

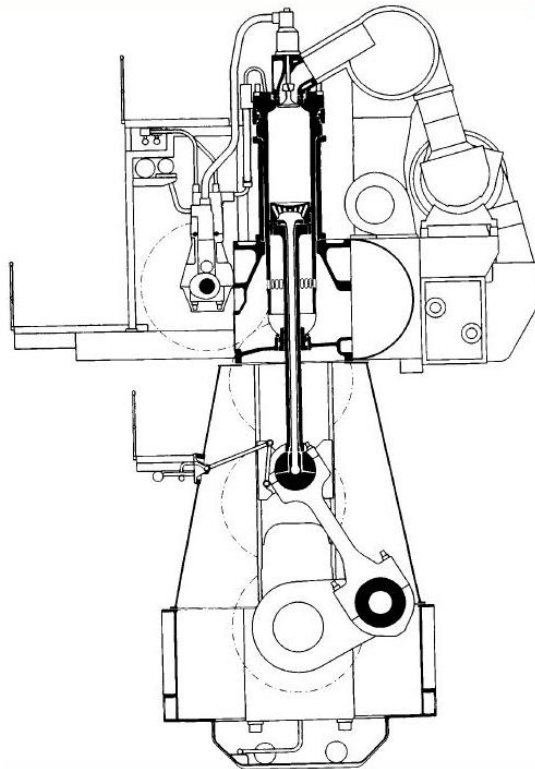
ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Μελέτη της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου και του ρυθμού ανάμιξης αέρα-καυσίμου σε δίχρονο κινητήρα Diesel ηλεκτροπαραγωγής με χρήση πολυζωνικού μοντέλου καύσης

ΘΩΜΑΣ Ν. ΖΕΡΜΑΣ

Επιβλέπων καθηγητής
Δημήτριος Θ. Χουντάλας



ΑΘΗΝΑ 2011

Περιεχόμενα

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	5
----------------	---

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

1.1 Θεωρητικός κύκλος λειτουργίας.	7
1.2 Πραγματική λειτουργία και διάγραμμα p-V του τετράχρονου κινητήρα Diesel.....	8
1.3 Πραγματική λειτουργία και διάγραμμα δίχρονου κινητήρα Diesel.	11
1.4 Η εφαρμογή της υπερπλήρωσης στους κινητήρες Diesel.....	13

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΣ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΙ ΚΑΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

2.1 Συνθήκες καύσης στους κινητήρες Diesel.	16
2.2 Σχηματισμός της δέσμης καυσίμου-αέρα στον κύλινδρο.	17
2.3 Μηχανισμός της καύσης.	19
2.4 Τα καύσιμα των κινητήρων Diesel.	23
2.5 Αντλίες έγχυσης καυσίμου.....	25
2.5.1 Αντλία διανομής τύπου Bosch.....	26
2.5.2 Ατομική αντλία τύπου Bosch.	29
2.5.3 Αντλία διανομής περιστροφική, τύπου Roosa.....	30
2.5.4 Ενιαίο συγκρότημα αντλίας-εγχυτήρα.	32
2.5.5 Αντλία κοινού οχετού (Common Rail).....	33

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΣΧΗΜΑΤΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΕΚΠΟΜΠΗ ΟΞΕΙΔΙΩΝ ΤΟΥ ΑΖΩΤΟΥ ΣΤΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL

3.1	Εισαγωγή.....	36
3.2	Σχηματισμός του μονοξειδίου του αζώτου.....	36
3.3	Σχηματισμός του διοξειδίου του αζώτου.....	37
3.4	Συνθήκες σχηματισμού του NO.....	37
3.5	Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στις παραγόμενες ποσότητες του NO.....	41
3.5.1	Επίδραση του φορτίου.....	41
3.5.2	Επίδραση της προπορείας έγχυσης του καυσίμου.....	43
3.5.3	Επίδραση της πίεσης έγχυσης του καυσίμου.....	43
3.5.4	Επίδραση της συστροφής του αέρα.....	44
3.5.5	Επίδραση του παραμένουτος καυσαερίου.....	45
3.5.6	Επίδραση της υπερπλήρωσης.....	47
3.6	Η επιλεκτική καταλυτική αναγωγή (Selective Catalytic Reduction-SCR).....	47
3.7	Όρια εκπομπής των οξειδίων του αζώτου των ναυτικών κινητήρων.....	49
3.8	Επιπτώσεις των οξειδίων του αζώτου στον άνθρωπο και το περιβάλλον.....	50

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

ΤΕΧΝΙΚΕΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ ΚΑΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

4.1	Εισαγωγή.....	52
4.2	Το πολυζωνικό μοντέλο καύσης “NTUA-Engine Performance & Emissions Code” - Περιγραφή.....	53
4.2.1	Μοντέλο μεταφοράς θερμότητας.....	62
4.2.2	Μοντέλο συστροφής του αέρα.....	64
4.2.3	Μοντέλο της δέσμης καυσίμου.....	64

4.2.4	Μοντέλο διείσδυσης του αέρα.....	66
4.2.5	Μοντέλο διασκορπισμού του καυσίμου σε σταγονίδια.....	66
4.2.6	Μοντέλο ατμοποίησης του καυσίμου.....	67
4.2.7	Μοντέλο της καύσης.....	68
4.2.8	Μοντέλο σχηματισμού των οξειδίων του αζώτου.....	68
4.2.9	Μοντέλο σχηματισμού της αιθάλης.....	69

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΜΕΝΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ

5.1	Εισαγωγή.....	71
5.2	Σύντομη περιγραφή του κινητήρα 7K80MC.....	72
5.3	Σύντομη περιγραφή του κινητήρα 10K80MC.....	72

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗ ΤΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΤΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ

6.1	Εισαγωγή.....	74
6.2	Επιλογή του βαθμού συμπίεσης.....	75
6.3	Επιλογή των παραμέτρων της έγχυσης.....	76
6.4	Επιλογή των συντελεστών εκροής των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής.....	79
6.5	Επιλογή των συντελεστών διείσδυσης του αέρα στη δέσμη.....	80
6.6	Επιλογή του συντελεστή μηχανικών απωλειών.....	81
6.7	Επιλογή διορθωτικού συντελεστή για τα οξείδια του αζώτου.....	86

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ 10K80MC

7.1	Εισαγωγή.....	88
7.2	Προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα στα τέσσερα βασικά φορτία.....	89

7.3	Προσομοίωση της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου.	96
7.3.1	Αποτελέσματα της προσομοίωσης της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 25% του φορτίου.	96
7.3.2	Αποτελέσματα της προσομοίωσης της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 50% του φορτίου.	100
7.3.3	Αποτελέσματα της προσομοίωσης της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 75% του φορτίου.	103
7.3.4	Αποτελέσματα της προσομοίωσης της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 100% του φορτίου.	107
7.4	Προσομοίωση της επίδρασης του ρυθμού ανάμιξης αέρα-καυσίμου στη λειτουργική συμπεριφορά και στις εκπομπές NO _x	110
7.4.1	Μείωση των παραγόμενων NO _x κατά 20%.	111
7.4.2	Μείωση των παραγόμενων NO _x κατά 40%.	115
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8		
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ		
8.1	Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας του λογισμικού.	120
8.2	Δυνατότητες περιορισμού των εκπομπών NO _x	121
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ		123

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το έτος 1892 κατατέθηκε από τον Rudolph Diesel με τον αριθμό 67207, στο γερμανικό γραφείο κατοχύρωσης ευρεσιτεχνιών, πατέντα για ένα νέο τύπο θερμικού κινητήρα αυτανάφλεξης που χρησιμοποιούσε ως καύσιμο το πετρέλαιο. Ήδη από τα πρώτα χρόνια εφαρμογής του κινητήρα φάνηκαν τα προτερήματα του καθώς ο βαθμός απόδοσης του έφτανε το 26% όταν ο αντίστοιχος στις ατμομηχανές άγγιζε το 12%. Το έτος 1893 ο Rudolph Diesel παρουσίασε στο Augsburg το πρώτο πετρελαιοκινητήρα, ο οποίος ήταν μονοκύλινδρος ύψους 3 μέτρων. Τα χρόνια που ακολούθησαν η χρήση των κινητήρων Diesel επεκτάθηκε στο τομέα της αυτοκίνησης, των μεταφορών, της ηλεκτροπαραγωγής, της ναυτιλίας και της βιομηχανίας.

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η διερεύνηση της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου και του ρυθμού ανάμειξης καυσίμου αέρα στη λειτουργία και τις εκπομπές των οξειδίων του αζώτου NO_x ενός δίχρονου κινητήρα Diesel ηλεκτροπαραγωγής. Για το σκοπό αυτό γίνεται χρήση του πολυζωνικού μοντέλου προσομοίωσης καύσης “NTUA-Engine Performance & Emissions Code”. Η διαδικασία της προσομοίωσης που θα ακολουθηθεί ουσιαστικά χωρίζεται σε δυο φάσεις. Στην πρώτη φάση γίνεται βαθμονόμηση των παραμέτρων του μοντέλου χρησιμοποιώντας μετρήσεις από κινητήρα με μικρότερο αριθμό κυλίνδρων, ο οποίος ανήκει στην ίδια σειρά παραγωγής με αυτόν που εξετάζεται και έχει κοινές γεωμετρικές διαστάσεις του θαλάμου καύσης με τον δεκακύλινδρο κινητήρα που θέλουμε να διερευνήσουμε. Στη δεύτερη φάση ακολουθεί η προσομοίωση της λειτουργίας δεκακύλινδρου κινητήρα και η μελέτη της επίδρασης που επιφέρει η μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου και η ανάμειξη αέρα-καυσίμου στη λειτουργία του και στις εκπομπές NO_x .

Η εργασία αποτελείται από επτά κεφάλαια, το καθένα από τα οποία περιληπτικά αναφέρεται στα εξής:

- Στο κεφάλαιο 1 γίνεται μια εισαγωγική περιγραφή των γενικών αρχών λειτουργίας των κινητήρων Diesel.
- Στο κεφάλαιο 2 γίνεται αναφορά στη διαδικασία του σχηματισμού δέσμης καυσίμου-αέρα, στο μηχανισμό καύσης, στα καύσιμα των κινητήρων Diesel καθώς και στις κυριότερες μορφές αντλιών έγχυσης καυσίμου.
- Στο κεφάλαιο 3 γίνεται εκτενή περιγραφή των μηχανισμών σχηματισμού των οξειδίων του αζώτου, της επίδρασης που έχουν σε αυτούς διάφορες παράμετροι λειτουργίας, των τεχνικών μεθόδων μείωσης των συγκεντρώσεων τους, των ορίων εκπομπής που έχουν θεσπιστεί από το Διεθνή Οργανισμό Ναυσιπλοΐας (διότι οι δίχρονοι κινητήρες χρησιμοποιούνται εκτενώς στην Ναυτιλία) καθώς επίσης και των επιπτώσεων του ρύπου στον άνθρωπο.
- Στο κεφάλαιο 4 γίνεται μια συνοπτική αναφορά των διαφόρων μεθόδων προσομοίωσης της καύσης εμβολοφόρων κινητήρων που έχουν αναπτυχθεί και ακολούθως περιγράφεται αναλυτικά το χρησιμοποιούμενο σε αυτή την εργασία πολυζωνικό μοντέλο “NTUA-Engine Performance & Emissions Code”.
- Στο κεφάλαιο 5 παρουσιάζονται συνοπτικά τα κυριότερα χαρακτηριστικά των προσομοιωμένων κινητήρων.
- Στο κεφάλαιο 6 παρουσιάζεται η διαδικασία της βαθμονόμησης των παραμέτρων του λογισμικού.
- Στο κεφάλαιο 7 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης του δεκακύλινδρου κινητήρα.
- Στο κεφάλαιο 8 εξάγονται τα τελικά συμπεράσματα και παρατίθεται η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

1.1 Θεωρητικός κύκλος λειτουργίας.

Ο ιδανικός κύκλος αέρα Diesel είναι ένας θερμοδυναμικός κύκλος ο οποίος προσεγγίζει τη μεταβολή της πίεσης και του όγκου στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel. Σε αντίθεση με τον ιδανικό κύκλο Otto, στον οποίο η καύση θεωρείται ότι γίνεται υπό σταθερό όγκο, εδώ η καύση εκτελείται υπό σταθερή πίεση. Συγκεκριμένα οι τέσσερις θερμοδυναμικές μεταβολές που υφίστανται στο θάλαμο καύσης είναι οι εξής (σχήμα 1.1):

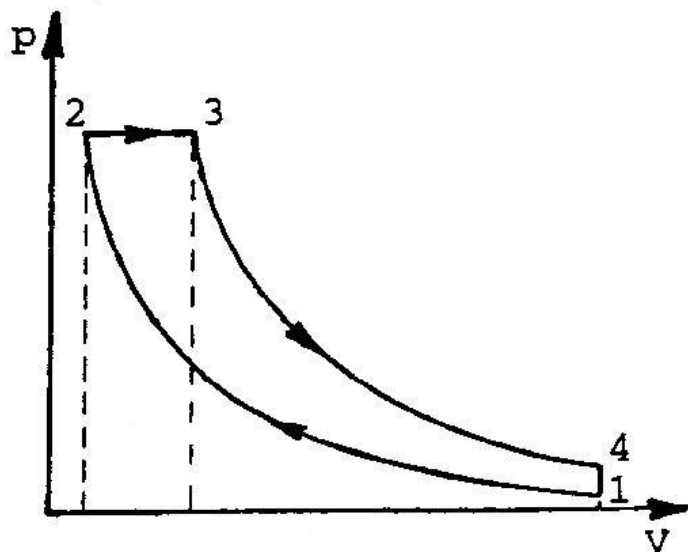
- 1-2 Ισεντροπική συμπίεση του αέρα.
- 2-3 Ισόθλιπτη πρόσδοση θερμότητας Q_{23} .
- 3-4 Ισεντροπική αποτόνωση του αέρα.
- 4-1 Αποβολή θερμότητας υπό σταθερό όγκο Q_{41} .

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης δίνεται από τη σχέση:

$$n_d = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}} \quad (1.1)$$

Αν θεωρήσουμε ότι για τις ειδικές θερμοχωρητικότητες υπό σταθερή πίεση c_p και υπό σταθερό όγκο c_v ισχύει $c_p/c_v = \gamma$ μετά από πράξεις προκύπτει ότι:

$$n_d = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{\alpha^\gamma - 1}{\gamma(\alpha - 1)} \quad (1.2)$$



Σχήμα 1.1: Διάγραμμα p-V του θεωρητικού κύκλου αέρα Diesel

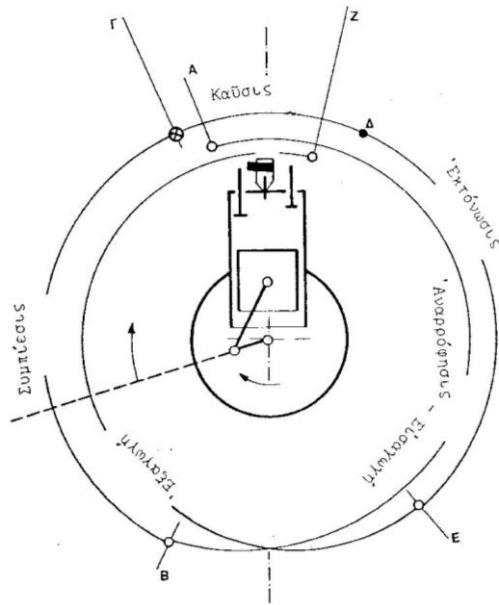
όπου $\varepsilon=V_1/V_2$ ο βαθμός συμπίεσης και $\alpha=T_3/T_2$ ο βαθμός φορτίου¹.

Από την τελευταία σχέση συμπεραίνουμε ότι ο θερμικός βαθμός απόδοσης έχει ομόσημη εξάρτηση από τον βαθμό συμπίεσης και ετερόσημη εξάρτηση από το φορτίο, σε αντίθεση με τον κύκλο Otto ο οποίος είναι ανεξάρτητος του φορτίου.

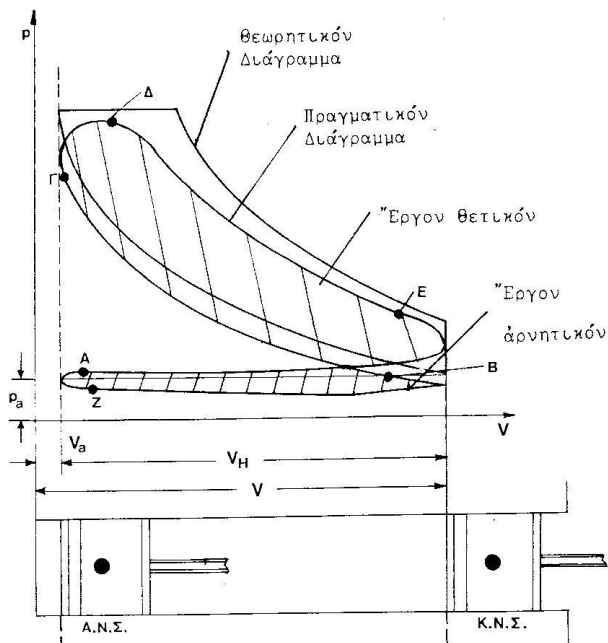
1.2 Πραγματική λειτουργία και διάγραμμα p-V του τετράχρονου κινητήρα Diesel.

Η πραγματική λειτουργία του τετράχρονου κινητήρα Diesel η οποία παριστάνεται στα σχήματα 1.2 και 1.3, παρουσιάζει ορισμένες διαφορές από το θεωρητικό κύκλο που προαναφέραμε.

¹ Ως φορτίο ορίζεται το αποδιδόμενο έργο του κύκλου W, το οποίο έχει άμεση εξάρτηση από την προσδιδόμενη θερμότητα Q_{23} αφού $W=\eta_d Q_{23}$ άρα και από το λόγο των θερμοκρασιών α.



Σχήμα 1.2: Κυκλικό διάγραμμα τετράχρονου κινητήρα Diesel



Σχήμα 1.3: Πραγματικό διάγραμμα λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα Diesel

Η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει στο σημείο A, 0° ως 30° προ του ANΣ, ώστε να είναι ήδη ανοικτή τη στιγμή κατά την οποία το έμβολο θα απομακρύνεται από το ANΣ για να υποβοηθηθεί η εισαγωγή του αέρα.

Το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής γίνεται μετά την απομάκρυνση του εμβόλου από το ΚΝΣ στο σημείο B, συνήθως 30° ως 50° μετά του ΚΝΣ. Από το σημείο αυτό μέχρι του σημείου Γ, 0° ως 30° προ του ANΣ, πραγματοποιείται η συμπίεση του αέρα έως την έναρξη της έγχυσης.

Η έγχυση του καυσίμου άρχεται από το σημείο Γ και με μια μικρή καθυστέρηση ξεκινάει η καύση διαρκούσα μέχρι του σημείου Δ, συνήθως 30° ως 40° μετά του ANΣ.

Ακολούθως η εκτόνωση των καυσαερίων διαρκεί μέχρι του σημείου E, συνήθως 30° ως 50° πριν το έμβολο φθάσει το ΚΝΣ, όπου και ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής.

Η πρόωρη εξαγωγή αποσκοπεί στο να μειωθεί η πίεση εντός του κυλίνδρου και τοιουτοτρόπως κατά την επόμενη φάση της εξαγωγής να μην υπάρχει υψηλή αντίθλιψη επί του εμβόλου, η οποία θα απορροφούσε αυξημένο έργο εξώθησης.

Η εξαγωγή τέλος διαρκεί μέχρι του σημείου Z, δηλαδή μέχρι 5° ως 40° μετά το ANΣ.

Χρησιμοποιώντας τα ανωτέρω στοιχεία, τα οποία είναι ενδεικτικά, ρυθμίζεται στη συνέχεια η διάρκεια της έγχυσης, που επηρεάζει το μηχανισμό της καύσης. Επίσης πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι στους ταχύστροφους κινητήρες η εισαγωγή του καυσίμου πραγματοποιείται πολύ νωρίτερα συγκρινόμενη προς την εισαγωγή στους βραδύστροφους κινητήρες, λόγω του μικρότερου χρόνου που είναι διαθέσιμος για την πραγματοποίηση μιας τέλει καύσης. Το ίδιο συμβαίνει κατ' αναλογία και με τους χρόνους κατά τους οποίους ανοίγουν και κλείνουν οι βαλβίδες εξαγωγής και εισαγωγής.

Όσον αφορά το πραγματικό κύκλο λειτουργίας (διάγραμμα πίεσης-όγκου) του σχήματος 1.3 να αναφέρουμε τα εξής:

- Η γραμμή εισαγωγής, όπως εμφανίζεται στο διάγραμμα από το σημείο Z μέχρι το σημείο B, τελείται με πίεση χαμηλότερη της ατμοσφαιρικής p_a σε ατμοσφαιρικούς κινητήρες ή της πίεσης εισαγωγής σε υπερπληρωμένους, λόγω του κενού το οποίο δημιουργείται με τη μετακίνηση του εμβόλου.
- Η συμπίεση από το σημείο B ως το σημείο Γ και η εκτόνωση από το σημείο Δ ως το σημείο E παρουσιάζονται ως πολυτροπικές μεταβολές αντί των καθαρά αδιαβατικών του θεωρητικού κύκλου και τοποθετούνται κατώτερα αυτών.
- Στο σημείο E ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής με επακόλουθο την πτώση πίεσης μέχρις ότου το έμβολο να φτάσει στο ΚΝΣ. Η πτώση συνεχίζεται ελαφρώς κατά τη διάρκεια της κίνησης του εμβόλου προς το ΑΝΣ μέχρι το σημείο A, αλλά η πίεση παραμένει πάντα μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής.
- Η εξαγωγή συνεχίζεται μέχρι του σημείου Z, έστω και αν η πίεση είναι μικρότερη της ατμοσφαιρικής λόγω της αδράνειας των καυσαερίων εξαιτίας της υψηλής τους ταχύτητας. Στο σημείο εκείνο κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής.

1.3 Πραγματική λειτουργία και διάγραμμα δίχρονου κινητήρα Diesel.

Και στην παρούσα περίπτωση η πραγματική λειτουργία του δίχρονου κινητήρα Diesel (σχήμα 1.4 και 1.5) διαφέρει της θεωρητικής.

Στο σημείο A, 0° ως 10° προ του ΑΝΣ, έχουμε την έναρξη της έγχυσης και έπειτα από μια μικρή καθυστέρηση της καύσης.

Η καύση ολοκληρώνεται στο σημείο B, 10° ως 40° μετά το ΑΝΣ, η δε εκτόνωση περατούται συνήθως στο σημείο Γ, 60° ως 80° προ του ΚΝΣ και η εξαγωγή συνεχίζεται συνήθως μέχρι του σημείου Δ, 60° ως 80° μετά το ΚΝΣ.

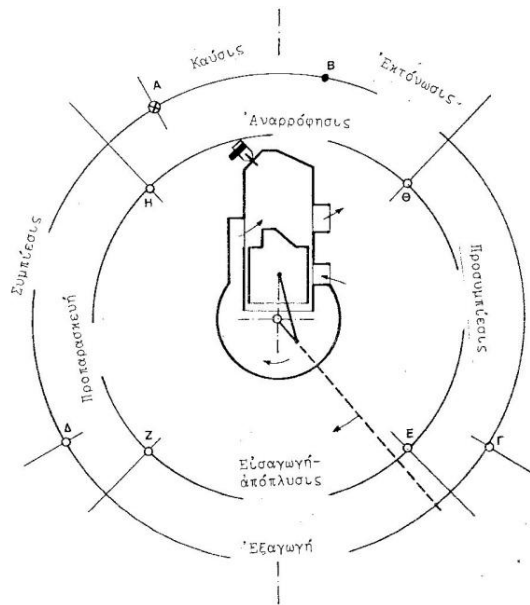
Ακολουθεί η συμπίεση από το σημείο Δ μέχρι το σημείο A. Ταυτοχρόνως

προς την εξαγωγή έχουμε από το σημείο E, 40° ως 50° προ του ΚΝΣ, την εισαγωγή αέρα και την απόπλυση του χώρου μέχρι του σημείου Z, 40° ως 50° μετά του ΚΝΣ, συμμετρικά λόγω της ύπαρξης των θυρίδων.

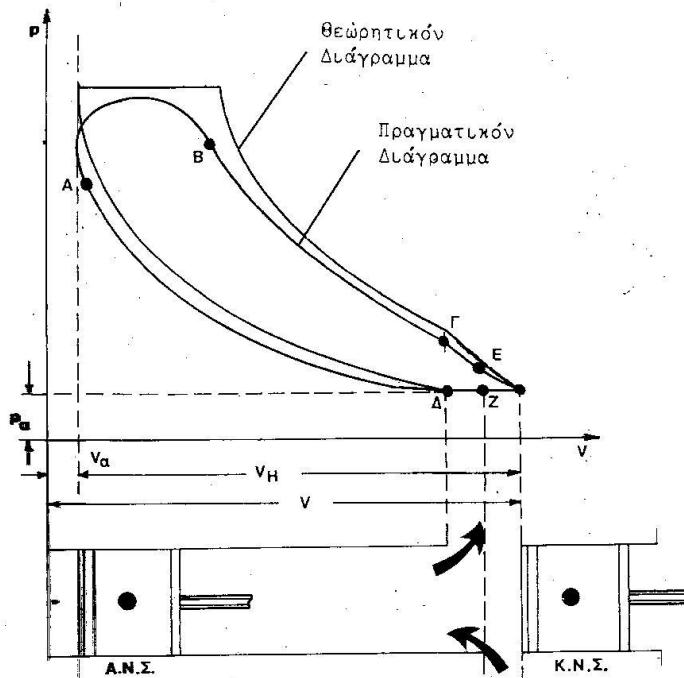
Στην περίπτωση κατά την οποία υπάρχει ήδη συμπίεση του αέρα στο βοηθητικό χώρο σάρωσης κάτωθεν του εμβόλου, τότε μετά τη φάση της εισαγωγής και απόπλυσης που επιτυγχάνεται με δίοδο, η οποία ανοίγει και κλείνει στα σημεία E και Z αντιστοίχως, ακολουθεί για το χώρο αυτό η προπαρασκευή της αναρρόφησης της νέας ποσότητας του αέρα.

Η προπαρασκευαστική αυτή περίοδος τερματίζεται συνήθως στο σημείο H, 50° ως 60° προ του ΑΝΣ, ακολουθεί η αναρρόφηση μέχρι του σημείου Θ, 50° ως 60° μετά του ΑΝΣ και η προσυμπίεση του αέρα μέχρι το σημείο E.

Επίσης για το διάγραμμα του σχήματος 1.5 επισημαίνεται ότι η συμπίεση από το σημείο Δ ως το σημείο Α και η εκτόνωση από το σημείο Β ως το σημείο Γ, παρουσιάζονται ως πολυτροπικές μεταβολές και ευρίσκονται κάτωθεν των αδιαβατικών του θεωρητικού κύκλου.



Σχήμα 1.4: Κυκλικό διάγραμμα δίχρονου κινητήρα Diesel



Σχήμα 1.5: Πραγματικό διάγραμμα λειτουργίας δίχρονου κινητήρα Diesel

1.4 Η εφαρμογή της υπερπλήρωσης στους κινητήρες Diesel.

Υπερπλήρωση του κινητήρα καλείται η αναγκαστική εισαγωγή ατμοσφαιρικού αέρα στο κύλινδρο σε ποσότητα μεγαλύτερη από εκείνη που είναι δυνατόν να αναρροφηθεί μόνο με το κενό που δημιουργεί το έμβολο. Η εισαγωγή αέρα εν προκειμένω γίνεται με πίεση μεγαλύτερη από την ατμοσφαιρική από ένα συμπιεστή, ο οποίος καλείται συμπιεστής υπερπλήρωσης. Λόγω ακριβώς αυτής της μεγαλύτερης πίεσης προκύπτει μεγαλύτερη μάζα αέρα, η οποία στη συνέχεια εισέρχεται στο θάλαμο καύσης.

Σκοπός της υπερπλήρωσης είναι να δώσει στο κινητήρα τη δυνατότητα να καταναλώσει μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου, ώστε να αυξηθεί αναλόγως η ισχύς του και τούτο χωρίς να παρατηρηθεί κακής ποιότητας καύση και

υπερβολική αύξηση των θερμοκρασιών, όπως συμβαίνει στη περίπτωση της υπερφόρτωσης².

Η χρήση υπερπλήρωσης στους κινητήρες Diesel είναι πλέον σχεδόν καθολική και συχνότερη σε σχέση με τους κινητήρες Otto το οποίο οφείλεται κυρίως σε δύο λόγους:

- Στους κινητήρες Otto έχουμε τον περιορισμό αύξησης της πίεσης υπερπλήρωσης λόγω αύξησης της πιθανότητας εμφάνισης κρουστικής καύσης.
- Στους κινητήρες Diesel υπάρχει όριο αύξησης της ταχύτητας περιστροφής λόγω του φαινομένου της καθυστέρησης ανάφλεξης και της ανάμιξης καυσίμου-αέρα, πράγμα το οποίο περιορίζει την αύξηση της ισχύος με ανάλογη αύξηση της ταχύτητας περιστροφής. Κατά συνέπεια η αύξηση της ισχύος στους κινητήρες Diesel με υπερπλήρωση είναι η πλέον αποτελεσματική.

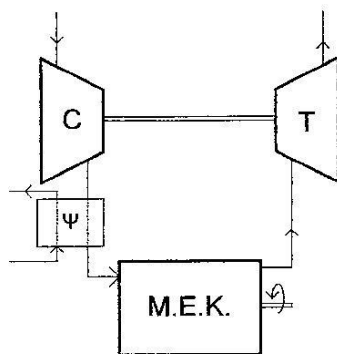
Οι συνηθέστερες μέθοδοι υπερπλήρωσης που εφαρμόζονται στους κινητήρες Diesel και Otto είναι:

- Εξωτερική υπερπλήρωση. Εξωτερικά κινούμενος συμπιεστής από βοηθητικό κινητήρα, συνήθως ηλεκτροκινητήρα. Χρησιμοποιείται κυρίως σε αεροπορικούς κινητήρες καθώς και για σάρωση δίχρονων κινητήρων φυσικής αναπνοής.
- Μηχανική υπερπλήρωση. Κινούμενος συμπιεστής από τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα. Συνήθως εφαρμόζεται σε κινητήρες Otto αυτοκινήτων.
- Στροβίλο-υπερπλήρωση (σχήμα 1.6). Στρόβιλος και συμπιεστής είναι συζευγμένοι σε κοινή άτρακτο και η απαιτούμενη ισχύς για τη κίνηση του συμπιεστή αποδίδεται από τα καυσαέρια του κινητήρα

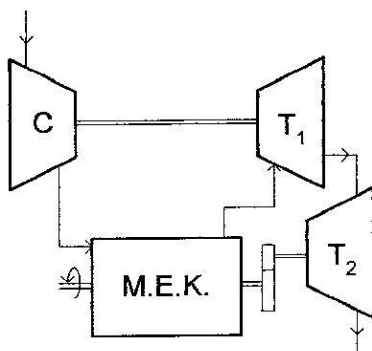
² Υπερφόρτωση ενός κινητήρα είναι η βεβιασμένη αύξηση της ισχύος του, δια της παροχής καυσίμου, χωρίς ανάλογης αύξησης της παροχής αέρα. Η υπερφόρτωση έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της ισχύος κατά ποσοστό 10% ως 20% αλλά δεν μπορεί να διαρκέσει επί μακρόν, καθώς αναπτύσσεται κακής ποιότητας καύση, η οποία προκαλείται λόγω της αυξημένης παροχής καυσίμου, ρύπανση του κυλίνδρου, υπερθέρμανση των μερών του θαλάμου καύσης και ελάττωση του βαθμού απόδοσης της μηχανής.

τα οποία κινούν το στρόβιλο. Συνήθως χρησιμοποιείται ψυγείο στην έξοδο του συμπιεστή για επίτευξη μεγαλύτερου βαθμού πλήρωσης. Πρόκειται για την πλέον διαδεδομένη μέθοδο υπερπλήρωσης με σχεδόν καθολική χρήση σε κινητήρες οχημάτων, βιομηχανικούς και ναυτικούς. Επίσης απαντώνται διβάθμιοι στροβιλο-υπερπληρωτές, δηλαδή διπλό ζεύγος συμπιεστή-στροβίλου, ιδίως σε κινητήρες με πολύ υψηλή συγκέντρωση ισχύος.

- Σύνθετοι κινητήρες (turbo-compound engines). Συμπιεστής και στρόβιλος είναι μηχανικά συζευγμένοι και η στροφαλοφόρος άτρακτος του κινητήρα είναι συζευγμένη με πρόσθετο στρόβιλο ισχύος (σχήμα 1.7) για την εξαγωγή πρόσθετης ισχύος από τα καυσαέρια.



Σχήμα 1.6: Στροβιλο-υπερπλήρωση με ενδιάμεσο ψυγείο αέρα



Σχήμα 1.7: Σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση (turbo-compound) με στρόβιλο ισχύος

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΣ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΙ ΚΑΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

2.1 Συνθήκες καύσης στους κινητήρες Diesel.

Στους κινητήρες Diesel έχουμε εν γένει συνθήκες καύσης πολύ δυσμενέστερες συγκρινόμενες με τις ανάλογες στους κινητήρες Otto. Τούτο διότι ο διατιθέμενος χρόνος για το σχηματισμό του μίγματος είναι ελάχιστος, αντιστοιχώντας σε λίγες μόνο μοίρες γωνίες στροφάλου¹ και δεν απαιτείται έξωθεν βοήθεια για την έναυση.

Πέραν των ανωτέρω, η εξασφάλιση τελείας καύσης στους κινητήρες Diesel απαιτείται λόγω της υψής των προϊόντων στην περίπτωση ατελούς καύσης, δηλαδή της αποβολής στο περιβάλλον νεφών ακαύστων ή ατελώς καμένων υδρογονανθράκων.

Για να καταστεί η καύση τελεία είναι αναγκαία, πάντα, η ύπαρξη περίσσειας αέρα. Για το λόγο αυτό ο απαιτούμενος λόγος ισοδυναμίας αέρα² είναι, αναλόγως του τύπου του κινητήρα, $\lambda_a=1,2$ ως $1,8$. Η ύπαρξη αναλογίας αέρα αυτής της τάξης μεγέθους έχει ως αποτέλεσμα την μειωμένη συγκέντρωση ισχύος, δηλαδή τη μείωση της μέσης πραγματικής πίεσης.

Αντιθέτως, όμως, ο κινητήρας Diesel δύναται να καύση καύσιμα λιγότερο πτητικά της βενζίνης (συνήθως χρησιμοποιείται το κλασικό καύσιμο Diesel, αλλά σε πολλές περιπτώσεις και τα βαρύτερα καύσιμα λεβήτων) τα οποία

¹ Η σχέση που συνδέει τη γωνία στροφάλου $\Delta\phi$ (σε μοίρες) και το χρόνο Δt (σε ms) είναι η $\Delta t = \Delta\phi / 6n$, όπου n οι στροφές ανά λεπτό.

² Ο λόγος ισοδυναμίας αέρα λ_a δίνεται από τον τύπο $\lambda_a = AF / AF_{st}$, όπου AF είναι ο λόγος αέρα-καυσίμου της πραγματικής καύσης και AF_{st} είναι ο λόγος αέρα-καυσίμου της στοιχειομετρικής καύσης.

είναι κατά κανόνα φθηνότερα αυτής. Το γεγονός αυτό, σε συνδυασμό με τον καλύτερο βαθμό απόδοσης του κινητήρα Diesel τον καθιστά σαφώς οικονομικότερο από τον κινητήρα Otto.

2.2 Σχηματισμός της δέσμης καυσίμου-αέρα στον κύλινδρο.

Βασικό ρόλο για την τελειότητα του, εντός του κυλίνδρου μιας μηχανής Diesel, σχηματιζόμενου μίγματος καυσίμου-αέρα παίζει η λεγόμενη ποιότητα έγχυσης. Αυτή επιδρά στην ομοιομορφία αλλά και στη λεπτότητα της διανομής του εγχυόμενου στο κύλινδρο καυσίμου εντός του ευρισκομένου εκεί αέρα.

Κατά την έγχυση του καυσίμου, εντός του κυλίνδρου, επικρατεί μεγάλη διαφορά πίεσης αυτού με το περιεχόμενο του κυλίνδρου. Συνεπώς, το καύσιμο εξέρχεται του ακροφυσίου του εγχυτήρα ως δέσμη πολύ μεγάλης ταχύτητας. Η δέσμη αυτή είναι αρχικώς συμπαγής, μορφής αναλόγου της κατασκευής του ακροφυσίου, και προωθείται εντός της μάζας του πυκνού, λόγω της συμπίεσης, αέρα του κυλίνδρου.

Η πορεία της δέσμης εντός του κυλίνδρου και ειδικότερα εντός του θαλάμου καύσης είναι γενικότερα φαινόμενο πολύπλοκο. Αυτή αποτελεί συνάρτηση της γεωμετρίας του ακροφυσίου, της ταχύτητας εξόδου από αυτό, της πυκνότητας του καυσίμου και του αέρα, της συνεκτικότητας του αέρα αλλά και της επιφανειακής τάσης μεταξύ του καυσίμου και του αέρα.

Η δέσμη, τελικώς, υπό την επίδραση της επιβράδυνσης εκ μέρους του αέρα και της επιφανειακής τάσης διασπάται σε μικρά σταγονίδια. Βάσει πειραματικών δεδομένων αλλά και σχετικών θεωρητικών υπολογισμών μπορούμε να διατυπώσουμε τα κάτωθι:

- Η δέσμη του καυσίμου εγχυόμενη είναι αρχικώς περισσότερο συμπαγής και κατά την πορεία της διατηρεί σχετικώς συμπαγή τον πυρήνα της. Προς το τέλος της πορείας της καθίσταται συνεχώς και λιγότερο συμπαγής, αρχής γενομένης από τις παρυφές της.
- Η ταχύτητα προώθησης της δέσμης εντός του αέρα διαφοροποιείται,

όσον αφορά τον πυρήνα και τις παρυφές της, δηλαδή οι παρυφές καθυστερούν συνεχώς περισσότερο, λόγω της πέδησης την οποία υφίστανται, από τον περιβάλλοντα αέρα. Συνεπώς, οι παρυφές μεταβάλλονται πρώτα σε ομίχλη σταγονιδίων λόγω της μεγαλύτερης ποσότητας εισερχόμενου αέρα.

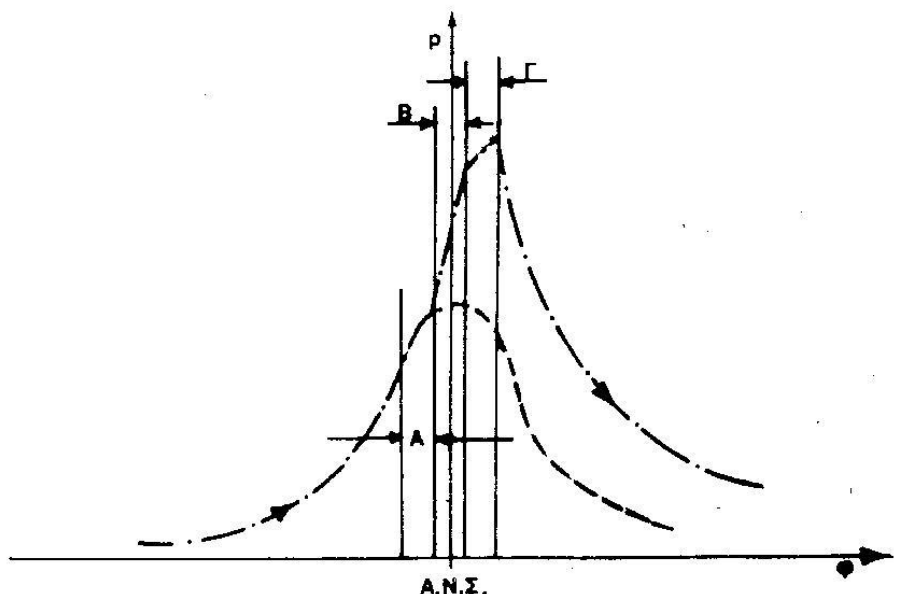
- Λεπτές δέσμες είναι κατά κανόνα συμπαγέστερες έναντι των παχύτερων αλλά έχουν κατά κανόνα μικρότερη εμβέλεια.
- Κινήσεις εντόνου μορφής του αέρα εντός του θαλάμου καύσης παραμορφώνουν και χαλαρώνουν τη δέσμη με αποτέλεσμα τη μείωση της εμβέλειάς της. Αυτές οι κινήσεις έχουν όμως ως αποτέλεσμα τη βελτίωση της ποιότητας της έγχυσης.
- Αύξηση της πυκνότητας του αέρα, δηλαδή και της πίεσης, επιφέρει μείωση της ταχύτητας προώθησης και της εμβέλειας της δέσμης. Ταυτοχρόνως έχουμε και επίδραση επί της συνοχής της δέσμης, δηλαδή υπό συνθήκες αυξημένης πυκνότητας ευνοείται η διάσπασή της.
- Για την καύση βασική σημασία έχει το μέγεθος των σταγονιδίων στα οποία και διασπάται η δέσμη καυσίμου. Η διάμετρος των σταγονιδίων, για να έχουμε καλό μίγμα καυσίμου αέρα, οφείλει να κυμαίνεται μεταξύ των 5 ως 50 μm , το μεγαλύτερο μέρος των οποίων έχει διάμετρο μεταξύ 10 ως 20 μm .
- Επί του διαμορφωμένου μεγέθους των σταγονιδίων επιδρούν αφενός μεν η διάμετρος των οπών του ακροφυσίου του εγχυτήρα, αφετέρου δε οι πιέσεις εγχύσεως και κυλίνδρου. Επίδραση επί της διαμέτρου και της μορφής των σταγονιδίων έχει ομοίως και η θέση στην οποία δημιουργήθηκαν ή βρίσκονται. Συγκεκριμένα, τα δημιουργηθέντα σταγονίδια στις παρυφές της δέσμης έχουν μορφή περισσότερο σφαιρική και μικρότερη διάμετρος, τα δε δημιουργηθέντα στον πυρήνα, λόγω της μεγαλύτερης ταχύτητάς του, έχουν επιμήκη μορφή και μεγαλύτερη διάμετρο.

2.3 Μηχανισμός της καύσης.

Η καύση στους κινητήρες Diesel, καθώς αναφέρθη στην αρχή του κεφαλαίου, πραγματοποιείται σε συνθήκες δυσμενέστερες των κινητήρων Otto. Ειδικότερα στους κινητήρες Otto έχουμε το σχηματισμό του μίγματος ως αυτοτελή και σαφώς ξεχωριστή λειτουργία. Αντιθέτως στους κινητήρες Diesel ο σχηματισμός του μίγματος, η ανάφλεξη και η περαιτέρω καύση δεν αποτελούν ξεχωριστές λειτουργίες αλλά αλληλένδετες.

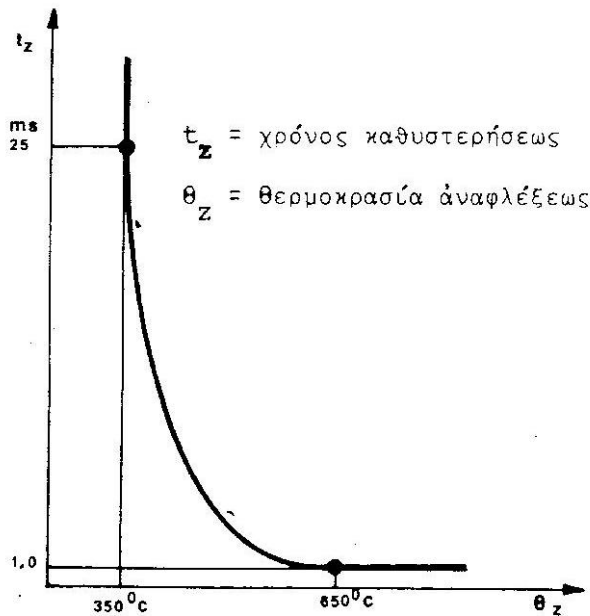
Η καύση λαμβάνει χώρα σε τρεις διαδοχικές φάσεις, δηλαδή στην καθυστέρηση ανάφλεξης κατά την οποία εγχύεται το καύσιμο χωρίς εξωτερική εμφανή ανάφλεξη, την ανεξέλεγκτη καύση κατά την οποία αναφλέγεται αιφνιδίως μεγάλο μέρος του μέχρι της στιγμής εκείνης εγχυθέντος καυσίμου και την κανονική ή ελεγχόμενη καύση.

