

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ

ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία

**Επίδραση της τραχύτητας στην υδροδυναμική τριβή
Συντελεστές ροής – Εφαρμογή σε συστήματα δακτυλίου εμβόλου
Μ.Ε.Κ.**



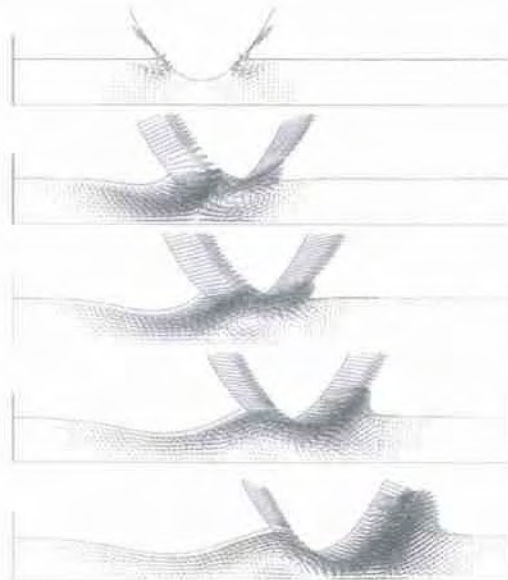
υπό
ΣΩΤΗΡΙΟΥ ΜΠΑΤΟΥ

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των
απαιτήσεων για την απόκτηση του
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού Βιομηχανίας
Βόλος 2010



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

Αριθ. Εισ.: 9366/1
Ημερ. Εισ.: 15-03-2011
Δωρεά: Συγγραφέα
Ταξιθετικός Κωδικός: ΠΤ – ΜΜ
2011
ΜΠΑ



© 2009 Μπάτος Σωτήρης

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

Δεύτερος Εξεταστής Δρ. Σπύρος Καραμάνος
Αναπληρωτής Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής Δρ. Νικόλαος Χασιώτης
Διδάσκων Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Ευχαριστίες

Πρώτα απ' όλα, θέλω να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής εργασίας μου 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. Σπύρο Καραμάνο και Νικόλαο Χασιώτη για την προσεκτική ανάγνωση της εργασίας μου και για τις πολύτιμες υποδείξεις τους. Οφείλω ευχαριστίες σε όλους τους καθηγητές 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.

Επίσης θέλω να ευχαριστήσω τους φίλους μου Τάνια Κυρίτση, Χρήστο Γίδαρη, Μιχάλη Γκοσλιόπουλο, Αλέξανδρο Κλέπκο, Χρήστο Σάββα, Χάρη Χατζηιωάννου, Αναστασία Κρεωνά, Κώστα Χατζηχρήστο, Δημήτρη Παρίση, Βασίλη Στράβα, Βασίλη Γιάγκο για την βοήθεια τους όλα αυτά τα χρόνια που περάσαμε μαζί στο Βόλο.

Ακόμη να ευχαριστήσω τους γονείς μου Νίκο και Ασημένια και την αδερφή μου Μαρία που όλα αυτά τα χρόνια με στήριζαν και ήταν πάντα δίπλα μου, γιατί χωρίς αυτούς τίποτε από όλα αυτά δεν θα ήταν εφικτό.

Μπάτος Σωτήρης

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία με τίτλο **“Επίδραση της τραχύτητας στην υδροδυναμική τριβή Συντελεστές ροής-Εφαρμογή σε συστήματα δακτυλίου εμβόλου Μ.Ε.Κ.”** χωρίζεται σε 4 κεφάλαια και 3 παραρτήματα.

Στο πρώτο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα νέα στοιχεία που εισάγονται με σκοπό την διόρθωση του μοντέλου Patir-Cheng με ρεαλιστικά χαρακτηριστικά τραχύτητας τεχνολογικών επιφανειών.

Στο δεύτερο κεφάλαιο δίνονται νέα διαγράμματα για τους συντελεστές ροής με βάση τις κατανομές Fisher-Pearson που περιγράφουν τις τραχείες επιφάνειες.

Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται η εφαρμογή του παρόντος μοντέλου σε σύστημα δακτυλίων εμβόλου Μ.Ε.Κ. και ειδικότερα στον πρώτο δακτύλιο.

Στο τέταρτο κεφάλαιο δίνονται τα αποτελέσματα της παρούσας διπλωματικής εργασίας καθώς και ενδεχόμενες μελλοντικές προοπτικές για συνέχιση και εμπάθυνση της συγκεκριμένης εργασίας.

Στα παραρτήματα που ακολουθούν δίνεται ο πηγαίος κώδικας “Oil Film” στον οποίο έγιναν οι απαραίτητες παρεμβάσεις προσαρμογής στα νέα δεδομένα καθώς και η ανάλυση χαρακτηριστικών στοιχείων τραχύτητας.

Τέλος δίνονται αποτελέσματα τα οποία δεν εμφανίζονται στο κυρίως κείμενο και σχετίζονται με την εφαρμογή του μοντέλου κατά την λειτουργική συμπεριφορά δακτυλίου εμβόλου Μ.Ε.Κ.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Περίληψη.....	9
Εισαγωγή.....	13

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

Επαφή και λίπανση τραχειών τεχνολογικών επιφανειών

1.1 Απαιτήσεις εισαγωγής νέων δεδομένων.....	17
1.2 Μεθοδολογία για την θεωρητική προσομοίωση της συμπεριφοράς δακτυλίων εμβόλων ΜΕΚ.....	22
1.3 Στοιχεία του μοντέλου Greenwood-Tripp	26
1.4 Λίπανση δακτυλίου-χιτωνίου	31
1.4.1 Επίδραση της μικρογεωμετρίας των επιφανειών κυλίνδρου και δακτυλίου.....	32
1.4.2 Τραχύτητα και πάχος της λιπαντικής μεμβράνης (Patir-Cheng)	34
1.4.3 Υδροδυναμική συνιστώσα	35
1.5 Δακτύλιοι εμβόλων ΜΕΚ.....	42

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο

Συντελεστές ροής (Flow Factors)

Μοντέλο Patir-Cheng

2.1 Μεθοδολογία Διόρθωσης των Συντελεστών Ροής	53
2.2 Ο συντελεστής $\Phi_x(\Phi_z)$	55
2.3 Ο συντελεστής Φ_s	59
2.4 Ο Συντελεστής Φ_{fp}	63
2.5 Ο Συντελεστής Φ_{fs}	67

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο

Εφαρμογή σε σύστημα δακτυλίων εμβόλου Μ.Ε.Κ.

Συμπεριφορά πρώτου δακτυλίου (της Φωτιάς)

3.1 Συμπληρωματικά δεδομένα προβλήματος	71
3.2 Θεωρητικά αποτελέσματα (λειτουργία Μ.Ε.Κ. χωρίς φορτίο – ανοιχτός κύλινδρος.....	74
3.3 Θεωρητικά αποτελέσματα (λειτουργία Μ.Ε.Κ. με 100% φορτίο κύλινδρος).....	84

3.4 Λοιπά διαγράμματα.....	89
3.5 Αναλυτική προσέγγιση των αποτελεσμάτων του προγράμματος Oil Film.....	92

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο

Συμπεράσματα

4.1 Συμπεράσματα.....	103
-----------------------	-----

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	117
--------------------------	------------

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1.....	125
-------------------------	------------

Πηγαίος Κώδικας “Oil Film”

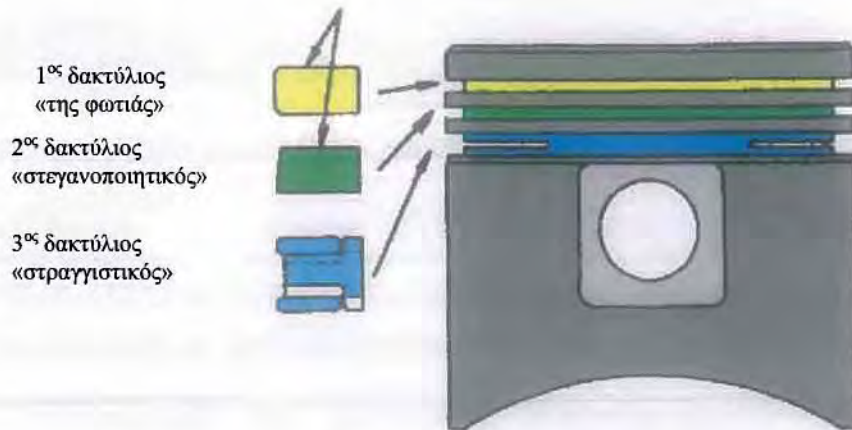
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2.....	141
-------------------------	------------

Προφίλ Συνθετικής Επιφάνειας

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 3.....	151
-------------------------	------------

Αποτελέσματα Υπολογισμών

ΕΙΣΑΓΩΓΗ



Η παρούσα διπλωματική εργασία με τίτλο

“Επίδραση της τραχύτητας στην υδροδυναμική λίπανση του συστήματος δακτύλιος εμβόλου Μ.Ε.Κ. – Κύλινδρος”

αποτελεί αναπόσπαστο τμήμα μιας σειράς διπλωματικών εργασιών που εκπονούνται κατά την τελευταία δεκαετία στο τμήμα μηχανολόγων μηχανικών του πανεπιστημίου Θεσσαλίας και πραγματεύονται την θεωρητική και πειραματική προσομοίωση της συμπεριφοράς του συστήματος έμβολο – δακτύλιος – κύλινδρος Μ.Ε.Κ.

Με την συνεχή ανάπτυξη – εξέλιξη υπολογιστικού πηγαίου κώδικα ο οποίος περιγράφει λεπτομερώς την λειτουργική συμπεριφορά του προαναφερθέντος συνόλου καθώς και την κατασκευή και λειτουργία πειραματικού προσομοιωτή, στόχος κάθε μιας από τις διπλωματικές εργασίες που εκπονηθήκαν μέχρι σήμερα ήταν μια εμπειριστατωμένη διερεύνηση με κεντρικούς άξονες συγκεκριμένα στοιχεία δεδομένων, όπως για παράδειγμα η επίδραση του φορτίου του κινητήρα πάνω στην συμπεριφορά του δακτυλίου εμβόλου, λεπτομερέστερη ανάλυση της τραχύτητας των επιφανειών με σκοπό την ρεαλιστικότερη τροφοδότηση του μοντέλου κλπ.

Ο κεντρικός άξονας της παρούσας διπλωματικής σχετίζεται με την επίδραση της τραχύτητας των τριβομένων τεχνολογικών επιφανειών στην συμπεριφορά του δακτυλίου-εμβόλου, ειδικότερα πάνω στην υδροδυναμική συμπεριφορά του δακτυλίου σε περιοχές όπου η περιορισμένη τιμή του πάχους της λιπαντικής

μεμβράνης απαιτεί γνώση των χαρακτηριστικών της επιφανειακής τραχύτητας. Με τον τρόπο αυτό κλείνει ένας κύκλος διερεύνησης του πηγαίου κώδικα με βάση δεδομένα της βιβλιογραφίας και ανοίγει ένας νέος με βάση τα επεξεργασμένα δεδομένα σε ρεαλιστικότερη βάση .

Επίκεντρο της διπλωματικής εργασίας είναι η διορθωτικοί συντελεστές λόγω τραχύτητας που εμφανίζονται στην εξίσωση της υδροδυναμικής λίπανσης δακτυλίου – κυλίνδρου που είναι γνωστή σαν εξίσωση του Reynolds. Οι συντελεστές αυτοί γνωστοί σαν συντελεστές ροής ή παροχής παίζουν σημαντικό ρόλο στις περιπτώσεις που η τιμή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης είναι της ίδιας τάξης μεγέθους με την τυπική απόκλιση της κατανομής των υψομέτρων των σημείων της επιφανείας. Άρα διαφοροποίηση θα αναζητηθεί στις περιοχές των νεκρών σημείων όπου εκ των πραγμάτων η λιπαντική μεμβράνη είναι λεπτή.

Για περιοχές μεγάλων ταχυτήτων του εμβόλου όπου η λιπαντική μεμβράνη είναι αυξημένου πάχους η τραχύτητα θεωρείται ότι παίζει αμελητέο ρόλο τόσο στη δημιουργία της λιπαντικής μεμβράνης καθώς και της δύναμης υδροδυναμικής τριβής .

Οι προαναφερθέντες συντελεστές έχουν εισαχθεί από τους Patir-Cheng το μοντέλο των οποίων χρησιμοποιήθηκε σε συνδυασμό με το μοντέλο των Greenwood και Tripp από τον S.M.Rohde της General Motors .

Κεφάλαιο 1

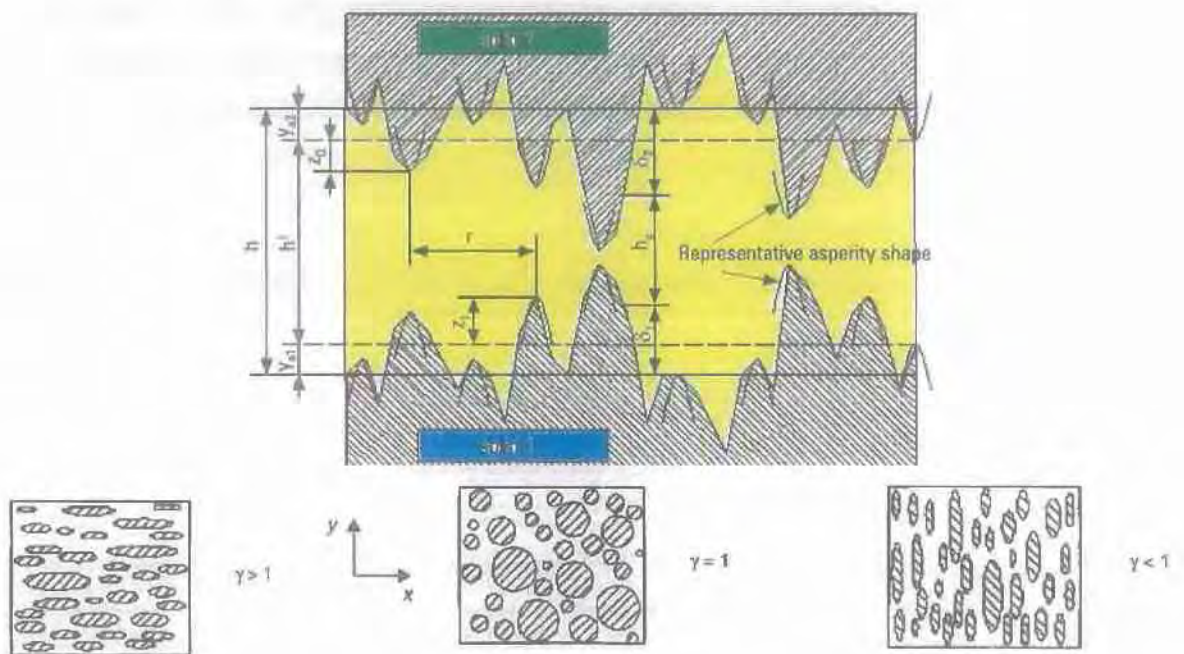
Επαφή και λείανση τεχνολογικών επιφανειών

[Faint, illegible text covering the majority of the page, possibly bleed-through from the reverse side.]

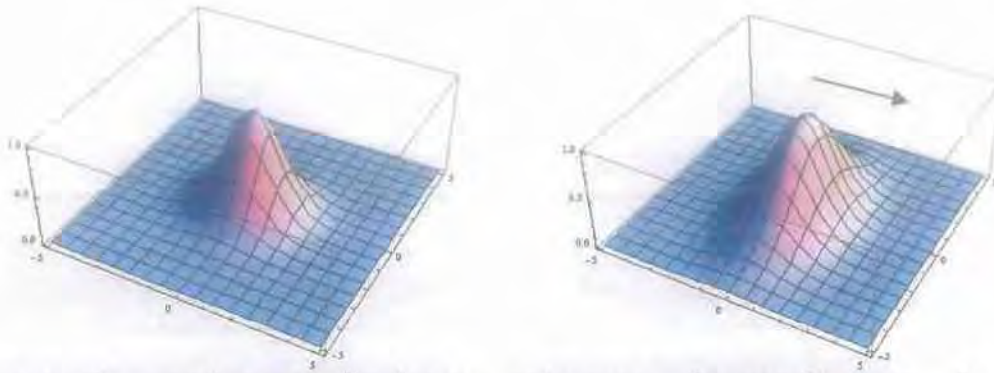
1.1 Απαιτήσεις εισαγωγής νέων δεδομένων

Κατά τη δεκαετία του 1980 μέχρι τις μέρες μας αναπτύσσονται θεωρητικά μοντέλα στα οποία γίνεται συνδυασμός δύο συγχρόνων θεωριών για τον λεπτομερέστερο προσδιορισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών λιπαινόμενης τραχείας επιφάνειας κατά τη λειτουργία ποικίλων μηχανισμών (περιστροφή, παλινδρόμηση κλπ).

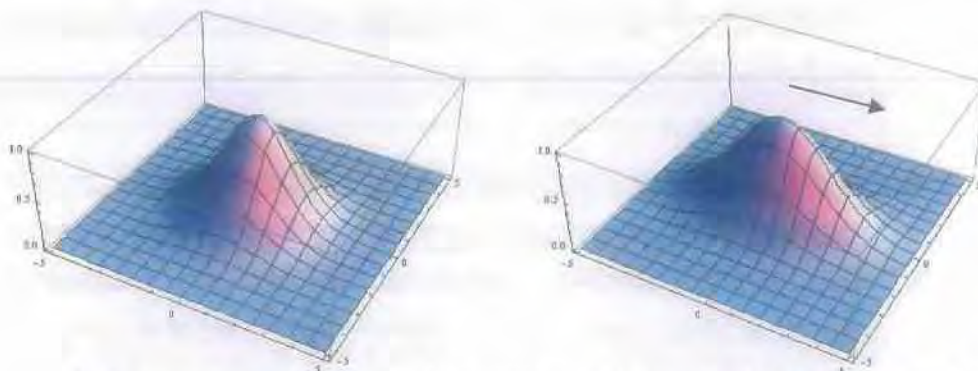
Έτσι, αφενός γίνεται χρήση για την λίπανση μιας εξίσωσης του **Reynolds** (**Navier-Stokes**) στην οποία λαμβάνονται υπόψη μεγέθη της λιπαντικής μεμβράνης με στατιστικά χαρακτηριστικά της τραχύτητας με επιπρόσθετο στοιχείο την ανισοτροπία της (**Patir-Cheng**), καθώς και ενός μοντέλου επαφής τραχειών επιφανειών που προτάθηκε από τους **Greenwood – Tripp (Hertz)**



Σχήμα 1.1.1 : Το μοντέλο των λοφίσκων ταχύτητας και τα χαρακτηριστικά ανισοτροπίας.



Σχηματική παράσταση λοφίσκου ισότροπης (αριστερά) και λοφίσκου ανισότροπης(δεξιά) τραχείας επιφάνειας με βαθμό ανισοτροπίας $\gamma < 1.00$, κύρια κατεύθυνση είναι αυτή του βέλους



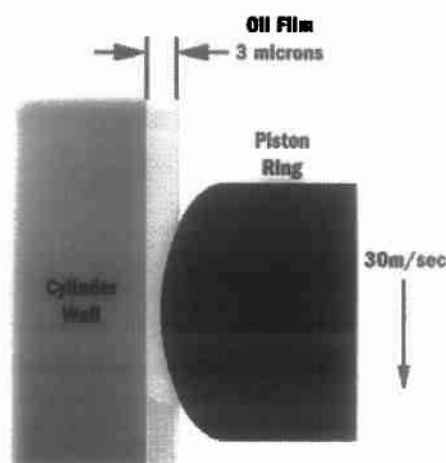
Σχηματική παράσταση λοφίσκου ισότροπης (δεξιά) και λοφίσκου ανισότροπης (αριστερά) τραχείας επιφάνειας με βαθμό ανισοτροπίας $\gamma > 1.00$, κύρια κατεύθυνση είναι αυτή του βέλους

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,

Η ποικιλία των δραστηριοτήτων σχετικά με το συγκεκριμένο αντικείμενο φαίνεται ότι δεν έχει ακόμη δώσει τις απαιτούμενες πλήρεις, σαφείς και τελικές απαντήσεις και για το λόγο αυτό εμφανίζεται συνεχής έρευνα για τον προσδιορισμό της συμπεριφοράς των δακτυλίων, για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, διαφορετικούς τύπους δακτυλίων Μ.Ε.Κ. , 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:

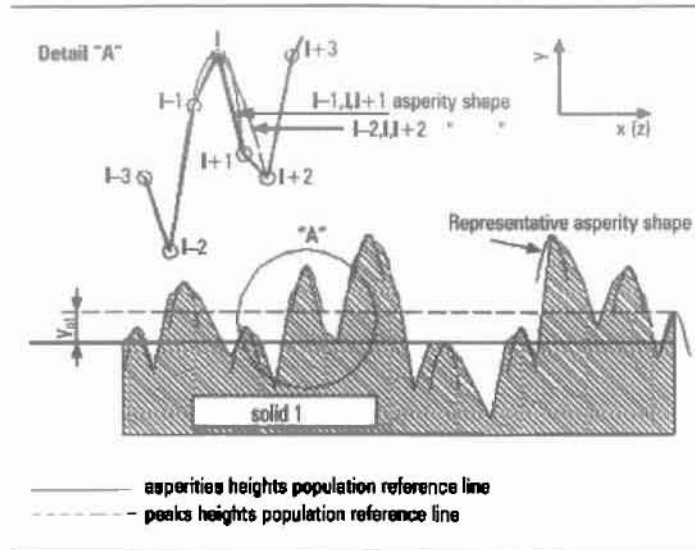
- Η τραχύτητα των τριβομένων επιφανειών πρέπει οπωσδήποτε να λαμβάνεται υπ' όψη και μάλιστα στην μακράν απέχουσα από κανονικές κατανομές μορφή της.
- Το συνολικό πρόβλημα απαιτεί λύση λαμβανομένης υπ' όψη της αλληλεπίδρασης των δακτυλίων μέσα στην πλήρη συστοιχία τους, γεγονός που απαιτεί αλληπάλληλους διαδοχικούς υπολογισμούς, αποτελέσματα των οποίων οφείλουν να τροφοδοτούν, υπό την μορφή δεδομένων πλέον τους υπολογισμούς που έπονται.



Σχήμα.1.1.2 : Κλασσικό μοντέλο που χρησιμοποιείται κατά την ανάλυση του προβλήματος λίπανσης (πρώτου) δακτυλίου εμβόλου ΜΕΚ.

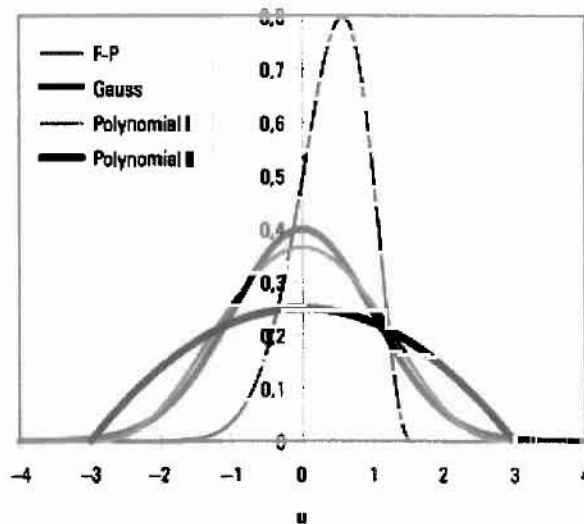
Επειδή όμως, η θεωρητική προσομοιωτική επεξεργασία αποτελεί κατ' εξοχήν χρήσιμο εργαλείο για την πλήρη κατανόηση της τριβολογικής λειτουργίας των δακτυλίων εμβόλου ΜΕΚ, η συνεχής επικοινωνία με την πειραματική επιβεβαίωση ή διαφοροποίηση, θεωρείται ικανή και αναγκαία συνθήκη για κάθε προσεχές βήμα.

Surface characterization - distinction of populations



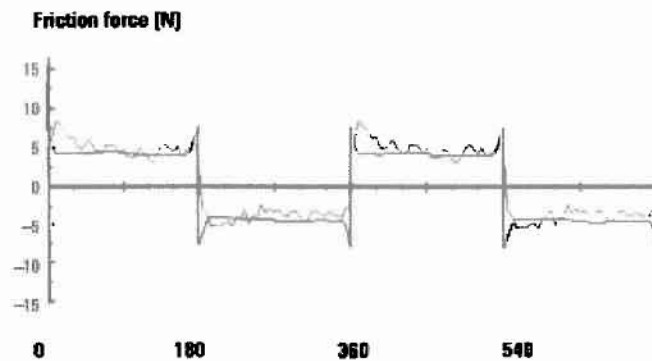
Σχήμα 1.1.3: Το μοντέλο των λοφίσκων ταχύτητας και τα χαρακτηριστικά των κορυφών των λόφων που ελήφθησαν σε συνδυασμό κατά την ανάπτυξη του υπολογιστικού κώδικα.

Comparison between standardized probability density functions proposed for surface asperities heights or peaks heights distribution and a representative worn liner Fisher-Pearson peaks heights distribution curve



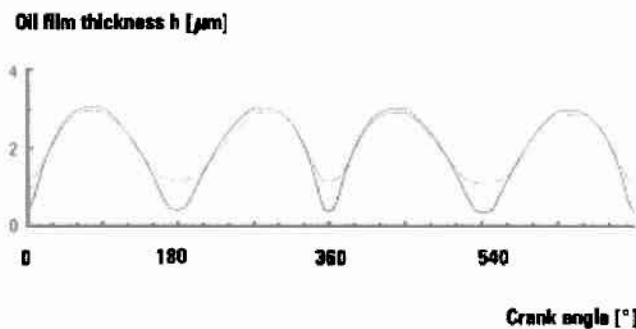
Σχήμα1.1.4: Κατανομές που χρησιμοποιούνται σε θεωρητικά προσομοιωτικά μοντέλα για σύγχρονους ισχυρούς υπολογιστικούς κώδικες.

Measured and calculated via real world roughness integral functions piston ring-liner friction force $L = 1.75\text{mm}$, $R = 18.00\text{mm}$ (unloaded conditions) $\sigma_{p01} = 0.62\mu\text{m}$, $\sigma_{p01} = 0.40\mu\text{m}$, $\gamma_1 = 0.60$, $N = 510\text{rpm}$, $n = 0.020\text{Pa}\cdot\text{s}$



Σχήμα 1.1.5: Θεωρητικό και πειραματικό διάγραμμα μεταβολής δύναμης τριβής πρώτου δακτυλίου.

Calculated piston ring-liner minimum film thickness $L = 1.75\text{mm}$, $R = 18.00\text{mm}$ (unloaded conditions) $N = 510\text{rpm}$, $n = 0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$



Σχήμα 1.1.6: Θεωρητικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης πρώτου δακτυλίου για διαφορετικές φάσεις φθοράς της επιφάνειας του κυλίνδρου

Στη διεπιφάνεια μεταξύ τεμαχίων μηχανολογικής χρήσης, ως προς την τριβολογική τους συμπεριφορά πρωταγωνιστικό ρόλο παίζουν αφενός το υλικό (μέτρο ελαστικότητας E , λόγος του Poisson ν , σκληρότητα H), αφετέρου χαρακτηριστικά της μικρογεωμετρίας των μικροεπιφανειών που κατά κανόνα συμπεριλαμβάνονται μεταξύ των τυποποιημένων τιμών που δίνονται από τα λογισμικά τραχυμέτρησης.

Τα σύγχρονα Μοντέλα με τα οποία υπολογίζονται φορτία και ρεαλιστικές επιφάνειες επαφής βασίζονται κατά κανόνα στην υπόθεση μιας κανονικής κατανομής (**Gauss**) και για αρχική κατάσταση φθοράς όπως και για τελική, με ίσως μοναδική

διόρθωση την διαφοροποίηση- μείωση του εύρους για την κανονική κατανομή φθαρμένης επιφανείας.

Τα δυο θεωρητικά μοντέλα **Patir-Cheng & Greenwood-Tripp** απαιτούν πρόσθετες, γενικά μη τυποποιημένες παραμέτρους των κατατομών (profil) καθώς και προσαρμοσμένες ρεαλιστικές τιμές διορθωτικών συντελεστών που λαμβάνονται υπόψη. Γίνεται λοιπόν πρόταση χρήσης νέων τιμών για τους συντελεστές ροής του μοντέλου **Patir-Cheng** που επιτυγχάνεται με την διάκριση μεταξύ των πληθυσμών των υψόμετρων όλων των σημείων του προφίλ-κατατομής (τραχυμέτρηση) και των υψόμετρων των κορυφών των λόφων.

Ένας από τους στόχους της διπλωματικής είναι ο καθορισμός ορίων μεταξύ τραχείας επιφάνειας η οποία κατόπιν φθοράς λογικά μπορεί να θεωρηθεί ότι προσεγγίζεται με λεία. Δηλαδή αναζητείται απλουστευμένη λύση για τις περιπτώσεις των πολύ φθαρμένων επιφανειών.

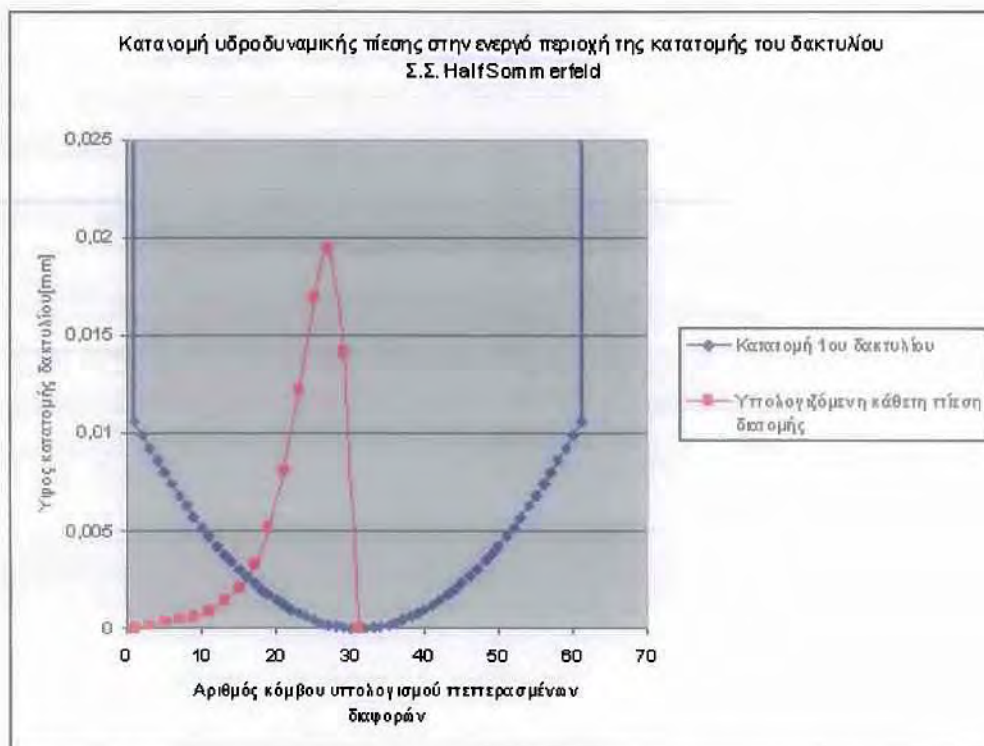
Η τεκμηρίωση των συμπερασμάτων και προτάσεων που έπονται γίνεται όπως έχει ήδη προαναφερθεί με βάση υπολογιστικό κώδικα (θεωρητική προσομοίωση τριβολογικής συμπεριφοράς τραχειών επιφανειών) που αναπτύσσεται συνεχώς και εξελίσσεται στο τμήμα μηχανολόγων μηχανικών του πανεπιστημίου Θεσσαλίας ώστε να γίνει πλήρως κατανοητή η αξία της συγκεκριμένης προσέγγισης.

1.2. Μεθοδολογία για την θεωρητική προσομοίωση της συμπεριφοράς δακτυλίων εμβόλων MEK

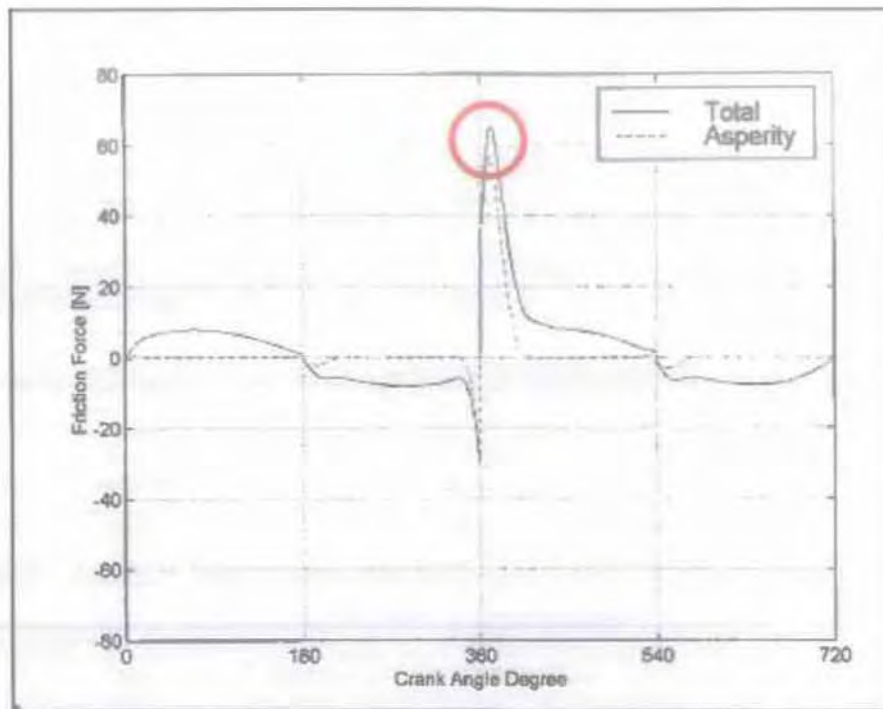
Οι σύγχρονες μέθοδοι για την αντιμετώπιση της θεωρητικής προσέγγισης της τριβολογικής συμπεριφοράς των δακτυλίων εμβόλων έχουν ήδη εγκαταλείψει τις κλασικές μεθόδους περί πλήρους και υδροδυναμικής λίπανσης. Γενικά, αποδέχονται ένα είδος μικτής λίπανσης κυρίως στις περιοχές των νεκρών σημείων όπου η υδροδυναμική 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-ελαστο-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

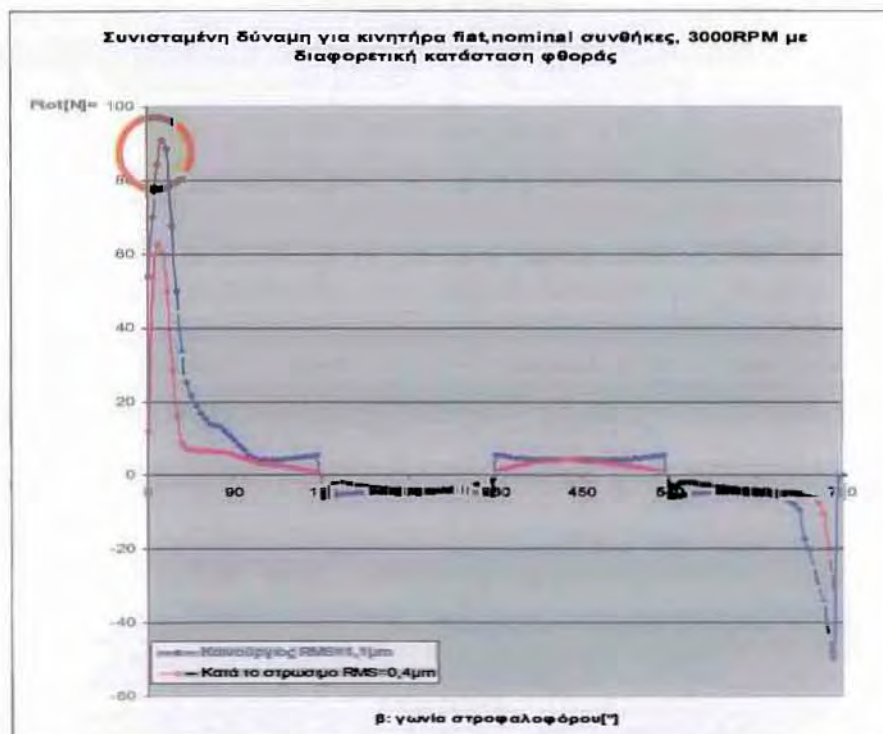
αυτά θεωρούνται στην πιο απλή μορφή τους ισόθερμα. Προχωρημένα μοντέλα προσομοίωσης θεωρούνται σήμερα τα θέρμο-μίκρο-έλαστο υδροδυναμικά όπου εκτός των άλλων σε πρώτο βαθμό επιβάλλεται ενεργειακό-θερμικό ισοζύγιο, και αφετέρου γίνεται και υπολογισμός του διαθέσιμου λιπαντικού που απομένει για να λιπάνει τους δακτυλίους που έπονται μέσα σ' ένα πλήρες σύστημα εμβόλου δακτυλίων.



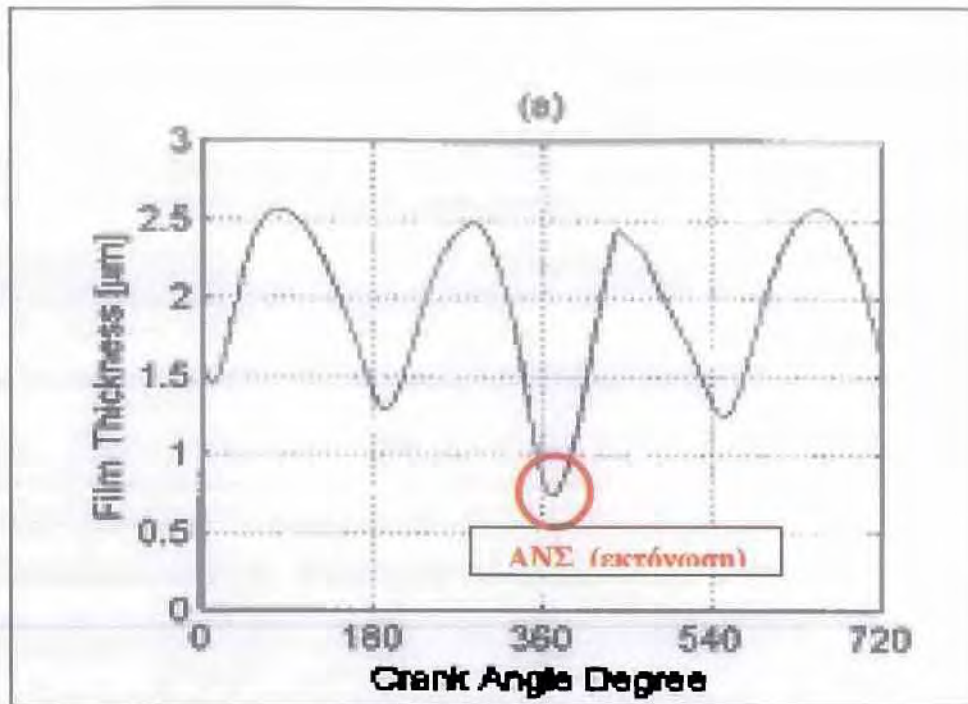
Σχήμα 1.2.1 : Τυπική καμπύλη κατανομής 1^{ου} δακτυλίου με την κατανομή υδροδυναμικών πιέσεων κατά την κίνηση προς τα αριστερά-από κάτω νεκρό σημείο προς άνω νεκρό σημείο (αναπτυσσόμενο μοντέλο ΠΘ).



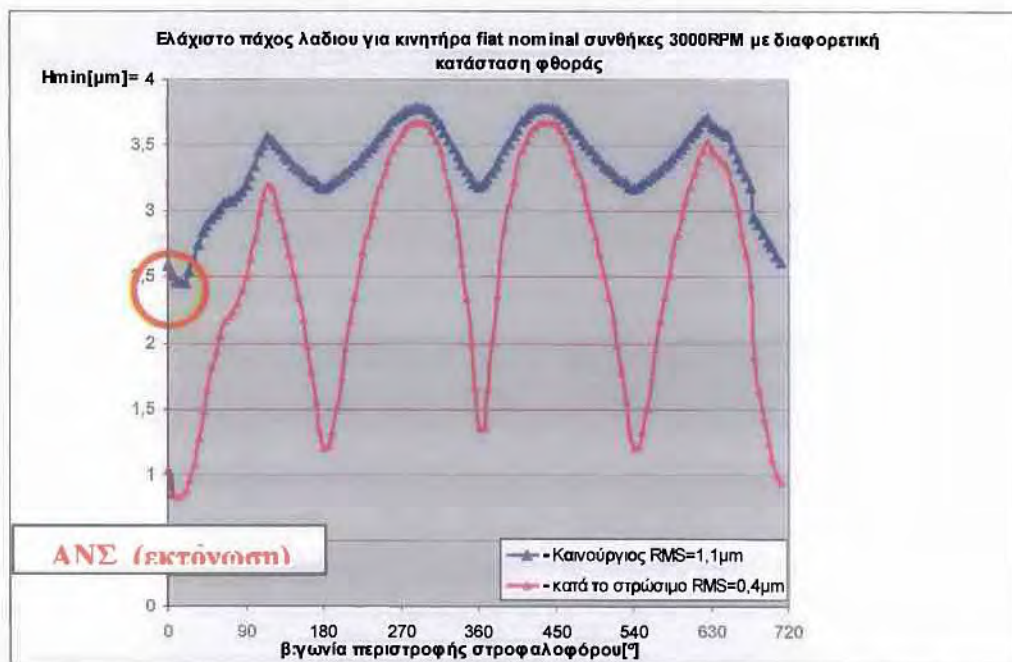
Σχήμα 1.2.2 : Τυπικό διάγραμμα συνιστωσών δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για λειτουργία υπό φορτίο και διαφορετικά επίπεδα φθοράς. (δεδομένο από σύγχρονη βιβλιογραφία-θεωρητική προσομοίωση)



Σχήμα 1.2.3 : Τυπικό διάγραμμα συνιστωσών δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για λειτουργία υπό φορτίο και διαφορετικά επίπεδα φθοράς. (Αναπτυσσόμενο μοντέλο ΠΘ)



Σχήμα 1.2.4 : Τυπική συμπεριφορά 1^{ου} δακτυλίου όσον αφορά το αναπτυσσόμενο πάχος λαδιού στη διεπιφάνεια δακτυλίου κυλίνδρων. (Δεδομένο από βιβλιογραφία)



Σχήμα 1.2.5 : Τυπική συμπεριφορά 1^{ου} δακτυλίου όσον αφορά το αναπτυσσόμενο πάχος λαδιού στη διεπιφάνεια δακτυλίου κυλίνδρων για λειτουργία υπό φορτίο (Αναπτυσσόμενο μοντέλο ΠΘ).

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.

Παρατήρηση : για την πληρότητα της παρούσας διπλωματικής εργασίας και την ενδεχόμενη αυτόνομη χρήση της παρουσιάζονται στη συνέχεια και τα στοιχεία του μοντέλου επαφής τραχειών επιφανειών Greenwood–Tripp αν και είναι έξω από τα όρια της συγκεκριμένης προσέγγισης.

Δηλαδή, **στις περιοχές μικρών ταχυτήτων** λαμβάνεται υπόψη το λεπτομερές μοντέλο Patir-Cheng. Η αρχική ανισοτροπία της τραχύτητας του κυλίνδρου η οποία είναι εγκάρσια (σχήμα 2.1) (transversal $1/9 < \gamma < 1/3$) εξελίσσεται σε ανισοτροπία διαμήκη (longitudinal $1 < \gamma < 9$) οι διαφορές αυτές είναι σημαντικές και κρίνεται απαραίτητο να καταγραφούν με τη χρήση πληρέστερης προσέγγισης.

1.3 Στοιχεία του μοντέλου Greenwood-Tripp

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) (η)
- **Μέση ακτίνα καμπυλότητας του πληθυσμού των κορυφών των λοφίσκων** (β)

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 MEK 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 0,16 που αφορά στο μηχανισμό τριβής των κορυφών των λοφίσκων. Η τιμή αυτή ευελπιστούμε ότι θα καθοριστεί και 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

$A = \pi DL$: φαινόμενη επιφάνεια επαφής

Τα προηγούμενα, όπως προαναφέρθηκε **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.

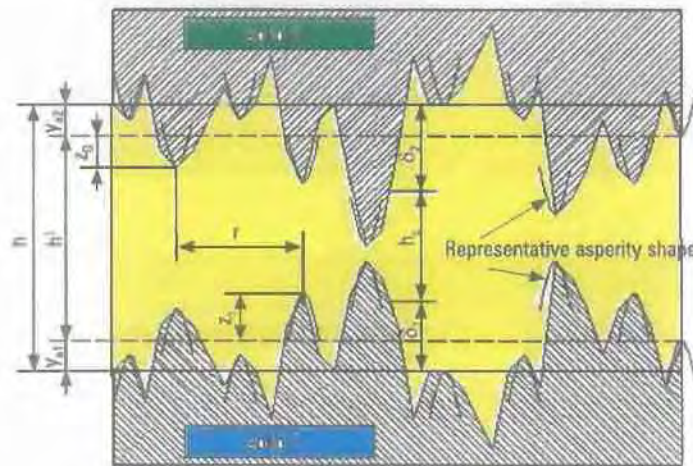
Αυτό που αναφέρεται στη θεωρία Greenwood σαν διαχωρισμός των επιφανειών (surface separation- d ή σπανιότερα και h) θα μπορούσε να ισοδυναμεί με το αντίστοιχο μέγεθος του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης αν οι δύο πληθυσμοί υψομέτρων δηλαδή ο πληθυσμός υψομέτρων όλων των σημείων της κατατομής της επιφάνειας (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 όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα :

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

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



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

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

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

Στις παραπάνω σχέσεις εκτός από τους συντελεστές την παρουσία της φαινόμενης επιφάνειας επαφής και του μέτρου ελαστικότητας των υλικών εμφανίζονται τα χαρακτηριστικά η , β και σ είτε σαν γινόμενο $\eta\beta\sigma$ είτε σαν λόγος σ/β και αναφέρονται σε χαρακτηριστικά του πληθυσμού υψομέτρων κορυφών λόφων, καθώς και του πληθυσμού των ακτινών καμπυλότητας των λοφίσκων που σε πρώτη προσέγγιση θεωρείται ότι παραμορφώνεται ελαστικώς.

Εννοείται ότι σε περίπτωση διαφοροποίησης των τιμών σ_{p0} και σ_{pi} τότε στους παραπάνω τύπους όπου $\sigma = \sigma_{pi}$

Επίσης οι συναρτήσεις που λαμβάνονται υπόψη στον υπολογισμό του $F_{5/2}$ και F_2 προτείνεται στη βιβλιογραφία να παίρνουν τις ακόλουθες τιμές ($H=d/\sigma$) για λόγους απλότητας, ενώ στη πραγματικότητα οι συναρτήσεις αυτές συνδέονται άμεσα με τη συνάρτηση κατανομής των υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων..

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

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

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

Η μοντελοποίηση της τριβής δακτυλίου-χιτωνίου, που παρουσιάζεται στη συνέχεια όπως προαναφέρθηκε, βασίζεται στην ιδέα του Rhode που πρώτος πρότεινε το συνδυασμό δύο ανεπτυγμένων στοχαστικών θεωριών, που περιγράφουν τη λιπανόμενη 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.

Οι **Patir-Cheng** προτείνουν την μορφή μιας εξίσωσης του Reynolds εισάγοντας διορθωτικούς συντελεστές ροής (flow factors) οι οποίοι εξάγονται βάσει θεωρητικής προσομοίωσης. Αυτή η εξίσωση που ισχύει για λιπαντικό ισόθερμο και ασυμπέστο, 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 και μετέπειτα ο Tripp 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-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 Tripp 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 πχ 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 που αναφέρεται σε οργανικής υφής λιπαντικές μεμβράνες χαμηλού πάχους.

1.4 Λίπανση δακτυλίου-γιτωνίου

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 χιτώνιου 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.

1.4.1 Επίδραση της μικρογεωμετρίας των επιφανειών κυλίνδρου και δακτυλίου.

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 $\sigma_1^2 = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)$. Όπου σ_1 , σ_2 οι τυπικές αποκλίσεις των κατανομών για το χιτώνιο και τον δακτύλιο αντίστοιχα.

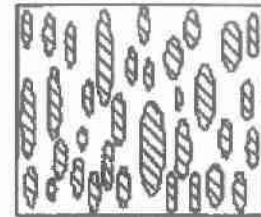
Αντιπροσωπευτικά πειραματικά αποτελέσματα δίνουν, για τα χαρακτηριστικά της μικρογεωμετρίας αυτής, ότι η μεταβολή τους σε τρία διαφορετικά στάδια φθοράς συμφωνεί με τα παρακάτω δεδομένα.

Στάδιο 1: Πριν από τη λειτουργία

$$\sigma_{po} = 1,1\mu\text{m}, \sigma_{pi} = 0,95 \quad y_o = 0,40$$

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

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



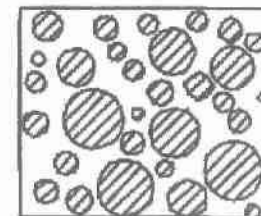
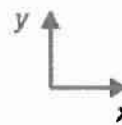
$\gamma < 1$

Στάδιο 2: Μετά από 10 ώρες λειτουργίας

$$\sigma_{po} = 0,82\mu\text{m}, \sigma_{pi} = 0,40 \quad y_o = 0,17$$

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

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



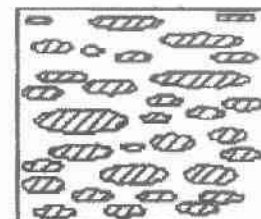
$\gamma = 1$

Στάδιο 3: Μετά από 100 ώρες λειτουργίας

$$\sigma_{po} = 0,55\mu\text{m}, \sigma_{pi} = 0,30 \quad y_o = 0,14$$

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

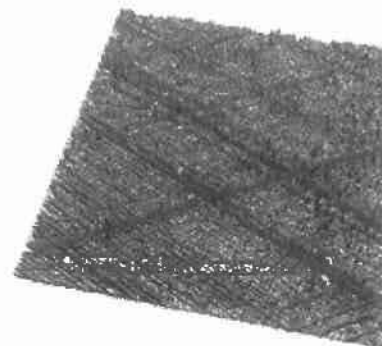
$$\sigma/\beta = 0,0028$$



$\gamma > 1$



(a) image topographique 2D



(b) représentation 3D

Σχήμα 1.4.1.1: 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

1.4.2 Τραχύτητα και πάχος της λιπαντικής μεμβράνης (Patir-Cheng)

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 $\sigma_{\rho 0}$ και $\sigma_{\rho i}$ 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 $\sigma_{\rho 0}$ 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 στην τραχύτητα 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]

1.4.3 Υδροδυναμική συνιστώσα:

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

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

Η εξίσωση αυτή προέρχεται από τις εξισώσεις NAVIER-STOKES είναι προσαρμοσμένη στα χαρακτηριστικά λιπαινομένων επιφανειών με λεπτή αλλά ικανού πάχους λιπαντική μεμβράνη και στην ουσία ερμηνεύει την ισορροπία φορτίων στο σύστημα έτσι ώστε το επιβαλλόμενο φορτίο επαφής να παραλαμβάνεται από το πεδίο υδροδυναμικών πιέσεων που δημιουργείται στη διεπιφάνεια με τη παρουσία ιξώδους λιπαντικού σχετικής ταχύτητας μεταξύ των λιπαινομένων επιφανειών, διαφοροποίηση του πάχους λιπαντικής μεμβράνης κατά τη διεύθυνση της κίνησης(dh/dx) και ενδεχομένως διαφοροποίηση του πάχους λιπαντικής μεμβράνης στο πεδίο του χρόνου(dh/dt).

