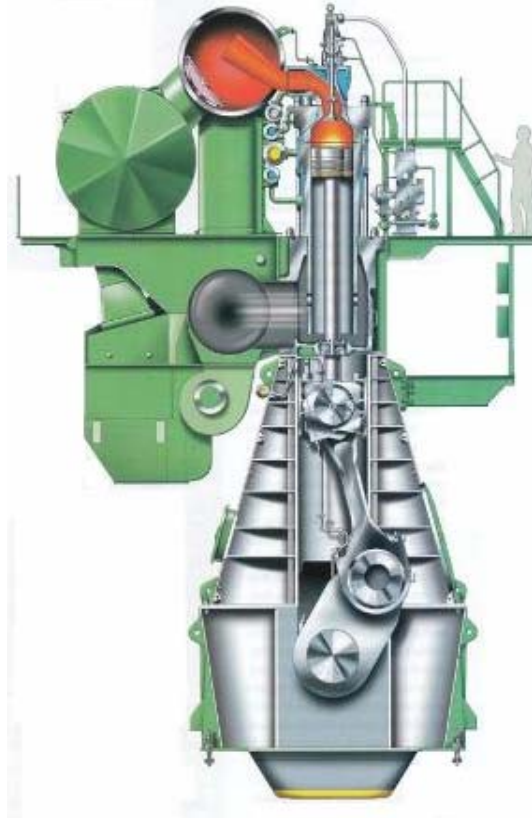


ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ:

**«Εφαρμογή και Αξιολόγηση Πολυζωνικού Μοντέλου Καύσης σε
Κινητήρα Diesel Ηλεκτροπαραγωγής για την Εκτίμηση της
Λειτουργίας και των Εκπομπών NOx»**



ΣΤΕΦΑΝΟΣ Ε. ΓΛΑΡΟΣ

Επιβλέπων:
Δρ. Δ. Θ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ
Καθηγητής Ε.Μ.Π.



ΑΘΗΝΑ
2008

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η διπλωματική εργασία αυτή έχει τον εξής σκοπό: την προσομοίωση της λειτουργίας δίχρονου κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής τύπου 9RTAF58 με χρήση κατάλληλου μοντέλου, την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης αυτής καθώς και την εφαρμογή του μοντέλου προσομοίωσης για τη διερεύνηση τεχνικών περιορισμού των εκπομπών NO_x του κινητήρα.

Η προσομοίωση της λειτουργίας κινητήρων αποτελεί μείζον αντικείμενο έρευνας τα τελευταία χρόνια καθώς τα οφέλη είναι πολλαπλά. Συγκεκριμένα, μέσω προσομοίωσης της λειτουργίας των κινητήρων επιταχύνεται η εξέλιξη τους και η βελτιστοποίηση της λειτουργίας τους, παράλληλα με την διεξαγωγή πειραμάτων και μετρήσεων, τα οποία έχουν, τουλάχιστον για τους μεγάλων διαστάσεων κινητήρες, αυξημένο κόστος. Επιπλέον, η προσομοίωση αποτελεί χρήσιμο εργαλείο για την κατανόηση του τρόπου λειτουργίας των κινητήρων, για την ερμηνεία των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα στο εσωτερικό των κυλίνδρων κατά τη διάρκεια της καύσης αλλά και για την εξεύρεση λύσεων σε διάφορα σχετικά με αυτούς τεχνικά προβλήματα (όπως π.χ. η μείωση των εκπομπών ρύπων).

Στην παρούσα εργασία πραγματοποιείται προσομοίωση της λειτουργίας ενός δίχρονου κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής και στη συνέχεια συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης αυτής. Με αυτόν τον τρόπο διερευνάται η δυνατότητα χρησιμοποίησης του μοντέλου προσομοίωσης για τον προσδιορισμό των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα και των εκπομπών NO_x αλλά και για την αξιολόγηση διαφόρων πιθανών λύσεων στο πρόβλημα του περιορισμού των εκπομπών NO_x του κινητήρα. Ο περιορισμός των εκπομπών NO_x για τους μεγάλων διαστάσεων κινητήρες αποτελεί σημαντικό πρόβλημα και η σχετική με αυτό επιστημονική έρευνα έχει ενταθεί τα τελευταία χρόνια. Αυτό αποδίδεται στην γενικότερη ανησυχία και ευαισθητοποίηση της εποχής σχετικά με την περιβαλλοντική μόλυνση, της οποίας οι δυσάρεστες επιπτώσεις (όπως για παράδειγμα η υπερθέρμανση του πλανήτη) είναι πλέον εμφανείς αλλά και στην ολοένα και πιο αυστηρή νομοθεσία σχετικά με τους ρύπους.

Η διπλωματική εργασία αποτελείται συνολικά από έξι κεφάλαια:

Στο **πρώτο κεφάλαιο** γίνεται μια εισαγωγή στους δίχρονους κινητήρες Diesel μεγάλων διαστάσεων και στον τρόπο λειτουργίας τους, εξηγείται ο ρόλος που παίζουν στην ηλεκτροπαραγωγή και περιγράφεται ο μηχανισμός σχηματισμού ρύπων σε αυτούς με έμφαση στα NO_x, για τα οποία γίνεται και μια συνοπτική αναφορά στις τεχνικές μείωσης τους.

Στο **δεύτερο κεφάλαιο** παρουσιάζεται ο τύπος του κινητήρα του οποίου η λειτουργία προσομοιώθηκε (σειρά RTA), δίνεται μια περιγραφή των βασικών εξαρτημάτων και συστημάτων του και, τέλος, δίνονται τεχνικά στοιχεία για το συγκεκριμένο κινητήρα (9RTAF58).

Στο **τρίτο κεφάλαιο** παρουσιάζεται συνοπτικά το υπολογιστικό μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση.

Στο **τέταρτο κεφάλαιο** αρχικά πραγματοποιείται μια σειρά υπολογισμών για τον προσδιορισμό στοιχείων που απαιτούνται για την προσομοίωση, στη συνέχεια παρουσιάζονται τα δεδομένα εισόδου (input data) και τα αποτελέσματα (output data) της προσομοίωσης και τέλος λαμβάνει χώρα μια συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης.

Στο **πέμπτο κεφάλαιο** αξιολογούνται τα σχετικά με τις εκπομπές NO_x αποτελέσματα της προσομοίωσης και στη συνέχεια διερευνώνται ορισμένες τεχνικές περιορισμού τους, με τη βοήθεια του μοντέλου προσομοίωσης.

Στο **έκτο κεφάλαιο** παρουσιάζονται τα συμπεράσματα που προκύπτουν από τη μελέτη που περιγράφεται στα προηγούμενα κεφάλαια.

Η διπλωματική εργασία αυτή έχει ιδιαίτερη σημασία για μένα καθώς αποτελεί το επιστέγασμα των σπουδών μου στη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. Στο σημείο αυτό, θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους όσους με βοήθησαν και με στήριξαν κατά την εκπόνηση της. Έτσι, θερμές ευχαριστίες εκφράζονται στον επιβλέποντα Καθηγητή κ. Δ.Θ. Χουντάλα για την καθοδήγηση του, τις παρατηρήσεις και την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με το αντικείμενο αυτό, στον Καθηγητή κ. Κ.Δ. Ρακόπουλο και τον Λέκτορα κ. Ε.Γ. Γιακουμή για τις γνώσεις που μου προσέφεραν στον τομέα των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης κατά τη διάρκεια των σπουδών μου στο Ε.Μ.Π., καθώς και στον Υποψήφιο Διδάκτορα κ. Β. Λάμαρη για την πολύτιμη βοήθεια του. Επιπλέον θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου για την στήριξη που μου παρείχε καθ'όλη τη διάρκεια των σπουδών μου και τη Χαριτίνη.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ	2
1.ΓΕΝΙΚΑ	7
1.1 Οι κινητήρες Diesel.....	7
1.2 Οι δίχρονοι κινητήρες Diesel.....	8
1.2.1 Εισαγωγή.....	8
1.2.2 Υπερπλήρωση εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.....	13
1.3 Οι δίχρονοι κινητήρες Diesel στην ηλεκτροπαραγωγή.....	17
1.3.1 Ο ρόλος των δίχρονων κινητήρων Diesel στην ηλεκτροπαραγωγή.....	17
1.3.2 Οι εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. στην εγχώρια ηλεκτροπαραγωγή.....	20
1.4 Σχηματισμός και εκπομπή ρύπων από κινητήρες Diesel με έμφαση στο οξείδια του αζώτου(NOx).....	22
1.4.1 Μηχανισμός σχηματισμού ρύπων.....	22
1.4.2 Όρια για τις εκπομπές ρύπων.....	22
1.4.3 Μηχανισμός του σχηματισμού NOx στους κινητήρες Diesel.....	24
1.4.4 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα στις εκπομπές NOx.....	25
1.4.5 Μείωση εκπομπών NOx.....	27
2.ΤΕΧΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ 9 RTAF58	34
2.1 Οι κινητήρες RTA.....	34
2.1.1 Εισαγωγή.....	34
2.1.2 Περιγραφή της λειτουργίας.....	36
2.1.3 Περιγραφή βασικών εξαρτημάτων-Κατασκευαστικά στοιχεία.....	38
2.1.3.1 Χιτώνιο.....	38
2.1.3.2 Στυπιοθλίπτες βάρκρου εμβόλου.....	39
2.1.3.3 Εγχυτήρας και βαλβίδα κυκλοφορίας.....	40
2.1.3.4 Βαλβίδα εξαγωγής.....	40
2.1.3.5 Διωστήρας και οι τριβείς του.....	42
2.1.3.6 Ζύγωμα και βάρκρο.....	43
2.1.3.7 Έμβολο.....	44
2.1.3.8 Αντλίες έγχυσης πετρελαίου.....	45
2.1.3.9 Οχετός σάρωσης και ανεπίστροφες βαλβίδες.....	47
2.1.3.10 Υπερπλήρωση.....	48
2.1.3.11 Στρόβιλος ισχύος.....	49
2.2 Ο κινητήρας CEGIELSKI(SULZER) 9RTAF58.....	50

3.ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΑΙ ΕΚΠΕΜΠΟΜΕΝΩΝ ΡΥΠΩΝ	54
3.1 Εισαγωγή.....	54
3.2 Δεδομένα εισόδου του μοντέλου(input data).....	56
3.3 Αποτελέσματα.....	63
4.ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΡΟΒΛΕΨΗ ΤΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ	68
4.1 Υπολογισμοί για το σύστημα υπερπλήρωσης(Προσπάθεια προσέγγισης καμπύλων βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή).....	68
4.1.1 Εισαγωγή.....	68
4.1.2 Άμεσος υπολογισμός.....	68
4.1.3 Έμμεσος υπολογισμός (από το ισοζύγιο ισχύος συμπιεστή-στροβίλου)....	73
4.2 Υπολογισμός βαθμού εκμετάλλευσης ψυγείου (Air cooler).....	84
4.3 Δεδομένα εισόδου της προσομοίωσης.....	86
4.3.1 Εισαγωγή.....	86
4.3.2 Καταχώρηση συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα.....	86
4.3.2.1 Καταχώρηση τιμών του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα.....	89
4.3.2.2 Καταχώρηση τιμών ισεντροπικών βαθμών απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου.....	90
4.3.2.3 Καταχώρηση τιμής συντελεστή συμπαράσυρσης αέρα (Air Entrainment Coefficient).....	94
4.4 Αποτελέσματα της προσομοίωσης.....	96
4.5 Σύγκριση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με τις μετρήσεις των δοκιμών παραλαβής του κινητήρα-Αξιολόγηση του μοντέλου.....	104
4.6 Συμπεράσματα.....	110
5. ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΡΟΒΛΕΨΗ ΕΚΠΟΜΠΩΝ NO_x ΚΑΙ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΩΝ ΤΕΧΝΙΚΩΝ ΓΙΑ ΤΟΝ ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟ ΤΟΥΣ ΠΡΟΒΛΕΨΗ ΠΑΡΑΓΟΜΕΝΗΣ ΠΟΣΟΤΗΤΑΣ NO_x	111
5.1 Εκπομπές NO _x που προέκυψαν από την προσομοίωση.....	111
5.2 Σύγκριση υπολογισμών NO _x από την προσομοίωση με διαθέσιμες μετρημένες τιμές.....	113
5.3 Διερεύνηση τεχνικών για τον περιορισμό των εκπομπών NO _x	115

5.3.1 Εισαγωγή.....	115
5.3.2 Προπορεία εγχύσεως.....	115
5.3.3 Πίεση Αέρα Εισαγωγής.....	124
5.3.4 Βαθμός Συμπιέσεως.....	127
5.3.5 Συμπεράσματα.....	134
6.ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	135
7.ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	136

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

ΓΕΝΙΚΑ

1.1 Οι κινητήρες Diesel

Οι εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης διακρίνονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες αναφορικά με την αρχή λειτουργίας τους: στους κινητήρες Otto και στους κινητήρες Diesel (από το όνομα του Γερμανού εφευρέτη τους Rudolf Diesel). Η βασική τους διαφορά είναι το ότι ενώ στους κινητήρες Otto η ανάφλεξη πραγματοποιείται με τη βοήθεια κάποιου εξωτερικού μέσου (ηλεκτρικού σπινθήρα), στους κινητήρες Diesel υπάρχει πάντοτε αυτανάφλεξη (αυτόματη ανάφλεξη) μέσω της κατάλληλης εισαγωγής-έγχυσης του καυσίμου εντός του κυλίνδρου.

Ο κινητήρας Diesel αναρροφά ατμοσφαιρικό αέρα και χρησιμοποιεί ως καύσιμα τα βαρύτερα της βενζίνης υγρά καύσιμα της κατηγορίας των πετρελαίων (που είναι λιγότερο πτητικά και φθηνότερα), όπως το αερίελλαιο (καύσιμο Diesel) ή ακόμη, στους μέσων και μεγάλων διαστάσεων κινητήρες, το ελαφρό(1500’’ RED) ή βαρύ καύσιμο λεβήτων(3500’’RED). Για το σχηματισμό του καυσίμου μείγματος το πετρέλαιο εισάγεται στον κύλινδρο διασκορπισμένο στη μάζα του ήδη συμπιεσμένου αέρα με τη βοήθεια μηχανικής εγχύσεως, δηλαδή υπό την επίδραση της ισχυρής πίεσεως, που δημιουργείται από το σύστημα αντλίας καυσίμου-εγχυτήρα.

Ενώ στους κινητήρες Otto έχουμε την καύση ενός ομογενούς μείγματος καυσίμου αέρα (φλόγα προαναμειξέως), στον κινητήρα Diesel έχουμε την καύση ενός ετερογενούς μείγματος καυσίμου και αέρα (φλόγα διαχύσεως), εφόσον το καύσιμο εγχέεται προς το τέλος της διαδρομής συμπίεσεως.

Η έναυση και ο ρυθμός καύσεως ελέγχονται από τη στιγμή της εγχύσεως του καυσίμου και το ρυθμό εγχύσεως του καυσίμου, σε συνδυασμό κυρίως με το επίπεδο τύρβης (αναταραχής κινήσεως) του συμπιεσμένου αέρα, παρ’ ότι επηρεάζονται και από την πίεση και τη θερμοκρασία. Επειδή ο διατιθέμενος χρόνος για το σχηματισμό του μείγματος είναι σχετικά μικρός, είναι πάντοτε αναγκαία η ύπαρξη μιας περίσσειας αέρα (ελάχιστος λόγος μαζών αέρα καυσίμου 18:1 έως 25:1) για την επίτευξη της τέλει καύσεως, πράγμα όμως που οδηγεί σε μειωμένη συγκέντρωση ισχύος.

Σε αντίθεση με τον κινητήρα Otto, έχουμε αυτανάφλεξη του μείγματος κατά την οποία τμήματα της μάζας του φέρονται (χωρίς εξωτερική επέμβαση) σε θερμοκρασία μεγαλύτερη μιας θερμοκρασίας θ_z , που ονομάζεται θερμοκρασία αυτανάφλεξεως και η οποία είναι συνάρτηση της λεγόμενης καθυστερήσεως ανάφλεξεως t_z , δηλαδή του χρόνου που απαραίτητα διαρκεί από τη στιγμή κατά την οποία το μείγμα αποκτά την θ_z μέχρι τη στιγμή της εμφάνισης πραγματικών φαινομένων καύσεως. Για τον κινητήρα Diesel είναι σημαντικό η θ_z του χρησιμοποιούμενου καυσίμου να είναι μικρή (δηλαδή απαιτούνται καύσιμα που αντιδρούν ευχερώς με το οξυγόνο, σε αντίθεση με τα καύσιμα των κινητήρων Otto), ώστε κατά την έγχυση του το καύσιμο να καίγεται γρήγορα (δηλαδή με μικρή t_z), χωρίς να συσσωρεύεται, οπότε και θα καιγόταν απότομα σε μεγάλη ποσότητα (καύση κρουστικής μορφής).

Το καύσιμο εγχέεται στον κύλινδρο υπό τη φυσική του (υγρή) κατάσταση μηχανικώς, υπό την επίδραση ισχυρής πίεσεως (συνήθως 150-2000 bar). Το με υψηλές απαιτήσεις κατασκευής και λειτουργίας σύστημα προσαγωγής του καυσίμου αποτελείται συνήθως από την αντλία καυσίμου, τον εγχυτήρα και το σωλήνα καταθλίψεως που συνδέει τα δύο πρώτα. Σε κινητήρες μέσων και μεγάλων διαστάσεων χρησιμοποιείται συνήθως μία ανεξάρτητη αντλία για κάθε κύλινδρο, που

κινείται κατευθείαν από τον εκκεντροφόρο άξονα του κινητήρα. Στους κινητήρες μικρών ή και μέσω διαστάσεων χρησιμοποιείται μια κεντρική πολυκύλινδρη αντλία (που φέρει μία άτρακτο με τα σχετικά έκκεντρα), όπου κάθε κύλινδρος της εξυπηρετεί έναν κύλινδρο του κινητήρα.

Σε αντίθεση με τον κινητήρα Otto, η ρύθμιση της ισχύος του κινητήρα Diesel είναι ποιοτική, δηλαδή η αυξομείωση του έργου και της ισχύος επιτυγχάνεται με τη μεταβολή της “ποιότητας” του μείγματος (δηλαδή του λόγου καυσίμου-αέρα), που προκαλείται με τη μεταβολή της ανά κύκλο εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου (ρύθμιση της αντλίας του καυσίμου), ενώ η ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα, και επομένως ουσιαστικά και του μείγματος, παραμένει πρακτικά η ίδια για όλα τα φορτία εφόσον τηρείται σταθερή η ταχύτητα περιστροφής(με τη βοήθεια του ρυθμιστή στροφών) για κινητήρα φυσικής αναπνοής.

Επίσης, ενώ στον κινητήρα Otto το μέγιστο φορτίο καθορίζεται από την πληρέστερη δυνατή πλήρωση του κυλίνδρου με μείγμα (ορισμένης πάντα σύνθεσης αναλόγως των κυρίων απαιτήσεων του κινητήρα) δηλαδή από το πλήρες άνοιγμα της ρυθμιστικής δικλείδας, στον κινητήρα Diesel το μέγιστο φορτίο τίθεται συνήθως από την καύση(περίσσεια αέρα), δηλαδή αντιστοιχεί στο φορτίο πέραν του οποίου αρχίζουμε να έχουμε απαράδεκτο, πλέον του «ελαφρού», καπνό(άκαυστος άνθρακας) στην εξαγωγή. Στους μεγάλους κινητήρες το όριο του φορτίου τίθεται συνήθως από τις θερμικές ή μηχανικές καταπονήσεις.

Πρέπει ωστόσο να αναφερθεί ότι στον κινητήρα Diesel οι συνθήκες καύσεως είναι εν γένει πολύ δυσμενείς. Ο διατιθέμενος χρόνος για την όλη διαδικασία σχηματισμού του μείγματος (ψεκασμός καυσίμου ,ατμοποίηση του. ανάμιξη του με αέρα) είναι μικρός. αντιστοιχώντας σε λίγες μόνο μοίρες γωνίας στροφάλου. Όλη αυτή η προαναφερθείσα διαδικασία είναι μια φυσική διεργασία που δεν επιδέχεται εξωτερική παρέμβαση .επιβάλλοντας με τον τρόπο αυτό δύο περιορισμούς σε ότι αφορά τη λειτουργία του κινητήρα: α) στην ταχύτητα περιστροφής και β) στο λόγο ισοδυναμίας αέρα (λ).

Πράγματι οι κινητήρες Diesel είναι σχετικά αργόστροφοι με τιμές, που για τους πλέον ταχύστροφους δεν ξεπερνούν τις 4.500 με 5.000 RPM. Επίσης οι κινητήρες αυτοί είναι αναγκασμένοι να λειτουργούν με μεγάλη περίσσεια αέρα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η τιμή του λ να κυμαίνεται στο πλήρες φορτίο μεταξύ 1,2 και 1,8, γεγονός το οποίο συνεπάγεται μειωμένη συγκέντρωση ισχύος. Η μειωμένη συγκέντρωση ισχύος(που οδηγεί σε οικονομία στην κατανάλωση καυσίμου(φτωχό μίγμα, $\lambda > 1$)) ή αλλιώς το ότι για δεδομένη ισχύ απαιτείται κινητήρας μεγάλου όγκου εμβολισμού αποτελεί μειονέκτημα των κινητήρων Diesel φυσικής αναπνοής. Ωστόσο, το μειονέκτημα αυτό έχει αντιμετωπιστεί με την υπερπλήρωση. Παρ' όλα αυτά, λόγω του ίδιου του θερμοδυναμικού τους κύκλου (κύκλος Diesel), οι πιέσεις των αερίων που αναπτύσσονται κατά τον κύκλο λειτουργίας τους είναι αρκετά υψηλές, ιδιότητα που έχει σαν αποτέλεσμα οι πετρελαιοκινητήρες να εμφανίζουν αρκετά υψηλές τιμές ροπής, αλλά και κατασκευαστικά να είναι αρκετά στιβαροί (βαρείς και ογκώδεις). Πράγματι το μεγάλο πλεονέκτημα της υψηλής ροπής τους καθιστά κυρίαρχους σε ότι αφορά την κάλυψη μεγάλων φορτίων εξ ου και η ευρεία εφαρμογή τους στις μεταφορές (φορτηγά, πρόωση πλοίων, αμαξοστοιχίες, ηλεκτρομηχανές) και την ηλεκτροπαραγωγή.

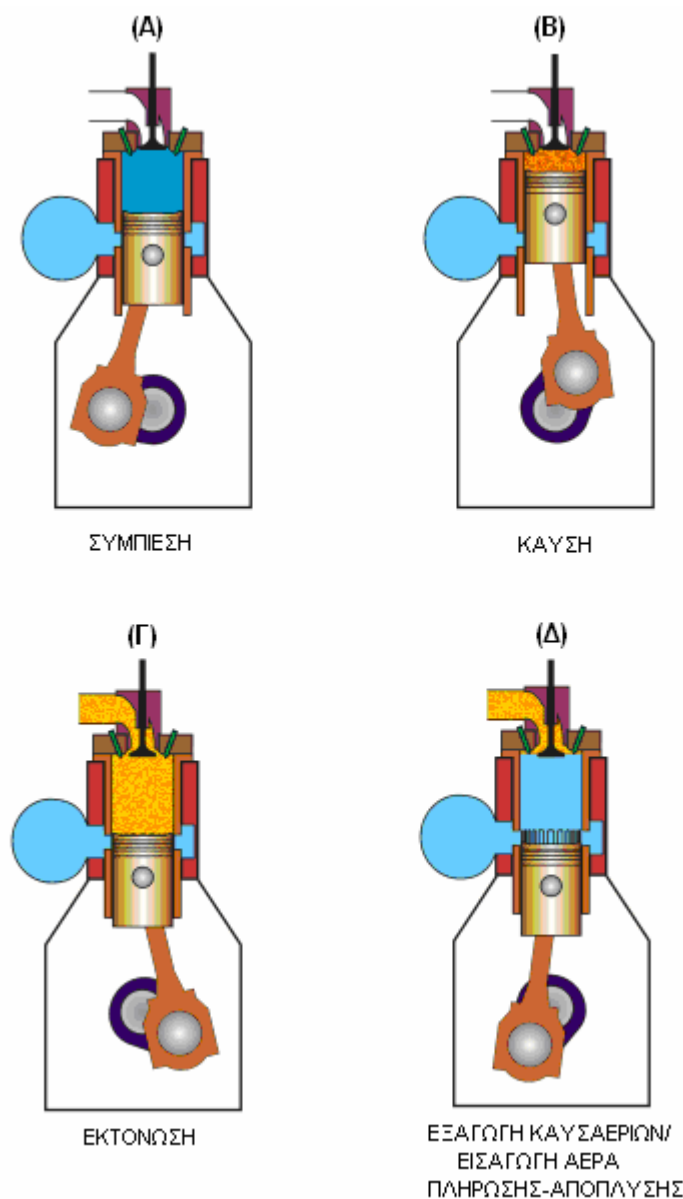
1.2 Οι δίχρονοι κινητήρες Diesel.

1.2.1 Εισαγωγή

Ως προς την εξωτερική λειτουργία τους οι εμβολοφόροι κινητήρες και κατά συνέπεια και οι κινητήρες Diesel διακρίνονται σε τετράχρονους(4-X) και δίχρονους(2-X). Όπως έχει ήδη αναφερθεί, στην παρούσα εργασία επιχειρείται η προσομοίωση της λειτουργίας ενός δίχρονου, αργόστροφου, μεγάλων διαστάσεων κινητήρα Diesel και έτσι η ανάλυση που ακολουθεί αφορά τις αρχές λειτουργίας των δίχρονων εμβολοφόρων κινητήρων.

Η εφεύρεση του δίχρονου κινητήρα αποδίδεται στον Dugald Clark περί το 1880, ενώ η εξέλιξη του στη σημερινή του μορφή στους Joseph Day και Frederick Cock.

Στο ακόλουθο σχήμα φαίνεται ο κύκλος λειτουργίας ενός δίχρονου κινητήρα.



Σχήμα 1.1 Κύκλος λειτουργίας δίχρονου κινητήρα

Ο κύκλος λειτουργίας που απεικονίζεται στο ανωτέρω σχήμα περιλαμβάνει τα εξής στάδια:

(Α)-Συμπίεση: Ο στροφαλοφόρος άξονας περιστρέφεται δεξιόστροφα και το έμβολο κινείται ανοδικά εντός κυλίνδρου, συμπιέζοντας την ποσότητα αέρα που εισέρχεται από τις θυρίδες αέρα εισαγωγής. Λόγω του γεγονότος αυτού αυξάνεται η πίεση και η θερμοκρασία του αέρα εισαγωγής. Όταν πλησιάζει το έμβολο στην κορυφή του κυλίνδρου, στο λεγόμενο Άνω Νεκρό Σημείο (ή ΑΝΣ), η πίεση έχει αυξηθεί αρκετά, ενώ η θερμοκρασία υπερβαίνει συνήθως τη θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου.

(Β)-Εγχυση καυσίμου και καύση: Λίγο πριν από το Άνω Νεκρό Σημείο το καύσιμο εγχέεται στον κύλινδρο από τον εγχυτήρα. Το καύσιμο «ψεκάζεται» υπό μορφή μικροσκοπικών σταγονιδίων. Με τον τρόπο αυτό το καύσιμο θερμαίνεται δια συναγωγής από τον θερμό αέρα πολύ γρήγορα ενώ επιτυγχάνεται με τον ψεκασμό και ο διασκορπισμός του καυσίμου σε όλο τον θάλαμο καύσης, έτσι ώστε να διευκολυνθεί η ατμοποίηση και ανάμειξή του με τον αέρα. Όταν δημιουργηθούν οι απαιτούμενες θερμοδυναμικές συνθήκες, ώστε να αρχίσει η έναυση του μίγματος, αρχίζει το φαινόμενο της καύσης. Λόγω της καύσης αυξάνεται η πίεση και αποδίδεται στο έμβολο στη φάση της εκτόνωσης ως έργο.

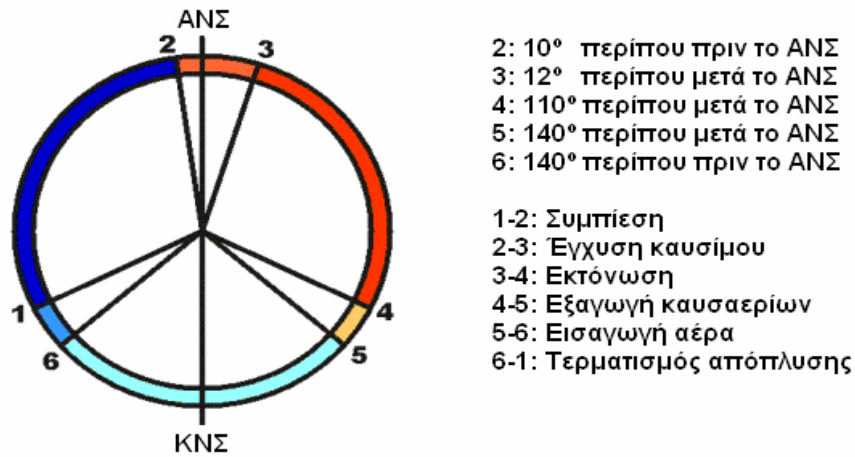
(Γ)-Εκτόνωση (Φάση παραγωγής έργου από τον κινητήρα): Σε ορισμένη θέση μετά από το ΑΝΣ (110° περίπου) οι θυρίδες καυσαερίων αποκαλύπτονται από το έμβολο και αρχίζει η διαφυγή των καυσαερίων (αποτελούμενα κυρίως από άζωτο, διοξείδιο του άνθρακα, υδρατμούς και άκαυστο οξυγόνο) από τον κύλινδρο προς τον οχετό εξαγωγής.

(Δ)-Εξαγωγή καυσαερίων/Εισαγωγή αέρα καθαρισμού: Στη συνέχεια, μετά από τη πάροδο ορισμένων μοιρών (140° από το ΑΝΣ περίπου), αποκαλύπτονται οι θυρίδες του αέρα εισαγωγής. Οι θυρίδες αυτές αποκαλύπτονται μετά από το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής καυσαερίων (ή των θυρίδων εξαγωγής) όταν η πίεση εντός του κυλίνδρου μειωθεί στα επίπεδα της πίεσης αέρα στον οχετό εισαγωγής, ώστε να είναι δυνατή η διαφυγή των καυσαερίων προς τον οχετό εξαγωγής. Η διαδικασία αυτή λέγεται «απόπλυση» και αναλύεται εκτενώς παρακάτω. Μέσω των θυρίδων του αέρα εισαγωγής εισάγεται στον κύλινδρο ο απαραίτητος αέρας για την καύση, ενώ μέρος του αέρα αυτού χρησιμοποιείται και για να οδηγήσει τα εναπομείναντα καυσαέρια στην εξαγωγή (αέρας καθαρισμού) ολοκληρώνοντας τη διαδικασία της «απόπλυσης». Το έμβολο στη συνέχεια συνεχίζει τη καθοδική του πορεία εντός του κυλίνδρου μέχρι το Κάτω Νεκρό Σημείο (ή ΚΝΣ), σε εκείνο ακριβώς το σημείο έχει περιστραφεί ο στροφαλοφόρος άξονας από τη θέση του ΑΝΣ μέχρι το ΚΝΣ του εμβόλου, 180°.

Στη συνέχεια το έμβολο αρχίζει και πάλι υπό την επίδραση του στροφαλοφόρου άξονα την ανοδική του πορεία κλείνοντας σταδιακά και πάλι τις θυρίδες αέρα εισαγωγής. Ακολουθώς κλείνει η βαλβίδα (ή θυρίδα) εξαγωγής καυσαερίου, ολοκληρώνοντας έτσι ένα κύκλο λειτουργίας και ξεκινώντας τη νέα συμπίεση.

Σημειώνεται εδώ ότι η ανωτέρω περιγραφή και το σχήμα 1.1 αφορούν δίχρονους κινητήρες τύπου Sulzer RTA, κατηγορία στην οποία ανήκει και ο κινητήρας του οποίου η προσομοίωση επιχειρείται στη συνέχεια.

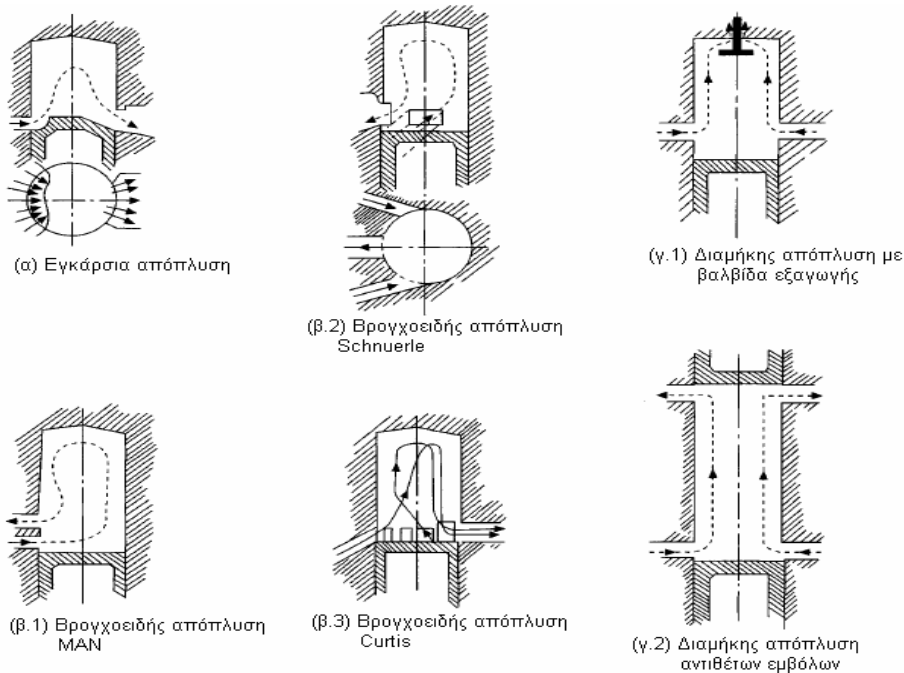
Ακολουθώς παρατίθεται ένα διάγραμμα διανομής του κύκλου λειτουργίας μιας δίχρονης μηχανής. Στο διάγραμμα αυτό οι μοίρες που αναφέρονται για την έναρξη και τη λήξη κάθε λειτουργίας είναι κατά προσέγγιση καθώς διαφέρουν από κινητήρα σε κινητήρα.



Σχήμα 1.2 Διάγραμμα διανομής δίχρονου κινητήρα

Από τα παραπάνω είναι φανερό ότι ένας κύκλος ενός δίχρονου κινητήρα ολοκληρώνεται σε 360° περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα σε αντίθεση με τον κύκλο ενός τετράχρονου που απαιτεί 720° μοίρες περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα. Αυτό σημαίνει θεωρητικά ότι ένας δίχρονος κινητήρας θα πρέπει να παρέχει διπλάσια ισχύ από αυτή που παρέχει ένας τετράχρονος με τον ίδιο όγκο εμβολισμού. Όμως πρακτικά η διαφορά αυτή είναι μικρότερη, καθώς ένα σημαντικό μέρος του όγκου εμβολισμού διατίθεται για την απόπλυση.

Απόπλυση είναι η διαδικασία κατά την οποία αέρας υπό πίεση μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής χρησιμοποιείται για να απομακρύνει τα καυσαέρια έξω από τον κύλινδρο μιας μηχανής. Αντίθετα προς την τετράχρονη μηχανή, η δίχρονη μηχανή δεν χρησιμοποιεί το έμβολο για να απομακρύνει τα καυσαέρια από τον κύλινδρο αλλά εισάγει αέρα στον κύλινδρο κοντά στο ΚΝΣ του κύκλου λειτουργίας(αέρας σάρωσης), ο οποίος πραγματοποιεί την απόπλυση των καυσαερίων από τον κύλινδρο.



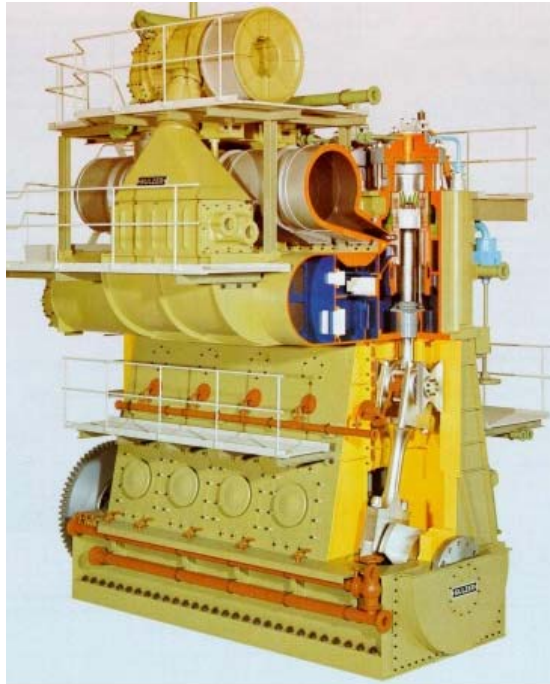
Σχήμα 1.3 Συνήθειες διατάξεις αποπλύσεως δίχρονων κινητήρων

Στο παραπάνω σχήμα φαίνονται συνήθεις διατάξεις αποπλύσεως δίχρονων κινητήρων καθώς και οι διαδρομές αποπλύσεως που ακολουθούνται σε αυτές. Όλες οι μέθοδοι απόπλυσης που χρησιμοποιούνται στους δίχρονους εμβολοφόρους κινητήρες έχουν ως στόχο τη μείωση του χρόνου καθαρισμού του θαλάμου καύσης από τα καυσαέρια αφήνοντας την ελάχιστη δυνατή ποσότητα καυσαερίων εγκλωβισμένων στο θάλαμο καύσεως μετά την έναρξη του νέου κύκλου λειτουργίας. Η απόπλυση που λαμβάνει χώρα σε δίχρονους κινητήρες που διαθέτουν βαλβίδα(ή βαλβίδες) εξαγωγής καυσαερίου επί της κυλινδροκεφαλής τους, ονομάζεται διαμήκης απόπλυση, λόγω της διαδρομής του αέρα σαρώσεως εντός του κυλίνδρου (βλ. σχήμα 1.2.3). Ωστόσο άλλοι δίχρονοι κινητήρες δε διαθέτουν βαλβίδες, αλλά θυρίδες εξαγωγής καυσαερίων κατ'αντιστοιχία με τις θυρίδες εισαγωγής(σχ.12.3). Καθώς το έμβολο ξεκινά να αποκαλύπτει τις θυρίδες εξαγωγής κατά τη φάση της εκτόνωσης, το καυσαέριο ξεκινά να απομακρύνεται από τον κύλινδρο. Όταν δε αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής, σχηματίζονται «βρόγχοι» αέρα στο εσωτερικό του κυλίνδρου που οδηγούν το παραμένον καυσαέριο έξω από αυτόν. Η διαδικασία απόπλυσης αυτή ονομάζεται βρογχοειδής απόπλυση.

Θα πρέπει εδώ να σημειωθεί ότι στους κινητήρες με βρογχοειδή απόπλυση το μήκος του εμβόλου είναι αρκετά μεγαλύτερο σε σχέση με τους κινητήρες διαμήκους αποπλύσεως, διότι πρέπει οι θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής να είναι καλυμμένες όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ. Αν και απλούστεροι στην κατασκευή και με λιγότερα κινούμενα μέρη, οι κινητήρες με βρογχοειδή απόπλυση υπολείπονται των κινητήρων διαμήκους αποπλύσεως, τόσο από πλευράς αποδοτικότητας, όσο και από πλευράς ισχύος. Αυτό συμβαίνει διότι η βρογχοειδής απόπλυση δεν απομακρύνει τη μέγιστη δυνατή ποσότητα καυσαερίου με αποτέλεσμα λιγότερο καύσιμο να μπορεί να καεί σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Έτσι οι σύγχρονες, μεγάλων διαστάσεων, δίχρονες μηχανές που κατασκευάζονται σήμερα είναι κινητήρες διαμήκους αποπλύσεως. Στα ακόλουθα σχήματα 1.4 και 1.5 παρατίθενται παραδείγματα δίχρονων κινητήρων διαμήκους και βρογχοειδούς αποπλύσεως.



Σχήμα 1.4 Σειρά κινητήρων MAN B&W MC με διαμήκη απόπλυση



Σχήμα 1.5 Σειρά κινητήρων SULZER RLA με βρογχοειδή απόπλυση

Η εναλλαγή των αερίων διεξάγεται πάντοτε υπό δυσμενείς συνθήκες, καθώς ο χρόνος που είναι διαθέσιμος για αυτή τη διαδικασία είναι πολύ μικρότερος του αντίστοιχου χρόνου των τετράχρονων κινητήρων. Από τις δύο διαδρομές του εμβόλου σε μια περίοδο («κύκλο») λειτουργίας του εμβόλου μόνο περίπου $2 \cdot \frac{1}{4} = \frac{1}{2}$ διαδρομή είναι αφιερωμένη στην εναλλαγή αυτή. Στους τετράχρονους κινητήρες, όπου οι αντίστοιχες διαδρομές του εμβόλου σε μία περίοδο είναι 4, οι διαδρομές που αφιερώνονται στην εναλλαγή των αερίων είναι σχεδόν 2, γεγονός που επιτρέπει πιο άνετη εναλλαγή χωρίς να απαιτείται η βίαιη πλήρωση του κυλίνδρου με αέρα όπως συμβαίνει συχνά στους δίχρονους κινητήρες με τη βοήθεια ειδικής αντλίας, η οποία απορροφά πολύτιμο μηχανικό έργο από τη στροφαλοφόρο άτρακτο. Πολλές σκέψεις αναπτύχθηκαν για να παρέχουν μια καλύτερη αποβολή των καυσαερίων έτσι ώστε να αποβάλλεται όσο το δυνατό λιγότερος άκαυστος αέρας (όπως παραδείγματος χάριν η θεωρία "nosepiston"). Παρά τις προσπάθειες αυτές, ο βαθμός πλήρωσης του δίχρονου κινητήρα παραμένει πάντα χειρότερος από ότι του τετράχρονου, καθώς ο δίχρονος κινητήρας χάνει σημαντικό ποσοστό από τον αέρα εισαγωγής λόγω της "επικάλυψης" των χρόνων των θυρίδων εισαγωγής και των θυρίδων(ή βαλβίδων) εξαγωγής των καυσαερίων.

1.2.2 Υπερπλήρωση εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.

Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμο να γίνει μια αναφορά στην υπερπλήρωση των εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης, δεδομένου ότι σε επόμενο κεφάλαιο επιχειρείται προσομοίωση του συστήματος υπερπλήρωσης του υπό μελέτη κινητήρα. Η υπερπλήρωση είναι μέθοδος αύξησης της ισχύος ενός κινητήρα και συνίσταται στην αντικατάσταση της «φυσικής αναπνοής» (αμέσου αναρροφήσεως αέρος από το περιβάλλον) του κινητήρα από εξαναγκασμένη πλήρωση του κυλίνδρου με αέρα υπό πίεση που παρέχεται από συμπιεστή. Στη περίπτωση των δίχρονων κινητήρων, η υπερπλήρωση συμβάλει στην αύξηση της πίεσεως του αέρα αποπλύσεως πάνω από το όριο της απλής απόπλυσης, δηλαδή της απόπλυσης λόγω «φυσικής αναπνοής». Ακολούθως εξηγούνται οι λόγοι που οδήγησαν στην υιοθέτηση της υπερπλήρωσης,

ως μέσου αυξήσεως της ισχύος ενός κινητήρα. Γνωρίζουμε ότι η πραγματική (ωφέλιμη) ισχύς ενός κινητήρα εκφράζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$P_{e=z} = \overline{P_e} \cdot V_{H \cdot v} = \overline{P_e} \cdot V_{H \cdot v} = \overline{P_e} \cdot \dot{V}_H \quad (1.1),$$

όπου: $\overline{P_e}$ είναι η μέση πραγματική πίεση, $V_{H=z} \cdot V_h$ ο συνολικός όγκος εμβολισμού του κινητήρα, $\dot{V}_H = V_{H \cdot v}$ η παροχή αναρροφήσεως του κινητήρα.

Επίσης: $v = \pi/(30 \cdot K)$, με $K=2$ ή $K=4$ για δίχρονο και τετράχρονο κινητήρα αντίστοιχα, ενώ n (σ.α.λ.) η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.

Παρατηρώντας την παραπάνω σχέση, διαπιστώνουμε ότι προκειμένου να αυξήσουμε την πραγματική ισχύ ενός κινητήρα έχουμε τις εξής δυνατότητες:

-Αύξηση της παροχής αέρα αναρροφήσεως του κινητήρα.

-Αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης.

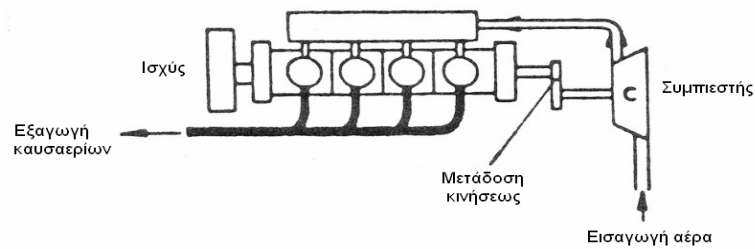
Η πρώτη δυνατότητα (αύξηση της παροχής αέρα αναρροφήσεως του κινητήρα), μπορεί να επιτευχθεί είτε με επιλογή δίχρονου κινητήρα, είτε αυξάνοντας τη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής προσφέρει περιορισμένες δυνατότητες καθώς η αύξηση της πάνω από ένα όριο, άρα και της μέσης ταχύτητας κινήσεως του εμβόλου, έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα λόγω αύξησης των μηχανικών απωλειών λόγω τριβών του κύριου κινηματικού μηχανισμού. Επίσης αυξάνονται οι καταπονήσεις του συνολικού κινηματικού μηχανισμού, λόγω παλινδρομικών και περιστρεφόμενων δυνάμεων που είναι ανάλογες του τετραγώνου της ταχύτητας περιστροφής. Επιπλέον, αρνητικές επιπτώσεις παρατηρούνται και στον βαθμό πληρώσεως καθώς πέρα από κάποιο όριο ταχύτητας περιστροφής παρατηρείται σημαντική μείωση του.

Με βάση τα προηγούμενα στοιχεία καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι η αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης απομένει ως το κύριο μέσο αυξήσεως της ισχύος ενός κινητήρα, με σταθερά τα υπόλοιπα στοιχεία (διαστάσεις κυλίνδρων, ταχύτητα περιστροφής). Για να αυξηθεί η $\overline{P_e}$, απαιτείται η πρόσδοση περισσότερης ενέργειας μέσω του καυσίμου, δηλαδή η καύση μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας, κάτι που όμως με τη σειρά του προϋποθέτει ανάλογη αύξηση της μάζας του αέρα με τον οποίο πληρώνεται κάθε φορά ο κύλινδρος.

Σημειώνεται εδώ, ότι ο βασικός σκοπός της υπερπλήρωσης είναι η αύξηση της ισχύος ενός κινητήρα και δευτερευόντως η βελτίωση του βαθμού αποδόσεως αυτού. Παρ' όλα αυτά, έχει διαπιστωθεί στη πράξη, ότι ο βαθμός αποδόσεως παρουσιάζει αύξηση.

Τα υπάρχοντα συστήματα υπερπληρώσεως είναι τα ακόλουθα:

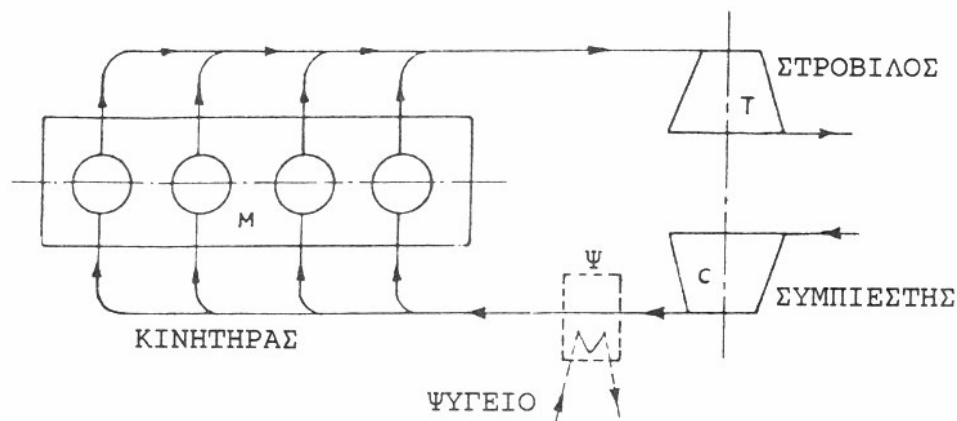
A) Μηχανική υπερπλήρωση: Ο συμπιεστής πλήρωσεως παίρνει κίνηση από τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα απορροφώντας όμως με τον τρόπο αυτό πολύτιμο μηχανικό έργο.. Μια τέτοια διάταξη φαίνεται στο σχήμα 1.6



Σχήμα 1.6 Μηχανική υπερπλήρωση

B) Στρόβιλο-υπερπλήρωση: Σήμερα βρίσκεται σε γενική σχεδόν χρήση το σύστημα με υπερπλήρωση δια του καυσαερίου ή υπερπλήρωση με ζεύγος στροβίλου-συμπιεστή ή απλά στρόβιλο-υπερπλήρωση, κατά τη διάταξη του σχήματος 1.7, όπου ο συμπιεστής C κινείται από ένα στρόβιλο T, που παράγει ισχύ εκμεταλλευόμενος τα υψηλά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των καυσαερίων στην έξοδο από τους κυλίνδρους.

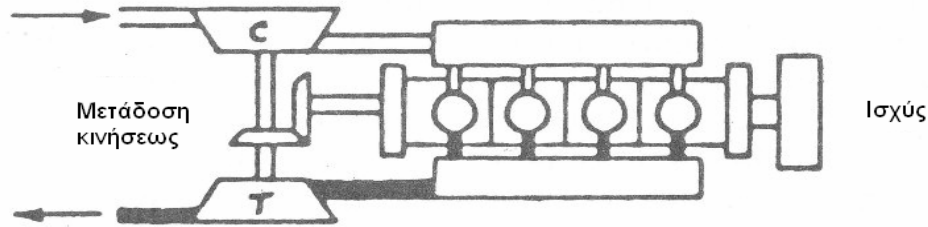
Τονίζεται ότι το ζεύγος (σε κοινή άτρακτο) υπερπληρώσεως (C-T), δεν έχει καμία μηχανική σύνδεση με τον κινητήρα M. Το μέγεθος βαθμός υπερπληρώσεως η υπ. εκφράζει το ποσοστό της επιτευχθείσας αύξησης της ισχύος του κινητήρα, λόγω της υπερπληρώσεως (έναντι της αντίστοιχης περίπτωσης με φυσική αναπνοή). Όταν έχουμε υψηλή υπερπλήρωση (δηλ. βαθμό υπερπληρώσεως περίπου άνω του 40%) εφαρμόζεται και η ψύξη του αέρα σε ψυγείο Ψ (που λειτουργεί με νερό), που καλείται ψυγείο του αέρα υπερπληρώσεως, το οποίο τοποθετείται μετά το συμπιεστή και προ της εισόδου στους κυλίνδρους του κινητήρα. Τούτο γίνεται για να μειωθεί η θέρμανση του αέρα, που προήλθε από την προηγηθείσα συμπίεσή του και έτσι να ανυψωθεί η πυκνότητά του και άρα και ο βαθμός υπερπληρώσεως του κινητήρα.



Σχήμα 1.7 Στρόβιλο-υπερπλήρωση

Εκτός των συστημάτων απλής στροβιλο-υπερπληρώσεως, υφίστανται και συστήματα σύνθετης στροβιλο-υπερπληρώσεως (compound), το χαρακτηριστικό των οποίων είναι η ύπαρξη κάποιας μηχανικής συνδέσεως και μεταφοράς ισχύος μεταξύ του στροβίλου και της στροφαλοφόρου άτρακτου. Αυτό το σύστημα χρησιμοποιείται καθώς υπάρχουν περιπτώσεις όπου είτε η ενέργεια των καυσαερίων, λόγω ενδεχόμενου

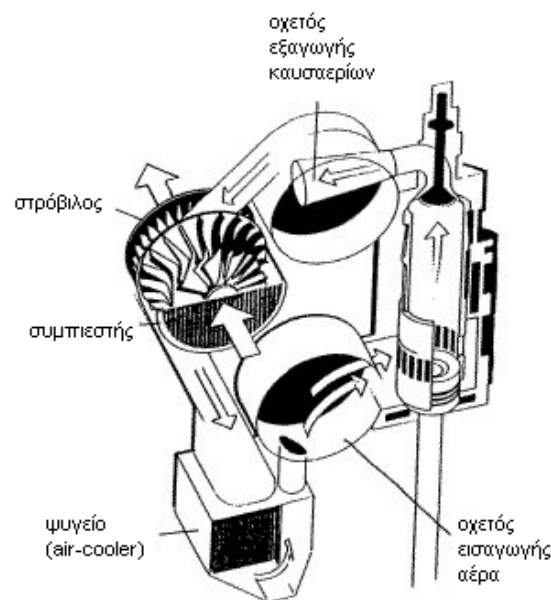
χαμηλού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή, δεν είναι αρκετή για την επίτευξη του επιθυμητού επιπέδου συμπίεσης, είτε υπάρχει απόθεμα ισχύος για μεταφορά στο κινητήρα.



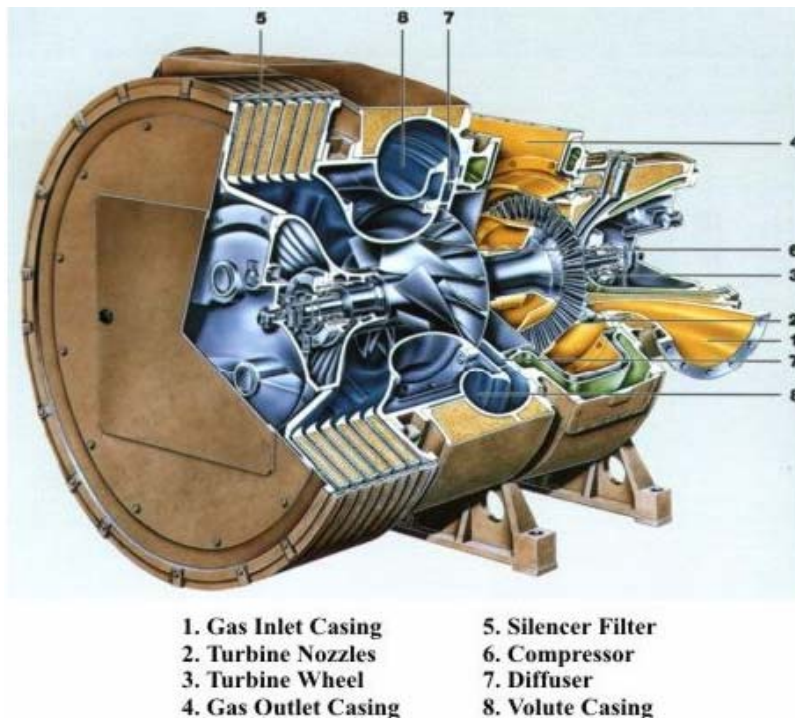
Σχήμα 1.8 Σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση

Η υπερπλήρωση εφαρμόζεται γενικώς πλέον σήμερα στους κινητήρες Diesel μέσω και μεγάλων διαστάσεων (όπου έχουμε βαθμούς υπερπληρώσεως μέχρι 200%), και σε σημαντικό ποσοστό σε κινητήρες μικρών διαστάσεων.

Ειδικά για τους μεγάλων διαστάσεων, βραδύστροφους, δίχρονους κινητήρες Diesel η υπερπλήρωση εισήχθη τη δεκαετία του 1950 και σήμερα δε νοείται ύπαρξη τέτοιου κινητήρα με «φυσική αναπνοή». Στο σχήμα 1.9 παριστάνεται σχηματικά η λειτουργία ενός τυπικού στροβιλο-υπερπληρωτή κινητήρα της ανωτέρω κατηγορίας, ενώ στο 1.10 παρουσιάζονται τα επιμέρους στοιχεία ενός στροβιλο-υπερπληρωτή.



Σχήμα 1.9 Λειτουργία στροβιλο-υπερπληρωτή βραδύστροφου δίχρονου κινητήρα



Σχήμα 1.10 Μέρη ενός τυπικού στροβιλο-υπερπληρωτή βραδύστροφου δίχρονου κινητήρα

1.3 Οι δίχρονοι κινητήρες Diesel στην ηλεκτροπαραγωγή

1.3.1. Ο ρόλος των δίχρονων κινητήρων Diesel στην ηλεκτροπαραγωγή

Ενώ οι μεσόστροφες τετράχρονες μηχανές Diesel και οι αεριοστροβίλοι έχουν αναγνωρισμένο ρόλο στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, οι μεγάλες δίχρονες αργόστροφες Diesel ξεχάστηκαν σχεδόν για τις εφαρμογές ηλεκτροπαραγωγής στη δεκαετία του 1960, κυρίως επειδή το πετρέλαιο ήταν άφθονο και με τιμές πολύ χαμηλές. Η απόδοση δεν ήταν επομένως μια τόσο σημαντική παράμετρος. Οι πετρελαϊκές κρίσεις της δεκαετίας του 1970 άλλαξαν εντελώς αυτή την κατάσταση και από τότε έχει εμφανιστεί παγκοσμίως ένα αυξανόμενο ενδιαφέρον για εγκατάσταση δίχρονων βραδύστροφων κινητήρων Diesel σε εφαρμογές ηλεκτροπαραγωγής.

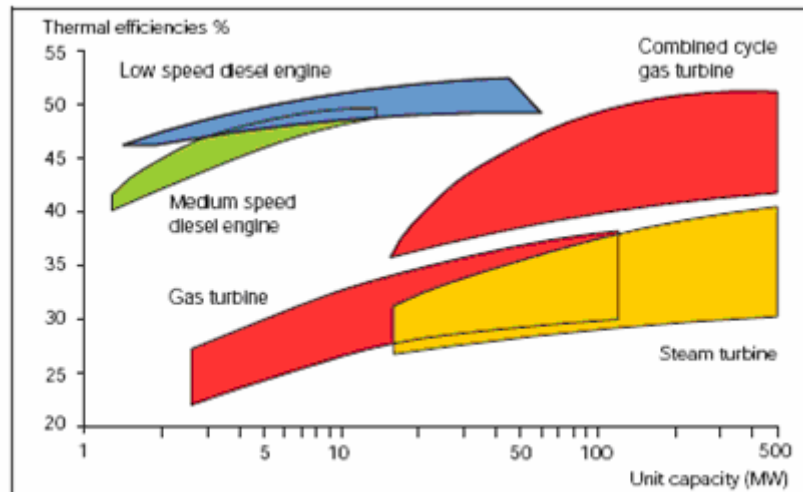
Οι δίχρονοι βραδύστροφοι κινητήρες Diesel χρησιμοποιούνται κυρίως στις εφαρμογές όπου η δυνατότητα κατανάλωσης του φτηνότερου και του ποιοτικά χειρότερου καύσιμου και η υψηλή απόδοση αποτελούν προτεραιότητες. Τέτοιες μηχανές επομένως επιλέγονται συχνά για εγκατάσταση σε νησιά, σε απομονωμένες εγκαταστάσεις και IPP (Independent Power Producer) εγκαταστάσεις (εγκαταστάσεις ανεξάρτητων παραγωγών ενέργειας).

Οι βραδύστροφοι κινητήρες Diesel χρησιμοποιούνται ειδικά στο εύρος ισχύος 10-50 MW ανά μονάδα με εύρος ταχύτητας περιστροφής 100-150 RPM και εύρος θερμοκτικού βαθμού απόδοσης 48-52%. Αυτές οι μηχανές είναι διαθέσιμες σήμερα και ως μηχανές καύσεως υγρών καυσίμων αλλά και ως διπλού καυσίμου (που καίνε υγρά και αέρια καύσιμα σε οποιαδήποτε αναλογία).