Οι ανωτέρω τρεις φάσεις διακρίνονται στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα κυλίνδρου μηχανής Diesel του σχήματος 2.1, ως φάσεις Α, Β και Γ.



Σχήμα 2.1: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα p-φ κινητήρα Diesel

Αποφασιστική σημασία για τον όλο τον μηχανισμό καύσης στον κινητήρα έχει η φάση A, καθότι για να υπάρξει ανάφλεξη του καυσίμου, αυτό έχει ανάγκη φυσικής και χημικής προετοιμασίας, η οποία απαιτεί μικρό μεν αλλά υπολογίσιμο χρόνο. Ο χρόνος αυτός, ονομαζόμενος χρόνος καθυστέρησης, ορίζεται ως ο χρόνος ο οποίος παρέρχεται από της έγχυσης του καυσίμου στον αέρα, έχοντα θερμοκρασία ίση ή ανωτέρα της θερμοκρασίας αναφλέξεως, μέχρι της αυτανάφλεξής του. Ο χρόνος καθυστέρησης αποτελεί συνάρτηση της θερμοκρασίας ανάφλεξης, με μορφή όπως δίνεται στον διάγραμμα του σχήματος 2.2.



Σχήμα 2.2: Χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης καυσίμου Diesel σε θερμό αέρα

Ο χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης, δηλαδή η διάρκεια της φάσης A, συνήθως διαρκεί περί τα 0.001 ως 0.004 δευτερόλεπτα. Κατά το χρόνο αυτό καθίσταται εφικτή η φυσική και χημική προετοιμασία του καυσίμου. Ως φυσική προετοιμασία εννοούμε την τουλάχιστον μερική εξάτμιση των σταγονιδίων του καυσίμου, λόγω μετάδοσης σε αυτά θερμότητας εκ του υπάρχοντος στο θάλαμο καύσης αέρα. Ταυτοχρόνως λαμβάνει χώρα και η χημική προετοιμασία, ειδικότερα δε στο εξατμισθέν τμήμα του καυσίμου όπου λαμβάνει χώρα η διάσπαση των βαρύτερων και αδρανέστερων

υδρογονανθράκων σε ελαφρότερους και δραστικότερους. Σε αυτούς τους υδρογονάνθρακες εντοπίζονται και οι πρώτες εστίες ανάφλεξης, λόγω ύπαρξης σε αυτούς της υψηλότερης δυνατής θερμοκρασίας και της τοπικώς αυξημένης περισσειας αέρα. Γενικά είναι αποδεκτό ότι δεν υπάρχει ανάφλεξη του καυσίμου στην υγρή μορφή αλλά ανάφλεξη των δραστικότερων προϊόντων αυτού σε κατάσταση εξάτμισης. Επίσης σχετικές παρατηρήσεις έχουν δείξει ότι εμφανίζονται κατά κανόνα περισσότερες της μιας εστίας ανάφλεξης εντός του θαλάμου καύσης.

Κατά την καύση των επιμέρους σταγονιδίων του καυσίμου, αυτά παρουσιάζουν ένα εξωτερικό φλόγινο περίβλημα, ένα ενδιάμεσο ατμώδη και ένα εσωτερικό υγρό πυρήνα.

Λόγω δε της επίδρασης, τόσο του μεγέθους των σταγονιδίων, όσο και της θερμοκρασίας και της ταχύτητας της δέσμης στην ταχύτητα της εξάτμισης μεγάλη σημασία έχουν τα αντίστοιχα μεγέθη των ανωτέρω παραγόντων επί της καλής ή μη προετοιμασίας της ανάφλεξης και την εξέλιξη της καύσης. Ειδικότερα η εξάτμιση είναι τόσο εντονότερη, όσο μικρότερο είναι το μέγεθος των σταγονιδίων. Αντιθέτως αυτή εξαρτάται ευθέως από τη θερμοκρασία του αέρα και την ταχύτητα της δέσμης, δηλαδή είναι εντονότερη όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία του αέρα και όσο μεγαλύτερη είναι η ταχύτητα της δέσμης.

Στη μείωση του χρόνου καθυστέρησης ανάφλεξης επιδρά ευνοϊκά κάθε αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας του αέρα εντός του κυλίνδρου αλλά και των τοιχωμάτων του. Γι' αυτό το λόγο στους κινητήρες Diesel είναι σημαντική η θερμοκρασία του ψυκτικού.

Ομοίως, ευνοϊκή επίδραση στη μείωση του χρόνου καθυστέρησης έχει και η μικρότερη διάμετρος των σταγονιδίων του καυσίμου καθώς και η καλύτερη δυνατή διασκόρπιση και κατανομή τούτων εντός της μάζας του αέρα.

Μεγάλη επίδραση επί του χρόνου καθυστέρησης έχει η ένταση της κίνησης του αέρα εντός του θαλάμου καύσης. Επομένως με τη κίνηση του αέρα επιτυγχάνεται μεγάλη μείωση του χρόνου καθυστέρησης, διότι μέσω

αυτής προάγεται ο σχηματισμός του μίγματος καθώς και η φυσική και χημική προετοιμασία του. Η ένταση της κίνησης επιτυγχάνεται καταρχήν με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα αλλά και με την κατάλληλη διαμόρφωση του θαλάμου καύσης καθώς και των οργάνων εισαγωγής του αέρα.

Η εξάρτηση της καθυστέρησης ανάφλεξης από τη ταχύτητα περιστροφής αλλά και της διαμόρφωσης του θαλάμου καύσης δίνει την δυνατότητα ικανοποιητικής λειτουργίας των κινητήρων Diesel σε ευρύ πεδίο μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής. Ωστόσο η επίδραση αυτή, η οποία οφείλεται κυρίως στην επιτάχυνση των κινήσεων του αέρα στον κύλινδρο, υπολείπεται αρκετά της μείωσης του διαθέσιμου χρόνου λόγω της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής. Συνεπώς υπάρχει πάντοτε ένα άνω όριο ταχύτητας περιστροφής, πέραν του οποίου δεν είναι δυνατή η ομαλή λειτουργία του κινητήρα.

Ο χρόνος καθυστέρησης επηρεάζεται και από τη προπορεία έγχυσης του καυσίμου, καθότι από αυτή εξαρτώνται οι κατά την έναρξη της έγχυσης συνθήκες εντός του θαλάμου καύσης. Υπάρχει πάντα μια βέλτιστη προπορεία έγχυσης, η οποία δίνει τον ελάχιστο χρόνο καθυστέρησης.

Τον χρόνο καθυστέρησης, δηλαδή τη φάση Α, ακολουθεί η ανάφλεξη του καυσίμου, δηλαδή η φάση Β. Η φάση Β (σχήμα 2.1) δεν εμφανίζεται πάντοτε, όσον αφορά την έναρξη της ανάφλεξης, σε μια ορισμένη θέση, αλλά εκεί όπου δημιουργούνται οι ευνοϊκότερες προϋποθέσεις.

Στους κινητήρες Diesel χαρακτηριστικό της καύσης, είναι ότι αυτή ξεκινάει σε περισσότερες της μιας εστίας, οι οποίες ενώνονται ταχέως, επεκτεινόμενες σε κάθε ποσότητα του μέχρι εκείνη τη στιγμή εγχυθέντος καυσίμου, το οποίο έχει ήδη προετοιμασθεί φυσικώς και χημικώς κατά το Α στάδιο. Η απότομη αυτή καύση, τύπου προανάμιξης, επιφέρει την απότομη ή ανεξέλεγκτη αύξηση της πίεσης, την αύξηση της θερμοκρασίας του περιεχομένου του θαλάμου καύσης αλλά και των κινήσεων του αέρα.

Με αυτόν ακριβώς τον τρόπο το κατά την τελευταία φάση, δηλαδή τη φάση Γ, εγχυόμενο καύσιμο βρίσκεται στον θάλαμο καύσης συνθήκες

περισσότερο ιδανικές και παρουσιάζει σταθερή, πρακτικώς, καθυστέρηση ανάφλεξης και ελεγχόμενη από το ρυθμό έγχυσης.

Από τα παραπάνω αναφερθέντα καθίσταται φανερό ότι η καύση εξαρτάται από δύο, πέραν από τη ποιότητα του καυσίμου, βασικούς παράγοντες, δηλαδή από την όλη διαδικασία και το ρυθμό έγχυσης του καυσίμου και από το χρόνο καθυστέρησης ανάφλεξης. Στη περίπτωση που έχουμε πολύ ταχύ ρυθμό έγχυσης του καυσίμου σε σχέση προς το χρόνο καθυστέρησης θα εισαχθεί στο θάλαμο πρακτικώς όλη η ποσότητα του καυσίμου πρόωρα και θα έχουμε μόνο τη φάση Β, δηλαδή την ανεξέλεγκτη καύση. Συνεπώς θα έχουμε πολύ απότομη αύξηση της πίεσης και η καύση θα έχει κρουστικά χαρακτηριστικά, προκαλώντας αυξημένο βαθμό απόδοσης, μη ομαλή λειτουργία του κινητήρα και αυξημένο θόρυβο. Αντιθέτως, στην περίπτωση ύπαρξης βραχέος ρυθμού έγχυσης του καυσίμου, σε σχέση προς το χρόνο καθυστέρησης ανάφλεξης, θα εισαχθεί πολύ μικρό ποσοστό καυσίμου εντός του θαλάμου καύσης, μέχρι τη στιγμή της ανάφλεξης, και θα έχουμε το μεγαλύτερο μέρος αυτού στη φάση Γ, δηλαδή στη φάση κατά την οποία η καύση είναι ελεγχόμενη. Στη περίπτωση αυτή θα έχουμε ομαλή λειτουργία του κινητήρα απαλλαγμένη ισχυρού θορύβου αλλά και μειωμένου βαθμού απόδοσης. Επιπρόσθετα αν η έγχυση συνεχιστεί επί μακρόν, ονομαζόμενη και ως έρπουσα καύση, τότε εκτός από πτώση του βαθμού απόδοσης θα επιφέρει υπερθέρμανση των στοιχείων του κινητήρα, ειδικότερα της βαλβίδας εξαγωγής, και επιπτώσεις στο περιβάλλον λόγω των αυξημένων βλαβερών υπολειμμάτων.

2.4 Τα καύσιμα των κινητήρων Diesel.

Όπως αναφέρθηκε ανωτέρω οι κινητήρες Diesel συνήθως χρησιμοποιούν το κλασικό καύσιμο Diesel ενώ σε πολλές περιπτώσεις, κυρίως σε αργόστροφους κινητήρες, χρησιμοποιούν το βαρύτερο καύσιμο μαζούτ. Το καύσιμο Diesel είναι προϊόν απόσταξης του αργού πετρελαίου με όρια από 200°C ως 400°C. Το εύρος πυκνότητας του είναι 0.82kg/lit ως 0.87kg/lit και διαθέτει αρκετή συνεκτικότητα ώστε να λιπαίνονται τα συστήματα έγχυσης του στο θάλαμο καύσης. Το καύσιμο λέβητα αποτελεί κατάλοιπο της

απόσταξης. Η πυκνότητα του βρίσκεται μεταξύ 0.9kg/lit ως 1.0 kg/lit και υπό συνήθη θερμοκρασία είναι παχύρευστο. Επίσης έχει μηδαμινή πτητικότητα, σχετικά μειωμένη θερμογόνο δύναμη και υψηλή περιεκτικότητα σε θείο.

Βάσει των προηγηθέντων η κυριότερη ιδιότητα των χρησιμοποιούμενων καυσίμων στους κινητήρες Diesel είναι η λεγόμενη ποιότητα ανάφλεξης. Η ποιότητα ανάφλεξης χαρακτηρίζεται από την καθυστέρηση ανάφλεξης, κατ' αντίθετη έννοια, δηλαδή η πλέον καλύτερη ποιότητα ανάφλεξης παρουσιάζει τον πλέον μικρό χρόνο καθυστέρησης ανάφλεξης. Αυτή η σχέση αναφέρεται στην ταχύτητα της προετοιμασίας του καυσίμου προς καύση εντός του κινητήρα, δηλαδή στην ταχύτητα της φυσικής και χημικής προετοιμασίας του.

Στην φυσική και χημική προετοιμασία αναφέρονται αρχικώς τα κριτήρια περί της ποιότητας ανάφλεξης των καυσίμων. Η πτητικότητα παραδείγματος χάριν, ως κριτήριο, αναφέρεται στην δυνατότητα της φυσικής προετοιμασίας του καυσίμου. Αντιθέτως η σύνθεση καυσίμου ως προς τους υδρογονάνθρακες, αναφέρεται στη χημική προετοιμασία. Η όλη ποιότητα ανάφλεξης, όμως, δεν είναι δυνατόν να εκφρασθεί με επιμέρους κριτήρια, λόγω της ταυτόχρονης επίδρασης, τόσο της φυσικής, όσο και της χημικής προετοιμασίας επί του χρόνου καθυστέρησης ανάφλεξης.

Ο συνδυασμός της φυσικής και χημικής προετοιμασίας στην επίδραση του ανωτέρω χρόνου οδήγησε στην εύρεση ενός κριτηρίου, το οποίο να εκφράζει καλύτερα τη ποιότητα ανάφλεξης ενός καυσίμου. Ο εν χρήσει, σήμερα, αριθμός κετανίου CN εκφράζει καλύτερα την ποιότητα καυσίμου. Αυτός δίνει την σε κετάνιο κατ' όγκο περιεκτικότητα επί της % ενός προτύπου μίγματος από κετάνιο ($C_{16}H_{34}$) το οποίο είναι ευπαθές συστατικό έχοντας άριστη ποιότητα ανάφλεξης και α -μεθυλοναφθαλένιο ($C_{10}H_8$) το οποίο είναι αδρανές συστατικό. Κατά αυτόν τον τρόπο τα καύσιμα δίνονται ως ισοδύναμα του ανωτέρω μίγματος πρότυπων καυσίμων.

Στη πράξη οι ταχύστροφοι κινητήρες Diesel έχουν, λόγω της μεγάλης ταχύτητας περιστροφής και κατ' ακολουθία του μικρού σχετικώς προς διάθεση χρόνου καθυστέρησης ανάφλεξης, ανάγκη καλύτερων καυσίμων. Υπό συνήθεις συνθήκες λειτουργίας για τους πολύστροφους κινητήρες

οχημάτων ο αριθμός κετανίου των καυσίμων πρέπει είναι μεγαλύτερος του 45.

Για τους κινητήρες μέσου αριθμού στροφών καθώς και για τους αργόστροφους αρκούν καύσιμα έχοντα αριθμό κετανίου μεγαλύτερο του 35 και 30 αντίστοιχα.

Πέραν, όμως, της ποιότητας ανάφλεξης υπάρχουν πολλές άλλες ιδιότητες των καυσίμων Diesel, οι οποίες καθορίζουν την ποιότητα τους. Συνοπτικώς αυτές είναι η πτητικότητα, η συνεκτικότητα, η περιεκτικότητα σε θείο, η σταθερότητα σε οξείδωση, η πυκνότητα, το σημείο πήξης και η τάση σχηματισμού ανθρακούχου υπολειμματος στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης. Αυτές οι ιδιότητες επιδρούν τόσο επί της μορφής της λειτουργίας των κινητήρων, όσο και επί της διάρκειας ζωής των αλλά και γενικότερα επί της δυνατότητας χρήσης των σε διάφορες συνθήκες περιβάλλοντος καθώς και επί του βαθμού ρύπανσης του περιβάλλοντος από τα καυσαέρια.

2.5 Αντλίες έγχυσης καυσίμου.

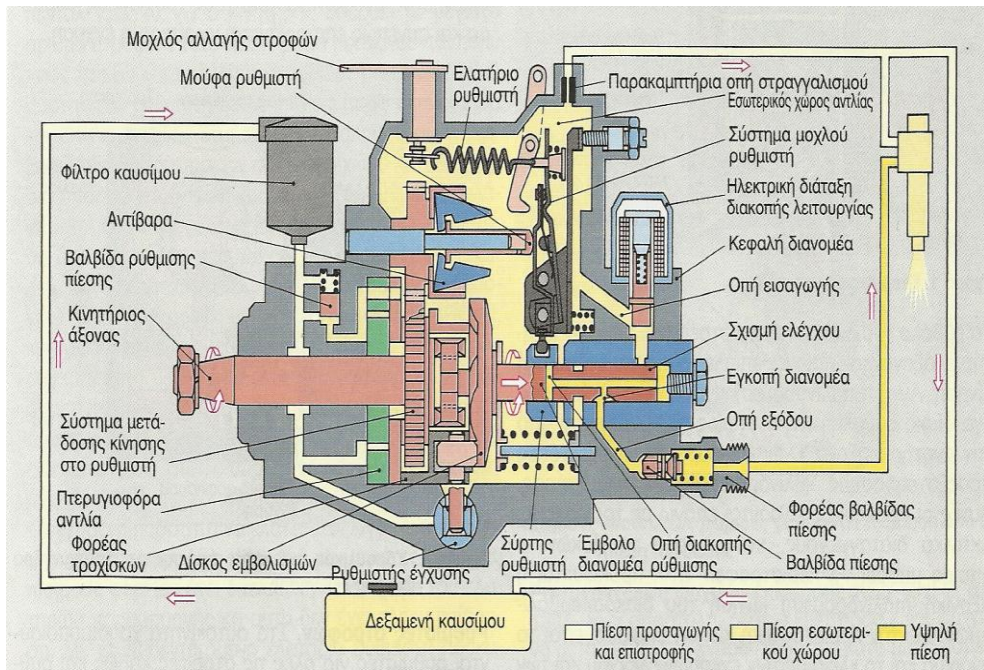
Το σύστημα έγχυσης καυσίμου αποτελεί το σημαντικότερο σύστημα των κινητήρων Diesel. Τα κυρίως μέρη ενός τέτοιου συστήματος είναι η αντλία καυσίμου, ο εγχυτήρας και ο σωλήνας κατάθλιψης. Αναγκαίο είναι η έγχυση καυσίμου στο θάλαμο καύσης να γίνει υπό υψηλές πιέσεις, για να εξασφαλισθεί ο διασκορπισμός του σε λεπτά σταγονίδια και η ταχεία ατμοποίηση και ανάμειξη με τον περιβάλλοντα αέρα του κυλίνδρου. Την ανύψωση της πίεσης του καυσίμου σε τιμές που κυμαίνονται από 100 ως 2500 bar, ανάλογα με το είδος του κινητήρα και του χρησιμοποιούμενου καυσίμου, εκπληρώνει η αντλία καυσίμου.

Οι αντλίες καυσίμου είναι συνήθως εμβολοφόρες, με έμβολα τα οποία κινούνται από εκκεντροφόρο άτρακτο μέσω τυπικού μηχανισμού εκκέντρου-τροχού ώσης και ισχυρού ελατηρίου για την εξασφάλιση της συνεχής επαφής των. Οι κυριότερες συνήθειες κατηγορίες αντλιών είναι οι ακόλουθες:

2.5.1 Αντλία διανομής τύπου Bosch (σχήμα 2.3).

Η διάταξη αποτελείται από την εγκατάσταση παροχής καυσίμου με το φίλτρο, τη δοσομετρική αντλία, τους αγωγούς έγχυσης και τους φορείς με τα ακροφύσια έγχυσης. Η αντλία αυτή χρησιμοποιείται κυρίως σε πολυκύλινδρους κινητήρες Diesel μικρού μεγέθους.

Το φίλτρο καυσίμου διαθέτει στοιχείο με πολύ λεπτούς πόρους το οποίο είναι αναγκαίο καθώς τα εσωτερικά τμήματα της αντλίας είναι υψηλής ακρίβειας και περιβάλλονται από το πετρέλαιο. Συνεπώς η απουσία φίλτρου θα οδηγούσε στη πρόωρη φθορά της αντλίας. Επίσης σημαντικός για την αποφυγή φθοράς είναι ο διαχωρισμός του νερού από το πετρέλαιο.



Σχήμα 2.3: Αντλία διανομής τύπου Bosch

Η αντλία διανομής παρέχει, με μια αντλία υψηλής πίεσης, καύσιμο σε όλους τους κυλίνδρους τους κινητήρα. Οι δομικές μονάδες από τις οποίες αποτελείται η αντλία διανομής είναι ο κινητήριος άξονας, η τροφοδοτική αντλία καυσίμου, η διάταξη εμβολισμού περιστροφικού τύπου για την κίνηση του εμβόλου της αντλίας, το σύστημα ρυθμιστικών μοχλών με

ρυθμιστικό σύρτη για τον περιορισμό της ποσότητας καυσίμου, το έμβολο αντλίας υψηλής πίεσης, τον ρυθμιστή στροφών φυγοκεντρικού τύπου και τον υδραυλικό ρυθμιστή έγχυσης για τη μετατόπιση της έναρξης παροχής.

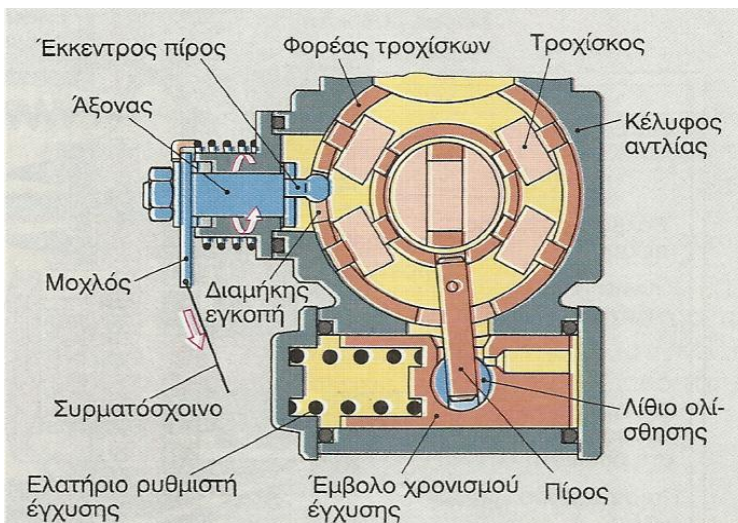
Ο κινητήριος άξονας της δοσομετρικής αντλίας εδράζεται στο κέλυφος της. Σε αυτόν έχουν διαταχθεί η τροφοδοτική αντλία παροχής καυσίμου, ο οδοντοτροχός ο οποίος κινεί τον ρυθμιστή στροφών και ο δίσκος εμβολισμών. Στην κεφαλή του διανομέα βρίσκεται το έμβολο της αντλίας υψηλής πίεσης με τον ρυθμιστικό σύρτη, η ηλεκτρική διάταξη διακοπής λειτουργίας και οι φορείς των βαλβίδων πίεσης με τις βαλβίδες.

Το καύσιμο προωθείται από τη δεξαμενή καυσίμου με τη βοήθεια της πτερυγιοφόρου αντλίας. Επειδή αυτή παρέχει περισσότερο καύσιμο απ' ό τι χρειάζεται η αντλία έγχυσης, έχει τοποθετηθεί μια βαλβίδα ελέγχου της πίεσης, η οποία επαναφέρει το πλεονάζον καύσιμο προς την πλευρά αναρρόφησης, παρεμποδίζοντας κατά αυτό τον τρόπο την ανάπτυξη υπερβολικής πίεσης. Το υπόλοιπο καύσιμο φθάνει στον εσωτερικό χώρο της αντλίας. Για την ψύξη και τον αυτόματο εξαερισμό της αντλίας έγχυσης μια ορισμένη ποσότητα καυσίμου επιστρέφει στη δεξαμενή καυσίμου μέσω μιας παρακαμπτήριας οπής στραγγαλισμού. Από το εσωτερικό της αντλίας, το καύσιμο φθάνει στο χώρο υψηλής πίεσης μέσω της οπής εισαγωγής και της εγκοπής ελέγχου στο έμβολο του διανομέα. Το έμβολο του διανομέα περιστρέφεται από τον κινητήριο άξονα και παίρνει επιπλέον μια παλινδρομική κίνηση. Αυτή η παλινδρομική κίνηση προκαλείται από το δίσκο εμβολισμών, ο οποίος περιστρέφεται από τον κινητήριο άξονα. Ο δίσκος εμβολισμών έχει τόσες προεξοχές όσους κυλίνδρους έχει ο κινητήρας. Αυτές οι προεξοχές κυλίνουν επάνω σε τροχίσκους ακτινικά διατεταγμένους σε ένα φορέα, ο οποίος περιστρέφεται. Έτσι προκαλείται η αξονική παλινδρομική κίνηση του δίσκου εμβολισμών. Με την περιστροφική κίνηση δημιουργείται το άνοιγμα και το κλείσιμο των εγκοπών ελέγχου και των οπών μεταξύ του εμβόλου και της κεφαλής του διανομέα. Η παραγωγή πίεσης γίνεται από την παλινδρομική κίνηση του εμβόλου, αφού κλείσει η οπή εισαγωγής.

Η παροχή του καυσίμου αρχίζει μόλις ταυτισθεί η εγκοπή του διανομέα με την οπή εξόδου. Με τη δημιουργηθείσα υψηλή πίεση ανυψώνονται οι

βαλβίδες πίεσης από την έδρα τους και το καύσιμο συμπιέζεται μέσα στους αγωγούς προς τους εγχυτήρες. Το πέρας της έγχυσης πραγματοποιείται από το γεγονός ότι ο σύρτης του ρυθμιστή απελευθερώνει μια εγκάρσια οπή του εμβόλου, μέσα από την οποία το καύσιμο από το χώρο υψηλής πίεσης επιστρέφει στον εσωτερικό χώρο της αντλίας. Αυτό γίνεται κατά τη διάρκεια της υπόλοιπης διαδρομής.

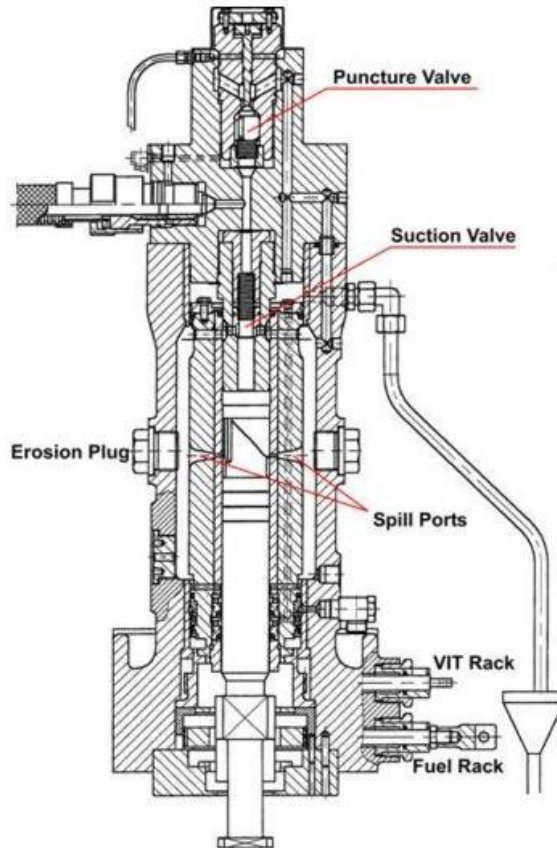
Μια από τις μεθόδους ρύθμισης της χρονικής στιγμής της έγχυσης είναι αυτή του υδραυλικού ρυθμιστή έγχυσης του σχήματος 2.4. Όταν η αντλία έγχυσης δεν λειτουργεί τότε το έμβολο χρονισμού συγκρατείται από το ελατήριο του εμβόλου στην αρχική του θέση. Από κάποιες στροφές και πέρα η πίεση του εσωτερικού χώρου υπερνικά τη δύναμη του ελατηρίου και μετατοπίζει το έμβολο χρονισμού πιέζοντας το ελατήριο. Η αξονική κίνηση του εμβόλου μεταφέρεται μέσω πύρου στο φορέα των τροχίσκων. Με την κίνηση αυτή ο φορέας στρέφεται λίγο με αποτέλεσμα ο δίσκος εμβολισμών να ανυψώνεται από τους τροχίσκους νωρίτερα, επιτυγχάνοντας έτσι πρωτύτερη έγχυση καυσίμου.



Σχήμα 2.4: Υδραυλικός ρυθμιστής έγχυσης με παράλληλη ρύθμιση, μέσω συρματόσχοινου, ψυχρής εκκίνησης

2.5.2 Ατομική αντλία τύπου Bosch (σχήμα 2.5).

Πρόκειται για αντλίες με παρόμοια χαρακτηριστικά με αυτά των αντλιών διανομής τύπου Bosch. Η διαφορά έγκειται στο γεγονός ότι σε αυτή τη περίπτωση υπάρχει μια ξεχωριστή αντλία για κάθε κύλινδρο του κινητήρα. Χωρίζονται σε ανεξάρτητες δηλαδή μονοκύλινδρες, για κάθε κύλινδρο του κινητήρα, και κεντρικές, δηλαδή πολυκύλινδρες όπου κάθε κύλινδρος των οποίων εξυπηρετεί έναν κύλινδρο του κινητήρα. Οι ανεξάρτητες αντλίες χρησιμοποιούνται κατά κανόνα σε κινητήρες μεγάλων ή και μέσων διαστάσεων ενώ οι κεντρικές χρησιμοποιούνται σε κινητήρες κυρίως μικρών ή και μέσων διαστάσεων λόγω του ότι το μέγεθός τους είναι λογικό σε σύγκριση με το μέγεθος του κινητήρα.

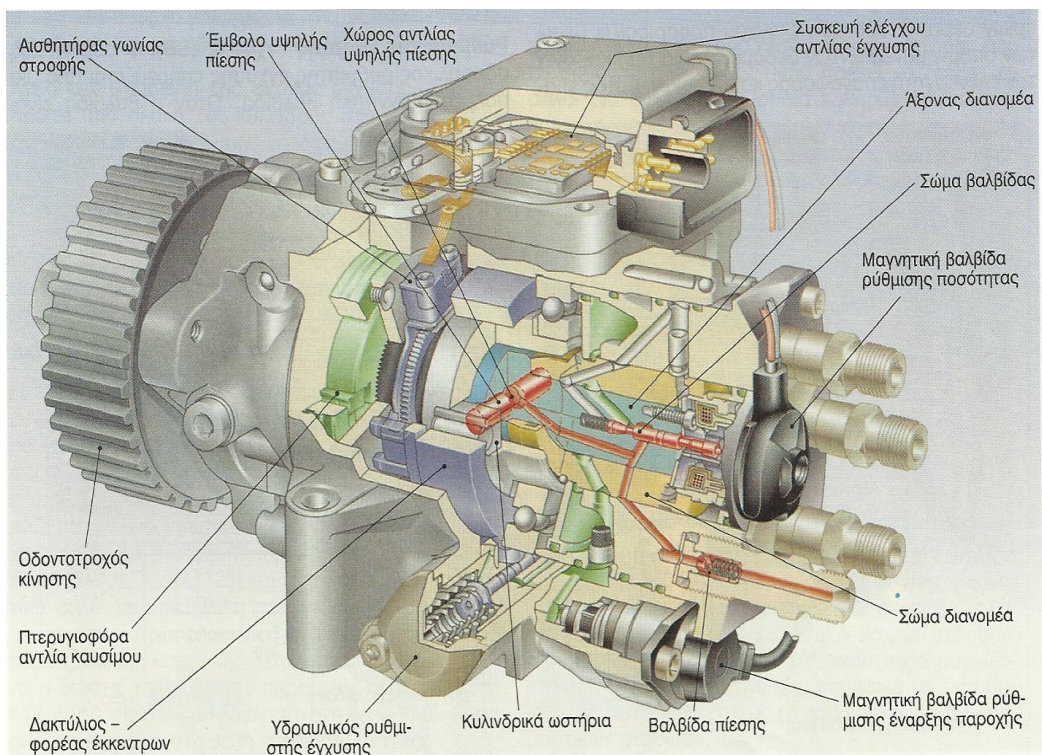


Σχήμα 2.5: Ατομική αντλία τύπου Bosch ναυτικού κινητήρα

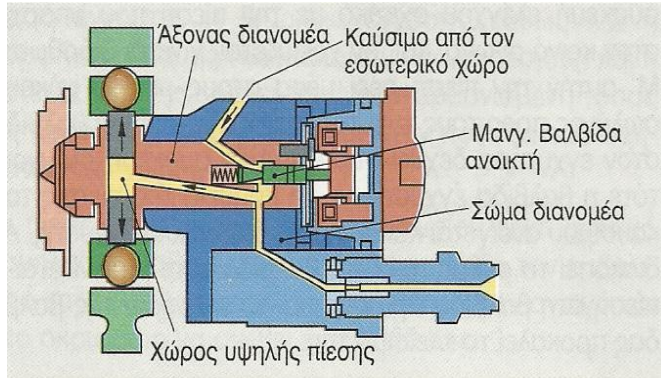
2.5.3 Αντλία διανομής περιστροφική, τύπου Roosa (σχήμα 2.6).

Ο τύπος αυτής της αντλίας απαρτίζεται από τον κινητήριο άξονα με τον οδοντοτροχό κίνησης, την περυγιοφόρα αντλία, τον άξονα διανομής με ακτινική διάταξη κυλίνδρων υψηλής πίεσης με έμβολα και κυλινδρικά ωστήρια, το δακτύλιο (φορέα) εκκέντρων, το σώμα διανομέα και τον υδραυλικό ρυθμιστή έναρξης της έγχυσης..

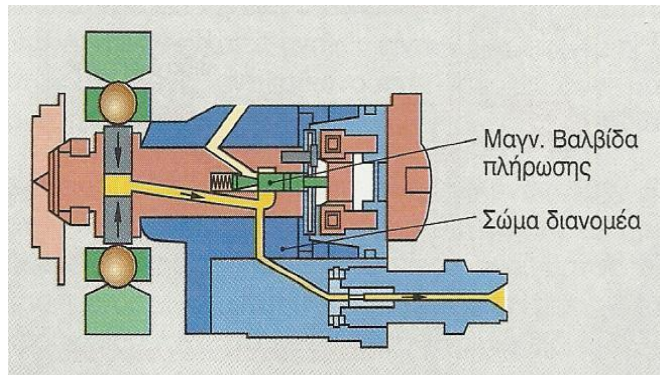
Ο κινητήριος άξονας κινεί την περυγιοφόρο αντλία και τον άξονα του διανομέα. Τα κυλινδρικά ωστήρια των εμβόλων της αντλίας κυλίνουν σ' αυτήν την περιστροφική κίνηση επάνω στην τροχιά των εκκεντρων του δακτυλίου-φορέα τους και κινούν ταυτόχρονα τα έμβολα.



Σχήμα 2.6: Αντλία διανομής περιστροφικού τύπου Roosa



Σχήμα 2.7: Διαδικασία πλήρωσης

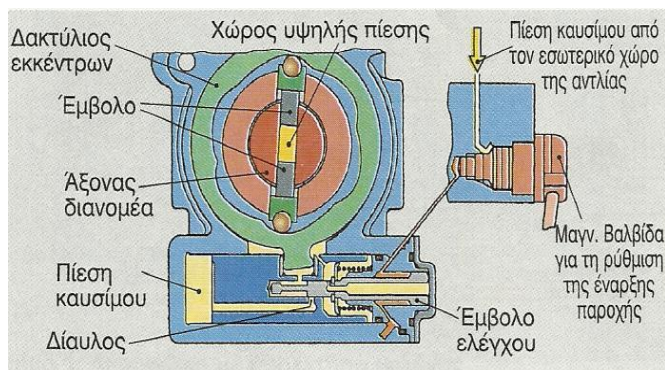


Σχήμα 2.8: Διαδικασία παροχής

Στη διάρκεια της φάσης της πλήρωσης, τα κυλινδρικά ωστήρια εγκαταλείπουν το δακτύλιο των έκκεντρων και το καύσιμο ρέει με εσωτερική πίεση (περί τα 20bar) που έχει αποκτήσει από την πτερυγιοφόρο αντλία, ωθώντας κατά αυτό τον τρόπο τα έμβολα υψηλής πίεσης προς τα έξω (σχήμα 2.7). Όταν τα κυλινδρικά ωστήρια ανέρχονται στα έκκεντρα του δακτυλίου τότε τα έμβολα υποχωρούν προς τα μέσα και προωθούν το καύσιμο από το χώρο συμπίεσης προς τη βαλβίδα έγχυσης (σχήμα 2.8).

Ο άξονας του διανομέα περιστρέφεται και αποκαθιστά έτσι, σύμφωνα με τη σειρά ανάφλεξης, τη σύνδεση των διαύλων προς τον αγωγό έγχυσης του εκάστοτε κυλίνδρου.

Στο σχήμα 2.9 δίνεται ένας υδραυλικός ρυθμιστής έναρξης της έγχυσης ο οποίος στρέφει το δακτύλιο των εκκέντρων για μεταβολή της έναρξης παροχής (σχήμα 2.9). Στις αντλίες με ηλεκτρονικό σύστημα αυτομάτου ελέγχου χρησιμοποιούνται μαγνητικές βαλβίδες για τον ακριβή έλεγχο τόσο της διαδικασίας πλήρωσης και έγχυσης όσο και την χρονική στιγμή έναρξης της.

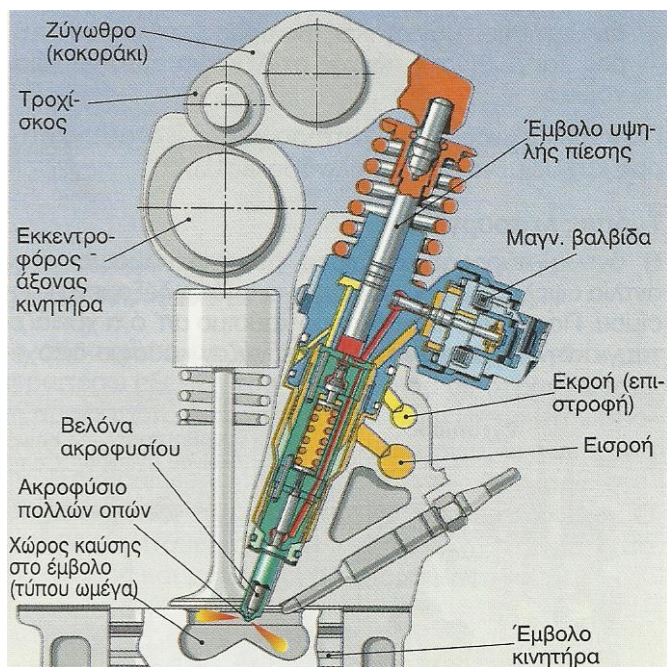


Σχήμα 2.9: Ρύθμιση έναρξης της παροχής

2.5.4 Ενιαίο συγκρότημα αντλίας-εγχυτήρα.

Σε αυτό το σύστημα έγχυσης κάθε κύλινδρος του κινητήρα έχει από μια μονάδα αντλίας-εγχυτήρα. Αυτή περιλαμβάνει το έμβολο υψηλής πίεσης για την έγχυση, τη μαγνητική βαλβίδα για τον έλεγχο της διαδικασίας έγχυσης και το ακροφύσιο έγχυσης με τη βαλβίδα (σχήμα 2.10). Το έμβολο υψηλής πίεσης κινείται είτε έμμεσα μέσω ενός ζυγώθρου είτε άμεσα, μέσω ενός εκκεντρού από τον εκκεντροφόρο άξονα του κινητήρα.

Το καύσιμο προσάγεται στη μονάδα από τη δεξαμενή καυσίμου. Όταν η μαγνητική βαλβίδα δε δέχεται ρεύμα, είναι ανοικτή και το καύσιμο μπορεί να εισέλθει στο χώρο υψηλής πίεσης του στοιχείου. Όταν η μαγνητική βαλβίδα λάβει από το σύστημα ελέγχου ρεύμα κλείνει. Στη συνέχεια το έμβολο με τη κάθοδο του δημιουργεί υψηλή πίεση και έτσι προκαλείται η έγχυση. Η έναρξη και το πέρας της έγχυσης καθορίζονται με το κλείσιμο ή το άνοιγμα της μαγνητικής βαλβίδας.



Σχήμα 2.10: Ενιαίο συγκρότημα αντλίας-εγχυτήρα

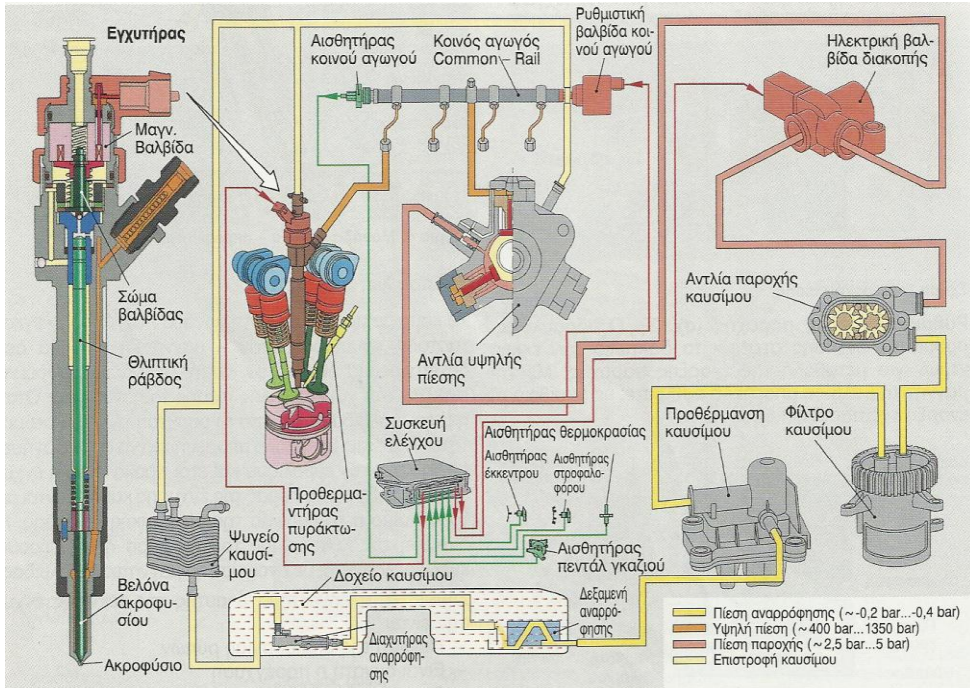
2.5.5 Αντλία κοινού οχετού (Common Rail).

Λέγεται και σύστημα ψεκασμού με ταμιευτήρα, καθώς ο όγκος του καυσίμου στον κοινό σωλήνα (διανομέα) εξασφαλίζει μια παροχή των εγχυτήρων χωρίς ουσιαστικές αυξομειώσεις της πίεσης. Σήμερα οι αντλίες αυτές αποτελούν μια από τις πλέον σύγχρονες τεχνικές λύσεις ιδίως για κινητήρες Diesel μικρού και μέσου μεγέθους.

Ο μηχανισμός έγχυσης του συστήματος Common Rail (σχήμα 2.11) αποτελείται από:

- Την περιοχή χαμηλής πίεσης (δεξαμενή καυσίμου, αντλία παροχής καυσίμου με φίλτρο, εναλλάκτη θερμότητας και τις σχετικές σωληνώσεις).
- Την περιοχή υψηλής πίεσης (αντλία υψηλής πίεσης με αγωγούς, κοινός αγωγός και εγχυτήρες για κάθε κύλινδρο του κινητήρα).
- Το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου (συσκευή ελέγχου, αισθητήρες,

μαγνητικές βαλβίδες στους εγχυτήρες και ρυθμιστή πίεσης στον κοινό αγωγό.



