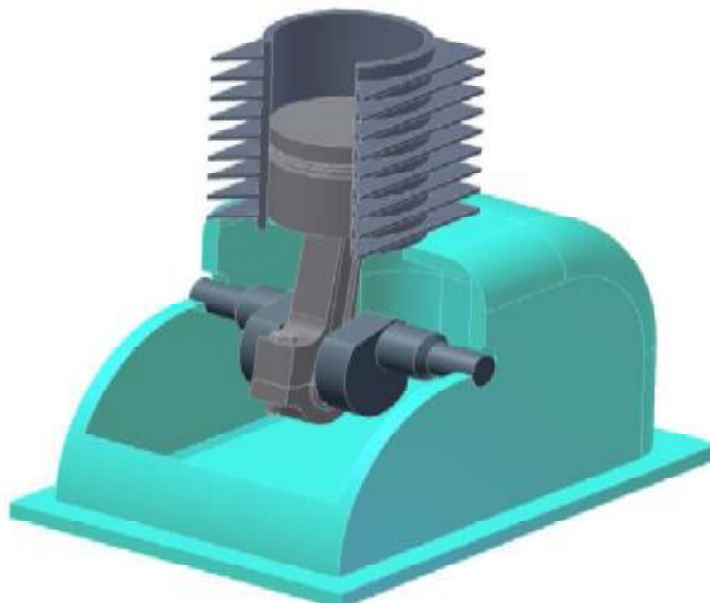


ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΑΤΡΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ – ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΚΑΙ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΜΟΝΟΚΥΛΙΝΔΡΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL



ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΦΟΥΝΤΑΣ ΑΠΟΣΤΟΛΟΣ
ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΘΕΟΔΩΡΟΠΟΥΛΟΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΟΣ ΣΥΝΕΡΓΑΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2011

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Ο σκοπός της εργασίας αυτής είναι ο υπολογισμός των κύριων διαστάσεων, καθώς η κινηματική και δυναμική ανάλυση μιας μηχανής Diesel. Τα δεδομένα είναι η κανονική ισχύς $P = 6 \text{ hp}$ και ότι αυτή προορίζεται για σκαπτικό μηχάνημα.

Η συμπεριφορά κάθε μηχανής εσωτερικής καύσης εξαρτάται από τους εξής παράγοντες:

- Σχεδιασμό
- Κατασκευή
- Καύσιμο
- Λιπαντικό
- Συντήρηση

Πριν από το σχεδιασμό της συγκεκριμένης μηχανής κρίθηκε αναγκαίο η ανάπτυξη των παραπάνω παραγόντων και της θεωρίας πάνω στην οποία στηρίζονται οι υπολογισμοί, με αποτέλεσμα το χωρισμό της εργασίας στα παραπάνω κεφάλαια.

Το θεωρητικό μέρος περιλαμβάνει στοιχεία θερμοδυναμικής των μηχανών, στοιχεία από τη καύση, τα καύσιμα, τη λίπανση. Το κατασκευαστικό μέρος περιλαμβάνει τον υπολογισμό των κύριων διαστάσεων, την κινηματική και δυναμική ανάλυση και τέλος παρατηρούμε περιγραφικά και κατασκευαστικά στοιχεία των μερών της μηχανής.

Πρέπει να τονιστεί ότι μια πλήρης μελέτη για τη κατασκευή μιας μηχανής Diesel απαιτεί πειράματα και δοκιμές, γι' αυτό το λόγο η εργασία αυτή βασίζεται σε στατιστικά στοιχεία από την εμπειρία των κατασκευαστών. Τα στοιχεία αυτά αναφέρονται ώστε να δίνεται μια πραγματική εικόνα των διακυμάνσεων των διάφορων μεγεθών σε όλες τις μηχανές Diesel.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η πτυχιακή εργασία που πρόκειται να εκπονηθεί έχει τίτλο: Υπολογισμός-σχεδίαση και προσομοίωση μονοκύλινδρου κινητήρα DIESEL. Η πορεία της εργασίας θα έχει ενδιαφέρον γιατί αφού υπολογίσουμε τα στοιχεία του κινητήρα, θα μπορέσουμε να σχεδιάσουμε στον υπολογιστή με αυτά τα στοιχεία και να παρακολουθήσουμε σε τρισδιάστατη μορφή, τον κινητήρα που μελετήσαμε.

Η ανάπτυξη του θέματος περιέχει τρεις βασικές ενότητες. Στην μια ενότητα θα υπολογίσουμε τα στοιχεία του κινητήρα, αυτά είναι :

Το σώμα των κυλίνδρων, είναι γενικά ο σκελετός της μηχανής, όπου διαμορφώνονται οι κύλινδροι και στερεώνονται σε αυτόν οι άλλοι μηχανισμοί. Είναι μια πολύπλοκη σχετικά κατασκευή που περιλαμβάνει εκτός από τους κυλίνδρους τα: Υδροχιτώνια (θάλαμοι κυκλοφορίας του υγρού ψύξης).

Την κεφαλή κυλίνδρων, η οποία σχηματίζει το επάνω μέρος του θαλάμου καύσης. Στερεώνεται με κοχλίες στον κορμό (σώμα) του κινητήρα μαζί με το ενδιάμεσο διμεταλλικό παρέμβασμα (φλάντζα κεφαλής).

Στην κεφαλή είναι τοποθετημένες οι βαλβίδες και ο εκκεντροφόρος άξονας (εάν είναι επί κεφαλής, που στα σύγχρονα μοτέρ κατά 95% είναι), τα ζύγωθρα (κοκοράκια) με τον άξονα των ζυγώθρων, οι αναφλεκτήρες (μπουζί) και οι εγχυτήρες (μπέκ). Επίσης στην κεφαλή των κυλίνδρων υπάρχουν οι οχετοί της εισαγωγής του καυσίμου μίγματος ή του ατμοσφαιρικού αέρα, και οι υδροθάλαμοι εάν η μηχανή είναι υδρόψυκτη (που κατά 99% είναι) ή τα πτερύγια εάν είναι αερόψυκτη.

Τα έμβολα (πιστόνια), είναι από τα πιο σημαντικά τμήματα του κινητήρα, δέχεται το μεγαλύτερο μέρος της θερμικής ενέργειας που παράγεται από την καύση του καυσίμου. Τα αέρια της καύσης εξασκούν πιέσεις στην επιφάνεια του εμβόλου, και έτσι μετατρέπεται η θερμική ενέργεια σε κινητική, η οποία μεταφέρεται από τον διωστήρα στον στροφαλοφόρο άξονα. Επίσης θα δούμε αναλυτικά τα εξής:

- πείρο εμβόλου
- διωστήρα (μπιέλα)
- στροφαλοφόρο άξονα που μετατρέπει (με τη βοήθεια των διωστήρα) την ευθύγραμμη κίνηση των εμβόλων σε περιστροφική.
- σφόνδυλο (βολάν)
- εκκεντροφόρο άξονα.

Στη δεύτερη ενότητα θα βγάλουμε τις διαστάσεις από τα παραπάνω στοιχεία για τον κινητήρα. Εδώ αναφερόμαστε σε ένα κομμάτι της εργασίας καθαρά υπολογιστικό όπου θα κατανοήσουμε ακριβώς πως διαστασιολογούνται ένα, ένα τα παραπάνω στοιχεία του κινητήρα.

Θα γίνει υπολογισμός της ισχύος, θα απεικονίζονται διαγράμματα P-V καθώς και τα διαγράμματα T-S ώστε να μπορεί να απεικονιστεί η λειτουργία εντός του θαλάμου καύσης.

Έτσι θα μπορέσουμε στη συνέχεια να προχωρήσουμε στην τρίτη ενότητα της εργασίας που είναι ο σχεδιασμός του μονοκύλινδρου κινητήρα έχοντας τις διαστάσεις των στοιχείων του.

Στην τρίτη ενότητα ο σχεδιασμός του μονοκύλινδρου κινητήρα DIESEL θα πραγματοποιηθεί στο σχεδιαστικό πρόγραμμα INVENTOR professional 2008.

Ένα πρόγραμμα καθαρά εξειδικευμένο με τις απαιτήσεις μηχανολογικής σχεδίασης που σήμερα το μηχανολογικό σχέδιο είναι ένα από τα πιο δύσκολα είδη σχεδίου καθώς οι μηχανολογικές κατασκευές γίνονται όλο και πιο σύνθετες.

Τα στάδια υλοποίησης από την σύλληψη της μορφής ενός αντικειμένου στην απόδοση της γεωμετρίας του, με ταχύτητα και ακρίβεια σε τρισδιάστατη απεικόνιση, με πιστή τήρηση των κανονισμών, απαιτεί πολύ καλή σχεδιαστική γνώση αλλά και ένα εξειδικευμένο πρόγραμμα σχεδίασης που θα μπορεί να είναι αποδοτικό και εύκολο στην χρήση του.

Έτσι, σε αυτήν την εργασία θα προσπαθήσουμε να αποτυπώσουμε σε τρισδιάστατη μορφή τον μονοκύλινδρο κινητήρα DIESEL με σκοπό την γνώση της μελέτης και την δημιουργία της κατασκευής μέσα από το μηχανολογική σχεδίαση.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ
ΠΕΡΙΛΗΨΗ
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ	1
1. ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ, ΚΑΤΑΤΑΞΗ ΚΑΙ ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ	1
2. ΚΑΥΣΗ	4
3. ΚΑΥΣΙΜΑ	7
3.1 ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΕΙΔΗ ΚΑΥΣΙΜΑ.....	7
3.2 ΜΗ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΕΙΔΗ	10
4. ΚΑΥΣΙΜΑ ΓΙΑ ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ	11
5. ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ.....	17
6. ΚΡΟΥΣΤΙΚΑ ΦΑΙΝΟΜΕΝΑ ΣΤΙΣ Μ.Ε.Κ.	19
6.1 ΜΗΧΑΝΕΣ S.I.....	19
6.2 ΜΗΧΑΝΕΣ C.I.....	22
7. ΛΙΠΑΝΣΗ.....	25
7.1 ΓΕΝΙΚΑ ΠΕΡΙ ΤΡΙΒΗΣ.....	25
7.2 ΔΙΚΤΥΟ ΛΙΠΑΝΣΗΣ DIESEL.....	26
7.3 ΛΙΠΑΝΤΕΛΑΙΑ.....	28
8. ΙΔΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ DIESEL.....	30
9. ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ DIESEL.....	33
10. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΘΕΩΡΙΑ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ (Μ.Ε.Κ)	36
11. ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΩΝ ΜΕΚ	39
12. ΙΣΧΥΣ - ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ - ΒΑΘΜΟΙ ΑΠΟΔΟΣΗΣ - ΜΕΣΗ ΠΙΕΣΗ	41
ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ	46

13. ΘΕΡΜΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ	46
14. ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ	53
15. ΔΥΝΑΜΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ	59
15.1 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΑΕΡΙΩΝ ΚΑΥΣΗΣ	59
15.2 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΑΔΡΑΝΕΙΑΣ.....	61
16. ΦΟΡΤΙΣΕΙΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΒΑΣΗΣ - ΡΟΠΗ ΣΤΡΟΦΑΛΟΦΟΡΟΥ ΑΞΟΝΑ.....	73
17. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΜΕΡΩΝ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ	75
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	80
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	.81
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ.....	83

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Έχουν περάσει περισσότερα από 112 χρόνια από την στιγμή που κατατέθηκε, στο γερμανικό γραφείο κατοχύρωσης ευρεσιτεχνιών, η πατέντα του Rudolph Diesel σχετικά με ένα νέο τύπο θερμικού κινητήρα αυτοανάφλεξης που χρησιμοποιούσε ως καύσιμο το πετρέλαιο. Η λειτουργία των βενζινοκινητήρων ήταν ήδη γνωστή, από το 1886, χάρη στο Nicolas Otto. Ωστόσο, ήταν πολύ νωρίς για να αντιληφθεί κανείς πως οι κινητήρες diesel θα είχαν, αν όχι μεγαλύτερη, ισάξια σημασία καθώς σε αυτές βασίστηκε η βαριά και όχι μόνο βιομηχανία.

Ο βαθμός απόδοσης των diesel ξεπερνούσε κάθε προσδοκία αφού έφτανε το 26% όταν ο αντίστοιχος στις ατμομηχανές άγγιζε μόλις το 12%. Τον Φεβρουάριο του 1897, ο R. Diesel, με την χορηγία μηχανολογικών εταιριών, παρουσίασε το πρώτο πετρελαιοκινητήρα κατάλληλο για ευρεία χρήση. Μετά από μερικούς μήνες, στο Παρίσι, ο Γερμανός παρουσίασε ένα ακόμα μοτέρ το οποίο όμως δεν έκαιγε ορυκτό πετρέλαιο αλλά, φυσικέλαιο! Μπορεί να μην είναι ευρέως γνωστό, αλλά το όραμα του R. Diesel δεν ήταν ένα μέλλον όπου η αυτοκίνηση θα βασιζόταν στο ρυπογόνο πετρέλαιο παρά στις καθαρότερες μορφές βιοντίζελ. Ωστόσο, “οικονομοτεχνικοί” συντελεστές που εύκολα μπορεί να αντιληφθεί κανείς οδήγησαν σε μια και μόνο λύση, αυτή του μαύρου χρυσού.

Ο πρώτος παγκόσμιος πόλεμος αποτέλεσε κίνητρο για την εξέλιξη των diesel οι οποίοι όμως λόγω του όγκου τους έβρισκαν εφαρμογή κυρίως στο ναυτικό και σε μεγάλα άρματα μάχης. Προς τα τέλη της δεκαετίας του 1920, σχεδιάστηκαν νέοι, μικρότεροι, τύποι αντλίας καυσίμου που επέτρεπαν την τοποθέτηση των πετρελαιοκινητήρων σε οχήματα. Το πρώτο βαρέως τύπου όχημα, με κινητήρα diesel, εμφανίστηκε με τα σήματα της MAN ενώ το πρώτο επιβατικό μοντέλο ήταν μια Mercedes-Benz 260D του 1936.

Το ενδιαφέρον για τους diesel αναζωπυρώθηκε την δεκαετία του '70 σε μια περίοδο που θεσπίστηκε ο EPA (Υπηρεσία Προστασίας του Περιβάλλοντος) και όταν ο OPEC (οργανισμός με παράγωγα μέλη/χώρες του παγκόσμιου πετρελαίου) σκόρπισε τον πανικό -κυρίως- στις ΗΠΑ όταν αποφάσισε να μειώσει την ποσότητα του εξαγόμενου πετρελαίου.

Η μειωμένη κατανάλωση των diesel ήταν μια λύση η οποία όμως και πάλι επέστρεψε στο παρασκήνιο μιας και η ενεργειακή κρίση ξεπεράστηκε σύντομα. Εκείνη τη περίοδο, μια αμερικανική αυτοκινητοβιομηχανία αποφάσισε να ασχοληθεί σοβαρά με τους diesel. Αυτή δεν ήταν άλλη από την GM αλλά η προσπάθεια των μηχανικών της ήταν απογοητευτική καθώς, σε αντίθεση με τους ευρωπαίους, δεν διέθεταν την κατάλληλη τεχνογνωσία ώστε τα μπλοκ και οι κυλινδροκεφαλές των μοτέρ να μην ραγίζουν μετά από μόλις μερικές χιλιάδες χιλιόμετρα. Το 1985 η GM αποφάσισε να τερματίσει την παραγωγή diesel εκδόσεων και αναζήτησε λύση στους ευρωπαίους κατασκευαστές όπως η Fiat και η Opel.

Επειδή λοιπόν το κόστος εξέλιξης είναι σημαντικά μεγάλο, αρκετές εταιρίες που πρωταγωνιστούν στην ευρωπαϊκή αγορά είτε προμηθεύονται κινητήρες diesel από άλλες ευρωπαϊκής (π.χ. η συνεργασία της Toyota με τον όμιλο PSA) είτε τους δανείζονται από συγγενείς εταιρίες που ανήκουν στον ίδιο όμιλο.

Στους κινητήρες diesel, το μείγμα αυτοαναφλέγεται (χωρίς μπουζί) λόγω της υψηλής θερμοκρασίας του αέρα η οποία οφείλεται στην υψηλή σχέση συμπίεσης. Η ποιότητα της καύσης έχει άμεση επίπτωση στους diesel και για αυτό το λόγο απαιτείται η καλύτερη δυνατή ανάμειξη του καυσίμου με τον αέρα. Με βάση λοιπόν τον τρόπο που πραγματοποιείται ο ψεκασμός και η καύση οι κινητήρες diesel χωρίζονται σε δυο μεγάλες κατηγορίες.

Σε αυτούς με προθάλαμο καύσης ή θάλαμο στροβιλισμού και σε εκείνους με άμεσο ψεκασμό, με αποκορύφωμα τα συστήματα common rail. Στην πρώτη περίπτωση το πετρέλαιο ψεκάζεται στο προθάλαμο καύσης αναμειγμένο με συμπιεσμένο αέρα. Από εκεί, ξεκινά η ανάφλεξη η οποία μετέπειτα μεταβιβάζεται στο κυρίως θάλαμο καύσης. Βασικό τους μειονέκτημα είναι η δυσκολία στην ψυχρή εκκίνηση όπου απαιτείται προθερμαντήρας. Από την άλλη, οι κινητήρες άμεσου ψεκασμού εμφανίζουν τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης, την μικρότερη καθυστέρηση στην καύση, καλύτερη ποιότητα, χαμηλότερη κατανάλωση και μεγαλύτερη ευκολία στην ψυχρή εκκίνηση. Χάρη στην εξέλιξη των ηλεκτρονικών συστημάτων κατασκευάστηκαν αρχικά ηλεκτρονικά ελεγχόμενα συστήματα όπως οι ανεξάρτητες ελεγχόμενες μονάδες ψεκασμού (EUI, Electronic Unit Injector) και αργότερα το σύστημα κοινής τροφοδοσίας (common rail). Το τελευταίο αποτελεί διαφορετική εκδοχή του πρώτου καθώς η αντλία είναι ενσωματωμένη μαζί με το μπεκ τα οποία ελέγχονται από τον εγκέφαλο του μοτέρ. Συγκεντρωτικά, χάρη σε αυτά τα συστήματα, η πίεση που το καύσιμο ψεκάζεται στο θάλαμο καύσης αγγίζει με τα σημερινά δεδομένα έως και τα 2.000bar. Απαιτείται τόσο μεγάλη τιμή για τον εξής λόγο, η βέλτιστη διασπορά των σταγονιδίων καυσίμου στο θάλαμο επηρεάζει άμεσα την ποιότητα καύσης η οποία προσφέρει όχι μόνο καλύτερη απόδοση αλλά μειωμένους ρύπους και λιγότερα άκαυστα σωματίδια.

Μια κλασική διάταξη common rail αποτελείται από τρία βασικά κυκλώματα. Αυτό της χαμηλής πίεσης, περιλαμβάνει τη γριναζωτή αντλία του καυσίμου από το ρεζερβουάρ, το φίλτρο συν το ψύκτη καυσίμου καθώς και τις σωληνώσεις χαμηλής πίεσης. Η συνήθως ηλεκτρονικά ελεγχόμενη εμβολοφόρα αντλία, ο διακλαδωτής rail και τα μπεκ συγκαταλέγονται στο κύκλωμα υψηλής πίεσης. Το ηλεκτρονικό κύκλωμα ελέγχου απαρτίζεται από την ηλεκτρονική μονάδα του κινητήρα (ECU), ένα σύνολο αισθητήρων, τις ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες και τον αισθητήρα πίεσης στο διακλαδωτή rail.



Φωτογραφία: Σύστημα common rail

Στα κεφάλαια που ακολουθούν κατά την ανάπτυξη του θέματος της πτυχιακής εργασίας “Υπολογισμός – Σχεδίαση και προσομοίωση μονοκύλινδρου κινητήρα

Diesel” θα παρακολουθήσουμε τη δομή του τεύχους που αποτελείται από δύο μέρη, το θεωρητικό και το κατασκευαστικό.

Στο θεωρητικό κομμάτι της εργασίας αναπτύσσουμε ανά κεφάλαια τις πληροφορίες που έχουν προκύψει από πειράματα και αποτελούν την βιβλιογραφία της παρούσας πτυχιακής εργασίας.

Ξεκινώντας από τα πρώτα κεφάλαια, γνωρίζουμε την έννοια των μηχανών εσωτερικής καύσης, την γενική κατάταξή τους και τις βασικές τους λειτουργίες. Ύστερα αναλύουμε το φαινόμενο της καύσης, σημαντικό για την κατάσταση και λειτουργία του κινητήρα.

Τα καύσιμα των κινητήρων Diesel και η ανάλυση των καυσαερίων είναι κεφάλαια που αναπτύσσουμε διότι παρατηρούμε, τι επιπτώσεις έχει για την απόδοση του κινητήρα και το περιβάλλον.

Κατά την λειτουργία του κινητήρα, θεωρήθηκε απαραίτητη η ανάπτυξη του θέματος των κρουστικών φαινομένων που παρουσιάζει ένας κινητήρας, καθώς και οι τρόποι που δρουν αποτελεσματικά για την ομαλή λειτουργία του, όπως η λίπανση.

Τελειώνοντας την ανάπτυξη του θεωρητικού μέρους παρουσιάζουμε τον ιδανικό κύκλο Diesel καθώς και τον πραγματικό. Τα γραφήματα και η ανάπτυξη των τύπων που ακολουθούν, όπως αυτοί, της ισχύος, της κατανάλωσης, των βαθμών απόδοσης και της μέσης πίεσης που παρουσιάζουμε στα κεφάλαια αυτά βοηθάει στην κατανόηση της θεωρίας των μηχανών εσωτερικής καύσης.

Το κατασκευαστικό μέρος της πτυχιακής εργασίας αποτελείται από τον θερμικό υπολογισμό του κινητήρα, παραθέτωντας όλα τα στοιχεία που χρειάζονται και με την αντικατάσταση των αριθμών στους τύπους παρατηρούμε τα πραγματικά στοιχεία του κινητήρα και έτσι έχουμε μια ρεαλιστική εικόνα αυτού που σχεδιάζουμε.

Εν συνεχεία κάνουμε κινηματική μελέτη, δυναμικό υπολογισμό και παρατηρούμε τις φορτίσεις των εδράνων βάσης και της ροπής του στροφαλοφόρου άξονα του κινητήρα με δεδομένα που έχουν προκύψει από τα προηγούμενα κεφάλαια και τυπολόγιο που είναι πρωτόκολλο για τέτοιες διαδικασίες.

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν μας αποτυπώνουν την ακριβή διαστασιολόγηση των εξαρτημάτων του κινητήρα, την αντοχή του υλικού που επιλέγουμε καθώς και την απόδοση του κινητήρα σε πραγματικές συνθήκες.

Ολοκληρώνοντας το κατασκευαστικό μέρος της εργασίας και για να έχουμε μια ολοκληρωμένη εικόνα όλων αυτών που μελετήσαμε, κάνουμε χρήση του σχεδιαστικού προγράμματος INVENTOR professional 2008, πρόγραμμα καθαρά εξειδικευμένο με τις απαιτήσεις μηχανολογικής σχεδίασης που σήμερα το μηχανολογικό σχέδιο είναι ένα από τα πιο δύσκολα είδη σχεδίου καθώς οι μηχανολογικές κατασκευές γίνονται όλο και πιο σύνθετες.

Το αποτέλεσμα είναι να σχεδιάσουμε ένα-ένα τα εξαρτήματα του κινητήρα όπως στροφαλοφόρο άξονα, διωστήρα, έμβολο, κύλινδρο και να γίνει προσομοίωση τους ως ένας κινητήρας και να παρακολουθήσουμε την κίνηση του εμβόλου με την παράλληλη περιστροφική κίνηση του στροφαλοφόρου άξονα. [18]

1. ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ, ΚΑΤΑΤΑΞΗ ΚΑΙ ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) ονομάζονται οι θερμικές μηχανές που χρησιμοποιούν απ' ευθείας τα προϊόντα της καύσης ως καύσιμο για την παραγωγή κινητικής ενέργειας. Αντίθετα οι μηχανές εξωτερικής καύσης μεταφέρουν την θερμότητα σ' ένα άλλο ρευστό. Αυτός είναι και ο βασικότερος λόγος για τον οποίο οι ΜΕΚ έχουν υψηλότερο βαθμό απόδοσης. [1]

Η γενική κατάταξη των ΜΕΚ είναι η παρακάτω:

i) Ως προς τον θερμικό κύκλο

- Μηχανές σταθερής πίεσης (Diesel)
- Μηχανές σταθερού όγκου ή έκρηξης (Otto)
- Μηχανές μικτού κύκλου

ii) Ως προς τους χρόνους

- Δίχρονες μηχανές
- Τετράχρονες μηχανές
- Συνεχούς λειτουργίας αεριοστρόβιλο

iii) Ως προς τον τρόπο ψύξης

- Αερόψυκτες
- Υδροψυκτες

iv) Ως προς την διάταξη των κυλίνδρων

- Κατακόρυφες, οριζόντιες
- Κινητήρας H
- Αντιθέτων κυλίνδρων
- Αντίθετων εμβόλων
- Κινητήρας περιστρεφόμενου εμβόλου (Wankel). [3]

Επίσης η κατάταξη των μηχανών εσωτερικής καύσης μπορεί να γίνει ακόμα, με κριτήριο την ταχύτητα, την ισχύ, το χρησιμοποιούμενο καύσιμο και τη χρήση.

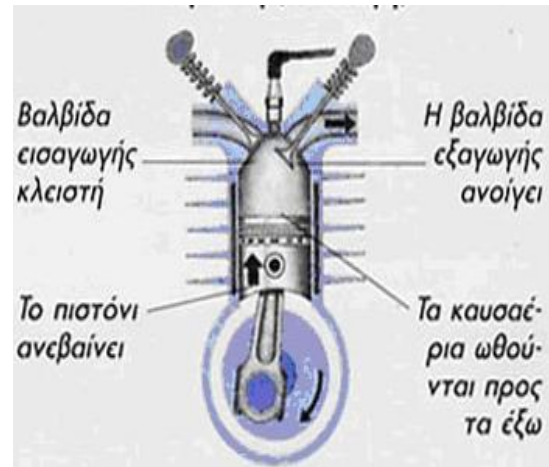
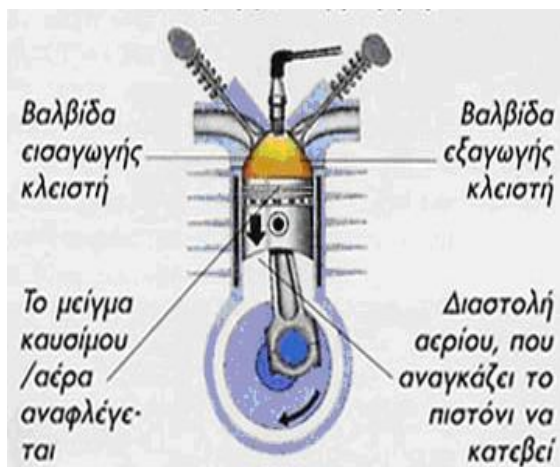
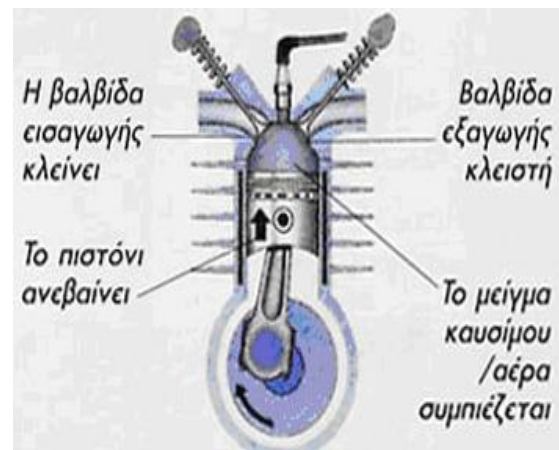
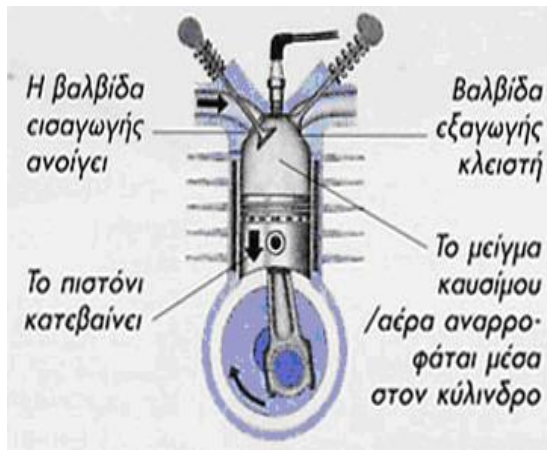
Βασικές αρχές λειτουργίας

Οι ΜΕΚ με σκοπό την παραγωγή μηχανικού έργου εργάζονται βάσει ενός θερμοδυναμικού κύκλου (Otto, Diesel ή μικτού) καταναλώνοντας θερμική ενέργεια. Οι βασικές αρχές λειτουργίας μιας μηχανής ανεξάρτητα από τον κύκλο, στηρίζονται στα θερμοδυναμικά αξιώματα. Άρα μπορούμε να αναφέρουμε ότι το καύσιμο εισάγεται στην μηχανή και συμπιέζεται μέχρι μια ορισμένη πίεση.

Στη συνέχεια γίνεται η καύση δηλαδή προσδίδεται η απαιτούμενη για το θερμοδυναμικό κύκλο θερμότητα και τα προϊόντα της καύσης εκτονώνονται, παράγοντας μηχανικό έργο. [2]

Στα παρακάτω σχήματα φαίνονται οι σχηματικές καταστάσεις λειτουργίας ΜΕΚ.

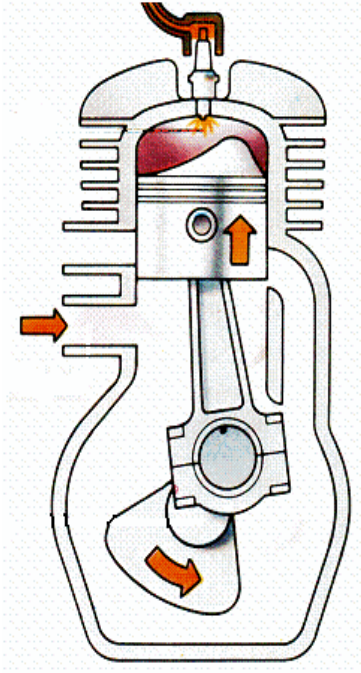
ι) Τετράχρονη Diesel



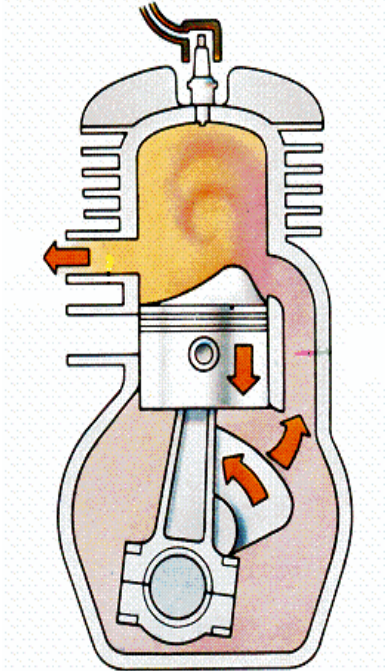
Σχήμα 1: Φάσεις τετράχρονης μηχανής diesel

ii) Δίχρονη Diesel

ΦΑΣΗ ΣΑΡΩΣΗΣ-ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ-ΕΓΧΥΣΗΣ



ΦΑΣΗ ΚΑΥΣΗΣ -ΕΚΤΟΝΩΣΗΣ-ΕΞΑΓΩΓΗΣ



Σχήμα 2: Φάσεις δίχρονης Diesel

Η χρονική διάρκεια που αντιστοιχεί σε μια πλήρη διαδρομή του εμβόλου, δηλαδή σε στροφή 180° του στροφαλοφόρου άξονα ονομάζεται φάση ή χρόνος .

Αν Q_{in} ονομάσουμε το ποσό θερμότητας που εκλύεται κατά την καύση, Q_{out} το ποσό θερμότητας που περιέχουν τα προϊόντα της καύσης τότε ο θερμικός βαθμός απόδοσης είναι:

$$\eta = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \quad (1)$$

2. ΚΑΥΣΗ

Η ομαλή λειτουργία των μηχανών εσωτερικής καύσης, η καλή διατήρηση των εξαρτημάτων τους, καθώς και η απόδοση τους σε ισχύ εξαρτάται από την καλή καύση του καυσίμου εντός των κυλίνδρων. Καλή καύση εννοείται όταν έχουμε σωστή αναλογία αέρα-καυσίμου στο μίγμα ώστε με τις κατάλληλες συνθήκες θερμοκρασίας πίεσης να γίνει τέλεια καύση. Το χημικό φαινόμενο της καύσης διέπεται από τους παρακάτω νόμους:

- i) Αρχή διατήρησης της μάζας
- ii) Αρχή διατήρησης της ενέργειας (1ος θερμοδυναμικός νόμος)
- iii) 2ο θερμοδυναμικό αξίωμα (καθορισμός της φοράς της αντίδρασης)
- iv) 3ο θερμοδυναμικό αξίωμα (συσχέτιση των εντροπιών των αντιδρώντων και των προϊόντων)
- v) Νόμος δράσης της μάζας (υπολογισμός των συστατικών στη μη τέλεια καύση όταν αυτά βρίσκονται σε κατάσταση θερμοδυναμικής ισορροπίας) [1]

Πρέπει να σημειωθεί ότι το καύσιμο θεωρείται ιδανικό αέριο με αποτέλεσμα να ακολουθεί τους νόμους των μιγμάτων των Τελείων Αερίων και το νόμο του Amagat.

$$P V_i = n_i R_0 T, \quad \Sigma n_i = n \quad P \Sigma V_i = n R_0 T \quad (2)$$

Όπου, P : πίεση αερίου μίγματος [kg/cm],
n_i : moles αερίου i,
n : moles μίγματος,
V_i : όγκος αερίου i [cm³],
T : θερμοκρασία αερίου μίγματος [°K],
R₀ : σταθερά των αερίων [J/mole·°K]

Στις ΜΕΚ η καύση συνήθως γίνεται με μικρότερη ή περισσότερη ποσότητα αέρα απ' ό τι ορίζει η αναλογία της αντίδρασης. Μ' αυτόν τον τρόπο μπορούμε να ελαττώσουμε την θερμοκρασία των προϊόντων της καύσης. Επειδή το φαινόμενο της καύσης εξαρτάται και από την φύση του καυσίμου, η εξέταση του χωρίζεται σε δύο μέρη:

ΚΑΥΣΗ ΣΤΙΣ ΜΗΧΑΝΕΣ DIESEL

Ενώ οι χημικές αντιδράσεις της καύσης στις Diesel και στις βενζινομηχανές είναι παρόμοιες, αντίθετα το φυσικό φαινόμενο διαφέρει. Στις μηχανές Diesel ο αέρας μαζί με ένα μικρό ποσοστό εναπομεινάντων καυσαερίων, συμπιέζεται μέχρι αναλογία

όγκου 12 προς 20. Στη συνέχεια το υγρό καύσιμο διαχέεται στον κύλινδρο την χρονική στιγμή κοντά στο Α.Ν.Σ. Λόγω της υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας του μίγματος, την στιγμή της εκτόξευσης του καυσίμου αρχίζει η χημική αντίδραση.

