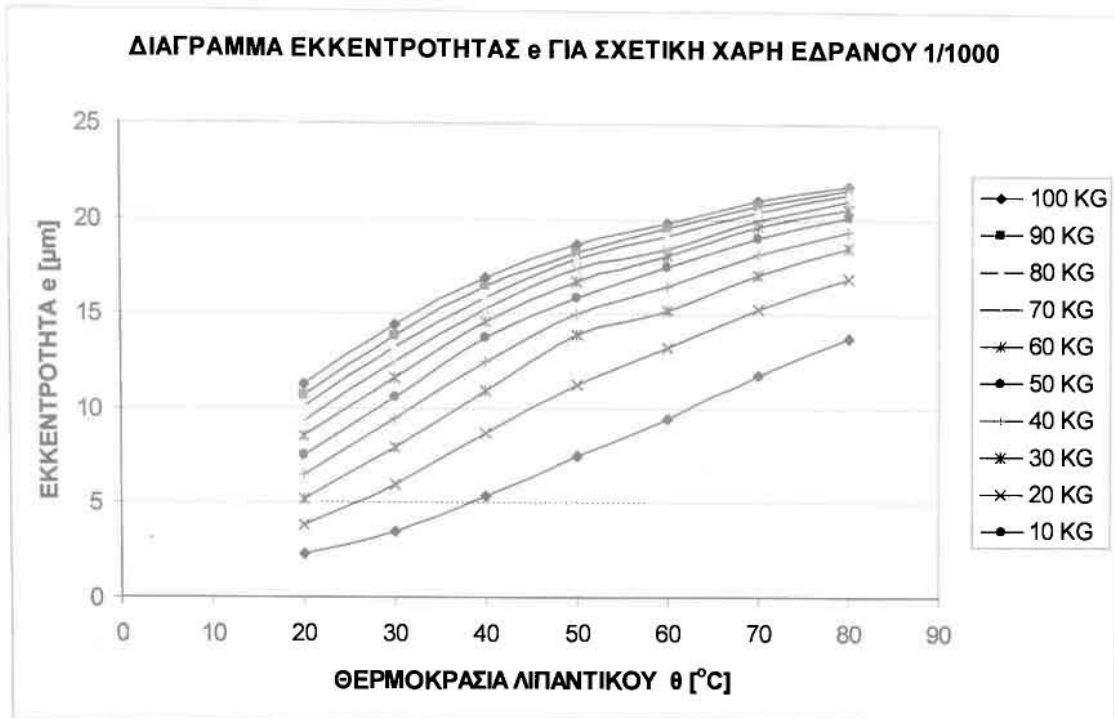
Σχήμα 4.30. Γραμμή τάσης $1/S_o$, για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp και σχετική χάρη εδράνου $0,5/1000$



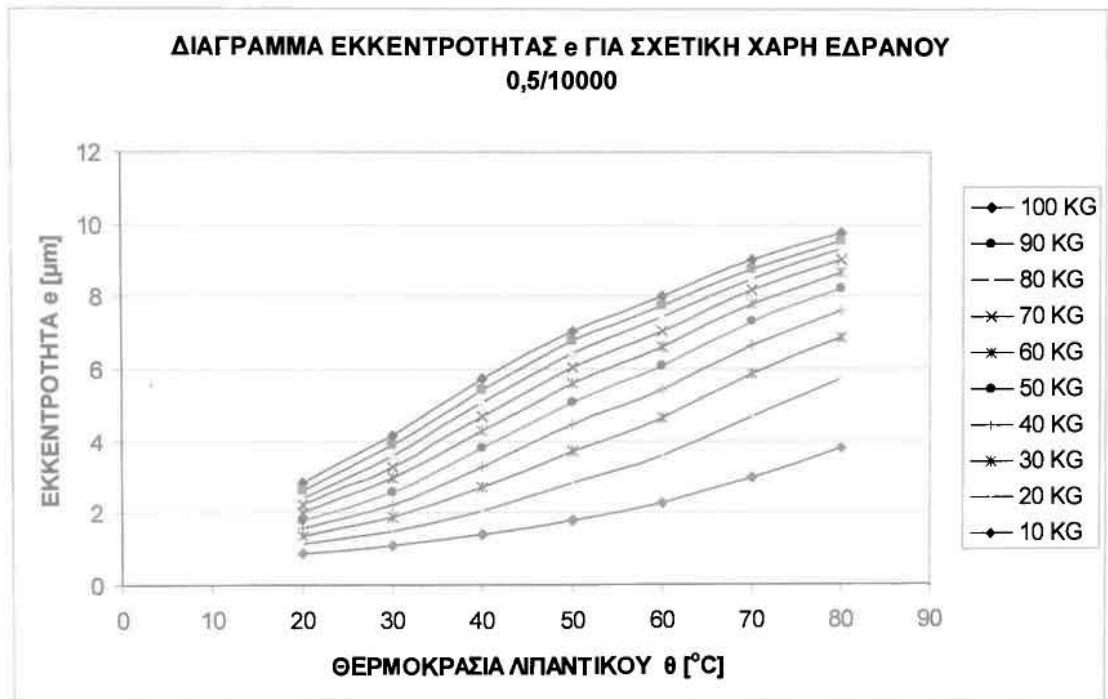
Σχήμα 4.31. Διάγραμμα μεταβολής της γωνίας ϕ μεταξύ του τριβέα (έδρανο) και του στροφέα (κομβίο στροφαλοφόρου) συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp



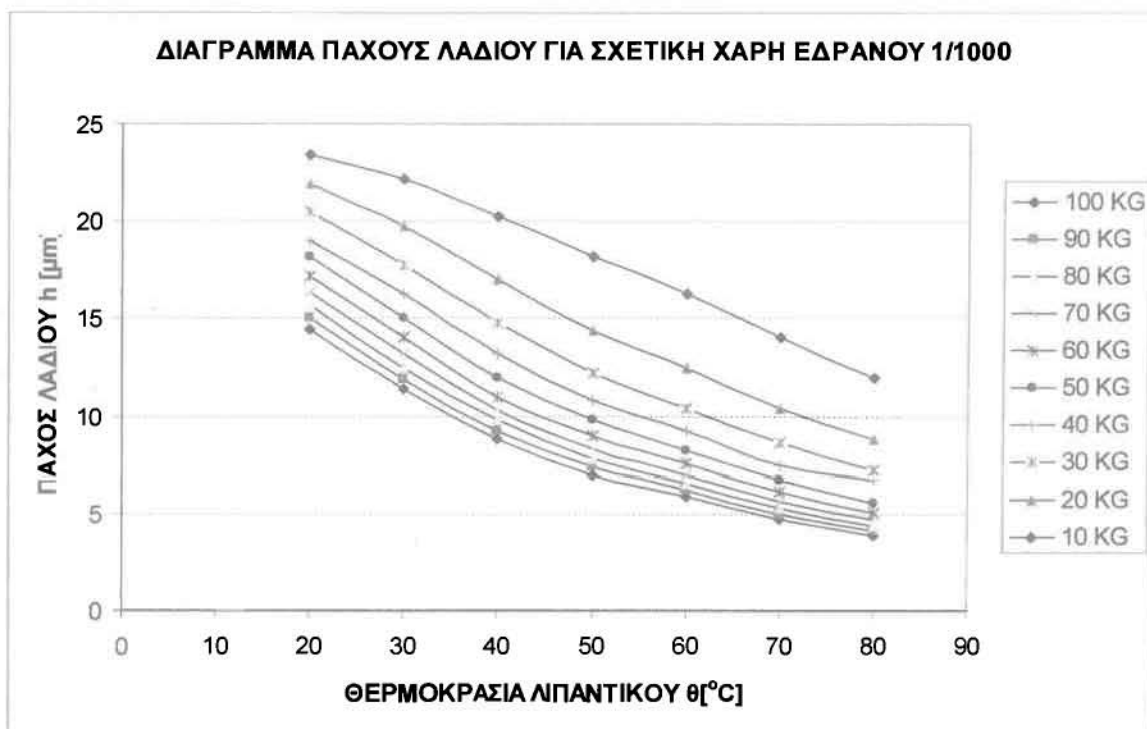
Σχήμα 4.32. Διάγραμμα μεταβολής της γωνίας ϕ μεταξύ του τριβέα (έδρανο) και του στροφέα (κομβίο στροφαλοφόρου) συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp



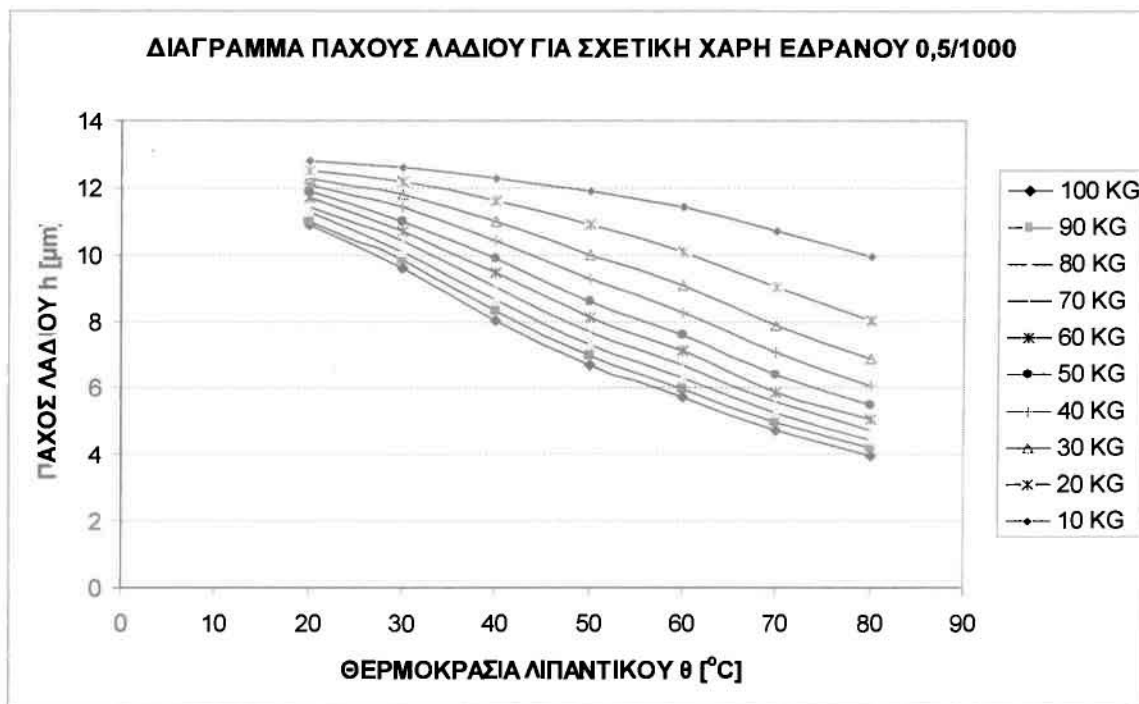
Σχήμα 4.33. Διάγραμμα εκκεντρότητας e μεταξύ του τριβέα (έδρανο) και του στροφέα (κομβίο στροφαλοφόρου) συναρτήσεως της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp



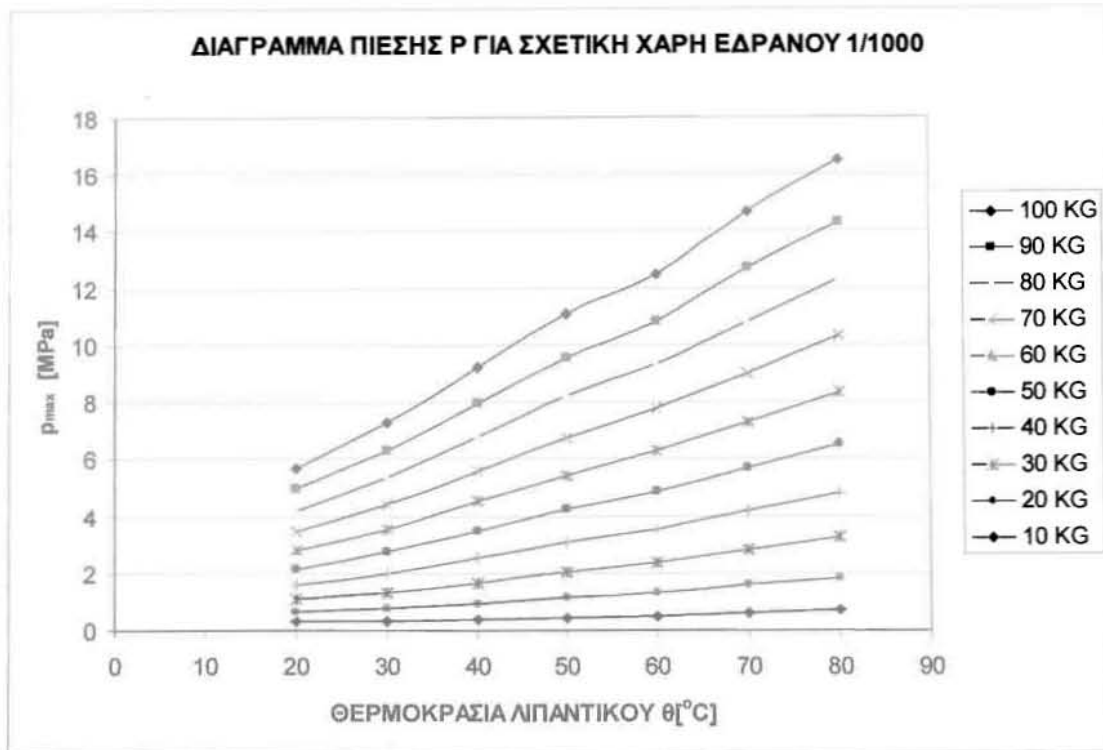
Σχήμα 4.34. Διάγραμμα εκκεντρότητας e μεταξύ του τριβέα (έδρανο) και του στροφέα (κομβίο στροφαλοφόρου) συναρτήσεως της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp



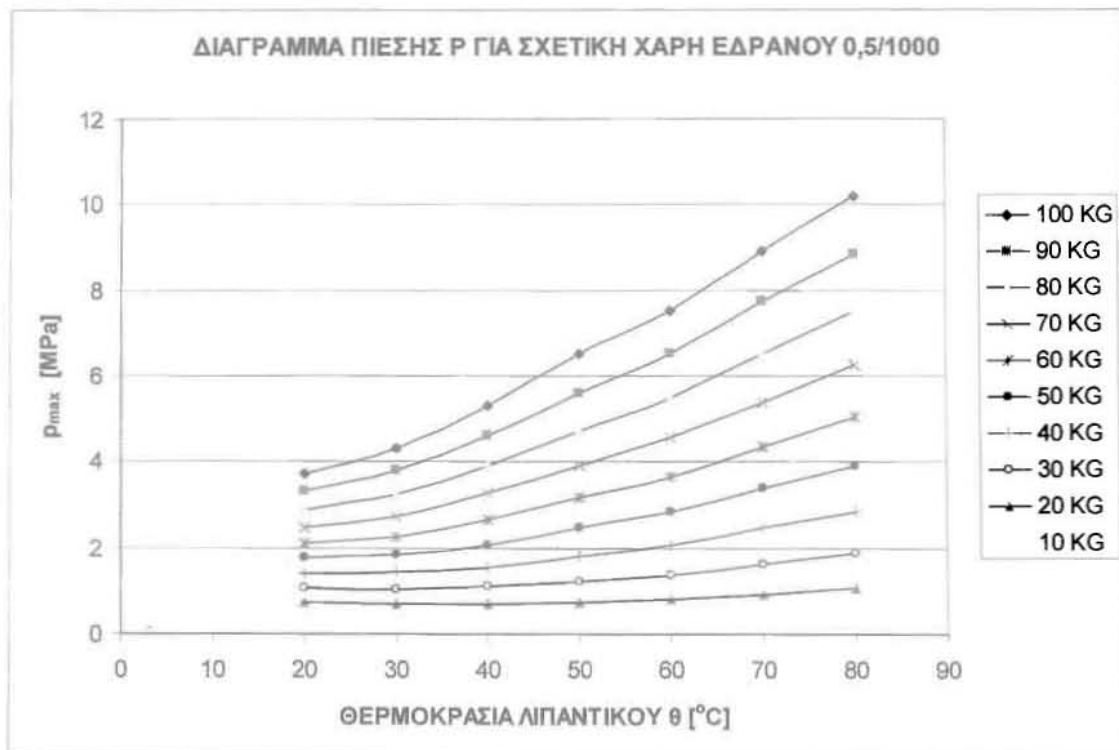
Σχήμα 4.35. Διάγραμμα πάχους λαδιού h στο έδρανο συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp



Σχήμα 4.36. Διάγραμμα πάχους λαδιού h στο έδρανο συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kp



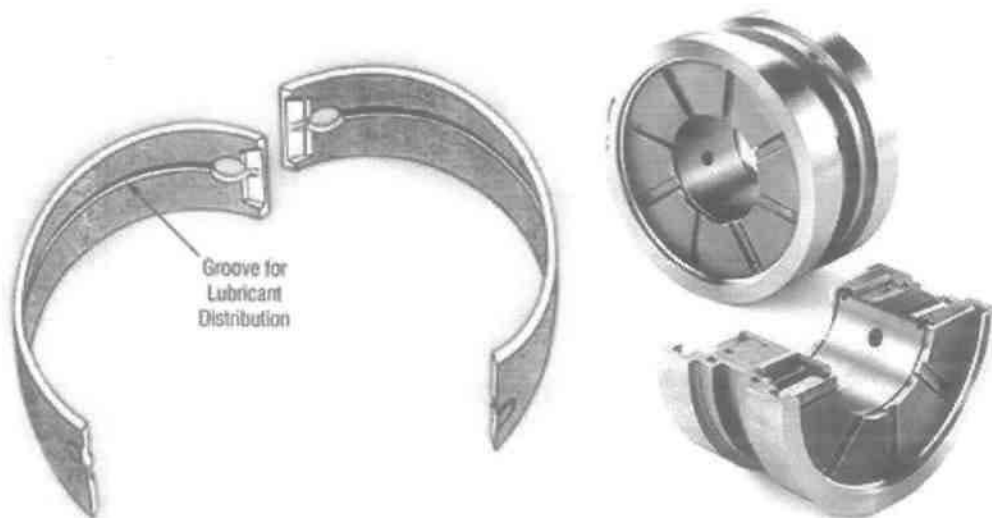
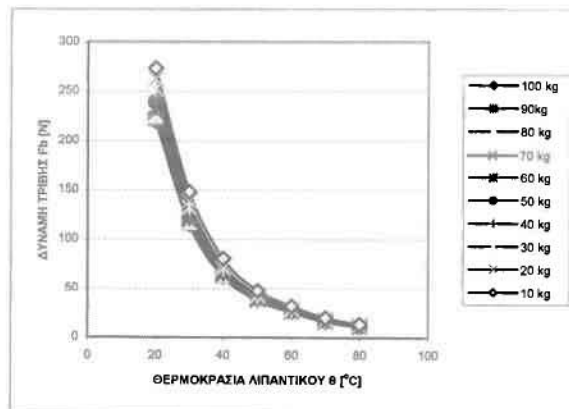
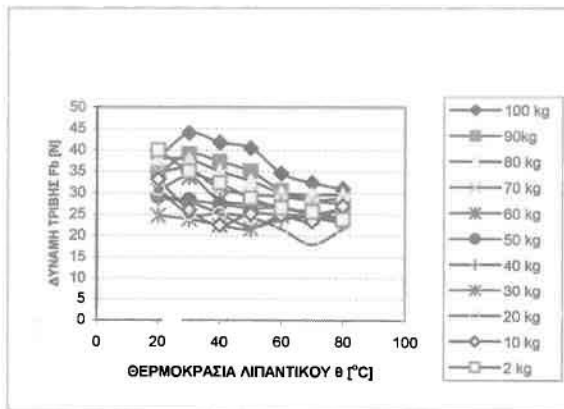
Σχήμα 4.37. Διάγραμμα της μέγιστης πίεσης p_{max} συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kr



Σχήμα 4.38. Διάγραμμα της μέγιστης πίεσης p_{max} συναρτήσει της θερμοκρασίας του λιπαντικού για τιμές φορτίου W από 10 ως 100kr

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο

“ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ - ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ”



5.1 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΚΑΙ ΘΕΩΡΗΤΙΚΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

Όπως έχει προαναφερθεί στο πρώτο κεφάλαιο, για να έχουμε καθαρή υδροδυναμική λειτουργία ενός εγκάρσιου εδράνου ολίσθησης (στρωτή ροή) απαιτείται ο αριθμός So να βρίσκεται μεταξύ των τιμών 1 και 10 ($1 < So < 10$).

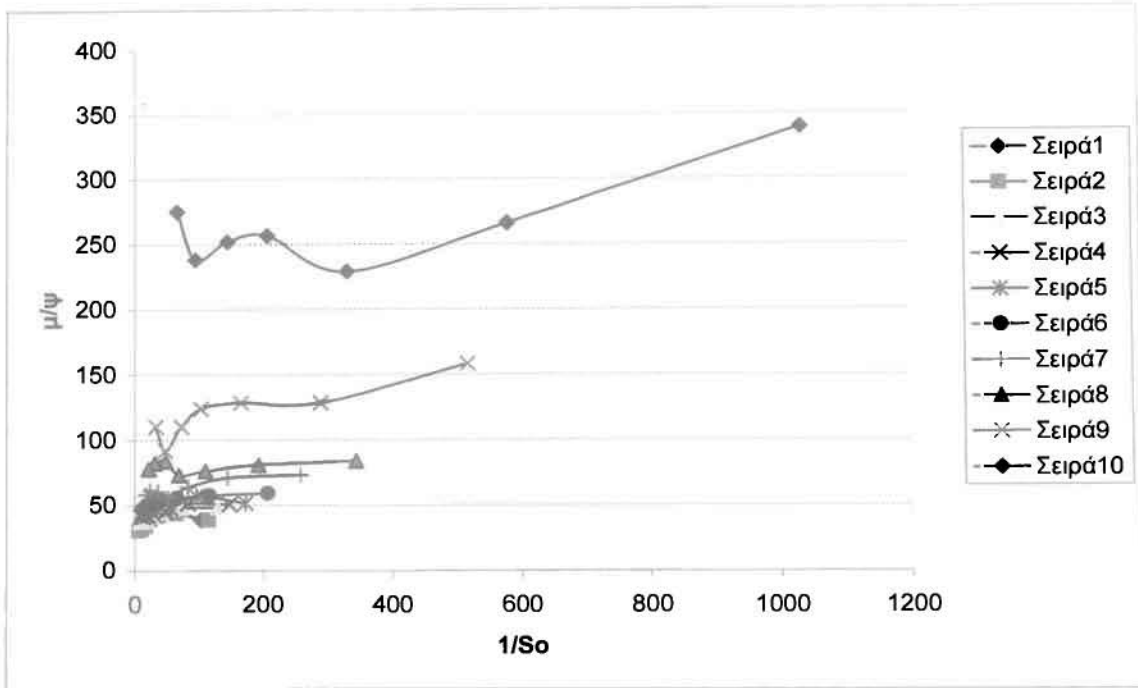
Το υπό μελέτη έδρανο παρουσιάζει δυο περιοχές που διαχωρίζονται από το αυλάκι λίπανσης με μήκος (αξονικά) **6,9 mm** η καθεμία.

Για διάμετρο στροφέα **$d=48$ mm** το έδρανο αυτό αντιστοιχεί στην ουσία σε δυο έδρανα (δίδυμα) με χαρακτηριστική τιμή **$l/d=0,14$** . Οι πολύ χαμηλές τιμές του αριθμού So που προκύπτουν στην συγκεκριμένη περιοχή λειτουργίας του προσομοιωτή, οδηγούν στην σημαντική απομάκρυνση των σημείων λειτουργίας προς τα επάνω και δεξιά στο διάγραμμα **$\mu-1/So$** ή **$\mu/\psi-1/So$** και μάλιστα με σημαντική υστέρηση των πειραματικών αποτελεσμάτων σε σχέση με τα θεωρητικά.

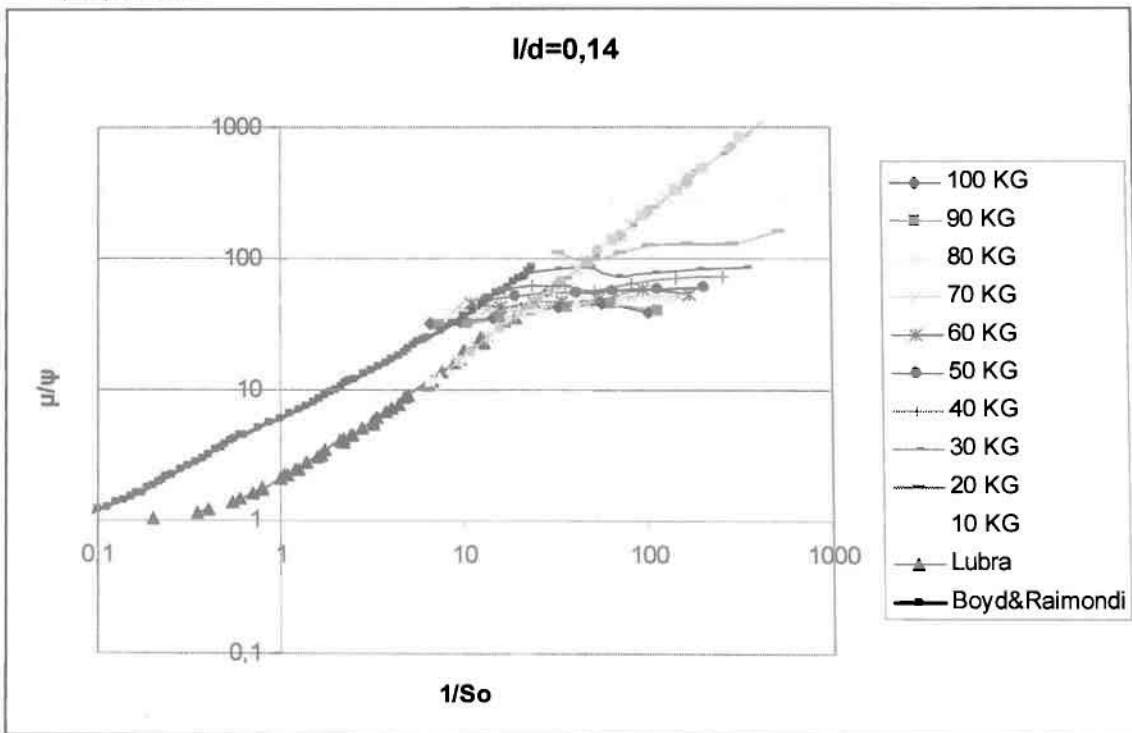
Αυτό καθίσταται σαφές με τη σύγκριση του πειραματικού διαγράμματος με το αντίστοιχο διάγραμμα της πλησιέστερης τιμής **$l/d(l/d=0,2)$** για θεωρητικά αποτελέσματα Lubra και Boyd-Raimondi όπως βλέπουμε στο **σχήμα 5.3**.

Συγκρίνοντας τα διαγράμματα μπορούμε με μεγάλο ποσοστό βεβαιότητας να υποστηρίξουμε ότι στην υπερκρίσιμη περιοχή λειτουργίας του προσομοιωτή, οι χαμηλές τιμές του συντελεστή τριβής οφείλονται αφ' ενός στην τυρβώδη ροή, αφ' ετέρου στη μη πλήρη κατά την περιφέρεια λίπανση του στροφαλοφόρου άξονα, ειδικότερα στην ανενεργό περιοχή. Δηλαδή εκεί που το θεωρητικό μοντέλο υπολογίζει αρνητικές πιέσεις (αποκλίνουσα περιοχή).

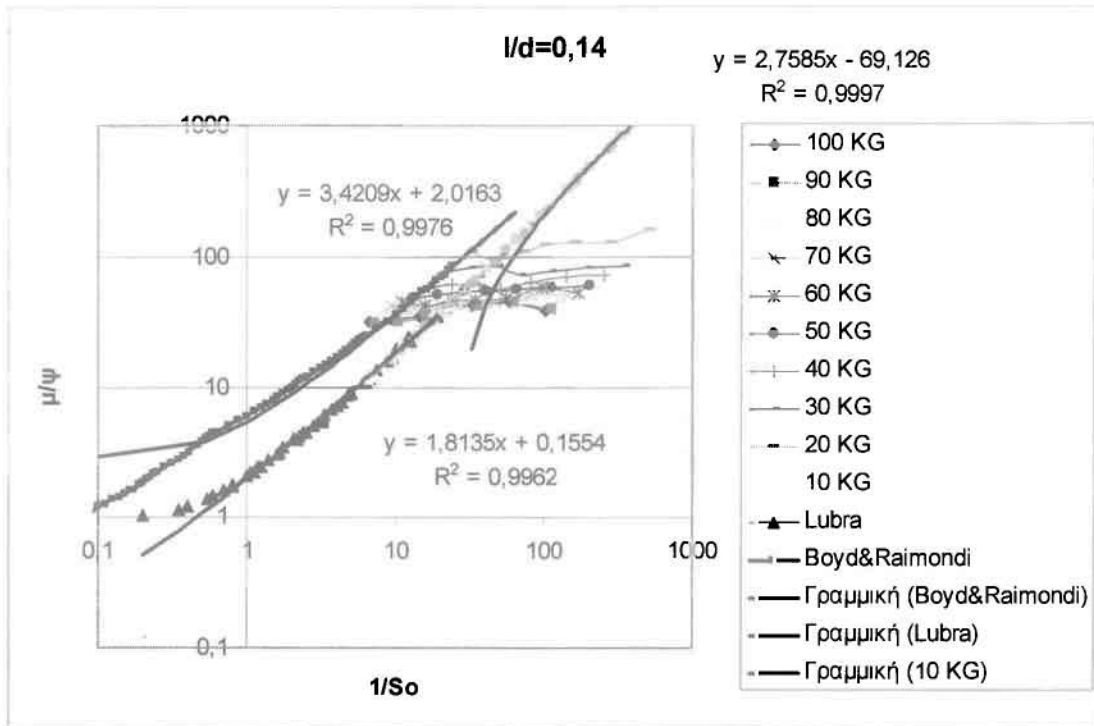
Παρακάτω ακολουθούν τα διαγράμματα που προέκυψαν από τη σύγκριση των αποτελεσμάτων.



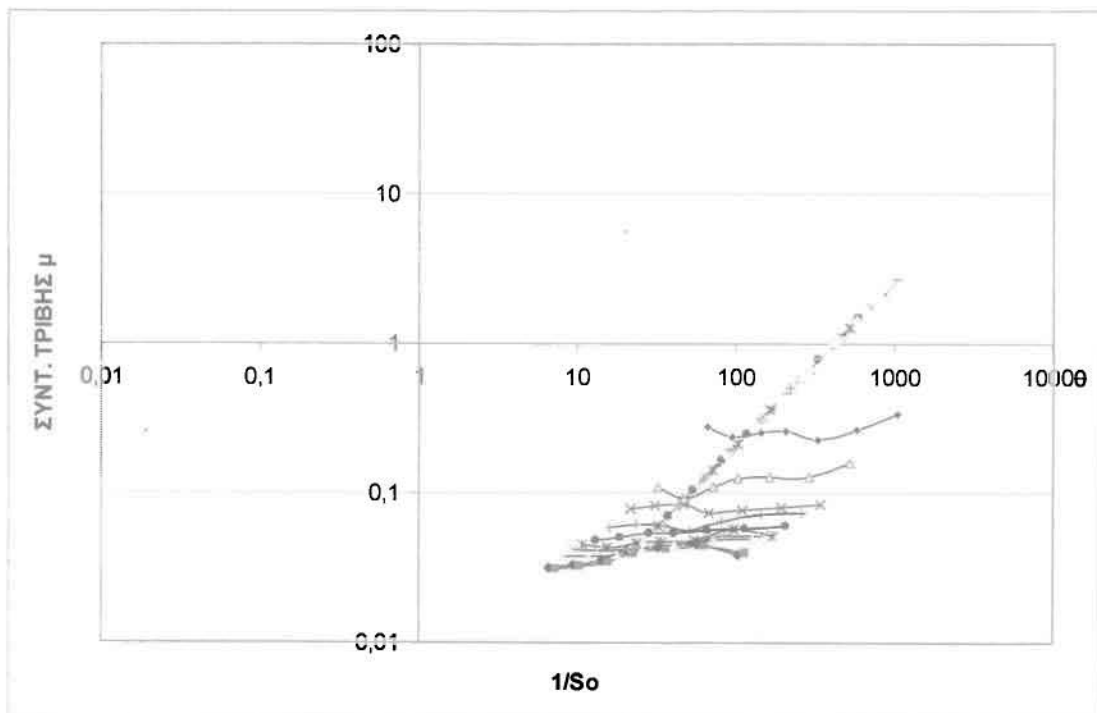
Σχήμα 5.1. Διάγραμμα των πειραματικών αποτελεσμάτων για τον λόγο μ/ψ ως προς τον αριθμό $1/So$



Σχήμα 5.2. Συνδυαστικό διάγραμμα των πειραματικών αποτελεσμάτων με τα θεωρητικά αποτελέσματα καθώς και του Lubra με το Boyd-Raimondi για τον λόγο μ/ψ ως προς τον αριθμό $1/So$



Σχήμα 5.3. Συνδυαστικό διάγραμμα των πειραματικών αποτελεσμάτων με τα θεωρητικά αποτελέσματα καθώς και του Lubra με το Boyd-Raimondi για τον λόγο μ/ψ ως προς τον αριθμό $1/So$ μαζί με τις γραμμές τάσης.