Σχήμα 2.11: Αντλία κοινού οχετού (Common Rail)

Η αντλία παροχής καυσίμου παρέχει καύσιμο από τη δεξαμενή στην αντλία υψηλής πίεσης. Επειδή παρέχεται περισσότερο καύσιμο απ' ό τι χρειάζεται για την έγχυση, το υπόλοιπο διέρχεται από το ψυγείο και στη συνέχεια επιστρέφει στη δεξαμενή. Ο ρυθμιστής πίεσης καυσίμου στον κοινό αγωγό ρυθμίζει με σήματα από τη συσκευή ελέγχου τη πίεση σε αυτόν αναλόγως με το φορτίο του κινητήρα. Ο αισθητήρας πίεσης στον κοινό αγωγό πληροφορεί τη συσκευή ελέγχου σχετικά με τη πίεση που υπάρχει σε αυτόν και αν χρειάζεται γίνεται διόρθωση. Με αυτήν την πίεση ρέει το καύσιμο μέσα στους μικρού μήκους αγωγούς προς τους εγχυτήρες. Αν η μαγνητική βαλβίδα στον εγχυτήρα δεχθεί σήμα από τη συσκευή ελέγχου, τότε η βαλβίδα έγχυσης με τη βοήθεια της πίεσης του καυσίμου ανοίγει και αρχίζει η διαδικασία έγχυσης. Αν διακοπεί το ρεύμα προς τη μαγνητική βαλβίδα τότε μηδενίζεται η επενέργεια στη βαλβίδα έγχυσης και το ελατήριο της βαλβίδας προκαλεί το κλείσιμό της. Η διάρκεια ανοίγματος της βαλβίδας

έγχυσης και η μεταβλητή πίεση στον κοινό αγωγό καθορίζουν την εγχεόμενη ποσότητα.

Μερικά από τα χαρακτηριστικά της μεθόδου έγχυσης Common Rail είναι οι υψηλές πιέσεις έγχυσης, οι μεταβλητές πιέσεις έγχυσης σε συνάρτηση με την επικρατούσα στιγμιαία κατάσταση και ο προγραμματισμός της διαδικασίας της έγχυσης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

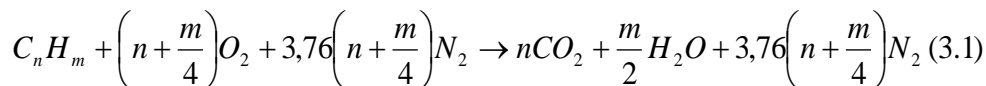
ΣΧΗΜΑΤΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΕΚΠΟΜΠΗ ΟΞΕΙΔΙΩΝ ΤΟΥ ΑΖΩΤΟΥ ΣΤΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL

3.1 Εισαγωγή.

Ο όρος οξείδια του αζώτου NO_x περιλαμβάνει το μονοξείδιο του αζώτου NO και το διοξείδιο του αζώτου NO_2 . Πρόκειται για δύο ρύπους που σχηματίζονται κατά την καύση στις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης. Κύρια πηγή του σχηματισμού τους είναι η οξείδωση του αζώτου του ατμοσφαιρικού αέρα ενώ ποσότητες αζώτου που τυχόν υπάρχουν στα καύσιμα θεωρούνται ότι έχουν αμελητέα συμβολή.

3.2 Σχηματισμός του μονοξειδίου του αζώτου.

Η στοιχειομετρική τέλεια καύση υδρογονάνθρακα C_nH_m δίνεται από τη χημική αντίδραση:



Παρατηρείται ότι στην θεωρητική αυτή καύση το άζωτο που ενυπάρχει στον ατμοσφαιρικό αέρα σε ποσοστό 79% παραμένει αδρανές και δεν μετέχει στην αντίδραση. Παρόλα αυτά στη πράξη λόγω των υψηλών θερμοκρασιών υφίσταται οξείδωση ατμοσφαιρικού αζώτου και σχηματισμός τελικά οξειδίων με μηχανισμούς που ελέγχονται από τη χημική κινητική.

Οι χημικές αντιδράσεις στις οποίες οφείλεται ο σχηματισμός NO και έχουν προταθεί από τους Zeldovich και Lavoie είναι οι ακόλουθες:



Παρατηρείται ότι οι αντιδράσεις εκτελούνται προς τις δυο κατευθύνσεις. Αυτό οφείλεται στη χημική διάσταση του NO που εκτελείται λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που υφίστανται κατά τη διάρκεια της καύσης, διαδικασία η οποία συμβαίνει και στα υπόλοιπα προϊόντα της καύσης.

3.3 Σχηματισμός του διοξειδίου του αζώτου.

Τα διοξείδια του αζώτου είναι ένας ρύπος ο οποίος στους κινητήρες Diesel, εν αντιθέσει με τους κινητήρες Otto, δεν μπορεί να αμεληθεί. Αυτό διότι οι ποσότητες που παράγονται, ιδιαίτερα στα χαμηλά φορτία, κυμαίνονται από 10-25% του συνόλου των εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου.

Ο μηχανισμός σχηματισμού τους στηρίζεται στην τάχιση οξείδωση του παραγόμενου NO σύμφωνα με την αντίδραση:



Ομοίως το NO₂ μπορεί να μετατραπεί σε NO σύμφωνα με την αντίδραση:

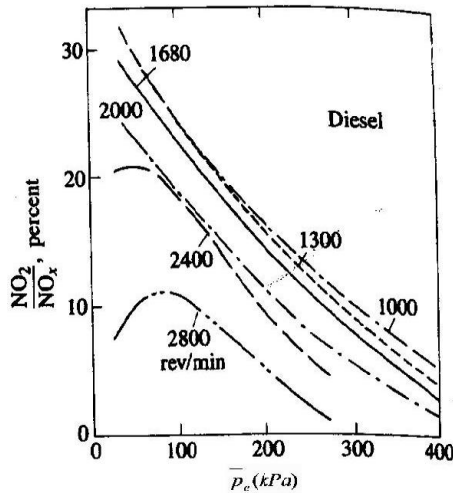


Η δεύτερη αντίδραση παύει να προωθείται προς τα δεξιά στην περίπτωση που το NO₂ αναμιχθεί με ψυχρότερο ρευστό. Γι' αυτό το λόγο τα ποσοστά NO₂ είναι υψηλότερα στα χαμηλότερα φορτία (σχήμα 3.1), καθώς σε αυτά παρατηρούνται, λόγω της έντονα ανομοιόμορφης κατανομής του καυσίμου, ψυχρές περιοχές.

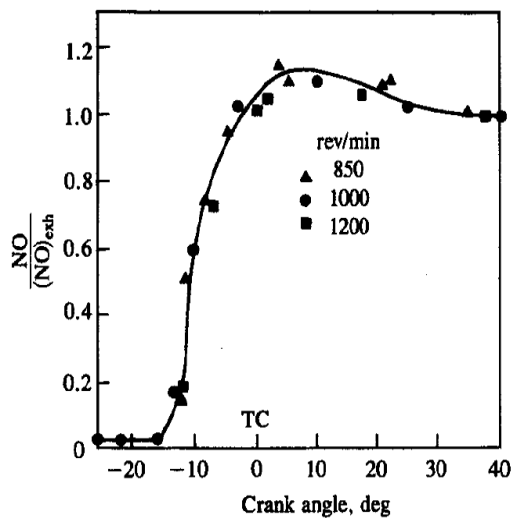
3.4 Συνθήκες σχηματισμού του NO.

Η έγχυση καυσίμου, στους κινητήρες Diesel, συμβαίνει υπό υγρή μορφή

και στη συνέχεια αυτό διασπάται σε σταγονίδια, ατμοποιείται και αναμιγνύεται με τον περιβάλλοντα αέρα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα μεγάλη στρωμάτωση κατανομής της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης καυσίμου στον όγκο του θαλάμου καύσης. Συνέπεια



Σχήμα 3.1: Εκπομπές NO και NO₂ συναρτήσει του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής



Σχήμα 3.2: Λόγος του σχηματιζόμενου NO στο θάλαμο καύσης προς το σχηματιζόμενο NO στην εξαγωγή, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, σε κινητήρα Diesel άμεσης έγχυσης

αυτού είναι ο σχηματισμός NO να λαμβάνει χώρα σε ορισμένες περιοχές, εκεί που οι συνθήκες το επιτρέπουν.

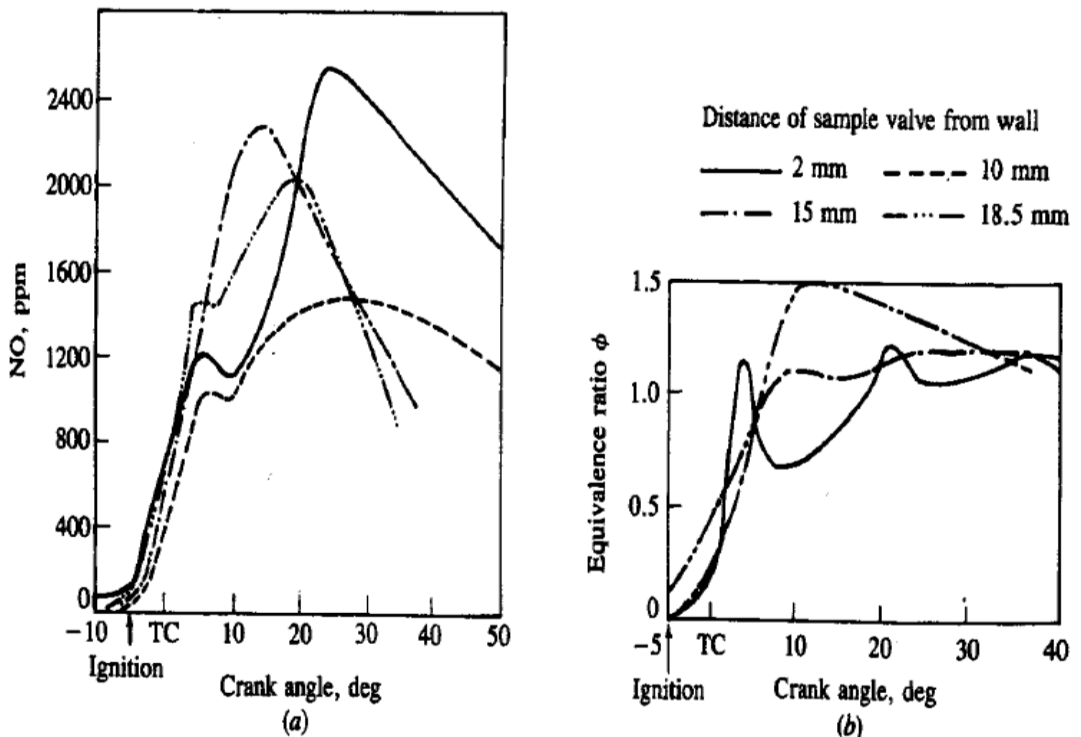
Ο σχηματισμός NO βοηθείται ιδιαίτερα από την ύπαρξη υψηλών θερμοκρασιών και ποσοτήτων οξυγόνου. Το μεγαλύτερο ποσοστό NO σχηματίζεται κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης, την ανεξέλεγκτη καύση, καθώς σε αυτή οι τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου είναι πλησίον της μονάδας (υψηλή διαθεσιμότητα οξυγόνου) και η θερμοκρασία αυξάνει απότομα (βλ. παράγραφο 2.3).

Κατά τη διάρκεια της ελεγχόμενης καύσης οι ζώνες αντίδρασης έρχονται σε επαφή με το ψυχρό περιβάλλοντα αέρα και με ζώνες καμένων καυσίμων. Επίσης η διαδικασία της καύσης έχει περάσει στη φάση της εκτόνωσης. Αποτέλεσμα όλων αυτών είναι η πτώση της θερμοκρασίας και του ρυθμού σχηματισμού του NO. Παράλληλα διακόπτεται κάθε αντίδραση διάσπασης του NO, η οποία θα μπορούσε να επιφέρει μείωση του, και κατά αυτό τον τρόπο παύει η διαδικασία σχηματισμού του. Αυτή η ανάμιξη των θερμών καυσαερίων με τον ψυχρό αέρα συμβαίνει μόνο στους κινητήρες Diesel και έχει ως αποτέλεσμα τη ταχύτερη πτώση θερμοκρασίας και τα μικρότερα ποσοστά διάσπασης του NO σε σύγκριση με τους κινητήρες Otto.

Το σχήμα 3.2 δείχνει την μεταβολή του λόγου των συγκεντρώσεων του NO τη στιγμή της δειγματοληψίας προς τη συγκέντρωση του NO στην εξαγωγή του κινητήρα συναρτήσει της γωνίας του στροφάλου, παρουσιάζει δηλαδή το ιστορικό σχηματισμού του NO εντός του θαλάμου καύσης. Όπως αναμενόταν η καμπύλη φτάνει στο μέγιστό της αμέσως μετά τη στιγμή όπου επικρατεί στο θάλαμο καύσης η μέγιστη πίεση καύσης, και συνήθως μέση θερμοκρασία, και στη συνέχεια ακολουθεί μια μικρή πτώση λόγω της διάσπασης του NO. Γενικά, μπορούμε να αναφέρουμε ότι το σπουδαιότερο τμήμα του κύκλου για τον σχηματισμό του NO είναι αυτό από την έναρξη της καύσης έως 25° μετά απ' αυτήν.

Η έντονη ανομοιομορφία των συγκεντρώσεων του NO στο θάλαμο καύσης φαίνεται στο σχήμα 3.3, το οποίο δείχνει μετρήσεις που έχουν γίνει με την λήψη δειγμάτων σε διαφορετικές θέσεις του προθαλάμου καύσης κινητήρα Diesel έμμεσης έγχυσης με βαλβίδες ταχείας δειγματοληψίας. Σε αυτό

παρατηρείται η μεγάλη διασπορά που παρουσιάζουν οι μετρήσεις του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου Φ . Οι μέγιστες συγκεντρώσεις NO μετρήθηκαν στις περιοχές όπου ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου είναι πλησίον της μονάδας. Επίσης παρατηρείται μια μικρή πτώση της συγκέντρωσης του NO μεταξύ 6-10° μετά του ANΣ, καθώς η πλούσια σε καύσιμο σύνθεση του μίγματος και η εκτόνωση του καμένου καυσίμου στο κυρίως θάλαμο οδηγεί στη διάσπαση ποσοτήτων NO. Παρόλα αυτά η μεταφορά των σχηματιζόμενων ποσοτήτων NO στον κυρίως θάλαμο και η επαφή τους με τον ψυχρότερο αέρα διακόπτει κάθε διαδικασία διάσπασης. Γενικότερα τα επίπεδα εκπομπής NO_x των κινητήρων Diesel εμμέσου έγχυσης είναι χαμηλότερα σε σχέση με αυτά των κινητήρων άμεσης έγχυσης.



Σχήμα 3.3: (α) Μετρούμενες συγκεντρώσεις του NO με τη χρήση βαλβίδας ταχείας δειγματοληψίας και (β) υπολογισμένες τιμές του Φ σε διάφορες θέσεις του προθάλαμου καύσης κινητήρα Diesel εμμέσου έγχυσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Ταχύτητα περιστροφής = 1000rpm, γωνία έγχυσης = 13° BTC (πριν το άνω νεκρό σημείο), γωνία έγχυσης = 5° BTC

3.5 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στις παραγόμενες ποσότητες του NO.

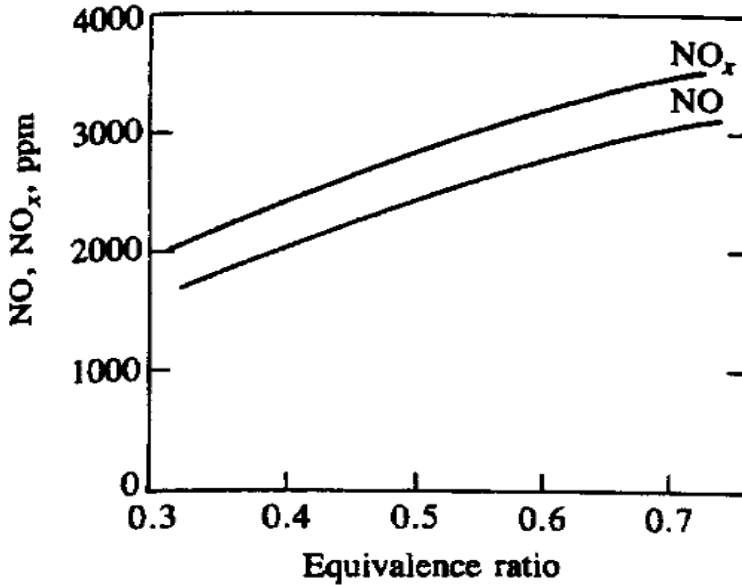
Σε αυτή την ενότητα θα αναφερθούμε στις κύριες παραμέτρους λειτουργίας που επιδρούν στη συγκέντρωση του NO. Αυτές είναι το φορτίο, η προπορεία έγχυσης του καυσίμου, η πίεση έγχυσης του καυσίμου, η συστροφή του αέρα, το ποσοστό του παραμένου καυσαερίου και η υπερπλήρωση.

Όσον αφορά την επίδραση της ταχύτητας περιστροφής στις εκπομπές του NO δεν μπορούν να εξαχθούν σαφή συμπεράσματα καθώς αυτή επηρεάζει κατά διάφορους τρόπους πολλές επί μέρους διαδικασίες της όλης προετοιμασίας και καύσης του σχηματιζόμενου καυσίμου μείγματος στον κύλινδρο. Συνήθως όμως η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής έχει την τάση μείωσης των εκπομπών NO.

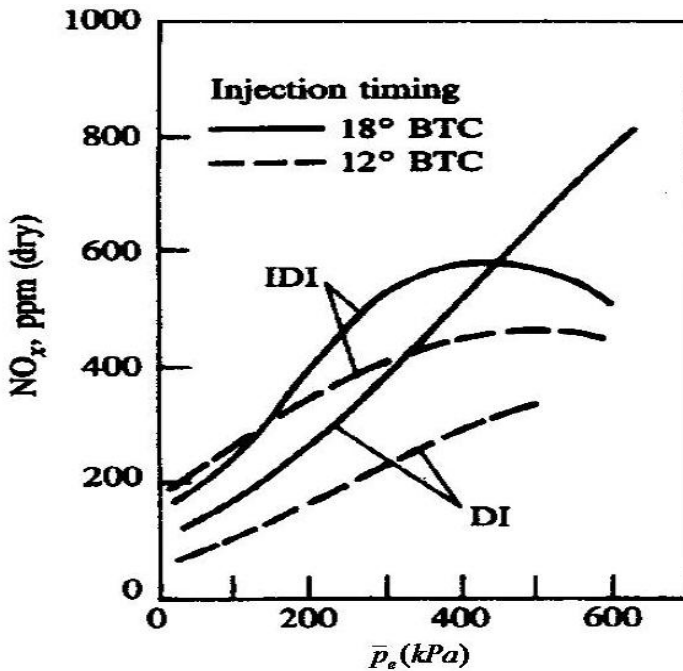
3.5.1 Επίδραση του φορτίου.

Καθώς η ρύθμιση του φορτίου στους κινητήρες Diesel είναι ποιοτική, η έννοια του φορτίου είναι πρακτικά ισοδύναμη με την έννοια του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου. Με την αύξηση του φορτίου παρατηρείται συνήθως αύξηση της συγκέντρωσης NO λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας του θαλάμου καύσης και της ύπαρξης πολλών περιοχών με λόγο ισοδυναμίας καυσίμου κοντά στη στοιχειομετρική τιμή του (σχήμα 3.4).

Στους κινητήρες Diesel εμμέσου έγχυσης, παρότι οι εκπομπές NO αυξάνουν σε πρώτη φάση με την αύξηση του φορτίου από ένα σημείο και μετά μειώνονται (σχήμα 3.5). Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η σύσταση του προθαλάμου, αυξανόμενου του φορτίου, καθίσταται ιδιαίτερα πλούσια με αποτέλεσμα η έλλειψη οξυγόνου να οδηγεί σε μειωμένες εκπομπές NO. Πτώση των εκπομπών NO στα υψηλά φορτία παρατηρείται σε ορισμένες περιπτώσεις και στους κινητήρες αμέσου έγχυσης, σε μικρότερο όμως βαθμό.



Σχήμα 3.4: Συγκεντρώσεις NO_x και NO στην εξαγωγή του κινητήρα συναρτήσει του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου Φ άρα και του φορτίου



Σχήμα 3.5: Συγκεντρώσεις NO_x, κινητήρων Diesel άμεσης (DI) και έμμεσης (IDI) έγχυσης συναρτήσει του φορτίου για δύο προπορείες έγχυσης

3.5.2 Επίδραση της προπορείας έγχυσης του καυσίμου.

Αύξηση της προπορείας έγχυσης οδηγεί σε σημαντική αύξηση των παραγόμενων ποσοτήτων NO (σχήμα 3.5). Τούτο διότι όσο νωρίτερα εγχυθεί το καύσιμο τόσο ευνοείται η προανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα με αποτέλεσμα την αύξηση των μέγιστων πιέσεων και θερμοκρασιών. Αντίθετα παρατηρείται ότι ελάττωση της προπορείας έγχυσης, ενώ είναι απαραίτητη για την μείωση των εκπομπών NO, οδηγεί σε μείωση της παραγόμενης ισχύος, πράγμα το οποίο είναι βεβαίως ανεπιθύμητο. Στην πράξη υιοθετείται μια ενδιάμεση λύση με σκοπό να ικανοποιηθούν όσο το δυνατόν και οι δύο αντίθετες απαιτήσεις της μεγάλης συγκέντρωσης ισχύος και της μικρής εκπομπής NO.

3.5.3 Επίδραση της πίεσης έγχυσης του καυσίμου.

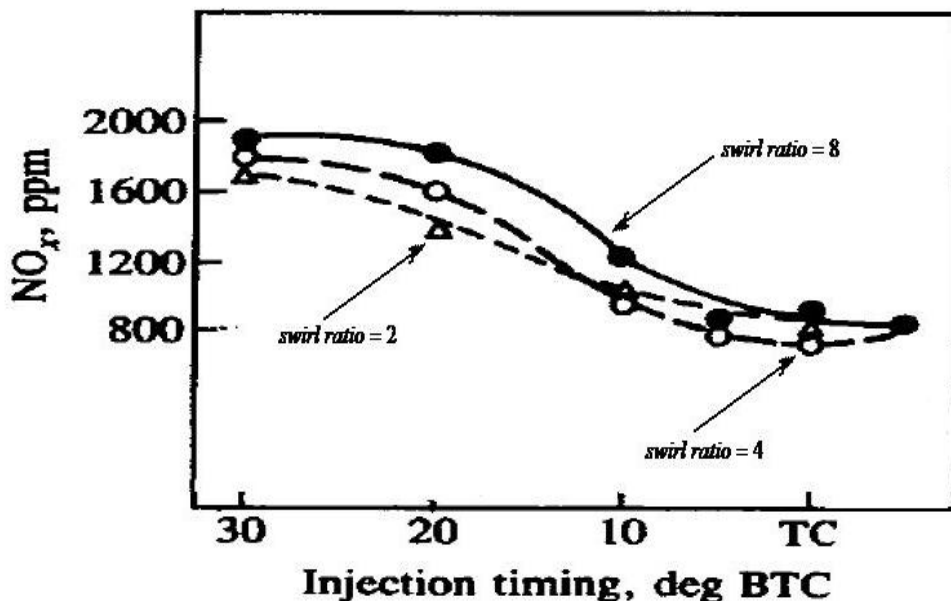
Η πίεση έγχυσης του καυσίμου μαζί με το ακροφύσιο του εγχυτήρα επηρεάζουν τον ρυθμό της έγχυσης του καυσίμου. Αύξηση της πίεσης έγχυσης οδηγεί σε αύξηση του ρυθμού παροχής του καυσίμου, δηλαδή σε μείωση του χρόνου που χρειάζεται για να εγχυθεί μια συγκεκριμένη ποσότητα καυσίμου. Συνέπεια αυτού είναι η καλύτερη ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα και ως εκ τούτου μεγαλύτερη παροχή θερμότητας στον θάλαμο καύσης.

Η αύξηση της πίεσης έγχυσης η οποία συνεπάγεται καλύτερη ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα και μεγαλύτερα αποδιδόμενα ποσά θερμότητας όπως είναι φυσικό οδηγεί σε αύξηση των παραγόμενων NO. Ωστόσο αύξηση της πίεσης έγχυσης επιτρέπει τη μετατόπιση της έγχυσης προς το άνω νεκρό σημείο. Αυτό δίνει τη δυνατότητα εφαρμογής μικρότερης προπορείας έγχυσης, μείωσης του συνολικού χρόνου έγχυσης ο οποίος επιδρά αρνητικά στις εκπομπές αιθάλης άλλα περιορίζει την αύξηση του NO. Σκοπός είναι να βρεθεί το σημείο λειτουργίας στο οποίο γίνεται ο βέλτιστος συνδυασμός των εκπομπών NO, της ισχύος και των εκπομπών αιθάλης.

3.5.4 Επίδραση της συστροφής του αέρα.

Η συστροφή του αέρα χρησιμοποιείται στους κινητήρες Diesel αμέσου έγχυσης, συνήθως ταχύστροφους μεσαίου προς μικρού μεγέθους, με σκοπό τη βελτίωση της ανάμιξης του αέρα με το καύσιμο. Αυτή η καλύτερη ανάμιξη καυσίμου-αέρα οδηγεί σε βραχύτερη διάρκεια του συνολικού χρόνου καύσης και σε αύξηση της ισχύος με την αύξηση της συστροφής. Βέβαια από ένα σημείο και μετά περαιτέρω αύξηση της συστροφής οδηγεί σε μείωση της ισχύος καθώς οι αυξημένες απώλειες θερμότητας αντισταθμίζουν τα οφέλη από την καλύτερη ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα.

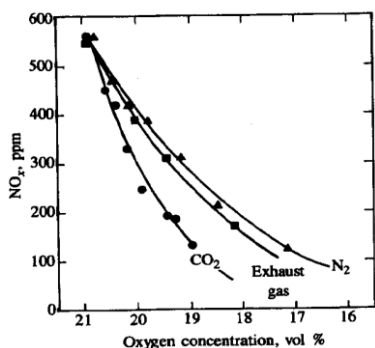
Καθώς λοιπόν ο σχηματισμός NO επηρεάζεται από την τοπική σύσταση του καυσίμου-αέρα παρατηρείται γενικά αύξηση του με την αύξηση της συστροφής του αέρα (σχήμα 3.6).



Σχήμα 3.6: Επίδραση της συστροφής του αέρα στις εκπομπές NO.

3.5.5 Επίδραση του παραμένουτος καυσαερίου.

Στις εμβολοφόρες μηχανές στο θάλαμο καύσης πάντα παραμένει ένα ποσοστό καυσαερίου από τον προηγούμενο κύκλο, κατά τη φάση της εναλλαγής αερίων. Το καυσαέριο αυτό περιέχει κατά κύριο λόγο CO_2 , H_2O , N_2 και O_2 . Τα συστατικά αυτά και κυρίως το CO_2 και το H_2O αυξάνουν την θερμοχωρητικότητα του μίγματος. Συνέπεια αυτού είναι οι θερμοκρασίες



Σχήμα 3.7: Επίδραση της μείωσης συγκέντρωσης οξυγόνου λόγω της αύξησης συγκέντρωσης τριών διαλυτών (N_2 , καυσαερίων κινητήρα, CO_2).

Παρατήρηση: Τα ποσοστά εκπομπής NO με διαλυτή το CO_2 είναι τα μικρότερα λόγω της μεγαλύτερης θερμοχωρητικότητάς του CO_2 σε σχέση με τους άλλους δυο διαλύτες.

που αναπτύσσονται στον θάλαμο καύσης να είναι αρκετά μικρότερες σε όλη τη διάρκεια του κύκλου σε σχέση με τη περίπτωση που δεν είχαμε παραμένον καυσαέριο. Προφανώς οι μειωμένες θερμοκρασίες και η μείωση του διαθέσιμου ποσού O_2 οδηγούν στη μείωση των παραγόμενων ποσοτήτων NO (σχήμα 3.7). Παράλληλα όμως έχουμε μείωση της

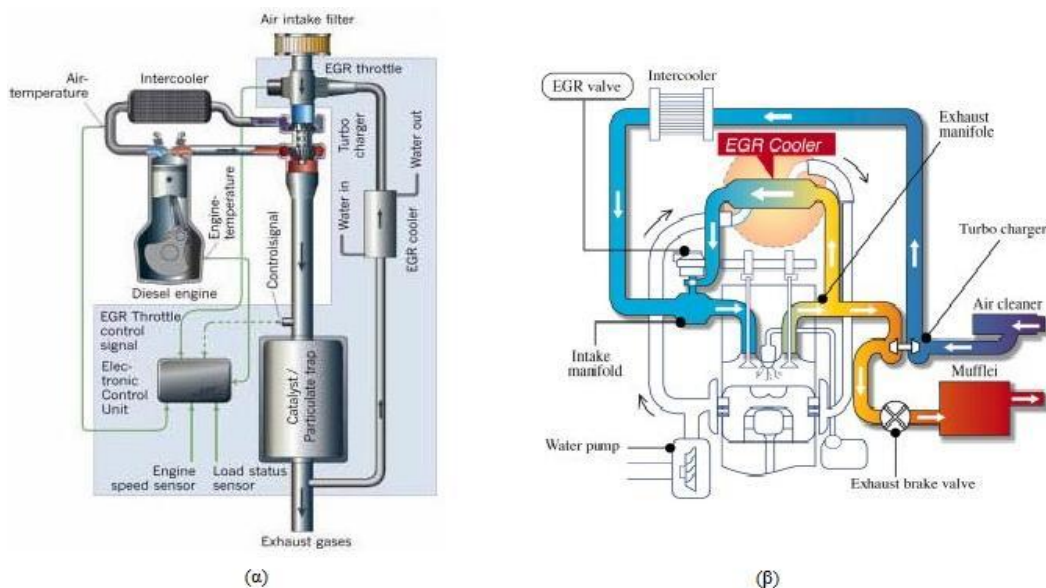
συγκέντρωσης ισχύος και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

Η τεχνητή αύξηση του παραμένουτος καυσαερίου είναι γνωστή και ως ανακυκλοφορία καυσαερίων ή EGR (Exhaust Gas Recirculation). Οι μέθοδοι με τις οποίες επιτυγχάνεται ανακυκλοφορία καυσαερίων χωρίζονται σε δύο κατηγορίες. Την εσωτερική και την εξωτερική.

Η εσωτερική ανακυκλοφορία καυσαερίων (internal EGR) βασίζεται στην αύξηση του παραμένουτος καυσαερίου κατά τη φάση της εναλλαγής αερίων μέσω της μεταβολής του χρόνου επικάλυψης των βαλβίδων (overlap) και της διαφοράς $\Delta p = p_{\text{inlet}} - p_{\text{exhaust}}$, όπου p_{inlet} η πίεση εισαγωγής και p_{exhaust} η πίεση εξαγωγής. Η μεταβολή της δεύτερης παραμέτρου γίνεται συνήθως με μεταβολή της πίεσης εξαγωγής μέσω της ρύθμισης της γεωμετρίας των πτερυγίων του στροβίλου και της ρύθμισης της παρακαμπτήριας βαλβίδας (wastegate) του υπερπληρωτή.

Η εξωτερική ανακυκλοφορία καυσαερίων (external EGR) είναι η ευρύτερα χρησιμοποιούμενη μέθοδος. Σε αυτήν η ανακυκλοφορία επιτυγχάνεται μέσω της σύνδεσης του οχετού εξαγωγής και του οχετού εισαγωγής. Αναλόγως με τη σύνδεση εξαγωγής και εισαγωγής η εξωτερική ανακυκλοφορία χωρίζεται περαιτέρω σε χαμηλής και υψηλής πίεσης (σχήμα 3.8). Στο σύστημα χαμηλής πίεσης τα καυσαέρια οδηγούνται από σημείο κατάντι του στροβίλου και αναμιγνύονται με τον αέρα σε σημείο ανάντι του συμπιεστή. Αντιστοίχως στο σύστημα υψηλής πίεσης τα καυσαέρια οδηγούνται από σημείο ανάντι του στροβίλου σε σημείο κατάντι του συμπιεστή. Συνήθης είναι η ψύξη των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων καθώς έτσι επιτυγχάνονται ακόμα μικρότερες θερμοκρασίες στο θάλαμο καύσης και δεν επιβαρύνεται περαιτέρω ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα.

Στο σημείο αυτό να αναφέρουμε ότι τεχνικές οι οποίες βασίζονται στην ίδια αρχή με αυτήν της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων, αυτήν δηλαδή της μείωσης του NO μέσω της αύξησης της ειδικής θερμοχωρητικότητας του μίγματος του θαλάμου καύσης, είναι αυτές της έγχυσης ύδατος στον εισαγόμενο αέρα ή στο θάλαμο καύσης και της έγχυσης γαλακτώματος ύδατος-καυσίμου.



Σχήμα 3.8: Σύστημα EGR χαμηλής (α) και υψηλής (β) πίεσης.

3.5.6 Επίδραση της υπερπλήρωσης.

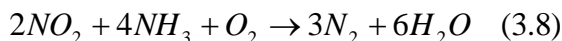
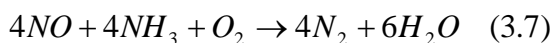
Οι κινητήρες Diesel με μηχανική υπερπλήρωση λειτουργούν στα μερικά φορτία με υψηλότερο λόγο αέρα-καυσίμου απ' ό τι οι κινητήρες φυσικής αναπνοής στα μερικά φορτία και στο πλήρες φορτίο ο λόγος αυτός είναι σχεδόν ο ίδιος. Αντίθετα στους στροβιλο-υπερπληρωμένους κινητήρες ο λόγος αέρα-καυσίμου είναι σχεδόν ίδιος στα μερικά φορτία με αυτόν των κινητήρων φυσικής αναπνοής ενώ στα υψηλότερα είναι μεγαλύτερος. Γενικά πάντως μπορεί να αναφερθεί ότι η χρήση υπερπλήρωσης στους κινητήρες Diesel οδηγεί σε αύξηση του λόγου αέρα-καυσίμου.

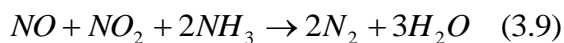
Όπως φάνηκε και προηγουμένως αύξηση του λόγου αέρα-καυσίμου οδηγεί σε αύξηση των εκπομπών NO. Πράγματι η χρήση υπερπλήρωσης στους κινητήρες Diesel, χωρίς ψύξη του αέρα, συντελεί στην αύξηση των παραγόμενων ποσοτήτων του NO. Ωστόσο το αντίθετο συμβαίνει όταν ο αέρας υπερπλήρωσης ψύχεται καθώς έτσι η επίδραση της αύξησης του λόγου αέρα-καυσίμου αντισταθμίζεται από τις χαμηλότερες θερμοκρασίες.

3.6 Η επιλεκτική καταλυτική αναγωγή (Selective Catalytic Reduction-SCR).

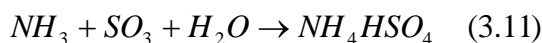
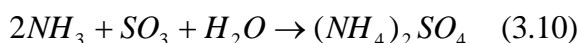
Η μέθοδος της επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής είναι μια δευτερογενής μέθοδος μείωσης των εκπεμπόμενων NO_x των κινητήρων Diesel. Με τον όρο δευτερογενής εννοείται η μείωση των παραγόμενων εκπομπών σε δεύτερο στάδιο, δηλαδή στην εξαγωγή του κινητήρα, και όχι στο στάδιο του σχηματισμού τους. Η αρχή λειτουργίας της μεθόδου βασίζεται σε χημικές αντιδράσεις του καυσαερίου με αναγωγικό μέσο με τη βοήθεια καταλύτη. Ως αναγωγικό μέσο συνήθως χρησιμοποιείται η αμμωνία (NH₃), σε υγρή ή αέρια μορφή, και η ουρία ((NH₂)₂CO).

Οι χημικές αντιδράσεις που λαμβάνουν χώρα στην περίπτωση της χρήσης αμμωνίας σε στοιχειομετρικές ποσότητες είναι οι εξής:

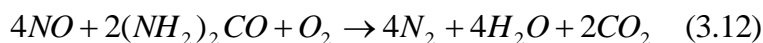




Όταν οι θερμοκρασίες των καυσαερίων είναι χαμηλές η αμμωνία αντιδρά με τα οξείδια του θείου που περιέχονται στα καυσαέρια με αποτέλεσμα μικρότερες ποσότητες NO_x να ανάγονται και να επιβαρύνεται η πορώδης δομή του καταλύτη. Οι αντιδράσεις της αμμωνίας και των οξειδίων του θείου συντελούνται κατά τις χημικές εξισώσεις:



Η αναγωγική αντίδραση που εκτελείται με τη χρήση ουρίας ως αναγωγικό μέσο είναι η εξής:



Η ουρία παρουσιάζει το μεγάλο πλεονέκτημα σε σχέση με την αμμωνία, στο ότι δεν είναι τοξική και συνεπώς είναι ευκολότερη η διακίνηση και η αποθήκευσή της. Εντούτοις η χρήση αμμωνίας ως αναγωγικού μέσου είναι αποδοτικότερη.

Οι καταλύτες που συνήθως χρησιμοποιούνται στη μέθοδο SCR είναι το βανάδιο και ο ζεόλιθος. Επίσης ως φορείς του καταλύτη χρησιμοποιούνται κεραμικά υλικά, όπως το οξείδιο του τιτανίου. Το βανάδιο λειτουργεί ικανοποιητικά σε χαμηλές θερμοκρασίες και προτιμάται η χρήση του όταν η θερμοκρασία των καυσαερίων δεν υπερβαίνει τους $600^\circ C$ καθώς είναι συνάμα οικονομικότερος του ζεόλιθου. Η χρήση όμως του βαναδίου σε υψηλότερες θερμοκρασίες είναι ελαττωματική καθώς έχει μικρή θερμική αντοχή, λόγω της οξείδωσης που ευνοείται σε αυτές τις θερμοκρασίες. Επίσης η παρουσία βαναδίου ενισχύει την οξείδωση του διοξειδίου του θείου (SO_2) σε τριοξείδιο (SO_3), το οποίο μπορεί να καταστρέψει τους πόρους του καταλύτη. Όταν οι θερμοκρασίες των καυσαερίων είναι άνω των $600^\circ C$ προτιμάται η χρήση του ζεόλιθου, καθώς έχουν αυξημένη θερμική αντοχή. Επίσης ο κίνδυνος καταστροφής των πόρων του καταλύτη υπό την επίδραση των οξειδίων του θείου είναι και στην περίπτωση του ζεόλιθου υπαρκτός.

3.7 Όρια εκπομπής των οξειδίων του αζώτου των ναυτικών κινητήρων.

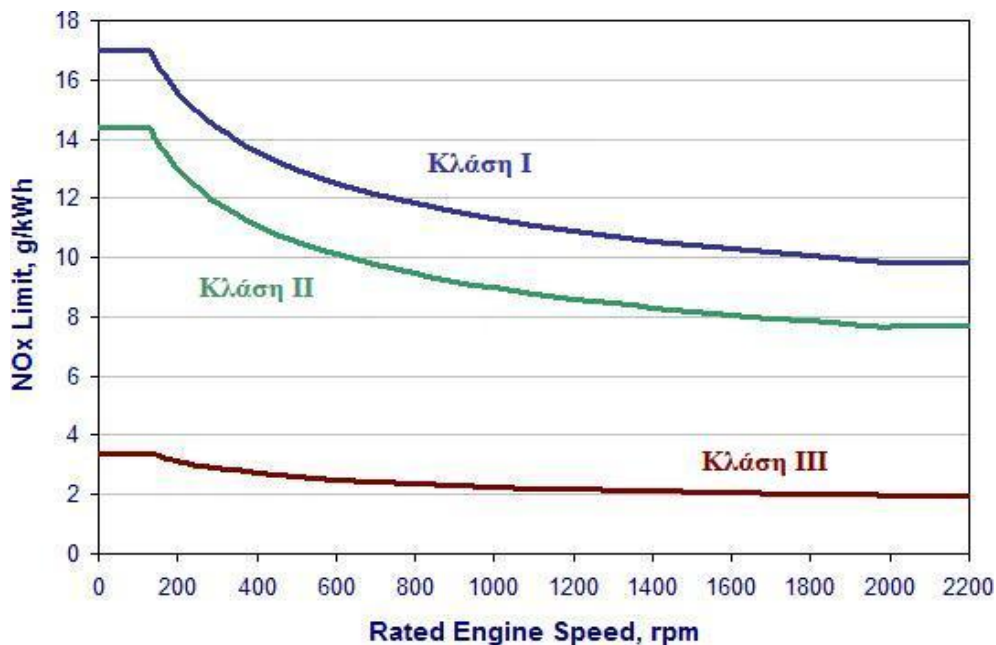
Όπως αναφέρθηκε στον πρόλογο ο κινητήρας που θα μελετήσουμε είναι δίχρονος ναυτικός κινητήρας. Σκόπιμο είναι λοιπόν να γίνει μια αναφορά στα όρια εκπομπής των οξειδίων του αζώτου που εφαρμόζονται στους ναυτικούς κινητήρες.

Οι εκπομπές των οξειδίων του αζώτου των κινητήρων μεγάλης ισχύος (άνω των 130kW) που χρησιμοποιούνται στο τομέα της ναυτιλίας περιορίζονται από τους κανονισμούς που έχει θεσπίσει ο Διεθνής Οργανισμός Ναυσιπλοΐας (International Maritime Organization – IMO). Τα ανώτερα όρια εκπομπής που εφαρμόζονται διαφοροποιούνται ανάλογα με το έτος κατασκευής του πλοίου και την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (πίνακας 3.1). Όπως παρατηρείται στον πίνακα η τρίτη κλάση αναφέρεται σε μελλοντικούς κινητήρες και οι τιμές της οποίας αναμένεται να αναθεωρηθούν.

Κλάση	Ημερομηνία κατασκευής πλοίου και ύστερα	Ειδικές εκπομπές NO _x (gr/kWh) n = ταχύτητα περιστροφής (rpm)		
		n < 130	n = 130 - 1999	n ≥ 2000
I	1/1/2000	17.0	45n ^{-0.2}	9.8
II	1/1/2011	14.4	44n ^{-0.23}	7.7
III	1/1/2016	3.4	9n ^{-0.2}	2.0

Πίνακας 3.1: Τιμές των ορίων των εκπομπών NO_x των ναυτικών κινητήρων

Στο σχήμα 3.9 δίνονται οι γραφικές παραστάσεις των σχέσεων που αναγράφονται στον πίνακα 3.1.



Σχήμα 3.9: Διάγραμμα των ορίων των εκπομπών NO_x των ναυτικών κινητήρων

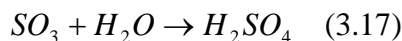
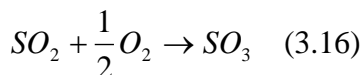
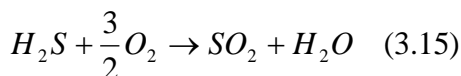
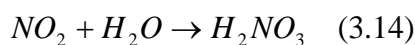
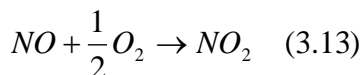
3.8 Επιπτώσεις των οξειδίων του αζώτου στον άνθρωπο και το περιβάλλον.

Τα οξείδια του αζώτου ανήκουν στην κατηγορία των πρωτογενών ρυπαντών, δηλαδή είναι ρύποι οι οποίοι εκπέμπονται άμεσα από την ανθρώπινη δραστηριότητα. Κύρια πηγή σχηματισμού των εκπεμπόμενων στο περιβάλλον NO_x είναι οι μηχανές εσωτερικής καύσης ενώ πολύ μικρότερο ποσοστό κατέχουν φυσικές διεργασίες όπως οι εκρήξεις ηφαιστειών, οι πυρκαγιές δασών, οι αστραπές και η βακτηριακή αποσύνθεση οργανικών ουσιών. Το μονοξείδιο του αζώτου είναι αέριο άχρωμο και άοσμο ενώ το διοξείδιο του αζώτου έχει χρώμα καστανό, συμβάλλοντας έτσι στη χαρακτηριστική όψη της σκουριάς που έχει η φωτοχημική αιθαλομίχλη των πόλεων, και έντονη οσμή.

Οι επιδράσεις των οξειδίων του αζώτου στην υγεία του ανθρώπου είναι

παθήσεις του αναπνευστικού και του βρογχικού συστήματος και ερεθισμός των ματιών και της μύτης. Επίσης όταν το διοξείδιο του αζώτου έρθει σε επαφή με την υγρασία του ανθρώπινου σώματος σχηματίζεται το εξαιρετικά διαβρωτικό νιτρικό οξύ.