Στην πραγματικότητα η καύση καθυστερεί για δύο λόγους :

i) Λόγω της φυσικής βραδύτητας που ορίζεται σαν το χρόνο που απαιτείται από την εκτόξευση του καυσίμου μέχρι να σχηματιστεί το κατάλληλο για αυτανάφλεξη και καύση μίγμα καυσίμου-αέρα.

ii) Λόγω της Χημικής βραδύτητας που ορίζεται σαν το χρόνο μεταξύ αυτανάφλεξης και εμφάνιση μεταβολής πίεσης.

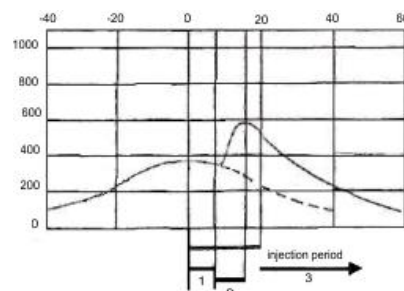
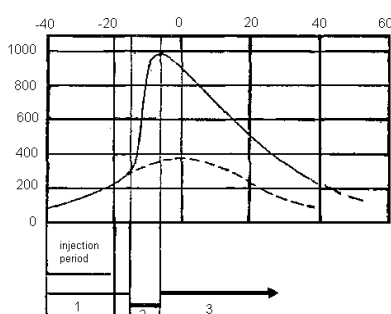
Εξαιτίας της υψηλής συμπίεσης τα αέρια μέσα στον κύλινδρο, την στιγμή της αυτανάφλεξης, έχουν υψηλότερη θερμοκρασία και πίεση απ' ότι απαιτείται για μια αλυσιδωτή αντίδραση. Κάτω από αυτές τις συνθήκες η ανάφλεξη κάθε στοιχείου όγκου δεν απαιτεί μεταφορά ενέργειας από κάποιο άλλο στοιχείο, αλλά αντίθετα συμβαίνει όταν οι τοπικές συνθήκες θερμοκρασίας, πίεσης και αναλογία μίγματος αέρα - καύσιμου είναι ευνοϊκές. Λόγω του μικρού όγκου των σταγονιδίων η καύση είναι ακαριαία, ενώ σε περιοχές που υπάρχει συγκέντρωση υγρού καυσίμου η καύση προχωράει ομαλά.

Επειδή η διάχυση και ταχύτητα των σταγονιδίων καυσίμου επηρεάζει την πορεία της καύσης φροντίζουμε η εκτόξευση να γίνεται σε μικρό χρόνο με σύγχρονο στροβιλισμό του αέρα. [1]

Το φαινόμενο της καύσης σύμφωνα με το Ricardo πραγματοποιείται σε τέσσερις φάσεις :

- Φάση βραδύτητας (Delay Period)
- Φάση ανεξέλεγκτης καύσης
- Φάση ελεγχόμενης καύσης
- Φάση επίκαυσης (Afterburning)

Στο παρακάτω διάγραμμα πιέσεων καύσης συναρτήσει της γωνίας του στρόφαλοι φαίνονται οι τέσσερις αυτές φάσεις της καύσης. [4]



Σχήμα (3.α), (3.β) : Διάγραμμα πιέσεων καύσης

Φάση βραδύτητας : Διαρκεί στο διάστημα από το σημείο 1 έως το σημείο 2 του διαγράμματος. Διαρκεί 5-20° στροφή του στροφαλοφόρου άξονα δηλαδή περίπου 1/300 - 1/1000 sec. Μικρή περίοδος βραδύτητας δίνει ομαλότερη λειτουργία της μηχανής ενώ μεγαλύτερη περίοδος έχει σαν αποτέλεσμα ανώμαλη και θορυβώδη λειτουργία. Οι παράγοντες από τους οποίους επιδρούν στη διάρκεια της φάσης αυτής είναι:

- (α) Η θερμοκρασία του αέρα
- (β) Ο βαθμός συμπίεσης
- (γ) Η διασπορά και η έγχυση του πετρελαίου
- (δ) Χημική σύνθεση πετρελαίου και τον στροβιλισμό του αέρα
- (ε) Το φορτίο και η διάμετρος του κυλίνδρου

Φάση ανεξέλεγκτης καύσης : Στη διάρκεια της φάσης αυτής το πετρέλαιο που έχει συγκεντρωθεί καίγεται γρήγορα με αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης. Στο διάγραμμα η φάση αυτή αντιστοιχεί στο διάστημα 2-3, διαρκεί 5-10°. Η περίοδος αυτή παίζει σημαντικό ρόλο στην ομαλή και χωρίς κτύπο λειτουργία της μηχανής. Ο κτύπος οφείλεται στην ύπαρξη μεγάλης ποσότητας πετρελαίου με αποτέλεσμα την απότομη αύξηση της πίεσης. Οι παράγοντες που επιδρούν σ' αυτή την φάση είναι:

- (α) Η διάρκεια της φάσης βραδύτητας
- (β) Η διασπορά και η έγχυση του πετρελαίου
- (γ) Η ταχύτητα και ο στροβιλισμός του αέρα

Φάση ελεγχόμενης καύσης : Στη διάρκεια αυτής της φάσης γίνεται η ομαλή καύση του καυσίμου και αντιστοιχεί στο διάστημα 3-4 του διαγράμματος. Η διάρκειά της είναι συνάρτηση του φορτίου της μηχανής. Η φάση αυτή είναι η κύρια φάση καύσης και αρχίζει αφού έχει υψωθεί η θερμοκρασία και πίεση μέχρι το απαραίτητο για την καύση σημείο. Στη διάρκεια της φάσης ελεγχόμενης καύσης καίγεται ποσοστό 40-60% του καυσίμου.

Οι παράγοντες που επιδρούν είναι:

- (α) Η αρχική ποσότητα καυσίμου
- (β) Η πίεση και θερμοκρασία
- (γ) Η ταχύτητα έκχυσης του καυσίμου
- (δ) Ο στροβιλισμός του αέρα.

Φάση επίκαυσης : Κατά τη διάρκεια αυτής της φάσης γίνεται η καύση του εναπομείναντος στο κύλινδρο πετρελαίου, μετά το τέλος της εγχύσεως. Η καύση αυτή συνοδεύεται από απώλεια θερμότητας προς τα καυσαέρια, είναι δηλαδή αντισοικονομική ενώ μπορεί να προκαλέσει υπερθέρμανση βαλβίδων, κεφαλών εμβόλων, κόλλημα ελατηρίων και κάπνισμα μηχανής. [4]

3. ΚΑΥΣΙΜΑ

3.1 ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΕΙΔΗ ΚΑΥΣΙΜΑ

Τα καύσιμα που χρησιμοποιούνται (ποσοστό 98%) στις μηχανές εσωτερικής καύσης είναι παράγωγα του πετρελαίου. Σε μερικές χώρες όπου το φυσικό πετρέλαιο είναι λιγοστό χρησιμοποιούνται καύσιμα που προέρχονται από την υδρογόνωση του άνθρακα.

Το αργό ή ορυκτό πετρέλαιο που προέρχεται από φυσικές πηγές, αποτελείται κυρίως από ένα μίγμα πολλών τύπων υδρογονανθράκων με διαφορετικά μοριακά βάρη. Περιέχει επίσης ένα μικρό ποσοστό οργανικών προσμίξεων με περιεκτικότητα θείου και αζώτου.

Η σύνθεσή του εξαρτάται από την περιοχή την οποία προέρχεται και μπορεί να χαρακτηριστεί παραφινικής βάσης που είναι κατάλληλο για πετρελαιομηχανές, ναφθενικής βάσης που είναι κατάλληλο για βενζινομηχανές και αρωματικής βάσης που είναι δυσανάφλεκτο. Το αργό πετρέλαιο διαχωρίζεται στα συστατικά του με την μέθοδο της κλασματικής απόσταξης. Τα προϊόντα κατατάσσονται σύμφωνα με την χρήση, το ειδικό βάρος και την πτητικότητα:

i) Φυσικό αέριο (Natural gas)

ii) Βενζίνη (Gasoline) παραλαμβάνεται στους 40°C – 250°C, έχει ειδικό βάρος από 0,70 - 0,78 [kg/dm³] και είναι κατάλληλη για βενζινομηχανές.

iii) Κηροζίνη (Kerozene) παραλαμβάνεται στους 150°C- 250°C, έχει ειδικό βάρος από 0,78 - 0,85 [kg/dm³] και είναι κατάλληλη για φωτιστικά και θερμαντικά σώματα καθώς και για αεροπορικούς στροβίλους.

iv) Πετρέλαια Diesel (Gas oil-Diesel oil) παραλαμβάνονται στους 250°C– 350°C και ανάλογα με το ειδικό βάρος τους χρησιμοποιούνται σε βενζινομηχανές και μηχανές

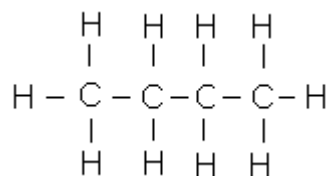
v) Βαρύ πετρέλαιο (Fuel oil)

vi) Λιπαντέλαια (Lubricating oils)

Καθένα από τα παραπάνω αποστάγματα ποικίλει ως προς την σύνθεσή του, και επηρεάζονται αναλόγως από την πηγή του αργού πετρελαίου καθώς και την μέθοδο της κλασματικής απόσταξης. Οι διάφορες ενώσεις που αποτελούν τα παράγωγα του πετρελαίου κατατάσσονται σύμφωνα με τον αριθμό των ατόμων του άνθρακα στο μόριο. Η κατάταξη των υδρογονανθράκων γίνεται με τον τρόπο που ενώνονται τα άτομα του άνθρακα με τα άτομα του υδρογόνου για να σχηματίσουν την μοριακή αλυσίδα. [19,5]

1) Ευθεία αλυσίδα - Κανονικές παραφίνες (αλκάνια)

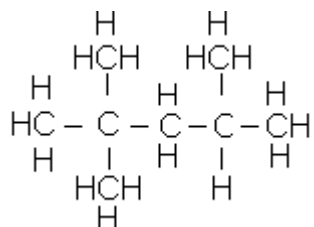
Τα άτομα του άνθρακα ενώνονται σε ευθεία γραμμή ενώ τα άτομα του υδρογόνου καλύπτουν τους ελεύθερους δεσμούς. Ο γενικός τύπος είναι $C_n H_{2n+2}$ και η χαρακτηριστική κατάληξη είναι **-άνιο**.



ΒΟΥΤΑΝΙΟ

2) Αλυσίδα με διακλάδωση - Ισοπαραφίνες

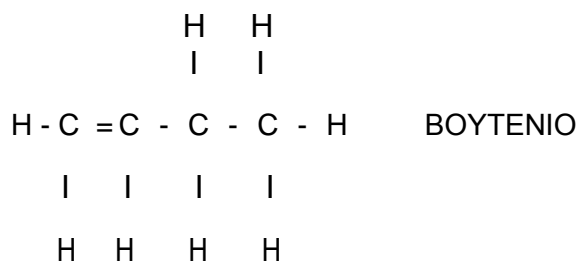
Τα άτομα του άνθρακα σχηματίζουν διακλαδώσεις επί της βασικής αλυσίδας. Ο γενικός τύπος είναι $C_n H_{2n+2}$

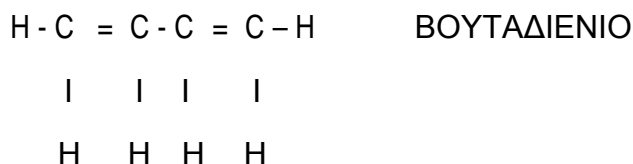


ΙΣΟΟΚΤΑΝΙΟ ή ΤΡΙΜΕΘΥΛΠΕΝΤΑΝΙΟ

3) Ολεφίνες

Στην αλυσίδα των ατόμων του άνθρακα υπάρχει ένας ή δύο διπλοί δεσμοί ατόμων άνθρακα. Οι ιδιότητες τους εξαρτώνται από την θέση του διπλού δεσμού. Ο γενικός τύπος των ακόρεστων αυτών υδρογονανθράκων είναι $C_n H_{2n}$ με κατάληξη **-ένιο** για ένα διπλό δεσμό και $C_n H_{2n-2}$ με κατάληξη **-διένιο** για δύο διπλούς δεσμούς.





Οι ολεφίνες έχουν ιδιότητες παρόμοιες με αυτές των παραφινών. Γενικά τα αλκάνια δεν είναι κατάλληλα καύσιμα για μηχανές εσωτερικής καύσης και χρησιμοποιούνται κυρίως για την κατασκευή σύνθετων ελαστικών.

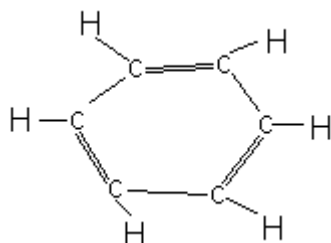
4) Κυκλοπαραφίνες (κυκλάνια)

Η αλυσίδα των ατόμων του άνθρακα έχει μορφή δακτυλίου. Οι κορεσμένοι αυτοί υδρογονάνθρακες είναι κατάλληλοι για συστατικά της βενζίνης και έχουν γενικό τύπο $C_n H_{2n}$



5) Αρωματικοί υδρογονάνθρακες (παράγωγα του βενζολίου)

Οι υδρογονάνθρακες αυτοί ανήκουν στην οικογένεια του βενζολίου και έχουν δακτυλική μοριακή κατασκευή. Ο γενικός τύπος είναι $C_n H_{2n-12}$ αλλά μπορεί να έχουν και διπλοκυκλική κατασκευή με γενικό τύπο $C_n H_{2n-12}$. Οι αρωματικοί υδρογονάνθρακες μπορούν να σχηματιστούν με θερμόλυση στο 650°C . Από τις πιο σημαντικές ενώσεις στην κατηγορία αυτή είναι το βενζόλιο το οποίο μπορεί να προστεθεί στις χαμηλής ποιότητας βενζίνες για να αυξήσει τον αριθμό των οκτανίων: [12]



BENZOLIO

3.2 ΜΗ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΕΙΔΗ

Τα μόνα καύσιμα μη πετρελαιοειδή που έχουν μεγάλη σημασία για κινητήρες εσωτερικής καύσης είναι η μεθυλική αλκοόλη με χημικό τύπο CH_3OH και η αιθυλική αλκοόλη με τύπο $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$.

Σε χώρες που επιτρέπει η νομοθεσία η μεθανόλη χρησιμοποιείται σε αγωνιστικές μηχανές λόγω της ψύξης που προκαλεί εξαιτίας της μεγάλης (αρνητικής) θερμότητας εξάτμισης.

Η αιθανόλη, αναμεμιγμένη με βενζίνη, χρησιμοποιείται σε περιοχές σαν υποπροϊόν της διύλισης της ζάχαρης. Για λόγους οικονομοτεχνικούς η αιθανόλη δεν παράγεται απ' ευθείας με σκοπό την χρήση της σαν καύσιμο.

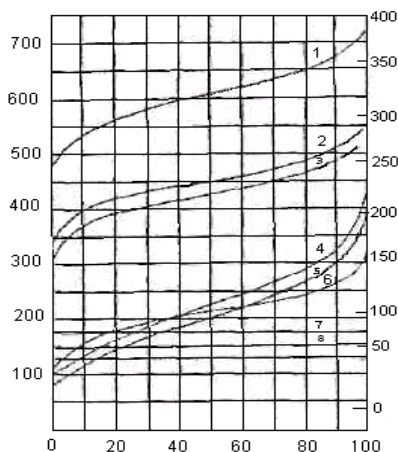
Μέχρι τώρα έχουν κατασκευαστεί και δοκιμαστεί ζωικά και φυτικά καύσιμα για μηχανές Diesel αλλά δεν είναι εμπορεύσιμα εκτός από περιοχές όπου δεν υπάρχει διαθέσιμο πετρέλαιο.

Τέλος έχουν κατασκευαστεί πειραματικές μηχανές που χρησιμοποιούν σαν καύσιμο κάρβουνο σε μορφή σκόνης, ή και πριονίδι. Βέβαια τα εργαστηριακά όργανα που απαιτούνται για την παραγωγή και τέτοιων καυσίμων μαζί με τα μηχανικά προβλήματα λόγω της τέφρας έχουν κάνει αδύνατη την εμπορική τους εκμετάλλευση. [12]

4. ΚΑΥΣΙΜΑ ΓΙΑ ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

α) Πτητικότητα

Ως πτητικότητα μπορεί να οριστεί η τάση που έχει ένα υγρό για να εξατμιστεί. Η ιδιότητα αυτή έχει μεγάλη σημασία στις μηχανές που χρησιμοποιούν καρμπυρατέρ επειδή επηρεάζει το λόγο ατμού - αέρα μέσα στους κυλίνδρους κατά τον χρόνο της έναυσης. Στο παρακάτω σχήμα φαίνονται οι καμπύλες απόσταξης ASTM για διάφορα καύσιμα.



Διάγραμμα 1 : Καμπύλες απόσταξης

β) Χαρακτηριστικά που αφορούν τις κρούσεις

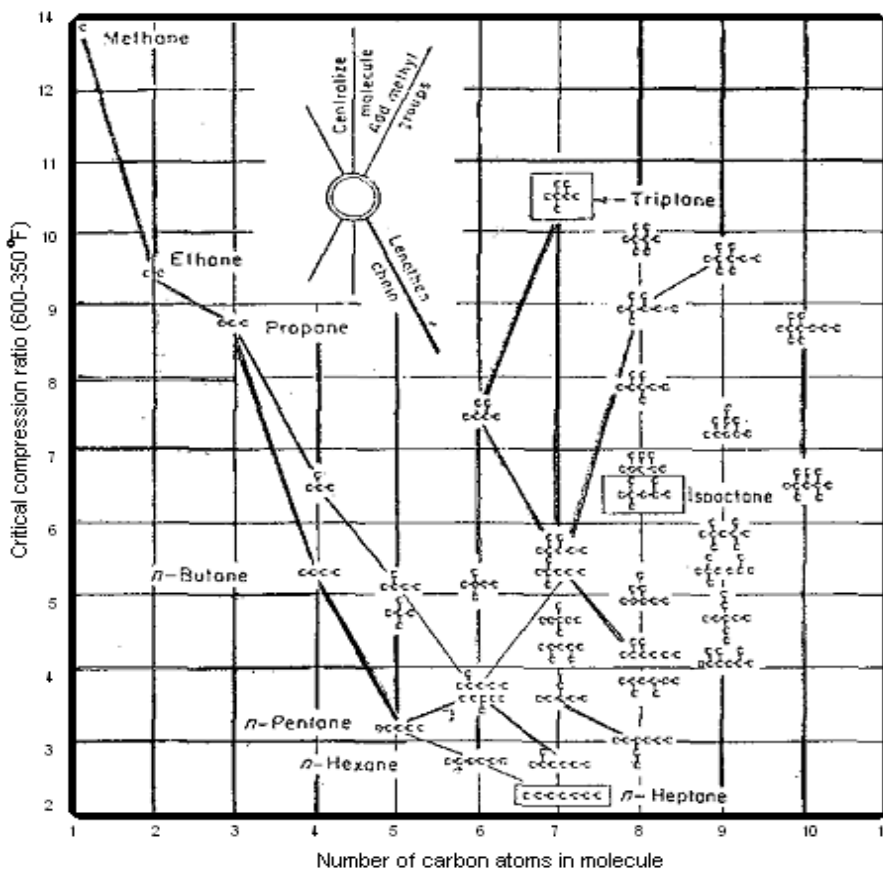
Η τάση ενός καύσιμου προς το φαινόμενο χτυπήματος είναι ένα σημαντικό χαρακτηριστικό που εξαρτάται ολοκληρωτικά από την χημική του σύνθεση. Η τάση αυτή μετριέται με τον αριθμό οκτανίων. Για τον αντικειμενικό προσδιορισμό του αριθμού οκτανίων μιας βενζίνης η Cooperative Fuel Research Committee έχει ορίσει ότι πρέπει να πληρούνται οι παρακάτω όροι:

- i) Μία πρότυπος (standard)
- ii) Μία ομάδα σταθερών συνθηκών
- iii) Μία καθορισμένη μέθοδος μέτρησης της τάσης για κρουστικά φαινόμενα.
- iv) Ένα ζευγάρι προτύπων καυσίμων αναφοράς.

Έχει καθιερωθεί η μέτρηση των οκτανίων σήμερα να γίνεται με:

- i) την CFR μονοκύλινδρη μηχανή
- ii) τον δείκτη κρούσεων ASTM
- iii) την CFR μέθοδο
- iv) το ισοοκτάνιο C_8H_{18} και το κανονικό επτάνιο $n-C_7H_{16}$

Οι τιμές των οκτανίων γι' αυτές τις δύο ενώσεις έχουν καθοριστεί αυθαίρετα. Ένα καύσιμο με αριθμό οκτανίων $ON=80$ συμπεριφέρεται σαν ένα μίγμα που περιέχει κατ' όγκο 80 μέρη 16οοκτανίου και 20 μέρη κανονικού επτανίου. Ένα πολύ κατατοπιστικό διάγραμμα στο οποίο φαίνεται η εξάρτηση των αριθμών των οκτανίων από την χημική δομή του καυσίμου είναι αυτό που ακολουθεί. [3,19]



Διάγραμμα 2: Εξάρτηση χαρακτηριστικών κρούσης από τη χημική δομή.

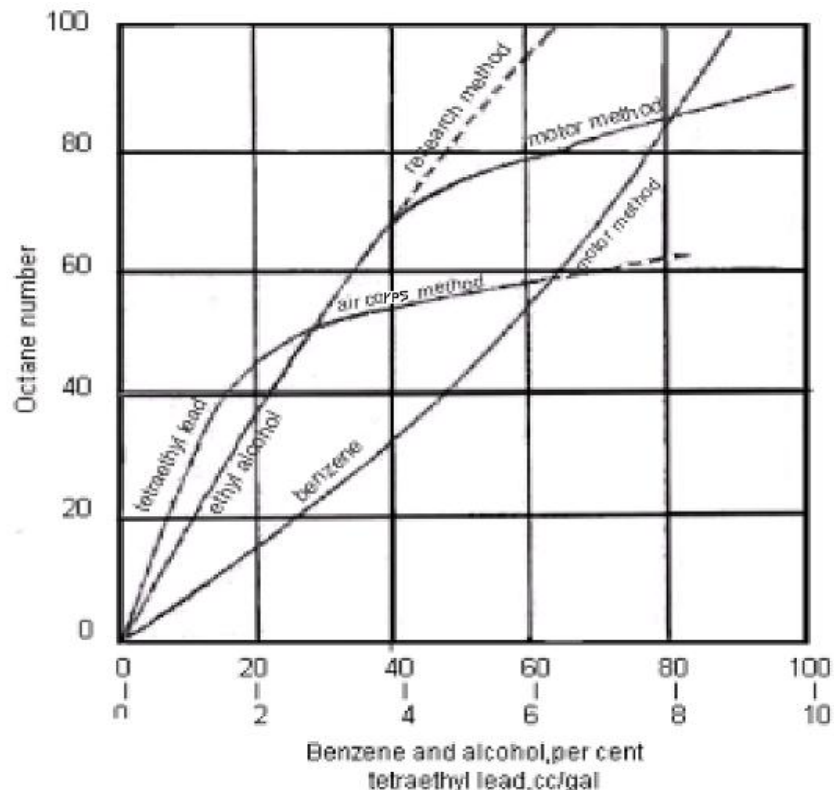
Από αυτό το διάγραμμα φαίνεται ότι για δεδομένο αριθμό ατόμων άνθρακα η αλυσίδα με διακλαδώσεις είναι προτιμότερη από την ευθεία αλυσίδα και ότι η αντικρουστική ιδιότητα εξαρτάται από τον αριθμό των κλάδων καθώς και την θέση τους.

Στις περισσότερες περιπτώσεις, πάντοτε στις παραφίνες με ευθεία αλυσίδα, η αντικρουστική ιδιότητα αυξάνεται όταν ελαττώνεται ο αριθμός ατόμων άνθρακα στο μόριο. Οι πολύ ελαφριές παραφίνες όπως μεθάνιο, αιθάνιο και προπάνιο έχουν

εξαιρετικές ιδιότητες, ενώ οι ναφθενικές και αρωματικές ενώσεις έχουν υψηλό αριθμό οκτανίων.

Όταν η βενζίνη δεν έχει επαρκή αριθμό οκτανίων για την χρήση που προορίζεται αυτός αυξάνεται με την προσθήκη διαφόρων αντικρουστικών μέσων.

Στο διάγραμμα 3 φαίνονται μερικά γνωστά χημικά αντικρουστικά.



Διάγραμμα 3: Αντικρουστικές χημικές ενώσεις

Η αποτελεσματικότητα του τετρααιθυλικού μολύβδου $(C_2H_5)_4 Pb$ που ονομάζεται και TEL, το έχει καθιερώσει στην αγορά. Η ανακάλυψη του TEL οδήγησε στην βελτίωση της ικανότητας και αύξησε την ισχύ των S.I. μηχανών. Βέβαια επειδή είναι απλώς αντικρουστικό μέσο η χρησιμοποίησή του σε μια μηχανή που δεν παρουσιάζει φαινόμενα κρούσης δεν πρόκειται να μεταβάλλει τη λειτουργία της. Επίσης σαν αντικρουστικά χρησιμοποιούνται η αιθυλική αλκοόλη ή η βενζίνη (benzene).

γ) Θερμογόνος δύναμη

Ονομάζεται η θερμική ενέργεια που απελευθερώνεται όταν τα προϊόντα της καύσης, μετά την πλήρη καύση, ψυχθούν και αναχθούν στην αρχική θερμοκρασία. Από τον ορισμό είναι φανερό ότι για κάθε καύσιμο υπάρχουν δύο θερμογόνες δυνάμεις:

- i) Όταν η ψύξη γίνει υπό σταθερό όγκο Q_v
- ii) Όταν η ψύξη γίνει υπό σταθερή πίεση Q_p

Επίσης ορίζουμε την ανώτερη και κατώτερη θερμογόνο δύναμη για κάθε καύσιμο που αντιστοιχεί στην πλήρη συμπύκνωση του νερού (H₂O) και στην περίπτωση που το νερό είναι αέριο. Η θερμογόνος δύναμη βρίσκεται από τη διαφορά των ενθαλπιών βάσει του 2ου Θερμοδυναμικού νόμου.

Η θερμογόνος δύναμη είναι σημαντική ιδιότητα για το καύσιμο γιατί από αυτή καθορίζεται η φορά της αντίδρασης κατά την καύση. Επίσης η ειδική κατανάλωση καύσιμου ορίζεται:

$$sfc = \frac{2545}{n \cdot Q_c} \quad \text{σε} \left[\frac{\text{mg}}{\text{N} \cdot \text{sec}} \right] \quad (3)$$

όπου : n : η θερμική απόδοση
 Q_c : η θερμογόνος δύναμη ανά μονάδα βάρους καυσίμου.

(δ) Χημική ευστάθεια

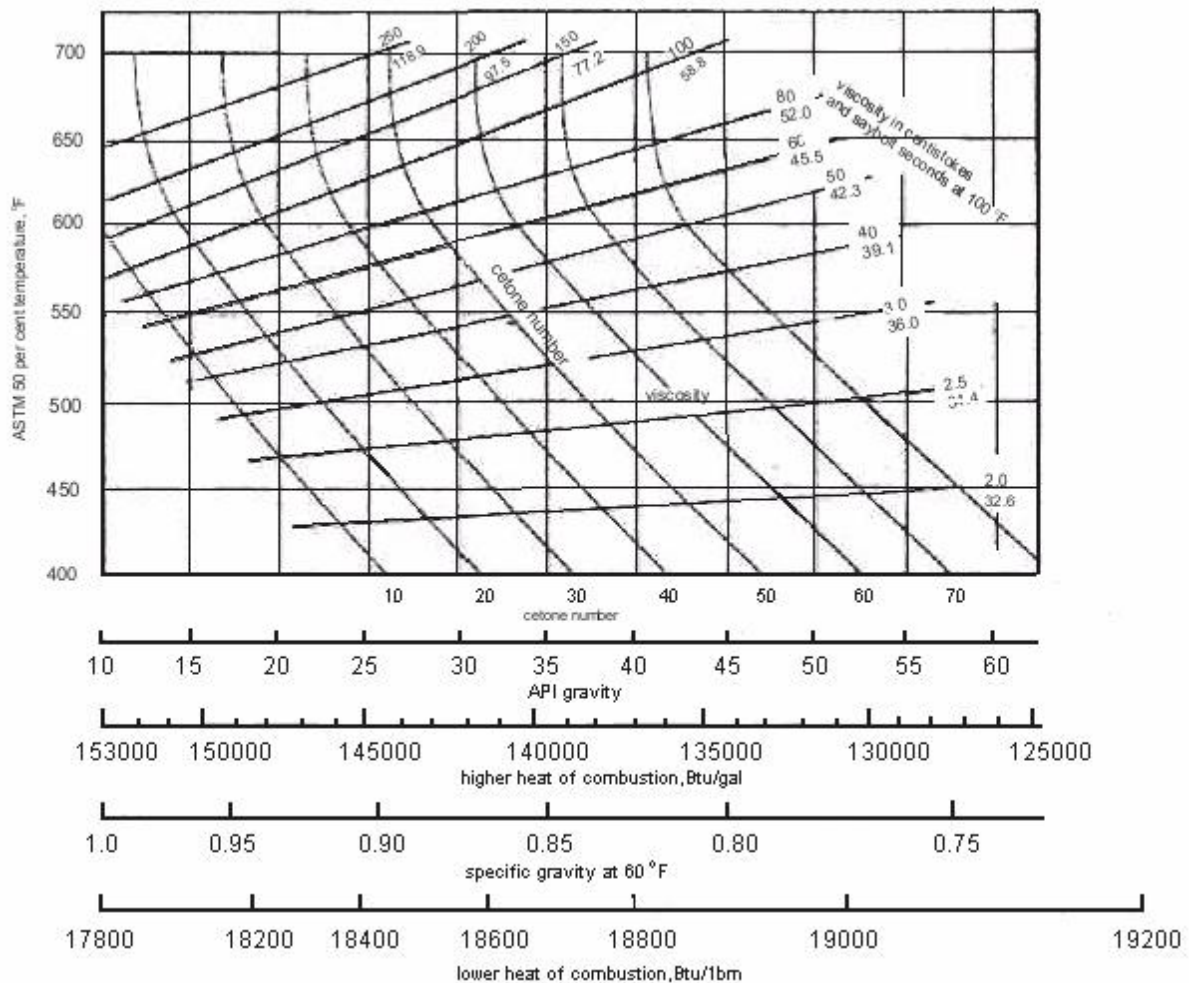
Το καύσιμο πρέπει να είναι καθαρό από νερό, προσμίξεις ή ξένες ουσίες. Μερικές βενζίνες έχουν την τάση να αποθέτουν ένα στέρεο προϊόν οξειδωσης πάνω στο σύστημα παροχής καυσίμου και στις βαλβίδες. Γι' αυτό το λόγο η βενζίνη αναμειγνύεται με χημικά πρόσθετα ώστε να ελαττωθεί η τάση σχηματισμού αυτού του οξειδίου.

Το πρόβλημα που προκύπτει από την χρησιμοποίηση διαφόρων αντικρουστικών είναι η τοξικότητα. Γι' αυτό οι βενζίνες με αντικρουστικά χρησιμοποιούνται μόνο για καύσιμο σε μηχανές εσωτερικής καύσης.

Τα κύρια χαρακτηριστικά των καυσίμων που χρησιμοποιούνται στις C.I. μηχανές είναι:

- Θερμοκρασία ανάφλεξης, [°C],
- Πυκνότητα, [kg/m³],
- Θερμογόνος δύναμη, [N·sec/ mg],
- Πτητικότητα,
- Καθαρή καύση και ελάχιστη διάβρωση

Στο διάγραμμα 4 φαίνεται πως συνδέονται όλες οι ιδιότητες στην περίπτωση των εμπορικών καυσίμων Diesel. [3,19]



Διάγραμμα 4 : Φυσικές ιδιότητες Diesel καυσίμων

Επειδή η πυκνότητα και η θερμογόνος δύναμη εξαρτώνται σχεδόν ολοκληρωτικά από το μοριακό βάρος είναι αδύνατο να διαχωριστούν τα αποτελέσματα των χαρακτηριστικών αυτών. Έχοντας ως δεδομένο ότι η πυκνότητα, η πτητικότητα, η θερμοκρασία ανάφλεξης και η ελάχιστη διάβρωση δεν έχουν σταθερές τιμές αφού οι τρεις αυτές ιδιότητες εξαρτώνται τόσο από την μοριακή δομή όσο και από το μέγεθος του μορίου. Γι' αυτό το λόγο δεν μπορούν να αναλυθούν ξεχωριστά οι επιδράσεις κάθε καυσίμου Diesel επί της λειτουργίας των μηχανών.

Αριθμός κετανίων (CN)

Αριθμός κετανίων CN ενός καυσίμου ορίζεται το ποσοστό κανονικού δεκαεξανίου σ' ένα μίγμα που παρουσιάζει την ίδια βραδύτητα με αυτήν του εξεταζόμενου καυσίμου. Ο αριθμός κετανίων μεταβάλλεται ανάλογα με την προέλευση και την μέθοδο διυλίσεως του καυσίμου. Μπορεί να αυξηθεί με την προσθήκη χημικών επιταχυντών ανάφλεξης, όπως το νιτρικό αιθύλιο και το νιτρώδες αιθύλιο. Αντίθετα απ' ότι συμβαίνει στην περίπτωση των βενζινών η αύξηση του αριθμού κετανίων δεν δίνει πάντοτε καλύτερα αποτελέσματα.

