



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ
ΝΙΚΟΛΑΟΥ – ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΥ ΒΡΕΤΤΑΚΟΥ

ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ ΠΙΕΣΗΣ ΚΥΛΙΝΔΡΩΝ ΝΑΥΤΙΚΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: Ν. Π. ΚΥΡΤΑΤΟΣ

ΑΘΗΝΑ, ΟΚΤΩΒΡΙΟΣ 2011

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή κ. Ν. Κυρτάτο, για την καθοδήγηση και την παραχώρηση των απαιτούμενων μέσων για την υλοποίηση της διπλωματικής μου εργασίας. Θα ήθελα ακόμη να ευχαριστήσω τον επιστημονικό συνεργάτη κ. Μ. Ιωάννου, για την οργάνωση του θέματος και την αμέριστη βοήθεια που μου προσέφερε καθ'όλη τη διάρκεια της εργασίας αυτής. Ακόμη θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Γ. Παπαλάμπρου και τον Σ. Τοπάλογλου για την βοήθεια στη διεξαγωγή των πειραμάτων στον κινητήρα και τις συμβουλές τους. Ακόμη θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κ. Λ. Καϊκτσή για την επίλυση κάποιων αποριών που ανέκυψαν κατά την πορεία της εργασίας. Επίσης, τους τεχνικούς του Εργαστηρίου, κκ. Χ. Σαρρή και Ι. Νταλιαπέ, για τη συνδρομή τους στην κατασκευή και συναρμολόγηση τμημάτων που κατασκευάστηκαν στο πλαίσιο της διπλωματικής εργασίας. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω το συμφοιτητή και φίλο μου Παναγιώτη Μπουσούνη για την καθημερινή συνεννόηση και συνεργασία καθ' όλη τη διάρκεια της εκπόνησης των διπλωματικών μας εργασιών.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιείται επεξεργασία μετρήσεων πίεσης από κυλίνδρους ναυτικών κινητήρων diesel. Η επεξεργασία βασίζεται στην ανάπτυξη και εφαρμογή υπολογιστικών κωδίκων οι οποίοι πραγματοποιούν θερμοδυναμική και στατιστική ανάλυση. Ταυτόχρονα, οι μετρήσεις της πίεσης συνδυάζονται με τα αποτελέσματα μετρήσεων άλλων μεγεθών, όπως η ισχύς και η κατανάλωση καυσίμου. Κοινός στόχος όλων των μεθόδων επεξεργασίας είναι ο χαρακτηρισμός της απόδοσης ενός ναυτικού κινητήρα diesel σε διαφορετικά φορτία λειτουργίας. Το μεγαλύτερο μέρος της εργασίας επικεντρώνεται σε μετρήσεις στον πειραματικό κινητήρα του Εργαστηρίου Ναυτικής Μηχανολογίας. Ένα μικρότερο μέρος αφιερώνεται στην επεξεργασία μετρήσεων που ελήφθησαν πειραματικά από κινητήρα πλοίου της ελληνικής ακτοπλοΐας.

Περιεχόμενα

ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	3
Κεφάλαιο 1 ^ο : Εισαγωγή στις μετρήσεις σε ναυτικούς κινητήρες diesel	5
1.1 Πρόλογος - Σκοπός	5
1.2 Η μέτρηση της πίεσης.....	6
1.3 Εξάρτηση δυναμομεικτικού από αρχή και συνθήκες λειτουργίας.....	7
1.4 Ανάλυση ρυθμού έκλυσης θερμότητας από το καύσιμο.....	13
1.5 Κυκλική διασπορά καύσεως και στατιστική ανάλυση	14
1.6 Μέτρηση κατανάλωσης καυσίμου	14
Κεφάλαιο 2 ^ο : Παράμετροι απόδοσης κινητήρα.....	16
2.1 Εισαγωγή	16
2.2 Περιγραφή πειραματικής διάταξης ENM	16
2.3 Εισαγωγή μετρήσεων πίεσης – Παραγωγή δυναμοδεικτικού διαγράμματος ..	19
2.4 Διαγράμματα P – V και Ενδεικνύμενο Έργο.....	22
2.5 Υπολογισμός Ιδιοτήτων Εργαζόμενου Μέσου.....	28
2.6 Συμπεράσματα	31
Κεφάλαιο 3 ^ο : Ανάλυση Καύσης στον Κινητήρα	33
3.1 Εισαγωγή	33
3.2 Ανάλυση Έκλυσης Θερμότητας	33
3.3 Παραγωγή διαγραμμάτων HRR από μετρήσεις στην L16/24	37
3.4 Εξέταση μορφολογίας καμπυλών HRR.....	41
3.5 Ολοκλήρωση καμπυλών HRR	45
3.6 Ανάλυση με βάση το κλάσμα καμμένης μάζας	47
3.7 Συμπεράσματα	50
Κεφάλαιο 4 ^ο : Χαρακτηρισμός λειτουργίας κινητήρα με στατιστική ανάλυση	51
4.1 Εισαγωγή	51
4.2 Θεωρία και Αναφορές.....	51
4.3 Στατιστική ανάλυση στην L16/24	53
4.4 Συμπεράσματα	62
Κεφάλαιο 5 ^ο : Μετρήσεις εν πλω	63
5.1 Εισαγωγή	63
5.2 Το πλοίο	63
5.3 Διαδικασία μέτρησης	65
5.4 Ανάλυση Μετρήσεων	68
5.5 Συμπεράσματα	77
Κεφάλαιο 6: Επίλογος – Προτάσεις μελλοντικής εργασίας.....	79
6.1 Εισαγωγή	79
6.2 Φορητό σύστημα μέτρησης πίεσης – Ρύθμιση ANΣ.....	79
Αναφορές	80

Κεφάλαιο 1^ο: Εισαγωγή στις μετρήσεις σε ναυτικούς κινητήρες diesel

1.1 Πρόλογος - Σκοπός

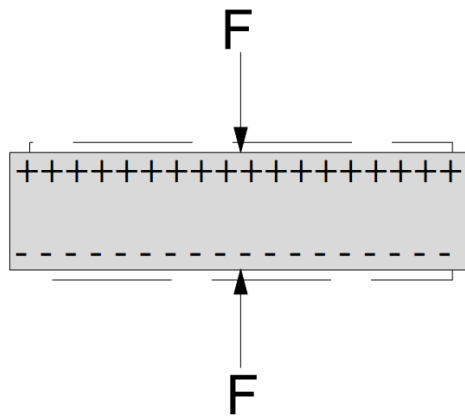
Οι κινητήρες diesel έχουν εδραιωθεί εδώ και έναν αιώνα περίπου ως μέσο πρόωσης των πλοίων, αφού χρησιμοποιούνται στο 98% του παγκόσμιου εμπορικού στόλου. Αποτελούν μηχανές με υψηλότερο βαθμό απόδοσης σε σχέση με εναλλακτικές επιλογές, κάτι που οδηγεί σε σημαντική οικονομία καυσίμου. Η μέτρηση των διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας των κινητήρων diesel είναι ιδιαίτερης σημασίας για τους εξής λόγους:

- Διάγνωση βλαβών ή προβληματικής λειτουργίας με σκοπό το βέλτιστο από οικονομικής πλευράς προγραμματισμό εργασιών συντήρησης.
- Δοκιμή λειτουργίας του κινητήρα υπό μεταβλητές συνθήκες. Η πειραματική διαδικασία είναι απαραίτητη για την κάλυψη αναγκών που δεν μπορούν να καλύψουν υπολογιστικά μοντέλα προσομοίωσης κινητήρων. Μια από τις πλέον ενδιαφέρουσες περιπτώσεις είναι αυτή του slow steaming, της χρήσης δηλαδή του κινητήρα σε φορτίο σημαντικά χαμηλότερο από το ονομαστικό του, με σκοπό τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου. Αυτή η πρακτική στη ναυτιλία έχει αποκτήσει επίκαιρο χαρακτήρα λόγω των οικονομικών συγκυριών. Μια ακόμη συνηθισμένη περίπτωση χρήσης του κινητήρα σε σημείο διαφορετικό από το προδιαγραφόμενο από τον κατασκευαστή είναι η χρήση βαρέων καυσίμων χαμηλότερης ποιότητας, μια κατάσταση λειτουργίας που χρήζει πειραματικής μελέτης.
- Έλεγχος για τη συμμόρφωση του κινητήρα ως προς τους διεθνείς κανονισμούς σχετικά με την επιτρεπόμενη ποσότητα παραγόμενων αέριων ρύπων. Η σχετική νομοθεσία γίνεται ολοένα αυστηρότερη και απαιτείται η προσαρμογή των ναυτικών κινητήρων προκειμένου να ικανοποιηθούν οι απαιτήσεις.

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η συλλογή και επεξεργασία πειραματικών αποτελεσμάτων από τη λειτουργία ναυτικών κινητήρων diesel με σκοπό το χαρακτηρισμό της λειτουργίας της μηχανής. Έμφαση δίνεται σε μετρήσεις πίεσης σε κυλίνδρους ναυτικών κινητήρων diesel και ο συνδυασμός των μετρήσεων αυτών με τις υπόλοιπες μετρήσεις από τον κινητήρα. Στόχος είναι η εξαγωγή παραμέτρων που χαρακτηρίζουν την ποιότητα λειτουργίας και την απόδοση του κινητήρα σε διάφορα φορτία.

1.2 Η μέτρηση της πίεσης

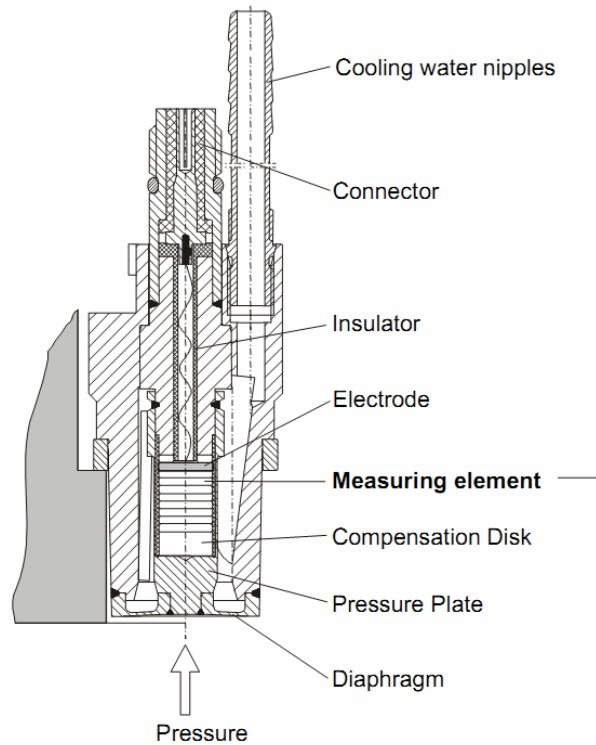
Η μέτρηση της πίεσης εντός του κυλίνδρου μιας εμβολοφόρου μηχανής εσωτερικής καύσης αποτελεί μια από τις σημαντικότερες μετρήσεις που μπορούν να ληφθούν λόγω του πλήθους πληροφοριών που μπορεί να παρέχει. Ο τρόπος μέτρησης που έχει επικρατήσει στο χώρο των μηχανών εσωτερικής καύσης βασίζεται στο πιεζοηλεκτρικό φαινόμενο. Στο σχήμα 1.1 παρουσιάζεται συνοπτικά η συμπεριφορά ενός στοιχειώδους όγκου υλικού το οποίο παρουσιάζει το πιεζοηλεκτρικό φαινόμενο.



Σχήμα 1.1: Εμφάνιση φορτίου στα άκρα υλικού κατά την επιβολή φορτίου [5]

Μεταβολή των διαστάσεων (παραμόρφωση) του υλικού υπό το καθεστώς εξωτερικής φόρτισης οδηγεί στη συγκέντρωση ηλεκτρικού φορτίου στα άκρα του υλικού. Με βάση αυτό το φαινόμενο, οι περισσότεροι αισθητήρες πίεσης αποτελούνται από υλικά με κατάλληλες ιδιότητες (με δημοφιλέστερους τους κρυστάλλους χαλαζία, SiO_2).

Στο σχήμα 1.2 παρουσιάζεται σε τομή η τυπική μορφή ενός αισθητήρα πίεσης για μετρήσεις στο εσωτερικό του κυλίνδρου, κατασκευής AVL.

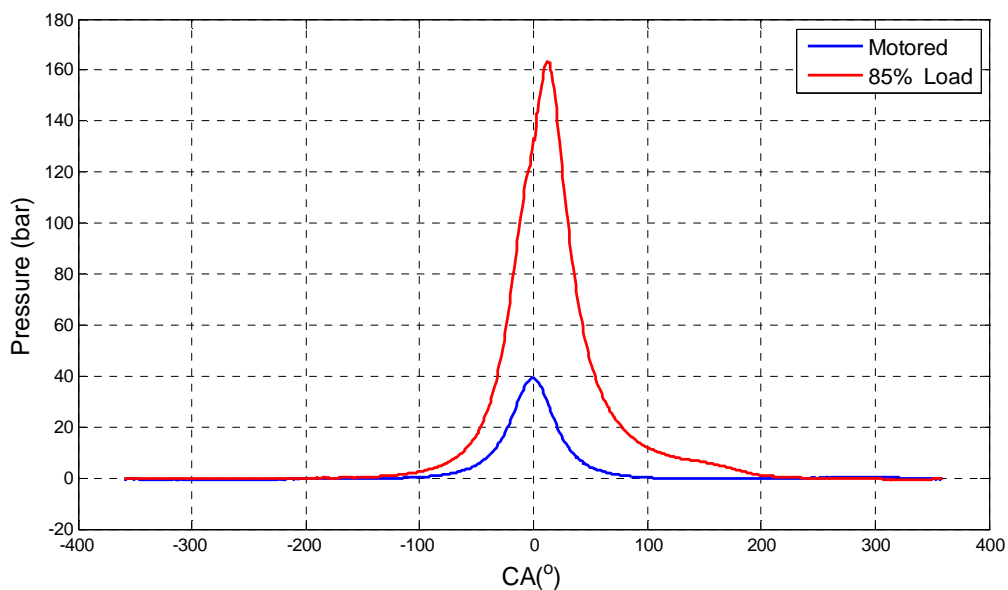


Σχήμα 1.2: Τομή τυπικού πιεζοηλεκτρικού αισθητήρα πίεσης με διάφραγμα [5]

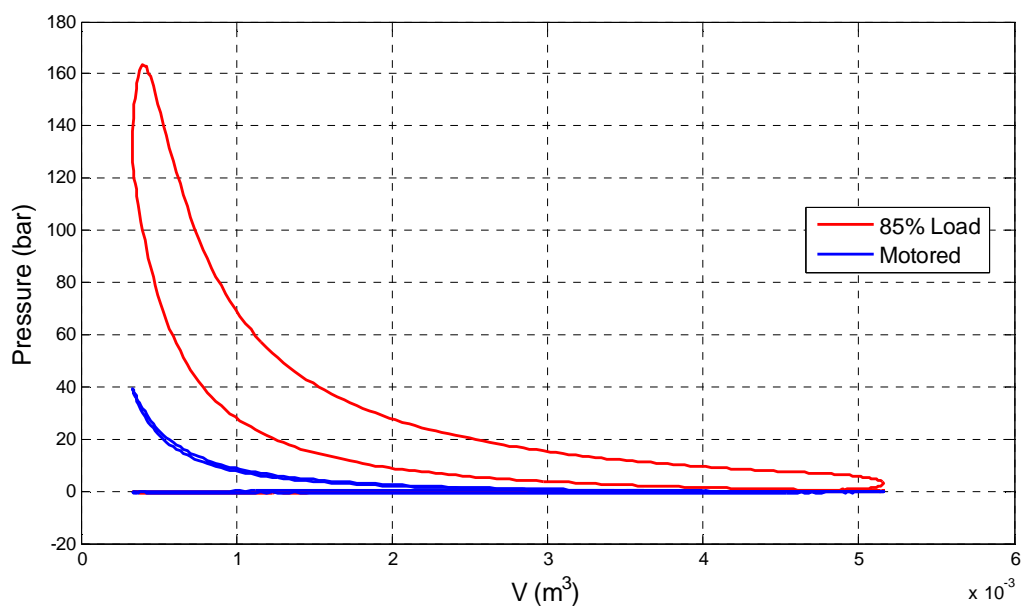
Το ηλεκτρικό φορτίο που προκαλείται στα άκρα του αισθητήρα μπορεί να μετατραπεί σε ηλεκτρικό ρεύμα ή τάση και με τη χρήση ενισχυτών να μεταφερθεί σε μια ολοκληρωμένη μονάδα λήψης δεδομένων ή σε Η/Υ. Με χρήση συντελεστών βαθμονόμησης το ρεύμα μετατρέπεται σε τιμές φυσικού μεγέθους, όπως είναι η πίεση. Οι μετρήσεις μπορούν να πραγματοποιηθούν διατηρώντας ως ανεξάρτητη μεταβλητή το χρόνο (διαγράμματα $p - t$), εντούτοις τα διαγράμματα που αναφέρονται στη γωνία στροφάλου του κινητήρα ως ανεξάρτητη μεταβλητή (διαγράμματα $p - \theta$) μπορούν να παρέχουν μεγαλύτερο πλήθος πληροφοριών σχετικά με την λειτουργία του κινητήρα. Η δημιουργία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος (διάγραμμα με βάση τη γωνία στροφάλου) συνδέεται άμεσα με τη γεωμετρία της μηχανής, επομένως είναι δυνατή η άμεση κατασκευή των διαγραμμάτων $p - v$.

1.3 Εξάρτηση δυναμομεικτικού από αρχή και συνθήκες λειτουργίας

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τυπικά διαγράμματα $p - \theta$ και $p - v$ που προέρχονται από τετράχρονο πειραματικό κινητήρα που είναι εγκατεστημένος στο Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας. Οι δύο καμπύλες που φαίνονται στα σχήματα 1.3α και 1.3β αναφέρονται σε κανονική λειτουργία της μηχανής στο 85% του μέγιστου φορτίου της και σε περιστροφή της μηχανής δίχως ανάφλεξη (motoring condition).



Σχήμα 1.3α: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα από δοκιμές στο ENM



Σχήμα 1.3β: Διάγραμμα p – v από δοκιμές στο ENM

Εξετάζοντας αρχικά το σχήμα 1.3α παρατηρούμε τις διαφορές των δύο καταστάσεων φόρτισης της μηχανής. Όσον αφορά στην εμφάνιση μεγίστου, στην περίπτωση έγχυσης καυσίμου εμφανίζεται συνηθέστερα $10^{\circ} - 15^{\circ}$ μετά το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ), κάτι αναμενόμενο αφού η καύση συνεχίζεται στο στάδιο της εκτόνωσης έτσι ώστε να διατηρείται υψηλή η πίεση του εργαζόμενου μέσου, παρά την αύξηση του όγκου στον κύλινδρο λόγω υποχώρησης του εμβόλου. Στην περίπτωση που έχουμε περιστροφή της μηχανής δίχως ανάφλεξη, το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στον

κύλινδρο, συμπιέζεται και με τον ίδιο ακριβώς τρόπο εκτονώνεται. Θεωρητικά, θα ήταν αναμενόμενο η καμπύλη στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα να ήταν πλήρως συμμετρική ως προς το ΑΝΣ, δηλαδή ως προς την ευθεία $x = 0^\circ$. Αυτή η υπόθεση προϋποθέτει αδιαβατική λειτουργία της μηχανής. Ωστόσο, στην πραγματικότητα η καμπύλη είναι μετατοπισμένη ελαφρά πριν από το ΑΝΣ καθώς η ακολουθία συμπίεσης – εκτόνωσης είναι θερμοδυναμικά μη αντιστρεπτή. Αυτό οφείλεται στο γεγονός, πως το συμπιεσμένο αέριο εντός του κυλίνδρου λόγω της υψηλής του θερμοκρασίας εμφανίζει απώλειες θερμότητας μέσω του τοιχώματος του κυλίνδρου προς το περιβάλλον. Κατά την εκτόνωση, το έργο που είναι σε θέση να παράγει το αέριο θα είναι επομένως μικρότερο από το αντίστοιχο που δαπανήθηκε κατά τη συμπίεση. Η ανισότητα των εμβαδών κάτω από την καμπύλη $p - \theta$ πριν και μετά το ΑΝΣ συμφωνεί με την πρόταση αυτή.

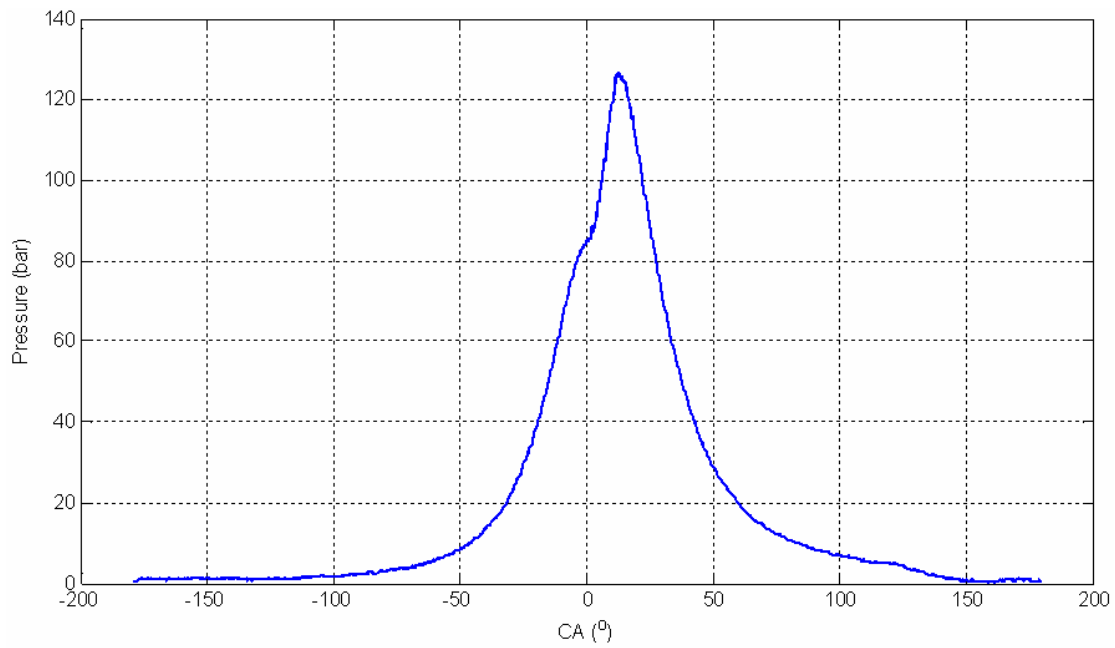
Η μελέτη της κατάστασης motoring, ωστόσο, μπορεί να μας δώσει χρήσιμες πληροφορίες σχετικά με τις εσωτερικές τριβές της μηχανής. Μέτρηση της απαιτούμενης ισχύος περιστροφής της μηχανής μπορεί να μας δώσει μια τιμή χαρακτηριστική για τις μηχανικές απώλειες της μηχανής, η οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί κατά τη μελέτη διαφορετικών καταστάσεων φόρτισης. Αυτό οφείλεται στο γεγονός, ότι οι τριβές της μηχανής εξαρτώνται άμεσα από τη μέση ταχύτητα εμβόλου c_e , η οποία παρουσιάζει μικρή μεταβολή με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής. Επομένως, η μέση πίεση τριβών (friction mean effective pressure – f_{mep}) που υπολογίζεται μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε οποιοδήποτε φορτίο ή ταχύτητα της μηχανής με μικρό σχετικά σφάλμα.

Από το διάγραμμα πίεσης, όταν η μηχανή λειτουργεί υπό φορτίο, είναι δυνατό με αναλυτική μελέτη του διαγράμματος στις περιοχές χαμηλής πίεσης να αναγνωριστούν οι φάσεις εναλλαγής των αερίων και ο χρονισμός των βαλβίδων. Οι φάσεις εισαγωγής και εξαγωγής χαρακτηρίζονται από μια ελαφρά υποπίεση και υπερπίεση αντίστοιχα, σε σχέση με την ατμοσφαιρική πίεση ή την πίεση υπερπλήρωσης του κινητήρα, επομένως είναι δυνατό να διακριθούν έτσι στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα. Μελετώντας την κλίση της καμπύλης στην περιοχή υψηλής πίεσης εντός του κυλίνδρου είναι δυνατό να αναγνωριστούν τόσο η έγχυση όσο και η ανάφλεξη του καυσίμου. Ωστόσο, είναι σημαντικά ακριβέστερη η εξαγωγή των πληροφοριών σχετικά με την καύση αν το δυναμοδεικτικό διάγραμμα μελετηθεί σε συνδυασμό με το διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (βλ. Κεφάλαιο 1.4).

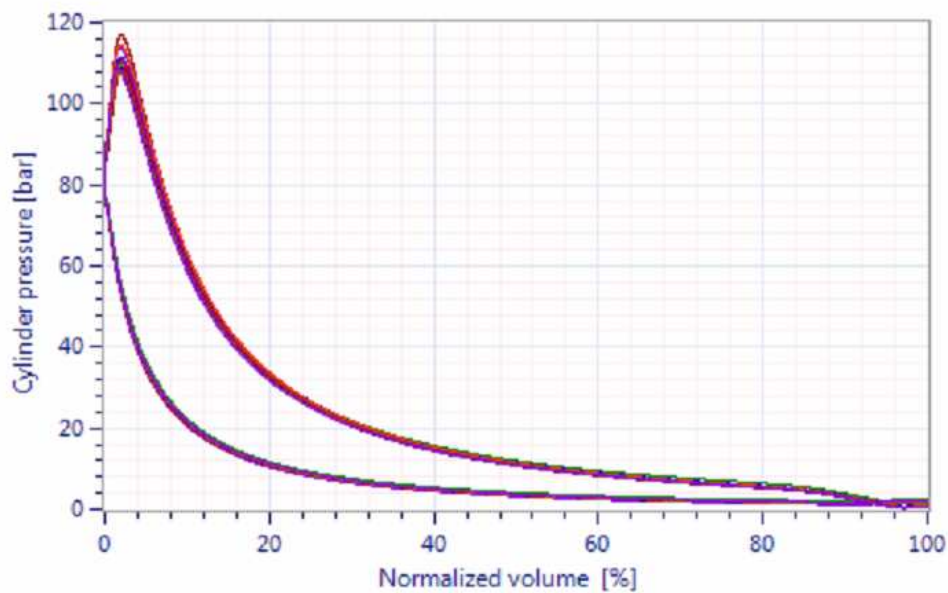
Εξετάζουμε στη συνέχεια το σχήμα 1.3β, το διάγραμμα πίεσης – όγκου του εργαζόμενου μέσου. Μπορεί να παρατηρηθεί η ομοιότητα της καμπύλης με την αντίστοιχη που προβλέπει ο θερμοδυναμικός κύκλος diesel, όσο μεγαλύτερη δε αυτή, τόσο υψηλότερος ο βαθμός ποιότητας της μηχανής. Η καμπύλη που διαγράφεται σε έναν κύκλο λειτουργίας του κινητήρα, σχηματίζει δύο κλειστούς βρόχους. Ο μεγαλύτερος βρόχος που αποτελείται από τις φάσεις συμπίεσης, καύσης και εκτόνωσης περικλείει εμβαδό που αντιστοιχεί στο αποδιδόμενο επί του εμβόλου έργο, την περίσσεια δηλαδή του έργου εκτόνωσης από το έργο συμπίεσης. Ο βρόχος που παρατηρείται στην περιοχή χαμηλών πιέσεων (ατμοσφαιρική ή πίεση υπερπλήρωσης) αντιστοιχεί στις φάσεις εναλλαγής των αερίων. Όπως είναι αναμενόμενο, στην φάση αυτή δεν παράγεται ωφέλιμο έργο, αντιθέτως η απόπλυση του κυλίνδρου ενεργειακά συνοδεύεται από κάποιο κόστος. Επομένως, το εμβαδό που περικλείει αυτός ο βρόχος συμβολίζει το έργο απόπλυσης του κυλίνδρου (pumping mean effective pressure – p_{mp}) το οποίο πρέπει να αφαιρεθεί από το ωφέλιμο έργο της εκτόνωσης, έτσι ώστε να υπολογιστεί το ενδεικνύμενο έργο που παράγεται στον κύλινδρο μέσα σε ένα μηχανικό κύκλο.