Σχήμα 5.4. Συνδυαστικό διάγραμμα των πειραματικών αποτελεσμάτων με τα θεωρητικά αποτελέσματα για τον λόγο μ/ψ ως προς τον αριθμό $1/So$

5.2 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ

Μια σημαντική βασική διαπίστωση που βασίζεται στα πειραματικά αποτελέσματα μας οδηγεί σε αλλαγή σε ορισμένες βασικές παραμέτρους του πειράματος κατά την εκπόνηση επόμενης διπλωματικής εργασίας. Αυτό συμβαίνει γιατί αποδείξαμε τελικά ότι το τρέχων πείραμα εμπίπτει στην υπερκρίσιμη περιοχή της υδροδυναμικής λίπανσης.

Έτσι, για να μετακινηθούμε στην περιοχή της υδροδυναμικής λίπανσης (**Σχ 5.5 περιοχή μεταξύ σημείων Zc και mZc**) θα πρέπει να αλλάξουμε τις εξής παραμέτρους λειτουργίας του πειράματος :

- **Μείωση των στροφών - συχνότητας περιστροφής.** Αυτό θα επιτευχθεί είτε με αλλαγή κινητήρα , ο οποίος θα δουλεύει με μικρότερες στροφές και σύστημα τροχαλιών(για περαιτέρω μείωση των στροφών), είτε με κινητήρα συνεχούς ρεύματος μεταβαλλόμενων στροφών.
- **Μείωση του ιξώδους του λιπαντικού.** Αυτό θα επιτευχθεί είτε με την χρήση λιπαντικού μικρότερου ιξώδους από αυτό που χρησιμοποιούμε τώρα, είτε με την αύξηση της μέγιστης θερμοκρασίας του παρόντος λιπαντικού, ή με το συνδυασμό των δυο παραπάνω μεθόδων.
- **Αύξηση του φορτίου.** Αυτό θα γίνει με την αύξηση τουλάχιστον κατά 100 kp (διπλασιασμός) του ασκούμενου φορτίου στο πλωτό έδρανο με τη χρήση ενός διαφορετικού συστήματος τροχαλιών, μοχλού και συρματοσχοινών.

Έπειτα από την κατασκευή του προσομοιωτή και την εκπόνηση της πειραματικής διαδικασίας, παρουσιάστηκαν κάποια κατασκευαστικά προβλήματα τα οποία δε γινόταν να προβλεφθούν κατά τη φάση της σχεδιαστικής μελέτης στο χαρτί. Γι'αυτό το λόγο η σχεδίαση του προσομοιωτή μας έχει τη δυνατότητα να επιδεχτεί βελτίωση στο μέλλον.

Έτσι λοιπόν ένα από τα στοιχεία που πρέπει να αλλάξουν είναι τα πόδια της τράπεζας έδρασης όλης της εγκατάστασης, τα οποία πρέπει να ψηλώσουν τουλάχιστον κατά 15-20 cm. Αυτό πρέπει να γίνει για δυο λόγους.

Ο πρώτος είναι γιατί κατά τη φάση της κατασκευής της εγκατάστασης ο μηχανικός πρέπει να είναι πολύ ώρα σκυμμένος, επιβαρύνοντας έτσι πολύ τα γόνατα και τη μέση του.

Ο δεύτερος είναι για να αντιμετωπισθούν τα υψομετρικά προβλήματα πρόσδεσης των ελατηριωτών δυναμομέτρων με τη μάπα πρόσδεσης τους στο έδαφος και το μοχλό άσκησης φορτίου στο πλωτό έδρανο.

Ένα δεύτερο στοιχείο της εγκατάστασης που χρειάζεται βελτίωση είναι το σύστημα λίπανσης που συνδέεται με το μπλοκ. Κατά τη διάρκεια των πειραμάτων παρατηρήθηκε θερμοκρασιακή διάφορα ανάμεσα στο λαδί που βρίσκονταν μέσα στη δεξαμενή και στο λάδι που τελικά έφτανε στα έδρανα

ολίσθησης. Αυτό πιθανόν να συνέβαινε επειδή η ροή του λαδιού μέσα στο μπλοκ είναι πιο αργή σε σχέση με το υπόλοιπο κύκλωμα λίπανσης.

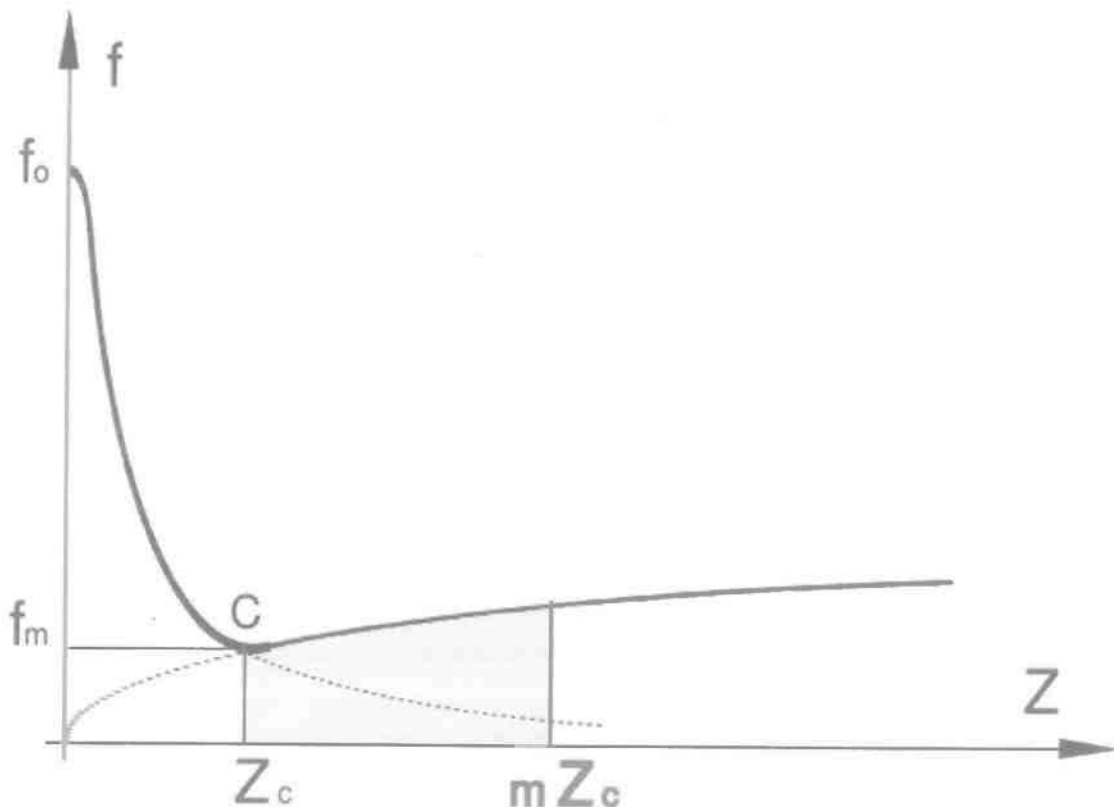
Έτσι λοιπόν προτείνεται σύστημα παράκαμψης του λαδιού αμέσως πριν την εισαγωγή του στο μπλοκ, με αγωγούς μεγάλης διαμέτρου (13 mm), και σύνδεσής του με το υπόλοιπο σύστημα ανακυκλοφορίας του λαδιού, ώστε το λάδι να φτάνει την επιθυμητή θερμοκρασία. Έπειτα με βάνες το σύστημα παράκαμψης θα αποκόπτεται και έτσι το λάδι που θα μπαίνει μέσα στο μπλοκ θα είναι στην επιθυμητή θερμοκρασία.

Επίσης πρέπει να αναφέρουμε ότι για μελλοντική κατασκευή καινούριου προσομοιωτή προτείνεται να μην κοπεί ο αυλός μεταφοράς λαδιού μέσα στο μπλοκ. Αυτό προτείνεται για να μη χρειαστεί το κύκλωμα να παίρνει λάδι από τις δυο πλευρές του μπλοκ, αλλά από μια ώστε να αποφύγουμε τυχόν απώλειες πίεσης.

Τέλος προτείνεται η αλλαγή της αντλίας τρυπανιού από μια βιομηχανικού τύπου εναλλασσόμενου ρεύματος. Αυτό γίνεται για δυο λόγους.

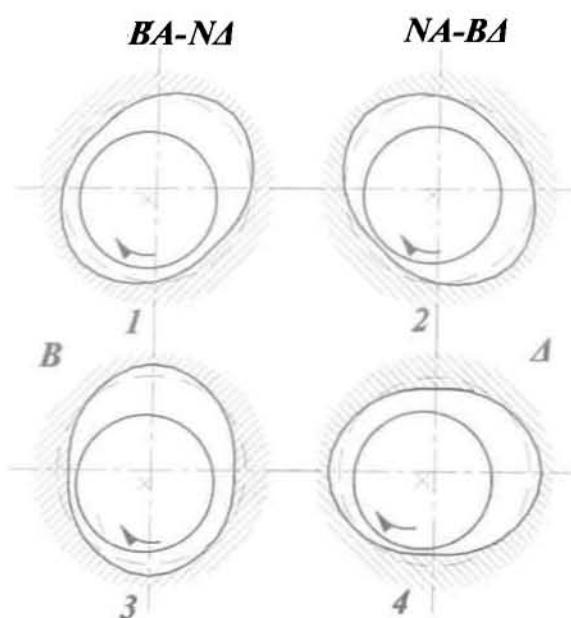
Ο πρώτος είναι για να μειωθεί ο θόρυβος και κάποια κρουστικά φορτία που προκαλούνται από το τρυπάνι κατά τη λειτουργία του προσομοιωτή.

Ο δεύτερος είναι για να αντιμετωπισθούν τα προβλήματα αξιοπιστίας της παρούσας αντλίας, αφού μετά από κάποιες ώρες λειτουργίας έπεφτε η πίεση του λαδιού στο κύκλωμα και έσπαγαν κάποια πτερύγια(από την αντλία), με αποτέλεσμα να έχουν χαλάσει ήδη δυο αντλίες.

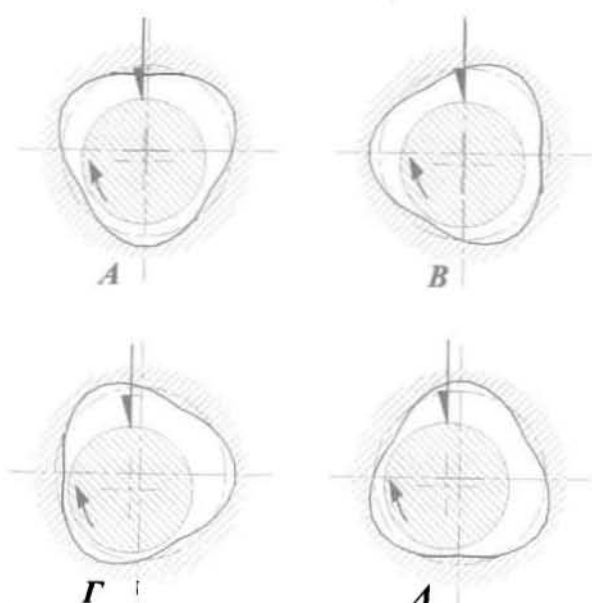


Σχήμα 5.5 Καμπύλη Striebeck- περιοχή στρωτής υδροδυναμικής λειτουργίας EEO

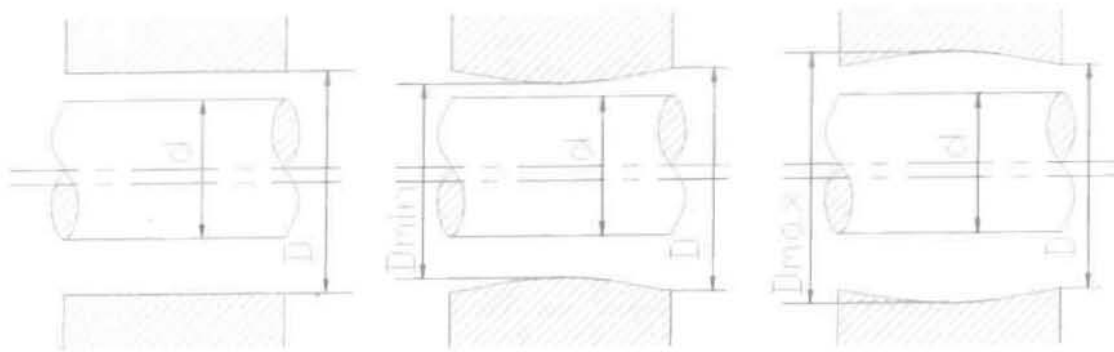
Τέλος κλείνοντας αναφέρουμε και πάλι την μελλοντική διερεύνηση συμπεριφοράς ΕΕΟ μη συμβατικής γεωμετρίας με βασικά χαρακτηριστικά γνωρίσματα **ολιγο-κυματοειδή περιφέρεια εδράνου** (σχ 5.6), σε συνδυασμό με την **κοίλη μορφή του κατά τον άξονα του** (σχ 5.7), ή ακόμη και άλλες **διαφορετικές μη συμβατικές γεωμετρίες εδράνων** (σχ 5.8) που ήδη έχουν δοκιμασθεί και δίδουν αισιόδοξα αποτελέσματα ως προς την ενεργειακή βελτιστοποίηση των ΕΕΟ.



Σχήμα 5.6 α) ΕΕΟ δυο κυματούσεων κατά την περιφέρεια

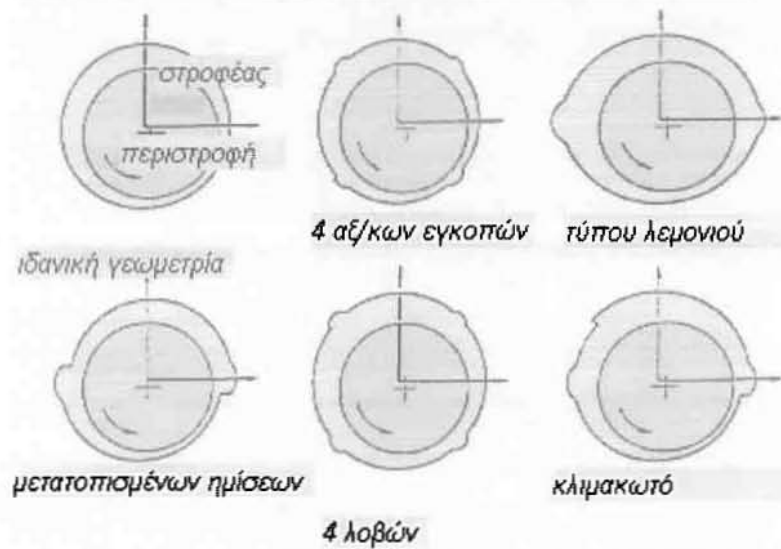


Σχήμα 5.6 β) ΕΕΟ τριών κυματούσεων κατά την περιφέρεια



Σχήμα 5.7 ΕΕΟ 1/2 κομάτωσης κατά τον άξονα

Σχεδιασμός Μη Συμβατικών Εδράνων



Σχήμα 5.8 Διαφορετικές μη συμβατικές γεωμετρίες εδράνων (κατά την περιφέρεια)

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Faltz E., "Grundzüge der Schmiertechnik", Berlin-Springer, 1931
- [2] Bauer K., "Einfluss der endlichen Breite des Gleitlagers auf Tragfähigkeit und Reibung", *Forsch. Ing.-Wes.* 14 (1943) Nr 2, 48-62
- [3] Sassenfeld H. and Walther A., "Gleitlagerberechnungen", VDI-Forschungsheft 441, 1954
- [4] Vogelpohl G., "Die Stribeck-Kurve Kennzeichen des allgemeinen Reibungsverhaltens geschmierter Gleitflächen", *Z. VDI* 96, Nr 9 (1954), 261-268
- [5] Someya T., "Stabilität einer in zylindrischen Gleitlagern laufenden, unwuchtfreien Welle", *Ing.-Arch.* 33 (1963), 85-108
- [6] 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
- [7] Vogelpohl G., "Optimale Oberflächen für Lager", VDI-Berichte, Nr 90 (1965), 91-94
- [8] Vogelpohl G., "Betriebssichere Gleitlager", Bd. 1, Berlin-Heidelberg, New York-Springer, 1967
- [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 Expérimentale du Frottement Segment-Chemise", Thèse 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), 90102

[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., “A Computational Study of Hydrodynamically Lubricated Convex and Concave Journal Bearings”, *Proc Instn Mech Engrs*, Vol. 215 Part J (2001) 1-5.

[38] Pandazaras C. and Petropoulos G., “Assessment of Frictional Behaviour of Wavy Journal Bearing under Hydrodynamic Lubrication”, submitted for publication in *Tribology Letters* (2002).

- [39] 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
- [40] Strzelecki S., "Journal centre trajectory of dynamically loaded offset-halves bearing", Proceedings BALKANTRIB '99, Sinaia-Romania (1990), 373-378
- [41] Strzelecki S., "Friction Loss of 2-lobe journal bearing with different bush Profile", Proceedings BALKANTRIB '99, Sinaia-Romania (1999), 379-386
- [42] 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
- [43] Dimofte F., "Bearings with nonconventional geometry (or wave bearings)-an advanced bearing technology", Proc. 3rd Int. Conf. BALKANTRIB '99 (1999), 425-440
- [44] 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
- [45] 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.
- [46] Cameron A., "The principles of Lubrication", Longmans, Green and Co. Ltd., London, 1966

[47] 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

[48] 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

[49] Glienicke J., "Einfluss der Lagerparameter und der Wellensteifigkeit auf das Schwingungsverhalten eines Rotors", *MTZ* 32 (1971), 109-113

[50] Christensen H. and Tonder K., "The Hydrodynamic Lubrication on Rough Journal Bearings", *Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology*, 95 (1973), 166-172

[51] 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

[52] Fantino B., "Influence des Defaults de Forme dans la Lubrification Hydrodynamique", These de Doctorat de Spécialité, Université Claude Bernard, Lyon-France, 1973

[53] Fantino B., "Influence des Defaults de Forme et des Deformations Elastiques des Surfaces dans la Lubrification Hydrodynamique sous Charges Statiques et Dynamiques", These de Docteur d'Etat es Sciences, Université Claude Bernard, Lyon-France, 1981

[54] Hargreaves D.J., "Surface Waviness Effects on the Load Carrying Capacity of Rectangular Slider Bearings", *Wear*, 145 (1991), 137-151

- [55] Lin J.R., "Steady State Performance of Finite Hydrodynamic Journal Bearing with Three-Dimensional Irregularities", *Trans. ASME Journal of Tribology*, 176 (1994)
- [56] Wojcicki R. and Strzelecki S., "Power Loss of Cylindrical Journal Bearing at Fluid and Mixed Lubrication", *Proc. 2nd World Tribology Congress*, Vienna (2001) 432
- [57] Strzelecki S., "Analysis of Power Loss of 3-Lobe Journal Bearing with Different Bore Profile", *Proc. 2nd World Tribology Congress*, Vienna (2001) 439
- [58] Choy F.K., Braun M.J. and Zhao H., "Numerical Modeling and Design of a Wavy Thrust Bearing", *Proc. 2nd World Tribology Congress*, Vienna (2001) 417
- [59] 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
- [60] Khonsari M.M., Jang J.Y. and Fillon M., "On the Generalization of Thermo hydrodynamic analyses for Journal Bearings", *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, 118 (1996), 571-579
- [61] 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
- [62] 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.
- [63] 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.

[64] 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.

[65] D. Souchet, S. Piffcteau. 2001, "Approche par la M.E.F. de la lubrification thermoelastohydrodynamique des paliers de tête de bielle", Revue Européenne des Eléments Finis, Vol.10-n°6-7, pp. 815-847.

[66] 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.

[67] 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.

[68] 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. 4th SAE Int. Pacific Conference on Automotive Engineering, Melbourne, Australia, Paper No. 871272.

[69] 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.

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

[71] 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.

[72] 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.

[73] 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.

[74] 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.

[75] 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.

[76] 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," 9th Leeds-Lyon Symposium on Tribology", Tribology of the Reciprocating Engines, Butterworths, pp 49-54.

[77] Optasanu, V., 2000 , "Modélisation Expérimentale et Numérique de la Lubrification des Paliers Compliants sous Chargement Dynamique", Thèse de Doctorat de l'Université de Poitiers.

[78] Boncompain, R., Fillon, M., Frêne, J. 1986 Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings. *ASME J. Tribol.* 108, 219-224.

[79] Elrod, H.G. "A Cavitation Algorithm". *ASME J.Lubr. Technol.* 103, 350-354.

[80] Hoang, L.V., Bonneau, D. 2001 "Approche expérimentale de la lubrification EHD des paliers de tête de bielle sous chargement dynamique." 15eme Congrès Français de Mécanique, Nancy , 3-7 Septembre, article 382, CD, 6 pages.

[81] Michaud, P., Souchet D., Bonneau D. 2001 "Etude thermique d'un palier de tête de bielle." 15eme Congrès Français de Mécanique, Nancy , 3- 7 Septembre, article 376, CD, 6 pages.

[82] 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.

[83] 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.

[84] 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.

[85] 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.

[86] 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

[87] Hoang, L.V., Souchet D., Bonneau D., "Modelisation Experimentale De La Lubrification Des Paliers De Tête De Bielle Sous Chargement Dynamique" 16ème Congrès Français de Mécanique, Nice , 1-5 Septembre 2003

[88] 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

[89] Botelho T.D.S., Proгри R., Robbe-Valloire F., Inglebert G., "Modèle Analytique D' Indentation Du Contact Lineaire Présentant Un Revêtement Mince De Faible Dureté" 16ème Congrès Français de Mécanique, Nice , 1-5 Septembre 2003

[90] Ρούσσος, Μ., "Νέοι Χάρτες Λειτουργίας για Ισόθερμα Υδροδυναμικά Εγκάρσια Έδρανα Ολίσθησης" Διπλωματική Εργασία, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, 2003

[91] A.A. Raimondi and J. Boyd, "A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design" Trans. ASLE, 1 (1958) 159-209

[92] A.Z. Szeri, "Tribology, Friction, Lubrication and Wear", McGraw Hill, New York, 1980, pp. 55-101

[93] M. Malik, "A comparative study of some two-lobed journal bearing configurations", ASLE Trans., 26 (1) (1983) 118-124

[94] M. Malik, "The analysis of symmetric and tilted four-lobed journal bearing configurations", ASLE Trans., 26 (2) (1983) 264-269

[95] A.J. Smalley and H. McCallion, "The effect of journal misalignment on the performance of a journal bearing under steady running conditions", Proc. Institution of Mechanical Engineers, 181 (3B) (1966) 45; Discussion, (1980)257-260

- [96] O. Pinkers and S.S. Bupara, "Analysis of misaligned groove journal bearings", ASME J.Lubr.Technol., 101 (1979) 503-509
- [97] J. Mitsui and Y. Akutsu, "Analysis of shaft alignment taking oil film characteristics of stern tube bearing into consideration", Bull. JSME, 27 (224) (1984) 317-324
- [98] C. Rajalingham and B.S. Prabhu, "The effect of inlet film boundary conditions on the steady state characteristics of hydrodynamic journal bearings", Wear, 89 (1983) 117-124
- [99] H.N. Chandrawat and R. Sinhasen, "A comparison between two numerical techniques for hydrodynamic journal bearing problems" Wear, 119 (1987) 77-89
- [100] B. Sivak and M. Sivak, "The numerical solution of Reynolds equation by a modified Ritz method, Wear, 72 (1981) 371-376
- [101] P.S. Leung, I.A. Craighed and T.S.Wilkinson, "An analysis of the steady state and dynamic characteristics of a spherical hydrodynamic journal bearing", J.Tribol., 111 (1989) 459-467
- [102] G.D. Smith, "Numerical Solution of Partial Differential Equations", Oxford University Press, 1971, p. 131.
- [103] H.A El-Gamal, "Analysis of the steady state performance of a wedge-shaped hydrodynamic journal bearing", Wear, 184 (1995) 111-117
- [104] T.R. Lin, " Hydrodynamic lubrication of journal bearings including micropolar lubricants and three-dimensional irregularities", Wear 192 (1996) 21-28
- [105] A.Eringen, "Theory of micropolar fluids", J. Math. Mech., 16 (1966) 1-18

[106] J.B.Shukla and M.Isa, "Generalized Reynolds equation for micro-polar lubricants and its application to optimum one-dimensional slider bearings: effects of solid particle additives in solution", J.Mech.Eng.Sci. 17 (1975) 280-284

[107] J. Prakash and P.Sinha,"Lubrication theory for micropolar fluids and its application to a journal bearing", Int.J.Eng.Sci. 13 (1975)217-232

[108] C.Singh and P.Sinha,"The three-dimensional Reynolds equation for micropolar fluid lubricated bearings", Wear, 76 (1982) 199-209

[109] H.Cristensen and K.Tonder,"The hydrodynamic lubrication of rough bearing surfaces of finite width", ASME J.Lubrication Technol., 93 (3) (1971) 324-330

[110] H.G Elrod,"A general theory for laminar lubrication with Reynolds roughness", ASME J.Lubrication Technol., 101 (1979) 1-14

[111] N.Phan-Thien and J.D Atkinson,"On the effects of homogeneous Reynolds roughness in a two dimensional slider bearing with exponential film thickness", ASME J.Lubrication Technol., 104 (1982) 220-226

[112] D.C Sun and K.K Chen,"First effects of Stokes roughness in hydrodynamic lubrication", ASME J.Lubrication Technol., 99 (1) (1977) 2-9

[113] P.R Goglia, C.Cusano and T.F Conry,"The effects of surface irregularities on the EHL of sliding line contacts", Part 2-Wavy surfaces, ASME J.Tribol., 106 (1984) 113-119

[114] M.M Khonsari and D.E Brews,"On the performance of finite journal bearings lubricated with micropolar fluids", Tribol.Trans. 32 (2) (1989) 155-160

- [115] C.Pandazaras and G.Petropoulos,"Tribological design of hydrodynamic sliding journal bearings-formulating new functional charts", Industrial Lubrication and Technology, Vol.57, No 4 (2005) 4-11
- [116] C.Pandazaras,"Comparison of journal bearing operational magnitudes calculated using various modern theoretical simulation models", Industrial Lubrication and Technology, Vol.53, No 5 (2001) 198-201
- [117] A.V Ruddy, D.Dowson and C.M Taylor,"The prediction of film thickness in a mechanical face seal with circumferential waviness on both the face and the seal", J.Mech.Csi. 24 (1) (1982) 37-43
- [118] S.Korcek, R.K Jensen, M.D Johnson and J.Sorab," The role of tribology in maximizing the fuel efficiency of engine oils", Proc. Vol.2 Int.Symposium, INTRTRIBO 99 (1999) pp.35-44
- [119] S.Korcek, R.K Jensen, M.D Johnson and J.Sorab,"Automotive lubricants for the next millennium", Industrial Lubrication and Technology, Vol.52, No 5 (2000) 209-220
- [120] J.E. Shigley and C.R. Mischke,"Bearings and Lubrication: A Mechanical Designers Workbook", McGraw-Hill 1990
- [121] G.T. McAllister and S.M. Rohde,"Optimum design of one dimensional journal bearings", J. Optimization Theory and Applic. 1983, 41 (4), 599-617
- [122] H.Hashimoto," Optimum design of high-speed, short journal bearings by mathematical programming", STLE Tribology Trans., 1997, 40, 283-293
- [123] B.S. Yang, Y.H. Lee, B.K. Choi and H.J. Kim' "Optimum design of short journal bearing by artificial life algorithm", Tribology Int., 2001, 34, 427-435
- [124] A.Seirig and H.Ezzat, "Optimum design of hydrodynamic journal bearings", J.Lubric. Technol., 1969, 91, 516-523

[125] H.Hashimoto and K.Matsumoto, "Improvement of operating characteristics of high speed hydrodynamic journal bearing by optimum design: Part 1-Formulation of methodology and its application to elliptical bearing design", Trans. ASME, J.Tribology, 2001, 123, (2), 305-312

[126] C.S.Beighlter, T.C.Lo and H.G. Rylander, "Optimal design by geometric programming", J. Engrs for Industry, 1970, 92, 191-196

[127] N. Wang, C.I. Ho and K.C. Cha, "Engineering optimum design of fluid film lubricated bearings.", STLE Tribology Trans., 2000, 43, (3), 377-386

[128] C. Pandazaras and G. Petropoulos, "Tribological design of hydrodynamic sliding journal bearings – Formulating new functional charts", Industrial Lubrication and Tribology, Vol. 57 (1), 2005, pp. 4-11. (ISI, Scopus)

[129] G. Vignolo, D.. Barilac, L. Quinzani, "Análisis del comportamiento del cojinete de longitud finita usando el metodo de perturbacion regular", Mecanica Computacional Vol. XXVI, 2007, pp. 592-604

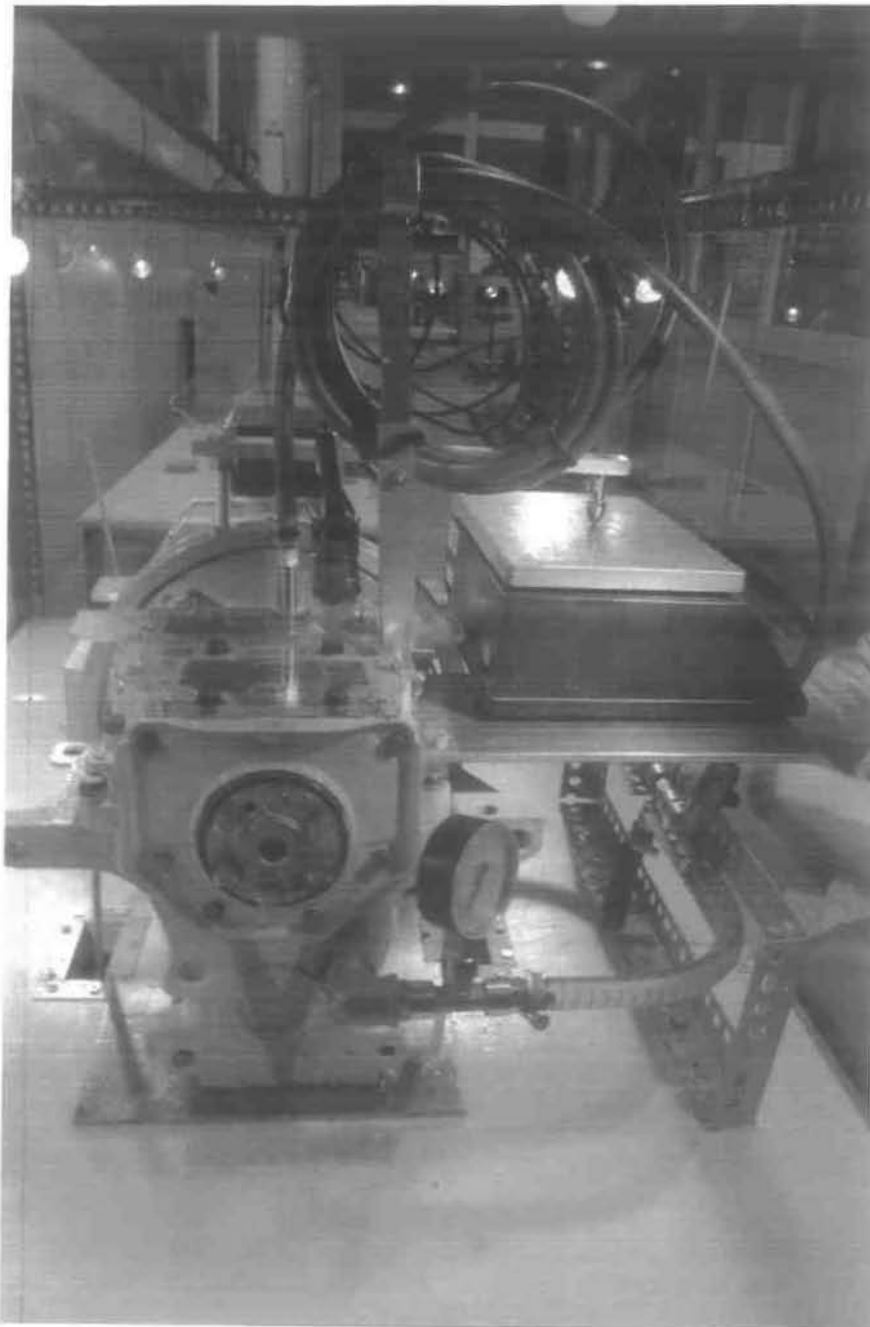
[130] W. Hannon, THE GENERALIZED UNIVERSAL REYNOLDS EQUATION FOR VARIABLE PROPERTY FLUID-FILM LUBRICATION AND VARIABLE GEOMETRY SELF-ACTING BEARINGS, PhD Thesis, University of Akron, USA.