Ο όρος ποιότητα ανάφλεξης χρησιμοποιείται για να περιγράψει την σχέση μεταξύ της θερμοκρασίας, της ανάφλεξης και της βραδύτητας. Ένα καύσιμο που

χρησιμοποιείται σε C.I. μηχανή έχει καλή ποιότητα ανάφλεξης όταν παρουσιάζει μικρή βραδύτητα για δεδομένη ταχύτητα, λόγω συμπίεσης και θερμοκρασίας. Η σύγχρονη ASTM μέθοδος κατάταξης των καυσίμων όσον αφορά την ποιότητα ανάφλεξης γίνεται εντός ειδικών πειραματικών μηχανών, με σύγκριση σε καύση ως προς το μείγμα αναφοράς. Τα καύσιμα αναφοράς είναι:

- α) το κανονικό δεκαεξάνιο $C_{16}H_{34}$ στο οποίο αυθαίρετα έχει οριστεί $CN=100$ και
- β) το αμεθυλικό ναφθαλένιο $C_{10}H_7CH_3$ στο οποίο αυθαίρετα έχει οριστεί $CN=0$.

Στέρεια αποθέματα

Ένα σοβαρό πρόβλημα στις μηχανές Diesel είναι τα αποθέματα που σχηματίζονται λόγω της μη τέλει καύσης. Ο ρυθμός σχηματισμού αποθεμάτων αυξάνεται με την αύξηση του αριθμού κετανίων λόγω της ελάττωσης του κλάσματος των μη παραφινών στο καύσιμο. Επίσης ο σχηματισμός καταλοίπων αυξάνει την πυκνότητα με αποτέλεσμα την μείωση της πτητικότητας. Γι' αυτούς τους λόγους ένα σπουδαίο χαρακτηριστικό των καυσίμων Diesel είναι η χαμηλή, περιεκτικότητα σε θείο, στοιχείο που ευνοεί το σχηματισμό ιζημάτων.

Το δεύτερο πρόβλημα που συναντάμε στα πετρέλαια είναι αυτό του καθαρισμού τους από ξένα σωματίδια, που προξενούν μεγάλες φθορές στο σύστημα εκτόξευσης. Χρησιμοποιούνται φίλτρα επεξεργασίας ή μέθοδοι κεντροφύγησης.
[1]

5. ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ

Η ομαλή και αποδοτική λειτουργία μιας Μ.Ε.Κ. εξαρτάται από το λόγο αέρα προς καύσιμο (Α.Κ.) και πρέπει ο λόγος αυτός να είναι γνωστός κάτω από τις διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Ο λόγος Α.Κ. είναι χρήσιμος προκειμένου να καθορίσουμε τα όρια λειτουργίας ενός θαλάμου αναμίξεως, να αναλύσουμε τη λειτουργία μιας μηχανής, και τέλος να μελετήσουμε την επίδραση μιας Μ.Ε.Κ. στο περιβάλλον.

Η ακριβής ανάλυση των καυσαερίων είναι ένας χρήσιμος τρόπος για να υπολογίσουμε το λόγο Α.Κ. και πώς αυτός μεταβάλλεται από κύλινδρο σε κύλινδρο. Τα καυσαέρια μιας μηχανής S.I εκτός από τα κανονικά προϊόντα της καύσης (άζωτο, υδρατμούς και διοξείδιο) περιέχουν και μονοξείδιο του άνθρακα, νιτρικά οξέα, οξυγόνο, άκαυστο καύσιμο και άλλες ενώσεις. Τα καυσαέρια μιας μηχανής C.I περιέχουν τα ίδια συστατικά αλλά με διαφορετικές αναλογίες. Οι μέθοδοι που χρησιμοποιούνται για την ανάλυση των καυσαερίων είναι:

- i) Χημική ανάλυση
- ii) Υπέρυθρος ανάλυση
- iii) Χρωματογραφία
- iv) Μέθοδος Orsat.

Κατά τη μέθοδο της μηχανής Orsat το δείγμα των καυσαερίων περνάει διαδοχικά από δοχεία που συγκρατούν το διοξείδιο του άνθρακα CO_2 , το μονοξείδιο CO και το οξυγόνο O_2 , η ανάλυση των καυσαερίων στις μηχανές Orsat δίνεται κατ' όγκο και συνεπώς δεν λαμβάνεται υπ' όψιν ο συμπυκνωμένος υδρατμός H_2O .

Από την ανάλυση των καυσαερίων μπορούμε να υπολογίσουμε το λόγο Α.Κ. χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις ισορροπίας σε μια χημική αντίδραση. Η ακρίβεια της μεθόδου εξαρτάται από την ποσότητα άκαυστου καυσίμου, στα καυσαέρια, καθώς και από την ποσότητα του άνθρακα στη στερεά μορφή. Οι συνηθέστεροι μέθοδοι είναι:

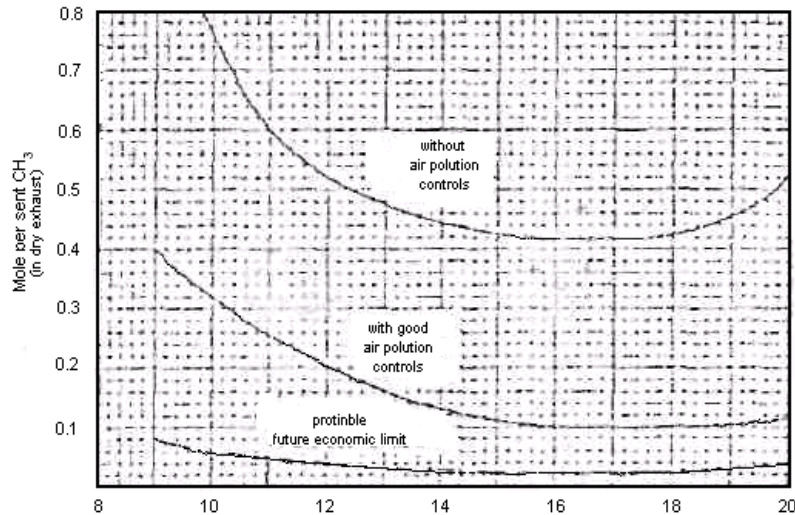
i) Ισοζύγιο του άνθρακα: Η μέθοδος αυτή είναι η πιο εύκολη ή περισσότερο ακριβής για τα φτωχά μίγματα. Με την υπόθεση ότι όλος ο άνθρακας βρίσκεται στα προϊόντα της καύσης, υπολογίζεται το άζωτο και συνεπώς το οξυγόνο.

$$F_R = \frac{\text{ποσό θεωρητικού αέρα/kg καυσίμου}}{\text{ποσό πραγματικού αέρα/kg καυσίμου}} \quad (4)$$

ii) Ισοζύγιο υδρογόνου: Είναι η καταλληλότερη μέθοδος για μηχανές Diesel που λειτουργούν με μεγάλο φορτίο. Επειδή οι ποσότητες των ενώσεων που περιέχουν υδρογόνο είναι πολύ μικρές η μέθοδος αυτή απαιτεί μεγάλη ακρίβεια στην ανάλυση των καυσαερίων.

iii) Ισοζύγιο άνθρακα - υδρογόνου: Η συνδυαστική αυτή μέθοδος χρησιμοποιείται στην περίπτωση που έχουμε γνωστή σύνθεση καυσίμου αλλά δεν είμαστε σίγουροι για την ανάλυση των καυσαερίων.

Και για τις τρεις αυτές μεθόδους γίνεται η παραδοχή ότι στο μείγμα των καυσαερίων οι περιεχόμενοι υδρογονάνθρακες δίνονται με τον τύπο CH_3 . Η κατά mole αναλογία στα ξερά καυσαέρια αναρτήσεως του λόγου A.K. και για τρεις διαφορετικές λειτουργίες δίδεται από το διάγραμμα 5. [1]



Διάγραμμα 5 : Αναλογία CH_3 στα ξερά καυσαέρια

6. ΚΡΟΥΣΤΙΚΑ ΦΑΙΝΟΜΕΝΑ ΣΤΙΣ Μ.Ε.Κ.

Η πιο απλή μέθοδος ανίχνευσης των κρουστικών φαινομένων στις Μ.Ε.Κ είναι ο χαρακτηριστικός μεταλλικός θόρυβος. Ο ήχος αυτός είναι αποτέλεσμα κυμάτων πίεσης μέσα στον θάλαμο καύσης τα οποία εξαναγκάζουν τα τοιχώματα του κυλίνδρου σε δονήσεις.

Οι ακουστικές συχνότητες είναι αρκετά υψηλές (5.000 cps) σε κυλίνδρους αυτοκινήτων. Μέχρι σήμερα έχουν αναπτυχθεί διάφορα όργανα ανίχνευσης κυμάτων πίεσης. Στις περισσότερες περιπτώσεις παράγεται ένα ηλεκτρικό σήμα από την πίεση του καυσαερίου το οποίο με την βοήθεια πιεζοηλεκτρικών κρυστάλλων καταγράφεται.

Ενώ οι κρούσεις (detonation, knock) στις S.I και στις C.I μηχανές έχουν την ίδια αιτία, δηλαδή συγκέντρωση ανάφλεξης (compression ignition) ακολουθούμενη από ταχύτατη αύξηση πίεσης, παρατηρούμε ότι στις S.I μηχανές το φαινόμενο συμβαίνει κατά το τελευταίο στάδιο της καύσης ενώ στις C.I μηχανές κατά το πρώτο στάδιο. Αυτή η σημαντική διαφορά επιβάλλει την εξέταση των κρούσεων σε δύο διαφορετικά μέρη: [6]

6.1 ΜΗΧΑΝΕΣ SPARK IGNITION, (επιβαλλόμενης ανάφλεξης)

Στις Μ.Ε.Κ. η καύση δεν είναι ομαλή όπως έχει περιγραφεί. Οι παρακάτω εικόνες δείχνουν τι πραγματικά συμβαίνει:



(a)



(b)

Σχήμα 4(a,b): Φωτογραφίες καύσης

Οι κρούσεις οφείλονται στην αυτοανάφλεξη του μίγματος που βρίσκεται πίσω από το μέτωπο της φωτιάς. Η φλόγα που μετακινείται με ταχύτητα 50-60 m/sec αυξάνει τη θερμοκρασία και τη πίεση του μίγματος μέχρις ότου το μίγμα αυτοαναφλέγεται. Αν η αντίδραση της αυτοανάφλεξης συμβαίνει σε αρκετή ποσότητα καυσίμου και γίνεται γρήγορα, παρατηρούνται τότε τα κρουστικά φαινόμενα. Επειδή η αυτοανάφλεξη είναι εκρηκτικής μορφής (ο ρυθμός της αντίδρασης είναι ταχύτερος του ρυθμού εκτόνωσης) δημιουργούνται κύματα πίεσης ενώ η ταχύτητα του μετώπου της φλόγας φτάνει τα 60m/sec. Τα κύματα πίεσης διαδίδονται με ταχύτητα μεγαλύτερη από την ταχύτητα του ήχου και ανακλώνται στα τοιχώματα του κυλίνδρου.

Η αυτοανάφλεξη μπορεί να συμβεί λόγω της αυξημένης θερμοκρασίας των επιφανειών του κυλίνδρου ή του σπινθηριστή, ή πριν δοθεί ο σπινθήρας λόγω αύξησης της πίεσης και θερμοκρασίας, εξαιτίας της συμπίεσης. Η χημεία της αυτανάφλεξης δεν είναι αρκετά γνωστή αλλά το πλέον σίγουρο είναι ότι πρόκειται για αλυσιδωτή αντίδραση.

Η λειτουργία των μηχανών κάτω από τις συνθήκες του φαινομένου των κρούσεων είναι πολύ επιβλαβής. Στο σχήμα 5 φαίνεται ένα τυπικό δείγμα ζημιάς σε αλουμινένιο πιστόνι. Άλλα μηχανικά μέρη που καταστρέφονται από το φαινόμενο του κτυπήματος είναι οι βαλβίδες εξαγωγής και οι δακτύλιοι των πιστονιών.



Σχήμα 5 : Καταστροφή πιστονιού λόγω φαινομένων κρούσης

Για να ελαττώσουμε την τάση προς εμφάνιση των κρουστικών φαινομένων, το άκαυστο μείγμα πίσω από το μέτωπο φλόγας (end gas) πρέπει να πληρεί τις παρακάτω προϋποθέσεις:

- i) χαμηλή θερμοκρασία
- ii) χαμηλή πυκνότητα
- iii) μεγάλη βραδύτητα
- iv) σύνθεση που δεν υφίσταται χημικές αντιφάσεις

Οι παράγοντες που επιδρούν πάνω σ' αυτές τις προϋποθέσεις είναι:

- a) **Η γωνία προανάφλεξης του σπινθηριστή:** Αυξάνοντας τη γωνία προανάφλεξης ελαττώνεται ο χρόνος συμπίεσης. Η τάση για κρούση προέρχεται από την αύξηση της πίεσης και θερμοκρασίας στο καύσιμο. Επειδή η γωνία είναι εύκολο να μεταβληθεί πολλές φορές (όταν είναι δυνατόν) χρησιμοποιείται, για να ελαττώσει την απαίτηση της μηχανής σε αριθμό οκτανίων. (O.N.)
- b) **Πίεση εισόδου και βαθμός συμπίεσης:** Αυξάνοντας κάποιον απ' αυτούς τους παράγοντες η μέγιστη πίεση συνεπώς και η θερμοκρασία στο μείγμα αυξάνονται με αποτέλεσμα την εμφάνιση κτύπου.
- c) **Θερμοκρασία εισόδου:** Όταν αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου αυξάνεται και η θερμοκρασία του μείγματος.
- d) **Θερμοκρασία ψυκτικού υγρού:**(Coolant temperature) Αύξηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού υγρού αποφέρει αύξηση θερμοκρασίας καυσίμου.
- e) **Ταχύτητα μηχανής:** Αυξάνοντας την ταχύτητα της μηχανής ελαττώνεται ο χρόνος συμπίεσης με αποτέλεσμα την ελάττωση των κρουστικών φαινομένων.

Εκτός από τους παραπάνω παράγοντες που αποτελούν χαρακτηριστικά λειτουργίας, ο σχεδιασμός της μηχανής παίζει σημαντικό ρόλο στον περιορισμό των κρουστικών φαινομένων. Οι λόγοι που επιβάλλουν τον εργονομικό σχεδιασμό είναι, ο χρόνος καύσης και η μετάδοση θερμότητας πίσω από το μέτωπο της φλόγας. Ο σύγχρονος σχεδιασμός επιβάλλει:

- 1) Μικρή διάμετρο εμβόλου,
- 2) Υψηλής ταχύτητας βαλβίδες εισόδου,
- 3) Μικρό λόγο διαδρομής φλόγας προς διάμετρο,
- 4) Απουσία θερμών επιφανειών στην περιοχή πίσω από το μέτωπο φλόγας.

6.2 ΜΗΧΑΝΕΣ COMPRESION IGNITION DIESEL, (συμπίεσης κινητήρα Diesel)

Η καύση στις μηχανές Diesel διαφέρει σημαντικά από την καύση στις S.I. μηχανές στο εξής σημείο. Η αύξηση της πίεσης, κατά την περίοδο που αντιστοιχεί στην καύση του θερμού όγκου, πρέπει να γίνεται όσο το δυνατόν πιο γρήγορα.

$$\left(\frac{dp}{d\theta}\right)=4\div 5at/m^2\text{deg} \quad (5)$$

Το καύσιμο που εναπομένει μετά την περίοδο της γρήγορης αύξησης της πίεσης πρέπει να καίγεται με ρυθμό τέτοιο ώστε η πίεση στον κύλινδρο να διατηρείται σταθερή. Αυτή η γρήγορη αύξηση της πίεσης όπως είναι φυσικό παράγει ακουστικές συχνότητες. Όταν αυξηθεί ο θόρυβος τότε μιλάμε για χτύπημα και κρουστικά φαινόμενα. Στις μηχανές Diesel ο διαχωρισμός της κανονικής καύσης

και της καύσης που συνοδεύεται από κρουστικά φαινόμενα είναι δύσκολος και υποκειμενικός.

Τα όρια του θορύβου, της αύξησης της πίεσης καθώς και των ταλαντώσεων που προκαλούνται στη μηχανή διαφέρουν από κατασκευαστή σε κατασκευαστή. Τέλος το πρόβλημα των ακουστικών κρούσεων περιπλέκεται ακόμα λόγω της φυσικής βραδύτητας η οποία επηρεάζεται από την πυκνότητα και θερμοκρασία του αέρα μέσα στον κύλινδρο, την κονιορτοποίηση, την διείσδυση, την μορφή και τις ιδιότητες (πτητικότητα, ιξώδες) του εκτοξευμένου καύσιμου.

Για να ελαττώσουμε το φαινόμενο των ακουστικών κρούσεων στις μηχανές Diesel πρέπει το σχηματιζόμενο προς καύση μίγμα να πληροί τις παρακάτω προϋποθέσεις:

- i) Υψηλή θερμοκρασία,
- ii) Μεγάλη πυκνότητα,
- iii) Μικρή βραδύτητα,
- iv) Σύνθεση μίγματος που ευνοεί την χημική αντίδραση.

Όπως φαίνεται οι συνθήκες είναι εντελώς αντίθετες απ' αυτές που απαιτούνται στις μηχανές S.I με σκοπό να αποφύγουμε τα κρουστικά φαινόμενα. Αυτό συμβαίνει γιατί ενώ στις μηχανές S.I είναι απαραίτητο να αποφύγουμε την έναυση λόγω συμπίεσης (compression ignition) αντίθετα στις μηχανές C.I η ταχύτερη δυνατή έναυση λόγω συμπίεσης είναι, επιθυμητή προκειμένου οι προϋποθέσεις των κρουστικών φαινομένων να μην έχουν χρόνο να σχηματιστούν κατά την περίοδο της βραδύτητας.

Οι παράγοντες που επιδρούν πάνω σ' αυτές τις προϋποθέσεις είναι:

α) **Η γωνία εκτόξευσης του καύσιμου.** Πρόωρη ή καθυστερημένη εκτόξευση καύσιμου έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση της περιόδου βραδύτητας με αποτέλεσμα την χαμηλή πίεση και θερμοκρασία κατά την στιγμή της έναυσης.

β) **Οι στροφές της μηχανής.** Αν και η μεταβολή των στροφών της μηχανής επηρεάζει πολλούς παράγοντες όπως τον διασκορπισμό του καύσιμου, την θερμοκρασία των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης, την ογκομετρική επάρκεια, εν τούτοις η αύξηση των στροφών έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση της περιόδου βραδύτητας.

γ) **Ο λόγος συμπίεσης.** Η ελάττωση του βαθμού συμπίεσης επιφέρει ελάττωση της θερμοκρασίας και της πίεσης του μίγματος. Βέβαια αν και αποτρέπει τα κρουστικά φαινόμενα, πολύ υψηλός βαθμός συμπίεσης σημαίνει υψηλές μηχανικές τριβές και μεγάλη ροή εκκίνησης.

δ) **Η θερμοκρασία εισόδου του αέρα:** Ελαττώνοντας την θερμοκρασία του αέρα ελαττώνεται και η θερμοκρασία και η πυκνότητα του μίγματος με αποτέλεσμα την εμφάνιση ακουστικών κρούσεων.

ε) **Το φορτίο της μηχανής:** Αύξηση του φορτίου έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση της θερμοκρασίας του κυλίνδρου και του θαλάμου καύσης, δηλαδή την αύξηση της θερμοκρασίας και πυκνότητας του μίγματος.

Όπως έχει αναφερθεί η περίοδος βραδύτητας οφείλεται στην φυσική και χημική βραδύτητα. Για να αποφύγουμε τις ακουστικές κρούσεις πρέπει το καύσιμο να έχει:

- α) Μεγάλο αριθμό κετανίων: (ελάττωση χημικής βραδύτητας)
- β) Μεγάλη πτητικότητα: (ελάττωση φυσικής βραδύτητας)
- γ) Μικρό ιξώδες: (ελάττωση φυσικής βραδύτητας)

Στον πίνακα 1 γίνεται σύγκριση των χαρακτηριστικών που τείνουν να μειώσουν τα κρουστικά φαινόμενα στις Μ.Ε.Κ. [6,12,19]

Πίνακας 1: Σύγκριση χαρακτηριστικών κρούσης

Χαρακτηριστικό στοιχείων	Μηχανή S.I.	Μηχανή C.I.
Θερμοκρασία αναφλέξεως καυσίμου	υψηλή	χαμηλή
Βραδύτης καυσίμου	μεγάλη	μικρή
Βαθμός συμπίεσεως	μικρός	μεγάλος
Θερμοκρασία εισόδου	χαμηλή	υψηλή
Πίεση εισόδου	χαμηλή	υψηλή
Θερμοκρασία θαλάμου καύσεως	χαμηλή	υψηλή
Αριθμός στροφών/λεπτών (rpm)	μικρός	μεγάλος
Διαστάσεις κυλίνδρου	μικρές	μεγάλες

7. ΛΙΠΑΝΣΗ

7.1 ΓΕΝΙΚΑ ΠΕΡΙ ΤΡΙΒΗΣ

Σε επιφάνειες σωμάτων οποιαδήποτε επεξεργασία και αν έχει γίνει δεν είναι τελείως λείες, με αποτέλεσμα όταν βρίσκονται σ' επαφή και κινούνται η μία προς την άλλη, οι προεξοχές να παρουσιάζουν αντίσταση στην κίνηση.

Το αποτέλεσμα είναι η ανάγκη δαπάνης μεγαλύτερου έργου και η αύξηση της θερμοκρασίας σημαίνει ελάττωση της αντοχής και συνεπώς καταστροφή των εξαρτημάτων. Η αντίσταση αυτή ονομάζεται μηχανική τριβή.

Στις μηχανές παραγωγής έργου με τον όρο τριβή περιλαμβάνονται όλοι οι παράγοντες που επιδρούν στην διαφορά μεταξύ του θεωρητικού και του παραγόμενου (πραγματικού) έργου. Στις Μ.Ε.Κ. η τριβή εκτός από την μηχανική τριβή περιλαμβάνει και τις παρακάτω απώλειες έργου:

i) Ισχύς άντλησης που ορίζεται σαν το έργο που δαπανεί το πιστόνι κατά τους χρόνους εισαγωγής και εξαγωγής, ανά μονάδα χρόνου. Σύμφωνα μ' αυτόν τον ορισμό η ισχύς άντλησης είναι μηδέν στις δίχρονες μηχανές.

ii) Ισχύς συμπίεσης που ορίζεται σαν την ισχύ που δαπανεί ο στροφαλοφόρος άξονας για να ενεργοποιήσει δευτερεύουσες αντλίες ή υπερπληρωτές.

iii) Βοηθητική ισχύς που ονομάζεται η ισχύς που δαπανάται στο δίκτυο λίπανσης, στο δίκτυο νερού, στον ανεμιστήρα και στη γεννήτρια.

iv) Ισχύς τουρμπίνας: Σε ορισμένες μηχανές υπάρχει συνδεδεμένη στον άξονα τουρμπίνα καυσαερίων. Σ' αυτήν την περίπτωση η ενέργεια που παράγεται από την τουρμπίνα προστίθεται δηλαδή θεωρείται «αρνητική» απώλεια τριβής [3,7]

Η μηχανική τριβή που αναπτύσσεται στις Μ.Ε.Κ. διαχωρίζεται:

1) Υδροδυναμική ή τριβή υγρού φιλμ

Αναπτύσσεται μεταξύ δύο επιφανειών που διαχωρίζονται τελείως από ένα φιλμ λιπαντικού και συνεπώς η δύναμη τριβής οφείλεται ολοκληρωτικά στο ιξώδες του λιπαντικού. Αυτός ο τύπος είναι ο χαρακτηριστικότερος και πιο συνήθης απώλεια μηχανικής τριβής. Ο νόμος που διέπει την υδροδυναμική τριβή είναι:

$$\frac{F}{A} = \mu \left(\frac{u}{y} \right) \quad \text{σε} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right] \quad (6)$$

F	:	είναι η δύναμη που απαιτείται για να μετακινηθούν οι επιφάνειες, [kg],
A	:	είναι το εμβαδόν της κοινής επιφάνειας, [m ²],
u	:	είναι ταχύτητα κινούμενης επιφάνειας, [m/sec],
y	:	είναι κάθετη απόσταση μεταξύ των επιφανειών, [m],
μ	:	είναι ιξώδες λιπαντικού υγρού, [kg/m ³ sec].

Για τα συνηθισμένα λιπαντικά το ιξώδες είναι σχεδόν ανεξάρτητο από το λόγο (du/dy) ενώ ελαττώνεται ταχύτατα με την αύξηση της θερμοκρασίας και σε υψηλές πιέσεις, αυξάνεται ανάλογα με την πίεση.

2) Μερική υδροδυναμική

Όταν δύο επιφάνειες στις οποίες αναπτύσσεται σχετική κίνηση υπάρχει λιπαντικό αλλά συγχρόνως έρχονται σ' επαφή μεταξύ τους, το φαινόμενο ονομάζεται μερική υδροδυναμική τριβή. Στις μηχανές αναπτύσσεται η μερική υδροδυναμική τριβή κατά τη φάση του ξεκινήματος. Κατά την διάρκεια της κανονικής λειτουργίας οι μεταλλικές επαφές είναι αμελητέες και περιορίζονται ανάμεσα στα τοιχώματα του κυλίνδρου και στα δακτυλίδια του πιστονιού.

3) Τριβή κύλισης

Επειδή ο συντελεστής της τριβής κύλισης είναι σχεδόν ανεξάρτητος του φορτίου και της ταχύτητας, δεν υπάρχουν διακυμάνσεις στην τιμή της δύναμης τριβής καθ' όλη τη διάρκεια λειτουργίας της μηχανής.

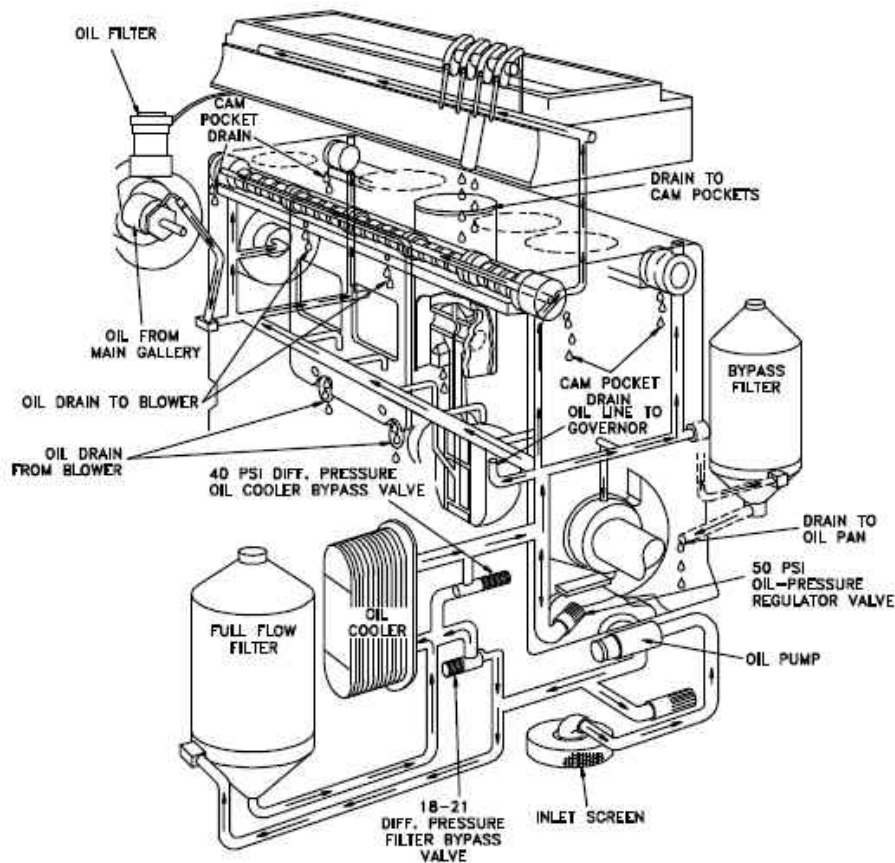
4) Ξηρή τριβή

Η ξηρή τριβή δεν έχει καμιά σημασία για τις μηχανές για το λόγο ότι πάντοτε υπάρχει υπόλοιπο λιπαντικού ανάμεσα στις τριβόμενες επιφάνειες ακόμα και μετά από μεγάλο διάστημα μη λειτουργίας.

7.2 ΔΙΚΤΥΟ ΛΙΠΑΝΣΗΣ DIESEL

Η κυκλοφορία του λιπαντικού στα διάφορα σημεία της μηχανής γίνεται με το δίκτυο λίπανσης αποσκοπώντας στον περιορισμό των τριβών και φθορών, την ψύξη των διαφόρων εξαρτημάτων και ενίοτε τον καθαρισμό των διαφόρων επιφανειών από τα ρινίσματα μετάλλων τα οποία συμπαρασύρει το έλαιο.

Η λίπανση των παλαιότερων μηχανών ήταν ατελής και γινόταν είτε μέσω στάθμης με σταγονομετρικά λιπαντήρια, χειρονακτικά, είτε με μηχανικό τρόπο χωρίς πίεση λίπανση με ελαιοδακτύλιο και ανατάραξη. Στις σύγχρονες μηχανές εφαρμόζεται το σύστημα βεβιασμένης λίπανσης, όπως φαίνεται στο σχήμα 6. Σ' αυτό το σύστημα μια γριναζωτή αντλία αναρροφά το έλαιο μέσω φίλτρου από στροφαλοθάλαμο ή από δεξαμενή και το καταθλίβει μέσω ψυγείου και φίλτρων στο κεντρικό οχετό διανομής. Η πίεση του δικτύου ρυθμίζεται από ρυθμιστική βαλβίδα, ενώ η θερμοκρασία από θερμοστάτη.



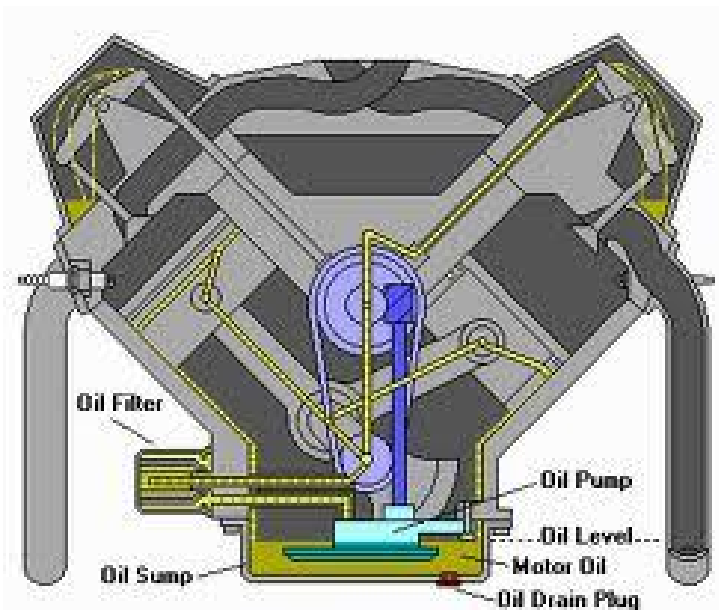
Σχήμα 6 : Δίκτυο λίπανσης μηχανής Diesel

Η λίπανση στις πετρελαιομηχανές μικρής ιπποδύναμης γίνεται ως εξής. Το έλαιο μεταφέρεται σ' ένα οχετό κάτω από το στροφαλοφόρο άξονα και στη συνέχεια μέσα από σωληνάκια στους κύριους ημιτριβείς.

Οι ημιτριβείς λιπαίνονται και από περιφερειακό αυλάκι, κατευθύνουν το έλαιο στο κομβίο του στροφάλου. Στη συνέχεια λιπαίνονται οι τριβείς ποδών διωστήρων και οι κύριοι τριβείς, ενώ μέρος του ελαίου επιστρέφει στην δεξαμενή.

Οι τριβείς ποδών διωστήρων έχουν περιφερειακό αυλάκι και οπή στο κέλυφος, η οποία οδηγεί το έλαιο με την πίεση της αντλίας εσωτερικά του κοίλου διωστήρα. Τέλος το λιπαντικό εκτινάσσεται προς το εσωτερικό του εμβόλου όπου απαγάγει την θερμότητα και επιστρέφει στην δεξαμενή όπου μέσω του ψυγείου επαναφέρεται εκ νέου στο δίκτυο και ακολουθεί την ίδια πορεία.

Από τα άκρα του κεντρικού οχετού μια άλλη διακλάδωση φτάνει μέχρι το κνωδακοφόρο, λιπαίνει τους ενδιάμεσους τροχούς μετάδοσης, τους τριβείς δακτυλιοτριβείς και τελικά επιστρέφει στη δεξαμενή. Στο σχήμα 7 φαίνεται η διανομή λιπαντικού εσωτερικά μιας μηχανής.



Σχήμα 7: Διανομή λιπαντικού εσωτερικά της μηχανής

Όπως προαναφέρθηκε το λιπαντικό συμπαρασύρει κατά τη λίπανση διάφορα εξανθρακώματα και ρινίσματα, ουσίες οι οποίες επικάθονται στα ελατήρια και τους τριβείς και δημιουργούν φθορές. Ο επιβαλλόμενος καθαρισμός του ελαίου μπορεί να γίνει:

- i) Φυγοκεντρικό καθαριστήριο
- ii) Μηχανικά ή απορροφητικά φίλτρα (μεταλλικά, δικτυωτά, βαμβακερά φίλτρα τσόχας, διηθητικά και μαγνητικά). [3,12,19]

7.3 ΛΙΠΑΝΤΕΛΑΙΑ

Τα έλαια λίπανσης των ΜΕΚ είναι ορυκτέλαια που παραλαμβάνονται κατά την κλασματική απόσταξη μετά την κλασματική απόσταξη του ακάθαρτου πετρελαίου μεταξύ 320°C-360°C. Τα έλαια αυτά ονομάζονται βασικά ή κοινά (Base oils) και επειδή κατά την λειτουργία της μηχανής βρίσκονται κάτω από την επίδραση υψηλών θερμοκρασιών πρέπει να αντιστέκονται στην οξείδωση η οποία συντελεί στη διάβρωση των τριβών και των υπολοίπων εξαρτημάτων με τα οποία έρχονται σε επαφή.