Στην κατάσταση motoring της μηχανής επιβεβαιώνεται γεωμετρικά η απουσία ωφέλιμου έργου, καθώς ο αντίστοιχος βρόχος έχει μηδενικό σχεδόν πλάτος, ο δε βρόχος εναλλαγής των αερίων δεν παρουσιάζει διαφοροποίηση όπως είναι αναμενόμενο αφού η έγχυση καυσίμου δεν επηρεάζει την πίεση σε αυτά τα στάδια. Η μέτρηση της πίεσης τριβών σε αυτή την κατάσταση φόρτισης της μηχανής και η αφαίρεση της από την ενδεικνυόμενη πίεση που αναφέρθηκε παραπάνω μπορεί να μας δώσει την πίεση πέδης της μηχανής (brake mean effective pressure – b_{mp}), δηλαδή τη μηχανική ισχύ που έχουμε στον άξονα της μηχανής.

Στα σχήματα 1.4α και 1.4β παρουσιάζεται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα δίχρονης μηχανής που προέρχεται από τη βάση δεδομένων του ENM.



Σχήμα 1.4α: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα από βάση δεδομένων ENM [6]



Σχήμα 1.4β: Διάγραμμα $p - v$ από βάση δεδομένων ENM [6]

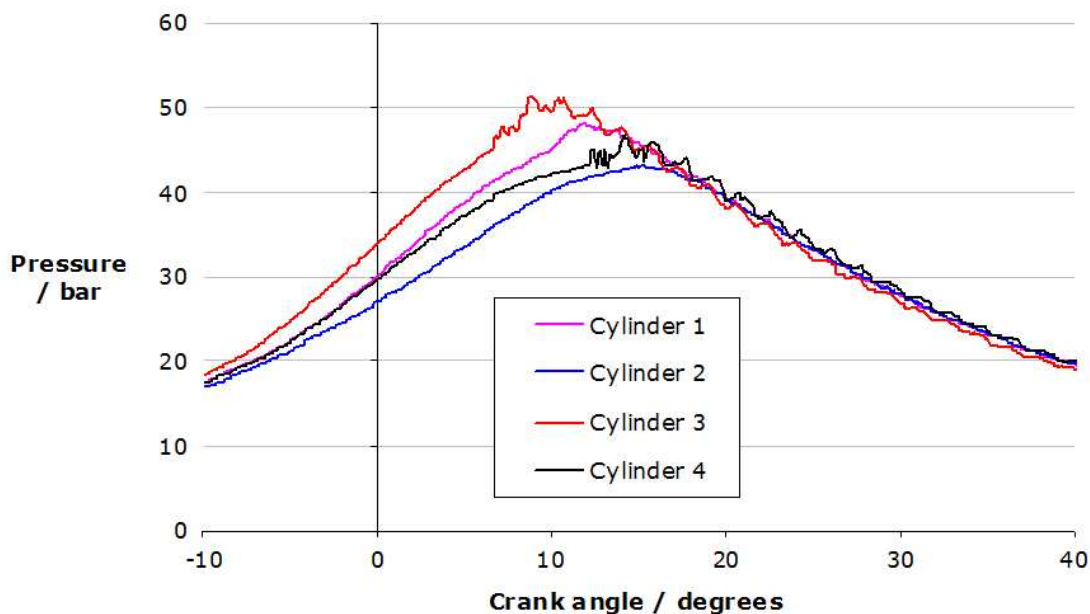
Το δυναμοδεικτικό διάγραμμα της δίχρονης μηχανής παρουσιάζει την ίδια σχεδόν μορφή με αυτό της τετράχρονης. Όμοια με το σχ.1.3α, το μέγιστο της καμπύλης παρουσιάζεται περίπου $10^{\circ} - 15^{\circ}$ μετά από το ΑΝΣ, οι χρονικές στιγμές της έγχυσης και της ανάφλεξης μπορούν να μελετηθούν με βάση τη μεταβολή της κλίσης της καμπύλης πριν από το ΑΝΣ, ενώ η πίεση στις υπόλοιπες φάσεις βρίσκεται σε επίπεδα ατμοσφαιρικά (ή υπερπλήρωσης). Ωστόσο, στις δίχρονες μηχανές, η χρονική σύμπτωση των σταδίων εκτόνωσης – εξαγωγής και συμπίεσης - εισαγωγής

σημαίνει ότι ο κύκλος πλέον διαθέτει τη μισή διάρκεια σε σχέση με μια τετράχρονη μηχανή. Η διάκριση ανάμεσα στις διάφορες φάσεις χρησιμοποιώντας μονάχα τα δεδομένα πίεσης αποδεικνύεται σχετικά δύσκολη σε σχέση με την περίπτωση της τετράχρονης μηχανής.

Όσον αφορά στο διάγραμμα $p - v$, η σημαντικότερη παρατήρηση που μπορεί να γίνει αναφέρεται στην απουσία βρόχου εναλλαγής των αερίων, αφού δεν πραγματοποιούνται πλέον ξεχωριστά. Παρατηρούμε επομένως πως μεγαλύτερο μέρος του μηχανικού κύκλου είναι ωφέλιμο. Αυτό εξηγεί τη μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος του δίχρονου κινητήρα σε σχέση με τον τετράχρονο.

Στο κεφάλαιο 2 παρουσιάζονται περαιτέρω δυναμοδεικτικά διαγράμματα από μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν στο ENM, καθώς και υπολογισμοί με βάση αυτά.

Το δυναμοδεικτικό διάγραμμα μπορεί να παρέχει επίσης ποιοτικά πληροφορίες για την ποιότητα της καύσης στον κύλινδρο. Στους κινητήρες diesel το συνηθέστερο φαινόμενο κακής ποιότητας καύσης είναι το diesel knock, πρόκειται για μια μορφή κρουστικής καύσης που οφείλεται στην σχεδόν στιγμιαία καύση του μεγαλύτερου μέρους του καυσίμου που έχει εγχυθεί, αντίθετα στην σταδιακή καύση που ξεκινάει λίγο μετά την έγχυση. Αυτά τα φαινόμενα μπορούν αφενός να προκαλέσουν ρευστοδυναμικά φαινόμενα που να αυξήσουν τις θερμικές απώλειες της μηχανής, επομένως μειωμένη απόδοση, αφετέρου μπορούν να προκληθούν μηχανικές βλάβες λόγω των ισχυρών ταλαντώσεων που προκαλούν τα κρουστικά φαινόμενα. Στο σχήμα 1.5 παρουσιάζεται δυναμοδεικτικό διάγραμμα μηχανής που παρουσιάζει φαινόμενα κρουστικής καύσης.

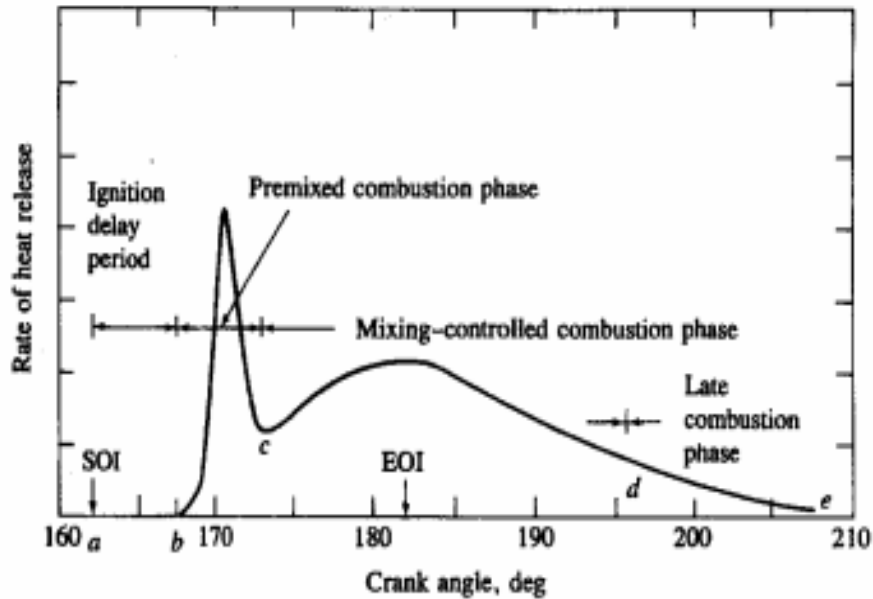


Σχήμα 1.5: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα μηχανής με κρουστική καύση [8]

Τα φαινόμενα κρουστικής καύσης (knock effect) μεταφράζονται σε έντονες διακυμάνσεις της πίεσης. Γραφικά αυτό μεταφράζεται σε οδοντωτή μορφή του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, στο τμήμα της καύσης και της εκτόνωσης. Σε περίπτωση που παρατηρηθεί αυτό το φαινόμενο είναι αναγκαία η τροποποίηση διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας της μηχανής (π.χ. χρόνος έγχυσης καυσίμου, ποσότητα καυσίμου κλπ.) με σκοπό την προστασία του κινητήρα. Περαιτέρω ανάλυση των διακυμάνσεων γίνεται στο κεφάλαιο 2.

1.4 Ανάλυση ρυθμού έκλυσης θερμότητας από το καύσιμο

Το δυναμοδεικτικό διάγραμμα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για περαιτέρω υπολογισμούς και με χρήση των νόμων της θερμοδυναμικής για μελέτη της ποιότητας της καύσης εντός του κυλίνδρου, κάτι που έχει άμεση επίδραση στην ποιοτική και οικονομική λειτουργία ενός κινητήρα. Διαγράμματα που μπορούν να παραχθούν με στόχο το χαρακτηρισμό της καύσης σε ένα κινητήρα είναι τα διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat release rate analysis - HRR). Ένα τυπικό διάγραμμα HRR παρουσιάζεται στο σχήμα 1.6.



Σχήμα 1.6: Τυπικό διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας [2]

Λεπτομερής ανάλυση του διαγράμματος ρυθμού έκλυσης θερμότητας (HRR) παρουσιάζεται στο κεφάλαιο 3 της εργασίας αυτής.

1.5 Κυκλική διασπορά καύσεως και στατιστική ανάλυση

Στο κεφάλαιο 4 της παρούσας εργασίας περιγράφεται η κυκλική διασπορά των κινητήρων diesel. Η διασπορά των τιμών της πίεσης εμφανίζεται από κύκλο σε κύκλο (cyclic variation) και από κύλινδρο σε κύλινδρο (cylinder variation). Η στατιστική ανάλυση κρίνεται ως απαραίτητη σε τέτοιες περιπτώσεις, καθότι τα δυναμικά φαινόμενα που οδηγούν σε αυτές τις μορφές διασποράς είναι συνήθως υπερβολικά πολύπλοκα για να μελετηθούν με αναλυτικές μεθόδους.

1.6 Μέτρηση κατανάλωσης καυσίμου

Με βάση όσα αναφέρθηκαν παραπάνω, είναι μείζονος σημασίας για την οικονομική και οικολογική λειτουργία ενός ναυτικού κινητήρα diesel (επομένως και για το πλοίο καθαυτό) η γνώση της κατανάλωσης καυσίμου αυτού. Σε συνδυασμό με τις υπόλοιπες παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα, ακόμη σημαντικότερη φαίνεται να είναι η γνώση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Βεβαίως, η γνώση της κατανάλωσης καυσίμου απαιτεί την μέτρηση της με κάποιο τρόπο, άμεσο ή έμμεσο.

Στην παρούσα διπλωματική εφαρμόζεται μια έμμεση μέθοδος για τον υπολογισμό κατανάλωσης καυσίμου που προκύπτει από μελέτη των καυσαερίων της μηχανής, δοκιμάζεται η αξιοπιστία της και τελικά χρησιμοποιείται για χαρακτηρισμό της αποδοτικότητας της μηχανής του εργαστηρίου σε συνδυασμό με τις μετρήσεις των υπόλοιπων παραμέτρων της μηχανής.

Κεφάλαιο 2^ο: Παράμετροι απόδοσης κινητήρα

2.1 Εισαγωγή

Σε αυτό το κεφάλαιο πραγματοποιείται μια αρχική επεξεργασία πειραματικών δεδομένων από δοκιμές στον κινητήρα του ENM. Επίσης, αναπτύχθηκε κώδικας στο λογισμικό Matlab[®] ο οποίος λαμβάνει δεδομένα από τη μονάδα συλλογής δεδομένων του εργαστηρίου και τα παρουσιάζει σε διαγράμματα για οπτικό έλεγχο και γραφικούς υπολογισμούς. Τέλος, με χρήση της θεωρίας μηχανών εσωτερικής καύσεως, πραγματοποιήθηκαν υπολογισμοί για το ενδεικνύμενο έργο που παράγεται ανά κύκλο και τον αντίστοιχο βαθμό απόδοσης του κινητήρα, καθώς και η σχέση αυτού με τη φόρτιση της μηχανής. Ως προς την ποιότητα του εργαζόμενου μέσου, υπολογίστηκε ο συντελεστής γ από τα παραγόμενα διαγράμματα με σκοπό τη σύγκριση με τις αναμενόμενες από τη βιβλιογραφία τιμές.

2.2 Περιγραφή πειραματικής διάταξης ENM

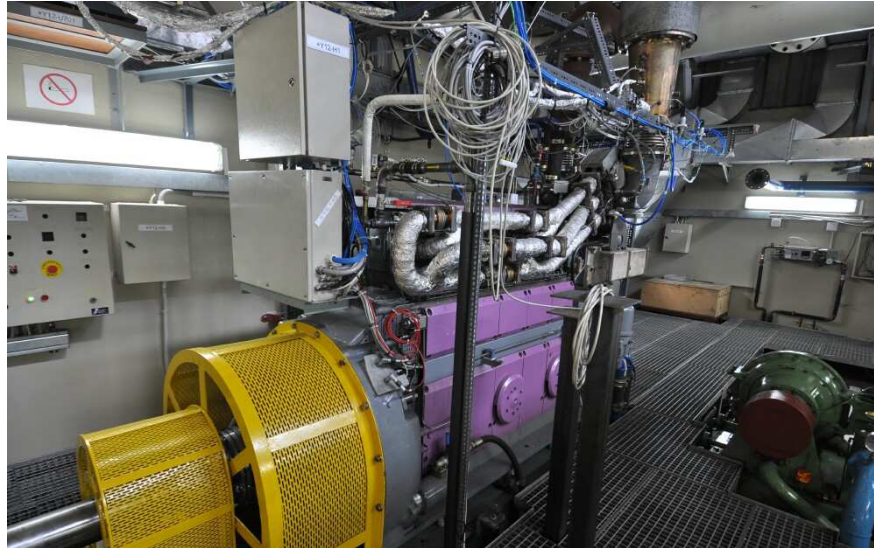
Τα δεδομένα ελήφθησαν από την κλίνη δοκιμών του ENM, συγκεκριμένα από τον κινητήρα diesel MAN 5L16/24. Πρόκειται για ναυτικό τετράχρονο υπερπληρωμένο κινητήρα μικρού μεγέθους, ο οποίος στη ναυτική μηχανολογία βρίσκει εφαρμογή σε μικρά πλοία για ανάγκες ηλεκτροπαραγωγής. Στην περίπτωση του κινητήρα του εργαστηρίου, έχουν πραγματοποιηθεί οι απαραίτητες τροποποιήσεις ώστε να μπορεί να λειτουργεί σε μεταβαλλόμενες συνθήκες με ταυτόχρονη παρακολούθηση των παραμέτρων λειτουργίας του. Στον πίνακα 2.1 παρατίθενται τα κυριότερα τεχνικά χαρακτηριστικά του.

Ταχύτητα	RPM	1200
Ισχύς	KW	500
Αριθμός Κυλίνδρων	-	5
Διάμετρος Κυλίνδρου	mm	160
Ακτίνα στροφάλου	mm	240
Μήκος Διωστήρα	mm	474
Λόγος Συμπίεσης	-	15.5:1

Πίνακας 2.1: MAN L16/24

Στις παρακάτω φωτογραφίες παρουσιάζεται ο εν λόγω κινητήρας στη δοκιμαστική κλίνη του εργαστηρίου. Εντός του κίτρινου κελύφους διακρίνεται ο άξονας του κινητήρα ο οποίος κινεί ηλεκτρική πέδη η οποία είναι σε θέση να παραλάβει την εξερχόμενη ισχύ.

Στη δεύτερη φωτογραφία διακρίνεται ο υπερπληρωτής του κινητήρα καθώς και το σύστημα σωληνώσεων που τον εξυπηρετεί. Τέλος, διακρίνονται με μπλε χρώμα οι σωληνώσεις του συστήματος νερού ψύξεως του κινητήρα.



Σχήμα 2.1α, β: Ο κινητήρας MAN L16/24

Ο κινητήρας μπορεί να λειτουργήσει με διάφορους τύπους καυσίμου. Εντούτοις, κατά τις δοκιμές στο εργαστήριο χρησιμοποιήθηκε πετρέλαιο diesel oil ναυτικού τύπου με τα εξής χαρακτηριστικά:

Πυκνότητα 15°C	α/l	0.8347
Συνεκτικότητα 40°C	α	3.32
Σύσταση		
S	α	22
C	% w/w	86.65
H	% w/w	13.37
N	% w/w	0.0014
Ανώτερη Θερμ. Δύναμη	kcal/kg	11056
Κατώτερη Θερμ. Δύναμη	kcal/kg	10378

Πίνακας 2.2: Diesel oil ENM

Σχετικά με τις μετρήσεις, στους κυλίνδρους 1 και 5 του κινητήρα είναι εγκατεστημένοι μόνιμα πιεζοηλεκτρικοί αισθητήρες τύπου Kistler οι οποίοι συνδέονται μέσω ενισχυτή σήματος τύπου Kistler με Η/Υ στον οποίο γίνεται η καταγραφή του σήματος σε μορφή αρχείων κειμένου. Η συχνότητα με την οποία γίνεται η λήψη των μετρήσεων της πίεσης αντιστοιχεί σε χρονικά διαστήματα που αντιστοιχούν σε περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα κατά 1°. Ο τύπος του αισθητήρα που χρησιμοποιήθηκε μας παρέχει διαφορετική πίεση, δηλαδή τη διαφορά της πίεσης σε σχέση με την κατάσταση ηρεμίας του, επομένως είναι αναγκαία η διόρθωση των δεδομένων ως προς την πίεση κατά την εισαγωγή του αέρα στον κύλινδρο. Σε αυτή την περίπτωση η πίεση δεν είναι ατμοσφαιρική αλλά ίση με την απόλυτη πίεση στην έξοδο του συμπιεστή του υπερπληρωτή.

Ταυτόχρονα, λαμβάνονται μετρήσεις για την ταχύτητα και τη ροπή του κινητήρα ώστε να είναι δυνατή η σύγκριση της εξερχόμενης ισχύος του κινητήρα με αυτή που παράγεται στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Σημειώνεται επίσης ότι το ΑΝΣ του κινητήρα έχει μετρηθεί με ειδικό εργαλείο. Έτσι, πέρα από τη μέτρηση της ταχύτητας της μηχανής είναι δυνατή η ακριβής καταγραφή του ΑΝΣ της μηχανής. Αυτό το χαρακτηριστικό είναι απαραίτητο σε περίπτωση που τα δεδομένα της πίεσης χρησιμοποιηθούν για περαιτέρω αναλυτικούς υπολογισμούς, καθώς λανθασμένη συσχέτιση της πίεσης με τη θέση του εμβόλου μπορεί να εισάγει σημαντικά υπολογιστικά σφάλματα. Συγκεκριμένα, απόκλιση 1° - 2° σε σχέση με το ΑΝΣ οδηγεί σε απόκλιση περίπου 10% στον υπολογισμό του ενδεικνύμενου έργου.

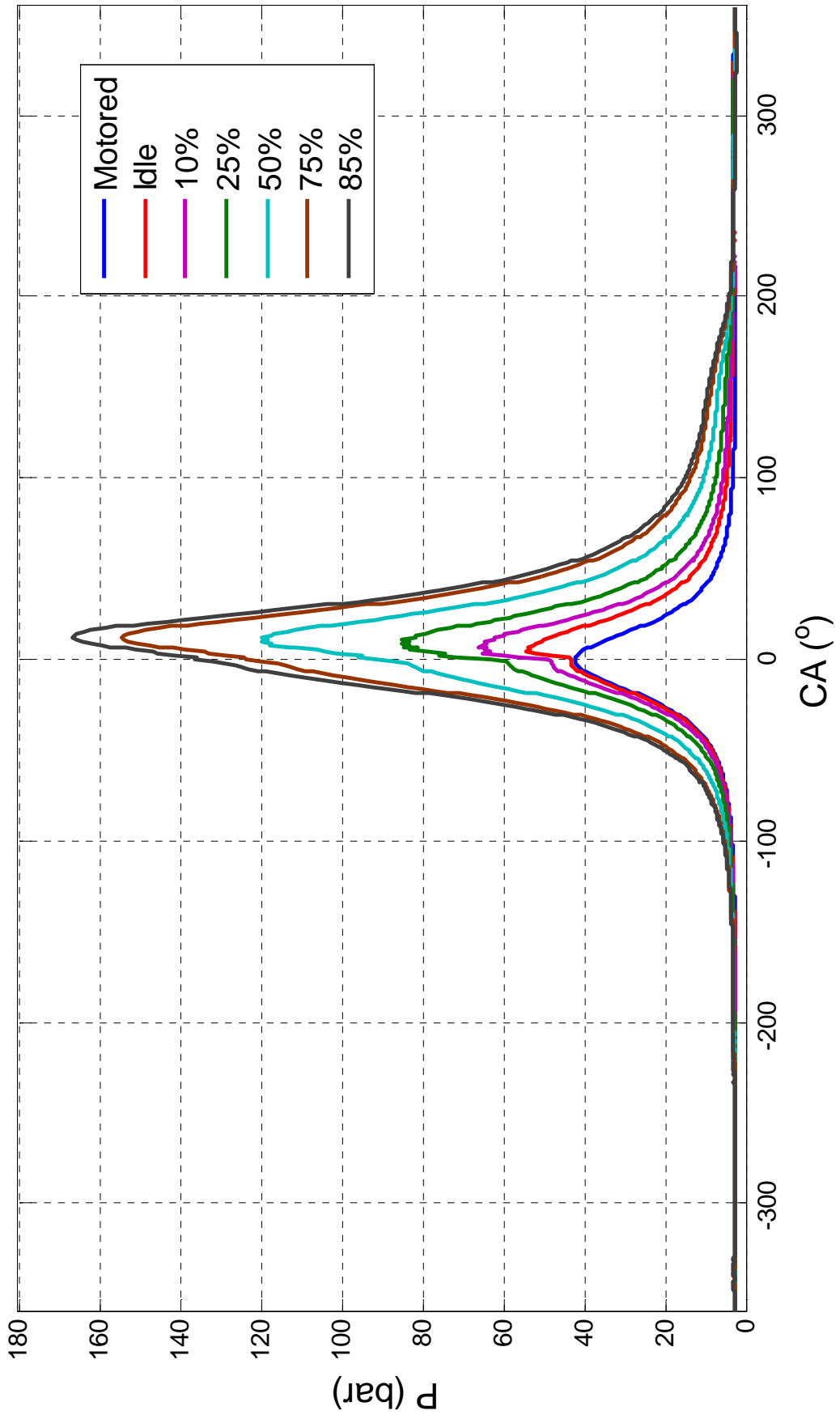
2.3 Εισαγωγή μετρήσεων πίεσης – Παραγωγή δυναμοδεικτικού διαγράμματος

Τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν από τη μονάδα συλλογής δεδομένων της AVL είχαν μορφή διατεταγμένου κειμένου. Με χρήση του προγραμματιστικού περιβάλλοντος Matlab[®] έγινε η εισαγωγή τους για τη δημιουργία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος του κινητήρα. Οι μετρήσεις πραγματοποιήθηκαν για 200 κύκλους λειτουργίας σε κάθε φορτίο και στη συνέχεια υπολογίστηκε ο μέσος όρος αυτών. Τα φορτία στα οποία λειτούργησε ο κινητήρας είναι τα εξής: εξωτερική περιστροφή χωρίς ανάφλεξη (motored), μηδενικό (idle), 10%, 25%, 50%, 75%, 85%. Στο σχήμα 2.2 παρουσιάζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του κινητήρα.

Κατά τη φάση της εισαγωγής οι καμπύλες της πίεσης στα διαφορετικά φορτία είναι σχεδόν παρόμοιες λόγω της συμπίεσης του αέρα εισαγωγής από το συμπιεστή. Οι καμπύλες αυτές αρχίζουν να αποκλίνουν μεταξύ τους από τις -80° CA. Αυτό οφείλεται στην αύξηση της πίεσης των αερίων κατά τη φάση της συμπίεσης. Κατά τη διάρκεια της εγχύσεως και αναφλέξεως (που βρίσκονται αμέσως μετά το ANΣ) παρατηρείται ότι όσο πιο κοντά στο μέγιστο φορτίο λειτουργεί η μηχανή, τόσο ομαλότερη είναι η καμπύλη της πίεσης. Αντιθέτως, κατά τη λειτουργία της σε χαμηλά φορτία, οι καμπύλες εμφανίζουν έντονες διακυμάνσεις. Οι διακυμάνσεις αυτές οφείλονται σε κύματα πίεσης και πιο συγκεκριμένα στα κύματα που δημιουργούνται από την ανάφλεξη και στη συνέχεια ανακλώνται στις επιφάνειες του κυλίνδρου [19]. Στα υψηλά φορτία παρατηρείται μείωση της διακύμανσης της πίεσης και αυτό συμβαίνει διότι η ανάφλεξη και η καύση του εγχυόμενου καυσίμου γίνεται σε πιο ευνοϊκές συνθήκες, οπότε και παρουσιάζει πιο ομοιόμορφη συμπεριφορά.

Αυξάνοντας το φορτίο, δηλαδή την εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου, παρατηρείται αύξηση της μέγιστης πίεσης. Ταυτόχρονα, έχουμε αύξηση του εμβαδού κάτω από την καμπύλη, ειδικά στο τμήμα που αντιστοιχεί στην εκτόνωση των καυσαερίων, με αύξηση του φορτίου, κάτι που συμφωνεί με την αναμενόμενη αύξηση της παραγόμενης ισχύος. Επιπλέον, αυξάνει ο λόγος μέγιστης προς ελάχιστη πίεση του εργαζόμενου μέσου, οπότε αναμένεται με την αύξηση του φορτίου να αυξάνει ταυτόχρονα και ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα.

Σχετικά με τη γωνία της μέγιστης πίεσης, παρατηρείται ομοιόμορφη συμπεριφορά, δηλαδή σε όλα τα φορτία λειτουργίας αυτή παρουσιάζεται στις 7° - 12° γωνίας του στροφαλοφόρου άξονα μετά το ΑΝΣ. Το γεγονός αυτό είναι αναμενόμενο αφού η μηχανή λειτουργούσε με σταθερή ταχύτητα, ο δε χρόνος που μεσολαβεί από την έναρξη της έγχυσης μέχρι την έναρξη της καύσης (υστέρηση ανάφλεξης) είναι σχετικά σταθερός, επομένως αντιστοιχεί σε σταθερή γωνία περιστροφής.



Σχήμα 2.2: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα για διάφορα φορτία λειτουργίας

2.4 Διαγράμματα P – V και Ενδεικνύμενο Έργο

Χρησιμοποιώντας τη Matlab® πραγματοποιήθηκε η μετατροπή από το σύστημα αναφοράς γωνίας στροφάλου (CA) σε όγκο του αερίου (V) στον κύλινδρο. Η μετατροπή αυτή πραγματοποιείται χρησιμοποιώντας την εξίσωση:

$$V = V_c \times \left[1 + \frac{1}{2}(r_c - 1) \times [R + 1 - \cos\theta - (R^2 - \sin^2\theta)^{1/2}] \right]$$

Όπου

V_c : ο επιζήμιος όγκος του κυλίνδρου

r_c : ο λόγος συμπίεσης

R: λόγος της ακτίνας στροφάλου προς το μήκος του διωστήρα

θ : η γωνία στροφάλου, σε ακτίνια

Στο σχήμα 2.3 παρουσιάζονται οι ίδιες μετρήσεις, σε διάγραμμα πίεσης – όγκου, έπειτα από εφαρμογή του κώδικα.

Σχετικά με το βρόχο εναλλαγής αερίων, παρατηρούμε ότι δε μεταβάλλεται με το φορτίο της μηχανής, καθώς οι καμπύλες παρουσιάζουν σύμπτωση στα αντίστοιχα τμήματα του. Αντιθέτως, αυξάνοντας το φορτίο ο βρόχος του παραγόμενου έργου παρουσιάζει σημαντική αύξηση μεγέθους. Επομένως, κατά τη διάρκεια ενός κύκλου, είναι πολύ μεγαλύτερο το παραγόμενο έργο σε σχέση με το καταναλισκόμενο για λόγους απόπλυσης του κινητήρα. Όσα παρατηρήθηκαν στο υποκεφάλαιο 2.3 σχετικά με την ποιότητα / σταθερότητα της καύσης και την εξάρτηση της από το φορτίο της μηχανής είναι ορατά και στα διαγράμματα πίεσης – όγκου, δηλαδή σε χαμηλά φορτία παρουσιάζονται έντονες διακυμάνσεις.

