

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ

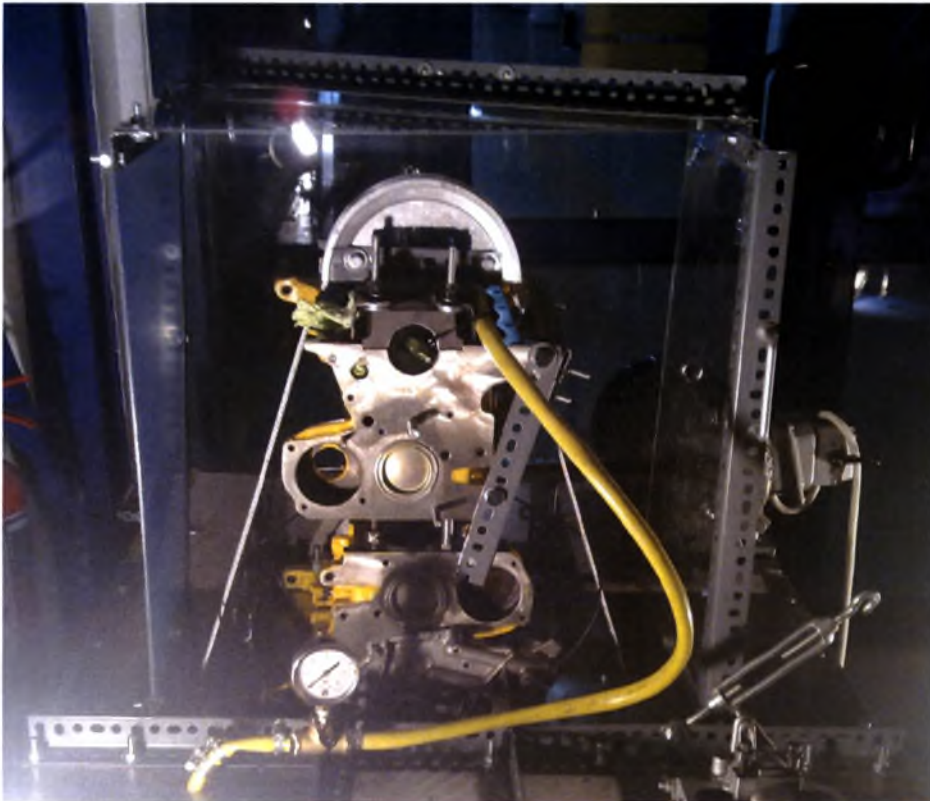
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία

ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ & ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ
ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΔΑΚΤΥΛΙΩΝ ΕΜΒΟΛΟΥ ΜΕΚ

(Ανάπτυξη αλγορίθμου – Κατασκευή πειραματικού προσομοιωτή)



Μπάμπας Γ. Νικόλαος

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των
απαιτήσεων για την απόκτηση του
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού Βιομηχανίας
Βόλος 2009



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ & ΚΕΝΤΡΟ ΠΛΗΡΟΦΟΡΗΣΗΣ
ΕΙΔΙΚΗ ΣΥΛΛΟΓΗ «ΓΚΡΙΖΑ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ»**

Αριθ. Εισ.: 7732/1
Ημερ. Εισ.: 08-12-2009
Δωρεά: Συγγραφέας
Ταξιθετικός Κωδικός: ΠΤ – ΜΜ
2009
ΜΠΑ

© 2009 Μπάμπας Νικόλαος

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Πρώτος Εξεταστής (Επιβλέπων) Δρ. Πανταζάρας Κωνσταντίνος
Διδάσκων, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής Δρ. Αράβας Νικόλαος
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής Δρ. Χαϊδεμενόπουλος Γρηγόριος
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Ευχαριστίες

Πρώτα απ' όλα, θέλω να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής εργασίας μου, διδάσκοντα κ. Κωνσταντίνο Πανταζάρα, για την πολύτιμη βοήθεια, καθοδήγησή και συμπαράστασή του κατά τη διάρκεια της δουλειάς μου. Επίσης, είμαι ευγνώμων στα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής της διπλωματικής εργασίας μου, Καθηγητές κκ. Νικόλαο Αράβα και Γρηγόρη Χαϊδεμενόπουλο για την προσεκτική ανάγνωση της εργασίας μου και για τις πολύτιμες υποδείξεις τους. Οφείλω ευχαριστίες σε όλους τους καθηγητες και το προσωπικό του τμήματος που αφιέρωσαν το χρόνο τους βοηθώντας με σε πολλές περιπτώσεις να συνεχίσω τον ανηφορικό δρόμο της μάθησης του αντικειμένου με το οποίο ασχολήθηκα. Ευχαριστώ τους φίλους μου Ανέστη Χούμπλη και Βασίλη Λεμονια για την ηθική και πρακτική υποστήριξή τους. Ακόμα θερμές ευχαριστίες την επιχείρηση του κυρίου Χατζηγούλα (Αντιπροσωπία Fiat στο Βόλο) και την επιχείρηση του κυρίου Καλεσόπουλου για την παραχώρηση των κινητήρων στους οποίους βασίστηκε ο προσομοιωτής 2^{ης} Γενιάς του πανεπιστημίου Θεσσαλίας.

Πάνω απ' όλα, είμαι ευγνώμων στους γονείς μου, Γιώργιο και Κατερίνα, και την αδερφή μου Χριστίνα, για την ολόψυχη αγάπη και υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια.

Μπάμπας Νικόλαος

**ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ & ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ
ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΔΑΚΤΥΛΙΩΝ ΕΜΒΟΛΟΥ ΜΕΚ
(Ανάπτυξη αλγορίθμου – Κατασκευή πειραματικού προσομοιωτή)**

ΝΙΚΟΛΑΟΣ ΜΠΑΪΜΠΑΣ

Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, 2009

Επιβλέπων Καθηγητής: Δρ. Πανταζάρας Κωνσταντίνος Διδάσκων, Τμήμα
Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Οι απώλειες λόγω τριβών που οφείλονται στους δακτυλίους του εμβόλου μιας μηχανής εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) καλύπτουν περίπου το 20% του συνόλου των μηχανικών απωλειών του κινητήρα. Μείωση αυτών των τριβών επιτρέπει έναν υψηλότερο βαθμό απόδοσης, μείωση της κατανάλωσης καυσίμου, καθώς και αντίστοιχη των εκπομπών ρύπων.

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι να παρουσιάσει θεωρητική καθώς και πειραματική μελέτη της τριβολογικής συμπεριφοράς των ελατηριωτών δακτυλίων εμβόλων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης (ΜΕΚ). Τα αποτελέσματα αναδεικνύονται μέσα αφενός από την ανάπτυξη και χρήση θεωρητικού μοντέλου και αφετέρου από μία τριβομετρική προσέγγιση κατά την λειτουργία ετεροκινούμενου προσομοιωτή τύπου ανοικτού κυλίνδρου, με οδήγηση του εμβόλου που παρουσιάζονται εκτός των άλλων με βάση την τιμή p_{mf} (kPa), που εκφράζει την μέση απώλεια πίεσης λόγω τριβών κατά την διάρκεια πλήρους κύκλου 4-χρονου κινητήρα.

Η αξιολόγηση των αποτελεσμάτων οδηγεί σε ενδιαφέροντα συμπεράσματα κυρίως για τους κατασκευαστές ΜΕΚ και συντείνουν στην βελτίωση της απόδοσής τους σε μια περίοδο μάλιστα που ολοένα και περισσότερο εμφανίζεται έντονο το φαινόμενο των κλιματικών αλλαγών εξαιτίας των εκπεμπόμενων ρύπων των μη πράσινων κινητήρων ΜΕΚ.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	σελ.7
ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ.....	σελ.17

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

E.1. Εισαγωγή.....	σελ.23
E.2. Δακτύλιοι εμβόλων ΜΕΚ.....	σελ.25
E.2.1 Κατηγοριοποίηση δακτυλίων εμβόλων ΜΕΚ.....	σελ.28
E.3. Προσεγγίσεις της μελέτης – Ιστορική αναδρομή.....	σελ.32
E.3.1 Πειραματικές μέθοδοι άμεσης μέτρησης της δύναμης τριβής δακτυλίων-εμβόλου- χιτωνίου πάνω σε κινητήρα ή προσομοιωτή.....	σελ.33
E.3.2 Πειραματικές μελέτες έμμεσου καθορισμού των απωλειών.....	σελ.35
E.3.3 Θεωρητικές μελέτες προσδιορισμού των δυνάμεων τριβής	σελ.36
E.3.4 Παράλληλες μελέτες (πειραματική και θεωρητική προσομοίωση) με σκοπό την πρόταση διορθωμένου μοντέλου με βάση λεπτομερείς και αξιόπιστες μετρήσεις.....	σελ.38

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

Η θεωρία της επαφής δακτυλίου-χιτωνίου. Μαθηματικό μοντέλο υπολογισμού πάχους λιπαντικής μεμβράνης και συντελεστή τριβής.

1.1 Επιλογή μεθοδολογίας για την θεωρητική προσομοίωση	σελ.43
1.2 Το θεωρητικό Μοντέλο	
1.2.1 Σύγκριση με την βιβλιογραφία και υποθέσεις επίλυσης	σελ.53
1.2.2 Επίδραση του λειτουργικού περιβάλλοντος.	σελ.56
1.3 Πεπερασμένες Διαφορές	σελ.65
1.4 Εγκυρότητα των αποτελεσμάτων της θεωρητικής προσομοίωσης	σελ.73
1.5 Θεωρητικά Αποτελέσματα	σελ.86
1.6 Σύγκριση απωλειών λόγω τριβών με βάση την P_{mf}	σελ.96

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2°

Πειραματική προσέγγιση

- 2.1 Σύλληψη πειραματικού προσομοιωτήσελ.105
- 2.2 Πειραματικός προσδιορισμός των τριβών δακτυλίου εμβόλου-κυλίνδρου
.....σελ.105
- 2.3 Σύγκριση απωλειών τριβών δακτυλίων εμβόλων διαφορετικών κινητήρων
μέσα από την τιμή της P_{mf} σελ.112
- 2.4 Προσομοιωτής τριβολογικής συμπεριφοράς δακτυλίου εμβόλου-κυλίνδρου
ΠΘ.σελ.115
- 2.5 Κατάλογος Πειραμάτων που μπορούν να πραγματοποιηθούν με τον
συγκεκριμένο προσομοιωτή.σελ.119
- 2.6 Διαδικασία συναρμολόγησης και δομικά χαρακτηριστικάσελ.120
- 2.7 Δυσκολίες κατά την συναρμολόγησησελ.136
- 2.8 Επισήμανσησελ.137
- 2.9 Πειραματικά αποτελέσματασελ.152

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3°

Συμπεράσματα και προοπτικές

- 3.1 Επίδραση κατασκευαστικών στοιχείων του συστήματος χιτώνιο-έμβολο-
δακτύλιοι.σελ.161
- 3.2 Πρόταση
- 3.2.1 Μελέτη της επίδρασης των παραμέτρων σχετικών με ταχύτητα και
φορτίο.....σελ.164
- 3.2.2 Μελέτη επιμερισμού των απωλειών λόγω τριβής.....σελ.165
- 3.2.3 Παράμετροι σχετικές με τους δακτυλίους.....σελ.165
- 3.2.4 Λίπανση.....σελ.165
- 3.2.5 Παράμετροι σχετικές με την γήρανση του κινητήρα.σελ.166
- 3.3 Ταχεία μέθοδος για πρόβλεψη τριβολογικής συμπεριφοράς
ΜΕΚ.....σελ.166
- 3.4 Συμπεράσματα και προοπτικές.....σελ.172
- ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ**.....σελ.177
- ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1**.....σελ.189
- A) Λοιπές λεπτομέρειες υπολογιστικού κώδικα
- B) Θεωρητικά αποτελέσματα
- ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2**.....σελ.217
- A) Φωτογραφίες του πειραματικού προσομοιωτή του ΠΘ
- B) Αποτελέσματα μετρήσεων

ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

A : πραγματική επιφάνεια επαφής Greenwood

A : φαινόμενη επιφάνεια επαφής

E_i , $i=1,2$: το μέτρο ελαστικότητας του υλικού

n_i , $i=1,2$ συντελεστής Poisson

F : η δύναμη τριβής,

h : πάχος λιπαντικής μεμβράνης

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

h_T : στοχαστική τιμή πάχους λιπαντικής μεμβράνης

η : η πυκνότητα των λοφίσκων.

N ή RPM : συχνότητα περιστροφής κινητήρα [ανά λεπτό]

P ή p : υδροδυναμική πίεση

P_{mf} : Μέση πίεση απωλειών λόγω τριβής

P_{tar} : η ομοιόμορφα κατανεμημένη πίεση μεταξύ δακτυλίου κυλίνδρου

p_{max} : μέγιστη τιμή υδροδυναμικής πίεσης δακτυλίου κυλίνδρου

R_c : ακτίνα του στροφαλοφόρου

$R_{xx}(\lambda)$: Συνάρτηση αυτοσυσχέτισης τραχύτητας κατά την κατεύθυνση x

U : η γραμμική ταχύτητα κίνησης του εμβόλου

V : ο όγκος του κυλίνδρου.

W_{tar} : φορτίο δακτυλίου

W_{tot} : Ολικό φορτίο επαφής

$W_{tot a}$: Φορτίο που παραλαμβάνεται από την τραχύτητα

$W_{tot h}$: Υδροδυναμικό φορτίο

F_{tot} : ολική δύναμη τριβής

$F_{tot a}$: Συνιστώσα της τριβής που οφείλεται στην παραμόρφωση της τραχύτητας

$F_{tot h}$: υδροδυναμική συνιστώσα της τριβής

x : περιφερειακή κατεύθυνση

y : αξονική κατεύθυνση

Δx , Δy (X : Η κατεύθυνση κατά τον άξονα ου κυλίνδρου και Y : κατά την περιφέρεια)

$\gamma = \frac{\lambda_{0.5x}}{\lambda_{0.5y}}$ γ , γ : ο δείκτης ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας που χαρακτηρίζεται

από τον λόγο των μηκών κύματος $\lambda_{0.5x}$ και $\lambda_{0.5y}$

β ή φ : η γωνία περιστροφής του στροφαλοφόρου

β : είναι η μέση τιμή της ακτίνας καμπυλότητας της ακτίνας των λοφίσκων.

η : δυναμικό/απόλυτο ιξώδες λιπαντικού (στον κώδικα εμφανίζεται ως **Eta**).

θ_m : μέση θερμοκρασία λειτουργίας δακτυλίου

θ_ψ : θερμοκρασία κατασκευής και μετρήσεως ανοχών

$\lambda_{0,5x}, \lambda_{0,5y}$: Μήκη κύματος 50% των συναρτήσεων αυτοσυσχέτισης R_{xx}, R_{yy} στα οποία η αρχική τιμή της συνάρτησης αυτοσυσχέτισης της τραχύτητας πέφτει στο ήμισυ της αρχικής τιμής της.

M = μήκος διωστήρα-μπιέλλας

μ : συντελεστής τριβής $\mu=F/\omega$

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

σ η τιμή **rms** της κατανομής του πληθυσμού των υψομέτρων σημείων της επιφάνειας του κυλίνδρου,

σ' η τιμή **rms** της κατανομής του πληθυσμού των υψομέτρων των κορυφών των λόφων της επιφάνειας του κυλίνδρου,

y_o η απόσταση των μέσων τιμών των πληθυσμών των υψομέτρων σημείων και κορυφών λοφίσκων της κατατομής αντίστοιχα

ω : γωνιακή ταχύτητα στροφέα

Φ_x, Φ_z : παράγων ροής-πίεσης, Φ_s : παράγων ροής-διάτμησης

HD : Υδροδυναμικός

EHD : Ελαστο-υδροδυναμικός

THD : Θερμο-υδροδυναμικός

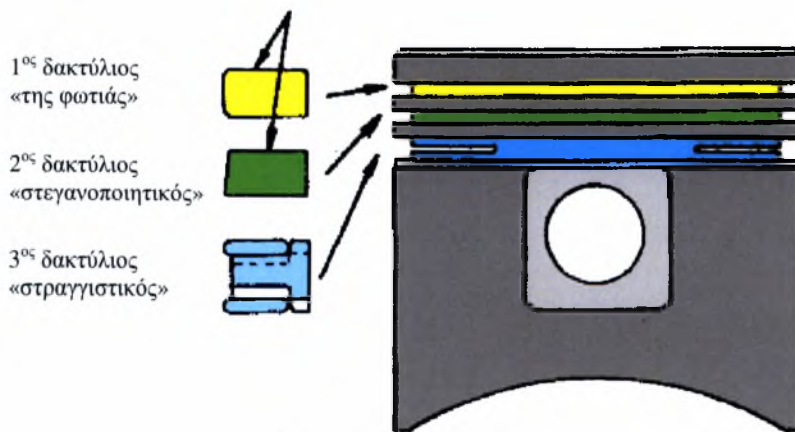
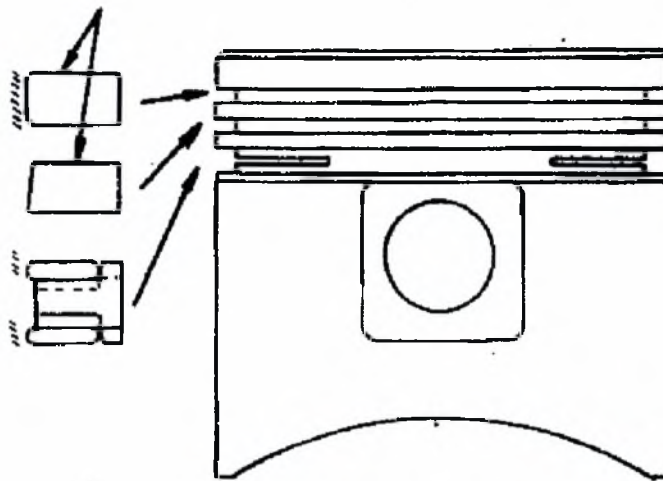
TEHD : Θερμο-ελαστο-υδροδυναμικός

2D : 2 διαστάσεων

3D : 3 διαστάσεων

FDM : μέθοδος πεπερασμένων διαφορών

ΕΙΣΑΓΩΓΗ



E.1. Εισαγωγή

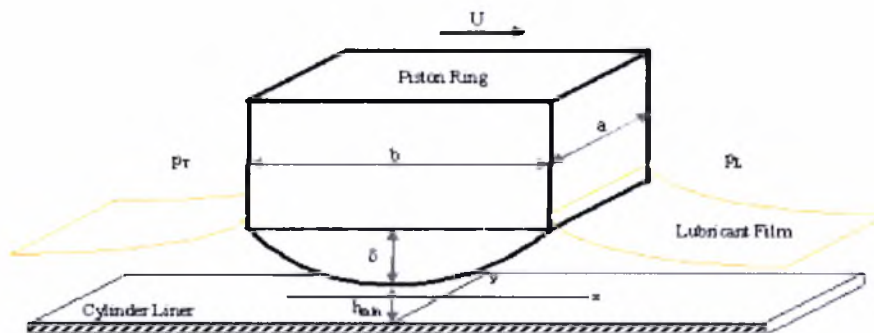
Η προσπάθεια λεπτομερούς προσδιορισμού της *τριβολογικής συμπεριφοράς των δακτυλίων εμβόλων* ιστορικά ξεκίνησε κατά την εποχή των ατμομηχανών και βρήκε έντονη ανταπόκριση κατά τα μεταπολεμικά χρόνια. Από τότε έως τις μέρες μας, πληθώρα πειραματικών, θεωρητικών αλλά και μικτού τύπου προσεγγίσεων βλέπουν το φως της δημοσιότητας, αναδεικνύοντας σημαντικά αποτελέσματα από τα βήματα που έχουν ήδη επιτευχθεί.

Η ποικιλία των δραστηριοτήτων σχετικά με το συγκεκριμένο αντικείμενο φαίνεται ότι δεν έχει ακόμη δώσει τις απαιτούμενες πλήρεις, σαφείς και τελεσίδικες απαντήσεις και για το λόγο αυτό εμφανίζεται συνεχής έρευνα για τον προσδιορισμό της συμπεριφοράς των δακτυλίων, για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, διαφορετικούς τύπους δακτυλίων, διαφορετικά και νέα υλικά, ποικίλη τοπογραφία των τραχειών συνεργαζομένων επιφανειών, υφιστάμενες μεταβολές στο πεδίο του χρόνου κ.α.

Η σημαντική απόκλιση της πραγματικής λειτουργίας των δακτυλίων σε σχέση με τις βασικές υποθέσεις που λαμβάνονται υπ' όψη στην θεωρητική ερμηνεία/αποσαφήνιση της τριβολογικής συμπεριφοράς των δακτυλίων εμβόλων ΜΕΚ οφείλεται στα παρακάτω στοιχεία:

- Η γεωμετρία των τριβομένων στοιχείων (δακτυλίου και κυλίνδρου) απέχει της γεωμετρίας κυλινδρικής συμμετρίας που πλείστες όσες φορές γίνεται δεκτή σε θεωρητικά προσομοιωτικά μοντέλα [93-96].
- Η υπόθεση του πλήρως και με αφθονία λιπαντικού λιπαινομένου δακτυλίου όχι μόνο δεν αποδεικνύεται στην πράξη αλλά αντιθέτως απαιτεί εκ βάθρων αναθεώρηση, χωρίς όμως συγχρόνως να διατίθενται επαρκή στοιχεία επανατοποθέτησης του προβλήματος.
- Η υπόθεση του πλήρως και με αφθονία λιπαντικού λιπαινομένου δακτυλίου όχι μόνο δεν αποδεικνύεται στην πράξη αλλά αντιθέτως απαιτεί εκ βάθρων αναθεώρηση, χωρίς όμως συγχρόνως να διατίθενται επαρκή στοιχεία επανατοποθέτησης του προβλήματος.

- Η τραχύτητα των τριβομένων επιφανειών πρέπει οπωσδήποτε να λαμβάνεται υπ' όψη και μάλιστα στην μακράν απέχουσα από κανονικές κατανομές μορφή της [97-100].
- Η ισορροπία του δακτυλίου αποτελεί δυσεπίλυτο πρόβλημα σε περίπτωση που ληφθούν υπ' όψη όλες οι παράμετροι (βαθμοί ελευθερίας, δυνάμεις-ροπές που εξασκούνται) σε συνδυασμό με υπολογιστικές πολυπλοκότητες (μέθοδοι πεπερασμένων στοιχείων, πεπερασμένων διαφορών) για τον λεπτομερή προσδιορισμό της λιπανόμενης επαφής και την επίλυση της εξίσωσης λίπανσης.
- Το συνολικό πρόβλημα απαιτεί λύση λαμβανομένης υπ' όψη της αλληλεπίδρασης των δακτυλίων μέσα στην πλήρη συστοιχία τους [101-108], γεγονός που απαιτεί αλληπάλληλους διαδοχικούς υπολογισμούς, αποτελέσματα των οποίων οφείλουν να τροφοδοτούν, υπό την μορφή δεδομένων πλέον, τους υπολογισμούς που έπονται.



Σχήμα E.1 : Κλασσικό μοντέλο που χρησιμοποιείται κατά την ανάλυση του προβλήματος λίπανσης δακτυλίου εμβόλου MEK.

Επειδή όμως, η θεωρητική προσομοιωτική επεξεργασία αποτελεί κατ' εξοχήν χρήσιμο εργαλείο για την πλήρη κατανόηση της τριβολογικής λειτουργίας των δακτυλίων εμβόλου MEK, η συνεχής επικοινωνία με την πειραματική επιβεβαίωση ή διαφοροποίηση, θεωρείται ικανή και αναγκαία συνθήκη για κάθε προσεχές βήμα.

Στα πλαίσια λοιπόν μίας συνεχούς ροής πληροφοριών μεταξύ θεωρίας και πράξης στην παρούσα εργασία παρουσιάζονται θεωρητικά και πειραματικά αποτελέσματα που φαινομενολογικά χαρακτηρίζουν την τριβολογική συμπεριφορά μεμονωμένων δακτυλίων, ζευγών και τριάδας (συστοιχίας) δακτυλίων εμβόλων

ΜΕΚ. Η συγκεκριμένη γεωμετρία και κινηματική καθώς και οι συνθήκες λίπανσης του κυλίνδρου που επελέγησαν, χαρακτηρίζουν πραγματικούς κινητήρες ΜΕΚ, χωρίς καμία επιπρόσθετη μετατροπή.

E.2. Δακτύλιοι εμβόλων ΜΕΚ.



Σχήμα E.2: Δακτύλιοι εμβόλου ΜΕΚ διαφορετικών κατατομών.

Ο δακτύλιος του εμβόλου είναι ένα πολύπλοκης συμπεριφοράς, ίσως δε το πιο ενδιαφέρον τριβολογικό στοιχείο που συναντάται στο αυτοκίνητο. Υφίσταται ευρείες και ταχείες μεταβολές του φορτίου του, της ταχύτητάς του, της θερμοκρασίας και της διαθεσιμότητας λιπαντικού, με αποτέλεσμα μια λειτουργία κάτω από συνθήκες οριακής, μικτής, πλήρως υδροδυναμικής αλλά ακόμη και μικροελαστουδροδυναμικής λίπανσης σε περιπτώσεις κινητήρων Diesel ή βενζίνης κατά τη φάση της εκτόνωσης μετά την ανάφλεξη του μίγματος.

Έχει ήδη γίνει κοινή αντίληψη ότι στους σύγχρονους κινητήρες, οι απώλειες ισχύος λόγω τριβών στους κυλίνδρους οφειλόμενες εν μέρει στο τριβοσύστημα εμβόλου-κυλίνδρου και εν μέρει στο τριβοσύστημα ελατηριωτών δακτυλίων εμβόλου - κυλίνδρου έχουν μειωθεί σημαντικά μέσα από διαδικασίες ανάλυσης και βελτίωσης του σχεδιασμού. Γενικά είναι επίσης δεκτό, ότι το ποσοστό απωλειών που οφείλεται στους δακτυλίους είναι σημαντικότερο απ' αυτό του εμβόλου κυρίως λόγω της συνεχούς επαφής τους κατά την διάρκεια του κύκλου σε αντίθεση με το έμβολο που ο

βαθμός ελευθερίας του σε περιορισμένη περιστροφή γύρω από τον άξονα/πέιρο του, το υποχρεώνει σε μερική επαφή με τον κύλινδρο σε συγκεκριμένες περιοχές της διαδρομής του (εξ ου και η ιδιαίτερη μορφή της ποδιάς του, σχήμα μπομπέ - οβάλ, αφαίρεση πλαϊνών για μείωση τριβής κλπ).

Το ποσοστό αυτό των απωλειών που οφείλονται στους δακτυλίους και μόνο αγγίζει το 20% των συνολικών μηχανικών απωλειών ενός κινητήρα [93-96]. Οι απώλειες συνήθως χαρακτηρίζονται από την τιμή της p_{mf} (kPa). Η p_{mf} είναι η απώλεια μέσης πίεσης λόγω τριβών μέσα στον πλήρη κύκλο 4-χρονου κινητήρα:

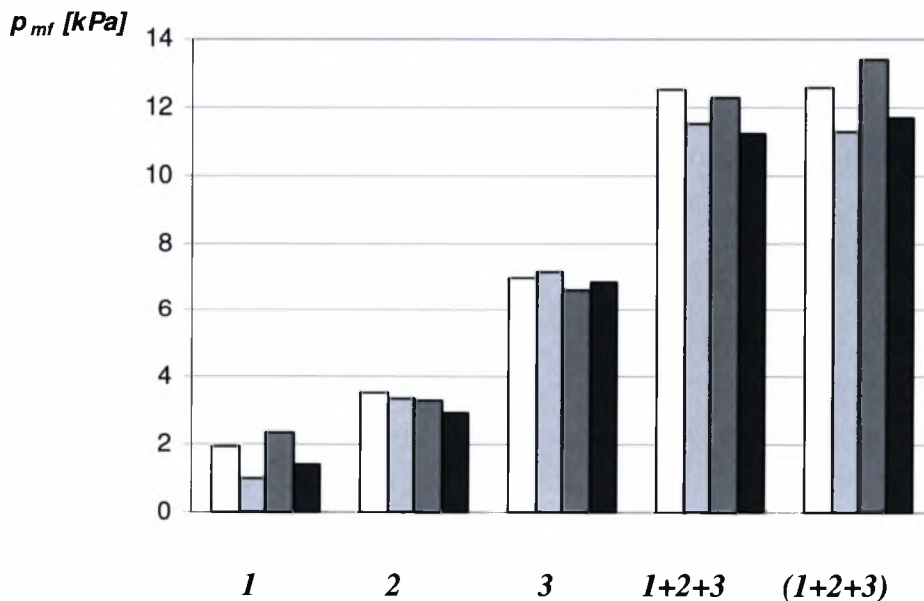
$$p_{mf} = \int_0^{4\pi} F(\beta)U(\beta)db / V$$

Όπου: F : η δύναμη τριβής,

U : η γραμμική ταχύτητα κίνησης του εμβόλου,

β : η γωνία περιστροφής του στροφαλοφόρου

και V : ο όγκος του κυλίνδρου.



Σχήμα Ε.3: Απώλειες από τριβή p_{mf} [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας*.

1: ο πρώτος δακτύλιος (της φωτιάς)

2: ο δεύτερος δακτύλιος (στεγάνωσης)

3: ο τρίτος δακτύλιος (στράγγισης)

1+2+3 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων

(1+2+3): ολικές απώλειες συστοιχίας, οι τρεις δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο

* Συνθήκες λειτουργίας: περιστροφική ταχύτητα/ιξώδες λιπαντικού
500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s
Μετρήσεως σε προσομοιωτή πρώτης γενιάς, γεωμετρία MEK Renault 851-
541cm³/κύλινδρο

Είναι αυτονόητο ότι στον υπολογισμό της p_{mf} σημαντική είναι η συνεισφορά της δύναμης τριβής στο μέσο της διαδρομής παρά στις περιοχές των νεκρών σημείων (ΑΝΣ και ΚΝΣ), και αυτό διότι ενώ στις περιοχές αυτές οι δυνάμεις τριβής αυξάνονται λόγω επαφών των μεταλλικών στοιχείων, οι μικρές ή μηδενικές τιμές της ταχύτητας έχουν σαν συνέπεια τον μηδενισμό της ισχύος απωλειών άρα της τιμής του γινομένου $F(\beta)U(\beta)$ μέσα στο ολοκλήρωμα της p_{mf} .

Έτσι, μπορεί κανείς γενικά να δεχθεί ότι η σύγκριση με βάση την p_{mf} εμπεριέχει και χαρακτηριστικά σύγκρισης δυνάμεων τριβής σε περιοχές αυξημένης τιμής της ταχύτητας του εμβόλου.

Το υλικό του κυλίνδρου απαιτεί συγκεκριμένη συμπεριφορά ελατηρίων. Βάση για τις δύο βασικότερες κατηγορίες υλικών κυλίνδρου είναι αφ' ενός ο χυτοσίδηρος και αφ' ετέρου τα κράματα αλουμινίου. Στη δεύτερη κατηγορία, τα συνεργαζόμενα έμβολα διαθέτουν ελατήρια μεγάλης στιβαρότητας, με ρόλο να μην επιτρέπουν εκτός των άλλων την παραμικρή επαφή κυλίνδρου-εμβόλου.

Οι κύλινδροι ελαφρών κραμάτων θεωρούνται ότι εμφανίζουν σημαντικά μειωμένες φθορές σε σχέση με τους παραδοσιακούς και εκτός των άλλων συγκριτικών πλεονεκτημάτων τους αναφέρονται οι παρόμοιοι συντελεστές θερμικής διαστολής εμβόλου-κυλίνδρου που οδηγούν σε μικρότερα διάκενα συναρμολόγησης-λειτουργίας, βελτιωμένη στεγανότητα, μειωμένη κατανάλωση λαδιού, μικρότερο βάρος και καλύτερη θερμική αγωγιμότητα. Στη γενικότητά τους όμως, οι κύλινδροι MEK κατασκευάζονται από χυτοσίδηρο. Χυτοσίδηρος (ή και χάλυβας) χρησιμοποιείται και για την κατασκευή των ελατηριωτών δακτυλίων του εμβόλου. Η ποιότητα που απαιτείται για τον χυτοσίδηρο των δακτυλίων είναι βελτιωμένη έτσι ώστε να τους προσδίδει την απαιτούμενη ελαστικότητα και να καθίσταται δυνατή η χωρίς πρόβλημα τοποθέτησή τους στις αντίστοιχες εγκοπές/φωλιές του εμβόλου, τοποθέτηση που απαιτεί σημαντικό «άνοιγμα» του δακτυλίου.

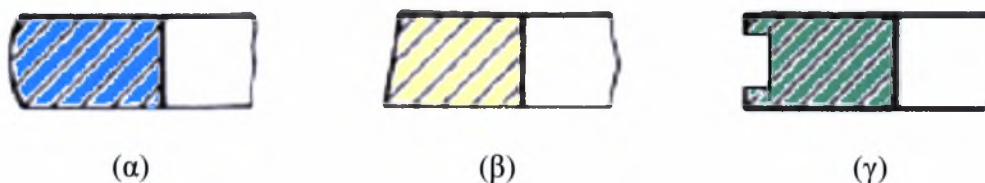
Ο διακριτός ρόλος κάθε δακτυλίου χαρακτηρίζεται από την θέση, την διατομή του που καθορίζει και τα χαρακτηριστικά επαφής του με τον κύλινδρο, καθώς και την ελαστική του επενέργεια που στοχεύει στην δημιουργία φορτίου επαφής και δίνει την δυνατότητα ώστε σε συστοιχία με τους υπόλοιπους δακτυλίους να επιτελέσει το

σύνθετο έργο του, δηλαδή την στεγανοποίηση του θαλάμου καύσης και την αποφυγή blow by, την οδήγηση του εμβόλου, τον έλεγχο της λίπανσης ολοκλήρου του παλινδρομούντος συστήματος εμβόλου-δακτυλίων, καθώς και τον έλεγχο κατανάλωσης λιπαντικού.

Κάθε δακτύλιος, μετά την τοποθέτησή του σε θέση λειτουργίας δρα αναλόγως ή με ομοίμορφα κατανεμημένη ή ακόμη και μεταβαλλόμενη ακτινική πίεση πάνω στην επιφάνεια του κυλίνδρου. Εμφανίζοντας διάκενο, το οποίο του αφαιρεί την κυλινδρική του συμμετρία, ξεπερνά αστοχίες κατά το άνοιγμα και την τοποθέτησή του πάνω στο έμβολο (άνοιγμα 8 φορές το ονομαστικό διάκενο χωρίς προβλήματα παραμενουσών παραμορφώσεων και λοιπές αστοχίες) με εσωτερική σφυρηλασία και ισχυρότερα κτυπήματα στην περιοχή που βρίσκεται αντιδιαμετρικά της τομής/διακένου. Το ελεύθερο διάκενο στην περιοχή τομής του δακτυλίου, αντιστοιχεί σε ποσοστό 0.25 % της διαμέτρου του κυλίνδρου και οφείλει να παραμένει, έστω και μερικώς, ανοικτό κατά την λειτουργία της ΜΕΚ κάτω από εξόχως έντονα θερμοκρασιακά πεδία.

Τα ελατήρια-δακτύλιοι κατατάσσονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες: στα ελατήρια συμπίεσης-στεγανοποίησης του θαλάμου καύσης και στα ελατήρια λαδιού, σκοπός των οποίων είναι η απόξεση του κυλίνδρου. Τα τελευταία χαρακτηρίζονται από οπές διέλευσης λιπαντικού, ώστε το λάδι να επιστρέφει μέσα από διαύλους στην κάτω του εμβόλου περιοχή και τελικά στην ελαιολεκάνη. Οι δακτύλιοι της δεύτερης κατηγορίας συναντώνται είτε στο πάνω μέρος του εμβόλου, τελευταίοι σε συστοιχία με τους υπόλοιπους, είτε και μεμονωμένοι στην κάτω περιοχή της ποδιάς του εμβόλου.

Ε.2.1 Κατηγοριοποίηση δακτυλίων εμβόλων ΜΕΚ.



Σχήμα Ε.4: α) δακτύλιος πρώτος «της φωτιάς»
β) δακτύλιος δεύτερος «στεγανωτικός»
γ) δακτύλιος τρίτος «αποξεστικός»

Κατά το λεγόμενο Αμερικανικό μοντέλο, ο αριθμός των δακτυλίων είναι 3. Οι δύο πρώτοι (προς τον Θάλαμο Καύσης) είναι δακτύλιοι στεγανοποίησης και ο τρίτος (προς την ελαιολεκάνη) είναι δακτύλιος απόξεσης.

Ο πρώτος (*N^ο 1*) δακτύλιος ονομάζεται και «της φωτιάς», ο δεύτερος (*N^ο 2*), ο μεσαίος, είναι ο κατ' εξοχήν «στεγανωτικός» όπως συνηθίζεται να ονομάζεται, και ο τρίτος (*N^ο 3*) καλείται «αποξεστικός» ή «του λαδιού».

Η λίπανση των δακτυλίων αυτών επιτελούμενη με την βοήθεια υγρού λιπαντικού που συγχρόνως πρέπει να ικανοποιεί και απαιτήσεις λίπανσης εδράνων καθώς και ωστηρίων - έκκεντρων, μπορεί να θεωρηθεί μικτού χαρακτήρα με σημαντική συνιστώσα αυτή της μη υδροδυναμικής λίπανσης-τριβής.

Ο **πρώτος δακτύλιος «της φωτιάς»**, δέχεται κατά την φάση της εκτόνωσης εντονότερα αλλά και κατά την συμπίεση λιγότερο έντονα, την επιπρόσθετη πίεση του αερίου μίγματος που προστίθεται στην ελαστική του πίεση. Έτσι, το φορτίο επαφής του μεταβάλλεται σημαντικά μέσα στον θερμοδυναμικό κύκλο, γεγονός που εμφανίζεται πολύ πιο υποβαθμισμένης σημασίας στον δεύτερο δακτύλιο (έως και αμελητέο, αν και υπαρκτό λόγω blow by).

Ο δακτύλιος της φωτιάς είναι ο μόνος που παρουσιάζεται με κατατομή που εμφανίζει συγκλίνουσα και αποκλίνουσα περιοχή, με αποτέλεσμα να δύναται να παραλάβει υδροδυναμικό φορτίο, δηλαδή να λιπανθεί υδροδυναμικά, υπό την προϋπόθεση ότι του παρέχεται η απαιτούμενη ποσότητα λιπαντικού και κατά τις δύο φάσεις κίνησης (ανόδου και καθόδου), από το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) προς το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ) και αντίστροφα. Κατά τους χρόνους εξαγωγής και εισαγωγής μίγματος στον κύλινδρο ΜΕΚ, ο δακτύλιος αυτός λόγω της μορφής του και του μειωμένου φορτίου επαφής παρουσιάζει, αν και μερικά λιπαινόμενος, τις περισσότερες πιθανότητες υδροδυναμικής λίπανσης.

Ειδικότερα σ' ότι αφορά σε κινητήρες βενζίνης, κυβισμού από 277-541 cm³/κύλινδρο (Πίνακα 1), οι δακτύλιοι της φωτιάς έχουν πλάτος της τάξης του mm (πχ 1.75 mm), με τάση μείωσής του, ώστε να μειωθεί και το επιπρόσθετο φορτίο λόγω πίεσης αερίων. Η κατατομή (profil) τους, κατασκευαστικά επιτυγχάνεται με αρχικές ακτίνες καμπυλότητας της τάξης μερικών δεκάδων χιλιοστών (πχ 20-50 mm). Η καμπυλότητα αυτή αυξάνεται με την φθορά κατά τον χρόνο λειτουργίας και έχει

σαν αποτέλεσμα η φθαρμένη διατομή του δακτυλίου να εμφανίζεται τελικά περίπου επίπεδη. Η ελαστική πίεση που οι κατασκευαστές συνήθως προτείνουν κυμαίνεται από 0.50 έως 2.0 10^5 Pa. Θεωρητικό προσομοιωτικό μοντέλο [93-96] δίδει για περιστροφή στροφαλοφόρου από 1500–6000 rpm και λιπαντικό ιξώδους 7.4 mPa.s (15W40-130° C), μέγιστο πάχος απαιτούμενης λιπαντικής μεμβράνης κατά την παλινδρόμηση από 4-9 μm σε συνθήκες επαρκούς λίπανσης. Αντίστοιχες τιμές [106] για κινητήρα Diesel, το έμβολο του οποίου έχει 4 δακτύλιους δίνονται για αρχικό στάδιο φθοράς, 3-6 μm , για μεμονωμένο δακτύλιο, ενώ η εκτίμηση του πάχους μεμβράνης λιπαντικού κατά την λειτουργία συστοιχίας πέφτει στην τιμή 0.25 – 0.80 μm και ακόμη περισσότερο με τη φθορά μετά από 120 – 630 h λειτουργίας.

Ο δακτύλιος της φωτιάς γενικά λόγω της κατατομής του δύναται να λειτουργεί ακόμη και όταν το έμβολο περιστρέφεται ελαφρά κατά την διαδρομή του. Η απουσία ακμών απομακρύνει την πιθανότητα διακοπής της λιπαντικής μεμβράνης και η μικρή επιφάνεια επαφής του με τον κύλινδρο λόγω της σχεδόν γραμμικής επαφής, μειώνει την περίοδο «του στρωσίματος» του κινητήρα. Δακτύλιοι της φωτιάς κυκλοφορούν στο εμπόριο κατασκευασμένοι από χυτοσίδηρο σφαιροειδούς γραφίτη ή/και επενδυμένοι περιφερειακά με μολυβδαίνιο, φωσφατωμένοι ή ακόμη και επιχρωμιωμένοι.

Για τους επιχρωμιωμένους βαρελοειδούς κατατομής, ενδείκνυται κατ' αρχάς η δημιουργία εσωτερικού στρώματος από σκληρό χρώμιο, πάχους 60-90 μm , ενώ ένα εξωτερικό στρώμα πάχους 40-60 μm από πορώδες χρώμιο δίνει το τελικό επιθυμητό προφίλ στον δακτύλιο. Έντονες κοιλάδες που παρατηρούνται στην μικροτοπογραφία είναι πόροι/συνέπειες της κατεργασίας του.

Ο **δεύτερος δακτύλιος** συνήθως είναι κόλouro-κωνικής φυσιογνωμίας με διατομή ορθογωνίου τραπεζίου, πλάτους περίπου 2 mm, με κωνικότητα που χαρακτηρίζεται από περίπου 35 μm ακτινική απόσταση ακμών. Η αιχμηρή περιοχή του είναι τοποθετημένη-στραμμένη προς το κάτω νεκρό σημείο με στόχο την αποφυγή υδροδυναμικού σφήνα κατά την κάθοδο του εμβόλου και παράλληλα την επίτευξη στράγγισης του λιπαντικού. Η ελαστική πίεση που ενδείκνυται είναι περίπου 2.0 10^5 Pa. Θεωρητικό προσομοιωτικό μοντέλο [93-96] δίδει για περιστροφή στροφαλοφόρου από 1500 – 4500 rpm και λιπαντικό ιξώδους 7.4 mPas (15W40-130° C), μέγιστο πάχος απαιτούμενης λιπαντικής μεμβράνης κατά την παλινδρόμηση για την άνοδο από 8-13 μm . και για την κάθοδο σταθερό πάχος 2 μm .

Αντίστοιχες τιμές [106] για κινητήρα Diesel, το έμβολο του οποίου έχει 4 δακτυλίους δίνονται για αρχικό στάδιο φθοράς, κατά την άνοδο 6.5 μm και για την κάθοδο (σταθερό πάχος) 1 μm για μεμονωμένο δακτύλιο, ενώ η εκτίμηση του πάχους μεμβράνης λιπαντικού κατά την λειτουργία συστοιχίας πέφτει στην τιμή 0.80 μm και ακόμη περισσότερο με τη φθορά μετά από 120 – 630 h λειτουργίας.

Δακτύλιοι αυτού του τύπου γενικά κατασκευάζονται από χυτοσίδηρο ή χάλυβα, υφίστανται επιφανειακή κατεργασία ή επικάλυψη περιφερειακά και σπανιότερα στην επίπεδες επιφάνειές τους για αύξηση της αντίστασής τους σε φθορά. Ο δακτύλιος στεγάνωσης θεωρείται επίσης ότι μειώνει την περίοδο στρωσίματος λόγω της εξ αρχής γραμμικής του επαφής με τον κύλινδρο και ότι δρα συμπληρωματικά με τον τρίτο δακτύλιο (του λαδιού) στον έλεγχο κατανάλωσης λιπαντικού.

Ο **τρίτος δακτύλιος** είναι σχεδόν αδύνατο να λειτουργήσει κάτω από συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης, εκτός των περιπτώσεων παρέκκλισης από την ονομαστική του γεωμετρία επαφής λόγω φθοράς ή παραμορφώσεων. Γενικά, η υψηλή τιμή της πίεσης επαφής του δεν είναι δυνατό να αντισταθμισθεί από υδροδυναμικό μηχανισμό ώστε να αποκολληθεί ο δακτύλιος αυτός από τον κύλινδρο, αν και είναι ο μόνος που του παρέχεται λιπαντικό σε αφθονία. Συνήθως εμφανίζει δύο χείλη πλάτους δεκάτων χιλιοστού πχ 0.2-0.4mm, συνολικό πλάτος περίπου 4.5mm και ελαστική πίεση $7.8 \times 10^5 \text{ Pa}$. Θεωρητικό προσομοιωτικό μοντέλο [93-96] δίδει για περιστροφή στροφαλοφόρου από 1500 – 6000 rpm και λιπαντικό ιξώδους 7.4 mPas (15W40-130° C), μέγιστο πάχος απαιτούμενης λιπαντικής μεμβράνης κατά την παλινδρόμηση της τάξης των 3 μm . Η μεγάλη τιμή της ελαστικής πίεσης στον 3^ο δακτύλιο επιτυγχάνεται με εσωτερικό ελατηριωτό εκτατήρα. Τέτοιου τύπου εκτατήρες χρησιμοποιούνται και για τους άλλους δακτυλίους σε περιπτώσεις πολύ φθαρμένων κυλίνδρων (έως 0.50mm φθορά στην διάμετρό τους) προς αποφυγή ανεπιθύμητων συμβάντων (διαρροή λιπαντικού, υπερβολική κατανάλωση λιπαντικού, αύξηση blow by) χωρίς να είναι και η βέλτιστη ενδεδειγμένη λύση από την άποψη τριβής-φθοράς.

	Composition [%]							
	C	Si	Mn	P	Cr	S	Mo	Ni
Standard 45	2.8–3.2	1.7–2.4	0.5–0.8	0.4–0.45	0.25–0.4	< 0.03	-	-
Standard P	2.8–3.2	1.7–2.4	0.5–0.8	0.6–0.8	0.25–0.4	< 0.3	-	-
HE G40	2.6–2.8	1.1–1.6	< 0.8	< 0.08	-	< 0.08	1.0–1.5	1.0–1.5
ASTM 247	3.1–3.4	1.85–2.3	-	< 0.12	< 0.35	< 0.18	0.25	0.50

Πίνακας E.1 : Τυπική σύνθεση χυτοσιδήρων για κυλίνδρους MEK (Affenzeller,1996).

E.3. Προσεγγίσεις της μελέτης – Ιστορική αναδρομή

Σε όλα τα θερμικά και μηχανικά συστήματα, όπου λαμβάνει χώρα μετατροπή ενέργειας, η μείωση των απωλειών εμφανίζει ένα ιδιαίτερο ενδιαφέρον, διότι μπορεί να οδηγήσει σε βελτιστοποίηση της απόδοσης, συνεπώς σε οικονομία ενέργειας και ύλης. Στην αυτοκινητοβιομηχανία που ακόμα συνδέεται στενά με τις μηχανές εσωτερικής καύσης βελτιώσεις μη αμελητέες, σχετικά με την απόδοση του θερμοδυναμικού κύκλου, έχουν φτάσει με την τιμή της απόδοσης σε ποσοστό 45% περίπου.

Έτσι η μηχανική απόδοση που περιλαμβάνει και όλες τις απώλειες που οφείλονται στην τριβή εξακολουθεί να παρουσιάζει εκ νέου ένα ιδιαίτερο ενδιαφέρον γιατί θεωρείτε πλέον ότι μόνο με τη μείωση της θα είναι δυνατή στο μέλλον μία επιπρόσθετη βελτίωση.

Η κατανομή των απωλειών λόγω τριβής μεταξύ των διαφόρων συνεργαζόμενων μερών μίας MEK (Εδρανα, βαλβίδες-έμβολα-δακτύλιοι) είναι δύσκολο να προσδιοριστεί επακριβώς. Εντούτοις αρκετές και διαφορετικές μέθοδοι έχουν αναπτυχθεί ώστε να είναι δυνατός ο προσδιορισμός τους είτε άμεσα είτε έμμεσα. Εντούτοις στη βιβλιογραφία από το 1960 μέχρι σήμερα εμφανίζεται μία σημαντική διασπορά σχετικά με τις απώλειες λόγω τριβών στις MEK, γεγονός όμως που δεν εμποδίζει να αντιληφθεί κανείς ότι, σχεδόν το μισό των απωλειών προέρχεται από το σύνολο έμβολο, δακτύλιοι.

Με βάση αυτές τις παρατηρήσεις φαίνεται απαραίτητο να υπάρξει βελτίωση των μεθόδων θεωρητικής ή πειραματικής προσομοίωσης της συμπεριφοράς του εν λόγω συνόλου, έτσι ώστε με μια λεπτομερέστερη ανάλυση της συμπεριφοράς του

να καταστεί δυνατή και η ταξινόμηση ως προς τη σπουδαιότητα τους των διαφόρων παραμέτρων που επηρεάζουν το συγκεκριμένο πρόβλημα. Στη διεθνή βιβλιογραφία διακρίνονται τέσσερις διαφορετικές μέθοδοι προσέγγισης του προβλήματος που επιγραμματικά είναι :

- Πειραματικές μέθοδοι άμεσης μέτρησης της δύναμης τριβής δακτυλίων-εμβόλου- χιτωνίου πάνω σε κινητήρα ή προσομοιωτή
- Πειραματικές μελέτες έμμεσου καθορισμού των απωλειών
- Θεωρητικές μελέτες προσδιορισμού των δυνάμεων τριβής
- Παράλληλες μελέτες (πειραματική και θεωρητική προσομοίωση) με σκοπό την πρόταση διορθωμένου μοντέλου με βάση λεπτομερείς και αξιόπιστες μετρήσεις.

E.3.1 Πειραματικές μέθοδοι άμεσης μέτρησης της δύναμης τριβής δακτυλίων- εμβόλου- χιτωνίου πάνω σε κινητήρα ή προσομοιωτή.

[20] Ο Eilon και οι συνεργάτες του εργάστηκαν πάνω σε μία πειραματική διάταξη με σκοπό τη μελέτη της επίδρασης της γραμμικής ταχύτητας καθώς και της θερμοκρασίας πάνω στις συνθήκες λίπανσης του υπό μελέτη συνόλου. Στη συσκευή αυτή το εμβολο εξοπλισμένο μόνο με ένα δακτύλιο συνδέεται με μία προέκταση με το αισθητήριο της δύναμης , ενώ το χιτώνιο ακολουθεί λόγω τριβών μια παλινδρομική κίνηση. Στη μελέτη αυτή εμφανίστηκες σαφώς καλύτερη λίπανση κατά την κάθοδο του εμβόλου.

[60] Η επιστημονική ομάδα του Rogowski στο MIT εργάστηκε πάνω σε προσομοιωτή περιορισμένων λειτουργικών δυνατοτήτων. Βασικές παρατηρήσεις αυτής της μελέτης κατέδειξαν την ασυμμετρία που υφίσταται μεταξύ των δύο φάσεων της κίνησης δηλαδή από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ και από το ΑΝΣ στο ΚΝΣ δεύτερη φάση. Αξιοσημείωτη επίσης, στη μελέτη αυτή είναι η ασυνέχεια των καμπυλών της δύναμης στα νεκρά σημεία καθώς και η εκτίμηση ότι το 75% των τριβών οφείλονται στους δακτυλίους.

[24] Ο Ferrari κατασκεύασε ένα μονοκύλινδρο με οδηγούμενο έμβολο και σύστημα ζυγοστάθμισης των αδρανειακών δυνάμεων 1^{ης} και 2^{ης} τάξης. Ο συγκεκριμένος προσομοιωτής τύπου «ανοιχτού κυλίνδρου» έδωσε πειραματικά αποτελέσματα που συγκλίνουν με τις απόψεις του Rogowski. Δηλαδή ποσοστό

περίπου 50% των μηχανικών απωλειών του κινητήρα οφείλεται στις τριβές μέσα στους κυλίνδρους.

[33] [45] Στο πανεπιστήμιο του Βερολίνου εργάστηκαν πάνω σε πειραματικό μονοκύλινδρο που λειτουργούσε και στη φάση της συμπίεσης με σύστημα το οποίο περιορίζει στο επίπεδο των πιεζοηλεκτρικών αισθητήρων και μόνο την καταγραφή των δυνάμεων τριβής.

Παράλληλα στην Ιαπωνία [25]-[28] στο Ινστιτούτο τεχνολογίας του Τόκιο ήδη από την δεκαετία του '60 εργάζονται πάνω σε μονοκύλινδρο προσομοιωτή ειδικής κατασκευής του οποίου ο κύλινδρος είναι στερεωμένος μέσω πιεζοηλεκτρικών αισθητήρων πάνω σε σταθερό υπόβαθρο. Οι μελέτες των Ιαπώνων αρχικά αφορούσαν την εμπειρία κάθε παραμέτρου σχετικής είτε με τη λίπανση είτε με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα και εξελίχθηκαν στη μελέτη επίδρασης της γήρανσης του κινητήρα μέσα στα πεδία του χρόνου.

Ανακεφαλαιώνοντας στις μελέτες πειραματικού προσδιορισμού των τριβών γενικά προτείνονται από το 1930 μέχρι το 2000 λύσεις :

A) Τοποθέτηση του κυλίνδρου τύπου «πλωτής έδρασης» και μέτρηση της δύναμης τριβής με ενδιάμεσους αισθητήρες δύναμης.



Σχήμα E.5: Τα δύο σώματα των κινητήρων που συνεργάζονται στον προσομοιωτή μετρήσεων 2^{15} γενιάς (κίτρινου χρώματος-έδραση στροφαλοφόρου οδήγηση εμβόλων) και ο κύλινδρος πλωτής έδρασης (κόκκινου χρώματος).

B) Τοποθέτηση του εμβόλου του συστήματος με ανάλογη μέθοδο.



Σχήμα Ε.6: Διωστήρας εξοπλισμένος με αισθητήριο τάσεων και τηλεμετρικό πομποδέκτη για την έμμεση μέτρηση των δυνάμεων τριβής του εμβόλου που προξενούν ελαστική παραμόρφωση.

Οι πειραματικές μελέτες απέδειξαν ότι η πρώτη από τις προαναφερθείσες λύσεις είναι περισσότερο ενδεδειγμένη και όπως θα δειχθεί και στη συνέχεια τέτοια λύση υιοθετήσαμε και στον προσομοιωτή τον οποίο κατασκευάσαμε στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας.

E.3.2 Πειραματικές μελέτες έμμεσου καθορισμού των απωλειών

Από το 1942 μελέτες αυτού του είδους επικεντρώθηκαν στην επιφάνεια του συστήματος με σκοπό τον προσδιορισμό ύπαρξης επαφής ή μη επαφής μεταξύ των συνεργαζόμενων στοιχείων. Στη συνέχεια αποτελέσματα που σχετίζονται με το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης χρησιμοποιούνται ώστε μέσω υπολογισμών να προσδιοριστούν οι απώλειες . Από τις μελέτες αυτές χαρακτηριστικές είναι οι [43] και [48] οι οποίες βασίζονται στη μέτρηση της ηλεκτρικής αντίστασης των επαφών , οι οποίες έδειξαν επαφές ακόμη και εκτός των περιοχών των νεκρών σημείων. Στην εργασία του, ο Moore πραγματοποίησε παρόμοιες μετρήσεις θέτοντας συγχρόνως και αμφισβήτηση για την αποτελεσματικότητά τους μ, διότι παρατηρήθηκε ότι οι μεταλλικές επιφάνειες είναι καλυμμένες από οξείδια και χημικά διαβρωμένες από επιφανειακές μεμβράνες ασταθούς χημικής σύνθεσης, που αυξάνουν την τιμή της ηλεκτρικής αντίστασης. Επιπλέον οι μετρήσεις αυτές αποδείχθηκε ότι δεν είναι δυνατόν να προσδιοριστούν το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης τη στιγμή που η αντίσταση της επαφή μέσω ικανού πάχους λιπαντικής μεμβράνης αντιστοιχεί σε ηλεκτρική μόνωση δηλαδή άπειρη αντίσταση. Δηλαδή πρακτικά δεν υπάρχει διαφορά στη μετρηθείσα αντίσταση είτε με μικρό πάχος λιπαντικής μεμβράνης είτε με μεγαλύτερο.

Σε άλλη μελέτη [90] δόθηκε μεγαλύτερη βαρύτητα στις γρήγορες μεταβολές του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης υιοθετώντας μία έμμεση μέθοδο που βασίστηκε στη μέθοδο της διαμετρικής χάρις εμβόλου ελατηρίου και εμβόλου χιτωνίου.

Στην [34] μετρήσεις του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης έδειξαν ότι δεν είναι δυνατόν να ληφθεί υπόψη πάντοτε η υπόθεση της πλήρους και διαρκούς υδροδυναμικής λίπανσης των δακτυλίων (κατόπιν μέτρησης του πάχους λιπαντικής μεμβράνης), ενώ στη συνέχεια μετρήσεις της πίεσης στην περιοχή επαφής δακτυλίων χιτωνίου έδειξαν μερική λίπανση του. Εξάλλου η [56] αναδεικνύει ότι η ελαφρά περιστροφή του εμβόλου γύρω από τον πύρο του οδηγεί σε κίνηση του δακτυλίου η οποία παίζει πρωταγωνιστικό ρόλο στις απώλειες λόγω τριβών. Μελετήθηκε παράλληλα η επίδραση της θερμοκρασίας καθώς και της ελαστικής συμπεριφοράς του εμβόλου, ενώ παράλληλα έγιναν μετρήσεις των πιέσεων μεταξύ των δακτυλίων κάτω από συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.

E.3.3 Θεωρητικές μελέτες προσδιορισμού των δυνάμεων τριβής

Η βασική προϋπόθεση στην πλειονότητα των θεωρητικών μοντέλων βασίζεται στην υδροδυναμική λίπανση. Σύγκριση της τιμής του συντελεστή τριβής του συγκεκριμένου συνόλου με αυτή των υδροδυναμικών εγκάρσιων εδράνων, δίνει τιμές περίπου πενήντα φορές μεγαλύτερες στο υπό μελέτη σύνολο

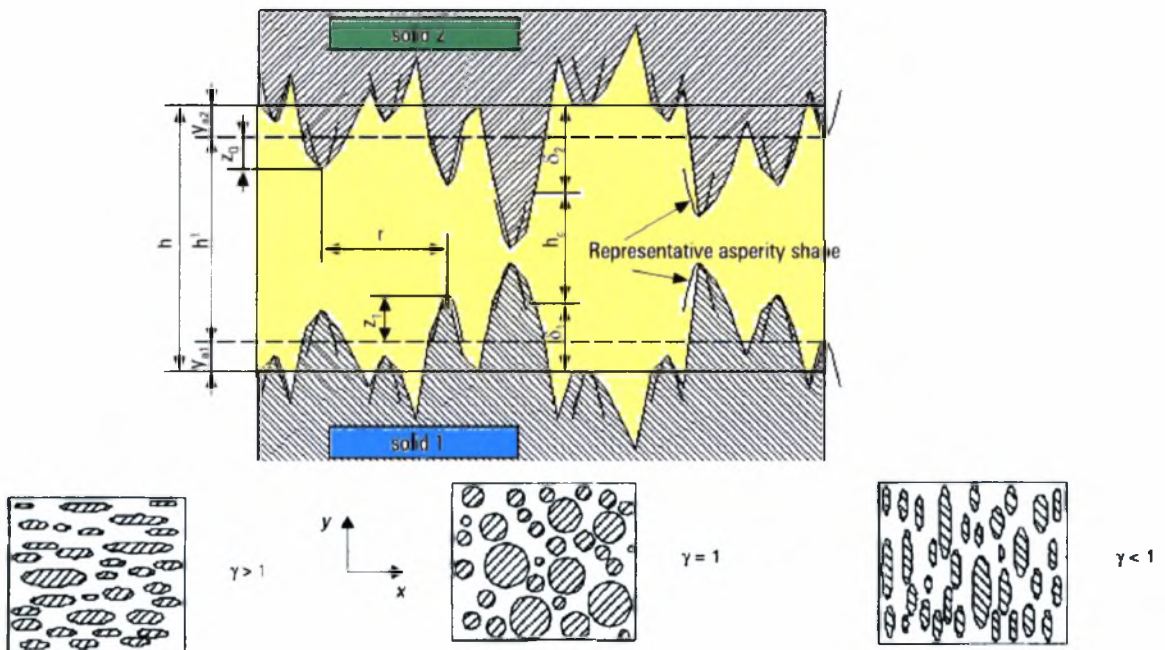
Μεταξύ των μελετών που επικεντρώθηκαν στον προσδιορισμό του συντελεστή τριβής ενδιαφέρον παρουσιάζουν αυτές των Volarovitch, Eilon, Dowson, και Cameron. Για το θεωρητικό μοντέλο που σχετίζεται με τον υπολογισμό της δύναμης τριβής του δακτυλίου, όπως προαναφέρθηκε, δέχονται υδροδυναμική λίπανση για τον δακτύλιο του εμβόλου. Οι διαφορές τους οφείλονται σε μεγάλο μέρος στη εξίσωση του Reynolds που επιλύουν (γεωμετρία δύο διαστάσεων – τριών διαστάσεων) με ή χωρίς τραχύτητα των λιπαινόμενων επιφανειών, στις συνοριακές συνθήκες που λαμβάνονται υπόψη καθώς και στη μέθοδο επίλυσης του προβλήματος που απαιτεί κυρίως μεθόδους πεπερασμένων στοιχείων ή πεπερασμένων διαφορών (FEM ή FDM). Μεταξύ των μελετών αυτών διακρίνεται η [20] περιορισμένης εγκυρότητας που εφαρμόζεται σε δακτύλιο με επιφάνεια επαφής παραβολική ή κυλινδρική. Ο Furuhama από το 1959 προτείνει μία εξίσωση του Reynolds με έναν όρο που αναφέρεται στη σύνθλιψη της λιπαντικής μεμβράνης δηλαδή όταν το

υπολογιζόμενο πάχος της λιπαντικής μεμβράνης είναι μικρότερο από συγκεκριμένη τιμή θεωρείται ότι υπάρχει επαφή με συγκεκριμένο συντελεστή τριβής.

Ο Ferrari [24] προτείνει μια ακόμη πιο απλουστευμένη θεωρητική προσέγγιση επιλύοντας την εξίσωση του Reynolds για δύο διαστάσεις και λείες επιφάνειες οπότε δέχεται ελάχιστες τιμές πάχους λιπαντικής μεμβράνης τάξης 25nm ή 0,025μm.

Στο [69] δίνονται αποτελέσματα μελέτης που αναφέρονται στη δυναμική συμπεριφορά των δακτυλίων με προσπάθεια αποκωδικοποίησης της επίδρασης των δακτυλίων μέσα σε κύλινδρο για πλήρως εξοπλισμένο έμβολο. Μία βελτιστοποίηση της κατανομής των δακτυλίων κυρίως του πρώτου (της φωτιάς) δίνει μία κατατομή που παρουσιάζει ακτίνα καμπυλότητας, ενώ είναι αποδεκτές ελάχιστες τιμές του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης της τάξεως των 0,1μm.

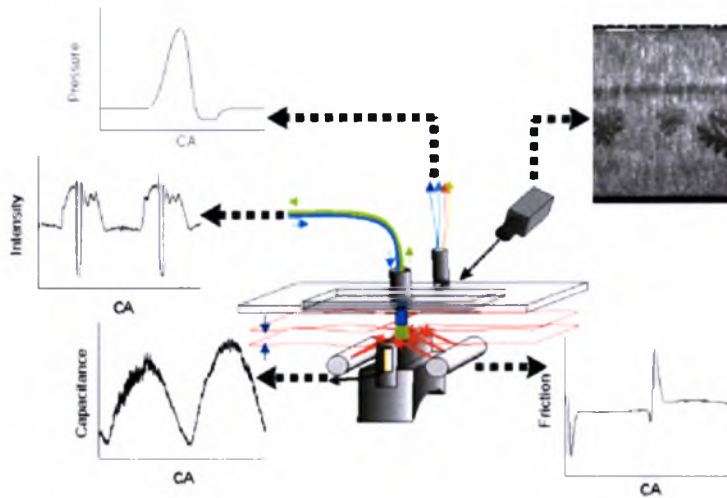
Κατά τη δεκαετία του 1980 μέχρι τις μέρες μας αναπτύσσονται θεωρητικά μοντέλα που βασίζονται κυρίως στη μελέτη [67] όπου γίνεται συνδυασμός δύο θεωριών για τον λεπτομερέστερο εξοπλισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών κατά τη λειτουργία του συνόλου. Έτσι, αφενός γίνεται χρήση μιας εξίσωσης του Reynolds στην οποία λαμβάνονται υπόψη μεγέθη της λιπαντικής μεμβράνης με στοχαστικό χαρακτήρα Patir-Cheng [60] [61], καθώς και ενός μοντέλου τραχύτητας που προτάθηκε από τους Greenwood και Tripp [32] (Σχήμα E.7).



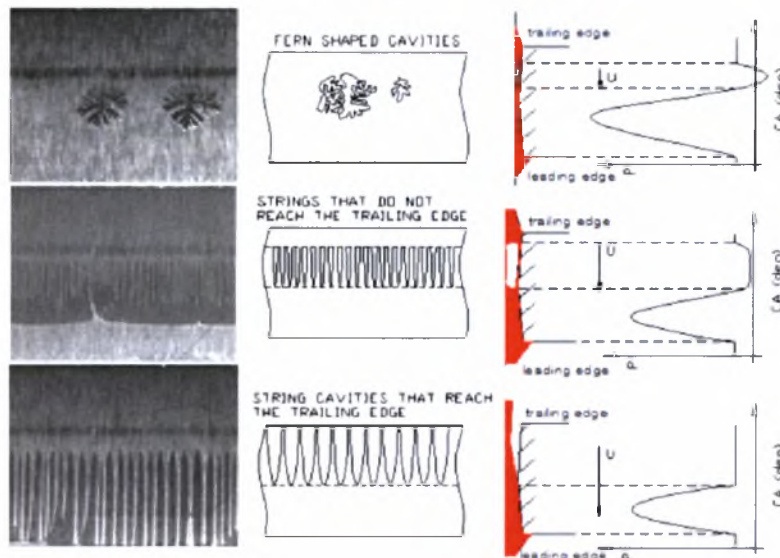
Σχήμα E.7: Το μοντέλο των λοφίσκων ταχύτητας και τα χαρακτηριστικά ανισοτροπίας που ελήφθησαν σε συνδυασμό κατά την ανάπτυξη του υπολογιστικού κώδικα.

Ε.3.4 Παράλληλες μελέτες (πειραματική και θεωρητική προσομοίωση) με σκοπό την πρόταση διορθωμένου μοντέλου με βάση λεπτομερείς και αξιόπιστες μετρήσεις.

Στην κατηγορία αυτή εμφανίζονται μελέτες κυρίως κατά την τελευταία 20ετία κατά την οποία έχουν βελτιστοποιηθεί η υπολογιστικοί κώδικες και έχουν βελτιωθεί πολύ τα συστήματα τηλεμετρίας και γενικότερα μετρολογικά προβλήματα.



Σχήμα Ε.8: Πειραματική προσομοίωση τριβολογικής συμπεριφοράς τμήματος δακτυλίου εμβόλου με τις αντίστοιχες μετρήσεις πίεσης, δύναμης τριβής και πάχους λιπαντικής μεμβράνης καθώς και μαγνητοσκόπησης του φαινομένου (διάφανος κύλινδρος).



Σχήμα Ε.9: Πειραματική προσομοίωση τριβολογικής συμπεριφοράς τμήματος δακτυλίου εμβόλου με τις αντίστοιχες μετρήσεις πίεσης, και μαγνητοσκόπησης του φαινομένου αποκόλλησης-σπηλαίωσης στις περιοχές αρνητικών τιμών υδροδυναμικών πιέσεων (αποκλίνουσα περιοχή: η οποία έπεται της κίνησης στον πρώτο δακτύλιο της φωτιάς καθ' όλη την διάρκεια των παλινδρομήσεων, ενώ εμφανίζεται κατά την κάθοδο του εμβόλου και μόνο στον δεύτερο δακτύλιο. Στον τρίτο δακτύλιο αν και δεν θεωρείται αποκλίνουσα, διότι παραμένει παράλληλη προς την κυλινδρική επιφάνεια του χιτωνίου, παρατηρούνται και πάλι χαρακτηριστικά αποκλίνουσας γεωμετρίας).

Παρ' όλα αυτά έχει παρατηρηθεί έντονη διασπορά η διαφορά μεταξύ των αποτελεσμάτων των μοντέλων αυτών γεγονός το ποίο και εμείς στην παρούσα διπλωματική εργασία σκοπεύουμε να διερευνήσουμε και να ερμηνεύσουμε.

Έτσι, η προσέγγιση του τεχνικού μας προβλήματος υλοποιείται με την εξής μεθοδολογία:

Κεφάλαιο 1 : Αναφέρεται στη θεωρία της μικτής λίπανσης που εφαρμόζεται στο σύνολο δακτύλιος και χιτώνιο και το μαθηματικό μοντέλο που χρησιμοποιείται για την επίλυση του προβλήματος

- **Θεωρητική προσομοίωση**

Κεφάλαιο 2: Περιγράφει τον προσομοιωτή τριβής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας που επιτρέπει την μέτρηση των δυνάμεων τριβής

- **Πειραματική Προσέγγιση**
- **Σύλληψη Σχεδιασμός Κατασκευή Λειτουργία Προσομοιωτή**
- **Πειραματικά Αποτελέσματα**

Κεφάλαιο 3 : Αναφέρεται στα συμπεράσματα της διπλωματικής εργασίας και σε προτάσεις για μελλοντικές μελέτες

- **Συμπεράσματα και προοπτικές**

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

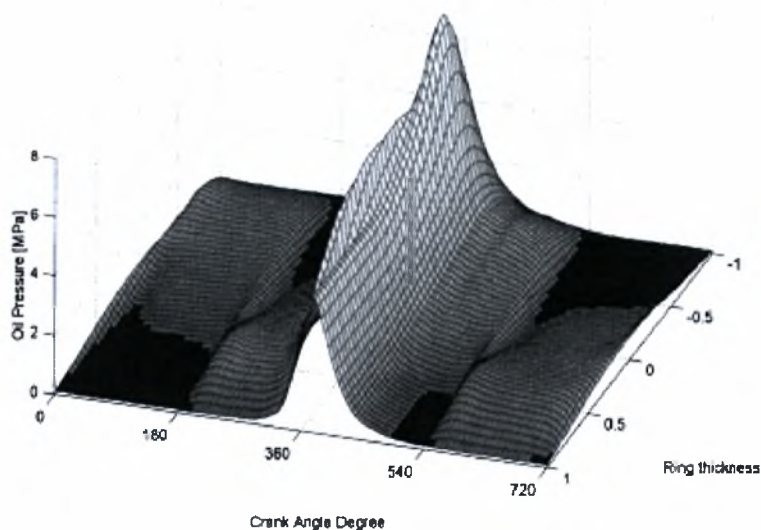
Η θεωρία της επαφής δακτυλίου-χιτωνίου. Μαθηματικό μοντέλο υπολογισμού πάχους λιπαντικής μεμβράνης και συντελεστή τριβής.



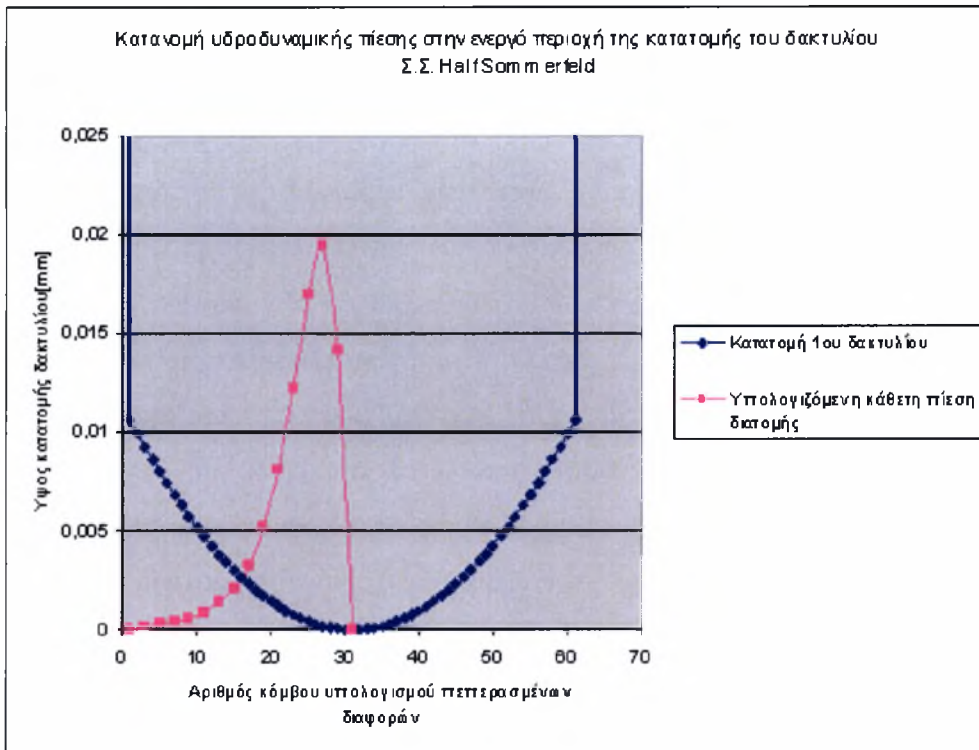
1.1 Επιλογή μεθοδολογίας για την θεωρητική προσομοίωση

Οι σύγχρονες μέθοδοι για την αντιμετώπιση της θεωρητικής προσέγγισης της τριβολογικής συμπεριφοράς των δακτυλίων εμβόλων έχουν ήδη εγκαταλείψει τις κλασικές μεθόδους περί πλήρους και υδροδυναμικής λίπανσης. Γενικά, αποδέχονται ένα είδος μικτής λίπανσης κυρίως στις περιοχές των νεκρών σημείων όπου η υδροδυναμική συνιστώσα της παραλαβής φορτίου ελαχιστοποιείται ενώ παράλληλα εμφανίζεται η συνιστώσα παραλαβής φορτίου από τους λοφίσκους των τραχειών επιφανειών οι οποίοι παραμορφώνονται υπό την επίδραση του φορτίου αυτού ελαστικά ή πλαστικά (ένα είδος μικρο-έλαστο-υδροδυναμικής συμπεριφοράς).

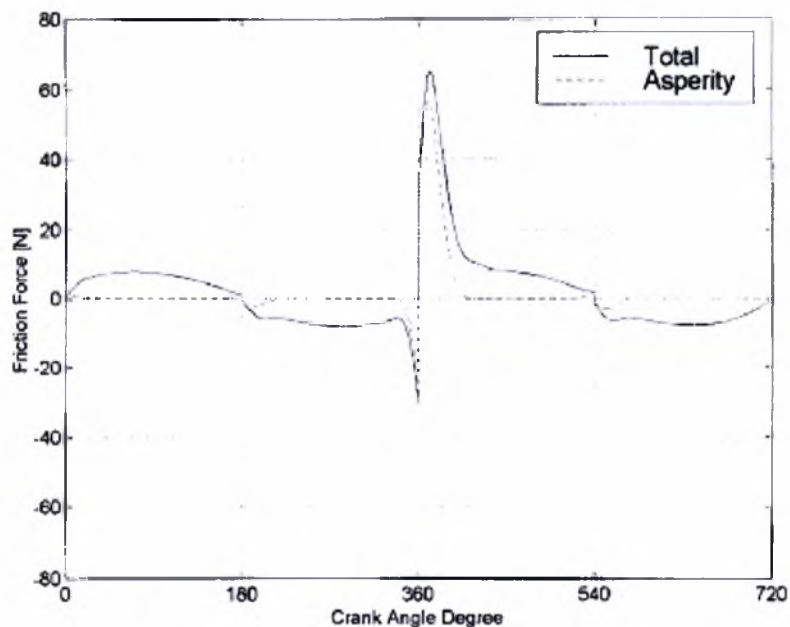
Επιπλέον στα μοντέλα αυτά λαμβάνεται υπόψη ο ισότροπος ή ανισότροπος χαρακτήρας των τραχειών επιφανειών με αποτέλεσμα την διόρθωση της εξίσωσης του Reynolds με χρήση παραμέτρων ροής (παροχής) του λιπαντικού. Τα μοντέλα αυτά θεωρούνται στην πιο απλή μορφή τους ισόθερμα. Προχωρημένα μοντέλα προσομοίωσης θεωρούνται σήμερα τα θέρμο-μικρο-έλαστο υδροδυναμικά όπου εκτός των άλλων σε πρώτο βαθμό επιβάλλεται ενεργειακό-θερμικό ισοζύγιο, και αφετέρου γίνεται και υπολογισμός του διαθέσιμου λιπαντικού που απομένει για να λιπάνει τους δακτυλίους που έπονται μέσα σ' ένα πλήρες σύστημα εμβόλου δακτυλίων.



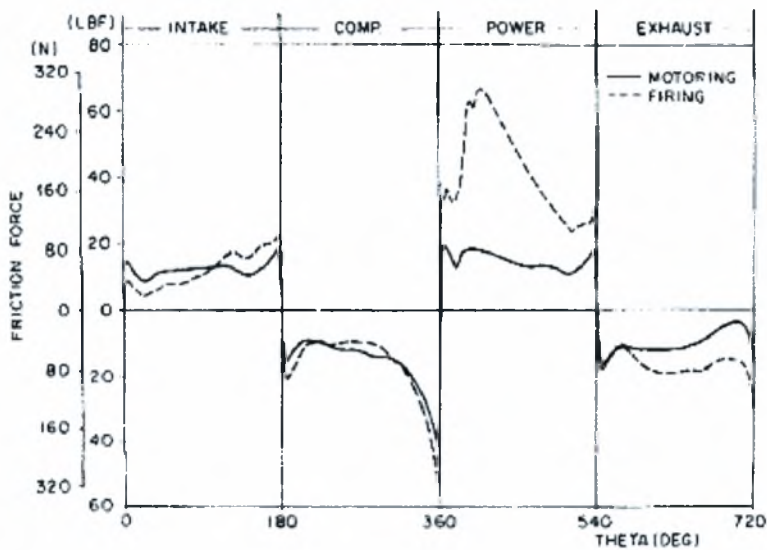
Σχήμα 1.1: Κατανομή υδροδυναμικών πιέσεων κατά την κίνηση - δεδομένο από βιβλιογραφία.