Οι επιπτώσεις των οξειδίων του αζώτου στο περιβάλλον έγκεινται στην συμβολή τους, μαζί με τις ενώσεις του θείου, στο σχηματισμό της όξινης βροχής. Αυτή σχηματίζεται όταν τα οξείδια του θείου και του αζώτου καθώς και άλλα προϊόντα της καύσης ανέλθουν στην ατμόσφαιρα και αναμιχθούν με τις αέριες μάζες με την βοήθεια υγρασίας και ηλιακής ακτινοβολίας. Οι βασικές χημικές αντιδράσεις της όξινης βροχής είναι οι εξής:



Οι αζωτούχες και θειούχες ενώσεις αναμιγμένες με τα αιωρούμενα σωματίδια εναποτίθενται στο έδαφος κατά τη διάρκεια των βροχοπτώσεων. Το αποτέλεσμα είναι το νερό της βροχής να έχει σημαντικά μειωμένο pH, αρκετά μικρότερο της τιμής 7 των ουδετέρων διαλυμάτων, άρα να έχει ιδιαίτερα όξινο χαρακτήρα. Η επίδραση της όξινης βροχής στο περιβάλλον εξαρτάται εκτός από την οξύτητά της και από την ικανότητα των λιμνών, των θαλασσών και των εδαφών να εξουδετερώσουν τα οξέα. Βροχή με οξύτητα της τάξης των 4-5pH μπορεί να προκαλέσει καταστροφικές επιπτώσεις στην βιοποικιλότητα των δασών και των λιμνών. Επιπλέον χαρακτηριστικό της όξινης βροχής είναι ότι δεν εμφανίζεται μόνο στις περιοχές όπου σχηματίζονται τα οξείδια του θείου και του αζώτου, καθώς τα τελευταία αναμιγνύονται με τις αέριες μάζες και μετακινούνται χιλιάδες χιλιόμετρα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

ΤΕΧΝΙΚΕΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ ΚΑΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

4.1 Εισαγωγή.

Η αυτονόητη επιδίωξη των μηχανικών για αποδοτικότερη λειτουργία των κινητήρων Diesel έχει οδηγήσει στην ανάπτυξη μοντέλων προσομοίωσης της καύσης. Το κυριότερο πλεονέκτημα της μοντελοποίησης, σε σχέση με τη πειραματική μέθοδο, είναι η εκτίμηση παραμέτρων λειτουργίας κατά τρόπο αρκετά συντομότερο και οικονομικότερο. Εν αντιθέσει υστερεί στην ακρίβεια των αποτελεσμάτων της.

Αυτό που συνήθως γίνεται από όσους ασχολούνται με τη βελτιστοποίηση και το σχεδιασμό κινητήρων είναι ένας συνδυασμός των δυο. Συγκεκριμένα μέσω της μοντελοποίησης διερευνάται η επιρροή που έχουν οι μεταβολές συγκεκριμένων παραμέτρων σε μεγέθη που μας ενδιαφέρει να βελτιστοποιήσουμε. Κατά αυτόν τον τρόπο η μοντελοποίηση δείχνει σε ποιες παραμέτρους θα επικεντρωθούμε κατά τη πειραματική διαδικασία, καθιστώντας τη τελευταία λιγότερο χρονοβόρα και οικονομικότερη.

Τα μοντέλα που έχουν αναπτυχθεί για την προσομοίωση της καύσης ανήκουν σε δυο κύριες κατηγορίες, στα φαινομενολογικά και στα ρευστομηχανικά μοντέλα. Τα φαινομενολογικά κατηγοριοποιούνται περαιτέρω κυρίως στα μονοζωνικά, στα διζωνικά και στα πολυζωνικά μοντέλα.

Στα μονοζωνικά μοντέλα, ο θάλαμος καύσης θεωρείται ως μια ζώνη όπου η σύνθεση του μίγματος καυσίμου-αέρα και η θερμοκρασία είναι ομοιόμορφη σε όλη τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Αυτού του είδους τα μοντέλα επιτυγχάνουν με καλή ακρίβεια πρόβλεψη της απόδοσης του κινητήρα και της κατανάλωσης καυσίμου, αλλά αδυνατούν να υπολογίσουν

τους παραγόμενους ρύπους, καθώς δε λαμβάνουν υπόψη την ανομοιομορφία του μίγματος καυσίμου-αέρα και θερμοκρασίας.

Στα διζωνικά μοντέλα ο θάλαμος καύσης χωρίζεται σε δύο ζώνες, στην άκαυστη και στην καμένη. Η καμένη ζώνη προφανώς αντιστοιχεί στην περιοχή που έχει εισχωρήσει το καύσιμο και η άκαυστη στον υπόλοιπο περιβάλλοντα χώρο.

Στα πολυζωνικά μοντέλα η δέσμη του καυσίμου χωρίζεται σε ζώνες. Σε κάθε ζώνη επικρατούν διαφορετικές συνθήκες θερμοκρασίας και σύστασης καυσίμου. Η πίεση καυσίμου θεωρείται ομοιόμορφη εντός του κυλίνδρου.

Στα ρευστομηχανικά μοντέλα γίνεται πλεγματοποίηση όλου του χώρου του κυλίνδρου και επιλύονται οι διαφορικές εξισώσεις της διατήρησης της ενέργειας, της συνέχειας και της ορμής. Η επίλυση αυτών των εξισώσεων απαιτεί ηλεκτρονικούς υπολογιστές με μεγάλη υπολογιστική ισχύς, ενώ τα αποτελέσματα που εξάγονται είναι αμφιβόλου ακριβείας καθώς η διαδικασία της καύσης περιγράφεται αποδοτικότερα με τα φαινομενολογικά μοντέλα.

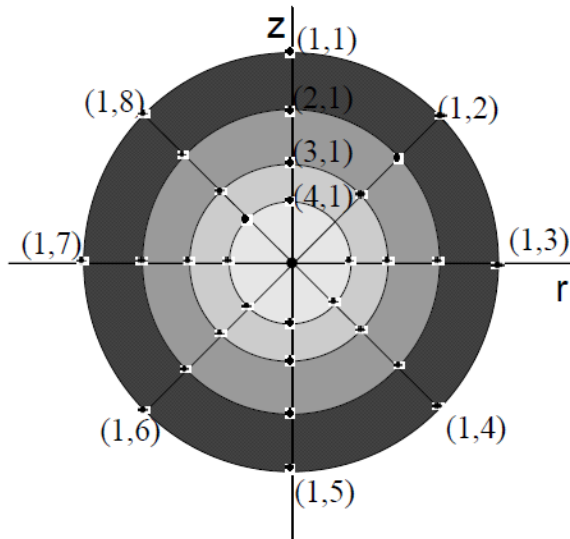
4.2 Το πολυζωνικό μοντέλο καύσης “NTUA-Engine Performance & Emissions Code” - Περιγραφή.

Το “NTUA-Engine Performance & Emissions Code” είναι ένα πολυζωνικό μοντέλο που έχει αναπτυχθεί από την ερευνητική ομάδα του καθηγητή Δ. Χουντάλα, γραμμένο σε Visual Fortran, το οποίο προσομοιώνει όχι μόνο τη περίοδο της καύσης αλλά και τη φάση της εναλλαγής των αερίων, η οποία αναφέρεται και ως προσομοίωση ανοικτού κύκλου (Open Cycle Simulation).

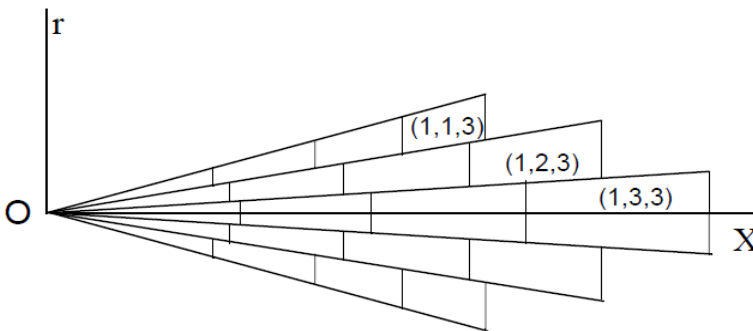
Το εγχυόμενο καύσιμο χωρίζεται σε διακριτούς όγκους (σχήμα 4.1 και 4.2) η θέση των οποίων καταγράφεται σε τρισδιάστατο σύστημα συντεταγμένων. Με αυτόν τον τρόπο υπάρχει η δυνατότητα προσομοίωσης της επίδρασης που έχει στη τροχιά της δέσμης καυσίμου η συστροφή του αέρα.

Στα σχήματα 4.1 και 4.2 απεικονίζεται η μορφή της δέσμης και η διάταξη των ζωνών εντός αυτής. Ο άξονας x συμπίπτει με την αρχική ταχύτητα της δέσμης καυσίμου, και οι άξονες r και z με την ακτινική και αξονική κατεύθυνση του κυλίνδρου αντιστοίχως. Ο αριθμός των ζωνών καθορίζεται από τη διάρκεια της έγχυσης και το χρονικό βήμα που χρησιμοποιείται.

Στα σχήματα που ακολουθούν δίνονται ενδεικτικά μερικές εικόνες ούτως ώστε να παρουσιασθεί το εικονικό περιβάλλον του λογισμικού.

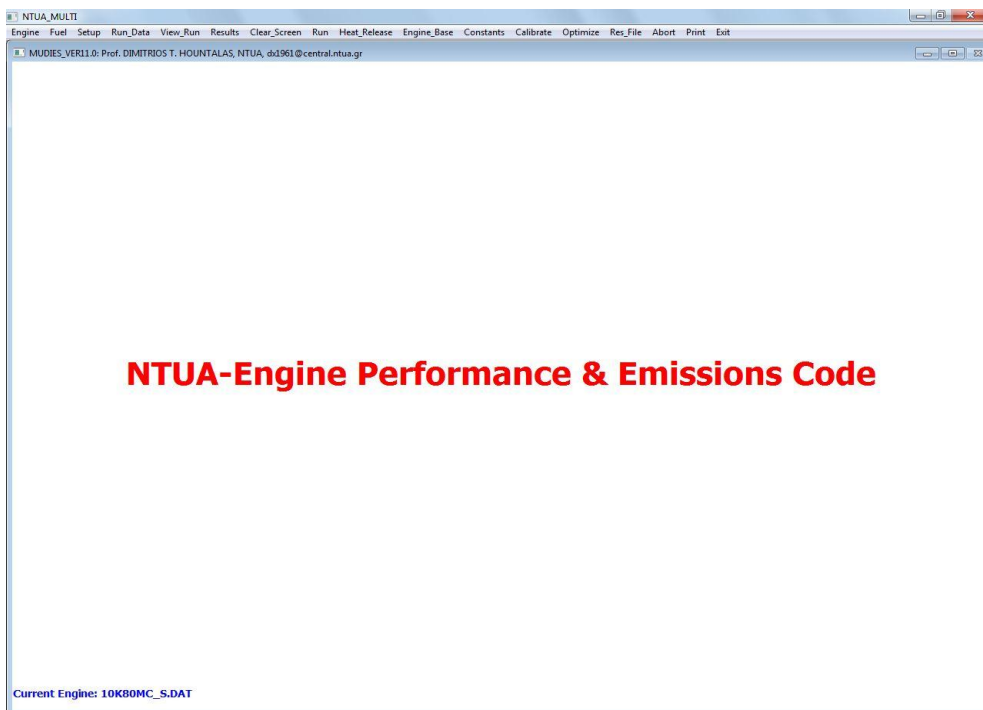


Σχήμα 4.1: Σχηματισμός ζωνών στο r - z σύστημα συντεταγμένων.



Σχήμα 4.2: Σχηματισμός ζωνών στο x - r σύστημα συντεταγμένων.

Στα σχήματα 4.4-4.10 δίνονται οι κατάλογοι με τους οποίους ο χρήστης του λογισμικού έχει τη δυνατότητα να τροποποιήσει τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα, τα γεωμετρικά δεδομένα του και τις διάφορες σταθερές που χρησιμοποιεί ο κώδικας. Συγκεκριμένα στο σχήμα 4.4 δίνεται ο κατάλογος με τον οποίο ο χρήστης ορίζει τις ιδιότητες του καυσίμου. Στο σχήμα 4.5 δίνεται ο κατάλογος με τον οποίο εισάγονται οι συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα για την περίπτωση της προσομοίωσης ανοικτού κύκλου λειτουργίας. Στα σχήματα 4.7-4.9 δίνονται οι κατάλογοι με τους οποίους εισάγονται τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά του κινητήρα που περιλαμβάνουν τα βασικά γεωμετρικά μεγέθη και τα δεδομένα του συστήματος εισαγωγής, εξαγωγής και έγχυσης. Στο σχήμα 4.10 δίνεται ο κατάλογος απ' όπου τροποποιούνται παράμετροι του λογισμικού όπως ο συντελεστής διείσδυσης του αέρα AEC, ο διορθωτικός συντελεστής σχηματισμού των NO_x και ο συντελεστής μηχανικών απωλειών.



Σχήμα 4.3: Επιφάνεια εργασίας του λογισμικού

Fuel Properties

General Properties

Fuel Density (kg/m**3)	910.0	◀	□	▶	
Heating Value (kJ/kg)	41670.0	◀	□	▶	<input type="checkbox"/> Define in kcal/kg
Water Content (%)	0.0	◀	□	▶	

Mass Composition %

Carbon (%)	84.70	◀	□	▶	<input type="checkbox"/> Define Mass Percentage
Hydrogen (%)	15.29	◀	□	▶	
Oxygen (%)	0.00	◀	□	▶	
Nitrogen (%)	0.00	◀	□	▶	

Chemical Properties

Carbon Atoms	12.0	◀	□	▶	<input checked="" type="checkbox"/> Define Atom Composition
Hydrogen Atoms	26.0	◀	□	▶	
Oxygen Atoms	0.0	◀	□	▶	
Nitrogen Atoms	0.0	◀	□	▶	
Molecular Weight (-)	170.0	◀	□	▶	

OK Cancel

Σχήμα 4.4: Περιβάλλον καταχώρησης των ιδιοτήτων του καυσίμου

Data for Predefined Cycle Runs

Main Engine Data

Speed (rpm)	107.1
Inlet Pressure (bar)	1.35
Inlet Air Temp. (C)	27.0
Inj. Main. (deg ATDC)	1.0
Inj. Pilot. (deg ATDC)	0.0
Inj. Post. (deg ATDC)	0.0
Main Fuel (kg/h)	1768.00
Pilot Fuel (kg/h)	0.00
Post Fuel (kg/h)	0.00
EGR (%)	0.00
EGR Temperature (C)	0.0
Pilot Injection Pressure (bar)	0.0
Main Injection Pressure (bar)	400.0
Post Injection Pressure (bar)	0.0
EGR Cooler Water In (C)	0.0
Air Cooler Water In (C)	0.0
Ambient Air Temperature (C)	31.0
Wastegate Position(%)	0.0
Throttle Position (%)	0.0
Mean Exhaust Pressure (bar)	1.25
Air Entrainment Coefficient	0.5770
Turbine/Exhaust Flow Area (m**2)	0.193681

Turbocharger and A/C Data

Compressor Efficiency (%)	0.0
Turbine Efficiency (%)	0.0
Turbine Mechanical Efficiency (%)	0.0
Compressor Mechanical Efficiency (%)	0.0
Air Cooler Effectiveness (%)	0.0

Static

Current Record: 1
Total Records: 6
Delete Record
Insert Record
Save

Experimental Data

Injection Rate File: NO-ROI-FILE
Use Injection Rate File: Y/N
Cylinder Pressure File: NO-CYLINDER-PRESSURE-FILE

Emission Data

Soot Emissions (g/kWh): 0.0000
NOx (as NO2) Emissions (g/kWh): 0.0000
CO Emissions (g/kWh): 0.0000
Use (mg/cycle(Y) or g/kWh(N)): Y/N

Execution Mode

Test Case to Run
Execute the Current Case: Y/N
Execute All Cases: Y/N
Use the Record Entrainment Coefficient: Y/N
Pilot Injection: Y/N
Post Injection: Y/N

Turbocompounding

Power for e-Turbocompounding (%) : 0.0
Generator Efficiency(%) : 0.0
Power Turbine Pressure Ratio (-) : 0.0
Power Turbine Efficiency (%) : 0.0
Power Turbine Mechanical Efficiency (%) : 0.0
Power Turbine Transmission Efficiency (%) : 0.0

OK Cancel

Σχήμα 4.5: Περιβάλλον καταχώρησης δεδομένων για προσομοίωση ανοικτού κύκλου

MAIN ENGINE DATA

Engine Type: 2 Str 4 Str

Bore (mm): 800.0

Stroke (mm): 2300.0

Connecting Rod Length (mm): 2918.0

Compression Ratio: 17.8

Equivalent Bowl Diameter (mm): 600.0

Equivalent Bowl Height (mm): 5.0

Number of Cylinders: 10

Back

Σχήμα 4.6: Περιβάλλον καταχώρησης βασικών γεωμετρικών δεδομένων του κινητήρα

SETUP OF ENGINE INLET SYSTEM

Valve Data

Valve Type: Valve Valve

Reference Timing: Hot Cold

Set Inlet Opening: Y/N

Set Inlet Closing: Y/N

Inlet Valve Diameter (mm): 0.0

Inlet Valve Seat Angle (deg): 60.0

Number of Inlet Valves: 0

Inlet Valve Discharge Coefficient: 0.85

Inlet Valve Rocker Ratio: 0.0

Inlet Valve Clearance Cold (mm): 0.00

Inlet Valve Clearance Hot (mm): 0.00

Inlet Manifold Volume (cm**3): 22142860.

Inlet Manifold Flow Area (cm**2): 10000.

Inlet Manifold Discharge Coeff.: 0.90

Inlet Valve Opening: 523

Inlet Valve Closing (deg): 17

Swirl Ratio: 0.00

Inlet-Cylinder Axis Distance(mm): 10.0

Port Data

Valve Type: Port

Number of Port Groups (-): 1

First Port Group

Port Distance from Top (mm): 1950.0

Port Width (mm): 65.0

Small Port Height (mm): 218.0

Big Port Height (mm): 0.0

Number of Ports (-): 30

Port Type (0/1): 0

Second Port Group

Port Distance from Top (mm): 0.0

Port Width (mm): 0.0

Small Port Height (mm): 0.0

Big Port Height (mm): 0.0

Number of Ports (-): 0

Port Type (0/1): 0

Back

Σχήμα 4.7: Περιβάλλον καταχώρησης δεδομένων του συστήματος εισαγωγής

SETUP OF ENGINE EXHAUST SYSTEM

Valve Data

Valve Type Valve

Reference Timing Hot Cold

Set Exhaust Opening Y/N

Set Exhaust Closing Y/N

Exhaust Valve Diameter (mm)	410.0	Exhaust Manifold Volume (cm ³)	32142860.
Exhaust Valve Seat Angle (deg)	30.0	Exhaust Manifold Flow Area (cm ²)	1330.
Number of Exhaust Valves	1	Exhaust Manifold Discharge Coef.	0.79
Exhaust Valve Discharge Coefficient	0.78	Exhaust Valve Opening (deg)	289
Exhaust Valve Rocker Ratio	1.0	Exhaust Valve Closing (deg)	85
Exhaust Valve Clearance Cold (mm)	4.20		
Exhaust Valve Clearance Hot	1.00		

Port Data

Valve Type Port

Number of Port Groups (-)

0	
---	--

First Port Group	Second Port Group
Port Distance from Top (mm)	Port Distance from Top (mm)
0.0	0.0
Port Width (mm)	Port Width (mm)
0.0	0.0
Small Port Height (mm)	Small Port Height (mm)
0.0	0.0
Big Port Height (mm)	Big Port Height (mm)
0.0	0.0
Number of Ports (-)	Number of Ports (-)
0	0
Port Type (0/1)	Port Type (0/1)
0	0

Back

Σχήμα 4.8: Περιβάλλον καταχώρησης δεδομένων του συστήματος εξαγωγής

SETUP OF ENGINE FUEL INJECTION SYSTEM

FUEL PUMP DATA	INJECTOR DATA	DELIVERY VALVE DATA
Pump Bore (mm)	Number of Injector Holes	Delivery Valve <input type="checkbox"/> Y/N
55.0	10	Mass (g)
Pump Stroke (mm)	Injector Hole Diameter (mm)	0.0
0.0	1.400	Seat Diameter (mm)
Number of Feed Holes	Injector Hole Length (mm)	0.0
1	1.000	Valve Max. Lift (mm)
Diameter of Feed Holes	Injector Hole Discharge Coef.	0.000
2.0	0.980	Spring Stiffness
Feed Hole from BDC	Injector Needle Mass (g)	0.0
3.0	5.9	Opening Pressure (bar)
Clearance (mm)	Injector Max. Lift (mm)	0.0
0.000	0.230	Valve Seat Angle (deg)
Min. Chamber Height	Seat Diameter (mm)	0.0
2.0	1.1	Chamber Volume (cc)
Pipeline Length (mm)	Spring Stiffness (kN/m)	320.0
447.0	146.0	
Pipeline Diameter (mm)	Opening Pressure (bar)	
1.9	400.0	
Pump Piston Length	Closing Pressure (bar)	
20.0	200.0	
	Needle Seat Angle (deg)	
	60.0	
	Injector Volume (mm ³)	
	500.0	
	Sac Volume (mm ³)	
	0.7	

INJECTOR INCLINATION	INJECTOR COORDINATES
X-Y Plane Angle (deg)	X (mm)
0.0	0.0
X-Z Plane Angle (deg)	Y (mm)
0.0	0.0
	Z (mm)
	0.0

Back

Σχήμα 4.9: Περιβάλλον καταχώρησης δεδομένων του συστήματος έγχυσης

Controls Exponentially Ignition Delay

Performance Related Coefficients		
Air Entrainment Rate Coefficient	0.599	Controls Proportionally Peak Combustion Pressure
Combustion Rate Prop. Coefficient (Ref:~300)	100000.0	Controls Proportionally Pressure Rise Rate
Combustion Rate Activation Energy (Ref:~5500)	5500.0	Controls Exponentially Pressure Rise Rate
Combustion Rate Prop. Coefficient-Diffusion (Ref:~800)	800.0	Controls Proportionally Pressure Rise Rate
Combustion Rate Activation Energy-Diffusion (Ref:~2500)	2500.0	Controls Exponentially Pressure Rise Rate
Ignition Delay Coefficient	0.60	Controls Proportionally Ignition Delay
Ignition Delay Activation Energy	3650.0	Controls Exponentially Ignition Delay
Ignition Delay Pressure Exponent	-1.19	Controls Exponentially via Cyl. Pressure
Ignition Delay Fuel Air Exponent	0.00	Controls Ignition Delay via AFR
Evaporation Rate Coefficient	0.500E-07	Controls Proportionally Evaporation Rate
Exhaust Manifold Area (m**2)	0.13300	Controls Inversely Exh. Manifold Pressure
Heat Losses Coefficient	0.020	Controls Proportionally Heat Losses
Mechanical Losses Coefficient	0.063	Controls Proportionally the Mechanical Losses

Emissions Related Coefficients		
Soot Formation Rate Coefficient	65.0	Used to Control Soot Formation
Soot Oxidation Rate Coefficient	3.6	Used to Control Soot Oxidation
Nitric Oxide Correction Factor	0.52	Corrects Nitric Oxide for Given Value
Carbon Monoxide Correction Factor	1.00	Corrects Nitric Oxide for Given Value

Reference Conditions-Set Manually or From Calibration Results-Used for Constant Tuning		
Reference Engine Speed (rpm)	125.0	Usually Mid Operating Speed of Engine
Fuelling Rate at Reference Speed (mg/str/cyl)	9450.0	Usually for 50% or 100% Load
Air Fuel Ratio at Reference Speed (-)	46.4	Usually for 50% or 100% Load

OK Cancel

Σχήμα 4.10: Περιβάλλον καταχώρησης παραμέτρων λειτουργίας του λογισμικού

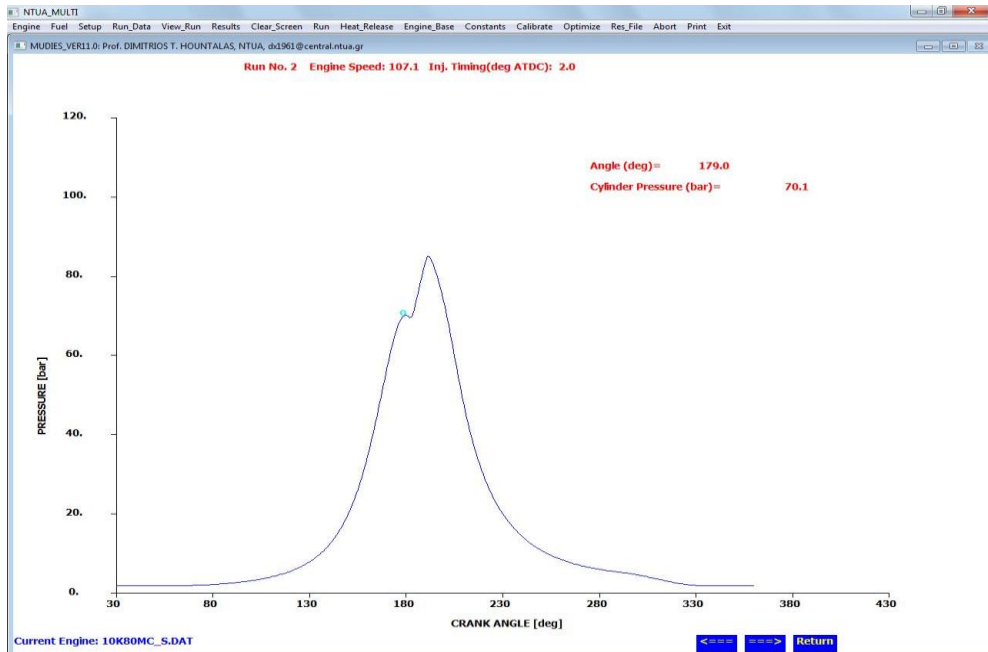
Μετά τη διαδικασία της προσομοίωσης, ο χρήστης έχει τη δυνατότητα να δει τα αποτελέσματα της μέσω ενός πίνακα και διαγραμμάτων, όπως φαίνονται στα παρακάτω σχήματα. Συγκεκριμένα στο σχήμα 4.11 φαίνεται ο συγκεντρωτικός πίνακας των αποτελεσμάτων για το σύνολο των μεγεθών που υπολογίζει το λογισμικό. Στο σχήματα 4.12-4.15 δίνονται κατά σειρά το δυναμοδεικτικό διάγραμμα, το διάγραμμα έκλυσης θερμότητας συναρτήσεως της γωνίας στροφάλου, το διάγραμμα της μάζας των συνολικών ποσοτήτων NO που έχουν σχηματιστεί μέχρι την αντίστοιχη γωνία στροφάλου και το διάγραμμα της ποσοστιαίας συνεισφοράς της κάθε ζώνης καυσίμου στο συνολικό ποσοστό σχηματισμού NO.

CYLINDER DATA		POLLUTANTS-IN CYLINDER		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
Speed (rpm):	107.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	18829	Mean Inj. (bar):	450.	Compr. Press. (bar):	-
Ignition (deg):	2.2	NO (ppm):	1046.	Power Brake(kW):	16928	Pmax Inj. (bar):	450.	Inlet Press. (bar):	2.04
Pmax (bar):	85.0	NO (g/kWh):	8.09	Imep (bar):	9.12	Inj. Open (bar):	400.	Compr. Temp. (°C):	-
Inj. Main (deg):	2.0	NOx (g/kWh):	12.40	Bmep (bar):	8.20	Dur. Main (deg):	9.	A/C Tout (°C):	34.0
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	10.00	Eff. Ind. (%):	50.6	Dur. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (°C):	34.0
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	44.10	Eff. Brake (%):	45.5	Dur. Post (deg):	-	Turbine Pm. (bar):	1.83
Main Delay (deg):	0.2	CO (%)	0.000	Eff. Mech. (%):	89.9	Inj. Delay (deg):	-	Turbine In. (°C):	336.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.000	bsfc (g/kWh):	188.4	Eff. Stroke (mm):	-	Turbine Tout (°C):	274.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%)	0.000	Heat Loss (%):	-6.7	P401 Fuel (%):	-	EGR CO2/ε (%):	0.0
Fuel (kg/h):	3190.			Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	EGR Temper. (°C):	0.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2580.			W/O Flow (%):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	3.83			Exhaust Temp. (C):	-
O2 Percent (%):	-							Air (kg/s):	49.00

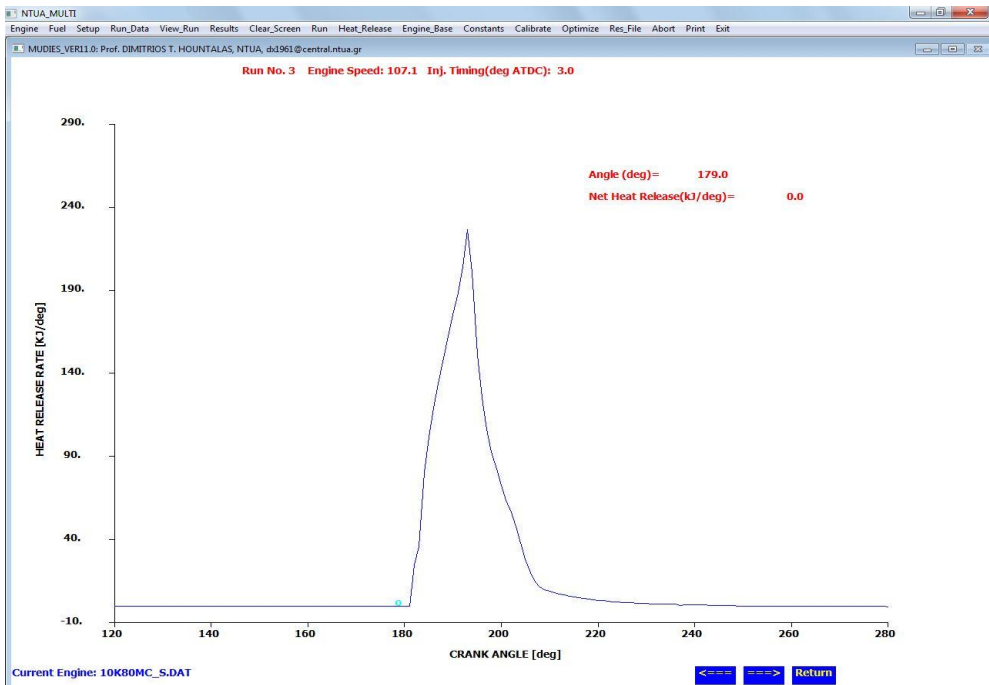
COMPONENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST	
Compr. Effc. (%)	-	O2 (%)	14.8
Turbine Effc. (%)	-	N2 (%)	77.4
A/C Effect. (%)	-	CO2 (%)	3.7
EGR Cool Eff. (%)	0.0	H2O (%)	4.0
Exh Cool Eff. (%)	0.0	NOx (ppm)	678.
P/T1 Exhaust (°C)	0.	NOx Dry (mg/Nm3)	0.
P/T1 Pres/raio(-)	1.00	NO (g/KWh):	6.65
P/T1 Power (kW)	0.0	NOx (g/KWh):	10.19
P/T1 Power (%)	0.0		

Current Engine: 10KB0MC_S.DAT

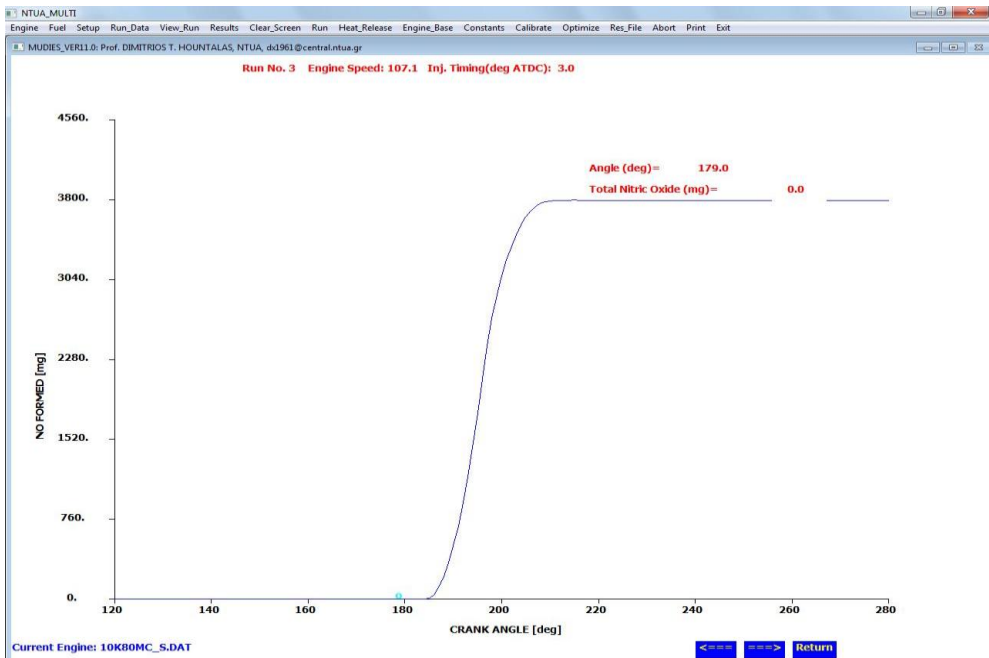
Σχήμα 4.11: Συγκεντρωτικός κατάλογος των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης



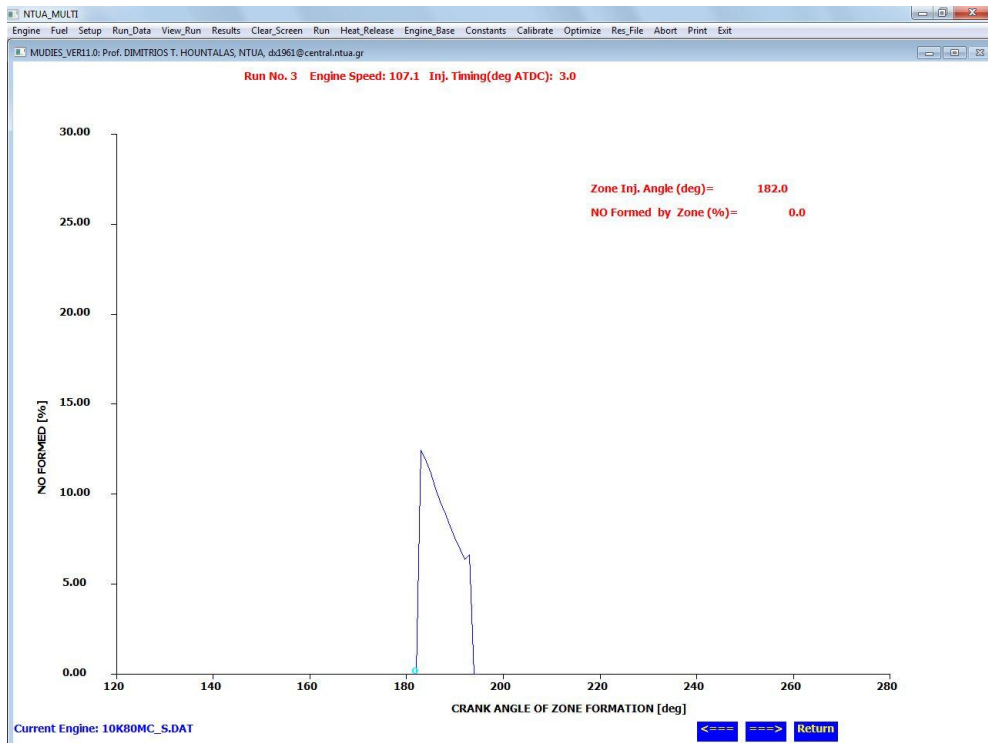
Σχήμα 4.12: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων



Σχήμα 4.13: Διάγραμμα έκλυσης θερμότητας – γωνίας στροφάλου



Σχήμα 4.14: Διάγραμμα σχηματισμού NO



Σχήμα 4.15: Διάγραμμα ποσοστιαίας συνεισφοράς της κάθε ζώνης στη συνολικό σχηματισμό NO

Ακολουθεί περιγραφή για κάθε ένα από τα υπομοντέλα του λογισμικού που περιγράφουν την όλη διαδικασία της καύσης, της εναλλαγής των αερίων και του σχηματισμού ρύπων.

4.2.1 Μοντέλο μεταφοράς θερμότητας.

Η μεταφορά θερμότητας μεταξύ του μείγματος αέρα-καυσίμου και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου γίνεται δια συναγωγής και ακτινοβολίας.

Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας λόγω συναγωγής δίνεται από την εξίσωση:

$$\dot{Q}_{conv} = Ah_c (T_g - T_w) \quad (4.1)$$

όπου A είναι το εμβαδόν της επιφάνειας του θαλάμου καύσης, h_c ο συντελεστής συναγωγής θερμότητας, T_g η μέση θερμοκρασία του μίγματος καυσίμου-αέρα και T_w η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου.

Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας λόγω ακτινοβολίας δίνεται από την εξίσωση:

$$\dot{Q}_{rad} = A\sigma\varepsilon(T_g^4 - T_w^4) = Ac_r(T_g^4 - T_w^4) \quad (4.2)$$

όπου σ είναι η σταθερά Stefan-Boltzmann, ε ο συντελεστής εκπομπής αερίων και c_r το γινόμενο αυτών.

Συνεπώς η συνολική μεταφορά θερμότητας δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = A[h_c(T_g - T_w) + c_r(T_g^4 - T_w^4)] \quad (4.3)$$

Η μέση θερμοκρασία προκύπτει ως ο σταθμισμένος μέσος όρος των θερμοκρασιών T_k των n ζωνών, με συντελεστή βαρύτητας την μάζα, m_k επί την ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο c_{vk} κάθε ζώνης. Επομένως:

$$T_g = \frac{\sum_{k=1}^n m_k c_{vk} T_k}{\sum_{k=1}^n m_k c_{vk}} \quad (4.4)$$

Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας κάθε ζώνης \dot{Q}_k εξαρτάται από τη μάζα, τη θερμοχωρητικότητα και τη θερμοκρασία της. Συνεπώς ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας \dot{Q} κατανέμεται σε κάθε ζώνη ως εξής:

$$Q_k = \frac{\dot{Q}(m_k c_{vk} T_k)}{\sum_{k=1}^n m_k c_{vk} T_k} \quad (4.5)$$

4.2.2 Μοντέλο συστροφής του αέρα.

Η μοντελοποίηση της συστροφής του αέρα στηρίζεται στο πεδίο ροής που δημιουργείται γύρω από ένα περιστρεφόμενο στερεό σώμα. Εξαιτίας του ιξώδους του αέρα δημιουργείται οριακό στρώμα στα τοιχώματα του κυλίνδρου.

Ειδικότερα η κατανομή της εφαπτομενικής ταχύτητας δίνεται από τις σχέσεις:

$$u = \omega_p R, \text{ για } 0 \leq R \leq R_c \quad (4.6)$$

$$u = \omega_p R_c (R_c / R)^{0.05}, \text{ για } R_c \leq R \leq R_p \quad (4.7),$$

όπου R_c η ακτίνα στην οποία παύει η ταχύτητα περιστροφής ω_p των αερίων. Η ακτίνα R_c δίνεται από τη σχέση:

$$R_c = R_{in} (D_b / 2R_p) \quad (4.8)$$

με R_{in} την απόσταση των αξόνων κυλίνδρου και βαλβίδας και D_b τη διάμετρο της κοιλότητας του εμβόλου.

Η στιγμιαία γωνιακή ταχύτητα υπολογίζεται βάσει της εξίσωσης της διατήρησης της στροφορμής.

4.2.3 Μοντέλο της δέσμης καυσίμου.

Ο σχηματισμός των ζωνών αρχίζει με την έναρξη της έγχυσης καυσίμου. Η ταχύτητα u_p του καυσίμου στην έξοδό του από τον εγχυτήρα δίνεται από την σχέση:

$$u_p = u_{inj} = C_d \sqrt{(2\Delta p / \rho_l)} \quad (4.9)$$

όπου C_d είναι ο συντελεστής εκροής του εγχυτήρα, Δp η πτώση πίεσης στο ακροφύσιο και ρ_l η πυκνότητα του καυσίμου. Το καύσιμο διανύει μια απόσταση x_{br} προτού να διασπαστεί σε σταγονίδια. Το μήκος αυτό

υπολογίζεται βάσει του χρόνου διάσπασης t_{br} και της ταχύτητας εξόδου ως εξής:

$$t_{br} = \frac{c\rho_l d}{C_d \sqrt{2\rho_\alpha \Delta p}} \quad (4.10)$$

$$x_{br} = u_{inj} t_{br} = c \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_\alpha}} d \quad (4.11)$$

όπου d είναι η διάμετρος της οπής, ρ_α η πυκνότητα του αέρα και $c=15,8$.

Προφανώς η ταχύτητα του καυσίμου είναι ίση με την ταχύτητα έγχυσης u_{inj} για απόσταση x μικρότερη της x_{br} , δηλαδή $u_p = u_{inj}$ για $x \leq x_{br}$. Για απόσταση $x \geq x_{br}$ η ταχύτητα εκτιμάται παραγωγίζοντας το δεύτερο σκέλος της σχέσης του Hiroyasu. Η σχέση Hiroyasu για τη διείδυση της δέσμης είναι:

$$x = 0,39 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_l}} t \quad \text{για } 0 < t < t_{br} \quad (4.12)$$

$$x = 2,95 \left[\frac{\Delta p}{\rho_\alpha} \right]^{2,95} \sqrt{d \cdot t} \quad \text{για } t > t_{br} \quad (4.13)$$

Επομένως έπειτα από παραγωγή της σχέσης (4.13) προκύπτει ότι:

$$u_p = \frac{2,95}{2} \left[\frac{\Delta p}{\rho_\alpha} \right]^{0,25} \sqrt{\frac{d}{t}} \quad (4.14)$$

Για την καλύτερη προσομοίωση της μείωσης της αξονικής συνιστώσας καθώς απομακρυνόμαστε από τον άξονα της δέσμης η ταχύτητα u_p κάθε ζώνης πολλαπλασιάζεται με ένα διορθωτικό συντελεστή $n_{j,i}$ ο οποίος δίνεται από τη σχέση:

$$n_{j,i} = \exp \left[-n_1 \frac{r_{j,i}}{r_{inj}} a \right]^{n_2} \quad (4.15)$$

όπου $r_{j,i}$ η ακτινική θέση της ζώνης σε σχέση με τη θέση του άξονα της έγχυσης (βλέπε και σχ. 4.1) και n_1, n_2 είναι σταθερές.

Για την εκτίμηση της γωνίας της δέσμης θ χρησιμοποιείται η σχέση του Wakuri:

$$\theta = 0,05 \left[\frac{\Delta p \rho_a d^2}{\mu_a^2} \right]^{0,25} \quad (4.16)$$

όπου μ_a η δυναμική συνεκτικότητα του αέρα.

Εφόσον η δέσμη προσκρούσει στα τοιχώματα η ταχύτητα διείσδυσης δίνεται από την εξίσωση:

$$u_p = \frac{2,95}{2} \left[\frac{\Delta p}{\rho_a} \right]^{0,25} \sqrt{d} \frac{t_{hit}^{0,25}}{t^{0,75}} \quad (4.17)$$

όπου t_{hit} είναι η χρονική στιγμή της πρόσκρουσης και ρ_g η πυκνότητα των καυσαερίων. Επίσης θεωρείται ότι μετά τη πρόσκρουση στα τοιχώματα, η δέσμη πορεύεται παράλληλα με τα τοιχώματα.

4.2.4 Μοντέλο διείσδυσης του αέρα.

Η ποσότητα του αέρα m_a που διεισδύει στις ζώνες του καυσίμου εκτιμάται με βάση τη γνωστή από τη ρευστομηχανική εξίσωση της αρχής της διατήρησης της ορμής. Επομένως έχουμε ότι:

$$m_f u_{inj} = (f_{cor} m_a + m_f) u_p \quad (4.18)$$

όπου m_f η μάζα του καυσίμου και f_{cor} ο συντελεστής διείσδυσης του αέρα ο οποίος χρησιμοποιείται για τη βαθμονόμηση του λογισμικού.

4.2.5 Μοντέλο διασκορπισμού του καυσίμου σε σταγονίδια.