Επιπλέον η οξείδωση συνεπάγεται τη δημιουργία εξανθρακωμάτων και ρινισμάτων, εξαιτίας των οποίων αφενός γίνεται πιο δύσκολη η λίπανση, αφετέρου φράζονται οι δίοδοι λίπανσης. Εξάλλου κατά την λειτουργία της μηχανής μέρος των εξανθρακωμάτων που δημιουργούνται με την καύση συμπαρασύρονται από το λιπαντέλαιο και κυκλοφορούν μέσα στο δίκτυο, με αποτέλεσμα τη ρύπανση εξαρτημάτων της μηχανής και το κόλλημα των ελατηρίων. Γι' αυτό το λόγο διαλύονται μέσα στο έλαιο διάφορα χημικά πρόσθετά ασβεστίου, ψευδαργύρου και φωσφορικών αλάτων όπου καθιστούν τα έλαια:

i) **Αντιοξειδωτικά (andioxidents)**. Δεν επιτρέπουν στο έλαιο να οξειδωθεί, λόγω της δέσμευσης του οξυγόνου και έτσι αποφεύγεται ο σχηματισμός επιβλαβών κατάλοιπων.

ii) **Αντιδιαβρωτικά (anticorrosives)**. Είναι οργανικές ενώσεις θείου, φωσφόρου κασσιτέρου τα οποία σχηματίζουν επί των μεταλλικών μερών της μηχανής προστατευτικό στρώμα απέναντι στη διάβρωση.

iii) **Απορρυπαντικά (detergents)**. Είναι μεταλλοργανικές ενώσεις, οι οποίες διατηρούν σε κατάσταση διασποράς τα εξανθρακώματα. Επειδή όμως τα πρόσθετα υποβοηθούν την οξείδωση του ελαίου προστίθενται συγχρόνως και αντιοξειδωτικά και παράγονται τα λεγόμενα έλαια υψηλής αντοχής ή διασποράς. Αυτά τα έλαια χρησιμοποιούνται για τη λίπανση της μηχανής στο σύνολο της.

Επίσης τα παραπάνω έλαια αναμιγνύονται με πρόσθετα αντοχής της λιπαντική μεμβράνης σε υψηλές πιέσεις, με αντιαφριστικά. Τέλος προστίθενται αλκαλικά για να προφυλάσσουν την διάβρωση των χιτωνίων των Μ.Ε.Κ.

Όλα τα λιπαντέλαια χαρακτηρίζονται βάση της σπουδαιότερης ιδιότητάς τους, την ιξώδους βάση του αριθμού S.A.E.(Society of Automotive Engineers) όπως φαίνεται στον Πίνακα 3. [7,19]

Πίνακας 2: Προδιαγραφές λιπαντέλαιων

		ΚΥΛΙΝΔΡΕΛΑΙΑ				
ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ		Έλαια γενικής λίπανσης	Ø<520	Ø>520	Έλαια κυλιν. συμπιεστών	Λιπαντέλαια στροβιλ/ρων
Ειδικό βάρος στους 15°		0,87-0,93	0,87-0,93	0,87-0,93	0,87-0,93	0,87-0,93
Ιξώδες Engler στους 30°		6,0-10	10,0-17	17-25	9,0-10,0	5,0-6,0
Σημείο αναφλέξεως (min)		200°C	220°C	240°C	310°C	220°C
Σημείο καύσεως (min)		230°C	260°C	290°C		
Σημείο ροής (max)		-16° C	-12°C	-12°C	-12°C	-18°C
Εξανθράκωμα (max)		0,25%	0,60%	0,70%	0,30%	0,05
Τέφρα (max)		0,05%	0,05%	0,05%		
Νερό & κατάλοιπα		0	0	0	0	0
Αριθ. εξουδετέρωσης (max)		0,2	0,2	0,2		
Ασφαλτένια		0	0	0	0	0
Πισσα & ασφαλτ.κατάλοιπα (max)		0,05%	0,05	0,05%		
Δείκτης ιξώδους (min)		80	80	80		100
Θείου (max)		1%	1%	1%		
ΚΑΤΑΤΑΞΗ		SAE	30-40	40-50	50-60	
ΤΥΠΟΙ	FIAT	s 85	S120-S 150	S200-S 240	RAX 65	RAX 50
ΕΛΑΙΩΝ	AGIP	marine C-65	marine c-75	marine c-95	compressor	Turbo 60
(ΔΙΝΟΝΤΑΙ	ASTAR	navisol 70	navisol 100	navisol 135	Pebron Jaune	T 50
ΕΝΔΕΙΚΤΙΚΑ)	a.P	B.P Energol 175	B.P Energol 223	B.P Energol 425	B.P Energol 425	B.P Energol 125 HB
	CALTEX	Algol oil	Ursa oil MH	Ursa oil H	Ursa oil C	Regal oil PC

Πίνακας 3 : Αριθμός SAE λιπαντέλαιων

ΡΕΥΣΤΟΤΗΤΑ	ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΟΣ ΑΡΙΘΜΟΣ SAE	Ιξώδες Saybolt	
		130° F	210° F
Πολύ λεπτόρευστα	10	90-120	-
Λεπτόρευστα	20	120-185	-
Μέτρια ρευστότητα	30	185-245	-
Μέτρια ρευστότητα	40	255min	80 max
Παχύρευστα	50	-	80-105
Παχύρευστα	60	-	105-125
Παχύρευστα	70	-	125-150

8. ΙΔΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ DIESEL

Οι ιδανικοί θερμοδυναμικοί κύκλοι, χρησιμεύουν για τη διατύπωση ορισμένων συμπερασμάτων που ισχύουν και στα δύο συστήματα. Για παράδειγμα για να επιτύχουμε το μεγαλύτερο δυνατό θερμοτικό βαθμό απόδοσης πρέπει και η μηχανή και ο κύκλος να χρησιμοποιούν τα μεγαλύτερα όρια θερμοκρασιών που επιτρέπουν η αντοχή των μετάλλων (μέγιστη) και το περιβάλλον (ελάχιστη).

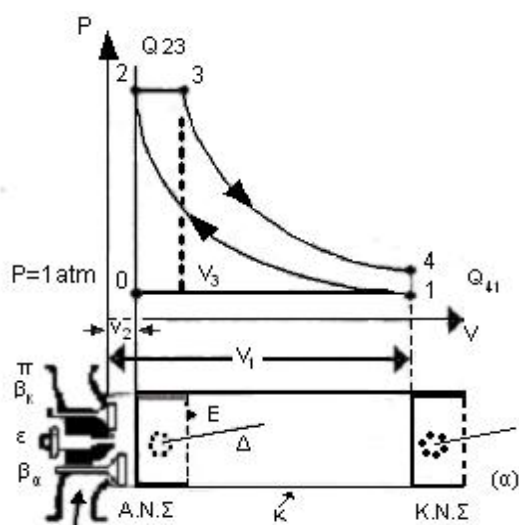
Επειδή οι κύκλοι καυσίμου - αέρα εμπεριέχουν καύση, μια μη αντιστρεπτή διαδικασία, το λειτουργούν μέσο δεν μπορεί να επανέλθει στην αρχική κατάσταση και συνεπώς η διαδικασία δεν είναι κυκλική από θερμοδυναμικής άποψη. Παρ' όλα αυτά ο όρος κύκλος χρησιμοποιείται, για να δείξει την περιοδικότητα του σχετικού φαινομένου.

Στον κύκλο του αέρα ο όρος βαθμός απόδοσης χρησιμοποιείται με την θερμοδυναμική έννοια δηλαδή, ο λόγος του παραγόμενου έργου προς το προσφερόμενο βαθμό απόδοσης. Στον κύκλο όμως καυσίμου - αέρα δεν προσφέρεται θερμότητα κατά την διάρκεια της διαδικασίας αλλά αντίθετα μια χημική διαδικασία, η καύση, όπου αυξάνει τη θερμοκρασία και την πίεση υπό σταθερό όγκο ή αυξάνει τη θερμοκρασία και τον όγκο υπό σταθερή πίεση. [3]

Οι υποθέσεις που ευρέως γίνονται αποδεκτές για τον κύκλο καυσίμου - αέρα είναι:

- i) Ούτε το καύσιμο ούτε ο αέρας μεταβάλλονται χημικά πριν από την καύση.
- ii) Κατά τη διάρκεια της καύσης το φορτίο βρίσκεται υπό χημική ισορροπία.
- iii) Όλες οι διαδικασίες είναι αδιαβατικές δηλαδή δεν υπάρχει μεταφορά θερμότητας από και προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου.

Οι διεργασίες του κύκλου Diesel φαίνονται στο παρακάτω διάγραμμα όγκου -πίεσης:



Διάγραμμα όγκου - πίεσης.

- Διαδικασία 1-2 : Συμπύεση ισεντροπική του αέρα και των υπόλοιπων αερίων.
 Σημείο 2 : Εκτόξευση καυσίμου.
 Διαδικασία 2-3 : Καύση υπό σταθερό όγκο μέχρι το όριο πίεσης P_3 και στη συνέχεια υπό σταθερή πίεση.
 Διαδικασία 3-4 : Ισεντροπική εκτόνωση

Στον κύκλο του Diesel είναι αξιοπρόσεκτες οι παρακάτω σχέσεις:

1. Η αύξηση του βαθμού απόδοσης ανάλογα με την αύξηση του λόγου P_3/P_1 . Όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος τόσο περισσότερο καύσιμο καίγεται στον όγκο V_2 . Το καύσιμο που καίγεται στον όγκο V_2 έχει μεγαλύτερο λόγο εκτόνωσης από το καύσιμο που καίγεται σε μεγαλύτερους όγκους και συνεπώς δίνει περισσότερο έργο ανά μονάδα μάζας.

2. Η μικρή τιμή του f , λόγος των υπολοίπων αερίων προς το συνολικό φορτίο, όταν έχουμε μεγάλο βαθμό συμπύεσης.

3. Η αύξηση του βαθμού απόδοσης με την ελάττωση του F_r , ο λόγος καυσίμου-αέρα διαιρεμένος με το λόγο στοιχειομετρικής αναλογίας. [1,12]

Σε θερμοδυναμικές σχέσεις από τον κύκλο Diesel, χρησιμοποιούνται οι εξής συμβολισμοί:

- P_i : Πίεση στο σημείο i , [kg/cm²],
 T_i : Θερμοκρασία το σημείο i , [°K],
 V_i : Όγκος στο σημείο i , [cm³],
 q_i : Ποσό προσφερόμενης θερμότητας υπό σταθερή πίεση, [J],
 q_e : Ποσό αποβαλλόμενης θερμότητας υπό σταθερό όγκο, [J],
 ε : Βαθμός συμπύεσης $\varepsilon = V_1 / V_2$,
 r : Βαθμός πλήρωσης,
 k : Πολυτροπικός εκθέτης.

Ο βαθμός απόδοσης του θερμικού κύκλου ορίζεται :

$$n = 1 - \frac{q_e}{q_1} \quad \text{ή} \quad n = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} \quad (7)$$

και χρησιμοποιώντας τις σχέσεις από την θερμοδυναμική

$$n = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{1}{K} \cdot \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (8)$$

Εάν ορίσουμε $q_0 = \frac{q_1 \cdot \varepsilon}{(\varepsilon - 1)}$ τότε $r = \frac{q_0 \cdot (\varepsilon - 1)}{k \cdot \varepsilon^k} + 1$ (9)

Τέλος ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης μπορεί να γραφτεί:

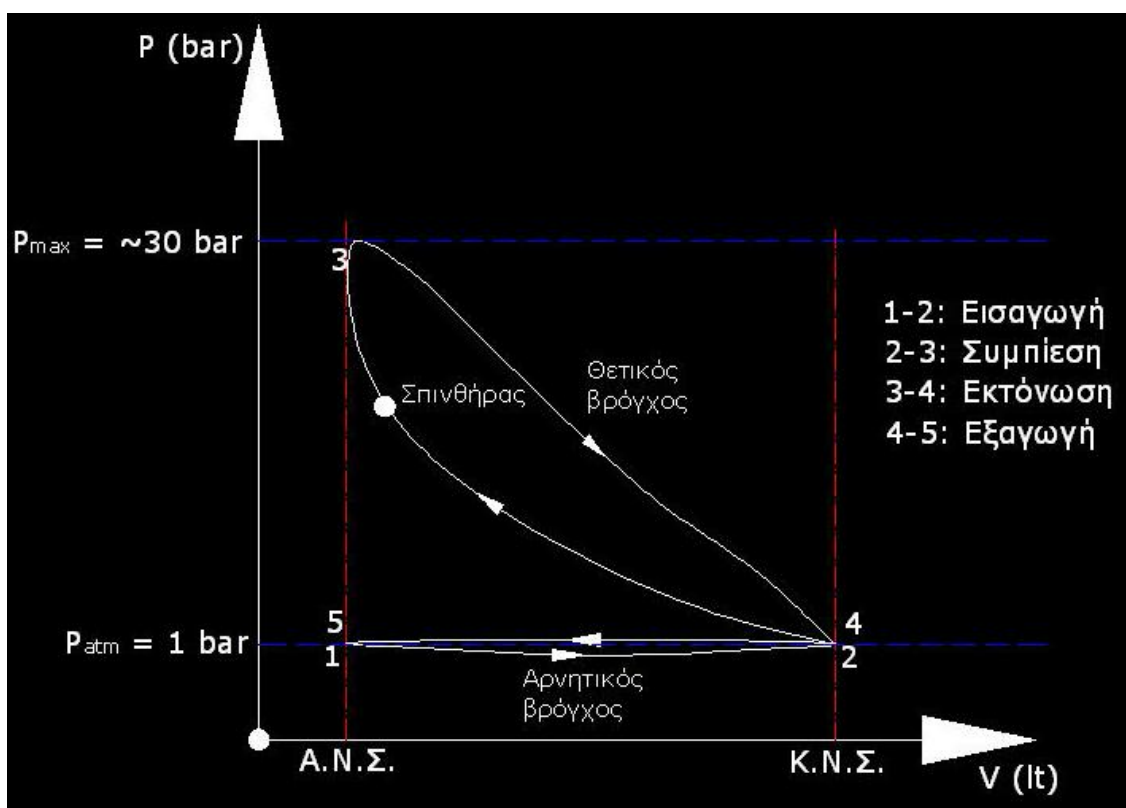
$$n = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} \left[\frac{r^k - 1}{k(k-1)} \right] \quad (10)$$

Για δεδομένα βαθμό συμπίεσης ε και προσφερόμενο ποσό θερμότητας q_1 έχουμε μικρό βαθμό απόδοσης αλλά μπορούμε να αυξήσουμε το βαθμό συμπίεσης αφού δεν περιοριζόμαστε από τα κρουστικά φαινόμενα λόγω προανάφλεξης του μίγματος.

9. ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ DIESEL

Κατά την μελέτη των ιδανικών κύκλων αγνοήσαμε τις τριβές μεταξύ των κινουμένων στοιχείων της μηχανής, τη μεταφορά θερμότητας από τη μηχανή στο περιβάλλον, τη μη πλήρη καύση του καύσιμου, το πρόωρο άνοιγμα και κλείσιμο των βαλβίδων εισόδου, εξόδου και άλλες διαφορές που έχουν σαν αποτέλεσμα την διαφοροποίηση του πραγματικού κύκλου Diesel από τον ιδανικό ή τον θεωρητικό.

Στους πραγματικούς κύκλους τα διαγράμματα όγκου - πίεσης ($P - V$) και γωνίας στροφαλοφόρου - πίεσης ($P - \alpha$) λαμβάνονται με ειδικά όργανα και ονομάζονται δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Στο διάγραμμα 6 φαίνεται ένα τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα Diesel. [1]



Διάγραμμα 6 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα Diesel

Το ωφέλιμο έργο είναι ανάλογο της διαφοράς των δύο εμβαδών, (μη διαγραμματισμένο μείον το διαγραμματισμένο) και ονομάζεται ενδεικνυόμενο έργο W_i . Το πραγματικό έργο W_e είναι ίσο με το ενδεικνυόμενο έργο μείον το έργο των μηχανικών απωλειών W_f .

$$W_e = W_i - W_f \quad \text{σε [Joule]} \quad (11)$$

Στις πραγματικές ΜΕΚ ενδείκνυται να εξετάζουμε χωριστά το ενδεικνυόμενο έργο W_i το οποίο είναι μια ένδειξη τελειότητας του κύκλου καθώς και του βαθμού χρησιμοποίησης της προδιδόμενης θερμικής ενέργειας ενώ το έργο απωλειών είναι μια ένδειξη της καλής μηχανικής σχεδίασης της μηχανής. Κατ' αναλογία με τα έργα ορίζονται και οι ισχύς ως εξής: Θεωρητική ισχύς P_{st} , ενδεικνυόμενη ισχύς P_{si} , ισχύς τριβών P_{sf} και πραγματική ισχύς P_{se} . Ποιο συγκεκριμένα έχουμε:

$$P_{se} = P_{si} - P_{sf} \quad \text{σε [hp]} \quad (12)$$

Αν ονομάσουμε Q_i το προσδιδόμενο θεωρητικό ποσό ενέργειας που δίνεται από το καύσιμο ανά κύκλο τότε ορίζονται οι παρακάτω βαθμοί απόδοσης.

$$\text{Θεωρητικός βαθμός απόδοσης:} \quad n_t = \frac{W_t}{Q_i} \quad (13)$$

$$\text{Ενδεικνυόμενος βαθμός απόδοσης:} \quad n_i = \frac{W_i}{Q_i} \quad (14)$$

$$\text{Πραγματικός βαθμός απόδοσης:} \quad n_e = \frac{W_e}{Q_i} \quad (15)$$

$$\text{Μηχανικός βαθμός απόδοσης:} \quad n_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (16)$$

$$\text{με προφανή την ισότητα :} \quad n_e = n_m n_i = \frac{W_e}{Q_i} \quad (17)$$

Ο θεωρητικός και ο πραγματικός κύκλος Diesel έχουν κοινά τα εξής χαρακτηριστικά:

1. Βαθμό συμπίεσης,
2. Λόγο καυσίμου - αέρα,
3. Μέγιστη πίεση,
4. Πυκνότητα φορτίου σε προκαθορισμένα σημεία,
5. Σύθεση μίγματος σε όλα τα σημεία.

Αντίθετα η διαφοροποίηση των δύο κύκλων οφείλεται στις παρακάτω απώλειες:

1. Χρονικές απώλειες (Time losses),
2. Θερμικές απώλειες (Heat losses),
3. Απώλειες εξόδου (Exhaust losses).

Χρονικές απώλειες: Εξαρτώνται κυρίως από τις συνθήκες λειτουργίας, το καύσιμο, από το σχεδιασμό του συστήματος εκτόξευσης και του θαλάμου καύσης. Εξαιτίας του ότι το διαθέσιμο οξυγόνο ελαττώνεται όσο προχωράει η καύση η διαδικασία ανάμειξης ανακόπτει το ρυθμό της στα τελευταία στάδια καύσης. Η διαφορά ανάμεσα σε δύο Diesel με μεγάλο και μικρό βαθμό απόδοσης εξαρτάται από το πόσο κοντά βρίσκεται ο πραγματικός και ο θεωρητικός κύκλος.

Θερμικές απώλειες: Εκτός από τις θερμικές απώλειες κατά τους χρόνους συμπίεσης και εκτόνωσης περιλαμβάνεται και η μεταφερόμενη θερμότητα στο ψυκτικό υγρό.

Απώλειες εξόδου: Επειδή οι βαλβίδες εξόδου ανοίγουν πριν το, ΚΝΣ υπάρχουν ανεπιθύμητες απώλειες. Το πρόωρο άνοιγμα των βαλβίδων είναι απαραίτητο ώστε να ελαχιστοποιήσουμε τις μηχανικές απώλειες κατά το χρόνο εξαγωγής. Στις μηχανές Diesel δεν μπορούμε να διαχωρίσουμε τις απώλειες και τον τρόπο ατελούς καύσης διότι η καύση γίνεται ταυτόχρονα με την ανάμειξη, έτσι ώστε δεν μπορούν να διακριθούν από τις θερμικές απώλειες.

Τους πραγματικούς κύκλους για μηχανές S.I. επηρεάζουν τα διάφορα χαρακτηριστικά μεγέθη λειτουργίας της μηχανής όπως η προανάφλεξη του σπινθήρα, ο βαθμός συμπίεσης, και η πίεση εισόδου. Από διάφορα πειράματα που έχουν γίνει έχει βρεθεί ότι ο λόγος η_i / η_t παίρνει τιμές $0,8 \div 0,9$ και αυξάνεται για πολύστροφες μηχανές. Αντίθετα στις C.I. μηχανές ο λόγος η_i / η_t παίρνει τιμές $0,85 \div 0,9$ για το βέλτιστο χρόνο εκτόξευσης καυσίμου. [2,12]

10. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΘΕΩΡΙΑ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ (Μ.Ε.Κ)

Στον πραγματικό κύκλο Diesel έχουμε δύο χαρακτηριστικά μεγέθη, την μέση ενδεικνυόμενη πίεση i_{mep} (indicated mean effective pressure) και την ενδεικνυόμενη ειδική κατανάλωση καυσίμου i_{sfc} (indicated specific fuel consumption) που ορίζονται από τις σχέσεις:

$$i_{mep} = P_{mi} = \frac{W_i}{D} \quad \text{σε} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (18)$$

$$i_{sfc} = g_i = \frac{G}{W_i} \quad \text{σε} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right] \quad (19)$$

Όπου W_i : είναι το ενδεικνυόμενο έργο [Nm] και
 D : είναι ο όγκος σάρωσης ανά κύλινδρο σε [m³],
 G : είναι η καταναλισκόμενη ποσότητα καυσίμου σε δεδομένο χρονικό διάστημα υπό σταθερές συνθήκες λειτουργίας σε [kg/h]
 P_{si} : είναι η ενδεικνυόμενη πίεση σε [kW].

Η ισχύς της μηχανής ορίζεται:

$$i_{hp} = P_{si} = \frac{P_{mi} \cdot A \cdot S \cdot N \cdot n}{\gamma} = \frac{P_{mi} \cdot D \cdot N}{\gamma} \quad \text{σε} \quad [\text{hp}] \quad (20)$$

Όπου $A = \pi d^2/4$: εμβαδόν εμβόλου, [cm²]
 S : διαδρομή εμβόλου, [cm],
 D : ο όγκος σάρωσης ανά κύλινδρο σε [cm³],
 N : στροφές μηχανής ανά μονάδα χρόνου, [rpm],
 γ : συντελεστής τριβής ($\gamma=2$ για τετράχρονες, $\gamma=1$ για δίχρονες),
 n : αριθμός κυλίνδρων

Από το έργο (ισχύς) που αποδίδουν οι πραγματικοί κύκλοι είναι διαθέσιμο ένα κλάσμα που είναι απαραίτητο για να υπερνικήσει τις τριβές των εδράνων, να κινήσει τα διάφορα βοηθητικά στοιχεία και τέλος δαπανάται ως έργο εισόδου και εξόδου.

Η συνολική ισχύς που απαιτείται ονομάζεται ισχύς τριβών P_{sf} . Για τον αρχικό σχεδιασμό των μηχανών θα πρέπει να γίνει μια εκτίμηση της ισχύος των απωλειών P_{sf} που προσδιορίζεται με δοκιμές.

Αυτό που μας ενδιαφέρει κυρίως είναι η λειτουργία της μηχανής δηλαδή η συμπεριφορά της σε διάφορα φορτία, διαφορετικό αριθμό στροφών. Οι ορισμοί που ακολουθούν είναι απαραίτητοι για την κατανόηση της λειτουργίας της μηχανής:

- α) **Απόλυτος μέγιστη ισχύς.** Η μέγιστη ισχύς που μπορεί να δώσει η μηχανή στο επίπεδο θαλάσσης (συνθήκες περιβάλλοντος) χωρίς περιορισμούς στροφών ή ρύθμιση του θαλάμου ανάμιξης.
- β) **Μέγιστη ισχύς.** Η μέγιστη ισχύς που μπορεί να δώσει η μηχανή κατά τη λειτουργία της.
- γ) **Κανονική ισχύς.** Η καθοριζόμενη μέγιστη ισχύς, με την οποία μπορεί να λειτουργεί η μηχανή συνεχώς.
- δ) **Κανονική ταχύτητα.** Ο αριθμός των στροφών (RPM) κατά τη λειτουργία σε κανονική ισχύ.
- ε) **Φορτίο.** Ο λόγος της ισχύος (ροπή) της μηχανής προς την κανονική ισχύ (ροπή) της μηχανής στο ίδιο αριθμό φορτίων.
- στ) **Ροπή.** Η στρεπτική ροπή που αναπτύσσεται στο στροφαλοφόρο άξονα.
- ζ) **Μέση ταχύτητα εμβόλου.** Ο ορισμός δίνεται από την εξίσωση : [1,3,8]

$$V_m = \frac{S \cdot N}{30} \quad \text{σε} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{sec}} \right] \quad (21)$$

Τα χαρακτηριστικά μεγέθη των μηχανών με συγκριτική σημασία είναι:

1. **Μέση ταχύτητα εμβόλου (V_m):** Μετρείται στην μέγιστη κανονική ισχύ και είναι μια ένδειξη της ικανότητας της μηχανής να μπορεί να αντέχει, χωρίς βλάβη, τις τάσεις αδράνειας και τις δονήσεις των κινουμένων μερών της μηχανής.
2. **Μέση πραγματική πίεση (P_{me}):** Η ποσότητα αυτή σε μηχανές χωρίς υπερπλήρωση που αναφέρεται στη μέγιστη κανονική ισχύ δεν περιορίζεται από τις τάσεις, δίνει μια εικόνα της επιτυχίας του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης, του πραγματικού βαθμού απόδοσης και του χρησιμοποιούμενου λόγου F_R . Στις μηχανές με υπερπλήρωση δείχνει την ικανότητα της μηχανής να υφίσταται τα φορτία λόγω πίεσης των αερίων και των θερμικών φορτίων. Τέλος δείχνει πόσο αποτελεσματικά χρησιμοποιεί η μηχανή το συνολικό όγκο εκτόπισης για την παραγωγή έργου και επομένως είναι ένα πολύ χρήσιμο μέγεθος σύγκρισης.
3. **Ισχύς ανά μονάδα επιφάνειας ($P_{\mu\epsilon}$):** Ειδική επιφανειακή ισχύς, είναι ίση προς το λόγο της ισχύος δια της συνολικής επιφάνειας των εμβόλων. Είναι ίση επίσης με τη μέση πίεση επί τη μέση ταχύτητα του εμβόλου.

$$P_{\mu\epsilon} = \frac{P_{se}}{A} = P_{me} \cdot V_m \quad \text{σε} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (22)$$

Η ποσότητα αυτή δίνεται για τη μέγιστη κανονική ισχύ και εκφράζει την επιτυχία του σχεδιαστή να χρησιμοποιεί τη διαθέσιμη επιφάνεια των εμβόλων.

4. **Βάρος ανά μονάδα ισχύος (m_μ)** : Ισούται με το λόγο του βάρους (μάζας) της μηχανής δια της μέγιστης κανονικής ισχύος.

$$m_\mu = \frac{\text{μάζα μηχανής}}{P_{se}} \quad \text{σε} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{kW}} \right] \quad (23)$$

Η ποσότητα αυτή εκφράζει την σχετική οικονομία στα χρησιμοποιούμενα καύσιμα για την κατασκευή, της μηχανής.

Εκτός από τα παραπάνω χαρακτηριστικά μεγέθη χρησιμοποιούνται και η μέση πίεση και η πραγματική ειδική κατανάλωση καυσίμου. Κατά το σχεδιασμό μιας μηχανής είναι πρακτικά αδύνατο να δοθούν ιδανικές τιμές για όλα τα μεγέθη.

Καθοριστικό ρόλο στην επιλογή παίζει ο τελικός προορισμός της μηχανής. Για παράδειγμα μια μηχανή προοριζόμενη για προωθητικά σε αεροπλάνο μεγάλη σημασία έχει το βάρος ανά μονάδα ισχύος, η μέση πίεση και η πραγματική ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Η λειτουργία μιας μηχανής Diesel, δηλαδή η ισχύς που μπορεί να αποδώσει, ο βαθμός απόδοσης και κατά συνέπεια η ειδική κατανάλωση του καυσίμου, η μέση πίεση εξαρτώνται από διάφορους παράγοντες. Οι κυριότεροι από αυτούς είναι:

α) **Βαθμός συμπίεσης.** Όσο μεγαλύτερος είναι ο βαθμός συμπίεσης τόσο μεγαλύτερη είναι η πίεση και η θερμοκρασία και επομένως ελαττώνεται ο χρόνος βραδύτητας.

β) **Κύλινδρος.** Η κατασκευή του θαλάμου καύσης παίζει μεγάλο ρόλο στην καλή ανάμειξη και καύση του καυσίμου. Για την ίδια μέση πίεση και ταχύτητα εμβόλου το βάρος ανά μονάδα ισχύος είναι ανάλογο της διαμέτρου του κυλίνδρου. Στις μηχανές Diesel όμως χρησιμοποιώντας κυλίνδρους μεγαλύτερων διαμέτρων υπάρχει μεγαλύτερη ευκολία στον έλεγχο της μέγιστης πίεσης και του ρυθμού αύξησης της πίεσης λόγω του μικρού αριθμού στροφών.

γ) **Σύνθεση του μίγματος.** Στις μηχανές Diesel χρησιμοποιούνται φτωχά μίγματα και κατά τη λειτουργία της μηχανής ο λόγος του θεωρητικού προς τον πραγματικό αέρα που βρίσκεται στα καυσαέρια, (F_R), μεταβάλλεται σημαντικά ($0,7 \div 0,25$) εξαρτωμένου βέβαια από τον τύπο του θαλάμου καύσης. Ο ενδεικνυόμενος βαθμός απόδοσης αυξάνει όταν ελαττώνεται ο λόγος F_R . Ο λόγος $(F_R)_{max}$ όπου επιτυγχάνεται $(\eta_i)_{max}$ κυμαίνεται μεταξύ $0,3 \div 0,4$. Η μέγιστη ισχύς που χαρακτηρίζεται από το γινόμενο $F_R \eta_i$ επιτυγχάνεται για $F_R = 0,77 \div 0,70$.

δ) **Ταχύτητα.** Με την αύξηση των στροφών, εάν η καύση γίνεται κανονικά, τότε και ενδεικνυόμενα χαρακτηριστικά η_i και g_i βελτιώνονται. Ταχύστροφες μηχανές Diesel λειτουργούν με πάνω από 4000 [rpm].

ε) **Χρόνος εκτόξευσης του καυσίμου.** Ο χρόνος εκτόξευσης του καυσίμου παίζει βασικό ρόλο στη λειτουργία των μηχανών Diesel και πρέπει να είναι ρυθμισμένος ώστε να αποδίδει τα βέλτιστα ενδεικνυόμενα χαρακτηριστικά. Σε κάθε μηχανή ο βέλτιστος χρόνος εκλέγεται από τα αποτελέσματα πειραματικών ερευνών και εξαρτάται από τον τρόπο σχηματισμού του μίγματος (τύπος θαλάμου καύσης), των στροφών και του φορτίου. [1,3,8,19]

11. ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΩΝ ΜΕΚ

Οι μηχανές εσωτερικής καύσης είναι, πολύπλοκα συστήματα μετατροπής της χημικής ενέργειας σε μηχανική και επομένως είναι απαραίτητες οι πειραματικές δοκιμές που θα δείχνουν τη λειτουργία της μηχανής, είτε υπό διαφορετικές στροφές ή διαφορετικά φορτία. Οι μεγάλες εταιρίες κατασκευής μηχανών διαθέτουν τέλεια εργαστήρια και τα αποτελέσματα αναλύονται από προγραμματισμένους ηλεκτρονικούς υπολογιστές. Στα εργαστηριακά πειράματα μπορούν να μετρηθούν:

- Η ροπή και η ισχύς της μηχανής
- Η κατανάλωση του καύσιμου
- Η κατανάλωση του αέρα
- Τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα

Οι κύριες πειραματικές δοκιμές που εφαρμόζονται σήμερα είναι :

- Δοκιμές με μεταβλητές στροφές (μηχανές αυτοκινήτων και πλοίων)
- Δοκιμές με σταθερές στροφές (γεννήτριες, αντλίες)

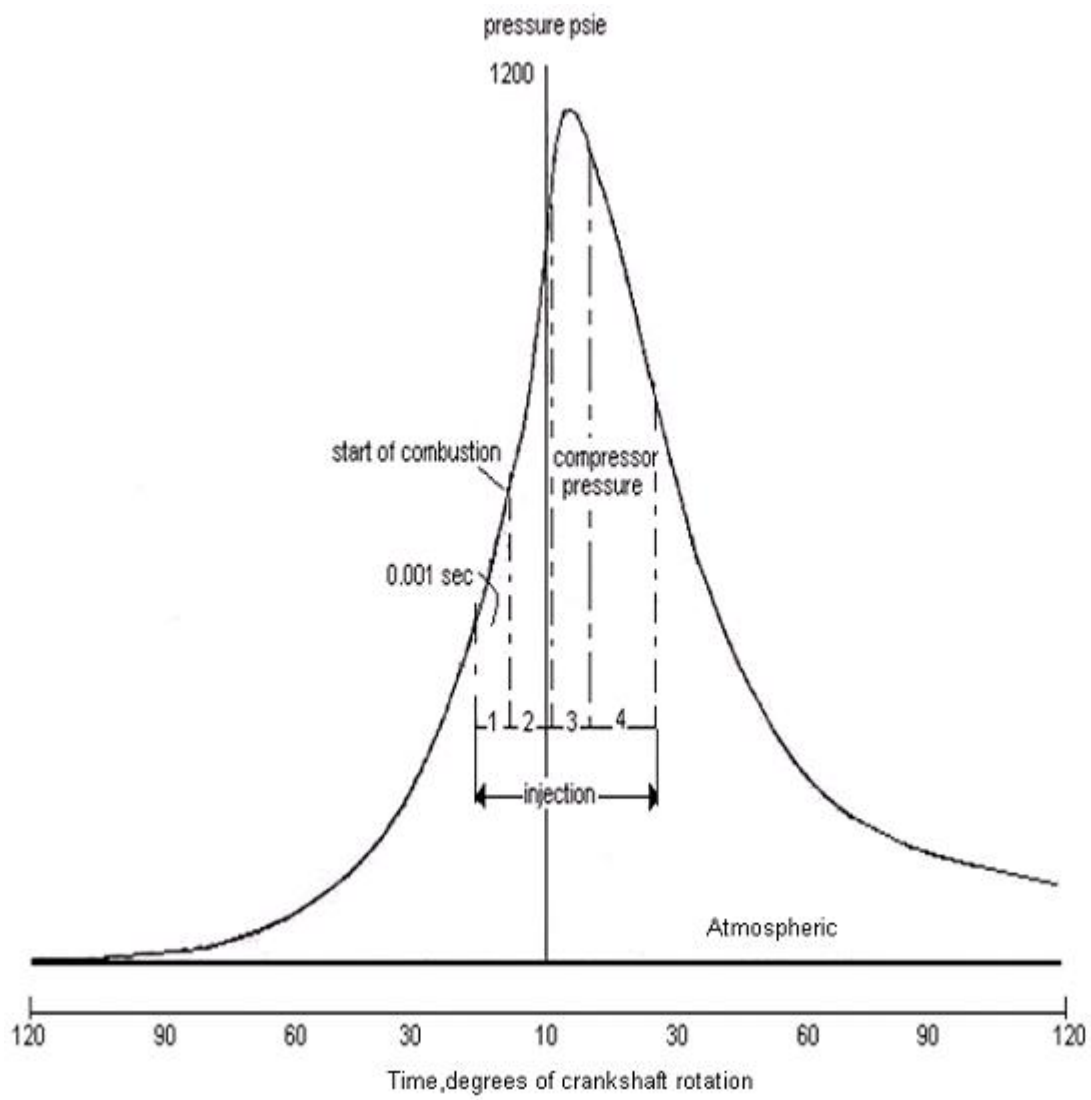
Οι δοκιμές με μεταβλητές στροφές μπορούν να διαιρεθούν σε δύο κατηγορίες, αυτές που προσδιορίζουν υπό πλήρες φορτίο τη μέγιστη ισχύ και την ελάχιστη ειδική κατανάλωση καύσιμου για κάθε αριθμό στροφών, και το προσδιορισμό της ειδικής κατανάλωσης υπό μερικό φορτίο. Οι δοκιμές υπό μερικό φορτίο μπορούν να γίνουν και κατά την κίνηση των οχημάτων (road test). Ο κύριος σκοπός των δοκιμών υπό σταθερές στροφές γίνεται για τον προσδιορισμό της ειδικής κατανάλωσης. Τα διαγράμματα που μας δίνουν πληροφορίες για τις λειτουργίες της μηχανής είναι:

α) Διάγραμμα P-V

Αν και το διάγραμμα P-V απαιτεί την ύπαρξη της συγκεκριμένης μηχανής εν τούτοις στο σχήμα φαίνεται ένα ποιοτικό διάγραμμα P-V που ισχύει για όλες τις μηχανές που ακολουθούν τον κύκλο Diesel και η έκχυση του καυσίμου γίνεται με μηχανικό τρόπο.