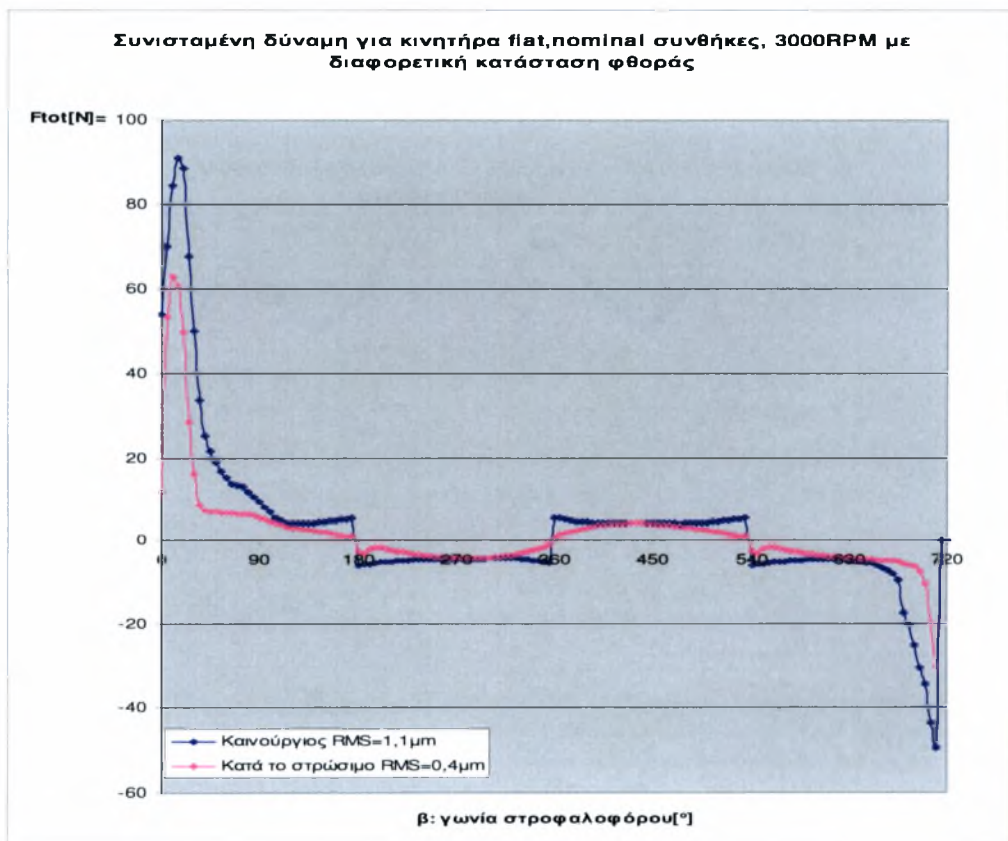
Σχήμα 1.2: Τυπική κατατομή 1^{ου} δακτυλίου με την κατανομή υδροδυναμικών πιέσεων κατά την κίνηση προς τα αριστερά-από κάτω νεκρό σημείο προς άνω νεκρό σημείο (προτεινόμενο μοντέλο).



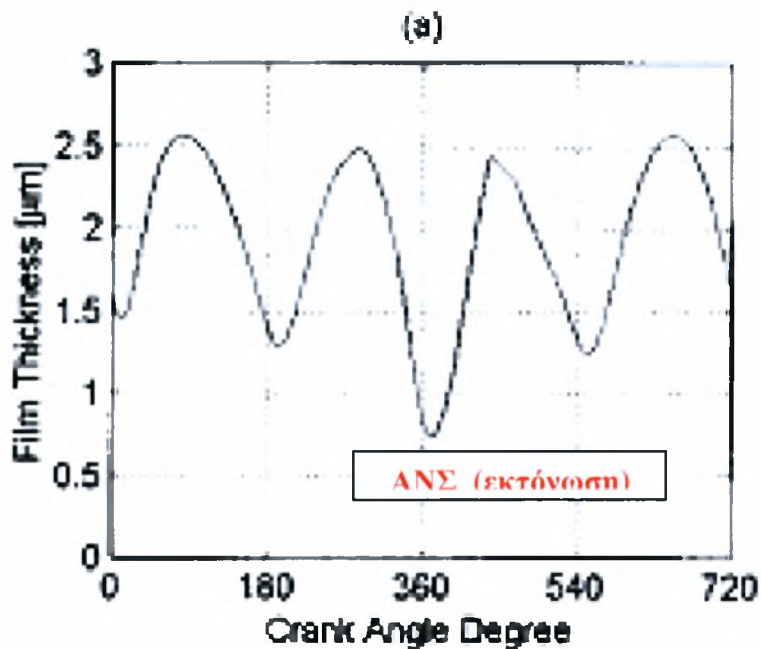
Σχήμα 1.3: Τυπικό διάγραμμα συνιστωσών δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για λειτουργία υπό φορτίο και διαφορετικά επίπεδα φθοράς. (δεδομένο από σύγχρονη βιβλιογραφία-θεωρητική προσομοίωση)



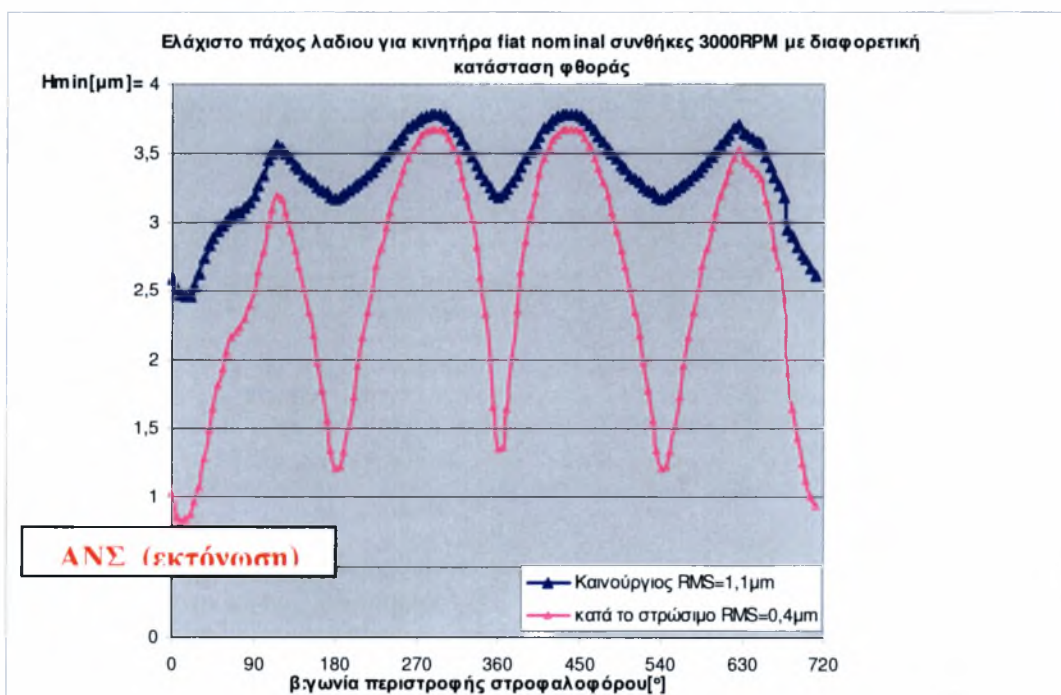
Σχήμα 1.4: Τυπικό διάγραμμα συνιστωσών δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για λειτουργία υπό φορτίο και διαφορετικά επίπεδα φθοράς. (δεδομένο από σύγχρονη βιβλιογραφία-πειραματική προσομοίωση)



Σχήμα 1.5: Τυπικό διάγραμμα συνιστωσών δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για λειτουργία υπό φορτίο και διαφορετικά επίπεδα φθοράς. (Προτεινόμενο μοντέλο)



Σχήμα 1.6: Τυπική συμπεριφορά 1^{ου} δακτυλίου όσον αφορά το αναπτυσσόμενο πάχος λαδιού στη διεπιφάνεια δακτυλίου κυλίνδρων . (Δεδομένο από βιβλιογραφία)



Σχήμα 1.7: Τυπική συμπεριφορά 1^{ου} δακτυλίου όσον αφορά το αναπτυσσόμενο πάχος λαδιού στη διεπιφάνεια δακτυλίου κυλίνδρων για λειτουργία υπό φορτίο (Προτεινόμενο μοντέλο).

Επειδή η υλοποίηση ενός υπολογιστικού κώδικα με το βάθος των προαναφερθέντων υπερβαίνει κατά πολύ τα όρια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, θεωρήθηκε σκόπιμο να αναπτυχθεί καταρχήν ένα δραστικό μοντέλο με μεγάλη ακρίβεια στους υπολογισμούς και λεπτομερή περιγραφή της γεωμετρίας με χρήση πυκνού πλέγματος.

Έτσι ο τεχνικός συμβιβασμός οδήγησε στην χρήση **δύο θεωριών** κάθε μία των οποίων αντιμετωπίζει μία συνιστώσα παραλαβής φορτίου και κατά συνέπεια και μία συνιστώσα της ολικής δύναμης τριβής.

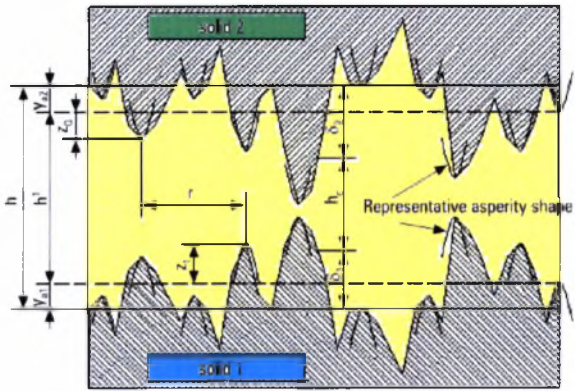
Επειδή οι δύο μηχανισμοί παραλαβής φορτίου συνυπάρχουν γενικά, αλλά η απουσία του ενός ή του άλλου είναι σχεδόν αναπόφευκτη, στις περιοχές, όπου ο ένας μηχανισμός παίζει πρωταγωνιστικό ρόλο ο άλλος λαμβάνεται υπόψη αλλά με μικρότερο συντελεστή βαρύτητας.

Δηλαδή, **στις περιοχές μικρών ταχυτήτων** λαμβάνεται υπόψη το λεπτομερές μοντέλο γνωστό σα **μοντέλο του Greenwood** (ή Greenwood-Williamson ή Greenwood-Trip), ενώ δε θεωρείται σκόπιμο να προσεγγιστεί με μεγαλύτερη ακρίβεια η **υδροδυναμική συνιστώσα** η οποία, παίζει πρωταγωνιστικό ρόλο **στις μεγάλες ταχύτητες** όπου τα πάχη της λιπαντικής μεμβράνης είναι σημαντικά, άρα η τραχύτητα μπορεί να αγνοηθεί στις περιπτώσεις αυτές .

Η σημασία της τραχύτητας και ειδικότερα η σημασία της ανισοτροπίας της που εσκεμμένα παραλείπεται όπως προαναφέρθηκε στις περιοχές μικρών ταχυτήτων, ερμηνεύεται στη συνέχεια (Σχήμα Π1.1, Π1.2).

Η απλουστευτική υπόθεση στο μοντέλο που υιοθετήθηκε ερμηνεύεται με την αρχική ανισοτροπία της τραχύτητας του κυλίνδρου η οποία είναι εγκάρσια ($\text{transversal } 1/9 < \gamma < 1/3$) και δεν παρουσιάζει ουσιώδεις διαφορές για τις τιμές αυτές. Ενδεχομένως, σε άλλης μορφής επιφάνειες με ανισοτροπία διαμήκη ($\text{longitudinal } 1 < \gamma < 9$) οι διαφορές αυτές είναι σημαντικές και κρίνεται απαραίτητο να καταγραφούν με τη χρήση πληρέστερης προσέγγισης (Σχήμα 1.10).

Ο υπολογιστικός κώδικας σε περίπτωση λείων επιφανειών απαιτεί σα δεδομένο μία ελάχιστη αλλά μη μηδενική τιμή της τραχύτητας (τυπική απόκλιση της κατανομής των υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων), ενώ στη γενική περίπτωση απαιτεί την γνώση επιπλέον των παρακάτω χαρακτηριστικών:



- **Πυκνότητα λοφίσκων** (αριθμός λοφίσκων ανά μονάδα επιφάνειας)
- **Μέση ακτίνα καμπυλότητας του πληθυσμού των κορυφών των λοφίσκων.**

Θεωρείται σημαντικό να αναφερθεί ότι τελικά στην διαδικασία υπολογισμού των απωλειών λόγω τριβών στο υπό μελέτη σύστημα σημαντικό ρόλο παίζει η ισχύς τριβής η οποία ελαχιστοποιείται στις περιοχές των άνω και κάτω νεκρών σημείων , όπου μηδενίζεται η τραχύτητα. Άρα για τον υπολογισμό της παραμέτρου P_{mf} (μέση πίεση που αντιστοιχεί στις μηχανικές απώλειες) η ακρίβεια με βάση την υδροδυναμική συνιστώσα θεωρείται ικανοποιητική .

Αντίθετα, στις περιοχές των **νεκρών σημείων** το μοντέλο φιλοδοξεί να ερμηνεύσει το μηχανισμό της φθοράς. Σημειωτέων, ότι ο κώδικας που υποστηρίζει την παρούσα εργασία είναι εφαρμόσιμος σε περίπτωση ανοιχτού κυλίνδρου αλλά και σε περίπτωση προσομοίωσης ρεαλιστικής λειτουργίας με διακεκριμένους τους τέσσερις χρόνους λειτουργίας τετράχρονης ΜΕΚ εφαρμόζεται σε διαφορετικές γεωμετρίες κινητήρων και κατατομών δακτυλίων (κυρτών-κολουροκωνικών-επίπεδων), καθώς και σε διαφορετικά στάδια φθοράς των διεπιφανειών (χωρίς ώρες λειτουργίας, μετά το στρώσιμο και φθαρμένες).

Στο **μοντέλο του Greenwood** λαμβάνεται υπόψη συντελεστής τριβής τάξεως μεγέθους 0,08 που αφορά στο μηχανισμό τριβής των κορυφών των λοφίσκων. Η τιμή αυτή ευελπιστούμε ότι θα καθοριστεί και πειραματικά στον πειραματικό προσομοιωτή. Η δεύτερη παράμετρος που αντιστοιχεί στην διατμητική δύναμη που «απαιτείται» για την υπερνίκηση της αντίστασης της λεγόμενης επιφανειακής μονομοριακής μεμβράνης τ_0 στο μοντέλο μας, θεωρείται αμελητέα.

$$W_{tot} = W_{tota} + W_{toth}$$

W_{tot} = Ολικό φορτίο επαφής

W_{tota} = Φορτίο που παραλαμβάνεται από την τραχύτητα

W_{toth} = Υδροδυναμικό φορτίο

$$F_{tot} = F_{tota} + F_{toth}$$

F_{tot} = ολική δύναμη τριβής

F_{tota} = Συνιστώσα της τριβής που οφείλεται στην παραμόρφωση της τραχύτητας

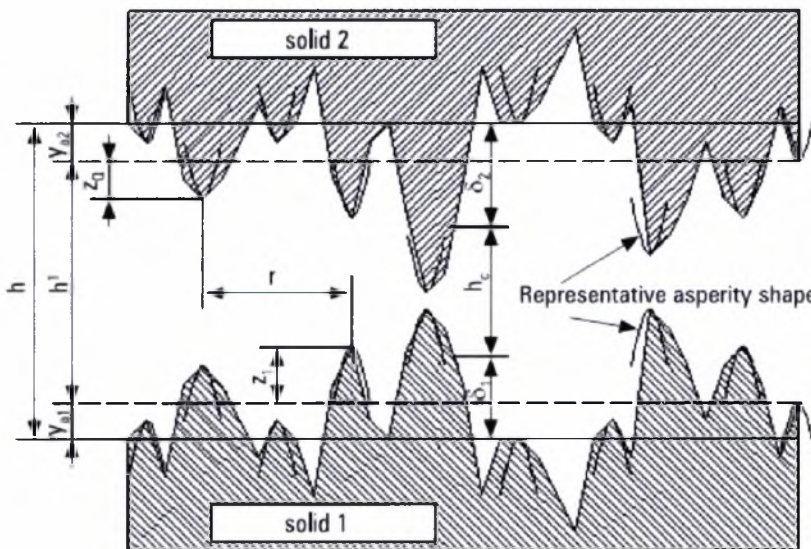
F_{toth} = υδροδυναμική συνιστώσα της τριβής

$$F_{tota} = aW_{tota} + \tau_0 * A$$

Όπου: A : πραγματική επιφάνεια επαφής Greenwood

$$A = \pi DL: \text{φαινόμενη επιφάνεια επαφής}$$

Τα προηγούμενα, όπως προαναφέρθηκε προτείνονται από την ομάδα του Greenwood και αφορούν σε συμμετρικές κατανομές υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων που στη γενικότητα τους λαμβάνονται κανονικές (Gauss). Στις περιπτώσεις αυτές συνάρτηση του μεγέθους που καθορίζει το διαχωρισμό των μέσων τιμών του υψομέτρου των λοφίσκων των δύο τραχειών επιφανειών είναι αφενός το φορτίο που παραλαμβάνεται από τις ελαστικά παραμορφωμένες μικρογεωμετρικές ανωμαλίες των επιφανειών και αφετέρου η πραγματική επιφάνεια επαφής καθώς και ο αριθμός των επαφών ανά μονάδα επιφάνειας.



———— Μέσος όρος πληθυσμού σημείων
 - - - - - Μέσος όρος πληθυσμού κορυφών λοφίσκων

Σχήμα 1.8: Σχηματική αναπαράσταση επαφής τραχειών επιφανειών παρουσία λιπαντικού μέσου.

Αυτό που αναφέρεται στη θεωρία Greenwood σαν διαχωρισμός των επιφανειών (surface separation-d) θα μπορούσε να ισοδυναμεί με το αντίστοιχο μέγεθος του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης αν οι δύο πληθυσμοί υψομέτρων δηλαδή ο πληθυσμός υψομέτρων όλων των σημείων της κατατομής της επιφάνειας (σ_{po} :τυπική απόκλιση) και το υποσύνολο του δηλαδή ο πληθυσμός των υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων(σ_p :τυπική απόκλιση)εμφανίζουν τον ίδιο μέσο όρο.

Σε αντίθετη περίπτωση όπως συμβαίνει στην πράξη υπάρχει διαφορά μη μηδενική των μέσων όρων των δύο πληθυσμών ($y_o > 0$) με την τιμή του μέσου όρου των πληθυσμού των pick μεγαλύτερη.

Έτσι το d γίνεται :

$$d = h - y_o \text{ ή } (d(i,j) = h(i,j) + y_o)$$

Συνεπώς, λαμβάνουμε αντίστοιχα για το φορτίο $W(d)$ την πραγματική επιφάνεια επαφής $A(d)$ και τον πραγματικό αριθμό λοφίσκων σε επαφή $N(d)$:

$$W(d) = \pi(\eta\beta\sigma)^2 A[F_{5/2}(d/\sigma)]^{(16/15)} \sqrt{2} E_{\text{copm}} \sqrt{\sigma/\beta}$$

$$A(d) = \pi^2 (\eta\beta\sigma)^2 A[F_2(d/\sigma)]$$

$$N(d) = 4\pi(\eta\beta\sigma) A\eta[F_1(d/\sigma)]$$

Εννοείται ότι σε περίπτωση διαφοροποίησης των τιμών σ_{po} και σ_{pi} τότε στους παραπάνω τύπους όπου $\sigma = \sigma_{pi}$

$$\text{Όπου } F_n(U) = \int_U^\infty (s - U^n \Phi_s) ds \quad \text{όπου } \Phi_s \text{ η κανονικοποιημένη κατανομή,}$$

$$s = d/\sigma$$

Οι συναρτήσεις που λαμβάνονται υπόψη στον υπολογισμό του $F_{5/2}$ και F_2 προτείνεται να παίρνουν τις ακόλουθες τιμές.

$$F_2(H) = \begin{cases} d_1 e^{\left(d_2 \log(H^* - H) + d_3 (\log(H^* - H))^2 \right)}, & H \leq 3,5 \\ d_1^H (H^* - H)^{d_2^H}, & H^* \geq H \geq 3,5 \\ 0, & H \geq H^* \end{cases}$$

$$F_{5/2}(H) = \begin{cases} f_1 e^{\left(f_2 \log(H^* - H) + f_3 (\log(H^* - H))^2 \right)}, & H \leq 3,5 \\ f_1^H (H^* - H)^{f_2^H}, & H^* \geq H \geq 3,5 \\ 0, & H \geq H^* \end{cases}$$

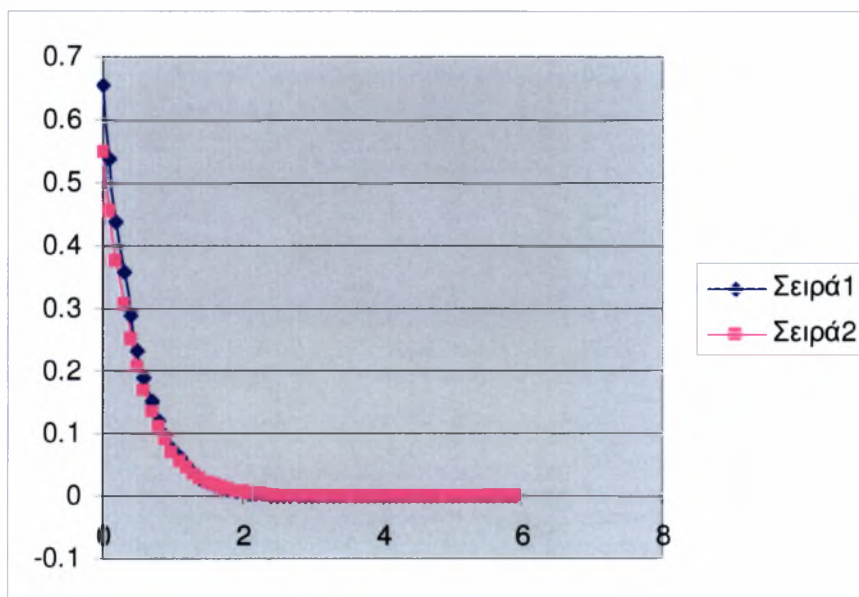
Όπου: $H^* = 4, d_1 = 1.705 \times 10^{-4}, d_2 = 4.05419, d_3 = 1.37025, d_1^H = 8.8123 \times 10^{-5}$
 $d_2^H = 2.1523, f_1 = 2.1339 \times 10^{-4}, f_2 = 3.804467, f_3 = 1.341516, f_1^H = 1.1201 \times 10^{-4}$
 $f_1^H = 1.9447$

Οι συναρτήσεις $F_{5/2}$ και F_2 στο πεδίο ορισμού τους λαμβάνουν διαφορετικές μορφές σε τρεις διακριτές περιοχές :

A) για $d/\sigma \leq 3,5$

B) για $d/\sigma \leq 4$ και $\geq 3,5$

Γ) για $d/\sigma \geq 4$



Σχήμα 1.9: Ρεαλιστικές συναρτήσεις $F_{5/2}$ και F_2 που υπολογίστηκαν με μετρήσεις πραγματικής τραχύτητας κυλίνδρων MEK και μαθηματική επεξεργασία

Οι τιμές των συναρτήσεων $F_{5/2}$ και F_2 δίνονται στα ακόλουθα διαγράμματα:

d/σ	F(2)	F(2,5)
0	0.655005559	0.548736833
0.1	0.537373266	0.453950982
0.2	0.439406829	0.374361114
0.3	0.358064958	0.307721395
0.4	0.290738367	0.252089659
0.5	0.235193857	0.205790154
0.6	0.189524932	0.167380405
0.7	0.152108273	0.135621778
0.8	0.121565446	0.109453373
0.9	0.096729273	0.08796892
1	0.07661438	0.070396373
1.1	0.060391436	0.056079908
1.2	0.047364685	0.044464097
1.3	0.036952389	0.03508
1.4	0.028669852	0.02753299
1.5	0.022114714	0.021492107
1.6	0.016954251	0.016680778
1.7	0.012914437	0.012868746
1.8	0.009770547	0.009865065
1.9	0.007339112	0.007512047
2	0.005471053	0.005680034
2.1	0.004045836	0.004262906
2.2	0.002966524	0.003174232
2.3	0.002155589	0.002343978
2.4	0.001551399	0.001715707
2.5	0.001105264	0.0012442
2.6	0.000778982	0.000893456
2.7	0.000542795	0.000634997
2.8	0.000373699	0.000446461
2.9	0.000254065	0.000310416
3	0.0001705	0.00021339
3.1	0.000112933	0.000145064
3.2	7.38693E-05	9.76097E-05
3.3	4.78E-05	6.51588E-05
3.4	3.07321E-05	4.33697E-05
3.5	1.98246E-05	2.9096E-05
3.6	1.22632E-05	3.74912E-05
3.7	6.60233E-06	2.65885E-05
3.8	2.75865E-06	1.63817E-05
3.9	6.20568E-07	7.15792E-06
4	0	0
4.1	0	0
4.2	0	0
4.3	0	0
4.4	0	0
4.5	0	0
4.6	0	0
4.7	0	0
4.8	0	0
4.9	0	0
5	0	0

Η βασικότερη των υποθέσεων στην περίπτωση της θεωρητικής προσομοίωσης συνδέεται με την κυλινδρική συμμετρία που αποδεχόμαστε ότι χαρακτηρίζει το υπό μελέτη σύστημα. Δηλαδή σε πρώτη προσέγγιση δεχόμαστε ότι το διάκενο που εμφανίζει ο κάθε δακτύλιος είναι αμελητέου μεγέθους και δεν επηρεάζει τη λειτουργία του δακτυλίου, υπόθεση που δε θεωρείται αρκούντως ρεαλιστική.

Ο κώδικας όμως μπορεί να δεχθεί μια βελτίωση-συμπλήρωση έτσι ώστε στο μέλλον η παρουσία του διακένου να ληφθεί υπόψη ώστε να είναι δυνατή η μελέτη συμπεριφοράς κάθε δακτυλίου, είτε κατά τη λειτουργία εν κενώ, είτε κατά τη λειτουργία με φορτίο.

Από τη μελέτη της βιβλιογραφίας εξάγεται το συμπέρασμα ότι:

A) Δεν μπορούμε να υποστηρίξουμε ότι υπάρχει βέλτιστη μέθοδος για την αξιολόγηση-αποτίμηση και πλήρη καθορισμό των τριβών στο σύστημα εμβόλου δακτυλίων.

B) Κάθε μέθοδος είναι σε μεγάλο βαθμό σχετική με τον αντίστοιχο κινητήρα.

Γ) Εξαρτάται από μία ομάδα παραμέτρων που δεν έχουν ακόμη μέχρι σήμερα πλήρως καθοριστεί και μελετηθεί.

Συνήθως, θεωρούμε ότι στη γενική ανάλυση του προβλήματος των απωλειών λόγω τριβής, εμφανίζονται 6 βασικοί άξονες και οι επιδράσεις τους. Ειδικότερα αναφέρουμε τη επίδραση του λειτουργικού περιβάλλοντος, των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα, παραμέτρων που σχετίζονται με το έμβολο το χιτώνιο και τους δακτυλίους καθώς και την επίδραση της εξέλιξης αυτών μέσα στο πεδίο του χρόνου.

1.2 Το θεωρητικό Μοντέλο

1.2.1 Σύγκριση με την βιβλιογραφία και υποθέσεις επίλυσης

Η μοντελοποίηση της τριβής δακτυλίου-χιτωνίου, που παρουσιάζεται στη συνέχεια όπως προαναφέρθηκε, βασίζεται στην ιδέα του Rhode [67] που πρώτος πρότεινε το συνδυασμό δύο ανεπτυγμένων στοχαστικών θεωριών, που περιγράφουν τη λιπαινόμενη επαφή μεταξύ δύο τραχειών τριβόμενων επιφανειών.

Στοχαστικές θεωρίες που εμφανίστηκαν σε μηχανισμό παραλαβής φορτιών, κατά την επαφή δύο στερεών και μάλιστα στην περίπτωση επιφανειών που εμφανίζουν ανισοτροπία τραχύτητας αναπτύχθηκαν από τον Christensen [12], [13].

Οι Patir και Cheng [60], [61] προτείνουν την μορφή μιας εξίσωσης του Reynolds εισάγοντας διορθωτικούς συντελεστές ροής οι οποίοι εξάγονται βάσει θεωρητικής προσομοίωσης. Αυτή η εξίσωση που ισχύει για λιπαντικό ισόθερμο και ασυμπίεστο, οδηγεί στον προσδιορισμό το πεδίου των πιέσεων λαμβάνοντας υπόψη τις συναρτήσεις κατανομής των υψομέτρων των σημείων καθεμιάς από τις δύο επιφάνειες, καθώς και τους αντίστοιχους χαρακτήρες, ως προς την ανισοτροπία των τραχυτήτων αυτών.

Παράλληλα ο Elrod [21] και μετέπειτα ο Trip [83] έχουν προτείνει μία θεωρία τοπικών μεταβολών προτείνοντας την εισαγωγή σφαλμάτων, που οφείλονται στην τραχύτητα των επιφανειών, μέσα από την εφαρμογή μετασχηματισμών Fourier. Εντούτοις, τα αποτελέσματα αυτών των θεωριών συγκλίνουν, όπως είναι προφανές, είτε για τιμές της τραχύτητας πολύ μικρές, είτε για σημαντικές τιμές του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης.

Στις περιπτώσεις που υπάρχουν επαφές έχει παρατηρηθεί μια αμελητέα διασπορά αποτελεσμάτων αναλόγως με τις συναρτήσεις κατανομής των υψομέτρων των σημείων των επιφανειών. Η διασπορά αυτή οφείλεται επίσης στον υπολογισμό συνθετικών τραχειών επιφανειών βάσει των οποίων υπολογίζονται οι υπόλοιποι συντελεστές. Στο θεωρητικό μοντέλο που ακολουθεί σαν πρώτο βήμα στην θεωρία Patir και Cheng θα λάβουμε υπόψη επιφάνειες που χαρακτηρίζονται από κανονική συνάρτηση (Gauss) και στη συνέχεια θα ληφθούν υπόψη επιφάνειες με ρεαλιστικότερες συναρτήσεις κατανομής που υπολογίζονται με βάση το μοντέλο Fisher-Pearson.

Όσον αφορά στη μελέτη του φορτίου που παραλαμβάνεται από τους παραμορφώσιμους λοφίσκους των δύο επιφανειών και εν συνεχεία τον υπολογισμό της αντίστοιχης συνιστώσας της τριβής θα γίνει χρήση της θεωρίας Greenwood και Trip [39] για επιφάνειες όχι κανονικές όπου οι λοφίσκοι είναι παραβολοειδή εκ περιστροφής, σταθερής ακτίνας καμπυλότητας, αλλά μεταβαλλόμενου ύψους και φορτίζονται αξονικά με απουσία μεμονωμένων συγκρούσεων των λοφίσκων αυτών κατά τη σχετική κίνηση των επιφανειών αυτών.

Σημειώνεται ότι η θεωρία αυτή βασίζεται σε μια γενίκευση της επαφής τύπου Hertz, μεταξύ δυο παραβολοειδών εκ περιστροφής, λαμβάνοντας υπόψη κριτήρια που

συνδέονται αυστηρά με τον πληθυσμό των υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων, της επιφανειακής πυκνότητάς τους, καθώς και την καμπυλότητα των κορυφών τους.

Οι τιμές αυτές θεωρούνται τυχαίες και εργοδεικτικές. Στα σημεία των επαφών η παροχή μηδενίζεται, ενώ παράλληλα θεωρούμε ότι στις περιοχές αυτές υπάρχει ένα επιφανειακό φιλμ λιπαντικού $\mu\chi$ του τύπου μονοστρωματικό, δηλαδή σε μοριακά μορφή. Το πάχος της μεμβράνης αυτής είναι της τάξεως nm και επιδέχεται μια διατμητική τάση της τάξης 10^6 έως 10^8 Pa. Σε περίπτωση απουσίας ακριβέστερων δεδομένων στο μαθηματικό μοντέλο είναι αποδεκτή μια συμπεριφορά, σύμφωνα με τη μελέτη [7] που αναφέρεται σε οργανικής υφής λιπαντικές μεμβράνες χαμηλού πάχους.

Υποθέσεις:

Στο συγκεκριμένο μοντέλο παίρνουμε τις παραδοχές,

1. Το μέσο είναι συνεχές.
2. Το λιπαντικό ακολουθεί το νόμο του Νεύτωνα ,παρουσιάζει ισότροπη συμπεριφορά και είναι ασυμπίεστο.
3. Η ροή είναι στρωτή (Υπόθεση που δικαιολογείται σχεδόν πάντοτε).
4. Δεν υπάρχει ολίσθηση στην επαφή λιπαντικού μεταλλικής επιφάνειας.
5. Το βάρος της ποσότητας του λιπαντικού είναι αμελητέο όπως επίσης και τα αδρανειακά φαινόμενα (Αυτή η υπόθεση δικαιολογείται από την πολύ μικρή τομή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης).
6. Το λιπαντικό θεωρείται ισόθερμο και η θερμοκρασία του συμπίπτει με τη θερμοκρασία που μετράται κατά τη είσοδο του λιπαντικού στην είσοδο των εδράνων του στροφαλοφόρου.
7. Η υδροδυναμική πίεση δεν μεταβάλλεται κατά την ακτινική κατεύθυνση δηλαδή μέσα στο πάχος της λιπαντικής μεμβράνης.
8. Ο δακτύλιος λιπαίνεται πλήρως σε μία περιοχή σταθερού πλάτους κατά τη διαδρομή (γεγονός που δεν επαληθεύεται στην πράξη).
9. Υπάρχει παραλληλότητα μεταξύ των αξόνων του κυλίνδρου και του δακτυλίου και το διάκενο του δακτυλίου παραμένει σταθερό κατά τη διαδρομή.
10. Ο δακτύλιος είναι παραμορφώσιμος και ακολουθεί το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης.

1.2.2 Επίδραση του λειτουργικού περιβάλλοντος.

Λίπανση δακτυλίου-χιτωνίου

Στο γενικό πρόβλημα της λίπανσης δύο γενικά τραχειών επιφανειών που βρίσκονται σε σχετική κίνηση διακρίνουμε δύο τρόπους λίπανσης:

1. Τη μη υδροδυναμική λίπανση που περιλαμβάνει την οριακή λίπανση και τη μεικτή λίπανση.
2. Την υδροδυναμική λίπανση που ονομάζεται και λίπανση με μεγάλο πάχος λιπαντικής μεμβράνης.

Κατά τις βέλτιστες συνθήκες λίπανσης η λιπαντική μεμβράνη διαχωρίζει σαφώς τις δύο τραχείες επιφάνειες και εμποδίζει κάθε επαφή μεταξύ των λοφίσκων της τραχύτητας.

Στην πράξη στο σύστημα δακτυλίου χιτωνίου παρατηρούμε ένα τύπο λίπανσης με έντονο μεταβατικό χαρακτήρα που τον χαρακτηρίζουμε σαν λίπανση μεικτού χαρακτήρα στην περίπτωση αυτή αν και το λιπαντικό υφίσταται πάντοτε, υπάρχει συγχρόνως επαφή μεταξύ των δυο στερεών σε περιπτώσεις χαμηλών γραμμικών ταχυτήτων, δηλαδή στις περιοχές πλησίον των νεκρών σημείων καθώς και σε περιπτώσεις ισχυρών φορτίων στη διεπιφάνεια κυρίως κατά τη φάση εκτόνωσης. Είναι αποδεκτό λοιπόν ότι το φορτίο στη διεπιφάνεια παραλαμβάνεται αφενός μεν από τη λιπαντική μεμβράνη αφετέρου από τους παραμορφώσιμους λοφίσκους των τραχυτήτων. Αυτοί οι δύο μηχανισμοί παραλαβής του φορτίου περιγράφονται από μαθηματικά μοντέλα ανεξάρτητα μεταξύ τους. Γίνεται λοιπόν αποδεκτό ότι τα δύο μοντέλα συνυπάρχουν με τη δυνατότητα απουσίας του ενός ή του άλλου. Η μετάβαση από το ένα μηχανισμό, παραλαβής φορτίου, στον άλλο, προφανώς γίνεται προοδευτικά προς τη μία ή την άλλη κατεύθυνση. Η συνολική δύναμη τριβής είναι συνισταμένη επίσης δύο ανεξάρτητων συνιστωσών που αναφέρονται αντίστοιχα στην υδροδυναμική συνιστώσα και στη συνιστώσα που συνδέεται με τη διάτμηση μίας επιφανειακής μεμβράνης που εμφανίζεται στις περιοχές επαφής των λοφίσκων.

Επίδραση της μικρογεωμετρίας των επιφανειών κυλίνδρου και δακτύλιου.

Κατά τη θεωρητική προσομοίωση της μικτής λίπανσης συστήματος δακτύλιος χιτώνιο συνηθίζεται αντί της μελέτης της επαφής μεταξύ δύο τραχειών επιφανειών να γίνεται προσέγγιση της μικρογεωμετρίας στην περιοχή της επιφάνειας με το ισοδύναμο μοντέλο μικτής λίπανσης μεταξύ λείας κινούμενης και τραχείας σταθεράς επιφάνειας. Στη συγκεκριμένη υπό μελέτη περίπτωση θεωρούμε κατά συνέπεια ότι ο δακτύλιος είναι λείος ενώ παράλληλα το χιτώνιο εμφανίζει ισοδύναμη τραχύτητα τέτοια ώστε $\sigma_i^2 = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)$. Όπου σ_1, σ_2 οι τυπικές αποκλίσεις των κατανομών για το χιτώνιο και τον δακτύλιο αντίστοιχα.

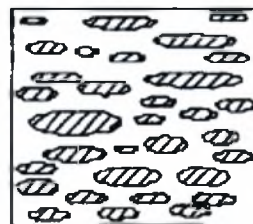
Πειραματικά αποτελέσματα δίνουν, για τα χαρακτηριστικά της μικρογεωμετρίας αυτής, ότι η μεταβολή τους σε τρία διαφορετικά στάδια φθοράς συμφωνεί με τα παρακάτω δεδομένα.

Στάδιο 1: Πριν από τη λειτουργία

$$\sigma_i = 1,1 \mu\text{m}$$

$$\eta\beta\sigma = 0,20$$

$$\sigma/\beta = 0,05$$



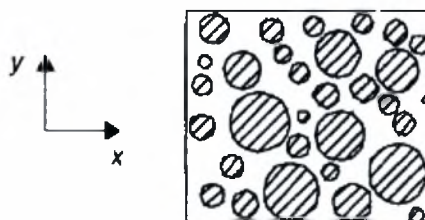
$\gamma > 1$

Στάδιο 2: Μετά από 10 ώρες λειτουργίας

$$\sigma_i = 0,40 \mu\text{m}$$

$$\eta\beta\sigma = 0,17$$

$$\sigma/\beta = 0,004$$



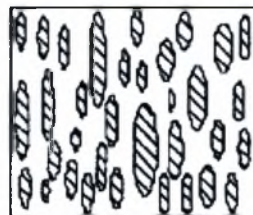
$\gamma = 1$

Στάδιο 3: Μετά από 100 ώρες λειτουργίας

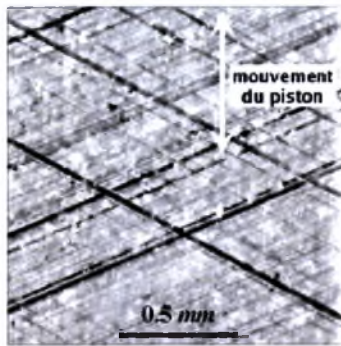
$$\sigma_i = 0,30 \mu\text{m}$$

$$\eta\beta\sigma = 0,30$$

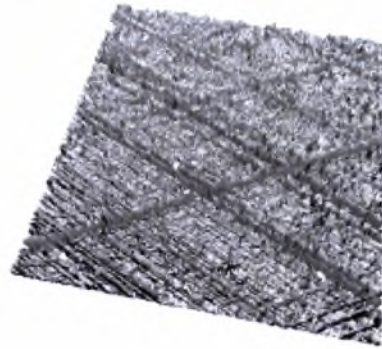
$$\sigma/\beta = 0,0028$$



$\gamma < 1$



(a) image topographique 2D



(b) représentation 3D

Σχήμα 1.10: Τυπική μικρογεωμετρία επιφάνειας κυλίνδρου (κατεργασία honning), με εμφανή τα πλέγματα παραλλήλων γραμμών και το σχήμα των ρόμβων με μικρή την διαγώνιο κατά το μήκος του κυλίνδρου. Τυπική ανισότροπη επιφάνεια με $\gamma < 1$ (εγκάρσια ανισοτροπία). (α) διδιάστατη απεικόνιση (β) τρισδιάστατη απεικόνιση

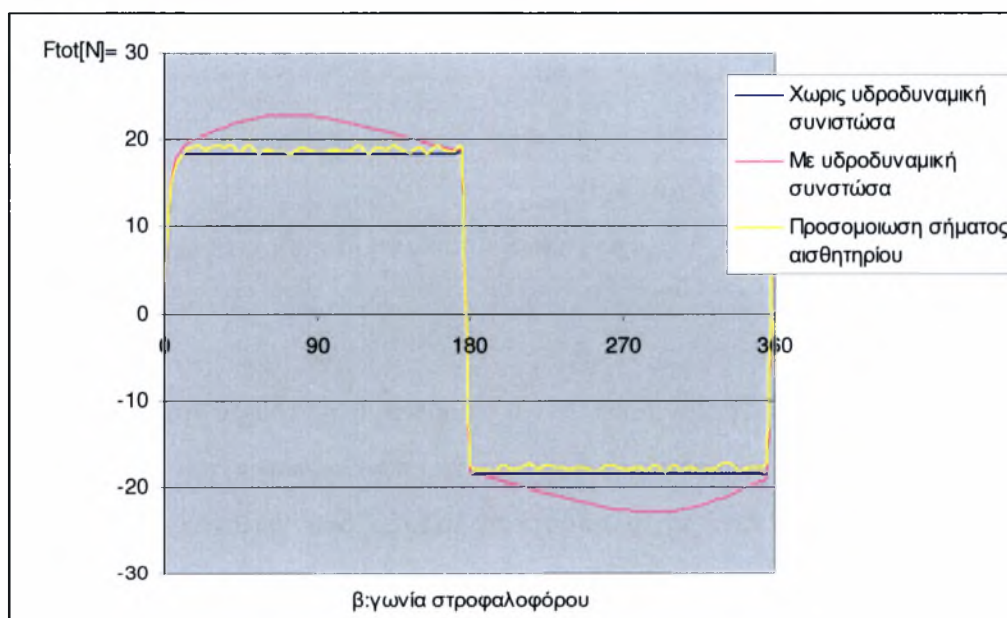
Επίδραση της ακτίνας καμπυλότητας (δακτύλιος 1^{05} : της φωτιάς)

Αποδεικνύεται και με βάση το θεωρητικό μοντέλο ότι ακτίνες καμπυλότητας της τάξης των μερικών δεκάδων χιλιοστών δίνουν παρόμοια αποτελέσματα (βελτιστοποιημένη περιοχή) γεγονός που αποδεικνύει τη συσσωρευμένη εμπειρία και την τεχνογνωσία των κατασκευαστών μηχανών για το συγκεκριμένο υποσύστημα της ΜΕΚ, μείωση της ακτίνας καμπυλότητας αυτής μειώνει το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης κατά το σύνολο της διαδρομής ενώ αντιθέτως, αύξηση της ακτίνας καμπυλότητας οδηγεί σε κατατομές που τείνουν σε επίπεδο σχήμα με αυξημένες τις συνθήκες τριβής και φθοράς, επίσης καθ' όλη τη διαδρομή με συνεχή επαφή δακτυλίου – κυλίνδρου.

Σημείωση: Το θεωρητικό μοντέλο ως προς την υδροδυναμική συνιστώσα για τον υπολογισμό της δύναμης τριβής λαμβάνει ως γνωστόν υπόψη 2 παράγοντες. Ο πρώτος εξαρτάται από την ομαλότητα του προφίλ του δακτυλίου και το ιξώδες, ενώ ο δεύτερος εξαρτάται κυρίως από την ταχύτητα και το αντίστροφο της τιμής του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης. Συνεπώς όταν το προφίλ του δακτυλίου τείνει σε επίπεδο δακτύλιο οι υδροδυναμικές πιέσεις έχουν αρνητική τιμή δεν λαμβάνονται υπόψη και ο όρος αυτός αγνοείται. Η ύπαρξη όμως αρνητικών πιέσεων τις οποίες μπορεί για μικρές αρνητικές τιμές να παραλάβει το λιπαντικό οδηγεί σε αβεβαιότητα

παρουσίας του λιπαντικού στη διεπιφάνεια λόγω ενδεχομένως φαινομένων σπηλαιώσης (ασυνέχεια του λιπαντικού, φυσαλίδες κλπ). Έτσι ακόμη και στο δεύτερο όρο η αβεβαιότητα της παρουσίας του λιπαντικού, μπορεί να οδηγήσει στο συμπέρασμα ότι η συνιστώσα της υδροδυναμικής τριβής καθορίζεται με μια μέγιστη τιμή της και έχει πεδίο ορισμού για κάθε τιμή της γωνίας του στροφαλοφόρου το διάστημα από την τιμή μηδέν έως τη μέγιστη που υπολογίζεται από το πρόβλημα.

Πειραματικά αποτελέσματα έχουν καταδείξει ότι μάλλον η υδροδυναμική συνιστώσα είναι απύσα στις περιπτώσεις αυτές. Η παρατήρηση μιας ελαφράς μείωσης της συνολικής δύναμης τριβής στο μέσο της διαδρομής ερμηνεύεται με την υποτιθέμενη παραμόρφωση της διεπιφάνειας κυρίως στην περιοχή της μέγιστης μεταφορικής ταχύτητας όπου ελαφρά περιστροφή της κατατομής οδηγεί σε παρόμοια θεωρητικά αποτελέσματα.



Σχήμα 1.11: Ενδεικτικό σχεδιάγραμμα υπολογισμένης δύναμης τριβής από θεωρητικό μοντέλο με και χωρίς υδροδυναμική συνιστώσα και προσομοίωση πειραματικής μέτρησης.

Τραχύτητα και πάχος της λιπαντικής μεμβράνης

Τοπικά το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης h_T είναι συνάρτηση:

- του τοπικού πάχους της λιπαντικής μεμβράνης h που αντιστοιχεί στην τοπική απόσταση μεταξύ των μέσων γραμμών των δύο κατατομών. Το μέγεθος μπορεί να καθοριστεί και από μέτρηση.
- των μεγεθών δ_1, δ_2 των υψομέτρων των σημείων των επιφανειών 1 και 2 αντίστοιχα που μετρώνται από τις μέσες γραμμές. Οι κατανομές $F_i(\delta)$ με $i=1,2$ είναι γενικά μη κανονικές.
- Της απόστασης $y_{0,i}$, $i=1,2$ που αντιστοιχεί στη απόσταση μεταξύ των μέσων γραμμών των πληθυσμών που λαμβάνονται υπόψη για κάθε επιφάνεια. Δηλαδή, αφενός του πληθυσμού των υψομέτρων των σημείων και αφετέρου του πληθυσμού των υψομέτρων των κορυφών των λόφων, απόσταση που είναι γενικά αρνητική.
- Τις σ_{ρ_0} και σ_{ρ_i} δηλαδή τις τυπικές αποκλίσεις των δυο προαναφερθέντων πληθυσμών.

Έτσι λοιπόν έχουμε: $h_T = h + \delta_1 + \delta_2$

Η συνθετική τραχύτητα $\delta_1 + \delta_2$ έχει τυπική απόκλιση έχει σ_{ρ_0} έτσι ώστε:

$$\sigma_{\rho_0}^2 = \sigma_{\rho_{01}}^2 + \sigma_{\rho_{02}}^2$$

Δεχόμαστε γενικά ότι για $h/3 \sigma_{\rho_0} > 1$ η επίδραση στις τραχύτητας είναι αμελητέα. Η κατατομή κάθε λοφίσκου θεωρείται ότι περιγράφεται με μία παραβολική συνάρτηση $y = f(x)$. Αν ν η απόσταση μεταξύ δύο γειτονικών λοφίσκων δύο σωμάτων υπάρχει επαφή όταν το $h + y_{01} + y_{02} < z_1 + z_2 - 2f(r/2)$, όπου z_1 και z_2 είναι τα υψόμετρα των λοφίσκων που μετρώνται από την μέση της γραμμής αναφοράς. Ορίζεται λοιπόν το μέγεθος w όπου.

1) $w = z_1 + z_2 - 2f(r/2) - (h + y_{01} + y_{02})$, [m]

2) β είναι η μέση τιμή της ακτίνας καμπυλότητας της ακτίνας των λοφίσκων. [m]

3) n η πυκνότητα των λοφίσκων. [m⁻²]

Υδροδυναμική συνιστώσα :

Η εξίσωση του Reynolds που με τον δυναμικό της όρο δίνεται στη συνέχεια:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 6\eta u \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}$$

σε περίπτωση τραχειών επιφανειών γράφεται ως εξής:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_y h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta(u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} + 6(u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} \sigma_{\rho\sigma} \frac{\partial \Phi_s}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h_T}{\partial t}$$

Όπου u_i με $i=1, 2$ οι ταχύτητες των 2 επιφανειών σ' επαφή:

P: η μέση τοπική πίεση

Φ_x, Φ_y, Φ_s : συντελεστές ροής που εξαρτώνται από τον προσανατολισμό της τραχύτητας τις τυπικές αποκλίσεις των κατανομών της και της τοπικής τιμής του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης.

η : δυναμικό ή απόλυτο ιξώδες (στον κώδικα εμφανίζεται ως **Eta**). [Pas]

Οι δύο πρώτοι όροι της προηγούμενης έκφρασης προέρχονται από τους όρους που ακολουθούν, όπου η τιμή h_T αντικαθίσταται από τη διορθωμένη τιμή του τοπικού πάχους λιπαντικής μεμβράνης h λαμβανομένου υπόψη του συντελεστή ροής Φ_x, Φ_y :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h_T^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h_T^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right)$$

Ο συντελεστής Φ_x υπολογίζεται ως εξής:

$$\Phi_x = \frac{1}{Ly} \frac{\int_0^{Ly} \left(\frac{h_T^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy}{\left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right)} \quad \text{όπου: } \frac{\overline{\partial p}}{\partial x} = \frac{p_B - p_A}{Lx}$$

Σύμφωνα με τη θεωρία Patir-Cheng οι τιμές των συντελεστών αυτών που εξάγονται κατόπιν μαθηματικής προσομοίωσης τραχειών και ανισοτρόπων επιφανειών προσεγγίζονται ως εξής:

$$\Phi_x(H, \gamma) = \begin{cases} 1 - ce^{-rH}, & \gamma \leq 1 \\ 1 + cH^{-r}, & \gamma > 1 \end{cases} \quad \Phi_y(H, \gamma) = \Phi_x \left(H, \frac{1}{\gamma} \right)$$

Όπου: $H = \frac{h}{\sigma}$ και $\gamma = \frac{\lambda_{0,5x}}{\lambda_{0,5y}}$, γ : ο δείκτης ανισοτροπίας της τραχειάς επιφάνειας που χαρακτηρίζεται από τον λόγο των μηκών κύματος $\lambda_{0,5x}$ και $\lambda_{0,5y}$, οι τιμές των οποίων ισοδυναμούν με το μήκος κύματος λ στο οποίο η αρχική τιμή της συνάρτησης αυτοσυσχέτισης της τραχύτητας πέφτει στο ήμισυ της αρχικής τιμής της. Οι κατευθύνσεις x , y ισοδυναμούν αντίστοιχα στην διαμήκη και την περιφερειακή κατεύθυνση. Η συνάρτηση αυτή δίνεται από τον τύπο:

$$R_{xx}(\lambda) = \frac{1}{N-\lambda} \sum_{i=1}^{N-\lambda} X(l_i)X(l_i + \lambda)$$

Όπου: N : Ο αριθμός των σημείων τη κατατομής της επιφάνειας.

λ : Η απόσταση μεταξύ δύο τεταγμένων ($R_{xx}(0) = \sigma_x^2$).

Οι τιμές των συντελεστών Φ_x, Φ_y, Φ_s και $\Phi(f_\rho), \Phi(f_s)$ δίνονται στο Παράρτημα 1.

Αν h η τοπική τιμή της λιπαντικής μεμβράνης \bar{h}_T ορίζεται σαν:

$$\bar{h}_T = \int_{-h}^{\infty} (h - \delta) f_{\rho 0}(\delta) d\delta$$

Για την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds γίνεται χρήση των Συνοριακών Συνθηκών που είναι γνωστές ως Half Sommerfeld, αγνοούμε λοιπόν το πεδίο των πιέσεων της αποκλίνουσας περιοχής στην οποία οι τιμές των πιέσεων σύμφωνα με το Reynolds είναι αρνητικές.

Όταν οι επιφάνειες μπορούν να θεωρηθούν λείες τότε $\Phi_x = 1$ και $\Phi_y = 1$ και επειδή $\sigma_{\rho 0} = 0$ και το $h_T = h$ και $(u_1 - u_2) = u$ σχετική ταχύτητα. Έτσι η εξίσωση παίρνει την εξής μορφή:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta u \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}$$

Επειδή θεωρήθηκε βασικό στοιχείο της παρούσας διπλωματικής εργασίας μία θεωρητική προσομοίωση ταχείας σύγκλισης που όμως να δίνει αποτελέσματα αξιόπιστα αποφασίστηκε να γίνει μια βασική υπέρβαση που ορίζεται ως εξής: Αν

θεωρηθεί με βάσει την κεκτημένη εμπειρία ότι οι συγκεκριμένες περιοχές που γειτνιάζουν με τα «νεκρά» σημεία, αντιστοιχούν σε τιμές του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης από συγκεκριμένη οριακή τιμή, τότε στην περιοχή αυτή θα θεωρήσουμε μοναδική συνιστώσα της τριβής με μορφή $f_a = \mu U$ (όπου μ : ο συντελεστής τριβής και U : το φορτίο).

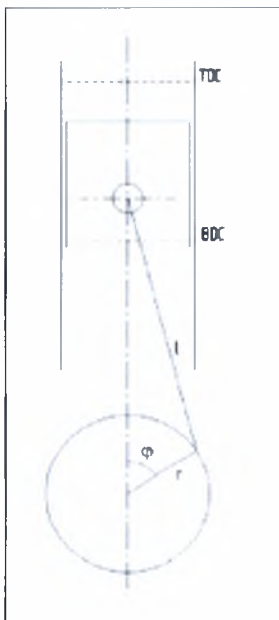
Αντιθέτως στην περιοχή που αναφέρεται στο μέσον της διαδρομής η μοναδική συνιστώσα είναι υδροδυναμικής φύσης και έχει τη μορφή:

$$F_H = \iint_s \tau_h ds$$

Το άθροισμα λοιπών αυτών των δύο συνιστωσών θα μας δίνει την:

$$F_{total} = F_a + F_H$$

Επίδραση συχνότητας Περιστροφής



$$U = \pi(2R_c)(RPM/60) \left[\sin \varphi + \frac{2R_c \sin 2\varphi}{4M} \right] \text{ [m/s]}$$

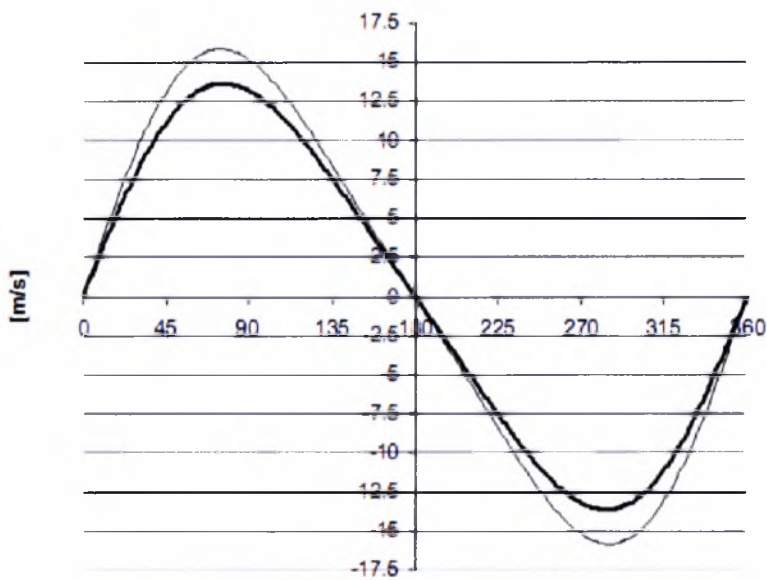
Όπου:

φ = γωνία περιστροφής του στροφαλοφόρου [rad]

R_c = ακτίνα του στροφαλοφόρου [m]

RPM = συχνότητα περιστροφής κινητήρα [ανά λεπτό]

M = μήκος διωστήρα-μπιέλλας [m]

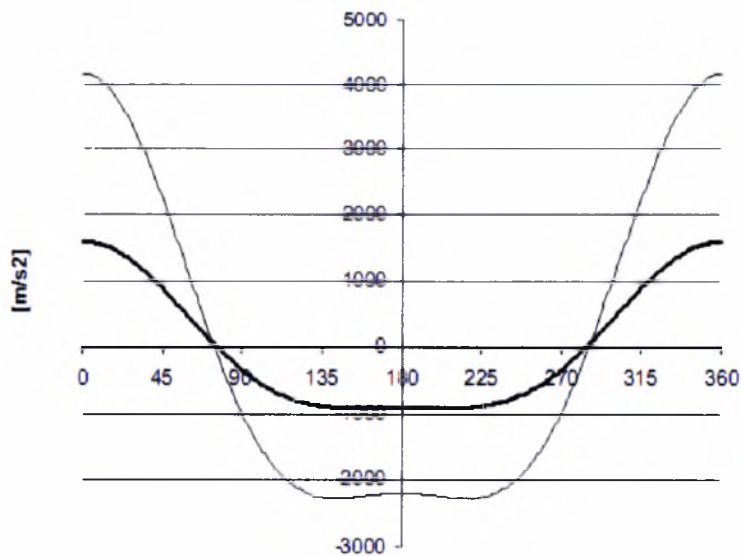


Σχήμα 1.12: Σχεδιάγραμμα γραμμικής ταχύτητας εμβόλου σε διαφορετικές RPM συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου

Σχόλιο σχήματος: Σημαντική παρατήρηση είναι ότι η γραμμική ταχύτητα του εμβόλου μεγιστοποιείται πριν από το άνω νεκρό σημείο, κάτι που επιδρά στο σημείο όπου μεγιστοποιούνται οι δυνάμεις τριβής.

$$a_p \approx \omega^2 r \left[\cos \varphi + \frac{R_c \cos 2\varphi}{M} \right] [m/s^2]$$

Όπου: a_p : η επιτάχυνση του εμβόλου



Σχήμα 1.13: Σχήμα Σχεδιάγραμμα επιτάχυνσης εμβόλου σε διαφορετικές RPM συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου

Η κινηματική του συστήματος στρόφαλος-διωστήρας-έμβολο είναι γνωστό ότι δίνει σαν αποτέλεσμα μία μεταβαλλόμενη παλινδρομική ταχύτητα με μέγιστο ελαφρά μετατοπισμένο σε σχέση με τις 90° πάντοτε προς το άνω νεκρό σημείο (0° , 360° , 720°). Από αυτό το γεγονός μπορεί κανείς να συμπεράνει ότι η κίνηση, είτε επιβραδυνόμενη είτε επιταχυνόμενη στην περιοχή του κάτω νεκρού σημείου σχετίζεται με μικρότερες τιμές της ταχύτητας, σε σύγκριση με τη περιοχή του άνω νεκρού σημείου.

Συνεπώς, από άποψη λιπαντικών απαιτήσεων το κάτω νεκρό σημείο θεωρείται κρισιμότερο του άνω νεκρού σημείου. Μία ρεαλιστικότερη παρατήρηση της κινηματικής του συστήματος σε σχέση με τις πιέσεις στον κύλινδρο καθώς και στις περιοχές του εμβόλου μεταξύ των δακτυλίων, οδηγεί στο συμπέρασμα ότι κατά τη διάρκεια των 4 κύκλων ενός κινητήρα ο πλέον καταπονημένος δακτύλιος είναι ο δακτύλιος «της φωτιάς» κατά τη διάρκεια του χρόνου της εκτόνωσης, και καθώς και κατά το τελευταίο στάδιο της συμπίεσης.

Οι άλλοι 2 δακτύλιοι γενικά δεν επηρεάζονται από τις πιέσεις του κυλίνδρου, όπως επίσης και από τη συχνότητα περιστροφής (κυρίως κατά την κάθοδο ο δεύτερος δακτύλιος, και σε ολόκληρη την παλινδρόμηση ο τρίτος) εξαιτίας των κατατομών τους οι οποίες δεν επιτρέπουν αντίστοιχη απομάκρυνση από την επιφάνεια του κυλίνδρου παρά την ύπαρξη λιπαντικού μέσου.

Έτσι, οι συνεχείς επαφές των δακτυλίων αυτών με την επιφάνεια του χιτωνίου έχουν σαν αποτέλεσμα μεγάλες δυνάμεις τριβής σταθερές κατά την κίνηση ανεξάρτητες της συχνότητας, άρα και συνεχή παρουσία του μηχανισμού φθοράς. Στις περιπτώσεις αυτές ειδικά πρόσθετα, μεταξύ των άλλων, γνωστά σαν HP (High pressure) ή EP (extreme pressure) δημιουργούν συνθήκες ελαχιστοποίησης φθοράς και τριβής γενικά με τη δημιουργία επιφανειακών χημικών ενώσεων με υψηλότερες αντοχές.

1.3 Πεπερασμένες Διαφορές

Η εξίσωση του Reynolds με τη μορφή που έχει παρουσιαστεί προηγουμένως, δεν επιδέχεται αναλυτική λύση. Μία ταχεία μέθοδος επίλυσης της εξίσωσης αυτής σχετίζεται με τις πεπερασμένες διαφορές και απαιτεί την κατασκευή πλέγματος απάνω στη διεπιφάνεια ελάχιστης ακρίβειας ώστε να αποδίδει τη γεωμετρική μορφή

αφενός της κατατομής του δακτυλίου και αφετέρου πιθανών σφαλμάτων κατά την περιφέρεια.

Πρέπει να σημειωθεί ότι σημαντική αύξηση της πυκνότητας του πλέγματος για την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds αυξάνει σημαντικά το χρόνο υπολογισμού χωρίς να προσφέρει επιπρόσθετη ακρίβεια. Η εξίσωση του Reynolds με την παρούσα μορφή είναι ουσιαστικά εξίσωση τριών διαστάσεων συμπεριλαμβανομένης και της παραμέτρου χρόνος. Άρα για την επίλυσή της απαιτείται πλέγμα Δx , Δy (X: Η κατεύθυνση κατά τον άξονα του κυλίνδρου και Y: κατά την περιφέρεια).

Η χρήση καρτεσιανών συντεταγμένων αντί των πλέον ενδεικνυόμενων για την περίπτωση κυλινδρικών διευκολύνει την αμεσότερη και ταχύτερη κατανόηση των ιδιοτήτων της διεπιφάνειας, λαμβανομένου υπ' όψη του αναπτύγματος της (αντί για κυλινδρική επιφάνεια επίπεδη).

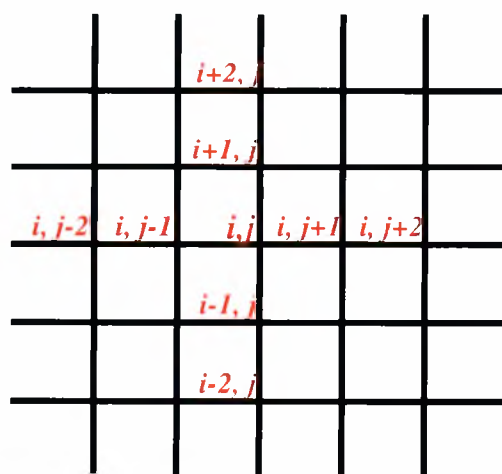
$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{h_{i,j+1} - h_{i,j-1}}{2\Delta x}$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = h_{i,j+1}^3 \frac{P_{i,j+2} - P_{i,j}}{4\Delta x^2} - h_{i,j-1}^3 \frac{P_{i,j} - P_{i,j-2}}{4\Delta x^2}$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial y} \right) = h_{i+1,j}^3 \frac{P_{i+2,j} - P_{i,j}}{4\Delta y^2} - h_{i-1,j}^3 \frac{P_{i,j} - P_{i-2,j}}{4\Delta y^2}$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{h_{i,j}|_{t_{k+1}} - h_{i,j}|_{t_k}}{\Delta t}$$

$$\Delta t = t_{k+1} - t_k$$



Σχήμα 1.14: Πλέγμα που χρησιμοποιείται για την μέθοδο πεπερασμένων διαφορών στην διεπιφάνεια χιτωνίου-δακτυλίου.

Έτσι η εξίσωση του Reynolds μπορεί να γραφεί για τον κόμβο i,j στην εξής στοιχειώδη μορφή:

$$C_1 P_{i,j} + C_2 P_{i,j+2} + C_3 P_{i,j-2} + C_4 P_{i+2,j} + C_5 P_{i-2,j} = Q$$

Όπου:

$$C_1 = \frac{h_{i,j+1}^3 + h_{i,j-1}^3}{4\Delta x^2} + \frac{h_{i+1,j}^3 + h_{i-1,j}^3}{4\Delta y^2}$$

$$C_2 = -\frac{h_{i,j+1}^3}{4\Delta x^2}$$

$$C_3 = -\frac{h_{i,j-1}^3}{4\Delta x^2}$$

$$C_4 = -\frac{h_{i+1,j}^3}{4\Delta y^2}$$

$$C_5 = -\frac{h_{i-1,j}^3}{4\Delta y^2}$$

$$\text{και: } Q = -6\eta U \frac{h_{i,j+1} + h_{i,j-1}}{2\Delta x} - 12\eta \frac{h_{i,j}|_{t_{k+1}} - h_{i,j}|_{t_k}}{\Delta t}$$

Έτσι η στοιχειώδης εξίσωση αυτή γράφεται με τη μορφή πινάκων:

$$[C_2, C_3, C_1, C_4, C_5] \begin{Bmatrix} P_{i,j+1} \\ P_{i,j-1} \\ P_{i,j} \\ P_{i+1,j} \\ P_{i-1,j} \end{Bmatrix} = \{Q\}$$

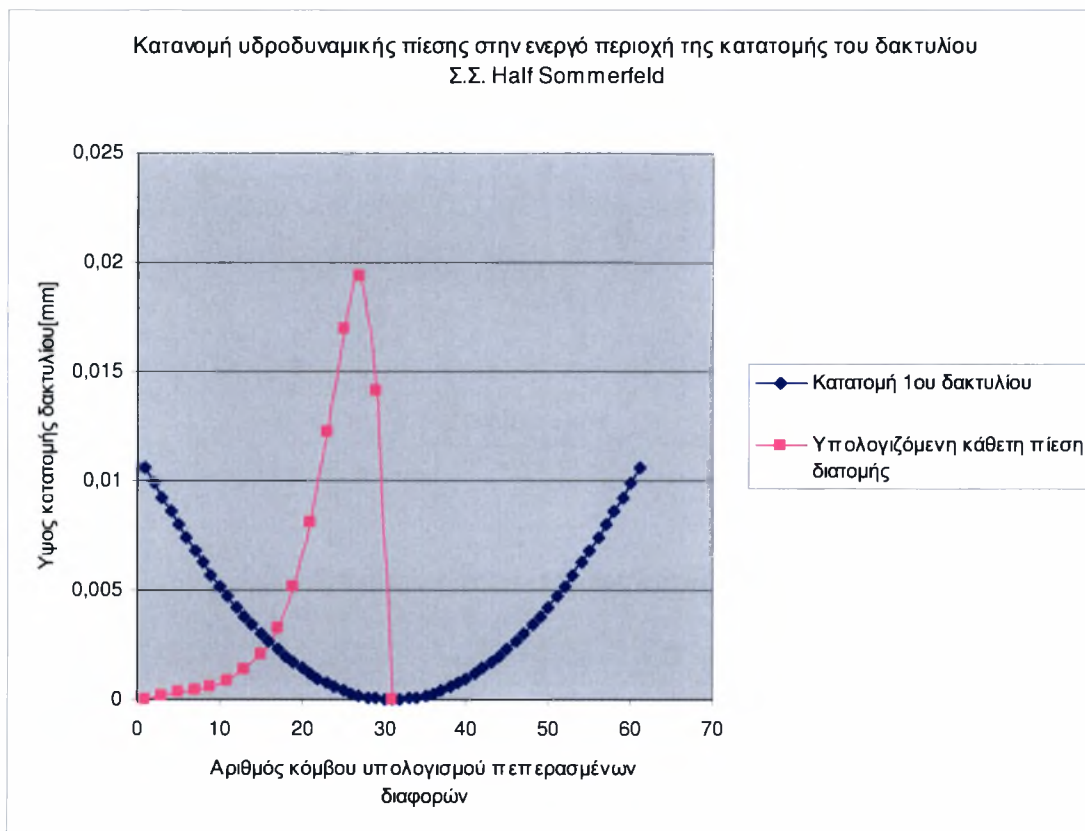
Η οποία μετά την μορφοποίηση οδηγεί στην εξίσωση των σφαιρικών μητρώων με τη μορφή: $[C] [P]=[Q]$

Συνεπώς $P = C^{-1} \times Q$, όπου P είναι ο πίνακας των τιμών της υδροδυναμικής πίεσης στους κόμβους του πλέγματος με βήμα $2\Delta x$ και $2\Delta y$.

Η διαδικασία της επίλυσης περιλαμβάνει την επιβολή (υπόθεση) το μητρώου των τιμών $H(i,j)$ στη συνέχεια υπολογίζονται οι τιμές $P(i,j)$ οι οποίες είναι αποδεκτές όταν το ολοκλήρωμά τους πάνω στο ενεργό τμήμα της επιφάνειας ($P(i,j)>0$),

εξισορροπεί το ελαστικό φορτίο (W_{tar}) που προέρχεται από την παραμόρφωση του δακτυλίου και επιπρόσθετα σε περίπτωση λειτουργίας του συστήματος σε 4χρονη ΜΕΚ το φορτίο της πίεσης των αερίων στην περιοχή του δακτυλίου. Σε περίπτωση ισορροπίας η υδροδυναμική συνιστώσα της τριβής δίνεται από τον τύπο:

$$F_{tot} = \iint_s \left(\frac{h}{2} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\eta U}{h} \right) ds$$



Σχήμα 1.14: Τυπική κατατομή 1^{ου} δακτυλίου με την κατανομή υδροδυναμικών πιέσεων κατά την κίνηση προς τα αριστερά (από κάτω νεκρό σημείο προς άνω νεκρό σημείο).

Τελικά η επίλυση του συστήματος επιτυγχάνεται με τη χρήση της μεθόδου SOR (successive over relaxation) η οποία αντιμετωπίζει πολύ πιο γρήγορα (συγκλίνει) την επίλυση συστήματος όπου τα στοιχεία της διαγωνίου ισούνται με το άθροισμα των στοιχείων της γραμμής.

Συνοριακές Συνθήκες (Σ.Σ.)

Κατά την ανάλυση της λίπανσης η κατανομή των τιμών της υδροδυναμικής πίεσης μεταξύ του δακτυλίου και της παρειάς του χιτωνίου καθορίζεται γενικά από τρεις τύπους συνοριακών συνθηκών.

1)Τις Σ.Σ. γνωστές ως Sommerfeld

2)Τις Σ. Σ. γνωστές ως Half-Sommerfeld (τμημένες Sommerfeld)

3)Τις Σ. Σ. γνωστές ως Reynolds

Οι συνοριακές συνθήκες αυτές περιγράφονται από τις ακόλουθες μαθηματικές σχέσεις.

Sommerfeld

$$p = p_1 \text{ για } x=0$$

$$p = p_2 \text{ για } x=L$$

Half-Sommerfeld

$$p = p_1 \text{ για } x=0$$

$$p = p_2 \text{ για } x=L(h_{min})$$

Reynolds

$$p = p_1 \text{ για } x=0$$

$$p = p_2, Dp/Dx = 0 \text{ για } x=L$$

Πραγματοποιηθείσες μελέτες έχουν δείξει ότι το φαινόμενο της σπηλαίωσης (cavitation) που είναι συνδεδεμένο με την αποκλίνουσα περιοχή της κατανομής του δακτυλίου, ορισμένες φορές δεν πρέπει να θεωρηθεί αμελητέο.

Για το λόγο αυτό διακρίνουμε γενικά τρεις περιοχές κατά μήκος της κατατομής του δακτυλίου, την ενεργό συγκλίνουσα περιοχή, την περιοχή της σπηλαίωσης, καθώς και μία περιοχή αποκόλλησης της λιπαντικής μεμβράνης στη ουριαία περιοχή του δακτυλίου.

Γενικά, η πρακτική ευκολία της χρήσης των συνθηκών Half-Sommerfeld, οδήγησε στην εφαρμογή τους στον παρόντα υπολογιστικό κώδικα, γνωστού όντως από τη βιβλιογραφία του γεγονότος ότι, οι διαφορές των αποτελεσμάτων δεν έχουν πρακτική σημασία.

Προσδιορισμός του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης κατά μήκος της κατατομής του δακτυλίου και κατά την περιφέρεια.

Η μέθοδος της επίλυσης της εξίσωσης του Reynolds με χρήση των πεπερασμένων διαφορών περιγράφεται, με τις παρακάτω σχέσεις:

$$h(x,y,t) = h_0(y,t) + h_1(x)$$

Όπου h_0 = η ελάχιστη τιμή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης

$h_1(x)$ = η κατατομή του δακτυλίου

Το υδροδυναμικό φορτίο που παραλαμβάνει η λιπαινόμενη περιοχή δίνεται από τη σχέση:

$$W_h(t) = \iint_s P(x, y, t) X(p) ds$$

Όπου:

$$X(p) = 0 \text{ για } P < 0$$

$$X(p) = 1 \text{ για } P \geq 0$$

Εξάλλου, στη γενική περίπτωση των τραχειών επιφανειών (ή επαφή λείας επιφάνειας με την ισοδύναμη τραχεία) στην περίπτωση ελαστικής παραμόρφωσης των λοφίσκων της τραχύτητας (σε στρωμένο κινητήρα το αντίστοιχο φορτίο επαφής δίνεται από τον τύπο):

$$W_a(h', t) = \frac{16}{15} \sqrt{2\pi} \times (\eta\beta\sigma)^2 \times E' \times \sqrt{\sigma/\beta} \times A \times F_{3/2}$$

Όπου:

$h' = h'(x,y,t) = h(x,y,t) - y_0$ και y_0 η απόσταση των μέσων τιμών των πληθυσμών των υψομέτρων σημείων και κορυφών λοφίσκων της κατατομής αντίστοιχα:

Ενώ:

$$A = \pi DL$$

$$E' = \frac{1}{\frac{1-n_1^2}{E_1} + \frac{1-n_2^2}{E_2}} [Pa]$$

$$F_i(h'/\sigma) = \int_{h'/\sigma}^{\infty} (s-h'/\sigma)^i f(s) ds, i = 2 \text{ ή } 2.5$$

Όπου: $E_i, i = 1, 2$ το μέτρο ελαστικότητας του υλικού

$n_i, i = 1, 2$ συντελεστής Poisson

και $\int_{-\infty}^{\infty} f(s) ds = 1, f(s)$: η συνάρτηση πυκνότητας πιθανότητας της κατανομής

των υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων. Η συνάρτηση αυτή αποδεικνύεται ότι είναι συμμετρική με χαρακτηριστικά πλησίον της κανονικής κατανομής γεγονός που υποστηρίζει τον υπολογισμό των τιμών των συναρτήσεων W_a με βάση τις τιμές που προτείνονται απ' τους Patir και Cheng.

Η ακτινική ισορροπία του δακτυλίου αποκαθίσταται όταν :

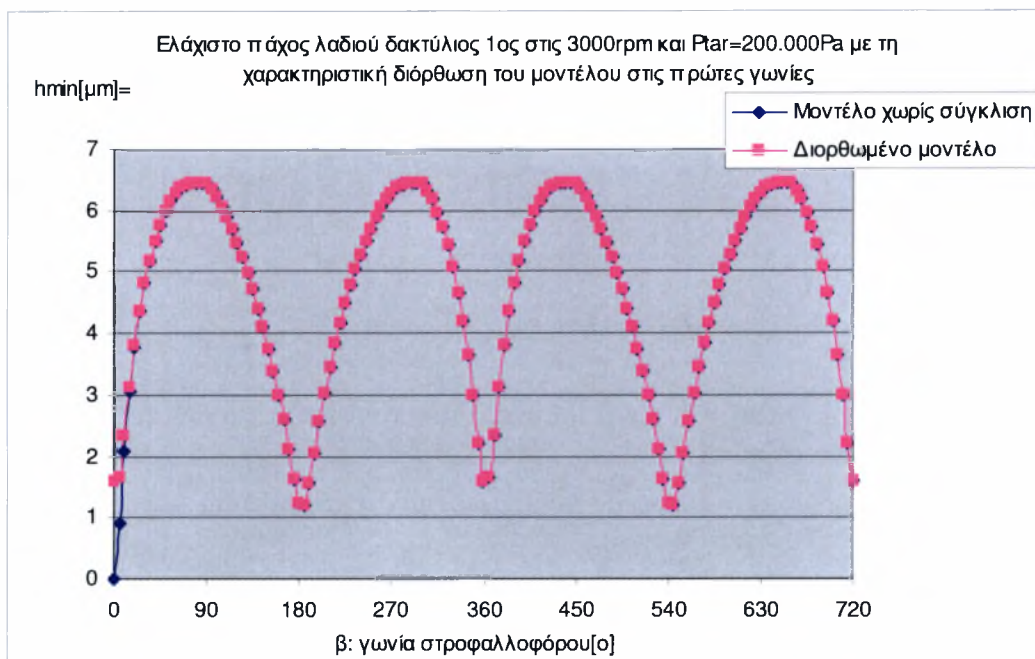
$$W_{tot}(t) = \pi DL(P_{tar} + \text{Max}(P_1(t), P_2(t))) = W_a(t) + W_h(t)$$

Όπου P_{tar} η ομοιόμορφα κατανεμημένη πίεση μεταξύ δακτυλίου κυλίνδρου, η οποία κατά τους κατασκευαστές είναι $P_{tar} = 2f(t)/DL$

Όπου $f(t)$ η εφαπτομενική δύναμη που απαιτείται να εφαρμοστεί στα άκρα του διακένου ώστε ο δακτύλιος να παραμένει κλειστός. πχ για $P_{tar} = 200000 Pa, D = 88 mm$ και $L = 1.75 mm$ η $f(t) = 15,4 N$

Οι υπολογισμοί μας γίνονται για αυτοκινούμενο κινητήρα και για τους τέσσερις χρόνους από 0 έως 720°, ενώ για ετεροκινούμενο προσομοιωτή από 0 έως 360° ανά 5° περιστροφή του στροφαλοφόρου. Στην πράξη επειδή κάθε τιμή του πάχους του λαδιού (τιμή όπου ο κώδικας συγκλίνει δλδ. υπάρχει ισορροπία) εξαρτάται από την προηγούμενή της τιμή, στη πρώτη περίπτωση υπολογίζουμε μέχρι 720° +30° και την άλλη 360° +30° και αποδεχόμαστε μετά το ANΣ (720° ή 360° αντίστοιχα) την τιμή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης η οποία ισούται με την αντίστοιχη πριν από 720° ή 360° αντίστοιχα. Με τη μέθοδο αυτή αφαιρούνται οι

πρώτες λανθασμένες τιμές και εις το εξής γίνεται η χρήση της καμπύλης που εμφανίζει περιοδικότητα. Η αντικατάσταση αυτή φαίνεται στο σχήμα 1.14α.