Στη συνέχεια παρατίθενται και επεξηγούνται τα βασικά πλεονεκτήματα των δίχρονων βραδύστροφων κινητήρων Diesel, όσον αφορά τη χρήση τους σε σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας:

- **Βαθμός απόδοσης**

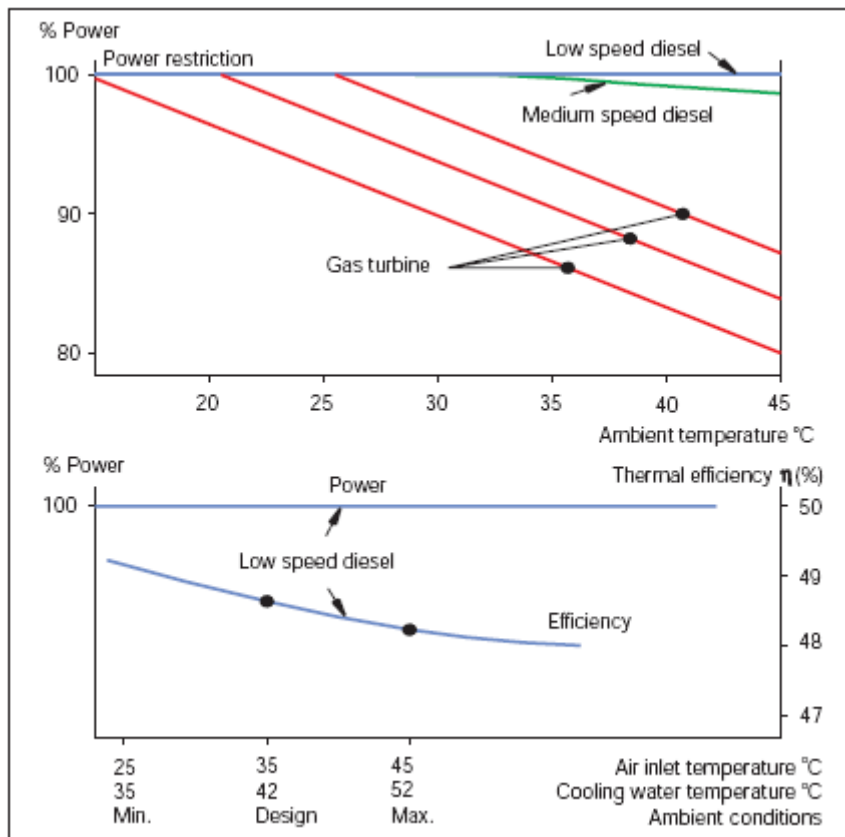
Οι δίχρονες μηχανές Diesel πλεονεκτούν στην εκμετάλλευση του καυσίμου συγκρινόμενες με μεσόστροφες μηχανές Diesel, ατμοστρόβιλους και αεριοστρόβιλους απλού ή συνδυασμένου κύκλου, όπως προκύπτει και από το ακόλουθο διάγραμμα(σχ. 1.11).



Σχήμα 1.11 : Μια σύγκριση θερμικών βαθμών απόδοσης τυπικών μονάδων βασισμένη στο ISO 3046/1986

- **Επίδραση περιβαλλοντικών συνθηκών στη λειτουργία των βραδύστροφων κινητήρων Diesel**

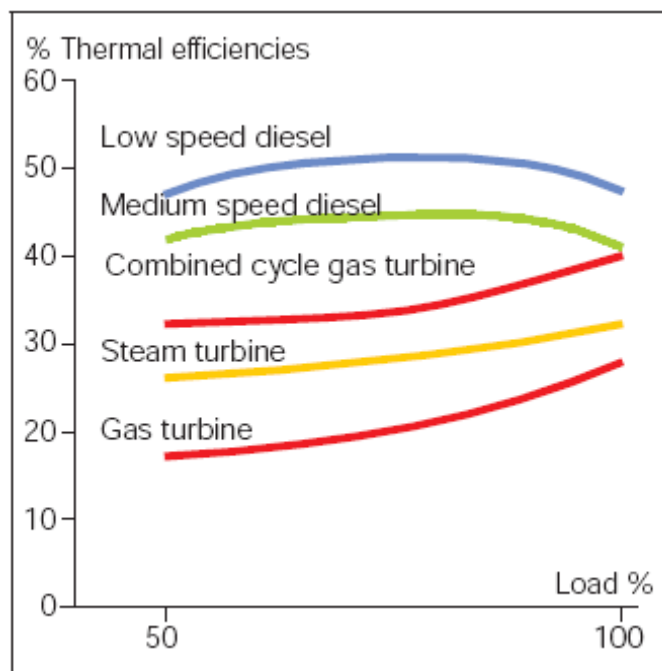
Είναι πάγια τακτική οι βραδύστροφοι κινητήρες Diesel ηλεκτροπαραγωγής να αντιστοιχίζονται στις στατιστικώς μέσες περιβαλλοντικές συνθήκες που επικρατούν στον τόπο εγκατάστασης με μια ανοχή στις τυπικές μεταβολές των περιβαλλοντικών συνθηκών κατά τη διάρκεια του έτους. Σε αυτό το πλαίσιο, η διαδικασία της καύσης διατηρείται σε ένα επίπεδο τέτοιο, ώστε η ζητούμενη ηλεκτροπαραγωγή να μπορεί να λάβει χώρα σε οποιοσδήποτε σχετικές συνθήκες περιβάλλοντος χωρίς υπέρβαση της αποδεκτής θερμικής φόρτισης στο εσωτερικό του κινητήρα. Η θερμική φόρτιση του κινητήρα μπορεί να ποικίλει ανάλογα με τις περιβαλλοντικές συνθήκες της περιοχής. Αυτή η διαδικασία αντιστοίχισης εξασφαλίζει ότι η ονομαστική ισχύς των εγκαταστάσεων θα παράγεται πάντα, οποιοσδήποτε και αν είναι οι πραγματικές περιβαλλοντικές συνθήκες της περιοχής. Κάτι τέτοιο όμως δεν ισχύει για άλλου τύπου μονάδες ηλεκτροπαραγωγής όπως οι αεριοστρόβιλοι όπως φαίνεται και στο ακόλουθο σχήμα(1.12).



Σχήμα 1.12: Επίδραση των περιβαλλοντικών συνθηκών στην ισχύ και στην αποδοτικότητα διαφόρων τύπων μονάδων ηλεκτροπαραγωγής.

- **Ευελιξία φορτίων**

Για να υπάρξει μέριμνα για τη μεταβολή φορτίου στις εγκαταστάσεις, για παράδειγμα μέχρι 300 MW, είναι αρκετά σύνηθες να εγκαθίστανται διαφορετικές ισοδύναμες μονάδες. Η διακύμανση φορτίου που απαιτείται ρυθμίζεται με τη διαδοχική έναρξη και παύση των μονάδων αυτών. Αυτή η διαμόρφωση και αρχή λειτουργίας είναι βασισμένη στην κλασσική χρήση των αεριοστροβίλων, λόγω της μειωμένης απόδοσης τους στα μερικά φορτία. Όπως φαίνεται στο σχήμα 1.13, ο βαθμός απόδοσης των κινητήρων Diesel, και ειδικά των δίχρονων αργόστροφων Diesel, μεταβάλλεται λίγο ($\pm 3\%$) με τη μεταβολή του φορτίου. Επιπλέον, η λειτουργία χαμηλών φορτίων είναι δυνατή έως και στο 20% της μέγιστης συνεχούς ισχύος (MCR) και οι μηχανές είναι σε θέση να λειτουργήσουν σε 10% υπερφόρτωση για μια ώρα κάθε 12 διαδοχικές ώρες. Είναι επομένως πλήρως εφικτό να εγκαθίστανται όσο το δυνατό μεγαλύτερες μονάδες δίχρονων αργόστροφων diesel, δηλαδή όσο το δυνατό λιγότερες μονάδες για ένα δεδομένο μέγεθος εγκαταστάσεων, ώστε με αυτόν τον τρόπο να επιτυγχάνεται μείωση του χρόνου οικοδόμησης της εγκατάστασης, περιορισμός της έκτασης που απαιτείται, καθώς επίσης και μείωση του κόστους κτίσεως, του λειτουργικού κόστους και του φορτίου συντήρησης, εξασφαλίζοντας στο μεταξύ υψηλή απόδοση και αξιοπιστία, ανεξάρτητα από το πρόγραμμα λειτουργίας των εγκαταστάσεων.



Σχήμα 1.13: Βαθμός απόδοσης διαφόρων τύπων μονάδων στα μερικά φορτία

Με βάση τα παραπάνω συμπεραίνεται ότι οι βραδύστροφοι κινητήρες Diesel διαθέτουν σήμερα έναν καλά καθιερωμένο ρόλο στην παγκόσμια αγορά των σταθμών παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, και προβλέπεται ότι η δημοτικότητά τους θα αυξηθεί στο μέλλον, ως αποτέλεσμα των ακόλουθων παραγόντων: της επιδείνωσης της ποιότητας των καυσίμων, τους περιορισμούς στη χρήση των καυσίμων και τα αυξανόμενα κόστη τους καθώς και την αυξανόμενη διάδοση της χρήσης του φυσικού αερίου. Κατά συνέπεια, οι βραδύστροφοι κινητήρες Diesel συμβάλλουν αποδοτικά και στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, ειδικά στις περιοχές εκείνες όπου η ηλεκτροπαραγωγή βασίζεται σε πόρους υγρών καυσίμων.

1.3.2 Οι εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. στην εγχώρια ηλεκτροπαραγωγή

Όσον αφορά την εγχώρια ηλεκτροπαραγωγή, οι εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. χρησιμοποιούνται για την ηλεκτροδότηση ελληνικών νησιών των οποίων η σύνδεση με το υπόλοιπο εθνικό δίκτυο ηλεκτροδότησης δεν καθίσταται τουλάχιστον προς το παρόν δυνατή. Σε πολλές περιπτώσεις όμως η σύνδεση αυτή έχει επιτευχθεί με υποθαλάσσια καλώδια μεταφοράς υψηλής και μέσης τάσης και ο στόχος της Δ.Ε.Η. για τα περισσότερα νησιά είναι να ενταχθούν, με αυτόν τον τρόπο, στο εθνικό δίκτυο διανομής ηλεκτρικού ρεύματος μέσα στην επόμενη δεκαετία.

Οι σταθμοί ηλεκτροπαραγωγής με μηχανές εσωτερικής καύσης δεν χρησιμοποιούνται ως μονάδες βάσης στην ηπειρωτική Ελλάδα όπου τον ρόλο αυτό επωμίζονται κατά κυρίως οι ατμοηλεκτρικοί σταθμοί, αλλά και δευτερευόντως οι υδροηλεκτρικοί σταθμοί. Οι ατμοηλεκτρικοί σταθμοί χρησιμοποιούνται ευρέως στη χώρα μας, καθώς τα πλούσια κοιτάσματα λιγνίτη προσφέρουν φθινό καύσιμο μειώνοντας αισθητά το λειτουργικό κόστος, επιβαρύνοντας όμως ιδιαίτερα το περιβάλλον με τις αυξημένες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2). Η χρήση του λιγνίτη δεν είναι δυνατή σε εμβολοφόρους κινητήρες εσωτερικής καύσης, σε αντίθεση με τους ατμοπαραγωγούς εξωτερικής καύσης, οι οποίοι χρησιμοποιούν τη θερμογόνο ικανότητα των

λιθανθράκων για τη παραγωγή του ατμού που αποτελεί το εργαζόμενο μέσο των ατμοστροβίλων των εγκαταστάσεων αυτών. Επίσης, το μέγεθος της απαιτούμενης ισχύος είναι τόσο μεγάλο, που θα ήταν αδύνατο να καλυφθεί μέσω εμβολοφόρων μηχανών καθώς ο απαιτούμενος αριθμός τους θα ήταν πολύ μεγάλος. Αυτό δικαιολογείται από το γεγονός ότι που ο μεγαλύτερος εμβολοφόρος κινητήρας σήμερα στον κόσμο, ο Sulzer 14 RTA 96C αποδίδει ισχύ έως 80 MW, ενώ ένας τυπικός ατμοηλεκτρικός σταθμός στη περιοχή της Πτολεμαΐδας στη Δυτική Μακεδονία παράγει 250 MW.

Οι εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσεως καλύπτουν το μεγαλύτερο ποσοστό των αναγκών για ηλεκτρική ενέργεια των ελληνικών νησιών, πλην της Κρήτης, της Ρόδου και των νησιών του Ιονίου. Η επιλογή των κινητήρων εσωτερικής καύσης για τη κάλυψη του σημαντικότερου ποσοστού αυτών των αναγκών δεν είναι τυχαία. Οι κινητήρες αυτοί αποτελούν την οικονομικότερη και πιο αξιόπιστη λύση από άλλες επιλογές. Παρ' όλα αυτά κάποιες από τις εναλλακτικές (ανανεώσιμες) μορφές ενέργειας κερδίζουν όλο και περισσότερο έδαφος στα νησιά χωρίς όμως να δείχνουν, τουλάχιστον προς το παρόν, ότι μπορούν να αποτελέσουν τις βάσεις για ηλεκτροπαραγωγή ακόμα και μικρών σε πληθυσμιακό μέγεθος νησιών. Μια μικρή ενίσχυση δίνουν επίσης οι αεριοστροβίλοι με καύσιμο πετρέλαιο ντίζελ που χρησιμοποιούνται αποκλειστικά για αντιμετώπιση φορτίων αιχμής, λόγω του υψηλού κόστους χρήσης τους, καθώς οι συνθήκες λειτουργίας τους, αλλά και τα μεγέθη των στροβίλων αυτών διαφέρουν πολύ από αυτούς της ηπειρωτικής Ελλάδας.

Επιστρέφοντας στους κινητήρες εσωτερικής καύσεως που χρησιμοποιούνται στην εγχώρια ηλεκτροπαραγωγή, πρέπει να σημειωθεί πως σήμερα ηλεκτροδοτούνται μέσω αυτών τα νησιά του Αιγαίου Πελάγους καθώς και δύο νησιά του Ιονίου ενώ εκεί είναι σημαντική και η διείσδυση των Α.Π.Ε. διότι συμφέρει τόσο από οικονομική όσο και από περιβαλλοντική σκοπιά. Οι κινητήρες που χρησιμοποιούνται για παραγωγή ηλεκτρισμού στα νησιά της χώρας μας είναι τετράχρονοι και δίχρονοι, η επιλογή των οποίων δικαιολογήθηκε και αναλύθηκε πλήρως στην προηγούμενη ενότητα. Ένας από αυτούς τους δίχρονους κινητήρες είναι τύπου CEGIELSKI(SULZER) 9 RTAF 58 ο οποίος θα παρουσιασθεί αναλυτικότερα στη συνέχεια.

Το καύσιμο που χρησιμοποιείται είναι κυρίως το βαρύ πετρέλαιο(μαζούτ) (το 80% της συνολικής κατανάλωσης των κινητήρων), αλλά πολλοί κινητήρες τροφοδοτούνται με πετρέλαιο diesel (20%). Το μαζούτ προτιμάται ως καύσιμο, καθώς είναι κατά πολύ φθηνότερο του πετρελαίου ντίζελ, έχει σχεδόν τη μισή τιμή από το πετρέλαιο diesel, και παρά τη χαμηλότερη θερμογόνο ικανότητά του (κατώτερη θερμογόνο ικανότητα 9730 kg/kcal για το μαζούτ και 10100 kg/kcal για το πετρέλαιο diesel αντίστοιχα), η οικονομία που προσφέρει είναι πολύ μεγάλη. Βασικά μειονεκτήματα του μαζούτ είναι το υψηλό ιξώδες του (181 έως 360 cSt για το μαζούτ σε αντίθεση με 2 έως 4,5 cSt του diesel), καθώς και το χαμηλό σημείο πήξης του το οποίο απαγορεύει την παραμονή του εντός κινητήρα που βρίσκεται εκτός λειτουργίας για περισσότερο από μία ώρα. Σε αντίθεση με το πετρέλαιο diesel, υπάρχει κίνδυνος, με την πτώση της θερμοκρασίας εντός του κινητήρα, να επέλθει πήξη και το μαζούτ να μείνει μέσα στον κινητήρα, με αποτέλεσμα την μη ικανοποιητική λειτουργία του κατά την επανεκκίνηση ή και σε ορισμένες περιπτώσεις, τη μη λειτουργία του κινητήρα μέχρι να καθαριστεί πλήρως το πηγμένο μαζούτ.

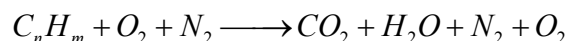
1.4 Σχηματισμός και εκπομπή ρύπων από τους κινητήρες Diesel με έμφαση στα οξείδια του αζώτου(NOx)

1.4.1 Μηχανισμός σχηματισμού ρύπων.

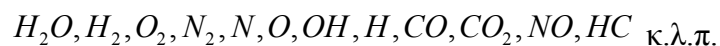
Το πρόβλημα της εκπομπής ρύπων άρχισε να γίνεται αισθητό κατά την δεκαετία του 1970 και κατέστη ιδιαίτερα σημαντικό στην δεκαετία του 1980. Κλασικό πρόβλημα, το οποίο απασχόλησε ιδιαίτερα την κοινή γνώμη ήδη από την δεκαετία του '60, ήταν το φωτοχημικό νέφος της πόλης του Los Angeles των ΗΠΑ λόγω της εκπομπής ρύπων κυρίως από τους κινητήρες Otto των αυτοκινήτων. Για την αντιμετώπιση του προβλήματος αυτού, το οποίο εμφανίστηκε και σε άλλες μεγαλουπόλεις, ξεκίνησαν να εφαρμόζονται διάφορες τεχνικές, οι οποίες είτε βασίσθηκαν στην βελτίωση του μηχανισμού της καύσεως είτε στην χρήση μέσων περιστολής, όπως π.χ. οι καταλύτες και οι παγίδες στερεών σωματιδίων.

Στο σημείο αυτό πρέπει να τονιστεί ότι σαφώς είναι πολύ προτιμότερο να λαμβάνονται μέτρα για την (μερική) αποφυγή σχηματισμού των ρυπογόνων ουσιών στην πηγή (μέθοδοι πρόληψης), παρά να λαμβάνονται μέτρα για την δέσμευση ή καταστροφή τους έξω από την πηγή με την χρήση «θεραπευτικών» μέσων (μέθοδοι περιστολής). Πέραν των ευρέως γνωστών μεθόδων περιστολής (καταλύτες, παγίδες αιθάλης, κ.λ.π.) σημαντικές προσπάθειες γίνονται προς την πρώτη κατεύθυνση, δηλαδή την εφαρμογή μεθόδων πρόληψης. Βεβαίως υφίστανται τέτοια μέτρα σήμερα, σχετικά με τη σχεδίαση του θαλάμου καύσεως και του συστήματος τροφοδοσίας που οδηγούν σε σημαντικό περιορισμό της εκπομπής ρύπων, αλλά όμως αυτό γίνεται κατά κανόνα σε βάρος της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και της συγκέντρωσης ισχύος του κινητήρα, καθόσον σχετικοί παράγοντες που το επηρεάζουν έχουν συνήθως αντίθετη δράση. Έτσι τίθεται ένα σοβαρό ζήτημα σχετικά με το ποιο κριτήριο θα επιλεγεί κατά την σχεδίαση ενός κινητήρα μεταξύ της βέλτιστης λειτουργικής συμπεριφοράς και της ελαχιστοποίησης των εκπεμπόμενων ρύπων ή της κατά περίπτωση βέλτιστης εξισορρόπησης τους, ανάλογα φυσικά με τις εκάστοτε απαιτήσεις.

Ο σχηματισμός των ρυπογόνων ουσιών οφείλεται στην χημική διάσταση των προϊόντων της καύσεως λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που αναπτύσσονται στον θάλαμο καύσεως, οι οποίες τοπικά φθάνουν ακόμη και τους 3000 K. Τα προϊόντα της καύσεως, με την παραδοχή ότι αυτή είναι τέλεια και δεν υφίσταται χημική διάσταση, δίνονται από το ακόλουθο γενικό σχήμα χημικής αντιδράσεως,



στην οποία παραλείπονται οι στοιχειομετρικοί συντελεστές και ως εκ τούτου έχει ποιοτική μόνον αξία. Όμως πρακτικά υφίσταται διάσταση των προϊόντων της τέλει καύσεως, με αποτέλεσμα την εμφάνιση των ακόλουθων ριζών και ενώσεων στα προϊόντα



καθώς και αρκετών άλλων όπως είναι αλδεΐδες, κετόνες, O_3 κ.λ.π..

1.4.2 Όρια για τις εκπομπές ρύπων

Ο καθορισμός ορίων για ρύπους από κινητήρες αποτελεί ένα περίπλοκο τεχνικό, κοινωνικό και πολιτικό θέμα. Στα πλαίσια του παρόντος κεφαλαίου δίνεται έμφαση

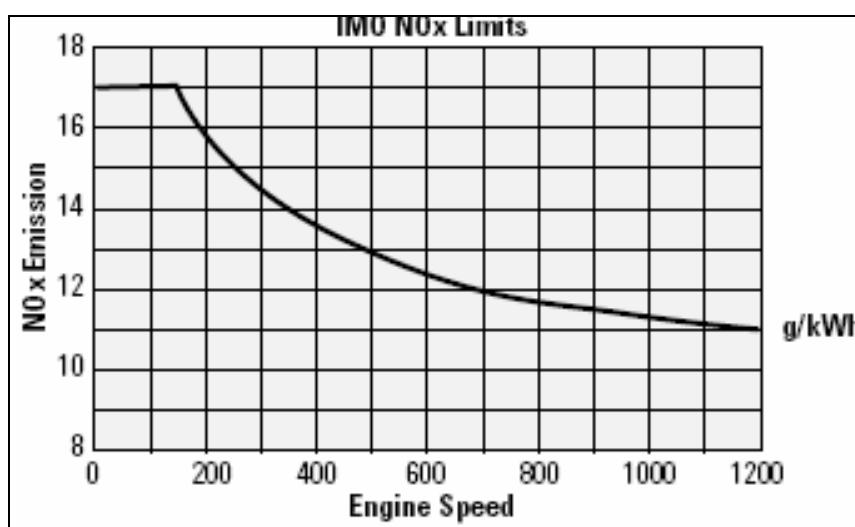
στους ρύπους που παράγονται από δίχροτους κινητήρες Diesel μεγάλων διαστάσεων καθώς η παρούσα μελέτη αφορά έναν κινητήρα τέτοιου τύπου.

Ρύποι από την λειτουργία ναυτικών κινητήρων, υποκατηγορία των οποίων αποτελούν οι μεγάλοι διαστάσεων, βραδύστροφοι, δίχρονοι κινητήρες Diesel μπορούν να θεωρηθούν:

- Οξείδια του αζώτου, NO_x (Αναπνευστικά, όξινη βροχή, αιθαλομίχλη, φαινόμενο θερμοκηπίου)
- Οξείδια θείου, SO_x (Όξινη βροχή, διάβρωση)
- CO_2 (Φαινόμενο Θερμοκηπίου)
- CO (Περιορισμένες εκπομπές σε Diesel)
- Σωματίδια, PM (Αναπνευστικά)
- Πτητικές Οργανικές Ενώσεις (Φωτοχημική ρύπανση) (VOC) (Πρό καύσεως)

Από τα παραπάνω μόνον τα NO_x και τα VOC υπόκεινται σε νομοθετικούς περιορισμούς (I.M.O.-International Maritime Organization) για τους ναυτικούς κινητήρες και κατά συνέπεια και για τους διαστάσεων, βραδύστροφους, δίχροτους κινητήρες Diesel που χρησιμοποιούνται στην ηλεκτροπαραγωγή, που ενδιαφέρουν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Ιδιαίτερη έμφαση δίδεται στα οξείδια του αζώτου(NO_x) καθώς αποτελούν αντικείμενο μελέτης σε επόμενο κεφάλαιο.

Στο σχήμα 1.15 φαίνεται το όριο εκπομπών οξειδίων του αζώτου το οποίο ισχύει από την 1-1-2000 για κινητήρες Diesel.



Σχήμα 1.15: Όρια I.M.O. ρύπων NO_x

Στη συνέχεια δίνονται αναλυτικά οι εξισώσεις που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των ορίων εκπομπών οξειδίων του αζώτου που αναφέρονται στο ανωτέρω σχήμα:

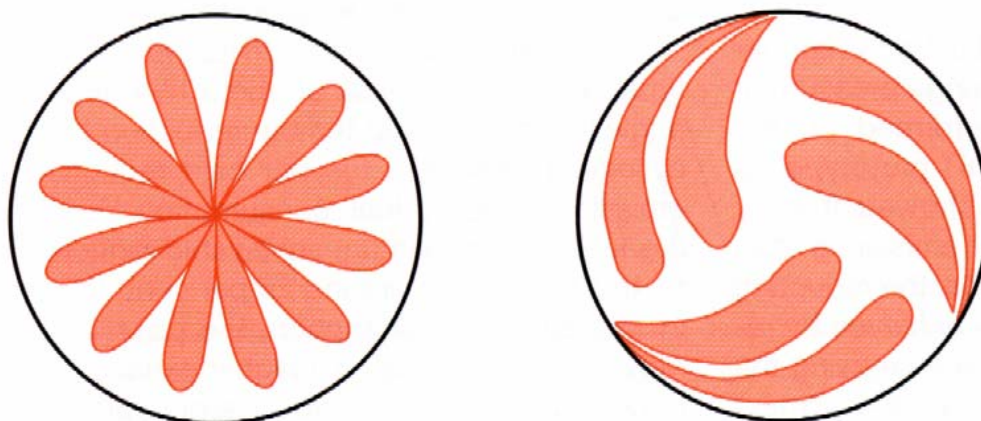
- Για $n \geq 2000$ rpm $K = 9.8$ g/kWh
- Για $130 \leq n < 2000$ $K = 45 * n^{(-0.2)}$ g/kWh
- Για $n < 130$ rpm $K = 17.0$ g/kWh

Η καμπύλη του σχήματος 1.15 αποτελεί αποτέλεσμα συμβιβασμού διότι επιτρέπει υψηλότερα όρια στις αργόστροφες δίχρονες μηχανές (17 g/kWh). Οι μεγάλες

δίχρονοι έχουν μεγαλύτερο βαθμό αποδόσεως και άρα μικρότερη ειδική κατανάλωση καυσίμου από τις τετράχρονες, αλλά έχουν μεγαλύτερες εκπομπές NOx λόγω της περίσσειας αέρα, της διαμόρφωσης μεγάλου διαμετρήματος δέσμης εγγεόμενου καυσίμου(σχήμα 1.16) που ευνοεί την δημιουργία ζωνών μεγαλύτερης θερμοκρασίας, και της μεγαλύτερης διάρκειας καύσεως(στους βραδύστροφους κινητήρες), που αναλύεται και παρακάτω.

Μεσόστροφες:
Εγχυτήρας στο κέντρο, όχι
εφαπτομενική κίνηση (swirl)

Βραδύστροφες:
Δύο ή τρεις εγχυτήρες,
Αυξημένη εφαπτομενική κίνηση
(swirl)



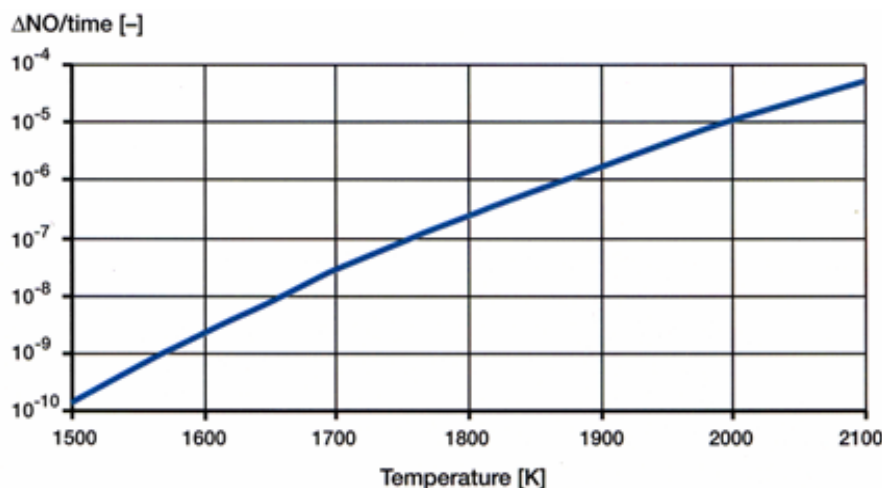
Σχήμα 1.16: Σχηματική απεικόνιση ψεκασμού σε μεσόστροφο(αριστερά) και βραδύστροφο(δεξιά) κινητήρα.

1.4.3 Μηχανισμός του σχηματισμού NOx στους κινητήρες Diesel.

Το άζωτο στον ατμοσφαιρικό αέρα είναι κανονικά ένα αδρανές αέριο. Στις θερμοκρασίες της καύσης αεριοποιημένου καυσίμου(περί τους 2000-2500 °K) κάποια ποσότητα αζώτου συνδυάζεται με το οξυγόνο διαμορφώνοντας τα οξειδία του αζώτου.

Συνήθως διαμορφώνεται κυρίως μονοξείδιο του αζώτου (NO). Κάποια ποσότητα από αυτό μετατρέπεται σε διοξείδιο του αζώτου(NO₂). Το μείγμα των οξειδίων του αζώτου που προκύπτει καλείται NOx.

Οι αντιδράσεις που περιλαμβάνουν οξειδία του αζώτου είναι πιο αργές στη εξέλιξη τους από τις αντιδράσεις της οξείδωσης των καυσίμων, έτσι ο σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου πραγματοποιείται κυρίως όταν η θερμοκρασία αυξηθεί σημαντικά στη διαδικασία καύσης. Ο ρυθμός της αντίδρασης εξαρτάται σημαντικά από τη θερμοκρασία όπως φαίνεται και στο σχήμα 1.17. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι μια αύξηση της θερμοκρασίας κατά 100°C, οδηγεί σε δεκαπλασιασμό των παραγόμενων NOx.

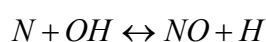


Σχήμα 1.17: Εξάρτηση του ρυθμού σχηματισμού NO από τη θερμοκρασία για καυσαέριο που περιέχει Οξυγόνο κατά 3%.

Ο σχηματισμός των NOx εξαρτάται κυρίως από τις θερμοκρασίες που αναπτύσσονται εντός του κυλίνδρου κατά τη διάρκεια της καύσης και από τη διαθέσιμη ποσότητα οξυγόνου.

Οι βραδύστροφες μηχανές παράγουν περισσότερο NOx από τις μεσόστροφες καθώς η διαδικασία της καύσης διαρκεί περισσότερο (στις βραδύστροφες), παρέχοντας έτσι περισσότερο χρόνο σχηματισμού στα NOx, καθώς και επειδή έχουν μεγαλύτερο λόγο ισοδυναμίας αέρα λα (δηλαδή μεγαλύτερη ποσότητα διαθέσιμου οξυγόνου).

Μετά από εντατική έρευνα έχει προκύψει ότι ο σχηματισμός του NO καθορίζεται κυρίως από το ακόλουθο σύστημα των τριών αντιδράσεων (για μείγματα καυσίμου-αέρα όχι πολύ μακριά από την στοιχειομετρική τιμή):



Το σύστημα των τριών αυτών αντιδράσεων αναφέρεται και ως μηχανισμός Zeldovich. Στην αρχική του μορφή περιελάμβανε μόνον τις δύο πρώτες εξισώσεις, ενώ στην συνέχεια, μετά την αναγνώριση της σπουδαιότητάς της, προστέθηκε και η τρίτη εξίσωση από τον Lavoie, οπότε ο μηχανισμός αναφέρεται και ως εκτεταμένος (extended) μηχανισμός Zeldovich.

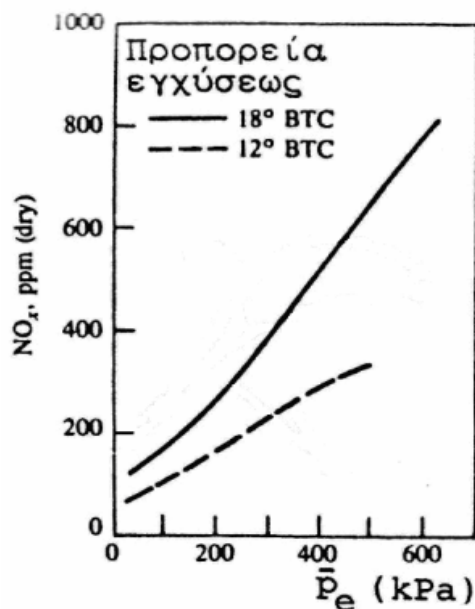
1.4.4 Επίδραση των κυρίων παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα στις εκπομπές NOx.

Στην παράγραφο αυτή εξετάζεται η επίδραση των κυρίων παραμέτρων λειτουργίας ενός κινητήρα στις εκπομπές NOx και συγκεκριμένα του φορτίου, της προπορείας έγχυσης του καυσίμου, καθώς και του κλάσματος του παραμένου καυσαερίου.

A) Επίδραση του Φορτίου

Επειδή η ρύθμιση του φορτίου στον κινητήρα Diesel είναι ποιοτική, όταν αναφερόμαστε στην επιρροή που έχει αυτό στο σχηματισμό των NOx, ουσιαστικά μελετάμε έμμεσα την επιρροή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου στο σχηματισμό των

NO_x. Με την αύξηση του φορτίου, παρατηρείται εν γένει αύξηση της συγκέντρωσης του NO στο καυσαέριο, λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας στη ζώνη αντίδρασης και λόγω της ύπαρξης αρκετών περιοχών με συγκέντρωση αέρα-καυσίμου γύρω από τη στοιχειομετρική τιμή, όπως φαίνεται και στο σχήμα 1.18. Όμως όταν οι εκπομπές NO_x εκφραστούν σε ανοιγμένη μορφή (δηλ g/kWh) τότε μπορεί να παρατηρηθεί αύξηση ή πολύ μικρή μείωση των τιμών με τη μείωση του φορτίου.



Σχήμα 1.18: Συγκέντρωση NO_x συναρτήσει του φορτίου για δύο προπορείες εγχύσεως

Β) Επίδραση της Προπορείας Εγχύσεως του Καυσίμου

Η επίδραση της προπορείας έγχυσης στη συγκέντρωση του NO, στην εξαγωγή των κινητήρων Diesel είναι σημαντική. Η μείωση της προπορείας έγχυσης συμβάλει στη μείωση του ποσοστού της προαναμειγμένης (ανεξέλεγκτης) καύσης, συμβάλλοντας στη μείωση των εκπομπών NO_x (σχήμα 1.18). Επιπλέον, λόγω της μείωσης της προπορείας έγχυσης, τα ήδη καμένα τμήματα εντός του θαλάμου καύσης συμπιέζονται λιγότερο, με αποτέλεσμα τη μείωση της θερμοκρασίας τους, που συμβάλει σε περαιτέρω μείωση των εκπομπών NO_x.

Γ) Επίδραση του Ποσοστού του Παραμένουτος Καυσαερίου

Τέλος, όσον αφορά στην επίδραση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου στο θάλαμο καύσης στη συγκέντρωση του NO, αναφέρεται ότι αύξησή του προκαλεί σημαντική μείωση του NO. Αυτό οφείλεται κύρια στη μείωση του επιπέδου των θερμοκρασιών εντός του θαλάμου καύσης λόγω της υψηλής ειδικής θερμοχωρητικότητας του εναπομείναντος ή επανακυκλοφορούντος καυσαερίου. Επιπλέον έχουμε μείωση και του διαθέσιμου O₂ με συνέπεια τον περιορισμό των εκπομπών NO_x. Για το λόγο αυτό υιοθετείται από πολλούς κατασκευαστές η τεχνική της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, η οποία δίνει γραμμική περίπου μείωση του NO με την αύξηση του ποσοστού του καυσαερίου ανακυκλοφορίας. Όμως η τεχνική αυτή εφαρμόζεται κύρια σε μικρού μεγέθους, ταχύστροφους, τετράχρονους κινητήρες Diesel.

1.4.5 Μείωση εκπομπών NOx

Οι τεχνολογίες μείωσης εκπομπών NOx από κινητήρες μπορούν να ταξινομηθούν γενικά σε: Πρωτογενείς μεθόδους (εντός του θαλάμου καύσης) και Δευτερογενείς μεθόδους (επεξεργασία καυσαερίων). Ωστόσο πρέπει και εδώ να σημειωθεί ότι η ανάλυση που ακολουθεί αφορά ειδικά τους μεγάλου μεγέθους κινητήρες Diesel.

α. Πρωτογενείς μέθοδοι

Με βάση τα όσα αναφέραμε ως τώρα, που αφορούν στο μηχανισμό σχηματισμού των NOx, διαφαίνεται ότι η μείωσή τους εντός του θαλάμου καύσης, μπορεί να επιτευχθεί μόνο μέσω των ακόλουθων μηχανισμών:

- Με μείωση της θερμοκρασίας στην περιοχή της καύσης.
- Με μείωση της ποσότητας του οξυγόνου που διατίθεται για την καύση.

Συνεπώς, για να πετύχουμε μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου εντός του θαλάμου καύσης, θα πρέπει να εξετάσουμε εκείνους του μηχανισμούς που μπορεί να οδηγήσουν σε μείωση των ανωτέρω δύο μεγθών, δηλαδή της θερμοκρασίας στη καιγόμενη ζώνη και της διαθέσιμης ποσότητας O₂.

Στην περίπτωση των κινητήρων Diesel μεγάλου μεγέθους, οι σχετικοί διαθέσιμοι μηχανισμοί για την επίτευξη των ανωτέρω, είναι πολλοί και η διερεύνηση όλων αφορά τους κατασκευαστές, μη αποτελώντας το βασικό στόχο της παρούσας ανάλυσης. Λαμβάνοντας υπόψη το σκοπό της παρούσας μελέτης, που είναι η εξέταση των διαθέσιμων τεχνολογιών για τη μείωση των εκπομπών NOx σε νέες αλλά και υφιστάμενες μονάδες, εξετάζονται οι τεχνολογίες οι οποίες προσφέρονται για το σκοπό αυτό. Με βάση τα διαθέσιμα δεδομένα οι κυριότερες τεχνολογίες μείωσης των NOx εντός του θαλάμου καύσης, είναι οι ακόλουθες:

1. Μείωση του χρονισμού έγχυσης (βραδυπορία έγχυσης).

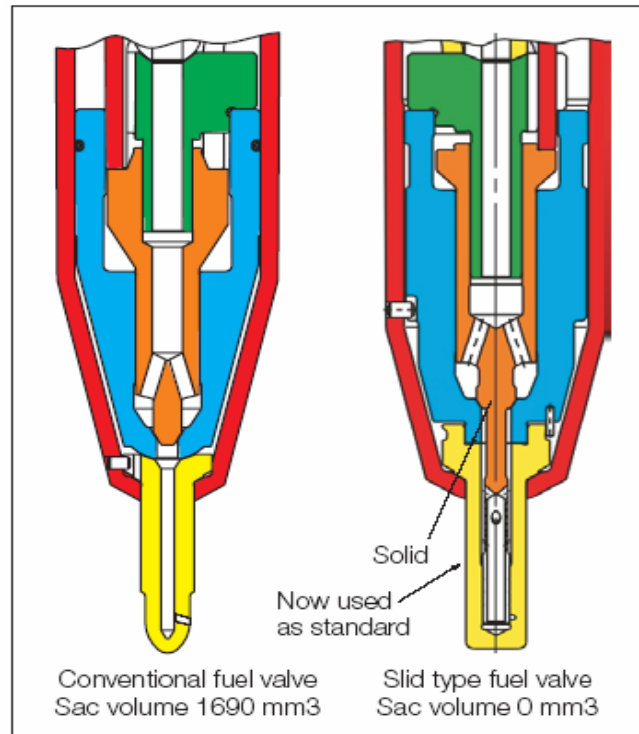
Βασικός σκοπός της τεχνικής αυτής είναι η μετατόπιση του μηχανισμού της καύσης προς το στάδιο της εκτόνωσης. Η μετατόπιση αυτή έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της θερμοκρασίας της καύσης, η οποία όμως έχει σημαντική επίδραση στο σχηματισμό των οξειδίων του αζώτου. Επιπλέον, επιτυγχάνεται ελάττωση της θερμοκρασίας στα τμήματα του μίγματος αέρα-καυσίμου που έχουν ήδη καεί, οδηγώντας σε περαιτέρω μείωση του σχηματισμού του NO. Η επίδραση του χρονισμού της έγχυσης είναι όμως εντονότερη σε μεγάλες τιμές χρονισμού έγχυσης, ενώ μειώνεται όσο ο χρονισμός της έγχυσης περιορίζεται προς τα δεξιά και ιδιαίτερα μετά το ANΣ.

Βασικό μειονέκτημα της τεχνικής αυτής είναι ότι συνήθως οδηγεί σε σημαντική αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, αλλά και των εκπομπών αιθάλης. Η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου οφείλεται κυρίως στη μετατόπιση του σημείου μέγιστης πίεσης καύσης, προς σημεία του κύκλου μετά το ANΣ του εμβόλου. Η μετατόπιση αυτή, έχει σαν αποτέλεσμα τη μείωση του πραγματικού βαθμού απόδοσης του κύκλου του κινητήρα. Βασικό πλεονέκτημα κατά την εφαρμογή της μεθόδου αυτής αποτελεί η απουσία κόστους εγκατάστασης.

2. Χρήση εξελιγμένων συστημάτων έγχυσης καυσίμου.

Η τεχνική αυτή απαιτεί την τροποποίηση του συστήματος έγχυσης, και αντίστοιχα ιδιαίτερα εκτεταμένη έρευνα. Για το λόγο αυτό τεχνικές αυτού του είδους εφαρμόζονται συνήθως από κατασκευαστές οι οποίοι διαθέτουν την ανάλογη τεχνογνωσία και εμπειρία. Στο σχήμα 1.19 δίνεται ένα παράδειγμα εφαρμογής της

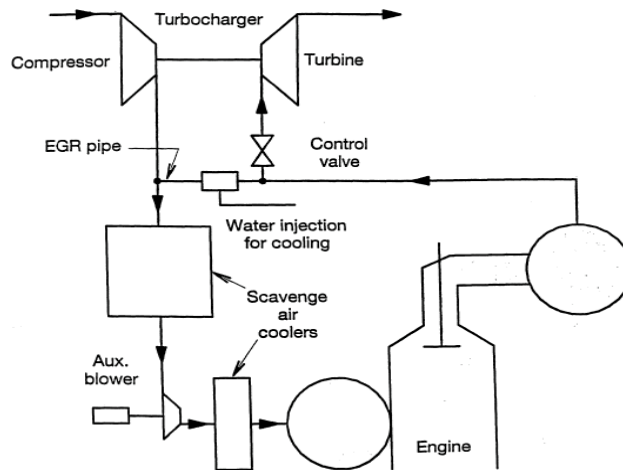
τεχνικής αυτής στην οποία γίνεται χρήση εξελιγμένου ακροφυσίου για την βελτιστοποίηση του μηχανισμού της έγχυσης καυσίμου. Με τη χρήση του εξελιγμένου εγχυτήρα του σχήματος 1.19 επιτυγχάνεται δραστικός περιορισμός του όγκου του ακροφυσίου του καυσίμου το οποίο έχει ευεργετικά αποτελέσματα στις εκπομπές NOx.



Σχήμα 1.19: Χρήση εξελιγμένης γεωμετρίας εγχυτήρα για τον περιορισμό των εκπομπών

3. Χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίου.

Ακόμη μια τεχνική είναι η ανακυκλοφορία καυσαερίων (EGR). Τα καυσαέρια έχουν μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα από τον αέρα πληρώσεως, άρα δεσμεύουν θερμότητα και ελαττώνουν την μέση θερμοκρασία καύσεως. Συγχρόνως περιέχουν λιγότερο οξυγόνο και ελαττώνουν την ταχύτητα καύσεως. Το EGR χρησιμοποιείται εδώ και πολλά χρόνια στους κινητήρες Otto, αλλά στους Diesel και μάλιστα σε αυτούς που χρησιμοποιούν βαρύ καύσιμο εμφανίζει πολλά προβλήματα. Για να μην επιβαρύνεται η ογκομετρική απόδοση του κινητήρα το καυσαέριο που ανακυκλοφορεί πρέπει να ψύχεται (όπως φαίνεται και στο σχήμα 1.20). Επίσης για την ελάττωση της ρύπανσης του συμπιεστή (αν ο βρόγχος ανακυκλοφορίας είναι χαμηλής πίεσεως – κατάντι στροβίλου, ανάντι συμπιεστή) και για ελάττωση φθορών του κινητήρα από τα σωματίδια, τα ανακυκλοφορούντα καυσαέρια πρέπει να καθαρίζονται μέσω φίλτρου. Στην περίπτωση βαρέος καυσίμου η επιβάρυνση του φίλτρου είναι πολύ μεγαλύτερη και δημιουργείται ανάγκη συχνής αντικατάστασης. Παράλληλα πρέπει να αντιμετωπιστεί το πρόβλημα ύπαρξης θείου στο καύσιμο, τα οξείδια του οποίου δημιουργούν σοβαρό πρόβλημα διάβρωσης από θειικό οξύ που παράγεται στα ψυχόμενα καυσαέρια του βρόγχου EGR. Επίσης ο υψηλός βαθμός απόδοσης των υπερπληρωτών στις βραδύστροφες μηχανές, πιθανόν να σημαίνει ότι δεν υπάρχει αρκετή διαφορά πίεσεως ώστε να υπερνικηθεί η αντίθλιψη του βρόγχου και να διατηρηθεί θετική παροχή EGR σε όλη την περιοχή λειτουργίας του κινητήρα.



Σχήμα 1.20: Σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) σε 2-*x* κινητήρα.

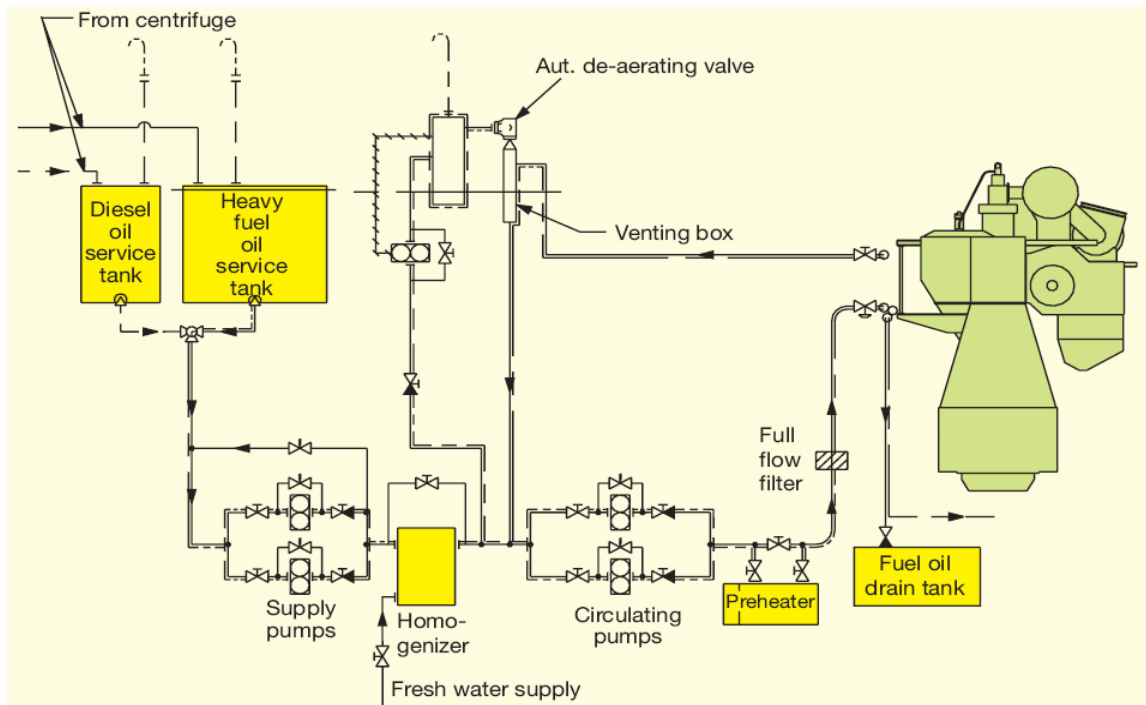
Ενδιαφέρουσα παραλλαγή της τεχνικής αυτής αποτελεί η ψευδο-ανακύκλωση (internal-EGR) που ουσιαστικά είναι ηθελημένη πλημμελής απόπλυση, που παρουσιάζει όμως προβλήματα θερμικής φορτίσεως και ελάττωσης ογκομετρικής απόδοσης του κινητήρα και βρίσκεται ακόμη σε πειραματικό στάδιο.

4. Έγχυση νερού στην αναρρόφηση του κινητήρα ή στο θάλαμο καύσης.

Η έγχυση νερού στην αναρρόφηση του κινητήρα ή στο θάλαμο καύσης αποτελούν τεχνικές που αποσκοπούν στην μείωση της μέσης θερμοκρασίας καύσης και άρα και στη μείωση των εκπομπών NO_x. Οι δύο μέθοδοι αυτές εγκυμονούν κινδύνους για τα δομικά στοιχεία του κινητήρα, λόγω των σταγονιδίων του νερού που μπορούν να προκαλέσουν διάβρωσή τους. Επιπλέον, πρέπει να σημειωθεί ότι η τεχνική έγχυσης νερού στην αναρρόφηση του κινητήρα είναι αρκετά αποδοτική και απλή στην εφαρμογή της σε αντίθεση με τη μέθοδο της έγχυσης νερού στο θάλαμο καύσης η οποία απαιτεί τροποποιήσεις στον κινητήρα και έχει σχετικά υψηλό κόστος.

5. Χρήση γαλακτώματος νερού και καυσίμου.

Με τον όρο υδατικό γαλάκτωμα, εννοούμε ουσιαστικά το μίγμα καυσίμου με νερό, το οποίο όμως μακροσκοπικά φαίνεται ομογενές. Η ιδιαιτερότητά του είναι ότι τα συστατικά του δεν είναι αναμίξιμα σε μοριακό επίπεδο, όπως για παράδειγμα είναι τα συστατικά ενός καυσίμου του εμπορίου, που αποτελείται από μια σειρά διαφορετικών καυσίμων. Η ιδιαιτερότητα αυτή παρουσιάζει ιδιαίτερη σπουδαιότητα στην εξέλιξη και τη μορφή της καύσης ενός τέτοιου μίγματος. Το μίγμα αποτελείται κατά κανόνα από νερό συγκέντρωσης μεταξύ 5-40% κατά βάρος και καύσιμο diesel. Στο σχήμα 1.21, απεικονίζεται μια διάταξη συστήματος γαλακτώματος νερού-καυσίμου για μεγάλου μεγέθους κινητήρα Diesel. Στα συστήματα αυτά, η ορθή ανάμειξη του καυσίμου με το νερό για την παρασκευή του γαλακτώματος, είναι ιδιαίτερα σημαντική και απαιτεί αρκετές διατάξεις.



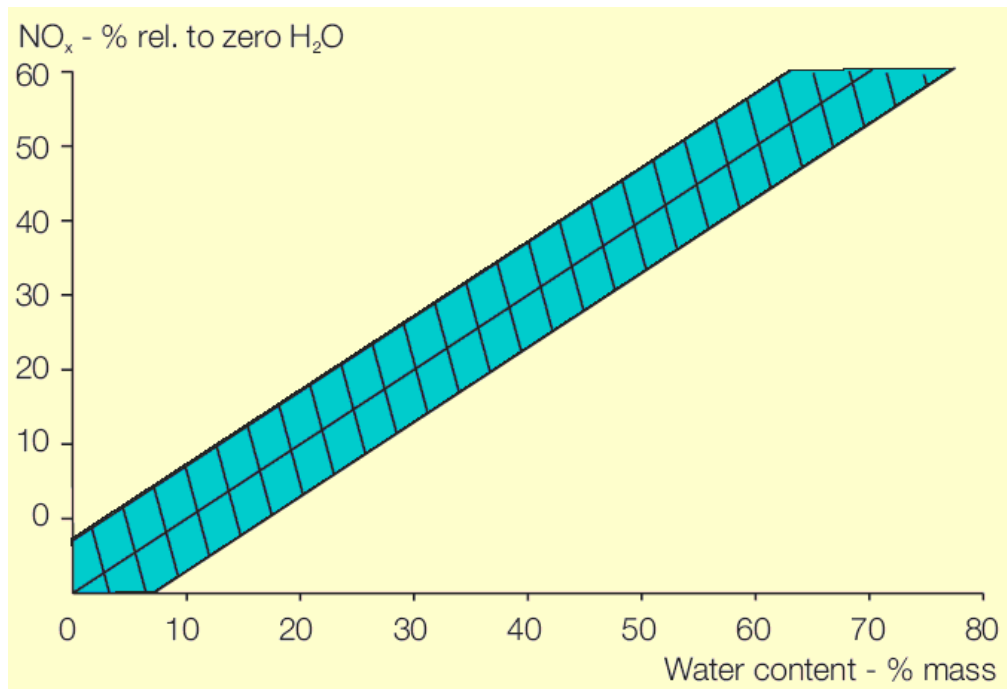
Σχήμα 1.21: Διάταξη Συστήματος Γαλακτοποίησης Νερού/Καυσίμου.

Η μείωση των εκπομπών NOx με τη χρήση γαλακτώματος καυσίμου-νερού, οφείλεται κυρίως στην αυξημένη ειδική θερμοχωρητικότητα, που παρουσιάζει το υδατικό γαλάκτωμα σε σχέση με αυτήν του κοινού καυσίμου Ντίζελ, λόγω της προσθήκης νερού σε αυτό. Το γεγονός αυτό, προκαλεί μείωση της θερμοκρασίας καύσης, αφού το μίγμα του θαλάμου καύσης χρειάζεται μεγαλύτερο ποσό θερμότητας, για να αυξήσει κατά το ίδιο ποσό τη θερμοκρασία του. Εφόσον το μέγεθος της θερμοκρασίας καύσης επηρεάζει άμεσα τις εκπομπές NOx από τον κινητήρα, είναι προφανές ότι οι τελευταίες μειώνονται με τη χρήση γαλακτώματος.

Όμως πέραν αυτού η παρουσία του νερού επιδρά στο ρυθμό της ατμοποίησης του καυσίμου που με τη σειρά του αυξάνει τον διασκορπισμό του καυσίμου και τον ρυθμό ανάμειξης αυτού με τον αέρα, οδηγώντας σε μείωση των τοπικών θερμοκρασιών λόγω του πιο ομοιόμορφου χαρακτήρα της καύσης. Αυτό οδηγεί σε περαιτέρω μείωση των εκπομπών NOx.

Η επίδραση της χρήσης του γαλακτώματος, είναι περισσότερο ισχυρή συγκρινόμενη με αυτή της χρήσης έγχυσης νερού, το οποίο προσάγεται από την αναρρόφηση του κινητήρα, διότι το νερό έρχεται σε άμεση επαφή με το καύσιμο. Για το λόγο αυτό, στατιστικά απαιτείται περίπου μισή ποσότητα νερού με τη μορφή γαλακτώματος, σε σχέση με αυτή που απαιτείται με τη μέθοδο της έγχυσης στην αναρρόφηση για την επίτευξη της ανάλογης μείωσης των εκπομπών NOx.

Η αποτελεσματικότητα της μεθόδου παρουσιάζεται ενδεικτικά στο σχήμα 1.22, στο οποίο παριστάνονται γραφικά τα αποτελέσματα από την εφαρμογή της τεχνικής σε κινητήρες Diesel ναυτικής τεχνολογίας. Συγκεκριμένα, μπορούμε να θεωρήσουμε με σχετικά καλή ακρίβεια ότι έχουμε ποσοστιαία μείωση των εκπομπών NOx κατά 1% για κάθε μια μονάδα (1% w/w) ποσοστού νερού στο καύσιμο.



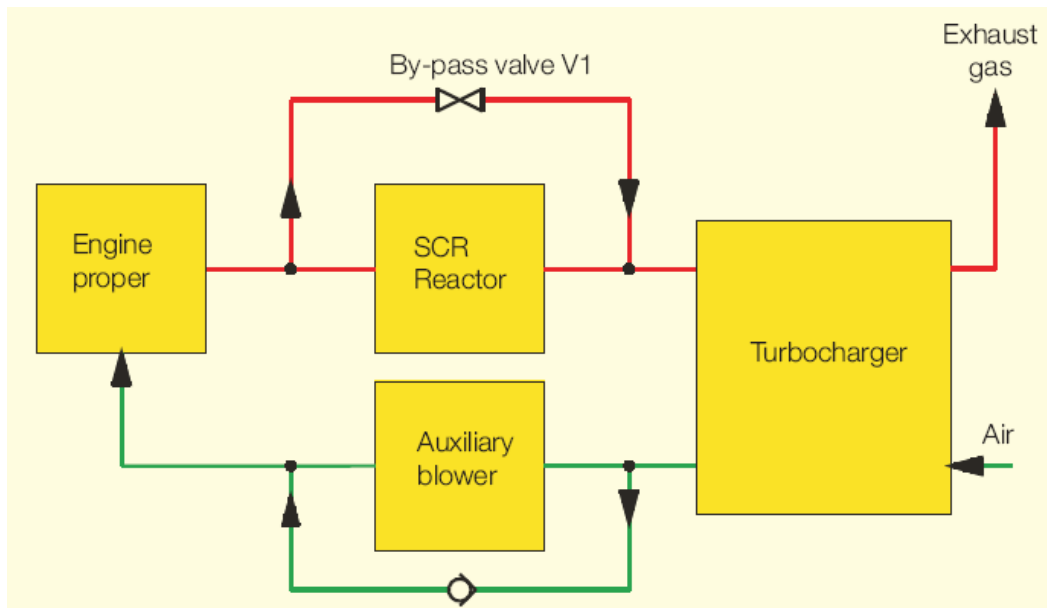
Σχήμα 12: Διαθέσιμα στοιχεία ποσοστιαίας μείωσης NOx σε ναυτικούς κινητήρες Diesel

Τέλος, είναι προφανές ότι η ελάττωση NOx με τις παραπάνω μεθόδους (πρωτογενείς) επιφέρει αλλαγές στις επιδόσεις του κινητήρα, οπότε πρέπει να γίνει σχετική βελτιστοποίηση.

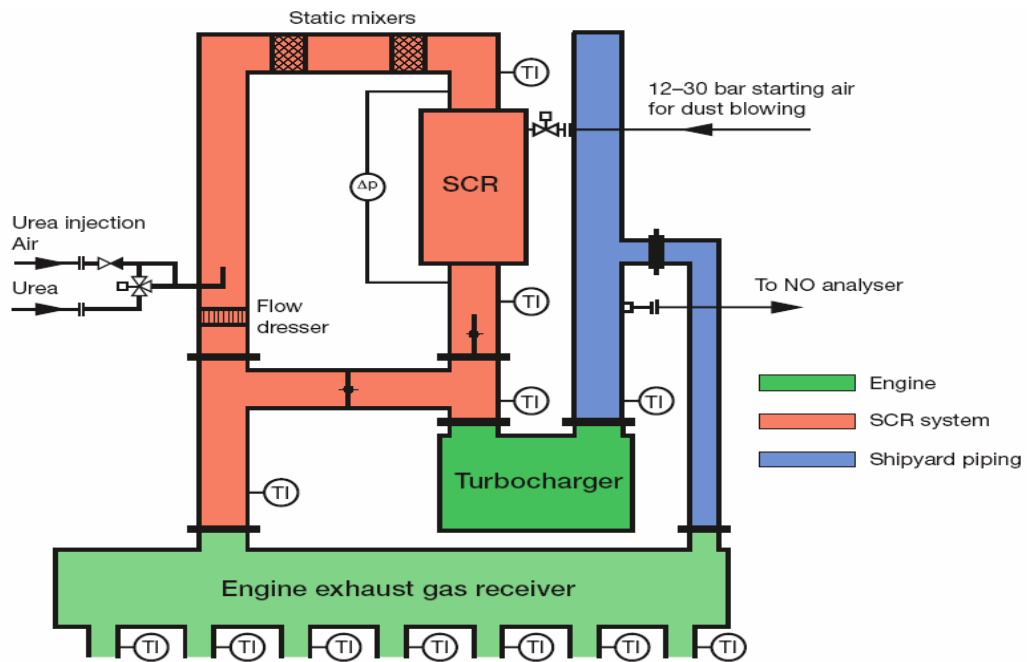
β. Δευτερογενείς μέθοδοι

Οι θερμικοί σταθμοί παραγωγής ρεύματος με μεγάλους κινητήρες εσωτερικής καύσεως, χρησιμοποιούν για αρκετά χρόνια μονάδες καταλυτικής αναγωγής των καυσαερίων για μείωση των NOx (SCR-Selective Catalytic Reduction), ενώ τέτοιες μονάδες έχουν εγκατασταθεί και σε πλοία. Τα συστήματα SCR έχουν ιδιαίτερα μεγάλους βαθμούς μετατροπής του NO των καυσαερίων, που προσεγγίζουν έως και την τιμή 95%. Τονίζεται ότι βάσει διαθέσιμων δεδομένων η χρήση της τεχνικής αυτής έχει νόημα μόνο εφόσον επιθυμούμε ποσοστά μείωσης NOx άνω του 50%.

Στα σχήματα 1.23 και 1.24 δίνεται σχηματικά η διάταξη του συστήματος και ο τρόπος προσαρμογής του σε μεγάλο μεγέθους κινητήρες Diesel.