Ο κώδικας στη συνέχεια καλείται να υπολογίσει το ενδεικνύμενο έργο (Indicated Work) που παράγεται στον κύλινδρο ανά κύκλο για κάθε φορτίο στο οποίο λειτουργεί η μηχανή. Το ενδεικνύμενο έργο W_i (kJ) δίνεται από τη σχέση:

$$W_i = \oint p(V)dV$$

Γραφικά, η παραπάνω σχέση μεταφράζεται σε μέτρηση του εμβαδού που περικλείεται από τους δύο βρόχους που αποτελούν κάθε κύκλο. Η παραπάνω θεωρητική σχέση βεβαίως μπορεί να εφαρμοστεί εφόσον η πίεση είναι μια συνεχής συνάρτηση. Προφανώς, εφόσον χρησιμοποιούνται πειραματικά δεδομένα, η συνάρτηση μας θα αποτελείται από διακριτά σημεία. Επομένως, ο παραπάνω

υπολογισμός θα πραγματοποιηθεί εφαρμόζοντας αριθμητική ολοκλήρωση. Ο κώδικας εφαρμόζει τον κανόνα του τραπεζίου προκειμένου να πραγματοποιήσει αριθμητική ολοκλήρωση στα πειραματικά δεδομένα. Ο κανόνας του τραπεζίου δίνεται από τη σχέση:

$$I = \int f(x)dx = \sum \frac{f(x_{n+1}) + f(x_n)}{2} \cdot (x_{n+1} - x_n)$$

Όπου I: το ορισμένο ολοκλήρωμα της συνάρτησης f, στην περίπτωση αυτό είναι το ενδεικνύμενο έργο W_i

f(x): η εξαρτημένη μεταβλητή, στην περίπτωση αυτή είναι η πίεση του αερίου

x: η ανεξάρτητη μεταβλητή, στην περίπτωση αυτή είναι ο όγκος του αερίου

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών παρουσιάζονται στον πίνακα 2.3

Απο το ενδεικνύμενο έργο ανά κύκλο είναι η δυνατός ο υπολογισμός της μέσης ενδεικνύμενης ισχύος, P_i . Η μέση ενδεικνύμενη ισχύς υπολογίζεται από τη σχέση

$P_i = z \cdot W_i \cdot \frac{n}{120}$. Οι συντελεστές της σχέσης περιγράφονται παρακάτω.

Φορτίο	W_i (kJ)	P_i (kW)
Motored	-0.5014	-25.07
Idle	1.1009	55.045
10%	2.0404	102.02
25%	3.6087	180.435
50%	6.1103	305.515
75%	8.7419	437.095
85%	9.7327	486.635

Πίνακας 2.3: Ενδεικνύμενο Έργο ανά Κύλινδρο και Κύκλο Λειτουργίας και Ενδεικνύμενη Ισχύς

Η μέση ενδεικνύμενη πίεση (Indicated Mean Effective Pressure) μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση $IMEP = W_i / V_{sw}$, όπου V_{sw} ο όγκος εμβολισμού του

κυλίνδρου που υπολογίζεται άμεσα από τη σχέση $V_{sw} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S$ (τα γεωμετρικά

χαρακτηριστικά του κινητήρα είναι γνωστά).

Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον πίνακα 2.4.

Φορτίο	IMEP (bar)
Motored	-1.0392
Idle	2.2815
10%	4.2283
25%	7.4785
50%	12.6625
75%	18.1161
85%	20.1693

Πίνακας 2.4: Μέση Ενδεικνύμενη Πίεση

Στη συνέχεια συγκρίνονται οι τιμές της ενδεικνύμενης ισχύος, με αυτές της πραγματικής εξερχομένης στον άξονα του κινητήρα. Ο μηχανικός βαθμός αποδόσεως η_m υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\eta_m = \frac{b_{mep}}{i_{mep}} = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P}{z \times W_i \times \frac{n}{120}}$$

Όπου:

P: η μηχανική ισχύς του κινητήρα [kW]

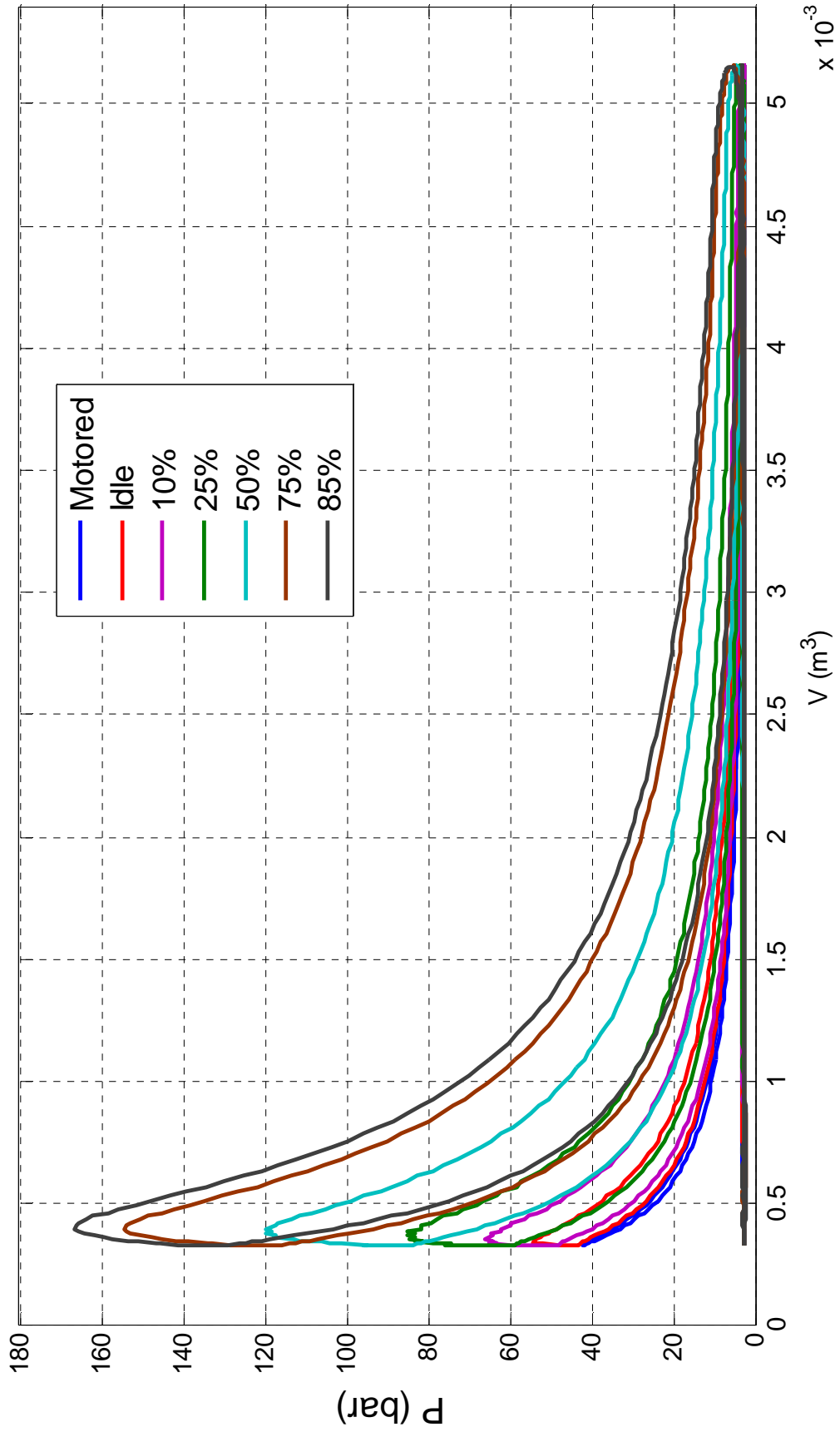
z: ο αριθμός των κυλίνδρων

W_i : το ενδεικνύμενο έργο ανά κύκλο [kJ]

n: η ταχύτητα περιστροφής κινητήρα [rpm]

b_{mep} : η μέση πραγματική πίεση [bar]

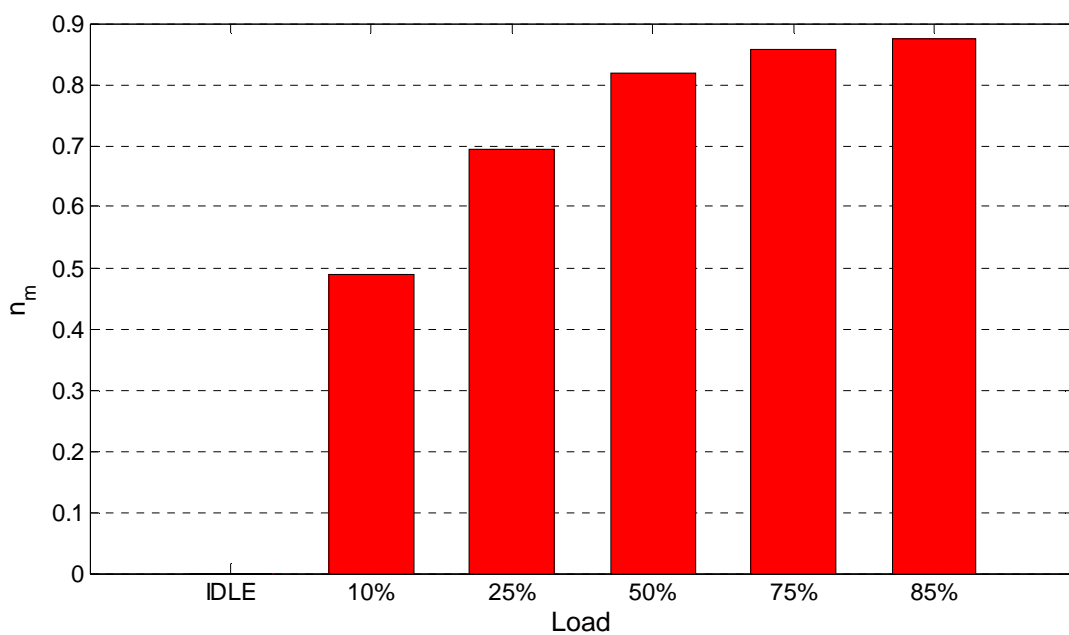
Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης, η_m παρουσιάζεται στο σχήμα 2.4.



Σχήμα 2.3: Διαγράμματα p – v για διάφορα φορτία λειτουργίας

Φορτίο	η_m
Idle	0
10%	0.4901
25%	0.6928
50%	0.8183
75%	0.8579
85%	0.8733

Πίνακας 2.5: Μηχανικός Βαθμός Αποδόσεως ανα φορτίο λειτουργίας



Σχήμα 2.4: Μηχανικός βαθμός απόδοσης σε συνάρτηση με το φορτίο

Από τους παραπάνω υπολογισμούς έχει εξαιρεθεί η motored condition, αφού δεν παράγεται ωφέλιμο έργο, επομένως δεν έχει φυσικό νόημα ο υπολογισμός του συντελεστή η_m . Όπως είναι αναμενόμενο, οι μηχανικές απώλειες παρουσιάζουν ιδιαίτερα μικρή μεταβολή (εφόσον η ταχύτητα του κινητήρα διατηρήθηκε σταθερή), έτσι ώστε να θεωρούνται σταθερές. Επομένως, αυξάνοντας το φορτίο αυξάνεται ταυτόχρονα η σημασία της μηχανικής ισχύος ως προς την ισχύ απωλειών. Είναι απολύτως αναμενόμενη αυτή η μονότονη εξάρτηση του μηχανικού βαθμού αποδόσεως από το φορτίο της μηχανής.

Τέλος, θα υπολογιστεί ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης, χρησιμοποιώντας δεδομένα από τις μετρήσεις που έγιναν για τον υπολογισμό της κατανάλωσης

καυσίμου. Ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης δίνει πληροφορίες για την ποιότητα του θερμοδυναμικού κύκλου καθώς και το πόσο κοντά βρίσκεται ο κύκλος αυτός στον θεωρητικό κύκλο Diesel.

Ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης (indicated efficiency), η_i , υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

Όπου:

η_e : ο ολικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα, που υπολογίζεται βάσει της κατανάλωσης καυσίμου, όπως αυτή δίνεται από τιμές του κατασκευαστή και πειραματικές μετρήσεις

η_m : ο μηχανικός βαθμός απόδοσης, που δίνεται από το λόγο P_e/P_i και υπολογίστηκε στο προηγούμενο στάδιο

Load	Power	η_m	η_e	η_i
%	kW			-
10	50	0.49	-	-
25	125	0.693	0.34501322	0.497855
50	250	0.818	0.39654717	0.484776
75	375	0.858	0.42167822	0.491466
85	425	0.873	0.424449(*)	0.486196
90	450	-	0.42583508	-

(*) υπολογισμός με γραμμική παρεμβολή

Πίνακας 2.6: Υπολογισμός Ενδεικνύμενου Βαθμού Απόδοσης

Παρατηρούμε ότι ο κινητήρας παρουσιάζει μέγιστο βαθμό απόδοσης στην περιοχή 85% - 90% του μέγιστου φορτίου, σε συμφωνία με την προβλεπόμενη θεωρία (βλ. [3]). Σε γενικές γραμμές, με εξαίρεση το φορτίο 10%, η ποιότητα και η προσαρμογή του κινητήρα στον κύκλο diesel είναι σταθερή (η_i σχεδόν σταθερός), ενώ η μεταβολή της συνολικής απόδοσης οφείλεται κυρίως στη μεταβολή του μηχανικού βαθμού απόδοσης, δηλαδή στην αύξηση της παραγόμενης ισχύος, διατηρώντας σχεδόν σταθερή την καταναλισκόμενη λόγω τριβών ισχύ.

Τα παραπάνω αποτελέσματα επομένως συνηγορούν στο γεγονός ότι δεν συνιστάται η χρήση ενός κινητήρα diesel σε πολύ χαμηλά φορτία.

2.5 Υπολογισμός Ιδιοτήτων Εργαζόμενου Μέσου

Από το διάγραμμα $p - v$ είναι δυνατό να εξαχθούν πληροφορίες σχετικές όχι μονάχα με τη μηχανή και την ποιότητα λειτουργίας της, αλλά και με το εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιεί.

Οι διεργασίες της συμπίεσης και της εκτόνωσης του αερίου θεωρούνται μεταβολές που ακολουθούν το νόμο της πολυτροπικής μεταβολής:

$$p \times V^k = \text{const.}$$

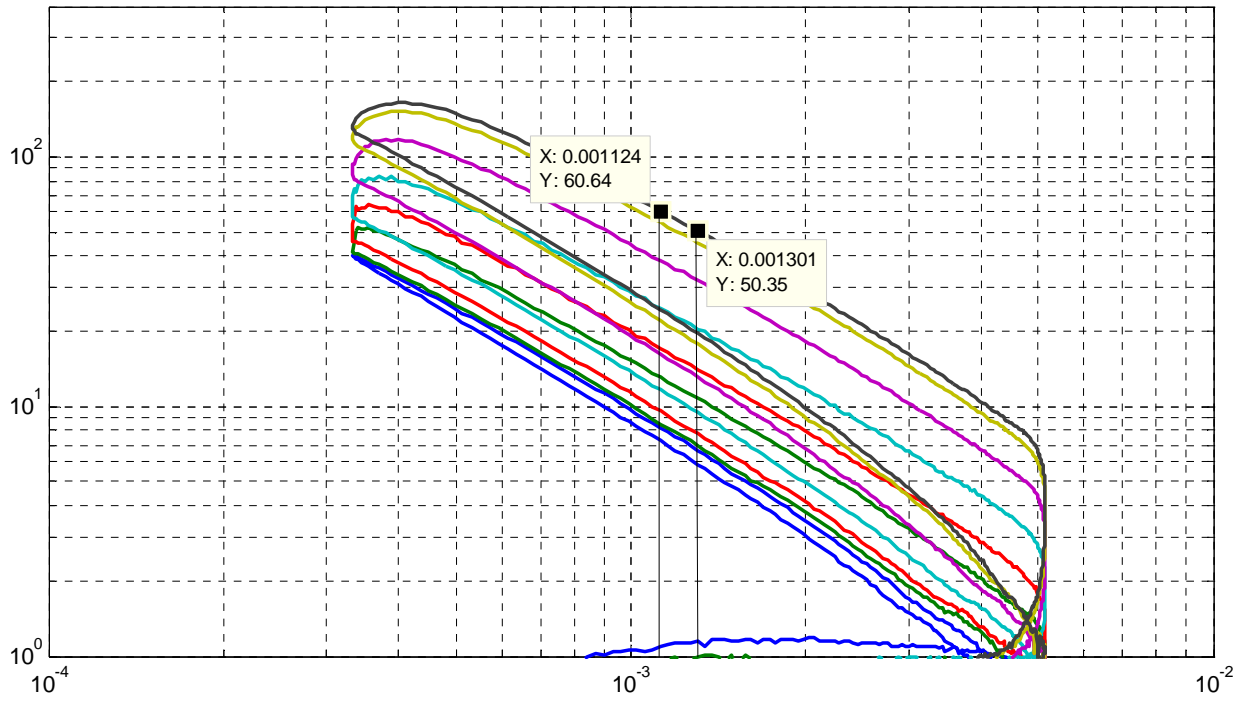
Λόγω της σύντομης σχετικά φύσης αυτών των διεργασιών, μπορούμε να θεωρήσουμε ότι δεν ανταλλάσσει σημαντικά ποσά με το περιβάλλον, επομένως θεωρείται αδιαβατική. Σε αυτή την ειδική περίπτωση έχουμε $k = \gamma$ στην παραπάνω σχέση, όπου $\gamma = c_p / c_v$ σταθερά που εξαρτάται από τις ιδιότητες του αερίου. Χρησιμοποιώντας την παραπάνω σχέση, εξετάζουμε πως μπορεί να υπολογιστεί ο συντελεστής γ σε περίπτωση που έχουμε αδιαβατική μεταβολή με γνωστά τα σημεία (p_1, V_1) και (p_2, V_2) :

$$p_1 \cdot V_1^\gamma = p_2 \cdot V_2^\gamma \Rightarrow \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \Rightarrow \gamma = \frac{\log p_2 - \log p_1}{\log V_1 - \log V_2}$$

Επομένως, σε περίπτωση που ο υπολογισθείς γ συμπίπτει με τις τιμές που προβλέπονται από τη θεωρία για αέρα και καυσαέρια σε θερμοκρασίες λειτουργίας ενός κινητήρα diesel, τότε οι πολυτροπικές μεταβολές τείνουν να μετατραπούν σε αδιαβατικές.

Ο κώδικας έπειτα από τη δημιουργία των διαγραμμάτων $p - v$ είναι σε θέση να υπολογίσει τον συντελεστή γ του αερίου εντός του κυλίνδρου, χρησιμοποιώντας την παραπάνω εξίσωση. Ταυτόχρονα, με γραφικό έλεγχο επιβεβαιώνουμε ότι η επιλογή των αντίστοιχων σημείων (1) και (2) είναι η κατάλληλη ώστε να αντιστοιχούν και τα δύο στην ίδια αδιαβατική διεργασία. Στο σχήμα 2.5 παρουσιάζεται το διάγραμμα $p - v$ με λογαριθμικούς άξονες x και y . Παρατηρούμε ότι τα σημεία που έχουν επιλεγεί για την εκτίμηση του συντελεστή γ αντιστοιχούν για κάθε φορτίο σε θέση του εμβόλου τέτοια ώστε οι ευθείες των διεργασιών συμπίεσης και αποτόνωσης να παραμένουν ευθείες.

Στους πίνακες 2.7 και 2.8 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών του κώδικα για του υπολογισμό του γ .



Σχήμα 2.5: Λογαριθμικό διάγραμμα p (bar) – V (m^3) για διάφορα φορτία

Φορτίο	Κατάσταση Αερίου	Συντεταγμένες	Σημείο 1	Σημείο 2
Idle	Συμπίεση	X	0.001057	0.001265
		Y	9.319	7.25
Idle	Εκτόνωση	X	0.00109	0.001301
		Y	13.63	10.77
10%	Συμπίεση	X	0.001124	0.001301
		Y	9.574	7.805
10%	Εκτόνωση	X	0.001124	0.001301
		Y	17.01	14.09
25%	Συμπίεση	X	0.0005141	0.0005323
		Y	32.7	31.15
25%	Εκτόνωση	X	0.001124	0.001301
		Y	24.75	20.49
50%	Συμπίεση	X	0.000614	0.000636
		Y	38.86	35.08
50%	Εκτόνωση	X	0.001124	0.001301
		Y	38.45	31.91
75%	Συμπίεση	X	0.001265	0.001301
		Y	17.47	16.8
75%	Εκτόνωση	X	0.001124	0.001301
		Y	54.49	45.22
85%	Συμπίεση	X	0.000813	0.000841
		Y	37.97	36.25
85%	Εκτόνωση	X	0.001124	0.001301
		Y	60.64	50.35

Πίνακας 2.7: Τα σημεία (ρ,V) που χρησιμοποιήθηκαν

Φορτίο	Συμπίεση (περίσσεια αέρα)	Εκτόνωση (περίσσεια καυσαερίων)
Idle	1.397559	1.330893
10%	1.396932	1.287861
25%	1.391348	1.291639
50%	1.386659	1.27489
75%	1.37641	1.275153
85%	1.359763	1.271587

Πίνακας 2.8: Αποτελέσματα υπολογισμών γ

Σε αυτό το σημείο κρίνεται σκόπιμο να ελέγξουμε την ορθότητα των παραπάνω υπολογισμών συγκρίνοντας τις υπολογισθείσες τιμές με τυπικές τιμές που αναφέρονται στη βιβλιογραφία ώστε να ελεγχθεί ο ισχυρισμός της αδιαβατικής μεταβολής εντός του κυλίνδρου.

Με βάση το [17], αύξηση της θερμοκρασίας του εργαζόμενου αερίου προκαλεί μείωση του συντελεστή γ . Η θερμοκρασία είναι ανάλογη του φορτίου, είναι αναμενόμενο επομένως με αύξηση του φορτίου να παρατηρηθεί μείωση του συντελεστή γ . Επίσης, είναι αναμενόμενο το αέριο στη φάση της συμπίεσης να παρουσιάσει υψηλότερο συντελεστή γ σε σχέση με τα θερμότερα καυσαέρια στη φάση της αποτόνωσης. Ταυτόχρονα, σύμφωνα με το [2], ο συντελεστής γ για τα καυσαέρια των κινητήρων diesel παίρνει τιμές στην περιοχή 1.25 – 1.35. Τα αποτελέσματα των παραπάνω υπολογισμών συμφωνούν με αυτή την παρατήρηση.

2.6 Συμπεράσματα

Σκοπός του κεφαλαίου αυτού ήταν η μελέτη της λειτουργίας ενός τετράχρονου ναυτικού κινητήρα diesel κατά τη μεταβολή του φορτίου του. Η μελέτη βασίστηκε σε μετρήσεις της πίεσης εντός του κυλίνδρου και στην εξαγωγή θερμοδυναμικών δεδομένων από αυτές.

Όσον αφορά στην ποιότητα της καύσεως, κατά τη μείωση του φορτίου παρουσιάστηκαν αστάθειες. Αυτές οι αστάθειες μεταφράζονται σε έντονες διακυμάνσεις της πίεσης κατά τη διάρκεια της αναφλέξεως και σε μικρότερο βαθμό στο στάδιο της εκτονώσεως του αερίου. Συνεπώς, η συνεχής χρήση του κινητήρα σε σημαντικά μειωμένο φορτίο από αυτό που προδιαγράφεται από τον κατασκευαστή θα πρέπει να αποφεύγεται, καθώς οι διακυμάνσεις μπορούν να οδηγήσουν σε βλάβη των μερών του κινητήρα.

Όσον αφορά στην απόδοση του κινητήρα, κατά τη μείωση φορτίου παρουσιάστηκε σημαντική μείωση του μηχανικού βαθμού απόδοσης. Αυτό σημαίνει ότι παρά τη μείωση της διοχετευόμενης ποσότητας καυσίμου του κινητήρα, μεγαλύτερο μέρος της ενέργειας αυτού καταναλώνεται τελικά για την υπερνίκηση των εσωτερικών τριβών. Τα δεδομένα για τον ολικό βαθμό απόδοσης παρουσιάζουν αύξηση όσο προσεγγίζεται το μέγιστο φορτίο του κινητήρα. Από τους υπολογισμούς προκύπτει

ότι ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης παραμένει σχεδόν σταθερός. Επομένως, σημαντικό ρόλο παίζει η μείωση της σημασίας των μηχανικών απωλειών.

Τέλος, όσον αφορά στην ποιότητα του εργαζόμενου μέσου, οι υπολογισμοί του συντελεστή γ βάσει των μετρήσεων πίεσης έδειξαν ότι οι πολυτροπικές μεταβολές της συμπίεσης και εκτόνωσης των αερίων μπορούν να θεωρηθούν με καλή ακρίβεια αδιαβατικές.

Κεφάλαιο 3^ο: Ανάλυση Καύσης στον Κινητήρα

3.1 Εισαγωγή

Σε αυτό το κεφάλαιο πραγματοποιείται χρήση των δεδομένων πίεσης από τον κινητήρα του ENM με σκοπό την εξαγωγή συμπερασμάτων ως προς την ποιότητα της καύσης που λαμβάνει χώρα κατά τον κύκλο λειτουργίας. Η ανάλυση αυτή βασίζεται στη χρήση των νόμων της θερμοδυναμικής για το σύστημα των αερίων του κυλίνδρου. Η ανάλυση αξιοποιεί αποτελέσματα από τους υπολογισμούς του προηγούμενου κεφαλαίου σχετικά με το εργαζόμενο μέσο του κινητήρα, επομένως ο κώδικας που αναπτύσσεται αποτελεί συνέχεια του κώδικα που χρησιμοποιήθηκε προηγουμένως (βλ. Κεφ.2).

3.2 Ανάλυση Έκλυσης Θερμότητας

Για την ανάλυση του φαινομένου της καύσης στους κινητήρες diesel χρησιμοποιείται η μέθοδος της εκλυόμενης θερμότητας. Πρόκειται για μία μέθοδο μίας ζώνης, δηλαδή μια μέθοδο στην οποία δεν έχουμε διαχωρισμό μεταξύ άκαυστου και καμμένου μίγματος. Αντιθέτως, κατά την ανάλυση αυτή θεωρούμε ότι το μίγμα έχει ομοιόμορφη σύνθεση και θερμοκρασία καθ' όλη την έκταση του στον κύλινδρο. Η προσέγγιση αυτής της μεθόδου αποδεικνύεται αρκετά ακριβής, εξάλλου μια ακριβέστερη μέθοδος θα ήταν σημαντικά πολυπλοκότερη δεδομένου ότι θα έπρεπε να λάβει υπόψη τα σύνθετα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα κατά τη έγχυση και την καύση με φλόγα διάχυσης στον κινητήρα diesel.

Η ανάλυση έκλυσης θερμότητας συσχετίζει την πίεση στον κύλινδρο με τη θέση του εμβόλου δηλαδή τον όγκο του αερίου. Έτσι, είναι δυνατό να μετρήσουμε πως η καύση μεταβάλλει την πίεση των αερίων, πέρα από τις μεταβολές που παρατηρούνται λόγω της συμπίεσης και της αποτόνωσης. Δηλαδή, μετριέται η θερμότητα που προσδίδεται στο αέριο από τη διαδικασία της καύσης. Η ανάλυση που θα πραγματοποιήσουμε βασίζεται στον 1^ο Νόμο της Θερμοδυναμικής για ανοικτό σύστημα, ο οποίος εφόσον δεν έχουμε μεταφορά μάζας λαμβάνει την εξής μορφή:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_i \frac{dH_{oi}}{dt}$$

Η παραπάνω εξίσωση, μπορεί να απλοποιηθεί στην εξής:

$$\delta Q_{hr} = \delta U + \delta W + \delta Q_{ht}$$

Όπου:

δQ_{hr} : η ολική θερμότητα που απελευθερώνεται από το καύσιμο (gross heat released)

δU : η εσωτερική ενέργεια του αερίου

δW : το αποδιδόμενο μηχανικό έργο

δQ_{ht} : η συναλλασσόμενη θερμότητα με τα τοιχώματα του κυλίνδρου

Τα μεγέθη δU και δW μπορούν να αντικατασταθούν από αναλυτικές σχέσεις, θεωρώντας ότι το εργαζόμενο μέσο μας είναι τέλειο αέριο, επομένως ισχύει η καταστατική εξίσωση. Όσον αφορά στο μέγεθος δQ_{ht} , απαιτείται η χρήση μοντέλου μεταφοράς θερμότητας το οποίο να εκτιμά τις απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον διαμέσου του τοιχώματος του κυλίνδρου. Αν αμελήσουμε αυτή την ποσότητα τότε η παραπάνω σχέση μας δίνει την καθαρή εκλυόμενη θερμότητα λόγω καύσης. Με βάση τα παραπάνω, προκύπτει η εξής σχέση:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt}$$

Στην παραπάνω σχέση, όπως φαίνεται, θεωρούμε ότι το εργαζόμενο μέσο είναι τέλειο αέριο, το οποίο κάθε χρονική στιγμή έχει ομοιόμορφη θερμοκρασία T στην οποία αντιστοιχεί μια τιμή για τον συντελεστή $\gamma = c_p / c_v$. Στη ανάλυση που ακολουθεί, θεωρούμε μια σταθερή τιμή για το συντελεστή, με βάση του υπολογισμούς που πραγματοποιήθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο για διάφορα φορτία του κινητήρα. Η θερμοκρασία του αερίου προφανώς παρουσιάζει συνεχή μεταβολή κατά τη διάρκεια του κύκλου, εντούτοις με βάση τις παρατηρήσεις του [1] οι ιδιότητες του αερίου παρουσιάζουν μικρή μεταβολή. Έτσι, το σφάλμα από τη χρήση σταθερού συντελεστή γ θεωρείται αρκετά μικρό, έτσι ώστε να μπορεί να χρησιμοποιηθεί μια σταθερή τιμή.