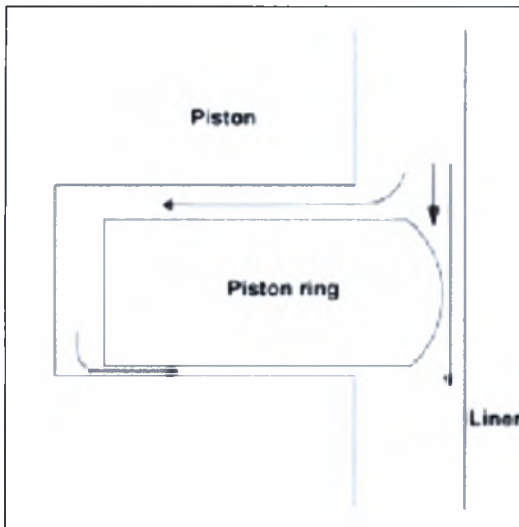


Σχήμα 1.14α : Διορθωμένη καμπύλη υπολογισμού από 0 έως 720° στροφής του στροφαλοφόρου. Εμφανίζονται οι πρώτες μη αποδεκτές τιμές η καμπύλη εμφανίζει περιοδικό χαρακτήρα περίπου μετά τις πρώτες 15°.

Σχόλιο Σχήματος 1.14α: Η προαναφερθείσα διόρθωση απαιτείται λόγω της σημαντικής επίδρασης του δυναμικού όρου dh/dt (squeeze term) ο οποίος παίζει σημαντικό ρόλο κυρίως στις φάσεις επιτάχυνσης-επιβράδυνσης (Περιοχές νεκρών σημείων), όπου μάλιστα παίζει πρωταγωνιστικό ρόλο στο μηχανισμό παραλαβής φορτίου. Για το λόγο αυτό ακόμη και σε περίπτωση λείων επιφανειών όπου οι λοφίσκοι δεν υφίστανται ώστε να συγκρατήσουν σε μη μηδενική απόσταση τις δύο επιφάνειες, η τιμή της λιπαντικής μεμβράνης παραμένει μη μηδενική και στα δύο νεκρά σημεία με ελαφρές διαφορές λόγω της διαφορετικής κινηματικής του συστήματος που οφείλεται στη μετατροπή της κίνησης από το σύστημα στροφάλου διωστήρα.

1.4 Εγκυρότητα των αποτελεσμάτων της θεωρητικής προσομοίωσης

Σαν ένα πρώτο βήμα για την εγκυρότητα των θεωρητικών αποτελεσμάτων (που θα συγκριθούν στη συνέχεια με τα αποτελέσματα των μετρήσεων), θεωρείται η σύγκριση ως προς τις τιμές σε kPa των τιμών P_{mf} (mean friction pressure) μέση πίεση-απώλεια λόγω τριβών. Μετρήσεις σε αντίστοιχο προσομοιωτή ή ακόμη και σε εν λειτουργία κινητήρα δείχνουν μια αμελητέα διασπορά των αποτελεσμάτων σε περίπτωση ετεροκινούμενης ΜΕΚ.

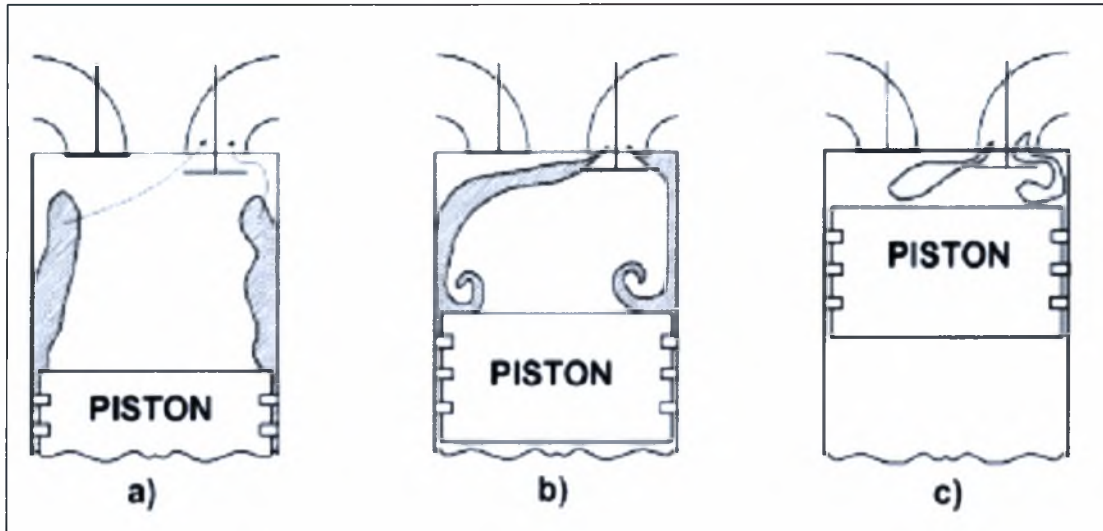


Σχήμα 1.15:Ερμηνεία δράσης πίεσης κυλίνδρου- Blow By ,1^{ος} δακτύλιος.

μεταξύ των δακτυλίων. Οι τιμές των πιέσεων αυτών μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες γεγονός που επιτρέπει τη σύγκριση των αντίστοιχων P_{mf} των δακτυλίων 2 και 3 εν κενώ, με την P_{mf} του πρώτου δακτυλίου υπό φορτίο. Άθροισμα των αντίστοιχων P_{mf} δύναται να δώσει «συνθετική τιμή» των ολικών απωλειών λόγω τριβών που οφείλονται στην παρουσία των δακτυλίων που είναι σαφώς συγκρίσιμη με την αντίστοιχη συνθετική τιμή που προέρχεται από τις αντίστοιχες μετρήσεις.

Στη συνέχεια ακολουθούν χαρακτηριστικά ενδεικτικά διαγράμματα μεταβολής του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης καθώς και της αντίστοιχης δύναμης τριβής με εφαρμογή σε αυτοκινούμενο κινητήρα καθώς και σε ετεροκινούμενο (πειραματικός προσομοιωτής).

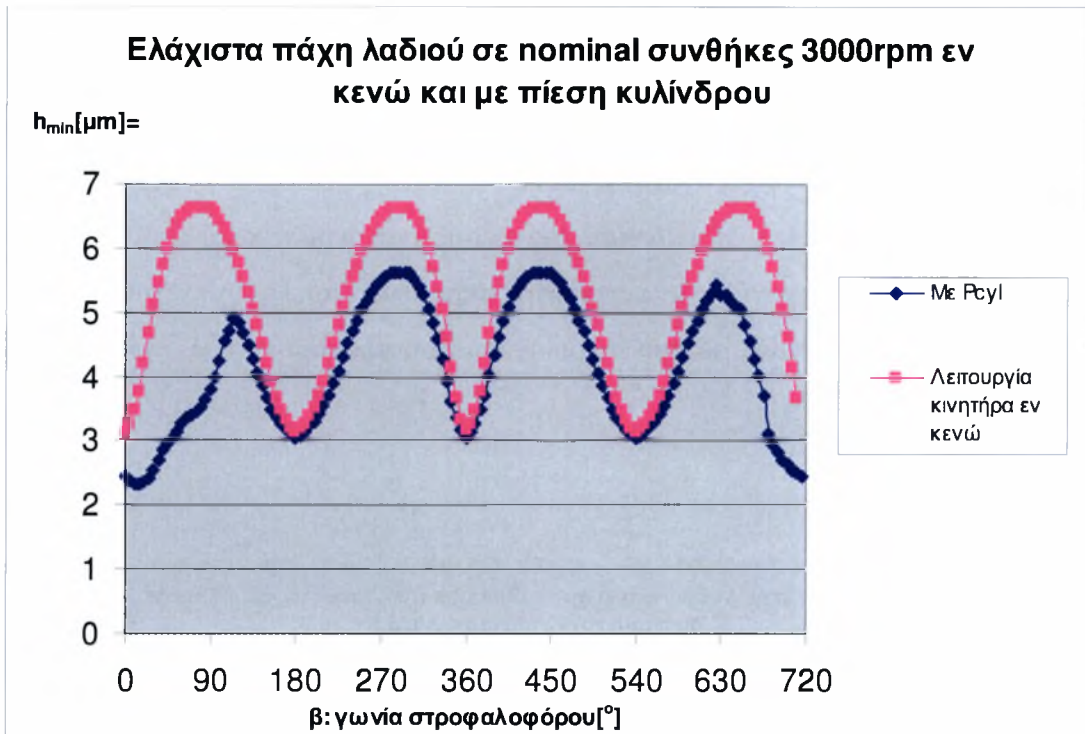
Η συμφωνία μεταξύ των θεωρητικών αποτελεσμάτων και των πειραματικών πάνω στον προσομοιωτή του πανεπιστημίου Θεσσαλίας, υποστηρίζει μια πρώτη εφαρμογή του μαθηματικού μοντέλου κατά τη λειτουργία μίας αυτοκινούμενης ΜΕΚ. Στην περίπτωση αυτή ο 2^{ος} και 3^{ος} δακτύλιος δεν εμφανίζουν ευαισθησία σχετική με την πίεση των αερίων μέσα στον θάλαμο καύσης. Το γεγονός αυτό επαληθεύεται με βάση μετρήσεις πίεσης στις περιοχές



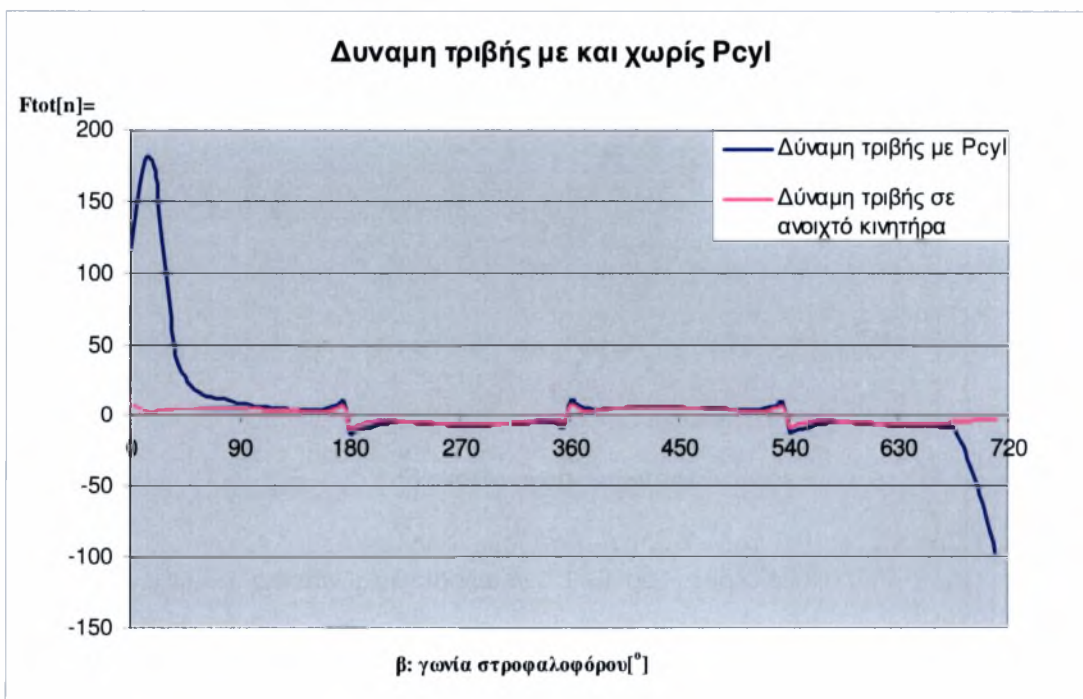
Σχήμα 1.16: Χαρακτηριστικές θέσεις του εμβόλου κατά τη φάση της εξαγωγής, κατά την οποία εξακολουθούν να υφίστανται μη μηδενικές τιμές υπερπίεσης στον κύλινδρο.



Σχήμα 1.17: Μεταβολή της πίεσης στο θάλαμο καύσης και στον χώρο μεταξύ 1^{ου} και 2^{ου} δακτυλίου (blow by) για κινητήρα Renault 551 σε πλήρες φορτίο.

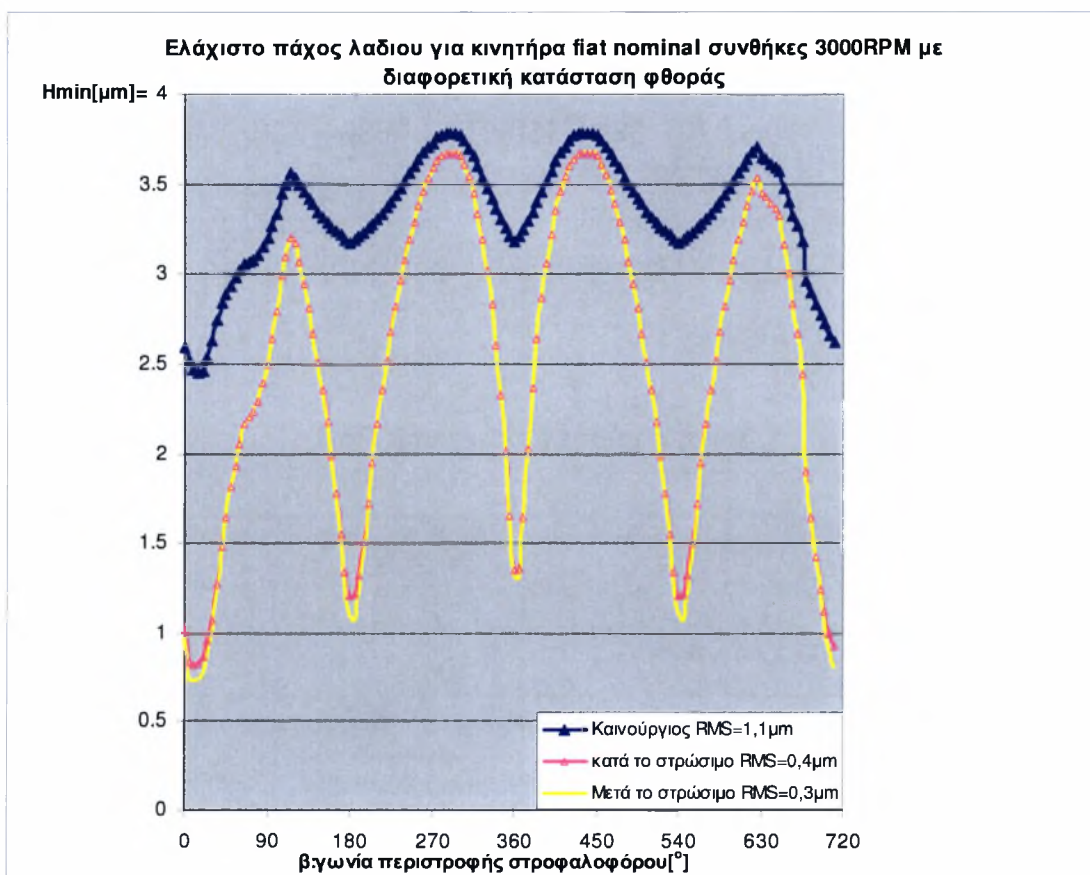


Σχήμα 1.18: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 σε πλήρες φορτίο και χωρίς φορτίο.

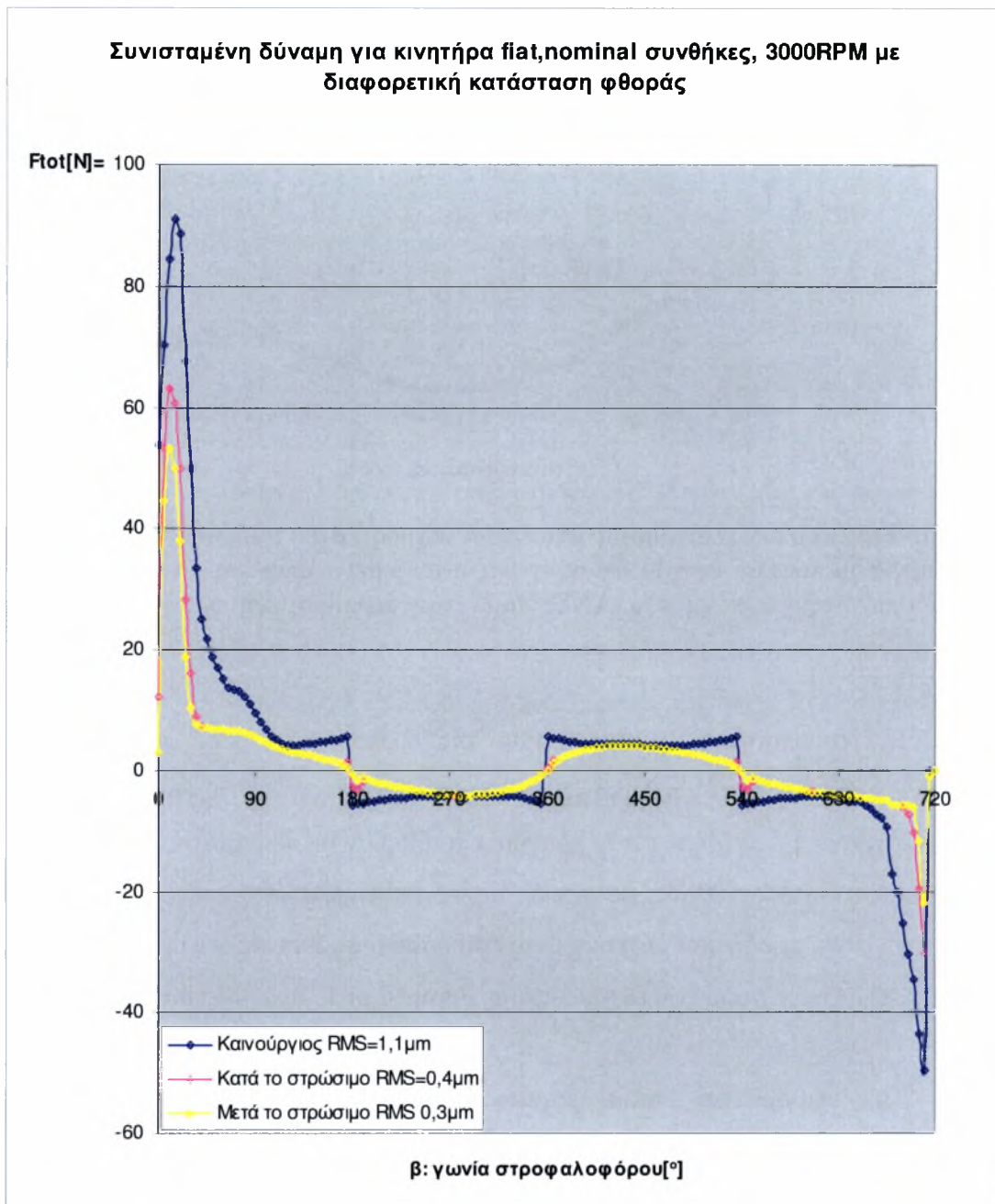


Σχήμα 1.19: Μεταβολή δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 σε πλήρες φορτίο και χωρίς φορτίο.

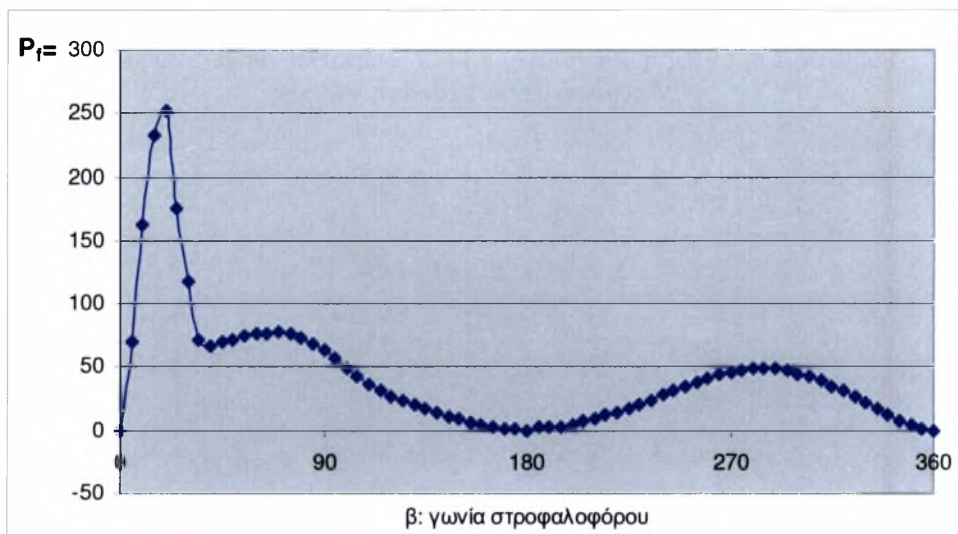
Παρατηρώντας τα προηγούμενα διαγράμματα αντιλαμβάνεται κανείς τον πρωταγωνιστικό ρόλο της τραχύτητας κυρίως κατά τη φάση της καύσης – εκτόνωσης και αυτής της συμπίεσης. Η επίδραση της πίεσης των αερίων κατά τη διάρκεια των άλλων φάσεων (εξαγωγή και εισαγωγή) παραμένει αμελητέα. Αιτιολογία που υποστηρίζει την χρησιμότητα του ετεροκινούμενου προσομοιωτή 2^{ης} γενιάς (τύπου ανοικτού κυλίνδρου).



Σχήμα 1.20: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat σε πλήρες φορτίο σε διαφορετικές φάσεις φθοράς (γεωμετρία προσομοιωτή).



Σχήμα 1.21: Δύναμη τριβής 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat σε πλήρες φορτίο σε διαφορετικές φάσεις φθοράς (γεωμετρία προσομοιωτή).



Σχήμα 1.22: Τυπικό διάγραμμα απωλειών ισχύος λόγω τριβών ($P_f = F \cdot U$) κατά τη λειτουργία με πλήρες φορτίο. Διακρίνεται η αυξημένη απώλεια κατά τη φάση της εκτόνωσης στην περιοχή του ΑΝΣ, παρά την περιορισμένη τιμή της γραμμικής ταχύτητας.

Η ικανοποιητική αντιμετώπιση της λειτουργίας υπό φορτίο με τον υπολογιστικό κώδικα, ενθαρρύνει στη συνέχεια τη σύγκριση θεωρητικών αποτελεσμάτων με μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν σε πειραματικό μονοκύλινδρο προσομοιωτή πρώτης γενιάς, με σκοπό, αφενός την κατανόηση της λειτουργίας της λίπανσης στην πράξη και αφετέρου τον προσδιορισμό ρεαλιστικών τιμών για το μοντέλο του Greenwood που εκτιμώνται με βάση τα pick στα «Νεκρά Σημεία».

Τα πειραματικά αποτελέσματα που παρουσιάζονται στη συνέχεια αναφέρονται σε μετρήσεις που έλαβαν χώρα κατά την λειτουργία πειραματικού προσομοιωτή [91-94]. Τα στοιχεία γεωμετρίας, μικροτοπογραφίας, κινηματικής και ελαστικότητας των στοιχείων καθώς και του ιξώδους του λιπαντικού δίνονται στην συνέχεια:

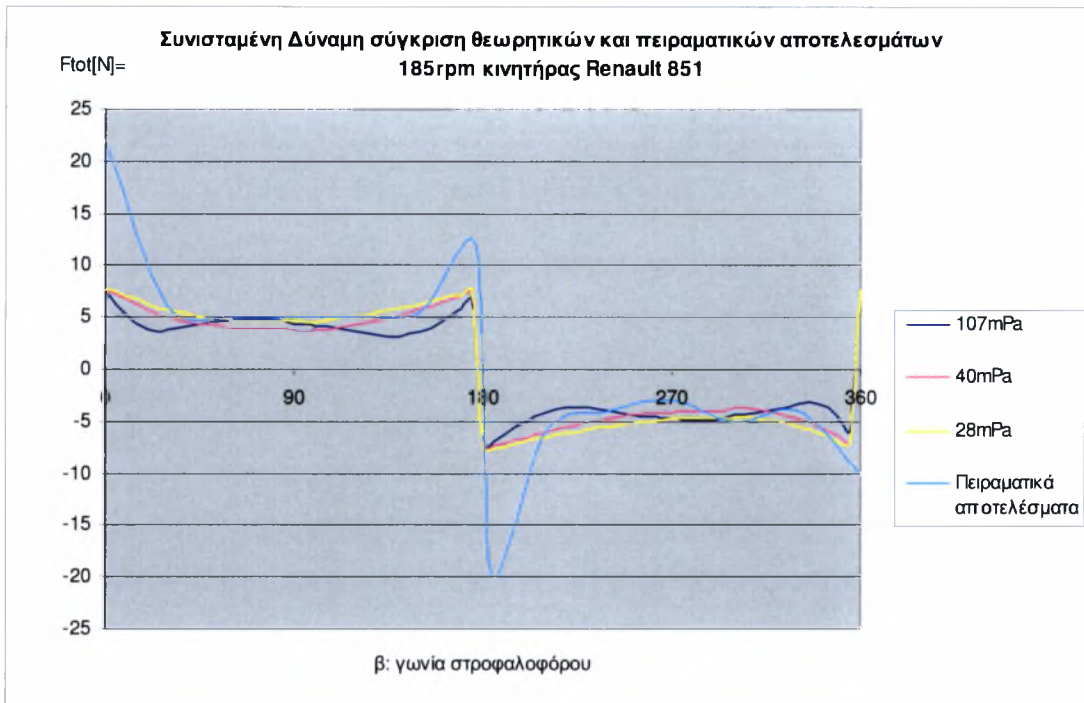
- **Τύπος κινητήρα:** 4-κύλινδρος σε σειρά (Renault 851), κυβισμού 541 cm^3 ανά κύλινδρο
- **Διάμετρος κυλίνδρου:** 88 mm
- **Διαδρομή εμβόλου :** 89 mm
- **Μήκος διωστήρα:** 145.5 mm
- **Υπολογισθείσες τιμές παραμέτρων μικρογεωμετρίας κυλίνδρου**

- Για αρχική κατάσταση: $\sigma = 1.10 \mu\text{m}$, $\sigma' = 0.95 \mu\text{m}$, $y_o = 0.40 \mu\text{m}$, $\eta\beta\sigma' = 0.20$, $\sigma'/\beta = 0.050$, $\gamma = 0.30$ (όπου σ η τιμή *rms* της κατανομής του πληθυσμού των υψομέτρων σημείων της επιφάνειας του κυλίνδρου, σ' η τιμή *rms* της κατανομής του πληθυσμού των υψομέτρων των κορυφών των λόφων της επιφάνειας του κυλίνδρου, y_o η διαφορά των μέσων τιμών των προαναφερθέντων πληθυσμών, η η πυκνότητα λόφων, αριθμός λόφων ανά μονάδα επιφάνειας, β η αντιπροσωπευτική ακτίνα καμπυλότητας των λόφων και γ ο δείκτης ανισοτροπίας της επιφάνειας).
- Για ενδιάμεση κατάσταση φθοράς κατά το στρώσιμο: $\sigma = 0.40 \mu\text{m}$, $\sigma' = 0.82 \mu\text{m}$, $y_o = 0.17 \mu\text{m}$, $\eta\beta\sigma' = 0.17$, $\sigma'/\beta = 0.040$, $\gamma = 1$
- Για προχωρημένη κατάσταση φθοράς μετά το στρώσιμο: $\sigma = 0.30 \mu\text{m}$, $\sigma' = 0.55 \mu\text{m}$, $y_o = 0.14 \mu\text{m}$, $\eta\beta\sigma' = 0.30$, $\sigma'/\beta = 0.028$, $\gamma = 3$
- **1^{ος} δακτύλιος:** πλάτος 1.75mm, ελαστ. πίεση $2.0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, καμπυλότητα 18 mm
- **2^{ος} δακτύλιος:** πλάτος 2.00mm, ελαστ. πίεση $2.0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, κωνικότητα 39 μm
- **3^{ος} δακτύλιος:** πλάτος χειλέων 0.40 mm, ελαστική πίεση $7.8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
- **Συνθήκες λειτουργίας:** (ιξώδες) η ή *Eta* = 7,39mPa
- **Μετρητική συστοιχία:** πιεζοηλεκτρικά μετρητικά στοιχεία δύναμης KISTLER 9051, ενισχυτής KISTLER 5001, φίλτρο KROHN-HITE 3202, ψηφιακός παλμογράφος NICOLET 4094 με δυνατότητα τοπικής εγγραφής δεδομένων και συνεργασία με PC.

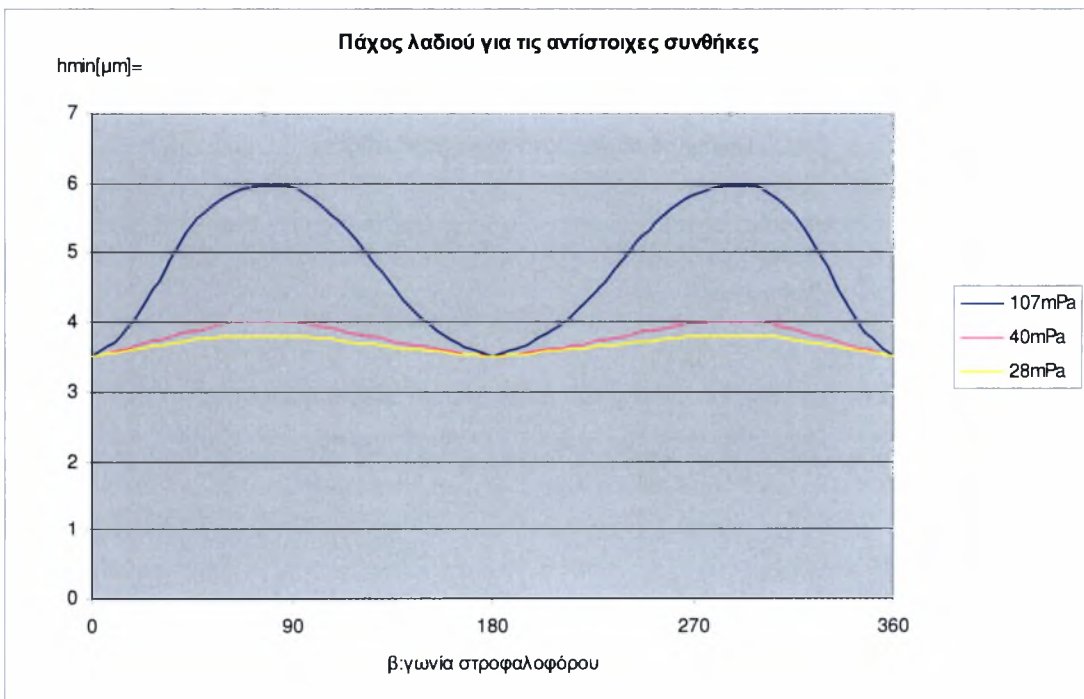
Παρατήρηση

Από εδώ και στο εξής αυτές οι συνθήκες θα χρησιμοποιούνται και θα αποκαλούνται nominal συνθήκες για τον κινητήρα Renault. Στο 2^ο κεφάλαιο δίνονται οι αντίστοιχες για τον κινητήρα Fiat (του προσομοιωτή 2^{ης} γενιάς). Ως προς την τραχύτητα για τις τρεις διαφορετικές φάσεις φθοράς τα δεδομένα έχουν ληφθεί με βάση προηγούμενες μετρήσεις πάνω σε κινητήρα Renault.

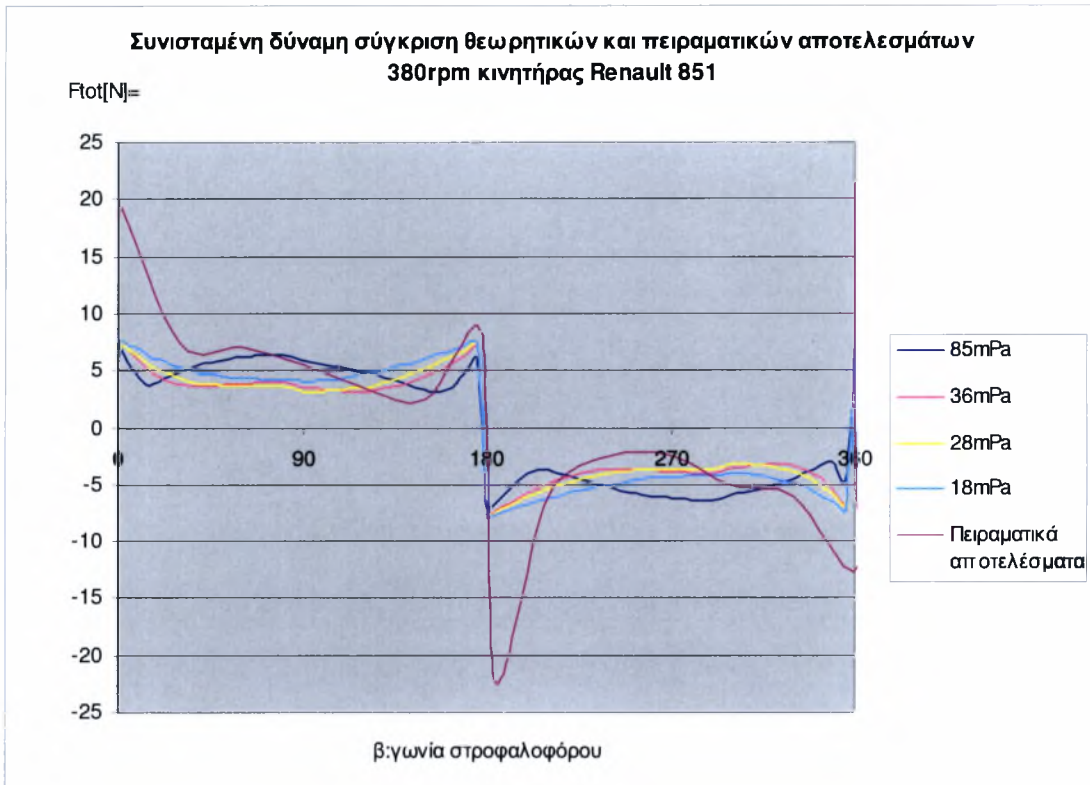
Στους υπολογισμούς που ακολουθούν με σκοπό την πιστοποίηση της εγκυρότητας των θεωρητικών αποτελεσμάτων, γίνεται άμεση σύγκριση αυτών με πειραματικά αποτελέσματα πάνω σε προσομοιωτή πρώτης γενιάς [111]. Ο συντελεστής α από το μοντέλο του Greenwood έχει ληφθεί 0,08, τιμή που όπως αναφέρεται αναλυτικά μπορεί να διορθωθεί.



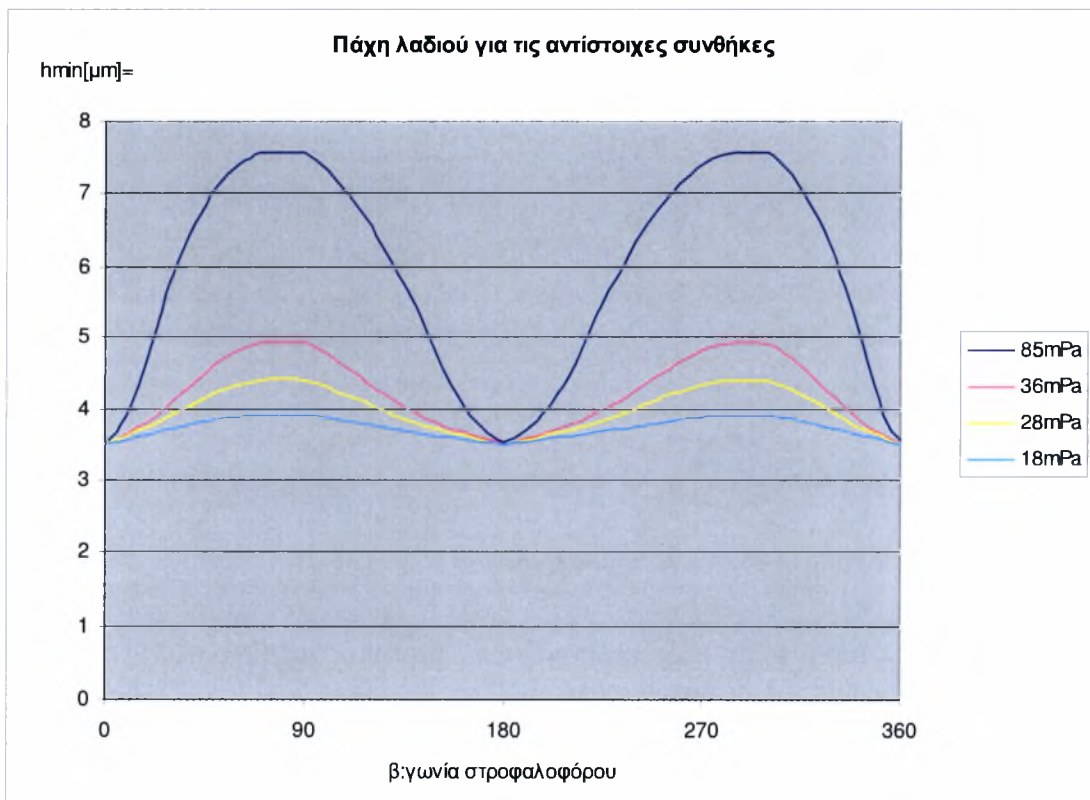
Σχήμα 1.23: Πειραματική καμπύλη μεταβολής δύναμης τριβής για ίδια συχνότητα περιστροφής σε σχέση με θεωρητικές καμπύλες για διαφορετικές θερμοκρασίες λιπαντικού μέσου κινητήρας Renault 851.



Σχήμα 1.24: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 σε διαφορετικά ιξώδη.

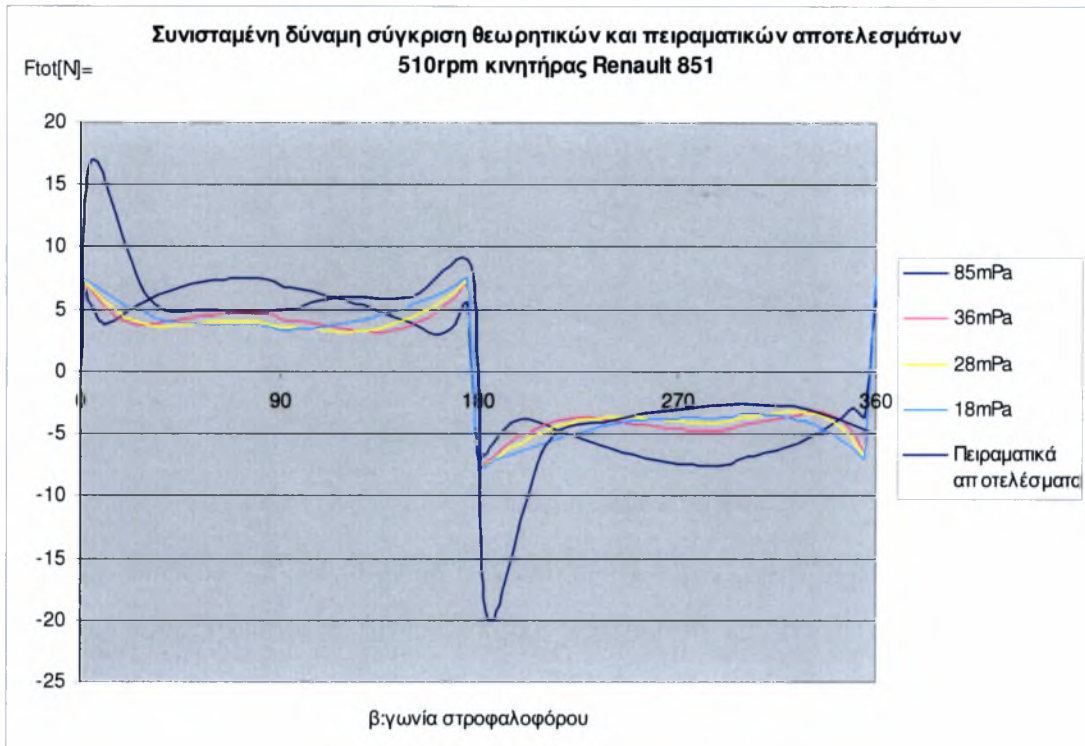


Σχήμα 1.25: Πειραματική καμπύλη μεταβολής δύναμης τριβής για ίδια συχνότητα περιστροφής σε σχέση με θεωρητικές καμπύλες για διαφορετικές θερμοκρασίες λιπαντικού μέσου κινητήρα Renault 851.

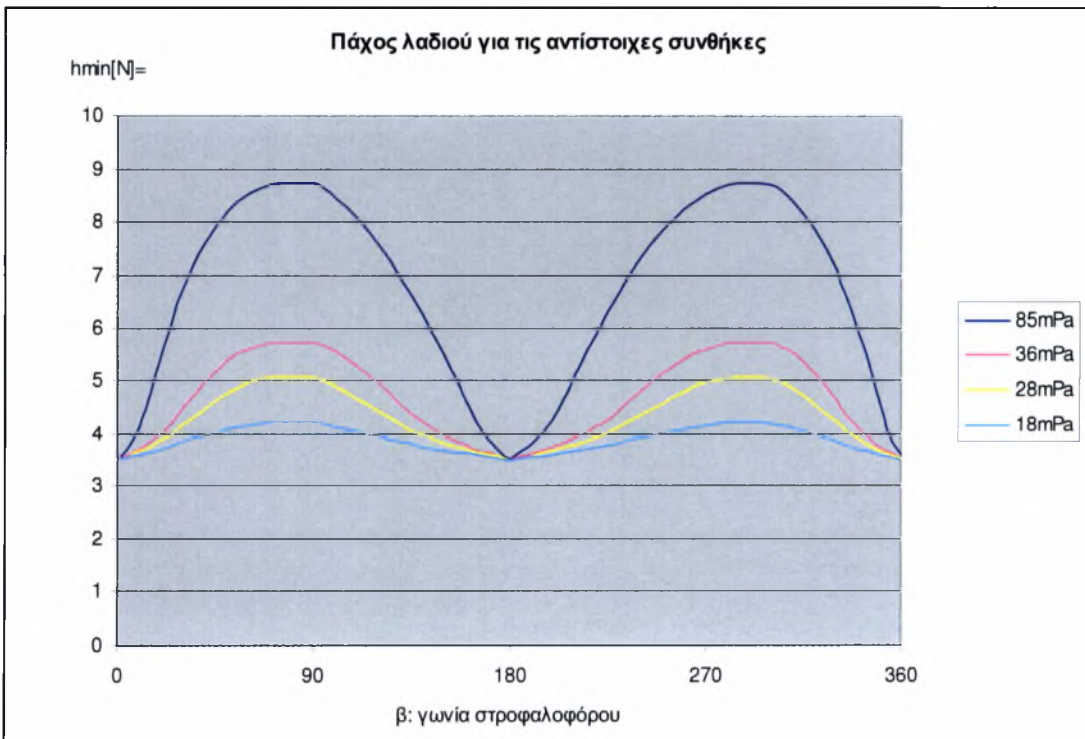


Σχήμα 1.26: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 σε διαφορετικά ιξώδη.

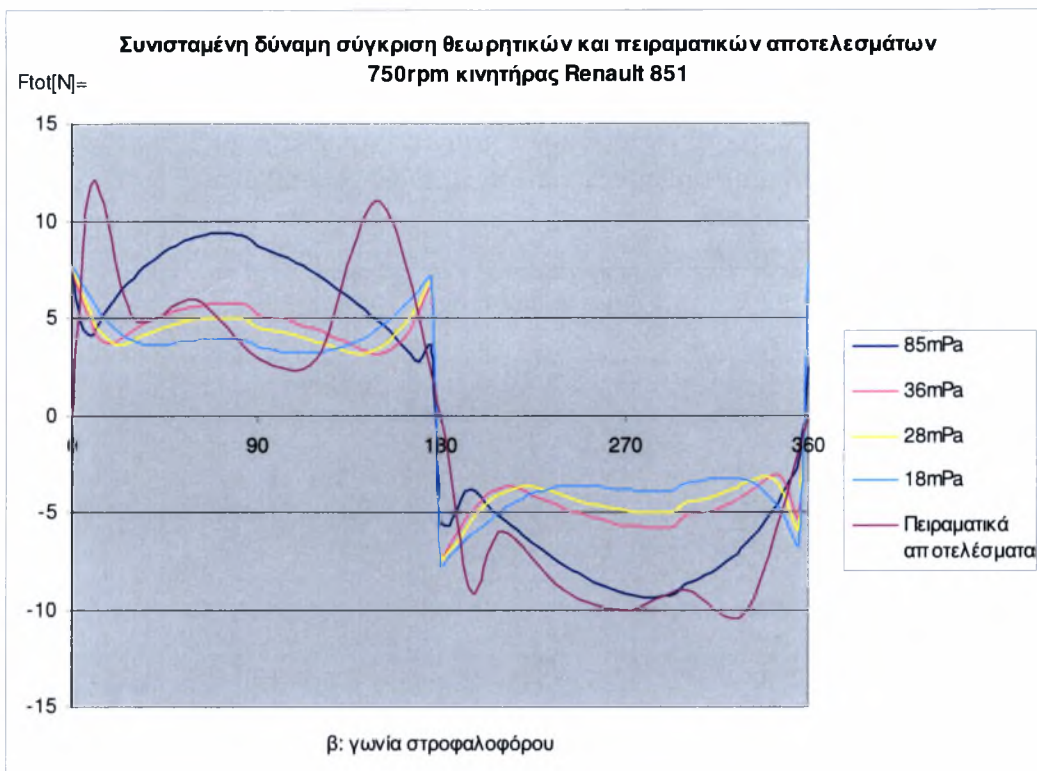
Σχόλιο σχήματος 1.26: Ακόμη και σε πολύ χαμηλές στροφές το pick της δύναμης εμφανίζεται μετά το νεκρό σημείο. Η τιμή του μπορεί να καθορίσει το συντελεστή α στο μοντέλο του Greenwood.



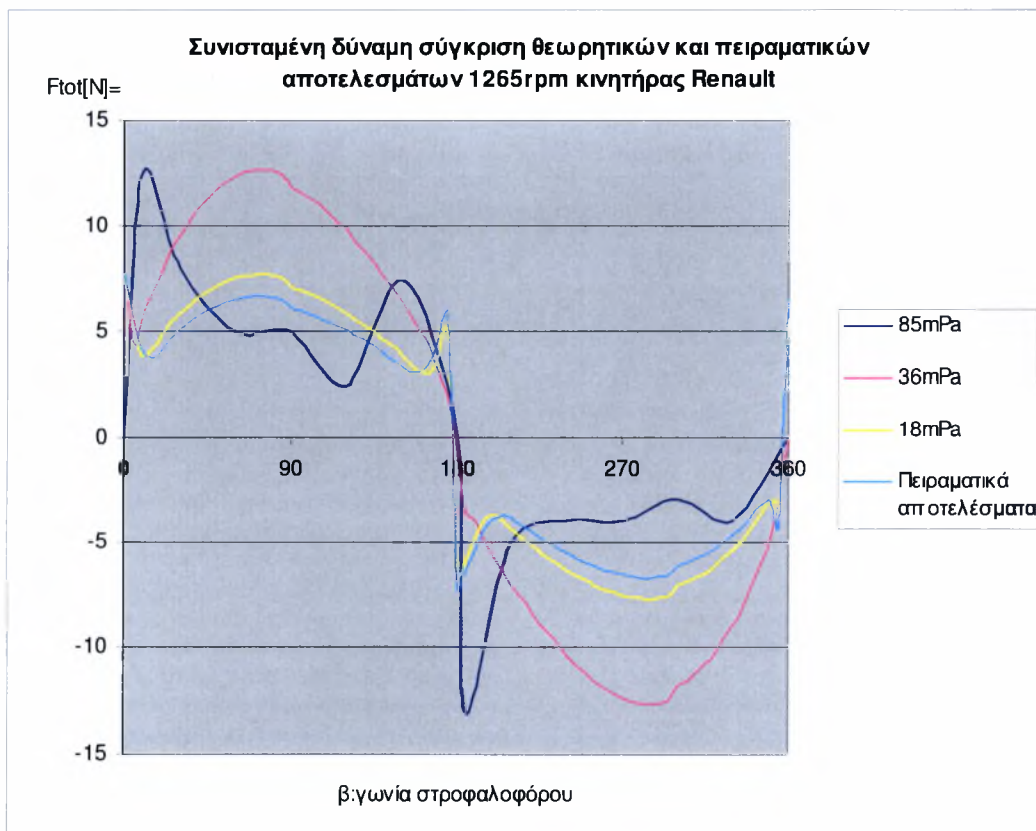
Σχήμα 1.27: Πειραματική καμπύλη μεταβολής δύναμης τριβής για ίδια συχνότητα περιστροφής σε σχέση με θεωρητικές καμπύλες για διαφορετικές θερμοκρασίες λιπαντικού μέσου κινητήρας Renault 851.



Σχήμα 1.28: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης $1^{ου}$ δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 σε διαφορετικά ιξώδη.

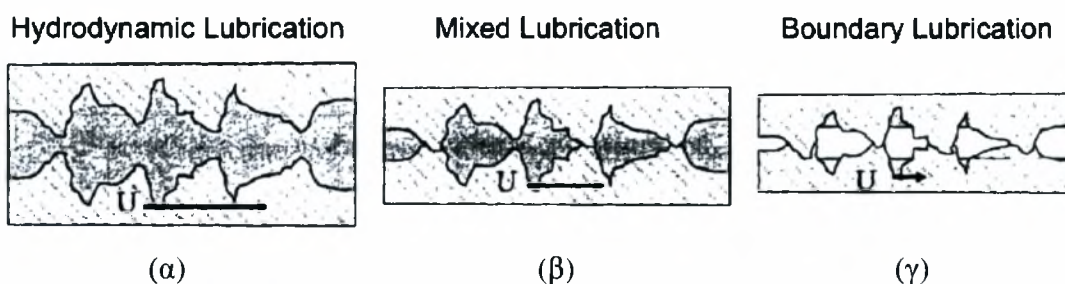


Σχήμα 1.29: Πειραματική καμπύλη μεταβολής δύναμης τριβής για ίδια συχνότητα περιστροφής σε σχέση με θεωρητικές καμπύλες για διαφορετικές θερμοκρασίες λιπαντικού μέσου κινητήρας Renault 851.



Σχήμα 1.30: Πειραματική καμπύλη μεταβολής δύναμης τριβής για ίδια συχνότητα περιστροφής σε σχέση με θεωρητικές καμπύλες για διαφορετικές θερμοκρασίες λιπαντικού μέσου κινητήρας Renault 851.

Άλλες εφαρμογές του υπολογιστικού κώδικα χωρίς να ληφθεί υπόψη το φορτίο έδειξαν επίσης την επίδραση της τραχύτητας με σημαντικότερη παρουσία στις περιοχές των άνω νεκρών σημείων:



Σχήμα 1.31: Σχετικές θέσεις δακτυλίου και χιτωνίου για τις τρεις φάσεις της λίπανσής τους κατά την παλινδρόμηση του συστήματος (α: μέσο διαδρομής, β: περιοχές πλησίων των νεκρών σημείων , γ: ΑΝΣ και ΚΝΣ)

Δακτύλιος 1^{ος}

Με βάση τα αποτελέσματα των μετρήσεων τελικά η κυριότερη διαφοροποίηση των τιμών της δύναμης τριβής εμφανίζεται στα νεκρά σημεία με αποκλίσεις που φτάνουν μέχρι ποσοστό 100%. Συνεπώς, η προτεινόμενη τιμή 0.08 του a για τον υπολογισμό της δύναμης τριβής Greenwood – Tripp ($F_{total} = aW_{total} + \tau_0 * A$) απαιτεί αναθεώρηση. Με προτεινόμενη τελικά νέα τιμή στην περιοχή 0,16 έως 0,20.

Δακτύλιος 2^{ος}

Ως προς την τιμή του συντελεστή a ισχύουν τα προαναφερθέντα. Παράλληλα η σταθερότητα της συνολικής δύναμης τριβής κατά την κάθοδο του συστήματος (από άνω νεκρό σημείο προς κάτω νεκρό σημείο) δείχνει τελικά ουσιαστική απουσία της υδροδυναμικής συνιστώσας σε περίπτωση κατατομής αποκλίνουσας μορφής. Η παρατήρηση, μάλιστα, ελάχιστης τιμής της τριβής στην περιοχή μέγιστης γραμμικής ταχύτητας του εμβόλου στηρίζει αφενός μεν την πιθανότητα παραμόρφωσης της διεπιφάνειας στη περιοχή αυτή ή/και μικρή συμμετοχή της υδροδυναμικής συνιστώσας κατά την κάθοδο στις περιοχές των νεκρών σημείων. Σημειώνεται ότι μια πτώση της τάξεως 10 έως 20% της θεωρητικά σταθερής F_{total} είναι καταγεγραμμένη σε όλα τα διαγράμματα .

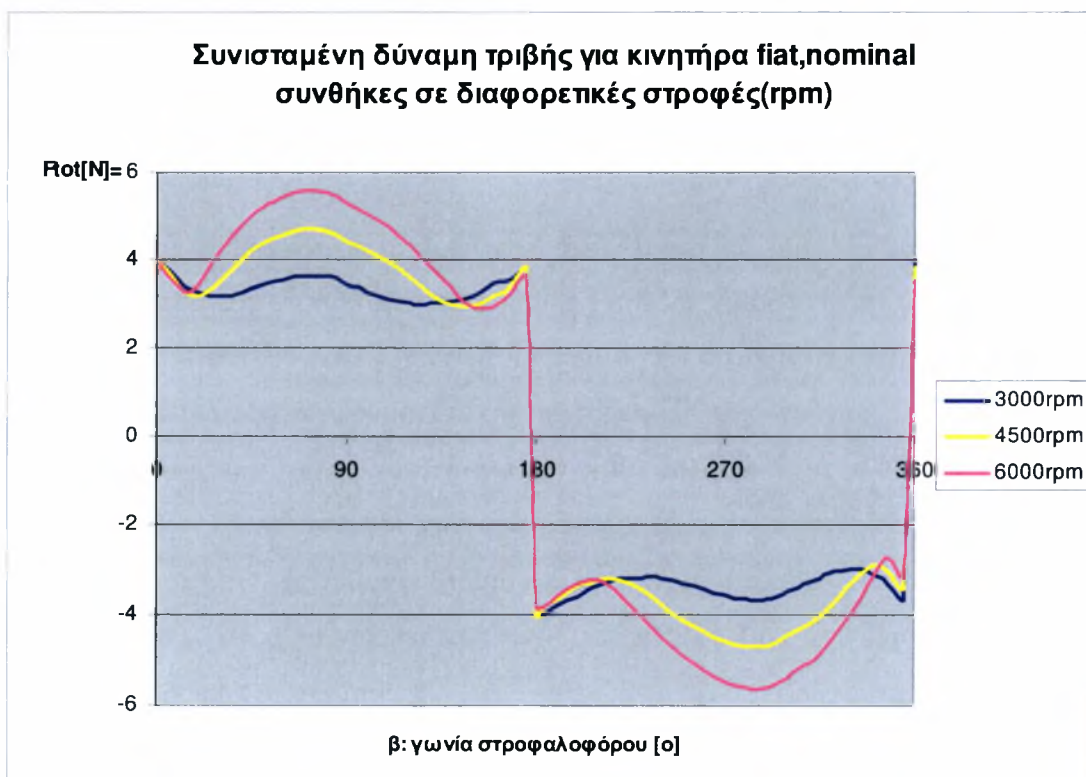
Δακτύλιος 3^{ος}

Ισχύουν τα προαναφερθέντα για τον δακτύλιο 2, ως προς την υδροδυναμική συνιστώσα (απουσία λόγω μη συγκλίνουσας κατατομής). Ισχύουν επίσης τα προαναφερθέντα για την μη υδροδυναμική συνιστώσα του δακτυλίου 2 κατά την κάθοδο. Η αμελητέα εξάρτηση της τιμής της δύναμης τριβής από τη θερμοκρασία καταδεικνύει τα μη υδροδυναμικά της χαρακτηριστικά. Πτώση της τάξεως επίσης 10 έως 20% προς το μέσο της διαδρομής υποστηρίζει πιθανή παραμόρφωση της διεπιφάνειας.

1.5 Θεωρητικά Αποτελέσματα

Οι προηγούμενες παρατηρήσεις οδήγησαν σε αλλαγή τιμών ορισμένων δεδομένων τα οποία ελήφθησαν υπόψη για τη θεωρητική προσέγγιση της συμπεριφοράς συστήματος με τη γεωμετρία του προσομοιωτή που κατασκευάστηκε, ειδικότερα τα δεδομένα του προβλήματος που αφορούν στον πρώτο δακτύλιο ,του κινητήρα fiat είναι:

$L=0.00115m$, $R=0.036m$, $D=0.070m$,
 $2R_c=71.95mm$, $M=114,5mm$, $P_{tar,nom}=200.000Pa$

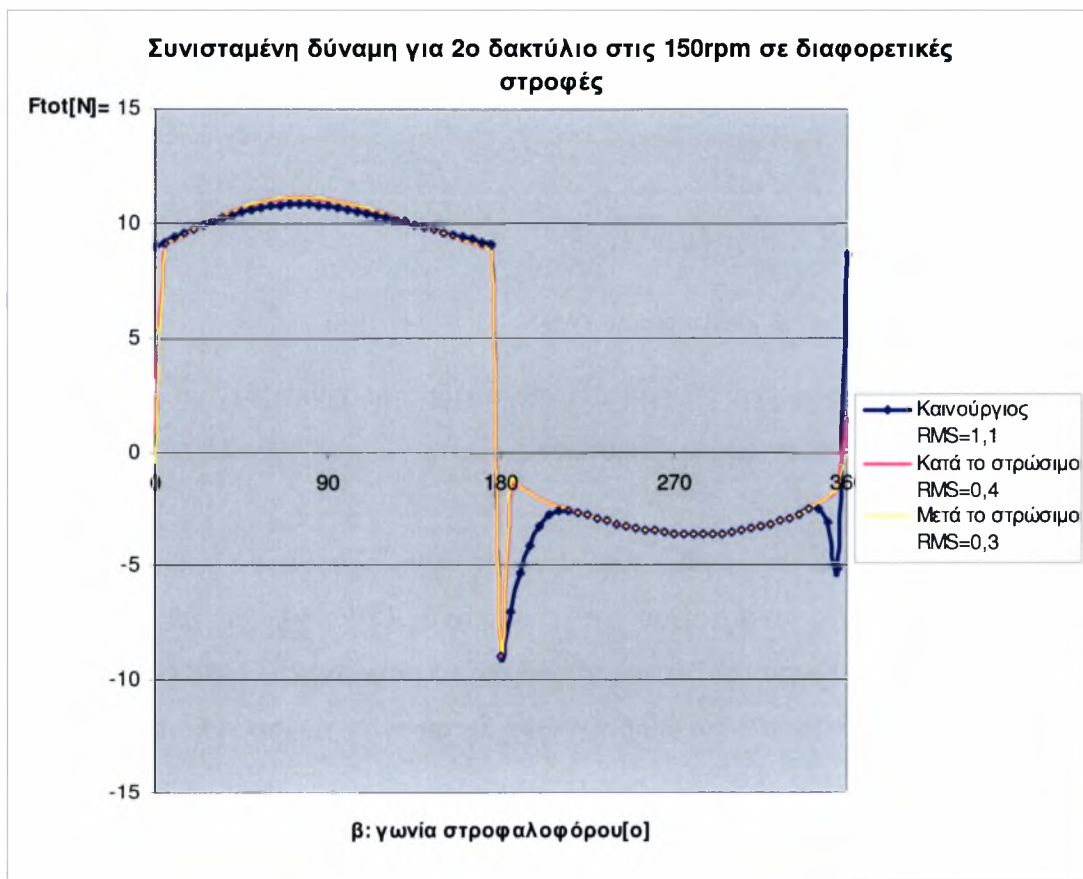
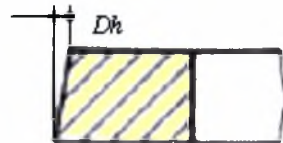


Σχήμα 1.32: Συνισταμένη δύναμη 1^{ου} δακτυλίου κινητήρας fiat σε διαφορετικές rpm.

Με τιμές για το ιξώδες αντίστοιχες αφενός χαμηλών θερμοκρασιών που αντιστοιχούν στη λειτουργία του προσομοιωτή 40 έως 80° C, καθώς και τιμές για τη συχνότητα περιστροφής από 750 έως 6000rpm τα αποτελέσματα για το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης και τις δυνάμεις τριβής δίνονται στα παρακάτω διαγράμματα.

Για τον δεύτερο δακτύλιο τα δεδομένα είναι:

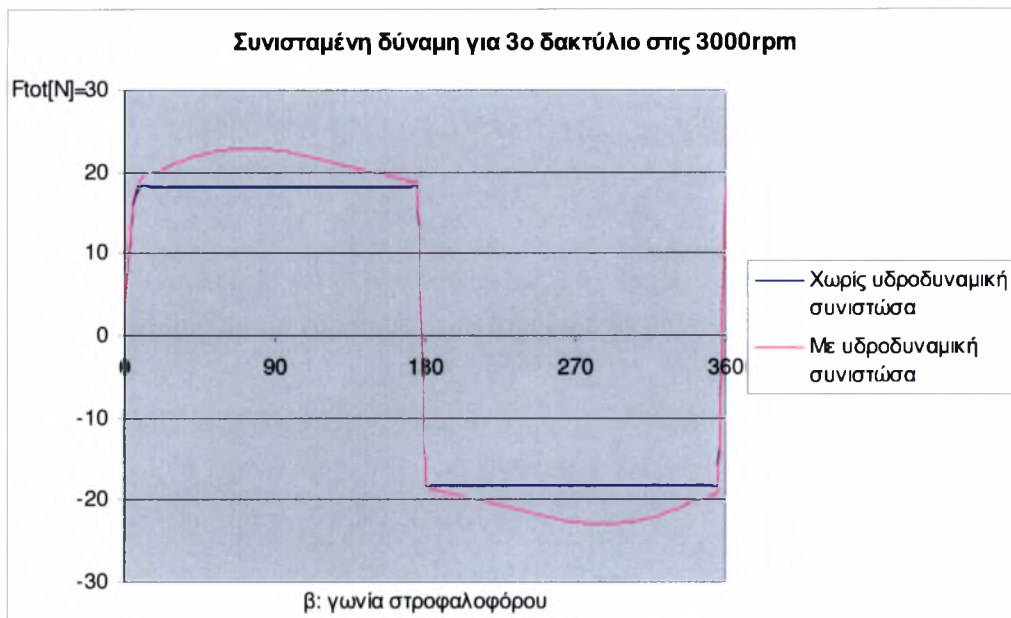
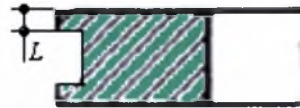
$L=0.00115\text{mm}$, $D_h=33,9\mu\text{m}$, $P_{tar, nom}=200.000\text{Pa}$



Σχήμα 1.33: Συνισταμένη δύναμη 2^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat σε διαφορετικές φθορές.

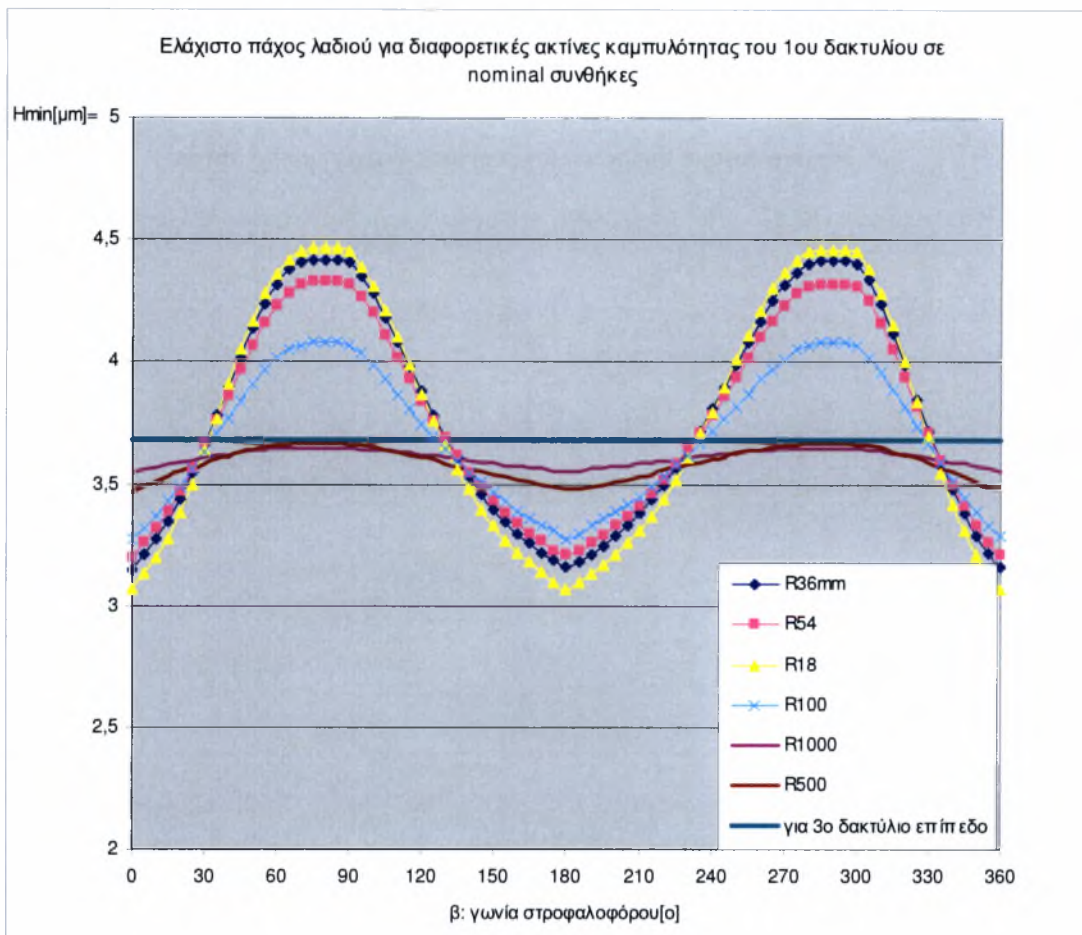
Για τον τρίτο δακτύλιο τα δεδομένα είναι:

$$2 \times L = 2 \times 0.0006 = 0,0012\text{m} \text{ για } P_{tar} = 780.000\text{Pa}$$



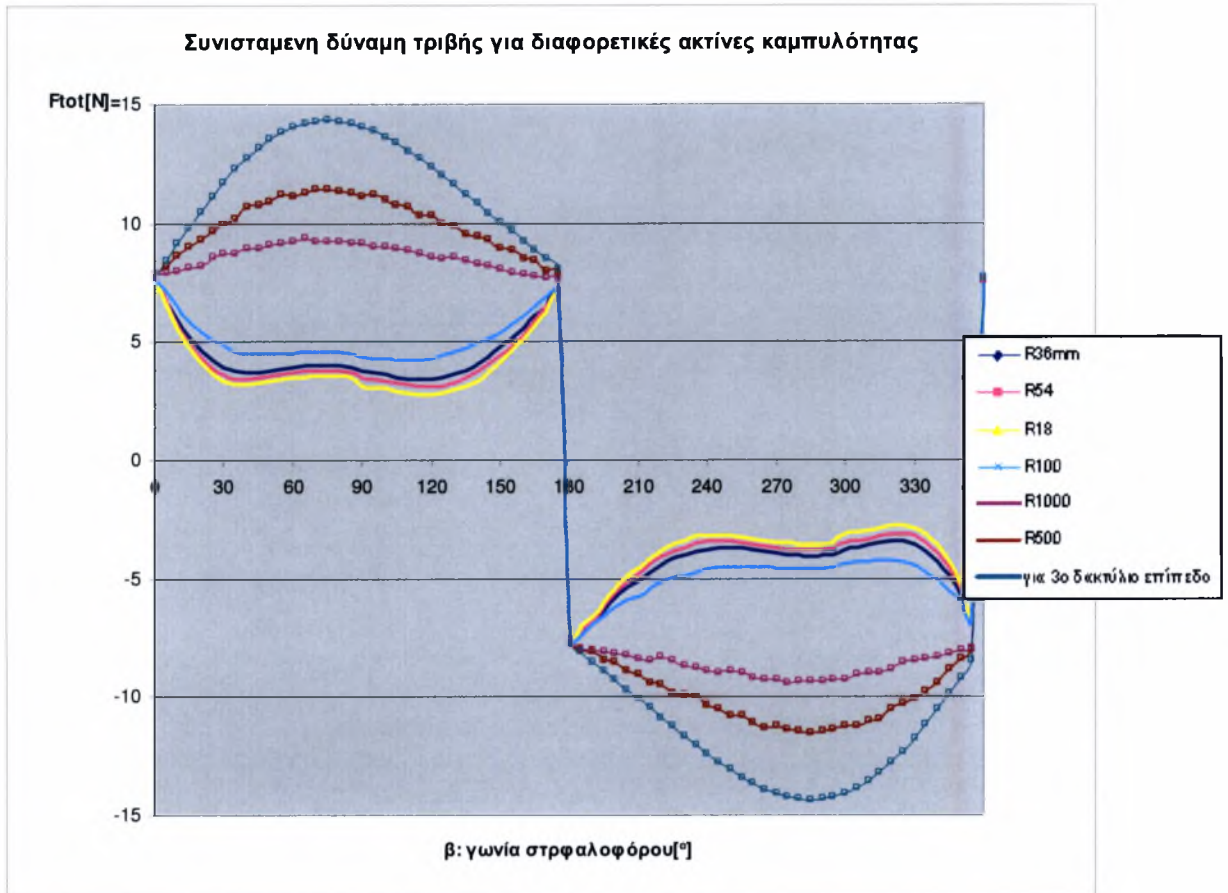
Σχήμα 1.34: Συνισταμένη δύναμη 3^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat με και χωρίς υπολογισμό της υδροδυναμικής συνιστώσας.

Όσον αφορά τις τιμές του ιξώδους που ελήφθησαν υπόψη για τους υπολογισμούς αυτές αντιστοιχούν σε λιπαντικό 15W 40, με αντίστοιχη τιμή $\eta_{a,nominal} = 7.39\text{mPa}$ για ρεαλιστικές συνθήκες λειτουργίας κινητήρα και τιμές: $\eta_{a} = 107-85-36-28-18\text{mPa}$ για θερμοκρασίες λειτουργίας του προσομοιωτή.

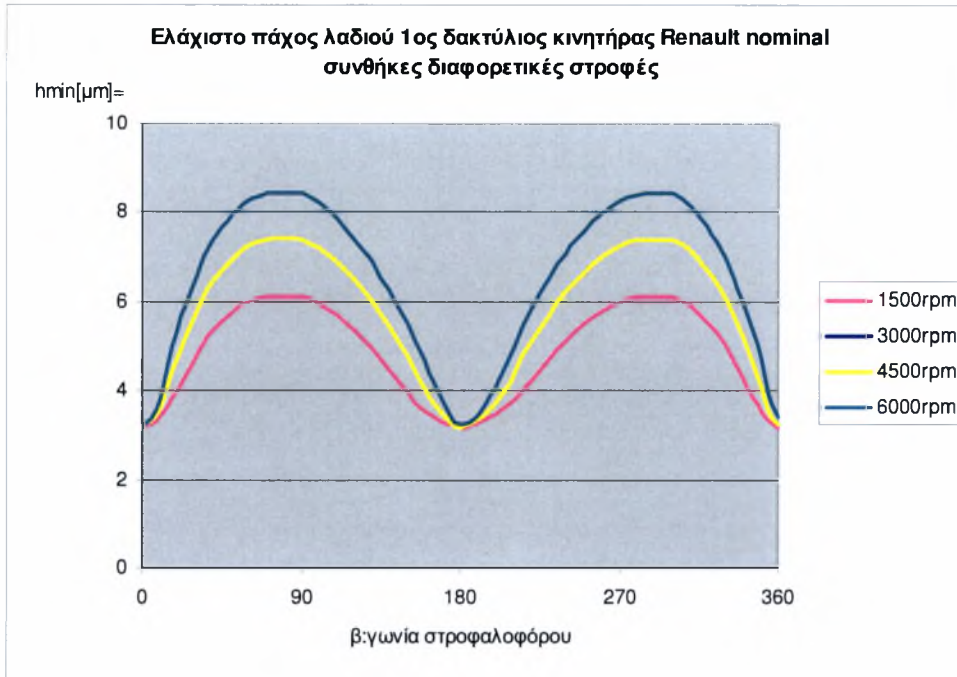


Σχήμα 1.35: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 για διαφορετικές κατατομές 1^{ου} δακτυλίου και σύγκριση με επίπεδο δακτύλιο.

Σχόλιο σχήματος 1.35: Παρατηρείται ως προς το πάχος λαδιού σταθερότητα των τιμών στα νεκρά σημεία, ανάλογη μεταβολή της μέγιστης τιμής με τη συχνότητα περιστροφής και ως προς τη δύναμη, επίσης ανάλογη μεταβολή με διαφοροποιήσεις στην περιοχή των νεκρών σημείων (συντομότερη περίοδος επαφής)

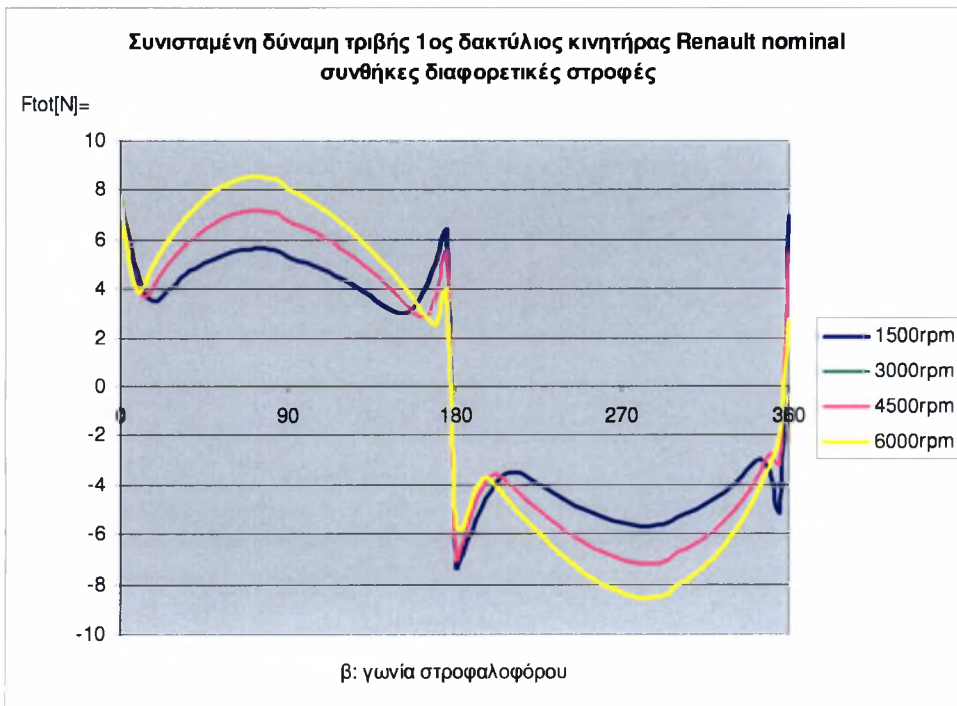


Σχήμα 1.36: Συνισταμένη δύναμη $1^{ου}$ δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 για διαφορετικές κατατομές $1^{ου}$ δακτυλίου και σύγκριση με επίπεδο δακτύλιο.

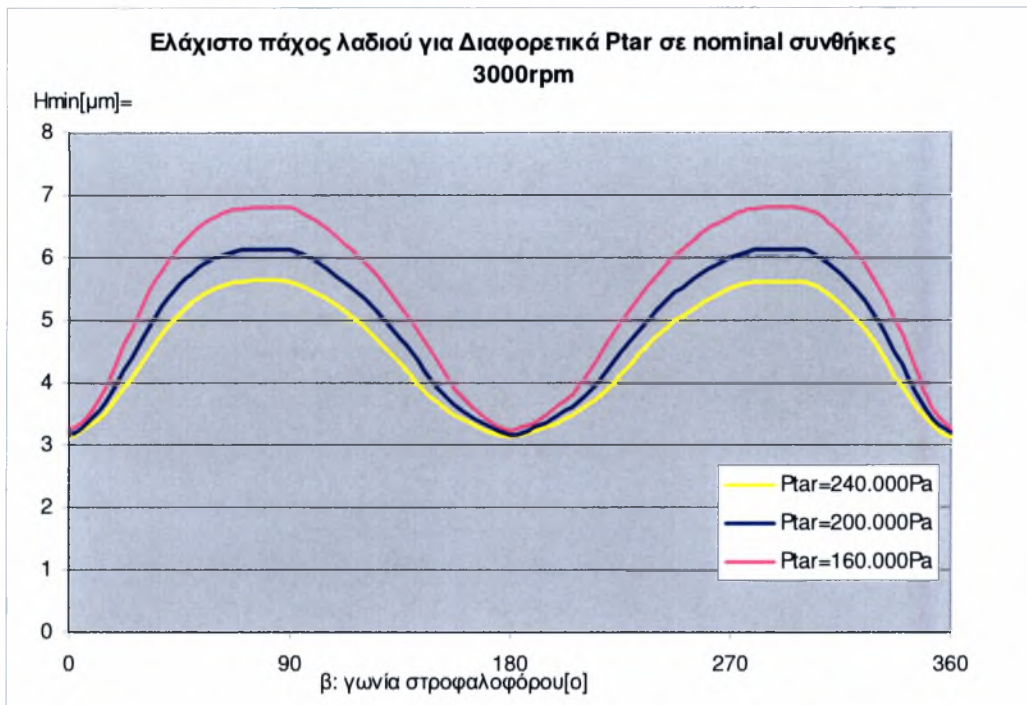


Σχήμα 1.37: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτύλιου για κινητήρα Renault 551 σε διαφορετικές στροφές.