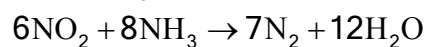
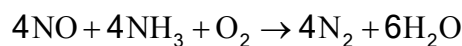


Σχήμα 1.23 :Σχηματική διάταξη συστήματος SCR



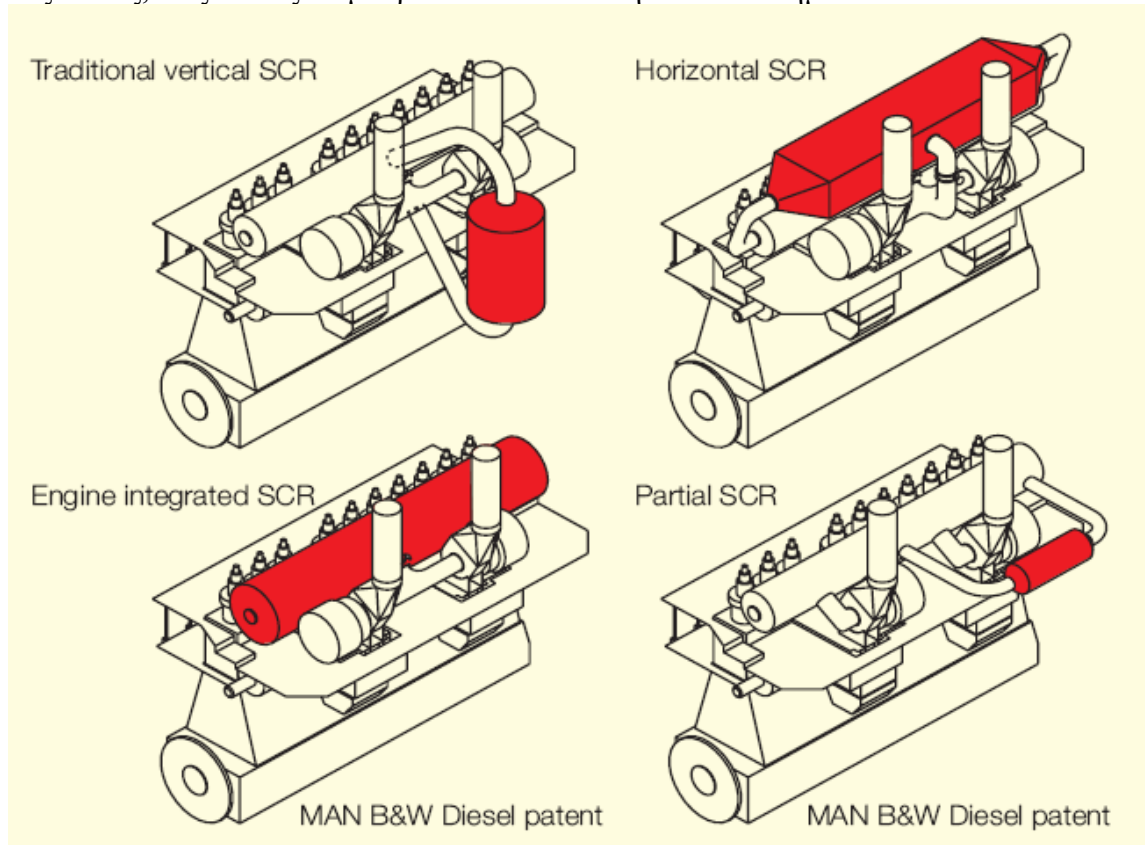
Σχήμα 1.24: Διάταξη συστήματος SCR με απεικόνιση της έγχυσης του μέσου περιορισμού (Ουρία).

Με βάση τη μέθοδο αυτή, γίνεται ανάμιξη των καυσαερίων του κινητήρα συνήθως με υδατικό διάλυμα αμμωνίας ή ουρίας, το οποίο ατμοποιείται και σχηματίζει ομοιογενές μίγμα με τα καυσαέρια. Το μίγμα αυτό ρέει μέσα από στρώματα καταλύτη, ώστε να γίνουν οι αντιδράσεις απονίτρωσης του καυσαερίου, που είναι οι εξής:



Για να πραγματοποιηθεί η καταλυτική αντίδραση απονίτρωσης και να έχει ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης, πρέπει το μίγμα των καυσαερίων και του υδατικού διαλύματος αμμωνίας να έχει θερμοκρασία μεταξύ 300 και 400 °C, ήτοι μεγαλύτερη των 300 °C. Αν η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι μεγαλύτερη από τις παραπάνω τιμές, έχουμε καύση της αμμωνίας, ενώ αν είναι μικρότερη έχουμε πολύ μικρή

ταχύτητα αντίδρασης και συνεπώς πολύ μικρή απόδοση του συστήματος. Λόγω του γεγονότος αυτού, εξετάζεται η δυνατότητα διάταξης του συστήματος πριν τον στρόβιλο ή μετά από αυτόν ανάλογα με τα χαρακτηριστικά της μονάδας. Η πρώτη περίπτωση εφαρμόζεται κύρια σε δίχρονους κινητήρες λόγω της σχετικά χαμηλής θερμοκρασίας καυσαερίου κατά τη διαδικασία της απόπλυσης (μεγάλος λόγος αέρα). Στην περίπτωση αυτή, θα πρέπει να ληφθεί υπόψη η ελαφρά αυξημένη αντίθλιψη στο σύστημα της εξαγωγής και η επίδραση που αυτή μπορεί να έχει στην πίεση σάρωσης του κινητήρα. Σε αρκετές τέτοιες διατάξεις υπάρχει συνήθως ανάγκη πρόβλεψης για την παράκαμψη του συστήματος στην περίπτωση όπου η θερμοκρασία μειωθεί σημαντικά π.χ. χαμηλά φορτία. Στο σχήμα 1.25 παρουσιάζονται μερικές από τις πιθανές θέσεις, στις οποίες θα μπορούσε να τοποθετηθεί το σύστημα SCR.



Σχήμα 1.25: Τρόποι τοποθέτησης συστήματος SCR σε μονάδες Diesel

Πέραν της παραπάνω μεθόδου, έχει εμφανιστεί και μία πρόσφατη πειραματική μέθοδος που στηρίζεται στην αποδόμηση του NOx στα καυσαέρια μέσω ιονισμού, χρησιμοποιώντας τεχνολογία δημιουργίας ψυχρού πλάσματος σε πορώδη καταλυτική διάταξη στο ρεύμα καυσαερίων. Ωστόσο στις μεγάλες μηχανές η παρουσία θείου στο καύσιμο και φωσφόρου στα αλκαλικά λιπαντικά, συμβάλλουν στην σταδιακή χημική απενεργοποίηση (poisoning) ορισμένων καταλυτικών διατάξεων.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο

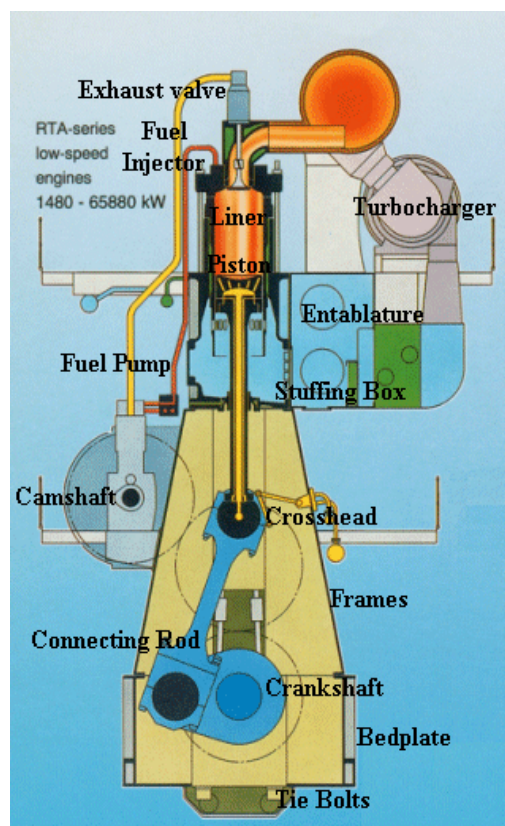
ΤΕΧΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ 9RTAF58

2.1 Οι κινητήρες RTA

Το αντικείμενο του παρόντος κεφαλαίου είναι η τεχνική περιγραφή του κινητήρα 9RTAF58 της σειράς RTA, καθώς ο κινητήρας αυτός χρησιμοποιήθηκε για την παρούσα μελέτη.

2.1.1 Εισαγωγή

Η σειρά κινητήρων RTA της εταιρίας SULZER εμφανίστηκε στις αρχές της δεκαετίας του 1980 και γνώρισε μεγάλη αποδοχή πρωτίστως στη ναυτιλία, αλλά και στην ηλεκτροπαραγωγή. Οι κινητήρες RTA κατασκευάζονται, αναπτύσσονται και εξελίσσονται μέχρι σήμερα εφοδιαζόμενοι με την τελευταία λέξη της τεχνολογίας για τους αργόστροφους δίχρονους κινητήρες, τα ψηφιακά ελεγχόμενα συστήματα τροφοδοσίας τύπου Common-Rail και τον ψηφιακά ελεγχόμενο μεταβλητό χρονισμό για τις βαλβίδες εξαγωγής.



Σχήμα 2.1 Μηχανή τύπου RTA και τα βασικά της στοιχεία

Ωστόσο η ανάλυση που ακολουθεί αφορά τα βασικά χαρακτηριστικά της σειράς RTA υπό τη μορφή που είχε κατά τη δεκαετία του 1980 καθώς σε αυτή τη «γενιά» κινητήρων ανήκει ο κινητήρας, της λειτουργίας του οποίου η προσομοίωση

ακολουθεί σε επόμενο κεφάλαιο. Ο πίνακας που ακολουθεί δείχνει τους τύπους κινητήρων της σειράς αυτής συνοδευμένους από κάποια από τα βασικά κατασκευαστικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά τους.

Engine Type	Bore/Stroke mm/mm	Standard Ratings	Rating Point	Speed n Rev./min	Mean Piston Speed (m/s)	Mean Effective Pressure		Engine Power P		Specific Fuel Consumption*						Number Of Cylinders
						Bar	kp/cm ²	kW/Cyl.	BHP/Cyl.	+3% 100% P		90% P		85%		
										g/kW h	g/BHP h	g/kW h	g/BHP h	g/kW h	g/BHP h	
RTA 84	840/2400	Engine Maximum Continuous Ratings	R1	87	6.95	15.35	15.67	2960	4030	173	127	170	125	170	125	4-10, 12
		Economy Ratings	R2	82	6.56	13.64	13.90	2480	3370	169	124	167	123	167	123	
			R3	74	5.92	15.30	15.59	2510	3410	171	126	169	124	169	124	
			R4	70	5.60	13.53	13.78	2100	2850	167	123	166	122	166	122	
RTA 76	760/2200	Engine Maximum Continuous Ratings	R1	95	6.97	15.31	15.62	2420	3290	173	127	170	125	170	125	4-10, 12
		Economy Ratings	R2	90	6.60	13.56	13.83	2030	2760	169	124	167	123	167	123	
			R3	81	5.94	15.22	15.53	2060	2790	171	126	169	124	169	124	
			R4	76	5.57	13.61	13.88	1720	2340	167	123	166	122	166	122	
RTA 68	680/2000	Engine Maximum Continuous Ratings	R1	105	7.00	15.34	15.64	1950	2650	174	128	171	126	171	126	4-8
		Economy Ratings	R2	99	6.60	13.60	13.83	1630	2210	170	125	169	124	169	124	
			R3	89	5.93	15.31	15.59	1650	2240	173	127	170	125	170	125	
			R4	84	5.60	13.67	13.94	1390	1890	169	124	167	123	167	123	
RTA 58	580/1700	Engine Maximum Continuous Ratings	R1	123	6.97	15.31	15.64	1410	1920	175	129	173	127	173	127	4-9
		Economy Ratings	R2	116	6.57	13.59	13.82	1180	1600	171	126	170	125	170	125	
			R3	105	5.95	15.27	15.55	1200	1630	174	128	171	126	171	126	
			R4	98	5.55	13.63	13.90	1000	1360	170	125	169	124	169	124	
RTA 48	480/1400	Engine Maximum Continuous Ratings	R1	150	7.00	15.32	15.63	970	1320	178	131	175	129	175	129	4-9
		Economy Ratings	R2	141	6.58	13.61	13.86	810	1100	174	128	173	127	173	127	
			R3	127	5.93	15.29	15.52	820	1110	177	130	174	128	174	128	
			R4	120	5.60	13.62	13.91	690	940	173	127	171	126	171	126	
RTA 38	380/1100	Engine Maximum Continuous Ratings	R1	190	6.97	15.44	15.76	610	830	181	133	178	131	178	131	4-9
		Economy Ratings	R2	179	6.56	13.70	13.90	510	690	177	130	175	129	175	129	
			R3	162	5.94	15.44	15.81	520	710	179	132	177	130	177	130	
			R4	152	5.57	13.61	13.76	430	580	175	129	174	128	174	128	

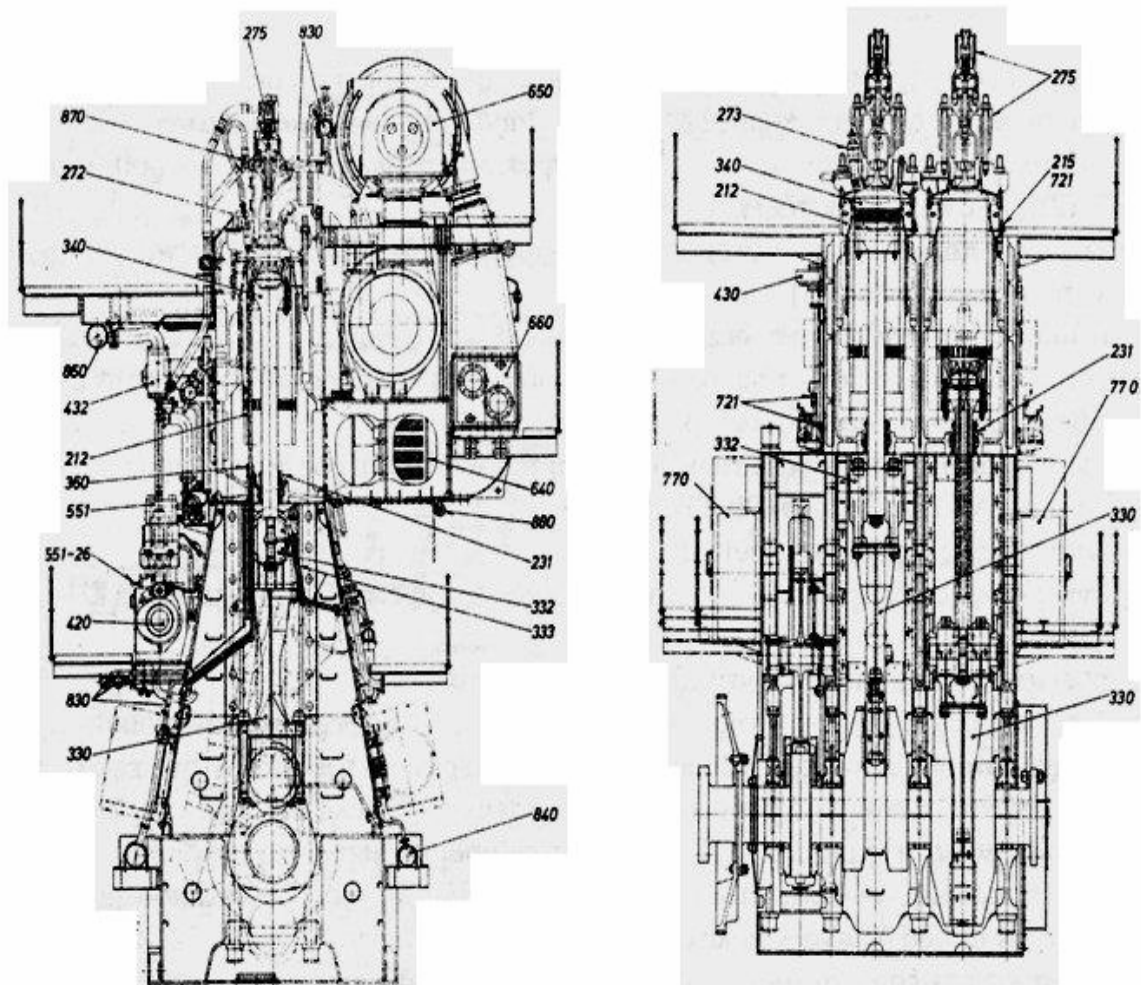
*For net calorific value 42707 kJ/kg (10.200 kcal/kg) and ISO Standard Reference Conditions.

Total barometric pressure	1.0 bar	1.02 kp/cm ²
Suction air temperature	27°C	27°C
Charge air cooling water temp.	27°C	27°C
Relative humidity	50%	50%

Πίνακας 2.1: Τύποι και βασικά κατασκευαστικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά κινητήρων RTA

Η μηχανή RTA (Σχήμα 2.1) είναι δίχρονη, με κυλίνδρους διατεταγμένους σε σειρά, με σύστημα ροής κατά μία διεύθυνση (διαμήκους αποπλύσεως), με βαλβίδα στην κεφαλή και με υπερπληρωτές που λειτουργούν με σύστημα σταθερής πίεσης ή παλμώσεων. Ο αέρας σάρωσης ψύχεται με γλυκό ή θαλασσινό νερό και μπαίνει στους κυλίνδρους μέσω ανεπίστροφων βαλβίδων, όταν το έμβολο βρίσκεται κοντά στο ΚΝΣ. Στα χαμηλά φορτία τον αέρα συμπληρώνουν βοηθητικοί ηλεκτροκίνητοι φουσητήρες ανεξάρτητης κίνησης. Οι βαλβίδες εξαγωγής ανοίγουν υδραυλικά και οι κύλινδροι συνδέονται με τη βάση της μηχανής με εντατήρες κοχλίες. Οι κεφαλές, τα χιτώνια και τα έμβολα ψύχονται με γλυκό νερό. Οι αντλίες λαδιού και νερού είναι

ανεξάρτητης κίνησης επίσης και ο εκκεντροφόρος κινείται από τον στροφαλοφόρο, μέσω οδοντωτών τροχών. Ο ωστικός τριβέας και ο κρίκος, τοποθετούνται στο άκρο του σφονδύλου και η μηχανή ξεκινάει με αέρα πίεσεως, που ανοίγει τις βαλβίδες αέρα των κυλίνδρων, μέσω διανομέα. Στο ακόλουθο σχήμα (2.2) παρουσιάζεται το σχέδιο τυπικού κινητήρα της σειράς RTA και σε αυτό διακρίνονται τα βασικά εξαρτήματα που τον απαρτίζουν. Τα κυριότερα από αυτά αναλύονται στη συνέχεια συνοδευμένα από σχετικά επιμέρους σχέδια, αλλά και με αναφορά του καθενός στο σχέδιο 2.2.



Σχήμα 2.2: Η μηχανή RTA

2.1.2 Περιγραφή της λειτουργίας.

Η λειτουργία μιας μηχανής RTA παριστάνεται σχηματικά στο σχήμα 2.3 και περιλαμβάνει δύο διαδρομές, την εκτόνωση και τη συμπίεση, στα πλαίσια κάθε μιας από τις οποίες εκτελούνται οι διεργασίες που περιγράφονται στη συνέχεια και παριστάνονται στα επιμέρους σχήματα του Σχ.2.3

α. Διαδρομή 1η (Εκτόνωση) Σχ. 2.3(1): Το έμβολο Κ είναι στο ΑΝΣ και η βαλβίδα εξαγωγής Α είναι κλειστή. Γίνεται έγχυση καυσίμου στην περιοχή αυτή.

Καύση Σχ. 2.3(2): Το Κ κατέρχεται με την πίεση των αερίων, η Α κλειστή και ο στροφαλοφόρος στρέφεται.

Εκτόνωση Σχ. 2.3(3): Η βαλβίδα A ανοίγει και φεύγουν αέρια από τον κύλινδρο Z προς τον σχετό εξαγωγής E.

Προεξαγωγή Σχ. 2.3(4): Οι θυρίδες εισαγωγής είναι ακόμα κλειστές από το έμβολο K. Κατερχόμενο παραπέρα το K ανοίγει την άνω άκρη O των θυρίδων σάρωσης N. Η σάρωση αρχίζει και ο αέρας διώχνει τα καυσαέρια από τον Z.

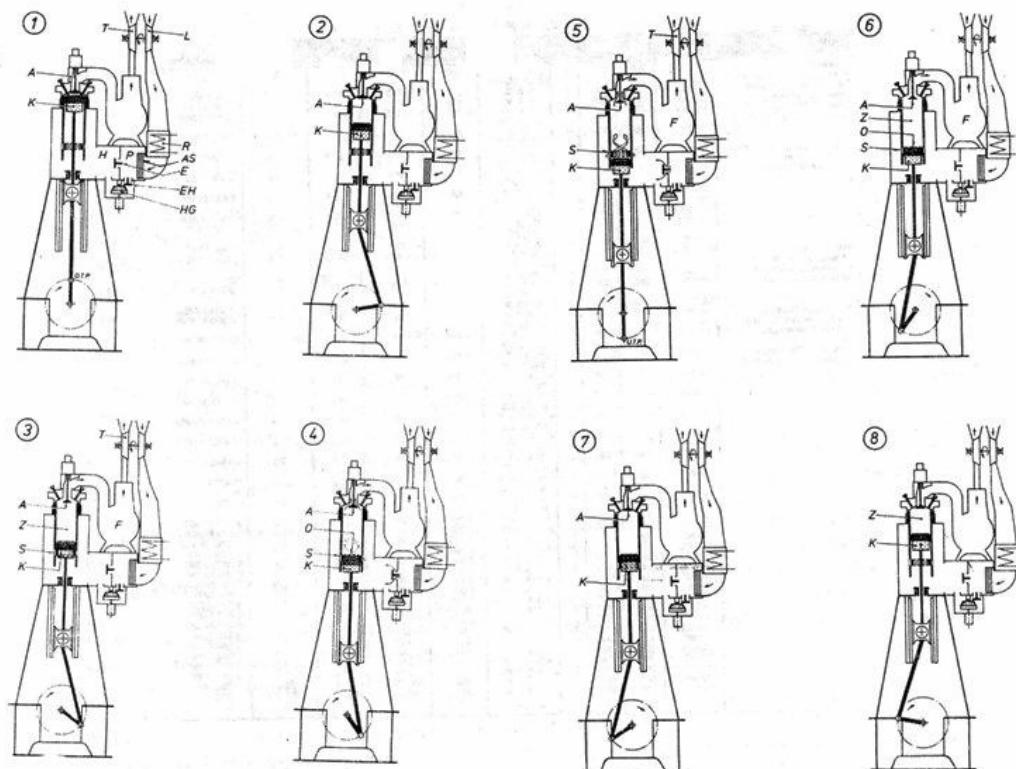
β. Διαδρομή 2η (Συμπίεση) Σχ. 2.3(5): Με το έμβολο στο ΚΝΣ η σάρωση συνεχίζεται και τα αέρια δια της A και του σχετού καυσαερίων E έρχονται στο στρόβιλο.

Σχ. 2.3(6): Το K ανέρχεται και κλείνει το O των θυρίδων σάρωσης S, αλλά η πίεση των αερίων στον E δεν αφήνει τον αέρα να φύγει από τον κύλινδρο Z μέσω της A.

Σχ. 2.3(7): Το έμβολο K κινείται προς τα άνω και η A κλείνει.

Σχ. 2.3(8): Παραπέρα ανύψωση του K συμπιέζει τον αέρα. Πριν το ΑΝΣ γίνεται έγχυση και ανάφλεξη.

Επίσης, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.3(1), ο σχετός σάρωσης χωρίζεται διαμήκως με διάφραγμα με ανεπίστροφες βαλβίδες E στο χώρο H και P και για αυτό ο χώρος H είναι ανοικτός σε όλους τους κυλίνδρους. Ο συμπιεστής L καταθλίβει τον αέρα, ο οποίος οδηγείται μέσω του ψυγείου R και του διαχωριστή νερού AS, στο χώρο P και μέσω των E στον H. Ο ανεξάρτητος ηλεκτροφουσητήρας HG λειτουργεί μόνον πριν από την εκκίνηση της μηχανής, στα χαμηλά φορτία και στην εκτέλεση κινήσεων (στα πλοία), όταν ο συμπιεστής L στέλνει λίγο ή καθόλου αέρα. Αυτός αναρροφά αέρα μέσω της βαλβίδας EH από τον χώρο P και τον καταθλίβει στο χώρο H.

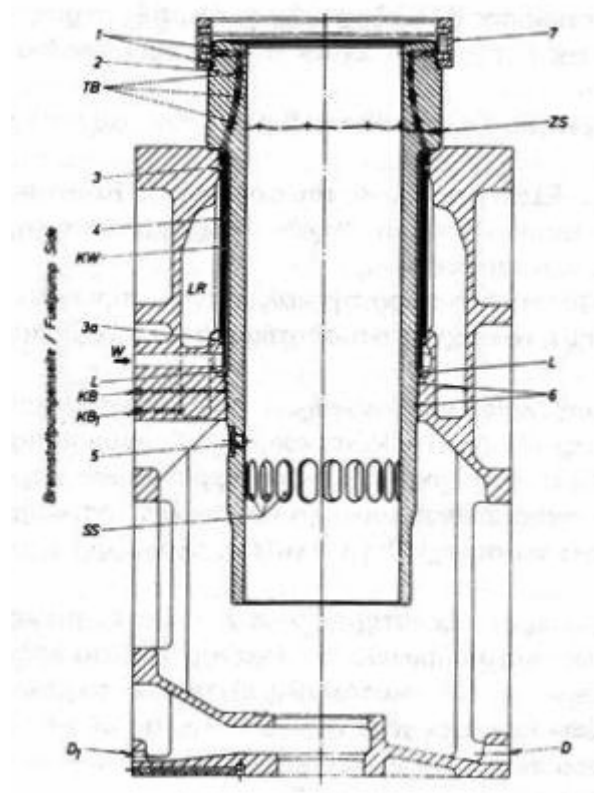


Σχήμα 2.3: Λειτουργία κινητήρα RTA.

2.1.3 Περιγραφή βασικών εξαρτημάτων-Κατασκευαστικά στοιχεία

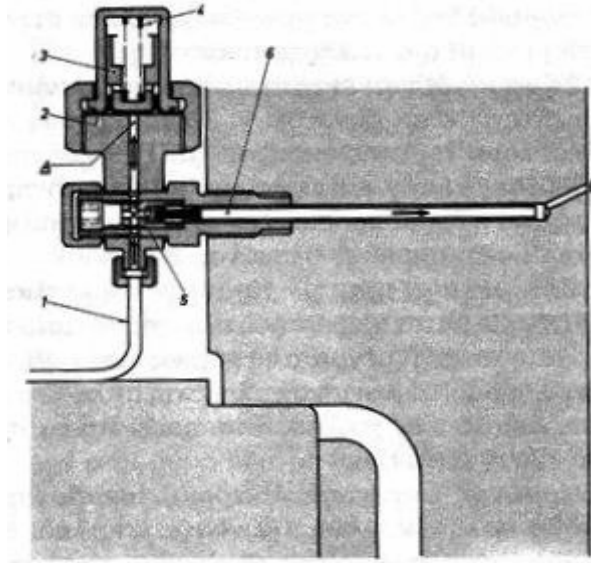
2.1.3.1 Χιτώνιο (Σχήμα 2.4 και 212 στο σχήμα 2.2):

Το χιτώνιο ψύχεται με νερό από το σύστημα ψύξης της μηχανής. Το νερό έρχεται στον οδηγό δακτύλιο 4 από το «W» μέσω διόδων του περιχιτωνίου 2, μετά στο χώρο «KW» μέσω των περιφερειακών διόδων και ωθείται στις διόδους «TB» και στον δακτύλιο 7 περιφερειακά οδηγούμενο στο πώμα του κυλίνδρου. Ο χώρος «KW» στεγανοποιείται με τους δακτυλίους 3 και 3α, ο δε «LR» είναι χωρίς νερό. Το νερό που διαρρέει από την οπή ελέγχου «KB» δείχνει ότι το άνω από τα δύο στεγανωτικά 6 διαρρέει και πρέπει να αντικατασταθεί. Νερό από το «KB1» δείχνει διαρροή του 3 ή 3α. Επίσης το σχήμα 2.4 δείχνει τις D,D1 στραγγίσεις διαφυγών.



Σχήμα 2.4 : Χιτώνιο

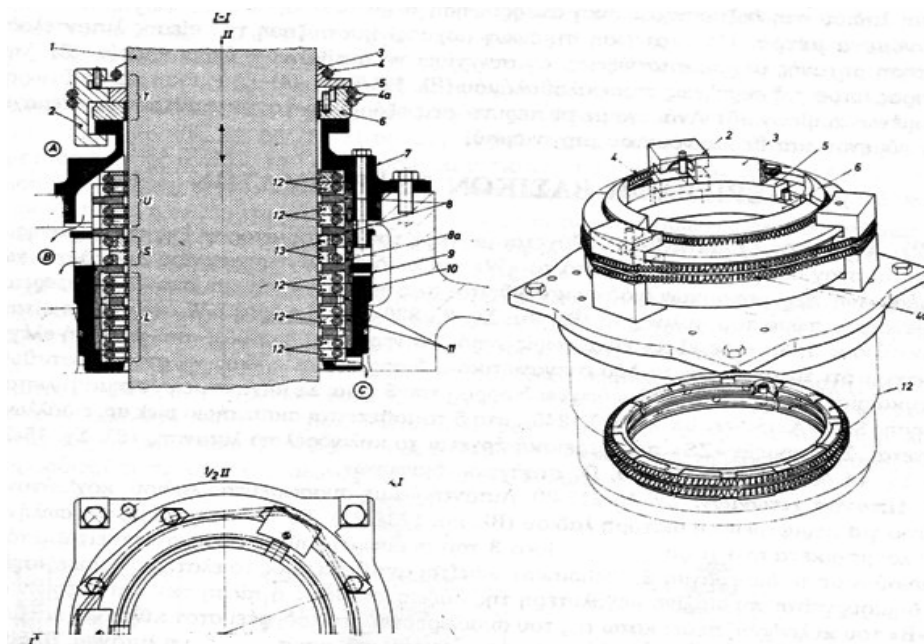
Για τη λίπανση των χιτωνίων (σχήμα 2.5 και 215 στο σχήμα 2.2), λιπαντήρια με συσσωρευτές λαδιού κοχλιώνονται στο χιτώνιο για περιφερειακή διανομή λαδιού. Το λάδι έρχεται μέσω του σωλήνα 1 από την λουμπρικήτα στο χώρο A. Το έμβολο 3 του συσσωρευτή που στεγανοποιείται από το χώρο λαδιού A με το διάφραγμα 2, ωθείται αντίθετα προς το ελατήριο 4, με αποτέλεσμα να δημιουργείται πίεση λίγο μεγαλύτερη της σάρωσης. Όταν η πίεση των καυσαερίων στο σημείο «B» του κυλίνδρου πέσει κάτω από την πίεση του συσσωρευτή, το λάδι ρέει στον κύλινδρο και μόλις τα καυσαέρια την υπερβούν, κλείνει η ανεπίστροφη βαλβίδα 5 και σταματά η λίπανση.



Σχήμα 2.5 : Λίπανση χιτωνίων

2.1.3.2 Στυπιοθλίπτες βάκτρου εμβόλου (Σχήμα 2.6 και 231 στο σχήμα 2.2)

Οι στυπιοθλίπτες βάκτρου εμβόλου διαχωρίζουν τον κάτω από το έμβολο χώρο από τον στροφαλοθάλαμο, οπότε αποφεύγεται η πτώση εξανθρακωμάτων στο λιπαντέλαιο. Η άνω ομάδα «Τ» αποξέει και στεγανοποιεί (5) το χώρο σάρωσης «Α», όπου και παραμένουν τα κατάλοιπα και στραγγίζονται τα υγρά μέσω των στραγγιστηρίων κρουνών. Ακάθαρτα λάδια αποξέονται στο χώρο «Β» από την ομάδα «U» (12 δύο τεμαχίων), όπου καταλήγουν επίσης ελαιοδιαφυγές των 13 (ενός τεμαχίου): ο χώρος Β είναι ανοικτός προς τα έξω και μέσω οχετού τα ακάθαρτα λάδια (μη επαναρησιμοποιούμενα) καταλήγουν σε δεξαμενή. Τα δακτυλίδια αποξέσεως του λαδιού 12 της ομάδας L από την ανατάραξη του στοφαλοθαλάμου οδηγούνται μέσω οχετών στο δακτύλιο συγκρατήσεως 11 και μέσω της «C» πάλι στο στροφαλοθάλαμο. Οι δακτύλιοι συγκρατούνται με εξωτερικά εντατικά ελατήρια 4,4α.

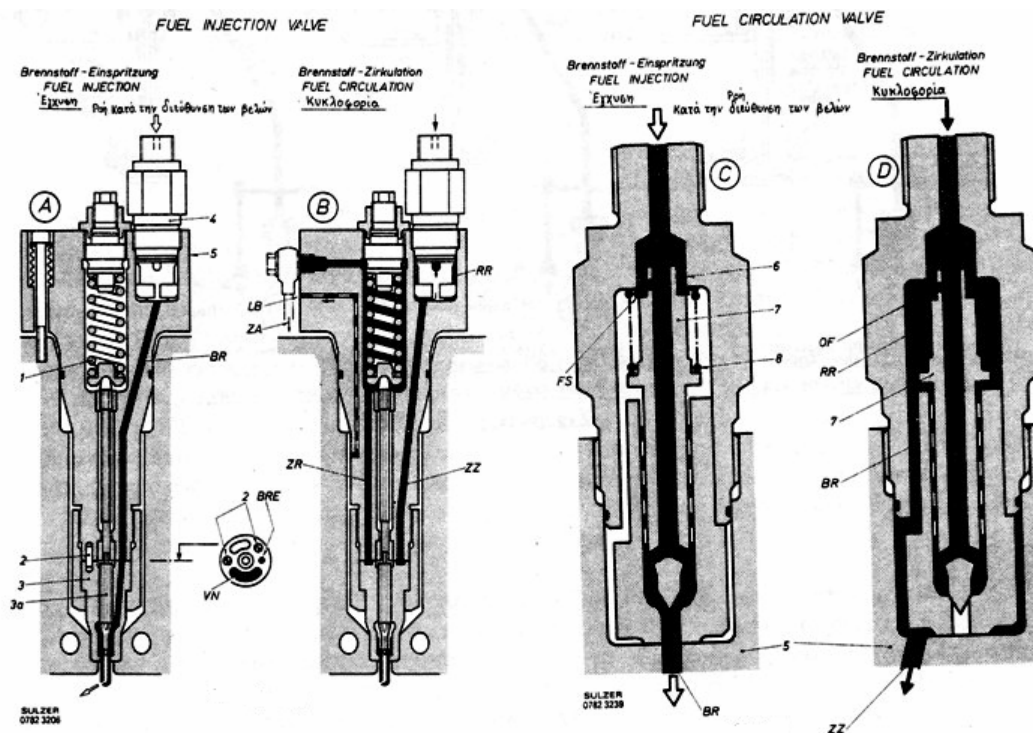


Σχήμα 2.6: Στυπιοθλίπτες βάκτρου εμβόλου

2.1.3.3 Εγγυτήρας και βαλβίδα κυκλοφορίας (Σχήμα 2.7 και 272 στο σχήμα 2.2)

Ο εγγυτήρας, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.7, αποτελείται από το ελατήριο 1, τον πείρο θέσης 2, το προστόμιο 3 και τη βελόνη του 3^α, την βαλβίδα κυκλοφορίας 4, την υποδοχή (σώμα) 5, το κολάρο 6, τη βελόνα 7 και το ελατήριο 8 της βαλβίδας κυκλοφορίας. Οι διάφοροι εγγυτήρες κάθε πώματος στερεώνονται με πείρους προς έγχυση κατά ορισμένη διεύθυνση. Το καύσιμο έρχεται προς το προστόμιο από τον οχετό «BR», κάθε δε διαφυγή μεταξύ προστομίου και υποδοχής διαφεύγει εξαερίζοντας τον εγγυτήρα από την επιστροφή «LB».

Λειτουργία βαλβίδας κυκλοφορίας: Κατά την ακινησία της μηχανής η βελόνη 7 πιέζεται στην έδρα της από το ελατήριο 8. Όταν η μηχανή λειτουργεί, η αντλία έγχυσης πετρελαίου καταθλίβει στον εγγυτήρα με υψηλή ταχύτητα. Αυτό δημιουργεί αντίθλιψη στο άνοιγμα «OF», με συνέπεια να πιέσει την βελονοειδή 7 προς το κολάρο 6 και να κλείσει το «OF» από την άνω επίπεδη επιφάνεια «FS». Έτσι παραμένει, όσον χρόνο λειτουργεί η μηχανή, ενώ παράλληλα εγχέεται το καύσιμο δια του «BR», καθώς ανυψώνεται η βελόνα 3α.



Σχήμα 2.7: Εγγυτήρας και βαλβίδα κυκλοφορίας

2.1.3.4 Βαλβίδα εξαγωγής (Σχήματα 2.8, 2.9 και 275 στο σχήμα 2.2)

Η βαλβίδα εξαγωγής είναι τοποθετημένη στο κέντρο του πώματος 20 και ψύχεται με νερό, στην έδρα 19 και στην υποδοχή της 16, που έρχεται μέσω οχετών από το πώμα. Το στέλεχός της 17, κατά το άνοιγμα, περιστρέφεται από τη ροή των καυσαερίων στα

πτερύγια 18. Η βαλβίδα ανοίγει από την πίεση λαδιού του ενεργοποιητή (αντλίας) και το κλείσιμο γίνεται με αέρα στο θάλαμο AS του κυλίνδρου 11.

Ενεργοποίηση: Το έκκεντρο 2 του εκκεντροφόρου 1, ανυψώνει μέσω τροχίλου και του 4 το έμβολο 6 της ενεργοποιούμενης αντλίας, η ανεπίστροφη βαλβίδα 21(σχ.2.9), δεν επιτρέπει την επιστροφή του λαδιού, κατά την άνοδο του 6 και το λάδι ,μέσω του 7, έρχεται στον ενεργοποιητή της βαλβίδας εξαγωγής.

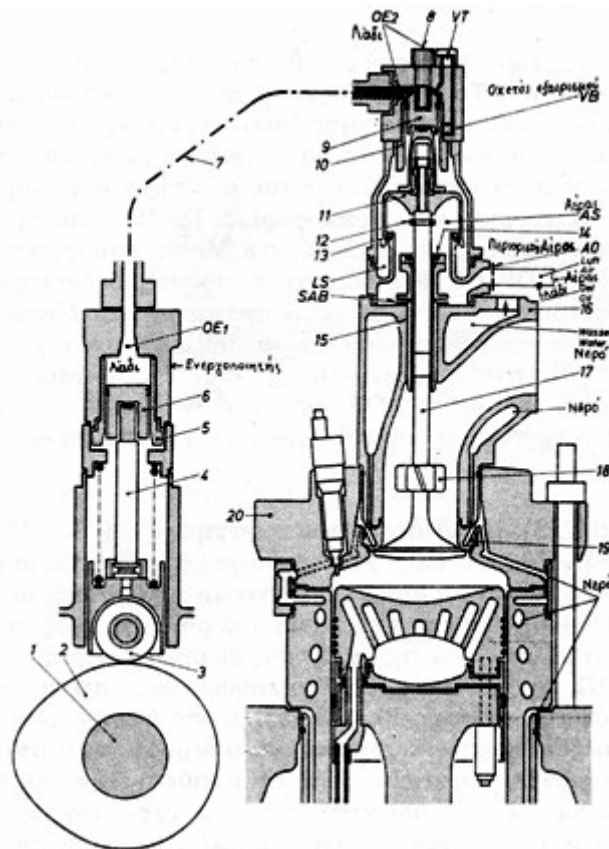
Άνοιγμα (Σχ. 2.9): Η άνοδος του 6, ωθεί το λάδι από τον θάλαμο OE1, στο χώρο OE2 και το υδραυλικό έμβολο 9, που κρατείται στην άνω θέση της διαδρομής του, όταν η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει από την πίεση του αέρα στον κύλινδρο 12. Το 9 σπρώχνει την βαλβίδα προς τα κάτω και την ανοίγει. Η διαδρομή ανοίγματος καθορίζεται από τον όγκο του λαδιού που καταθλίβεται από το έμβολο στον ενεργοποιητή.

Κλείσιμο: Μετά το τέλος της διαδρομής του, το έκκεντρο 2 κατέρχεται και άρα και το 6. Το δε λάδι από την επίδραση του 9, επιστρέφει από τον χώρο OE2 στον OE1. Ο κύλινδρος 11 ανεβαίνει από την πίεση του αέρα στο AS και η βαλβίδα εξαγωγής αρχίζει να κλείνει.

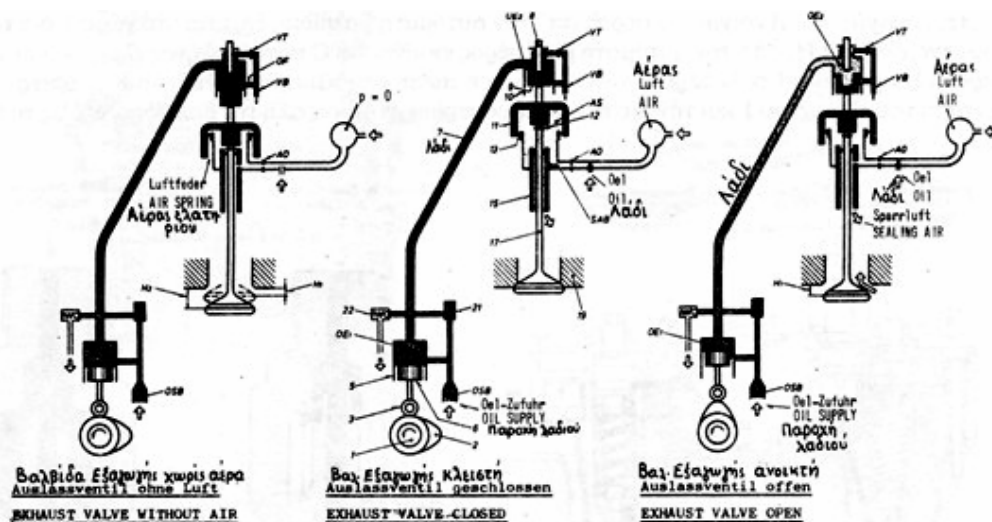
Απόσβεση: Κατά το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής, η επικάθηση αυτής στην έδρα της, αποσβένεται από τον πείρο απόσβεσης 8, που εισέρχεται στην εσοχή του 9 που έχει λάδι.

Συμπλήρωση λαδιού (Σχ. 2.9): Κατά την λειτουργία της μηχανής, γίνονται μικρές διαφυγές λαδιού μεταξύ 5, 6, 9 και του δακτυλίου 10, καθώς και μέσω του εξαεριστικού VB. Αυτές συμπληρώνονται συνεχώς με το λάδι μέσω του οχετού OSB, που έρχεται από το λάδι λίπανσης των τριβέων του ζυγώματος, με χαμηλότερη πίεση μέσω του μειωτήρα πίεσεως.

Λίπανση: Κατά την λειτουργία, αντλίες όμοιες με τις λουμπρικές, καταθλίζουν λίγο λάδι στο σωλήνα παροχής αέρα και δημιουργείται ένα μείγμα αέρος και λαδιού, που μέσω του περιοριστικού διαφράγματος λιπαίνει το χώρο AS και τα τοιχώματα του κυλίνδρου 11 και ελαττώνει την τριβή του στεγανωτικού δακτυλίου 13, ενώ δια του SAB μείγμα διαφεύγει λιπαίνοντας το στέλεχος 17 της βαλβίδας εξαγωγής και παράλληλα εμποδίζει διαφυγές καυσαερίων προς το χώρο AS.



Σχήμα 2.8: Βαλβίδα εξαγωγής

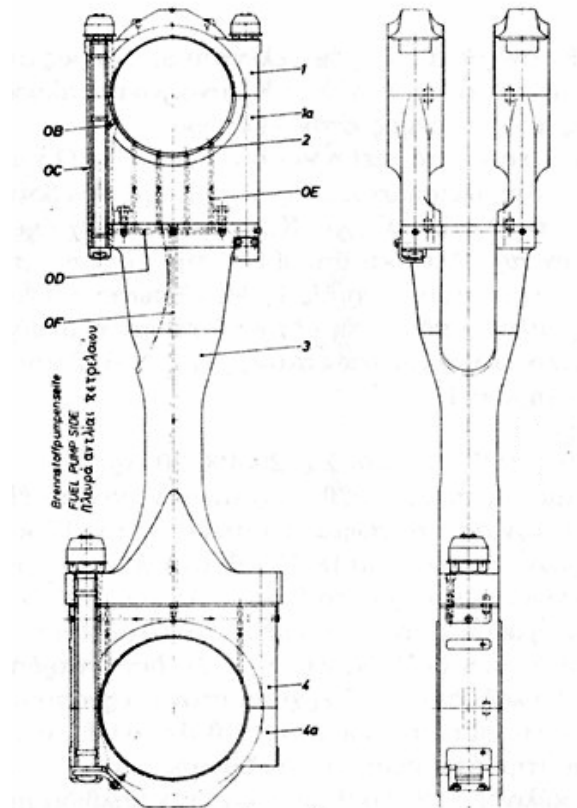


Σχήμα 2.9 : Λειτουργία βαλβίδας εξαγωγής

2.1.3.5 Διωστήρας και οι τριβείς του (Σχήμα 2.10 και 330 στο σχήμα 2.2)

Οι δυο άνω τριβείς 1 χρησιμεύουν για να υποβαστάζουν το ζύγωμα και τα κάτω τμήματα 1α φέρουν τους εναλλάξιμους τριβείς 2. Οι διμερείς τριβείς 4, 4α του ποδός του διωστήρα 3 προσαρμόζονται στο κομβίο του στροφάλου. Η αντλία booster παρέχει το λάδι λίπανσης τριβέων στους τριβείς ζυγώματος, μέσω των οχετών OB,

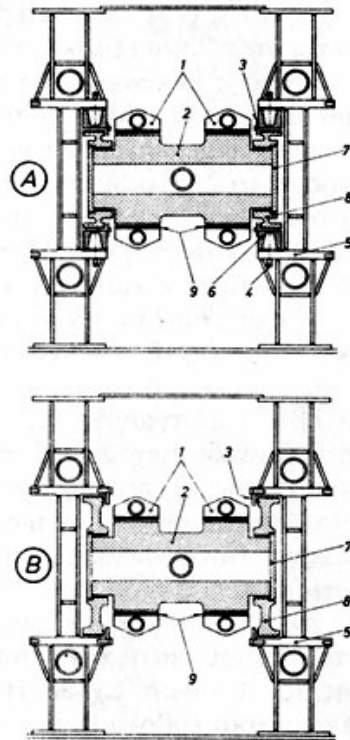
OC, OD και των κατακόρυφων OE, και το υπόλοιπο δια του καναλιού OF του διωστήρα στους τριβείς του ποδός.



Σχήμα 2.10 : Διωστήρας

2.1.3.6 Ζύγωμα και βάκτρο (Σχήμα 2.11 και 332 στο σχήμα 2.2)

Κάθε ζύγωμα έχει δύο οδηγά πέδιλα 8 με επίστρωση λευκού μετάλλου, χαλαρά τοποθετημένα στα κομβία 2. Η αξονική μετατόπιση εμποδίζεται από τα καλύμματα 6 στις ακραίες πλευρές. Οι γλωτίδες πάνω στα καλύμματα επιτρέπουν μία περιορισμένη κίνηση των πέδινων 8 και το ζύγωμα υποβαστάζεται σε δύο κελύφη τριβών, του άνω τριβέως 9 του διωστήρα. Η πλευρική θέση των οδηγών πέδινων επιτυγχάνεται είτε από τα 7 (σχ. 2.11(A)), είτε με επεξεργασμένες επιφάνειες στις κολώνες της μηχανής 5 (σκελετός) (σχ. 2.11(B)). Τέλος τα οδηγά τεμάχια 3, εξασφαλίζουν την αξονική οδήγηση των πέδινων.



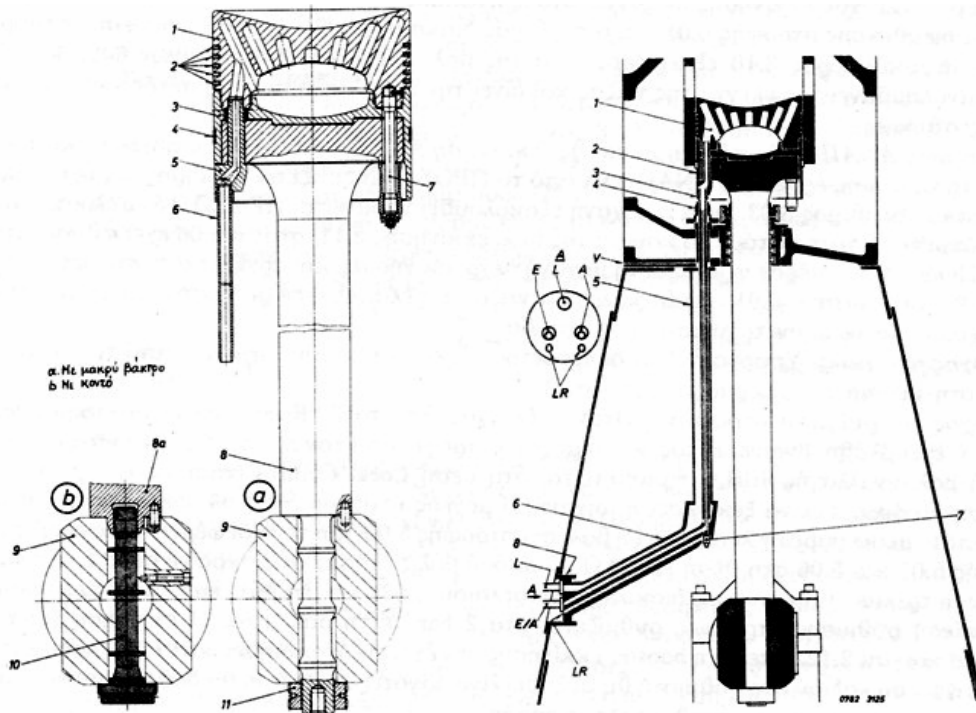
Σχήμα 2.11 : Ζύγωμα και βάκτρο

2.1.3.7 Έμβολο (Σχήμα 2.12 και 340 στο σχήμα 2.2)

Η κεφαλή 1 του εμβόλου που ψύχεται με νερό, καθώς και η προέκταση (ποδιά) 3 είναι δυνατό να αντικαθίστανται, είτε μαζί ή ξεχωριστά και συνδέονται με τους κοχλίες 7, μέσω του συνδετικού τεμαχίου 5. Τα ελατήρια 2 τοποθετούνται στο 1 και ο φθειρόμενος δακτύλιος 4 στο 3. Ανάλογα με το διατιθέμενο ύψος εξάρμωσης, τα έμβολα εφοδιάζονται με μακρύ ή κοντό βάκτρο, το 8 και το 8α αντίστοιχα. Το 6 είναι τηλεσκοπικός σωλήνας, το 9 το ζύγωμα, το 10 ο κοχλίας του βάκτρου και το 11 το περικόγλιο βάκτρου.

Η ψύξη του εμβόλου (Σχήμα 2.12 και 360 στο σχήμα 2.2) γίνεται με νερό, όπως προαναφέρθηκε, με σύστημα ανεξάρτητο του συστήματος ψύξης των κυλίνδρων, μέσω των τηλεσκοπικών σωλήνων 3. Οι δύο σταθεροί σωλήνες 7, για την είσοδο και έξοδο, βρίσκονται στο κατώτερο τμήμα του 6. Το άνω μέρος 5, στεγανοποιεί το χώρο των τηλεσκοπικών σωλήνων 3, που βιδώνονται στη φλάντζα 2 του βάκτρου του εμβόλου και παλινδρομούν κατά τη λειτουργία. Το 5 εμποδίζει το νερό ψύξης να διαρρεύσει στο στροφαλοθάλαμο. Η στεγανότητα μεταξύ των σταθερών σωλήνων 7 και των τηλεσκοπικών 3 επιτυγχάνεται με πλαστικούς οδηγούς δακτυλίους στα άκρα των 7. Η όποια διαρροή μεταξύ οδηγών δακτυλίων και του εσωτερικού των τηλεσκοπικών, οδηγείται πάλι στο ρεύμα του νερού υπό την ενέργεια τύπου εκχυτήρα. Γι' αυτό το σκοπό υπάρχουν μικρές τρύπες στα μακριά κολάρια, μεταξύ σταθερού σωλήνα και οδηγών κολάρων. Η διαρροή νερού μεταξύ σταθερού σωλήνα και τηλεσκοπικών, που δεν μπορεί να επιστρέψει στο σύστημα με την ενέργεια του εκχυτήρα, διαφεύγει από το L προς οχετό, όπου εξακριβώνεται από κρουνό ελέγχου σε κάθε κύλινδρο.

Οι στυπιοθλίπτες 4 στεγανοποιούν τον τηλεσκοπικό σωλήνα απ' έξω. Όταν το έμβολο είναι στο ΑΝΣ, οι τηλεσκοπικοί περιβάλλονται από αέρα σάρωσης και κατά την κάθοδο του εμβόλου, ακαθαρσίες και λάδι που βρίσκονται προσκολλημένα στους τηλεσκοπικούς σωλήνες αποξέονται στον εσωτερικό χώρο, κάτω από το έμβολο. Επίσης μέσω της οπής Α του σχήματος του συστήματος ψύξης γίνεται η εξαγωγή του νερού, ενώ μέσω της Ε η εισαγωγή του.



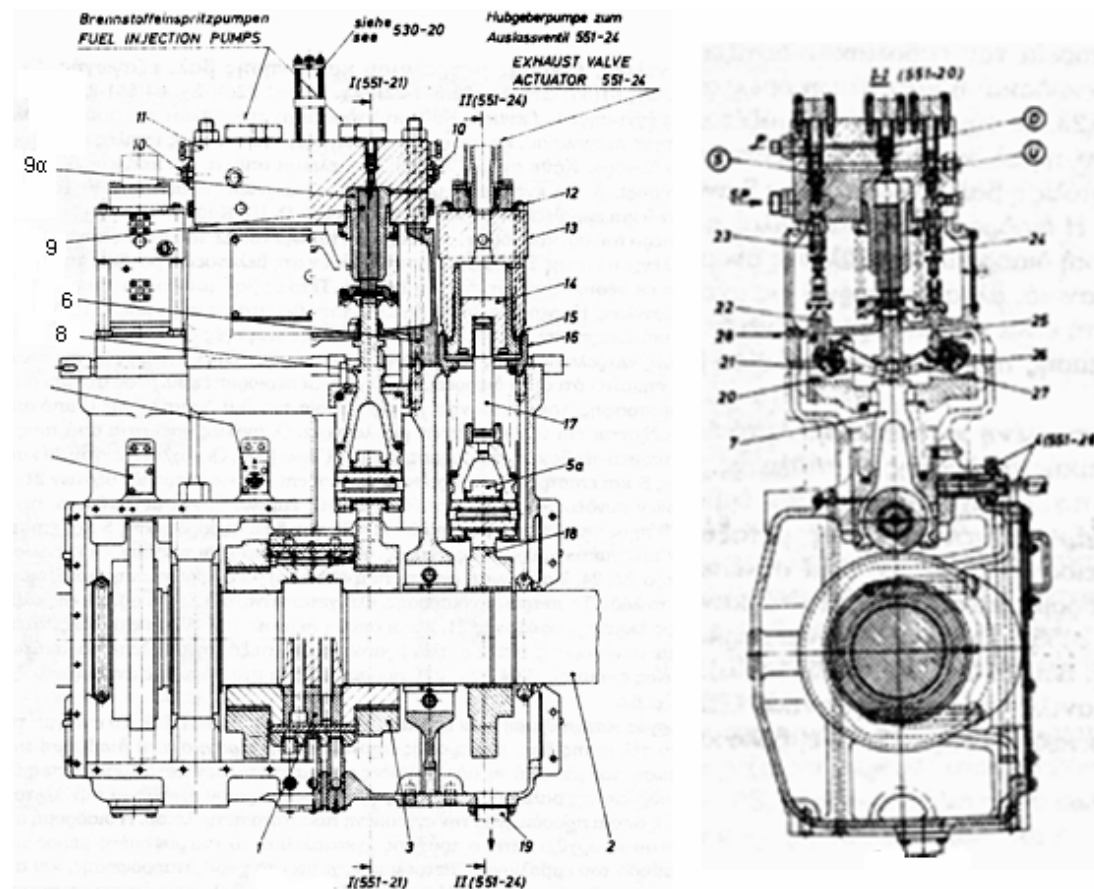
Σχήμα 2.12 : Το έμβολο και το σύστημα ψύξης του

2.1.3.8 Αντλίες έγχυσης πετρελαίου (Σχήμα 2.13 και 551 στο σχήμα 2.2)

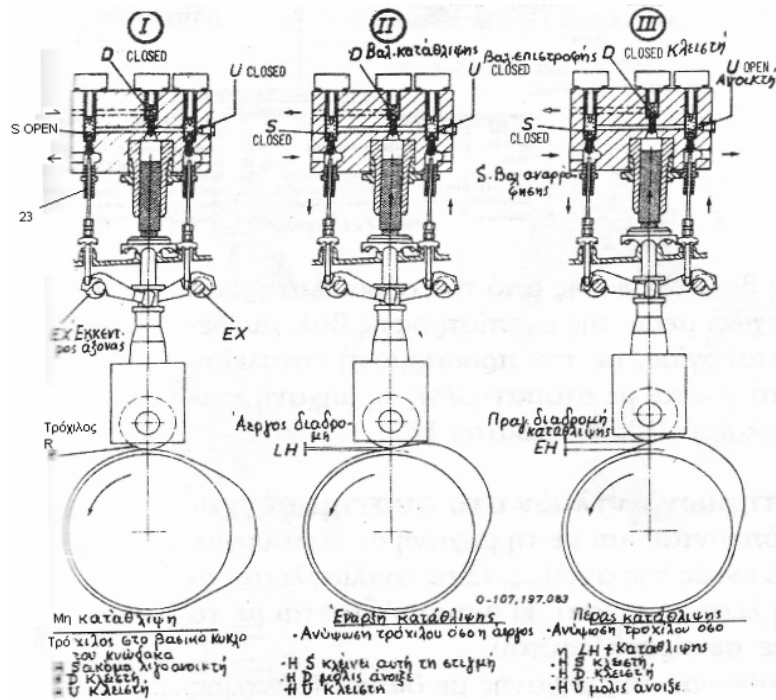
Κάθε κύλινδρος έχει την αντλία του που καταθλίβει καθορισμένη ποσότητα πετρελαίου, σε ορισμένη στιγμή, μέσω σωλήνα υψηλής πίεσης και του εγχυτήρα στον κύλινδρο. Κάθε αντλία αποτελείται από: α. το κέλυφος 6 (που περιέχει τα στοιχεία κίνησης), β. το ενδιάμεσο μέρος 8 (των στοιχείων μετάδοσης) και γ. το μπλοκ 11 (των κυλινδρικών 9 και εμβολίσκων 9α και τις βαλβίδες S, D, U). Κάθε αντλία έχει δύο κυλινδρικούς. Σε μηχανές περιττού αριθμού κυλίνδρων οι μισοί είναι ταπωμένοι. Τέλος η ανακουφιστική βαλβίδα 10, τοποθετείται σε κάθε μπλοκ 11 των αντλιών για την προστασία τους από τυχόν υπερπίεση.

