

ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΤΜΗΜΑ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧ/ΓΩΝ ΜΗΧ/ΚΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

***”ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΚΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ 4-Χ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL MAN
B&W 5L16/24 ΤΟΥ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟΥ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ”***



ΑΤΣΙΔΑΚΟΣ ΓΙΩΡΓΟΣ
ΦΕΒΡΟΥΑΡΙΟΣ 2007

1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	3
1.1	ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ.....	4
2	ΓΕΝΙΚΑ.....	5
2.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	5
2.2	ΛΙΠΑΝΣΗ.....	5
2.3	ΣΥΣΤΗΜΑ ΛΙΠΑΝΣΗΣ.....	5
2.4	ΤΡΙΒΕΣ ΜΗΧΑΝΩΝ.....	7
2.5	ΘΕΜΕΛΙΩΔΕΙΣ ΑΡΧΕΣ ΤΡΙΒΩΝ.....	7
2.6	ΟΡΙΑΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ.....	10
2.7	ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ.....	13
2.8	ΜΙΚΤΗ ΛΙΠΑΝΣΗ.....	14
3	ΤΡΙΒΗ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ.....	15
3.1	ΤΡΙΒΕΣ ΣΥΝΑΡΜΟΓΗΣ ΕΜΒΟΛΟΥ.....	15
3.2	ΤΡΙΒΕΣ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ ΒΑΛΒΙΔΩΝ.....	21
3.3	ΤΡΙΒΕΣ ΠΕΡΙΣΤΡΕΦΟΜΕΝΩΝ ΕΔΡΑΝΩΝ.....	25
4	ΜΑΘΗΜΑΤΙΚΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ.....	36
4.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	36
4.2	ΕΙΔΗ ΜΟΝΤΕΛΩΝ.....	36
4.3	ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΜΕΝΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ.....	38
5	ΜΟΝΤΕΛΟ REZEKA & HENEIN.....	46
5.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	46
5.2	ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ.....	48
6	MAN B&W 5L16/24.....	58
6.1	ΒΑΣΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ 5L16/24.....	58
6.2	ΕΜΒΟΛΟ.....	59
6.3	ΔΙΩΣΤΗΡΑΣ.....	60
7	ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΚΑΙ ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ.....	61
7.1	ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΤΟΥ 4-Χ ΝΑΥΤΙΚΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΣΕ ΣΤΑΘΕΡΑ ΚΑΙ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΑ ΦΟΡΤΙΑ.....	61
7.2	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΣΧΟΛΙΑ.....	92
8	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	95

1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Το θέμα των αναπτυσσόμενων τριβών, κατά τη λειτουργία των ναυτικών κινητήρων, είναι ιδιαίτερης σημασίας στις μέρες μας. Η διαρκώς αυξανόμενη τιμή του πετρελαίου σε συνδυασμό με τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις καθιστούν αναγκαία την βελτίωση της μηχανικής απόδοσης τους.

Η κατανόηση του μηχανισμού της τριβής και ο υπολογισμός της συμβολής των διαφόρων στοιχείων της μηχανής σε αυτήν, είναι απαραίτητα εφόδια για την βελτίωση της μηχανικής απόδοσης.

Προς αυτήν την κατεύθυνση είναι σημαντική η συμβολή των μοντέλων τριβής. Τέτοιου είδους μοντέλα μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε συνδυασμό με θερμοδυναμικά προγράμματα, σε ηλεκτρονικούς υπολογιστές, παρέχοντας μία πλήρη προσομοίωση της λειτουργίας των ναυτικών κινητήρων. Με αυτόν τον τρόπο εξοικονομείται πολύτιμος χρόνος για τον σχεδιασμό και την κατασκευή των μηχανών.

Τα μοντέλα τριβών χωρίζονται σε δύο κατηγορίες:

- Τα μοντέλα μέσης τριβής (τα οποία υπολογίζουν την μέση τριβή ανά κύκλο λειτουργίας)
- Τα μοντέλα στιγμιαίας τριβής (τα οποία υπολογίζουν την στιγμιαία τριβή ανά γωνία στροφάλου)

Στην κατηγορία των μοντέλων μέσης τριβής, που υπολογίζουν την μέση αποτελεσματική πίεση τριβών(FMEP) με χρήση ημιεμπειρικών σχέσεων, ανήκουν:

- McAulay et al [9]
- Millington and Hartles [3]
- Winterbone and Tennant [10]
- Thiele [11]

Στην κατηγορία των μοντέλων στιγμιαίας τριβής ανήκουν:

- Rezek & Henein [12]
- Zweiri et al [13]

Όσον αφορά τα μοντέλα της δεύτερης κατηγορίας, η γνώση της πίεσης των αερίων στο εσωτερικό του κυλίνδρου, σε συνδυασμό με το επιβαλλόμενο φορτίο, δίνουν την στιγμιαία ροπή τριβής. Μέσω αναλυτικών εξισώσεων μπορεί να υπολογιστεί η συμβολή των διαφόρων στοιχείων της μηχανής στην συνολικά αναπτυσσόμενη τριβή.

1.1 ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο σκοπός αυτής της διπλωματικής εργασίας είναι η τριβολογική μοντελοποίηση του 4-X κινητήρα diesel MAN B&W 5L16/24, του εργαστηρίου ναυτικής μηχανολογίας.

Κύριος στόχος είναι:

- Ο καθορισμός των μηχανικών απωλειών του κινητήρα, σε ένα εύρος στροφών και φορτίων, σε κατάσταση μόνιμης λειτουργίας steady-state.
- Ο καθορισμός των μηχανικών απωλειών του κινητήρα σε κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας transient operation.

Μελετήθηκαν αρκετές περιπτώσεις λειτουργίας, ώστε να καλύπτεται ένα ευρύ φάσμα καταστάσεων.

Για την μοντελοποίηση χρησιμοποιήθηκαν:

- Ο θερμοδυναμικός κώδικας MOTHER (μοντελοποίηση θερμοδυναμικών διεργασιών)
- Ημ εμπειρικό μοντέλο τριβών REZEKA & HENEIN (πρόβλεψη μηχανικών απωλειών κινητήρα)

2 ΓΕΝΙΚΑ

2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται μία αναφορά στις κύριες καταστάσεις λίπανσης που εμφανίζονται στις μηχανές. Γίνεται επίσης αναφορά στην τριβή και στις αιτίες ανάπτυξής της. Με βάση αυτές τις δύο αναφορές, ο αναγνώστης θα μπορέσει να κατανοήσει καλύτερα τον μηχανισμό της τριβής, προκειμένου να κρίνει και να σχολιάσει την ποιότητα της νέας πληροφορίας που του παρέχεται.

2.2 ΛΙΠΑΝΣΗ

Το σύστημα λίπανσης και το χρησιμοποιούμενο λιπαντικό μέσο επιτελούν τις εξής διεργασίες:

1. Μειώνουν την αντίσταση τριβής ώστε η μηχανή να έχει όσο το δυνατόν μέγιστη μηχανική απόδοση.
2. Προστατεύουν την μηχανή, από την φθορά που προκαλείται, κατά την διάρκεια της λειτουργίας της.
3. Συμβάλλουν στην ψύξη του εμβόλου και όλων των καταπονούμενων περιοχών της μηχανής.
4. Συμβάλλουν στην απομάκρυνση των υπολειμμάτων καύσης από τις λιπαινόμενες περιοχές.
5. Διατηρούν την διαρροή αερίων και λαδιού, σε χαμηλά επίπεδα, στην περιοχή των ελατηρίων του εμβόλου.

2.3 ΣΥΣΤΗΜΑ ΛΙΠΑΝΣΗΣ

Τα κυριότερα κινούμενα μέρη μίας μηχανής λιπαίνονται προκειμένου να ελαττωθούν, ή τουλάχιστον να μετριαστούν μέχρι έναν βαθμό, οι αναπτυσσόμενες λόγω της κίνησης, τριβές. Η διανομή του λιπαντικού σε αυτά γίνεται μέσω ενός συστήματος ρυθμιζόμενης πίεσης. Ένα παράδειγμα συστήματος λίπανσης μίας αερόψυκτης μηχανής diesel φαίνεται στο σχήμα 1.[1]

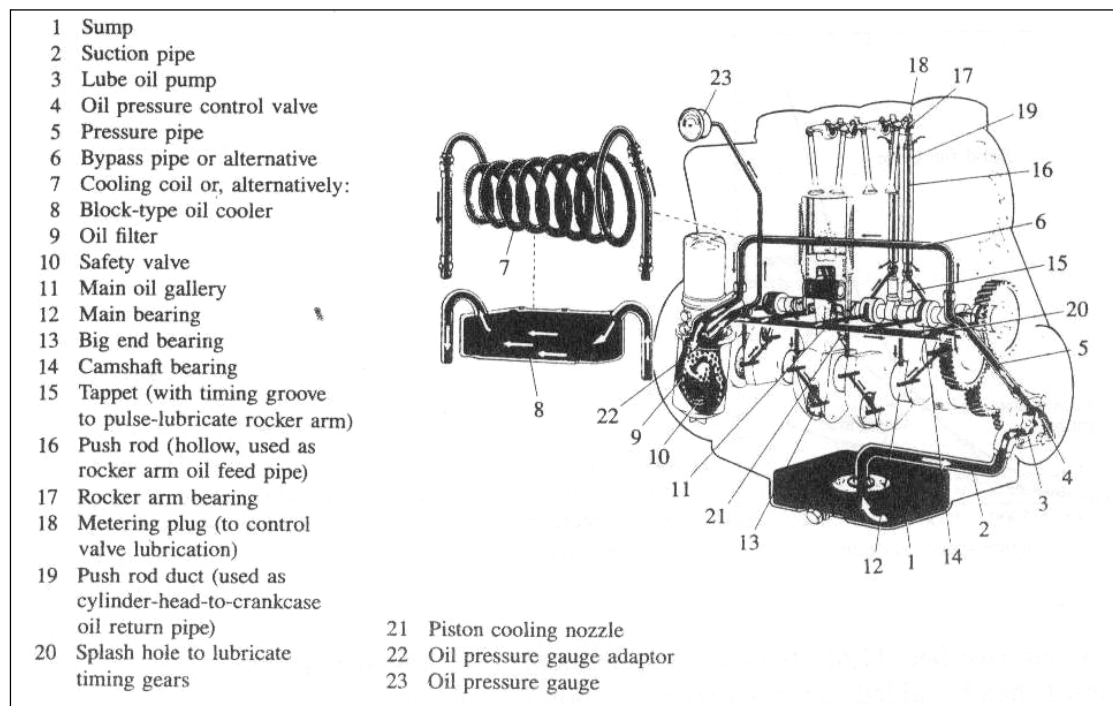
Η αντλία λαδιού αναρροφά λάδι από την ελαιολεκάνη (Κάρτερ) της μηχανής. Στην συνέχεια μεταφέρεται μέσω μίας βαλβίδας ελέγχου στο σύστημα ψύξεως λαδιού (oil cooler). Αφού λοιπόν το λάδι έρθει σε κατάλληλη θερμοκρασία, εισέρχεται στο κύριο χώρο συγκέντρωσης λαδιού, προκειμένου να γίνει διανομή του στα επιμέρους τμήματα της μηχανής.

Μία ποσότητα λαδιού χρησιμοποιείται για την λίπανση των κυρίων εδράνων της μηχανής. Μέσω ενός ειδικά διαμορφωμένου “αγωγού”, στα έδρανα του εκκεντροφόρου άξονα, το λιπαντικό ρέει προς τις “γέφυρες” των ζύγωθρων. Καθώς το λάδι περνάει από τα ζύγωθρα των βαλβίδων και οι γέφυρες των ζύγωθρων ευθυγραμμίζονται, οι βραχίονες και τα στελέχη των βαλβίδων υφίστανται παλμική λίπανση.

Για την ψύξη των εμβόλων και την λίπανση των κυλίνδρων, ψεκάζεται λάδι στο κάτω μέρος του εμβόλου, μέσω ειδικά διαμορφωμένων ακροφυσίων άμεσα συνδεδεμένων με τα κύρια έδρανα. Σφαιρικές βαλβίδες, ενσωματωμένες στα ακροφύσια, διακόπτουν την ψύξη ώστε να διαπιστωθεί εάν η πίεση του λαδιού διατηρείται πάνω από ένα ασφαλές επίπεδο.

Τα γρανάζια (gears), του κύριου μηχανισμού χρονισμού, της μηχανής υφίστανται λίπανση με εκτόξευση (splash lubrication).

Μόλις ολοκληρωθούν οι πιο πάνω διεργασίες το λάδι επιστρέφει στην ελαιολεκάνη από όπου ξεκίνησε.



Σχήμα 1. Σύστημα λίπανσης μίας αερόψυκτης μηχανής diesel.[1]

2.4 ΤΡΙΒΕΣ ΜΗΧΑΝΩΝ

Με την καύση, που πραγματοποιείται μέσα στον κύλινδρο, παράγεται έργο το οποίο μεταφέρεται στο έμβολο. Ένα μεγάλο μέρος αυτού του έργου χάνεται και δεν είναι διαθέσιμο στον κινητήριο άξονα (drive shaft). Αυτό το ποσοστό του παραγόμενου έργου, που δεν είναι διαθέσιμο, αποτελεί το έργο τριβών(friction work). Κατανέμεται, με διάφορους τρόπους, σε διάφορα μέρη της μηχανής όπως π.χ στα βοηθητικά συστήματα (engine auxiliaries).[1]

Το έργο των τριβών αποτελεί ένα μεγάλο μέρος του ενδεικνύμενου έργου(indicated work). Κυμαίνεται μεταξύ του 10% και 100% σε πλήρες φορτίο (full-load) και κενό φορτίο (no-load) αντίστοιχα.

Κατά τον σχεδιασμό των μηχανών λαμβάνεται σοβαρά υπόψη το έργο των τριβών. Κύριος στόχος είναι η κατασκευή μηχανών με όσο το δυνατόν λιγότερες μηχανικές απώλειες. Λιγότερες απώλειες σημαίνει εκμετάλλευση μεγαλύτερου ποσοστού της εκλυόμενης από το καύσιμο ενέργειας.

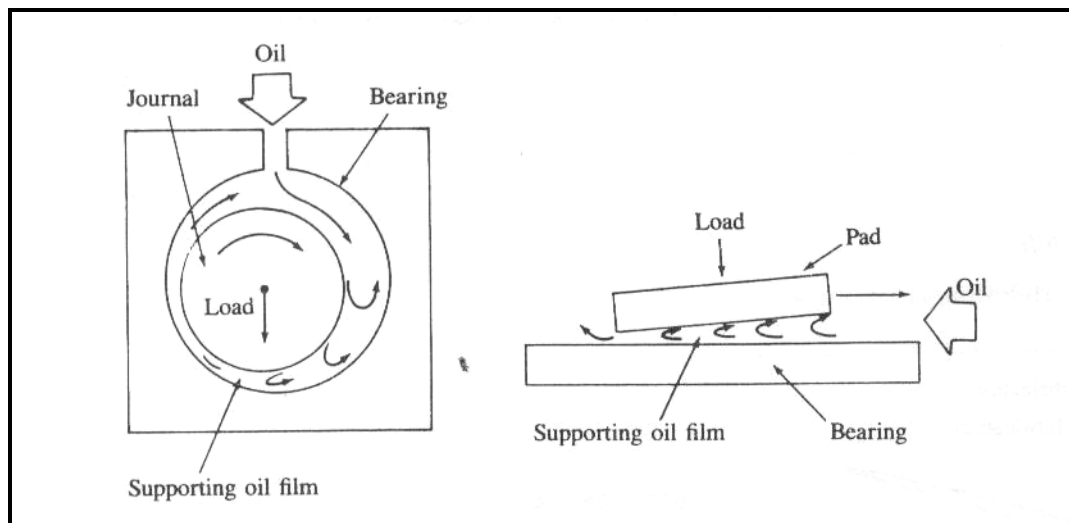
Συχνά, η ουσιαστική διαφορά, που παρατηρείται ανάμεσα σε μία καλά σχεδιασμένη μηχανή και μία μέτρια, είναι η διαφορά που παρουσιάζουν στις μηχανικές απώλειες τους. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι, το μεγαλύτερο μέρος των μηχανικών απωλειών τριβής, μετατρέπεται σε θερμότητα που αποβάλλεται στο σύστημα λίπανσης και ψύξης. Οι μηχανές είναι εφοδιασμένες με σύστημα ψύξεως λαδιού(oil cooler system) και σύστημα ψύξεως νερού, ώστε να γίνεται απομάκρυνση της παραγόμενης θερμότητας. Οι μηχανικές απώλειες, επηρεάζουν το μέγεθος των συστημάτων ψύξης των μηχανών.[1]

2.5 ΘΕΜΕΛΙΩΔΕΙΣ ΑΡΧΕΣ ΤΡΙΒΩΝ

Το μεγάλο κλειδί για την κατανόηση της τριβής, ανάμεσα σε δύο επιφάνειες, μεταξύ των οποίων έχει εναποτεθεί ένα στρώμα λιπαντικού, είναι ο προσδιορισμός του είδους και του μεγέθους των εμπλεκόμενων δυνάμεων. Συνεπώς, διάφορες καταστάσεις λίπανσης μπορεί να υπάρχουν.

Στο σχ. 2 παρουσιάζονται οι καταστάσεις λειτουργίας δύο πολύ διαδεδομένων γεωμετριών για λιπαινόμενα μέρη μίας μηχανής.[1]

1. ένα περιστρεφόμενο έδρανο(journal bearing)
2. ένα έδρανο ολίσθησης(sliding bearing)



Σχήμα 2. Σχηματική αναπαράσταση ενός λιπαινόμενου περιστρεφόμενου εδράνου καθώς και ενός εδράνου ολίσθησης.[1]

Οι διαφορετικές καταστάσεις τριβής λίπανσης μπορούν να αναλυθούν διεξοδικότερα κάνοντας χρήση του διαγράμματος stribeck σχ. 3. [1]

Στο διάγραμμα stribeck, δίδεται συντελεστής τριβής f (εφαπτομενική δύναμη/κάθετη δύναμη), ενός περιστρεφόμενου εδράνου, συναρτήσει της αδιάστατης παραμέτρου

$$\frac{(\mu \cdot N)}{\sigma} \quad : \text{ αριθμός stribeck}$$

Όπου μ = Δυναμική συνεκτικότητα του λαδιού
 N = Η ταχύτητα περιστροφής του άξονα
 σ = Δύναμη φόρτισης ανά μονάδα επιφάνειας

Για επίπεδες επιφάνειες ολίσθησης, η αδιάστατη παράμετρος γίνεται:

$$\frac{(\mu \cdot U)}{(\sigma \cdot b)} \quad : \text{ αριθμός stribeck για επίπεδες επιφάνειες ολίσθησης}$$

Όπου U = Η σχετική ταχύτητα ολίσθησης των επιφανειών.

b = Το πλάτος της επιφάνειας ολίσθησης στην κατεύθυνση της κίνησης.

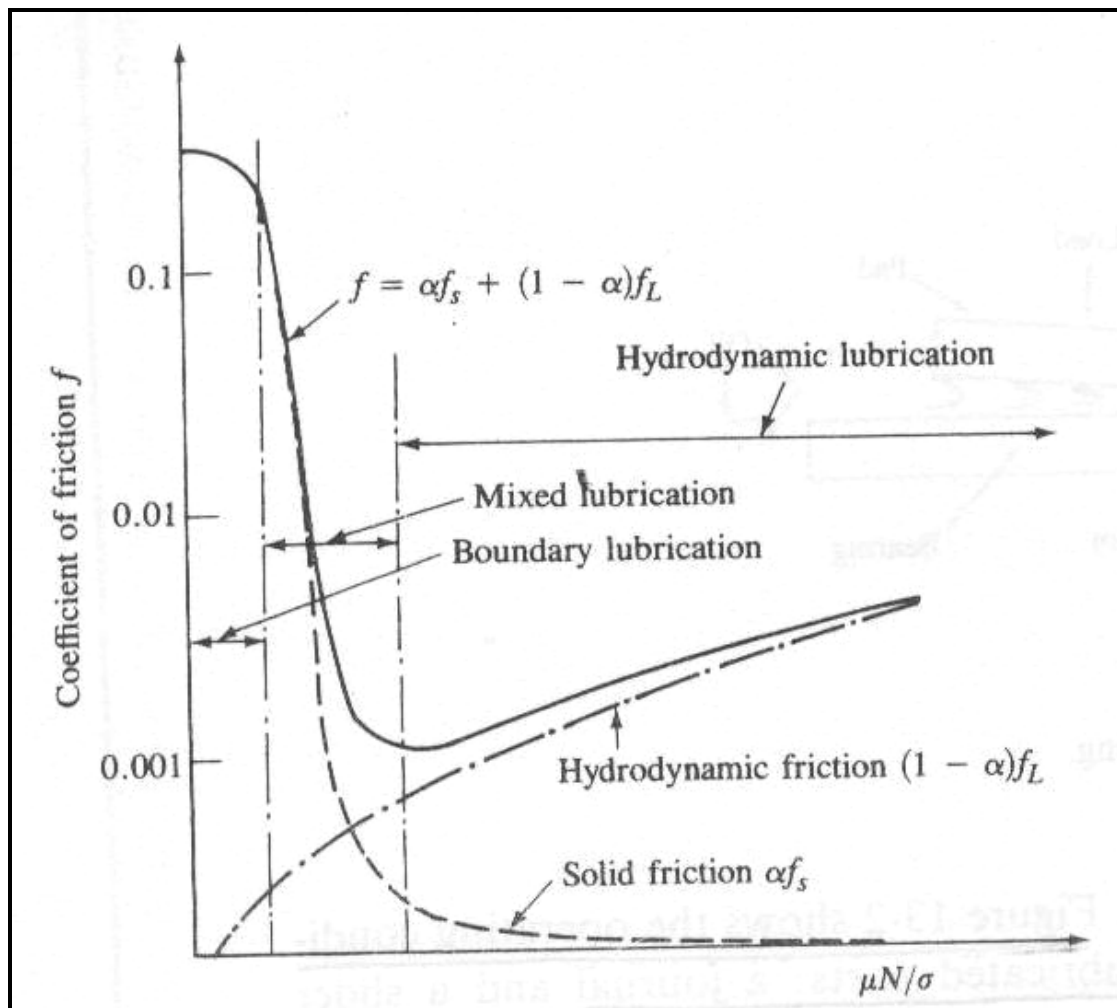
Ο συντελεστής τριβής υπολογίζεται με την βοήθεια της σχέσης:

$$f = a \cdot fs + (1 - a) \cdot fL$$

Όπου fs = Ο συντελεστής ξηρής τριβής.

fL = Ο υδροδυναμικός συντελεστής τριβής.

a = Σταθερά με τιμές μεταξύ $0 \rightarrow 1$



Σχήμα 3. Διάγραμμα stribeck για περιστρεφόμενα έδρανα. Συντελεστής τριβής f συναρτήσει της αδιάστατης παραμέτρου $\mu N/\sigma$. [1]

2.6 ΟΡΙΑΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ

Όταν $a \rightarrow 1$, τότε $f \rightarrow f_s$ και η τριβή καλείται οριακή (boundary friction). Στην κατάσταση οριακής λίπανσης, το στρώμα του λιπαντικού, ανάμεσα στις τριβόμενες επιφάνειες, είναι αρκετά μειωμένο. Συνεπώς, δεν μπορεί να αποτραπεί η άμεση επαφή των δύο μεταλλικών επιφανειών. Συχνά αναφέρεται και σαν τριβή coulomb. Κατ' αυτή, η δύναμη τριβής είναι ανάλογη με το κάθετο φορτίο σύμφωνα με τη σχέση:

$$F = f \cdot w$$

Όπου F = Η δύναμη της τριβής
 f = Ο συντελεστής τριβής
 w = Το κάθετο φορτίο

Ο συντελεστής τριβής, στην κατάσταση οριακής λίπανσης, δεν εξαρτάται από την συνεκτικότητα του λαδιού, την ταχύτητα ολίσθησης και το φορτίο. Μπορεί όμως να επηρεαστεί από το υλικό των επιφανειών και από διάφορα πρόσθετα του λιπαντικού.

Το σχήμα 3, που αναφέρεται σε περιστρεφόμενα έδρανα, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για όλα τα μέρη της μηχανής, που βρίσκονται σε σχετική κίνηση με ένα λιπαντικό μέσο ανάμεσά τους.[1]

Όπως προαναφέρθηκε, σε κατάσταση οριακής λίπανσης, η τριβή που αναπτύσσεται ανάμεσα σε δύο επιφάνειες, προσδιορίζεται μέσω των ιδιοτήτων των επιφανειών αλλά και του ίδιου του λιπαντικού που βρίσκεται ανάμεσα τους.

Οι σημαντικότερες ιδιότητες των επιφανειών είναι η τραχύτητα, σκληρότητα, ελαστικότητα, πλαστικότητα, μηχανική αντοχή, θερμική αγωγιμότητα και η ικανότητα διαβροχής σε σχέση με το χρησιμοποιούμενο λιπαντικό μέσο.

Οι κυριότερες ιδιότητες του λιπαντικού χωρίζονται σε επιφανειακές ή χημικές. Καθορίζουν την ικανότητα των μορίων του να προσκολλώνται στην επιφάνεια των στερεών σωμάτων που βρίσκονται σε σχετική κίνηση.

Το σχήμα 4, παρουσιάζει δύο επιφάνειες υπό καθεστώς οριακής λίπανσης. Εξαιτίας της τραχύτητας των επιφανειών, η πραγματική επιφάνεια επαφής είναι πολύ μικρότερη της φαινόμενης.[1]

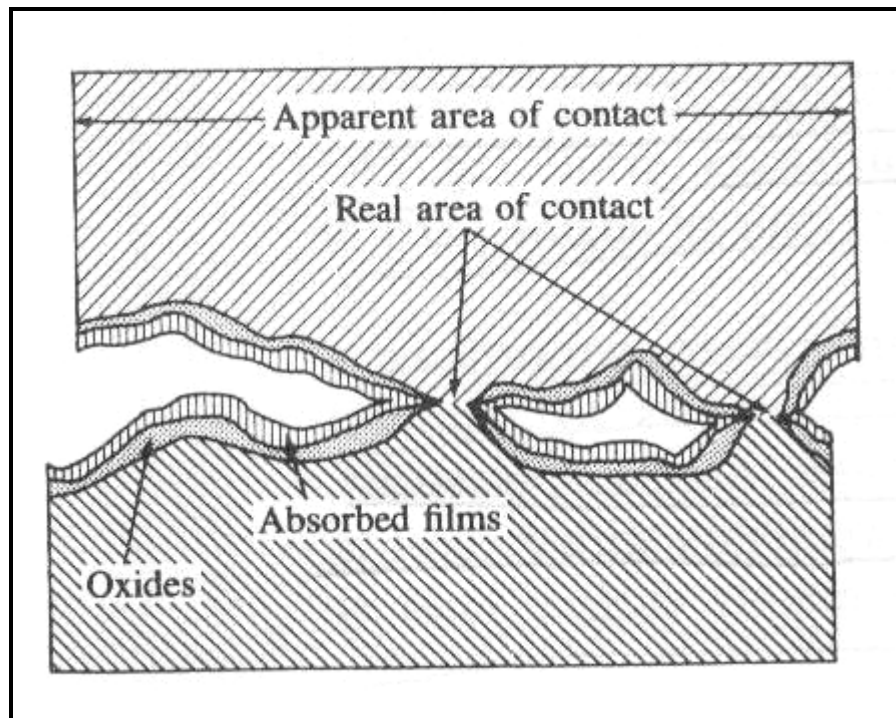
Οι επιφάνειες είναι καλυμμένες από στρώματα οξειδίων και από στρώματα που έχουν απορροφήσει λάδι που εμποδίζουν την επαφή μετάλλου με μέταλλο.

Η πραγματική επιφάνεια επαφής Ar είναι ίση με το πηλίκο του κάθετου φορτίου F_n προς την τάση διαρροής σ_m .

$$Ar = \frac{F_n}{\sigma_m}$$

Η δύναμη που απαιτείται, για να προκαλέσει επαπτομενική κίνηση, ισούται με το γινόμενο της πραγματικής επιφάνειας επαφής (A_r) και της διατμητικής τάσης του υλικού (τ_m).

$$F_t = A_r \cdot \tau_m$$



Σχήμα 4. Σχηματική αναπαράσταση δύο επιφανειών που βρίσκονται σε σχετική κίνηση υπό καθεστώς οριακής λίπανσης.[1]

Συνεπώς ο συντελεστής τριβής δίνεται από τη σχέση:

$$f = \frac{F_t}{F_n} = \frac{\tau_m}{\sigma_m}$$

Η οριακή λίπανση εμφανίζεται κατά την εκκίνηση και το σταμάτημα στα έδρανα, στα έμβολα και στα ελατήρια. Κατά τη φυσιολογική λειτουργία της μηχανής εμφανίζεται μεταξύ των ελατηρίων του εμβόλου και της εσωτερικής επιφάνειας του χιτωνίου, μεταξύ στοιχείων της μηχανής που φέρουν υψηλό φορτίο και μεταξύ αργά κινούμενων στοιχείων όπως μηχανισμοί βαλβίδων, γρανάζια και ιμάντες χρονισμού του στροφάλου.

2.7 ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ

Όταν $a \rightarrow 0$, τότε $f \rightarrow fL$ και η τριβή καλείται υδροδυναμική (hydrodynamic) ή ιξώδης (viscous). Σε αυτήν την περίπτωση το στρώμα λιπαντικού έχει τη δυνατότητα, λόγω ικανού πάχους και πίεσης, να κρατήσει σε ασφαλή απόσταση μεταξύ τους δύο επιφάνειες, που βρίσκονται σε σχετική κίνηση.[1]

Η τριβή στην υδροδυναμική λίπανση εξαρτάται από τη γεωμετρία, την ταχύτητα και την συνεκτικότητα του λιπαντικού.

$$F = \frac{\mu \cdot A \cdot U}{h}$$

Όπου F = Δύναμη τριβής

μ = Συνεκτικότητα

A = Επιφάνεια

U = Ταχύτητα

h = Πάχος στρώματος λιπαντικού

Από τη σχέση αυτή φαίνεται ότι η δύναμη της τριβής είναι αντιστρόφως ανάλογη του πάχους του στρώματος του λιπαντικού. Έτσι για μια δεδομένη γεωμετρία μείωση του πάχους του στρώματος οδηγεί σε αύξηση της αναπτυσσόμενης τριβής. Όμως λεπτότερα στρώματα λιπαντικού αναπτύσσουν υψηλότερες πιέσεις και έτσι μπορούν να φέρουν μεγαλύτερα φορτία.

Το τελικό αποτέλεσμα είναι ότι καθώς αυξάνεται το εξασκούμενο φορτίο ο συντελεστής τριβής μειώνεται, όπως φαίνεται στο υδροδυναμικό τμήμα μίας καμπύλης stribeck.

Υδροδυναμική λίπανση εμφανίζεται μεταξύ δύο συγκλινουσών επιφανειών, κινούμενων σε σχετικά υψηλές ταχύτητες, οι οποίες φέρουν περιορισμένο φορτίο. Τέτοιου είδους λίπανση εμφανίζεται μεταξύ των εδράνων της μηχανής, μεταξύ της ποδιάς του εμβόλου και του χιτωνίου του κυλίνδρου, καθώς επίσης και μεταξύ των ελατηρίων του εμβόλου και του χιτωνίου του κυλίνδρου σε υψηλές ταχύτητες ολίσθησης.

Στην περίπτωση της υδροδυναμικής λίπανσης, στο εσωτερικό του λιπαντικού στρώματος, αναπτύσσονται διαμητικές δυνάμεις η τιμή των οποίων δίνεται από τη σχέση:

$$\tau = \mu \cdot \left(\frac{dv}{dy} \right)$$

Όπου μ = Συνεκτικότητα του ρευστού(fluid viscosity)

$\left(\frac{dv}{dy} \right)$ = Η μεταβολή της ταχύτητας κατά μήκος του λιπαντικού στρώματος.

2.8 ΜΙΚΤΗ ΛΙΠΑΝΣΗ

Μεταξύ της οριακής και της υδροδυναμικής λίπανσης υπάρχει μία ενδιάμεση κατάσταση. Η ενδιάμεση κατάσταση καλείται μικτή διότι συνδυάζει στοιχεία και από τις δύο προαναφερθείσες καταστάσεις. Η κατάσταση μικτής λίπανσης είναι ουσιαστικά η κατάσταση μετάβασης από οριακή λίπανση σε υδροδυναμική και αντίστροφα.

Η υδροδυναμική λίπανση σταματάει μόλις το πάχος του στρώματος λιπαντικού γίνει περίπου ίσο με το ύψος της τραχύτητας των επιφανειών. Στην ιξώδη τριβή τότε προστίθεται η ξηρή τριβή, μεταξύ των μεταλλικών επιφανειών που έρχονται σε επαφή, στις κορυφές των ανωμαλιών που δημιουργούν την τραχύτητα των επιφανειών. Σε αυτή τη φάση συνυπάρχουν και η υδροδυναμική αλλά και η οριακή λίπανση.

Η υφή των επιφανειών ελέγχει την μετάβαση από υδροδυναμική σε μικτή λίπανση. Σκληρότερες επιφάνειες κάνουν την μετάβαση αυτή σε χαμηλότερα φορτία.

Επίσης απότομες αλλαγές στο φορτίο, διακυμάνσεις στην ταχύτητα ή ακόμα και διάφορες μηχανικές ταλαντώσεις, μπορεί να οδηγήσουν σε κατάσταση μικτής λίπανσης. Αυτό το φαινόμενο εμφανίζεται στο διωστήρα (connecting rod) καθώς επίσης και στα έδρανα του στροφαλοφόρου, όπου παρουσιάζεται περιοδικά επαφή μετάλλου με μέταλλο, λόγω απότομων διασπάσεων του στρώματος του λαδιού.

Η επιφάνεια μεταξύ των ελατηρίων του εμβόλου και των χιτωνίων, είναι μία περιοχή στην οποία εμφανίζεται μικτή λίπανση. Αυτό οφείλεται στις συχνές διακυμάνσεις στο φορτίο, τη θερμοκρασία αλλά και την ταχύτητα.[1]

3 ΤΡΙΒΗ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται μία περιγραφή των διάφορων στοιχείων της μηχανής που συμβάλλουν στην ανάπτυξη της τριβής. Γίνεται αναφορά στην διάταξη του εμβόλου, στον κινηματικό μηχανισμό των βαλβίδων και στα περιστρεφόμενα έδρανα της μηχανής. Για κάθε ένα ξεχωριστά, προβάλλεται η αιτία ανάπτυξης τριβών και σε ορισμένες περιπτώσεις προτείνονται διατάξεις μειωμένης τριβής, όπως θα δούμε στην συνέχεια.