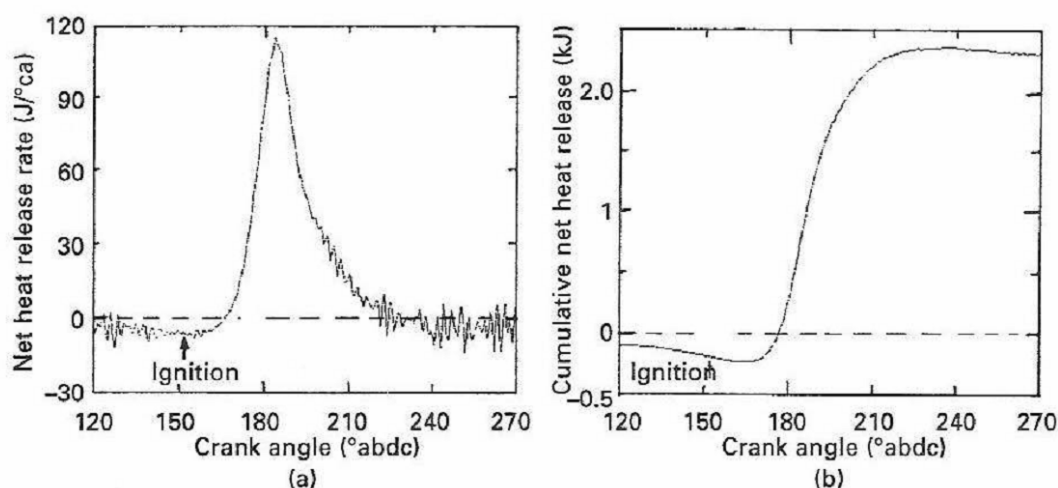
Σημειώνεται επίσης ότι υπάρχει πλήρης αντιστοιχία μεταξύ γωνίας στροφάλου (θ) και χρόνου (t) όταν είναι γνωστή η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής. Στην περίπτωση της μηχανής του ENM, οι μετρήσεις αναφέρονται σε γνωστή και σταθερή ταχύτητα

ίση με $n = 1200$ rpm. Επομένως, η παραπάνω σχέση είναι δυνατό να χρησιμοποιηθεί υπό την εξής μορφή:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta}$$

Ο κώδικας που αναπτύχθηκε στη Matlab® εισάγει τα πειραματικά δεδομένα πίεσης στην παραπάνω σχέση και παράγει τα διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας.

Στο σχήμα 3.1 παρουσιάζεται ένα τυπικό διάγραμμα έκλυσης θερμότητας για βενζινοκινητήρα.



Σχήμα 3.1 Τυπικό Διάγραμμα Έκλυσης Θερμότητας [1]

Το διάγραμμα έκλυσης θερμότητας χρησιμοποιείται για χαρακτηρισμό του φαινομένου της καύσης. Ως εκ τούτου, συνήθως δεν περιλαμβάνει ολόκληρο τον κύκλο του κινητήρα, αλλά εκκινεί ταυτόχρονα με την έγχυση του καυσίμου. Στο διάγραμμα αυτό η γωνία στροφάλου μετριέται σε μοίρες, θεωρώντας ως σημείο αναφοράς (0°) το κάτω νεκρό σημείο του εμβόλου.

Το διάστημα $120^\circ - 150^\circ$ αντιστοιχεί στο διάστημα υστέρησης ανάφλεξης. Στο διάστημα αυτό, το καύσιμο που έχει εγχυθεί στον κύλινδρο απορροφά θερμότητα από τον θερμό συμπιεσμένο αέρα καθώς λαμβάνουν χώρα τα φαινόμενα

σταγονοποίησης, εξάτμισης και διάσπασης των υδρογονανθράκων. Για αυτό το λόγο η καμπύλη ρυθμού έκλυσης θερμότητας λαμβάνει αρνητικές τιμές.

Στη συνέχεια έχουμε ανάφλεξη του καυσίμου. Αρχικά, η θερμότητα που εκλύεται είναι μικρότερη από αυτή που χάνεται προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου, επομένως η καμπύλη παρουσιάζει αρνητικές τιμές. Η καύση όμως του μίγματος που βρίσκεται ήδη μέσα στον κύλινδρο είναι ακαριαία, με αποτέλεσμα να έχουμε ταχεία αύξηση των τιμών της dQ_n/dt . Στους κινητήρες diesel το στάδιο αυτό είναι ταχύτατο, διαρκεί δηλαδή ελάχιστο διάστημα γωνίας στροφάλου. Για αυτό το λόγο, είναι αποδεκτό να θεωρήσουμε ότι έχουμε έναρξη της καύσης (start of combustion, SOC στη βιβλιογραφία) τη στιγμή που η καμπύλη dQ_n / dt τέμνει τον άξονα x. Η ανεξέλεγκτη αυτή καύση που οφείλεται στο προαναμεμιγμένο μίγμα διατηρείται έως ότου η καμπύλη λάβει μια μέγιστη τιμή η οποία εντοπίζεται ελαφρά αργότερα από το ANΣ.

Μετά τις 190°CΑ (δηλαδή μετά τη μέγιστη τιμή της καμπύλης, σχήμα 3.1α) η ένταση της καύσης μειώνεται. Αυτό αποδίδεται στην εξάρτηση της ταχύτητας της καύσης από την «ένταση» της τυρβώδους αναμίξεως του εγχυόμενου καυσίμου με τον αέρα που βρίσκεται μέσα στον κύλινδρο. Η καύση συνεχίζει ταυτόχρονα με την αποτόνωση των αερίων και σταδιακά μειώνεται περαιτέρω η ένταση της.

Κατά την ολοκλήρωση της καύσης, λόγω της υψηλής θερμοκρασίας των αερίων, ο ρυθμός με τον οποίο ανταλλάσσει θερμότητα το καυσαέριο με το περιβάλλον διαμέσου του τοιχώματος είναι συγκρίσιμος με το ρυθμό έκλυσης θερμότητας. Για αυτό το λόγο η καμπύλη τέμνει σε δεύτερο σημείο τον άξονα των x. Το σημείο όπου ολοκληρώνεται η καύση (end of combustion, EOC) θεωρούμε ότι βρίσκεται έπειτα από το σημείο μηδενισμού της καμπύλης.

Ακολουθεί η φάση εναλλαγής των αερίων. Σε αυτό το τμήμα της καμπύλης αναμένουμε μηδενικές τιμές, καθότι δεν λαμβάνουν χώρα φαινόμενα καύσης. Παρατηρούμε ότι η καμπύλη δεν παραμένει αυστηρώς οριζόντια επί του άξονα x, καθότι έχουμε περαιτέρω συναλλαγή θερμότητας των καυσαερίων με τα τοιχώματα κατά την εξαγωγή τους (σε μικρή έκταση όμως). Επίσης, η καμπύλη αποκλίνει από την αναμενόμενη μορφή λόγω της επιρροής του θορύβου (σφάλμα μέτρησης) κατά τις πειραματικές μετρήσεις, ο οποίος αποκτά μεγαλύτερη σημασία σε αυτά τα στάδια όπου η πίεση λαμβάνει χαμηλές τιμές.

Στο σχήμα 3.1b παρουσιάζεται η συνολική ενέργεια που έχει απελευθερωθεί από το καύσιμο από την έναρξη της έγχυσης μέχρι την εκάστοτε γωνία στροφάλου. Η καμπύλη αυτή αποτελεί την παράγουσα της προηγούμενης, επομένως μπορεί να δημιουργηθεί από ολοκλήρωση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Η ενέργεια αυτή, όπως προαναφέρθηκε, ονομάζεται καθαρή εκλυόμενη ενέργεια (net heat released) καθώς δεν περιλαμβάνει τον όρο δQ_{ht} που αναφέρεται στη συναλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον. Εφόσον αυτή μπορεί να υπολογιστεί με βάση κάποιο ακριβές μοντέλο, τότε μπορούμε να υπολογίσουμε την συνολική εκλυόμενη θερμότητα ανά κύκλο (gross heat released). Η ενέργεια αυτή ισούται με τη συνολική θερμογόνο δύναμη του καυσίμου που έχει εγχυθεί. Δηλαδή, ισχύει η εξής σχέση:

$$Q_{ch} = \int_{t_{start}}^{t_{end}} \frac{dQ_{ch}}{dt} \cdot dt = m_f \cdot C.V.$$

Όπου:

m_f : η μάζα του καυσίμου που εγχύεται ανά κύκλο λειτουργίας

C.V.: η κατώτερη θερμογόνος δύναμη του καυσίμου

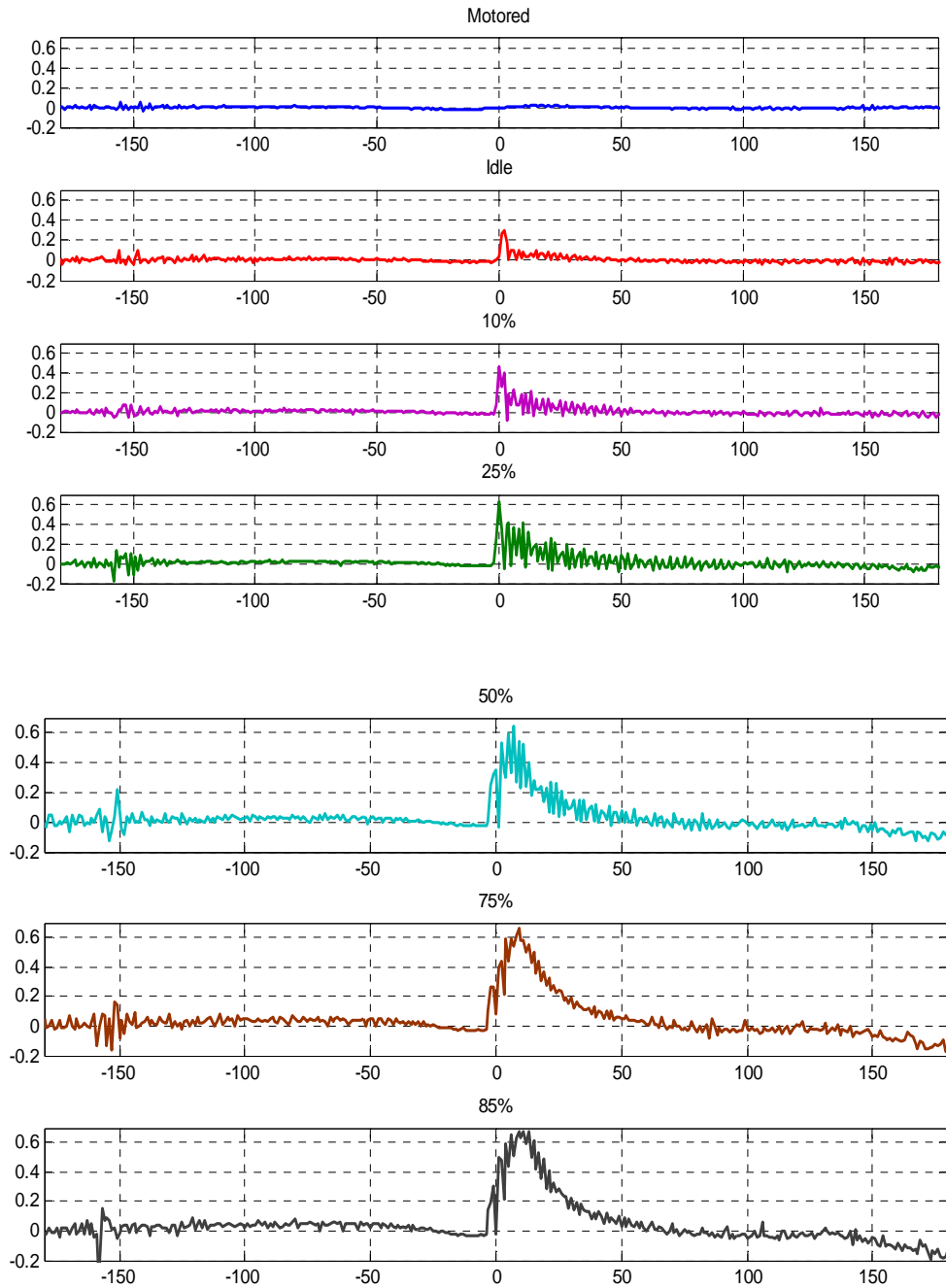
Επομένως, εφόσον είναι γνωστές οι ιδιότητες του καυσίμου και έχουν αναπτυχθεί μοντέλα μεταφοράς θερμότητας, είναι δυνατός ο υπολογισμός της κατανάλωσης καυσίμου (κατά προσέγγιση) μέσω των μετρήσεων πίεσης και της ανάλυσης.

3.3 Παραγωγή διαγραμμάτων HRR από μετρήσεις στην L16/24

Χρησιμοποιώντας τον κώδικα που αναπτύχθηκε στο Matlab[®] παράγονται οι καμπύλες HRR από τις μετρήσεις πίεσης που χρησιμοποιήθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο και αναφέρονται στη μηχανή L16/24 του ENM για λειτουργία σε διάφορα φορτία.

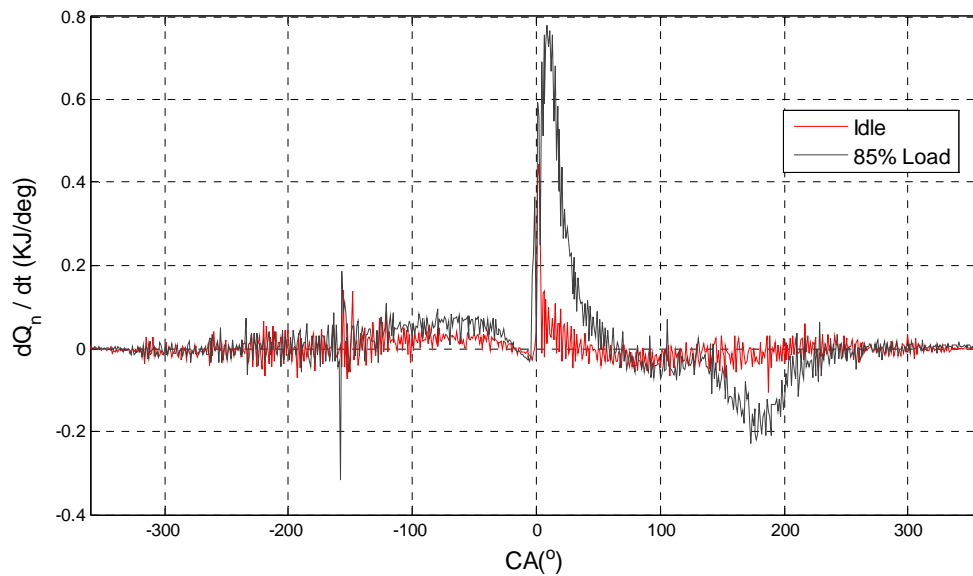
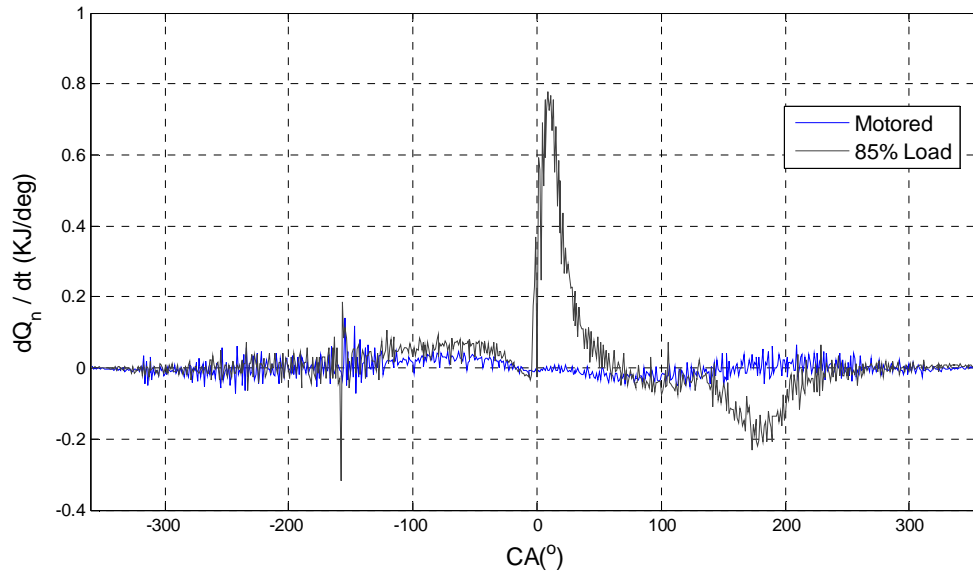
Σημειώνεται ότι ο συντελεστής γ που χρησιμοποιήθηκε για κάθε φορτίο προέρχεται από τους υπολογισμούς του κεφαλαίου 2. Χρησιμοποιήθηκε δηλαδή ο μέσος όρος των τιμών γ για τα στάδια συμπίεσης και αποτόνωσης (βλ. Πίνακα 2.6).

Στο σχήμα 3.2 παρουσιάζονται οι καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας που παρήχθησαν από τις μετρήσεις στον κινητήρα L16/24 για επτά διαφορετικά φορτία. Δεδομένης της μορφής των καμπυλών, είναι αδύνατη η ταυτόχρονη απεικόνιση τους σε διάγραμμα το οποίο να είναι ευανάγνωστο. Για λόγους σύγκρισης, στο σχήμα 3.3 παρουσιάζονται σε κοινό διάγραμμα οι ακραίες καταστάσεις φόρτισης του κινητήρα.



Σχήμα 3.2α - ζ: Διαγράμματα dQ_n / dt (KJ/deg) – CA (deg) για διάφορα φορτία

Από το σχήμα 3.2 παρατηρούμε αρχικά ότι με αύξηση του φορτίου, αυξάνει το μέγιστο που παρουσιάζει η κάθε καμπύλη. Επίσης, αυξάνει το συνολικό εμβαδόν που περικλείει η καμπύλη, κάτι αναμενόμενο αφού με αύξηση του φορτίου αυξάνει η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, άρα η συνολική χημική ενέργεια που απελευθερώνεται σε κάθε κύκλο.



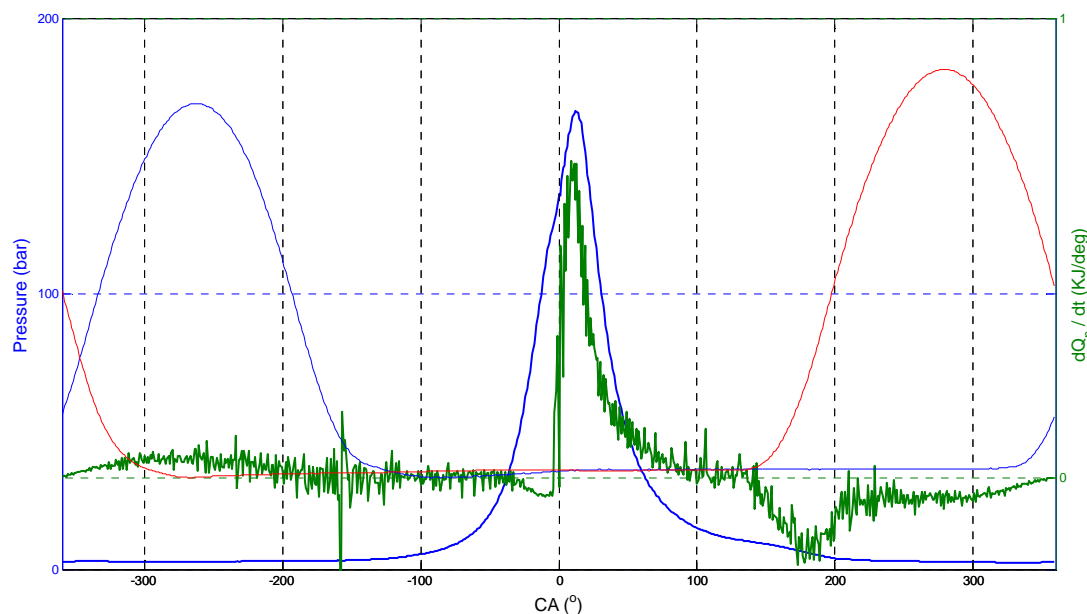
Σχήμα 3.3α,β: Διαγράμματα $dQ_n/dt - CA$ για ακραίες καταστάσεις φόρτισης

Στη συνέχεια εξετάζουμε τα διαγράμματα 3.3α,β. Εξετάζοντας την καμπύλη της κατάστασης motored, είναι εμφανής η απουσία καύσης. Η καμπύλη είναι σχεδόν συμμετρική γύρω από το ANΣ, δηλαδή το εμβαδόν που περικλείει είναι σχεδόν μηδενικό. Το αποτέλεσμα αυτό ήταν αναμενόμενο, αφού στην κατάσταση αυτή δεν έχουμε πρόσδοση θερμότητας (απουσιάζει το καύσιμο).

Ενδιαφέρον παρουσιάζουν τα τμήματα της καμπύλης που αναφέρονται στη φάση της συμπίεσης μέχρι την έγχυση του καυσίμου (-180° έως -25° περίπου). Σε αυτό το

τμήμα, το αέριο συμπιέζεται ενώ ταυτόχρονα απορροφά θερμότητα από τα τοιχώματα που είναι θερμά από τον προηγούμενο κύκλο. Επαναλαμβάνεται ότι οι μετρήσεις της πίεσης προέκυψαν από το μέσο όρο 200 κύκλων κατά τη λειτουργία σε σταθερό φορτίο. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα η κάθε μέτρηση να επηρεάζεται από τις συνθήκες του προηγούμενου κύκλου. Δηλαδή, με αύξηση του φορτίου αυξάνει η συνολική έκταση της καύσης, επομένως έχουμε μεγαλύτερη θερμοκρασία τοιχωμάτων του κυλίνδρου. Έτσι εξηγείται το γεγονός ότι με αύξηση του φορτίου αυξάνει το εμβαδόν που περικλείει η καμπύλη HRR σε αυτό το τμήμα.

Σημαντική διαφοροποίηση παρουσιάζουν οι καμπύλες με αύξηση του φορτίου στο τμήμα $160^\circ - 250^\circ$. Το τμήμα αυτό αναφέρεται σε μικρό βαθμό στο στάδιο της αποτόνωσης των θερμών αερίων αλλά περισσότερο στο στάδιο της εξαγωγής των καυσαερίων από τον κύλινδρο (η εξαγωγή αποτελεί το τμήμα $150^\circ - 420^\circ$ βάσει μετρήσεων της μετατόπισης της βαλβίδας εξαγωγής). Στο τμήμα αυτό παρατηρείται έντονη αύξηση των τιμών της HRR προς τα αρνητικά του άξονα γ , δηλαδή έντονη απώλεια θερμότητας, προφανώς προς το περιβάλλον. Όμοια με την προηγούμενη παρατήρηση, μπορούμε να πούμε ότι η αύξηση του φορτίου συνεπάγεται αύξηση της τελικής θερμοκρασίας των καυσαερίων, επομένως εντονότερη συναλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον.



Σχήμα 3.4: Καμπύλες πίεσης, χρονισμού βαλβίδων & HRR σε φορτίο 85%

Στο σχήμα 3.4 για λόγους σύγκρισης παρουσιάζονται σε κοινό διάγραμμα η πίεση, ο χρονισμός των βαλβίδων (με μπλε χρώμα σημειώνεται η βύθιση της βαλβίδας

εισαγωγής, ενώ με κόκκινο η βύθιση της βαλβίδας εξαγωγής) και ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας. Παρατηρείται πως στο στάδιο της εισαγωγής του αέρα τόσο η πίεση όσο και ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας λαμβάνουν χαμηλές τιμές αφού έχουμε ήπιες μεταβολές στον κύλινδρο. Στη συνέχεια, στην περιοχή του ANΣ όπου ξεκινά το φαινόμενο της καύσης έχουμε έντονη αύξηση της πίεσης και του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας παρουσιάζει μια μικρή καθυστέρηση σε σχέση με την πίεση σε αυτό το σημείο λόγω του χρονικού διαστήματος προετοιμασίας του μίγματος αέρα – καυσίμου. Στο στάδιο της εξαγωγής η πίεση παραμένει σταθερή, αντιθέτως ο ρυθμός έκλυσης δεν ακολουθεί εξίσου σταθερή συμπεριφορά, λόγω της συναλλαγής θερμότητας με τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Σε γενικές γραμμές πάντως μπορεί να παρατηρηθεί ότι έντονες μεταβολές της πίεσης συνεπάγονται υψηλές τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας.

3.4 Εξέταση μορφολογίας καμπυλών HRR

Μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι οι καμπύλες HRR που παρήχθησαν παρουσιάζουν μορφή αντίστοιχη με αυτή των καμπυλών που παρουσιάζονται στη θεωρία. Ταυτόχρονα, διατηρούν τα χαρακτηριστικά σημεία που σχετίζονται με το φαινόμενο της καύσης. Παρόλα αυτά, η μορφή τους συνολικά παρουσιάζει σημαντική απόκλιση αφού δεν αποτελούν λείες καμπύλες (όπως η καμπύλη της πίεσης για παράδειγμα) αλλά παρουσιάζουν έντονη οδοντωτή μορφή με ισχυρές διακυμάνσεις. Αυτό τις καθιστά δυσανάγνωστες, σε περίπτωση που ζητείται να αναλυθεί η συμπεριφορά του κινητήρα με μεγαλύτερη ακρίβεια. Για παράδειγμα, οι συνεχείς διακυμάνσεις είναι δυνατό να μας δώσουν διαφορετικό σημείο τομής της καμπύλης HRR με τον άξονα των x , επομένως να προσδιορίσουμε εσφαλμένα τη γωνία στροφάλου στην οποία έχουμε ανάφλεξη.

Η οδοντωτή αυτή μορφή οφείλεται στη φύση της διαδικασίας υπολογισμού των καμπυλών HRR. Η διαδικασία αυτή παρίσταται από την εξής σειρά:

$$p(\text{bar}) \rightarrow dp / dt(\text{bar} / \text{deg}) \rightarrow dQ_n / dt(\text{KJ} / \text{deg})$$

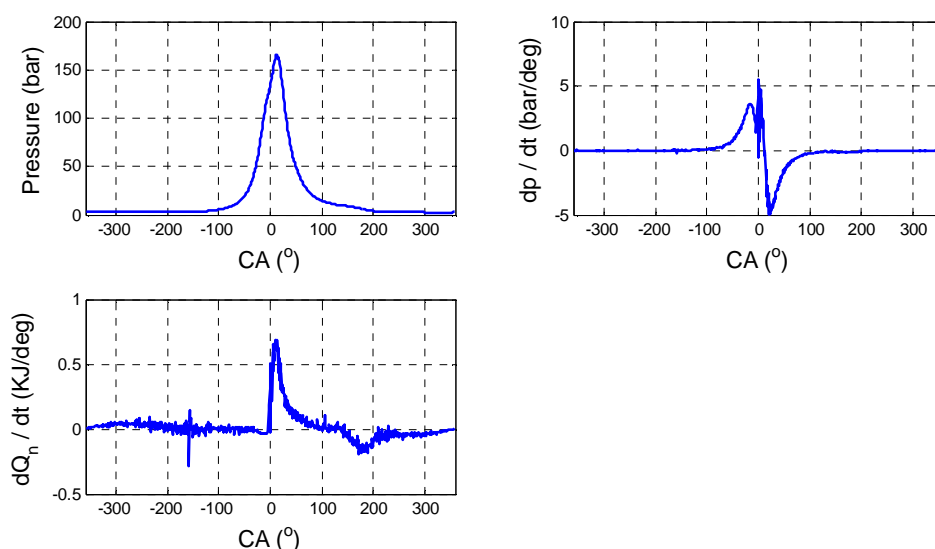
Όπως φαίνεται, αναγκαστικά υπολογίζεται ο ρυθμός μεταβολής της πίεσης. Η διαδικασία που ακολουθείται ονομάζεται αριθμητική παραγωγή, δεδομένου ότι έχουμε διακριτά αποτελέσματα και όχι κάποια συνεχή συνάρτηση. Η αριθμητική

παραγωγή επηρεάζεται άμεσα απο μικρές αποκλίσεις στην τυπική μορφή της καμπύλης πίεσης. Έτσι, ακόμη και ο θόρυβος του μετρητικού οργάνου επί των μετρήσεων πίεσης είναι δυνατό να προκαλέσει έντονες διακυμάνσεις στην καμπύλη ρυθμού μεταβολής της πίεσης.