Λειτουργία των αντλιών έγχυσης (Σχήμα 2.14): Το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής και το τέλος της βαλβίδας επιστροφής αποτελούν την πραγματική διαδρομή κατάθλιψης. Στην περίπτωση που μία από τις δύο βαλβίδες είναι ανοικτή, δεν καταθλίβεται πετρέλαιο. Ρυθμίζοντας τη διαδρομή της βαλβίδας, με τη στροφή του εκκεντροφόρου άξονα, μεταβάλλεται η διαδρομή κατάθλιψης, η οποία προσδιορίζει την εγχεόμενη ποσότητα πετρελαίου. Η διαδρομή αναρρόφησης του εμβολίσκου 9 αρχίζει όταν ο τρόχιλος εγκαταλείπει το υπερυψωμένο μέρος του έκκεντρου. Κατά την κάθοδο του εμβολίσκου, πετρέλαιο έρχεται στο χώρο αναρρόφησης και ανυψώνεται η βαλβίδα αναρρόφησης. Στην κατώτερη θέση του εμβολίσκου, η βαλβίδα ανυψώνεται επίσης μηχανικά από το βάκτρο ρύθμισης 23. Η ανοδική πορεία

του εμβολίσκου αρχίζει μόλις ο τρόχιλος ανυψωθεί από το κυρτό μέρος του έκκεντρου. Η κατάθλιψη όμως αρχίζει μόνον όταν κλείσει η βαλβίδα αναρρόφησης, καθώς κατεβαίνει το 23. Το σημείο αυτό ονομάζεται έναρξη κατάθλιψης. Όσο συνεχίζεται η ανύψωση του εμβολίσκου, η βαλβίδα κατάθλιψης D είναι υψωμένη, πετρέλαιο καταθλίβεται στους εγχυτήρες, και σταματάει μόλις η βαλβίδα αναρρόφησης S ανυψωθεί από το 23. Το σημείο αυτό ονομάζεται τέλος κατάθλιψης. Η διαδρομή που ο τρόχιλος αφήνει τον βασικό κύκλο του έκκεντρου, μέχρι να αρχίσει η πραγματική διαδρομή κατάθλιψης ονομάζεται άεργος διαδρομή. Η βαλβίδα κατάθλιψης D δεν ελέγχεται μηχανικά, αλλά λειτουργεί ως ανεπίστροφη βαλβίδα και μένει ανοικτή μόνο όσο η πίεση πριν απ' αυτή είναι μεγαλύτερη, κλείνει δε μόλις ανοίξει η βαλβίδα επιστροφής U.



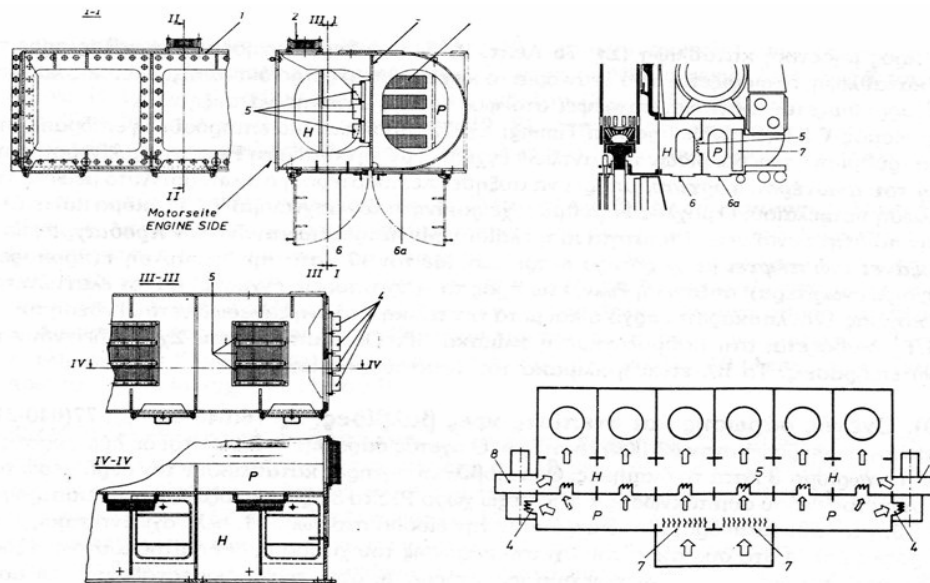
Σχήμα 2.13 : Αντλία έγχυσης πετρελαίου



Σχήμα 2.14 : Λειτουργία αντλιών έγχυσης

2.1.3.9 Οχετός σάρωσης και ανεπίστροφες βαλβίδες (Σχήμα 2.15 και 640 στο σχήμα 2.2)

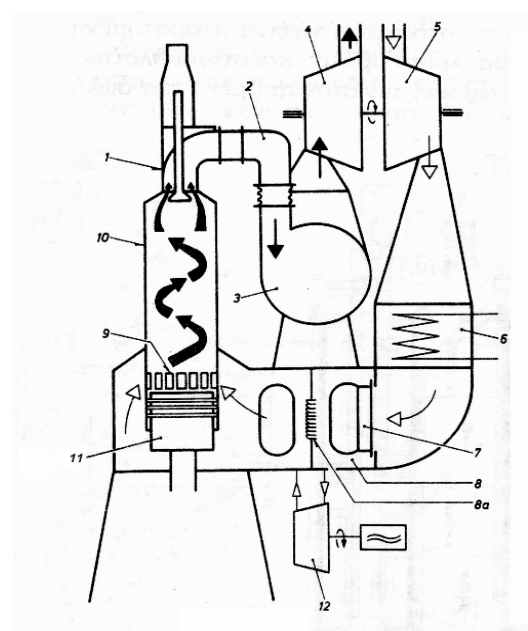
Ο οχετός σάρωσης 1 διαιρείται σε δύο χώρους, τους H και P με το διάμηκες χώρισμα 3. Οι συμπιεστές καταθλίβουν τον αέρα μέσω των διαχωριστών του νερού συμπύκνωσης 7, στον έξω χώρο P, ενώ στο 3 προσαρμίζονται οι ανεπίστροφες βαλβίδες 5, για κάθε κύλινδρο, που επιτρέπουν την είσοδο στο χώρο H αλλά όχι αντίστροφα. Οι ανεπίστροφες βαλβίδες 4 στα δύο άκρα του οχετού σάρωσης του χώρου P δεν επιτρέπουν την έξοδο του αέρα από τον χώρο P, μέσω των δύο συμπιεστών 8, όταν αυτοί δεν εργάζονται. Οι ασφαλιστικές βαλβίδες 2, τοποθετούνται στα πλευρά του H. Τα καλύμματα 6 και 6α, τοποθετημένα στην οροφή του οχετού σάρωσης, επιτρέπουν την πρόσβαση στους δύο χώρους, όταν η μηχανή είναι σταματημένη. Από τον χώρο H είναι δυνατή η επιθεώρηση των κυλίνδρων, του βάκτρου εμβόλου, των στυπιοθλιπτών, των σωλήνων ψύξης και των εμβόλων δια των θυρίδων σάρωσης. Οι δύο αυτοί χώροι έχουν στον πυθμένα τους σωλήνες αποστράγγισης.



Σχήμα 2.15 : Οχετός σάρωσης και ανεπίστροφες βαλβίδες

2.1.3.10 Υπερπλήρωση (Σχήμα 2.16 και 650 στο σχήμα 2.2)

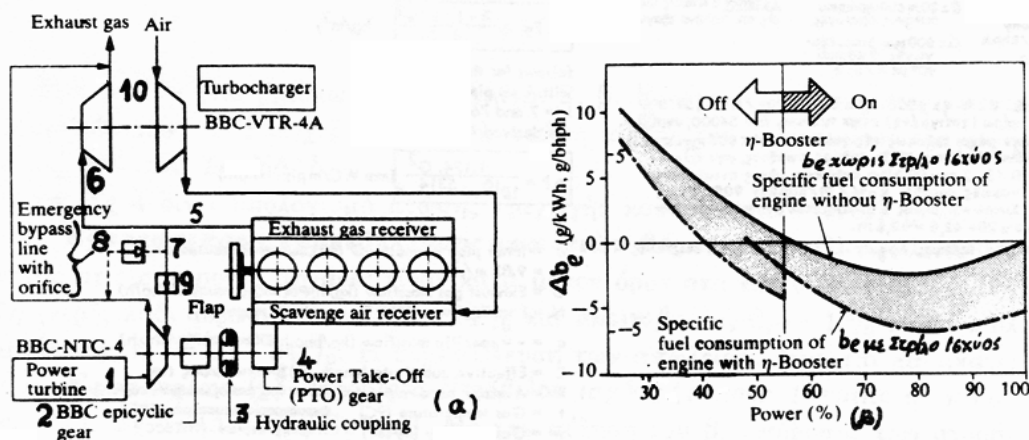
Η παροχή αέρα σάρωσης γίνεται από έναν ή περισσότερους στροβιλοφουσητήρες, που κινούνται με αέρια δια της βαλβίδας εξαγωγής 1, μέσω οχετού σταθερής πίεσης 3 προς το στρόβιλο 4. Τα αέρια κινούν το στρόβιλο του συμπιεστή 5 που αναρροφά αέρα μέσω φίλτρου και σιγαστήρα. Ο αέρας έρχεται στο χώρο 8 δια μέσου του ψυγείου 6 και του διαχωριστή νερού 7. Παραπέρα έρχεται μέσω των ανεπίστροφων βαλβίδων 8α στο χώρο κάτω από τα έμβολα 11 και τις θυρίδες σάρωσης 9 του χιτωνίου 10, γεμίζοντας τον κύλινδρο με τον απαιτούμενο για την καύση αέρα. Οι βοηθητικοί φουσητήρες 12 δίνουν αέρα κατά την εκκίνηση, ενώ οι στροβιλοφουσητήρες στη συνέχεια.



Σχήμα 2.16 : Υπερπλήρωση

2.1.3.11 Στρόβιλος ισχύος (Σχήμα 2.17)

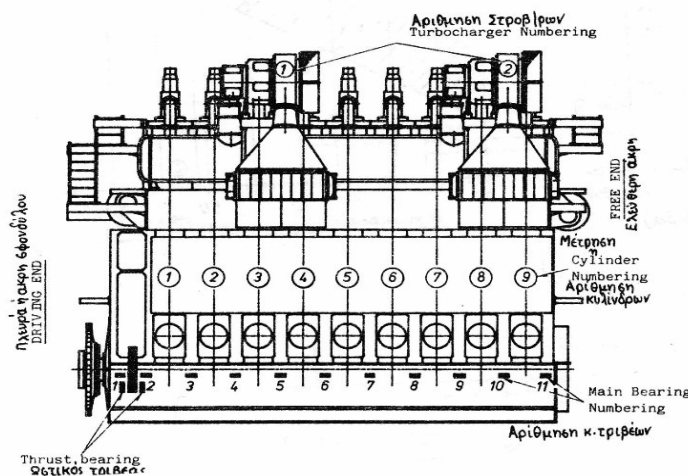
Ο στρόβιλος ισχύος (Power turbine ή n-booster, PT) είναι μια εγκατάσταση εκμετάλλευσης της ενέργειας των καυσαερίων. Οι απώλειες αυτές στις μηχανές RTA της δεκαετίας του 1980 συνίστανται στις εξής: 26-28% θερμικές απώλειες καυσαερίων, 21-24% στην ψύξη (νερό, λάδι και αέρας σάρωσης) και 0,5-1% απώλειες ακτινοβολίας. Έτσι ο ολικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης διαμορφώνεται στην περιοχή τιμών $\eta = 47-54\%$ και η εκμετάλλευση αυτών των απωλειών θερμότητας οδηγεί σε αύξηση του βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης. Με την αύξηση του βαθμού απόδοσης των στροβιλο-υπερπληρωτών (στροβιλοφουσητήρων) $\eta_{t-c} > 70\%$ περισσεύουν αέρια για λειτουργία στροβίλου ισχύος 1, που μπορεί να κινεί ηλεκτρογεννήτρια, αντλία ή και τον άξονα της μηχανής μέσω του μειωτήρα επικυκλικών οδοντωτών τροχών 2, του υδραυλικού συνδέσμου 3 και των τροχών εξόδου PTO (Power Take Off) 4 της μηχανής. Το σύστημα εφαρμόζεται εκτός από δίχρονες και σε τετράχρονες μηχανές και είναι παράλληλης διάταξης (αντί σειράς), δηλαδή τα αέρια εξαγωγής λειτουργούν με τον κλάδο 6 στον μεγάλης απόδοσης στροβιλοφουσητήρα και με τον κλάδο 7 στον στρόβιλο ισχύος. Το σύστημα προβλέπει παρακαμπτήρια διάταξη 8 σε περίπτωση ανάγκης καθώς και δικλείδα απομόνωσης του PT σε περίπτωση λειτουργίας της μηχανής σε μερικό φορτίο. Ο στρόβιλος ισχύος λειτουργεί με ροή καυσαερίων 10% (8-15%) της ολικής ροής. Τέλος, η ύπαρξη στροβίλου ισχύος μειώνει κατά 3% περίπου την ειδική κατανάλωση καυσίμου, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.17 (β), με συνέπεια την εξοικονόμηση καυσίμου.



Σχήμα 2.17 : Στρόβιλος ισχύος

2.2 Ο κινητήρας CEGIELSKI(SULZER) 9RTAF58

Ο υπό μελέτη κινητήρας ανήκει στην «οικογένεια» κινητήρων RTA και φέρει την ονομασία 9RTAF58. Ο αριθμός 9 στην αρχή του ονόματος υποδηλώνει ότι ο κινητήρας αυτός διαθέτει 9 κυλίνδρους. Τα γράμματα RTA στη συνέχεια δηλώνουν ότι πρόκειται για κινητήρα της «οικογένειας» RTA και το F που ακολουθεί σημαίνει ότι ο κινητήρας αυτός χρησιμοποιείται για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και όχι στη ναυτιλία, δηλαδή ότι λειτουργεί με σταθερό αριθμό στροφών. Τέλος ο αριθμός 58 στο όνομα του κινητήρα δηλώνει ότι η διάμετρος του κάθε εμβόλου είναι 58cm ή 580mm. Ο κινητήρας αυτός κατασκευάστηκε το 1988 στο Roznau της Πολωνίας από την εταιρία H. Cegielski, η οποία έκανε χρήση της τεχνολογίας της ελβετικής εταιρίας Sulzer σχετικά με την κατασκευή κινητήρων της σειράς RTA. Από τότε μέχρι και σήμερα ο κινητήρας αυτός λειτουργεί μαζί με γεννήτρια σε σταθμό παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας σε ελληνικό νησί αποτελώντας μονάδα βάσης του τοπικού συστήματος. Στο ακόλουθο σχήμα 2.18 φαίνεται η διάταξη των 9 κυλίνδρων καθώς και των 2 στροβιλοϋπερπληρωτών που φέρει ο κινητήρας 9RTAF58.



Σχήμα 2.18 : Ο κινητήρας 9RTAF58

Τα βασικά κατασκευαστικά στοιχεία του κινητήρα 9RTAF58 έχουν ως ακολούθως: η διαδρομή του εμβόλου 1700 mm και το μήκος του διωστήρα 2552,6 mm. Η εισαγωγή αέρα στον κινητήρα γίνεται με 30 θυρίδες εισαγωγής σε κάθε κύλινδρο, που βρίσκονται σε απόσταση 1556mm από την κορυφή. Κάθε θυρίδα έχει ύψος 130 mm και πλάτος 45 mm. Η επικεφαλής τοποθετημένη υπό γωνία 60° βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων από τον κύλινδρο έχει διάμετρο 290 mm. Η αντλία καυσίμου (μία ανά κύλινδρο) διαθέτει έμβολο διαμέτρου 11mm και διαδρομής 20 mm, ενώ τροφοδοτεί μέσω δύο σωλήνων υψηλής πίεσης τους δύο, ανά κύλινδρο, εγχυτήρες. Κάθε σωλήνας έχει διάμετρο 1,9 mm και μήκος 447 mm. Όσον αφορά τους εγχυτήρες, έκαστος διαθέτει 15 σπές, διαμέτρου 1,75 mm και μήκους 1 mm η καθεμία. Η πίεση ανοίγματος των εγχυτήρων είναι 350 bar ενώ η πίεση κλεισίματος 200 bar.

Βασικά λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα 9RTAF58 είναι η ονομαστική ισχύς του που ανέρχεται στα 12700 KW, η (σταθερή) ταχύτητα περιστροφής του των 125 RPM και ο βαθμός συμπίεσως (compression ratio) που ισούται με C.R.=19. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου (Break Special Fuel Consumption) στο πλήρες φορτίο ανέρχεται στα 182 g/KWh περίπου. Η μέση ενδεικνύμενη πίεση (break mean effective pressure) έχει τιμή 15,1 bar, ενώ η μέγιστη πίεση καύσεως στον κύλινδρο

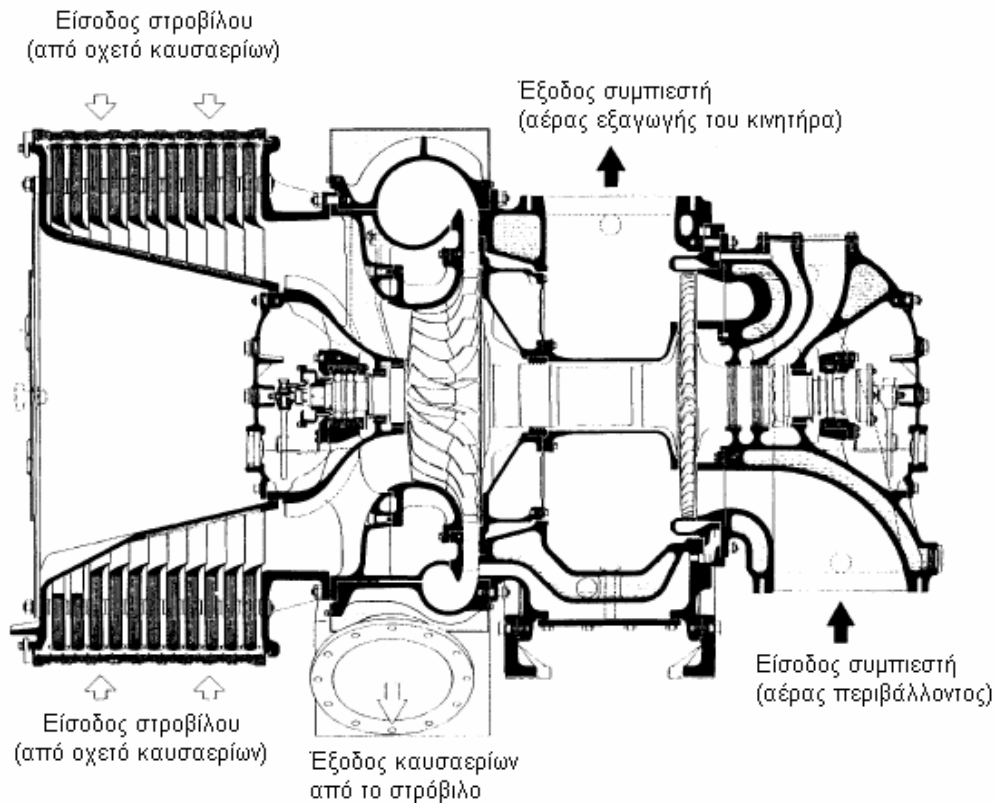
ανέρχεται στα 135 bar. Πρέπει εδώ να σημειωθεί ότι ο κινητήρας μπορεί κατά περιόδους να λειτουργεί σε υπερφόρτιση κατά 10%, όπως αναφέρθηκε και σε προηγούμενη ενότητα. Στην περίπτωση αυτή μπορεί να παράγει 13970 KW, με μέγιστη πίεση καύσεως 143 bar, ειδική κατανάλωση καυσίμου 184 g/KWh και μέση ενδεικνύμενη πίεση 16,6 bar.

Στη φωτογραφία 2.1 που ακολουθεί φαίνονται οι κυλινδροκεφαλές του κινητήρα, με προσαρμοσμένες επ'αυτών τις βαλβίδες εξαγωγής και τα ζεύγη σωλήνων υψηλής πίεσης που διοχετεύουν το καύσιμο από τις αντλίες στους εγχυτήρες. Επίσης, στο πάνω αριστερά μέρος φαίνεται ο σχετός εξαγωγής των καυσαερίων.



Φωτογραφία 2.1 : Κυλινδροκεφαλές του κινητήρα

Ο κινητήρας 9RTAF58 είναι εφοδιασμένος με δύο ζεύγη συμπιεστή-στροβίλου (στροβιλοϋπερπληρωτές). Οι στροβιλοϋπερπληρωτές αυτοί είναι κατασκευασμένοι από την εταιρία BBC και ο τύπος τους είναι ο VTR454-32A. Στο πλήρες φορτίο περιστρέφονται με ταχύτητα 15100 RPM, ενώ στην κατά 10% υπερφόρτιση η ταχύτητα αυτή αυξάνεται στις 15900 RPM. Στο ακόλουθο σχήμα 2.19 φαίνεται ο στροβιλοϋπερπληρωτής VTR454 σε τομή, ενώ στη φωτογραφία 2.2 δίδεται μια όψη του ζεύγους των στροβιλοϋπερπληρωτών, όπως αυτοί είναι τοποθετημένοι στον κινητήρα.



Σχήμα 2.19 : Ο στροβιλοϋπερπληρωτής VTR454 σε τομή



Φωτογραφία 2.2 : Όψη του ζεύγους των στροβιλοϋπερπληρωτών

Τα ψυγεία του αέρα σάρωσης του κινητήρα (αρ. 6 στο σχήμα 2.16) είναι κατασκευασμένα από τη εταιρία GEA BOCHUM και ο τύπος τους είναι ο 175/20/10/2-NSV-FM53. Οι βοηθητικοί φυσητήρες (αρ.12 στο σχήμα 2.16) έχουν κατασκευαστεί από την H.CEGIELSKI και ο τύπος τους είναι ο RTAF58. Η κίνηση σε αυτούς δίδεται από ηλεκτροκινητήρες κατασκευής της εταιρίας ASEA του τύπου M8T200LA. Η συχνότητα λειτουργίας αυτών είναι 50 Hz, η τάση 3x380 Volt και η καταναλισκόμενη ισχύς από τον καθένα 32 KW.

Πρέπει να σημειωθεί ότι ο κινητήρας αυτός διαθέτει στρόβιλο ισχύος κατασκευασμένο από την BBC, τύπου NTC 214-11 με ονομαστική ταχύτητα περιστροφής 1585 RPM.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο

ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΑΙ ΕΚΠΟΜΠΩΝ ΡΥΠΩΝ

3.1 Εισαγωγή

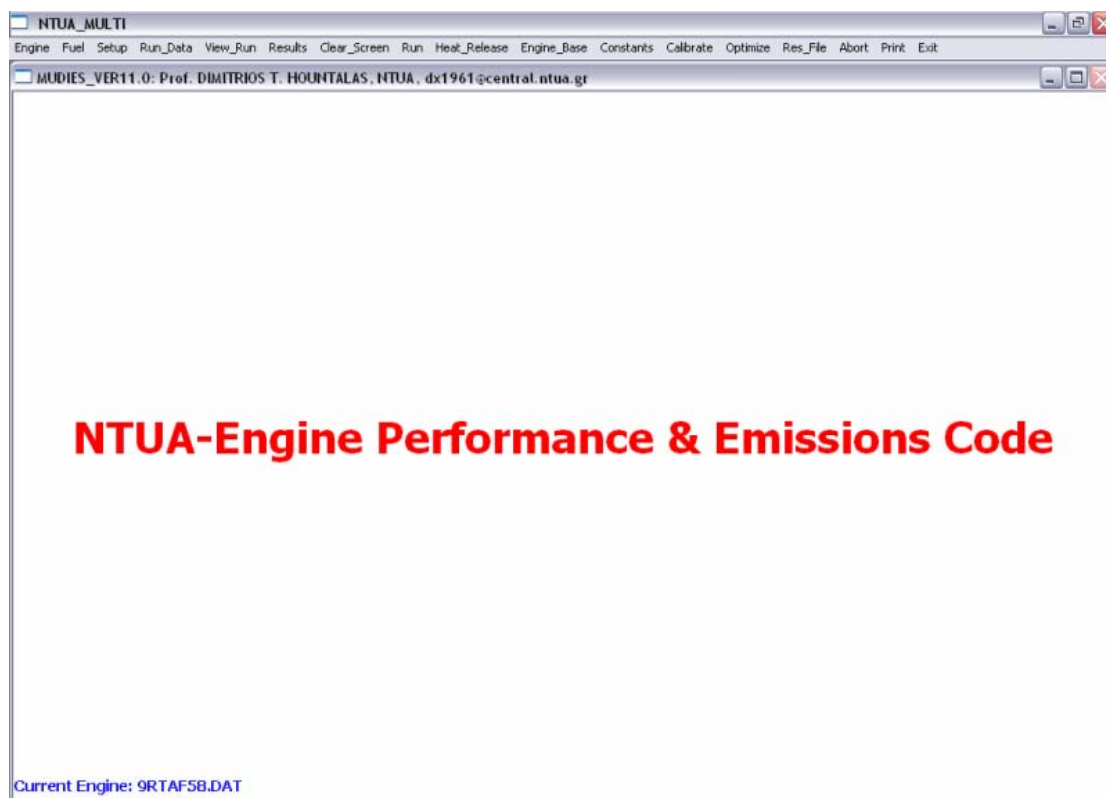
Όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή, σκοπός της διπλωματικής εργασίας αυτής είναι να εξεταστεί αν ο υπολογιστικός κώδικας NTUA-ENGINE PERFORMANCE & EMISSIONS CODE μπορεί να προσομοιάσει επιτυχώς τον κύκλο λειτουργίας ενός δίχρονου, μεγάλου μεγέθους κινητήρα Diesel και το σχηματισμό των NOx, ώστε στη συνέχεια να χρησιμοποιηθεί για την εκτέλεση παραμετρικής διερεύνησης σχετικά με τις δυνατότητες περιορισμού των εκπομπών NOx.

Συνεπώς, η όλη μελέτη πραγματοποιείται με τη βοήθεια του προαναφερθέντος υπολογιστικού εργαλείου. Πρόκειται για ένα πολυζωνικό, φαινομενολογικό μοντέλο γραμμένο σε Visual Fortran το οποίο προσομοιώνει ολόκληρο τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα, δηλαδή όχι μόνο την περίοδο της καύσης αλλά και το διάστημα εναλλαγής των αερίων. Συγκεκριμένα, προσομοιώνονται τα ακόλουθα υποσυστήματα του κινητήρα: ο κύλινδρος, το σύστημα έγχυσης και το σύστημα εναλλαγής των αερίων.

Το ότι το μοντέλο είναι πολυζωνικό (MULTI-ZONE) σημαίνει ότι χωρίζει τη δέσμη καυσίμου μετά την έγχυση σε διακριτούς όγκους, τις λεγόμενες «ζώνες» (ή κελιά). Οι συνθήκες θερμοκρασίας και σύστασης μεταβάλλονται με το χρόνο και είναι διαφορετικές για κάθε ζώνη, ενώ η πίεση θεωρείται ομοιόμορφη εντός του θαλάμου καύσης.

Επιπλέον, το ότι το μοντέλο έχει χαρακτηριστεί ως φαινομενολογικό σημαίνει ότι κάνει χρήση ημι-εμπειρικών σχέσεων για την περιγραφή των διεργασιών που επιτελούνται κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας ενός κινητήρα. Οι σχέσεις αυτές έχουν διατυπωθεί για να εκφράσουν κάποια όχι πλήρως κατανοητά φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα σε αυτές τις διεργασίες και σε συνδυασμό με τις εξισώσεις διατήρησης της συνέχειας, της ορμής και της ενέργειας καθώς και τις θεμελιώδεις αρχές της θερμοδυναμικής εφαρμόζονται στα φαινομενολογικά μοντέλα.

Το υπολογιστικό αυτό μοντέλο αναπτύχθηκε από το διδακτικό και ερευνητικό προσωπικό του εργαστηρίου Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π. υπό την επίβλεψη του Καθηγητή κ. Δ.Θ. Χουντάλα. Στο σχήμα 3.1 που ακολουθεί παρουσιάζεται η επιφάνεια εργασίας του μοντέλου.



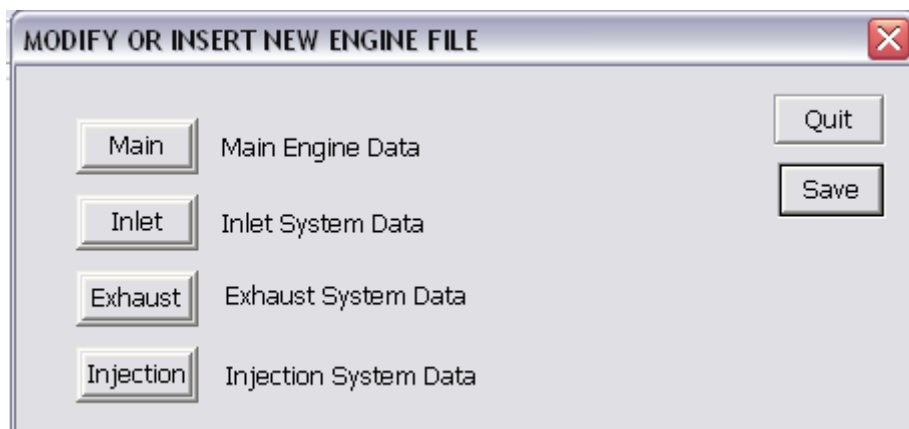
Σχήμα 3.1 : Επιφάνεια εργασίας του μοντέλου.

3.2 Δεδομένα εισόδου του μοντέλου(input data)

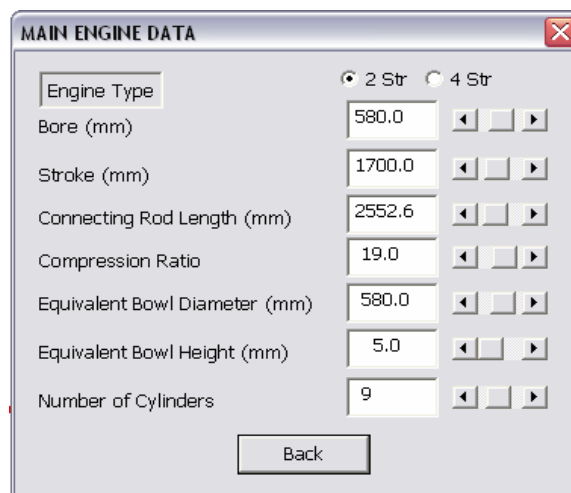
Για την εκτέλεση της προσομοίωσης ο κώδικας απαιτεί μια σειρά δεδομένων εισόδου(input data) καθώς επίσης και ένα σύνολο επιλογών για τον καθορισμό των απαραίτητων ρυθμίσεων. Τα αναγκαία δεδομένα που απαιτούνται είναι τα εξής:

- Δεδομένα του κινητήρα. Εδώ περιλαμβάνονται όλα τα κατασκευαστικά-γεωμετρικά στοιχεία του κινητήρα.

Τα δεδομένα του κινητήρα καθορίζονται αναλυτικά μέσω της επιλογής Engine_Base στη γραμμή εργαλείων του μοντέλου, η οποία οδηγεί στις εξής τρεις επιμέρους επιλογές: Modify Engine File, Create New Engine File και Delete Engine File. Μέσω της επιλογής Modify Engine File, ανοίγει το ακόλουθο παράθυρο(σχήμα 3.2), στο οποίο υπάρχουν τέσσερις επιλογές καταχώρησης δεδομένων: για τα βασικά δεδομένα του κινητήρα(Main Engine Data)(σχήμα 3.3), για τα δεδομένα του συστήματος αέρα εισαγωγής (Inlet System Data)(σχήμα 3.4), για τα δεδομένα του συστήματος εξαγωγής (Exhaust System Data)(σχήμα 3.5) και για τα δεδομένα του συστήματος εγχύσεως του καυσίμου(Injection System Data)(σχήμα 3.6).



Σχήμα 3.2 : Παράθυρο δεδομένων κινητήρα



Σχήμα 3.3 : Πίνακας καταχώρησης βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών του κινητήρα

SETUP OF ENGINE INLET SYSTEM

Valve Data

Valve Type Valve Reference Timing Hot Cold
 Set Inlet Opening Y/N
 Set Inlet Closing Y/N

Inlet Valve Diameter (mm)	0.0	Inlet Manifold Volume (cm**3)	1365000
Inlet Valve Seat Angle (deg)	60.0	Inlet Manifold Flow Area (cm**2)	10000.
Number of Inlet Valves	0	Inlet Manifold Discharge Coeff.	0.90
Inlet Valve Discharge Coefficient	0.85	Inlet Valve Opening	523
Inlet Valve Rocker Ratio	0.0	Inlet Valve Closing (deg)	17
Inlet Valve Clearance Cold (mm)	0.00	Swirl Ratio	0.00
Inlet Valve Clearance Hot (mm)	0.00	Inlet-Cylinder Axis Distance(mm)	10.0

Port Data

Valve Type Port Number of Port Groups (-) 1

First Port Group		Second Port Group	
Port Distance from Top (mm)	1556.0	Port Distance from Top (mm)	1.0
Port Width (mm)	45.0	Port Width (mm)	0.0
Small Port Height (mm)	130.0	Small Port Height (mm)	0.0
Big Port Height (mm)	0.0	Big Port Height (mm)	0.0
Number of Ports (-)	30	Number of Ports (-)	0
Port Type (0/1)	0	Port Type (0/1)	0

Back

Σχήμα 3.4 : Πίνακας καταχώρησης γεωμετρικών χαρακτηριστικών του συστήματος αέρα εισαγωγής

SETUP OF ENGINE EXHAUST SYSTEM

Valve Data

Valve Type Valve Reference Hot Cold
 Set Exhaust Opening Y/N
 Set Exhaust Closing Y/N

Exhaust Valve Diameter (mm)	290.0	Exhaust Manifold Volume (cm*3)	527000
Exhaust Valve Seat Angle (deg)	60.0	Exhaust Manifold Flow Area (cm*2)	1000.
Number of Exhaust Valves	1	Exhaust Manifold Discharge Coef.	0.60
Exhaust Valve Discharge Coefficient	0.97	Exhaust Valve Opening (deg)	287
Exhaust Valve Rocker Ratio	1.6	Exhaust Valve Closing (deg)	81
Exhaust Valve Clearance Cold (mm)	1.00		
Exhaust Valve Clearance Hot	1.00		

Port Data

Valve Type Port Number of Port Groups (-) 1

First Port Group		Second Port Group	
Port Distance from Top (mm)	914.3	Port Distance from Top (mm)	0.0
Port Width (mm)	80.0	Port Width (mm)	0.0
Small Port Height (mm)	70.0	Small Port Height (mm)	0.0
Big Port Height (mm)	0.0	Big Port Height (mm)	0.0
Number of Ports (-)	8	Number of Ports (-)	0
Port Type (0/1)	0	Port Type (0/1)	0

Back

Σχήμα 3.5 : Πίνακας καταχώρησης γεωμετρικών χαρακτηριστικών του συστήματος εξαγωγής

FUEL PUMP DATA		INJECTOR DATA		DELIVERY VALVE DATA	
Pump Bore (mm)	11.0	Number of Injector Holes	15	Delivery Valve	<input type="checkbox"/> Y/N
Pump Stroke (mm)	0.0	Injector Hole Diameter (mm)	0.750	Mass (g)	0.0
Number of Feed Holes	2	Injector Hole Length (mm)	1.000	Seat Diameter (mm)	0.0
Diameter of Feed Holes	2.0	Injector Hole Discharge	0.650	Valve Max. Lift (mm)	0.000
Feed Hole from BDC	3.0	Injector Needle Mass (g)	5.9	Spring Stiffness	0.0
Clearance (mm)	0.000	Injector Max. Lift (mm)	0.230	Opening Pressure (bar)	0.0
Min. Chamber Height	2.0	Seat Diameter (mm)	1.1	Valve Seat Angle (deg)	0.0
Pipeline Length (mm)	447.0	Spring Stiffness (N/m)	146.0	Chamber Volume (cc)	320.0
Pipeline Diameter (mm)	1.9	Opening Pressure (bar)	350.0		
Pump Piston Length	20.0	Closing Pressure (bar)	200.0		
		Needle Seat Angle (deg)	60.0		
		Injector Volume (mm**3)	500.0		
		Sac Volume (mm**3)	0.7		

Σχήμα 3.6 : Πίνακας καταχώρησης δεδομένων του συστήματος εγχύσεως του καυσίμου

Πρέπει να σημειωθεί εδώ ότι μέσω της επιλογής ENGINE στη γραμμή εργαλείων του κώδικα που οδηγεί στο παράθυρο που απεικονίζεται στο ακόλουθο σχήμα(3.7) γίνεται επιλογή ενός υπάρχοντος κινητήρα του οποίου έχουμε εισαγάγει τα δεδομένα με τη δημιουργία και την κατάλληλη τροποποίηση σχετικών αρχείων.

Σχήμα 3.7 : Μενού επιλογής κινητήρα από κατάλογο

- Ιδιότητες του καυσίμου, στις οποίες περιλαμβάνονται η θερμογόνος δύναμη, η πυκνότητα, το ποσοστό υγρασίας, η σύσταση και οι χημικές ιδιότητες του καυσίμου.

Οι ιδιότητες του καυσίμου ρυθμίζονται μέσω της επιλογής Fuel στη γραμμή εργαλείων, η οποία οδηγεί στον πίνακα του σχήματος 3.7.

General Properties	
Fuel Density (kg/m**3)	862.0
Heating Value (kJ/kg)	41870.0
Water Content (%)	0.0

Mass Composition %	
Carbon (%)	84.70
Hydrogen (%)	15.29
Oxygen (%)	0.00
Nitrogen (%)	0.00

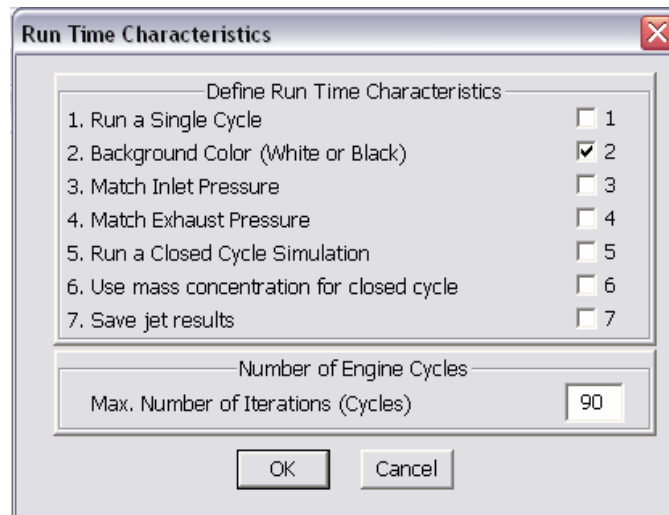
Chemical Properties	
Carbon Atoms	12.0
Hydrogen Atoms	26.0
Oxygen Atoms	0.0
Nitrogen Atoms	0.0
Molecular Weight (-)	170.0

Σχήμα 3.7 : Ιδιότητες του καυσίμου

- Καθορισμός ρυθμίσεων προσομοίωσης. Οι ρυθμίσεις που αφορούν την προσομοίωση καθορίζονται μέσω της επιλογής Setup της γραμμής εργαλείων και περιλαμβάνουν μια σειρά επιμέρους επιλογών.

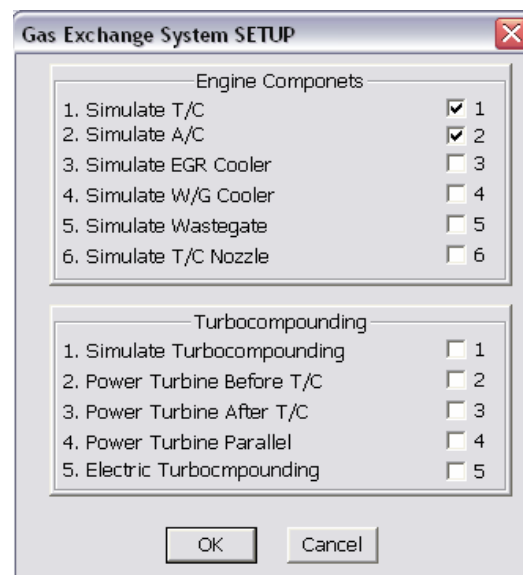
Οι κυριότερες από αυτές τις επιλογές είναι: η επιλογή Run Time και η επιλογή Inlet and Exhaust. Μέσω του μενού επιλογών Run Time Characteristics, που παρουσιάζεται στο σχήμα 3.8, μπορεί να καθοριστεί το αν η προσομοίωση θα αφορά **ανοικτό** ή **κλειστό** κύκλο λειτουργίας. Ο κλειστός κύκλος (Closed Cycle Simulation) κάνει προσομοίωση του κύκλου για το διάστημα που ο θάλαμος καύσης είναι κλειστός (κλείσιμο βαλβίδας(ή θυρίδων) εισαγωγής - άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής). Τα απαιτούμενα εδώ δεδομένα δίνονται από κατάλληλο αρχείο, στο οποίο περιέχονται όλες οι συνθήκες (π.χ. πίεση, θερμοκρασία), καθώς και λεπτομέρειες για τη σύσταση του αερίου που εγκλωβίζεται στον κύλινδρο, κατά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής. Αντιθέτως, ο ανοικτός κύκλος (Open Cycle Simulation) κάνει προσομοίωση για όλη την χρονική περίοδο του κύκλου, περιέχοντας δηλαδή και τις φάσεις της εναλλαγής των αερίων. Τα δεδομένα εδώ εισάγονται με τρόπο που θα επεξηγηθεί στη συνέχεια.

Αξίζει να σημειωθεί εδώ, ότι στην όλη ανάλυση που ακολουθεί, έγινε προσομοίωση **ανοικτού κύκλου**. Ακόμη από το μενού επιλογών Run Time Characteristics καθορίζεται ο μέγιστος αριθμός επαναλήψεων(κύκλων) στα πλαίσια των οποίων επιθυμούμε ο κώδικας να συγκλίνει, καθώς επίσης και το «ταίριασμα» των πιέσεων εισαγωγής ή και εξαγωγής του κινητήρα, αν αυτό κρίνεται σκόπιμο κατά την προσομοίωση.



Σχήμα 3.8 : Ρυθμίσεις προσομοίωσης

Η επιλογή Inlet and Exhaust οδηγεί σε μια λίστα ρυθμίσεων που αφορά το σύστημα εναλλαγής των αερίων (σχήμα 3.9), και δίνει τη δυνατότητα επιλογής της αναλυτικής προσομοίωσης του συστήματος υπερπλήρωσης του κινητήρα, του ψυγείου αέρα σάρωσης και άλλων εξαρτημάτων της εγκατάστασης. Η επιλογή, ωστόσο, της αναλυτικής προσομοίωσης π.χ. του συστήματος υπερπλήρωσης του κινητήρα συνεπάγεται τον καθορισμό κάποιων επιπλέον λειτουργικών χαρακτηριστικών (των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου) που περιλαμβάνονται στον πίνακα καθορισμού των συνθηκών λειτουργίας που επεξηγείται ακολούθως.



Σχήμα 3.9 : Ρυθμίσεις συστήματος εναλλαγής των αερίων

- Συνθήκες λειτουργίας (operating conditions). Πριν από κάθε προσομοίωση πρέπει να ορίζονται οι συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα, για τις οποίες είναι επιθυμητό να γίνει η προσομοίωση.

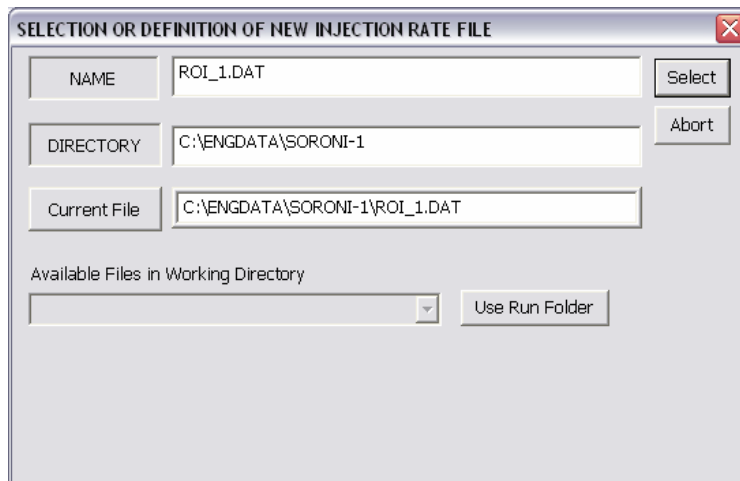
Τα δεδομένα των συνθηκών λειτουργίας καθορίζονται μέσω της επιλογής Run_Data στη γραμμή εργαλείων του κώδικα, που οδηγεί στις ακόλουθες πέντε επιλογές: Open Cycle Operating Data-Input from Screen, Open Cycle Operating Data-Input from

File, Injection Rate File-Open Cycle, Closed Cycle Input Data και Modify Injection Rate File. Από αυτές οι δύο πρώτες οδηγούν σε δύο πίνακες καταχώρησης δεδομένων σχετικών με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα, όπως είναι οι στροφές, η προπορεία εγχύσεως, οι πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής κ.τ.λ για ανοικτό κύκλο(σχήματα 3.10 και 3.11). Η τέταρτη επιλογή αφορά τον καθορισμό των συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα όταν πρόκειται να γίνει προσομοίωση κλειστού κύκλου(διαμόρφωση του αρχείου δεδομένων που αναφέρθηκε παραπάνω).

Σχήμα 3.10 : Πίνακας καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας (1)

Σχήμα 3.11 : Πίνακας καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας (2)

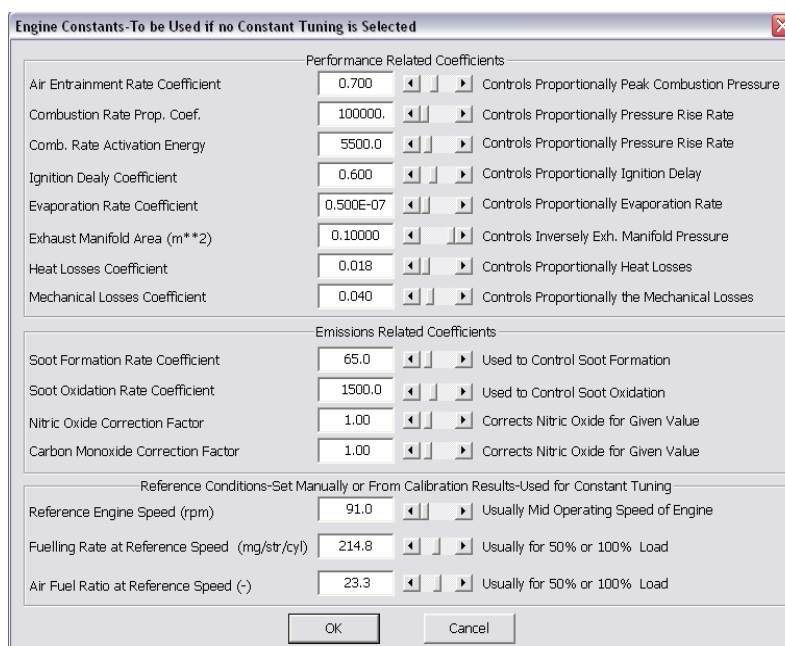
Οι επιλογές Injection Rate File-Open Cycle και Modify Injection Rate File, που αναφέρθηκαν παραπάνω, αφορούν την επιλογή και τη διαμόρφωση ενός αρχείου επίσης απαραίτητου για τη διεξαγωγή της προσομοίωσης, του αρχείου που αφορά το ρυθμό εγχύσεως του καυσίμου(σχήμα 3.12). Το αρχείο αυτό περιέχει το προφίλ ψεκασμού του καυσίμου στους κυλίνδρους του κινητήρα.



Σχήμα 3.12 : Επιλογή αρχείου ψεκασμού

- Τιμές των σταθερών του μοντέλου(model constants). Είναι οι τιμές των συντελεστών που σχετίζονται με διάφορες εργασίες που λαμβάνουν χώρα εντός του κυλίνδρου του κινητήρα.

Τέτοιες διεργασίες είναι : η συμπαράσυρση του αέρα δηλαδή η εισχώρηση του αέρα στη δέσμη του καυσίμου (air entrainment rate), ο ρυθμός της καύσης (combustion rate) , η καθυστέρηση αναφλέξεως (ignition delay) , η ατμοποίηση του καυσίμου (evaporation) και οι εκπομπές των ρύπων NO, CO και αιθάλης. Ο πίνακας των σταθερών αυτών είναι διαθέσιμος μέσω της επιλογής Constants στη γραμμή εργαλείων του μοντέλου, και παρουσιάζεται στο σχήμα 3.13.



Σχήμα 3.13 : Πίνακας σταθερών του μοντέλου

3.3 Αποτελέσματα

Μετά το πέρας μιας προσομοίωσης το μοντέλο μας δίνει τη δυνατότητα να δούμε όλα τα παρεχόμενα από την προσομοίωση αποτελέσματα. Τα αποτελέσματα καταγράφονται αναλυτικά σε κατάλληλο συγκεντρωτικό πίνακα (σχήμα 3.14) περιέχουν μεταξύ άλλων τόσο λειτουργικές παραμέτρους (παραγόμενη ισχύς, βαθμός απόδοσης, ειδική κατανάλωση καυσίμου, συντελεστής λ, στροφές κ.τ.λ.), όσο και τιμές των εκπομπών ρύπων NO, CO και αιθάλης.

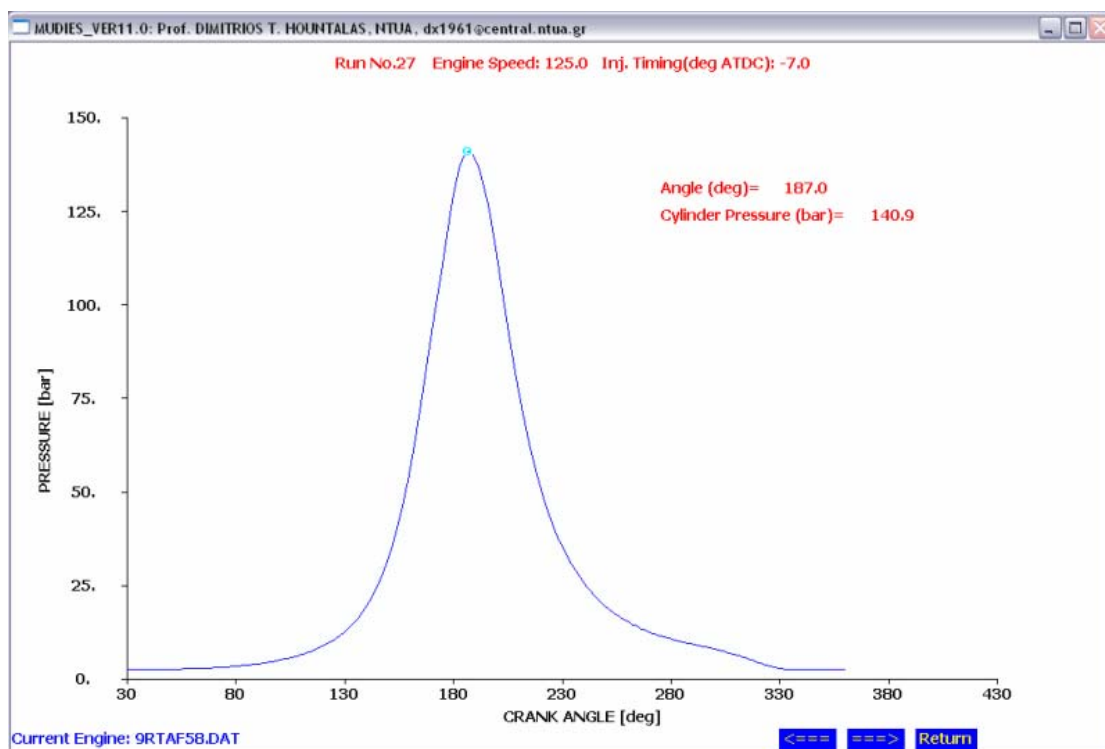
CYLINDER DATA		POLLUTANTS EVO OPEN		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
Speed (rpm):	125.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	13269	Pmean Inj. (bar):	500.	Comp. Post (bar):	2.85
Ignition (deg):	-6.6	NO (ppm):	1616.	Power Brake(kW):	12714	Pmax Inj. (bar):	500.	Inlet Press. (bar):	2.85
Pmax (bar):	140.9	NO (g/kWh):	10.48	Imep (bar):	15.76	Inj. Open (bar):	350.	Comp. Tout (C):	152.5
Inj. Main (deg):	-7.0	NOx (g/kWh):	16.07	Bmep (bar):	15.10	dur. Main (deg):	23.	A/C Tout (C):	45.5
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	0.03	Eff. Ind. (%):	49.2	dur. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (C):	45.5
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	0.002	Eff. Brake (%):	47.1	dur. Post (deg):	-	Turbine Pin (bar):	2.63
Main Delay (deg):	0.4	CO (%):	0.000	Eff. Mech. (%):	95.8	Inj. Delay (deg):	-	Turbine Tin (C):	397.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.000	bsfc (g/kWh):	181.8	Eff. Stroke (mm):	-	Turbine Tout (C):	283.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%):	0.000	Heat Loss (%):	-6.1	Pilot Fuel (%):	-	Heat Coal. (%):	0.0
Fuel (kg/h):	2312.			Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	ECF Turpin. (C):	100.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2656.			W/B Flow (%):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	2.68			Exhaust Temp. (C):	283.
O2 Percent (%):	-							Air (kg/s):	24.80
COMPONENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST							
Comp. Eff. (%):	70.5	O2 (%):	14.0						
Turbine Eff. (%):	76.8	N2 (%):	77.2						
A/C Eff. (%):	84.6	CO2 (%):	4.2						
EGR Cool Eff. (%):	0.0	H2O (%):	4.6						
ENH Cool Eff. (%):	0.0	NOx (ppm):	1080.						
P/T Turshot (C):	0.	NOx Dry (mg/Nm3):	2135.						
P/T Pres. Ratio (-):	1.00								
P/T Power (kW):	0.0								
P/T Power (%)	0.0								

Current Engine: 9RTAF58.DAT

Σχήμα 3.14 : Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων προσομοίωσης

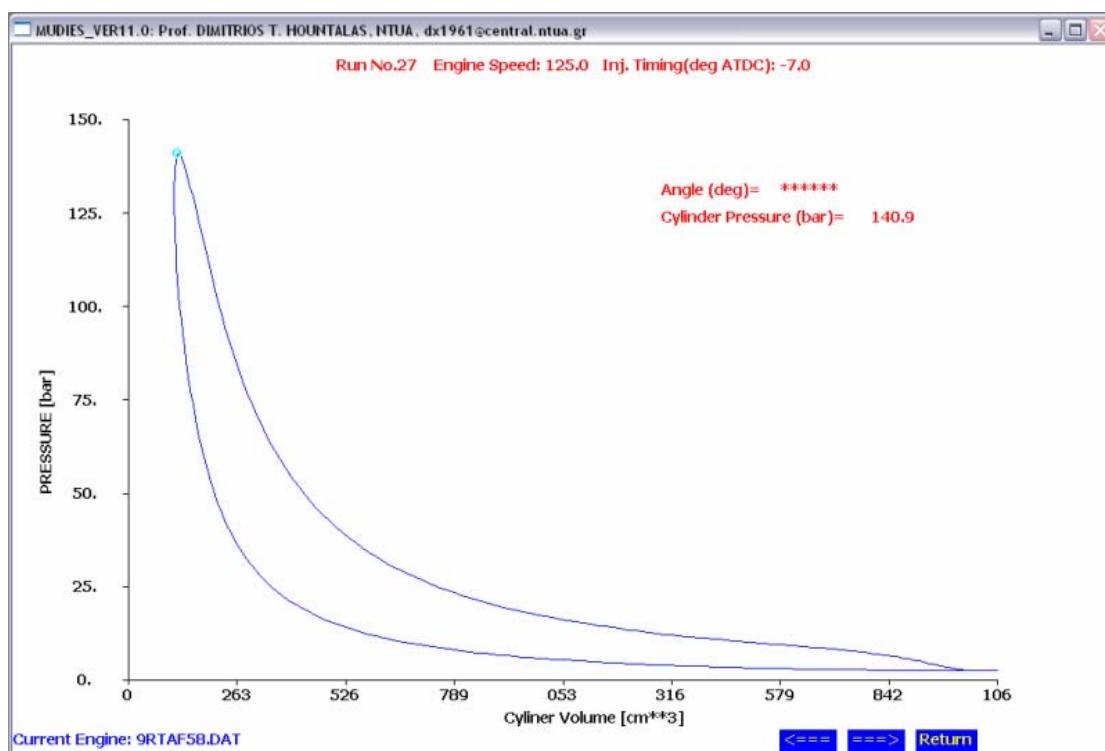
Επιπλέον, χρήσιμες πληροφορίες είναι διαθέσιμες υπό τη μορφή γραφημάτων, τα οποία είναι διαθέσιμα μετά από κάθε προσομοίωση ή και στη διάρκεια αυτής. Τα διαγράμματα αυτά είναι τα ακόλουθα :

- Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων “P-φ”.



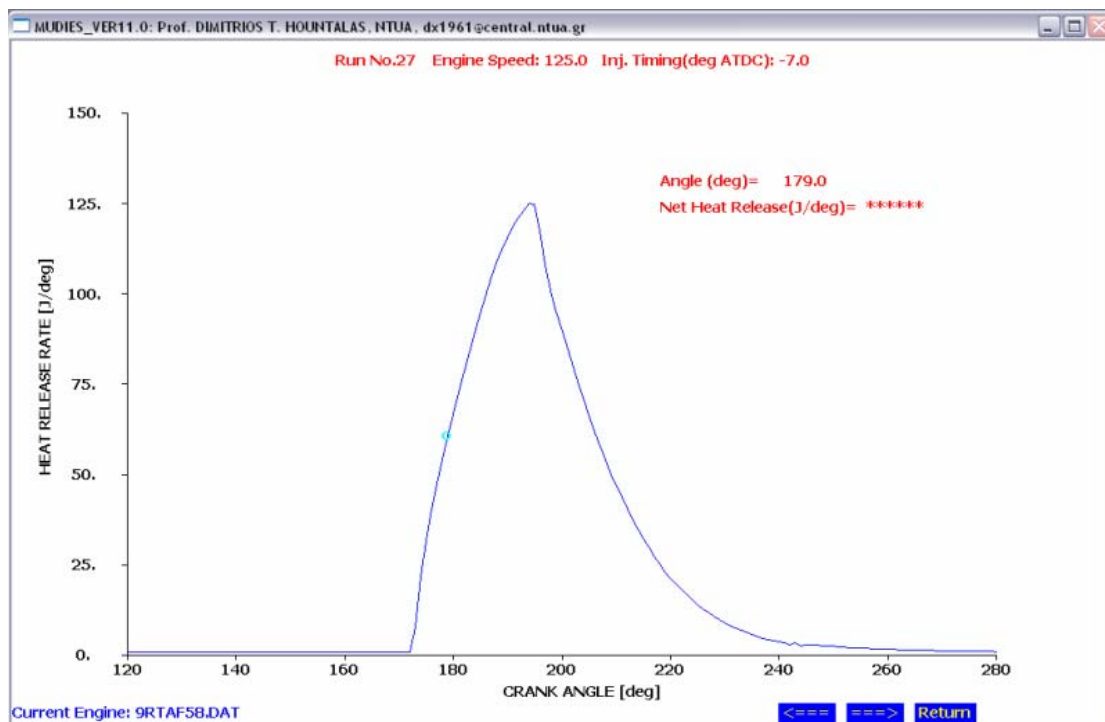
Σχήμα 3.15 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων “P-φ”

- Δυναμοδεικτικό διάγραμμα P-V.