β) Διάγραμμα P-T

Στο διάγραμμα P-T εκτός από την μελέτη των κρουστικών φαινομένων μπορεί να εξεταστεί η μεταβολή της πίεσης σε συνάρτηση με τη γωνία του στροφαλοφόρου άξονα (και συνεπώς σε συνάρτηση με το χρόνο). Τυπικό διάγραμμα P-T παρατηρείται παρακάτω. [1,12,19]



Διάγραμμα 7 : Διάγραμμα P-T για Diesel μηχανή υπό πλήρες φορτίο. [19]

12. ΙΣΧΥΣ - ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ - ΒΑΘΜΟΙ ΑΠΟΔΟΣΗΣ - ΜΕΣΗ ΠΙΕΣΗ

Στο κεφάλαιο αυτό δίνονται διάφοροι τύποι και τρόποι υπολογισμού χαρακτηριστικών μεγεθών μιας εμβολοφόρου Μ.Ε.Κ. όπως και ορισμοί μεγεθών που δεν αναφέρθηκαν στο θεωρητικό μέρος. [3]

1. Μέση ταχύτητα εμβόλου

Επειδή η περιστροφή της μηχανής πραγματοποιείται με σταθερή γωνιακή ταχύτητα ω , η ταχύτητα c του εμβόλου είναι μεταβλητή μηδενιζόμενη στα νεκρά σημεία. Όπως αποδεικνύεται η ταχύτητα του εμβόλου δίνεται από τον τύπο:

$$c = \frac{\omega \cdot L}{2} \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \text{ σε } \left[\frac{\text{m}}{\text{sec}} \right] \quad \text{όπου } \lambda = r/l \quad (24)$$

όπου,

ω	:	γωνιακή ταχύτητα, [rad/sec],
r	:	ακτίνα του τροφάλου,
l	:	μήκος διωστήρα, [m],
$L=2r$:	διαδρομή εμβόλου, [m],
α	:	γωνία τροφάλου.

Η μέση τιμή c_m των διαφόρων τιμών της c σε μια απλή διαδρομή λέγεται μέση ταχύτητα εμβόλου και είναι βασικό μέγεθος που χαρακτηρίζει κάθε μηχανή. Για τον υπολογισμό της μέσης ταχύτητας εμβόλου μπορεί να γραφτεί: [9,10]

$$c_m = \frac{2Ln}{60} \text{ σε } \left[\frac{\text{m}}{\text{sec}} \right] \quad \text{όπου, } n : \text{ο αριθμός στροφών [rpm]} \quad (25)$$

2. Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Η ανά ίππο και ώρα κατανάλωση καυσίμου σε μια μηχανή ονομάζεται ειδική κατανάλωση. Όπως προκύπτει από τον ορισμό η γενική έκφραση της ειδικής κατανάλωσης είναι :

$$b = \frac{G}{N \cdot t \cdot \alpha} \text{ σε } \left[\frac{\text{kg}}{\text{W} \cdot \text{sec}} \right] \quad (26)$$

όπου,

b	:	ειδική κατανάλωση καυσίμου,
G	:	καταναλισκόμενη ποσότητα καυσίμου,
N	:	ονομαστική ισχύς μηχανής,
t	:	χρόνος λειτουργίας της μηχανής για την κατανάλωση της ποσότητας καυσίμου G,
α	:	το επί % φορτίο (ισχύς) κάτω από το οποίο λειτούργησε η μηχανή στο χρόνο t. [10,12,19]

3. Ενδεικνυόμενη ειδική κατανάλωση

Μια έκφραση της ενδεικνυόμενης ειδικής κατανάλωσης είναι:

$$b_i = \frac{632,3}{\eta_i \cdot H_u} \text{ σε } \left[\frac{\text{gr}}{\text{kWh}} \right] \quad (27)$$

όπου,

H_u : θερμογόνος δύναμη του καυσίμου και 632,3 το θερμικό ισοδύναμο του ίππου.

η_i : ενδεικνυόμενος βαθμός απόδοσης

Από την παραπάνω σχέση είναι φανερό ότι η ενδεικνυόμενη ειδική κατανάλωση είναι αντιστρόφως ανάλογη της θερμικής απόδοσης και του ενδεικνυόμενου βαθμού απόδοσης. [10]

4. Ισχύς

Ο τύπος υπολογισμού της ισχύος στις Μ.Ε.Κ. εξαρτάται από τα κριτήρια του κατασκευαστή.

α) Υπολογισμός συναρτήσεως των γεωμετρικών στοιχείων

Είναι γνωστό από την θερμοδυναμική ότι το ανά κύκλο λειτουργίας παραγόμενο μηχανικό έργο εκφράζεται από τη σχέση:

$$W = P_m \cdot \Delta V \text{ σε joule} \quad (28)$$

όπου.

P_m : είναι η μέση πίεση,

ΔV : είναι ο όγκος της διαδρομής του εμβόλου V_H

Εκφράζοντας τον όγκο ΔV συναρτήσεως της διαδρομής L , της διατομής S και της διαμέτρου D του εμβόλου, μπορεί να γραφεί :

$$W = P_m \cdot S \cdot L = P_m \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \text{ σε [joule]} \quad (29)$$

Αν t είναι ο χρόνος εκτέλεσης του κύκλου λειτουργίας μιας μηχανής με n αριθμό στροφών, x χρόνους και z αριθμό κυλίνδρων, η ισχύς υπολογίζεται, [10,12]:

$$N = \frac{P_m \cdot S \cdot L \cdot n \cdot z}{4500 \cdot \frac{x}{2}} = \frac{P_m \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L \cdot n \cdot z}{36000} \quad (30)$$

όπου,

- N : η ισχύς σε [Watt],
- P_m : η μέση πίεση σε [kg/m²],
- D : η διάμετρος του κυλίνδρου σε [m],
- L : η διαδρομή του εμβόλου σε [m],
- n : οι στροφές σε [rpm],

Ο παραπάνω τύπος υπολογισμού μπορεί να χρησιμοποιηθεί τόσο για την ενδεικνυόμενη ισχύ N_L , όσο και για την πραγματική ισχύ N_e δίνοντας στην μέση πίεση P_m τις τιμές, της ενδεικνυόμενης πίεσης P_{mi} ή της πραγματικής πίεσης P_{me} αντίστοιχα.

β) Υπολογισμός συναρτήσεως του όγκου σάρωσης του εμβόλου

Αν V_z είναι ο όγκος σάρωσης του εμβόλου όλων των κυλίνδρων της μηχανής τότε προκύπτει :

$$V_z = z \cdot V_H = z \cdot S \cdot L \text{ σε [m}^3\text{]} \text{ και συνεπώς} \quad (31)$$

$$N = \frac{2 \cdot P_m \cdot V_z \cdot n}{4500 \cdot x} \text{ σε [W]} \text{ όπου,} \quad (32)$$

P_m μετριέται σε Kg/m²
 V_z μετριέται σε m³

γ) Υπολογισμός συναρτήσεως της μέσης ταχύτητας εμβόλου

Από τις παραπάνω σχέσεις υπολογισμού ισχύος και της μέσης ταχύτητας εμβόλου είναι προφανής η σχέση:

$$N = \frac{P_m \cdot \pi \cdot D^2 \cdot c_m \cdot z}{4 \cdot 75 \cdot x} \text{ σε [W]} \quad (33)$$

5. Μέση πίεση

Η μέση πίεση P_m , είναι ίσως το σημαντικότερο από τα μεγέθη που διακρίνουν τη μηχανή. Για το λόγο αυτό η γνώση της τιμής της είναι σημαντικό στοιχείο για την ομαλή λειτουργία της μηχανής. Όπως είναι γνωστό η τιμή της μέσης πίεσης μπορεί να υπολογιστεί από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα της μηχανής. Ο υπολογισμός μπορεί να γίνει με μια από τις παρακάτω αριθμητικές μεθόδους:

- α) Κανόνας των μέσων υψών
- β) Κανόνας του τραπεζοειδούς
- γ) Κανόνας του Simson
- δ) Μέθοδος υπολογισμού με το πλανήμετρο

6. Βαθμοί απόδοσης

Σε προηγούμενα κεφάλαια αναφέρθηκαν ορισμένοι βαθμοί απόδοσης προκειμένου να αναπτυχθούν βασικές έννοιες. Σ' αυτό το κεφάλαιο θα παρουσιαστούν συνοπτικά οι τύποι υπολογισμού όλων των βαθμών απόδοσης.

α) Θεωρητικός βαθμός απόδοσης n_{th} :

$$n_{th} = \frac{N_{in} - N_{out}}{N_b} \quad (34)$$

όπου,

N_{in} : Ισχύς εισόδου, σε [W],

N_{out} : Ισχύς εξόδου, σε [W],

N_b : Πραγματική ισχύς.

β) Ενδεικνυόμενος βαθμός απόδοσης n_i :

$$n_i = \frac{N_i}{N_b} \quad \text{ή} \quad n_i = \frac{632,3}{b_i \cdot H_u} \quad \text{όπου,} \quad (35)$$

N_i : Ενδεικνυόμενη ισχύς, σε [W],

b_i : Ενδεικνυόμενη ειδική κατανάλωση καυσίμου,

H_u : Θερμογόνος δύναμη του καυσίμου και 632,3 το θερμικό ισοδύναμο του ίππου εάν η ισχύς δίδεται σε ίππους.

γ) Βαθμός ποιότητας n_g :

Ο βαθμός ποιότητας δίνει μια ιδέα του ποσοστού από το θεωρητικό έργο που πραγματικά αναπτύσσεται μέσα στον κύλινδρο της μηχανής.

$$n_g = \frac{N_i}{N_{in} - N_{out}} \quad \text{ή} \quad n_g = \frac{n_i}{n_{th}} \quad (36)$$

δ) Μηχανικός βαθμός απόδοσης n_m , ορίζεται από το πηλίκο: [αναφορά 10,12]

$$n_m = \frac{N_e}{N_i} \quad \text{όπου,} \quad (37)$$

N_e : Πραγματική ισχύς,

N_i : Ενδεικνυόμενη ισχύς.

ε) Ολικός βαθμός απόδοσης n_e :

$$n_e = \frac{N_e}{N_b} \quad (38)$$

Και συναρτήσει των άλλων βαθμών απόδοσης:

$$n_e = n_i \cdot n_m = n_{th} \cdot n_g \cdot n_m \quad (39)$$

ενώ συναρτήσει της πραγματικής κατανάλωσης καυσίμου :

$$n_e = \frac{632,3}{b_i \cdot H_u} \cdot n_m \quad (40)$$

στ) Βαθμός ή λόγος συμπίεσης ϵ , ο λόγος συμπίεσης ορίστηκε σαν το πηλίκο:

$$\epsilon = \frac{V_o + V_H}{V_o} \quad (41)$$

όπου,

V_o : Όγκος όταν ο κύλινδρος βρίσκεται στο άνω νεκρό σημείο (δηλαδή ο μικρότερος δυνατός όγκος του κυλίνδρου),

V_H : Όγκος όταν ο κύλινδρος βρίσκεται στο κάτω νεκρό σημείο (δηλαδή ο μεγαλύτερος δυνατός όγκος του κυλίνδρου).

ζ) Βαθμός πλήρωσης η_λ :

$$\eta_\lambda = \frac{G_o}{G_H} \quad \text{όπου,} \quad (42)$$

G_o : Η ποσότητα αέρα που μπήκε στον κύλινδρο,

G_H : Η θεωρητικά μέγιστη ποσότητα που θα μπορούσε να εισέλθει στον κύλινδρο υπό τις συνθήκες της εισαγωγής.

η) Βαθμός υπερπλήρωσης λ_c :

Ο βαθμός υπερπλήρωσης λ_c δίνεται για τις μηχανές με υπερπλήρωση και εκφράζει τη σχέση που υπάρχει ανάμεσα στις μέσες πιέσεις, δηλαδή:

$$\lambda_c = \frac{P_{mec}}{P_{me}} \quad (43)$$

όπου,

P_{mec} : Μέση πραγματική πίεση της μηχανής με υπερπλήρωση.

P_{me} : Μέση πραγματική πίεση της μηχανής χωρίς υπερπλήρωση. [10,12,19]

13. ΘΕΡΜΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ

Με βάση τον θερμικό υπολογισμό που ακολουθεί παρατηρούμε πως υπολογίζονται και οι διαστάσεις μιας μηχανής Diesel, δηλαδή η διάμετρος του εμβόλου, η διαδρομή του εμβόλου και ο αριθμός των κυλίνδρων.

Τα δεδομένα για την μηχανή είναι:

1. κανονική ισχύς : 6hp
2. είδος –χρήση : Αγροτική μηχανή
3. καύσιμο : Πετρέλαιο Diesel
4. συνθήκες περιβάλλοντος : $P_a=1\text{atm}$, $T_a=20^\circ\text{C}$
5. περιορισμός στροφών : 3600 rpm

Στον πίνακα φαίνεται η σχέση που υπάρχει ανάμεσα στο είδος και τη χρήση της μηχανής και του χρησιμοποιούμενου καυσίμου καθώς και των χρόνων.

Πίνακας 4 : Κατάταξη εμβολοφόρων ΜΕΚ

ΟΜΑΔΑ	ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΗΣΗ	ΙΣΧΥΣ (hp) ΜΙΑΣ ΜΗΧΑΝΗΣ	S.I C.I	ΧΡΟΝΟΙ
αυτοκίνητα για κανονικούς δρόμους	μοτοσυκλότες	1-50	S.I	2,4
	μικρά Ι.Χ	20-100	S.I	4
	μεγάλα Ι.Χ	100-500	S.I	4
	ελαφριά Δ.Χ	50-200	S.I - C.I	4
	βαρεία Δ.Χ	150-500	C.I	4
αυτοκίνητα για ειδικές δουλειές	ελαφρά (αεροδρ. έργα)	2-20	S.I	2,4
	αγροτικά	4-200	S.I-C.I	2,4
	εκσαφείς	50-1000	C.I	2,4
	στρατιωτικά	50-2500	C.I	2,4
σιδηροδρομικές	οτομοτρίς	200-500	C.I	2,4
	σιδηρόδρομοι	500-4000	C.I	2,4
Ναυτικές	εξωλέμβιες	1/2-100	S.I	2
	μικρα πλοiάρια	5-100	S.I-C.I	4
	ελαφρά ναυτικά πλοiα		C.I	2,4
	πλοiα	40-3000		
	βοηθητικά πλοiα	500-30000 100-1000	C.I C.I	2,4 2,4
Αεροπορικές	αεροπλάνα	65-3500	S.I	4
	ελικόπτερα	62-2000	S.I	4
Στάσιμες	για κτήρια	10-500	C.I	2,4
	ηλεκτρική παραγωγή	50-30000	C.I	2,4
	αντλιοστάσια(μεγάλες αποστάσεις)	100-5000	S.I	2,4

Εκλέγεται αγροτική μηχανή τετράχρονη $P_{se} = 6\text{hp}$ που λειτουργεί με καύσιμο Diesel. Η ανάφλεξη γίνεται με συμπύεση μονού θαλάμου. Για να γίνει η εκλογή του αριθμού κυλίνδρων (n) καθώς και της διάταξης τους χρησιμοποιείται ο παρακάτω πίνακας:

Πίνακας 5 : Αριθμός και διαρρύθμιση κυλίνδρων.

κανονική ισχύς (P_{se}) hp	αριθμός κυλίνδρων (n)	διαρρύθμιση
0-3	1	I
3-30	1-4	I,0,V
30-50	4-6	I,0,V
50-100	4-8	I,0,V
100-200	6-8	I,0,V
>200	6-16	I,0,V,R,OP
>2000	12-24	I,V,R,OP

Όπως φαίνεται για $P_{se} = 6\text{hp}$ ο αριθμός κυλίνδρων κυμαίνεται από 1 μέχρι 4 ενώ δεν υπάρχει περιορισμός στην διάταξη. Εκλέγεται $n = 1$ λόγω του ότι είναι μονοκύλινδρος. Για την μέση ενδεικνυόμενη πίεση (P_{mi}) ισχύει ο τύπος:

$$P_{mi} = \rho_i \cdot F \cdot H_u \cdot \eta_u \cdot \eta_i \quad \text{και} \quad (44)$$

$$F = F_c \cdot F_R \quad (45)$$

όπου,

- ρ_i : πυκνότητα αέρα κατά την είσοδο,
- H_u : θερμογόνος δύναμη καυσίμου,
- η_i : ενδεικνυόμενος βαθμός απόδοσης,
- η_u : ογκομετρικός βαθμός απόδοσης,
- F_R : λόγος καύσης,
- F_c : σχέση των λόγων ισοδυναμίας καυσίμου.

Το πετρέλαιο του εμπορίου είναι μίγμα C_9H_{20} και $C_{10}H_{22}$ το οποίο με αρκετά καλή προσέγγιση μπορεί να θεωρηθεί οκτάνιο C_8H_{16} . Ο θεωρητικός λόγος αέρα-καυσίμου (A.K) δίνεται:

$$A.K = \frac{138 \left(n + \frac{n+1}{2} \right)}{12n + 2n + 2} = 34,5 \frac{3n+1}{7n+1} \Rightarrow A.K = 17,25 \frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσίμου}} \quad (46)$$

όπου

n : Ο αριθμός των κυλίνδρων (ίσο με 1 αφού έχουμε μονοκύλινδρο κινητήρα).

$$\text{Επειδή } F_c = \frac{1}{A.K} \Rightarrow F_c = \frac{1}{17,25} \Rightarrow F_c = 0,058 \frac{\text{kg καυσίμου}}{\text{kg αέρα}} \quad (47)$$

Το οκτάνιο έχει θερμογόνο δύναμη $H_u = 44806 \text{ KJ/kg}$. Από τη θεωρία που παρατέθηκε στο κεφάλαιο 10.4.γ, προκύπτει ότι ο συντελεστής F_R κυμαίνεται από 0,70~0,77. Στην εργασία αυτή επιλέγουμε $F_R=0,7$. Από την εξίσωση $F_R=1/\lambda$ υπολογίζουμε το λόγο ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, ο οποίος και προκύπτει $\lambda=1,4285$.

$$F = F_c \cdot F_R \Rightarrow F = 0,058 \cdot 0,7 = 0,0406 \frac{\text{kg καυσίμου}}{\text{kg αέρα}} \quad (48)$$

Για να γίνει ο υπολογισμός της πυκνότητας του αέρα εισόδου χρησιμοποιείται ο τύπος:

$$\rho_i = \frac{MB \cdot P_i}{T_i \cdot R_0} \text{ σε } \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ (καταστατική εξίσωση)} \quad T_i = T_\alpha + \Delta T \text{ σε [Kelvin]} \quad (49)$$

όπου,

MB : Το μοριακό βάρος του αέρα, ίσο με 29 [kg/mole] ,

R_0 : Η παγκόσμια σταθερά των αερίων, ίση με $0,082 \cdot 10^5 \text{ [N/(m}^2 \cdot \text{mole} \cdot \text{K)]}$.

Από την εμπειρία είναι γνωστό ότι $\Delta T = 20^\circ$ και $T_\alpha = 20^\circ \text{C}$. Για μηχανές του τύπου που μελετάμε χωρίς υπερπλήρωση $P_i = 1 \text{ atm} = 10^5 \text{ N/m}^2$.

$$\rho_i = \frac{P_i}{R \cdot T} \Rightarrow \rho_i = \frac{29 \text{ kg/mole} \cdot 10^5 \text{ N/m}^2}{0,082 \cdot 10^5 \text{ N/(m}^2 \cdot \text{mole} \cdot \text{K)} \cdot 313^\circ \text{K}} \Rightarrow \rho_i = 1,1299 \cong 1,13 \text{ kg/m}^3 \quad (50)$$

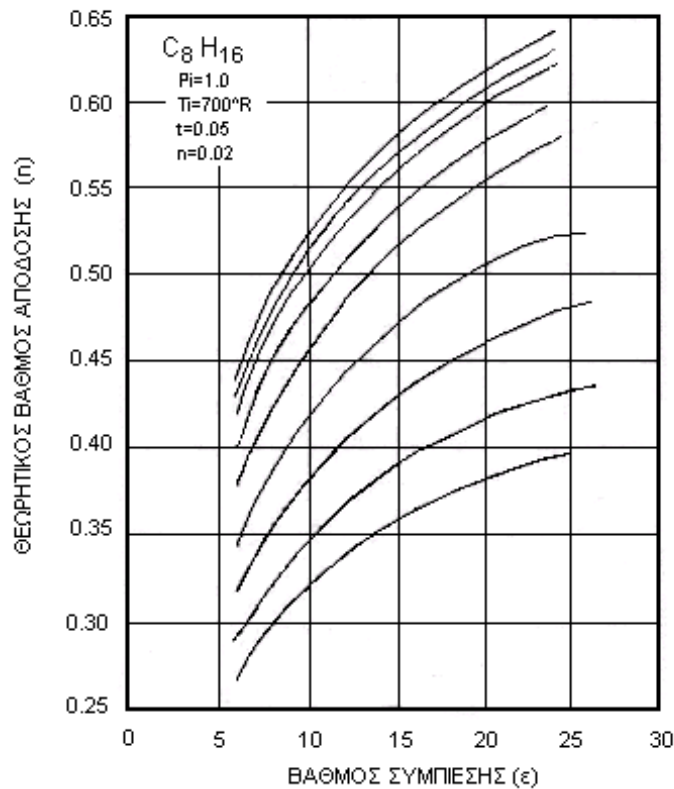
Η εκλογή του βαθμού συμπίεσης γίνεται από τον πίνακα 6: [19]

Πίνακας 6: Χαρακτηριστικά μηχανών.

Τύπος	ϵ	N (rpm)	P_{me} (psi)	V_m ($\frac{\text{ft}}{\text{min}}$)	$\frac{P_{se}}{A}$ ($\frac{\text{HP}}{\text{in}^2}$)	$\frac{P_{se}}{D}$ ($\frac{\text{HP}}{\text{in}^3}$)	s/d
Αυτοκίνητα Ι.Χ (Η.Π.Α)	8	4400	100	2300	1,85	0,6	0,8
	10,5	5200	150	3260	3,75	0,98	0,98
Αυτοκίνητα Ι.Χ εκτός (Η.Π.Α)	7,1	4100	90	2000	1,75	0,72	0,87
	10	7500	160	3760	4,27	1,27	1,30
Φορτηγά και λεωφορεία S.I	7,5	2400	110	1430	1,40	0,40	0,75
	9,1	4800	130	2920	2,70	0,78	1,4
Μηχανές diesel για αυτοκίνητα	15	2200	98	1810	1,33	0,32	0,75
	21	4200	175	2480	2,97	0,52	1,22
Μηχανές diesel για σιδηροδρόμους Υπερπλήρωση	10	850	96	1400	1,82	0,18	1,04
	18	150	271	2260	3,67	0,32	1,21
Στάσιμες και ναυτικές μηχανές diesel Μέσης ισχύος	12	425	100	1420	1,43	0,1	0,98
	18	1800	240	2170	4,42	0,45	1,5

$$\varepsilon = 20$$

Από το διάγραμμα 8 δίνεται ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης και του λόγου F_R . [19]



Διάγραμμα 8 : Θεωρητικός βαθμός απόδοσης

Για τη συγκεκριμένη περίπτωση Diesel μηχανής $\varepsilon = 20$, $F_R = 0,7$. Συνεπώς προκύπτει θεωρητικός βαθμός απόδοσης ίσος με:

$$\eta_t = 0,6$$

Ο ενδεικνυόμενος βαθμός απόδοσης δίνεται για C.I μηχανές:

$$\eta_i = (0,8 \div 0,95) \eta_t \Rightarrow \eta_i = 0,9 \cdot 0,6 \Rightarrow \eta_i = 0,54 \quad (51)$$

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης κυμαίνεται για μηχανές εσωτερικής καύσης χωρίς υπερπλήρωση:

$$\eta_u = 0,8 \div 0,85, \quad \text{εκλέγεται} \quad \eta_u = 0,83$$

Η ενδεικνυόμενη πίεση:

$$P_{mi} = \rho_i \cdot \eta_i \cdot \eta_u \cdot H_u \cdot F \Rightarrow P_{mi} = 1,13 \cdot 0,54 \cdot 0,83 \cdot 44806 \cdot 0,0406 \Rightarrow P_{mi} = 921,32 \text{ kN/m}^2 = 9,21 \text{ bar} \quad (52)$$

Η τιμή αυτή της ενδεικνυόμενης πίεσης βρίσκεται μέσα στα όρια του πίνακα 7 τα οποία για κινητήρες diesel χωρίς υπερπλήρωση είναι μεταξύ των τιμών 7,5 και 10,5.

Πίνακας 7 : Οριακές τιμές της P_{mi} .

Είδος μηχανής	P_{mi} (bars)
4-χρονης μηχανές S.I χωρίς υπερπλήρωση και υγρά καύσιμα	8 έως 12
4-χρονης S.I αέριο καύσιμο	5 έως 7
4-χρονης Diesel χωρίς υπερπλήρωση	7.5 έως 10.5
4-χρονης Diesel με υπερπλήρωση	έως 22
2-χρονης S.I	2.5 έως 4.5
2-χρονης Diesel χωρίς υπερπλήρωση	3.5 έως 7.0
2-χρονης Diesel με υπερπλήρωση	έως 12

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΣΗΣ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

Η μέση πραγματική πίεση δίνεται $P_{me} = P_{mi} - P_{mf}$ όπου P_{mf} είναι η μέση πίεση των τριβών και δίνεται από την σχέση:

$$P_{mf} = P_{mfo} + x(P_e - P_i) + y(P_m - 100) \quad (53)$$

Όπου,

$$\begin{aligned}
 P_e &: \text{πίεση εξόδου,} \\
 P_i &: \text{πίεση εισόδου,} \\
 x &: \text{συνάρτηση του αριθμού } Z, \\
 Z &: Z = \left(\frac{d}{d_u} \right)^2 \frac{V_m}{a C_i}, \\
 d &: \text{διάμετρος εμβόλων,} \\
 d_u &: \text{διάμετρος βαλβίδας,} \\
 C_i &: \text{συντελεστής,} \\
 V_m &: \text{μέση ταχύτητα εμβόλου,} \\
 a &: \text{ταχύτητα του ήχου.}
 \end{aligned} \quad (54)$$

Για κανονικές στροφές παίρνει τιμή $Z=0,4$ [12]:

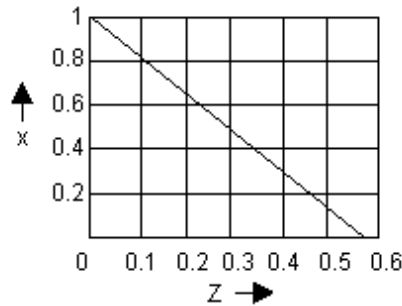
$$\text{Η πίεση εξόδου } P_e = 0,8 \cdot P_a = 0,8 \cdot 14,7 \Rightarrow P_e = 11,76 \text{ psia} \quad (55)$$

όπου,

$$P_a : \text{η ατμοσφαιρική πίεση.} \quad [12]$$

Η πίεση εισόδου ισούται $P_i = 14,7 \text{ psia} = 1 \text{ atm}$.

Από το διάγραμμα 9 εκλέγεται ο συντελεστής διόρθωσης x . [12,19]



Διάγραμμα 9 : Συντελεστής διόρθωσης x. Όπου x=0.3.

Από τον πίνακα 6 μπορεί να ευρεθεί η μέση ταχύτητα εμβόλου ή εναλλακτικά μπορεί να χρησιμοποιηθεί η παρακάτω σχέση η οποία συνδέει τις στροφές της μηχανής N (σε rpm) με την μέση ταχύτητα του εμβόλου και την διαδρομή του:

$$N = \frac{30V_m}{s} \quad (56)$$

όπου,

N: Στροφές του κινητήρα, σε [rpm],

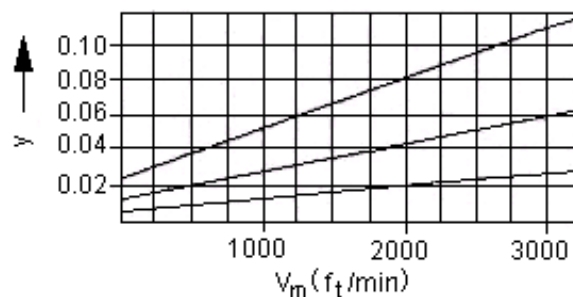
V_m : Μέση ταχύτητα του εμβόλου, σε [m/sec],

s : διαδρομή του εμβόλου, ίση με 62mm από τον πίνακα του παραρτήματος 10.

Χρησιμοποιείται η εξίσωση για τον υπολογισμό καθώς στον πίνακα 6 δεν υπάρχουν προτεινόμενες τιμές για αγροτικές μηχανές. Συνεπώς:

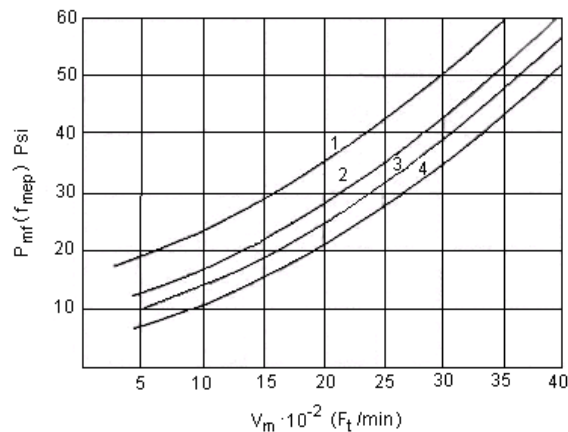
$$N = \frac{30 \cdot V_m}{s} \Rightarrow 3600 = \frac{30 \cdot V_m}{0,062} \Rightarrow V_m = 7,44 \text{ [m/sec]} = 1465 \text{ [ft/min]}$$

Η εκλογή συντελεστή διόρθωσης γ γίνεται από το διάγραμμα 10. [19]



Διάγραμμα 10 : Συντελεστής διόρθωσης γ . Όπου $\gamma=0,038$.

Από το διάγραμμα 11 γίνεται η εκλογή του μεγέθους P_{mfo} . [19]



Όπου $P_{mfo}=22$ psia

Διάγραμμα 11 : Τιμή του μεγέθους P_{mfo} .

Με όλα τα δεδομένα γνωστά τώρα μπορεί να υπολογιστεί η μέση πίεση των τριβών P_{mf} , βάσει της εξισώσεως 53.

$$P_{mf} = P_{mfo} + x(P_e - P_i) + y(P_m - 100) \Rightarrow P_{mf} = 22 + 0,3(11,76 - 14,7) + 0,038(241,35 - 100) \\ \Rightarrow P_{mf} = 26,49 \text{ psia}$$

Η μέση πραγματική πίεση:

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mf} = 241,35 - 26,49 \Rightarrow P_{me} = 214,86 \text{ psia} \quad (57)$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΥΡΙΩΝ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ

Παρατηρούμε τα αποτελέσματα από τις παραπάνω σχέσεις :

$$P_{se} : \text{ κανονική ισχύς} \quad P_{se} = 6 \text{ hp} \\ V_m : \text{ μέση ταχύτητα εμβόλου} \quad V_m = 1465 \text{ ft/min} = 7.44 \text{ m/sec} \\ P_{me} : \text{ μέση πραγματική πίεση} \quad P_{me} = 214,86 \text{ psia}$$

y: συντελεστής $y=4$ για 4-χρονης μηχανές (ο συντελεστής αυτός είναι διαφορετικός από τον συντελεστή y που είδαμε στην προηγούμενη σελίδα).

