



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΙΧΑΗΛ Γ. ΚΟΡΡΕΣ

*ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΗΣ ΔΥΝΑΤΟΤΗΤΑΣ ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΥ ΤΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ
ΤΟΥ ΕΓΧΥΤΗΡΑ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΝΗΖΕΛ ΜΕΣΩ ΤΗΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΤΟΥ
ΡΥΘΜΟΥ ΕΚΛΥΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ*

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ :

ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ Θ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ, ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ, ΙΟΥΛΙΟΣ 2013

Η συγκεκριμένη εργασία μου ανατέθηκε απο τον κ.Δημήτριο Χουντάλα , καθηγητή του τομέα Θερμότητας στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. τον οποίο οφείλω να ευχαριστήσω για την καθοδήγηση και την αγαστή συνεργασία χάρις στην οποία διεύρυνα το γνωστικό μου πεδίο σχετικά με τις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσεως και εξοικειώθηκα με τεχνικά ζητήματα στα οποία δεν είχα μέχρι πρότινος την ευκαιρία να εμβαθύνω.

Παράλληλα ευχαριστώ και τον καθηγητή Κ.Δ. Ρακόπουλο όπως και τον επίκουρο καθηγητή Ε. Γιακουμή για τις γνώσεις που μου μεταλαμπάδευσαν στο πλαίσιο των μαθημάτων Μηχανές Εσωτερικής Κάυσης και Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.

Ακόμα οφείλω να ευχαριστήσω την οικογένειά μου για την στήριξή της καθ'όλη την διάρκεια των σπουδών μου,για την υπομονή την οποία επέδειξαν αλλά πρωτίστως για τα εφόδια που αφειδώς μου παρείχαν , πνευματικά και υλικά, σε όλη τη διάρκεια της ζωής μου.Τέλος ευχαριστώ το φιλικό μου περιβάλλον και τους συμφοιτητές μου για την ψυχολογική και όχι μόνο βοήθεια τους.

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Στα πλαίσια της παρούσης διπλωματικής εργασίας έγινε προσπάθεια μελέτης και διάγνωσης των προβλημάτων που ενδέχεται να παρουσιαστούν σε εγχυτήρες Diesel εμβολοφόρων κινητήρων.Συγκεκριμένα διερευνάται η δυνατότητα προσδιορισμού της κατάστασης των εγχυτήρων μέσω του ρυθμού έκλυσης θερμότητας και της ανάλυσης αυτού.Για την περάτωση της εργασίας συλλέχθησαν πραγματικά δεδομένα από μετρήσεις σε ναυτικούς κινητήρες και ηλεκτροπαραγωγά ζεύγη που είναι εγκατεστημένα σε νησιά για θεμελιώδεις παραμέτρους της λειτουργίας των μηχανών (όπως η πίεση στο εσωτερικό των κυλίνδρων,ο ρυθμός έκλυσης και άλλα, σε διάφορα φορτία μηχανής).

Στο πρώτο κομμάτι της εργασίας γίνεται μνεία στο θεωρητικό υπόβαθρο της λειτουργίας των εγχυτήρων κινητήρα diesel ,αλλά επίσης αναλύεται και η λειτουργία των υπολοίπων μερών του (όπως των αντλιών καυσίμου, των θαλάμων καύσης και άλλων μηχανικών μερών).Επιπροσθέτως γίνεται αναφορά στα χαρακτηριστικά και τις ιδιότητες του καυσίμου diesel και στην διαδικασία της καύσης του.Τέλος μελετάται η επίδραση που μπορεί να έχει η μεταβολή της κατάστασης του εγχυτήρα στις λειτουργικές παραμέτρους της μηχανής (παραγόμενη ισχύς, μέγιστη πίεση καύσης, πίεση συμπίεσης κ.α.)

Στο πειραματικό κομμάτι που ακολουθεί αρχικά μελετούμε ένα δίχρονο ναυτικό κινητήρα diesel και επιχειρούμε μέσω της ανάλυσης του ρυθμού έκλυσης θερμότητας να

εξάγουμε συμπεράσματα για τη κατάσταση των εγχυτήρων του και τη συμπεριφορά τους σε ένα εύρος φορτίων. Εν συνεχεία γίνεται προσπάθεια διερεύνησης βλαβών σε εγχυτήρες ηλεκτροπαραγωγών ζευγών σε νησιά με την επιστράτευση των διαγραμμάτων ρυθμού έκλυσης θερμότητας (HRR) και αθροιστικής έκλυσης θερμότητας (CHR).

Στα πλαίσια της εργασίας έγινε χρήση του διαγνωστικού προγράμματος EDS-V για την προσομοίωση συνθηκών λειτουργίας, όπως και του προγράμματος Grapher 7 για την εξαγωγή διαγραμμάτων και συμπερασμάτων.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	2
ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ	6
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΕΙΚΟΝΩΝ	8
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΩΝ DIESEL ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ	12
1.1 Γενική περιγραφή του κινητήρα diesel	12
1.1.1 Τετράχρονος (4-X) κινητήρας	13
1.1.2 Δίχρονος (2-X) κινητήρας	15
1.2 Κύκλος λειτουργίας ναυτικού κινητήρα Diesel	17
1.2.1 Θεωρητικός κύκλος λειτουργίας.....	17
1.2.2 Πραγματικός κύκλος λειτουργίας	22
1.2.3 Εκκίνηση κινητήρα diesel	26
1.3 Στάδια της καύσης.....	27
1.3.1 Στάδιο καθυστέρησης αναφλέξεως.....	27
1.3.2 Στάδιο ανεξέλεγκτης καύσης.....	29
1.3.3 Στάδιο ελεγχόμενης καύσης	29
1.4 Το δυναμοδεικτικό διάγραμμα	30
1.5 Υπολογισμός του ρυθμού έκλυσης θερμότητας από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα και η σημασία της.....	31
1.6 Περιγραφή του λογισμικού Pythia και διαδικασία λήψης μετρήσεων	33

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΠΡΟΣΑΓΩΓΗ ΚΑΙ ΕΓΧΥΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΣΤΟΥΣ DIESEL ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ	36
2.1 Το σύστημα προσαγωγής και έγχυσης του καυσίμου	36
2.1.1 Ρύθμιση του φορτίου σε diesel κινητήρες	38
2.1.2 Είδη και λειτουργία του εγχυτήρα.....	40
2.1.3 Αντλίες έγχυσης καυσίμου.....	43
2.2 Μορφή της δέσμης.....	49
2.3 Διαμόρφωση θαλάμων καύσης.....	52
2.3.1 Συστήματα άμεσης έγχυσης	52
2.3.2 Συστήματα έμμεσης έγχυσης	54
2.3.3 Συστήματα θαλάμου καύσης M (Meurer).....	56
2.4 Ειδικές μορφές κινητήρων diesel.....	57
2.4.1 Κινητήρας diesel διπλού καυσίμου	57
2.4.2 Κινητήρας diesel με χρήση μαζούτ.....	58
2.5 Το καύσιμο Diesel	59
2.5.1 Χαρακτηριστικά του καυσίμου diesel	59
2.5.2 Αριθμός κετανίων και η σημασία τους για την ομαλή καύση.....	60
2.6 Συνήθεις δυσλειτουργίες συστημάτων έγχυσης.....	62
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΤΟΥ ΕΓΧΥΤΗΡΑ ΣΤΙΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΜΕΣΩ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ SIMULATION ΤΟΥ ΔΙΑΓΝΩΣΤΙΚΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ	64
3.1 Διαδικασία της προσομοίωσης.....	64
3.2 Αποτελέσματα της προσομοίωσης.....	66
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΤΩΝ ΕΓΧΥΤΗΡΩΝ ΝΑΥΤΙΚΟΥ ΝΤΗΖΕΛ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΟΥ ΡΥΘΜΟΥ ΕΚΛΥΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	72
4.1 Διαγράμματα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας.....	73
4.2 Διαγράμματα απόστασης σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου.....	77
4.3 Διάγραμμα απόστασης σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου για όλους τους κυλίνδρους.....	80

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΒΛΑΒΗΣ ΣΕ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΙΚΟΥΣ ΕΓΧΥΤΗΡΕΣ ΗΛΕΚΤΡΟΠΑΡΑΓΩΓΩΝ ΖΕΥΓΩΝ ΣΕ ΝΗΣΙΑ ΜΕΣΩ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΤΟΥ ΡΥΘΜΟΥ ΕΚΛΥΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	82
5.1 ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ 1	82
Μελέτη των βασικών παραμέτρων της λειτουργίας της μηχανής	82
Ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας	91
5.2 ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ 2	93
Μελέτη των βασικών παραμέτρων της λειτουργίας της μηχανής	93
Ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας	97
5.3 ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ 3	100
Μελέτη των βασικών παραμέτρων της λειτουργίας της μηχανής	100
Ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας	102
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	106
6.1 Συμπεράσματα από την ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας στην περίπτωση του ναυτικού κινητήρα	106
6.1.1 Μέσω των διαγραμμάτων αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου	106
6.1.2 Μέσω των διαγραμμάτων της απόστασης σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης για την οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου	106
6.1.3 Μέσω του διαγράμματος της απόστασης σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης για την οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου για όλους τους κυλίνδρους.....	107
6.2 Συμπεράσματα από τη μελέτη των περιπτώσεων προβληματικών εγχυτήρων των ηλεκτροπαραγωγών ζευγών.....	107
ΠΗΓΕΣ	109

ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ

λατινικά σύμβολα

A	επιφάνεια του εμβόλου
AFR	πραγματικός λόγος αέρα καυσίμου
AFR_{ST}	στοιχειομετρικός λόγος αέρα καυσίμου
\dot{B}	παροχή καυσίμου
\dot{B}_α	στιγμιαία παροχή της αντλίας
$b_{mp}(\bar{p}_b)$	μέση ωφέλιμη πίεση
$bsfc$	ειδική κατανάλωση καυσίμου
c_d	συντελεστής εκροής
c_p	ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση
$c_{p,gas}$	θερμοχωρητικότητα καυσαερίων
c_v	ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο
CHR	αθροιστική έκλυση θερμότητας
$CHRR$	αθροιστικός ρυθμός έκκλυσης θερμότητας (Joule)
CV	θερμογόνος ικανότητα του καυσίμου
DIS	σύστημα άμεσης έγχυσης
Δp	πτώση πίεσης της εγχυόμενης δέσμης καυσίμου
f	συνολική διατομή οπών του εγχυτήρα
F_B	επιφάνεια της βελόνας
F_E	επιφάνεια της έδρας
f_{mp}	μέση πίεση τριβών
h	ενθαλπία σε kJ/kg
HRR	ρυθμός έκκλυσης θερμότητας (Joule/μοιρες)
$i_{mp}(\bar{p}_i)$	μέση ενδεικνύμενη πίεση
l	μήκος του διωστήρα
L	μήκος ενεργού διατομής του εμβόλου
m	μάζα εργαζόμενου αέρα
\dot{m}_f	παροχή καυσίμου στη μηχανή
n	στροφές του κινητήρα (RPM)
η_B	ωφέλιμος βαθμός αποδόσεως
η_{Diesel}	βαθμός απόδοσης κύκλου diesel
η_i	ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης
η_{inj}	βαθμός απόδοσης εγχυτήρα
η_m	μηχανικός βαθμός απόδοσης
η_v	βαθμός πληρώσεως

p	πίεση σε bar
p_a	πίεση περιβάλλοντος
P_B	ωφέλιμη ισχύς
p_c	πίεση συμπίεσης
p_k	πίεση του καυσίμου σε bar
$(p_k)_o$	απαιτούμενη πίεση για να σηκωθεί η βελόνα του εγχυτήρα από την έδρα της
$(p_k)_s$	απαιτούμενη πίεση ώστε να παραμείνει ορθωμένη η βελόνα του εγχυτήρα
P_o	προένταση του ελατηρίου
$p \text{ ratio}$	λόγος μέγιστης πίεσης προς την πίεση εναύσεως
$p_{υπ}$	πίεση υπερπλήρωσης
Q	συναλλασσόμενη θερμότητα κατά την καύση
Q_f	απελευθερούμενη θερμότητα λόγω καύσης
Q_i	απώλεια θερμότητας στο περιβάλλον
r	ακτίνα του στροφάλου
R_s	λόγος συστροφής
Re	αριθμός Reynolds
S_a	ενεργός διατομή του εμβόλου της αντλίας
T	θερμοκρασία σε K
T_a	θερμοκρασία περιβάλλοντος
t_{br}	χρόνος διάσπασης της δέσμης του εγχυόμενου καυσίμου
T_o	θερμοκρασία στην αρχή της συμπίεσης
τ_z	χρόνος καθυστέρησης αναφλέξεως
u	ταχύτητα της δέσμης του εγχυόμενου καυσίμου
u_{inj}	ταχύτητα του εγχυόμενου καυσίμου στην έξοδο του ακροφυσίου εγχυτήρα
V	όγκος που καταλαμβάνει το μίγμα του καυσίμου στον κύλινδρο
V_c	επιζήμιος όγκος
V_h	όγκος εμβολισμού του κινητήρα
V_{ho}	συμβατικός όγκος εμβολισμού
W	προσδιδόμενο έργο κατά την καύση
W_B	ωφέλιμο έργο
w_f	ταχύτητα διάδοσης φλόγας
W_i	ενδεικνύμενο έργο
x	πραγματική διείδυση της δέσμης εγχυόμενου καυσίμου απουσία συστροφής
$x_b (\varphi)$	κλάσμα μάζας καυσίμου που έχει καεί για γωνία στροφάλου φ
x_{br}	μήκος διάσπασης της δέσμης του εγχυόμενου καυσίμου
x_s	πραγματική διείδυση της δέσμης εγχυόμενου καυσίμου παρουσία συστροφής
z	αριθμός των εμβόλων

ελληνικά συμβολα

α	βαθμός φορτίου ή βαθμός αποκοπής
γ	εκθέτης ισεντροπικής μεταβολής
$\Delta\varphi_B$	διάρκεια καύσης σε γωνία στροφάλου
ε	βαθμός συμπίεσης
η_θ	θερμικός βαθμός απόδοσης κινητήρα
θ	γωνία της δέσμης εγχυόμενου καυσίμου απουσία συστροφής
θ_Z	θερμοκρασία καθυστέρησης ανάφλεξης
θ_S	γωνία της δέσμης εγχυόμενου καυσίμου παρουσία συστροφής
Θ_u	κατώτερη θερμογόνος ικανότητα καυσίμου
λ_α	λόγος ισοδυναμίας αέρα
μ_α	συνεκτικότητα του αέρα
ν	αριθμός των κύκλων λειτουργίας ανά sec
ρ_α	πυκνότητα του αέρα
ρ_l	πυκνότητα του υγρού καυσίμου
σ_ξ	σχετικό άνοιγμα εξαγωγής
σ_σ	σχετικό άνοιγμα εισαγωγής
φ	γωνία στροφάλου σε μοίρες
φ_o	γωνία στροφάλου έναρξης καύσης σε μοίρες

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΕΙΚΟΝΩΝ

Σχήμα 1.1: Ο μηχανισμός εμβόλου διωστήρα	12
Σχήμα 1.2: Οι χρόνοι και η λειτουργία ενός 4-Χ κινητήρα (Otto)	14
Σχήμα 1.3: Λειτουργία και φάσεις ενός 2-Χ κινητήρα	15
Σχήμα 1.4: Ειδική διαμόρφωση του στροφαλοθαλάμου για καλύτερη εναλλαγή των αερίων	16
Σχήμα 1.5: Ο θεωρητικός κύκλος Diesel (Joule-Brayton) σε διαγράμματα p-v και T-s	17
Σχήμα 1.6: Ιδανικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα p-v 2-Χ κινητήρα	19
Σχήμα 1.7: Τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα p-v ενός 2-Χ κινητήρα	22
Σχήμα 1.8: Στρωτή και τυρβώδης φλόγα διάχυσης σε κινητήρα Diesel	25
Σχήμα 1.9: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα p-φ κινητήρα Diesel	30
Σχήμα 1.10: Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (HRR) συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ	31
Σχήμα 1.11: Κλάσμα μάζας καμμένου καυσίμου συναρτήσει του αδιάστατου χρόνου καύσης για διαφορετικές τιμές του δ και μ	32
Σχήμα 1.12: Κύριο μενού του διαγνωστικού λογισμικού	34
Σχήμα 2.1: Τυπικό σύστημα προσαγωγής του καυσίμου σε diesel κινητήρες	36

Σχήμα 2.2: Καμπύλες μεταβολής της προπορείας εγχύσεως συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής (RPM) και του φορτίου	37
Σχήμα 2.3: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα p-φ κινητήρα Diesel για διαφορετικά φορτία	38
Σχήμα 2.4: Διάταξη ρυθμιστού αμέσου δράσεως (Watt)	39
Σχήμα 2.5: Διάφορες μορφές ακροφυσίων εγχυτήρων	40
Σχήμα 2.6: Κλειστός εγχυτήρας τύπου Bosch	41
Σχήμα 2.7: Κίνηση της βελόνας του εγχυτήρα	42
Σχήμα 2.8: Ακροφύσιο Pintaux	43
Σχήμα 2.9: Εμβολοφόρος αντλία αμέσου δράσεως.....	43
Σχήμα 2.10: Ατομική αντλία τύπου Bosch.....	44
Σχήμα 2.11: Χρήση του οδοντωτού κανόνα της αντλιάς	45
Σχήμα 2.12: Θέση της εγκοπής για διάφορα φορτία (άνω) και διαφορετικές στιγμές της έγχυσης (κάτω)	46
Σχήμα 2.13: Αντλία διανομής τύπου Bosch.....	47
Σχήμα 2.14: Λειτουργία της αντλιάς διανομής	48
Σχήμα 2.15: Μορφή της εγχυόμενης δέσμης.....	49
Σχήμα 2.16: Μεταβολή γωνίας της δέσμης συναρτήσει του λόγου της πυκνότητας του αέρα προς την πυκνότητα του καυσίμου	50
Σχήμα 2.17: Μορφή δέσμης καυσίμου με εφαρμογή συστροφής στον αέρα και κατανομή του φ εγκάρσια της δέσμης	51
Σχήμα 2.18: Είδη θαλάμων καύσεων συστημάτων άμεσης έγχυσης α)ημισφαιρικός, β)ρηχής κοιλότητας, γ)ρηχής σπειροειδούς κοιλότητας, δ)βαθείας σπειροειδούς κοιλότητας.....	53
Σχήμα 2.19: Διαφορετικές μορφές θαλάμων καύσης (προθάλαμοι και στροβιλοθάλαμοι)	54
Σχήμα 2.20: Ταμιευτής αέρα της MAN.....	55
Σχήμα 2.21: Θάλαμος καύσης M	56
Σχήμα 3.1: Επιλογή της κατάστασης των μερών του κινητήρα	64
Σχήμα 3.2: Επιλογή των συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα.....	65
Σχήμα 3.3 : Αποτελέσματα της προσομοίωσης.....	66
Σχήμα 3.4: Παραγόμενη ισχύς του κινητήρα συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 25%.....	67
Σχήμα 3.5: Μέγιστη πίεση καύσης του κινητήρα συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 25%.....	67
Σχήμα 3.6: Πίεση συμπίεσης του κινητήρα συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 25%.....	68
Σχήμα 3.7: Λόγος μέγιστης πίεσης προς την πίεση συμπίεσης του κινητήρα συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 25%	69
Σχήμα 3.8: Ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 60 και 25%.....	69
Σχήμα 3.9: Θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή του κυλίνδρου συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 25%	70
Σχήμα 3.10: Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 30%.....	71

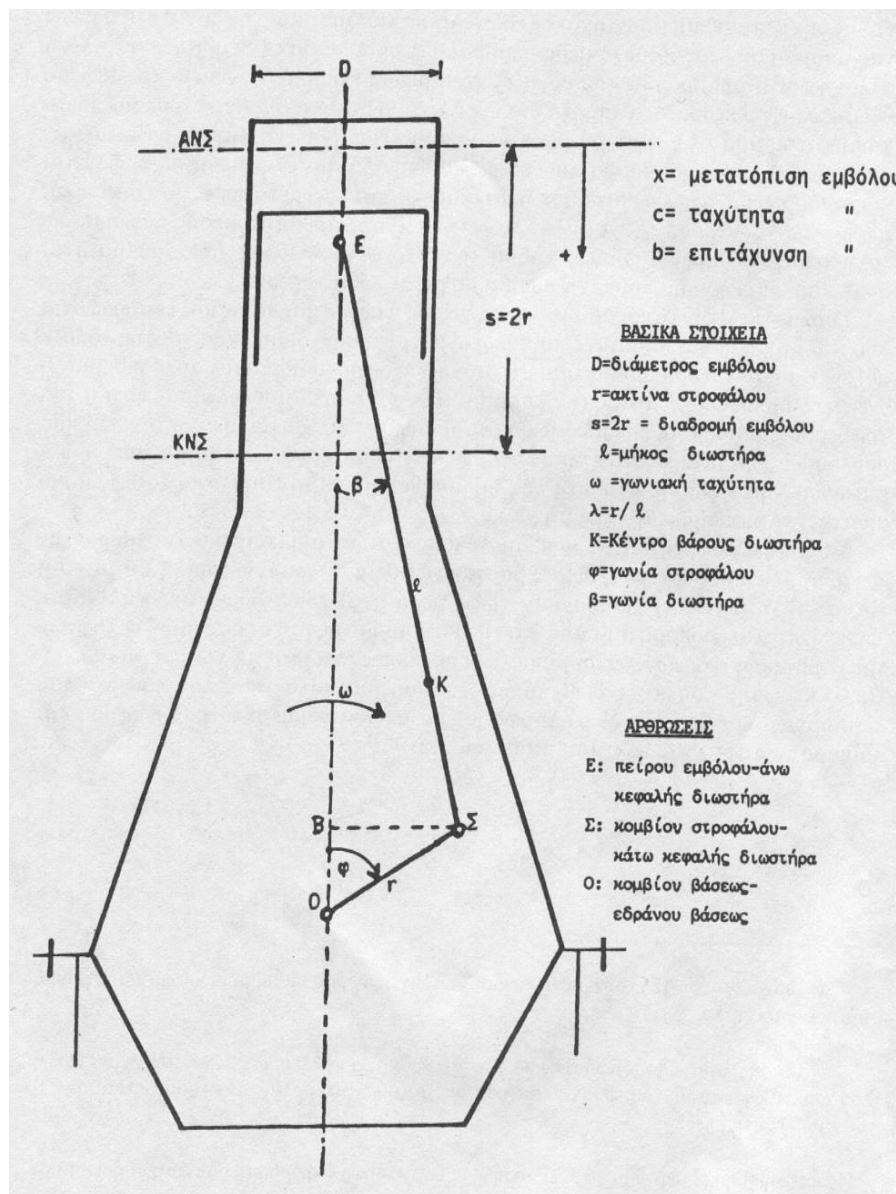
Σχήμα 4.1: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 1.....	73
Σχήμα 4.2: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 2.....	74
Σχήμα 4.3: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 3.....	74
Σχήμα 4.4 : Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 4.....	75
Σχήμα 4.5: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 5.....	75
Σχήμα 4.6: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 6.....	76
Σχήμα 4.7: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 7.....	76
Σχήμα 4.8: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήση του φορτίου για τον κύλινδρο 1	77
Σχήμα 4.9: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήση του φορτίου για τον κύλινδρο 2	77
Σχήμα 4.10: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήση του φορτίου για τον κύλινδρο 3	78
Σχήμα 4.11: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήση του φορτίου για τον κύλινδρο 4	78
Σχήμα 4.12: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήση του φορτίου για τον κύλινδρο 5	79
Σχήμα 4.13: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήση του φορτίου για τον κύλινδρο 6	79
Σχήμα 4.14: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήση του φορτίου για τον κύλινδρο 7	80
Σχήμα 4.15: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήση του φορτίου για όλους τους κυλίνδρους.....	80
Σχήμα 5.1: Παραγόμενη ισχύς για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα.....	83
Σχήμα 5.2: Παραγόμενη ισχύς για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση μετά την αποκατάσταση του προβλήματος.....	84
Σχήμα 5.3: Μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα	85
Σχήμα 5.4: Μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση μετά την αποκατάσταση του προβλήματος.....	86
Σχήμα 5.5: Λόγος μέγιστης πίεσης καύσης προς την πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα	87
Σχήμα 5.6: Λόγος μέγιστης πίεσης καύσης προς την πίεση συμπίεσης για τη μέτρηση μετά την αποκατάσταση του προβλήματος.....	87

Σχήμα 5.7: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα	88
Σχήμα 5.8: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση μετά την αποκατάσταση του προβλήματος.....	89
Σχήμα 5.9: Γωνία έναυσης και προπορεία έγχυσης για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα	90
Σχήμα 5.10: Γωνία έναυσης και προπορεία έγχυσης για τη μέτρηση μετά την αποκατάσταση του προβλήματος	90
Σχήμα 5.11: Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 1.....	91
Σχήμα 5.12: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 1	92
Σχήμα 5.13: Παραγόμενη ισχύς για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τις δυο μετρήσεις	93
Σχήμα 5.14: Μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα.....	94
Σχήμα 5.15: Λόγος μέγιστης πίεσης καύσης προς την πίεση συμπίεσης και η μέση τιμή αυτών για τις 2 μετρήσεις	95
Σχήμα 5.16: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για κάθε κύλινδρο για τις 2 μετρήσεις	96
Σχήμα 5.17: Γωνία έναυσης για κάθε κύλινδρο για τις 2 μετρήσεις	97
Σχήμα 5.18: Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 1.....	98
Σχήμα 5.19: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 1	99
Σχήμα 5.20: Παραγόμενη ισχύς για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα.....	100
Σχήμα 5.21: Μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα.....	101
Σχήμα 5.22: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα	102
Σχήμα 5.23: Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για όλους τους κύλινδρους για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα	103
Σχήμα 5.24: Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 2.....	104
Σχήμα 5.25: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για όλους τους κύλινδρους για την μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα	105
Σχήμα 5.26: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 2	105

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΩΝ DIESEL ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ

1.1 Γενική περιγραφή του κινητήρα diesel

Ο εμβολοφόρος κινητήρας Diesel στηρίζει την λειτουργία του στην παλινδρομική κίνηση εμβόλου σε ένα κύλινδρο, όπου βρίσκεται η καύσιμη ύλη, προς παραγωγή έργου. Η ισχύς αυτή μεταφέρεται στο στροφαλοφόρο άξονα μέσω του μηχανισμού του διωστήρα.



Σχήμα 1.1: Ο μηχανισμός εμβόλου διωστήρα

Η βασική διαφορά του κινητήρα Diesel σε σχέση με τους κινητήρες Otto έγκειται στο τρόπο ανάφλεξης της καύσιμης ύλης μέσα στον κύλινδρο. Στους κινητήρες Diesel έχουμε αυτανάφλεξη του ετερογενούς καυσίμου μείγματος το οποίο αποτελείται από την καύσιμη

ύλη και αέρα, χωρίς την χρήση σπινθηριστή. Η αναλογία αέρα – καυσίμου κυμαίνεται στους λόγους 18:1 μέχρι και 25:1 και παίρνει μεγάλες τιμές γιατί είναι θεμελειώδες να έχουμε περίσσεια αέρα ώστε στο μικρό χρονικό διαστήμα όπου πρέπει να σχηματισθεί το μίγμα να επιτευχθεί τέλεια καύση. Η αυτανάφλεξη επιτυγχάνεται εγχύοντας το καύσιμο τη στιγμή που στον κύλινδρο έχουμε συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης, (που είναι αποτέλεσμα του μεγάλου βαθμού συμπίεσης).

Με γνώμονα το παραπάνω τα καύσιμα που επιλέγονται πρέπει να είναι σε θέση να αντιδρούν εύκολα με το οξυγόνο. Το σύνηθες καύσιμο για τους ναυτικούς κινητήρες Diesel είναι το αεριέλαιο, γνωστό και ως καύσιμο Diesel ενώ ευρέως διαδεδομένη είναι και η χρήση άλλων υγρών καυσίμων όπως τα καύσιμα λεβήτων. Στη σύγχρονη εποχή γίνονται μελέτες και καταβάλλονται προσπάθειες αναπλήρωσης του πετρελαίου και των μη καθαρών παραγώγων του από καύσιμα 'φιλικά' προς το περιβάλλον όπως η βιομάζα, το υδρογόνο, το βιο-diesel και το LNG (υγροποιημένο φυσικό αέριο).

Πολύ σημαντικές παράμετροι για την ομαλή λειτουργία του Diesel κινητήρα είναι η προσαγωγή και η έγχυση του καυσίμου που θα αναλυθούν εκτενώς παρακάτω.

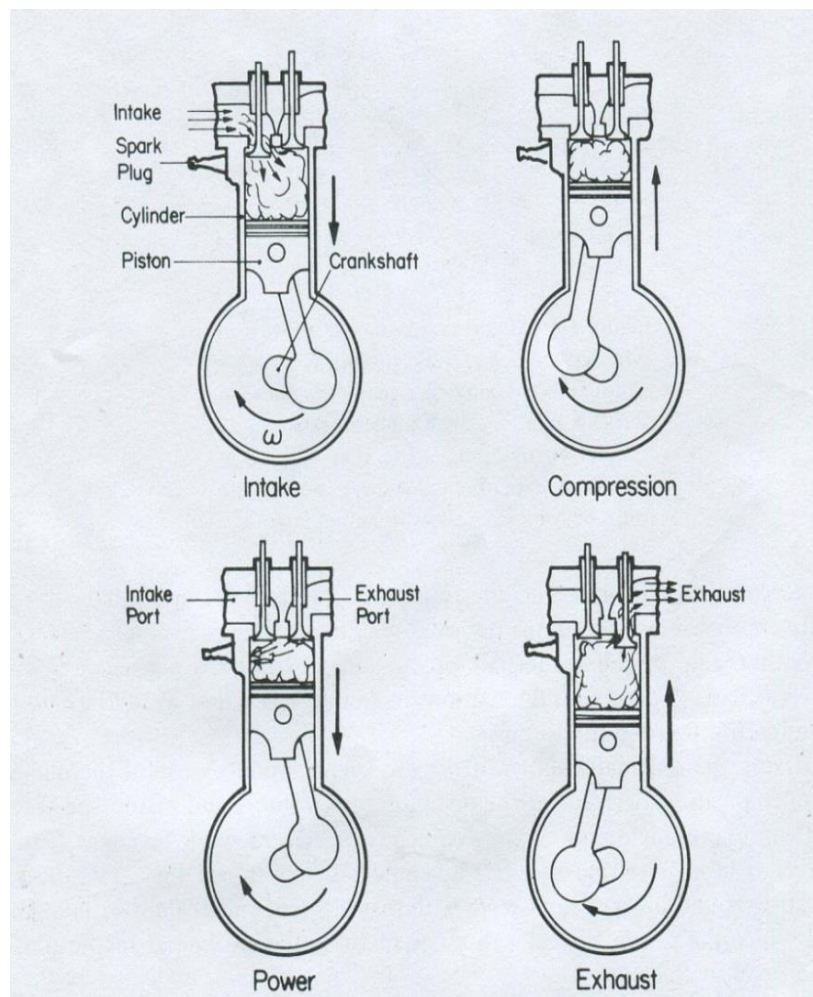
1.1.1 Τετράχρονος (4-X) κινητήρας

Στους τετράχρονους κινητήρες ένας κύκλος λειτουργίας αντιστοιχεί σε 2 πλήρεις περιστροφές της στροφαλοφόρου ατράκτου ή 720° σε γωνία στροφάλου. Κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας έχουμε 4 πλήρεις διαδρομές του εμβόλου ή χρόνους. Στο παρακάτω σχήμα παρουσιάζονται οι 4 βασικοί χρόνοι του 4-X κινητήρα :

- *χρόνος αναρρόφησης* : κατά τη διάρκειά του εισάγεται αέρας στον κύλινδρο από τον οχετό εισαγωγής, μέσω των βαλβίδων
- *χρόνος συμπίεσης* : ο εισαχθής αέρας στον κύλινδρο συμπιέζεται υπό του εμβόλου με αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης. Ταυτόχρονα εισάγεται την κατάλληλη στιγμή (συνήθως λίγο πριν το άνω νεκρό σημείο) μέσω του εγχυτήρα στο χώρο του κυλίνδρου το καύσιμο. Η χρονική στιγμή της έγχυσης διαδραματίζει πολύ σημαντικό ρόλο για την ορθή λειτουργία του κινητήρα και εξαρτάται από πολλούς παράγοντες οι οποίοι θα αναλυθούν εκτενώς στο επόμενο κεφάλαιο (ενδεικτικά αναφέρουμε την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, την ποιότητα του καυσίμου αλλά και ειδικές περιπτώσεις όπως κατά την εκκίνηση, όπου η έγχυση γίνεται με μεγαλύτερη καθυστέρηση)
- *χρόνος καύσης-αποτόνωσης* : το μίγμα αέρα-καυσίμου υπό την επίδραση των υψηλών πιέσεων που επικρατούν στο εσωτερικό του κυλίνδρου καίγεται (ουσιαστικά πρόκειται περί ανάφλεξης των σταγονιδίων του καυσίμου). Κατά την καύση η πίεση παρουσιάζει απότομη άνοδο (λαμβάνει τη μέγιστη τιμή της λίγες

μοίρες αφού διέλθει του άνω νεκρού σημείου) με συνέπεια να ασκηθεί μια πολύ ισχυρή δύναμη στην ελεύθερη επιφάνεια του εμβόλου ωθώντας το βιαίως προς τα κάτω. Η εξαναγκασμένη αυτή κίνηση του εμβόλου είναι που παράγει το έργο κατά τη διάρκεια του κύκλου.

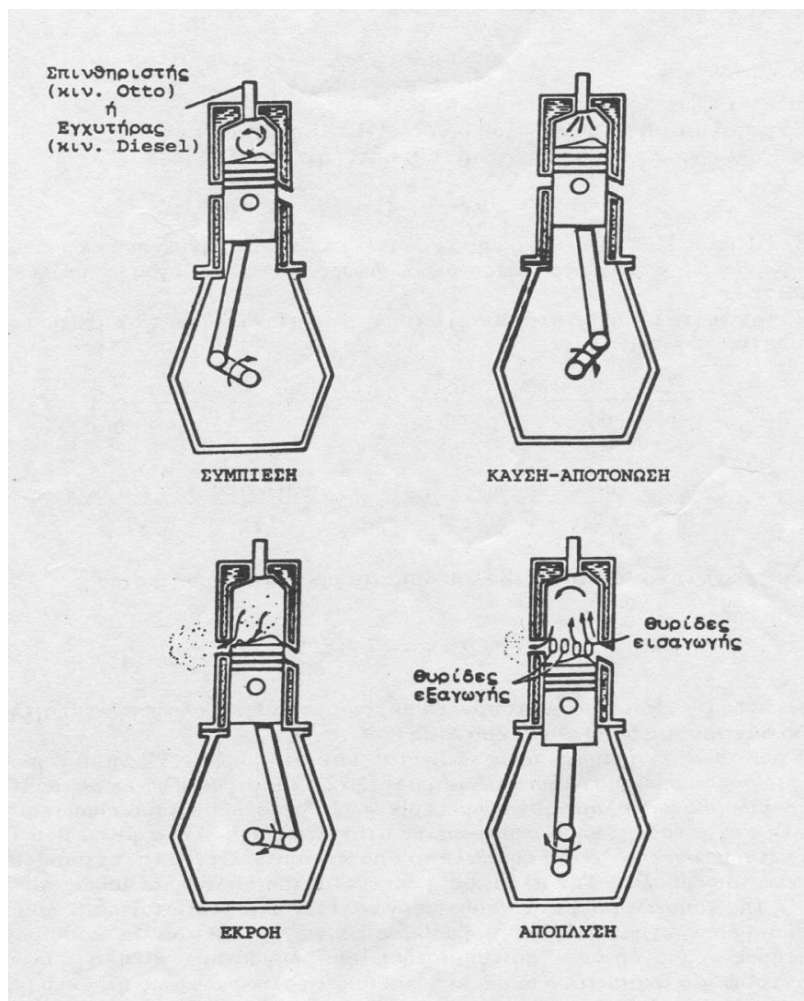
- *χρόνος εξαγωγής* : Κατά τη διάρκεια του χρόνου εξαγωγής αποβάλλονται τα προϊόντα της καύσης στο περιβάλλον. Προκειμένου να καταστεί αυτό δυνατό ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής και η διαφορά πίεσης μεταξύ του εσωτερικού του κυλίνδρου και του περιβάλλοντος συνεπικουρούμενη από την κίνηση του εμβόλου (το οποίο ανέρχεται) ωθούν τα καυσαέρια προς τον σχετό εξαγωγής. Προς το τέλος του εν λόγω χρόνου ανοίγει και η βαλβίδα εισαγωγής (σε χρονική στιγμή που η πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου έχει πέσει στα επίπεδα της ατμοσφαιρικής, ώστε να μην έχουμε ροή των καυσαερίων προς την εισαγωγή) ώστε να υποβοηθηθεί η εξαγωγή με την ροή του εισερχόμενου αέρα.



Σχήμα 1.2: Οι χρόνοι και η λειτουργία ενός 4-Χ κινητήρα (Otto)

1.1.2 Δίχρονος (2-X) κινητήρας

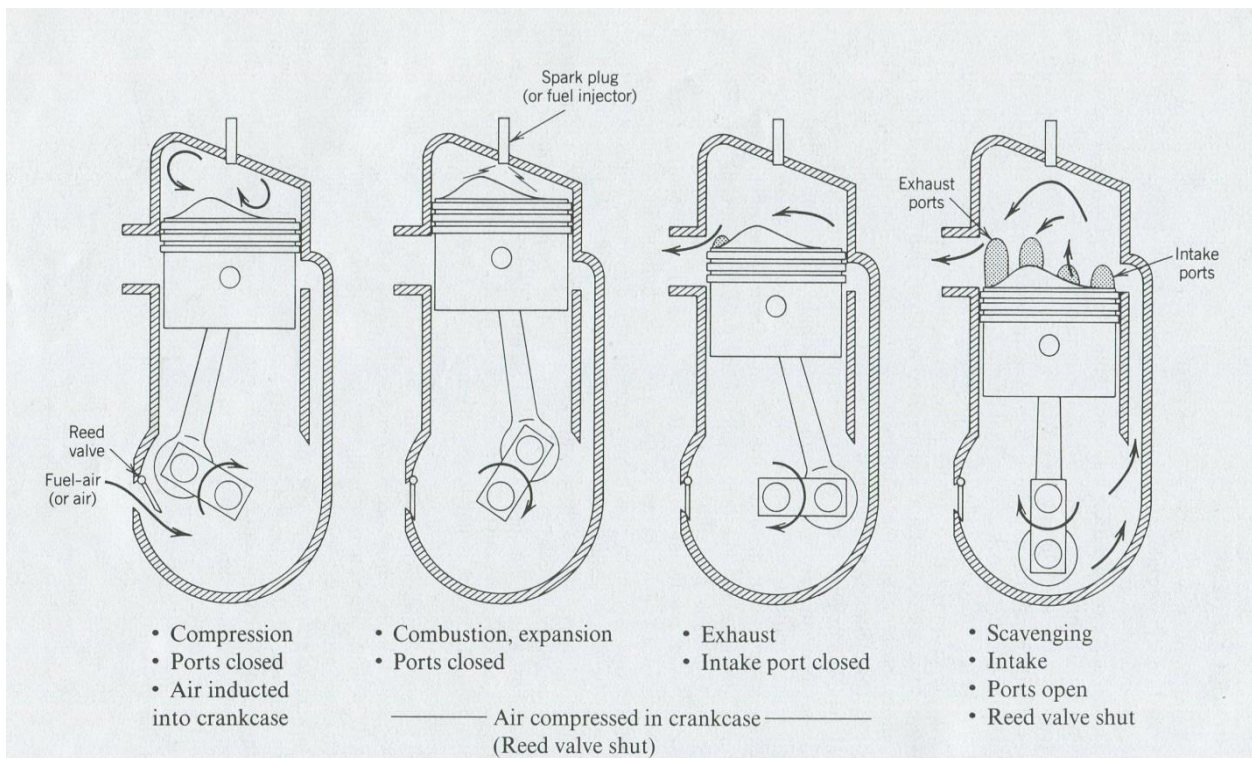
Οι δίχρονι κινητήρες είναι οι πλέον χρησιμοποιούμενοι κινητήρες diesel (κυρίως στη ναυτική βιομηχανία). Εν αντιθέσει με τους 4-Χ κινητήρες στους δίχρονους ένας κύκλος λειτουργίας αντιστοιχεί σε μια μόνο περιστροφή της στροφαλοφόρου ατράκτου ή σε 360° σε γωνία στροφάλου. Έτσι κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας έχουμε δυο πλήρεις διαδρομές του εμβόλου ή 2 χρόνους. Η εναλλαγή των αερίων στους δίχρονους κινητήρες εμπεριέχει μεγαλύτερη δυσκολία καθώς δεν πραγματοποιείται μέσω βαλβίδων αλλά μέσω θυρίδων εισαγωγής και εξαγωγής (εκτός του δίχρονου κινητήρα με διαμήκη απόπλυση, όπου στο μηχανισμό περιλαμβάνονται και βαλβίδες) οι οποίες 'αποκαλύπτονται' όταν το έμβολο κινείται κοντά στο κάτω νεκρό σημείο. Ειδικότερα για την ομαλή εξαγωγή των καυσαερίων (απόπλυση) απαιτείται η χρήση αντλίας αποπλύσεως ή σαρώσεως, η οποία κινείται από τη στροφαλοφόρο δεσμεύοντας έτσι σημαντική ποσότητα ωφέλιμου έργου.



Σχήμα 1.3: Λειτουργία και φάσεις ενός 2-Χ κινητήρα

Αρχικά εισάγεται αέρας από τις θυρίδες εισαγωγής στο χώρο του κυλίνδρου. Όταν το έμβολο ανέλθει αρκετά ώστε να φράξει τις θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής εκκινεί η συμπίεση. Με το πέρας της συμπίεσεως λαμβάνει χώρα η καύση ,ομοίως με την προηγούμενη περίπτωση(4-Χ κινητήρες), ταυτόχρονα με την αποτόνωση. Εν συνεχεία, καθώς το έμβολο κινείται προς το κάτω νεκρό σημείο , αποκαλύπτονται αρχικά οι θυρίδες εξαγωγής ώστε να αποπεμφθεί το καύσιμο, και ακολούθως οι θυρίδες εισαγωγής ,ώστε να πληρωθεί ο κύλινδρος με νέο ρεύμα αέρα.

Πολλές φορές συναντάμε και την ακόλουθη διαμόρφωση, που εικονίζεται στο ακόλουθο σχήμα, όπου χρέη αντλίας σάρωσης αναλαμβάνει ο στροφαλοθάλαμος μέσω μιας θυρίδας που παρέχει επιπλέον αέρα(αέρας αναρροφάται κατά τη συμπίεση καθώς με την ανοδική πορεία του εμβόλου δημιουργείται υποπίεση στο στροφαλοθάλαμο). Επίσης παρατηρούμε την ιδιαίτερη διαμόρφωση της κορυφής του εμβόλου η οποία συμβάλλει στην απόπλυση.



Σχήμα 1.4: Ειδική διαμόρφωση του στροφαλοθαλάμου για καλύτερη εναλλαγή των αερίων

Το κύριο πλεονέκτημα των δίχρονων κινητήρων έναντι των τετράχρονων είναι η παραγωγή έργου ανά μια πλήρη περιστροφή του στροφάλου (μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος). Ακόμα ελλείπει βαλβίδων (στους περισσότερους τύπους δίχρονων κινητήρων) δεν μας απασχολεί η σχετικά πολύπλοκη διαδικασία του χρονισμού των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Τέλος ο 2-Χ κινητήρας έχει πιο ομοιόμορφο διάγραμμα ροπής στρέψης.

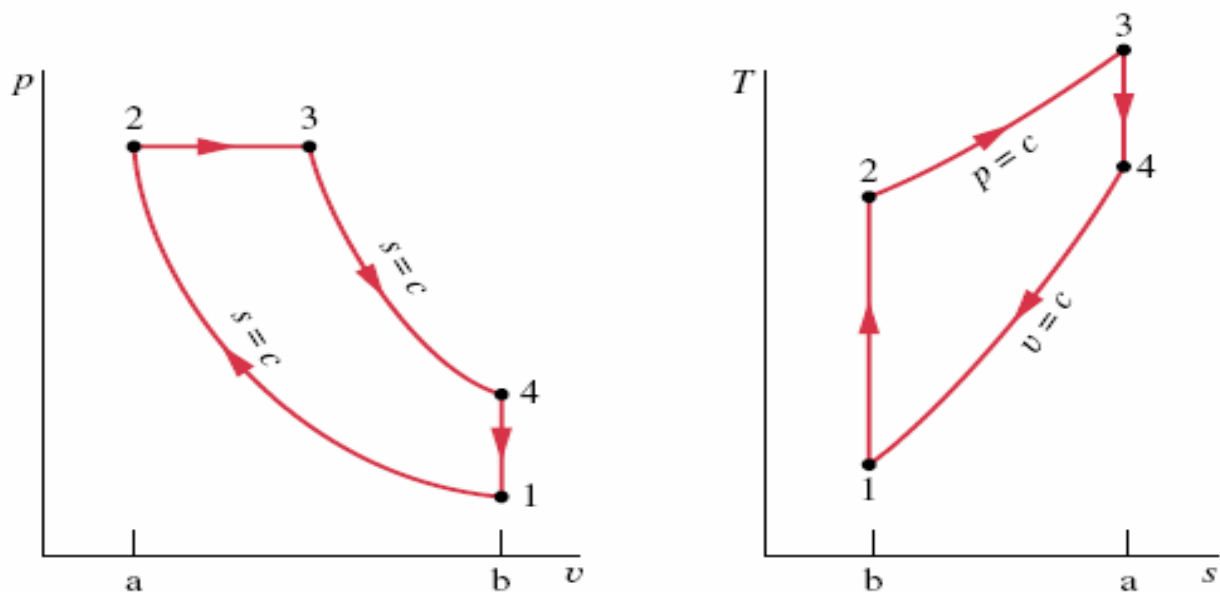
Στον αντίποδα υπάρχουν πολλοί παράγοντες που αποτελούν τροχοπέδη στην εκτεταμένη χρήση των 2-Χ έναντι των 4-Χ κινητήρων. Ο κυριότερος από αυτούς είναι ο περιορισμένος χρόνος που διατίθεται για την απόπλυση, εξαναγκάζοντάς μας να αυξήσουμε το τμήμα της διαδρομής σάρωσης και να χρησιμοποιήσουμε αντλία σάρωσης η οποία απορροφά σημαντικό ποσοστό του παραγόμενου έργου (κοντά στο 10 %).

Επίσης, το εσωτερικό του κυλίνδρου και τα επιμέρους στελέχη του κινητήριου μηχανισμού καταπονούνται περισσότερο από μεγάλα θερμικά φορτία (περιορισμένος χρόνος για απαγωγή θερμότητας). Συνεπώς δεν μπορούν να λειτουργήσουν σε αναλόγως υψηλές φορτίσεις και ταχύτητες περιστροφής, όπως οι 4-Χ κινητήρες, καθώς και να υπερπληρωθούν με τους ίδιους βαθμούς υπερπλήρωσης.

1.2 Κύκλος λειτουργίας ναυτικού κινητήρα Diesel

1.2.1 Θεωρητικός κύκλος λειτουργίας

Ο πιο διαδεδομένος ναυτικός κινητήρας είναι ο δίχρονος εμβολοφόρος Diesel και αυτός θα παρουσιαστεί παρακάτω.



Σχήμα 1.5: Ο θεωρητικός κύκλος Diesel (Joule-Brayton) σε διαγράμματα p-v και T-s

Οι κύκλοι Diesel στηρίζονται στο θεωρητικό υπόβαθρο του κύκλου Joule-Brayton όπου και διακρίνονται τα εξής στάδια διεργασιών της καύσιμης ύλης.

α) Ισεντροπική συμπίεση του αέρα με βαθμό συμπίεσης $\epsilon = V_2/V_1$.

β) πρόσδοση θερμότητας Q_{23} στο σύστημα μέσω της καύσης υπό σταθερή πίεση μεταξύ των όγκων V_3 και V_2 των οποίων ο λόγος $\alpha = V_3/V_2$ ονομάζεται βαθμός φορτίου ή βαθμός αποκοπής

γ) Ισεντοπική αποτόνωση του αέρα έως τον αρχικό όγκο V_1 .

δ) Αποβολή θερμότητας στο περιβάλλον Q_{41} υπό σταθερό όγκο μέχρι του σημείου εκκίνησης του κύκλου 1.

Χρησιμοποιώντας στοιχειώδη θερμοδυναμική μπορούμε να εξάγουμε σημαντικά συμπεράσματα όπως αναλύεται και παρακάτω.

Χρήσιμα μεγέθη

$$\text{Βαθμός απόδοσης κύκλου Diesel : } \eta_{\text{Diesel}} = \frac{W}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} \quad (1.1),$$

Με την παραδοχή ότι ο αέρας λειτουργεί ως τέλειο αέριο τα συναλλασσόμενα ποσά θερμότητας που εμφανίζονται στη σχέση του βαθμού απόδοσης μπορούν να γραφούν ως :

$$Q_{23} = m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (1.2) \quad \text{και} \quad Q_{41} = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) \quad (1.3),$$

όπου c_p και c_v οι θερμοχωρητικότητες υπό σταθερή πίεση και όγκο αντίστοιχα και m η μάζα του εργαζόμενου αέρα.