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, δηλαδή συντελεστές που εξαρτώνται από το πληθυσμό των υψομέτρων όλων των σημείων των τραχειών επιφανειών. Πάλι όμως, όπως θα δούμε στη συνέχεια οι συναρτήσεις κατανομής οι οποίες χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των προαναφερθέντων διορθωτικών συντελεστών ροής είναι συμμετρικές κατά κανόνα τύπου Gauss η για απλούστευση συμμετρικές πολυωνυμικές πχ $f(x)=k(c^2-x^2)/c^7$ όπου $c=3\sigma_{\rho\sigma}$

η : δυναμικό ή απόλυτο ιξώδες [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 :

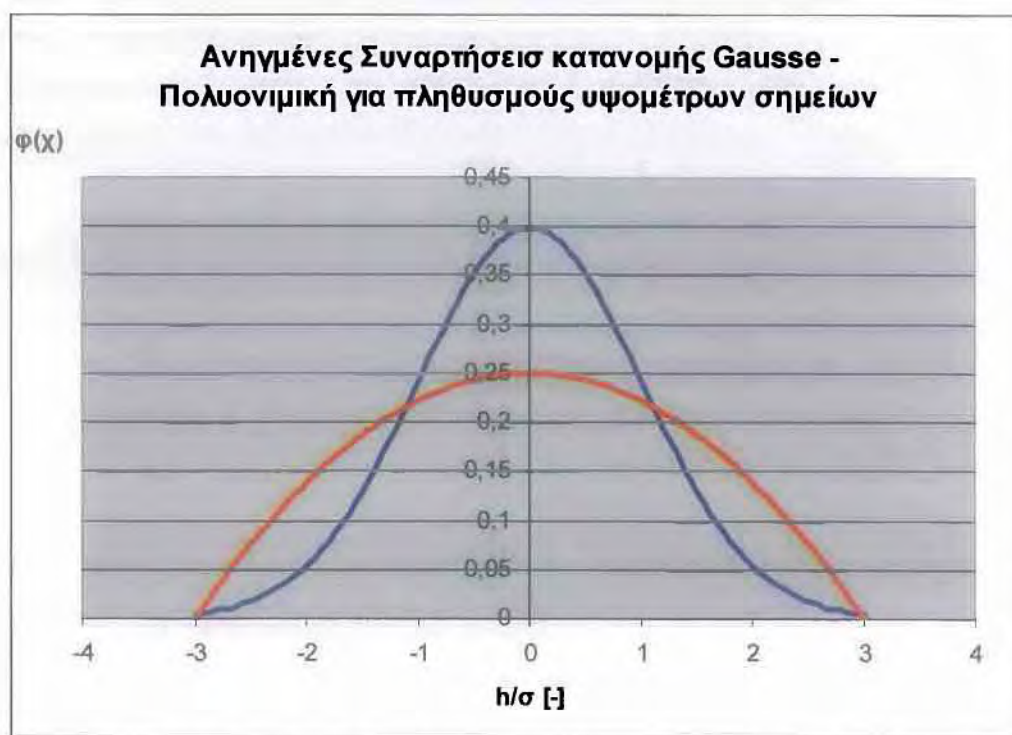
$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h_r^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h_l^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right)$$

Ο συντελεστής Φ_x υπολογίζεται ως εξής:

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

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

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

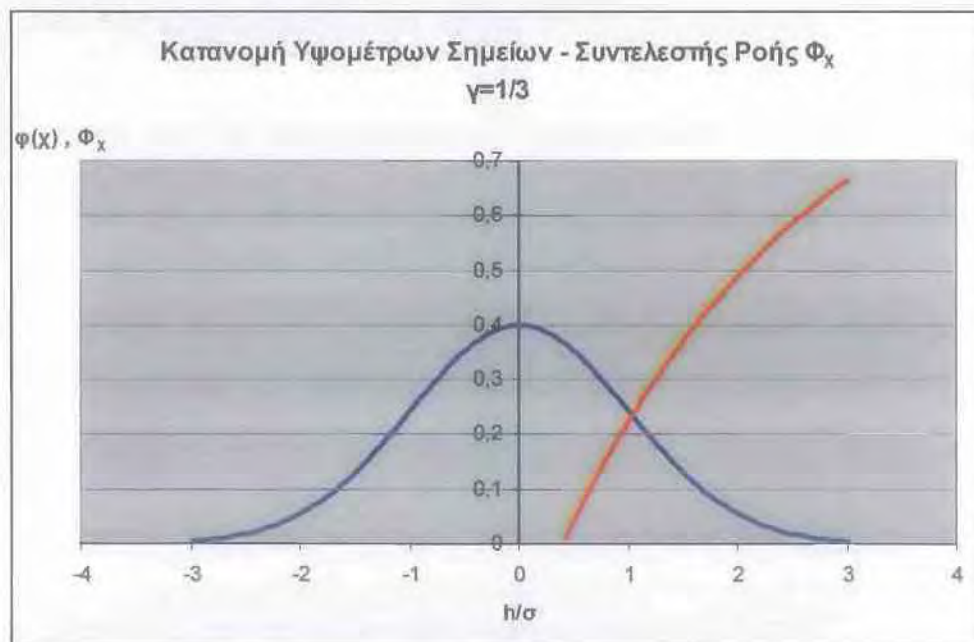


Σχήμα 1.4.3.1 : Κατανομή Gauss και πολυωνυμική συμμετρική κατανομή που λαμβάνεται για απλουστευτικούς λόγους στο μοντέλο Patir-Cheng



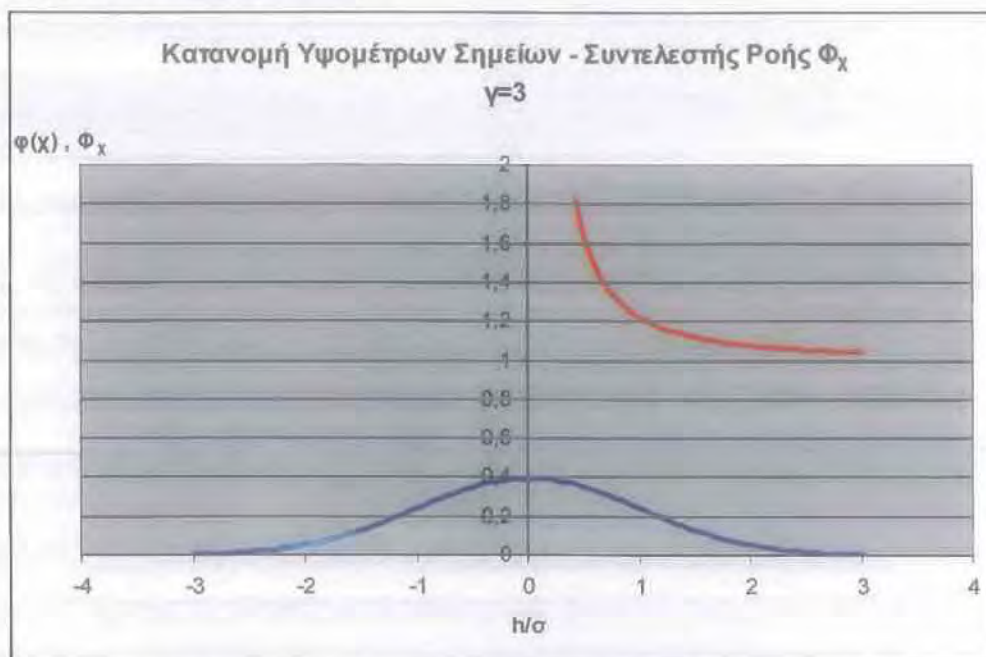
Σχήμα 1.4.3.2 : Συνάρτηση Κατανομής υψομέτρων σημείων τραχείας επιφάνειας που λιπαίνεται υδροδυναμικά καθώς και διάγραμμα μεταβολής του αντίστοιχου συντελεστή ροής.

Παρατήρηση : Για την κανονική κατανομή και $h/\sigma=3$ ο συντελεστής ροής στη πράξη είναι πολύ κοντά στην τιμή της μονάδας γεγονός που σημαίνει μηδενική επίδραση της τραχύτητας κατά τη λίπανση.



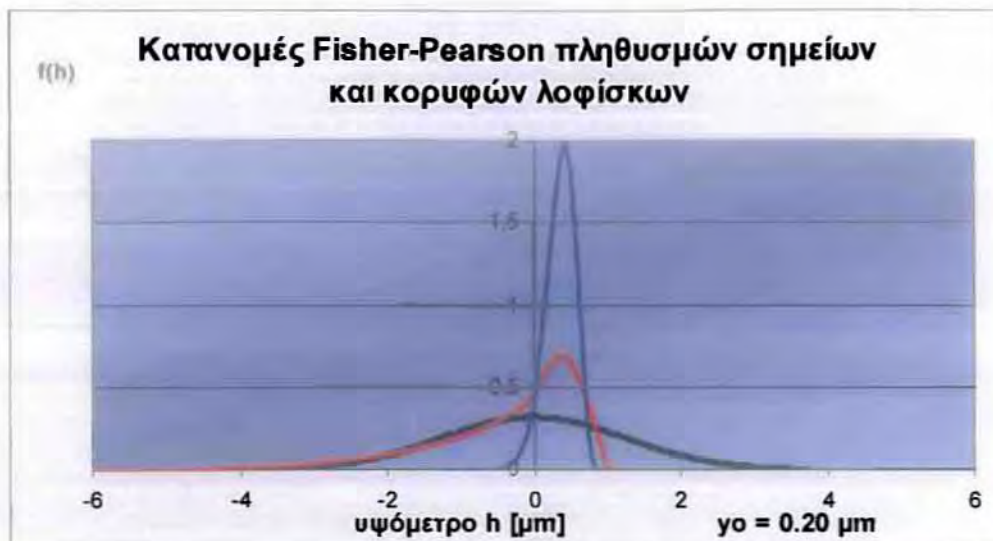
Σχήμα 1.4.3.3 : Συνάρτηση Κατανομής υψομέτρων σημείων τραχείας επιφάνειας που λιπαίνεται υδροδυναμικά καθώς και διάγραμμα μεταβολής του αντίστοιχου συντελεστή ροής.

Παρατήρηση : Για την κανονική κατανομή και $h/\sigma=3$ ο συντελεστής ροής στη πράξη είναι πολύ κοντά στην τιμή της μονάδας γεγονός που σημαίνει μηδενική επίδραση της τραχύτητας κατά τη λίπανση.



Σχήμα 1.4.3.4 : Συνάρτηση Κατανομής υψομέτρων σημείων τραχείας επιφάνειας που λιπαίνεται υδροδυναμικά καθώς και διάγραμμα μεταβολής του αντίστοιχου συντελεστή ροής.

Παρατήρηση : Για την κανονική κατανομή και $h/\sigma=3$ ο συντελεστής ροής στη πράξη είναι πολύ κοντά στην τιμή της μονάδας γεγονός που σημαίνει μηδενική επίδραση της τραχύτητας κατά τη λίπανση. Οι μεγάλες τιμές του συντελεστή Φ_χ για μικρές τιμές του ανοιγμένου πάχους της λιπαντικής μεμβράνης υποδηλώνουν μη μηδενική ροή ακόμη και σε κατάσταση πλήρους επαφής των σωμάτων. ($h/\sigma = 0$)



$$f(x) = f_0 (x + 1.42)^{(13.26-1)} (0.62-x)^{(3.93-1)}$$

$$f(x) = f_0 (x + 10.6689)^{(6.864064-1)} (0.994434-x)^{(0.639788-1)}$$

Αντιπροσωπευτικά διαγράμματα κατανομών Fisher –Pearson σε σύγκριση με κατανομή Gauss για μέσο στάδιο φθοράς. Παρατηρείται το σημαντικά μικρότερο εύρος της συνάρτησης κατανομής των κορυφών των λοφίσκων, η ταύτιση του άνω ορίου των δύο συναρτήσεων Fisher –Pearson, καθώς και η διαφοροποίηση των μέσων όρων τους ($\gamma_0 = 0.20 \mu\text{m}$).

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 ($R_{xx}(0) = \sigma_x^2$).

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:

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

Αν θεωρηθεί με βάση 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 : ταχύτητα).

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

$$F_H = \iint_s \tau_h ds$$

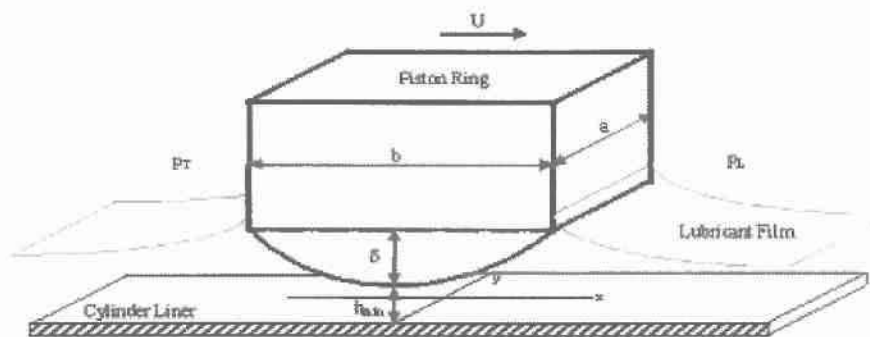
Το άθροισμα λοιπόν αυτών των δύο συνιστωσών θα δίνει την:

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

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.

- 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.
- 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 λιπαινόμενης επαφής και την επίλυση της εξίσωσης λίπανσης.
- Το συνολικό πρόβλημα απαιτεί λύση λαμβανομένης υπ' όψη της αλληλεπίδρασης των δακτυλίων μέσα στην πλήρη συστοιχία τους, γεγονός που απαιτεί αλληπάλληλους διαδοχικούς υπολογισμούς, αποτελέσματα των οποίων οφείλουν να τροφοδοτούν, υπό την μορφή δεδομένων πλέον, τους υπολογισμούς που έπονται.



Σχήμα 1.4.3.5 : Κλασικό 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 ΜΕΚ, 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.

1.5 Δακτύλιοι εμβόλων ΜΕΚ.



Σχήμα 1.5.1 : Δακτύλιοι και πλήρες έμβολο 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 μικροελαστοϋδροδυναμικής 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/πείρο 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. 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:

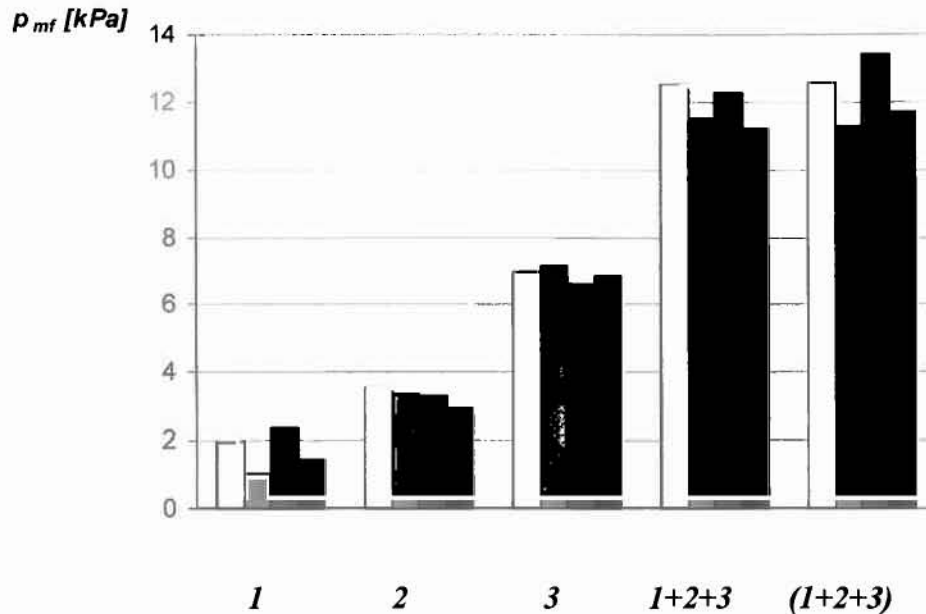
$$p_{mf} = \int_0^{4\pi} F(\beta)U(\beta)d\beta / V$$

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 1.5.2 : 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 ρ_{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.

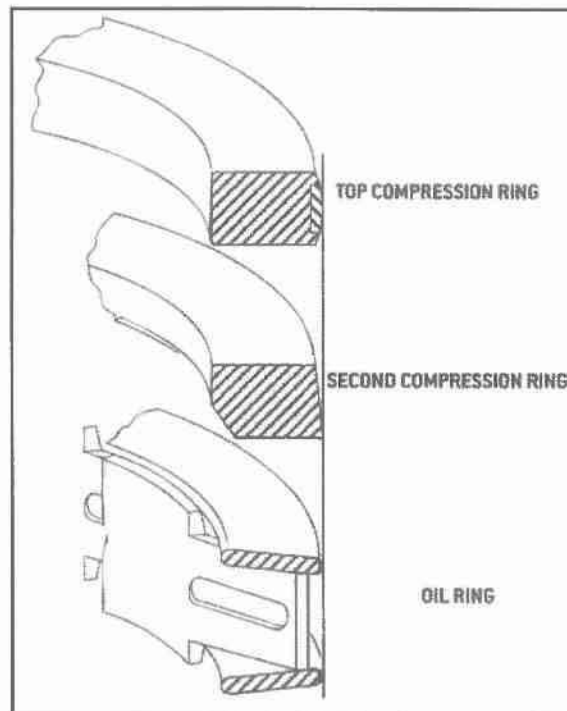
Ο διακριτός ρόλος κάθε δακτυλίου χαρακτηρίζεται από την θέση, την διατομή του που καθορίζει και τα χαρακτηριστικά επαφής του με τον κύλινδρο, καθώς και την ελαστική του επενέργεια που στοχεύει στην δημιουργία φορτίου επαφής και δίνει την δυνατότητα ώστε σε συστοιλία με τους υπόλοιπους δακτυλίους να επιτελέσει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

Κατηγοριοποίηση δακτυλίων εμβόλων ΜΕΚ.



Σχήμα 1.5.3 : 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).

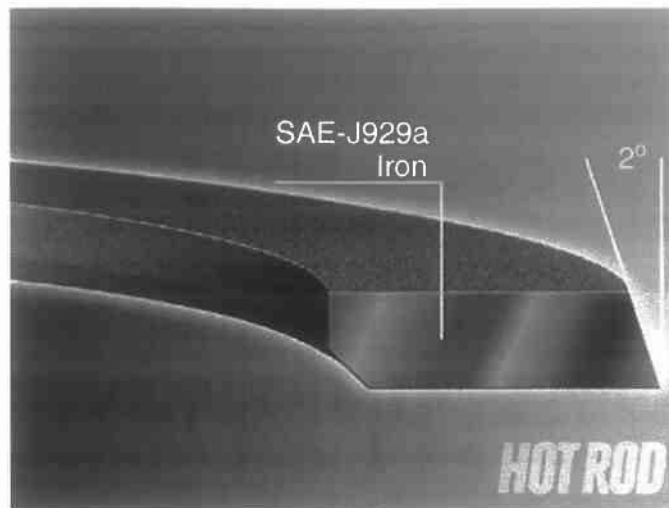
Ο δακτύλιος της φωτιάς είναι ο μόνος που παρουσιάζεται με κατατομή που εμφανίζει συγκλίνουσα και αποκλίνουσα περιοχή, με αποτέλεσμα να δύναται να παραλάβει υδροδυναμικό φορτίο, δηλαδή να λιπανθεί υδροδυναμικά, υπό την προϋπόθεση ότι του παρέχεται η απαιτούμενη ποσότητα λιπαντικού και κατά τις δύο φάσεις 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 MEK, ο δακτύλιος αυτός λόγω της μορφής του και του μειωμένου φορτίου επαφής παρουσιάζει, αν και μερικά λπαινόμενος, τις περισσότερες πιθανότητες υδροδυναμικής λίπανσης.

Ειδικότερα σ' ότι αφορά σε κινητήρες βενζίνης, κυβισμού από 277-541 cm³/κύλινδρο, 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 2.0 10⁵ Pa. Θεωρητικό προσομοιωτικό μοντέλο δίδει για περιστροφή στροφαλοφόρου από 1500–6000 rpm και λιπαντικό ιξώδους 7.4 mPa.s (15W40-130^o C), μέγιστο πάχος απαιτούμενης λιπαντικής μεμβράνης κατά την παλινδρόμηση από 4-9 μm σε συνθήκες επαρκούς λίπανσης. Αντίστοιχες τιμές 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.

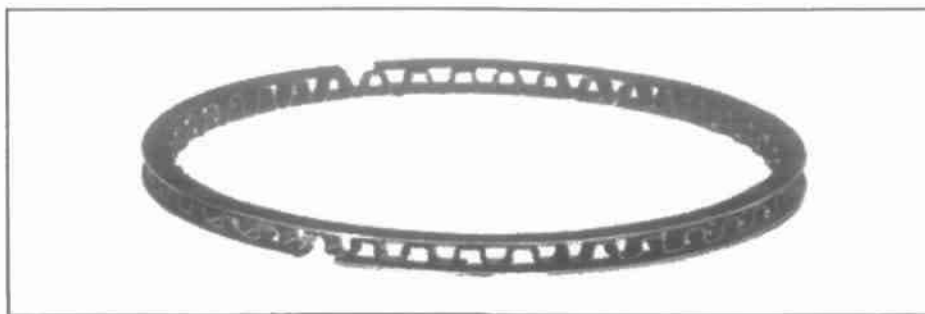
Για τους επιχρωμιωμένους βαρελοειδούς κατατομής, ενδείκνυται κατ' αρχάς η δημιουργία εσωτερικού στρώματος από σκληρό χρώμιο, πάχους 60-90 μm, ενώ ένα εξωτερικό στρώμα πάχους 40-60 μm από πορώδες χρώμιο δίνει το τελικό επιθυμητό προφίλ στον δακτύλιο. Έντονες κοιλάδες που παρατηρούνται στην μικροτοπογραφία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



Ο δεύτερος δακτύλιος συνήθως είναι κόλουρο-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-εστραμμένη 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 $2.0 \cdot 10^5$ Pa. Θεωρητικό προσομοιωτικό μοντέλο 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 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.

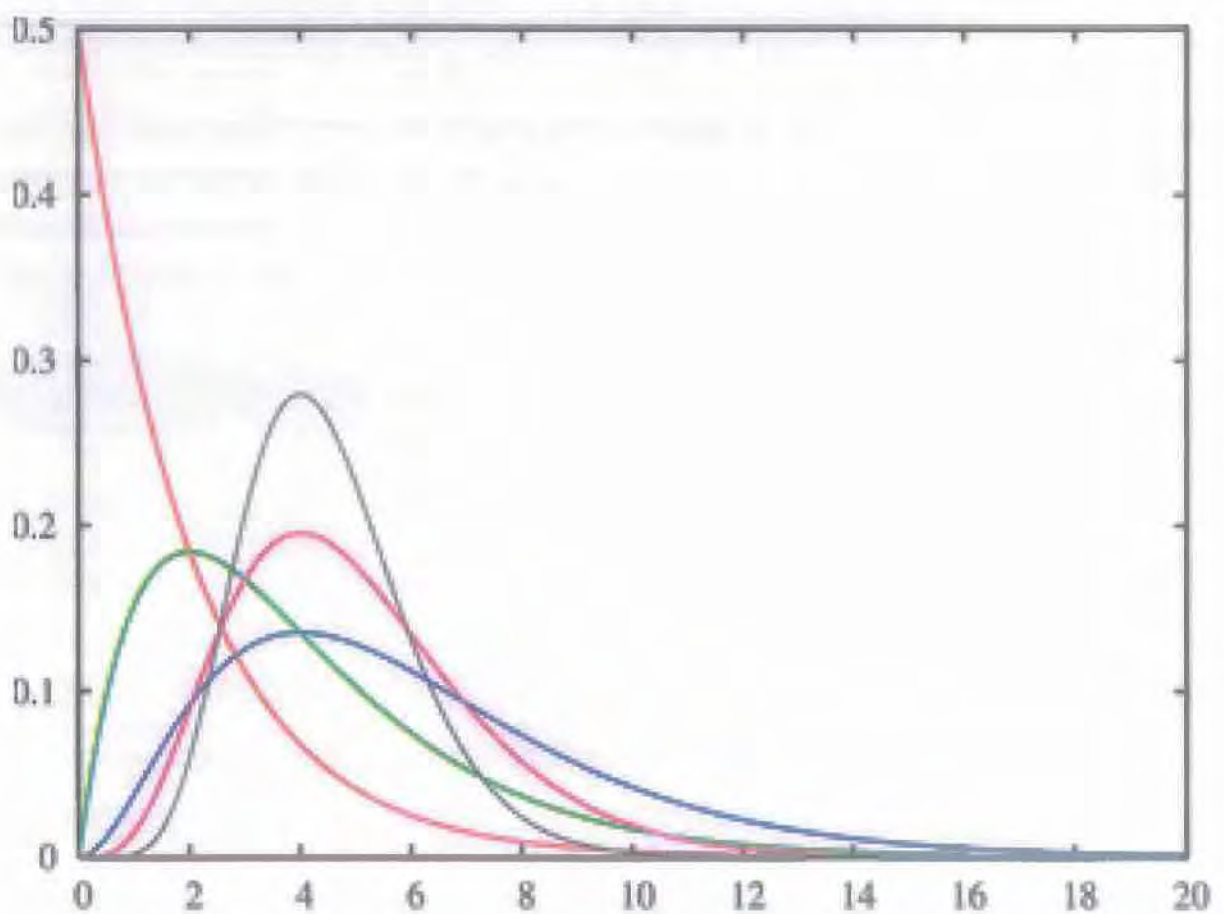


Ο **τρίτος δακτύλιος** είναι σχεδόν αδύνατο να λειτουργήσει κάτω από συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης, εκτός των περιπτώσεων παρέκκλισης από την ονομαστική του γεωμετρία επαφής λόγω φθοράς ή παραμορφώσεων.

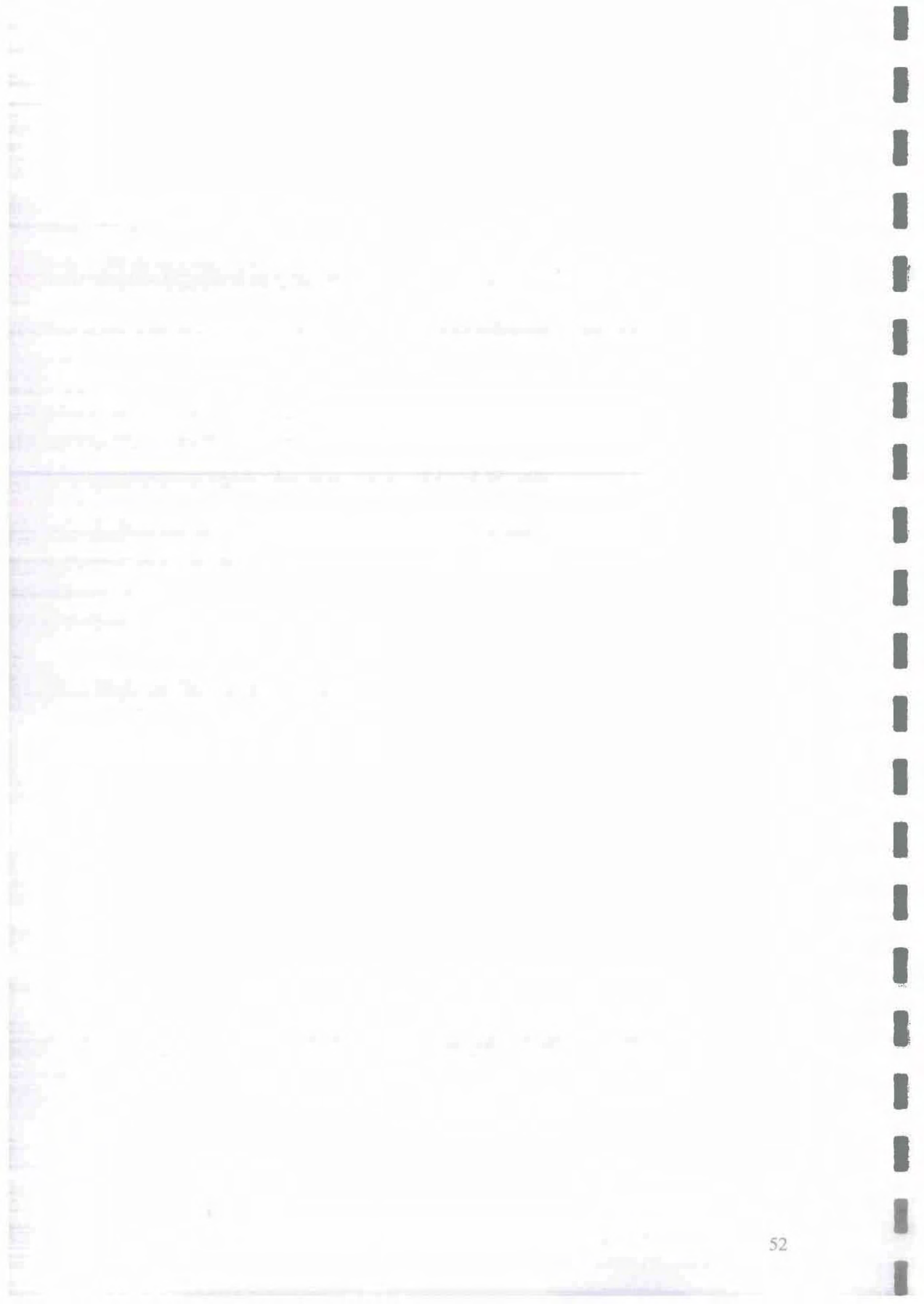
Γενικά, η υψηλή τιμή της πίεσης επαφής του δεν είναι δυνατό να αντισταθμιστεί από υδροδυναμικό μηχανισμό ώστε να αποκολληθεί ο δακτύλιος αυτός από τον κύλινδρο, αν και είναι ο μόνος που του παρέχεται λιπαντικό σε αφθονία. Συνήθως εμφανίζει δύο χείλη πλάτους δεκάτων χιλιοστού πχ 0.2-0.4mm, συνολικό πλάτος περίπου 4.5mm και ελαστική πίεση 7.8×10^5 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.

Κεφάλαιο 2

Συντελεστές ροής (Flow Factors) Μοντέλο Patir-Cheng



**Πρόταση Διόρθωσης Τιμών με βάση το στατιστικό
μοντέλο Fisher-Pearson**



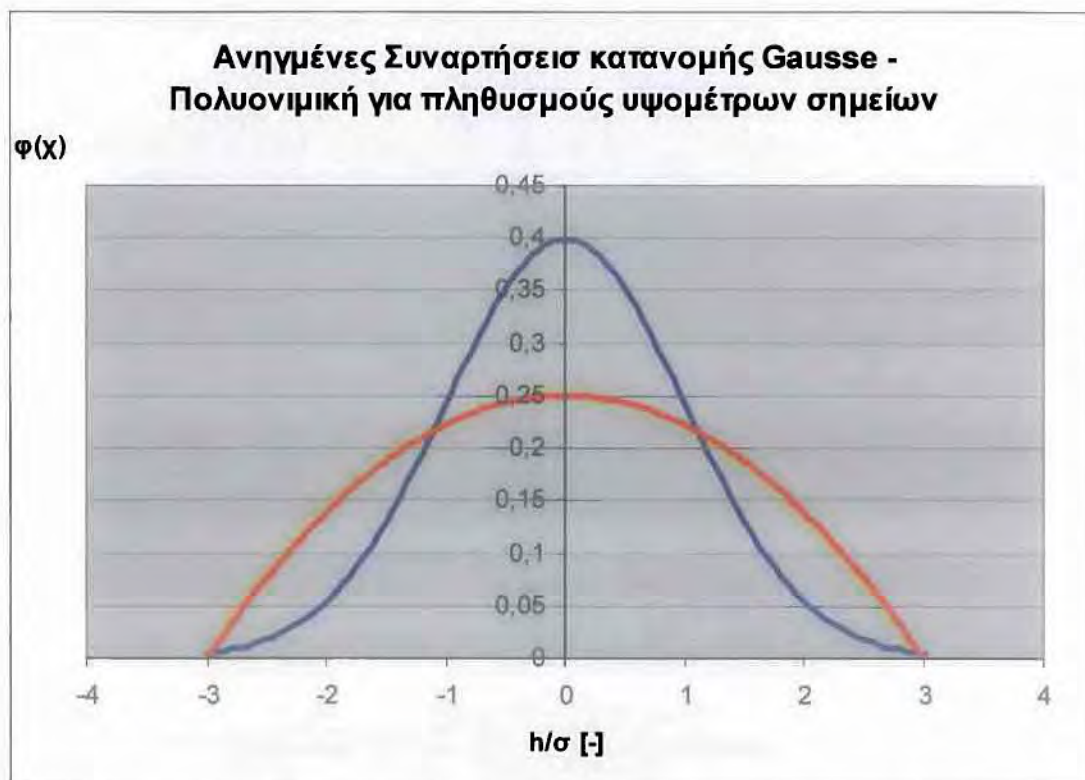
2.1 Μεθοδολογία Διόρθωσης των Συντελεστών Ροής

Σύμφωνα με το μοντέλο των Patir–Cheng για κατανομή υψομέτρων σημείων κανονική δίνονται η αναλυτικές εκφράσεις που χρησιμοποιούνται για τους συντελεστές ροής Φ_x , Φ_z , Φ_s .

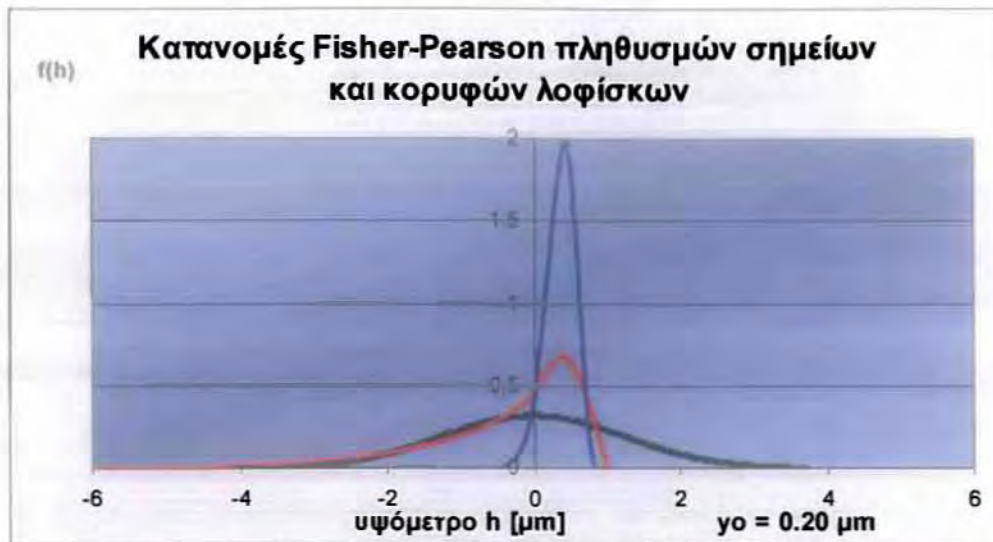
Η συσχέτιση του συντελεστή ροής Φ_x με τη συνάρτηση συσσωρευμένης πιθανότητας $F(x)$ για κάθε τιμή του H (h/σ_{p0}) δίνεται με βάση τις γραμμές τάσεις του προγράμματος Excel της Microsoft.

Για τον συντελεστή Φ_x ($\gamma = \Phi_z (1/\gamma)$) όπου γ ο δείκτης ανισοτροπίας της επιφάνειας, γενικά είναι του τύπου $F(H) = 0.875 \ln(H) + 0.9549$ ($r^2 = 0.988$) ($\gamma = 1$)

Μέσα από τη συνάρτηση αυτή και τη συνάρτηση συσσωρευμένης πιθανότητας F-P δημιουργείται κατά αντιστοιχία η διορθωμένη καμπύλη η οποία είναι του τύπου $\Phi_x = -0,0304H^2 + 0.6772H + 0.1537$ και ($r^2 = 1$) ($\gamma = 1$)



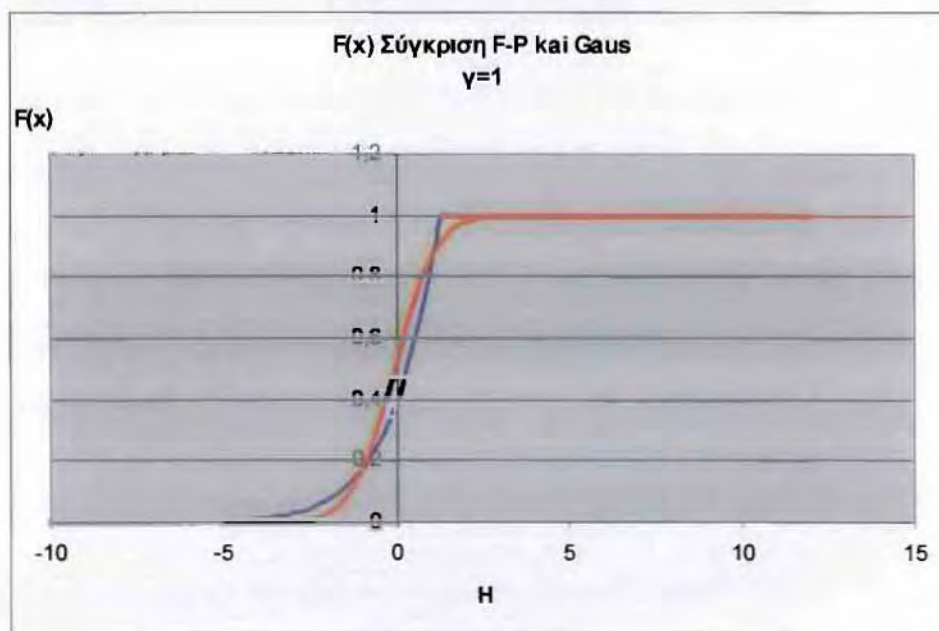
Σχήμα 2.1.1 : Κατανομή Gauss και πολυωνυμική συμμετρική κατανομή που λαμβάνεται για απλουστευτικούς λόγους στο μοντέλο Patir-Cheng



$$f(x) = f_0 (x + 1.42)^{(13.26-1)} (0.62-x)^{(3.93-1)}$$

$$f(x) = f_0 (x + 10.6689)^{(6.864064-1)} (0.994434-x)^{(0.639788-1)}$$

Αντιπροσωπευτικά διαγράμματα κατανομών Fisher –Pearson σε σύγκριση με κατανομή Gauss για μέσο στάδιο φθοράς. Παρατηρείται το σημαντικά μικρότερο εύρος της συνάρτησης κατανομής των κορυφών των λοφίσκων, η ταύτιση του άνω ορίου των δύο συναρτήσεων Fisher –Pearson, καθώς και η διαφοροποίηση των μέσων όρων τους ($\gamma_0 = 0.20 \mu\text{m}$).

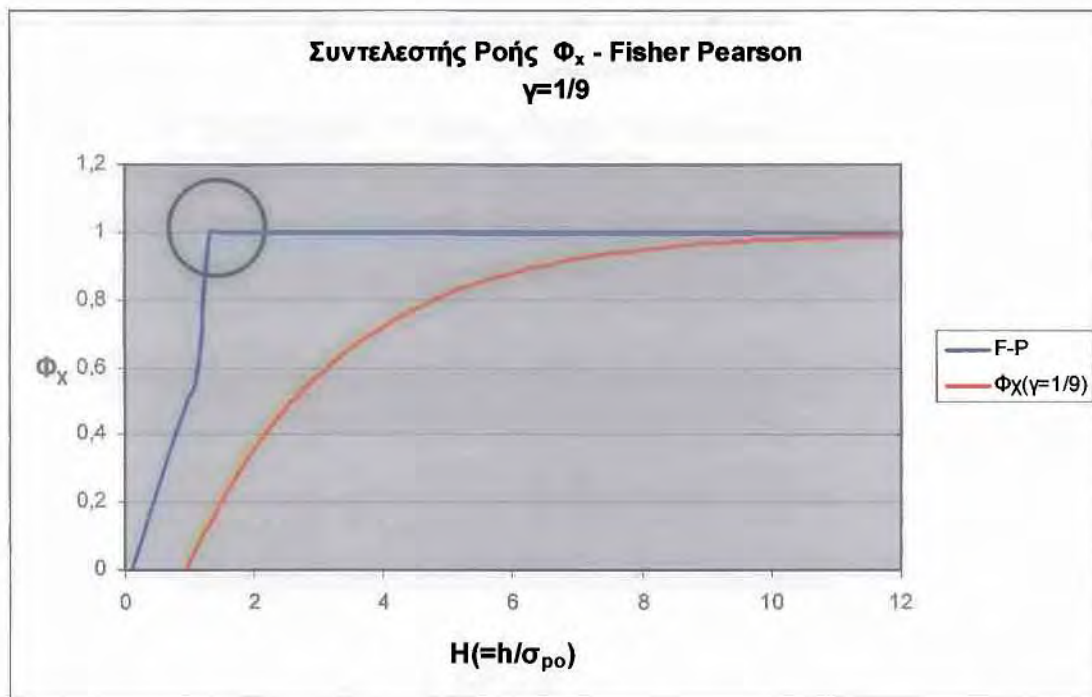


Σχήμα 2.1.2: Συγκριτικό διάγραμμα συναρτήσεων συσσωρευμένης πιθανότητας Fisher-Pearson (μπλε) και Gauss (κόκκινη) που ελήφθη υπόψη για τον υπολογισμό των τιμών των συντελεστών ροής

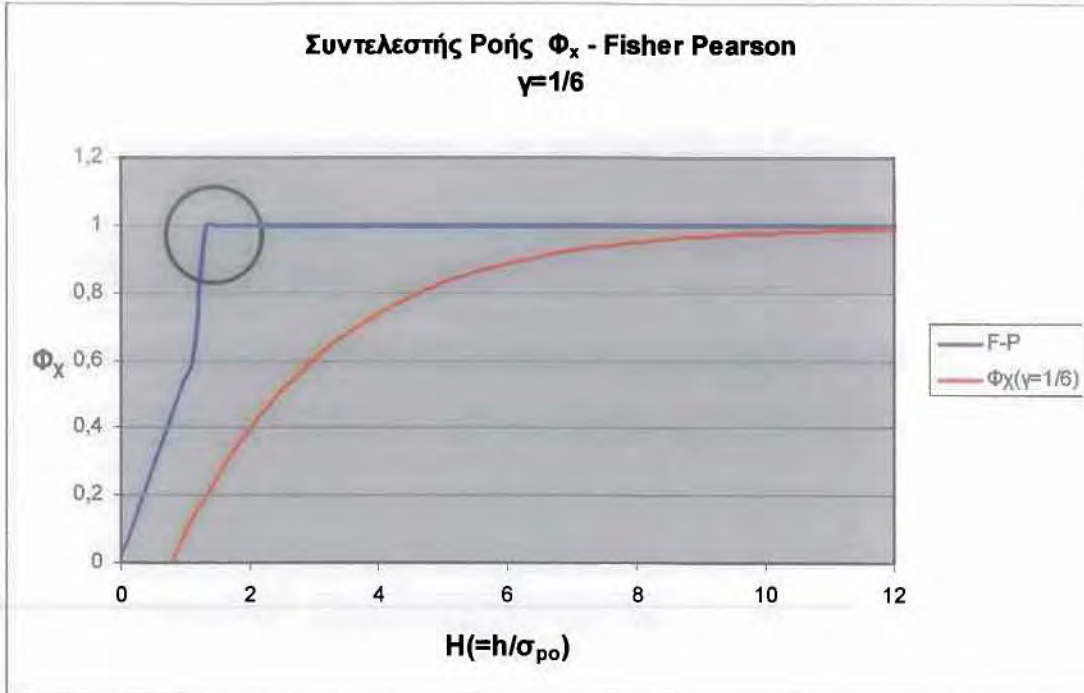
2.2 Ο συντελεστής $\Phi_x(\Phi_z)$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x k^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_z k^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta(u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} + 6(u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} \sigma_{\infty} \frac{\partial \Phi_S}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h_T}{\partial t}$$

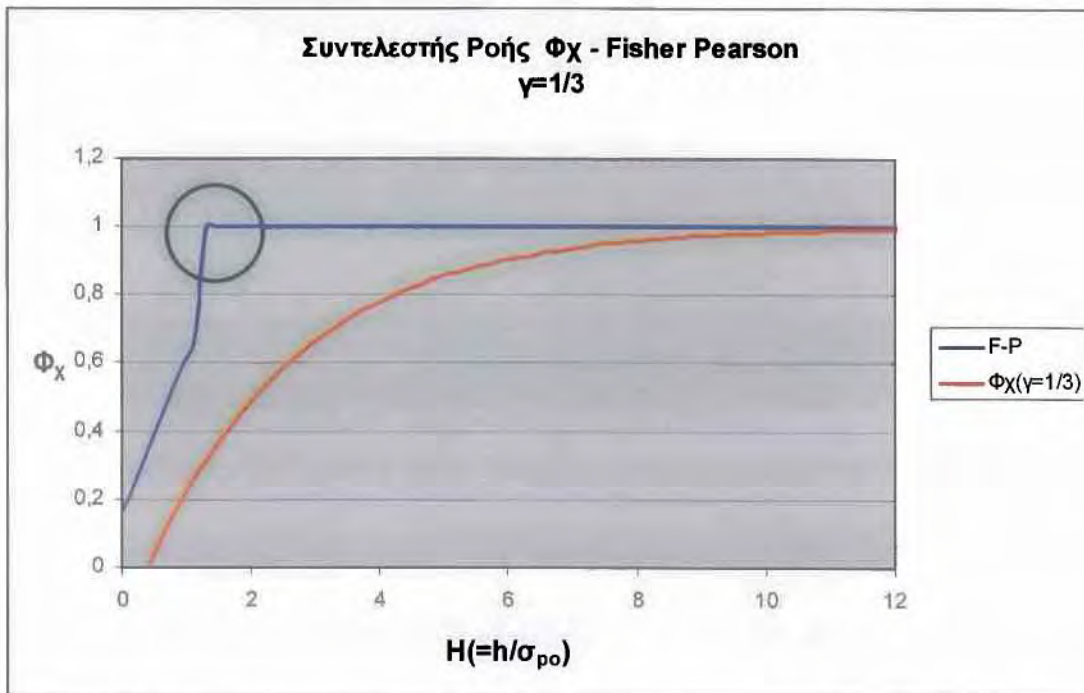
Στη συνέχεια δίνονται συγκριτικά διαγράμματα των συντελεστών ροής τις εξίσωσης του Reynolds, οι τιμές των οποίων λαμβάνονται υπόψη για τον υπολογισμό του πεδίου των υδροδυναμικών πιέσεων και του ελάχιστου πάχους της λιπαντικής μεμβράνης για τους συντελεστές Φ_x , Φ_z και για όλες τις τιμές του δείκτη ανισοτροπίας της τραχύτητας που μελετήθηκαν στο μοντέλο Patir-Cheng



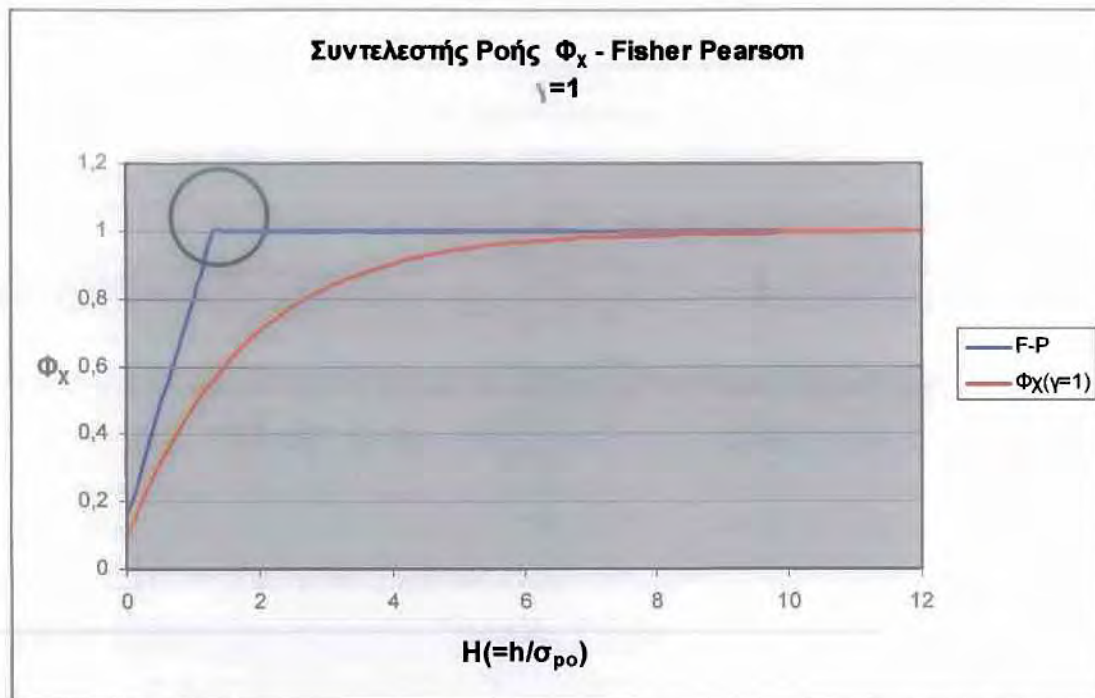
Σχήμα 2.2.1 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_x συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1/9$. $\Phi_x(1/9) = \Phi_z(9)$



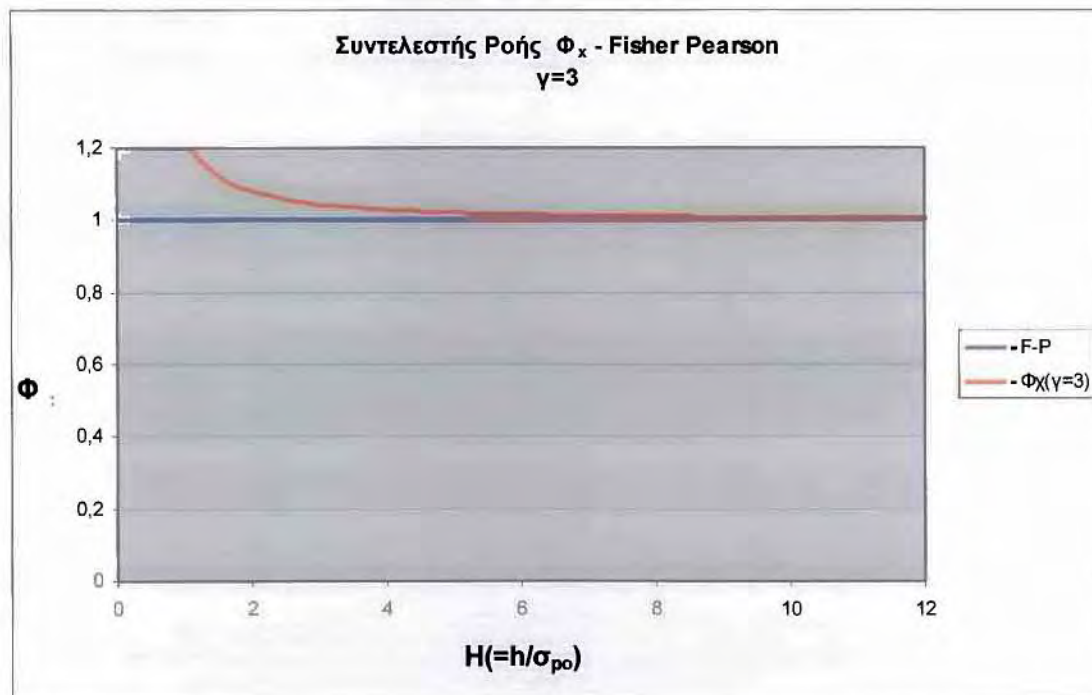
Σχήμα 2.2.2 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_x συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχειάς επιφάνειας $\gamma=1/6$. $\Phi_x(1/6) = \Phi_z(6)$