Για τον λόγο αυτό έγινε προσπάθεια διόρθωσης των καμπυλών έτσι ώστε να παρουσιάζονται με τη σωστή μορφή, δίχως έντονες διακυμάνσεις. Το υπολογιστικό πακέτο Matlab[®] παρέχει τη δυνατότητα εφαρμογής φίλτρων επί των καμπυλών που έχουν παραχθεί. Θα χρησιμοποιηθεί το φίλτρο Savitzky – Golay, το οποίο βασίζεται στην πολυωνυμική παρεμβολή. Η επιλογή του φίλτρου έγινε καθότι είναι ικανό να διατηρεί τις γενικότερες ιδιαιτερότητες μιας καμπύλης, όπως τα ολικά και τοπικά ακρότατα, τα οποία σε αυτή την περίπτωση διαθέτουν ειδικό ενδιαφέρον.

Το φίλτρο εφαρμόστηκε σε κάθε μια απο τις καμπύλες διαδοχικά. Έτσι, διερευνήθηκε εάν είναι προτιμότερο να εξομαλυνθούν τα πειραματικά δεδομένα, επομένως όλα τα διαγράμματα που θα προκύπτουν απο αυτά να είναι ομαλά είτε τα διορθωτικά φίλτρα να εφαρμοστούν μονάχα στο τελικό αποτέλεσμα (δηλαδή στην καμπύλη dQ_n/dt).

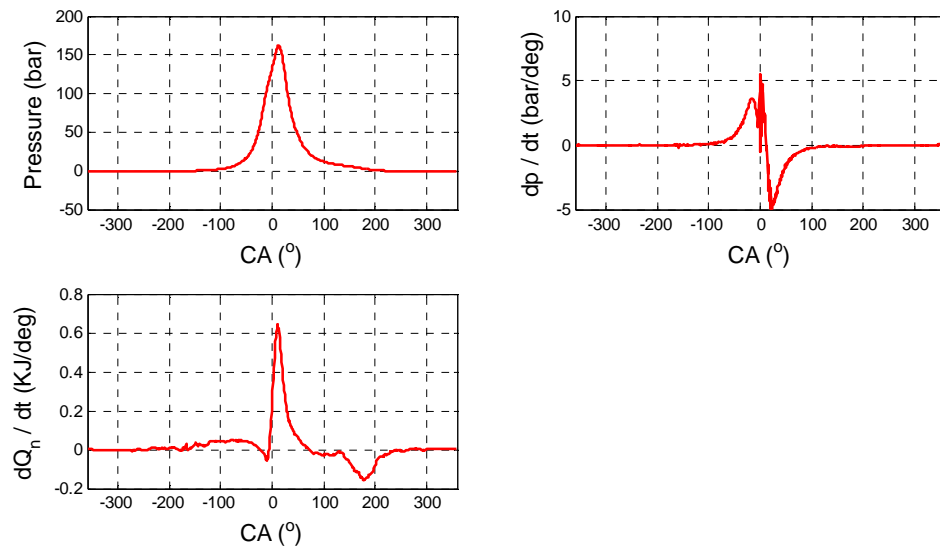
Στο σχήμα 3.5 παρουσιάζονται οι καμπύλες p , dp / dt , dQ_n / dt χωρίς διόρθωση, όπου είναι ορατή η αύξηση των διακυμάνσεων κατά το πέρασμα απο την μια καμπύλη στην άλλη.



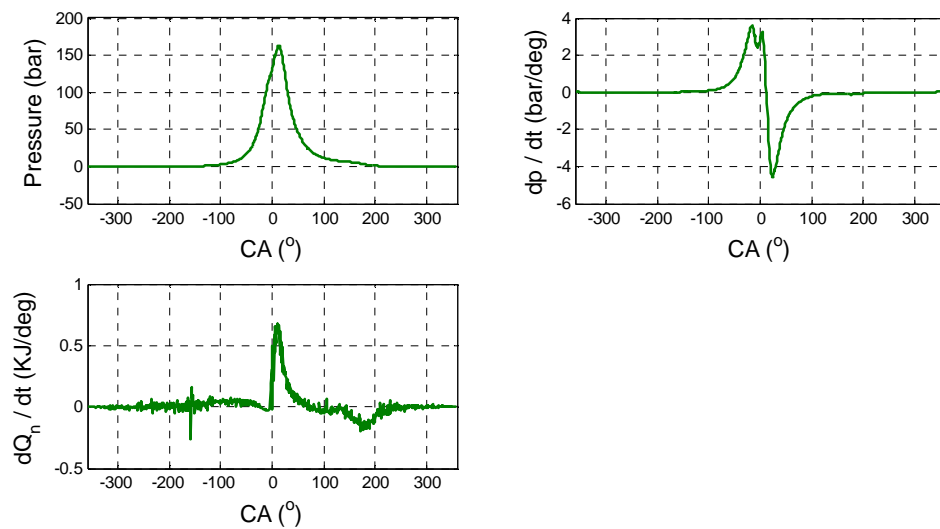
Σχήμα 3.5: Διαγράμματα δίχως εξομάλυνση, φορτίο 85%

Η εφαρμογή του φίλτρου Savitzky – Golay με παραμέτρους (3,21), δηλαδή με παρεμβολή πολυωνύμου 3^{ου} βαθμού και εξάρτηση κάθε σημείου απο τα 21 γειτονικά

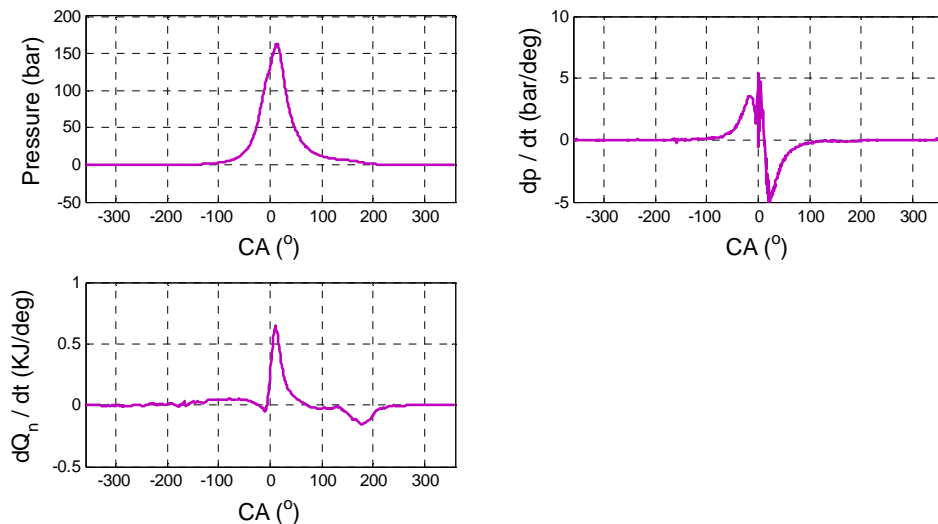
του, φάνηκε ότι μείωσε σε αποδεκτό επίπεδο τις διακυμάνσεις στην καμπύλη της πίεσης χωρίς να επηρεάζουν τα χαρακτηριστικά σημεία της, όπως για παράδειγμα η μέγιστη πίεση. Στα σχήματα 3.6, 3.7, 3.8 παρουσιάζονται γραφικά τα αποτελέσματα των διορθώσεων.



Σχήμα 3.6: Αποτελέσματα ύστερα απο εξομάλυνση της πίεσης (φορτίο 85%)



Σχήμα 3.7: Αποτελέσματα ύστερα απο εξομάλυνση του ρυθμού μεταβολής πίεσης (φορτίο 85%)



Σχήμα 3.8: Αποτελέσματα ύστερα απο εξομάλυνση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας (φορτίο 85%)

Παρατηρούμε ότι τα βέλτιστα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα σχήματα 3.6 και 3.8. Εξαιρώντας την περίπτωση του σχήματος 3.8, όπου έχουμε άμεση διόρθωση των τελικών αποτελεσμάτων για την HRR, παρατηρούμε ότι η εξομάλυνση της καμπύλης της πίεσης οδηγεί σε καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας με πολύ ομαλή μορφή. Η καμπύλη HRR εξαρτάται τόσο απο το μέγεθος της πίεσης όσο και απο το ρυθμό μεταβολής της πίεσης (βλ. σχέση υποκ. 3.2). Είναι αναμενόμενο τα τελικά αποτελέσματα του σχήματος 3.6 να είναι πιο ποιοτικά απο αυτά του 3.7, δεδομένου ότι η εξομάλυνση επηρεάζει τόσο την πίεση όσο και το ρυθμό μεταβολής της, σε αντίθεση με το σχήμα 3.7 όπου εξομαλύνεται ο ρυθμός μεταβολής της πίεσης μονάχα.

Οπτικά, μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι η πίεση επηρεάζει εντονότερα την μορφή της καμπύλης HRR σε σχέση με το ρυθμό μεταβολής της, αφού ομαλή πίεση σε συνδυασμό με μετρίως ομαλό ρυθμό μεταβολής οδηγεί σε ομαλή καμπύλη HRR. Αντιθέτως, μη εξομαλυμένη καμπύλη πίεσης σε συνδυασμό με πολύ ομαλό ρυθμό μεταβολής της δεν οδηγεί σε αρκετά ποιοτικές καμπύλες HRR.

Στο σχήμα 3.9 παρουσιάζονται οι ομαλές πλέον καμπύλες HRR για τα διάφορα φορτία της μηχανής, ακολουθώντας τη μέθοδο του σχ. 3.6, εφαρμόζοντας δηλαδή εξομάλυνση στην καμπύλη της πίεσης.

3.5 Ολοκλήρωση καμπυλών HRR

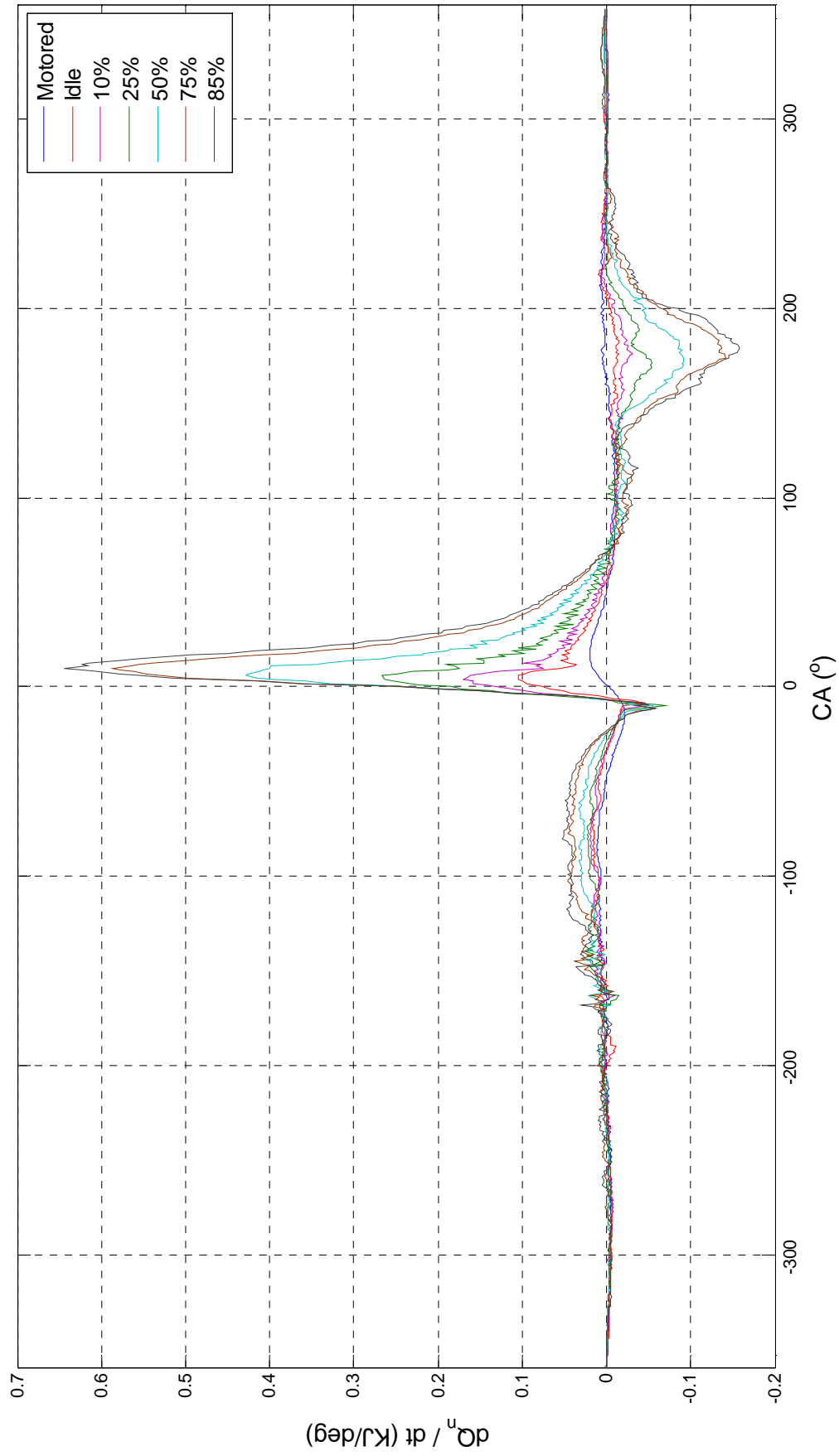
Ο κώδικας στο Matlab[®] υπολογίζει στη συνέχεια μαζί με το ρυθμό έκλυσης θερμότητας, την καθαρή θερμότητα που εκλύεται κατά την καύση (net heat released). Η ολοκλήρωση αυτή πραγματοποιείται στο στάδιο της καύσης, επομένως είναι αναγκαίο να εντοπιστούν η χρονικές στιγμές έναρξης και ολοκλήρωσης της καύσης. Με βάση την ανάλυση που έγινε στο υποκεφάλαιο 3.3, θεωρούμε ότι το στάδιο της καύσης βρίσκεται στο διάστημα -6° έως 110° περίπου.

Τα αποτελέσματα των ολοκληρώσεων παρουσιάζονται στον πίνακα 3.1

Φορτίο	Q_n (KJ / κύκλο)
Motored	-
Idle	1.7645
10%	3.1944
25%	5.7363
50%	9.7157
75%	13.9838
85%	15.644

Πίνακας 3.1: Καθαρή Εκλυόμενη Θερμότητα

Τα αποτελέσματα αυτά δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν άμεσα, δεδομένου ότι αν δεν συνυπολογιστεί η συναλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον δεν έχουν ιδιαίτερη φυσική σημασία. Παρόλα αυτά, επαναλαμβάνεται ότι αν προστεθεί στον κώδικα ένα ακριβές μοντέλο μετάδοσης θερμότητας (δQ_{ht}), τότε μπορεί να δημιουργηθεί ένα αξιόπιστο εργαλείο εμπειρικού υπολογισμού της κατανάλωσης καυσίμου.



Σχήμα 3.9: Καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας για διάφορα φορτία

3.6 Ανάλυση με βάση το κλάσμα καμμένης μάζας

Μία μέθοδος ακόμη που χρησιμοποιείται για τον χαρακτηρισμό της καύσης εντός του κυλίνδρου είναι η ανάλυση με βάση το ποσοστό του καυσίμου που έχει καεί (mass fraction burned). Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται κυρίως στους κινητήρες Otto, δίχως αυτό να αποκλείει τη χρήση της σε κινητήρες Diesel.

Η μέθοδος αυτή υποθέτει ότι η μεταβολή της πίεσης στον κύλινδρο (Δp) εξαρτάται από την μεταβολή στην πίεση που προκαλούν η αλλαγή του όγκου (Δp_v) και η καύση (Δp_c). Αυτή η υπόθεση εκφράζεται από τη σχέση:

$$\Delta p = \Delta p_v + \Delta p_c$$

Στην παραπάνω σχέση, η μεταβολή της πίεσης, Δp , είναι άμεσα υπολογίσιμη από τα πειραματικά αποτελέσματα, η δε πίεση λόγω ογκομεταβολής υπολογίζεται από τις σχέσεις της πολυτροπικής μεταβολής. Υπενθυμίζεται ότι οι συντελεστές των πολυτροπικών μεταβολών των αερίων έχουν υπολογιστεί σε προηγούμενο κεφάλαιο. Η μεταβολή της πίεσης λόγω καύσης για κάθε χρονικό διάστημα από i έως $i+1$ θα δίνεται επομένως από τη σχέση :

$$\Delta p_c = p_{i+1} - p_i \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^k$$

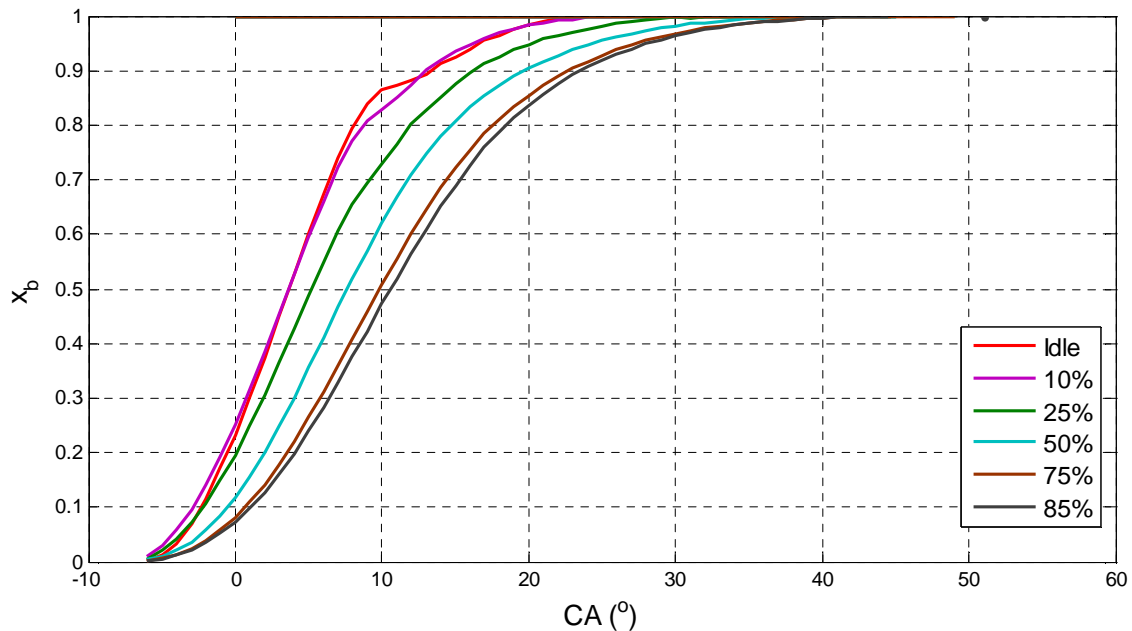
Όμως, η καύση δεν πραγματοποιείται σε σταθερό όγκο, επομένως η μεταβολή της πίεσης λόγω καύσης δεν είναι ευθέως ανάλογη της ποσότητας καυσίμου. Απαιτείται η τιμή αυτή να διορθωθεί (Δp_c^*) με έναν όγκο αναφοράς, σε αυτή την περίπτωση μπορεί να χρησιμοποιηθεί ο επιζήμιος όγκος του κυλίνδρου (V_{cl}):

$$\Delta p_c^* = \Delta p_c \cdot \left(\frac{V_i}{V_{cl}} \right)$$

Επομένως, το κλάσμα μάζας που έχει καεί (Mass Fraction Burned – MFB) μπορεί να υπολογιστεί με βάση την παραπάνω ποσότητα από τη σχέση, όπου $m_{b,i}$ είναι η μάζα καυσίμου που έχει καεί τη χρονική στιγμή i και $m_{b,total}$ η συνολική μάζα καυσίμου που καίγεται σε έναν κύκλο :

$$MFB = x_b = \frac{m_{b,i}}{m_{b,total}} = \frac{\sum_1^i \Delta p_c^*}{\sum_1^N \Delta p_c^*}$$

Στο σχήμα 3.9 παρουσιάζονται οι καμπύλες του κλάσματος καμμένης μάζας που παρήχθησαν με βάση τις πειραματικές μετρήσεις πίεσης, ύστερα από ενσωμάτωση των παραπάνω σχέσεων στον κώδικα του Matlab®.



Σχήμα 3.10: Κλάσμα καμμένης μάζας για διάφορα φορτία

Οι καμπύλες αυτές ονομάζονται και S – curves λόγω της χαρακτηριστικής σιγμοειδούς μορφής τους. Η χρησιμότητά τους έγκειται στη συσχέτιση του φαινομένου της καύσης με το χρόνο, μας δείχνουν δηλαδή σε κάθε χρονική στιγμή πόσο καύσιμο έχει καεί, σε ποσοστιαία μορφή. Έτσι, μπορεί να υπολογιστεί ο συνολικός χρόνος που απαιτείται για κάθε φορτίο έτσι ώστε να καεί ολόκληρη η ποσότητα του καυσίμου που εγχύθηκε καθώς και η σταθερότητα της ταχύτητας καύσης. Οι υπολογισμοί αυτοί μπορούν να αξιοποιηθούν για βελτιστοποίηση του χρονισμού της έγχυσης καυσίμου στη μηχανή για κάθε φορτίο. Οι χαρακτηριστικές περιοχές για κάθε καμπύλη S είναι οι εξής:

- Γωνία 0 – 10%: Ονομάζεται περιοχή ανάπτυξης φλόγας (flame development angle) και αποτελεί το χρονικό διάστημα στο οποίο έχει καεί μια μικρή αλλά σημαντική ποσότητα του καυσίμου που έχει εγχυθεί.
- Γωνία 50%: Ονομάζεται η γωνία όπου έχει καεί το 50% του μίγματος αέρα – καυσίμου.

- Γωνία 10 – 90%: Ονομάζεται περιοχή ταχείας καύσεως (rapid burning angle) και αποτελεί το χρονικό διάστημα στο οποίο καίγεται το μεγαλύτερο μέρος του εγχυόμενου καυσίμου.

Αυτές οι γωνίες μπορούν να υπολογιστούν από το S – curve διάγραμμα και χαρακτηρίζουν χρονικά αλλά και ποιοτικά την καύση.

Ως προς τις S – curves που παρήχθησαν, μπορούμε να σημειώσουμε τα εξής, που αφορούν σε λειτουργία κινητήρα με σταθερή ταχύτητα περιστροφής:

- Αύξηση του φορτίου συνεπάγεται μεγαλύτερη διάρκεια καύσης. Ενώ η έγχυση πραγματοποιείται την ίδια στιγμή για κάθε φορτίο, κάθε καμπύλη αγγίζει τη μονάδα σε διαφορετική γωνία στροφάλου. Αυξάνοντας το φορτίο, δηλαδή την εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου, η γωνία αυτή μετατοπίζεται προς μεγαλύτερες τιμές, αφού απαιτείται περισσότερος χρόνος για καύση της μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου που εγχύθηκε.
- Μείωση του φορτίου συνεπάγεται κάποια αστάθεια στο φαινόμενο της καύσης. Αυτό φαίνεται κατά την μελέτη του τμήματος της καμπύλης που βρίσκεται στο τμήμα $x_b = 0.2 - 0.8$ περίπου. Στο σημείο αυτό η καμπύλη είναι σχεδόν ευθεία αφού έχουμε σημαντική περίσσεια αέρα και η καύση εξαρτάται από την ταχύτητα της ανάμιξης αέρα – καυσίμου η οποία με τη σειρά της εξαρτάται από την τυρβώδη συμπεριφορά του εγχυόμενου καυσίμου. Η κλίση της καμπύλης x_b είναι σταθερή όταν έχουμε σταθερό ρυθμό καύσεως. Παρατηρούμε ότι στα υψηλά φορτία η υπόθεση αυτή είναι αληθής, ενώ στα χαμηλότερα (και κυρίως στα φορτία Idle και 10%) οι καμπύλες παρουσιάζουν κατά τόπους διακυμάνσεις και δεν παραμένουν ευθείες σε όλη τους την έκταση.

3.7 Συμπεράσματα

Στο κεφάλαιο αυτό πραγματοποιήθηκε ανάλυση του φαινομένου της καύσης σε κινητήρα diesel, χρησιμοποιώντας τον 1^ο νόμο της θερμοδυναμικής. Μελετώντας τα διαγράμματα που παράγονται από την ανάλυση εκλυόμενης θερμότητας συμπεραίνονται τα εξής:

Όσον αφορά στο φορτίο, οι μεγαλύτερες θερμοκρασίες που αναπτύσσονται στον κύλινδρο καθώς αυξάνεται η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου οδηγούν σε εντονότερα φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας στα τοιχώματα του κυλίνδρου, τόσο στο στάδιο της συμπίεσης του αέρα εισαγωγής, όσο και κατά την αποτόνωση και εξαγωγή των καυσαερίων.

Η καύση γίνεται ασταθής, εμφανίζονται δηλαδή έντονες διακυμάνσεις της πίεσης που μπορούν να αποδειχθούν επιβλαβείς για τον κινητήρα, καθώς το φορτίο μειώνεται. Αυτό μπορεί να παρατηρηθεί στα διαγράμματα 3.8 και 3.9 όπου οι καμπύλες με μείωση του φορτίου παρουσιάζουν ολοένα και πιο ανώμαλη μορφή.

Η ομαλότητα της καμπύλης των μετρήσεων πίεσης έχει άμεση επίδραση στη μορφή των καμπυλών ρυθμού έκλυσης θερμότητας, η οποία εξαρτάται από την πίεση και από το ρυθμό μεταβολής της πίεσης. Επομένως, η σωστή εξομάλυνση της πίεσης βελτιώνει ταυτόχρονα την καμπύλη της παραγωγής της, με τελικό αποτέλεσμα ευανάγνωστες καμπύλες HRR.

Κεφάλαιο 4^ο: Χαρακτηρισμός λειτουργίας κινητήρα με στατιστική ανάλυση

4.1 Εισαγωγή

Σε αυτό το κεφάλαιο χρησιμοποιείται πλήθος μετρήσεων πίεσης από τον κινητήρα του ENM, με σκοπό το χαρακτηρισμό της συμπεριφοράς του κινητήρα σε κάθε κύκλο. Στα προηγούμενα κεφάλαια χρησιμοποιήσαμε το μέσο όρο των μετρήσεων της πίεσης, έτσι ώστε να μας δίνεται η κατάσταση ενός μηχανικού κύκλου του κινητήρα, ενώ στην παρακάτω ανάλυση θα χρησιμοποιηθούν 200 κύκλοι για κάθε κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα. Σκοπός αυτής της ανάλυσης είναι η μελέτη δύο φαινομένων που λαμβάνουν χώρα στους κινητήρες diesel και μπορούν να προκαλέσουν αβεβαιότητα στις μετρήσεις. Πρόκειται για το φαινόμενο της κυκλικής διασποράς (cyclic variation) όπου η μετρούμενη πίεση διαφέρει από κύκλο σε κύκλο. Ταυτόχρονα έχουμε και το φαινόμενο της διασποράς μεταξύ κυλίνδρων (cylinder variation), δηλαδή τη μέτρηση διαφορετικής πίεσης από κυλίνδρους ίδιας γεωμετρίας. Τα φαινόμενα αυτά λαμβάνουν σημαντική έκταση συνήθως, παρά τις σταθερές ιδιότητες που επιβάλλονται σε κάθε κύκλο (πίεση, θερμοκρασία και γεωμετρία εισαγωγής, ποσότητα και τρόπος έγχυσης καυσίμου, εσωτερική γεωμετρία εμβόλου, ταχύτητα περιστροφής της μηχανής). Επομένως, το φαινόμενο της καύσης σε συνδυασμό με τα υπόλοιπα θερμορυστοδυναμικά φαινόμενα στον κινητήρα εξαρτώνται από πολύ μεγάλο πλήθος παραγόντων, η εξέταση των οποίων ταυτόχρονα είναι αδύνατη, επομένως η στατιστική προσέγγιση κρίνεται ως μια από τις πλέον αποτελεσματικές.