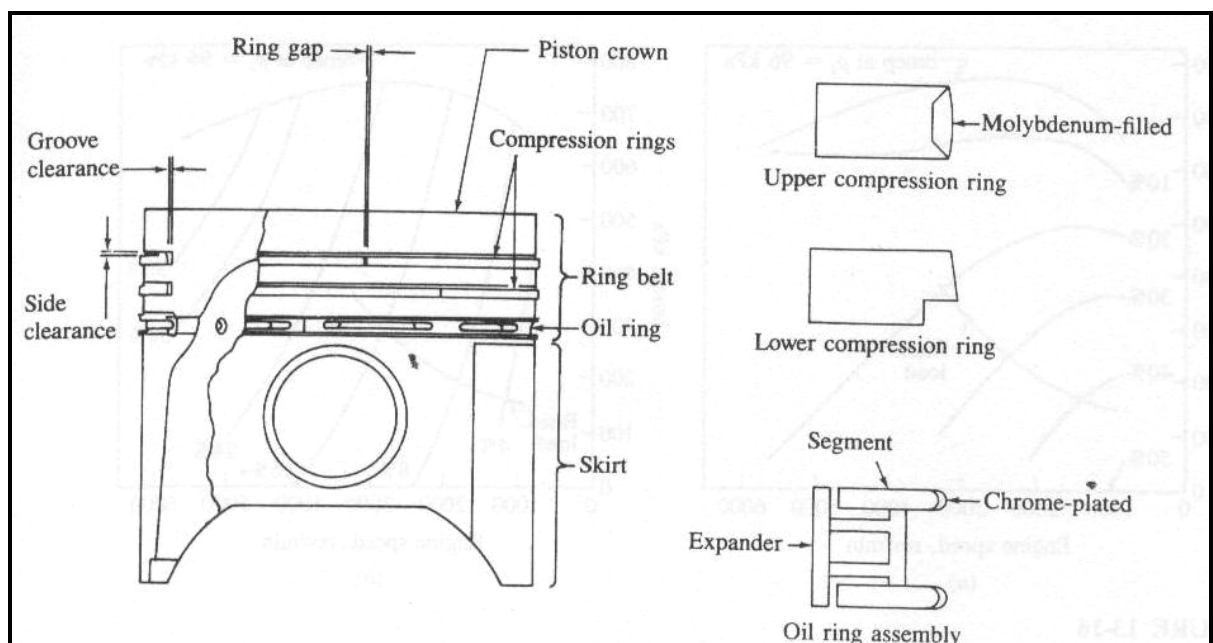
3.1 ΤΡΙΒΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΜΒΟΛΟΥ(PISTON ASSEMBLY FRICTION)

Γενικά

Στο σχήμα 5, παρουσιάζεται μία τυπική διάταξη εμβόλου με τα ελατήρια συμπίεσης και λίπανσης.[1]

Όταν ο διωστήρας βρίσκεται σε γωνία $\varphi \neq 0$ ως προς τον άξονα συμμετρίας του κυλίνδρου, ασκούνται φορτία στην ποδιά του εμβόλου. Έτσι, η ποδιά θεωρείται περιοχή φορτιζόμενου εδράνου.

Τα ελατήρια ελέγχουν την λίπανση, μεταξύ του εμβόλου και του χιτωνίου, σχηματίζοντας ένα στρώμα λιπαντικού ανάμεσά τους.



Σχήμα 5. Τυπική διάταξη εμβόλου[1]

Όπως προαναφέρθηκε, το έμβολο διαθέτει δύο ειδών ελατήρια. Τα ελατήρια συμπίεσης και τα ελατήρια λίπανσης.[1]

Ο σκοπός ύπαρξής τους είναι:

A)Στεγανοποιούν το χώρο μεταξύ της άνω επιφάνειας του εμβόλου και του κυλίνδρου. Είναι ο χώρος μέσα στον οποίο πραγματοποιείται η καύση και όλες οι σχετικές διεργασίες (θάλαμος καύσης). Επομένως, τα ελατήρια συμπίεσης έχουν σαν στόχο, την αποφυγή διαφυγής αερίων προς τον στροφαλοθάλαμο και την διατήρηση μίας υψηλής πίεσης στον θάλαμο καύσης.

B)Παρέχουν την ακριβή ποσότητα λιπαντικού στην επιφάνεια του κυλίνδρου, ώστε να αντέξει την ροπή και τις υψηλές δυνάμεις, που απορρέουν από την καύση σε υψηλές ταχύτητες. Την ίδια στιγμή, ελέγχουν την ποσότητα του λιπαντικού, φροντίζοντας να διατηρείται μέσα σε επιθυμητά όρια, ώστε να μην γίνεται υπερκατανάλωση με αρνητικές επιπτώσεις.

Γ)Ελέγχουν τη θερμοκρασία του εμβόλου. Αυτό επιτυγχάνεται βοηθώντας την μεταφορά θερμότητας στα τοιχώματα του κυλίνδρου αλλά και στο ψυκτικό μέσο.

Συνήθως στις μικρές και μεσαίες μηχανές έχουμε τρία ελατήρια στο έμβολο. Τα δύο πρώτα είναι συμπίεσης. Το τρίτο και κατώτερο είναι αυτό της λίπανσης. Σε περιπτώσεις μεγαλύτερων μηχανών diesel μπορεί να γίνει χρήση και τεσσάρων ελατηρίων.

Στην αγορά υπάρχουν διάφορα σχέδια ελατηρίων. Η ουσιαστικότερη διαφορά που παρουσιάζουν συναντάται στην εγκάρσια διατομή τους και στην ευκαμψία τους. Η δεύτερη διαφορά συνίσταται στην αντοχή που παρουσιάζουν σε φθορά μετά από χρήση.

Τα ελατήρια του εμβόλου, λόγω της τάσης που δέχονται κατά την τοποθέτηση του μέσα στον κύλινδρο, ασκούν δυνάμεις στα τοιχώματα του κυλίνδρου. Με αυτόν τον τρόπο συνεισφέρουν στην αναπτυσσόμενη τριβή της μηχανής.

Η πίεση των αερίων, στο πρώτο δαχτυλίδι συμπίεσης, συμβάλλει στην αύξηση της ακτινικής δύναμης που ασκείται από το δαχτυλίδι στα τοιχώματα του χιτωνίου. Στο δεύτερο δαχτυλίδι συμπίεσης, η πίεση των αερίων, είναι αισθητά μικρότερη. Η πίεση αυτή είναι συνάρτηση του φορτίου και της ταχύτητας της μηχανής .

Τα ελατήρια λίπανσης, εξαιτίας της ισχυρότερης τάσης που δέχονται ώστε να ρυθμίζουν σωστά τη διανομή του λιπαντικού, συνήθως λειτουργούν κάτω από συνθήκες οριακής λίπανσης. Η τριβή που προκαλείται από τα ελατήρια λίπανσης είναι σχεδόν διπλάσια αυτής που ασκεί κάθε ένα δαχτυλίδι συμπίεσης ξεχωριστά.

Το έμβολο είναι η κυρίαρχη πηγή τριβής της μηχανής. Τα στοιχεία τα οποία συνεισφέρουν στην τριβή είναι:

- Τα ελατήρια συμπίεσης (compression rings)
- Τα ελατήρια λίπανσης (oil control rings)
- Η ποδιά του εμβόλου (piston skirt)
- Ο πείρος του εμβόλου (piston pin)

Οι δυνάμεις που ασκούνται στην συναρμογή του εμβόλου είναι :

- Δυνάμεις λόγω της πίεσης των αερίων στο θάλαμο καύσης
- Οι αδρανειακές δυνάμεις που σχετίζονται με τη μάζα και την ταχύτητα των διαφόρων στοιχείων

Οι σημαντικότεροι κατασκευαστικοί παράγοντες, που επηρεάζουν την τριβή που προκαλείται από τα διάφορα στοιχεία του εμβόλου, είναι:

- Το πλάτος των ελατηρίων.
- Η διαμόρφωση της επιφάνειας των ελατηρίων.
- Η εφαρμοζόμενη τάση στα ελατήρια, ώστε να κλείσουν και να εισέλθουν μαζί με το έμβολο στον κύλινδρο.
- Το διάκενο των ελατηρίων.
- Η θερμοκρασία του χιτωνίου.
- Η γεωμετρία της ποδιάς.

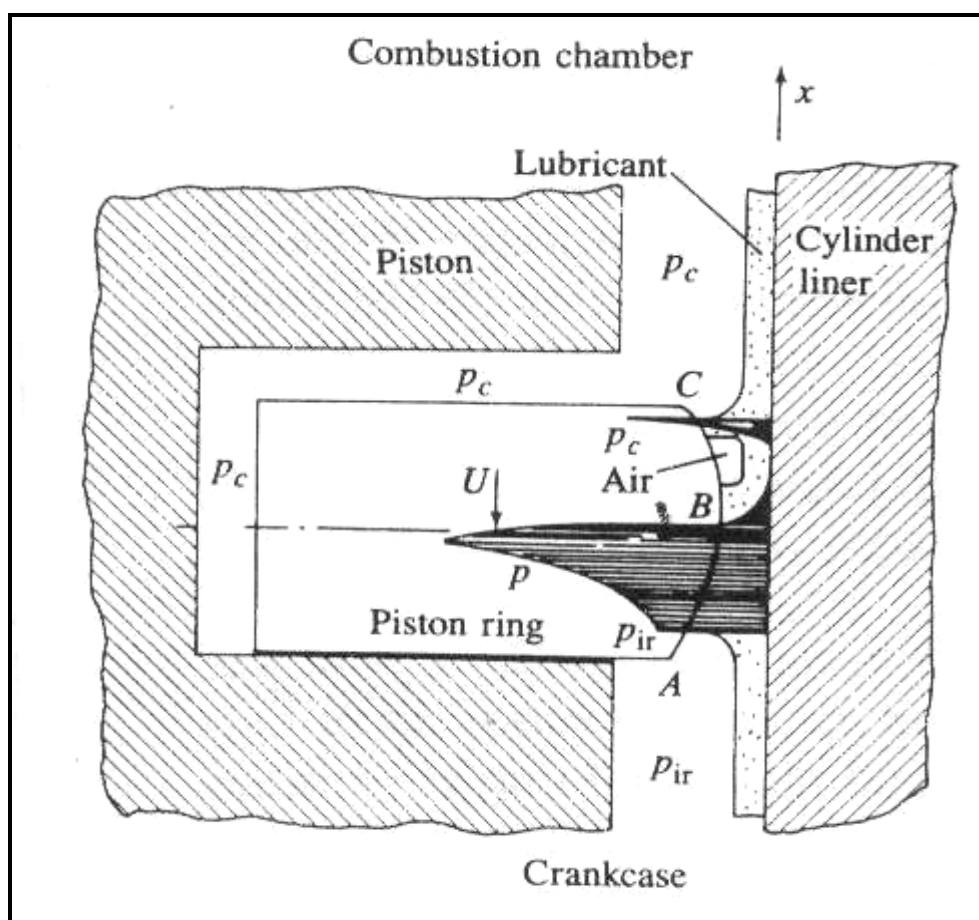
Όπως προαναφέρθηκε κυρίαρχο ρόλο, σε ότι έχει σχέση με την τριβή που αναπτύσσεται από το έμβολο, διαδραματίζει η τριβή που αναπτύσσεται από τα ελατήρια.

Οι δυνάμεις, οι οποίες ασκούνται, σε ένα τυπικό δαχτυλίδι συμπίεσης, το οποίο λιπαίνεται μέσω ενός λεπτού στρώματος λαδιού, παρουσιάζονται στο σχήμα 6.

Η ανάλυση αυτής της υδροδυναμικής επαφής είναι περίπλοκη. Οι δυνάμεις που ασκούνται μεταβάλλονται συναρτήσει του χρόνου και της διαμόρφωσης της επιφάνειας των ελατηρίων.

Η πίεση του κυλίνδρου p_c ενεργεί στο άνω και πίσω μέρος του ελατηρίου. Η p_{ir} , δηλαδή η πίεση των αερίων μεταξύ πρώτου και δεύτερου ελατηρίου, ενεργεί στο κάτω μέρος του ελατηρίου και στο στρώμα λαδιού.

Η πίεση στο στρώμα λαδιού αναπτύσσεται, όπως φαίνεται στην επιφάνεια A-B του σχήματος 6, καθώς το δαχτυλίδι κινείται προς τα κάτω. Το στρώμα λαδιού θεωρείται ότι σπηλαιώνεται (δημιουργία φυσαλίδων) ή αποκολλάται στο διάστημα B-C. Σε αυτό το διάστημα η πίεση μειώνεται μέχρι κάποια ελάχιστη τιμή και στην συνέχεια αυξάνεται μέχρι να πάρει πάλι την τιμή p_c . Το διάστημα C-B, όταν η κίνηση αντιστρέφεται, γίνεται η περιοχή ανάπτυξης της πίεσης.[1]



Σχήμα 6. Σχηματική αναπαράσταση της λίπανσης ελατηρίου M.E.K κατά την φάση της εκτόνωσης.[1]

Ανώτερο δαχτυλίδι συμπίεσης

Το ανώτερο δαχτυλίδι συμπίεσης συνήθως κατασκευάζεται από χυτοσίδηρο. Η αξονική του διαμόρφωση είναι τέτοια ώστε να διευκολύνει την υδροδυναμική λίπανση.

Συνήθη σχήματα είναι :

1. Μία ορθογωνική εγκάρσια διατομή με ειδικά διαμορφωμένες άκρες ώστε να αποφεύγεται η προσκόλληση τους στα αυλάκια του εμβόλου.
2. Εργαζόμενη επιφάνεια διαμορφωμένη σε σχήμα “βαρελιού”, ώστε να μπορεί να προσαρμόζεται στην περιστροφή του εμβόλου, η οποία εμφανίζεται όταν υπάρχει μικρή ποδιά στο έμβολο.

Στην εξωτερική όψη του ελατηρίου συνήθως εναποτίθεται μία επικάλυψη η οποία συμβάλλει στην αντίσταση σε φθορά.

Δεύτερο δαχτυλίδι συμπίεσης

Το δεύτερο δαχτυλίδι συμπίεσης έχει σαν πρωταρχικό στόχο την μείωση της πτώσης πίεσης που παρατηρείται στο ανώτερο δαχτυλίδι. Σε περίπτωση που το περιβάλλον λειτουργίας είναι λιγότερο επίπονο, το δεύτερο δαχτυλίδι συμπίεσης, κατασκευάζεται έτσι ώστε να είναι πιο εύκαμπτο, συμβάλλοντας καλύτερα στον έλεγχο του λαδιού.

Ο αντικειμενικός στόχος είναι, να αντισταθμιστεί η στρεπτική απόκλιση του ελατηρίου, η οποία εμφανίζεται υπό την επιβολή φορτίου. Με αυτόν τον τρόπο αποφεύγεται η επαφή της άνω άκρης του ελατηρίου με τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Η επαφή αυτή τείνει να αντλήσει λιπαντικό, στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης, μειώνοντας την απόδοση του ελατηρίου λίπανσης.

Η επαφή της κάτω άκρης του ελατηρίου με τα τοιχώματα, παρέχει την απαιτούμενη απόρριψη λαδιού κατά την διαδρομή του εμβόλου προς τα κάτω (down stroke).

Δαχτυλίδι λίπανσης

Το δαχτυλίδι λίπανσης, διανέμει το λάδι το οποίο οδηγείται στα τοιχώματα του κυλίνδρου και επαναφέρει στην ελαιολεκάνη την πλεονάζουσα ποσότητα. Πρέπει να είναι κατάλληλα κατασκευασμένο ώστε να ασκεί αρκετή πίεση στα τοιχώματα του κυλίνδρου και να παρέχει επαρκή αποστράγγιση λαδιού.

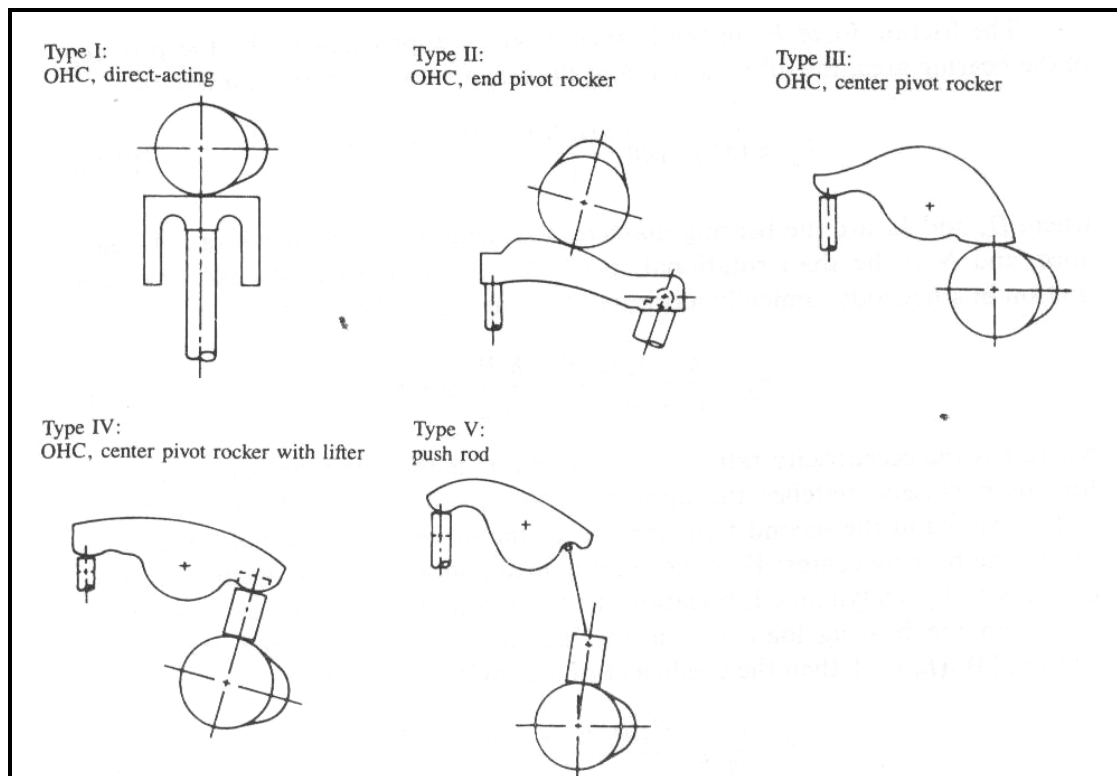
3.2 ΤΡΙΒΕΣ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ ΒΑΛΒΙΔΩΝ (VALVE TRAIN FRICTION)

Ο κινηματικός μηχανισμός των βαλβίδων δέχεται υψηλά φορτία σε όλο το εύρος ταχυτήτων της μηχανής. Σε χαμηλές ταχύτητες τα φορτία οφείλονται στις δυνάμεις που ασκούνται στα ελατήρια τους. Σε υψηλές ταχύτητες κυριαρχούν οι αδρανειακές δυνάμεις μάζας των διαφόρων στοιχείων του μηχανισμού.

Οι μορφές του μηχανισμού των βαλβίδων μπορούν να κατηγοριοποιηθούν, σύμφωνα με τον τύπο της διάταξης τους, όπως φαίνεται στο σχ. 7.[1]

Μεγάλες βαλβίδες και υψηλές ταχύτητες αυξάνουν τα επιβαλλόμενα φορτία και την τριβή.

Οι διαφορές στην τριβή μεταξύ των διαφόρων διατάξεων είναι δύσκολο να προσδιοριστούν.

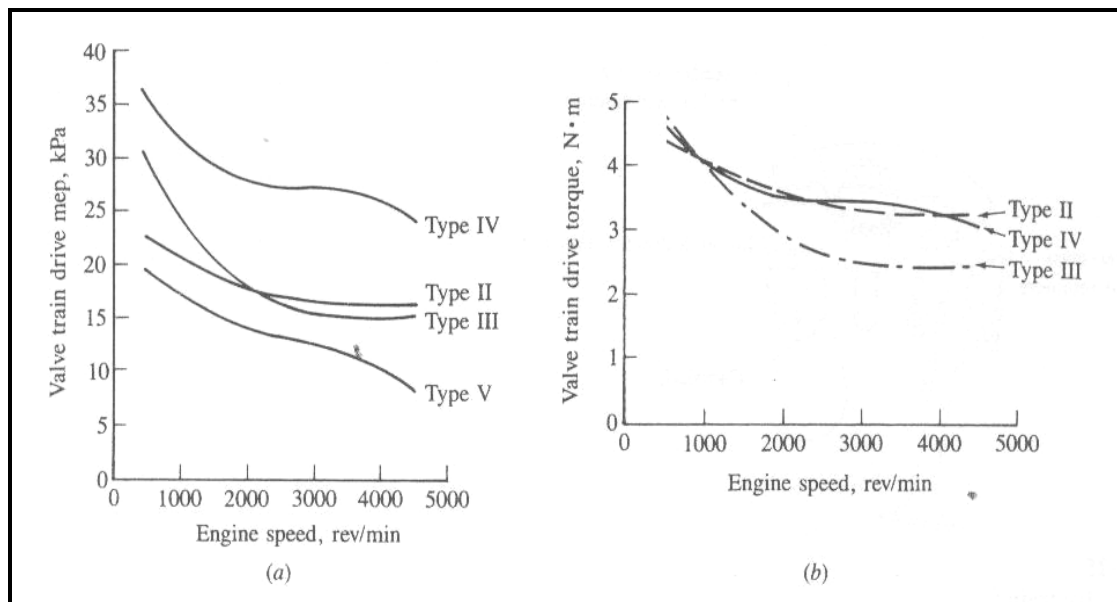


Σχήμα 7. Διαφορετικοί τύποι διάταξης βαλβίδων[1]

Στο σχήμα 8α παρουσιάζονται, πειραματικές μετρήσεις, σε διάφορες διατάξεις βαλβίδων, με αποκλίσεις της τάξεως του $\pm 30\%$. Στο σχήμα 8β παρουσιάζεται η ροπή τριβής, για τρεις διαφορετικές μηχανές, μετά την επιβολή κοινού φορτίου στα ελατήρια των βαλβίδων.

Από τα σχήματα 8(α)(β) γίνεται φανερό ότι, στις χαμηλές ταχύτητες της μηχανής, το κυρίαρχο καθεστώς λίπανσης που επικρατεί, στον μηχανισμό των βαλβίδων, είναι η οριακή λίπανση.[1]

Συνήθως στην επαφή του ανυψωτή(lifter) και του έκκεντρου(cam) αναπτύσσεται το μεγαλύτερο ποσοστό τριβής.

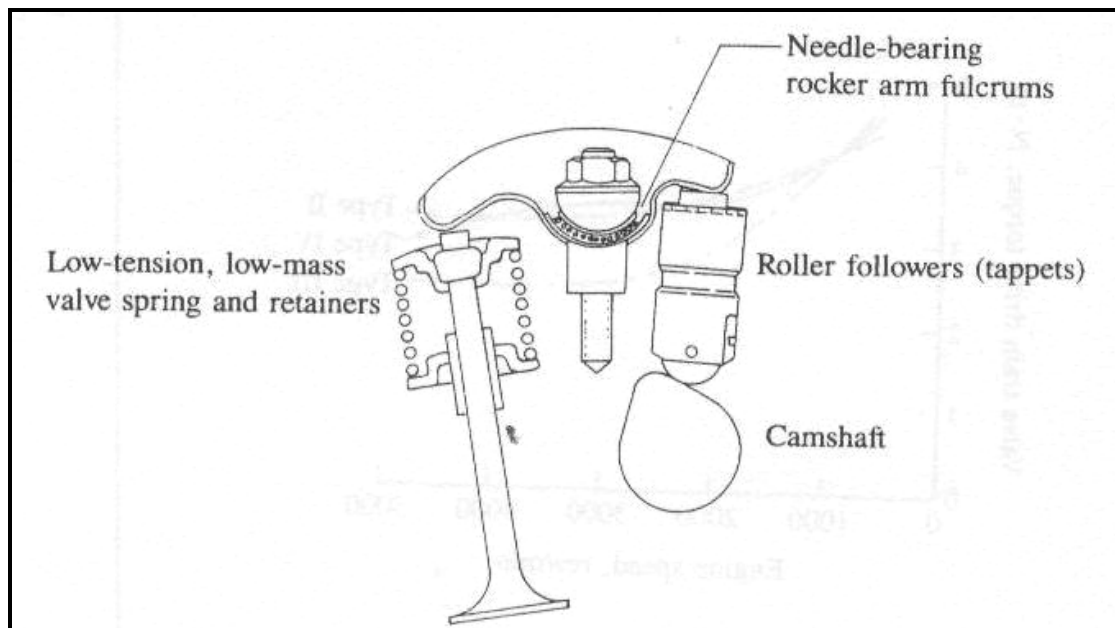


Σχήμα 8. (α) Συνολική μέση πίεση τριβών του μηχανισμού των βαλβίδων συναρτήσει της ταχύτητας για τέσσερις διαφορετικές διατάξεις βαλβίδων.[1]
 (β) Ροπή τριβών για τρεις διαφορετικές μηχανές μετά από επιβολή κοινού φορτίου.[1]

Αποτελεσματικές μέθοδοι μείωσης της τριβής του μηχανισμού είναι:

1. Μείωση του φορτίου των ελατηρίων των βαλβίδων και της μάζας τους.
2. Χρήση “βελονοειδών” εδράνων (needle bearing) ως υπομόχλιου στα ζύγωθρα.
3. Χρήση κυλινδρικού βάκτρου.

Μία τέτοια διάταξη χαμηλής τριβής φαίνεται στο σχ. 9. Με χρήση τέτοιων διατάξεων μπορεί να επιτευχθεί μείωση, μέχρι και 50%, της τριβής του μηχανισμού των βαλβίδων.[1]

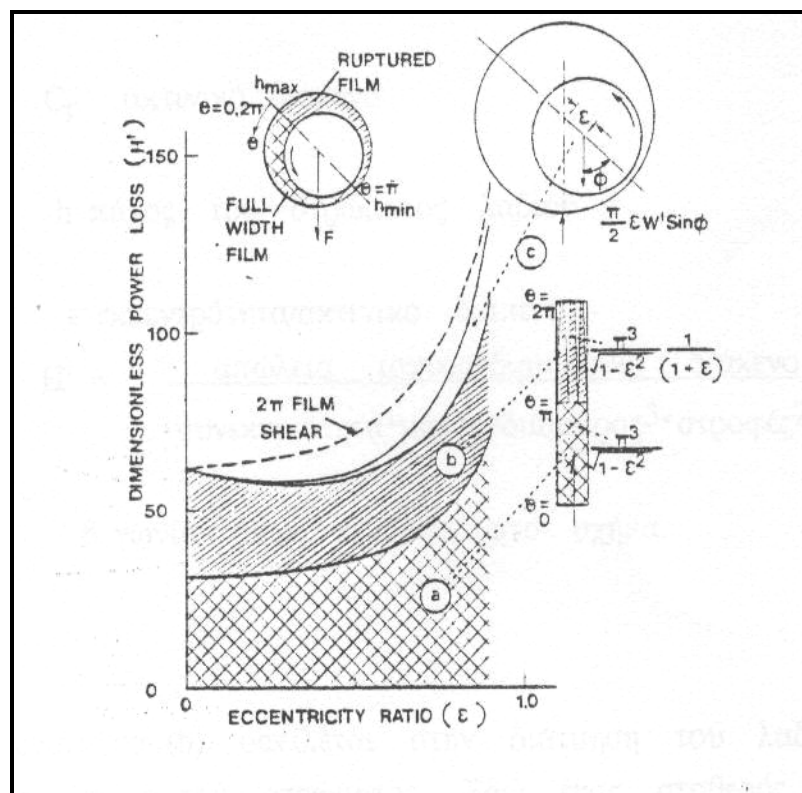


Σχήμα 9. Μηχανισμός μειωμένης τριβής.[1]

3.3 ΤΡΙΒΕΣ ΠΕΡΙΣΤΡΕΦΟΜΕΝΩΝ ΕΔΡΑΝΩΝ (JOURNAL BEARINGS FRICTION)

Ας θεωρήσουμε την περίπτωση εδράνων φορτιζόμενων με σταθερό φορτίο, για να αποκτήσουμε μια φυσική εκτίμηση του μηχανισμού των μηχανικών απωλειών.

Αυτή η ανάλυση έχει απλοποιηθεί με την υπόθεση ότι το στρώμα λαδιού που μεταφέρει το φορτίο (load carrying film), εκτείνεται σε όλη την έκταση της συγκλίνουσας περιοχής του ελεύθερου χώρου του εδράνου δηλ. από h_{min} μέχρι h_{max} . Το σχ. 10 δείχνει πως μεταβάλλεται η απώλεια ισχύος σε αδιάστατη μορφή με το λόγο εκκεντρότητα/διάμετρο. Οι τρεις περιοχές διαγράμματος ονομάζονται a,b,c.



Σχήμα 10. Σχηματικό διάγραμμα όπου φαίνονται οι συνιστώσες των απωλειών ενέργειας για σταθερά φορτιζόμενα έδρανα.[2]

Η χαμηλότερη επιφάνεια, αντιπροσωπεύει τις απώλειες διάτμησης που δημιουργούνται στο συγκλίνον τμήμα, όταν βρίσκεται σε κατάσταση πλήρους υδροδυναμικού στρώματος. Η αδιάστατη απώλεια ισχύος H' για αυτή την περιοχή είναι συνάρτηση του λόγου $\epsilon/d =$ εκκεντρότητα του κομβίου/διάμετρος εδράνου .

$$H' = \pi^2 \cdot Cr \cdot \int_{\theta=0}^{\theta=\pi} \frac{d\theta}{h} = \frac{\pi^3}{\sqrt{(1-e^2)}} \quad (A)$$

Όπου $Cr =$ Ακτινικό διάκενο
 $h =$ Πάχος στρώματος λαδιού
 $\epsilon =$ Εκκεντρότητα / ακτινικό διάκενο

$H' =$ (απώλεια ισχύος * διαμετρικό διάκενο) /
(συνεκτικότητα*μήκος*διάμετρος³*στροφές²)

$\Theta =$ Γωνία όπως ορίζεται στο σχήμα

Η δεύτερη συνιστώσα (b) οφείλεται στην διάτμηση του λαδιού, που συμβαίνει στο αποκλείον τμήμα του στρώματος. Εδώ ένας σταθερός όγκος λαδιού που ελέγχεται από την διατομή $h \sin \theta$ μεταφέρεται περιφερειακά. Μεταξύ των διαφορετικών στρώσεων του λαδιού, επικρατούν διατμητικές δυνάμεις που προκαλούν την απώλεια ενέργειας. Η συνιστώσα (c) οφείλεται στην πίεση του υδροδυναμικού στρώματος και είναι συνάρτηση της θέσης του κομβίου στο έδρανο καθώς και του φορτίου.

Όταν το κομβίο ή ο άξονας είναι ομόκεντρος με το έδρανο, τότε η γωνιακή έκταση του στρώματος του λαδιού θα είναι 2π και η εξίσωση για τις απώλειες λέγεται εξίσωση Petroff.

Η αντίστοιχη δύναμη είναι :

$F_f = (\text{επιφάνεια διάτμησης} * \text{συνεκτικότητα} * \text{ταχύτητα}) / (\text{πάχος στρώματος})$

$$F_f = \frac{(2\pi r b) \mu U}{C r}$$

Και η απώλεια ισχύος :

$$H = F_f \cdot \omega r = \frac{2\pi^3 \mu N^2 b d^2}{C d}$$

Όπου $\omega r = H$ γωνιακή ταχύτητα

$C d =$ Διαμετρικό διάκενο

Αν θεωρήσουμε μόνο τα αποτελέσματα της συνεκτικότητας και υποθέσουμε ότι ένα πλήρες φιλμ εκτείνεται σε όλη την περιφέρεια, τότε θα έχουμε τις απώλειες που στο σχήμα σημειώνονται σαν $2\pi \text{film shear}$. Φαίνεται ότι η κατάρρευση του φιλμ στην αποκλίνουσα περιοχή χαμηλώνει τις απώλειες του εδράνου.

Για έδρανα που φορτίζονται δυναμικά, η κατάσταση είναι περισσότερο πολύπλοκη. Το φιλμ που μεταφέρει το φορτίο θα είναι και εδώ πλάτους 180μοιρών, αλλά δεν είναι περιορισμένο στο συγκλίνον τμήμα του στρώματος. Σ' αυτή την περίπτωση η ικανότητα για υποστήριξη φορτίων βασίζεται επίσης και στην σύνθλιψη για την δημιουργία πιέσεων στο στρώμα λαδιού.

Συχνά θεωρείται σαν αντιπροσωπευτικό για έδρανα μηχανών ένα πλήρες (2π) στρώμα (όπου υπάρχει συμμετρία της έκτασης του στρώματος λαδιού περί τον άξονα των κέντρων του κομβίου και του εδράνου). Γι' αυτή την περίπτωση η διατμητική συνιστώσα δίνεται απλώς σαν το διπλάσιο της σχέσης (A).

Η αδιάστατη απώλεια ισχύος είναι:

$$H' = \frac{2\pi^3}{\sqrt{(1 - \varepsilon^2)}}$$

Όπου ε = Εκκεντρότητα

Το πλεονέκτημα αυτής της σχέσης είναι η απλότητα της. Πάντως δεν προβλέπει κατάρρευση του στρώματος λαδιού στο έδρανο κάτι που μπορεί να είναι σημαντικό.

Δύο παράγοντες που θα πρέπει να επισημανθούν όταν προβλέπονται οι απώλειες ισχύος στα έδρανα είναι:

A)Για το κάτω έδρανο του διωστήρα - η γωνιακή ταχύτητα του δεν είναι σταθερή με τον χρόνο σε αντίθεση με αυτή του στροφαλοφόρου

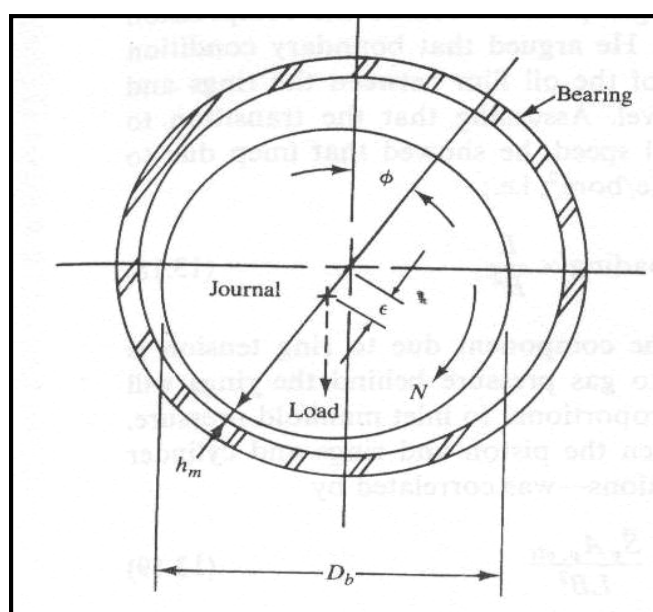
B)Η πραγματική μεταφορική κίνηση του κομβίου μέσα στον χώρο του εδράνου.

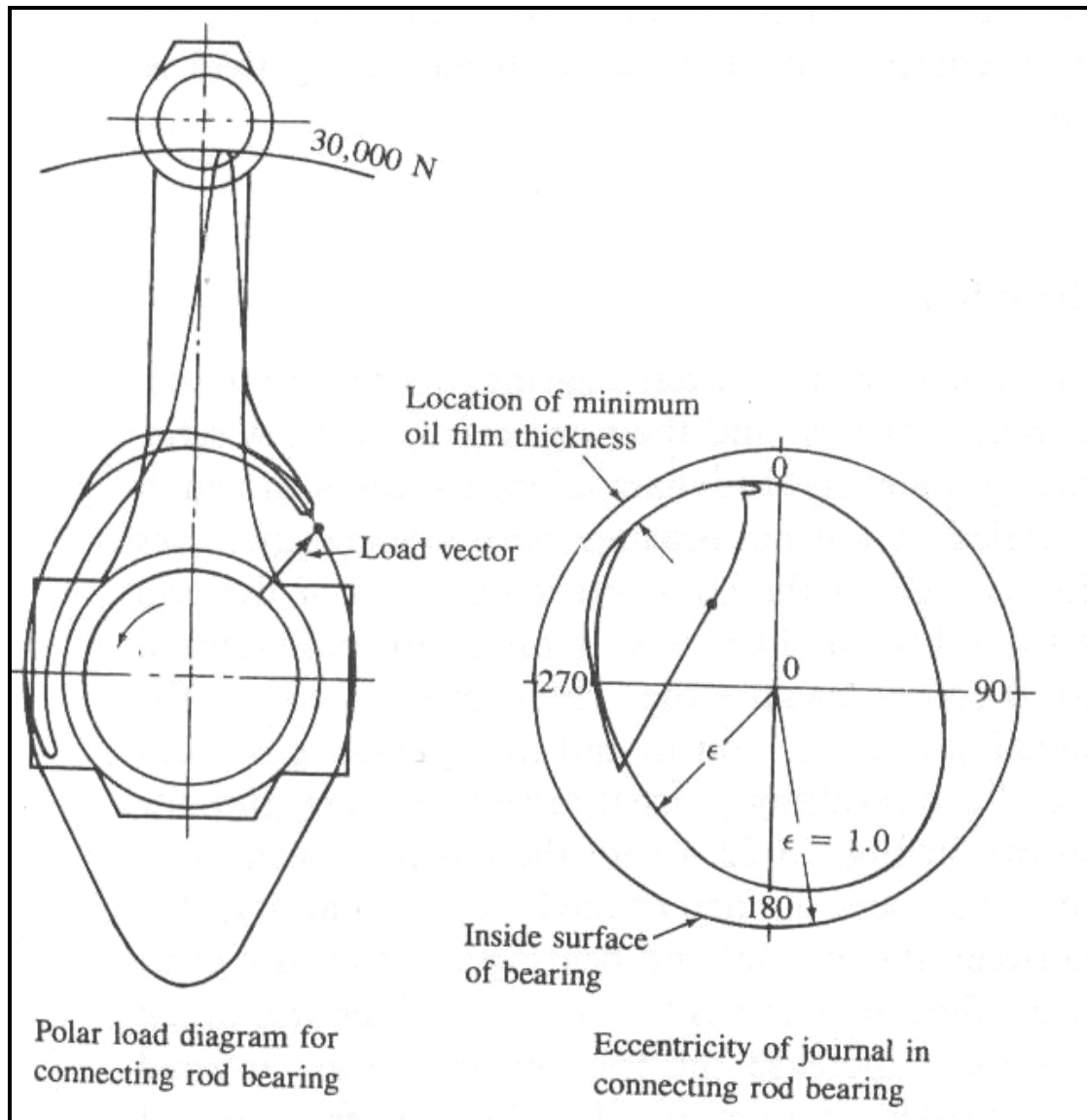
Περιστρεφόμενα έδρανα κινητήρων

Τα έδρανα του στροφαλοφόρου (main bearings), καθώς και τα κάτω έδρανα του διωστήρα (big end bearings), αποτελούν τα κύρια περιστρεφόμενα έδρανα της μηχανής. Αυτά μεταφέρουν μεγάλα φορτία, με μικρές σχετικά απώλειες, και αυτό οφείλεται στον πλήρη διαχωρισμό των επιφανειών με υδροδυναμικό στρώμα λαδιού. Τα φορτία στα περιστρεφόμενα έδρανα του κινητήρα μεταβάλλονται κατά μέτρο και διεύθυνση. Οφείλονται σε αδρανειακά φορτία και σε φορτία από την πίεση των αερίων(τα φορτία από τις δυνάμεις βαρύτητας μπορούν να θεωρηθούν αμελητέα).