Αναλύοντας τη σχέση του βαθμού απόδοσης

$$\eta_{\text{Diesel}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (1.4)$$

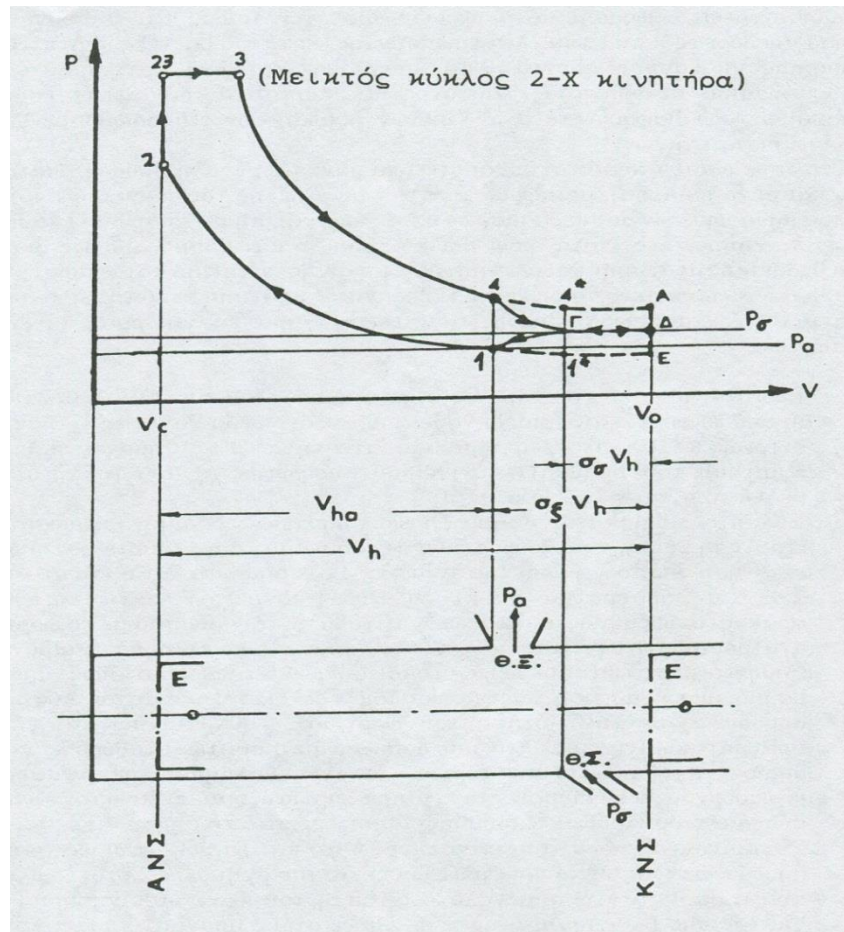
Για την ισεντροπική μεταβολή 1-2 η ποσότητα $T \cdot V^{\gamma-1}$ είναι σταθερή συνεπώς $T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{\gamma-1}$ και για την ισόθλιπτη μεταβολή 2-3 αντίστοιχα προκύπτει $\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \alpha$, άρα $T_3 = \alpha \cdot T_1 \cdot \epsilon^{\gamma-1}$.

Ακόμα για την ισεντροπική μεταβολή 3-4 : $\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{\alpha}{\epsilon}\right)^{\gamma-1}$ και αντικαθιστώντας την τιμή του T_3 από την προηγούμενη εξίσωση τελικά : $T_4 = \alpha \cdot T_1 \cdot \epsilon^{\gamma-1} \cdot \left(\frac{\alpha}{\epsilon}\right)^{\gamma-1} = \alpha^\gamma \cdot T_1$

Αντικαθιστούμε τις τιμές των T_2 , T_3 και T_4 στη σχέση του βαθμού απόδοσης και λαμβάνουμε:

$$\eta_{\text{Diesel}} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{(\alpha^\gamma - 1)}{(\alpha \cdot \varepsilon^{\gamma-1} - \varepsilon^{\gamma-1})} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \frac{\alpha^\gamma - 1}{\gamma(\alpha - 1)} \quad (1.5)$$

Απο την τελευταία ισότητα διαπιστώνεται η ισχυρή εξάρτηση του βαθμού απόδοσης του ιδανικού κύκλου Diesel από το βαθμό συμπίεσης ε κατά αναλογία, από τον εκθέτη της ισεντροπικής μεταβολής γ (ανάλογη εξάρτηση) και από το λόγο α , ο οποίος υποδηλώνει το φορτίο της μηχανής (αντίστροφη εξάρτηση).



Σχήμα 1.6: Ιδανικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα p-v 2-Χ κινητήρα

σ_σ : σχετικό άνοιγμα εισαγωγής με τιμές από 0.09 έως 0.14 για βραδύστροφους κινητήρες και 0.12 ÷ 0.18 για ταχύστροφους

σ_ξ : σχετικό άνοιγμα εξαγωγής με τιμές από 0.2 με 0.3 και 0.28 με 0.4 για βραδύστροφους και ταχύστροφους αντίστοιχα

p_σ : πίεση περιβάλλοντος

$$V_{ho} = (1 - \sigma_\sigma)V_h : \text{συμβατικός όγκος εμβολισμού} \quad (1.6)$$

W_i (ενδεικνύμενο έργο) : Το εμβαδόν της περιοχής που εσωκλείεται της καμπύλης ενός δυναμοδεικτικού διαγράμματος p-v και πιο συγκεκριμένα η διαφορά του αρνητικού βρόχου που αντιστοιχεί στην εναλλαγή των αερίων από το θετικό βρόχο παραγωγής έργου

$$W_i = W_i^+ - W_i^- \quad (1.7)$$

Στους δίχρονους κινητήρες λόγω ύπαρξης αντλίας αποπλύσεως ο αρνητικός βρόχος είναι μηδέν.

imep (indicated mean effective pressure) ή \bar{p}_i : Η μέση ενδεικνύμενη πίεση ορίζεται ως το πηλίκο του ενδουκνύμενου έργου ανά κύλινδρο και ανά κύκλο λειτουργίας προς τον αναρροφόμενο όγκο ή όγκο εμβολισμού του κάθε κυλίνδρου.

$$imep \text{ (N/m}^2\text{)} = \frac{\text{ενδεικνύμενο έργο ανά κύλινδρο και κύκλο λειτουργίας (N m)}}{\text{αναρροφόμενος όγκος ανά κύλινδρο (m}^3\text{)}} \quad (1.8)$$

bmep (break mean effective pressure) ή \bar{p}_b : Ορίζεται ως το πηλίκο του ωφέλιμου παραγόμενου έργου ανά κύλινδρο και κύκλο λειτουργίας προς τον αναρροφόμενο όγκο του κάθε κυλίνδρου.

$$bmep \text{ (N/m}^2\text{)} = \frac{\text{ωφέλιμο παραγόμενο έργο ανά κύλινδρο και κύκλο λειτουργίας (N m)}}{\text{αναρροφόμενος όγκος ανά κύλινδρο (m}^3\text{)}} \quad (1.9)$$

Από το πηλίκο των δυο παραπάνω μεγεθών προκύπτει ο μηχανικός βαθμός απόδοσης

$$\eta_m = \frac{bmep}{imep} \quad (1.10)$$

fmep (frictional mean effective pressure) : Η μέση πίεση τριβών είναι το μέτρο των μηχανικών απωλειών

$$fmep = imep - bmep \quad (1.11)$$

Η ωφέλιμη ισχύς του κινητήρα (*brake power*) υπολογίζεται από τη σχέση :

$$\text{brake power} = \bar{p}_b \cdot V_h \cdot v = \bar{p}_b \cdot L \cdot A \cdot z \cdot v, \quad (1.12)$$

όπου V_h : ο συνολικός όγκος εμβολισμού του κινητήρα

L : το μήκος ενεργού διατομής του εμβόλου

A : η επιφάνεια του εμβόλου

z : ο αριθμός των εμβόλων και

$v = \frac{n(\text{rpm})}{30 \cdot K}$: ο αριθμός των κύκλων λειτουργίας ανά sec, με $K=2$ για δίχρονο κινητήρα

ή $K=4$ για τετράχρονο

η_i (ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης) : Είναι ένα πολύ χρήσιμο 'εργαλείο' για να αντιληφθούμε τη θερμοδυναμική απόδοση του κινητήρα

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}_f \cdot CV} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f \cdot CV \cdot \eta_m} \quad (1.13)$$

\dot{W} : η ωφέλιμη ισχύς της μηχανής

CV : η θερμογόνοσ ικανότητα του καυσίμου και

\dot{m}_f : η παροχή καυσίμου στη μηχανή

η_V (ογκομετρικός βαθμός απόδοσης ή βαθμός πληρώσεως) : Είναι ένα μέτρο για την αποδοτικότητα των διαδικασιών της εισαγωγής.

$$\eta_V = \frac{\text{μάζα αέρα που αναρροφάται ανά κύλινδρο και ανά κύκλο}}{\text{μάζα του αέρα στον όγκο εμβολισμού σε συνθήκες περιβάλλοντος για το p και T}} \quad (1.14)$$

λ_α (λόγος ισοδυναμίας αέρα) : Είναι το πηλίκο του πραγματικού λόγου αέρα καυσίμου AFR προς το αντίστοιχο στοιχειομετρικό AFR_{ST} .

$$\lambda_\alpha = \frac{AFR}{AFR_{ST}} \quad (1.15)$$

η_B (ωφέλιμος βαθμός αποδόσεως) : Ορίζεται ως το πηλίκο του ωφέλιμου έργου του κινητήρα προς την απελευθερούμενη θερμότητα λόγω καύσης του καυσίμου

$$\eta_B = \frac{W_B}{Q_f} = \frac{W_B}{\dot{m}_f \cdot CV} \quad (1.16)$$

Η ποσότητα του καυσίμου που καίγεται δίνεται από τη σχέση :

$$\dot{m}_f = \frac{\eta_V \cdot V_h \cdot \rho_\alpha}{\lambda_\alpha \cdot m_f} \quad (1.17\alpha) \quad \text{ή} \quad \frac{\eta_V \cdot V_h \cdot \rho_\alpha}{AFR} \quad (1.17\beta) \quad , \quad \text{όπου } \eta_V \text{ ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, } AFR \text{ ο λόγος αέρα/καυσίμου, } \lambda_\alpha \text{ ο λόγος ισοδυναμίας αέρα και } \rho_\alpha \text{ η πυκνότητα του αέρα περιβάλλοντος.}$$

bsfc (ειδική κατανάλωση καυσίμου) : Η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι από τα πιο θεμελιώδη χαρακτηριστικά ενός κινητήρα και ουσιαστικά είναι το μέτρο της οικονομικότητας του, ορίζεται δε από τη σχέση:

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_B} = \frac{1}{\eta_B \cdot CV} \quad (1.18) \quad , \quad \text{όπου } P_B \text{ η ωφέλιμη ισχύς}$$

Τελικά για το ωφέλιμο έργο του κινητήρα ανά κύκλο λειτουργίας ισχύει :

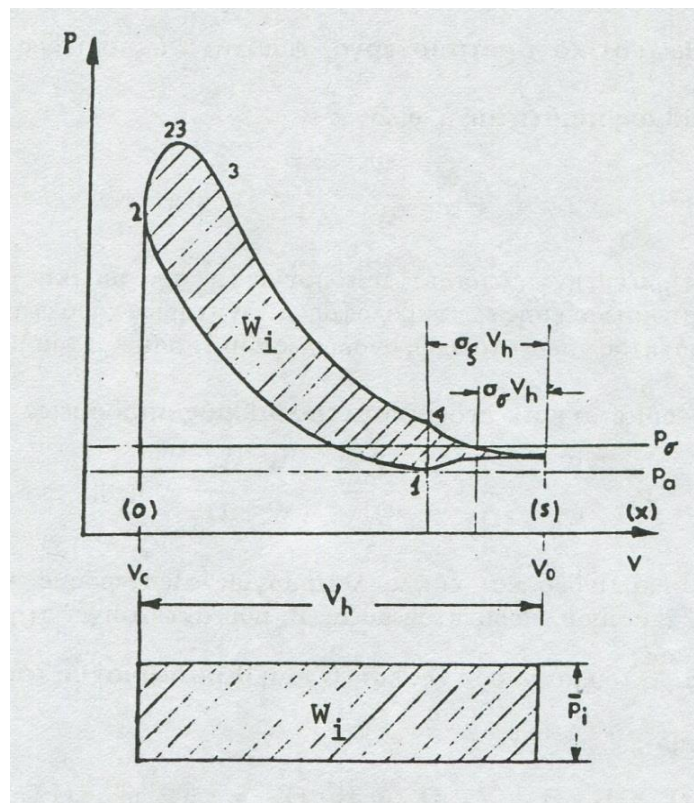
$W_b = \bar{p}_b \cdot V_h = m_f \cdot \eta_B \cdot CV$ **(1.19)** και κάνοντας χρήση του ορίσματος του m_f προκύπτει :

$$\bar{p}_b = \eta_V \cdot \eta_B \cdot \rho_\alpha \cdot CV / AFR \quad \mathbf{(1.20\alpha)} \quad \text{ή} \quad \bar{p}_b = \frac{\eta_V \cdot \eta_B \cdot \rho_\alpha \cdot CV}{m_\alpha \cdot \lambda_\alpha} \quad \mathbf{(1.20\beta)}$$

$$\text{Αντίστοιχα } \bar{p}_i = \eta_V \cdot \eta_i \cdot \rho_\alpha \cdot CV / AFR \quad \mathbf{(1.21\alpha)} \quad \text{ή} \quad \bar{p}_i = \frac{\eta_V \cdot \eta_i \cdot \rho_\alpha \cdot CV}{m_\alpha \cdot \lambda_\alpha} \quad \mathbf{(1.21\beta)}$$

1.2.2 Πραγματικός κύκλος λειτουργίας

Ο πραγματικός κύκλος λειτουργίας εμβολοφόρου diesel ακολουθεί εν γένει τις ίδιες νόρμες και τις ίδιες μεταβολές με το θεωρητικό κύκλο, ο οποίος παρουσιάστηκε παραπάνω. Εντούτοις οι δυο κύκλοι διαφοροποιούνται σημαντικά λόγω του ότι στον πραγματικό κύκλο το εργαζόμενο μέσο (μείγμα αέρα-καυσίμου) δεν θεωρείται ιδανικό αέριο και οι μεταβολές δεν είναι πλέον αντιστρεπτές καθώς σε αυτές υπεισέρχονται απώλειες.



Σχήμα 1.7: Τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα p-v ενός 2-Χ κινητήρα

- φάση εναλλαγής των αερίων : Σαν φάση εναλλαγής των αερίων ορίζεται το χρονικό διάστημα κατά το οποίο έχουμε 'απόπλυση' του κυλίνδρου από τα καυσαέρια του προηγούμενου κύκλου και πλήρωση με ποσότητα αέρα περιβάλλοντος ώστε να

εκκινήσει ένας νέος κύκλος λειτουργίας.Κύριο μέλημα μας είναι ο κατάλληλος χρονισμός των βαλβίδων ή θυρίδων εισαγωγής – εξαγωγής (το άνοιγμα και κλείσιμο τους την κατάλληλη χρονική στιγμή).

Ο σωστός χρονισμός είναι πολύ βασικό μέγεθος για την εύρυθμη λειτουργία της μηχανής καθώς σχετίζεται άμεσα με το παραγώμενο έργο από τον κινητήρα αλλά και με την ποιότητα της καύσης μέσα στον κύλινδρο και κατ'επέκταση την παραγωγή ρύπων.

Παρακάτω αναλύεται η διαδικασία για δίχρονο κινητήρα.Αρχικά ανοίγει η θυρίδα εξαγωγής, και λόγω της διαφοράς πίεσης ανάμεσα στο εσωτερικό του κυλίνδρου και το περιβάλλον δημιουργείται φυσική κυκλοφορία των καυσαερίων προς τον σχετό εξαγωγής.Με το πέρας αυτής της διαδικασίας ,που ονομάζεται *περίοδος εκροής* ,ο κύλινδρος έχει εκκενωθεί από τα καυσαέρια και η πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου πέφτει μέχρι την πίεση αποπλύσεως p_0 (πολλές φορές λόγω του μικρού χρονικού διαστήματος της εκροής μπορεί να έχουμε κατάλοιπα καυσαερίων λόγω δινών που δημιουργούνται στο εσωτερικό του κυλίνδρου).Η διαδικασία απόβολης των καυσαερίων διευκολύνεται με το άνοιγμα της θυρίδας εισαγωγής καθώς ο εισερχόμενος αέρας περιβάλλοντος ωθεί την παραμένουσα ποσότητα καυσαερίων προς την εξαγωγή.Καθ'όλη τη διάρκεια της *περιόδου αποπλύσεως* η πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου δεν παραμένει σταθερή ,όπως υποτέθηκε στον θεωρητικό κύκλο, αλλά κινείται ανάμεσα στις τιμές της πίεσης αποπλύσεως και της πίεσης περιβάλλοντος.

Ομοίως γίνεται και η εναλλαγή των αερίων στους 4-Χ κινητήρες.Σε αυτή την περίπτωση πάντως υπάρχουν περιορισμοί στην ταχύτητα ανοίγματος και κλεισίματος των βαλβίδων,ώστε να αποφευχθεί η φθορά των βαλβίδων και ο θόρυβος,όπως και ακραία φαινόμενα ροής.

Διακρίνονται λοιπόν 3 επιμέρους φάσεις :

- Η περίοδος της εκροής αρχίζει με το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής που γίνεται αρκετές μοίρες προ του κάτω νεκρού σημείου (ΚΝΣ).Αυτό παρουσιάζει ένα σαφές μειονέκτημα ,ότι χάνεται πολύτιμο έργο από τη μηχανή το οποίο αντισταθμίζεται από το γεγονός ότι γίνεται πιο αποτελεσματική απόπλυση(η πίεση που επικρατεί στον κύλινδρο είναι αρκετα μεγαλύτερη της ατμόσφαιρας).Μόλις 'περάσουμε' το ΚΝΣ η πίεση έχει πλέον μειωθεί στα επίπεδα της p_0 (κατά τι μεγαλύτερή της ωστέ να μην έχουμε αναρρόφηση)και η εκροή των καυσαερίων συντελείται από την επιφάνεια του εμβόλου.Το τέλος της περιόδου εκροής σηματοδοτείται από το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής.
- Η περίοδος επικάλυψης των βαλβίδων αρχίζει με το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής,λίγες μοίρες προ του άνω νεκρού σημείου (ΑΝΣ) ώστε λόγω του πεπερασμένου χρόνου ανοίγματος η βαλβίδα να έχει ανοίξει πλήρως αμέσως μετά το ΑΝΣ και τελειώνει με το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής,λίγες μοίρες μετά το ΑΝΣ(ωστέ να 'καθαριστεί' κατάλληλα ο κύλινδρος).Σε αυτή την περίοδο η οδήγηση των καυσαερίων προς τον σχετό εξαγωγής υποβοηθείται από το ρεύμα του αέρα περιβάλλοντος.Προσοχή πρέπει να δωθεί στα μερικά φορτία

καθώς ελοχεύει ο κίνδυνος οπισθοροής των καυσαερίων προς τον κύλινδρο λόγω μικρότερης πίεσης στο ρεύμα του οχετού εισαγωγής.

Στην περίπτωση που έχουμε υπερπλήρωση η εν λόγω περίοδος διαρκεί παραπάνω ώστε να έχουμε καλύτερη ψύξη του συστήματος εξαγωγής και της εισαγωγής του στροβίλου.

- Η περίοδος αναρρόφησης αρχίζει με το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής και τελειώνει με το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής. Τη στιγμή του κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής η πίεση (έναρξης συμπίεσεως) έχει σχεδόν την ίδια τιμή με την πίεση περιβάλλοντος (p_a) ή την $p_{\text{υπ}}$ για υπερπληρωμένους κινητήρες (αυτό ισχύει στους κινητήρες diesel για κάθε φορτίο). Η θερμοκρασία στην αρχή της συμπίεσης (T_o) είναι κατά τι μεγαλύτερη της T_a ή της $T_{\text{υπ}}$ (30 με 60 °C), γεγονός που οφείλεται στην μεταφορά θερμότητας από τα θερμά τοιχώματα του κυλίνδρου στον εισερχόμενο αέρα και λόγω της ανάμειξης με υπολείματα καυσαερίου.
- φάση της συμπίεσης : Η φάση αυτή εκκινεί με το κλείσιμο των θυρίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Σε αντίθεση με τον πραγματικό κύκλο η μεταβολή αυτή, δεν μπορεί να θεωρηθεί αντιστρεπτή. Και αυτό λόγω των διαρροών μείγματος από ελλειπή στεγανότητα των ελατηρίων του εμβόλου και λόγω των απωλειών θερμότητας δια ακτινοβολίας και συναγωγής του κυλίνδρου προς το περιβάλλον. Όμως παρόλο που η καμπύλη συμπίεσεως δεν είναι ισεντροπική το συνολικά προσδιδόμενο στο εργαζόμενο μέσο έργο είναι προσεγγιστικά ίσο με της ισεντροπικής συμπίεσης (στην αρχή της συμπίεσης και μέχρι θερμοκρασίας περίπου 250°C , λόγω απωλειών, έχουμε μικρότερο προσδιδόμενο έργο σε σχέση με αυτό της ισεντροπικής συμπίεσης. Από εκεί και έπειτα όμως οι απώλειες υπερκεράζονται από τη θερμότητα που μεταφέρουν τα τοιχώματα στο μείγμα και έτσι έχουμε αυξημένο συγκριτικά παραγώμενο έργο). Η τελική πίεση συμπίεσης p_c από την άλλη είναι λίγο πιο χαμηλή από ότι θα περιμέναμε αν ήταν ισεντροπική η μεταβολή.

Η τιμή της επιθυμητής p_c καθορίζεται από το καύσιμο που χρησιμοποιείται (στην περίπτωση του diesel, καύσιμο με μεγάλο αριθμό κετανίων παρουσιάζει καλύτερη αντικρουστική ικανότητα και συνεπώς μπορεί να 'υποστεί' μεγαλύτερο λόγο συμπίεσης). Όρια στην συμπίεση τίθενται ακόμα από την αντοχή των μηχανικών μερών του κινητήρα. Για κινητήρα diesel η p_c σε βραδύστροφους, μεγάλων διαστάσεων κινητήρες ορίζεται γύρω στα 35 bar , για ταχύστροφους κυμαίνεται από 40 – 45 bar και για υπερπληρωμένους από 80 έως 120 bar.

Η τελική θερμοκρασία συμπίεσεως για κάθε τιμή της p_c προκύπτει από διαγράμματα σε συνάρτηση με την πίεση p_c και πρέπει να ελέγχεται ώστε να έχουμε ιδανικές συνθήκες ανάφλεξης του καυσίμου. Πολύ ψηλές τιμές θερμοκρασίας με το πέρας της συμπίεσης μπορεί να αυξάνουν το ωφέλιμο έργο ωστόσο είναι υπεύθυνες για την μεγαλύτερη συγκέντρωση ρύπων στα καυσαέρια και κυρίως NO_x .

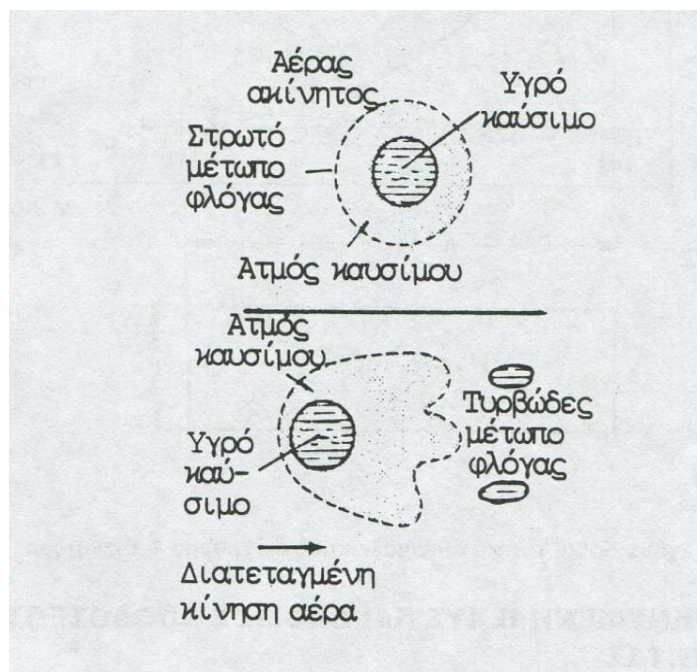
- φάση της καύσης : Η φάση αυτή ξεκινάει με το τέλος της συμπίεσης και χρειάζεται συνήθως ένα διάστημα 40-60 μοιρών γωνίας στροφάλου προκειμένου να ολοκληρωθεί. Με δεδομένο ότι η καύση πρέπει να έχει ολοκληρωθεί 15 – 25 μοίρες γωνίας στροφάλου μετά το ΑΝΣ ώστε να έχουμε τη μέγιστη παραγωγή έργου (μέγιστη δύναμη στην επιφάνεια εμβόλου) θα πρέπει να εκκινεί σε μια χρονική απόσταση 20 -30° προ του ΑΝΣ

Στους κινητήρες diesel είναι επιτακτική η τέλεια καύση και προς αυτό το σκοπό προσπαθούμε να έχουμε μια περίσσεια αέρα (λόγους ισοδυναμίας αέρα λ_a από 1.2 έως 1.8)

Η καύση χωρίζεται σε 3 στάδια τα οποία θα αναλυθούν παρακάτω :

- **στάδιο καθυστέρησης αναφλέξεως**
- **στάδιο ανεξέλεγκτης καύσης**
- **στάδιο ελεγχόμενης καύσης**

Αναλυτικότερα το καύσιμο αυταναφλέγεται και παράγει έντονη φλόγα συνήθως στις παρυφές της εγχυόμενης δέσμης. Το μέτωπο της φλόγας που δημιουργείται μεταφέρει θερμότητα με ακτινοβολία και συναγωγή στις 'γειτονικές' άκαυστες περιοχές του καυσίμου οι οποίες ατμοποιούνται και εν συνεχεία αυταναφλέγονται με τη σειρά τους.



Σχήμα 1.8: Στρατή και τυρβώδης φλόγα διάχυσης σε κινητήρα Diesel

Σημαντικό ρόλο στην καύση παίζει η ταχύτητα διάδοσης της φλόγας w_f . Η w_f εξαρτάται κυρίως από το επίπεδο τύρβης (το οποίο δημιουργείται από την παλινδρομική κίνηση του εμβόλου) και κατ'επέκταση η καύση μεταδίδεται

πρωτερευόντως μέσω τύρβης και συγκεκριμένα από τις συγκρούσεις των μορίων του μείγματος λόγω του στροβιλισμού τους στο εσωτερικό του κυλίνδρου.

Εκτός της ταχύτητας του κινητήρα η w_f επηρεάζεται ακόμα από :

- το καύσιμο και ειδικότερη τη σύνθεσή του.
- τη προπορεία εναύσεως
- το βαθμό συμπίεσης (ανάλογη εξάρτηση)
- τις συνθήκες περιβάλλοντος : την p_α και την T_α στην έναρξη της συμπίεσης και την υγρασία του αέρα(ομόσημη εξάρτηση με τη p_α ,ετερόσημη με τη T_α και την υγρασία)
- την ύπαρξη παραμέμοντος καυσαερίου (αντίστροφη εξάρτηση).

Στον κινητήρα diesel μπορεί να παρουσιαστούν φαινόμενα μη ομαλής καύσης όπως η κρουστική καύση (knocking). Το φαινόμενο παρουσιάζεται σε περιπτώσεις όπου έχουμε αργή ανάφλεξη του καυσίμου και μπορεί να αντιμετωπιστεί με την αποφυγή έγχυσης μεγάλης ποσότητας καυσίμου σε σύντομο χρονικό διάστημα. Μερικά συστήματα είναι 'προσανατολισμένα' στο να εγχύουν αρχικά μια μικρή ποσότητα καυσίμου και εν συνεχεία την υπόλοιπη ποσότητα. Μια άλλη λύση είναι η αύξηση του βαθμού συμπίεσης ώστε το καύσιμο κατά την έγχυση να 'συναντήσει' μεγαλύτερες τιμές πίεσης και θερμοκρασίας.

- φάση της αποτόνωσης : Η φάση της αποτόνωσης ακολουθεί τη φάση της καύσης. Στον κινητήρα diesel βέβαια γίνεται ταυτόχρονα με την καύση ενός πολύ μικρού μέρους του καυσίμου(φαινόμενο που συνεχίζεται μέχρι το πέρας της φάσης και το άνοιγμα της θυρίδας εξαγωγής).

1.2.3 Εκκίνηση κινητήρα diesel

Η εκκίνηση του κινητήρα diesel συνεπάγεται αντικειμενικές δυσκολίες που μπορεί να οφείλονται στα παρακάτω :

- καύσιμο χαμηλής ποιότητας
- χαμηλές θερμοκρασίες
- ανεπαρκώς κλεισμένες βαλβίδες
- διαρροές μέσω των ελατηρίων του εμβόλου
- χαμηλή ταχύτητα εκκίνησης

Συγκεκριμένα για την εύρυθμη εκκίνηση και λειτουργία του κινητήρα απαιτούνται υψηλές τιμές πίεσης και θερμοκρασίας στον κύλινδρο. Υπό αυτές τις συνθήκες τα σταγονίδια του καυσίμου θα αλληλεπιδράσουν έντονα με τα μόρια του αέρα ώστε να έχουμε ατμοποίησή τους και επομένως και αυτανάφλεξη χωρίς μεγάλη καθυστέρηση. Η

εκκίνηση του κινητήρα σε χαμηλές στροφές θα φάνταζε ιδανική λύση λόγω του μεγάλου χρονικού περιθωρίου για τα σταγονίδια του καυσίμου να αυταναφλεγούν. Όμως η χαμηλή ταχύτητα περιστροφής μειώνει τη μέγιστη πίεση και θερμοκρασία (λόγω μεγαλύτερου χρόνου επαφής των μορίων του καυσίμου με τα πιο ψυχρά τοιχώματα) που αναπτύσσεται στον κύλινδρο και αυξάνει τις διαρροές μέσω των βαλβίδων και των ελατηρίων του εμβόλου.

Τέσσερις απλές ρυθμίσεις στο σύστημα έγχυσης είναι ευεργετικές για την ομαλή εκκίνηση του κινητήρα

- η έγχυση μεγαλύτερης του καθορισμένου ποσότητας καυσίμου : ο αυξημένος όγκος του καυσίμου αυξάνει το βαθμό συμπίεσης , το άκαυστο diesel κλείνει τις διόδους διαφυγής του αέρα (από τις βαλβίδες και τα ελατήρια του εμβόλου) και τελικά η περίσσεια καυσίμου αυξάνει τη πιθανότητα καύσης.

Είναι σημαντικό η έγχυση του καυσίμου να επανέλθει στα καθορισμένα επίπεδα όταν ο κινητήρας εισέλθει σε κανονική λειτουργία (σε αντίθετη περίπτωση το παραγόμενο έργο θα ήταν μεγαλύτερο αλλά θα παραγόταν ανεπιθύμητη ποσότητα καπνού)

- η καθυστέρηση στην έγχυση(πολύ κοντά στο ANΣ) : υιοθετείται με σκοπό το καύσιμο να εγχυθεί σε υψηλότερες τιμές πίεσης και θερμοκρασίας
- Μια εναλλακτική βοηθητική μέθοδος εκκίνησης είναι η εισαγωγή μαζί με το ρεύμα αέρα στο θάλαμο ενός πτητικού ρευστού(όπως ο διεθλαιθέρας) που αυταναφλεγόμενο συντόμως συμβάλλει στην καύση της δέσμης του καυσίμου (ακόμα και με πολύ χαμηλούς λόγους συμπίεσης της τάξης του 4:1).
- Τέλος πολύ αποτελεσματική είναι η θέρμανση του αέρα αμέσως πριν την εισαγωγή στον κύλινδρο.Γι'αυτό το σκοπό χρησιμοποιούμε πυρακτωτές στους κινητήρες με διμερείς θαλάμους καύσης ή και θερμαντήρες (πριν την εισαγωγή στον κύλινδρο).

1.3 Στάδια της καύσης

1.3.1 Στάδιο καθυστέρησης αναφλέξεως

Το πρώτο στάδιο αντιστοιχεί στο χρονικό διάστημα κατά το οποίο έχουμε έγχυση ποσότητας καυσίμου χωρίς να υπάρχει ανάφλεξη.Αυτό συμβαίνει διότι για κάθε καύσιμο πρέπει να παρέλθει ένας συγκεκριμένος χρόνος ,που ορίζεται σαν χρόνος καθυστέρησης t_z ,από την έγχυση σε αέρα θερμοκρασίας $\geq \theta_z$ προκειμένου αυτό να προετοιμαστεί φυσικά και χημικά ώστε να αναφλεγεί.

Συγκεκριμένα η έναρξη του σταδίου σηματοδοτείται με την εισαγωγή των πρώτων σταγονιδίων του καυσίμου στον κύλινδρο και το πέρας του με την απότομη αύξηση του ρυθμού μεταβολής της πίεσης στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα(τη στιγμή που η καμπύλη του διαγράμματος 'αποκολλάται' από την καμπύλη απλής συμπίεσεως χωρίς καύση).Ο

χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης κυμαίνεται συνήθως από 1 έως 4 ms. Σε αυτό το χρονικό διάστημα λαμβάνουν χώρα η φυσική και η χημική προετοιμασία του καυσίμου.

Η φυσική προετοιμασία αφορά την ατμοποίηση των υγρών σταγονιδίων του καυσίμου στο ρεύμα του αέρα, λόγω της τύρβης στο εσωτερικό του κυλίνδρου και των υψηλών θερμοκρασιών που επικρατούν στο εσωτερικό του. Με γνώμονα αυτό είναι θεμελιώδες να αναπτυχθούν κατάλληλα θερμοκρασιακά πεδία και τα σταγονίδια του καυσίμου να είναι πολύ μικρού μεγέθους ώστε να διευκολυνθεί η ατμοποίηση τους και κατ'επέκταση η ανάφλεξη. Πολύ σημαντικό ρόλο παίζει και η ταχύτητα της δέσμης των σταγονιδίων η οποία πρέπει να είναι υψηλή. Η εξάτμιση προχωρά από την ακμή της δέσμης στο εσωτερικό και σε μικροσκοπικό επίπεδο από τη περιφέρεια των σταγονιδίων στο κέντρο τους.

Η χημική προετοιμασία αφορά τις χημικές αντιδράσεις που συμβαίνουν στο μείγμα του καυσίμου και ειδικότερα τη διάσπαση των βαρύτερων και πιο αδρανών υδρογονανθράκων προς παραγωγή ελαφρύτερων και δραστικότερων, από τους οποίους και θα ξεκινήσει η ανάφλεξη.

Συνοψίζοντας, στην προσπάθεια για ελάττωση του χρόνου καθυστέρησης αναφλέξεως πρέπει να ληφθούν υπόψη οι παραπάνω παράγοντες:

- Η αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας της γομώσεως του κυλίνδρου είναι ένα ζητούμενο. Αυτό επιτυγχάνεται με αύξηση του βαθμού συμπίεσης, υπερπλήρωση, αύξηση θερμοκρασίας και πίεσης του αέρα περιβάλλοντος που εισάγεται στον κύλινδρο.
- Η αυξημένη θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου μέσω λειτουργίας του κινητήρα σε όσο το δυνατόν μεγαλύτερα φορτία και μέσω της ηθελημένα ήπιας ψύξης (χρησιμοποιείται πιο θερμό ψυκτικό υγρό)
- Η προσπάθεια για παραγωγή εγχυτήρων με μικρότερες οπές ώστε να έχουμε μικρότερο διάμετρο σταγονιδίων και ομοιόμορφη διασπορά του καυσίμου.
- Η ταχύτερη κίνηση του ρεύματος του αέρα κατά την εισαγωγή του στον κύλινδρο, διότι έτσι επιταχύνεται η ομοιογενοποίηση του μείγματος και αυξάνεται το επίπεδο τύρβης. Με αυτό το τρόπο έχουμε ιδανική φυσική προετοιμασία όπως αναφέρθηκε και παραπάνω. Η ένταση της κίνησης του αέρα εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής αλλά και τη διαμόρφωση του θαλάμου καύσης και των οχετών εισαγωγής. Με μεταβολή της περισσειας αέρα δεν παρατηρείται ιδιαίτερη μεταβολή.

Με την χρήση διμερούς θαλάμου καύσης μπορούμε να έχουμε τα ίδια ικανοποιητικά αποτελέσματα σε ένα μεγάλο εύρος τιμών της ταχύτητας περιστροφής. Η υψηλή ταχύτητα του αέρα συνεπάγεται βέβαια και ανεπιθύμητη ψύξη για τα τοιχώματα του διμερούς θαλάμου καύσης οπότε μετριάζεται η μείωση

του τ_z (σε χαμηλά φορτία και κατά την εκκίνηση το τ_z είναι αρκετά μεγαλύτερο του αντίστοιχου χρόνου σε ενιαίο θάλαμο καύσης).

- Η προπορεία εγχύσεως ,ώστε τα σταγονίδια του καυσίμου να εισέλθουν στο θάλαμο καύσης τη στιγμή που στο εσωτερικό του επικρατούν οι επιθυμητές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας.Για κάθε ταχύτητα περιστροφής υπάρχει μια βέλτιστη τιμή της προπορείας εγχύσεως για την οποία ελαχιστοποιείται το τ_z .
- Το swirl (συστροφή του αέρα) και το squish (ακτινική περιστροφή) έχουν παρόμοια επίδραση στο τ_z με την αυξημένη ταχύτητα του ρεύματος αέρα.Επιτυγχάνονται με κατάλληλη διαμόρφωση του οχετού εισαγωγής ώστε να εισαχθεί ο αέρας υπό κατάλληλη γωνία. Το φαινόμενο υποβοηθείται από τη φυσική παλινδρομική κίνηση της γομώσεως του εμβόλου.

1.3.2 Στάδιο ανεξέλεγκτης καύσης

Το στάδιο αυτό έχει σαν κύριο χαρακτηριστικό την ανάφλεξη ,η οποία εκκινεί συνήθως από τις παρυφές της δέσμης των σταγονιδίων και σε μικροσκοπική κλίμακα από την εξωτερική επιφάνεια των σταγονιδίων, και κατά την εξέλιξη του φαινομένου κινείται προς το εσωτερικό.Συνήθως στη μάζα του καυσίμου μείγματος εμφανίζονται εστίες έναρξης της καύσης σε διάφορα σημεία και με μικρές χρονικές αποκλίσεις .Οι εστίες αυτές ενώνονται σύντομα και σχηματίζουν ένα μέτωπο που κατευθύνεται προς τις άκαυστες περιοχές του μείγματος.Η άκαυστη ποσότητα καυσίμου έχοντας ολοκληρώσει το προηγούμενο στάδιο (εφόσον δηλαδή έχει προετοιμαστεί φυσικά και χημικά)λαμβάνει το απαιραίτητο επιπλέον ποσό θερμότητας, προκειμένου να καεί ,από τις υπάρχουσες εστίες.

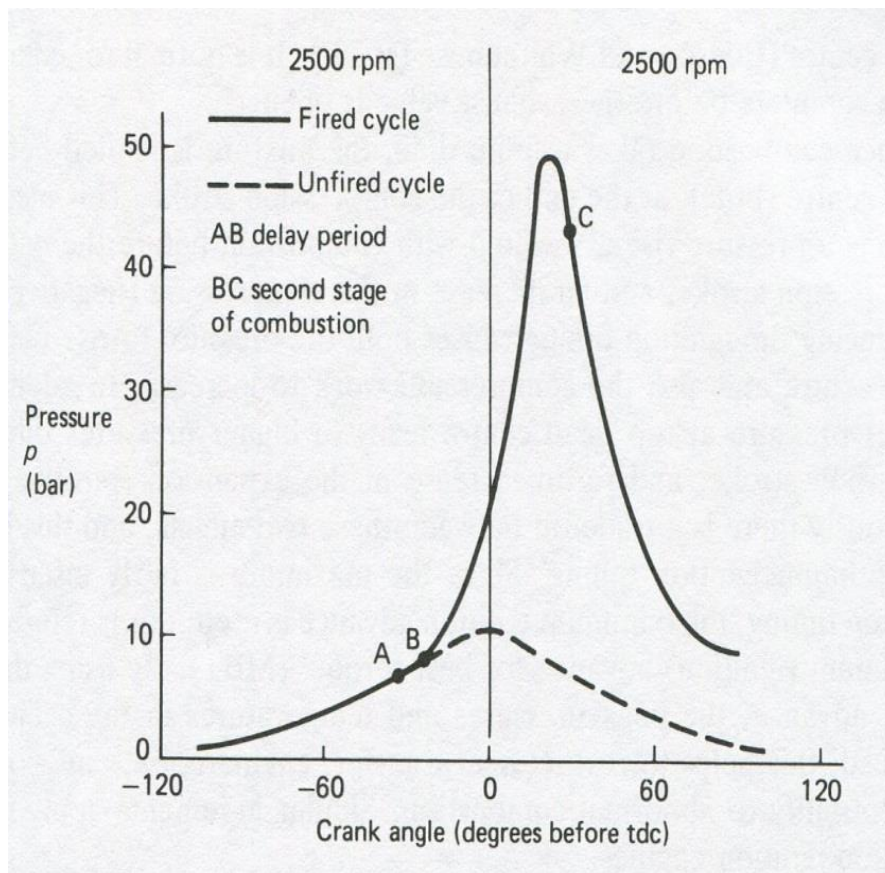
Η απότομη ανεξέλεγκτη καύση μεγάλης ποσότητας του εγχυθέντος καυσίμου αυξάνει τα επίπεδα πίεσης και θερμοκρασίας ώστε να συντηρηθεί η φλόγα και να μεταβούμε στο τελευταίο στάδιο.

1.3.3 Στάδιο ελεγχόμενης καύσης

Το καύσιμο εισέρχεται στο τρίτο στάδιο της καύσης εφόσον έχουν ήδη διαμορφωθεί συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας στο θάλαμο αλλά και πολύ έντονα επίπεδα τύρβης (λόγω της γρήγορης κινήσης του μείγματος).Αποτέλεσμα αυτού είναι να καίγεται πλέον σταθερά με την ελάχιστη δυνατή καθυστέρηση ανάφλεξης και με ρυθμό έγχυσης πλήρως ελεγχόμενο.Η καύση είναι τύπου τυρβώδους φλόγας διαχύσεως (diffusion) και μπορεί να συνεχιστεί κατά ένα πολύ μικρό ποσοστό μέχρι και το τέλος της αποτόνωσης στο ουραίο τμήμα (tail).

1.4 Το δυναμοδεικτικό διάγραμμα

Το δυναμοδεικτικό διάγραμμα μας δίνει την πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου ή του συνολικού όγκου (άθροισμα επιζήμιου όγκου V_c και του όγκου που ορίζεται από τη θέση του εμβόλου). Η χρησιμότητά του είναι εμφανής καθώς μας δίνει δεδομένα τόσο για τη γωνία στροφάλου όπου εμφανίζεται κάθε πίεση, όσο και για το έργο (ενδεικνύμενο και όχι ωφέλιμο, καθώς δεν αφαιρούνται οι απώλειες) που παράγεται από τον κύλινδρο (συγκεκριμένα από το ολοκλήρωμα της καμπύλης της πίεσης συναρτήσει του συνολικού όγκου στο αντίστοιχο διάγραμμα).

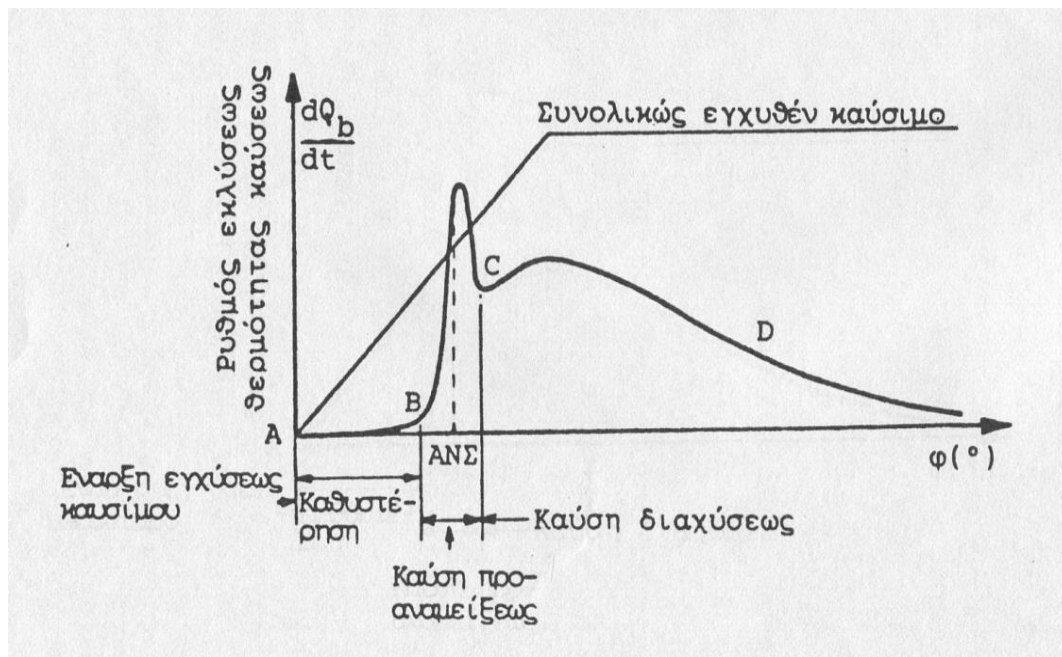


Σχήμα 1.9: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα p - ϕ κινητήρα Diesel

Η πίεση καταγράφεται συνήθως με ηλεκτρονικό δυναμοδείκτη του οποίου η λειτουργία βασίζεται στη μετατροπή της πίεσεως σε ένδειξη ρεύματος (μέσω μετατροπέα πίεσεως), που εν συνεχεία ενισχυμένη από έναν ενισχυτή μας δίνει τη μορφή του διαγράμματος σε ένα παλμογράφο. Το ζήτημα που ανακύπτει είναι η δυσχέρεια εύρεσης του ΑΝΣ, πρόβλημα που επιλύεται με τη χρήση ανιχνευτή ΑΝΣ.

1.5 Υπολογισμός του ρυθμού έκκλυσης θερμότητας από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα και η σημασία της

Το διάγραμμα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας είναι εξίσου ,αν όχι πιο σημαντικό του δυναμοδεικτικού για τη εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με την απόδοση του εγχυτήρα και της εν γένει λειτουργίας του κινητήρα.Το διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας ,HRR προκύπτει απ'ευθείας μέσω του δυναμοδεικτικού με την επιστράτευση 2 μεθόδων.



Σχήμα 1.10: Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (HRR) συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

- Χρήση ημι-εμπειρικής συναρτήσεως έκλυσης θερμότητας : Η καύση μπορεί να μοντελοποιηθεί μέσω συναρτήσεων μορφής Wiebe:

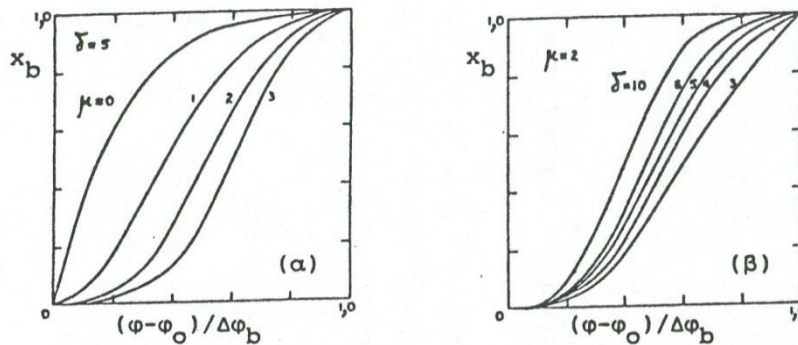
$$x_b(\phi) = 1 - \exp\{-\delta \cdot [(\phi - \phi_o)/\Delta\phi_B]^{\mu+1}\} \quad (1.22),$$

όπου $x_b(\phi)$: το κλάσμα μάζας του καυσίμου που έχει καεί για γωνία στροφάλου φ

ϕ_o : γωνία στροφάλου έναρξης της καύσης

$\Delta\phi_B$: διάρκεια της καύσης σε γωνία στροφάλου

Οι σταθερές δ και μ επιλέγονται ούτως ώστε το θεωρητικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα p-v να ταιριάζει όσο το δυνατόν περισσότερο με το αντίστοιχο πειραματικά υπολογισμένο. Συνήθως δ=5 και μ=2.