4.2 Θεωρία και Αναφορές

Προτού πραγματοποιηθεί η στατιστική ανάλυση στις μετρήσεις της L16/24 του ENM πραγματοποιήθηκε αναζήτηση βιβλιογραφίας, πρόσφατων κυρίως δημοσιεύσεων σχετικών με τη διασπορά στη λειτουργία των μηχανών εσωτερική καύσης. Έτσι, κατέστη δυνατή η σύγκριση των αποτελεσμάτων της στατιστικής ανάλυσης με άλλα γνωστά και επιβεβαιωμένα στοιχεία και ο έλεγχος για την ορθότητα τους.

Με βάση το [1] έχουμε ότι η διαφοροποίηση ανάμεσα σε διάφορους κύκλους προκαλείται από την κίνηση του μίγματος αέρα, καυσίμου και καυσαερίων που παρέμειναν στον κύλινδρο ταυτόχρονα με την τυχαία και ανομοιόμορφη ανάμιξη τους. Αυτή η κίνηση διαφοροποιείται μεταξύ των κυλίνδρων λόγω του έστρω και σε

μικρό βαθμό διαφορετικού μονοπατιού που ακολουθεί ο αέρας απο το intake manifold του κινητήρα μέχρι τον κύλινδρο. Σε συνδυασμό με τον τρόπο υπερπλήρωσης, που ακολουθεί την μέθοδο παλμών και όχι σταθερής πίεσης, οι διαφοροποιήσεις στο πεδίο ροής των αερίων εντείνονται.

Στο άρθρο [10] πραγματοποιείται ανάλυση 100 κύκλων. Στη συνέχεια υπολογίζεται ο συντελεστής διασποράς της πίεσης για κάθε γωνία στροφάλου. Στο στάδιο της εισαγωγής του αέρα, η διασπορά των μετρήσεων είναι χαμηλή, με ελάχιστη τιμή κατά την χρονική στιγμή όπου κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής. Σημειώνεται ότι στα στάδια εναλλαγής των αερίων, σημαντικό ποσοστό της διασποράς οφείλεται στο θόρυβο του μετρητικού οργάνου που έχει μεγαλύτερη επίδραση στις χαμηλές πιέσεις. Αντιθέτως, στο τμήμα της καύσης παρατηρείται αύξηση του συντελεστή διασποράς, παρά τη μικρότερη επιρροή του θορύβου στις χαμηλές πιέσεις. Επομένως, οι τυχαίοι παράγοντες που καθορίζουν την καύση οδηγούν σε σημαντική διασπορά στο στάδιο αυτό.

Κατά το [10], το spray καυσίμου που χρησιμοποιείται στους κινητήρες diesel, παρά τις εξωτερικά σταθερές συνθήκες που μπορούν να ελεγχθούν (πίεση και παροχή αντλίας καυσίμου, θερμοκρασία και ιξώδες καυσίμου) είναι απίθανο να παρουσιάσει μόνιμη συμπεριφορά. Αυτό οφείλεται σε μεγάλο βαθμό στην τύρβη που εισάγεται στο spray κατά το πέρασμα απο τον εγχυτήρα (ακροφύσιο έγχυσης). Έτσι, η διαδικασία χημικής προετοιμασίας του καυσίμου στον κινητήρα καθώς και η ανάμιξη με τον αέρα ακολουθεί πάντα μια διαφορετική οδό. Έτσι, η καύση μέσα στον κύλινδρο δεν μπορεί ποτέ να είναι η ίδια ανάμεσα σε δύο κύκλους.

Στα [11], [12], [13] εξετάζεται η επίδραση του λόγου αέρα – καυσίμου, της ποσότητας ανακυκλώσιμων καυσαερίων (EGR) και της σύνθεσης του καυσίμου αντίστοιχα ως προς τη διασπορά που προκαλούν. Αυτές οι τρεις διαφορετικές παράμετροι έχουν επίδραση ως προς τη σύνθεση του μίγματος που πρόκειται να καεί και επηρεάζουν την ταχύτητα διάδοσης της φλόγας μέσα στον κύλινδρο. Κοινό συμπέρασμα των άρθρων είναι ότι μεγαλύτερη ταχύτητα φλόγας οδηγεί σε μικρότερη κυκλική διασπορά. Το αποτέλεσμα αυτό φαίνεται λογικό, καθώς υψηλή ταχύτητα φλόγας συνεπάγεται ταχύτερη καύση, επομένως είναι σημαντικά μικρότερο το χρονικό παράθυρο στο οποίο μπορούν να λάβουν χώρα τυχαία γεγονότα. Επομένως, η κυκλική διασπορά εντείνεται σε υψηλούς λόγους αέρα – καυσίμου (χαμηλά φορτία), σημαντικές ποσότητες EGR και χρήση καυσίμων που περιλαμβάνουν «ελαφριά» στοιχεία (π.χ. H_2) σε σημαντικές ποσότητες.

4.3 Στατιστική ανάλυση στην L16/24

Η στατιστική ανάλυση που ακολουθεί βασίζεται σε μετρήσεις πίεσης που πραγματοποιήθηκαν στον πειραματικό κινητήρα του ENM για τέσσερα διαφορετικά φορτία, 25%, 50%, 75% και 90%. Χρησιμοποιήθηκαν μετρήσεις απο 200 κύκλους για κάθε φορτίο για τη μελέτη της κυκλικής διασποράς. Αξίζει να σημειωθεί ότι στον πειραματικό κινητήρα του εργαστηρίου είναι εγκατεστημένος μόνο ένας αισθητήρας πίεσης και αυτός βρίσκεται στον κύλινδρο 1. Λόγω της πολυπλοκότητας της διαδικασίας εγκατάστασης ενός τέτοιου αισθητήρα σε άλλο κύλινδρο της μηχανής, αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθούν οι μετρήσεις απο τον κύλινδρο 1, για πέντε διαφορετικές ημέρες, ώστε να προσομοιωθεί η λειτουργία του αισθητήρα σε πέντε διαφορετικούς κυλίνδρους. Η παραδοχή αυτή έγινε για αυτό το τμήμα μόνο της εργασίας αυτής και πιο συγκεκριμένα για την ανάπτυξη του μοντέλου για τον υπολογισμό της διασποράς της λειτουργίας των κυλίνδρων (cylinder variation) της μηχανής. Συνεπώς, στην ανάλυση που ακολουθεί οι “πέντε διαφορετικοί κύλινδροι” που μελετώνται προέρχονται στην ουσία απο τις μετρήσεις στον κύλινδρο 1 που ελήφθησαν σε πέντε διαφορετικές ημέρες, όπως φαίνεται στον πίνακα 4.1:

Όνομα	Ημερομηνία Μέτρησης
Cylinder 1	19/2/2010
Cylinder 2	3/3/2010
Cylinder 3	8/3/2010
Cylinder 4	12/3/2010
Cylinder 5	15/3/2010

Πίνακας 4.1: Ονοματολογία Μετρούμενων Κυλίνδρων

Η στατιστική ανάλυση που ακολουθεί μελετά τα ακόλουθα τρία μεγέθη τα οποία χαρακτηρίζουν την ποιότητα της καύσης: Μέση ενδεικνύμενη πίεση ($i_{\text{μερ}}$) ανά κύκλο, μέγιστη πίεση στον κύκλο (p_{max}) και γωνία στροφάλου στην οποία παρουσιάζεται η μέγιστη πίεση ($CA_{p_{\text{max}}}$).

Η επεξεργασία και στατιστική ανάλυση των μετρήσεων πραγματοποιήθηκε χρησιμοποιώντας κώδικα που αναπτύχθηκε στο υπολογιστικό πακέτο Matlab[®]. Ο κώδικας υπολογίζει σε κάθε κύκλο το μέσο ενδεικνύμενο έργο απο το διάγραμμα $p - v$ και απο αυτό προκύπτει η μέση ενδεικνύμενη πίεση. Ταυτόχρονα, για κάθε κύκλο

εντοπίζει τη μέγιστη τιμή της πίεσης που παρουσιάζεται και την καταγράφει μαζί με την αντίστοιχη γωνία στροφάλου.

Για κάθε μέγεθος υπολογίζεται η μέση τιμή (mean value, μ), η τυπική απόκλιση του (standard deviation, σ) και ο συντελεστής διακύμανσης αυτού (coefficient of variance, COV). Τα στατιστικά αυτά μεγέθη περιγράφονται απο τις εξής σχέσεις:

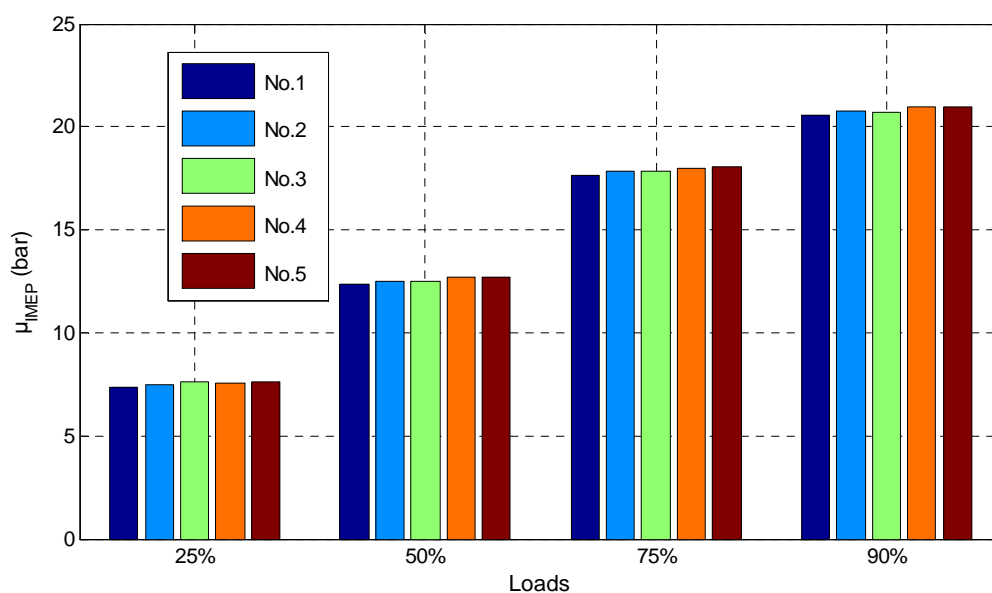
$$\mu = \frac{1}{200} \sum_{i=1}^{200} x_i$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{199} \sum_{i=1}^{200} (x_i - \mu)^2}$$

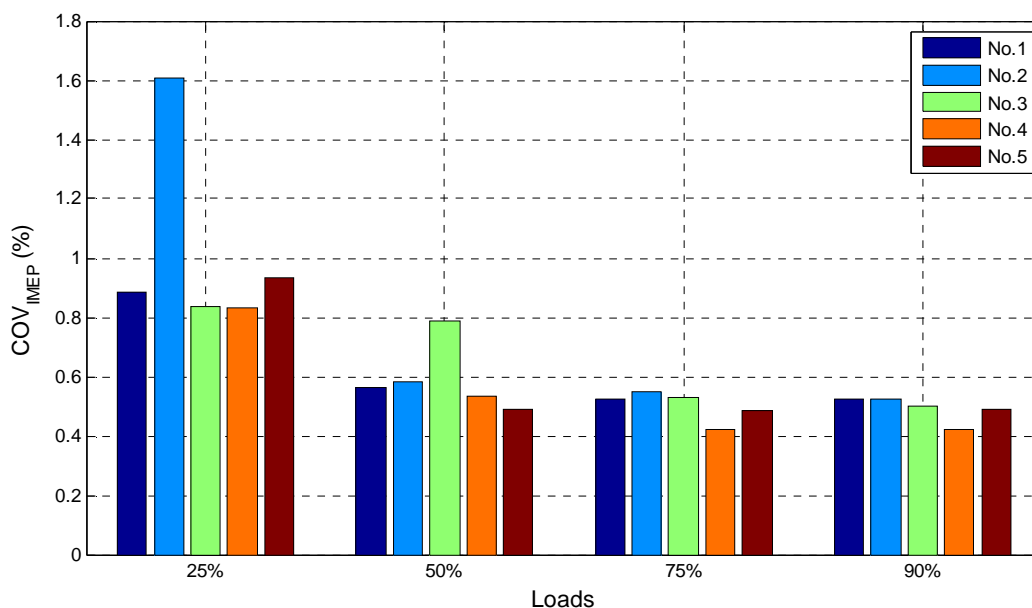
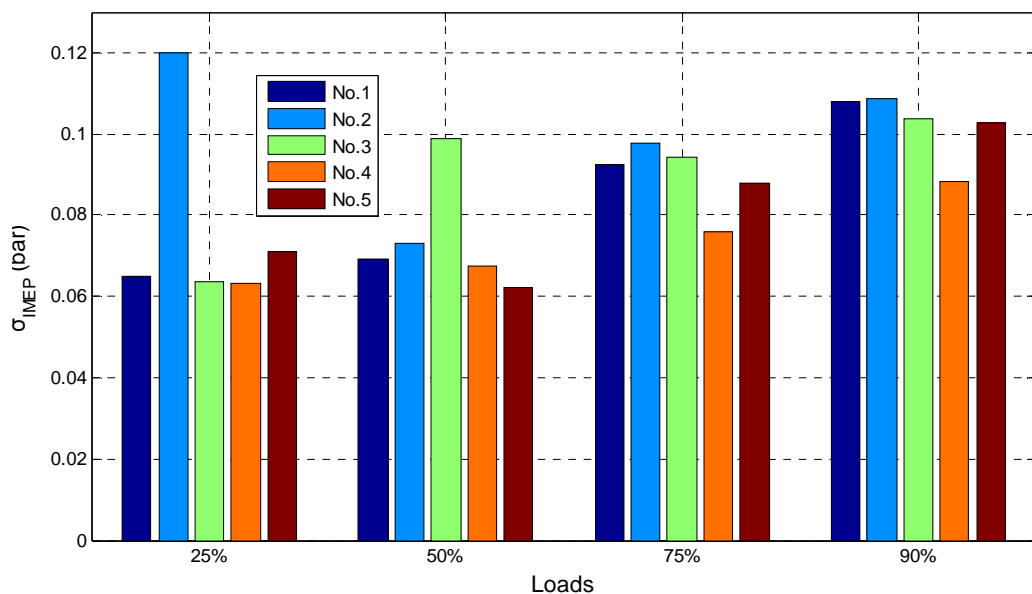
$$COV = \frac{\sigma}{\mu} \times 100\%$$

Η σύγκριση μεταξύ διαφορετικών φορτίων συνεπάγεται τιμές διαφορετικής τάξης μεγέθους, ειδικά για τα μεγέθη που αναφέρονται στην πίεση. Επομένως, για την ορθή σύγκριση ανάμεσα στα φορτία θα χρησιμοποιηθεί ο συντελεστής διακύμανσης, COV, ο οποίος είναι αδιάστατος και επομένως απαλλαγμένος απο τη διαφοροποίηση που προκαλείται λόγω της εκάστοτε χρησιμοποιούμενης μονάδας μέτρησης.

Στο σχήμα 4.1α, β, γ παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της στατιστικής ανάλυσης για την ενδεικνυόμενη μέση ενεργό πίεση (indicated mean effective pressure).



Σχήμα 4.1α: Στατιστική ανάλυση μέσης ενδεικνυόμενης πίεσης

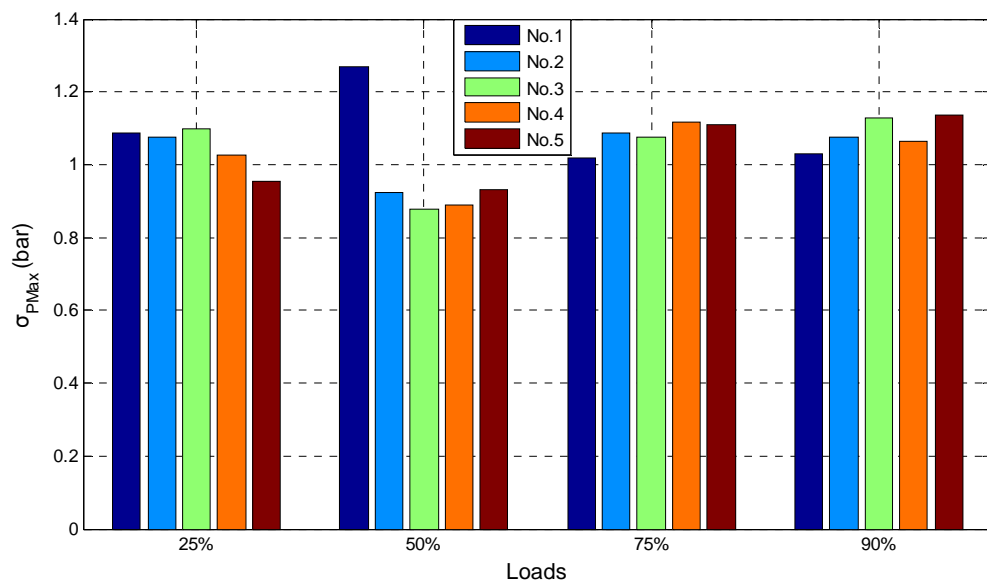
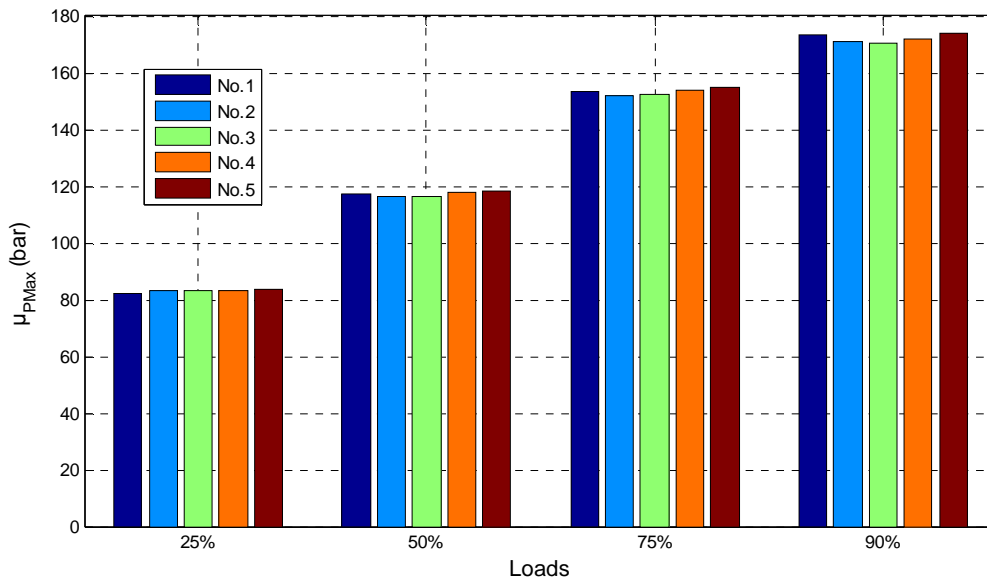


Σχήμα 4.1β, γ: Στατιστική ανάλυση μέσης ενδεικνύμενης πίεσης

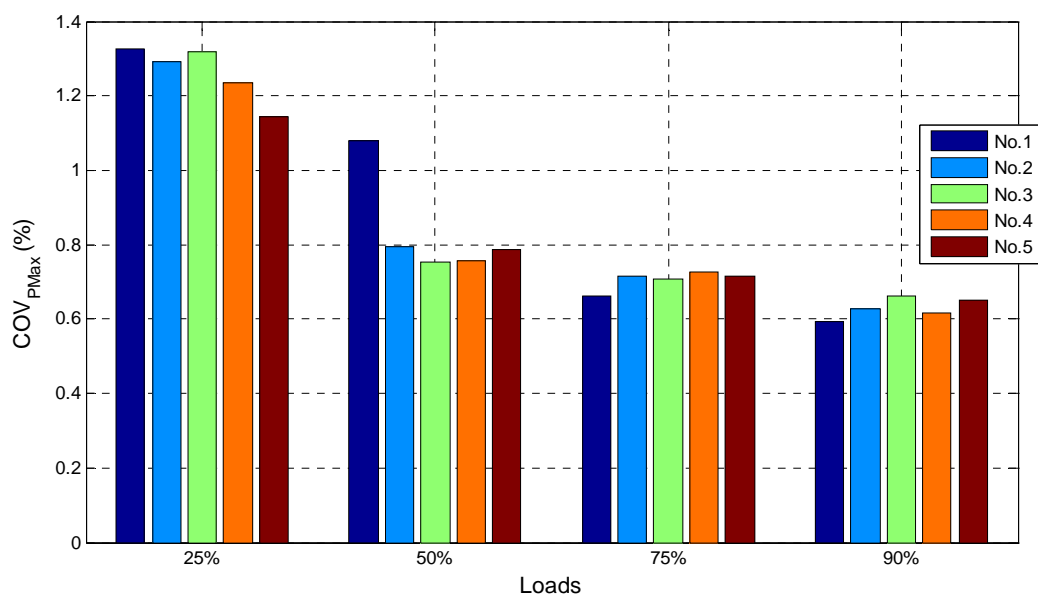
Παρατηρούμε ότι με την αύξηση του φορτίου έχουμε ομοιόμορφη αύξηση της μέσης τιμής της i_{MEP} , ένα αποτέλεσμα αναμενόμενο καθότι αυξάνεται η ισχύς του κινητήρα. Ταυτόχρονα, έχουμε αύξηση της τυπικής απόκλισης, σε πολύ μικρό βαθμό (0.06 bar \rightarrow 0.1bar), ενώ αν συγκριθούν παραπλήσια φορτία, η τυπική απόκλιση παραμένει σχεδόν σταθερή. Αυτό σημαίνει, ότι με αύξηση του φορτίου, δηλαδή της μέσης τιμής, η επίδραση της διασποράς μειώνεται, λόγω της καλύτερης καύσης.

Δηλαδή, ουσιαστική μεταβολή παρουσιάζουν οι τιμές στον παρονομαστή του συντελεστή διακύμανσης μονάχα, επομένως η συμπεριφορά της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης σταθεροποιείται όσο αυξάνει το φορτίο του κινητήρα.

Στη συνέχεια ακολουθεί η αντίστοιχη ανάλυση για τη μέγιστη πίεση που παρουσιάζεται σε κάθε κύκλο. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο σχήμα 4.2α, β, γ.



Σχήμα 4.2 α, β: Στατιστική ανάλυση μέγιστης πίεσης



Σχήμα 4.2 γ: Στατιστική ανάλυση μέγιστης πίεσης

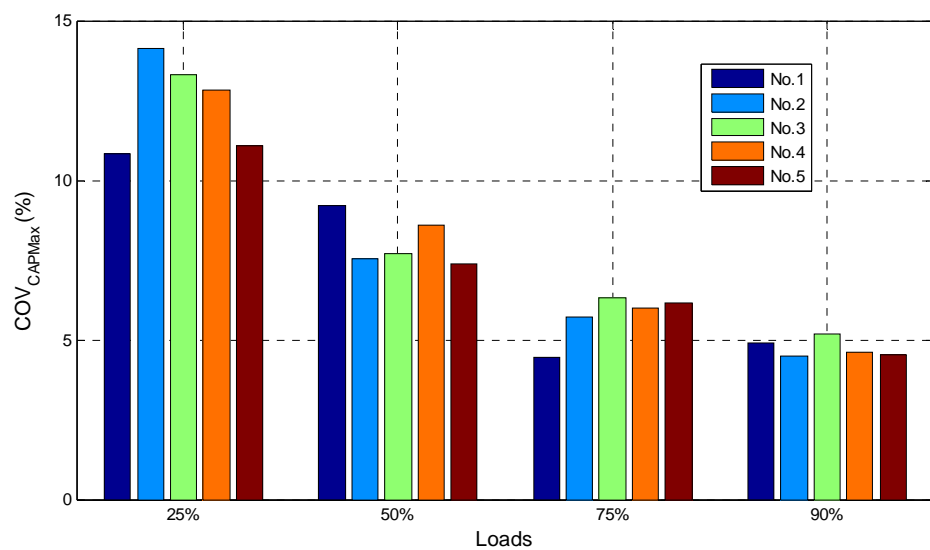
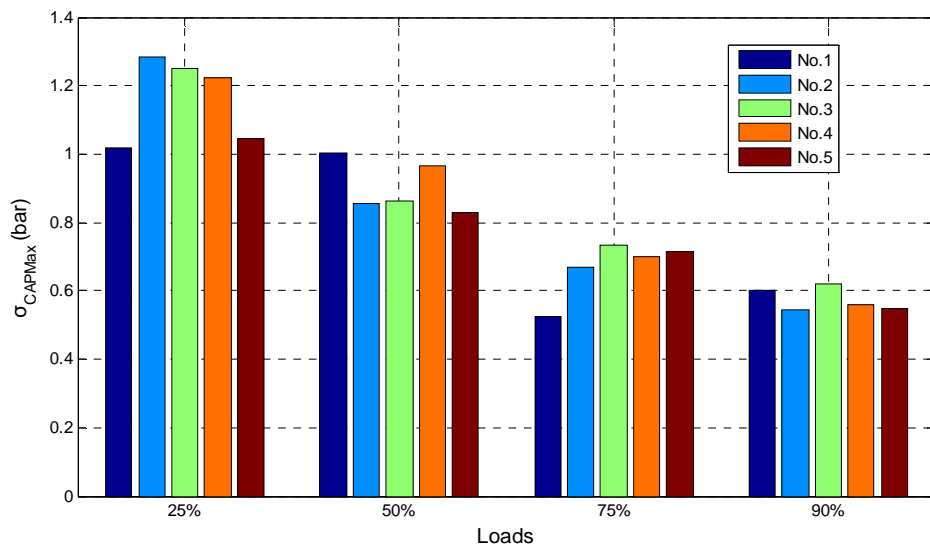
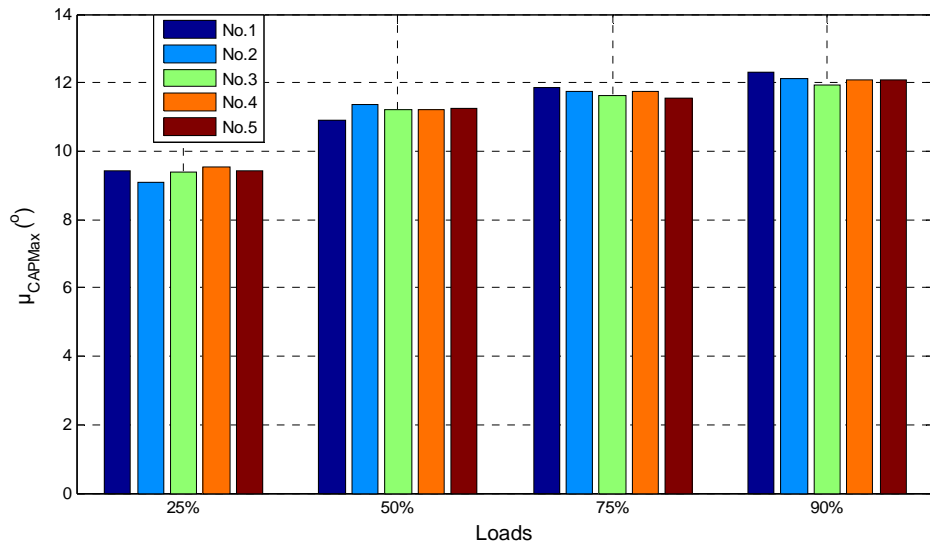
Όπως με την ανάλυση της i_{max} , η μέση τιμή της μέγιστης πίεσης αυξάνει με ομοιόμορφο τρόπο όσο αυξάνουμε το φορτίο του κινητήρα. Η τυπική απόκλιση μένει πρακτικά σταθερή, ανεξάρτητη του φορτίου δηλαδή. Σε κάθε περίπτωση όμως λαμβάνει πολύ μεγαλύτερες τιμές από τις αντίστοιχες της i_{max} . Αυτό οφείλεται στο γεγονός, ότι η μέγιστη πίεση στον κύλινδρο εξαρτάται άμεσα από τις πολύ έντονες μεταβολές της καύσης, επομένως τα φαινόμενα που παρουσιάζονται είναι δυναμικά και συνεπώς διαφορετικά από κύκλο σε κύκλο. Η μέγιστη πίεση μετριέται σε μια «περιοχή» (φάση) στον κύκλο όπου η καύση βρίσκεται σε εξέλιξη. Συνεπώς, διάφορα ανεξέλεγκτα φαινόμενα (όπως η εξάτμιση καυσίμου, η μίξη αέρα – καυσίμου, η ταχύτητα της φλόγας) λαμβάνουν χώρα. Για αυτό το λόγο ο συντελεστής διακύμανσης της μέγιστης πίεσης είναι υψηλότερος από τον αντίστοιχο της i_{max} , στον υπολογισμό της οποίας επηρεάζουν και τα άλλα στάδια του κύκλου (εισαγωγή και εξαγωγή) όπου οι διακυμάνσεις της πίεσης είναι σαφώς πολύ πιο ήπιες.