Η διάμετρος του εμβόλου σύμφωνα με τη βιβλιογραφική πηγή 11, δίνεται και είναι ίση με 7,9965 cm. Για αριθμό κυλίνδρων $n=1$ μπορεί να υπολογιστεί και η συνολική διατομή εμβόλου S_0 .

$$d = \sqrt{\frac{S_0 \cdot 4}{n \cdot \pi}} \Rightarrow d^2 = \frac{S_0 \cdot 4}{n \cdot \pi} \Rightarrow 7,9965^2 = \frac{S_0 \cdot 4}{1 \cdot 3,14} \Rightarrow S_0 = 50,196 \text{ cm}^2 \quad (58)$$

Τέλος η γωνιακή ταχύτητα ω ισούται:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \Rightarrow \omega = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 3600}{60} \Rightarrow \omega = 376,8 \text{ rad/sec} \quad (59)$$

14. ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ

Ο κινηματικός υπολογισμός της Diesel μηχανής είναι απαραίτητος ώστε να προσδιοριστούν χαρακτηριστικά μεγέθη. Η μετατόπιση ταχύτητας και επιτάχυνση του εμβόλου είναι τα μεγέθη που υπολογίζονται. Η θεωρία πάνω στην οποία στηρίζονται οι υπολογισμοί αναφέρεται στην αρχή του κεφαλαίου ή όπου αυτό κρίνεται αναγκαίο.

Το έμβολο παλινδρομεί μεταξύ ΑΝΣ και ΚΝΣ, διαδοχικά επιταχυνόμενο και επιβραδυνόμενο. Απεναντίας ο στροφαλοφόρος άξονας κινείται (κατά προσέγγιση) με σταθερή γωνιακή ταχύτητα. Η κίνηση του διωστήρα, που συνδέει τα δύο παραπάνω στοιχεία του κινητήρα, καθορίζονται από τις κινήσεις τους. Η στιγμιαία θέση του εμβόλου μπορεί να οριστεί με βάση την απόσταση από το ΑΝΣ(ΟΤ). Αυτή η απόσταση s θα πρέπει να δίνεται ως συνάρτηση της γωνίας στροφάλου (σχήμα 8).

$$S=l+r-(l \cdot \cos\beta+r \cdot \cos\alpha) \quad (60)$$

Η γωνία ταλάντωσης του διωστήρα β συσχετίζεται μέσω της σχέσης:

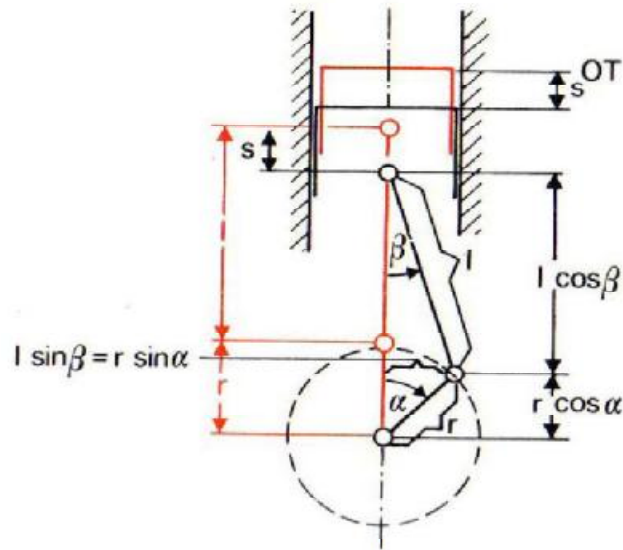
$$l \cdot \sin\beta=r \cdot \sin\alpha \quad (61)$$

Με την γωνία στροφάλου α . Εάν χρησιμοποιήσουμε τον αδιάστατο λόγο ακτίνας στροφάλου/μήκους διωστήρα $\lambda=r/l$, προκύπτει:

$$\sin\beta=\lambda \cdot \sin\alpha \text{ και } \cos\beta=\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2\alpha} \quad (62)$$

Έτσι προκύπτει η συνάρτηση της θέσης του εμβόλου με την γωνία στροφάλου:

$$S=r(1-\cos\alpha)+l \cdot (1-\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2\alpha}) \quad (63)$$



Σχήμα 8 : Υπολογισμός μετατόπισης εμβόλου.

Συχνά οι κατασκευαστές κινητήρων χρησιμοποιούν προσεγγιστικές προς την παραπάνω, γραμμικοποιημένες σχέσεις, εφόσον μπορεί να διασφαλίσει ικανοποιητική ακρίβεια προσέγγισης για τις ανάγκες της εφαρμογής του. Ένας απλός τρόπος γραμμικοποίησης είναι μέσω ανάπτυξης σε δυναμοσειρά, της οποίας κρατάμε μόνο τους δύο πρώτους όρους. Ανάπτυξη σε σειρά MacLaurin :

$$y(x) = y(0) + y'(0) \frac{x}{1!} + \dots$$

$$y = \sqrt{1-x} \quad (64)$$

$$\text{Όπου αντικαθιστούμε : } \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha = x \quad \text{και} \quad \sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \alpha} = y \quad (65)$$

Και οδηγούμαστε στην παρακάτω προσεγγιστική σχέση για τη θέση του εμβόλου σαν συνάρτηση της γωνίας στο στροφάλου:

$$s = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right) \quad \text{σε [mm]} \quad (66)$$

$l = l_0$: μήκος διωστήρα, ίσο με 125mm.

r : ακτίνα στροφάλου, ίση με 31mm.

λ : λόγος ακτίνας στροφάλου προς το μήκος του διωστήρα, ίσο με 0,248.

Ένα επιπλέον σημαντικό μέγεθος είναι η ταχύτητα εμβόλου. Στις εμβολοφόρες μηχανές συναντούμε δύο ταχύτητες εμβόλου:

- Τη μέση ταχύτητα εμβόλου
- Τη στιγμιαία ταχύτητα εμβόλου

Αυτή που υπολογίζεται απλούστερα είναι η μέση ταχύτητα εμβόλου:

$$c_m = 2 \cdot s \cdot n \quad (67)$$

Όπου επιβεβαιώνεται η τιμή που βρήκαμε από την σχέση 56, (ο υπολογισμός εδώ γίνεται απλά για επαλήθευση)

$$c_m = 2 \cdot 0,062\text{m} \cdot 3600\text{rpm} \Rightarrow c_m = 446,4\text{m/min} = 7,44\text{m/sec} \quad (68)$$

Όπου s είναι η διαδρομή του εμβόλου (stoke, η τιμή του λήφθηκε από το παράρτημα 10) και n ο αριθμός στροφών του κινητήρα. Παρατηρούμε ότι όντως είναι ίση με αυτή που χρησιμοποιήσαμε παραπάνω (με το σύμβολο V_m , η διαφορά στον συμβολισμό έγκειται στην διαφορετική βιβλιογραφική πηγή που χρησιμοποιήθηκε). Σε ορισμένες περιπτώσεις μας ενδιαφέρει επίσης η στιγμιαία ταχύτητα εμβόλου. Αυτή προκύπτει από την εξίσωση της θέσης του εμβόλου, από την σχέση:

$$c = \frac{ds}{dt} \quad (69)$$

Επειδή η θέση εμβόλου εκφράζεται αποκλειστικά σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου, η παραγωγή της ως προς το χρόνο γίνεται αλυσιδωτά:

$$c = \frac{ds}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (70)$$

Η έκφραση $(d\alpha/dt)$ είναι η γωνιακή ταχύτητα ω του στροφάλου. Ξεκινώντας από την σχέση 66 και αντικαθιστώντας την στην παραπάνω, μπορούμε να φτιάξουμε με τον τρόπο αυτό μια προσεγγιστική εξίσωση για την στιγμιαία ταχύτητα του εμβόλου. Η ακρίβεια της εξίσωσης αυτής επαρκεί για τις περισσότερες εφαρμογές μας. Έτσι προκύπτει:

$$\frac{ds}{d\alpha} = r \cdot (\sin\alpha + \lambda \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha) \quad (71)$$

$$\frac{ds}{d\alpha} = r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad (72)$$

Άρα προκύπτει ο τύπος:

$$c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad \text{σε} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{sec}} \right] \quad (73)$$

Όσο για την στιγμιαία επιτάχυνση του εμβόλου, μπορεί κι αυτή να προκύψει με αντίστοιχο τρόπο από την στιγμιαία ταχύτητα του εμβόλου: [9]

$$a = \frac{dc}{dt} = \frac{dc}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (74)$$

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad \text{σε} \quad \frac{\text{m}}{\text{sec}^2} \quad (75)$$

- ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΠΙΝΑΚΑ

Πίνακας 8 : Αποτελέσματα κινηματικών εξισώσεων

Γωνία στροφαλοφόρου άξονα (α)	Μετατόπιση εμβόλου από ΑΝΣ(mm)	ταχύτητα εμβόλου (m/sec)	Επιτάχυνση Εμβόλου m/sec ² (Διαιρεμένη δια 1000)
0	0	0	5,49
30	5,11	7,09	4,36
60	18,38	11,37	1,65
90	34,84	11,68	-1,09
120	49,38	8,86	-2,75
150	58,81	4,59	-3,27
180	62	0	-3,31
210	58,81	-4,59	-3,27
240	49,38	-8,86	-2,75
270	34,84	-11,68	-1,09
300	18,38	-11,37	1,65
330	5,11	-7,09	4,36
360	0	0	5,49

[Αναλυτικά τα αποτελέσματα στο παράρτημα 1,2,3].

- Θέση εμβόλου

$$0^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1-1+0,124\cdot 0)\Rightarrow X=0\text{mm}$$

- Ταχύτητα εμβόλου

$$30^\circ \quad c=\omega r\cdot\left(\sin\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right)\Rightarrow c=376,8\cdot 0,031(0,5+0,124\cdot 0,866)\Rightarrow c=7,09\text{m/s}$$

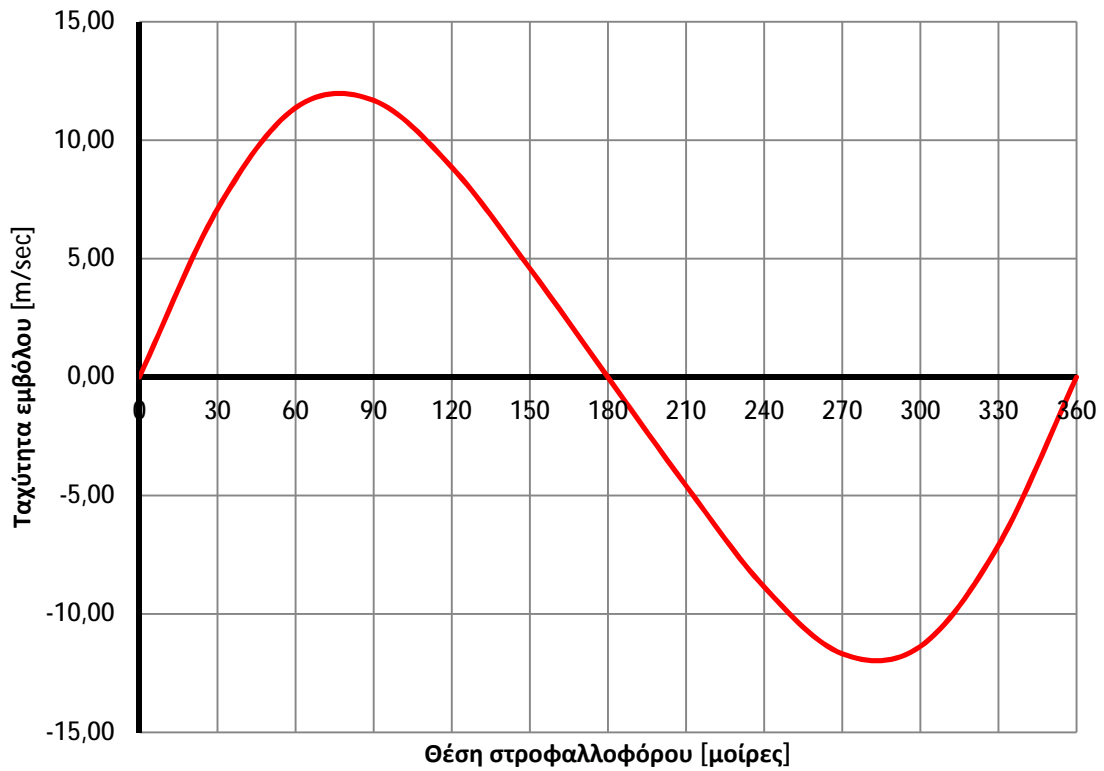
- Επιτάχυνση εμβόλου (διαιρεμένη διά 1000)

$$60^\circ \quad x'=\frac{\omega^2\cdot r}{1000}\cdot(\cos\alpha+\lambda\cdot\cos 2\alpha)$$

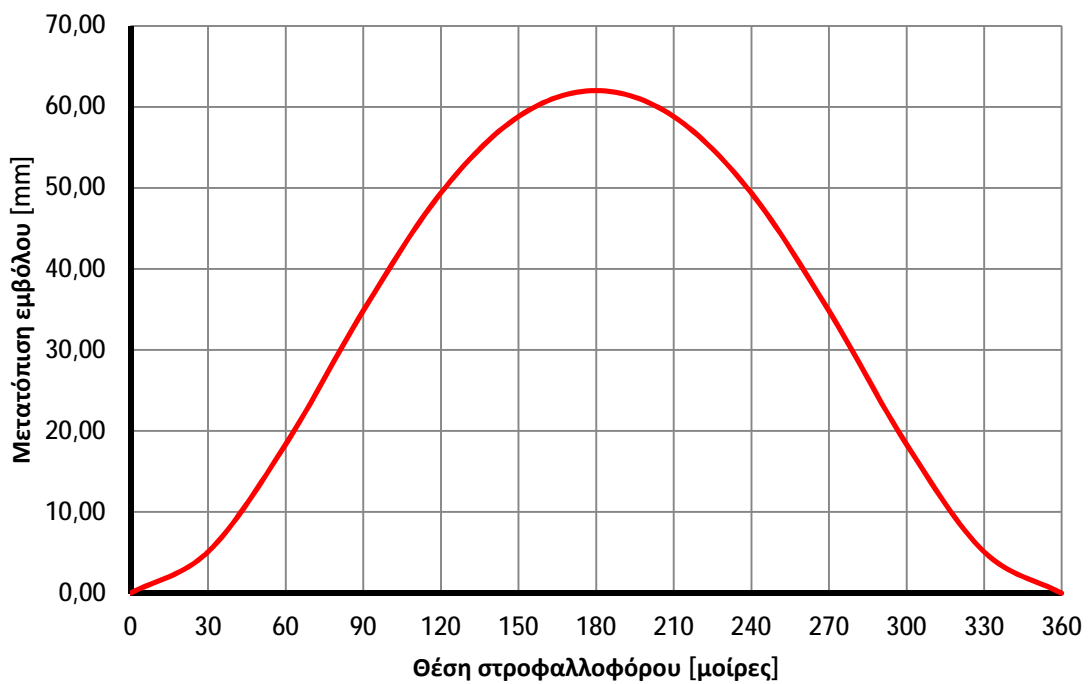
$$\Rightarrow x'=1,42\cdot 10^2\cdot 0,031\cdot[0,5+0,248\cdot(-0,5)]\Rightarrow x'=1,655\text{m/s}^2$$

Επίσης παρατηρούμε τις γραφικές παραστάσεις που προκύπτουν από την παραπάνω πειραματική διαδικασία.

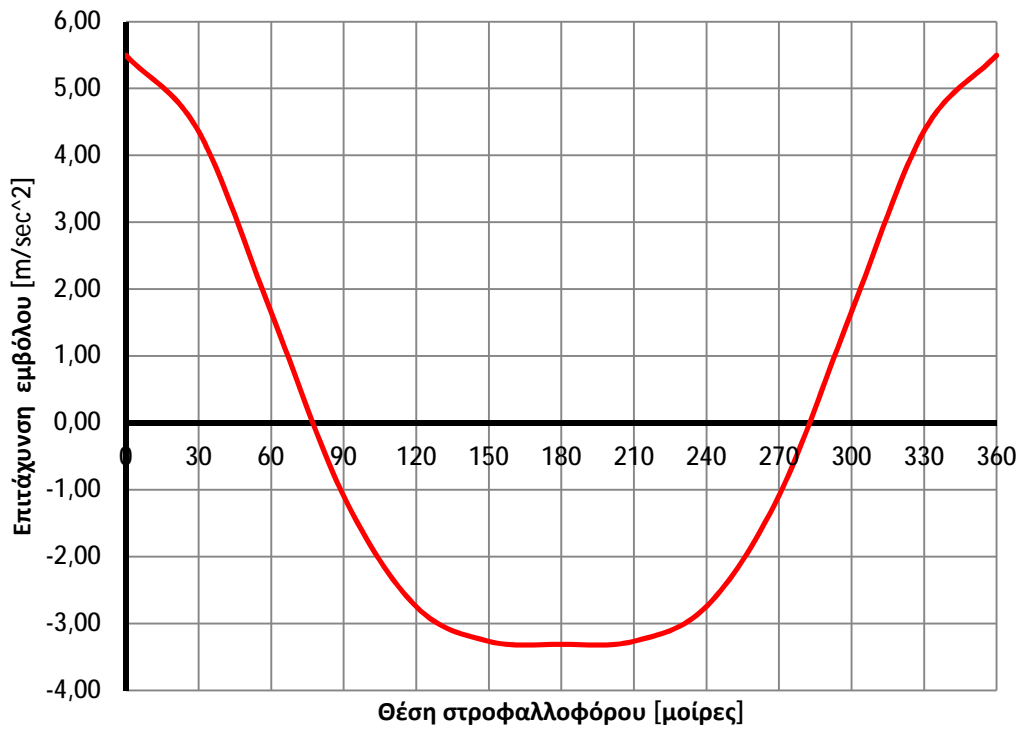
Γραφική παράσταση ταχύτητας εμβόλου



Γραφική παράσταση μετατόπισης εμβόλου



Γραφική παράσταση επιτάχυνσης εμβόλου



15. ΔΥΝΑΜΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ

Για τον υπολογισμό της φόρτισης των εδράνων και, της ροπής στρέψης του στροφαλοφόρου άξονα είναι απαραίτητη η δυναμική ανάλυση της μηχανής, γνωρίζουμε ότι η μηχανή είναι μονοκύλινδρη (Σ.Δ.Β.) και η ανάλυση χωρίζεται σε δύο μέρη:

- α) Δυνάμεις των αερίων της καύσης,
- β) Δυνάμεις αδράνειας.

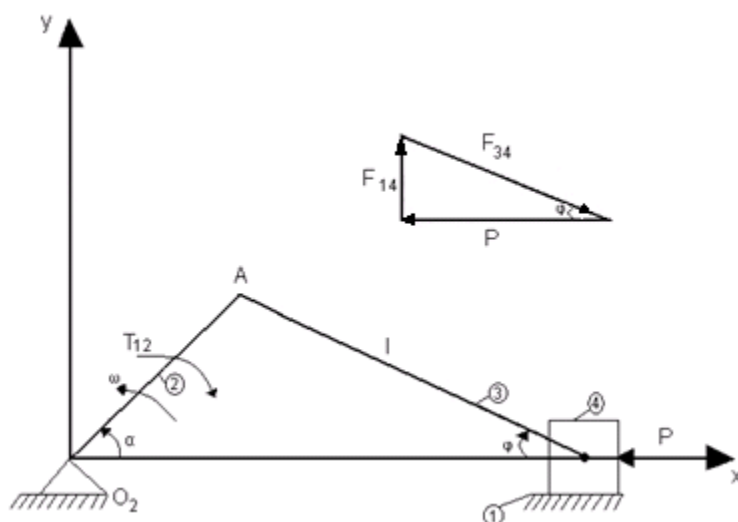
15.1 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΑΕΡΙΩΝ ΚΑΥΣΗΣ

Για την εύρεση των δυνάμεων των καυσαερίων θεωρείται ότι τα κινούμενα μέρη είναι αβαρή και ότι δεν υπάρχουν δυνάμεις τριβής. Μ' αυτές τις υποθέσεις η αναπτυσσόμενη από τα καυσαέρια πίεση μεταφέρεται από το έμβολο στον στροφαλοφόρο άξονα χωρίς να προστίθενται (διανυσματικά) και άλλες δυνάμεις.

Στο σχήμα 9 φαίνεται η δύναμη των καυσαερίων P . Η ανάλυση της σε δύο συνιστώσες δίνει:

F_{14} : Δύναμη που εξασκείται από τον κύλινδρο στο έμβολο.

F_{34} : Δύναμη που εξασκείται από το διωστήρα στο έμβολο.



Σχήμα 9 : Δύναμη καυσαερίων P

Ο υπολογισμός της δύναμης των καυσαερίων αντιστοιχεί στον υπολογισμό της μέγιστης δύναμης P όταν η πίεση στον κύλινδρο είναι μέγιστη, δηλαδή P_{\max} . Η μέγιστη πίεση καύσης ($P_{\max} = P_2$) επιτυγχάνεται $10^\circ - 20^\circ$ μετά το ΑΝΣ για την καλύτερη απόδοση της μηχανής και για χαμηλή στάθμη θορύβου. Κατά την περίοδο της καύσης η P_{\max} και η T φτάνουν τις παρακάτω τιμές (οι τιμές αυτές αντιστοιχούν σε ταχύστροφες μηχανές): $P_{\max}=60 \div 90 \text{ kp/cm}^2$ $T=1800 \div 2000^\circ\text{K}$.

Για να υπολογιστεί η P_{\max} πρέπει να υπολογιστεί η πίεση στο τέλος της συμπίεσης. Έχοντας υπ' όψιν ότι η συμπίεση είναι πολυτροπική με πολυτροπικό εκθέτη $n=1,38$ η πίεση εισόδου $P_i=1 \text{ kp/cm}^2$, η θερμοκρασία εισόδου $T_a=313^\circ\text{K}$ τότε για την πίεση στο τέλος της συμπίεσης ισχύει:

$$\frac{P_z}{P_i} = \frac{P_{\text{com}}}{P_i} = \varepsilon^n \Rightarrow P_{\text{com}} = P_i \cdot \varepsilon^n \Rightarrow P_{\text{com}} = 1 \cdot 20^{1,38} \Rightarrow P_{\text{com}} = 62,43 \text{ kp/cm}^2 \quad (76)$$

Η σχέση υπολογισμού της θερμοκρασίας κατά το τέλος της συμπίεσης είναι:

$$\frac{T_z}{T_i} = \frac{T_{\text{com}}}{T_i} = \varepsilon^{n-1} \Rightarrow T_{\text{com}} = T_i \cdot \varepsilon^{n-1} \Rightarrow T_{\text{com}} = 313 \cdot 20^{(1,38-1)} \Rightarrow T_{\text{com}} = 977^\circ\text{K} \quad (77)$$

Βέβαια, ενώ οι παραπάνω τιμές ισχύουν για τον ιδανικό κύκλο Diesel, για τον πραγματικό κύκλο η διεργασία 2-3 δεν είναι ισοθλιπτική με αποτέλεσμα η μέγιστη πίεση καύσης P_2 να είναι μεγαλύτερη της P_{com} .

$$P_2 = P_{\text{com}} \cdot \lambda \quad (78)$$

Όπου λ είναι ένας συντελεστής εξαρτώμενος από τη χημική σύσταση του μίγματος, τις συνθήκες λειτουργίας της μηχανής, το βαθμό συμπίεσης κ.λπ. Για τις πρακτικές εφαρμογές οι κατασκευαστές ορίζουν $\lambda=1,4 \div 1,97$ [19]. Για $\lambda=1,4285$ (ο υπολογισμός του λ έγινε στο κεφάλαιο 13) η μέγιστη πίεση γίνεται:

$$P_2 = 62,43 \cdot 1,4285 \Rightarrow P_2 = 89,18 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$$

Και η στιγμιαία μέγιστη θερμοκρασία καύσης: $T_2=2050^\circ\text{K}$.

Ο υπολογισμός της θερμοκρασίας έγινε με βάση την εφαρμογή που δίδει ο Ferguson στο διαδίκτυο [17]. Η ελαφρά υψηλότερη τιμή από την κανονική οφείλεται στους υποθετικούς χρόνους ανάφλεξης που βάλαμε και έδωσαν πίεση ελαφρά μεγαλύτερη από την υπολογισθείσα. Οι τιμές αυτές βρίσκονται μέσα στα όρια που δίνουν οι κατασκευαστές για ταχύστροφες μηχανές (η διαφορά της θερμοκρασίας είναι πολύ μικρή για να την θεωρήσουμε εκτός ορίων, πόσο μάλλον όταν αυτά είναι εμπειρικά και όταν η θερμοκρασία μας δεν υπολογίστηκε με πλήρη ακρίβεια). Η δύναμη καυσαερίων P υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$P = P_2 \cdot A = P_2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad (79)$$

όπου,

P_2 : Η μέγιστη πίεση όπως υπολογίστηκε παραπάνω, σε kp/cm^2 ,
 d : Η διάμετρος του εμβόλου, ίση με $7,9965\text{cm}$.

$$P=89,18 \cdot \frac{3,14 \cdot (7,9965)^2}{4} \Rightarrow P=4476,48\text{kp}$$

15.2 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΑΔΡΑΝΕΙΑΣ

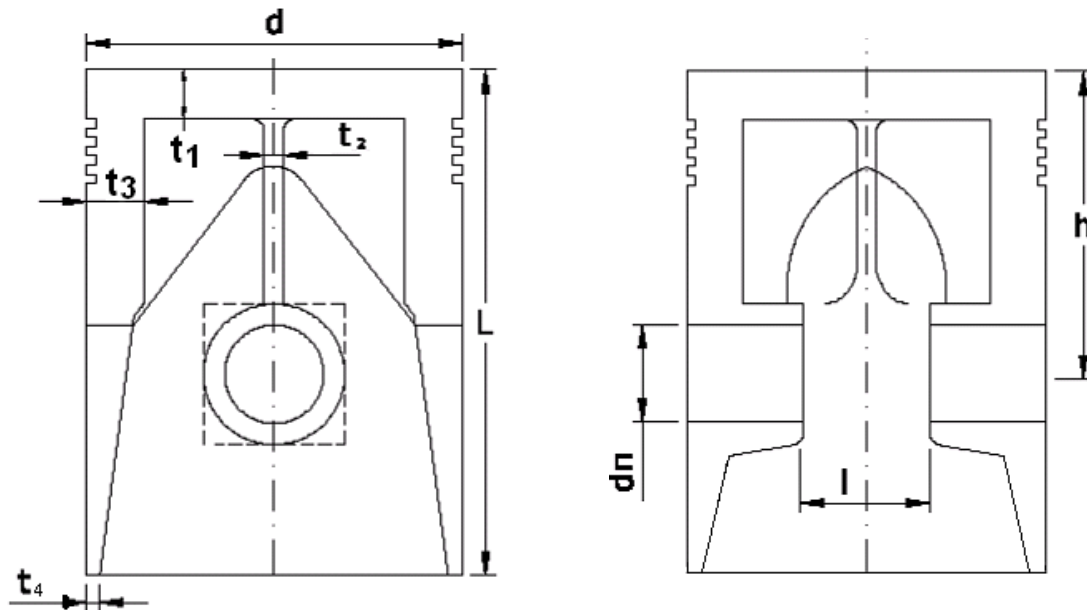
Για να υπολογιστούν οι δυνάμεις αδρανείας πρέπει ανάλογα με την γεωμετρία κάθε μέλους και το υλικό κατασκευής του να υπολογιστούν οι μάζες:

- Του εμβόλου m_4
- Του διωστήρα m_3
- Του στροφάλου m_2

Όπως είναι απαραίτητο σ' αυτό το στάδιο θα γίνει ένας προσεγγιστικός σχεδιασμός των εξαρτημάτων αυτών.

A) Υπολογισμός μάζας εμβόλου m_4 .

Στο σχήμα 10 φαίνεται η γενική μορφή των εμβόλων όπως έχει διαμορφωθεί σύμφωνα με τα κατασκευαστικά εγχειρίδια. [11,12,19]



Σχήμα 10 : Έμβολο

Ο ακριβής υπολογισμός του πάχους της κεφαλής t_1 γίνεται από τη σχέση:

$$t_1=0,43 \cdot d \cdot \sqrt{\frac{P_2}{\sigma}} \quad \text{όπου,} \quad (80)$$

- d : η διάμετρος του εμβόλου (cm)
 P_2 : η πίεση καύσης (kr/cm²)
 σ : η επιτρεπόμενη τάση κάμψης (kr/cm²)

Ειδικά για τα μη ψυχόμενα έμβολα οι τιμές του πάχους t_1 δίνονται από τον πίνακα 9.

Πίνακας 9: Πίνακας τιμών t_1/d

Μηχανή	Υλικό	4-χρονη	2-χρονη
Diesel	χυτοσίδηρος	0,11 – 0,13	0,16 – 0,18
Diesel	κράμα A1	0,13 – 0,16	0,17 – 0,20
Otto	χυτοσίδηρος	0,12 – 0,14	0,20 – 0,23

Επειδή τόσο η ιπποδύναμη όσο και η θερμοκρασία παίρνουν μεγάλες τιμές επιλέγουμε υλικό εμβόλου το χυτοσίδηρο. Έτσι εκλέγουμε το λόγο $t_1/d=0,13$ για τετράχρονο κινητήρα.

$$t_1=0,13 \cdot d \Rightarrow t_1=0,13 \cdot 7,9965\text{cm} \Rightarrow t_1=1,04\text{cm} \quad (81)$$

Το πάχος t_2 των νευρώσεων εκλέγεται από την εμπειρική σχέση $t_2=(1/3 \div 1/2)t_1$. Επιλέγεται μια μέση τιμή ίση με 0,4. Άρα:

$$t_2=0,4 \cdot t_1 \Rightarrow t_2=0,4 \cdot 1,04 \Rightarrow t_2=0,416\text{cm} \quad (82)$$

Το πλευρικό πάχος t_3 , σε ίντσες, υπολογίζεται από την σχέση που ακολουθεί:

$$t_3=0,18+0,03 \cdot d+b' \quad (83)$$

όπου,

b' : Το βάθος της αυλάκωσης του εμβόλου. Επίσης υπολογίζεται από την σχέση 84 που ακολουθεί σε ίντσες [in]. Αυτό συνεπάγεται ότι πρέπει να μετατρέψουμε πρώτα την διάμετρο σε ίντσες:

$$d=7,9965\text{cm} \cdot 0,3937\text{in/cm}=3,148\text{in}$$

$$b'=\frac{1}{15} \cdot d^{0,0775} \Rightarrow b'=\frac{1}{15} \cdot 3,148^{0,0775} \Rightarrow b'=0,0729\text{in} \quad (84)$$

Συνεπώς:

$$t_3=0,18+0,03 \cdot 3,148\text{in}+0,0728\text{in} \Rightarrow t_3=0,347\text{in}=0,88\text{cm}$$

Το πάχος t_4 στο κατώτερο μέρος του εμβόλου υπολογίζεται από την σχέση $t_4=(0,25 \div 0,35)t_3$. Εκλέγουμε λόγο $t_4/t_3=0,3$ (στο μέσο των επιλογών μας) προκύπτει:

$$t_4 = 0,3 \cdot t_3 \Rightarrow t_4 = 0,3 \cdot 0,88 = 0,264 \text{ cm} \quad (85)$$

Για τον προσδιορισμό του μήκους του εμβόλου χρησιμοποιείται η σχέση 86 στην οποία εκλέγουμε λόγο L/d της τάξεως του 0,75:

$$L = (0,5 \div 1,54) \cdot d \Rightarrow L = 0,75 \cdot 7,9965 \Rightarrow L = 6 \text{ cm} \quad (86)$$

Έτσι ώστε η πλευρική πίεση που ασκείται στην πλευρά του εμβόλου λόγω πλαγιότητας του διωστήρα να κυμαίνεται από 12 έως 20 kp/cm^2 .

Ένας προσεγγιστικός υπολογισμός της θέσης του πείρου σύνδεσης του εμβόλου με τον διωστήρα γίνεται βάσει της διάστασης h :

$$h = (0,48 \div 1,0) \cdot d = 0,48 \cdot 7,9965 \Rightarrow h = 3,75 \text{ cm} \quad (87)$$

Η διάμετρος του πείρου d_π δίδεται ως δεδομένο ενώ το μήκος του, l_π θα υπολογιστεί από την σχέση 88:

$$d_\pi = 2,1 \text{ cm}$$

$$l_\pi = (0,35 \div 0,50) \cdot d \Rightarrow l_\pi = 0,4 \cdot 7,9965 \Rightarrow l_\pi = 3,2 \text{ cm} \quad (88)$$

Θεωρώντας αμελητέο το βάρος των ελατηρίων και υποθέτοντας ότι το έμβολο έχει κυλινδρικό σχήμα η μάζα του εμβόλου m_4 υπολογίζεται από την σχέση $m_4 = \rho \cdot V$ όπου:

ρ : η πυκνότητα του φαιού χυτοσίδηρου ($\rho = 0,0072 \text{ kg/cm}^3$),
 V : ο όγκος του υλικού του εμβόλου [cm^3].