[131] FIAT PUNTO MANUALE officina e carrozzeria 93-99(diecimila pagine)

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1

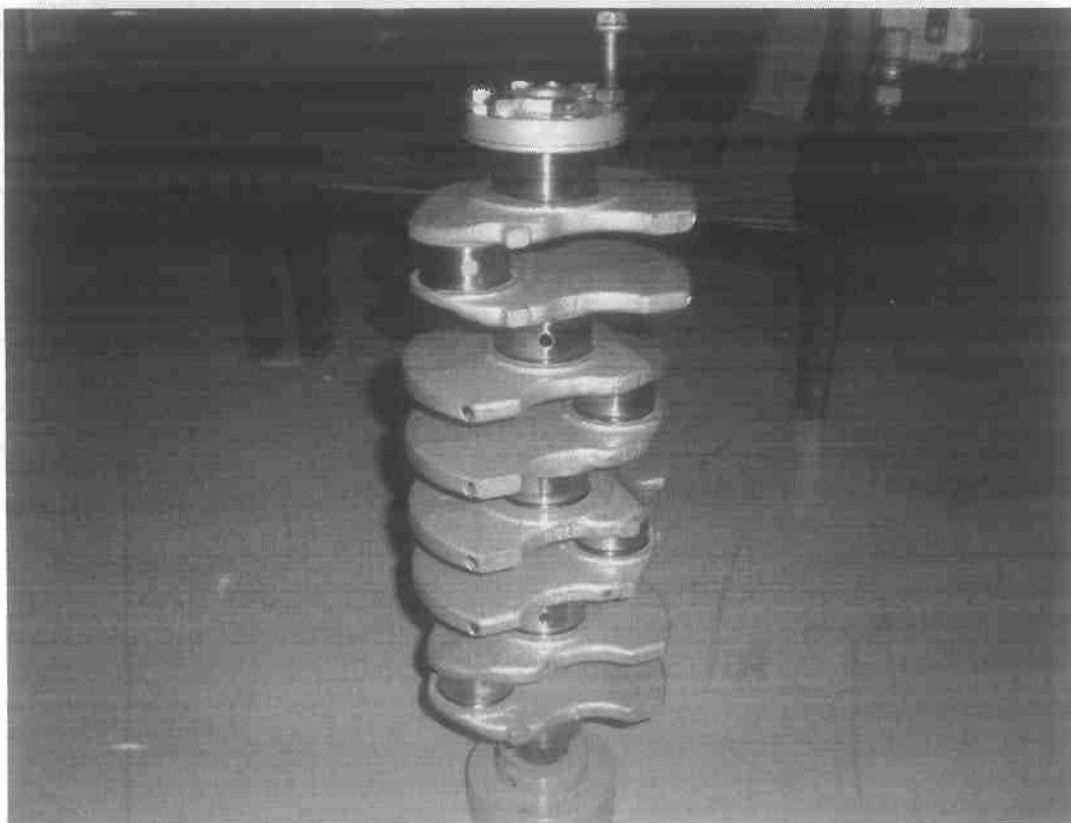
**“ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΗΣ -ΔΟΜΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΟΥ ΤΟΝ
ΑΠΑΡΤΙΖΟΥΝ”**



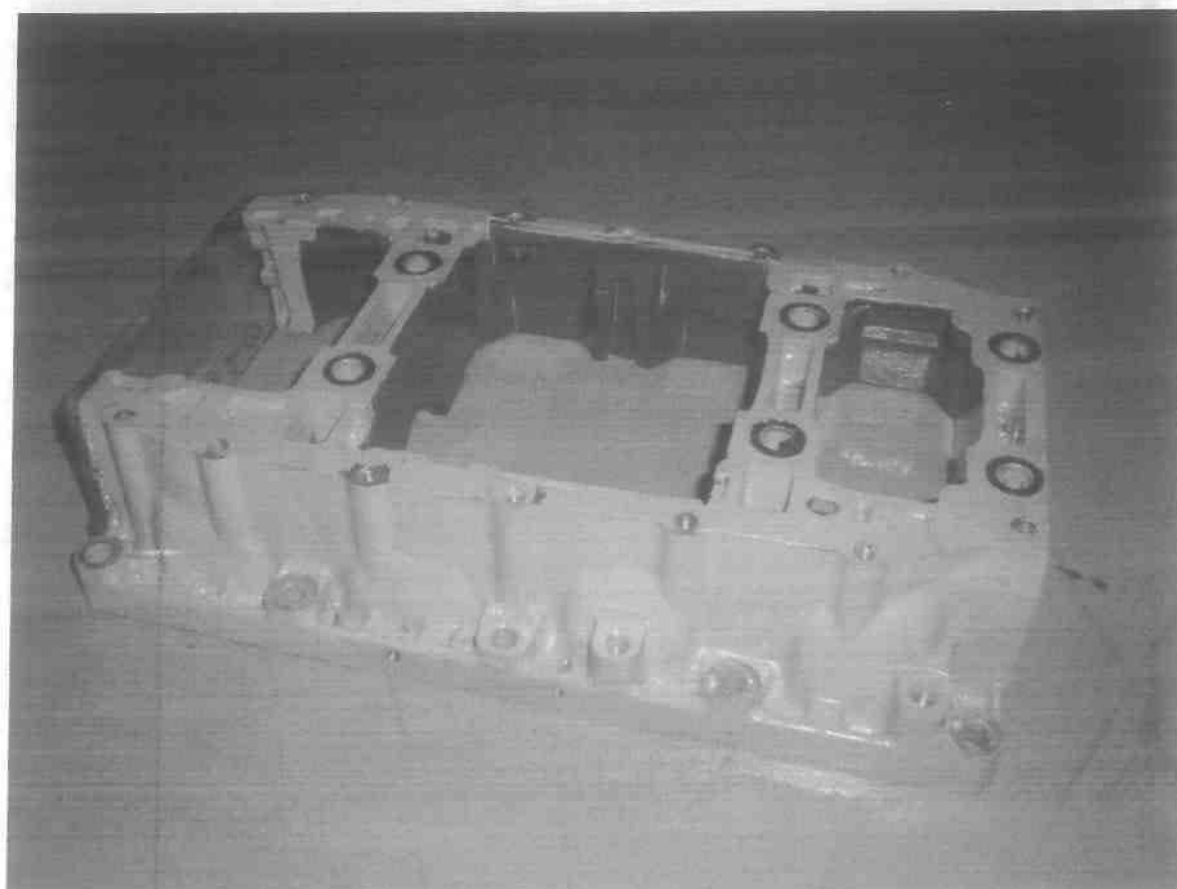
ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΗΣ -ΔΟΜΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΟΥ ΤΟΝ ΑΠΑΡΤΙΖΟΥΝ



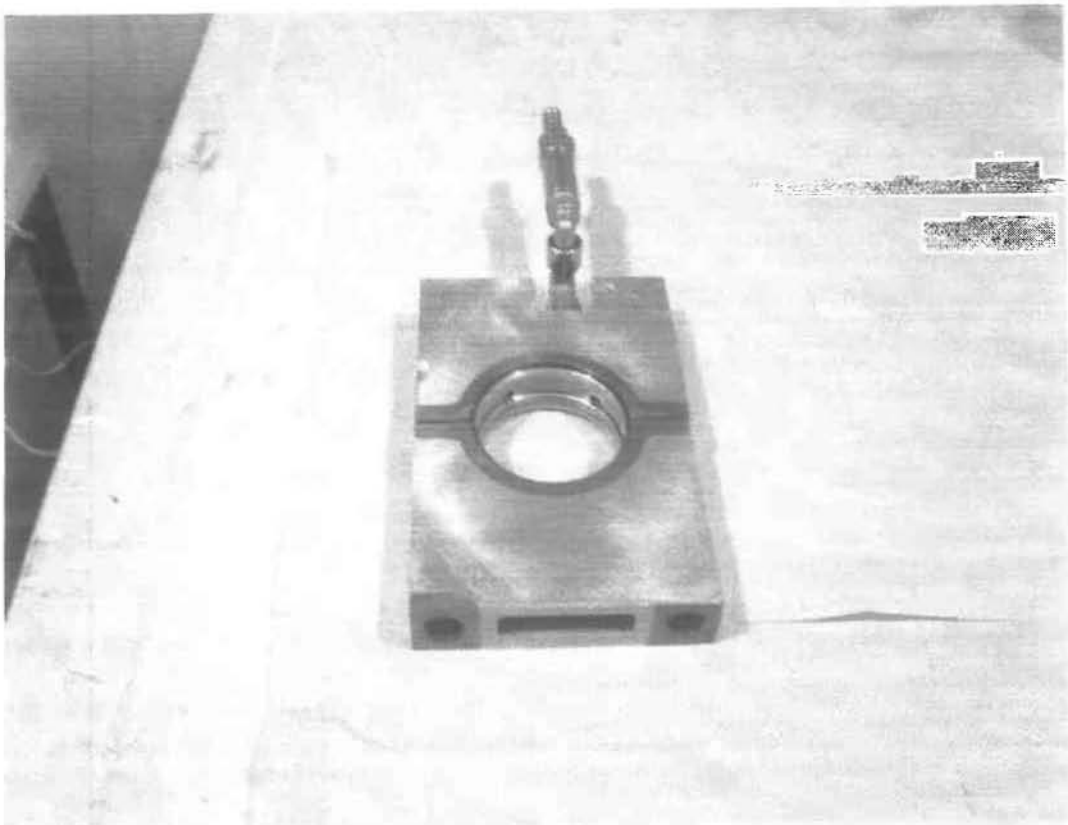
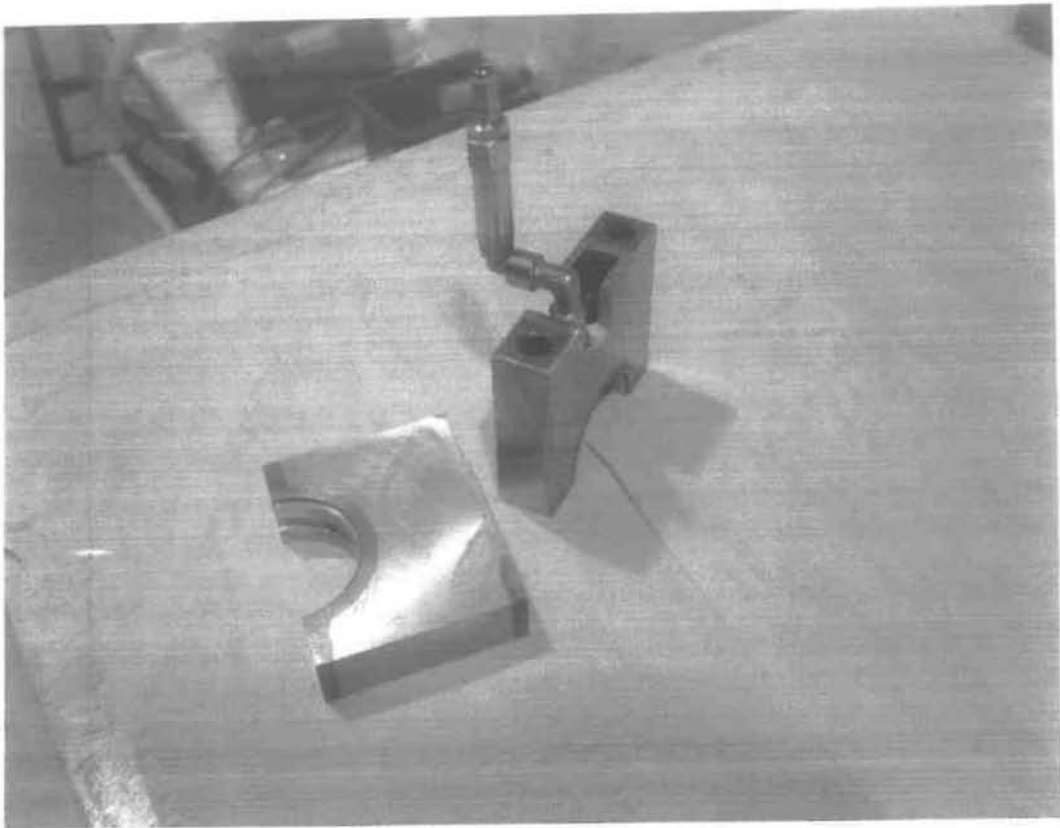
1) Μετασκευασμένο σώμα (μπλοκ) κινητήρα ΜΕΚ



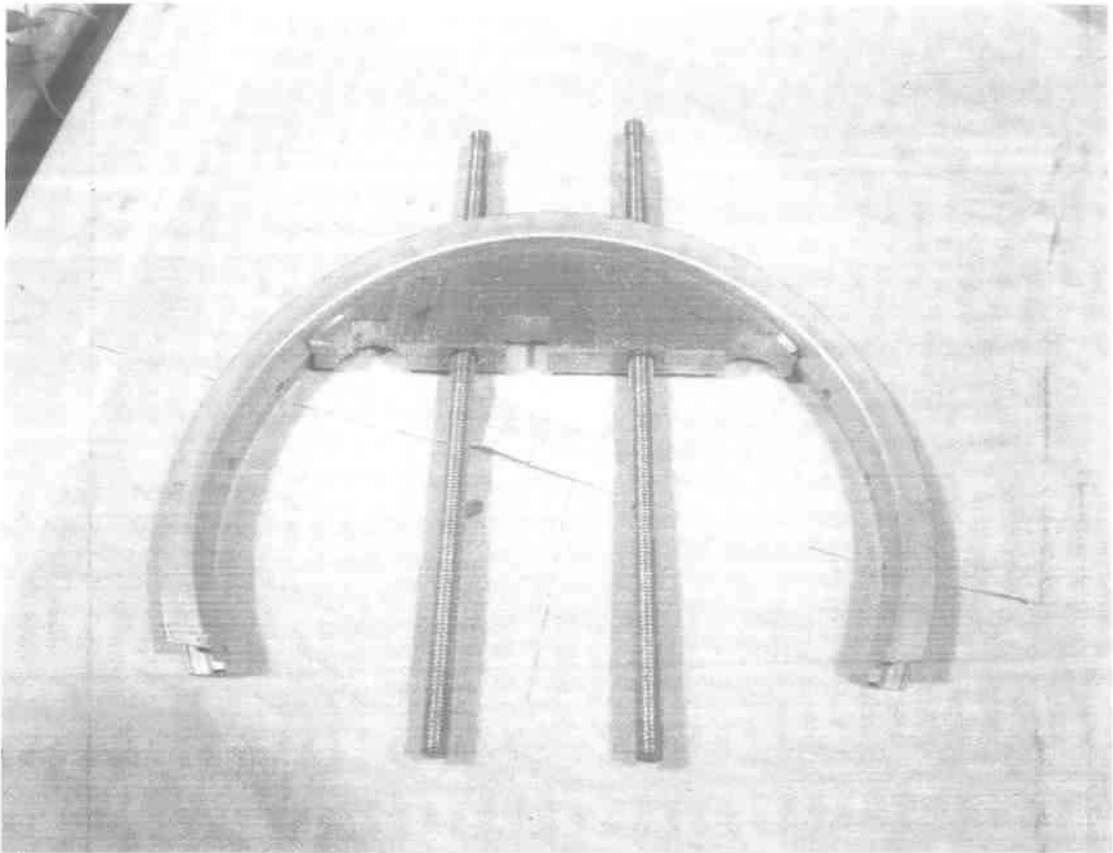
2) Στροφαλοφόρος άξονας, σύνδεσμος, αισθητήριο επαγωγικού στροφομέτρου



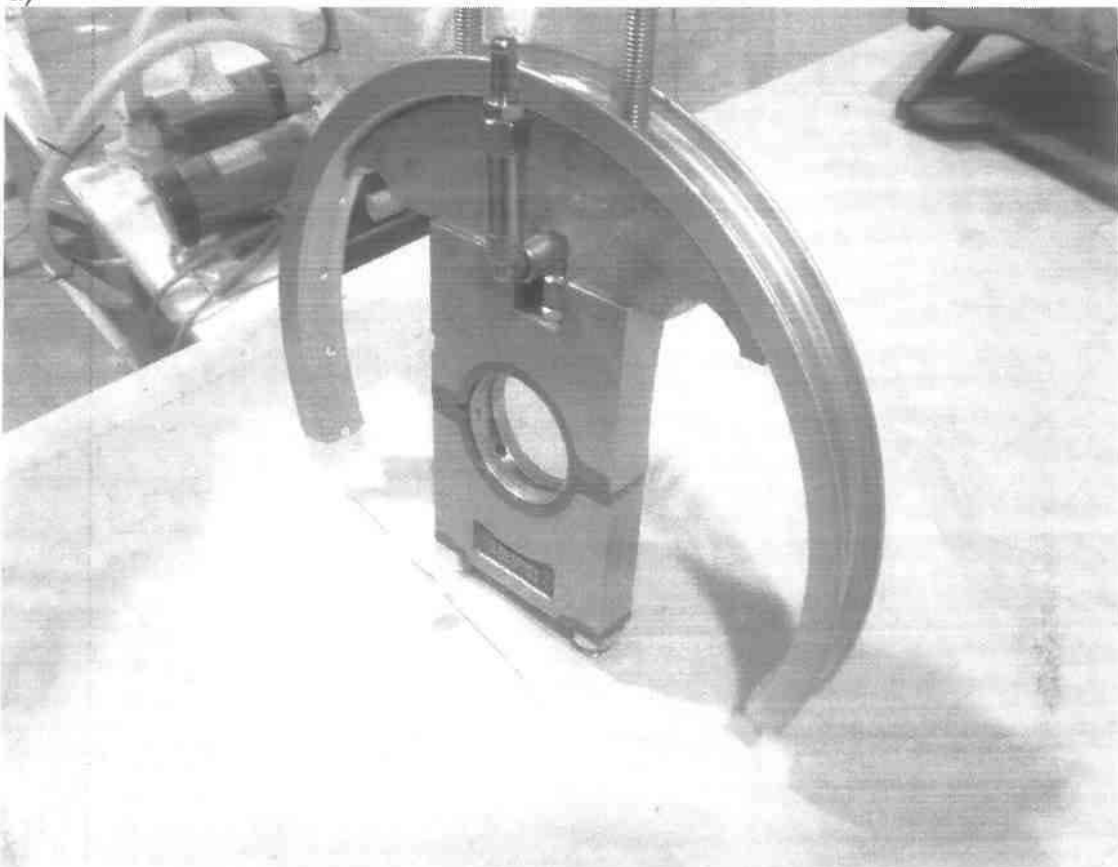
3α-3β) Μετασκευασμένο συνδετήριο σώμα ημι-εδράνων στήριξης
στροφαλοφόρου άξονα (ιδιαιτερότητα του κινητήρα-αγωνιστικού τύπου)



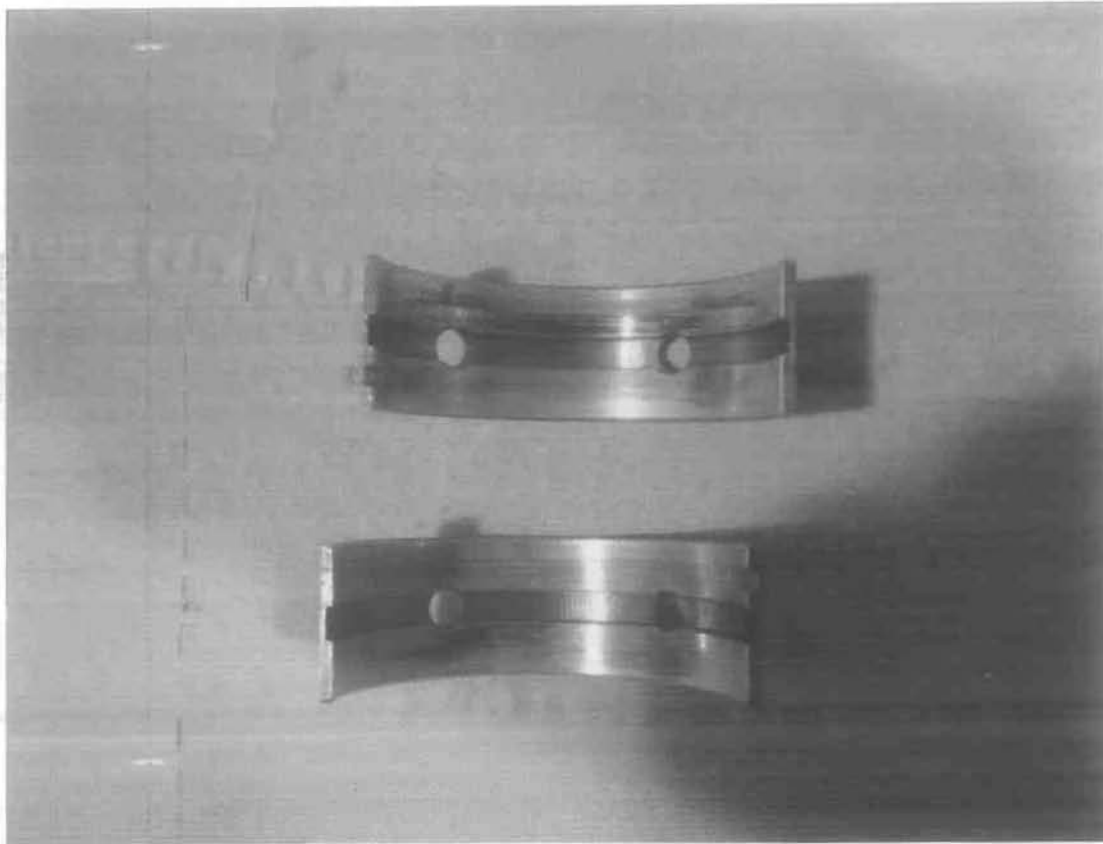
4α-4β) Πλωτό έδρανο από 2 ημι-έδρανα που αποκόπηκαν από το σώμα της ΜΕΚ, είσοδος λιπαντικού



α)



5) α),β) Στεφάνη-κυκλικός τομέας πλωτού εδράνου, επίτευξη ομοκεντρότητας στροφέα-στεφάνης βραχίονα μέτρησης ροπής αντίστασης

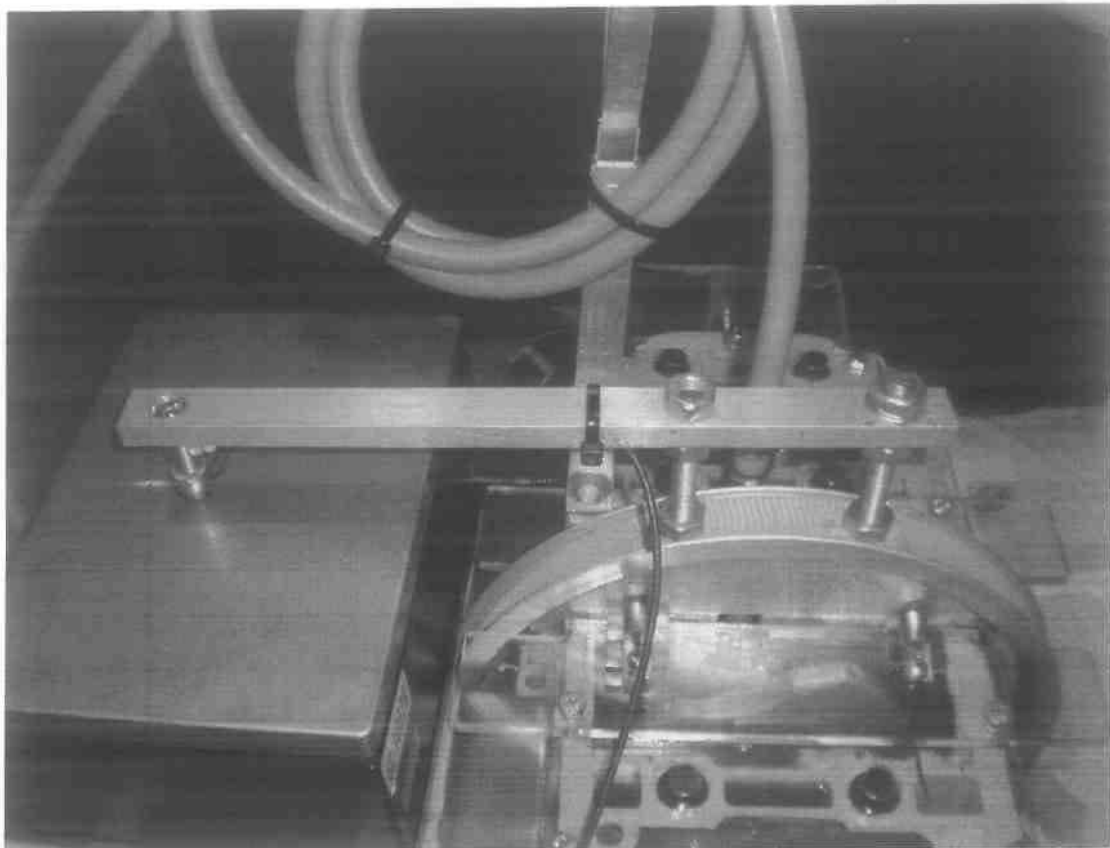


α)

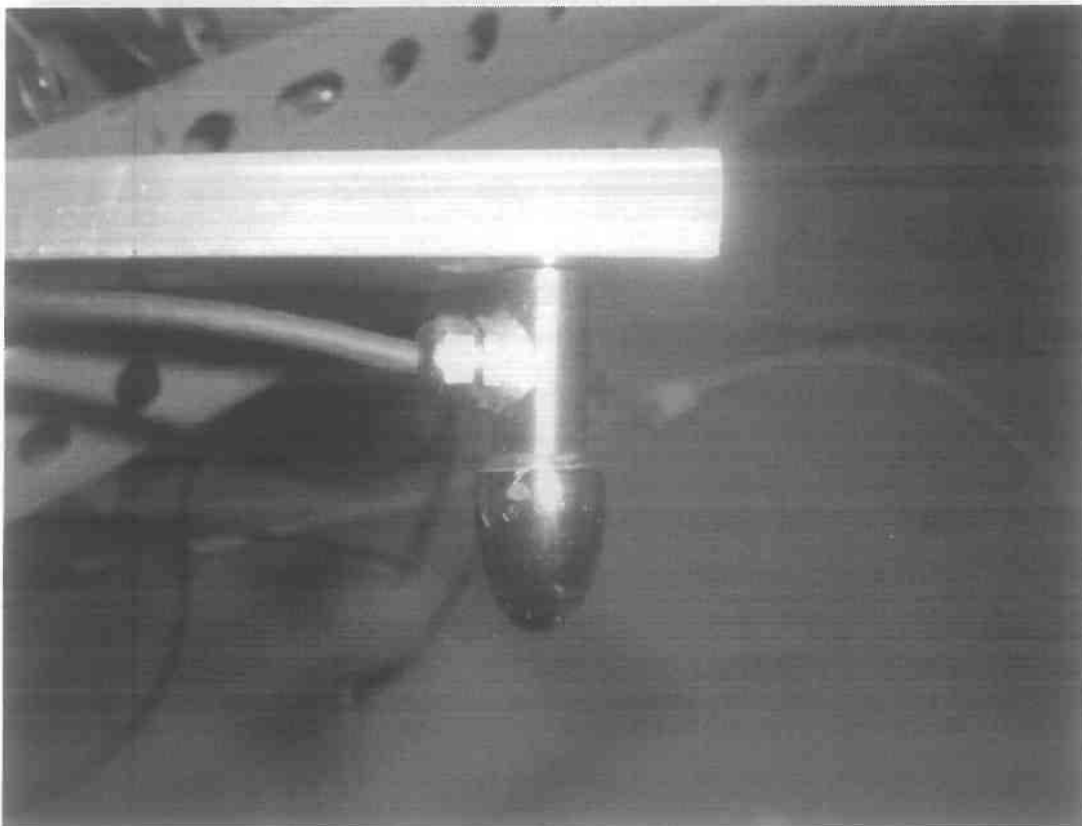


β)

6) α,β) Κουζινέτα πλωτού εδράνου (πλάτος ενεργό 2X6.50 mm)



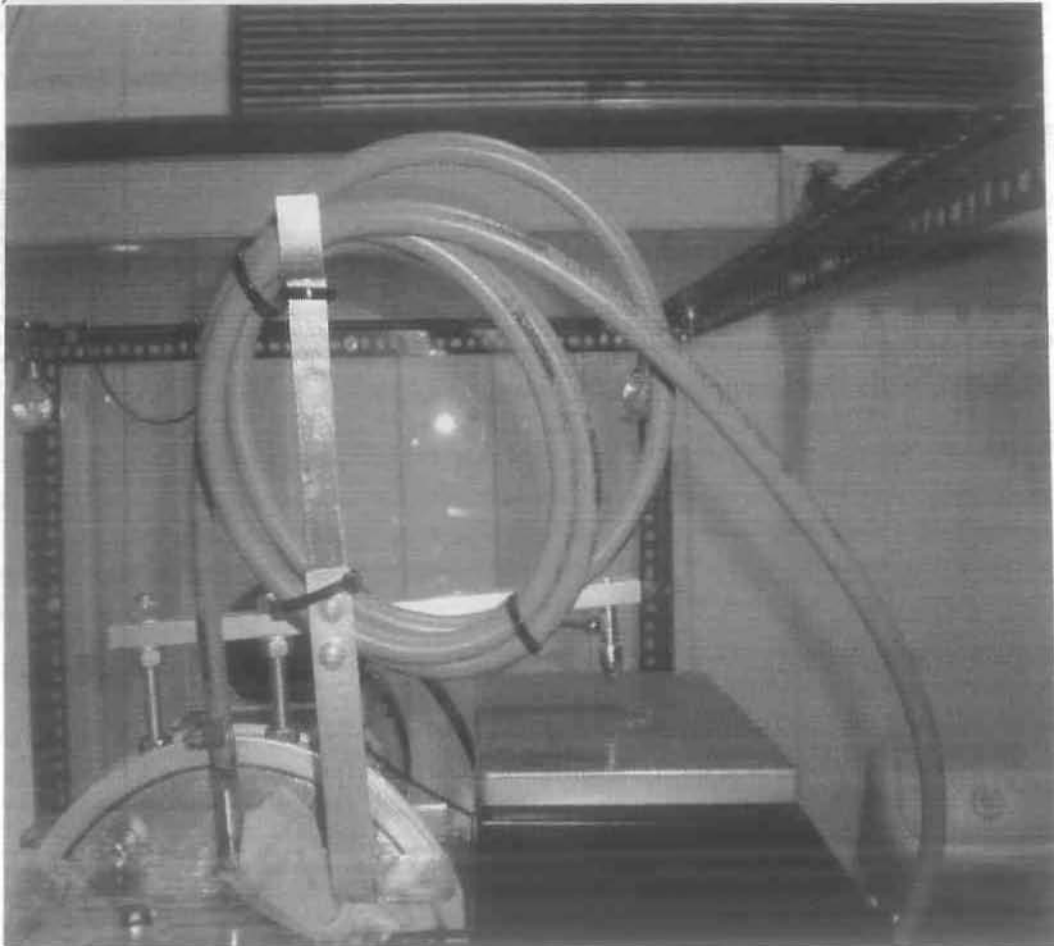
7) Βραχίονας μέτρησης ροπής τριβής πλωτού εδράνου



8) «Σφαιρίδιο» σημειακής επαφής βραχίονα μέτρησης ροπής-
πιεζοηλεκτρικός μετρητής δύναμης

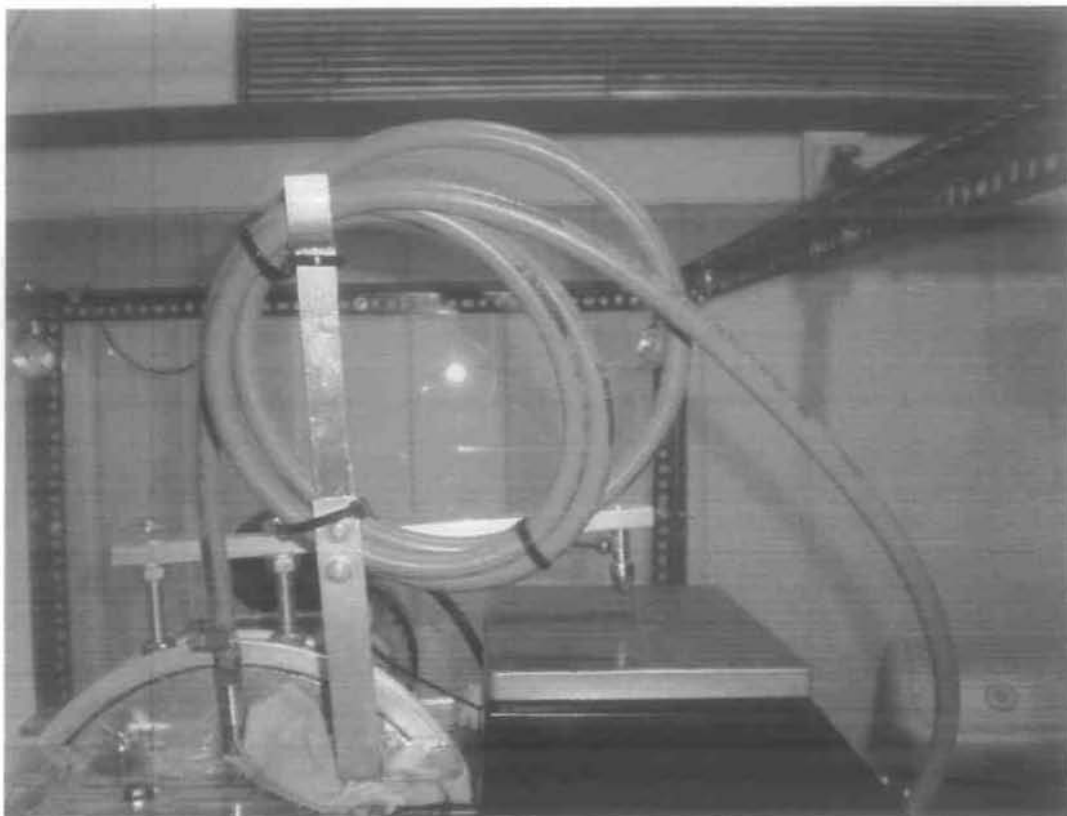


α)