Σχόλιο σχήματος 1.37: Παρατηρείται ως προς το πάχος λαδιού σταθερότητα των τιμών στα νεκρά σημεία, ανάλογη μεταβολή της μέγιστης τιμής με τη συχνότητα περιστροφής και ως προς τη δύναμη, επίσης ανάλογη μεταβολή με διαφοροποιήσεις στην περιοχή των νεκρών σημείων (συντομότερη περίοδος επαφής)

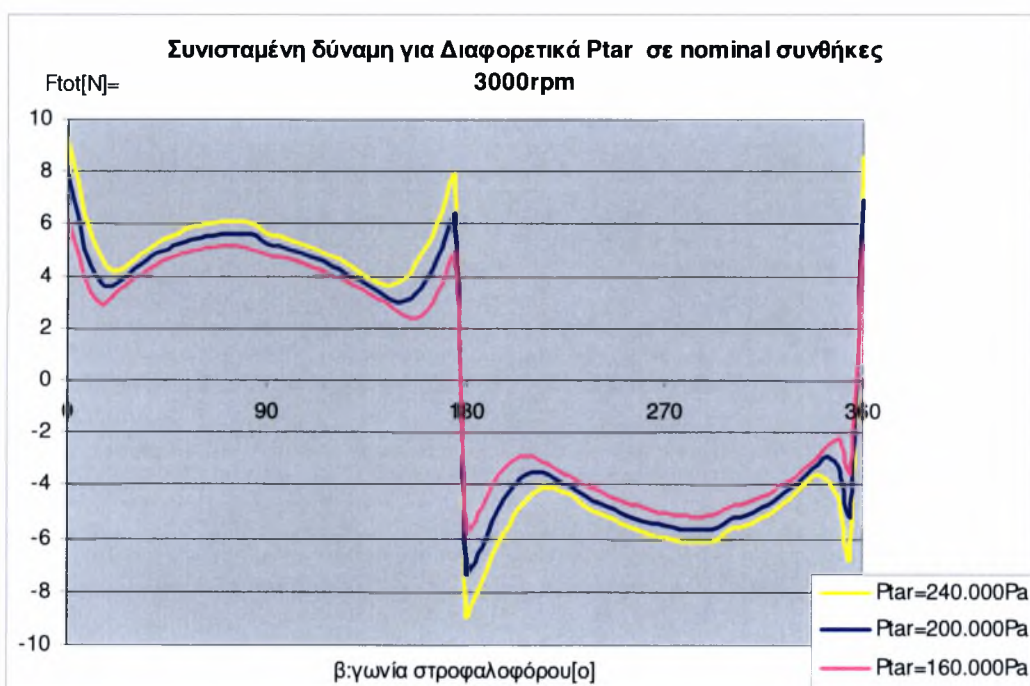


Σχήμα 1.38: Συνισταμένη δύναμη 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 σε διαφορετικές στροφές.

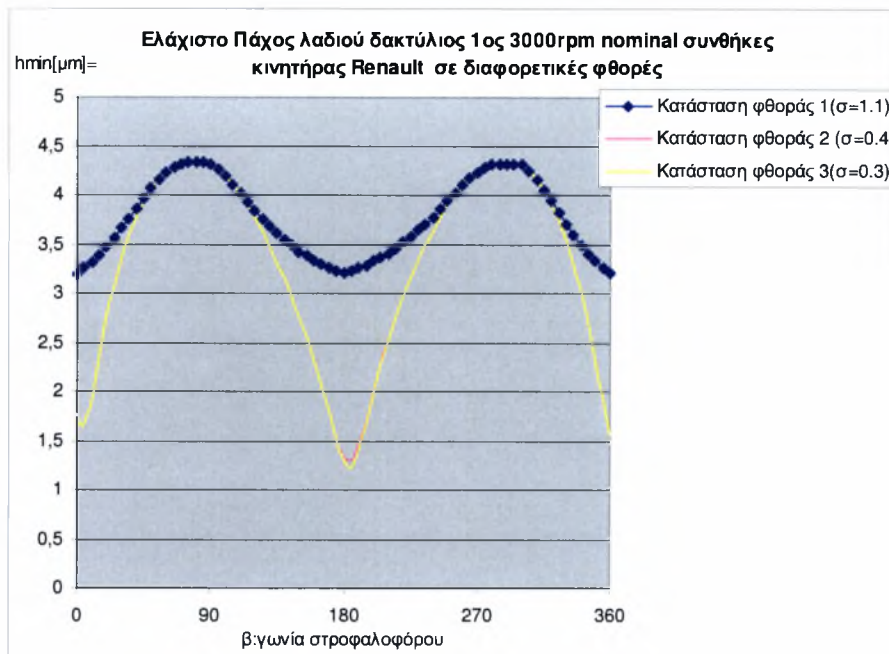


Σχήμα 1.39: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 για διαφορετικές ελαστικές πιέσεις (P_{tar} δακτυλίου).

Σχόλιο σχήματος 1.39: Παρατηρείται ως προς το πάχος λαδιού (διαχωρισμός επιφάνειας) μείωση των τιμών του με την αύξηση της ελαστικής πίεσης του δακτυλίου, ενώ η συνολική δύναμη τριβής αυξάνεται.

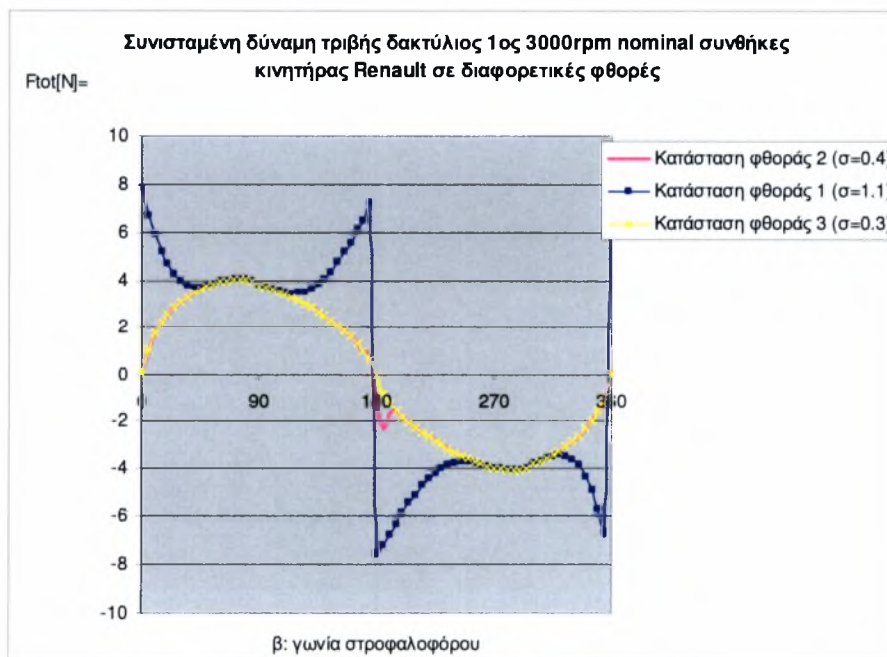


Σχήμα 1.40: Συνισταμένη δύναμη 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 για διαφορετικές ελαστικές πιέσεις (P_{tar} δακτυλίου).

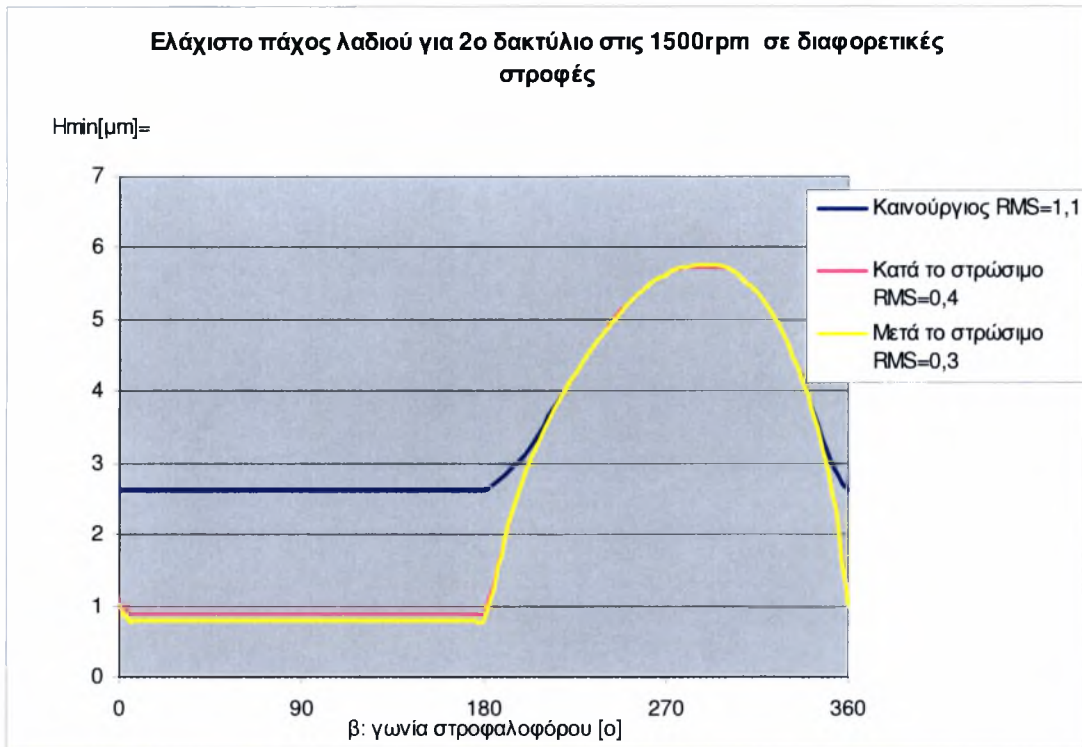


Σχήμα 1.41: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 για διαφορετικές καταστάσεις φθοράς.

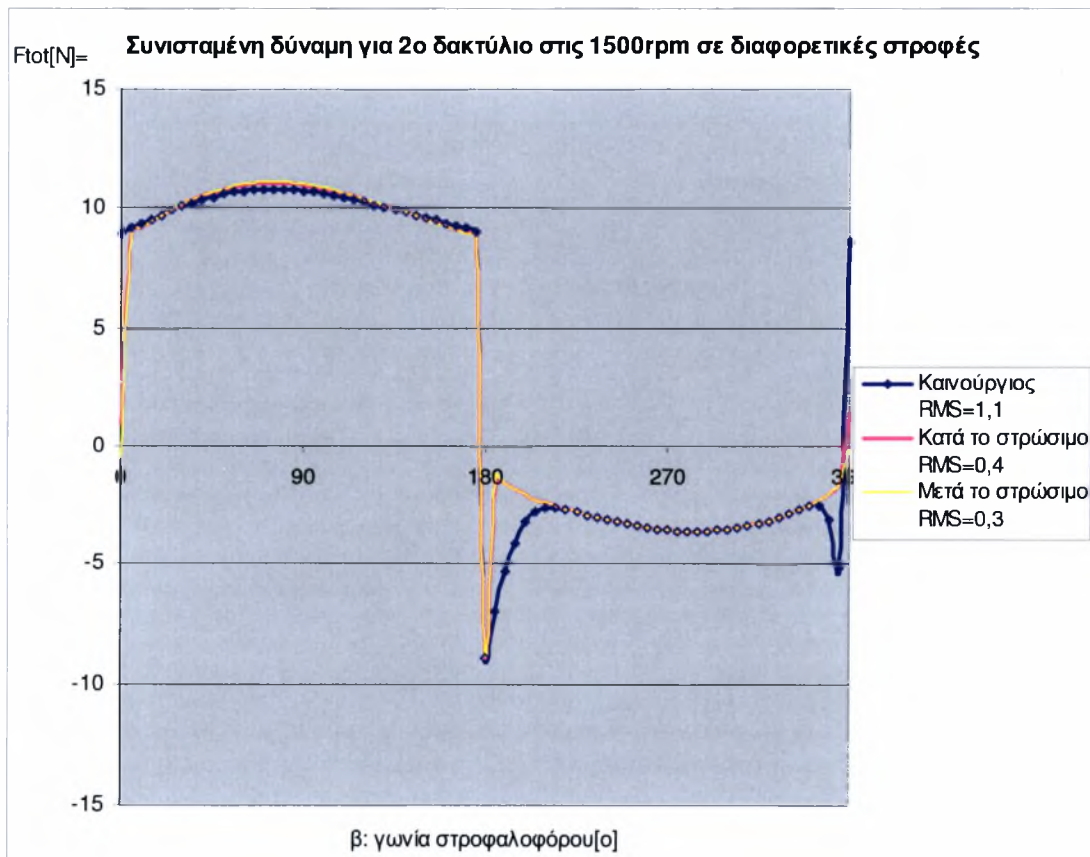
Σχόλιο σχήματος 1.41: Παρατηρείται ως προς το πάχος λαδιού (διαχωρισμός επιφάνειας) ότι στα νεκρά σημεία η ύπαρξη λοφίσκων τραχύτητας δεν επιτρέπει την προσέγγιση του δακτυλίου πάνω στον κύλινδρο, γεγονός που δεν υφίσταται κατά τη λειτουργία είτε σε υψηλότερες συχνότητες περιστροφής είτε σε χαμηλότερες τιμές τραχύτητας (φθαρμένη επιφάνεια).



Σχήμα 1.42: Συνισταμένη δύναμη 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 για διαφορετικές καταστάσεις φθοράς.

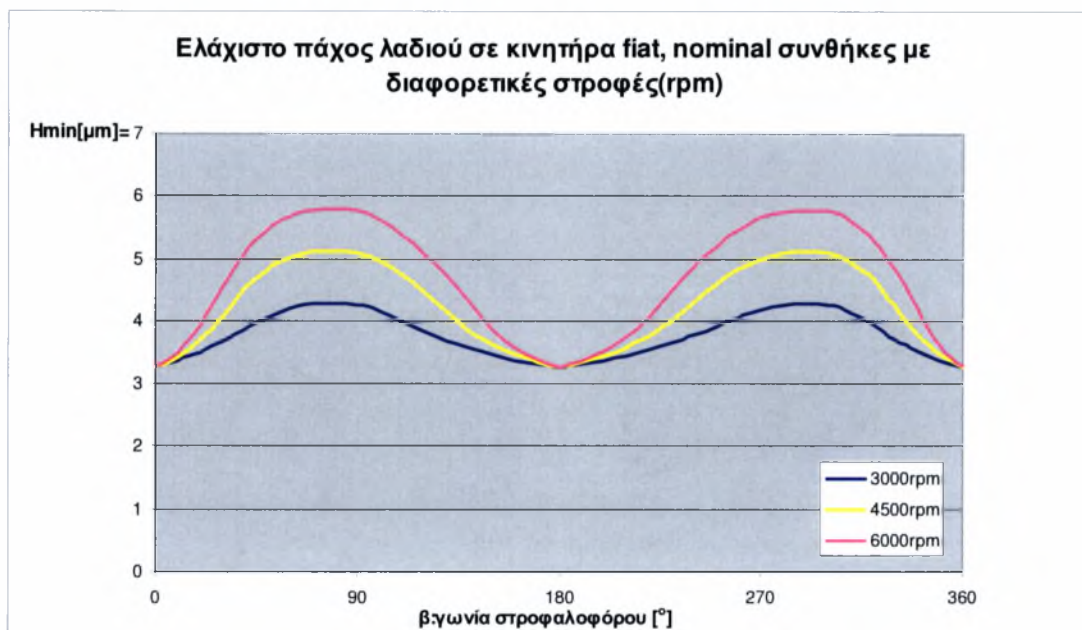


Σχήμα 1.43: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 για διαφορετικές καταστάσεις φθοράς.

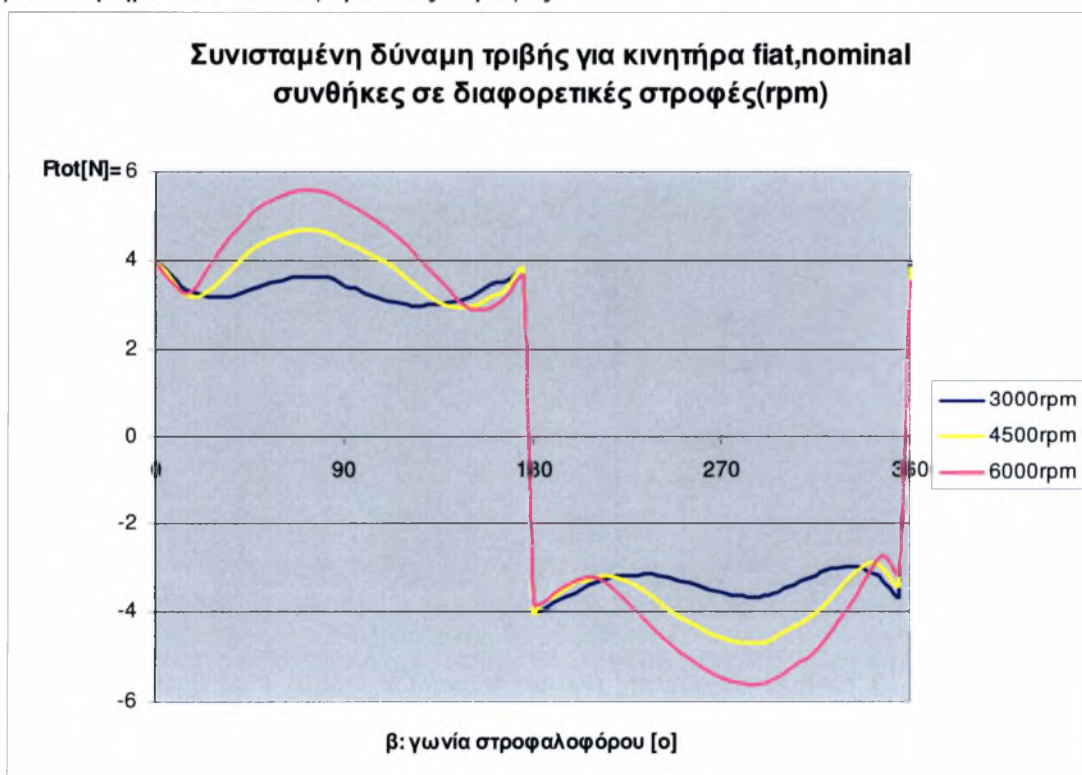


Σχήμα 1.44: Συνισταμένη δύναμη 2^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 για διαφορετικές καταστάσεις φθοράς.

Στη συνέχεια ακολουθούν αντιπροσωπευτικά διαγράμματα από υπολογισμούς σχετικούς με τη γεωμετρία του πειραματικού προσομοιωτή(κινητήρας fiat), ενώ λεπτομερέστερα τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1 και 2.



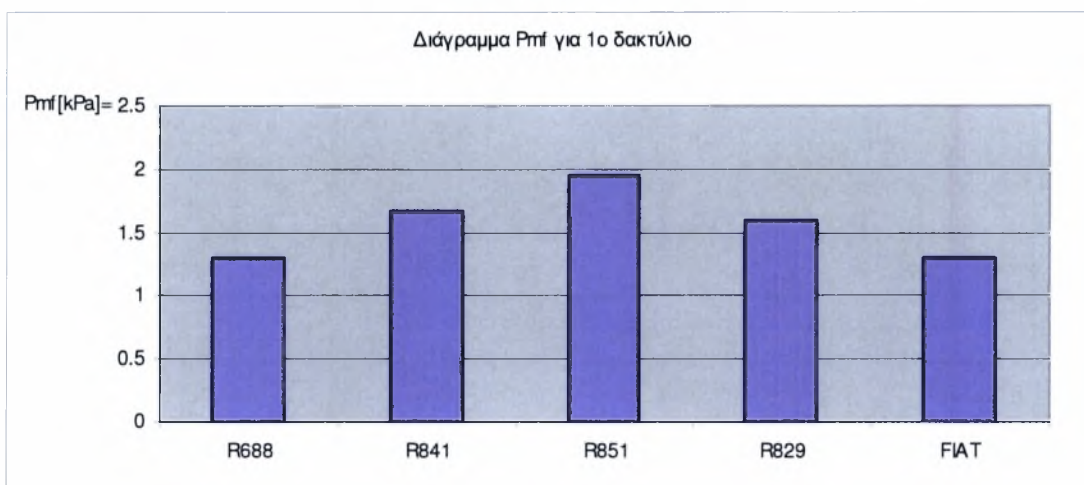
Σχήμα 1.45: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat σε διαφορετικές στροφές.



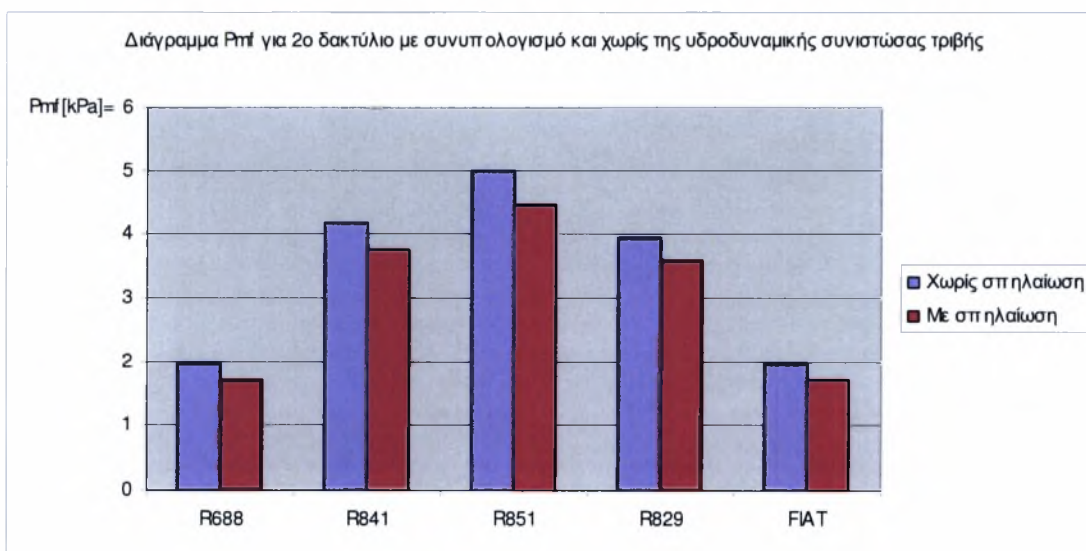
Σχήμα 1.46: Συνισταμένη δύναμη 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat σε διαφορετικές στροφές.

1.6 Σύγκριση απωλειών λόγω τριβών με βάση την P_{mf} .

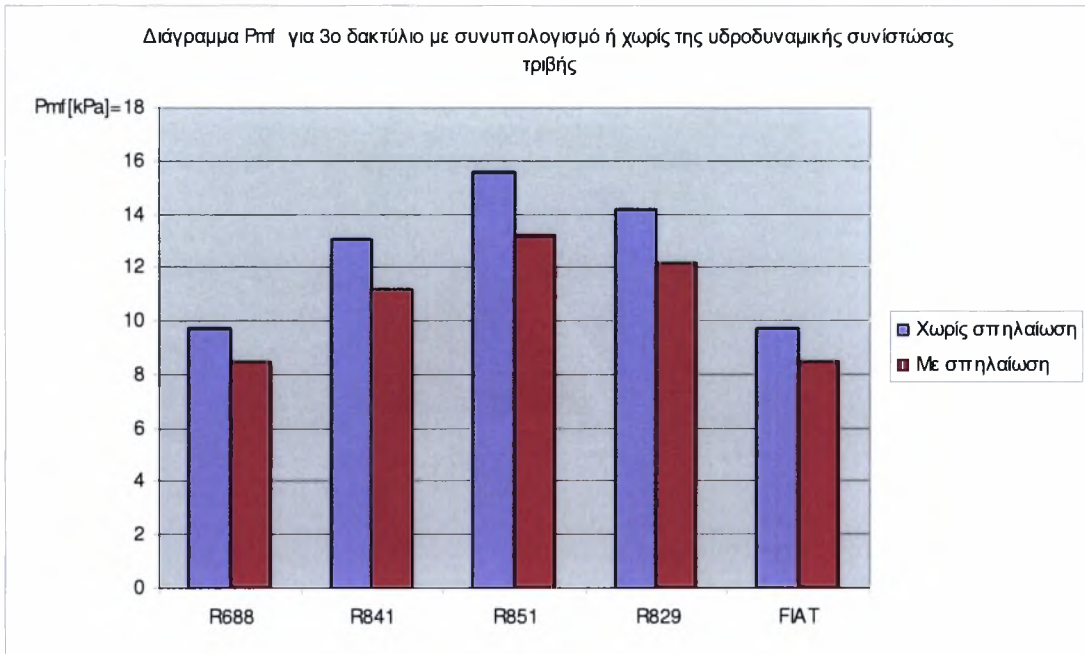
Ο υπολογιστικός κώδικας μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για τη σύγκριση απωλειών λόγω τριβών μεταξύ διαφορετικών κινητήρων με βάση την P_{mf} . Αντιπροσωπευτικά διαγράμματα παρουσιάζονται στην συνέχεια για διαφορετικούς κινητήρες και διαφορετική γεωμετρία δακτυλίων σε nominal συνθήκες.



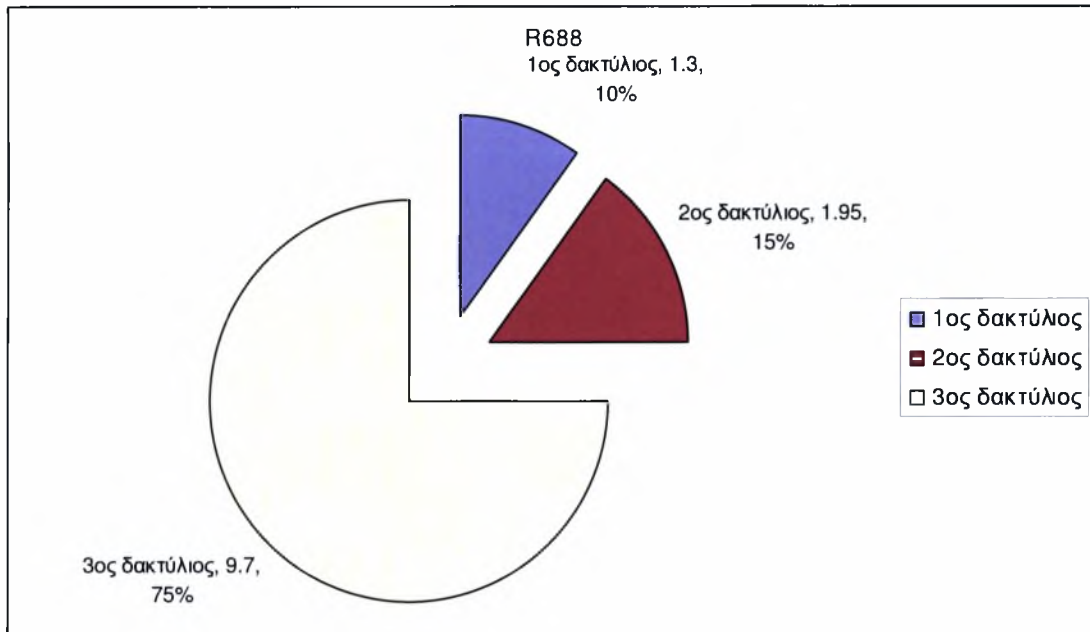
Σχήμα 1.47: Διάγραμμα σύγκρισης μέσω απωλειών πίεσης P_{mf} 1^{ου} δακτυλίου για διάφορους κινητήρες (Τεχνικά χαρακτηριστικά των οποίων δίνονται στο 3^ο κεφάλαιο).



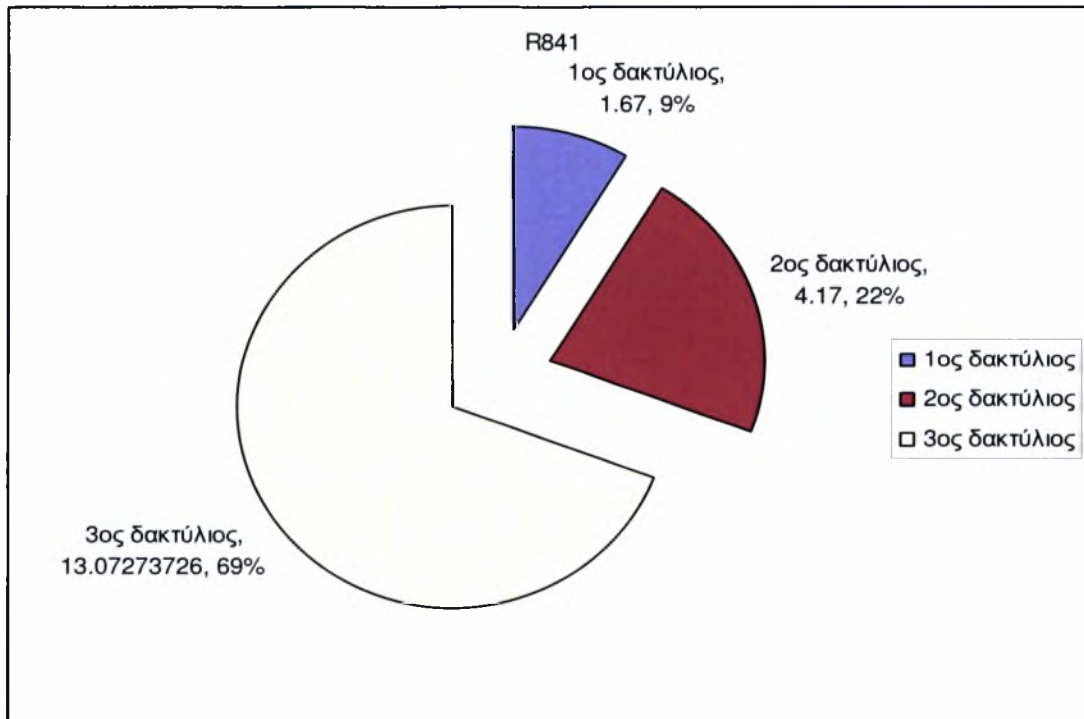
Σχήμα 1.48: Διάγραμμα σύγκρισης μέσω απωλειών πίεσης P_{mf} 2^{ου} δακτυλίου για διάφορους κινητήρες (Τεχνικά χαρακτηριστικά των οποίων δίνονται στο 3^ο κεφάλαιο).



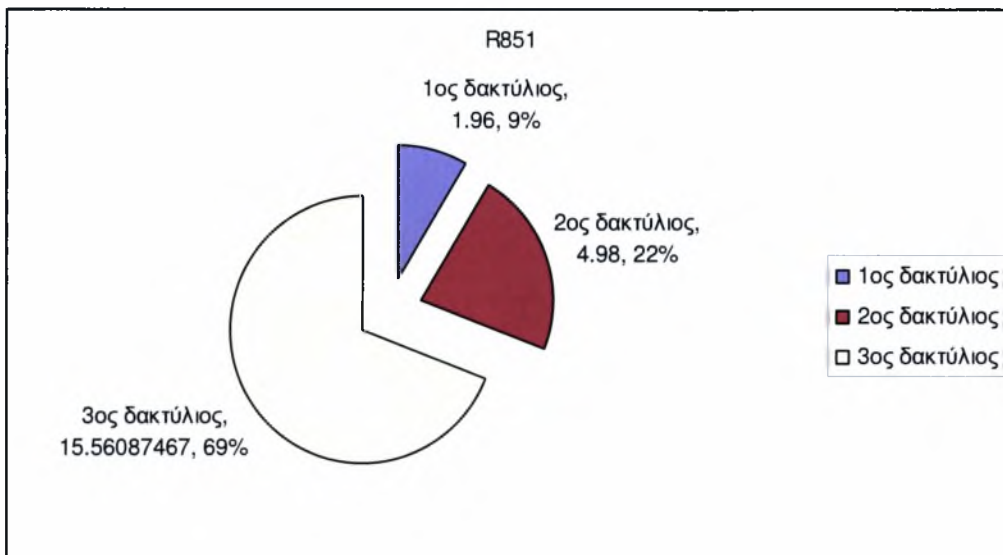
Σχήμα 1.49: Διάγραμμα σύγκρισης μέσω απωλειών πίεσης P_{mf} 3^{ου} δακτυλίου για διάφορους κινητήρες (Τεχνικά χαρακτηριστικά των οποίων δίνονται στο 3^ο κεφάλαιο).



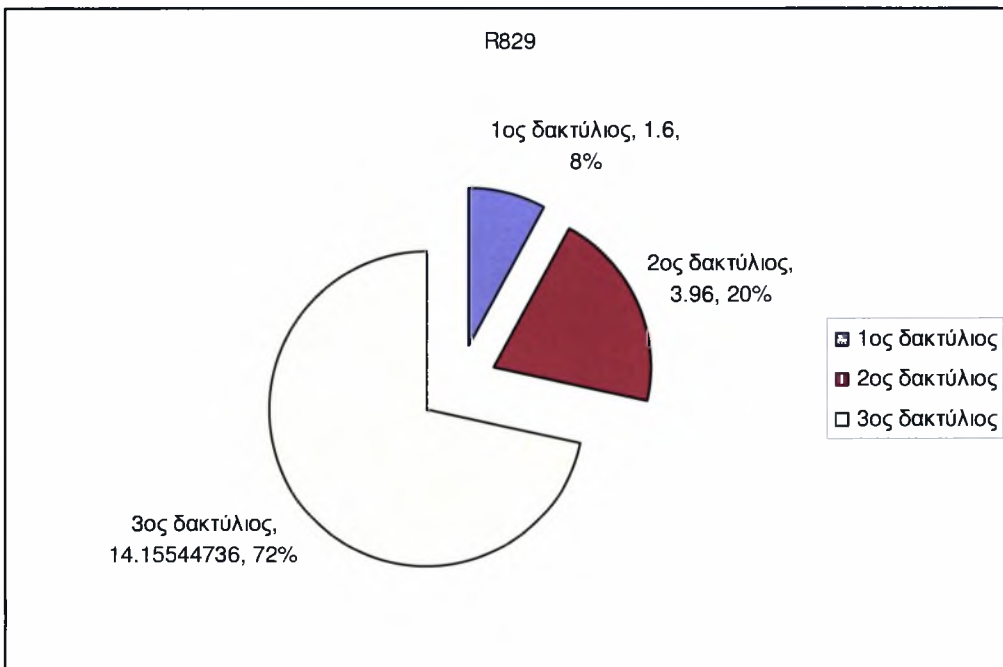
Σχίμα 1.50: Κατανομή των απωλειών λόγω τριβών σε P_{mf} [kPa] για MEK Renault 688 στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας 3000Rpm, 18Pas, $P_{tar}=200.000Pa$ για 1^ο και 2^ο δακτυλίους και $P_{tar}=780.000Pa$ για τον 3^ο δακτύλιο.



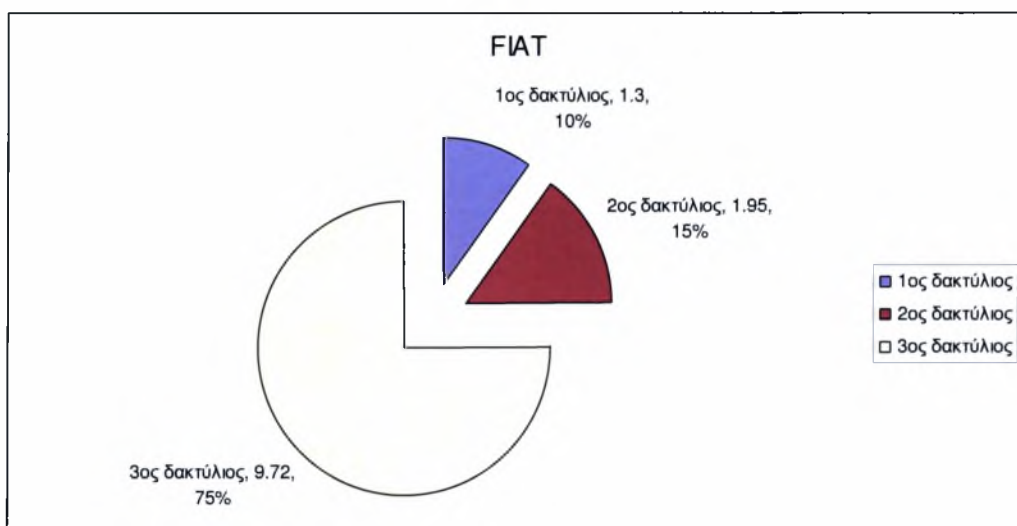
Σχίμα 1.51: Κατανομή των απωλειών λόγω τριβών σε P_{mf} [kPa] για MEK Renault 841 στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας 3000Rpm, 18Pas, $P_{tar}=200.000Pa$ για 1^ο και 2^ο δακτυλίους και $P_{tar}=780.000Pa$ για τον 3^ο δακτύλιο.



Σχήμα 1.52: Κατανομή των απωλειών λόγω τριβών σε P_{mf} [kPa] για MEK Renault 851 στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας 3000Rpm, 18Pas, $P_{tar}=200.000Pa$ για 1^ο και 2^ο δακτυλίους και $P_{tar}=780.000Pa$ για τον 3^ο δακτύλιο.

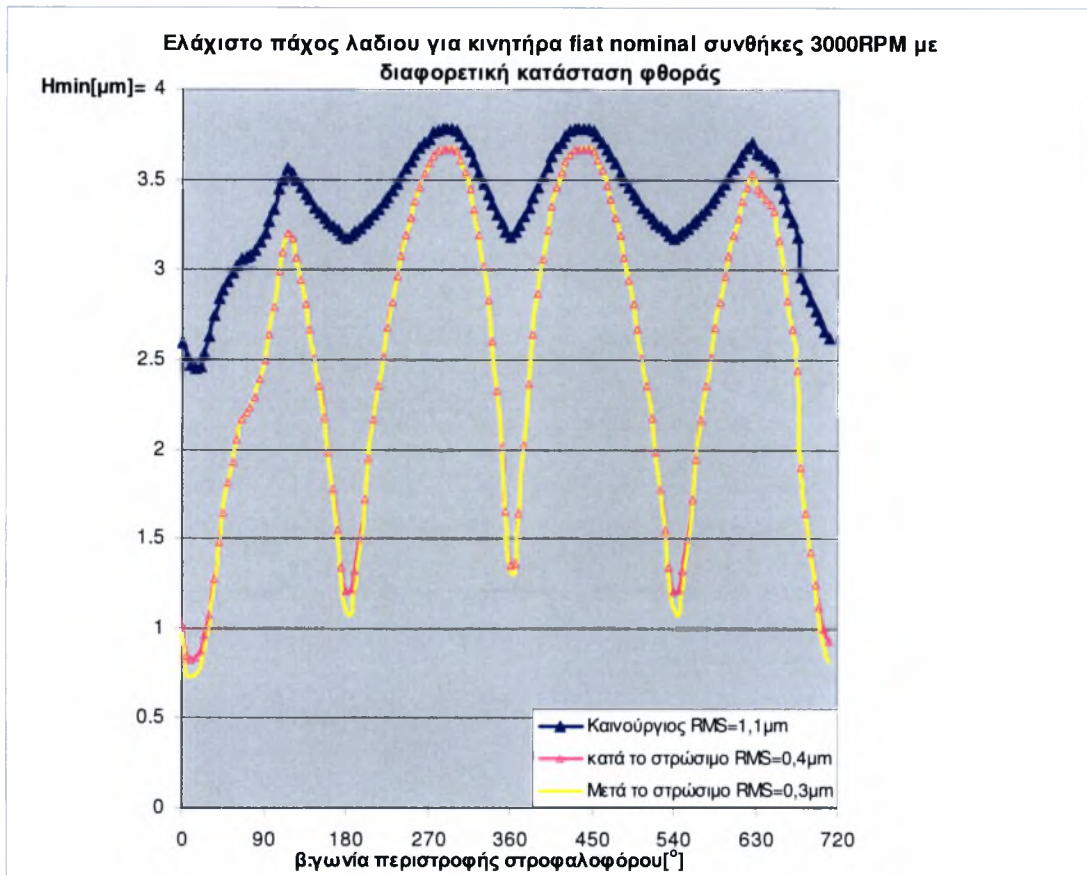


Σχήμα 1.53: Κατανομή των απωλειών λόγω τριβών σε P_{mf} [kPa] για MEK Renault 829 στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας 3000Rpm, 18Pas, $P_{tar}=200.000Pa$ για 1^ο και 2^ο δακτυλίους και $P_{tar}=780.000Pa$ για τον 3^ο δακτύλιο.

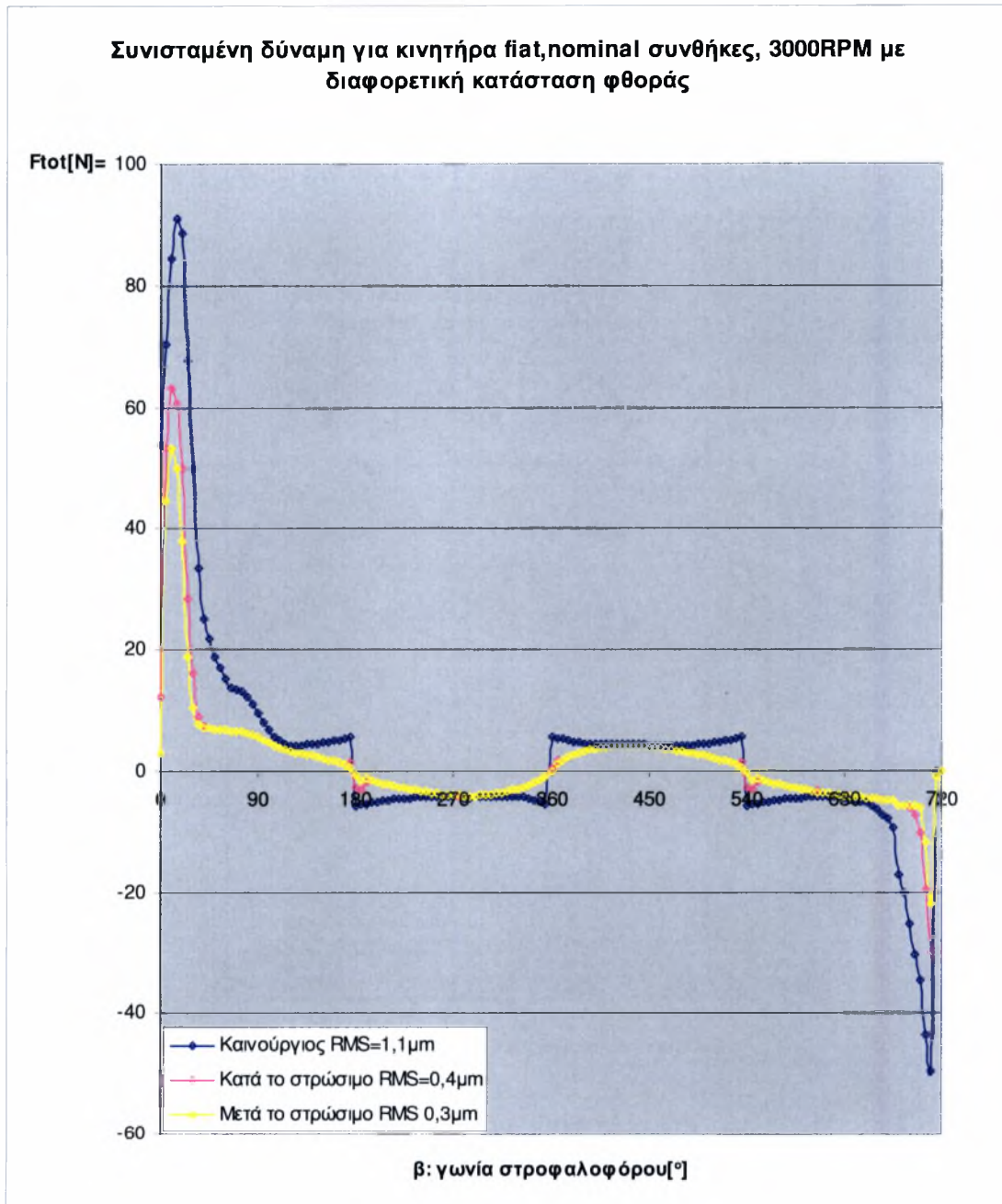


Σχήμα 1.54: Κατανομή των απωλειών λόγω τριβών σε P_{mf} [kPa] για MEK Fiat στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας 3000Rpm, 18Pas, $P_{tar}=200.000Pa$ για 1^ο και 2^ο δακτυλίου και $P_{tar}=780.000Pa$ για τον 3^ο δακτύλιο.

Η γενικότερη συμφωνία των θεωρητικών αποτελεσμάτων με την διεθνή βιβλιογραφία υποστηρίζει την χρήση του μοντέλου και για περίπτωση της γεωμετρίας του προσομοιωτή σε λειτουργία υπό φορτίο.



Σχήμα 1.55: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat σε πλήρες φορτίο σε διαφορετικές φάσεις φθοράς (γεωμετρία προσομοιωτή).



Σχήμα 1.56: Δύναμη τριβής 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat σε πλήρες φορτίο σε διαφορετικές φάσεις φθοράς (γεωμετρία προσομοιωτή).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο

Πειραματική προσέγγιση



2.1 Σύλληψη πειραματικού προσομοιωτή

Στη σύγχρονη διεθνή βιβλιογραφία Ευρωπαϊκή και Αμερικάνικη εμφανίζονται μελέτες θεωρητικές και πειραματικές με στόχο τον προσδιορισμό των απωλειών αυτών, καθώς και την επίδραση των επιμέρους παραμέτρων που εισέρχονται στο υπό μελέτη φαινόμενο. Οι παράμετροι αυτές είναι:

- **Η συχνότητα περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα** που συνδέεται με τη γραμμική ταχύτητα του εμβόλου μέσω της γεωμετρίας του συστήματος διωστήρα – στροφάλου (μήκος διωστήρα (μπιέλας), διαδρομή εμβόλου)
- **Ιξώδες του λιπαντικού**
- **Ελαστική πίεση του δακτυλίου** στη διεπιφάνεια
- **Κατατομή του δακτυλίου**
- **Πάχος του δακτυλίου** και διάσταση περιοχής διαβροχής
- **Τραχύτητα επιφανειών**
- **Ανισοτροπία της τραχύτητας των επιφανειών**

Είναι αξιοσημείωτο ότι οι πειραματικές μελέτες εμφανίζουν τα ίδια χαρακτηριστικά την τελευταία εικοσαετία (άμεση ή έμμεση μέτρηση της δύναμης τριβής & άμεση ή έμμεση μέτρηση του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης) και μάλιστα οι περισσότερες επικεντρώνονται στην τεχνική των μετρήσεων με εφαρμογή, σε λειτουργία που απέχει σημαντικά από τις συνθήκες λειτουργίας μιας μηχανής εσωτερικής καύσης. Το γεγονός αυτό δηλώνει τη δυσκολία που εμφανίζεται κατά τις πειραματικές αυτές προσεγγίσεις λόγω φαινομένων που οφείλονται σε ταλαντώσεις, δυναμική συμπεριφορά ενός πολύπλοκου συστήματος που συμμετέχει σε μια παλινδρομική κίνηση που εμφανίζει έντονα μεταβατικά φαινόμενα.

2.2 Πειραματικός προσδιορισμός των τριβών δακτυλίου εμβόλου-κυλίνδρου

Η πλήρης εικόνα της τριβολογικής λειτουργίας ενός δακτυλίου εμβόλου MEK καθίσταται φανερή μόνον όταν υπάρχουν στοιχεία κατά την διάρκεια του παλινδρομικού κύκλου σχετικά με:

- Το ελάχιστο πάχος λιπαντικού που διαχωρίζει την επιφάνεια κυλίνδρου από την κατατομή του ελατηρίου
- Την λιπαινόμενη περιοχή της κατατομής του δακτυλίου, δηλαδή το λιπαινόμενο ενεργό πάχος του δακτυλίου
- Την πλήρη εικόνα της κατατομής του δακτυλίου περιφερειακά

- Την ύπαρξη ή όχι κυλινδρικής συμμετρίας
- Την δυνατότητα μέτρησης της δύναμης τριβής με απόκριση του συστήματος μέτρησης ώστε να καταγράφονται λεπτομερώς οι τιμές κατά την αναστροφή του πρόσημου της ταχύτητας καθώς και την δυνατότητα μέτρησης του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης του δακτυλίου παράλληλα με την δύναμη τριβής με επαγωγικά ή χωρητικά στοιχεία μέτρησης ταχείας απόκρισης
- Την πλήρη ζυγοστάθμιση δυναμικά του πειραματικού προσομοιωτή
- Την ανεξάρτητη έδραση του συστήματος κυλίνδρου/μετρητικών στοιχείων σε σχέση με τον προσομοιωτή και την βέλτιστη επιλογή των μαζικών χαρακτηριστικών του
- Την πλήρη χαρτογράφηση του προσομοιωτή σε λειτουργία εν κενώ με σκοπό την αναγνώριση των παρασίτων αρμονικών ή ιδιοσυχνοτήτων
- Πεδίο λειτουργίας 500-6000 rpm για άμεση εκμετάλλευση των αποτελεσμάτων στο πεδίο λειτουργίας συνηθισμένων MEK
- Δυνατότητα πολλαπλότητας δοκιμών για σύνολα διαφορετικών γεωμετριών
- Δυνατότητα μελέτης ταλαντωτικών φαινομένων λόγω τριβής (Stick-Slip)

Στην παρούσα μελέτη, ένας έμμεσος προσδιορισμός της κατάστασης λίπανσης που εμφανίζεται στην λιπαινόμενη επαφή μεταξύ δακτυλίου εμβόλου και κυλίνδρου MEK θεωρείται εφικτός μέσα αφ' ενός της συνεχούς μέτρησης της δύναμης τριβής και αφ' ετέρου, ελλείψει μετρήσεων πάχους λιπαντικής μεμβράνης, με την βοήθεια θεωρητικού εργαλείου-προσομοιωτικού μοντέλου της υπό μελέτη συμπεριφοράς.

Αν και αυτής της φυσιογνωμίας θεωρητικά μοντέλα-εργαλεία είναι δυνατό να τεθούν υπό αμφισβήτηση λόγω των περιοριστικών βασικών υποθέσεων που τα χαρακτηρίζουν, η δυνατότητα επανεξέτασης των υποθέσεων αυτών θεωρείται επίσης εφικτή με την λειτουργία συγκριτή πειραματικών/θεωρητικών αποτελεσμάτων.

Στο θεωρητικό μοντέλο που διατίθεται, κάθε δακτύλιος έχει σταθερή κατατομή περιφερειακά και παρουσιάζει δυνατότητα ελαστικής παραμόρφωσής του κατά την περίπτωση που η υδροδυναμική του λειτουργία απαιτεί την απομάκρυνσή του από το τοίχωμα του κυλίνδρου με την παρεμβολή στρώματος λιπαντικού (σε αφθονία) συγκεκριμένου πάχους. Λαμβανομένου υπ' όψη και του διακένου του ανοικτού δακτυλίου η θεωρητική προσέγγιση οδηγεί στα ακόλουθα συμπεράσματα:

Εκτιμήσεις των απωλειών λόγω τριβής που οφείλονται στους δακτυλίους του εμβόλου μπορούν να επιτευχθούν μέσα από πειραματική προσομοίωση και με βάση την τιμή p_{mf} που εκφράζει την απώλεια μέσης πίεσης λόγω τριβών κατά τον πλήρη κύκλο 4-χρονου κινητήρα εσωτερικής καύσης.

Οι απώλειες αυτές δίνουν σφαιρική εικόνα της τριβολογικής συμπεριφοράς των δακτυλίων εμβόλων αλλά δεν μπορούν να δώσουν ιδιαίτερες πληροφορίες πάνω σε τοπικές δράσεις των δυνάμεων τριβής που συνδέονται στενά με την φθορά, αν και η τιμή της p_{mf} προέρχεται από υπολογισμό στον οποίο λαμβάνονται υπ' όψη όλες αυτές οι τιμές των δυνάμεων.

Σε συνθήκες ανοικτού κυλίνδρου που προσεγγίζουν τις φάσεις εξαγωγής καυσαερίων και εισαγωγής μίγματος 4-χρονου κινητήρα εσωτερικής καύσης, η εκτίμηση των απωλειών λόγω τριβής μιας πλήρους συστοιχίας δακτυλίων εμβόλου μπορεί να επιτευχθεί και από σύνθεση/αλγεβρικό άθροισμα των απωλειών των μεμονωμένων δακτυλίων ή ακόμη και από σύνθεση/αλγεβρικό άθροισμα απωλειών προερχομένων από ζεύγος δακτυλίων προσαυξημένων κατά της απώλειες του ετέρου δακτυλίου σε μεμονωμένη λειτουργία.

Το γεγονός αυτό καταδεικνύει την μερική, όχι αμιγώς υδροδυναμική λίπανση των δακτυλίων του εμβόλου ακόμη και κάτω από τις πιο ευνοϊκές ρεαλιστικές συνθήκες λειτουργίας τους.

1. Ο I^{os} δακτύλιος παρουσιάζει προφίλ το οποίο μπορεί να λειτουργήσει υδροδυναμικά και κατά τις δύο φάσεις κίνησης του εμβόλου (κάθοδο, από ΑΝΣ προς ΚΝΣ και άνοδο, από ΚΝΣ προς ΑΝΣ) και κυρίως στο μέσο της διαδρομής του, ή πιο συγκεκριμένα στην περιοχή μεγιστοποίησης του μέτρου της ταχύτητάς του. Ο δακτύλιος αυτός παρουσιάζει θεωρητικά υδροδυναμική δύναμη τριβής που χαρακτηρίζεται από αύξηση της τιμής της με την αύξηση του ιξώδους, της ταχύτητας περιστροφής, της ελαστικής πίεσης ή γενικά του φορτίου. Τα αποτελέσματα των μετρήσεων με βάση την p_{mf} αποτελούν ένδειξη για έστω και μερική υδροδυναμική λίπανση του δακτυλίου αυτού εμφανίζοντας αντίστοιχα με τα προαναφερθέντα χαρακτηριστικά (Σχ. 2.1).

Σε αλληλεπίδραση με τον 2^ο δακτύλιο σε ζεύγος, εμφανίζει αύξηση των απωλειών σε σχέση με το άθροισμα των απωλειών των μεμονωμένων δακτυλίων,

προσδίδοντας τελικά στο ζεύγος μία ελαφρά δική του φυσιογνωμία λειτουργίας (Σχ.2.2).

Σε συνδυασμό-αλληλεπίδραση με τον 3^ο δακτύλιο εμφανίζει ελαφρά αύξηση των απωλειών με τελική συμπεριφορά του ζεύγους επίσης παρόμοια με τη δική του, όμως με λιγότερο έντονες διακυμάνσεις λόγω της παρουσίας μιας σταθερότητας στη συμπεριφορά του 3^{ου} δακτυλίου (Σχ. 2.4).

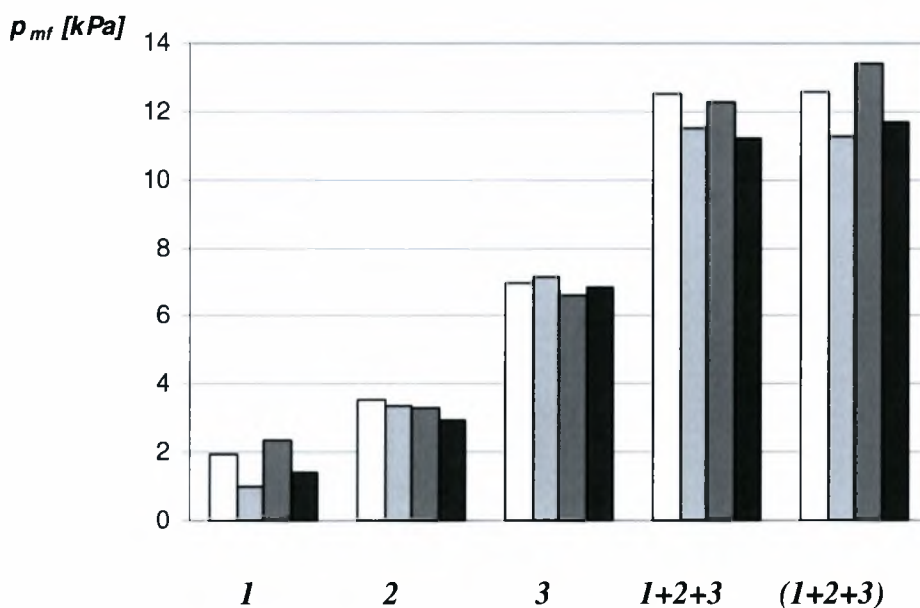
Στην εκτίμηση συνθετικών απωλειών του συνόλου λαμβάνοντας υπ' όψη της απώλειες για 1^ο και 2^ο δακτύλιο μαζί αθροιζόμενες αλγεβρικά με τον μεμονωμένο 3^ο υπάρχει υπερεκτίμηση των απωλειών, ενώ αντίθετα 1^{ος} και 3^{ος} μαζί σε σύνθεση με τον 2^ο ή συνθετικές απώλειες με βάση μεμονωμένους τους δακτυλίους δίνουν αρκετά καλή προσέγγιση απωλειών (Σχ. 2.5).

Σημαντική θεωρείται η παρατήρηση ότι στην συστοιχία των τριών δακτυλίων εμφανίζονται τελικά παρόμοια λειτουργικά χαρακτηριστικά που καταγράφονται στον 1^ο δακτύλιο σε μεμονωμένη λειτουργία.

2. Ο 2^{ος} δακτύλιος, εξ αιτίας του σχήματός του, παρουσιάζει θεωρητικά μια αναμενόμενη σταθερότητα δύναμης τριβής κατά την κάθοδο λόγω συνεχούς επαφής του με τον κύλινδρο. Πρόσθετη υδροδυναμική συνιστώσα τριβής κατά την φάση αυτή δεν είναι δυνατό να εμφανισθεί λόγω αρνητικού πεδίου πιέσεων-σπηλαιώσεων-διακοπής της συνέχειας της μεμβράνης. Οποιαδήποτε μείωση της τιμής της δύναμης τριβής στην μεσαία περιοχή οφείλεται μάλλον σε μεταβολή της επιφάνειας επαφής λόγω περιστροφής της κατατομής (βαθμός ελευθερίας λόγω δημιουργίας ροπών επί του δακτυλίου). Κατά την άνοδο όμως, η δυνατότητα παραλαβής υδροδυναμικού φορτίου οδηγεί σε μείωση της δύναμης τριβής η οποία την στιγμή που δεν εξαρτάται σημαντικά από την θερμοκρασία σημαίνει ότι προέρχεται από υδροδυναμική λίπανση μέρους μόνο του πλάτους του δακτυλίου και συγχρόνως έντονη παρουσία συνιστώσας τριβής που οφείλεται κατά βάση σε μεταλλική επαφή. Η καταγραφή της συμπεριφοράς αυτής με βάση την p_{mf} παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.1. Ο 2^{ος} δακτύλιος σε ζεύγος με τον 1^ο χάνει τις ιδιότητες του αν και προσδίδει τελικά μία πτωτική τάση στις απώλειες με την μείωση του ιξώδους και την αύξηση της ταχύτητας, τάση που παρατηρείται όταν λειτουργεί μεμονωμένα. Σε ζεύγος με τον 3^ο παρατηρείται μείωση των συνολικών απωλειών και έντονη σταθερότητα/έλλειψη ευαισθησίας έναντι θερμοκρασίας και ταχύτητας.

Η διαδικασία προσδιορισμού των απωλειών του συνόλου λαμβάνοντας υπ' όψη 2^ο και 3^ο δακτύλιο μαζί, σε σύνθεση με τον 1^ο μεμονωμένο, οδηγεί σε σοβαρή υποεκτίμηση των απωλειών αλλά με έντονα τα χαρακτηριστικά συμπεριφοράς που παρατηρούνται στην πλήρη συστοιχία, ενώ αντίθετα 1^{ος} και 2^{ος} σε συστοιχία και σύνθεση με τον 3^ο οδηγούν σε υπερεκτίμηση απωλειών, όπως ήδη έχει αναφερθεί (Σχ.2.5).

3. Ο 3^{ος} δακτύλιος εμφανίζει γενικά, έντονα χαρακτηριστικά αδυναμίας παραλαβής υδροδυναμικού φορτίου, όμως μια έστω και ελαφρά περιστροφή της κατατομής του μπορεί να οδηγήσει σε μερική υδροδυναμική λίπανση γεγονός που εξηγείται με την μικρή εξάρτηση από την θερμοκρασία λαδιού (Σχ. 2.1). Σε αλληλεπίδραση-ζεύγος με τον 1^ο εμφανίζει να προσδίδει σταθερότητα με ελαφρά αυξητική τάση (Σχ. 2.4). Σε αλληλεπίδραση-ζεύγος με τον 2^ο όπως προαναφέρθηκε προσδίδει σταθερότητα με μείωση του συνόλου των απωλειών (Σχ. 2.3).



Σχήμα 2.1. Απώλειες από τριβή p_{mf} [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας .

1: ο πρώτος δακτύλιος (της φωτιάς)

2: ο δεύτερος δακτύλιος (στεγάνωσης)

3: ο τρίτος δακτύλιος (στράγγισης)

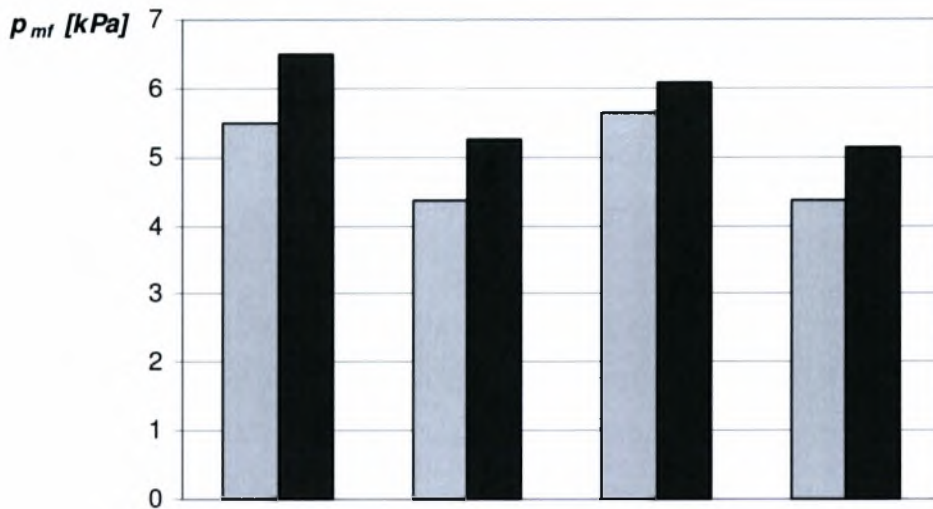
1+2+3 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων

(1+2+3): ολικές απώλειες συστοιχίας, οι τρεις δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο

* Συνθήκες λειτουργίας: περιστροφική ταχύτητα/ιξώδες λιπαντικού

500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s

Μετρήσεις σε προσομοιωτή πρώτης γενιάς, γεωμετρία MEK Renault 851-541cm³/κύλινδρο



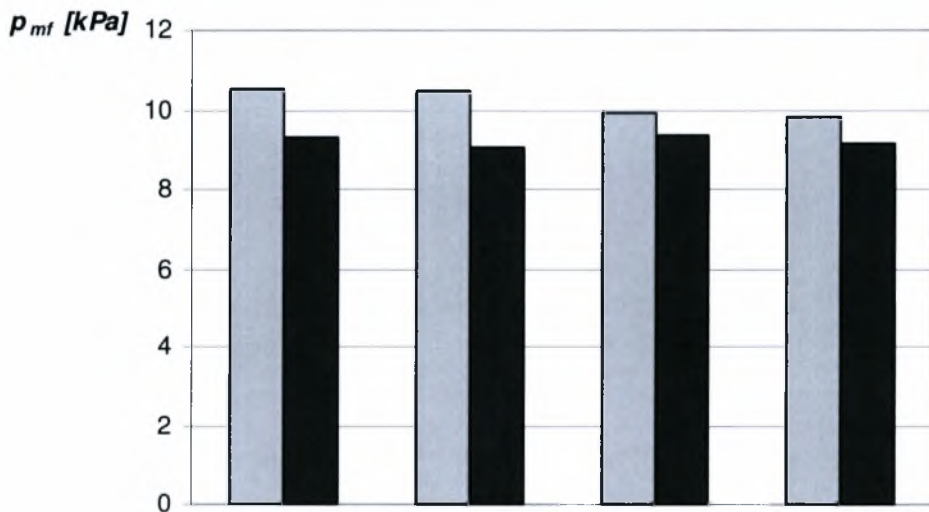
$I+2/(I+2)$

500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s

Σχήμα 2.2 Απώλειες από τριβή p_{mf} [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου 1° και 2° σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.

$I+2$: συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων

$(I+2)$: ολικές απώλειες συστοιχίας, οι δύο δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο



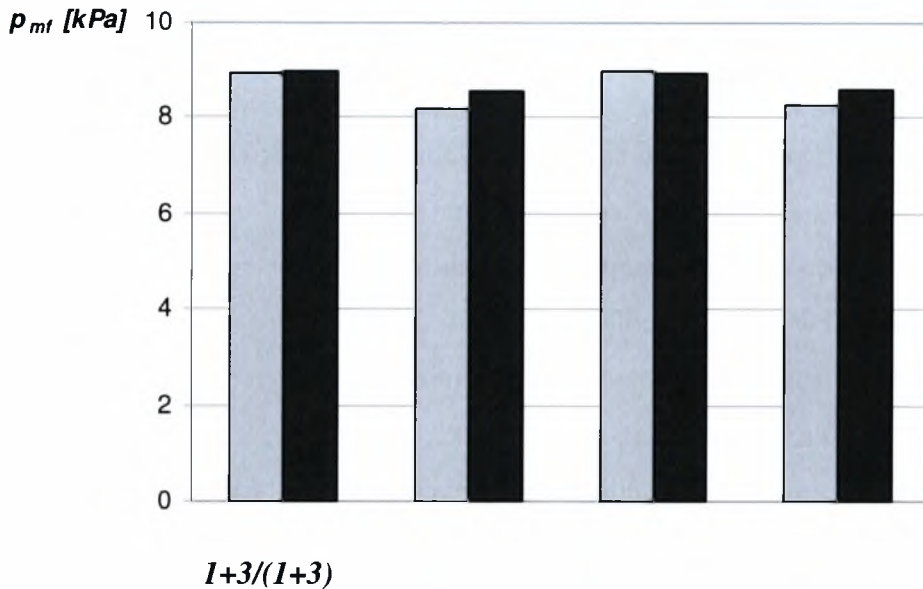
$2+3/(2+3)$

500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s

Σχήμα 2.3 Απώλειες από τριβή p_{mf} [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου 2° και 3° σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.

$2+3$: συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων

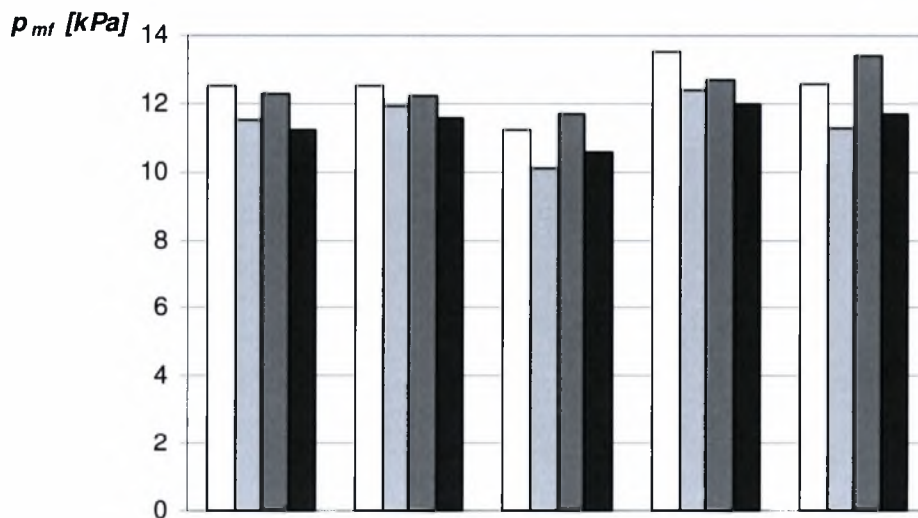
$(2+3)$: ολικές απώλειες συστοιχίας, οι δύο δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο



500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s

Σχήμα 2.4 Απώλειες από τριβή p_{mf} [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου 1^ο και 3^ο σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.

I+3 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων
(I+3): ολικές απώλειες συστοιχίας, οι δύο δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο



Σχήμα 2.5. Απώλειες από τριβή p_{mf} [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας*.

I+2+3 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων
(I+3)+2 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα απωλειών ζεύγους (I+3) + μεμονωμένου 2
I+(2+3): συνθετικές απώλειες, άθροισμα απωλειών ζεύγους (2+3) + μεμονωμένου I
(I+2)+3 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα απωλειών ζεύγους (I+2) + μεμονωμένου 3
(I+2+3): ολικές απώλειες συστοιχίας, οι τρεις δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο

* Συνθήκες λειτουργίας: περιστροφική ταχύτητα/ιξώδες λιπαντικού

500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s

2.3 Σύγκριση απωλειών τριβών δακτυλίων εμβόλων διαφορετικών κινητήρων μέσα από την τιμή της P_{mf} .

Μέσα από τις τιμές της P_{mf} είναι εφικτή η σύγκριση της τριβολογικής συμπεριφοράς από άποψη των ενεργειακών απωλειών μεταξύ:

A) Κινητήρων διαφορετικού κυβισμού – διαδρομής – Μήκους διωστήρα

B) Διαφορετικών Τύπων - Κατατομών

Γ) Διαφορετικών μικρογεωμετρικών χαρακτηριστικών που δεν είναι δυνατόν να συγκριθούν μέσα από τις καμπύλες του Stribeck.

Έτσι έγινε σύγκριση του προσομοιωτή σε σχέση με γνωστούς κινητήρες άλλου κατασκευαστή με τα εξής χαρακτηριστικά.

Κωδικός κινητήρα	Διαμέτρημα κυλίνδρου	Διαδρομή εμβόλου	Μήκος διωστήρα	Όγκος κυλίνδρου
R688	70	72	128	277
R841	79	84	136,5	412
R851	88	89	145,5	541
R829	88	82	152,5	499
Fiat (187A1.000)	70	71,95	111,45	277

Πίνακας 1: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά κινητήρων που χρησιμοποιήθηκαν.

Ακολούθως δίνονται τυπικά γεωμετρικά τεχνικά χαρακτηριστικά δεδομένα βιβλιογραφίας για diesel MEK για να δειχθεί η γκάμα την οποία διατρέχουν και επαληθεύουν τα θεωρητικά αποτελέσματα.

	Diesel engines	
	Four-stroke	
Diameter D [mm]	75–180	> 180
Total length GL/D	0.9–1.3	1.1–1.6
Compression height KH/D	0.50–0.80	0.70–1.00
Pin bore diameter BO/D	0.30*–0.40	0.36–0.44
Top land width F/D	0.10–0.20	0.14–0.22
1 st ring land St/D**	0.07–0.09	0.07–0.09
Top ring width [mm]	1.5–4.0	3.5–8.0
Skirt length SL/D	0.50–0.90	0.70–1.10
Pin boss spacing AA/D	0.30–0.42	0.28–0.46
Crown thickness s/D	0.10–0.15***	0.13–0.20
Characteristic weight G_N/D [g/cm ³]	0.9–1.4	1.1–1.6
*Minimum value for passenger car diesel engines		
**Figures given for diesel engines apply to ring insert pistons		
***For direct injection engines approx. 0.2 × the combustion cavity diameter		

Πίνακας 2: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά κινητήρων εμπορίου (δεδομένο βιβλιογραφίας).

Έχοντας σαν πηγές παλαιότερες αλλά και σύγχρονες μελέτες με κοινό στόχο αλλά διαφορετικές μεθόδους προσέγγισης (δημοσιεύσεις σε επιστημονικά περιοδικά-διατριβές (MSc-PhD)) έγινε προφανής η επικέντρωση των περισσότερων σε χρήση πειραματικών προσομοιωτών ειδικών συνθηκών λειτουργίας καθώς και γεωμετρίας που απέχουν σημαντικά από αντίστοιχα χαρακτηριστικά κινητήρων εμπορίου. Βεβαίως η από άποψη μετρολογίας έμφαση στις μελέτες αυτές αναφέρεται κυρίως στη μαγνητοσκόπηση ή άλλου είδους μέτρηση-απεικόνιση της λιπαντικής μεμβράνης, την μέτρηση των υδροδυναμικών πιέσεων καθώς και των δυνάμεων τριβής κυρίως σε περιοχές μικρών ταχυτήτων σε πειραματικούς προσομοιωτές, όπου η κίνηση δίνεται στον κύλινδρο (ή στο τεμάχιο που παλινδρομεί) παρά στο πλήρες έμβολο. Πειραματικά σύνολα αυτών των χαρακτηριστικών παρουσιάζονται στην συνέχεια σε ενδεικτικές εικόνες που αναδεικνύουν τη σημαντική διαφορά τους ως προς τη χρησιμότητα των μετρήσεων σε σχέση με τον προσομοιωτή 2^{ης} γενιάς του ΠΘ.

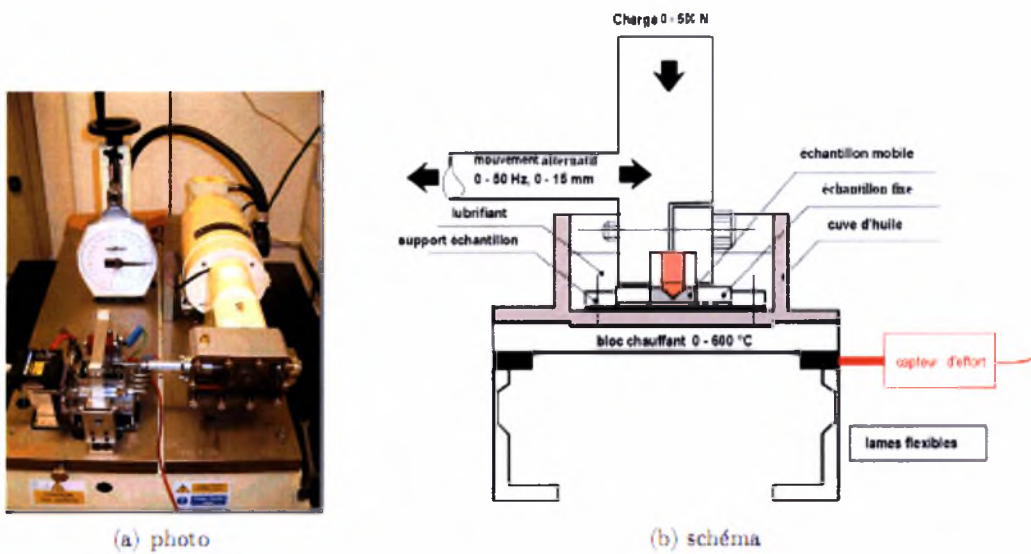
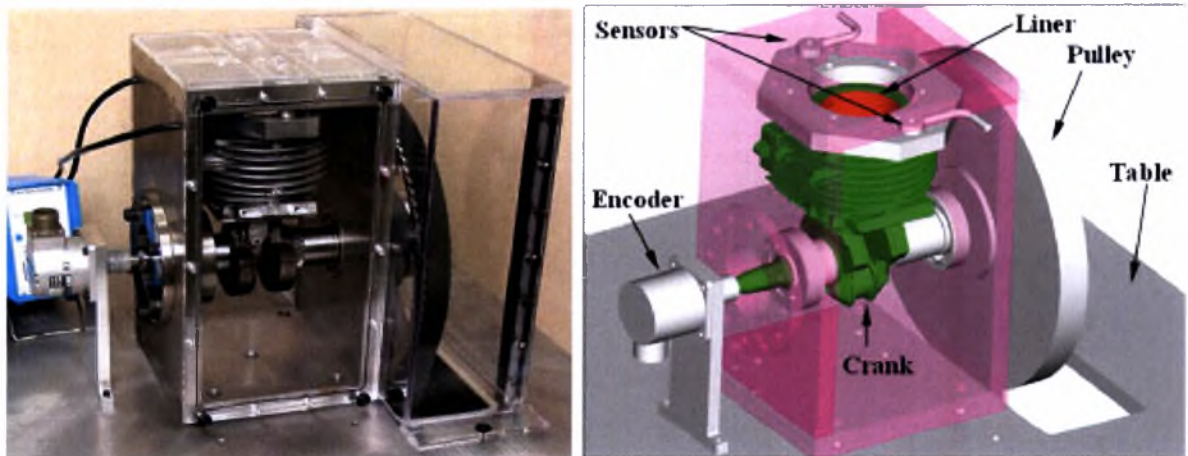


FIG. 6.22.: Tribomètre Plint TE77 (cf. LMS-ENSMM)

Σχήμα 2.6: Πειραματικός προσομοιωτής (Τύπος Plint TE77 – LMS-ENSMM)



Σχήμα 2.7: Πειραματικός προσομοιωτής (Piston Test Rig - RPTR)

Έχοντας σα στόχο τη χρήση προσομοιωτή κανονικών διαστάσεων που να λειτουργεί μέχρι συχνότητα περιστροφής 6000rpm (στροφές ανά λεπτό) χωρίς όμως την αναπαραγωγή και των τεσσάρων κύκλων μιας MEK, οδηγηθήκαμε στην επιλογή δύο όμοιων κινητήρων (Fiat 187A1.000 και 176B2.000) που συνεργάζονται μεταξύ τους ως εξής.

2.4 Προσομοιωτής τριβολογικής συμπεριφοράς δακτυλίου εμβόλου-κυλίνδρου.



Σχήμα 2.8: Συναρμολογημένο σύνολο μονοκύλινδρου προσομοιωτή δεύτερης γενιάς (Fiat), διακρίνονται το σώμα του κινητήρα, η μετρητική συστοιχία-διάταξη και ο ηλεκτροκινητήρας που κινεί το σύνολο.