Καθώς το καύσιμο εξέρχεται από το ακροφύσιο με υψηλή ταχύτητα

διασπάται σε σταγονίδια. Η διάμετρος των σταγονιδίων δεν είναι σταθερή και ακολουθεί μια διασπορά τιμών αρκετά μεγάλη. Σε αυτό το μοντέλο κάθε ζώνη έχει σταθερή διάμετρο, ίση με τη μέση διάμετρο Sauter D_{SM} , και η διασπορά της διαμέτρου στις ζώνες, δηλαδή στον όγκο V , ακολουθεί την x^2 συνάρτηση κατανομής:

$$\frac{dV}{V} = 13,5 \left(\frac{D_d}{D_{SM}} \right)^3 \exp \left[-3 \left(\frac{D_d}{D_{SM}} \right) \right] d \left(\frac{D_d}{D_{SM}} \right) \quad (4.19)$$

Η μέση διάμετρος Sauter λαμβάνεται ως η μέγιστη εκ των $D_{SM,1}$ και $D_{SM,2}$, οι οποίες δίνονται από τις σχέσεις:

$$D_{SM,1} = 0,38 \text{Re}_{inj}^{0,25} \text{We}_{inj}^{-0,32} \left(\frac{v_l}{v_a} \right)^{0,37} \left(\frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{-0,47} d_{inj} \quad (4.20)$$

$$D_{SM,2} = 4,12 \text{Re}_{inj}^{0,25} \text{We}_{inj}^{-0,75} \left(\frac{v_l}{v_a} \right)^{0,54} \left(\frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{0,18} d_{inj} \quad (4.21)$$

όπου οι δείκτες 1 και 2 δηλώνουν πλήρη και ατελή διασκορπισμό αντίστοιχα και οι αριθμοί Reynolds και Weber υπολογίζονται από τις σχέσεις:

$$\text{Re}_{inj} = \frac{u_{inj} d_{inj}}{v_l} \quad , \quad \text{We}_{inj} = \frac{u_{inj}^2 d_{inj} \rho_l}{\sigma}$$

με v_l τη κινηματική συνεκτικότητα και σ την επιφανειακή τάση του καυσίμου.

4.2.6 Μοντέλο ατμοποίησης του καυσίμου.

Προτού τα σταγονίδια αναμειχθούν με τον αέρα, θα πρέπει να ατμοποιηθούν. Η ατμοποίηση αυτή οφείλεται σε πρώτη φάση στην απορρόφηση θερμότητας των σταγονιδίων από τον περιβάλλοντα αέρα και

σε δεύτερη φάση από τις πρώτες εστίες καύσης.

Για τη διαδικασία ατμοποίησης σε αυτό το μοντέλο χρησιμοποιείται η ακόλουθη εξίσωση των Borman και Johnson:

$$\frac{dm_t}{dt} = K_{diff} [-\pi d_l D \rho_{mix} \ln(1+B) Sh] \quad (4.22)$$

όπου $K_{diff}=1$ για αυτό το μοντέλο και Sh ο αριθμός Sherwood.

4.2.7 Μοντέλο της καύσης.

Όπως αναφέρθηκε και στο κεφάλαιο 1 μετά τη φυσική και χημική προετοιμασία του καυσίμου ακολουθεί η καύση του. Ο υπολογισμός του ρυθμού καύσης γίνεται με τη χρήση της ακόλουθης εξίσωσης:

$$\dot{m}_{fb} = K_b C_f^{af} C_o^{ao} e^{-\frac{E_c}{T}} \frac{1}{6N} \quad (4.23)$$

όπου K_b είναι μια σταθερά, E_c η ενέργεια ενεργοποίησης της αντίδρασης, C_o και C_f οι συγκεντρώσεις μάζας του οξυγόνου και του καυσίμου αντίστοιχα, T η τοπική θερμοκρασία και N η ταχύτητα περιστροφής.

4.2.8 Μοντέλο σχηματισμού των οξειδίων του αζώτου.

Ο σχηματισμός μονοξειδίων αζώτου, καθώς αναφέραμε στο κεφάλαιο 3, οφείλεται στις χημικές αντιδράσεις των Zeldovich και Lavoie:



Η στιγμιαία συγκέντρωση NO σε όγκο V δίνεται από την εξίσωση:

$$\frac{1}{V} \frac{d([NO]V)}{dt} = \frac{2R_1 \left\{ 1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_e^2} \right\}}{1 + \left\{ \frac{[NO]}{[NO]_e} \cdot \left(\frac{R_1}{R_2 + R_3} \right) \right\}} \quad (4.27)$$

Όπου $[NO]$ η συγκέντρωση του NO (mole/cm^3), $[NO]_e$ η συγκέντρωση του NO σε χημική ισορροπία, $R_1=k_{1f}[O]_e[N_2]_e$, $R_2=k_{2f}[N]_e[O_2]_e$, $R_3=k_{3f}[N]_e[OH]_e$. Οι συντελεστές k είναι οι σταθερές ταχύτητας αντίδρασης για τις τρεις χημικές εξισώσεις και ο δείκτης f δηλώνει την αντίδραση με φορά προς τα δεξιά. Η ολοκλήρωση της προηγούμενης σχέσης μας δίνει τη δυνατότητα να υπολογίσουμε τη ποσότητα NO που παράγεται σε κάθε ζώνη. Επίσης, λόγω της υψηλής αβεβαιότητας που υπάρχει για τη σταθερά ταχύτητας αντίδρασης χρησιμοποιείται και ένας διορθωτικός συντελεστής (Nitric Oxide Correction Factor) για τον υπολογισμό των NO.

Επίσης στους κινητήρες Diesel έχουμε το σχηματισμό σημαντικών ποσοτήτων διοξειδίων του αζώτου NO_2 . Για τον υπολογισμό των συνολικών οξειδίων του αζώτου NO_x θεωρούμε ότι το μοριακό βάρος των είναι ίσο με το μοριακό βάρος των διοξειδίων του αζώτου, δηλαδή γίνεται έκφραση των ποσοτήτων NO_x σε ισοδύναμο NO_2 . Συνεπώς

$$MB_{NO_x} = MB_{NO_2} = 14 + 2 \cdot 16 = 46 \quad \text{και} \quad MB_{NO} = 14 + 16 = 30.$$

Επομένως έχοντας υπολογίσει τα NO, εκτιμούμε τα οξείδια του αζώτου μέσω της σχέσης:

$$[NO_x] = [NO] \frac{MB_{NO_x}}{MB_{NO}} \quad (4.28)$$

4.2.9 Μοντέλο σχηματισμού της αιθάλης.

Ο υπολογισμός της ποσότητας αιθάλης που παράγεται καθορίζεται από δυο μηχανισμούς, από τον ρυθμό σχηματισμού \dot{m}_{sf} και από τον ρυθμό

οξειδωσης της αιθάλης \dot{m}_{sb} . Για την περιγραφή των δύο μηχανισμών χρησιμοποιούνται οι κάτωθι ημιεμπειρικές σχέσεις που πρότεινε ο Hiroyasu και οι οποίες βασίζονται στην εξίσωση Arrhenius:

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_{f,ev} P^{0.5} e^{-\frac{E_{sf}}{RT}} \quad (4.29)$$

$$\frac{dm_{sb}}{dt} = A_b m_s \left(\frac{P_{O_2}}{P} \right) P^{1.8} e^{-\frac{E_{sb}}{RT}} \quad (4.30)$$

Όπου $m_{f,ev}$ η μάζα του ατμοποιημένου καυσίμου, m_s η καθαρή μάζα αιθάλης, A_f και A_b σταθερές, E_{sf} και E_{sb} οι ενέργειες ενεργοποίησης σχηματισμού και οξειδωσης της αιθάλης αντίστοιχα και P_{O_2} η μερική πίεση του οξυγόνου.

Τελικώς ο καθαρός ρυθμός παραγωγής αιθάλης είναι ίσος με:

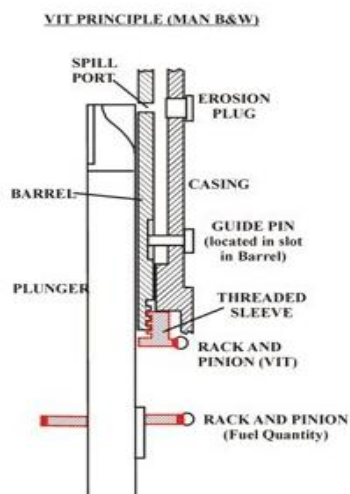
$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{sb}}{dt} \quad (4.31)$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΜΕΝΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ

5.1 Εισαγωγή.

Οι δυο κινητήρες, οι οποίοι εξετάζονται στη παρούσα διερεύνηση είναι οι δίχρονοι κινητήρες 7K80MC και 10K80MC. Πρόκειται για δίχρονους κινητήρες Diesel της κατασκευάστριας εταιρείας MAN. Επιπλέον μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας λειτουργώντας σε σταθερές στροφές. Ανήκουν στην σειρά κινητήρων K80MC, όπου το K αναφέρεται στη διαδρομή του εμβόλου, το 80 στην διάμετρο του εμβόλου σε εκατοστά και το MC στην ελεγχόμενη μέσω εκκεντροφόρου έγχυση του καυσίμου. Ο πρώτος αριθμός που χρησιμοποιείται στην ονομασία του κινητήρα αναφέρεται στον αριθμό των κυλίνδρων. Συνεπώς η διαφορά των δύο κινητήρων έγκειται στον αριθμό των κυλίνδρων με τον πρώτο να είναι επτακύλινδρος και το δεύτερο να είναι δεκακύλινδρος.



Σχήμα 5.1: Σύστημα VIT

Οι κινητήρες αυτοί είναι εφοδιασμένοι με δύο στροβιλο-υπερπληρωτές και διαθέτουν σύστημα μεταβλητού χρονισμού της έγχυσης (Variable Injection Timing – VIT) το οποίο επιτρέπει την μεταβολή της χρονικής στιγμής της έγχυσης μέσω της κατακόρυφης μετατόπισης της θυρίδας εισαγωγής της αντλίας καυσίμου (σχήμα 5.1). Επίσης η εξαγωγή των καυσαερίων γίνεται μέσω βαλβίδας και όχι μέσω θυρίδας.

Όσον αφορά τα όρια των εκπεμπόμενων

οξειδίων του αζώτου, οι δυο κινητήρες ανήκουν στην κλάση I του Διεθνούς Οργανισμού Ναυσιπλοΐας (International Maritime Organization – IMO). Στη πρώτη κλάση ανήκουν οι κινητήρες που έχουν κατασκευαστεί από 1/1/2000 έως 1/1/2011 και ορίζεται ως ανώτερο επιτρεπτό όριο για τα εκπεμπόμενα NO_x τα 17gr/kWh για κινητήρες που λειτουργούν έως 130rpm.

5.2 Σύντομη περιγραφή του κινητήρα 7K80MC.

Οι βασικές διαστάσεις του κινητήρα που εισήχθησαν στο λογισμικό, δίνονται στον παρακάτω πίνακα.

Διάμετρος εμβόλου (mm)	800
Διαδρομή εμβόλου (mm)	2300
Μήκος διωστήρα (mm)	2918
Διάμετρος κοιλότητας εμβόλου (mm)	600
Αριθμός κυλίνδρων	7
Όγκος οχετού εισαγωγής αέρα (cm ³)	15500000
Όγκος οχετού εξαγωγής (cm ³)	22500000
Άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής (deg)	289
Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής (deg)	85
Αριθμός οπών εγχυτήρα	10
Διάμετρος οπής εγχυτήρα (mm)	1.4
Μήκος οπής εγχυτήρα (mm)	1.0

Πίνακας 5.1: Κατασκευαστικά χαρακτηριστικά κινητήρα 7K80MC

5.3 Σύντομη περιγραφή του κινητήρα 10K80MC.

Τα μεγέθη που διαφοροποιούνται σε αυτόν τον κινητήρα είναι ο αριθμός των κυλίνδρων, και οι όγκοι εισαγωγής και εξαγωγής (Πίνακας 5.2).

Αριθμός κυλίνδρων	10
Όγκος οχετού εισαγωγής αέρα (cm ³)	22142860
Όγκος οχετού εξαγωγής (cm ³)	32142860

Πίνακας 5.2: Κατασκευαστικά χαρακτηριστικά κινητήρα 10K80MC

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗ ΤΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΤΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ

6.1 Εισαγωγή.

Όπως αναφέρθηκε στον πρόλογο το λογισμικό βαθμονομήθηκε βάσει μετρήσεων που έγιναν στον κινητήρα 7K80MC. Οι μετρήσεις αυτές προέρχονται από δοκιμές που έχουν γίνει από την κατασκευάστρια εταιρεία (shop tests) καθώς επίσης και από ένα διαθέσιμο δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 75% του φορτίου του κινητήρα το οποίο ελήφθη εν πλω. Στη διάρκεια της βαθμονόμησης καθορίστηκαν παράμετροι του λογισμικού ούτως ώστε να συμπίπτουν κατά το καλύτερο δυνατό τρόπο τα μετρούμενα μεγέθη με τα αντίστοιχα μεγέθη που εκτιμά το λογισμικό.

Το καύσιμο το οποίο χρησιμοποιήθηκε στις δοκιμές του κατασκευαστή είναι βαρύ πετρέλαιο τύπου Bunker-A ISO 8217 DMC, με τις προδιαγραφές του να δίνονται στο παρακάτω πίνακα.

Πυκνότητα (kg/m ³)	910
Κατώτερη θερμογόνος δύναμη (kJ/kg)	41670

Πίνακας 6.1: Προδιαγραφές καυσίμου

Εφαρμόστηκε προσομοίωση ανοικτού κύκλου λειτουργίας (Open Cycle Simulation) η οποία περιλαμβάνει και τη φάση της εναλλαγής των αερίων. Επίσης, καθώς δεν υπήρχε γνώση της μεταβολής της ταχύτητας έγχυσης, η οποία στην πράξη δεν παραμένει σταθερή, χρησιμοποιήθηκε μια μέση τιμή μέσω του ορισμού σταθερής πίεσης έγχυσης. Τα δεδομένα που εισήχθησαν

στο λογισμικό για κάθε φορτίο δίνονται στον πίνακα 6.2.

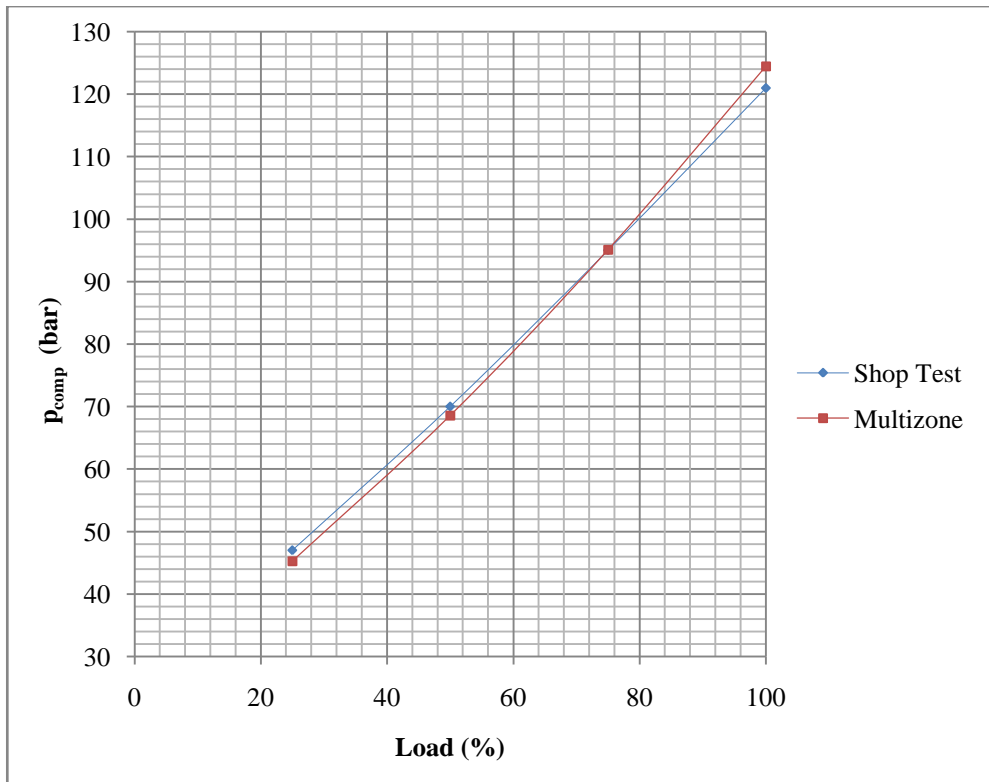
Φορτίο (%)	25	50	75	100
Δεδομένα				
Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	65.5	82.5	94.5	104
Πίεση εισαγωγής (bar)	1.35	2.04	2.75	3.58
Θερμοκρασία εισαγωγής (°C)	27	34	31	39
Προπορεία έγχυσης (deg ATDC)	1	2	3	3
Κατανάλωση καυσίμου (kg/h)	1164	2274	3372	4580
Μέση πίεση έγχυσης (bar)	400	450	500	550
Θερμοκρασία περιβάλλοντος (°C)	31	32	32	34
Μέση πίεση εξαγωγής (bar)	1.25	1.83	2.5	3.25

Πίνακας 6.2: Εισαγωγή δεδομένων ανοικτού κύκλου λειτουργίας

6.2 Επιλογή του βαθμού συμπίεσης.

Επειδή δεν ήταν γνωστός ο γεωμετρικός λόγος συμπίεσης χρησιμοποιήθηκε υπολογιστική τεχνική για την εκτίμησή του για να προσεγγιστεί όσο το δυνατόν καλύτερα η πίεση συμπίεσης, του λογισμικού με την μετρούμενη, στα τέσσερα φορτία του κινητήρα.

Μετά από δοκιμές βρέθηκε ότι η καλύτερη προσέγγιση των πειραματικών μετρήσεων της πίεσης συμπίεσης επιτυγχάνεται με γεωμετρικό βαθμό συμπίεσης 17.8. Στο σχήμα 6.1 δίνεται η σύγκριση των πειραματικών (Shop test) και των υπολογισμένων τιμών (Multizone) της πίεσης συμπίεσης p_{comp} για τα 4 φορτία που εξετάστηκαν.



Σχήμα 6.1: Σύγκριση μετρημένης και υπολογισμένης πίεσης συμπίεσης

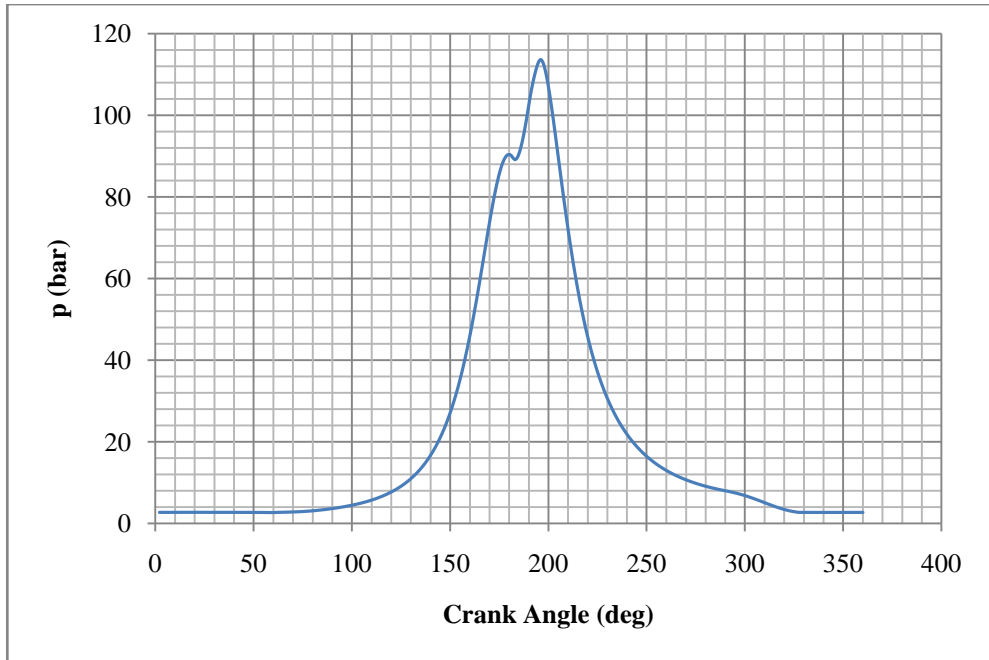
6.3 Επιλογή των παραμέτρων της έγχυσης.

Η επιλογή των παραμέτρων έγχυσης έγινε ώστε το λογισμικό να χρησιμοποιεί τουλάχιστον την ίδια διάρκεια έγχυσης με αυτήν του κινητήρα.

Όπως αναφέρθηκε στις μετρήσεις που έγιναν στον κινητήρα περιλαμβάνεται και ένα δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 75% του φορτίου (σχήμα 6.2). Με μια νέα τεχνική που αναπτύχθηκε η διάρκεια έγχυσης μπορεί να εκτιμηθεί από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα με τον ακόλουθο τρόπο:

Η χρήση του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου και της καταστατικής

εξίσωσης καταλήγει στις ακόλουθες σχέσεις:



Σχήμα 6.2: Μετρημένο Δυναμοδεικτικό διάγραμμα

$$\frac{dQ_{net}}{d\phi} = p \frac{dV}{d\phi} + mc_v \frac{dT}{d\phi} \quad (6.1)$$

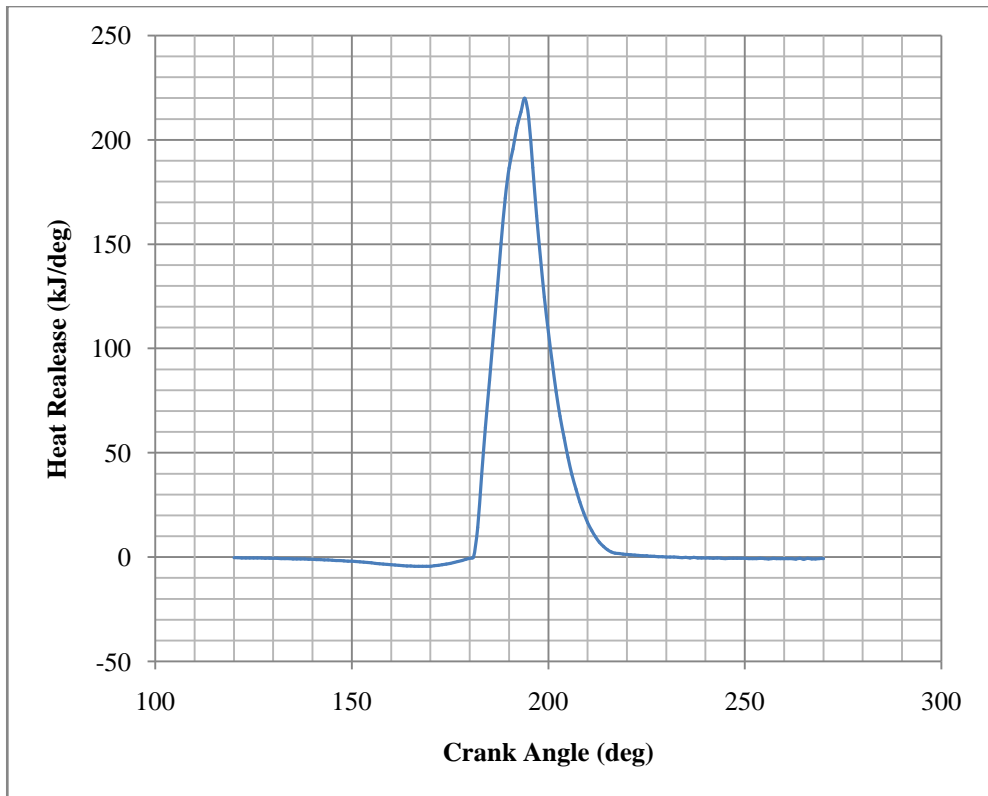
$$\text{και } p \frac{dV}{d\phi} + V \frac{dp}{d\phi} = mR \frac{dT}{d\phi} \quad (6.2)$$

όπου $\frac{dQ_{net}}{d\phi}$ είναι ο καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας. Αντικατάσταση της δεύτερης σχέσης στην πρώτη δίνει τελικά τη σχέση:

$$\frac{dQ_{net}}{d\phi} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dV}{d\phi} + \left(\frac{c_v}{R}\right) V \frac{dp}{d\phi} \quad (6.3)$$

Συνεπώς, με δεδομένο το δυναμοδεικτικό διάγραμμα, υπολογίζεται από

την τελευταία σχέση ο καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας (σχήμα 6.3). Κατά προσέγγιση μπορούμε να θεωρήσουμε ότι η έγχυση εκκινεί από το σημείο στο οποίο η καμπύλη του διαγράμματος του ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου αυξάνει απότομα (έναρξη καύσης καθώς η καθυστέρηση έναυσης είναι πολύ μικρή) και τελειώνει στο σημείο που παρουσιάζει τη μέγιστη τιμή της καθώς στη συνέχεια η απότομη μείωση οφείλεται πιθανότατα στη διακοπή της έγχυσης. Συνεπώς από το διάγραμμα του σχήματος 6.3 συμπεραίνουμε ότι η χρονική διάρκεια της έγχυσης είναι 12 μοίρες στροφάλου. Με βάση τη τιμή αυτή έγινε επιλογή των παραμέτρων της έγχυσης,

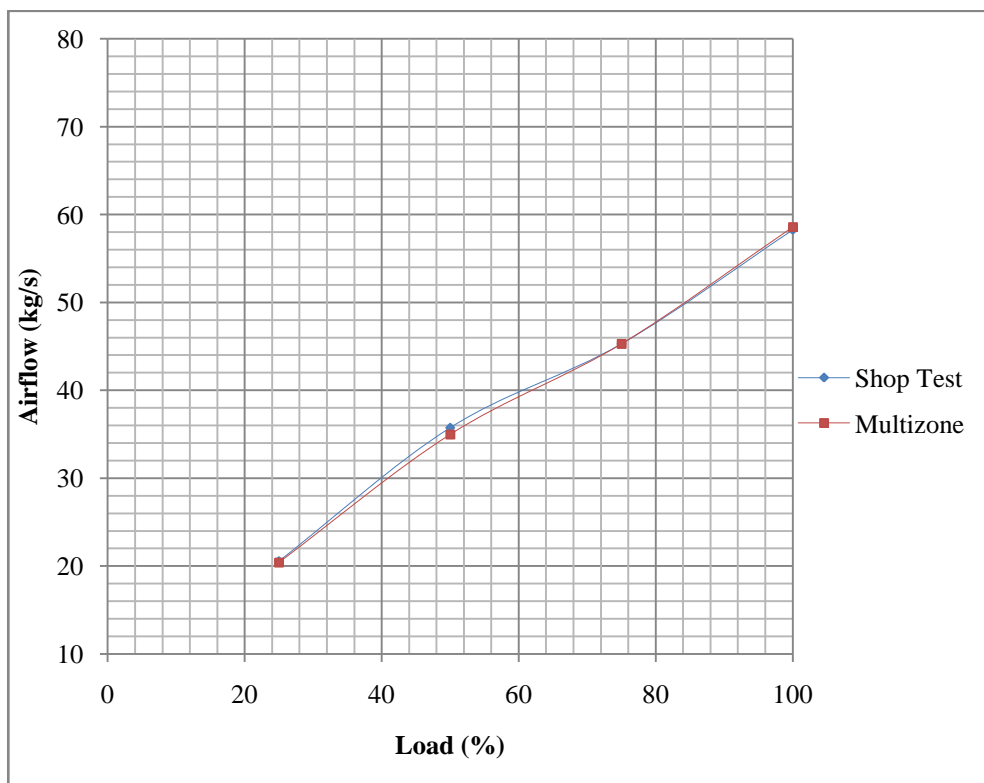


Σχήμα 6.3: Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας – γωνίας στροφάλου

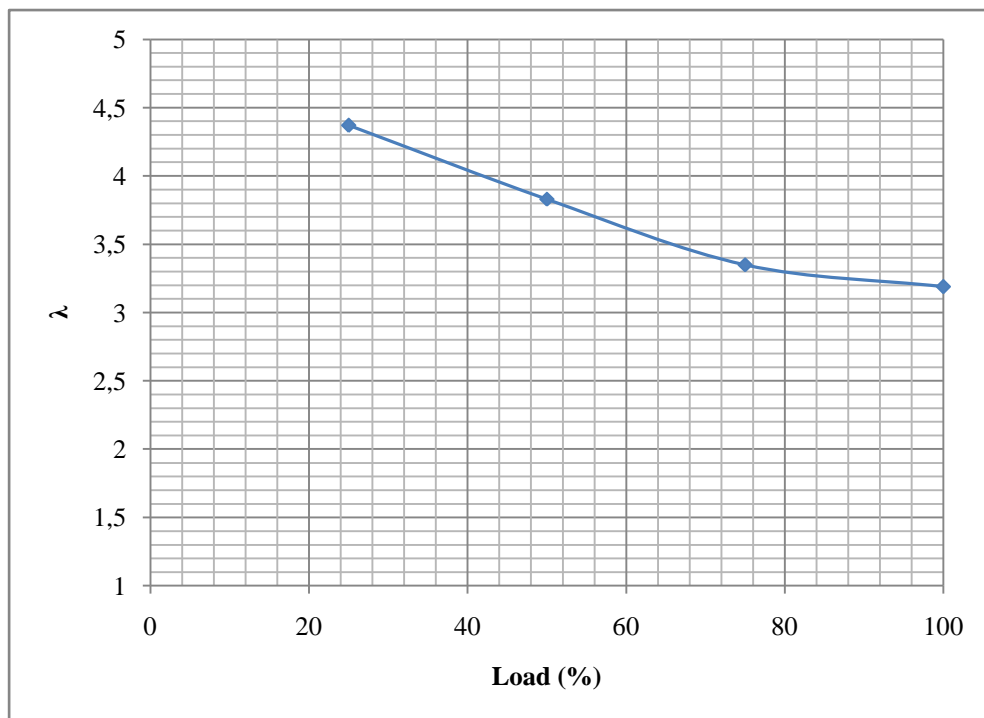
6.4 Επιλογή των συντελεστών εκροής των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής.

Η εκτίμηση των συντελεστών εκροής των θυρίδων εισαγωγής και της βαλβίδας εξαγωγής έγινε με κριτήριο την εκτίμηση των παροχών αέρα που αναφέρονται στο φάκελο NO_x του κινητήρα στις συγκεκριμένες συνθήκες.

Στο διάγραμμα του σχήματος 6.4 δίνεται η προσέγγιση που επιτεύχθηκε με συντελεστή εκροής για τις θυρίδες εισαγωγής 0.90 και για την βαλβίδα εξαγωγής 0.79. Επίσης στο σχήμα 6.5 δίνεται το διάγραμμα των τιμών του λόγου ισοδυναμίας αέρα λ που υπολόγισε το λογισμικό ως συνεπακόλουθο της εκτίμησης των παροχών αέρα.



Σχήμα 6.4: Σύγκριση μετρημένης και υπολογισμένης παροχής αέρα



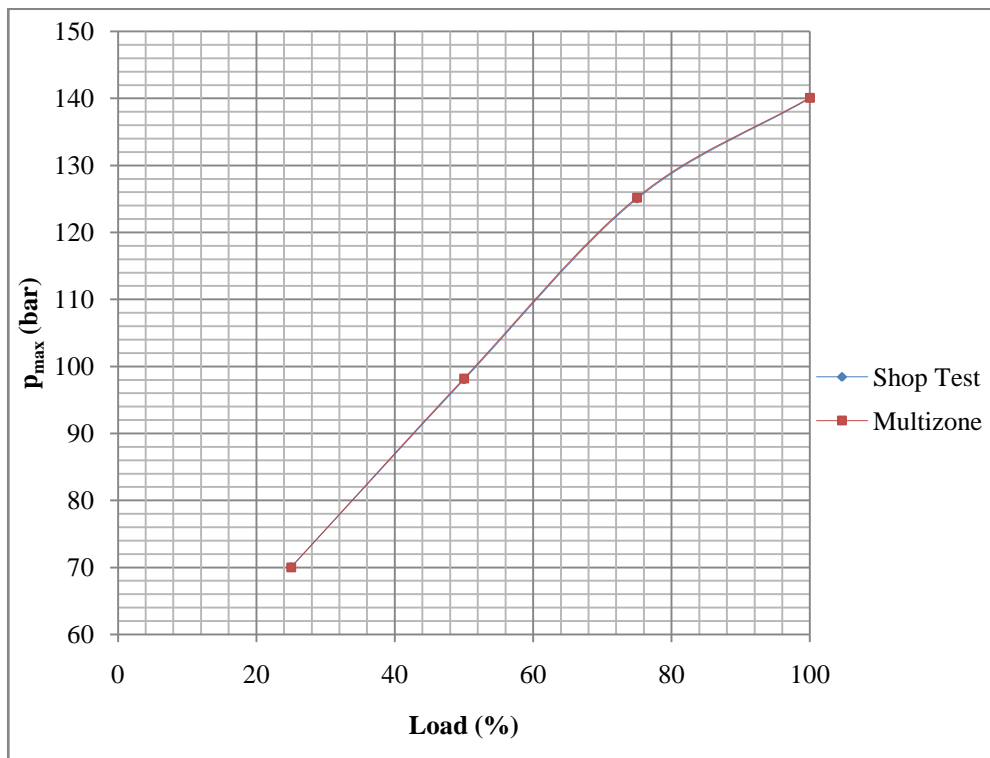
Σχήμα 6.5: Υπολογισμένες τιμές του λόγου ισοδυναμίας αέρα

6.5 Επιλογή των συντελεστών διείσδυσης του αέρα στη δέσμη.

Η επιλογή των συντελεστών διείσδυσης του αέρα AEC (Air Entrainment Coefficient) έγινε αρχικά ώστε να προσεγγισθεί η μέγιστη πίεση καύσης σε κάθε φορτίο ξεχωριστά καθώς αυτή είναι η παράμετρος που επηρεάζεται εντονότερα. Οι τιμές του AEC που χρησιμοποιήθηκαν για κάθε φορτίο δίνονται στον πίνακα 6.3 ενώ στο σχήμα 6.6 φαίνεται η προσέγγιση των μετρημένων και υπολογισμένων τιμών της μέγιστης πίεσης καύσης. Όπως παρατηρείται υπάρχει πρακτικά σχετική σταθερότητα της συγκεκριμένης σταθεράς με αποτέλεσμα να είναι εφικτή η χρήση της μέσης τιμής της σε όλα τα φορτία.

Φορτίο (%)	AEC
25	0.604
50	0.605
75	0.629
100	0.588

Πίνακας 6.3: Τιμές του συντελεστή διείσδυσης του αέρα

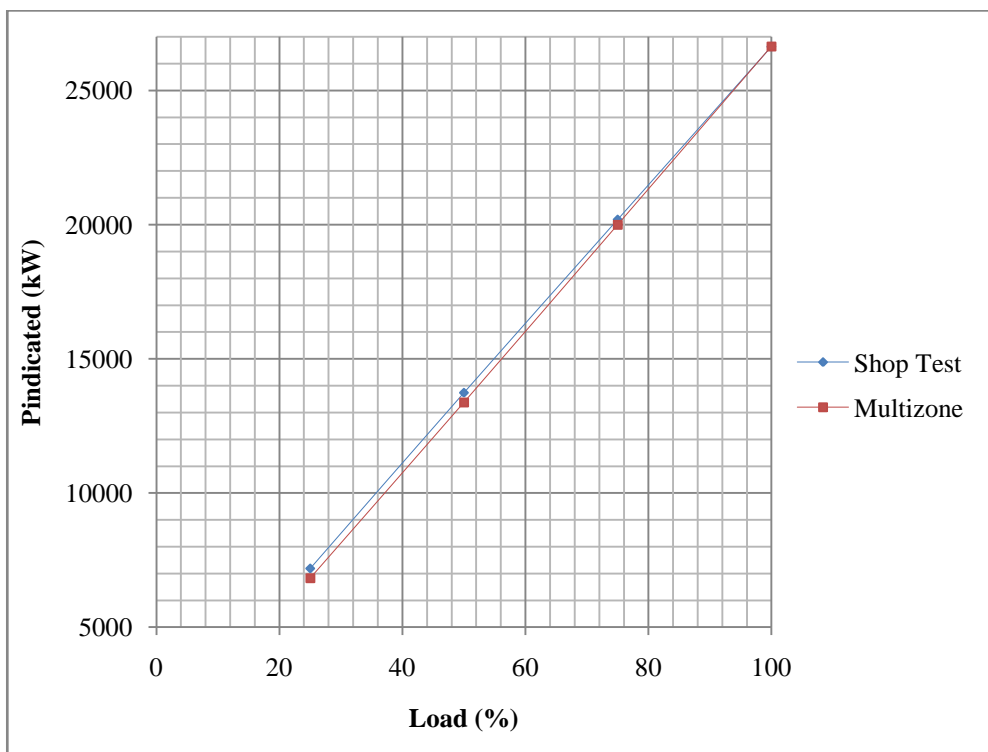


Σχήμα 6.6: Σύγκριση μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης

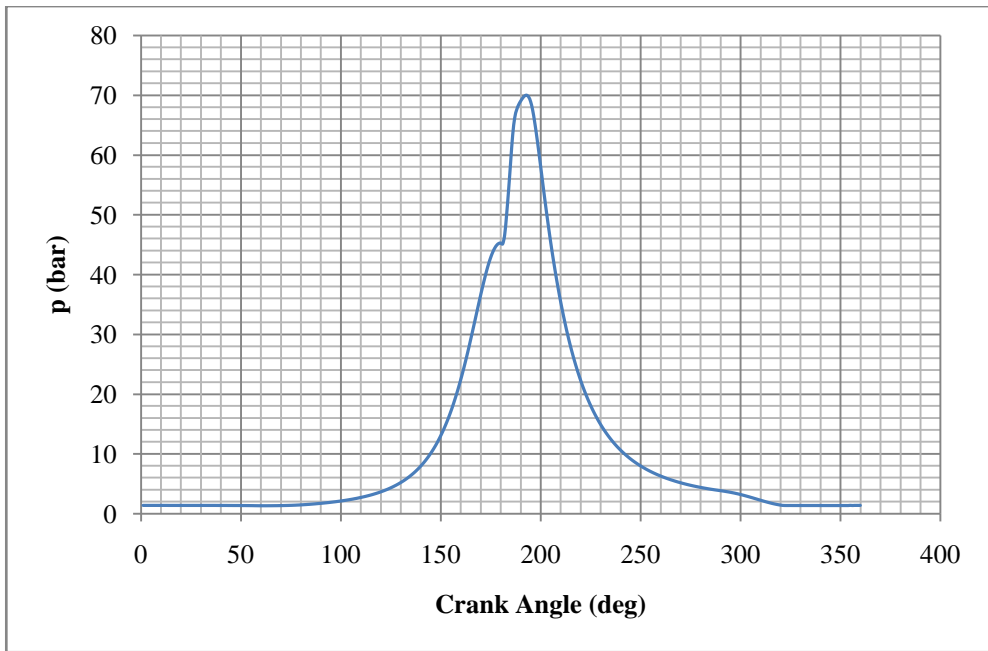
6.6 Επιλογή του συντελεστή μηχανικών απωλειών.

Μετά τη προσέγγιση των τιμών της πίεσης συμπίεσης και της μέγιστης πίεσης καύσης αναμένεται σύγκλιση των τιμών της ενδεικνύμενης ισχύος,

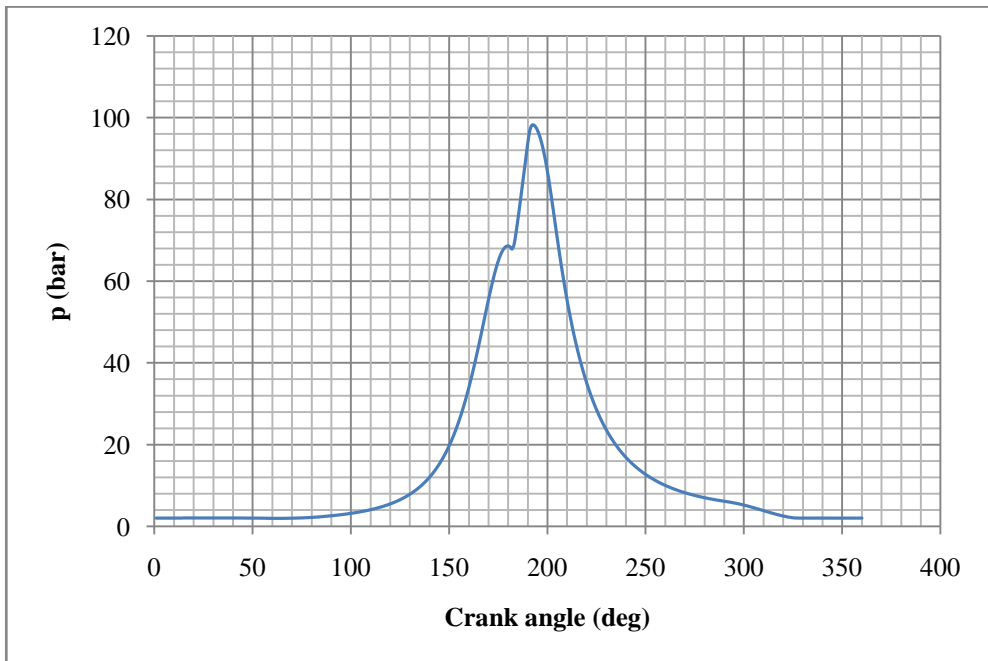
$P_{\text{indicated}}$, που υπολογίζει το λογισμικό με τις αντίστοιχες τιμές των μετρήσεων, πράγμα το οποίο επιβεβαιώνεται και από το διάγραμμα του σχήματος 6.7. Στα σχήματα 6.8-6.11 δίνονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα των τεσσάρων φορτίων που υπολόγισε το λογισμικό, από τα οποία ουσιαστικά εκτιμάται η ενδεικνύμενη ισχύς. Στη συνέχεια για την προσέγγιση των τιμών της πραγματικής ισχύος, P_{brake} , δηλαδή της ισχύος που λαμβάνουμε στην άτρακτο του κινητήρα, θέσαμε στο συντελεστή των μηχανικών απωλειών την τιμή 0.063 (σχήμα 6.12). Επίσης στο σχήμα 6.13 δίνεται το διάγραμμα των τιμών της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, $bsfc$, η οποία ορίζεται ως ο λόγος της κατανάλωσης καυσίμου προς την πραγματική ισχύ του κινητήρα.