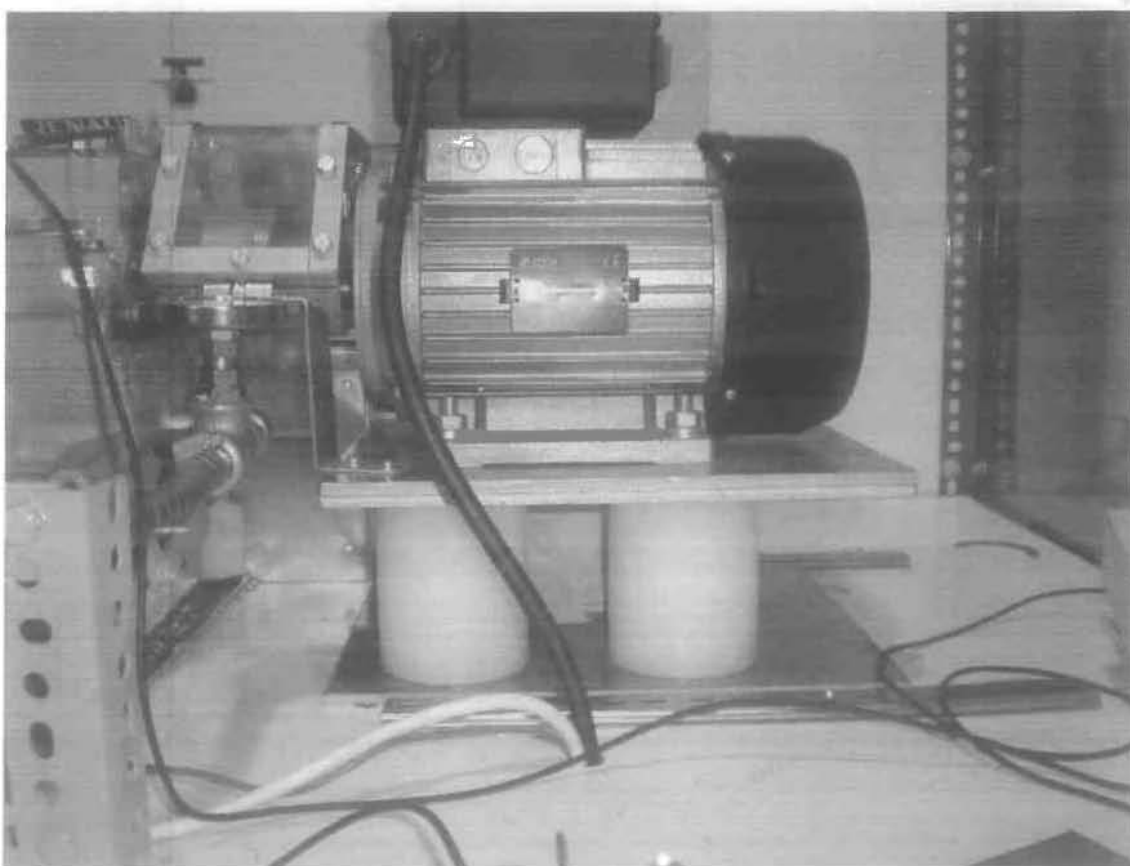


β)

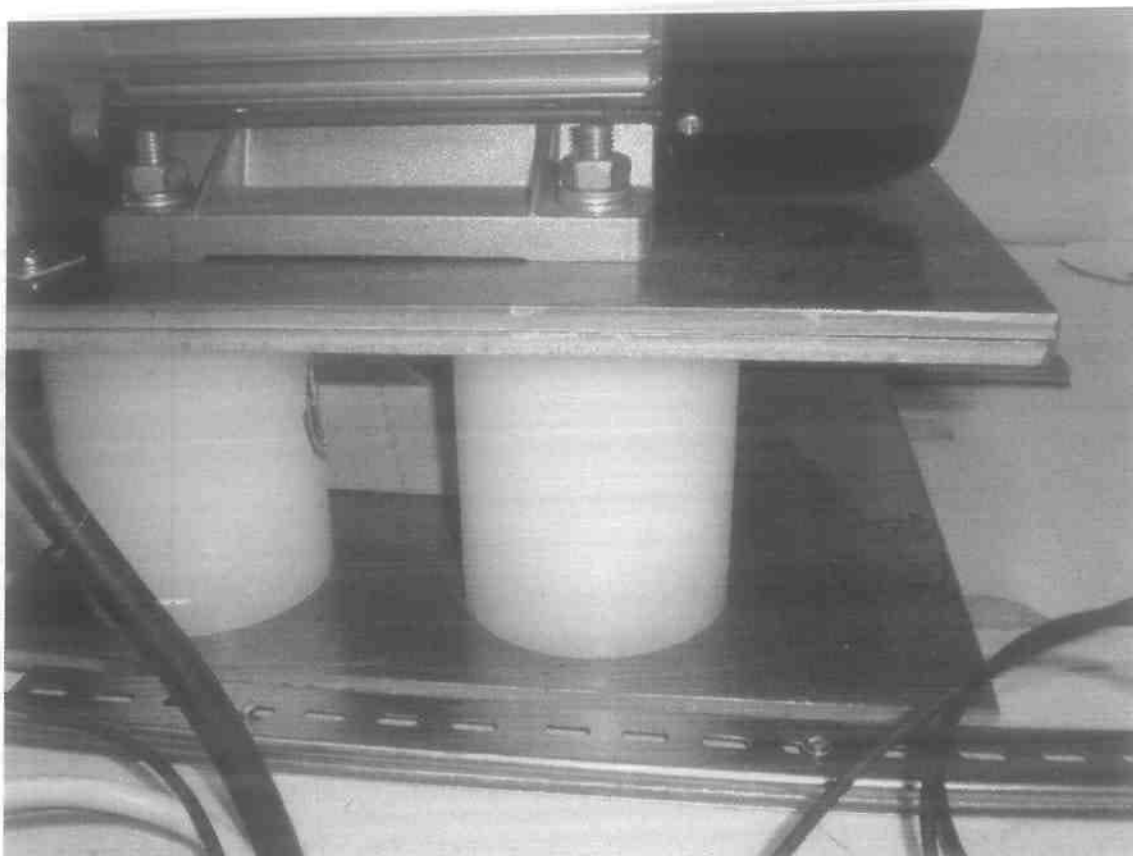
9) α), β) Δίκτυο σωληνώσεων λίπανσης πλωτού εδράνου



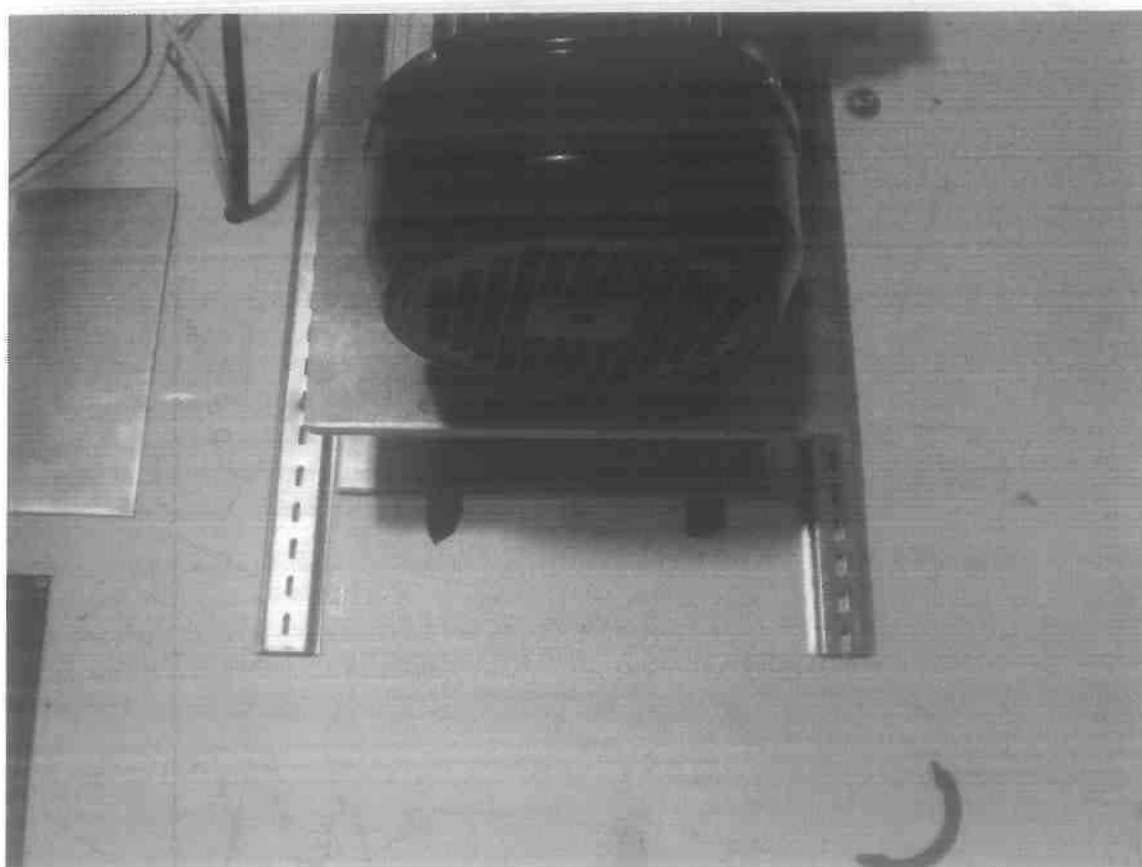
10) Βάση στήριξης του δικτύου σωληνώσεων λίπανσης πλωτού εδράνου



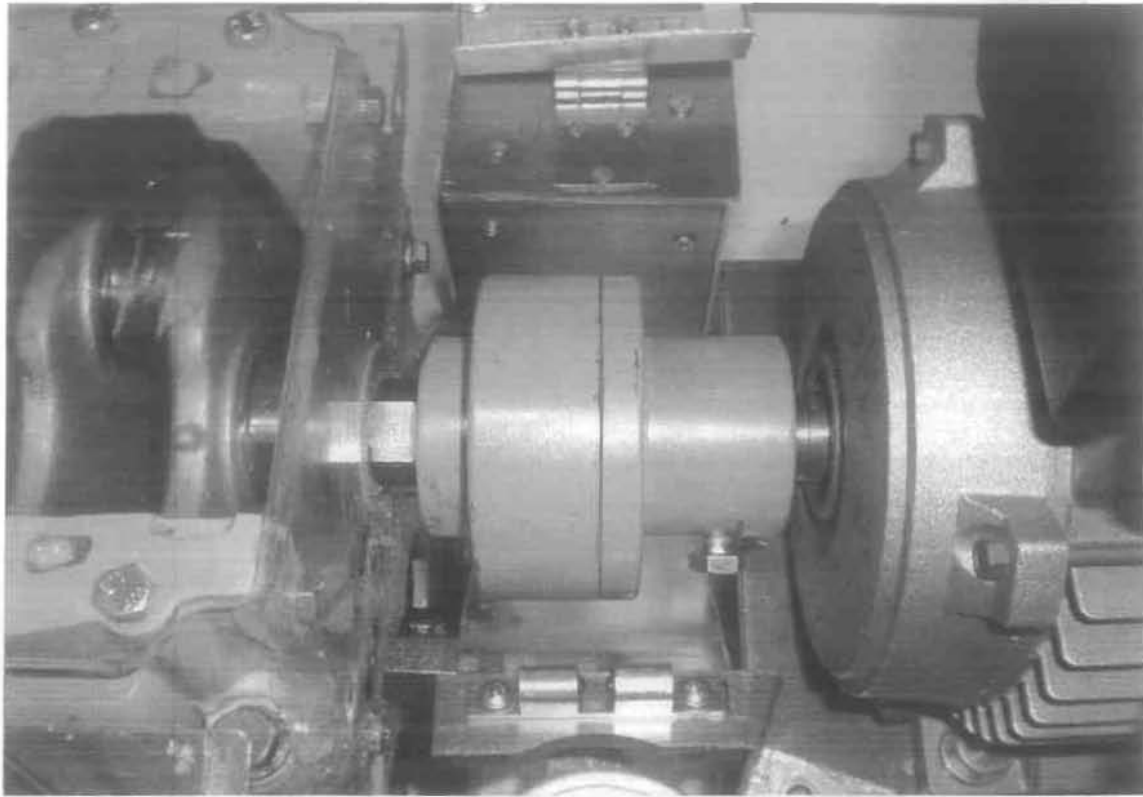
11) Κινητήριος μηχανισμός εδρανοτριβόμετρου (μονοφασικός κινητήρας)



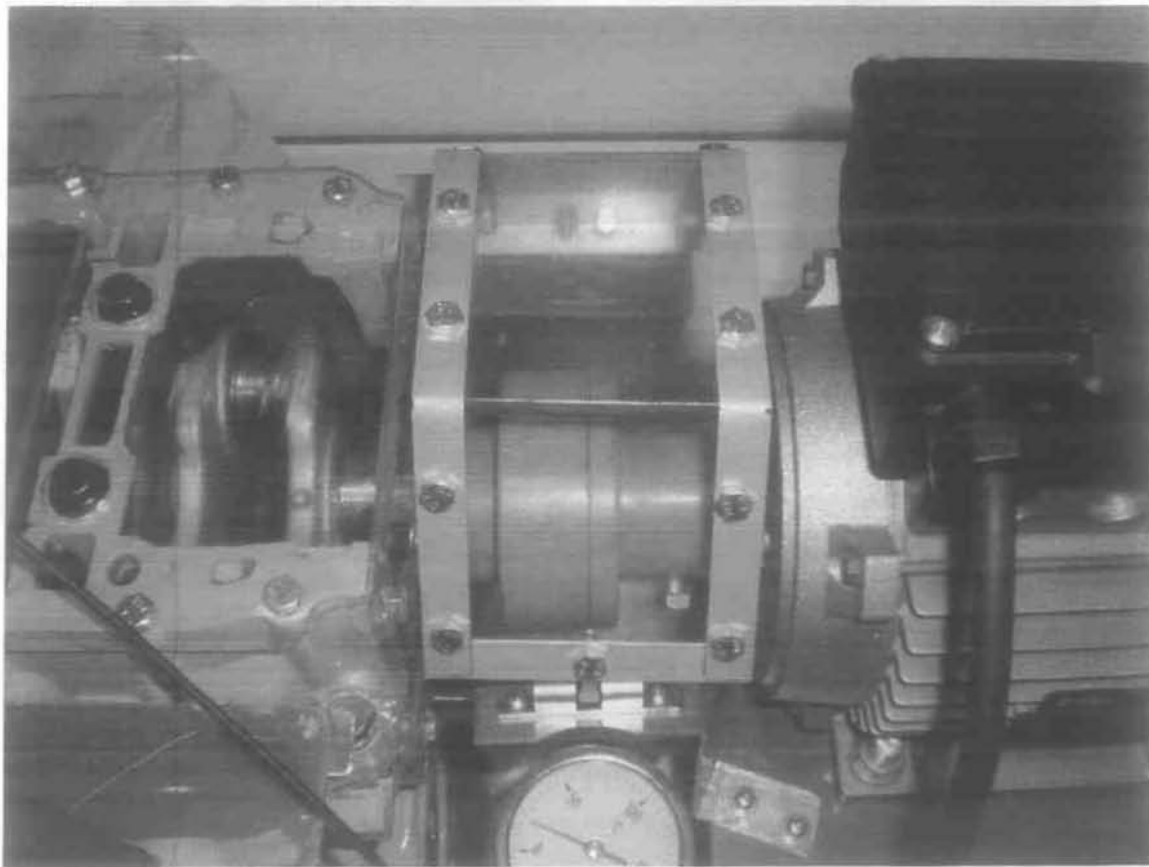
12) Βάση στήριξης ηλεκτροκινητήρα



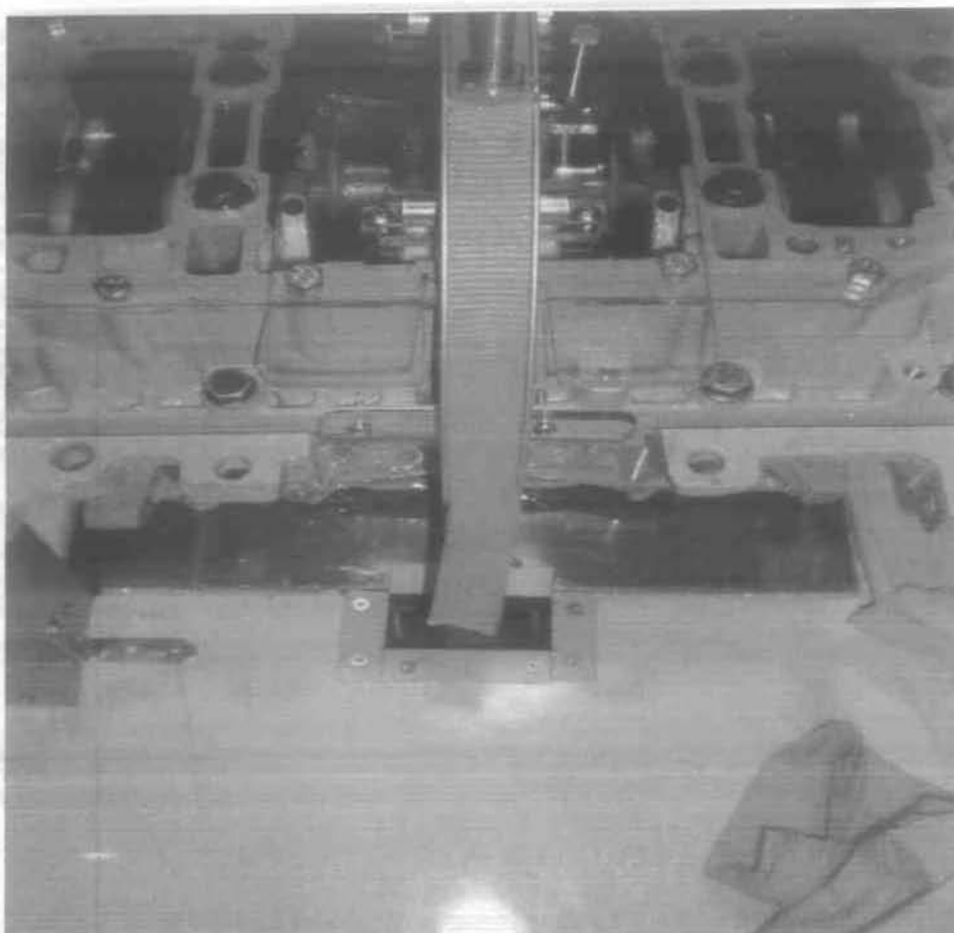
13) Σιδηρόδρομος μετακίνησης θέσης ρότορα



14) Σύνδεσμος ηλεκτροκινητήρα – στροφαλοφόρου ΜΕΚ



15) Προστατευτικό κάλυμμα συνδέσμου



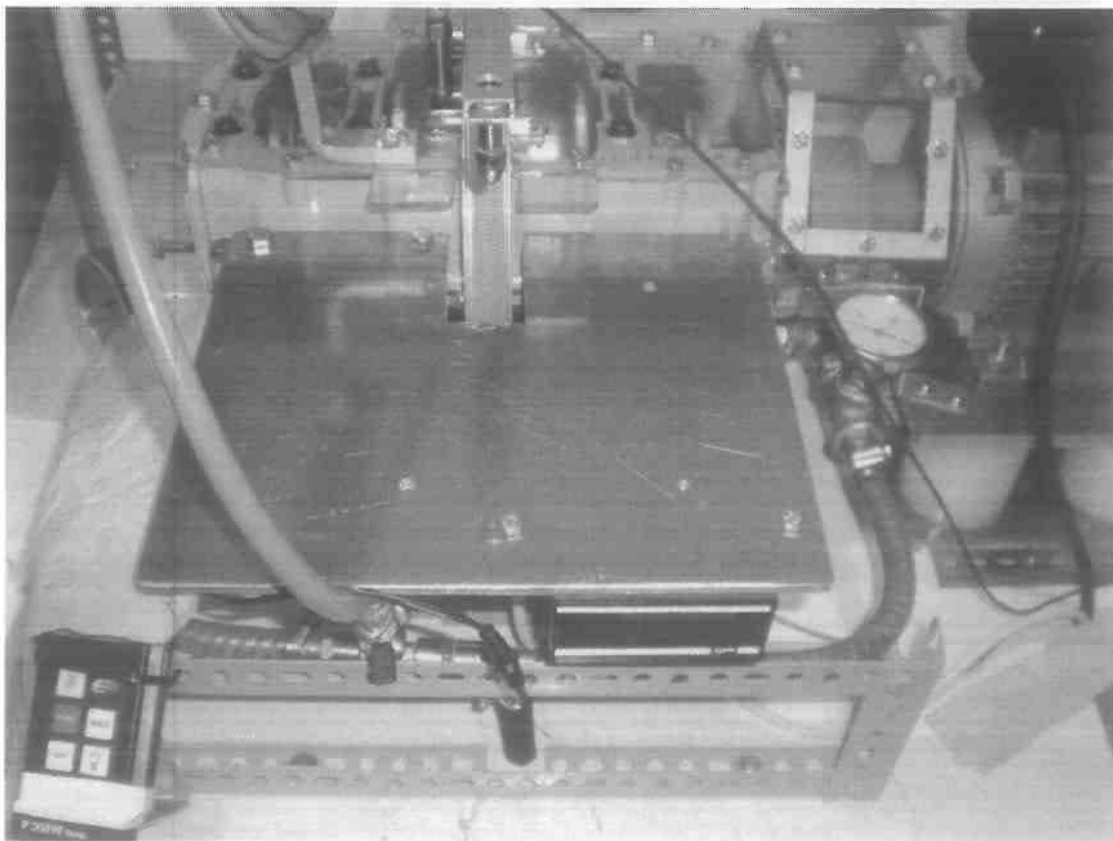
16) Ιμάντας συστήματος φόρτισης εδράνου



17) Ζυγός ακριβείας-εναλλακτική μέτρηση ροπής τριβής ΕΕΟ



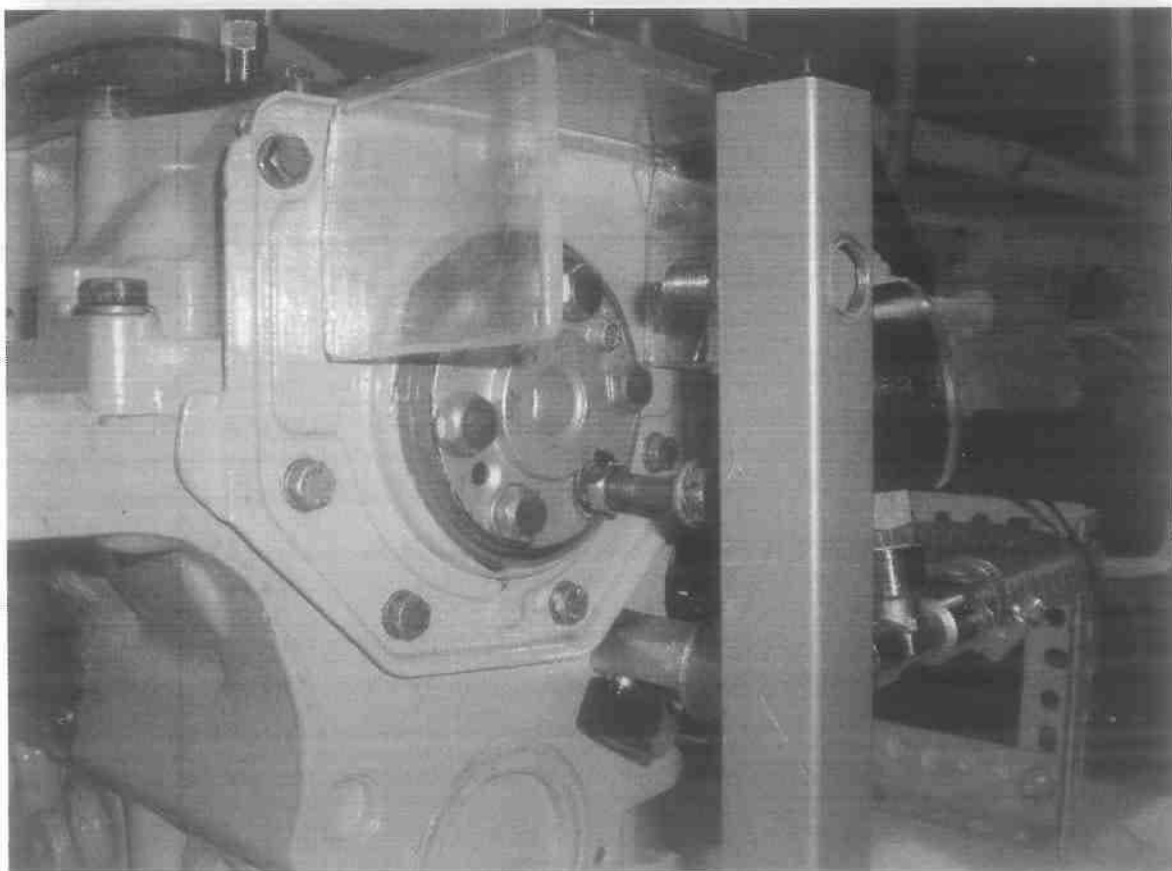
18) Ψηφιακό στροφόμετρο



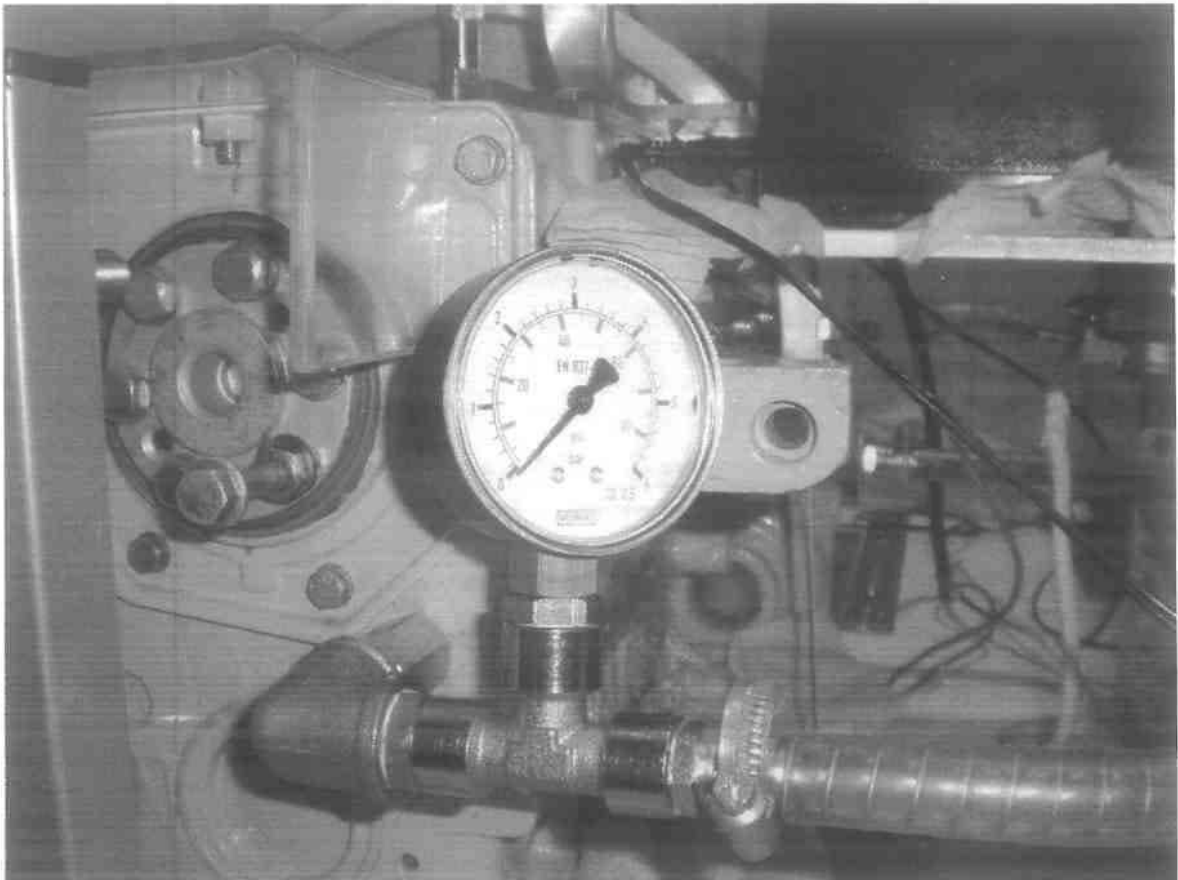
19) Βάση στήριξης ζυγού ακριβείας και στροφόμετρου



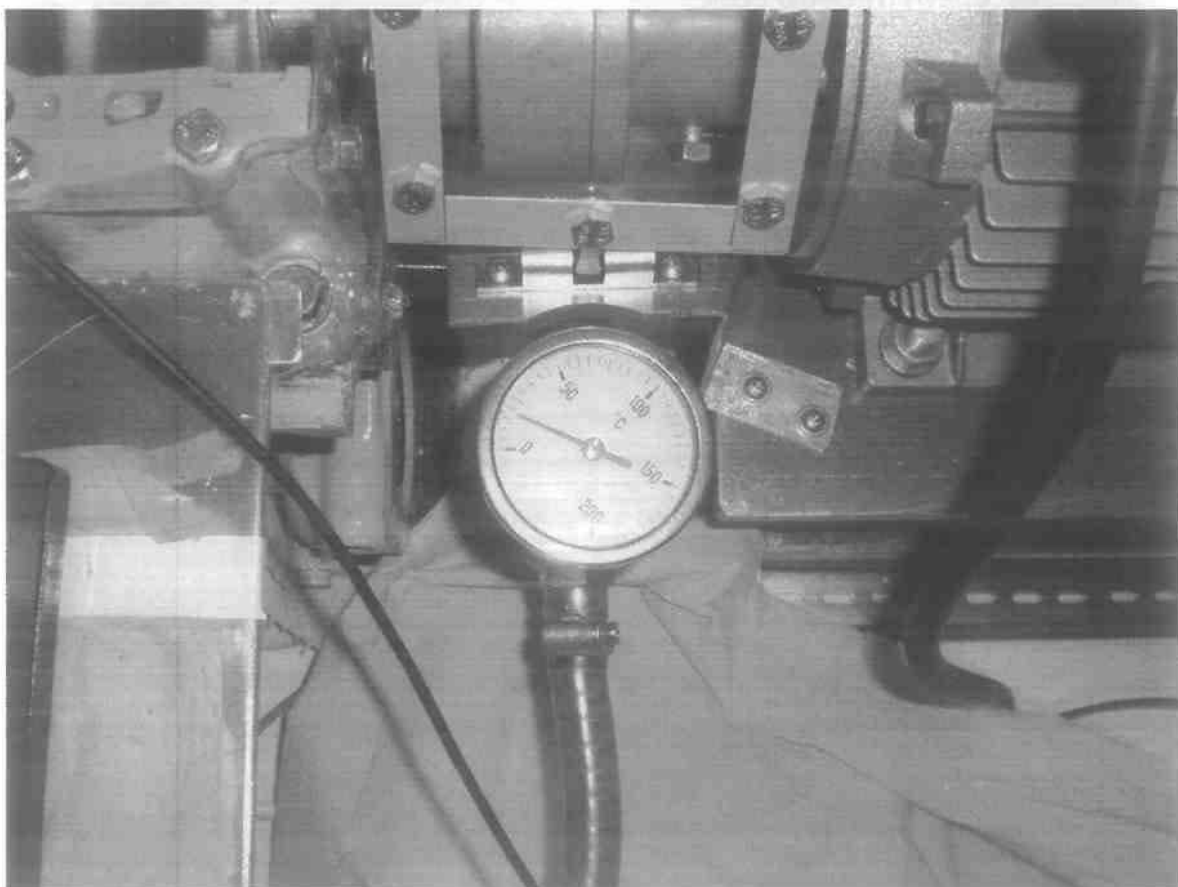
20) Κάλυμμα προστασίας αισθητήρα στροφομέτρου