Σχήμα 2.9: Συναρμολογημένο σύνολο μονοκύλινδρου προσομοιωτή πρώτης γενιάς (Renault), διακρίνονται το σώμα του κινητήρα, η μετρητική συστοιχία-διάταξη, ο ηλεκτροκινητήρας που κινεί το σύνολο και ο οδοντωτός μάντας.

Το συναρμολογημένο σύνολο το οποίο κατασκευάστηκε κατά τη διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας θεωρείται προσομοιωτής δεύτερης γενιάς σε σχέση με μονοκύλινδρο ειδικά κατασκευασμένο προσομοιωτή μέγιστης κυβισμού ανά κύλινδρο 541cm^3 [111]. Η διαφοροποίηση μεταξύ του προσομοιωτή δεύτερης γενιάς με τον προηγούμενο σχετίζεται με την εξολοκλήρου χρήση MEK ετεροκινούμενης και κατάλληλα διαμορφωμένης ώστε να επιτρέπει αφενός μεν την άμεση μέτρηση δύναμης τριβής μεταξύ ελατηρίων κυλίνδρου ή ακόμη και πλήρως εξοπλισμένου εμβόλου και κυλίνδρου καθώς και σε δεύτερη φάση έξω από τα όρια της παρούσας διπλωματικής μέτρηση – φωτογράφιση – βιντεοσκόπηση της λιπαντικής μεμβράνης.

Ο προσομοιωτής ο οποίος σχεδιάστηκε, κατασκευάστηκε και τέθηκε σε λειτουργία στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας επιτρέπει την πειραματική μελέτη τριβολογικής συμπεριφοράς δακτυλίων εμβόλου διαμέτρου 70mm κινητήρα MEK εργοστασίου Fiat τύπου 187A1.000 και 176B2.000 (Η διαφορά στην ταξινόμηση δεν αφορά τα τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα ή τα γεωμετρικά του χαρακτηριστικά αλλά το μοντέλο στο οποίο τοποθετείται) τεσσάρων κυλίνδρων σε σειρά συνολικού κυβισμού 1108cc. Πρόκειται για ετεροκινούμενο προσομοιωτή. Ηλεκτροκινητήρας 5HP/1500 rpm μέσω τραπεζοειδών ιμάντων κινεί το σύστημα . Ο κινητήρας της βάσης έχει εξοπλισμένους τους δύο από τους τέσσερις διωστήρες τους 1 και 3(η αρίθμηση ξεκινά από την πλευρά του κιβωτίου ταχυτήτων). Οι διωστήρες αυτοί οδηγούνται με τη βοήθεια συστήματος αναστολής της περιστροφής των εμβόλων του κινητήρα μέτρησης ο οποίος είναι του ίδιου τύπου με τον κινητήρα βάσης και τοποθετημένος με τους κυλίνδρους προς τα κάτω. Με τον τρόπο αυτό γίνεται μερική εξισορρόπηση-ζυγοστάθμιση του συστήματος το οποίο εμφανίζει αυξημένες παλινδρομικές μάζες(παλινδρομική μάζα διωστήρα κινητήρα βάσης + παλινδρομική μάζα του οδηγού + μάζα εμβόλου κινητήρα βάσης + μάζα εμβόλου κινητήρα μέτρησης). Στον κινητήρα μέτρησης έγινε επιλογή του κυλίνδρου Νο1 για την μέτρηση των δυνάμεων που οφείλονται στις τριβές δακτυλίου χιτωνίου. Ο κύλινδρος έχει αποκοπεί από το υπόλοιπο κιβώτιο(block) της μηχανής και είναι τοποθετημένος με ενδιάμεσα στοιχεία τους πιεζοηλεκτρικούς αισθητήρες δύναμης επάνω στο κινητήρα βάσης. Βασικά πλεονεκτήματα της λύσης που επιλέγει είναι τα εξής:

1) Χρήση τεμαχίων κινητήρα χωρίς πρόσθετες κατεργασίες (Σώμα κινητήρα βάσης στροφαλοφόρος άξονας κινητήρα βάσης, διωστήρες κινητήρα βάσης)

2) Ελαχιστοποίηση κατεργασιών των ειδικών τεμαχίων (Κατεργασία εμβόλου κινητήρα βάσης με σκοπό την οδήγηση του παλινδρομούντος συστήματος, κατασκευή κυλινδρικών οδηγών, κατασκευή τεμαχίων οδήγησης, κατεργασία εμβόλων κινητήρα μέτρησης)

3) Δυνατότητα διατήρησης του συστήματος λίπανσης του κινητήρα βάσης(με τη μητρική αντλία λαδιού)

4) Δυνατότητα θέρμανσης του λιπαντικού ελαίου με τη βοήθεια θερμαντήρα και μέγιστη θερμοκρασία περίπου 85°C. Κατ' αρχήν για λόγους ασφαλείας προσωπικού και εξοπλισμού.

5) Η σύνδεση των σωμάτων των δύο κινητήρων που είναι τοποθετημένοι μετωπικά καθίσταται εύκολη και ταχεία λόγω της προϋπαρξής κοχλιοτομημένων οπών που κανονικά χρησιμοποιούνται για των κυλινδροκεφαλών με τα σώματα των κυλίνδρων.

Συνδυασμός διαφορετικών διαμέτρων των τροχαλίων των τραπεζοειδών μάντων επιτρέπει τη μεταβολή της συχνότητας περιστροφής του στροφαλοφόρου του κινητήρα βάσης από 750σαλ έως 6000σαλ.

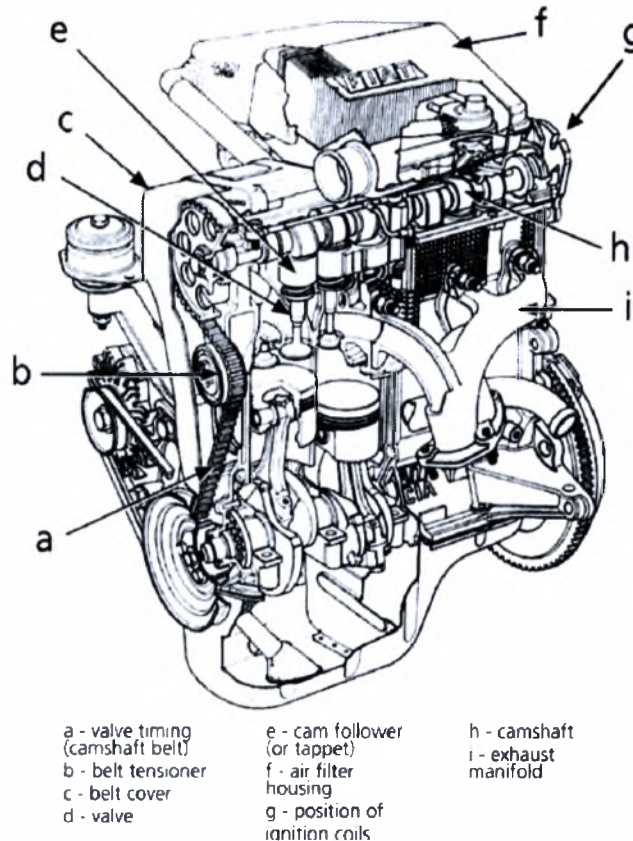
Το σύστημα λίπανσης του προσομοιωτή περιλαμβάνει δοχείο χωρητικότητας 10L θερμοστατικής ρύθμισης και με δυνατότητα ανακυκλοφορίας.

Η λίπανση του χιτωνίου μέτρησης γίνεται με εκτοξεύσεις λιπαντικού που προέρχεται από τη λίπανση των υδροδυναμικών εδράνων αφενός του στροφαλοφόρου και αφετέρου των διωστήρων στους οποίους συναντάται συγκεκριμένη οπή εκτόξευσης λιπαντικού προς την υπό μελέτη επιφάνεια.

Οι μετρήσεις που προβλέπονται στο συγκεκριμένο προσομοιωτή είναι:

- 1) Μέτρηση της συχνότητα περιστροφής του στροφαλοφόρου MEK βάσης. Η μέτρηση αυτή πραγματοποιείται με ψηφιακό στροφόμετρο επαγωγικού τύπου ενώ παράλληλα μία καλύτερη προσέγγιση επιτυγχάνεται με αντίστοιχο αισθητήρα που καθορίζει τη θέση στο άνω νεκρό σημείο ενός εκ των οδηγών των εμβόλων
- 2) Μέτρηση θερμοκρασίας του λιπαντικού.
- 3) Μέτρηση θερμοκρασίας χιτωνίου(Με βοήθεια θερμοστοιχείων/ μελλοντική μέτρηση).
- 4) Μέτρηση της δύναμης τριβής.

- 5) Μέτρηση του πάχους λιπαντικής μεμβράνης (μελλοντική μέτρηση-βιντεοσκόπηση).
- 6) Μέτρηση της δυναμικής συμπεριφοράς του συστήματος με τη βοήθεια της επιτάχυνσης της ταλάντωσής του.



Σχήμα 2.10: Πλήρης κινητήρας Fiat187A1.000 8-valves, με συναρμολογημένο το δίσκο αδράνειας(σφόνδυλος/βολάν), ιμάντα χρονισμού κεφαλής , κεφαλή με εκκεντροφόρο, δυναμό, εισαγωγή αέρα, Κάρτερ(ελαιολεκάνη), εντατήρας ιμάντα χρονισμού.

Ο πρώτος κινητήρας, χωρίς κεφαλές των κυλίνδρων χρησιμοποιείται για την κίνηση και του δεύτερου, χρησιμοποιώντας μόνο δύο συστήματα διωστήρα – εμβόλου για μερική εξισορρόπηση κατά τη λειτουργία των παλινδρομουσών μαζών (κύλινδρος 1 και 3). Ο κινητήρας αυτός, που θα ονομάζεται στο εξής **κινητήρας βάσης**, παίρνει κίνηση μέσω τροχαλιών για τραπεζοειδή ιμάντα από τριφασικό

κινητήρα σταθερών στροφών (τύπος απόδοση). Ο κινητήρας αυτός διαθέτει ελαιολεκάνη και αντλία λαδιού η οποία λιπαίνει και τους δύο κινητήρες κατά τη λειτουργία τους. Τα δύο έμβολα του κινητήρα βάσης οδηγούνται με επιμήκεις κυλινδρικούς οδηγούς με σκοπό την αποφυγή ενδεχόμενης περιστροφής των εμβόλων ως προς τον πείρο του εμβόλου.

Οι οδηγοί αυτοί, των εμβόλων συνδέονται με τα έμβολα του δεύτερου κινητήρα του οποίου ο ένας κύλινδρος (No1) έχει αποκοπεί κατάλληλα και είναι συνδεδεμένος μέσω πιεζοηλεκτρικών μετρητών δύναμης με το ακίνητο – σταθερό σώμα του κινητήρα βάσης.

Το έμβολο που φέρει τους προς μελέτη δακτυλίους έχει μειωμένη διάμετρο σε σχέση με την ονομαστική του με σκοπό την αποφυγή ανεπιθύμητων επιδράσεων στο σύστημα μέτρησης. Η επίδραση του λιπαντικού είναι δυνατόν να μελετηθεί είτε με τη χρήση διαφορετικών τύπων λιπαντικών (πχ 0W15, 15W40, 15W30, 20W50) είτε με τη διαφοροποίηση της θερμοκρασίας του με τη βοήθεια συστήματος θέρμανσης και κυκλοφορίας λιπαντικού.

2.5 Κατάλογος Πειραμάτων που μπορούν να πραγματοποιηθούν με τον συγκεκριμένο προσομοιωτή.

Στον κατασκευασθέντα προσομοιωτή τριβής χιτωνίων - κυλίνδρου μπορούμε να πραγματοποιήσουμε μία σειρά πειραμάτων των οποίων , μη πεπερασμένος κατάλογος δίνεται στη συνέχεια.

- 1) επίδραση της συχνότητας περιστροφής, δοκιμές με διάφορες συχνότητες από 0 έως 6000rpm.
- 2) Επίδραση του ιξώδους και του τύπου του λιπαντικού δοκιμές με χρήση διαφορετικών λιπαντικών σε δεδομένη θερμοκρασία αναφοράς ή ακόμη δοκιμές με διαφοροποίηση της θερμοκρασίας κάθε λιπαντικού.
- 3) Επίδραση της κατατομής του δακτυλίου: Δοκιμές με δακτυλίους πχ. «της φωτιάς» 1^{ος} , με δακτύλιο επίπεδο, παραβολικής κατατομής, κυρτό με ακτίνα καμπυλότητας, κολουροκωνικό 2^{ος} κλπ .
- 4) Επίδραση του αριθμού και του τύπου των δακτυλίων , δοκιμές με έμβολο χωρίς ή με οδήγηση, εξοπλισμένο με τρεις, δύο ή έναν δακτύλιο.
- 5) Επίδραση της γεωμετρίας του συστήματος (απαίτηση διαφορετικού σώματος μηχανής) .

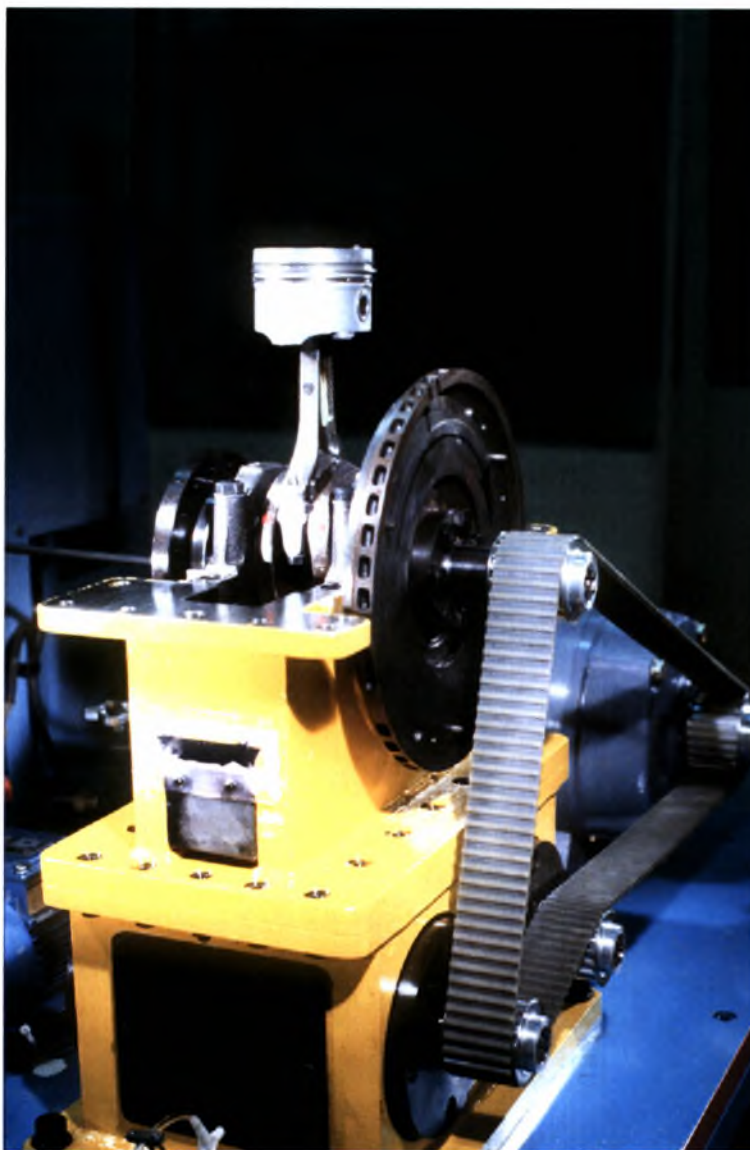
- 6) Επίδραση μικρογεωμετρίας και/ή σφαλμάτων κατεργασίας ή συναρμολόγησης του συστήματος, δοκιμές με κύλινδρο λιγότερο ή περισσότερο τραχύ σε διάφορες φάσεις φθοράς και τιμών ανισοτροπίας.

2.6 Διαδικασία συναρμολόγησης και δομικά χαρακτηριστικά

Η αρχική ιδέα κατασκευής του εν λόγω προσομοιωτή δεν είναι πρωτότυπη. Στον παγκόσμιο ιστό υπάρχουν και άλλα παραδείγματα τέτοιων προσομοιωτών τριβών όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, όμως ο στόχος για προσομοίωση σε πραγματικές συνθήκες θα έπρεπε να χρησιμοποιεί εργοστασιακά στοιχεία μηχανών εσωτερικής καύσης και όχι μόνο ειδικά τεμάχια που συνεργαζόμενα θα έδιναν μια «ψευδαίσθηση» παλινδρομικής κίνησης. Επίσης σα ζητούμενο εξαρχής είχε τεθεί η **επίτευξη υψηλών στροφών**, πράγμα που απαιτούσε πολύ υψηλή στιβαρότητα κατασκευής για περιορισμό των ταλαντώσεων, ή για τη μετατόπιση τους σε χαμηλές συχνότητες που δεν θα επηρέαζαν τις μετρήσεις.



Σχήμα 2.11: Συναρμολογημένο σύνολο προσομοιωτή δεύτερης γενιάς Fiat, διακρίνονται τα σώματα των κινητήρων και ο πλωτός κύλινδρος και ο ηλεκτροκινητήρας.



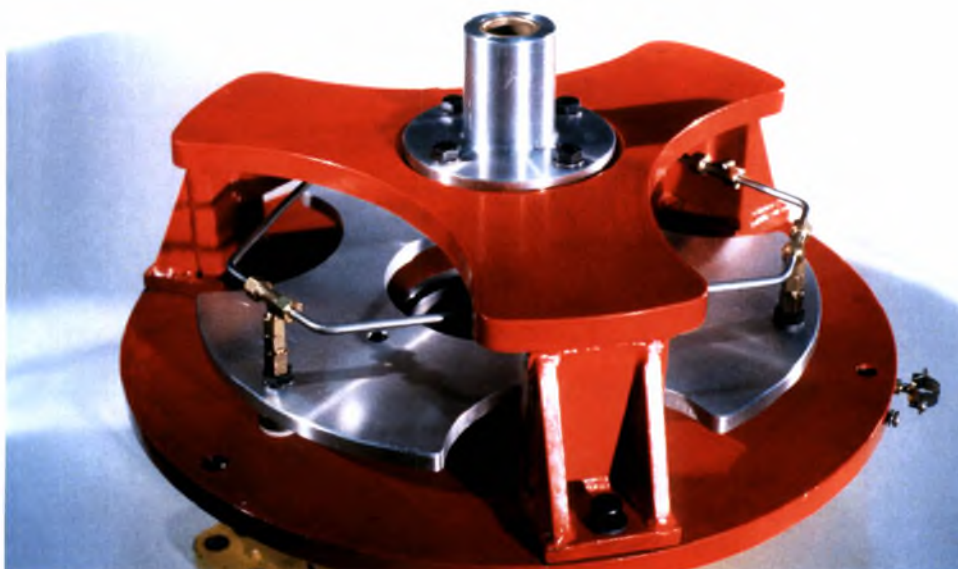
Σχήμα 2.12: Συναρμολογημένο σύνολο προσομοιωτή πρώτης γενιάς Renault, διακρίνονται το σώμα του κινητήρα και η διάταξη της ιμαντοκίνησης.

Η πειραματική διάταξη του προσομοιωτή αποτελείται από μια συστοιχία εξαρτημάτων τα οποία βρέθηκαν παροπλισμένα στην αγορά ανταλλακτικών αυτοκινήτων του Βόλου. Για αυτό το λόγο απαιτήθηκε πλήθος μετατροπών και μηχανουργικών κατεργασιών για να συναρμολογηθούν και να λειτουργήσουν απρόσκοπτα και αξιόπιστα όλα μαζί.

Έτσι, έπειτα από συστηματική μελέτη αλλά και από δοκιμές στο εργαστήριο, σχεδόν όλα τα τεμάχια από τα οποία αποτελείται ο προσομοιωτής μετασκευάστηκαν ώστε να συνεργάζονται απόλυτα μεταξύ τους με κύριο γνώμονα την αξιοπιστία και την αντοχή σε εξαντλητικές δόκιμες.

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 του στο χρόνο.

Παρακάτω αναφέρονται και περιγράφονται τα κύρια **δομικά χαρακτηριστικά** του προσομοιωτή χωρίς να γίνεται εμβάθυνση σε όλα τα κατασκευαστικά τμήματα, ώστε κάθε αναγνώστης να έχει μια γενική εποπτεία της κατασκευής δίχως να είναι απαραίτητη η απομνημόνευση του μεγάλου αριθμού των συνεργαζομένων κομματιών. Παράλληλα παρουσιάζεται η ευκαιρία σύγκριση με τον προσομοιωτή πρώτης γενιάς με σκοπό να αναδειχθούν οι βελτιώσεις που έλαβαν χώρα στον προσομοιωτή του τμήματος μηχανολόγων μηχανικών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας



Σχήμα 2.13: Η μετρητική συστοιχία του προσομοιωτή πρώτης γενιάς και το επάνω μέρος οδήγησης του εμβόλου.



Σχήμα 2.14: Ο «πλωτός» κύλινδρος του προσομοιωτή πρώτης γενιάς αυτός προσαρμόζεται στη μετρητική συστοιχία.

Τα στοιχεία γεωμετρίας, μικροτοπογραφίας, κινηματικής και ελαστικότητας των στοιχείων καθώς και του ιξώδους του λιπαντικού του κινητήρα FIAT που χρησιμοποιήθηκε δίνονται στην συνέχεια:

- **Τύπος κινητήρα:** 4-κύλινδρος σε σειρά (FIAT 187A1000 και 176B2000), κυβισμού 277 cm^3 ανά κύλινδρο
- **Διάμετρος κυλίνδρου:** 70 mm
- **Διαδρομή εμβόλου :** 71,95 mm
- **Μήκος διωστήρα:** 111,45mm
- **Υπολογισθείσες τιμές παραμέτρων μικρογεωμετρίας κυλίνδρου**
 - για αρχική κατάσταση: $\sigma = 1.10 \text{ } \mu\text{m}$, $\sigma' = 0.95 \text{ } \mu\text{m}$, $y_o = 0.40 \text{ } \mu\text{m}$, $\eta\beta\sigma' = 0.20$, $\sigma'/\beta = 0.050$, $\gamma = 0.30$

Όπου σ : η τιμή *rms* της κατανομής του πληθυσμού των υψομέτρων σημείων της επιφάνειας του κυλίνδρου,

σ' : η τιμή *rms* της κατανομής του πληθυσμού των υψομέτρων των κορυφών των λόφων της επιφάνειας του κυλίνδρου,

y_o : η διαφορά των μέσων τιμών των προαναφερθέντων πληθυσμών,

η : η πυκνότητα λόφων, αριθμός λόφων ανά μονάδα επιφάνειας,

β : η αντιπροσωπευτική ακτίνα καμπυλότητας των λόφων

και γ : ο δείκτης ανισοτροπίας της επιφάνειας

- Για ενδιάμεση κατάσταση φθοράς κατά το στρώσιμο: $\sigma = 0.40 \mu\text{m}$, $\sigma' = 0.82 \mu\text{m}$, $y_o = 0.17 \mu\text{m}$, $\eta\beta\sigma' = 0.17$, $\sigma'/\beta = 0.040$, $\gamma = 1$
- Για προχωρημένη κατάσταση φθοράς μετά το στρώσιμο: $\sigma = 0.30 \mu\text{m}$, $\sigma' = 0.55 \mu\text{m}$, $y_o = 0.14 \mu\text{m}$, $\eta\beta\sigma' = 0.30$, $\sigma'/\beta = 0.028$, $\gamma = 3$

- **1^{ος} δακτύλιος:** πλάτος 1.11mm, ελαστ. πίεση $2.0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, καμπυλότητα 18 mm
- **2^{ος} δακτύλιος:** πλάτος 1.11mm, ελαστ. πίεση $2.0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, κωνικότητα 20 mm
- **3^{ος} δακτύλιος:** πλάτος χειλέων 0.6mm, ελαστική πίεση $7.8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
- **Συνθήκες λειτουργίας:** $E\eta$ ή $\eta = 7.39 \text{ mPa}$

Στο εξής αυτές οι συνθήκες λειτουργίας θα αποκαλούνται fiat, nominal και θα χρησιμοποιούνται χωρίς να αναφέρονται κάθε φορά, αντίστοιχα με τις nominal συνθήκες του κινητήρα Renault 851 που αναφέρονται στο πρώτο κεφάλαιο.

Ο προσομοιωτής έχει την κωδική ονομασία **BYBY-PANDA 5HP** και αποτελείται από τα παρακάτω κυρίως τμήματα:

Σώμα κινητήρα (μπλοκ): Επιλέχθηκαν σώμα (μπλοκ) κινητήρα εσωτερικής καύσης από **FIAT PANDA 1108cc** της σειράς με κωδικό προϊόντος **176B2.000** και σώμα (μπλοκ) κινητήρα εσωτερικής καύσης από **FIAT PANDA 1108cc** της σειράς με κωδικό προϊόντος **187A1.000**. Ο 176B2.000 είναι οχταβάλβιδος και χρησιμοποιήθηκε σαν κινητήρας βάσης με την τοποθέτηση φλατζών 5mm και ελαστικών βάσεων(καουτσούκ) τοποθετήθηκε επάνω στην τράπεζα έδρασης του πειράματος. Από τα εξαρτήματα του διατηρήθηκαν ο στροφαλοφόρος άξονας, τα έδρανα του στροφαλοφόρου άξονα (κουζινέτα) με την αρίθμησή τους(I, II, C, III, IV), τα έμβολα, πιστόνια (μπιέλες), πύροι εμβόλων και ελατήρια των κυλίνδρων 1 και 3. Τέλος διατηρήθηκε η μητρική αντλία πετρελαίου για τη λίπανση του κάτω μπλοκ με την αγορά ενός νέου φίλτρου λαδιού της εταιρίας fiat. Στον δεύτερο κινητήρα 187A1.000 αφαιρέθηκαν όλα τα κινούμενα μέρη και κρατήθηκε μόνο ο σκελετός (σώμα), και τα έμβολα 2 και 4 με του πύρους τους. Επίσης του έγινε τομή όπως φαίνεται στην εικόνα στο χιτώνιο 4 για διαχωριστεί από το υπόλοιπο μπλοκ και να γίνει το πλωτό σύστημα για τη μέτρηση των τριβών. Η περαιτέρω κατεργασία του

αποκομμένου τεμαχίου έγινε με τροχό χειρός με τον οποίο αφαιρέθηκαν τα περιττά μέρη του χιτωνίου για να γίνει πιο συμμετρικό και πιο ελαφρύ.

Οι δύο κινητήρες τοποθετήθηκαν αντικριστά και για την ένωση τους χρησιμοποιήθηκαν 3 οδηγοί πύροι $\Phi 12$ με ίδιο μήκος για να έχουν τα 2 μπλοκ την επιθυμητή απόσταση 28mm και 3 ειδικά τεμάχια με αντίθετα σπειρώματα M12 στο πάνω και κάτω μέρος και περικόχλιο σύσφιξης στο κέντρο. Οι οπές στις κεφαλές των μπλοκ ανοίχτηκαν με καλουπόφραιζα για να έχουν τα βάθη των οπών τη μέγιστη δυνατή διαστατική ακρίβεια. Αυτή η τοποθέτηση αύξησε κατά πολύ τη στιβαρότητα του παλινδρομούντος συστήματος.



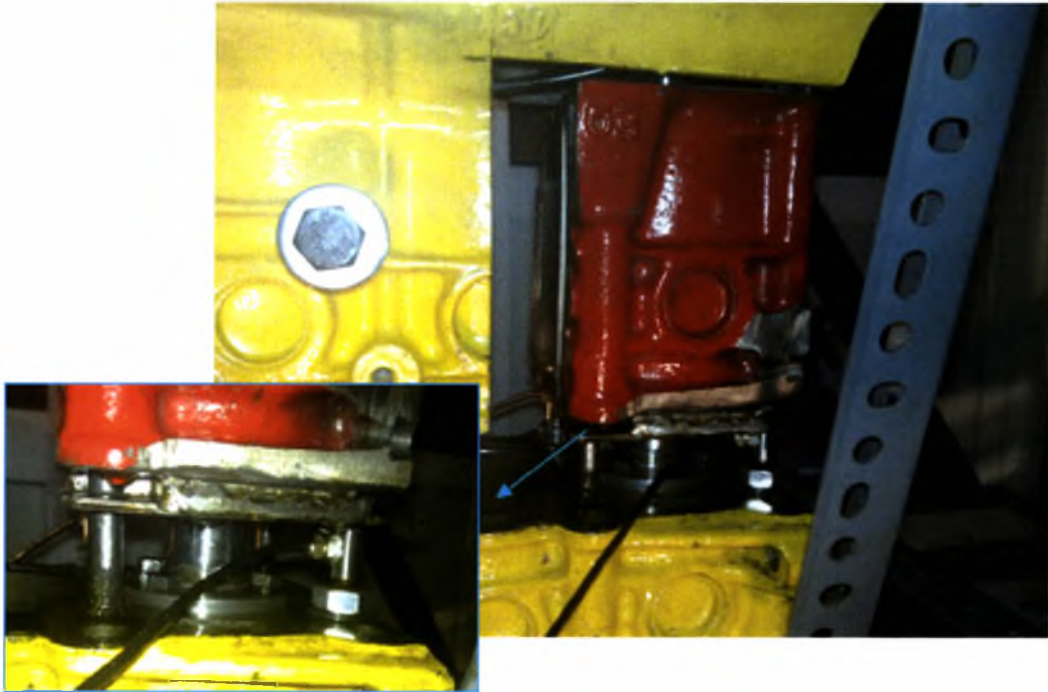
Σχήμα 2.15: Αντικριστά τοποθετημένα σώματα κινητήρων του προσομοιωτή 2^{ης} γενιάς. Το κίτρινο πακτώνεται, ενώ το κόκκινο είναι το «πλωτό» και χρησιμοποιείται για τη μέτρηση δυνάμεων.



Σχήμα 2.16: Πλήρες αποσυναρμολογημένος ο προσομοιωτής δεύτερης γενιάς η μετρητική συστοιχία και οι τροχαλίες μετάδοσης της κίνησης.

Ειδικά τεμάχια οδηγών εμβόλων : Στα έμβολα του κάτω κινητήρα έγιναν οι απαραίτητες μηχανουργικές κατεργασίες για την τοποθέτηση οδηγών με βίδες στο επάνω μέρος τους.

Χρησιμοποιήθηκαν οδηγοί από βάκτρο διαμέτρου 32mm από το εμπόριο στα οποία στο πάνω μέρος έγινε αφαίρεση υλικού για να ελαφρύνουν. Στο κάτω μέρος τοποθετήθηκαν(με οξυγονοκόλληση) φλάντζες πάχους 5mm και διαμέτρου 70mm για να προσαρμόζονται πάνω στα έμβολα του κινητήρα βάσης. Σε κατάλληλο ύψος διανοίχτηκαν οπές για να περνάν οι πύροι των εμβόλων του πάνω κινητήρα και τέλος, διανοίχτηκαν οπές στα πάνω έμβολα για να μπορέσουν να «φορευθούν» στο στέλεχος των ειδικών τεμαχίων-οδηγών.



Σχήμα 2.17: Η μετρητική συστοιχία του προσομοιωτή δεύτερης γενιάς.



Σχήμα 2.18: Η μετρητική συστοιχία του προσομοιωτή πρώτης γενιάς.

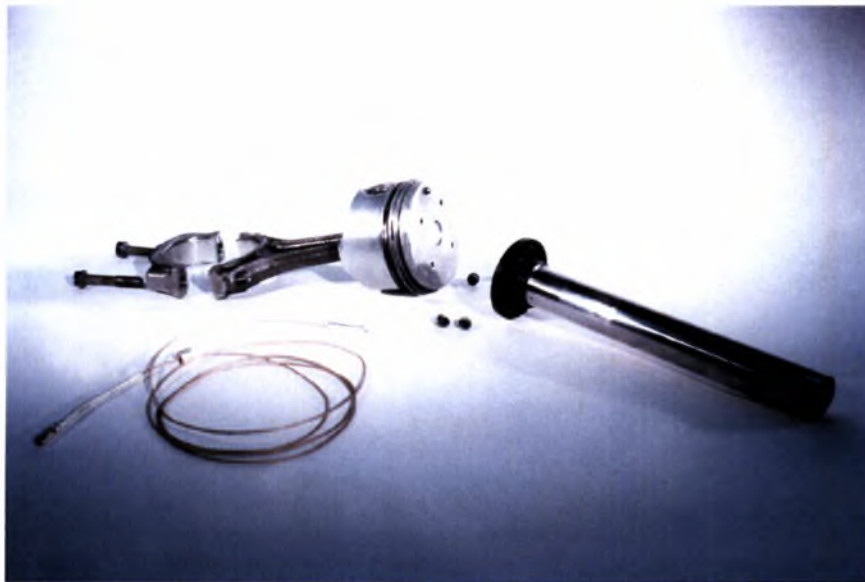
Διάταξη οδήγησης ειδικών τεμαγίων οδηγών εμβόλων : Για να επιτευχθεί η οδηγούμενη κίνηση χρησιμοποιήθηκαν:

Στο κάτω μέρος των οδηγών-βάκτρων: Η ισχυρή σύνδεση με τα έμβολα των κυλίνδρων 1 και 3 του κάτω κινητήρα βάσης που οδηγούνται από τα

χιτώνια των κυλίνδρων μετατρέποντας την κυκλική κίνηση του στροφαλοφόρου άξονα σε παλινδρομική. Μάλιστα η τοποθέτηση των δακτυλίων στα κάτω έμβολα περιόρισε επιπλέον τις εγκάρσιες, ως προς τον άξονα μετατόπισης, μετακινήσεις.

Στο πάνω μέρος των οδηγών-βάκτρων: Στο πάνω μέρος εκεί που βρισκόταν οι οπές στήριξης για τα ημιέδρανα του στροφαλοφόρου άξονα τοποθετήθηκαν αλουμινένιες τροχαλίες όπου στους ομφαλούς τους μπήκαν αυτολίπαντοι δακτύλιοι χαλκού εσωτερικής διαμέτρου $\Phi 32$. Έτσι επετεύχθη η «στιβαρή» οδήγηση του συστήματος στο πάνω μέρος.

Η σωστή οδήγηση ήταν εξ αρχής ζητούμενο για ένα ομαλό σύστημα χωρίς κραδασμούς και περιττές επαφές χιτωνίων με έμβολα. Ενδεικτικά θα αναφέρουμε ότι το βάρος των οδηγών-βάκτρων μετά και την αφαίρεση υλικού από το εσωτερικό τους ήταν 2.5kg που παλινδρομούν έως και 6.000σαλ σε μια απόσταση 72mm από το ΑΝΣ έως το ΚΝΣ.



Σχήμα 2.19: Διάταξη οδηγών εμβόλων προσομοιωτή πρώτης γενιάς



Σχήμα 2.20: Διάταξη οδηγών εμβόλων προσομοιωτή δεύτερης γενιάς



Σχήμα 2.21: Επάνω μέρος οδηγών εμβόλων. Το αριστερό έχει υποστεί κατεργασία αφαίρεσης υλικού στο εσωτερικό του στον τόρνο για μείωση του βάρους του.



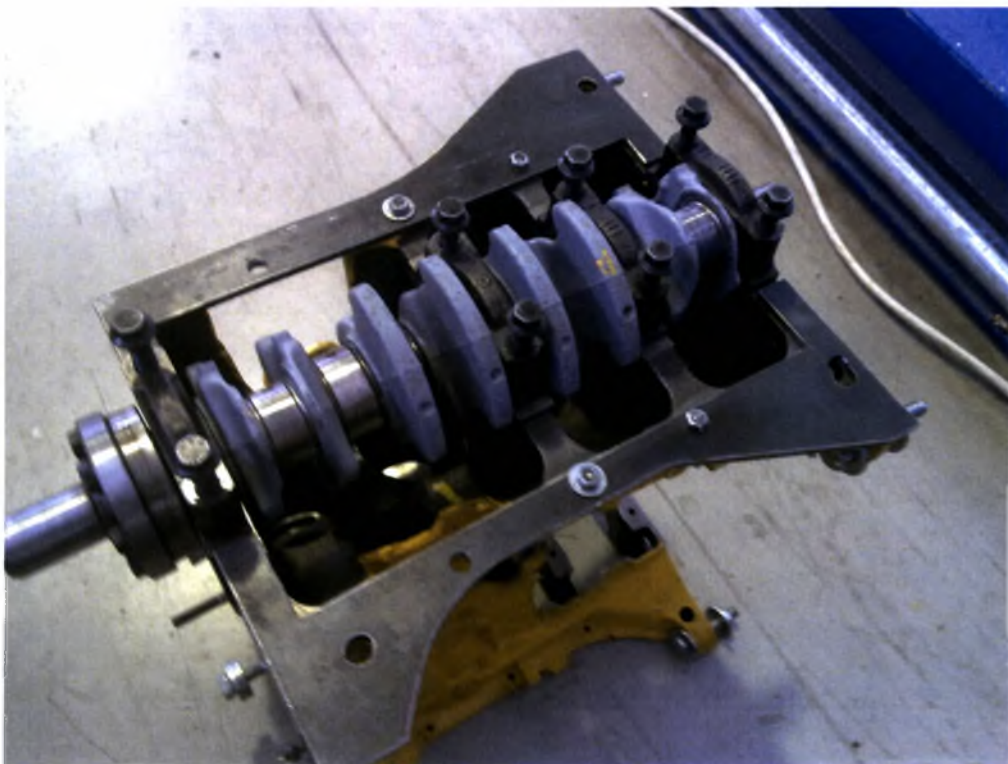
Σχήμα 2.22: Κατεργασμένα έμβολα του κάτω κινητήρα, πάνω στα οποία τοποθετούνται οι οδηγόι εμβόλων. Η σύνδεση γίνεται με διάνοιξη «φωλιάς» στο πάνω μέρος του εμβόλου και συμμετρικά(ανά 90°) ανοιγμένες σπές με σπείρωμα M5.



Σχήμα 2.23: Κάτω μέρος οδηγών εμβόλων με ειδική διάταξη για να εφαρμόζουν με ασφάλεια επάνω στα έμβολα και επιπρόσθετη αφαίρεση υλικού από το εσωτερικό τους.



Σχήμα 2.24: Στροφαλοφόρος μονοκύλινδρου προσομοιωτή πρώτης γενιάς, με ειδική κατεργασία για μετάδοση κίνησης από οδοντωτό μάντα.



Σχήμα 2.25: Στροφαλοφόρος τετρακύλινδρου προσομοιωτή δεύτερης γενιάς, με ειδική κατεργασία στο άκρο του για τοποθέτηση τροχαλίας.



Σχήμα 2.26: Ειδικά τεμάχια με αντίστροφα σπειρώματα (M12) για τη σύνδεση των δυο αντικριστών σωμάτων των μηχανών και ειδικού μήκους πείρους (Φ12) για στιβαρή και αυστηρά παράλληλη τοποθέτηση των κινητήρων.

Σύστημα μέτρησης της δύναμης τριβής: Το κατεργασμένο ειδικά χιτώνιο χρώματος κόκκινου είναι εντελώς αποκομμένο από το σώμα του πάνω κινητήρα ενώ με τον κάτω συνδέονται μετωπικά μέσω πιεζοηλεκτρικών στοιχείων τύπου (Force Gages Type 304) . Το χιτώνιο έτσι έχει μόνο έναν βαθμό ελευθερίας ως προς τον διαμήκη άξονα των κυλίνδρων, είναι πλωτό με αποτέλεσμα κατά την κίνηση του εμβόλου που είναι στερεωμένο πάνω στον οδηγό βάκτρο να συμπαρασύρεται δίνοντας μέσω των πιεζοηλεκτρικών μια αποτύπωση της δύναμης τριβής μεταξύ των ελατηρίων του εμβόλου και του χιτωνίου.

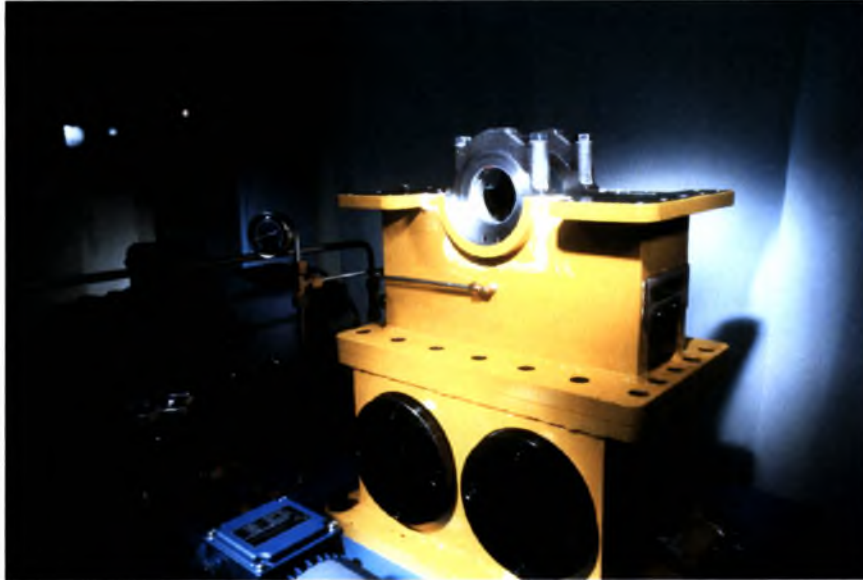
Αισθητήρια δυνάμεων τριβής: Πρόκειται για αισθητήρια τύπου Force Gage s(type 304 Test GmbH) με κρυστάλλους τύπου Quartz. Η σύνθλιψη ή ο εφελκυσμός του αισθητηρίου αυτού προκαλεί εμφάνιση ηλεκτρικού φορτίου που είναι ανάλογο της δύναμης διέγερσης και δεν εξαρτάται από τις διαστάσεις του κρυστάλλου. Το ηλεκτρικό φορτίο που δημιουργείται μέσω ηλεκτροδίου και

καλωδίωσης λαμβανομένης υπόψη της πολικότητας του συστήματος δίνει σήμα αναλογικό, που είναι έτοιμο προς επεξεργασία μετά την προενισχυση του και την ψηφιοποίηση του. Κατά την έξοδο του από τα πιεζοηλεκτρικά το αναλογικό σήμα (τάση ρεύματος με συγκεκριμένη πολικότητα) επεξεργάζεται και ψηφιοποιείται μέσω ενός προενισχυτή σήματος (type 805) της ίδιας εταιρίας. (data sheet και manual του εξοπλισμού δίνεται στο ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2).

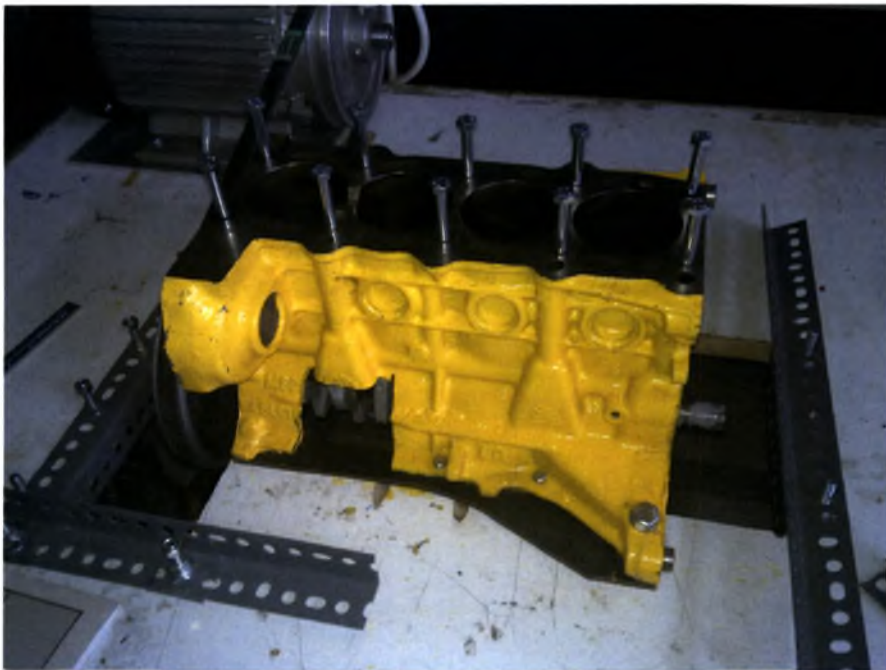


Σχήμα 2.27: Electrical Force Transducer τύπου test 304 της Test GmbH

Ρότορας: Το σύστημα παίρνει κίνηση από ένα τριφασικό κινητήρα με ονομαστική ιπποδύναμη 5 HP και 1500Rpm, ο οποίος εδράζεται πάνω στην τράπεζα του πειράματος. Η κίνηση μεταδίδεται μέσω ενός συστήματος τροχαλιών και τραπεζοειδών ιμάντων που του δίνουν την ικανότητα να περιστρέψουν το στροφαλοφόρο μέχρι και 6.000 rpm περίπου.



Σχήμα 2.28: Προσομοιωτής πρώτης γενιάς. Στο κάτω μέρος διακρίνεται η διάταξη εξισορρόπησης μαζών.



Σχήμα 2.29: Κάτω κινητήρας βάσης και μετάδοση κίνησης από ηλεκτροκινητήρα, μέσω τραπεζοειδών ιμάντων.

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

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

Το σύστημα χωρίζεται σε τρία βασικά και ανεξάρτητα μεταξύ τους μέρη:

- 1) Σύστημα προθέρμανσης και ανακυκλοφορίας λαδιού μεταξύ θερμοσίφωνου και δεξαμενής λαδιού. Ο στόχος αυτού του κυκλώματος είναι να προθερμάνει όλο το λάδι για να έχουμε συνεχείς συνθήκες κατά τη διάρκεια του πειράματος. Μετά τη θέρμανση του το λάδι επιστρέφει στη δεξαμενή λαδιού απ' όπου μπορεί πλέον με ομοιόμορφη θερμοκρασία να οδηγηθεί στα άλλα 2 μέρη του συστήματος για λίπανση.
- 2) Το προθερμασμένο λάδι οδηγείται με αντλία λαδιού σε ένα στρατζαριστό κάρτερ (ελαιολεκάνη) που είναι τοποθετημένο κάτω ακριβώς από τον κινητήρα βάσης. Από εκεί το λάδι με ένα ειδικό τεμάχιο απορροφάται από την αντλία λαδιού του κινητήρα και λιπαίνει το κάτω μπλοκ. Δηλαδή το χειροποίητο κάρτερ έχει μια είσοδο για το προθερμασμένο λάδι και δύο εξόδους μια για τον κινητήρα και μια έξοδο που μαζεύει την υπερχειλίση από την είσοδο του λαδιού και ότι αποστραγγίζεται από το μπλοκ.
- 3) Για τη λίπανση του επάνω κινητήρα το λάδι πριν φτάσει στο κάρτερ φεύγει από μία διακλάδωση και λιπαίνει τους κυλίνδρους ψεκάζοντας με τη μορφή σταγονιδίων μέσω ειδικών διακλαδώσεων του κεντρικού αγωγού.

Αντλία λαδιού : Πρόκειται για την αντλία που κινεί το λάδι στο σύστημα μας. Είναι μια αντλία της εταιρείας **KRAFT** χαρακτηριστικά της οποίας δίνονται στον

Πίνακα 3.

Τύπος	KPF-50
Ισχύς[HP]	0.5
Στροφές [r/min]	Max(2850) με χειροκίνητη ρύθμιση
Παροχή[l/h]	2500

Πίνακας 3: Τεχνικά χαρακτηριστικά αντλίας λαδιού

Δεξαμενή λαδιού : Αποτελείται από ένα πλαστικό 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.

2.7 Δυσκολίες κατά την συναρμολόγηση

Η επίδραση της δυναμικής συμπεριφοράς του προσομοιωτή δημιουργεί μείζονες δυσκολίες κατά τη φάση των πρώτων μετρήσεων. Αν και ήταν γνωστό ότι η μέριμνα που πήραμε για να εξισορροπήσουμε μερικώς τις αδρανειακές μάζες που παλινδρομούν (παλινδρομική μάζα του διωστήρα του κινητήρα βάσης + μάζα του οδηγού + μάζα των δύο εμβόλων) δεν θα οδηγούσε σε καταγραφή των σημάτων χωρίς παράσιτα οι πρώτες μετρήσεις ήταν σχεδόν αδύνατο να ερμηνευτούν με τη βοήθεια επιταχυνσιομέτρων έγινε μία καταγραφή των κυριοτέρων συχνοτήτων των ταλαντώσεων του προσομοιωτή. Με σκοπό την απαλοιφή τους από το σήμα της δύναμης τριβής συμπερασματικά λοιπόν τρεις διαφορετικές λύσεις θεωρούνται δυνατές ώστε να γίνει η προαναφερθείσα απαλοιφή:

1) Προσδιορισμός των επιταχύνσεων της υποδομής και του κυλίνδρου μέτρησης και επίλυση της εξίσωσης δυναμικής συμπεριφοράς του συνόλου. Όμως η μέθοδος αυτή απαιτεί μία ακριβή γνώση των στιβαροτήτων (συντελεστές -K-) των παραμέτρων του συστήματος και σύστημα μετρήσεων πολυσύνθετο.

2) Προσδιορισμός της παρασιτικής δύναμης ως προς την συχνότητα και την φάση και απαλοιφή με τη βοήθεια ψηφιακού φίλτρου (αυτή η μέθοδος απαιτεί μια σειρά προτύπων μετρήσεων τριβής σε συγκεκριμένες συνθήκες που συνιστούν και έναν τρόπο καλιμπραρίσματος της συσκευής).

3) Μετρήσεις χωρίς τριβή, χωρίς επαφή δακτυλίων κυλίνδρου καλιμπράρισμα του προσομοιωτή κατά τη διάρκεια δυναμικής συμπεριφοράς, τοποθέτηση στη μνήμη των καμπυλών αναφοράς και στη συνέχεια πραγματοποίηση των πειραμάτων με δακτυλίους στην ίδια συχνότητα περιστροφής. Επεξεργασία των δύο συζυγών σημάτων δίνει την δύναμη τριβής.

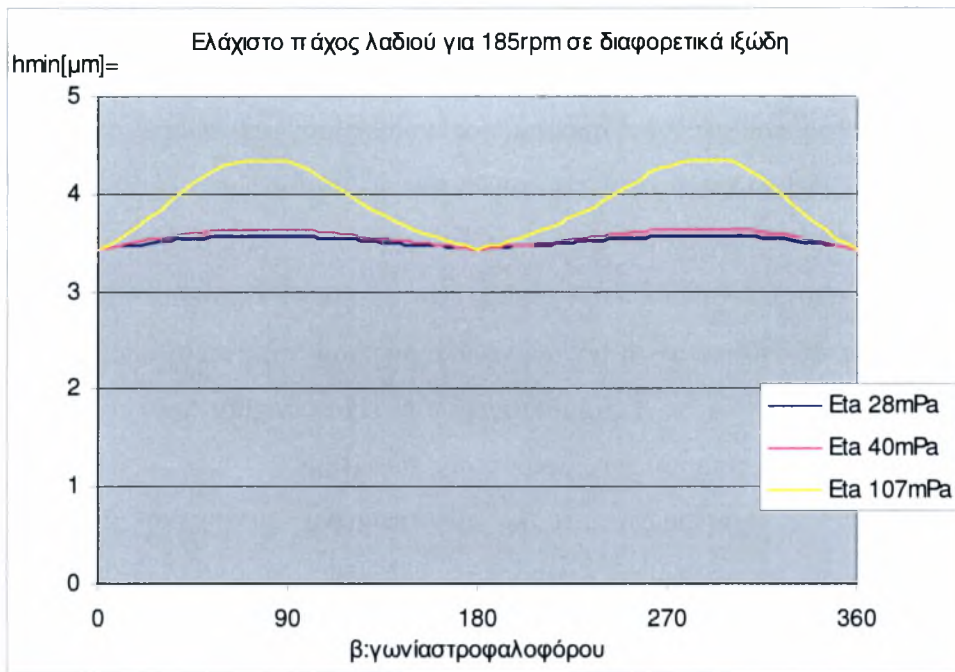
Τελικά επιλέγεται η τελευταία μέθοδος που θεωρήθηκε ταχύτερη και ακριβέστερη από τις άλλες.

2.8 Επισήμανση

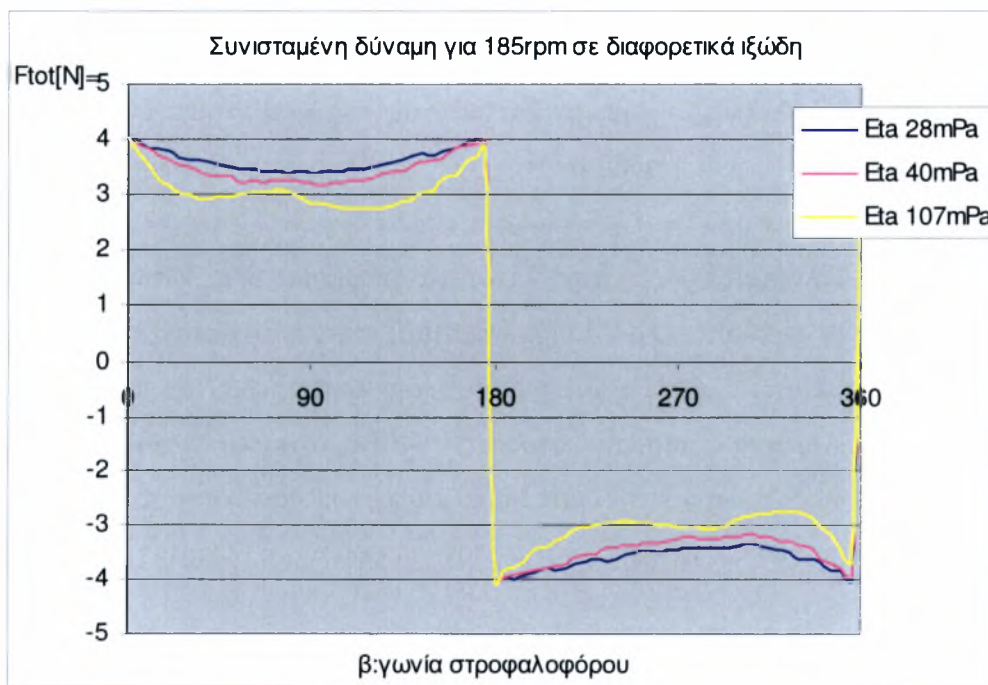
Κατά τις δοκιμές του συστήματος κυρίως σε ότι αφορά στην μετρητική συστοιχία αποδείχθηκε ότι οι πιεζοηλεκτρικοί αισθητήρες εμφανίζουν μεγάλη ευαισθησία στο περιβάλλον ειδικότερα όταν είναι σε τόσο μικρό μέγεθος. Με αποτέλεσμα από το σύνολο των τριών να υποστούν σοβαρές βλάβες οι δύο. Παράλληλα αποδείχθηκε ότι η μονάδα ενίσχυσης του σήματος η οποία παραδόθηκε από τον προμηθευτή δεν είχε τις ιδιότητες που είχαν αρχικά προδιαγραφεί δηλαδή ταχύτητα λήψης μέτρησης τάξεως μικρότερης των 10ms.

Πρέπει να σημειωθεί ότι η συγκεκριμένη μετρητική συστοιχία είχε παραγγελθεί για προσομοιωτή λειτουργίας εδράνου ολίσθησης η λειτουργία του οποίου δεν απαιτούσε κατ' αρχήν δυναμικές καταπονήσεις συνεπώς, έντονα δυναμικά σήματα. Αποτέλεσμα του συγκεκριμένου γεγονότος ήταν να τελειοποιηθεί και να τεθεί σε λειτουργία ο προσομοιωτής με 2 πιεζοηλεκτρικούς αισθητήρες, ώστε να είναι έτοιμος για μελλοντική πειραματική χρήση με την συμμετοχή του προσωπικού του εργαστηρίου και την ανάπτυξη συστήματος λήψης συστημάτων του πανεπιστημίου Θεσσαλίας ή την αντικατάσταση της μετρητικής διάταξης με νέα υψηλότερου κόστους και ασυμβίβαστης, με την παρούσα διπλωματική εργασία, ημερομηνίας παράδοσης.

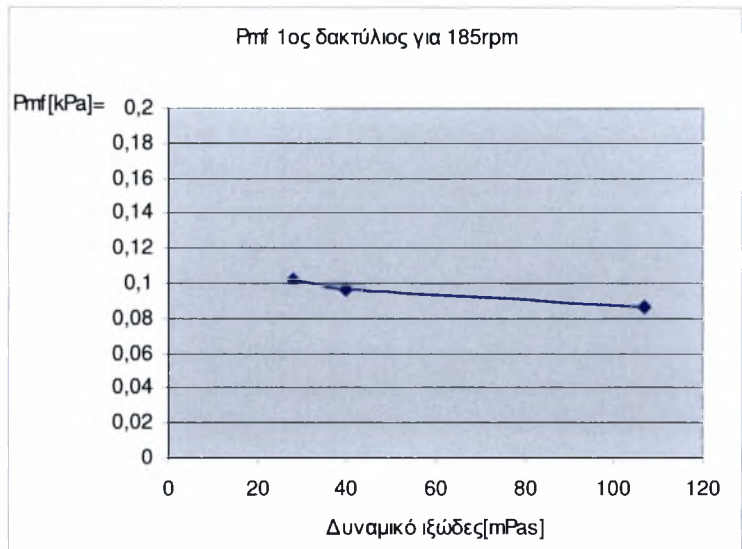
Έτσι αποφασίστηκε στην ενότητα πειραματικά αποτελέσματα να συμπεριληφθούν αντ' αυτών προβλεπόμενες τιμές που υπολογίστηκαν με τον κώδικα έτσι ώστε να υπάρχει πλήρης χαρτογράφηση της λειτουργίας του προσομοιωτή σε συγκεκριμένες αρχικά χαμηλές στροφές καθώς σχετικά υψηλή τιμή του ιξώδους(χαμηλές θερμοκρασίες), ώστε να δημιουργηθεί μια βάση δεδομένων για τις μελλοντικές πειραματικές εργασίες πάνω στον προσομοιωτή (**Σχήματα 2.30-2.52**).



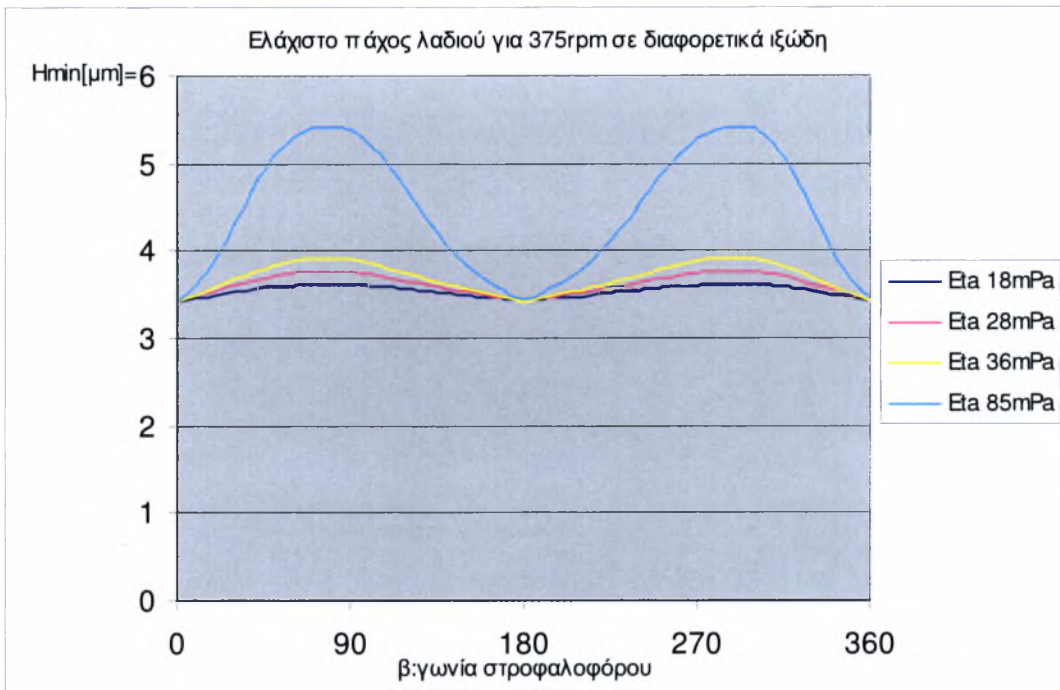
Σχήμα 2.30: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat για 185rpm για διαφορετικές μέσες θερμοκρασίες ελαίου.



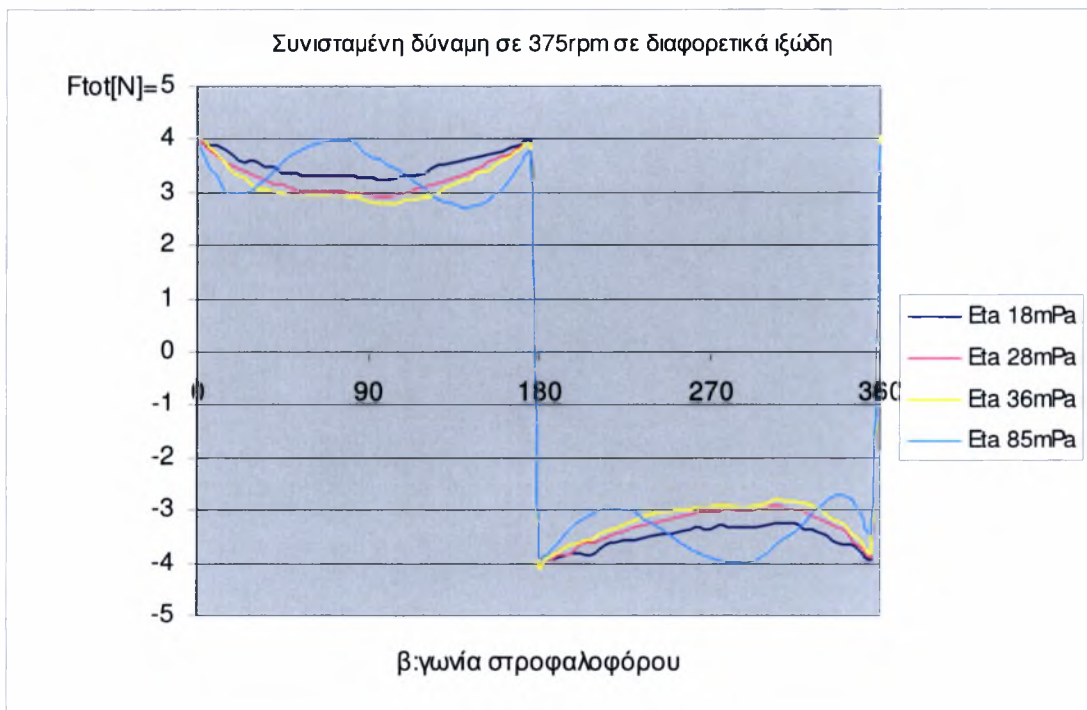
Σχήμα 2.31: Μεταβολή της συνισταμένης δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat σε 185rpm σε nominal συνθήκες για διαφορετικές μέσες θερμοκρασίες ελαίου.



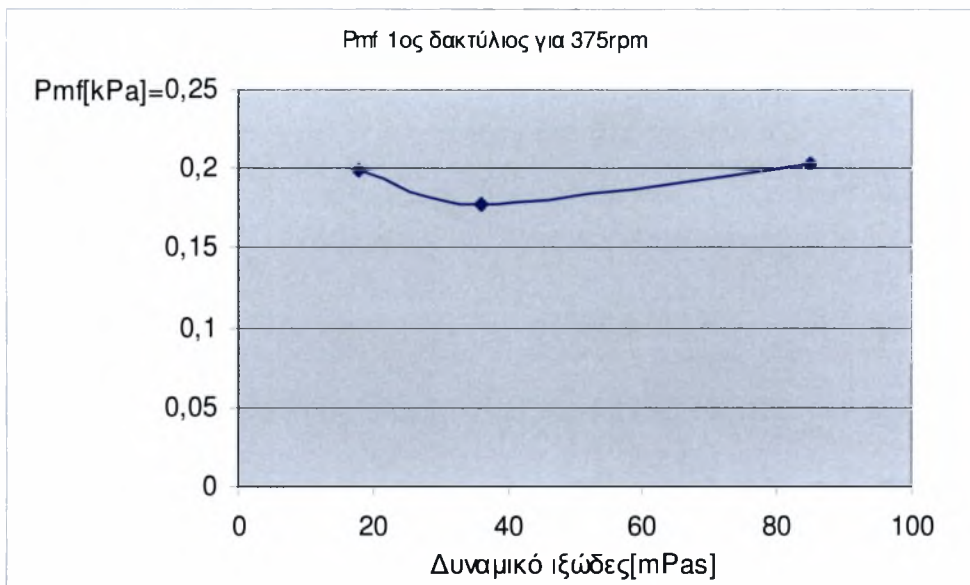
Σχήμα 2.32: Μεταβολή P_{mf} στα διαφορετικά ιξώδη λειτουργίας



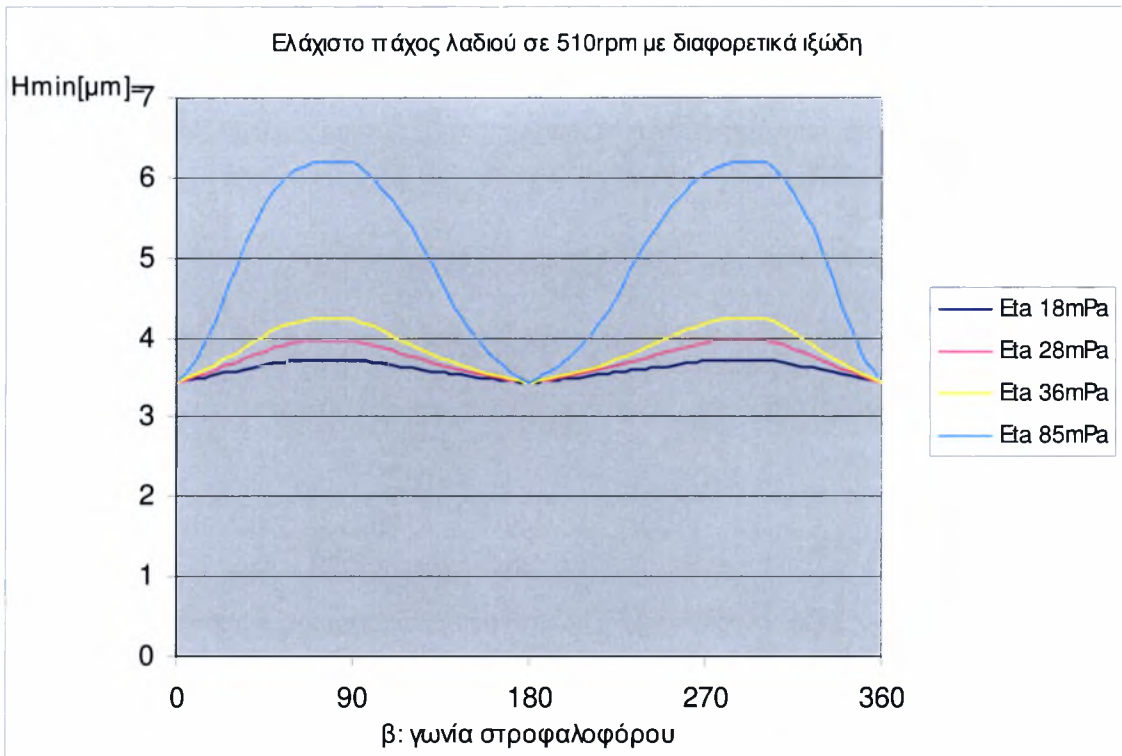
Σχήμα 2.33 : Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat για 375rpm για διαφορετικές μέσες θερμοκρασίες ελαίου.



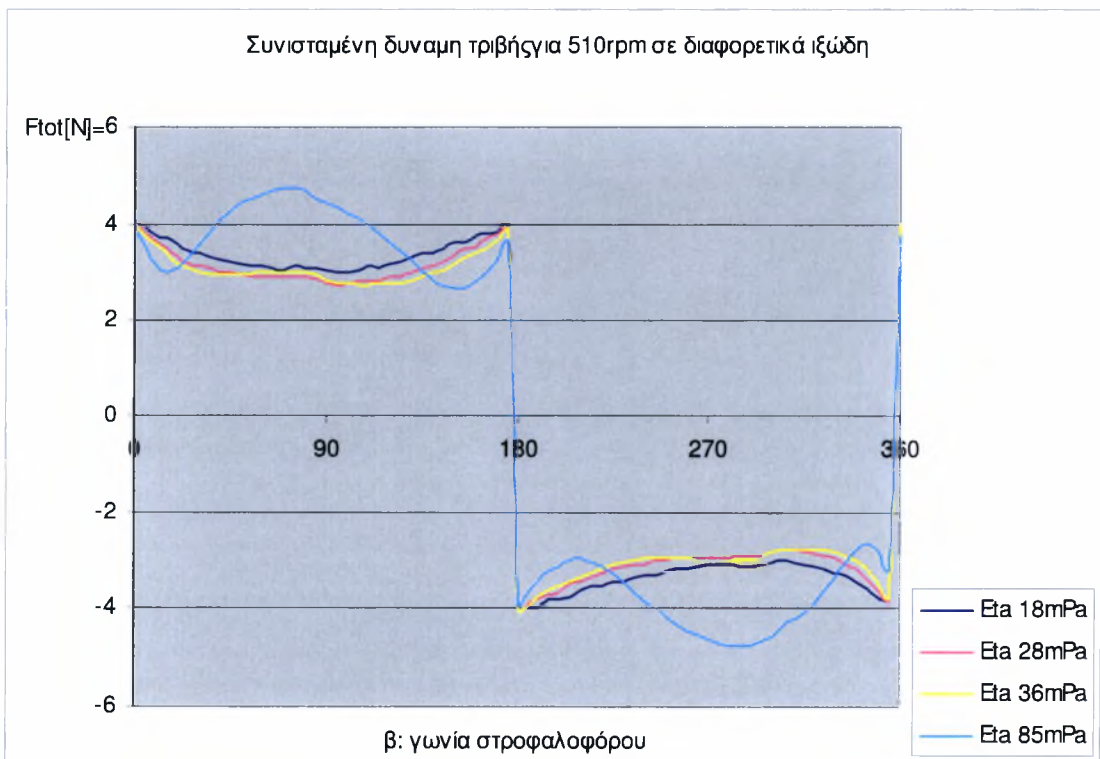
Σχήμα 2.34: Μεταβολή της συνισταμένης δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat σε 375rpm σε nominal συνθήκες για διαφορετικές μέσες θερμοκρασίες ελαίου.



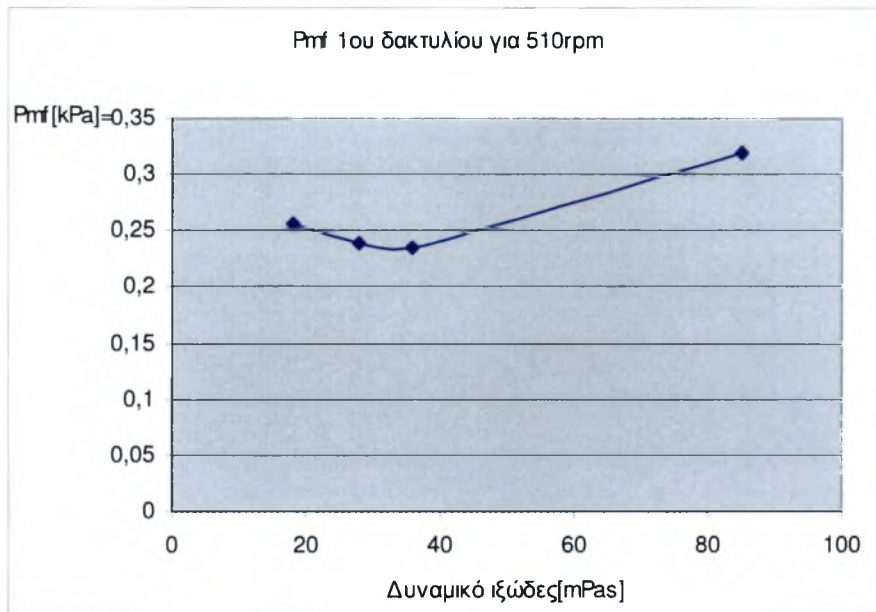
Σχήμα 2.35: Μεταβολή P_{mf} στα διαφορετικά ιξώδη λειτουργίας



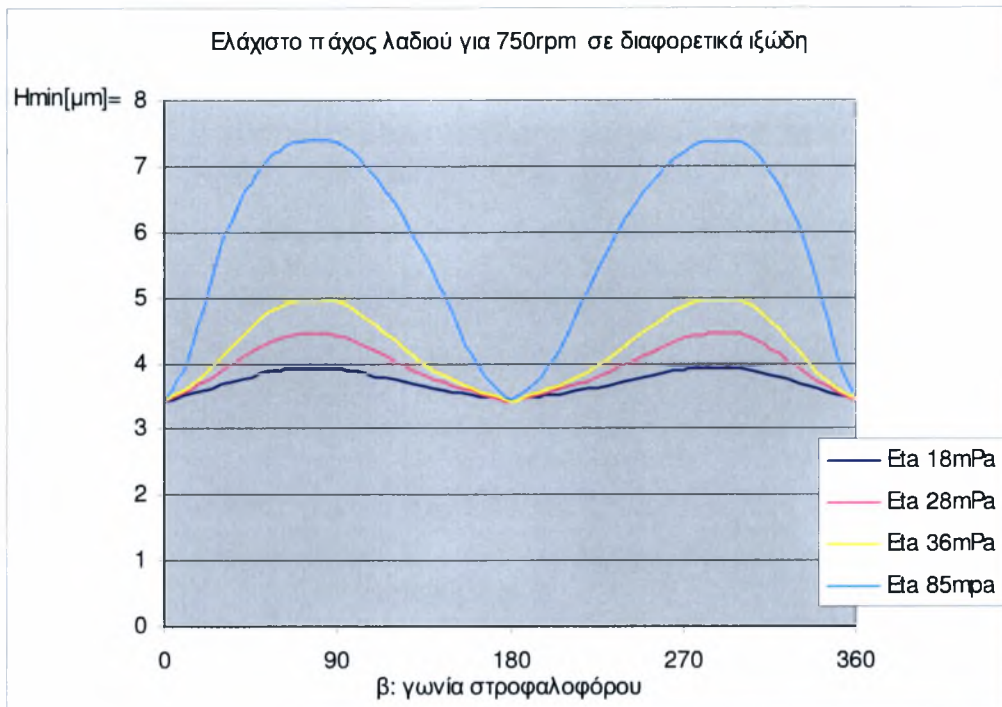
Σχήμα 2.36: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat για 510rpm για διαφορετικές μέσες θερμοκρασίες ελαίου.



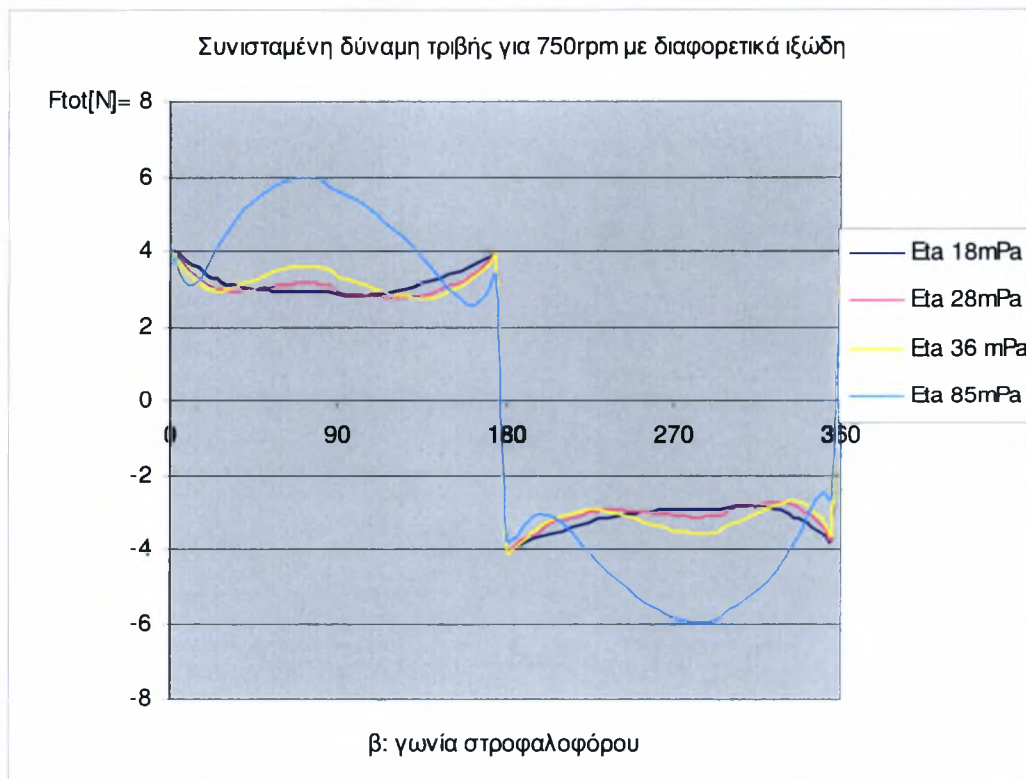
Σχήμα 2.37: Μεταβολή της συνισταμένης δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat σε 510rpm σε nominal συνθήκες για διαφορετικές μέσες θερμοκρασίες ελαίου.