Σχήμα 3.16 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα P-V

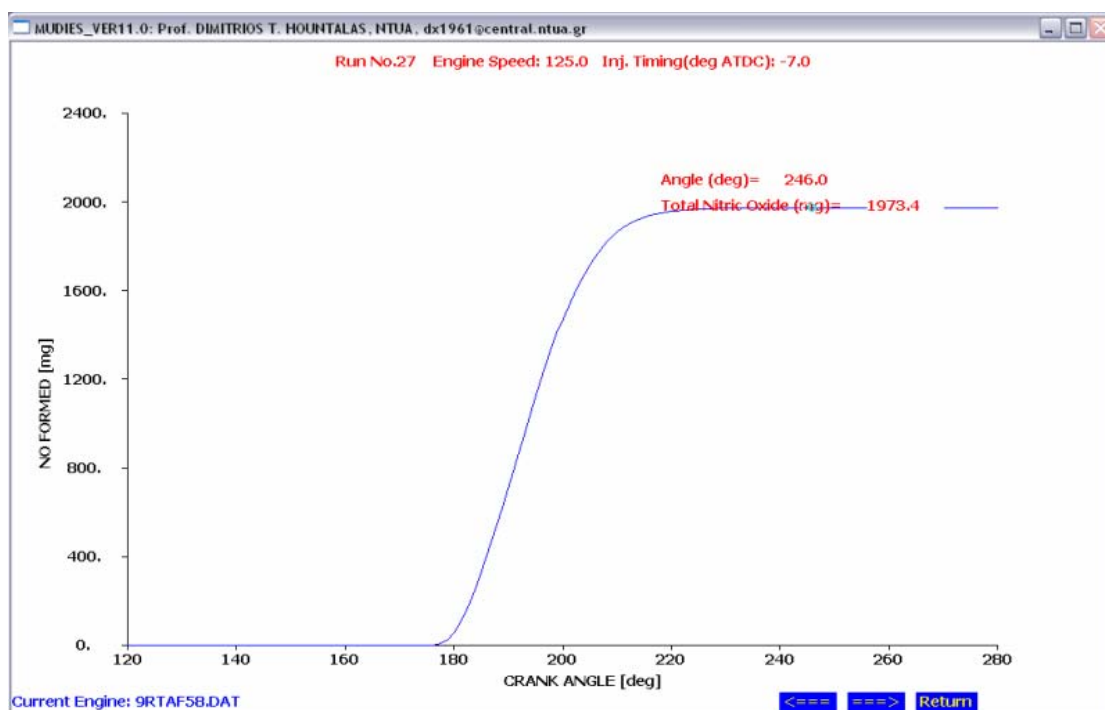
- Διάγραμμα έκλυσης θερμότητας (heat release rate diagram)



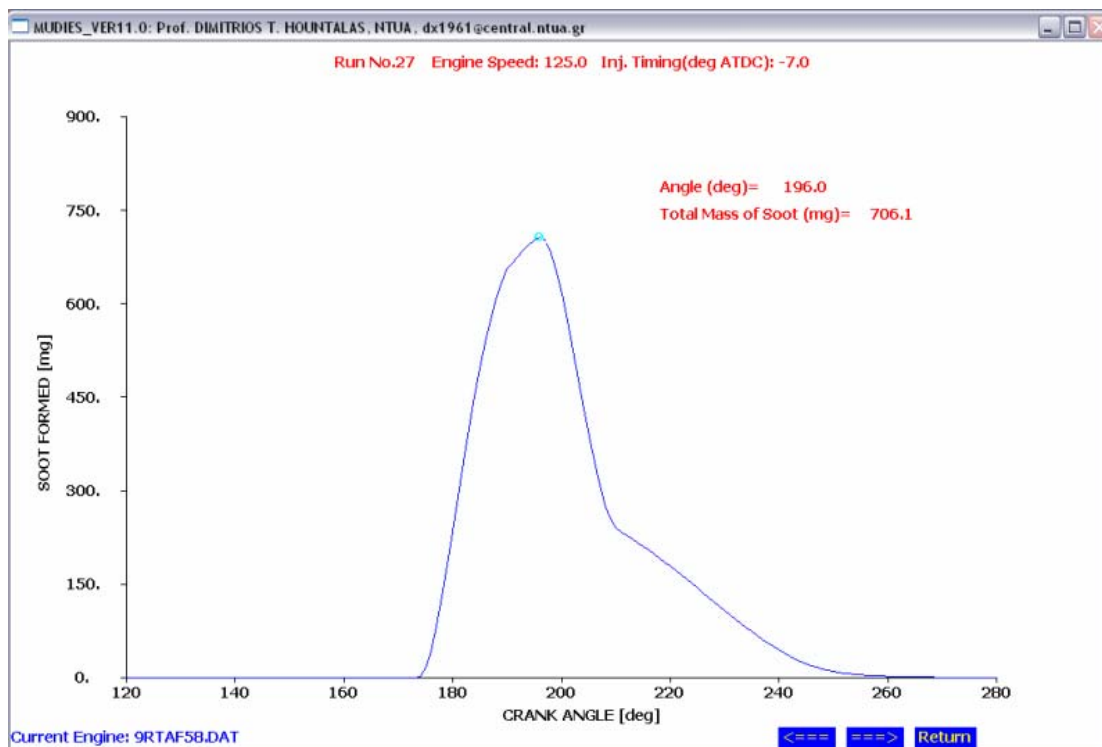
Σχήμα 3.17 : Διάγραμμα έκλυσης θερμότητας

Στο παραπάνω διάγραμμα μπορεί κανείς να παρακολουθήσει τη μεταβολή του ρυθμού απελευθέρωσης θερμότητας κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας.

- Ιστορικό σχηματισμού των ρύπων NO και αιθάλης



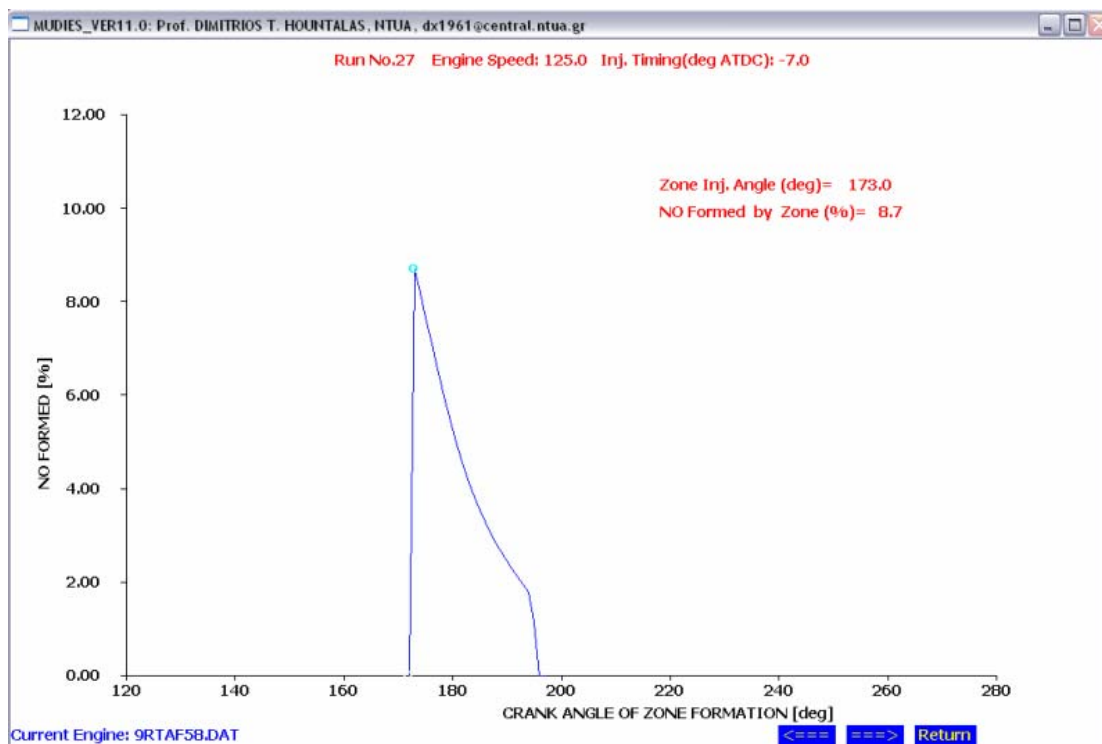
Σχήμα 3.18 : Ιστορικό σχηματισμού NO



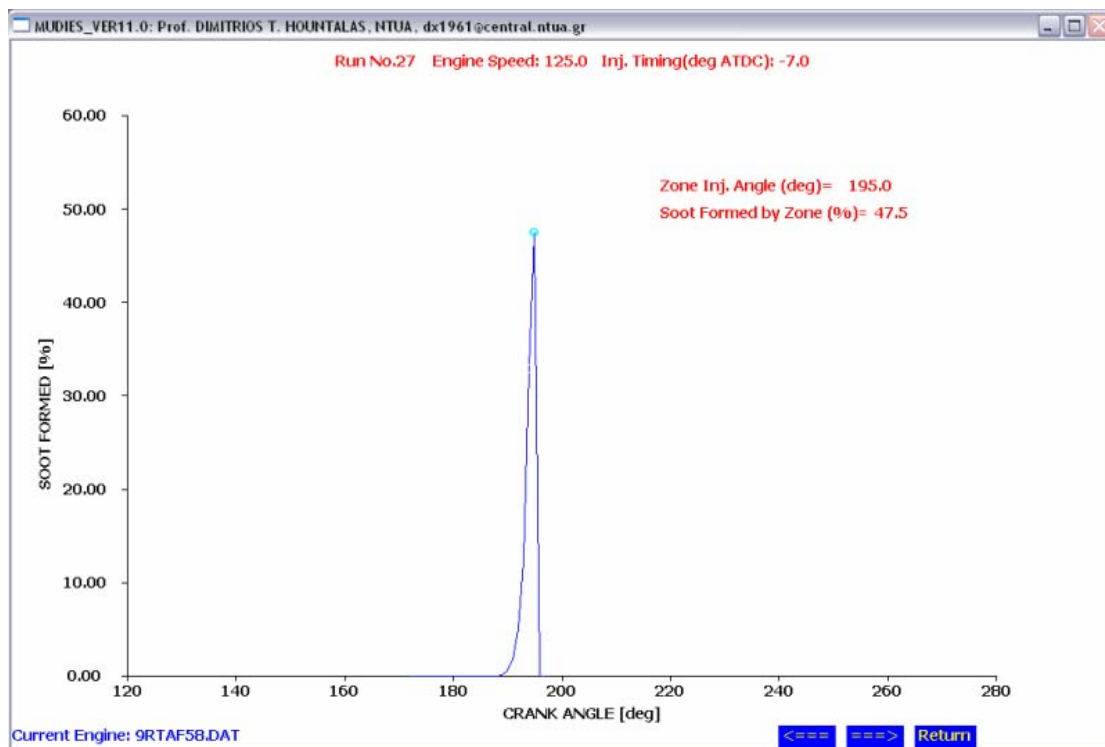
Σχήμα 3.19 : Ιστορικό σχηματισμού αιθάλης(soot)

Στα παραπάνω διαγράμματα παρουσιάζεται ο σχηματισμός του NO και της αιθάλης εντός του κυλίνδρου κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας.

- Σχηματισμός NO και αιθάλης ανά ζώνη της δέσμης του καυσίμου



Σχήμα 3.20 : Σχηματισμός NO ανά ζώνη της δέσμης



Σχήμα 3.21 : Σχηματισμός αιθάλης ανά ζώνη της δέσμης

Στα παραπάνω διαγράμματα απεικονίζεται γραφικά η συνεισφορά κάθε ζώνης της δέσμης του καυσίμου στις τελικές εκπομπές NO και αιθάλης. Ως ζώνη νοείται το σύνολο της ποσότητας του καυσίμου που εγχύεται σε κάθε χρονικό βήμα του υπολογισμού που στη συγκεκριμένη εφαρμογή είναι 1° C.A.(1 μοίρα γωνίας στροφάλου).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο

ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΡΟΒΛΕΨΗ ΤΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

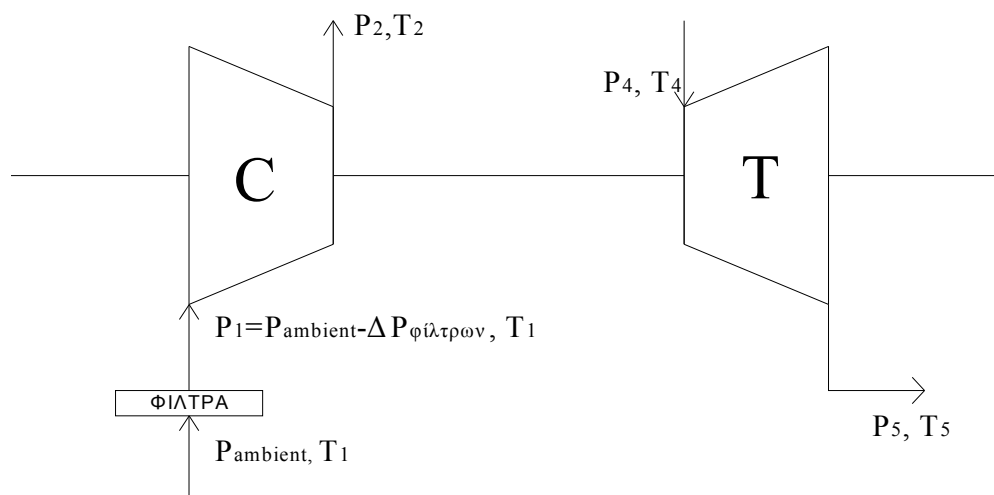
4.1 Υπολογισμοί για το σύστημα υπερπλήρωσης(Προσπάθεια προσέγγισης καμπύλων βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή)

4.1.1 Εισαγωγή

Όπως αναπτύχθηκε σε προηγούμενη ενότητα, όταν επιλεγεί αναλυτική προσομοίωση του συστήματος υπερπλήρωσης στο μοντέλο, απαιτείται ο καθορισμός στα δεδομένα εισόδου της προσομοίωσης των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου. Ωστόσο οι χάρτες του συμπιεστή και του στροβίλου δεν ήταν διαθέσιμοι, το οποίο είναι σύνηθες. Έτσι, για τον προσδιορισμό των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης χρησιμοποιήθηκαν δύο μεθοδολογίες (άμεσος και έμμεσος υπολογισμός). Οι υπολογισμοί αυτοί πραγματοποιήθηκαν με βάση στοιχεία από τις δοκιμές παραλαβής του κινητήρα που ήταν διαθέσιμα. Πρέπει, επίσης, να σημειωθεί ότι οι υπολογισμοί πραγματοποιήθηκαν σε περιβάλλον Mathcad.

4.1.2 Άμεσος υπολογισμός

Ο άμεσος υπολογισμός των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου πραγματοποιήθηκε με βάση τις τιμές ορισμένων μεγεθών από τα πρωτόκολλα μετρήσεων. Τα μεγέθη αυτά φαίνονται στο σχήμα 4.1 που ακολουθεί.



Σχήμα 4.1 : Το σύστημα υπερπλήρωσης

Ειδικότερα όσον αφορά το **συμπιεστή** τα μεγέθη που χρησιμοποιηθήκαν είναι οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες στην είσοδο και στην έξοδο του, δηλαδή τα P_1, T_1, P_2, T_2 . Στα πρωτόκολλα των μετρήσεων οι θερμοκρασίες T_1, T_2 δίνονται σε βαθμούς Κελσίου για τα διάφορα φορτία λειτουργίας του κινητήρα, ενώ από τις πιέσεις δίνεται μόνο η μανομετρική πίεση του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή P_2 σε mmHg. Η πίεση του αέρα στην είσοδο του συμπιεστή προσδιορίστηκε από την ατμοσφαιρική πίεση του αέρα, από την οποία αφαιρέθηκε η πτώση πίεσης που λαμβάνει χώρα στα τοποθετημένα στην είσοδο του συμπιεστή φίλτρα, δηλαδή μέσω της σχέσης:

$$P_1 = P_{ambient} - \Delta P_{\phi\acute{\iota}\lambda\tau\rho\omega\nu} \quad (4.1)$$

Η τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή προέκυψαν με τη βοήθεια της ακόλουθης διαδικασίας :

- Από τις θερμοκρασίες T_1, T_2 και τους πίνακες των τιμών μέσης θερμοχωρητικότητας, ενθαλπίας και συναρτήσεως εντροπίας Γ_{mp} ανά 1 βαθμό Κελσίου για αέρα βρίσκονται οι h_1 και h_2 αντίστοιχα, καθώς επίσης και η Γ_{mp1} .

- Μέσω της σχέσης:

$$\Gamma_{mp2}' = \Gamma_{mp1} + R_m \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (4.2)$$

υπολογίζεται το Γ_{mp2}' και από αυτό μέσω των πινάκων εντοπίζεται το h_2' .

- Από τη σχέση:

$$n_{isC} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.3)$$

υπολογίζεται, τελικώς, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή.

Για την εφαρμογή της διαδικασίας αυτής διαμορφώθηκε κατάλληλα ένα φύλλο εργασίας του Mathcad. Στο φύλλο εργασίας δίνουμε τις τιμές $P_{amb}, \Delta P_{suction}, P_{afterblower}$ από τα πρωτόκολλα μετρήσεων και τις τιμές των μεγεθών h_1, h_2 και Γ_{mp1} μέσω των πινάκων και αυτό πραγματοποιεί τις κατάλληλες μετατροπές μονάδων για την πίεση από mmHg και mmWG σε bar, υπολογίζει το Γ_{mp2}' από τη σχέση 4.2, εντοπίζει την αντίστοιχη τιμή h_2' με γραμμική παρεμβολή από τους πίνακες και τελικά προσδιορίζει την τιμή του n_{isC} από τη σχέση 4.3.

Η διαδικασία αυτή πραγματοποιήθηκε για τα διάφορα φορτία του κινητήρα που περιλαμβάνονται στα πρωτόκολλα μετρήσεων δηλαδή στα : 25%, 50%, 75%, 100% και 110%. Για καθένα από αυτά τα φορτία ο υπολογισμός πραγματοποιήθηκε δύο φορές, μια για κάθε στροβιλοϋπερπληρωτή. Στην επόμενη σελίδα παρατίθεται ένα φύλλο εργασίας του mathcad, που αφορά το συμπιεστή του ενός υπερπληρωτή σε φορτίο λειτουργίας 100%, ενδεικτικά. Τα αποτελέσματα της όλης διαδικασίας συνοψίζονται στον πίνακα 4.1.

```

Pamb := 750 mmHg      ΔP suction := 28 mmWG  Pafterblower := 135 mmHg  T1 := 27 C
EYRESIP1              EYRESIP2              T2 := 138 C
Pamb · 1.33322 · 10-3 - ΔP suction · 9.8 · 10-5 = 0.9972  (Pafterblower + Pamb) · 1.33322 · 10-3 = 2.8118
υπολογισμος του Γmp2tonoumeno          bar                bar
Γmp1 := 2.74
Γmp2t := 1
P1 := Pamb · 1.33322 · 10-3 - ΔP suction · 9.8 · 10-5
P2 := (Pafterblower + Pamb) · 1.33322 · 10-3
Γ := Γmp2t
Given
Γmp2t = Γmp1 + 8.314 · ln(P2/P1)
(Γmp2t / Γ) := Find(Γmp2t, Γ)
Γmp2t = 11.3587
γραμμικη παρεμφωλη για την evresh του h2tonoumeno
h2t := 4000
h := h2t
Given
(11.36 - 11.29) / (Γmp2t - 11.29) = (3797 - 3767) / (h2t - 3767)
(h2t / h) := Find(h2t, h)
h2t = 3.7964 × 103
evresi isentropikou bathmou apodoshs(nisC)
h1 := 785
h2 := 4032
(h2t - h1) / (h2 - h1) = 0.9274

```

Φύλλο εργασίας Mathcad 1 : Άμεσος υπολογισμός n_{isC}

Φορτίο	n_{isC} 1ου υπερπληρωτή	n_{isC} 2ου υπερπληρωτή
25%	1,124	1,312
50%	0,994	1,011
75%	0,9532	0,9682
100%	0,9274	0,9433
110%	0,7982	0,8103

Πίνακας 4.1 : Αποτελέσματα άμεσου υπολογισμού n_{isC}

Στον πίνακα των αποτελεσμάτων παρατηρούμε ότι οι τιμές του n_{isC} είναι πολύ υψηλές σε όλα τα φορτία πλην του 110%, με αποκορύφωμα το 25% όπου οι τιμές του ξεπερνούν τη μονάδα. Κάτι τέτοιο προφανώς δεν είναι δυνατό και οφείλεται στο γεγονός ότι οι μετρήσεις της θερμοκρασίας στις δοκιμές παραλαβής του κινητήρα δεν ελήφθησαν με την απαιτούμενη, για τέτοιου είδους υπολογισμούς, ακρίβεια. Δηλαδή, δεδομένου ότι μια διαφορά ενός βαθμού Κελσίου στη θερμοκρασία σε επίπεδο ενθαλπών οδηγεί σε διαφορές της τάξης των 30KJ/kg και σε διαφορές της τάξης του 4% σε επίπεδο ισεντροπικών βαθμών απόδοσης, η ευαισθησία των υπολογισμών σε σχέση με τη θερμοκρασία είναι πολύ υψηλή.

Όσον αφορά το **στροβίλο** τα μεγέθη που χρησιμοποιήθηκαν είναι οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες στην είσοδο και στην έξοδο του, δηλαδή τα P_4, T_4, P_5, T_5 . Στα πρωτόκολλα των μετρήσεων οι θερμοκρασίες T_4, T_5 δίνονται σε βαθμούς Κελσίου για τα διάφορα φορτία του κινητήρα, ενώ η πίεση των καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου σε mmHg και στην έξοδο του σε mmWG.

Η τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου προέκυψε με τη βοήθεια της ακόλουθης διαδικασίας :

- Από τις θερμοκρασίες T_4, T_5 και τους πίνακες των τιμών μέσης θερμοχωρητικότητας, ενθαλπίας και συναρτήσεως εντροπίας Γ_{mp} ανά 1 βαθμό Κελσίου για αέρα βρίσκονται οι h_4 και h_5 αντίστοιχα, καθώς επίσης και η Γ_{mp4} .

- Μέσω της σχέσης:

$$\Gamma_{mp5}' = \Gamma_{mp4} + R_m \ln \left(\frac{P_4}{P_5} \right) \quad (4.4)$$

υπολογίζεται το Γ_{mp5}' και από αυτό μέσω των πινάκων εντοπίζεται το h_5' .

- Από τη σχέση:

$$n_{isT} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_5'} \quad (4.5)$$

υπολογίζεται, τελικώς, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου.

Για την εφαρμογή της διαδικασίας αυτής διαμορφώθηκε κατάλληλα ένα φύλλο εργασίας του Mathcad. Στο φύλλο εργασίας δίνουμε τις τιμές $P_{amb}, P_{beforeturbine}, P_{afterturbine}$ από τα πρωτόκολλα μετρήσεων και τις τιμές των μεγεθών h_4, h_5 και Γ_{mp4} μέσω των πινάκων και αυτό πραγματοποιεί τις κατάλληλες μετατροπές μονάδων για την πίεση από mmHg και mmWG σε bar, υπολογίζει το Γ_{mp5}' από τη σχέση 4.4, εντοπίζει την αντίστοιχη τιμή h_5' με γραμμική παρεμβολή από τους πίνακες και τελικά προσδιορίζει την τιμή του n_{isC} από τη σχέση 4.5.

Η διαδικασία αυτή πραγματοποιήθηκε για τα διάφορα φορτία του κινητήρα που περιλαμβάνονται στα πρωτόκολλα μετρήσεων δηλαδή στα : 25%, 50%, 75%, 100% και 110%. Για καθένα από αυτά τα φορτία ο υπολογισμός πραγματοποιήθηκε δύο φορές, μια για κάθε στροβιλοϋπερπληρωτή. Στη συνέχεια παρατίθεται ένα φύλλο εργασίας του Mathcad, που αφορά το στροβίλο του ενός υπερπληρωτή σε φορτίο λειτουργίας 100%, ως υπόδειγμα. Τα αποτελέσματα της όλης διαδικασίας συνοψίζονται στον πίνακα 4.2.

```

Pamb := 750 mmHg   Pbeforeturbine := 1230 mmWG   Pafterturbine := 150 mmHg   T4 := 430 C
EVRESIP4
(Pbeforeturbine + Pamb) · 1.33322 · 10-3 = 2.6398
bar   EVRESIP5
ypologismos tou Γmp5tonoumeno   Pamb · 1.33322 · 10-3 + Pafterturbine 9.8 · 10-5 = 1.0146
bar
Γmp4 := 30.19
Γmp5t := 1
P4 := (Pbeforeturbine + Pamb) · 1.33322 · 10-3
P5 := Pamb · 1.33322 · 10-3 + Pafterturbine 9.8 · 10-5
Γ := Γmp5t
Given
Γmp5t = Γmp4 - 8.314 · ln(P4/P5)
(Γmp5t / Γ) := Find(Γmp5t, Γ)
Γmp5t = 22.2403
grammikh paremvolh gia thn evresh tou h5tonoumeno
h5t := 10000
h := h5t
Given
22.25 - 22.19 / Γmp5t - 22.19 = 8872 - 8840 / h5t - 8840
(h5t / h) := Find(h5t, h)
h5t = 8.8668 × 103
evresi isentropiou bathmou apodoshs(ηs,T) = (h4 - h5) / (h4 - h5t)
h4 := 13850
h5 := 9660
(h4 - h5) / (h4 - h5t) = 0.8408

```

Φύλλο εργασίας Mathcad 2 : Άμεσος υπολογισμός η_{sT}

Φορτίο	n_{isT} 1ου υπερπληρωτή	n_{isT} 2ου υπερπληρωτή
25%	0,8516	1,1398
50%	0,8406	0,9502
75%	0,8858	0,9371
100%	0,8408	0,8696
110%	0,8678	0,9420

Πίνακας 4.2 : Αποτελέσματα άμεσου υπολογισμού n_{isT}

Στον πίνακα αποτελεσμάτων του άμεσου υπολογισμού του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στρόβιλου παρατηρούμε ότι και πάλι οι τιμές είναι ιδιαίτερα υψηλές, ιδίως στο στρόβιλο του 2^{ου} υπερπληρωτή και με αποκορύφωμα τη, μεγαλύτερη της μονάδας, τιμή στο φορτίο 25% του κινητήρα. Η εξήγηση του φαινομένου αυτού είναι η ίδια με αυτή που δόθηκε παραπάνω, στο σχολιασμό των αποτελεσμάτων του n_{isC} .

4.1.3 Έμμεσος υπολογισμός (από το ισοζύγιο ισχύος συμπιεστή-στρόβιλου)

Στην παράγραφο αυτή περιγράφεται η διαδικασία που ακολουθήθηκε προκειμένου να εκτιμηθούν οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή και του στρόβιλου, όχι με τον άμεσο (απευθείας) υπολογισμό που αναλύθηκε παραπάνω, αλλά με ένα δεύτερο τρόπο. Ο δεύτερος αυτός τρόπος συνίσταται στον υπολογισμό ενός γινομένου ισεντροπικών βαθμών απόδοσης ($n_{isC} * n_{isT}$), που προκύπτει από το ισοζύγιο ισχύος συμπιεστή και στρόβιλου ($N_T = N_C$), διότι όπως είναι γνωστό την ισχύ που παράγει ο στρόβιλος την καταναλώνει ο συμπιεστής του εκάστοτε υπερπληρωτή. Η παραγόμενη από το στρόβιλο ισχύς δίνεται από τη σχέση:

$$N_T = \frac{\dot{m}_{\text{καυσαερίου}}}{MB_{\text{καυσαερίου}}} \cdot (h_4 - h_5) \cdot n_{mT} \quad (4.6)$$

όπου: $\dot{m}_{\text{καυσαερίου}}$ η παροχή μάζας του καυσαερίου σε kg/s

$MB_{\text{καυσαερίου}}$ το μοριακό βάρος του καυσαερίου σε kg/Kmole

n_{mT} ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του στρόβιλου

h_4 η τιμή της ενθαλπίας που αντιστοιχεί στη θερμοκρασία εισόδου του στρόβιλου, για κανονικό καυσαέριο σε KJ/Kmole

h_5 η τιμή της ενθαλπίας που αντιστοιχεί στη θερμοκρασία εξόδου του στρόβιλου, για κανονικό καυσαέριο σε KJ/Kmole

Αντίστοιχα, η καταναλισκόμενη από το συμπιεστή ισχύς δίνεται από τον τύπο:

$$N_C = \frac{\dot{m}_{\text{αέρα}}}{\text{MB}_{\text{αέρα}}} \cdot \frac{(h_2 - h_1)}{n_{mC}} \quad (4.7)$$

όπου: $\dot{m}_{\text{αέρα}}$ η παροχή μάζας του αέρα εισαγωγής σε kg/s

$\text{MB}_{\text{αέρα}}$ το μοριακό βάρος του αέρα σε kg/Kmole

n_{mC} ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή

h_2 η τιμή της ενθαλπίας που αντιστοιχεί στη θερμοκρασία εξόδου του συμπιεστή, για αέρα σε KJ/Kmole

h_1 η τιμή της ενθαλπίας που αντιστοιχεί στη θερμοκρασία εισόδου του συμπιεστή, για αέρα σε KJ/Kmole

Οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης μπορούν να εισαχθούν στις σχέσεις 4.6 και 4.7, με τη βοήθεια των σχέσεων 4.3 και 4.5, και έτσι οι σχέσεις που προκύπτουν είναι οι εξής:

$$N_T = \frac{\dot{m}_{\text{καυσαερίου}}}{\text{MB}_{\text{καυσαερίου}}} \cdot n_{mT} \cdot n_{is,T} \cdot (h_4 - h_5') \quad (4.8)$$

$$N_C = \frac{\dot{m}_{\text{αέρα}}}{\text{MB}_{\text{αέρα}}} \cdot \frac{(h_2' - h_1)}{n_{mC} \cdot n_{is,C}} \quad (4.9)$$

Εξισώνοντας τα δεξιά μέλη των σχέσεων αυτών, θεωρώντας ότι ισχύει το ισοζύγιο ισχύος $N_T = N_C$ στην άτρακτο του υπερπληρωτή οδηγούμαστε στην ακόλουθη έκφραση για το γινόμενο των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης:

$$n_{is,C} \cdot n_{is,T} = \frac{\dot{m}_{\text{αέρα}}}{\dot{m}_{\text{καυσαερίου}}} \cdot \frac{\text{MB}_{\text{καυσαερίου}}}{\text{MB}_{\text{αέρα}}} \cdot \frac{(h_2' - h_1)}{(h_4 - h_5')} \cdot \frac{1}{n_{mT} \cdot n_{mC}} \quad (4.10)$$

Με σκοπό να απλοποιηθεί η σχέση 4.10, που αποτελεί τη βάση των υπολογισμών που ακολουθούν, μπορούμε να προβούμε στις ακόλουθες παραδοχές :

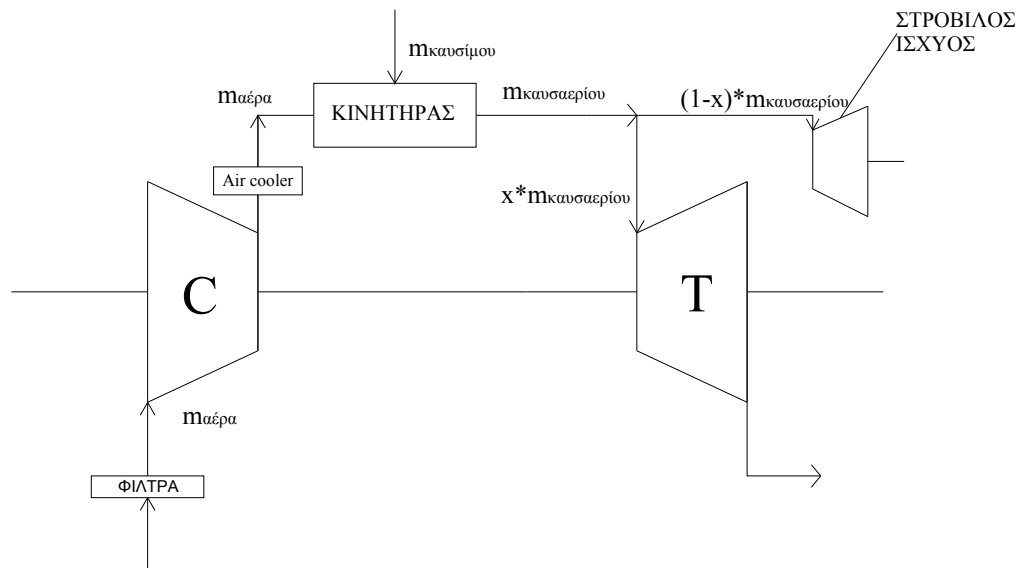
1. Το μοριακό βάρος του αέρα μπορεί να θεωρηθεί περίπου ίσο με το μοριακό βάρος του καυσαερίου, δηλαδή $\text{MB}_{\text{αέρα}} = \text{MB}_{\text{καυσαερίου}}$ (παραδοχή σταθερής συνθέσεως εργαζόμενου μέσου)
2. Η παροχή μάζας του καυσαερίου μπορεί να θεωρηθεί ίση με το άθροισμα της παροχής μάζας αέρα και της παροχής μάζας καυσίμου, δηλαδή $\dot{m}_{\text{καυσαερίου}} = \dot{m}_{\text{αέρα}} + \dot{m}_{\text{καυσίμου}}$

Έτσι η 4.10 παίρνει τη μορφή :

$$n_{is,C} \cdot n_{is,T} = \frac{\dot{m}_{\text{αέρα}}}{(\dot{m}_{\text{αέρα}} + \dot{m}_{\text{καυσίμου}})} \cdot \frac{(h_2' - h_1)}{(h_4 - h_5')} \cdot \frac{1}{n_{mT} \cdot n_{mC}} \quad (4.11)$$

Στρόβιλος ισχύος

Επίσης πρέπει να αναφερθεί ότι, όπως προκύπτει από τα πρωτόκολλα μετρήσεων, ο στρόβιλος ισχύος της εγκατάστασης τίθεται σε λειτουργία από το φορτίο 75% και άνω. Αυτό σημαίνει ότι για τα φορτία αυτά στη σχέση 4.10 ο όρος της παροχής μάζας του καυσαερίου πρέπει να πολλαπλασιαστεί με ένα συντελεστή που θα εκφράζει το ποσοστό της παροχής μάζας των καυσαερίων που διέρχεται από το στρόβιλο T του υπερπληρωτή, δεδομένου ότι κάποιο μέρος της συνολικής παροχής καυσαερίων του κινητήρα διοχετεύεται προς το στρόβιλο ισχύος. Η κατανομή των παροχών μάζας σε όλη την εγκατάσταση φαίνεται στο ακόλουθο σχήμα 4.2.



Σχήμα 4.2 : Κατανομή παροχών μάζας στην εγκατάσταση

Έτσι, προτού υπολογιστούν τα γινόμενα των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης, προέκυψε η ανάγκη υπολογισμού των παροχών μάζας του καυσαερίου που οδηγούνται στο στρόβιλο ισχύος, για να περιγραφεί σωστά το ισοζύγιο ισχύος του υπερπληρωτή, για τα φορτία αυτά. Έχοντας υπολογίσει τις παροχές μάζας αυτές εύκολα μπορούμε να προσεγγίσουμε και την, παραγόμενη από το στρόβιλο ισχύος, ισχύ, στοιχείο που δε συμπεριλαμβάνεται στα πρωτόκολλα μετρήσεων.

Για την εύρεση της παροχής μάζας του καυσαερίου που οδηγείται στο στρόβιλο T, το ισοζύγιο ισχύος συμπιεστή-στροβίλου, με βάση τις σχέσεις 4.6, 4.7, τις δύο παραδοχές και το σχήμα 4.2, γράφεται ως εξής:

$$N_T = N_C \Rightarrow$$

$$x \cdot (\dot{m}_{αέρα} + \dot{m}_{καυσίμου}) \cdot (h_4 - h_5) \cdot n_{mT} = \frac{\dot{m}_{αέρα}}{n_{mC}} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.12),$$

όπου x το ποσοστό της παροχής μάζας καυσαερίου που διοχετεύεται στο στρόβιλο T.

Η σχέση 4.12 αποτελεί μια εξίσωση με άγνωστο το ποσοστό x, και η επίλυση της για τα φορτία 75, 100 και 110% του κινητήρα έγινε με τη βοήθεια του Mathcad.

Καταρτίστηκε, έτσι, ένα φύλλο εργασίας στο οποίο δίνουμε τις τιμές των ενθαλπών h_1, h_2, h_4 και h_5 που προκύπτουν από τους πίνακες για αέρα και καυσαέριο για τις αντίστοιχες θερμοκρασίες από τα πρωτόκολλα μετρήσεων, ενδεικτικές τιμές για τους μηχανικούς βαθμούς απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου (0,95 έκαστος), τις τιμές παροχής καυσίμου από τα πρωτόκολλα των μετρήσεων για τα διάφορα φορτία και

τιμές για την παροχή αέρα. Οι τιμές της παροχής αέρα προέκυψαν με τη βοήθεια του μοντέλου από κάποιες ενδεικτικές, πρώτες προσομοιώσεις της λειτουργίας του κινητήρα που έλαβαν χώρα, χωρίς αναλυτική προσομοίωση του συστήματος υπερπλήρωσης και χωρίς να ληφθεί υπόψη η ύπαρξη του στρόβιλου ισχύος. Παρατηρήθηκε, όμως, ότι οι τιμές αυτές δε διαφέρουν σημαντικά από αυτές που προέκυψαν από τις τελικές προσομοιώσεις που περιγράφονται αναλυτικά στη συνέχεια. Επιπλέον, επειδή πρακτικά ισχύει $(\dot{m}_{αέρα} + \dot{m}_{καυσίμου}) \square \dot{m}_{αέρα}$, δεδομένου ότι $\dot{m}_{καυσίμου} \square \dot{m}_{αέρα}$ μπορεί κανείς να συμπεράνει ότι η τιμή της παροχής αέρα στη σχέση 4.12 δεν παίζει σπουδαίο ρόλο, διότι απλοποιείται.

Το φύλλο εργασίας αυτό με δεδομένα όσα αναφέρθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο, υπολογίζει το ποσοστό καυσαερίων(x) που διέρχεται από το στρόβιλο T και το ποσοστό καυσαερίων(1-x) που διέρχεται από το στρόβιλο ισχύος. Στη συνέχεια, υπολογίζει την ισχύ που παράγεται από το στρόβιλο ισχύος με τη βοήθεια της σχέσης:

$$N_{PT} = \frac{(\dot{m}_{αέρα} + \dot{m}_{καυσίμου})}{MB_{αέρα}} \cdot (1-x) \cdot (h_6 - h_7) \cdot n_{mPT} \quad (4.13),$$

όπου:

h_6 , η τιμή της ενθαλπίας του καυσαερίου στην είσοδο του στρόβιλου ισχύος, που προσδιορίζεται με τη βοήθεια των πινάκων για θεωρητικό καυσαέριο από την αντίστοιχη θερμοκρασία στα πρωτόκολλα μετρήσεων

h_7 , η τιμή της ενθαλπίας του καυσαερίου στην έξοδο του στρόβιλου ισχύος, που προσδιορίζεται με τη βοήθεια των πινάκων για θεωρητικό καυσαέριο από την αντίστοιχη θερμοκρασία στα πρωτόκολλα μετρήσεων

n_{mPT} , ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του στρόβιλου ισχύος, που ενδεικτικά λαμβάνεται ίσος προς 0,95

$MB_{αέρα}$, η τιμή του μοριακού βάρους του αέρα(παραδοχή σταθερής συνθέσεως εργαζόμενου μέσου), που ισούται με 28,96.

Ο υπολογισμός αυτός πραγματοποιήθηκε δύο φορές για καθένα από τα φορτία 75,100 και 110%. Αυτό έγινε επειδή αν και στον κινητήρα υπάρχει ζεύγος υπερπληρωτών, με το μοντέλο μπορεί να γίνει προσομοίωση λειτουργίας με ένα ζεύγος που δίνει ως αποτέλεσμα τη συνολική παροχή μάζας αέρα στον κινητήρα. Έτσι ο υπολογισμός πραγματοποιήθηκε θεωρώντας έναν μόνο υπερπληρωτή κάθε φορά, ο οποίος λειτουργεί με τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά είτε του πρώτου, είτε του δεύτερου υπερπληρωτή. Με τη διαδικασία αυτή προέκυψαν δύο σύνολα αποτελεσμάτων για το ποσοστό των καυσαερίων του στρόβιλου ισχύος και για την παραγόμενη από αυτόν ισχύ, το πρώτο υπό την παραδοχή ότι υπάρχει ένας μόνο υπερπληρωτής με τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του πρώτου ζεύγους C-T και το δεύτερο υπό την παραδοχή ότι υπάρχει ένας μόνο υπερπληρωτής με τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του δεύτερου ζεύγους C-T.

Ένα υπόδειγμα του φύλλου του λογισμικού Mathcad που χρησιμοποιήθηκε για τον υπολογισμό αυτό παρατίθεται στη συνέχεια(αφορά το φορτίο 100% και το 1^ο ζεύγος C-T), συνοδευμένο από τον συγκεντρωτικό πίνακα των αποτελεσμάτων της όλης διαδικασίας.

Εύρεσι ποσοστού παροχής μαζας(x) που φθγαίνει στο στρόβιλο άρακτου T-C(100%-1) (θεωρώντας 1 μόνο άρακτο C-T με τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του 1ου ζεύγους)

$$\begin{aligned} r_{mt} &:= 0.95 & r_{mc} &:= 0.95 \\ m_a &:= 24 & h_1 &:= 78.5 & h_4 &:= 138.50 \\ m_b &:= \frac{23.12}{3600} & h_2 &:= 40.32 & h_5 &:= 96.60 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} pos &:= 1 \\ x &:= pos \end{aligned}$$

Given

$$\frac{m_a}{r_{mt}} (h_2 - h_1) = x (m_a + m_b) r_{mt} (h_4 - h_5)$$

$$\begin{pmatrix} pos \\ x \end{pmatrix} := \text{Find}(pos, x)$$

$$x = 0.836$$

$$1 - x = 0.164$$

Παραγωγή ισχύος από το στρόβιλο ισχύος (KW)

$$h_6 := 114.85$$

$$M_{Ba} := 28.96$$

$$h_7 := 91.68$$

$$N_{eff} := \frac{(m_a + m_b)}{M_{Ba}} \cdot (1 - x) \cdot (h_6 - h_7) \cdot r_{mt}$$

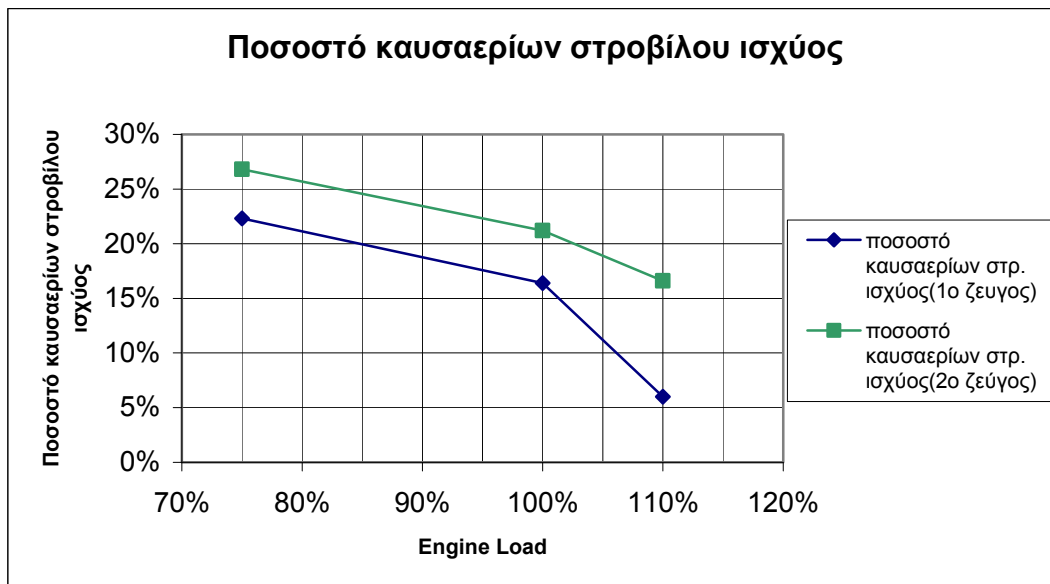
$$N_{eff} = 306.64 \text{ KW}$$

Φύλλο εργασίας Mathcad 3 : Υπολογισμοί για το στρόβιλο ισχύος

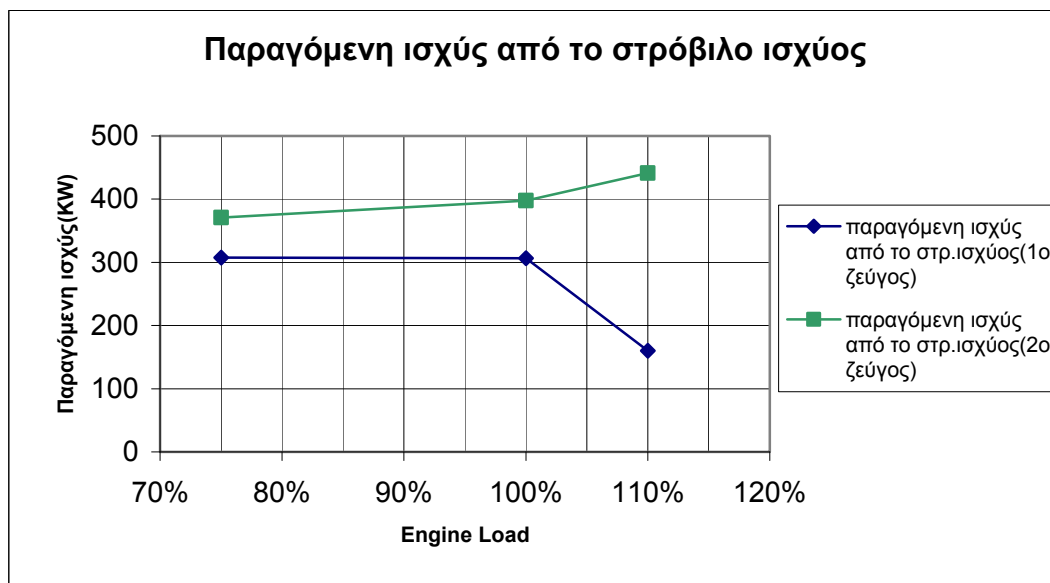
Φορτίο	X (1° ζεύγος C-T)	1-X (1° ζεύγος C-T)	N_{PT} (KW) (1° ζεύγος C-T)	X (2° ζεύγος C-T)	1-X (2° ζεύγος C-T)	N_{PT} (KW) (2° ζεύγος C-T)
75%	77,7%	22,3%	307,489	73,2%	26,8%	370,625
100%	83,6%	16,4%	306,64	78,8%	21,2%	397,433
110%	94%	6%	159,965	83,4%	16,6%	441,275

Πίνακας 4.3 : Αποτελέσματα υπολογισμών για το στρόβιλο ισχύος

Στη συνέχεια παρατίθενται τα αποτελέσματα του πίνακα 4.3, υπό τη μορφή διαγραμμάτων :



Σχήμα 4.3 : Ποσοστό καυσαερίων που διέρχεται από το στρόβιλο ισχύος(PT)



Σχήμα 4.4 : Παραγόμενη ισχύς από το στρόβιλο ισχύος(PT)

Από τα σχήματα 4.3, 4.4 μπορεί κανείς να συμπεράνει ότι οι υπολογισμοί που έγιναν με την παραδοχή της ύπαρξης ενός υπερπληρωτή που λειτουργεί με τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του 2^{ου} υπερπληρωτή (2^ο ζεύγος T-C) είναι ορθότεροι των άλλων (1^{ου} υπερπληρωτή). Στο συμπέρασμα αυτό καταλήγουμε διότι προφανώς η παραγόμενη, από το στρόβιλο ισχύος, ισχύς, αυξανόμενου του φορτίου, λογικά αυξάνεται, κάτι που ισχύει για το σύνολο υπολογισμών με τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του 2^{ου} υπερπληρωτή, όπως φαίνεται παραπάνω. Οι διαφορές που εμφανίζονται μεταξύ των δύο συνόλων αποτελεσμάτων οφείλονται στις διαφορές του x (ποσοστό της παροχής μάζας καυσαερίου που διοχετεύεται στο στρόβιλο T), που με τη σειρά τους αποδίδονται στις ανομοιομορφίες της ενθαλπικής διαφοράς ($h_4 - h_5$) μεταξύ 1^{ου} και 2^{ου} υπερπληρωτή. Οι ενθαλπικές διαφορές αυτές προκύπτουν από τις αποκλίσεις (μεταξύ 1^{ου} και 2^{ου} υπερπληρωτή) που εμφανίζουν οι αντίστοιχες θερμοκρασίες στα πρωτόκολλα μετρήσεων.

Έτσι, τα ποσοστά παροχής μάζας καυσαερίου του στρόβιλου T που θα χρησιμοποιηθούν για τον έμμεσο υπολογισμό του γινομένου των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης είναι αυτά που προέκυψαν με την παραδοχή της ύπαρξης ενός υπερπληρωτή που λειτουργεί με τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του 2^{ου} υπερπληρωτή (2^ο ζεύγος T-C), δηλαδή τα αναγραφόμενα στη στήλη [x(2ο ζεύγος C-T)] του πίνακα 4.3.

Μετά από αυτή τη, σχετική με το στρόβιλο ισχύος, απαραίτητη παρένθεση ακολουθεί ο υπολογισμός των γινομένων των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης συμπιεστή και στρόβιλου για όλα τα φορτία του κινητήρα που περιλαμβάνονται στα πρωτόκολλα μετρήσεων. Ωστόσο, πρέπει να αναφερθεί ότι για τα φορτία 25 και 50%, η σχέση που χρησιμοποιήθηκε είναι η 4.11, ενώ για τα φορτία 75,100 και 110%, η προκύπτουσα από τις 4.12, 4.3 και 4.5 σχέση:

$$n_{is,C} \cdot n_{is,T} = \frac{\dot{m}_{αέρα}}{(\dot{m}_{αέρα} + \dot{m}_{καυσίμου}) \cdot x} \cdot \frac{(h_2' - h_1)}{(h_4 - h_5')} \cdot \frac{1}{n_{mT} \cdot n_{mC}} \quad (4.14)$$

Η μόνη διαφορά μεταξύ των σχέσεων 4.11 και 4.14 είναι η ύπαρξη του x στη σχέση 4.14, γεγονός που δικαιολογείται από το ότι ο στρόβιλος ισχύος τίθεται σε λειτουργία για φορτία μεγαλύτερα του 75%. Στα φορτία 25 και 50% το x ισούται με 1 και άρα παραλείπεται.

Στη συνέχεια παρατίθεται, ως υπόδειγμα, ένα φύλλο εργασίας του Mathcad που χρησιμοποιήθηκε για τον έμμεσο υπολογισμό του γινομένου των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης και αφορά φορτίο κινητήρα 100%. Πρέπει να σημειωθεί ότι και εδώ ο υπολογισμός για κάθε φορτίο πραγματοποιήθηκε δύο φορές, θεωρώντας σε καθεμία από αυτές ότι υπάρχει ένας μόνο υπερπληρωτής με τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά είτε του 1^{ου}, είτε του 2^{ου} ζεύγους C-T.

Evresh ginomenou isentropikwn vathmwv apodoshs gia tous opoiους isxuei to ενεργειακο isozygio C-T(1o zeygos-100%)(periptwsh 1)(theorwntas 1 mono atrakto C-T me ta thermodynamika charaktiristika tou 1ou zeugous)

$$x := 0.836$$

$$m_a := 24 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad m_b := 0.6422 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad n_{mt} := 0.95 \quad n_{mc} := 0.95 \quad MB_a := 28.96$$

$$h_1 := 785 \quad h_2 := 4032 \quad h_{2t} := 3.7964 \times 10^3 \quad h_4 := 13850 \quad h_5 := 9660 \quad h_{5t} := 8.8668 \times 10^3$$

$$N_t := \frac{(m_a + m_b)}{MB_a} \cdot n_{mt} \cdot (h_4 - h_5) \cdot x$$

$$N_c := \frac{m_a}{MB_a} \cdot \frac{(h_2 - h_1)}{n_{mc}}$$

$$n_{isc} := \frac{(h_{2t} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad n_{ist} := \frac{(h_4 - h_5)}{(h_4 - h_{5t})}$$

$$\text{ginomeno} := \frac{m_a}{(m_a + m_b) \cdot x} \cdot \frac{(h_{2t} - h_1)}{n_{mc} \cdot n_{mt} \cdot (h_4 - h_{5t})}$$

$$\text{ginomeno} = 0.78$$

Φύλλο εργασίας Mathcad 4 : Έμμεσος υπολογισμός γινομένου $n_{isC} * n_{isT}$

Τα συνολικά αποτελέσματα του έμμεσου υπολογισμού του γινομένου των ισηντροπικών βαθμών απόδοσης παρατίθενται στον ακόλουθο πίνακα 4.4. Στον πίνακα αυτό υπάρχουν δύο στήλες αποτελεσμάτων, η καθεμία από τις οποίες αφορά έναν από τους δύο υπερπληρωτές του κινητήρα.

Φορτίο	Γινόμενο $n_{isC} * n_{isT} 1^{ou}$ υπερπληρωτή	Γινόμενο $n_{isC} * n_{isT} 2^{ou}$ υπερπληρωτή
25%	0,699	0,711
50%	0,748	0,749
75%	0,845	0,907
100%	0,78	0,82
110%	0,692	0,763

Πίνακας 4.4 : Αποτελέσματα έμμεσου υπολογισμού του γινομένου $n_{isC} * n_{isT}$

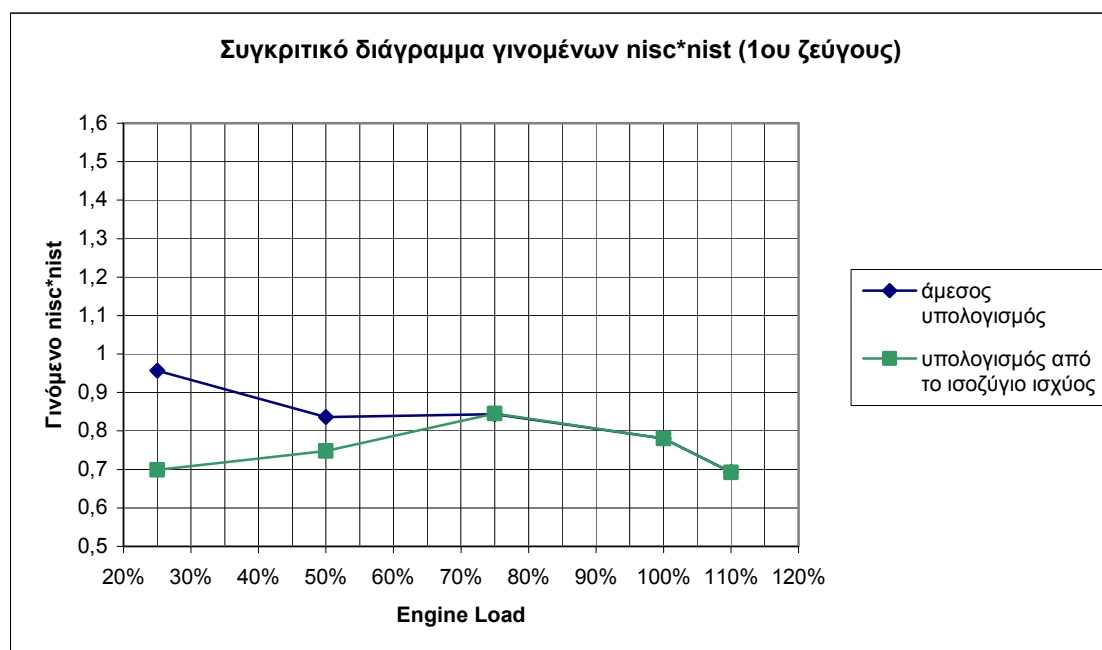
Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμο να πραγματοποιηθεί μια σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων του άμεσου και του έμμεσου υπολογισμού που προηγήθηκαν, έτσι

ώστε να προκύψει ένα συμπέρασμα για την ορθότητα των υπολογισμών. Επειδή ο έμμεσος υπολογισμός έδωσε ως αποτελέσματα γινόμενα $n_{isC} * n_{isT}$ σε αντίθεση με τον άμεσο που έδωσε ξεχωριστές τιμές για το n_{isC} και το n_{isT} , δημιουργήθηκε ο ακόλουθος πίνακας 4.5 που περιλαμβάνει τα γινόμενα $n_{isC} * n_{isT}$ του άμεσου υπολογισμού, με σκοπό τη σύγκριση να γίνει μεταξύ των γινομένων.

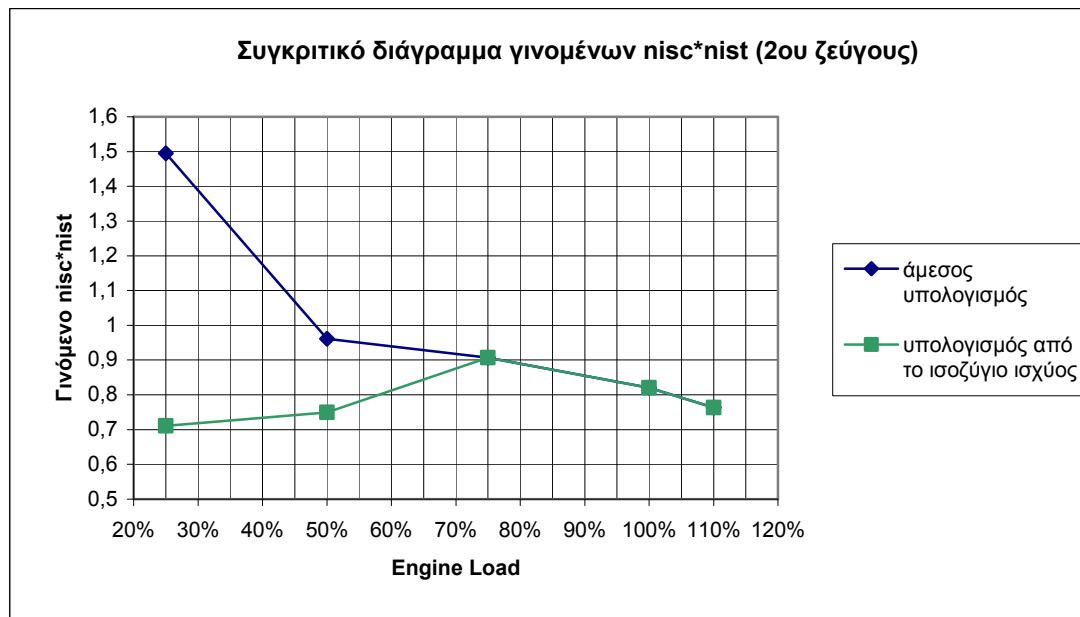
Φορτίο	Γινόμενο $n_{isC} * n_{isT}$ 1 ^{ου} υπερπληρωτή	Γινόμενο $n_{isC} * n_{isT}$ 2 ^{ου} υπερπληρωτή
25%	0,957	1,495
50%	0,836	0,961
75%	0,844	0,907
100%	0,78	0,82
110%	0,693	0,763

Πίνακας 4.5 : Αποτελέσματα άμεσου υπολογισμού του γινομένου $n_{isC} * n_{isT}$

Τα αποτελέσματα των πινάκων 4.4 και 4.5 παρουσιάζονται στη συνέχεια υπό μορφή διαγραμμάτων, στα σχήματα 4.5 και 4.6, από τα οποία το πρώτο αφορά τον 1^ο υπερπληρωτή του κινητήρα και αντίστοιχα το δεύτερο τον 2^ο υπερπληρωτή.



Σχήμα 4.5 : Συγκριτικό διάγραμμα γινομένου ισεντροπικών βαθμών απόδοσης άμεσου και έμμεσου υπολογισμού του 1^{ου} υπερπληρωτή.

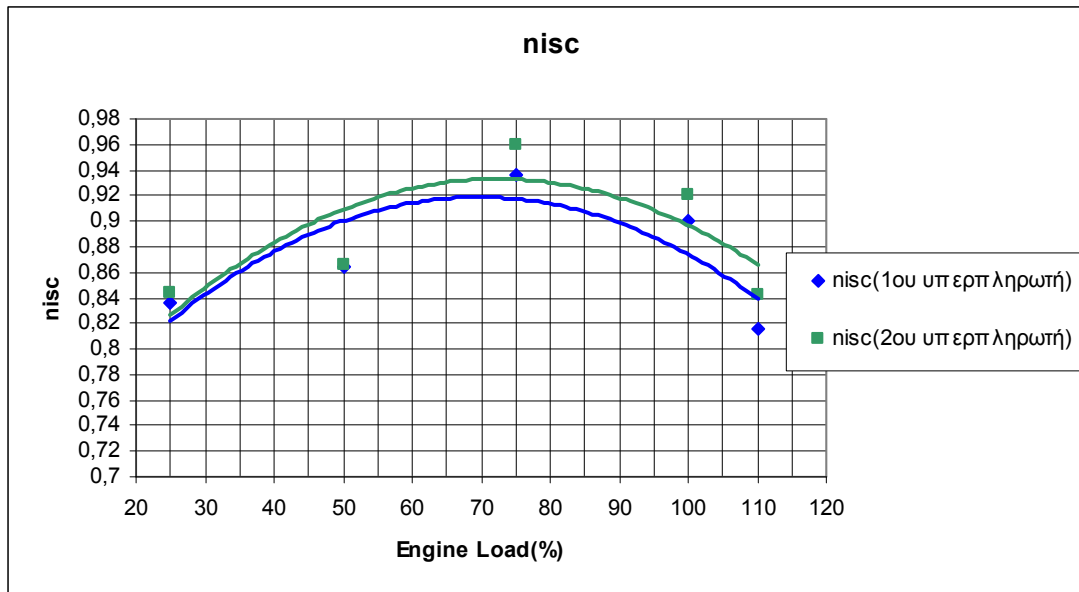


Σχήμα 4.6 : Συγκριτικό διάγραμμα γινομένου ισητροπικών βαθμών απόδοσης άμεσου και έμμεσου υπολογισμού του 2^{ου} υπερπληρωτή.