21) Αισθητήρας στροφομέτρου



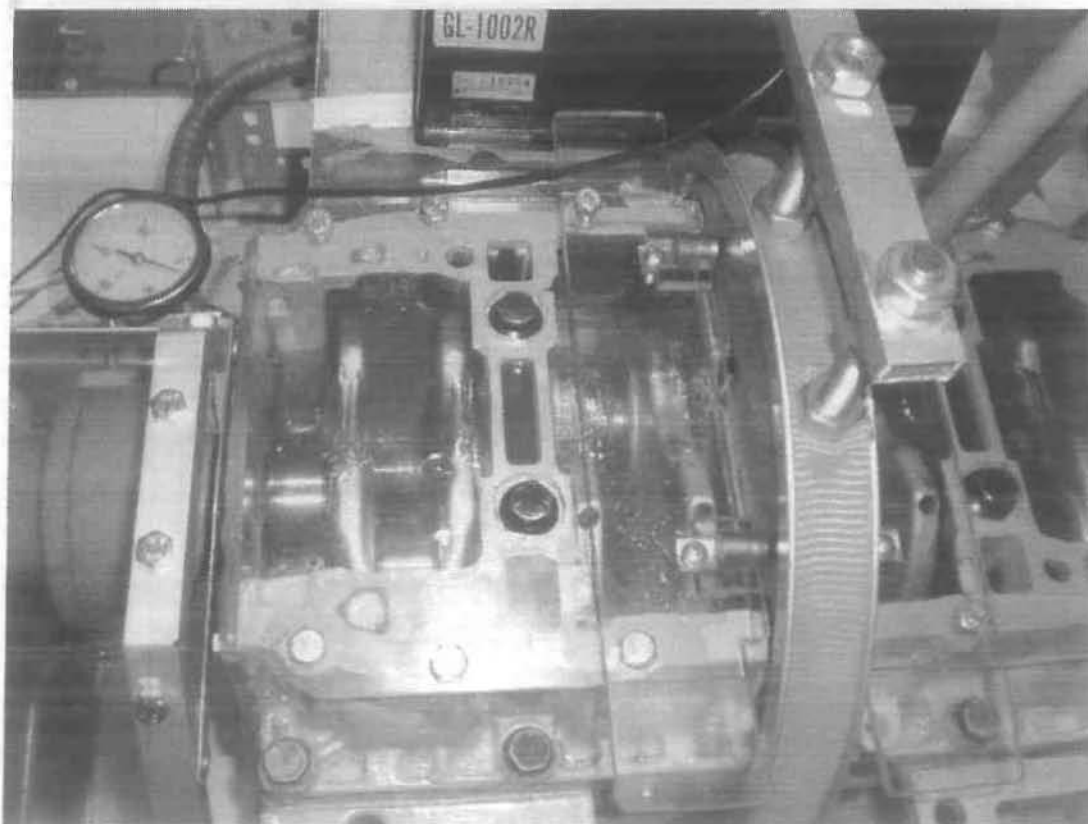
22) Μετρητής πίεσης λιπαντικού στην είσοδο του σώματος της ΜΕΚ



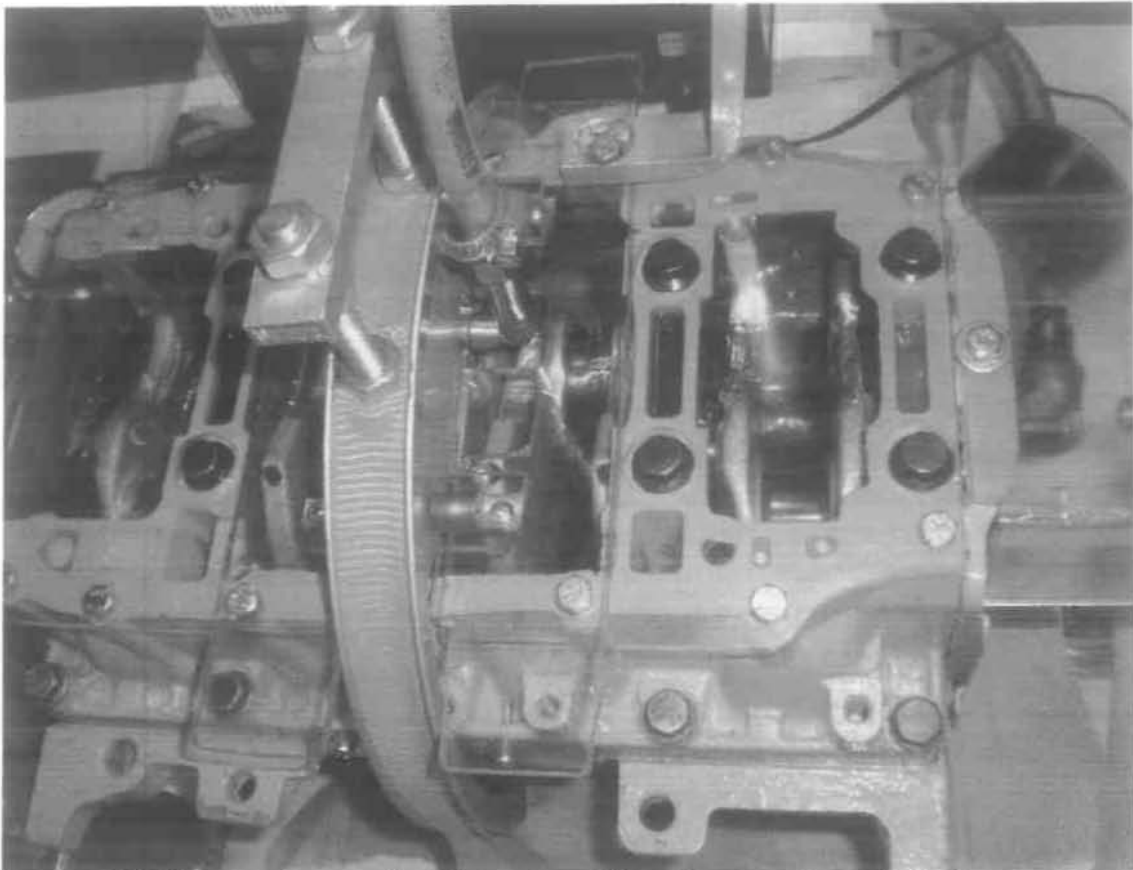
23) Μέτρηση Θερμοκρασίας στην είσοδο του σώματος της ΜΕΚ



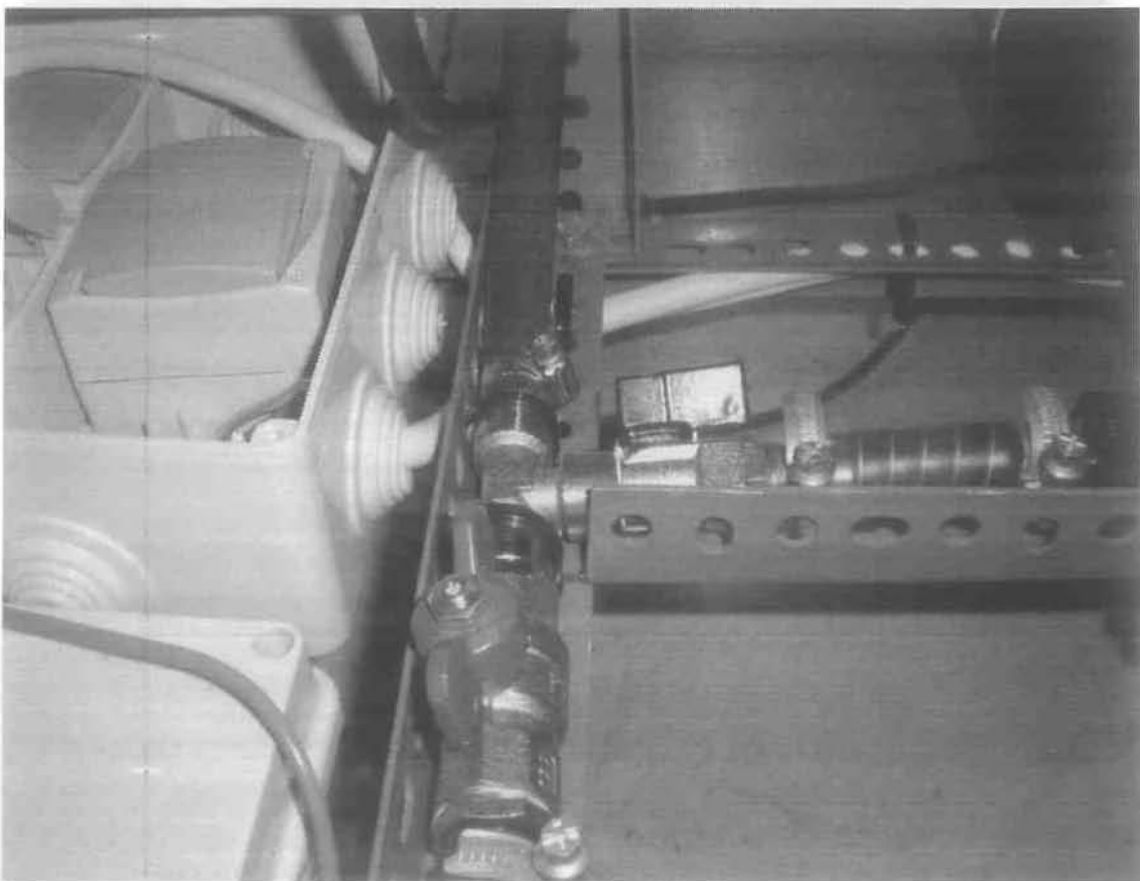
24) Ηλεκτρονικό θερμόμετρο για μέτρηση θερμοκρασίας λιπαντικού στην δεξαμενή αποθήκευσης



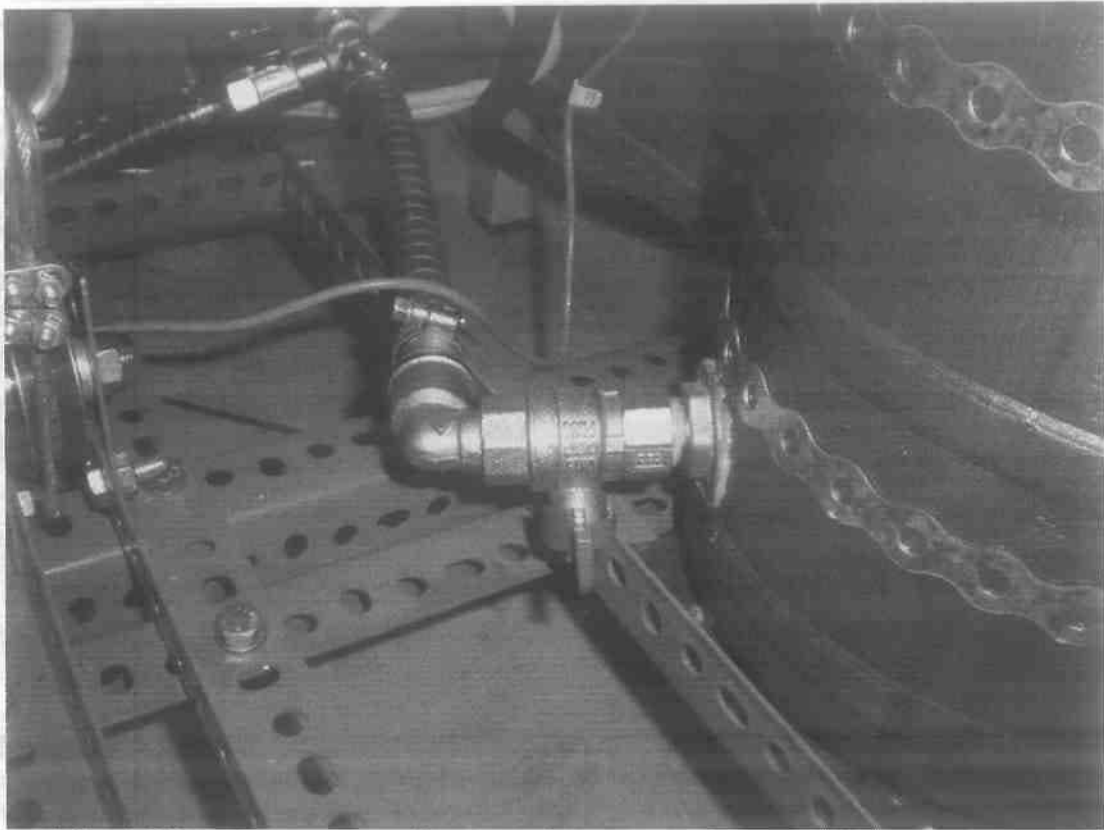
25) α) Βάση αναίρεσης διαμήκους μετακίνησης του πλωτού εδράνου



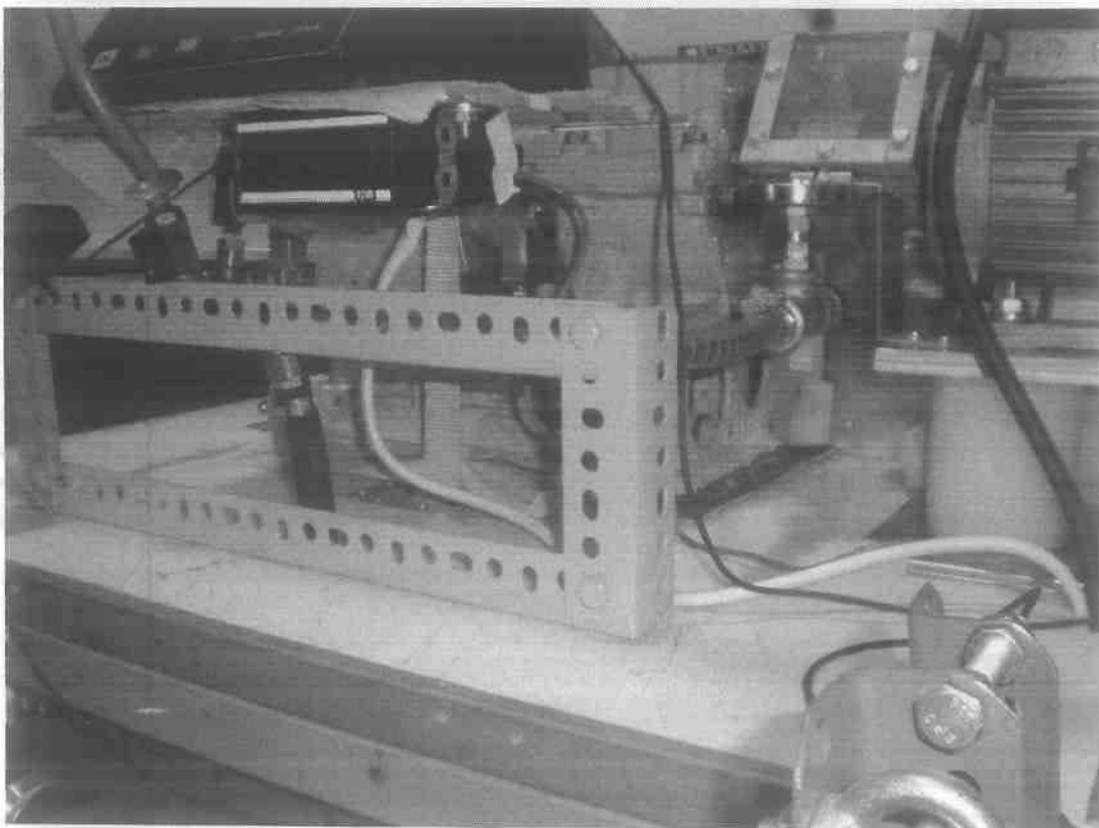
β) Βάση αναίρεσης διαμήκους μετακίνησης του πλωτού εδράνου



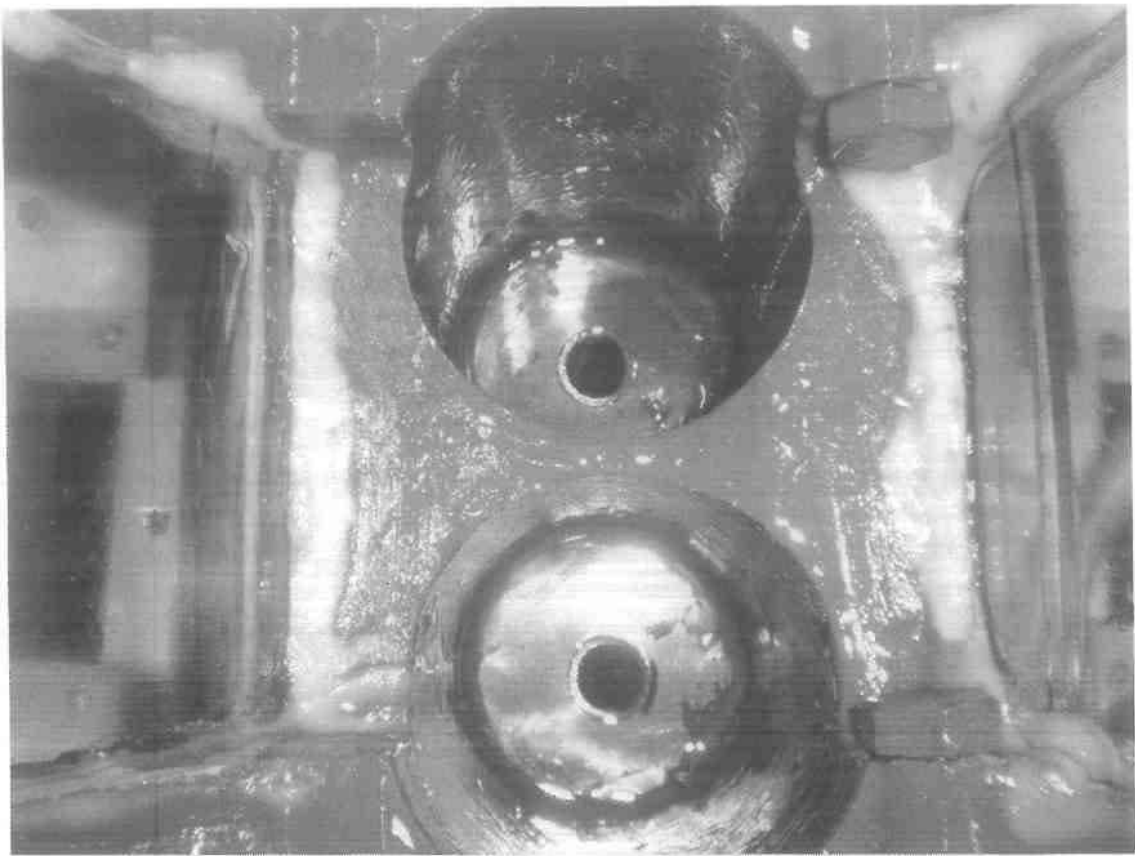
26 α)



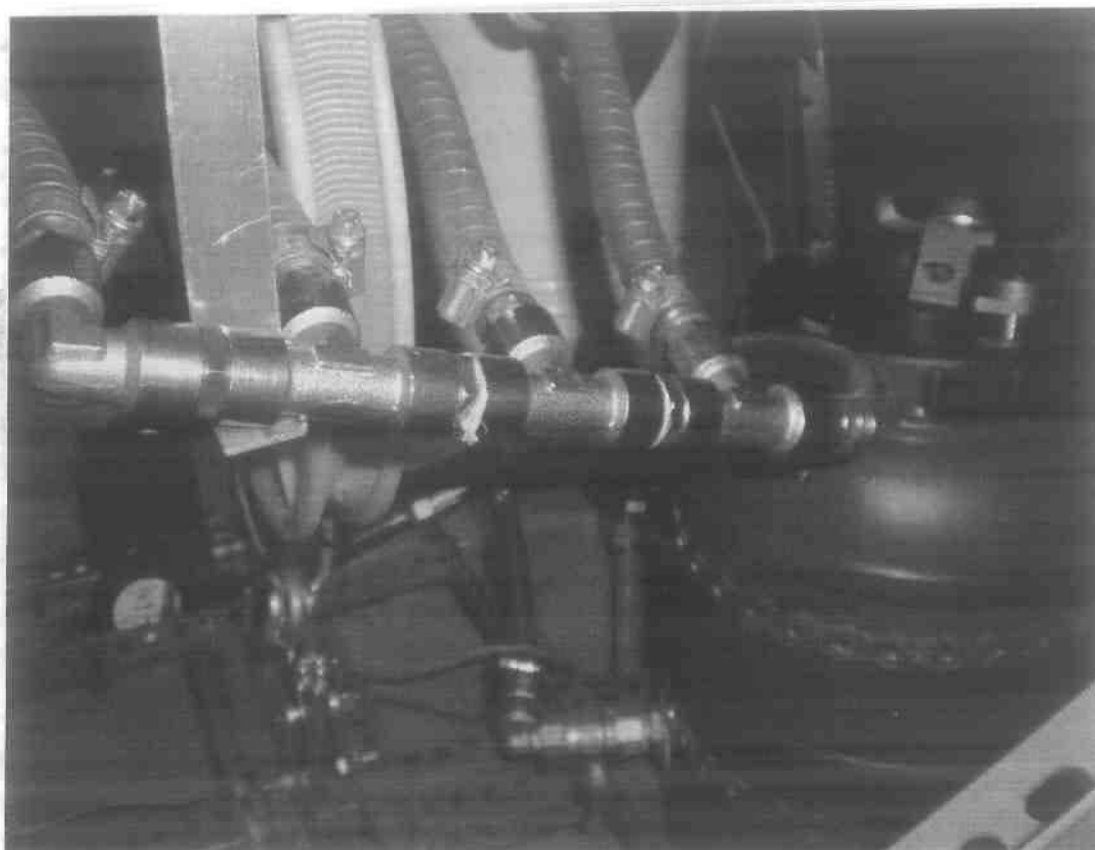
26) α),β) Διακόπτες στο σύστημα λίπανσης



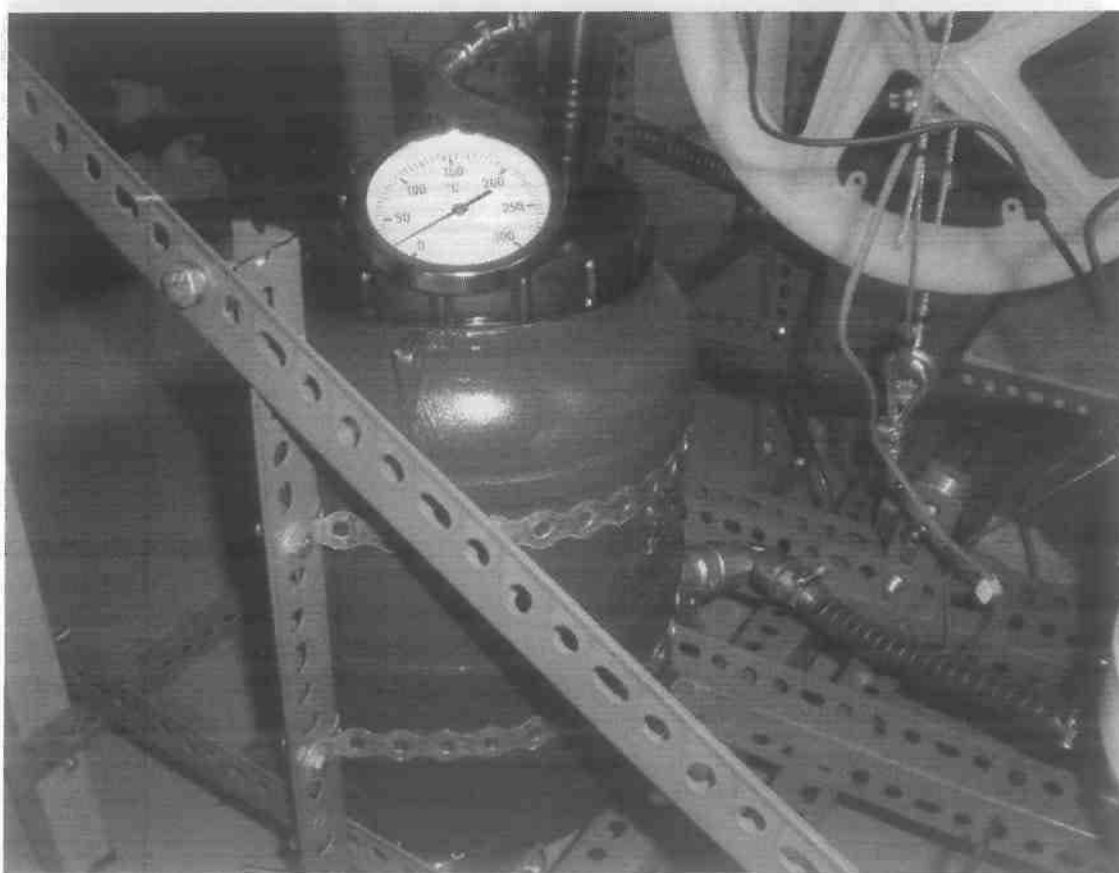
27) Βάση στήριξης των σωληνώσεων του συστήματος λίπανσης



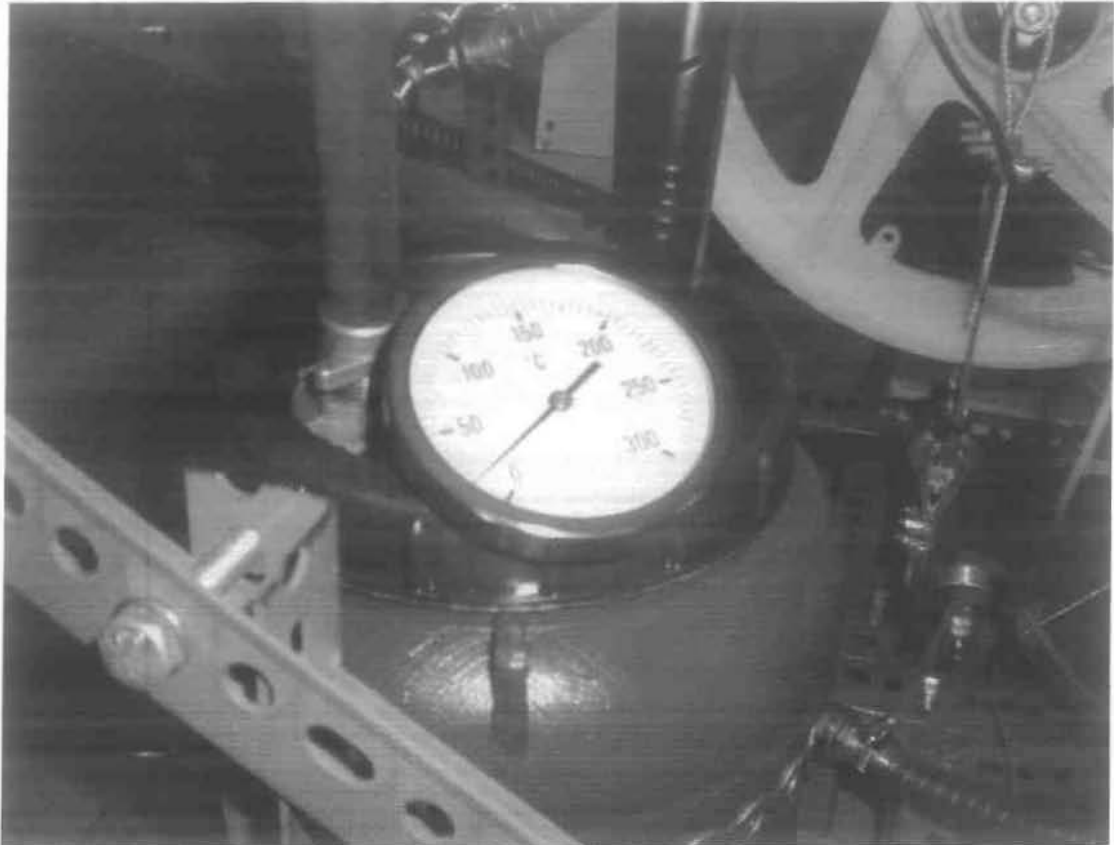
28) Ψευδο-ελαιολεκάνη (carter) και δίκτυο αποστράγγισης λαδιού



29) Συλλέκτης λαδιού επιστροφής



30) Δεξαμενή λαδιού



31) Θερμόμετρο δεξαμενής λαδιού(ένδειξη μέσης θερμοκρασίας)



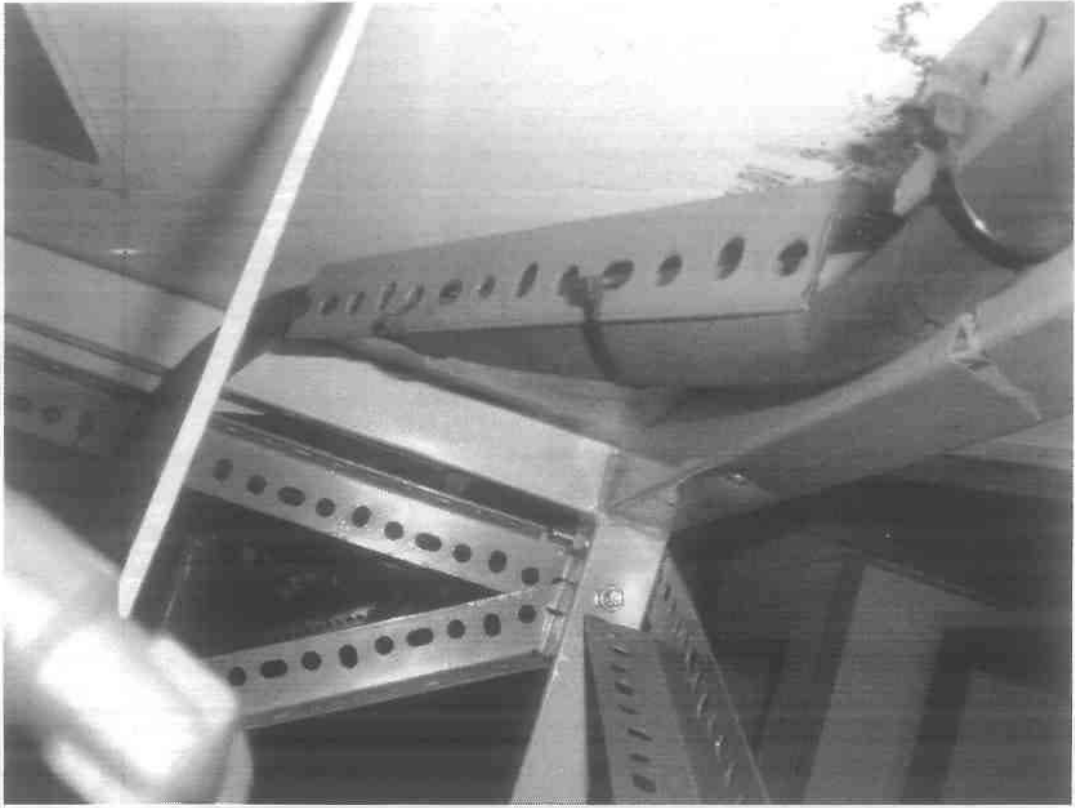
32)Θερμαντήρας λιπαντικού



α)

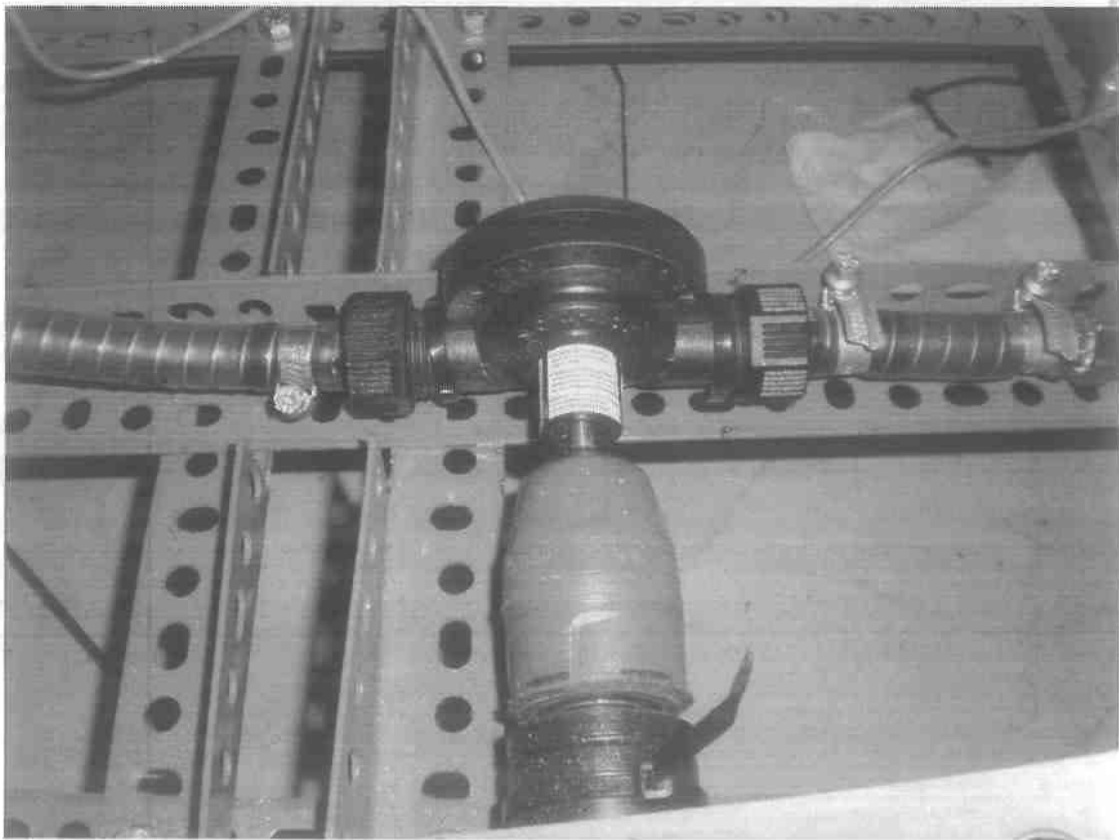


β)