Στο σχ.11 φαίνεται η εκκεντρότητα του κομβίου όπως προκύπτει από τυπικά φορτία. Από το διάγραμμα της εκκεντρότητας του κομβίου καθορίζεται το ελάχιστο πάχος του στρώματος του λαδιού. Αυτό είναι ένα κρίσιμο μέγεθος στον σχεδιασμό του εδράνου που καθορίζει κατά πόσο είναι επαρκές στο να φέρει τα συγκεκριμένα φορτία. Αν το πάχος του στρώματος είναι πολύ μικρό, τότε οι τραχύτητες θα καταστρέψουν το στρώμα λαδιού, θα αυξηθούν οι τριβές και η φθορά του εδράνου.

Δύο πολύ σημαντικοί παράγοντες στο σχεδιασμό του εδράνου είναι τα διάκενα (clearance) και η διάμετρος του κομβίου. Όπως δείχνει το σχ.12 καθώς αυξάνονται τα διάκενα μειώνονται οι απώλειες λόγω τριβών και το ελάχιστο πάχος του στρώματος του λαδιού παρουσιάζει ένα τοπικό μέγιστο.

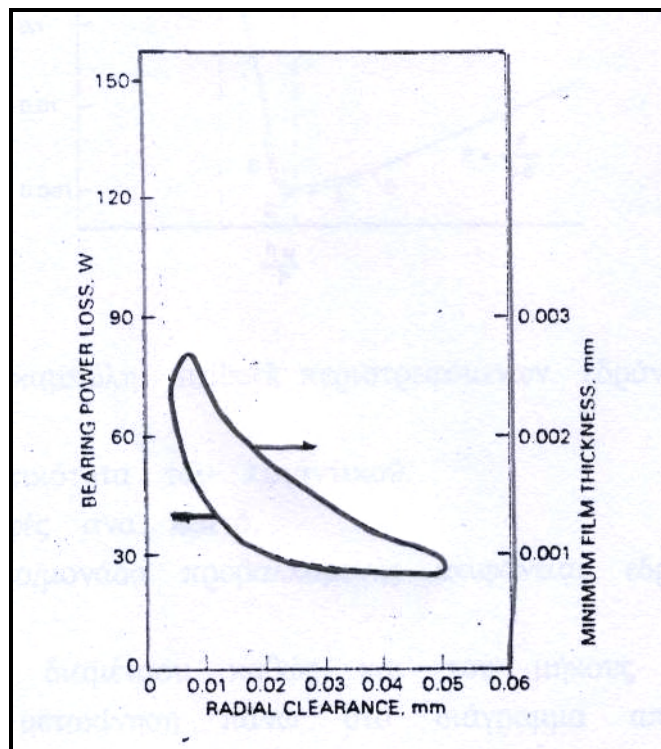




Σχήμα 11. Τυπικά διαγράμματα για κάτω έδρανο διωστήρα τετράχρονου κινητήρα.

A) Πολικό διάγραμμα φορτίου.[4]

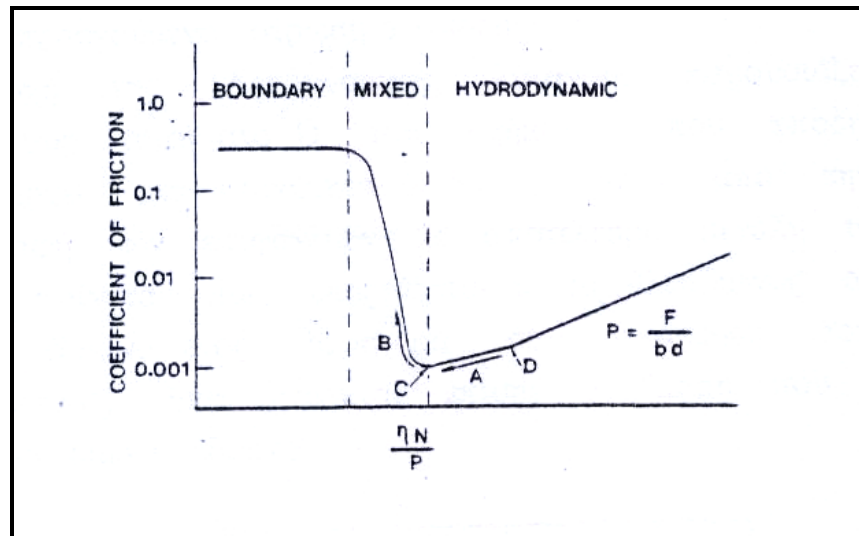
B) Διάγραμμα εκκεντρότητας του κέντρου του στροφείου.[4]



Σχήμα 12. Αποτελέσματα ακτινικών διακένων στο πάχος του στρώματος λαδιού και στην απώλεια ισχύος.[4]

Η διάμετρος του στροφείου επηρεάζει επίσης την απώλεια ισχύος στα έδρανα. Οι απώλειες εδράνων αυξάνουν απότομα με αύξηση της διαμέτρου, γιατί η περιφερειακή ταχύτητα που είναι η ταχύτητα τριβής των δύο επιφανειών αυξάνεται για σταθερές στροφές. Επίσης αυξάνεται και η ακτίνα ως προς την οποία ασκείται η δύναμη τριβής. Η μέση πίεση τριβών έχει βρεθεί ότι, αυξάνεται σύμφωνα με το τετράγωνο της διαμέτρου του εδράνου, αν η προβαλλόμενη επιφάνεια μείνει σταθερή ή σύμφωνα με τον κύβο αν αυξηθεί η διάμετρος χωρίς να μειωθεί το πλάτος του.[3]

Τα παραπάνω θα γίνουν περισσότερο κατανοητά αν θεωρήσουμε μία καμπύλη stribeck γι' αυτό το είδος εδράνων.



Σχήμα 13. Τυπική καμπύλη stribeck περιστρεφόμενων εδράνων.[2]

Όπου μ = Συνεκτικότητα του λιπαντικού

N = Στροφές ανά λεπτό

ρ = Φορτίο / μονάδα προβαλλόμενης επιφάνειας εδράνου

Η μείωση της διαμέτρου καθώς και του μήκους του εδράνου έχει σαν αποτέλεσμα τη μετακίνηση πάνω στο διάγραμμα από τα δεξιά προς τα αριστερά. Έτσι μειώνεται η τριβή προκειμένου για την περιοχή A ή αυξάνεται, προκειμένου για την περιοχή B.

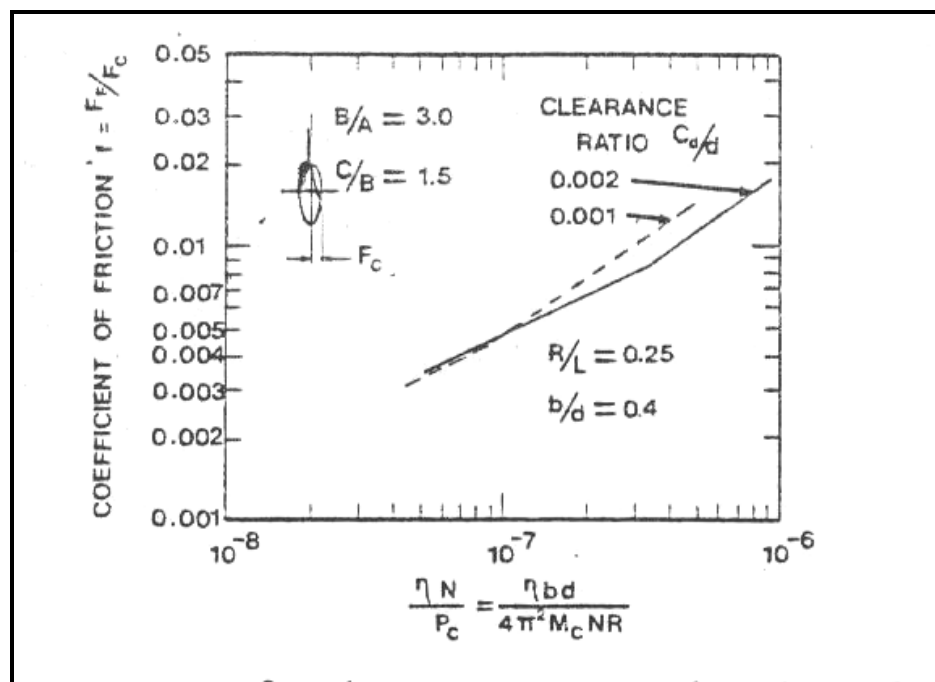
Θα ήταν επιθυμητό για ελάχιστες τριβές να λειτουργούσαν τα έδρανα στην περιοχή C. Εκεί η τριβή είναι υδροδυναμική, αλλά με πολύ μικρό πάχος λαδιού. Έτσι μπορεί να υπάρχει κίνδυνος λόγω του λεπτού στρώματος λαδιού, για χάραξη των επιφανειών των εδράνων, αν το λάδι δεν είναι πολύ καλά φιλτραρισμένο ή αν οι επιφάνειες των εδράνων έχουν σχετικά μεγάλη τραχύτητα.

Αριστερά του A μπορεί να προκληθεί ξύσιμο του μετάλλου, λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που προκαλούνται, από την επαφή των τραχυτήτων και πιθανόν λόγω αρπάγματος.

Η καμπύλη στην περιοχή της οριακής λίπανσης εξαρτάται από τις ιδιότητες του υλικού των δύο επιφανειών συμπεριλαμβανομένης και της σκληρότητας.

Στην περιοχή της υδροδυναμικής λίπανσης, παρουσιάζεται μια θλάση στην καμπύλη όπως αυτή στο D του σχήματος, που υποδηλώνει ότι σ' εκείνο το σημείο υπάρχει μια ταχύτητα διάβασης, κάτω από την οποία μπορεί να υπάρξει επαφή των επιφανειών με αποτέλεσμα μεγάλη τριβή.

Στο σχ.14 φαίνεται πως επηρεάζεται ο προβλεπόμενος συντελεστής τριβής για το κάτω έδρανο ενός διωστήρα σε συνάρτηση του λόγου (διαμετρικό διάκενο/διάμετρος). Εκεί φαίνεται επίσης η θλάση που παρουσιάζεται για ένα σταθερά φορτισμένο έδρανο.



Σχήμα 14. Επίδραση των διακένων στο συντελεστή τριβής.[2]

Πρέπει να σημειωθεί ότι η παραπάνω ανάλυση με βάση την καμπύλη stribeck ισχύει μόνο για έδρανα που φορτίζονται στατικά. Ο συντελεστής τριβής για δυναμικά φορτιζόμενα έδρανα θα εξαρτάται από το πραγματικό φορτίο στην διάρκεια του κύκλου. Στην περίπτωση εδράνων που φορτίζονται δυναμικά, τόσο για το

συντελεστή τριβής όσο και για την παράμετρο $\mu N/\rho$, θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί το περιστρεφόμενο φορτίο P_c . Για μια μάζα που περιστρέφεται το P_c είναι ανάλογο του τετραγώνου της ταχύτητας. Έτσι, αυξημένη ταχύτητα έχει σαν αποτέλεσμα μετακίνηση από δεξιά προς τα αριστερά στην καμπύλη *stirbeck*.

Σε χαμηλές ταχύτητες μια μεγαλύτερη ανοχή θα μείωνε την τριβή. Πάντως αυτό θα αύξανε την κατανάλωση λαδιού, θα συνεπαγόταν μεγαλύτερες απαιτήσεις για την αντλία λαδιού και θα αυξανόταν ο κίνδυνος θορύβου στα έδρανα.

Σε υψηλότερες ταχύτητες αλλαγή της ανοχής έχει προφανώς μικρότερη επίδραση στην τριβή(αν η συνεκτικότητα δεν αλλάζει). Στην πραγματικότητα όμως η συνεκτικότητα θα αλλάξει με αύξηση της ανοχής. Αυτό συμβαίνει διότι αλλάζει το ποσό της εκλυόμενης θερμότητας.

Συμπερασματικά μπορούμε να πούμε:

Για να μειωθούν οι τριβές στα έδρανα των διωστήρων θα πρέπει να μειωθούν αρκετά ένα ή περισσότερα από τα ακόλουθα:

- Διάμετρος εδράνων
- Μήκος εδράνων
- Συνεκτικότητα του λαδιού
- Μάζα των σχετικών κινούμενων μερών

Επίσης, αύξηση των ανοχών στις εφαρμογές χαμηλών ταχυτήτων και μείωσή τους στις εφαρμογές υψηλών ταχυτήτων, μπορεί να έχει σαν αποτέλεσμα μειωμένες τριβές.

Ειδικά για τη διάμετρο των κομβίων των εδράνων θα πρέπει να τονιστεί ότι επηρεάζει τη στρεπτική αντοχή του στροφαλοφόρου και θα πρέπει αφενός να είναι αρκετά μικρή για μικρές μηχανικές απώλειες ικανή όμως για επαρκή αντοχή του στροφαλοφόρου.

Δυνάμεις στα περιστρεφόμενα έδρανα

Θεωρούμε τρεις συνιστώσες φορτίου: παλινδρομικές αδρανειακές δυνάμεις, περιστρεφόμενες αδρανειακές δυνάμεις και δυνάμεις λόγω των αερίων.

Η παλινδρομούσα μάζα αποτελείται από τη μάζα του εμβόλου, του βάκτρου και του ζυγώματος καθώς και από μέρος της μάζας του διωστήρα. Μαζί με την περιστρεφόμενη μάζα, που είναι η υπόλοιπη μάζα του διωστήρα και μάζα του στροφάλου, παράγουν τις αδρανειακές δυνάμεις μάζας που δρουν στο κάτω έδρανο του διωστήρα και κατά συνέπεια στο έδρανο στήριξης του στροφαλοφόρου.

Ενώ το φορτίο από την πίεση των αερίων δεν είναι σημαντικό για τις τριβές των εδράνων, (ένας συντελεστής 2 στο φορτίο από τα αέρια μεταβάλλει μόνο 10-20% τις τριβές), είναι αναγκαίο να λαμβάνεται υπ' όψη, επειδή ο συντελεστής τριβής επηρεάζεται από τη χαρακτηριστική τροχιά του κέντρου του κομβίου, πράγμα που αλλάζει πολύ αν δεν ληφθεί υπ' όψη το φορτίο των αερίων.[2]

4 ΜΑΘΗΜΑΤΙΚΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ

4.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Προκειμένου να μελετηθούν οι αναπτυσσόμενες τριβές σε έναν κινητήρα, θα πρέπει να αναπτυχθεί ένα μοντέλο προσομοίωσης της λειτουργίας του κινητήρα, το οποίο θα προβλέπει με ικανοποιητική ακρίβεια της αναπτυσσόμενες σε αυτόν τριβές. Στο κεφάλαιο αυτό θα αναπτυχθούν κάποιες βασικές αρχές της μοντελοποίησης κινητήρα, θα γίνει αναφορά στο συγκεκριμένο μοντέλο κινητήρα που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία και τέλος θα περιγραφεί εκτενώς το μοντέλο τριβής που χρησιμοποιήθηκε.

4.2 ΕΙΔΗ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

Τα μοντέλα προσομοίωσης κινητήρων, που χρησιμοποιούνται σήμερα από κατασκευάστριες εταιρείες, ερευνητικά ινστιτούτα και πανεπιστήμια χωρίζονται σε δύο βασικές κατηγορίες.[5]

- **Θερμοδυναμικά μοντέλα:** Η δομή αυτών των μοντέλων στηρίζεται σε εξισώσεις που έχουν προέλθει από την αρχή διατήρησης της ενέργειας. Ονομάζονται και μοντέλα “μηδενικής διάστασης” (διότι δεν μπορούν να προβλεφθούν γεωμετρικά στοιχεία της κίνησης του ρευστού στον χώρο λόγω έλλειψης μοντελοποίησης της ροής), “φαινομενολογικά” (καθώς πέρα από την εξίσωση διατήρησης της ενέργειας, προστίθενται λεπτομέρειες για κάθε φαινόμενο) και “ημιδιάστατα” (στα οποία ειδικά γεωμετρικά στοιχεία προστίθενται στη βασική θερμοδυναμική προσέγγιση).
- **Ρευστοδυναμικά μοντέλα:** Η δομή αυτών των μοντέλων στηρίζεται σε βασικές εξισώσεις που έχουν προέλθει από μια πλήρη ανάλυση της κίνησης του ρευστού μέσα από την μηχανή. Συνήθως ονομάζονται και “πολυδιάστατα” ή “χωρικά” λόγω της εγγενούς ικανότητας τους να δίνουν λεπτομερείς γεωμετρικές πληροφορίες για το πεδίο ροής.

Συχνά, στα πλαίσια χρήσης ενός θερμοδυναμικού μοντέλου για προσομοίωση της λειτουργίας ενός κινητήρα DIESEL, χρειάζεται να μοντελοποιηθεί μια περιοχή του κινητήρα σαν ένα ανοικτό θερμοδυναμικό σύστημα. Τέτοια παραδείγματα είναι ο όγκος του κυλίνδρου και ο όγκος της εξαγωγής και της εισαγωγής. Ένα τέτοιο μοντέλο είναι κατάλληλο υπό τις παρακάτω συνθήκες:

- Όταν το αέριο μέσα στα όρια του ανοικτού συστήματος, μπορεί να θεωρηθεί ως ομοιόμορφο σε σύνθεση και κατάσταση στην διάρκεια ενός χρονικού βήματος.
- Όταν η κατάσταση και σύνθεση του αερίου μεταβάλλονται συναρτήσει του χρόνου λόγω μεταφοράς θερμότητας, έργου και ροής μάζας μέσω του ορίου του συστήματος, και λόγω μετατόπισης του ορίου. Σε τέτοια περίπτωση οι βασικές εξισώσεις είναι η διατήρηση μάζας και ενέργειας. Οι εξισώσεις αυτές για ένα ανοικτό σύστημα, με ανεξάρτητη μεταβλητή το χρόνο ή την γωνία στροφάλου, είναι τα δομικά στοιχεία για τα θερμοδυναμικά μοντέλα.

Ένας τύπος μοντέλων που έχει αναπτυχθεί και χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της εισερχόμενης και εξερχόμενης ροής από τον κινητήρα, είναι τα μοντέλα "πλήρωσης & εκκένωσης" (filling and emptying models). Στα μοντέλα αυτά, που λέγονται και μοντέλα όγκων ελέγχου, τα δοχεία εισαγωγής και εξαγωγής προσομοιώνονται με πεπερασμένους όγκους, στους οποίους η μάζα των αερίων μεταβάλλεται συναρτήσει του χρόνου. Τα συστήματα εισαγωγής ή εξαγωγής μπορούν να θεωρηθούν σαν ένας μοναδικός όγκος ή να χωριστούν σε πολλά τμήματα, με στενώσεις της ροής (όπως φίλτρα ή βαλβίδες) στην αρχή, μεταξύ των διαφόρων όγκων, ή και στο τέλος. Κάθε όγκος κατόπιν θεωρείται ως ένας όγκος ελέγχου (ένα ανοικτό σύστημα σταθερού όγκου), ο οποίος περιέχει αέριο σταθερής κατάστασης σε κάθε χρονικό βήμα. Οι εξισώσεις διατήρησης μάζας και ενέργειας σε συνδυασμό με πληροφορίες για την παροχή μάζας από και προς κάθε όγκο, χρησιμοποιούνται για τον καθορισμό της κατάστασης του αερίου σε κάθε όγκο ελέγχου. Ένα μοντέλο αυτού του τύπου, είναι και το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε για την μελέτη των αναπτυσσόμενων μηχανικών απωλειών σε 4-Χ κινητήρα DIESEL του εργαστηρίου ναυτικής μηχανολογίας.

4.3 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΜΕΝΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Όπως έχει ήδη αναφερθεί και παραπάνω, στην παρούσα διπλωματική εργασία έχει χρησιμοποιηθεί ένας κώδικας προσομοίωσης τύπου όγκων ελέγχου (πλήρωσης και εκκένωσης). Οι βασικές παραδοχές του κώδικα αυτού είναι ότι υποθέτει χωρική ομοιομορφία των ιδιοτήτων του ρευστού και σταθερό ρυθμό μεταβολής παραμέτρων (quasi steady) σε κάθε στιγμή ή υπολογιστικό χρονικό βήμα. Στα πλαίσια αυτού του κώδικα είναι διαθέσιμο ένα πλήθος θεμελιωδών στοιχείων όπως[6]:

- “δοχείων ροής (flow receivers)”: κύλινδροι, δοχείο εισαγωγής και εξαγωγής και λοιπά δοχεία.
- “ελεγκτών ροής (flow controllers)”: βαλβίδες, συμπιεστές, στρόβιλοι, εναλλάκτες θερμότητας και
- “μηχανικών στοιχείων (mechanical elements)”: στροφαλοφόρος άξονας, άξονες, κιβώτια ταχυτήτων, συμπλέκτες, τελικοί άξονες.

Ένας υπερπληρωμένος κινητήρας μπορεί να μοντελοποιηθεί σαν ένα σύνολο δοχείων ροής (όγκοι ελέγχου), συνδεδεμένων μεταξύ τους μέσω ελεγκτών ροής. Το περιβάλλον της μηχανής θεωρείται σαν στοιχείο “σταθερού ρευστού (fixed fluid element)”, δηλαδή σαν ρευστό με σταθερή πίεση, σύνθεση και θερμοκρασία. Επιπλέον, υπάρχουν μηχανικές συνδέσεις μεταξύ κυλίνδρων και στροφαλοφόρου, ο οποίος μπορεί να συνδεθεί με έναν άξονα φορτίου διαμέσω μειωτήρα και συμπλέκτη. Ο συμπιεστής και ο στρόβιλος του υπερπληρωτή είναι επίσης συνδεδεμένα μέσω μηχανικού στοιχείου άξονα.

Τα δοχεία ροής (flow receivers) θεωρούνται ανοικτά θερμοδυναμικά συστήματα όπου έργο, θερμότητα και μάζα μεταφέρονται διαμέσου των συνόρων τους. Εργαζόμενο μέσο σε κάθε δοχείο ροής θεωρείται ομογενές μείγμα καθαρού αέρα και προϊόντων καύσης, που ακολουθεί τον νόμο του τελείου αερίου. Επίσης, υποθέτουμε χωρική ομοιομορφία των ιδιοτήτων του μέσου σε κάθε στιγμή. Έτσι η στιγμιαία κατάσταση του αερίου σε ένα δοχείο ροής περιγράφεται από την θερμοκρασία T , την πίεση P και τον ισοδύναμο λόγο Φ . Δηλαδή[6]:

$$u = u(T, p, \Phi) \text{ και } R = R(T, p, \Phi), \text{ όπου } \Phi = \frac{m_{fb} / m_a}{m_{fbs} / m_{as}} = \frac{f}{f_s}$$

$m_{fb} / m_a =$ Λόγος καυσίμου – αέρα

$m_{fbs} / m_{as} =$ Στοιχειομετρικός λόγος καυσίμου – αέρα

Η θερμοκρασία, η μάζα και η πίεση σε κάθε δοχείο ροής μπορεί να υπολογιστεί εφαρμόζοντας την αρχή διατήρησης της μάζας, την αρχή διατήρησης της ενέργειας και τον νόμο του τελείου αερίου.

Από την αρχή διατήρησης της ενέργειας και τον νόμο των τελείων αερίων λαμβάνουμε[6,7]:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{B - \frac{\partial u}{\partial \Phi} \frac{\partial \Phi}{\partial t} - \frac{p}{D} \frac{\partial u}{\partial p} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial \Phi} \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{1}{m} \frac{dm}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right)}{\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{\partial u}{\partial p} \frac{p}{T} \frac{C}{D}}$$

Όπου:

$$B = \frac{1}{m} \left(\sum_{sf} \frac{dQ_{sf}}{dt} + \sum_j h_{oj} \frac{dm_j}{dt} - u \frac{dm}{dt} \right) - \frac{RT}{V} \frac{dV}{dt}$$

$$C = 1 + \frac{T}{R} \frac{\partial R}{\partial T} \text{ και } D = 1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p}$$

$$p = \frac{m R T}{V}$$

Για να λύσουμε την παραπάνω εξίσωση πολλοί όροι στην δεξιά πλευρά θα πρέπει να υπολογιστούν. Ο ρυθμός μεταβολής του όγκου dV/dt είναι μηδέν για το δοχείο εισαγωγής αέρα και το δοχείο καυσαερίων του κινητήρα. Στην περίπτωση του κυλίνδρου ο ρυθμός αυτός μπορεί να υπολογιστεί από την γεωμετρία του εμβόλου, του στροφάλου και του διωστήρα.

Η συνολική μάζα του αέρα που περιέχεται σε έναν όγκο ελέγχου αποτελείται από την μάζα του αέρα και την μάζα των προιόντων καύσεως σε αυτό τον όγκο. Έτσι έχουμε:

$$m = m_a + m_{fb}$$

ο ισοδύναμος λόγος του αερίου μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$\Phi = \frac{f}{fs} = \frac{m_{fb}}{m_a fs} = \frac{m_{fb}}{(m - m_{fb}) fs}$$

Ο ρυθμός μεταβολής του λόγου Φ προκύπτει διαφορίζοντας την παραπάνω σχέση:

$$\frac{d\Phi}{dt} = \frac{F_1}{m} \left(\frac{F_1}{fs} \frac{dm_{fb}}{dt} - \Phi \frac{dm}{dt} \right)$$

Όπου:

$$F_1 = 1 + \phi \cdot f_s$$

Ο ρυθμός μεταβολής της μάζας των προϊόντων της καύσης υπολογίζεται από τον ρυθμό καύσης του καυσίμου σε κάθε όγκο ελέγχου, την παροχή μάζας και τον ισοδύναμο λόγο του αερίου που εισέρχεται και εξέρχεται από τον όγκο ελέγχου δια μέσου στοιχείων ελέγχου ροής που συνδέονται στους όγκους ελέγχου. Έτσι:

$$\frac{dm_{fb}}{dt} = \sum_i \left(\frac{m_{fb,i}}{m_i} \frac{dm_i}{dt} \right)_{in} - \sum_j \left(\frac{m_{fb,j}}{m_j} \frac{dm_j}{dt} \right)_{out} + \frac{dm_f}{dt} + \frac{dm_w}{dt}$$

Όπου (dm_i/dt) η παροχή μάζας του καυσίμου το οποίο θεωρείται ότι προστίθεται στον όγκο ελέγχου και καίγεται στιγμιαία καθώς προστίθεται. Αυτή η παροχή μάζας υπολογίζεται από ειδικό μοντέλο υπολογισμού ρυθμού καύσης του καυσίμου[6,7].

Το κλάσμα των προϊόντων της καύσης στον συνολικό όγκο του αερίου υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\frac{m_{fb}}{m} = \frac{\Phi fs}{1 + \Phi fs}$$

Ο ρυθμός μεταβολής της μάζας του αερίου που περιέχεται σε έναν όγκο ελέγχου, μπορεί να εξαχθεί από την εξίσωση διατήρησης της μάζας:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_i \left(\frac{dm_i}{dt} \right)_{in} - \sum_j \left(\frac{dm_j}{dt} \right)_{out} + \frac{dm_f}{dt}$$

Ομοίως έχουμε:

$$\sum_j h_{oj} \frac{dm_i}{dt} = \sum_j \left(h_{oj} \frac{dm_i}{dt} \right)_{in} - \sum_j \left(h_{oj} \frac{dm_i}{dt} \right)_{out} + \frac{dm_f}{dt} h_{for} + \frac{dm_w}{dt}$$

Όπου h_{for} :η θερμότητα σχηματισμού του καυσίμου που εγχύεται στον κύλινδρο.

Η καύση μοντελοποιείται ως μία διαδικασία έκλυσης θερμότητας. Ο ρυθμός καύσης της καύσιμης ύλης θα πρέπει να παρέχεται για την προσομοίωση της διαδικασίας της καύσης.

Η διαδικασία μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και των συνόρων του αποτελείται από δύο τμήματα: την μεταφορά θερμότητας από το αέριο στο τοίχωμα και την μεταφορά θερμότητας από το τοίχωμα στο ψυκτικό, και για τα δοχεία ροής (flow receivers) και για τα στοιχεία ελέγχου ροής (flow controllers).

Για το πρώτο μέρος απαιτείται μια σχέση που να δίνει τον στιγμιαίο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του αερίου και του τοιχώματος. Στην περίπτωση των κυλίνδρων χρησιμοποιείται η σχέση του Woschini[6]. Στην περίπτωση άλλων δοχείων ροής και στοιχείων ελέγχου ροής χρησιμοποιούνται σχέσεις Nu-Re-Pr.

Για την μεταφορά θερμότητας από το τοίχωμα στο ψυκτικό, η θερμοκρασία της επιφάνειας του τοιχώματος διαφορετικών στοιχείων μπορεί να υπολογιστεί θεωρώντας κατάλληλα θερμικά κυκλώματα για κάθε στοιχείο. Εναλλακτικά, η θερμοκρασία επιφάνειας του τοιχώματος μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας έναν συντελεστή ο οποίος καθορίζει πόσο κοντά είναι αυτή η θερμοκρασία στην “αδιαβατική” θερμοκρασία του τοιχώματος ή στην θερμοκρασία του ψυκτικού.

Στην περίπτωση των κυλίνδρων, ο ρυθμός μεταβολής του όγκου του κυλίνδρου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την γεωμετρία του εμβόλου, του στροφάλου και του διωστήρα, ενώ σταθεροί όγκοι χρησιμοποιούνται για τα δοχεία εισαγωγής αέρα και εξαγωγής καυσαερίων.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, τα δοχεία ροής (όγκοι ελέγχου) είναι διασυνδεδεμένα μεταξύ τους με στοιχεία ελέγχου ροής (βαλβίδες, θυρίδες, συμπιεστές, στρόβιλοι).

Για την επίλυση των εξισώσεων που αναφέρθηκαν προηγουμένως, απαιτείται η παροχή μάζας δια των στοιχείων ελέγχου ροής.

Η παροχή μάζας δια των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής, που συνδέονται σε ένα δοχείο ροής, θεωρείται σταθερή (quasi steady)[5,7,6], δηλαδή σε κάθε χρονικό βήμα ο ρυθμός μεταβολής τους παραμένει σταθερός. Υπολογίζεται σαν συνάρτηση της στιγμιαίας ενεργού επιφάνειας της βαλβίδας και του λόγου πίεσης. Εάν σε μία βαλβίδα ο λόγος πίεσης ανάντη (upstream) προς κατόντη (downstream) είναι κάτω

από μία κρίσιμη τιμή, η ροή είναι υποηχητική και η παροχή μάζας της βαλβίδας δίδεται από την παρακάτω σχέση[5,7]:

$$\text{Εάν } \frac{p_u}{p_d} < p_{r_{u,cr}} = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$\text{Τότε } \dot{m}_u = A_{u,eff} \cdot p_u \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma - 1)R_u T_u} \left[\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \right]}$$

Διαφορετικά θα έχουμε ηχητική ροή στην βαλβίδα. Σε αυτή την περίπτωση η παροχής= μάζας δια της βαλβίδας υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\text{Εάν } \frac{p_u}{p_d} < p_{r_{u,cr}} = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$\text{Τότε } \dot{m}_u = A_{u,eff} \cdot p_u \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma - 1)R_u T_u} \left[\left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{(\gamma + 1)}{(\gamma - 1)}} \right]}$$

Η παροχή του συμπιεστή υπολογίζεται χρησιμοποιώντας μια ψηφιακή απεικόνιση του χάρτη του σε σταθερή λειτουργία. Ο χάρτης του συμπιεστή, ο οποίος παρουσιάζει την ταχύτητα του συμπιεστή και την απόδοσή του ως συνάρτηση της παροχής και του λόγου πίεσης, εκτιμάται χρησιμοποιώντας τις στιγμιαίες τιμές του λόγου πίεσης και ταχύτητας του υπερπληρωτή που αποκτώνται από τους υπολογισμούς του προγράμματος προσομοίωσης. Έτσι, υπολογίζεται η διορθωμένη παροχή μάζας του συμπιεστή και ο βαθμός απόδοσης του. Η παροχή μάζας του συμπιεστή εξάγεται χρησιμοποιώντας την υπολογισμένη διορθωμένη παροχή μάζας, τις συνθήκες στην εισαγωγή του συμπιεστή και τις συνθήκες αναφοράς του χάρτη του συμπιεστή. Επιπλέον, ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της ροπής που απορροφά το στρόφειο του[6].

Ο χάρτης του συμπιεστή για σταθερές συνθήκες υποτίθεται ότι εφαρμόζεται σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Επιπλέον, έχει γίνει μια προσέγγιση, σύμφωνα με την οποία είναι δυνατή η λειτουργία του συμπιεστή αριστερά της γραμμής πάλμωσης. Η προσέγγιση αυτή επιτρέπει στα μεταβατικά τρεξίματα να συνεχίζονται και καθορίζει την θέση του σημείου λειτουργίας του συμπιεστή στην περιοχή πάλμωσης.

Η παροχή μάζας του στροβίλου και ο βαθμός απόδοσης υπολογίζονται χρησιμοποιώντας τους χάρτες καταπρωστικής ικανότητας και βαθμού απόδοσης, οι οποίοι εκτιμώνται χρησιμοποιώντας τις στιγμιαίες τιμές του λόγου πίεσης του στροβίλου και της περιστροφικής τους ταχύτητας. Ο κώδικας υποστηρίζει στροβίλους τόσο σταθερής όσο και μεταβλητής γεωμετρίας.

Εάν υπάρχει εναλλάκτης θερμότητας για την ψύξη του αέρα πλήρωσης, η θερμοκρασία του αέρα που εξέρχεται υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την αποδοτικότητα και τον συντελεστή μεταβατικής απόκρισης του εναλλάκτη, ενώ η πτώση πίεσης λόγω του συμπιεστή υπολογίζεται σαν συνάρτηση της παροχής μάζας αέρα, της ενεργού διατομής και του συντελεστή τριβής.