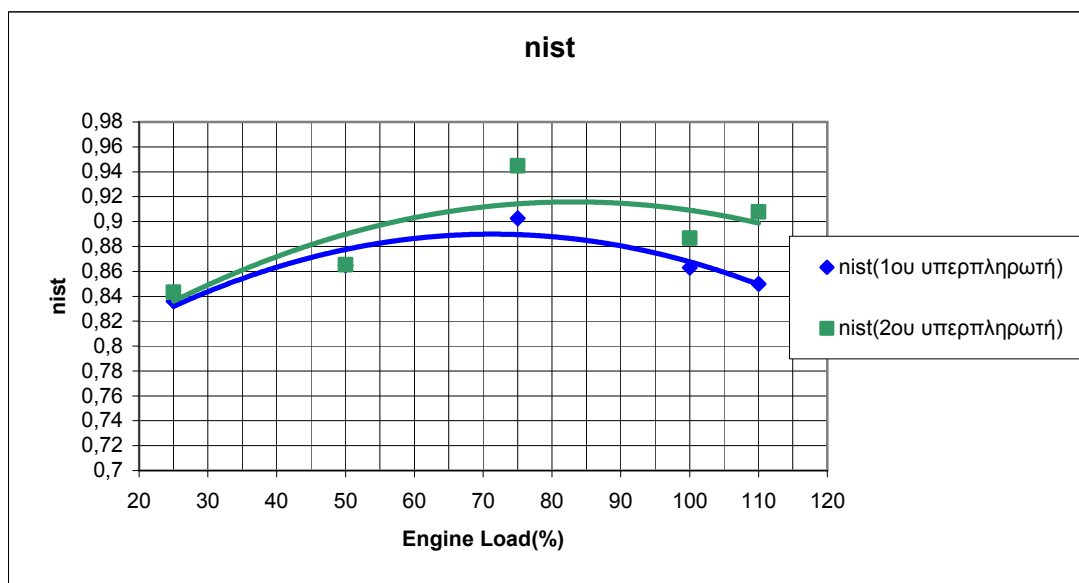
Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα συμπεραίνει κανείς ότι για τα φορτία 25% και 50%, τόσο στον 1^ο όσο και στον 2^ο υπερπληρωτή, τα αποτελέσματα του γινομένου $n_{isC} * n_{isT}$ του άμεσου υπολογισμού δεν είναι ορθά, καθότι είτε πλησιάζουν είτε ξεπερνούν τη μονάδα. Αντιθέτως τα αποτελέσματα του έμμεσου υπολογισμού για τα δύο αυτά φορτία φαίνονται ορθότερα. Όσον αφορά τα μεγαλύτερα φορτία, δηλαδή το 75%, το 100% και το 110%, παρατηρούμε ότι σε αυτά τα γινόμενα των ισητροπικών βαθμών απόδοσης του άμεσου και του έμμεσου υπολογισμού σχεδόν συμπίπτουν. Επιπλέον τόσο οι τιμές του γινομένου όσο και η τάση του, αυξανόμενου του φορτίου, μοιάζουν λογικές, σε αντιπαραβολή με, διαθέσιμα από τη βιβλιογραφία, τέτοιου είδους διαγράμματα. Εξάλλου για την προσομοίωση αλλά και για την πραγματική λειτουργία του κινητήρα αυτό που είναι σημαντικό είναι ο συνολικός βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή και όχι ο βαθμός απόδοσης του κάθε στοιχείου. Συνολικά μπορούμε να θεωρήσουμε ότι σαν αποτελέσματα για τους ισητροπικούς βαθμούς απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου των δύο υπερπληρωτών του κινητήρα θα δεχθούμε:

- Την τετραγωνική ρίζα του γινομένου $n_{isC} * n_{isT}$ του έμμεσου υπολογισμού ως τιμή για τον n_{isC} και τον n_{isT} ($n_{isC} = n_{isT}$) για τα φορτία 25% και 50% και για τους δύο υπερπληρωτές.
- Το μέσο όρο του nisc του άμεσου υπολογισμού και της ρίζας του γινομένου $n_{isC} * n_{isT}$ του έμμεσου υπολογισμού ως τιμή για τον nisc για τα φορτία από 75% και πάνω και για τους δύο υπερπληρωτές.
- Ομοίως, το μέσο όρο του n_{isT} του άμεσου υπολογισμού και της ρίζας του γινομένου $n_{isC} * n_{isT}$ του έμμεσου υπολογισμού ως τιμή για τον nist για τα φορτία από 75% και πάνω και για τους δύο υπερπληρωτές.

Πραγματοποιώντας τις παραπάνω θεωρήσεις προέκυψαν δύο συγκριτικά διαγράμματα, ένα για τους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης των δύο συμπιεστών και ένα για τους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης των δύο στροβίλων. Σε αυτά τα διαγράμματα φαίνονται οι, ως άνω, υπολογισμένες τιμές για τα μεγέθη αυτά καθώς και οι, σχετικές με αυτά, πολυωνυμικές γραμμές τάσεις 2^{ου} βαθμού, που μπορούν να θεωρηθούν ως οι καμπύλες των βαθμών απόδοσης των συμπιεστών και των στροβίλων.



Σχήμα 4.8 : Συγκριτικό διάγραμμα ισεντροπικών βαθμών απόδοσης των συμπιεστών 1^{ου} και 2^{ου} υπερπληρωτή.



Σχήμα 4.9 : Συγκριτικό διάγραμμα ισεντροπικών βαθμών απόδοσης των στροβίλων 1^{ου} και 2^{ου} υπερπληρωτή.

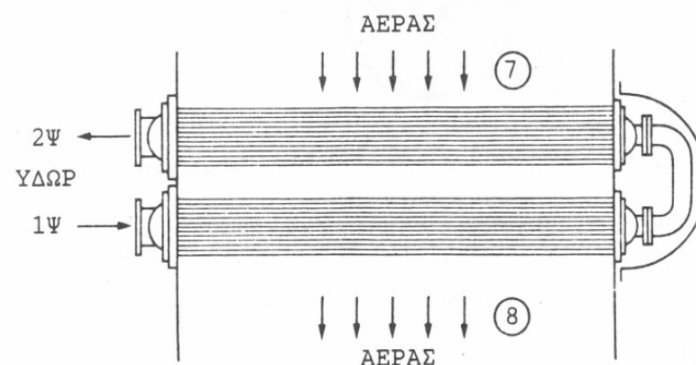
Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα, μπορεί κανείς να συμπεράνει ότι συνολικά ο 2^{ος} υπερπληρωτής λειτουργεί με υψηλότερο βαθμό απόδοσης έναντι του 1^{ου}. Αυτό δικαιολογείται αν ληφθεί υπόψη ότι μέσω των δύο στροβίλων ή συμπιεστών δεν διέρχεται απαραίτητα η ίδια ποσότητα εργαζόμενου μέσου, λόγω της ύπαρξης περιττού αριθμού κυλίνδρων. Επιπλέον, παρατηρώντας τα εύρη τιμών των n_{isC} και n_{isT} στα διαγράμματα αυτά διαπιστώνουμε ότι κυμαίνονται μεταξύ 0,82 και 0,93 για το n_{isC} και μεταξύ 0,83-0,92 για το n_{isT} . Ωστόσο, οι συνήθεις τιμές των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης συμπιεστών ή στροβίλων σε υπερπληρωτές κατασκευασμένους στα τέλη της δεκαετίας του 1980 με τεχνολογία παρόμοια με αυτήν του υπό μελέτη υπερπληρωτή κυμαίνονται το πολύ περί το 0,85, με τις τιμές του συμπιεστή να είναι συνήθως λίγο μεγαλύτερες από αυτές του στροβίλου, όπως προκύπτει από τη σχετική βιβλιογραφία. Έτσι οδηγούμαστε στο συμπέρασμα ότι οι τιμές που προέκυψαν από τους υπολογισμούς, είναι ελαφρά υψηλότερες από τις πραγματικές. Για αυτόν ακριβώς το λόγο οι τιμές που χρησιμοποιήθηκαν κατά την προσομοίωση για τους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης προέκυψαν από τις υπολογισμένες αφού αυτές μειώθηκαν ομοιόμορφα κατά ένα ποσοστό τόσο για το συμπιεστή όσο και για το στρόβιλο, με βάση μια διαδικασία που περιγράφεται στη συνέχεια.

4.2 Υπολογισμός βαθμού εκμετάλλευσης ψυγείου αέρα(Air cooler)

Στην προσομοίωση που πραγματοποιήθηκε, και περιγράφεται αναλυτικά σε επόμενη ενότητα, επιλέχθηκε να προσομοιωθεί αναλυτικά εκτός από το σύστημα υπερπλήρωσης και το ψυγείο (Air cooler) του συστήματος υπερπληρώσεως. Για να γίνει όμως αυτό πρέπει να δοθεί στους πίνακες καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας η τιμή που λαμβάνει το μέγεθος n_w , δηλαδή ο βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου αέρος. Το μέγεθος αυτό υπολογίζεται για αναψυκτήρες(ψυγεία) με ύδωρ από τη σχέση :

$$n_w = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_{1\Psi}} \quad (4.15)$$

,όπου $T_7, T_8, T_{1\Psi}$ τιμές θερμοκρασίας με αναφορά στο σχήμα 4.10 όπου απεικονίζεται ένας τυπικός αναψυκτήρας με ύδωρ.



Σχήμα 4.10 : Αναψυκτήρας με ύδωρ(τυπική μορφή)

Με βάση τη σχέση (4.15) και με τη βοήθεια του πρωτοκόλλου μετρήσεων των δοκιμών παραλαβής του κινητήρα υπολογίστηκε, μέσω του Mathcad, ο βαθμός εκμετάλλευσης των ψυγείων των δύο υπερπληρωτών, για τα διάφορα φορτία του

κινητήρα στα οποία τα ψυγεία των υπερπληρωτών είναι σε λειτουργία. Τα φορτία αυτά είναι το 50%, το 75%, το 100% και το 110%. Τα αποτελέσματα των υπολογισμών αυτών παρατίθενται συγκεντρωτικά στον ακόλουθο πίνακα, όπου στη 2^η και την 3^η στήλη έχουμε τις διάφορες τιμές του βαθμού εκμετάλλευσης για τα αντίστοιχα (1^η στήλη) φορτία, ενώ στην 4^η στήλη έχουμε τις μέσες τιμές του βαθμού εκμετάλλευσης των ψυγείων των δύο υπερπληρωτών, που θα χρησιμοποιηθούν στην προσομοίωση.

Φορτίο	n_w ψυγείου 1 ^{ου} υπερπληρωτή	n_w ψυγείου 2 ^{ου} υπερπληρωτή	Μέση τιμή $\overline{n_w}$ των δύο υπερπληρωτών
50%	0,704	0,667	0,6855
75%	0,778	0,759	0,7685
100%	0,857	0,835	0,8460
110%	0,879	0,861	0,8700

Πίνακας 4.6: Αποτελέσματα υπολογισμών για το βαθμό εκμετάλλευσης των ψυγείων αέρα σάρωσης

4.3 Δεδομένα εισόδου της προσομοίωσης

4.3.1 Εισαγωγή

Για την πραγματοποίηση της προσομοίωσης χρησιμοποιήθηκε ο υπολογιστικός κώδικας NTUA-ENGINE PERFORMANCE & EMISSIONS CODE, που περιγράψαμε αναλυτικά στο 3^ο κεφάλαιο. Τα δεδομένα του κινητήρα εισήχθησαν στον κώδικα αυτόματα μέσω της επιλογής Engine και του παραθύρου ENGINE CATALOG, όπου επιλέχθηκε ο κινητήρας 9RTAF58. Οι ιδιότητες του καυσίμου, δηλαδή η θερμογόνος δύναμη του και η πυκνότητά του, που χρησιμοποιήθηκαν κατά την προσομοίωση που πραγματοποιήθηκε είναι οι ίδιες με αυτές του καυσίμου που χρησιμοποιήθηκε στις δοκιμές παραλαβής του κινητήρα, εισήχθησαν στον κώδικα μέσω της εντολής Fuel και του παραθύρου Fuel Properties. Συγκεκριμένα η πυκνότητα ισούται με $862\text{kg}/\text{m}^3$ και η θερμογόνος δύναμη με $41870\text{ KJ}/\text{kg}$. Οι ρυθμίσεις της προσομοίωσης και του συστήματος εναλλαγής των αερίων, που καθορίστηκαν από το παράθυρο Run Time Characteristics και το παράθυρο Gas Exchange System SETUP αντίστοιχα της επιλογής Setup, είναι :

- Προσομοίωση ανοικτού κύκλου
- Μέγιστος αριθμός κύκλων ίσος με 90
- Ταίριασμα πίεσης αέρα εισαγωγής(Match Inlet Pressure)
- Προσομοίωση συστήματος υπερπλήρωσης(Simulate T/C)
- Προσομοίωση ψυγείου αέρα σάρωσης(Simulate A/C)

Οι ρυθμίσεις αυτές διατηρήθηκαν για όλα τα σημεία-φορτία λειτουργίας του κινητήρα, τα οποία προσομοιώθηκαν. Τα σημεία αυτά είναι τα 50%,75%,100% και 110% του πλήρους φορτίου. Το 25% παραλείπεται στην προσομοίωση καθώς σε αυτό το φορτίο τα ψυγεία αέρα σάρωσης είναι εκτός λειτουργίας ενώ λειτουργούν οι βοηθητικοί ψυγητήρες, στους οποίους έγινε αναφορά σε προηγούμενο κεφάλαιο. Επιπλέον το φορτίο αυτό δεν ενδιαφέρει διότι είναι ιδιαίτερα μικρό, δηλαδή πρακτικά ο κινητήρας δε λειτουργεί ποτέ σε αυτό.

4.3.2 Καταχώρηση συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα.

Μετά τις παραπάνω ρυθμίσεις, ακολούθησε η καταχώρηση των συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα για καθένα από τα σημεία λειτουργίας. Αυτή η καταχώρηση δεδομένων πραγματοποιήθηκε μέσω των εντολών Open Cycle Operating Data-Input from File και Open Cycle Operating Data-Input from Screen της επιλογής Run_Data της γραμμής εργαλείων του κώδικα, που οδηγούν στα παράθυρα Data for Predefined Cycle Runs και Engine Operating Data(Σχήματα 3.10 και 3.11) αντίστοιχα. Ουσιαστικά μέσω των παραθύρων αυτών καθορίζονται όλες εκείνες οι παράμετροι λειτουργίας που απαιτούνται για την εκάστοτε προσομοίωση και ταυτόχρονα διαφοροποιούν το ένα σημείο λειτουργίας(φορτίο) από το άλλο. Για λόγους πληρότητας κρίνεται σκόπιμο να παρατεθούν ξανά και σε αυτή την ενότητα τα δύο προαναφερθέντα παράθυρα :

Data for Predefined Cycle Runs	
Speed (rpm)	125.0
Inlet Pressure (bar)	2.85
Inlet Air Temp. (C)	43.0
Inj. Main. (deg ATDC)	-7.0
Inj. Pilot. (deg ATDC)	0.0
Inj. Post. (deg ATDC)	0.0
Main Fuel (kg/h)	2312.00
Pilot Fuel (kg/h)	0.00
Post Fuel (kg/h)	0.00
EGR (%)	0.00
EGR Temperature (C)	100.0
Pilot Injection Pressure (bar)	0.0
Main Injection Pressure (bar)	500.0
Post Injection Pressure (bar)	0.0
EGR Cooler Water In (C)	0.0
Air Cooler Water In (C)	26.0
Compressor Efficiency (%)	78.5
Turbine Efficiency (%)	76.8
Ambient Air Temperature (C)	24.0
Wastegate Position (%)	0.0
Throttle Position (%)	0.0
Air Entrainment Coefficient	0.4070
Turbine Inlet Area (m**2)	0.157513
Exhaust Pressure (bar)	2.63
Static Current Record: 10 Total Records: 11 Buttons: Delete Record, Insert Record, Save	
Experimental Data Injection Rate File: NO-ROI-FILE Use Injection Rate File: <input type="checkbox"/> Y/N Cylinder Pressure File: NO-CYLINDER-PRESSURE-FILE	
Emissions Soot Emissions (g/kWh): 0.0000 NOx Emissions (g/kWh): 0.0000 CO Emissions (g/kWh): 0.0000 Use (mg/cycle(Y) or g/kWh(N)): <input type="checkbox"/> Y/N	
Execution Mode Test Case to Run: Execute Current Case: <input checked="" type="checkbox"/> Y/N Execute All Cases: <input type="checkbox"/> Y/N Use Entrainment Coefficient: <input checked="" type="checkbox"/> Y/N Pilot Injection: <input type="checkbox"/> Y/N Post Injection: <input type="checkbox"/> Y/N	
Buttons: OK, Cancel	

Σχήμα 4.11(3.10) : Πίνακας καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας (1)

Engine Operating Data	
Operating Data	
Engine Speed (rpm)	125.0
Boost Pressure (bara)	2.85
Boost Air Temperature (C)	43.0
Exhaust Pressure (bara)	2.63
Fuel Flow Rate (kg/h)	2312.
Pilot Flow Rate (kg/h)	0.
Post Fuel Rate (kg/h)	0.
Injection Data	
Injection Timing (deg)	-7
Pilot Injection Timing (deg)	0
Post Injection After Main (deg)	0
No. of Injection Timing Runs	1
Step for Inj. Timing Runs (deg)	0
Main Rail Pressure (bar)	500.0
Pilot Rail Pressure (bar)	0.0
Post Rail Pressure (bar)	0.0
EGR Data	
EGR (%)	0.0
EGR Temperature (C)	100.0
EGR Coolant Temp. In (C)	0.0
EGR Cooler Effect. (%)	0.0
Auxiliary	
Waste Gate Flow (%)	0.0
Intake Throttling (%)	0.0
EGR Valve (%)	0.0
Exhaust Cooler Effect. (%)	0.0
Inlet Air Data	
Oxygen Content (%)	21.0
Nitrogen Content (%)	79.0
Water Content (kg/kg air)	0.000
Water Temperature (C)	24.0
T/C Data	
Ambient Temperature (C)	24.0
Ambient Pressure (mbar)	999.9
A/C Coolant Temp. In (C)	26.0
Turbine Back Pressure (mmW)	0.0
Compressor Pres. Drop (mmW)	0.0
Compressor Isentropic Eff. (%)	78.5
Turbine Isentropic Eff. (%)	76.8
T/C Mechanical Efficiency (%)	71.9
A/C Effectiveness (%)	84.6
Turbocompounding Data	
Power Turbine Pressure Ratio	1.00
Turbine Isentropic Eff. (%)	80.0
Turbine Mechan. Efficiency (%)	95.0
Flow Percentage (%)	0.0
Electric Power (%)	50.0
Buttons: OK, Cancel	

Σχήμα 4.12(3.11) : Πίνακας καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας (2)

Ο 1^{ος} πίνακας καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας αποτελεί το βασικό μενού καθορισμού των συνθηκών λειτουργίας. Συγκεκριμένα, στην πάνω δεξιά πλευρά του παραθύρου, στην περιοχή Static δίνεται η δυνατότητα στο χρήστη να επιλέξει ποιου από τα ήδη υπάρχοντα σενάρια επιθυμεί να εμφανίσει τις συνθήκες λειτουργίας, καθώς και να δημιουργήσει, να διαγράψει και να τροποποιήσει σημεία λειτουργίας.

Στην κάτω δεξιά περιοχή ο χρήστης καλείται να επιλέξει αν επιθυμεί να προσομοιώσει το σημείο λειτουργίας που έχει εμφανίσει, αν επιθυμεί να προσομοιώσει όλα τα διαθέσιμα σημεία καθώς και αν επιθυμεί να πραγματοποιηθεί η προσομοίωση με τη χρήση του συντελεστή συμπαράσυρσης αέρα (Air Entrainment Coefficient). Στην αριστερή πλευρά του παραθύρου υπάρχει μια λίστα με μεγέθη(λειτουργικά χαρακτηριστικά) και τις τιμές που έχουν αυτά για το σημείο λειτουργίας που έχει, κάθε φορά, επιλεγεί. Τα μεγέθη αυτά είναι :

- Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε στροφές ανά λεπτό(rpm). Το μέγεθος αυτό λαμβάνει την τιμή 125rpm για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα δεδομένου ότι ο κινητήρας λειτουργεί σε σταθερές στροφές(ηλεκτροπαραγωγή).
- Η πίεση και η θερμοκρασία του αέρα εισαγωγής στον κινητήρα σε bar και °C αντίστοιχα. Η πίεση αυτή λαμβάνει τιμές απευθείας από το πρωτόκολλο μετρήσεων των δοκιμών παραλαβής του κινητήρα, ενώ η θερμοκρασία καθορίζεται από το μέσο όρο των τιμών που περιλαμβάνονται στο πρωτόκολλο και αφορούν τις θερμοκρασίες εξόδου του αέρα από τα ψυγεία αέρα σάρωσης των δύο υπερπληρωτών, για το κάθε σενάριο λειτουργίας.
- Η προπορεία εγχύσεως του καυσίμου στους κυλίνδρους του κινητήρα σε μοίρες μετά το A.N.Σ.. Το μέγεθος αυτό λαμβάνεται ίσο προς -7° για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα, καθώς με αυτή την προπορεία εγχύσεως πραγματοποιήθηκαν οι δοκιμές παραλαβής του κινητήρα.
- Η παροχή του καυσίμου σε κιλά ανά ώρα (kg/h). Το μέγεθος αυτό σε μεγάλο βαθμό διαφοροποιεί το ένα σημείο λειτουργίας από το άλλο, καθώς, αυξανόμενης της παροχής καυσίμου, αυξάνεται και το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα. Έτσι, οι τιμές που λαμβάνει προέρχονται απευθείας από το πρωτόκολλο μετρήσεων, για το κάθε σενάριο λειτουργίας.
- Το ποσοστό της ανακυκλοφορίας καυσαερίου και η θερμοκρασία του (EGR(%) & EGR Temperature) . Το ποσοστό αυτό είναι μηδενικό για όλα τα σενάρια λειτουργίας του κινητήρα.
- Η πίεση εγχύσεως του καυσίμου σε bar, που εκτιμήθηκε ίση με 500bar σε όλα τα σημεία λειτουργίας.
- Η θερμοκρασία εισόδου του νερού στο ψυγείο αέρα σάρωσης σε °C, μέγεθος που περιλαμβάνεται στο πρωτόκολλο μετρήσεων για καθένα από τα δύο ψυγεία. Έτσι η τιμή που συμπληρώνεται στον κώδικα είναι ο μέσος όρος των δύο τιμών για κάθε σημείο λειτουργίας.
- Οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή και του στρόβιλου του υπερπληρωτή του κινητήρα. Οι τιμές που αυτοί λαμβάνουν για τα διάφορα σημεία λειτουργίας καθορίζονται από τα συμπεράσματα της ανάλυσης της ενότητας 4.1, με τρόπο που αναλύεται ξεχωριστά στη συνέχεια, λαμβάνοντας υπόψη ότι το μοντέλο δεν αναγνωρίζει δύο υπερπληρωτές στον κινητήρα αλλά ένα ενιαίο σύστημα υπερπλήρωσης.
- Η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος σε °C, που επίσης καθορίζεται από το πρωτόκολλο μετρήσεων για κάθε σημείο λειτουργίας.
- Ο συντελεστής συμπαράσυρσης αέρα(Air Entrainment Coefficient), του οποίου η τιμή λαμβάνεται ίδια για κάθε σημείο λειτουργίας και προσδιορίζεται με τρόπο που περιγράφεται αναλυτικά στη συνέχεια.
- Η επιφάνεια εισαγωγής αέρα του στρόβιλου σε m^2 .
- Η πίεση εξαγωγής του κινητήρα σε bar, που ουσιαστικά είναι η πίεση των καυσαερίων πριν από το στρόβιλο. Η τιμή του μεγέθους αυτού προσδιορίζεται από το πρωτόκολλο μετρήσεων ως ο μέσος όρος των πιέσεων εισαγωγής των

στροβίλων των δύο υπερπληρωτών για κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα.

Ο 2^{ος} πίνακας καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας περιλαμβάνει ένα μέρος από τα στοιχεία του 1^{ου} πίνακα, και όσον αφορά τα στοιχεία αυτά ενημερώνεται αυτόματα από τον 1^ο πίνακα. Πέραν όμως αυτών στον 2^ο πίνακα υπάρχουν τρία στοιχεία που συμπληρώνονται αποκλειστικά σε αυτόν. Τα στοιχεία αυτά είναι:

- Η ατμοσφαιρική πίεση (Ambient Pressure) σε mbar. Η τιμή του μεγέθους αυτού λαμβάνεται από το πρωτόκολλο μετρήσεων για καθένα από τα σενάρια λειτουργίας αν και πρακτικά ισούται με 1000mbar σε όλα.
- Ο βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου αέρα σάρωσης που λαμβάνεται από τον πίνακα 4.6 (μέση τιμή).
- Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης της ατράκτου συμπιεστή και στροβίλου, ο οποίος λαμβάνεται ίσος προς 0,9 τόσο για το συμπιεστή όσο και για το στρόβιλο (ενδεικτικές τιμές από την βιβλιογραφία). Άρα συνολικά είναι ίσος προς $n_{mT-C} = n_{mC} \cdot n_{mT} = 0,9 \cdot 0,9 = 0,81$, σταθερός κατά παραδοχή, για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Μέσω του μεγέθους αυτού επιλέχθηκε να εισαχθεί στον κώδικα η ύπαρξη του στροβίλου ισχύος με τρόπο που αναλύεται παρακάτω.

Μετά από αυτά, είναι απαραίτητο να αποσαφηνιστεί ο τρόπος καταχώρησης των τιμών κάποιων μεγεθών που χρίζουν ξεχωριστής ανάλυσης. Τα μεγέθη αυτά είναι : (1) ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα (ώστε μέσω αυτού να εισαχθεί στον κώδικα η ύπαρξη του στροβίλου ισχύος), (2) οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου ο και (3) συντελεστής συμπαράσυρσης αέρα.

4.3.2.1 Καταχώρηση τιμών του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα.

Στην υπό μελέτη εγκατάσταση πέραν του ζεύγους υπερπληρωτών λειτουργεί και ένας στρόβιλος ισχύος όπως αναφέρθηκε παραπάνω. Η ύπαρξη και η λειτουργία του στροβίλου ισχύος πρέπει να εμφανιστεί με κάποιο τρόπο και στον κώδικα. Δηλαδή αναζητείται ένας τρόπος να εκφραστεί αριθμητικά η διαφυγή του ποσοστού καυσαερίων (1-x) από τον υπερπληρωτή (ορθότερα τους δύο υπερπληρωτές) προς το στρόβιλο ισχύος. Αν κάτι τέτοιο δεν λαμβανόταν υπόψη, θα σήμαινε ότι όλη η παροχή μάζας του καυσαερίου που παράγεται από τον κινητήρα διέρχεται από τον στρόβιλο, και άρα η διάταξη υπερπλήρωσης θα έκανε μεγαλύτερη ανακόμιση της θερμότητας των καυσαερίων, με αντίκτυπο σε λειτουργικά μεγέθη του κινητήρα όπως η παραγόμενη ισχύς ή η πίεση εισαγωγής και άλλα. Δεδομένου όμως ότι σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η πραγματοποίηση μιας όσο το δυνατό πιο ορθής προσομοίωσης, δηλαδή «κοντινής» στην πραγματικότητα, η ύπαρξη του στροβίλου ισχύος δεν θα πρέπει να αμεληθεί. Αυτό σημαίνει ότι σε ένα από τα λειτουργικά μεγέθη του υπερπληρωτή που συγκαταλέγεται στα δεδομένα εισόδου του κώδικα πρέπει να εφαρμοστεί κάποια μείωση που θα εκφράζει την ύπαρξη του ποσοστού (1-x). Για το σκοπό αυτό μεταξύ των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης και του μηχανικού βαθμού απόδοσης επιλέχθηκε ο δεύτερος, λόγω του ότι, κατά παραδοχή, η τιμή του παραμένει σταθερή για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα, σε αντίθεση με τους ισεντροπικούς. Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης ελήφθη αρχικά ίσος προς 0,9 τόσο για το συμπιεστή όσο και για το στρόβιλο, δηλαδή συνολικά ίσος προς 0,81 για την άτρακτο C-T. Έτσι, επειδή η ύπαρξη του στροβίλου ισχύος επιδρά στο στρόβιλο (εκεί έχουμε μείωση της ποσότητας του εργαζόμενου μέσου), επιλέχθηκε να μειωθεί ο μηχανικός βαθμός του στροβίλου κατά συνέπεια και ο συνολικός n_{mT-C} με βάση τη διαδικασία που ακολουθεί.

$$\begin{aligned}
 n_{mT-C}' &= n_{mC} \cdot n_{mT} \cdot x \Rightarrow n_{mT}'^2 = n_{mT}^2 \cdot x \Rightarrow n_{mT}' = n_{mT} \cdot \sqrt{x} \\
 \Rightarrow n_{mT-C}' &= n_{mT} \cdot n_{mC} \cdot \sqrt{x} \Rightarrow \\
 n_{mT-C}' &= n_{mT-C} \cdot \sqrt{x}
 \end{aligned} \tag{4.16},$$

όπου x το ποσοστό παροχής μάζας των καυσαερίων που διοχετεύεται στο σύστημα υπερπλήρωσης με τιμές τις αναγραφόμενες στη στήλη [x(2ο ζεύγος C-T)] του πίνακα 4.3 της ενότητας 4.1.

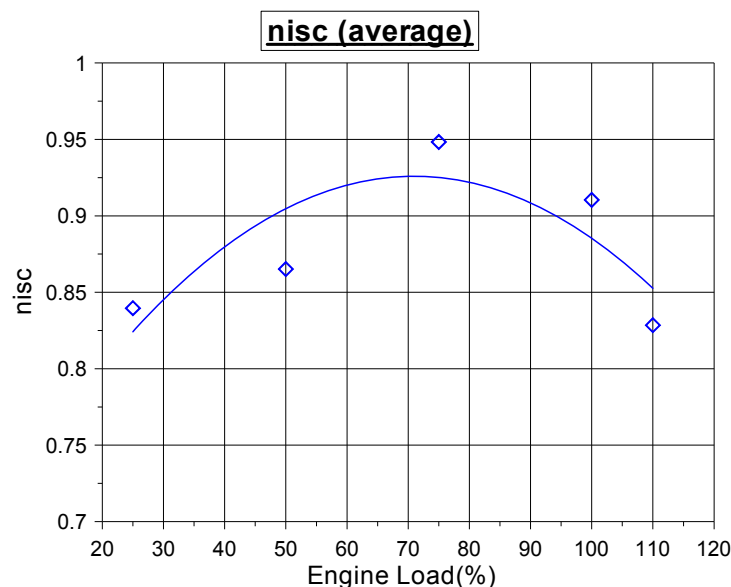
Με βάση τις τιμές αυτές και τη σχέση (4.16) καταρτίστηκε ο ακόλουθος πίνακας με τις τιμές του n_{mT-C} που χρησιμοποιήθηκαν στην προσομοίωση.

Φορτίο	n_{mT-C} προσομοίωσης
50%	0,81
75%	0,693
100%	0,719
110%	0,74

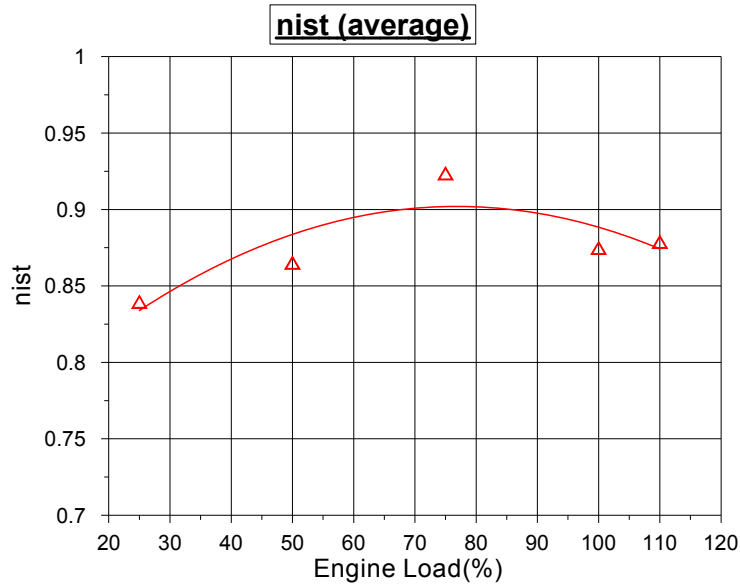
Πίνακας 4.7 : Τιμές του n_{mT-C} που χρησιμοποιήθηκαν στην προσομοίωση

4.3.2.2 Καταχώρηση τιμών ισεντροπικών βαθμών απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου.

Στην ανάλυση της ενότητας 4.1 καταλήξαμε στα διαγράμματα των σχημάτων 4.8 και 4.9, στα οποία παριστάνονται γραφικά οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου 1^{ου} και 2^{ου} υπερπληρωτή. Ωστόσο, ο κώδικας δεν αναγνωρίζει την ύπαρξη δύο διαφορετικών υπερπληρωτών, αλλά ενός μοναδικού συστήματος υπερπλήρωσης. Για αυτό το λόγο κρίνεται σκόπιμο να προσδιοριστεί ο μέσος όρος των n_{isC} και n_{isT} 1^{ου} και 2^{ου} υπερπληρωτή, για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας, καθώς και οι διερχόμενες από αυτά πολυωνυμικές(2^{ου} βαθμού) γραμμές τάσης. Ακολουθώντας τη διαδικασία αυτή προέκυψαν τα ακόλουθα διαγράμματα.



Σχήμα 4.13 : Διάγραμμα μέσου ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των συμπιεστών των δύο υπερπληρωτών



Σχήμα 4.14 : Διάγραμμα μέσου ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των στροβίλων των δύο υπερπληρωτών.

Η εξίσωση της πολυωνυμικής γραμμής τάσης του μέσου n_{isC} , που φαίνεται στο σχήμα 4.13, είναι :

$$n_{isC} = 0.6835408105 + 0.006829153946 \cdot x - 4.811312684 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 \quad (4.16)$$

,όπου x η τιμή του φορτίου του κινητήρα (όχι ως ποσοστό αλλά ως αριθμός δηλ. 50,60 κ.λ.π.)

Αντίστοιχα η εξίσωση της πολυωνυμικής γραμμής τάσης του μέσου n_{isT} , που φαίνεται στο σχήμα 4.14, είναι :

$$n_{isT} = 0.7523665188 + 0.003893899982 \cdot x - 2.533462165 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 \quad (4.17)$$

,όπου x η τιμή του φορτίου του κινητήρα (όπως παραπάνω)

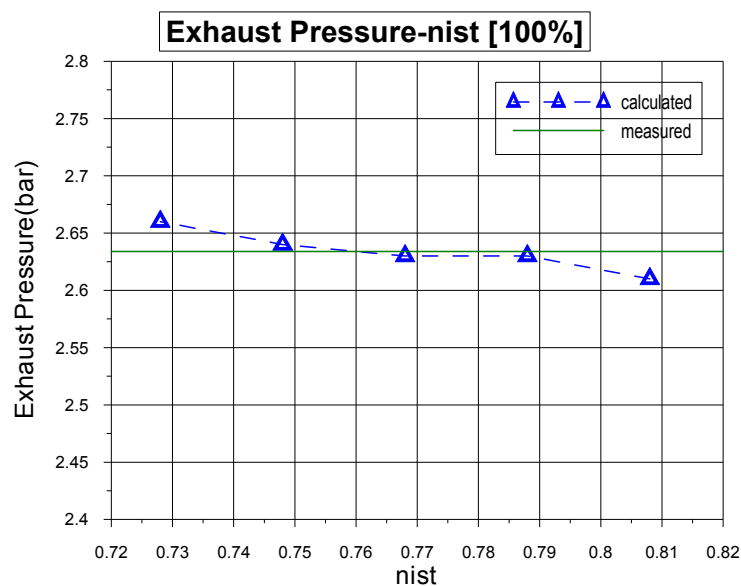
Με τη βοήθεια των σχέσεων 4.16 και 4.17 (που εντοπίστηκαν με το λογισμικό Grapher 4) συμπληρώθηκε ο ακόλουθος πίνακας για τους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης(μέσους) συμπιεστή και στροβίλου. Αυτό κρίθηκε απαραίτητο διότι τόσο ο n_{isC} όσο και ο n_{isT} πρέπει να εμφανίζουν μια «ομαλότητα» καθώς αυξάνεται το φορτίο, στοιχείο που τους προσδίδουν οι πολυωνυμικές γραμμές τάσης.

Φορτίο	n_{isC} (από τη σχέση 4.16)	n_{isT} (από τη σχέση 4.17)
50%	0,905	0,884
75%	0,925	0,902
100%	0,885	0,888
110%	0,853	0,874

Πίνακας 4.8 : Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης που προέκυψαν από τις εξισώσεις των γραμμών τάσης

Οι τιμές των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης του πίνακα 4.8 είναι ιδιαίτερα υψηλές για έναν υπερπληρωτή σαν αυτούς του υπό μελέτη κινητήρα, όπως αναφέρθηκε και στο τέλος της ενότητας 4.1. Γι' αυτό το λόγο θα πρέπει τόσο οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή όσο και του στροβίλου να μειωθούν ομοιόμορφα κατά ένα ποσοστό. Το ποσοστό της μείωσης που θα επιβληθεί θα πρέπει να είναι κοινό για όλα τα σενάρια λειτουργίας(φορτία).

Ειδικά για τον n_{isT} πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση μέσω του κώδικα ώστε να εκτιμηθεί η ποσοστιαία μείωση που θα του επιβληθεί σε σχέση με τις τιμές που λαμβάνει στον πίνακα 4.8. Η παραμετρική ανάλυση αυτή έγινε για το πλήρες φορτίο του κινητήρα(δηλαδή το 100%). Συγκεκριμένα το μοντέλο εφαρμόστηκε για φορτίο 100% από το πρωτόκολλο μετρήσεων με τον τρόπο που αναλύθηκε παραπάνω. Ο n_{isC} έλαβε την τιμή $0,885(\text{πιν.4.7}) - 10\% = 0,785$ και ο n_{isT} έλαβε διάφορες τιμές. Οι τιμές αυτές προέκυψαν από την τιμή $0,888(\text{πιν.4.7})$ με διαδοχικές μειώσεις $-8\%(0,808)$, $-10\%(0,788)$, $-12\%(0,768)$, $-14\%(0,748)$ και $-16\%(0,728)$. Πραγματοποιήθηκαν έξι προσομοιώσεις, μία για κάθε n_{isT} , και από τα αποτελέσματα που προέκυψαν δημιουργήθηκε το ακόλουθο διάγραμμα, στο οποίο φαίνεται η συσχέτιση της πίεσης εξαγωγής του κινητήρα με τις διάφορες τιμές του n_{isT} καθώς και η πειραματική τιμή της πίεσης εξαγωγής που μετρήθηκε στις δοκιμές παραλαβής του κινητήρα(συνεχής πράσινη γραμμή).



Σχήμα 4.15 : Μεταβολή της υπολογισμένης από τον κώδικα πίεσης εξαγωγής του κινητήρα για διάφορες τιμές του n_{isT} στο πλήρες φορτίο, και σύγκριση της με τη μετρημένη τιμή.

Από το σχήμα 4.15 εξάγεται το συμπέρασμα ότι η τιμή του n_{isT} που αντιστοιχεί σε τιμή της πίεσης εξαγωγής όσο το δυνατό πιο κοντά στην πειραματική τιμή είναι η $0,768$, δηλαδή η τιμή $0,888$ του πίνακα 4.8 μειωμένη κατά 12% .

Έτσι, λαμβανομένου υπόψη του ότι η μέγιστη τιμή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή ή στροβίλου ενός υπερπληρωτή σαν τους συγκεκριμένους κυμαίνεται περί το $0,85$ καθώς και του ότι οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης ενός συμπιεστή είναι συνήθως λίγο μεγαλύτεροι από τους αντίστοιχους του στροβίλου, αποφασίστηκε :

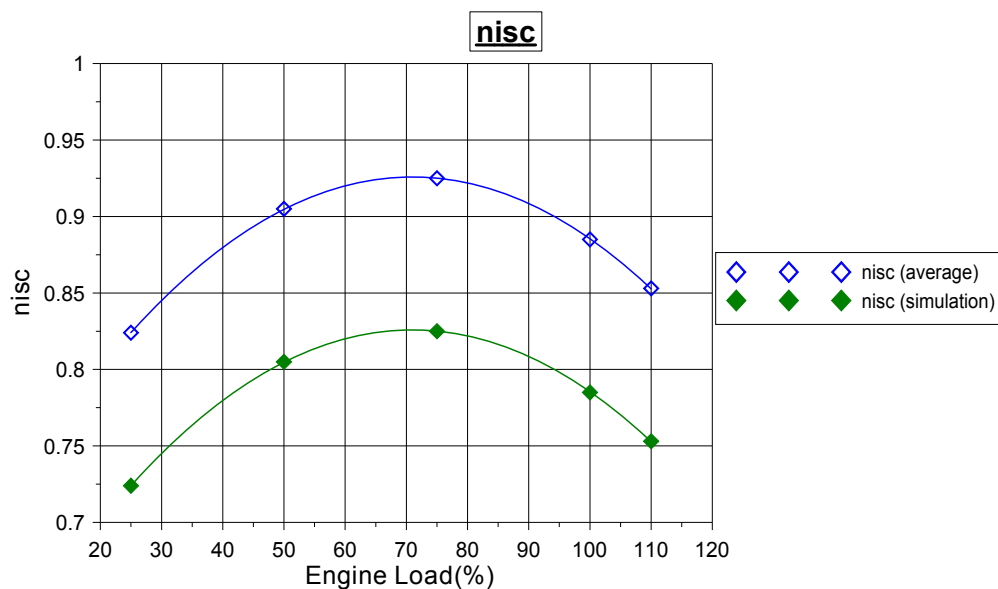
- Οι τιμές του n_{isC} για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας που θα χρησιμοποιηθούν στην προσομοίωση να μειωθούν κατά 10% σε σχέση με τις τιμές του πίνακα 4.8.
- Οι τιμές του n_{isT} για τα διάφορα σενάρια λειτουργίας που θα χρησιμοποιηθούν στην προσομοίωση να μειωθούν κατά 12% σε σχέση με τις τιμές του πίνακα 4.8.

Συνεπώς οι τιμές των n_{isC} και n_{isT} που χρησιμοποιήθηκαν στην προσομοίωση είναι οι ακόλουθες :

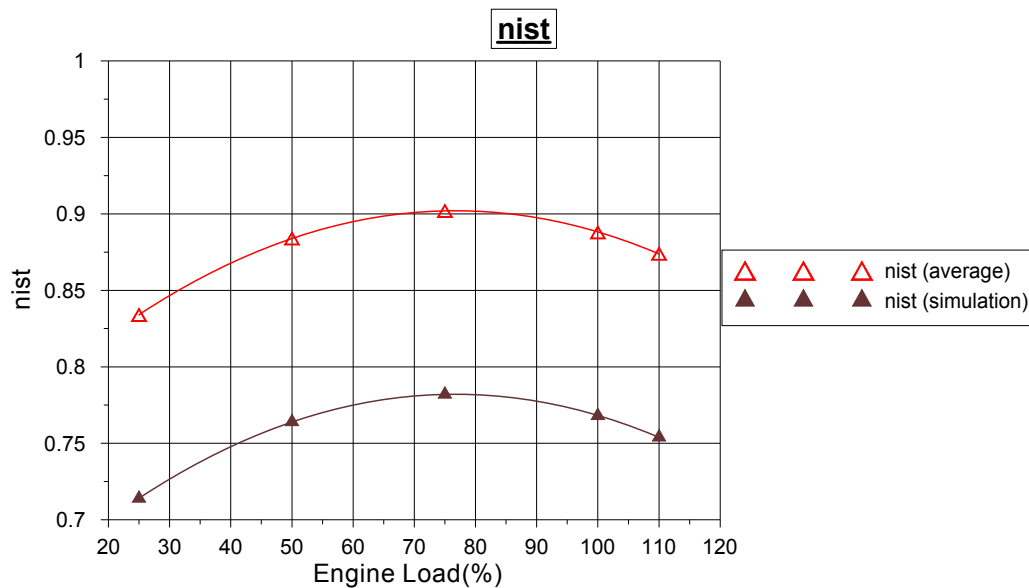
Φορτίο	n_{isC} προσομοίωσης	n_{isT} προσομοίωσης
50%	0,805	0,764
75%	0,825	0,782
100%	0,785	0,768
110%	0,753	0,754

Πίνακας 4.9 : Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης που χρησιμοποιήθηκαν στην προσομοίωση.

Οι τιμές του πίνακα 4.9 παρουσιάζονται και στα ακόλουθα διαγράμματα σε αντιπαραβολή με αυτές του πίνακα 4.8.



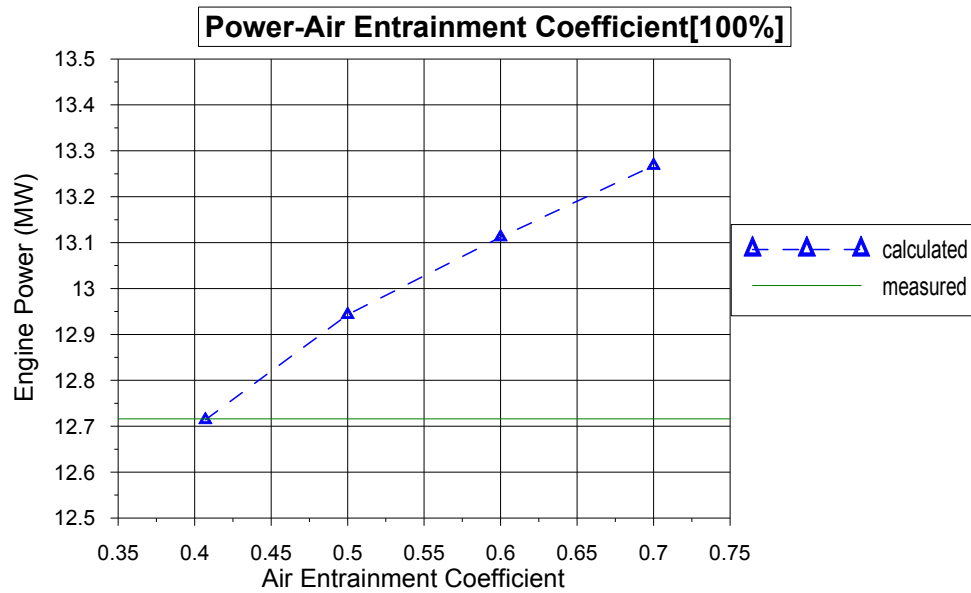
Σχήμα 4.16 : Διάγραμμα μέσου n_{isC} (πιν.4.8) και n_{isC} προσομοίωσης



Σχήμα 4.17 : Διάγραμμα n_{isT} (πιν.4.8) και n_{isT} προσομοίωσης

4.3.2.3 Καταχώρηση τιμής συντελεστή συμπαράσυρσης αέρα (Air Entrainment Coefficient).

Για την προσομοίωση που πραγματοποιήθηκε στα πλαίσια της παρούσας μελέτης έγινε σε όλα τα σημεία χρήση του συντελεστή συμπαράσυρσης αέρα (air entrainment coefficient), ο οποίος αποτελεί δείκτη της ποιότητας της ανάμειξης που λαμβάνει χώρα στο εσωτερικό των κυλίνδρων. Η εύρεση της όσο το δυνατό ορθότερης τιμής του συντελεστή αυτού αποτέλεσε αντικείμενο διερεύνησης. Η διερεύνηση αυτή πραγματοποιήθηκε με παραμετρική ανάλυση με εφαρμογή, και εδώ, του κώδικα. Συγκεκριμένα, έχοντας προηγουμένως αποσαφηνίσει όλες τις λειτουργικές παραμέτρους που απαιτούνται για την προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα στο πλήρες φορτίο πλην της τιμής του συντελεστή συμπαράσυρσης του αέρα πραγματοποιούνται «δοκιμές» μεταβάλλοντας την τιμή του συντελεστή αυτού. Ειδικότερα ο κώδικας «έτρεξε» στο πλήρες φορτίο για τις ακόλουθες τιμές : 0.7, 0.6, 0.5, 0.41 και από τα αποτελέσματα που προέκυψαν χaráχθηκε το ακόλουθο διάγραμμα. Στο διάγραμμα αυτό παριστάνεται η μεταβολή της υπολογιζόμενης από τον κώδικα παραγόμενης ισχύος(από τον κινητήρα) αυξανόμενου του συντελεστή συμπαράσυρσης αέρα(Air Entrainment Coefficient) με δεδομένα εισόδου αυτά του πλήρους φορτίου. Επίσης, με την συνεχή πράσινη γραμμή δίδεται η τιμή της παραγόμενης ισχύος του κινητήρα στο πλήρες φορτίο που μετρήθηκε στις δοκιμές παραλαβής του. Η συσχέτιση του συντελεστή αυτού με την παραγόμενη ισχύ επιλέχθηκε διότι ο συντελεστής αυτός αποτελεί δείκτη της ποιότητας της ανάμειξης στο εσωτερικό των κυλίνδρων, που επιδρά σημαντικά στην καύση και άρα είναι μέγεθος άμεσα συνδεδεμένο με την παραγόμενη ισχύ από τον κινητήρα.



Σχήμα 4.18 : Διάγραμμα μεταβολής της παραγόμενης ισχύος συναρτήσει του συντελεστή συμπαράσυρσης αέρα.

Παρατηρώντας κανείς το παραπάνω διάγραμμα μπορεί εύκολα να εξάγει το συμπέρασμα ότι η πλέον ορθή τιμή του συντελεστή συμπαράσυρσης αέρα μεταξύ των τεσσάρων που εξετάστηκαν είναι η χαμηλότερη (δηλαδή η 0,41) καθώς η, αντίστοιχη της, υπολογισθείσα τιμή της παραγόμενης ισχύος είναι σχεδόν ίδια με την μετρηθείσα τιμή. Ως εκ τούτου, η τιμή του συντελεστή συμπαράσυρσης αέρα που χρησιμοποιήθηκε κατά την προσομοίωση ελήφθη ίση προς 0.41 και διατηρήθηκε σταθερή σε όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα.

4.4 Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Έχοντας ολοκληρώσει τη διαδικασία καταχώρησης των δεδομένων εισόδου της προσομοίωσης σύμφωνα με τη διαδικασία που περιγράψαμε στην προηγούμενη ενότητα, προχωρήσαμε στην εκτέλεση(execution) του κώδικα. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης που πραγματοποιήθηκε παρουσιάζονται στη συνέχεια, αφορούν τέσσερα σημεία λειτουργίας κατά αντιστοιχία με τις δοκιμές παραλαβής του κινητήρα(φορτία 50%,75%,100% και 110%) και αποτελούν τις επίσημες δοκιμές.

Σε πρώτη φάση τα αποτελέσματα της προσομοίωσης παρουσιάζονται υπό τη μορφή πίνακα όπως παρέχονται στην οθόνη αποτελεσμάτων του μοντέλου, για τα ανωτέρω σημεία(φορτία) λειτουργίας.

CYLINDER DATA		POLLUTANTS EVO OPEN		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
Speed (rpm):	125.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	702.4	Mean Inj. (bar):	500.	Comp. Press. (bar):	2.12
Ignition (deg):	-6.4	NO (ppm):	106.4	Power Brake(kW):	646.8	Max Inj. (bar):	500.	Inlet Press. (bar):	2.12
Pmax (bar):	108.2	NO (g/kWh):	10.02	Imep (bar):	8.34	Inj. Open (bar):	350.	Comp. Temp. (C):	106.7
Inj. Main (deg):	-7.0	NOx (g/kWh):	15.35	Bmep (bar):	7.68	Dur. Main (deg):	12.	A/C Temp (C):	48.0
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	0.00	Eff. Ind. (%):	51.0	Dur. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (C):	47.7
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	0.000	Eff. Brake (%):	47.0	Dur. Post (deg):	-	Indike Inj (bar):	1.96
Main Delay (deg):	0.6	CO (%):	0.000	Eff. Mech. (%):	92.1	Inj. Delay (deg):	-	Indike Tin (C):	339.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.000	bsfc (g/kWh):	182.4	Eff. Stroke (mm):	-	Indike Tact (C):	263.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%):	0.000	Heat Loss (%):	-6.2	Wet Fuel (%):	-	EGR Control (%):	0.0
Fuel (kg/h):	1180.			Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	EGR Temper. (C):	100.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2638.			W/C Flow (kg):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	3.77			Exhaust Temp. (C):	263.
O2 Percent (%):	-							W (kg/s):	17.80
EQUIPMENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST							
Charge Effic. (%)	80.5	O2 (%)	15.0						
Indike Effic. (%)	76.4	N2 (%)	77.5						
A/C Effic. (%)	68.5	CO2 (%)	3.6						
EGR Cool Effic. (%)	0.0	H2O (%)	3.9						
Exh Cool Effic. (%)	0.0	NOx (ppm):	829.						
E/T Testheat (C)	0.	NOx Dry (mg/Nm3):	1632.						
E/T Pres. Ratio (C)	1.00								
E/T Power (kW)	0.0								
E/T Power (kg)	0.0								

Current Engine: 9RTAF58.DAT

Πίνακας 4.10 : Αποτελέσματα προσομοίωσης για το 50% του πλήρους φορτίου

CYLINDER DATA		POLLUTANTS EVO OPEN		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
speed (rpm):	125.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	101.40	Mean Inj. (bar):	500.	Comp. Press. (bar):	2.29
Ignition (deg):	-6.5	NO (ppm):	141.2	Power Brake(kW):	95.84	Max Inj. (bar):	500.	Inlet Press. (bar):	2.29
Pmax (bar):	117.8	NO (g/kWh):	9.81	Imep (bar):	12.04	Inj. Open (bar):	350.	Comp. Temp. (C):	114.6
Inj. Main (deg):	-7.0	NOx (g/kWh):	15.04	Bmep (bar):	11.38	Dur. Main (deg):	17.	A/C Temp (C):	44.9
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	0.06	Eff. Ind. (%):	50.0	Dur. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (C):	44.8
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	0.005	Eff. Brake (%):	47.2	Dur. Post (deg):	-	Indike Inj (bar):	2.11
Main Delay (deg):	0.5	CO (%):	0.000	Eff. Mech. (%):	94.5	Inj. Delay (deg):	-	Indike Tin (C):	376.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.000	bsfc (g/kWh):	181.4	Eff. Stroke (mm):	-	Indike Tact (C):	287.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%):	0.000	Heat Loss (%):	-6.4	Wet Fuel (%):	-	EGR Control (%):	0.0
Fuel (kg/h):	1739.			Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	EGR Temper. (C):	100.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2659.			W/C Flow (kg):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	3.00			Exhaust Temp. (C):	287.
O2 Percent (%):	-							W (kg/s):	20.90
EQUIPMENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST							
Charge Effic. (%)	82.5	O2 (%)	14.3						
Indike Effic. (%)	78.2	N2 (%)	77.3						
A/C Effic. (%)	76.9	CO2 (%)	4.0						
EGR Cool Effic. (%)	0.0	H2O (%)	4.4						
Exh Cool Effic. (%)	0.0	NOx (ppm):	950.						
E/T Testheat (C)	0.	NOx Dry (mg/Nm3):	1877.						
E/T Pres. Ratio (C)	1.00								
E/T Power (kW)	0.0								
E/T Power (kg)	0.0								

Current Engine: 9RTAF58.DAT

Πίνακας 4.11 : Αποτελέσματα προσομοίωσης για το 75% του πλήρους φορτίου

CYLINDER DATA		POLLUTANTS EVO OPEN		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
Speed (rpm):	125.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	13269	Mean Inj. (bar):	500.	Comp. Press. (bar):	2.85
Ignition (deg):	-6.6	NO (ppm):	1616.	Power Brake(kW):	12714	Pmax Inj. (bar):	500.	Inlet Press. (bar):	2.85
Pmax (bar):	140.9	NO (g/kWh):	10.48	Imep (bar):	15.76	Inj. Open (bar):	350.	Comp. Temp. (C):	152.5
Inj. Main (deg):	-7.0	NOx (g/kWh):	16.07	Bmep (bar):	15.10	Cur. Main (deg):	23.	A/C Temp (C):	45.5
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	0.03	Eff. Ind. (%):	49.2	Cur. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (C):	45.5
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	0.002	Eff. Brake (%):	47.1	Cur. Post (deg):	-	Turbine Pin (bar):	2.63
Main Delay (deg):	0.4	CO (%):	0.000	Eff. Mech. (%):	95.8	Inj. Delay (deg):	-	Turbine Tin (C):	397.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.000	bsfc (g/kWh):	181.8	Eff. Stroke (mm):	-	Turbine Tout (C):	283.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%):	0.000	Heat Loss (%):	-6.1	Pilot Fuel (%):	-	GR (CO)E (%):	0.0
Fuel (kg/h):	2312.			Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	GR Tempco (C):	100.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2656.			GR Flow (%):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	2.68			Exhaust Temp. (C):	283.
O2 Percent (%):	-							Air (kg/cyl):	24.80
COMPONENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST							
Compr. Eff. (%)	78.5	O2 (%)	14.0						
Turbine Eff. (%)	76.8	N2 (%)	77.2						
A/C Effect. (%)	84.6	CO2 (%)	4.2						
GR Coal Eff. (%)	0.0	H2O (%)	4.6						
GRH Coal Eff. (%)	0.0	NOx (ppm)	1080.						
P/T Testout (C)	0.	NOx Dry (mg/Nm3)	2135.						
P/T Pres. Ratio (-)	1.00								
P/T Power (kW)	0.0								
P/T Power (%)	0.0								

Current Engine: 9RTAF58.DAT

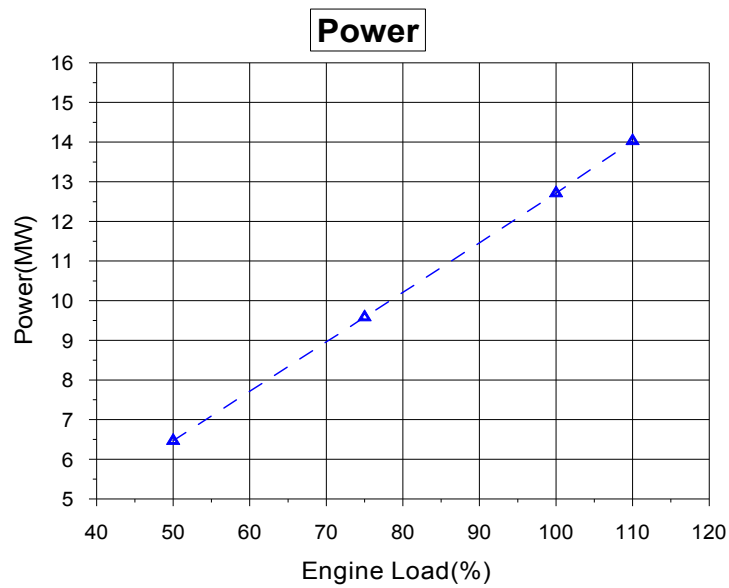
Πίνακας 4.12 : Αποτελέσματα προσομοίωσης για το 100% του πλήρους φορτίου

CYLINDER DATA		POLLUTANTS EVO OPEN		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
Speed (rpm):	125.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	14589	Mean Inj. (bar):	500.	Comp. Press. (bar):	3.07
Ignition (deg):	-6.6	NO (ppm):	1682.	Power Brake(kW):	14032	Pmax Inj. (bar):	500.	Inlet Press. (bar):	3.07
Pmax (bar):	149.4	NO (g/kWh):	10.58	Imep (bar):	17.32	Inj. Open (bar):	350.	Comp. Temp. (C):	168.8
Inj. Main (deg):	-7.0	NOx (g/kWh):	16.22	Bmep (bar):	16.66	Cur. Main (deg):	26.	A/C Temp (C):	46.3
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	0.03	Eff. Ind. (%):	48.6	Cur. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (C):	46.2
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	0.002	Eff. Brake (%):	46.8	Cur. Post (deg):	-	Turbine Pin (bar):	2.84
Main Delay (deg):	0.4	CO (%):	0.000	Eff. Mech. (%):	96.2	Inj. Delay (deg):	-	Turbine Tin (C):	409.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.000	bsfc (g/kWh):	183.4	Eff. Stroke (mm):	-	Turbine Tout (C):	286.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%):	0.000	Heat Loss (%):	-6.1	Pilot Fuel (%):	-	GR (CO)E (%):	0.0
Fuel (kg/h):	2573.			Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	GR Tempco (C):	100.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2660.			GR Flow (%):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	2.49			Exhaust Temp. (C):	288.
O2 Percent (%):	-							Air (kg/cyl):	25.70
COMPONENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST							
Compr. Eff. (%)	75.3	O2 (%)	13.9						
Turbine Eff. (%)	75.4	N2 (%)	77.2						
A/C Effect. (%)	87.0	CO2 (%)	4.3						
GR Coal Eff. (%)	0.0	H2O (%)	4.7						
GRH Coal Eff. (%)	0.0	NOx (ppm)	1120.						
P/T Testout (C)	0.	NOx Dry (mg/Nm3)	2217.						
P/T Pres. Ratio (-)	1.00								
P/T Power (kW)	0.0								
P/T Power (%)	0.0								

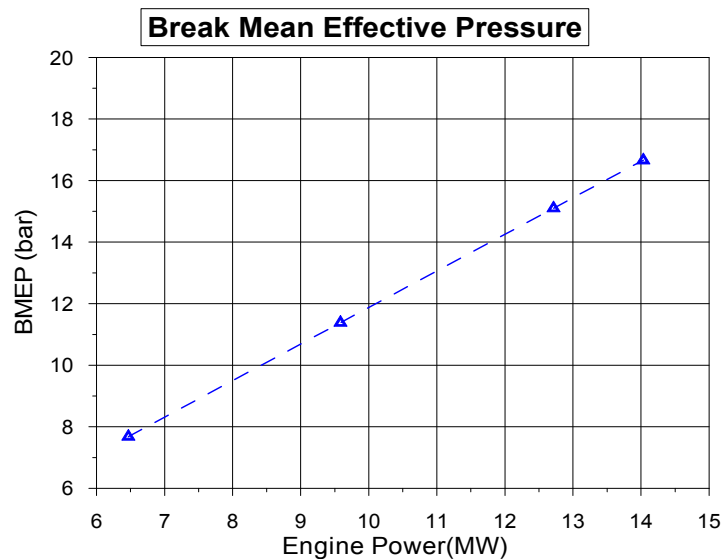
Current Engine: 9RTAF58.DAT

Πίνακας 4.13 : Αποτελέσματα προσομοίωσης για το 110% του πλήρους φορτίου

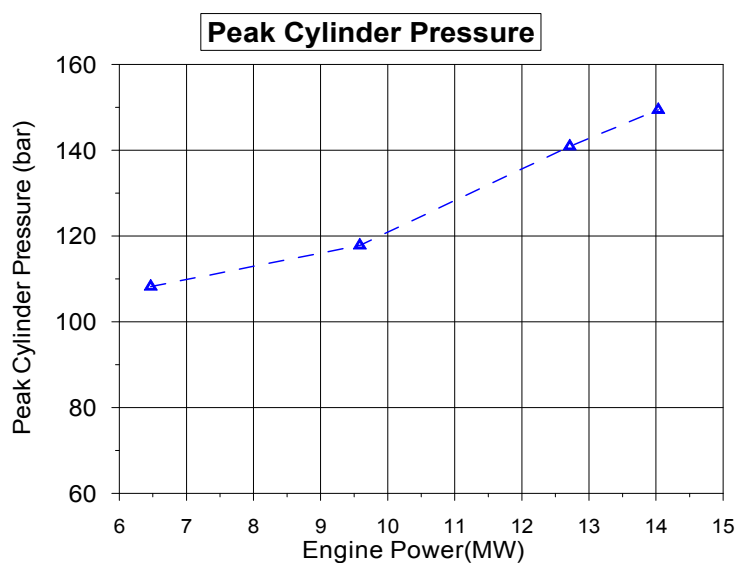
Τα κυριότερα από τα αναγραφόμενα στους παραπάνω πίνακες αποτελέσματα της προσομοίωσης για τα τέσσερα αυτά σενάρια λειτουργίας παρουσιάζονται στη συνέχεια υπό μορφή διαγραμμάτων.