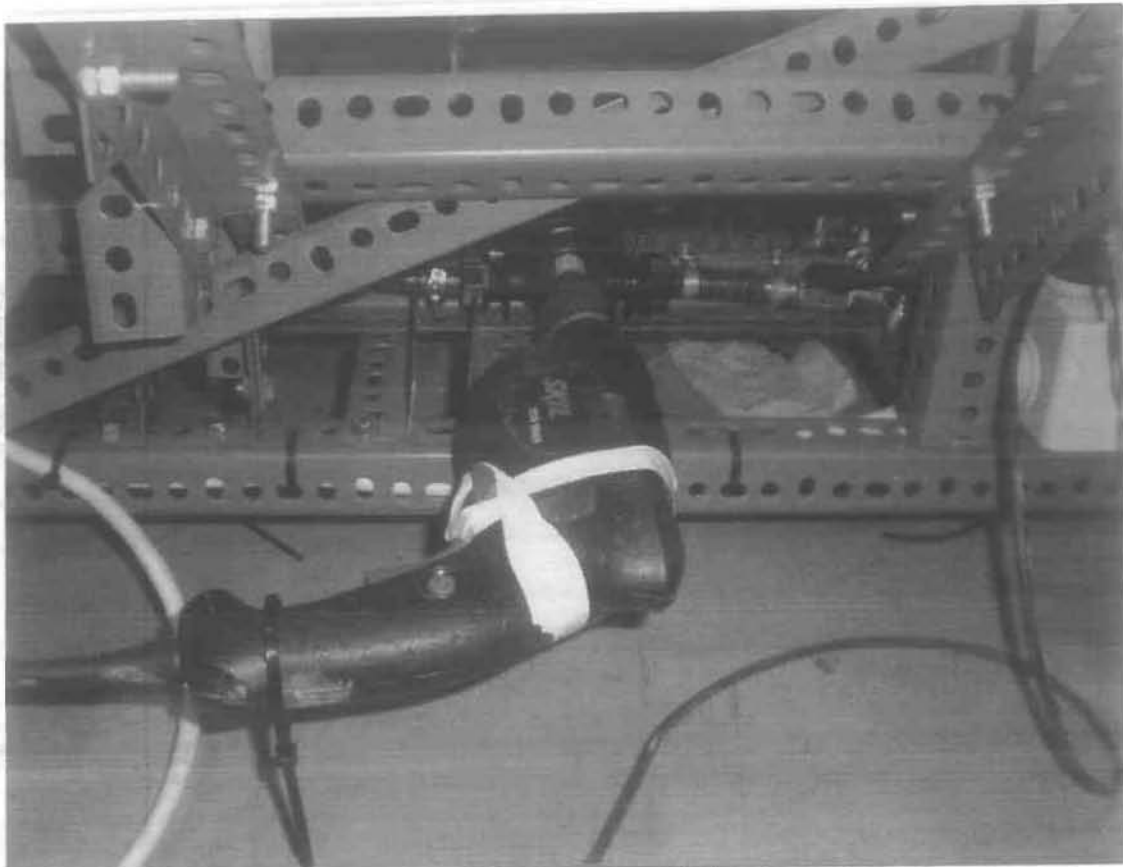


γ)

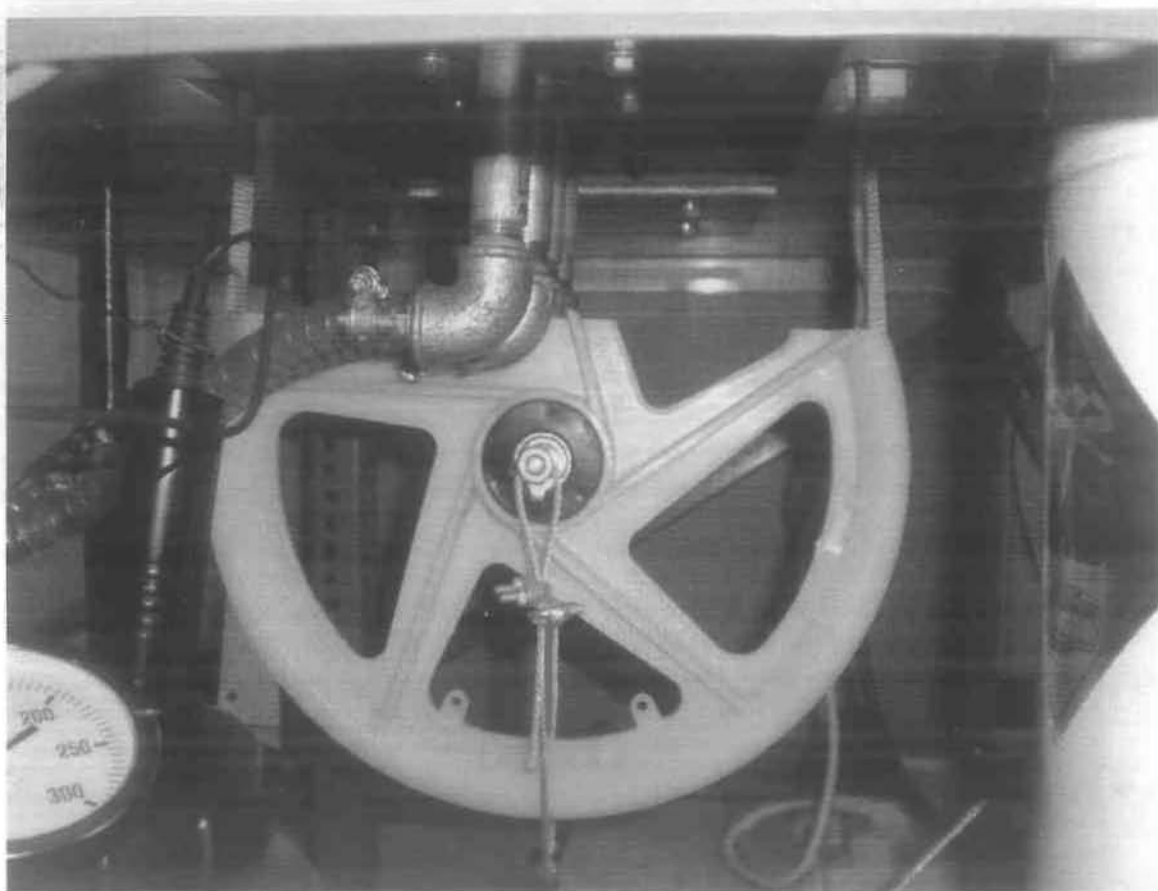
33) α),β),γ) Δίκτυο σωληνώσεων λίπανσης



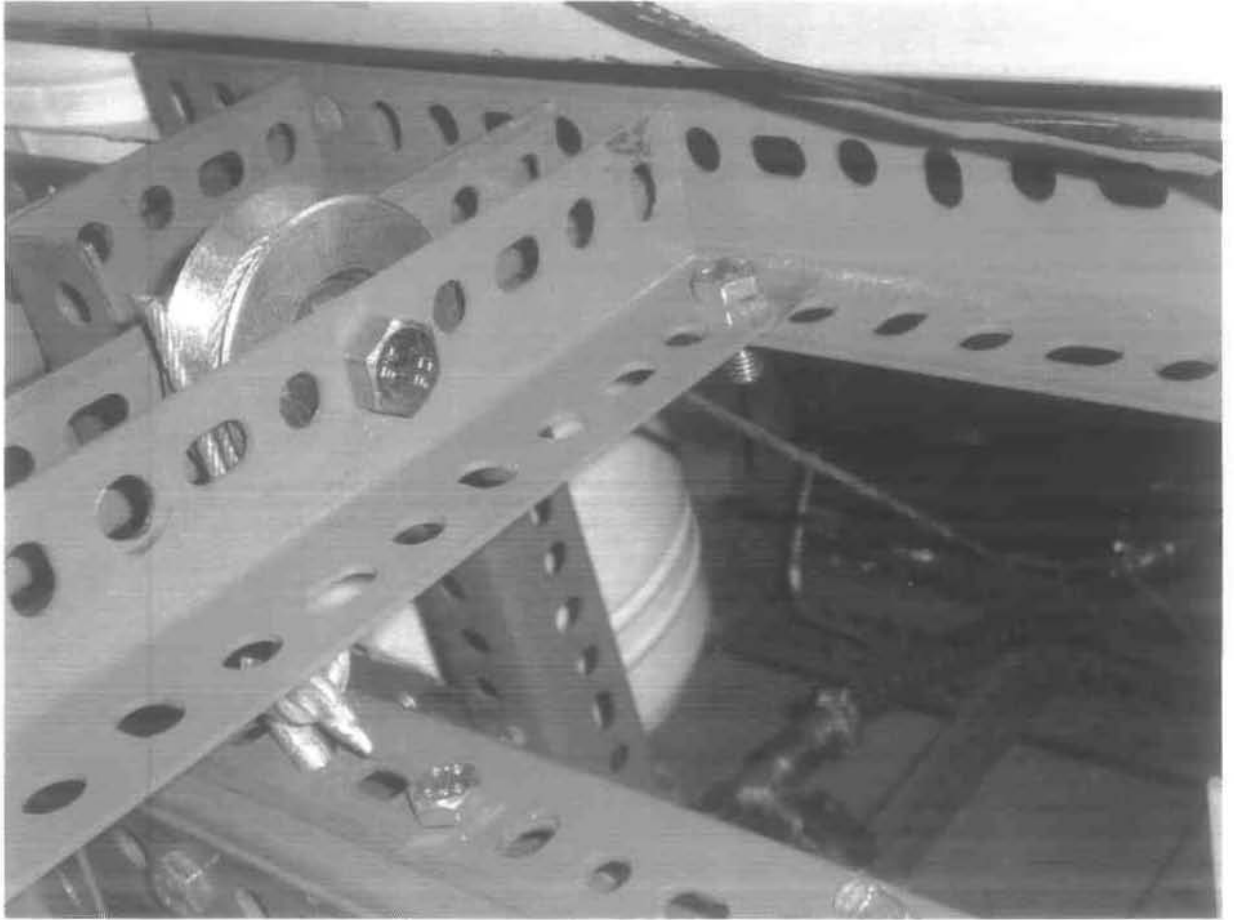
α)



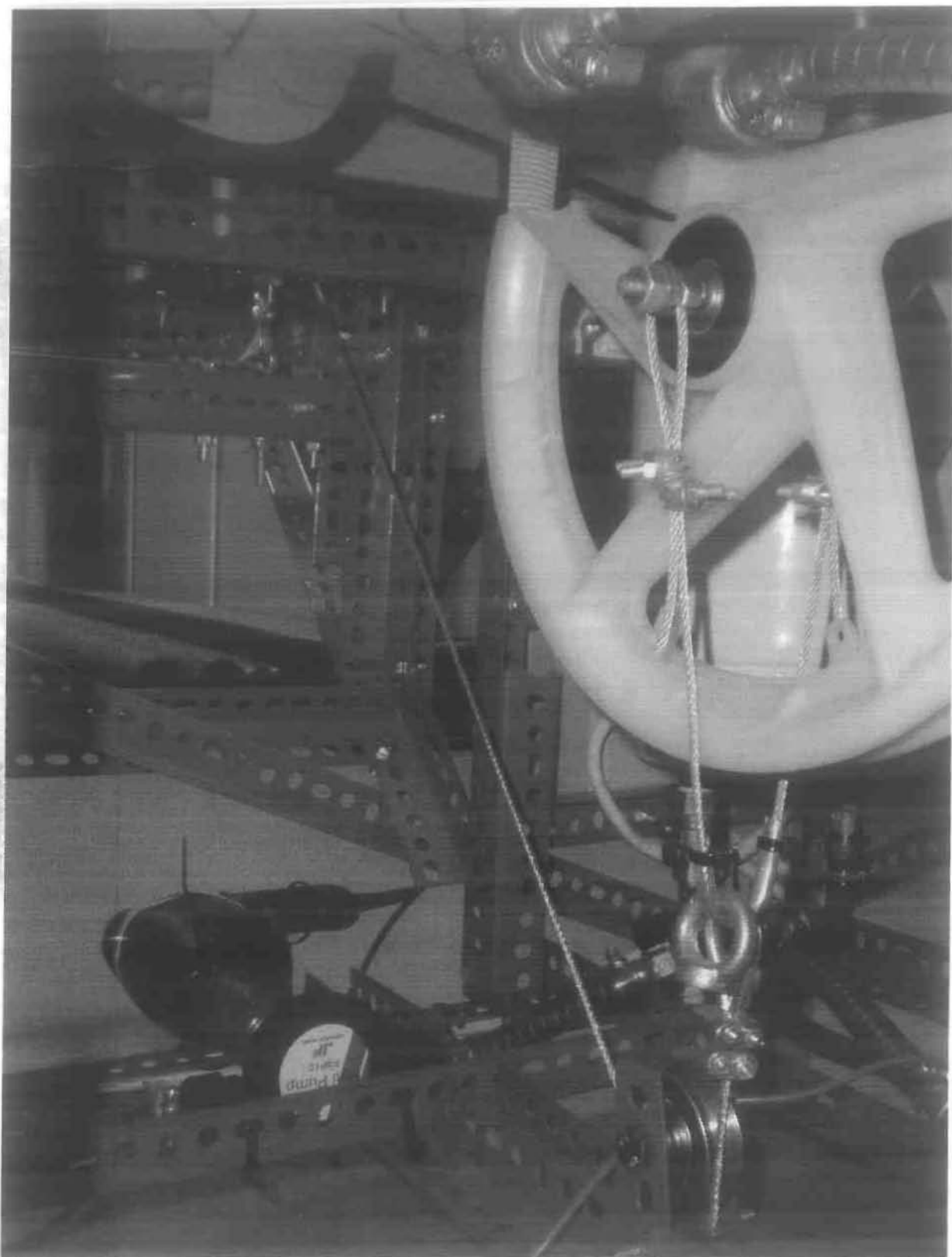
34) α),β) Αντλία λαδιού (τρυπάνι περιστροφής)



35) Τροχός μεταφοράς του επιβαλλόμενου φορτίου στο πλωτό έδρανο

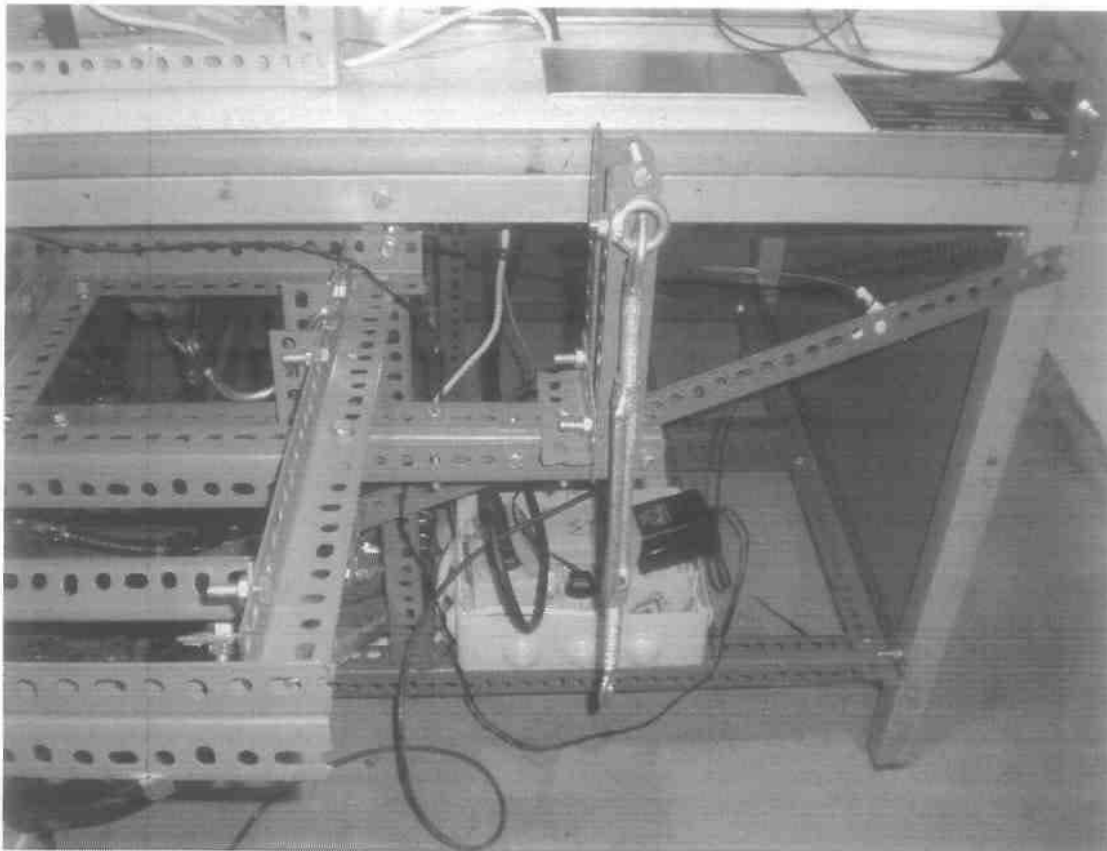


a)

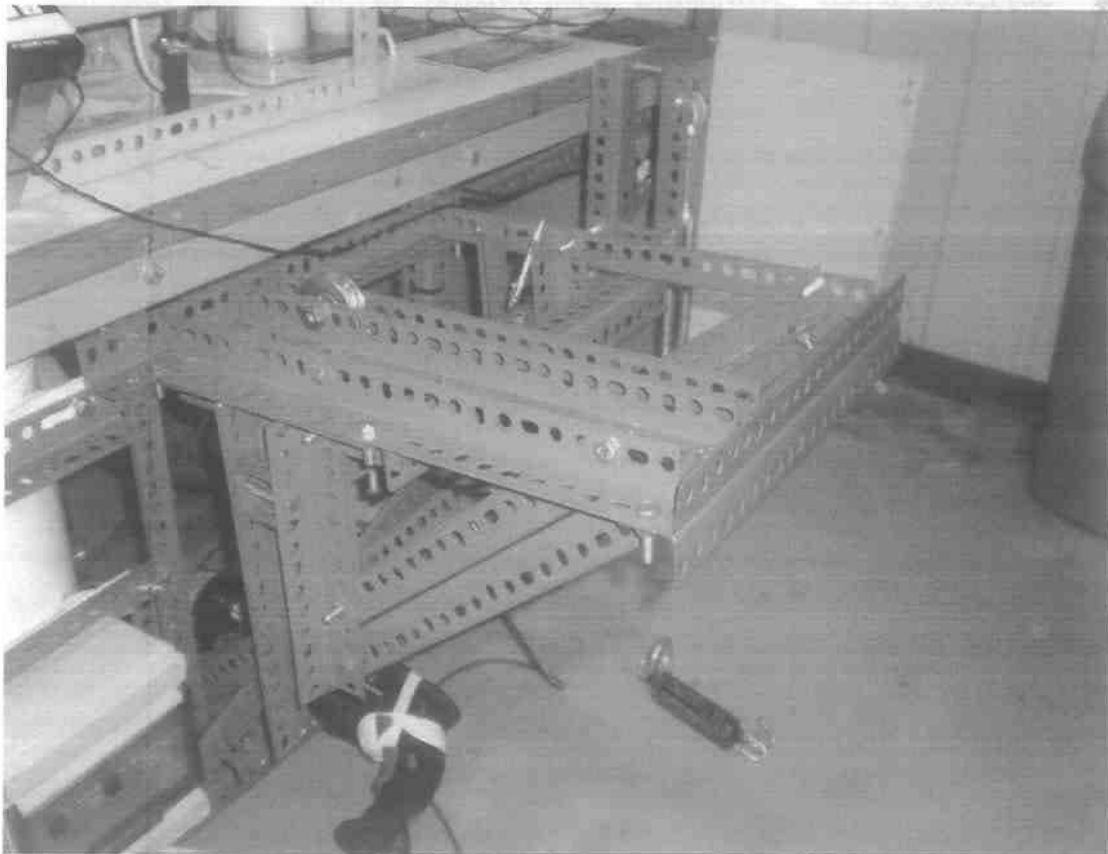


β)

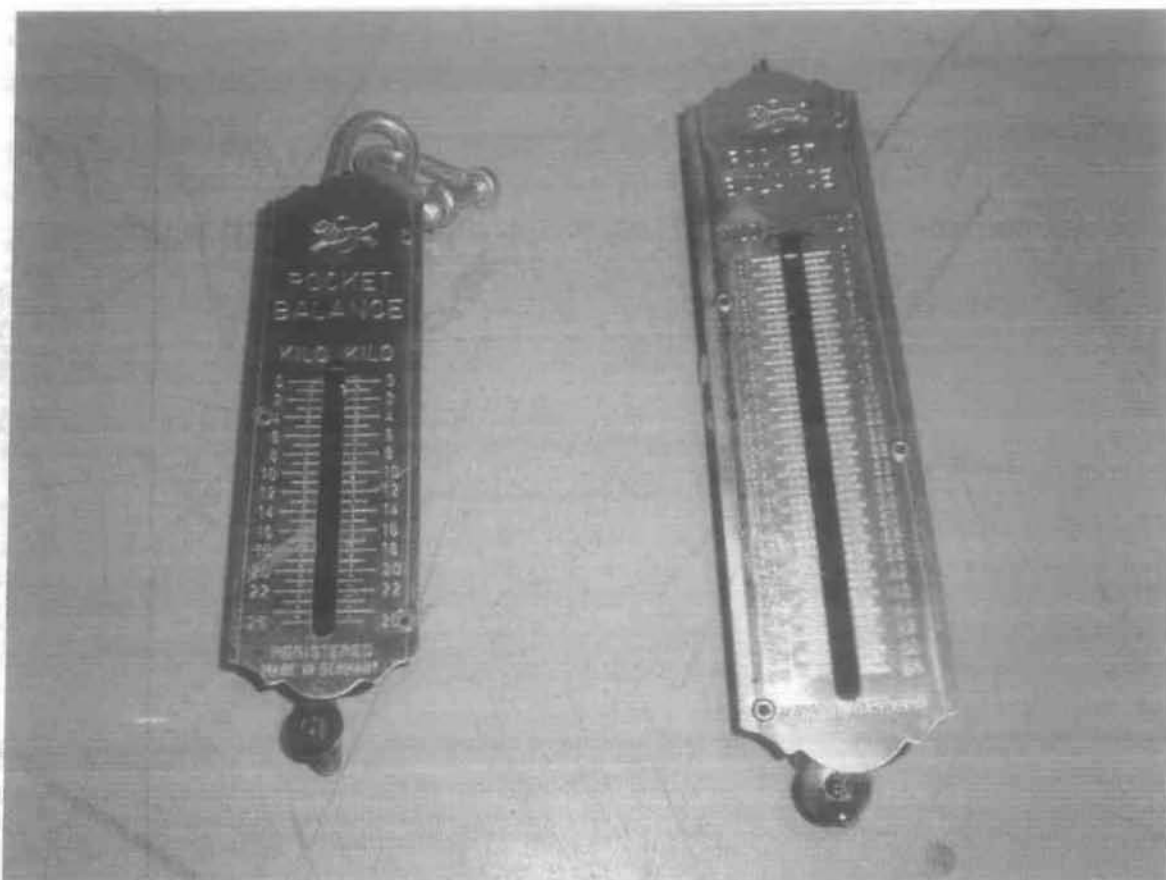
36) α),β) Σύστημα τροχαλιών και συρματοσχοίνων για την επιβολή κατάλληλου φορτίου στο πλωτό έδρανο



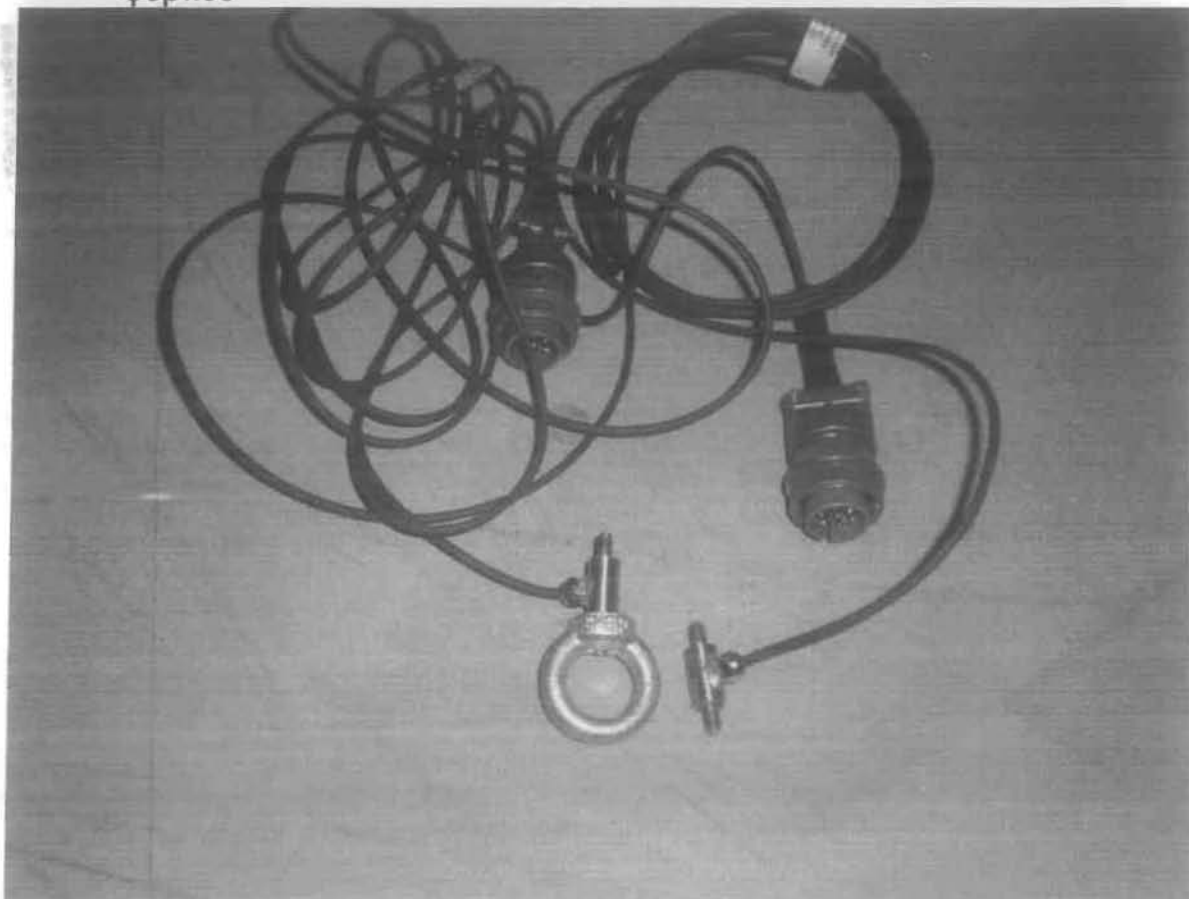
37) Μοχλός άσκησης φορτίου



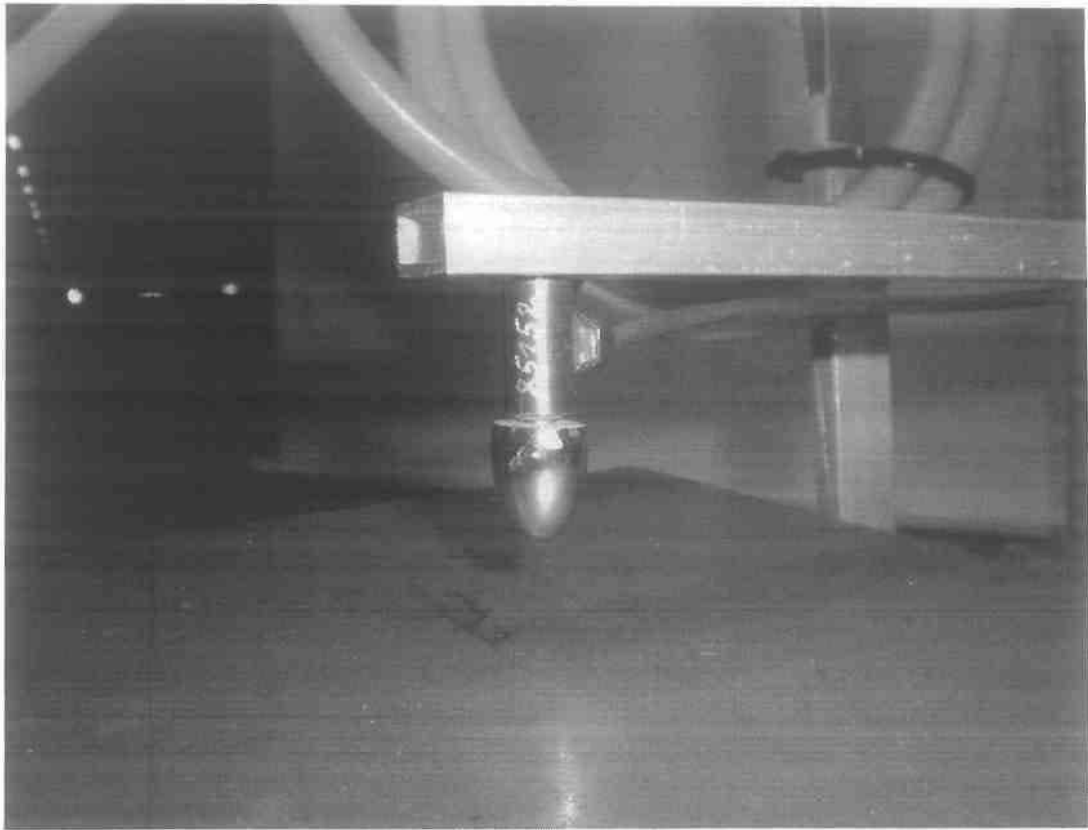
38) Πλαίσιο στήριξης και παραλαβής φορτίου από το μοχλό άσκησης φορτίου



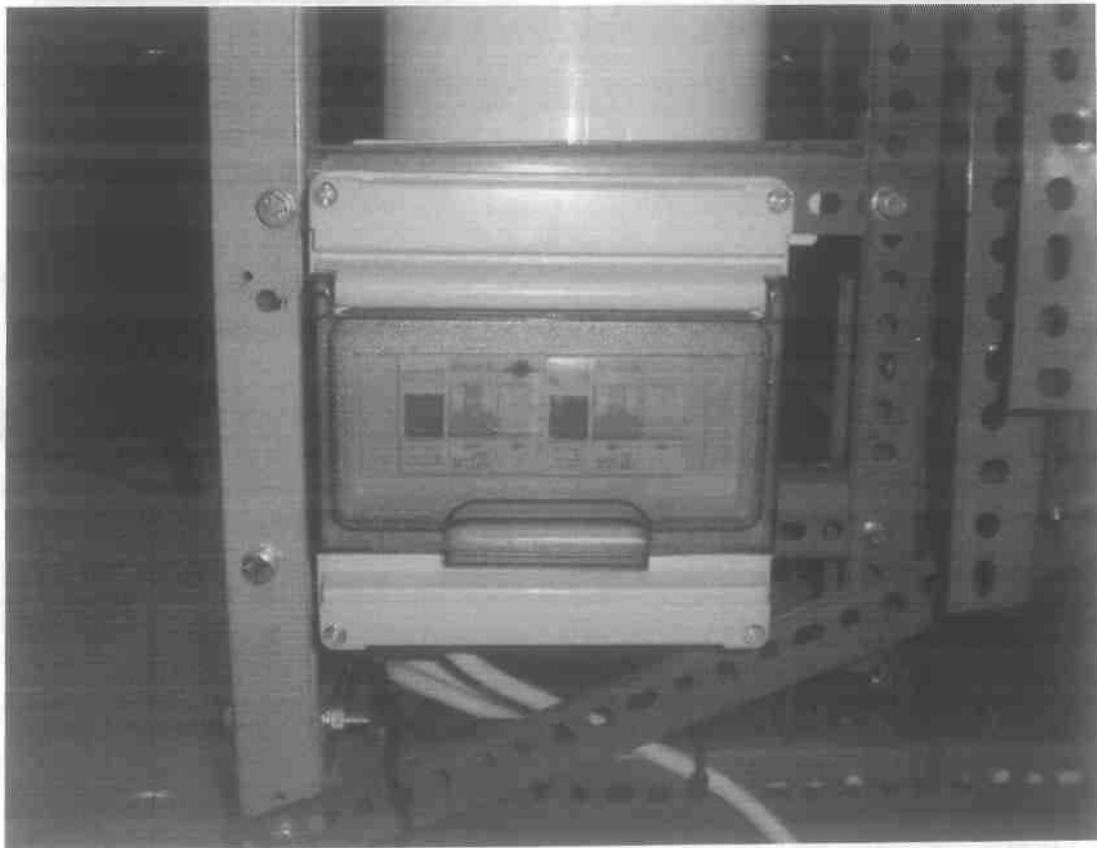
39) Εναλλακτικά ελατηριωτά δυναμόμετρα μέτρησης του ασκούμενου φορτίου