Σχήμα 1.11: Κλάσμα μάζας καμμένου καυσίμου συναρτήσει του αδιάστατου χρόνου καύσης για διαφορετικές τιμές του δ και μ

Εάν δεν έχουμε δεδομένα για το δυναμοδεικτικό διάγραμμα χρησιμοποιούμε την αθροιστική έκκλυση θερμότητας (Q_b) που υπολογίζεται με τη βοήθεια της κατώτερης θερμογόνου ικανότητας του καυσίμου, Θ_u .

$$\Theta_u \cdot m_f \cdot x_b(\phi) = Q_b(\phi) \quad (1.23), \quad m_f \text{ η μάζα του καυσίμου}$$

Παραγωγίζοντας την παραπάνω ως προς ϕ και αντικαθιστώντας την παράγωγο $\frac{dx_b(\phi)}{d\phi}$ με το όρισμα που προκύπτει από την παραγωγή της συνάρτησης Wiebe

λαμβάνουμε:

$$\frac{dx_b(\phi)}{d\phi} = \{(\mu + 1) \cdot \delta \cdot [(\phi - \phi_0)/\Delta\phi_B]^\mu / \Delta\phi_B\} \cdot \exp\{-\delta \cdot [(\phi - \phi_0)/\Delta\phi_B]^{\mu+1}\} \quad (1.24)$$

- Επεξεργασία του δυναμοδεικτικού με βοήθεια της θερμοδυναμικής ώστε να εξαχθεί ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας :

Αρχικώς θεωρούμε δεδομένο το δυναμοδεικτικό διάγραμμα p - V , δηλαδή τη συνάρτηση $p(V)$ άρα δεδομένη είναι και η πίεση συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, $p(\phi)$ από τη συσχέτιση του ϕ με το $x = (V - V_c) / (\pi \cdot D^2 / 4)$, μέσω γεωμετρίας :

$$x = r \cdot (1 - \cos\phi) + l \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\phi}) \quad (1.25), \quad \text{όπου } r \text{ η ακτίνα του στροφάλου}$$

l το μήκος του διωστήρα
και V_c ο επιζήμιος όγκος

Από τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο για σταθερή μάζα m στο εσωτερικό του κυλίνδρου προκύπτει (χωρίς να λαμβάνονται υπόψιν οι απώλειες μάζας λόγω διαρροών μέσω των ελατηρίων του εμβόλου):

$$\frac{dQ_b}{d\phi} - \frac{dQ_l}{d\phi} = p \frac{dV}{d\phi} + m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{d\phi} \quad (1.26)$$

$$p \frac{dV}{d\phi} + V \frac{dp}{d\phi} = m \cdot R \frac{dT}{d\phi} \quad (1.27)$$

όπου Q_b ο φαινομενικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας καύσης και Q_l η απώλεια θερμότητας προς το περιβάλλον.

Αντικαθιστώντας τον όρο $m \frac{dT}{d\phi}$ από τη δεύτερη εξίσωση στη πρώτη έχουμε

$$\frac{dQ_b}{d\phi} - \frac{dQ_l}{d\phi} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dV}{d\phi} + \frac{c_v}{R} \cdot V \frac{dp}{d\phi} \quad (1.28)$$

Η διαφορά στο πρώτο μέρος της παραπάνω εξίσωσης (1.28) είναι ο καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας.

Ο λόγος $\frac{dQ_l}{d\phi}$ μπορεί να υπολογιστεί προσεγγιστικά (άθροισμα απωλειών λόγω μεταφοράς θερμότητας συναγωγής και ακτινοβολίας), όπως και οι παράγωγοι των p και v συναρτήσει του ϕ .

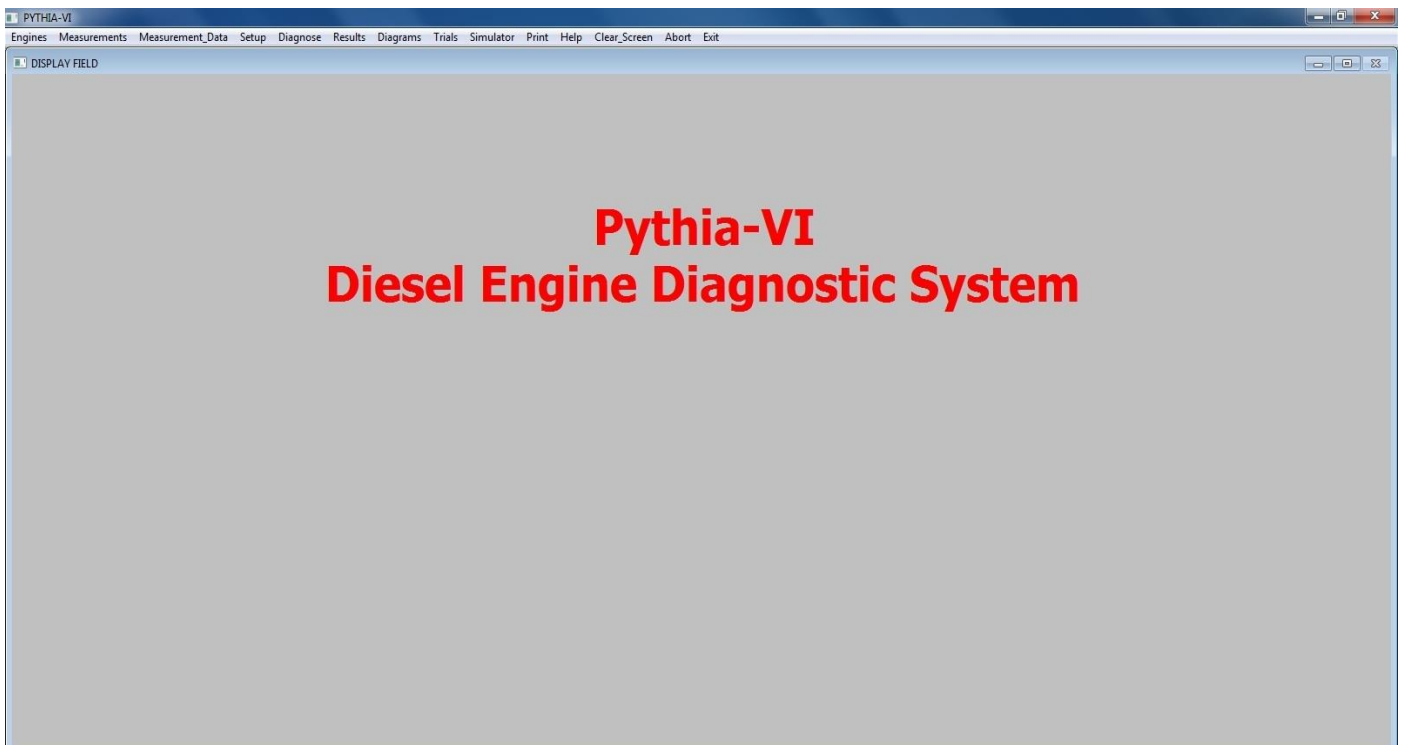
Τελικά έχουμε το $\frac{dQ_b}{d\phi}$ συναρτήσει του ϕ άρα και το $\frac{dx_b(\phi)}{d\phi}$ όπως αναλύθηκε παραπάνω.

Για να προκύπτει ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας $\frac{dQ_b}{d\phi}$ ομαλή καμπύλη πρέπει και το αντίστοιχο δυναμοδεικτικό που χρησιμοποιείται να είναι και αυτό ομαλή καμπύλη τουτέστιν η συνάρτηση της πίεσης p συναρτήσει του ϕ πρέπει να προκύπτει από επεξεργασία πολλαπλών δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων.

Στην συνέχεια της εργασίας στα πειραματικά δεδομένα θα χρησιμοποιηθεί τόσο το διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας HRR όσο και το διάγραμμα της αθροιστικής έκλυσης θερμότητας, CHR το οποίο σε ορισμένες περιπτώσεις παρέχει περισσότερες πληροφορίες από το HRR.

1.6 Περιγραφή του λογισμικού Pythia και διαδικασία λήψης μετρήσεων

Το λογισμικό Pythia μπορεί να χρησιμοποιηθεί τόσο για τη διάγνωση δυσλειτουργιών σε μηχανές diesel όσο και για την προσομοίωση συνθηκών λειτουργίας που επιθυμεί ο χρήστης. Μέσω μετρήσεων που έχουν συλλεχθεί και καταχωρηθεί στη βάση δεδομένων τις οποίες επεξεργάζεται, το λογισμικό μπορεί να παράσχει πληροφορίες σχετικά με την κατάσταση των μηχανικών μερών του κινητήρα (όπως των εγχυτήρων και της αντλίας ή των αντλιών καυσίμου), την ποιότητα της συμπίεσης και για τα θεμελιώδη μεγέθη που αφορούν τη μηχανή (παραγόμενη ισχύ, θερμοκρασία στην έξοδο των κυλίνδρων, μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης και άλλα). Ακόμα παρουσιάζει τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε κάθε περίπτωση αλλά και το διάγραμμα HRR (με το πέρας της διαδικασίας της προσομοίωσης).



Σχήμα 1.12: Κύριο μενού του διαγνωστικού λογισμικού

Για την περάτωση της παρούσας εργασίας στοιχεία πίεσεως πάρθηκαν από ναυτικούς κινητήρες με τη χρήση του κιτ PYTHIA-V / EDS-V diesel engine diagnostic system με την ακόλουθη διαδικασία :

- Ενεργοποιούμε το φορητό υπολογιστή που είναι προσαρτημένος στη συσκευή μετατροπής της πίεσης των καυσαερίων σε ψηφιακά δεδομένα.
- Ανοίγουμε το λογισμικό και επιλέγουμε από το κύριο μενού την επιλογή Engines και κατά σειρά την υποεπιλογή select engine επιλέγοντας τον κινητήρα για τον οποίο θα πάρουμε μέτρηση.
- Ενώνουμε το καλώδιο αισθητήρα με τον αισθητήρα πίεσης και εν συνεχεία ενώνουμε το καλώδιο αισθητήρα στον υποδοχέα cylinder pressure του μετατροπέα πίεσης.
- Από το κύριο μενού του λογισμικού επιλέγουμε το Take measurement. Θα μας ζητηθεί να εισάγουμε μια προσεγγιστική τιμή για τη τρέχουσα ταχύτητα του κινητήρα, ειδάλλως θα χρησιμοποιηθεί η υπάρχουσα τιμή. Το σύστημα μετά από λίγο θα ισορροπήσει και θα μας δώσει την πραγματική τιμή της ταχύτητας. Ακόμα μπορούν να εισαχθούν η τιμή της ισχύος σε kW, του φορτίου (%) και των ωρών λειτουργίας.
- Ανοίγουμε τη βαλβίδα της κεφαλής του κυλίνδρου ώστε να απομακρυνθούν όλα τα κατάλοιπα καυσαερίων και εν συνεχεία κλείνουμε τη βαλβίδα.
- Συνδέουμε το προσαρμογέα Thompson στην κεφαλή του κυλίνδρου και ανοίγουμε τη βαλβίδα ώστε να ελαχιστοποιηθεί ο θόρυβος των καυσαερίων.

- Αναμένουμε 1 με 2 λεπτά ώστε να σταθεροποιηθεί το σύστημα και μετράμε για τον πρώτο κύλινδρο. Στην οθόνη του υπολογιστή λαμβάνουμε πλέον δεδομένα.
- Μόλις ολοκληρωθεί η μέτρηση κλείνουμε την βαλβίδα της κεφαλής του κυλίνδρου και αποσυνδέουμε το προσαρμογέα Thompson. Με την αποθήκευση της μέτρησης το πρόγραμμα επιλέγει τον επόμενο κύλινδρο για μέτρηση (μπορεί να γίνει και χειροκίνητη επιλογή)
- Με την ολοκλήρωση των μετρήσεων ο αισθητήρας της πίεσης πρέπει να απομακρυνθεί από την κεφαλή του κυλίνδρου, καθώς λόγω υπερθέρμανσής του ενδέχεται να αλλοιωθεί η μελλοντική του απόδοση.

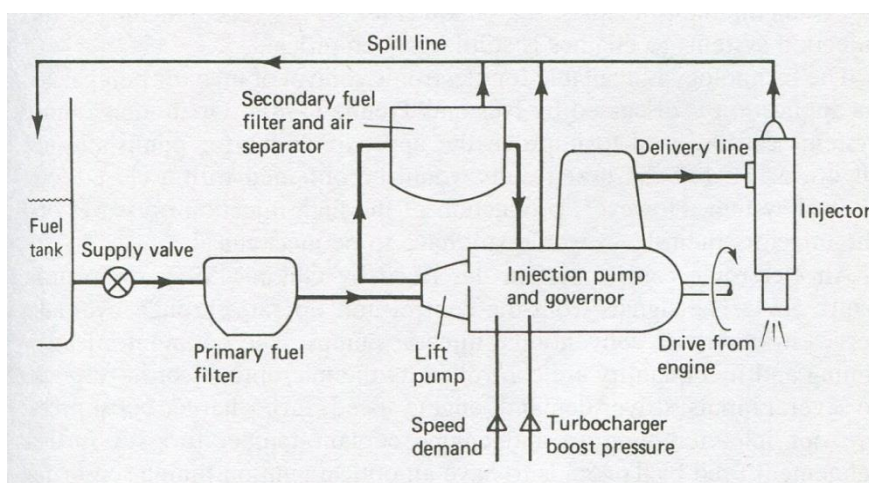
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΠΡΟΣΑΓΩΓΗ ΚΑΙ ΕΓΧΥΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΣΤΟΥΣ DIESEL ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ

2.1 Το σύστημα προσαγωγής και έγχυσης του καυσίμου

Τα συστήματα έγχυσης καυσίμου κατηγοριοποιούνται ανάλογα με τα ακόλουθα χαρακτηριστικά :

- *μονού εγχυτήρα* : σε αυτή τη περίπτωση ένας εγχυτήρας τροφοδοτεί με καύσιμο παραπάνω από ένα κύλινδρο.
- *Πολλαπλών εγχυτήρων* : Σε κάθε κύλινδρο αντιστοιχεί και ένας εγχυτήρας. Είναι το πλέον διαδεδομένο σύστημα έγχυσης για ντηζελοκινητήρες.
- *ηλεκτρονικά συστήματα έγχυσης* : Η ποσότητα και ο χρονισμός του εγχυόμενου καυσίμου καθορίζονται μέσω ηλεκτρομαγνητικής ενεργοποίησης.
- *μηχανικά συστήματα έγχυσης καυσίμου* : Η ποσότητα και ο χρονισμός καθορίζονται με την κίνηση ενός εμβόλου.
- *έγχυσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου* : Ο εγχυτήρας εισάγει την δέσμη του καυσίμου κατευθείαν στο εσωτερικό του κυλίνδρου.
- *έγχυσης στην εισαγωγή* : Ο εγχυτήρας εισάγει το καύσιμο στο ρεύμα αέρα στη θυρίδα εισαγωγής.
- *χρονισμένης έγχυσης* : Η έγχυση δεν είναι συνεχόμενη αλλά γίνεται σε συγκεκριμένες χρονικές στιγμές στον κύκλο και έχει πεπερασμένη χρονική διάρκεια. Χρησιμοποιείται σε όλα τα συστήματα έγχυσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου.
- *Συνεχόμενης έγχυσης* : Το καύσιμο κυκλοφορεί συνεχώς στο εσωτερικό του εγχυτήρα.

Το πιο διαδεδομένο σύστημα προσαγωγής και έγχυσης του καυσίμου είναι το σύστημα μηχανικής έγχυσης και αποτελείται από τον *εγχυτήρα*, την *αντλία έγχυσης* και το *σωλήνα κατάθλιψης του καυσίμου*. Το τυπικό σύστημα έγχυσης φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 2.1: Τυπικό σύστημα προσαγωγής του καυσίμου σε diesel κινητήρες

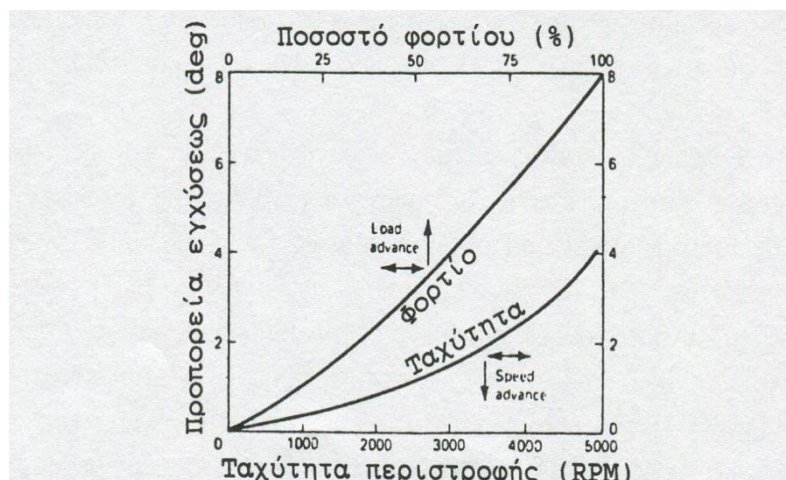
Το σύστημα αυτό εκτός από τον εγχυτήρα, την αντλία έγχυσης καυσίμου, το σωλήνα καταθλίψεως του καυσίμου αλλά και τους σωλήνες μεταφοράς του καυσίμου περιλαμβάνει:

- φίλτρα καθαρισμού του καυσίμου (συνήθως ένα πρωτεύον πριν την μεταφορική αντλία και ένα δευτερεύον μετά) από προσμίξεις.
- μεταφορική αντλία η οποία είναι υπεύθυνη για την μεταφορά του καυσίμου στην αντλία έγχυσης καυσίμου και λειτουργεί σε χαμηλές τιμές πίεσης (αναλαμβάνει δράση όταν η στάθμη της δεξαμενής τροφοδότησης είναι χαμηλή)
- ρυθμιστική βαλβίδα πίεσης που χρησιμοποιείται για αποφυγή υπερπίεσης στο σύστημα
- βαλβίδα διαχωρισμού του αέρα καθώς η παρουσία αέρα στο εσωτερικό των σωληνώσεων αλλά και σε άλλα μέρη του εξοπλισμού μπορεί να οδηγήσει σε προσαγωγή μεγαλύτερης της επιθυμητής ποσότητας καυσίμου στον εγχυτήρα.

Η αντλία είναι υπεύθυνη για τον χρονισμό και την ποσότητα του καυσίμου της έγχυσης, ανάλογα με το επιθυμητό φορτίο της μηχανής. Συνδέεται απευθείας με τον κινητήρα και λαμβάνει κίνηση από αυτόν (για 4X κινητήρα η αντλία περιστρέφεται με τη μισή ταχύτητα του κινητήρα, για 2X με την ίδια). Η αντλία περιλαμβάνει ένα ρυθμιστή στροφών στους κινητήρες σταθερών στροφών προκειμένου να διατηρείται η ταχύτητα περιστροφής ανεξαρτήτως μεταβολών στο φορτίο του κινητήρα.

Η χρονική στιγμή έγχυσης του καυσίμου μεταβάλλεται ανάλογα το φορτίο και την ταχύτητα περιστροφής, γιατί όσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής πρέπει να αυξάνεται η προπορεία ώστε να μην έχουμε καθυστέρηση στην ανάφλεξη (ο χρόνος καθυστέρησης αναφλέξεως σε γωνία στροφάλου έχει αναλογική εξάρτηση από το n : $\Delta\phi = 6 \cdot n \cdot \Delta t$).

Οι διαφυγές καυσίμου λόγω ελλειπούς στεγανότητας των μερών του εγχυτήρα, της αντλίας καυσίμου και του δευτερεύοντος φίλτρου οδηγούνται μέσω του αγωγού επιστροφής πίσω στην δεξαμενή του καυσίμου.



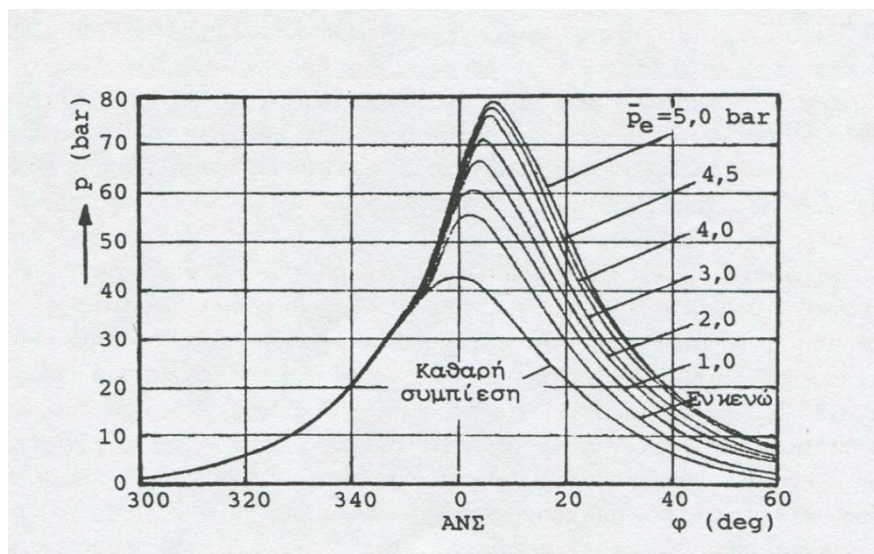
Σχήμα 2.2: Καμπύλες μεταβολής της προπορείας εγχύσεως συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής (RPM) και του φορτίου

Σε πολυκύλινδρους κινητήρες δεν επιτρέπεται να υπάρχουν μεγάλες διανομάνσεις στην ποσότητα του καυσίμου που διανέμεται σε κάθε κύλινδρο καθώς θα επηρεαζόταν αρνητικά το έργο της μηχανής.

Πλέον υφίσταται δυνατότητα και για ηλεκτρονικό έλεγχο της αντλίας καυσίμου. Εισάγοντας δεδομένα στον 'εγκέφαλο' του συστήματος για τη ταχύτητα της μηχανής, τη πίεση υπερπλήρωσης, τη θερμοκρασία εισαγωγής του αέρα κ.α. το σύστημα μας δίνει τη βέλτιστη ποσότητα του καυσίμου καθώς και το βέλτιστο χρονισμό. Τα δυο τελευταία μεταφέρονται υδραυλικά ως σήματα από τον 'εγκέφαλο' σε αντλίες καυσίμου.

2.1.1 Ρύθμιση του φορτίου σε diesel κινητήρες

Η ρύθμιση του φορτίου σε κινητήρες diesel ουσιαστικά επιτυγχάνεται με μεταβολή της ποιότητας του μείγματος αέρα καυσίμου (και συγκεκριμένα τον λόγο ισοδυναμίας αέρα). Θεωρώντας την ποσότητα του αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο πρακτικά σταθερή ο λόγος ισοδυναμίας αέρα ουσιαστικά 'καθορίζεται' από την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, μέσω κατάλληλης ρύθμισης της αντλίας καυσίμου. Η μορφή του δυναμοδεικτικού διαγράμματος για διαφορετικά φορτία δίδεται στο ακόλουθο σχήμα.

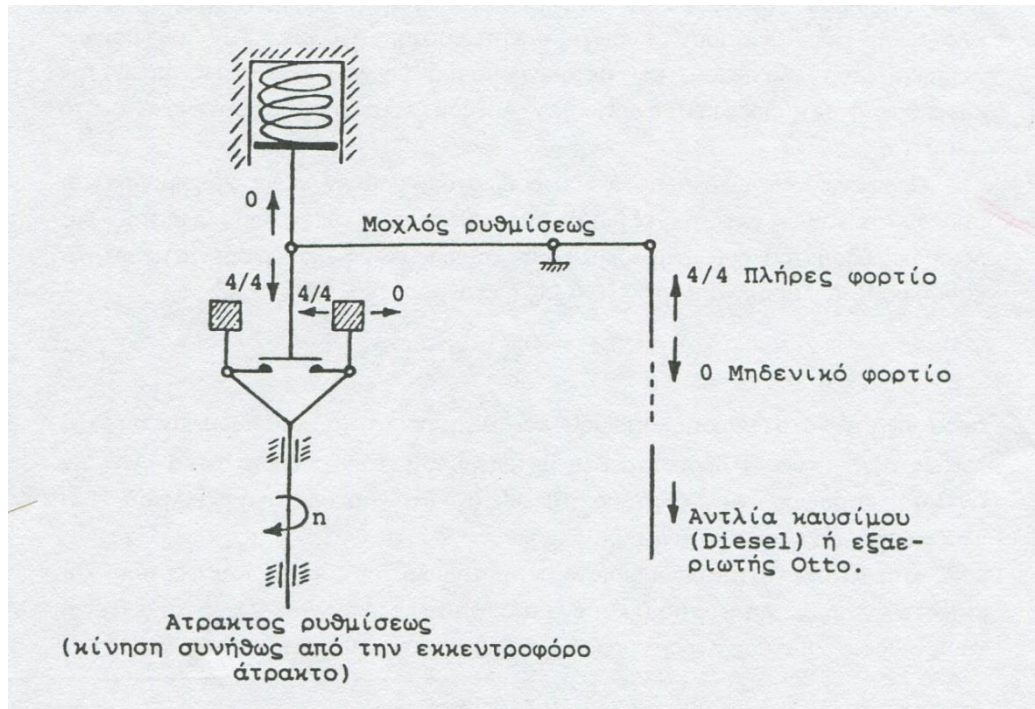


Σχήμα 2.3: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα p-φ κινητήρα Diesel για διαφορετικά φορτία

Τα όρια της μέγιστης ποσότητας εγχυόμενου καυσίμου τίθενται από την αντοχή των μερών του κινητήρα σε θερμικά και μηχανικά φορτία αλλά και από την ποιότητα των καυσαερίων στην εξαγωγή των κυλίνδρων (από την εκπομπή καπνού και πιο συγκεκριμένα από την περιεκτικότητα των καυσαερίων σε αιθάλη). Σε υπερπληρωμένους κινητήρες εξαρτάται και από την πίεση υπερπλήρωσης.

Ανάλογα με την χρήση για την οποία προορίζονται οι κινητήρες diesel μπορούν να διαχωριστούν σε κινητήρες σταθερής και μεταβλητής ταχύτητας περιστροφής.

- σταθερής ταχύτητας: Χρησιμοποιούνται κυρίως για κίνηση ηλεκτρικής γεννήτριας σταθερής τάσης, όπου και επιθυμούμε σταθερές στροφές, ανεξαρτήτως φορτίου. Για την επίτευξη του παραπάνω απαιτείται ένας ρυθμιστής στροφών, ο οποίος πρακτικά επιβάλλει μια συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής. Οι ρυθμιστές χωρίζονται σε δύο επιμέρους κατηγορίες : τους άμεσης δράσης και τους ισόχρονους. Ο τυπικός μηχανισμός ρυθμιστού άμεσου δράσεως περιγράφεται από το ακόλουθο σχήμα :



Σχήμα 2.4: Διάταξη ρυθμιστού άμεσου δράσεως (Watt)

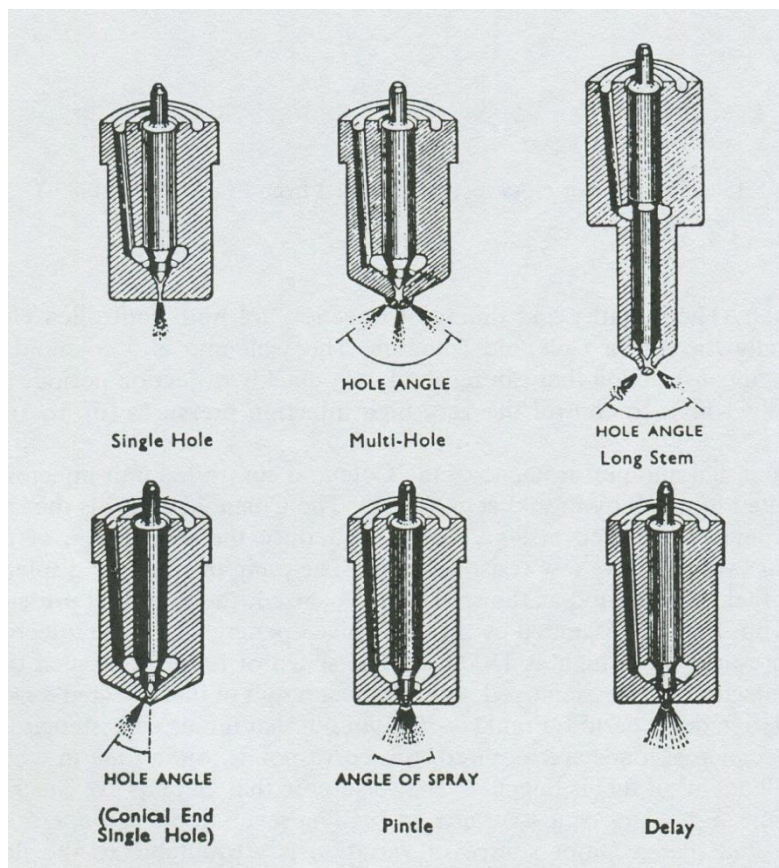
Για κάθε μεταβολή του φορτίου τα αντίβαρα 'ανοίγουν' η 'κλείνουν' (με μεταβολή του φορτίου έχουμε μεταβολή του n , ανοίγουν ή κλείνουν τα αντίβαρα), συνεπώς μετακινείται ανάλογα και ο μοχλός ρυθμίσεως μεταβάλλοντας την παροχή καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας μέσω επενέργειας στο ρυθμιστικό κανόνα της αντλίας καυσίμου.

Οι ισόχρονοι ρυθμιστές αποτελούν ένα πιο αποδοτικό σύστημα ρύθμισης στροφών. Σε αυτό έχουμε παρεμβολή βοηθητικών μηχανισμών υδραυλικής φύσης. Μεταβολή της έντασης του ελατηρίου έχει σαν αποτέλεσμα την μεταβολή του επιθυμητού n . Έτσι με την χρήση ενός περικοχλίου μπορούμε να μεταβάλλουμε την ταχύτητα περιστροφής μέσα σε κάποια όρια. Για τιμές του n έξωθεν αυτών των ορίων μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε διαφορετικό ελατήριο.

- μεταβλητής ταχύτητας: Στους κινητήρες μεταβλητής ταχύτητας κάθε τιμή του φορτίου αντιστοιχεί σε μια συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής. Η ρύθμιση των στροφών μπορεί να επιτευχθεί με μια απλή μετακίνηση του μοχλού του καυσίμου και έτσι δεν είναι απαραίτητη η χρήση ρυθμιστού στροφών (εκτός από ένα ρυθμιστή υπερτάχυνσης). Παρόλα αυτά η χρήση ρυθμιστού σε αυτές τις μηχανές έχει ορισμένα πλεονεκτήματα όπως το ότι δεν χρειάζεται η κίνηση του μοχλού του καυσίμου δια χειρός αλλά αρκεί η επενέργεια στο ελατήριο του ρυθμιστή μέσω του ρυθμιστικού κοχλία για την επιβολή του επιθυμητού n .

2.1.2 Είδη και λειτουργία του εγχυτήρα

Ο σκοπός του εγχυτήρα είναι η ανύψωση της πίεσης του καυσίμου που διέρχεται μέσω αυτού σε πολύ υψηλές τιμές, προκειμένου να διασκορπιστεί σε μικρά σταγονίδια με την είσοδό του στον κύλινδρο. Η αύξηση της πίεσης εξαρτάται κυρώς από την ιδιαίτερη εσωτερική διαμόρφωση του εγχυτήρα και η μορφή της εγχυόμενης δέσμης του καυσίμου από το είδος του ακροφυσίου του. Στο παρακάτω σχήμα παρουσιάζονται διάφορα είδη ακροφυσίων εγχυτήρων.



Σχήμα 2.5: Διάφορες μορφές ακροφυσίων εγχυτήρων

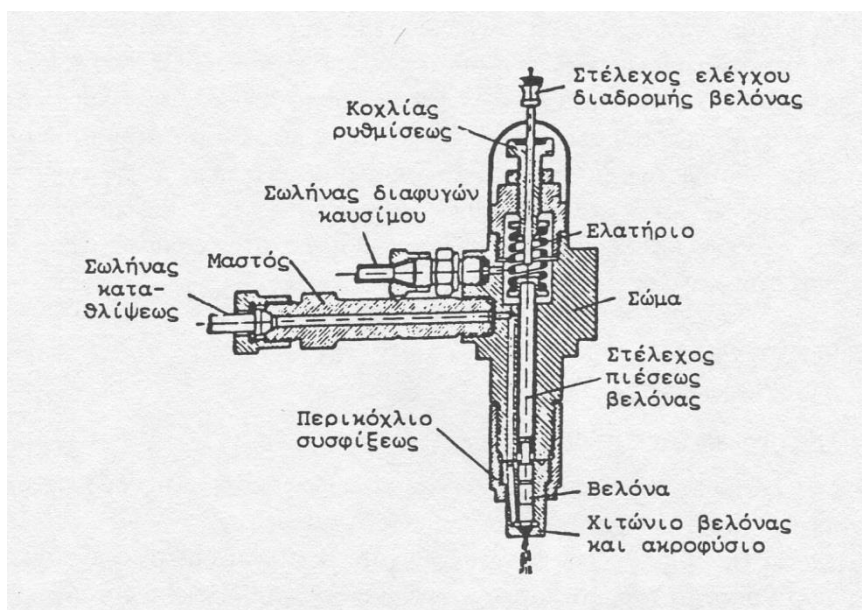
Χωρίζονται σε 2 μεγάλες κατηγορίες, τους ανοιχτούς εγχυτήρες και τους κλειστούς.

ανοιχτοί εγχυτήρες

Οι ανοιχτοί εγχυτήρες χρησιμοποιούνται σε πολύ μικρή κλίμακα σε σχέση με τους κλειστούς(σχεδόν έχουν καταργηθεί) καθώς εμφανίζουν προβλήματα λόγω της επικάλυψης καταλοίπων της καύσης στο άκρο τους(με συνέπεια να επηρεάζεται η ομαλή λειτουργία τους και να έχουμε υψηλά επίπεδα κάπνας στην εξάτμιση).

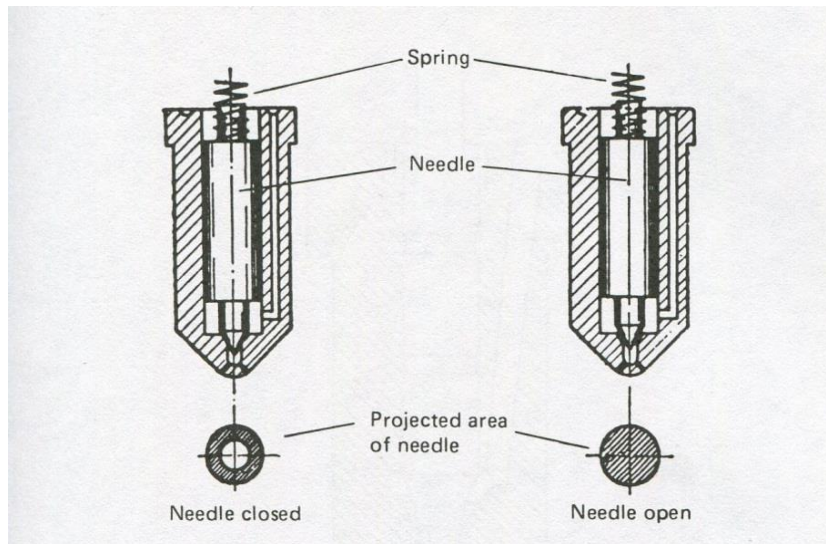
κλειστοί εγχυτήρες

Οι κλειστοί εγχυτήρες έχουν λίγο πριν την οπή του ακροφυσίου τους μια βελόνα η οποία ορθώνεται υπό την επίδραση της πίεσης του καυσίμου μέσα στον εγχυτήρα και αφήνουν ανοιχτό το πεδίο για την ροή του καυσίμου και την έγχυση στον κύλινδρο. Η βελόνα στηρίζεται σε μια έδρα υπό την επίδραση της πίεσης που ασκεί ένα πολύ ισχυρό ελατήριο (ώστε να επιτύχουμε πλήρες σφράγισμα της οπής όταν δεν έχουμε έγχυση καυσίμου και να εμποδίζεται η επικάλυψη καταλοίπων της καύσης στο εσωτερικό του εγχυτήρα). Η πίεση του ελατηρίου ρυθμίζεται μέσω ενός ρυθμιστικού περικοχλίου στην κορυφή του εγχυτήρα.



Σχήμα 2.6: Κλειστός εγχυτήρας τύπου Bosch

Η πίεση που απαιτείται για να σηκωθεί η βελόνα από την έδρα της ($p_{κ0}$) είναι μεγαλύτερη από αυτή που απαιτείται ώστε να παραμείνει ορθωμένη ($p_{κ5}$). Αυτό συμβαίνει λόγω της διαμόρφωσης της εδράσεως και συγκεκριμένα λόγω της μικρότερης επιφάνειας πάνω στην οποία ασκεί πίεση το καύσιμο στην περίπτωση της κλειστής οπής.



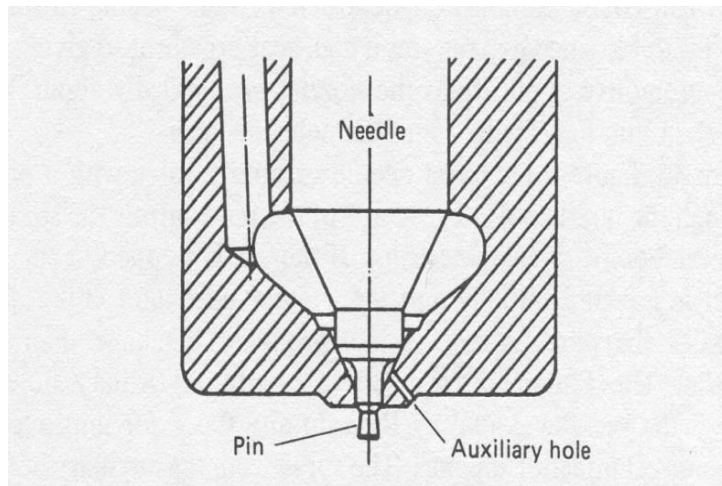
Σχήμα 2.7: Κίνηση της βελόνας του εγχυτήρα

Το πιο σημαντικό τμήμα του εγχυτήρα όμως είναι το ακροφύσιό του, η μορφή του οποίου όπως και το πλήθος και η γωνία διάταξης των οπών του καθορίζουν και τη μορφή της εγχυόμενης δέσμης. Το ακροφύσιο μπορεί να είναι ενιαίο με το σώμα του εγχυτήρα ή ένα ξεχωριστό στέλεχος που προσδένεται σε αυτόν, συνήθως με κοχλίωση. Η ψύξη του γίνεται με τη φυσική ροή του καυσίμου στο εσωτερικό ή και με εσωτερικές διόδους απαγωγής της θερμότητας. Το πλήθος των οπών του εγχυτήρα συνήθως καθορίζεται από τα χαρακτηριστικά του κινητήρα για τον οποίο προορίζεται αυτός. Έτσι εγχυτήρες πολλαπλών οπών είναι απαραίτητοι στους βραδύστροφους μεγάλου μεγέθους κινητήρες λόγω της μεγάλης ποσότητας εγχυόμενου καυσίμου και εγχυτήρες μιας οπής συνήθως χρησιμοποιούνται στους ταχύστροφους κινητήρες.

Με τα νέα μέσα που διαθέτουμε είναι δυνατή πλέον η διάνοιξη οπών διαμέτρου της τάξης των 0.2 mm ώστε να έχουμε λεπτότατο διασκορπισμό του καυσίμου στον κύλινδρο (βεβαίως όταν έχουμε οπές πολύ μικρών διαμέτρων δυσκολεύεται η απόφραξη τους).

Στο ακροφύσιο δακτυλιοειδούς δέσμης που εμφανίζεται σε παραπάνω σχήμα η μύτη της βελόνας προβάλλεται μέσα από την οπή δίνοντας έτσι το χαρακτηριστικό σχήμα στη δέσμη. Εάν η μύτη είναι κλιμακωτή (stepped) αρχικά εγχύεται μια μικρή μόνο ποσότητα και εν συνεχεία η κύρια μάζα του καυσίμου καθιστώντας το έτσι ιδανικό για χρήση σε διμερείς θαλάμους καύσης. Το πρόβλημα με το συγκεκριμένο ακροφύσιο είναι το γεγονός ότι είναι επιρρεπές σε σχέση με το πολλαπλών οπών σε 'μπλοκάρισμα' λόγω καταλοίπων της καύσης.

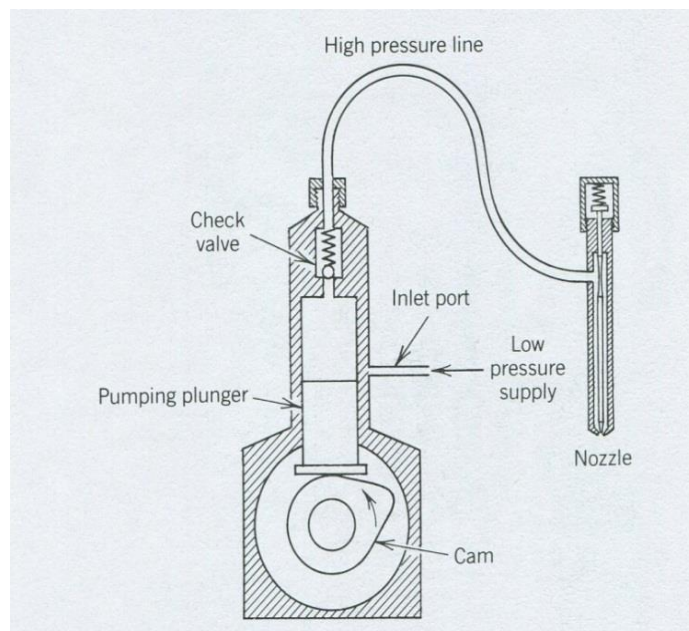
Μια άλλη ενδιαφέρουσα περίπτωση είναι το ακροφύσιο Pintaux (Pin-tle with auxiliary hole) δηλαδή το ακροφύσιο που φέρει βοηθητική οπή. Το συγκεκριμένο χρησιμοποιείται σε συστήματα έμμεσης έγχυσης για υποβοήθηση της εν ψυχρώ εκκίνησης.



Σχήμα 2.8: Ακροφύσιο Pintaux

2.1.3 Αντλίες έγχυσης καυσίμου

Οι πιο κοινές αντλίες καυσίμου είναι οι εμβολοφόρες αντλίες αμέσου δράσεως, θετικής εκτοπίσεως. Η λειτουργία τους παρουσιάζεται στο παρακάτω απλουστευμένο σχήμα.



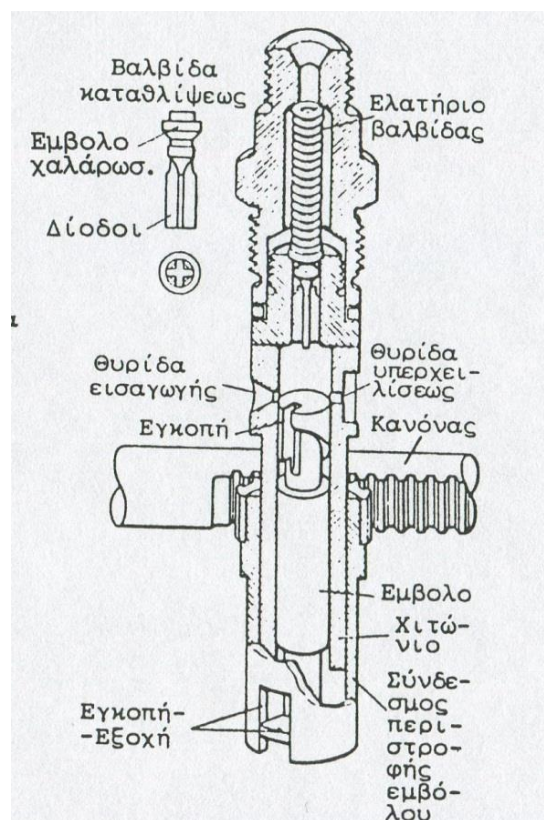
Σχήμα 2.9: Εμβολοφόρος αντλία αμέσου δράσεως

Αρχικά εισάγεται ποσότητα καυσίμου μέσω της θύρας εισαγωγής του σώματος της αντλίας ώστε να πληρωθεί ο χώρος πάνω από το έμβολο της αντλίας. Το έμβολο κινείται παλινδρομικά υπό την επίδραση ενός εκκέντρου το οποίο είναι προσαρτημένο στον εκκεντροφόρο άξονα (για να εξασφαλιστεί η συνεχής επαφή εκκέντρου και εμβόλου

υπάρχει ισχυρό ελατήριο). Για να γίνει η έγχυση αρχικά το έμβολο προς τα πάνω φράσσοντας έτσι την είσοδο του καυσίμου. Συνεπώς η πίεση εντός του θαλάμου της αντλίας αυξάνεται και αυτή η πίεση μεταφέρεται υπό τη μορφή κύματος μέσω του σωλήνα καταθλίψεως στον εγχυτήρα ώστε να ανασηκωθεί η βελόνα, όπως αναλύθηκε στη προηγούμενη υποενότητα. Η εγχυόμενη ποσότητα αποτελεί την ανεξάρτητη μεταβλητή του προβλήματος με την πίεση του καυσίμου να ρυθμίζεται ανάλογα.

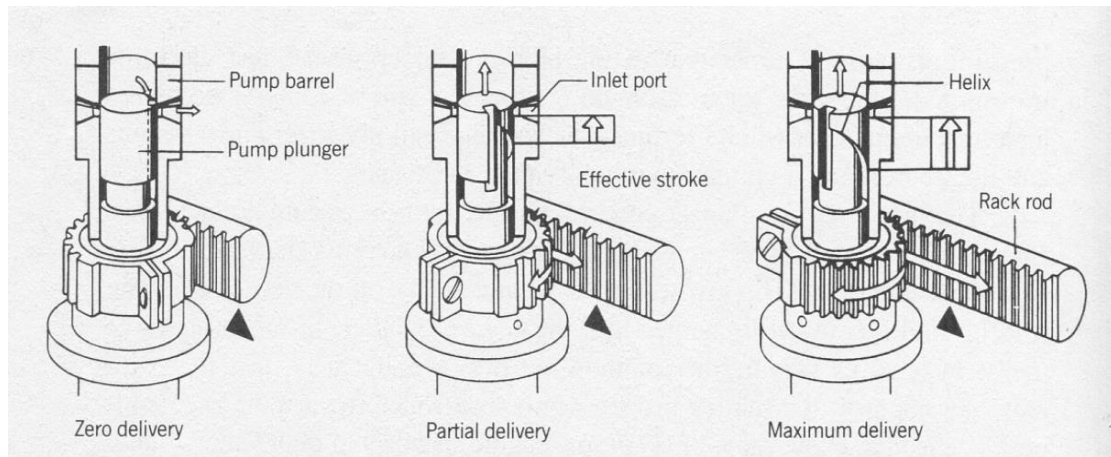
Παρουσιάζονται 3 κατηγορίες αντλιών :

Ατομικές αντλίες τύπου Bosch (individual pump Bosch type) : Σε κάθε κύλινδρο αντιστοιχεί από μια αντλία. Αρχικά εισάγεται ποσότητα καυσίμου μέσω της θύρας εισαγωγής του σώματος της αντλίας ώστε να πληρωθεί ο χώρος πάνω από το έμβολο της αντλίας. Το έμβολο κινείται παλινδρομικά υπό την επίδραση ενός εκκέντρου το οποίο είναι προσαρτημένο στον εκκεντροφόρο άξονα (για να εξασφαλιστεί η συνεχής επαφή εκκέντρου και εμβόλου υπάρχει ισχυρό ελατήριο). Για να γίνει η έγχυση το έκκεντρο ωθεί το έμβολο προς τα πάνω φράσσοντας έτσι την είσοδο του καυσίμου. Συνεπώς η πίεση εντός του θαλάμου της αντλίας αυξάνεται και αυτή η πίεση μεταφέρεται υπό τη μορφή κύματος μέσω του σωλήνα καταθλίψεως στον εγχυτήρα ώστε να ανασηκωθεί η βελόνα, όπως αναλύθηκε στη προηγούμενη υποενότητα.



Σχήμα 2.10: Ατομική αντλία τύπου Bosch

Η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου ρυθμίζεται από τη σχετική θέση της εγκοπής του εμβόλου στο χώρο του κυλίνδρου της αντλίας (η θέση της εγκοπής μεταβάλλεται με την περιστροφή του εμβόλου μέσω του οδοντωτού κανόνα της αντλίας). Με την ύπαρξη βαλβίδας αντεπιστροφής (καταθλίψεως) στην κεφαλή του συστήματος αποτρέπεται η δευτερογενής έγχυση καυσίμου.