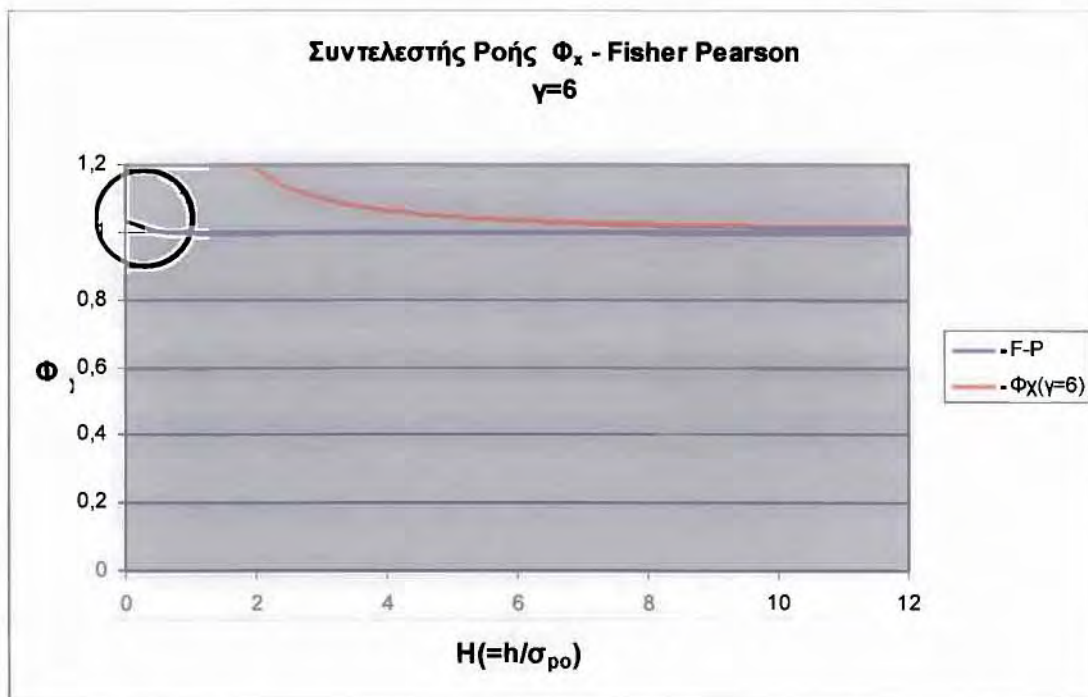
Σχήμα 2.2.3: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_x συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχειάς επιφάνειας $\gamma=1/3$. $\Phi_x(1/3) = \Phi_z(3)$



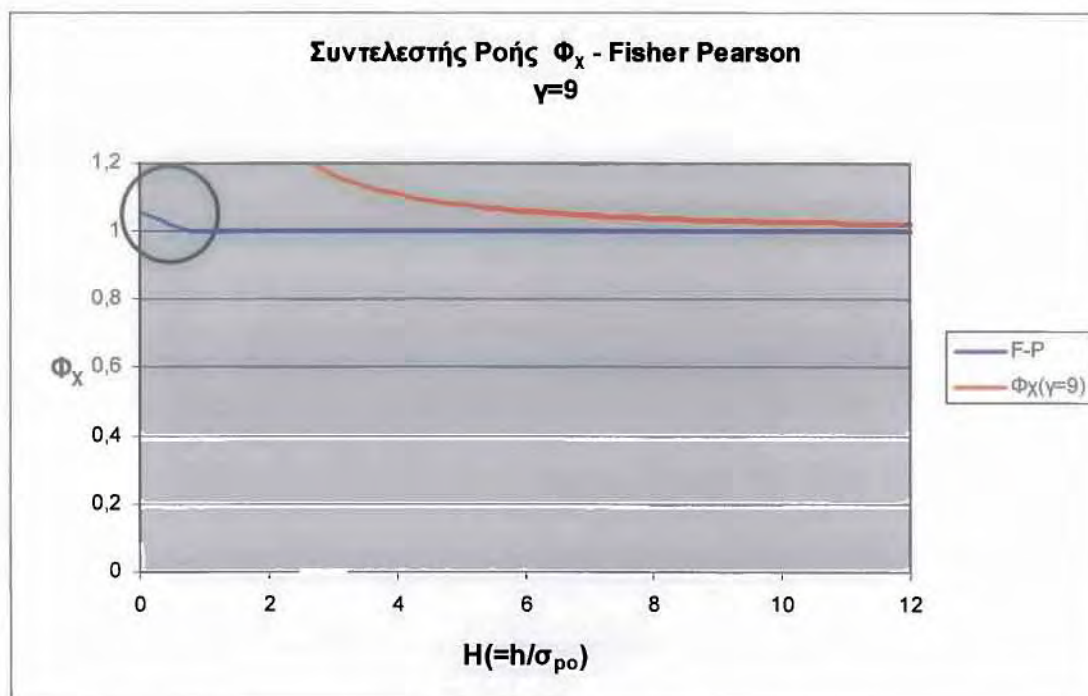
Σχήμα 2.2.4: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_x συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1$. $\Phi_x(1) = \Phi_z(1)$



Σχήμα 2.2.5: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_x συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=3$. $\Phi_x(3) = \Phi_z(1/3)$



Σχήμα 2.2.6: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_x συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχειάς επιφάνειας $\gamma=6$. $\Phi_x(6) = \Phi_z(1/6)$

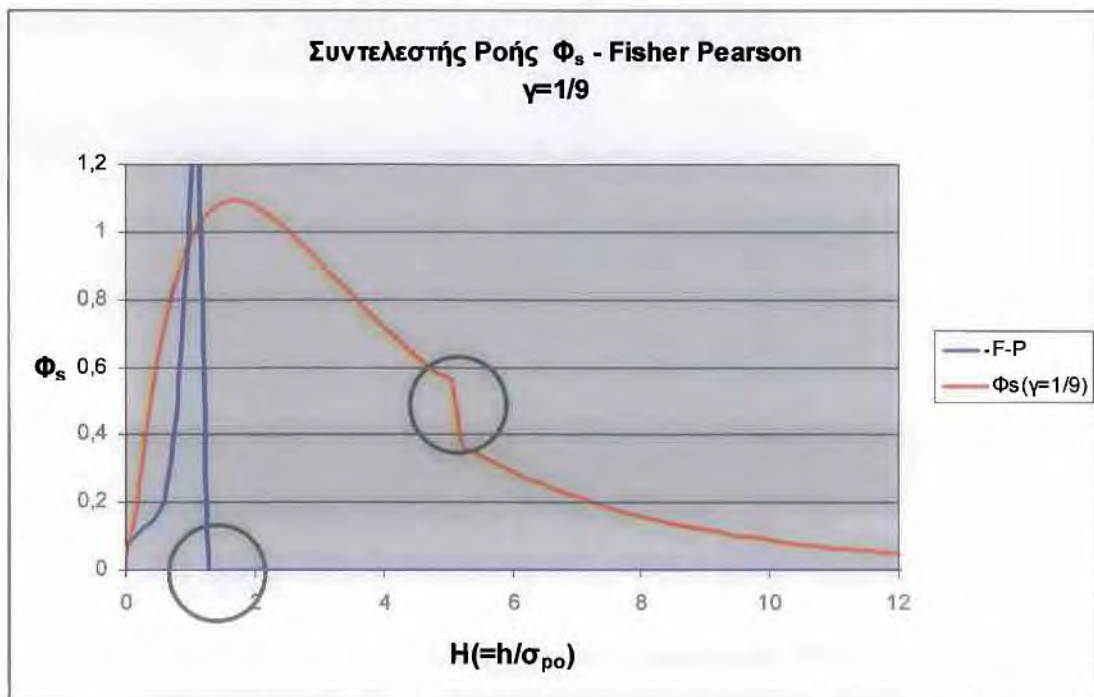


Σχήμα 2.2.7: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_x συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχειάς επιφάνειας $\gamma=9$. $\Phi_x(9) = \Phi_z(1/9)$

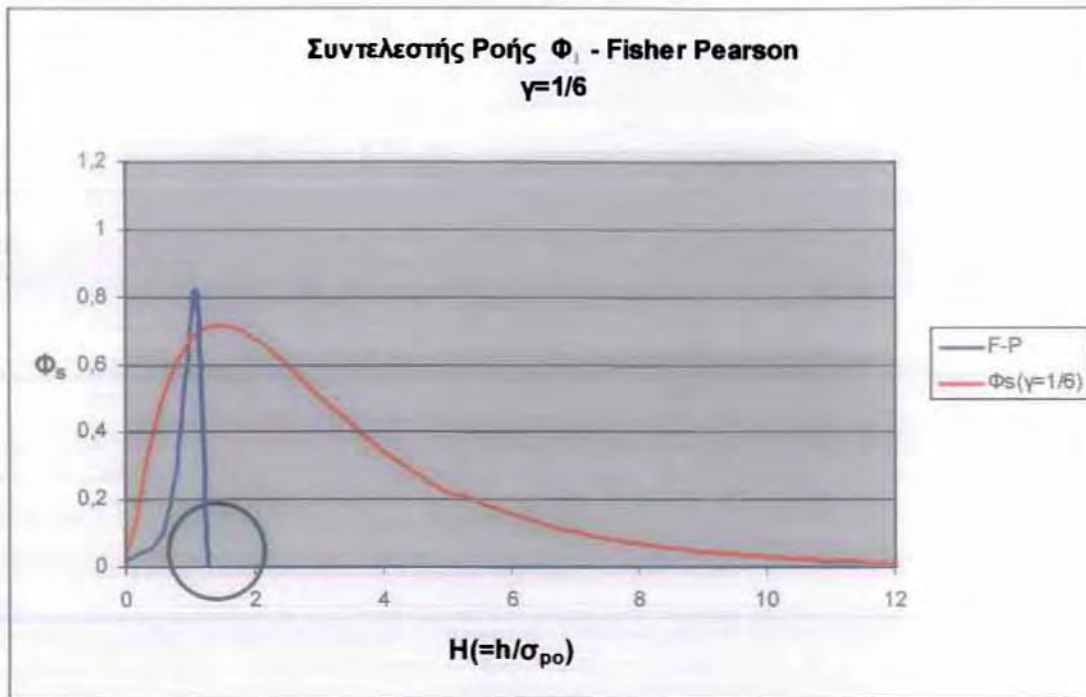
Παρατήρηση (σχήματα 1.4-1.10): Στα παραπάνω διαγράμματα όπου εμμέσως συγκρίνονται οι αντίστοιχες κατανομές των υψομέτρων των σημείων των τραχειών επιφανειών είναι προφανής η αμελητέα επίδραση της τραχύτητας καθώς και της ανισοτροπίας της για φθαρμένη επιφάνεια (Fisher-Pearson καμπύλη μπλε) σε σχέση με την αντίστοιχη κατανομή Gauss (κόκκινη) για την ίδια τυπική απόκλιση σ . Στην κατανομή Gauss η επίδραση της τραχύτητας εμφανίζεται ακόμη και σε υψόμετρα της τάξης του 3σ (για $\sigma=1\mu\text{m}$ άρα $3\sigma=3\mu\text{m}$) ενώ στην κατανομή Fisher-Pearson το πραγματικό άνω όριο για την επίδραση αυτή είναι ουσιαστικά το άνω φράγμα της κατανομής ($y_0+a=0,80\mu\text{m}$).

2.3 Ο συντελεστής Φ_s

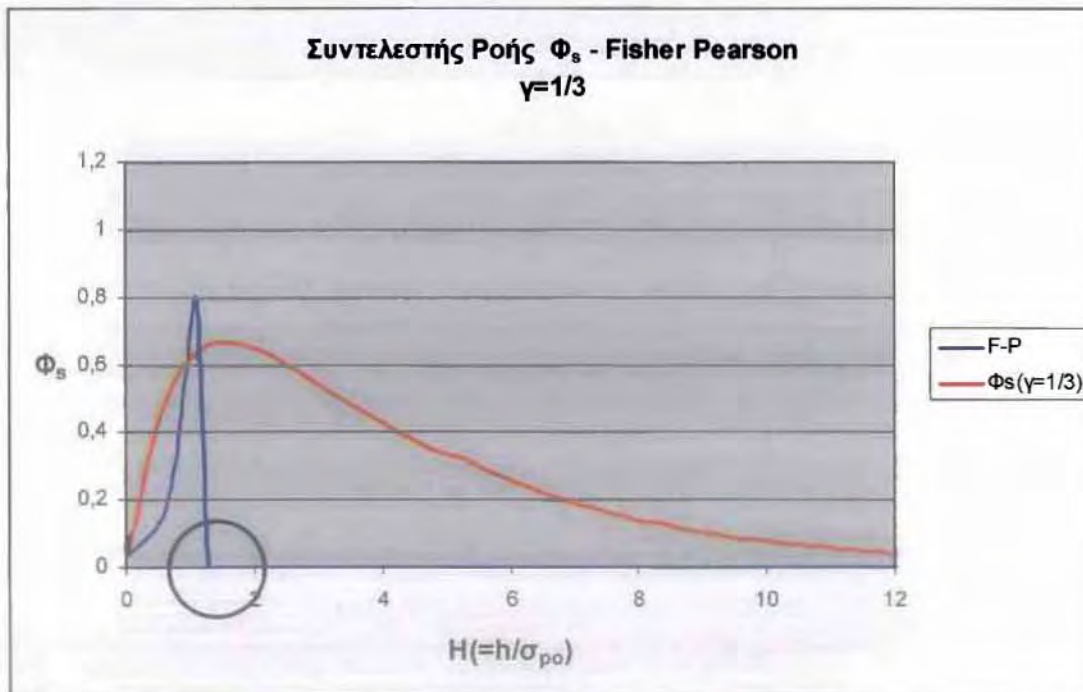
$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_y h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \delta \eta (u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} + \delta (u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} \sigma_{\infty} \left(\frac{\partial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



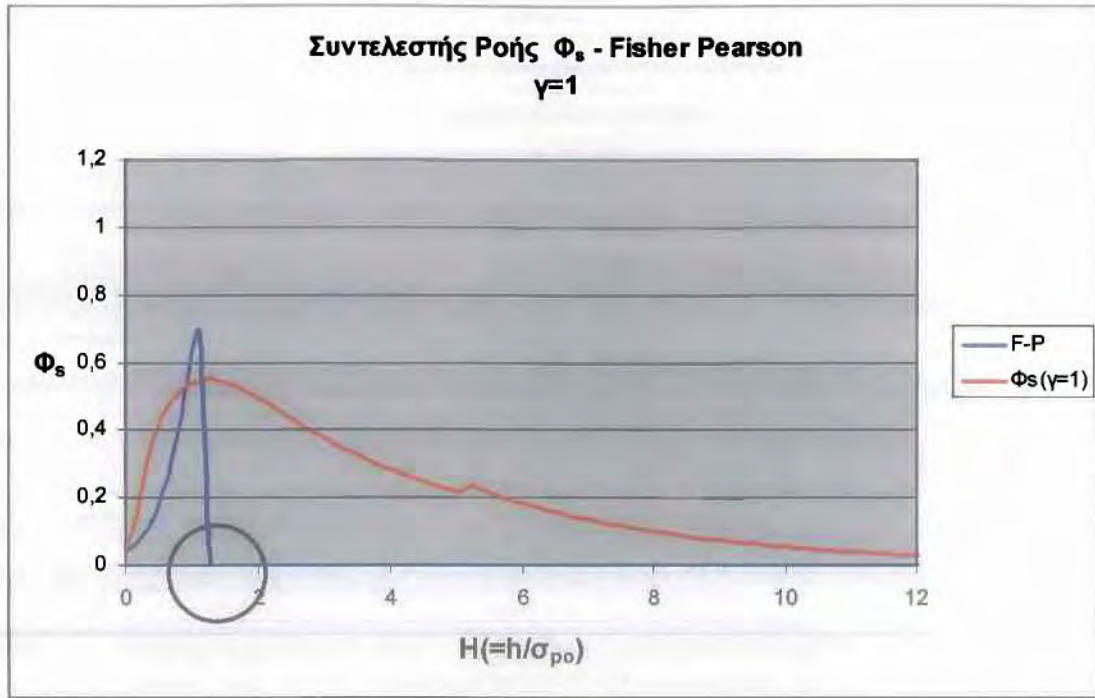
Σχήμα 2.3.1 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_s συναρτήσει του ανοιγμένο μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1/9$.



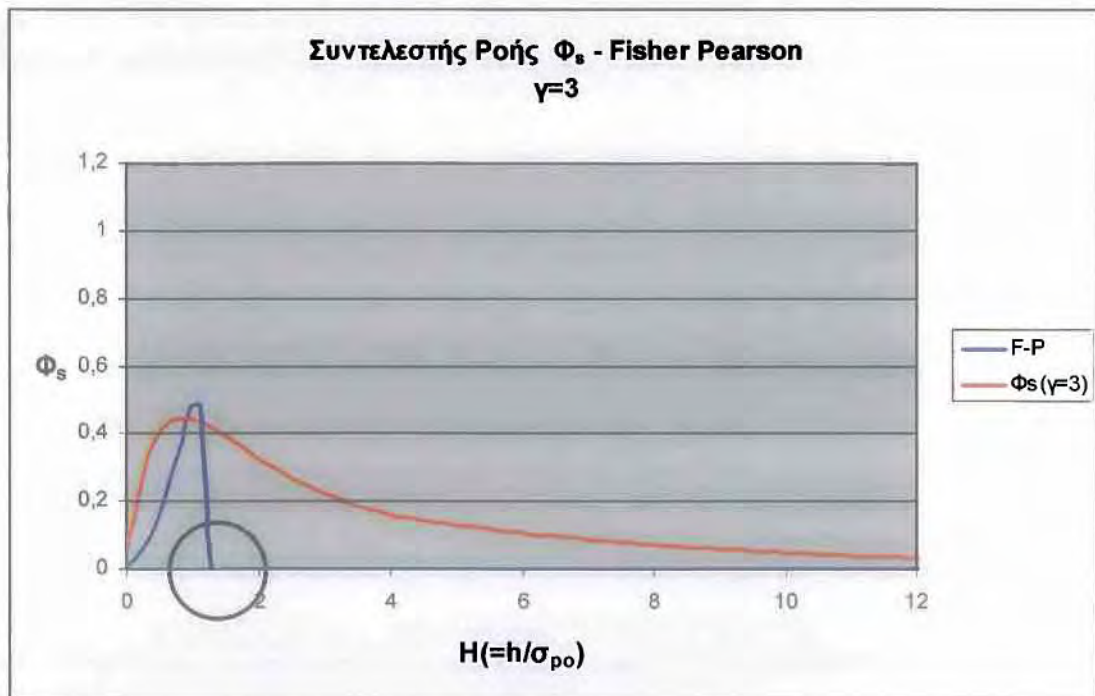
Σχήμα 2.3.2 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_s συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1/6$.



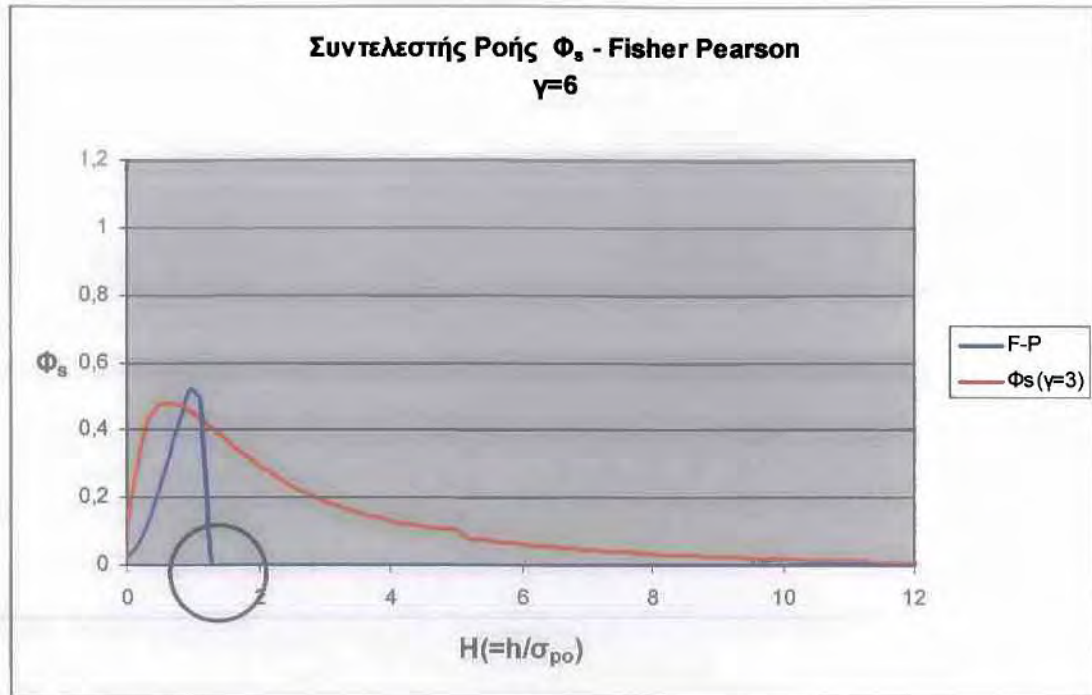
Σχήμα 2.3.3 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_s συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1/3$



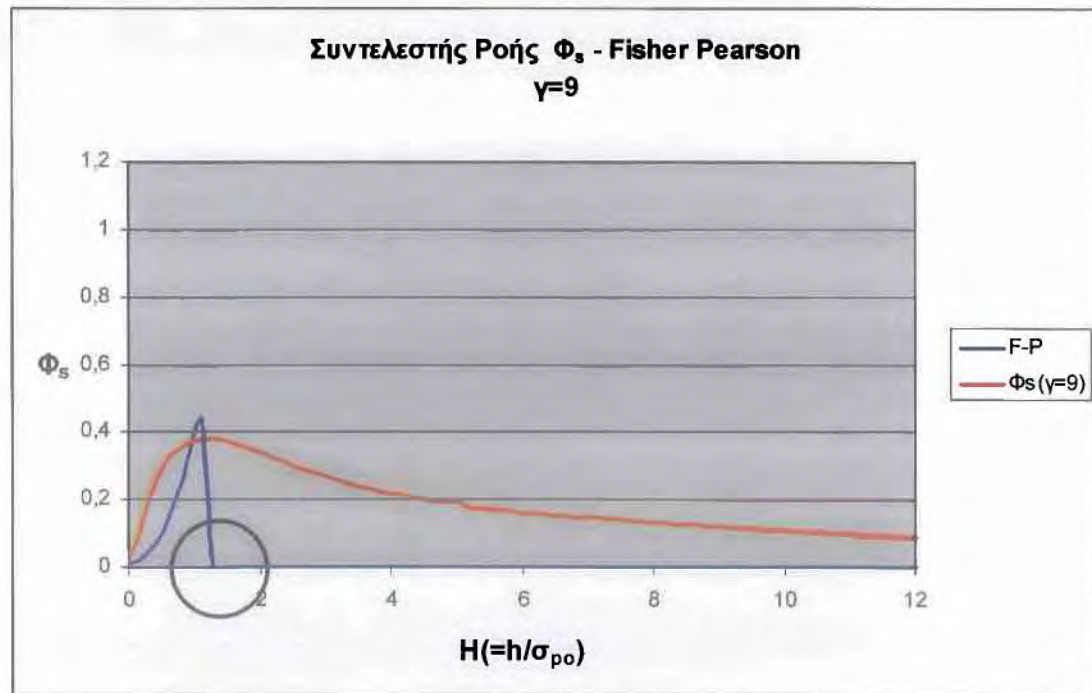
Σχήμα 2.3.4: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_s συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχειάς επιφάνειας $\gamma=1$.



Σχήμα 2.3.5: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_s συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχειάς επιφάνειας $\gamma=3$.



Σχήμα 2.3.6 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_s συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχειάς επιφάνειας $\gamma=6$.

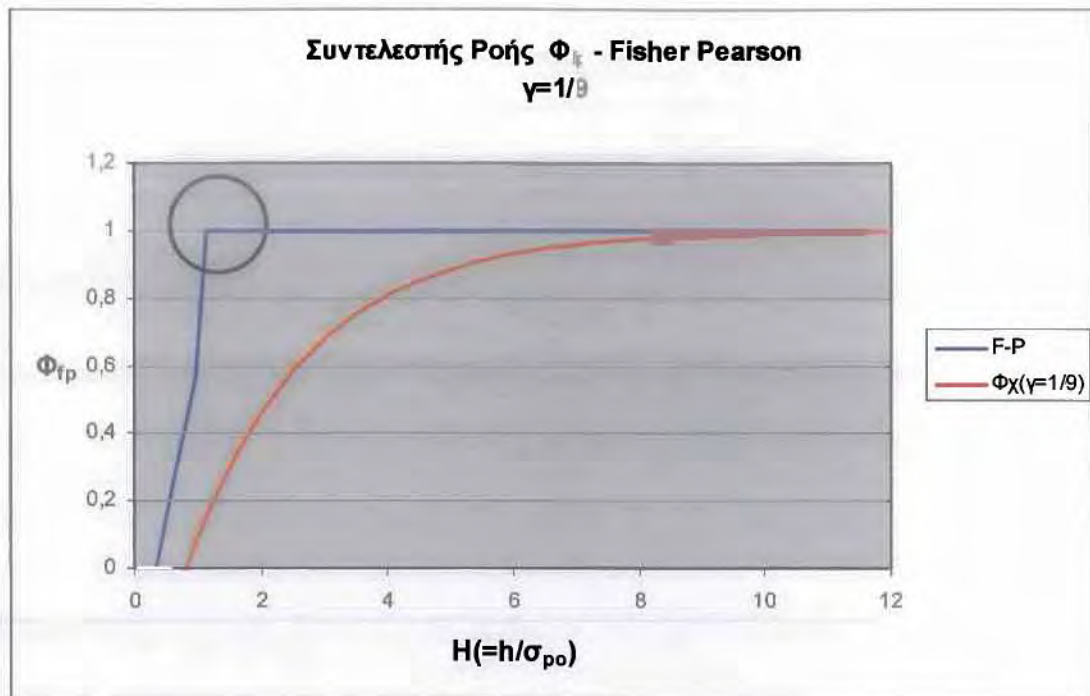


Σχήμα 2.3.7 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_s συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχειάς επιφάνειας $\gamma=9$.

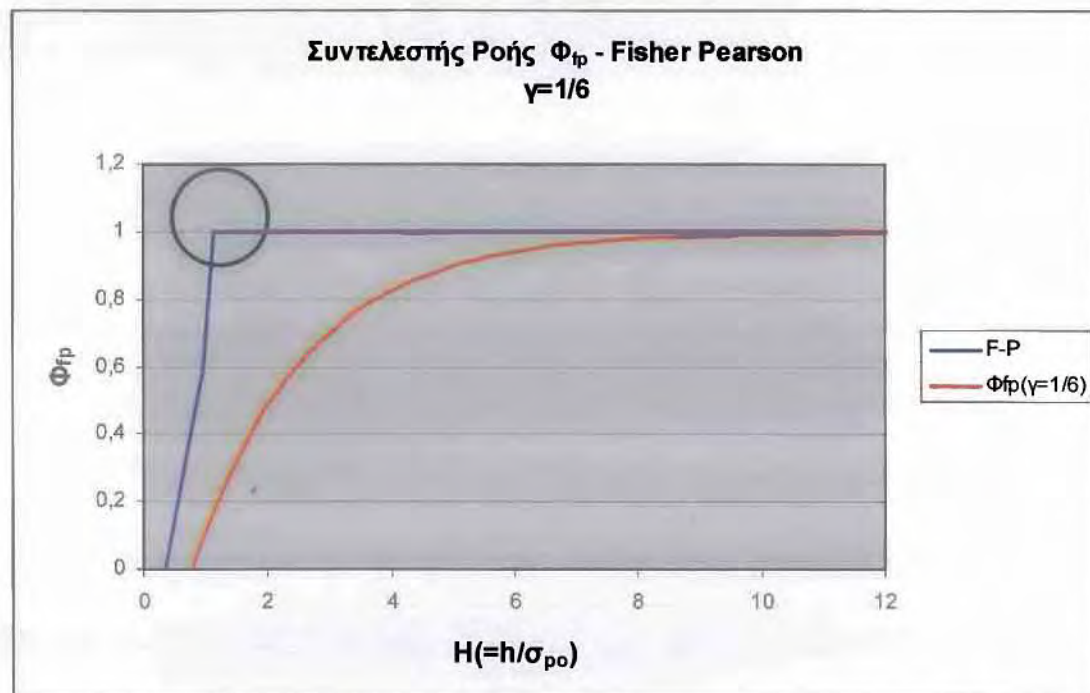
Παρατήρηση (σχήματα 1.11-1.17): Στα παραπάνω διαγράμματα οπύ εμμέσως συγκρίνονται οι αντίστοιχες κατανομές των υψομέτρων των σημείων των τραχειών επιφανειών είναι προφανής η αμελητέα επίδραση της τραχύτητας καθώς και της ανισοτροπίας της για φθαρμένη επιφάνεια (Fisher-Pearson καμπύλη μπλε) σε σχέση με την αντίστοιχη κατανομή Gauss (κόκκινη) για την ίδια τυπική απόκλιση σ . Στην κατανομή Gauss η επίδραση της τραχύτητας εμφανίζεται ακόμη και σε υψόμετρα της τάξης του 3σ (για $\sigma=1\mu\text{m}$ άρα $3\sigma=3\mu\text{m}$) ενώ στην κατανομή Fisher-Pearson το πραγματικό άνω όριο για την επίδραση αυτή είναι ουσιαστικά το άνω φράγμα της κατανομής ($y_0+\alpha=0,80\mu\text{m}$).

2.4 Ο Συντελεστής Φ_{fp}

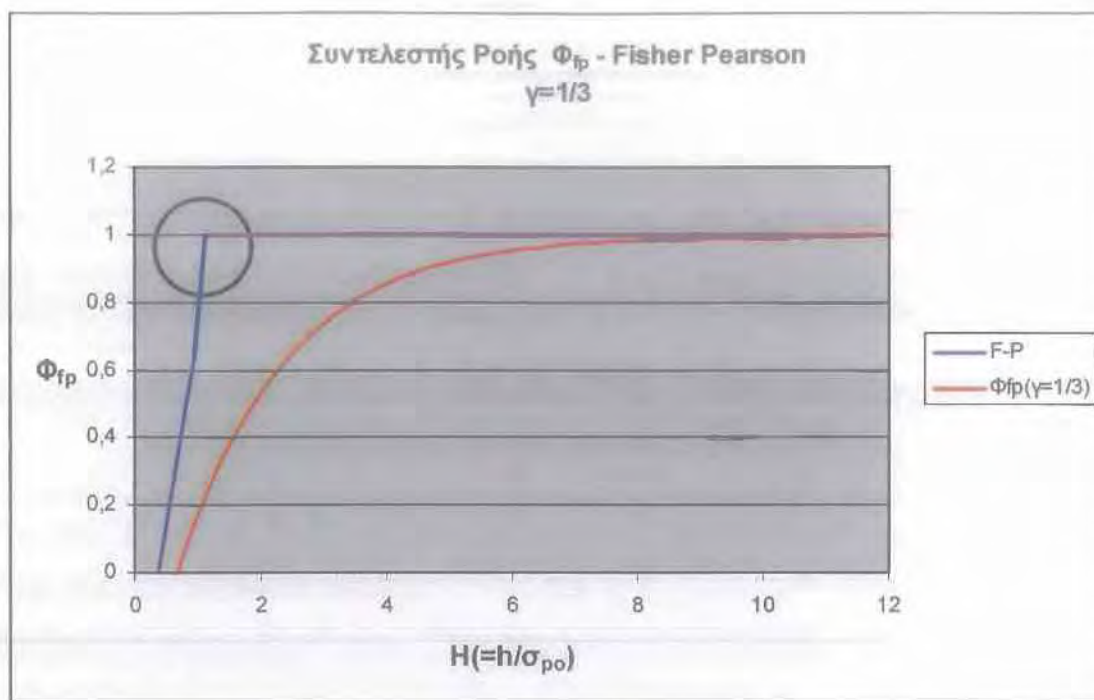
Με την ίδια μέθοδο υπολογίζονται και οι συντελεστές Φ_{fp} και Φ_{fs} που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό της διορθωμένης συνολικής διατμητικής τάσης της λιπαντικής μεμβράνης παρουσία τραχύτητας συνεπώς της αντίστοιχης υδροδυναμικής δύναμης τριβής. Η συνιστώσα αυτή δεν μελετήθηκε ιδιαίτερα καθώς έμφαση δόθηκε κυρίως στο πάχος της λιπαντικής μεμβράνης και στη διαφοροποίηση με βάση την τιμή του δείκτη ανισοτροπίας της τραχύτητας. Συγκριτικές τιμές που αφορούν στη συνιστώσα αυτή δίνονται μόνο σε ορισμένα διαγράμματα για πληρέστερη εικόνα της λειτουργικής συμπεριφοράς του 1^{ου} δακτυλίου κατά την εφαρμογή.



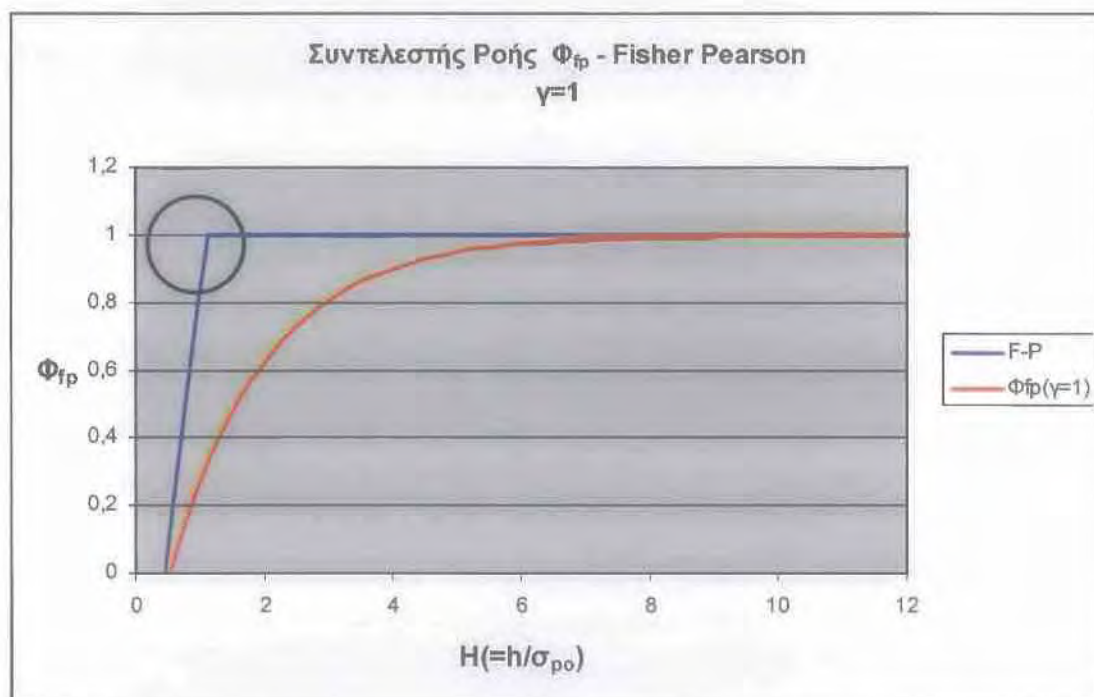
Σχήμα 2.4.1 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_{fp} συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1/9$.



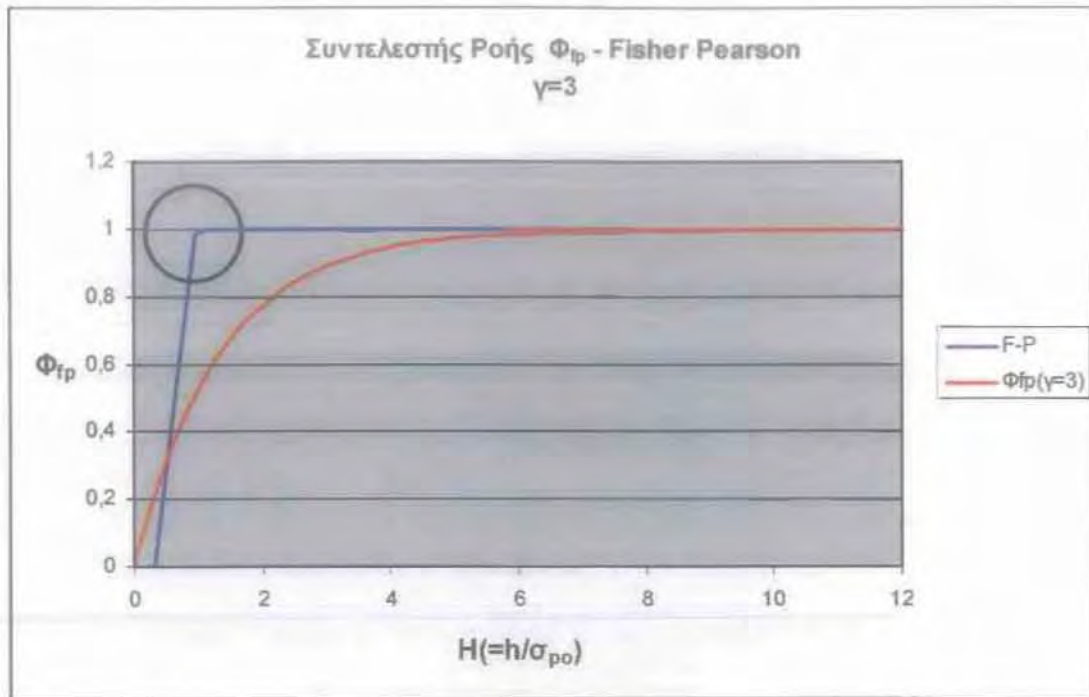
Σχήμα 2.4.2 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_{fp} συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1/6$.



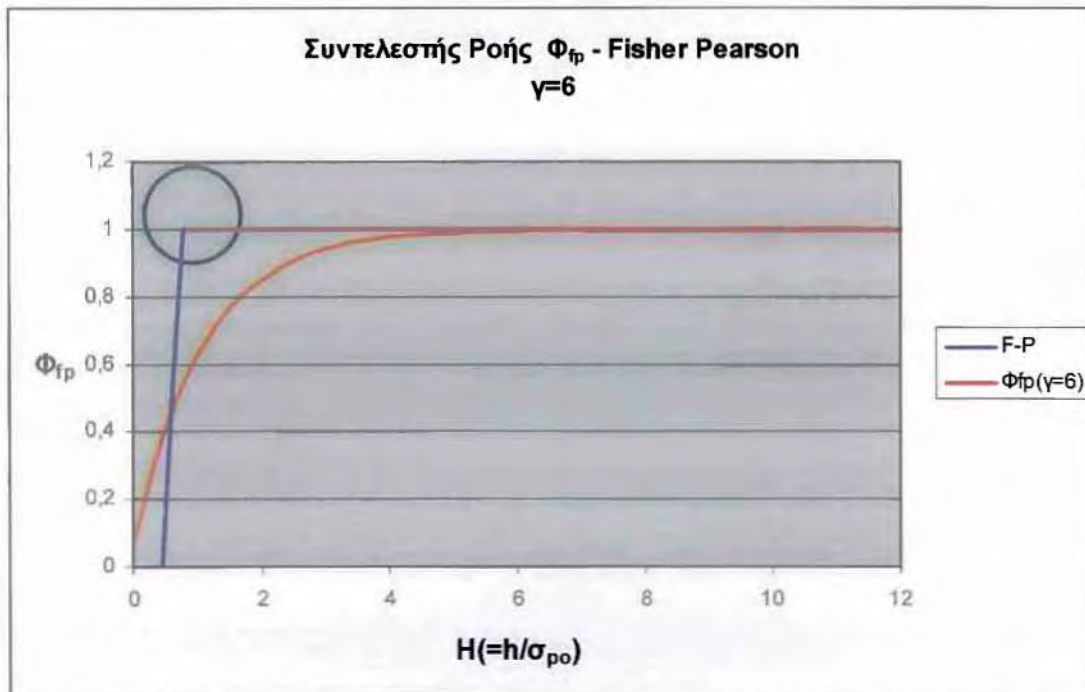
Σχήμα 2.4.3 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_{fp} συναρτήσεως του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1/3$.



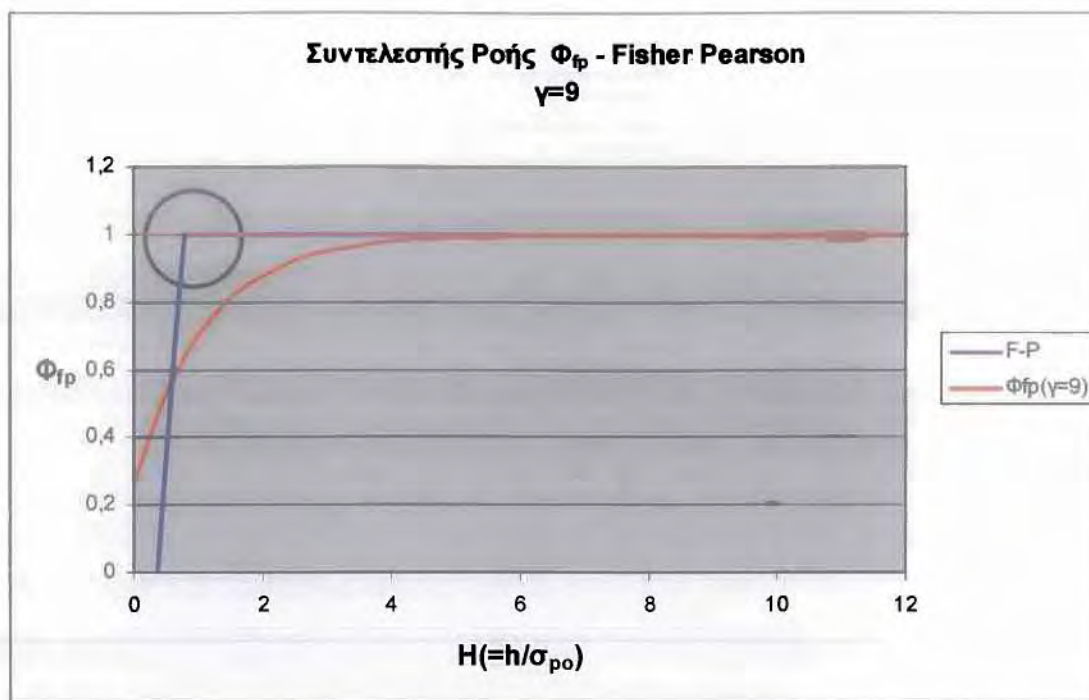
Σχήμα 2.4.4 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_{fp} συναρτήσεως του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1$.



Σχήμα 2.4.5 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_{fp} συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=3$.

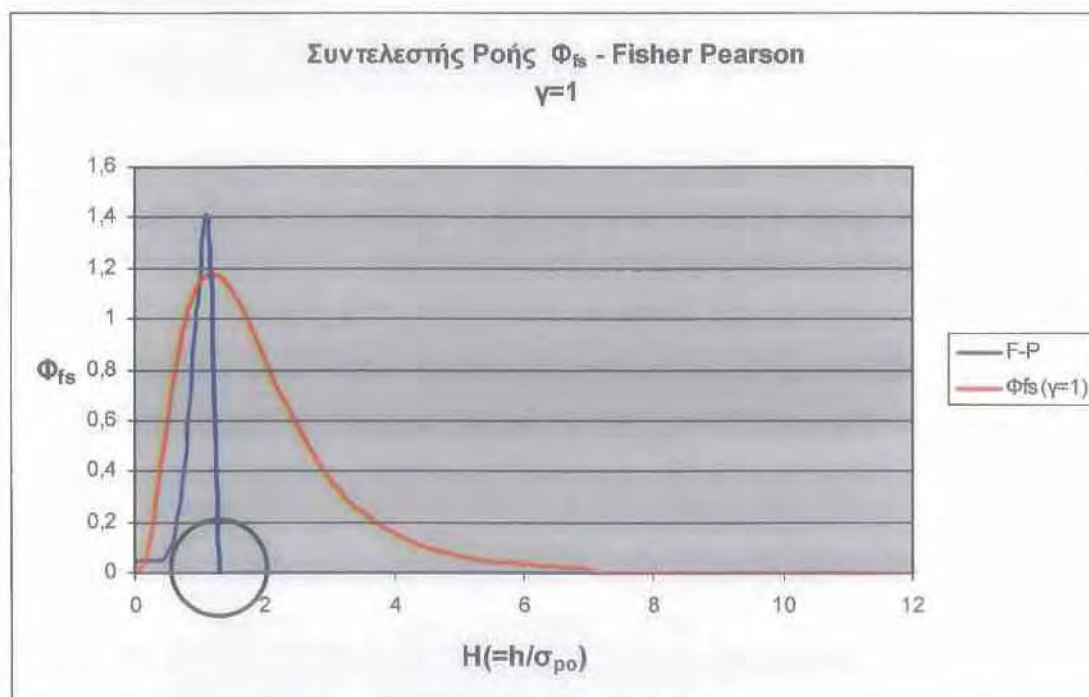


Σχήμα 2.4.6: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_{fp} συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=6$.



Σχήμα 2.4.7 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_{fp} συναρτήσεως του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=9$.

2.5 Ο Συντελεστής Φ_{fs}



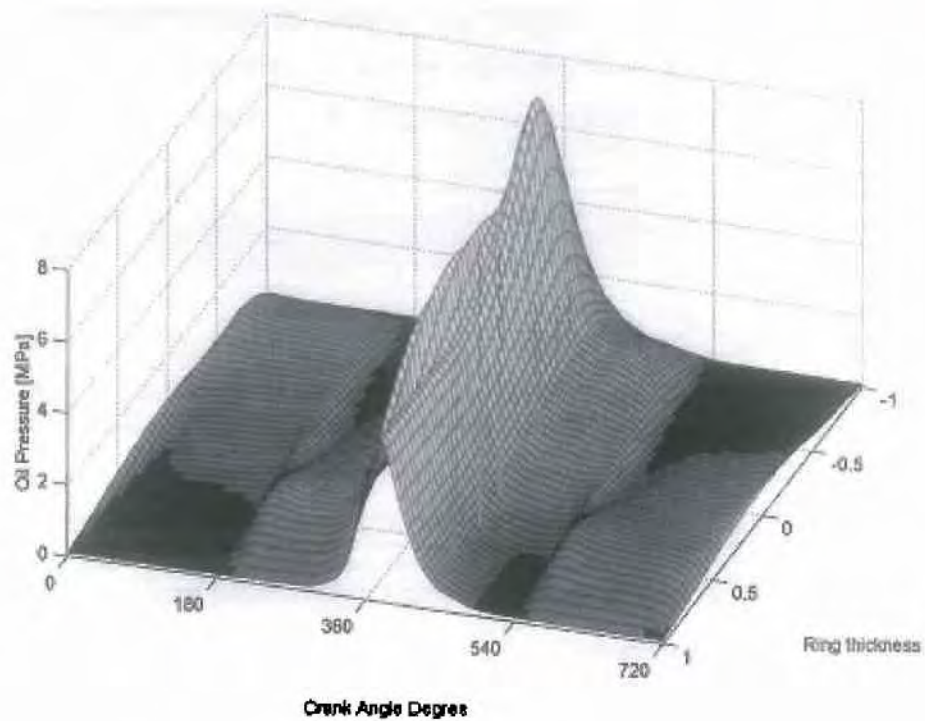
Σχήμα 2.5.1 : Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_{fs} συναρτήσεως του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1$

Παρατήρηση (σχήματα 1.18-1.25): Στα παραπάνω διαγράμματα οπου εμμέσως συγκρίνονται οι αντίστοιχες κατανομές των υψομέτρων των σημείων των τραχειών επιφανειών είναι προφανής η αμελητέα επίδραση της τραχύτητας καθώς και της ανισοτροπίας της για φθαρμένη επιφάνεια (Fisher-Pearson καμπύλη μπλε) σε σχέση με την αντίστοιχη κατανομή Gauss (κόκκινη) για την ίδια τυπική απόκλιση σ .

Στην κατανομή Gauss η επίδραση της τραχύτητας εμφανίζεται ακόμη και σε υψόμετρα της τάξης του 3σ (για $\sigma=1\mu\text{m}$ άρα $3\sigma=3\mu\text{m}$) ενώ στην κατανομή Fisher-Pearson το πραγματικό άνω όριο για την επίδραση αυτή είναι ουσιαστικά το άνω φράγμα της κατανομής ($y_0+\alpha=0,80\mu\text{m}$).