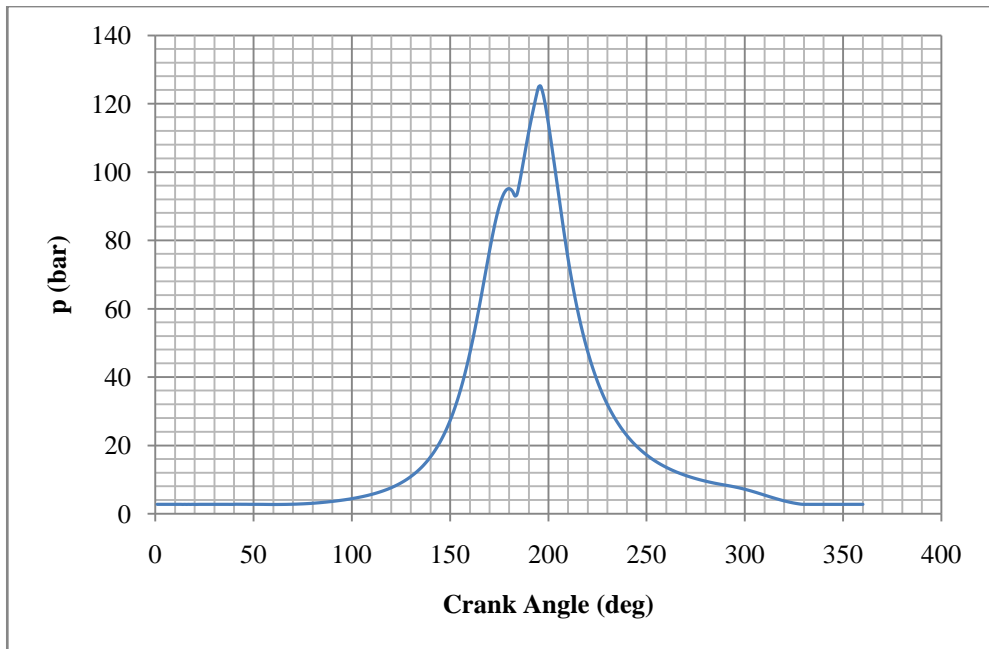
Σχήμα 6.7: Σύγκριση μετρημένης και υπολογισμένης ενδεικνύμενης ισχύος



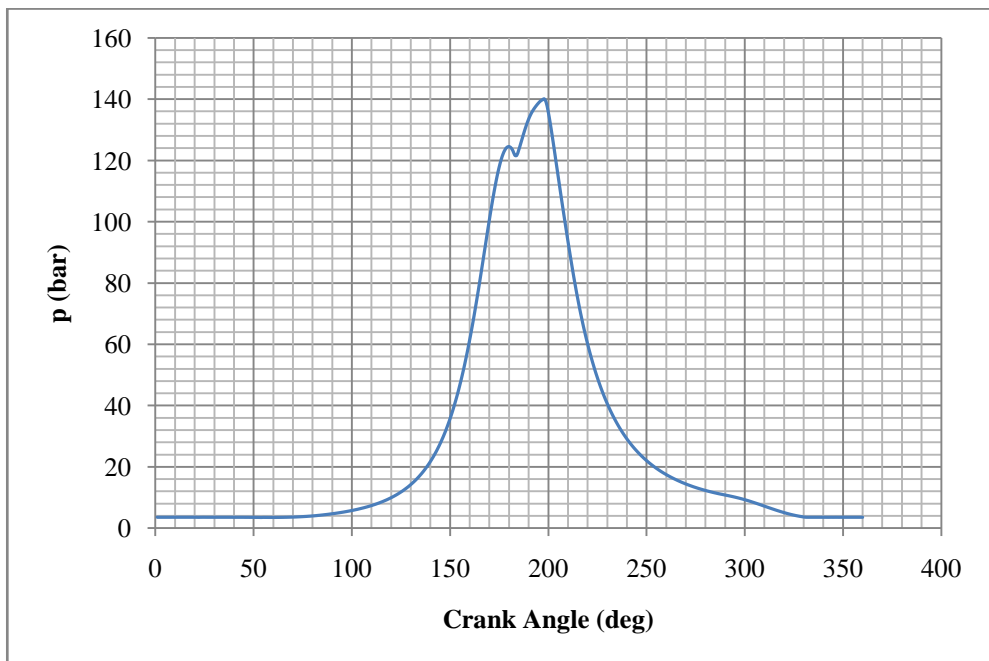
Σχήμα 6.8: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 25% του φορτίου



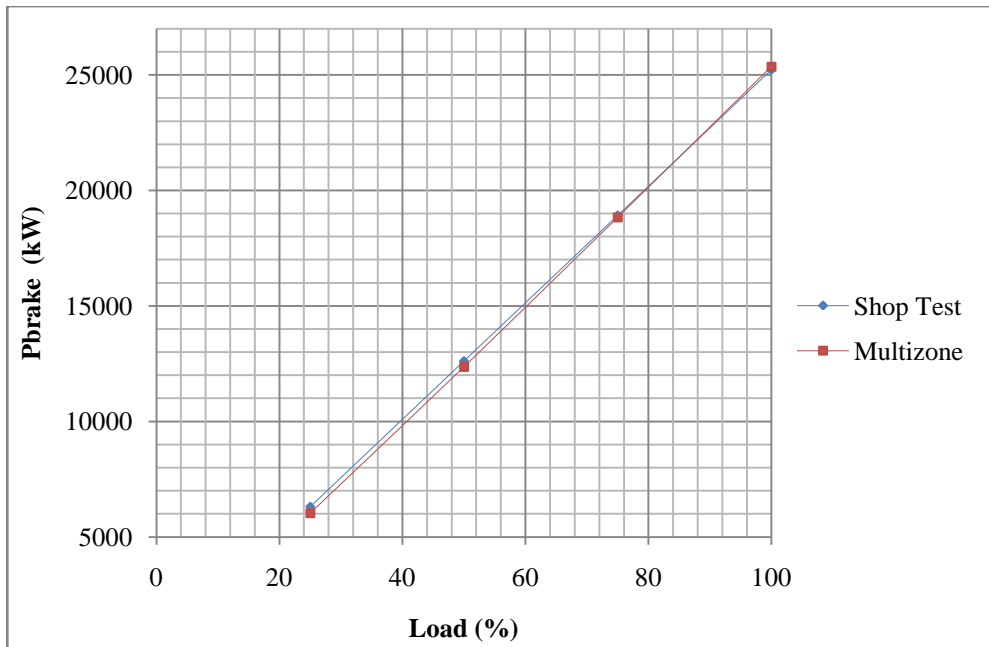
Σχήμα 6.9: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 50% του φορτίου



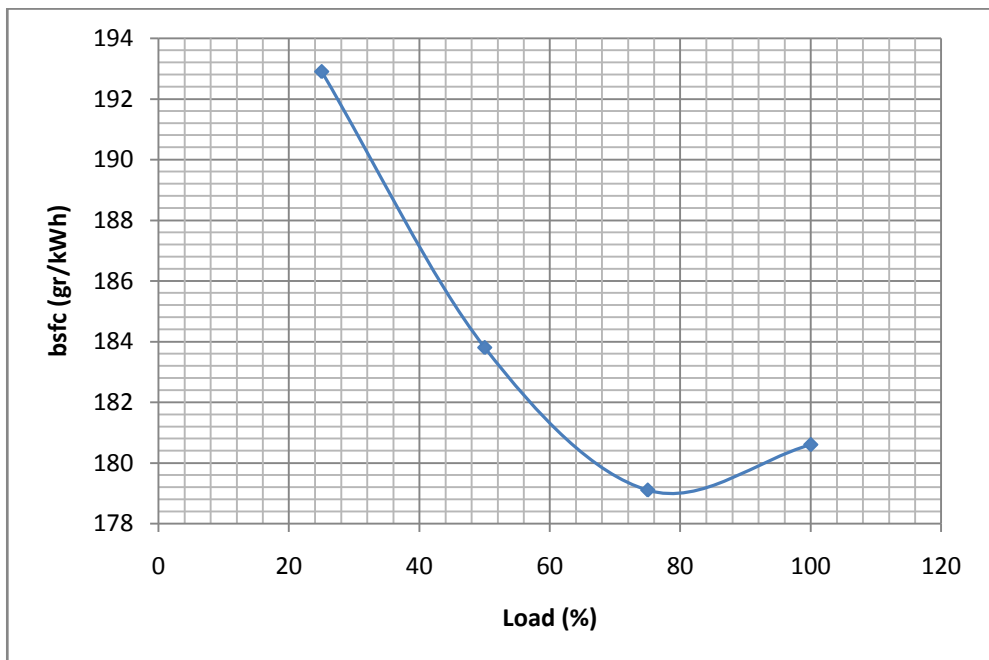
Σχήμα 6.10: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 75% του φορτίου



Σχήμα 6.11: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 100% του φορτίου



Σχήμα 6.12: Σύγκριση μετρημένης και υπολογισμένης πραγματικής ισχύος

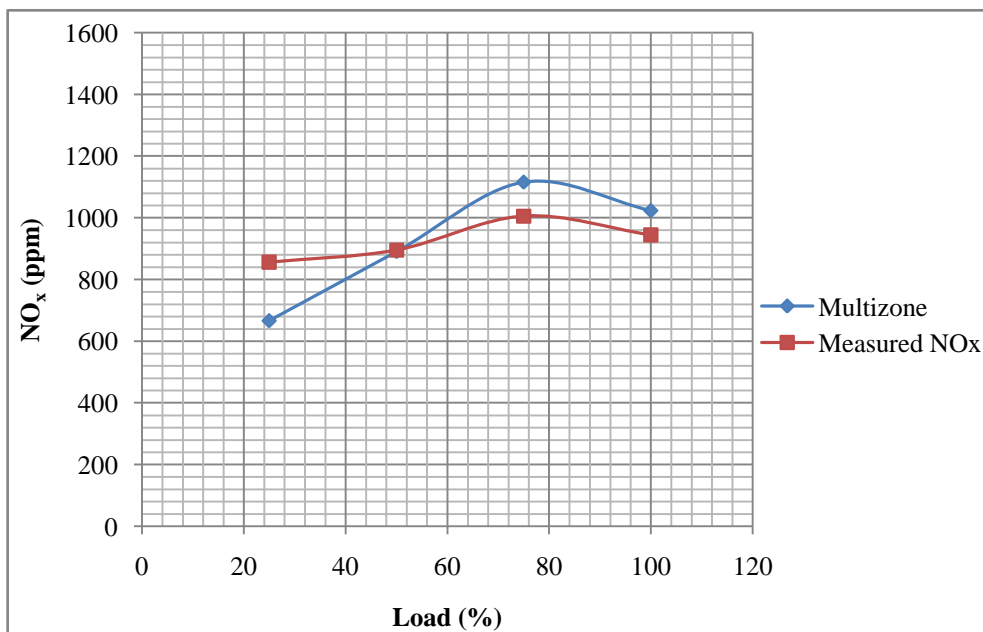


Σχήμα 6.13: Υπολογισμένες τιμές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου

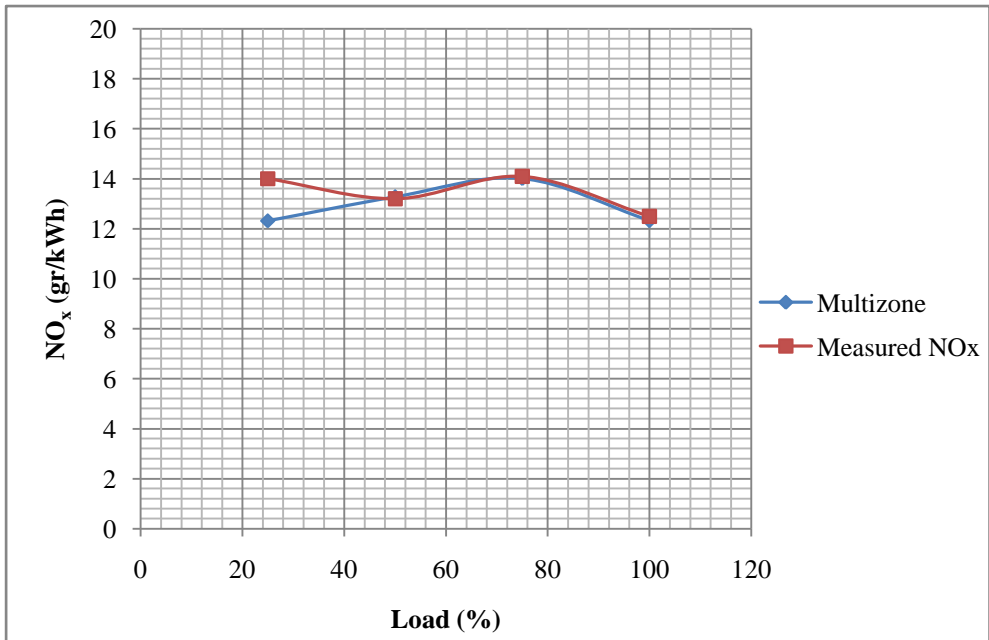
6.7 Επιλογή διορθωτικού συντελεστή για τα οξείδια του αζώτου.

Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο 4 είναι αναγκαία, για την προσομοίωση των μηχανισμών σχηματισμού των NO_x , η κατάλληλη επιλογή ενός διορθωτικού συντελεστή των οξειδίων του αζώτου λόγω της αβεβαιότητας που υπάρχει για τις σταθερές των ταχυτήτων αντίδρασης των χημικών εξισώσεων. Αυτό αποτελεί συνήθη αποδεκτή πρακτική διότι αυτό που ενδιαφέρει είναι η πρόβλεψη των τάσεων και όχι τόσο των απόλυτων τιμών.

Μετά από δοκιμές ορίσαμε για τον συντελεστή αυτόν την τιμή ~ 0.52 . Στο σχήμα 6.14 δίνεται η σύγκριση των υπολογισμένων τιμών των συγκεντρώσεων NO_x , σε μέρη στο εκατομμύριο (ppm), και των τιμών των μετρήσεων που έχουν γίνει στον κινητήρα. Στο σχήμα 6.15 δίνεται η σύγκριση των υπολογισμένων τιμών των ειδικών εκπομπών NO_x , σε gr/kWh , με τις αντίστοιχες τιμές των μετρήσεων. Παρατηρείται από τα δύο σχήματα ότι το λογισμικό προβλέπει ικανοποιητικά τις μεταβολές των παραγόμενων NO_x στα μέσα και υψηλά φορτία ενώ αποκλίνει σε μικρό βαθμό στο μικρότερο φορτίο.



Σχήμα 6.14: Σύγκριση μετρημένων και υπολογισμένων συγκεντρώσεων NO_x



Σχήμα 6.15: Σύγκριση μετρημένων και υπολογισμένων ειδικών εκπομπών NO_x

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ 10K80MC

7.1 Εισαγωγή.

Μετά τη βαθμονόμηση του λογισμικού που προηγήθηκε σε αυτό το κεφάλαιο θα γίνει προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα 10K80MC, για παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος, στο λογισμικό “NTUA-Engine Performance & Emissions Code”, χρησιμοποιώντας τις τιμές των παραμέτρων που επιλέχθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο. Σκοπός είναι να εκτιμηθούν τα λειτουργικά μεγέθη του κινητήρα για τα τέσσερα βασικά φορτία και να μελετηθεί η επίδραση που επιφέρει η μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου και η ανάμιξη αέρα-καυσίμου στη λειτουργία του και στις εκπομπές NO_x .

Σύμφωνα με τον κατασκευαστή η χρήση του κινητήρα 10K80MC, για ηλεκτροπαραγωγή σε ηλεκτρικό δίκτυο συχνότητας 50Hz, γίνεται σε σταθερές στροφές 107.1rpm και παράγει στο 100% του φορτίου ισχύ 33900kW. Συνεπώς η παραγόμενη ισχύς ανά κύλινδρο είναι $33900/10=3390\text{kW}$. Η αντίστοιχη παραγόμενη ισχύς ανά κύλινδρο του κινητήρα 7K80MC στο 100% του φορτίου είναι $25228/7=3604\text{kW}$. Λόγω της σχετικά μικρής διαφοράς στις τιμές της παραγόμενης ισχύος ανά κύλινδρο των δύο κινητήρων, θεωρούμε ότι οι συνθήκες ανάμιξης αέρα-καυσίμου είναι παρόμοιες και επομένως θα χρησιμοποιηθούν οι ίδιοι συντελεστές διείσδυσης του αέρα AEC που επιλέχθηκαν για κάθε φορτίο στο προηγούμενο κεφάλαιο.

7.2 Προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα στα τέσσερα βασικά φορτία.

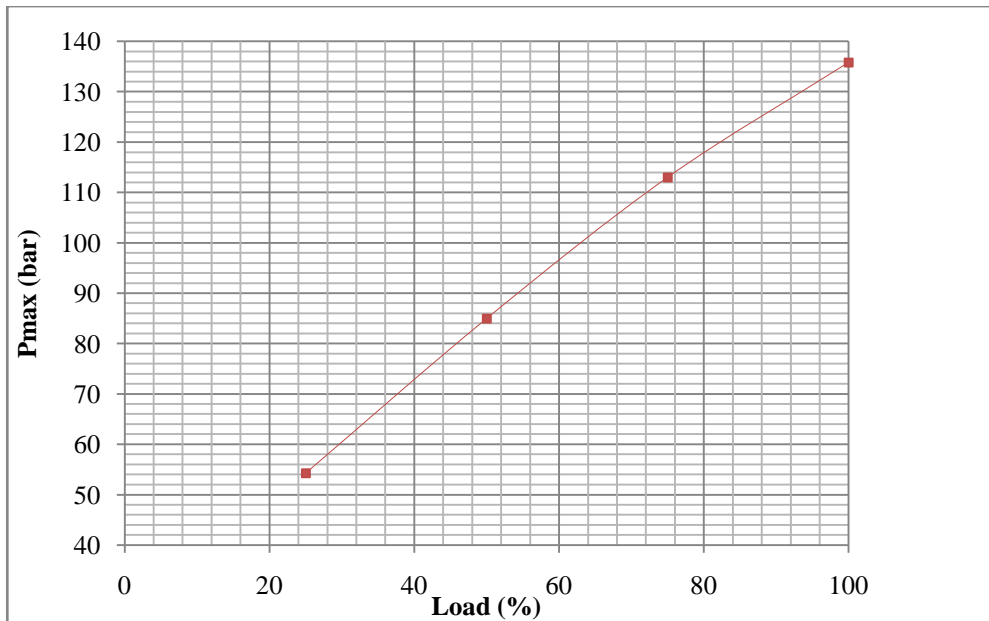
Τα δεδομένα εισόδου που διαφοροποιούνται σε αυτόν τον κινητήρα, σε σχέση με τα δεδομένα του πίνακα 6.2, δίνονται στον πίνακα 7.1. Η επιλογή των τιμών παροχής καυσίμου έγινε ώστε να προσεγγίζονται οι τιμές της παραγόμενης ισχύος για τα τέσσερα φορτία, με δεδομένο ότι στο 100% του φορτίου παράγεται ισχύς 33900kW.

Φορτίο (%)	25	50	75	100
Δεδομένα				
Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	107.1	107.1	107.1	107.1
Κατανάλωση καυσίμου (kg/h)	1730	3190	4531	6080

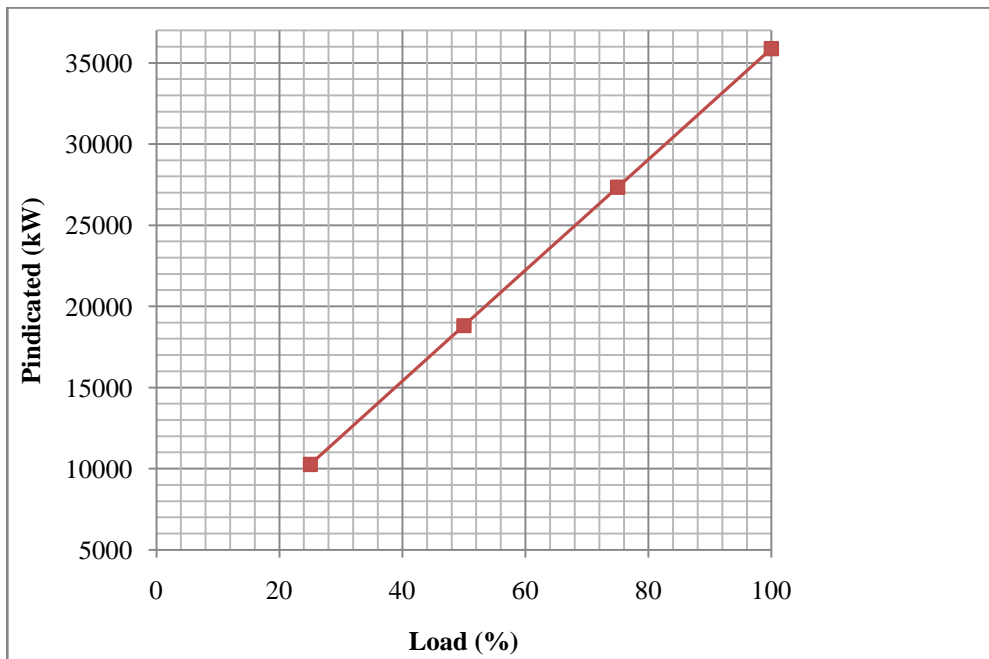
Πίνακας 7.1: Εισαγωγή δεδομένων ανοικτού κύκλου λειτουργίας

Στα διαγράμματα που ακολουθούν δίνονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης της λειτουργίας του κινητήρα. Συγκεκριμένα στα σχήματα 7.1-7.5 δίνονται τα διαγράμματα των τιμών της μέγιστης πίεσης καύσης, της ενδεικνύμενης και πραγματικής ισχύος, της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και του λόγου ισοδυναμίας αέρα λ συναρτήσει του φορτίου.

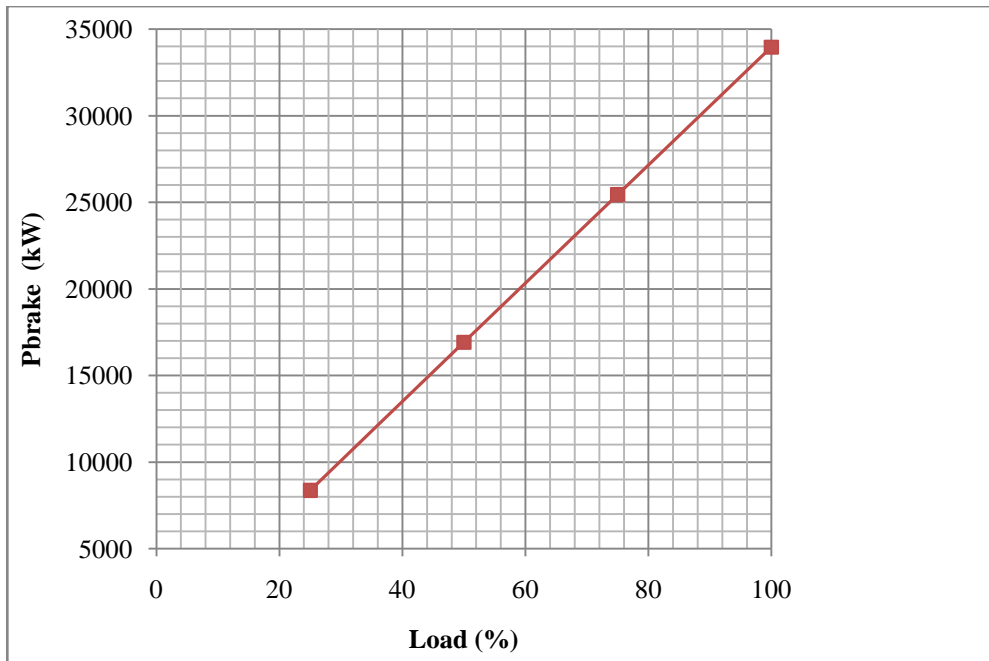
Παρατηρείται η γραμμική συσχέτιση που παρουσιάζουν τα μεγέθη της πίεσης καύσης και της ισχύος με το φορτίο. Επίσης η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι φθίνουσα μέχρι το 75% του φορτίου, όπου και παρουσιάζει την ελάχιστη τιμή της, και στη συνέχεια αυξάνεται ελαφρώς μέχρι το 100% του φορτίου. Αντίστοιχα στα σχήματα 7.6-7.9 δίνονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για τα τέσσερα βασικά φορτία.



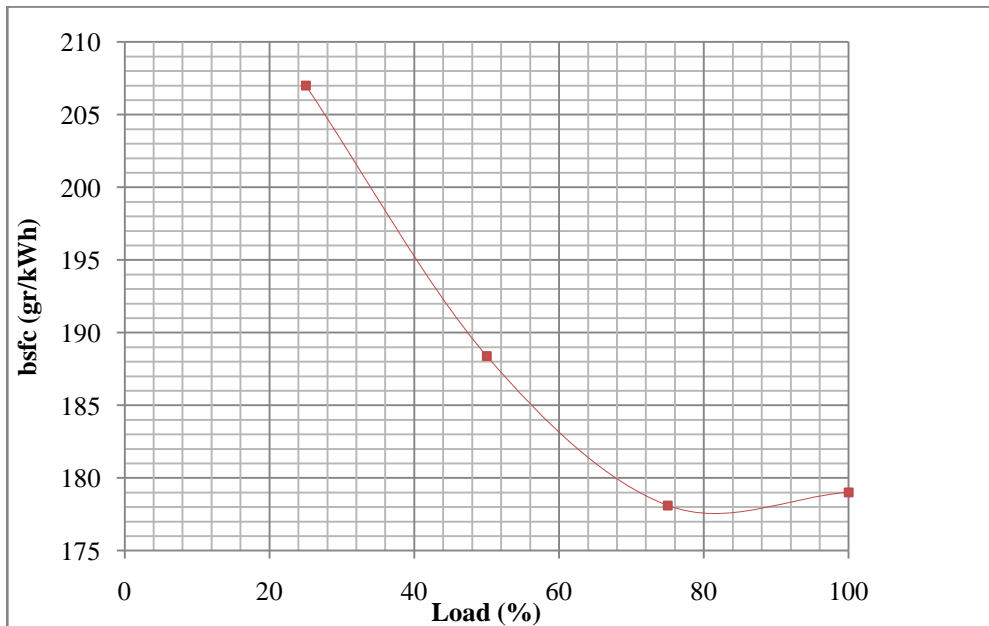
Σχήμα 7.1: Μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης με το φορτίο



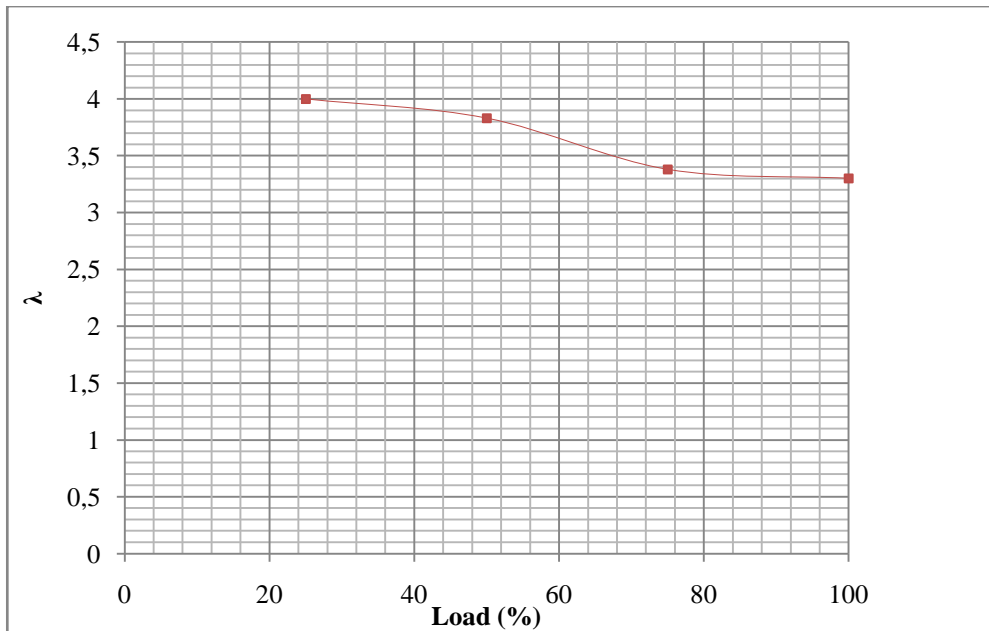
Σχήμα 7.2: Μεταβολή της ενδεικνύμενης ισχύος με το φορτίο



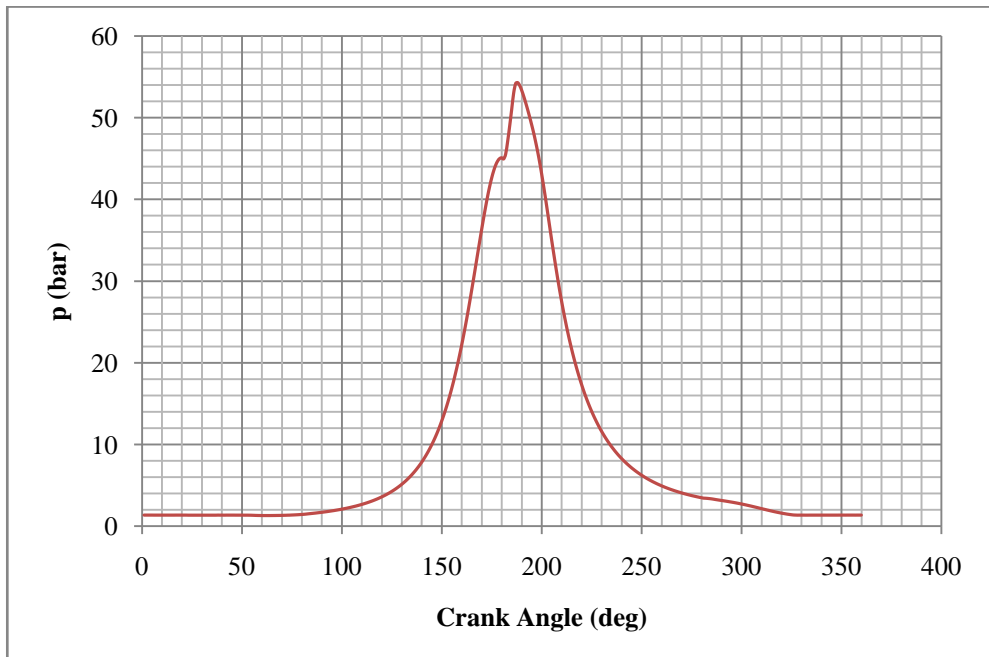
Σχήμα 7.3: Μεταβολή της πραγματικής ισχύος με το φορτίο



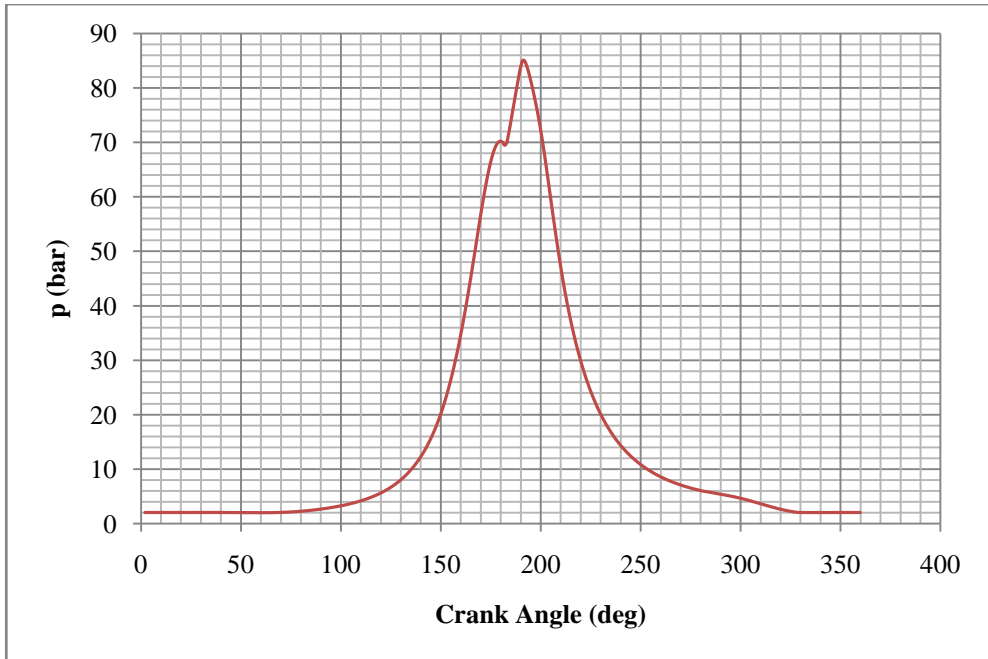
Σχήμα 7.4: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με το φορτίο



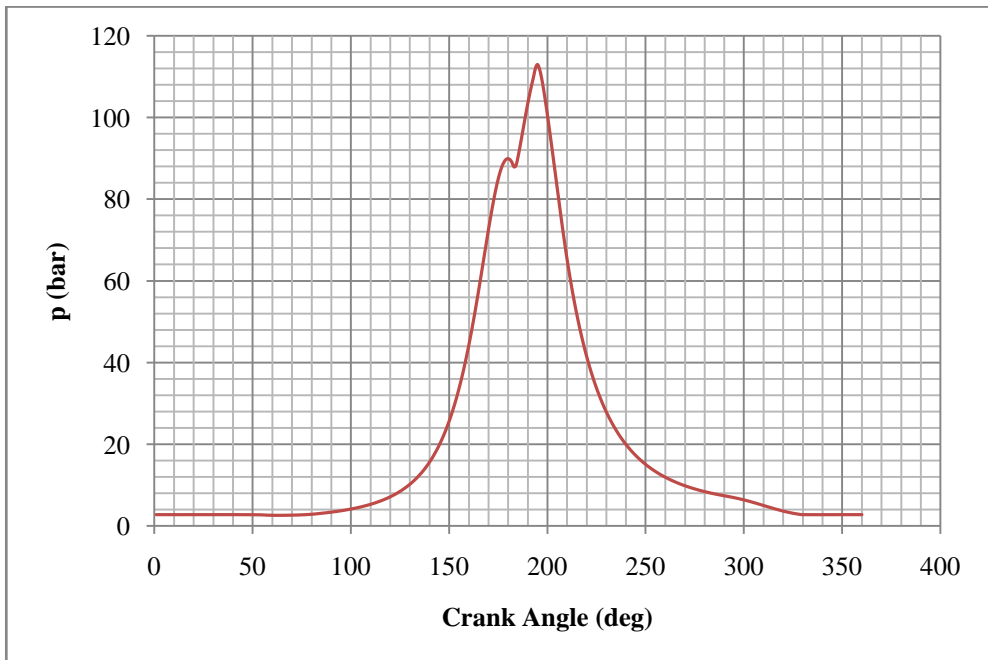
Σχήμα 7.5: Μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας αέρα με το φορτίο



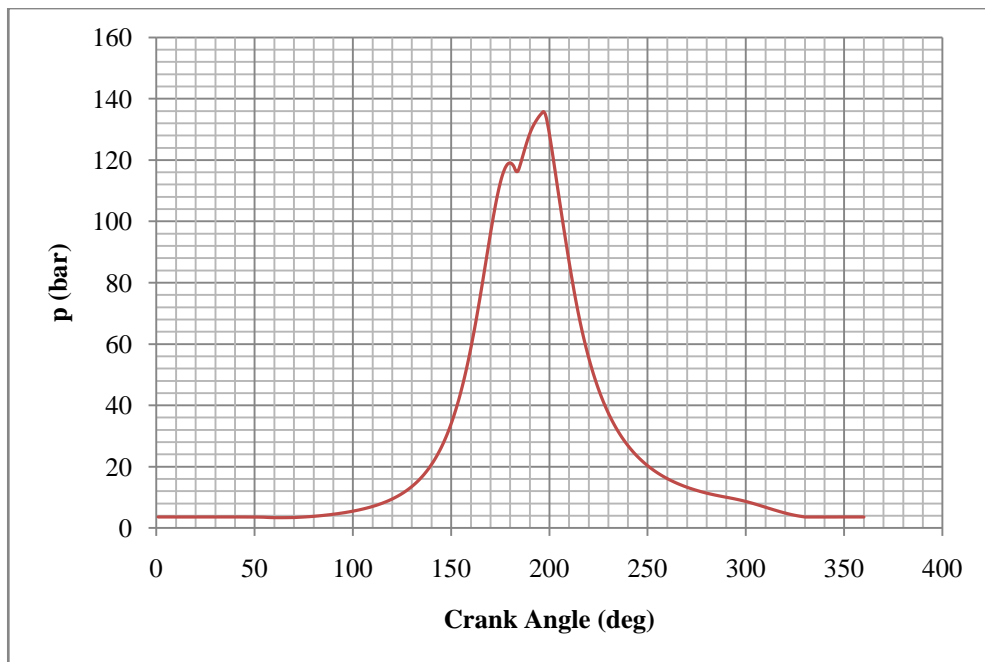
Σχήμα 7.6: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 25% του φορτίου



Σχήμα 7.7: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 50% του φορτίου

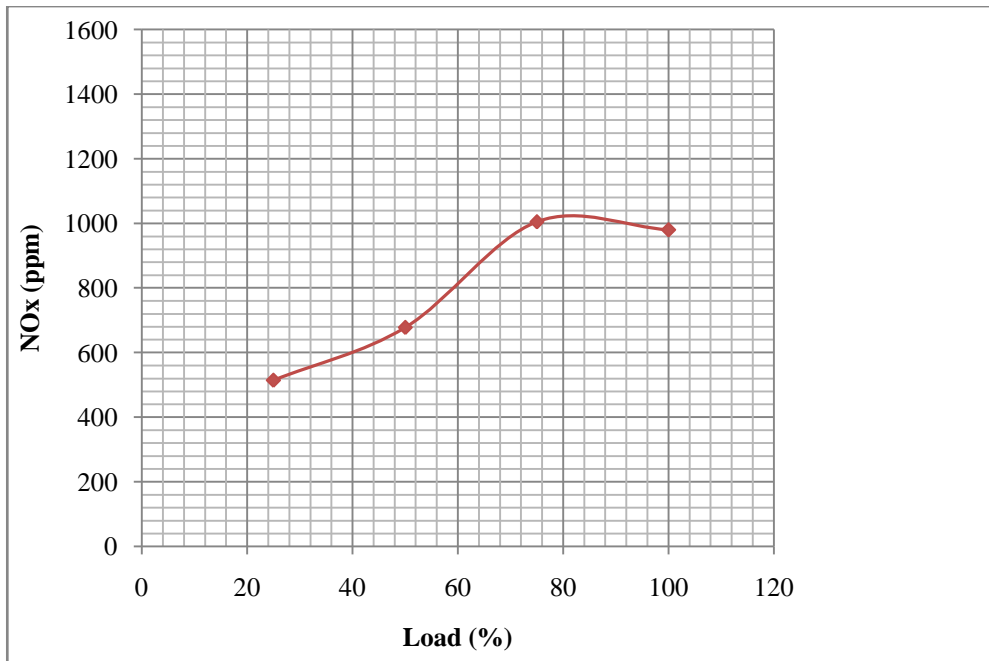


Σχήμα 7.8: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 75% του φορτίου

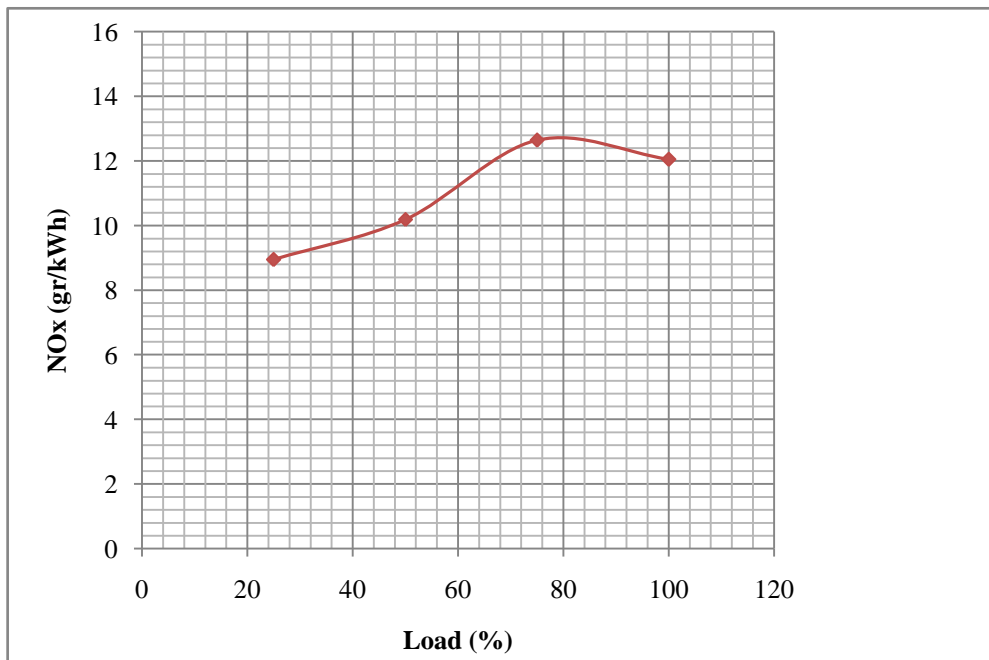


Σχήμα 7.9: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 100% του φορτίου

Στα διαγράμματα των σχημάτων 7.10, 7.11 που ακολουθούν δίνονται οι τιμές των NO_x που εκτίμησε το λογισμικό συναρτήσει του φορτίου. Βλέπουμε ότι οι καμπύλες των εκπομπών των NO_x συναρτήσει του φορτίου είναι της ίδιας μορφής με τις αντίστοιχες της προηγούμενης προσομοίωσης του επτακύλινδρου κινητήρα.



Σχήμα 7.10: Μεταβολή των συγκεντρώσεων των NO_x με το φορτίο



Σχήμα 7.11: Μεταβολή των ειδικών εκπομπών NO_x με το φορτίο

7.3 Προσομοίωση της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου.

Στη συνέχεια ακολουθεί η παραμετρική διερεύνηση που αφορά στην εκτίμηση της επίδρασης της προπορείας έγχυσης στις εκπομπές NO_x και της συνεπαγόμενης επίδρασης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Για κάθε φορτίο έγιναν οκτώ προσομοιώσεις, δηλαδή εφαρμόστηκαν οι οκτώ διαφορετικές γωνίες έγχυσης του πίνακα 7.2 με τα υπόλοιπα δεδομένα εισόδου να παραμένουν σταθερά.

Προπορεία έγχυσης καυσίμου (deg ATDC)							
-3	-2	-1	0	1	2	3	5

Πίνακας 7.2: Τιμές της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τις οποίες έγινε διερεύνηση

Όπως έδειξε η προσομοίωση, τα αποτελέσματα της οποίας δίνονται παρακάτω, η μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου επηρεάζει τόσο τις εκπεμπόμενες ποσότητες των NO_x όσο και τα υπόλοιπα λειτουργικά μεγέθη του κινητήρα.

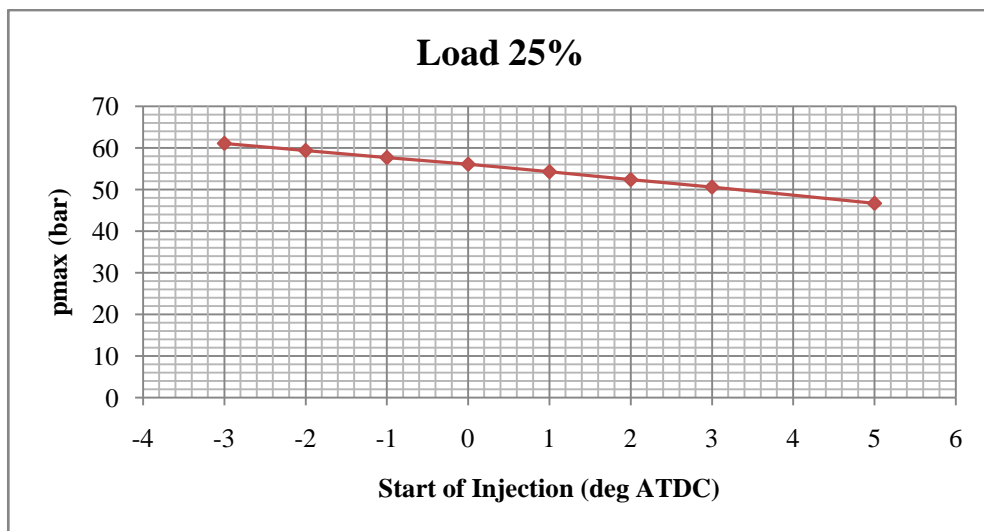
Εκτιμήθηκε ότι αύξηση της προπορείας έγχυσης καυσίμου οδηγεί σε αύξηση της πίεσης καύσης, με συνεπακόλουθο την αύξηση της ισχύος και τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και σε αύξηση των εκπομπών των NO_x. Οι μεταβολές αυτές είναι αναμενόμενες με βάση αυτά που αναφέρθηκαν στο κεφάλαιο 3.

7.3.1 Αποτελέσματα της προσομοίωσης της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 25% του φορτίου.

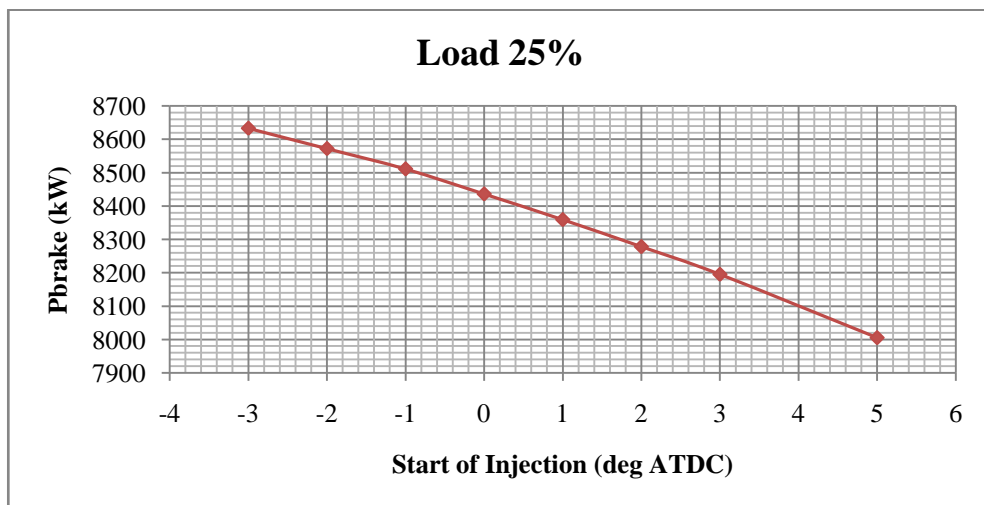
Στα σχήματα 7.12-7.16 δίνονται κατά σειρά τα διαγράμματα της μεταβολής της μέγιστης πίεσης καύσης, της πραγματικής ισχύος, της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, των συγκεντρώσεων των NO_x σε ppm και των ειδικών εκπομπών NO_x συναρτήσει της γωνίας έγχυσης καυσίμου στο 25% του φορτίου.