Για τον υπολογισμό της περιστροφικής ταχύτητας του στροφαλοφόρου άξονα, θεωρείται ότι οι κύλινδροι της μηχανής είναι μηχανικά συνδεδεμένοι με το στοιχείο του στροφαλοφόρου άξονα, το οποίο είναι συνδεδεμένο με το φορτίο. Οι κύλινδροι παράγουν ροπή, ενώ το φορτίο του κινητήρα απορροφά ροπή. Η ταχύτητα του κινητήρα καθορίζεται από την εξίσωση διατήρησης της γωνιακής ροπής[6].

$$\frac{dN_E}{dt} = \frac{30 \sum_{i=1}^{ncyl} (\tau_i - \tau_L)}{\pi I_{tot}}$$

Όπου η I_{tot} περιλαμβάνει την πολική ροπή αδράνειας των περιστρεφόμενων μερών του κινητήρα, του στροφαλοφόρου άξονα και του φορτίου.

Για τον υπολογισμό της ροπής πέδης που αναπτύσσεται από τους κυλίνδρους του κινητήρα λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες τριβής, οι οποίες υπολογίζονται ως συνάρτηση της μέσης ταχύτητας του εμβόλου και της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου.

Όπως γίνεται αντιληπτό από τα παραπάνω, χρησιμοποιώντας κατάλληλη διάταξη δοχείων ροής, ελεγκτών ροής και μηχανικών στοιχείων, μπορούμε να μοντελοποιήσουμε την λειτουργία οποιουδήποτε κινητήρα. Στην παρούσα διπλωματική εργασία έχει χρησιμοποιηθεί μία έτοιμη διάταξη μοντελοποίησης συγκεκριμένου 4-Χ ναυτικού κινητήρα DIESEL (MAN B&W 5L16/24), η οποία είχε αναπτυχθεί και χρησιμοποιηθεί στο εργαστήριο ναυτικής μηχανολογίας και η οποία τροποποιήθηκε από τον υπογράφοντα ώστε να είναι δυνατή η μελέτη των τριβών του κινητήρα.

5 MONTELO REZEKA & HENEIN

5.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Για το καθορισμό της μηχανικής απόδοσης των κινητήρων, οι μηχανικοί χρησιμοποιούν φαινομενολογικά μοντέλα προσομοίωσης. Χρησιμοποιώντας αυτά τα μοντέλα, μπορούμε να προβλέψουμε με ικανοποιητική ακρίβεια το μηχανισμό απελευθέρωσης θερμότητας μέσα στον κύλινδρο των μηχανών. Αυτός ο μηχανισμός μας επιτρέπει, να κάνουμε μια πρόβλεψη της αναπτυσσόμενης πίεσης μέσα στον κύλινδρο. Χρησιμοποιώντας αυτήν την τιμή και το ρυθμό αλλαγής του όγκου του θαλάμου καύσης, μπορούμε στην συνέχεια να υπολογίσουμε την αποδιδόμενη ισχύ από την μηχανή. Εντούτοις, προκειμένου να υπολογίσουμε την ισχύ πέδης της μηχανής, πρέπει να έχουμε μια ένδειξη για τις μηχανικές απώλειες, ένα μεγάλο μέρος των οποίων είναι απώλειες τριβής[12].

Μέχρι τώρα διάφορες εξισώσεις έχουν προταθεί, που παρέχουν την μέση αποτελεσματική πίεση τριβών, σαν συνάρτηση κυρίως της ταχύτητας των μηχανών και του φορτίου. Αυτές οι εξισώσεις έχουν ληφθεί από την επεξεργασία των πειραματικών στοιχείων, π.χ πειραματικές τιμές για την ισχύ πέδης των μηχανών.

Χρησιμοποιώντας αυτές τις εξισώσεις μπορούμε να πάρουμε μια αποδεκτή πρόβλεψη της μέσης αποτελεσματικής πίεσης τριβών. Με βάση αυτή την πρόβλεψη, μπορούμε να υπολογίσουμε την ισχύ πέδης των μηχανών, από την αντίστοιχη πειραματική τιμή. Η διαδικασία αυτή, είναι ιδιαίτερα σημαντική, κατά την ανάλυση της απόδοσης των μηχανών, στο στάδιο κατασκευής και μελέτης, όπου ακόμα δεν είναι δυνατόν να μετρηθεί απευθείας η ισχύς πέδης.

Τα τελευταία χρόνια, η δημιουργία μοντέλων προσομοίωσης έχει συμβάλει σημαντικά, στο σχεδιασμό και την ανάπτυξη των σύγχρονων μηχανών diesel DI. Η εφαρμογή τέτοιων υπολογιστικών εργαλείων, έχει καταστήσει δυνατή τη μοντελοποίηση, των θερμοδυναμικών και μηχανικών διεργασιών των μηχανών. Κατά συνέπεια έχουμε βελτίωση της απόδοσης των μηχανών με ελάχιστο κόστος ανάπτυξης.

Οι προσπάθειες για τη βελτίωση της απόδοσης των μηχανών, επικεντρώνονται κυρίως, στη μείωση της κατανάλωσης καυσίμων. Για αυτόν τον λόγο, είναι πολύ σημαντική η ακριβής πρόβλεψη των μηχανικών απωλειών, ένα μεγάλο μέρος των οποίων είναι οι απώλειες τριβών.

Οι απώλειες τριβής είναι ιδιαίτερες σημαντικές στις μηχανές εσωτερικής καύσεως. Για τον καθορισμό του πραγματικού έργου, που παράγεται στο θάλαμο καύσης, απαιτείται η γνώση του έργου των τριβών.

Ένα μεγάλο μέρος, των απωλειών λόγω της τριβής, εμφανίζεται ως θερμότητα στο ψυκτικό μέσο και στο λάδι, το οποίο πρέπει να αφαιρεθεί. Κατά συνέπεια, το μέγεθος των απωλειών τριβής, καθορίζει τις διαστάσεις των συστημάτων ψύξης της μηχανής.

Τέλος, κατά τη διάρκεια μεταβατικής λειτουργίας, είναι εξαιρετικά σημαντική η εκτίμηση της ροπής τριβής με λογική ακρίβεια, για την σωστή επίλυση της εξίσωσης ενεργειακού ισολογισμού του στροφαλοφόρου άξονα.

Ιστορικά οι πρώτες μελέτες, σχετικά με το θέμα των μηχανικών απωλειών των μηχανών, δημοσιεύθηκαν προς το τέλος της δεκαετίας του '50 και των μέσων της δεκαετίας του 60.

Στα μέσα της δεκαετίας 1980-1990 οι επιστήμονες REZEKA & HENEIN του πανεπιστημίου Wayne State University του Detroit ανέπτυξαν ένα λεπτομερές μοντέλο το οποίο υπολογίζει με ικανοποιητική ακρίβεια τις αναπτυσσόμενες μηχανικές απώλειες τριβών[12].

5.2 ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

Το συγκεκριμένο μοντέλο αποτελείται από φυσικούς συσχετισμούς, που διορθώνονται από εμπειρικά προσδιορισμένους συντελεστές, οι οποίοι αντιπροσωπεύουν όσο το δυνατόν καλύτερα την εξάρτηση της αναπτυσσόμενης ροπής τριβής από τις διάφορες λειτουργικές και γεωμετρικές παραμέτρους της μηχανής. Το συγκεκριμένο μοντέλο πραγματοποιεί πρόβλεψη των αναπτυσσόμενων τριβών ανά γωνία στροφάλου.

Τα συστατικά στοιχεία του συγκεκριμένου μοντέλου χωρίζονται σε δύο κατηγορίες.

1. Τριβή στοιχείων εμβόλου

- Τριβή ιξώδους λίπανσης ελατηρίων(T_{nl})
- Τριβή μικτής λίπανσης ελατηρίων(T_{mnl})
- Τριβή ποδιάς εμβόλου(T_{ps})

2. Τριβή στοιχείων στροφάλου

- Τριβή μηχανισμού βαλβίδων(T_{val})
- Τριβή βοηθητικών συστημάτων και άφορτων εδράνων(T_{aub})
- Τριβή φορτιζόμενων εδράνων(T_{lb})

Η τριβή που προκαλείται από τα ελατήρια του εμβόλου, αποτελεί το μεγαλύτερο ποσοστό της συνολικής τριβής της μηχανής. Ο υπολογισμός της είναι ο πιο δύσκολος εξαιτίας της αβεβαιότητας ως προς την κατάσταση των αερίων, των στοιχείων της συναρμογής του εμβόλου και της λίπανσης που επικρατεί.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, όταν τα ελατήρια και τα χιτώνια της μηχανής διαχωρίζονται πλήρως από στρώμα λαδιού, η κατάσταση λίπανσης που επικρατεί είναι η υδροδυναμική. Όταν το έμβολο πλησιάζει το άνω νεκρό σημείο η κατάσταση λίπανσης γίνεται μικτή, δηλαδή συνυπάρχει η οριακή και η ιξώδης λίπανση, με αποτέλεσμα το στρώμα του λιπαντικού να διασπάζεται.

Σύμφωνα με το μοντέλο των Rezeka & Henein υπάρχουν έξι εξισώσεις οι οποίες δίνουν με ικανοποιητική ακρίβεια τις αναπτυσσόμενες μηχανικές απώλειες της μηχανής.

Η πρώτη εξίσωση, υπολογίζει τις αναπτυσσόμενες τριβές στα ελατήρια του εμβόλου σε συνθήκες ιξώδους λίπανσης (Ring Viscous Lubrication) [12].

$$Trvl = c_1 \cdot \sqrt{\mu \cdot |v_p| \cdot w_o \cdot (p + p_e)} \cdot (n_o + 0.4 \cdot n_c) \cdot D \cdot r \cdot |R_1|$$

Όπου ο εμπειρικός συντελεστής c_1 εξαρτάται από το σχήμα των ελατηρίων.

Στην πιο πάνω εξίσωση η αδιάστατη μεταβλητή R_1 δίνεται από την σχέση [12]:

$$\sin \phi \cdot \left\{ 1 + \frac{\left(\frac{r}{L} \right) \cdot \cos \phi}{\left(1 - \left(\frac{r}{L} \right)^2 \cdot \sin^2 \phi \right)^{1/2}} \right\}$$

$C1 = C_{opt,1} \cdot (N/N_{ref})^{e1} = \text{Συντελεστής REZEKA - HENEIN}$
$C_{opt,1} = 21.5$
$N = \text{Ταχύτητα Περιστροφής}$
$N_{ref} = \text{Ταχύτητα Αναφοράς}$
$e1 = 0.115$
$\mu = \text{Δυναμική Συνεκτικότητα Λαδιού}$
$v_p = \text{Ταχύτητα Εμβόλου} = r \cdot \omega \cdot R1$
$\omega = \text{Γωνιακή Ταχύτητα} = \pi \cdot n / 30$
$r = \text{Ακτίνα Στροφάλου}$
$R1 = \text{Αδιάστατη Μεταβλητή}$
$W_o = \text{Πλάτος Ελατηρίου Λίπανσης}$
$p = \text{Πίεση ανά Γωνία Στροφάλου}$
$p_e = \text{Ελαστική Δύναμη Ασκούμενη Στα Ελατήρια}$
$n_o = \text{Αριθμός Ελατηρίων Λίπανσης}$
$n_c = \text{Αριθμός Ελατηρίων Συμπίεσης}$
$D = \text{Διάμετρος Κυλίνδρου}$
$L = \text{Μήκος Διωστήρα}$

Πίνακας 1. Επεξήγηση στοιχείων της σχέσης για τον υπολογισμό της τριβής των ελατηρίων υπό καθεστώς ιξώδους λίπανσης (T_{tr1}).

Στην εξίσωση υπολογισμού της T_{tr1} περιέχεται η ελαστική δύναμη p_e η οποία ασκείται στα ελατήρια του εμβόλου. Στην συνέχεια ακολουθεί η μέθοδος υπολογισμού της συγκεκριμένης ελαστικής δύναμης.

Κατά την τοποθέτηση του εμβόλου στο εσωτερικό του κυλίνδρου, ασκείται μία επαπτομενική δύναμη στο διάκενο των ελατηρίων, προκειμένου να κλείσουν και να εισχωρήσουν στον κύλινδρο μαζί με το έμβολο.

Η επαπτομενική δύναμη δίνεται από την παρακάτω σχέση[8]:

$$Ft = \frac{K \cdot E \cdot I}{rm^2}$$

Όπου: K = Συντελεστής προσαρμογής = 0,01 – 0,04

E = Ελαστικότητα = 152000Μρα

I = Ροπή αδράνειας της διατομής του ελατηρίου

rm = Εξωτερική διάμετρος ελατηρίου (m)

Η ροπή αδράνειας της διατομής του ελατηρίου δίνεται από την πιο κάτω σχέση:

$$I = \frac{h \cdot t^3}{12}$$

Όπου: h = ύψος του ελατηρίου (m)

t = πάχος του ελατηρίου (m)

Έχοντας υπολογίσει την επαπτομενική δύναμη μπορούμε πλέον να υπολογίσουμε την ελαστική πίεση:

$$p_e = \frac{Ft}{b \cdot r}$$

Όπου: p_e = Ελαστική πίεση ελατηρίου (N/m²)

Ft = Εφαπτομενική δύναμη στο διάκενο(gap) του ελατηρίου (N)

b = Πλάτος του ελατηρίου (m)

r = Ακτίνα κυλίνδρου (m)

Η δεύτερη εξίσωση περιγράφει τις αναπτυσσόμενες τριβές στα ελατήρια σε συνθήκες μικτής λίπανσης[12].

$$Trml = c_2 \cdot \pi \cdot D \cdot n_c \cdot w_c \cdot (p + p_e) \cdot (1 - |\sin \phi|) \cdot r \cdot |R_1|$$

Ο συντελεστής c_2 λαμβάνει υπόψιν του, την αύξηση που παρατηρείται στην τριβή του πρώτου ελατηρίου, λόγω ανεπαρκούς λίπανσης.

$C_2 = C_{opt,2} \cdot (N/N_{ref}) \cdot e_2 =$ Σταθερά REZEKA-HENEIN
$C_{opt,2} = 0.205$
$e_2 = 0.413$
$W_c =$ Πλάτος Ελατηρίων Συμπίεσης
$\phi =$ Γωνία Στροφάλου
$p =$ Πίεση ανά Γωνία Στροφάλου
$p_e =$ Ελαστική Δύναμη Ασκούμενη στα Ελατήρια
$D =$ Διάμετρος Κυλίνδρου
$L =$ Μήκος Διωστήρα
$R_1 =$ Αδιάστατη Μεταβλητή

Πίνακας 2. Επεξήγηση στοιχείων της σχέσης για τον υπολογισμό της τριβής των ελατηρίων σε συνθήκες μικτής λίπανσης($Trml$).

Η Τρίτη εξίσωση περιγράφει τις αναπτυσσόμενες τριβές στην ποδιά του εμβόλου[12].

$$T_{ps} = c_3 \cdot \mu \cdot \frac{|r \cdot \omega \cdot R_1|}{h} \cdot D \cdot L_{ps} \cdot r \cdot |R_1|$$

Όπου ο συντελεστής c_3 περιλαμβάνει την μεταβολή στο πάχος του στρώματος του λιπαντικού, η οποία οφείλεται στις κλίσεις που παίρνει το έμβολο, όταν ο διωστήρας βρίσκεται σε γωνία διάφορη του μηδενός ως προς τον κατακόρυφο άξονα.

$C_3 = C_{opt,3} \cdot (N/N_{ref}) \cdot e_3 =$ Σταθερά REZEKA-HENEIN
$C_{opt,3} = 0.095$
$e_3 = 1.573$
$r =$ Ακτίνα Στροφάλου $= (\text{Διαδρομή Εμβόλου}) / 2$
$\omega =$ Γωνιακή Ταχύτητα $= \pi \cdot n / 30$
$\mu =$ Δυναμική Συνεκτικότητα Λαδιού
$h =$ Πάχος Σχηματιζόμενου Στρώματος Λαδιού
$R_1 =$ Αδιάστατη Μεταβλητή
$D =$ Διάμετρος Κυλίνδρου
$\varphi =$ Γωνία Στροφάλου
$L_{ps} =$ Μήκος Ποδιάς Εμβόλου
$L =$ Μήκος Διωστήρα

Πίνακας 3. Επεξήγηση στοιχείων της σχέσης για τον υπολογισμό της τριβής της ποδιάς του εμβόλου (T_{ps}).

Η τέταρτη εξίσωση περιγράφει τις αναπτυσσόμενες τριβές στον κινηματικό μηχανισμό των βαλβίδων[12].

$$T_{val} = c_4 \cdot n_v \cdot N_s \cdot r \cdot |R_1| \cdot \omega^{-0.5}$$

Ο συντελεστής c_4 εξαρτάται από την επιφάνεια επαφής των εκκέντρων του εκκεντροφόρου άξονα και των ζύγων των βαλβίδων.

$c_4 = C_{opt,4} \cdot (N/N_{ref})^{e_4} =$ Σταθερά Rezek & Henein
$C_{opt,4} = 1.53$
$e_4 = -0.0843$
$\omega =$ Γωνιακή Ταχύτητα $= \pi \cdot n / 30 =$
$R_1 =$ Αδιάστατη μεταβλητή
$\varphi =$ Γωνία Στροφάλου
$n =$ Αριθμός βαλβίδων ανά κύλινδρο
$N_s =$ Φορτίο Στα Ελατήρια Των Βαλβίδων
$r =$ Ακτίνα Στροφάλου
$L =$ Μήκος διωστήρα

Πίνακας 4. Επεξήγηση στοιχείων της σχέσης για τον υπολογισμό της τριβής του μηχανισμού των βαλβίδων (T_{val}).

Η πέμπτη εξίσωση περιγράφει τις τριβές που αναπτύσσονται από τα βοηθητικά συστήματα της μηχανής και τα μη φορτιζόμενα έδρανά της. Το μεγαλύτερο μέρος των τριβών που αναπτύσσονται σε αυτήν την κατηγορία, οφείλονται στα κινούμενα μέρη αυτών των συστημάτων. Οι τιμές τους εξαρτώνται άμεσα από την γωνιακή ταχύτητα της μηχανής[12].

$$T_{aub} = C5 \cdot \mu \cdot \omega$$

$C5 = Copt,5 \cdot (N/Nref) \cdot e5 =$ Σταθερά Rezeka & Henein
$Copt,5 = 0,149$
$e5 = 0.773$
$\mu =$ Δυναμική Συνεκτικότητα Λαδιού
$\omega =$ Γωνιακή Ταχύτητα = $\pi \cdot n / 30$

Πίνακας 5. Επεξήγηση στοιχείων της σχέσης για τον υπολογισμό της τριβής των βοηθητικών συστημάτων και των μη φορτιζόμενων εδράνων της μηχανής (T_{aub}).

Η έκτη και τελευταία εξίσωση, του μοντέλου των Rezek & Henein, περιγράφει τις τριβές που αναπτύσσονται στα φορτιζόμενα έδρανα της μηχανής. Το φορτίο αυτό μεταφέρεται στα έδρανα, από τον στροφαλοφόρο άξονα κατά την καύση, λόγω των υψηλών πιέσεων που αναπτύσσονται στο θάλαμο καύσης[12].

$$T_{lb} = c_6 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot r_{jb} \cdot p \cdot |\cos \phi| \cdot \omega^{-0.5}$$

$C_6 = C_{opt,6} \cdot (N/N_{ref}) \cdot e_6 =$ Σταθερά Rezek & Henein
$C_{opt,6} = 0,071$
$e_6 = 1.868$
$\omega =$ Γωνιακή Ταχύτητα $= \pi \cdot n / 30$
$D =$ Διάμετρος κυλίνδρου
$r_{jb} =$ Ακτίνα Περιστρεφόμενων Εδράνων
$p =$ Πίεση ανά Γωνία Στροφάλου
$\phi =$ Γωνία Στροφάλου

Πίνακας 6. Επεξήγηση στοιχείων της σχέσης για τον υπολογισμό της τριβής φορτιζόμενων εδράνων της μηχανής (T_{lb}).

Μόλις ολοκληρωθεί ο υπολογισμός των έξι συντελεστών της τριβής, προστίθενται και δίνουν την συνολική ροπή τριβής, ανά γωνία στροφάλου και ανά κύλινδρο. Δηλαδή:

$$Tf_{total, i} = \sum_{j=1}^6 Tf_{rj}$$

Σε περιπτώσεις πολυκύλινδρων μηχανών, αφού υπολογιστεί η πιο πάνω τιμή, ακολουθεί ο υπολογισμός της συνολικής ροπής τριβής, για το σύνολο των κυλίνδρων της μηχανής μέσω της ακόλουθης σχέσης:

$$Tf_{total} = \sum_{i=1}^z Tf_{total, i}$$

Όπου $z =$ ο αριθμός των κυλίνδρων της μηχανής.[12]

6 MAN B&W 5L 16/24

6.1 ΒΑΣΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ 5L 16/24

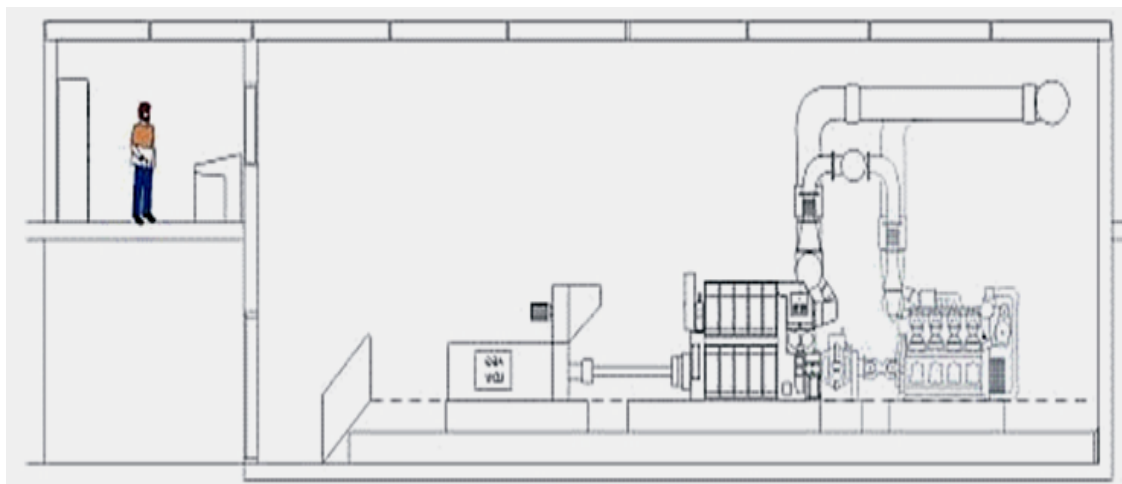
Η οικογένεια των μηχανών L 16/24 αποτελεί την πρώτη οικογένεια μηχανών της εταιρίας MAN B&W. Μάλιστα η μηχανή 5L 16/24 αποτελεί το μικρότερο μέλος της οικογένειας L 16/24 , δηλαδή με την μικρότερη ισχύ.

Η επεξήγηση του ονόματος 5L 16/24 έχει ως εξής:

- 5 είναι ο αριθμός των κυλίνδρων
- L: In-line. Οι κύλινδροι είναι σε σειρά
- 16 είναι η διάμετρος του εμβόλου σε εκατοστά
- 24 είναι η διαδρομή του εμβόλου σε εκατοστά

Παρακάτω δίνονται ορισμένα βασικά χαρακτηριστικά της μηχανής:

Κύκλος	Τετράχρονη
Διάταξη	Σε σειρά
Αριθμός κυλίνδρων	5
Στροφές (n)	1200RPM
Διάμετρος εμβόλου (D)	160mm
Διαδρομή (s)	240mm
Λόγος διαδρομής προς διάμετρο εμβόλου	1.5:1
Επιφάνεια εμβόλου	201cm ²
Όγκος εμβολισμού ανά κύλινδρο	4.8dm ³ (ltr)
Λόγος συμπίεσης (ε)	15.5:1
Μέγιστη πίεση καύσης	180bar
Μέση πραγματική πίεση	20.7bar
Ισχύς ανά κύλινδρο	100kw/cyl
Μέση ταχύτητα εμβόλου (Vp)	9.6m/sec
Ειδική κατανάλωση καυσίμου (MCR)	188 gr/Kw h
Σύστημα υπερπλήρωσης	Σταθερής πίεσης με ψυγείο αέρα
Σειρά ανάφλεξης	1 – 3 – 5 – 4 – 2 (εκτίμηση)
Υπερφόρτιση	10% για 1 ώρα κάθε 12 ώρες
Αριθμός και διάμετρος βαλβ. εισαγωγής	2, Dvalve = 46mm(εκτίμηση)
Αριθμός και διάμετρος βαλβίδων εξαγωγής	2, Dvalve = 46mm(εκτίμηση)
Καύσιμο	Marine diesel oil (MDO) και heavy fuel oil (HFO), 700cSt/50°C



6.2 ΕΜΒΟΛΟ

Το έμβολο της μηχανής, το οποίο είναι σύνθετου τύπου και η ψύξη του γίνεται με την βοήθεια του λαδιού, έχει σώμα κατασκευασμένο από κοκκώδη χυτοσίδηρο και κορώνα κατασκευασμένη από σφυρήλατο χάλυβα υψηλής αντίστασης σε παραμόρφωση. Είναι εφοδιασμένο με δύο ελατήρια συμπίεσης και ένα δαχτυλίδι λίπανσης.

Τα ελατήρια συμπίεσης έχουν κυλινδρική μορφή διαφορετικής σχεδίασης και εργαζόμενη επιφάνεια χρωμιωμένη. Έτσι λοιπόν το πακέτο των ελατηρίων του εμβόλου παρέχει μέγιστη στεγανότητα έναντι της διαφυγής των αερίων και μικρό ρυθμό φθοράς.

Το έμβολο διαθέτει κοντά στην περιοχή μεταξύ κορώνας και ελατηρίων, έναν χώρο συλλογής λιπαντικού, το οποίο χρησιμοποιείται για την ψύξη του εμβόλου. Το λιπαντικό που χρησιμοποιείται για ψύξη φτάνει στο έμβολο μέσω του συστήματος λίπανσης της μηχανής.

Στον παρακάτω πίνακα παρατίθενται οι διαστάσεις των ελατηρίων του εμβόλου.

	ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ (mm)
Δαχτυλίδι συμπίεσης 1	5
Δαχτυλίδι συμπίεσης 2	5
Δαχτυλίδι λίπανσης	5

6.3 ΔΙΩΣΤΗΡΑΣ

Ο διωστήρας έχει υποστεί ειδική κατεργασία σφυρηλάτησης σε μήτρα. Το κάτω έδρανο βάσης του είναι χωριστό όπως συμβαίνει και στις περισσότερες περιπτώσεις. Το έδρανο βάσης συνδέεται με κοχλίες στο στέλεχος του διωστήρα. Η διάταξη αυτή επιτρέπει την εξαγωγή του εμβόλου μαζί με το τμήμα του διωστήρα. Ο διωστήρας διαθέτει εσωτερικά κανάλια για τον εφοδιασμό του άνω άκρου του με λιπαντικό από το κάτω άκρο.

Το έδρανο του κάτω άκρου του διωστήρα, είναι κράμα τριών διαφορετικών μετάλλων, με ειδικά επιστρωμένη επιφάνεια. Το κέλυφος των εδράνων είναι ειδικά κατασκευασμένο έτσι ώστε κατά την τοποθέτησή τους να μην είναι απαραίτητη καμία επιπλέον προσαρμογή. Η λίπανση του άνω εδράνου του διωστήρα, γίνεται μέσω οπών προσαγωγής λιπαντικού.

7 ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΚΑΙ ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

7.1 ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΤΟΥ 4-Χ ΝΑΥΤΙΚΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ (MAN B&W 5L 16/24) ΣΕ ΣΤΑΘΕΡΑ ΚΑΙ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΑ ΦΟΡΤΙΑ

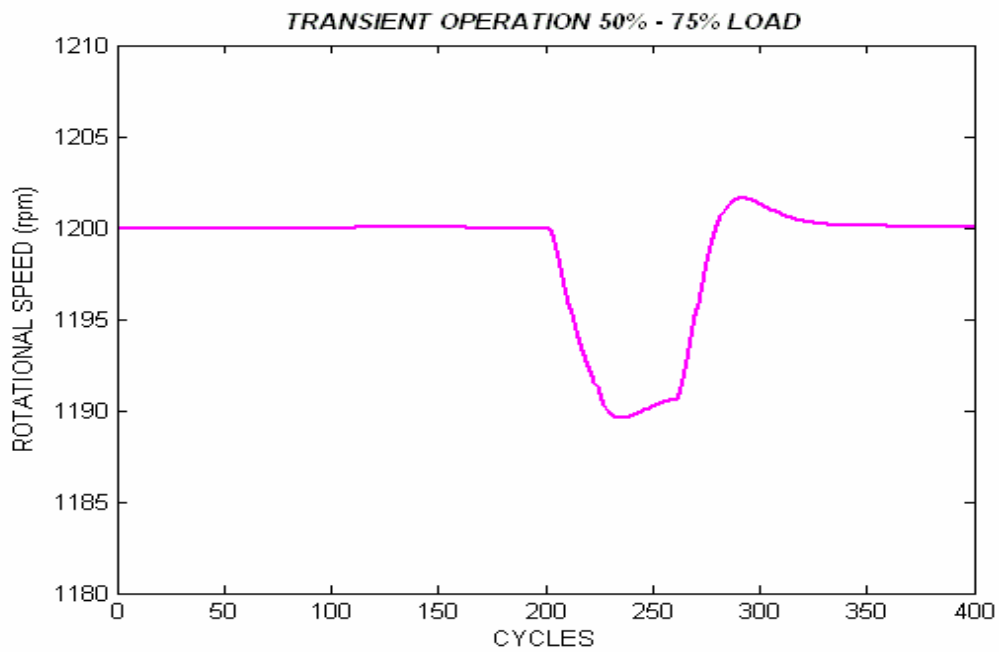
Στην παράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα της προσομοίωσης της λειτουργίας του 4-Χ κινητήρα MAN B&W 5L 16/24.

Συγκεκριμένα, προσομοιώθηκε η λειτουργία του κινητήρα σε σταθερά φορτία 50%, 75%, 100% και στροφές μηχανής ίσες με αυτές που αντιστοιχούν στα συγκεκριμένα φορτία, δηλαδή 952.46rpm, 1070.54rpm και 1200rpm αντίστοιχα.

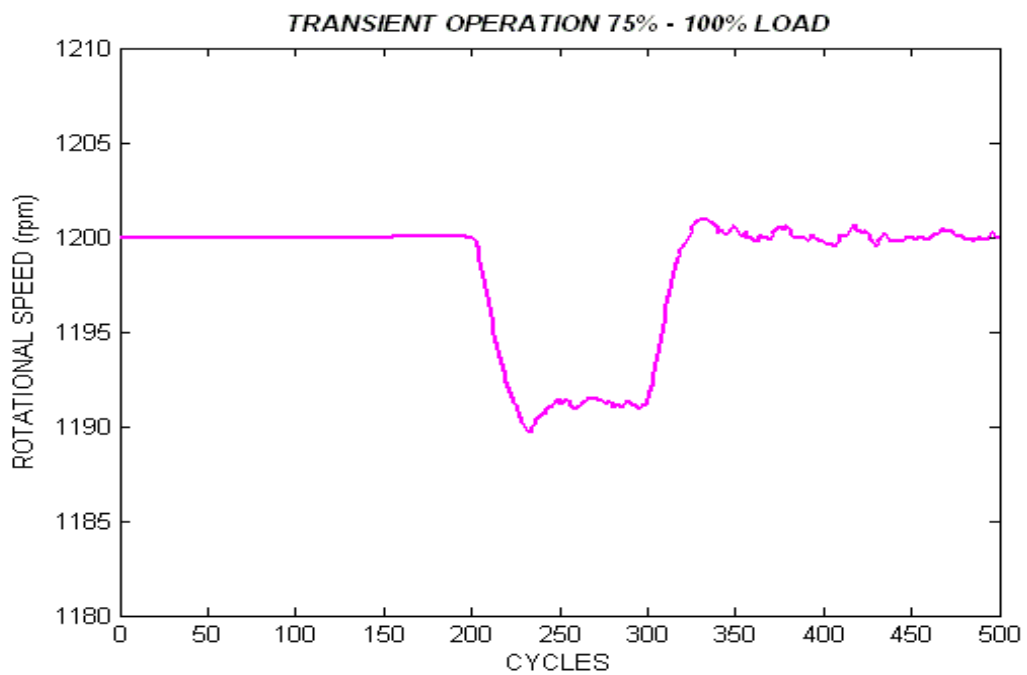
Πραγματοποιήθηκε επίσης προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα σε τρεις μεταβατικές καταστάσεις 50%-75%, 75%-100%, 50%-100%.

Στα διαγράμματα που ακολουθούν, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης της λειτουργίας του κινητήρα, που έγινε με τη βοήθεια του θερμοδυναμικού κώδικα που έχει ήδη περιγραφεί και του μοντέλου REZEKA & HENEIN.

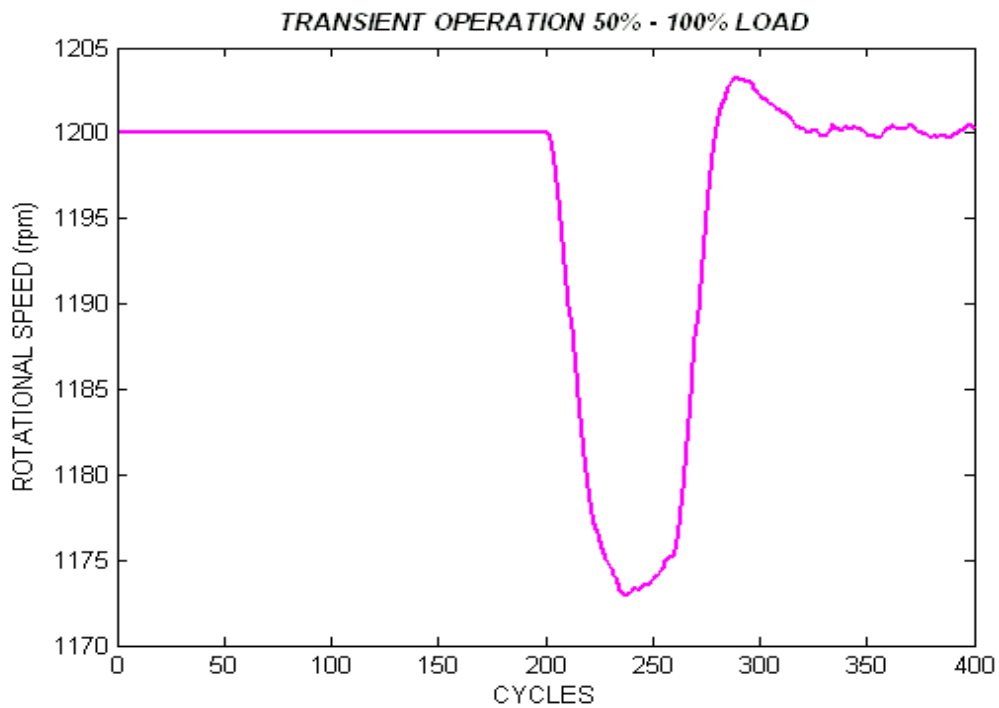
Συγκεκριμένα, για κάθε περίπτωση παρουσιάζονται η τριβή ιξώδους λίπανσης των ελατηρίων του εμβόλου, η τριβή μικτής λίπανσης των ελατηρίων, η τριβή που αναπτύσσεται στην ποδιά του εμβόλου, η τριβή του μηχανισμού των βαλβίδων, η τριβή των βοηθητικών συστημάτων, η τριβή των φορτιζόμενων εδράνων της μηχανής και τέλος η συνολική στιγμιαία ροπή τριβής σε κάθε κατάσταση. Στις καταστάσεις μεταβατικών φορτίων παρουσιάζονται επίσης τα διαγράμματα των στροφών της μηχανής και της μέσης πίεσης τριβών.



Σχήμα 15. Ταχύτητα περιστροφής ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας . Φορτίο 50% - 75%.