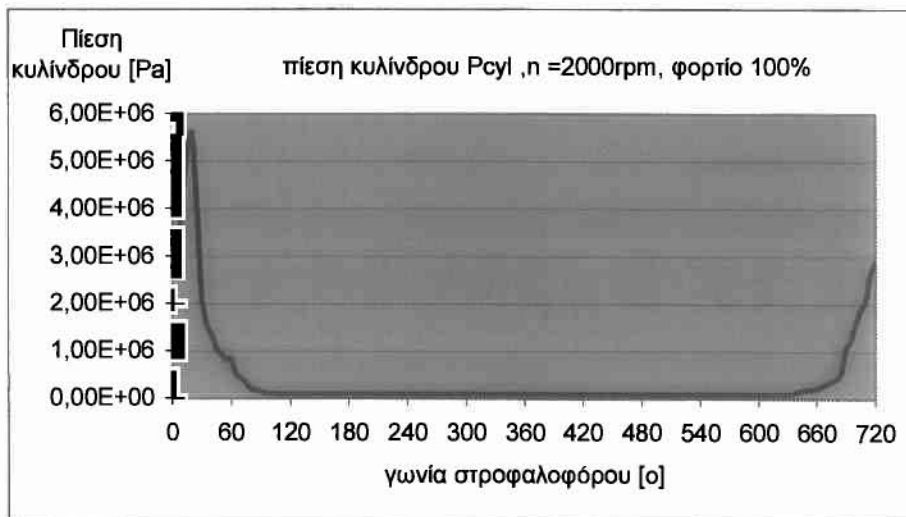
Κεφάλαιο 3

Εφαρμογή σε σύστημα δικτυλίων εμβόλου Μ.Ε.Κ. Συμπεριφορά πρώτου δικτυλίου (της φωτιάς)

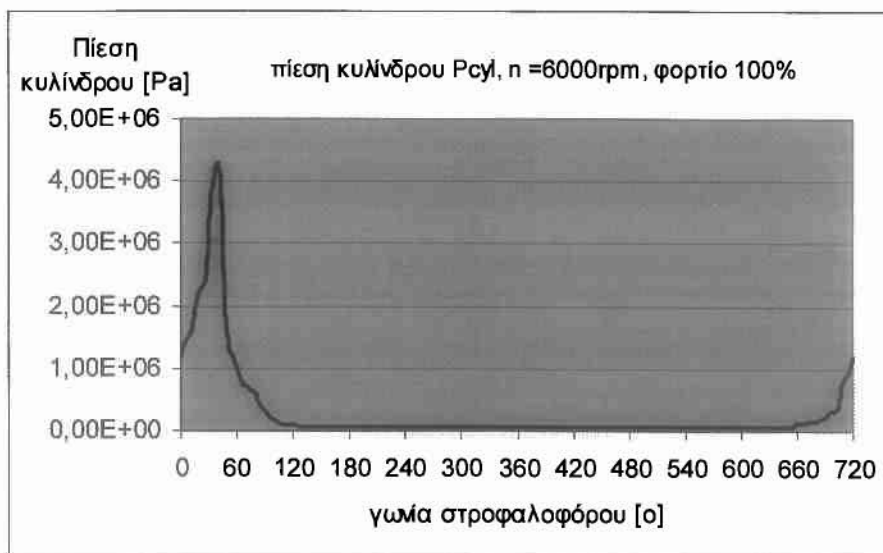


3.1 Συμπληρωματικά δεδομένα προβλήματος

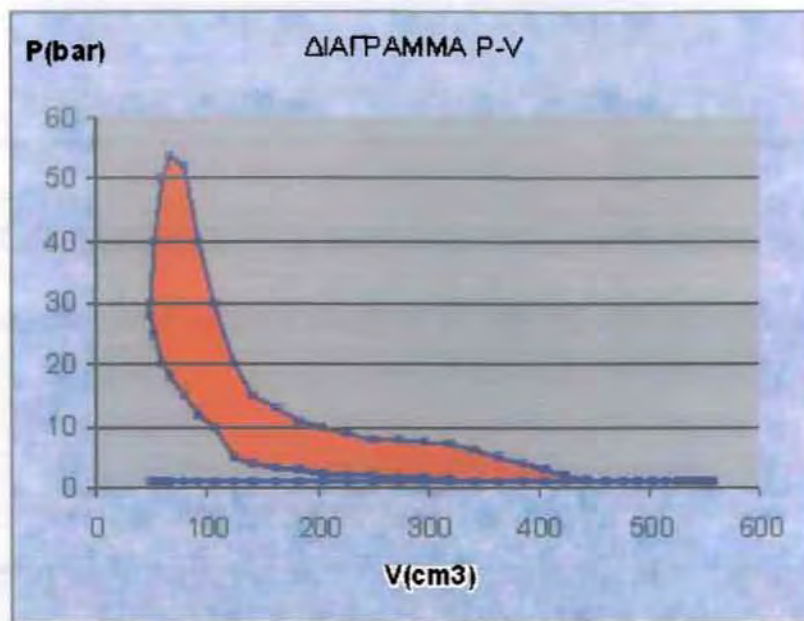
Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα αποτελέσματα εφαρμογής του μοντέλου Patir-Cheng που διορθώθηκε ως προς τους συντελεστές ροής με βάση πραγματικές κατανομές του πληθυσμού των υψομέτρων σημείων αντίστοιχων τεχνολογικών επιφανειών. Στο τελικό στάδιο των υπολογισμών που αναφέρονται στον πρώτο δακτύλιο του εμβόλου γίνεται προσομοίωση της λειτουργίας του για 100% του φορτίου M.E.K. Λαμβάνονται υπόψη διαγράμματα πιέσεων παρόμοιων διαστάσεων κινητήρα εργοστασίου Renault (σχήματα 3.1 – 3.6). Τα διαγράμματα αυτά αντιστοιχούν στα διαγράμματα p-V (σχήματα 3.7 – 3.12)



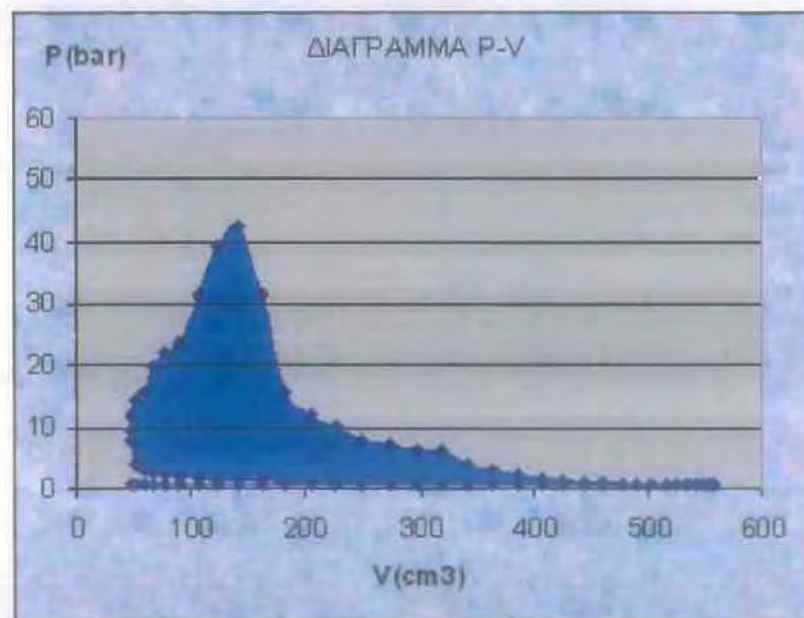
Σχήμα 3.1.1 :Διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για πλήρες φορτίο και $n=2000$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault.



Σχήμα 3.1.2 :Διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για πλήρες φορτίο και $n=6000$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



Σχήμα 3.1.3 : Διάγραμμα P-V υπό μελέτη Μ.Ε.Κ για πλήρες φορτίο και $n=1000$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



Σχήμα 3.1.4 : Διάγραμμα P-V υπό μελέτη Μ.Ε.Κ για πλήρες φορτίο και $n=6000$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault

Στα διαγράμματα που ακολουθούν παρουσιάζεται η μεταβολή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης κατά την πρώτη παλινδρόμηση του κύκλου τετράχρονης Μ.Ε.Κ. χωρίς (σχήματα 3.13 – 3.30) και με πίεση λειτουργίας (σχήματα 3.31 – 3.44)

Η γεωμετρία του πρώτου δακτυλίου (της φωτιάς) έχει ως εξής :

πλάτος δακτυλίου $L=2$ mm

ακτίνα καμπυλότητας κατατομής δακτυλίου $R=30$ mm

Τα λοιπά γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κινητήρα είναι :

διάμετρος κυλίνδρου $D=79$ mm

ακτίνα κομβίου (50% της διαδρομής εμβόλου) $r=42$ mm

μήκος διωστήρα $M=136.5$ mm

Ελαστικά χαρακτηριστικά υλικών :

$E= 1000000$ kp/cm² (χυτοσίδηρος)

$p_{tar}=200000$ Pa

ιξώδες λιπαντικού μέσου = 10 mPas

Χαρακτηριστικά τραχύτητας επιφάνειας :

κατάσταση 1: $\sigma_{p0}=1.1$, $\sigma_{pi}=0.95$, $\eta\beta\sigma=0.20$, $\sigma/\beta=0.05$, $y_0=0.40$

κατάσταση 2: $\sigma_{p0}=0.82$, $\sigma_{pi}=0.40$, $\eta\beta\sigma=0.17$, $\sigma/\beta=0.004$, $y_0=0.17$

κατάσταση 3: $\sigma_{p0}=0.55$, $\sigma_{pi}=0.30$, $\eta\beta\sigma=0.30$, $\sigma/\beta=0.028$, $y_0=0.14$

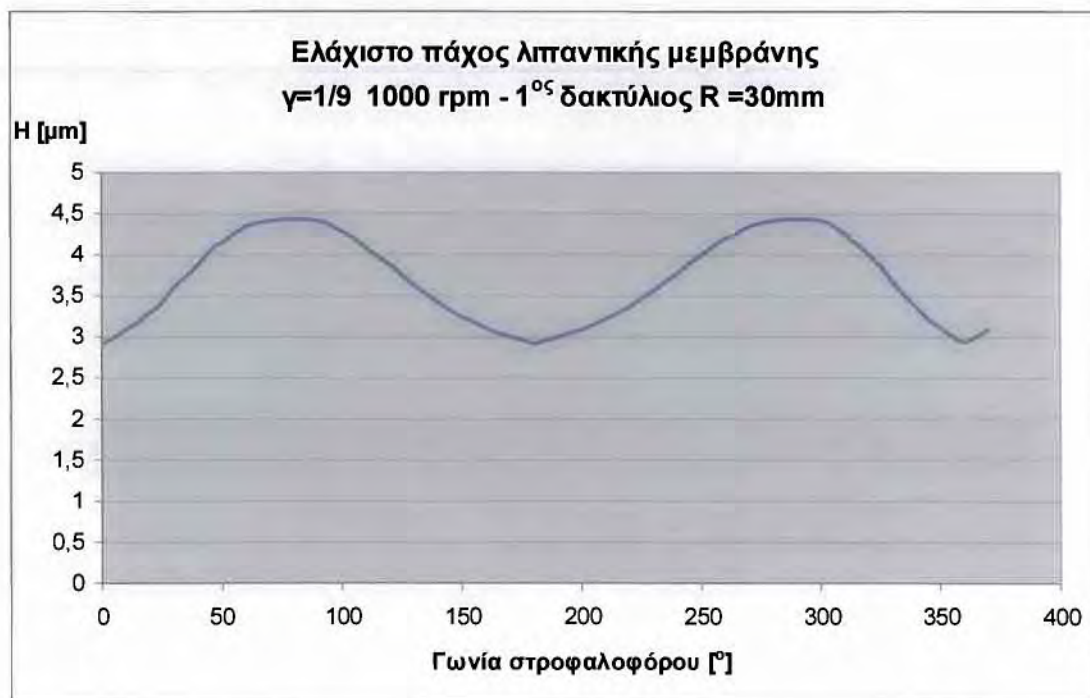
Εκτός της τιμής του σ_{p0} που στο εξής θα αναφέρεται σαν σ και αφορά στην τυπικά απόκλιση της κατανομής των υψομέτρων των σημείων της ισοδύναμης τραχείας επιφάνειας τα υπόλοιπα μη τυποποιημένα χαρακτηριστικά χρησιμοποιούνται στον πηγαίο κώδικα "Oil Film" για την τροφοδότηση του μοντέλου **Greenwood-Tripp** χρήση του οποίου γίνεται στο πρόγραμμα για τον προσδιορισμό της απόστασης ισορροπίας των δύο επιφανειών στα νεκρά σημεία. Το μοντέλο αυτό δίνει επίσης και την αντίστοιχη συνιστώσα της δύναμης τριβής λόγω της επαφής των λοφίσκων των τραχειών επιφανειών. Η συνιστώσα αυτή δεν είναι στα όρια της παρούσας διπλωματικής εργασίας αλλά παρουσιάζεται σε ορισμένα διαγράμματα για λόγους σύγκρισης με την υδροδυναμική λειτουργία σε πολύ φθαρμένες η τελείως λείες επιφάνειες.

Οι υπολογισμοί έγιναν για τιμές του δείκτη ανισοτροπίας τραχύτητας 1/9, 1/6, 1/3, 1, 3, 6, 9 και για συχνότητα περιστροφής $n=1000-6000$.

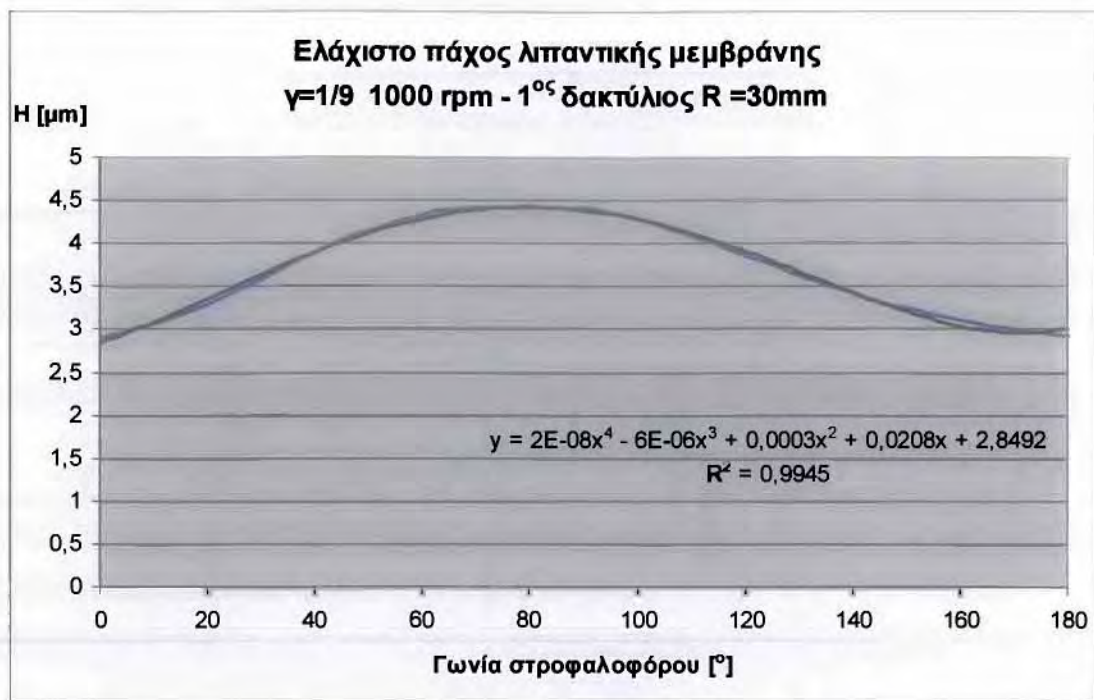
Σε ειδικές περιπτώσεις για να αναδειχθεί ο ρόλος της ανισοτροπίας της επιφανείας έγινε προσαύξηση της p_{tar} από 200000 Pa σε 240000 Pa με παράλληλη μείωση του ιξώδους του λιπαντικού από 10 σε 2 mPas.

3.2 Θεωρητικά αποτελέσματα (λειτουργία Μ.Ε.Κ. χωρίς φορτίο – ανοιχτός κύλινδρος)

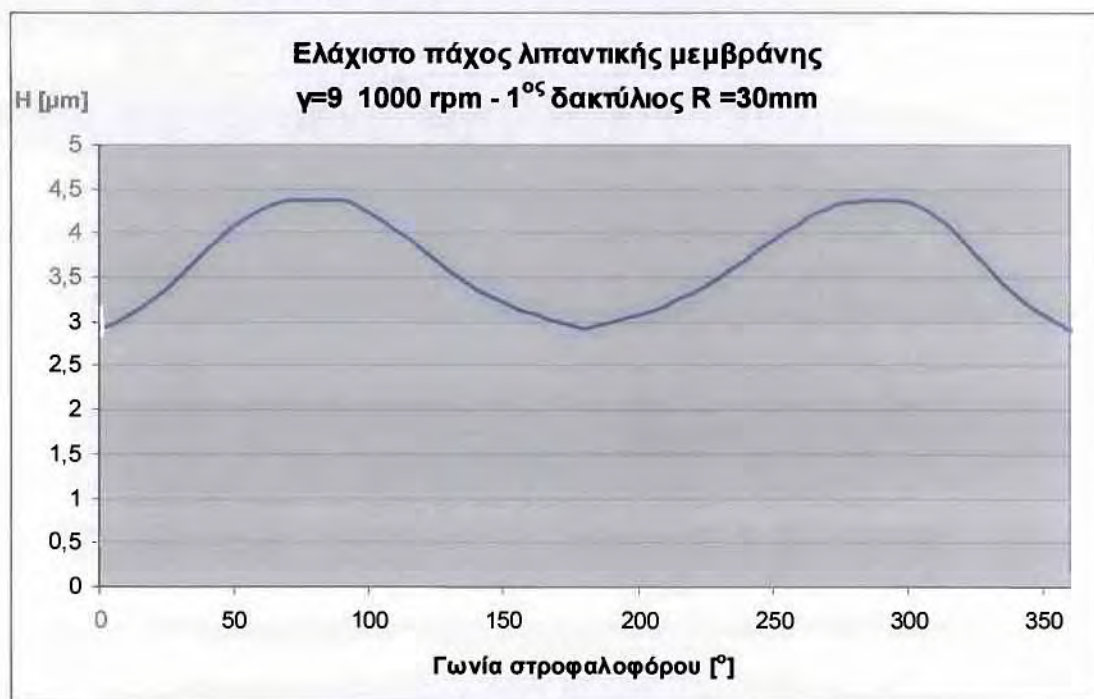
Ακολουθούν τα διαγράμματα με τα αποτελέσματα :



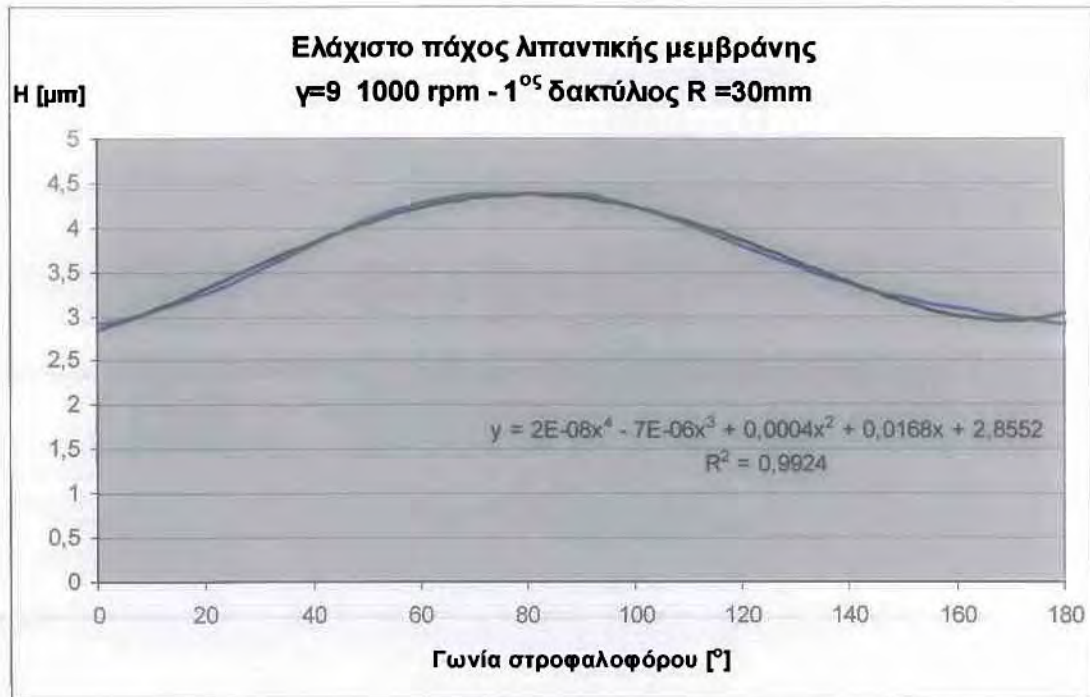
Σχήμα 3.2.1 : Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$, μια παλινδρόμηση-κύλινδρος ανοιχτός. **Κατάσταση φθοράς 1** (αρχική κατάσταση κυλίνδρου) $\eta=10$ mPas $p_{tar}=0.2$ MPa



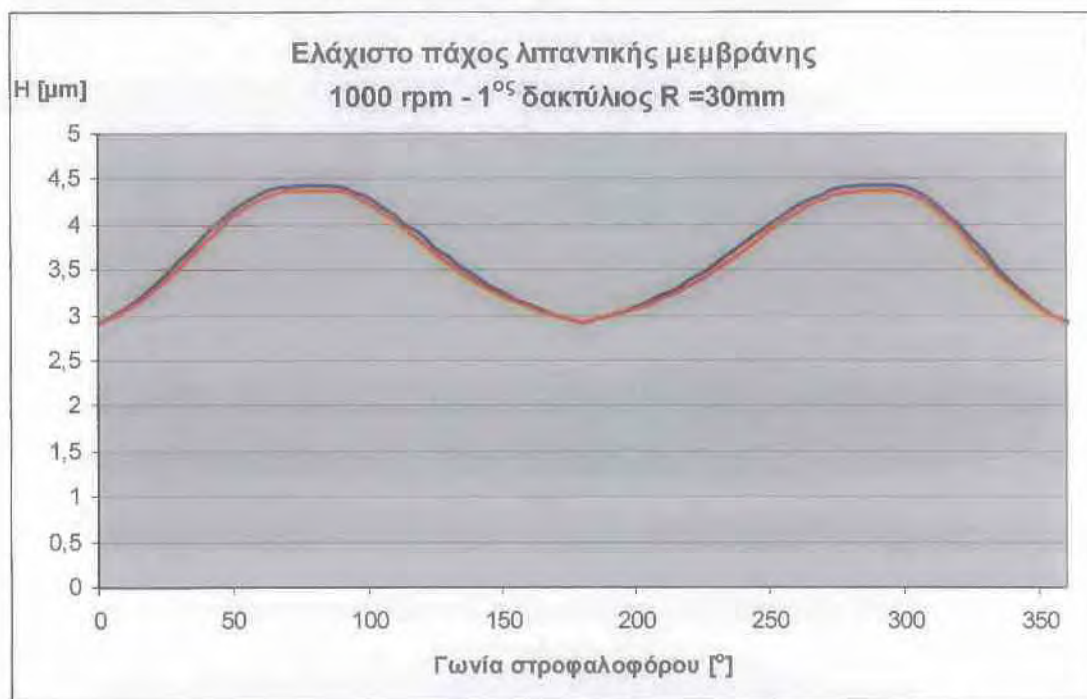
Σχήμα 3.2.2 : Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$, κύλινδρος ανοιχτός, γραμμή τάσης. Κατάσταση φθοράς 1 (αρχική κατάσταση κυλίνδρου) $\eta= 10 \text{ mPas}$ $p_{tar}= 0.2 \text{ MPa}$ (0-180°)



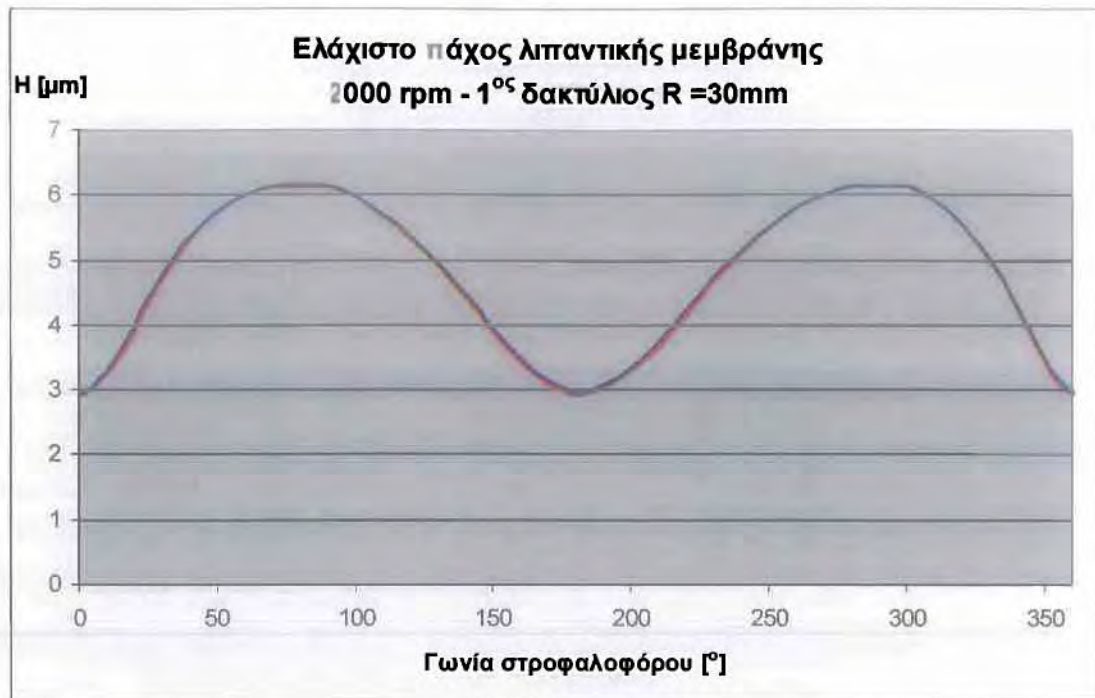
Σχήμα 3.2.3 : Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=9$, μια παλινδρόμηση-κύλινδρος ανοιχτός. Κατάσταση φθοράς 1 (αρχική κατάσταση κυλίνδρου) $\eta= 10 \text{ mPas}$ $p_{tar}= 0.2 \text{ MPa}$



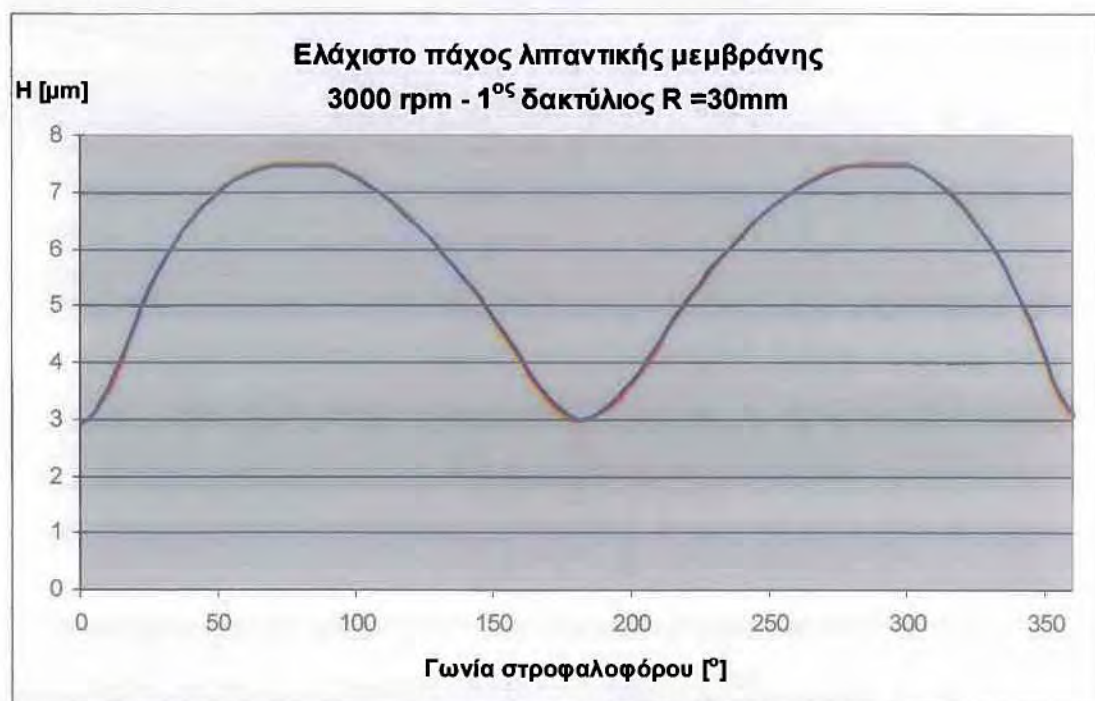
Σχήμα 3.2.4 : Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=9$, κύλινδρος ανοιχτός, γραμμή τάσης. **Κατάσταση φθοράς 1** (αρχική κατάσταση κυλίνδρου) $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa (0-180°)



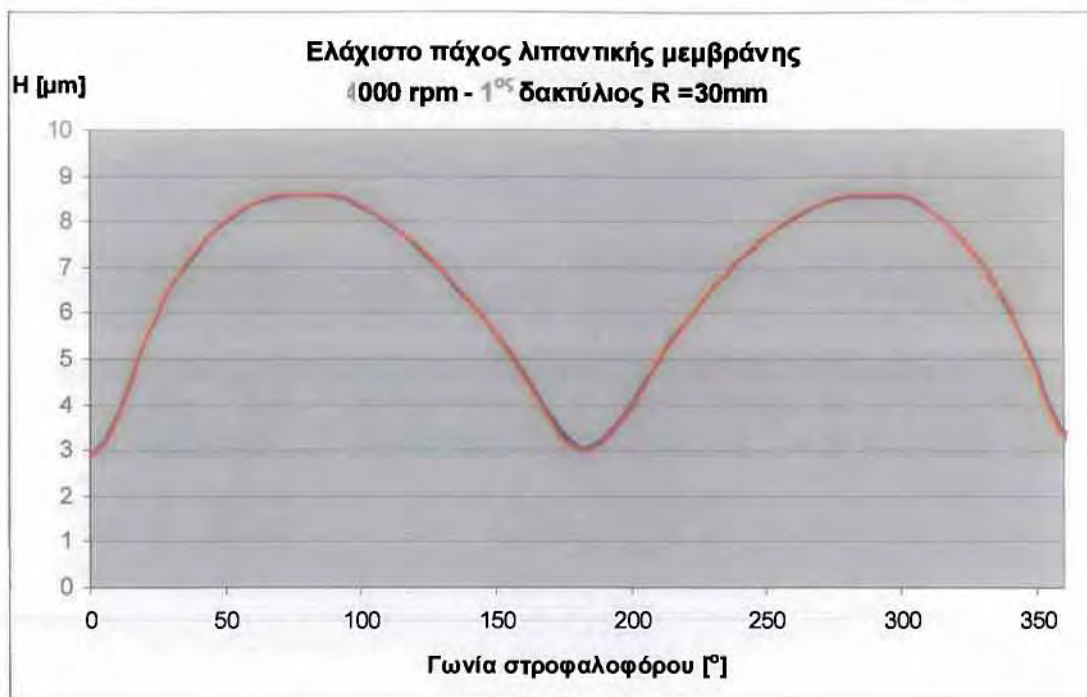
Σχήμα 3.2.5 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για **1^η κατάσταση φθοράς** για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa



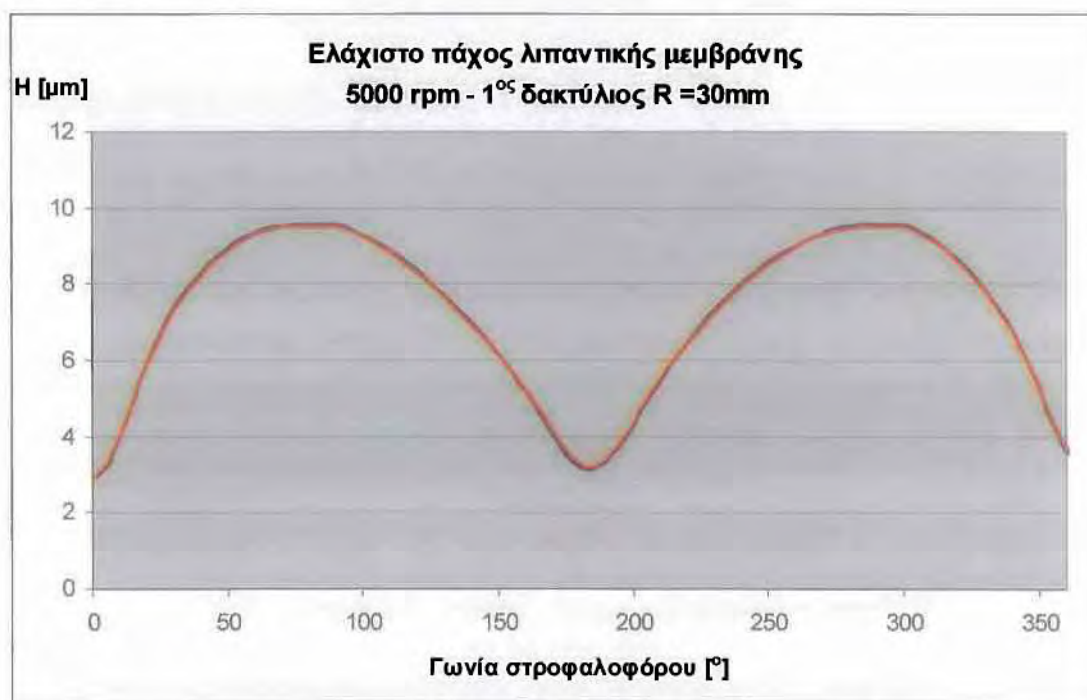
Σχήμα 3.2.6 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 1^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa



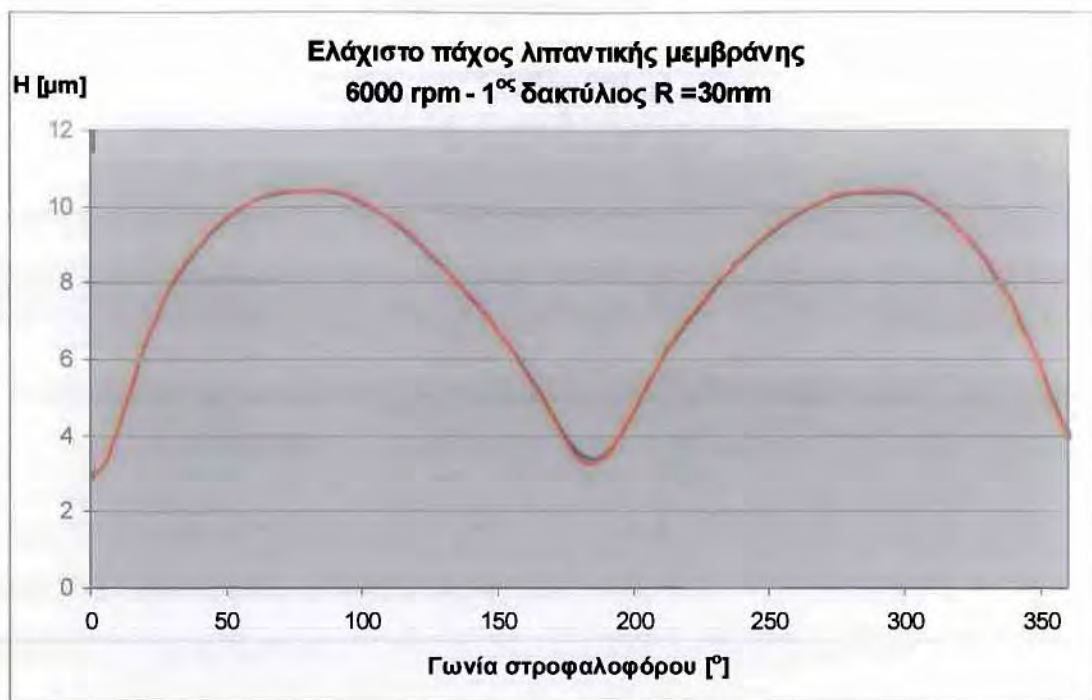
Σχήμα 3.2.7 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 1^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa



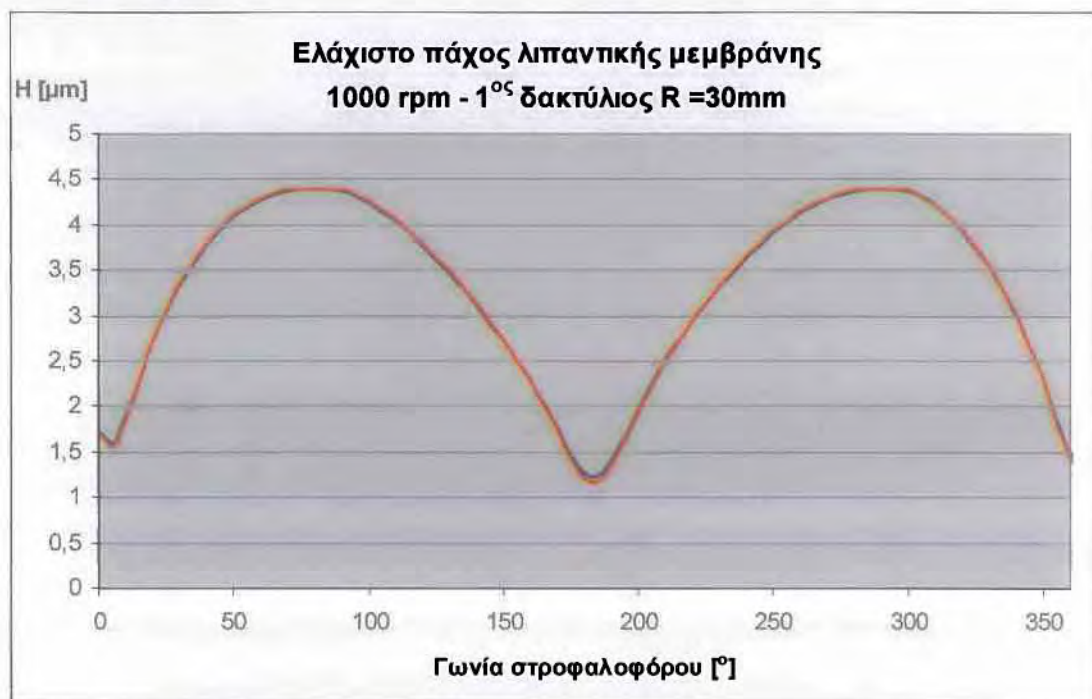
Σχήμα 3.2.8 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 1^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa



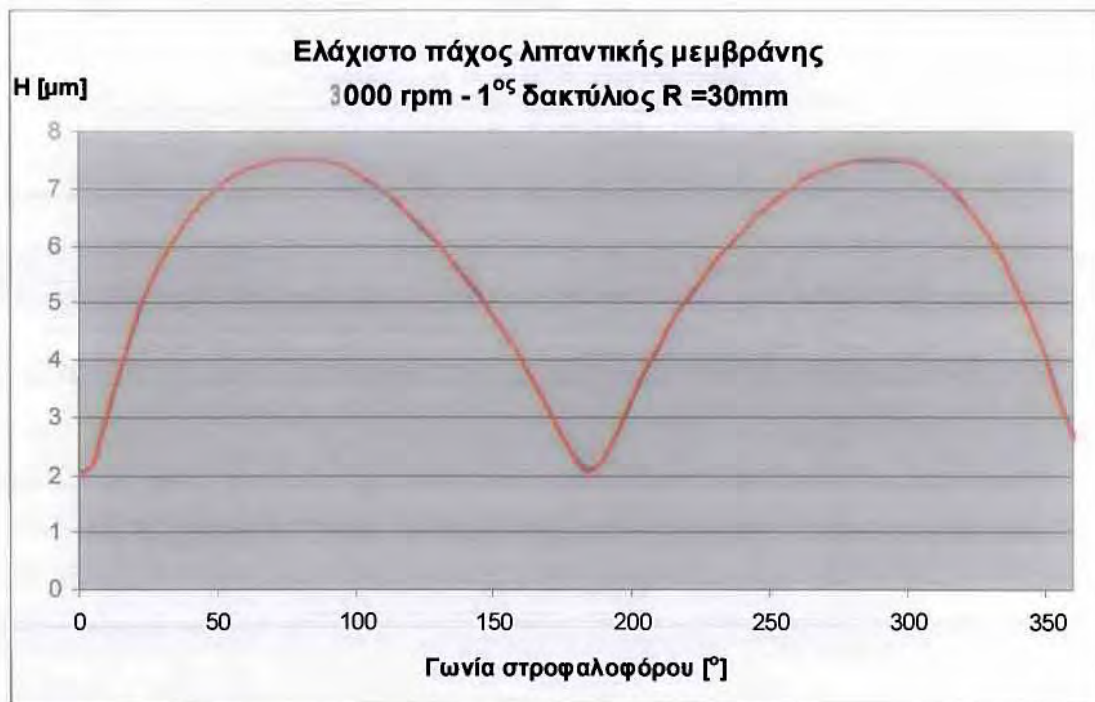
Σχήμα 3.2.9 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 1^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa



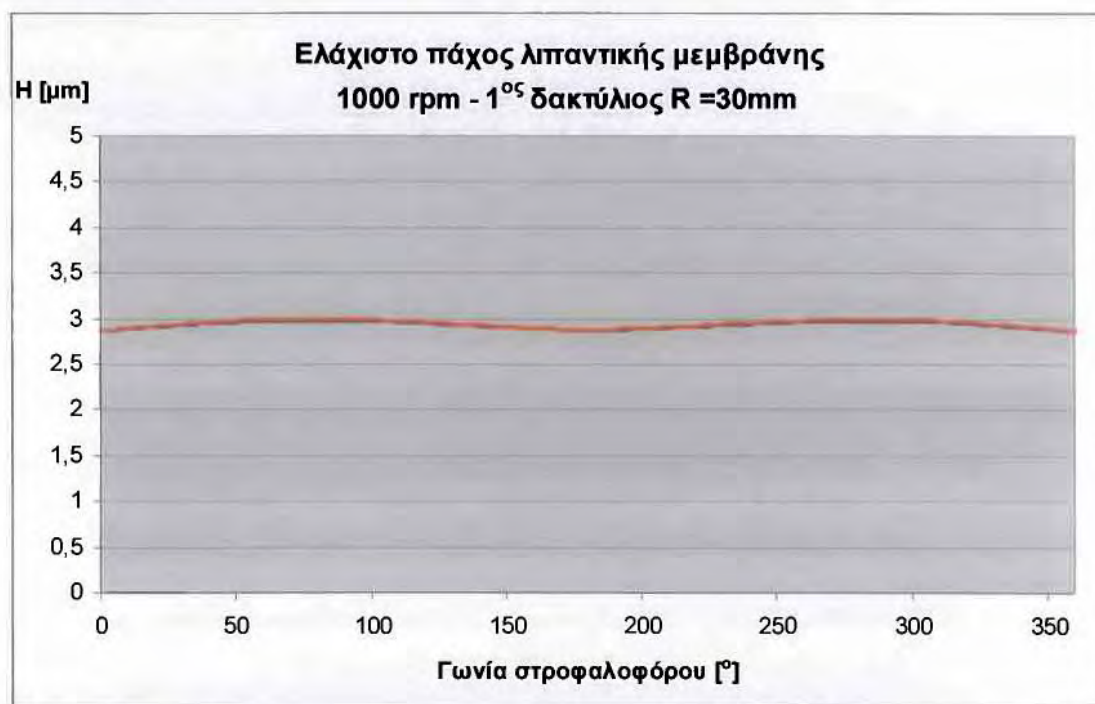
Σχήμα 3.2.10 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 1^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa



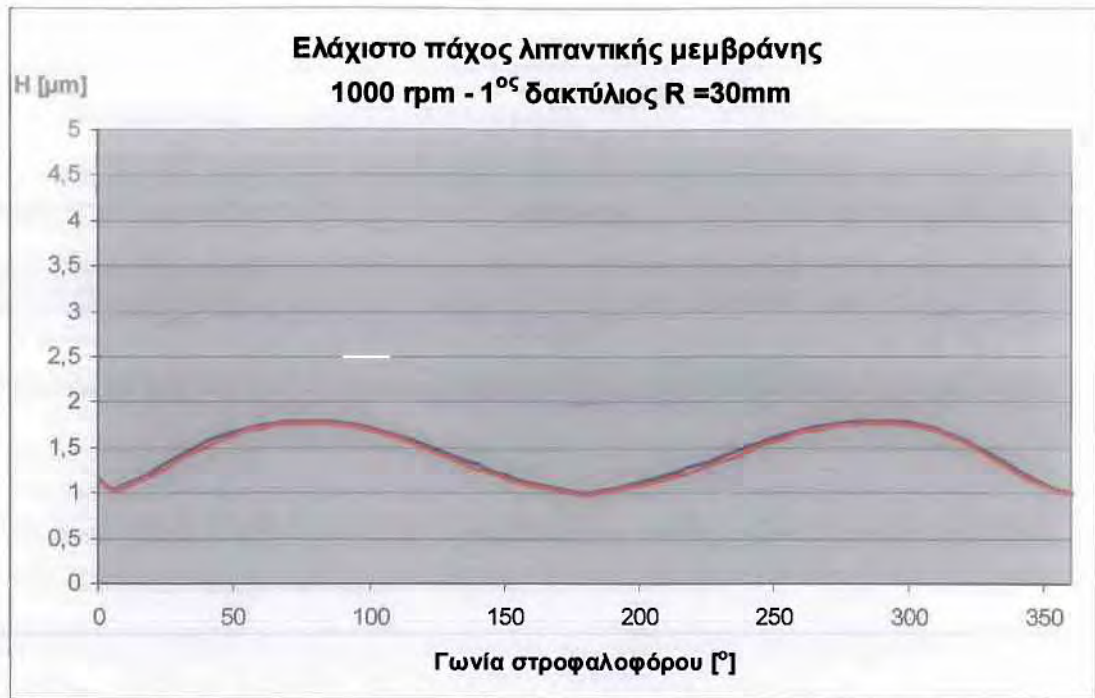
Σχήμα 3.2.11 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 2^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa



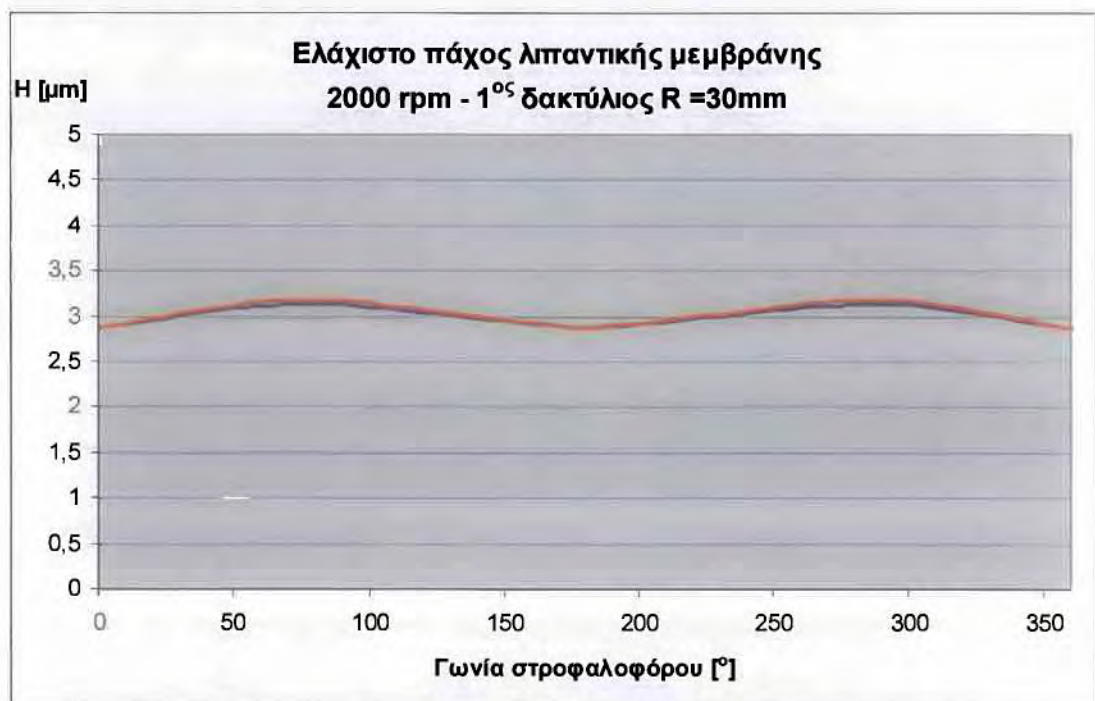
Σχήμα 3.2.12 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για **2^η κατάσταση** φθοράς για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa



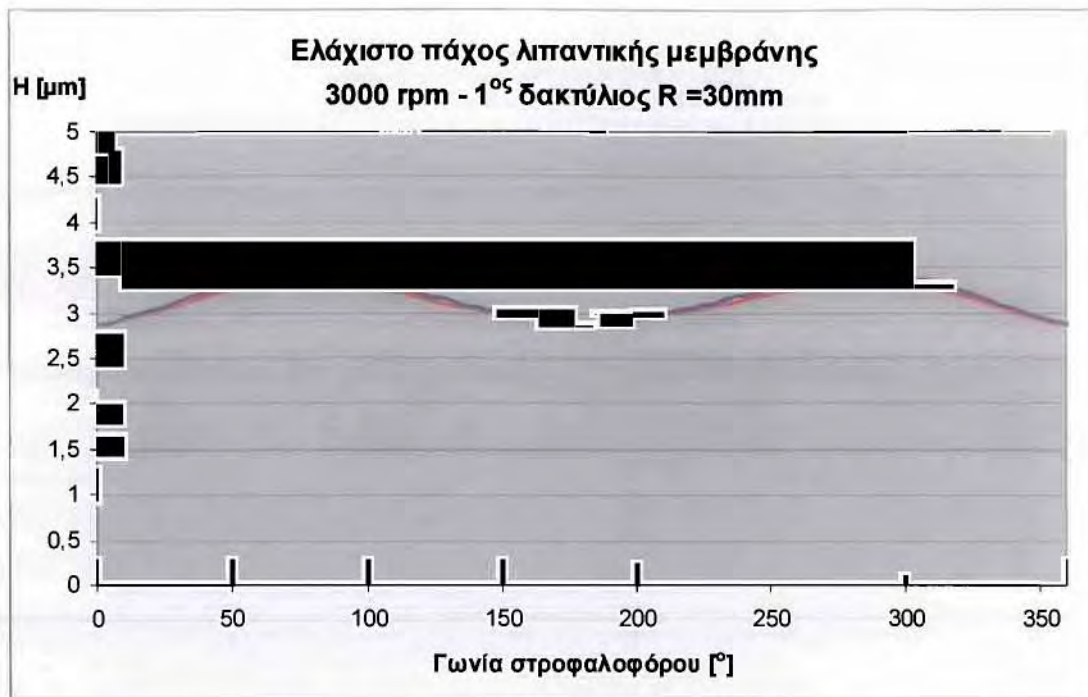
Σχήμα 3.2.13: Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για **1^η κατάσταση** φθοράς για $\eta= 2$ mPas $p_{tar}= 0.24$ MPa



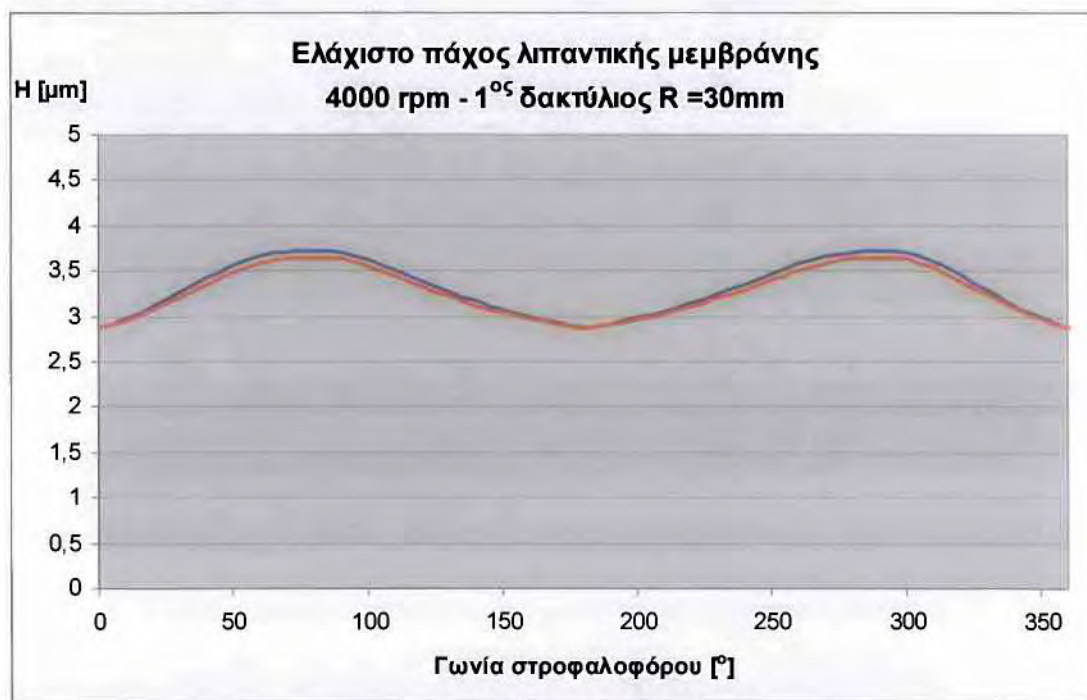
Σχήμα 3.2.14 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 2^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 2$ mPas $p_{tar}= 0.24$ MPa