Τέλος, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της στατιστικής ανάλυσης για τη γωνία στροφάλου στην οποία μετριέται η μέγιστη πίεση ανά κύκλο (σχήμα 4.3α, β, γ).

Παρατηρούμε σταδιακή αύξηση της μέσης τιμής της γωνίας στροφάλου με το φορτίο. Το αποτέλεσμα αυτό συμφωνεί με τη θεωρία, δεδομένου ότι με την αύξηση του φορτίου αυξάνεται η εγχυόμενη στον κύλινδρο ποσότητα καυσίμου. Επομένως, αυξάνεται η διάρκεια της καύσης και συνεπώς μετατοπίζεται η γωνία όπου μετριέται

η μέγιστη πίεση. Ταυτόχρονα, η τυπική απόκλιση μειώνεται. Αυτή η παρατήρηση βρίσκεται σε συμφωνία με τα συμπεράσματα της ανάλυσης HRR, όπου παρατηρήθηκε αστάθεια στο φαινόμενο της καύσης όσο μειώνεται το φορτίο της μηχανής. Η σταθερότητα καύσης επιβεβαιώνεται και από τα παραπάνω σχήματα, αφού σε υψηλότερα φορτία, η καύση παρουσιάζει πιο ομοιόμορφη συμπεριφορά έτσι ώστε να παρουσιάζει σταθερότερη σχέση με τη γωνία στροφάλου. Έτσι, παρατηρείται σημαντική μείωση του συντελεστή διακύμανσης της γωνίας μέγιστης πίεσης με αύξηση του φορτίου.

Στο σχήμα 4.6 εξετάζεται η διακύμανση της στροφαλογωνίας μέγιστης πίεσης. Η γωνία αυτή εξαρτάται σημαντικά από το χρονισμό του συστήματος έγχυσης καυσίμου, η ρύθμιση του οποίου γίνεται με βάση τη βέλτιστη απόδοση του κινητήρα. Απόκλιση από αυτή τη ρύθμιση έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου. Επομένως, μεγάλη διακύμανση της γωνίας μέγιστης πίεσης προϋποθέτει λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλό σχετικά βαθμό απόδοσης. Ο συντελεστής διακύμανσης της γωνίας μέγιστης πίεσης αν και λαμβάνει σχετικά υψηλές τιμές (σε ορισμένες περιπτώσεις ξεπερνάει το 10 %) παρουσιάζει σταδιακή μείωση με αύξηση του φορτίου, οπότε αναμένουμε υψηλότερο βαθμό απόδοσης του κινητήρα σε υψηλότερα φορτία (βλ. Κεφ.5 σχετικά με την κατανάλωση καυσίμου).

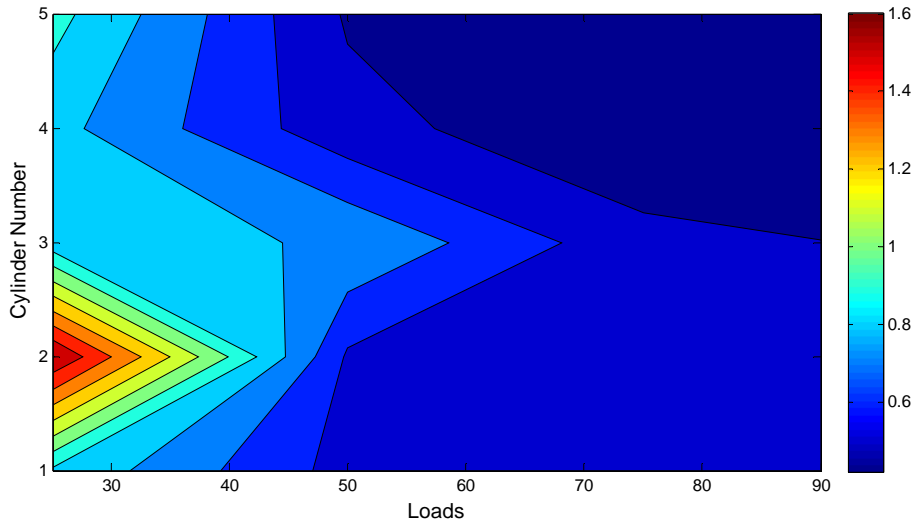


Σχήμα 4.3α, β, γ: Στατιστική ανάλυση γωνίας μέγιστης πίεσης

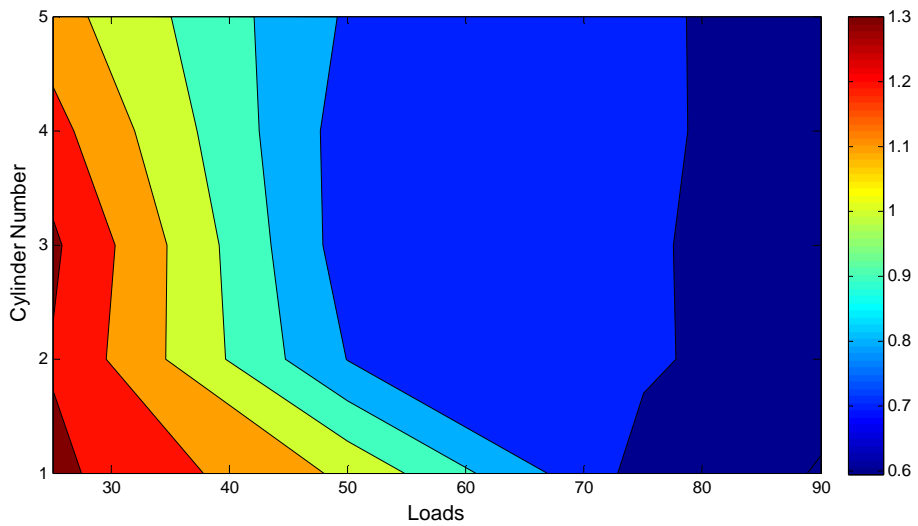
Γενικώς, δεν υπάρχουν σαφώς καθορισμένα μέγιστα όρια για τις τιμές της διακύμανσης σε ένα κινητήρα. Ωστόσο, απο τη βιβλιογραφία εντοπίστηκαν ορισμένες μέγιστες τιμές οι οποίες επιτρέπουν μια τυπική σύγκριση των αποτελεσμάτων του κινητήρα του ENM σε σχέση με άλλους κινητήρες. Στο [2] γίνεται αναφορά σε κινητήρες οχημάτων, όπου ο συντελεστής διακύμανσης της $i_{\text{μερ}}$ πρέπει να είναι μικρότερος από 10% έτσι ώστε να είναι δυνατός ο χειρισμός του οχήματος. Σε διαφορετική περίπτωση, η έντονη διακύμανση της ροπής θα προκαλούσε σημαντικά προβλήματα λειτουργικότητας. Στην περίπτωση του κινητήρα L16/24, παρατηρούνται διακυμάνσεις πολύ μικρότερης τάξης (~0.6%) στη χειρότερη δυνατή περίπτωση, δηλαδή σε λειτουργία του ασταθέστερου κυλίνδρου στο χαμηλότερο φορτίο, παρουσιάζεται μέγιστη τιμή ίση με 1.6%, επομένως η ροπή στο συγκεκριμένο κινητήρα παράγεται με πολύ σταθερό ρυθμό. Επίσης, ένα εμπειρικό όριο που αναφέρεται στη μέγιστη τυπική απόκλιση τιμών πίεσης για ναυτικούς κινητήρες diesel είναι ίσο με 5 bar [14], επομένως η λειτουργία της L16/24 θεωρείται πολύ σταθερή σε όλα τα φορτία, λαμβάνοντας υπόψη αυτό το όριο.

Σχετικά με τη μέγιστη πίεση, στη στατιστική ανάλυση του [10] ο συντελεστής διακύμανσης της πίεσης κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λαμβάνει τις τιμές 3 % – 12 %. Σημειώνεται ότι οι μεγαλύτερες τιμές παρουσιάστηκαν στα στάδια της καύσης. Σε σχέση με αυτές τιμές, φαίνεται ότι η L16/24 παρουσιάζει πολύ σταθερή συμπεριφορά ως προς τη μέγιστη πίεση, αφού ο συντελεστής διακύμανσης δεν ξεπερνάει σε καμία περίπτωση την τιμή 1.32 %.

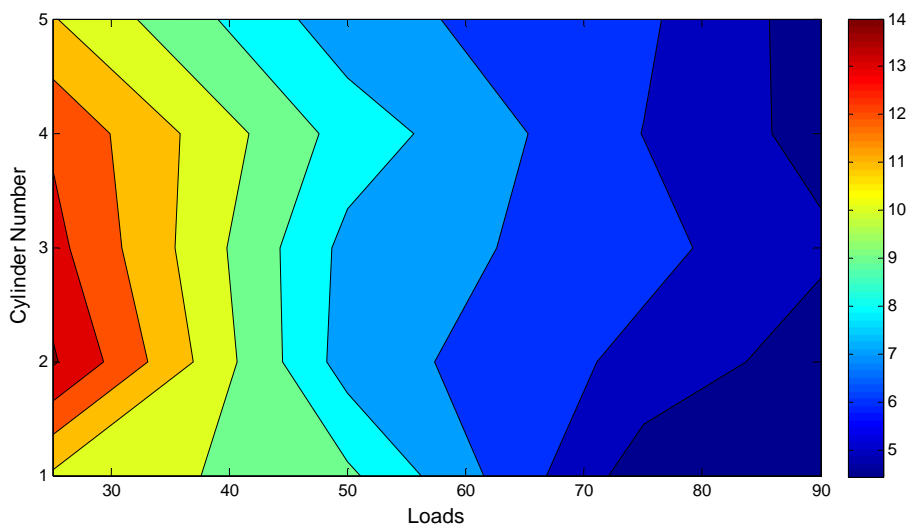
Στα σχήματα 4.4, 4.5 και 4.6 παρουσιάζονται σε μορφή χάρτη τα αποτελέσματα των σχημάτων 4.1, 4.2 και 4.3 αντίστοιχα. Σε αυτά χαρακτηρίζεται η λειτουργία όλων των κυλίνδρων σε κάθε φορτίο. Στόχος αυτών των χαρτών είναι να δοθεί μια συγκεντρωτική εικόνα για τη λειτουργία όλων των κυλίνδρων μιας μηχανής στα διάφορα φορτία ώστε να μπορεί να διαγνωστεί εύκολα τυχόν προβληματική λειτουργία κάποιου κυλίνδρου.



Σχήμα 4.4: Συντελεστής διασποράς μέσης ενδεικνύμενης πίεσης - COV_{IMEP}



Σχήμα 4.5: Συντελεστής διασποράς μέγιστης πίεσης - $COV_{P_{MAX}}$



Σχήμα 4.6: Συντελεστής διασποράς γωνίας της μέγιστης πίεσης - $COV_{CAP_{MAX}}$

4.4 Συμπεράσματα

Στο κεφάλαιο αυτό έγινε ανάλυση του φαινομένου της καύσης στους κυλίνδρους του κινητήρα MAN L16/24 του ENM, χρησιμοποιώντας στατιστική ανάλυση, σε αντίθεση με τις αναλυτικές μεθόδους του κεφαλαίου 3. Αναλύθηκε η συμπεριφορά του κινητήρα σε τέσσερα διαφορετικά φορτία και για τους πέντε κυλίνδρους. Οι μετρήσεις χρησιμοποιήθηκαν για την ανάλυση τριών χαρακτηριστικών μεγεθών: της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης, της μέγιστης πίεσης και της γωνίας στροφάλου όπου εμφανίζεται η μέγιστη πίεση. Ύστερα απο την ανάλυση και τη μελέτη των αντίστοιχων διαγραμμάτων, παρατηρείται ότι η μηχανή παρουσιάζει γενικά μια πολύ σταθερή συμπεριφορά, ειδικά στα υψηλότερα φορτία της. Μια τέτοια ανάλυση μπορεί να εντοπίσει τυχόν προβλήματα στη λειτουργία ενός κινητήρα και πιο συγκεκριμένα τον κύλινδρο αυτό απο τον οποίο δημιουργούνται αυτά τα προβλήματα.

Κεφάλαιο 5^ο: Μετρήσεις εν πλω

5.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό περιγράφεται η ανάλυση μετρήσεων πίεσης οι οποίες λήφθηκαν σε πλοίο της ελληνικής ακτοπλοΐας. Η διεξαγωγή των μετρήσεων πραγματοποιήθηκε με αφορμή την ανάπτυξη και δοκιμαστική χρήση του νέου φορητού συστήματος μετρήσεων πίεσης και ισχύος του ENM (βλ. [15]). Οι μετρήσεις ελήφθησαν στα πλαίσια ερευνητικού προγράμματος σε συνεργασία με την πλοιοκτήτρια εταιρία. Η ανάλυση που θα πραγματοποιηθεί είναι παρόμοια με του κεφαλαίου 4, δηλαδή θα είναι στατιστικής φύσεως.

5.2 Το πλοίο

Οι πειραματικές μετρήσεις έλαβαν χώρα στο ταχύπλοο Ε/Γ – Ο/Γ Speedrunner 3 της εταιρίας Aegean Speed Lines. Τα κύρια χαρακτηριστικά του πλοίου παρουσιάζονται στον πίνακα 5.1, το πλοίο απεικονίζεται στο σχήμα 5.1

Tonnage	4465 GT
Deadweight	340 Tons
Length	100.40 meters
Beam	17.00 meters
Height	10.70 meters
Draught	4.60 meters
Installed power	4 × Ruston V20RK 270
Propulsion	4 × KaMeWa 112F11 waterjets
	combined 27500 kW
Speed	34 knots (65 km/h) service speed
	38 knots (74 km/h) maximum speed
Capacity	800 passengers
	145 cars
	6 busses

Πίνακας 5.1: Χαρακτηριστικά Speedrunner 3

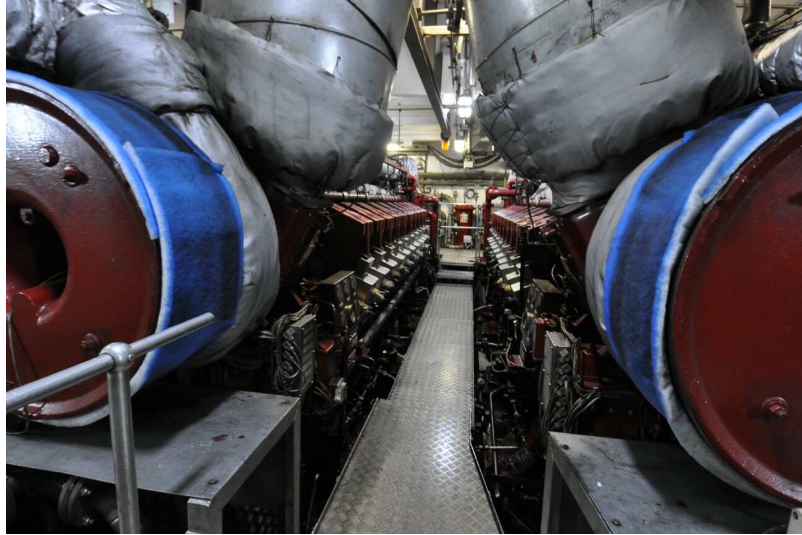


Σχήμα 5.1: Speedrunner 3

Το πλοίο διαθέτει τέσσερις κύριες μηχανές Ruston RK270 για τις ανάγκες της πρόωσης του. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά των μηχανών παρατίθενται στον πίνακα 5.2, παρουσιάζονται δε στο σχήμα 5.2.

Τύπος	Υπερπληρωμένος τετράχρονος κινητήρας Diesel
Αριθμός Κυλίνδρων	20
Διάταξη	V (πλευρές A και B)
Όγκος Εμβολισμού (lt)	20 x 17.5
Διάμετρος Εμβόλου (mm)	270
Διαδρομή Εμβόλου (mm)	305
Μήκος Διωστήρα (mm)	609.6
Λόγος συμπίεσης	12.3 : 1
Πίεση Υπερπλήρωσης (bar)	2.5

Πίνακας 5.2: Χαρακτηριστικά κινητήρα RUSTON V20RK270



Σχήμα 5.2: Οι δύο εκ των τεσσάρων μηχανές Ruston V20RK270

Η διεξαγωγή των μετρήσεων πραγματοποιήθηκε κατά τη διάρκεια του τυπικού δρομολογίου του πλοίου, στις 07.07.2011. Κατά την κανονική πορεία του πλοίου με σταθερή ταχύτητα λήφθηκαν μετρήσεις πίεσης από τους είκοσι κυλίνδρους της μηχανής No.2. Ταυτόχρονα, στον άξονα του κινητήρα ήταν εγκατεστημένοι οι αισθητήρες μέτρησης της ταχύτητας και ροπής στον άξονα. Οι δύο αυτοί αισθητήρες, που αποτελούν το σύστημα μέτρησης ισχύος του ENM, έλαβαν μετρήσεις τόσο κατά την κανονική πορεία του πλοίου, όσο και κατά τη διάρκεια των χειρισμών και όρμησης του πλοίου στα διάφορα λιμάνια.

5.3 Διαδικασία μέτρησης

Σχετικά με τη μέτρηση της ισχύος στον άξονα του κινητήρα, χρησιμοποιήθηκε το φορητό σύστημα μετρήσεων του ENM. Αναλυτικές πληροφορίες σχετικά με τη λειτουργία του συστήματος αυτού αναφέρονται στο [15].

Σχετικά με τη μέτρηση της πίεσης, χρησιμοποιήθηκε το φορητό σύστημα Fuchs® του ENM, το οποίο αποτελείται από τον πιεζοηλεκτρικό αισθητήρα Kistler 6613, ο οποίος συνδέεται απευθείας με φορητό Η/Υ, ο οποίος διαθέτει ειδικές πλακέτες ταχείας λήψης δεδομένων, καθώς και εξειδικευμένο λογισμικό για την άμεση αποθήκευση και επεξεργασία τους.

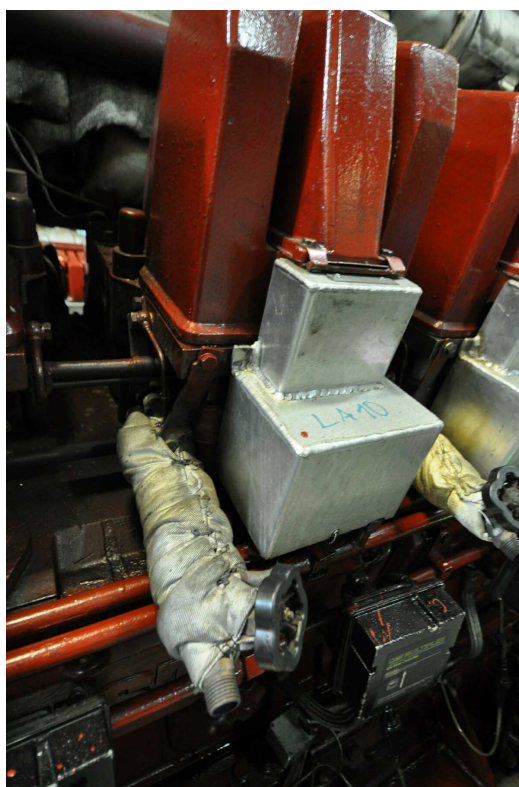
Ο αισθητήρας πίεσης δεν τοποθετείται στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Αντιθέτως, όπως οι περισσότεροι ναυτικοί κινητήρες diesel, κάθε κύλινδρος διαθέτει αρσενικό προσαρμογέα (adaptor) ο οποίος επικοινωνεί με το εσωτερικό του κυλίνδρου μέσω ενός μικρού αγωγού (indicator cock). Ο αγωγός αυτός διαθέτει επαρκές μήκος έτσι ώστε το άκρο του να βρίσκεται στο εξωτερικό του κινητήρα και να είναι εύκολη η πρόσβαση σε αυτό. Η διάμετρος του είναι κατάλληλα επιλεγμένη ώστε να μην μεταβάλλει ουσιαστικά τον επιζήμιο όγκο του κυλίνδρου. Στο άκρο του έχει διαμορφωμένο σπείρωμα, έτσι ώστε να μπορεί να τοποθετείται στεγανά (χωρίς απώλειες) ο θηλυκός προσαρμογέας μέσα στον οποίο βρίσκεται ο αισθητήρας πίεσης.

Αυτή η οδός μέτρησης της πίεσης του κυλίνδρου παρέχει εξαιρετική ευκολία για γρήγορη μέτρηση σε όλους τους κυλίνδρους, αφού δεν απαιτεί επέμβαση στο σώμα ή στην κεφαλή των κυλίνδρων του κινητήρα. Εντούτοις, κακή συντήρηση ή βλάβη στο indicator cock μπορεί να προκαλέσει σημαντικά σφάλματα στη μέτρηση της πίεσης λόγω σύνθετων ακουστικών φαινομένων που λαμβάνουν χώρα ή και από ένα απλό φράξιμο του αγωγού από επικαθήσεις (deposits). Αυτά τα σφάλματα μπορούν να μεταφραστούν σε μεταβολή τόσο του εύρους του pressure trace όσο και της γενικότερης μορφής του.

Στο σχήμα 5.3 φαίνεται το φορητό σύστημα μετρήσεων Fuchs® του ENM που χρησιμοποιήθηκε εν πλω. Στο σχήμα 5.4 φαίνεται ο αγωγός indicator cock του κυλίνδρου B1, ενώ στο σχήμα 5.5 φαίνεται ο πιεζοηλεκτρικός αισθητήρας του συστήματος, τοποθετημένος στον κύλινδρο B6.



Σχήμα 5.3: Το φορητό σύστημα μετρήσεων πίεσης



Σχήμα 5.4: Χαρακτηριστική μορφή indicator cock



Σχήμα 5.5: Λήψη μετρήσεων πίεσης μέσω του indicator cock

Οι μετρήσεις της πίεσης έλαβαν χώρα όταν το πλοίο βρισκόταν σε κανονική πορεία. Τη συγκεκριμένη ημέρα, ο κινητήρας λειτούργησε στο 94% του μέγιστου φορτίου του και με ταχύτητα περιστροφής 940 RPM.

Χρησιμοποιώντας τη μονάδα, λήφθηκαν απο κάθε κύλινδρο μετρήσεις χρονικής διάρκειας αντίστοιχης με 350 κύκλους του κινητήρα. Στη συνέχεια, υπολογίστηκε η μέση τιμή των κύκλων αυτών για κάθε κύλινδρο ξεχωριστά.

5.4 Ανάλυση Μετρήσεων

Στα σχήματα 5.6α,β παρατίθενται τα διαγράμματα πίεσης για κάθε ομάδα κυλίνδρων (δηλαδή των πλευρών A & B της διάταξης V), όπως προέκυψαν απο τον υπολογισμό του μέσου κύκλου για τον καθένα.

Για το χαρακτηρισμό του κάθε κυλίνδρου χρησιμοποιήθηκαν αυτές οι μετρήσεις στη στατιστική ανάλυση που αναπτύχθηκε στο κεφάλαιο 4.

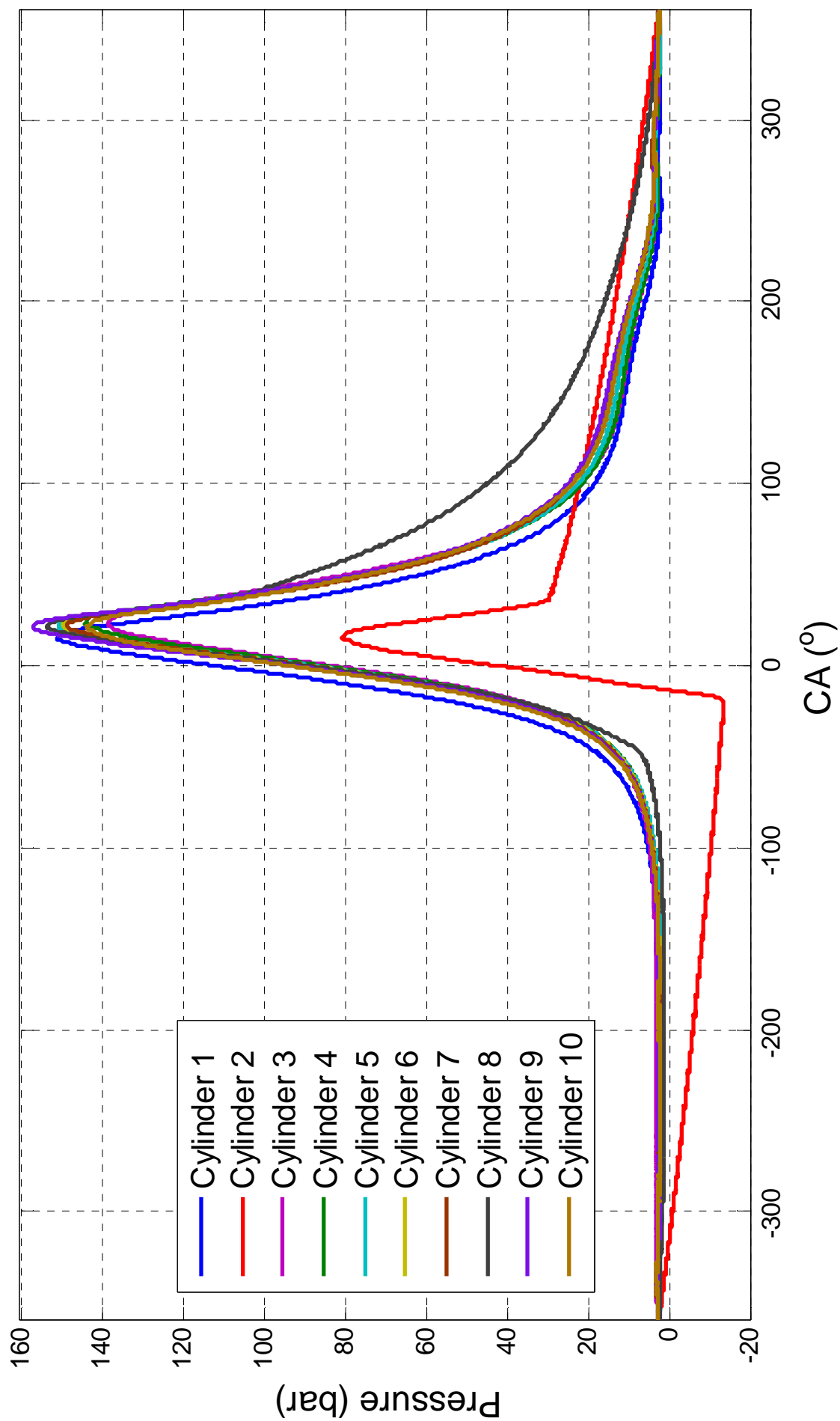
Για κάθε κύλινδρο συγκρίθηκαν τα μεγέθη της μέγιστης πίεσης, γωνίας μέγιστης πίεσης και της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης και υπολογίστηκαν η μέση τιμή, η τυπική απόκλιση και ο συντελεστής διασποράς.

Στο σχήμα 5.7α φαίνεται η σχετική απόκλιση της μέγιστης πίεσης των κυλίνδρων και στον πίνακα 5.3 οι αντίστοιχοι υπολογισμοί των στατιστικών μεγεθών (μ , σ , COV). Είναι εμφανές ότι ο κύλινδρος A2 παρουσιάζει σημαντική απόκλιση από τους υπόλοιπους.