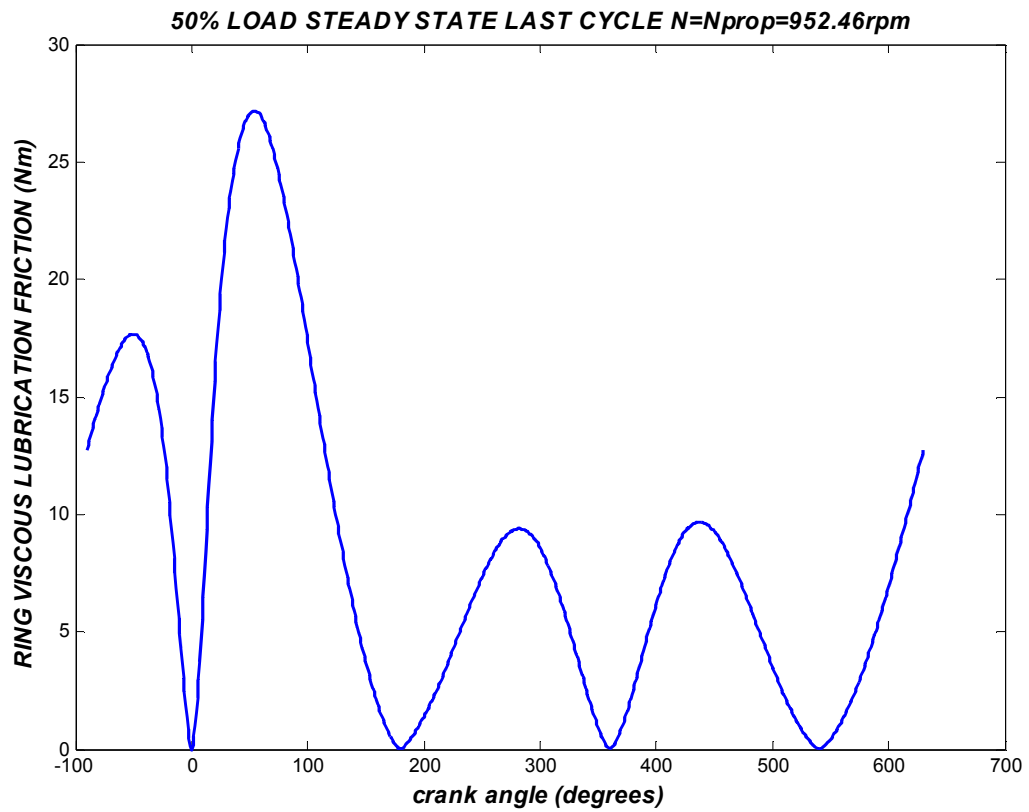


Σχήμα 16. Ταχύτητα περιστροφής ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας . Φορτίο 75% - 100%.

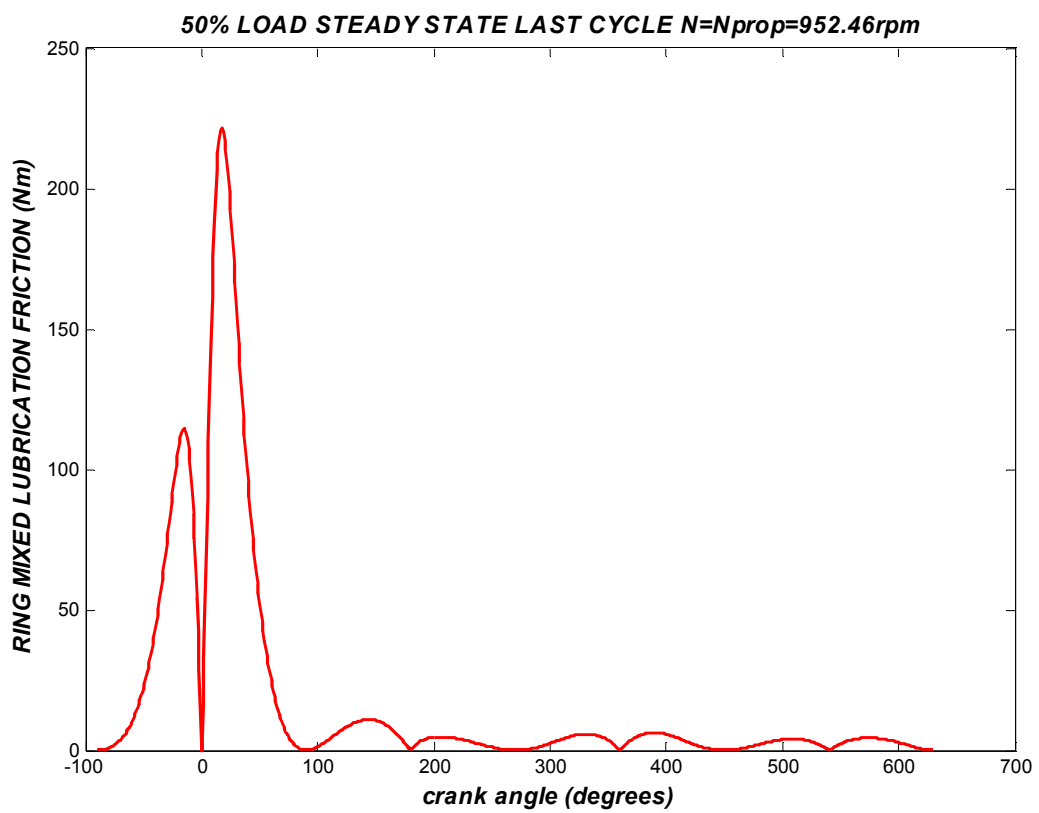


Σχήμα 17. Ταχύτητα περιστροφής ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας . Φορτίο 50% - 100%.

Από τα διαγράμματα των στροφών της μηχανής, που παραθέσαμε προηγουμένως (σχ.15, 16 και 17) παρατηρούμε ότι, στην περίπτωση όπου το φορτίο από 50% μεταβαίνει στο 100% έχουμε πιο έντονη πτώση των στροφών της μηχανής. Στις υπόλοιπες δύο περιπτώσεις, όπου το φορτίο μεταβάλλεται κατά 25%, η πτώση των στροφών κυμαίνεται στα ίδια επίπεδα.



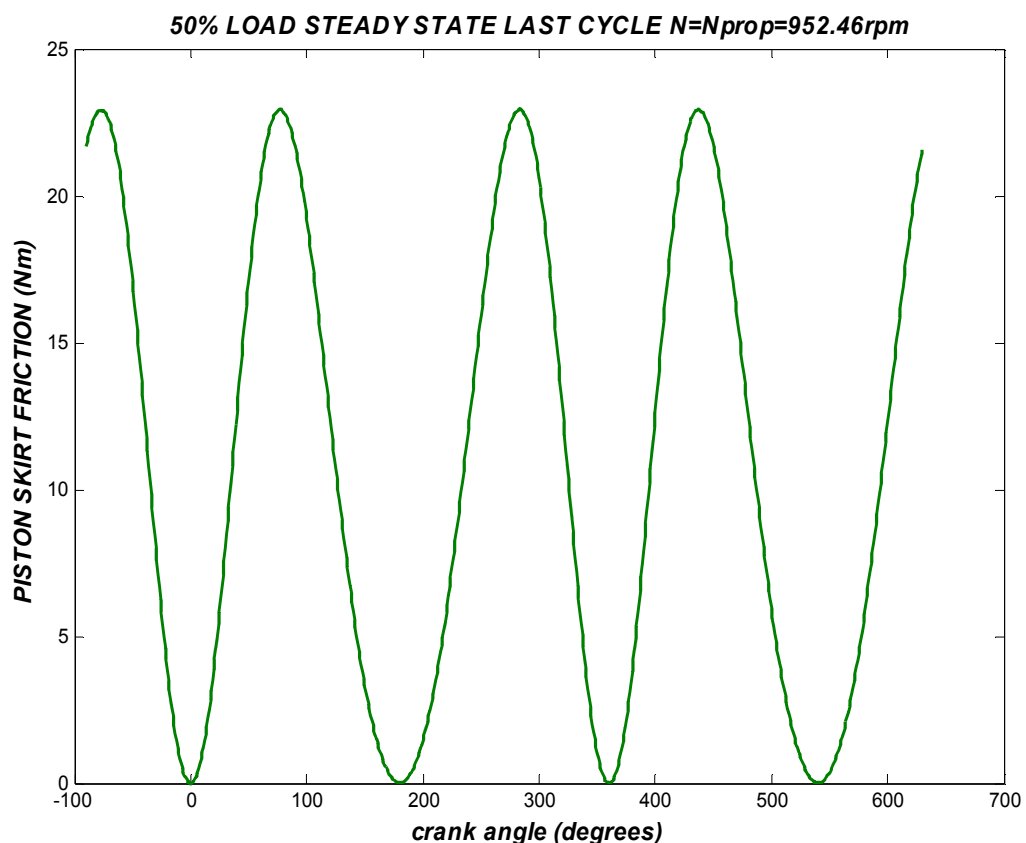
Σχήμα 18. Τριβή ιξώδους λίπανσης ελατηρίων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 952,46rpm.



Σχήμα 19. Τριβή μικτής λίπανσης ελατηρίων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 952,46rpm.

Παρατηρούμε στο σχ.18 ότι, η ιξώδης λίπανση των ελατηρίων παρουσιάζει τις μέγιστες τιμές της στην περιοχή των 90°. Αυτό ήταν αναμενόμενο διότι σε αυτήν την περιοχή έχουμε την μέγιστη αναπτυσσόμενη πίεση μέσα στο θάλαμο καύσης.

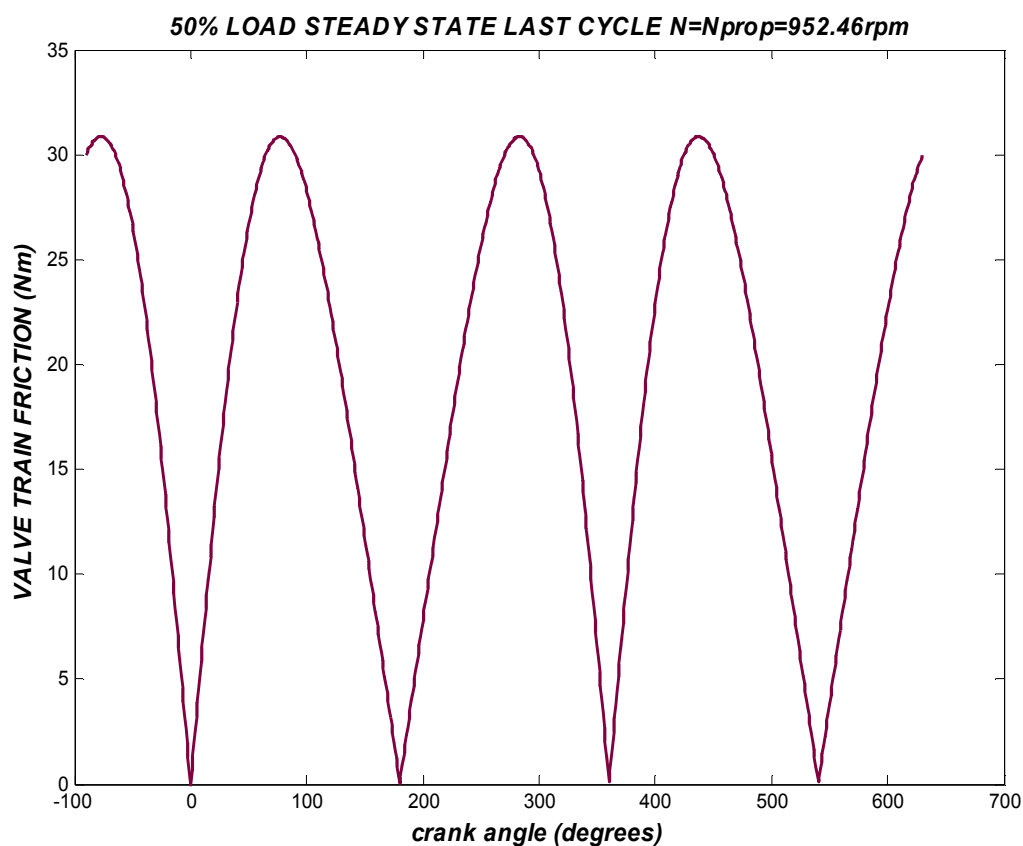
Από το διάγραμμα μικτής λίπανσης των ελατηρίων (σχ.19) παρατηρούμε επίσης ότι οι μέγιστες τιμές εμφανίζονται στην περιοχή όπου πραγματοποιείται η καύση. Από τα δύο αυτά διαγράμματα γίνεται φανερό ότι, οι τιμές της τριβής παραμένουν χαμηλές στην περιοχή του άνω νεκρού σημείου και κατά την φάση της εκτόνωσης, όπου η πίεση στον κύλινδρο διατηρείται σε χαμηλά επίπεδα. Οι χαμηλές τιμές της αναπτυσσόμενης τριβής στην περιοχή του άνω και κάτω νεκρού σημείου, οφείλονται στο γεγονός ότι στα συγκεκριμένα σημεία η ταχύτητα του εμβόλου είναι σχεδόν μηδενική.



Σχήμα 20. Τριβή ποδιάς εμβόλου. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 952,46rpm.

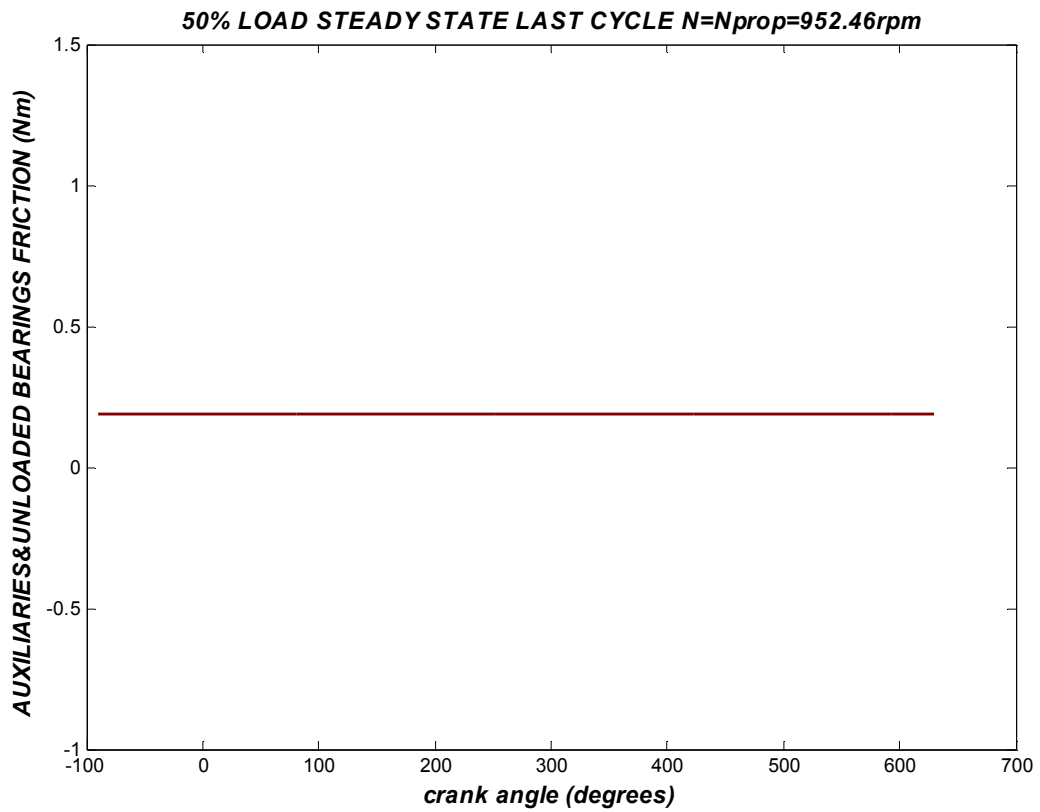
Από το διάγραμμα τριβών της ποδιάς του εμβόλου(σχ.20) βλέπουμε ότι οι αναπτυσσόμενες τριβές είναι ανεξάρτητες από την πίεση του κυλίνδρου. Παρατηρούμε ότι ανά 180° περίπου παίρνει την ίδια μέγιστη τιμή. Η τριβή στην ποδιά του εμβόλου οφείλεται στις δυνάμεις που ασκεί ο διωστήρας όταν βρίσκεται σε γωνία διάφορη του μηδενός. Οι δυνάμεις αυτές γίνονται μέγιστες στις 90°, 270°, 450°, 630°. Στο σχήμα 20 παρατηρούμε ότι η τριβή μεγιστοποιείται σε αυτές της γωνίες.

Παρόμοια είναι και η κατάσταση που επικρατεί στην τριβή του μηχανισμού των βαλβίδων(σχ.21).

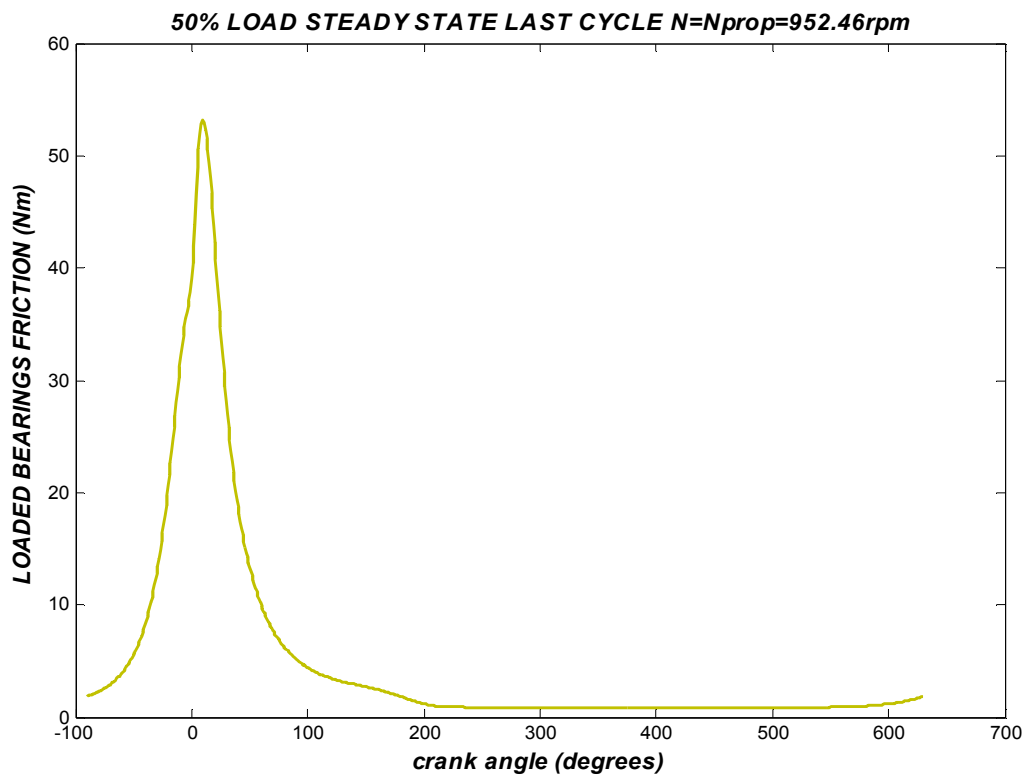


Σχήμα 21. Τριβή κινηματικού μηχανισμού των βαλβίδων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 952,46rpm.

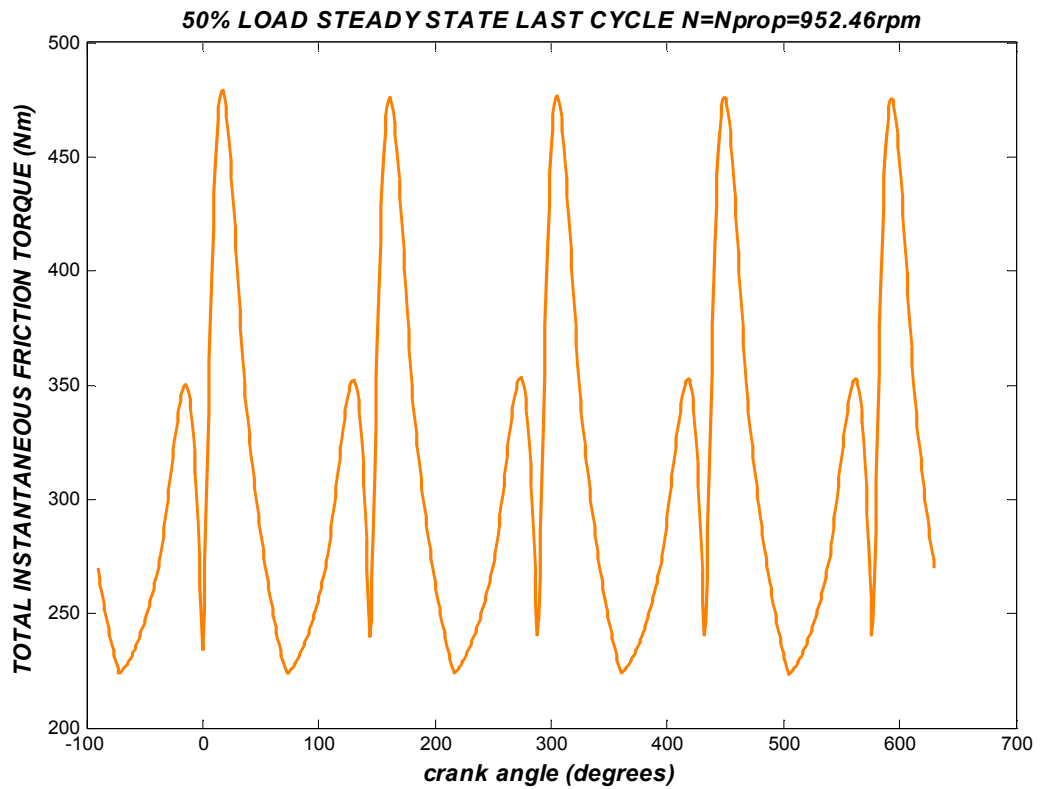
Στο διάγραμμα που ακολουθεί παρατηρούμε ότι οι τριβές που αναπτύσσονται στα βοηθητικά συστήματα παίρνουν τιμή σταθερή. Η συμβολή τους στην συνολικά αναπτυσσόμενη τριβή είναι μικρή. Η σταθερή μορφή της καμπύλης οφείλεται στο γεγονός ότι παίρνει τιμές ανάλογες της γωνιακής ταχύτητας περιστροφής. Στις καταστάσεις steady state που παρουσιάζουμε οι στροφές της μηχανής είναι σταθερές.



Σχήμα 22. Τριβή βοηθητικών συστημάτων και άφορτων εδράνων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 952,46rpm.

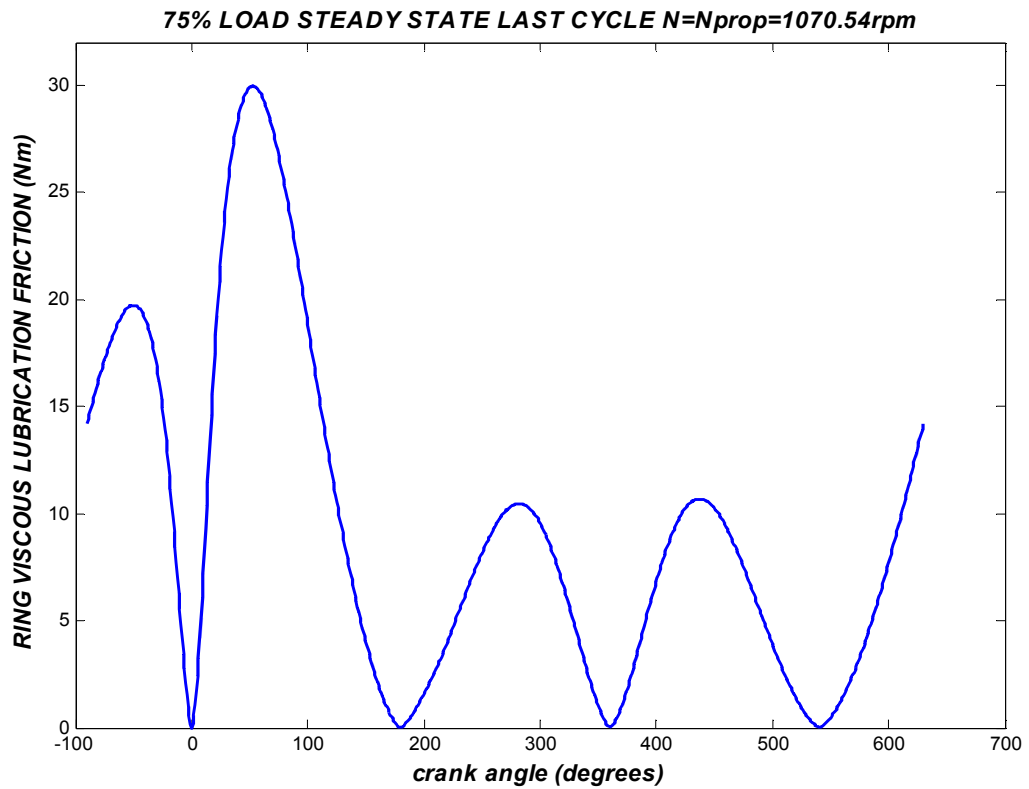


Σχήμα 23. Τριβή φορτιζόμενων εδράνων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 952,46rpm.

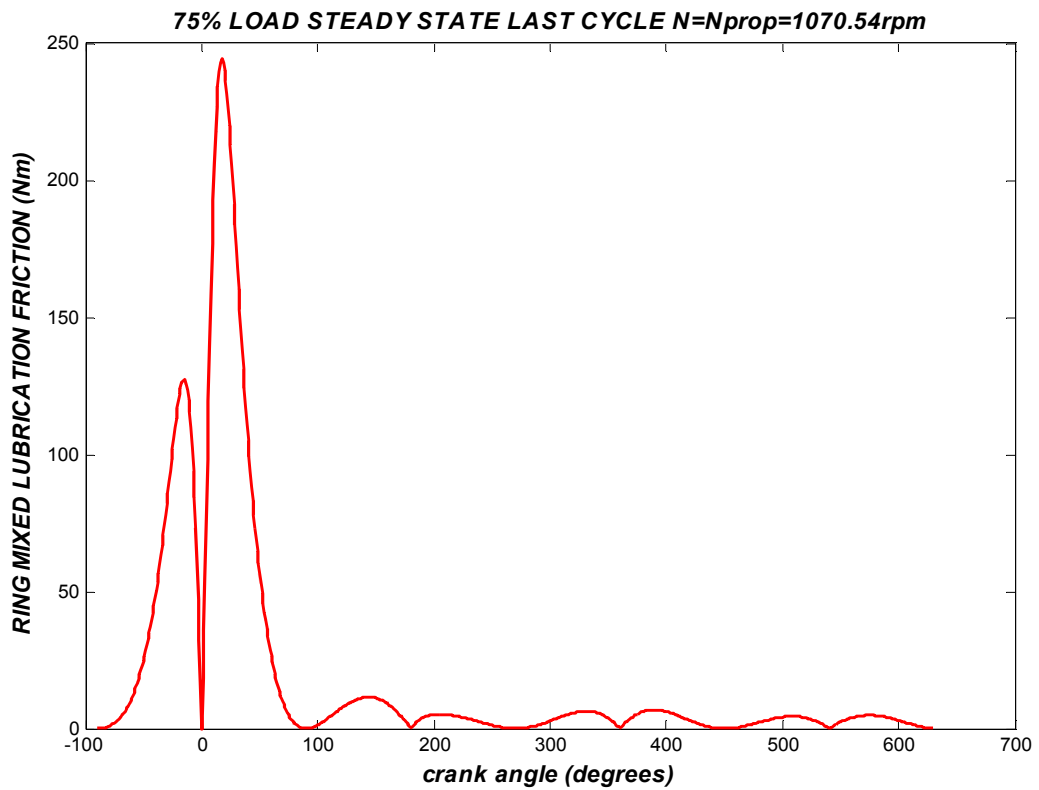


Σχήμα 24. Συνολική στιγμιαία αναπτυσσόμενη ροπή τριβής. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 952,46rpm.

Στο σχήμα 24 παρουσιάζεται η συνολικά αναπτυσσόμενη στιγμιαία ροπή τριβής της μηχανής. Παρατηρούμε ότι το συγκεκριμένο διάγραμμα εμφανίζει συνολικά πέντε μέγιστες τιμές. Αυτές αντικατοπτρίζουν τους πέντε κυλίνδρους της μηχανής και την διαφορά φάσης στην καύση ανάμεσα τους.



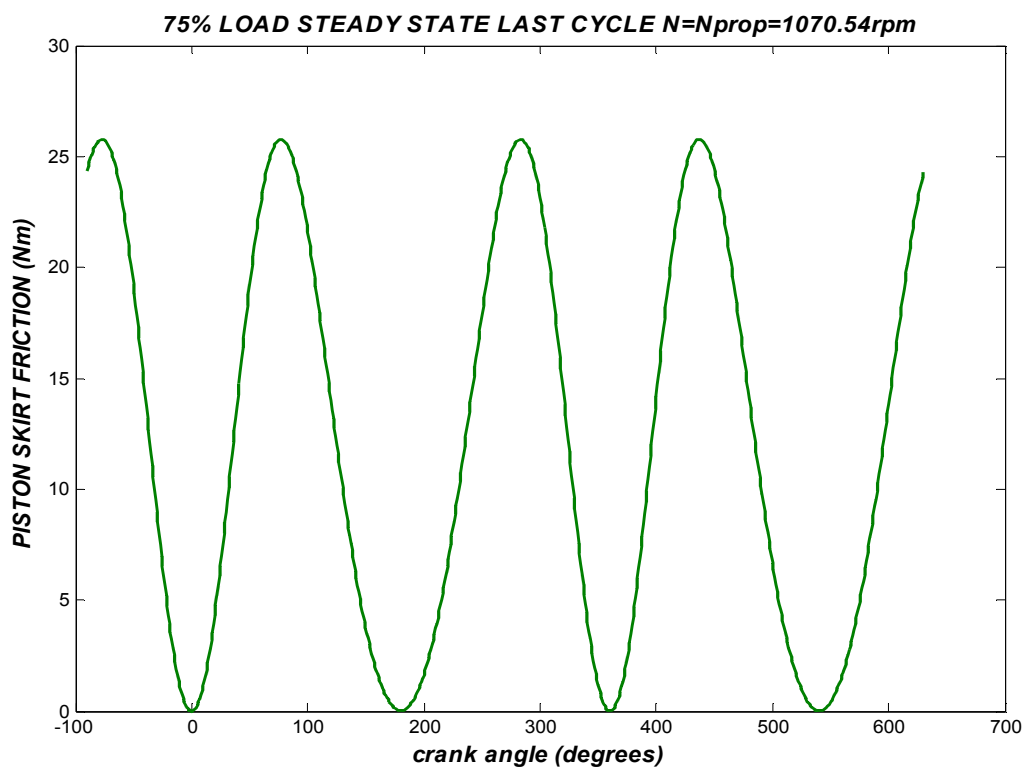
Σχήμα 25. Τριβή ιξώδους λίπανσης ελατηρίων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1070,54rpm.



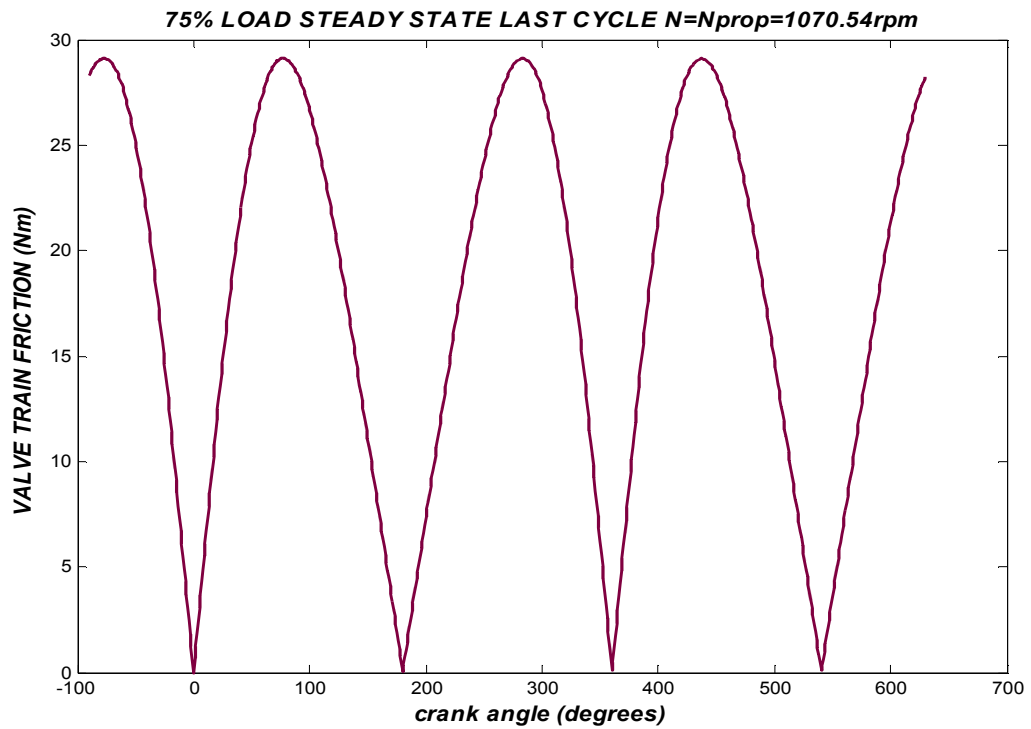
Σχήμα 26. Τριβή μικτής λίπανσης ελατηρίων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1070,54rpm.

Από τα διαγράμματα παρατηρούμε όπως άλλωστε ήταν αναμενόμενο ότι, καθώς αυξάνεται το επιβαλλόμενο φορτίο αυξάνονται και οι αναπτυσσόμενες τριβές στα ελατήρια του εμβόλου. Αυτό οφείλεται στις υψηλότερες πιέσεις που δέχονται τα ελατήρια και κατεπέκταση στο στρώμα λαδιού, που βρίσκεται ανάμεσα στην επιφάνεια των ελατηρίων και του χιτωνίου του κυλίνδρου. Όσο υψηλότερες είναι οι πιέσεις τόσο πιο έντονη διάσπαση του λιπαντικού στρώματος εντοπίζεται και κατά επέκταση αναπτυσσόμενες τριβές με μεγαλύτερες τιμές.

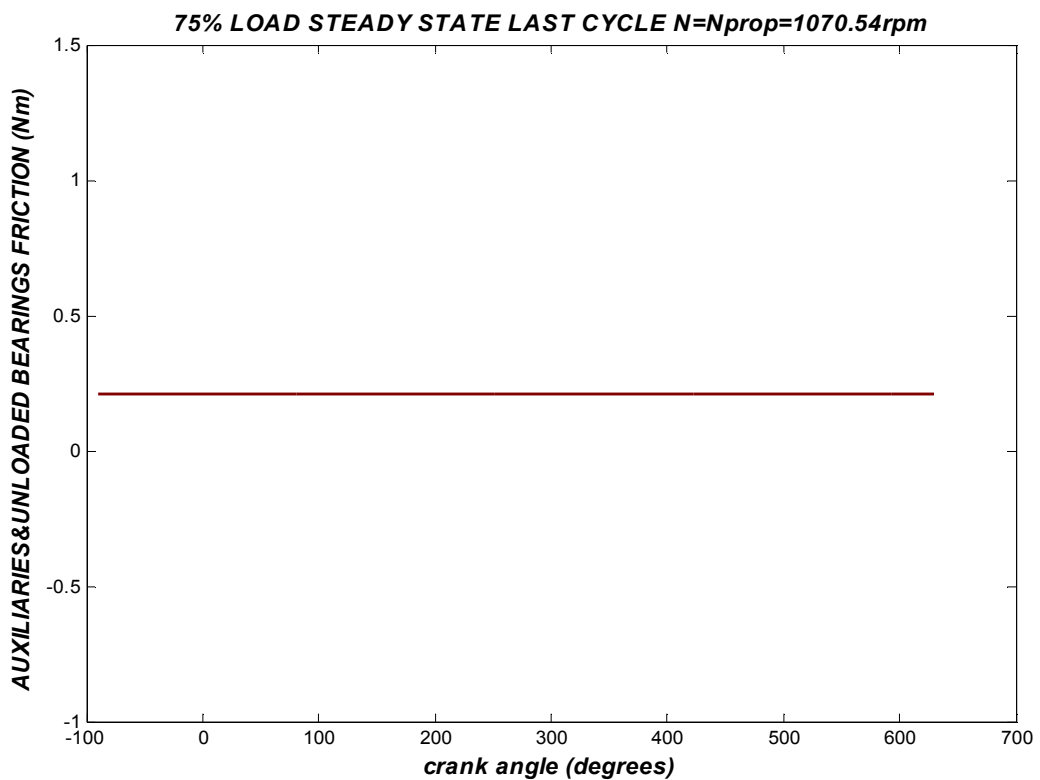
Στο ακόλουθο διάγραμμα, που παρουσιάζει τις τριβές που αναπτύσσονται στην ποδιά του εμβόλου, ισχύουν όσα αναφέρθηκαν και στην προηγούμενη κατάσταση σταθερής λειτουργίας.