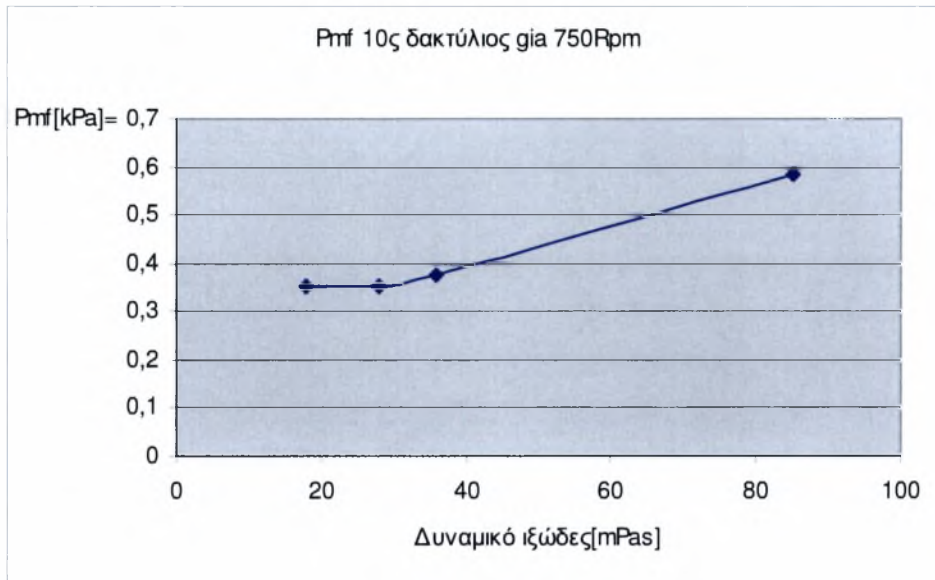
Σχήμα 2.38: Μεταβολή P_{mf} στα διαφορετικά ιξώδη λειτουργίας



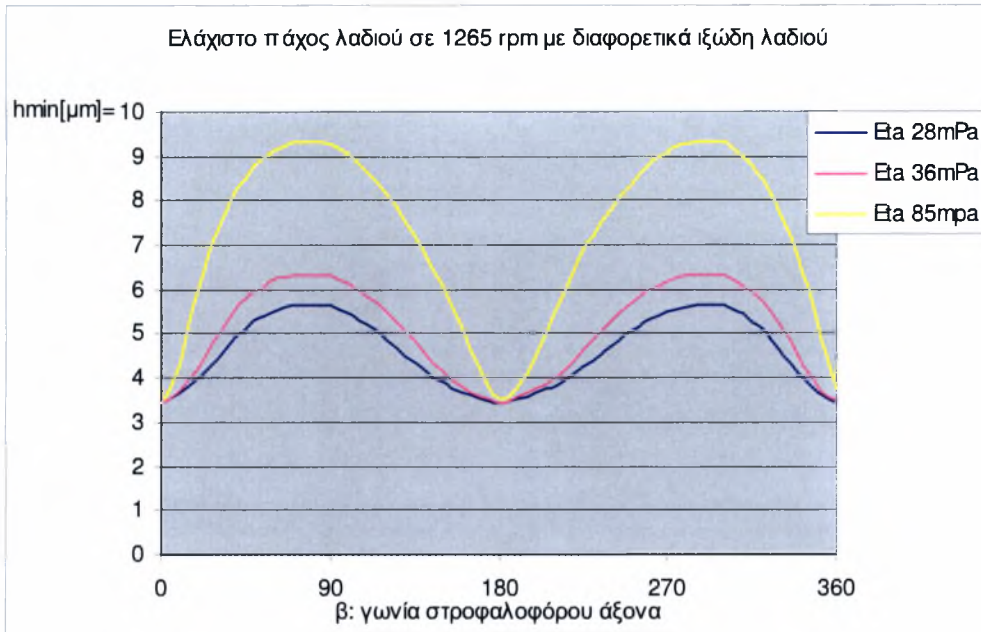
Σχήμα 2.39: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat για 750rpm για διαφορετικές μέσες θερμοκρασίες ελαίου.



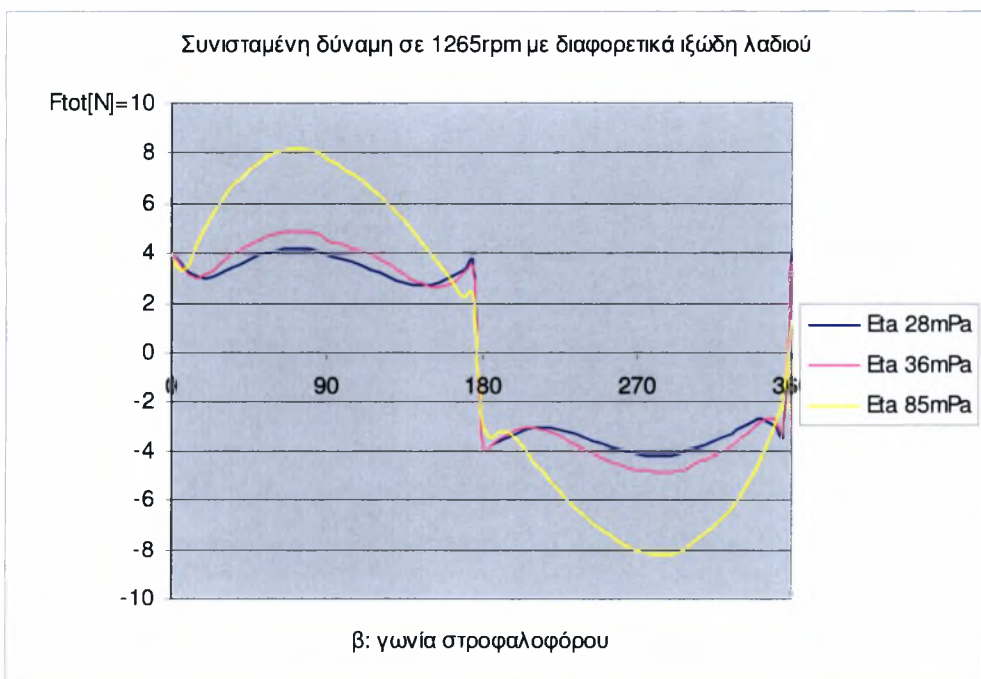
Σχήμα 2.40: Μεταβολή της συνισταμένης δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat σε 750rpm σε nominal συνθήκες για διαφορετικές μέσες θερμοκρασίες ελαίου.



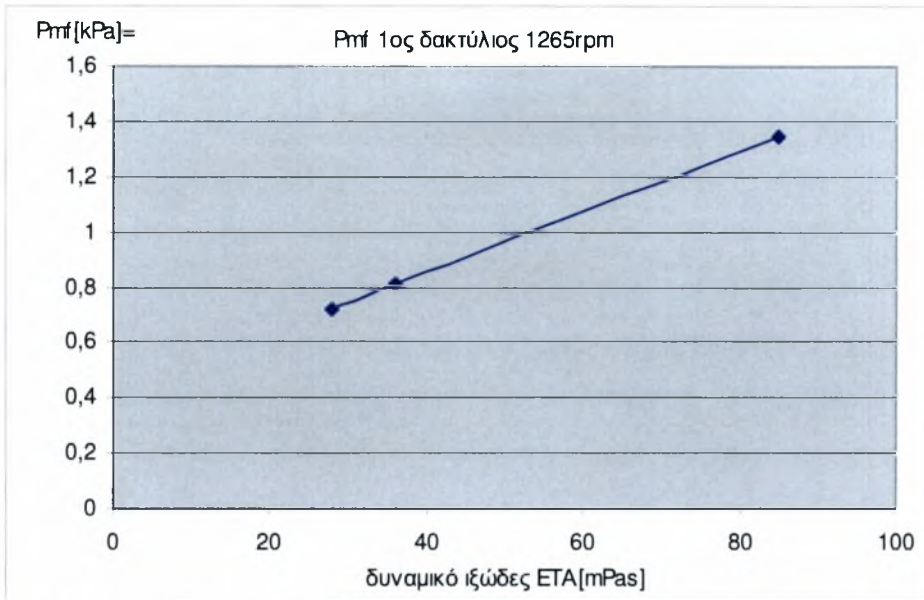
Σχήμα 2.41: Μεταβολή P_{mf} στα διαφορετικά ιξώδη λειτουργίας



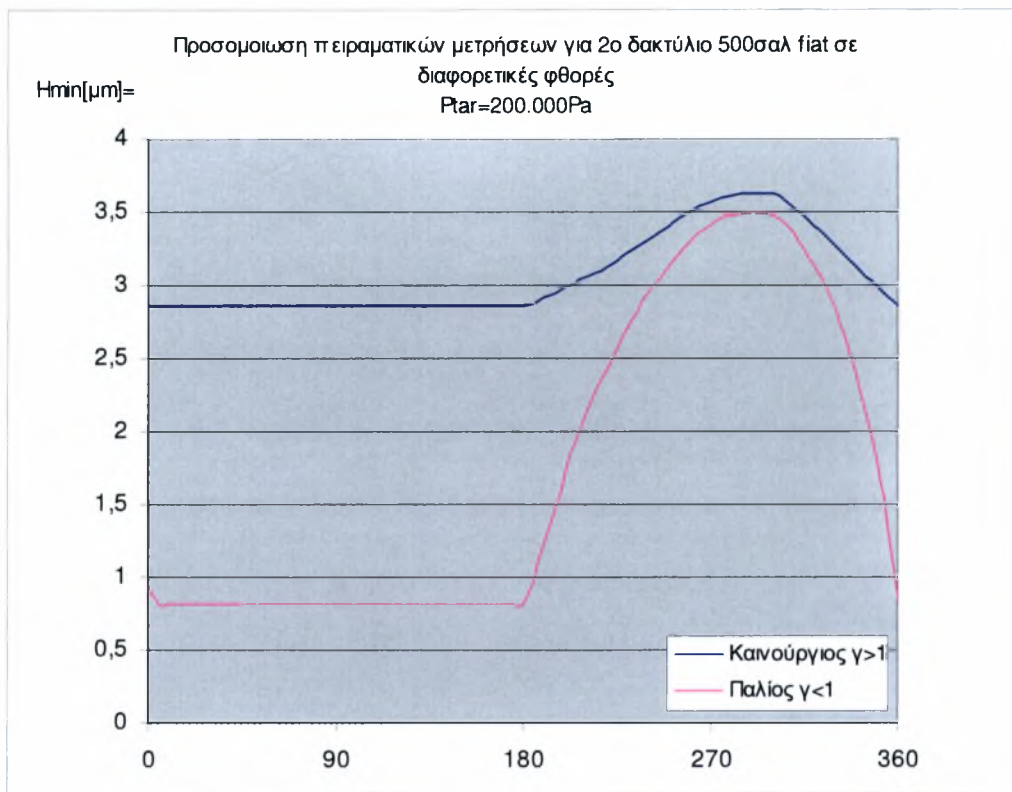
Σχήμα 2.42: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat για 1265rpm για διαφορετικές μέσες θερμοκρασίες ελαίου.



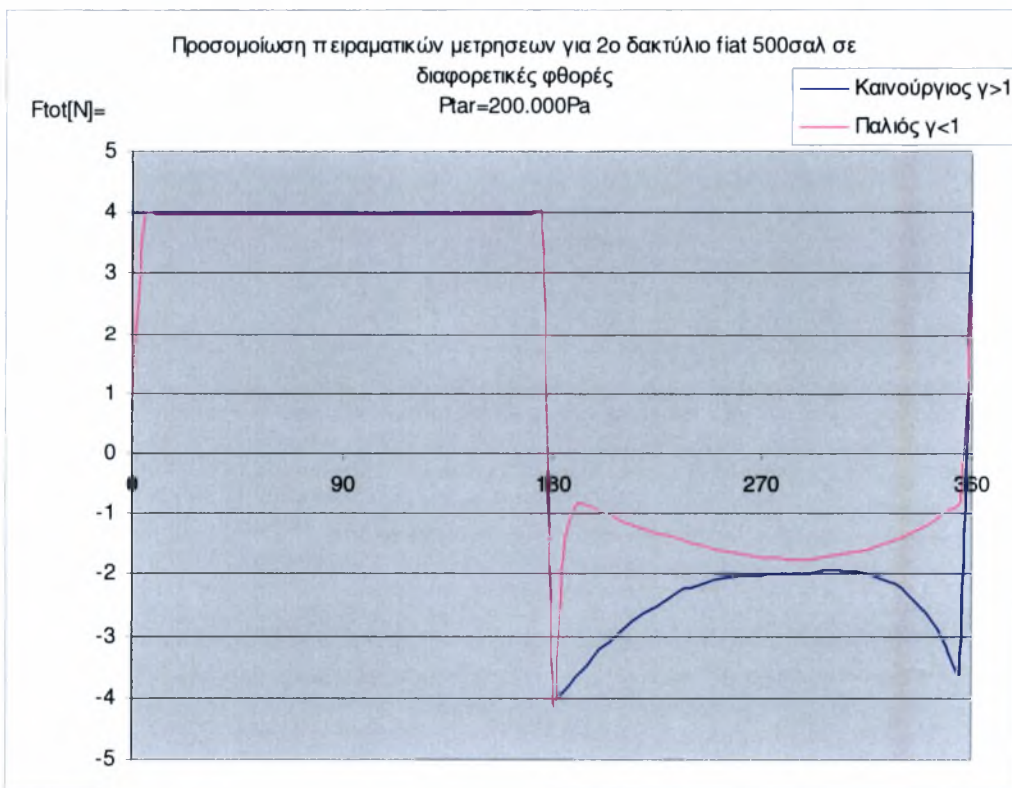
Σχήμα 2.43: Μεταβολή της συνισταμένης δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα fiat σε 1265rpm σε nominal συνθήκες για διαφορετικές μέσες θερμοκρασίες ελαίου.



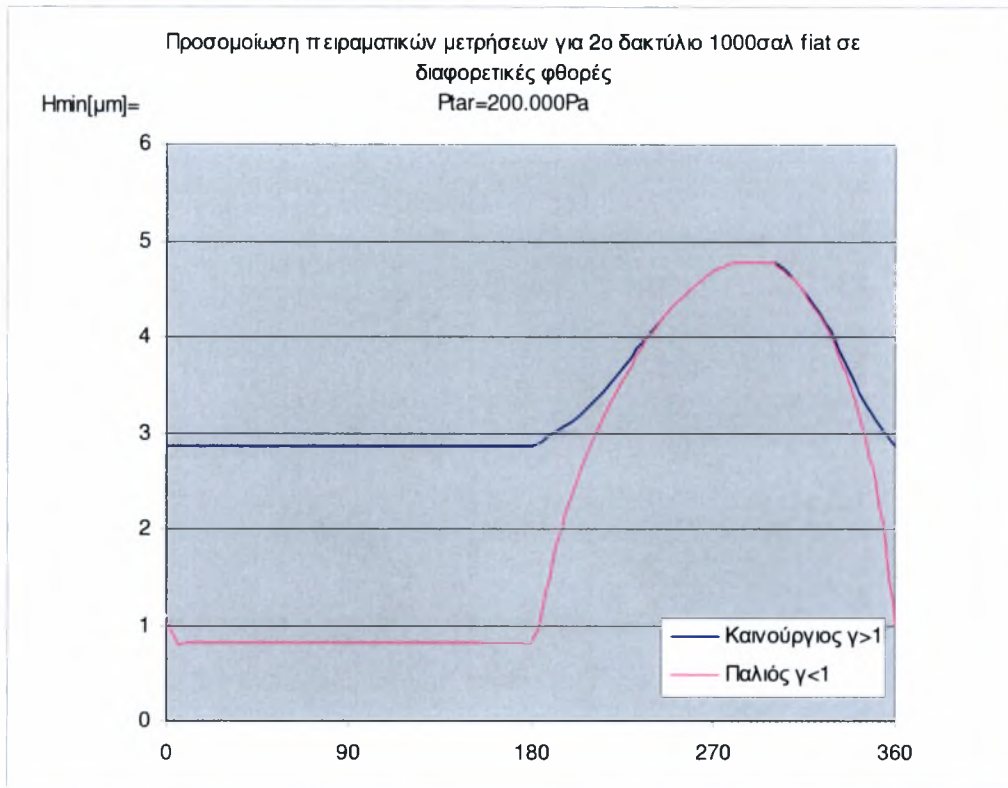
Σχήμα 2.44: Μεταβολή P_{mf} στα διαφορετικά ιξώδη λειτουργίας



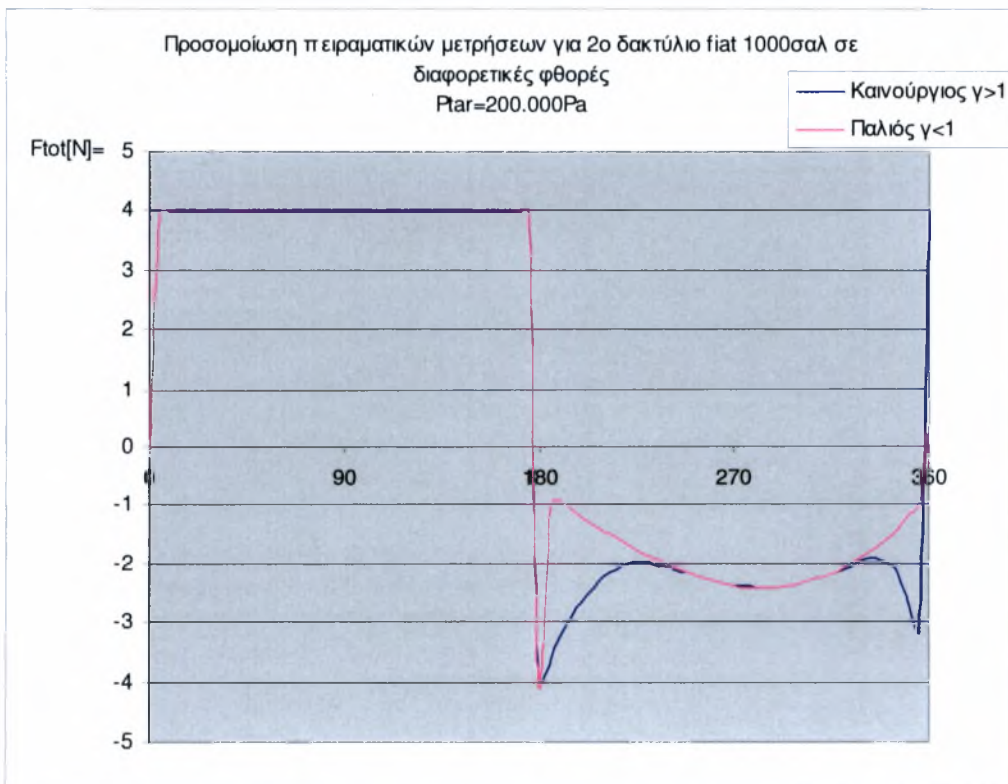
Σχήμα 2.45: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 2^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat στις 500 στροφές σε nominal συνθήκες.



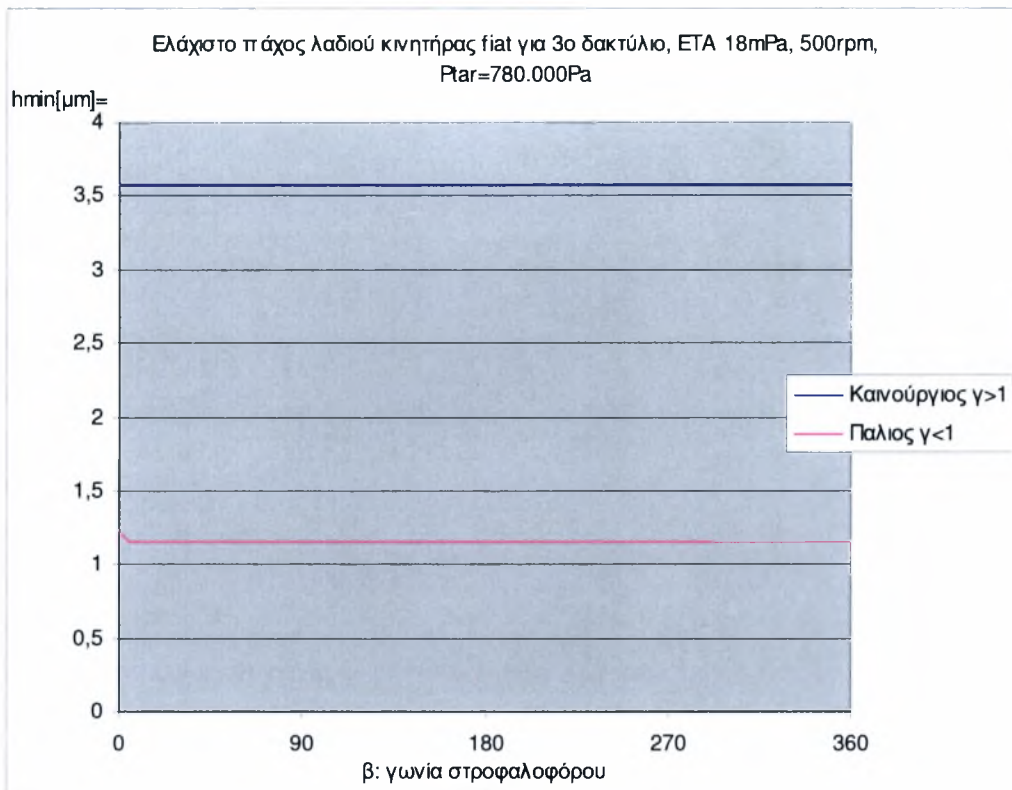
Σχήμα 2.46: Μεταβολή της συνισταμένης δύναμης τριβής 2^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat στις 500 στροφές σε nominal συνθήκες.



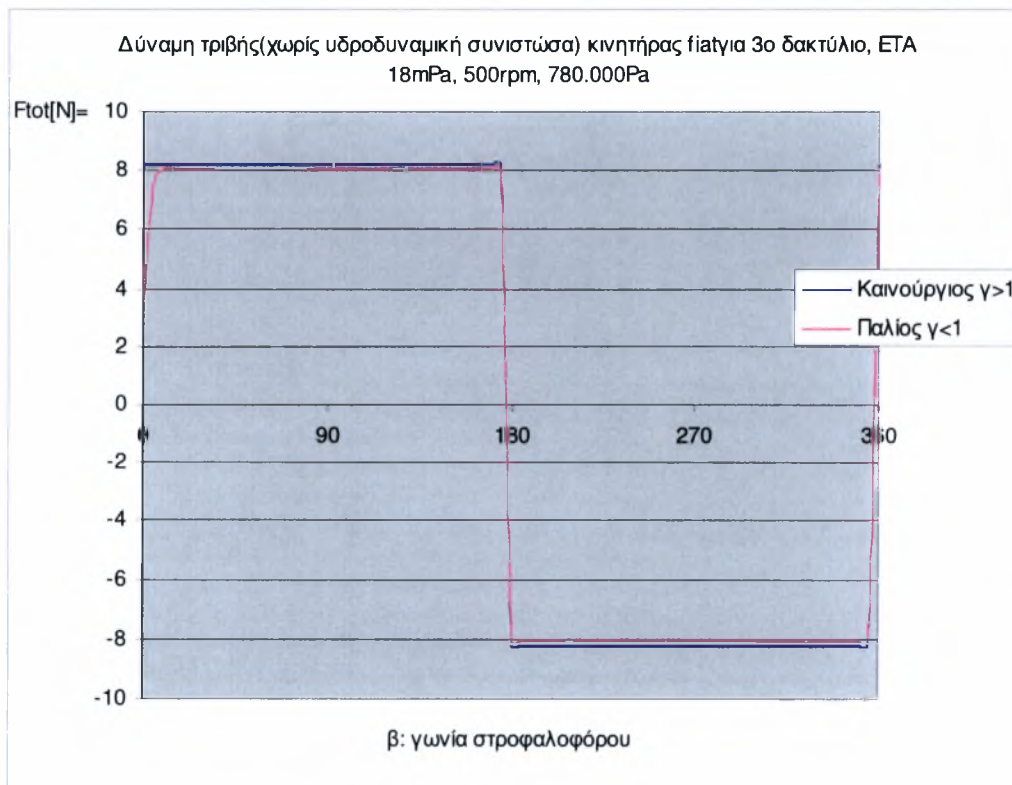
Σχήμα 2.47: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 2^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat στις 1000 στροφές σε nominal συνθήκες.



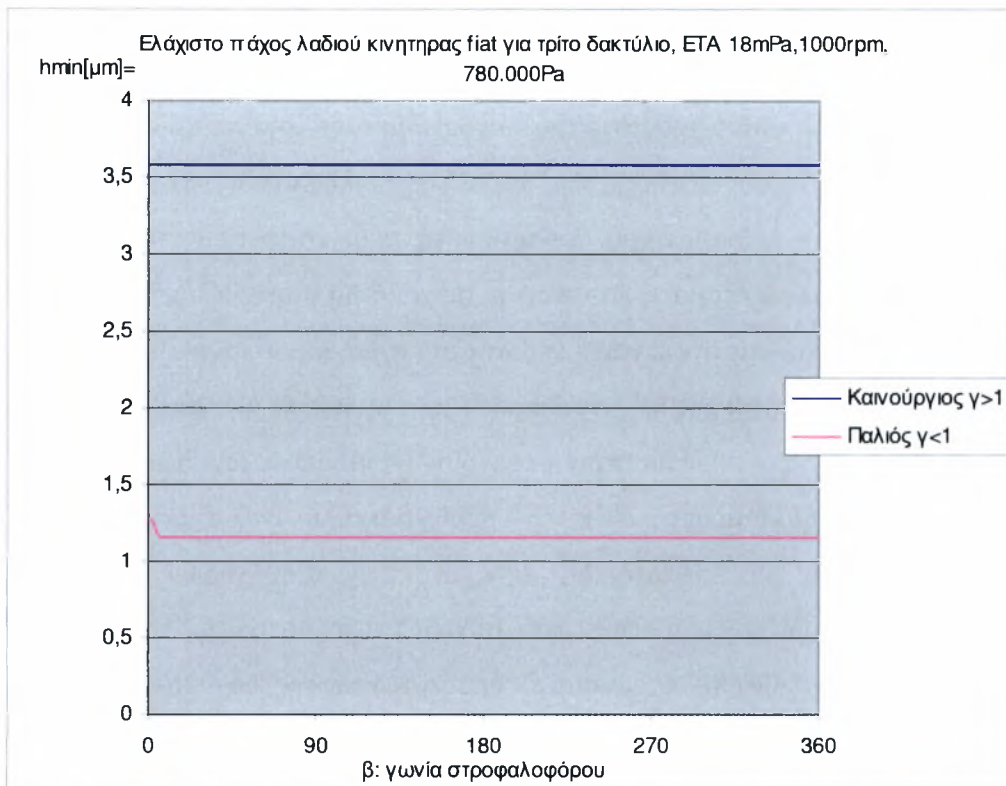
Σχήμα 2.48: Μεταβολή της συνισταμένης δύναμης τριβής 2^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat στις 1000 στροφές σε nominal συνθήκες.



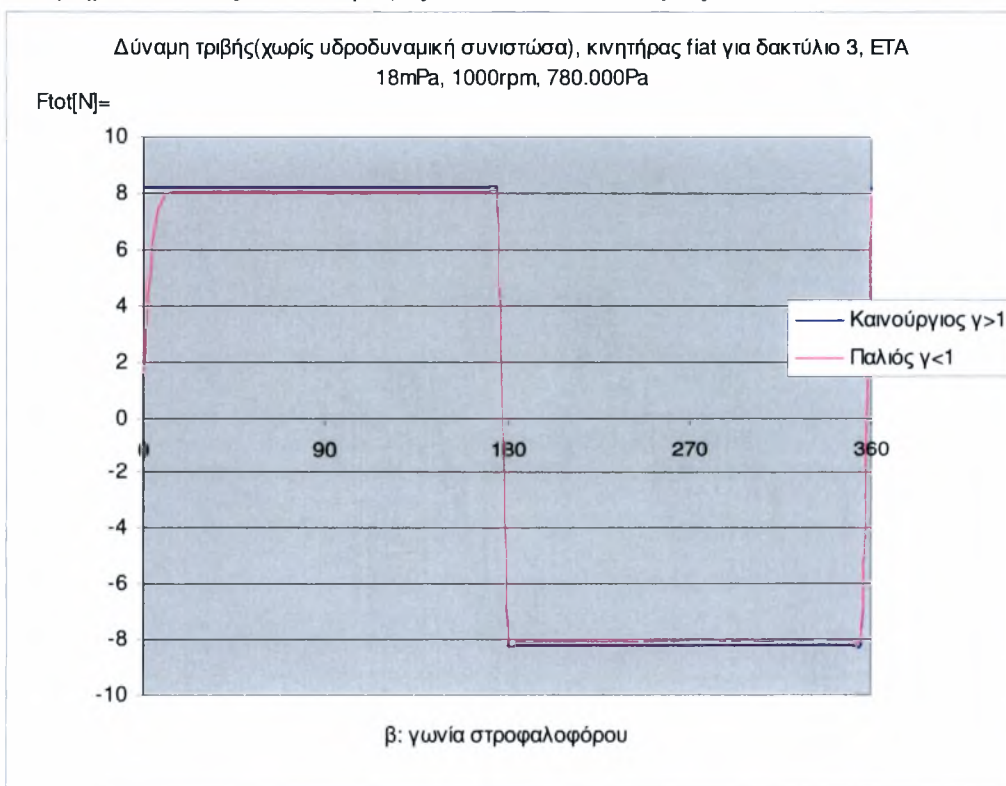
Σχήμα 2.49: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 3^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat στις 500 στροφές σε nominal συνθήκες.



Σχήμα 2.50: Μεταβολή της συνισταμένης δύναμης τριβής 3^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat στις 500 στροφές σε nominal συνθήκες(Με απαλοιφή της υδροδυναμικής συνιστώσας).



Σχήμα 2.51: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 3^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat στις 1000 στροφές σε nominal συνθήκες.

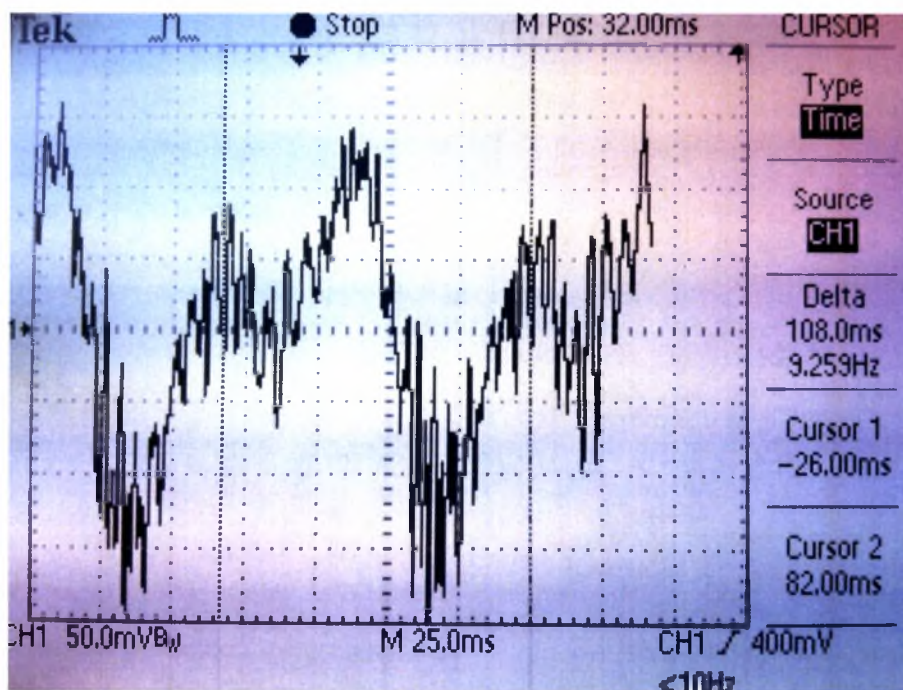


Σχήμα 2.52: Μεταβολή της συνισταμένης δύναμης τριβής 3^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Fiat στις 1000 στροφές σε nominal συνθήκες(Με απαλοιφή της υδροδυναμικής συνιστώσας).

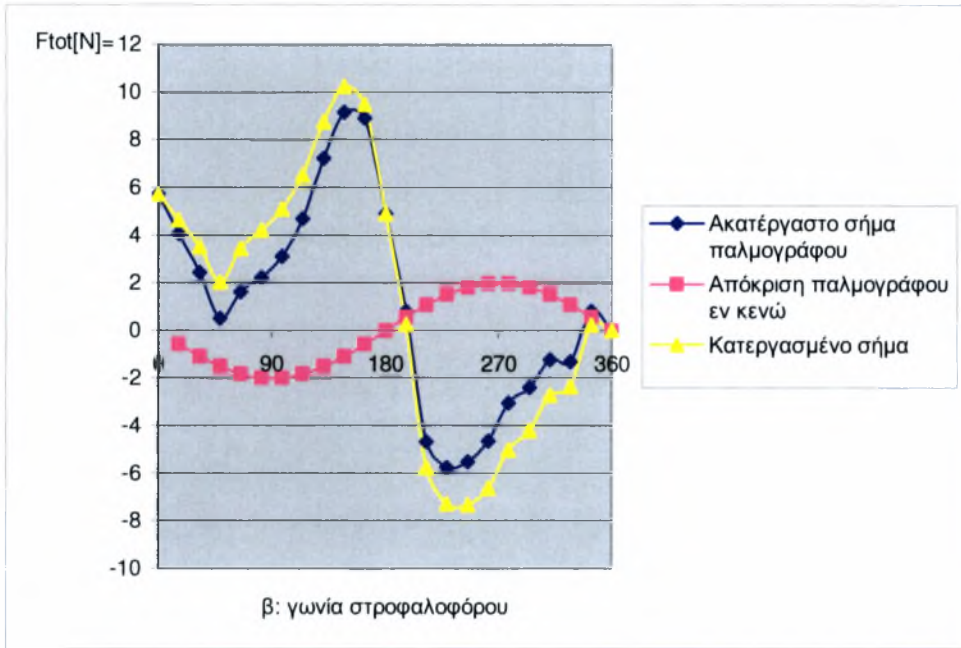
2.9 Πειραματικά αποτελέσματα

Τελικά, η σύνδεση της προενισχυτικής μονάδας των πιεζοηλεκτρικών αισθητηρίων με ψηφιακό παλμογράφο κατόπιν μετατροπής επέτρεψε τελικά, μέσα στα χρονικά όρια της εκπόνησης της παρούσας διπλωματικής εργασίας να γίνει η πρώτη δοκιμή του πειραματικού προσομοιωτή που, παρά τις εγγενείς δυσκολίες, έδωσε τα πρώτα αποτελέσματα που οδηγού σε χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με τη λειτουργικότητα του και την επιτυχή έκβαση του σχεδιασμού (ανακυκλώσιμα υλικά).

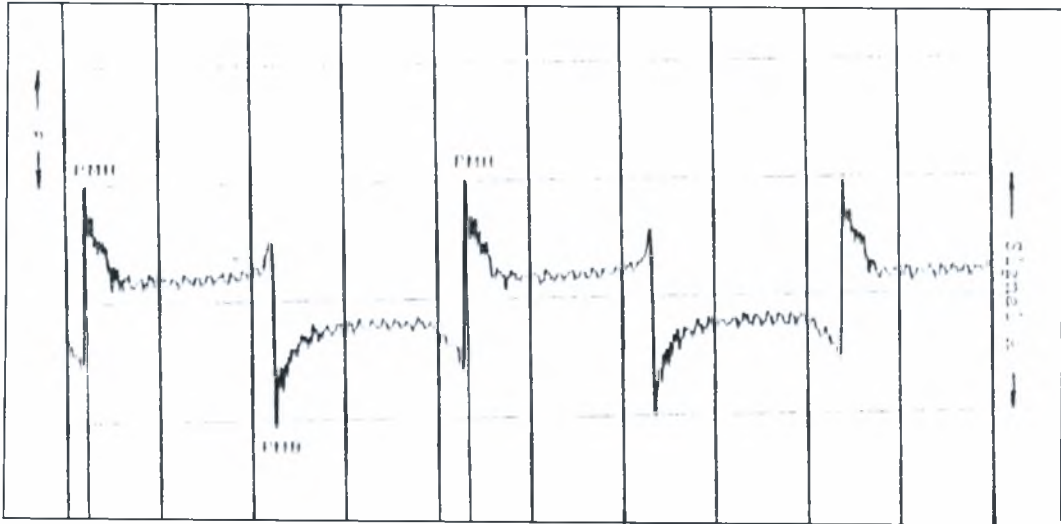
Με βάση χαρτογράφηση του προσομοιωτή πρώτης γενιάς έγινε δυνατή η αποκωδικοποίηση των σημάτων πριν υποστούν οποιαδήποτε διόρθωση-φιλτράρισμα. Λειτουργία του προσομοιωτή εν κενώ (χωρίς δακτύλιο στο έμβολο) του πλωτού κυλίνδρου, έδειξε μία ημιτονοειδή απόκριση των αισθητήρων στη συχνότητα περιστροφής ($1^{ηs}$ τάξεως), η οποία στη συχνότητα περιστροφής του προσομοιωτή κατά τις δοκιμές (588rpm) παρουσίαζε εύρος ταλάντωσης περί τα 2.5N. Αφαίρεση του σήματος αυτού από το ακατέργαστο των αισθητήρων έδωσε μία πρώτη πολύ καλή προσέγγιση συγκριτικά με την θεωρητική τιμή που υπολογίστηκε με τον κώδικα για θερμοκρασία δωματίου και πολύ υψηλό ιξώδες λιπαντικού 85mPas και συντελεστή Greenwood $a=0.18$, ακτίνα καμπυλότητας (φθαρμένου δακτυλίου 0,80mm) και $P_{tar}=280kPa$.



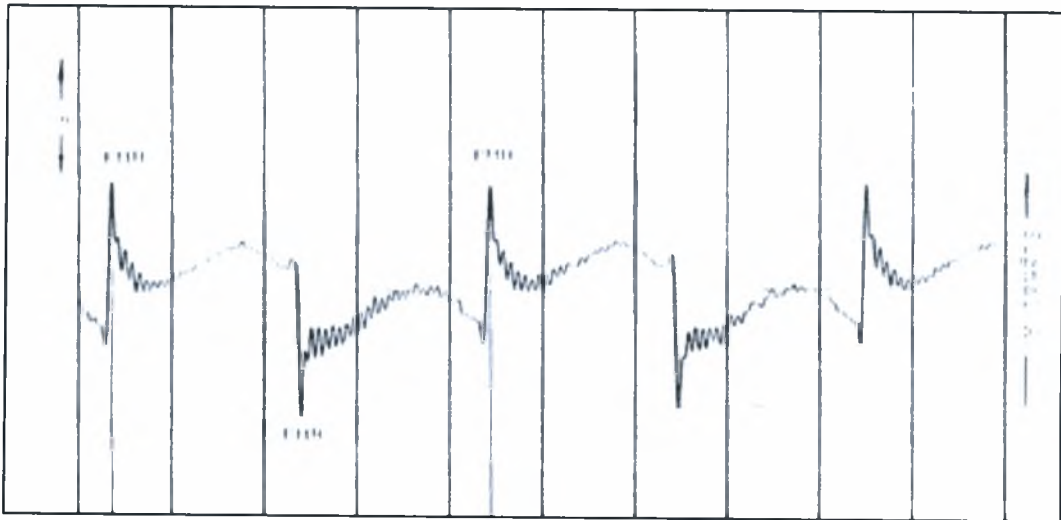
Σχήμα 2.53: Τυπικό διάγραμμα δύναμης τριβής κατά τις πρώτες δοκιμές του πειραματικού προσομοιωτή.



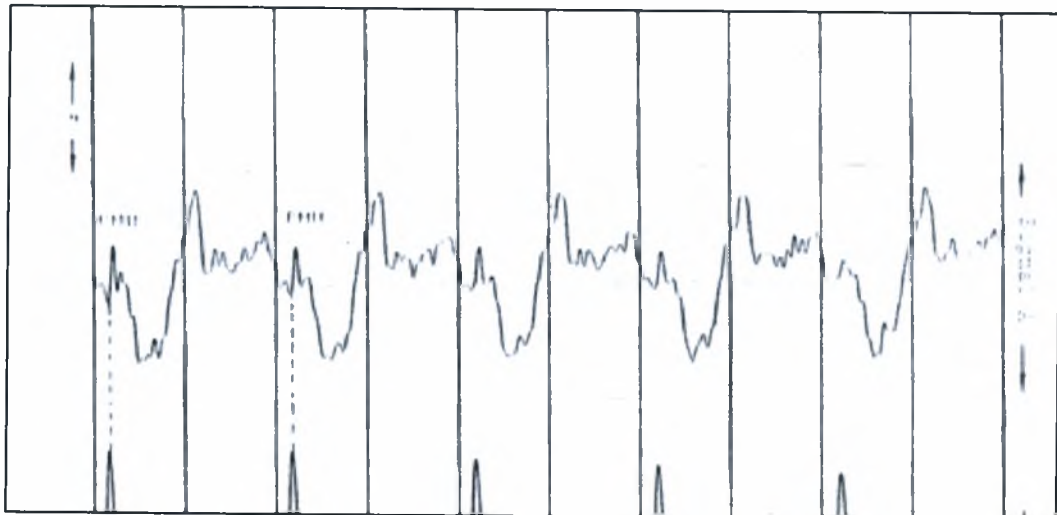
Σχήμα 2.53: Σημειώνεται ότι η συμπεριφορά του προσομοιωτή κατά τα πρώτα πειράματα έδειξε παρόμοια χαρακτηριστικά που παρατηρήθηκαν και στον ειδικού σχεδιασμού 1^{ns} γενιάς [111] (βλέπε σχήμα 2.57).



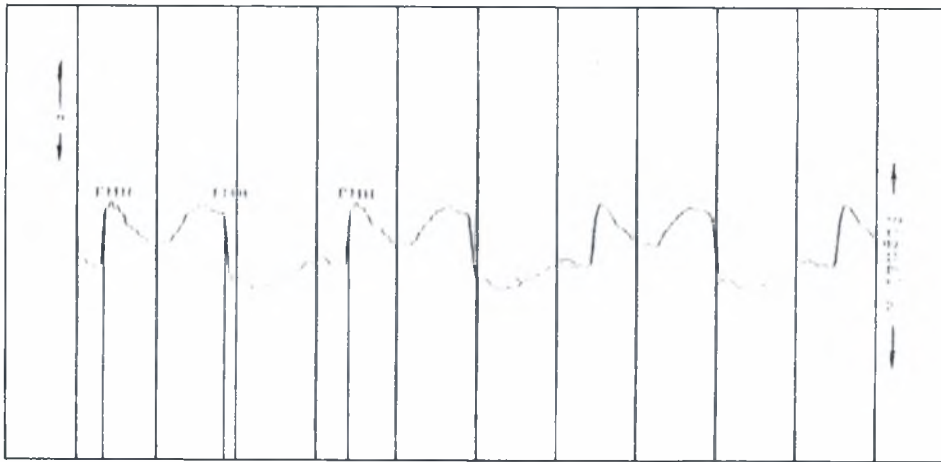
Σχήμα 2.54: Σήμα σε 180gpm ακατέργαστο με, αμελητέα παραμόρφωση σήματος.



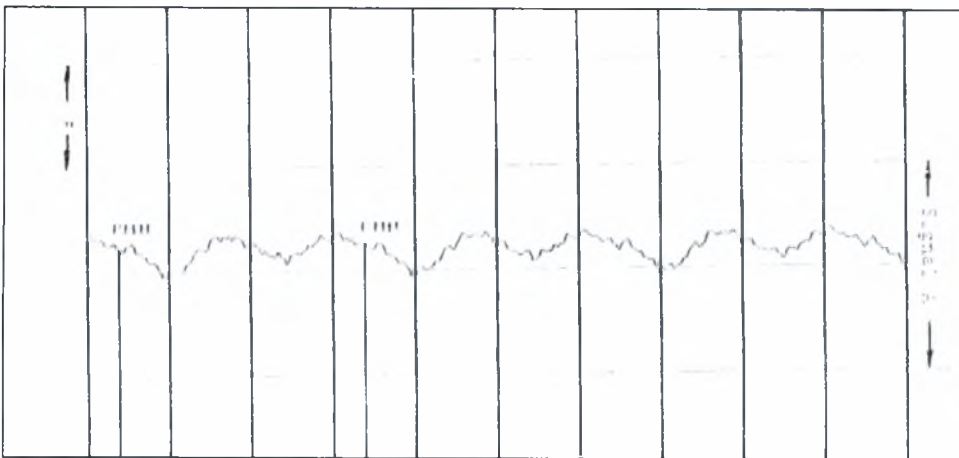
Σχήμα 2.55: Σήμα σε 380gpm ακατέργαστο εμφανίζεται παραμόρφωση σήματος.



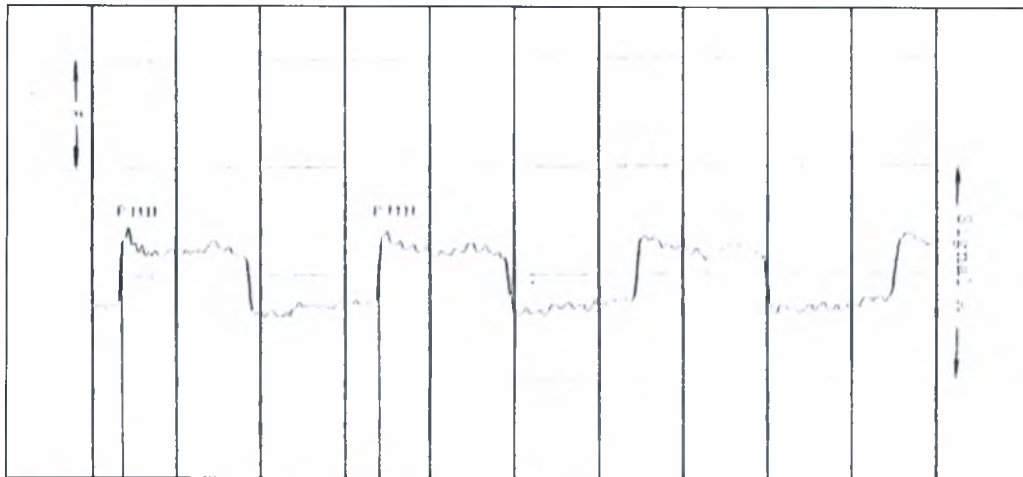
Σχήμα 2.56: Σήμα σε 750gpm ακατέργαστο (μέτρηση μη αποδεκτή προ επεξεργασίας).



Σχήμα 2.57: Σήμα σε 510rpm ακατέργαστο

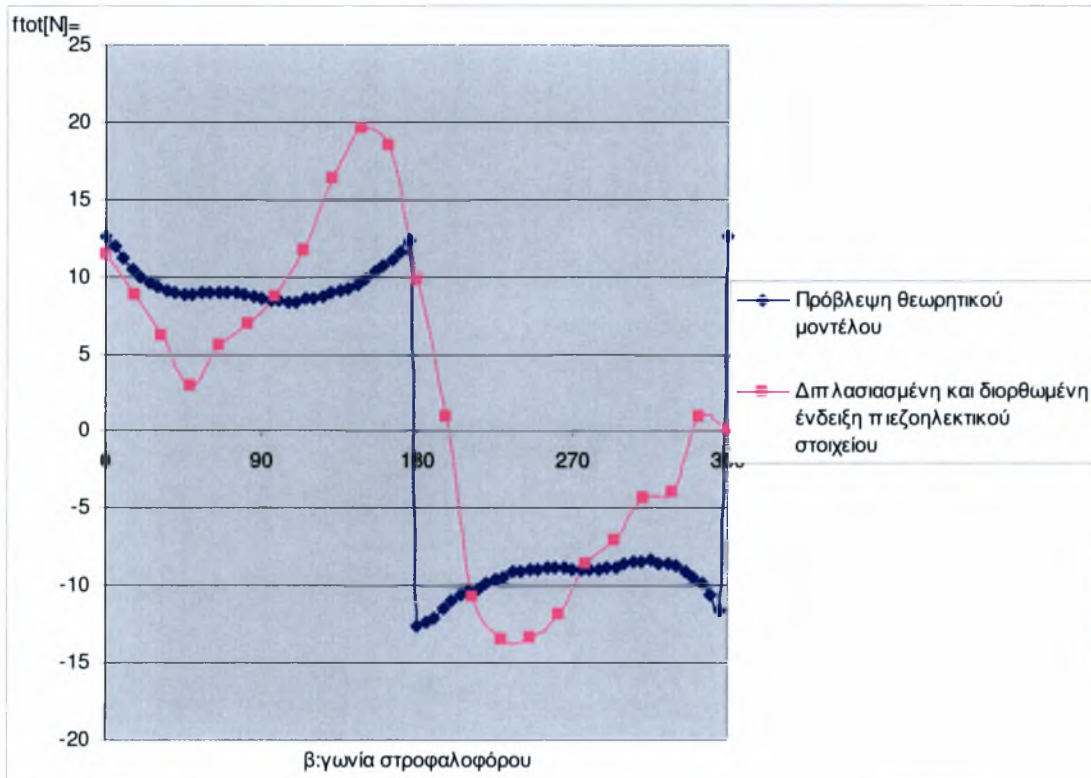


Σχήμα 2.58: Σήμα σε 510rpm ακατέργαστο με μέτρηση εν κενώ.



Σχήμα 2.59: Διορθωμένο σήμα στις 510rpm.

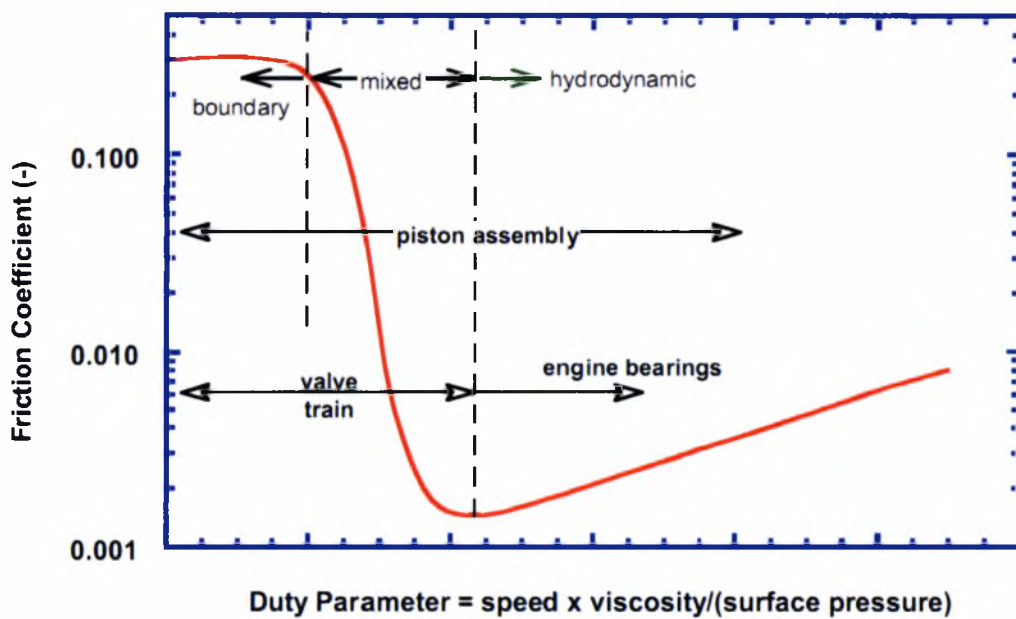
Τελικά παρουσιάζεται στη συνέχεια σύγκριση διορθωμένου πειραματικού σήματος με θεωρητική προσέγγιση η οποία θεωρείται ικανοποιητική και ενθαρρύνει την υλοποίηση των μελλοντικών προτάσεων.



Σχήμα 2.60: Σύγκριση θεωρητικού και μερικώς επεξεργασμένου πειραματικού σήματος σε συνθήκες: διαστάσεις fiat,nominal,558 rpm/85 mPa.s, $P_{tar}=280kPa$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο

Συμπεράσματα και προοπτικές



3.1 Επίδραση κατασκευαστικών στοιχείων του συστήματος χιτώνιο-εμβόλο-δακτύλιοι.

Έμβολο

Πρώτος ο Ricardo υποστήριξε ότι η τριβή μεταξύ κυλίνδρου και εμβόλου (μη συμπεριλαμβανομένων των δακτυλίων) έχει χαρακτηριστικά υγρής τριβής. Το φορτίο δεν επιδρά σημαντικά ενώ οι στροφές παίζουν πολύ σημαντικό ρόλο. Αυξανόμενης της γραμμικής ταχύτητας του εμβόλου αυξάνεται η αδράνειά του, καθώς και η δύναμη στην διεπιφάνεια εμβόλου χιτωνίου, με κίνδυνο τη μείωση του πάχους λιπαντικής μεμβράνης μεταξύ εμβόλου και κυλίνδρου, άρα αυξημένο κίνδυνο επαφής μεταξύ των συνεργαζόμενων μηχανικών μερών.

Οι παράμετροι που λαμβάνονται υπόψη είναι:

- Η μάζα του εμβόλου.
- Το μέγεθος της επιφάνειας επαφής.
- Η μέση γραμμική ταχύτητα του εμβόλου.
- Καθώς και χαρακτηριστικά των υλικών, όπως συντελεστής διαστολής, θερμική αγωγιμότητα που ενδεχομένως να οδηγήσουν σε αυξομειώσεις της χάρης, κατά τη λειτουργία, άρα της επιφάνειας επαφής κλπ.

Πειραματικές μέθοδοι κατά τη διάρκεια των τελευταίων 30 ετών με σκοπό τη μείωση της επιφάνειας της «ποδιάς» του εμβόλου, του βάρους του, αλλά και της ταχύτητας του έδειξαν ότι:

- Όσον αφορά στη μείωση του ύψους της κεφαλής του εμβόλου αυτή η μείωση είναι περιορισμένη διότι ο δακτύλιος οφείλει να είναι προστατευμένος (άρα να απέχει τόσο όσο απαιτείται από το θάλαμο καύσης) από τα θερμά αέρια και μάλιστα να συνεργάζεται και με κύλινδρο ο οποίος και στο άνω νεκρό σημείο οφείλει να ψύχεται επαρκώς.
- Αντιθέτως η μείωση του ύψους του εμβόλου μπορεί να επιτευχθεί με τη μείωση του συνολικού πλάτους των δακτυλίων ή ακόμη και του αριθμού τους. Μια ακόμη μεγαλύτερη μείωση της περιοχής της ποδιάς κινδυνεύει κατά τη μείωση των απωλειών να μην μπορεί να εξασφαλίσει ασφαλή οδήγηση του εμβόλου.

Κύλινδρος- Χιτώνιο

Η χρήση υλικών υψηλών προδιαγραφών και μηχανικών χαρακτηριστικών οφείλει να αναφερθεί σαν βασική σκέψη βελτίωσης του συστήματος με προσανατολισμό προς τα χιτώνια που έχουν υποστεί επιφανειακές κατεργασίες πχ. επινικέλωση.

Παλαιότερα ένα μη σιδηρούχο κράμα θεωρήθηκε ότι συγκέντρωνε τα απαιτούμενα χαρακτηριστικά το Sil Graph παρόμοια με του χυτοσιδήρου αλλά με βελτιωμένα χαρακτηριστικά μετάδοσης θερμότητας, βάρους και αντιτριβικής ικανότητας.

Δακτύλιοι

Βασικά συμπεράσματα κατά τη μελέτη των δακτυλίων κυρίως αυτών της στεγανότητας δείχνουν ότι πιο αξιόλογα αποτελέσματα λαμβάνονται για τις φθαρμένες κατατομές που εμφανίζουν χαρακτηριστικά κώνου. Η κατατομή αυτή γενικά μπορεί να είναι απλής ή διπλής κωνικότητας. Η παρατήρηση της εξέλιξης φθοράς ακόμη και σε προφίλ που αρχικά είναι επίπεδο δείχνουν ότι δημιουργούνται αρχικά μορφές παραβολικές ή κωνικές μετά το στρώσιμο. Για κάθε κινητήρα υφίσταται μια βέλτιστη τιμή της γωνίας περιστροφής του στροφαλοφόρου στην οποία μεγιστοποιείται το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης σ' ένα κρίσιμο σημείο της διαδρομής, όπου παρατηρείται έναρξη σημαντικής φθοράς.

Διάφορα υπολογιστικά προγράμματα δίνουν ενδεικτικές τιμές για τις περιοχές αυτές της διαδρομής του εμβόλου λαμβάνοντας υπόψη την κατατομή και τη μικρογεωμετρία του δακτυλίου την ελαφρά περιστροφή του εμβόλου, γύρω από τον πείρο του κατά τη λειτουργία, την παραμόρφωση των αυλακιών του εμβόλου, την παραμόρφωση του δακτυλίου μέσα στα αυλάκια, καθώς και την θερμική και μηχανική παραμόρφωση του εμβόλου κάτω απ' την επίδραση της πίεσης των αερίων και της θερμικής φόρτισης.

Σε περίπτωση απουσίας ακριβέστερων πληροφοριών έχει γίνει αποδεκτή από πολλούς κατασκευαστές μηχανών η άμεση εφαρμογή δακτυλίων με παραβολική κατατομή οι οποίοι θεωρούνται ιδανικοί και με χαρακτηριστικά αντοχής στη φθορά λειτουργίας κυρίως κατά τη φάση του στρωσίματος του κινητήρα. Παράλληλα σε περίπτωση που η ακτίνα καμπυλότητας της κατατομής των δακτυλίων μειώνεται κάτω από συγκεκριμένο όριο ο δακτύλιος κινδυνεύει κυρίως στις περιοχές άνω και κάτω νεκρών σημείων να παραμένει χωρίς λιπαντικό.

Γενικά ακτίνα καμπυλότητας ικανού μεγέθους διασφαλίζει μεγαλύτερη σταθερότητα του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης κατά τη διαδρομή. Η εμπειρία έχει δείξει ότι σε συστήματα που λειτουργούν κάτω από συγκεκριμένες και σταθερές συνθήκες μέσα στο πεδίο του χρόνου κινδυνεύουν να υποστούν σοβαρές βλάβες κατά την μεταβολή αυτών των συνθηκών.

Συμπερασματικά για την επίτευξη ενός ιδανικού προφίλ δακτυλίου κατά τη διάρκεια της λειτουργίας θεωρείται απαραίτητη μια συνεχής και προοδευτική μεταβολή των συνθηκών λειτουργίας με σκοπό την πλατύτερη προσαρμογή των τριβομένων στοιχείων που επιδρούν στη μακροβιότητα του κινητήρα.

Αριθμός και διαστάσεις δακτυλίων

Η τάση για μείωση της διεπιφάνειας δακτυλίων κυλίνδρου στηρίζεται στη μείωση της επιφάνειας διάτμησης του λιπαντικού άρα και των απωλειών λόγω τριβής. Όμως για κάθε σύστημα υφίσταται μια κρίσιμη ελάχιστη τιμή για την επιφάνεια αυτή. Όσο μικρότερη είναι η επιφάνεια τόσο μειώνεται και η δυνατότητα μηχανικής αντίστασης καθώς και η δραστηκότητα ως προς τη στεγανοποίηση, γεγονότα που οδηγούν τους σχεδιαστές σε διαφορετικούς κατά περίπτωση «τεχνικούς συμβιβασμούς».

Μείωση του αριθμού των δακτυλίων από τέσσερις σε τρεις αφενός μειώνει τις απώλειες λόγω τριβών αλλά η αφαίρεση ενός δακτυλίου από το έμβολο δε θεωρείται απλό πρόβλημα τη στιγμή που πρέπει να διατηρηθεί η στεγανότητα καθώς και ο έλεγχος της κατανάλωσης λιπαντικού ελαίου. Στην πράξη έχουν εφαρμοστεί ακόμη και σε ελαφρούς κινητήρες Diesel μεγάλης ταχύτητας περιστροφής και άμεσου ψεκασμού έμβολα με δύο δακτυλίους, οι οποίοι σύμφωνα με τους κατασκευαστές εξασφαλίζουν κατανάλωση λιπαντικού συγκρίσιμη με τα έμβολα τριών δακτυλίων, καθώς και σημαντική μακροβιότητα.

Η προαναφερθείσα ανάλυση επιτρέπει:

-Να καθοριστεί ένας κατάλογος των παραμέτρων που συμμετέχουν στο σύνθετο πρόβλημα των απωλειών λόγω τριβής στο υπό μελέτη σύστημα.

-Να γίνει καθορισμός των βασικών αξόνων της μελέτης.

-Τέλος, να μορφοποιηθεί εμπειριστατωμένη πρόταση για την κατασκευή του πειραματικού προσομοιωτή (συναρμολογημένο σύνολο) μετρητική συστοιχία.

3.2 Πρόταση

3.2.1 Μελέτη της επίδρασης των παραμέτρων σχετικών με ταχύτητα και φορτίο.

Στον πειραματικό προσομοιωτή ο οποίος έδωσε τα πρώτα του αποτελέσματα με καλή συμφωνία προς τα θεωρητικά που υπολογίζονται με βάση τον υπολογιστικό κώδικα απαιτείται πλέον να πραγματοποιηθούν μετρήσεις με σκοπό τον έλεγχο της πιστότητας, επαναληψιμότητας και αξιοπιστίας των μετρήσεων.

Σε επόμενο στάδιο ακολουθεί η διόρθωση του θεωρητικού μοντέλου με τη βοήθεια των πειραματικών αποτελεσμάτων με την αποτίμηση των οποίων πιστεύουμε ότι θα εξαχθούν χρήσιμα συμπεράσματα τα οποία στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας παρουσιάζουν μόνον ενδεικτικό χαρακτήρα.

Επειδή, στον συγκεκριμένο ετεροκινούμενο πειραματικό προσομοιωτή ανοιχτού τύπου - πλωτού κυλίνδρου το φορτίο στην κυριολεξία δεν είναι δυνατόν στην κυριολεξία να μελετηθεί προτείνεται σειρά μετρήσεων με διαφορετικούς τύπους δακτυλίων που να δημιουργούν κατανεμημένη επιφανειακή πίεση διαφόρων τιμών. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται εν μέρει επίδραση του φορτίου, αλλά με σημαντικά μικρότερες τιμές των πιέσεων. Μειονέκτημα των μετρήσεων αυτών αποτελεί η μη προσομοίωση του χρόνου της εκτόνωσης κατά τον οποίο όμως προβλέπεται επαφή του δακτυλίου στο μεγαλύτερο ποσοστό της διαδρομής του με σχεδόν αδύνατη την βελτίωση της συμπεριφοράς του αυτής.

Όσον αφορά στη μελέτη της επίδρασης της συχνότητας περιστροφής του στροφαλοφόρου, επάνω στα χαρακτηριστικά λειτουργίας των δακτυλίων προτείνεται σειρά μετρήσεων για διαφορετικές στροφές υπό τον όρο ότι, οι μετρήσεις αυτές είναι απόλυτα εξακριβωμένες ως προς την αξιοπιστία τους, δηλαδή υπάρχει απουσία παρασίτων ή έστω και παρουσία παρασιτικών επηρεασμών πολύ μικρότερης βαρύτητας, αν συγκριθούν με τα καθαρά πραγματικά σήματα των μετρήσεων.

Μια μέθοδος που ακολουθείται γενικά σε παρόμοιες περιπτώσεις σχετίζεται με αφενός την καταγραφή των ιδιοσυχνοτήτων της πειραματικής διάταξης ή/και την χαρτογράφηση της συμπεριφοράς της εν κενώ (χωρίς δακτυλίους). Με τον τρόπο αυτό η απαλοιφή των συχνοτήτων αυτοδιέγερσης του συστήματος (φιλτράρισμα), όπως και η διόρθωση των μετρήσεων με αφαίρεση των ενδείξεων των αισθητηρίων κατά τη λειτουργία εν κενώ, θα οδηγήσουν στην τελική απόκτηση αξιόπιστων αποτελεσμάτων.

3.2.2 Μελέτη επιμερισμού των απωλειών λόγω τριβής.

Λαμβάνοντας υπόψη την μεθοδολογία που αναπτύχθηκε στην προηγούμενη παράγραφο ο επιμερισμός των απωλειών λόγω τριβής στην συστοιχία των τριών στην περίπτωση μας (ή και τεσσάρων για άλλη γεωμετρία) δακτυλίων είναι εφικτός με την μελέτη των αποτελεσμάτων μετρήσεων με κάθε δακτύλιο τοποθετημένο μόνο του στο έμβολο, καθώς και αντίστοιχων μετρήσεων με συνδυασμούς δακτυλίων (1+2, 1+3, 2+3 και 1+2+3).

Είναι σχεδόν βέβαιο ότι το φαινόμενο της μερικής λίπανσης των δακτυλίων μέσα στην συστοιχία τους θα είναι δυνατόν να αποκωδικοποιηθεί με την παράλληλη θεωρητική προσομοίωση η οποία για τις αντίστοιχες γωνίες στροφάλου και για διαφορετικά μεγέθη της επιφάνειας διαβροχής των δακτυλίων, θα δώσει αποτελέσματα που συγκλίνουν προς αυτά των πειραματικών δοκιμών.

3.2.3 Παράμετροι σχετικές με τους δακτυλίους.

Στον προσομοιωτή η γεωμετρία των δακτυλίων κατά την διάρκεια εκπόνησης της παρούσας διπλωματικής παρέμεινε σταθερή και αποτέλεσε μία βάση χαρακτηρισμένη από τις ονομαστικές διαστάσεις των δακτυλίων που προτείνει ο συγκεκριμένος κατασκευαστής (Fiat). Μελλοντικές μετρήσεις είναι εφικτές και για διαφορετικές γεωμετρίες εμβόλων διαφορετικών διαστάσεων στο βαθμό που μεμονωμένος κύλινδρος πλωτής έδρασης, καθώς και το αντίστοιχο έμβολο με δακτυλίους διαφορετικών διαστάσεων και ελαστικής συμπεριφοράς είναι εφικτό να τοποθετηθούν στον πειραματικό προσομοιωτή μετά από κατάλληλη κατεργασία και προσαρμογή στις γεωμετρικές απαιτήσεις του συστήματος.

3.2.4 Λίπανση.

Εκτός των διαφορετικών λιπαντικών σε διαφορετικές θερμοκρασίες, προς το παρόν από 20 μέχρι 80°C, κατά τις δοκιμές στον προσομοιωτή προτείνονται μετρήσεις με ειδικά λιπαντικά που περιέχουν πρόσθετα (Ορυκτά, Ημι-συνθετικά και Συνθετικά) ακόμη δε σε ακραία περίπτωση για ξηρή λειτουργία του συστήματος κατά την οποία επίσης εμφανίζεται σημαντικό ενδιαφέρον με τη χρήση κεραμικών υλικών (Είτε για το χιτώνιο, είτε για τους δακτυλίους).

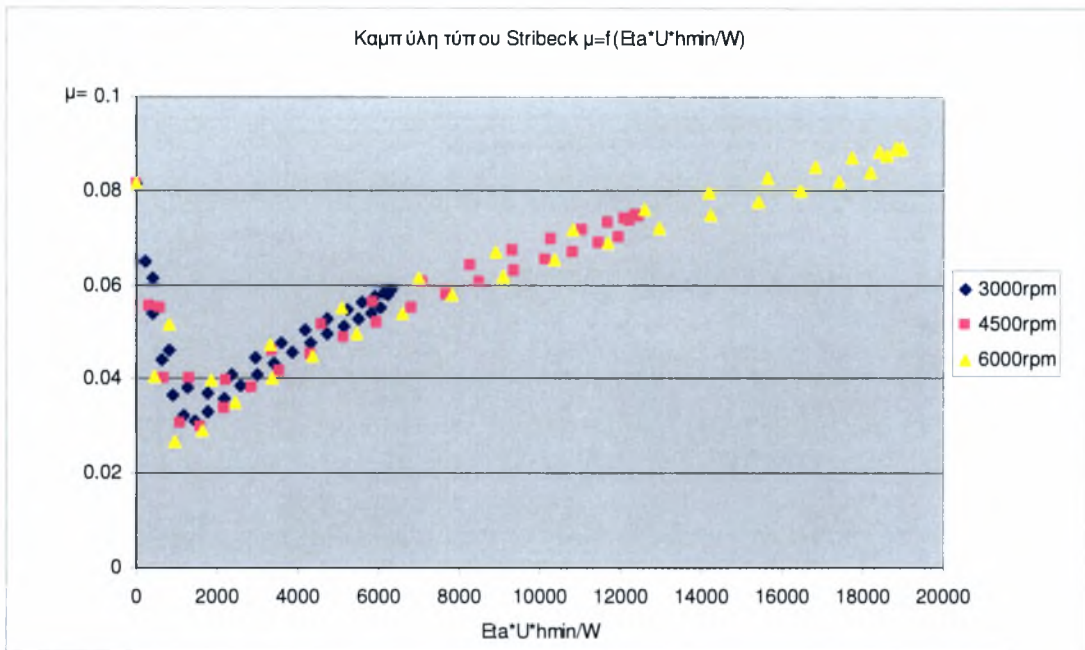
3.2.5 Παράμετροι σχετικές με την γήρανση του κινητήρα.

Αν και οι σύγχρονες τάσεις χρήσης των σύγχρονων κινητήρων MEK βενζίνης ή Diesel θεωρούν ότι επέμβαση πάνω στην μικρογεωμετρία δεν θεωρείται συμφέρουσα (γενικό σέρβις μηχανής–ρεκτιφιέ κυλίνδρων αντικατάσταση δακτυλίων) θεωρούμε, ότι η μελέτη της φθοράς κυλίνδρου και δακτυλίων μέσα στο πεδίο του χρόνου θα δώσουν τουλάχιστον αξιόπιστα συμπεράσματα για τη μαθηματική προσδοκία ζωής της MEK. Το χρονικό αυτό όριο θα καθορίζει και την πιθανή επισφαλή λειτουργία του συστήματος εμβόλου - δακτύλιοι μετά την καταστροφή της τραχύτητας λόγω φθοράς.

3.3 Ταχεία μέθοδος για πρόβλεψη τριβολογικής συμπεριφοράς MEK.

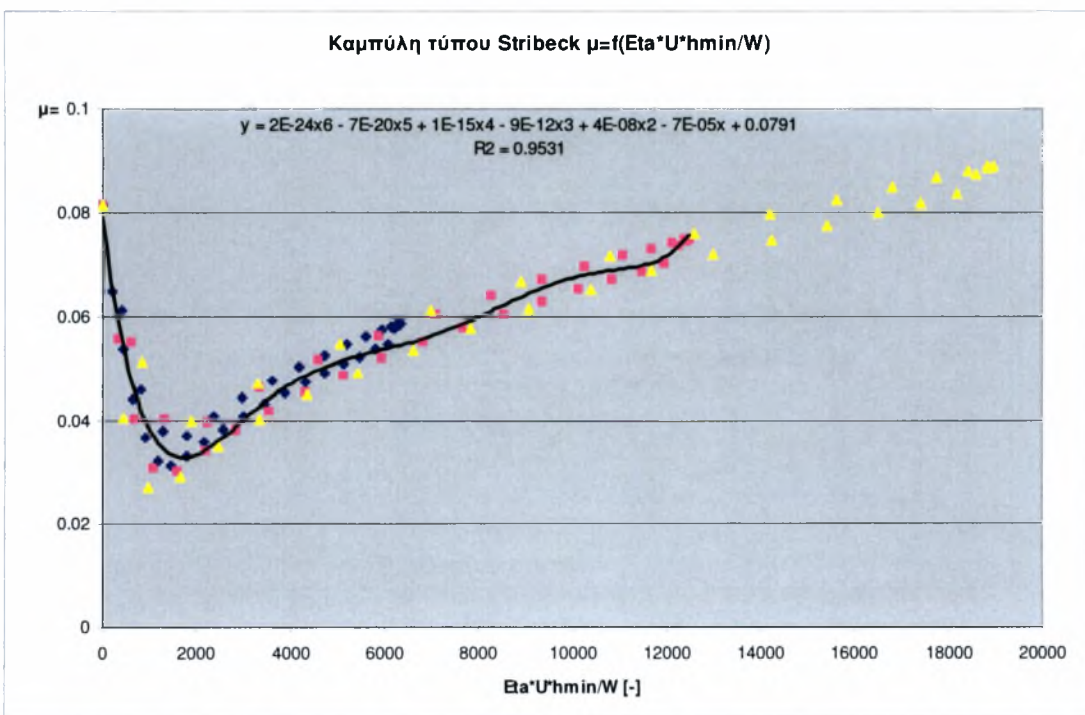
Σαν επιστέγασμα θεωρητικών και πειραματικών μετρήσεων προτείνεται η χρήση χαρτών τριβολογικής συμπεριφοράς κυλίνδρου-δακτυλίου με τη χρήση ομάδων παραμέτρων αδιάστατων ή μη (Σχήμα 4.1, 4.2). Καθίσταται έτσι εφικτή, η εξαγωγή αναλυτικών εκφράσεων (Σχήμα 4.2) για τα υπό μελέτη μεγέθη με τη βοήθεια των οποίων είναι εφικτή, ταχεία και απλή η προσέγγιση της συμπεριφοράς δακτυλίου χιτωνίου με μεγάλη ακρίβεια (Σχήμα 4.3, 4.4) .

Χάρτες αυτού του τύπου σε πρώτη φάση αναφέρονται σε δακτυλίους συγκεκριμένης γεωμετρίας και μπορούν να προβλέψουν τα χαρακτηριστικά-τριβής του συστήματος για άλλο πεδίο λειτουργίας (Σχήμα 4.5). Χρήση επίσης των χαρτών αυτών (πχ διαγράμματα τύπου Stribeck $\mu = F(h_{\min})$) είναι δυνατόν να οδηγήσουν σε βελτιστοποίηση της συμπεριφοράς του συστήματος με βάση κριτήρια αντιφθοράς-αντιτριβής. Δηλαδή, η δυνατότητα διολίσθησης του σημείου λειτουργίας κάθε δακτυλίου προς περιοχές με περιορισμένη τιμή του μ και αυξημένη τιμή του h_{\min} θα οδηγήσει σε βέλτιστο τριβολογικό σχεδιασμό (Σχήμα 4.6).

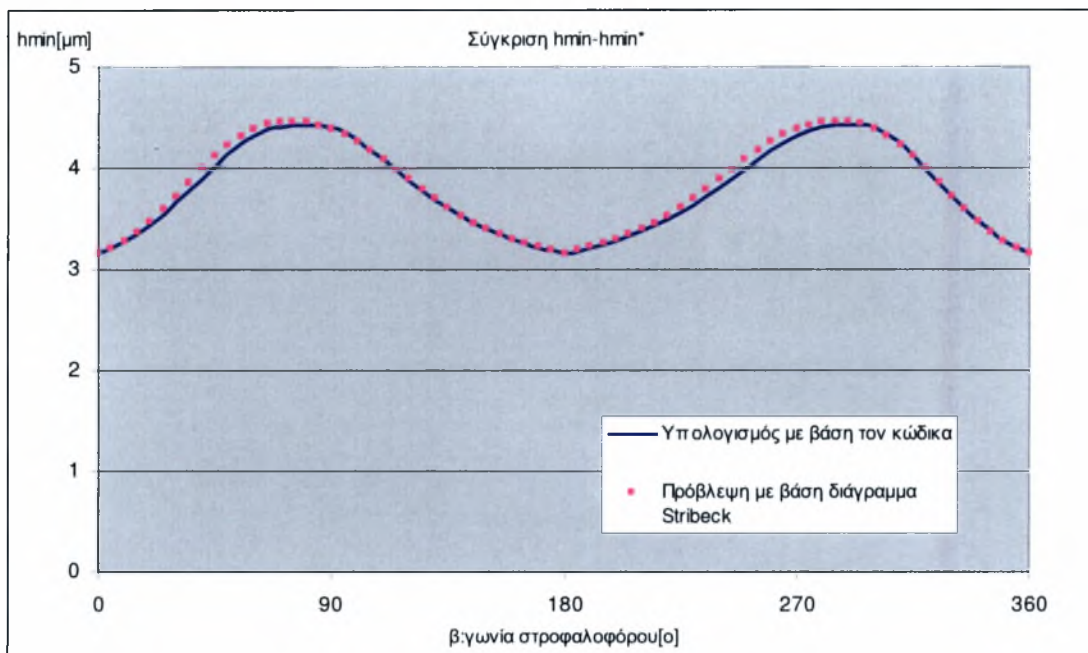


Σχήμα 3.1: Τυπική καμπύλη μορφής Stribeck που χαρακτηρίζει συγκεκριμένη γεωμετρία δακτυλίου για διαφορετικές RPM.

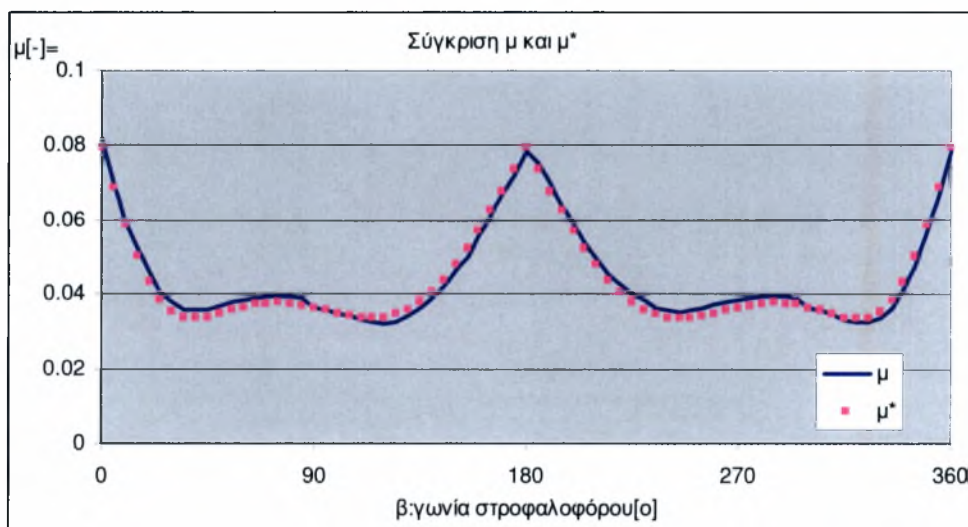
Σχόλιο σχήματος 3.1: Εμφανίζεται η περιοχή μετάβασης από την μικτή στην υδροδυναμική τριβή με ελάχιστο συντελεστή τριβής τάξης του 0,03 για τιμή της παραμέτρου $EaU_{h_{min}}/W$ περίπου 1800.



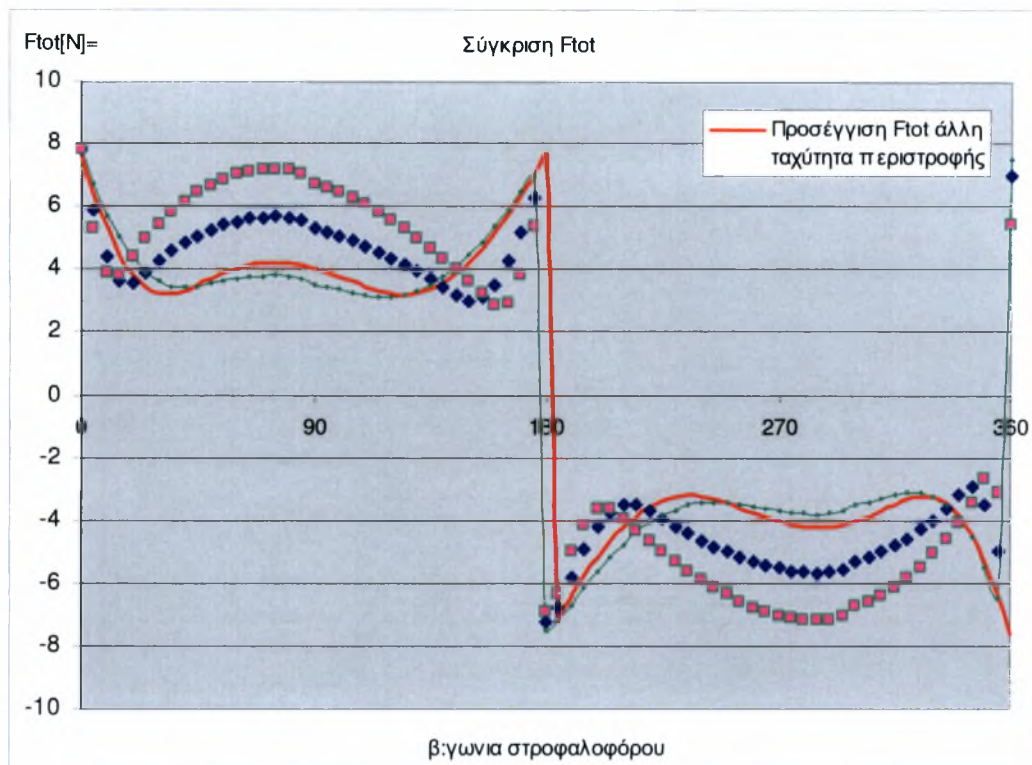
Σχήμα 3.2: Τυπική καμπύλη μορφής Stribeck που χαρακτηρίζει συγκεκριμένη γεωμετρία δακτυλίου για διαφορετικές R_{tar} με γραμμή τάσης.