40) Πιεζομετρικοί αισθητήρες μέτρησης του ασκούμενου φορτίου



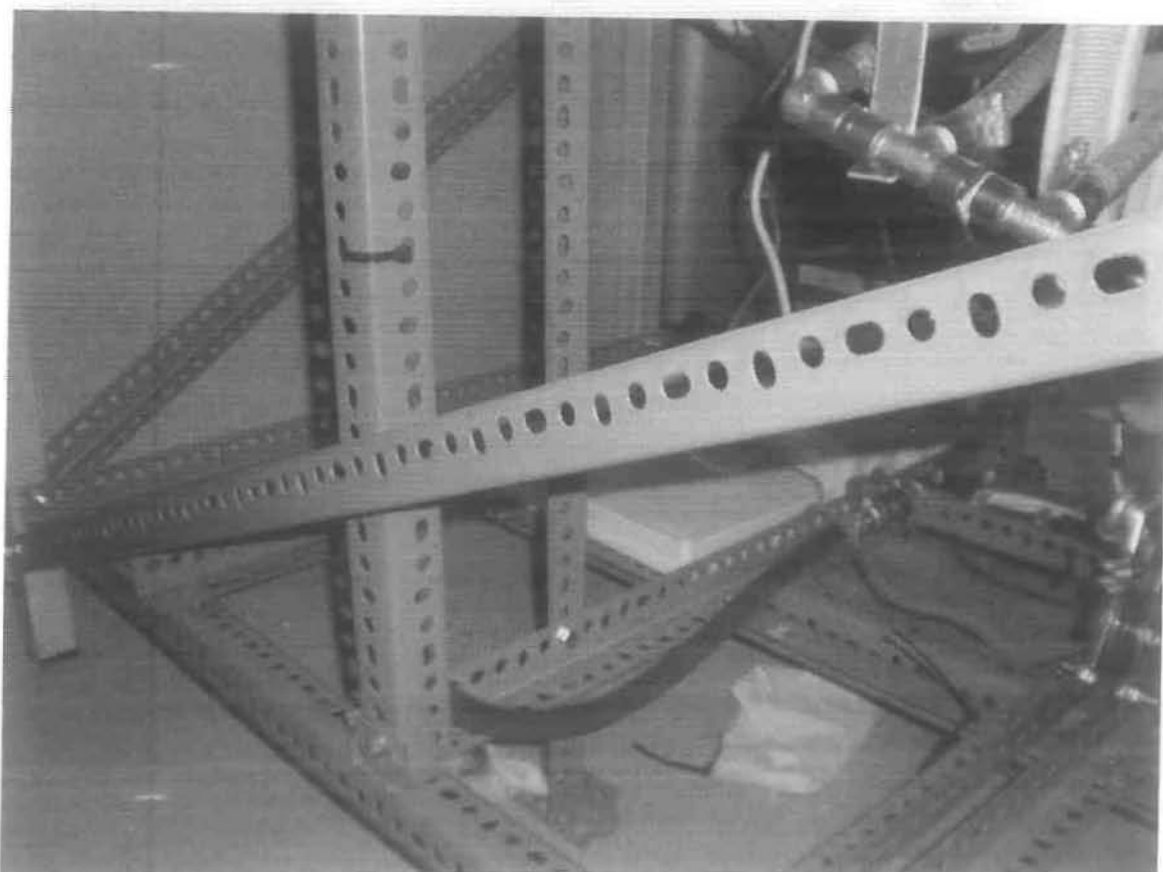
41) Πιεζομετρικοί αισθητήρες της ασκούμενης ροπής τριβής στο πλωτό έδρανο



42) Ηλεκτρικός πίνακας έλεγχου



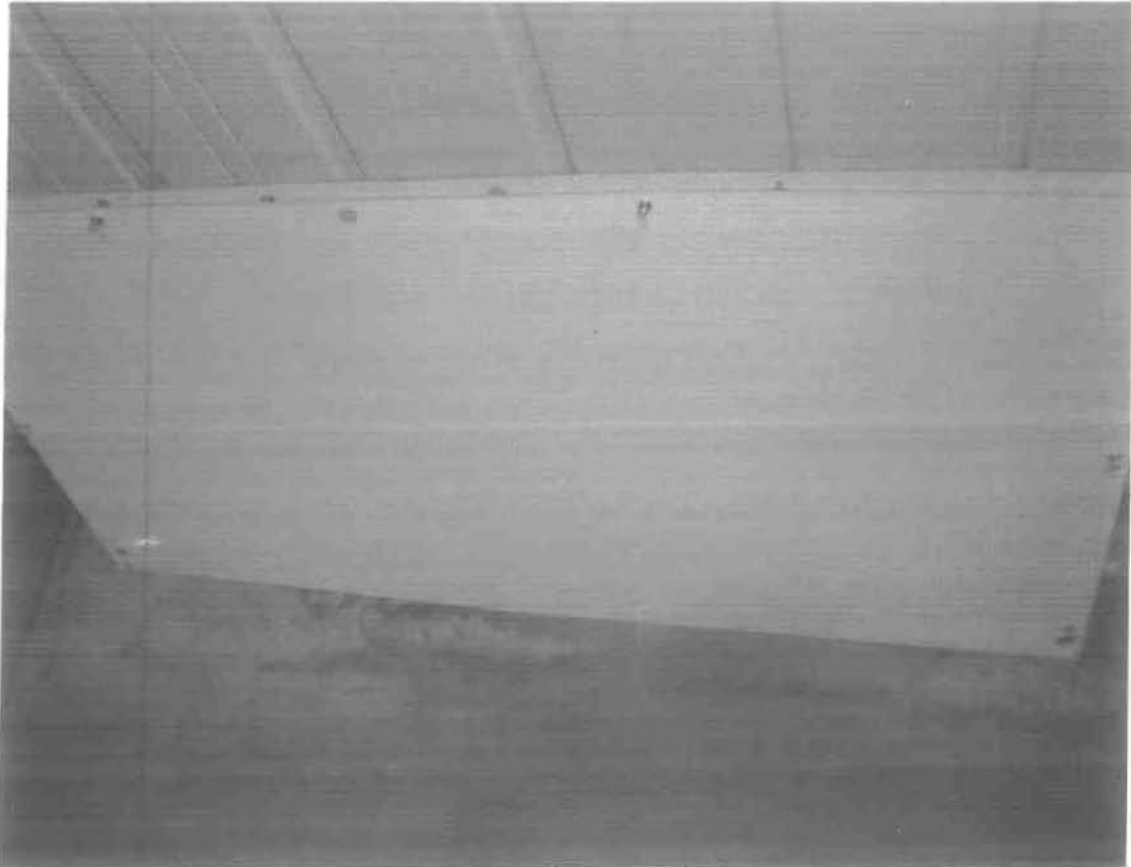
43) Πολύπριζο



44) Χωροδικτύωμα ενίσχυσης της στιβαρότητας της διάταξης του προσομοιωτή



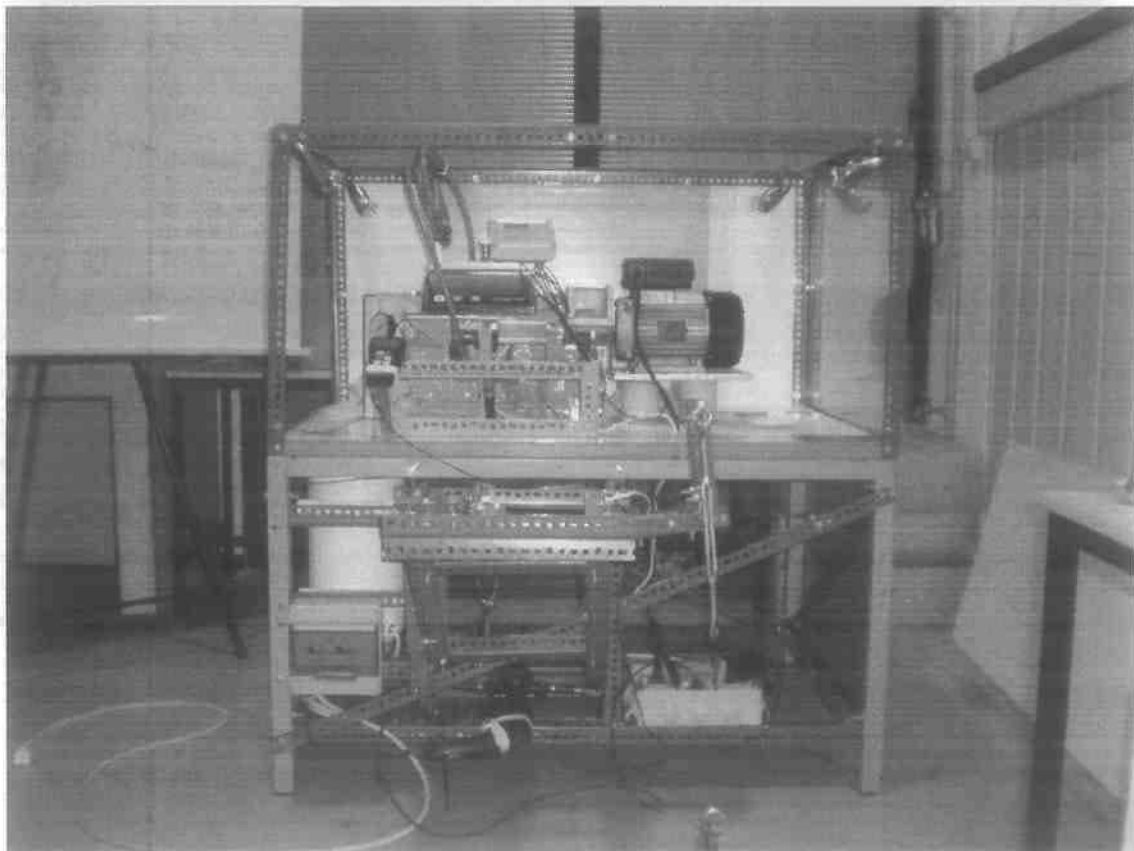
45) Δίκτυο φωτισμού της διάταξης



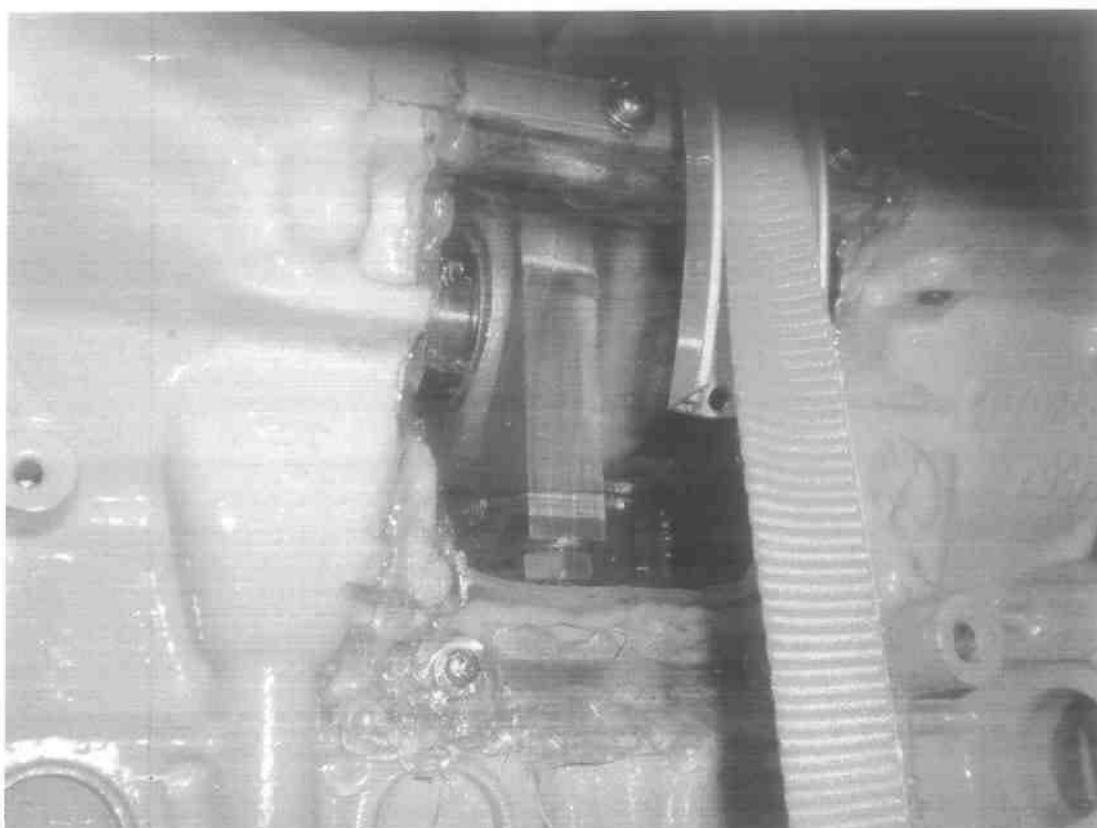
46) Προστατευτικά τοιχώματα τύπου πονοραν



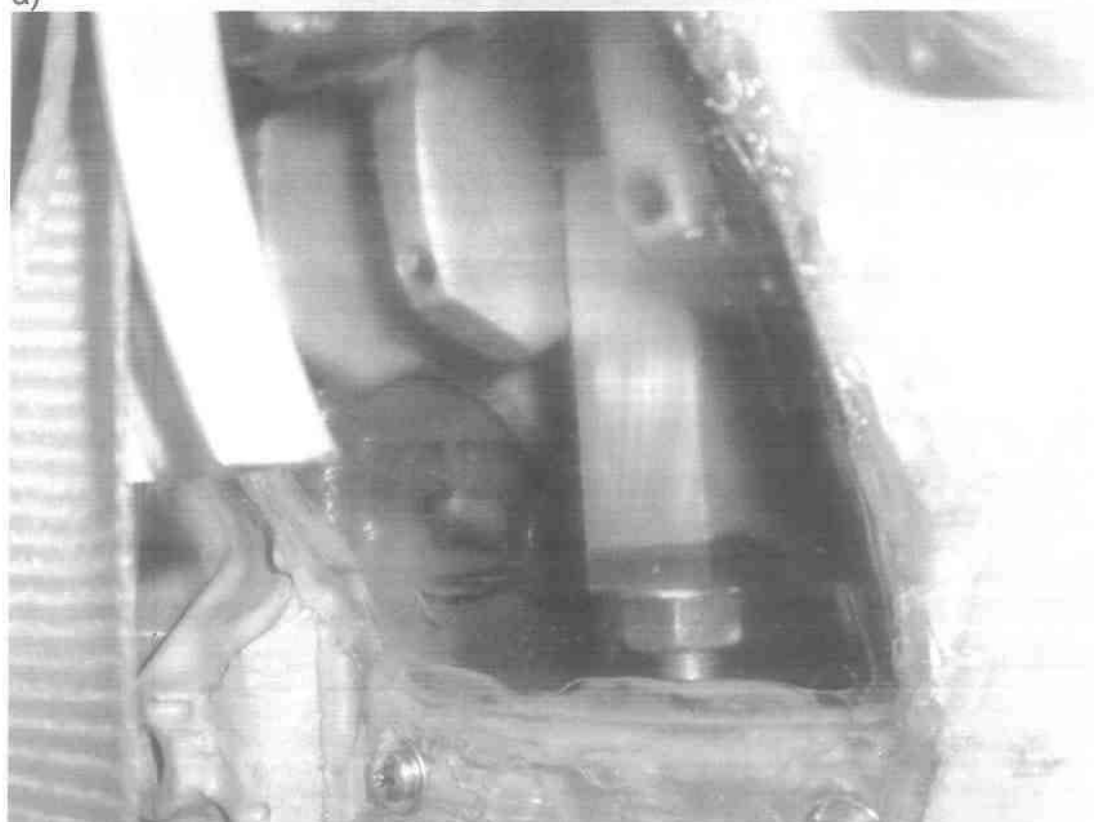
47) Προστατευτικά τοιχώματα τύπου plexiglass



48) Τράπεζα έδρασης όλων των παραπάνω συνεργαζομένων εξαρτημάτων



α)



β)

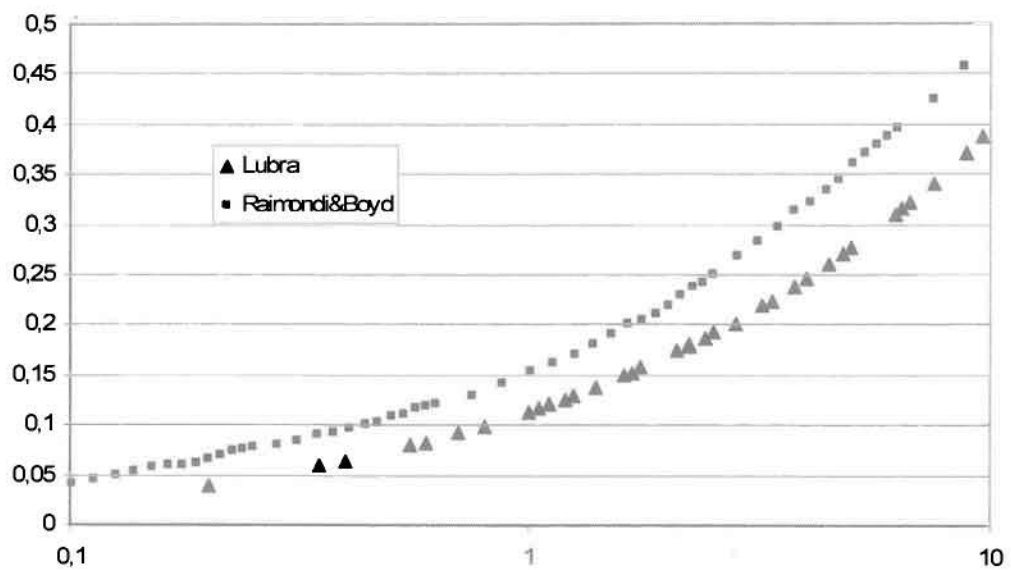
49) α),β) Θύρες επίβλεψης πλωτού εδράνου από plexiglass



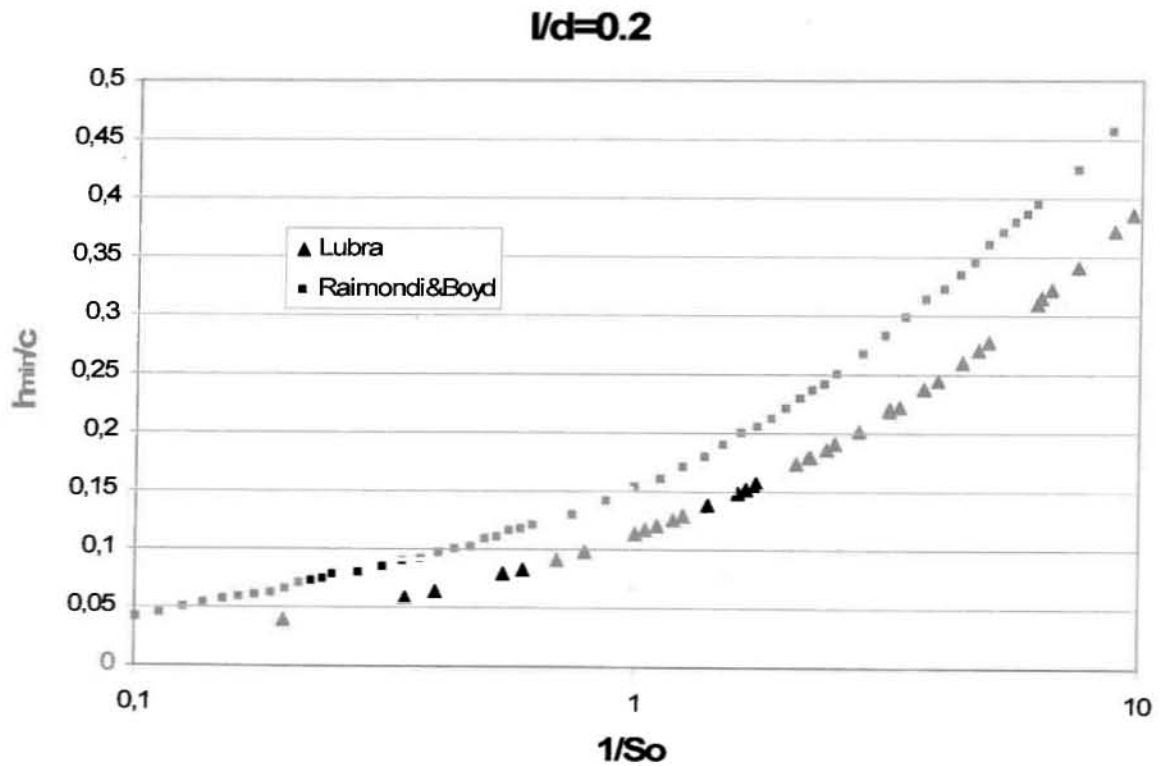
50) Μετρητικό όργανο πιεζομετρικών αισθητήρων

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2

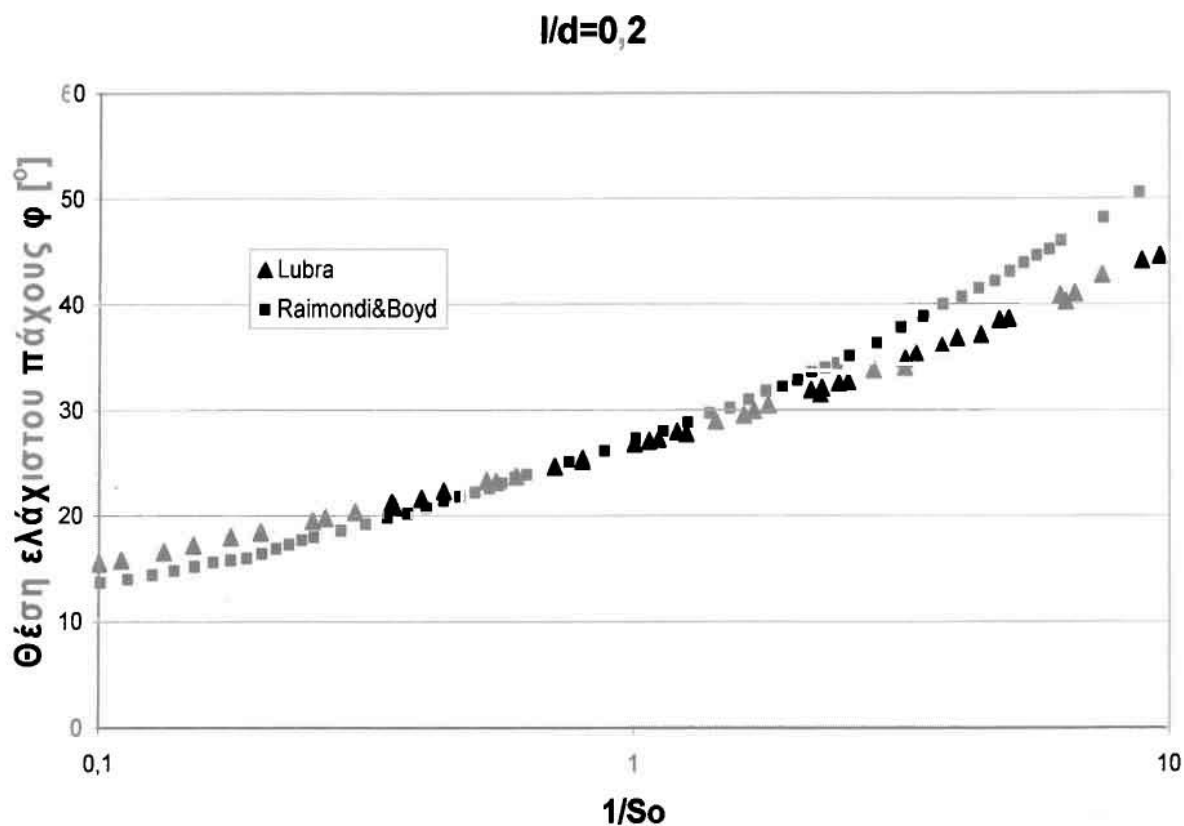
“ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΤΟΥ LUBRA ΜΕ ΤΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ BOYD-RAIMONDI”



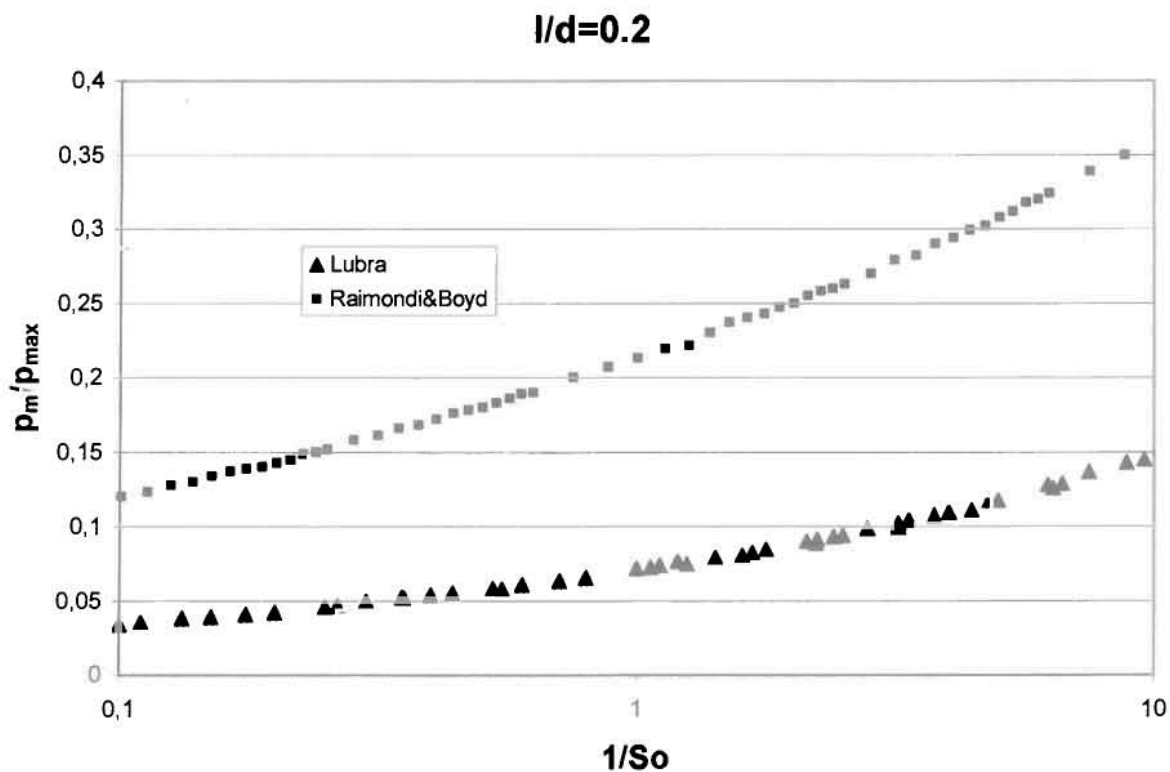
ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΤΟΥ LUBRA ΜΕ ΤΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ BOYD-RAIMONDI



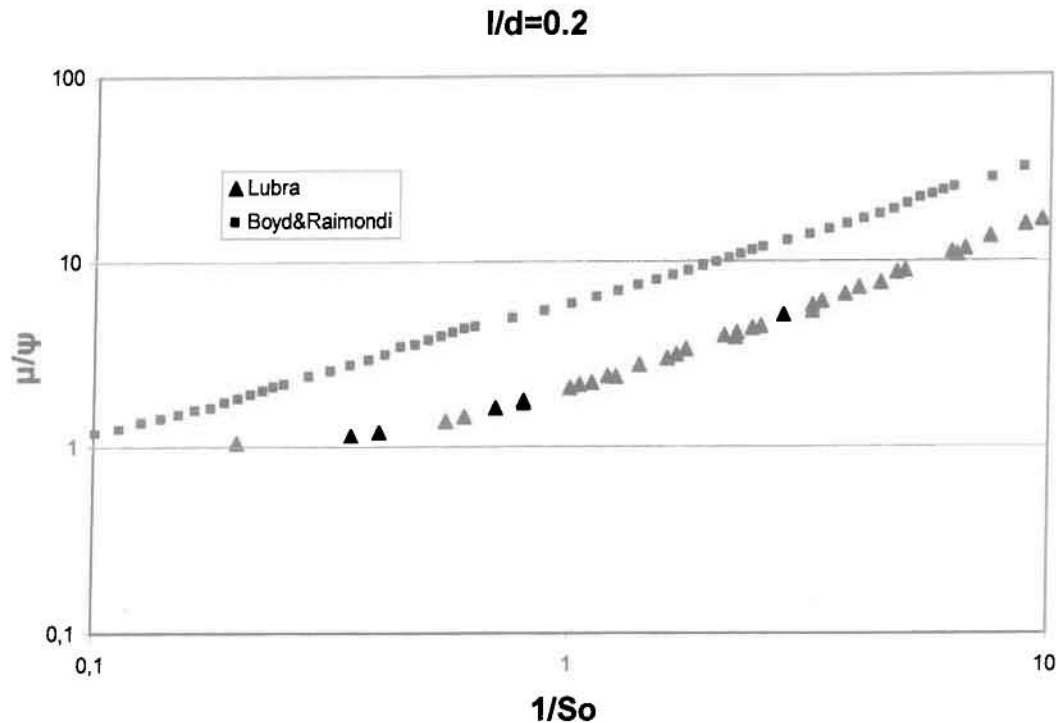
Σχήμα Π2.1 Σύγκριση καμπολών $h_{min}/c - 1/So$ που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα



Σχήμα Π2.2 Σύγκριση καμπυλών $\phi - 1/So$ που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα.

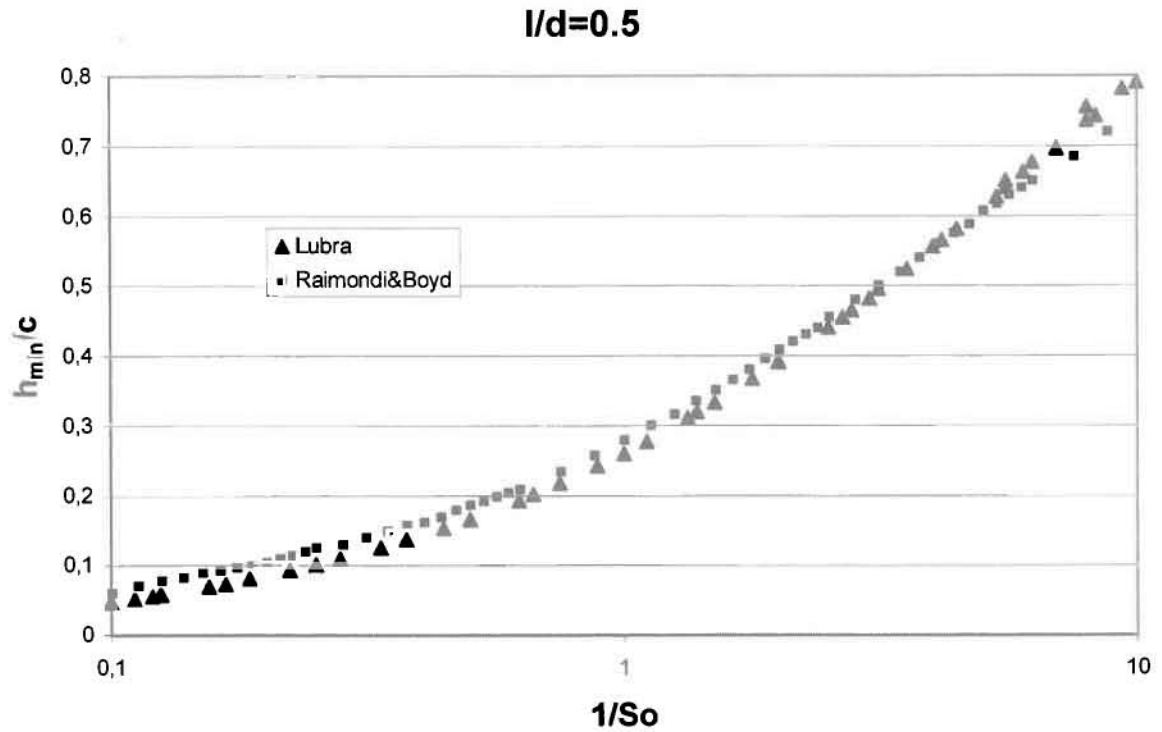


Σχήμα Π2.3 Σύγκριση καμπυλών $\rho_m/\rho_{max} - 1/So$ που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα.