Σχήμα 27. Τριβή ποδιάς εμβόλου. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1070,54rpm



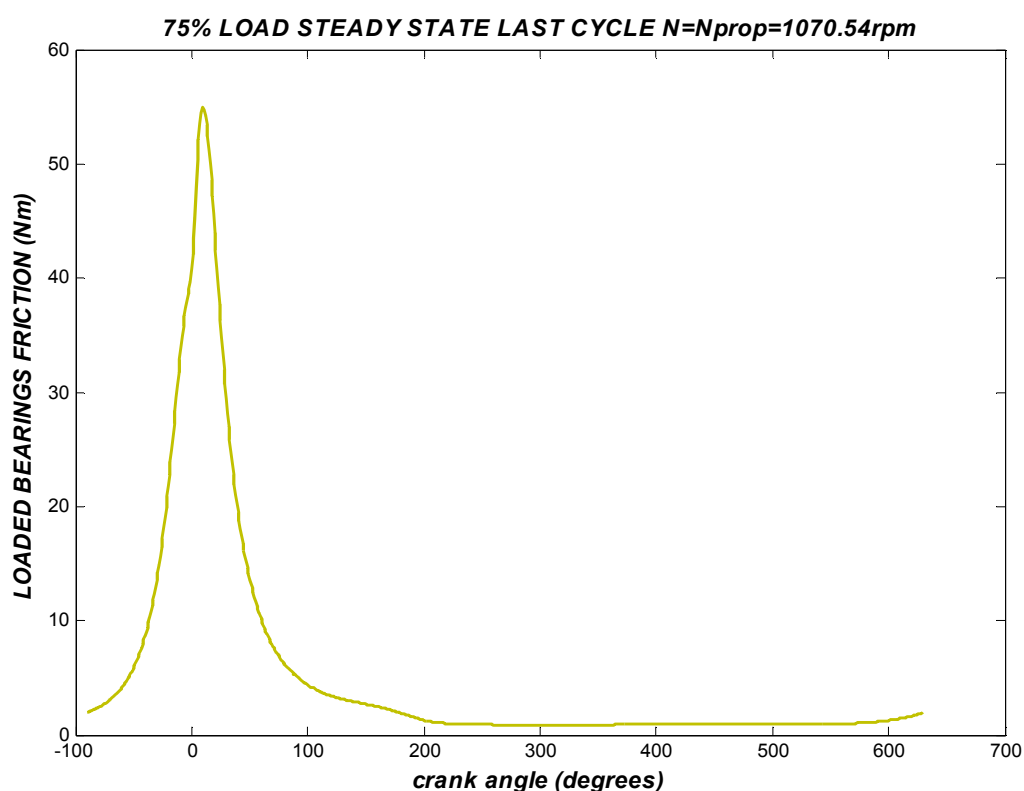
Σχήμα 28. Τριβή κινηματικού μηχανισμού βαλβίδων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1070,54rpm



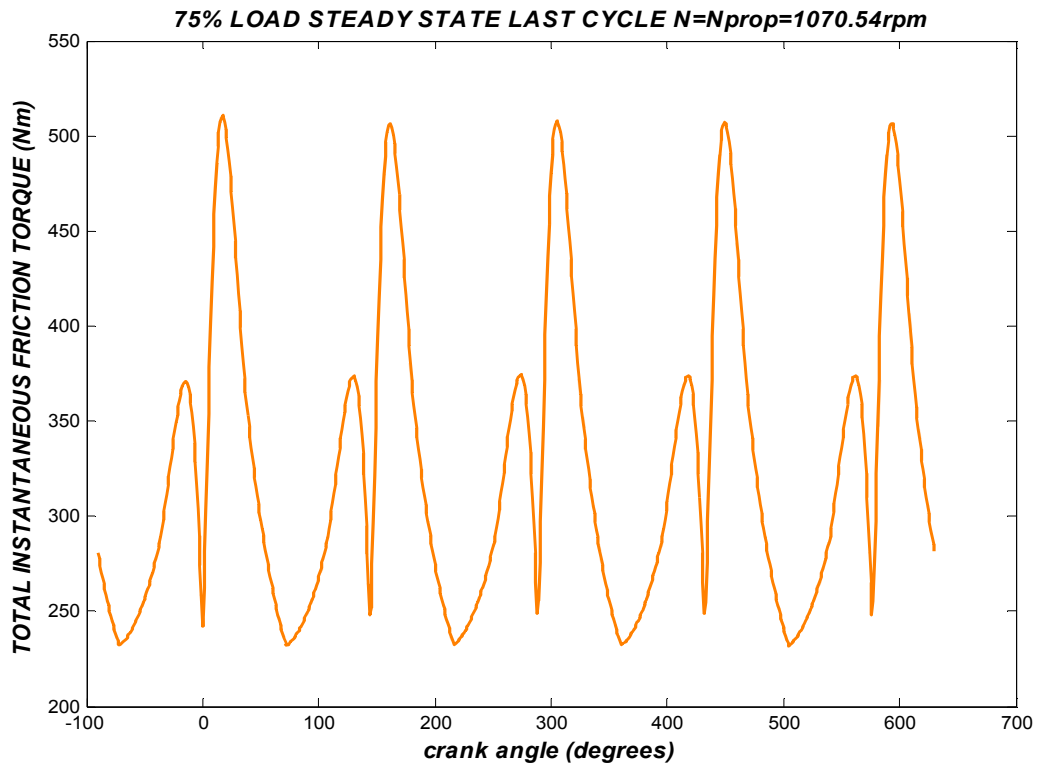
Σχήμα 29. Τριβή βοηθητικών συστημάτων και άφορτων εδράνων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1070,54rpm.

Σε αυτό το σημείο αξίζει να γίνει μία παρατήρηση. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα των τριβών που αναπτύσσονται στα βοηθητικά συστήματα της μηχανής (σχ.29), η σταθερή τιμή που παίρνουν, η οποία εξαρτάται από τις στροφές της μηχανής και την δυναμική συνεκτικότητα του λιπαντικού, είναι αμελητέα αυξημένη στις τρεις καταστάσεις σταθερής φόρτισης. Είναι σχεδόν σταθερή.

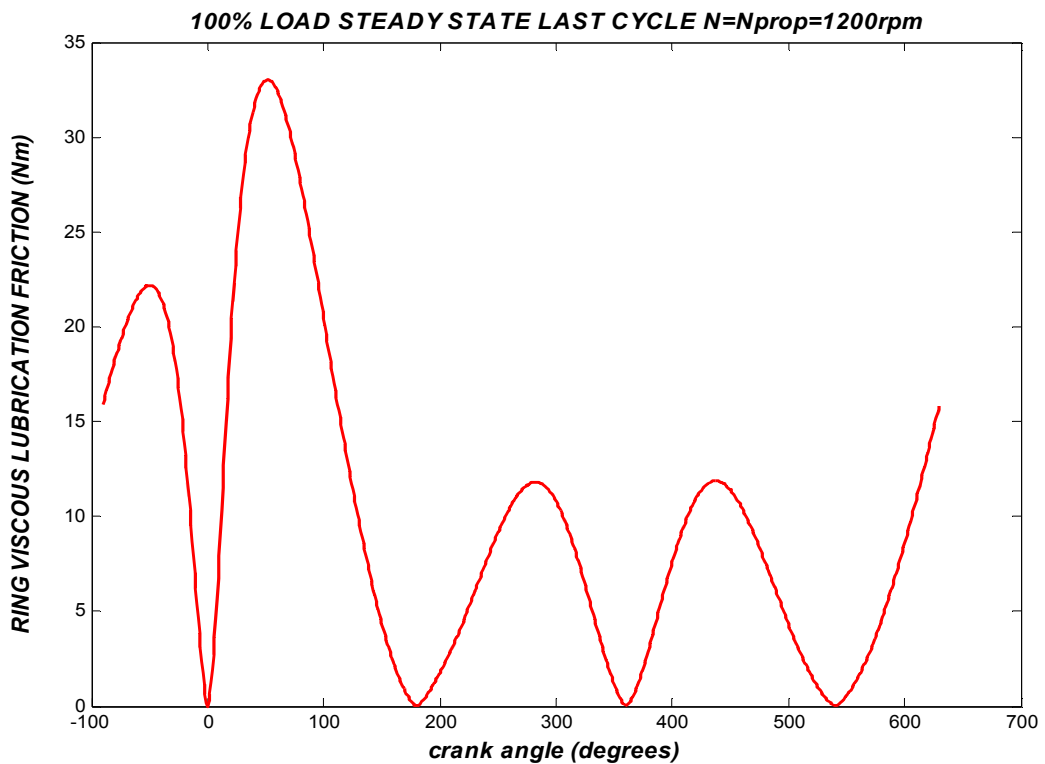
Από τα διαγράμματα των τριβών που αναπτύσσονται στα φορτιζόμενα έδρανα του στροφαλοφόρου παρατηρούμε, όπως άλλωστε ήταν αναμενόμενο, ότι η τριβή μεγιστοποιείται κοντά στο σημείο όπου πραγματοποιείται η καύση. Αυτό συμβαίνει διότι όλη η ενέργεια από την καύση μεταφέρεται μέσω του διωστήρα στον στροφαλοφόρο και κατεπέκταση στα έδρανα του στροφαλοφόρου άξονα.



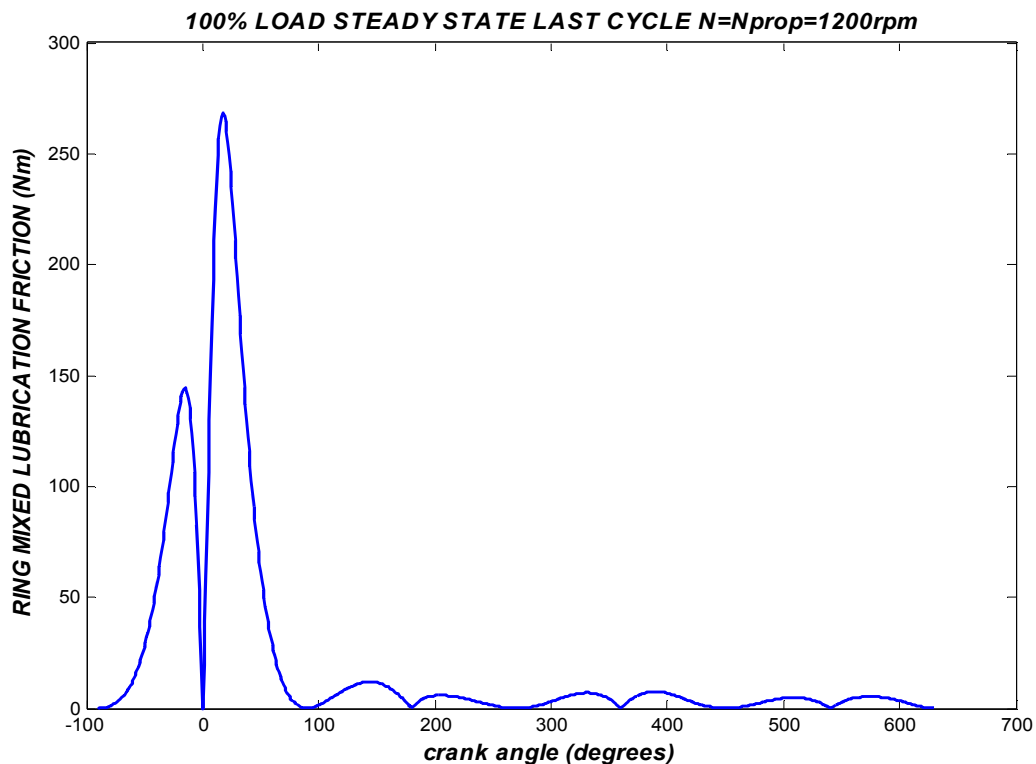
Σχήμα 30. Τριβή φορτιζόμενων εδράνων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1070,54rpm.



Σχήμα 31. Συνολική στιγμιαία αναπτυσσόμενη ροπή τριβής . Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1070,54rpm.



Σχήμα 32. Τριβή ιξώδους λίπανσης ελατηρίων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1200rpm

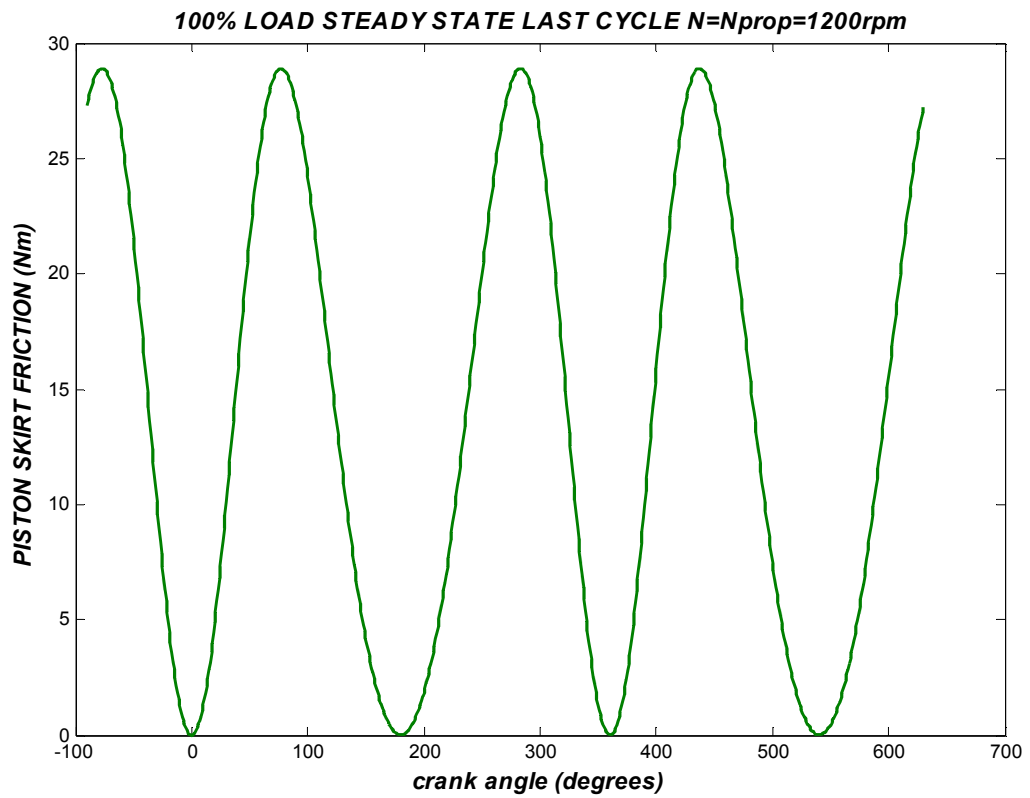


Σχήμα 33. Τριβή μικτής λίπανσης ελατηρίων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1200rpm.

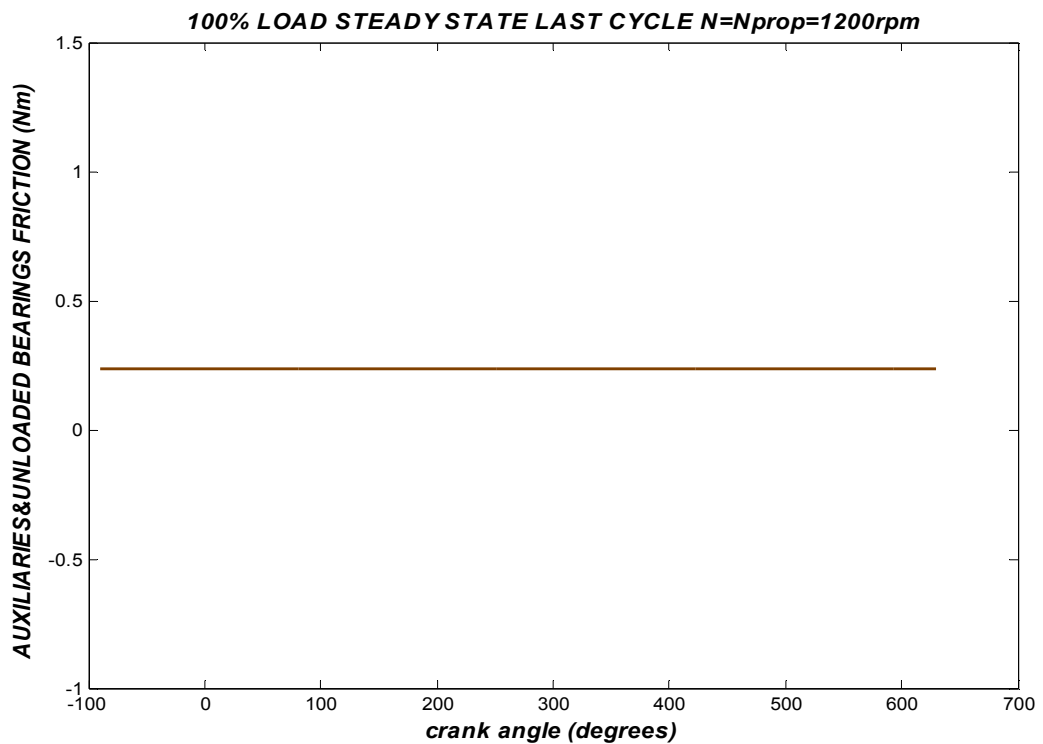
Από το σχήμα 33, όπως και από όσα έχουν παρατεθεί προηγουμένως, παρατηρούμε ότι η τριβή λόγω μικτής λίπανσης των ελατηρίων εμφανίζει σχεδόν μηδενικές τιμές εκεί όπου ο διωστήρας σχηματίζει γωνία 0° ως προς τον κατακόρυφο άξονα. Σε αυτό το σημείο, η ταχύτητα του εμβόλου είναι σχεδόν μηδενική. Στο μέσον της διαδρομής του εμβόλου, όπου η ταχύτητα του γίνεται μέγιστη, η τριβή παρουσιάζει τοπικά μέγιστα.

Σε περιπτώσεις όπου η γωνία του διωστήρα και του κατακόρυφου άξονα είναι διάφορη του μηδενός, το έμβολο δέχεται μία διατμητική δύναμη η οποία μεταφέρεται στο στρώμα λιπαντικού με αποτέλεσμα την διάσπαση του. Έτσι σε αυτά τα σημεία λόγω επαφής metal – to – metal εντοπίζονται αυξημένες τριβές.

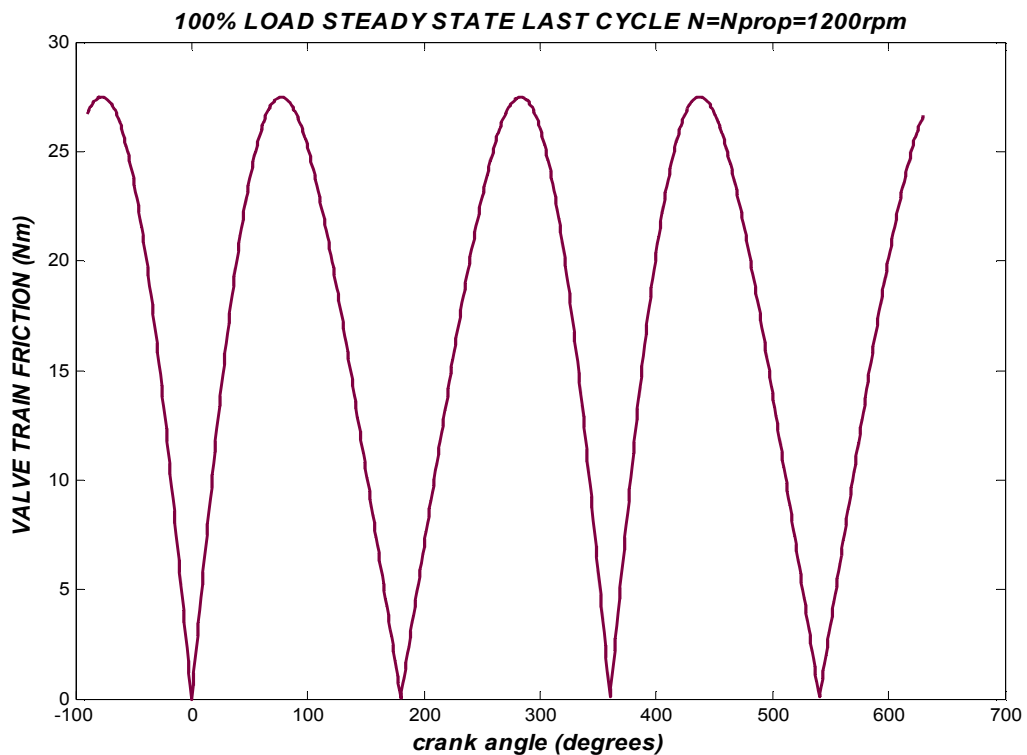
Η τιμή της τριβής που αναπτύσσεται στα βοηθητικά συστήματα είναι περίπου ίδια και στις τρεις καταστάσεις σταθερής λειτουργίας που μελετήσαμε. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η μοναδική εξαρτημένη αντλία της μηχανής που μελετήσαμε, είναι αυτή του λαδιού.



Σχήμα 34. Τριβή ποδιάς εμβόλου. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1200rpm.



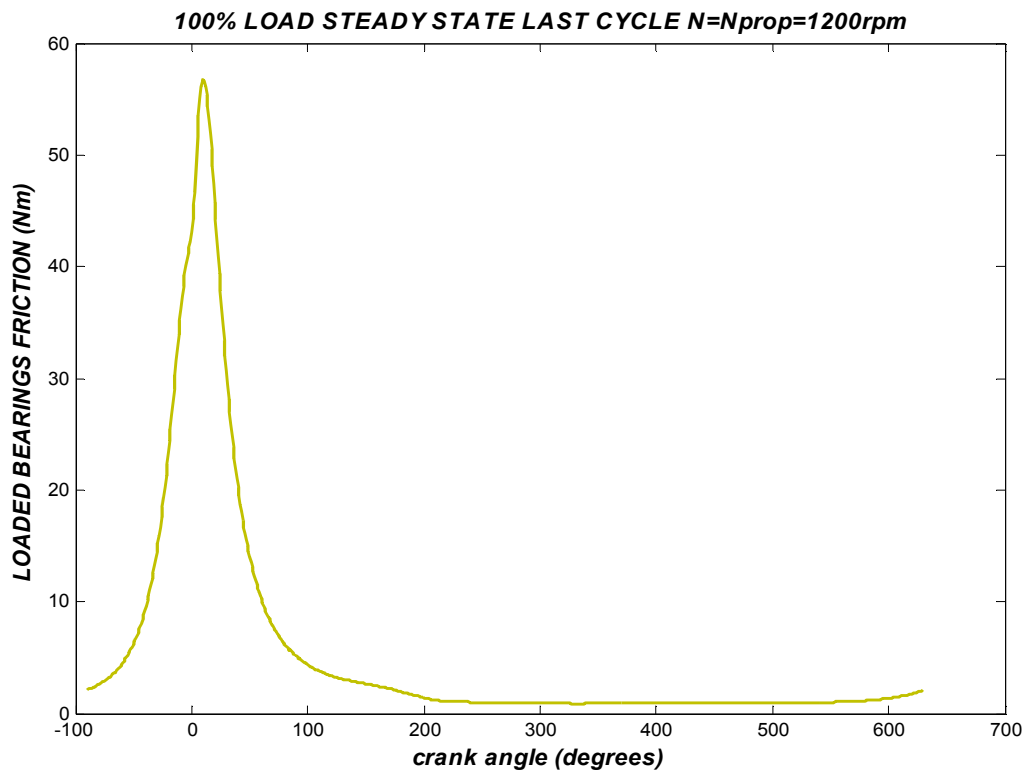
Σχήμα 35. Τριβή βοηθητικών συστημάτων και άφορτων εδράνων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1200rpm.



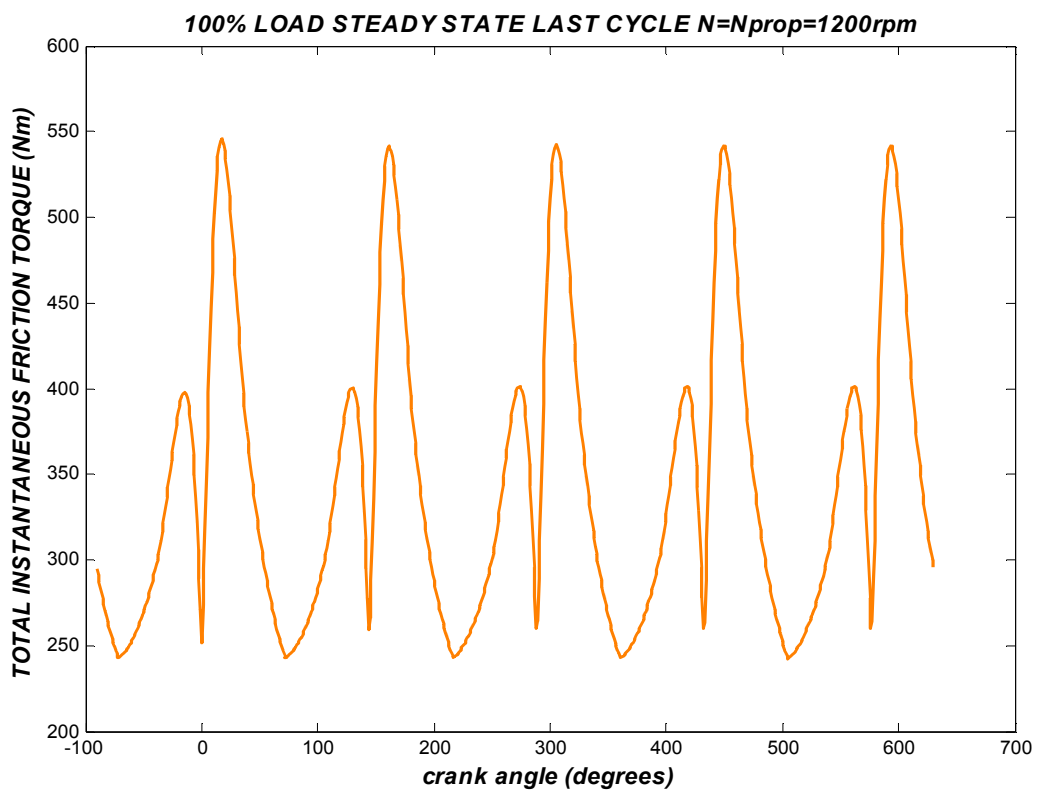
Σχήμα 36. Τριβή κινηματικού μηχανισμού βαλβίδων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1200rpm.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφέρουμε κάποιες παρατηρήσεις οι οποίες έγιναν από την ανάλυση των αποτελεσμάτων:

- Η δύναμη της τριβής αυξάνεται με αύξηση της ταχύτητας του εμβόλου.
- Το πάχος του στρώματος του λιπαντικού αυξάνεται με αύξηση της ταχύτητας του εμβόλου.
- Το πάχος του στρώματος λιπαντικού στις θέσεις του άνω και κάτω νεκρού σημείου, λόγω του φαινομένου της υδροδυναμικής συμπίεσης, είναι διάφορο του μηδενός.
- Η δύναμη της τριβής, όπως έχει ήδη αναφερθεί, αυξάνεται με την αύξηση της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου.
- Παράλληλα με την αύξηση της δύναμης τριβής, λόγω αύξησης της πίεσης των αερίων, έχουμε και διάσπαση του στρώματος του λιπαντικού άρα και αυξημένες μηχανικές απώλειες.
- Οι αναπτυσσόμενες τριβές στην φάση της συμπίεσης είναι υψηλότερες από αυτές που αναπτύσσονται στην φάση της εκτόνωσης των αερίων.
- Οι τριβές της ποδιάς του εμβόλου στα σημεία μηδενικής ταχύτητας παρουσιάζουν τις μέγιστες τιμές.

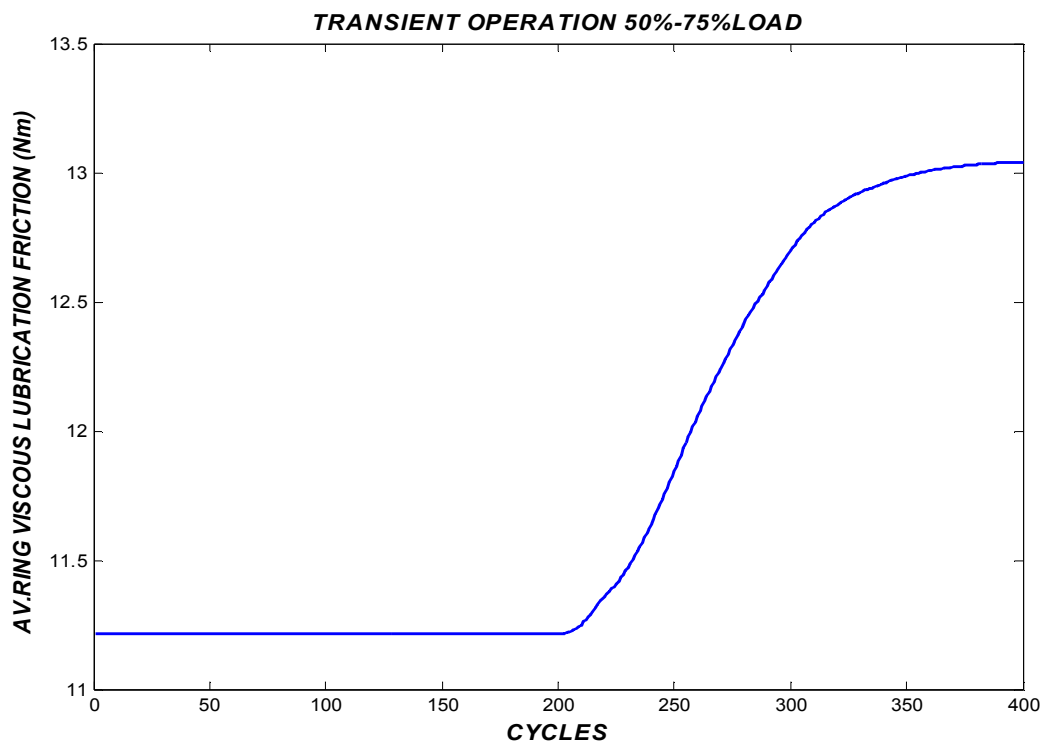


Σχήμα 37. Τριβή φορτιζόμενων εδράνων. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1200rpm.

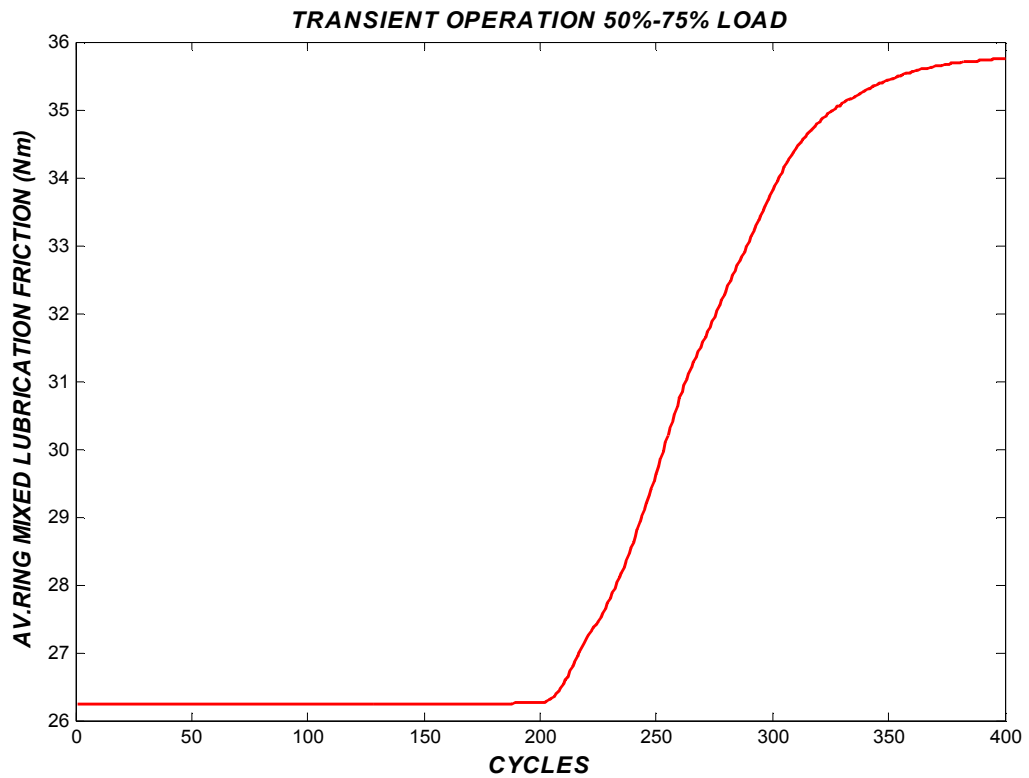


Σχήμα 38. Συνολική στιγμιαία αναπτυσσόμενη ροπή τριβής. Σταθερή λειτουργία με στροφές μηχανής 1200rpm

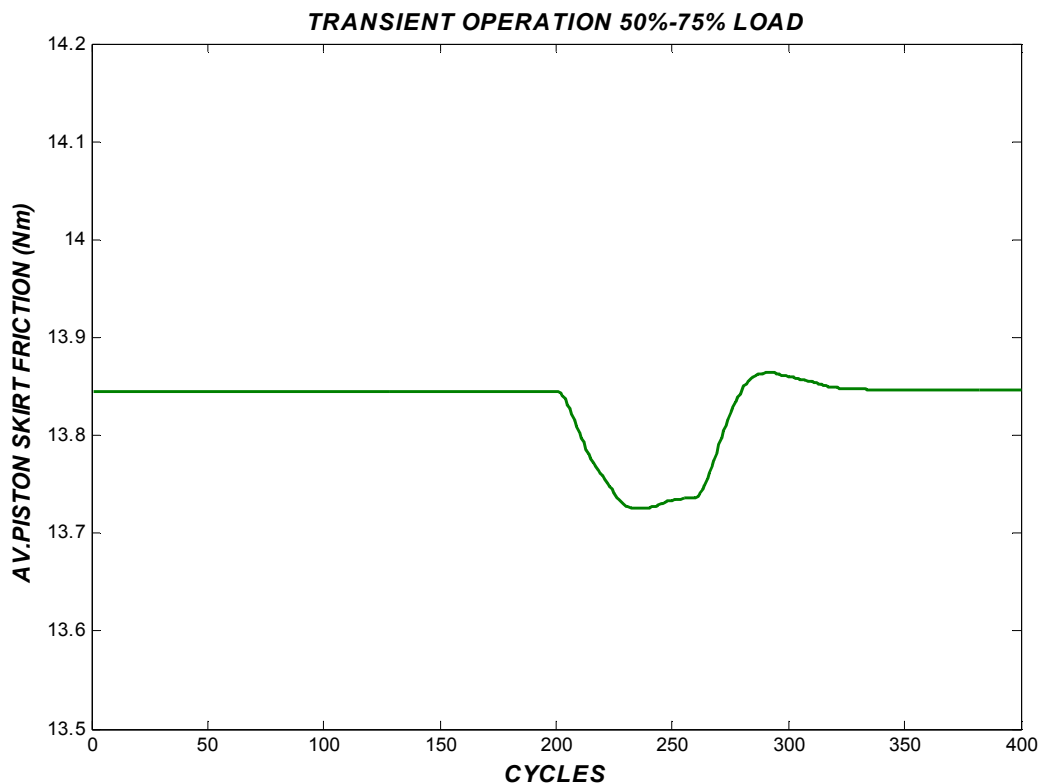
Στην αρχή της παραγράφου παραθέσαμε τα διαγράμματα των στροφών της μηχανής για τις τρεις καταστάσεις μεταβατικής λειτουργίας που μελετήσαμε. Η σημαντικότερη παρατήρηση που έγινε επί των διαγραμμάτων αυτών ήταν ότι, την στιγμή της αλλαγής του φορτίου η πτώση των στροφών στην κατάσταση 50% - 100% ήταν σχεδόν διπλάσια από τις άλλες δύο περιπτώσεις όπου είχαμε μεταβολή φορτίου κατά 25%. Πάνω σε αυτό θα στηριχτούν αρκετές από τις παρατηρήσεις που θα ακολουθήσουν.