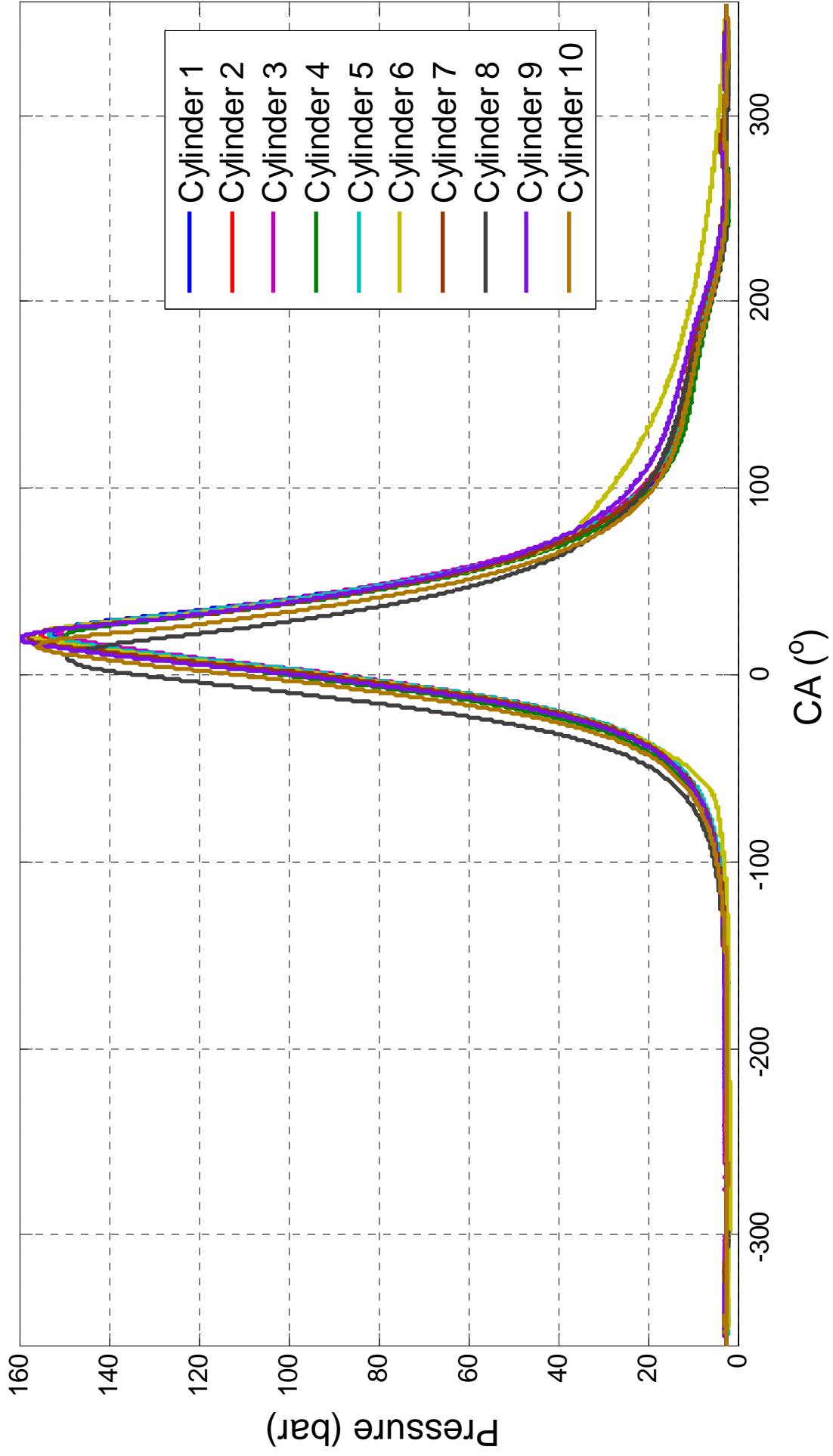
Στο σχήμα 5.7β φαίνεται η σχετική απόκλιση της γωνίας μέγιστης πίεσης των κυλίνδρων και στον πίνακα 5.4 οι αντίστοιχοι υπολογισμοί των στατιστικών μεγεθών (μ , σ , COV). Παρατηρείται ότι η πλειοψηφία των κυλίνδρων παρουσιάζει σημαντική απόκλιση. Λαμβάνοντας υπόψη ότι το λογισμικό της εταιρίας Fuchs[®] χρησιμοποιεί το δικό του αλγόριθμο υπολογισμού του ANΣ από τη μέτρηση της πίεσης και επειδή αυτό αποδείχθηκε μη αποτελεσματικό κατόπιν έρευνας, η αξιοπιστία της στατιστικής ανάλυσης που παρουσιάζεται στο σχήμα 5.7β θεωρείται πολύ χαμηλή. Συνεπώς, το σχήμα αυτό δε μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την εξαγωγή συμπερασμάτων μέχρι να γίνει αξιόπιστη ρύθμιση του ANΣ.

Όπως και στο κεφάλαιο 2, χρησιμοποιήθηκε ο κώδικας που είχε ήδη γραφεί στη Matlab® για να δημιουργηθούν τα διαγράμματα $P - V$ του κινητήρα. Ο κώδικας αυτός υπολογίζει το ενδεικνύμενο έργο που περικλείεται απο τις καμπύλες $p - v$ και μέσω αυτού μπορεί να υπολογιστεί η μέση ενδεικνύμενη πίεση του κάθε κυλίνδρου.

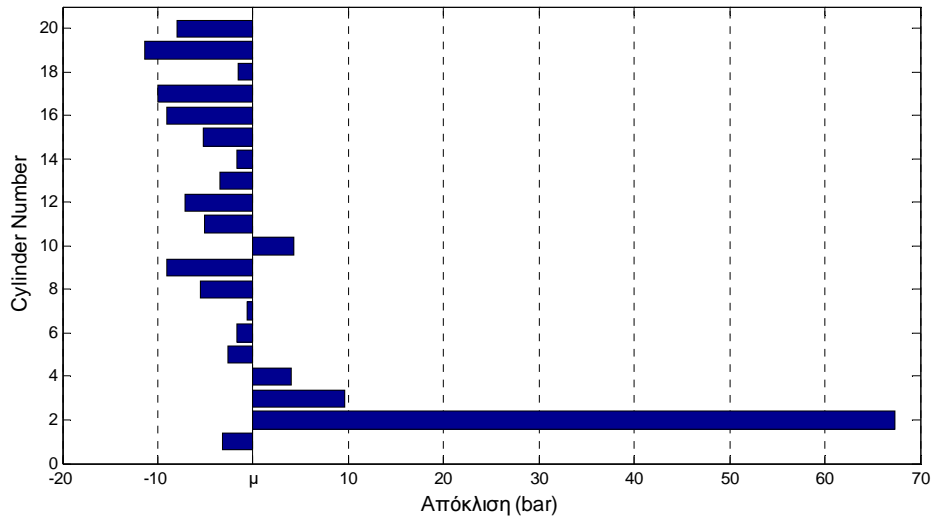
Στο σχήμα 5.9 φαίνεται η απόκλιση της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης των κυλίνδρων και στον πίνακα 5.5 οι αντίστοιχοι υπολογισμοί των στατιστικών μεγεθών (μ , σ , COV). Παρατηρείται και πάλι σημαντική απόκλιση σε πολλούς κυλίνδρους λόγω της προβληματικής ρύθμισης του ANΣ που επηρεάζει άμεσα τη δημιουργία των διαγραμμάτων $p - v$ (σχ. 5.8α και 5.8β) και συνεπώς τον υπολογισμό της $i_{\text{μερ}}$. Όπως και προηγουμένως, τα διαγράμματα αυτά δε χρησιμοποιήθηκαν για την εξαγωγή συμπερασμάτων, μέχρι να γίνει αξιόπιστη ρύθμιση του ANΣ.



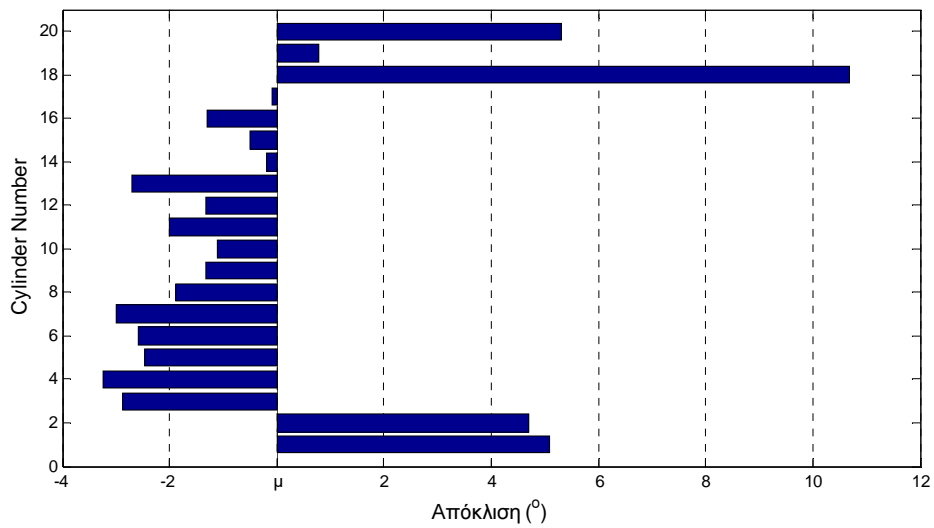
Σχήμα 5.6α: Διαγράμματα πίεσης για την πλευρά Β του κινητήρα



Σχήμα 5.6β: Διαγράμματα πίεσης για την πλευρά Β του κινητήρα



Σχήμα 5.7α: Απόκλιση μέγιστης πίεσης απο τη μέση τιμή για κάθε κύλινδρο



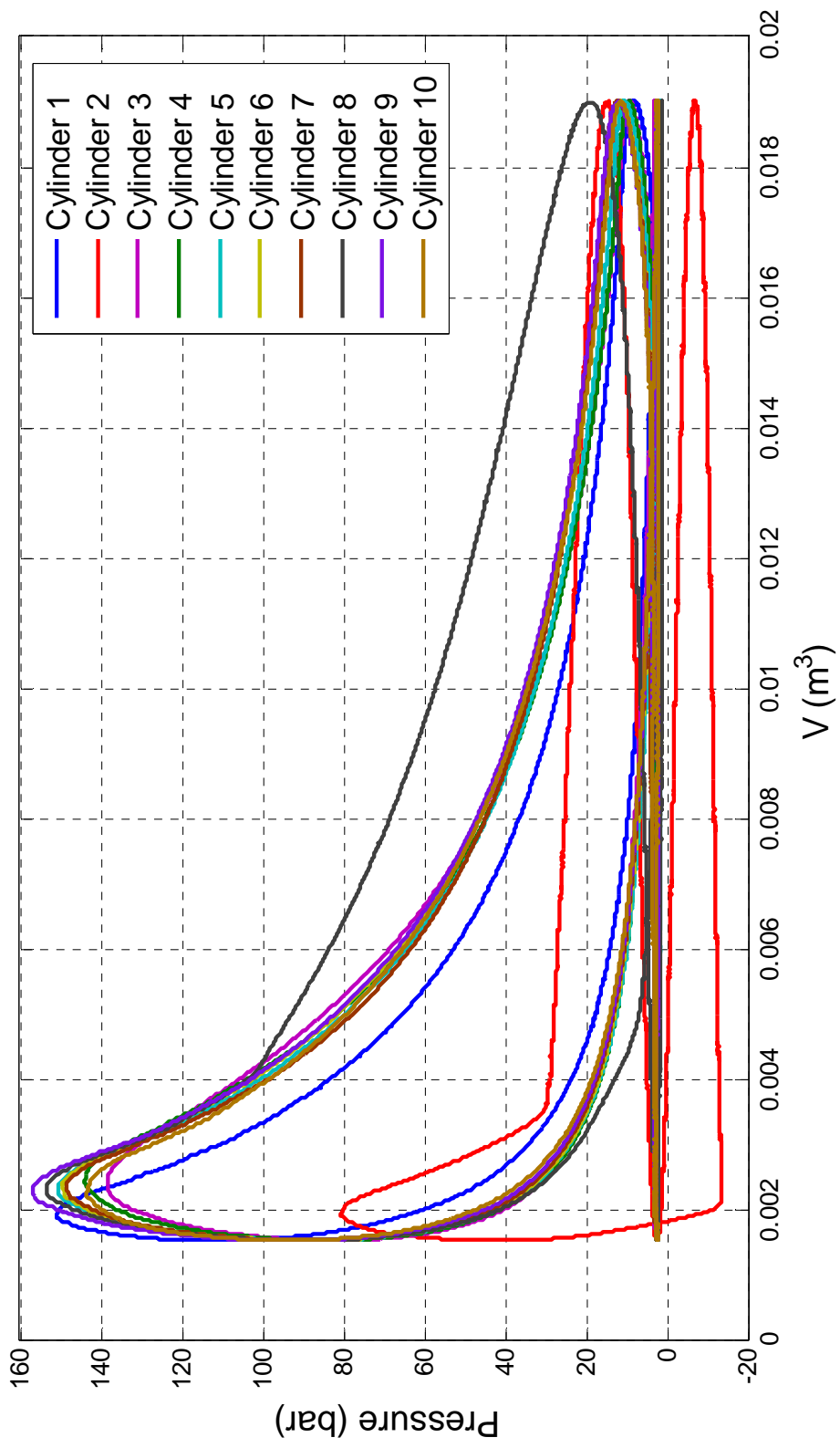
Σχήμα 5.7β: Απόκλιση γωνίας μέγιστης πίεσης απο τη μέση τιμή για κάθε κύλινδρο

Μέγιστη Πίεση - P_{max} (bar)			
Bank A		Bank B	
A1	151.1826	B1	153.0611
A2	80.7312	B2	155.1813
A3	138.4591	B3	151.4897
A4	144.0096	B4	149.7021
A5	150.7132	B5	153.2705
A6	149.7783	B6	157.1301
A7	148.6106	B7	158.016
A8	153.5732	B8	149.5411
A9	157.0423	B9	159.4483
A10	143.7792	B10	155.9557
μ (bar)	148.0338		
σ (bar)	16.6767		
COV (%)	11.26547		

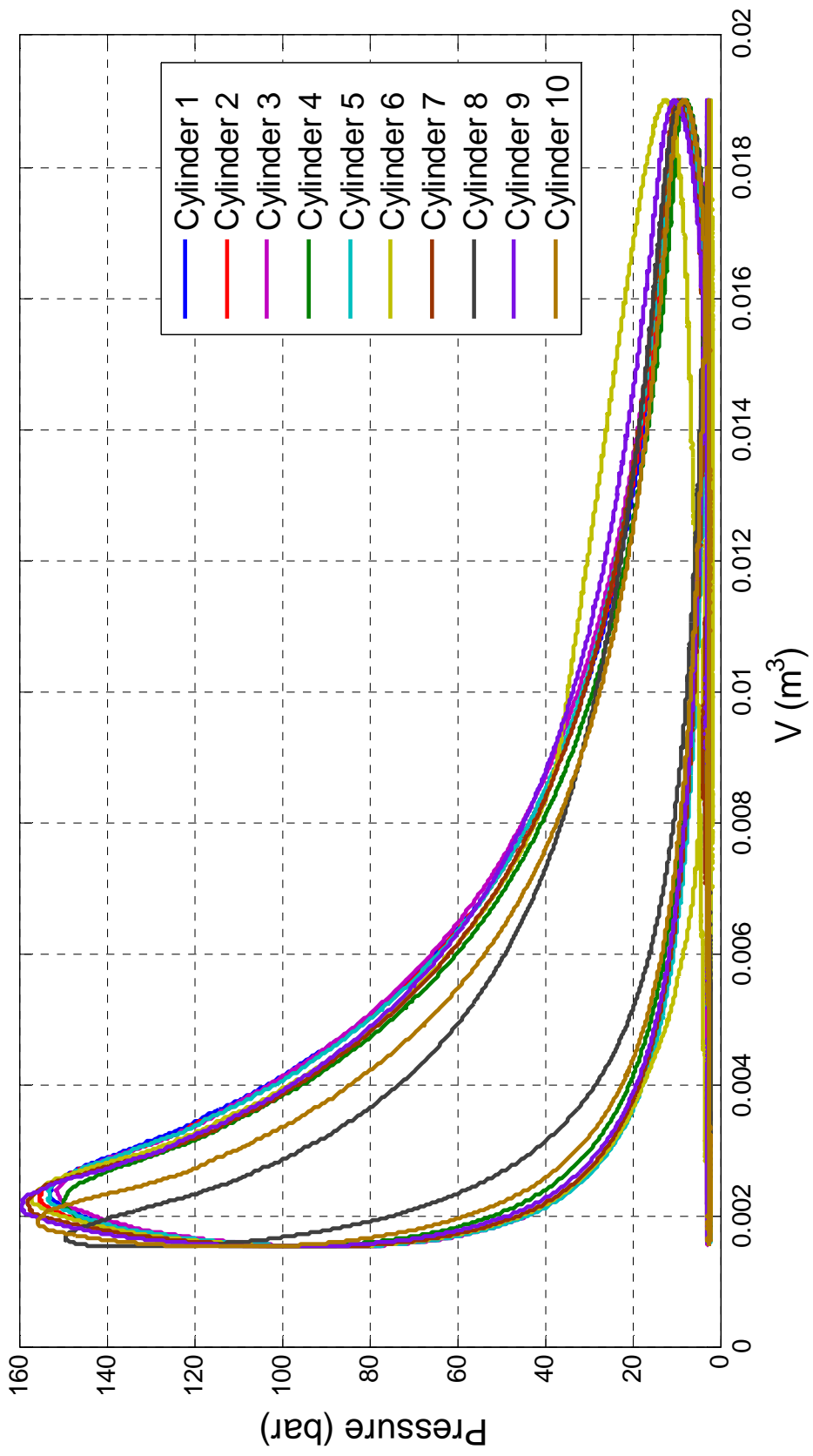
Πίνακας 5.3: Μέγιστη Πίεση Κυλίνδρων (bar)

Γωνία Μέγιστης Πίεσης - $CA_{P_{MAX}}$ (°)			
Bank A		Bank B	
A1	15.2078	B1	22.2966
A2	15.59	B2	21.6252
A3	23.1809	B3	23.0132
A4	23.5381	B4	20.494
A5	22.7579	B5	20.8003
A6	22.8739	B6	21.6015
A7	23.2975	B7	20.3792
A8	22.1741	B8	9.6297
A9	21.6301	B9	19.5104
A10	21.3981	B10	15.0017
μ (°)	20.30001		
σ (°)	3.646778		
COV (%)	17.96442		

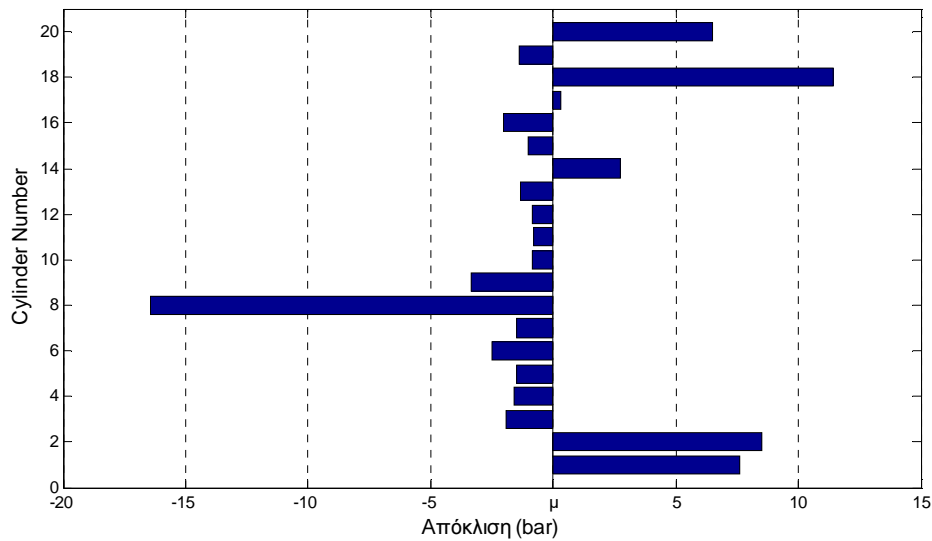
Πίνακας 5.4: Γωνία Μέγιστης Πίεσης ανά κύλινδρο (°ATDC)



Σχήμα 5.8α: Διαγράμματα πίεσης - όγκου για την πλευρά Α του κινητήρα



Σχήμα 5.8β: Διαγράμματα πίεσης - όγκου για την πλευρά Β του κινητήρα



Σχήμα 5.9: Απόκλιση μέσης ενδεικνύμενης πίεσης απο τη μέση τιμή για κάθε κύλινδρο

Μέση Ενδεικνύμενη Πίεση – IMEP (bar)			
Bank A		Bank B	
A1	28.382	B1	36.775
A2	27.4729	B2	36.8355
A3	37.9234	B3	37.3405
A4	37.6074	B4	33.2206
A5	37.5007	B5	36.9909
A6	38.4716	B6	37.9846
A7	37.4674	B7	35.7006
A8	52.4115	B8	24.5581
A9	39.357	B9	37.3927
A10	36.8698	B10	29.4719
μ (bar)	35.98671		
σ (bar)	5.713355		
A (%)	15.87629		

Πίνακας 5.5: Μέση ενδεικνύμενη πίεση IMEP (bar)

5.5 Συμπεράσματα

Στο κεφάλαιο αυτό πραγματοποιήθηκε η παρουσίαση πειραματικών μετρήσεων πίεσης από ναυτικό κινητήρα diesel, οι οποίες ελήφθησαν εν πλω. Στις μετρήσεις αυτές εφαρμόστηκαν με επιτυχία οι κώδικες που χρησιμοποιήθηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια (μετρήσεις από τη δοκιμαστική κλίση του ENM).

Από την ανάλυση που πραγματοποιήθηκε στο κεφάλαιο 5.4 μπορεί να διαπιστωθεί ότι η στατιστική ανάλυση δε μπορεί να δώσει αξιόπιστα συμπεράσματα για την αξιολόγηση της λειτουργίας των κυλίνδρων. Αυτό οφείλεται κυρίως στον ανακριβή καθορισμό του ANΣ με το λογισμικό της εταιρίας Fuchs[®]. Είναι απαραίτητη για τη χρήση της στατιστικής ανάλυσης η ανάπτυξη ενός λογισμικού ή μεθόδου για τον ακριβή προσδιορισμό του ANΣ. Για το λόγο αυτό η αξιολόγηση των μετρήσεων της πίεσης έγινε με απλή σύγκριση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων του κάθε κυλίνδρου μεταξύ τους, όπως αυτά φαίνονται στα σχ.5.6α,β και του σχ.5.7α.

Παρατηρήθηκε σημαντική απόκλιση της μορφής των κυλίνδρων A2, A8 και B6. Ο κύλινδρος A2 παρουσιάζει τη μεγαλύτερη διαφοροποίηση, αφού όχι μόνο ποιοτικά αποκλίνει από το σύνολο, αλλά παρουσιάζει και σημαντικά χαμηλότερες τιμές (απόκλιση -70 bar στο τμήμα της ανεξέλεγκτης καύσεως). Οι κύλινδροι A8 και B6 διατηρούν μέγιστες και ελάχιστες τιμές κοντά στο υπόλοιπα δείγμα, ενώ παρουσιάζουν διαφοροποίηση στα στάδια της συμπίεσης και της εκτόνωσης (κυρίως).

Για να διερευνηθεί περαιτέρω η συμπεριφορά αυτών των τριών κυλίνδρων χρησιμοποιήθηκαν οι θερμοκρασίες των καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής (exhaust port) κάθε κυλίνδρου οι οποίες ελήφθησαν από μέλη του πληρώματος. Οι θερμοκρασίες στην έξοδο κάθε κυλίνδρου ήταν της τάξης των 500°C περίπου και ήταν ίδια για όλους τους κυλίνδρους της μηχανής στο 94% φορτίο λειτουργίας. Αυτό οδήγησε στο αρχικό συμπέρασμα ότι αυτή η απόκλιση στο δυναμοδεικτικό των κυλίνδρων δεν οφείλεται στην καύση αλλά πιθανόν σε προβληματικά indicator cock. Επομένως, απαιτούνται η επιθεώρηση, συντήρηση και ίσως η αλλαγή των indicator cocks που παρουσιάζουν πρόβλημα και αφού γίνουν αυτές οι διορθωτικές ενέργειες συνιστάται επανάληψη των μετρήσεων στους συγκεκριμένους κυλίνδρους για την εξαγωγή συμπερασμάτων.

Παρατηρήθηκε ότι σημαντικό ρόλο στους υπολογισμούς κατέχει η ακριβής συσχέτιση του ANΣ με τη γωνία στροφάλου. Λανθασμένη ρύθμιση έχει άμεση επίδραση στη

στατιστική ανάλυση (βλ. Πίνακες 6.4 και 6.5), αφού καθιστά τα αποτελέσματα αναξιόπιστα. Η θερμοδυναμική ανάλυση της καύσεως απαιτεί ακόμη μεγαλύτερη ακρίβεια ως προς τον τομέα αυτό, επομένως είναι ανώφελο να πραγματοποιείται όταν δεν έχει προηγηθεί η ρύθμιση αυτή.

Κεφάλαιο 6: Επίλογος – Προτάσεις μελλοντικής εργασίας

6.1 Εισαγωγή

Στις παραγράφους που ακολουθούν αναφέρονται προτάσεις για μελλοντικές ερευνητικές εργασίες που βασίζονται σε παρατηρήσεις που έγιναν κατά την παρούσα διπλωματική εργασία. Σκοπός τους είναι η περαιτέρω βελτίωση των μεθόδων που χρησιμοποιήθηκαν.

6.2 Φορητό σύστημα μέτρησης πίεσης – Ρύθμιση ANΣ

Σχετικά με το φορητό σύστημα μέτρησης της πίεσης το οποίο χρησιμοποιήθηκε στις μετρήσεις εν πλω (βλ. Κεφ. 5), αυτό δεν διέθετε κάποιο μηχανικό τρόπο προσδιορισμού της γωνίας στροφάλου. Ο προσδιορισμός της γωνίας στροφάλου και της θέσης του ANΣ πραγματοποιήθηκε σε υπολογιστικό επίπεδο, με βάση τους εγγενείς αλγορίθμους με τους οποίους παρέχεται το μετρητικό όργανο από τον κατασκευαστή. Από την επεξεργασία των πειραματικών μετρήσεων φάνηκε ότι ο προσδιορισμός του ANΣ δεν διέθετε επαρκή ακρίβεια, αφού οδήγησε σε μη αποδεκτά αποτελέσματα (βλ. υπολογισμό IMEP). Επομένως, κρίνεται αναγκαίος ο καθορισμός ενός νέου τρόπου προσδιορισμού του ANΣ (μηχανικός ή υπολογιστικός) έτσι ώστε στο μέλλον να πραγματοποιηθούν με περισσότερη ακρίβεια οι μετρήσεις πίεσης στον κύλινδρο.

Αναφορές

- [1] Stone, R. *Introduction to Internal Combustion Engines*, 3rd Edition, MacMillan Press
- [2] Heywood, J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw - Hill
- [3] Κυρτάτος, Ν.Π. *Ναυτικοί Κινητήρες Diesel*, Εκδόσεις Συμμετρία
- [4] Ρακόπουλος, Κ.Δ. *Αρχές Εμβολοφόρων ΜΕΚ*, Εκδόσεις Φούντας
- [5] AVL User Handbook
- [6] Fuchs[®] Technology International, The Doctor 3.0 Manual
- [7] Zhao, H. and Ladammatos, N. , *Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics*, Warrendale, PA, Society of Automotive Engineering
- [8] United Kingdom, National Physical Laboratory, *In-cylinder pressure measurement for automotive applications*, (διαθέσιμη: <http://www.npl.co.uk/engineering-measurements/mass-force-pressure/dynamic-measurements/in-cylinder-pressure-measurement-for-automotive-applications>) (ελέγχθη: 20/09/2011)
- [9] Schlichting, H. (Dr.) *Boundary Layer Theory*, 7th edition, McGraw – Hill
- [10] Yule, A.J. and Aval, S.M. (1989) *Cyclic variations of diesel sprays*
- [11] Ceviz, M.A., Çavuşoğlu, B., Kaya, F. and Öner., V. (2010) *Determination of cycle number for real – in – cylinder pressure cycle analysis in internal combustion engines*
- [12] Sen, A.K., Ash, S.K., Huang, B. and Huang, Z. (2010) *Effect of exhaust gas recirculation on the cycle – to – cycle variation in a natural gas spark ignition engine*

- [13] Deng, J., Ma, F., Li, S., He, Y., Wang, M., Jiang, L., Zhao, S. (2011) *Experimental study on combustion and emission characteristics of a hydrogen enriched compressed natural gas engine under idling condition*
- [14] Woodyard, D., *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*, 9th Edition, Butterworth – Heinemann
- [15] Μπουσούνης, Π. (2011) *Ενσωμάτωση Φορητού Συστήματος Μέτρησης Πίεσης Κυλίνδρων στο Σύστημα Μέτρησης Αέριων Ρύπων και Ισχύος Ναυτικών Κινητήρων του ENM, Διπλωματική Εργασία*
- [16] Γιακουμής, Ε. (2010) Παρουσιάσεις μαθήματος *Μηχανές Εσωτερικής Καύσεως Ι*, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π.
- [17] Ebrahimi, R. (2009) *Performance Optimization of a Diesel cycle with specific heat ratio*
- [18] Firecad Technologies, *Steam Boilers Exhaust Gas Properties*, (διαθέσιμη: <http://www.firecad.net/Boiler-Calculations/Boiler-ExhaustGas-Properties.aspx>) (ελέγχθη: 06/10/2011)
- [19] Bertola, A., Stadler, J., Walter, T., Wolfer, P., Gossweiler, C., Rothe, M., Spicher, U. (2006) *Pressure Indication During Knocking Conditions*, Kistler Special Print 920-349e-11.06