Σχήμα 2.11: Χρήση του οδοντωτού κανόνα της αντλίας

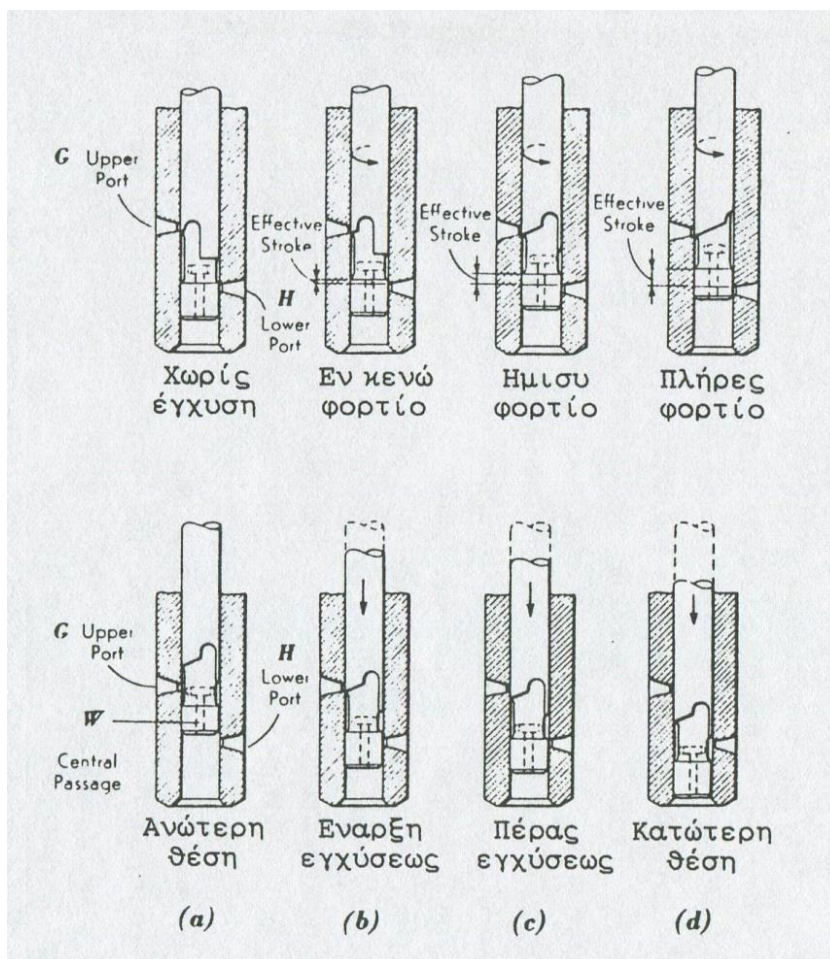
Οι ατομικές αντλίες τύπου Bosch επιμερίζονται σε δυο κατηγορίες :

- *ανεξάρτητες(μονοκύλινδρες)* : χρησιμοποιούνται στους κινητήρες μεγάλων ή μεσαίων διαστάσεων και βασίζουν τη λειτουργία τους στην αντιστοίχιση κάθε μίας σε ένα κύλινδρο. Η κίνησή τους γίνεται από τον εκκεντροφόρο άξονα του κινητήρα.
- *κεντρικές(in-line) αντλίες* : χρησιμοποιούνται κατά κανόνα στους κινητήρες μικρότερων διαστάσεων. Η κεντρική αντλία φέρει πολλούς κυλίνδρους καθείς εκ των οποίων αντιστοιχεί σε ένα κύλινδρο της μηχανής. Η άτρακτος που φέρει τα έκκεντρα της κεντρικής αντλίας κινείται από τον εκκεντροφόρο.

Ενιαίο συγκρότημα αντλίας-εγχυτήρα (unit injector) : χρησιμοποιείται στους κινητήρες μεγάλων διαστάσεων και είναι σχετικά αντισυμμετρικό. Για κάθε κύλινδρο έχουμε μια αντλία που είναι προσαρτημένη στον αντίστοιχο εγχυτήρα (εν τη απουσία σωλήνα καταθλίψεως), η οποία τοποθετείται στην κεφαλή του κυλίνδρου. Στο ενιαίο συγκρότημα ελλείπει σωλήνα καταθλίψεως αποφεύγονται τα έντονα δυναμικά φαινόμενα και συνεπώς η δευτερογενής έγχυση καυσίμου.

Το έμβολο της αντλίας κινείται από την εκκεντροφόρο άτρακτο και η ρύθμιση του φορτίου γίνεται με τρόπο ανάλογο της ατομικής αντλίας τύπου Bosch. Συγκεκριμένα στο σχήμα (α) έχουμε εισαγωγή του καυσίμου στο χώρο του κυλίνδρου της αντλίας καθώς το έμβολο βρίσκεται στην ανώτατη θέση της διαδρομής του ελευθερώνοντας την θυρίδα

Η. Στο σχήμα (b) το έμβολο κλείνει και τις 2 θυρίδες (H και G) και έτσι έχουμε συμπίεση του καυσίμου. Στο σχήμα (d) διακόπτεται η έγχυση καυσίμου καθώς η θυρίδα H επικοινωνεί με την εγκοπή του εμβόλου.

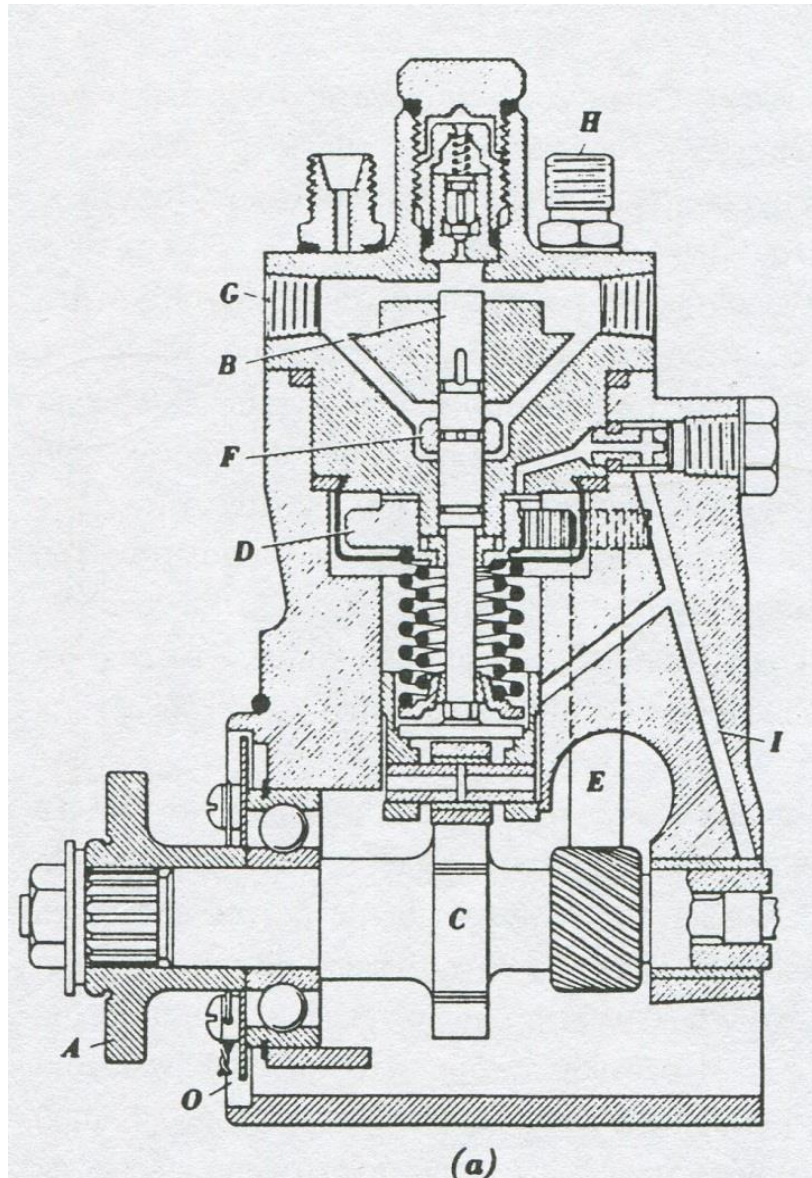


Σχήμα 2.12: Θέση της εγκοπής για διάφορα φορτία (άνω) και διαφορετικές στιγμές της έγχυσης (κάτω)

Υπάρχουν συστήματα με ανοιχτό εγχυτήρα, δηλαδή χωρίς την ύπαρξη βελόνας μαζί με το αντίστοιχο ελατήριο ώσης, και με κλειστό.

Αντλίες διανομής τύπου Bosch (distributing pump Bosch type) : Χρησιμοποιείται ευρέως σε κινητήρες 4 ή 6 κυλίνδρων μικρής ισχύος (της τάξης των 50 PS ανά κύλινδρο). Παρ'όλο που δεν δύνανται να δημιουργήσουν πολύ υψηλές πιέσεις η κατασκευή τους είναι σχετικά φθηνή και μπορούν να λειτουργήσουν με παραπάνω του ενός καύσιμα.

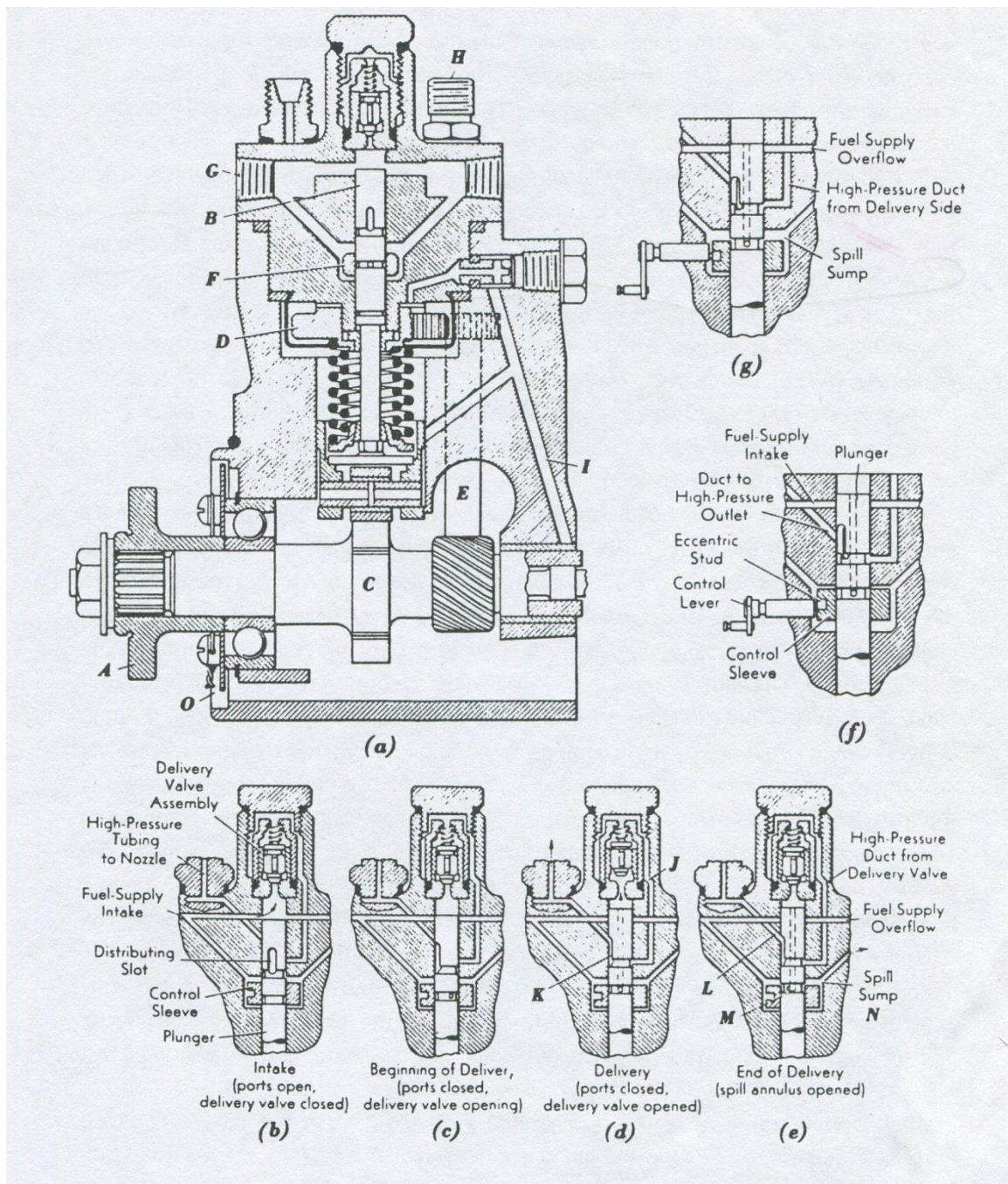
Υπάρχει μια κεντρική αντλία (κοινή) για όλους τους κυλίνδρους. Για την μεταφορά του καυσίμου από την αντλία προς τον κάθε εγχυτήρα γίνεται χρήση ενός διανομέα καυσίμου.



Σχήμα 2.13: Αντλία διανομής τύπου Bosch

Στο σχήμα διακρίνεται η κινητήρια άτρακτος A η οποία λαμβάνει κίνηση απευθείας από την εκκεντροφόρο, και μέσω του εκκέντρου C την 'μεταφέρει' στο έμβολο B. Το έμβολο εκτός από παλινδρομική κίνηση εκτελεί και μια περιστροφική λόγω του τροχού D που στρέφεται με τη μισή ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου A μέσω του τροχού E. Το καύσιμο εισέρχεται από τη δίοδο G και εξέρχεται μέσω της εξόδου ή των εξόδων H.

Η ρύθμιση δε της ποσότητας του καυσίμου γίνεται μέσω του χιτωνίου F το οποίο κινείται μέσω μοχλού κατακόρυφα στο σώμα του εμβόλου.



Σχήμα 2.14: Λειτουργία της αντλίας διανομής

Στο παραπάνω σχήμα επεξηγείται η λειτουργία της αντλίας διανομής. Στο σχήμα (b) το έμβολο έχει κατέλθει ώστε να αποκαλυφθούν οι δίοδοι εισαγωγής του καυσίμου. Στο επόμενο σχήμα (c) το έμβολο ανέρχεται και φράζει τις διόδους αυτές διακόπτοντας ουσιαστικά την παροχή του καυσίμου και ταυτόχρονα συμπιέζει το καύσιμο προς τη βαλβίδα αντεπιστροφής, αναγκάζοντάς το να κινηθεί στη δίοδο J. Στο σχήμα (d) παρατηρούμε ότι μέσω της εγκοπής του εμβόλου η δίοδος J επικοινωνεί με τον αγωγό εξόδου L, ο οποίος οδηγεί το καύσιμο στον αντίστοιχο εγχυτήρα. Οι αγωγοί εξόδου L είναι όσοι και οι κύλινδροι της μηχανής και είναι περιμετρικά διατεταγμένοι γύρω από τον

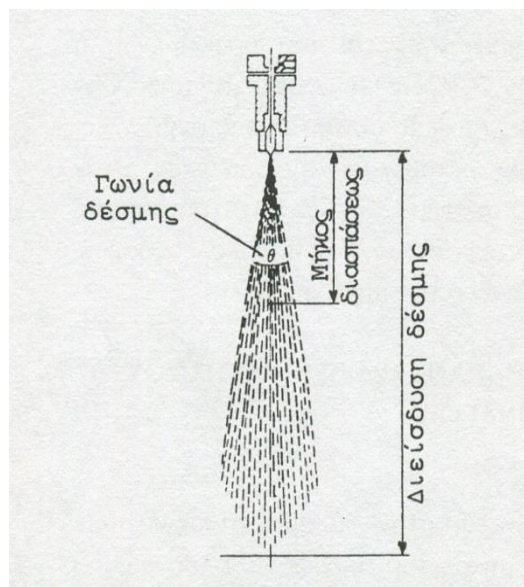
άξονα της αντλίας. Τέλος στο σχήμα (e) διακρίνεται η διαφυγή του καυσίμου μέσω της διόδου N καθώς ο κατώτερος δακτύλιος M υπερβαίνει την ακμή του χιτωνίου, ενώ ταυτόχρονα κλείνει και η βαλβίδα αντεπιστροφής.

Υπάρχουν ακόμα άλλα δύο είδη των οποίων η χρήση είναι περιορισμένη :

- αντλίες διανομής περιστροφικού τύπου Roosa (distributing rotary pump Bosch type)
Περιλαμβάνουν ένα μετρητικό διάφραγμα για τη δοσομέτρηση του καυσίμου και ένα περιστρεφόμενο τύμπανο που καταθλίβει και εν συνεχεία διανέμει το καύσιμο προς τον κάθε κύλινδρο με τον κατάλληλο χρονισμό.
- αντλίες κοινού οχετού (common rail) : Το καύσιμο καταθλίβεται σε κοινό οχετό υπό σταθερή πίεση από αντλία κοινή για όλους τους κυλίνδρους. Οι αντλίες κοινού οχετού έχουν εγκαταληφθεί σήμερα.

2.2 Μορφή της δέσμης

Η ισχυρή διαφορά πίεσης ανάμεσα στο ακροφύσιο του εγχυτήρα και το εσωτερικό του κυλίνδρου έχει ως συνέπεια την εισαγωγή του καυσίμου στον χώρο του κυλίνδρου με τη μορφή κωνικής δέσμης σταγονιδίων. Η δέσμη έχει την μορφή που εμφανίζεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 2.15: Μορφή της εγχυόμενης δέσμης

Η ατμοποίηση συντελείται προοδευτικά από τις παρυφές, τα όρια δηλαδή, της δέσμης στο εσωτερικό της λόγω της βίαιης επαφής με το ρεύμα του αέρα. Τα κύρια χαρακτηριστικά της δέσμης είναι :

το μήκος διάσπασης και η γωνία της δέσμης : το μήκος διάσπασης ορίζεται ως το μήκος της δέσμης όπου γίνεται η διάσπαση σε σταγονίδια. Το μήκος έχει άμεση εξάρτηση από την ταχύτητα της δέσμης, η οποία εξαρτάται με τη σειρά της από την πτώση πίεσης ($u \sim \sqrt{\Delta p}$)

Θεωρούμε προσεγγιστικά ότι η ταχύτητα της δέσμης σε όλο αυτό το μήκος είναι σταθερή και ίση με την ταχύτητα στην έξοδο του ακροφυσίου

$$u_{inj} = c_d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_l}} \quad (2.1), \text{ } \rho_l \text{ η πυκνότητα του υγρού καυσίμου και } c_d \text{ ο συντελεστής εκροής}$$

(0.39 - 0.9)

Ο χρόνος μέχρι τη διάσπαση είναι :

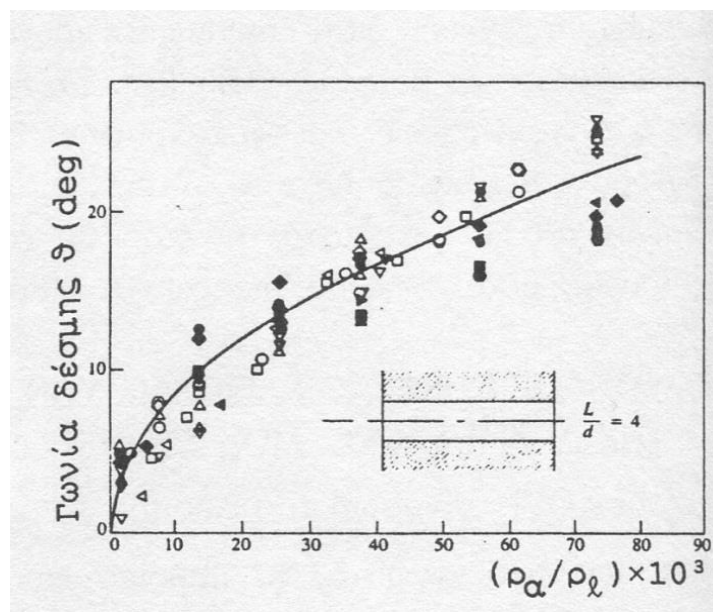
$$t_{br} = \frac{c \rho_l d}{c_d \sqrt{2\rho_a \Delta p}} \quad (2.2), \text{ } d \text{ διάμετρος της οπής, } \rho_a \text{ πυκνότητα του αέρα στο εσωτερικό του κυλίνδρου}$$

Άρα συνδυάζοντας τις δυο παραπάνω σχέσεις έχουμε για το μήκος διάσπασης :

$$x_{br} = u_{inj} \cdot t_{br} \rightarrow x_{br} = c \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_a}} d \quad (2.3), \text{ } \text{όπου } c=15.8 \text{ από πειραματικά δεδομένα.}$$

Η γωνία της δέσμης κωνικής μορφής δίνεται από τη συσχέτιση Bracco :

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{1}{A} 4\pi \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_a}} \cdot \frac{\sqrt{3}}{6} \quad (2.4) \text{ και για τη σταθερά } A \text{ ισχύει : } A = 3 + 0.28 \cdot \frac{L}{d}, \text{ } L \text{ το μήκος οπής του ακροφυσίου}$$



Σχήμα 2.16: Μεταβολή γωνίας της δέσμης συναρτήσει του λόγου της πυκνότητας του αέρα προς την πυκνότητα του καυσίμου

Ακόμα μπορεί να χρησιμοποιηθεί η σχέση του Wakuri :

$$\theta = 0.05 \left[\frac{\Delta p \cdot \rho_{\alpha} \cdot d^2}{\mu_{\alpha}^2} \right]^{0.25} \quad (2.5) , \mu_{\alpha} \text{ η δυναμική συνεκτικότητα του αέρα.}$$

Διείσδυση της δέσμης και επίδραση της συστροφής : Θα παρουσιαστούν 2 θεωρίες για την διείσδυση της δέσμης ,κατά Dent και Hiroyasu

Σχέση Dent : $x = 3.07 \left[\frac{\Delta p}{\rho_{\alpha}} \right]^{0.25} \sqrt{d \cdot t} \left[\frac{294}{T_{\alpha}} \right]^{0.25} \quad (2.6)$ με όλα τα μεγέθη στο S.I.

t ο χρόνος και T_{α} η απόλυτη θερμοκρασία του συμπιεσμένου αέρα στον κύλινδρο.

Σχέση Hiroyasu : Χωρίζουμε το μήκος διείσδυσης σε 2 τμήματα από $x = 0$ έως $x = x_{br}$ και από x_{br} και πέρα.

$$x = 0.39 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_l}} t \quad , \quad \text{για } 0 < t < t_{br} \quad (2.7\alpha)$$

$$x = 2.95 \left[\frac{\Delta p}{\rho_{\alpha}} \right]^{0.25} \sqrt{d \cdot t} \quad , \quad \text{για } t > t_{br} \quad (2.7\beta)$$

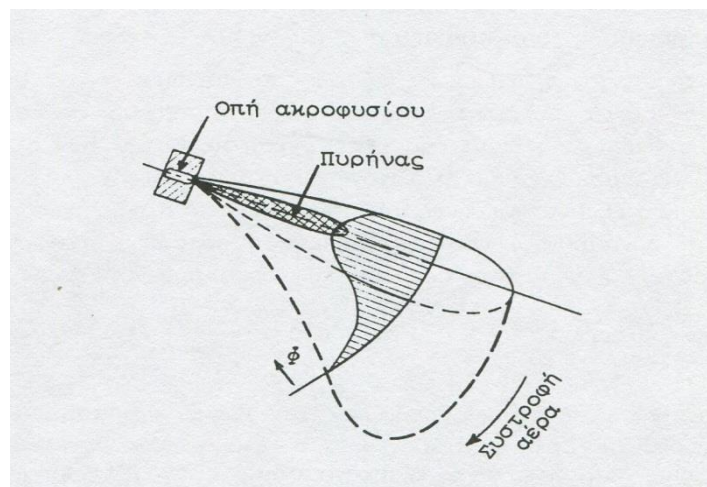
Η επίδραση της συστροφής υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση ,η οποία μας δίνει τη πραγματική διείσδυση x_s (παρουσία συστροφής) με αυτή εν τη απουσία της, x και έχει προκύψει με επεξεργασία πειραματικών δεδομένων

$$\frac{x_s}{x} = \left[1 + \frac{\pi \cdot R_s \cdot n \cdot x}{30 \cdot u_{inj}} \right]^{-1} \quad (2.8) \quad , \quad n \text{ σε rpm και } R_s \text{ ο λόγος συστροφής :}$$

$$R_s = \frac{\text{ταχύτητα συστροφής (rpm)}}{\text{ταχύτητα κινητήρα (rpm)}} \quad (2.9)$$

Η επίδραση της συστροφής στην γωνία της δέσμης δίνεται ανάλογα :

$$\frac{\theta_s}{\theta} = \left[\frac{x}{x_s} \right]^2 = \left[1 + \frac{\pi \cdot R_s \cdot n \cdot x}{30 \cdot u_{inj}} \right]^2 \quad (2.10), \theta_s \text{ παρουσία συστροφής και } \theta \text{ με την απουσία της.}$$



Σχήμα 2.17: Μορφή δέσμης καυσίμου με εφαρμογή συστροφής στον αέρα και κατανομή του φ εγκάρσια της δέσμης

2.3 Διαμόρφωση θαλάμων καύσης

Στους ναυτικούς κινητήρες οι θάλαμοι καύσης σχεδιάζονται με γνώμονα την οικονομία καυσίμου αμελώντας πολλές φορές την ακρίβεια στη διαμόρφωσή τους (σε αντίθεση με τους μικρούς ταχύστροφους κινητήρες όπου κύριο μέλημα είναι η μείωση του βάρους, και συγκεκριμένα του λόγου βάρους-παραγόμενης ισχύος, θυσιάζοντας την οικονομία στο εγχείρημα).

Ιδιαίτερη προσοχή δίνεται στο σχεδιασμό των θαλάμων καύσης ώστε να μειωθεί η απώλεια θερμότητας προς το περιβάλλον. Για αυτό το σκοπό χρησιμοποιούμε υλικά με μονωτική ικανότητα, όπως τα κεραμικά, και διαμορφώνουμε κατάλληλα το εξωτερικό περίβλημα (παραδείγματος χάριν με χρήση πτερυγίων, κυρίως στους μικρότερους κινητήρες).

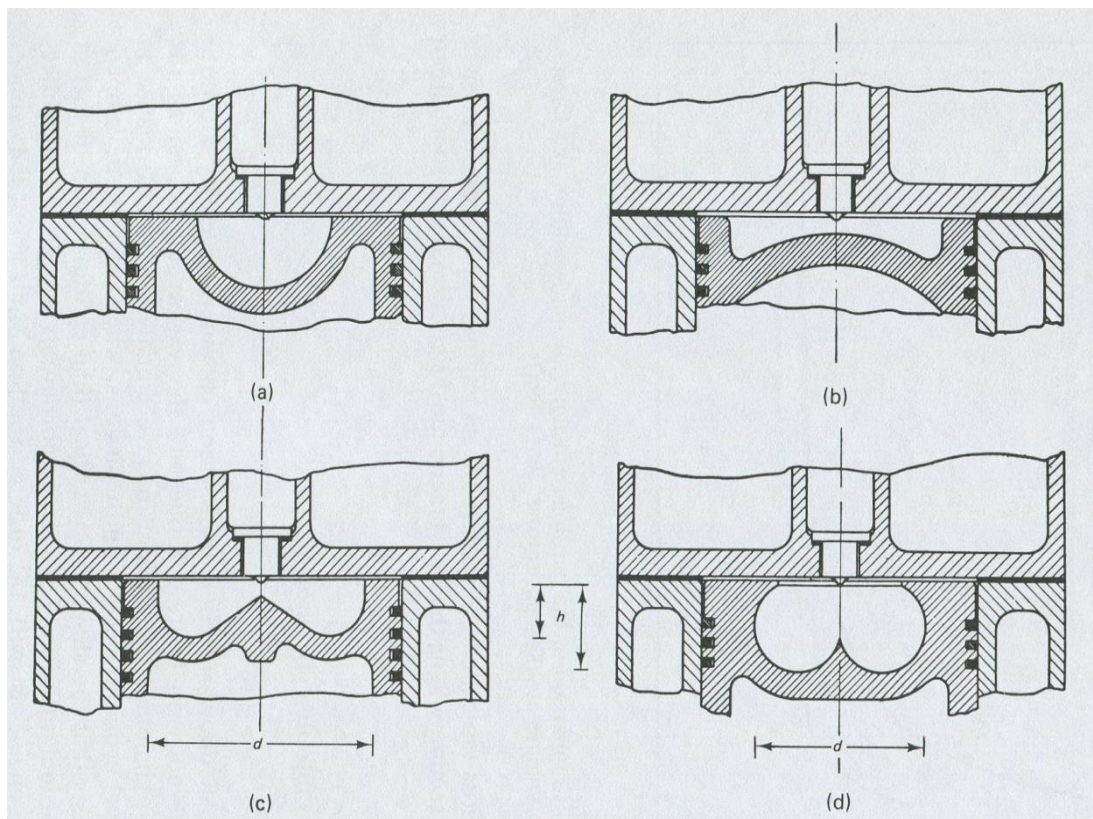
Τα παραπάνω ενώ δεν αυξάνουν δραματικά το παραγόμενο έργο, μειώνουν καθοριστικά την καθυστέρηση αναφλέξεως.

2.3.1 Συστήματα άμεσης έγχυσης

Στα συστήματα άμεσης έγχυσης (DIS) το καύσιμο εγχύεται κατευθείαν στον κύλινδρο. Στην περίπτωση αυτή για την απόδοση του κινητήρα δεν παίζει τόσο σπουδαίο ρόλο η διαμόρφωση του θαλάμου, όσο η προσπάθεια για συστρόφή του αέρα και ο σχεδιασμός των εγχυτήρων. Ειδικότερα επιβάλλεται η ύπαρξη πολλών οπών στο ακροφύσιο του εγχυτήρα και η έγχυση της δέσμης υπό πολύ υψηλή πίεση (της τάξης των 1000 bar). Η συστρόφή του αέρα (swirl) καθίσταται επιτακτική προκειμένου να έχουμε ομοιόμορφο διασκορπισμό του αέρα και συνεπώς του καυσίμου στον κύλινδρο.

Τα εν λόγω συστήματα ενσωματώνονται σε μεγάλου ή μεσαίου μεγέθους βραδύστροφους κινητήρες. Οι συνηθισμένοι λόγοι συμπίεσης για τους κινητήρες αμέσου έγχυσης είναι από 12:1 έως 17:1 και οι μέσες ταχύτητες περιστροφής περιορίζονται στις 6000 rpm.

Ο εγχυτήρας βρίσκεται συνήθως στο κέντρο του θαλάμου και μπορεί να είναι υπό γωνία στο επίπεδο της κεφαλής του κυλίνδρου.



Σχήμα 2.18: Είδη θαλάμων καύσεων συστημάτων άμεσης έγχυσης α)ημισφαιρικός, β)ρηχής κοιλότητας, γ)ρηχής σπειροειδούς κοιλότητας, δ)βαθείας σπειροειδούς κοιλότητας

Η συστροφή μπορεί να επιτευχθεί με ειδική διάταξη της εισαγωγής ή και κάλυψη μέσω διαφράγματος των βαλβίδων (ή των θυρίδων) εισαγωγής και ορίζεται ως το πηλίκο της ταχύτητας συστροφής (swirl) σε rpm προς την ταχύτητα του κινητήρα σε rpm.

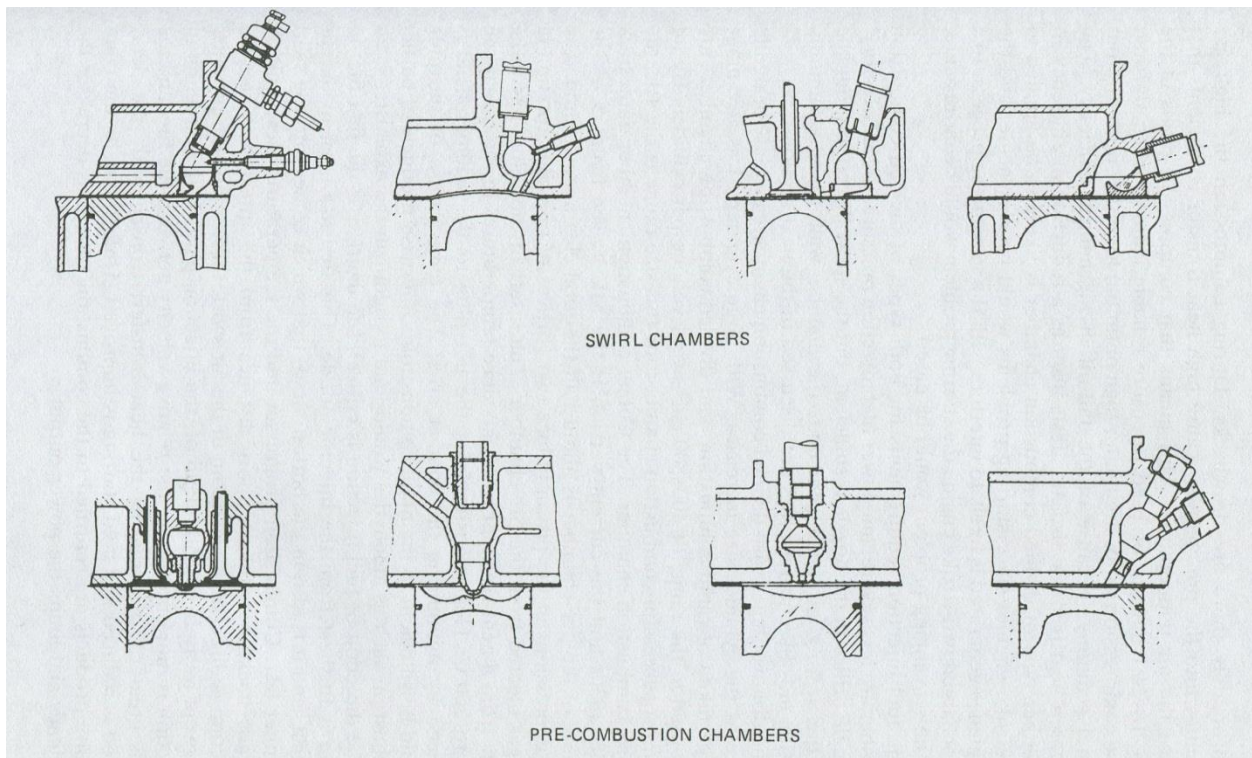
$$\text{swirl (ratio)} = \frac{\text{ταχύτητα συστροφής (rpm)}}{\text{ταχύτητα κινητήρα (rpm)}}$$

Το swirl μπορεί να είναι σε γενικά πλαίσια ευεργετικό για τη μηχανή, όμως πολύ μεγάλες τιμές του εμφανίζουν αντίθετα αποτελέσματα (πολύ μεγάλες ταχύτητες περιστροφής αυξάνουν το ρυθμό μεταφοράς θερμότητας από το μείγμα στα τοιχώματα και αυξάνουν την κατανάλωση καυσίμου). Συμπερασματικά σε κάθε τιμή φορτίου ή ταχύτητας αντιστοιχεί μια optimum τιμή του swirl που μεγιστοποιεί το έργο της μηχανής.

Παράλληλα με τη συστροφή του αέρα μπορούμε να προκαλέσουμε και ακτινική κίνηση (squish) με κατάλληλη διαμόρφωση της επιφανείας της κεφαλής του εμβόλου ή και του εσωτερικού του κυλίνδρου.

2.3.2 Συστήματα έμμεσης έγχυσης

Στα συστήματα έμμεσης έγχυσης έχουμε διμερείς θαλάμους καύσης,έναν δευτερεύοντα (prechamber),όπου γίνεται η έγχυση του καυσίμου και ένα κυριο θάλαμο (main chamber) όπου βρίσκονται ο κύλινδρος και οι βαλβίδες (ή οι θυρίδες για 2-Χ κινητήρες).Οι δυο αυτοί υποχώροι συνδέονται με μια στενή δίοδο.



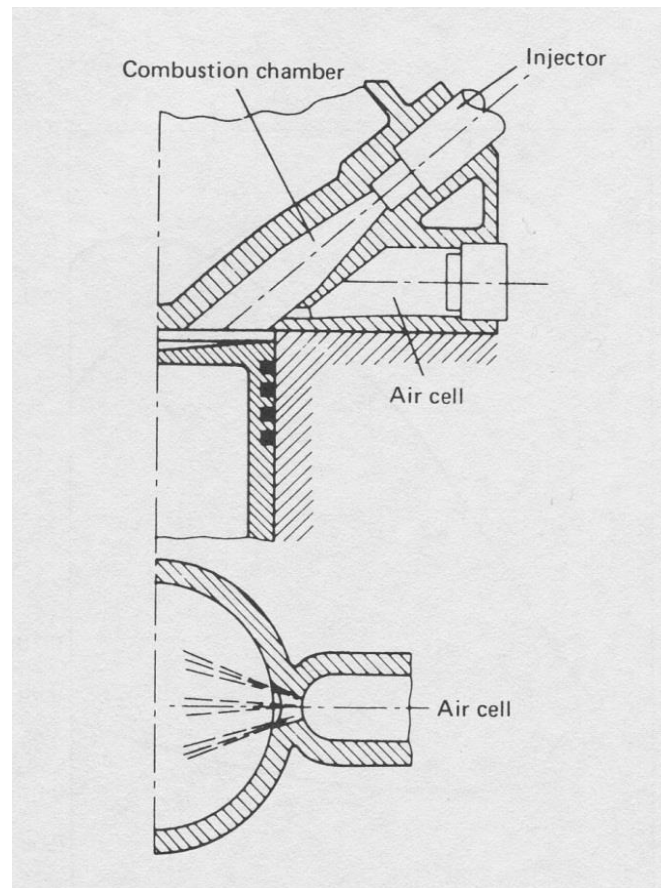
Σχήμα 2.19: Διαφορετικές μορφές θαλάμων καύσης (προθάλαμοι και στροβιλοθάλαμοι)

Αυτά τα συστήματα βρίσκουν ευρεία εφαρμογή σε μικρών διαστάσεων ταχύστροφους κινητήρες οι οποίοι λειτουργούν σε συνεχώς μεταβαλλόμενα φορτία.

Οι 3 κατηγορίες των διμερών θαλάμων καύσης είναι οι εξής :

- *προθάλαμος (pre-combustion chamber)* : ο δευτερεύων θάλαμος καταλαμβάνει το 25-40 % του συνολικού επιζήμιου όγκου και έχουμε μέγιστες ταχύτητες αέρα 500 με 600 m/s
- *στροβιλοθάλαμος (swirl chamber)* : ο δευτερεύων θάλαμος καταλαμβάνει το 50 % του συνολικού επιζήμιου όγκου και έχουμε μέγιστες ταχύτητες αέρα 150 με 300 m/s
- *ταμιευτής αέρα* : ο δευτερεύων θάλαμος καταλαμβάνει το 10-30 % του συνολικού επιζήμιου όγκου και έχουμε μέγιστες ταχύτητες αέρα 200 με 350 m/s. Η έγχυση του

καυσίμου γίνεται στον κύριο θάλαμο, σε αντίθεση με την προηγούμενη κατηγορία, διευκολύνοντας έτσι την εκκίνηση του κινητήρα.



Σχήμα 2.20: Ταμιευτής αέρα της MAN

Στους διμερείς θαλάμους καύσης ο αέρας εισαγωγής εισέρχεται κινούμενος πολύ γοργά στον δευτερεύοντα θάλαμο από την κίνηση του εμβόλου κατά τη συμπίεση και θερμαίνεται (έτσι έχουμε μείωση της καθυστέρησης αναφλέξεως όταν εισάγεται το καύσιμο). Εν συνεχεία εγχύεται το καύσιμο στην ήδη διαταραγμένη ροή και βρίσκει ευνοϊκές συνθήκες ανάφλεξης. Με την κίνηση του εμβόλου προς το ΚΝΣ και με την διαφορά πίεσης που έχει ήδη διαμορφωθεί ανάμεσα στον κύριο και στο δευτερεύοντα θάλαμο το μείγμα κινείται βιαίως προς στον κύριο θάλαμο, όπου και καίγεται και η υπόλοιπη ποσότητα.

Το κύριο πλεονέκτημα των διμερών θαλάμων καύσης είναι το μεγάλο ωφέλιμο έργο με χαμηλές εκπομπές, κυρίως σε άκαυστους υδρογονάνθρακες ή αιθάλη(καπνό). Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι συμμετέχει σχεδόν ολόκληρη η ποσότητα του αέρα στην καύση λόγω τέλει ανάμειξης αέρα-καυσίμου. Έτσι δεν απαιτούνται οι πολύ υψηλές πιέσεις έγχυσης του καυσίμου, που συναντώνται στα συστήματα άμεσης έγχυσης ούτε και ακροφύσια πολλαπλών οπών.

Στον αντίποδα υπάρχουν τρία σημαντικά μειονεκτήματα :

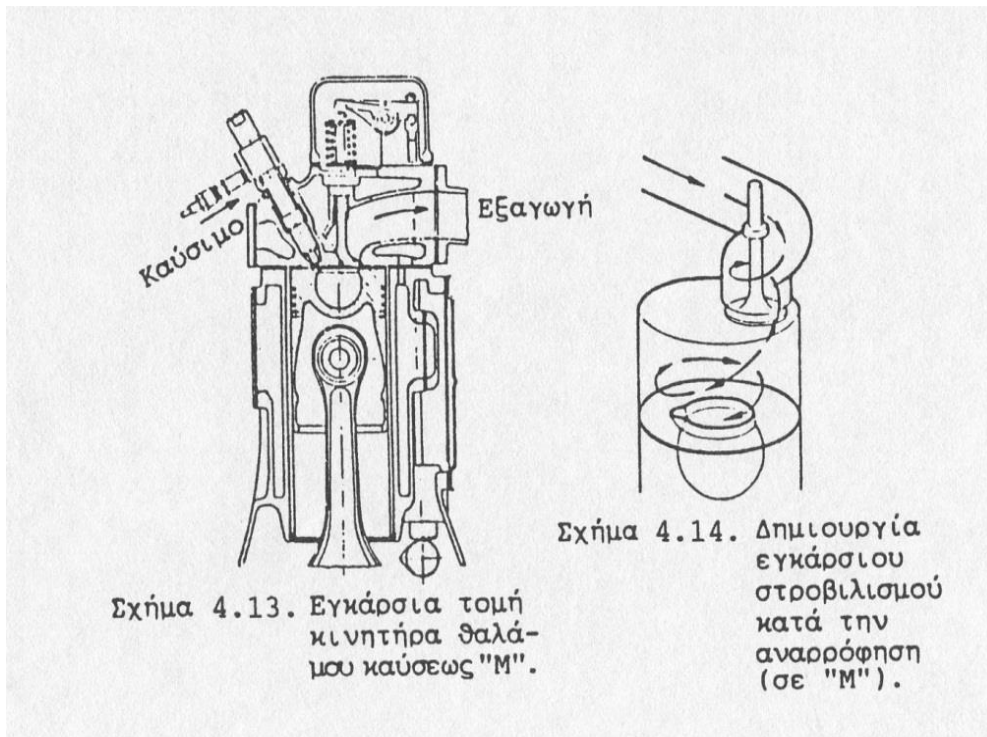
- Κατά τη συμπίεση οι μεγάλες ταχύτητες του αέρα αυξάνουν το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από το μείγμα στο περιβάλλον μέσω των τοιχωμάτων μειώνοντας έτσι ελαφρά την απόδοση.
- Υπάρχει δυσχέρεια στη χρησιμοποίησή τους σε δίχρονες μηχανές λόγω της προβληματικής εκκίνησης και διότι η κίνηση του αέρα ανάμεσα στους δυο θαλάμους δυσκολεύει τη διαδικασία της σάρωσης. Για την ομαλή εκκίνηση χρησιμοποιούνται βοηθητικά μέσα εκκίνησης όπως πυρακτωτές.
- Αυξημένη ειδική κατανάλωση καυσίμου

Τα παραπάνω προβλήματα διογκώνονται για θαλάμους καύσης μεγάλου μεγέθους.

2.3.3 Συστήματα θαλάμου καύσης M (Meurer)

Σκοπός του εν λόγω συστήματος είναι η ανάμειξη ενός μόνο μέρους του καυσίμου με το ρεύμα του αέρα κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης αναφλέξεως και μετά την ανάφλεξη η ανάμειξη της υπόλοιπης ποσότητας με επιταχυνόμενο ρυθμό.

Έτσι έχουμε απεξάρτηση της μεταβολής της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου από την ρυθμό της εγχύσεως, του νόμου εγχύσεως του καυσίμου. Αυτό καταδεικνύεται στο επόμενο σχήμα όπου εικονίζεται ο θάλαμος καύσης M.



Σχήμα 2.21: Θάλαμος καύσης M

Οι δυο βασικές λειτουργίες του συστήματος είναι η απόθεση της μάζας του καυσίμου με τη μορφή λεπτού στρώματος στο τοίχωμα του κυλίνδρου και παράλληλα η δημιουργία στροβιλισμού του αέρα με κατάλληλη διαμόρφωση της εισαγωγής, ώστε αυτός να αναμειχθεί βαθμιαία με το καύσιμο.

Στην κεφαλή του εμβόλου έχουμε δημιουργήσει μια κοιλότητα σφαιρική όπου προσπίπτει το εγχυόμενο καύσιμο υπό γωνία και με φορά παράλληλη προς την επιβαλλόμενη κίνηση του ρεύματος αέρα. Μια μικρή μόνο ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, της τάξης του 5%, αναμειγνύεται με τον αέρα και εν συνεχεία αναφλέγεται. Η υπόλοιπη ποσότητα όπως προαναφέρθηκε 'προσκολλάται' στα τοιχώματα του κυλίνδρου, όπου και εξατμίζεται λόγω της χαμηλής της θερμοκρασίας. Τελικά η ποσότητα αυτή μετά την ατμοποίησή της αντιμετωπίζει το μέτωπο της φλόγας από την ανάφλεξη του καυσίμου στην κοιλότητα και αναφλέγεται με τη σειρά της.

Η χρήση του θαλάμου καύσης τύπου M μειώνει σημαντικά τις πιθανότητες δημιουργίας άκαυστων υδρογονανθράκων, λόγω της προοδευτικής αντίδρασης του καυσίμου με το οξυγόνο του αέρα, με ταυτόχρονη αύξηση της συγκέντρωσης ισχύος της μηχανής.

2.4 Ειδικές μορφές κινητήρων diesel

2.4.1 Κινητήρας diesel διπλού καυσίμου

Οι κινητήρες diesel διπλού καυσίμου συνδιάζουν την καύση diesel με την καύση κυρίως φυσικού αερίου λόγω αφθονίας, ή κάποιου άλλου υγρού καυσίμου. Ο ρόλος του diesel είναι υποβοηθητικός καθώς χρησιμοποιείται σε πολύ μικρή ποσότητα αναλογικά με το έτερο καύσιμο. Η 'αποστολή' του είναι ουσιαστικά η ομαλή εκκίνηση της αναφλέξεως παρά η παραγωγή έργου από την καύση της μάζας του.

Στην περίπτωση του κινητήρα διπλού καυσίμου δεν συμπιέζεται μόνο αέρας αλλά μείγμα αέρα και του υγρού καυσίμου (απαιτείται εγκατάσταση συστήματος ανάμειξης του αέρα και του υγρού καυσίμου). Οι τιμές του λόγου συμπίεσης είναι οι ίδιες με ένα κοινό κινητήρα diesel και δεν πρέπει να είναι πολύ υψηλές υπό το φόβο προανάφλεξης του υγρού καυσίμου κατά τη συμπίεση.

Αρχικά λοιπόν εισάγεται το ρεύμα αέρα-υγρού καυσίμου και εν συνεχεία με κατάλληλο χρονισμό (όμοιο με του απλού κινητήρα diesel) εγχύεται και η ποσότητα του diesel (5 – 10 % της ποσότητας του έτερου καυσίμου) και ακολουθεί η ανάφλεξη. Η ισχύς του κινητήρα δεν ρυθμίζεται πλέον από το ρυθμό έγχυσης καυσίμου, αλλά από την ποσότητα του μείγματος αέρα-υγρού καυσίμου, όπως στους κινητήρες Otto.

Τα πλέον κατάλληλα καύσιμα είναι τα αδρανή καύσιμα τα οποία δεν αυταναφλέγονται σε αρκετά μεγάλους λόγους συμπίεσης, όπως το μεθάνιο και το φυσικό αέριο.

Η παραγωγή έργου είναι στο ίδιο επίπεδο με τους αντίστοιχους απλούς κινητήρες diesel καθώς η b_{μερ}, η μέγιστη πίεση καύσης και η ειδική κατανάλωση καυσίμου b_{sf} λαμβάνουν παρόμοιες τιμές.

Αποτέλεσμα της χρήσης του εν λόγω κινητήρα είναι η ελαχιστοποίηση των ρύπων, κυρίως με τη χρήση φυσικού αερίου που συνεπάγεται μηδενικές εκπομπές SO₂, καθώς και μειωμένες εκπομπές αιθάλης, μονοξειδίου και διοξειδίου του άνθρακα. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα όμως έγκειται στη χρησιμοποίηση ως 'κινητήριου μοχλού' καυσίμου το οποίο βρίσκεται σε μεγαλύτερες ποσότητες στη φύση και συνεπώς είναι πιο οικονομικό.

2.4.2 Κινητήρας diesel με χρήση μαζούτ

Η χρήση μαζούτ ως καύσιμο σε νηζελομηχανές μοιάζει ελκυστική κυρίως λόγω της τιμής του (η οποία είναι σημαντικά μικρότερη του καυσίμου diesel) και της αφθονίας του. Το μαζούτ προκύπτει από την κλασματική απόσταξη του πετρελαίου και είναι προϊόν ανάμειξης του κατάλοιπου της στήλης αποστάξεως με άλλα αποστάγματα. Είναι καύσιμο μικρής καθαρότητας, σημαντικά βαρύτερο και έχει πυκνότητα και συνεκτικότητα μεγαλύτερες του diesel.

Είναι το κύριο καύσιμο σε κινητήρες μεγάλων διαστάσεων, είτε αυτοί είναι γεννήτριες σε πλοία, ή κινητήρες εγκαταστάσεων παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας σε νησιά. Βεβαίως υπεισέρχονται πολλοί αρνητικοί παράγοντες στη χρήση του όπως:

- πρόβλημα στην μεταφορά του : κυρίως λόγω της μεγάλης του συνεκτικότητας το καύσιμο εμφανίζει προβλήματα στη ροή του στο εσωτερικό των κινητήρων. Γι' αυτό πριν την καύση του είναι απαραίτητη μια ελαφρά θέρμανση προκειμένου να μειωθεί το ιξώδες του.
- προσμείξεις θείου : η μεγάλη περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο έχει διπλά αρνητική επίδραση. Αφ' ενός αντιδρά παράγοντας θειικό οξύ το οποίο έχει διαβρωτική συμπεριφορά και συνεπώς απαιτείται συνεχής συντήρηση της μηχανής. Αφ' ετέρου με την καύση του ελευθερώνονται ρίζες θείου οι οποίες αντιδρούν με το οξυγόνο παράγοντας οξειδία του θείου.
- μεγάλο ποσοστό τέφρας και λοιπές προσμείξεις : αυξάνουν τους ρύπους αλλά και τις φθορές στο εσωτερικό του κινητήρα και αντιμετωπίζονται με φυγοκεντρικό διαχωρισμό πριν την εισαγωγή του καυσίμου στη μηχανή.
- Σχηματίζεται ανθρακούχο κατάλοιπο , λόγω ατελούς καύσης και επικάθεται στα τοιχώματα του κυλίνδρου ,στις βαλβίδες, στα έμβολα και σε άλλα σημαντικά τμήματα του κινητήρα επηρεάζοντας τη λειτουργία του.
- Κακή ποιότητα αναφλέξεως και καύσης : Ο διασκορπισμός του καυσίμου δεν γίνεται σε ικανοποιητικό βαθμό λόγω της μεγάλης πυκνότητάς του και η ανάφλεξη του παρουσιάζει μεγάλη καθυστέρηση λόγω μικρής πτητικότητας. Έτσι έχουμε περιορισμό στη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα για την οποία θα έχουμε ομαλή λειτουργία (πράγμα το οποίο δεν μας ενδιαφέρει ιδιαίτερα γιατί σπανίως ενδιαφερόμαστε για ταχύτητες μεγαλύτερες των 500 rpm στις χρήσεις για τις οποίες προορίζεται το καύσιμο).