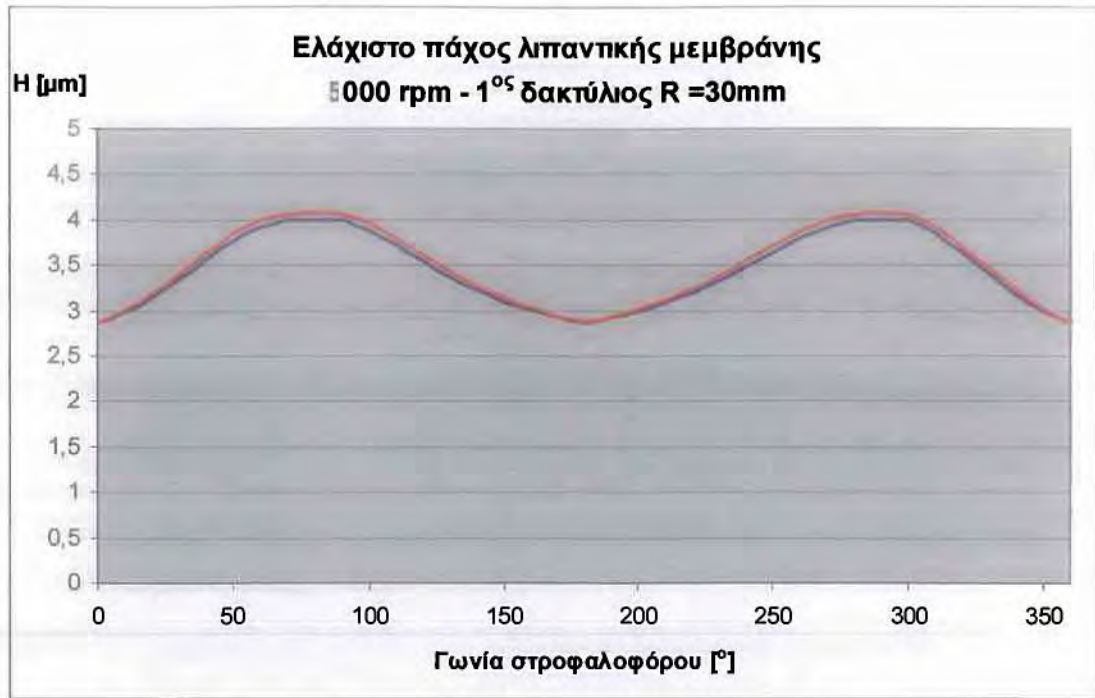
Σχήμα 3.2.15 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 1^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 2$ mPas $p_{tar}= 0.24$ MPa



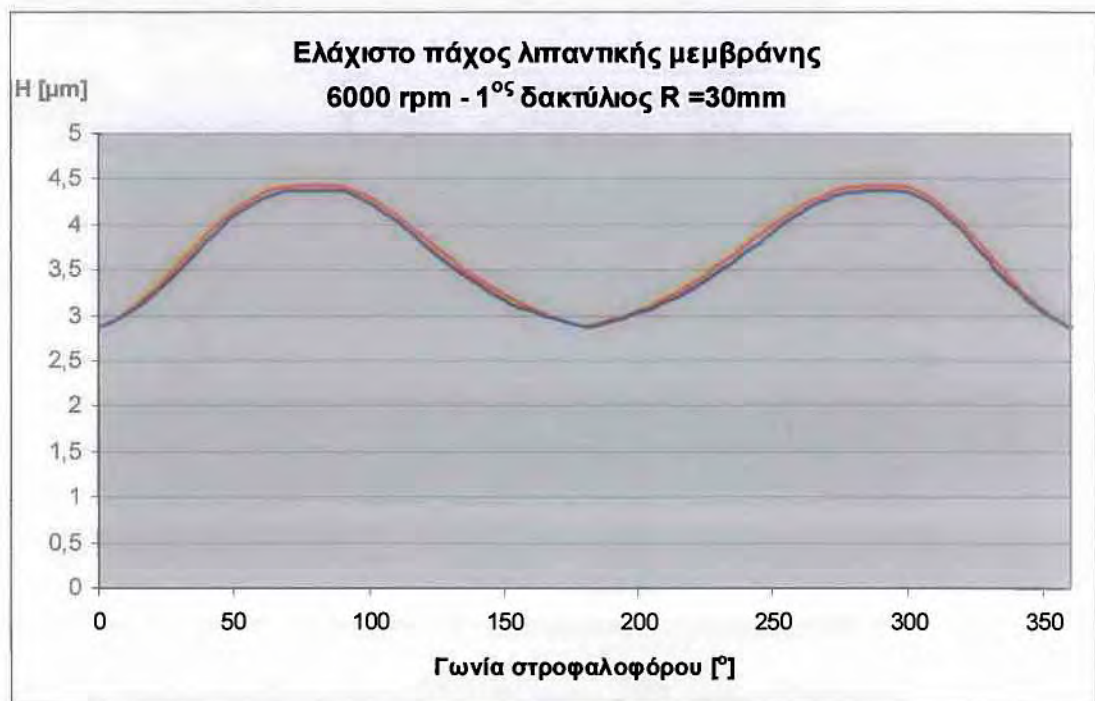
Σχήμα 3.2.16: Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 1^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 2$ mPas $p_{tar}= 0.24$ MPa



Σχήμα 3.2.17 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 1^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 2$ mPas $p_{tar}= 0.24$ MPa

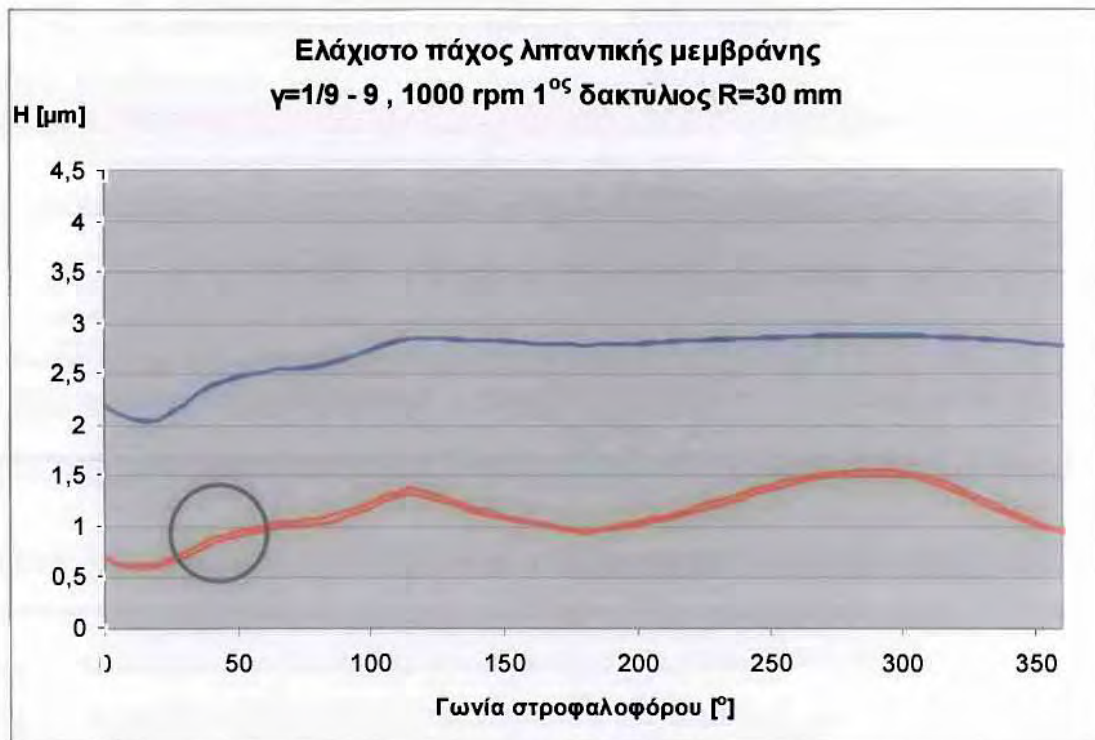


Σχήμα 3.2.18 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 1^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 2$ mPas $\rho_{tar}= 0.24$ MPa

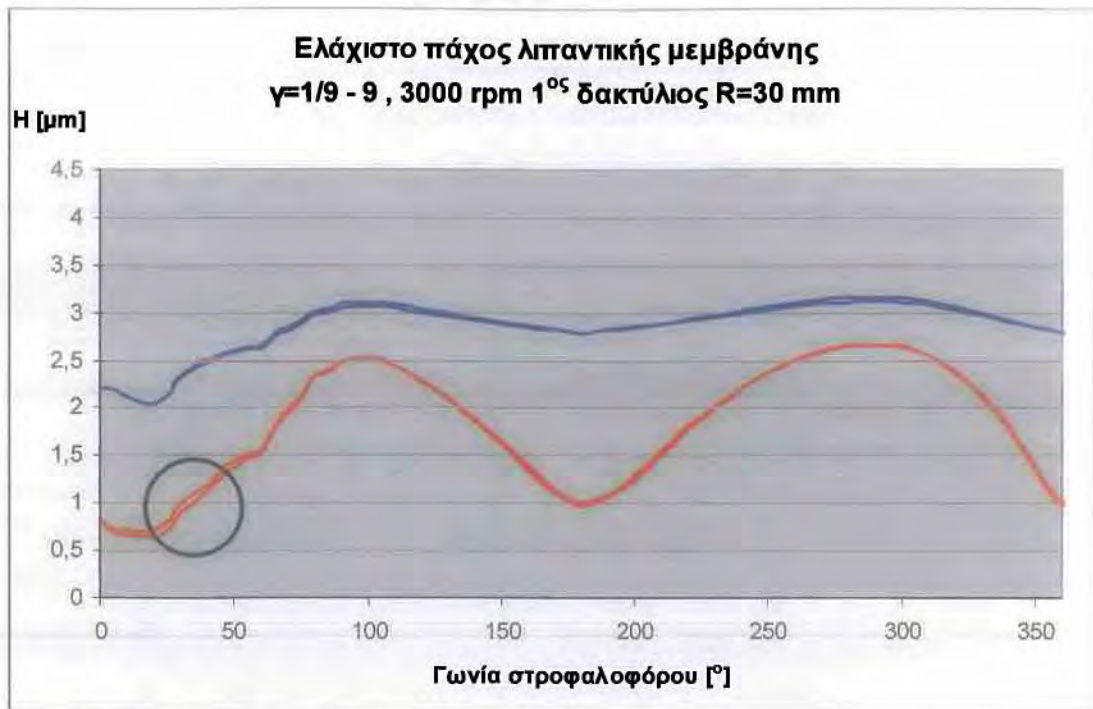


Σχήμα 3.2.19 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 1^η κατάσταση φθοράς για $\eta= 2$ mPas $\rho_{tar}= 0.24$ MPa

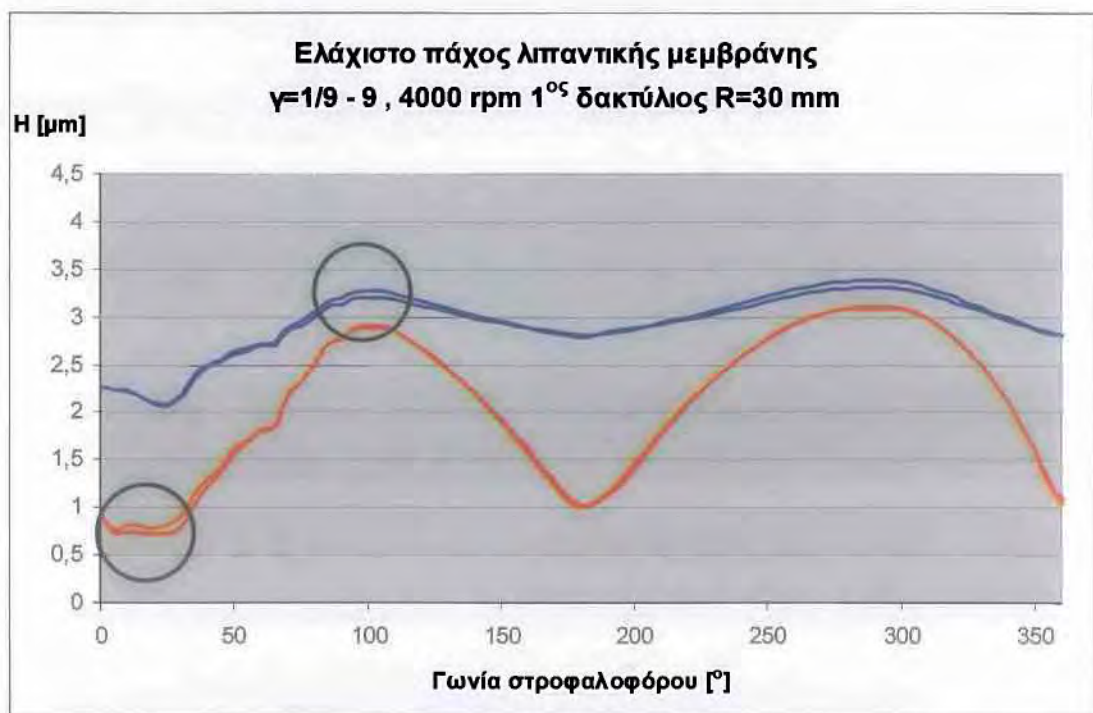
3.3 Θεωρητικά αποτελέσματα (λειτουργία Μ.Ε.Κ. με 100% φορτίο κύλινδρος)



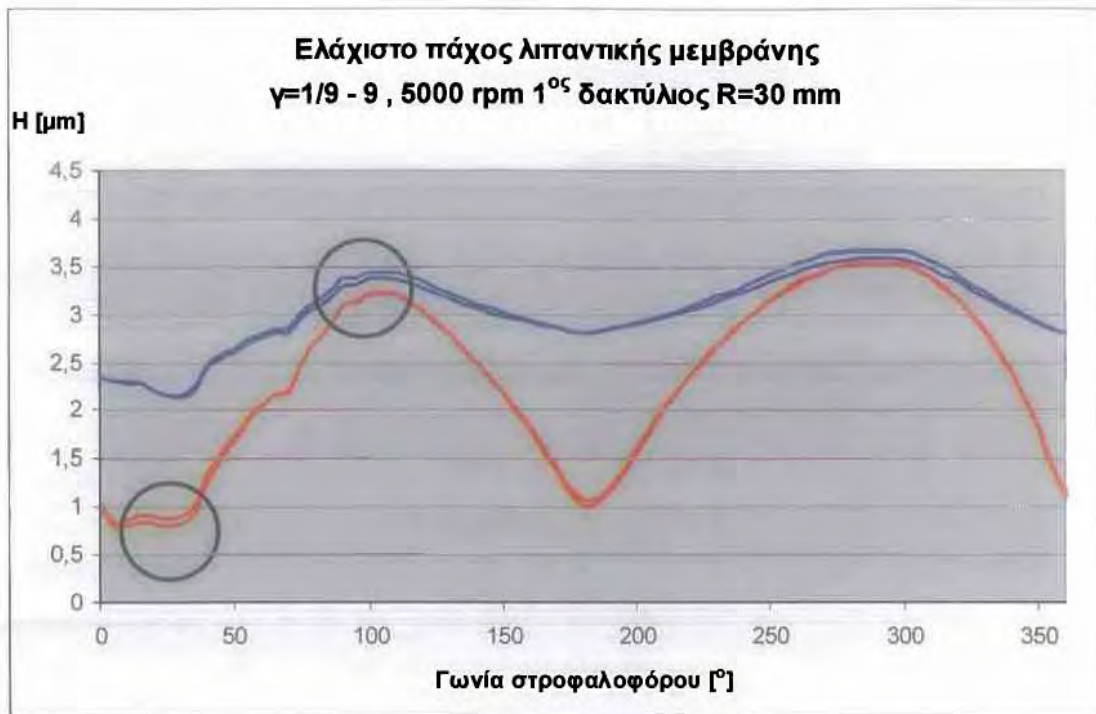
Σχήμα 3.3.1 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για 2^η κατάσταση φθοράς (κόκκινο) και 1^η κατάσταση φθοράς (μπλε) για $\eta=10$ mPas $p_{tar}=0.2$ MPa



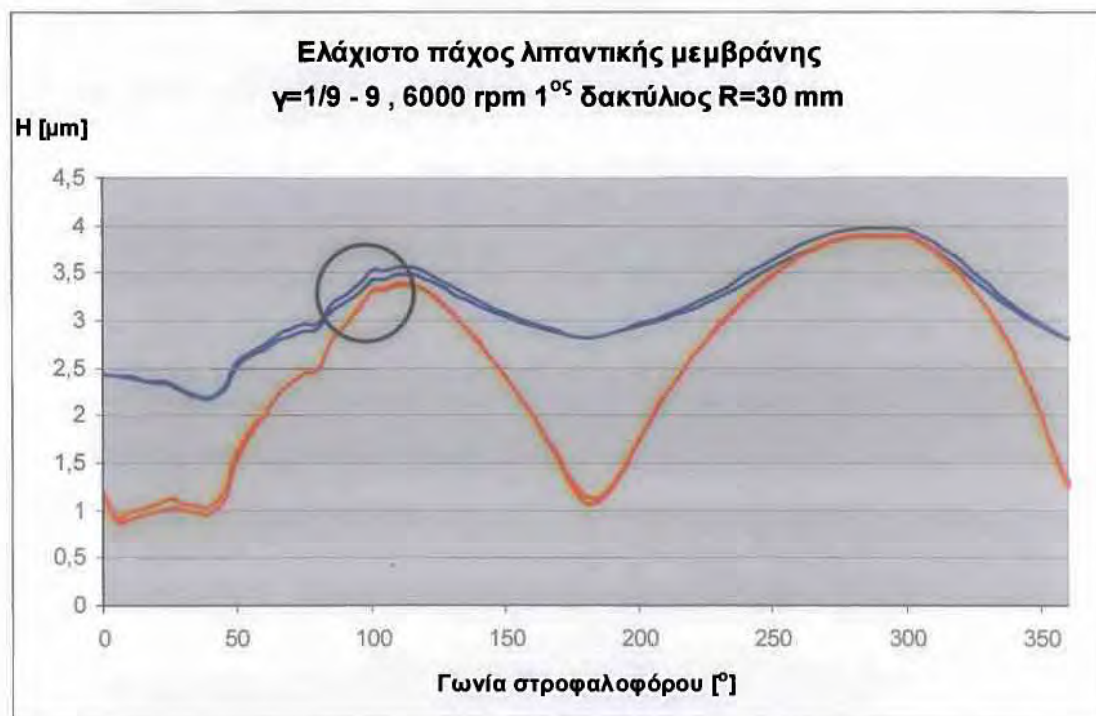
Σχήμα 3.3.2 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για 2^η κατάσταση φθοράς (κόκκινο) και 1^η κατάσταση φθοράς (μπλε) για $\eta= 10 \text{ mPas}$ $p_{tar}= 0.2 \text{ MPa}$



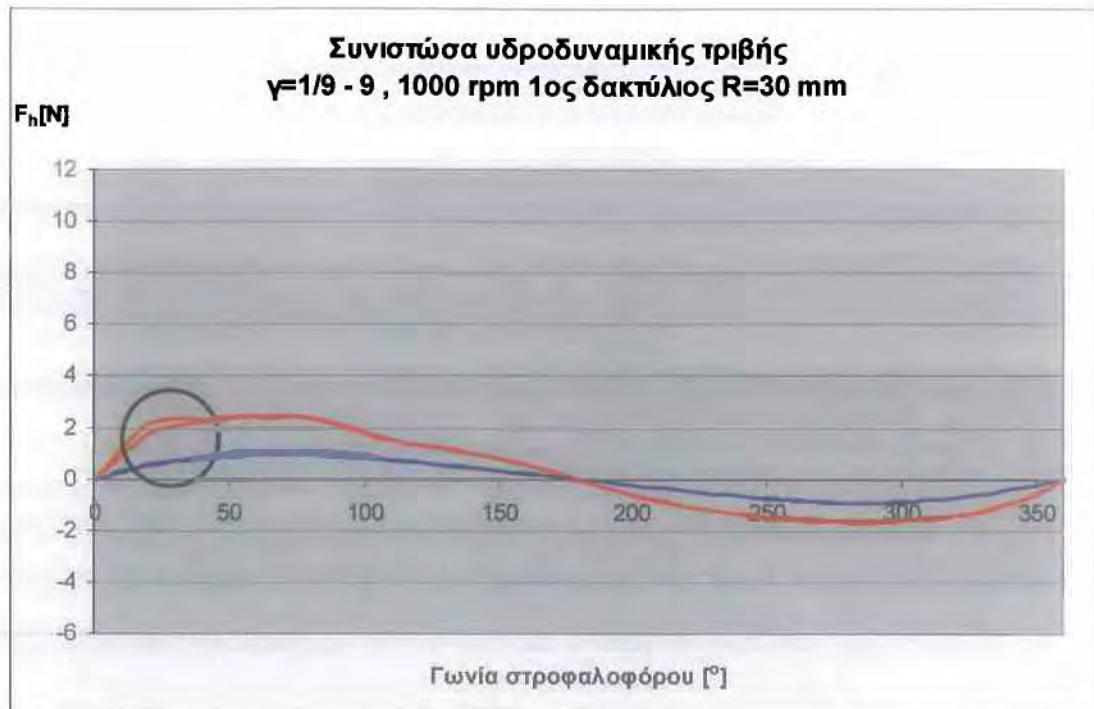
Σχήμα 3.3.3: Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για 2^η κατάσταση φθοράς (κόκκινο) και 1^η κατάσταση φθοράς (μπλε) για $\eta= 10 \text{ mPas}$ $p_{tar}= 0.2 \text{ MPa}$



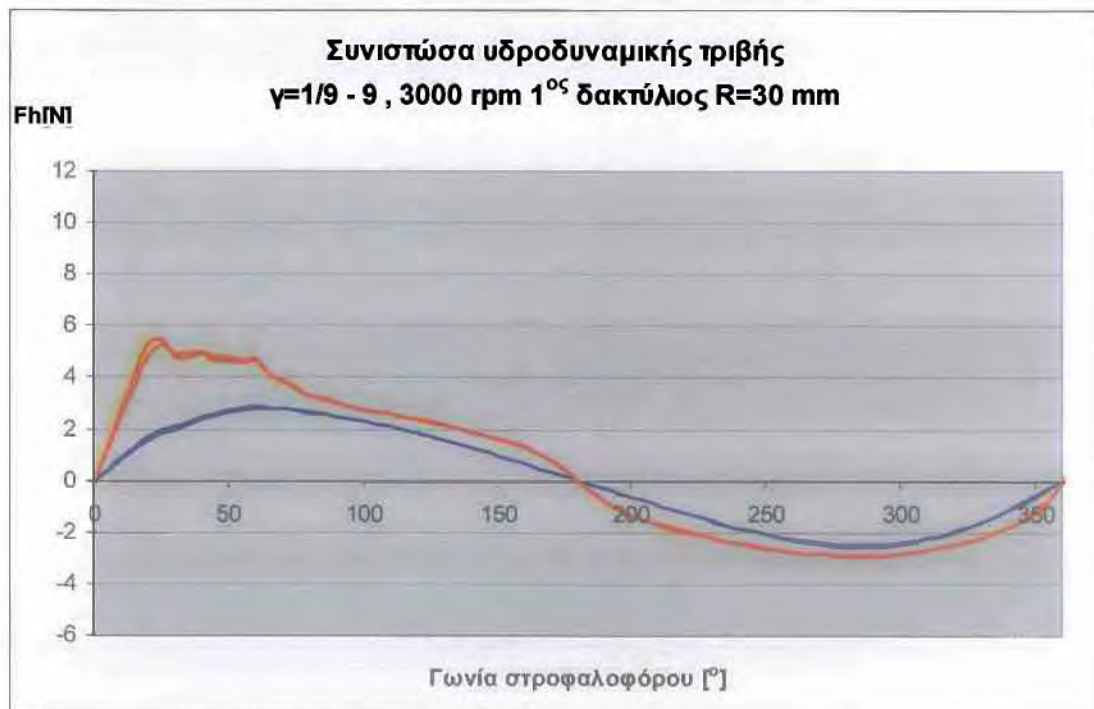
Σχήμα 3.3.4 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για 2^η κατάσταση φθοράς (κόκκινο) και 1^η κατάσταση φθοράς (μπλε) για $\eta= 10 \text{ mPas}$ $p_{tar}= 0.2 \text{ MPa}$



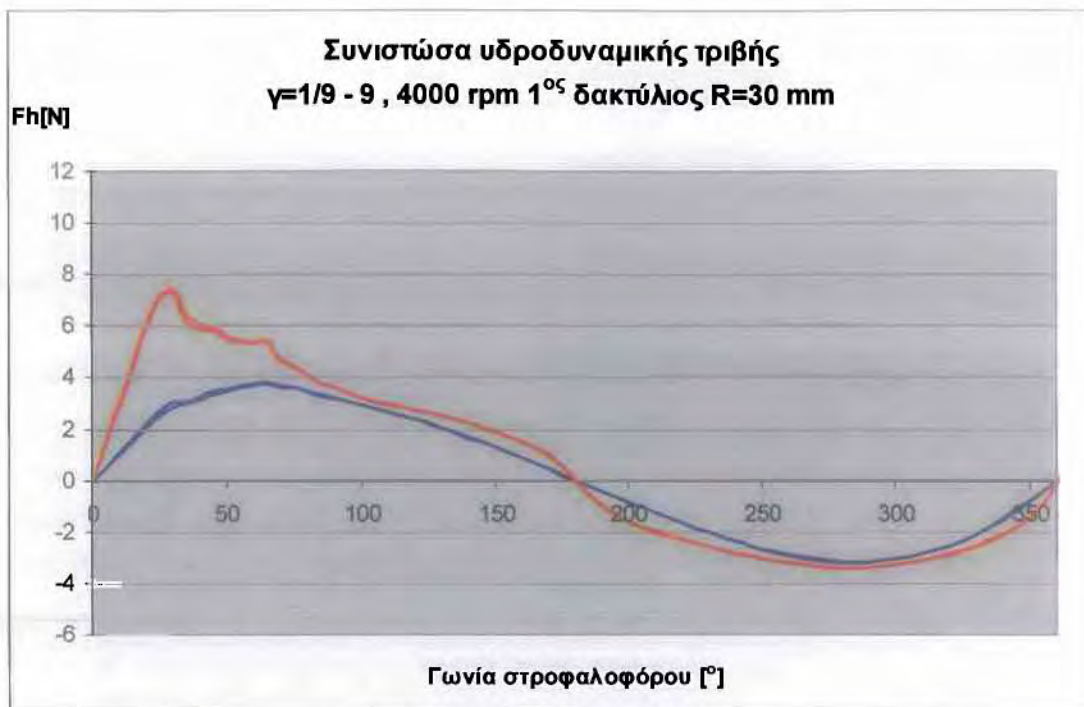
Σχήμα 3.3.5 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για 2^η κατάσταση φθοράς (κόκκινο) και 1^η κατάσταση φθοράς (μπλε) για $\eta= 10 \text{ mPas}$ $p_{tar}= 0.2 \text{ MPa}$



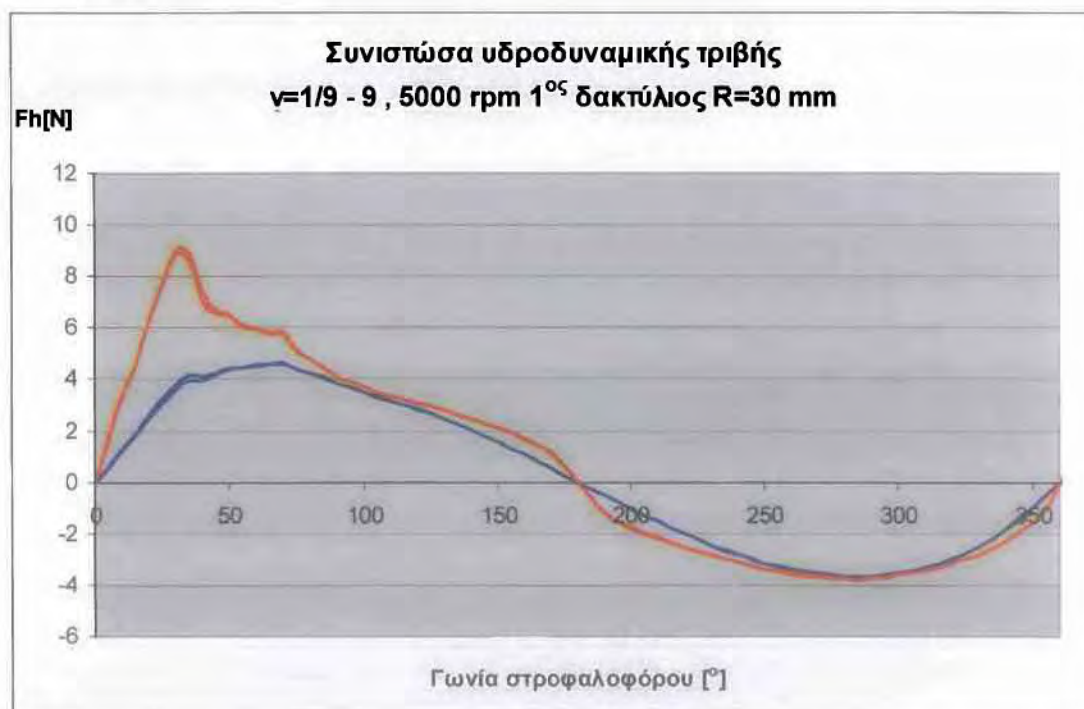
Σχήμα 3.3.6 : Συγκριτικό διάγραμμα συνιστώσας υδροδυναμικής τριβής για 1^η κατάσταση φθοράς (κόκκινο) και 2^η κατάσταση φθοράς (μπλε) για $\eta= 10$ mPas
 $p_{tar}= 0.2$ MPa



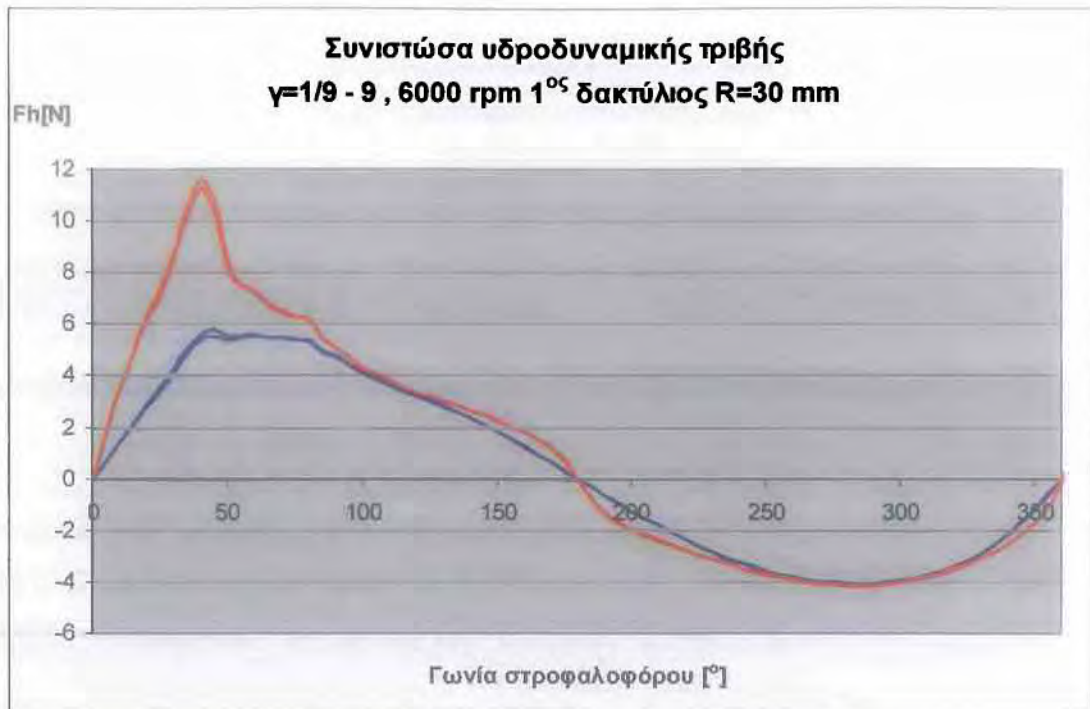
Σχήμα 3.3.7 : Συγκριτικό διάγραμμα συνιστώσας υδροδυναμικής τριβής για 1^η κατάσταση φθοράς (κόκκινο) και 2^η κατάσταση φθοράς (μπλε) για $\eta= 10$ mPas
 $p_{tar}= 0.2$ MPa



Σχήμα 3.3.8 : Συγκριτικό διάγραμμα συνιστώσας υδροδυναμικής τριβής για 1^η κατάσταση φθοράς (κόκκινο) και 2^η κατάσταση φθοράς (μπλε) για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa

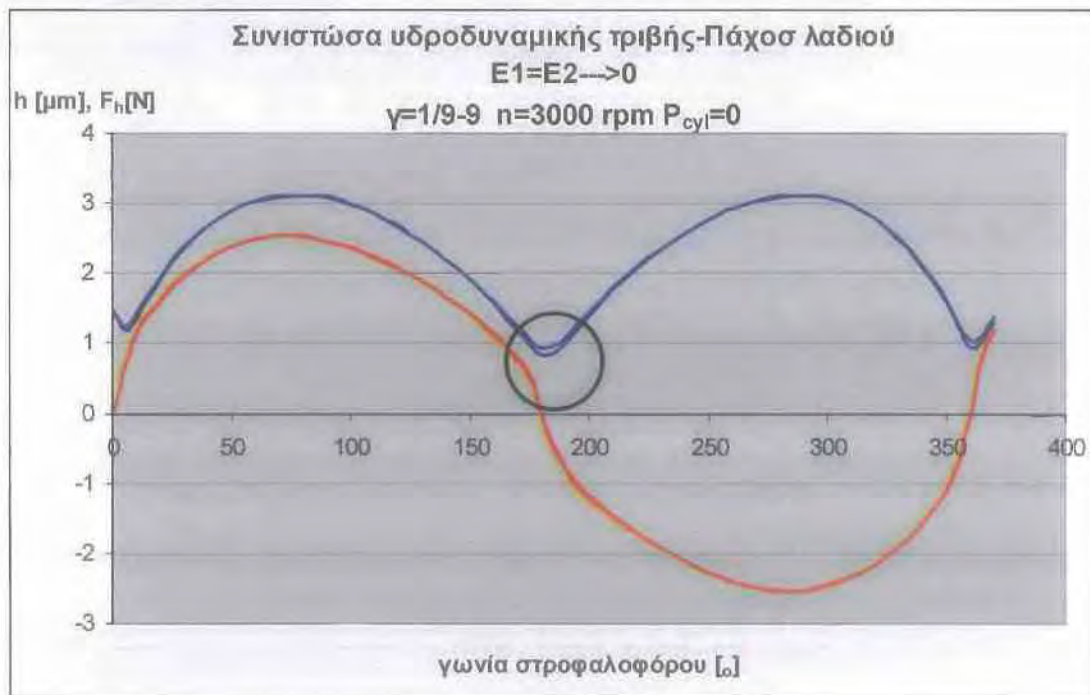


Σχήμα 3.3.9 : Συγκριτικό διάγραμμα συνιστώσας υδροδυναμικής τριβής για 1^η κατάσταση φθοράς (κόκκινο) και 2^η κατάσταση φθοράς (μπλε) για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa



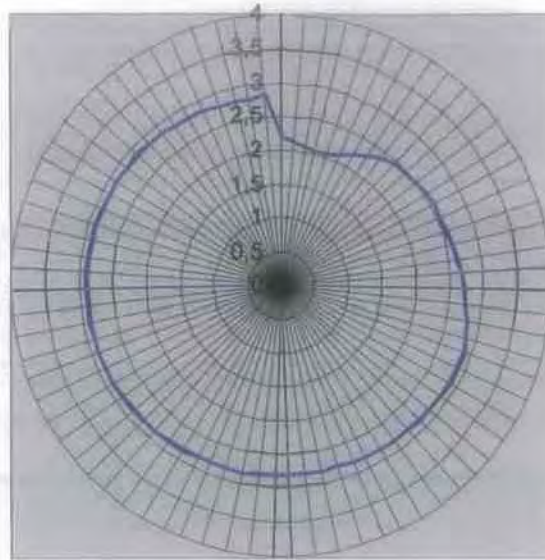
Σχήμα 3.3.10 : Συγκριτικό διάγραμμα συνιστώσας υδροδυναμικής τριβής για 1^η κατάσταση φθοράς (κόκκινο) και 2^η κατάσταση φθοράς (μπλε) για $\eta = 10$ mPas
 $p_{tar} = 0.2$ MPa

3.4 Λοιπά διαγράμματα



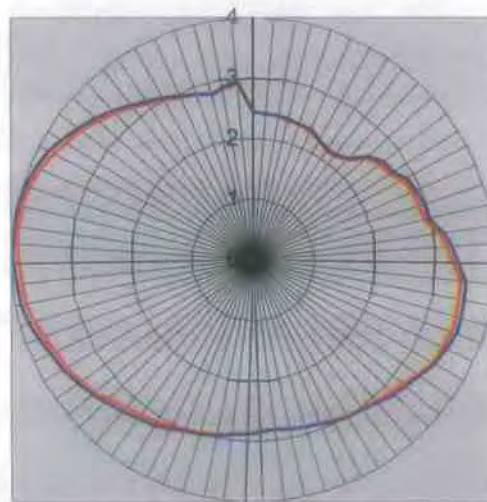
Σχήμα 3.4.1: Συγκριτικό διάγραμμα συνιστώσας υδροδυναμικής τριβής (κόκκινο) και πάχους λιπαντικής μεμβράνης (μπλε) σε περίπτωση μηδενισμού του φορτίου επαφής λοφίσκων αλλά με παρουσία τραχύτητας **2^η κατάσταση φθοράς**.

**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 1000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**



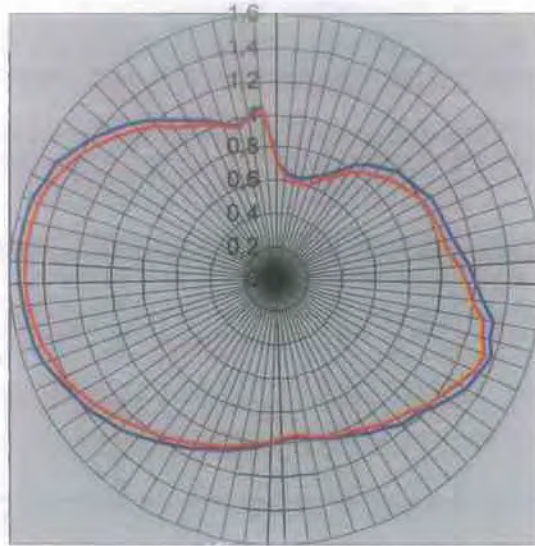
Σχήμα 3.4.2 : Πολικό συγκριτικό διάγραμμα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 100% του φορτίου και $P_{cyl}>0$ 1^η κατάσταση φθοράς

**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 6000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**



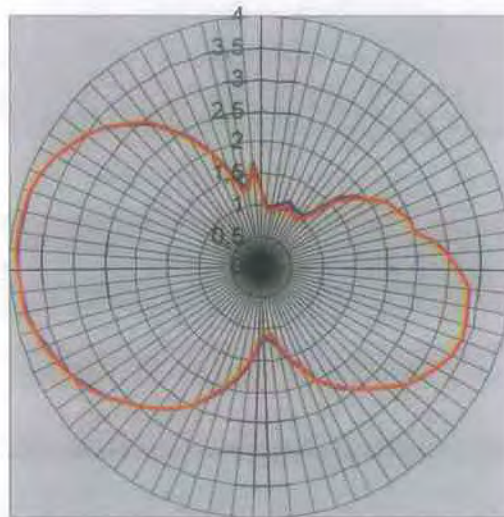
Σχήμα 3.4.3 : Πολικό συγκριτικό διάγραμμα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 100% του φορτίου και $P_{cyl}>0$ 1^η κατάσταση φθοράς

**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 1000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**



Σχήμα 3.4.4 : Πολικό συγκριτικό διάγραμμα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 100% του φορτίου και $P_{cyl}>0$ 2^η κατάσταση φθοράς.

**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 6000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**



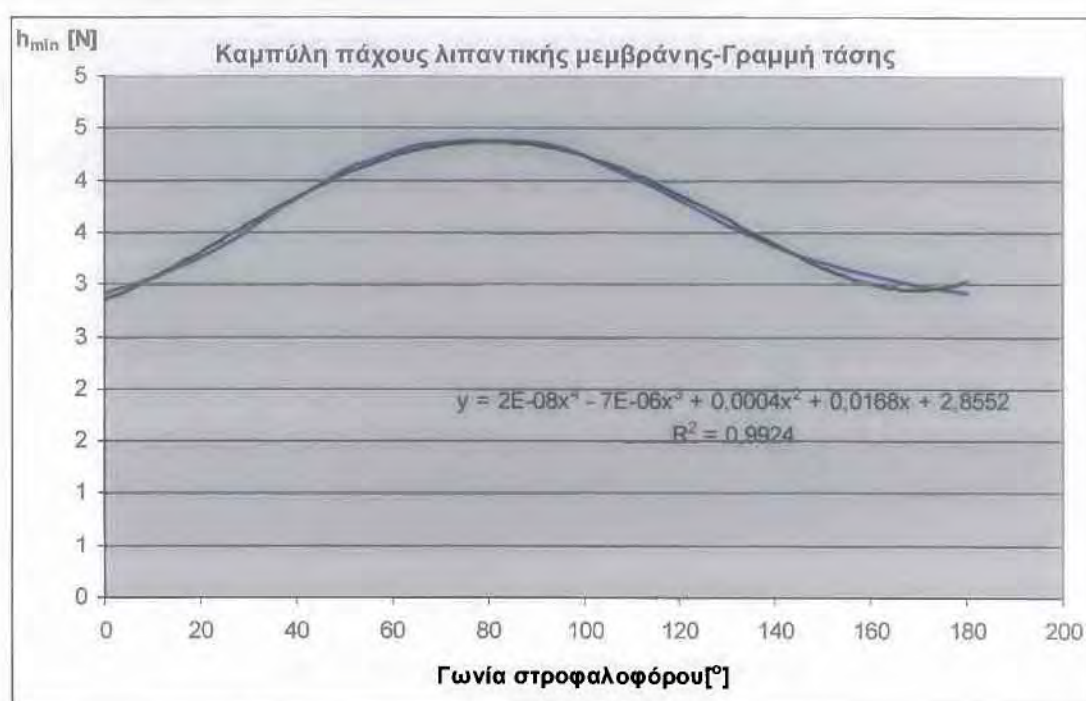
Σχήμα 3.4.5 : Πολικό συγκριτικό διάγραμμα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για 100% του φορτίου και $P_{cyl}>0$ 2^η κατάσταση φθοράς

3.5 Αναλυτική προσέγγιση των αποτελεσμάτων του προγράμματος Oil Film

Μετά από συγκέντρωση των θεωρητικών αποτελεσμάτων, κυρίως για διαφορετικές συχνότητες περιστροφής (1000-6000 rpm), έγινε μελέτη μεταβολής των συντελεστών των εξισώσεων γραμμής τάσης τόσο για το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης όσο και για την υδροδυναμική συνιστώσα της δύναμης τριβής.

Σε πρώτη φάση μελετήθηκε το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης από 0-180 μοίρες για συνθήκες κυλίνδρου εκτός λειτουργίας φορτίου δηλαδή ουσιαστικά με τον κύλινδρο ανοιχτό και τούτο για να μην υπάρχει διαφοροποίηση της καμπύλης κατά τις δυο φάσεις παλινδρόμησης (κάθοδο και άνοδο). Από τη συγκεκριμένη μελέτη εξάγονται τα εξής συμπεράσματα:

1. Παρατηρείται άριστη προσέγγιση τόσο των καμπυλών της λιπαντικής μεμβράνης όσο και των καμπυλών της υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής (με πολυώνυμα τρίτου ή τετάρτου βαθμού κατά περίπτωση)



Σχήμα 3.5.1 : Διάγραμμα πάχους λιπαντικής μεμβράνης σύγκριση καμπύλης αποτελεσμάτων και γραμμής τάσης



Σχήμα 3.5.2 : Διάγραμμα υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής σύγκριση καμπύλης αποτελεσμάτων και γραμμής τάσης

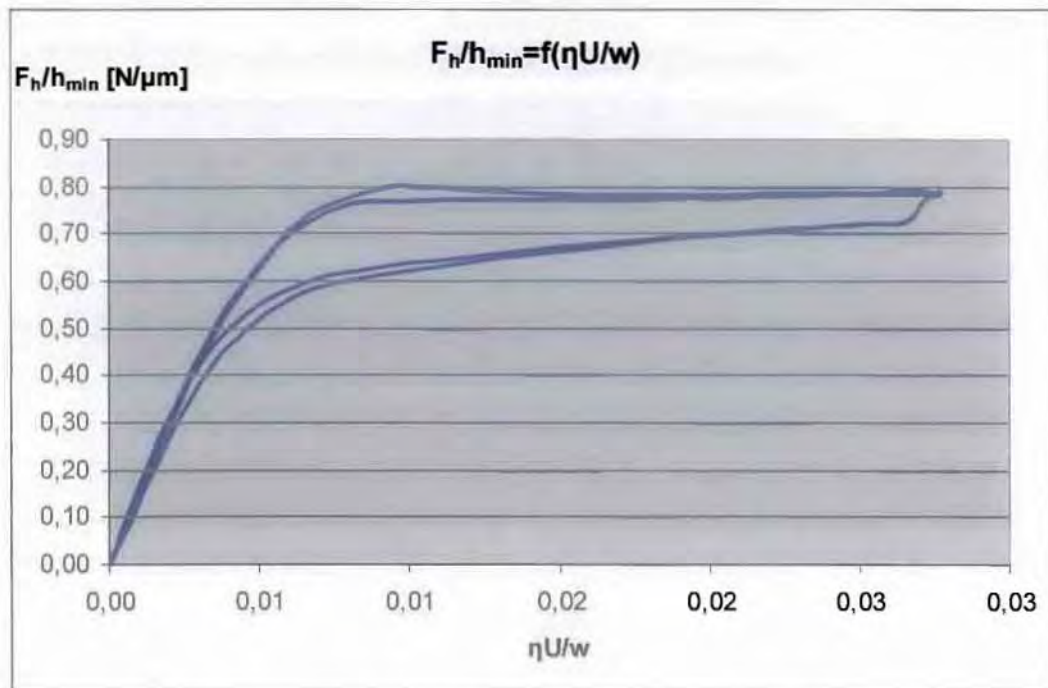
Η ομαδοποίηση των καμπυλών αυτών γραμμών τάσης οδήγησε στην πινακοποίηση των συντελεστών των αντιστοίχων συναρτήσεων (1000-6000 rpm) όπως φαίνεται στον παρακάτω πίνακα για την λιπαντική μεμβράνη.

RPM	a1	a2	a3	a4	a5
1000	0,0000000197	0,0000060953	0,0003483358	0,0208139224	2,8491810546
2000	0,0000000209	-0,0000058251	-0,0000246813	0,0726526317	2,7084164676
3000	0,0000000104	-0,0000016692	-0,0007230845	0,1252966377	2,6002052634
4000	0,0000000010	0,0000020796	-0,0013381479	0,1699893134	2,5275779065
5000	-0,0000000060	0,0000050313	-0,0018450330	0,2079157754	2,4742883061
6000	-0,0000000118	0,0000075378	-0,0022863775	0,2413598072	2,4355424327

Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατή η εξαγωγή των γραμμών τάσης των συντελεστών με αποτέλεσμα την προσέγγιση της καμπύλης του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης για οποιαδήποτε συχνότητα περιστροφής σε πρώτη φάση

Παρατήρηση : Για ίδια γεωμετρικά και μικρογεωμετρικά χαρακτηριστικά του συστήματος είναι δυνατόν να συμπληρωθεί ο πίνακας αυτός με αποτελέσματα μεταβαλλόμενου του φορτίου επαφής καθώς και του ιξώδους του λιπαντικού. Την ποσότητα $\eta U/w$ θα την καλούμε από εδώ και στο εξής σταθερά ισολειτουργίας.

2. Η χρήση της σταθεράς ίσο-λειτουργίας $\eta U/w$ με στόχο την σύνδεση των δύο βασικών ζητούμενων κατά τη λειτουργία του συστήματος, δηλαδή το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης και την υδροδυναμική συνιστώσας τριβής, οδήγησε σε χαρακτηριστικά σταθερά διαγράμματα όπως αυτό που εμφανίζεται στη συνέχεια



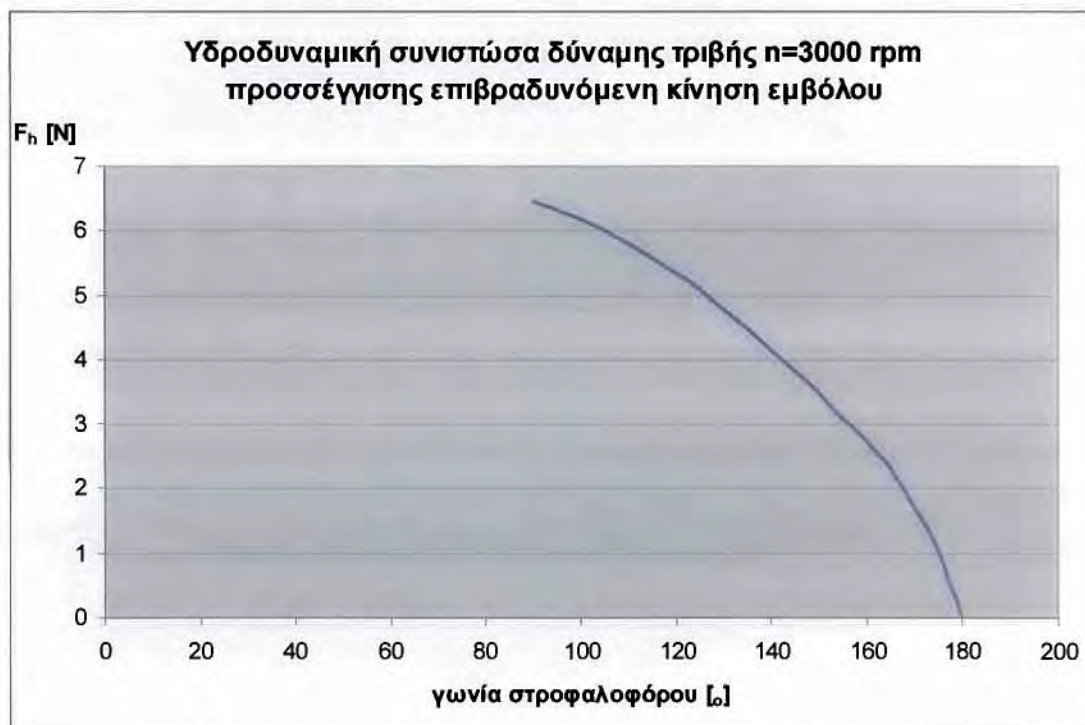
Σχήμα 3.5.3 : Διάγραμμα F_h/h_{min} προερχόμενο από υπολογισμούς σε 3000 RPM ($U \rightarrow [m/s]$ $\eta \rightarrow mPas$ $w \rightarrow [N]$)

Στα διαγράμματα αυτά είναι σαφής μια κυκλική μετατόπιση του σημείου λειτουργίας F/H κατά την παλινδρόμηση με δύο σαφώς καθορισμένους κλάδους με διαφορετικά χαρακτηριστικά. Ο ένας αναφέρεται στην φάση της επιτάχυνσης και ο άλλος στην φάση της επιβράδυνσης. Κατά τη φάση της επιτάχυνσης παρατηρούνται ελαφρές τοπικές διαφοροποιήσεις των τιμών αυτών.