Ο συνολικός όγκος του υλικού του εμβόλου υπολογίζεται συναρτήσει των διαστάσεων του εμβόλου. Με τη βοήθεια του σχήματος 10 προκύπτει η ακόλουθη σχέση για τον υπολογισμό του (όλες οι διαστάσεις μπαίνουν σε cm):

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi d^2}{4} L - \left[\frac{\pi (d - 2t_3)^2}{4} (L - t_1) + \frac{\pi d_\pi^2}{4} (d - 1) \right] \Rightarrow \\ \Rightarrow V &= \frac{3,14 \cdot 7,9965^2}{4} \cdot 6 - \left[\frac{3,14 \cdot (7,9965 - 2 \cdot 0,88)^2}{4} (6 - 1,04) + \frac{3,14 \cdot 2,1^2}{4} (7,9965 - 1) \right] \\ \Rightarrow V &= 125,52 \text{ cm}^3 \quad (89) \end{aligned}$$

Συνεπώς η μάζα του εμβόλου m_4 υπολογίζεται εύκολα τώρα.

$$m_4 = \rho \cdot V \Rightarrow m_4 = 0,0072 \cdot 125,48 \Rightarrow m_4 = 0,904 \text{ kg}$$

B) Υπολογισμός μάζας διωστήρα m_3

Ως αρχή, για την δημιουργία διωστήρα οι κατασκευαστές χρησιμοποιούν το σχήμα 11 που ακολουθεί στο τέλος της παρούσας ενότητας. [11,12]

Η εγκάρσια τομή του διωστήρα μπορεί να είναι κυκλική (βαρέως τύπου μηχανές), ορθογωνική (ταχύστροφες μηχανές) ή σχήματος διπλού T (ταχύστροφες μηχανές). Το μήκος που εκλέγεται για την κατασκευή του διωστήρα είναι $l_0=125 \text{ mm} = 12,5 \text{ cm}$. Η απαραίτητη διάμετρος του διωστήρα υπολογίζεται από την αντοχή του. Επειδή ο λυγισμός του διωστήρα είναι η δυσμενέστερη καταπόνηση από την θλίψη και τον εφελκυσμό χρησιμοποιείται το κριτήριο Euler. [13]

$$P = \frac{P_{kr}}{S} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{S \cdot l_0^2} \quad (90)$$

όπου

- P : Η δύναμη λυγισμού (σε kp).
- P_{kr} : Το κρίσιμο φορτίο λυγισμού (σε kp)
- E : Μέτρο ελαστικότητας (σε kp/cm^2)
- J : Αξονική ροπή αδράνειας της τομής (σε cm^4)
- S : Συντελεστής ασφαλείας
- l_0 : Το μήκος του διωστήρα, σε (cm)

Η ροπή αδράνειας εκφράζεται συναρτήσει της διαμέτρου του διωστήρα έτσι μπορούμε να εισάγουμε στον τύπο το ζητούμενο δηλαδή την διάμετρο. Η ροπή αδράνειας δίδεται από τον παρακάτω τύπο:

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \Rightarrow d^4 = \frac{64 \cdot J}{\pi}$$

Αντικαθιστώντας τον παραπάνω τύπο στην σχέση 90 βρίσκουμε την εξίσωση από την οποία υπολογίζεται η διάμετρος του διωστήρα.

$$P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{S \cdot l_0^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \pi \cdot d^4}{64 \cdot S \cdot l_0^2} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d^4}{64 \cdot S \cdot l_0^2} \Rightarrow d^4 = \frac{64 \cdot P \cdot S \cdot l_0^2}{\pi^3 \cdot E}$$

Η δύναμη λυγισμού είναι η δύναμη που προκαλούν τα καυσαέρια στον διωστήρα όταν σπρώχνουν το έμβολο και έχει υπολογιστεί στην σελίδα 60:

$$P=4076,48 \text{ kp}$$

Εκλέγοντας υλικό κατασκευής σφυρήλατο χάλυβα οι τιμές των μεγεθών είναι:

$$s=25$$

$$E=2200000 \text{ kp/cm}^2$$

Με αυτά τα δεδομένα γνωστά μπορούμε να υπολογίσουμε εύκολα την διάμετρο του διωστήρα.

$$d^4 = \frac{64 \cdot 4076,48 \cdot 25 \cdot 12,5^2}{\pi^3 \cdot 2200000} \Rightarrow d = 1,966 \text{ cm}$$

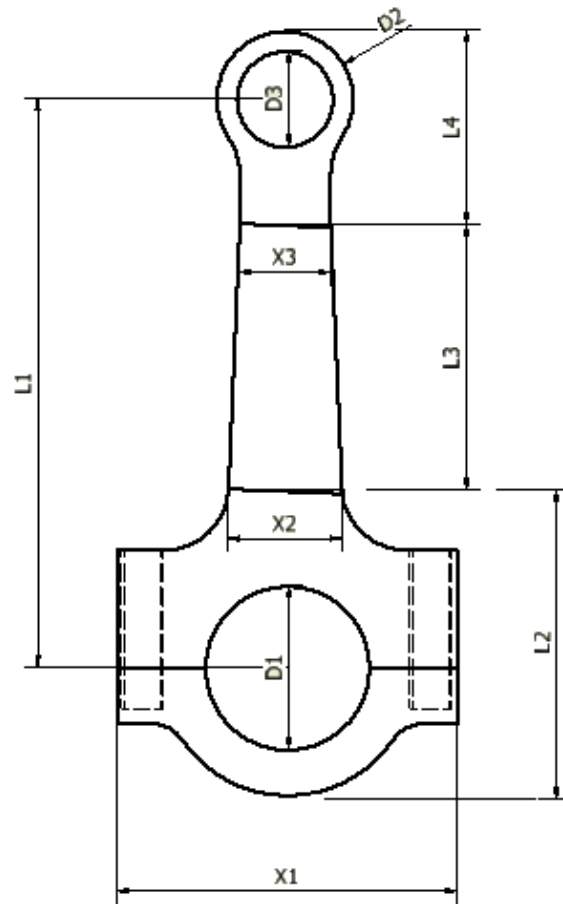
Η διάμετρος που έχει υπολογιστεί παραπάνω είναι η ελάχιστη δυνατή έτσι ώστε ο διωστήρας να αντέχει. [11]

Από τον υπολογισμό της μάζας του εμβόλου έχει βρεθεί η διάμετρος του πείρου d_π και το μήκος l . Θεωρώντας ότι το πάχος της άνω κεφαλής είναι ίσο με το πάχος της κάτω κεφαλής και ότι οι δύο κεφαλές είναι σχήματος δακτυλιδιού ο όγκος του υλικού του διωστήρα δίνεται:

$$\begin{aligned} V &= \left[(x_1 \cdot L_2) - \frac{\pi D_1^2}{4} \right] \cdot z_1 \cdot 0,8 + \left[L_3 \cdot \left(\frac{x_3 + x_2}{2} \right) \right] \cdot z_2 \cdot 0,6 + \\ & \left[\frac{\pi D_2^2}{4} - \frac{\pi D_3^2}{4} \right] \cdot z_3 + \left[\left(\frac{x_3 + D_3}{2} \right) \cdot (L_4 - D_2) \right] \cdot z_3 \cdot 0,9 \Rightarrow \\ V &= \left[(7,4 \cdot 6,6) - \frac{3,14 \cdot 3,6^2}{4} \right] \cdot 1,4 \cdot 0,8 + \left[5,8 \cdot \left(\frac{4,5}{2} \right) \right] \cdot 0,8 \cdot 0,6 + \\ & \left[\frac{3,14 \cdot 3,2^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 2,1^2}{4} \right] \cdot 1,4 + \left[\left(\frac{2+2,1}{2} \right) \cdot (2,8-3,2) \right] \cdot 1,4 \cdot 0,9 \Rightarrow \\ \Rightarrow V &= 58,82 \text{ cm}^3 \end{aligned} \tag{90}$$

Με γνωστό τον όγκο η μάζα του διωστήρα υπολογίζεται πολύ εύκολα. Συνεπώς η μάζα του διωστήρα m_3 δίδεται από την σχέση 91 που ακολουθεί όπου $\rho = 0,0078 \text{ kg/cm}^3$ η πυκνότητα του σφυρήλατου χάλυβα.

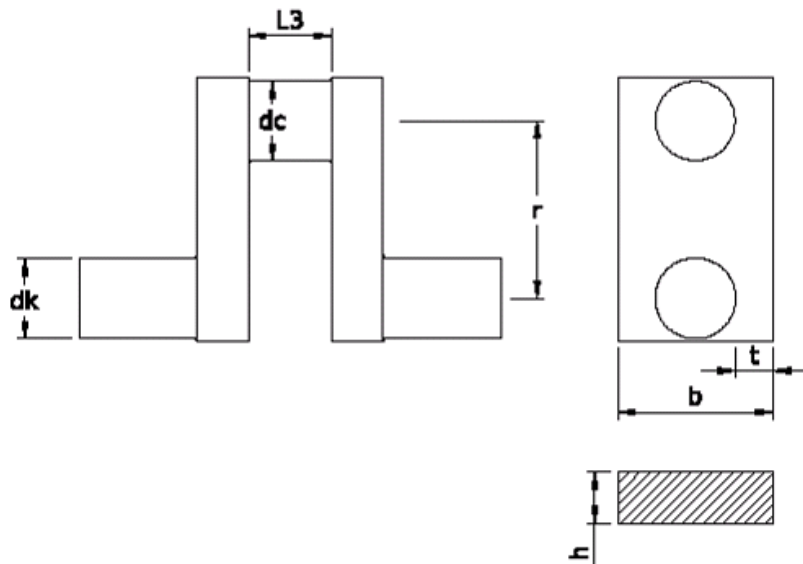
$$m_3 = \rho \cdot V \Rightarrow m_3 = 0,0078 \cdot 58,82 \Rightarrow m_3 = 0,46 \text{ kg} \tag{91}$$



Σχήμα 11 (α) : Διωστήρας

Γ) Υπολογισμός μάζας στροφείου m_2

Ο υπολογισμός του στροφείου θα στηριχτεί στα στατιστικά στοιχεία κατασκευής μηχανών Diesel όπως έγινε και στους υπολογισμούς των μαζών του εμβόλου και του διωστήρα. Στο σχήμα 12 φαίνονται οι κυριότερες διαστάσεις του στροφείου.



Σχήμα 12 : Στροφείο

Για τον υπολογισμό των βασικών διαστάσεων είναι απαραίτητος υπολογισμός της διαμέτρου του κομβίου βάσης d_k . [13]

Η ροπή στρέψης στο κομβίο της βάσης δίδεται από την σχέση που ακολουθεί:

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} \Rightarrow M_d = 71620 \frac{6}{3600} \Rightarrow M_d = 119,36 \text{ [kp} \cdot \text{cm]} \quad (92)$$

M_d : Ροπή στρέψης [σε $\text{kp} \cdot \text{cm}$]

N : Ισχύς [σε hp]

n : Στροφές [σε RPM]

d_c : Διάμετρος άνω κομβίου [σε cm]

d_k : Διάμετρος κάτω κομβίου [σε cm]

Η διάμετρος των κομβίων επιλέγεται με βάση το εγχειρίδιο των μονοκύλινδρων κινητήρων [11]. Έτσι παίρνουν την παρακάτω τιμή:

$$d_k = d_c = 3,16 \text{ cm}$$

Η ροπή αντίστασης W είναι συνάρτηση του κύβου της διαμέτρου του κάτω κομβίου. Συγκεκριμένα, υπολογίζεται από την σχέση 93 που ακολουθεί:

$$W = \frac{\pi d_k^3}{16} \Rightarrow W = \frac{3,14 \cdot 3,16^3}{16} \Rightarrow W = 6,19 \text{ cm}^3 \quad (93)$$

Η αναπτυσσόμενη τάση λόγω στρέψης τ_d δίνεται από την σχέση 94:

$$\tau_d = \frac{M_d}{W} = \frac{119,36}{6,19} \Rightarrow \tau_d = 19,28 \text{ kp/cm}^2 \quad (94)$$

Όπως δίνεται και στο βιβλίο “Στοιχεία Μηχανών” [13], ως όριο για την ροπή στρέψης λαμβάνεται η τιμή των 250 kp/cm^2 . Συγκεκριμένα, το όριο δίδεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\tau_d = \frac{M_d}{W} \leq 250 \text{ kp/cm}^2$$

Η τιμή που βρήκαμε είναι μικρότερη από το όριο άρα η αναπτυσσόμενη ροπή στρέψης είναι αποδεκτή, το στροφέιο δεν θα αντιμετωπίσει πρόβλημα αντοχής. Έτσι μπορούμε να προχωρήσουμε στην διαστασιολόγηση του. Από τις τιμές του κατασκευαστικού εγχειριδίου YANMAR [11], όπως και στο βιβλίο “Internal Combustion Engine Fundamentals” [19], μπορούμε να υπολογίσουμε τις διαστάσεις του στροφείου και τη μάζα του, όπως ακολουθούν παρακάτω από τις σχέσεις 95 έως και 100:

Για το πάχος h του σύνθετου άξονα:

$$h = 0,625 \cdot d_k = 0,625 \cdot 3,16 \Rightarrow h = 1,975 \text{ cm} \quad (95)$$

Για το πάχος t του υλικού γύρω από τα κομβία:

$$t = 0,438 \cdot d_k = 0,438 \cdot 3,16 \Rightarrow t = 1,384 \text{ cm} \quad (96)$$

Το πλάτος b ισούται:

$$b = d_k + 2 \cdot t = 3,16 + 2 \cdot 1,384 \Rightarrow b = 5,928 \text{ cm} \quad (97)$$

Το μήκος L_3 δίνεται:

$$L_3 = (0,7 \div 1,1) \cdot d = 1 \cdot 3,16 \Rightarrow L_3 = 3,16 \text{ cm} \quad (98)$$

Ο όγκος του υλικού του στροφείου είναι κατά προσέγγιση:

$$V=2 \cdot b \cdot h \cdot (r+d_k) + \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} L_3, \text{ όπου} \quad (99)$$

- V : Ο όγκος του στροφείου, σε [cm³],
b : Το πλάτος του στροφείου, σε [cm],
h : Το πάχος του σύνθετου άξονα, σε [cm],
r : Η ακτίνα του στροφάλου, ίση με 31[mm] ή 3,1[cm],
d_k : Η διάμετρος του κομβίου βάσης, σε [cm],
L₃ : Το μήκος του στροφείου, σε [cm].

Με όλα τα δεδομένα γνωστά μπορεί εύκολα να υπολογιστεί ο όγκος του στροφείου. Έτσι προκύπτει:

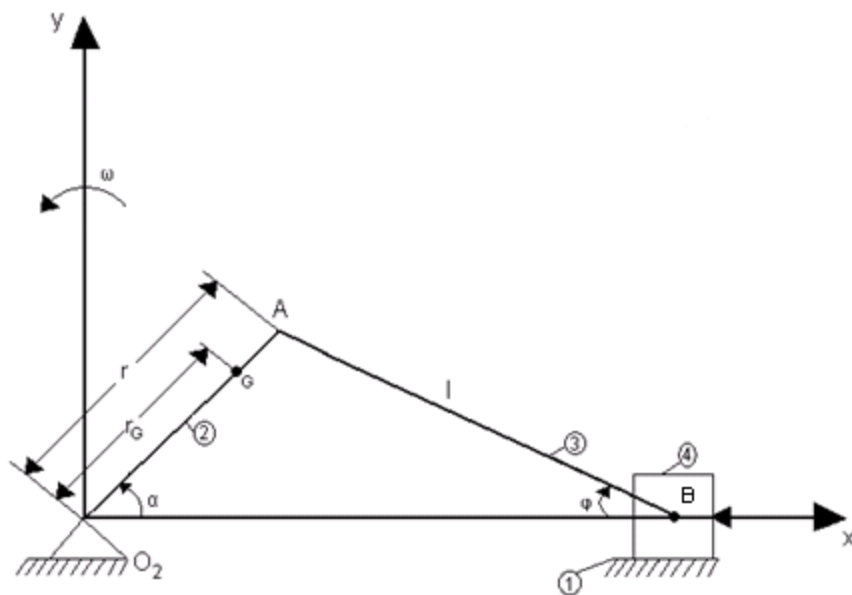
$$\Rightarrow V=2 \cdot 5,928 \cdot 1,975 \cdot (3,1+3,16) + \frac{3,14 \cdot 3,16^2}{4} \cdot 3,16 \Rightarrow V=171,35\text{cm}^3$$

Με γνωστό τον όγκο του στροφείου απαιτείται μόνο η πυκνότητα του υλικού έτσι ώστε να υπολογιστεί η μάζα του. Το χρησιμοποιούμενο υλικό των στροφαλοφόρων είναι σύνθετοι χάλυβες, νικελιούχοι, χρωμιούχοι κ.λ.π με πυκνότητα $\rho=0.0079 \text{ kg/cm}^3$. Η μάζα του στροφείου είναι συνεπώς:

$$m_2=\rho \cdot V=0,0079 \cdot 171,35 \Rightarrow m_2=1,354\text{kg} \quad (100)$$

Δ) Ισοδύναμες μάζες

Για τον υπολογισμό των ισοδύναμων μαζών είναι απαραίτητες οι γνώσεις από τα συμπεράσματα, τα αποτελέσματα και τις μελέτες που έχουν γίνει βάση πειραμάτων από καταξιωμένες κατασκευάστριες εταιρίες. Αν και προσεγγιστική μέθοδος δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα από άποψη αντοχής υλικών διότι βασίζεται σε πρακτικούς υπολογισμούς και πειραματικές βελτιώσεις. Στο σχήμα 13 φαίνεται η συνδεσμολογία μιας μηχανής στην οποία η μάζα του στροφείου m_2 δεν ισορροπεί επειδή το Κ.Β. G_2 βρίσκεται πάνω στο στρόφαλο σε απόσταση r_G από τον άξονα περιστροφής. Στην ανάλυση για τις δυνάμεις αδράνειας απλουστεύουμε το πρόβλημα με την τοποθέτηση μάζας m_{2A} σημείο Α. Επίσης διαιρούμε τη μάζα m_3 σε δύο μέρη, το m_{3B} θεωρούμενο στο πείρο Β και το m_{3A} στο σημείο σύνδεσης Α. [10,19]



Σχήμα 13 : Συνδεσμολογία μιας μηχανής.

Σύμφωνα με την βιβλιογραφική πηγή 19 κάνουμε χρήση των παρακάτω τύπων:

$$m_{3A} = \frac{2}{3} m_3 \quad (101)$$

$$m_{3B} = \frac{1}{3} m_3 \quad (102)$$

$$m_{2A} = \frac{2}{3} m_2 \quad (103)$$

Με δεδομένες τις τιμές των $m_2=1,354$ kg και $m_3=0,46$ προκύπτουν ως τιμές των τριών μαζών οι ακόλουθες: $m_{3A}=0,31$ kg, $m_{3B}=0,15$ kg, $m_{2A}=0,901$ kg. Άρα οι ισοδύναμες μάζες στα σημεία Α και Β είναι:

$$m_A = m_{2A} + m_{3A} \Rightarrow m_A = 1,211 \text{ kg} \quad (104)$$

$$m_B = m_{3B} + m_4 \Rightarrow m_B = 1,054 \text{ kg} \quad (105)$$

E) Δυνάμεις αδράνειας

Η συνολική δύναμη αδράνειας για όλα τα κινούμενα μέρη της μηχανής αποτελείται από τη δύναμη αδράνειας των περιστρεφόμενων μαζών και από την δύναμη αδράνειας των παλινδρομουσών μαζών. Αν οριστεί ω η γωνιακή ταχύτητα του τροφείου, τότε με τη βοήθεια των εξισώσεων από τη κινηματική ανάλυση του κινητήρα, οι συνιστώσες της δύναμης αδράνειας είναι: [10]

$$F_x = (m_A + m_B) \cdot r\omega^2 \cdot \cos\alpha + (m_B \cdot \lambda) \cdot r\omega^2 \cos 2\alpha \quad \text{σε [N]} \quad (106)$$

$$F_y = (m_A \cdot r\omega^2) \cdot \sin\alpha \quad \text{σε [N]} \quad \text{όπου,} \quad (107)$$

F_x : Συνιστώσα δύναμης αδράνειας, στην x κατεύθυνση, σε [N],

F_y : Συνιστώσα δύναμης αδράνειας, στην y κατεύθυνση, σε [N],

m_A : Ισοδύναμη μάζα στο σημείο A, σε [kg],

m_B : Ισοδύναμη μάζα στο σημείο B, σε [kg],

r : Ακτίνα του τροφάλου, σε [m],

ω : Γωνιακή ταχύτητα του τροφείου, σε [rad/sec],

α : Γωνιά περιστροφής, σε μοίρες.

λ : Ο λόγος r/l .

Η επίλυση των συνιστωσών των δυνάμεων αδράνειας παρουσιάζονται στα παραρτήματα 4 και 5. Εδώ απλώς τοποθετούνται δύο εκ των λύσεων.

Υπολογισμός των συνιστωσών δυνάμεων αδράνειας F_x :

$$0^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 1 + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 1 = 11,12 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Υπολογισμός των συνιστωσών δυνάμεων αδράνειας F_y :

$$30^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot 0,5 = 2,67 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Συνηθίζεται το κομμάτι της δύναμης που είναι σε κυκλική συχνότητα ω (rad/s), να αναφέρεται σαν στοιχειώδης δύναμη αδράνειας ενώ το τμήμα σε συχνότητα 2ω (rad/s) σαν δευτερεύουσα δύναμη αδράνειας. Πρέπει να σημειωθεί ότι η κατακόρυφη συνιστώσα F_y έχει μόνο αρχική δύναμη αδράνειας και γι' αυτό μεταβάλλεται ευθέως με την ταχύτητα του τροφαλοφόρου. Αντίθετα, η οριζόντια συνιστώσα αποτελείται από ένα μέρος που μεταβάλλεται ευθέως με την ταχύτητα του τροφαλοφόρου και από ένα δευτερεύον μέρος μεταβαλλόμενο δύο φορές την ταχύτητα του τροφαλοφόρου.

16. ΦΟΡΤΙΣΕΙΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΒΑΣΗΣ - ΡΟΠΗ ΣΤΡΟΦΑΛΟΦΟΡΟΥ ΑΞΟΝΑ

Σχεδιάζοντας μία παλινδρομική μηχανή πρέπει να ξέρουμε τις δυνάμεις που καταπονούν τα έδρανα και πως αυτές μεταβάλλονται κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Αυτό είναι αναγκαίο για την κατάλληλη εκλογή των εδράνων βάσης, καθώς και για το σχεδιασμό των άλλων μερών της μηχανής. Οι τελικές φορτίσεις των εδράνων αποτελούνται από τις ακόλουθα συνιστώσες.

- α) Τις συνιστώσες των δυνάμεων καυσαερίων.
- β) Τη δύναμη αδράνειας από το βάρος του εμβόλου.
- γ) Τη δύναμη αδράνειας λόγω της μάζας του διωστήρα.

Η αναλυτική παρουσίαση της διανυσματικής άθροισης αυτών των δυνάμεων συνεχίζεται στο παράρτημα του τεύχους. [6,7,8,9]

Η συνολική δύναμη από το έμβολο στα τοιχώματα είναι:

$$F_{41} = -[(m_{3B} + m_4) x' + P] \tan \alpha \text{ σε [N]} \quad (108)$$

Η δύναμη στον πείρο του εμβόλου είναι:

$$F_{34} = (m_4 x' + P) - [(m_{3B} + m_4) x' + P] \tan \alpha \text{ σε [N]} \quad (109)$$

Η δύναμη στο πείρο του στροφάλου

$$F_{32} = [m_{3A} r \omega^2 \cos \alpha - (m_{3B} + m_4) x' + P] + \{m_{3A} r \omega^2 \sin \alpha + [(m_{3B} + m_4) x' + P] \tan \alpha\} \text{ σε [N]} \quad (110)$$

Η δύναμη στο στροφαλοφόρο άξονα:

$$F_{21} = F_{32} \text{ σε [N]} \quad (111)$$

Ροπή στροφαλοφόρου άξονα ονομάζεται η ροπή που παραδίνεται από το στροφαλοφόρο άξονα στο φορτίο και ισούται:

$$T_{21} = -F_{41} X = [(m_{3B} + m_4) x' + P] \cdot X \cdot \tan \alpha \text{ σε [kN} \cdot \text{m]} \quad (112)$$

Όπου για όλα τα παραπάνω ισχύουν:

- F_{41} : Η συνολική δύναμη από το έμβολο στα τοιχώματα
 F_{34} : Η δύναμη στον πείρο του εμβόλου
 F_{32} : Η δύναμη στον πείρο του στροφάλου
 F_{21} : Η δύναμη στον στροφαλοφόρο άξονα
 T_{21} : Η ροπή του στροφαλοφόρου άξονα
 m_{3A} : Η μάζα του διωστήρα που κατανέμεται στο σημείο A (σχήμα 13), σε [kg].
 m_{3B} : Η μάζα του διωστήρα που κατανέμεται στον πείρο B (σχήμα 13), σε [kg].
 m_4 : Η μάζα του εμβόλου, σε [kg].
 r : Η ακτίνα του στροφαλοφόρου, σε [m].
 ω : Η γωνιακή ταχύτητα, σε [rad/sec].
 α : Η γωνία του στροφάλου, σε μοίρες.
 P : Η δύναμη των καυσαερίων, σε [N].
 X : Η μετατόπιση του εμβόλου σε κάθε γωνία, σε [m].
 x' : Η επιτάχυνση του εμβόλου σε κάθε γωνία, σε [m/sec²].

Οι λύσεις ακολουθούν στα παραρτήματα 6, 7, 8 και 9 αντίστοιχα. Εδώ παρατίθεται μόνο ο υπολογισμός κάθε δύναμης για μια γωνία, απλώς για να φανεί πως έχουν συμπληρωθεί τα παραρτήματα.

Υπολογισμός της συνολικής δύναμης από το έμβολο στα τοιχώματα:

$$0^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot 5,49+43914,2] \cdot 0 = 0 \text{ N}$$

Υπολογισμός της δύναμης στον πείρο του εμβόλου:

$$30^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot 4,36+43914,2) - [(0,15+0,904) \cdot 4,36+43914,2] \cdot 0,577 = 17,2 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Υπολογισμός της δύναμης στο πείρο του στροφάλου:

$$60^\circ \quad F_{21} = F_{32} = [0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,5 - (0,15+0,904) \cdot 1,65+43914,2] \\ + \{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,866 + [(0,15+0,904) \cdot 1,65+43914,2] \cdot 1,732\} = 123,08 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Υπολογισμός της ροπής του στροφαλοφόρου άξονα:

$$90^\circ \quad T_{21} = -(\infty) \cdot 0,0348 = \infty$$

17. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΜΕΡΩΝ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ

Στο τελευταίο αυτό κεφάλαιο θα γίνει περιγραφή των κυρίων μερών της μηχανής και θα δοθούν στοιχεία βάσει των οποίων γίνεται ο έλεγχος σε αντοχή. Οι απαραίτητες διαστάσεις για την ασφαλή λειτουργία του κινητήρα δεν υπολογίζονται, αφού απαιτείται πειραματισμός και βελτιώσεις διαστάσεων και μαζών. Η εργασία αυτή υπάγεται στο κατασκευαστικό σχεδιασμό και υπερβαίνει τα όρια της διπλωματικής αυτής εργασίας.

1. Περιγραφή της μηχανής

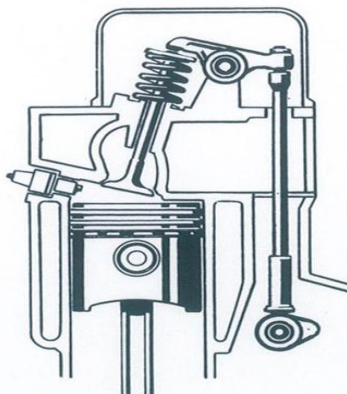
Στο σχήμα 15 φαίνεται μια τετράχρονη Diesel μηχανή που αποτελείται από το συγκρότημα της βάσης και του σώματος της μηχανής, το σώμα των κυλίνδρων μέσα στο οποίο τοποθετείται το χιτώνιο, το έμβολο με τα ελατήρια στεγανότητας και το πείρο, που αποτελεί το συμπλήρωμα για τη δημιουργία του χώρου καύσης.

Στο σχήμα 14 παρατηρούμε την κυλινδροκεφαλή που αποτελεί το επιστέγασμα του χώρου καύσης και πάνω σε αυτή τοποθετούνται οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής, η βαλβίδα έγχυσης καυσίμου και άλλα βοηθητικά εξαρτήματα.

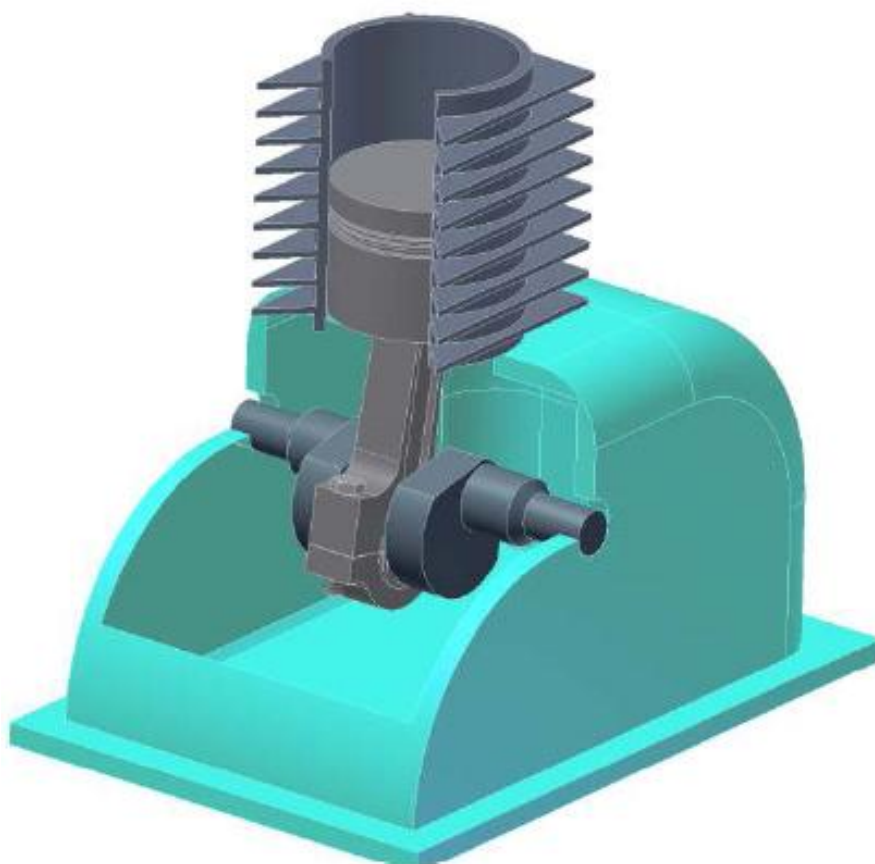
Επίσης, παρατηρούμε το διωστήρα που μετατρέπει τη παλινδρομική κίνηση του εμβόλου σε περιστροφική του στροφαλοφόρου άξονα. Αυτός συνδέεται με το πάνω άκρο του (άνω κεφαλή) με το έμβολο, με το δε άλλο άκρο του (κάτω κεφαλή) με το στροφαλοφόρο άξονα μέσω τριβέων (κουζινέτων).

Το στροφαλοφόρο άξονα (σχήμα 18), που φέρει στο ένα άκρο του κατάλληλη υποδοχή, ώστε να είναι δυνατή η σύνδεση του μηχανισμού στον οποίο θα μεταβιβαστεί η παραγόμενη ενέργεια.

Επειδή το σταθερό μέρος της μηχανής δεν μπορεί να αντιμετωπίσει τις αναπτυσσόμενες δυνάμεις και ροπές που μεταβιβάζονται από το κινούμενο μέρος, το όλο συγκρότημα εδράζεται σε πολύ ισχυρή θεμελίωση. Ο τύπος και η ισχύς της μηχανής είναι τα κύρια στοιχεία που καθορίζουν την κατασκευή του σταθερού μέρους και της θεμελίωσης. [1,2]



Σχήμα 14 : Κυλινδροκεφαλή



Σχήμα 15 : Τετράχρονη Diesel

2. Βάση της μηχανής

Το συνηθέστερο υλικό κατασκευής είναι ο χυτοσίδηρος αν και για εξοικονόμηση βάρους μπορεί να χρησιμοποιηθεί χυτοχάλυβας. Σε μικρές ταχύστροφες μηχανές μπορούν να χρησιμοποιηθούν κράματα αλουμινίου. Το κάτω μέρος της βάσης διαμορφώνεται κατάλληλα ώστε να μπορεί να χρησιμοποιηθεί σαν ελαιολεκάνη (κάρτερ). Εσωτερικά υπάρχουν νευρώσεις με τις οποίες ενισχύεται η αντοχή στις μεταβιβαζόμενες καταπονήσεις κατά την διάρκεια της λειτουργίας της μηχανής. [1,2,3]

3. Ο σκελετός της μηχανής

Σε μια μονοκύλινδρη μηχανή, ο σκελετός χρησιμεύει για τη στήριξη των κυλίνδρων, τη σύνδεση τους με τη βάση και τη δημιουργία χώρου για το στροφαλοφόρο άξονα.

Το σχήμα του σκελετού ποικίλει, ανάλογα με τον τύπο της μηχανής και τον κατασκευαστή. Σαν υλικό κατασκευής συνήθως εκλέγεται ο χυτοσίδηρος ενώ μερικοί κατασκευαστές προτιμούν τη συγκολλητή κατασκευή.

4. Το σώμα των κυλίνδρων

Σκοπός της ύπαρξης του σώματος των κυλίνδρων είναι η υποδοχή των χιτωνίων της μηχανής και η στήριξη των κυλινδροκεφαλών. Σε μηχανές μικρής ισχύος το σώμα των κυλίνδρων κατασκευάζεται ενιαίο, ενώ σε μεγαλύτερες κατασκευάζεται από ένα ή δύο κομμάτια (κάθε ένα αντιστοιχεί σε 3-6 κυλίνδρους).

Το υλικό κατασκευής είναι συνήθως ο λεπτόκοκκος χυτοσίδηρος ενώ χρησιμοποιείται και χυτοχάλυβας. Ο κύλινδρος της μηχανής δοκιμάζεται σε υδραυλική πίεση 150% της πίεσης λειτουργίας. [1,2,3]

5. Το χιτώνιο

Το χιτώνιο τοποθετείται στο σώμα των κυλίνδρων της μηχανής, και είναι ένα από τα κύρια μέρη που αποτελούν το θάλαμο καύσης της μηχανής. Οι καταπονήσεις τις οποίες υφίσταται το χιτώνιο προέρχονται από τη πίεση των καυσαερίων και από τη διάφορα θερμοκρασίας μεταξύ της εσωτερικής και εξωτερικής επιφάνειάς του.

Σαν υλικό κατασκευής χρησιμοποιείται ο περλιτικός χυτοσίδηρος με τη προσθήκη χρωμίου για την αύξηση της σκληρότητας του. Με τη ηλεκτρολυτική επιχρωμίωση μπορεί να αυξηθεί η επιφανειακή σκληρότητα. [1,2,3]

6. Το έμβολο

Το έμβολο είναι από τα σοβαρότερα εξαρτήματα μιας μηχανής. Στη πάνω επιφάνεια του καταπονείται από πολύ ισχυρές θερμικές τάσεις, και την αναπτυσσόμενη πίεση στο χώρο καύσης η οποία μέσω του διωστήρα μεταφέρεται στο στροφαλοφόρο άξονα.

Το έμβολο εκτός από τη δημιουργία του χώρου καύσης, παρεμποδίζει την είσοδο λιπαντελαίου στο χώρο καύσης, μειώνει τις τριβές των χιτωνίων και είναι εξάρτημα ιδιαίτερης δυσκολίας σε θέμα μελέτης και σχεδιασμού σε μια μηχανή εσωτερικής καύσης.

Κάθε έμβολο αποτελείται από τη κεφαλή και το χιτώνιο ή οδηγό. Η κεφαλή είναι το μέρος που υποφέρει περισσότερο από την πίεση και τις υψηλές θερμοκρασίες του χώρου καύσης. Επειδή όμως η υψηλή θερμοκρασία μειώνει την αντοχή του μετάλλου, το έμβολο κατασκευάζεται παχύτερο στη κεφαλή ενώ συγχρόνως προβλέπεται και ψύξη.