Στο σχήμα 7.17 δίνονται συγκεντρωτικά τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα

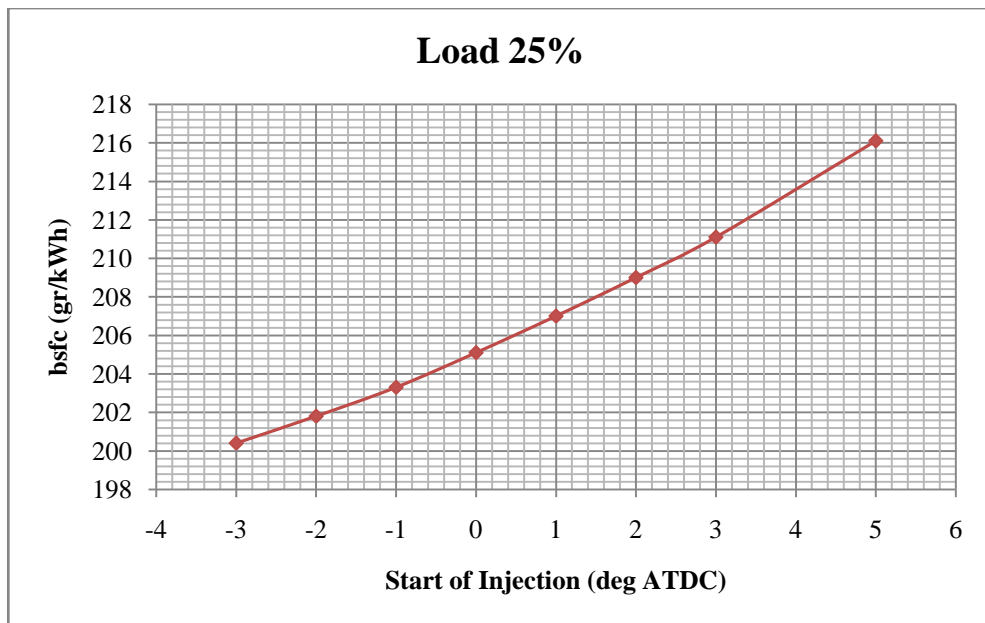
για κάθε γωνία έγχυσης καυσίμου που χρησιμοποιήθηκε στο 25% του φορτίου. Τα διαγράμματα αυτά δίνονται μεγεθυμένα στην περιοχή της καύσης διότι σε αυτή διαφοροποιείται η μεταβολή της πίεσης για τις διάφορες τιμές της προπορείας έγχυσης καυσίμου.



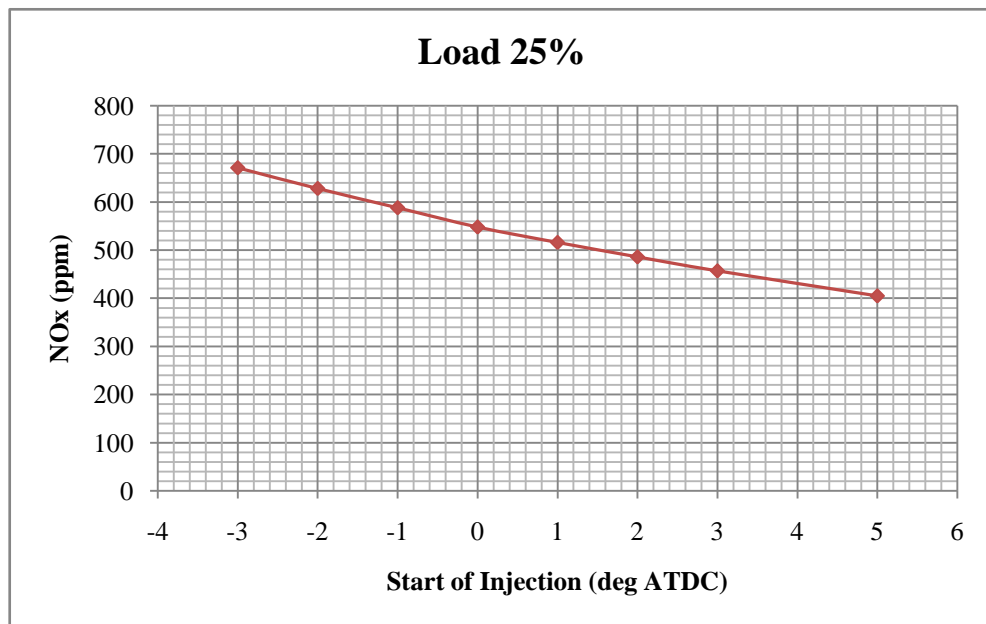
Σχήμα 7.12: Μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 25% του φορτίου



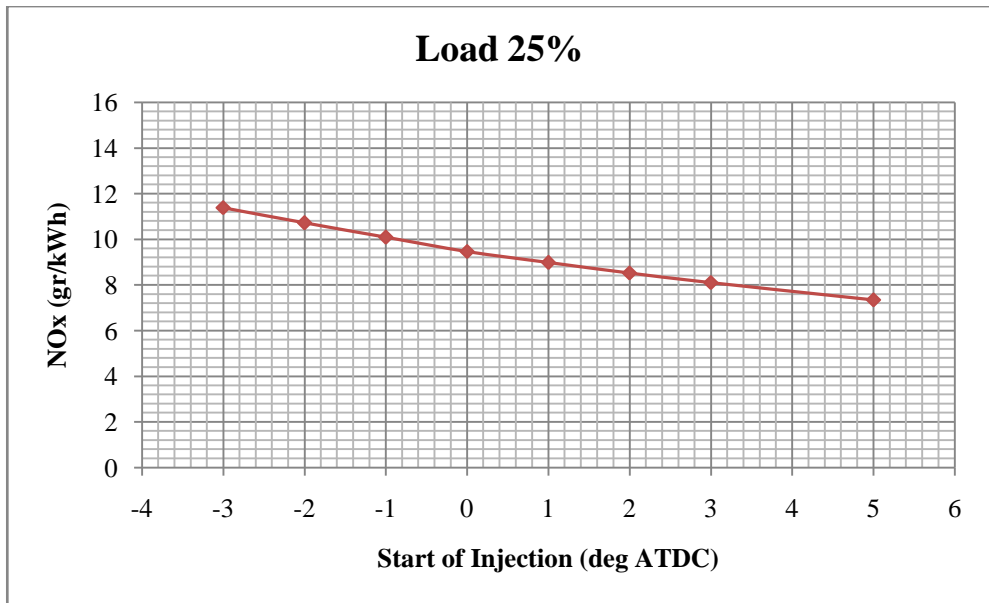
Σχήμα 7.13: Μεταβολή της πραγματικής ισχύος συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 25% του φορτίου



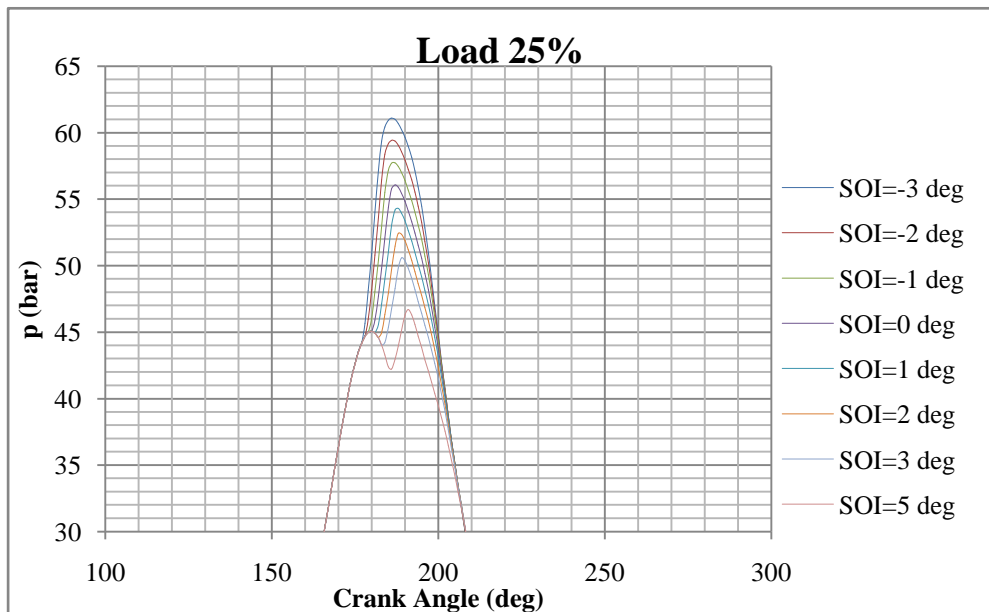
Σχήμα 7.14: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 25% του φορτίου



Σχήμα 7.15: Μεταβολή των συγκεντρώσεων NO_x συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 25% του φορτίου



Σχήμα 7.16: Μεταβολή των ειδικών εκπομπών NO_x συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 25% του φορτίου

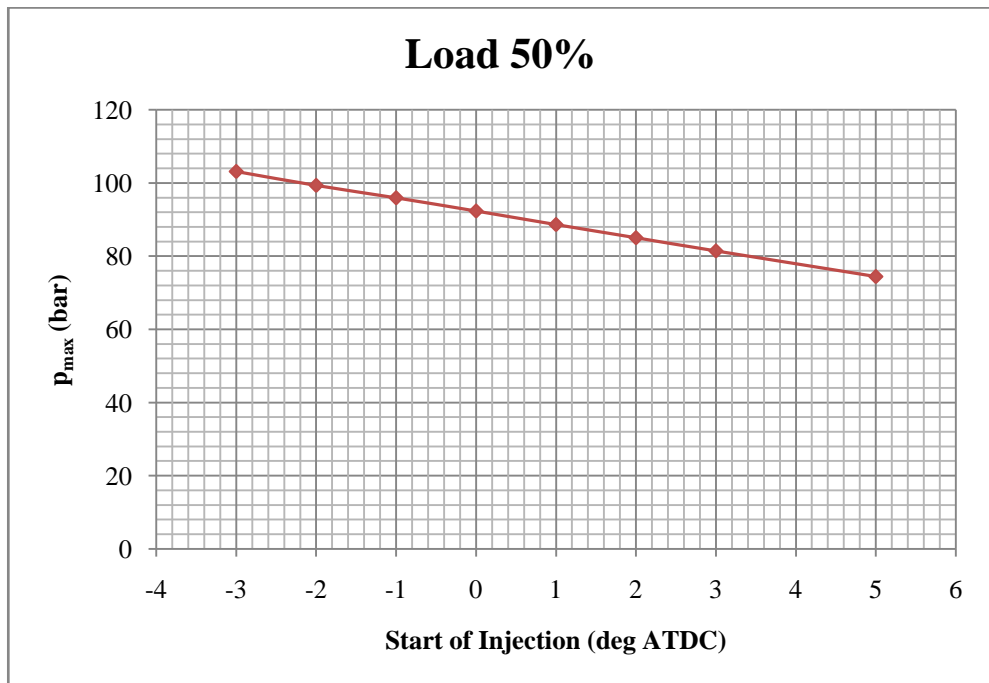


Σχήμα 7.17: Δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάθε προπορεία έγχυσης καυσίμου στο 25% του φορτίου

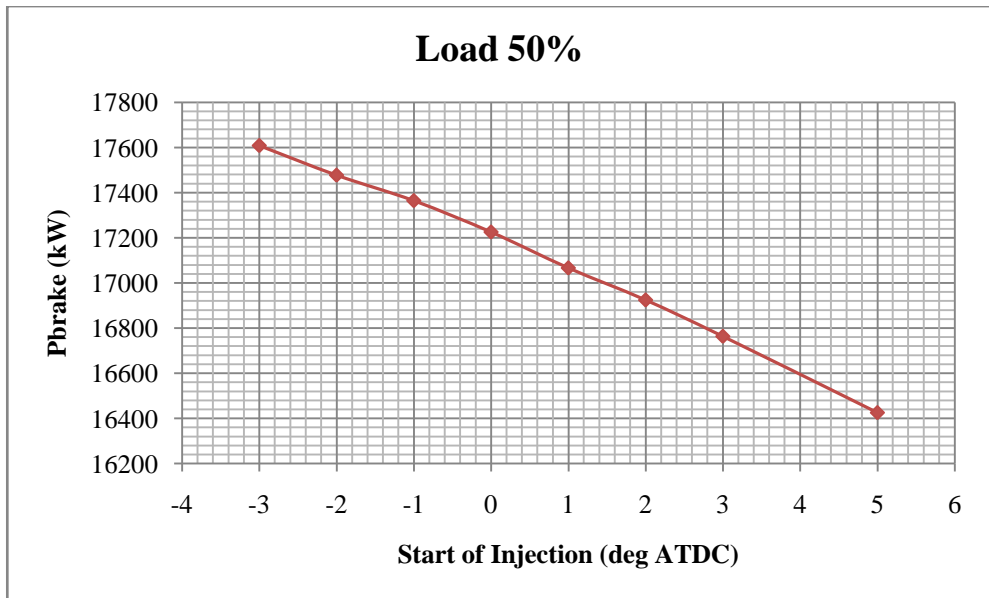
7.3.2 Αποτελέσματα της προσομοίωσης της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 50% του φορτίου.

Στα παρακάτω σχήματα 7.18-7.22 δίνονται κατά σειρά τα διαγράμματα της μεταβολής της μέγιστης πίεσης καύσης, της πραγματικής ισχύος, της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, των συγκεντρώσεων των NO_x σε ppm και των ειδικών εκπομπών NO_x συναρτήσει της γωνίας έγχυσης καυσίμου στο 50% του φορτίου.

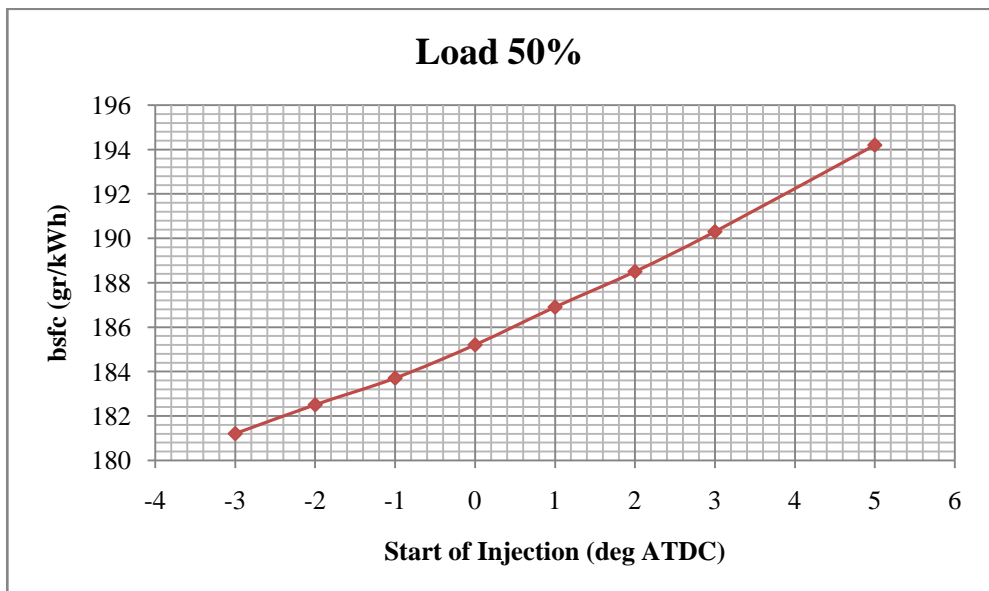
Στο σχήμα 7.23 δίνονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάθε γωνία έγχυσης καυσίμου στο 50% του φορτίου.



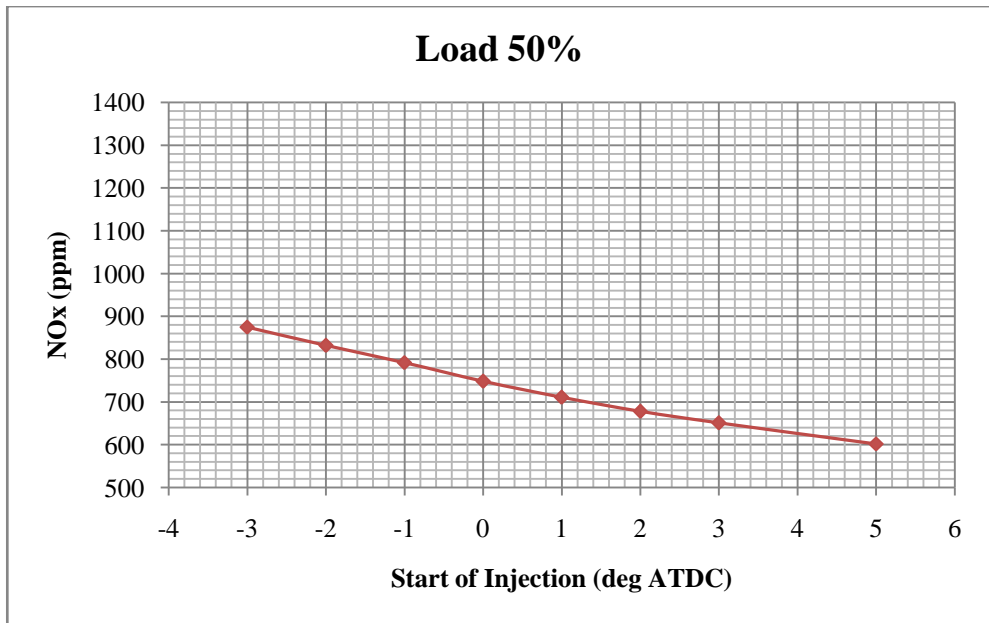
Σχήμα 7.18: Μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 50% του φορτίου



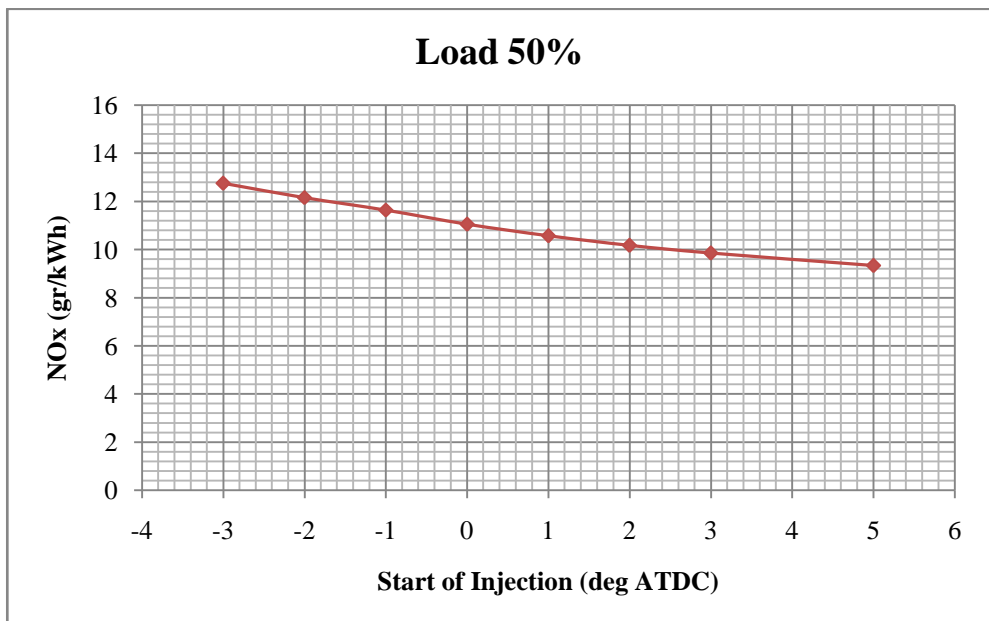
Σχήμα 7.19: Μεταβολή της πραγματικής ισχύος συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 50% του φορτίου



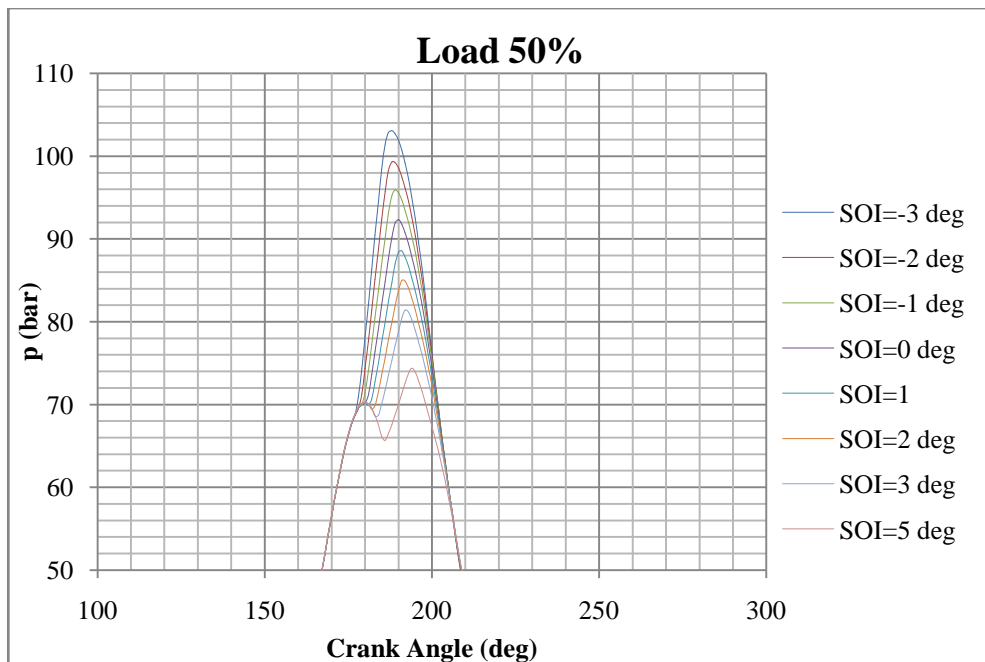
Σχήμα 7.20: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 50% του φορτίου



Σχήμα 7.21: Μεταβολή των συγκεντρώσεων NO_x συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 50% του φορτίου



Σχήμα 7.22: Μεταβολή των ειδικών εκπομπών NO_x συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 50% του φορτίου

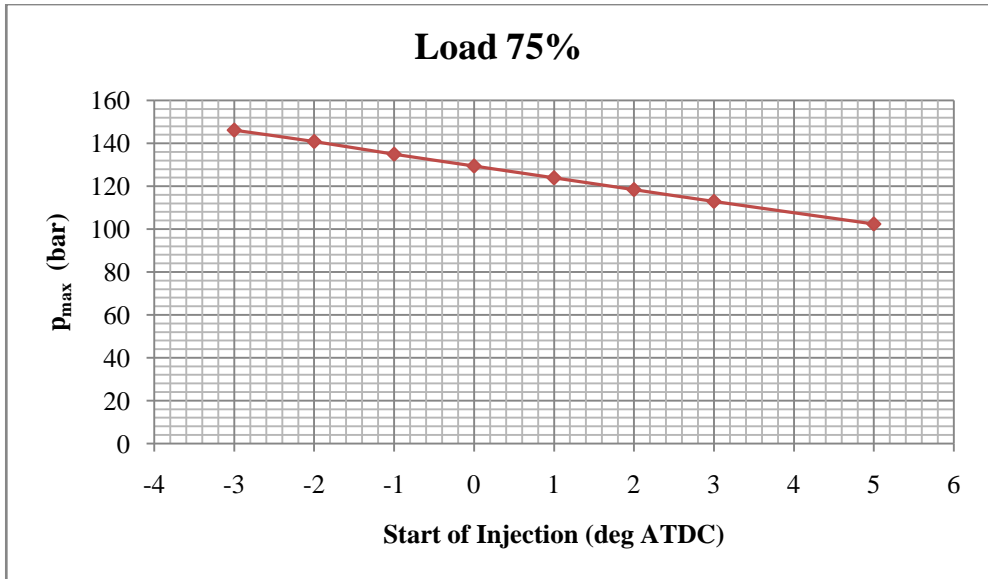


Σχήμα 7.23: Δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάθε προπορεία έγχυσης καυσίμου στο 50% του φορτίου

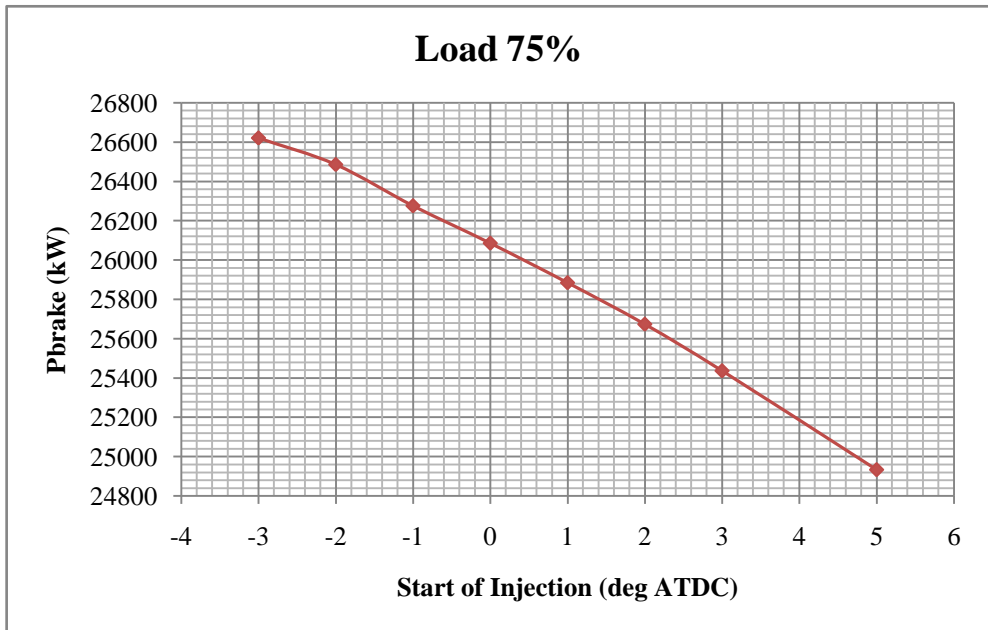
7.3.3 Αποτελέσματα της προσομοίωσης της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 75% του φορτίου.

Στα σχήματα 7.24-7.28 που ακολουθούν δίνονται κατά σειρά τα διαγράμματα της μεταβολής της μέγιστης πίεσης καύσης, της πραγματικής ισχύος, της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, των συγκεντρώσεων των NO_x σε rpm και των ειδικών εκπομπών NO_x συναρτήσει της γωνίας έγχυσης καυσίμου στο 75% του φορτίου.

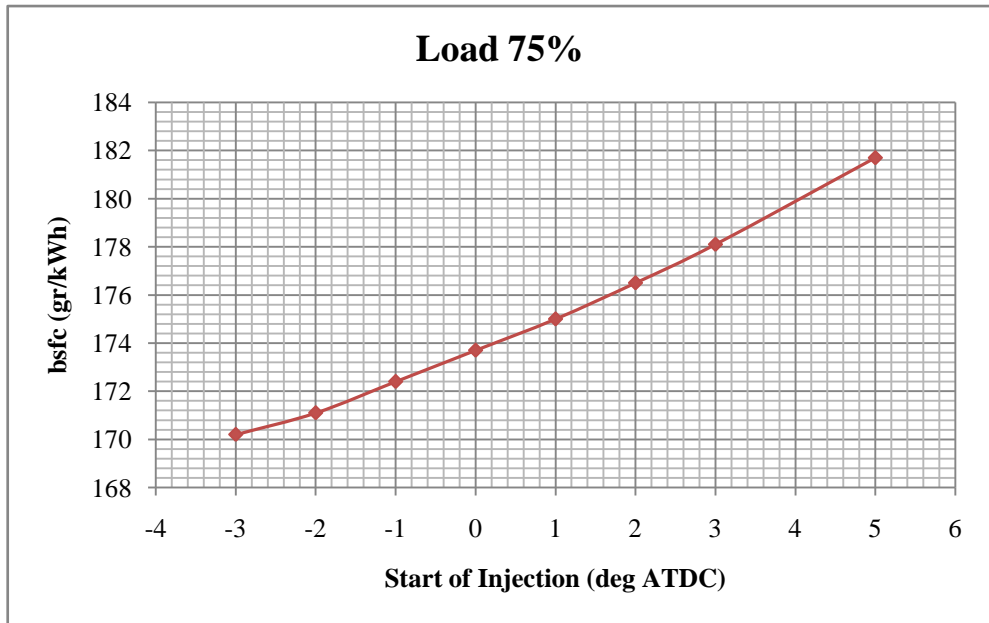
Στο σχήμα 7.29 δίνονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάθε γωνία έγχυσης καυσίμου στο 75% του φορτίου.



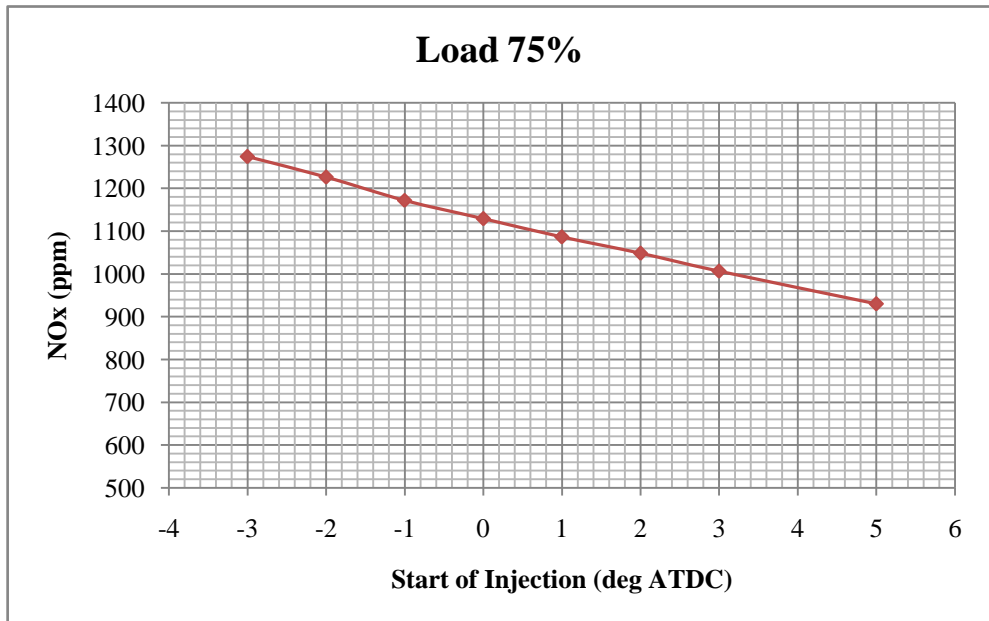
Σχήμα 7.24: Μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 75% του φορτίου



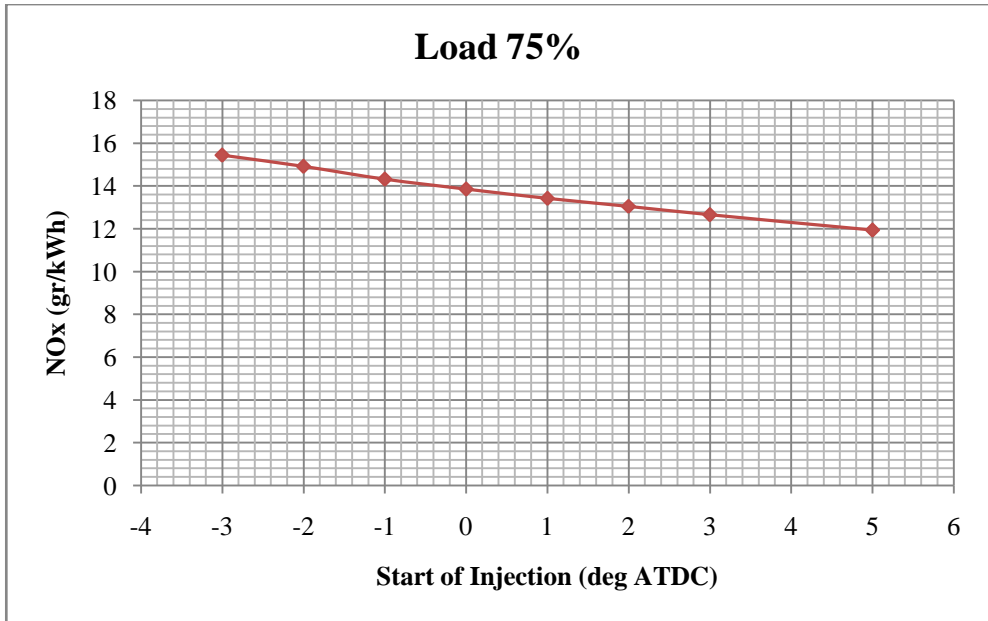
Σχήμα 7.25: Μεταβολή της πραγματικής ισχύος συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 75% του φορτίου



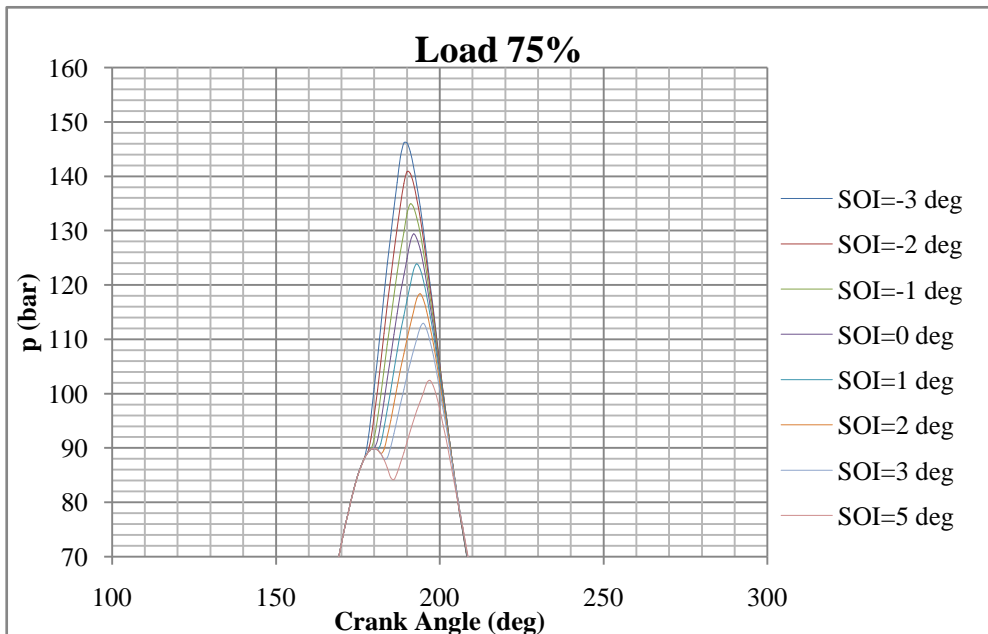
Σχήμα 7.26: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 75% του φορτίου



Σχήμα 7.27: Μεταβολή των συγκεντρώσεων NO_x συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 75% του φορτίου



Σχήμα 7.28: Μεταβολή των ειδικών εκπομπών NO_x συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 75% του φορτίου

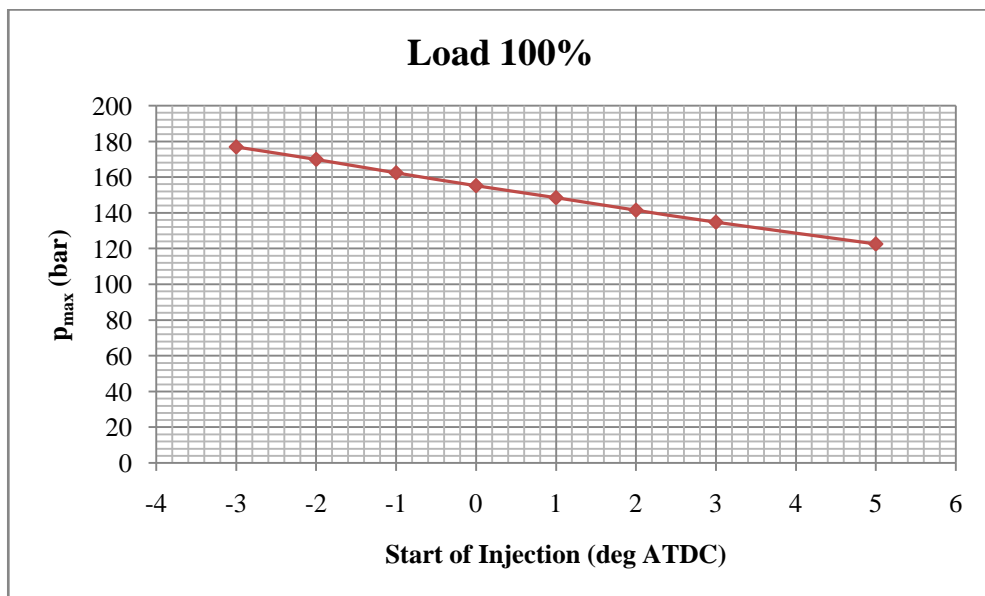


Σχήμα 7.29: Δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάθε προπορεία έγχυσης καυσίμου στο 75% του φορτίου

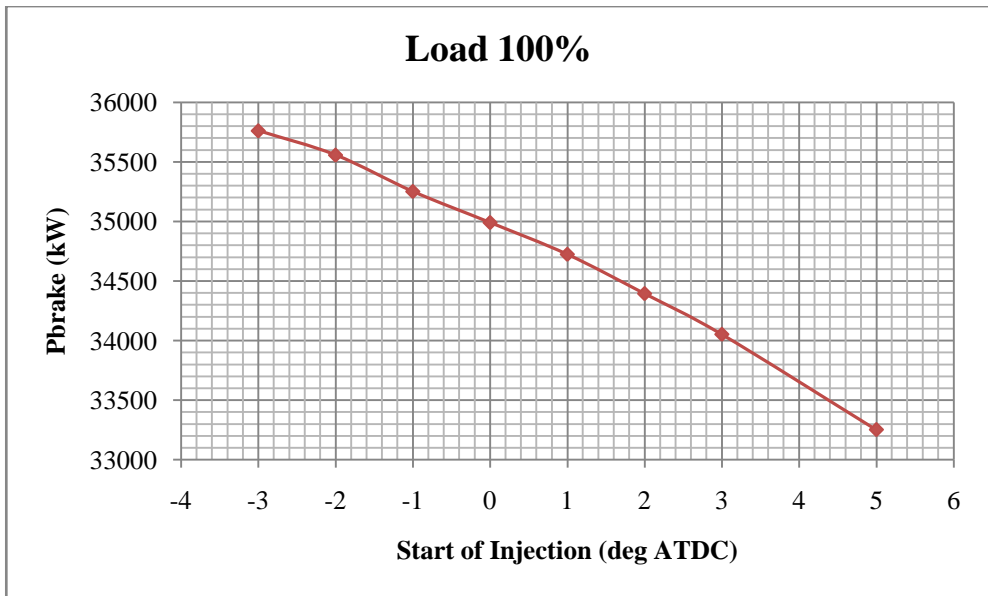
7.3.4 Αποτελέσματα της προσομοίωσης της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 100% του φορτίου.

Στα σχήματα 7.30-7.34 δίνονται κατά σειρά τα διαγράμματα της μεταβολής της μέγιστης πίεσης καύσης, της πραγματικής ισχύος, της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, των συγκεντρώσεων των NO_x σε ppm και των ειδικών εκπομπών NO_x συναρτήσει της γωνίας έγχυσης καυσίμου στο 100% του φορτίου.

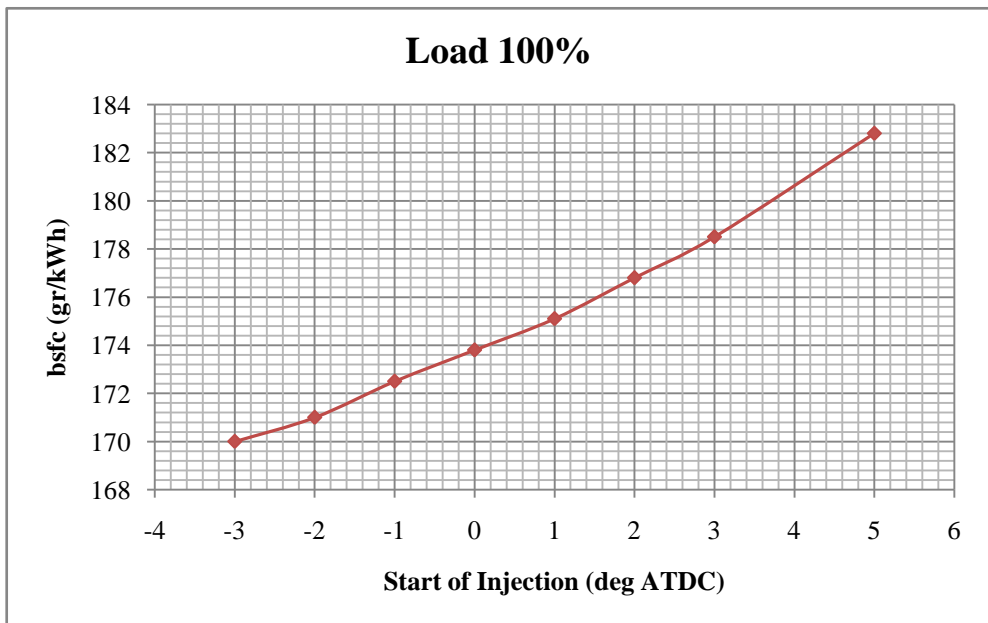
Στο σχήμα 7.35 δίνονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάθε γωνία έγχυσης καυσίμου στο 100% του φορτίου.