Λαμβάνοντας τις αναλυτικές εκφράσεις για τους δύο κλάδους είναι δυνατή η εξαγωγή συνθετικού διαγράμματος της υδροδυναμικής συνιστώσας με βάση τη χαρακτηριστική ισολειτουργίας $\eta\tau a \cdot u/w$. Έτσι π.χ για 4000 rpm το διάγραμμα των δύο κλάδων της καμπύλης των δύο κλάδων τις υδροδυναμικής συνιστώσας εμφανίζεται στη συνέχεια.



Σχήμα 3.5.4 :Προσέγγιση της τιμής F_h με βάση την προτεινόμενη μεθοδολογία



Σχήμα 3.5.5 :Προσέγγιση της τιμής F_h με βάση την προτεινόμενη μεθοδολογία

Ενοποιώντας τα δύο διαγράμματα και συγκρίνοντας τα με την θεωρητική τιμή της υδροδυναμικής συνιστώσας που υπολογίστηκε με τον κώδικα oil film παρατηρείτε πλήρης ταύτιση όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 3.5.6 : Προσέγγιση της τιμής F_h με βάση την προτεινόμενη μεθοδολογία σε σύγκριση με τα αποτελέσματα του πηγαίου κώδικα

3. Σημειώνεται ότι τα παραπάνω διαγράμματα προκύπτουν μετά από επεξεργασία διαγράμματος δύναμης τριβής F_h η συντελεστή τριβής μ τύπου **Strubeck** παράδειγμα του οποίου δίνεται στη συνέχεια στο οποίο φαίνεται μόνο η υδροδυναμική συνιστώσα ή ο συντελεστής υδροδυναμικής τριβής.
4. Σε περίπτωση που ληφθεί υπόψη η συνιστώσα της τριβής που οφείλεται στην επαφή και ελαστικά παραμόρφωση των λοφίσκων της τραχύτητας των δύο επιφανειών τότε το διάγραμμα αυτό συμπεριλαμβάνει και τον κλάδο της μεικτής λίπανσης όπως φαίνεται και στο παρακάτω διάγραμμα.

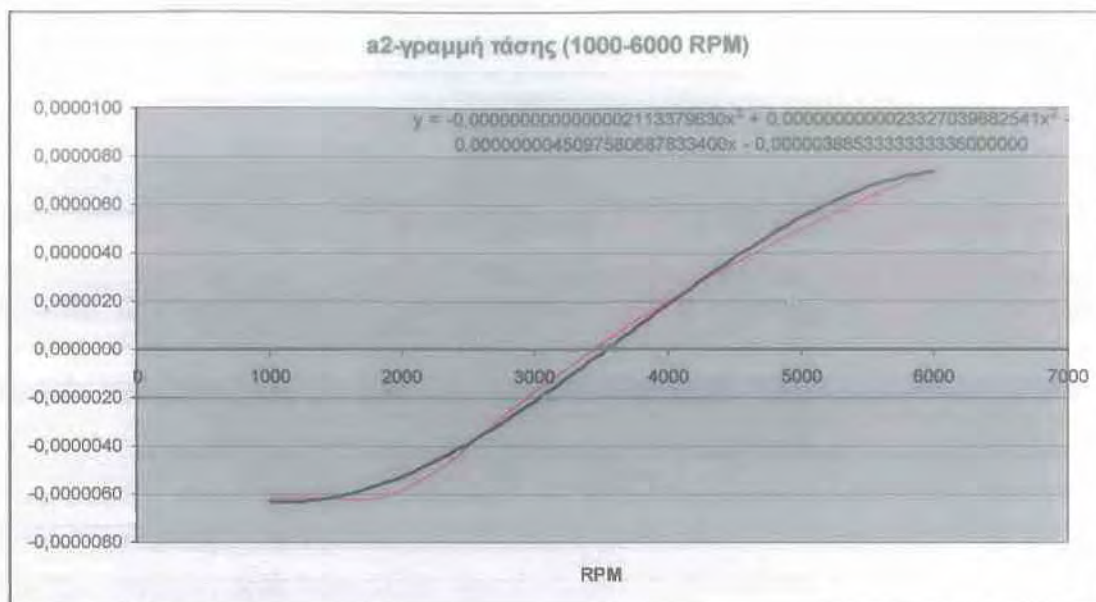
Καμπύλες αυτού του είδους διαφοροποιούνται έντονα με το στάδιο φθοράς. Στο συγκεκριμένο προαναφερθέν παράδειγμα εντοπίζεται αμέσως η κρίσιμη περιοχή (κρίσιμη τιμή της σταθεράς ισολειτουργίας $\eta u/w$) κατά την οποία λαμβάνει χώρα μετάβαση από την μικτή στην υδροδυναμική λίπανση και αντιστρόφως (περίπου στην τιμή 0,02)

5. Επανερχόμενοι στο στόχο της παρούσας διπλωματικής ειδικότερα στην επίδραση της ανισοτροπίας της τραχύτητας πάνω στις τιμές των διορθωτικών συντελεστών ροής (flow factors) παρατηρούνται μικρές μόνο διαφοροποιήσεις ορισμένων από τις προαναφερθείσες καμπύλες όπως της καμπύλης της παραμέτρου “τριβής – φθοράς” που την αντιπροσωπεύει η ποσότητα f_h/h

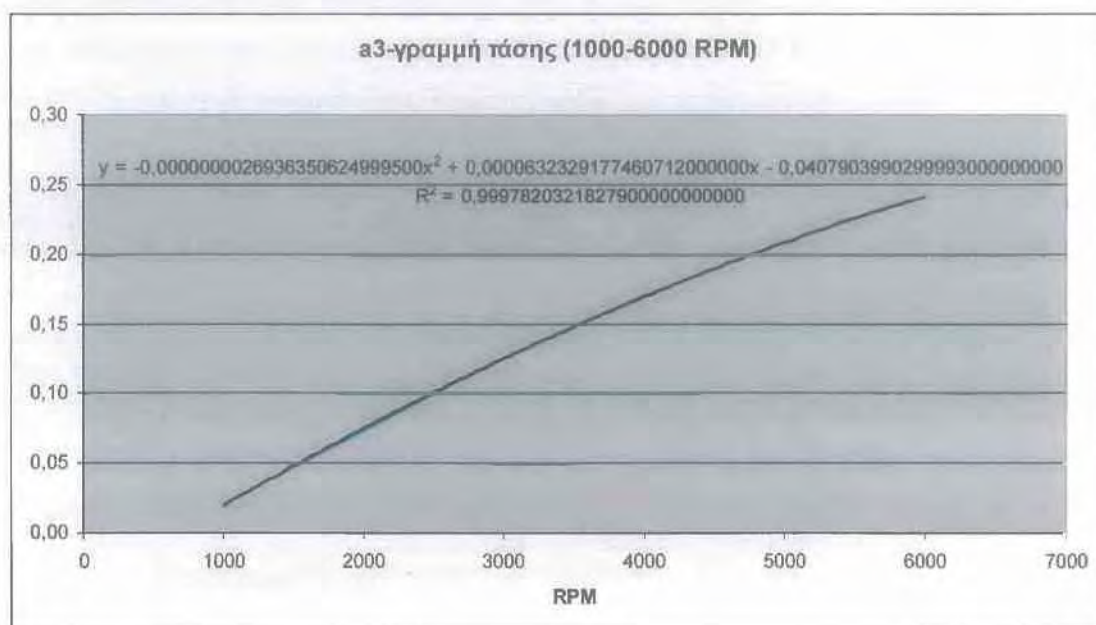
Παρατήρηση : αν συνδεθεί το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης h με το φαινόμενο της φθοράς : μεγάλη τιμή του h σημαίνει και μικρός κίνδυνος επαφής άρα και φθοράς, μικρή τιμή του h υποδηλώνει κίνδυνο επαφής με επακολουθεί φθορά/ μικρή τιμή της δύναμης τριβής σημαίνει χαμηλές μηχανικές απώλειες, μεγάλη δύναμη αυξημένες απώλειες λόγω τριβών. Συνεπώς : f_h/h χαμηλής βαρύτητας σημαίνει συνθήκες αντιτριβής-αντιφθοράς ενώ f_h/h μεγάλο υποδηλώνει συνθήκες τριβής-φθοράς.

Οι προαναφερθείσες διαφοροποιήσεις φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα όπου συγκρίνεται η καμπύλη

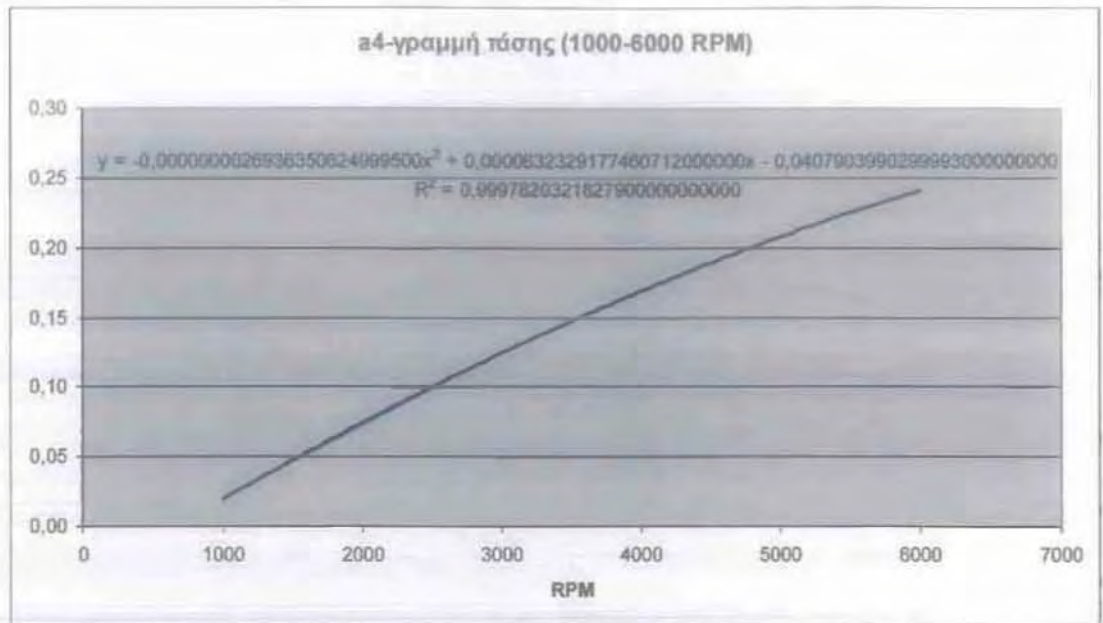
$$f_h/h = f(\eta u/w) \text{ για } \gamma=1/9 \text{ και } \gamma=9$$



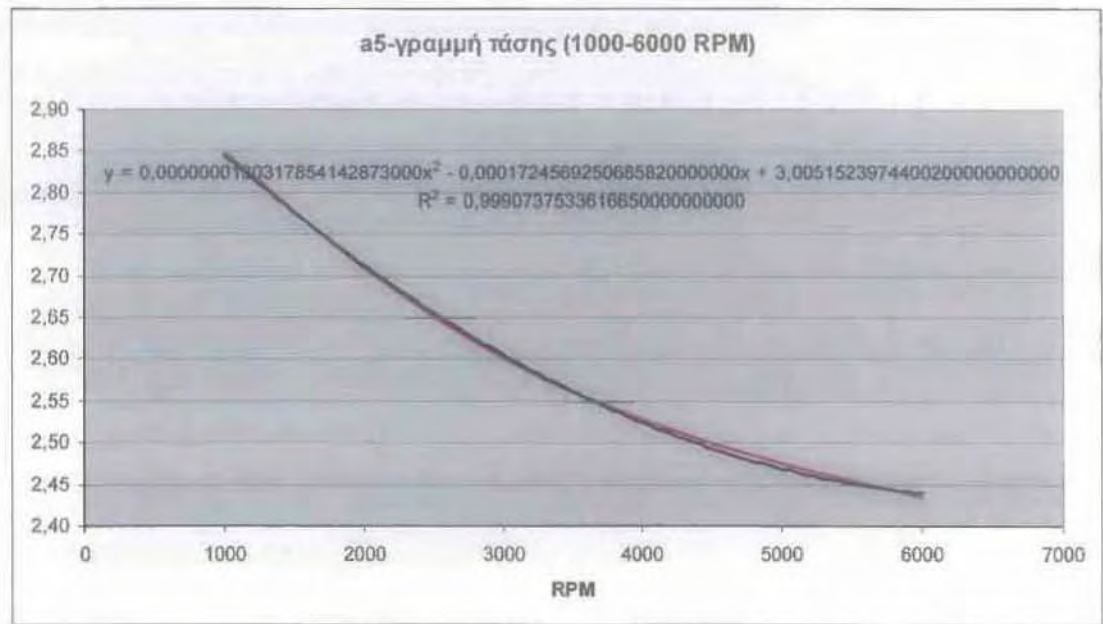
Σχήμα 3.5.9 : Συντελεστής α2-γραμμής τάσης συντελεστών h_{min}



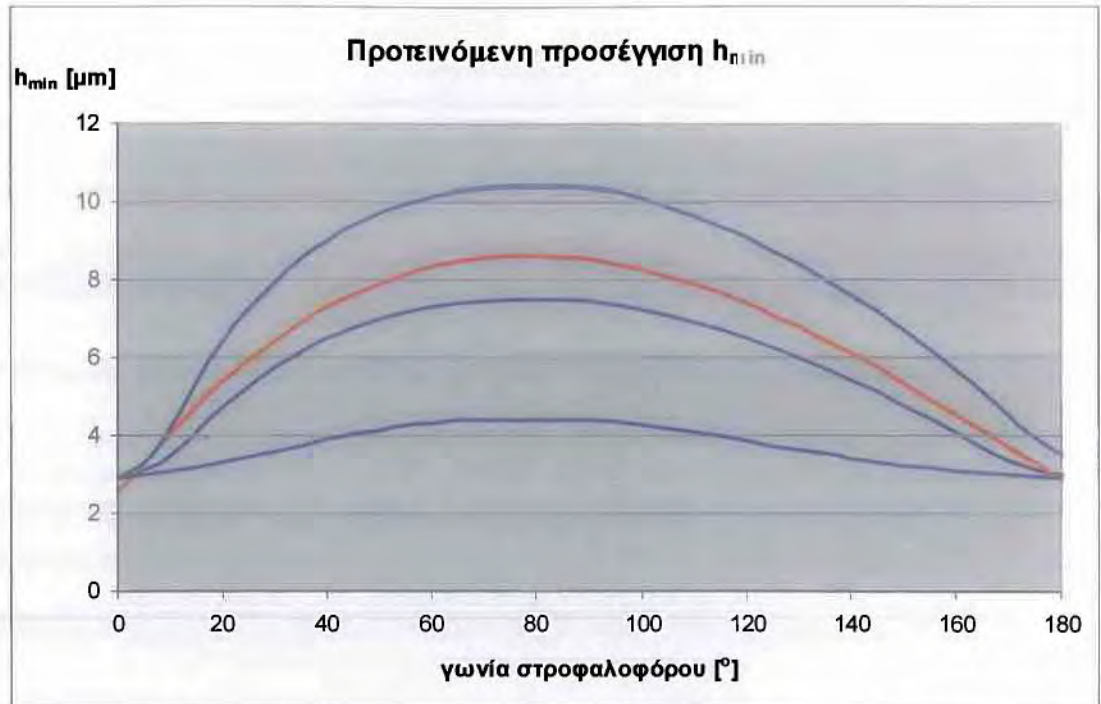
Σχήμα 3.5.10 : Συντελεστής α3-γραμμής τάσης συντελεστών h_{min}



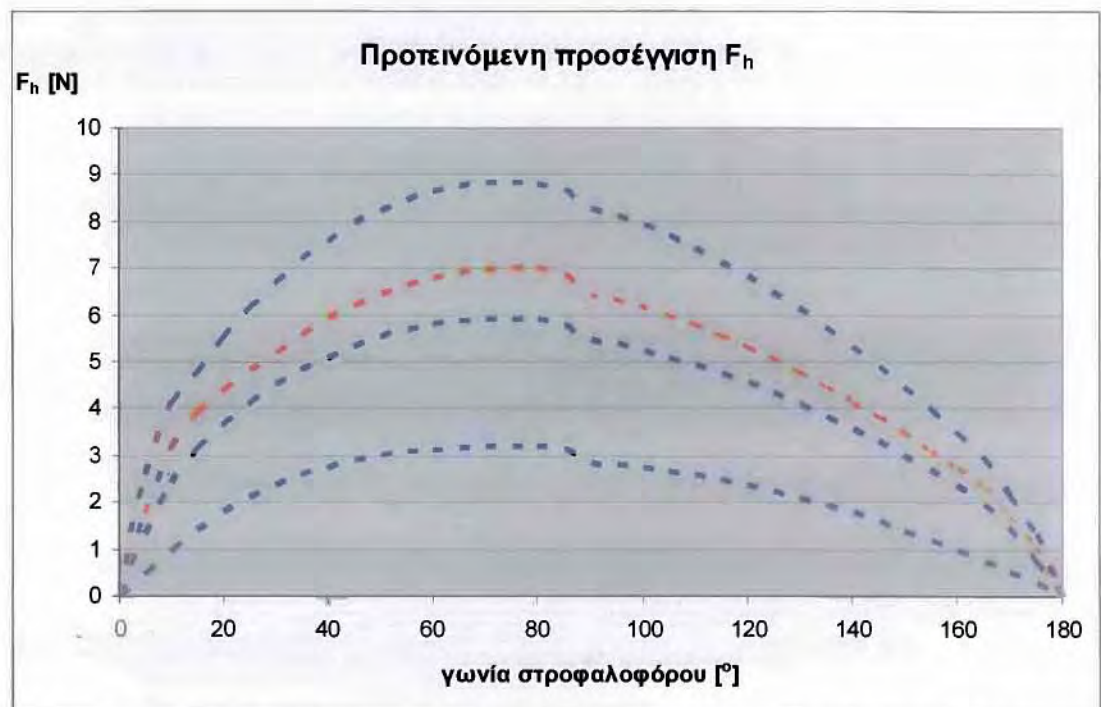
Σχήμα 3.5.11 : Συντελεστής α4-γραμμής τάσης συντελεστών h_{min}



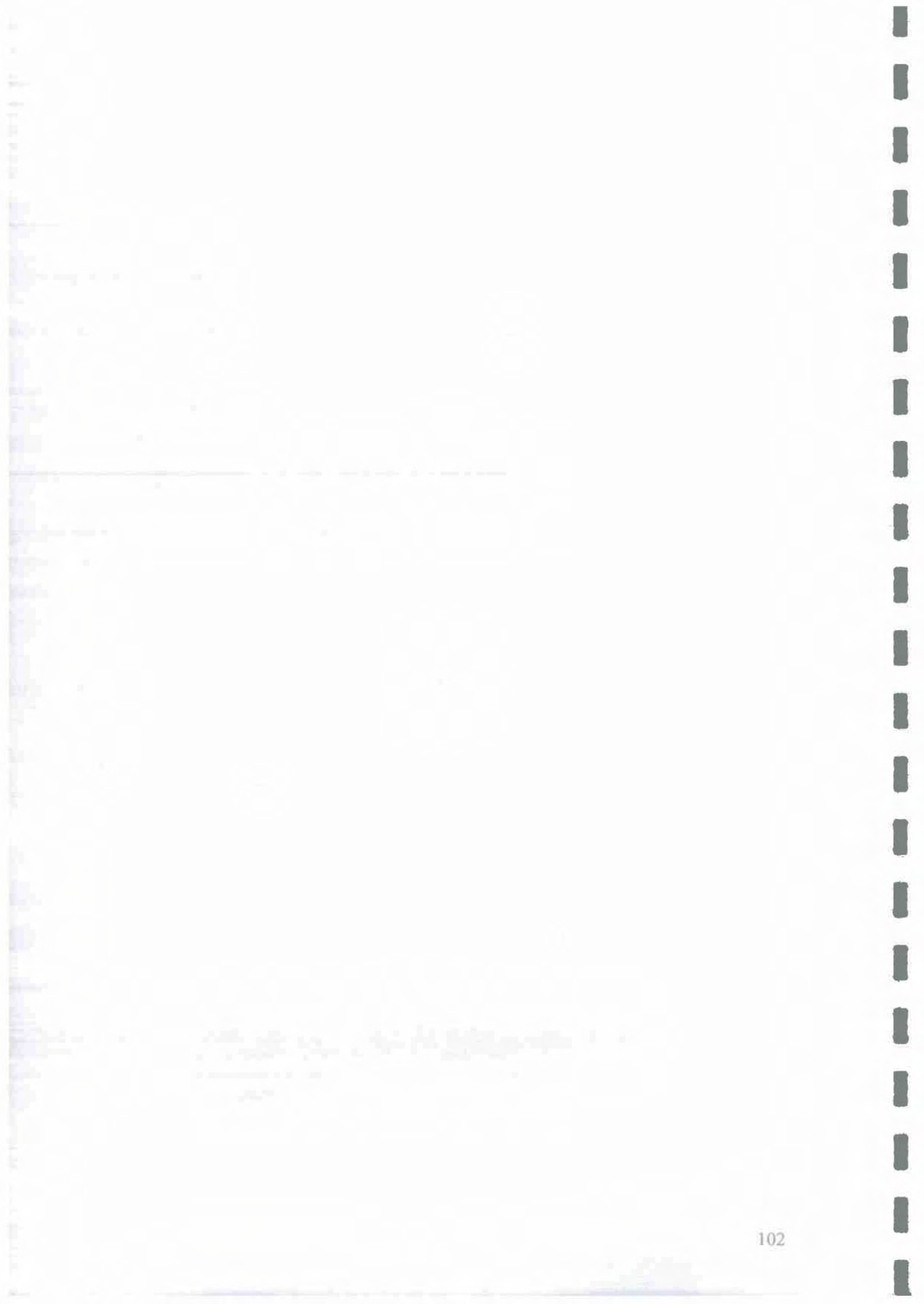
Σχήμα 3.5.12 : Συντελεστής α5-γραμμής τάσης συντελεστών h_{min}



Σχήμα 3.5.13 : Προσέγγιση της τιμής του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $n=4000$ RPM (κόκκινο). Υπόβαθρο καμπύλες Oil Film 1000, 3000, 6000 (μπλε)

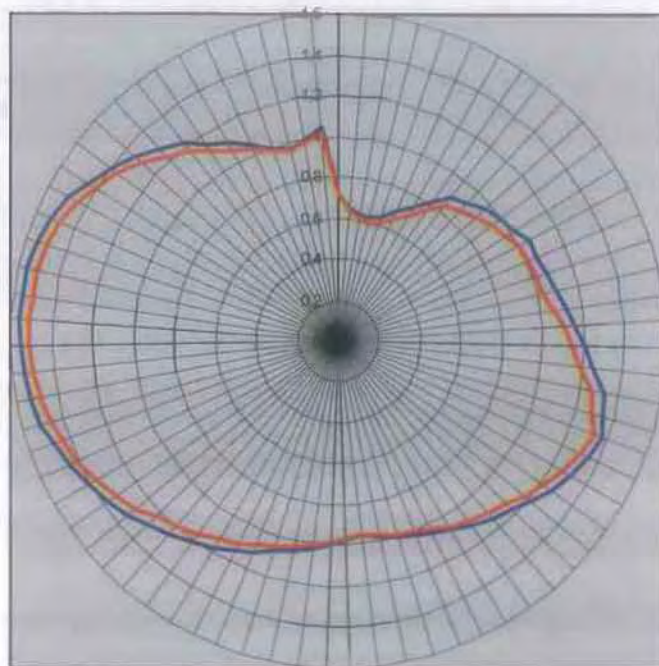


Σχήμα 3.5.14 : Προσέγγιση της τιμής της υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής για $n=4000$ RPM (κόκκινο). Υπόβαθρο καμπύλες Oil Film 1000, 3000, 6000 (μπλε)



Κεφάλαιο 4

Συμπεράσματα



Στην παρούσα διπλωματική εργασία όπου έμφαση δόθηκε κυρίως στην διερεύνηση της μεταβολής του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της ανισοτροπίας της τραχύτητας των λιπαινομένων επιφανειών εξάγονται τα ακόλουθα συμπεράσματα :

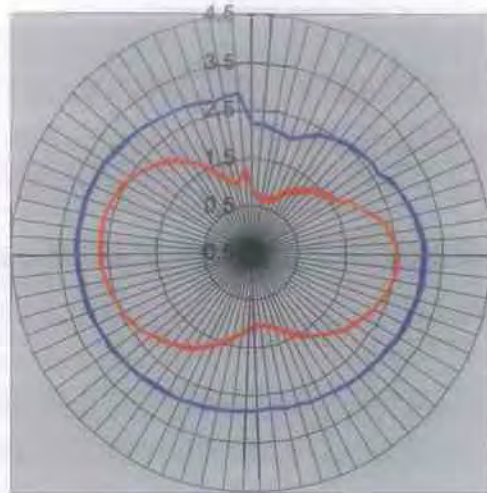
1. Στην εφαρμογή της θεωρίας Patir – Cheng για ρεαλιστικές τραχύτητες κυλίνδρων Μ.Ε.Κ. και για συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα χωρίς πίεση η διαφορά μεταξύ των ακραίων τιμών τις ανισοτροπίας ($\gamma=1/9$ και $\gamma=9$) δεν θεωρούνται σημαντικές και μετρήσιμες. Και αυτό διότι οι τραχείες επιφάνειες και σε κατάσταση αρχικής τραχύτητας (χωρίς φθορά) όπως και σε κατάσταση στρωμένης επιφάνειας παραμένουν σε τέτοια απόσταση μεταξύ τους η οποία είναι σχεδόν πάντοτε μεγαλύτερη από την ποσότητα 3σ . Έτσι στην περιοχή αυτή οι συντελεστές ροής δεν διαφέρουν μεταξύ τους ως προς τις τιμές τους και τείνουν προς τη μονάδα δηλαδή ουσιαστικά οι επιφάνειες συμπεριφέροντε ως λείες μέσα στην εξίσωση του Reynolds. Ακόμη και σε περιπτώσεις αύξησης της ελαστικής πίεσης του $1^{ου}$ δακτυλίου από 200 kPa σε 240 kPa με παράλληλη μείωση του ιξώδους του λιπαντικού μέσου από 10 mPas σε 2 mPas καταγράφονται μικρές διαφορές που δεν θεωρούνται υπολογίσιμες.
2. Η μόνη περίπτωση στην οποία φαίνεται διαφορά μεταξύ της ανισοτροπίας της τραχύτητας σχετίζεται με τεχνητή μείωση του μέτρου ελαστικότητας δακτυλίου και κυλίνδρου έτσι ώστε η ισορροπία του συστήματος να σχετίζεται με πολύ μικρότερη τιμή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης για το πεδίο ορισμού της οποίας οι συντελεστές ροής παίρνουν τιμές διαφορετικές της μονάδας. Η περίπτωση όμως αυτή δεν θεωρείται ρεαλιστική και μελετήθηκε μόνο για της ανάδειξη του ρόλου των συντελεστών ροής σε πάχη λιπαντικής μεμβράνης αρκετά μικρότερα της ποσότητας 3σ .
3. Όσο αναφορά στην επίδραση της ανισοτροπίας της τραχύτητας για Μ.Ε.Κ. που λειτουργεί υπό πλήρες φορτίο δηλαδή για δακτύλιο που επηρεάζεται από την πίεση των αερίων κυρίως κατά την φάση της εκτόνωσης παρατηρούνται τα εξής : όσο αναφορά στη λιπαντική μεμβράνη παρατηρούνται πολύ μικρές διαφορές στις μεγάλες ταχύτητες του εμβόλου ενώ αντίστοιχες διαφορές παρατηρούνται για την υδροδυναμική συνιστώσα της τριβής στις μικρές ταχύτητες του εμβόλου. Γενικά όμως η επίδραση της ανισοτροπίας της

τραχύτητας μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα. Το γεγονός αυτό φαίνεται και στα παρακάτω πολικά διαγράμματα .



Σχήμα 4.1 : Συγκριτικό πολικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ και $\gamma=9$ για $\eta=10$ mPas $p_{tar}=0.2$ MPa
Κατάσταση φθοράς 1 (μπλε) , Κατάσταση φθοράς 2 (κόκκινο)
ANΣ βοράς , ΚΝΣ νότος , 2 χρόνοι κύκλου 4x Μ.Ε.Κ. (εκτόνωση-εξαγωγή)

**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 3000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**

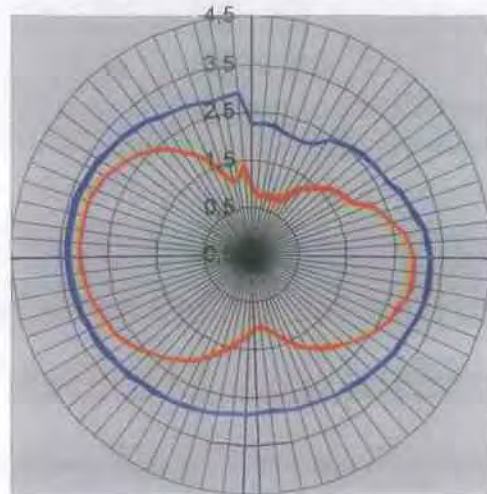


Σχήμα 4.2: Συγκριτικό πολικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ και $\gamma=9$ για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa

Κατάσταση φθοράς 1 (μπλε) , Κατάσταση φθοράς 2 (κόκκινο)

ΑΝΣ βοράς , ΚΝΣ νότος , 2 χρόνοι κύκλου 4x Μ.Ε.Κ. (εκτόνωση-εξαγωγή)

**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 4000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**

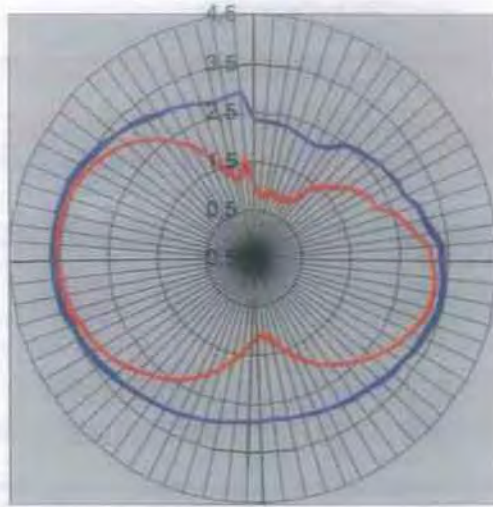


Σχήμα 4.3: Συγκριτικό πολικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ και $\gamma=9$ για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa

Κατάσταση φθοράς 1 (μπλε) , Κατάσταση φθοράς 2 (κόκκινο)

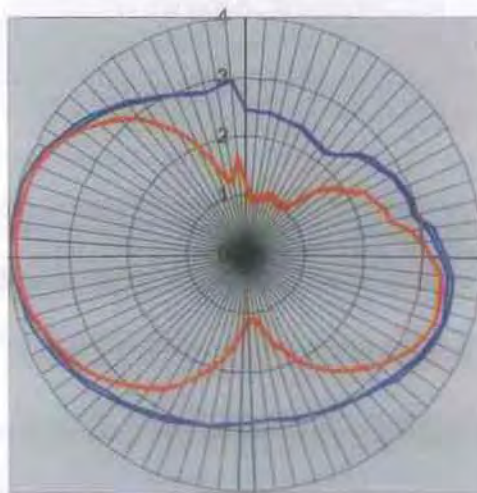
ΑΝΣ βοράς , ΚΝΣ νότος , 2 χρόνοι κύκλου 4x Μ.Ε.Κ. (εκτόνωση-εξαγωγή)

**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 5000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**



Σχήμα 4.4: Συγκριτικό πολικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ και $\gamma=9$ για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa
 Κατάσταση φθοράς 1 (μπλε) , Κατάσταση φθοράς 2 (κόκκινο)
 ΑΝΣ βοράς , ΚΝΣ νότος , 2 χρόνοι κύκλου 4x Μ.Ε.Κ. (εκτόνωση-εξαγωγή)

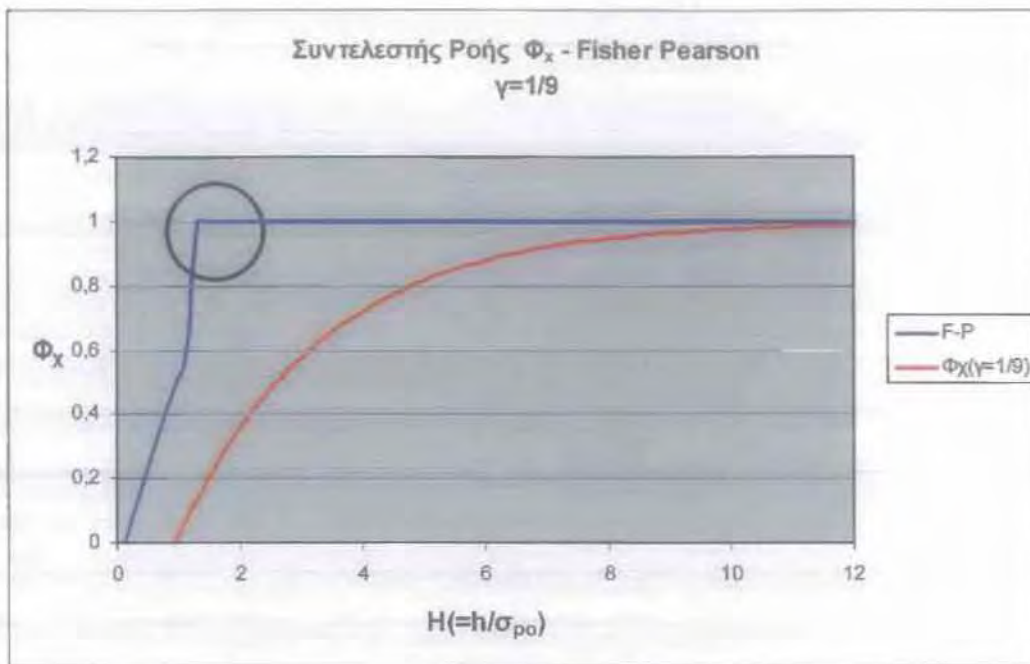
**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 6000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**



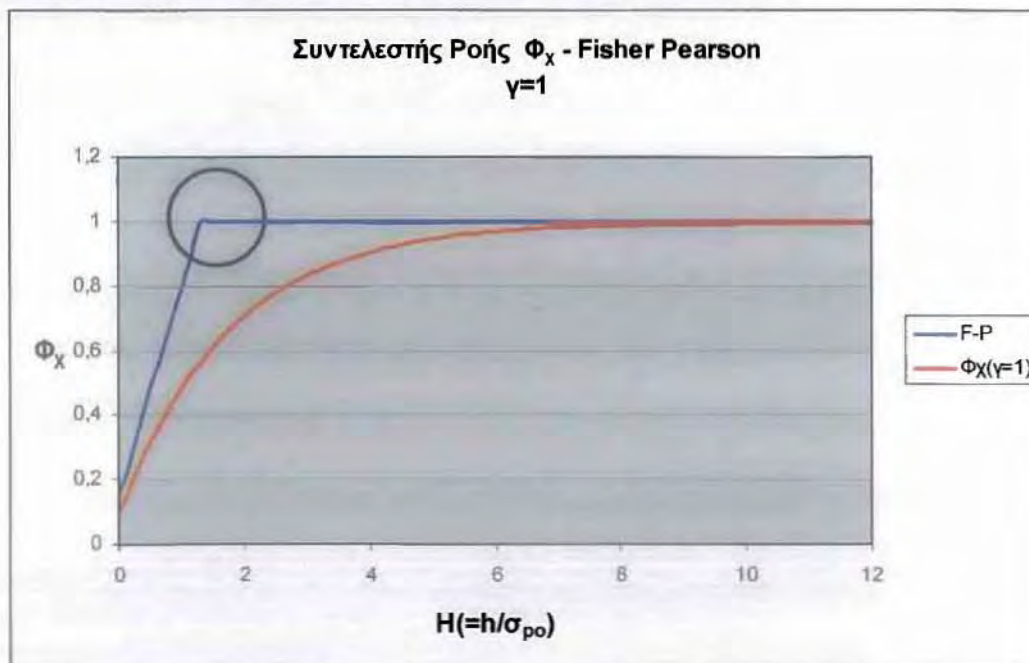
Σχήμα 4.5: Συγκριτικό πολικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ και $\gamma=9$ για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa
 Κατάσταση φθοράς 1 (μπλε) , Κατάσταση φθοράς 2 (κόκκινο)
 ΑΝΣ βοράς , ΚΝΣ νότος , 2 χρόνοι κύκλου 4x Μ.Ε.Κ. (εκτόνωση-εξαγωγή)

- Τα προηγούμενα συμπεράσματα σχετίζονται με μια πολυωνυμική κατανομή της τραχύτητας που χρησιμοποιείται από ερευνητές αντί της κανονικής κατανομής. Οι ρεαλιστικότερες κατανομές Fisher-Pearson που ανταποκρίνονται στην πραγματικότητα και δίνουν νέες τιμές για τους συντελεστές ροής οδηγούν στο συμπέρασμα ότι στην πραγματικότητα η ανισοτροπία των επιφανειών έχει ακόμη μικρότερη σημασία κατά τη λειτουργία του συστήματος δακτυλίων – εμβόλου M.E.K. τη στιγμή που η θεωρητική τιμή 3σ σαν όριο της περιοχής μη μοναδιαίων συντελεστών ροής δεν ισχύει λόγω της ασυμμετρίας της καμπύλης κατανομής που οδηγεί στην αισθητή μείωση του άνω ορίου της. Διαφορές περιορισμένης έκτασης εμφανίζονται κατά την θεωρητική προσομοίωση στις τιμές του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης για συνθήκες υψηλών ταχυτήτων στην κατάσταση αρχικής τραχύτητας και χαμηλών ταχυτήτων σε κατάσταση τραχύτητας μετά από το στρώσιμο – λειτουργική φθορά.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_z h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta(\omega_1 - \omega_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} + 6(\omega_1 - \omega_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} \sigma_{po} \frac{\partial \Phi_s}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h_T}{\partial t}$$

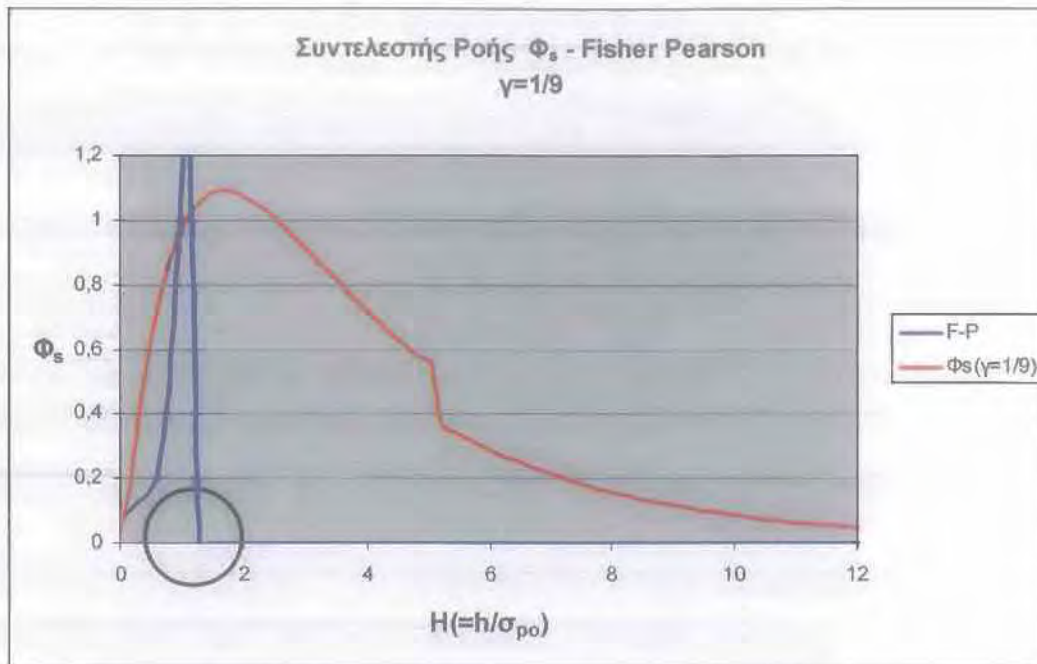


Σχήμα 4.6: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_x συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχειάς επιφάνειας $\gamma=1/9$. $\Phi_x(1/9) = \Phi_z(9)$

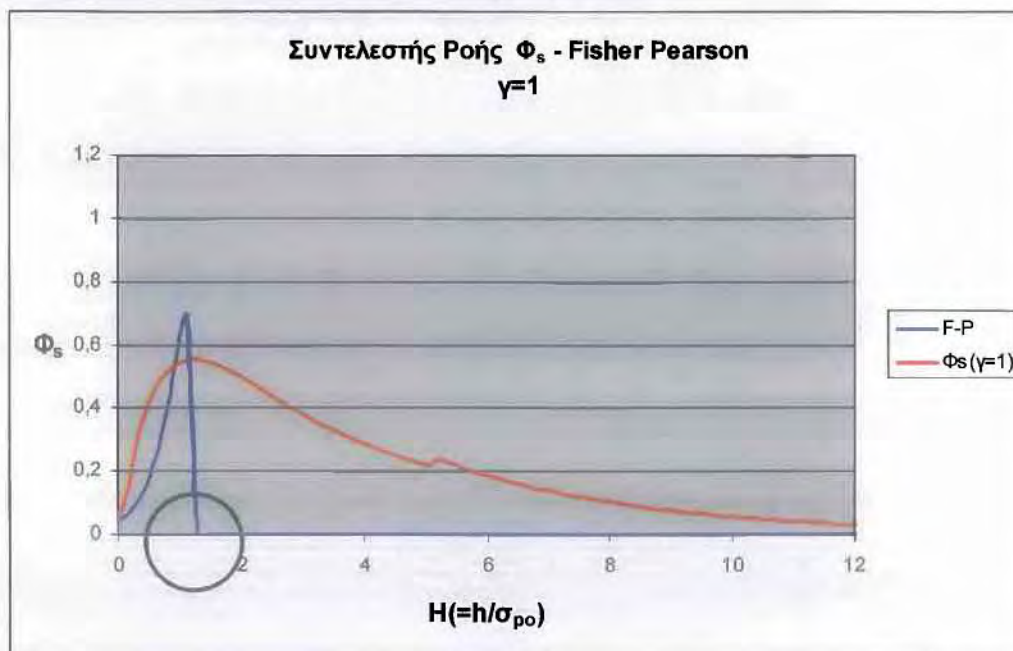


Σχήμα 4.7: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_x συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχειάς επιφάνειας $\gamma=1$. $\Phi_x(1) = \Phi_z(1)$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_s h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_s b^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \sigma \bar{\eta} (u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} + \sigma (u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} \sigma_{\rho 0} \left(\frac{\partial \Phi_s}{\partial x} \right) + 12\eta \frac{\partial h_T}{\partial t}$$

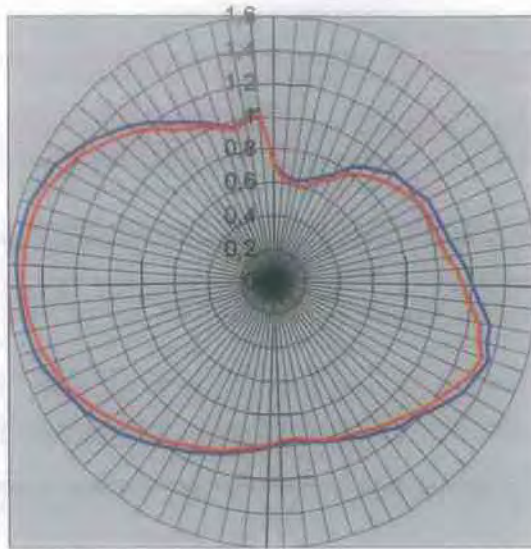


Σχήμα 4.8: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_s συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1/9$.



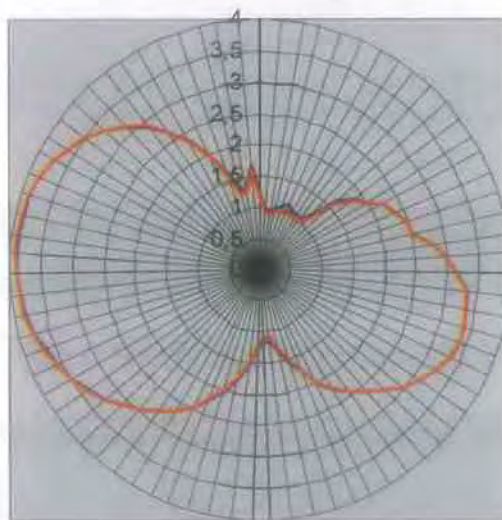
Σχήμα 4.9: Διάγραμμα μεταβολής τιμών διορθωτικού συντελεστή ροής Φ_s συναρτήσει του ανοιγμένου μέσου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για δείκτη ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας $\gamma=1$.

**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 1000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**



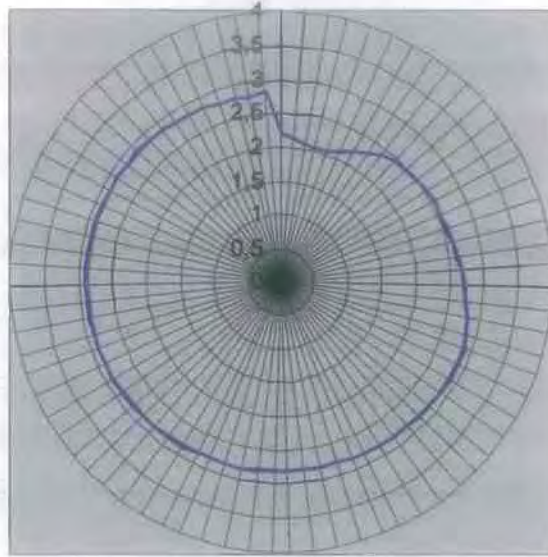
Σχήμα 4.10: Συγκριτικό πολικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa ANΣ βοράς , ΚΤΣ νότος , 2 χρόνοι κύκλου 4x Μ.Ε.Κ. (εκτόνωση-εξαγωγή)

**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 6000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**



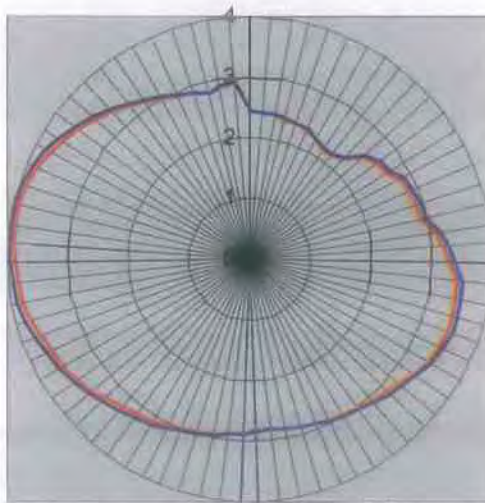
Σχήμα 4.11: Συγκριτικό πολικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για $\eta= 10$ mPas $p_{tar}= 0.2$ MPa ANΣ βοράς , ΚΤΣ νότος , 2 χρόνοι κύκλου 4x Μ.Ε.Κ. (εκτόνωση-εξαγωγή)

**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 1000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**



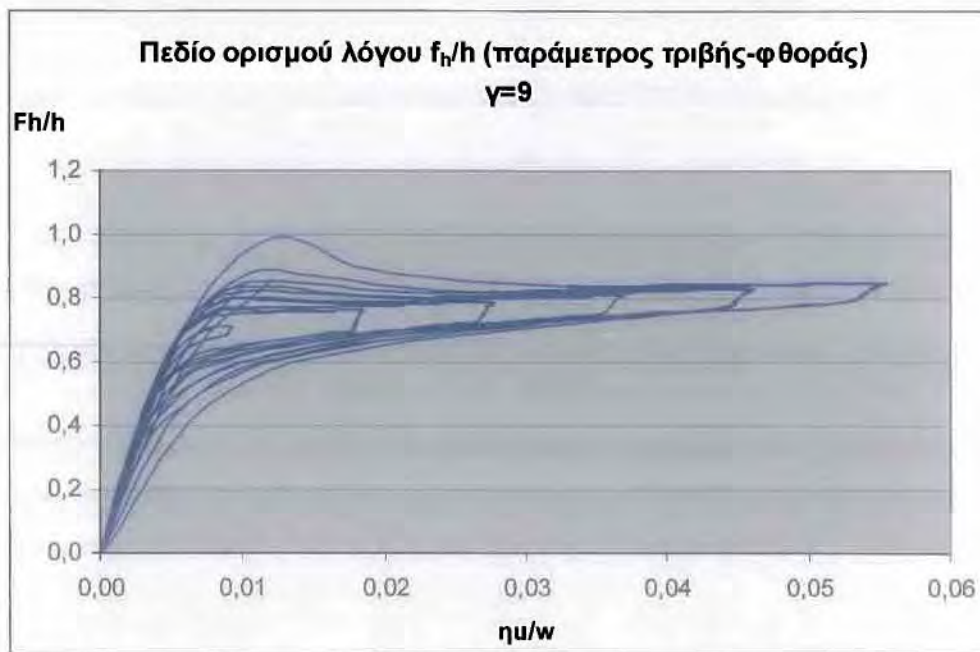
Σχήμα 4.12: Συγκριτικό πολικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για $\eta= 10 \text{ mPas}$ $p_{tar}= 0.2 \text{ MPa}$ ANΣ βοράς, ΚΤΣ νότος, 2 χρόνοι κύκλου 4x Μ.Ε.Κ. (εκτόνωση-εξαγωγή)

**Ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης
 $\gamma=1/9 - 9$, 6000 rpm 1^{ος} δακτύλιος R=30 mm**

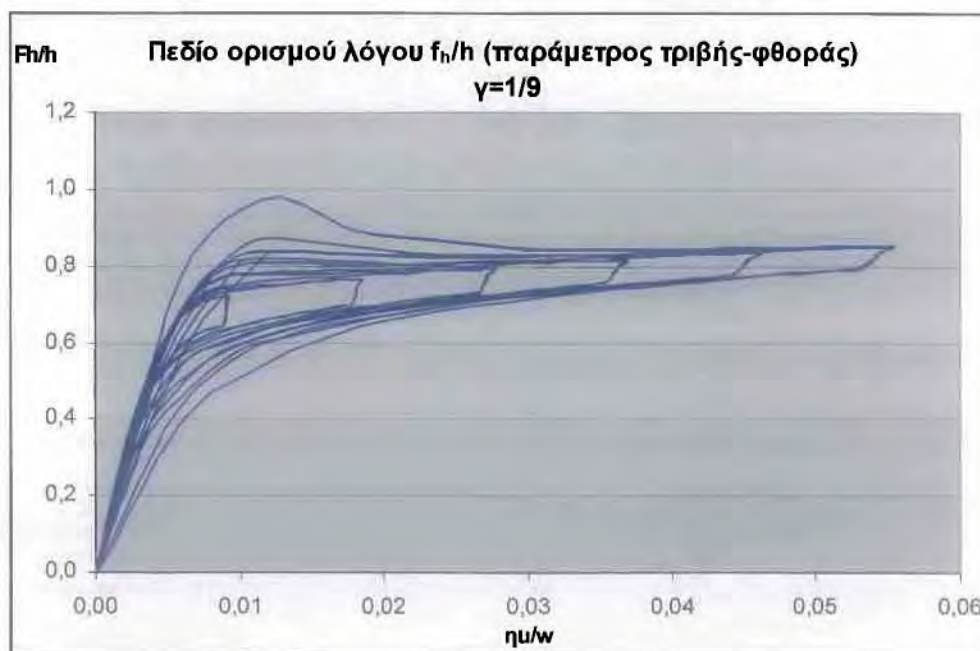


Σχήμα 4.13: Συγκριτικό πολικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής λιπαντικής μεμβράνης για $\gamma=1/9$ (κόκκινο) και $\gamma=9$ (μπλε) για $\eta= 10 \text{ mPas}$ $p_{tar}= 0.2 \text{ MPa}$ ANΣ βοράς, ΚΤΣ νότος, 2 χρόνοι κύκλου 4x Μ.Ε.Κ. (εκτόνωση-εξαγωγή)

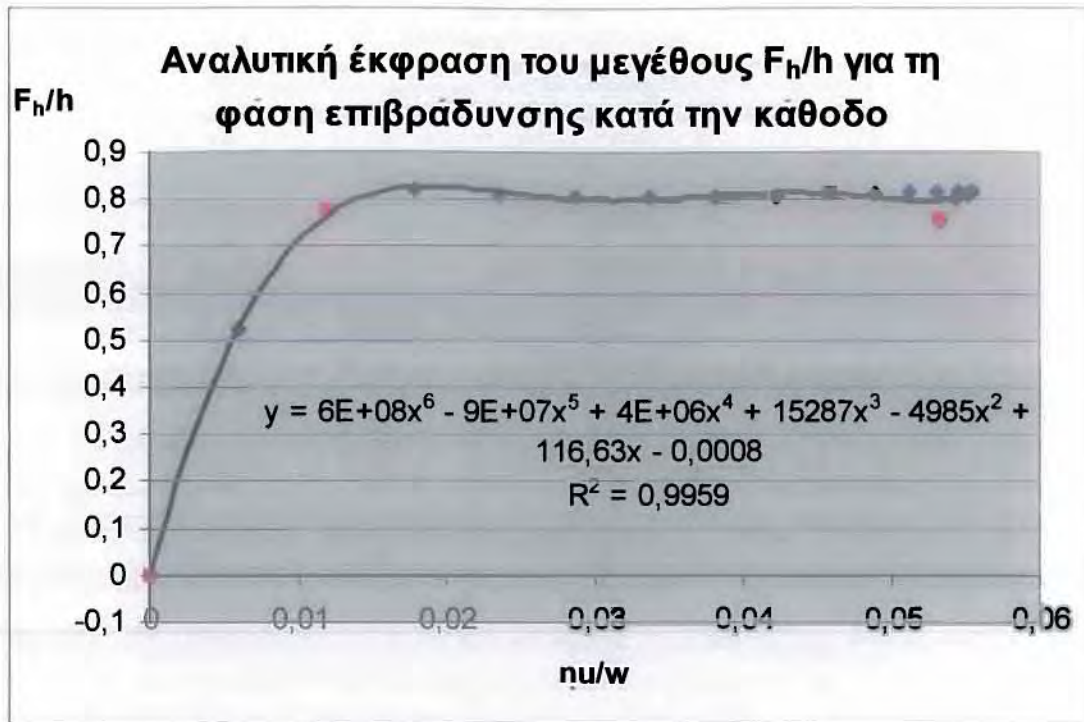
4. Η έντονη συγκέντρωση των καμπυλών F_h/h_{\min} για τιμές της ανισοτροπίας από $1/9$ έως 9 (διαγράμματα) υποστηρίζουν την χρήση αναλυτικών εκφράσεων που εξάγονται από γραμμές τάσης (Σχήματα) που οδηγούν στην πρόταση προσέγγισης των τιμών h_{\min} και F_h στο πεδίο μελέτης του συγκεκριμένου συστήματος με πολύ ικανοποιητικά αποτελέσματα.