Όλα τα παραπάνω επιβάλλουν εγκατάσταση επιπλέον συστημάτων, όπως ενός συστήματος λίπανσης (για το λιπαντικό έλαιο που διαλύει το θειικό οξύ) καθώς και φίλτρων για τον καθαρισμό του ελαίου.

2.5 Το καύσιμο Diesel

2.5.1 Χαρακτηριστικά του καυσίμου diesel

Το Diesel που χρησιμοποιείται κυρίως σήμερα είναι παράγωγο του πετρελαίου (προϊόν κλασματικής απόσταξης του πετρελαίου), γνωστό και ως αεριέλαιο αλλά υπάρχουν και εναλλακτικές μορφές Diesel όπως το biodiesel, το BTL (από βιομάζα) και το GTL τα οποία είναι αντικείμενα μελέτης και εξέλιξης προκειμένου να γίνει εκτεταμένη χρήση τους τα προσεχή χρόνια σε περιοχές όπου αυτοί οι πόροι είναι σε αφθονία.

Το diesel προκύπτει από την κλασματική απόσταξη του αργού πετρελαίου σε ένα θερμοκρασιακό εύρος από 200°C μέχρι 400°C σε ατμοσφαιρική πίεση. Έχει πυκνότητα από 0.82-0.87 kg/lit και θερμογόνο ικανότητα περίπου 42.640 kJ/kg (ανάλογα με τη χημική του σύσταση). Το σημείο ανάφλεξης του καυσίμου Diesel βρίσκεται αρκετά υψηλότερα στη θερμοκρασιακή κλίμακα σε σχέση με άλλα ευρέως χρησιμοποιούμενα καύσιμα όπως η βενζίνη και η κηροζίνη (συγκεκριμένα τουλάχιστον στους 55°C ανάλογα τις προσμίξεις). Εξαιτίας αυτού η αποθήκευση του και η μεταφορά του εγκυμονούν πολύ λιγότερους κινδύνους.

Το diesel είναι ένα σύνθετο μείγμα από χημικές ενώσεις των οποίων τα μόρια έχουν από 10 έως 22 άτομα άνθρακα. Οι περισσότερες από τις ενώσεις προέρχονται από την οικογένεια των παραφινών, των ναφθενών (naphthenic) και των αρωματικών υδρογονανθράκων, (κάθε 'οικογένεια' έχει τις δικές τις χημικές και φυσικές ιδιότητες) και η περιεκτικότητα σε κάθε μια από αυτές είναι που διαφοροποιεί τα καύσιμα diesel μεταξύ τους.

Τα καύσιμα diesel κατηγοριοποιούνται, ανάλογα με την ποιότητά τους και κυρίως με την δραστικότητα με το O₂, σύμφωνα με διεθνείς κανονισμούς (κατά ASTM σε 1-D, 2-D και 4-D, ή κατά EN 590 για την ευρωπαϊκή ένωση). Ακόμα, κατηγοριοποιούνται ανάλογα με τη χρήση για την οποία προορίζονται (diesel αυτοκίνησης, diesel για ναυτικούς κινητήρες και γεννήτριες, κ.α.). Το diesel που χρησιμοποιείται στους ναυτικούς κινητήρες μπορεί να έχει μεγάλο εύρος στη σύνθεση και τις ιδιότητές του, σε αντίθεση με το diesel που χρησιμοποιείται στην αυτοκινητοβιομηχανία. Κι αυτό διότι η λειτουργία σε πιο μεγάλες ταχύτητες περιστροφής και μεγαλύτερο εύρος φορτίων απαιτεί γενικά καλύτερης ποιότητας καύσιμα με συγκεκριμένη σύνθεση και ιδιότητες.

Το πιο σημαντικό χαρακτηριστικό του καυσίμου Diesel, που ταυτόχρονα αποτελεί και κριτήριο της ποιότητάς του, είναι ο αριθμός κετανίων καθώς είναι ενδεικτικός του πόσο γρήγορα αυταναφλέγεται.

Πολύ σημαντική ιδιότητα για τα καύσιμα diesel είναι και η συνεκτικότητα, ειδικά για τα χαμηλότερης ποιότητας καύσιμα που συνήθως χρησιμοποιούνται στους μεγάλους

μεγέθους κινητήρες(ορισμένες φορές το καύσιμο πρέπει να προθερμανθεί έτσι ώστε να ρέει ομαλά).

Στον αντίποδα παρά τα όσα θετικά συνεπάγεται η εκτεταμένη χρήση του diesel δεν μπορεί κάποιος να παραβλέψει τα μειονεκτήματα του καυσίμου. Ίσως το πιο αρνητικό στοιχείο του diesel είναι η χαμηλή καθαρότητά του και συγκεκριμένα οι προσμίξεις θείου (περίπου 0.2% περιεκτικότητα). Την τελευταία δεκαετία έχουν καταβληθεί προσπάθειες χρησιμοποίησης Diesel με χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο, ώστε να περιοριστούν εν τη γεννέσει τους οι εκπομπές ρύπων.Από το 2007 στην Ευρώπη αλλά και στο μεγαλύτερο μέρος της βορείου Αμερικής γίνεται αποκλειστικά χρήση Diesel με ελάχιστη περιεκτικότητα σε θείο.

Ένα ακόμα μειονέκτημα του καυσίμου Diesel είναι ότι στις χαμηλές θερμοκρασίες λόγω του υψηλού μοριακού βάρους των χημικών ενώσεων από τις οποίες αποτελείται, ιζηματοποιείται σχηματίζοντας ένα κερώδες κατάλοιπο.

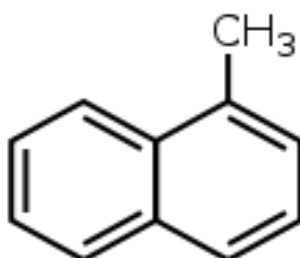
2.5.2 Αριθμός κετανίων και η σημασία τους για την ομαλή καύση

Το πιο σημαντικό χαρακτηριστικό του καυσίμου Diesel ,που ταυτόχρονα αποτελεί και κριτήριο της ποιότητάς του, είναι ο αριθμός κετανίων καθώς είναι ενδεικτικός του πόσο γρήγορα αυταναφλέγεται.

Η πιο ευρέως διαδεδομένη μέθοδος καθορισμού του αριθμού κετανίων περιλαμβάνει τη χρήση του καυσίμου σε μια μονοκύλινδρη μηχανή με συνεχώς μεταβαλλόμενο λόγο συμπίεσης κάτω από σταθερές συνθήκες.Η μέθοδος πρωτοεφαρμόστηκε τη δεκαετία του 40 και έκτοτε επιδέχεται συνεχείς αναβαθμίσεις ενώ έχει τυποποιηθεί από τους κανονισμούς ASTM.

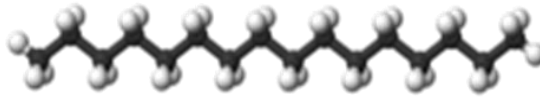
Αρχικά επιλέχθηκαν δύο συγκεκριμένοι υδρογονάνθρακες για να οριστεί η κλίμακα του αριθμού κετανίων :

- 1-μεθυλοναφθαλένιο, $C_{11}H_{10}$,το οποίο καίγεται ανεπαρκώς σε κινητήρα diesel και συνεπώς αντιστοιχεί στο 0 της κλίμακας



Σχήμα 2.22: Κυκλικοί δακτύλιοι 1-μεθυλοναφθαλενίου

- ν-εξαδεκάνιο, $C_{16}H_{34}$, το οποίο αυταναφλέγεται ιδανικά και αντιστοιχεί στο 100 της κλίμακας.



Σχήμα 2.23: Αλυσίδα ν-εξαδεκανίου

Ο αριθμός κετανίου ενός καυσίμου ορίζεται σαν το ποσοστό επί της εκατό κατ'όγκο του ν-εξαδεκανίου στο μείγμα των ν-εξαδεκανίων και των 1-μεθυλοναφθαλενίων που δίνει την ίδια καθυστέρηση αναφλέξεως όπως το δείγμα που δοκιμάστηκε. Για παράδειγμα ένα καύσιμο με αριθμό κετανίων 50 θα έχει την ίδια απόδοση σε ένα κινητήρα με ένα μείγμα από 50 τοις εκατό ν-εξαδεκανίων και 50 τοις εκατό 1-μεθυλοναφθαλενίων.

Ένας αριθμός κετανίων 60 και άνω θεωρείται επαρκής ώστε να χαρακτηριστεί ένα καύσιμο 'καλής ποιότητας'. Για τον ποιοτικό καθορισμό των καυσίμων χρησιμοποιείται ένας δείκτης κετανίων μαζί με την συνεκτικότητα και τη πυκνότητα (ο δείκτης κετανίων χρησιμοποιείται μόνο για παράγωγα του πετρελαίου χωρίς πρόσθετα).

Εάν ένας κινητήρας καταναλώσει καύσιμο Diesel με πολύ χαμηλό αριθμό κετανίων ελοχεύει ο κίνδυνος εμφάνισης του φαινομένου της κρουστικής καύσης (knocking). Το knocking προκαλείται από την πολύ ταχεία καύση του άκαυστου μέχρι πρώτινος μέρους του καυσίμου που έχει εγχυθεί στον κύλινδρο και είναι αποτέλεσμα μεγάλης καθυστέρησης στην ανάφλεξη (καύσιμα με υψηλό αριθμό κετανίων αυταναφλέγονται εγκαίρως). Συνοδεύεται από την απότομη άνοδο της πίεσης και της θερμοκρασίας στο εσωτερικό του κυλίνδρου και την εμφάνιση κυμάτων κρούσεως με χαρακτηριστικό μεταλλικό ήχο. Απόρροια του παραπάνω φαινομένου είναι η μείωση του ωφέλιμου έργου P_B και η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης του καυσίμου (έως και 50 %). Η μετατόπιση δε του θερμικού οριακού στρώματος προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου ή και η διάλυσή του έχουν σαν αποτέλεσμα την ακαριαία αύξηση του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας με το καύσιμο μείγμα, με ενδεχόμενο τη μη προγραμματισμένη αυτανάφλεξη του καυσίμου πάνω στις επιφάνειες. Το knocking προκαλεί επίσης σημαντικές φθορές στα μηχανικά μέρη του κινητήρα όπως στις βαλβίδες, το έμβολο και τα έδρανα.

Καθυστέρηση στην ανάφλεξη του diesel έχουμε ακόμα σε συνθήκες χαμηλών φορτίων λόγω της χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας κατά τη διάρκεια της συμπίεσεως αλλά και κατά την εκκίνηση του κινητήρα εν ψυχρώ, κατάσταση η οποία θα αναλυθεί σε επόμενη παράγραφο.

Το diesel μπορεί να περιέχει πρόσθετα προκειμένου να αυξηθεί ο αριθμός κετανίων του (επιταχυντές ανάφλεξης). Οι συγκεντρώσεις τους στο μείγμα του καυσίμου diesel είναι αρκετά υψηλές μάλιστα, σε σχέση με τις αντίστοιχες συγκεντρώσεις προσθέτων που χρησιμοποιούνται για την αντιμετώπιση του φαινομένου της κρουστικής καύσης στη βενζίνη. Στα πρόσθετα αυτά συγκαταλέγονται ενώσεις όπως $\text{amyl nitrate}, C_5H_{11}ONO_2$, $\text{ethyl nitrate } C_2H_5ONO_2$ και $\text{ethyl nitrate } C_2H_5ONO$.

2.6 Συνήθεις δυσλειτουργίες συστημάτων έγχυσης

Η ορθή λειτουργία του συστήματος έγχυσης (αντλία καυσίμου-μπεκ) είναι κεφαλαιώδης για την διαδικασία της καύσης και συνεπώς για την απόδοση του κινητήρα. Μερικά από τα πιο συνήθη προβλήματα που εμφανίζουν τα συστήματα έγχυσης diesel κινητήρων παρουσιάζονται παρακάτω. Η συχνότητα και η έκτασή τους συνήθως σχετίζεται με τις συνολικές ώρες λειτουργίας τους, τις συνθήκες κάτω από τις οποίες λειτουργούν αλλά και τις προδιαγραφές που τηρούνται από τον κατασκευαστή.

- Μη ορθός διασκορπισμός και σχηματισμός δέσμης : Οφείλεται συνήθως σε φράξιμο της οπής ή των οπών του ακροφυσίου του εγχυτήρα από επικαθίσεις καυσίμου. Λόγω των πολύ υψηλών θερμοκρασιών που αναπτύσσονται στο σημείο τυχόν κατάλοιπα του καυσίμου που δεν έχουν εγχυθεί στο εσωτερικό του κυλίνδρου δημιουργούν μια κρούστα φράσσοντας την έξοδο του ακροφυσίου. Αποτέλεσμα της παραπάνω διαδικασίας είναι να προκαλούνται προβλήματα στην έγχυση του καυσίμου και κατά συνέπεια στην καύση του, καθότι η δέσμη του εγχυόμενου καυσίμου είναι ανομοιόμορφη (η ομοιομορφία της δέσμης και η ορθή κατανομή του καυσίμου στο εσωτερικό του κυλίνδρου είναι ζωτικής σημασίας όπως αναλύθηκε και σε προηγούμενα κεφάλαια διότι σε αντίθετη περίπτωση ελοχεύει ο κίνδυνος καθυστέρησης στην ανάφλεξη ή και ανεξέλεγκτης καύσης)
- Φράξιμο της διόδου προσαγωγής του καυσίμου στον εγχυτήρα: Σύνηθες φαινόμενο είναι η μερική φραγή της διόδου του σώματος του εγχυτήρα που συνδέεται με το σωλήνα προσαγωγής του καυσίμου από σωματίδια ή και σκόνη (με αποτέλεσμα την παρεμπόδιση της ομαλής παροχής καυσίμου). Κύρια αιτία για την εμφάνιση της εν λόγω δυσλειτουργίας είναι η μακροχρόνια αδράνεια του εγχυτήρα.
- Δυσλειτουργία στην κίνηση της βελόνας με αποτέλεσμα προβλήματα στο άνοιγμα και το κλείσιμο της οπής της βάσης της: Μπορεί να οφείλεται είτε σε βλάβη του ελατηρίου λόγω υψηλών θερμοκρασιών ή σε σκούριασμα του λόγω οξειδώσεων. Ακόμα σε αρκετές περιπτώσεις έχουμε ημιτελή 'συναρμογή' της κεφαλής της βελόνας με την οπή το οποίο συνήθως προκαλείται από επικαθίσεις στη βάση της βελόνας ή και από σκόνη.
- Διαρροή καυσίμου στο ακροφύσιο του εγχυτήρα: Είναι το αποτέλεσμα της ημιτελούς 'συναρμογής' της κεφαλής της βελόνας με την οπή της βάσης όπου αυτή επικάθεται. Έτσι το καύσιμο διεισδύει μέσω της μικρής σχισμής που δημιουργείται στο ακροφύσιο με συνέπεια να προκαλούνται ποικίλα θέματα στην έγχυση και την καύση.

- Μη προκαθορισμένη έγχυση καυσίμου: Είναι συνήθως απόρροια της μεταβολής της πίεσης ανοίγματος του εγχυτήρα λόγω βλάβης του ελατηρίου του ή πολλές φορές οφείλεται σε βλάβη του ελατηρίου της αντλίας καυσίμου με αποτέλεσμα να διέρχεται μεγαλύτερη του επιθυμητού ποσότητα καυσίμου μέσα από το σωλήνα κατάθλιψης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΤΟΥ ΕΓΧΥΤΗΡΑ ΣΤΙΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΜΕΣΩ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ SIMULATION ΤΟΥ ΔΙΑΓΝΩΣΤΙΚΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ

3.1 Διαδικασία της προσομοίωσης

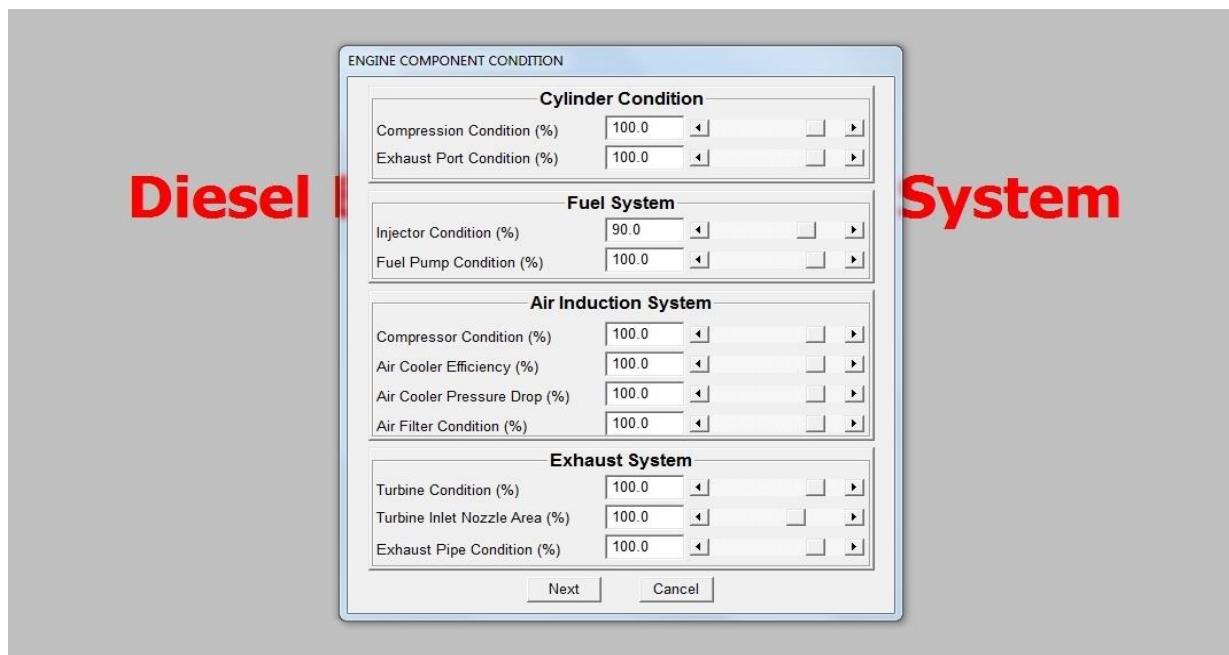
Μέσω της λειτουργίας Simulation του προγράμματος Pythia EDS μπορούμε να προσομοιώσουμε τις συνθήκες λειτουργίας που επιθυμούμε αλλά και την κατάσταση των μηχανικών μερών του κινητήρα (όπως του εγχυτήρα, της αντλίας καυσίμου, του συμπιεστή και άλλων) για τις μηχανές που βρίσκονται στη βάση δεδομένων.

Σκοπός είναι να παρατηρήσουμε την μεταβολή των λειτουργικών παραμέτρων της μηχανής και συγκεκριμένα της παραγόμενης ισχύος, της μέγιστης πίεσης, της πίεσης συμπίεσης, της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην εξαγωγή και της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή μεταβάλλοντας την κατάσταση του εγχυτήρα.

Πριν προχωρήσουμε στην προσομοίωση κρίνεται απαραίτητο να προσδιοριστεί ο όρος κατάσταση του εγχυτήρα: Η κατάσταση του εγχυτήρα ορίζεται από την ποιότητα του διασκορπισμού του καυσίμου στον κύλινδρο και στα ακόλουθα διαγράμματα λαμβάνει τιμές από 100 % έως και 60 % (κοντά στο όριο λειτουργικότητας του εγχυτήρα).

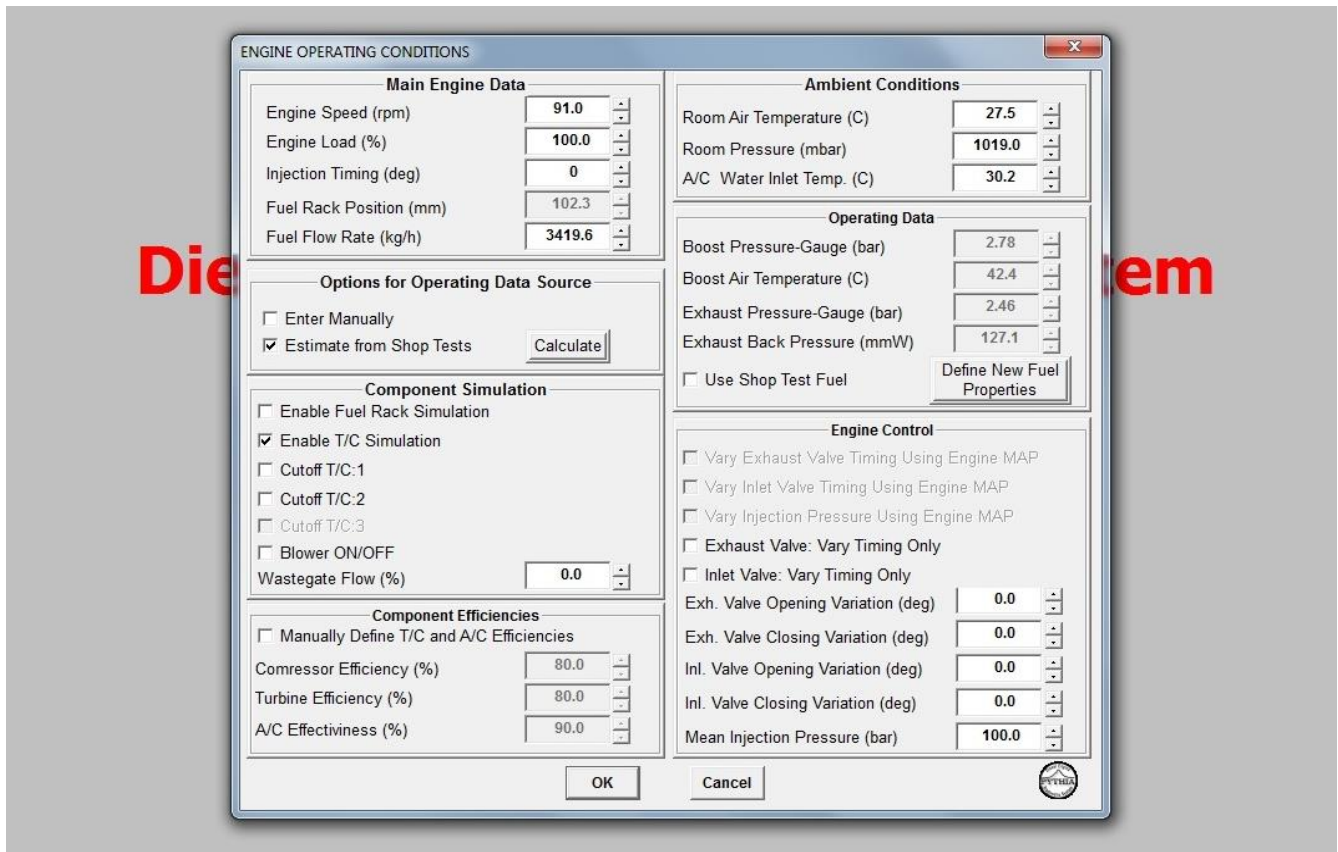
Κατά τη διάρκεια της διαδικασίας εισάγουμε τα εξής δεδομένα :

- Αρχικά δίδουμε μια τιμή για την κατάσταση του εγχυτήρα που ζητείται από τον προσομοιωτή



Σχήμα 3.1: Επιλογή της κατάστασης των μερών του κινητήρα

- Ακολουθώντας εισάγουμε την τιμή του φορτίου στην οποία επιθυμούμε να λειτουργεί η μηχανή. Οι λοιποί απαιτούμενοι παράμετροι λειτουργίας, όπως ο χρονισμός έγχυσης (Injection timing) και ο ρυθμός ροής του καυσίμου (Fuel flow rate) μπορούν να υπολογιστούν αυτόματα μέσω του προγράμματος από τη βάση δεδομένων των εργοστασιακών μετρήσεων.

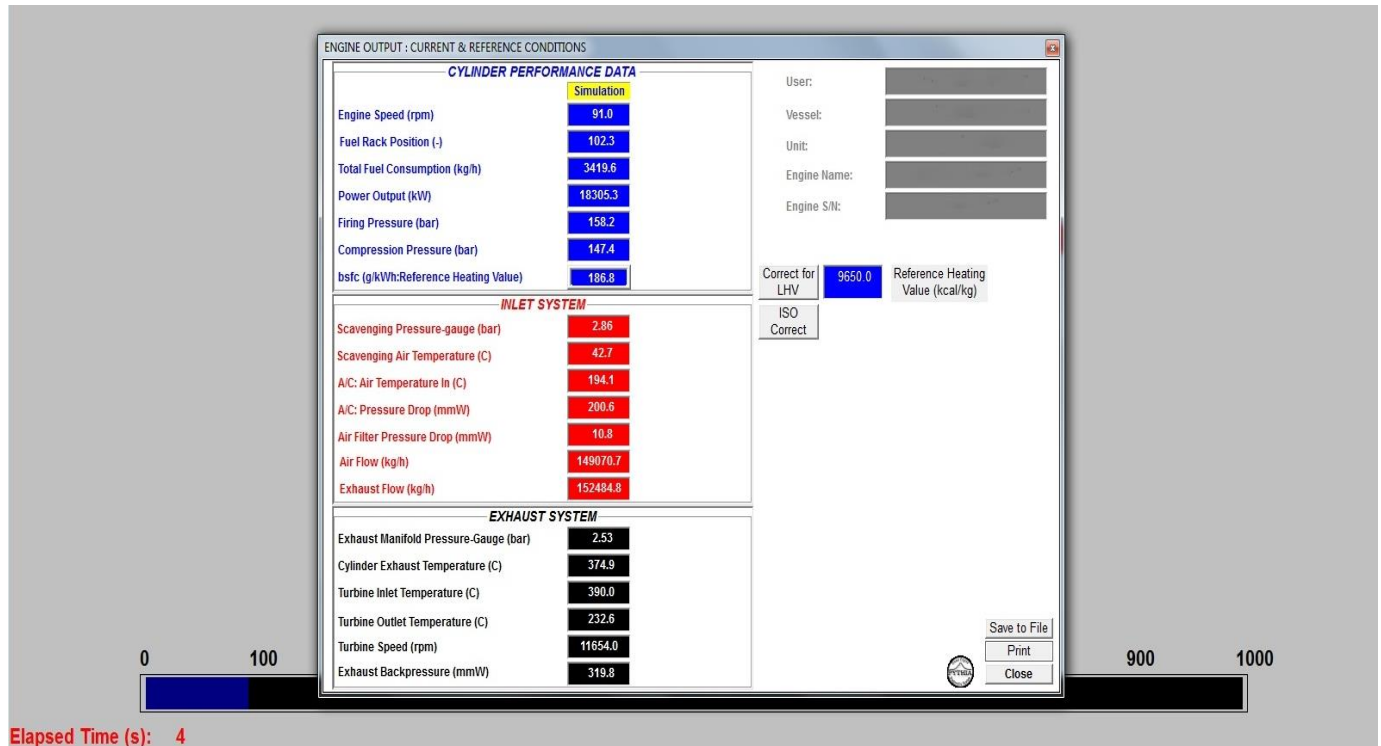


Σχήμα 3.2: Επιλογή των συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα

Ακόμα μπορούν να μεταβληθούν οι συνθήκες περιβάλλοντος, παραδείγματος χάριν η θερμοκρασία του αέρα και η πίεση αλλά και η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον ψύκτη. Ένας πολύ σημαντικός επιπλέον παράγων για τη λειτουργία του κινητήρα είναι το καύσιμο που χρησιμοποιείται και οι ιδιότητες του (κυρίως η θερμογόνος ικανότητά του).

- Τελικώς λαμβάνουμε αποτελέσματα για:
 - την απόδοση του κυλίνδρου, όπως την παραγόμενη ισχύ (kW), τη συνολική κατανάλωση καυσίμου (kg/h), τη μέγιστη πίεση την πίεση εναύσεως (bar) και την ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh)

- Επίσης προκύπτουν τιμές για τις λειτουργικές παραμέτρους του συστήματος εισαγωγής (ροή αέρα ,θερμοκρασία και πίεση σάρωσης) και εξαγωγής όπως η θερμοκρασία και η πίεση των καυσαεριών στην έξοδο του κυλίνδρου αλλά και η ταχύτητα περιστροφής της τουρμπίνας.

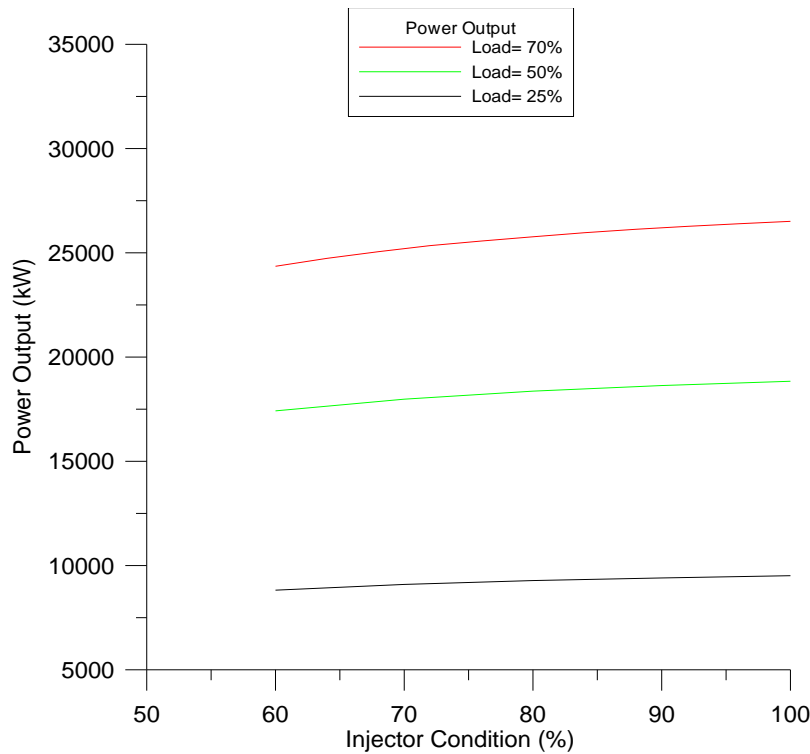


Σχήμα 3.3 : Αποτελέσματα της προσομοίωσης

3.2 Αποτελέσματα της προσομοίωσης

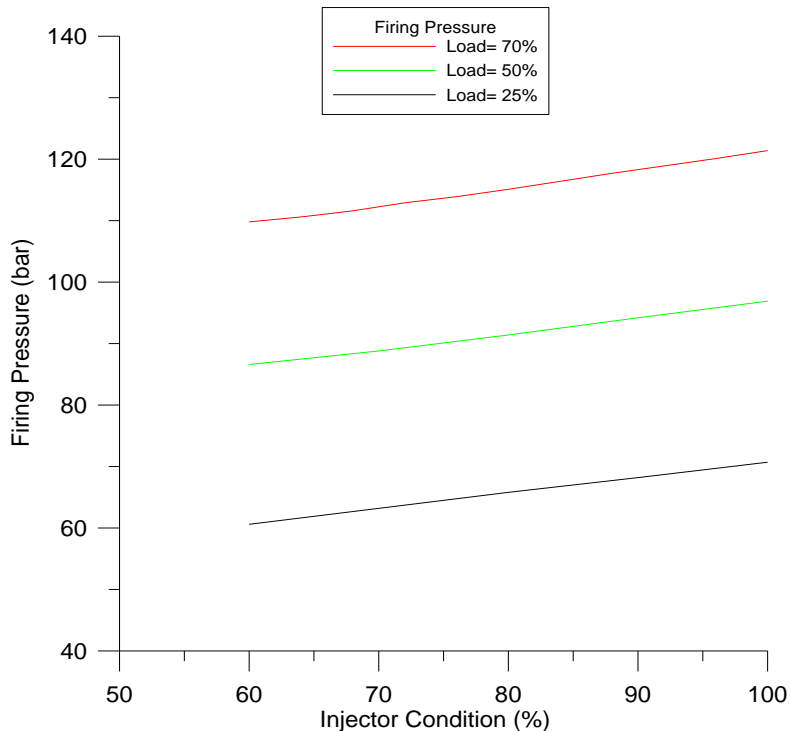
Επαναλαμβάνοντας την παραπάνω διαδικασία για διάφορες τιμές φορτίου και για διαφορετικές τιμές κατάστασης του εγχυτήρα προκύπτουν τα ακόλουθα διαγράμματα:

- **Παραγόμενη ισχύς:** Για μια συγκεκριμένη τιμή φορτίου όσο χειροτερεύει η κατάσταση του εγχυτήρα μειώνεται η παραγόμενη ισχύς. Το φαινόμενο είναι πιο έντονο καθώς κινούμαστε προς τα όρια λειτουργικότητας του εγχυτήρα.

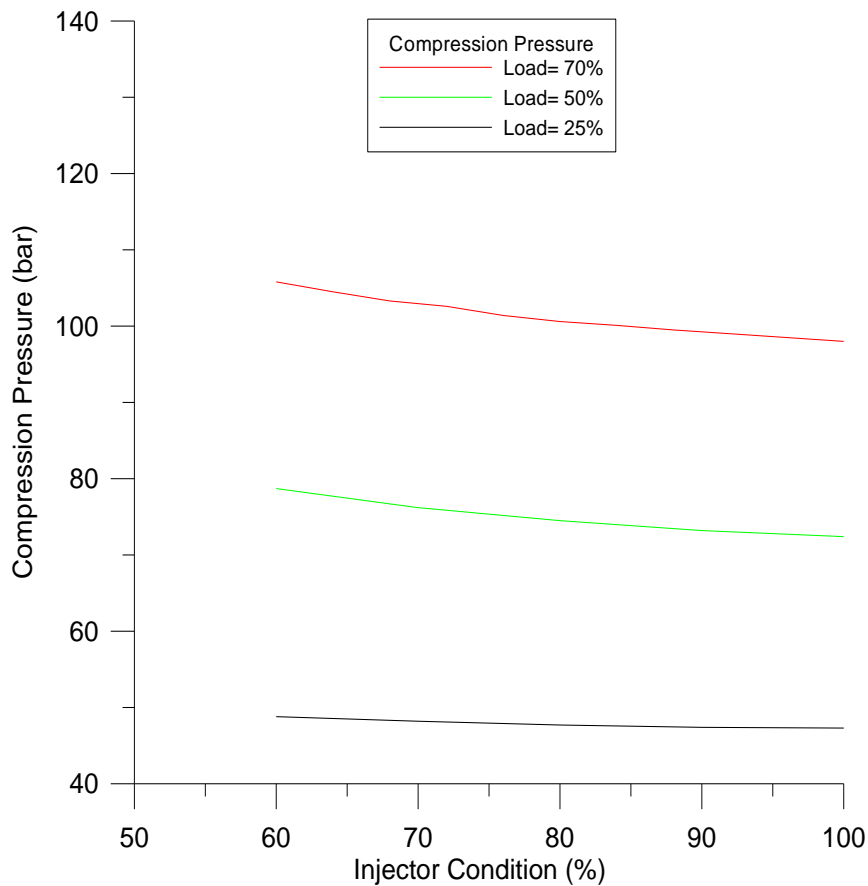


Σχήμα 3.4: Παραγόμενη ισχύς του κινητήρα συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 25%

- Μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης:** Η μέγιστη πίεση καύσης αυξάνεται σχεδόν γραμμικά με την λειτουργικότητα του εγχυτήρα ενώ αντίθετα η πίεση εναύσεως ή πίεση συμπίεσης μειώνεται με μεταβλητό ρυθμό (υψηλότερος ρυθμός για άσχημη κατάσταση του εγχυτήρα).

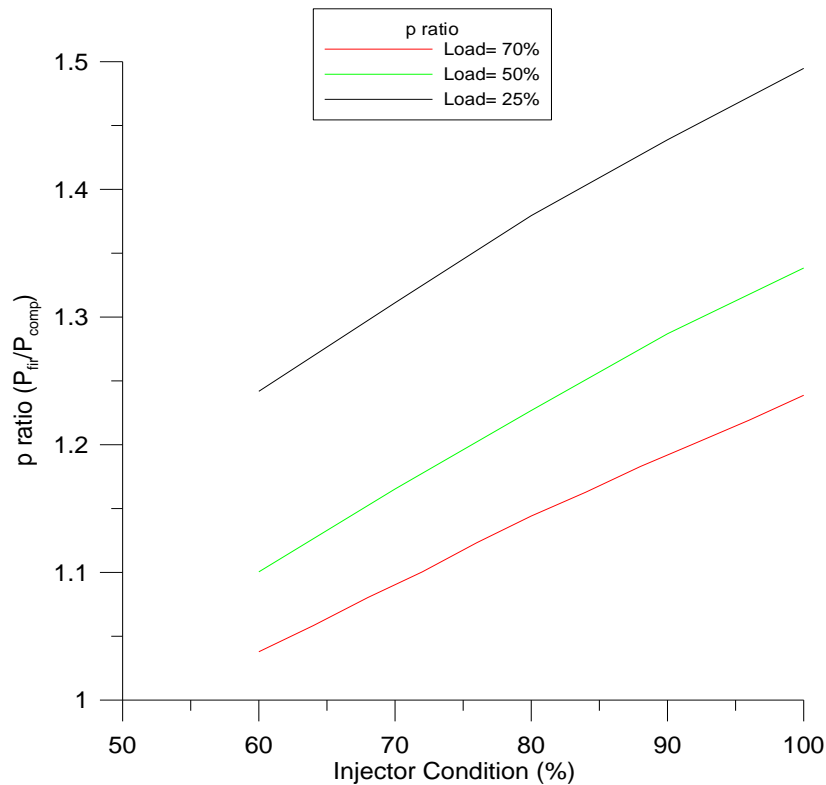


Σχήμα 3.5: Μέγιστη πίεση καύσης του κινητήρα συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 25%



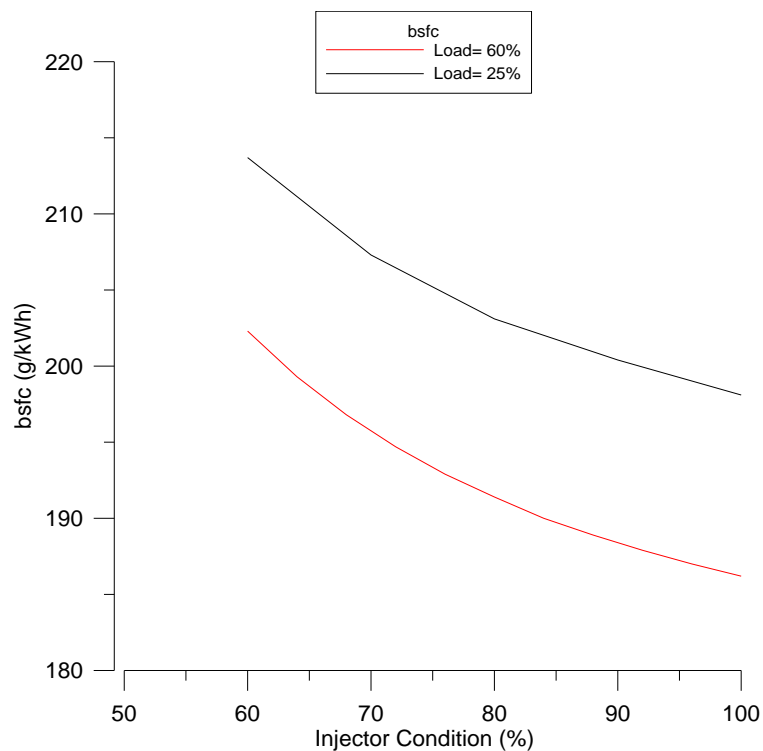
Σχήμα 3.6: Πίεση συμπίεσης του κινητήρα συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 25%

- Λόγος μέγιστης πίεσης καύσης προς την πίεση συμπίεσης:** Αποτέλεσμα των παραπάνω είναι η γραμμική μεταβολή και συγκεκριμένα η αύξηση του λόγου μέγιστης πίεσης προς την πίεση συμπίεσης συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για σταθερή τιμή του φορτίου (γενικά ο λόγος μειώνεται με αύξηση του φορτίου του κινητήρα για συγκεκριμένη τιμή κατάστασης του εγχυτήρα).
 Στα μικρά φορτία οι καμπύλες έχουν ανάλογη αλλά λιγότερο σταθερή συμπεριφορά παρουσιάζοντας διακυμάνσεις.



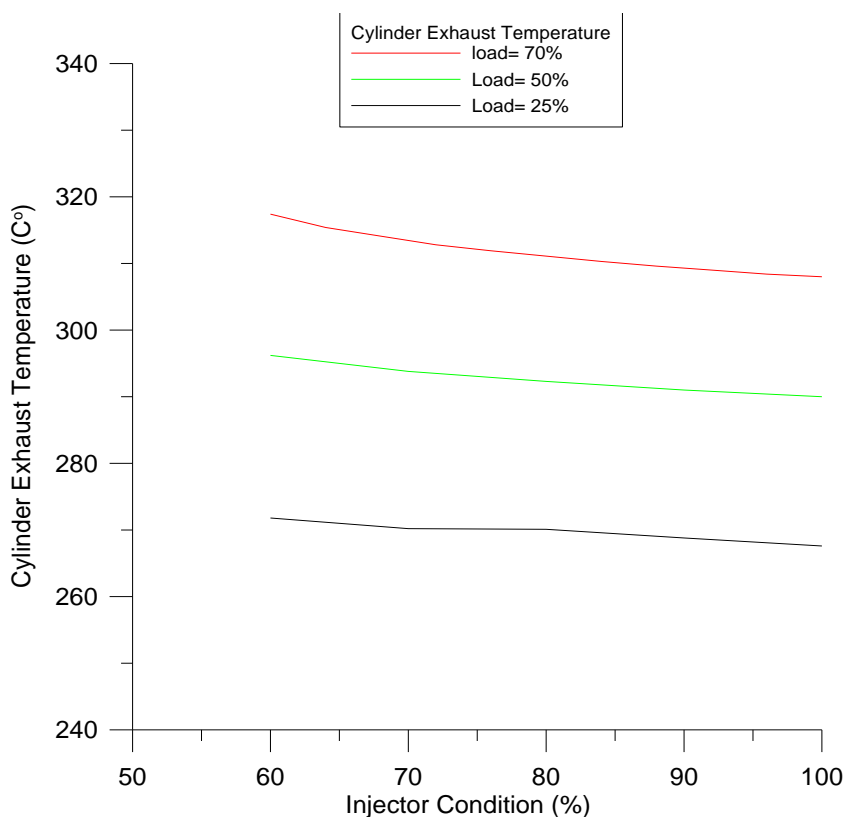
Σχήμα 3.7: Λόγος μέγιστης πίεσης προς την πίεση συμπίεσης του κινητήρα συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 25%

- **Ειδική κατανάλωση του καυσίμου:** Η ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc) αυξάνεται όσο χειροτερεύει η κατάσταση του εγχυτήρα (η κλίση της καμπύλης είναι μεγαλύτερη για χαμηλές τιμές κατάστασης του εγχυτήρα).



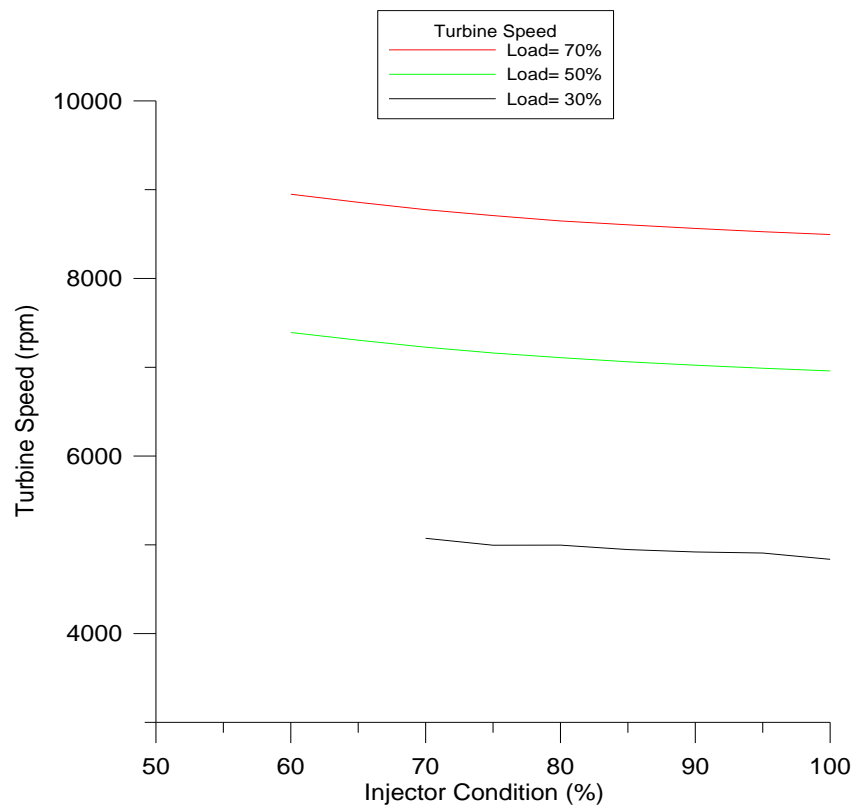
Σχήμα 3.8: Ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 60 και 25%

- **Θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή του κυλίνδρου:** Άλλη μια παράμετρος που μας προειδοάζει για ενδεχόμενη βλάβη στους εγχυτήρες μιας μηχανής είναι η θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή του κυλίνδρου. Σε περιπτώσεις όπου υπάρχει δυσλειτουργία η προαναφερθείσα θερμοκρασία αυξάνεται και μάλιστα σχεδόν γραμμικά συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα (η γραμμικότητα αυτή χάνεται σε περιπτώσεις που η μηχανή λειτουργεί σε χαμηλά φορτία, όμως πέρα κάποιων διακυμάνσεων η θερμοκρασία εν γένει ακολουθεί την ίδια συμπεριφορά). Η κλίση των καμπυλών δε μεγαλώνει όσο κινούμαστε προς χαμηλότερα φορτία.



Σχήμα 3.9: Θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή του κυλίνδρου συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 25%

- **Ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή:** Η ταχύτητα περιστροφής της τουρμπίνας (υπερπληρωτή) αυξάνεται όσο χειροτερεύει η κατάσταση του εγχυτήρα (η κλίση της καμπύλης είναι μεγαλύτερη για χαμηλές τιμές κατάστασης του εγχυτήρα).
Στα μικρά φορτία οι καμπύλες έχουν ανάλογη αλλά λίγο ασταθή συμπεριφορά.



Σχήμα 3.10: Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή συναρτήσει της κατάστασης του εγχυτήρα για τιμές φορτίων 70, 50 και 30%

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΤΩΝ ΕΓΧΥΤΗΡΩΝ ΝΑΥΤΙΚΟΥ ΝΤΗΖΕΛ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΟΥ ΡΥΘΜΟΥ ΕΚΛΥΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Έχοντας αντιληφθεί μέσω της προσομοίωσης το πώς μεταβάλλονται οι θεμελειώδεις λειτουργικοί παράμετροι της μηχανής συναρτήσει της λειτουργικότητας του εγχυτήρα προχωρούμε στην επεξεργασία των μετρήσεων που ελήφθησαν για το ναυτικό κινητήρα.

Συγκεκριμένα για τον κινητήρα που μελετάται ελήφθησαν 5 μετρήσεις για διαφορετικό φορτίο μηχανής έκαστη. Από τις μετρήσεις αυτές προέκυψαν τιμές για το ρυθμό έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου οι οποίες και χρησιμοποιήθηκαν προκειμένου να κατασκευαστούν τα εξής διαγράμματα με τη συνδρομή του Grapher 7 :

- Αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για κάθε φορτίο μηχανής (σύνολο 5 καμπύλες). Λαμβάνουμε ένα διάγραμμα για κάθε έναν από τους 7 κυλίνδρους της μηχανής.

Από την ανάλυση αυτών των διαγραμμάτων μπορούμε να αντλήσουμε πολύτιμα δεδομένα : όπως είναι το σημείο έναυσης του καυσίμου και η διάρκεια της καύσης. Επιπλέον οι καμπύλες αυτές αποτελούν ένα εργαλείο προκειμένου να αντιληφθούμε την επίδραση που έχει η μεταβολή του φορτίου στην διάρκεια της καύσης και στις γωνίες στις οποίες καίγονται συγκεκριμένα ποσοστά καυσίμου.

- Απόστασης σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου (σύνολο 4 καμπύλες, μια για κάθε ποσοστό καιόμενου καυσίμου). Επαναλαμβάνουμε εκ νέου για κάθε κύλινδρο της μηχανής. Για τα σημεία κάθε ποσοστού δημιουργήθηκε μια καμπύλη συσχέτισης.