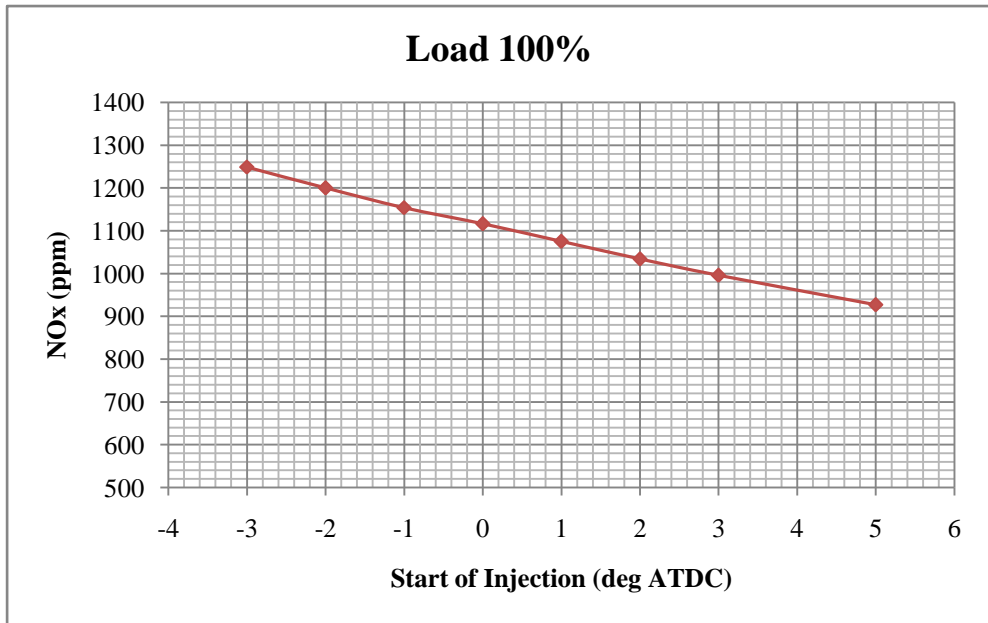
Σχήμα 7.30: Μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 100% του φορτίου



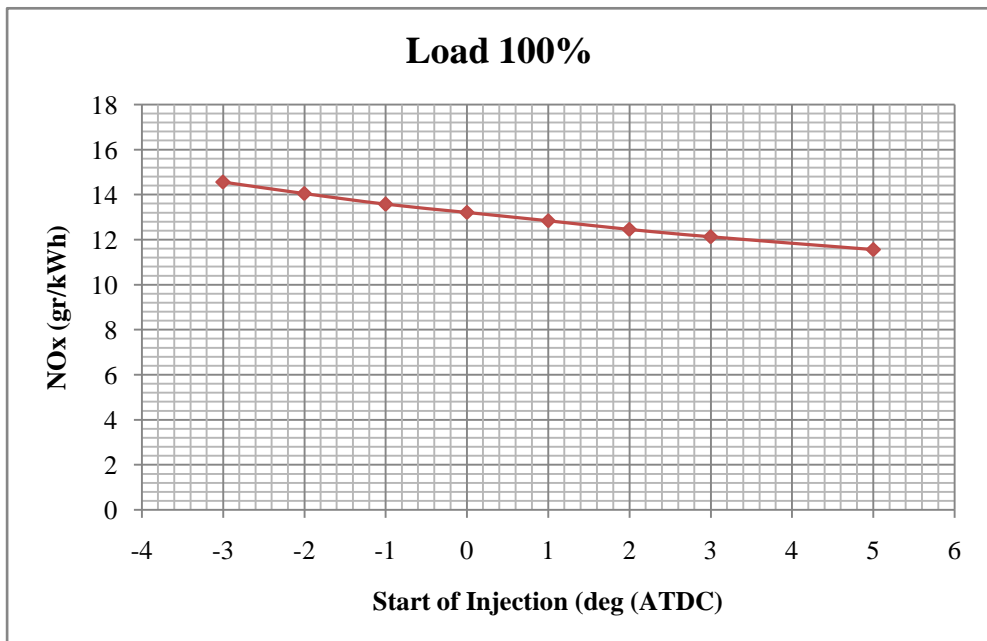
Σχήμα 7.31: Μεταβολή της πραγματικής ισχύος συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 100% του φορτίου



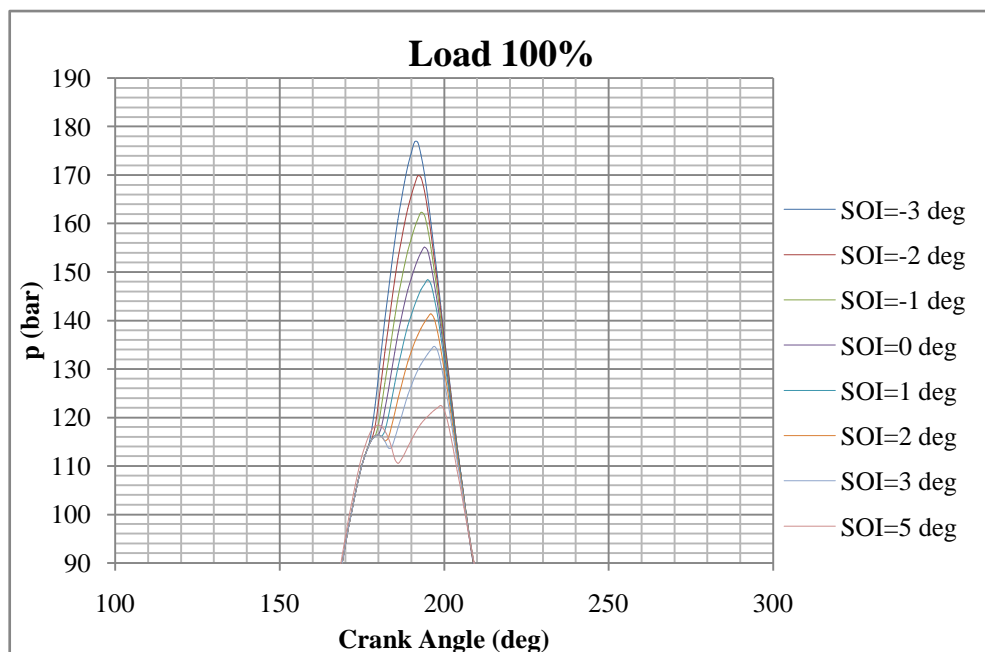
Σχήμα 7.32: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 100% του φορτίου



Σχήμα 7.33: Μεταβολή των συγκεντρώσεων NO_x συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 100% του φορτίου



Σχήμα 7.34: Μεταβολή των ειδικών εκπομπών NO_x συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο 100% του φορτίου



Σχήμα 7.35: Δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάθε προπορεία έγχυσης καυσίμου στο 100% του φορτίου

7.4 Προσομοίωση της επίδρασης του ρυθμού ανάμιξης αέρα-καυσίμου στη λειτουργική συμπεριφορά και στις εκπομπές NO_x .

Σε αυτή την ενότητα εξετάζεται μέσω της προσομοίωσης το ποσοστό αύξησης της ειδικής κατανάλωσης που επιφέρει η μείωση των NO_x κατά 20 και 40%, σε σχέση με τις συγκεντρώσεις σε ppm που υπολογίστηκαν στη παράγραφο 7.2, μέσω της μείωσης του συντελεστή διείδυσης του αέρα.

Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο 3, η βελτίωση της ανάμιξης αέρα-καυσίμου οδηγεί σε αύξηση των περιοχών του θαλάμου καύσης με λόγο ισοδυναμίας καυσίμου κοντά στον στοιχειομετρικό πράγμα το οποίο επιφέρει αύξηση των σχηματιζόμενων ποσοτήτων NO_x . Συνεπώς μια τεχνική μείωσης των παραγόμενων NO_x είναι ο περιορισμός της ανάμιξης του αέρα-καυσίμου, η οποία μπορεί να επιτευχθεί με μεταβολή της

γεωμετρίας της έγχυσης και της συστροφής του αέρα. Στη προσομοίωση του λογισμικού αυτή η μείωση της ανάμιξης αέρα-καυσίμου έγινε με έμμεσο τρόπο και συγκεκριμένα μέσω της μείωσης του συντελεστή διεΐσδυσης του αέρα AEC.

Όμως η μείωση του ρυθμού ανάμιξης αέρα-καυσίμου επιφέρει μείωση της παραγόμενης ισχύος για δεδομένη ποσότητα καυσίμου και επομένως αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Σκοπός λοιπόν είναι να υπολογιστούν αυτά τα ποσοστά αύξησης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μέσω της προσομοίωσης. Επειδή όμως το φορτίο πρέπει να διατηρηθεί σταθερό και ίσο με αυτό της παραγράφου 7.2, παράλληλα με την μείωση του AEC αυξάνεται η κατανάλωση καυσίμου ώστε να διατηρηθεί η παραγόμενη ισχύς.

7.4.1 Μείωση των παραγόμενων NO_x κατά 20%.

Μετά από δοκιμές προσδιορίστηκαν οι τιμές του AEC και της κατανάλωσης καυσίμου, για τις οποίες επιτυγχάνεται μείωση των σχηματιζόμενων NO_x κατά 20% χωρίς μεταβολή της πραγματικής ισχύος για κάθε φορτίο. Τα αποτελέσματα δίνονται στον πίνακα 7.2.

Φορτίο (%)	AEC	Κατανάλωση καυσίμου (kg/h)
25	0,577	1768
50	0,565	3275
75	0,578	4650
100	0,563	6270

Πίνακας 7.2: Επιλογή των τιμών του AEC και της κατανάλωσης καυσίμου για μείωση των παραγόμενων NO_x κατά 20%

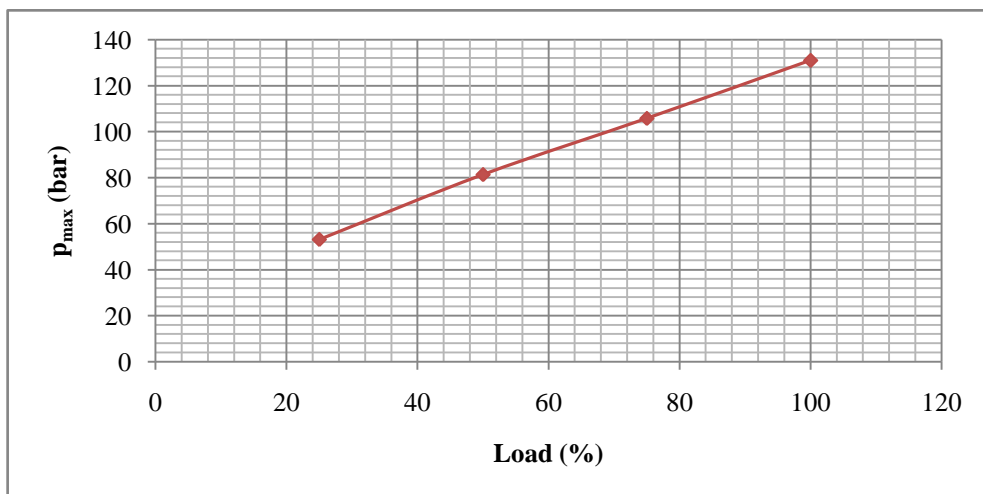
Όπως προκύπτει από τη προσομοίωση, η μείωση των NO_x κατά 20% μέσω της μείωσης του ρυθμού ανάμιξης καυσίμου-αέρα επιφέρει αύξηση της ειδικής κατανάλωσης, όπως αυτή εκτιμήθηκε από το λογισμικό, σύμφωνα με τις τιμές του πίνακα 7.3.

Φορτίο (%)	% αύξηση του bsfc
25	1,79
50	2,81
75	2,64
100	3,13

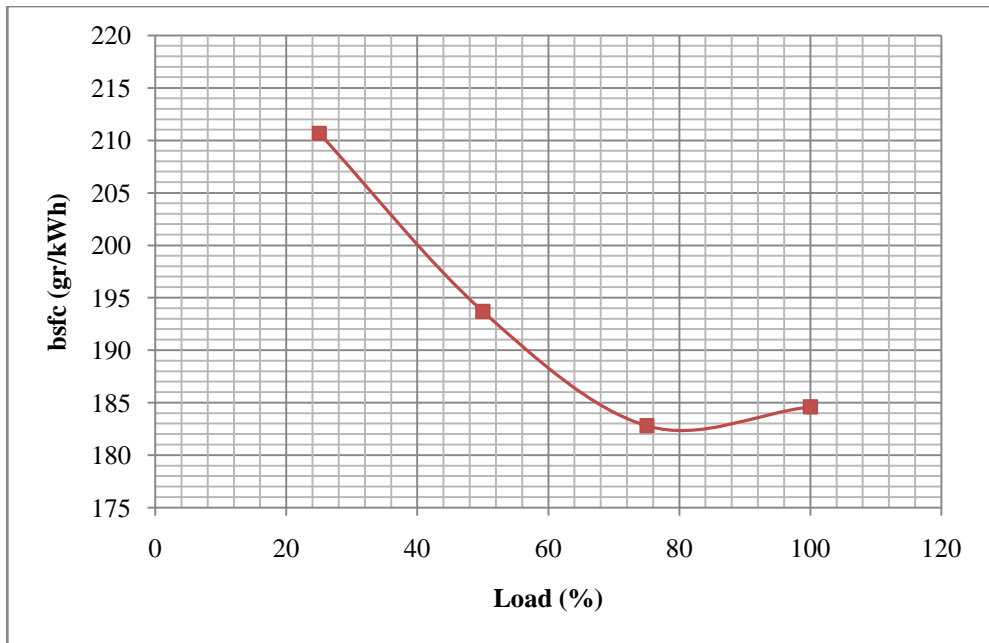
Πίνακας 7.3: Επί τοις εκατό αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για μείωση των παραγόμενων NO_x κατά 20%

Στα σχήματα 7.35 και 7.36 δίνονται τα διαγράμματα των μεταβολών της μέγιστης πίεσης καύσης και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του φορτίου στις νέες συνθήκες λειτουργίας αυτές δηλαδή που υφίστανται με το μειωμένο ρυθμό ανάμιξης καυσίμου-αέρα. Επίσης στα σχήματα 7.37-7.40 δίνονται τα αντίστοιχα δυναμοδεικτικά διαγράμματα.

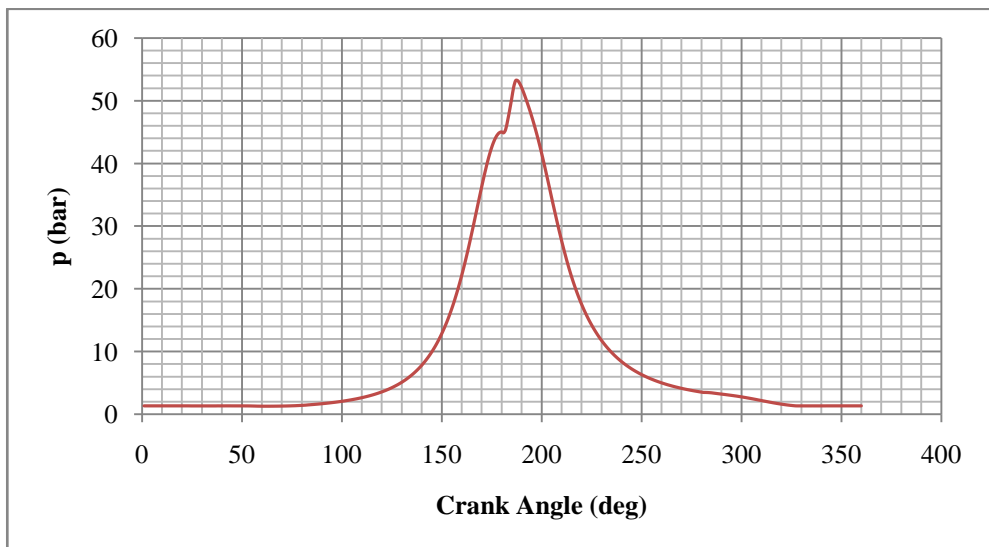
Παρατηρείται λοιπόν ότι η μείωση του ρυθμού ανάμιξης αέρα-καυσίμου μέσω της μείωσης του συντελεστή διείδυσης του αέρα οδηγεί σε μείωση της μέγιστης πίεσης καύσης, σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και σε μετατόπιση προς τα δεξιά της καμπύλης του δυναμοδεικτικού διαγράμματος στο τελευταίο στάδιο της εκτόνωσης, όπως θα εξηγηθεί στην επόμενη υποενότητα.



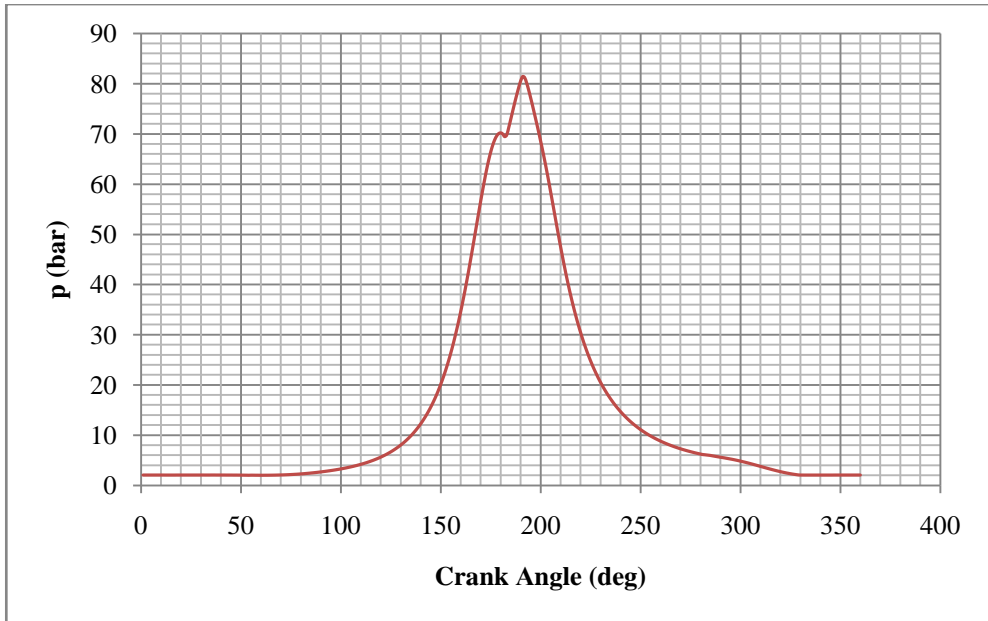
Σχήμα 7.35: Μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης με το φορτίο για μείωση NO_x κατά 20%



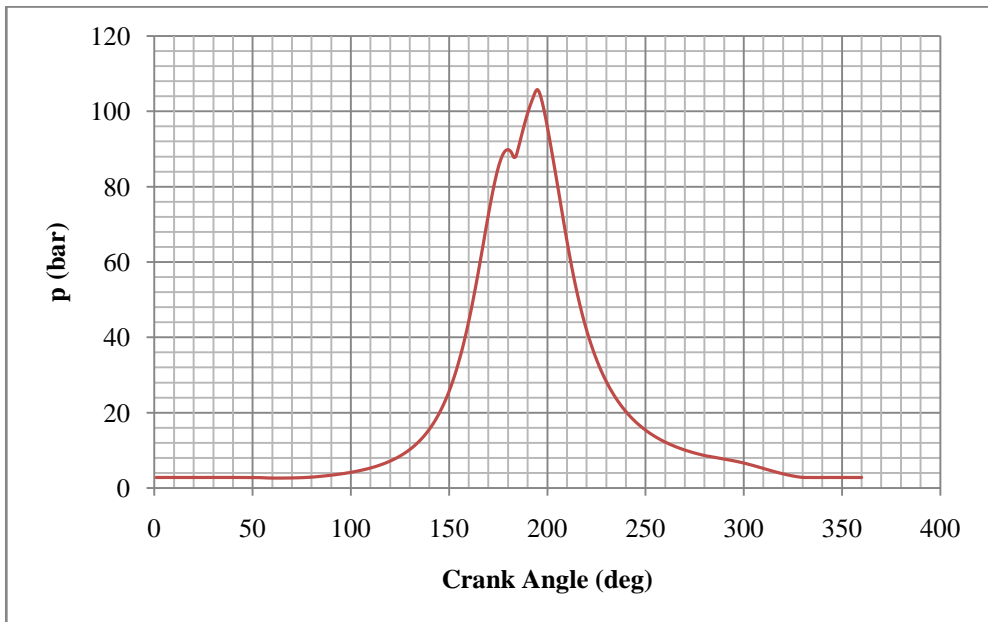
Σχήμα 7.36: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με το φορτίο για μείωση NO_x κατά 20%



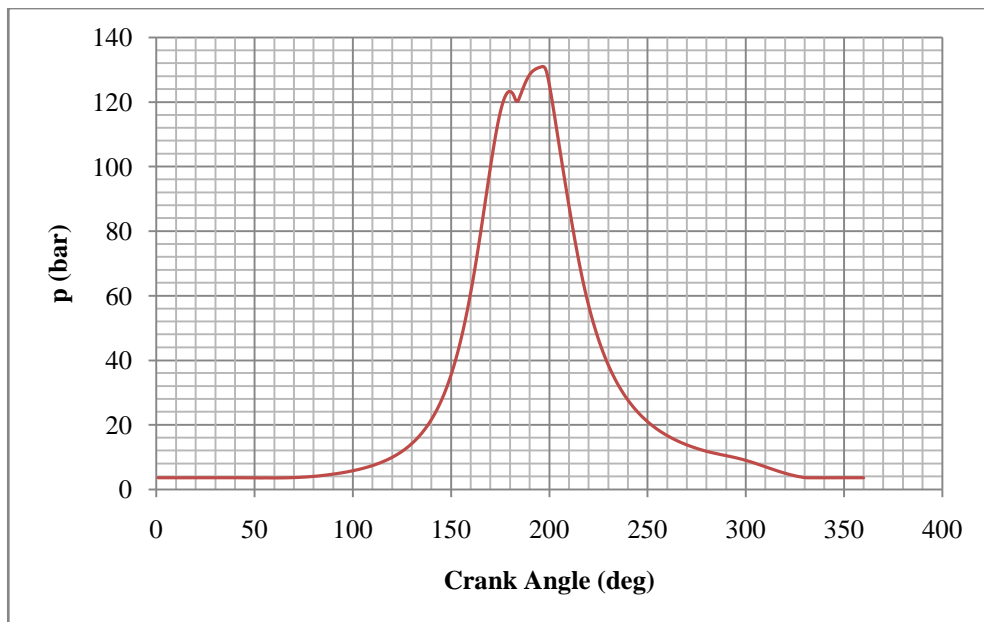
Σχήμα 7.37: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 25% του φορτίου για μείωση NO_x κατά 20%



Σχήμα 7.38: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 50% του φορτίου για μείωση NO_x κατά 20%



Σχήμα 7.39: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 75% του φορτίου για μείωση NO_x κατά 20%



Σχήμα 7.40: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 100% του φορτίου για μείωση NO_x κατά 20%

7.4.2 Μείωση των παραγόμενων NO_x κατά 40%.

Αντιστοίχως η μείωση των παραγόμενων NO_x κατά 40% μέσω μείωσης του ρυθμού ανάμιξης καυσίμου αέρα με διατήρηση της πραγματικής ισχύος για κάθε φορτίο μπορεί να επιτευχθεί με επιλογή των τιμών του AEC και της κατανάλωσης καυσίμου σύμφωνα με τον πίνακα 7.4.

Φορτίο (%)	AEC	Κατανάλωση καυσίμου (kg/h)
25	0,553	1810
50	0,537	3360
75	0,536	4800
100	0,522	6470

Πίνακας 7.4: Επιλογή των τιμών του AEC και της κατανάλωση καυσίμου για μείωση των παραγόμενων NO_x κατά 40%

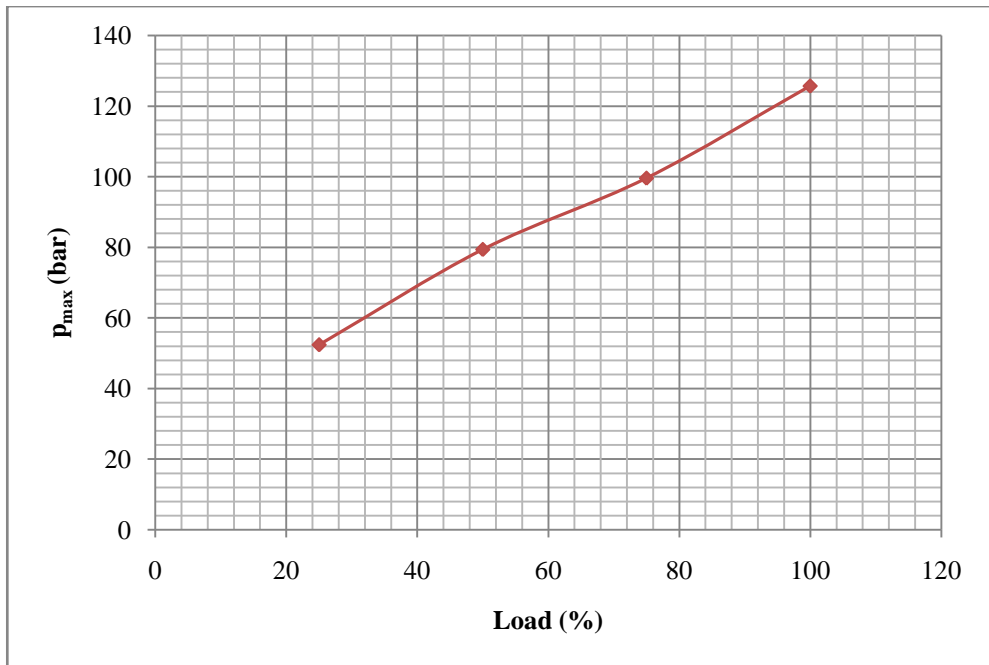
Σε αυτήν την περίπτωση η αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου που επέρχεται για κάθε φορτίο, σύμφωνα με την προσομοίωση του λογισμικού, δίνεται στον πίνακα 7.5.

Φορτίο (%)	% αύξηση του bsfc
25	4,25
50	5,15
75	5,95
100	6,42

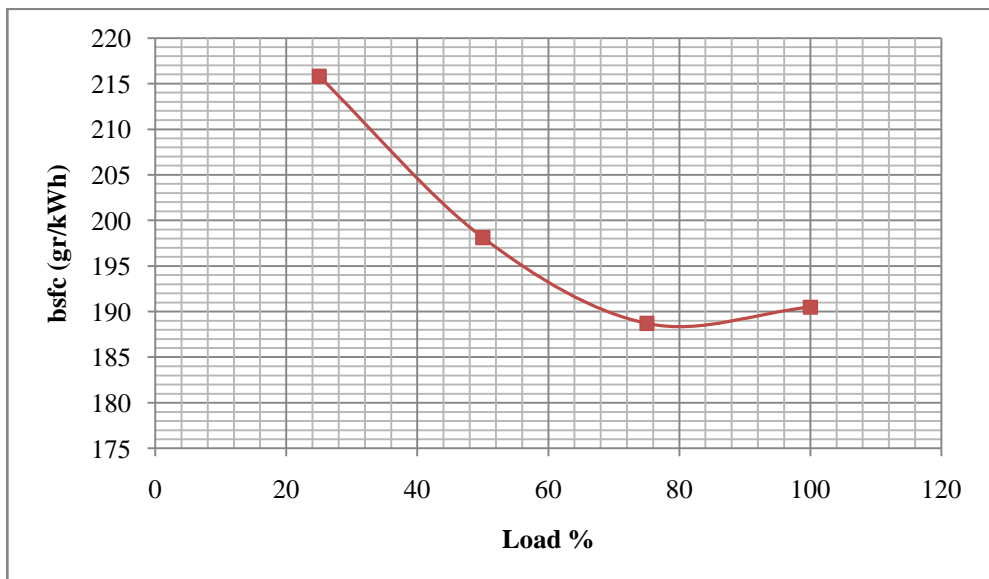
Πίνακας 7.5: Επί τοις εκατό αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για μείωση των παραγόμενων NO_x κατά 40%

Στα σχήματα 7.40-7.46 που ακολουθούν δίνονται τα διαγράμματα των αντίστοιχων τιμών της μέγιστης πίεσης καύσης, της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου καθώς και τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα των τεσσάρων φορτίων στις νέες συνθήκες λειτουργίας.

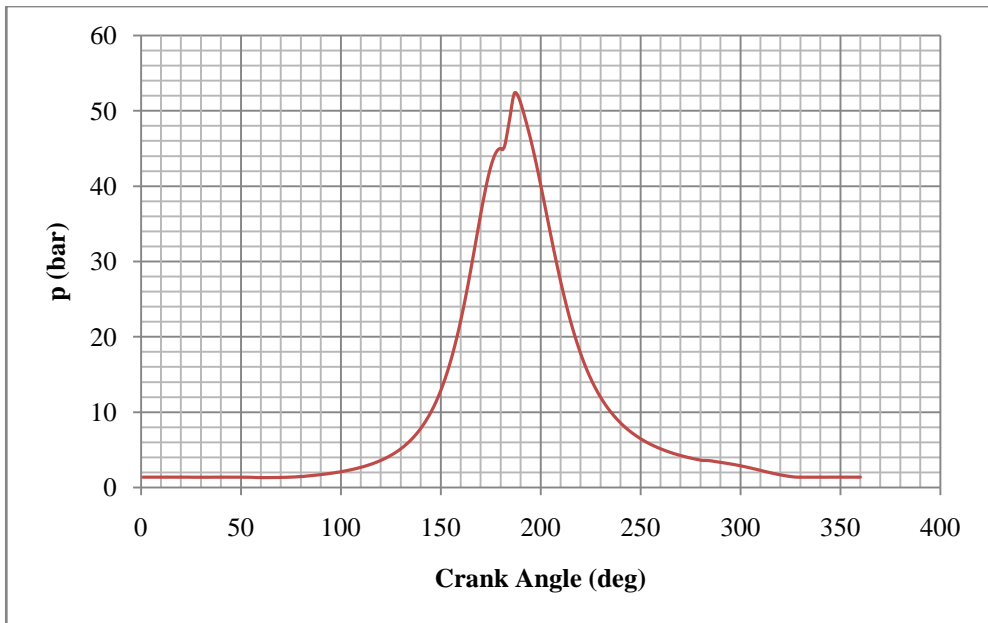
Συγκρίνοντας αυτά τα διαγράμματα σε σχέση με τα αντίστοιχα των ενοτήτων 7.2 και 7.4.1, δηλαδή αυτά των αρχικών συνθηκών και της μείωσης των εκπομπών NO_x κατά 20%, παρατηρείται ότι μείωση του ρυθμού ανάμιξης αέρα-καυσίμου μέσω της μείωσης του συντελεστή διείδυσης του αέρα οδηγεί σε μείωση της μέγιστης πίεσης καύσης και σε αύξηση, όπως υπολογίσαμε, της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Όσον αφορά τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα παρατηρείται ότι μείωση του συντελεστή διείδυσης του αέρα, για σταθερή ισχύς, μετατοπίζει προς τα δεξιά τη καμπύλη στο τελευταίο στάδιο της εκτόνωσης. Αυτό είναι επόμενο καθώς αντισταθμίζεται η χαμηλότερη πίεση καύσης, λόγω της χαμηλότερης αναμιξιμότητας, με την αύξηση της ποσότητας καυσίμου που εγχύεται, με αποτέλεσμα μεγαλύτερη διάρκεια καύσης άρα και μεγαλύτερες τιμές πίεσης προς το τέλος της εκτόνωσης ώστε να παραμένει ίδια η ισχύς.



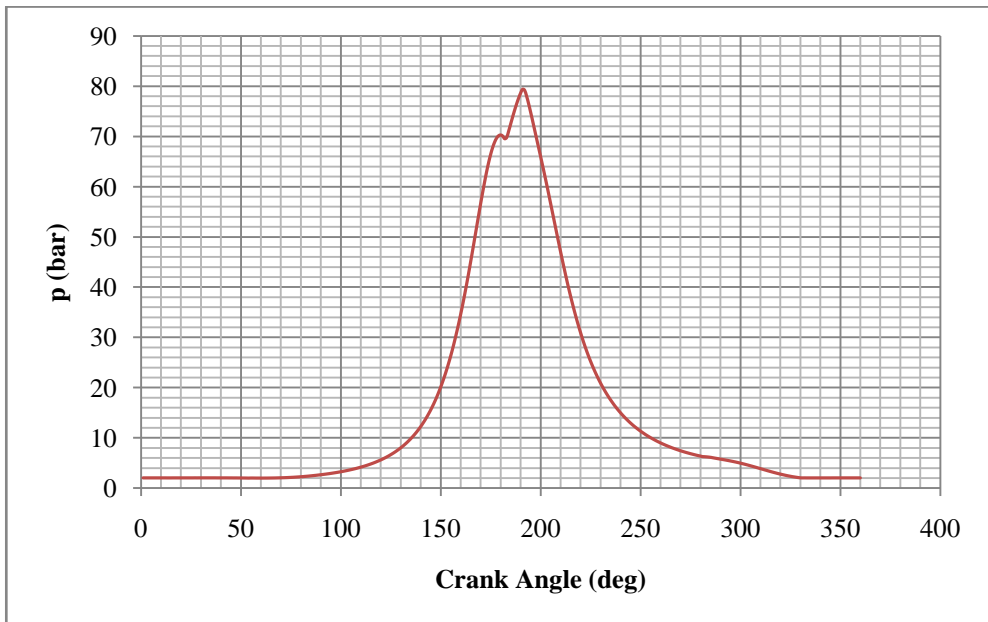
Σχήμα 7.41: Μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης με το φορτίο για μείωση NO_x κατά 40%



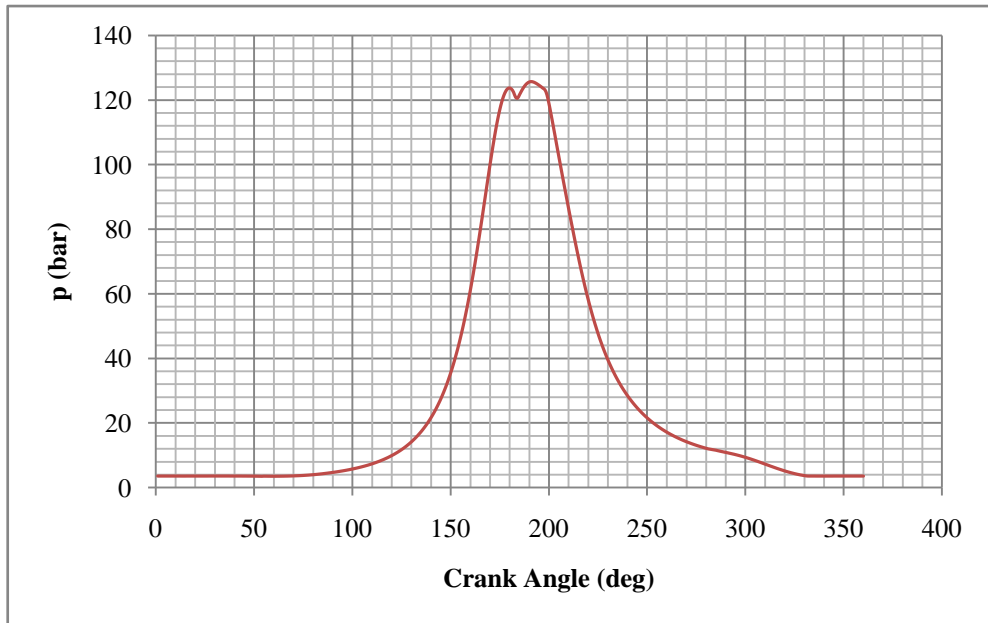
Σχήμα 7.42: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με το φορτίο για μείωση NO_x κατά 40%



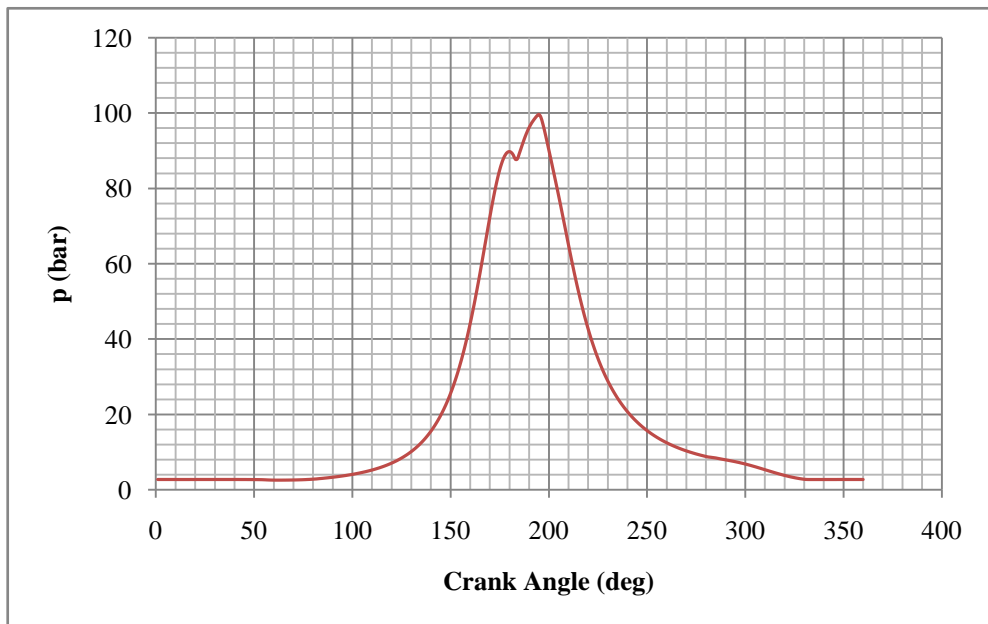
Σχήμα 7.43: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 25% του φορτίου για μείωση NO_x κατά 40%



Σχήμα 7.44: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 50% του φορτίου για μείωση NO_x κατά 40%



Σχήμα 7.45: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 75% του φορτίου για μείωση NO_x κατά 40%



Σχήμα 7.46: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 100% του φορτίου για μείωση NO_x κατά 40%

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

8.1 Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας του λογισμικού.

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν η διερεύνηση της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου και του ρυθμού ανάμιξης καυσίμου αέρα στη λειτουργία και τις εκπομπές των οξειδίων του αζώτου NO_x ενός δίχρονου κινητήρα Diesel ηλεκτροπαραγωγής. Η βαθμονόμηση των παραμέτρων του λογισμικού έγινε με τη χρήση μετρήσεων σε επτακύλινδρο κινητήρα, της ίδιας σειράς παραγωγής με κοινά γεωμετρικά μεγέθη του θαλάμου καύσης.

Από τη διαδικασία της βαθμονόμησης συνάγονται τα παρακάτω συμπεράσματα.

- Ιδιαίτερη σημασία έχει η σωστή εκτίμηση της πίεσης συμπίεσης και της πίεσης καύσης μέσω του βαθμού συμπίεσης και του συντελεστή διείσδυσης του αέρα αντίστοιχα ώστε να υπολογίζεται ορθά η ενδεικνύμενη ισχύς και οι αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες στο θάλαμο καύσης.
- Η σωστή εκτίμηση των θερμοκρασιών του θαλάμου επιδρά σημαντικά στον υπολογισμό των συγκεντρώσεων NO_x . Παρόμοια επίδραση βέβαια έχει και ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου, συνεπώς είναι κρίσιμη η σωστή εκτίμησή του μέσω της μεταβολής της παροχής αέρα.
- Ιδιαίτερα σημαντική είναι η επιλογή των παραμέτρων έγχυσης ούτως ώστε να επιτυγχάνεται διάρκεια έγχυσης όμοια με αυτήν που έχει μετρηθεί. Στη συγκεκριμένη περίπτωση λανθασμένη αρχικά εκτίμηση της διάρκειας έγχυσης είχε ως αποτέλεσμα μεγάλη διάρκεια καύσης το οποίο οδηγούσε σε λανθασμένες εκτιμήσεις των υπόλοιπων μεγεθών.
- Όπως προκύπτει το λογισμικό εκτιμά με ικανοποιητική ακρίβεια τις

εκπομπές NO_x με εξαίρεση το μικρό φορτίο όπου παρατηρήθηκε μικρού βαθμού απόκλιση των παραγόμενων ποσοτήτων NO_x που εκτιμά το λογισμικό σε σχέση με τις μετρούμενες. Αυτό πιθανότατα οφείλεται στο γεγονός ότι το λογισμικό δεν εκτιμά στο βαθμό που πρέπει το γεγονός ότι στα μικρά φορτία έχουμε περίσσεια οξυγόνου, λόγω του φτωχότερου μίγματος.

8.2 Δυνατότητες περιορισμού των εκπομπών NO_x .

Όσον αφορά στις δυνατότητες περιορισμού των εκπομπών NO_x με χρήση μεταβολής της προπορείας έγχυσης ή μεταβολής του ρυθμού ανάμειξης καυσίμου αέρα προκύπτουν τα ακόλουθα:

- Όπως αναμενόταν η μεταβολή της προπορείας έγχυσης έχει σημαντική επίδραση τόσο στις παραγόμενες ποσότητες των NO_x όσο και στα υπόλοιπα λειτουργικά μεγέθη του κινητήρα. Όπως προκύπτει μείωση της προπορείας έγχυσης καυσίμου οδηγεί σε μείωση των εκπομπών NO_x και της μέγιστης πίεσης καύσης το οποίο συνεπάγεται μείωση της ισχύος και αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.
- Ιδιαίτερα στα υψηλά φορτία μεγάλη αύξηση της προπορείας έγχυσης καυσίμου οδηγεί για τη συγκεκριμένη εφαρμογή σε τιμές των ειδικών εκπομπών των NO_x αρκετά κοντά στα ανώτερα όρια εκπομπής που έχει θεσπίσει η IMO.
- Όσον αφορά την αύξηση που επιφέρει στην ειδική κατανάλωση καυσίμου η μείωση των ποσοτήτων των NO_x μέσω της μείωσης του ρυθμού ανάμειξης αέρα καυσίμου διαπιστώθηκαν κατά μέσο όρο για τα τέσσερα φορτία τα ακόλουθα:
 - Μείωση των παραγόμενων NO_x κατά 20% συνεπάγεται αύξηση 2.6% της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και αντιστοίχως μείωση κατά 40% επιφέρει αύξηση 5.4%.
 - Επίσης διαπιστώθηκε ότι η μείωση του ρυθμού ανάμειξης αέρα-καυσίμου οδηγεί σε μείωση της μέγιστης πίεσης καύσης.

Για την σύγκριση των δύο τεχνικών εκτιμήθηκε η ποσοστιαία αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου που επέρχεται για 1% μείωση των εκπομπών NO_x και οι τιμές της δίνονται για κάθε φορτίο ξεχωριστά στον παρακάτω πίνακα.

Φορτίο (%)	% αύξηση του bsfc για 1% μείωση των εκπομπών NO_x	
	Μέσω μείωσης της προπορείας έγχυσης καυσίμου	Μέσω μείωσης του ρυθμού ανάμιξης αέρα-καυσίμου
25	0.20	0.10
50	0.27	0.13
75	0.27	0.14
100	0.35	0.16

Παρατηρείται ότι η τεχνική της μείωσης ρυθμού ανάμιξης αέρα-καυσίμου επιτυγχάνει μείωση των εκπομπών NO_x κατά αποδοτικότερο τρόπο από την τεχνική της μείωσης της προπορείας έγχυσης καυσίμου.

Δύο παράμετροι που θα πρέπει να ληφθούν επίσης υπόψη, για τις δύο μεθόδους μείωσης των εκπομπών NO_x που μελετήθηκαν, είναι η οικονομική δαπάνη και οι εκπομπές αιθάλης.

Όπως προκύπτει η επιδίωξη μείωσης των παραγόμενων NO_x οδήγησε, και στις δύο μεθόδους, σε αυξημένη ειδική κατανάλωση καυσίμου. Αυτό συνεπάγεται ότι για να μην μεταβληθεί η αποδοτιμένη ισχύς θα πρέπει να δαπανηθούν μεγαλύτερες ποσότητες καυσίμου.

Όσον αφορά το σχηματισμό αιθάλης, αυτός ευνοείται από τη μείωση της προπορείας έγχυσης καυσίμου και την αύξηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου. Συνεπώς μείωση των παραγόμενων NO_x μέσω της μείωσης της προπορείας έγχυσης θα οδηγήσει σε αύξηση των ποσοτήτων αιθάλης. Αντίστοιχα η μείωση των ποσοτήτων NO_x μέσω του περιορισμού της ανάμιξης αέρα-καυσίμου και η συνεπακόλουθη αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου θα έχει ως αποτέλεσμα τη λειτουργία του κινητήρα με τοπικά πλουσιότερο μείγμα, άρα και με μεγαλύτερες εκπομπές αιθάλης.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας
Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.
Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα 1998
2. Κ.Δ. Ρακόπουλος
Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.
Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα 1998
3. J.B. Heywood
Internal Combustion Engine Fundamentals
McGraw-Hill, New York 1988
4. Θ.Κ. Παπαθεοδοσίου
Μηχαναί Εσωτερικής Καύσεως Ι
Ανωτέρα Σχολή Τεχνολόγων Μηχανικών Κ.Α.Τ.Ε., Αθήνα 1975
5. Edited by B. Challen, R. Baranescu
Diesel Engine Reference Book – Second Edition
Butterworth-Heinemann
6. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής
Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π., Αθήνα 2006
7. D.T. Hountalas, V.T. Lamaris, E.G. Pariotis
Identification of the Error Introduced in DI Diesel Engine –
Phenomenological Multi-Zone Models from Assumptions Related to the
Initial Conditions at the Nozzle Exit
SAE Paper 2010-01-0153
8. M. Bohner, R. Gscheidle, W. Keil, S. Leyer, H. Schmidt, P. Siegmayer,
A. Wimmer, H. Zwickel – Ελληνική μετάφραση-επιμέλεια: Μ.
Βούλγαρης
Τεχνολογία Αυτοκινήτου 1 Μηχανές Εσωτερικής Καύσης – 2η
Ελληνική Έκδοση
Ευρωπαϊκές Τεχνολογικές Εκδόσεις

9. Γ. Μπεργελές
Πηγές, Διασπορά και Έλεγχος Ατμοσφαιρικής Ρύπανσης
Πανεπιστημιακές Εκδόσεις Ε.Μ.Π., Αθήνα 2006

ΙΣΤΟΣΕΛΙΔΕΣ

1. <http://en.wikipedia.org>
2. <http://el.wikipedia.org>
3. <http://www.marinediesels.info>
4. <http://www.mandieselturbo.com>
5. <http://www.dieselnet.com>
6. <http://www.imo.org>