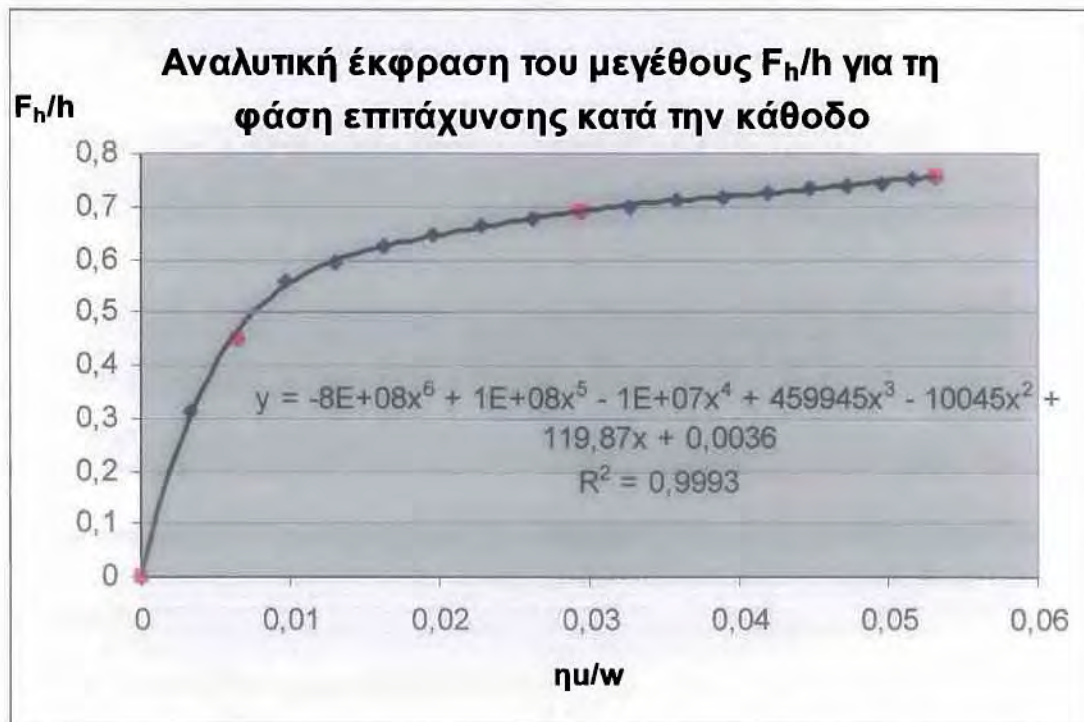
Σχήμα 4.14: Καμπύλες μεταβολής F_h/h_{\min} σε σχέση με την παράμετρο ισολειτουργίας για ανισότροπη τραχεία επιφάνεια με $\gamma=9$ και $n=1000-6000$ rpm



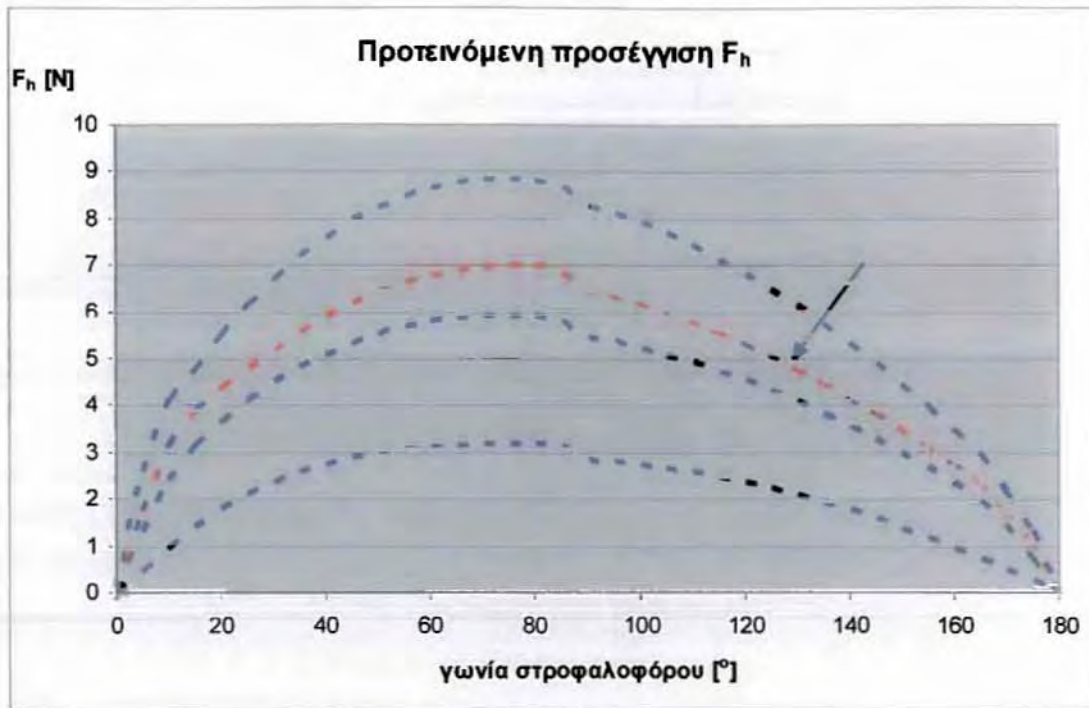
Σχήμα 4.15: Καμπύλες μεταβολής F_h/h_{\min} σε σχέση με την παράμετρο ισολειτουργίας για ανισότροπη τραχεία επιφάνεια με $\gamma=1/9$ και $n=1000-6000$ rpm



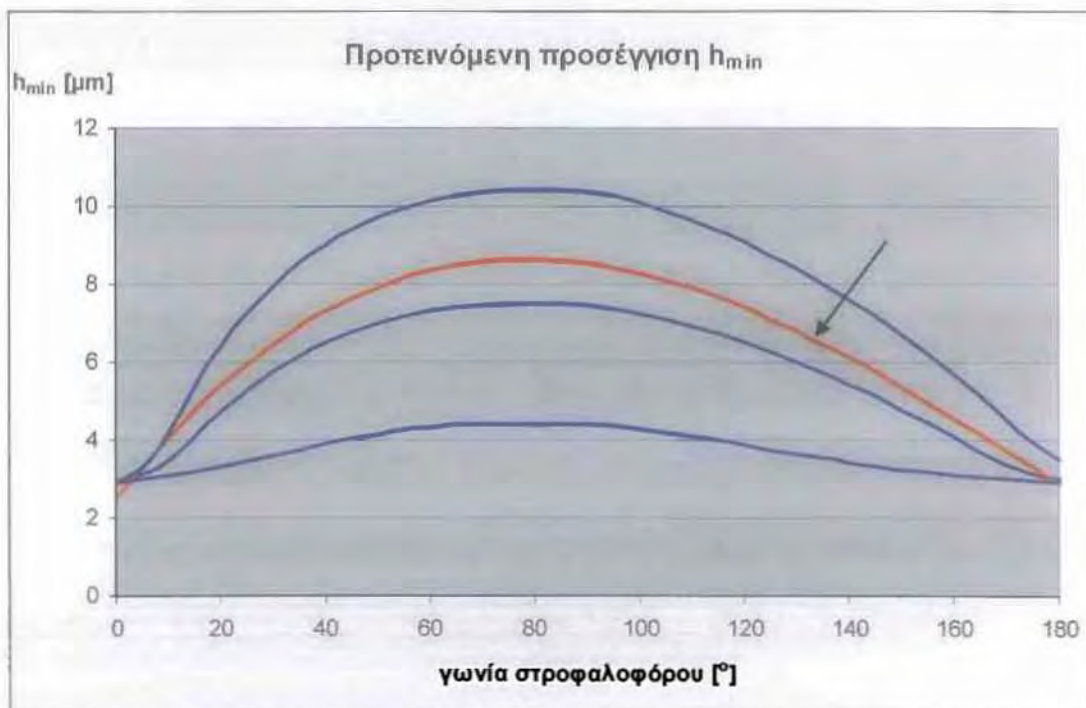
Σχήμα 4.16: Αναλυτική έκφραση του μεγέθους F_h/h_{min} για τη φάση επιβράδυνσης που ελήφθη από την καμπύλη για 4000 rpm ($\gamma=1/9-9$ σχεδόν ταυτίζονται)



Σχήμα 4.17: Αναλυτική έκφραση του μεγέθους F_h/h_{min} για τη φάση επιτάχυνσης που ελήφθη από την καμπύλη για 4000 rpm ($\gamma=1/9-9$ σχεδόν ταυτίζονται)



Σχήμα 4.18: Προσέγγιση της τιμής της υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής για $n=4000$ RPM (κόκκινο). Υπόβαθρο καμπύλες Oil Film 1000, 3000, 6000 RPM (μπλε)



Σχήμα 3.19: Προσέγγιση της τιμής του ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $n=4000$ RPM (κόκκινο). Υπόβαθρο καμπύλες Oil Film 1000, 3000, 6000 RPM (μπλε)

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

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., "Preassure 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 Tecnique 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 Films 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 Dorute 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 HAMILTON, 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., "random-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 Tree Dimensional Roughness on Patrial Hydrodynamic Lubrication", *Transaction of the ASME*, Vol. 100, January 1978.
61. PATIR, N., and CHENG H.S., "Aplication of average Flow Model to Lubriacation 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-gaussian 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 Lubrification 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 Lubrification" *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 Randon 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 privee.
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 proposees-Calcul Theorique de l' Effort de Frottement», *Institut Superieur 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 Theorique et Experimentale 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. Priest M., «The Wear and Lubrication of Piston Rings», Ph. D. Thesis, University of Leeds (1996)
101. 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
101. Pawlus Pawel, «Change of Cylinder Surface Topography in the Initial Stage of Engine Life», *Wear* 209, (1997), pp 69-83
102. You-Bai Xie, «On the Tribology Design», *Tribology International*, Volume 32, Issue 7, (1999), pp 351-358
103. 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
104. Priest M. And Taylor C. M., «Automotive engine Tribology- Approaching the surface», *Wear*, Volume 241, Issue 2, (2000), pp 193-203
105. 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
106. 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
107. 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
108. 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
109. C. Pandazaras, «Simulation theorique experimental du frottement segment chemise», DDI, ISMCM-France 1985

Παράρτημα 1

Πηγαίος κώδικας OIL FILM

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

```
program Paxh_Ladiou
```

```
!*****
!  
!  
! HYDRODYNAMIC LUBRICATION ALGORITHM  
!  
! "LUBRA" forth Edition  
!  
! october 2010  
!  
!*****
```

```
!  
! DEVELOPED BY: George N. Koutlas / Constantinos Pandazaras /  
! Nikolaos Baibas / Sotirios Batos  
!  
!*****
```

```
!  
! This Program Based on the code of George N.K.  
! which has been developed in order to finish his graduate thesis  
! with the title:  
! "Theoretic and Experimental Modelling of finite Journal Bearings  
! Concerning Dynamic Loading and Roughness Surface"  
!  
!*****
```

```
!  
*  
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,kl, 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 Ladioy

! Εισαγωγή πίεσης κυλίνδρου, από δεδομένα από μετρήσεις της εταιρείας Renault για κινητήρα παρόμοιου κυβισμού υπό πλήρες φορτίο .

```
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)
```

```
! Έναρξη εισαγωγής δεδομένων. Τύπος δακτυλίου και κατάσταση φθοράς.
```

```
!!!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(thσ fwtiαs),2(steganopoihtiko),3(stragistikο)'
read*,iring
! print*,'dose mou katastasi fθoras 1(kainoyrgio),2(meta to
strwsimo),3(ftharmenos kinhthras)'
read*,katastasi_fthoras
do i=1,144
read(10,*),Pcyl(i)
enddo
```

```
! Δεδομένα κατάστασης φθοράς της επιφάνειας
! Υπόθεση Patir – Cheng / Greenwood – Trip
!  $h_0=0$  , RMS ενιαίο  $RMS_1=RMS$ 
! Υπόθεση Lubra  $RMS_1=1.1$  ,  $RMS=0.95$  ,  $h_0=0.4\mu m$ 
if (katastasi_fthoras==1) then
RMS=0.00000095 !0.0000011 !  $\sigma$ 
NBS=0.20 !  $\eta\beta\sigma$ 
SB=0.05 !  $\sigma/\beta$ 
ho=0.0000004 !  $y_0$ 
g=1/3 !  $\gamma$ 
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 traxythwn B:aktina lofiskoy S:RMS
!NBS=0.200
!!S/B
!SB=0.05
!ho=0.0000004

!!Poisson Factors 1 and 2
Poisson1=0.25
Poisson2=0.25
!!E1,E2,Ecomposite Metra elastikothtas gia xalyva kai mantemi
E1=100000000000
E2=100000000000
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
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
! Δεδομένα κινητήρα και δακτυλίου
L=0.002
R=0.030
D=0.079
DH=0.000010
eta=0.002 !ikswdes
RPM=1000
dt=5*60/(RPM*360) ! 5o*60sec/RPM*360o
Ptar=240000 !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))

```



```

endif
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==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)=1.899*((Ypsos(i,j)/RMS)**(0.92))*exp(-
0.92*(Ypsos(i,j)/RMS)+0.05*(Ypsos(i,j)/RMS)**2)
! 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)=1-0.870*exp(-1.5*YpsosO(i,j)/RMS)
      Fx(i,j)=1-1.480*exp(-0.42*YpsosO(i,j)/RMS)
      Fs(i,j)=2.046*((YpsosO(i,j)/RMS)**(1.12))*exp(-
0.78*(YpsosO(i,j)/RMS)+0.03*(YpsosO(i,j)/RMS)**2)
      if((YpsosO(i,j)/RMS)>=5.0)then
        Fs(i,j)=1.856*exp(-0.25*(YpsosO(i,j)/RMS))
      endif
    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
Yo(:,:)=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)
Yo(m,z)=(-
0.0688*(YpsosO(i,j)/RMS)**3+0.2042*(YpsosO(i,j)/RMS)**2+0.699*(YpsosO(i,j)/
RMS)+0.9211)*RMS
        if(YpsosO(i,j)>=3.0*RMS)then
            Yo(m,z)=YpsosO(i,j)
        endif
        !print*,YpsosO(i,j)

z=z+1
    enddo
z=2
m=m+1
    enddo
angle=0.
angle=(ideg-1)*5*pi/180

! Υπολογισμός ταχύτητας παλινδρόμησης εμβόλου

!U=pi*0.07195*RPM*(sin(angle)+(71.95)*sin(2.*angle)/(4*111.45))/60 !fiat
U=pi*0.084*RPM*(sin(angle)+(84)*sin(2.*angle)/(4*136.5))/60 !R841

```

```

!U=pi*0.082*RPM*(sin(angle)+(82)*sin(2.*angle)/(4*152.5))/60 !R829
!U=pi*0.08900*RPM*(sin(angle)+(89.00)*sin(2.*angle)/(4*145.5))/60 !R851
!U=pi*0.072*RPM*(sin(angle)+(72)*sin(2.*angle)/(4*128))/60 !R688

```

```
z=n !orismos metrth
```

```
m=(n+1)/2 !gia na dinw times syntelestwn sta Ci-2,j kai Ci+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
```

```
! Υπολογισμός ποσοτήτων δευτέρου σκέλους εξίσωσης Reynolds
```

```
Q(a)=-((6*eta*U*(Y(i,j+1)-Y(i,j-1))/(2*dx))-6*RMS*U*eta*(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
```

```
! Υπολογισμός όρων μητρώων συστήματος
```

```
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

```

! Επίλυση συστήματος με τη μέθοδο του Gauss – Υπολογισμός πιέσεων κόμβων πρωτεύοντος πλέγματος.

```

call GAUSS_SIEDEL(CC,Q,Piesi,Max_repeat)
Whtot=0
Watot=0
Wh(:,:)=0
Wa(:,:)=0
a=1
k=0

```

! Υπολογισμός υδροδυναμικού φορτίου / Συνολικού φορτίου

```

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

```

! Υπολογισμός συνιστωσών δύναμης τριβής

```

Fh=0
a=0
k=1
k1=1
do i= 3, z-2, 2

```

```

do j= 3, z-2, 2

if(j==3)then
a=a+2
endif
if(Piesi(a+1)<=0)then
k=0
endif
if(Piesi(a-1)<=0)then
k1=0
endif
Fh=Fh+((Ypsos(i,j)/2)*((k*Piesi(a+1)-k1*Piesi(a-
1)))/(4*dx))+(eta*U)/Ypsos(i,j)*4*dx*dy
a=a+1
k=1
k1=1
enddo
enddo

```

! Σύγκριση φορτίων

```

!print*, Whtot, Wtar
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=0.0000000
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
! Για πλήρη κύκλο το ideg=150
if(ideg==76)thenprint*,'TELOS YPOLOGISMWN'
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