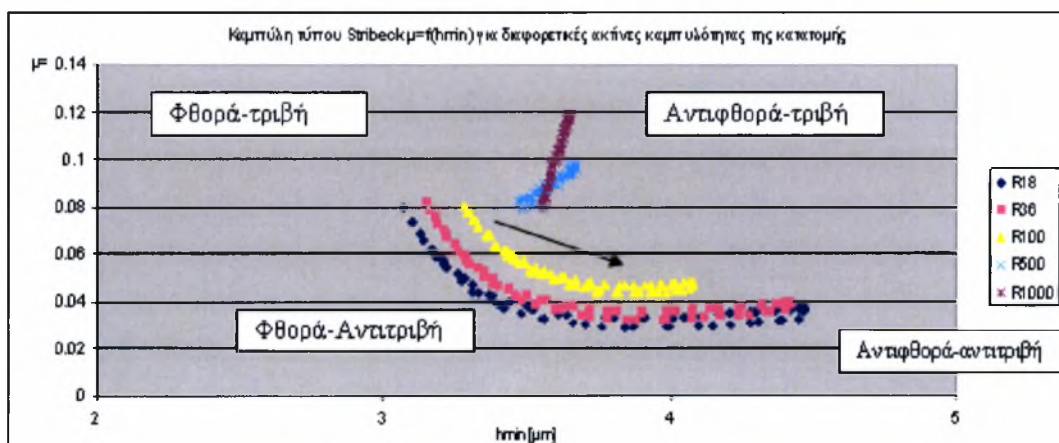
Σχήμα 3.3: Σύγκριση θεωρητικού αποτελέσματος h_{\min} με συνθετική τιμή h_{\min}^* που προέρχεται από καμπύλη Stribeck.



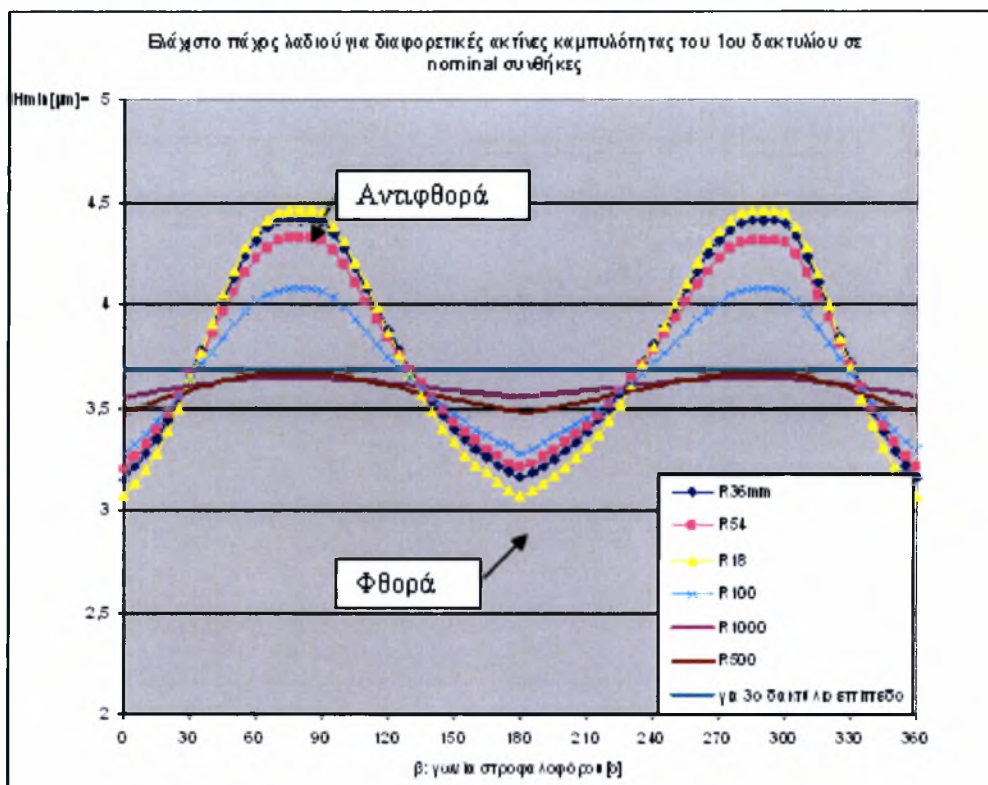
Σχήμα 3.4: Σύγκριση θεωρητικού αποτελέσματος μ με συνθετική τιμή μ^* που προέρχεται από καμπύλη Stribeck.



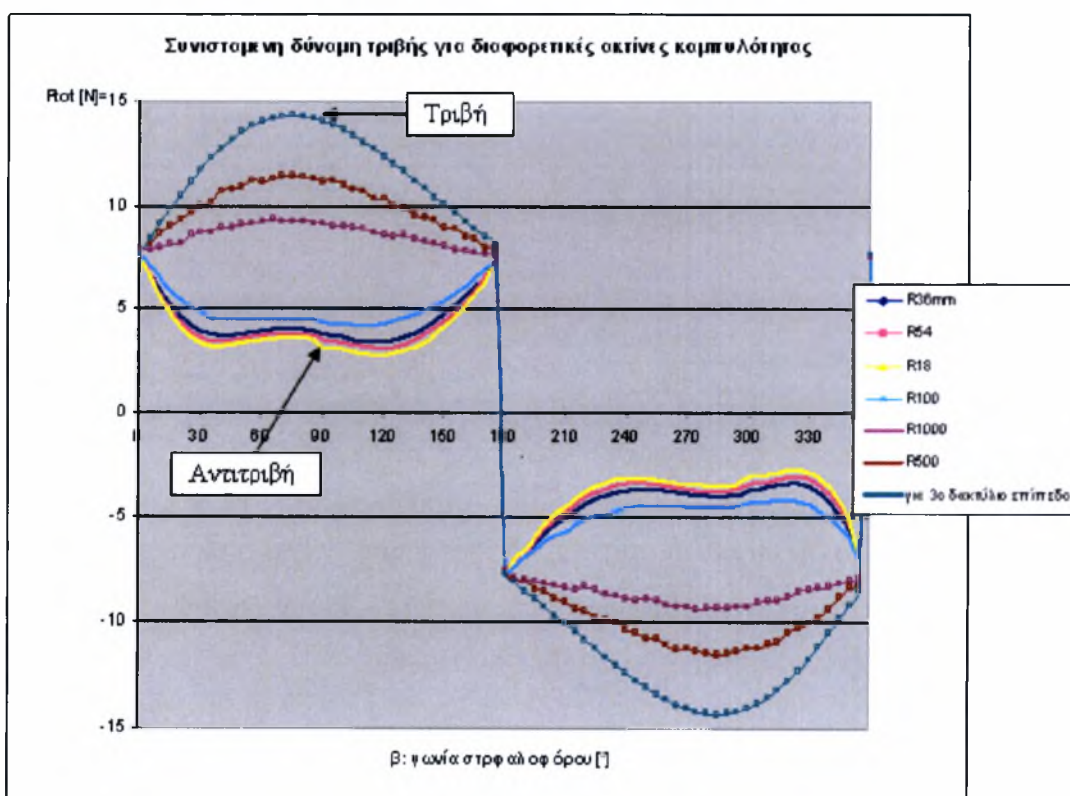
Σχήμα 3.5: Σύγκριση θεωρητικού αποτελέσματος F_{tot} σε διαφορετικές ενδιάμεσες στροφές με συνθετική τιμή που προέρχεται F_{tot} από καμπύλη Stribeck.



Σχήμα 3.6: Τυπική καμπύλη μορφής Stribeck που χαρακτηρίζει συγκεκριμένη γεωμετρία δακτυλίου για διαφορετικές ακτίνες καμπυλότητας με υπόδειξη φαινομένων φθοράς-αντιφθοράς και τριβής-αντιτριβής.



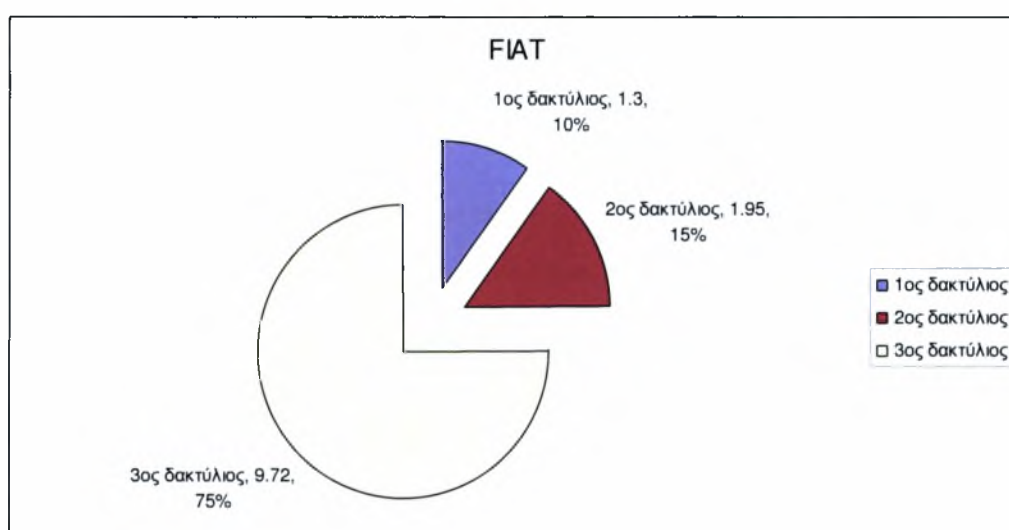
Σχήμα 3.7: Υπόδειξη φαινομένου φθοράς και αντιφθοράς σε τυπικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λαδιού σε διαφορετικές ακτίνες καμπυλότητας 1^{ου} δακτυλίου.



Σχήμα 3.8: Υπόδειξη φαινομένου τριβής και αντιτριβής σε τυπικό διάγραμμα συνισταμένης δύναμης σε διαφορετικές ακτίνες καμπυλότητας 1^{ου} δακτυλίου.

Στο σχήμα που ακολουθεί δίνεται μια ενδεικτική κατανομή των απωλειών λόγω τριβών με την υπόθεση ότι οι δακτύλιοι συμμετέχουν με τον ίδιο συντελεστή βαρύτητας, είτε όταν λειτουργούν μεμονωμένοι στο σύστημα, είτε όταν αλληλεπιδρούν κατά τη λειτουργία πλήρως εξοπλισμένου εμβόλου.

Η υπόθεση της ύπαρξης του λιπαντικού σε αφθονία κατά την είσοδό του στην περιοχή λίπανσης κάθε δακτυλίου γενικά δεν αποδεικνύεται και μπορεί κανείς να αποδεχτεί ότι δεν ισχύει. Όμως ακόμη και με την αφαίρεση της υδροδυναμικής συνιστώσας που σχετίζεται με κάθε ελατηριωτό δακτύλιο η κατανομή των απωλειών σε P_{mf} παραμένει σε μεγάλο ποσοστό σταθερή.



Σχήμα 3.9: Κατανομή των απωλειών λόγω τριβών σε P_{mf} [kPa] για MEK Fiat στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας 3000Rpm, 18Pas, $P_{tar}=200.000Pa$ για 1^ο και 2^ο δακτυλίους και $P_{tar}=780.000Pa$ για τον 3^ο δακτύλιο.

Διαφοροποίηση μη αμελητέα της κατανομής των απωλειών λόγω τριβών που προαναφέρθηκαν είναι δυνατόν να εμφανιστεί μετά από διαφοροποίηση των κατατομών των δακτυλίων που λαμβάνει χώρα κατά τη λειτουργία του κινητήρα ελάχιστης διάρκειας 100 ωρών.

Στην περίπτωση αυτή εκτός από τη μικρογεωμετρία του κυλίνδρου που υφίσταται σημαντικές μεταβολές κυρίως κατά τις πρώτες ώρες λειτουργίας (στρώσιμο) οι έντονες αλλαγές των κατατομών που εμφανίζουν μεγαλύτερες ακτίνες καμπυλότητας από τις αρχικές, ή ακόμα και καμπυλότητες σε επίπεδες περιοχές διαφοροποιούν έντονα τις απόλυτες τιμές των P_{mf} κάθε δακτυλίου και μεταβάλλουν τα ποσοστά συμμετοχής τους στη συνολική P_{mf} της συστοιχίας. Πειραματική επιβεβαίωση των προαναφερθέντων ξεπερνά τα όρια της συγκεκριμένης

διπλωματικής εργασίας και αποτελεί τη βάση για μελλοντικές διερευνήσεις της λειτουργικής συμπεριφοράς του συστήματος εμβόλων δακτυλίων.

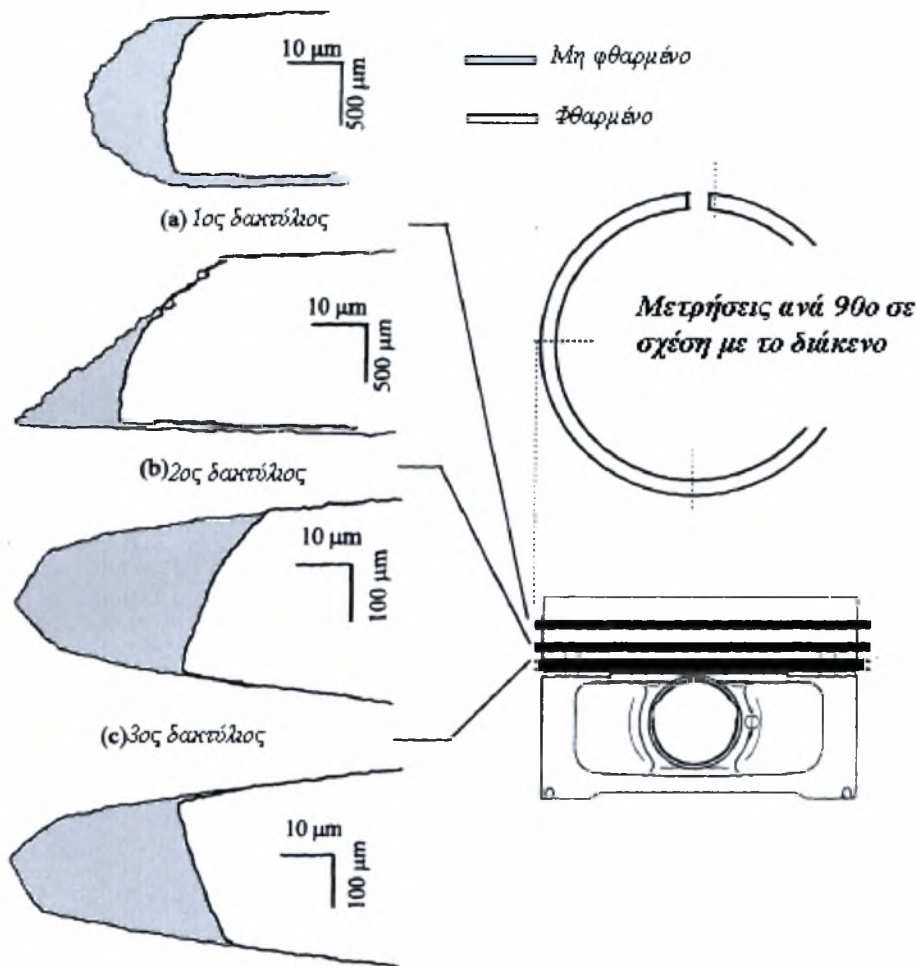
3.4 Συμπεράσματα και προοπτικές

Εντούτοις, θεαματική βελτίωση ως προς την τριβολογική συμπεριφορά των δακτυλίων μέσα σε ένα πεδίο τριβής φθοράς που μεταβάλλεται με τον χρόνο λειτουργίας δεν θεωρείται άμεσα προσεγγίσιμη διότι:

A) Ο πρώτος δακτύλιος κατά την κανονική λειτουργία ενός κινητήρα θα συμμετέχει σημαντικά στις απώλειες λόγω τριβών, όχι τόσο εξαιτίας της κατατομής του και της πλήρους ή μερικής λίπανσής του, όσο εξαιτίας πίεσης των αερίων κατά την εκτόνωση που δημιουργούν συνθήκες μη υδροδυναμικής τριβής κατά το μεγαλύτερο ποσοστό της συγκεκριμένης διαδρομής.

B) Ο δεύτερος δακτύλιος με σκοπό τον έλεγχο της κατανάλωσης λιπαντικού (καύση-καταστροφή) ακόμη και μετά τη φθορά που η κολουροκωνική του επιφάνεια εμφανίζει καμπυλότητα προς την αιχμηρή περιοχή του-περιοχή ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης, θα παρουσιάζει σταθερότητα της δύναμης τριβής κατά τη διαδρομή από το άνω νεκρό σημείο προς το κάτω νεκρό σημείο με σύγχρονη παρεμπόδιση πλήρους λίπανσης του δακτυλίου της φωτιάς που έπεται κατά την κίνηση αυτή. Κατά την άνοδο δε, δηλαδή τη διαδρομή από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ η ευνοϊκή κατατομή του (με ή χωρίς φθορά) δεν προσφέρεται για σημαντική μείωση των απωλειών λόγω της μερικής του λίπανσης (Σχήμα 4.11).

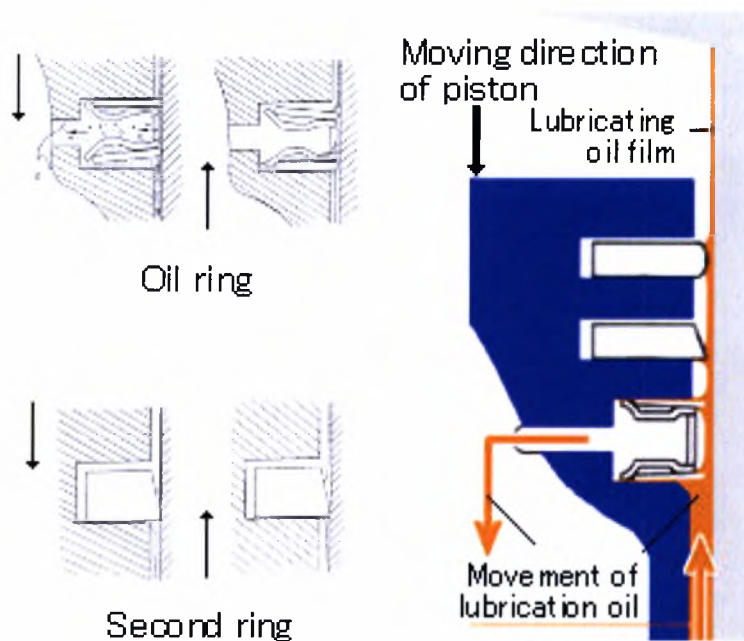
Γ) Ο τρίτος δακτύλιος είναι δεδομένο ότι συμμετέχει σε μεγαλύτερο ποσοστό μέσα στο μηχανισμό απωλειών λόγω τριβών λόγω αφενώς της κατατομής του και αφετέρου λόγω της μεγάλης επιφανειακής πίεσης που εξασκεί στην επιφάνεια του κυλίνδρου. Το γεγονός αυτό οδηγεί σε συνεχή μη υδροδυναμική λίπανση με συνέπεια συνιστώσα τριβών λόγω ελαστικής ή πλαστικής παραμόρφωσης της τραχύτητας σχεδόν σταθερή καθ' όλη την παλινδρόμηση, με αναμενόμενες τάσεις μείωσης σε μικρό ποσοστό στο μέσο κάθε διαδρομής λόγω, είτε φθοράς και δημιουργίας ευνοϊκής κατατομής, είτε λόγω παραμόρφωσης της διεπιφάνειας μετά από μερική περιστροφή του δακτυλίου ως προς το έμβολο (βλέπε Σχήμα 4.10).



Σχήμα 3.10: Διαφοροποίηση των κατατομών των δακτυλίων προ και μετά τη λειτουργία τους. Παρατηρείται αναλογία μεταξύ του φαινομένου φθοράς (απώλεια υλικού) και των απωλειών λόγω τριβής (ενδεικτικές κατανομές εκτός του πρώτου ο οποίος υφίσταται την έντονη επίδραση της καύσης). (Πηγή: «Analysis of lubricant film thickness and distribution along the piston/ring/liner interface in a reciprocating engine.» by Steven Casey, BS Mech. Eng. Urbana Champaign Illinois, Master of science in MIT 1998).

Παρόλα αυτά το έντονο ενδιαφέρον των κατασκευαστών ΜΕΚ που εξακολουθεί να είναι πρώτης προτεραιότητας ενθαρρύνει μελλοντική συνέχιση θεωρητικής και πειραματικής ανάλυσης σε βάθος της τριβολογικής συμπεριφοράς των δακτυλίων με σκοπό την βελτιστοποίησή τους συνδυάζοντας επικαλύψεις υλικών (ή κεραμικά υλικά) προεπιλεγμένη κατατομή δακτυλίου που να μην

επηρεάζεται από τη φθορά της λειτουργίας, ελαστική πίεση και πρόσθετα λιπαντικών ή ακόμη και ξηρά λειτουργία.



Σχήμα 3.11: Ενδεικτικό σχήμα της μερικής λίπανσης των δακτυλίων 1 και 2.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. ALLEN, D. G. , DUDLEY, S.R., MIDDLETON, V, PARKER, D.A., "Prediction of Piston Ring Cylinder Bore Oil Film Thickness in two Particular Engines and Correlation with Experimental Evidence", Piston Ring Scuffing, Mechanical Engineering Publication LTD, C73, CPS 1975
2. AUE, G.K , 'Le Mecanisme de l' Etancheite des Segments de Pistons', Reveue Technique, SULZER 1, pp, 3-18, 1974.
3. BAKER, A.J.S., DOWSON, D., ECONOMOU, P. , "Dynamic Factors Related to Piston Ring Scuffing", Conference on Piston Ring Scuffing C66/75, In stn, mech. Engrs. 1975.
4. BARRET, D.J.S., "Prediction of Piston Skirt Oil Film Thickness and Viscous Power Loss", AED, Report No 620/031/81, September 1981.
5. BOURGINE, A. "Theorie et Traitement du Signal" Tomes 1 et 2, ISMCM.
6. BOWERS, R.C., and ZISMAN, W.A., "Pressure Effects on the Friction Coefficient of Thin Film Solid Lubricants", Journal of applied physics, Vol. 39, No 1, November 1968.
7. BRISCOE, B.J., and TABOR,. D., "Rheology of Thin Organic Films", ASLE Transactions, Volume 17,3, pp. 158-165, 1973.
8. BROWN, S.R., and HAMILTON, G.M., "Preasure Measurements between the Rings and Cylinder Liner of an Engine", Piston Ring Scuffing, IME, C72, CPS 1975.
9. BROWN, S.R., and HAMILTON, G.M., "The Partially Lubricated Piston Ring", Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 19, pp. 81-89, 1977.
10. BROWN, S.R., and HAMILTON, G.M., "Negative Pressures under a Lubricated Piston Ring", journal Mechanical Engineering Science, 1978.
11. CETIM, "Les etats de surface", Note Technique No 19.

12. CHRISTENSEN, H., "Stochastic Models for Hydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces", Proc. Inst. Mech. Engrs Tribology Group 184, Part 1, Vol.55. p. 1013, 1970.
13. CHRISTENSEN, H., "A Theory of Mixed Lubrication", Proc. 1 Mech. Engrs, Vol. 186, p. 421. 1972.
14. DAIGNE, J., "Etude Comparative de machines pour la Mesure du Frottement Piston-Segment-Chemise", DLA RNUR, Note Technique No 5641, 1981.
15. DAS, K.P., "Analysis of Piston Ring Lubrication", SAE Paper 750008, 1976.
16. DIEN, I.K., EUROD, H.G., "A Generalized Steady-State REYNOLD Equation for non-Newtonian Fluids, With Application to Journal Bearings", Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 385-360, July 1983.
17. DOW, T.A., SCHIELE, C.A., STOCKWELL, R.D, "Technique for Experimental Evaluation of Piston Ring-Cylinder Film Thickness", Journal of Lubrication Technology, Vol 105, pp. 357-360, July 1983.
18. DOWSON, D., ECONOMOU, P.N., RUDDY, B.L., STRACHAN, P.L., BAKER, A.J.S., "Piston Ring Lubrication- Part 2- Theoretical Analysis of a Single Ring and a Complete Ring Pack", Frontiers in research and Design, ASME, 1979.
19. DUMALIN M. "Systeme Numerique de Mesure d'Etat de Surface" , DLA/RNUR, Note Technique No 5582, 1980.
20. EILON, S., and SAUNDRESS, O.A., "A Study of Piston Ring Lubrication", Proc. 1 Mech. E., Vol. 171, pp. 427-443, 1957.
21. ELROD, H.D., "Thin-Film Lubrication Theory for Newtonian, Fluids With Surfaces Processing Striated Roughness or Grooving", Transaction of the ASME, pp. 484-489, October 1973.
22. ELROD, H.D., ANWAR, J. COLSHER, R., "Transient Lubricating Fims with Inertia", Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 369-374, July 1983.

23. "Etudes sur le Frottement dans les cylindres des Moteurs a Combustion Interne", HEF, Notes Techniques Archives Sce 0852 DLA/RNUR.
24. FERRARI, G., "Forze di Attrito Dotate Alle Fasce Elastiche", La Thermotecnica, Vol. XXVIII, No 9, 1974.
25. FURUHAMA, S., and HIRUMA, M. "Axial Movement of Piston Rings in the Groove", ASLE Transactions, Vol. 15,4, pp. 278-287, 1972
26. FURUHAMA, S.I., TAKIGUCHI, T., "Measurement of Piston Force in Actual Operating Diesel Engine", SAE Paper September 10-13, 1979.
27. FURUHAMA, S., TAKIGUCHI, T., TOMIZAWA, K., "Effect of piston ring Designs on the Piston Friction Forces in Diesel Engines", Mushashi Institute of Technology, Tokyo, 1980.
28. FURUHAMA, S., HIRUMA, M. TOMIZAWA, K., "An Increase of engine Oil Consumption at High Temperatures of Piston and Cylinder", Mushashi Institute of technology, Tokyo, 1980.
29. GREENWOOD, J.A., "Constriction resistance and the Real Area of Contact", BRIT J. APP. PHYS. Vol 17, pp. 1621-1632, 1966.
30. GREENWOOD, J.A., and WILLIAMSON, J.B.P., "Contact of Nominally Flat Surfaces", Proc. Roy Soc Land, A. 295, pp. 300-319, 1966.
31. GREENWOOD, J.A., "The Area of contact Between Rough Surfaces and Flats", Journal of Lubrication technology, pp. 81-91, January 1967.
32. GREENWOOD, J.A., and TRIPP, J.H., "The Contact of two Nominally Flat Surfaces", Proc. Inst. Of Mech. Eng., Vol. 185; p. 625, 1971.
33. GROTH, K., " Neuere Methoden zur Untersuchung, ron Reibungsverlusten in Motortriebwerken", Schiff 8 Hafen/ Kommandobrücke 29, 1977.
34. HAMILTON, G.M.M and MOORE, S.L., "Comparison between measured and Calculated Thicknesses of the Oil Film lubricating Piston Rings", PIME, Vol. 188, 1974.

35. HAMILTON, G.M., nad MOORE, S.L., "Measurement of the Oil-Film Thickness Between the Piston Rings and Liner of a Small Diesel engine", Proc. Instn. Mech engrs, Vol. 188, 20. pp. 253-261, 1974.
36. HIRUMA, M., FURUHAMA, S., MOSCHIZUKI, N., "Tribology of piston-Rod Seal Under high Temperature and Oilness condition", Lubrication Engineering, February 1982.
37. JOHNSON, K.L., GREENWOOD, J.A. and POON, S.Y., " A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication", Wear, 19, pp. 91-108, 1972.
38. "La Lubrification – Theorie - Application", Mobil Oil Francaise, 1978.
39. LAWS, A.M., PARKER, D.A., TURNER, B. "Piston Movement as a Source of Engine Noise", F.I.S.I.T.A 1972, Paper 1/6.
40. "Lubrification Hydrodynamique", Laboratoire de Mecanique de Contacts, Departement Genie mecanique-Developpement, INSA LYON, 1980.
41. "Lubrification des Vehicules Automobiles", RENAULT, Vehicules Industriels.
42. MAJUMDAR, B.C., HAMROCK, B.J., "Effect of Surface Roughness on Elastohydrodynamic Line Contact", Journal of Lubrication Technology, Vol. 104, pp. 401-409, july 1982.
43. Mc GEEHAN, J.A., "A Literature Review of the effects of Piston and Ring Friction and Lubricating Oil Viscosity on Fuel Economy", Frontiers in Research and Design, ASME, 1979.
44. "Mesure du Frottement Chemise-piston d' un moteur", Dossier No 11.4446, PARIS, 1983.
45. MOLLENHAUTER, K. , und BUCHNER, K; "Beitrag zur Bestimmung des Einflusses von Zylinderdruck und Motordrehzahl auf die Motorreigung" MTZ 41, 6, 1980.

46. MOORE, S.L., and HAMILTON, G.M., "The Starved lubrication of Piston Rings in a Diesel Engine" *Journal of mechanical engineering science*, Vol. 20, no 6, pp. 345-352, December 1978.
47. MOORE, S.L and HAMMILTON, G.M. "The Piston Ring at top Dead Center", *Tribology Group, Proc. Inst. Engrs*, Vol. 194, pp. 373-381, 1980.
48. MOORE, S.L., "Measurement of the Ring to Liner Oil Film Thickness in a Caterpillar 1-G Diesel Engine", *SAE paper 790730*, 1980.
49. MOORE, S.L., "Piston Ring Lubrication in a Two-stroke Diesel engine", *Wear*, 72, pp. 353-369, 1981.
50. NAYAK, P.R., "randon-Process Model of Rough Surfaces" *Transaction of the ASME*, pp. 398-407, July 1971.
51. NEALE, M.J., CREAZE, A.B., "Piston Ring Design", *Farnham-Surrey*, January 1973.
52. PANDAZARAS, C., "Diminution des Pertes par Frottement dans les ensembles Pistons-Segments-Chemises", *Repport de stage de Fin d'etudes*, ISMCM, 1981.
53. PANDAZARAS, C., "Etudes Experimentales et Theoriques sur les Pertes par Frottement dans les Ensembles Pistons-Segments-Chemises" *DLA/RNUR*, 1982.
54. PANDAZARAS C., "Modelisation du Frottement Segment-Chemise" *DLA.RNUR*, Note Technique no 5781, 1982.
55. PANDAZARAS, C., "Influence de la Forme des Segments sur le Frottement Segment-Chemise", *PLA/RNUR*, Note technique No 5808, 1983.
56. PARKER, D.A., STAFFORD, J.V., KENDRICK, M., GRAHAM, N.A., 'Experimental Measurements of the Quantities necessary to Predict piston Ring Cylinder Bore Oil Film Thickness, and of the Oil Film Thickness itself, in two Particular Engines', *piston ring Scuffing*, IME CPS 1975.

57. PARKER, F.A., "Performance Predictive Techniques for Piston Rings" AE Symposium, Paper No 24, 1978.
58. PARKER, D.A., ADAMS, D.R., "Friction losses in the Reciprocating Internal Combustion Engine", ime CS/82, 1982.
59. PARKER, D.A., ADAMS, D.R., BARRETT, B.A., "The Reduction of Friction in the Internal Combustion Engine", AE Symposium, paper No 29, 1982.
60. PATIR, N., and CHENG, H.S., "An Average Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication", Transaction of the ASME, Vol. 100, January 1978.
61. PATIR, N., and CHENG H.S., "Application of average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces", Transaction of the ASME, 220/Vol 101, April 1979.
62. PEKLENIK, J., "Properties and Metrology of surfaces" Oxford Inst. 4th, Paper 24, April 1968.
63. PETIOT, M., "Le Contact Piston-Segments-Chemise", EA, UER de Mecanique Universite CLAUDE BERNARD-LYON, 1980.
64. RAJALINGAM, C., RAO, B.V.A., and PRABHU, B.S., "The Effect of a Non-Newtonian Lubricant on Piston Ring Lubrication" Wear, 50, pp.47-57, 1978.
65. RICHEZ, M., CONSTANS, B., WINQUIST, K., "Theoretical and Experimental Study of ring Liner Friction", proceeding of leads-Lyon Symposium, Leeds UK, sep. 1982.
66. ROGOWSKI, A.R., "Method of Measuring the Instantaneous Friction of Piston, Friction of Piston Rings in a Firing Engine", SAE paper 379F, 1961.
67. ROHDE, S.M., "A Mixed Friction Model for Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring lubrication", GENERAL MOTORS Research Laboratories, 1980.

68. ROHDE, S.M., WHITAKER, K., and mc ALLISTER, G.T., "A Study of the Effects of Piston Ring and Engine Design Variables on Piston Ring Friction, To Appear in *Frontiers in Research and Design*, ASME, 1979.
69. RUDDY, B.L., DOWSON, ECONOMOU, P.N., BAKER; A.J.S., "Piston Ring Lubrification-Part 3- The Influence of Ring Dynamics and Ring Twist", To Appear in *energy Conservation through Fluid Film Lubrication technology: Frontiers in Research and Design*, Ed : S.M., ROHDE, D. WILCOCK, H.S. CHENG ASME, 1979.
70. RUDDY, B.L. ET AL, "The Theoretical Analysis of Piston Ring Performance and it use in Practical Ring Pack" *Proceedings of the 14th International Congress of Combustion Engines, Helsinki, Paper D52, pp. D52-1 to D52-24, 1981.*
71. RUDDY, B.L. ET AL, "A Theoretical Analysis of the Twin-Land Type of Oil-Control Piston Ring", *J.M.E.S.*, Vol. 23, No 2, 1981.
72. SANDER. W und STRASSER, E., "Einflusse der Kolbengruppe dur die Reibleistungverluste", *Motortechnische Zeitschrift*, No 3, 1978.
73. SPEDDING, T.A., KING, T.G., WATSON, W. and STOUT, K.J., "A Simple Wear Model for Non-gaussien Surfaces", *Mecanique-materiaux-electricite*", No 365-366, Mai-Juin 1980.
74. "Statistique Appliquee e l' Exploitation des mesures "Tomes 1 et 2, Commissariat e l' energie Atomique, MASSON 1978.
75. "STATISTIQUES DE L'INGENIEUR APPLICATIONS", CAST, LYON, 1981.
76. SREENATH, A.V., VENKATESH, S., "Piston Ring Lubriaction in I.C. Engines", *First World Conference in Industrial Tribology, Paper D7, New Delhi, 1972.*
77. STREENATH, A.V., VENKATESH, S. "Analysis and Computation of the Oil Film Thickness Between the Piston Ring and Cylinder Liner of an Internal Combustion Engine" *Int. J. mech, Sci. Pergamon Press, Vol. 15, pp. 605-611, 1973.*

78. STOUT, K.J., KING, T.G., and WHITEHOUSE, D.J., "Analytical Techniques in Surface Topography and Their Application to a Running in experiment", *Wear*, 43, pp. 99-115, 1977.

79. TEALE J.L., LEBECK, A.O., "An Evaluation of the Average Flow Model 13 for Surface Roughness Effects in lubrication", *Transaction of the ASME VOL. 102*, pp. 360-367, July 1980.
80. THIELE, E., "Determination of Frictional Losses Internal combustion Engines", *Motortechnische Zeitschrift* 43.6, 1982.

81. TING, L.L. and MAYER, J.E., "Piston Ring Lubrification and Cylinder Bore Wear Analysis, part 1. Theory" *Journal of lubrication Technology* pp. 305-314. July 1974.

82. TING, L.L. and MAYER, J.E., "Piston Ring Lubriacation and Cylinder Bore Wear Analyses- Part 2-Theory Verification", *ASME, Journal of lubrication technology*, V. pp. 258-266, April 1974.

83. TRIPP, J.H., "Surface Roughness Effects in hydrodynamic Lubrication: The Flow Factor Method", *Transactions of the ASME*, Vol. 105, pp. 458-465, July 1983.

84. TSAO, Y.H. and TONG, K.N., "A Model for Mixed Lubrication", *ASLE Trans.*, Vol. 18, 2, P. 90, 1974.

85. WAKURI, Y., SOEJIMA, M., TANIGICHI, T., "On the Oil Film behaviour of Piston Rings", *Bulletin of the JSME*, Vol. 21, No 152, pp. 259-302 February 1970.

86. "Wear Control Handbook", M.B. PETERSON and W.O. WINER, *ASMER* 1960.

87. WEYLER, M.E. and WU, C., "A Numerical Method for the Calculation of Lubricant Pressures in Bearings With Mixed Lubriacation" *Tribology international*, pp. 39-95, April 1982.

88. WHITEHOUSE, D.J., "Beta Function for surface Typologie" , *Annals of the CIRP*, Vol 27/1, pp. 491-497, 1978.

89. WHITEHOUSE D.J. and ARCHARD, J.F., "The Properties of Random surfaces of Significance in Their Contact", proc. Roy. Soc. Lond A 316, pp. 97-121, 1970.

90. WING, R.A., and SAUNDERS, O., "Oil Film Temperatures and Thickness Measurements on piston Rings of Diesel Engine", proc. Inst. Mech. E., Vol. 186, paper 1/72.

91. BURY CH. Professeur Responsable du Laboratoire des Moteurs Thermiques de L' ENSAM-Communication privée.

92. BIRGET R. "VIBRATIONS DES MASHINES TOURNANTES ET DES STRUCTURES" Tome I. Techniques et Documentation, Paris 1980.

93. Pandazaras, C.N., «Diminution des pertes par frottement dans les ensembles Pistons-Segments- Chemises / Simulateur: Definition-Mesures proposées-Calcul Théorique de l' Effort de Frottement», Institut Supérieur des Matériaux et de la Construction Mécanique - ISMCM, St Ouen/Paris- France, Thesis D.I.S – D.E.A. (1981)

94. Pandazaras, C.N., «Etudes Experimentales et Theoriques sur les Pertes par Frottement dans les Ensembles Pistons-Segments-Chemises», Etude Bibliographique, Direction des Laboratoires/Direction de Recherche et Developement/Régie Nationale des Usines Renault (DLA/DRDA/RNUR) - ISMCM, France (1982)

95. Pandazaras, C.N., «Modelisation Théorique et Expérimentale du Frottement Segment-Chemise», Thesis D.D.I., ISMCM - DLA/DRDA/RNUR, France (1985)

96. Pandazaras, C.N., «RENAULT Ring-Liner Friction Code», Report JRC-PG Tribology in Power Train, (PSA-FIAT-VOLVO-B.L.-RENAULT) DLA/DRDA/RNUR, France (1985)

97. Rohde S.M., «A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication», Rohde and Cheng, *Surface Roughness Effects in Hydrodynamic and Mixed Lubrication ASME* (1980), pp. 19-50

98. Patir N. and Cheng H.S., «An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness in partial hydrodynamic lubrication», *Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME* 100 1 (1978) pp. 12-17

99. Patir N. and Cheng H.S., «Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces», *Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME* 101 2 (1979) pp. 220-230
100. Greenwood J.A. and Tripp J.H., «The contact of two nominally flat surfaces», *Proc. Inst. Mech. Eng.* 185 (1971), pp. 625-633
101. Priest M., «The Wear and Lubrication of Piston Rings», Ph. D. Thesis, University of Leeds (1996)
102. Ming-Tang Ma, Sherrington I., Smith E. H. and Grice N., «Development of a detailed model for piston ring lubrication in IC engines with circular and non circular cylinder bores», *Tribology International*, Vol. 30, No 11, (1997), pp 779-788
103. Pawlus Pawel, «Change of Cylinder Surface Topography in the Initial Stage of Engine Life», *Wear* 209, (1997), pp 69-83
104. You-Bai Xie, «On the Tribology Design», *Tribology International*, Volume 32, Issue 7, (1999), pp 351-358
105. Priest M., Dowson D. and Taylor C. M., «Predictive wear modeling of lubricated piston rings in a diesel engine», *Wear*, Volume 231, (1999), pp 89-101
106. Priest M. And Taylor C. M., «Automotive engine Tribology- Approaching the surface», *Wear*, Volume 241, Issue 2, (2000), pp 193-203
107. Sung-Woo Cho, Sang-Min Choi and Choong-Sik Bae, «Frictional modes of barrel shaped piston rings under flooded lubrication», *Tribology International*, Volume 33, Issue 8, (2000), pp 545-551
108. Akalin Ozgen and Newaz M. Golam, «Piston Ring-Cylinder Bore Friction Modelling in Mixed Lubrication Regime: Part I- Analytical Results», *Journal of Tribology*, Volume 123, No 1, (2001), pp 211-218
109. Akalin Ozgen and Newaz M. Golam, «Piston Ring-Cylinder Bore Friction Modelling in Mixed Lubrication Regime: Part II- Correlation with

Bench Test Data», *Journal of Tribology*, Volume 123, No 1, (2001), pp 219-223

110. Ji-Young Kim, Jee-Woon Kim, Myung-Rae Cho and Dong-Chul Han, «Friction characteristics of piston ring pack with consideration of mixed lubrication—Parametric investigation», *KSME International Journal*, Volume 16, No 4, (2002), pp 468-475
111. C.Pandazaras, «Simulation theorique experimental du frottement segment chemise», DDI, ISMCM-France 1985

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1

- A) Λοιπές λεπτομέρειες υπολογιστικού κώδικα**
- B) Θεωρητικά αποτελέσματα**

A) Λοιπές λεπτομέρειες του υπολογιστικού κώδικα

Σημείωση: Ο υπολογιστικός κώδικας καθώς και πλήρες διάγραμμα ροής του κώδικα που εξελίχθηκε στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας από το Νικόλαο Μπάιμπα σε συνεργασία με τον καθηγητή Δρ. Κωνσταντίνο Πανταζάρα, παρατίθεται στο σχετικό cd που συνοδεύει την εργασία.

```
!*****
!*****
!
! PROGRAM: Paxh Ladiou
!
! PURPOSE: Entry point for the console application.
!
!*****
!*****

        program Paxh_Ladiou
!*****
*
!
!           HYDRODYNAMIC LUBRICATION ALGORITHM
!
!           "Piston Ring Cylinder" 1st Edition
!
!           October 2009
!
!*****
*
!
!DEVELOPED BY: Nikolaos G. Baimpas
!
!*****

        implicit none

        ! Variables

real(8):: R, L, D, DH, dx, dy, dt, H, Hmin, Hk_1, pi, angle, U, eta, RPM, Ptar, Wtar,
Whtot, Watot, Fh, Fa, A1, A2, A3, Vhma, g, E2, E1, Ecomp, Poisson1, Poisson2,
RMS, NBS, SB, ho, Pcyl(144),Hsat(144),Ftot(144)
integer:: i, j, k, n, a, b, m, z, KH, ideg, Max_repeat, iring, katastasi_fthoras
real(8),allocatable::Paxos(:,:)
real(8),allocatable::Ypsos(:,:)
real(8),allocatable::YpsosO(:,:)
real(8),allocatable::Fx(:,:)
real(8),allocatable::Fy(:,:)
real(8),allocatable::Fs(:,:)
real(8),allocatable::F25(:,:)
```

```

real(8),allocatable::F1(:,:)
real(8),allocatable::F2(:,:)
real(8),allocatable::F3(:,:)
real(8),allocatable::F4(:,:)

real(8),allocatable::C(:,:)
real(8),allocatable::Piesi(:)
real(8),allocatable::Rad(:,:), Wh(:,:), Wa(:,:)
real(8),allocatable::P(:,:)
real(8),allocatable::Y(:,:)
real(8),allocatable::Yo(:,:)
real(8),allocatable::CC(:,:)
real(8),allocatable::Q(:)
    ! Body of Paxh Ladiou
    OPEN(10,file='Pcyl.txt')
! OPEN(11,file='Flowfactor.txt')
! OPEN(12,file='Greenwood.txt')
! OPEN(1,FILE='input.dat',FORM='FORMATTED',ACCESS='SEQUENTIAL')
! READ(1,12) DIAMJ,DIAMB,WIDTHB
! READ(1,11) NX,NY
! READ(1,10) EX,EY
! READ(1,10) VELJ,LOADP
!     READ(1,10) VISCP
!     READ(1,12) H1,H2
!     READ(1,13) TIME,ROUGH,LOADD
! READ(1,11) NROUGH,NLOADD,IALG
!10 FORMAT (9X,F10.5)
!11 FORMAT (9X,I5)
!12 FORMAT (9X,3PE13.5)
!13 FORMAT (9X,L10)
! CLOSE(1)

!!!g=deikths anisotropias epifaneias
!     print*,'dose mou paxos daktyliou'
!     read*, L
!     print*,'dose mou arithmo komvwn (mono)'
!     read*, n
!     print*,'dose mou elaxisth apostasi daktyliou apo kylindro'
!     read*, Hmin
!     print*,'dose mou kampulothta daktyliou'
!     read*, R
!     print*,'dose mou to D'
!     read*, D
!     print*,'dose mou typo daktyliou 1(th fwtias),2(steganopoihtiko),3(stragistiko)'
!     read*,iring
!     print*,'dose mou katastasi f8oras 1(kainoyrgio),2(meta to
strwsimo),3(ftharmenos kinhthras)'
!     read*,katastasi_fthoras
do i=1,144

```

```

read(10,*),Pcyl(i)
enddo

if (katastasi_fthoras==1) then
RMS=0.0000011 !0.00000095
NBS=0.20
SB=0.05
ho=0.0000004
g=1/3
else if (katastasi_fthoras==2) then
RMS=0.00000040 !0.00000082
NBS=0.17
SB=0.004
ho=0.00000017
g=1.
else if (katastasi_fthoras==3) then
RMS=0.00000030 !0.00000055
NBS=0.30
SB=0.0028
ho=0.00000014
g=3
endif
!g=1/9
!!Typiki apoklisi RMS
!RMS=0.0000015
!!N:pyknothta traxythtwon B:aktina lofiskoy S:RMS
!NBS=0.200
!!S/B
!SB=0.05
!ho=0.0000004

!!Poisson Factors 1 and 2
Poisson1=0.3
Poisson2=0.3
!!E1,E2,Ecomposite Metra elastikothtas gia xalyva kai mantemi
!E1=1000000000000
!E2=1000000000000
E1=2000000000000
E2=2000000000000
Ecomp=1/((1-poisson1**2)/E1+(1-poisson2**2)/E2)

Hsat(144)=0
Ftot(144)=0
Vhma=1
Hmin=0.0000023
Hk_1=Hmin
ideg=0
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
do
KH=0

```

```

Vhma=1
ideg=ideg+1

do
!print*,'Hmin=',Hmin
n=61
KH=KH+1
!print*,'KH=',KH,'Hmin=',Hmin, n
L=0.00175
!L=0.00115
R=0.036
!D=0.070
D=0.088
DH=0.000020
eta=0.00739 !likswdes
RPM=3000
dt=5*60/(RPM*360) ! 5o*60sec/RPM*360o
!Ptar=780000
Ptar=200000
Max_repeat=100000
    pi=4.*atan(1.)
    dx=L/(n-1)
    dy=(pi*D)/(n-1)
    allocate(Paxos(n,n))
    allocate(Ypsos(n,n))
    allocate(YpsosO(n,n))
    allocate(P(n+2,n+2))
    allocate(Y(n+2,n+2))
    allocate(Yo(n+2,n+2))
    allocate(F1(n+2,n+2))
    allocate(F2(n+2,n+2))
    allocate(F3(n+2,n+2))
    allocate(F4(n+2,n+2))
    allocate(Rad(n,n))
    allocate(Wh(n,n))
    allocate(Wa(n,n))
    allocate(Fx(n,n))
    allocate(Fy(n,n))
    allocate(Fs(n,n))
    allocate(F25(n,n))

    do i=1,n
    do j=1,n
    if(iring==1)then
    Paxos(i,j)=-(L/2.-(j-1)*dx)
    Rad(i,j)=cos(asin(abs(Paxos(i,j))/R))
    endif
    if(iring==2)then
    Paxos(i,j)=(j-1)*dx

```

```

Rad(i,j)=cos(atan(DH/L))
endif
if(iring==3)then
  Paxos(i,j)=(j-1)*dx
  Rad(i,j)=1
endif
! Rad(i,j)=sin(asin(abs(Paxos(i,j))/R))
  enddo
  enddo

  do i=1,n
  do j=1,n
  if(iring==1)then
    Ypsos(i,j)=(R-(R**2-Paxos(i,j)**2)**(0.5))+Hmin
    Fy(i,j)=1-1.48*exp(-0.42*Ypsos(i,j)/RMS)
    Fx(i,j)=1+0.87*(Ypsos(i,j)/RMS)**(-1.5)
    Fs(i,j)=1
    if((Ypsos(i,j)-ho)/RMS<=4.0 .and. (Ypsos(i,j)-ho)/RMS>3.5)then
      F25(i,j)=(1.1201/10000)*((4-(Ypsos(i,j)-ho)/RMS)**1.9447)
    else if((Ypsos(i,j)-ho)/RMS<=3.5)then
      F25(i,j)=(2.1339/10000)*exp(3.804467*log(4-(Ypsos(i,j)-
ho)/RMS)+(1.341516*log(4-(Ypsos(i,j)-ho)/RMS))**2)
    else
      F25(i,j)=0
    endif
  endif
endif

  if(iring==2)then
    Ypsos(i,j)=DH*(Paxos(i,j)/L)+Hmin
    Fx(i,j)=1 !-1.48*exp(-0.42*Ypsos(i,j)/RMS)
    Fy(i,j)=1 !+0.87*(Ypsos(i,j)/RMS)**(-1.5)
    Fs(i,j)=1
  ! Ypsos(i,j)=DH*(1-Paxos(i,j)/L)+Hmin
  if((Ypsos(i,j)-ho)/RMS<=4.0 .and. (Ypsos(i,j)-ho)/RMS>3.5)then
    F25(i,j)=(1.1201/10000)*((4-(Ypsos(i,j)-ho)/RMS)**1.9447)
  else if((Ypsos(i,j)-ho)/RMS<=3.5)then
    F25(i,j)=(2.1339/10000)*exp(3.804467*log(4-(Ypsos(i,j)-
ho)/RMS)+(1.341516*log(4-(Ypsos(i,j)-ho)/RMS))**2)
  else
    F25(i,j)=0
  endif
endif

  if(iring==3)then
    Ypsos(i,j)=Hmin
    Fx(i,j)=1 !-1.48*exp(-0.42*Ypsos(i,j)/RMS)
    Fy(i,j)=1 !+0.87*(Ypsos(i,j)/RMS)**(-1.5)
    Fs(i,j)=1
    if((Ypsos(i,j)-ho)/RMS<=4.0 .and. (Ypsos(i,j)-ho)/RMS>3.5)then
      F25(i,j)=(1.1201/10000)*((4-(Ypsos(i,j)-ho)/RMS)**1.9447)
    else if((Ypsos(i,j)-ho)/RMS<=3.5)then

```

```

        F25(i,j)=(2.1339/10000)*exp(3.804467*log(4-(Ypsos(i,j)-
ho)/RMS)+(1.341516*log(4-(Ypsos(i,j)-ho)/RMS))**2)
        else
        F25(i,j)=0
        endif
        endif

!if(F25(i,j)/=0)then
! print*,F25(i,j) ,i,j
!endif

        enddo
        enddo

        do i=1,n
        do j=1,n
        if(iring==1)then
        YpsosO(i,j)=(R-(R**2-Paxos(i,j)**2)**(0.5))+Hk_1
        Fy(i,j)=1-1.48*exp(-0.42*YpsosO(i,j)/RMS)
        Fx(i,j)=1+0.87*(YpsosO(i,j)/RMS)**(-1.5)
        Fs(i,j)=1
        endif

        if(iring==2)then
        YpsosO(i,j)=DH*(Paxos(i,j)/L)+Hk_1
        Fx(i,j)=1 !-1.48*exp(-0.42*YpsosO(i,j)/RMS)
        Fy(i,j)=1 !+0.87*(YpsosO(i,j)/RMS)**(-1.5)
        Fs(i,j)=1
        ! YpsosO(i,j)=DH*(1-Paxos(i,j)/L)+Hk_1
!print*,F25(i,j),YpsosO(i,j)/RMS
        endif

        if(iring==3)then
        YpsosO(i,j)=Hk_1
        Fx(i,j)=1 !-1.48*exp(-0.42*YpsosO(i,j)/RMS)
        Fy(i,j)=1 !+0.87*(YpsosO(i,j)/RMS)**(-1.5)
        Fs(i,j)=1
        endif

        enddo
        enddo

P(:,:)=0
Y(:,:)=0
You(:,:)=0
F1(:,:)=0
F2(:,:)=0
F3(:,:)=0
F4(:,:)=0

```



```

m=2
z=2
  do i=1,n
  do j=1,n
    P(m,z)=Paxos(i,j)
  z=z+1
  enddo
z=2
m=m+1
  enddo

```

```

m=2
z=2
  do i=1,n
  do j=1,n
    Y(m,z)=Ypsos(i,j)
    F1(m,z)=Fx(i,j)
    F2(m,z)=Fy(i,j)
  F3(m,z)=Fs(i,j)
  F4(m,z)=F25(i,j)
  z=z+1

```

```

!if(F25(i,j)/=0)then
! print*,F25(i,j) ,i,j
!endif
  enddo
z=2
m=m+1
  enddo

```

```

m=2
z=2
  do i=1,n
  do j=1,n
    Yo(m,z)=YpsosO(i,j)
  z=z+1
  enddo
z=2
m=m+1
  enddo
angle=0.
angle=(ideg-1)*5*pi/180
!U=pi*0.07195*RPM*(sin(angle)+(71.95)*sin(2.*angle)/(4*111.45))/60
U=pi*0.089*RPM*(sin(angle)+(89)*sin(2.*angle)/(4*145.5))/60
z=n !orismos metrthth

```

$m=(n+1)/2$!gia na dinw times syntelestwn sta $C_{i-2,j}$ kai $C_{i+2,j}$
 $k=(n+1)$!gia na ftiaksw ton epaukshmeno pinaka syntelestwn piesewn
 $n=((n+1)/2)**2$

```

allocate(C(n,n+k))
allocate(CC(n,n))
allocate(Q(n))
allocate(Piesi(n))
a=1
do i=2,k,2
do j=2,k,2
Q(a)=-((6*eta*U*(Y(i,j+1)-Y(i,j-1))/(2*dx))-6*RMS*(F3(i,j+1)-F3(i,j-1))/(2*dx)-
12*eta*(Y(i,j)-Yo(i,j))/(dt)![(N/m)
a=a+1
enddo
enddo

a=1
do i=2,k,2
do j=2,k,2
if(j==2)then
Q(a)=Q(a+1)+(Q(a+1)-Q(a+2))
endif
if(j==k)then
Q(a)=Q(a-1)+(Q(a-1)-Q(a-2))
endif
a=a+1
enddo
enddo
C(:,:)=0
a=1
b=m+1
do i=2,z+1,2
do j=2,z+1,2
!C(a,b)=-((Y(i+1,j)**3.+Y(i-1,j)**3.)/(4*dx)-(Y(i,j+1)**3.+Y(i,j-1)**3.)/(4*dy))
C(a,b-1)=-F1(i,j-1)*((Y(i,j-1)**3)/(4*dx*dx))/75
C(a,b+1)=-F1(i,j+1)*((Y(i,j+1)**3)/(4*dx*dx))/75
C(a,b-m)=-F2(i-1,1)*((Y(i-1,j)**3)/(4*dy*dy))/75
C(a,b+m)=-F2(i+1,1)*((Y(i+1,j)**3)/(4*dy*dy))/75
C(a,b)=(C(a,b-1)+C(a,b+1)+C(a,b-m)+C(a,b+m))*(-1)
!print*,C(a,b),F1(i,j-1),F2(i-1,j)
!C(a,b)=-((Y(i+1,j)**3.+Y(i-1,j)**3.)/(4*dx)-(Y(i,j+1)**3.+Y(i,j-1)**3.)/(4*dy))
!C(a,b-1)=-((Y(i,j-1)**3)/(4*dx*dx))/80
!C(a,b+1)=-((Y(i,j+1)**3)/(4*dx*dx))/80
!C(a,b-m)=-((Y(i-1,j)**3)/(4*dy*dy))/80
!C(a,b+m)=-((Y(i+1,j)**3)/(4*dy*dy))/80
!C(a,b)=(C(a,b-1)+C(a,b+1)+C(a,b-m)+C(a,b+m))*(-1)
a=a+1
b=b+1
enddo

```

```

enddo

a=1
b=m+1
  do i=1,n
  do j=1,n
    CC(i,j)=C(a,b)
  b=b+1
  enddo
a=a+1
b=m+1
  enddo

call GAUSS_SIEDEL(CC,Q,Piesi,Max_repeat)
Whtot=0
Watot=0
Wh(:,:)=0
Wa(:,:)=0
a=1
k=0
do i=1, z, 2
do j=1, z, 2
  Wh(i,j)=Rad(i,j)*Piesi(a)*4*dx*dy
  !Wa(i,j)=F25(i,j)*4*dx*dy
  !print*,i,j,F25(i,j)
  if(Wh(i,j)<0)then
    Wh=0
  endif
  Whtot=Whtot+Wh(i,j)
  !Watot=Watot+Wa(i,j)
  a=a+1
enddo
enddo

do i= 1, z
do j= 1, z
  Wa(i,j)=F25(i,j)
  !if(F25(i,j)/=0)then
  !print*,i,j,F25(i,j)
  !endif
  Watot=Watot+Wa(i,j)
enddo
enddo
Watot=Watot*dx*dy
Watot=Watot*16*(2**0.5)*pi*(NBS**2)*Ecomp*(SB**0.5)/15
!print*, 'Whtot=',Whtot,'Hmin=',Hmin
!Whtot=Whtot +Watot
!print*, 'Watot=',Watot
!print*, 'Whtot=',Whtot

```

```

Whtot=Whtot+Watot

if(KH-3*INT(KH/3)==1)then
A1=Whtot
endif
if(KH-3*INT(KH/3)==2)then
A1=Whtot
A2=A1
endif
if(KH-3*INT(KH/3)==0)then
A1=Whtot
A3=A2
A2=A1
endif
If(A1==A3.and.Whtot>0)then
Hmin=Hk_1
Vhma=Vhma*0.1
!print*,'vlakas'
Endif

!Wtar=(Ptar+0.82*(Pcyl(ideg)-0.*100000))*pi*D*L
Wtar=Ptar*pi*D*L

Fh=0
a=0
k=1
do i= 3, z-2, 2
do j= 3, z-2, 2

if(j==3)then
a=a+2
endif
if(Piesi(a)<=0)then
k=0
endif
Fh=Fh+((Ypsos(i,j)/2)*k*((Piesi(a+1)-Piesi(a-
1))/(4*dx))+(eta*U)/Ypsos(i,j))*4*dx*dy
a=a+1
k=1
enddo
enddo

if(abs((Whtot-Wtar)/Wtar)<0.02)then
exit

```

```

endif
  if(Whtot<Wtar)then
    Hmin=Hmin-0.00000001*Vhma
  endif
  if(Whtot>Wtar)then
    Hmin=Hmin+0.00000001*Vhma
  endif
  if(Hmin<0)then
    Hmin=0.00000000
  exit
endif

!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!
      deallocate(Paxos)
      deallocate(Ypsos)
      deallocate(YpsosO)
      deallocate(P)
      deallocate(Y)
      deallocate(Yo)
      deallocate(Rad)
      deallocate(Wh)
      deallocate(C)
      deallocate(CC)
      deallocate(Q)
deallocate(Piesi)
      deallocate(F1)
      deallocate(F2)
      deallocate(F3)
      deallocate(F4)
      deallocate(Wa)
      deallocate(Fx)
      deallocate(Fy)
      deallocate(Fs)
      deallocate(F25)

enddo
if(ideg==74)then
print*, 'TELOS YPOLOGISMWN'
!print*, Hsat(:), Ftot(:)
exit
endif

KH=0
Fa=0.08*Watot
if(U<0)then
Fa=-Fa
endif
print*, Fh, Fa, INT(Hmin*1000000000) ,(ideg-1)*5

```

```

!Print*,'Hk_1',Hk_1,'Hmin',Hmin
Ftot(ideg)=Fa+Fh
Hsat(ideg)=Hmin
Hk_1=Hmin
    deallocate(Paxos)
    deallocate(Ypsos)
    deallocate(YpsosO)
    deallocate(P)
    deallocate(Y)
    deallocate(Yo)
    deallocate(Rad)
    deallocate(Wh)
    deallocate(C)
    deallocate(CC)
    deallocate(Q)
deallocate(Piesi)
    deallocate(F1)
    deallocate(F2)
    deallocate(F3)
    deallocate(F4)
    deallocate(Wa)
    deallocate(Fx)
    deallocate(Fy)
    deallocate(Fs)
    deallocate(F25)

enddo
!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!
!Print*,'h piesi einai'

do i=1,n
do j=1,n
CC(i,j)=CC(j,i)
enddo
enddo
    open(2,file='data1.txt')
    open(3,file='data2.txt')
    open(4,file='data3a.txt')
    open(5,file='data4.txt')
    open(6,file='data5.txt')
100 format(61(1x,f8.3),/)
120 format(36(1x,f16.14),/)
130 format(31(1x,f16.6),/)
140 format(1(1x,f8.4),/)
    write(2,100), Paxos
    write(3,100), Ypsos
    write(4,120), CC
    write(5,140), Ftot

```



```

write(6,140), Hsat*1000000
! write(6,130), Piesi

      deallocate(Paxos)
deallocate(Ypsos)
      deallocate(C)
      deallocate(Y)

contains
subroutine GAUSS_SIEDEL(A,R,X,NTrips)
! integer, parameter :: Double=selected_real_kind (14)
  !! INCOMING: A = a set of N coefficients for N equations;
  !! R = a vector of N right-hand sides for the above equations;
  !! NTrips = maximum number of iterations permitted.
  !! OUTGOING: X = the solutions of the above equations.

  real(8), dimension (:,:), intent(in out)::A
  real(8), dimension (:), intent(in out)::R
  real(8), dimension (:), intent(out)::X
  integer, intent (in)      :: NTrips

  real(8)      :: NewX, Partial_Sum
  real, parameter      :: Tolerance = 1.0e-12
  integer      :: J, K, N, M, NT
  logical      :: Too_Big

  !! First check that the arrays are compatible.
  N = ubound(A, 1)
  M=N**(0.5)      !! The number of equations.
  if (N /= ubound(A, 2) .or. N /= ubound (R, 1) .or. N /= ubound (X, 1) ) then
    print *, "***ERROR, the dimensions of the arrays for the " // &
      " Gauss-Siedel equation solver are incompatible."
    print *, "The coefficient matrix is of size ", N,      &
      " by ", ubound(A, 2)
    print *, "The vector of right-hand sides is of size ",      &
      ubound (R, 1)
    print *, "The solution vector X is of size ",      &
      ubound (X, 1)
    print *, "The solution is abandoned."
    return
  end if

  !! PREPARATION SECTION.

  !      do K = 1, N      !! Set up the initial approximations for the
  !      X(K) = R(K) / A(K,K)      !! solutions X, obtained by assuming that
all
  ! end do
  !      do i=1,62
  !      print*,X(i)

```

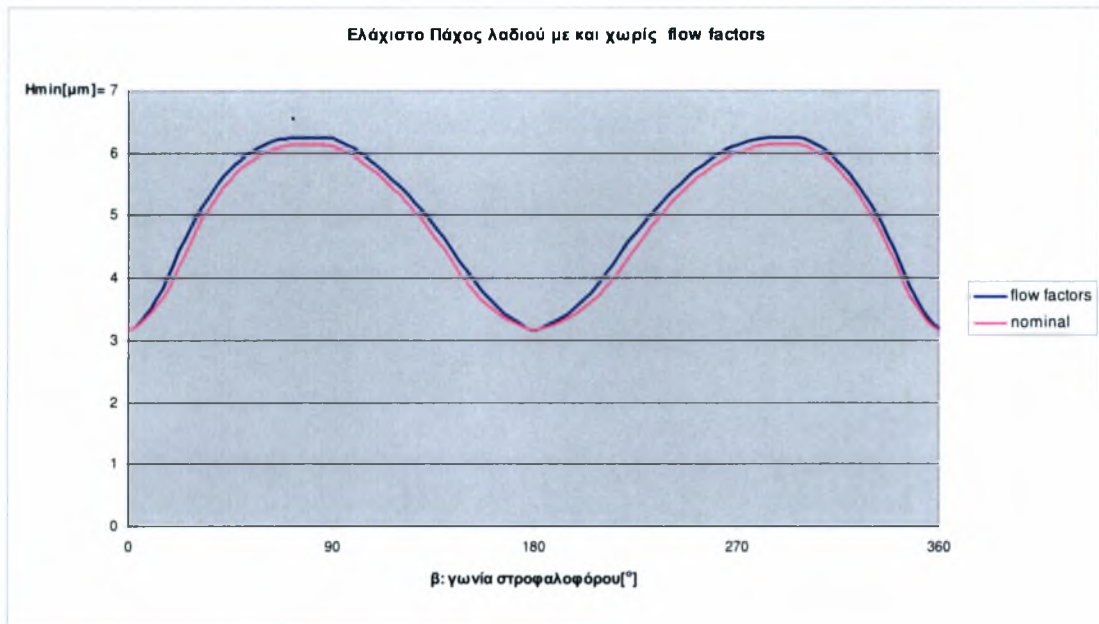
```

!      enddo                                !! the X-values are zero.
do K = 1, N
  X(K) = 0
end do
! do K = N-M, N
!   X(K) = 0
! end do
! do K = M, N, M
!   X(K) = 0
! end do
! do K = 1, N-M+1, M
!   X(K) = 0
! end do
!! ITERATION SECTION.
do NT = 1, NTrips
! do NT = 1, 30
  Too_Big = .false.                        !! Set, hoping that this coming iteration will
suffice . . .
  do K = M+1, N-M-1                        !! This loop derives a solution for the K-th
!! unknown X(K).
    Partial_Sum = 0
    do J = 1, N                            !! This loop sums the products of coefficients
!! & unknowns.
      if (J /= K) then
        Partial_Sum = Partial_Sum + 0.7 * A(K,J) * X(J)
      end if
    end do
    NewX = (0.3)*(R(K) - Partial_Sum) / A(K,K) !! This is the new X(K).
    if (abs(NewX-X(K)) > abs(NewX)*Tolerance) then
      Too_Big = .true.                    !! Solution X(K) is not accurate. Set to repeat . . .
    end if
    X(K) = NewX                            !! Update the solution for X(K), to be used in
!! iterating X(K+1).
!     if(K-M*INT(K/M)==0 .or. K-M*INT(K/M)==1)then
!       X(K)=0
!     endif
!       end do
!     if (.not. Too_Big) then
!       exit
!     end if
!   end do
!   if (Too_Big) then
!     print *, "***ERROR, the Gauss-Siedel algorithm did not converge."
!   end if
!   do i=32,61
!     print*,int(X(i))
!   enddo
end subroutine GAUSS_SIEDEL

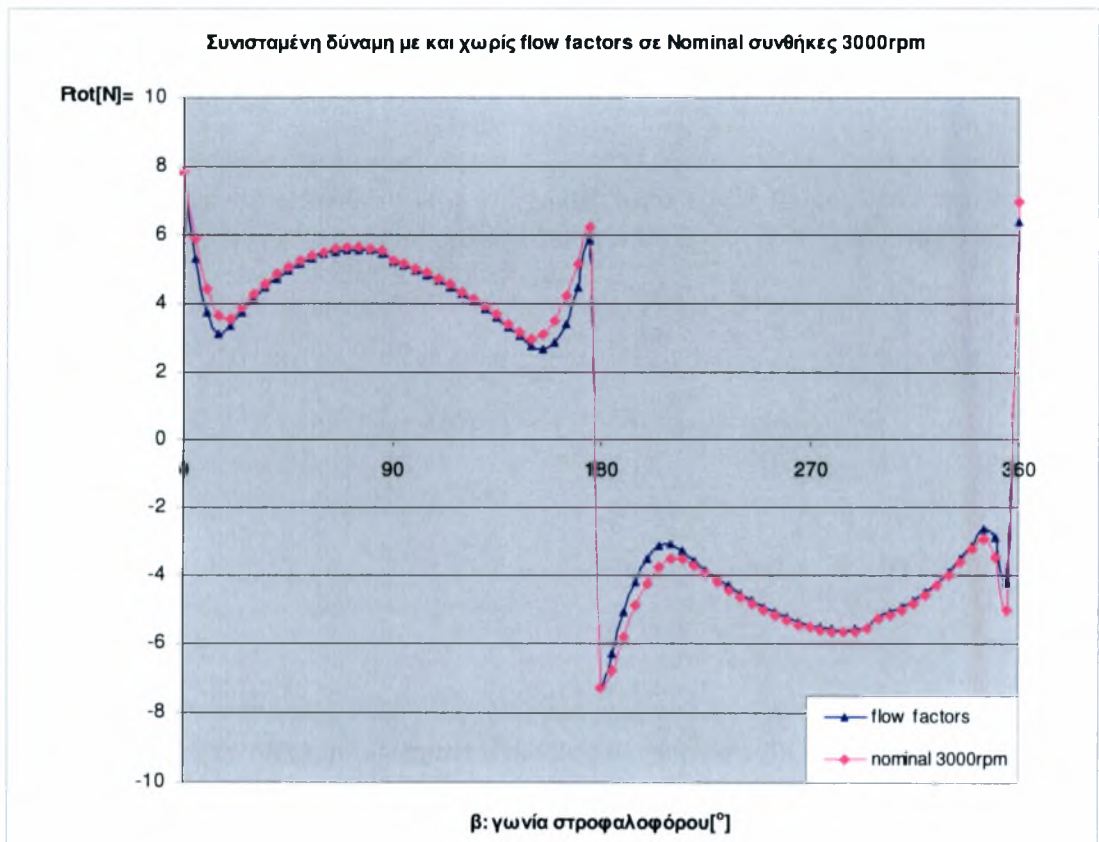
```

end program Paxh_Ladiou

Β) Θεωρητικά αποτελέσματα



Σχήμα Π1.1: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 με και χωρίς flow factors.



Σχήμα Π1.2: Συνισταμένη δύναμη τριβής 1^{ου} δακτυλίου για κινητήρα Renault 551 με και χωρίς flow factors.

Οι συντελεστές Φ_x, Φ_y, Φ_s και $\Phi(f_\rho), \Phi(f_s)$ σύμφωνα με τη θεωρία των Patir και Cheng καθορίζονται με βάση την τυπική απόκλιση της συνθετικής τραχείας επιφάνειας η οποία θεωρείται ότι έρχεται σε επαφή με αντίστοιχη λεία. Έτσι, η μέση τοπική τιμή της λιπαντικής μεμβράνης h συσχετιζόμενη με την προαναφερθείσα τυπική απόκλιση σ καθορίζουν το μέγεθος h/σ που είναι η βασικότερη παράμετρος που καταδεικνύει το ρόλο της τραχύτητας στην υδροδυναμική λίπανση. Όταν $h/\sigma \gg 3$ τότε η επίδραση της τραχύτητας είναι αμελητέα, ενώ για $h/\sigma < 3$ η λίπανση θεωρείται μικτού τύπου. Θεωρώντας ότι στα σημεία επαφών η ροή είναι μηδενική, οι τιμές των συντελεστών ροής που διορθώνουν με βάση την τραχύτητα και την ανισοτροπία τις ονομαστικές τιμές της παροχής λιπαντικού που υπολογίζονται και για λείες επιφάνειες δίνονται από τους ακόλουθους τύπους

Ο συντελεστής Φ_x υπολογίζεται ως εξής:

$$\Phi_x = \frac{1}{Ly} \frac{\int_0^{Ly} \left(\frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy}{\left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right)} \quad \text{όπου: } \frac{\overline{\partial p}}{\partial x} = \frac{P_B - P_A}{Lx}$$

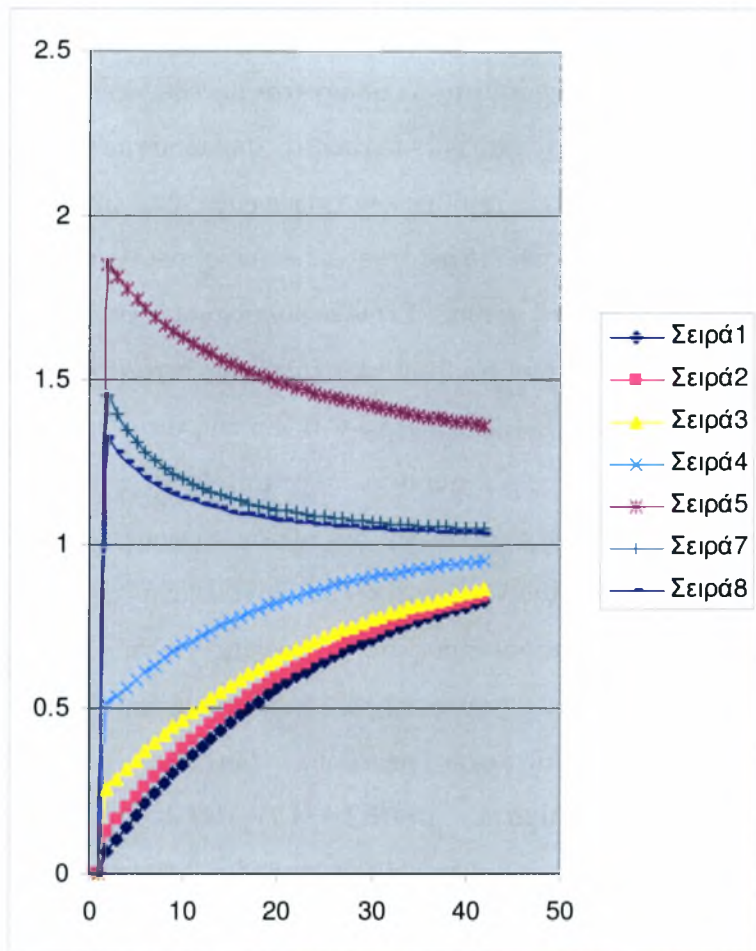
Σύμφωνα με τη θεωρία Patir-Cheng οι τιμές των συντελεστών αυτών που εξάγονται κατόπιν μαθηματικής προσομοίωσης τραχειών και ανισοτρόπων επιφανειών προσεγγίζονται ως εξής:

$$\Phi_x(H, \gamma) = \begin{cases} 1 - ce^{-\gamma H}, & \gamma \leq 1 \\ 1 + cH^{-\gamma}, & \gamma > 1 \end{cases} \quad \Phi_y(H, \gamma) = \Phi_x\left(H, \frac{1}{\gamma}\right)$$

$$\text{Όπου: } H = \frac{h}{\sigma} \text{ και } \gamma = \frac{\lambda_{0.5x}}{\lambda_{0.5y}}$$

Πίνακας Π.1.1: Αναλυτικές εκφράσεις συντελεστών ροής (flow factors).