Μέσω του Grapher, με τη λειτουργία fixed digitizing από τα προηγούμενα διαγράμματα (αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας) υπολογίστηκε το σημείο έναυσης και τα σημεία όπου καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου (σε μοίρες γωνίας στροφάλου) και εν συνεχεία με τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων για τα σημεία κάθε ποσοστού δημιουργήθηκε μια καμπύλη συσχέτισης.

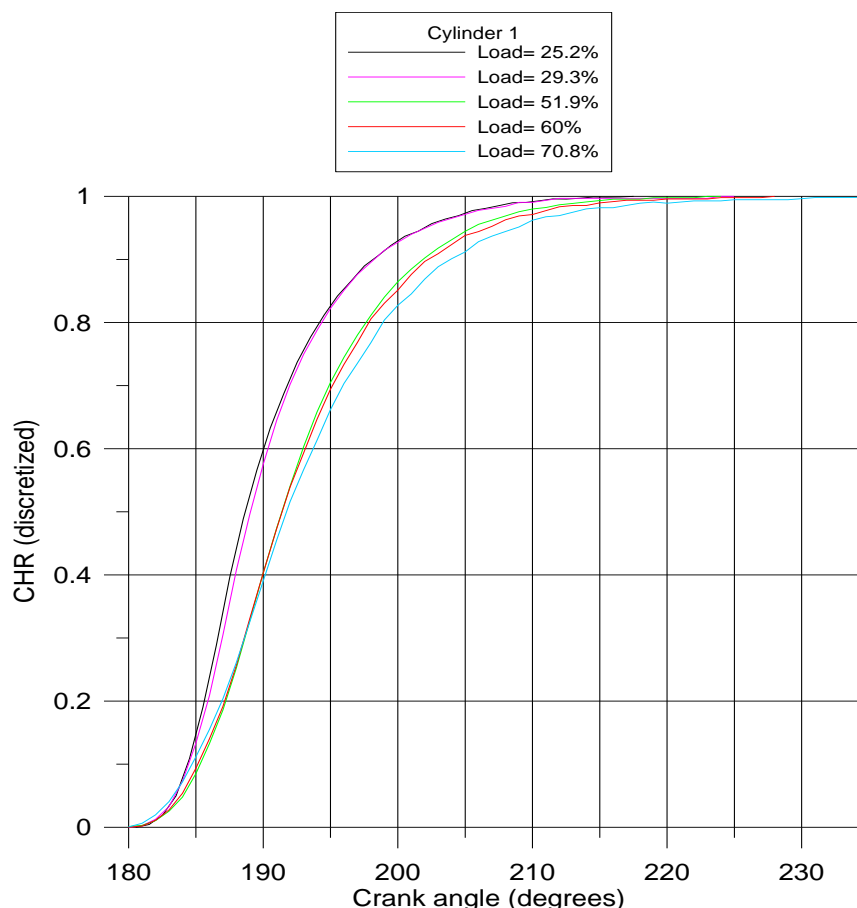
Οι κλίσεις των καμπυλών συσχέτισης που προκύπτουν από τα σχήματα 4.8 έως και 4.14 αλλά και η διασπορά των αντιστοίχων σημείων περίξ των καμπυλών αυτών παρουσιάζουν μια εικόνα για την κατάσταση των εγχυτήρων. Οι μεγάλες διασπορές είναι μια ένδειξη για ενδεχόμενη ελαττωματική λειτουργία.

- Απόστασης σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου για όλους τους κυλίνδρους (σύνολο 4 καμπύλες συσχέτισης, μια για κάθε ποσοστό καιόμενου

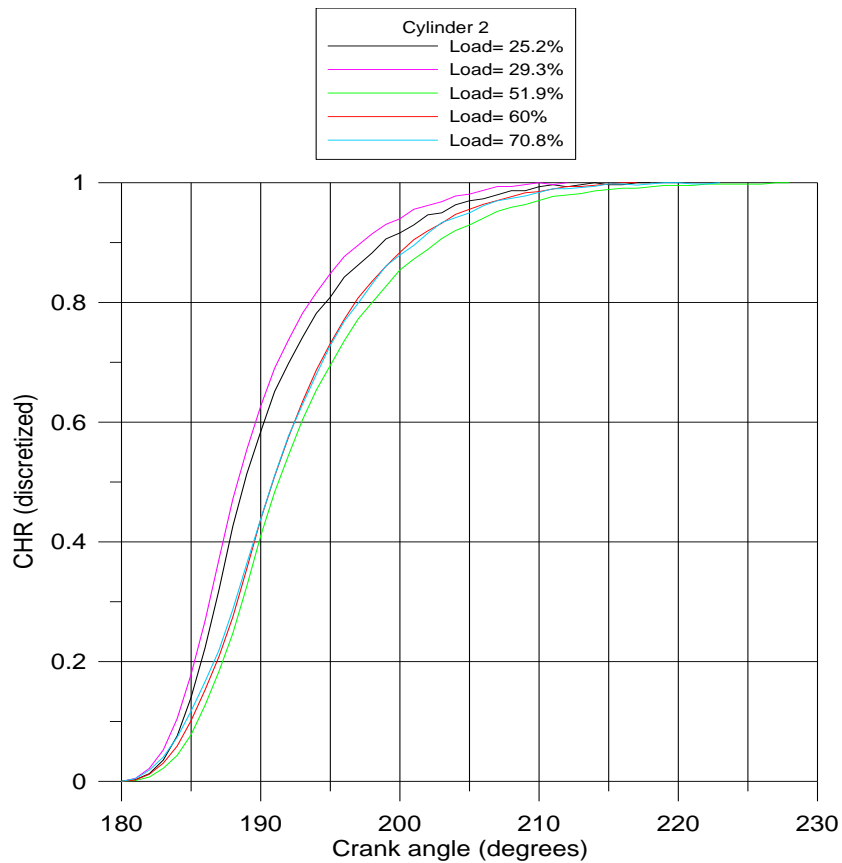
καυσίμου). Η συσχέτιση για τα σημεία κάθε καμπύλης θα συντελεστεί με εφαρμογή της μεθόδου ελαχίστων τετραγώνων.

Το συγκεκριμένο διάγραμμα αποτελεί σημείο αναφοράς για τον έλεγχο και τον εντοπισμό κάποιας βλάβης σε εγχυτήρα. Αναλυτικότερα, με δεδομένη την καμπύλη συσχέτισης για ένα ποσοστό καιόμενου καυσίμου, για να ελέγξουμε τη λειτουργικότητα ενός εγχυτήρα ακολουθούμε την εξής διαδικασία: υπολογίζουμε για μια τιμή φορτίου την απόσταση από το σημείο έναυσης που καίγεται ένα συγκεκριμένο ποσοστό καυσίμου, για τον εγχυτήρα που θέλουμε να εξετάσουμε και ανατρέχοντας στο διάγραμμα ελέγχουμε την απόσταση της τιμής αυτής από την καμπύλη συσχέτισης για το ίδιο ποσοστό. Σε περίπτωση που η απόσταση αυτή είναι μεγάλη ενδέχεται να υπάρχει όντως δυσλειτουργία.

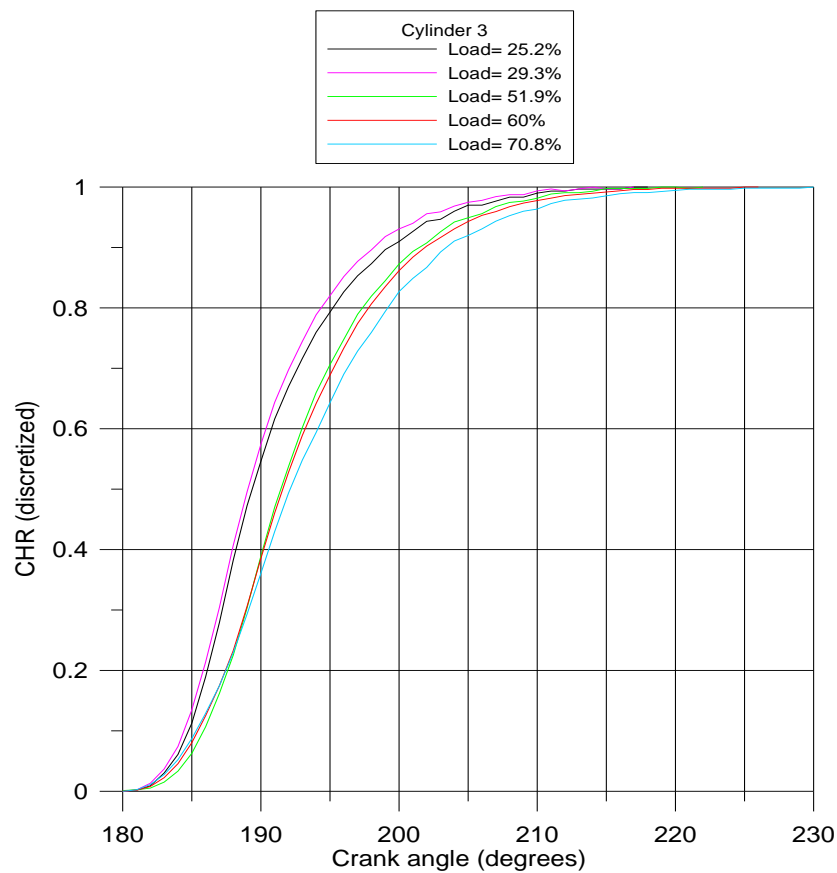
4.1. Διαγράμματα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας



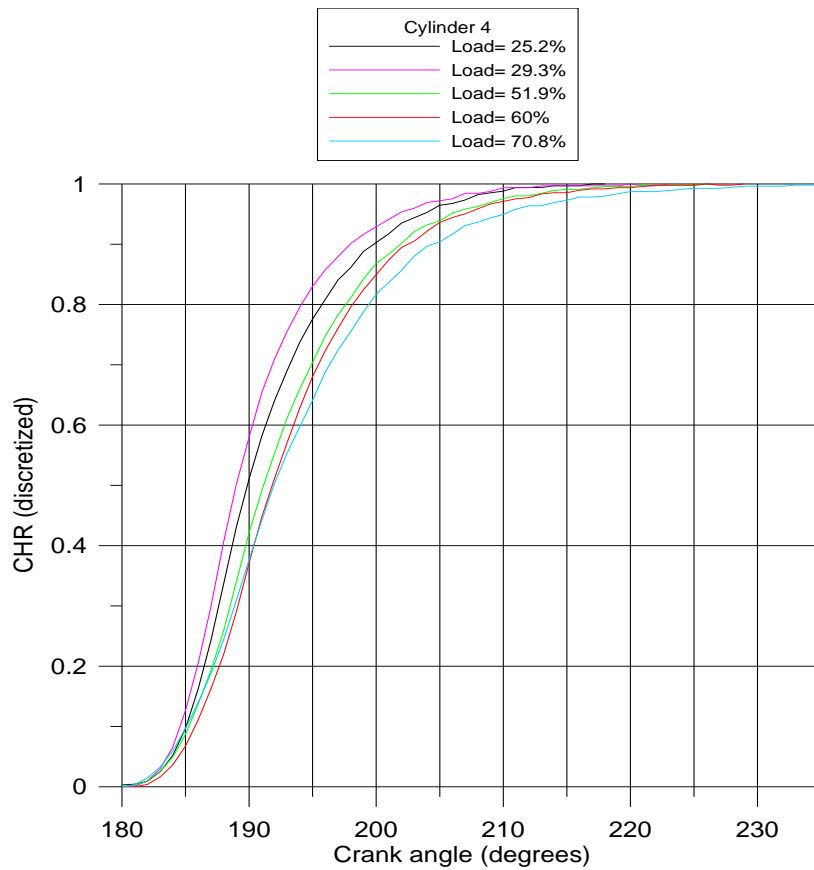
Σχήμα 4.1: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 1



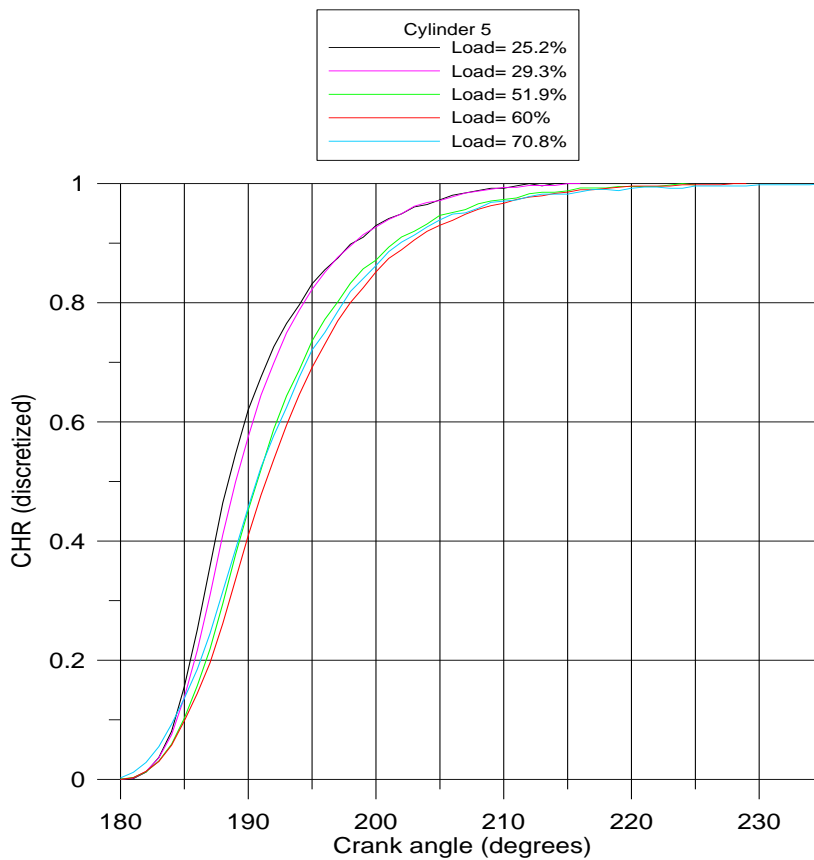
Σχήμα 4.2: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 2



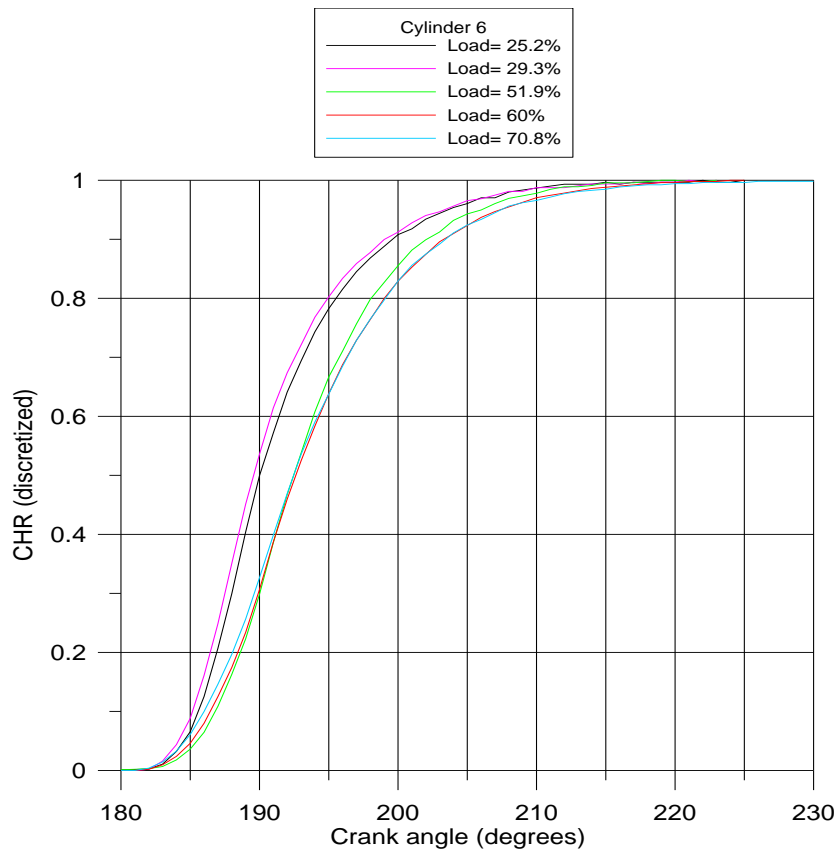
Σχήμα 4.3: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 3



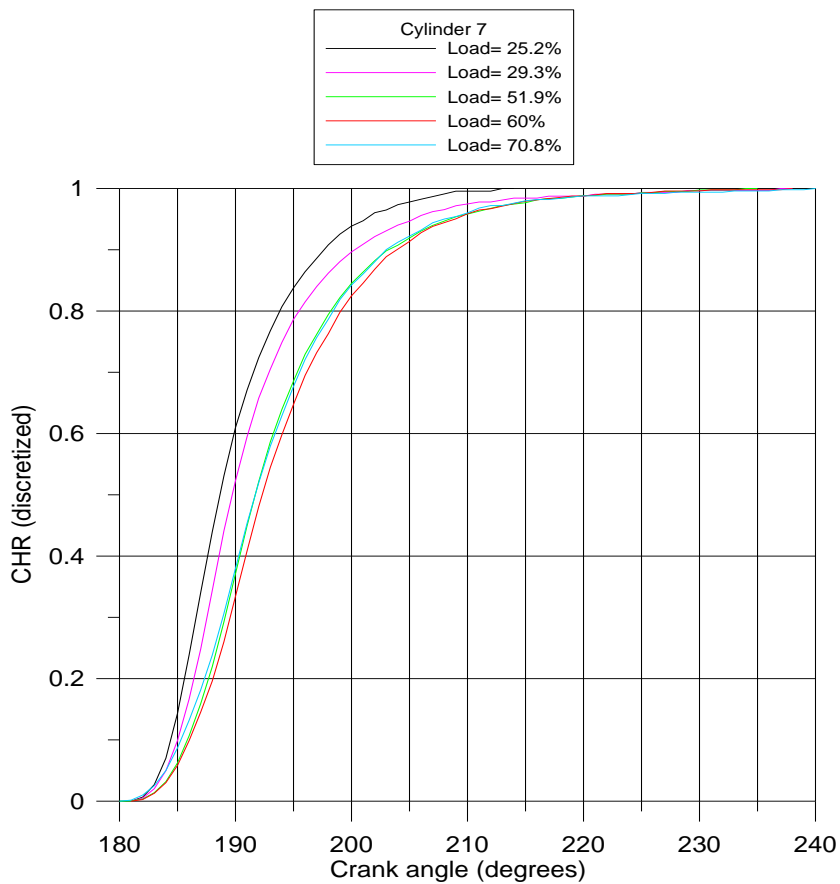
Σχήμα 4.4 : Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 4



Σχήμα 4.5: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 5

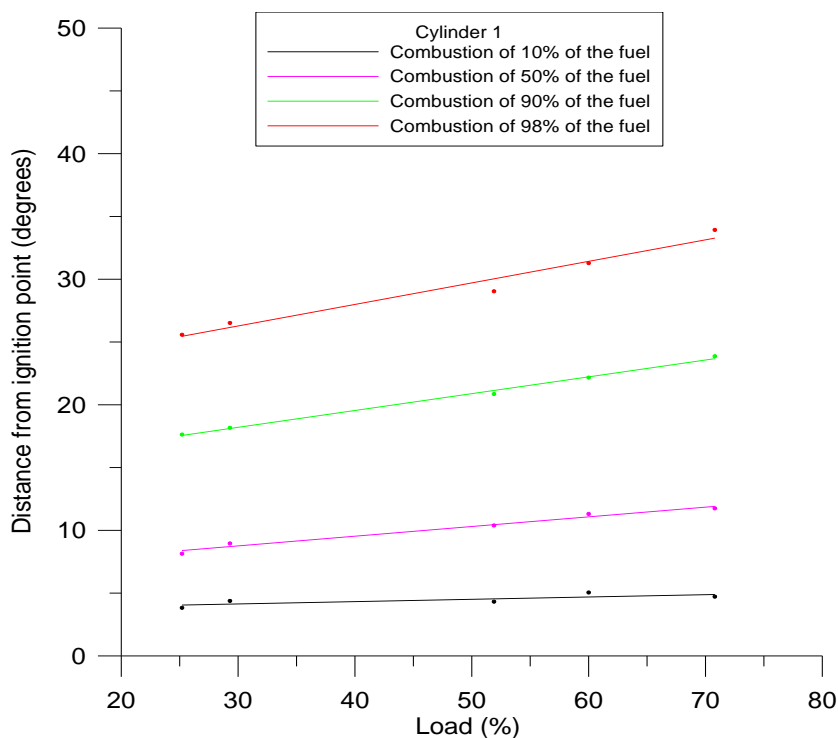


Σχήμα 4.6: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 6

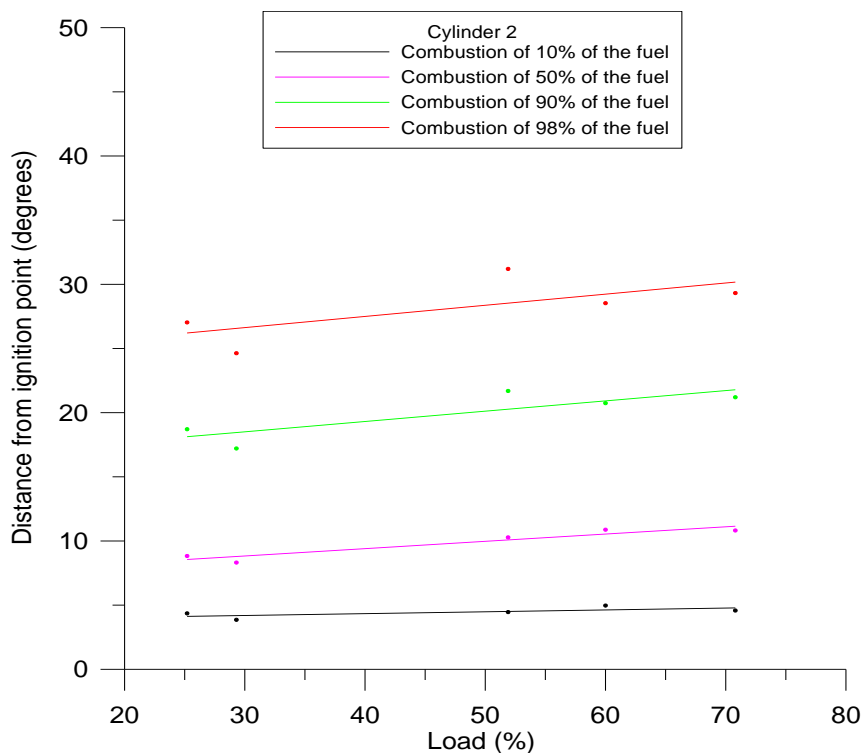


Σχήμα 4.7: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου σε διάφορα φορτία για τον κύλινδρο 7

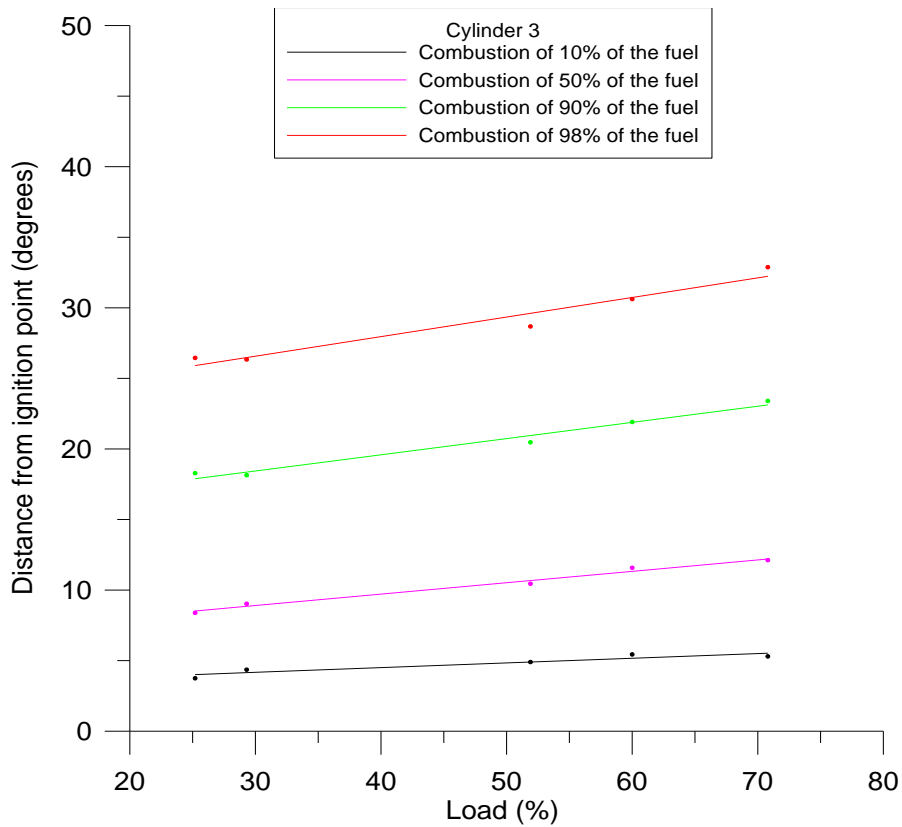
4.2. Διαγράμματα απόστασης σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου



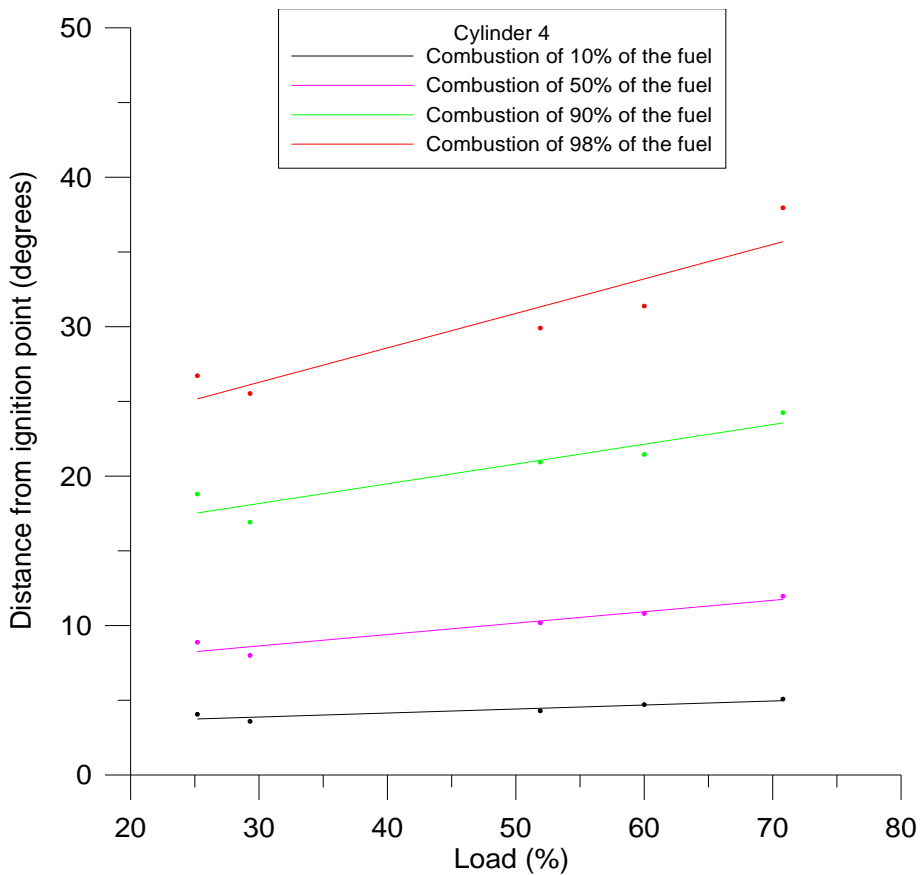
Σχήμα 4.8: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου για τον κύλινδρο 1



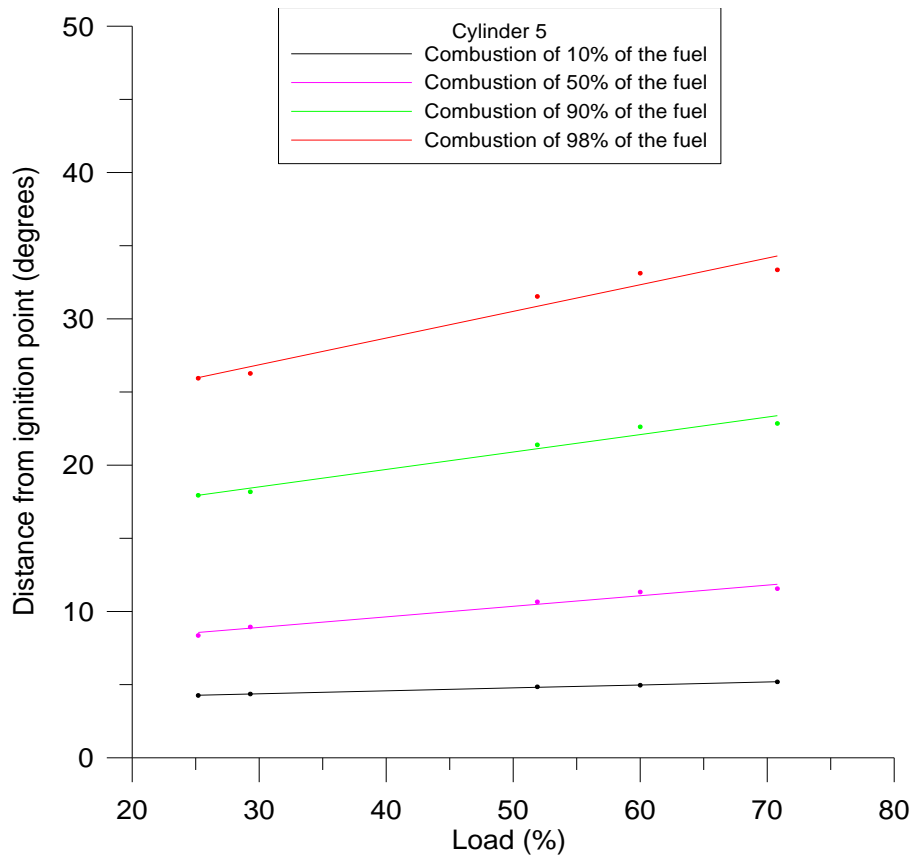
Σχήμα 4.9: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου για τον κύλινδρο 2



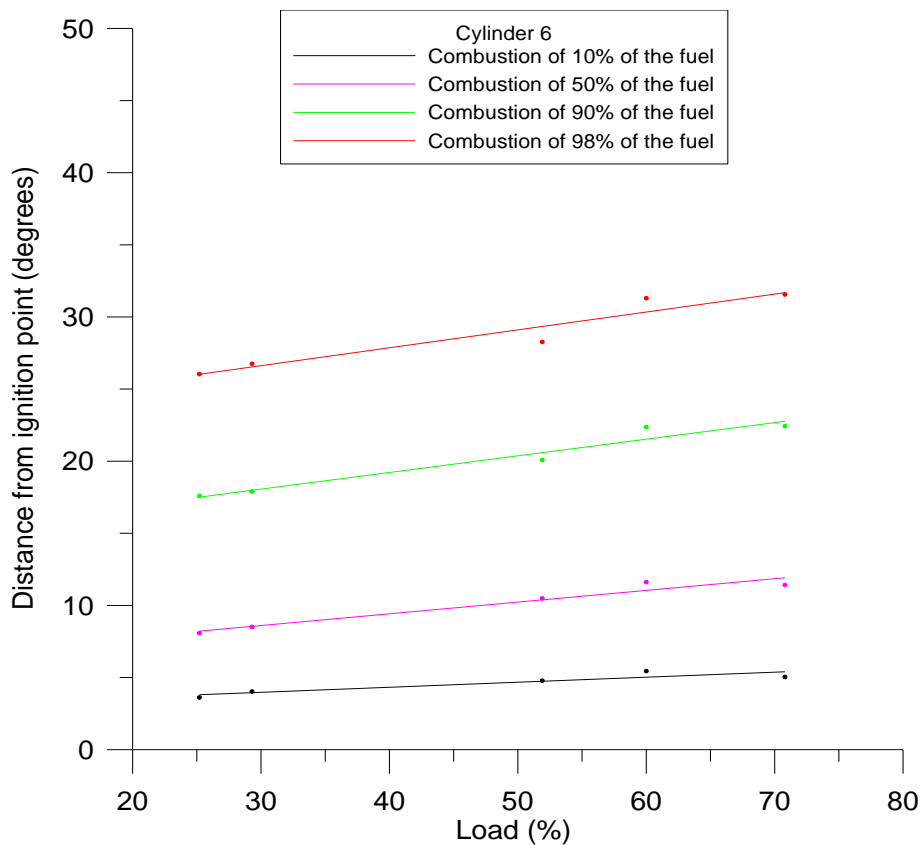
Σχήμα 4.10: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσεσι του φορτίου για τον κύλινδρο 3



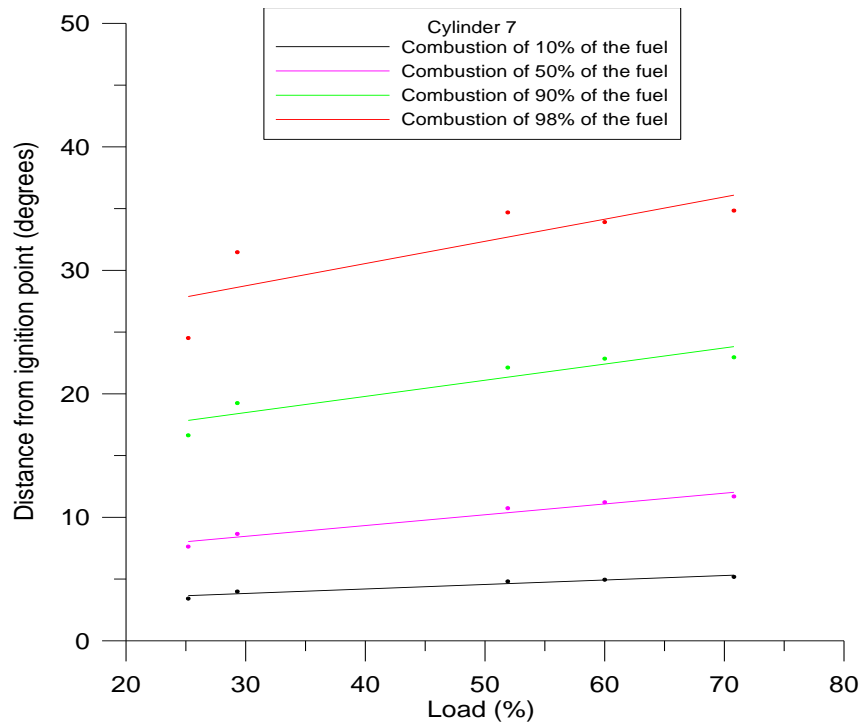
Σχήμα 4.11: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσεσι του φορτίου για τον κύλινδρο 4



Σχήμα 4.12: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου για τον κύλινδρο 5

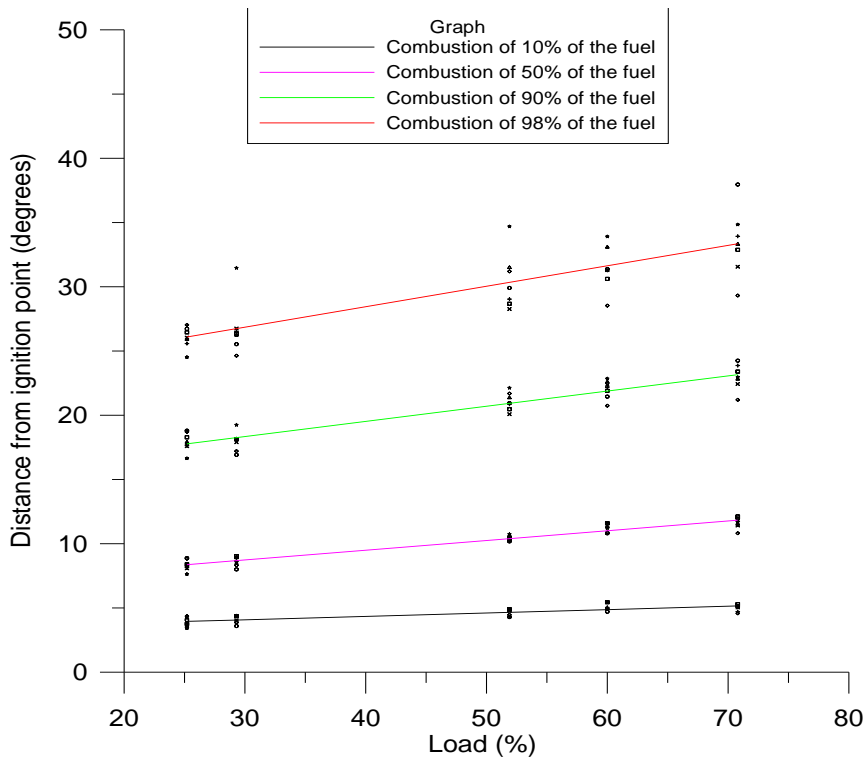


Σχήμα 4.13: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου για τον κύλινδρο 6



Σχήμα 4.14: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου για τον κύλινδρο 7

4.3. Διάγραμμα απόστασης σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου για όλους τους κυλίνδρους



Σχήμα 4.15: Απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου για όλους τους κυλίνδρους

Στον ακόλουθο πίνακα παρουσιάζεται η κλίση των 4 καμπυλών του παραπάνω σχήματος. Παρατηρούμε ότι ενώ η κλίση της καμπύλης συσχέτισης για το 10% είναι πολύ μικρή (η καμπύλη είναι σχεδόν παράλληλη με τον άξονα x) οι υπόλοιπες 3 καμπύλες παρουσιάζουν αρκετά μεγάλη κλίση (κυρίως το 98%). Επιπλέον είναι ευδιάκριτο ότι η διασπορά των τιμών περίξ των καμπυλών συσχέτισης για το 90 και κυρίως για το 98% είναι αρκετά μεγαλύτερη από την διασπορά για το 50 και το 10.

percentage of fuel burned	10 %	50 %	90 %	98 %
curve slope (rad)	0.0263	0.0759	0.1181	0.1592

Πίνακας 4.1. Κλίση των καμπυλών του σχήματος 4.15

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΒΛΑΒΗΣ ΣΕ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΙΚΟΥΣ ΕΓΧΥΤΗΡΕΣ ΗΛΕΚΤΡΟΠΑΡΑΓΩΓΩΝ ΖΕΥΓΩΝ ΣΕ ΝΗΣΙΑ ΜΕΣΩ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΤΟΥ ΡΥΘΜΟΥ ΕΚΛΥΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Ελήφθησαν μετρήσεις για 3 ηλεκτροπαραγωγά ζεύγη σε νησιά πριν και μετά την αποκατάσταση της δυσλειτουργίας που εμφανίστηκε σε κάποιον εγχυτήρα τους. Από τις μετρήσεις αυτές προέκυψαν δεδομένα για τις βασικές παραμέτρους του κινητήρα όπως και για τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας.

Με βάση τα δεδομένα για την παραγόμενη ισχύ, το λόγο μέγιστης πίεσης καύσεως προς την πίεση συμπίεσης, την ειδική κατανάλωση καυσίμου και την γωνία έναυσης θα προσπαθήσουμε αρχικά να εντοπίσουμε σε ποιο κύλινδρο βρίσκεται ο προβληματικός εγχυτήρας και εν τέλει θα εξετάσουμε το κατά πόσο μπορούν να εξαχθούν ασφαλή συμπεράσματα για την κατάσταση του συγκεκριμένου εγχυτήρα μέσω των διαγραμμάτων του ρυθμού έκλυσης θερμότητας (HRR) και της αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας (CHR).

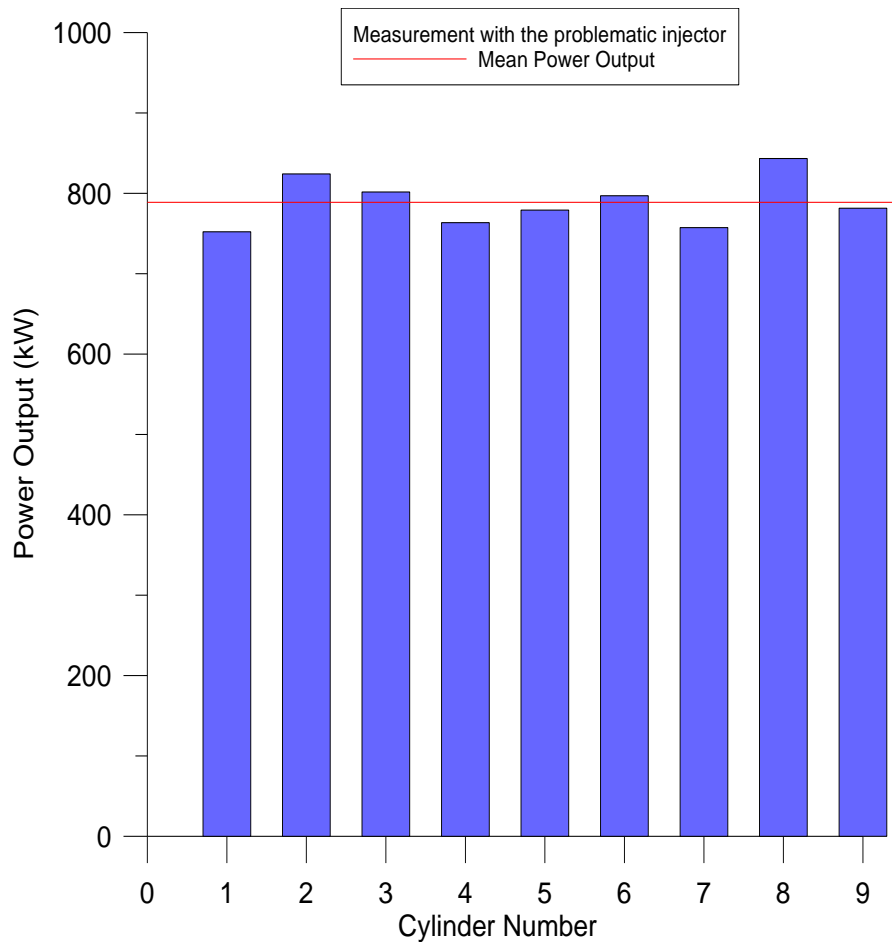
Μέσω των συγκεντρωμένων δεδομένων κατασκευάστηκαν τα διαγράμματα 5.1 έως 5.26 που παρατίθενται στη συνέχεια.

5.1 ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ 1

Μελέτη των βασικών παραμέτρων της λειτουργίας της μηχανής

Ενδιαφέρον παρουσιάζουν τα παρακάτω διαγράμματα όπου παρατίθενται οι βασικοί παράμετροι λειτουργικής κατάστασης της μηχανής σε κάθε περίπτωση (όπως η παραγόμενη ισχύς, η μέγιστη πίεση καύσης, ο λόγος μέγιστης πίεσης καύσης προς την πίεση συμπίεσης, η ειδική κατανάλωση του καυσίμου αλλά και ο χρονισμός έγχυσης και η γωνία έναυσης του καυσίμου για κάθε κύλινδρο). Μέσω επεξεργασίας αυτών θα προκύψει ένα αρχικό συμπέρασμα για την κατάσταση των εγχυτήρων και θα εντοπιστεί ο προβληματικός εγχυτήρας.

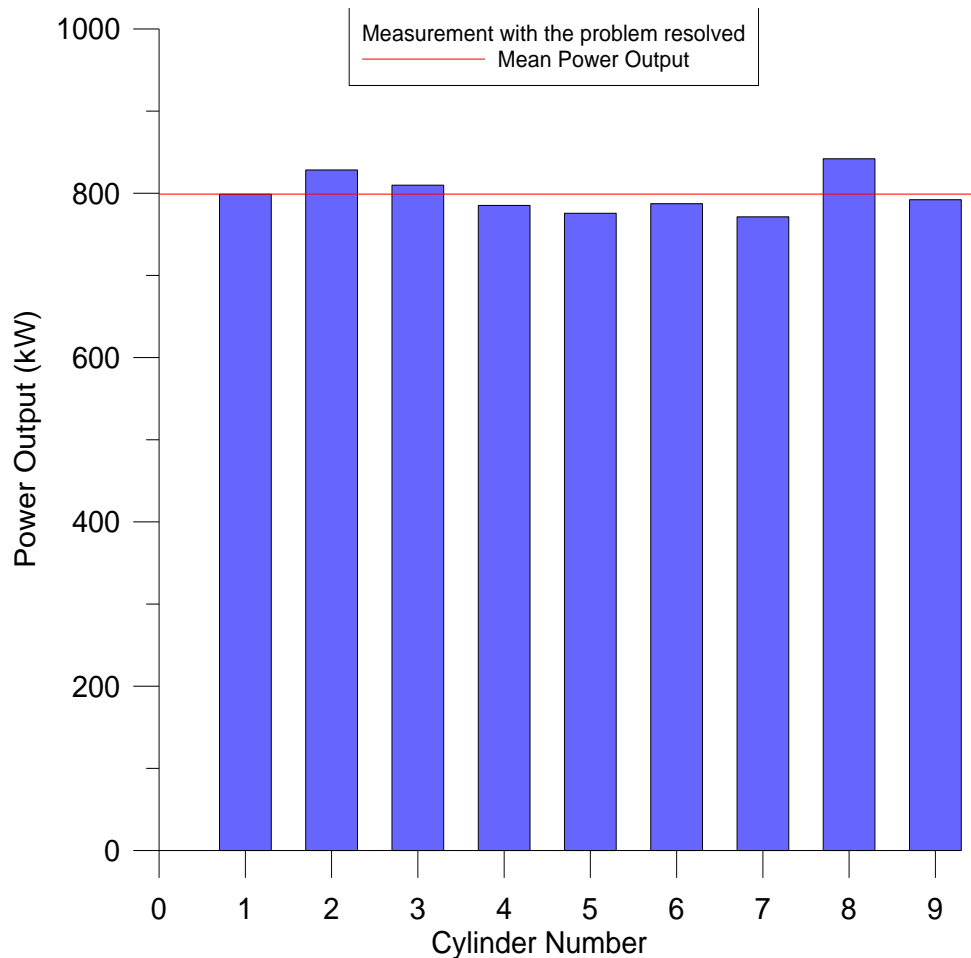
Συγκεκριμένα το πρόβλημα στον παρακάτω κινητήρα εντοπίζεται στον εγχυτήρα του κυλίνδρου 1 (η πρώτη μέτρηση πάθηκε με τον εγχυτήρα σε δυσλειτουργία ενώ η δεύτερη μετά την αποκατάσταση). Χαμηλή ισχύ παρουσιάζουν ακόμα οι κύλινδροι 3 και 7, χωρίς αυτό να σημαίνει προφανώς ότι οι αντίστοιχοι εγχυτήρες έχουν βλάβη.



Σχήμα 5.1: Παραγόμενη ισχύς για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα

Από το διάγραμμα της ισχύος παρατηρούμε ότι η παραγόμενη ισχύς από τον κύλινδρο 1 είναι πολύ χαμηλότερη του μέσου όρου για όλους τους κυλίνδρους και μάλιστα είναι η χαμηλότερη από τους 9 στην συγκεκριμένη μηχανή.

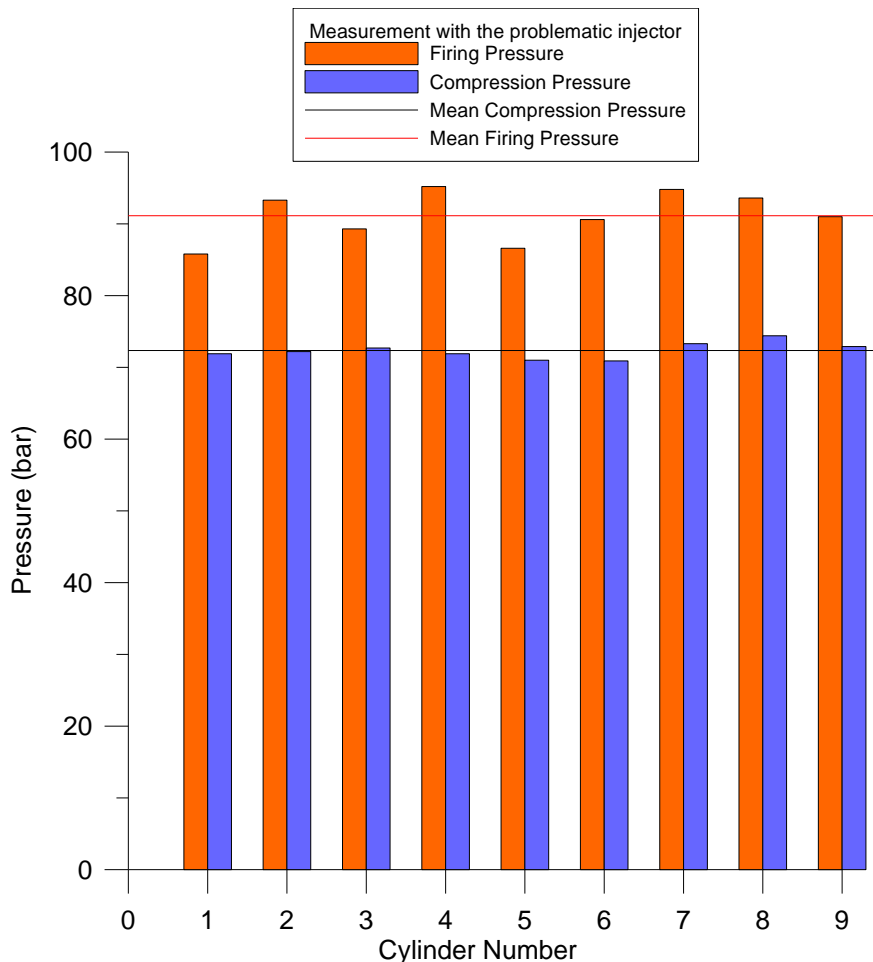
Το παραπάνω διάγραμμα αυτό καθ'εαυτό προδιαθέτει για κάποιου είδους δυσλειτουργία στον εγχυτήρα του κυλίνδρου 1. Η περαιτέρω επεξεργασία των υπολοίπων δεδομένων είναι απαραίτητη για την εξακρίβωση της παραπάνω υπόθεσης.