!print*,Hsat(:),Ftot(:)
exit
endif

KH=0
Fa=0.18*Watot
!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)

```



```

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

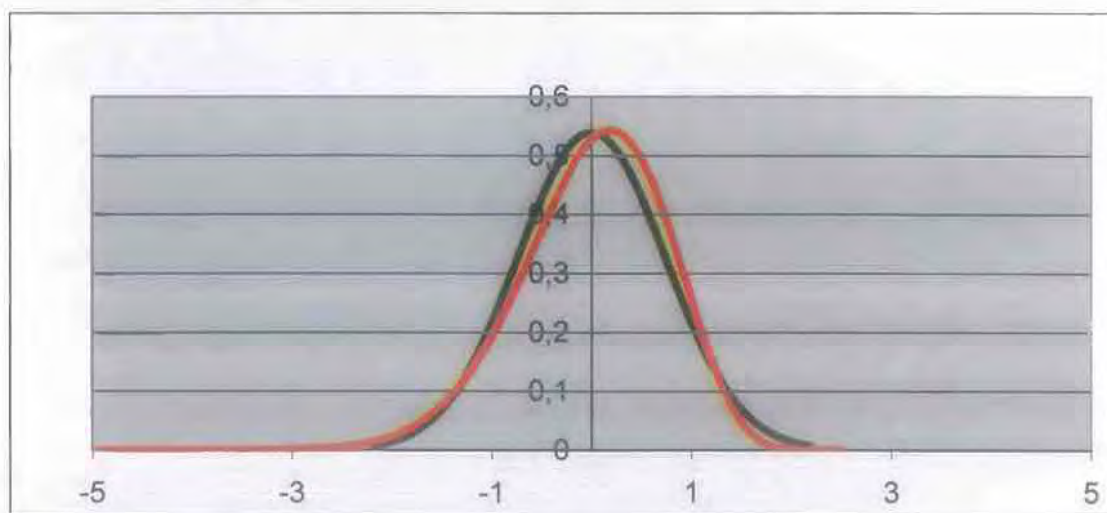
        end program Paxh_Ladiou

```

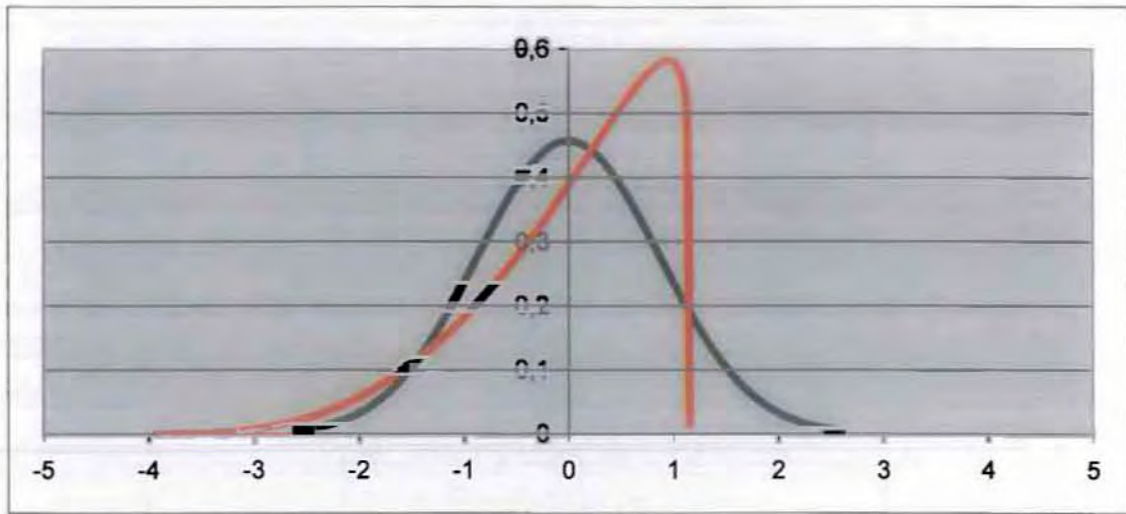
Παράρτημα 2

Προφίλ συνθετικής επιφάνειας

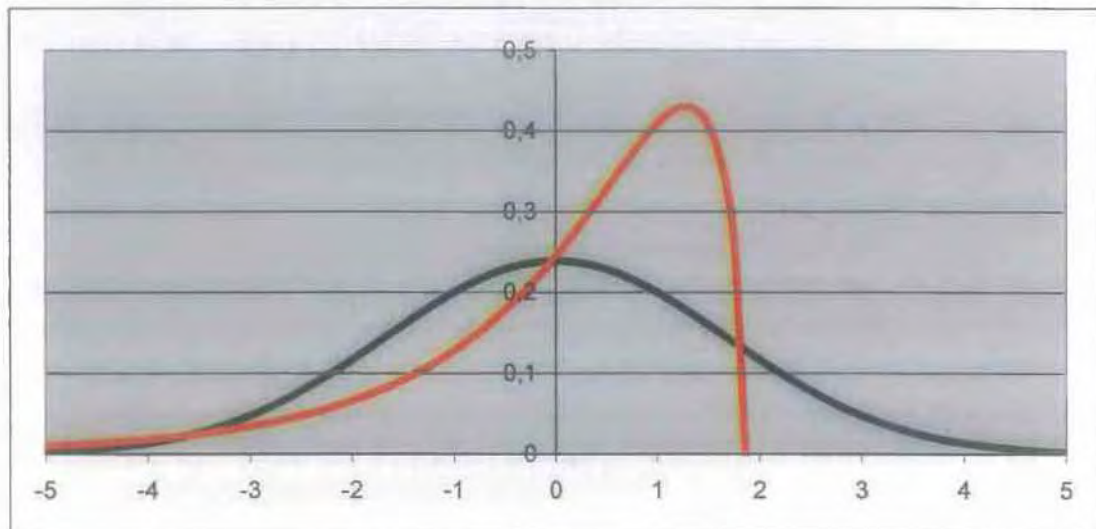
Στατιστική μελέτη κατά Fischer-Pearson πληθυσμού σημείων(2000 σημεία)



Σχήμα Π.2.1: Μορφή κατανομών για αρχική κατάσταση τραχύτητας, παρατηρείται η σύγκλιση των δύο μοντέλων Gauss και Fisher-Pearson.



(A)



$$f(x) = f_0 (x+27.6399)^{(26.82289-1)} (1.546329-x)^{(1.500621-1)}$$

(B)

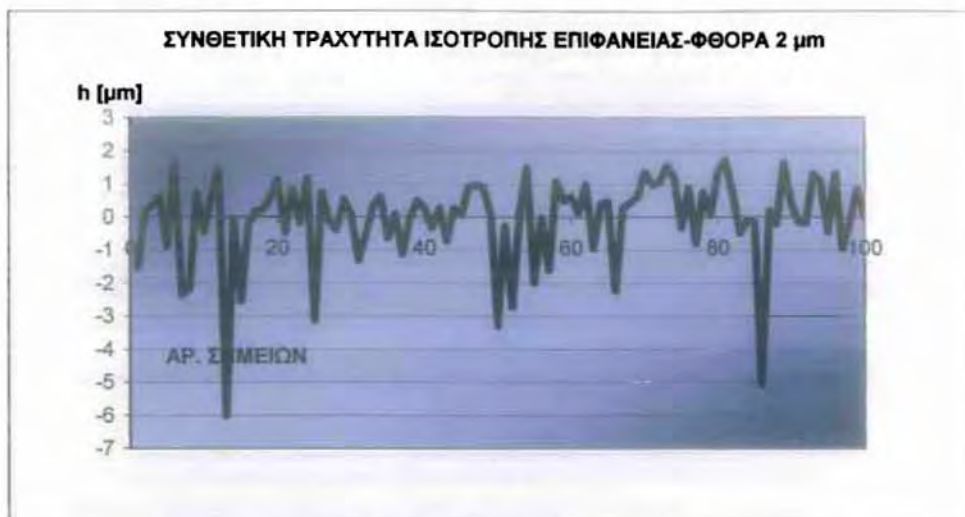
Σχήμα 3.3. : Συνήθης μορφές κατανομών ελαφρώς φθαρμένων επιφανειών ή προερχομένων από αντίστοιχη κατεργασία πχ. λείανση

Οι συνθετικές τραχύτητες που έχουν επιλεγεί βασίζονται σε σημαντικό ποσοστό στην συνάρτηση rand() του προγράμματος excel της εταιρείας Microsoft. Η δημιουργία των τυχαίων αριθμών πραγματοποιείται αρχικά για ένα πεδίο ορισμού μεταξύ 0 και 1 και στη συνέχεια με χρήση διορθωτικών συντελεστών που ακολουθούν συγκεκριμένες επιλεγμένες συναρτήσεις μεταβολής τους, οδηγούν στην παραγωγή τεχνητών τραχύ-γραφημάτων.

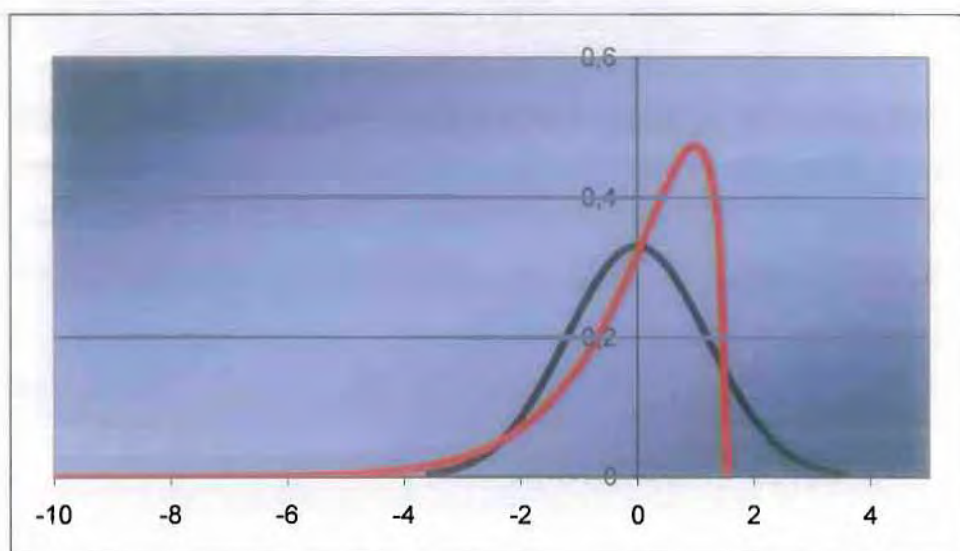
Θεωρώντας ότι το βήμα δειγματοληψίας είναι είτε 2,5 μm είτε 5 μm η επεξεργασία κάθε τεχνητής κατατομής γίνεται μέσα από φύλλα εργασίας excel σε πρώτη προσέγγιση ενώ παράλληλα αναπτύσσεται κώδικας σε γλώσσα FORTRAN.

Τυπικά παραδείγματα τεχνητών τραχυμετρήσεων εμφανίζονται στη συνέχεια με χαρακτηριστικά που σχετίζονται με κατεργασία honing και αναφέρονται σε εφαρμογή του προγράμματος PPR(points-pics-radii) σε τραχύτητα επιφάνειας κυλίνδρου MEK.

Η προσομοίωση της φθοράς επιτυγχάνεται με αποκοπή-(ψηφιακό φίλτρο) το κατώφλιο του οποίου αναγράφεται σε κάθε τραχυμέτρηση σαν "φθορά A μm " που σημαίνει ότι έχουν αποκοπεί-φθαρεί όλα τα σημεία της κατατομής με υψόμετρο μεγαλύτερο η ίσο του A.



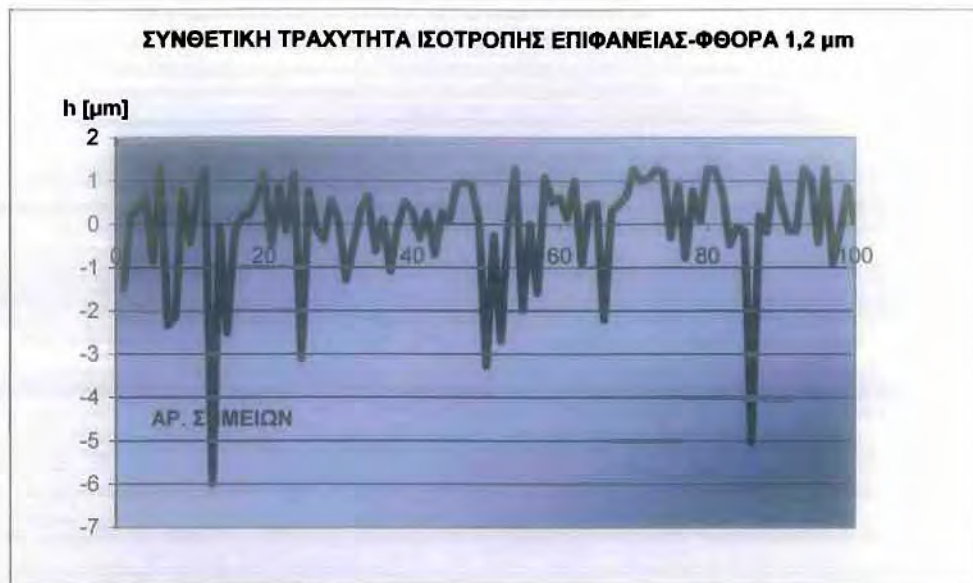
(A)



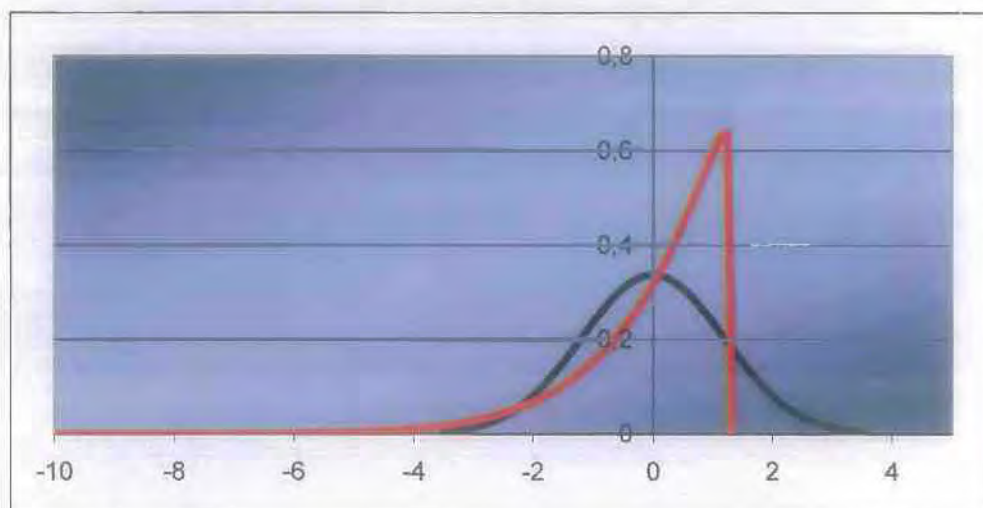
(B)

$$f(x) = f_0 (x + 16.5099)^{(13.48855-1)} (1.315741 - x)^{(1.074958-1)}$$

Σχήμα 3.4.(α): συνθετική κατατομή αρχικής κατάστασης, μηδενικής φθοράς, άνω όριο (κατωφλίο) 2 μm και (β) η κατανομή Fischer Pearson σε σύγκριση με την κανονική κατανομή (Gauss) των υψομέτρων των σημείων της. Παρατηρείται έντονη ασυμμετρία ακόμη και στην κατάσταση μη φθοράς.



(A)



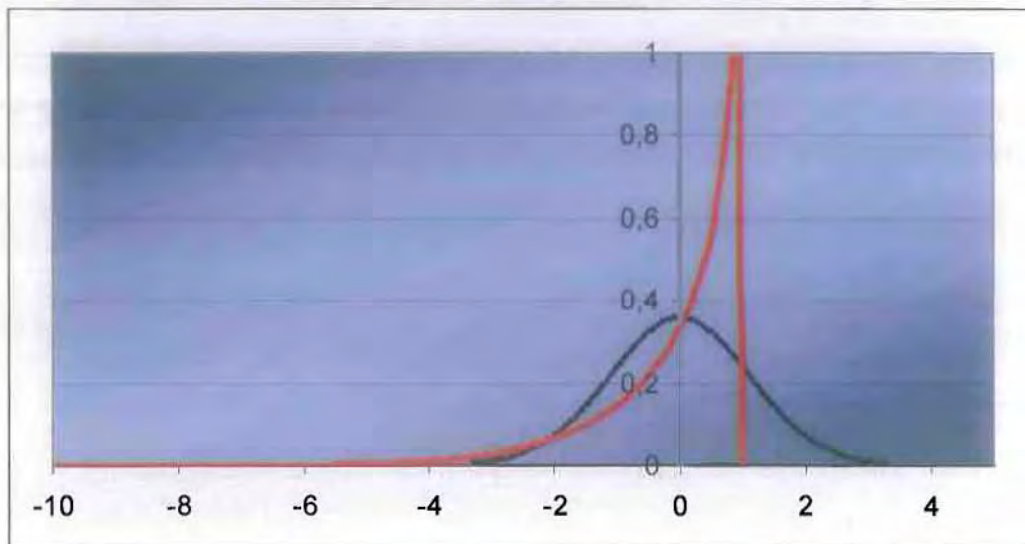
(B)

$$f(x) = f_0 (x + 10.6689)^{(6.864064-1)} (0.994434-x)^{(0.639788-1)}$$

Σχήμα 3.5.(α): συνθετική κατατομή πρώτου σταδίου φθοράς, άνω όριο (κατωφλιο) 1,2 μm και (β) η κατανομή Fischer Pearson σε σύγκριση με την κανονική κατανομή (Gauss) των υψομέτρων των σημείων της. Παρατηρείται μετάβαση από τον τύπο Λ στον τύπο J.



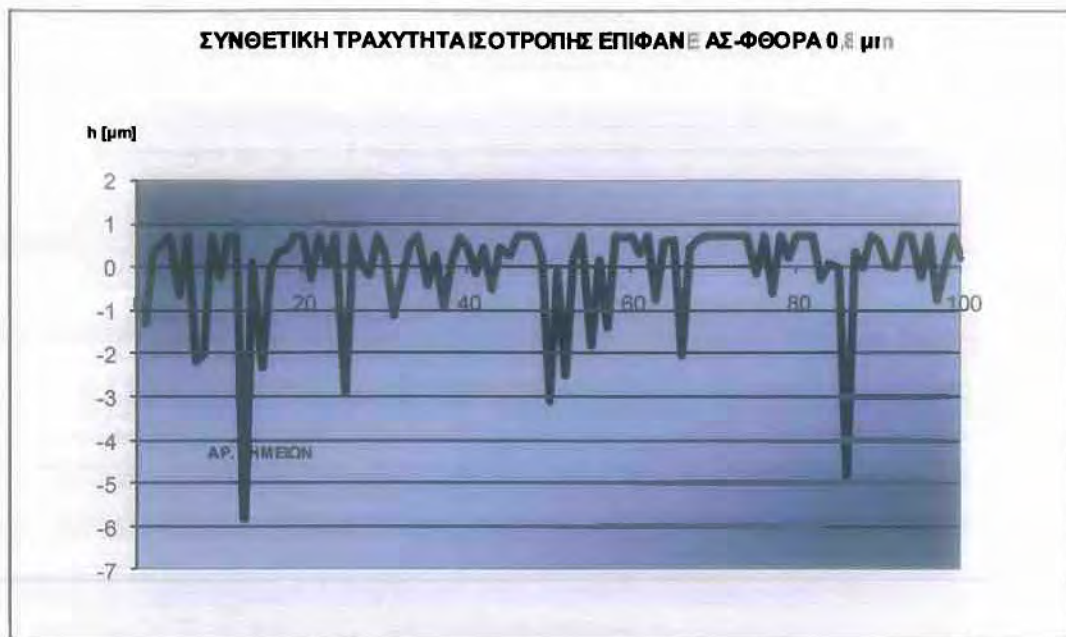
(A)



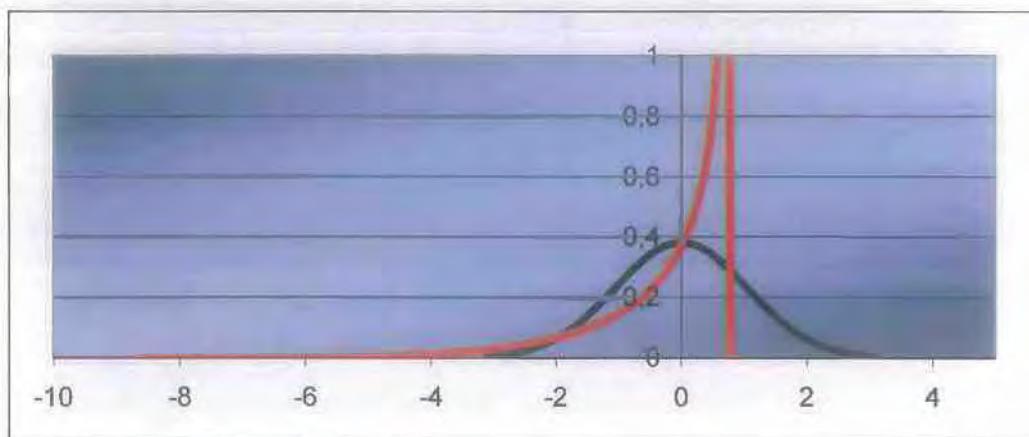
(B)

$$f(x) = f_0 (x + 8.62726)^{(4.715624-1)} (0.783402-x)^{(0.428204-1)}$$

Σχήμα 3.6.(α): συνθετική κατατομή δευτέρου σταδίου φθοράς, άνω όριο (κατωφλιο) **1 μm** και (β) η κατανομή Fischer Pearson σε συγκριση με την κανονική κατανομή (Gauss) των υψομέτρων των σημείων της. Παρατηρείται μετάβαση από τον τύπο Λ στον τύπο J.



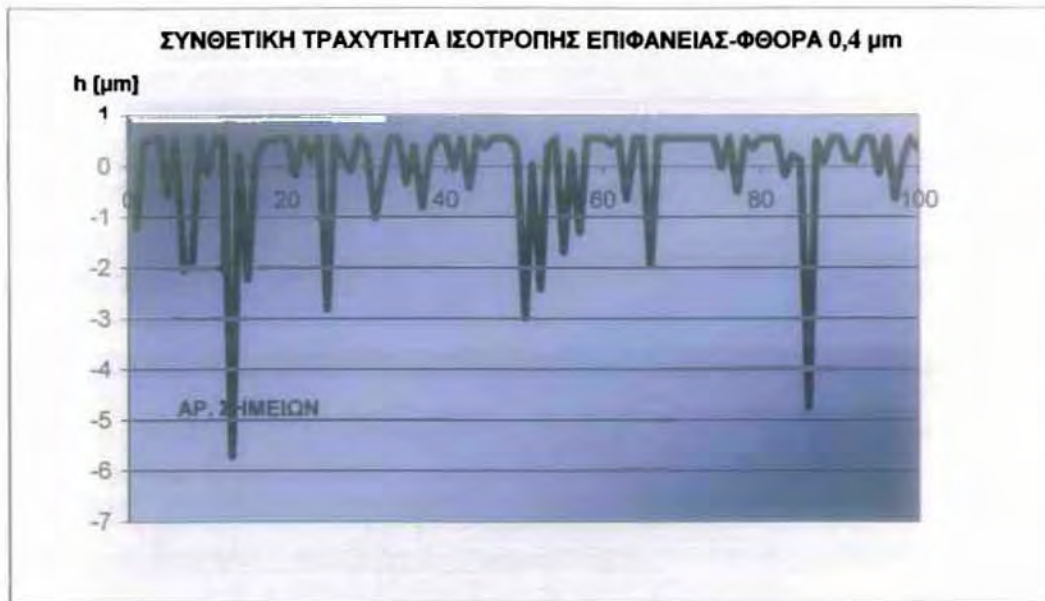
(A)



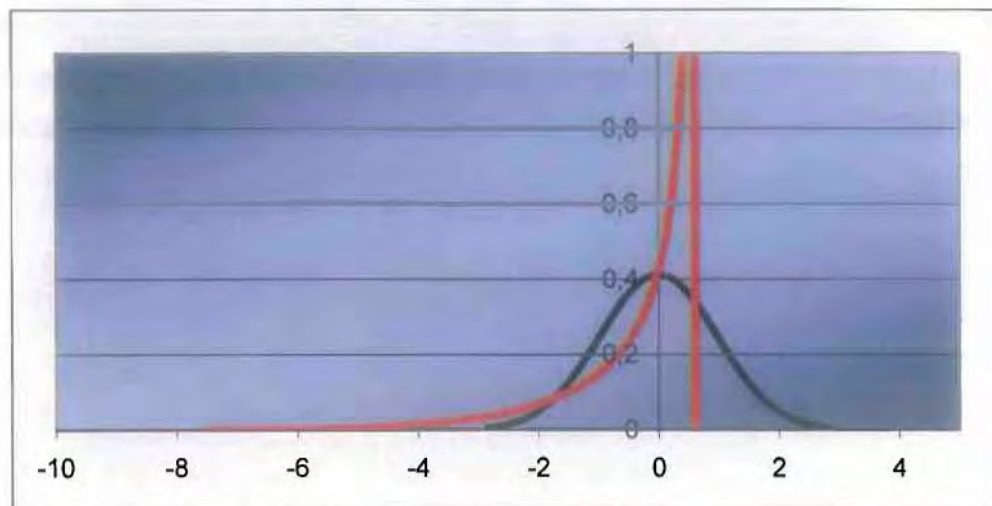
(B)

$$f(x) = f_0 (x + 7.50267)^{(3.612580-1)} 0,614428 - x)^{(0.295851-1)}$$

Σχήμα 3.7. (α): συνθετική κατατομή τρίτου σταδίου φθοράς, άνω όριο (κατωφλίο) **0,8 μm** και (β) η κατανομή Fischer Pearson σε σύγκριση με την κανονική κατανομή (Gauss) των υψομέτρων των σημείων της. Παρατηρείται μετάβαση από τον τύπο Λ στον τύπο J.



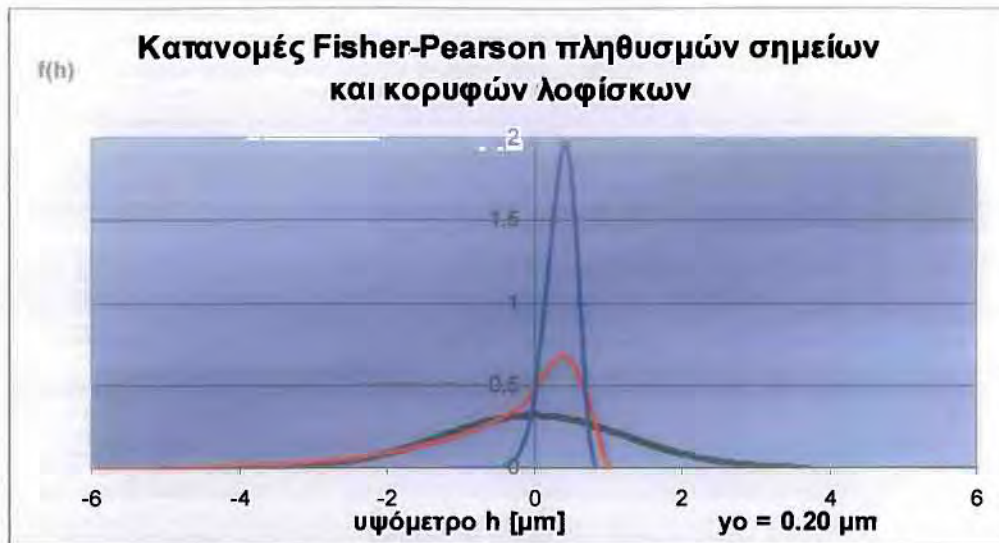
(A)



(B)

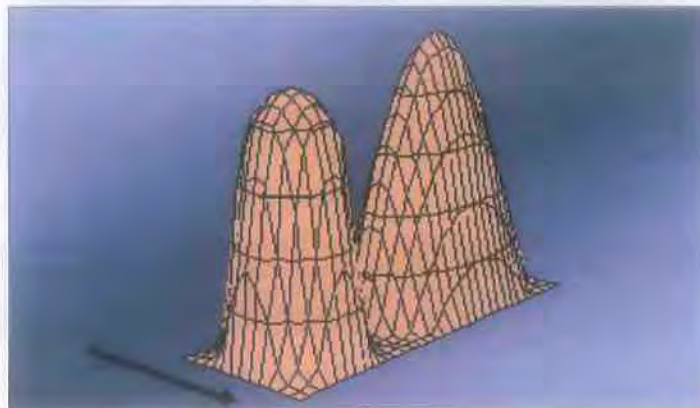
$$f(x) = f_0 (x + 10.6689)^{(6.864064-1)} (0.994434-x)^{(0.639788-1)}$$

Σχήμα 3.8.(α): συνθετική κατατομή τετάρτου σταδίου φθοράς, άνω όριο (κατωφλιό) **0,4 μm** και (β) η κατανομή Fischer Pearson σε σύγκριση με την κανονική κατανομή (Gauss) των υψομέτρων των σημείων της. Παρατηρείται μετάβαση από τον τύπο Λ στον τύπο J.



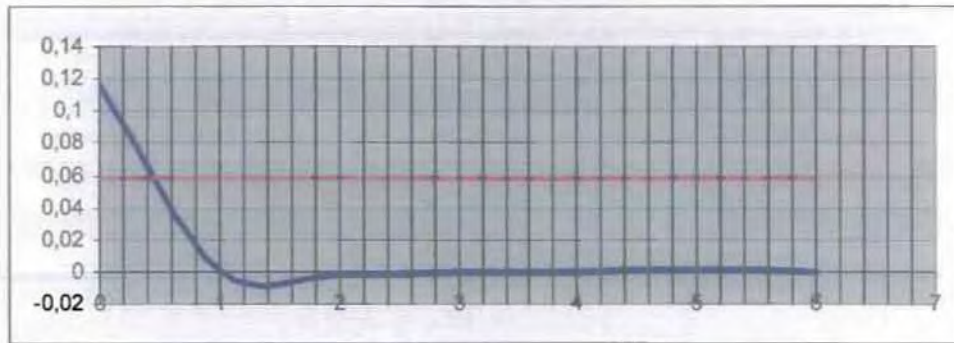
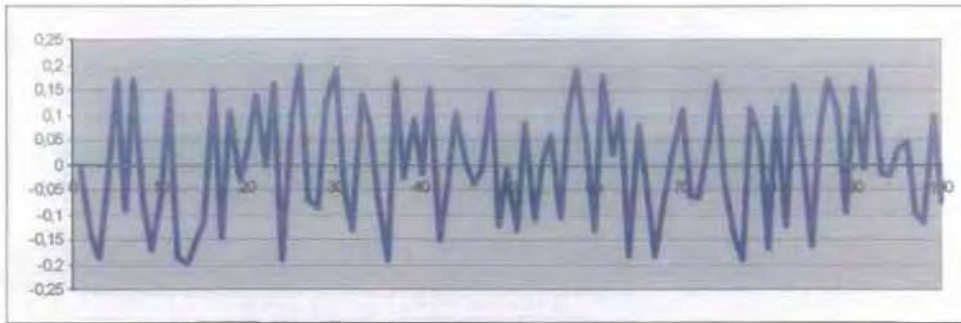
$$f(x) = f_0 (x + 1.42)^{(13.26 \cdot 1)} (0.62 - x)^{(3.93 \cdot 1)}$$

Αντιπροσωπευτικά διαγράμματα κατανομών Fisher –Pearson σε σύγκριση με κατανομή Gauss για μέσο στάδιο φθοράς. Παρατηρείται το σημαντικά μικρότερο εύρος της συνάρτησης κατανομής των κορυφών των λοφίσκων, η ταύτιση του άνω ορίου των δύο συναρτήσεων Fisher –Pearson, καθώς και η διαφοροποίηση των μέσων όρων τους ($\gamma_0 = 0.20 \mu\text{m}$)

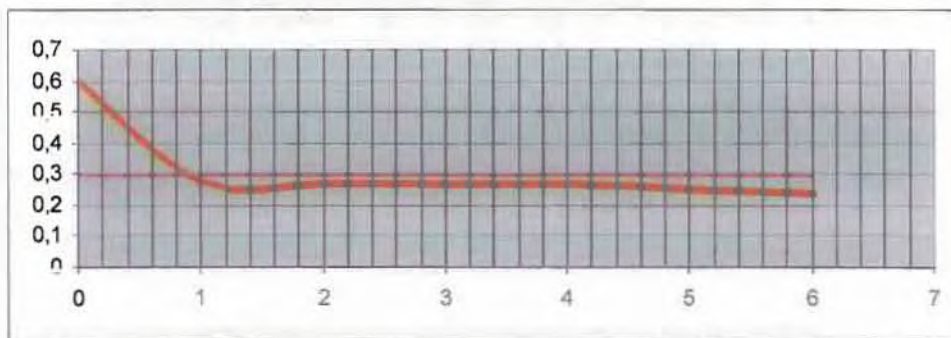
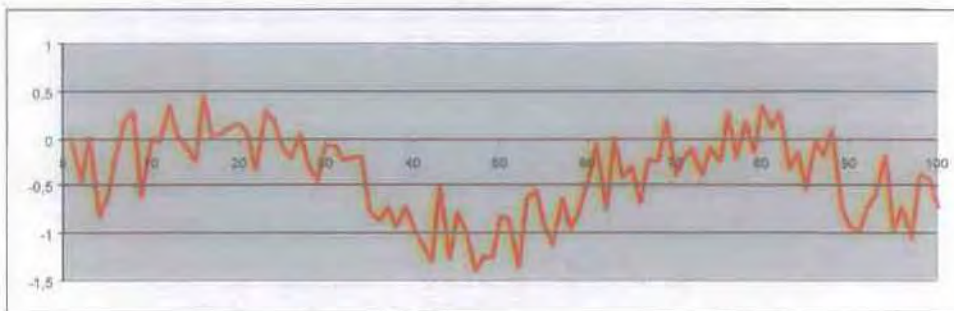


Σχηματική παράσταση λοφίσκου ισότροπης (αριστερά) και λοφίσκου ανισότροπης(δεξιά) τραχείας επιφάνειας με βαθμό ανισοτροπίας $\gamma < 1.00$, κύρια κατεύθυνση είναι αυτή του βέλους

Στη συνέχεια δίνονται προφίλ συνθετικής τραχύτητας ισότροπης επιφάνειας (τύπου α – κόκκινης καμπύλες) Σε διαφορετικές κατευθύνσεις συνοδευμένα από τις συναρτήσεις αυτοσυσχέτισης. Παρατηρείται μια έντονη σταθερότητα του μήκους κύματος $\lambda_{0,5}$.



Σχήμα Π.2.2 : συνθετικό γράφημα τραχύτητας και συνάρτηση αυτοσυσχέτισης κατά τον άξονα $\chi\chi$ (διαμήκης τραχύτητα) $\lambda_{0,5}=0,4$.

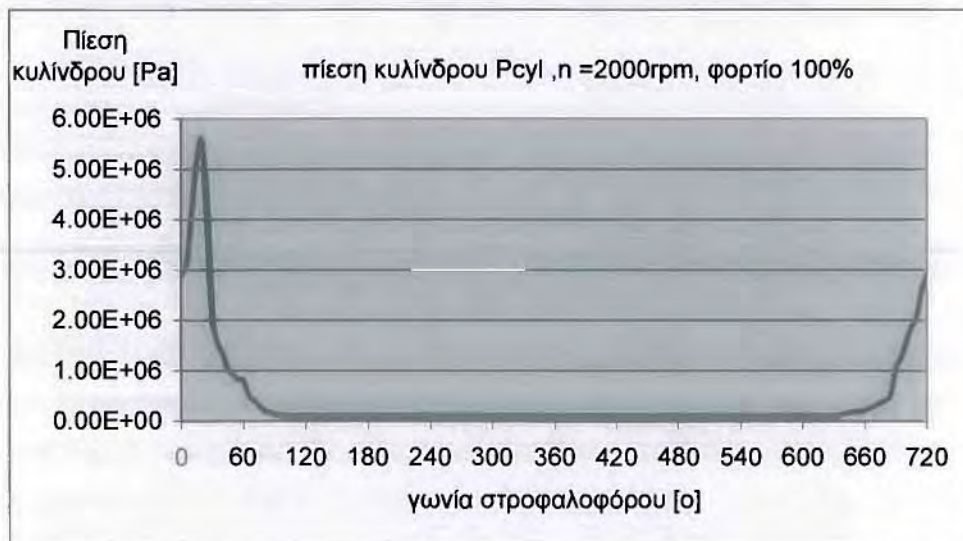


Σχήμα Π.2.3 : συνθετικό γράφημα τραχύτητας και συνάρτηση αυτοσυσχέτισης κατά τον άξονα $\psi\psi$ (εγκάρσια τραχύτητα) $\lambda_{0,5}=1,0$

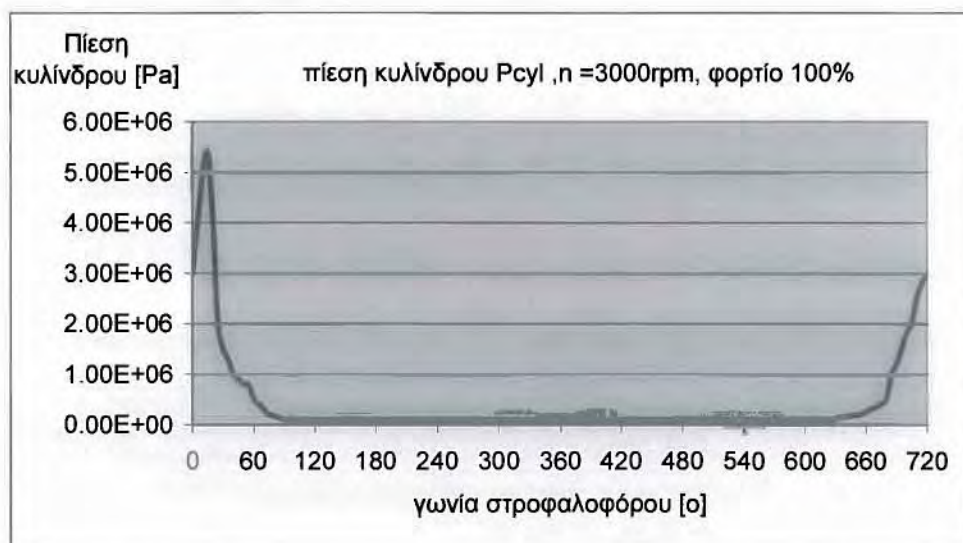
Παρατήρηση: ο δείκτης ανισοτροπίας της παραπάνω επιφάνειας είναι αν η κύρια κίνηση πραγματοποιείται στον άξονα $\chi\chi$ $\gamma=\lambda_{\chi\chi}0,5/\lambda_{\psi\psi}0,5=0,4/1,0=0,4$.

Παράρτημα 3

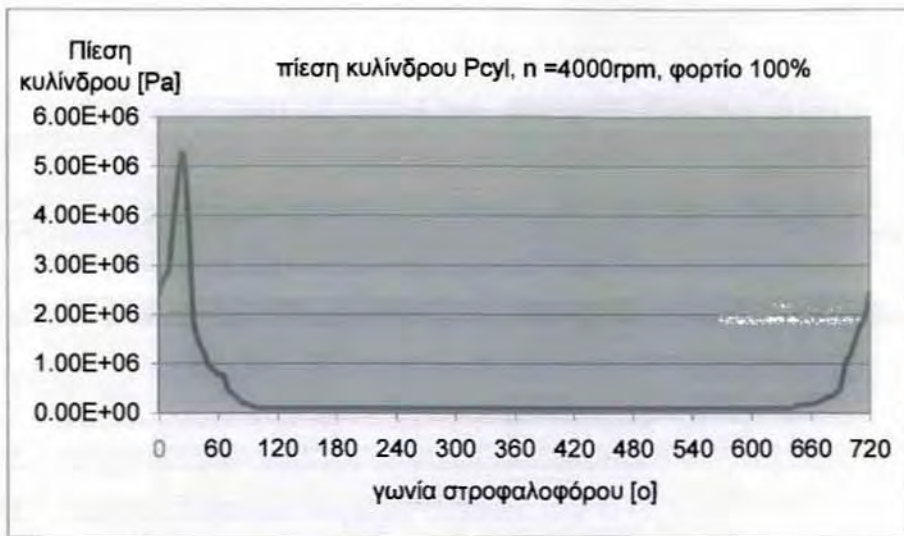
Αποτελέσματα υπολογισμών



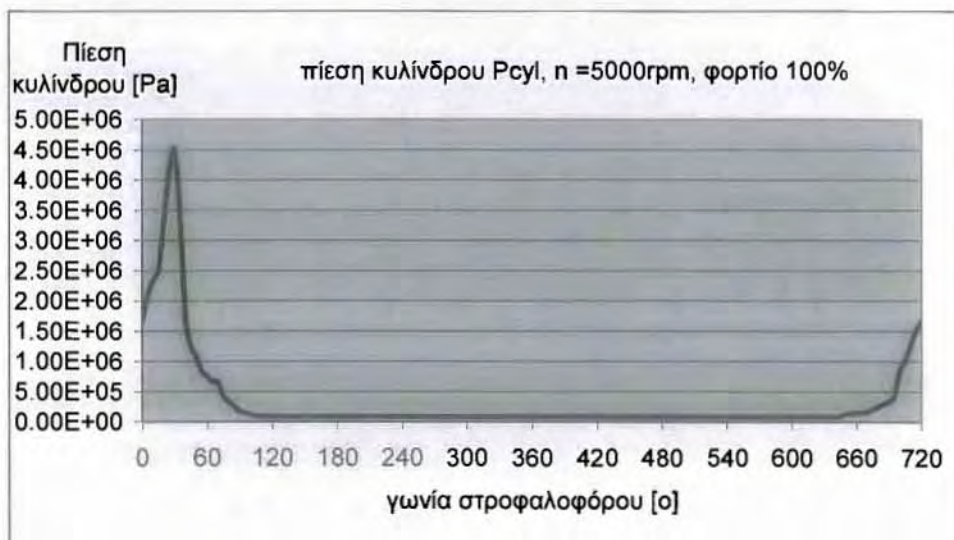
Σχήμα Π.3.1 Διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για πλήρες φορτίο και n=2000 rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault.



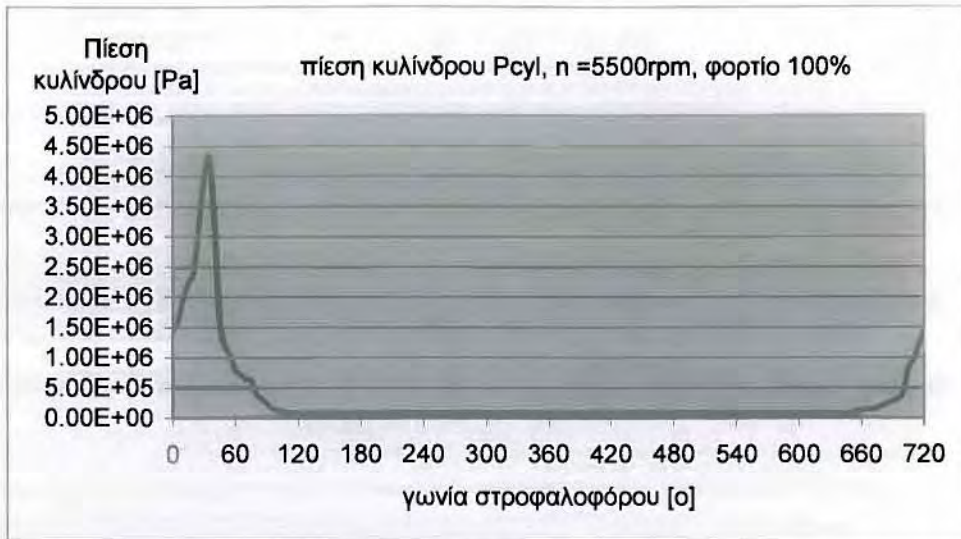
Σχήμα Π.3.2 Διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για πλήρες φορτίο και n=3000 rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



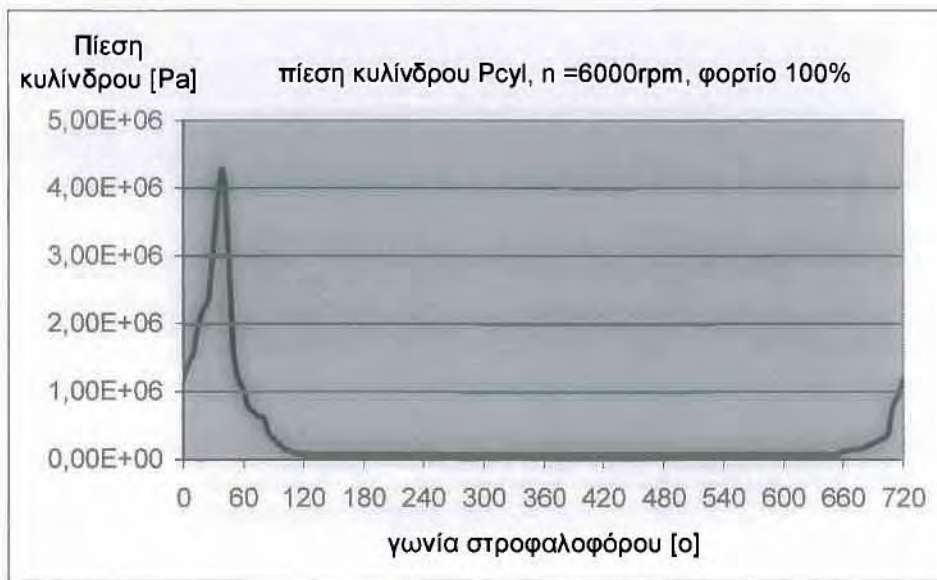
Σχήμα Π.3.3 Διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για πλήρες φορτίο και n=4000 rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



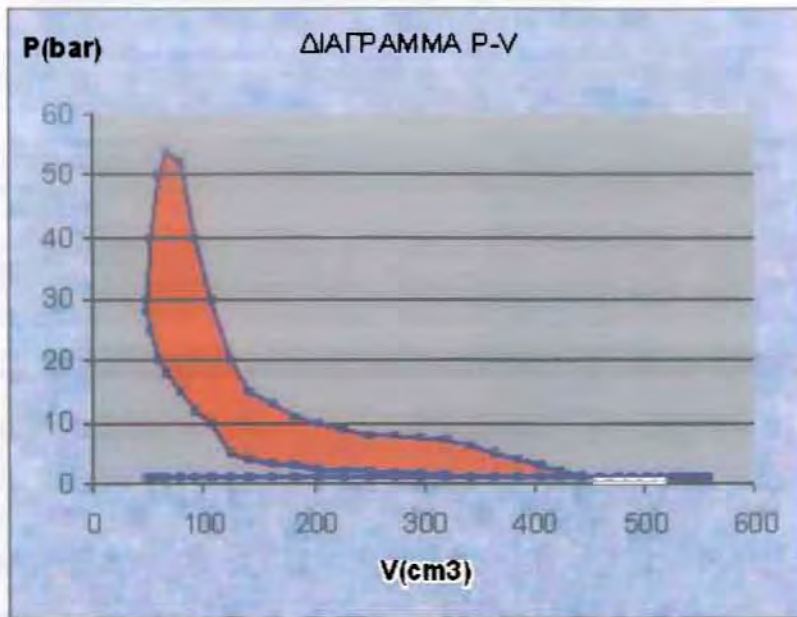
Σχήμα Π.3.4 Διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για πλήρες φορτίο και n=5000 rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



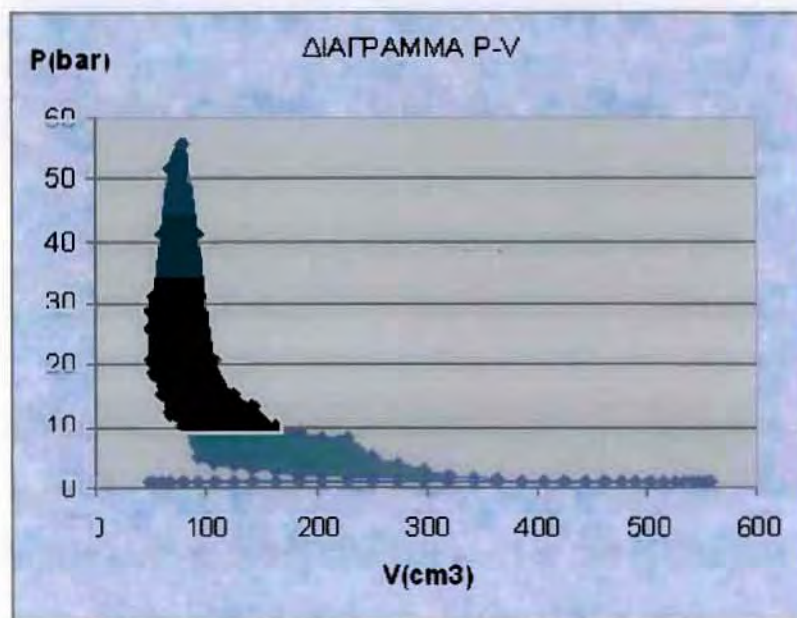
Σχήμα Π.3.5 Διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για πλήρες φορτίο και $n=5500$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



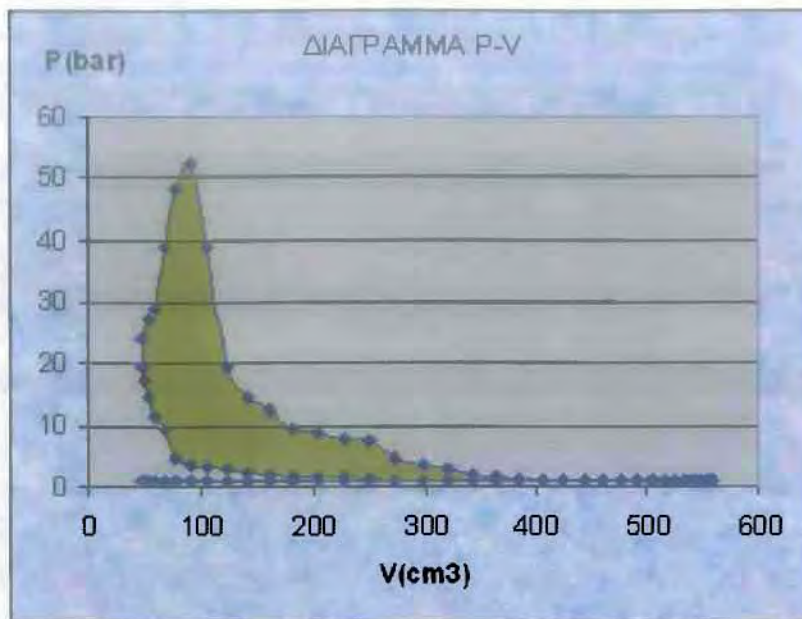
Σχήμα Π.3.6 Διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για πλήρες φορτίο και $n=6000$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



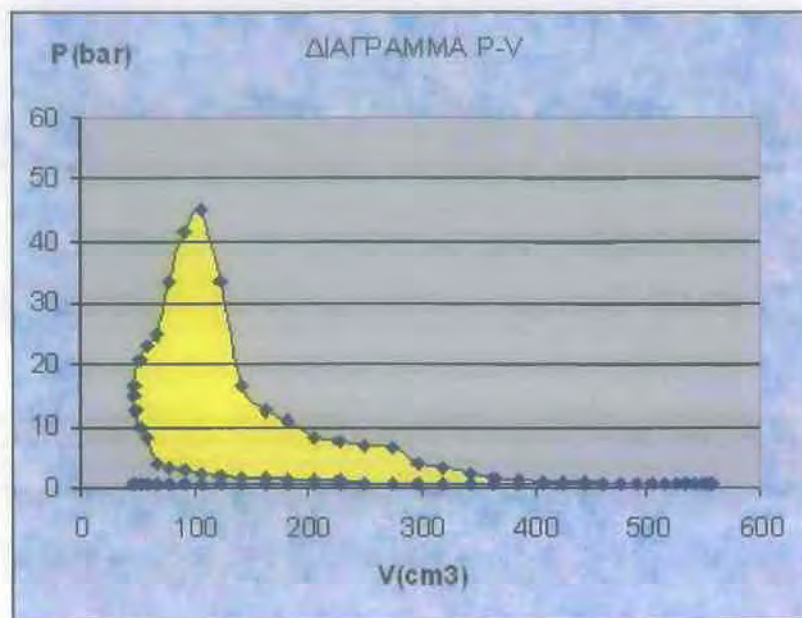
Σχήμα Π.3.7 Διάγραμμα P-V υπό μελέτη Μ.Ε.Κ για πλήρες φορτίο και $n=1000$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



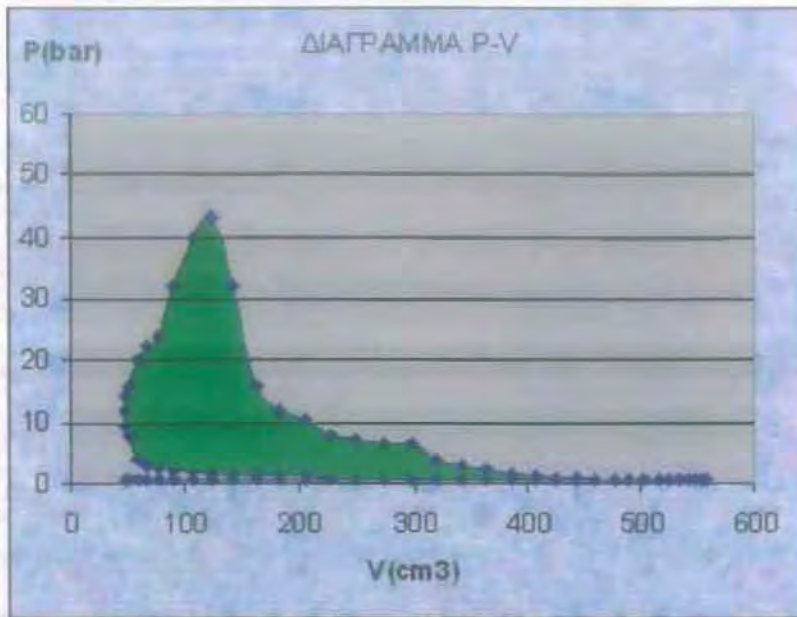
Σχήμα Π.3.8 Διάγραμμα P-V υπό μελέτη Μ.Ε.Κ για πλήρες φορτίο και $n=2000$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



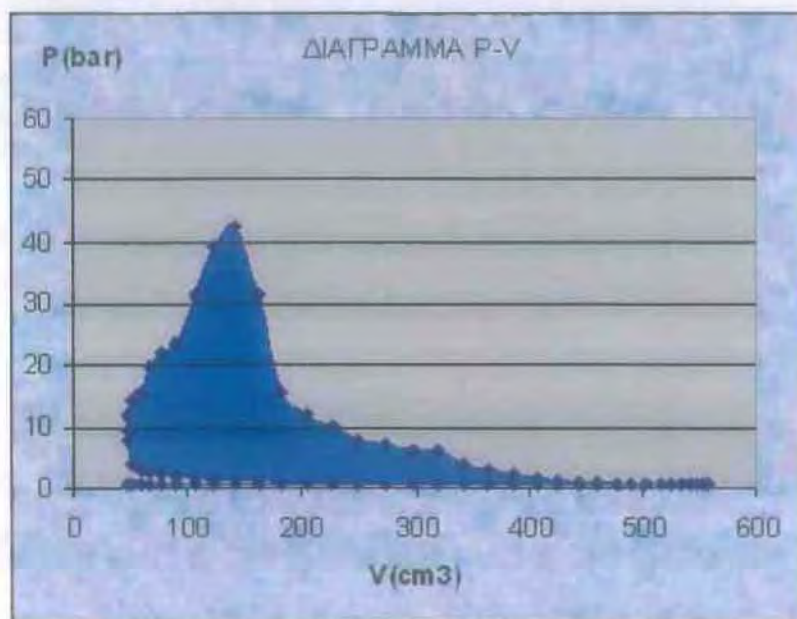
Σχήμα Π.3.9 Διάγραμμα P-V υπό μελέτη Μ.Ε.Κ για πλήρες φορτίο και $n=3000$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



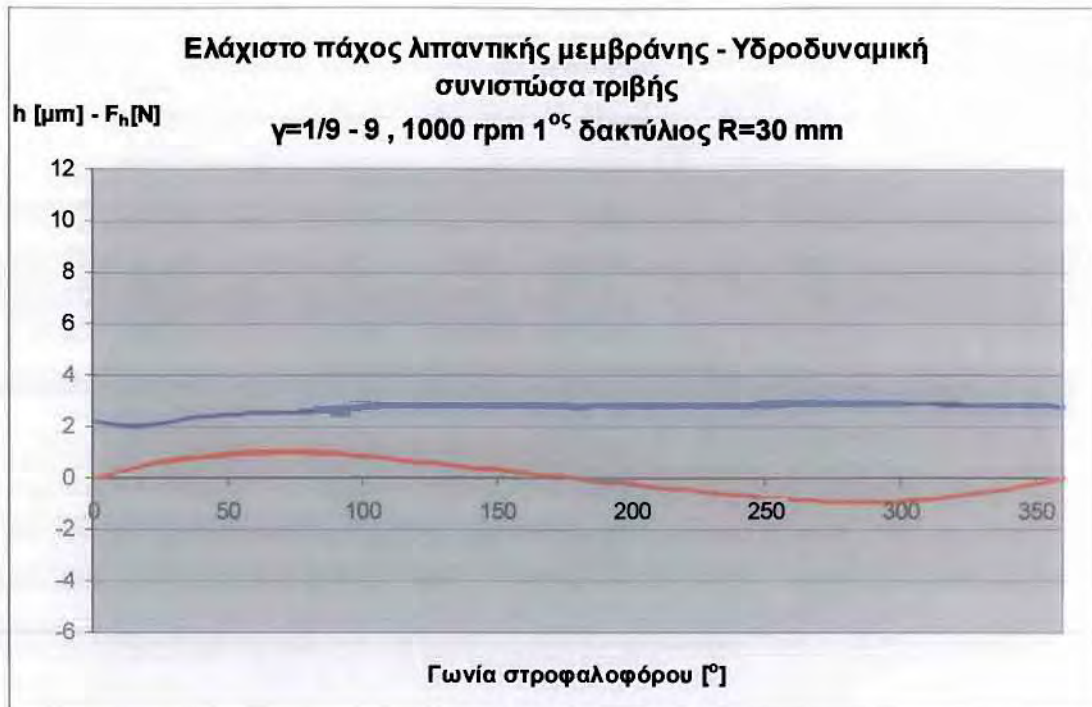
Σχήμα Π.3.10 Διάγραμμα P-V υπό μελέτη Μ.Ε.Κ για πλήρες φορτίο και $n=4000$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



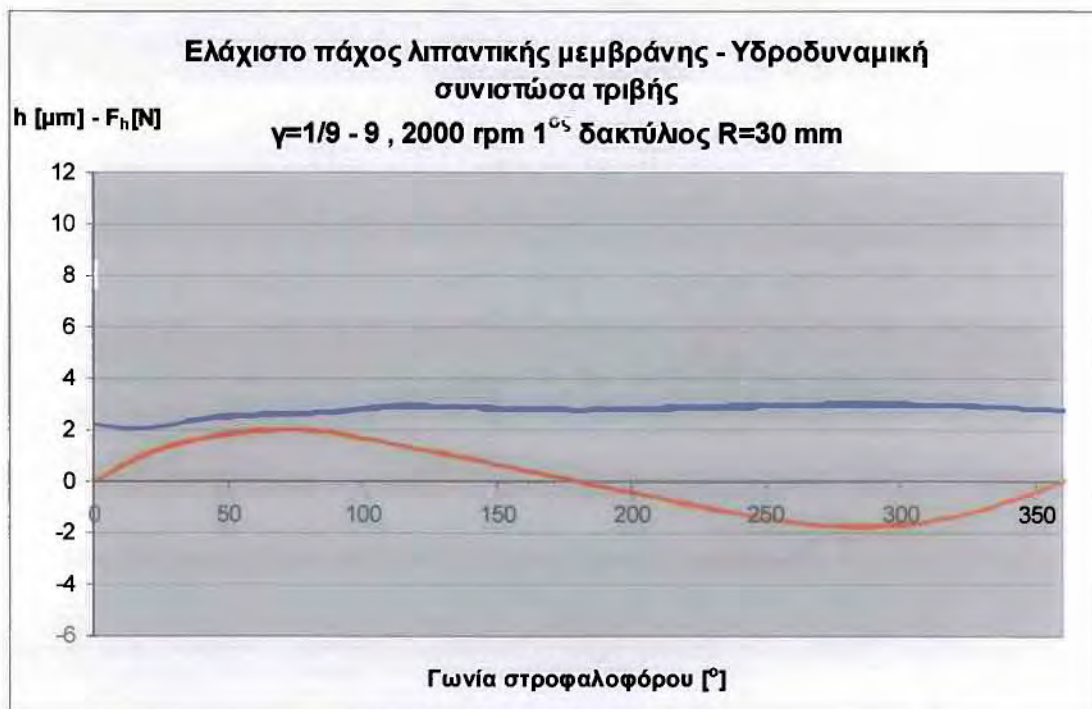
Σχήμα Π.3.11 Διάγραμμα P-V υπό μελέτη Μ.Ε.Κ για πλήρες φορτίο και $n=5000$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



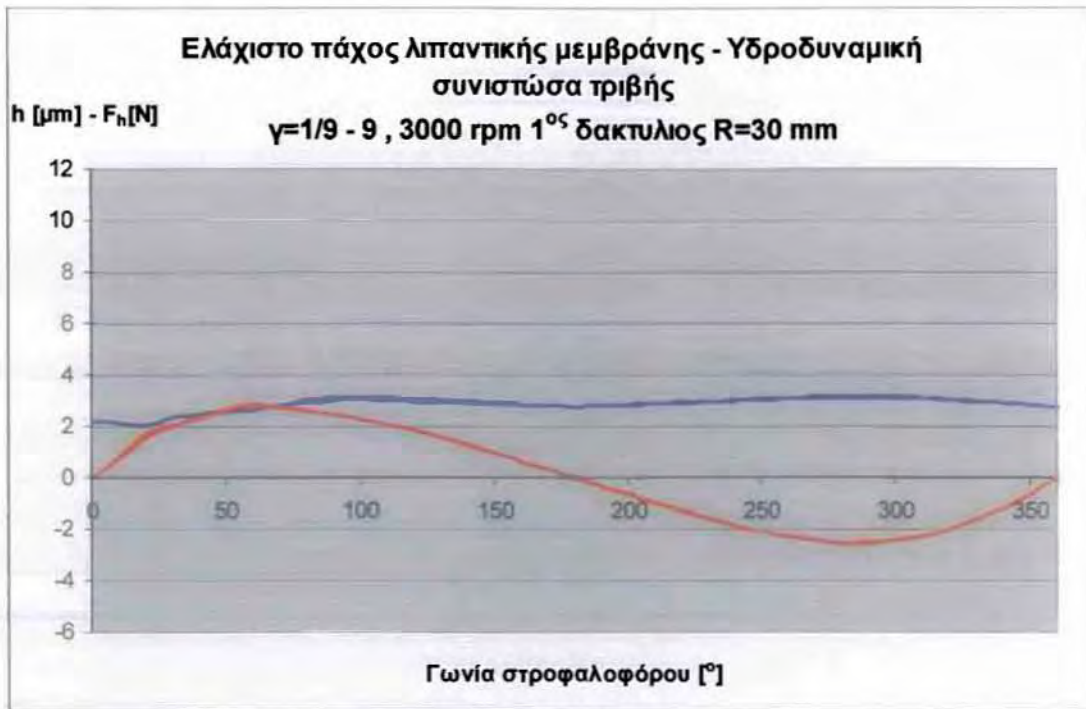
Σχήμα Π.3.12 Διάγραμμα P-V υπό μελέτη Μ.Ε.Κ για πλήρες φορτίο και $n=6000$ rpm. Πειραματικά δεδομένα κινητήρα αντίστοιχου κυβισμού κατασκευής Renault



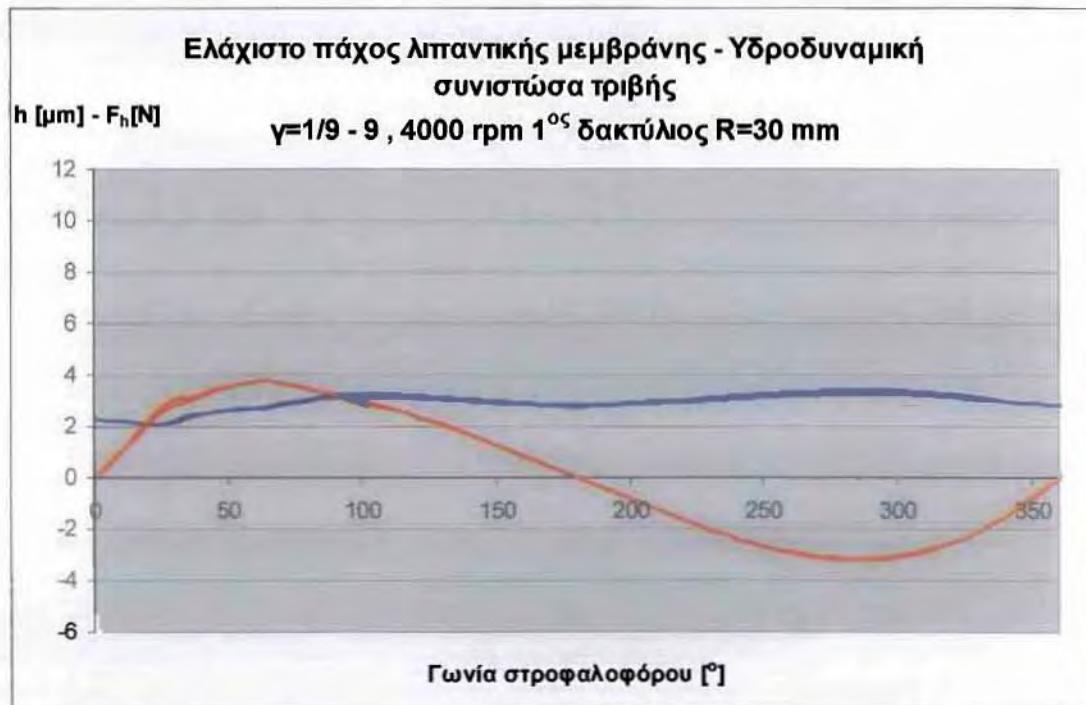
Σχήμα Π.3.13: Συγκριτικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης και υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής 2^η κατάσταση (κόκκινο) 1^η κατάσταση (μπλε)



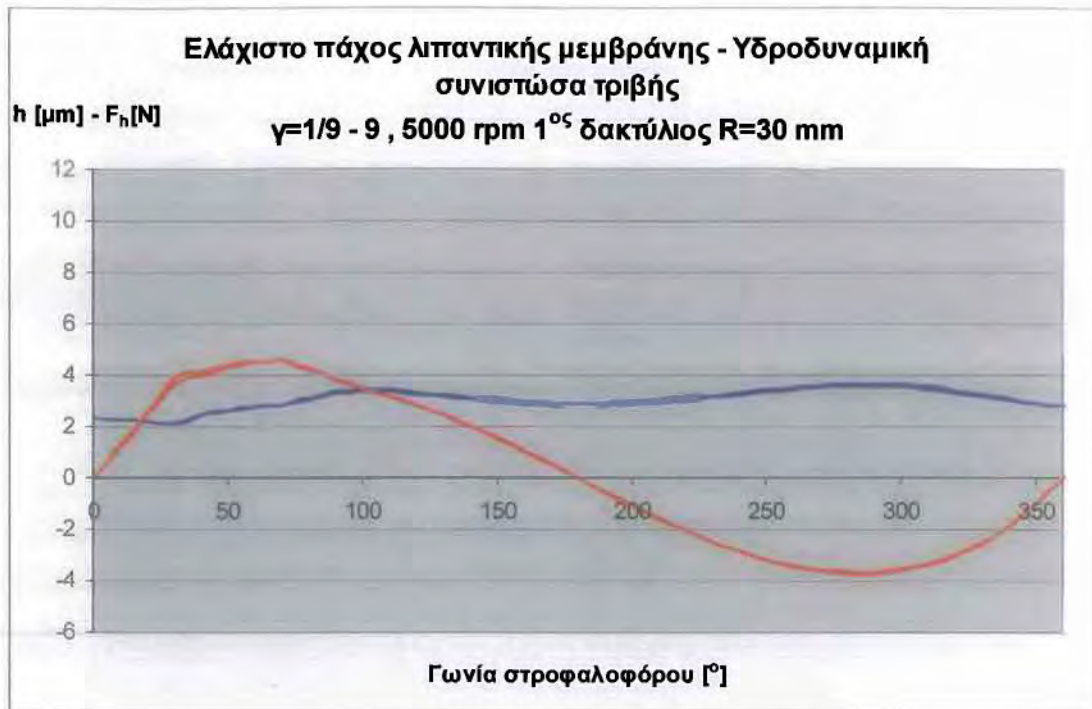
Σχήμα Π.3.14: Συγκριτικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης και υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής 2^η κατάσταση (κόκκινο) 1^η κατάσταση (μπλε)



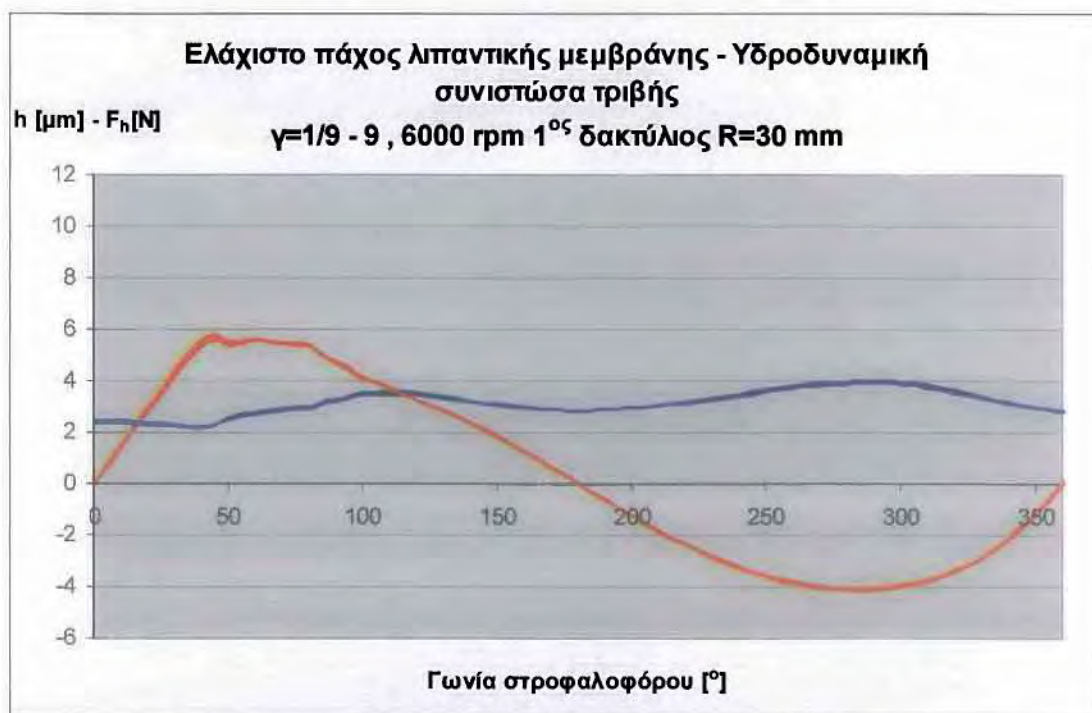
Σχήμα Π.3.15: Συγκριτικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης και υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής 1^η κατάσταση



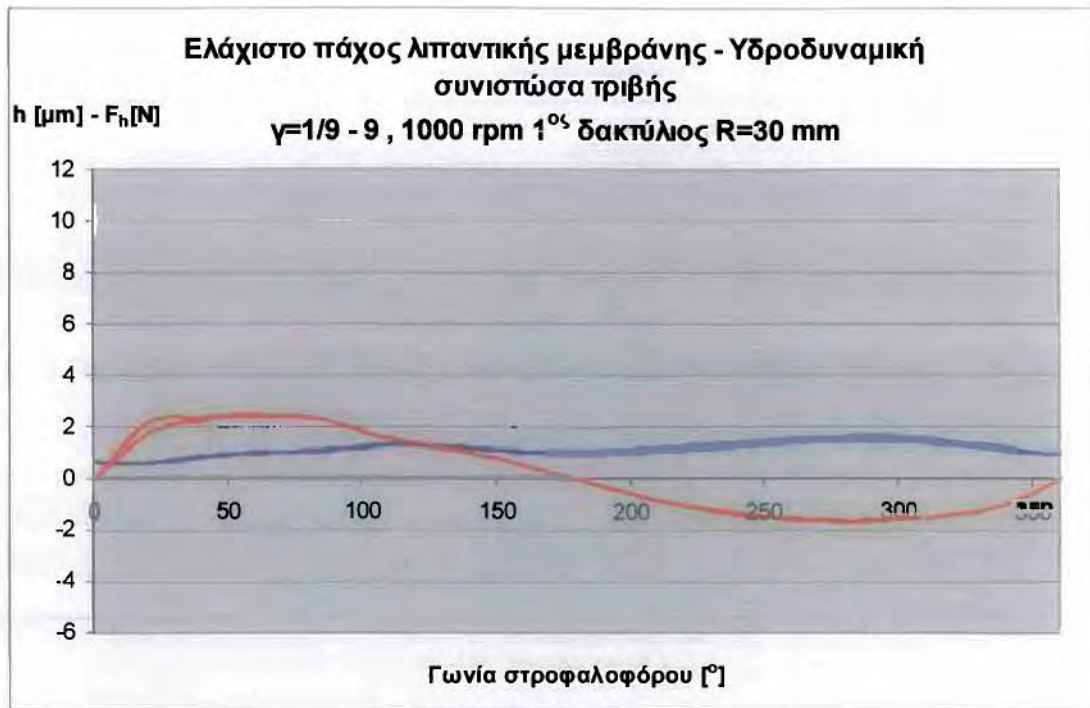
Σχήμα Π.3.16: Συγκριτικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης και υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής 1^η κατάσταση



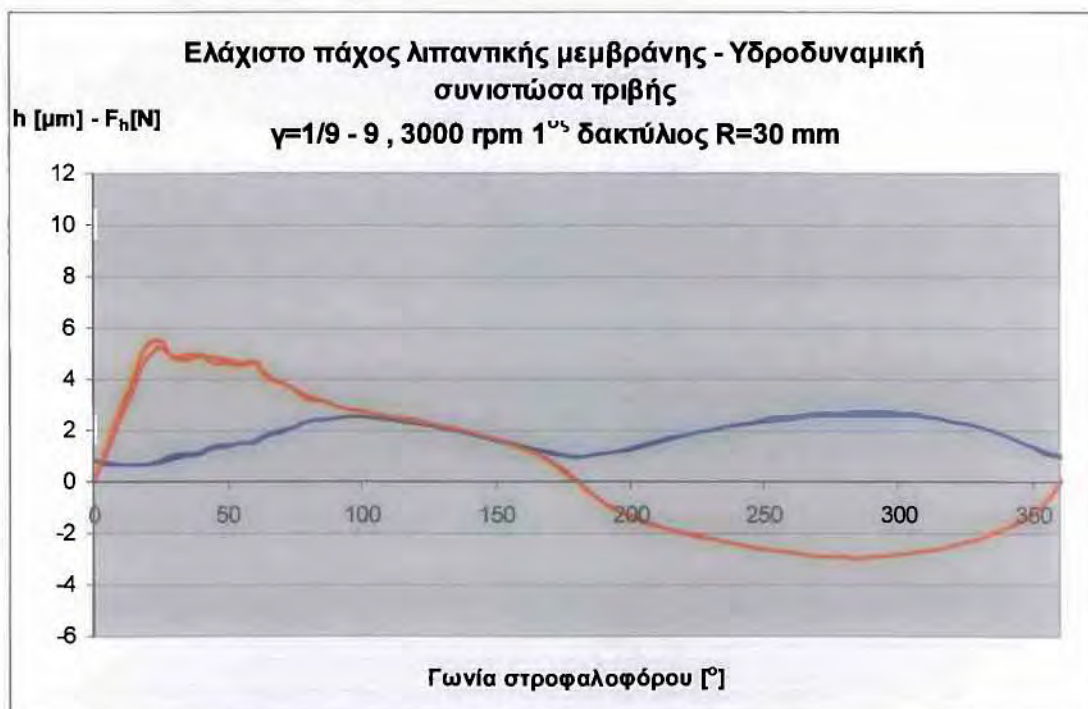
Σχήμα Π.3.17: Συγκριτικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης και υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής 1^η κατάσταση



Σχήμα Π.3.18: Συγκριτικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης και υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής 1^η κατάσταση



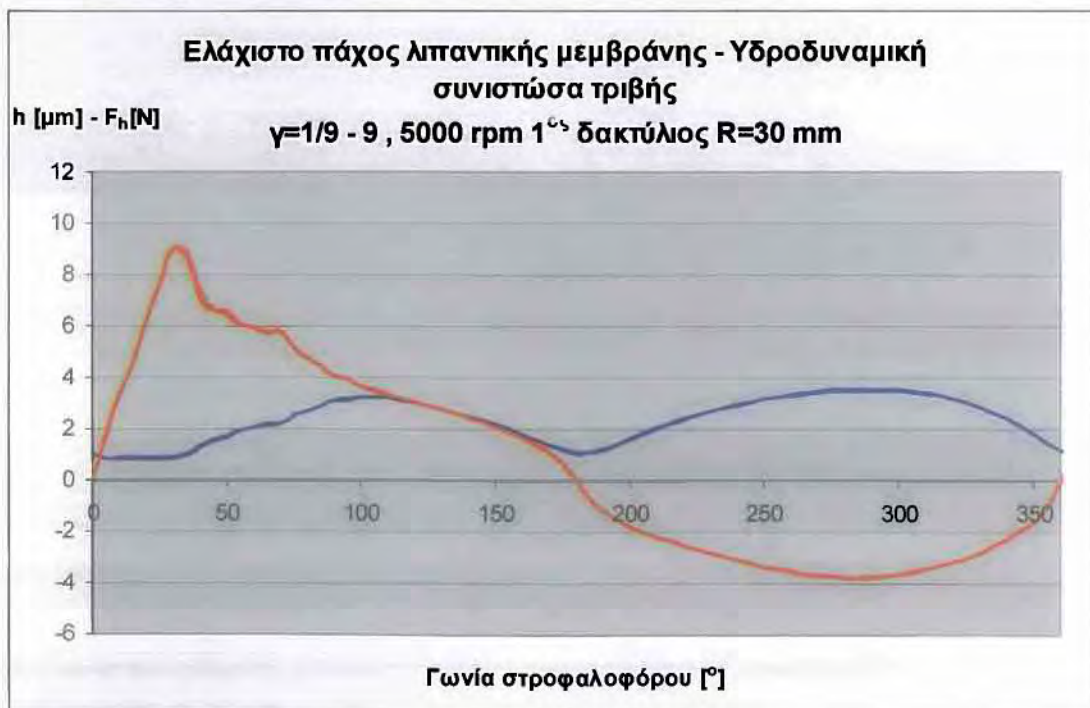
Σχήμα Π.3.19: Συγκριτικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης και υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής 2^η κατάσταση



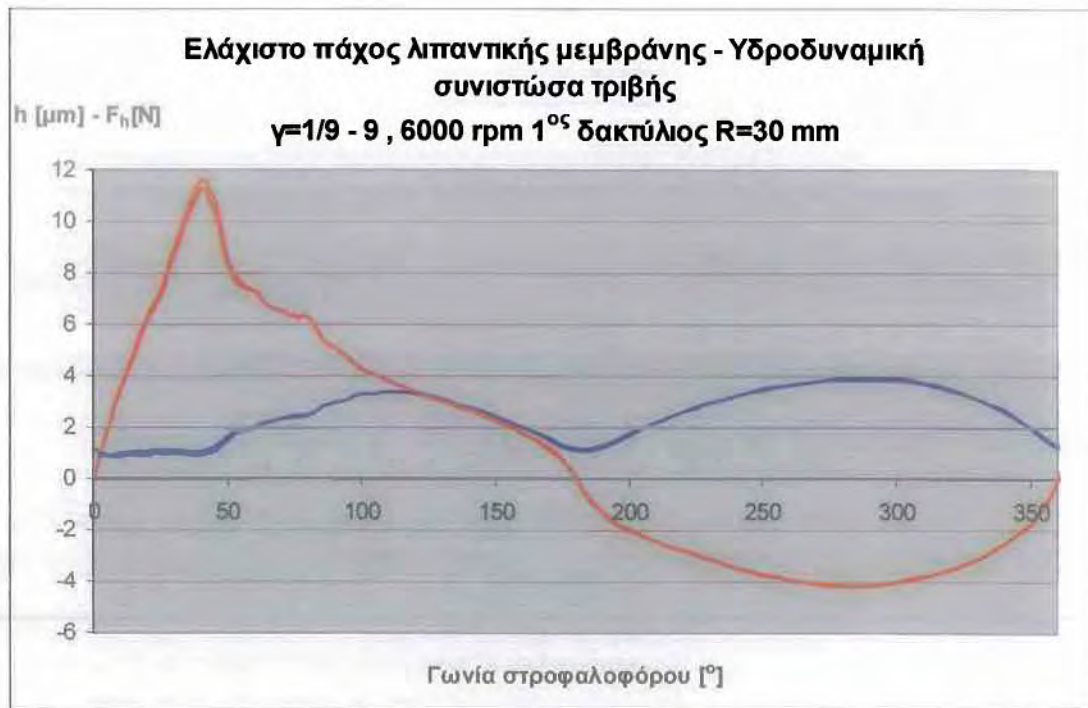
Σχήμα Π.3.20: Συγκριτικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης και υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής 2^η κατάσταση



Σχήμα Π.3.21: Συγκριτικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης και υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής 2^η κατάσταση



Σχήμα Π.3.22: Συγκριτικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης και υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής 2^η κατάσταση



Σχήμα Π.3.23: Συγκριτικό διάγραμμα ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης και υδροδυναμικής συνιστώσας τριβής 2^η κατάσταση



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
 ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ



004000 105742