H	φ _x	C	r	H	φ _x	C	r	H	φ _x	C	r	H	φ _x	C	r	H	φ _x	C	r
0	-0,43	1,48	0,42	0	-0,18	0,42	0	0,1	0,9	0,56	0	0,1	0,4901	0,1	4,2877	0	30	0,73	1,5
0,1	-0,4191	0,1	-0,3232	0,1	-0,1315	0,1	0,14901	0,1	4,2877	0,1	23,9265	0,1	17,4438	0,1	12,7004	0,1	12,7004	0,1	12,7004
0,2	-0,3608	0,2	-0,2688	0,2	-0,0849	0,2	0,19536	0,2	3,21649	0,2	9,10575	0,2	6,81378	0,2	5,13673	0,2	5,13673	0,2	5,13673
0,3	-0,3048	0,3	-0,2166	0,3	-0,0403	0,3	0,23918	0,3	2,76626	0,3	5,41221	0,3	4,16462	0,3	3,25175	0,3	3,25175	0,3	3,25175
0,4	-0,2511	0,4	-0,1666	0,4	0,00248	0,4	0,29062	0,4	2,50346	0,4	3,86581	0,4	3,05648	0,4	2,46256	0,4	2,46256	0,4	2,46256
0,5	-0,1997	0,5	-0,1186	0,5	0,04351	0,5	0,31979	0,5	3,28884	0,5	3,05061	0,5	2,47078	0,5	2,04652	0,5	2,04652	0,5	2,04652
0,6	-0,1503	0,6	-0,0726	0,6	0,08285	0,6	0,35684	0,6	2,19806	0,6	2,55995	0,6	2,11886	0,6	1,79611	0,6	1,79611	0,6	1,79611
0,7	-0,103	0,7	-0,0285	0,7	0,12057	0,7	0,39187	0,7	2,09907	0,7	2,23792	0,7	1,88788	0,7	1,63176	0,7	1,63176	0,7	1,63176
0,8	-0,0576	0,8	0,01382	0,8	0,15674	0,8	0,42499	0,8	2,01979	0,8	2,01322	0,8	1,72672	0,8	1,51709	0,8	1,51709	0,8	1,51709
0,9	-0,0141	0,9	0,05438	0,9	0,19143	0,9	0,45663	0,9	1,9547	0,9	1,84913	0,9	1,60903	0,9	1,43336	0,9	1,43336	0,9	1,43336
1	0,02757	1	0,09328	1	0,22468	1	0,48591	1	1,9	1	1,725	1	1,52	1	1,37	1	1,37	1	1,37
1,1	0,06757	1,1	0,13057	1,1	0,25657	1,1	0,51391	1,1	1,85322	1,1	1,62842	1,1	1,46073	1,1	1,32071	1,1	1,32071	1,1	1,32071
1,2	0,10592	1,2	0,16933	1,2	0,28715	1,2	0,54038	1,2	1,81265	1,2	1,55153	1,2	1,39558	1,2	1,28147	1,2	1,28147	1,2	1,28147
1,3	0,14269	1,3	0,20062	1,3	0,31647	1,3	0,56541	1,3	1,77702	1,3	1,48913	1,3	1,35082	1,3	1,24962	1,3	1,24962	1,3	1,24962
1,4	0,17795	1,4	0,2335	1,4	0,34468	1,4	0,58908	1,4	1,74544	1,4	1,43767	1,4	1,31391	1,4	1,22336	1,4	1,22336	1,4	1,22336
1,5	0,21176	1,5	0,26502	1,5	0,37154	1,5	0,61146	1,5	1,7147	1,5	1,39464	1,5	1,28305	1,5	1,2014	1,5	1,2014	1,5	1,2014
1,6	0,24418	1,6	0,29525	1,6	0,39739	1,6	0,63262	1,6	1,69173	1,6	1,35823	1,6	1,25694	1,6	1,18282	1,6	1,18282	1,6	1,18282
1,7	0,27527	1,7	0,32424	1,7	0,42218	1,7	0,65263	1,7	1,66584	1,7	1,32709	1,7	1,2346	1,7	1,16693	1,7	1,16693	1,7	1,16693
1,8	0,30508	1,8	0,35203	1,8	0,44694	1,8	0,67155	1,8	1,64757	1,8	1,30021	1,8	1,16331	1,8	1,10321	1,8	1,10321	1,8	1,10321
1,9	0,33366	1,9	0,37868	1,9	0,46873	1,9	0,68943	1,9	1,62826	1,9	1,27683	1,9	1,10855	1,9	1,14128	1,9	1,14128	1,9	1,14128
2	0,36107	2	0,40424	2	0,49058	2	0,70635	2	1,61047	2	1,25633	2	1,18385	2	1,13081	2	1,13081	2	1,13081
2,1	0,38735	2,1	0,42874	2,1	0,51153	2,1	0,72234	2,1	1,59402	2,1	1,23824	2,1	1,17087	2,1	1,12158	2,1	1,12158	2,1	1,12158
2,2	0,41255	2,2	0,45224	2,2	0,53162	2,2	0,73746	2,2	1,57874	2,2	1,22218	2,2	1,15936	2,2	1,11339	2,2	1,11339	2,2	1,11339
2,3	0,43671	2,3	0,47477	2,3	0,55089	2,3	0,75176	2,3	1,56461	2,3	1,20785	2,3	1,14908	2,3	1,10607	2,3	1,10607	2,3	1,10607
2,4	0,45988	2,4	0,49637	2,4	0,56936	2,4	0,76528	2,4	1,55122	2,4	1,19499	2,4	1,13985	2,4	1,09951	2,4	1,09951	2,4	1,09951
2,5	0,48209	2,5	0,51709	2,5	0,58706	2,5	0,77876	2,5	1,53876	2,5	1,18341	2,5	1,13155	2,5	1,0936	2,5	1,0936	2,5	1,0936
2,6	0,50339	2,6	0,53995	2,6	0,60406	2,6	0,79015	2,6	1,52706	2,6	1,17293	2,6	1,12403	2,6	1,08826	2,6	1,08826	2,6	1,08826
2,7	0,52382	2,7	0,55598	2,7	0,62034	2,7	0,80158	2,7	1,51603	2,7	1,16342	2,7	1,11721	2,7	1,0834	2,7	1,0834	2,7	1,0834
2,8	0,5434	2,8	0,57426	2,8	0,63596	2,8	0,81238	2,8	1,50563	2,8	1,15474	2,8	1,11099	2,8	1,07897	2,8	1,07897	2,8	1,07897
2,9	0,56218	2,9	0,59177	2,9	0,65093	2,9	0,8226	2,9	1,49579	2,9	1,14681	2,9	1,10529	2,9	1,07492	2,9	1,07492	2,9	1,07492
3	0,58019	3	0,60956	3	0,66529	3	0,83226	3	1,48647	3	1,13953	3	1,10007	3	1,07121	3	1,07121	3	1,07121
3,1	0,59746	3,1	0,62466	3,1	0,67906	3,1	0,8414	3,1	1,47762	3,1	1,13283	3,1	1,09527	3,1	1,06779	3,1	1,06779	3,1	1,06779
3,2	0,61402	3,2	0,6401	3,2	0,69226	3,2	0,85004	3,2	1,4692	3,2	1,12665	3,2	1,09084	3,2	1,06464	3,2	1,06464	3,2	1,06464
3,3	0,62899	3,3	0,6549	3,3	0,70491	3,3	0,85862	3,3	1,46118	3,3	1,12094	3,3	1,08674	3,3	1,06172	3,3	1,06172	3,3	1,06172
3,4	0,64511	3,4	0,66909	3,4	0,71705	3,4	0,86593	3,4	1,45354	3,4	1,11564	3,4	1,08294	3,4	1,05902	3,4	1,05902	3,4	1,05902
3,5	0,65971	3,5	0,6827	3,5	0,72869	3,5	0,87323	3,5	1,44624	3,5	1,11072	3,5	1,07941	3,5	1,05651	3,5	1,05651	3,5	1,05651
3,6	0,67371	3,6	0,69575	3,6	0,73985	3,6	0,88013	3,6	1,43925	3,6	1,10614	3,6	1,07613	3,6	1,05417	3,6	1,05417	3,6	1,05417
3,7	0,68713	3,7	0,70827	3,7	0,75055	3,7	0,88666	3,7	1,43256	3,7	1,10187	3,7	1,07306	3,7	1,05199	3,7	1,05199	3,7	1,05199
3,8	0,7	3,8	0,72027	3,8	0,76081	3,8	0,89283	3,8	1,42615	3,8	1,09787	3,8	1,0702	3,8	1,04995	3,8	1,04995	3,8	1,04995
3,9	0,71233	3,9	0,73177	3,9	0,77065	3,9	0,89867	3,9	1,42	3,9	1,09413	3,9	1,06752	3,9	1,04804	3,9	1,04804	3,9	1,04804
4	0,72417	4	0,7428	4	0,78008	4	0,90419	4	1,41408	4	1,09063	4	1,065	4	1,04625	4	1,04625	4	1,04625
4,1	0,73551	4,1	0,75338	4,1	0,78912	4,1	0,90941	4,1	1,4084	4,1	1,08733	4,1	1,06284	4,1	1,04457	4,1	1,04457	4,1	1,04457
4,2	0,74639	4,2	0,76353	4,2	0,7978	4,2	0,91434	4,2	1,40292	4,2	1,08423	4,2	1,06041	4,2	1,04299	4,2	1,04299	4,2	1,04299
4,3	0,75682	4,3	0,77325	4,3	0,80611	4,3	0,919	4,3	1,39765	4,3	1,08131	4,3	1,05832	4,3	1,0415	4,3	1,0415	4,3	1,0415
4,4	0,76682	4,4	0,78258	4,4	0,81409	4,4	0,92342	4,4	1,39256	4,4	1,07855	4,4	1,05634	4,4	1,04009	4,4	1,04009	4,4	1,04009
4,5	0,77641	4,5	0,79152	4,5	0,82174	4,5	0,92759	4,5	1,38765	4,5	1,07595	4,5	1,05447	4,5	1,03876	4,5	1,03876	4,5	1,03876
4,6	0,78561	4,6	0,8001	4,6	0,82907	4,6	0,93153	4,6	1,38291	4,6	1,07349	4,6	1,05271	4,6	1,0375	4,6	1,0375	4,6	1,0375
4,7	0,79443	4,7	0,80832	4,7	0,8381	4,7	0,93626	4,7	1,37833	4,7	1,07115	4,7	1,05103	4,7	1,03631	4,7	1,03631	4,7	1,03631
4,8	0,80288	4,8	0,8162	4,8	0,84284	4,8	0,93878	4,8	1,37389	4,8	1,06894	4,8	1,04945	4,8	1,03518	4,8	1,03518	4,8	1,03518
4,9	0,81099	4,9	0,82376	4,9	0,8493	4,9	0,94212	4,9	1,3696	4,9	1,06684	4,9	1,04794	4,9	1,03411	4,9	1,03411	4,9	1,03411
5	0,81876	5	0,83101	5	0,8555	5	0,94627	5	1,36544	5	1,06485	5	1,04651	5	1,03309	5	1,03309	5	1,03309
5,1	0,82622	5,1	0,83796	5,1	0,86144	5,1	0,94825	5,1	1,36141	5,1	1,06295	5,1	1,04515	5,1	1,03213	5,1	1,03213	5,1	1,03213

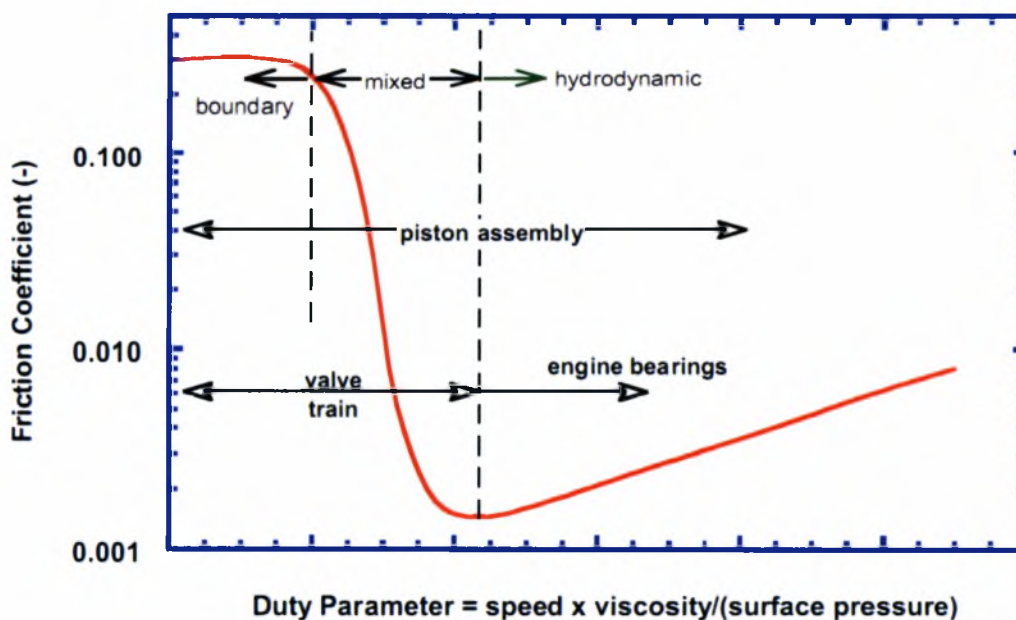


Σχήμα Π1.3: Διορθωτικοί συντελεστές ροής για την εξίσωση του Reynolds παρουσία τραχύτητας επιφάνειας

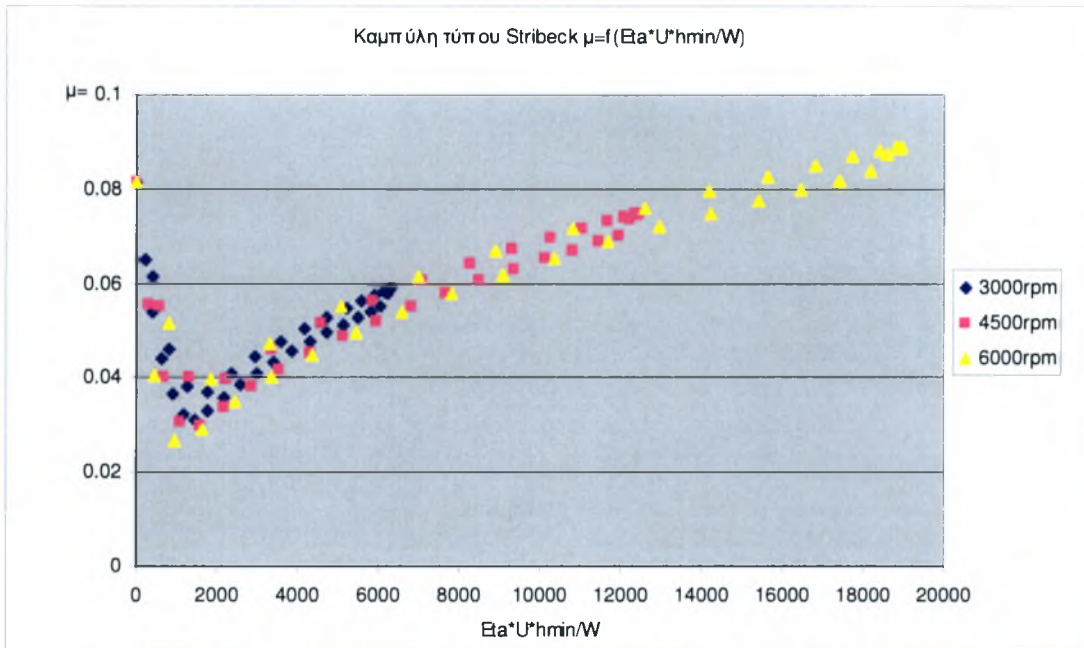
Παρόμοιες εκφράσεις δίνονται για τους συντελεστές Φ_s και $\Phi(f_\rho), \Phi(f_s)$ εκ των οποίων ο πρώτος λαμβάνεται υπόψη για την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds, ενώ ο δεύτερος $\Phi(f_\rho)$ λαμβάνεται υπόψη για την διόρθωση της υδροδυναμικής δύναμης τριβής.

Θεωρητικά αποτελέσματα

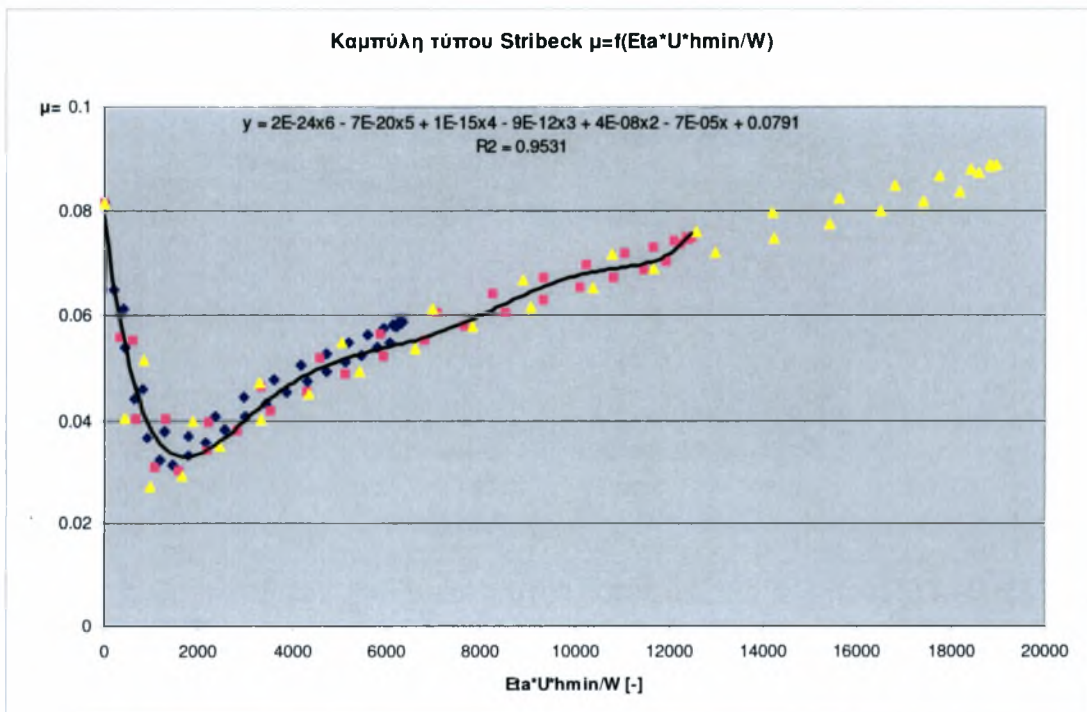
Στην τριβολογία διαγράμματα με αδιάστατα μεγέθη, όπως διαγράμματα τύπου Stribeck, δίνουν με αμεσότητα και ταχύτητα συμπεράσματα για τις συνθήκες αντιφθοράς και αντιτριβής των τριβομένων επιφανειών, υπό τον όρο ότι τα κριτήρια αντιφθοράς σχετίζονται με το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης και το κριτήριο αντιτριβής με το συντελεστή τριβής. Στην υδροδυναμική λίπανση τα διαγράμματα αυτά συνηθίζεται να αποδίδουν του συντελεστή τριβής συναρτήσει του αντίστροφου του αριθμού Sommerfeld ($1/S_o$) ($\text{Eta} \cdot \omega / (p_m \cdot y^2)$). Επειδή ο αριθμός Sommerfeld στην υπό μελέτη περίπτωση δεν έχει φυσική υπόσταση (καθώς το y είναι η σχετική διαμετρική χάρη που στην περίπτωση δακτυλίου εκφράζεται με την ποσότητα h_{\min}/D), έγινε απόπειρα απόδοσης καμπύλης συντελεστή τριβής συναρτήσει της παραμέτρου $\text{Eta} \cdot U/Wtar$ (παράμετρος ισολειτουργίας για τα έδρανα) λαμβανόμενης υπόψη και της τιμής του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης με σκοπό την δημιουργία πρότυπου αδιάστατου μεγέθους. Συνεπώς, με τη μέθοδο αυτή κατασκευάστηκαν διαγράμματα $\mu = f(\text{ETA} \cdot U/W) \cdot H_{\min}$. Τέτοια διαγράμματα εμφανίζονται στη συνέχεια, συμπίπτουν για την ίδια κατατομή στο υδροδυναμικό τους τμήμα για μεταβαλλόμενες τιμές ETA, U και W, ενώ στην μη υδροδυναμική περιοχή υπάρχει εξάρτηση από τα μικρογεωμετρικά και λοιπά τριβολογικά χαρακτηριστικά της επιφάνειας.



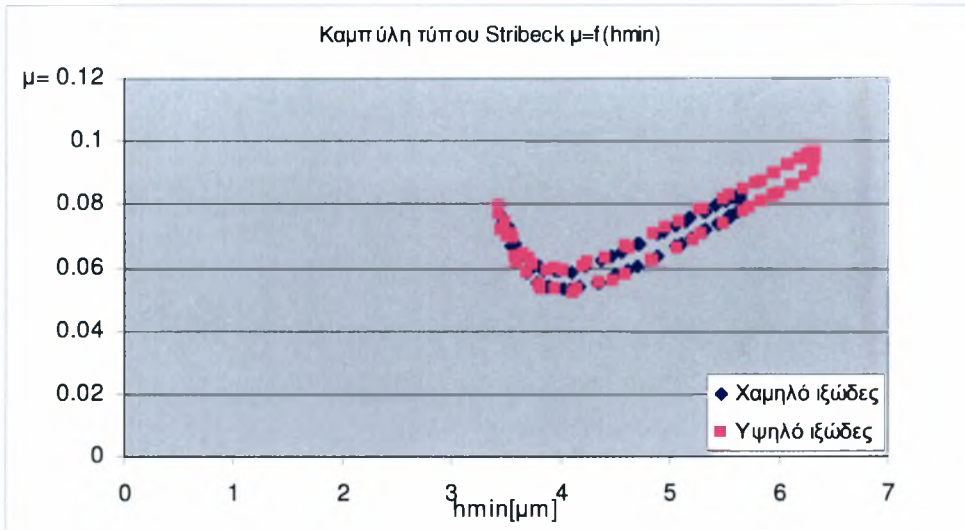
Σχήμα Π1.4: Τυπική καμπύλη μορφής Stribeck που χαρακτηρίζει συγκεκριμένη γεωμετρία δακτυλίου (δεδομένο βιβλιογραφίας).



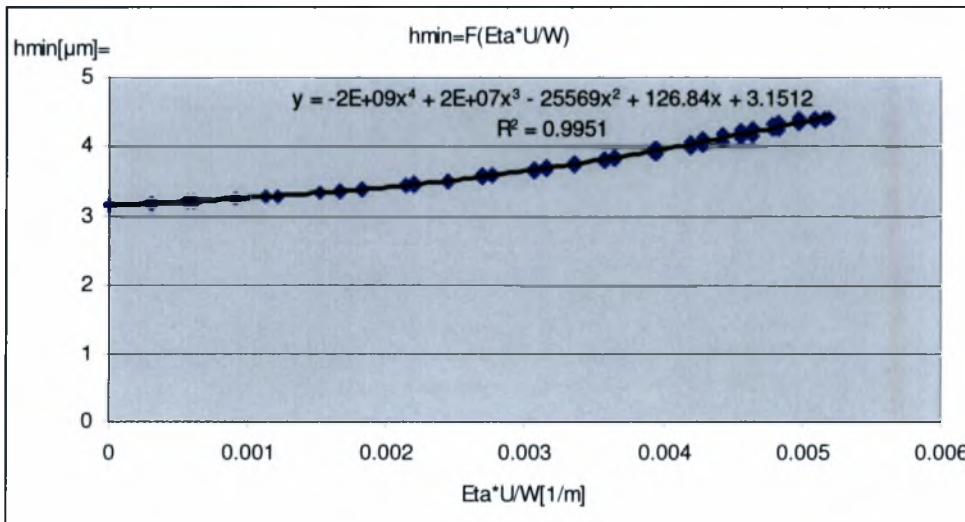
Σχήμα Π1.5: Τυπική καμπύλη μορφής Stribeck που χαρακτηρίζει συγκεκριμένη γεωμετρία δακτυλίου για διαφορετικές RPM.



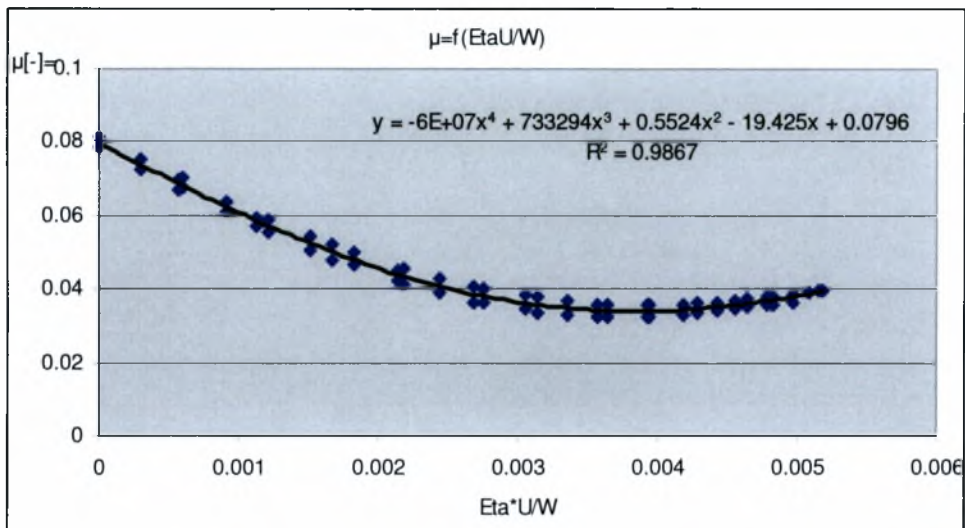
Σχήμα Π1.6: Τυπική καμπύλη μορφής Stribeck που χαρακτηρίζει συγκεκριμένη γεωμετρία δακτυλίου για διαφορετικές P_{tar} με γραμμή τάσης.



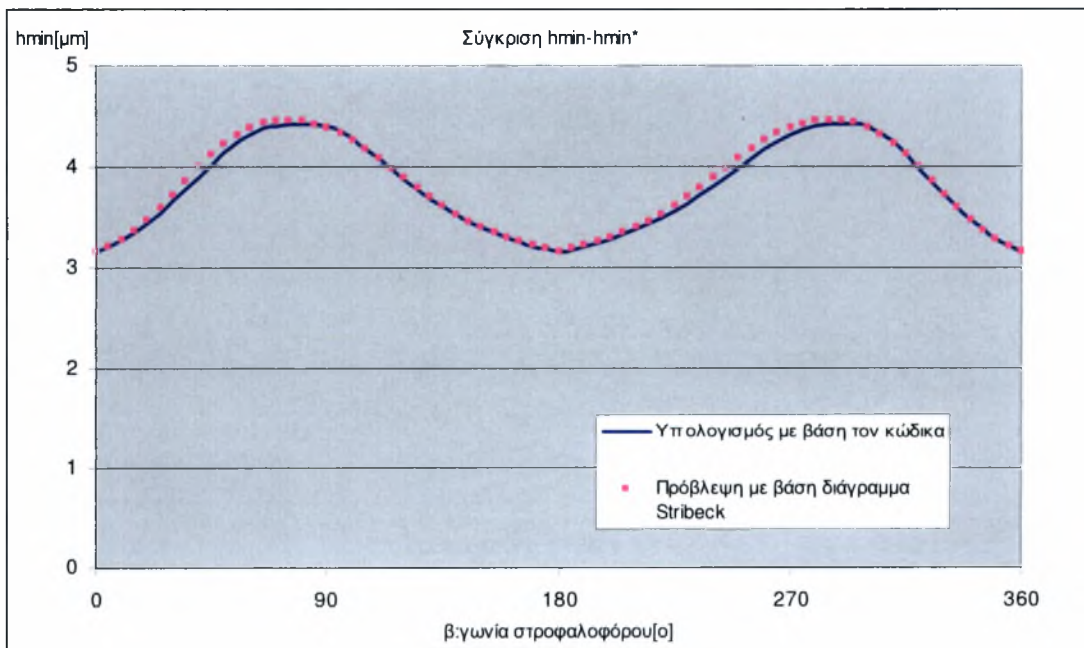
Σχήμα Π1.7: Τυπική καμπύλη μορφής Stribeck που χαρακτηρίζει συγκεκριμένη γεωμετρία δακτυλίου για διαφορετικά ιξώδη.



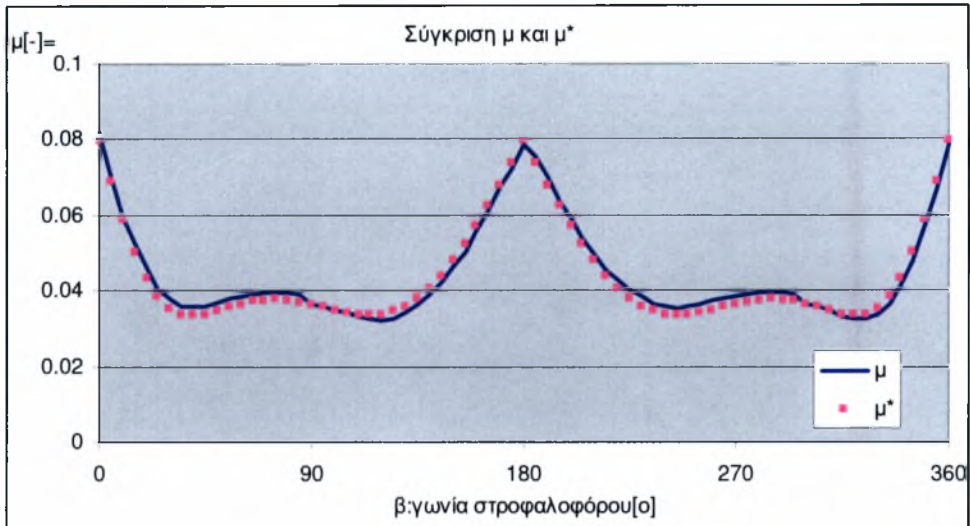
Σχήμα Π1.8: Μεταβολή του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης με την χαρακτηριστική ισολειτουργία του δακτυλίου για διάφορες τιμές συχνότητας περιστροφής, P_{tag} , και ιξώδους λιπαντικού.



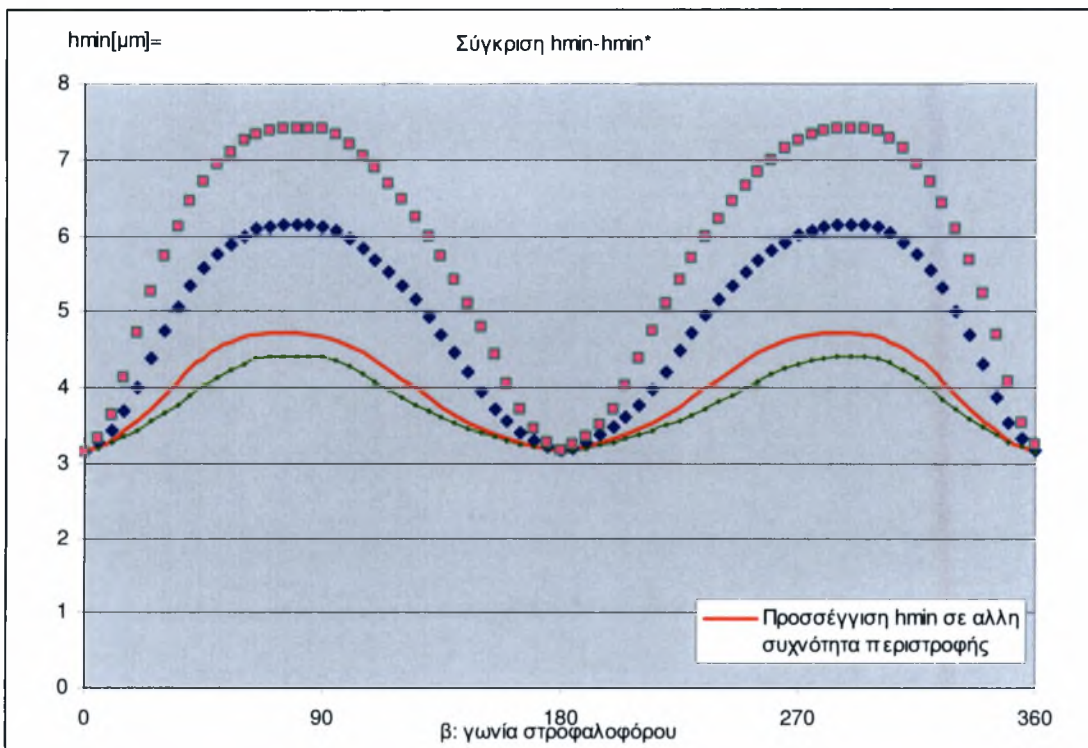
Σχήμα Π1.9: Μεταβολή του συντελεστή τριβής με την χαρακτηριστική ισολειτουργίας του δακτυλίου για διάφορες τιμές συχνότητας περιστροφής, P_{tar} , και ιξώδους λιπαντικού.



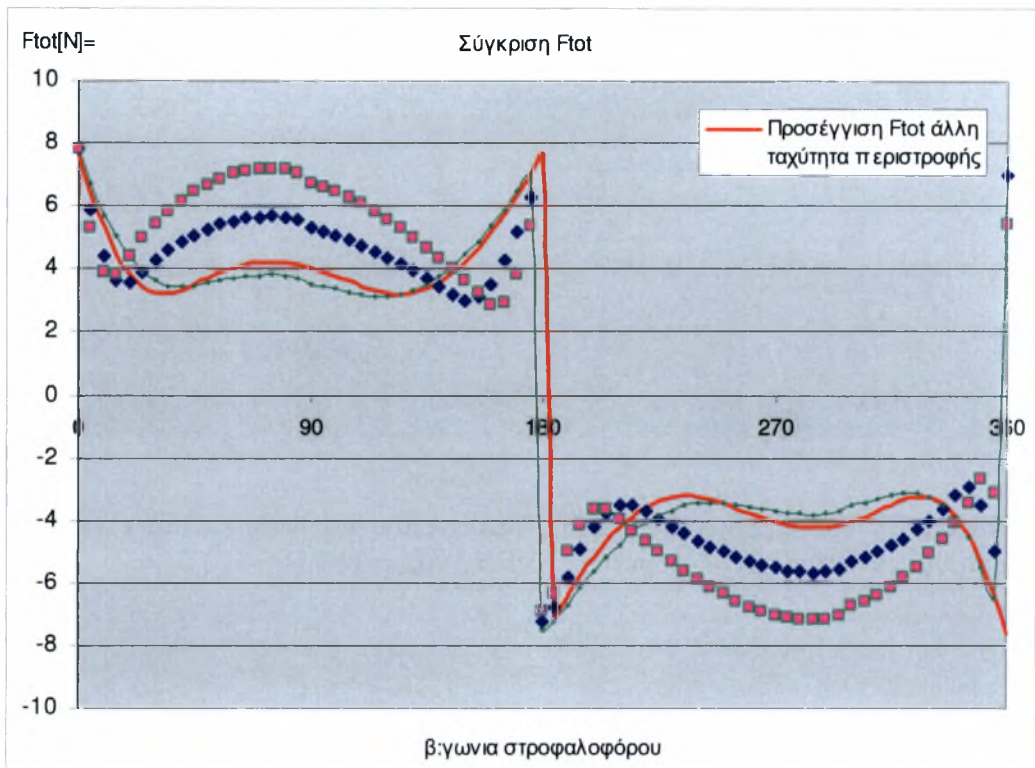
Σχήμα Π1.10: Σύγκριση θεωρητικού αποτελέσματος h_{min} με συνθετική τιμή h_{min}^* που προέρχεται από καμπύλη Stribeck.



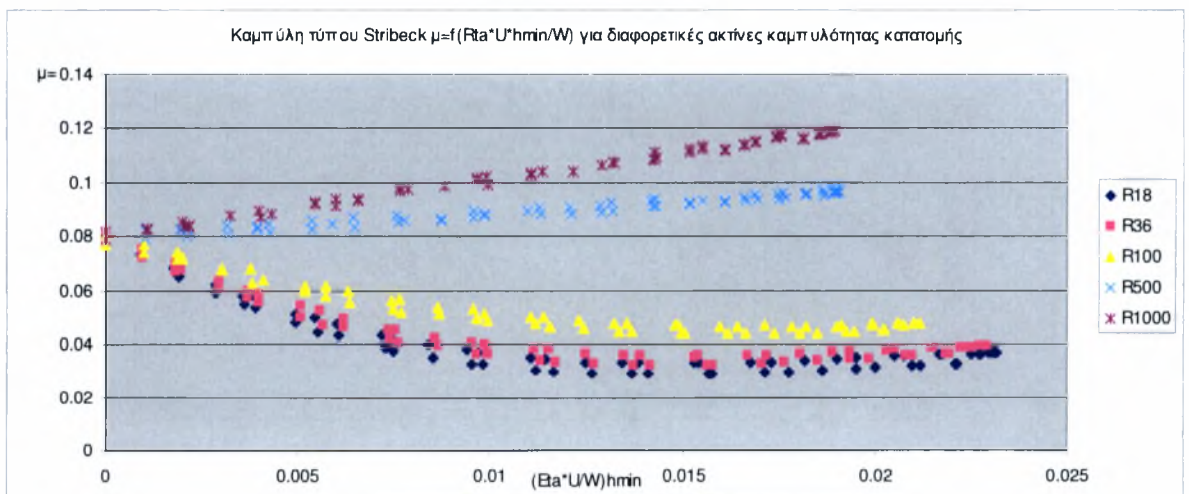
Σχήμα Π1.11: Σύγκριση θεωρητικού αποτελέσματος μ - με συνθετική τιμή μ^* - που προέρχεται από καμπύλη Stribeck.



Σχήμα Π1.12: Σύγκριση θεωρητικού αποτελέσματος h_{min} σε διαφορετικές ενδιάμεσες στροφές με συνθετική τιμή που προέρχεται h_{min} από καμπύλη Stribeck.

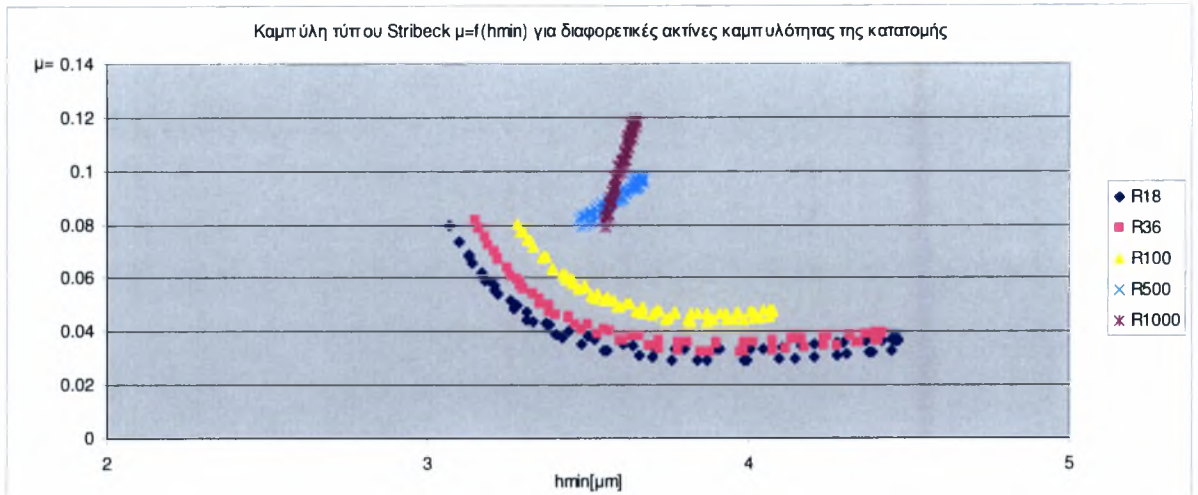


Σχήμα Π1.13: Σύγκριση θεωρητικού αποτελέσματος F_{tot} σε διαφορετικές ενδιάμεσες στροφές με συνθετική τιμή που προέρχεται F_{tot} από καμπύλη Stribeck.



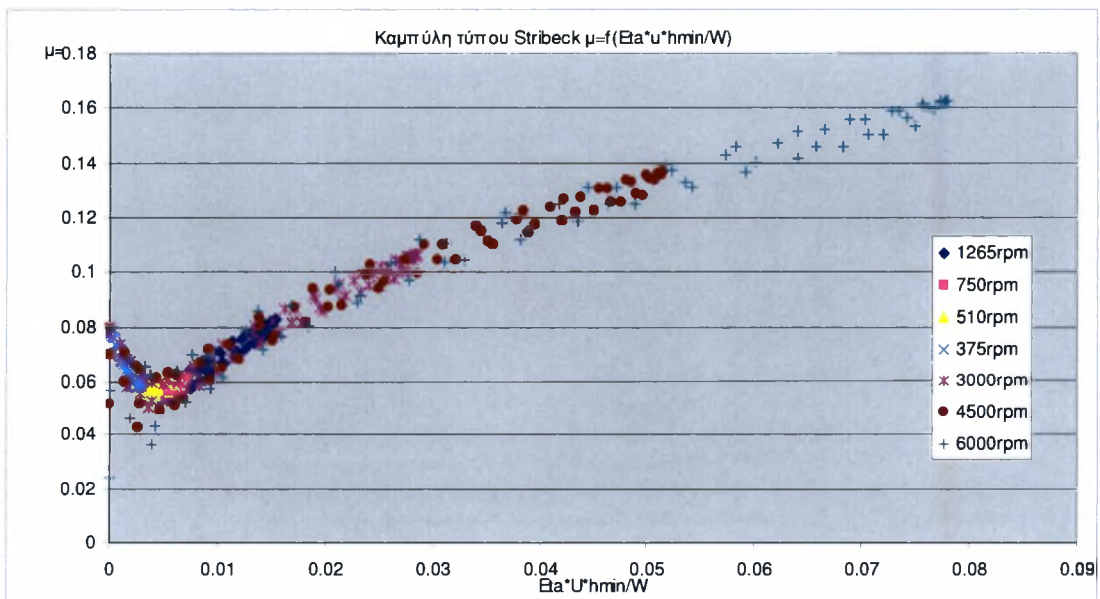
Σχήμα Π1.14: Σύγκριση με τη βοήθεια καμπύλων τύπου Stribeck και ταξινόμηση κατατομών δακτυλίων ως προς την υδροδυναμική ή όχι συμπεριφορά τους.

Σχόλιο σχήματος: Υδροδυναμική συμπεριφορά εμφανίζουν οι δακτύλιοι με πτωτική τάση της καμπύλης του συντελεστή τριβής. Σε αντίθετη περίπτωση υπάρχει επαφή δακτυλίου κυλίνδρου καθ' όλο το μήκος της διαδρομής

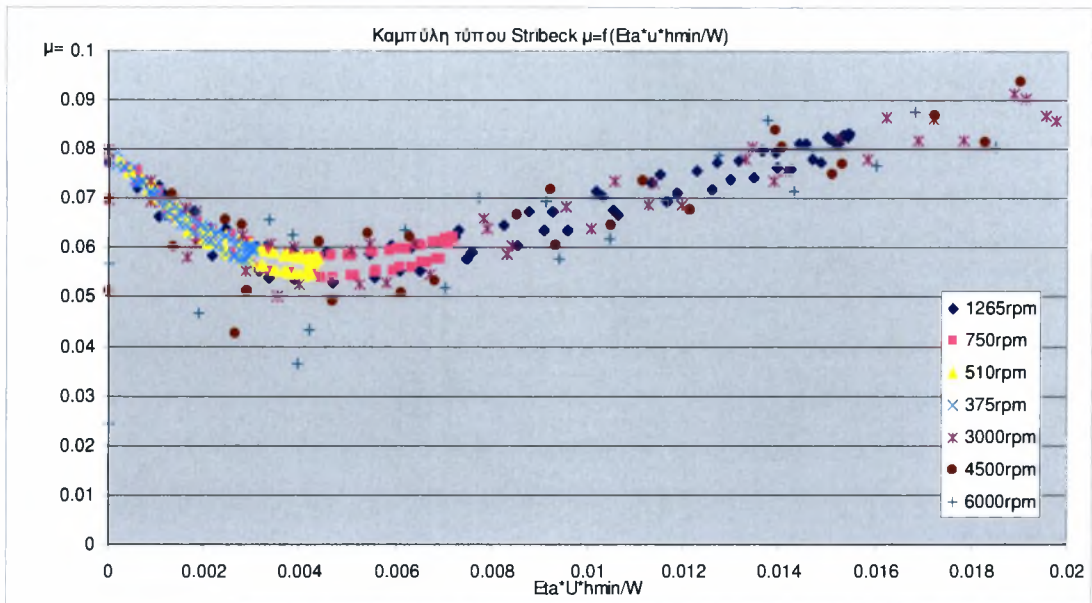


Σχήμα Π1.15: Τυπική καμπύλη μορφής Stribeck που χαρακτηρίζει συγκεκριμένη γεωμετρία δακτυλίου για διαφορετικές ακτίνες καμπυλότητας.

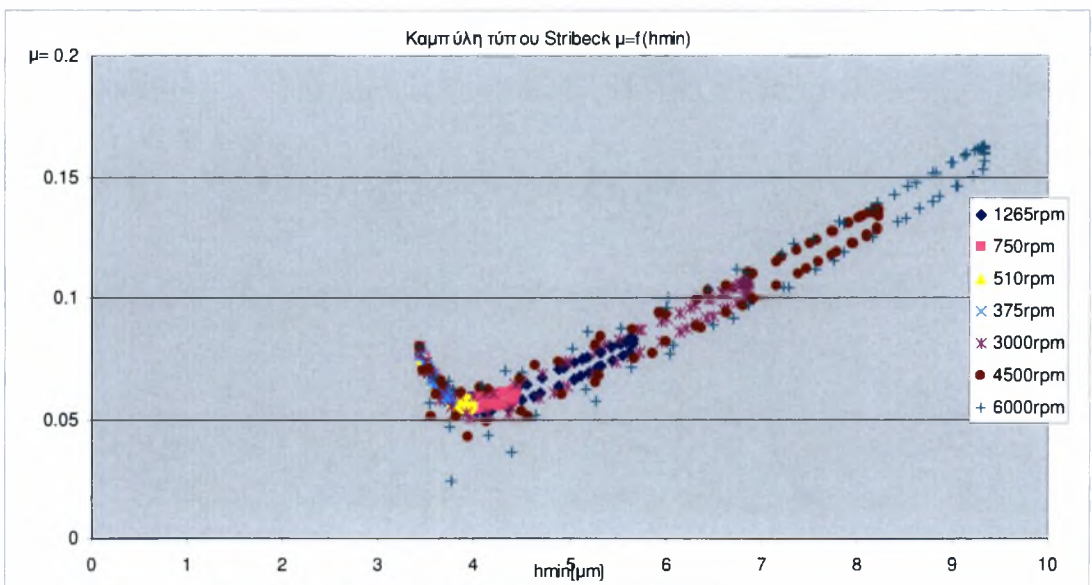
Σχόλιο σχήματος: Η ταξινόμηση των καμπυλών γίνεται αμεσότερη και ταχύτερη για μεγάλες τιμές του συντελεστή α του Greenwood.



Σχήμα Π1.16: Τυπική καμπύλη μορφής Stribeck που χαρακτηρίζει συγκεκριμένη γεωμετρία δακτυλίου για διαφορετικές στροφές.



Σχήμα Π1.17: Τυπική καμπύλη μορφής Stribeck που χαρακτηρίζει συγκεκριμένη γεωμετρία δακτυλίου για διαφορετικές στροφές.



Σχήμα Π1.18: Τυπική καμπύλη μορφής Stribeck που χαρακτηρίζει συγκεκριμένη γεωμετρία δακτυλίου για διαφορετικές στροφές.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2

- A) Φωτογραφίες του πειραματικού προσομοιωτή του ΠΘ**
- B) Αποτελέσματα μετρήσεων**

Α) Φωτογραφίες-σχέδια του πειραματικού προσομοιωτή του ΠΘ



Σχήμα Π2.1: Μαρκάρισμα του κινητήρα για κατεργασία κοπής του πλωτού κυλίνδρου.



Σχήμα Π2.1: Μαρκάρισμα του κινητήρα για κατεργασία κοπής του πλωτού κυλίνδρου.



Σχήμα Π2.1: Τοποθέτηση του κινητήρα στην τράπεζα έδρασης του προσομοιωτή.



Σχήμα Π2.1: Κινητήρας fiat όπως ανοίχθηκε πριν τον καθαρισμό του.



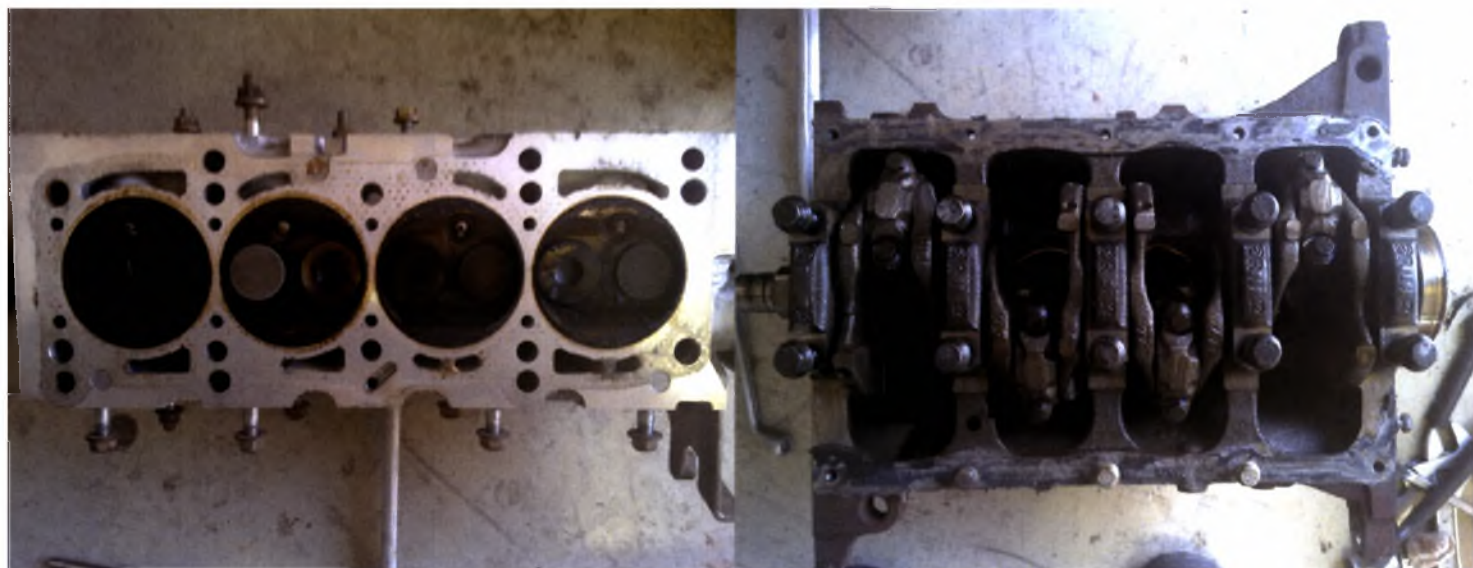
Σχήμα Π2.1: Κινητήρας fiat όπως ανοίχθηκε πριν τον καθαρισμό του (με φλάντζα κεφαλής).



Σχήμα Π2.1: Κινητήρας fiat όπως ανοίχθηκε πριν τον καθαρισμό του.



Σχήμα Π2.2: Κατάλοιπα καύσης του καυσίμου μετά από χρόνια λειτουργία του κινητήρα.



Σχήμα Π2.3: Ακαθάριστη κεφαλή κυλίνδρων με κατάλοιπα καύσης παρόμοια με αυτά του κυλίνδρου.

Σχήμα Π2.4: Κάτω μέρος του κινητήρα με μονταρισμένο στροφαλοφόρο και έμβολα(Σημαντική είναι η αρίθμηση των ημιεδράνων του στροφαλοφόρου σε διαφορετική διάταξη μπλοκάρουν την περιστροφή του).



Σχήμα Π2.5: Ειδικό τεμάχιο εμβόλου και έμβολο σε ενδιάμεσο στάδιο κατασκευής.



Σχήμα Π2.6: Κυλινδροκεφαλή, φλάντζα κεφαλής και σώμα κινητήρα .

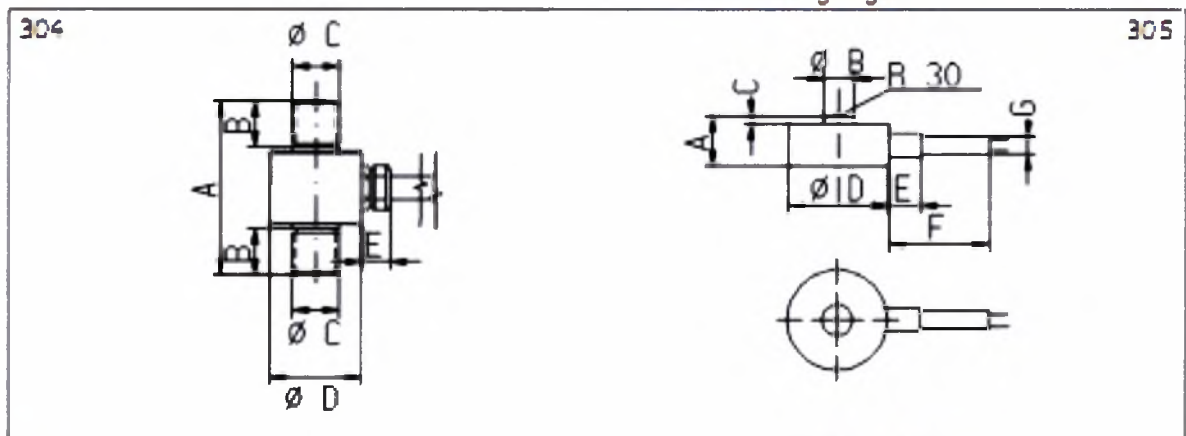


Modell 304 / 305
Elektrische Miniatur-Kraftaufnehmer



Kleine Abmessungen
Leichter Einbau
Hohe Genauigkeiten
Rostfreier Stahl

Die Miniatur-Kraftaufnehmer Modellreihe **Test 304/305** werden überall eingesetzt, wo enge Platzverhältnisse keine andere Möglichkeit zulassen. Auf Grund Ihrer kompakten Abmessungen sind diese Aufnehmer sorgfältig zu adaptieren. Dann erreichen sie bei langer Lebensdauer gute Genauigkeiten. Den aus hochwertigem rostfreien Edelstahl gefertigten Aufnehmer gibt es in zwei Versionen: das Modell 305 ist zur Messung von Druckkräften, das Modell 304 zur Messung von Zug- und Druckkräften geeignet.



Serie Klasse	304 • 305 M	Messbereiche in mN Dimensionen in mm						
		Modell 304					Modell 305	
Nennwert	mV/V	0,8	1,2					
Kennwerttoleranz	%	± 0,3					0,5	
Nichtlinearität	%	± 0,04					1	
Veränderlichkeit	%	± 0,02					2	
Zusammengesetzter Fehler	%	± 0,5					5	
Referenztemperatur	°C	23					10	
Nenntemperaturbereich	°C	0 - 50					20	
Kriechen nach 30 min	%	± 0,07						
Kriechen nach 8 h	%	± 0,1						
Temperaturkoeffizient des Nullsignals pro 10K im Nenntemperaturbereich	%	± 0,2						
Temperaturkoeffizient des Kennwertes pro 10K im Nenntemperaturbereich	%	± 0,2						
Lagertemperaturbereich	°C	-30 - 90						
Ausgangswiderstand bei Referenztemperatur	Ω	350 ± 25						
Eingangswiderstand bei Referenztemperatur	Ω	350 ± 2						
Isolationswiderstand bei Referenztemperatur	Ω	> 2						
Maximale Speisespannung	V	12						
Nennbereich der Speisespannung	V	2 - 12						
Bruchlast bezogen auf Nennlast	%	≥ 300						
Max. zulässige dynamische Belastung	%	≥ 150						
Schutzart		IP 67						
		A	3E	3E	4E	5E	13	
		B	8	8	10	15	Ø 8	
		C	M5	M6	M10	M12	M16	2
		D	Ø 10	Ø 12	Ø 18	Ø 24	Ø 29	Ø 26
		E	10	10	10	10	8,5	
		F					26,5	
		G					Ø 4,5	
		<ul style="list-style-type: none"> • braun Spiesung + • grün Spiesung - • gelb Messdiagonale + • weiss Messdiagonale - • Abschirmung 						

Die Terminologie entspricht der EN 10002-3, Kraftmessgeräte, bzw. VDI/VDE-Richtlinie 2638, Kraftaufnehmer

B) Αποτελέσματα μετρήσεων

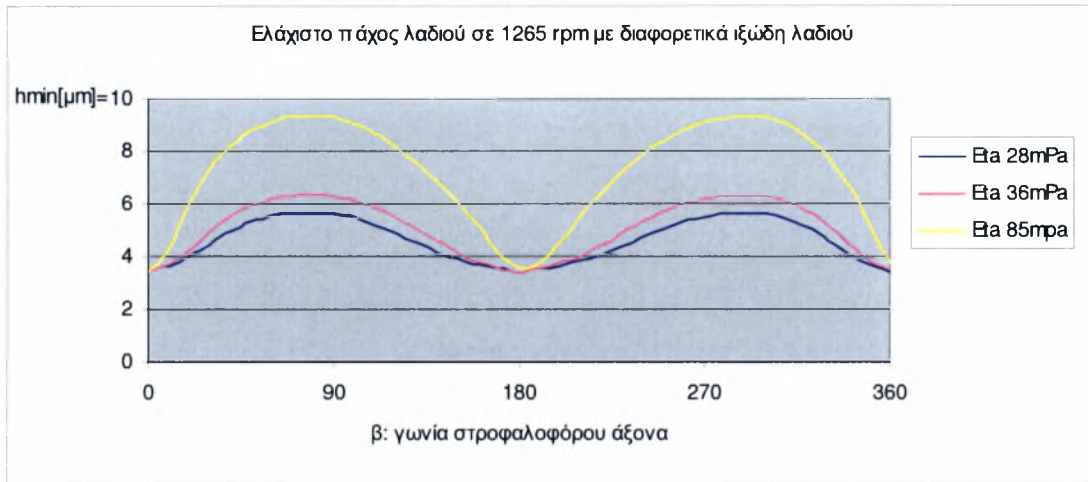
Κατά τη διαδικασία προετοιμασίας των μετρήσεων θεωρήθηκε δόκιμο με τη βοήθεια του θεωρητικού μοντέλου να γίνει προσπάθεια ερμηνείας αποτελεσμάτων μετρήσεων πάνω στον προσομοιωτή πρώτης γενιάς [111] και για κινητήρα διαφορετικής γεωμετρίας. Επειδή το θεωρητικό μοντέλο πρώτης και δεύτερης γενιάς δεν παρουσιάζει διαφορές και ο κώδικας που αναπτύχθηκε κατά τη διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής ταχύτερος και δραστικότερος δίνει συναφή αποτελέσματα. Μία σειρά υπολογισμών για τις συνθήκες λειτουργίας μετρήσεων στον προσομοιωτή πρώτης γενιάς οδήγησε στα παρακάτω συμπεράσματα:

- 1) Για πολύ χαμηλές συχνότητες περιστροφής μικρότερες των 500rpm εμφανίζονται τα pick- μέγιστα στα νεκρά σημεία κατά προτίμηση μετά την αναστροφή της κίνησης.
- 2) Αν και η γραμμική ταχύτητα του συστήματος είναι χαμηλή η επίδραση της θερμοκρασίας του λιπαντικού δεν είναι σημαντική γεγονός που οδηγεί στο συμπέρασμα ότι η μείωση της τιμής της δύναμης στο μέσο της διαδρομής δεν οφείλεται μόνο στην παρουσία της υδροδυναμικής συνιστώσας, αλλά και, σε μερική λίπανση της κατατομής του δακτυλίου (παρουσία λιπαντικού σε περιοχή μικρότερη του μήκους του δακτυλίου).
- 3) Εμφανίζεται σαφής ασυμμετρία μεταξύ των χρόνων καθόδου και ανόδου του εμβόλου γεγονός που μαρτυρεί επίσης την μη πλήρη και διαφορετική λίπανση της κατατομής κατά τους δύο χρόνους.
- 4) Για συχνότητες περιστροφής πάνω από 700 rpm τα μέγιστα στις περιοχές των νεκρών σημείων εκφυλίζονται, ενώ παράλληλα εμφανίζονται με μεγάλες τιμές σε γειτονικές περιοχές τους κατά προτίμηση πριν την προσέγγιση του δακτυλίου στο νεκρό σημείο.
- 5) Επειδή σε γενικές γραμμές το θεωρητικό μοντέλο συμφωνεί με τις πειραματικές μετρήσεις στοιχεία από τη συνιστώσα τριβής στα νεκρά σημεία σε χαμηλές στροφές οδηγούν στην εκτίμηση διορθωμένης τιμής σημαντικών παραμέτρων που λαμβάνονται υπόψη στο θεωρητικό μοντέλο (πχ συντελεστής α στο μοντέλο Greenwood και Trip).

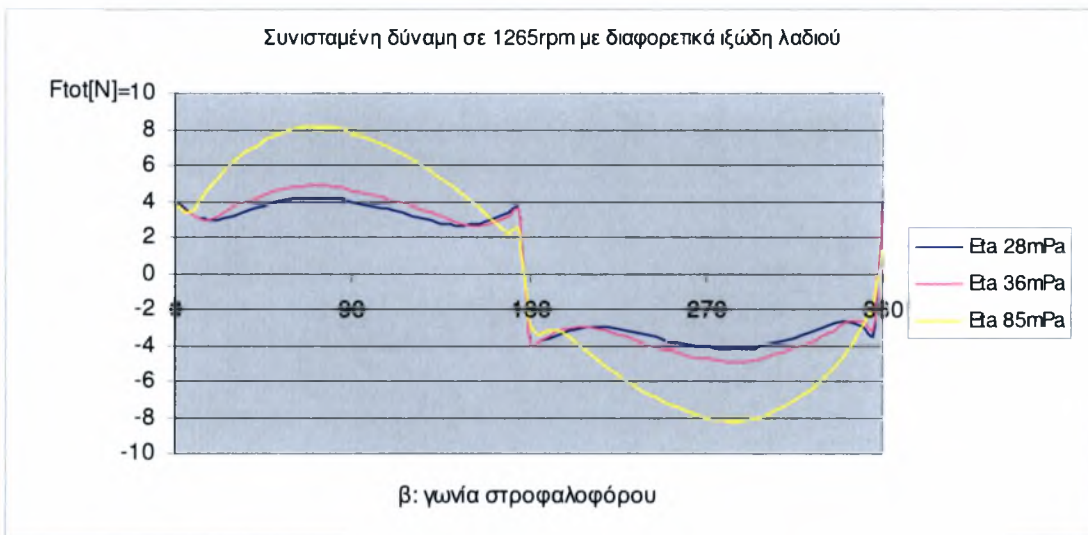
Με βάση τα προηγούμενα έγινε σειρά υπολογισμών για την γεωμετρία του προσομοιωτή 2^{ης} γενιάς για τις εξής συνθήκες λειτουργίας:

- a) 750grm λιπαντικό ELF 15W40 θερμοκρασίες 40°C, 50°C, 60°C, 70°C
- b) 750grm λιπαντικό ELF 15W40 θερμοκρασίες 40°C, 50°C, 60°C, 70°C
- c) 750grm λιπαντικό ELF 15W40 θερμοκρασίες 40°C, 50°C, 60°C, 70°C
- d) 750grm λιπαντικό ELF 15W40 θερμοκρασίες 40°C, 50°C, 60°C, 70°C
- e) 750grm λιπαντικό ELF 15W40 θερμοκρασίες 40°C, 50°C, 60°C, 70°C

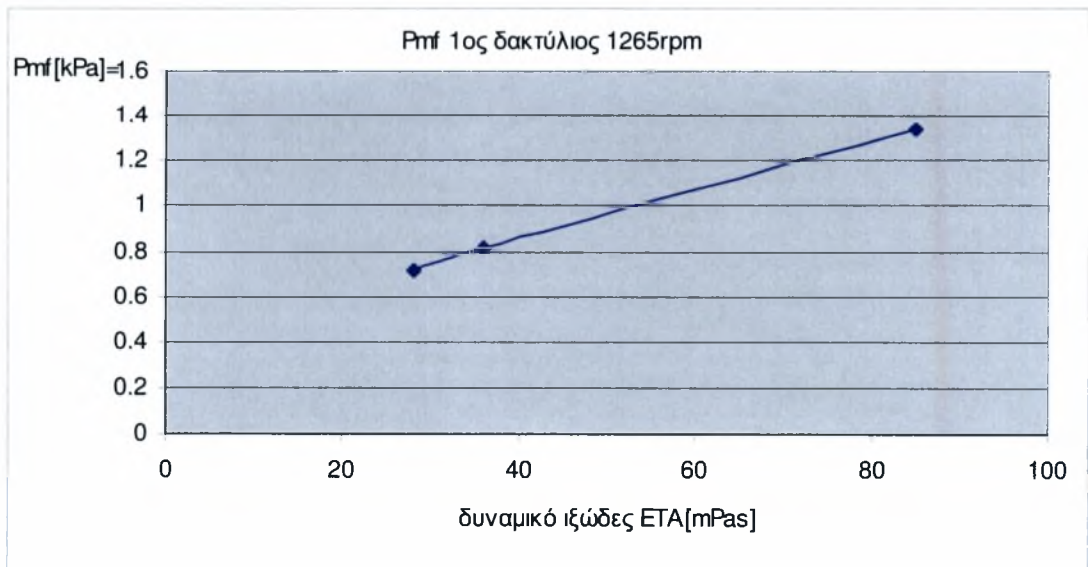
Για όλους τους υπολογισμούς θεωρείται $P_{tar}=200.000Pa$ για τον 1^ο και 2^ο δακτύλιο, καθώς και 780.000Pa για τον 3^ο δακτύλιο (δεδομένα κατασκευαστή κεφάλαιο 2^ο).



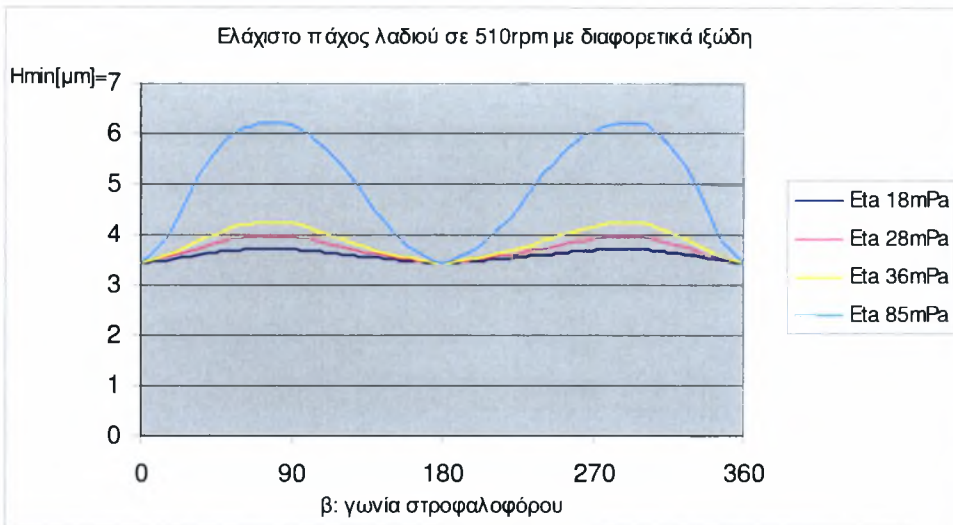
Σχήμα Π2.8



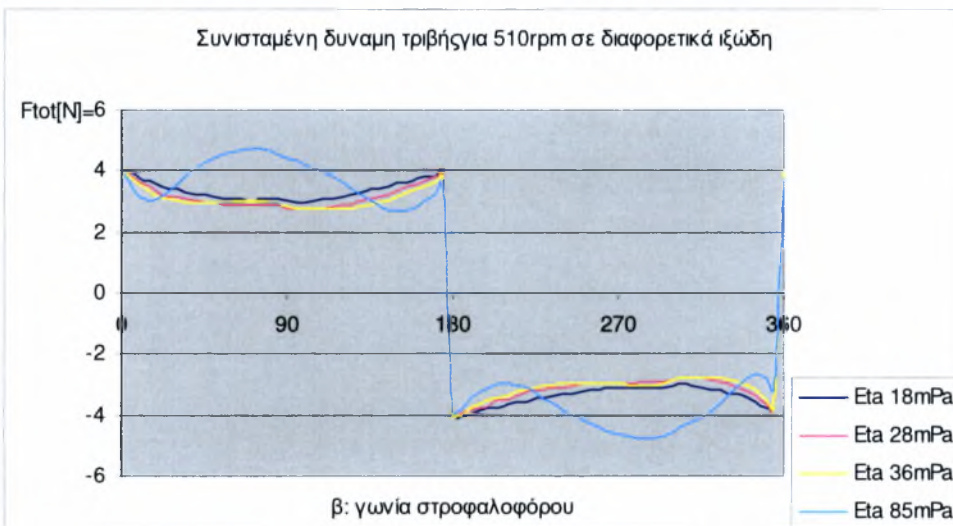
Σχήμα Π2.9



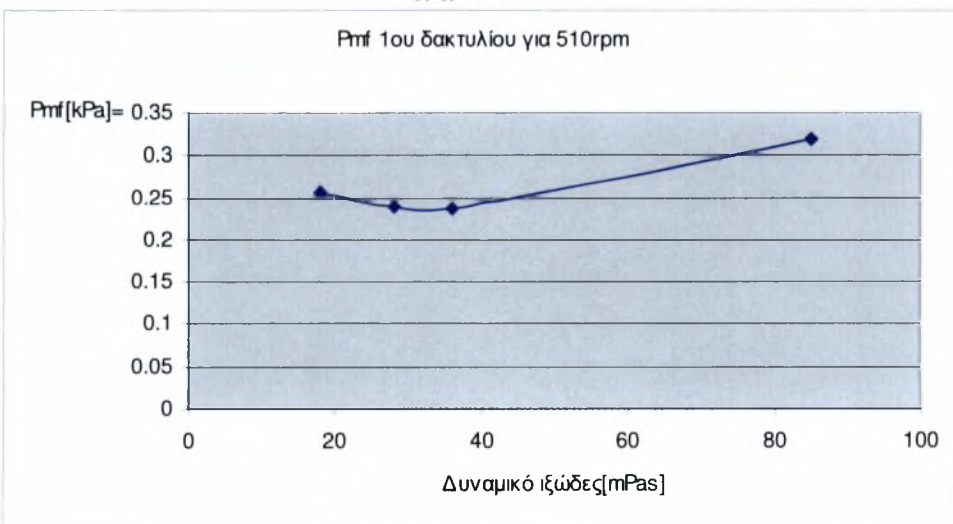
Σχήμα Π2.10



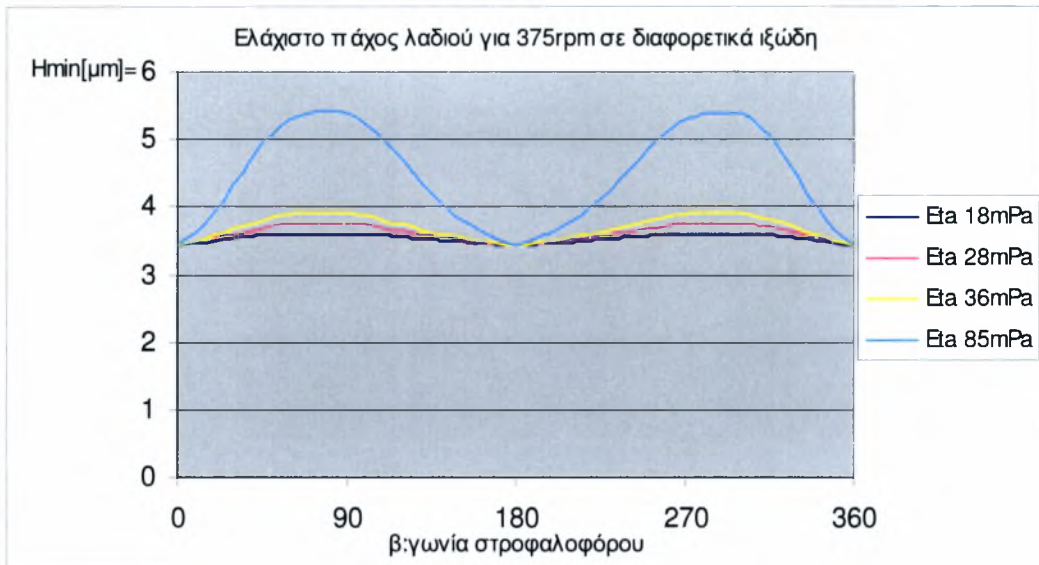
Σχήμα Π2.11



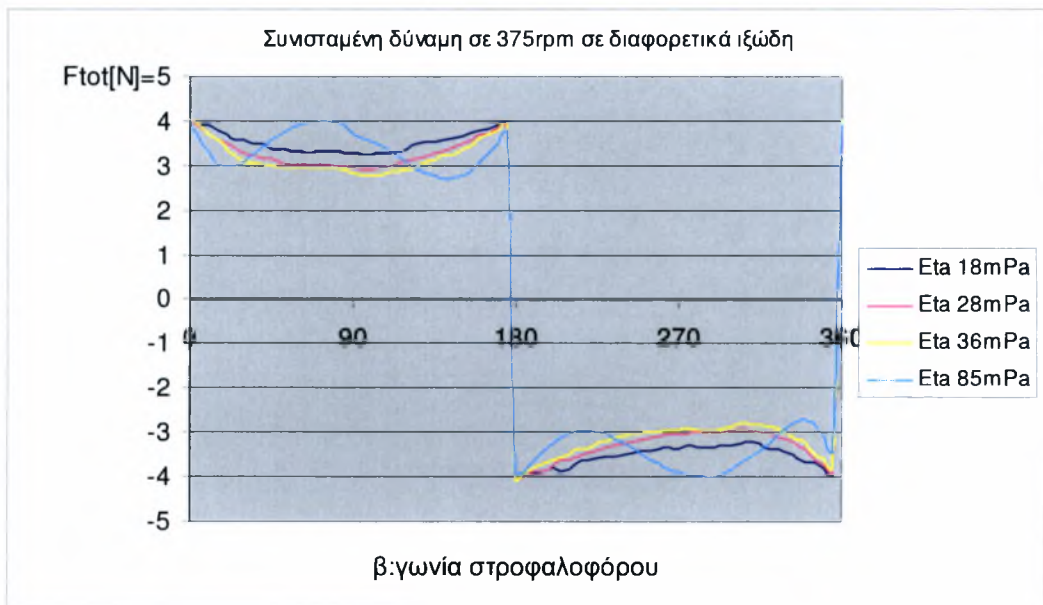
Σχήμα Π2.12



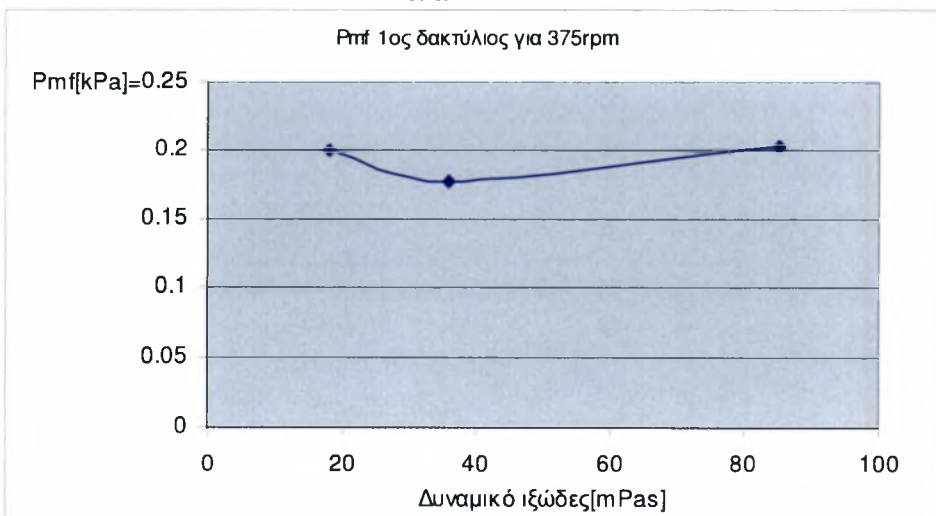
Σχήμα Π2.13



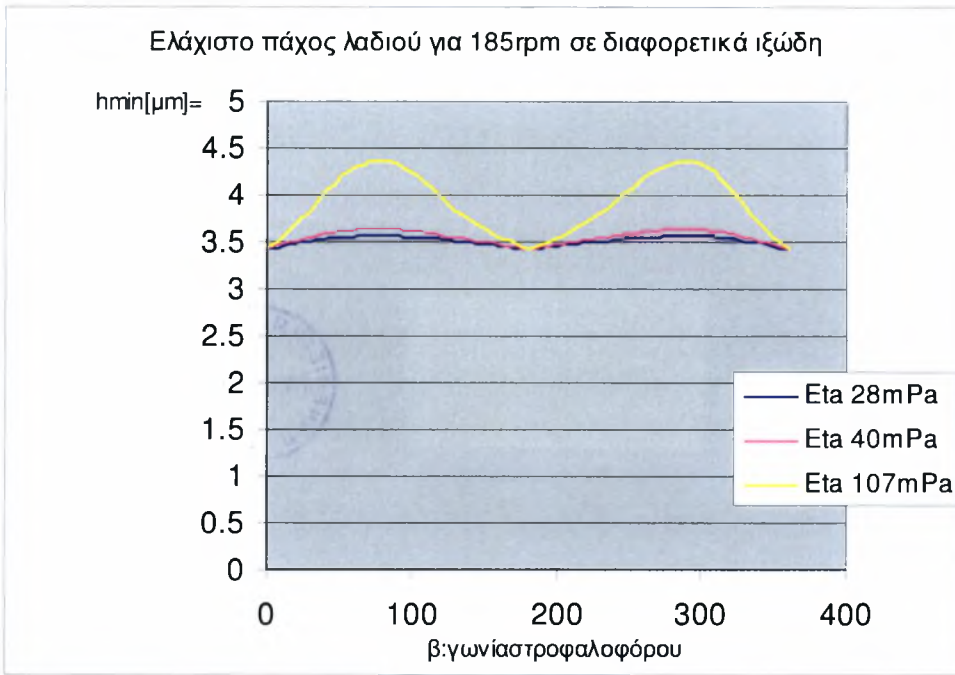
Σχήμα Π2.14



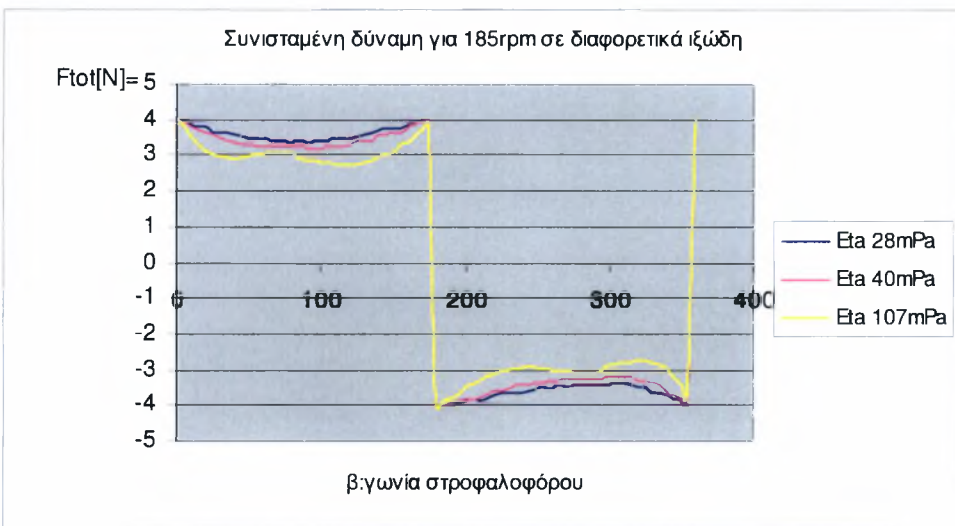
Σχήμα Π2.15



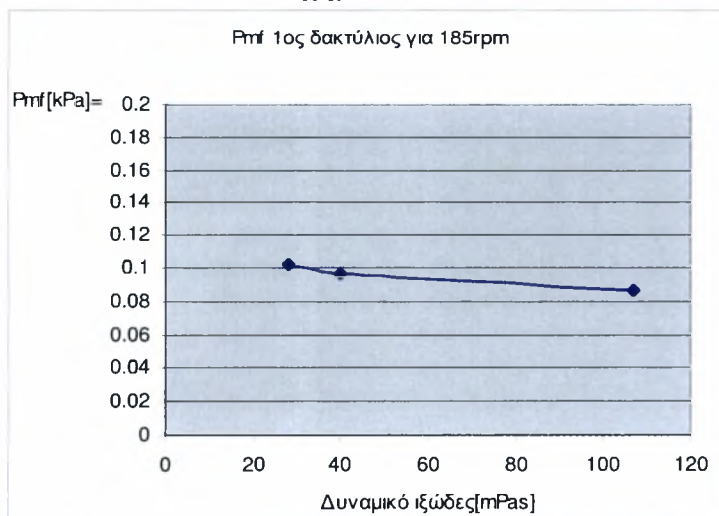
Σχήμα Π2.16



Σχήμα Π2.17



Σχήμα Π2.18



Σχήμα Π2.19

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ



004000102423