Σχήμα 4.19 : Σχέση φορτίου-Ισχύος (Προσομοίωση)

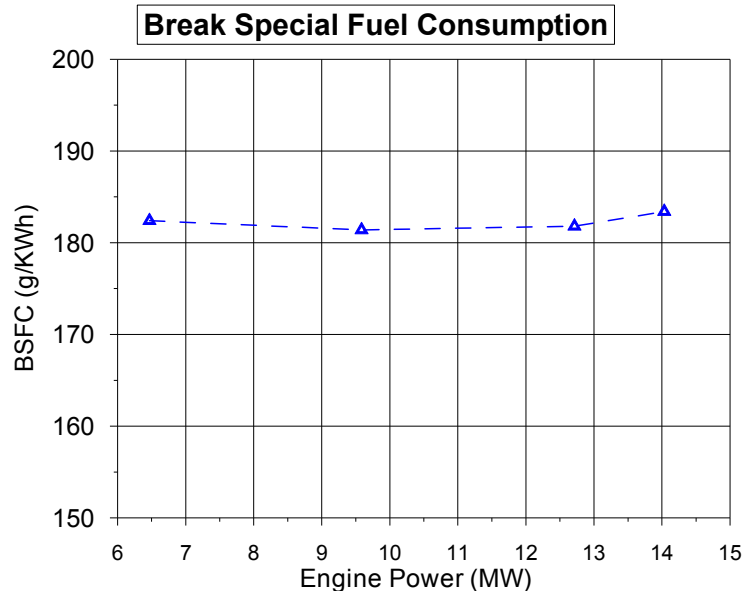


Σχήμα 4.20 : Μέση ενδεικνύμενη πίεση συναρτήσει του φορτίου(Προσομοίωση)

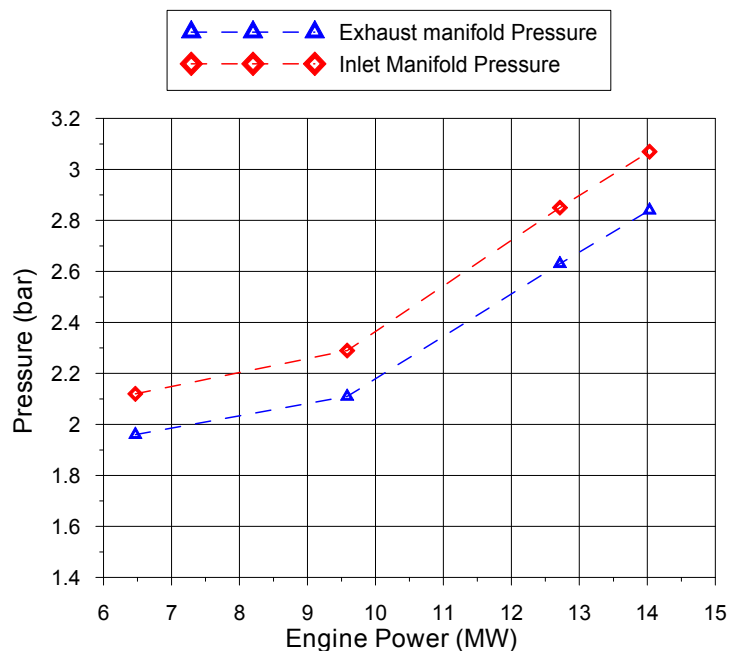


Σχήμα 4.21 : Μέγιστη πίεση καύσεως συναρτήσει του φορτίου(Προσομοίωση)

Στο διάγραμμα του σχήματος 4.19 φαίνεται η σχέση μεταξύ φορτίου και ισχύος, στο διάγραμμα του σχήματος 4.20 παρουσιάζεται η συσχέτιση της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης με την παραγόμενη ισχύ και στο διάγραμμα του σχήματος 4.21 παρουσιάζεται η σχέση μεταξύ της μέγιστης πίεσεως καύσεως και της παραγόμενης ισχύος.



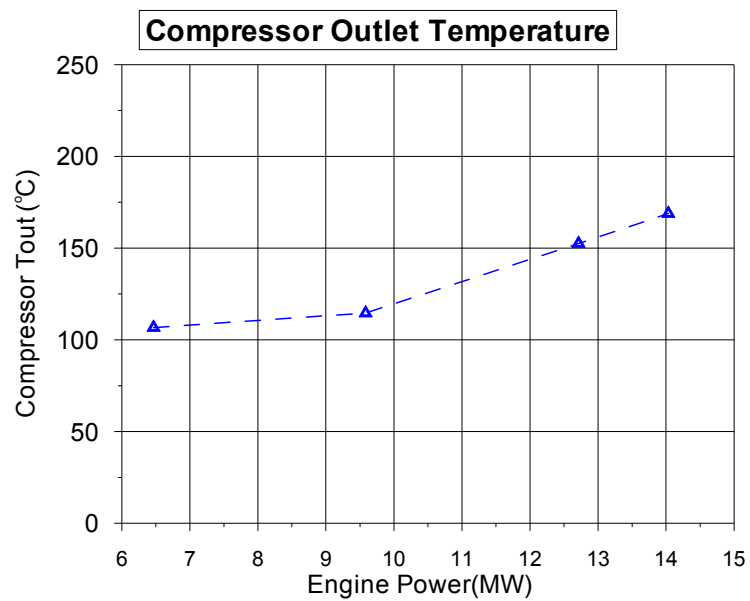
Σχήμα 4.22 : Ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει του φορτίου(Προσομοίωση)



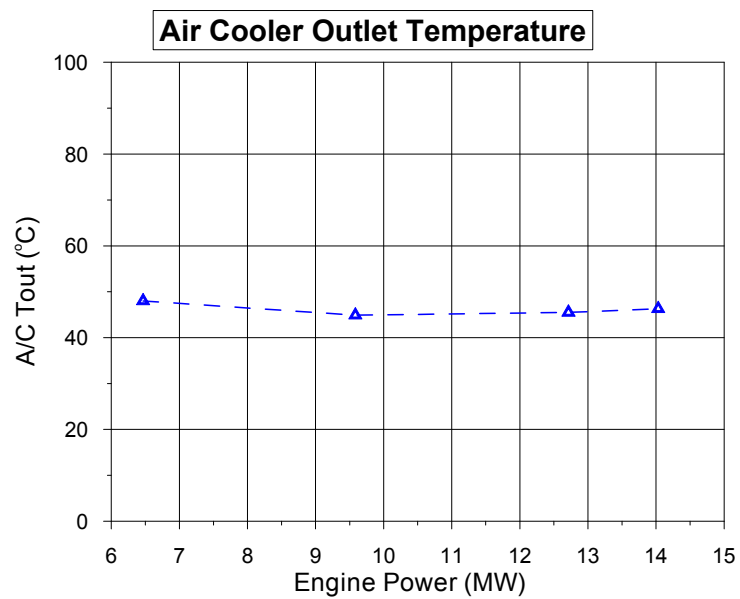
Σχήμα 4.23 : Πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής συναρτήσει του φορτίου (Προσομοίωση)

Στο διάγραμμα του σχήματος 4.22 φαίνεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου από τον κινητήρα καθώς αυξάνεται η παραγόμενη από αυτόν ισχύς. Ακολούθως στο διάγραμμα του σχήματος 4.23 παρουσιάζεται η πίεση στον οχετό εισαγωγής και η πίεση στον οχετό εξαγωγής καθώς αυξάνεται η παραγόμενη από τον κινητήρα ισχύς. Πρόκειται, δηλαδή, για τις τιμές “Inlet Press.” και “Turbine Pin” των

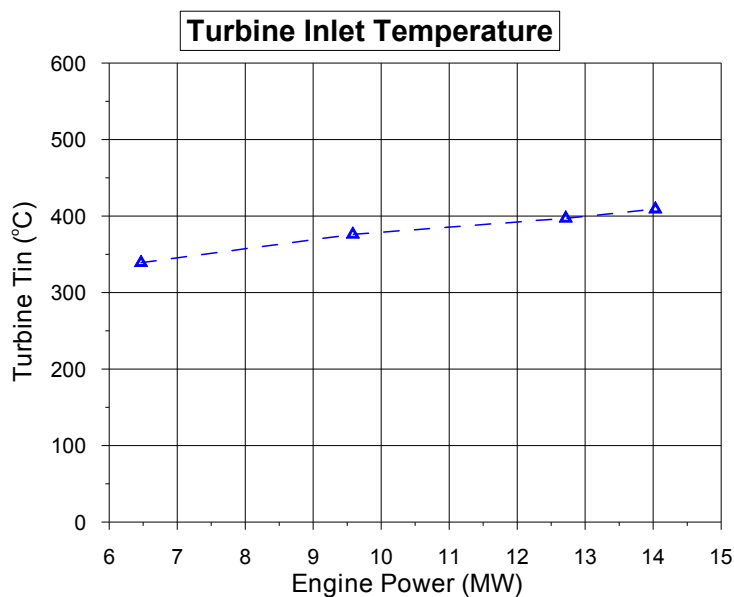
πινάκων των αποτελεσμάτων. Η διαφορά πίεσως μεταξύ των δύο οχητών αυξάνεται λίγο με την αύξηση του φορτίου και είναι καθοριστικής σημασίας για την απόπλυση.



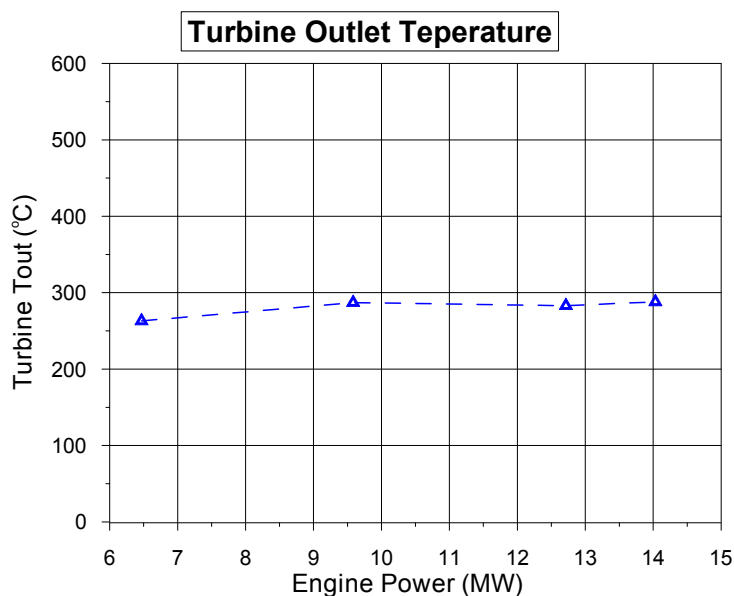
Σχήμα 4.24 : Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου (Προσομοίωση)



Σχήμα 4.25 : Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του ψυγείου αέρα σάρωσης συναρτήσει του φορτίου(Προσομοίωση)



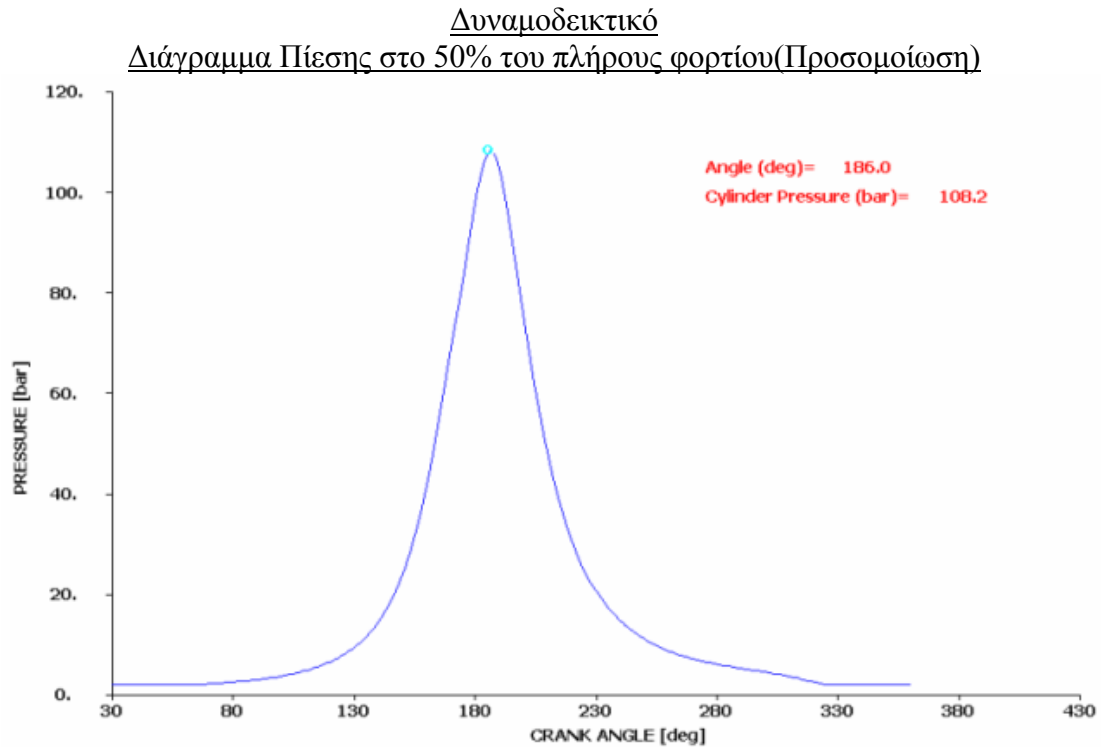
Σχήμα 4.26 : Θερμοκρασία καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου συναρτήσει του φορτίου(Προσομοίωση)



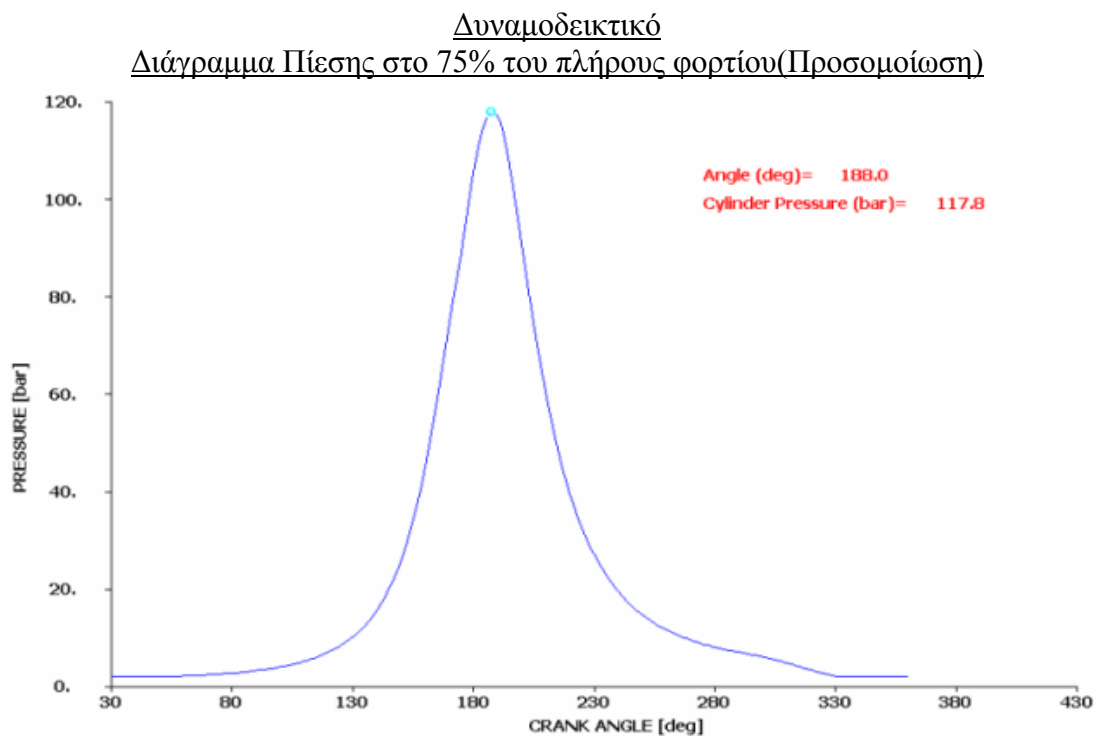
Σχήμα 4.26 : Θερμοκρασία καυσαερίου στην έξοδο του στροβίλου συναρτήσει του φορτίου(Προσομοίωση)

Στα διαγράμματα των παραπάνω σχημάτων παρουσιάζεται η μεταβολή διαφόρων θερμοκρασιών με την αύξηση του φορτίου, σύμφωνα με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης. Ειδικότερα το διάγραμμα του σχήματος 4.24 αφορά στη θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον συμπιεστή, αυτό του σχήματος 4.15 στη θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του ψυγείου αέρα σάρωσης, αυτό του σχήματος 4.16 στη θερμοκρασία καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου και αυτό του σχήματος 4.17 στη θερμοκρασία καυσαερίου στην έξοδο του στροβίλου.

Τέλος, δεν πρέπει να παραλειφθούν τα διαθέσιμα από τον κώδικα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για τα τέσσερα σενάρια λειτουργίας(φορτία) που προσομοιώθηκαν. Κρίνεται, λοιπόν, σκόπιμο να συμπεριληφθούν στα αποτελέσματα της προσομοίωσης διότι με κατάλληλη επεξεργασία τους μπορεί να εκτιμηθεί και να αξιολογηθεί ο μηχανισμός εξέλιξης της καύσης στο εσωτερικό των κυλίνδρων.

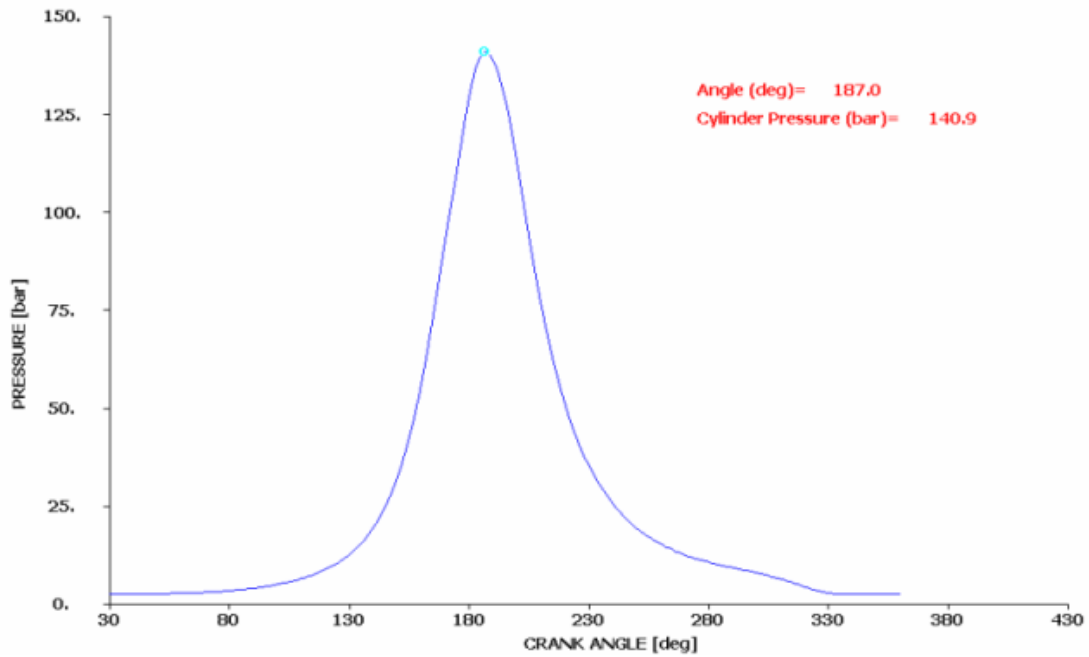


Σχήμα 4.27 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 50% του πλήρους φορτίου (Προσομοίωση)



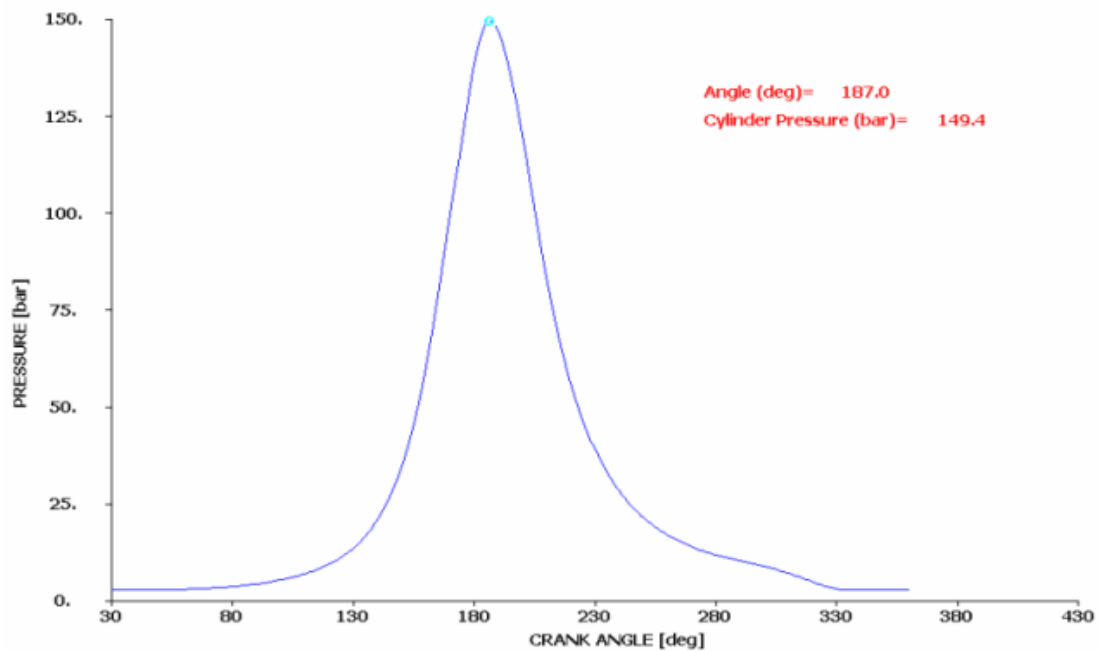
Σχήμα 4.28 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 75% του πλήρους φορτίου (Προσομοίωση)

Δυναμοδεικτικό
Διάγραμμα Πίεσης στο 100% του πλήρους φορτίου(Προσομοίωση)



Σχήμα 4.29 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 100% του πλήρους φορτίου (Προσομοίωση)

Δυναμοδεικτικό
Διάγραμμα Πίεσης στο 110% του πλήρους φορτίου(Προσομοίωση)

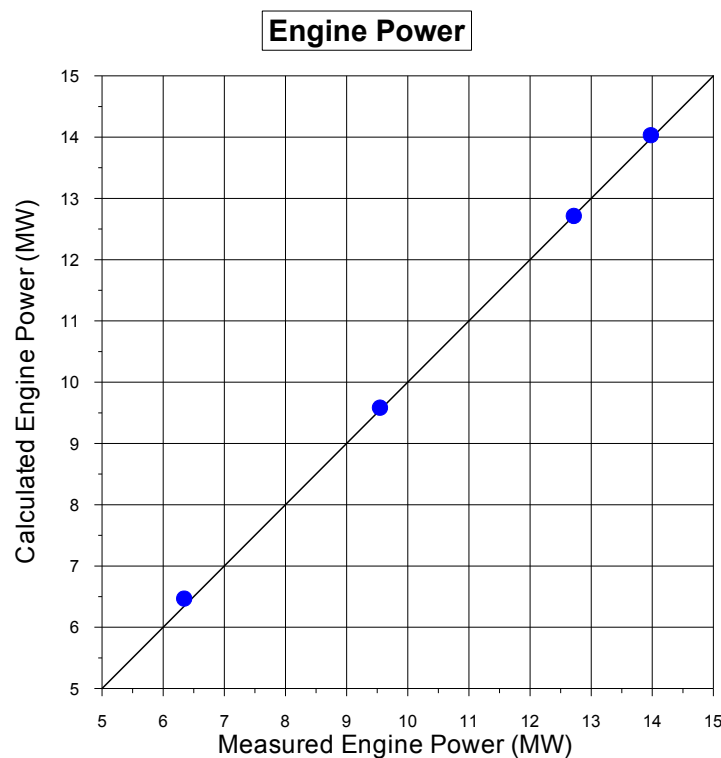


Σχήμα 4.30 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα στο 110% του πλήρους φορτίου (Προσομοίωση)

4.5 Σύγκριση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με τις μετρήσεις των δοκιμών παραλαβής του κινητήρα-Αξιολόγηση του μοντέλου

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται οι τιμές των κυριότερων λειτουργικών χαρακτηριστικά του κινητήρα όπως αυτά προέκυψαν κατά την προσομοίωση σε αντιπαραβολή με τις τιμές που μετρήθηκαν κατά τις δοκιμές παραλαβής του κινητήρα. Για τον έλεγχο της αξιοπιστίας του μοντέλου κατασκευάστηκε μια σειρά διαγραμμάτων που βασίστηκε στα, αναγραφόμενα στους πίνακες 4.10 ως 4.13, αποτελέσματα της προσομοίωσης και στο πρωτόκολλο μετρήσεων των δοκιμών παραλαβής του κινητήρα, που πραγματοποιήθηκαν το έτος 1988.

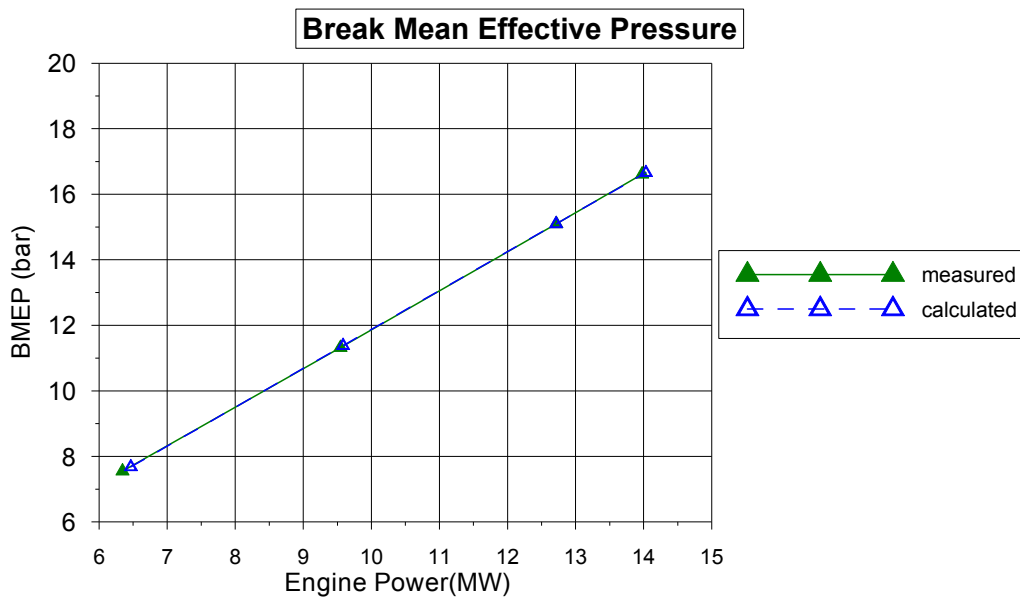
- Παραγόμενη Ισχύς



Σχήμα 4.31 : Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης παραγόμενης ισχύος.

Παρατηρώντας το διάγραμμα του σχήματος 4.31 συμπεραίνουμε ότι τα αποτελέσματα της προσομοίωσης όσον αφορά την παραγόμενη από τον κινητήρα ισχύ είναι πολύ ικανοποιητικά. Το συμπέρασμα αυτό εξάγεται δεδομένου ότι η απόκλιση μεταξύ μετρημένων και υπολογισμένων τιμών, που εκφράζεται στο σχήμα ως η απόσταση των μπλε κύκλων από την ευθεία $Y=X$, είναι σχεδόν μηδενική στο 75% και το 100% του φορτίου και πολύ μικρή στο 50% και το 110% του φορτίου.

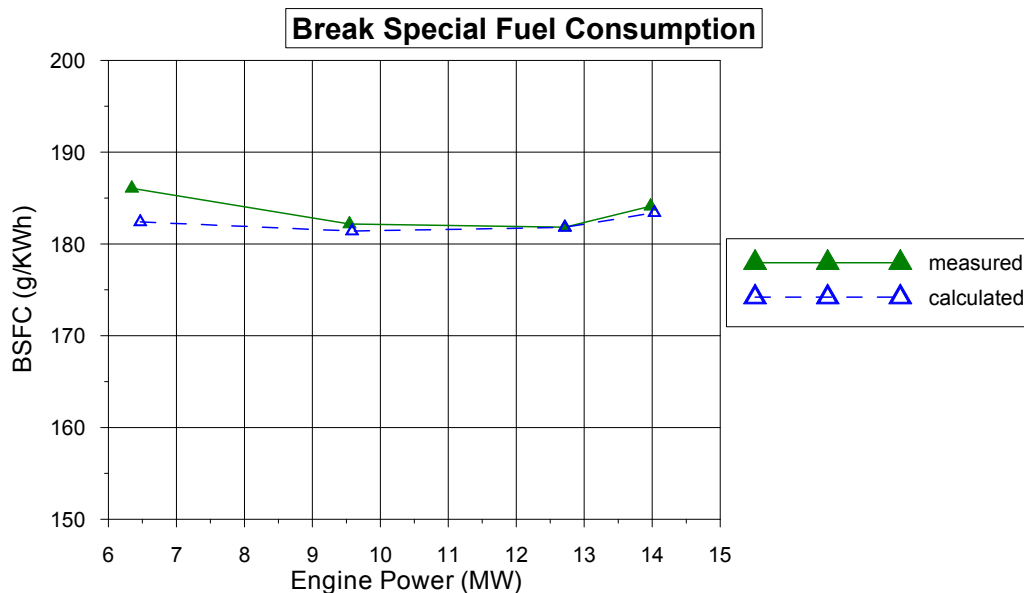
- Μέση Ενδεικνύμενη Πίεση



Σχήμα 4.32 : Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης μέσης ενδεικνύμενης πίεσης.

Από το διάγραμμα του σχήματος 4.32 μπορεί κανείς να συμπεράνει ότι τα αποτελέσματα της προσομοίωσης όσον αφορά το μέγεθος της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης είναι πλησιάζουν πολύ τις τιμές των δοκιμών παραλαβής σε όλα τα σημεία λειτουργίας που προσομοιώθηκαν.

- Ειδική κατανάλωση καυσίμου

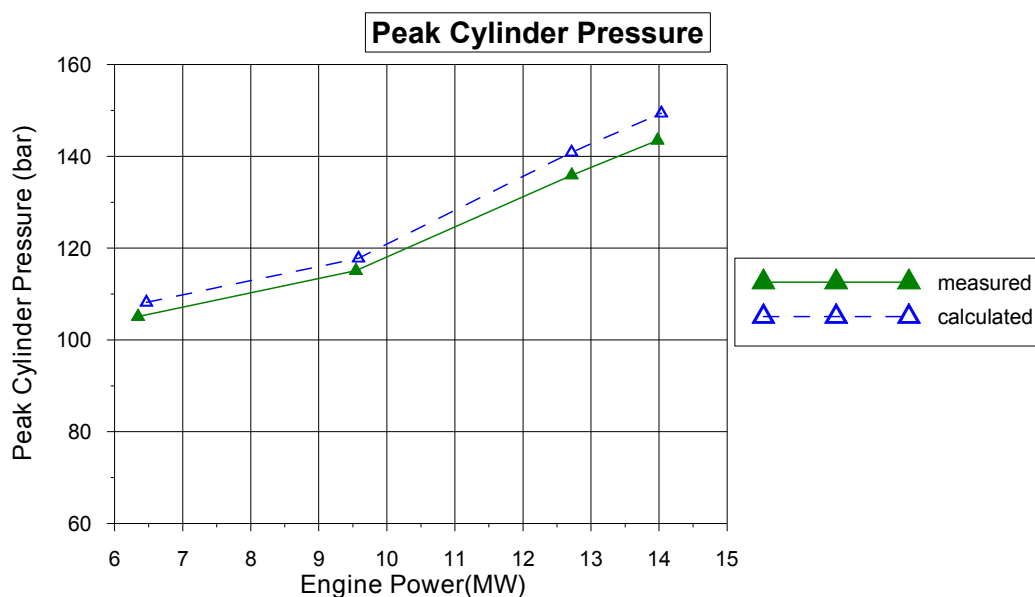


Σχήμα 4.33 : Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

Στο διάγραμμα του σχήματος 4.33 συγκρίνεται η υπολογισμένη κατά την προσομοίωση με τη μετρημένη κατά τις δοκιμές παραλαβής τιμή της ειδικής

κατανάλωσης καυσίμου. Το μέγεθος αυτό κρίνει σε μεγάλο βαθμό την οικονομικότητα μιας μονάδας ηλεκτροπαραγωγής. Η ικανότητα πρόβλεψης του μοντέλου προσομοίωσης σχετικά με το μέγεθος αυτό αποτελεί ένα από τα βασικότερα ζητούμενα μιας προσομοίωσης, καθώς σε περίπτωση επιτυχίας δίνεται η δυνατότητα να μεταβληθούν κάποιες παράμετροι λειτουργίας και να εξεταστεί η επίδραση των αλλαγών αυτών στην ειδική κατανάλωση. Έτσι, αξιολογώντας το παραπάνω διάγραμμα παρατηρούμε ότι στα φορτία από 75% και πάνω οι μετρημένες τιμές σχεδόν συμπίπτουν με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης. Η μεγαλύτερη απόκλιση είναι αυτή που εμφανίζεται στο φορτίο 50%, αλλά συγκρίνοντας τις δύο τιμές προκύπτει ότι δεν ξεπερνά το 2%. Συνεπώς, τα αποτελέσματα της προσομοίωσης κρίνονται ικανοποιητικά όσον αφορά και αυτό το μέγεθος.

- Μέγιστη πίεση καύσεως



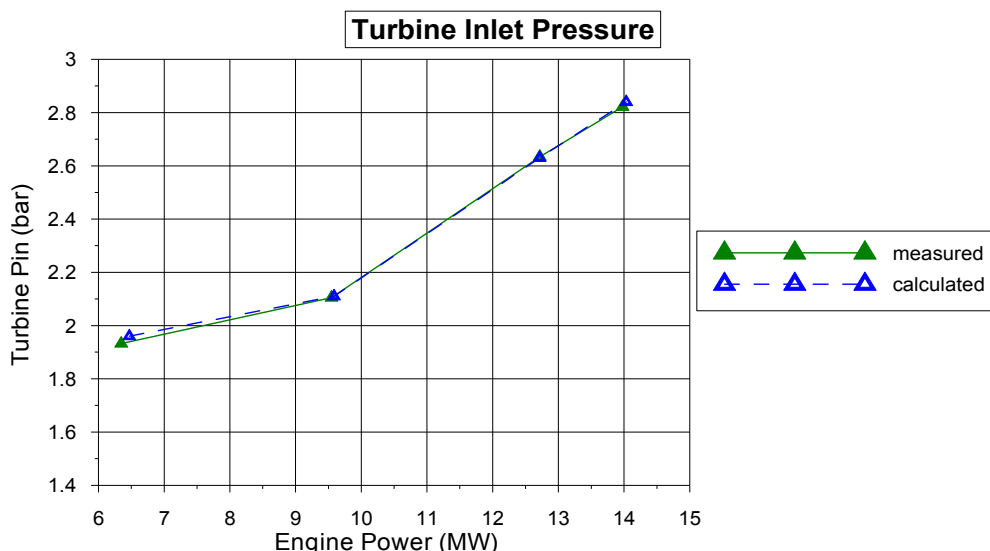
Σχήμα 4.34 : Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσεως.

Στο παραπάνω διάγραμμα παρουσιάζεται η σύγκριση μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσεως. Παρατηρείται ότι η καμπύλη των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης εμφανίζει την ίδια τάση με τα αποτελέσματα των μετρήσεων καθώς αυξάνεται το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα. Ωστόσο οι καμπύλες δε συμπίπτουν, καθώς οι υπολογισμένες είναι σταθερά μεγαλύτερες από τις μετρημένες τιμές. Η μεταξύ τους απόκλιση κορυφώνεται στο 110% του φορτίου (~14MW) χωρίς, ωστόσο, να ξεπερνά το 4%. Για αυτό το λόγο μπορεί κανείς να συμπεράνει ότι το μοντέλο προσομοίωσης δίνει αξιόπιστα αποτελέσματα και για αυτό το μέγεθος.

Για τα μεγέθη που ακολουθούν πρέπει να αναφερθεί ότι οι συγκρίσεις που πραγματοποιούνται είναι μεταξύ των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης για τα μεγέθη αυτά και των μέσων τιμών των μετρήσεων που εμπεριέχονται στο πρωτόκολλο μετρήσεων των δοκιμών παραλαβής. Οι συγκρίσεις πραγματοποιούνται με τον τρόπο αυτό γιατί ενώ στην πράξη υπάρχει ζεύγος υπερπληρωτών και ψυγείων αέρα σάρωσης, η προσομοίωση δίνει αποτελέσματα για έναν μοναδικό υπερπληρωτή και ένα ψυγείο αέρα.

- Πίεση οχετού εξαγωγής (ή πίεση καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου)

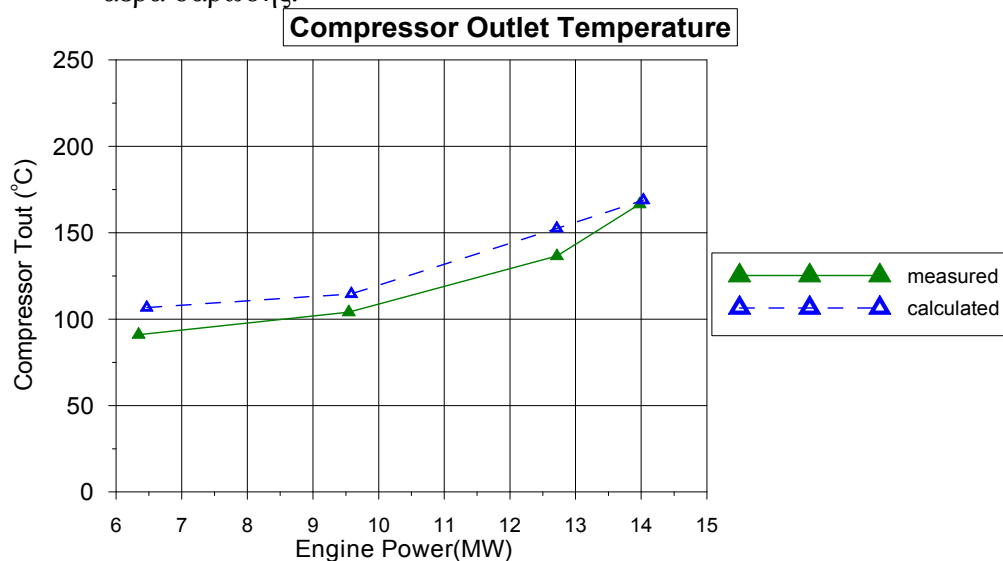
Προτού παρουσιαστεί το σχετικό διάγραμμα κρίνεται σκόπιμο να αναφέρουμε ότι το αντίστοιχο διάγραμμα πίεσης οχετού εισαγωγής παραλείπεται καθώς δεν έχει νόημα η χάραξη του, δεδομένου ότι η προσομοίωση πραγματοποιήθηκε έχοντας επιλέξει «ταίριασμα πίεσης εισαγωγής(Match Inlet Pressure)», όπως αναφέρθηκε στην ενότητα 4.3.1. Επίσης σχετικά με το ακόλουθο διάγραμμα πρέπει να αναφερθεί ότι η σύγκριση που πραγματοποιείται είναι μεταξύ των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης για την πίεση του οχετού εξαγωγής και των μέσων τιμών των πιέσεων καυσαερίου στην είσοδο των δύο στροβίλων του κινητήρα που εμπεριέχονται στο πρωτόκολλο μετρήσεων των δοκιμών παραλαβής.



Σχήμα 4.35 : Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης πίεσης καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου.

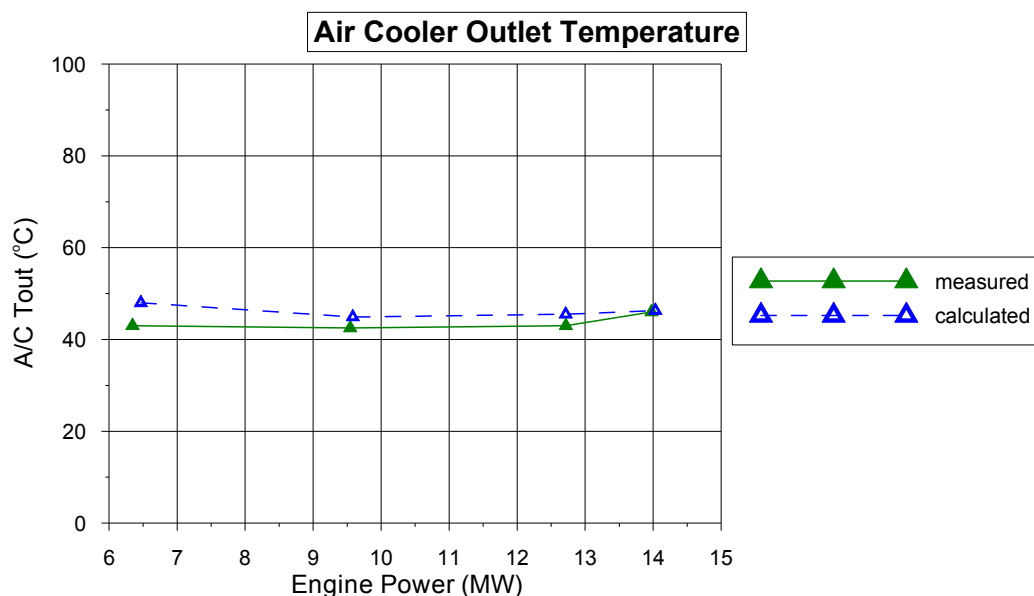
Παρατηρώντας το διάγραμμα του σχήματος 4.35 μπορεί κανείς εύκολα να συμπεράνει ότι τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για την πίεση των καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου σχεδόν συμπίπτουν με τις μετρημένες τιμές. Η μικρή απόκλιση που εμφανίζεται στο 50% του φορτίου λειτουργίας του κινητήρα (~6,4MW) υπολογίζεται περί το 1,5% και συνεπώς κρίνεται αμελητέα.

- Θερμοκρασίες αέρα στην έξοδο του συμπιεστή και στην έξοδο του ψυγείου αέρα σάρωσης.



Σχήμα 4.36 : Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης θερμοκρασίας αέρα στην έξοδο του συμπιεστή.

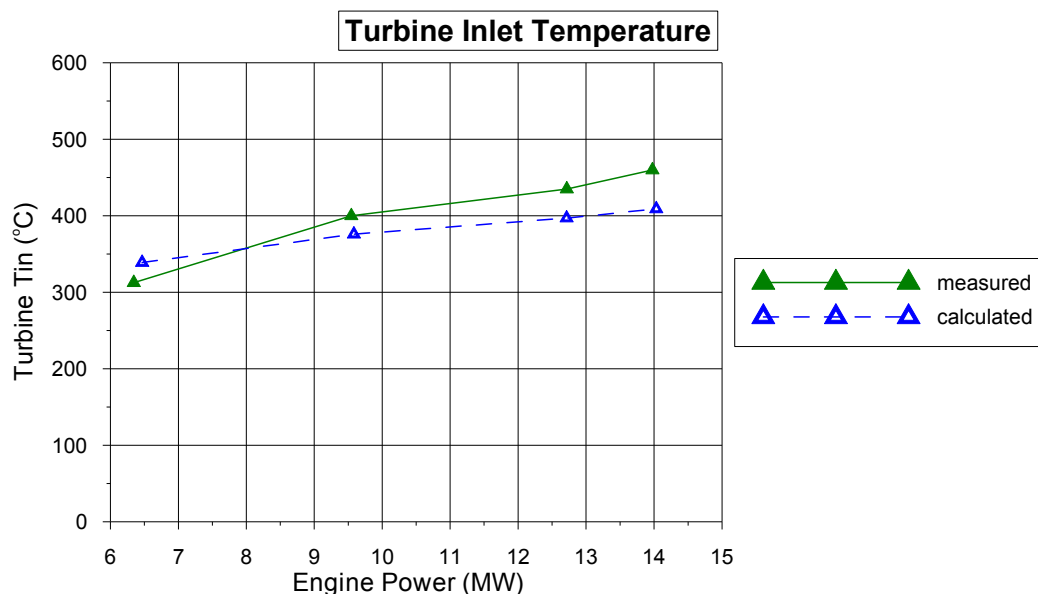
Στο παραπάνω διάγραμμα παρατηρούμε ότι τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για τη θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπιεστή εμφανίζουν παραπλήσια ανοδική τάση με τις μετρημένες τιμές, χωρίς όμως να συμπίπτουν σε κανένα σημείο λειτουργίας του κινητήρα πλην του 110% (~14MW). Ωστόσο η μέγιστη μεταξύ τους απόκλιση δεν ξεπερνά το 10% και εμφανίζεται στο φορτίο λειτουργίας του κινητήρα 50% (~6,4MW). Άρα, τα αποτελέσματα της προσομοίωσης κρίνονται ικανοποιητικά ότι αφορά αυτό το μέγεθος.



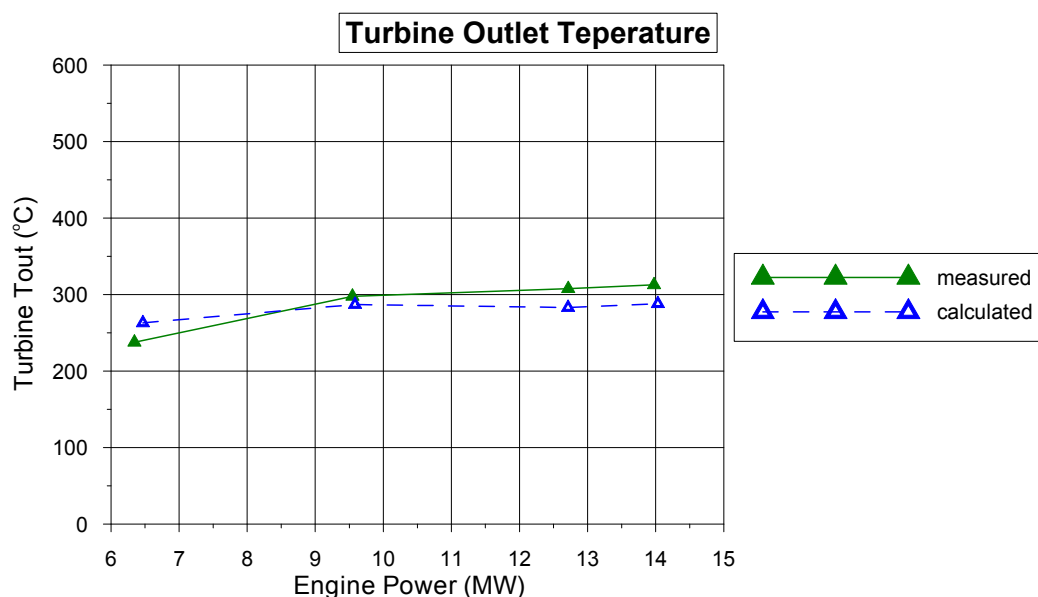
Σχήμα 4.37 : Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης θερμοκρασίας αέρα στην έξοδο του ψυγείου αέρα σάρωσης.

Στο διάγραμμα του σχήματος 4.37 παρατηρούμε ότι τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για τη θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του ψυγείου αέρα σάρωσης εμφανίζουν παρόμοια τάση με τις μετρημένες τιμές, χωρίς όμως να συμπίπτουν σε κανένα σημείο λειτουργίας του κινητήρα πλην του 110% (~14MW). Ωστόσο η μέγιστη μεταξύ τους απόκλιση ισούται με 10% περίπου και εμφανίζεται στο φορτίο λειτουργίας του κινητήρα 50% (~6,4MW). Συνεπώς τα αποτελέσματα της προσομοίωσης μπορούν να αξιολογηθούν ως ικανοποιητικά σχετικά με το μέγεθος αυτό. Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι η απόκλιση αυτή οφείλεται στην απόκλιση που εμφανίστηκε στο διάγραμμα του σχήματος 4.36, καθώς μεταξύ των δύο διαγραμμάτων υπάρχει συσχέτιση δεδομένου ότι ο αέρας που εισέρχεται στο ψυγείο αέρα σάρωσης είναι αυτός που εξέρχεται από τον συμπιεστή.

- Θερμοκρασίες καυσαερίων στην είσοδο και την έξοδο του στροβίλου.



Σχήμα 4.38 : Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης θερμοκρασίας καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου.



Σχήμα 4.39 : Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης θερμοκρασίας καυσαερίου στην έξοδο του στροβίλου.

Στο διάγραμμα του σχήματος 4.38 παρατηρούμε ότι ενώ στο φορτίο 50% η υπολογισμένη τιμή της θερμοκρασίας καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου είναι μεγαλύτερη από τη μετρημένη, σε όλα τα μεγαλύτερα φορτία συμβαίνει το αντίθετο. Η ανομοιομορφία αυτή μεταφέρεται και στο επόμενο διάγραμμα (4.39), που αφορά την θερμοκρασία του καυσαερίου στην έξοδο του στροβίλου. Επίσης σε κανένα από τα παραπάνω διαγράμματα οι μετρημένες και οι υπολογισμένες τιμές δεν ταυτίζονται, αλλά εμφανίζονται αποκλίσεις μεταξύ τους. Οι αποκλίσεις αυτές για το διάγραμμα 4.38 δεν ξεπερνούν το 11%, ενώ για το διάγραμμα 4.39 δεν ξεπερνούν το 9,7%. Έτσι και σχετικά με τα δύο αυτά μεγέθη τα αποτελέσματα της προσομοίωσης μπορούν να αξιολογηθούν ως ικανοποιητικά.

4.6 Συμπεράσματα

Με βάση την ανάλυση του παρόντος κεφαλαίου, προκύπτουν συμπεράσματα σχετικά με την αξιοπιστία του μοντέλου προσομοίωσης που χρησιμοποιήθηκε. Η αξιοπιστία του μπορεί να αξιολογηθεί με βάση κυρίως την ενότητα 4.5 όπου παρουσιάστηκε η σύγκριση των λειτουργικών χαρακτηριστικών του κινητήρα όπως αυτές προέκυψαν στα αποτελέσματα της προσομοίωσης με τις τιμές τους από τις μετρήσεις των δοκιμών παραλαβής του κινητήρα. Επίσης από την ενότητα 4.5 μπορούν να εξαχθούν χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με την ορθότητα των υπολογισμών των εννοτήτων 4.1 και 4.2 αλλά και των παραδοχών που έγιναν για την κατάρτιση των πινάκων δεδομένων εισόδου της προσομοίωσης.

Σχετικά με τα βασικά λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα δηλαδή την παραγόμενη ισχύ, την ειδική κατανάλωση καυσίμου, τη μέγιστη πίεση καύσεως και την πίεση στον οχετό εξαγωγής παρατηρούμε ότι τα αποτελέσματα της προσομοίωσης είναι πάρα πολύ ικανοποιητικά.

Όσον αφορά τα υπόλοιπα λειτουργικά χαρακτηριστικά για τα οποία πραγματοποιήθηκε σύγκριση, δηλαδή τις διαφορές θερμοκρασίες, τα αποτελέσματα της προσομοίωσης μπορούν να χαρακτηριστούν επίσης ικανοποιητικά. Παρόλο που δεν προσεγγίζουν τις μετρημένες τιμές στο βαθμό που συμβαίνει με τα προαναφερθέντα βασικά μεγέθη, δείχνουν με σαφήνεια την τάση που έχουν οι θερμοκρασίες αυτές καθώς αυξάνεται το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα. Ένας πιθανός λόγος εξαιτίας του οποίου η απόκλιση των υπολογισμένων από τις μετρημένες τιμές των θερμοκρασιών είναι μεγαλύτερη από αυτή που εμφανίζεται στα βασικά λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα είναι τα πιθανά σφάλματα που αναπόφευκτα υπεισέρχονται στις προσπάθειες προσέγγισης των ισηντροπικών βαθμών απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου και του βαθμού εκμετάλλευσης ψυγείου αέρα σάρωσης των εννοτήτων 4.1 και 4.2. Σημαντική συμβολή σε αυτό έχει και η ακρίβεια μέτρησης των διαφόρων θερμοκρασιών κατά τη διάρκεια των δοκιμών παραλαβής.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο

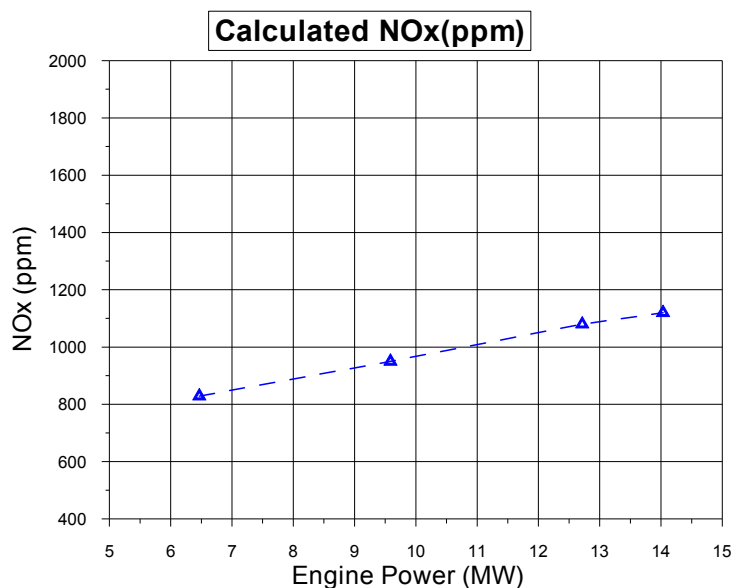
ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΡΟΒΛΕΨΗ ΤΩΝ ΕΚΠΟΜΠΩΝ NO_x ΚΑΙ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΩΝ ΤΕΧΝΙΚΩΝ ΓΙΑ ΤΟΝ ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟ ΤΟΥΣ

5.1 Εκπομπές NO_x που προέκυψαν από την προσομοίωση

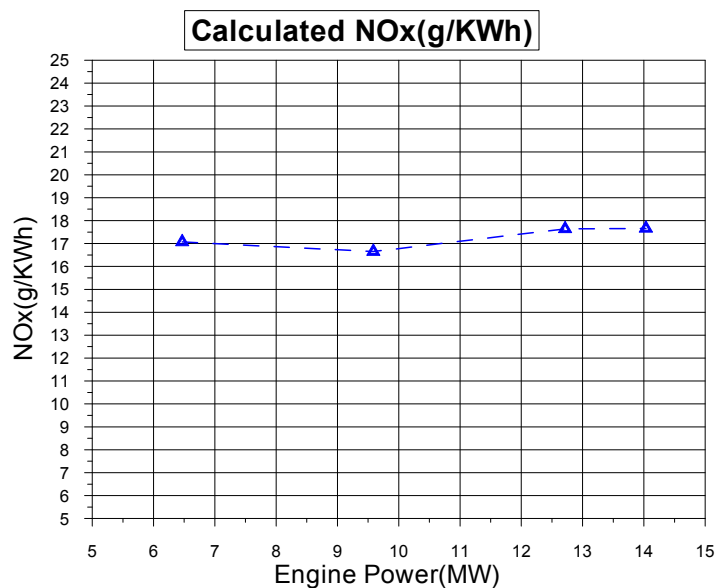
Στους πίνακες των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης της ενότητας 4.4 του προηγούμενου κεφαλαίου συγκαταλέγεται και μια σειρά αποτελεσμάτων για τα οξείδια του αζώτου (NO_x). Συγκεκριμένα το μοντέλο προσομοίωσης υπολογίζει την ποσότητα NO_x που παράγονται από την καύση κατά το άνοιγμα των βαλβίδων εξαγωγής του κινητήρα (POLLUTANTS EVO OPEN) αλλά και την ποσότητα NO_x που εμφανίζονται στην εξαγωγή του κινητήρα (POLLUTANTS-EXHAUST), δηλαδή τα περιεχόμενα στα καυσαέρια στην έξοδο του στροβίλου. Η διαφορά μεταξύ τους έγκειται στο ότι στα καυσαέρια υπάρχει και ο αέρας απόπλυσης και δεδομένου ότι τα NO_x μετρούνται σε μονάδες συγκέντρωσης(π.χ. ppm) είναι προφανές ότι η συγκέντρωση NO_x κατά το άνοιγμα των βαλβίδων εξαγωγής του κινητήρα διαφέρει(είναι μεγαλύτερη) από αυτήν στην εξαγωγή του. Από τις δύο κατηγορίες αποτελεσμάτων αυτή που θα μας απασχολήσει στα πλαίσια του παρόντος κεφαλαίου είναι η σχετική με τα NO_x στην εξαγωγή. Τα αποτελέσματα αυτά έχουν μεγαλύτερη σημασία διότι μεταξύ αυτών και των αντίστοιχων μετρημένων πραγματοποιείται σύγκριση σε επόμενη ενότητα.