Σχήμα 5.2: Παραγόμενη ισχύς για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση μετά την αποκατάσταση του προβλήματος

Με την αποκατάσταση της βλάβης είναι εμφανής η άνοδος της παραγόμενης ισχύος από τον κύλινδρο 1, με την τιμή της να είναι σχεδόν ίση με τον μέσο όρο της παραγόμενης ισχύος από όλους τους κυλίνδρους.

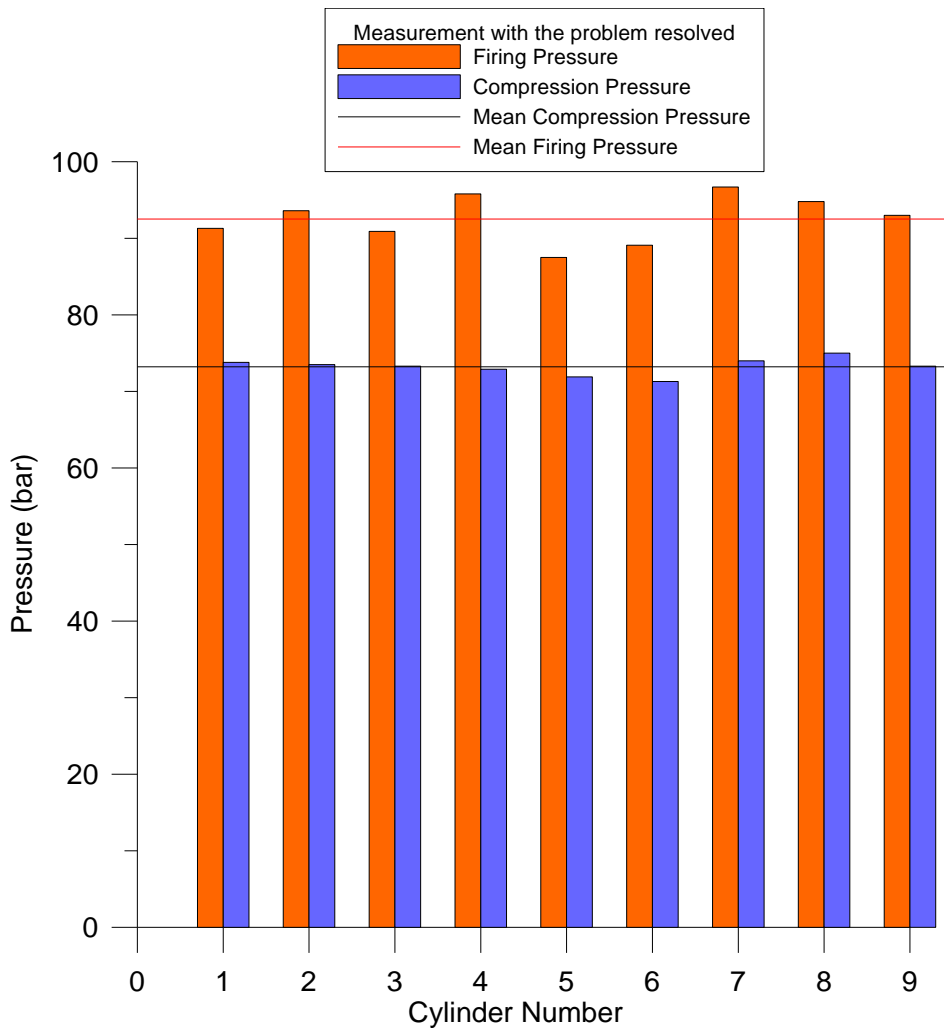
Ένα ακόμα πολύ χρήσιμο διάγραμμα που παρέχει πολύτιμες πληροφορίες για την λειτουργία των εγχυτήρων είναι αυτό που ακολουθεί και μας δείχνει την μέγιστη πίεση καύσης για όλους τους κυλίνδρους. Από τις τιμές για την μέγιστη πίεση καύσεως σε συνδυασμό με τις αντίστοιχες τιμές για την πίεση συμπίεσης μπορούμε να εξάγουμε ασφαλή συμπεράσματα για την κατάσταση στην οποία βρίσκονται οι εγχυτήρες της μηχανής που μελετούμε.



Σχήμα 5.3: Μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα

Από το παραπάνω διάγραμμα παρατηρούμε ότι η μέγιστη πίεση καύσης για τον κύλινδρο 1 είναι πολύ χαμηλότερη του μέσου όρου για όλους τους κυλίνδρους και μάλιστα είναι η χαμηλότερη από τους 9 στην συγκεκριμένη μηχανή. Ακόμα με βάση το παραπάνω θα μπορούσαμε να πούμε ότι υπάρχει η υποψία για βλάβη και στον εγχυτήρα του κυλινδρου 5 κάτι το οποίο δεν ισχύει (καθώς η πίεση συμπίεσης του συγκεκριμένου εγχυτήρα είναι ανάλογα χαμηλή) ή μπορεί απλά να έχει μια μικρή φθορά και να είναι στα πρόθυρα εμφάνισης προβλήματος.

Με την αποκατάσταση της βλάβης είναι εμφανής η άνοδος της μέγιστης πίεσης καύσης για τον κύλινδρο 1, με την τιμή της να πλησιάζει τον μέσο όρο της μέγιστης πίεσης καύσης για όλους τους κυλίνδρους, όπως φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί.

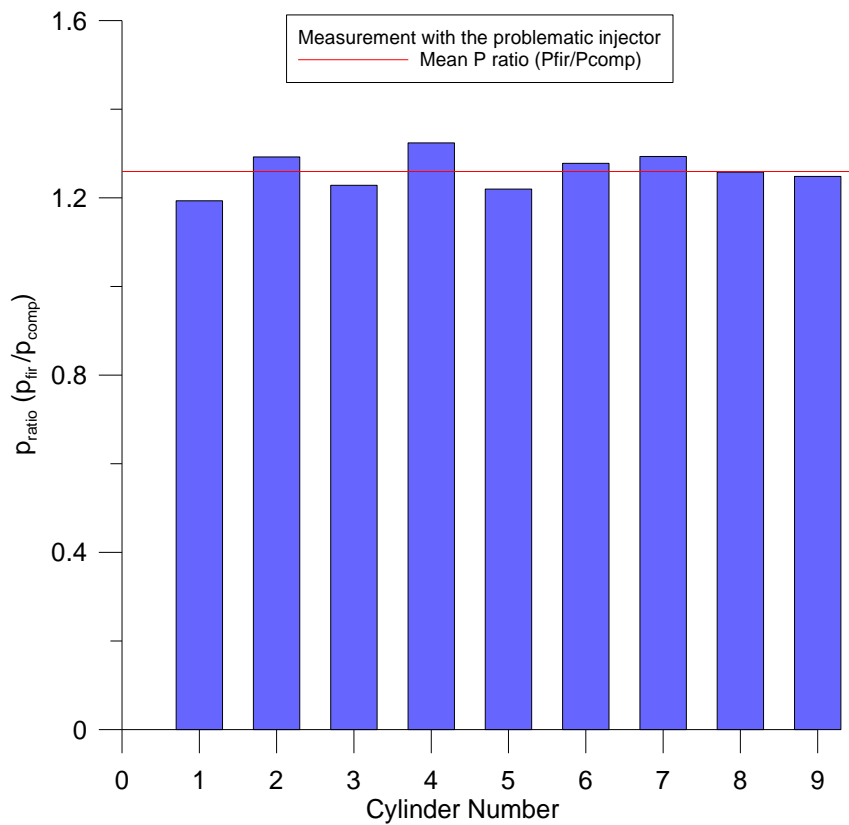


Σχήμα 5.4: Μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση μετά την αποκατάσταση του προβλήματος

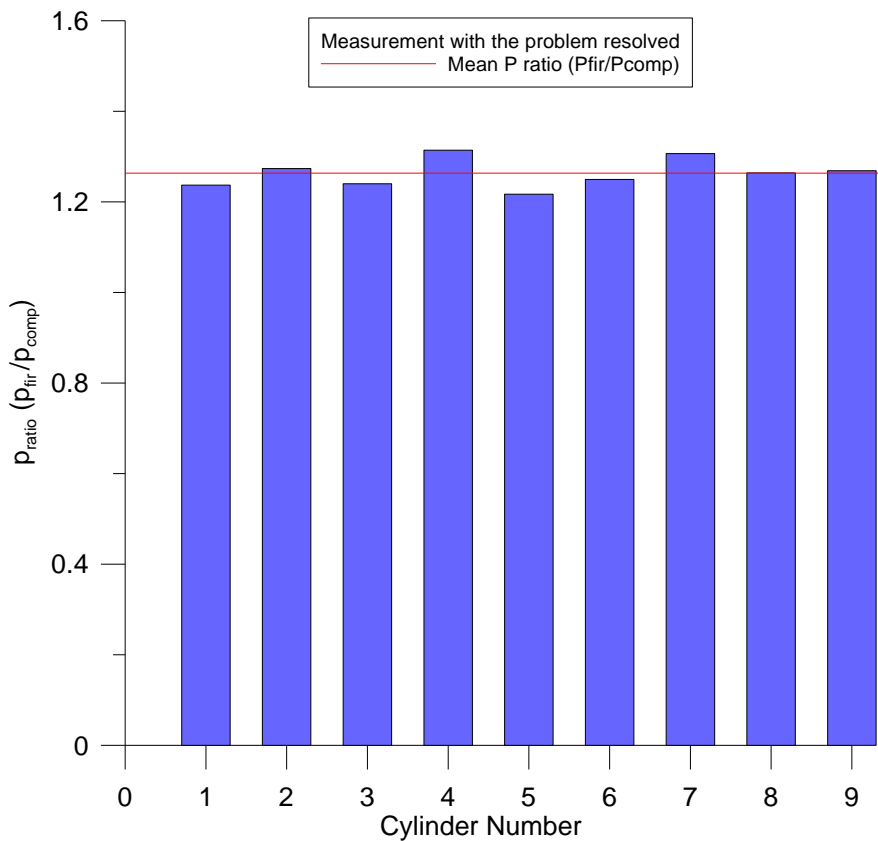
Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως το διάγραμμα μέγιστης πίεσης καύσης είναι ένα πολύ χρήσιμο εργαλείο αλλά πάντα σε συνάρτηση με την πίεση συμπίεσης. Εν κατακλείδι αυτό που πραγματικά μπορεί να αποτελέσει μια σημαντική ένδειξη για το εάν ένας εγχυτήρας έχει δυσλειτουργία ή όχι είναι ο λόγος της μέγιστης πίεσης καύσης προς την πίεση συμπίεσης (μπορεί ακόμα το πρόβλημα να οφείλεται στην αντλία καυσίμου οπότε η δυσλειτουργία δεν είναι του εγχυτήρα αλλά του συστήματος έγχυσης αντλίας-μπεκ)

Στο σχήμα 5.5 που δίδεται παρακάτω παρουσιάζεται ο λόγος των δύο πιέσεων για όλους τους κυλίνδρους. Είναι εμφανές ότι ο κύλινδρος 1 έχει την ελάχιστη τιμή σε σχέση με τους υπόλοιπους.

Με την αποκατάσταση της βλάβης είναι εμφανής η άνοδος του λόγου της μέγιστης πίεσης καύσης προς την πίεση συμπίεσης για τον κύλινδρο 1, και μάλιστα δεν είναι πλέον η χαμηλότερη όπως φαίνεται στο σχήμα 5.6.



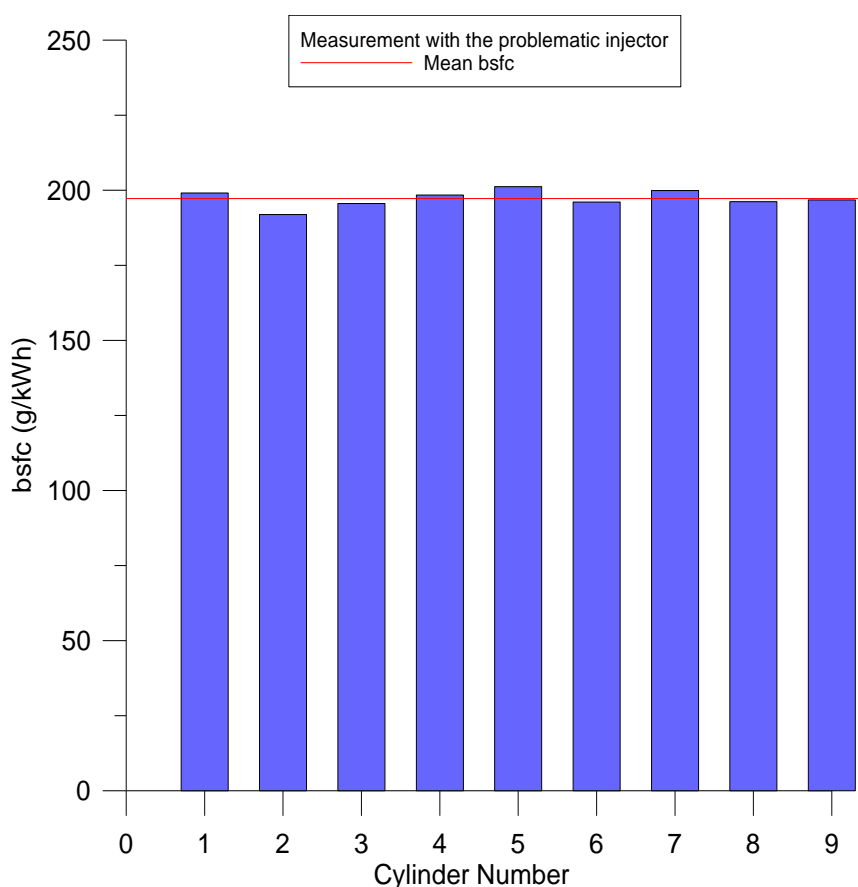
Σχήμα 5.5: Λόγος μέγιστης πίεσης καύσης προς την πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα



Σχήμα 5.6: Λόγος μέγιστης πίεσης καύσης προς την πίεση συμπίεσης για τη μέτρηση μετά την αποκατάσταση του προβλήματος

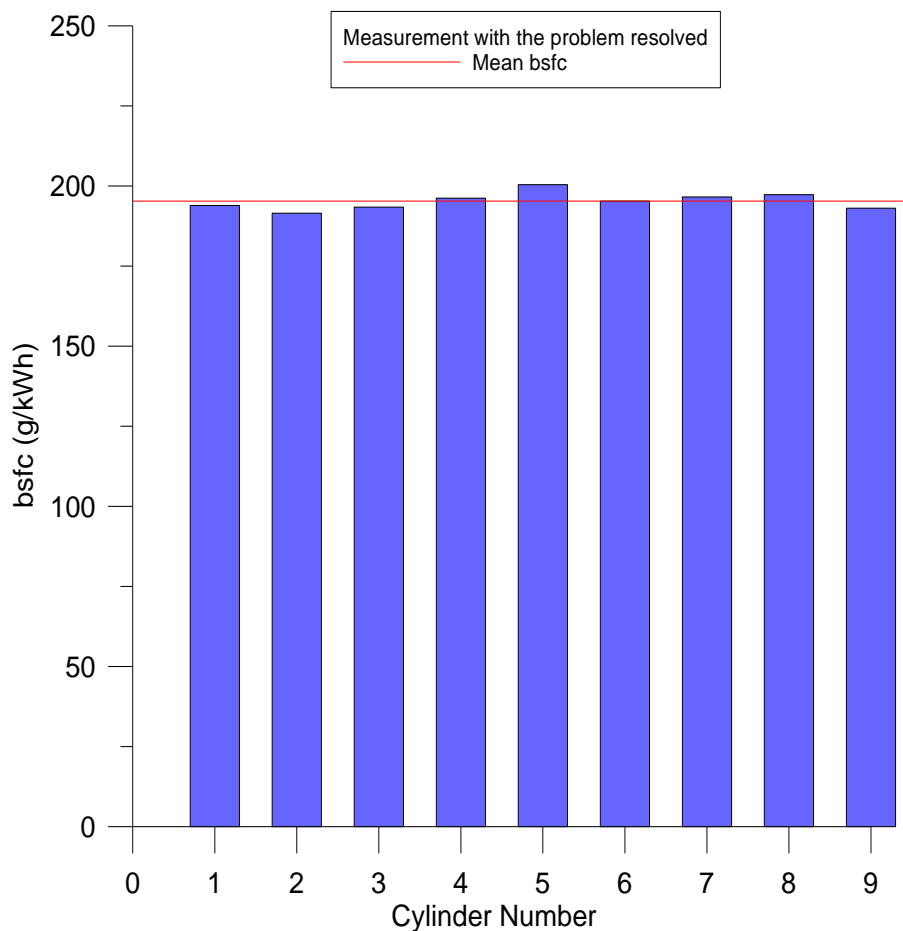
Εισάγοντας τα δεδομένα που ελήφθησαν για την ειδική κατανάλωση του καυσίμου από την μέτρηση που πάρθηκε προτού αποκατασταθεί η δυσλειτουργία στον εγχυτήρα παρατηρούμε ότι η τιμή της για τον κύλινδρο 1 είναι μεν υψηλή αλλά είναι ελάχιστα ανώτερη της μέσης τιμής για όλους τους κυλίνδρους.

Η ειδική κατανάλωση συνήθως καταδεικνύει κάποιο πρόβλημα στον εγχυτήρα αλλά μπορεί να οφείλεται και σε άλλους παράγοντες όπως σε κάποια ιδιαίτερη ρύθμιση του αντίστοιχου εγχυτήρα παρά σε βλάβη του (οι σημαντικές διαφορές στην ειδική κατανάλωση ανά τους κυλίνδρους όμως σαφώς έχουν ως αιτία κάποια βλάβη)



Σχήμα 5.7: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα

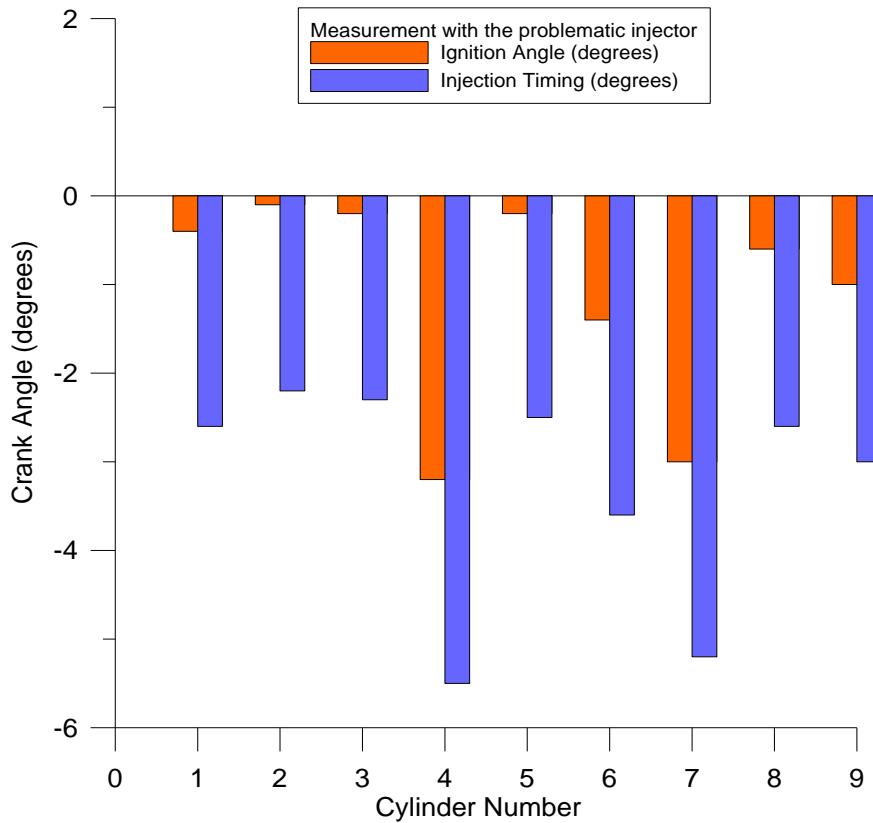
Το διάγραμμα 5.8 παρουσιάζει τις τιμές για την ειδική κατανάλωση του καυσίμου που προέκυψαν από τη μέτρηση μετά την διόρθωση του προβλήματος στον εγχυτήρα. Το bsfc για τον εν λόγω κύλινδρο έχει πλέον πέσει αρκετά σε σχέση με το αντίστοιχο της προηγούμενης μέτρησης.



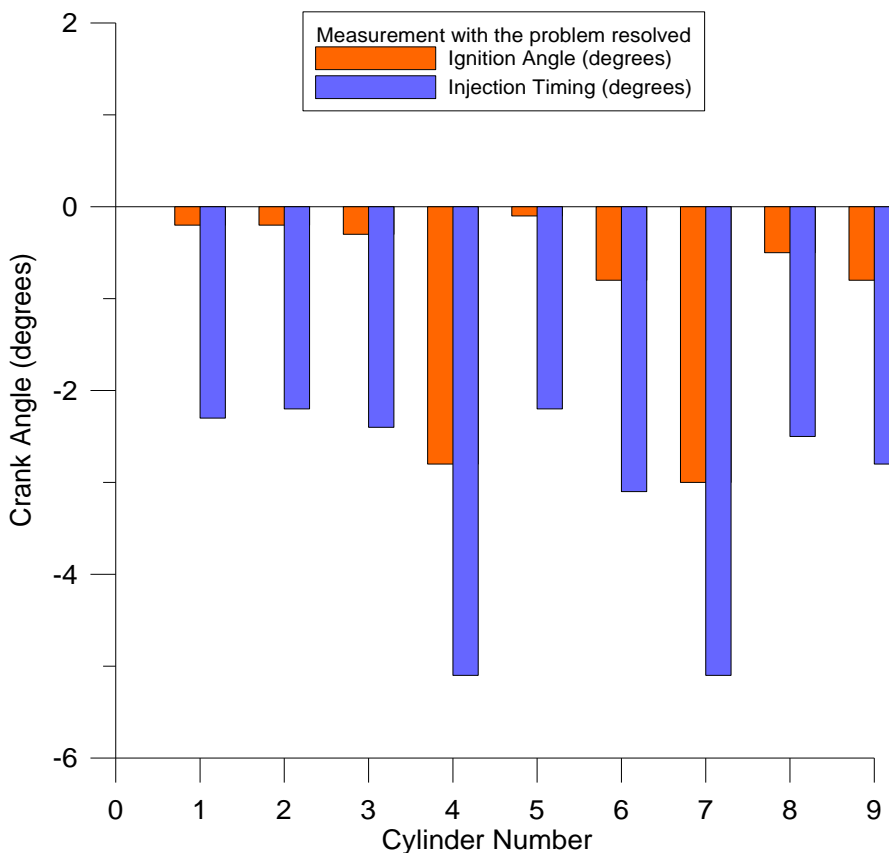
Σχήμα 5.8: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση μετά την αποκατάσταση του προβλήματος

Εν συνεχεία παρουσιάζονται τα διαγράμματα της γωνίας έναυσης και της προπορείας εγχύσεως για όλους τους κυλίνδρους. Η προπορεία εγχύσεως και κατά συνέπεια και η γωνία έναυσης δεν μπορούν να μας δώσουν σαφή στοιχεία για την κατάσταση των εγχυτήρων. Οι μεγάλες διαφορές που παρατηρούνται στην γωνία έγχυσης συνήθως οφείλονται στην διαφορετική ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης από κύλινδρο σε κύλινδρο και σπανιότερα σε ενδεχόμενες βλάβες στους εγχυτήρες. Ακόμα μπορεί να είναι αποτέλεσμα φθορών και ανοχών στα ελατήρια.

Η αυξημένη προπορεία επηρεάζει άμεσα την παραγόμενη ισχύ πράγμα που μπορούμε να δούμε ανατρέχοντας στο σχήμα 5.1 (οι κύλινδροι 4 και 7 έχουν πολύ αυξημένη προπορεία με αποτέλεσμα η παραγόμενη εξ αυτών ισχύς να είναι χαμηλή χωρίς να έχει εντοπιστεί κάποια δυσλειτουργία στους αντίστοιχους εγχυτήρες)



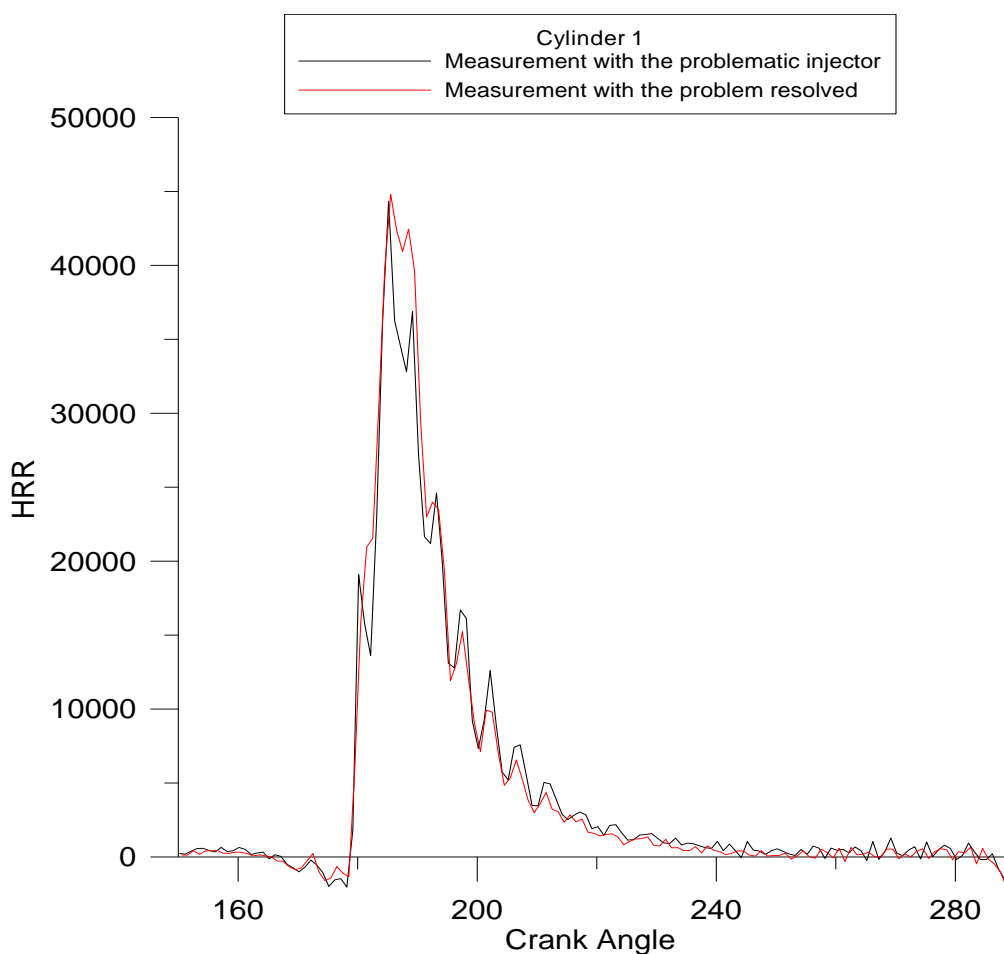
Σχήμα 5.9: Γωνία έναυσης και προπορεία έγχυσης για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα



Σχήμα 5.10: Γωνία έναυσης και προπορεία έγχυσης για τη μέτρηση μετά την αποκατάσταση του προβλήματος

Ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας

Έχοντας βεβαιωθεί ότι ο εγχυτήρας του κυλίνδρου 1 έχει βλάβη προχωράμε στη διερεύνηση της δυνατότητας εντοπισμού του προβλήματος από το διάγραμμα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Για αυτό το σκοπό στο παρακάτω σχήμα παρουσιάζουμε το HRR για τον κύλινδρο 1 πριν και μετά την επιδιόρθωση της δυσλειτουργίας. Παρατηρούμε ότι οι δυο καμπύλες έχουν όμοια μορφή (εκτός από μια μικρή διαφορά: αμέσως μετά το peak της καμπύλης για την μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα ο ρυθμός μειώνεται πολύ απότομα κάτι που δεν συμβαίνει στην έτερη καμπύλη), γεγονός που δεν μας επιτρέπει να εξάγουμε ένα ασφαλές συμπέρασμα.

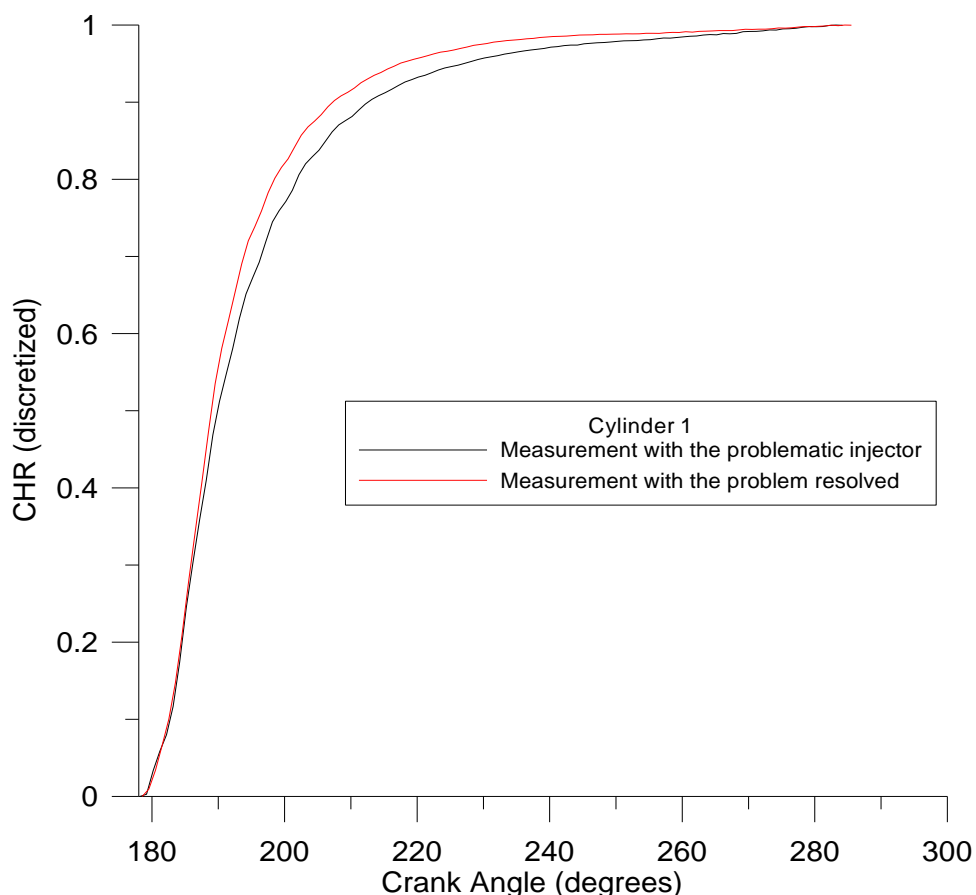


Σχήμα 5.11: Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 1

Έτσι οδηγούμαστε στην κατασκευή του αντίστοιχου διαγράμματος αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου που ουσιαστικά μας δείχνει σε ποια γωνία καίγεται ορισμένη ποσότητα καυσίμου. Από το διάγραμμα καθίσταται σαφές ότι έγινε κάποια επέμβαση για αποκατάσταση βλάβης καθότι παρατηρούμε ότι το 50 αλλά

κυρίως το 90 και το 98% του καυσίμου καίγονται σε αρκετά μικρότερες γωνίες στροφάλου μετά τη διόρθωση του προβλήματος.

Τα αποτελέσματα παρατίθενται στον πίνακα 5.1 που βρίσκεται ακριβώς κάτω από το διάγραμμα. Έτσι βλέπουμε ότι το 90 και το 98% του καυσίμου καίγεται στις 34.46 και 75.09 μοίρες αντίστοιχα για τον προβληματικό εγχυτήρα ενώ οι τιμές για τη δεύτερη μέτρηση είναι 28.64 και 55.14 αντίστοιχα παρουσιάζοντας σημαντική μείωση (παρόλο που το φορτίο στις 2 περιπτώσεις διατηρείται σταθερό)



Σχήμα 5.12: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 1

Percentage of fuel burned	Crank Angle		
	50 %	90%	98%
Measurement with the problematic injector	11.66	34.46	75.09
Measurement with the problem resolved	10.35	28.64	55.14

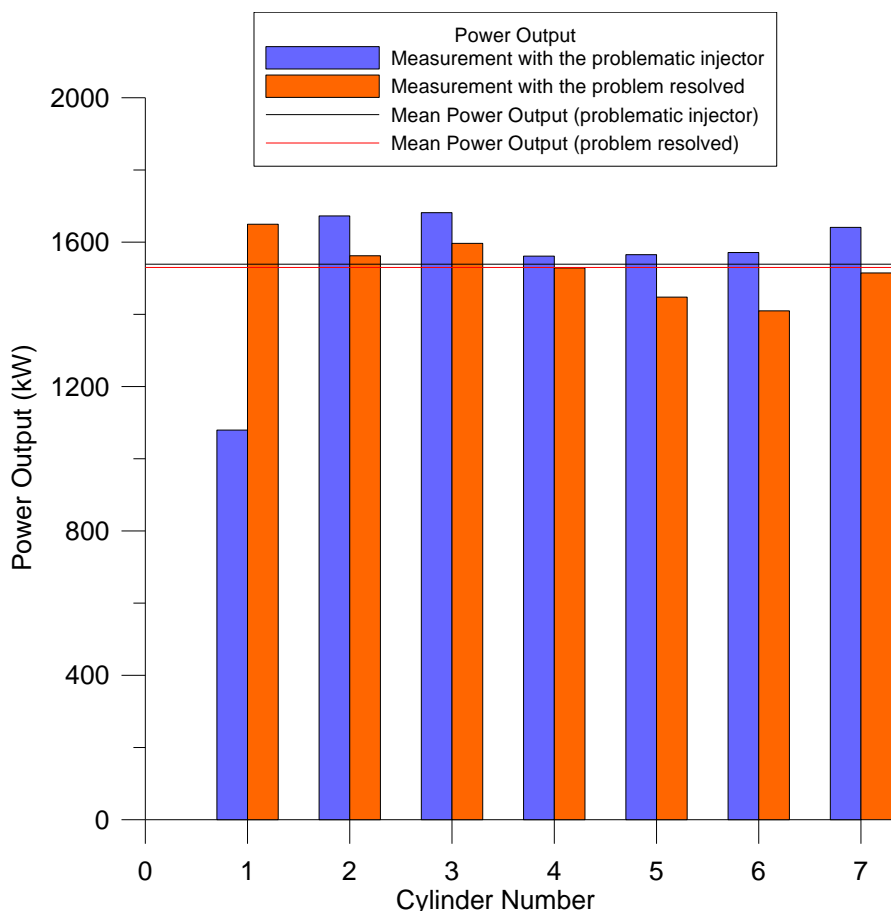
Πίνακας 5.1. Απόσταση σε μοίρες από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 50 ,90 και 98 % του καυσίμου.

5.2 ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ 2

Μελέτη των βασικών παραμέτρων της λειτουργίας της μηχανής

Όμοια περίπτωση συναντάμε και στην γεννήτρια της οποίας οι λειτουργικοί παράμετροι παρατίθενται στα ακόλουθα σχήματα. Και αυτή τη φορά ελήφθησαν 2 μετρήσεις: η πρώτη για τη μηχανή με τον προβληματικό εγχυτήρα και η δεύτερη μετά την αποκατάσταση της δυσλειτουργίας.

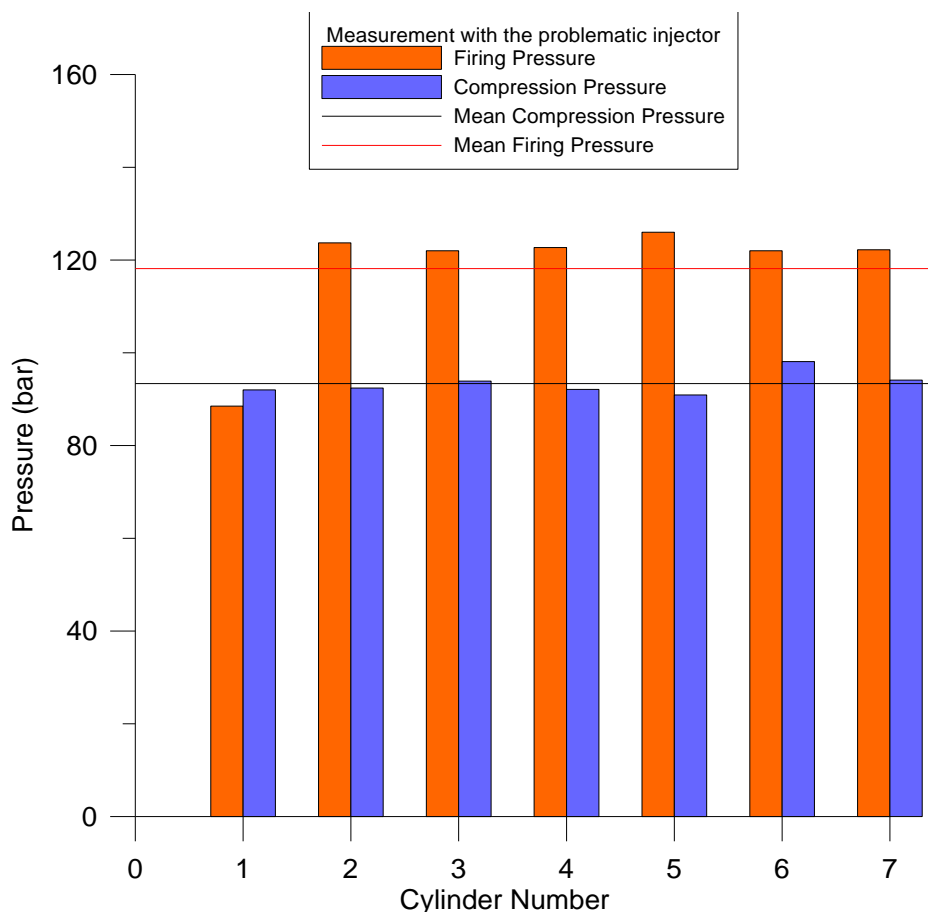
Από το σχήμα 5.13 για την παραγόμενη ισχύ κάθε κυλίνδρου βλέπουμε ότι ο κύλινδρος 1 αποδίδει πολύ μικρότερη ισχύ από τον μέσο όρο του συνόλου των κυλίνδρων του κινητήρα. Αυτό μας προδιαθέτει για κάποιας μορφής βλάβη στον αντίστοιχο εγχυτήρα. Ακολουθώντας την προηγούμενη διαδικασία ελέγχουμε επίσης την πίεση μέγιστης καύσης, την πίεση συμπίεσης, τον λόγο των τελευταίων, όπως και την ειδική κατανάλωση καυσίμου αλλά και την γωνία έναυσης για κάθε κύλινδρο για τις 2 μετρήσεις.



Σχήμα 5.13: Παραγόμενη ισχύς για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τις δυο μετρήσεις

Η παραγόμενη ισχύς στη δεύτερη μέτρηση παρουσιάζει εντυπωσιακή άνοδο (ο κινητήρας 1 πλέον παράγει τη μέγιστη ισχύ από το σύνολο των κυλίνδρων της γεννήτριας).

Εν συνεχεία ελέγχουμε την μέγιστη πίεση καύσης και τη πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο με τα αποτελέσματα να παρουσιάζονται στο παρακάτω σχήμα.Ενώ η πίεση συμπίεσης του κυλίνδρου 1 που μετρήθηκε προτού να διορθωθεί το πρόβλημα στον εγχυτήρα είναι στο ίδιο επίπεδο με τους υπόλοιπους κυλίνδρους, η μέγιστη πίεση καύσης είναι κατά πολύ χαμηλότερη από το μέσο όρο.

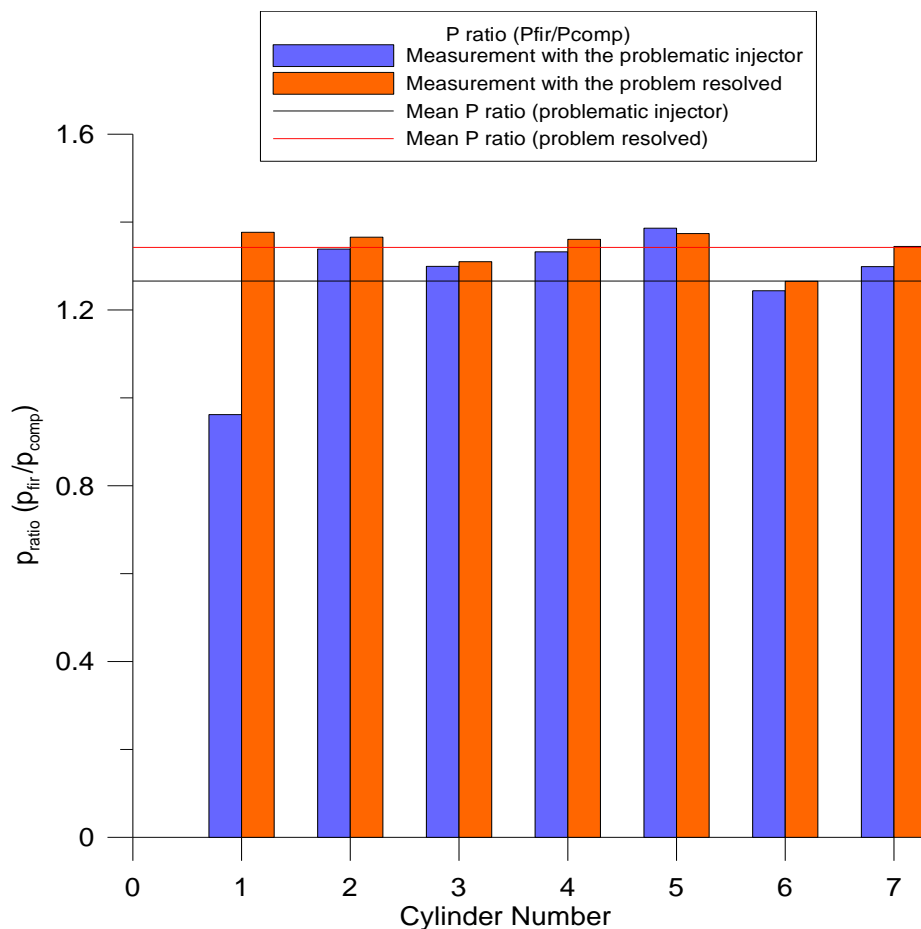


Σχήμα 5.14: Μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα

Για να κατανοήσουμε καλύτερα τη λειτουργία της γεννήτριας επιστρατεύουμε το διάγραμμα του λόγου μέγιστης πίεσης προς την πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο, όπως έγινε και για την προηγούμενη μηχανή. Κάνοντας χρήση του εν λόγω διαγράμματος βλέπουμε την επίδραση που έχει ο λόγος στην ορθή λειτουργία του κάθε εγχυτήρα και σε πόσο αξιόπιστα συμπεράσματα μπορεί να μας οδηγήσει. Η τιμή του λόγου που προέκυψε από την δεύτερη μέτρηση για τον κύλινδρο 1 είναι κατά πολύ μεγαλύτερη από την τιμή της πρώτης μέτρησης, και μάλιστα πάνω από τον αντίστοιχο μέσο όρο, κάτι λογικό διότι πλέον έχει αποκατασταθεί το πρόβλημα.

Το γεγονός ότι ο λόγος μέγιστης πίεσης καύσης προς τη πίεση συμπίεσης για τη πρώτη μέτρηση είναι κοντά στη μονάδα δεν οφείλεται σε καθυστέρηση της έναυσης λόγω

δυσλειτουργίας του VIT αλλά σε κάποια βλάβη στον εγχυτήρα η οποία και πιθανότατα προκαλεί την καθυστέρηση στην έναυση.



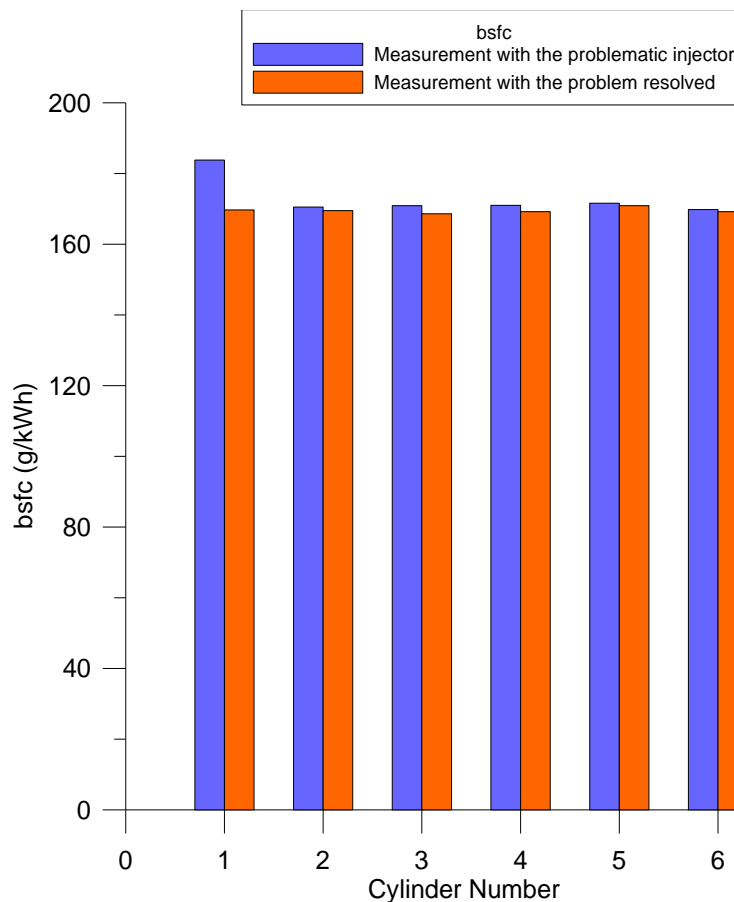
Σχήμα 5.15: Λόγος μέγιστης πίεσης καύσης προς την πίεση συμπίεσης και η μέση τιμή αυτών για τις 2 μετρήσεις

Το διάγραμμα 5.16 που ακολουθεί μας δείχνει την ειδική κατανάλωση καυσίμου για κάθε περίπτωση. Τα αποτελέσματα είναι αναμενόμενα με τον κύλινδρο 1 να έχει σημαντικά μεγαλύτερη κατανάλωση από τους υπόλοιπους κυλίνδρους στην πρώτη μέτρηση και στην δεύτερη να επανέρχεται στο επίπεδο του μέσου όρου.

Τέλος μεγάλο ενδιαφέρον παρουσιάζει η γωνία έναυσης για κάθε κύλινδρο που δίδεται στο διάγραμμα 5.17. Παρατηρούμε ότι για τον κύλινδρο 1 η έναυση όχι μόνο δεν γίνεται κοντά στο σημείο έναυσης των υπολοίπων κυλίνδρων αλλά συντελείται μετά το άνω νεκρό σημείο σε θετική γωνία στροφάλου. Αυτό προφανώς και συμβάλλει στην πολύ μικρή τιμή της παραγόμενης ισχύος.

Στην επόμενη μέτρηση (με την αποκατάσταση του προβλήματος) βλέπουμε ότι έγινε κατάλληλη ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης του καυσίμου στον εγχυτήρα και συνεπώς και η έναυση του καυσίμου συντελείται πριν από το άνω νεκρό σημείο σε αρνητική γωνία

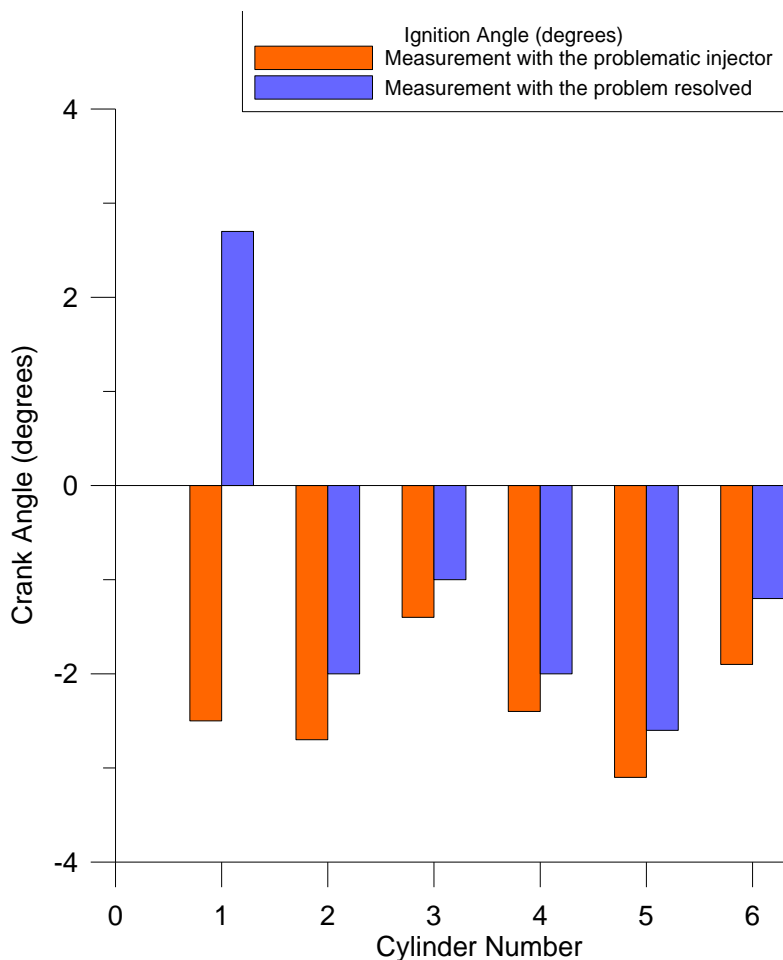
στροφάλου ανάλογη των υπολοίπων κυλίνδρων (με σταθερή την καθυστέρηση ανάφλεξης για όλους τους κυλίνδρους)



Σχήμα 5.16: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για κάθε κύλινδρο για τις 2 μετρήσεις

Από την διαδικασία που ακολουθήθηκε καθίσταται προφανές το πόσο θεμελιώδης είναι ο σωστός χρονισμός έγχυσης και κατ'επέκταση και η γωνία έναυσης του καυσίμου στο εσωτερικό του κυλίνδρου.

Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως οι μεγάλες διαφορές που παρατηρούνται στην γωνία έγχυσης συνήθως οφείλονται στην διαφορετική ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης από κύλινδρο σε κύλινδρο και σπανιότερα σε ενδεχόμενες βλάβες στους εγχυτήρες. Σε αυτή την περίπτωση όμως αποκλείεται να έχει γίνει ρύθμιση ώστε η έναυση να πραγματοποιείται μετά το άνω νεκρό σημείο οπότε είναι προφανές ότι πρόκειται περί βλάβης στον εγχυτήρα του κυλίνδρου 1.



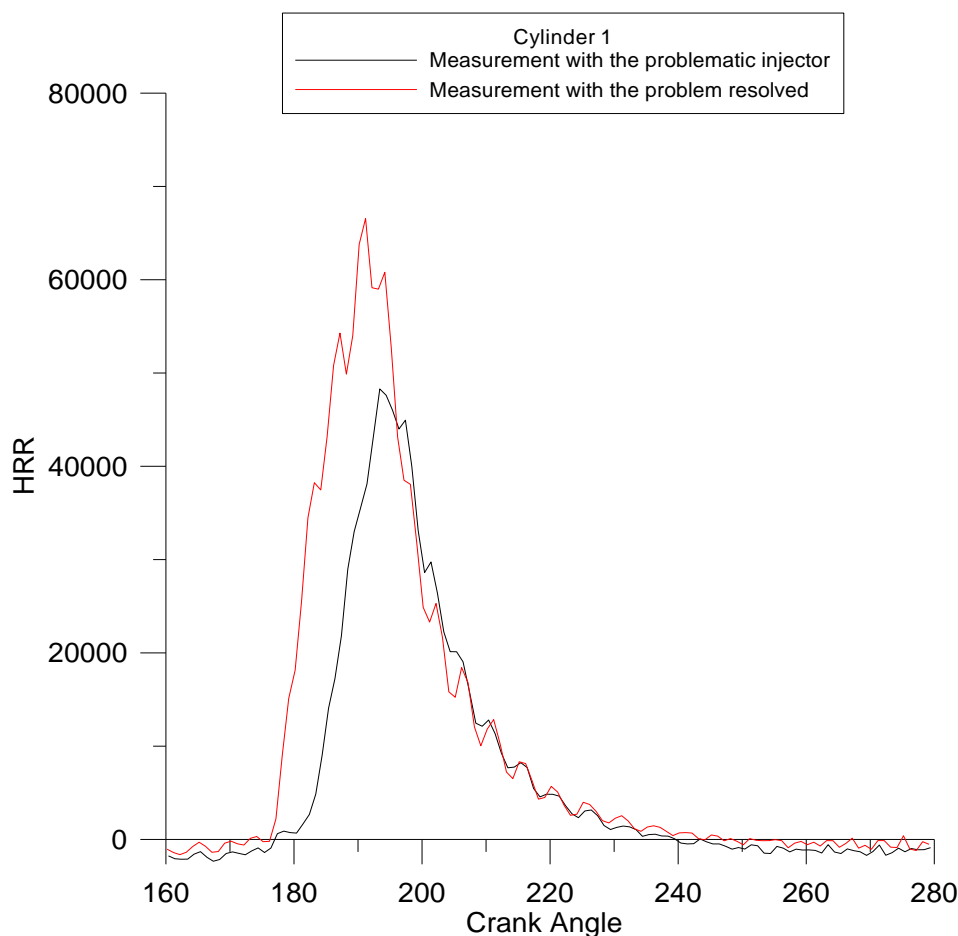
Σχήμα 5.17: Γωνία έναυσης για κάθε κύλινδρο για τις 2 μετρήσεις

Ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας

Αντίθετα με την προηγούμενη μηχανή, από το διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου μπορούν να προκύψουν ικανοποιητικά αποτελέσματα για την διάγνωση του προβλήματος στον εγχυτήρα. Εξετάζοντας λοιπόν το διάγραμμα που ακολουθεί, στο οποίο παρουσιάζεται ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας για τον κύλινδρο 1 για τις 2 ληφθήσες μετρήσεις πριν και μετά την αποκατάσταση της δυσλειτουργίας, παρατηρούμε ότι για την πρώτη η μέγιστη τιμή του ρυθμού είναι πολύ μικρότερη από την αντίστοιχη της δεύτερης, παρόλο που το φορτίο είναι σχεδόν ίδιο και στις δύο περιπτώσεις (κάτι που μας προδιαθέτει για σαφές έλλειμμα ισχύος). Ακόμα μπορούμε να διακρίνουμε ότι η έγχυση, όπως και η έναυση του καυσίμου στην πρώτη μέτρηση συμβαίνουν σε αρκετά μικρότερη γωνία στροφάλου.

Τέλος ένα ακόμα στοιχείο που χρίζει αναφοράς είναι το ότι ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας για την μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα λαμβάνει τη μέγιστη τιμή του σε μεγαλύτερη γωνία στροφάλου από ότι το αντίστοιχο μέγιστο της μέτρησης που ελήφθη

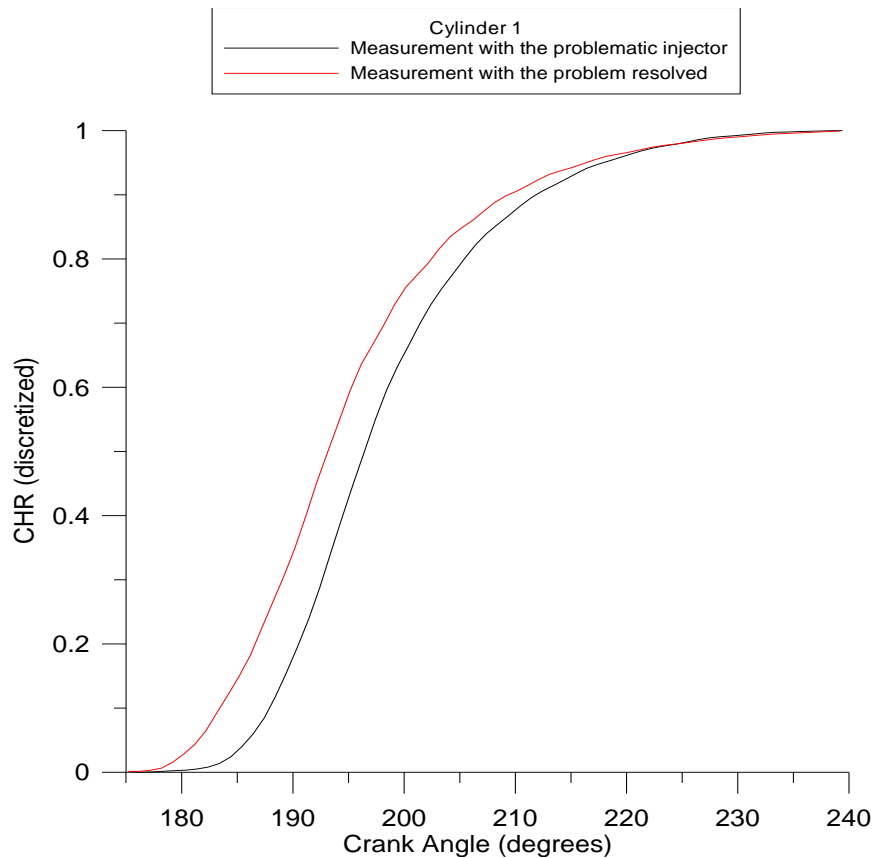
μετά την διόρθωση της βλάβης.Άξιο αναφοράς είναι ακόμα το γεγονός ότι δεν υπάρχουν διακυμάνσεις στην καμπύλη της πρώτης μέτρησης από το σημείο της έναυσης μέχρι τη μέγιστη τιμή.



Σχήμα 5.18: Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 1

Όπως έγινε και για την προηγούμενη μηχανή θα εξετάσουμε το διάγραμμα αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 1 προκειμένου να διερευνήσουμε την πιθανότητα εξαγωγής συμπερασμάτων για την κατάσταση του εγχυτήρα μέσω αυτού. Έτσι από το σχήμα 5.19 που ακολουθεί μπορούμε αρχικά να παρατηρήσουμε την καθυστερημένη έγχυση και έναυση του καυσίμου για την μέτρηση που πάρθηκε με τον προβληματικό εγχυτήρα. Παρόλο την καθυστερημένη έναυση του καυσίμου στην πρώτη μέτρηση (για τον εγχυτήρα με δυσλειτουργία) όμως, παρατηρούμε ότι η καύση του συνόλου του γίνεται για σχεδόν ίδια γωνία στροφάλου και για τις 2 μετρήσεις.

Εν συνεχεία υπολογίζουμε την απόσταση από το σημείο έναυσης για την οποία καίγεται το 50, το 90 και το 98 % της καύσιμης ύλης και για τις δύο περιπτώσεις και εισάγουμε τα αποτελέσματα στον πίνακα 5.2.



Σχήμα 5.19: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 1

	distance from ignition point (degrees)		
Percentage of fuel burned	50 %	90%	98%
Measurement with the problematic injector	13.74	29.28	42.10
Measurement with the problem resolved	14.80	32.08	48.47

Πίνακας 5.2. Απόσταση σε μοίρες από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 50 ,90 και 98 % του καυσίμου.

Από τον παραπάνω πίνακα παρατηρούμε ότι δεν υπάρχει πολύ μεγάλη διαφορά στην απόσταση σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται μια συγκεκριμένη ποσότητα καυσίμου για τις 2 μετρήσεις (η πιο μεγάλη απόκλιση είναι στην καύση του 98% του καυσίμου αλλά μόλις 6 μοίρες)

Σε αυτή την περίπτωση λοιπόν το διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσε της γωνίας στροφάλου είναι αυτό που παρέχει ασφαλή στοιχεία για τη λειτουργική κατάσταση του εγχυτήρα. Αντιθέτως από τη μελέτη του διαγράμματος αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας δεν μπορούν να προκύψουν ασφαλή συμπεράσματα, για το λόγο που αναλύθηκε ανωτέρω.

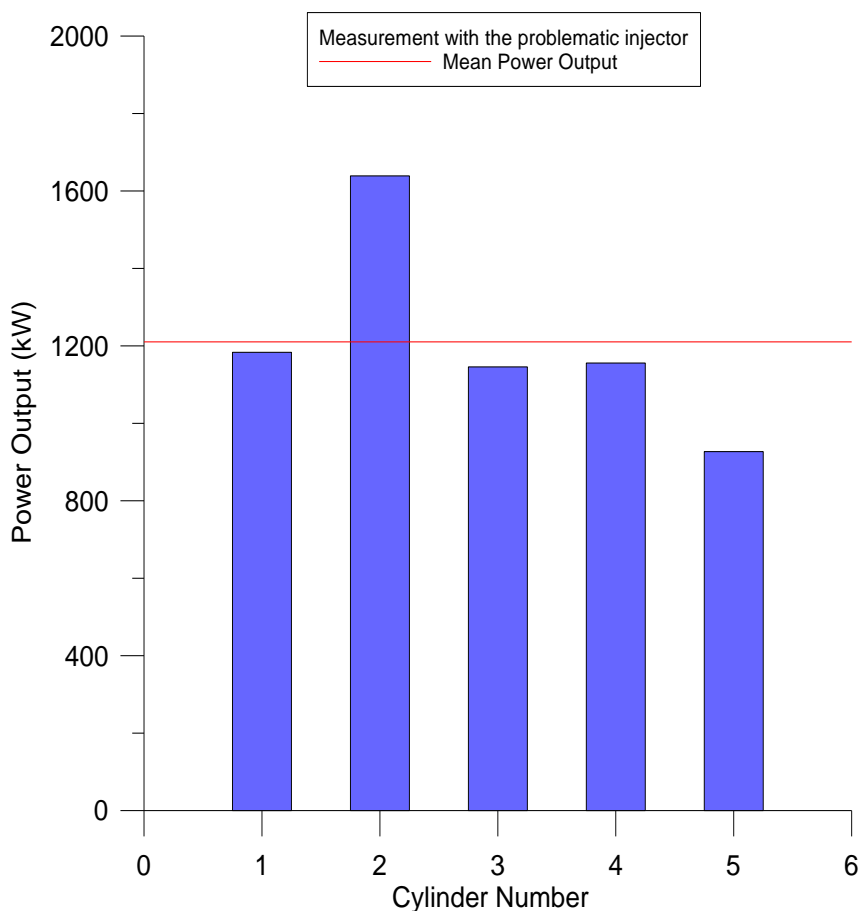
Επομένως σε συνδυασμό με τα προηγούμενα θα μπορούσαμε να συμπεράνουμε ότι το πρόβλημα που αντιμετωπίζει ο συγκεκριμένος κινητήρας είναι η καθυστερημένη έναυση που οφείλεται σε βλάβη στον εγχυτήρα.

5.3 ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ 3

Μελέτη των βασικών παραμέτρων της λειτουργίας της μηχανής

Στην τελευταία μηχανή που εξετάστηκε, το πρόβλημα εντοπίζεται στον εγχυτήρα του κυλίνδρου 2. Σε αυτή την περίπτωση, αντίθετα με τις προηγούμενες, ο κύλινδρος που 'φέρει' το δυσλειτουργικό μπεκ αποδίδει παραπάνω ισχύ από τους υπόλοιπους. Τα αποτελέσματα από την μέτρηση που ελήφθη με τον προβληματικό εγχυτήρα είναι ορατά στο παρακάτω διάγραμμα παραγόμενης ισχύος για όλους τους κυλίνδρους.

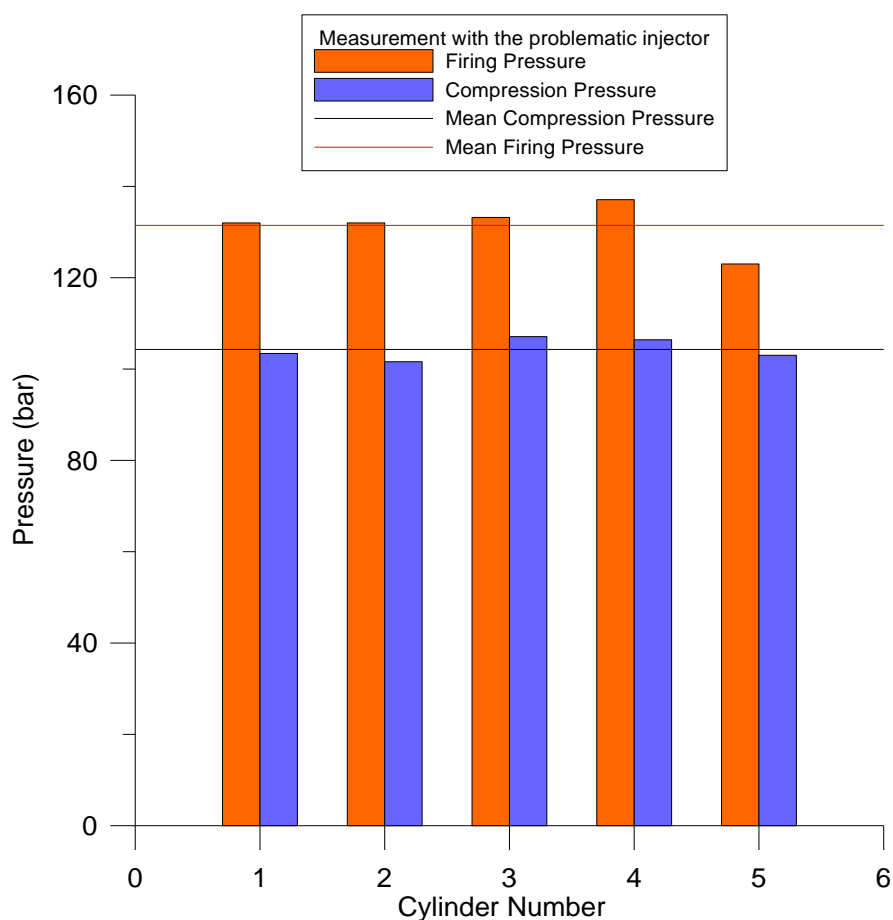
Η μηχανή είναι εξακύλινδρη, αλλά λόγω βλάβης δεν κατέστη δυνατό να παρθούν στοιχεία για τον κύλινδρο 6 για τη μέτρηση αυτή.



Σχήμα 5.20: Παραγόμενη ισχύς για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα

Παρατηρούμε ότι η παραγόμενη ισχύς του κυλίνδρου 1 είναι κατά πολύ υψηλότερη του μέσου όρου, γεγονός που μας προειδοάζει για ενδεχόμενη βλάβη (ύποπτη είναι επίσης η χαμηλή ισχύς που αποδίδει ο κύλινδρος 5). Με την επιστράτευση των διαγραμμάτων της ειδικής κατανάλωσης, της μέγιστης πίεσης καύσης, της πίεσης συμπίεσης αλλά κυρίως μέσω του HRR και του CHR για κάθε κύλινδρο θα καταλήξουμε σε ένα συμπέρασμα για την κατάσταση των εγχυτήρων.

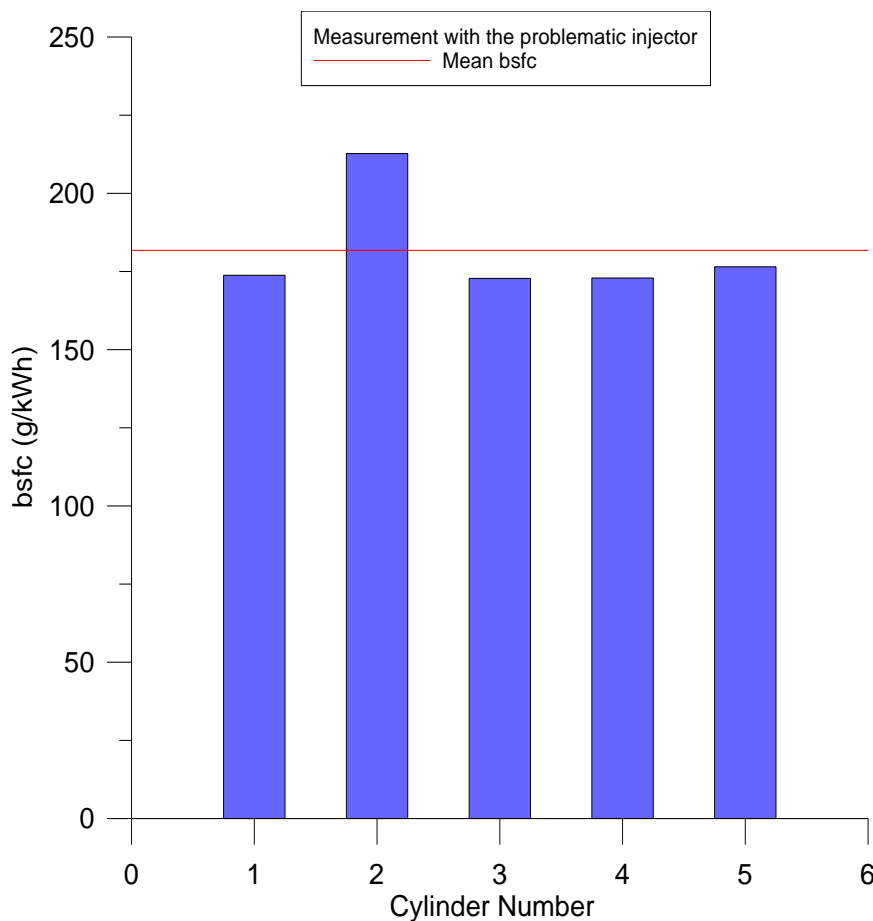
Εν συνεχεία παρατίθεται το διάγραμμα μέγιστης πίεσης καύσης και πίεσης συμπίεσης για όλους τους κυλίνδρους για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα. Για τον κύλινδρο 2 τόσο η μέγιστη πίεση καύσης όσο και η πίεση συμπίεσης είναι σε φυσιολογικά για τα δεδομένα της μηχανής επίπεδα. Η μόνη απόκλιση που παρουσιάζεται είναι στον κύλινδρο 5 του οποίου η μέγιστη πίεση καύσης είναι αρκετά χαμηλότερη του μέσου όρου.



Σχήμα 5.21: Μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα

Το επόμενο διάγραμμα μας δίνει την ειδική κατανάλωση του καυσίμου για την πρώτη μέτρηση (με το προβληματικό μπεκ). Είναι ευδιάκριτο ότι ο κύλινδρος 1 έχει υπερβολικά υψηλή κατανάλωση εν συγκρίσει με τους υπόλοιπους κυλίνδρους της μηχανής. Ο κύλινδρος 5 δε (ο οποίος σύμφωνα με τα 2 προηγούμενα διαγράμματα ενδέχεται να έχει

υποστεί κάποια φθορά στα όρια της βλάβης) έχει κάπως αυξημένη τιμή για την ειδική κατανάλωση αλλά σε λογικά πλαίσια.



Σχήμα 5.22: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για κάθε κύλινδρο και η μέση τιμή αυτών για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα

Ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας

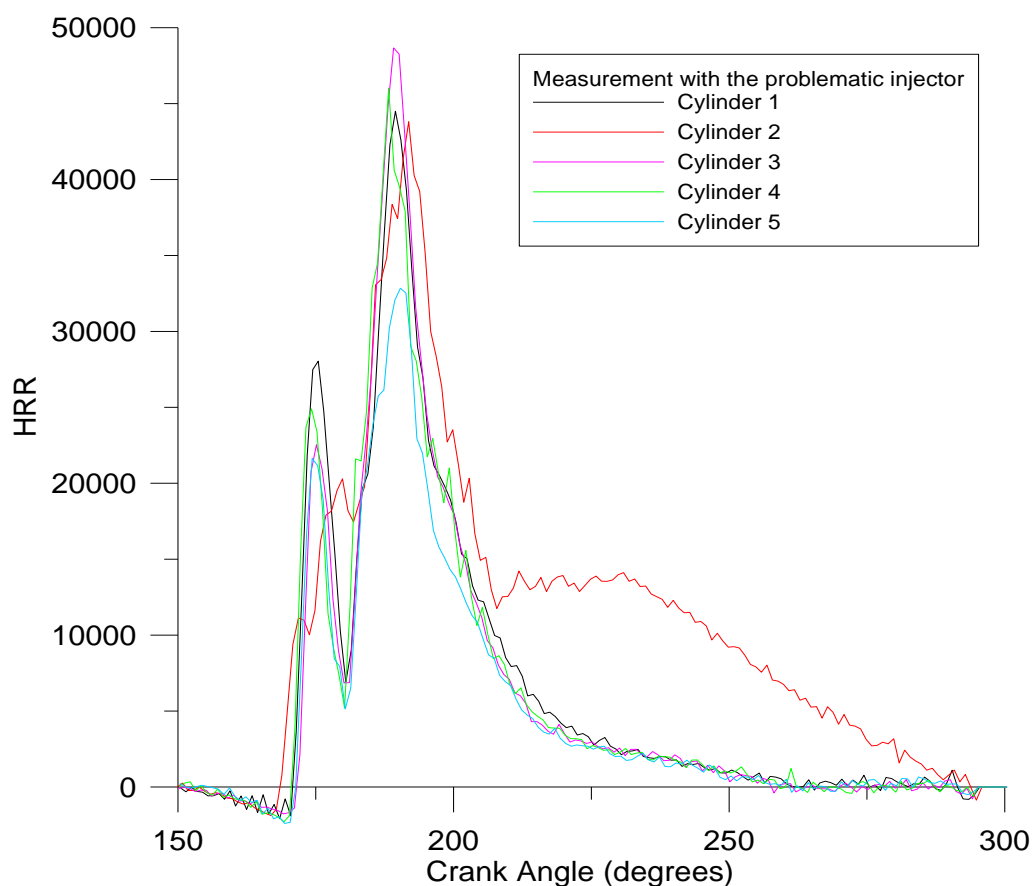
Τέλος θα γίνει μελέτη των διαγραμμάτων ρυθμού έκλυσης θερμότητας και της αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας προκειμένου να εξαχθεί ένα πιο ασφαλές συμπέρασμα για την κατάσταση των εγχυτήρων, σε συνδυασμό πάντα με τα προηγούμενα.

Στις επόμενες σελίδες παρατίθενται τόσο το διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για όλους τους κυλίνδρους για την πρώτη μέτρηση όσο και το διάγραμμα HRR για τον κύλινδρο 2 πριν και μετά την αποκατάσταση της δυσλειτουργίας.

Από τα εν λόγω διαγράμματα προκύπτουν αρκετά ενδιαφέροντα στοιχεία που χρίζουν σχολιασμού. Αρχικά σχετικά με τον κύλινδρο 5 από το σχήμα 5.23 παρατηρούμε ότι το μέγιστο της καμπύλης που αντιστοιχεί στον συγκεκριμένο κύλινδρο είναι αρκετά

χαμηλότερο των μεγίστων των έτερων καμπυλών (γεγονός που αντικατοπτρίζεται και στην υπολοιπόμενη παραγόμενη ισχύ του). Το πιο θεμελιώδες όμως 'εύρημα' που μας παρέχει το σχήμα 5.23 σχετίζεται με την συνολική χρονική διάρκεια της έγχυσης του καυσίμου. Πιο αναλυτικά παρατηρούμε για τον κύλινδρο 2 μια επιπλέον περίοδο έγχυσης που αρχίζει 20° περίπου μετά το άνω νεκρό σημείο, σαφώς απόρροια κάποιας δυσλειτουργίας στο αντίστοιχο σύστημα έγχυσης (δικαιολογεί την πολύ υψηλή παραγόμενη ισχύ αλλά και την ανάλογα υψηλή ειδική κατανάλωση καυσίμου στον εν λόγω κύλινδρο). Η μη προκαθορισμένη αυτή έγχυση μπορεί να οφείλεται σε φθορά του ελατηρίου της βελόνας του εγχυτήρα ή σε πρόβλημα της αντίστοιχης αντλίας καυσίμου.

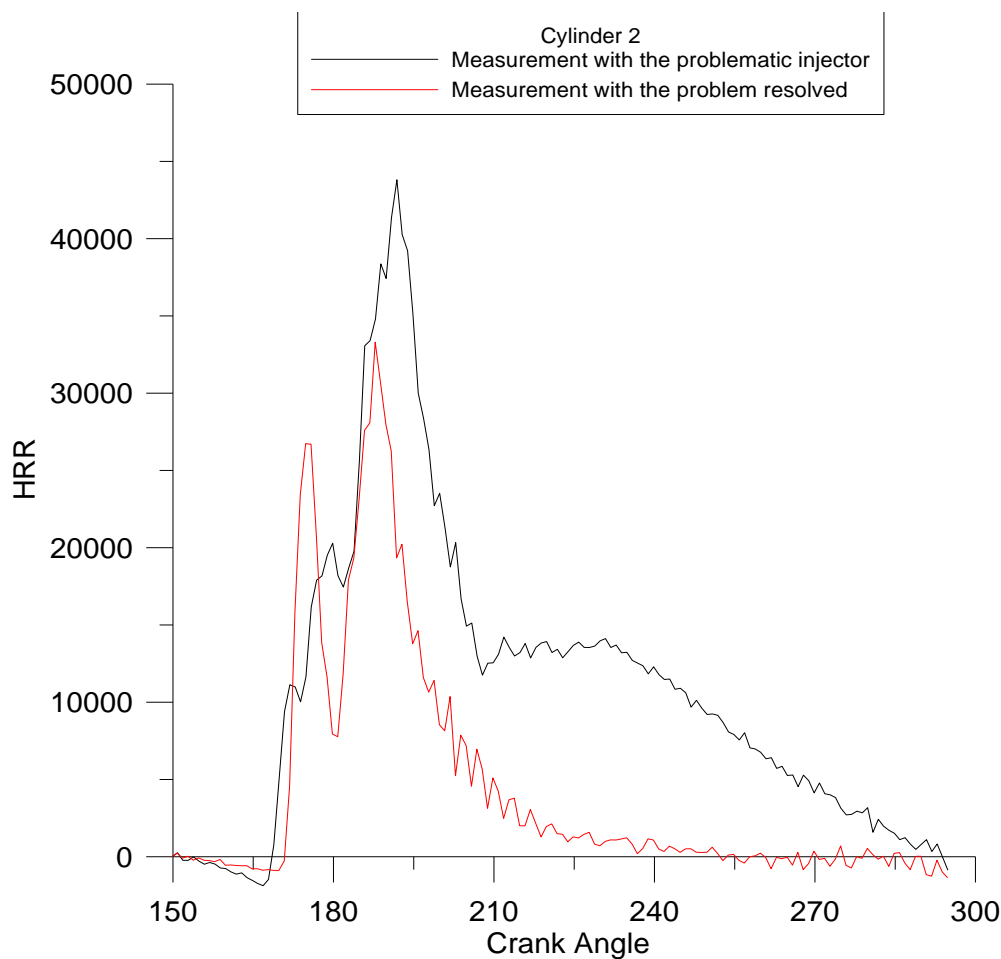
Ακόμα παρατηρούμε ότι λίγο πριν το ΑΝΣ συντελείται μια απότομη πτώση στο HRR όλων των κυλίνδρων πλην του κυλίνδρου 2 (του οποίου η καμπύλη έχει μια γενικώς αύξουσα πορεία μέχρι τη μέγιστη τιμή της εκτός από μικρές διακυμάνσεις)



Σχήμα 5.23: Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για όλους τους κύλινδρους για τη μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα

Στο σχήμα 5.24 βλέπουμε την έντονη διαφορά στη μορφή της καμπύλης μετά την διόρθωση του προβλήματος. Η παραγόμενη ισχύς μπορεί να είναι χαμηλότερη αλλά η

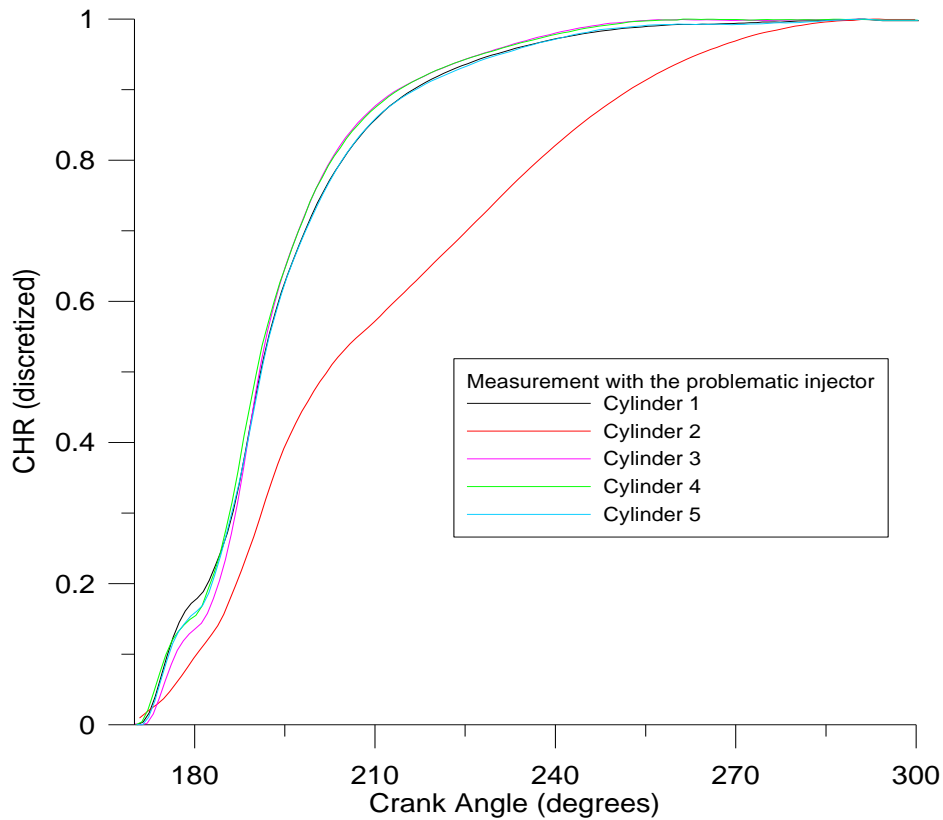
έγχυση συντελείται πλέον στα προκαθορισμένα σημεία, χωρίς να κατασπαταλάται αδίκως μεγάλη ποσότητα καυσίμου.



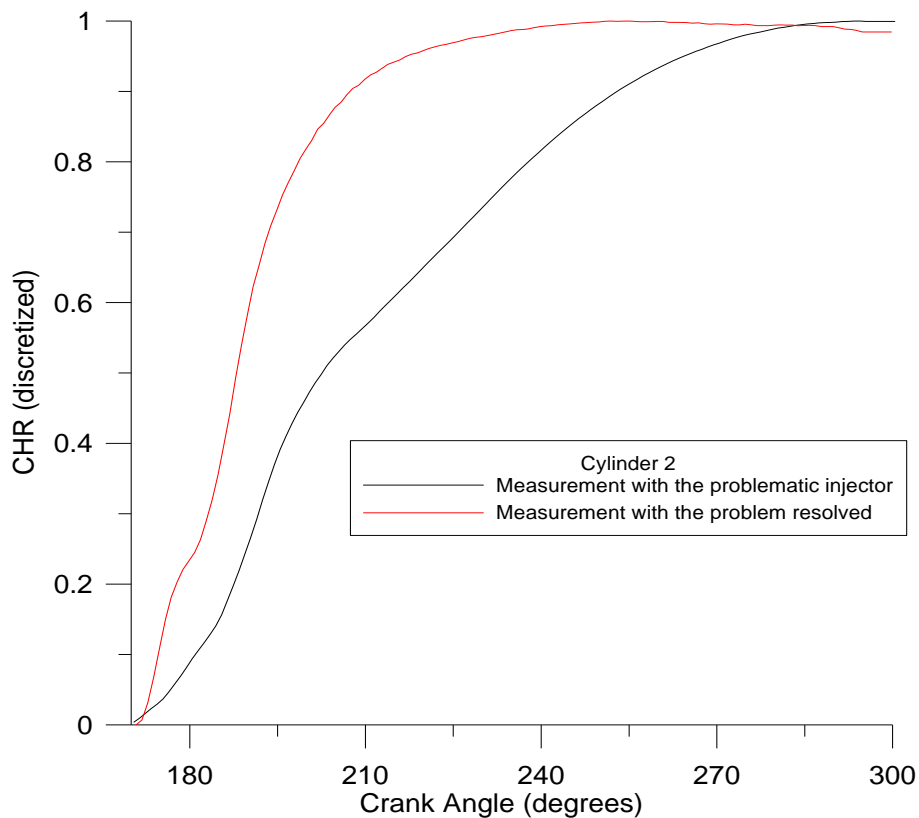
Σχήμα 5.24: Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 2

Αναμενόμενη με βάση το σύνολο των προηγούμενων στοιχείων είναι η μορφή των καμπυλών στα διαγράμματα αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας που ακολουθούν. Η συνολική ποσότητα του diesel καίγεται σε πολύ μεγάλες γωνίες στροφάλου στον κύλινδρο 2 εν συγκρίσει με τους υπόλοιπους κυλίνδρους (με τα σημεία έναυσης να διαφέρουν ελάχιστα) σαν αποτέλεσμα της καθυστερημένης έγχυσης του καυσίμου. Αναλόγως συμβαίνει και για την καύση του 50 και του 90 % του καυσίμου για αυτό και η καμπύλη είναι αύξουσα με σχεδόν σταθερή κλίση (ενδεικτικά παρατηρούμε ότι το 90% του καυσίμου στον κύλινδρο 2 καίγεται περίπου 40 μοίρες αργότερα απ'ότι το αντίστοιχο ποσοστό στον κύλινδρο 1).

Το μέγεθος του προβλήματος καθίσταται εμφανές στο σχήμα 5.26 όπου παρουσιάζεται το αδιαστατοποιημένο CHR για τον κύλινδρο 2 για τις δύο μετρήσεις. Η μορφή της καμπύλης της δεύτερης μέτρησης διαφοροποιείται σημαντικά και ομοιάζει πλέον με τις αντίστοιχες καμπύλες των κυλίνδρων με λειτουργικούς εγχυτήρες.



Σχήμα 5.25: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για όλους τους κυλίνδρους για την μέτρηση με τον προβληματικό εγχυτήρα



Σχήμα 5.26: Διάγραμμα αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήση της γωνίας στροφάλου για τον κύλινδρο 2

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

6.1 Συμπεράσματα από την ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας στην περίπτωση του ναυτικού κινητήρα

Στην υποενότητα αυτή παρουσιάζονται τα συμπεράσματα που προέκυψαν από την ανάλυση των διαγραμμάτων 4.1 έως και 4.15.

6.1.1 Μέσω των διαγραμμάτων αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου

Από τα διαγράμματα αυτά μπορούμε να προσδιορίσουμε το σημείο έναυσης, τη διάρκεια της καύσης όπως και την απόσταση από το σημείο έναυσης όπου καίγεται το 10, το 50% και το 90% (χαρακτηριστικά ποσοστά) του καυσίμου που εγχύεται στο εσωτερικό του κυλίνδρου.

Παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα γενικά αυξάνεται και η απόσταση από το σημείο έναυσης όπου καίγεται μια συγκεκριμένη ποσότητα της καύσιμης ύλης (ειδικά για ποσοστά καιόμενου καυσίμου άνω του 50 %).

Τα συγκεκριμένα διαγράμματα παρέχουν μια πρώτη εικόνα για την κατάσταση των εγχυτήρων του κινητήρα. Εάν σε κάποιο διάγραμμα συναντήσουμε την περίπτωση μια καμπύλη υψηλού φορτίου να βρίσκεται 'άνωθεν' μιας καμπύλης πολύ μικρότερου φορτίου το γεγονός μας προειδοάζει για ενδεχόμενη δυσλειτουργία (δηλαδή για κάθε τεταγμένη η τεταγμένη του πρώτου να είναι αρκετά μεγαλύτερη από την τεταγμένη του δεύτερου). Σε περίπτωση ορθής λειτουργίας για φορτία που διαφέρουν πολύ μεταξύ τους, κατά κανόνα, η καμπύλη που αντιστοιχεί στο υψηλότερο φορτίο βρίσκεται 'κάτωθεν' της καμπύλης που αντιστοιχεί στο χαμηλότερο φορτίο.

6.1.2 Μέσω των διαγραμμάτων της απόστασης σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης για την οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου

- Η κλίση της καμπύλης για την καύση του 10 % του εγχυόμενου καυσίμου είναι πολύ μικρή και πρακτικά η συγκεκριμένη καμπύλη μπορεί να θεωρηθεί παράλληλη με τον άξονα x. Τούτο σημαίνει πως η απόσταση από το σημείο έναυσης όπου καίγεται το 10% του εγχυόμενου καυσίμου είναι ουσιαστικά σταθερή και αμετάβλητη από

τυχόν μεταβολές του φορτίου παρουσιάζοντας μια ανεπαίσθητη αύξηση με την αύξηση του φορτίου.

- Οι καμπύλες που αντιστοιχούν στην καύση υψηλότερων ποσοστών του εγχυόμενου καυσίμου στον κύλινδρο παρουσιάζουν αισθητά μεγαλύτερη κλίση (μάλιστα η κλίση της καμπύλης για την καύση του 98% του καυσίμου είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη της καμπύλης για την καύση του 90% και αντίστοιχα συμβαίνει με την τελευταία καμπύλη έναντι αυτής για την καύση του 50% της συνολικής ποσότητας του καυσίμου).

Ενδεχόμενη μεγάλη διασπορά τιμών πέριξ της αντίστοιχης καμπύλης συσχέτισης για ένα συγκεκριμένο κύλινδρο αλλά και οι πολύ υψηλές ή χαμηλές τιμές της κλίσης της καμπύλης προοιωνίζουν πιθανή βλάβη στον εγχυτήρα του κυλίνδρου αυτού ή κάποια φθορά.

6.1.3 Μέσω του διαγράμματος της απόστασης σε μοίρες γωνίας στροφάλου από το σημείο έναυσης για την οποία καίγεται το 10,50,90 και 98% του καυσίμου συναρτήσει του φορτίου για όλους τους κυλίνδρους

Το διάγραμμα παρέχει μια εικόνα για τη συνολική λειτουργία της μηχανής. Σε συνδυασμό με τα προηγούμενα διαγράμματα λαμβάνουμε πληροφορίες για την απόκλιση στη λειτουργία του εκάστοτε εγχυτήρα από τη λειτουργία του κινητήρα (συγκρίνοντας τις κλίσεις των καμπυλών του κάθε εγχυτήρα ξεχωριστά με τις αντίστοιχες για το σύνολο των εγχυτήρων).

Πιο αναλυτικά, το εν λόγω διάγραμμα αποτελεί σημείο αναφοράς για τον έλεγχο και τον εντοπισμό κάποιας βλάβης σε εγχυτήρα. Με δεδομένη την καμπύλη συσχέτισης για ένα ποσοστό καιόμενου καυσίμου, για να ελέγξουμε τη λειτουργικότητα ενός εγχυτήρα ακολουθούμε την εξής διαδικασία: υπολογίζουμε για μια τιμή φορτίου την απόσταση από το σημείο έναυσης που καίγεται ένα συγκεκριμένο ποσοστό καυσίμου, για τον εγχυτήρα που θέλουμε να εξετάσουμε και ανατρέχοντας στο διάγραμμα ελέγχουμε την απόσταση της τιμής αυτής από την καμπύλη συσχέτισης για το ίδιο ποσοστό. Σε περίπτωση που η απόσταση αυτή είναι μεγάλη ενδέχεται να υπάρχει όντως δυσλειτουργία.

6.2 Συμπεράσματα από τη μελέτη των περιπτώσεων προβληματικών εγχυτήρων των ηλεκτροπαραγωγών ζευγών

Αρχικώς η κατάσταση του εγχυτήρα όπως είδαμε σχετίζεται με τις παραμέτρους λειτουργίας όπως είναι η παραγόμενη ισχύς, η ειδική κατανάλωση του καυσίμου και ο

λόγος μέγιστης πίεσης καύσης προς την πίεση συμπίεσης. Τα μεγέθη αυτά για κάθε κύλινδρο συγκρινόμενα με τις αντίστοιχες μέσες τιμές που αναφέρονται στο σύνολο των κυλίνδρων μιας μηχανής μπορούν να μας προειδεάσουν για ενδεχόμενη βλάβη σε εγχυτήρα.

Τελικώς, από τις μετρήσεις που μελετήθηκαν προκύπτει πως η παράμετρος που δίνει ασφαλέστερα πληροφορίες για την κατάσταση ενός εγχυτήρα είναι ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας (και συγκεκριμένα τα διαγράμματα HRR και αδιαστατοποιημένης CHR) σε συνδυασμό πάντα με τα διαγράμματα των υπολοίπων βασικών μεγεθών.

Η κατάσταση του εγχυτήρα μπορεί να εκτιμηθεί αρχικά από το διάγραμμα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Από το συγκεκριμένο μπορούν να εντοπιστούν προβλήματα στο χρονισμό και στην παραγόμενη ισχύ, όπως στην περίπτωση της δεύτερης μηχανής που εξετάστηκε στο κεφάλαιο 5 (το διάγραμμα HRR για τη μέτρηση με τον δυσλειτουργικό εγχυτήρα εμφανίζει πολύ χαμηλότερο μέγιστο από το αντίστοιχο για τη μέτρηση μετά την αποκατάσταση του προβλήματος), αλλά και προβλήματα που προκαλούν μη προγραμματισμένη δευτερογενή έγχυση, όπως συμβαίνει στην τρίτη κατά σειρά μηχανή.

Όπως είδαμε όμως στην περίπτωση της πρώτης μηχανής στο κεφάλαιο 5 το διάγραμμα HRR δεν είναι πάντα ικανό να παρέχει ασφαλή συμπεράσματα για την κατάσταση του εγχυτήρα. Για αυτό το λόγο μελετάται επιβοηθητικά το διάγραμμα αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου και συγκεκριμένα δίδεται ιδιαίτερη βαρύτητα στην απόσταση σε μοίρες από το σημείο έναυσης στην οποία καίγεται το 10%, το 50%, το 90% και το σύνολο του καυσίμου. Αυτό συμβαίνει διότι σε προβληματικούς εγχυτήρες οι συγκεκριμένες αποστάσεις είναι αρκετά διαφορετικές εν συγκρίσει με τις αντίστοιχες σε εγχυτήρες που λειτουργούν κανονικά, γεγονός που αντικατοπτρίζεται στα σχήματα 5.12, 5.25 και 5.26 (κυρίως αυτές που αφορούν την καύση του συνόλου του καυσίμου ή ενός μεγάλου ποσοστού του π.χ. του 90%, ή του 50%). Βέβαια υπάρχει η πιθανότητα μια δυσλειτουργία σε εγχυτήρα να μην αντικατοπτρίζεται εμφανώς στο διάγραμμα αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας, όπως στην περίπτωση της δεύτερης μηχανής που ελέγχθηκε.

Οι πιο συνήθεις βλάβες οι οποίες μπορούν να διαγνωστούν με τη συγκεκριμένη μέθοδο (την διερεύνηση δηλαδή μέσω του διαγράμματος αδιαστατοποιημένης έκλυσης θερμότητας) είναι φθορές στο ακροφύσιο του εγχυτήρα ή ενδεχόμενες φραγές των οπών του από επικαθίσεις καυσίμου που προκαλούν ανομοιόμορφη έγχυση στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Επίσης μπορούν να διαγνωστούν δυσλειτουργίες της αντλίας καυσίμου.

Εν κατακλείδι προκύπτει ότι η ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας είναι ένα πολύ χρήσιμο εργαλείο στην προσπάθεια για διάγνωση προβλημάτων σε εγχυτήρες diesel κινητήρων. Σε συνδυασμό με τα ληφθέντα δεδομένα για τις λειτουργικές παραμέτρους μπορούν να εξαχθούν ασφαλή συμπεράσματα για τις μηχανές που εξετάζονται.

ΠΗΓΕΣ

Βιβλιογραφία

ΚΩΝΣΤ.Δ. ΡΑΚΟΠΟΥΛΟΣ , ΔΗΜ.Θ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ
ΚΑΥΣΗ-ΡΥΠΑΝΣΗ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΩΝ Μ.Ε.Κ
Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 1998

ΚΩΝΣΤ.Δ. ΡΑΚΟΠΟΥΛΟΣ
ΑΡΧΕΣ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΩΝ Μ.Ε.Κ.
Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 1988

C.R. FERGUSON
INTERNAL COMBUSTION ENGINES
John Wiley & Sons, New York, 1986

W.W. PULKRABEK
ENGINEERING FUNDAMENTALS OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE
Prentice-Hall, Inc., 1997

B. CHALLEN and R. BARANESCU, EDITORS
DIESEL ENGINE REFERENCE BOOK, Second edition
Published by SAE, 1999

R. STONE
INTRODUCTION TO INTERNAL COMBUSTION ENGINES, 2nd Edition
MacMillan Press, London, 1992

J.B. HEYWOOD
INTERNAL COMBUSTION ENGINES FUNDAMENTALS
McGraw-Hill, 1988

Ν.Π. ΑΝΔΡΕΑΔΗΣ
**“ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΕΓΧΥΣΗΣ ΣΕ ΔΙΧΡΟΝΟΥΣ ΝΑΥΤΙΚΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ
DIESEL”**
Διπλωματική εργασία, Ε.Μ.Π., 2008

Μ. ΔΕΤΣΗΣ

“ΣΧΗΜΑΤΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΕΚΠΟΜΠΗ ΝΟ_x ΑΠΟ 2-Χ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΝΤΙΖΕΛ.ΣΥΣΧΕΤΙΣΜΟΣ ΤΟΥΣ ΜΕ ΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΤΡΑ”

Διπλωματική εργασία, Ε.Μ.Π., 2009

Διαδίκτυο

http://www.chevronwithtechron.com/products/documents/Diesel_Fuel_Tech_Review.pdf

http://www.underhoodservice.com/Article/40412/tech_tip_diagnosing_fuel_pumps_and_injectors.aspx

<http://www.ebay.com/gds/How-to-Diagnose-Fuel-Injector-Problems/30255/g.html>

http://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_fuel

http://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_engine

http://users.ntua.gr/koronaki/THERMAL_ENGINES_FINAL.pdf