Το υλικό κατασκευής των εμβόλων εξαρτάται από τον τύπο και το μέγεθος του. Συνηθισμένα υλικά είναι ο χυτοσίδηρος και ελαφρά κράματα αλουμινίου, κατασκευάζονται μονόχυτα και από ένα κομμάτι. Στα μεγαλύτερα έμβολα που κατασκευάζονται σε δυο κομμάτια, η μεν κεφαλή κατασκευάζεται από σφυρήλατο χάλυβα, το δε χιτώνιο από χυτοσίδηρο.

Το κυριότερο πλεονέκτημα των εμβόλων που κατασκευάζονται από αλουμίνιο είναι το μικρό βάρος και η μεγάλη θερμική αγωγιμότητα, με μειονέκτημα όμως τη μικρή αντοχή τους. Τα έμβολα αυτά χρησιμοποιούνται στις ταχύστροφες μηχανές. [1,2,3,11]

7. Διωστήρας

Ο διωστήρας είναι από τα μέρη της μηχανής που καταπονούνται περισσότερο λόγω του περιορισμένου χώρου και της αναγκαιότητας για ελάχιστες μάζες. Συνήθως ο διωστήρας έχει τη μορφή του σχήματος 17. Στο ύψος της κεφαλής του βρίσκεται το έδρανο που περιβάλλει τον πείρο. Ο τριβέας είναι ορειχάλκινος και είναι γνωστός σαν δακτυλίδι του πείρου. Η λίπανση του πείρου γίνεται μέσω της ατράκτου του διωστήρα.

Ο καλός σχεδιασμός του διωστήρα παίζει σημαντικό ρόλο στην ομαλή κατανομή των τάσεων, και στη λειτουργία όλης της μηχανής. Οι βασικές αρχές σχεδιασμού του διωστήρα είναι:

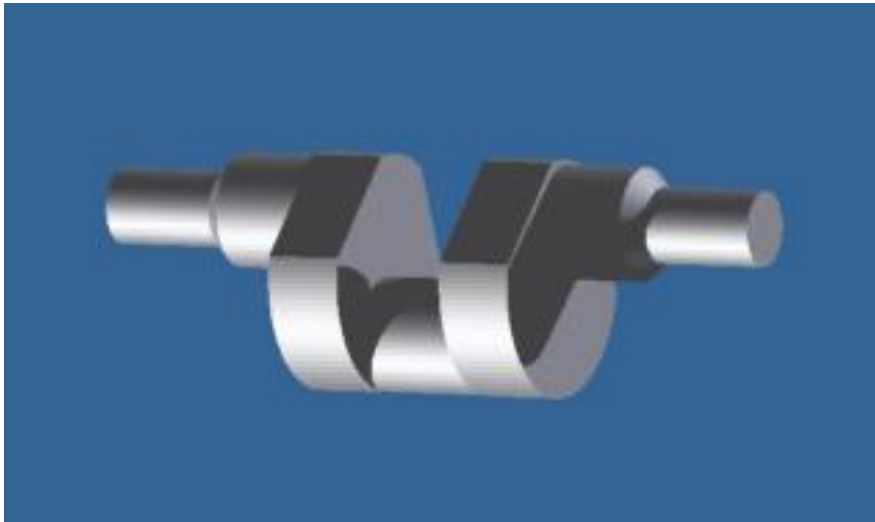
- α) η αποφυγή λεπτών ακμών για την αποτροπή συγκέντρωσης τάσεων,
- β) ενίσχυση των τοιχωμάτων γύρω από τα έδρανα με επιπλέον υλικό,
- γ) να μην υπάρχουν αιχμηρές χαραγιές και προσοχή στον καλό σχεδιασμό των κοχλιών. Το υλικό κατασκευής είναι συνήθως χάλυβας αντοχής $50 \div 60 \text{ Kp/cm}^2$ ή σύνθετος με αντοχή σε εφελκυσμό $85 \div 90 \text{ Kp/cm}^2$. [1,2,3,11]



Σχήμα 17 : Διωστήρας

8. Ο στροφαλοφόρος άξονας

Τα φορτία στο στροφαλοφόρο άξονα είναι αποτέλεσμα των τάσεων που οφείλονται στη κάμψη, στρέψη και διάτμηση σ' ολόκληρο το μήκος του άξονα. Σαν υλικό κατασκευής χρησιμοποιούνται για διάμετρο κυλίνδρου μέχρι 220mm ή διάμετρο κομβίου βάσης περίπου 150mm και σύνθετοι χάλυβες (Ni, Cr κλπ). Για μεγαλύτερες διαμέτρους κυλίνδρου και ολόσωμους άξονες, χρησιμοποιείται κοινός χάλυβας με όριο αντοχής 40-60 Kp/mm. Για ακόμα μεγαλύτερες διαμέτρους κυλίνδρου αλλά σύνθετους άξονες για τα κομβία χρησιμοποιείται κοινός χάλυβας όπως προηγουμένως, ενώ για τις παρειές είναι επιτρεπτή η χρησιμοποίηση χυτοχάλυβα. [1,2,3]



Σχήμα 18 : Στροφαλοφόρος άξονας

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Καθώς η εκπόνηση της εργασίας έχει ολοκληρωθεί, μπορούμε να εκφράσουμε κάποια συμπεράσματα από την όλη διαδικασία που ακολουθήθηκε.

Στόχος από την αρχή ήταν να σχεδιαστεί σε πρόγραμμα σχεδίασης ένας κινητήρας, ώστε με την τεχνολογική εξέλιξη που έχουν τα τελευταία χρόνια αυτά τα προγράμματα να παρατηρήσουμε την προσομοίωσή του στην οθόνη του υπολογιστή μας. Η μηχανή που επιλέχθηκε για μελέτη είναι κινητήρας μονοκύλινδρος τύπου diesel.

Για την κατανόηση και την μελέτη αυτού του αντικειμένου κρίθηκε αναγκαίο να μελετηθούν κάποια στοιχεία που αφορούν την λειτουργικότητα του καθώς και την συμπεριφορά του στο χώρο. Μερικά από αυτά είναι η καύση, τα καύσιμα, τα καυσαέρια που εκπέμπει ο κινητήρας στη ατμόσφαιρα, τα κρουστικά φαινόμενα καθώς και η συντήρηση του κινητήρα που γίνεται με τη λίπανση.

Εν συνεχεία μελετήσαμε όλα εκείνα τα στοιχεία για να μπορέσουμε να αποδώσουμε τις διαστάσεις του κινητήρα. Το έμβολο, ο διωστήρας, ο στροφαλοφόρος άξονας και ο κύλινδρος ήταν τα εξαρτήματα που μελετήσαμε.

Αφού αποδόθηκαν οι διαστάσεις, ο κινηματικός και ο δυναμικός υπολογισμός ήμασταν έτοιμοι να σχεδιάσουμε στο πρόγραμμα σχεδίασης INVENTOR PROFESSIONAL 2008 και να παρατηρήσουμε την τρισδιάστατη ανάπτυξη του κινητήρα που είχε ξεκινήσει ως ιδέα.

Ολοκληρώνοντας σχεδιαστικά ένα, ένα τα εξαρτήματα του κινητήρα σε τρισδιάστατη μορφή έγινε η ένωση αυτών και καταφέραμε να προσομοιώσουμε τον κινητήρα ολοκληρωμένο (τα αρχεία εσωκλείονται στο cd που παραδίδετε στη βιβλιοθήκη του τμήματος).

Από την χρήση του προγράμματος σχεδίασης Inventor καταλήξαμε σε ένα συμπέρασμα για το μέλλον και την εξέλιξη της τεχνολογίας.

Η τεχνολογική ανάπτυξη προϊόντων μηχανολογικής κατασκευής είναι σημαντική τόσο για το καταναλωτικό κοινό όσο και για το ανθρώπινο δυναμικό που συμβάλει στη δημιουργία τους.

Πλέον πιο σύνθετα και εξελιγμένα προϊόντα που κάποτε ήταν αδιανόητο να δημιουργηθούν από άποψη χρόνου και όγκου για να βγούνε στη μαζική παραγωγή, τώρα με τις δυνατότητες που προσφέρουν τα προγράμματα σχεδίασης επιτρέπουν την σύνθετη μελέτη (συμπεριφορά στο χώρο), την δοκιμή χωρίς ανάπτυξη στην πραγματικότητα αλλά εικονικά, γλυτώνοντας περαιτέρω έξοδα για τα υλικά κατασκευής και χρόνο πολύ περισσότερο για την κατασκευή του προϊόντος.

Έτσι ο κάθε κατασκευαστής έχει την δυνατότητα να τελειοποιήσει ένα αντικείμενο να παρατηρήσει τη λειτουργικότητα και την συμπεριφορά του με το σύνολο άλλων εξαρτημάτων (για ποιο σύνθετες κατασκευές), να το εξελίξει, και στη συνέχεια να το βγάλει στη παραγωγή.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Καραπάνος, Κοτσιλιέρης, Κουντουράς, Μ.Ε.Κ, Α' τεύχος, εκδόσεις ΥΠ.Ε.ΠΘ 2001
- [2] Endward Ralbovsky, Πετραιλεοκινητήρες αυτοκινήτων, 3η Ελληνική Έκδοση, Εκδόσεις Ίων, 2004
- [3] Αγερίδης Γεώργιος, Καραμπίλας, Ρώσης, Μ.Ε.Κ, Α' τεύχος, εκδόσεις ΥΠ.Ε.ΠΘ 2001
- [4] Ολυμπία Ζώγου, Δημητριάδης Λουκάς, άρθρο στην ΕΛΕΥΘΕΡΟΤΥΠΙΑ ,2-6-2008
- [5] Υπουργείο Περιβάλλοντος ενέργειας και κλιματικής αλλαγής (<http://www.minenv.gr/>), τελευταία ενημέρωση Ιούνιος 2011
- [6] Δημήτρης Μαυρομάτης, άρθρο στον διαδικτυακό τόπο, *Τεχνικά θέματα γύρω από τα λάδια*, "Κρουστική καύση στους diesel κινητήρες" (<http://www.clubseat.com.gr/Seat/en/viewtopic.jbb?t=253>), "Καύση μέσα σε ένα θάλαμο καύσης" (Combustion inside a combustion chamber) (<http://www.prcclub.gr/Topics/Technical/Combustion/Combustion.pdf>), τελευταία ενημέρωση Ιούνιος 2011
- [7] Wikipedia, Motor oil. (en.wikipedia.org/), τελευταία ενημέρωση Ιούνιος 2011
- [8] Μαυρίδης Κων/νος ,Μ.Ε.Κ, 2η έκδοση ,εκδόσεις Ίων 2006
- [9] Κων/νος Δελίδης, Τεχνική Θερμοδυναμική, εκδόσεις Ίων 2008
- [10] Heinz Grohe, Auto und dieselmotoren,(μτφ. Ολυμπία Ζώγου) 1990
- [11] Service manual yanmar, industrial diesel engine, Model L-A series
- [12] Ανδρέας Θεοδωρακάκος, Μ.Ε.Κ θεωρία ΤΕΙ Πειραιά 2010-2011
- [13] Στεργίου Ι., Στεργίου Κ., Στοιχεία Μηχανών, Σύγχρονη Εκδοτική 2003
- [14] Βασιλική Παπαμητούκα, Μηχανολογικό σχέδιο, ΥΠ.Ε.ΠΘ 1992
- [15] Α. Μαυρομάτης, Θεωρία μηχανών και μηχανισμών Ι,ΙΙ, εκδόσεις Ο.Ε.Δ.Β 1985
- [16] Β. Φραγκούλης, Τεχνική πλοίου IV-Ναυπηγεία, Τόμος Α, Εκδόσεις Αθήνα 1966.

[17] Από τον διαδικτυακό τόπο, “Mechanical engineering” (http://www.wiley.com/college/mechs/ferguson356174/wave_s.html), τελευταία ενημέρωση Ιούνιος 2011

[18] Από τον διαδικτυακό τόπο “Caroto.gr” (<http://www.caroto.gr/2009/03/03/diesel/>), τελευταία ενημέρωση Ιούνιος 2011

[19] John Heywood “Internal Combustion Engine Fundamentals”, εκδόσεις Mc Graw-Hill, 1988.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1

Υπολογισμός της θέσης εμβόλου:

$$0^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1-1+0,124\cdot 0)\Rightarrow X=0\text{mm}$$

$$30^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1-0,866+0,124\cdot 0,25)\Rightarrow X=5,11\text{mm}$$

$$60^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1-0,5+0,124\cdot 0,75)\Rightarrow X=18,38\text{mm}$$

$$90^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1-0+0,124\cdot 1)\Rightarrow X=34,84\text{mm}$$

$$120^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1+0,5+0,124\cdot 0,75)\Rightarrow X=49,38\text{mm}$$

$$150^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1+0,866+0,124\cdot 0,25)\Rightarrow X=58,81\text{mm}$$

$$180^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1+1+0,124\cdot 0)\Rightarrow X=62\text{mm}$$

$$210^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1+0,866+0,124\cdot 0,25)\Rightarrow X=58,81\text{mm}$$

$$240^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1+0,5+0,124\cdot 0,75)\Rightarrow X=49,38\text{mm}$$

$$270^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1-0+0,124\cdot 1)\Rightarrow X=34,84\text{mm}$$

$$300^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1-0,5+0,124\cdot 0,75)\Rightarrow X=18,38\text{mm}$$

$$330^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1-0,866+0,124\cdot 0,25)\Rightarrow X=5,11\text{mm}$$

$$360^\circ \quad X=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)\Rightarrow X=31(1-1+0,124\cdot 0)\Rightarrow X=0\text{mm}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2

Υπολογισμός ταχύτητας εμβόλου:

$$0^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(0 + 0,124 \cdot 0) \Rightarrow c = 0 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$30^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(0,5 + 0,124 \cdot 0,866) \Rightarrow c = 7,09 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$60^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(0,866 + 0,124 \cdot 0,866) \Rightarrow c = 11,37 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$90^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(1 + 0,124 \cdot 0) \Rightarrow c = 11,68 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$120^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(0,866 + 0,124 \cdot (-0,866)) \Rightarrow c = 8,86 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$150^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(0,5 + 0,124 \cdot (-0,866)) \Rightarrow c = 4,59 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$180^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(0 + 0,124 \cdot 0) \Rightarrow c = 0 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$210^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(-0,5 + 0,124 \cdot 0,866) \Rightarrow c = -4,59 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$240^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(-0,866 + 0,124 \cdot 0,866) \Rightarrow c = -8,86 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$270^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(-1 + 0,124 \cdot 0) \Rightarrow c = -11,68 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$300^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(-0,866 + 0,124 \cdot (-0,866)) \Rightarrow c = -11,37 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$330^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(-0,5 + 0,124 \cdot (-0,866)) \Rightarrow c = -7,09 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$360^\circ \quad c = \omega r \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \Rightarrow c = 376,8 \cdot 0,031(0 + 0,124 \cdot 0) \Rightarrow c = 0 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 3

Υπολογισμός της επιτάχυνσης του εμβόλου (διαιρεμένης διά 1000):

$$0^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (1 + 0,248 \cdot 1) \Rightarrow x' = 5,49 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$30^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (0,866 + 0,248 \cdot 0,5) \Rightarrow x' = 4,36 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$60^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (0,5 + 0,248 \cdot (-0,5)) \Rightarrow x' = 1,65 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$90^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (0 + 0,248 \cdot (-1)) \Rightarrow x' = -1,09 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$120^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (-0,5 + 0,248 \cdot (-0,5)) \Rightarrow x' = -2,75 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$150^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (-0,866 + 0,248 \cdot 0,5) \Rightarrow x' = -3,27 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$180^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (-1 + 0,248 \cdot 1) \Rightarrow x' = -3,31 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$210^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (-0,866 + 0,248 \cdot 0,5) \Rightarrow x' = -3,27 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$240^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (-0,5 + 0,248 \cdot (-0,5)) \Rightarrow x' = -2,75 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$270^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (0 + 0,248 \cdot (-1)) \Rightarrow x' = -1,09 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$300^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (0,5 + 0,248 \cdot (-0,5)) \Rightarrow x' = 1,65 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$330^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (0,866 + 0,248 \cdot 0,5) \Rightarrow x' = 4,36 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$360^\circ \quad x' = \frac{\omega^2 r}{1000} \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \Rightarrow x' = 1,42 \cdot 10^2 \cdot 0,031 \cdot (1 + 0,248 \cdot 1) \Rightarrow x' = 5,49 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 4

Υπολογισμός των συνιστωσών δυνάμεων αδρανείας F_x :

$$0^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 1 + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 1 = 11,12 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$30^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,866 + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,5 = 9,2 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$60^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,5 + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,5) = 4,41 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$90^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0 + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-1) = -1,15 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$120^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,5) + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,5) = -5,56 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$150^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,866) + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,5 = -8,06 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$180^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-1) + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 1 = -8,82 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$210^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,866) + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,5 = -8,06 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$240^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,5) + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,5) = -5,56 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$270^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0 + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-1) = -1,15 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$300^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,5 + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,5) = 4,41 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$330^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,866 + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,5 = 9,2 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$360^\circ \quad F_x = (1,211 + 1,054) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 1 + (1,054 \cdot 0,248) \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 1 = 11,12 \cdot 10^3 \text{N}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 5

Υπολογισμός των συνιστωσών δυνάμεων αδρανείας F_y :

$$0^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot 0 = 0\text{N}$$

$$30^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot 0,5 = 2,67 \cdot 10^3\text{N}$$

$$60^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot 0,866 = 4,62 \cdot 10^3\text{N}$$

$$90^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot 1 = 5,33 \cdot 10^3\text{N}$$

$$120^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot 0,866 = 4,62 \cdot 10^3\text{N}$$

$$150^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot 0,5 = 2,67 \cdot 10^3\text{N}$$

$$180^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot 0 = 0\text{N}$$

$$210^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot (-0,5) = -2,67 \cdot 10^3\text{N}$$

$$240^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot (-0,866) = -4,62 \cdot 10^3\text{N}$$

$$270^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot (-1) = -5,33 \cdot 10^3\text{N}$$

$$300^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot (-0,866) = -4,62 \cdot 10^3\text{N}$$

$$330^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot (-0,5) = -2,67 \cdot 10^3\text{N}$$

$$360^\circ \quad F_y = (1,211 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5) \cdot 0 = 0\text{N}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 6

Υπολογισμός της συνολικής δύναμης από το έμβολο στα τοιχώματα:

$$0^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot 5,49+43914,2] \cdot 0 = 0 \text{ N}$$

$$30^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot 4,36+43914,2] \cdot 0,577 = -25,34 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$60^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot 1,65+43914,2] \cdot 1,732 = -76,06 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$90^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot (-1,09)+43914,2] \cdot \infty = \infty$$

$$120^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot (-2,75)+43914,2] \cdot (-1,732) = 76,06 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$150^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot (-3,27)+43914,2] \cdot (-0,577) = 25,34 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$180^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot (-3,31)+43914,2] \cdot 0 = 0 \text{ N}$$

$$210^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot (-3,27)+43914,2] \cdot 0,577 = -25,34 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$240^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot (-2,75)+43914,2] \cdot 1,732 = -76,06 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$270^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot (-1,09)+43914,2] \cdot \infty = \infty$$

$$300^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot 1,65+43914,2] \cdot (-1,732) = 76,06 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$330^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot 4,36+43914,2] \cdot (-0,577) = 25,34 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$360^\circ \quad F_{41} = -[(0,15+0,904) \cdot 5,49+43914,2] \cdot 0 = 0 \text{ N}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 7

Υπολογισμός της δύναμης στο πείρο του εμβόλου:

$$0^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot 5,49 + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot 5,49 + 43914,2] \cdot 0 = 43,91 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$30^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot 4,36 + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot 4,36 + 43914,2] \cdot 0,577 = 17,2 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$60^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot 1,65 + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot 1,65 + 43914,2] \cdot 1,732 = -36,25 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$90^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot (-1,09) + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot (-1,09) + 43914,2] \cdot \infty = \infty$$

$$120^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot (-2,75) + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot (-2,75) + 43914,2] \cdot (-1,732) = 124,07 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$150^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot (-3,27) + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot (-3,27) + 43914,2] \cdot (-0,577) = 70,61 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$180^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot (-3,31) + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot (-3,31) + 43914,2] \cdot 0 = 43,91 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$210^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot (-3,27) + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot (-3,27) + 43914,2] \cdot 0,577 = 17,2 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$240^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot (-2,75) + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot (-2,75) + 43914,2] \cdot 1,732 = -32,74 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$270^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot (-1,09) + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot (-1,09) + 43914,2] \cdot \infty = \infty$$

$$300^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot 1,65 + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot 1,65 + 43914,2] \cdot (-1,732) = 124,1 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$330^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot 4,36 + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot 4,36 + 43914,2] \cdot (-0,577) = 70,63 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$360^\circ \quad F_{34} = (0,904 \cdot 5,49 + 43914,2) - [(0,15 + 0,904) \cdot 5,49 + 43914,2] \cdot 0 = 43,91 \cdot 10^3 \text{N}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 8

Υπολογισμός της δύναμης στο πείρο του στροφάλου:

$$0^\circ \quad F_{21}=F_{32} = [0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 1 - (0,15 + 0,904) \cdot 5,49 + 43914,2]$$

$$+ \{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0 + [(0,15 + 0,904) \cdot 5,49 + 43914,2] \cdot 0\} = 51,4 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$30^\circ \quad F_{21}=F_{32} = [0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,866 - (0,15 + 0,904) \cdot 4,36 + 43914,2]$$

$$+ \{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,5 + [(0,15 + 0,904) \cdot 4,36 + 43914,2] \cdot 0,577\} = 74,79 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$60^\circ \quad F_{21}=F_{32} = [0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,5 - (0,15 + 0,904) \cdot 1,65 + 43914,2]$$

$$+ \{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,866 + [(0,15 + 0,904) \cdot 1,65 + 43914,2] \cdot 1,732\} = 123,08 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$90^\circ \quad F_{21}=F_{32} = [0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0 - (0,15 + 0,904) \cdot (-1,09) + 43914,2]$$

$$+ \{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 1 + [(0,15 + 0,904) \cdot (-1,09) + 43914,2] \cdot \infty\} = \infty$$

$$120^\circ \quad F_{21}=F_{32} = [0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,5) - (0,15 + 0,904) \cdot (-2,75) + 43914,2]$$

$$+ \{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,866 + [(0,15 + 0,904) \cdot (-2,75) + 43914,2] \cdot (-1,732)\} = -34,86 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$150^\circ \quad F_{21}=F_{32} = [0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,866) - (0,15 + 0,904) \cdot (-3,27) + 43914,2]$$

$$+ \{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,5 + [(0,15 + 0,904) \cdot (-3,27) + 43914,2] \cdot (-0,577)\} = 22,05 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$180^\circ \quad F_{21}=F_{32} = [0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-1) - (0,15 + 0,904) \cdot (-3,31) + 43914,2]$$

$$+ \{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0 + [(0,15 + 0,904) \cdot (-3,31) + 43914,2] \cdot 0\} = 42,55 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$210^\circ \quad F_{21}=F_{32} = [0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,866) - (0,15 + 0,904) \cdot (-3,27) + 43914,2]$$

$$+ \{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,5) + [(0,15 + 0,904) \cdot (-3,27) + 43914,2] \cdot 0,577\} = 72,43 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$240^\circ \quad F_{21}=F_{32} = [0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,5) - (0,15 + 0,904) \cdot (-2,75) + 43914,2]$$

$$+ \{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,866) + [(0,15 + 0,904) \cdot (-2,75) + 43914,2] \cdot 1,732\} = 119,8 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$270^\circ \quad F_{21}=F_{32}=\left[0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0 - (0,15+0,904) \cdot (-1,09) + 43914,2\right]$$

$$+\{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-1) + [(0,15+0,904) \cdot (-1,09) + 43914,2] \cdot \infty\} = \infty$$

$$300^\circ \quad F_{21}=F_{32}=\left[0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,5 - (0,15+0,904) \cdot 1,65 + 43914,2\right]$$

$$+\{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,866) + [(0,15+0,904) \cdot 1,65 + 43914,2] \cdot (-1,732)\} = -28,97 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$330^\circ \quad F_{21}=F_{32}=\left[0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,866 - (0,15+0,904) \cdot 4,36 + 43914,2\right]$$

$$+\{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot (-0,5) + [(0,15+0,904) \cdot 4,36 + 43914,2] \cdot (-0,577)\} = 20,14 \cdot 10^3 \text{N}$$

$$360^\circ \quad F_{21}=F_{32}=\left[0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 1 - (0,15+0,904) \cdot 5,49 + 43914,2\right]$$

$$+\{0,31 \cdot 0,031 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0 + [(0,15+0,904) \cdot 5,49 + 43914,2] \cdot 0\} = 45,27 \cdot 10^3 \text{N}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 9

Υπολογισμός της ροπής του στροφαλοφόρου άξονα:

$$0^\circ \quad T_{21} = -(0) \cdot 0 = 0 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$30^\circ \quad T_{21} = -(-25,34) \cdot 0,0051 = 0,13 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$60^\circ \quad T_{21} = -(-76,06) \cdot 0,0184 = 1,39 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$90^\circ \quad T_{21} = -(\infty) \cdot 0,0348 = \infty$$

$$120^\circ \quad T_{21} = -(76,05) \cdot 0,0494 = -3,75 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$150^\circ \quad T_{21} = -(25,34) \cdot 0,0588 = -1,48 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$180^\circ \quad T_{21} = -(0) \cdot 0,0620 = 0 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$210^\circ \quad T_{21} = -(-25,34) \cdot 0,0588 = 1,48 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$240^\circ \quad T_{21} = -(-76,05) \cdot 0,0494 = 3,75 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$270^\circ \quad T_{21} = -(\infty) \cdot 0,0348 = \infty$$

$$300^\circ \quad T_{21} = -(76,05) \cdot 0,0184 = -1,39 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

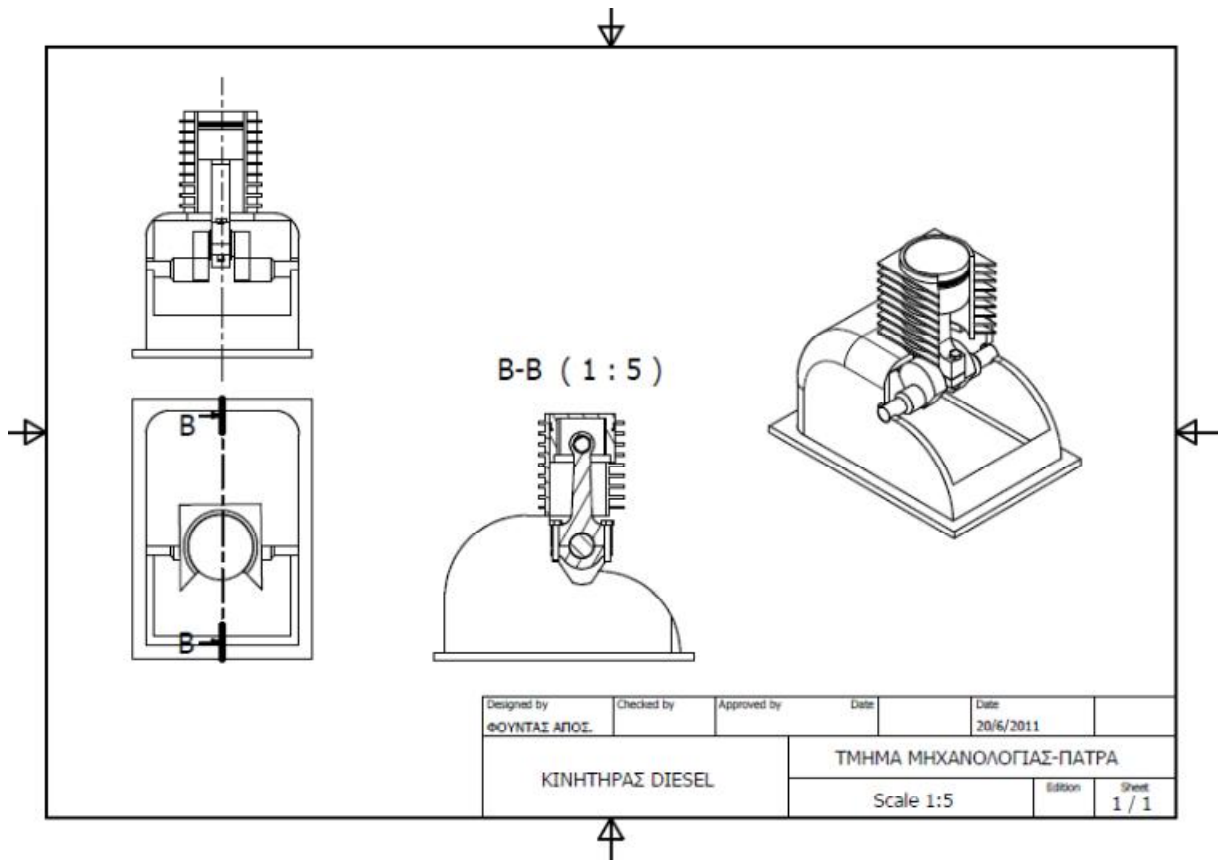
$$330^\circ \quad T_{21} = -(25,34) \cdot 0,0051 = -0,12 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

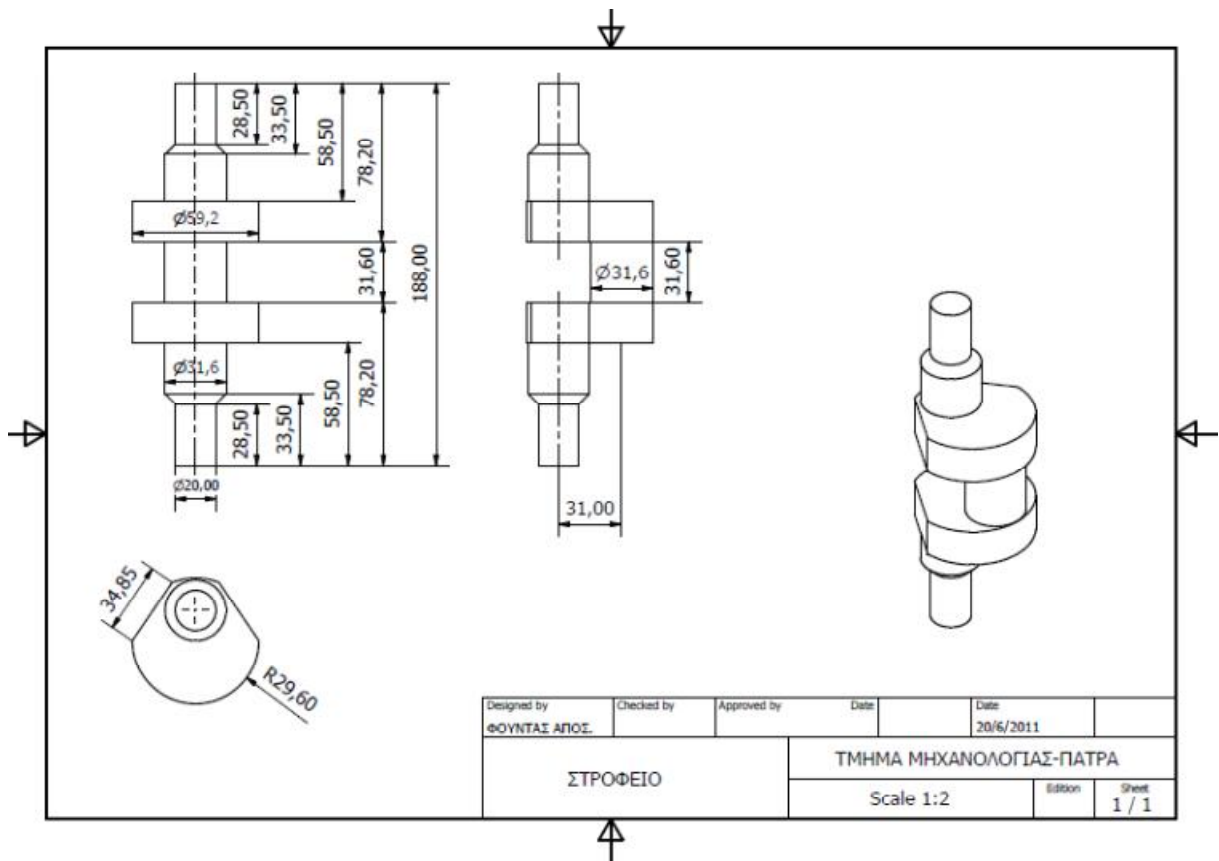
$$360^\circ \quad T_{21} = -(0) \cdot 0 = 0 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 10

ΒΑΣΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΟΝΟΚΥΛΙΝΔΡΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Model	L70	
Type	single-cylinder,vertical-4 cycleair-cooled diesel	
Cooling system	forced air coolingby flywheel fan	
Combustion system	direct injection system	
Starting system	recoil starter	
Number of cylinders-Bore x Stroke	1-78x62	mm
Displacement	0.296	l
Output continuous	4.4	kW
Output maximum	4.9	kW
Speed (PTO shaft)	3600	rpm
Speed at no-load,max/min	3800/1200	rpm
Compression ratio	19.5	
PTO shaft : PTO position dirction of revolution	crank counterclockwise viewed from PTO shaft	
Fuel injection pressure	19.6	
Fuel oil filter	Paper element,FO tank built-in type	
fuel oil tank capacity	3.5	l
Type of lubrication	forced lubrication via trochoid pump: splash lubrication for valve rocker arm chamber	
Lubricating oil selection	SAE 10W30,API grade CC or higher	
Lubricating oil capacity	1.1 effective 0.4	
Air cleaner	wet type paper element filter	
Exhaust silencer	expansion silencer with cover	
Governor	all speed type,mechanical	
Engine dimensions (lengthxWidthxHeight)	383x421x450	mm
Dry weight	39	kg
Permissible angle of inclination	20	deg
Balancer shaft	single shaft	





Designed by ΦΟΥΝΤΑΣ ΑΓΙΟΣ.	Checked by	Approved by	Date	Date 20/6/2011
ΣΤΡΟΦΕΙΟ			ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ-ΠΑΤΡΑ	
			Scale 1:2	Sheet 1 / 1