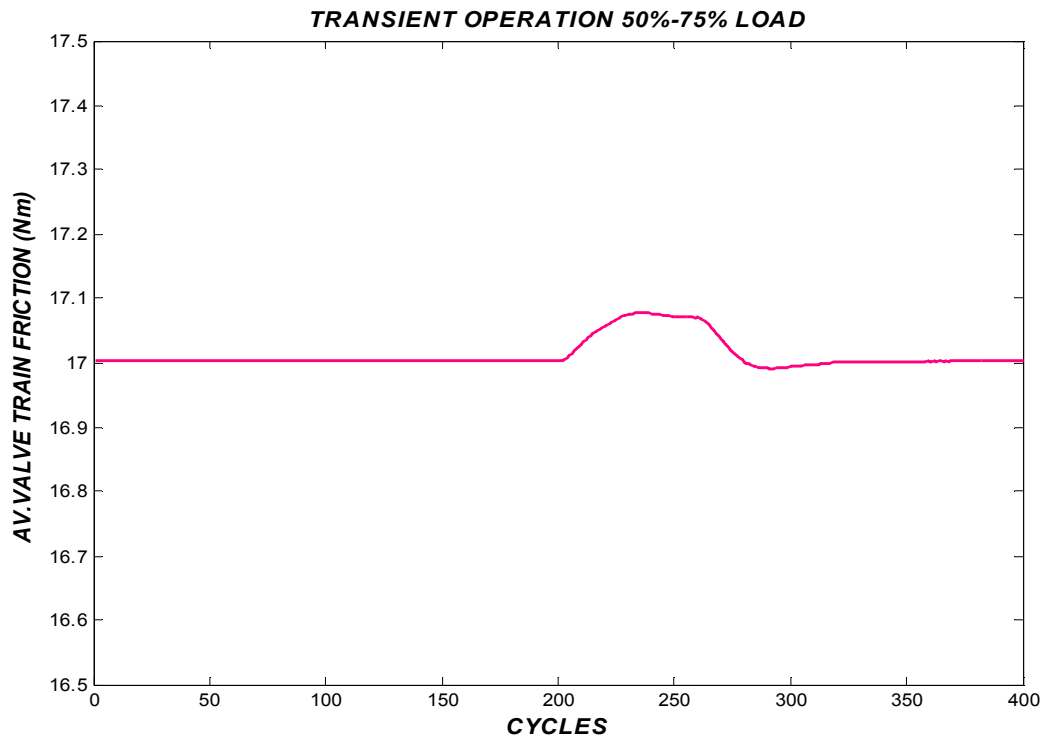
Σχήμα 39. Τριβή ιξώδους λίπανσης ελατηρίων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 75%.



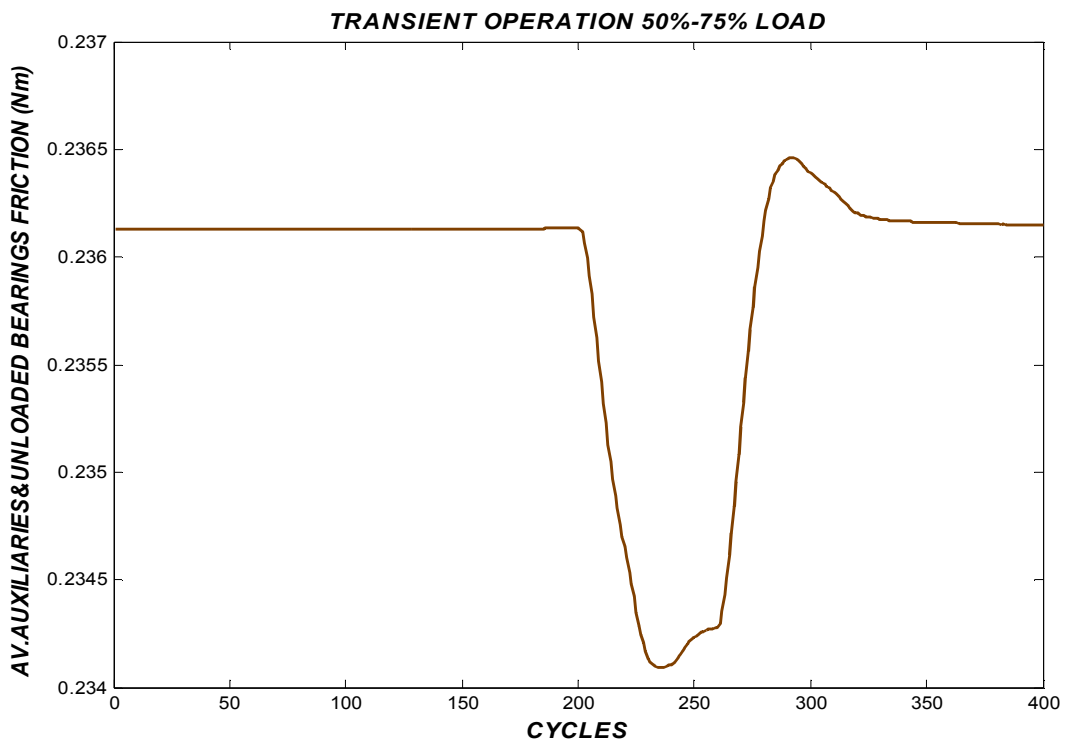
Σχήμα 40. Τριβή μικτής λίπανσης ελατηρίων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 75%.



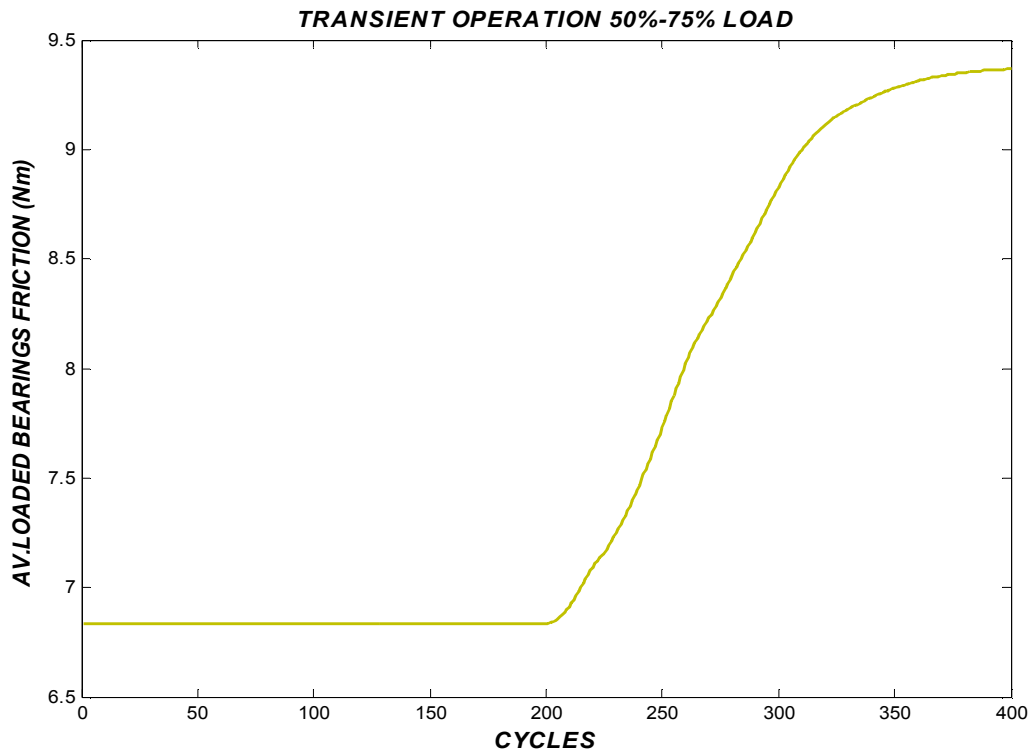
Σχήμα 41. Τριβή ποδιάς εμβόλου ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 75%.



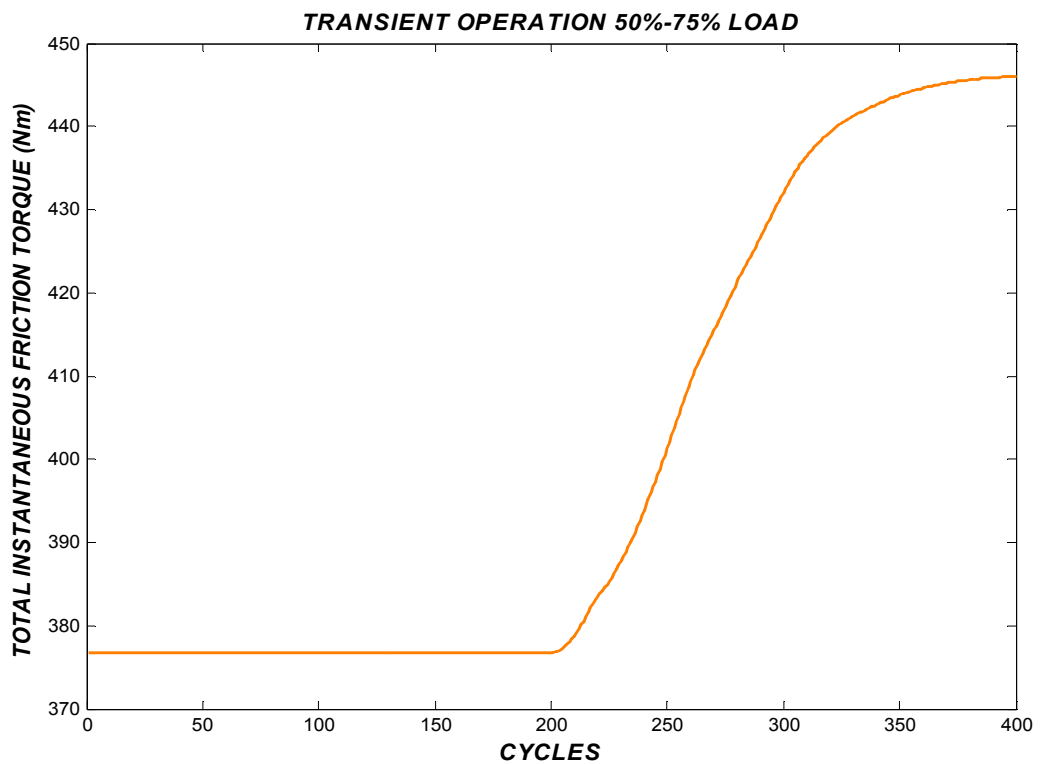
Σχήμα 42. Τριβή κινηματικού μηχανισμού βαλβίδων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 75%.



Σχήμα 43. Τριβή βοηθητικών συστημάτων και άφορτων εδράνων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 75%.



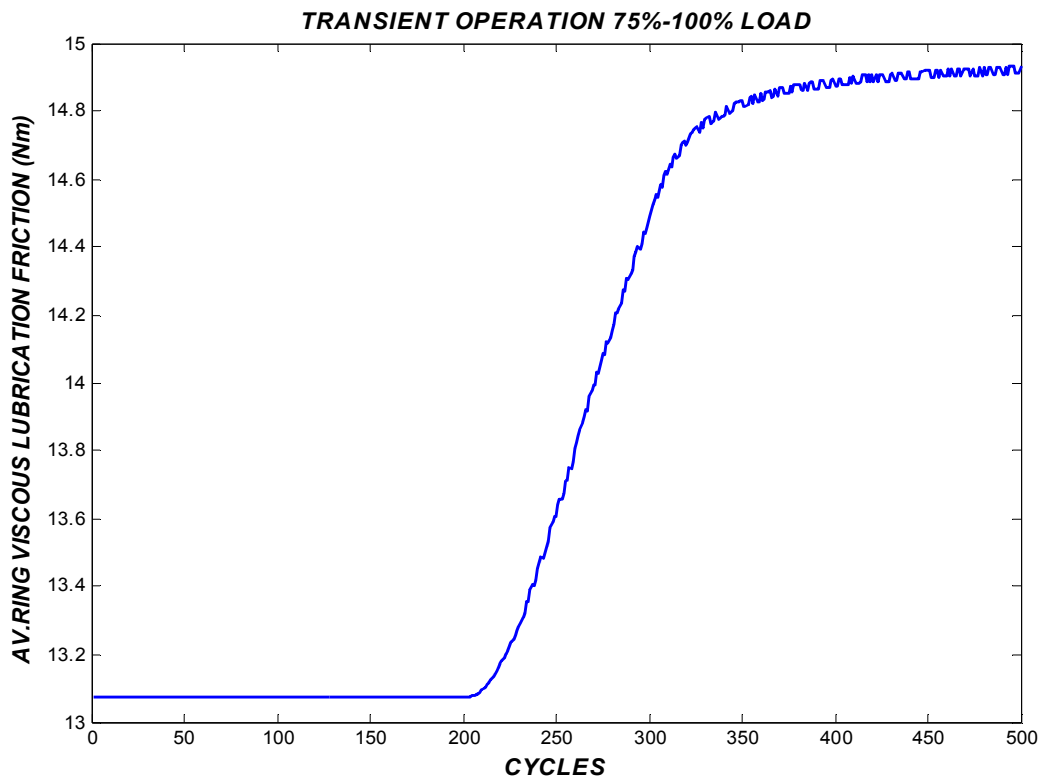
Σχήμα 44. Τριβή φορτιζόμενων εδράνων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 75%.



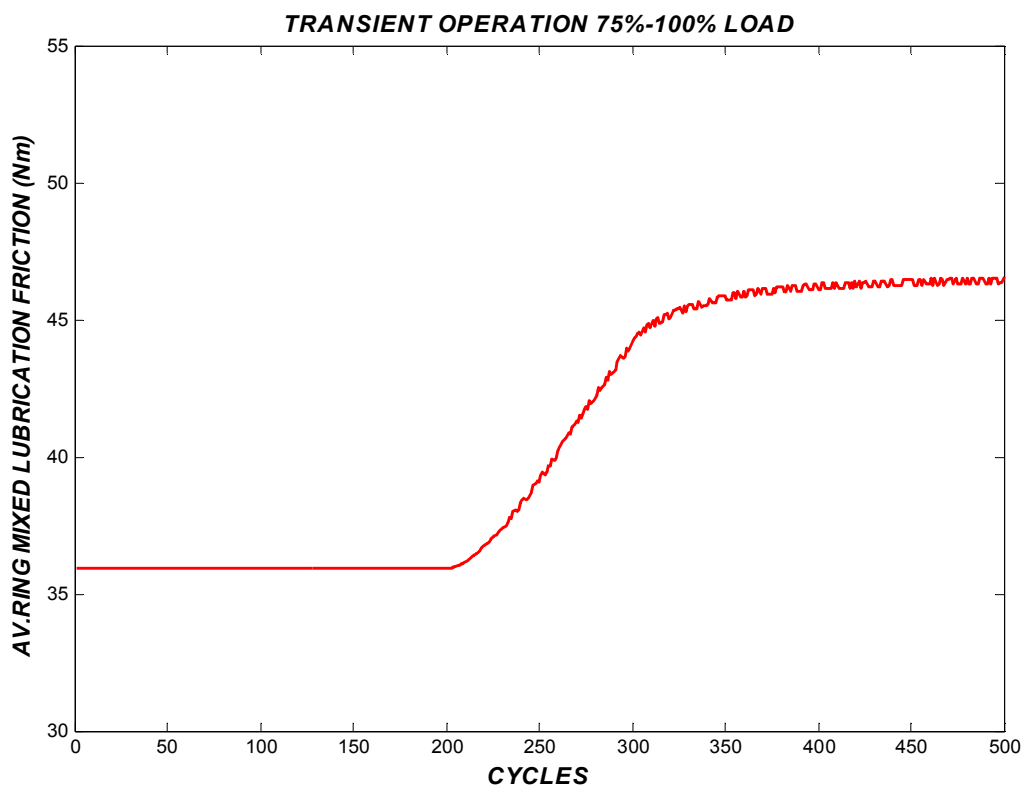
Σχήμα 45. Συνολική στιγμιαία αναπτυσσόμενη ροπή τριβής ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 75%.

Από τα διαγράμματα που έχουν παρατεθεί έως τώρα για την κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας 50% - 75% καταλήγουμε στα ακόλουθα συμπεράσματα.

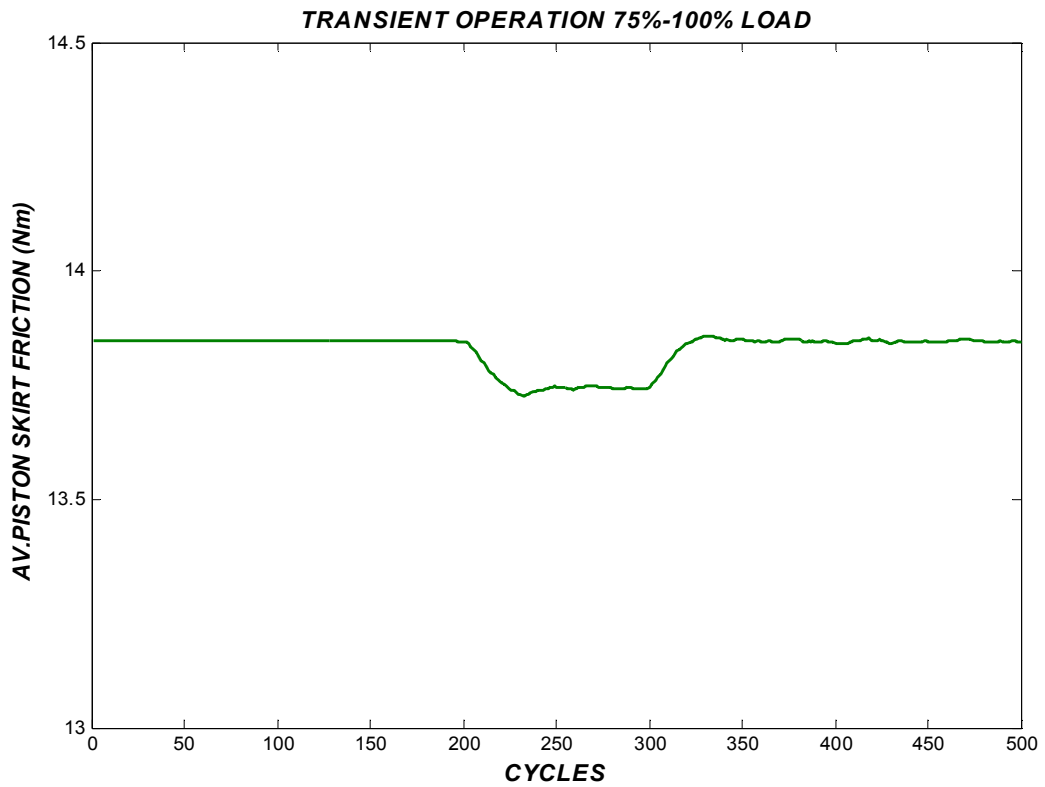
- Από τα διαγράμματα τριβής, ιξώδους και μικτής λίπανσης, των ελατηρίων του εμβόλου παρατηρούμε ότι έχουμε αύξηση των τριβών με την μεταβολή του φορτίου. Αυτό ήταν αναμενόμενο διότι με αύξηση του φορτίου έχουμε και αύξηση των πιέσεων στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης.
- Παρατηρούμε ότι η τριβή ιξώδους λίπανσης αυξάνεται κατά 2Nm με την μεταβολή του φορτίου.
- Η τριβή μικτής λίπανσης των ελατηρίων κατά την μεταβολή του φορτίου παρουσιάζει εντονότερη αύξηση και η τιμή της είναι αυξημένη κατά 10Nm μετά την μετάβαση σε υψηλότερο φορτίο. Αυτό ήταν αναμενόμενο, διότι με αύξηση του φορτίου η διάσπαση της λιπαντικής ταινίας είναι εντονότερη και επομένως έχουμε συχνότερη metal – to – metal επαφή.
- Όσον αφορά τις τριβές που αναπτύσσονται στην ποδιά του εμβόλου και στα βοηθητικά συστήματα της μηχανής παρατηρούμε ότι, η μέση τιμή των τριβών ακολουθεί μία πορεία όμοια με αυτήν των στροφών της μηχανής. Η μορφή των δύο καμπύλων είναι ίδια, ωστόσο οι τιμές της μέσης ροπής τριβών της ποδιάς είναι σαφώς υψηλότερες.
- Ένα διάγραμμα στο οποίο θα πρέπει να σταθούμε είναι αυτό που παρουσιάζει την μέση ροπή τριβών ανά κύκλο, για τον κινηματικό μηχανισμό των βαλβίδων. Από την σχέση υπολογισμού που μας δίνει το μοντέλο REZEKA & HENEIN γνωρίζουμε ότι, η ροπή τριβών του μηχανισμού των βαλβίδων μεταβάλλεται αντιστρόφως ανάλογα με την τετραγωνική ρίζα της γωνιακής ταχύτητας περιστροφής. Έτσι λοιπόν παρατηρούμε ότι την στιγμή που γίνεται η μεταβολή του φορτίου και πέφτουν οι στροφές της μηχανής, η ροπή τριβών του μηχανισμού των βαλβίδων αυξάνεται και στην συνέχεια ελαττώνεται μέχρι την σταθεροποίηση του νέου φορτίου.
- Τα φορτιζόμενα έδρανα έχουν παρόμοια συμπεριφορά με αυτήν των ελατηρίων του εμβόλου.



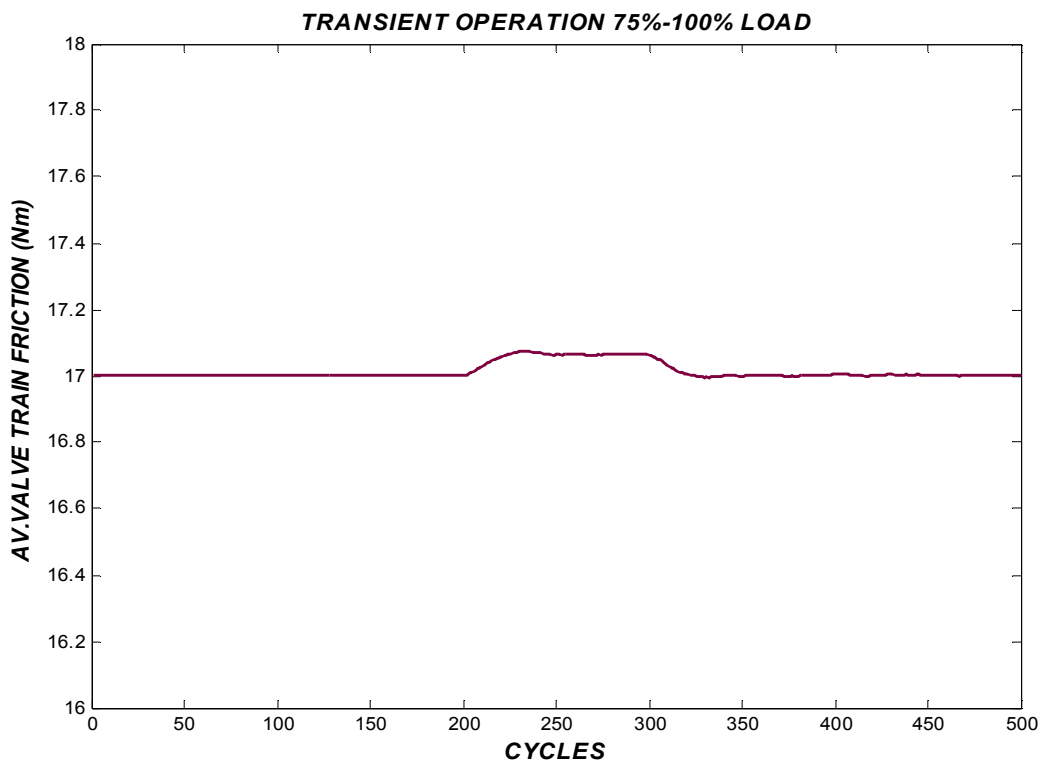
Σχήμα 46. Τριβή ιξώδους λίπανσης ελατηρίων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 75% του φορτίου στο 100%.



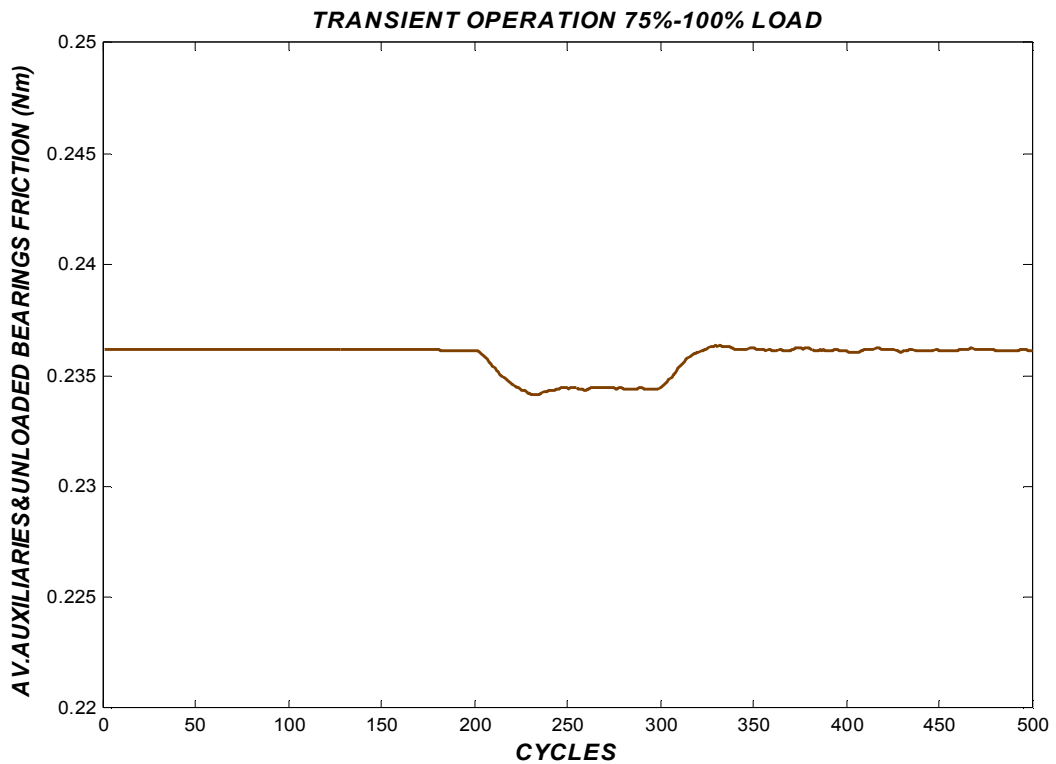
Σχήμα 47. Τριβή μικτής λίπανσης ελατηρίων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 75% του φορτίου στο 100%.



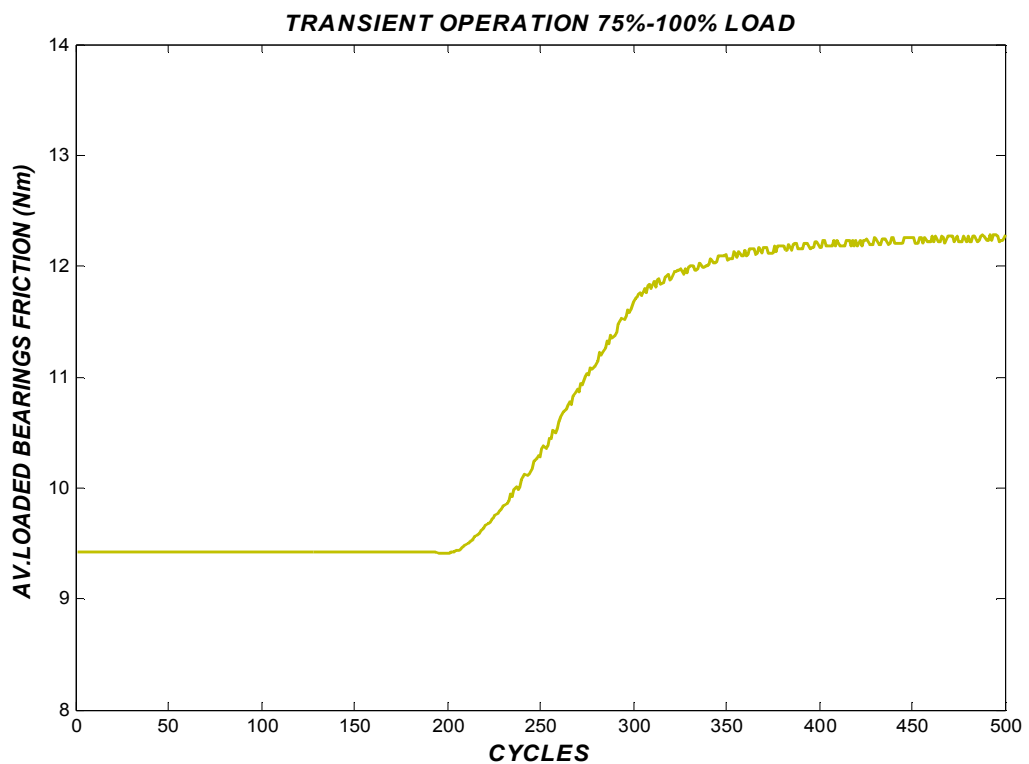
Σχήμα 48. Τριβή ποδιάς εμβόλου ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 75% του φορτίου στο 100%.



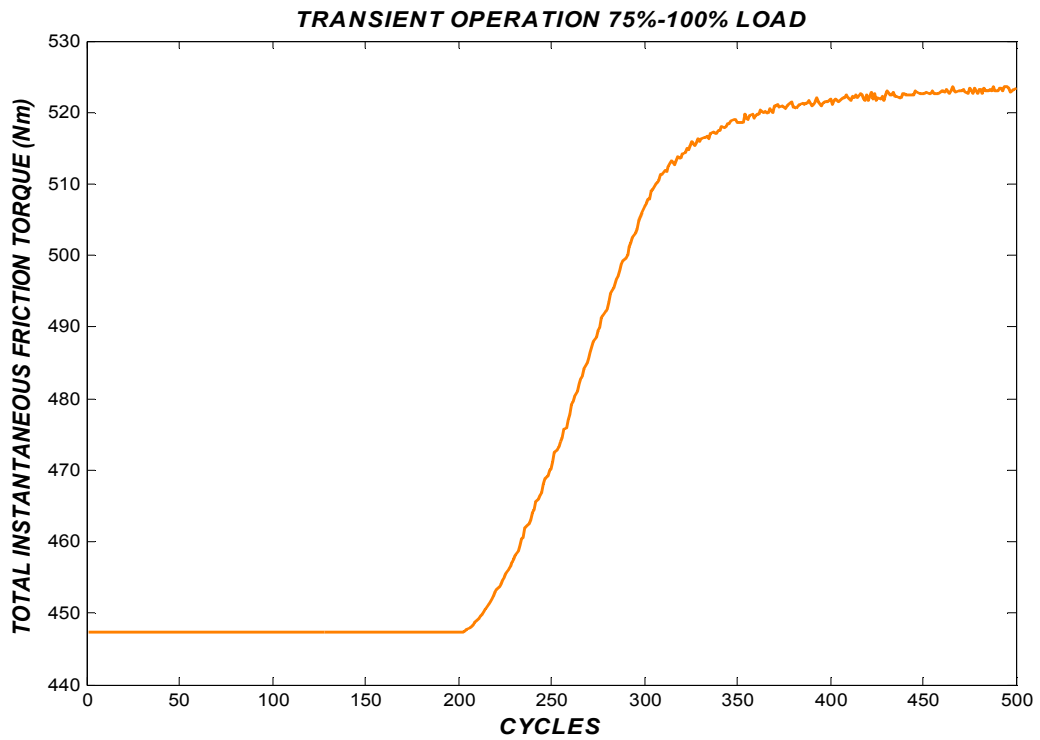
Σχήμα 49. Τριβή κινηματικού μηχανισμού βαλβίδων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 75% του φορτίου στο 100%.



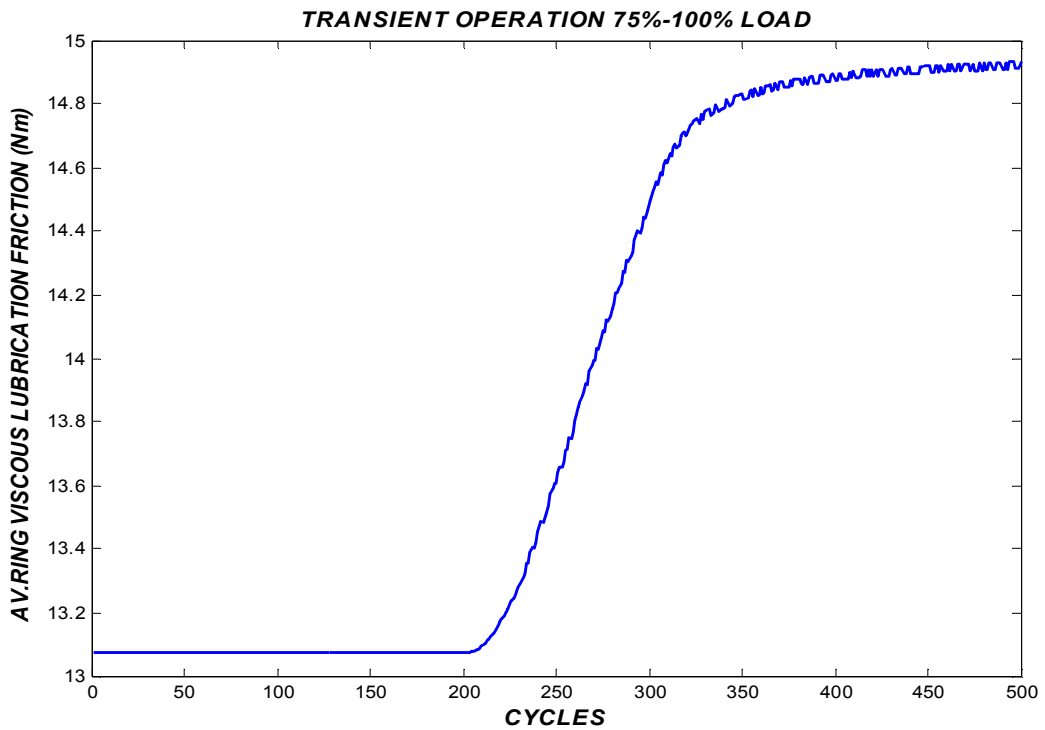
Σχήμα 50. Τριβή βοηθητικών συστημάτων και άφορτων εδράνων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 75% του φορτίου στο 100%.