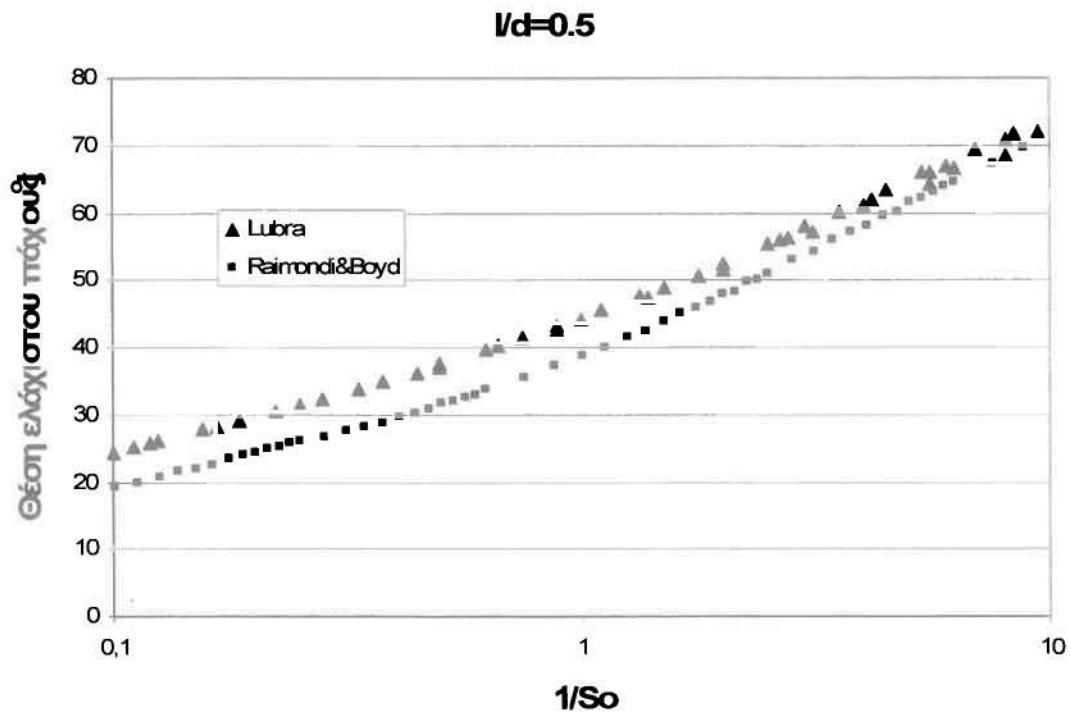


Σχήμα Π2.4 Σύγκριση καμπόλων $\mu/\psi - 1/S_o$ που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα

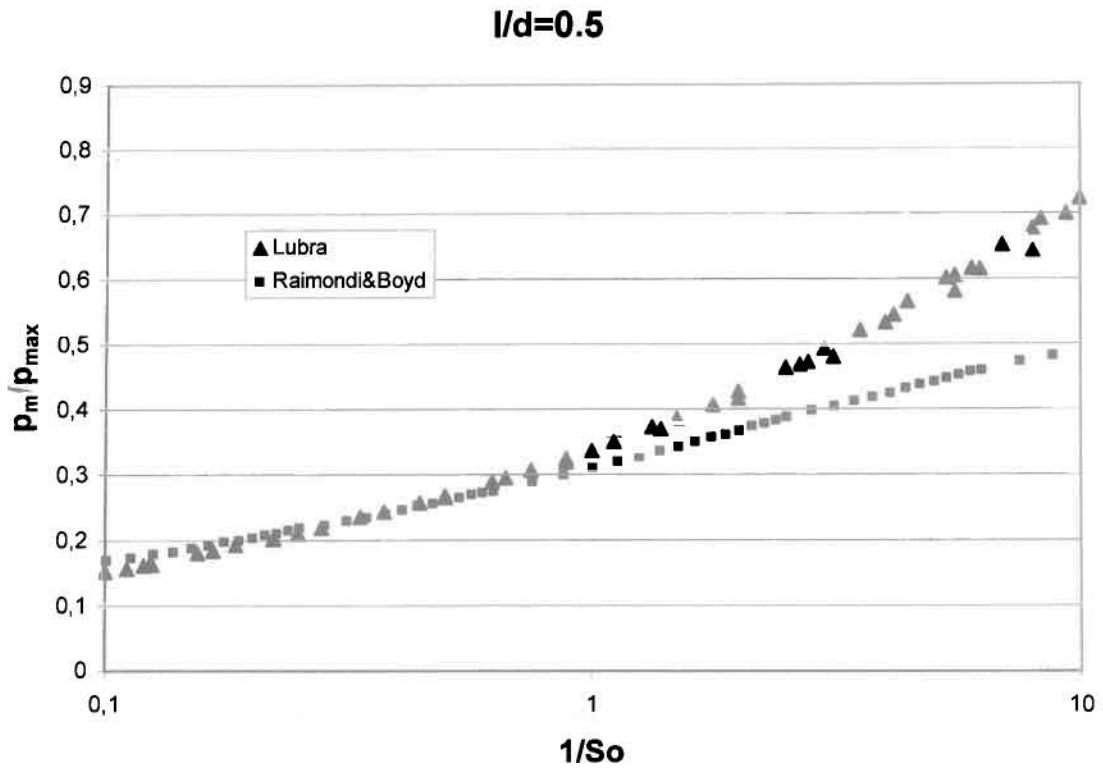
- Γενικά παρατηρείται υπερεκτίμηση της τιμής του ελάχιστου πάχους της λιπαντικής μεμβράνης με το μοντέλο Raimondi-Boyd
- Γενικά παρατηρείται υπερεκτίμηση της γωνίας ισορροπίας με το μοντέλο Lubra σε λειτουργία ισχυρών φορτίων και υποεκτίμηση σε λειτουργία αυξημένων ταχυτήτων. Τα δυο μοντέλα συγκλίνουν για τιμές $1/S_o$ στην περιοχή της μονάδας
- 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
- Υπάρχει έντονη διαφοροποίηση των τάσεων των δυο μοντέλων με το μοντέλο Raimondi-Boyd να δίνει σαφώς μεγαλύτερες τιμές του συντελεστή τριβής



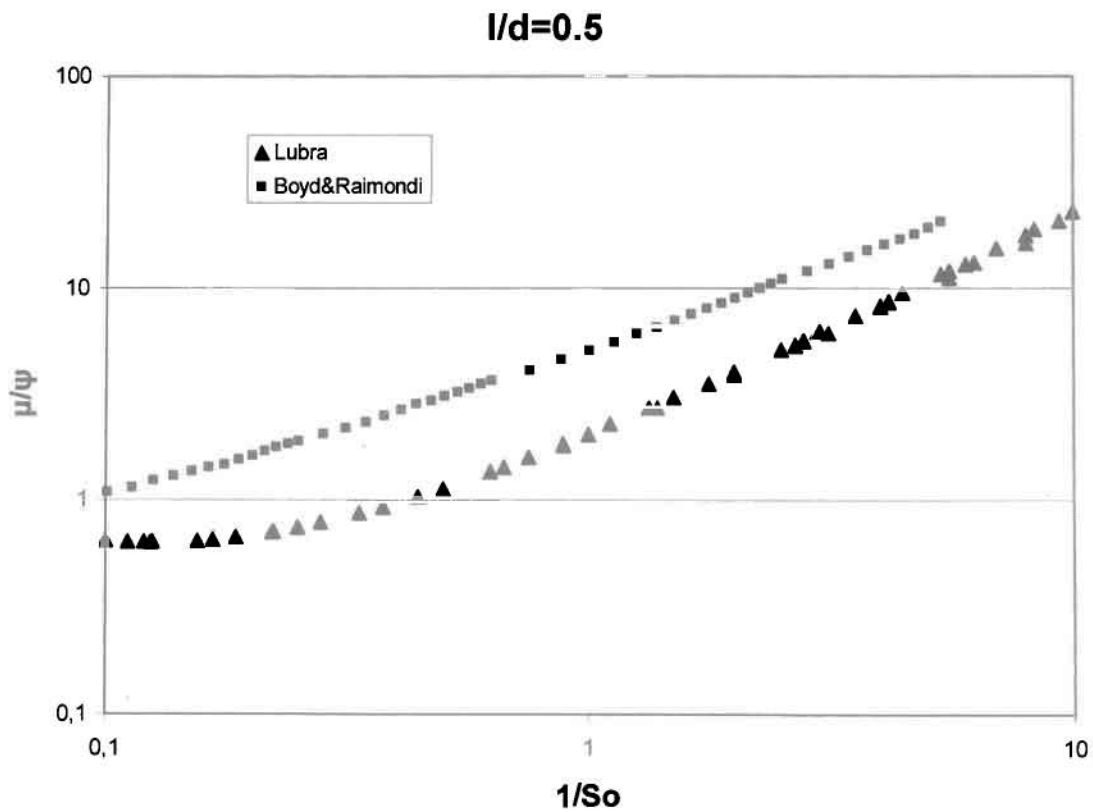
Σχήμα Π2.5 Σύγκριση καμπυλών $h_{min}/c - 1/So$ που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα.



Σχήμα Π2.6 Σύγκριση καμπυλών $\phi - 1/So$ που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα.

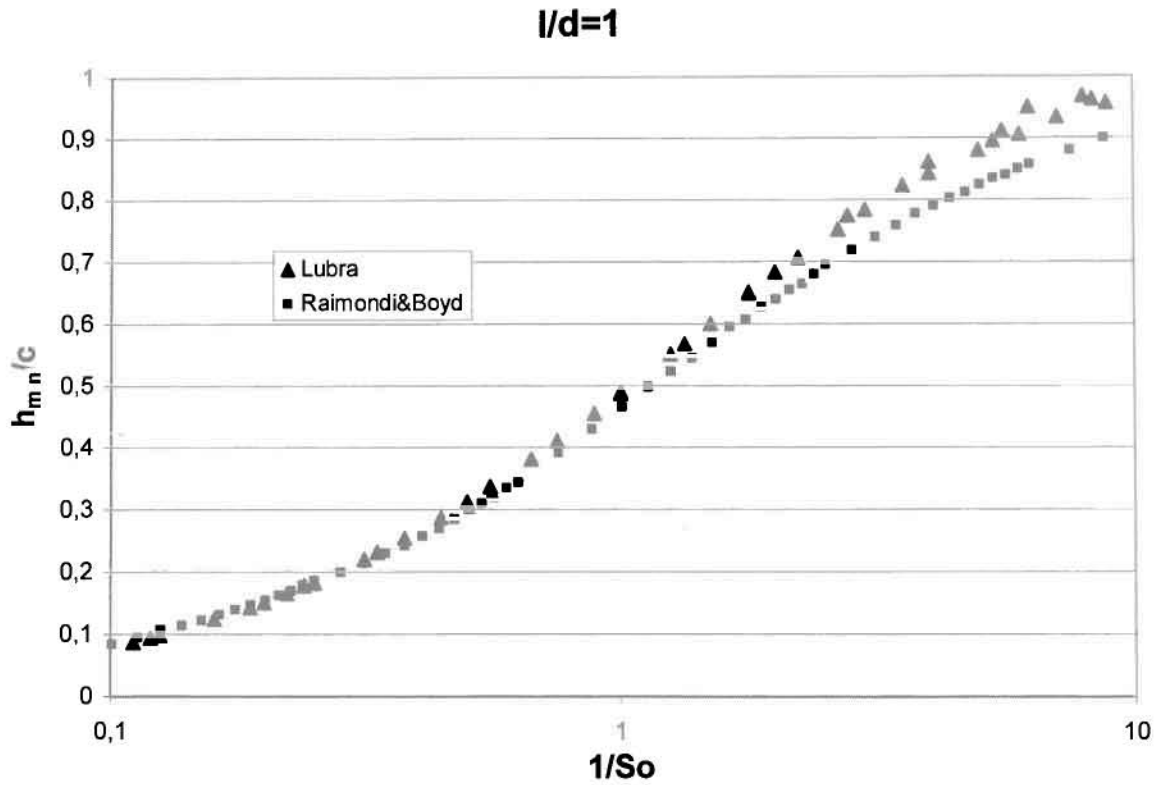


Σχήμα Π2.7 Σύγκριση καμπυλών $p_m/p_{max} - 1/So$ που εξάγονται με τα μοντέλα *Lubra* και *Raimondi-Boyd* αντίστοιχα

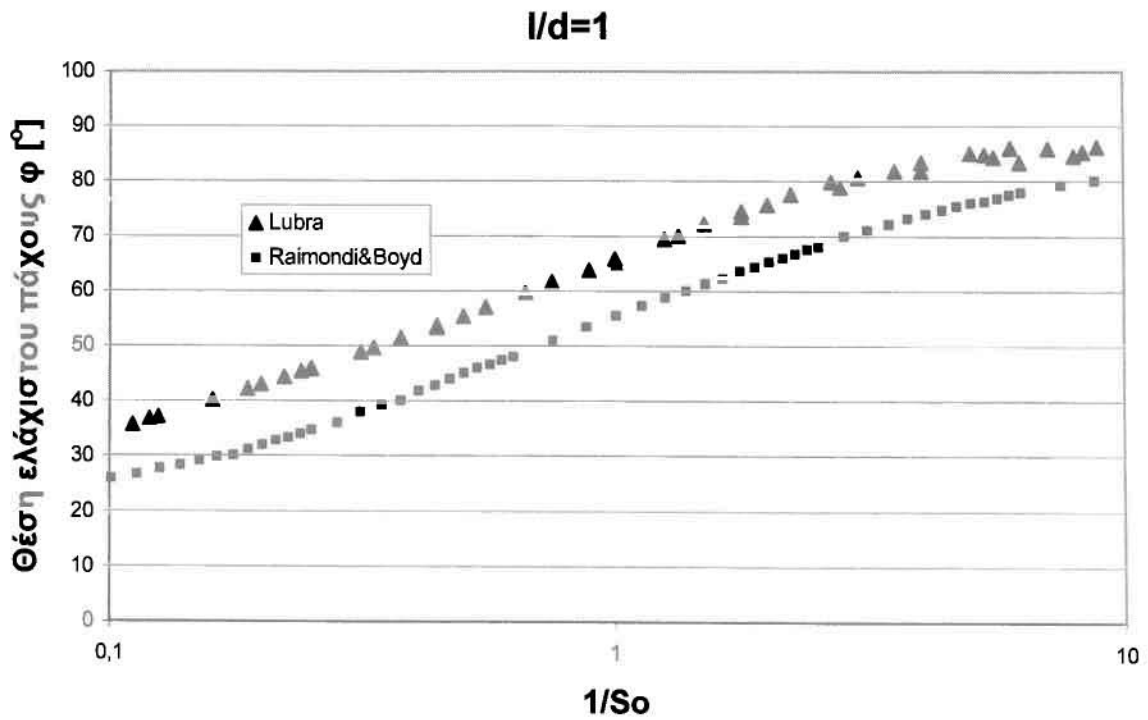


Σχήμα Π2.8 Σύγκριση καμπυλών $\mu/\psi - 1/So$ που εξάγονται με τα μοντέλα *Lubra* και *Raimondi-Boyd* αντίστοιχα

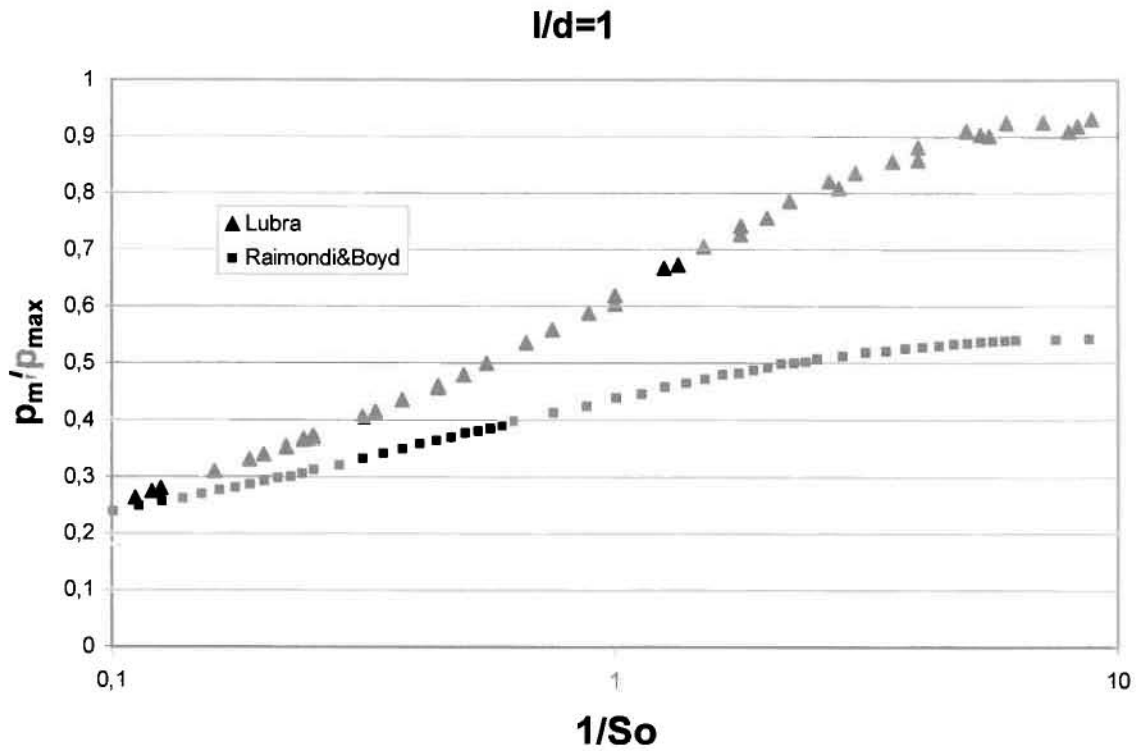
- Παρατηρείται καλή συμφωνία των δυο μοντέλων για τιμές $1/S_0$ από 0.5 έως 8. Για χαμηλότερες τιμές από 0.5 με το μοντέλο Lubra γίνεται υποεκτίμηση της τιμής του ελάχιστου πάχους της λιπαντικής μεμβράνης ενώ αντίστοιχα για τιμές μεγαλύτερες του 0.8 γίνεται αισθητή υπερεκτίμηση της
- Το μοντέλο Lubra φαίνεται να φτάνει για αισθητά μικρότερες τιμές του $1/S_0$ σε συνθήκες ομοκεντρικού εδράνου
- Γενικά παρατηρείται υπερεκτίμηση της γωνίας ισορροπίας με το μοντέλο Lubra σε όλο το φάσμα λειτουργίας του εδράνου
- Η παρατηρούμενη διαφορά (περίπου 5°) εκφυλίζεται πρακτικά για τιμές $1/S_0 > 10$ όπου τα δυο μοντέλα συγκλίνουν. Η περιοχή σύγκλισης αναφέρεται στο ομοκεντρικό έδρανο (έδρανο Petroff)
- 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)
- 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 μ/ψ για τιμή $1/S_0$ ελαφρώς μεγαλύτερη του 0.1



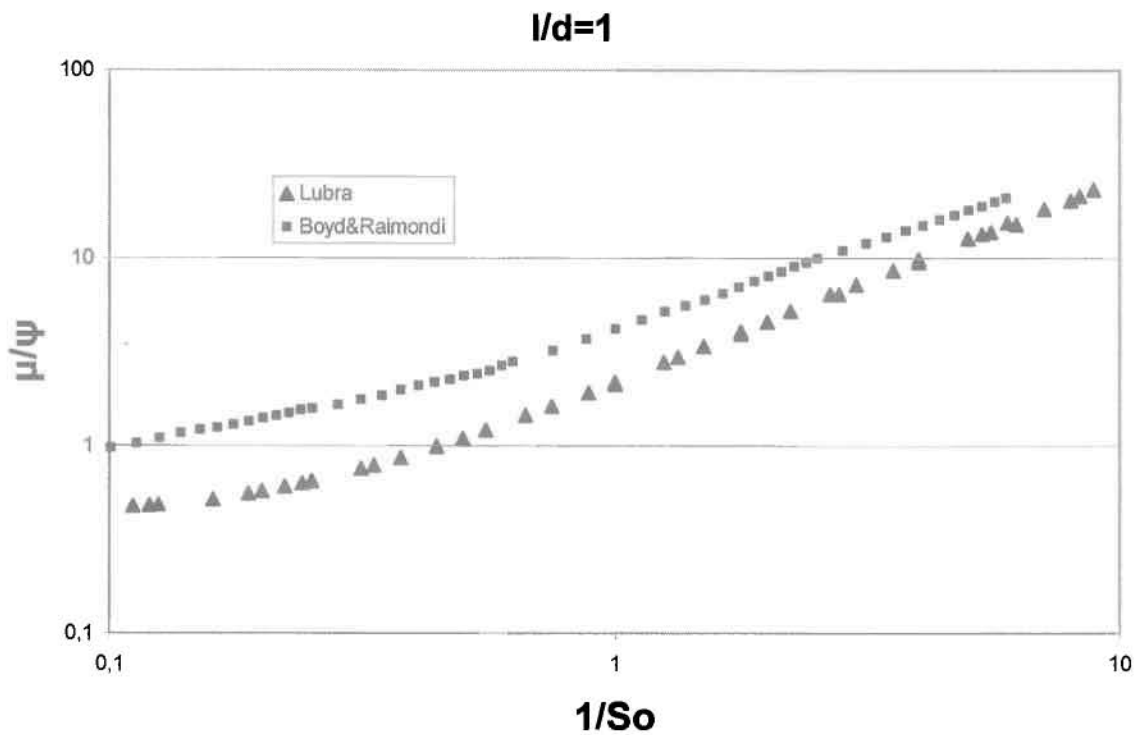
Σχήμα Π2.9 Σύγκριση καμπυλών $h_{min}/c - 1/So$ που εξάγονται με τα μοντέλα *Lubra* και *Raimondi-Boyd* αντίστοιχα.



Σχήμα Π2.10 Σύγκριση καμπυλών $\phi - 1/So$ που εξάγονται με τα μοντέλα *Lubra* και *Raimondi-Boyd* αντίστοιχα.



Σχήμα Π2.11 Σύγκριση καμπυλών $\rho_m/\rho_{max} - 1/So$ που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα



Σχήμα Π2.12 Σύγκριση καμπυλών $\mu/\psi - 1/So$ που εξάγονται με τα μοντέλα Lubra και Raimondi-Boyd αντίστοιχα

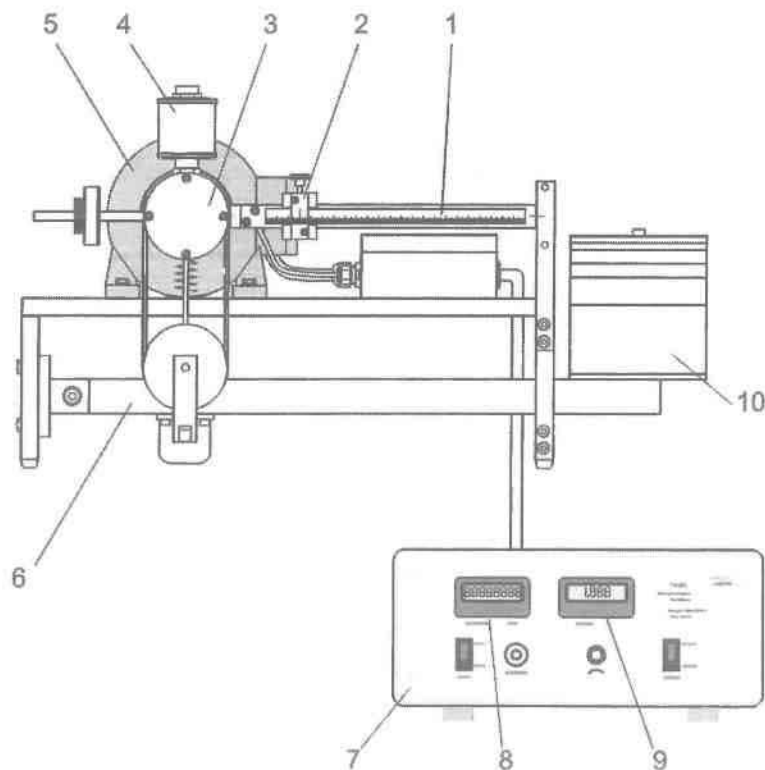
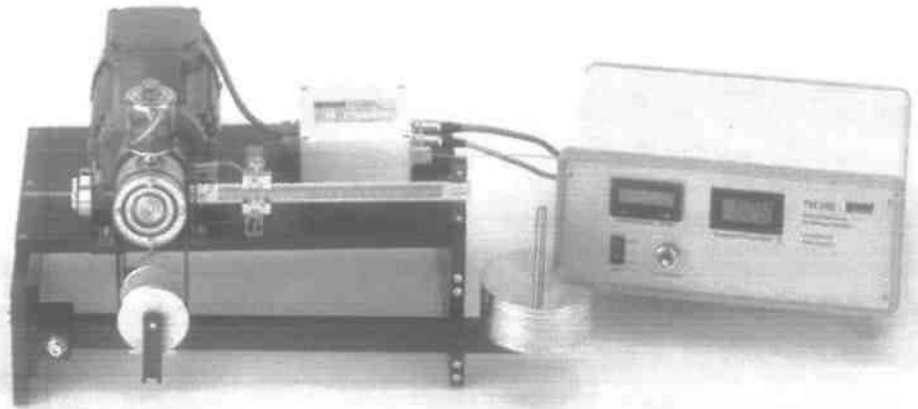
- Παρατηρείται καλή συμφωνία των δυο μοντέλων για τιμές $1/S_0$ έως 1. Για τιμές μεγαλύτερες του 1 γίνεται υπερεκτίμηση της τιμής του ελάχιστου πάχους της λιπαντικής μεμβράνης με το μοντέλο Lubra
- Το μοντέλο Lubra φαίνεται να φτάνει για αισθητά μικρότερες τιμές του $1/S_0$ σε συνθήκες ομοκεντρικού εδράνου
- Γενικά παρατηρείται υπερεκτίμηση της γωνίας ισορροπίας με το μοντέλο Lubra σε όλο το φάσμα λειτουργίας του εδράνου
- Η παρατηρούμενη διαφορά (περίπου 8°) εκφυλίζεται πρακτικά για τιμές $1/S_0 > 10$ όπου τα δυο μοντέλα συγκλίνουν. Η περιοχή σύγκλισης αναφέρεται στο ομοκεντρικό έδρανο (έδρανο Petroff)
- 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)
- 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 μ/ψ για τιμή $1/S_0$ ελαφρώς μεγαλύτερη του 0.1

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 3

**“ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΩΝ
ΑΑΑΩΝ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΩΝ ”**

ΠΕΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΤΩΝ ΑΛΛΩΝ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΩΝ

Journal Bearing Friction Apparatus



- 1) Friction moment measuring lever, 2) Sliding weight, 3) Bearing housing, 4) Wick oiler, 5) Drive motor, 6) Load lever, 7) Control unit, 8) Speed display, 9) Temperature display, 10) Load weight

Mode of operation of a hydrodynamic journal bearing: build-up of a load-bearing oil film at increasing speed

Specification

- [1] Unit to investigate basic tribological topics
- [2] Radial journal bearing with stainless steel shaft journal and free-moving bronze bearing shells
- [3] Three-phase AC motor with frequency converter for speed control
- [4] Load applied to journal bearing using a mechanical lever, transmission ratio 5:1
- [5] Measurement of friction moment achieved through the use of a lever with sliding weight
- [6] Balance weight to compensate for the intrinsic weight of the measuring set-up
- [7] Drip lubrication for continuous lubricant supply (wick oiler)
- [8] Drip tray for leakage oil
- [9] Inductive speed sensor
- [10] Thermocouple for oil temperature measurement
- [11] Control housing with digital displays for oil temperature and speed, also allows speed to be varied

Technical Data

Journal bearing

- bearing journal diameter: **d=30mm**
- bearing width: **45mm**
- friction pairing: steel / bronze
- bearing load: **max. 525N**
- friction moment: **max. 295Nmm**

Three-phase AC motor

- power output: **0.37kW**
- Oil viscosity class: ISO VG 100

Measuring ranges

- temperature: **-50...200°C**
- speed: **0...3000rpm**

Weights

- **1x 50N, 1x 20N, 2x 10N, 2x 5N, 1x 25N** intrinsic weight of load unit
- **1x 1N** sliding weight

Dimensions and Weight

l x w x h : 600 x 400 x 250 mm (experimental unit)

l x w x h : 360 x 310 x 160 mm (control unit)

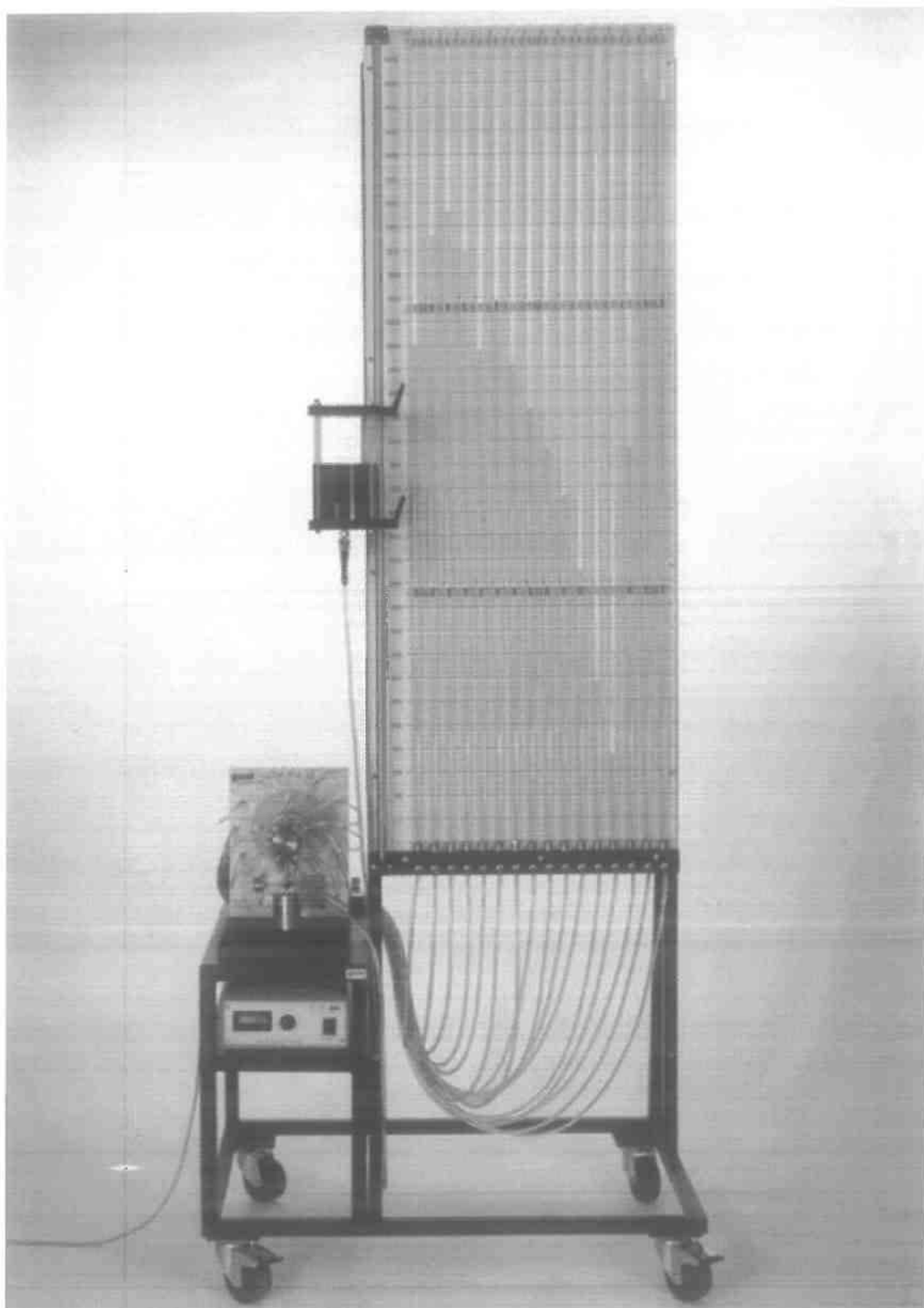
Weight : approx. 37 kg

Connections

230V, 50/60Hz, 1 phase or 120V, 50/60Hz, 1 phase

Scope of Delivery

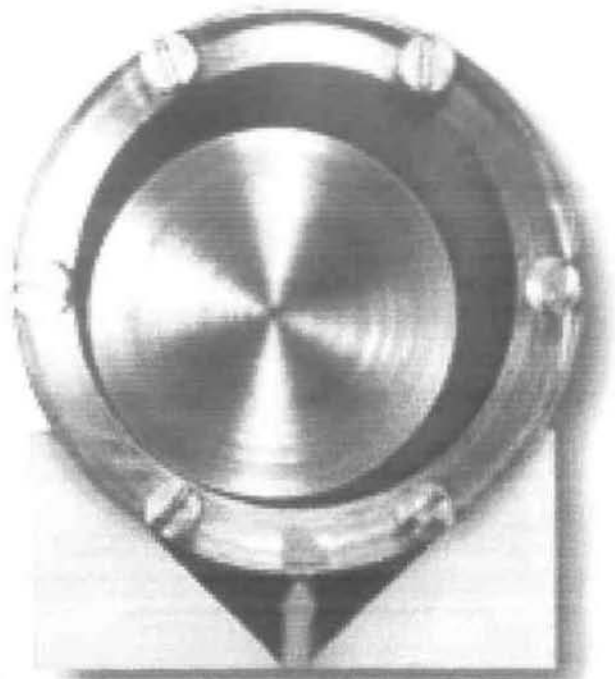
- 1 experimentation unit
- 1 set of weights
- 1 control unit
- 1 set of instructional material



Πειραματική διάταξη μέτρησης της κατανομής της πίεσης του φιλμ του λιπαντικού σε εγκάρσιο έδρανο ολίσθησης (διάταξη τριβέα – στροφέα).

Όπως παρατηρούμε, περιμετρικά του εδράνου έχει τοποθετηθεί ένα σύστημα σωληνώσεων που επικοινωνούν μεταξύ τους και περιέχουν μια προκαθορισμένη ποσότητα λιπαντικού. Επομένως η διάταξη, βασισόμενη στην αρχή των συγκοινωνούντων δοχείων, μεταφέρει διαφορετική ποσότητα

λιπαντικού σε κάθε σωλήνα ανάλογα με την πίεση που δέχεται η κάθε περιοχή του εδράνου.



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ



004000097607