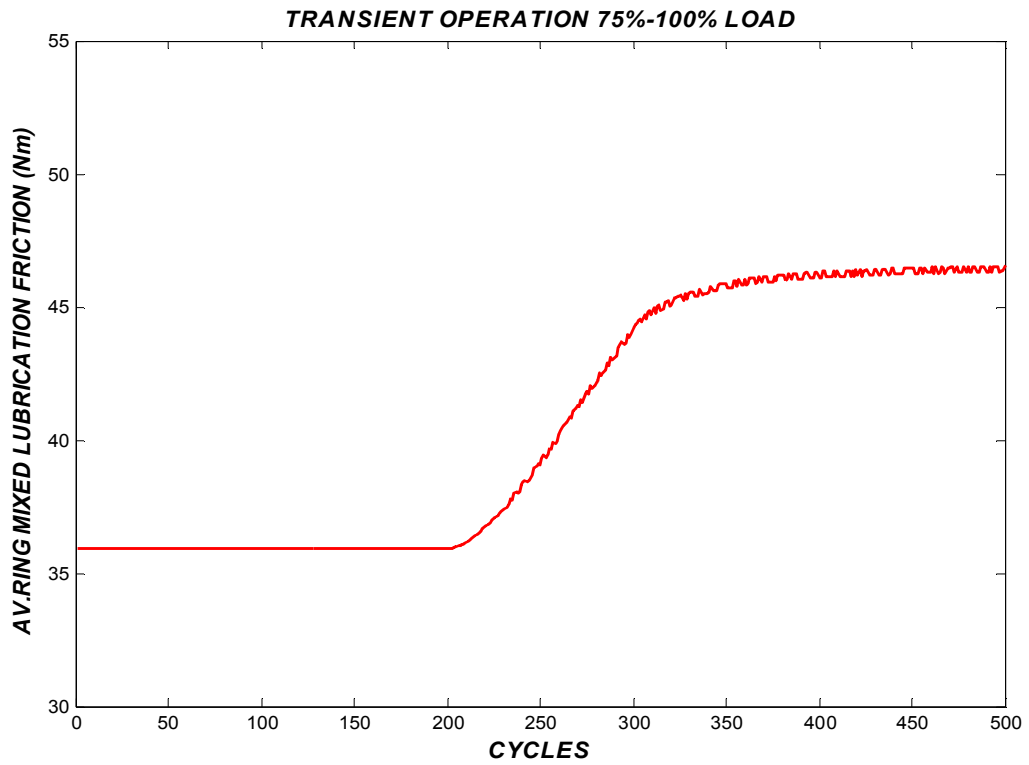
Σχήμα 51. Τριβή φορτιζόμενων εδράνων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 75% του φορτίου στο 100%.



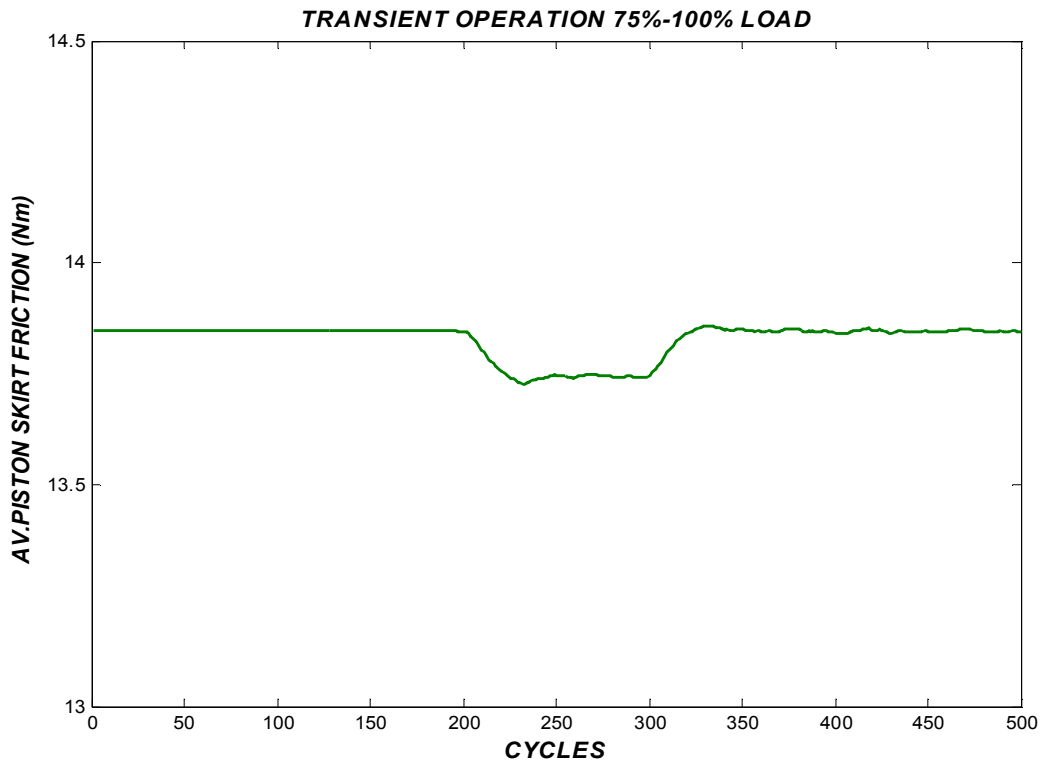
Σχήμα 52. Συνολική στιγμιαία αναπτυσσόμενη τριβή ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 75% του φορτίου στο 100%.



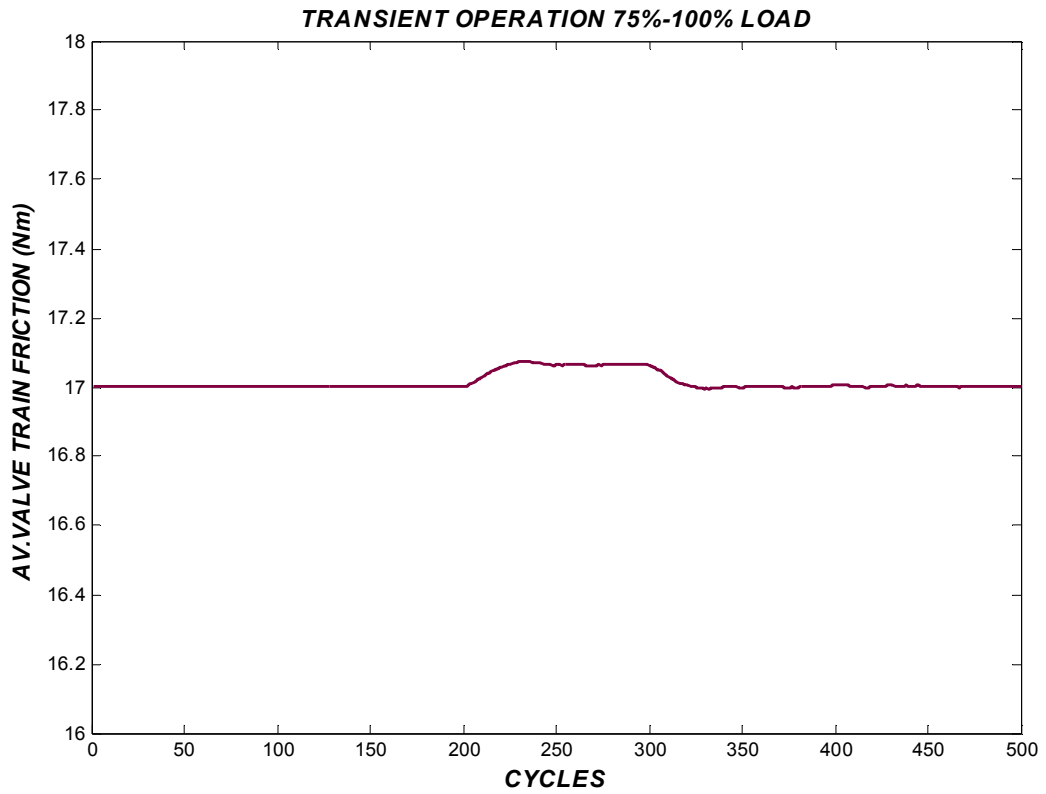
Σχήμα 53. Τριβή ιξώδους λίπανσης ελατηρίων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 100%.



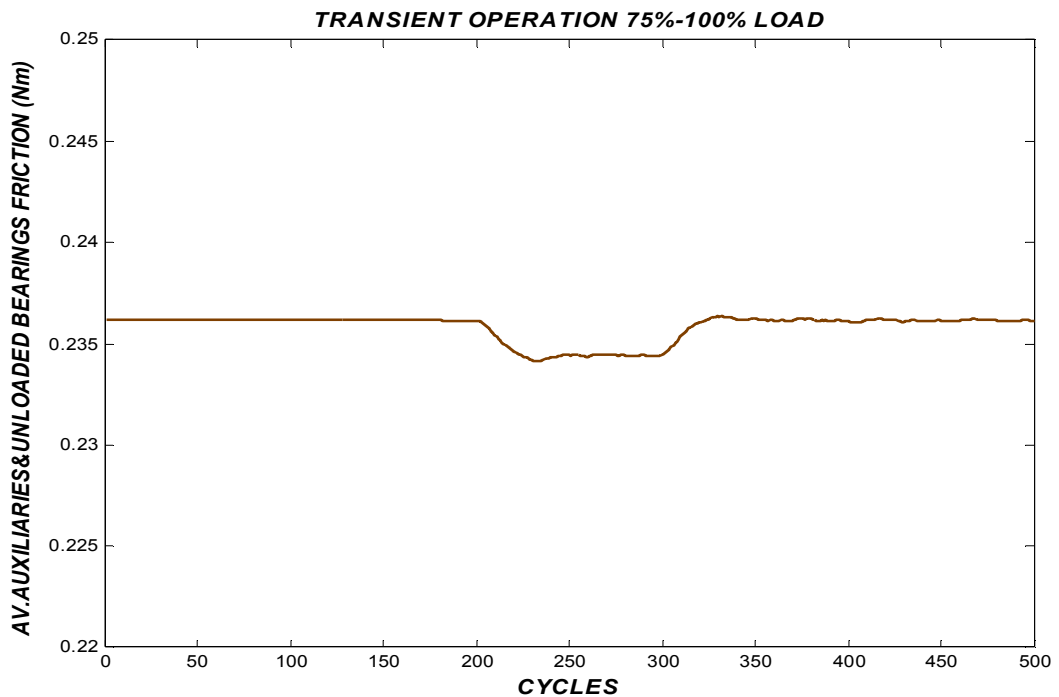
Σχήμα 54. Τριβή μικτής λίπανσης ελατηρίων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 100%.



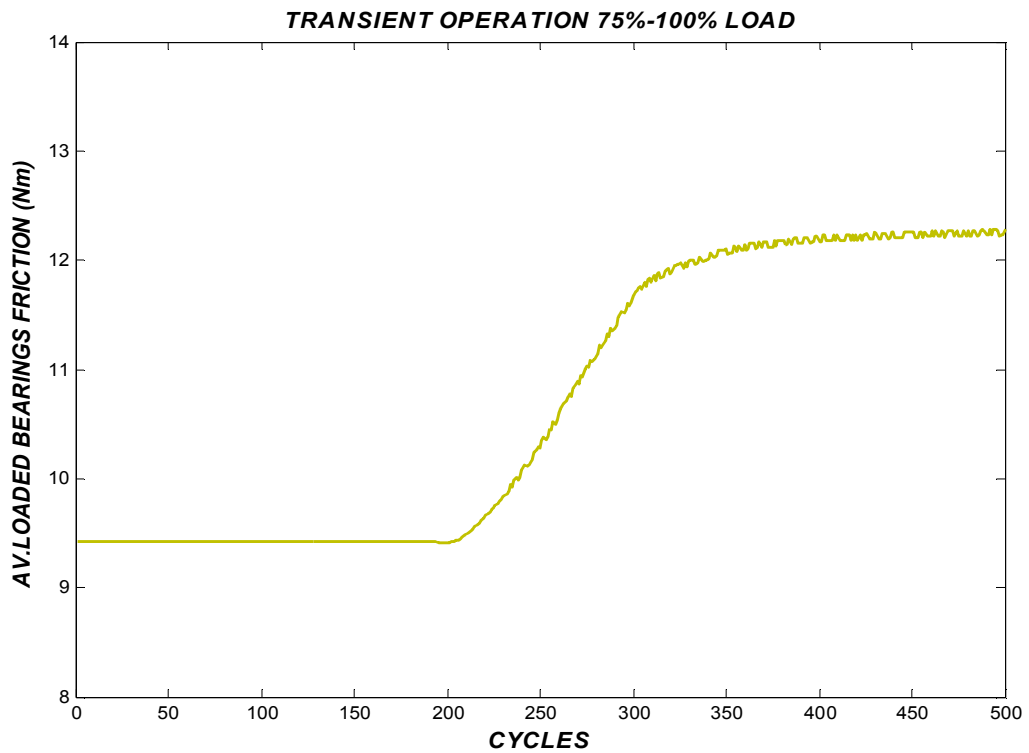
Σχήμα 55. Τριβή ποδιάς εμβόλου ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 100%.



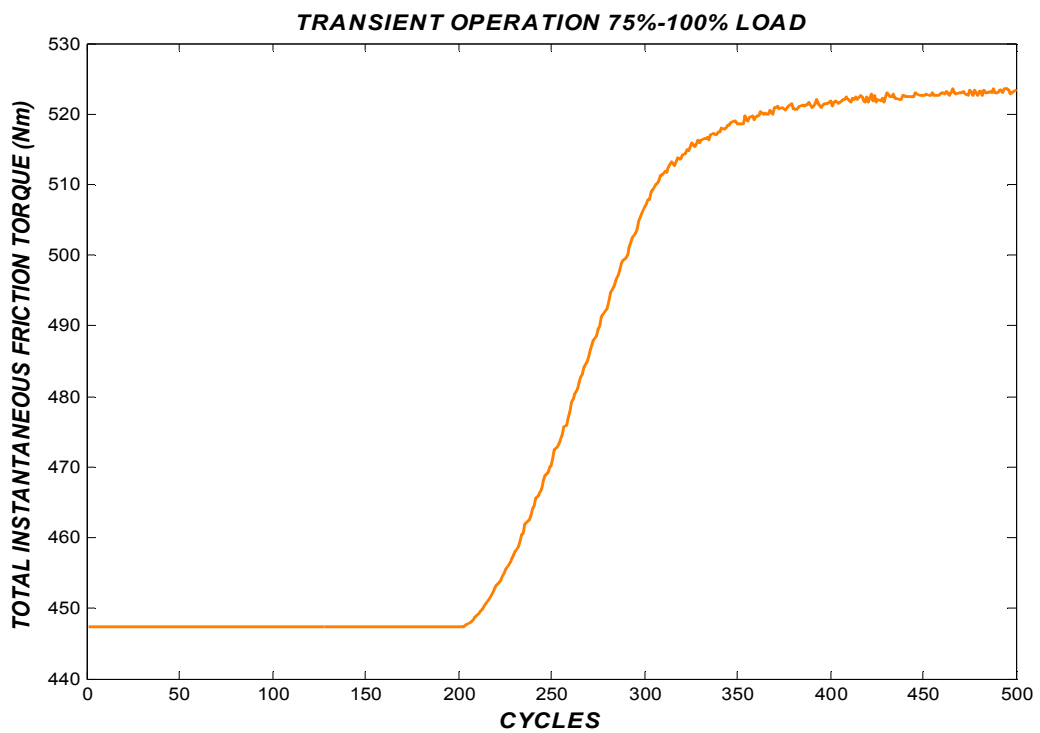
Σχήμα 56. Τριβή κινηματικού μηχανισμού βαλβίδων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 100%.



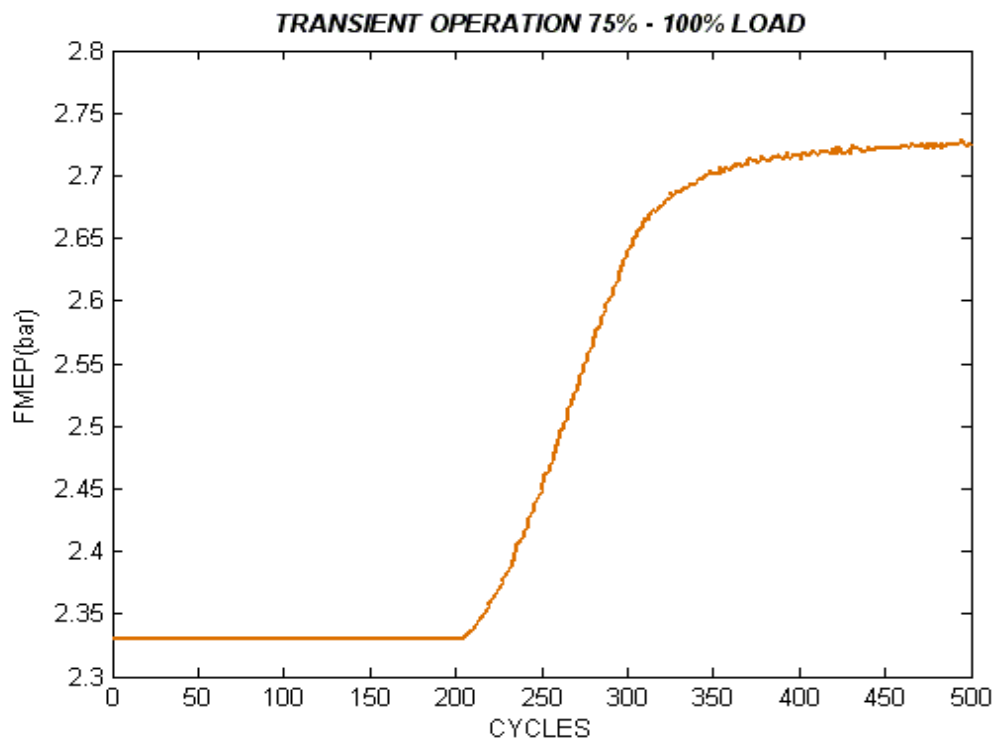
Σχήμα 57. Τριβή βοηθητικών συστημάτων και άφορτων εδράνων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 100%.



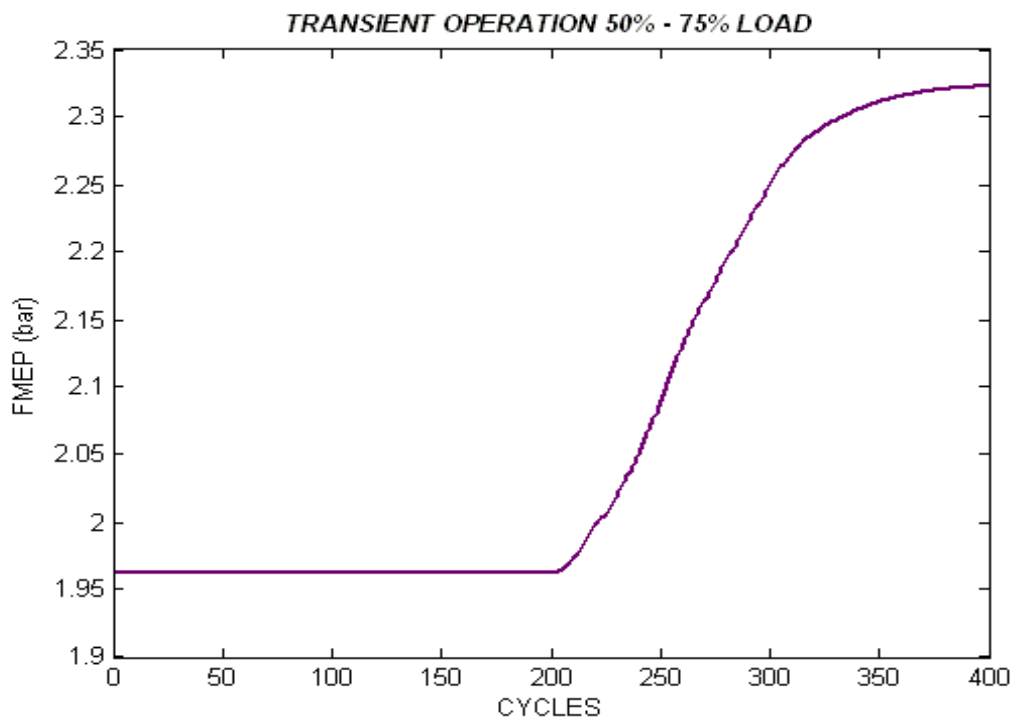
Σχήμα 58. Τριβή φορτιζόμενων εδράνων ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 100%.



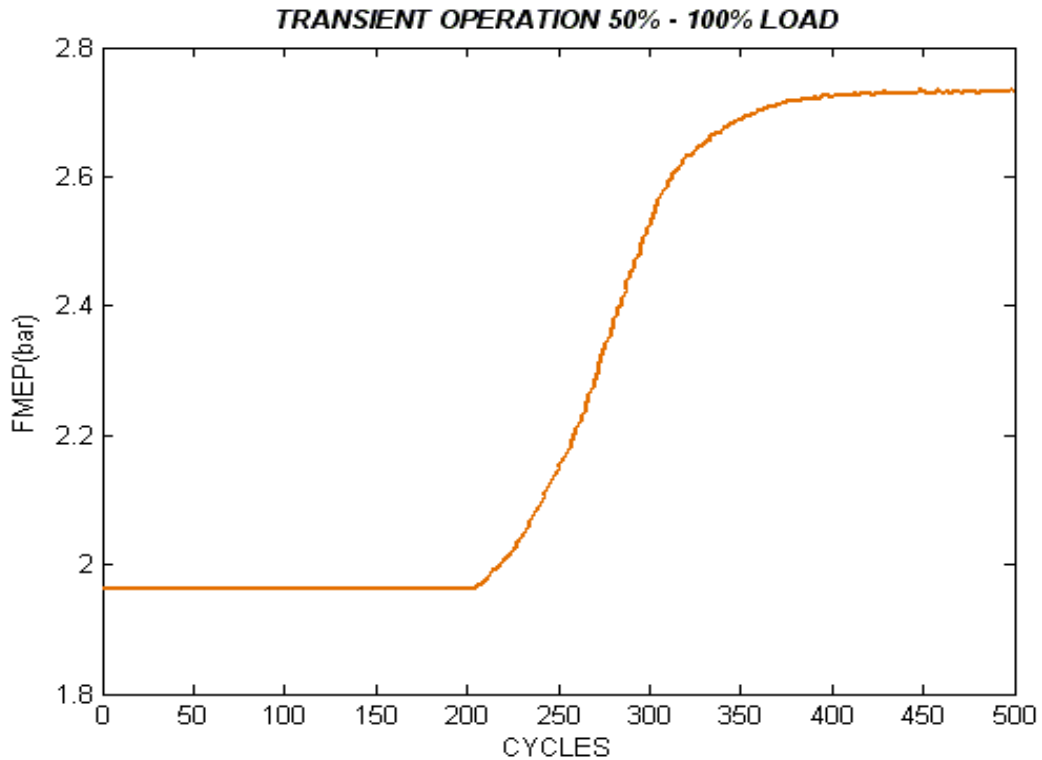
Σχήμα 59. Συνολική στιγμιαία αναπτυσσόμενη ροπή τριβής ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 100%.



Σχήμα 60. Μέση πραγματική πίεση τριβών ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 75% του φορτίου στο 100%.



Σχήμα 61. Μέση πραγματική πίεση τριβών ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 75%.



Σχήμα 62. Μέση πραγματική πίεση τριβών ανά κύκλο. Κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας. Μετάβαση από το 50% του φορτίου στο 100%.

Τα τρία τελευταία διαγράμματα παρουσιάζουν την μεταβολή της μέσης πραγματικής πίεσης τριβών που αναπτύσσεται στην μηχανή. Οι τιμές που παίρνει ανάλογα με το φορτίο είναι:

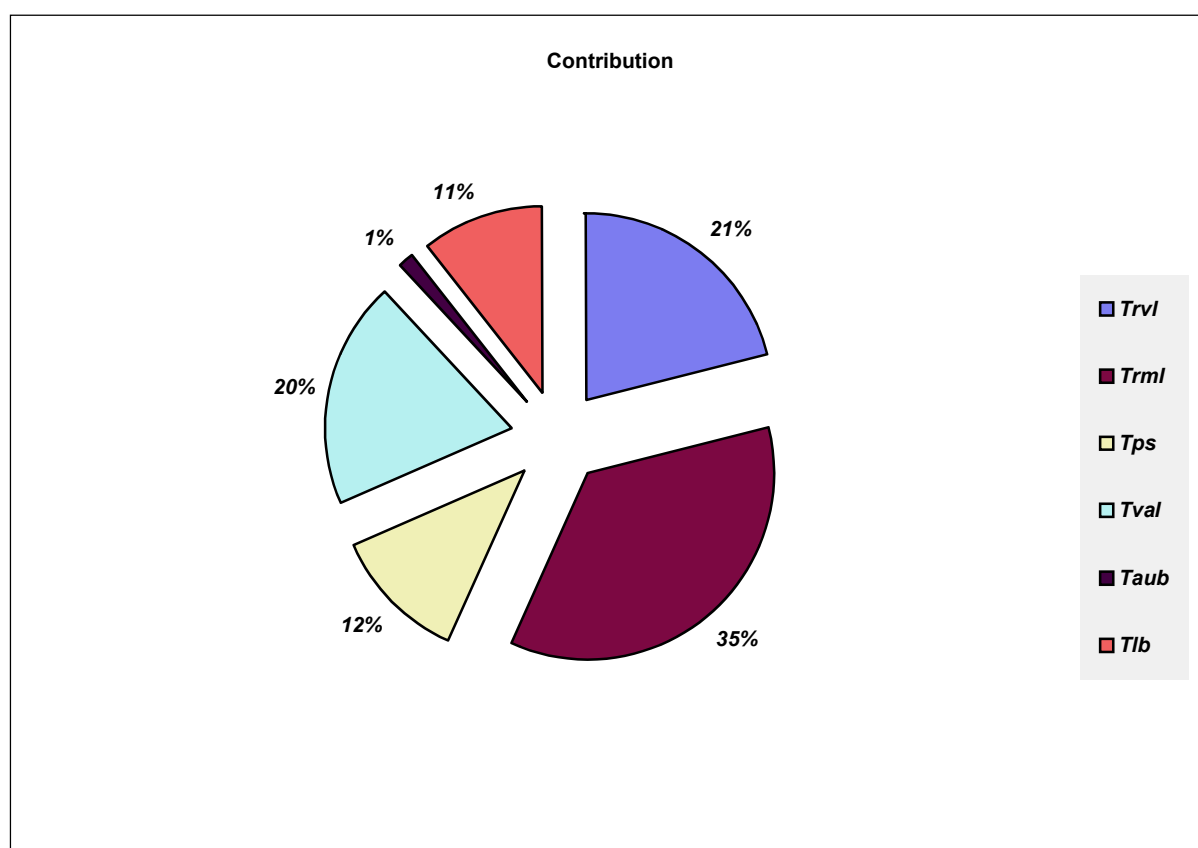
- 2,0bar στο 50% του φορτίου
- 2,34bar στο 75% του φορτίου
- 2,7bar στο 100% του φορτίου

7.2 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΣΧΟΛΙΑ

Η δύναμη η οποία απελευθερώνεται από μία μηχανή εσωτερικής καύσης, είναι μικρότερη από αυτήν που παράγεται από το καύσιμο, στον θάλαμο καύσης της μηχανής. Η αιτία αυτής της διαφοράς είναι οι απώλειες της μηχανής. Οι απώλειες συνδέονται με διάφορα στοιχεία της μηχανής όπως τη διάταξη του εμβόλου, του στροφαλοφόρου και στοιχείων όπως τα βοηθητικά συστήματα της μηχανής(αντλίες λαδιού, καυσίμου κ.τ.λ).

Στην παρούσα διπλωματική εργασία έγινε μία προσπάθεια να αναπτυχθεί ένα μοντέλο τριβών, το οποίο λαμβάνοντας υπόψη την γεωμετρία της εκάστοτε μηχανής, δίνει την στιγμιαία ροπή τριβής. Τα αποτελέσματα που πήραμε από την μελέτη διαφορετικών καταστάσεων λειτουργίας της μηχανής MAN 5L 16/24, τα οποία παρουσιάστηκαν στην προηγούμενη παράγραφο, είναι πολύ ικανοποιητικά.

Στην συνέχεια ακολουθεί ένα διάγραμμα(Σχ. 63) το οποίο απεικονίζει την συμβολή των διάφορων στοιχείων της μηχανής στην συνολικά αναπτυσσόμενη ροπή τριβής.



Σχήμα 63. Διαγραμματική απεικόνιση της συμβολής των διάφορων στοιχείων της μηχανής στην συνολικά αναπτυσσόμενη ροπή τριβής.

Από το σχήμα 63 γίνεται φανερό ότι, σε ποσοστό μεγαλύτερο από το 50%, η αναπτυσσόμενη τριβή οφείλεται στα ελατήρια του εμβόλου. Το μεγαλύτερο ποσοστό της αναπτυσσόμενης τριβής στα ελατήρια, εμφανίζεται όταν επικρατεί κατάσταση μικτής λίπανσης, διότι τότε εμφανίζεται διάσπαση του στρώματος του λιπαντικού και έχουμε επαφή μετάλλου με μέταλλο. Η τριβή που αναπτύσσεται στον μηχανισμό των βαλβίδων συνεισφέρει κατά 20% περίπου. Στην μηχανή που μελετήσαμε η συνεισφορά των βοηθητικών συστημάτων ήταν μικρή. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι περισσότερες αντλίες (λαδιού, νερού κ.τ.λ) της συγκεκριμένης μηχανής είναι ανεξάρτητες.

Προκειμένου να γίνει έλεγχος των τιμών της μέσης πραγματικής πίεσης τριβών που πήραμε από το μοντέλο μας, χρησιμοποιούμε την πιο κάτω σχέση που προτάθηκε από τους Winterbone & Tennant , ύστερα από έρευνα που έκαναν σε μία εξακύλινδρη υπερτροφοδοτούμενη μηχανή [10]:

$$f.m.e.p = 0.061 + (0.294 / 1000)N + 0.016P \max$$

Για τον έλεγχο των τιμών που προέκυψαν από το μοντέλο μας, χρησιμοποιήθηκαν ακόμα δύο σχέσεις, για να αποκτήσουμε μία καλύτερη εικόνα.

Η σχέση Millington & Hartles διατυπώνεται ως εξής [3]:

$$F = A + 7.0 \text{ g} \left(\frac{N}{1000} \right) + 1.5 \text{ g} \left(\frac{Vp}{1000} \right)^2$$

Όπου N = ταχύτητα περιστροφής (rpm)

Vp = Μέση ταχύτητα εμβόλου

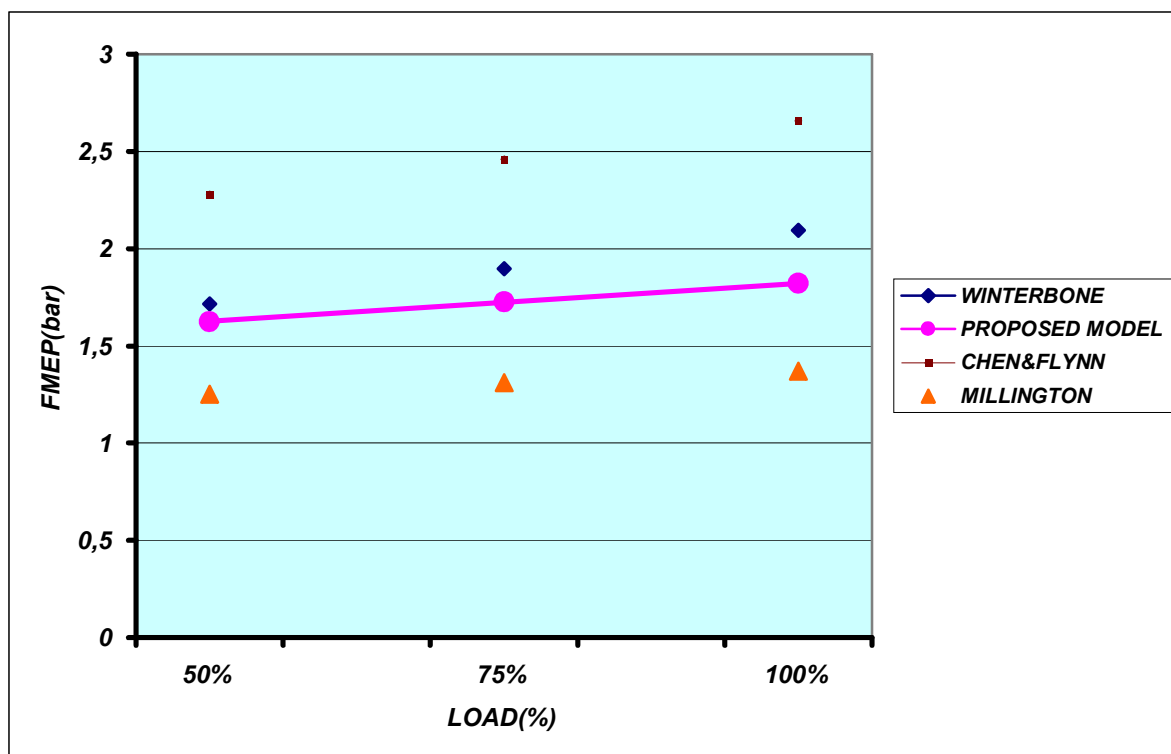
A = Σχέση συμπίεσης

Η σχέση Chen & Flynn διατυπώνεται ως εξής:

$$f.m.e.p = 2 + 0.005P \max + 0.012Vp$$

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τις πιο πάνω σχέσεις παρουσιάζονται στο διάγραμμα που ακολουθεί (Σχ. 64). Ο έλεγχος των αποτελεσμάτων πραγματοποιήθηκε για τρία διαφορετικά φορτία 50%, 75% και 100%.

Οι στροφές της μηχανής είναι αντίστοιχα 952,44rpm, 1070,5rpm και 1200rpm. Παρατηρούμε λοιπόν ότι, το μοντέλο τριβής που αναπτύξαμε με την βοήθεια του ημιεμπειρικού μοντέλου Rezeke & Henein, δίνει πολύ ικανοποιητικά αποτελέσματα.



Σχήμα 64. Σύγκριση της μέσης πραγματικής πίεσης τριβών του μοντέλου με υφιστάμενα μοντέλα τριβής.

Το μοντέλο τριβής που αναπτύχθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία ακολουθεί τις τάσεις των υφιστάμενων μοντέλων. Δίνει την αναπτυσσόμενη στιγμιαία ροπή τριβής της μηχανής, αναλυμένη στους επιμέρους συντελεστές της. Ταυτόχρονα λαμβάνεται υπόψη η γεωμετρία της μηχανής, οι στροφές και η πίεση στους κυλίνδρους. Μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό των τριβών οποιασδήποτε τετράχρονης μηχανής.

8. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Heywood, J.B., 1988, "Internal Combustion Engines Fundamentals". Mc-Graw Hill.
- [2] Martin F.A. "Friction in Internal Combustion Engine Bearings. Reduction of Friction and Wear". The Institution of Mechanical Engineers, London (18-19 March 1985) (ISBN 0 85298 5592).
- [3] Millington B.W., Hartles E.R. "Frictional Losses in Diesel Engines". SAE paper 680590, 1968, pp. 2390-2410.
- [4] Rosenberg C.R.: "General Friction Consideration for Engine Design". SAE paper 821576.
- [5] Ν.Π Κυρτάτος, "Ναυτικοί Κινητήρες Diesel, Θέματα Σχεδίασης και Λειτουργίας".
- [6] Kyrtatos, N.P., (Ed), 2000, "Motor Thermodynamics Ver 1.4 – USER MANUAL", NTUA/LME.
- [7] N. Watson, M.S. Janota, 1979, "Turbocharging the Internal Combustion Engine".
- [8] Teimuraz Bardzimashvili, James F.Kelly, Elene Romelashvili, April 28 2004, "Distortion Inside a Piston Bore".
- [9] McAulay, K. J., Wu, T., Chen, S. K, Borman, G. L., Myers, P. S. and Uyehara, O. A. Development and Evaluation of the Simulation of the Compression Ignition Engine, SAE paper 650451, 1965, pp. 560-589.
- [10] Winterbone, D. E. and Tennant, D. W. H. The Variation of Friction and Combustion Rates during Diesel Engine Transients. SAE paper 810339, 1981.
- [11] Thiele, E. Determination Frictional Losses in Internal Combustion Engines (in German). Motortechnische Z., 1982, 43, 253-258.
- [12] Rezeka, S. F and Henein, N. A. A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and its Components in Internal Combustion Engines. SAE paper 840179, 1984, pp. 1932-1943.
- [13] Zweiri, Y. H., Whidborne, J. F., and Seneviratne, L. D., Instantaneous Friction Components Model for Transient Engine Operation. Proc Instn Mech Engrs, Vol. 214, Part D, 2000.
- [14] Richardson, D. E., Review of Power Cylinder Friction for Diesel Engines, Transactions of the ASME, Vol. 122, 2000.