Τα NO_x στην εξαγωγή του κινητήρα δίνονται σε δύο διαφορετικές μονάδες μέτρησης: σε ppm (parts per million) και σε mg / Nm^3 καυσαερίου. Πέραν αυτών μετρούνται και σε g/KWh, τα οποία προκύπτουν από τα mg / Nm^3 με κατάλληλη μετατροπή. Συγκεκριμένα, για την πραγματοποίηση της μετατροπής αυτής αρκεί να πολλαπλασιάσουμε την τιμή των NO_x σε mg / Nm^3 με την παροχή καυσαερίων σε Nm^3 / h και το αποτέλεσμα του πολλαπλασιασμού να το διαιρέσουμε με την αντίστοιχη παραγόμενη από την εγκατάσταση ισχύ εκφρασμένη σε KW και στη συνέχεια με το 1000(για την μετατροπή των mg σε g). Έτσι, στην ουσία τα αποτελέσματα της προσομοίωσης που παρουσιάζουν ενδιαφέρον είναι τα NO_x σε ppm και σε g/kWh. Ιδιαίτερα τα αποτελέσματα σε g/kWh έχουν μεγάλη σημασία καθώς σε αυτή τη μονάδα μέτρησης είναι εκφρασμένα και τα όρια εκπομπών NO_x, που έχουν επιβληθεί διεθνώς στους κινητήρες Diesel από τον IMO (βλ. ενότητα 1.5).

Με βάση τα σχετικά με τα NO_x αποτελέσματα της προσομοίωσης κατασκευάστηκαν τα ακόλουθα διαγράμματα που απεικονίζουν τη μεταβολή των παραγόμενων από τον κινητήρα NO_x στην εξαγωγή καθώς αυξάνεται το φορτίο λειτουργίας του.



Σχήμα 5.1 : NOx στην εξαγωγή σε ppm συναρτήσει του φορτίου(Προσομοίωση)



Σχήμα 5.2 : NOx στην εξαγωγή σε g/kWh συναρτήσει του φορτίου (Προσομοίωση)

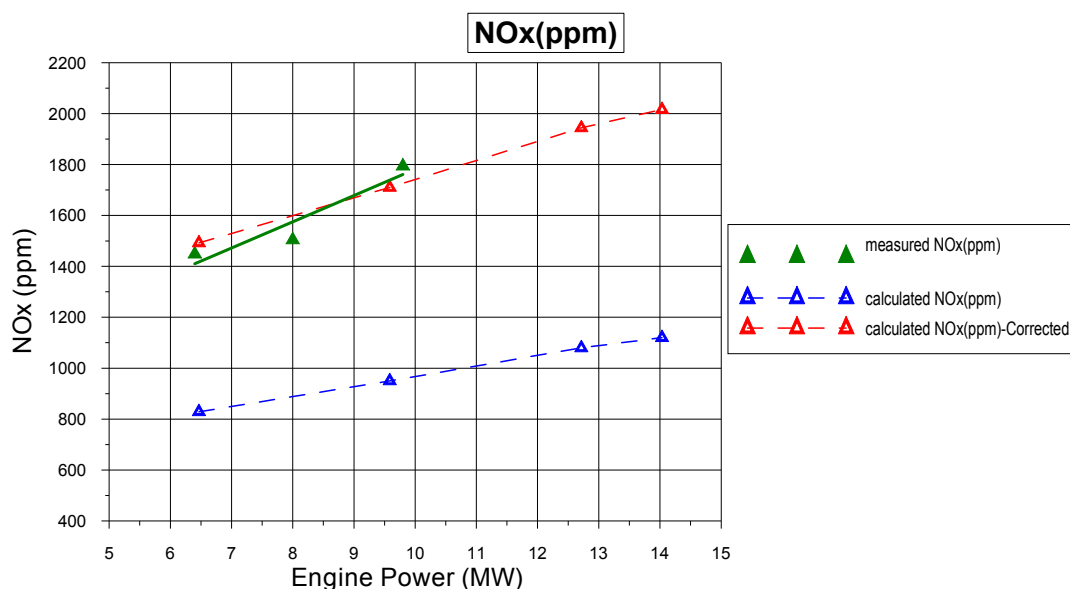
Στο διάγραμμα του σχήματος 5.1 παρατηρούμε ότι η ποσότητα των παραγόμενων NOx σε ppm, που υπολογίζει το μοντέλο προσομοίωσης, αυξάνεται καθώς αυξάνεται το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα, όπως αναμενόταν. Αντίθετα στο διάγραμμα του σχήματος 5.2 βλέπουμε ότι η ποσότητα παραγόμενων NOx σε g/KWh, που υπολογίστηκαν κατά την προσομοίωση, παραμένει περίπου σταθερή (περί τα 17g/KWh) καθώς αυξάνεται το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα. Αυτό εξηγείται αν λάβουμε υπόψη ότι η συγκεκριμένη έκφραση των NOx εμπεριέχει και την παραγόμενη από τον κινητήρα ισχύ, καθώς ουσιαστικά πρόκειται για αναγωγή της καθαρής ποσότητας NOx (mg/Nm^3), σε ποσότητα NOx ανά την ποσότητα

παραγόμενης ισχύος. Επιπλέον, το ότι οι τιμές των NO_x σε g/KWh, που υπολογίστηκαν κατά την προσομοίωση, κυμαίνονται περί τα 17 g/KWh είναι πολύ σημαντικό δεδομένου ότι η τιμή αυτή αποτελεί και το θεσπισμένο, από τον IMO, όριο εκπομπών NO_x από δίχρονους, βραδύστροφους κινητήρες. Μπορεί, λοιπόν, εύλογα να υποθεθεί ότι μικρές παρεμβάσεις στα δεδομένα εισόδου της προσομοίωσης μπορούν να οδηγήσουν σε πλήρη εναρμόνιση των, σχετικών με τα NO_x, αποτελεσμάτων της με το όριο του IMO, δηλαδή σε κανένα σημείο λειτουργίας του κινητήρα(φορτίο) να μην υπερβαίνεται η τιμή των 17 g/KWh.

5.2 Σύγκριση υπολογισμών NO_x από την προσομοίωση με διαθέσιμες μετρημένες τιμές

Στην παρούσα ενότητα πραγματοποιείται μια συγκριτική αξιολόγηση των τιμών NO_x που προέκυψαν από την προσομοίωση με τις διαθέσιμες μετρημένες. Με τον τρόπο αυτό μπορεί να αξιολογηθεί αρχικά η ικανότητα του μοντέλου προσομοίωσης να προβλέπει ορθά την ποσότητα των εκπομπών NO_x από τον υπό μελέτη κινητήρα στα διάφορα σημεία λειτουργίας του.

Για την πραγματοποίηση της σύγκρισης χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα από μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν στον κινητήρα μετά από προγραμματισμένη συντήρηση. Προκειμένου να πραγματοποιηθεί η σύγκριση αυτή χαράχθηκε το ακόλουθο διάγραμμα το οποίο αφορά τιμές μετρημένες σε ppm. Η σύγκριση επιλέχθηκε να γίνει για NO_x σε αυτή τη μονάδα μέτρησης καθώς πρόκειται για τιμές πρωτογενείς που δεν έχουν αναχθεί ούτε σε παροχή όγκου καυσαερίων, ούτε σε παραγόμενη ισχύ, προκειμένου τυχόν σφάλματα των μετρήσεων άλλων παραμέτρων να μην υπεισέρχονται στην σύγκριση



Σχήμα 5.3 : Συγκριτικό διάγραμμα μετρημένων και υπολογισμένων NO_x σε ppm

Στο διάγραμμα του σχήματος 5.3 παρουσιάζεται η σύγκριση μετρημένων και υπολογισμένων από την προσομοίωση NO_x. Πρέπει εδώ να διευκρινιστεί ότι με τα πράσινα συμπαγή σύμβολα εκφράζονται στο σχήμα τα σημεία λειτουργίας όπως μετρήθηκαν, ενώ η πράσινη συνεχής γραμμή αποτελεί την προκύπτουσα από αυτά γραμμή τάσης. Η κόκκινη διακεκομμένη γραμμή και τα κόκκινα σύμβολα εκφράζουν

τα υπολογισμένα από την προσομοίωση αποτελέσματα(μπλε) πολλαπλασιασμένα επί έναν συντελεστή διόρθωσης(που ισούται με 1,8), ώστε να πλησιάζουν τις μετρημένες τιμές. Η πρακτική αυτή για τις τιμές των NOx που υπολογίζονται από προσομοίωση λειτουργίας κινητήρων με τη βοήθεια υπολογιστικών μοντέλων είναι συνήθης και απαντάται τακτικώς στη σχετική διεθνή βιβλιογραφία. Ένα σημείο που χρήζει ιδιαίτερης προσοχής εδώ είναι το ότι συντελεστής διόρθωσης πρέπει να λαμβάνει μία τιμή που θα παραμένει η ίδια για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Στην περίπτωση του σχήματος 5.3 αυτό τηρείται καθώς ο συντελεστής διόρθωσης λαμβάνεται ίσος προς 1,8 και διατηρείται ο ίδιος και για τα τέσσερα σημεία(περιπτώσεις) λειτουργίας που απαρτίζουν την προσομοίωση, δηλαδή στην ουσία η κόκκινη καμπύλη αποτελεί μια παράλληλη μετατόπιση της μπλε καμπύλης. Παρατηρώντας το διάγραμμα του σχήματος 5.3 μπορεί κανείς να προβεί στα ακόλουθα συμπεράσματα :

- A) Πριν την επιβολή οποιασδήποτε διόρθωσης τα άμεσα αποτελέσματα της προσομοίωσης σχετικά με τα NOx εμφανίζουν παραπλήσια ανοδική τάση αυξανόμενου του φορτίου με τις μετρημένες τιμές. Το ότι η πράσινη γραμμή εμφανίζει λίγο μεγαλύτερη κλίση έναντι της μπλε καμπύλης μπορεί να αποδοθεί στο γεγονός ότι ο κινητήρας λειτουργεί για μεγάλο χρονικό διάστημα έχοντας υποστεί επεμβάσεις κύρια στο σύστημα έγχυσης.
- B) Η διορθωμένη-κόκκινη καμπύλη πλησιάζει πολύ τόσο την πράσινη γραμμή τάσης των μετρημένων τιμών όσο και τις ίδιες τις μετρημένες τιμές. Ειδικότερα σε δύο σημεία λειτουργίας όπου έχουμε συγκρίσιμες τιμές(στα ~6,5MW και στα 9,5MW) η μέγιστη απόκλιση που εμφανίζεται μεταξύ μετρημένων και υπολογισμένων(διορθωμένων) τιμών δεν ξεπερνά το 5%.

Συνοψίζοντας, μπορεί να λεχθεί ότι μέσω του μοντέλου προσομοίωσης μπορεί να προβλεφθεί η τάση των εκπομπών NOx από τον κινητήρα καθώς αυξάνεται το φορτίο λειτουργίας του. Με την επιβολή κατάλληλου σταθερού διορθωτικού συντελεστή το μοντέλο δύναται να προβλέψει με ικανοποιητική ακρίβεια και την παραγόμενη ποσότητα NOx για τα διάφορα σημεία λειτουργίας του κινητήρα.

5.3 Διερεύνηση τεχνικών για τον περιορισμό των εκπομπών NOx

5.3.1 Εισαγωγή

Στην προηγούμενη ενότητα αποδείχθηκε ότι το μοντέλο προσομοίωσης δίνει αξιόπιστα αποτελέσματα για τις εκπομπές NOx από τον συγκεκριμένο κινητήρα. Έτσι, με χρήση του μοντέλου προσομοίωσης μπορούμε να προχωρήσουμε σε μια παραμετρική διερεύνηση με σκοπό τον προσδιορισμό των δυνατοτήτων περιορισμού των εκπομπών NOx από τον κινητήρα. Οι τεχνικές που εξετάζονται/διερευνώνται είναι οι ακόλουθες:

- 1) Η προπορεία εγχύσεως του καυσίμου.
- 2) Η πίεση του αέρα εισαγωγής.
- 3) Ο βαθμός συμπίεσης του κινητήρα.

Καθεμία από τις τρεις αυτές παραμέτρους αναλύεται σε ξεχωριστή παράγραφο στη συνέχεια. Πρέπει εδώ να σημειώσουμε ότι όλα τα αποτελέσματα της παραμετρικής διερεύνησης που ακολουθεί είναι εκφρασμένα σε ppm και διορθωμένα με τον συντελεστή διόρθωσης 1,8 που χρησιμοποιήθηκε και στην προηγούμενη ενότητα.

5.3.2 Προπορεία εγχύσεως

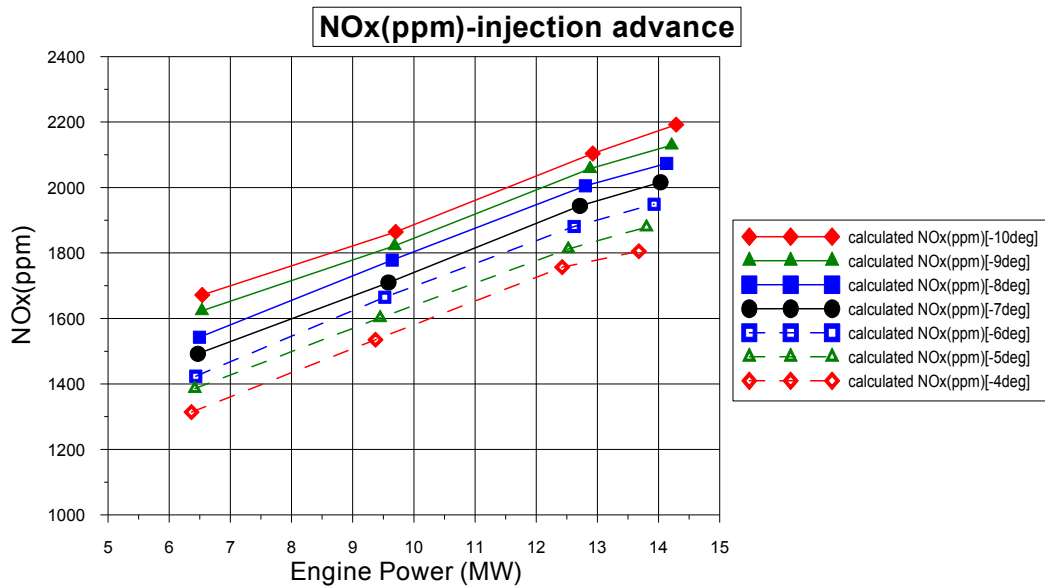
Για τη διερεύνηση της επίδρασης της προπορείας εγχύσεως του καυσίμου στις εκπομπές NOx από τον κινητήρα έλαβε χώρα μια σειρά από προσομοιώσεις της λειτουργίας του, στις οποίες όλα τα δεδομένα εισόδου του μοντέλου παρέμειναν τα ίδια με αυτά της προσομοίωσης του 4^{ου} κεφαλαίου πλην της προπορείας εγχύσεως. Μια επιπλέον διαφορά των προσομοιώσεων αυτών σε σχέση με την προσομοίωση του 4^{ου} κεφαλαίου είναι ότι σε αυτές δεν επιλέχθηκε ταίριασμα πίεσης εισαγωγής (Match Inlet Pressure).

Η προπορεία εγχύσεως, της οποίας η αρχική τιμή ισούται με 7 μοίρες γωνίας στροφάλου (reference) πριν το Άνω Νεκρό Σημείο, μεταβλήθηκε κατά 1,2 και 3 μοίρες προς τα εμπρός (retard) και κατά 1,2 και 3 μοίρες προς τα πίσω (advance). Δηλαδή προσομοιώθηκε η λειτουργία του κινητήρα για προπορεία εγχύσεως από 10 μοίρες γωνίας στροφάλου πριν το Α.Ν.Σ. μέχρι και 4 μοίρες γωνίας στροφάλου πριν το Α.Ν.Σ., με βήμα 1 μοίρα. Με βάση τα διαθέσιμα από τις προσομοιώσεις αυτές αποτελέσματα καταρτίστηκε ο ακόλουθος πίνακας, στον οποίο παρουσιάζονται τα υπολογισμένα (και διορθωμένα) NOx σε ppm για κάθε μια από τις προαναφερθείσες τιμές προπορείας εγχύσεως του καυσίμου, συνοδευμένα από τις αντίστοιχες τιμές παραγόμενης ισχύος.

Προπορεία εγχύσεως (°ATDC)	ΦΟΡΤΙΟ	NOx (ppm)	Παραγόμενη Ισχύς (MW)
-10	50%	1672,2	6,54
	75%	1864,8	9,703
	100%	2104,2	12,924
	110%	2192,4	14,287
-9	50%	1623,6	6,534
	75%	1821,6	9,684
	100%	2057,4	12,881
	110%	2129,4	14,214
-8	50%	1542,6	6,494
	75%	1778,4	9,644
	100%	2005,2	12,805
	110%	2073,6	14,133
-7	50%	1492,2	6,468
	75%	1710	9,584
	100%	1944	12,714
	110%	2016	14,032
-6	50%	1423,8	6,434
	75%	1665	9,525
	100%	1881	12,619
	110%	1949,4	13,928
-5	50%	1386	6,417
	75%	1602	9,449
	100%	1812,6	12,525
	110%	1879,2	13,803
-4	50%	1314	6,365
	75%	1535,4	9,373
	100%	1756,8	12,426
	110%	1805,4	13,677

Πίνακας 5.1 : Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης της προπορείας εγχύσεως στις εκπομπές NOx.

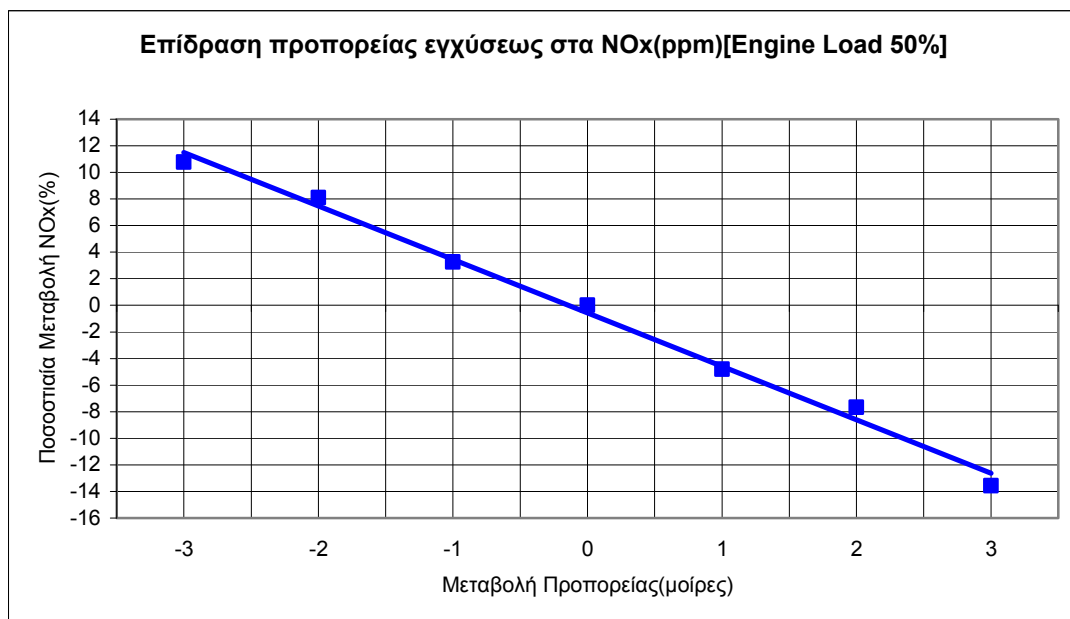
Τα αναγραφόμενα στον πίνακα 5.1 αποτελέσματα παρουσιάζονται στη συνέχεια υπό μορφή διαγράμματος, έτσι ώστε να οπτικοποιηθεί η επίδραση της προπορείας εγχύσεως του καυσίμου στις εκπομπές NOx, αλλά και στην παραγόμενη από τον κινητήρα ισχύ.



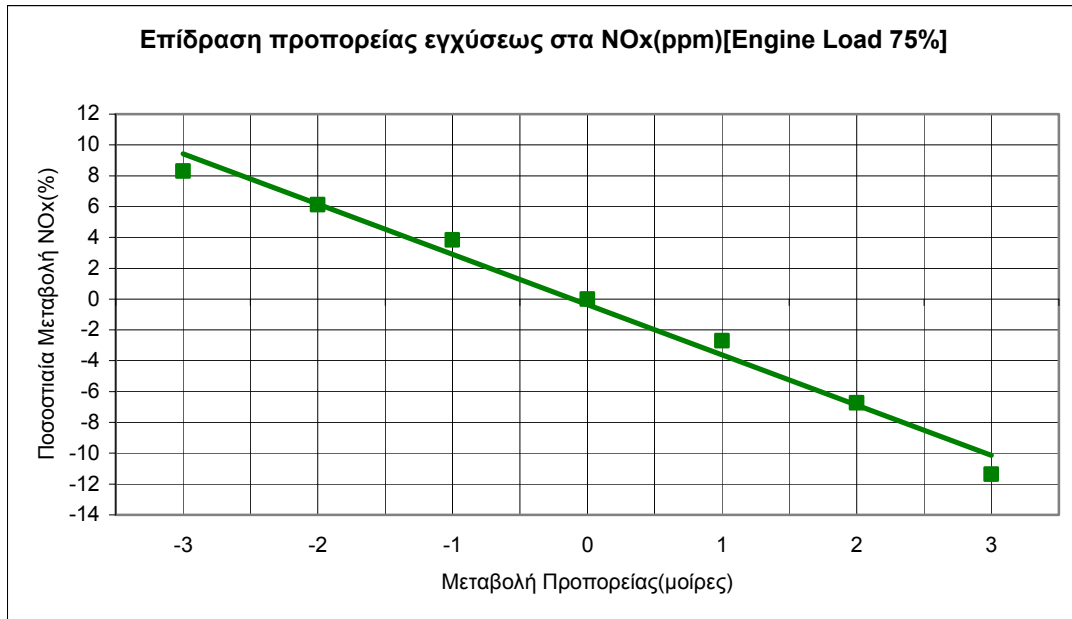
Σχήμα 5.4 : Επίδραση της προπορείας εγχύσεως στις εκπομπές NOx.

Στο διάγραμμα του σχήματος 5.4 παρατηρείται ότι η μείωση της προπορείας εγχύσεως οδηγεί σε μείωση των εκπομπών NOx από τον κινητήρα, όπως αναμενόταν, επιδρώντας ταυτόχρονα και στην παραγόμενη ισχύ, την οποία επίσης μειώνει ελαφρά. Ενώ η μείωση των εκπομπών NOx μοιάζει σχεδόν ομοιόμορφη για όλα τα σημεία λειτουργίας(φορτία) του κινητήρα, η μείωση της παραγόμενης ισχύος αυξάνεται όσο αυξάνεται το φορτίο, το οποίο είναι λογικό.

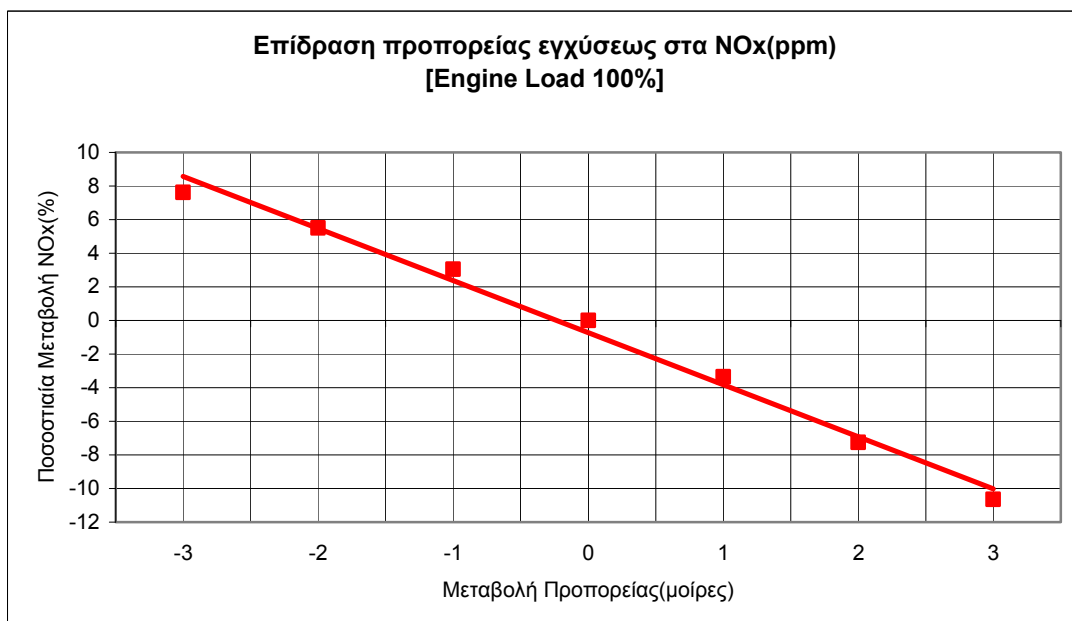
Στα επόμενα διαγράμματα (ένα για κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα) παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή των NOx σε σχέση με τη μεταβολή της προπορείας εγχύσεως από την αρχική της τιμή. Υπενθυμίζεται εδώ ότι η αρχική τιμή της είναι 7 μοίρες γωνίας στροφάλου πριν το Άνω Νεκρό Σημείο (ή -7° ATDC) για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα.



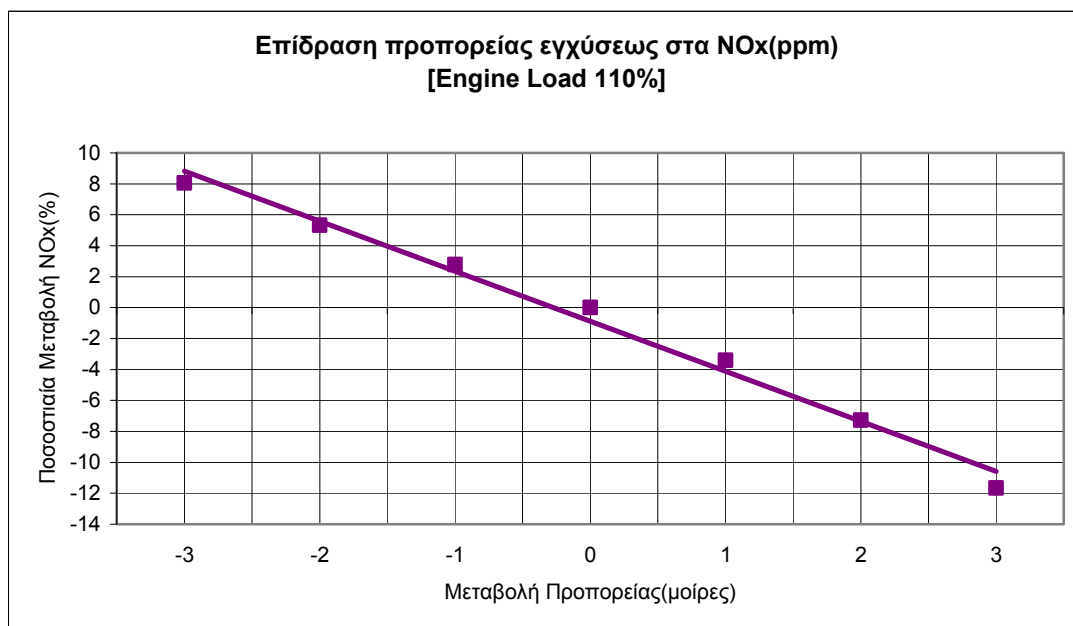
Σχήμα 5.5 : Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NOx στο 50% του πλήρους φορτίου.



Σχήμα 5.6 : Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NO_x στο 75% του πλήρους φορτίου.



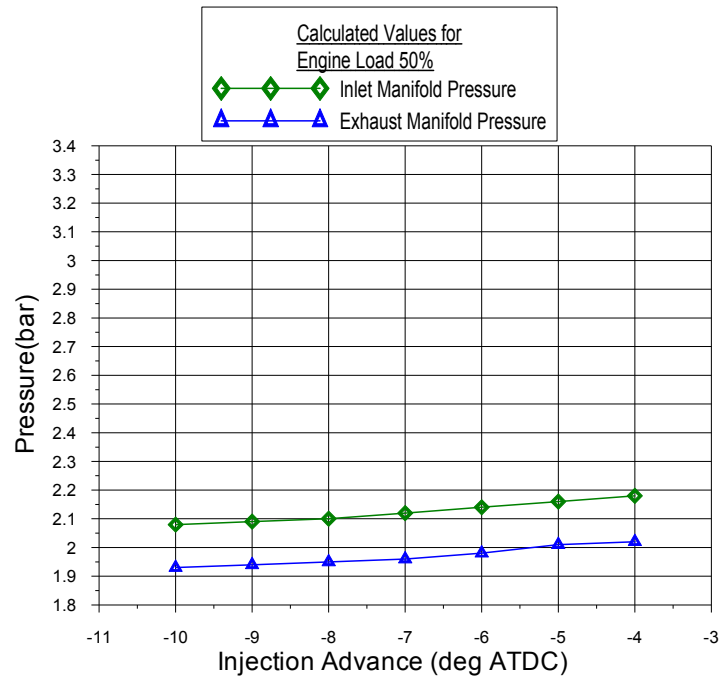
Σχήμα 5.7 : Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NO_x στο 100% του πλήρους φορτίου.



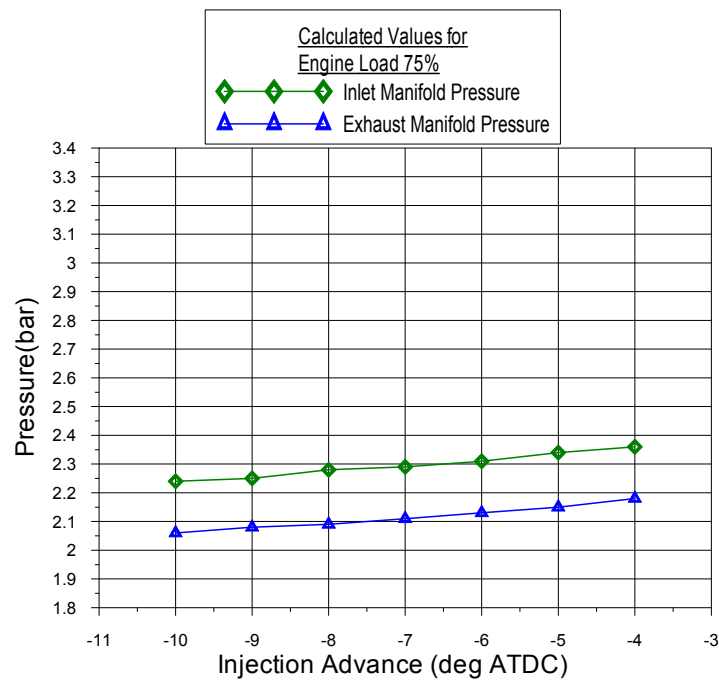
Σχήμα 5.8 : Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NOx στο 110% του πλήρους φορτίου.

Στα παραπάνω σχήματα 5.5 έως 5.8 παρατηρώντας τα υπολογισμένα σημεία μπορεί κανείς να συμπεράνει ότι η ποσοστιαία μεταβολή των NOx σε σχέση με τη μεταβολή της προπορείας είναι σχεδόν γραμμική, και αυτό παριστάνεται με τη βοήθεια γραμμών τάσης που σχεδιάστηκαν σε όλα τα παραπάνω διαγράμματα. Επιπλέον παρατηρούμε ότι η μεταβολή της προπορείας κατά μία μοίρα οδηγεί σε μεταβολή των εκπομπών NOx κατά 3%-4% περίπου. Το συμπέρασμα αυτό έχει μεγάλη σημασία καθώς η συσχέτιση αυτή εμφανίζεται και στη σχετική βιβλιογραφία.

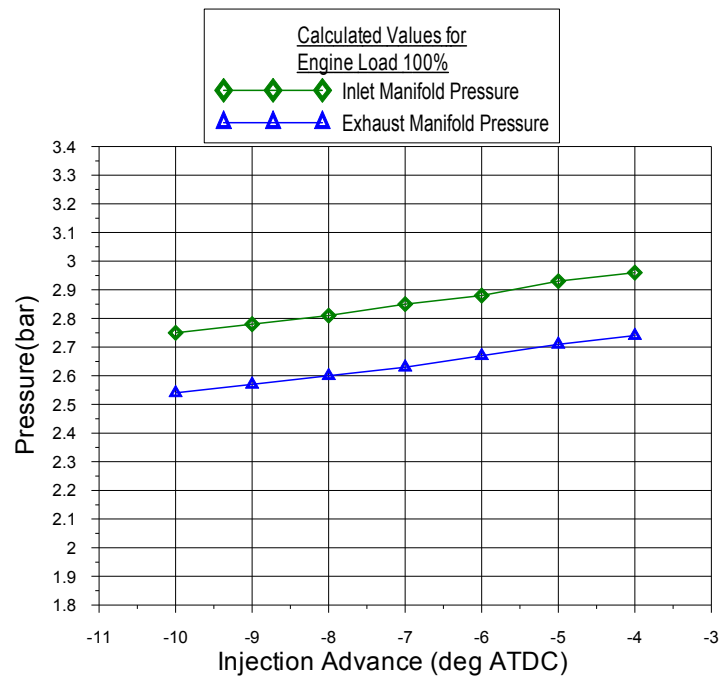
Τέλος, δεδομένου ότι για τη σειρά προσομοιώσεων που πραγματοποιήθηκε στα πλαίσια της παρούσας ενότητας δεν επιλέχθηκε ταίριασμα πίεσης εισαγωγής (match inlet pressure), αλλά απλή προσομοίωση, η οποία προβλέπει εκ νέου την πίεση υπερπλήρωσης, πρέπει να ελεγχθεί το αν η μεταβολή της προπορείας εγχύσεως επιδρά στην απόπλυση των κυλίνδρων του κινητήρα. Για να γίνει αυτό κατασκευάστηκε μια σειρά διαγραμμάτων, στα οποία παρουσιάζονται οι πιέσεις των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με τη μεταβολή της προπορείας εγχύσεως, για τα διάφορα σημεία λειτουργίας του κινητήρα, όπως προέκυψαν από την προσομοίωση.



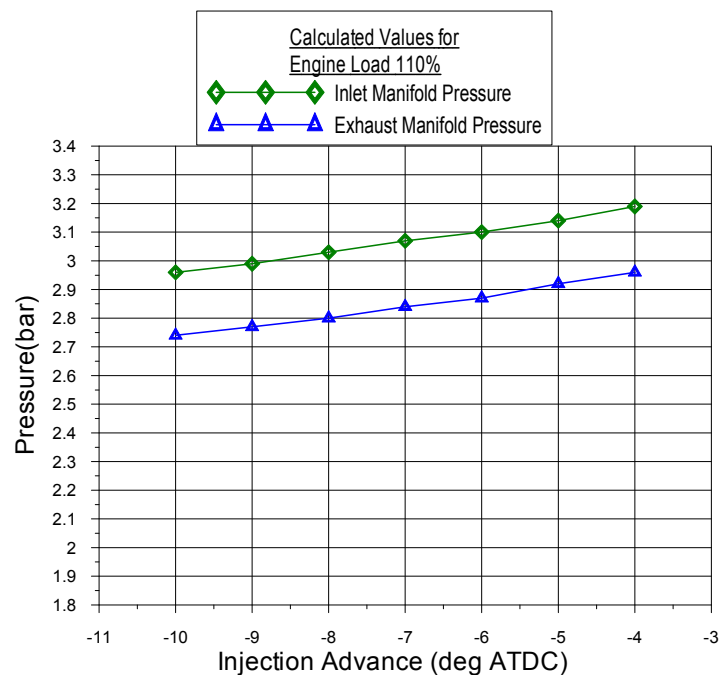
Σχήμα 5.9 : Πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με την προπορεία εγχύσεως στο 50% του πλήρους φορτίου.



Σχήμα 5.10 : Πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με την προπορεία εγχύσεως στο 75% του πλήρους φορτίου.



Σχήμα 5.11 : Πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με την προπορεία εγχύσεως στο 100% του πλήρους φορτίου.

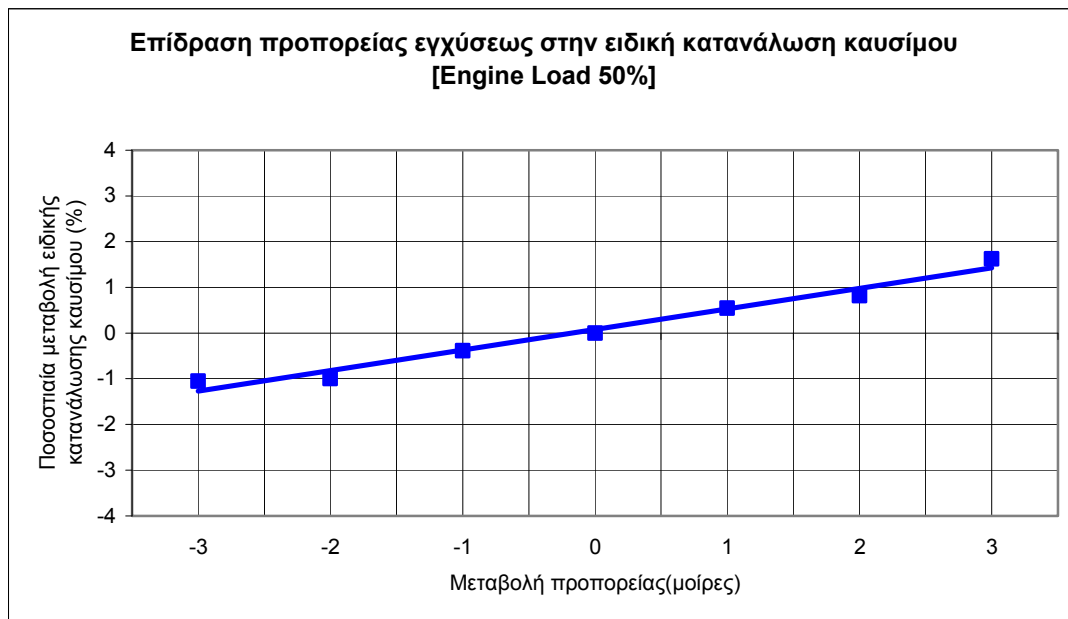


Σχήμα 5.12 : Πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με την προπορεία εγχύσεως στο 110% του πλήρους φορτίου.

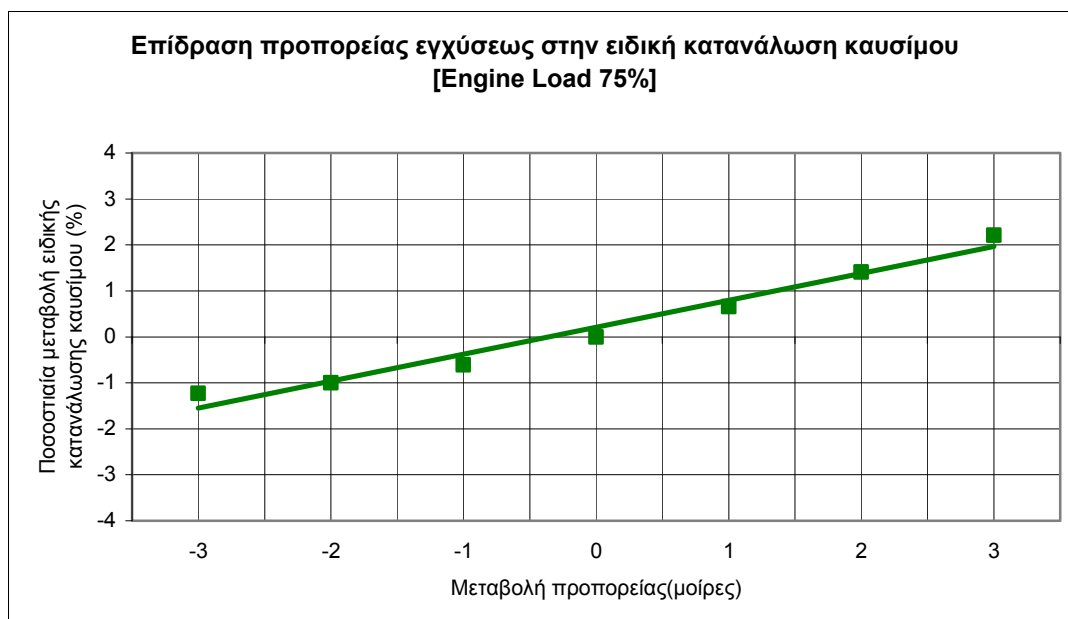
Από τα διαγράμματα 5.9 έως 5.12 προκύπτει ότι σε όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα η διαφορά μεταξύ της πίεσης του οχετού εισαγωγής και της πίεσης του οχετού εξαγωγής παραμένει σχεδόν ίδια καθώς μεταβάλλεται η προπορεία εγχύσεως. Έτσι, οδηγούμαστε στο συμπέρασμα ότι με τη μεταβολή της προπορείας εγχύσεως

δεν επηρεάζεται η απόπλυση των κυλίνδρων του κινητήρα κατά την προσομοίωση της λειτουργίας του.

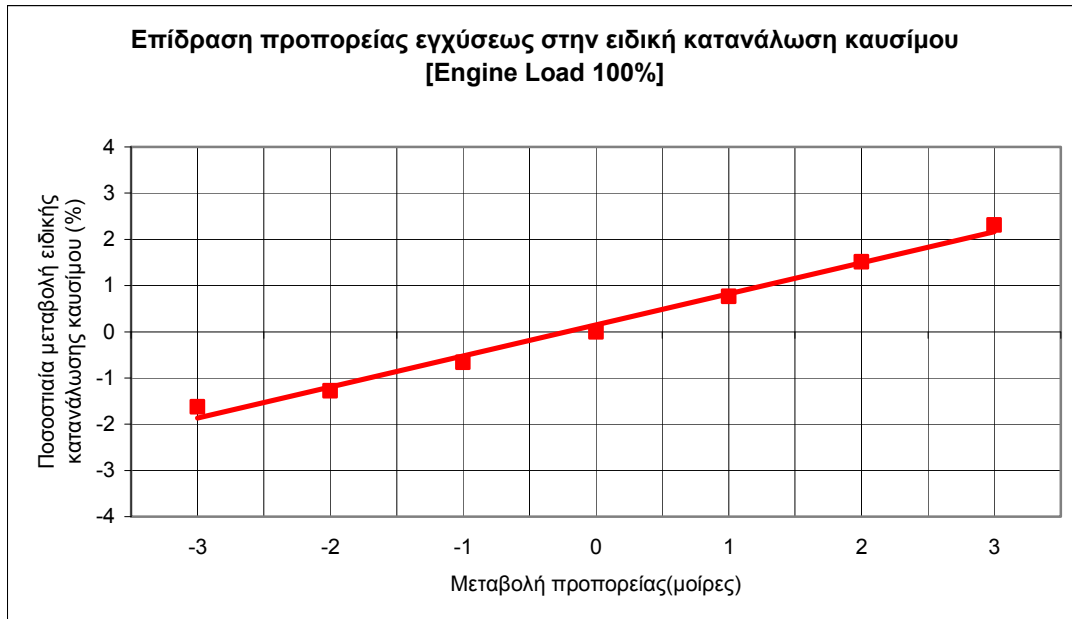
Στο σημείο αυτό πρέπει να ελεγχθεί η επίδραση της μεταβολής της προπορείας εγχύσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Για να γίνει αυτό κατασκευάστηκε μια σειρά από διαγράμματα καθένα από τα οποία αφορά και ένα φορτίο λειτουργίας του κινητήρα. Για την κατασκευή τους χρησιμοποιήθηκαν οι τιμές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου από τα αποτελέσματα των σχετικών προσομοιώσεων για τις διάφορες τιμές προπορείας εγχύσεως.



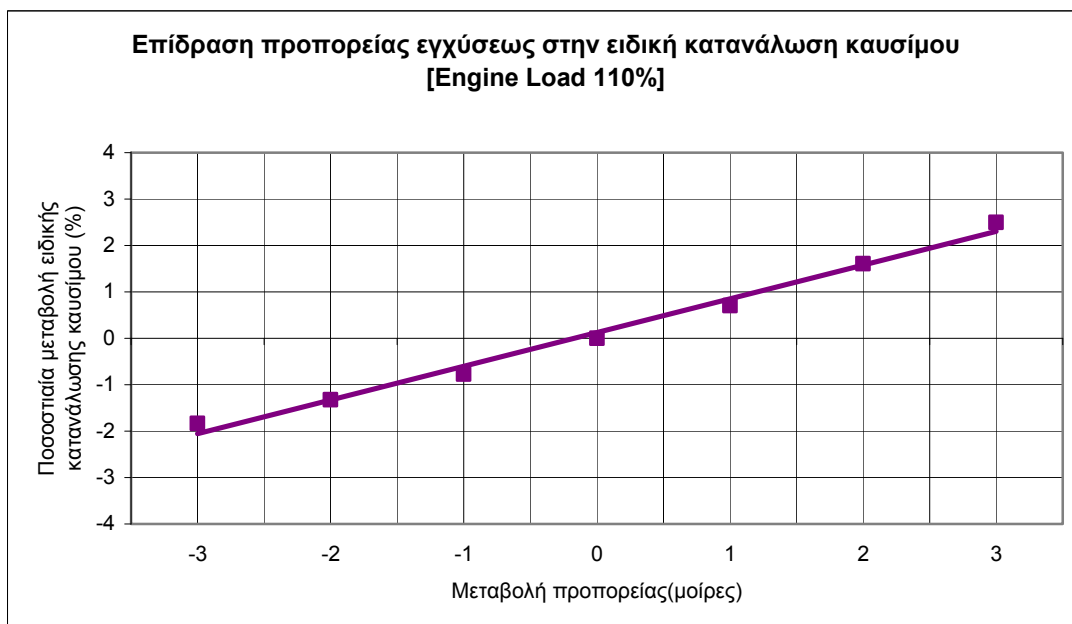
Σχήμα 5.13 : Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 50% του πλήρους φορτίου.



Σχήμα 5.14 : Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 75% του πλήρους φορτίου.



Σχήμα 5.15 : Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 100% του πλήρους φορτίου.



Σχήμα 5.16 : Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 110% του πλήρους φορτίου.

Στα παραπάνω διαγράμματα (5.13 ως 5.16) παρατηρείται ότι η μεταβολή της προπορείας εγχύσεως και η ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συνδέονται μεταξύ τους με μια σχέση σχεδόν γραμμική και αυτό παριστάνεται με τη βοήθεια γραμμών τάσης 1^{ου} βαθμού.

Από τα διαγράμματα των σχημάτων 5.5 ως 5.8 και 5.13 ως 5.16 συμπεραίνεται ότι η βραδυπορεία έγχυσης μιας μοίρας οδηγεί σε μείωση των εκπομπών NO_x κατά 3%-4% και σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά περίπου 0,6%-0,8%.

5.3.3 Πίεση Αέρα Εισαγωγής

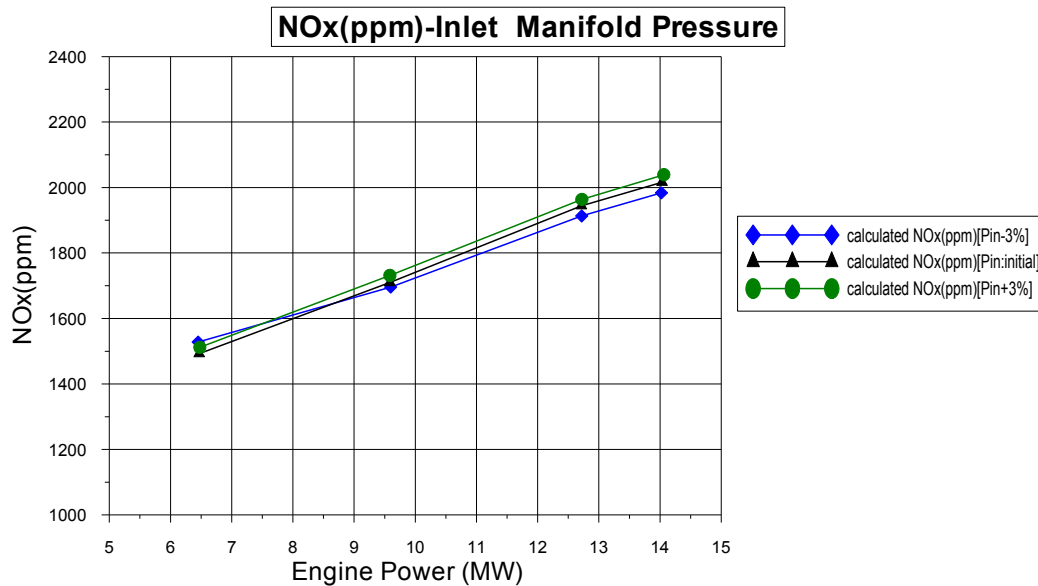
Για τη διερεύνηση της επίδρασης της πίεσης του αέρα εισαγωγής στις εκπομπές NOx από τον κινητήρα, η πίεση αυτή μεταβλήθηκε κατά $\pm 3\%$ σε σχέση με τις τιμές της προσομοίωσης του 4^{ου} κεφαλαίου, ενώ κατά τις προσομοιώσεις αυτές επιλέχθηκε ταίριασμα πίεσης εισαγωγής (Match Inlet Pressure).

Με βάση τα διαθέσιμα από τις προσομοιώσεις αυτές αποτελέσματα καταρτίστηκε ο ακόλουθος πίνακας, στον οποίο παρουσιάζονται τα υπολογισμένα (και διορθωμένα) NOx σε ppm για κάθε μια από τις προαναφερθείσες περιπτώσεις μεταβολής της πίεσης του αέρα εισαγωγής, συνοδευμένα από τις αντίστοιχες τιμές παραγόμενης ισχύος.

Ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης του αέρα εισαγωγής	ΦΟΡΤΙΟ	NOx (ppm)	Παραγόμενη Ισχύς (MW)
-3%	50%	1528,2	6,453
	75%	1695,6	9,598
	100%	1913,4	12,72
	110%	1983,6	14,022
0% (αρχικές τιμές)	50%	1492,2	6,468
	75%	1710	9,584
	100%	1944	12,714
	110%	2016	14,032
+3%	50%	1512	6,479
	75%	1731,6	9,585
	100%	1963,8	12,722
	110%	2039,4	14,062

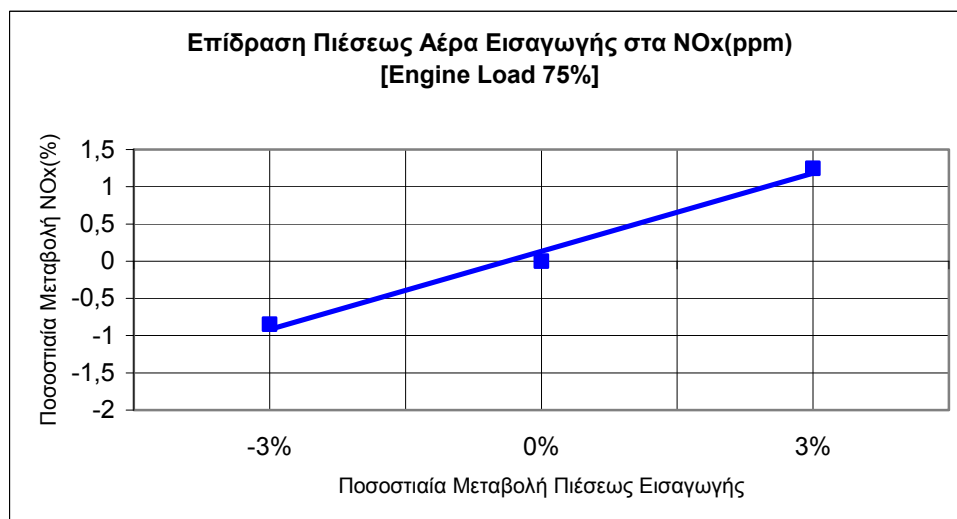
Πίνακας 5.2 : Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης της πίεσης του αέρα εισαγωγής στις εκπομπές NOx

Τα αναγραφόμενα στον πίνακα 5.2 αποτελέσματα παρουσιάζονται στη συνέχεια υπό μορφή διαγράμματος, έτσι ώστε να παρασταθεί και γραφικά η επίδραση της πίεσης αέρα εισαγωγής στις εκπομπές NOx, αλλά και στην παραγόμενη από τον κινητήρα ισχύ.

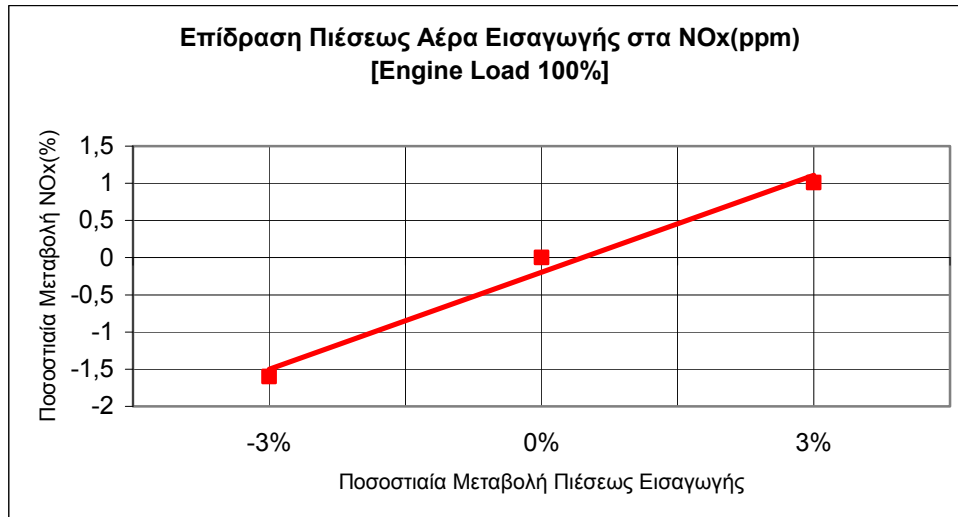


Σχήμα 5.17 : Επίδραση της πίεσης του αέρα εισαγωγής στις εκπομπές NOx.

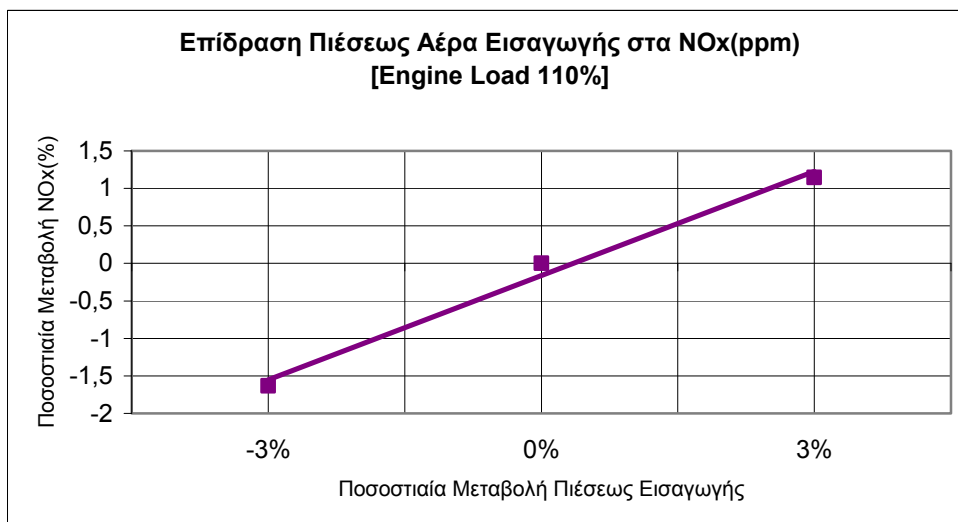
Παρατηρώντας το διάγραμμα του σχήματος 5.17 μπορεί κανείς να διακρίνει τη μικρή επίδραση της μεταβολής της πίεσης του αέρα εισαγωγής στις εκπομπές NOx. Συγκεκριμένα τα NOx φαίνεται να μειώνονται με την επιβολή μείωσης κατά 3% στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτία λειτουργίας από 75% του πλήρους φορτίου και πάνω. Στη συνέχεια παρατίθεται μια σειρά διαγραμμάτων στα οποία παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή των NOx σε σχέση με την μεταβολή της πίεσης εισαγωγής για φορτία λειτουργίας του κινητήρα 75% και πάνω, καθώς στο 50%, όπως φαίνεται και στο σχήμα 5.17, δεν επέρχεται μείωση των εκπομπών.



Σχήμα 5.18 : Επίδραση της πίεσης του αέρα εισαγωγής στα NOx στο 75% του πλήρους φορτίου



Σχήμα 5.19 : Επίδραση της πίεσης του αέρα εισαγωγής στα NO_x στο 100% του πλήρους φορτίου



Σχήμα 5.20 : Επίδραση της πίεσης του αέρα εισαγωγής στα NO_x στο 110% του πλήρους φορτίου

Από τα διαγράμματα των σχημάτων 5.18 έως 5.20 παρατηρούμε ότι η σχέση που συνδέει τις δύο μεταβολές είναι σχεδόν γραμμική(αυτό παριστάνεται με τη βοήθεια γραμμών τάσης που σχεδιάστηκαν σε όλα τα παραπάνω διαγράμματα) και ότι η μείωση της πίεσης του αέρα εισαγωγής κατά 3% μπορεί να οδηγήσει σε μείωση των εκπομπών NO_x της τάξης του 1-1,5%.

Πρέπει, επίσης, να σημειωθεί ότι στα πλαίσια της παρούσας ενότητας, δεδομένου ότι οι προσομοιώσεις πραγματοποιήθηκαν με ταίριασμα της πίεσης αέρα εισαγωγής, οι απαιτούμενες διαφορές πιέσεων εισαγωγής-εξαγωγής είναι εξασφαλισμένες και άρα δεν επηρεάζεται η απόπλυση των κυλίνδρων του κινητήρα. Δηλαδή διατηρείται η διαφορά πίεσης οχητών εισαγωγής-εξαγωγής με τη μεταβολή της πίεσης εισαγωγής.

Όσον αφορά στην επίδραση που έχει η μεταβολή της πίεσης του αέρα εισαγωγής στην ειδική κατανάλωση καυσίμου πρέπει να σημειωθεί ότι είναι αμελητέα όπως προκύπτει από τα αποτελέσματα των σχετικών προσομοιώσεων.

5.3.4 Βαθμός Συμπιέσεως

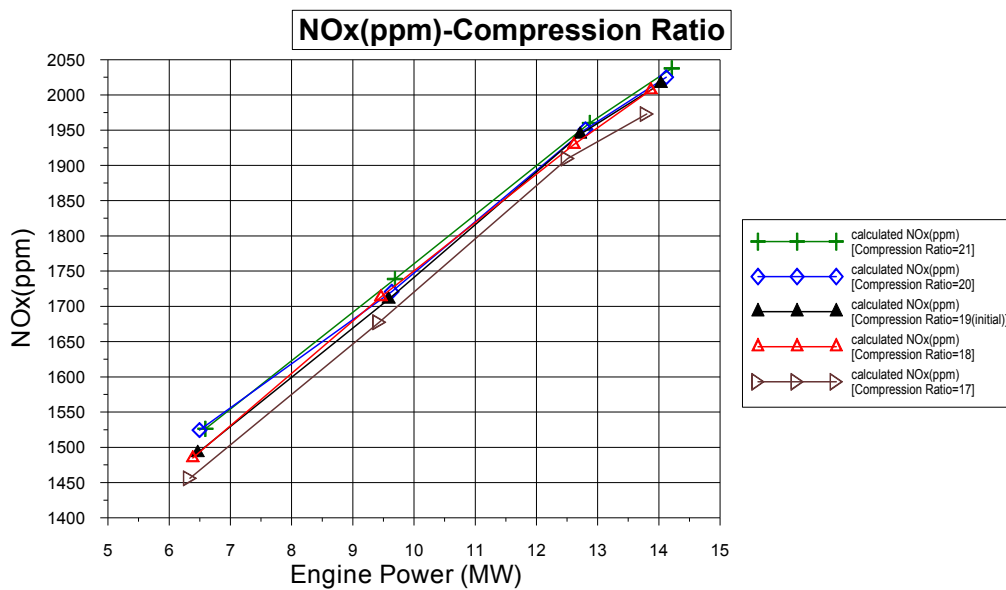
Για τη διερεύνηση της επίδρασης του βαθμού συμπίεσεως του κινητήρα(Compression Ratio) στις εκπομπές NOx πραγματοποιήθηκε μια σειρά από προσομοιώσεις. Στις προσομοιώσεις αυτές δεν επιλέχθηκε ταίριασμα πίεσης εισαγωγής(Match Inlet Pressure) για να ληφθεί υπόψιν η επίδραση του βαθμού συμπίεσης στην πίεση εισαγωγής.

Ο βαθμός συμπίεσεως του οποίου η αρχική τιμή(reference) ισούται με 19, μεταβλήθηκε κατά ± 1 και ± 2 μονάδες. Δηλαδή προσομοιώθηκε η λειτουργία του κινητήρα για βαθμό συμπίεσεως 21,20,18 και 17 πέραν της αρχικής του τιμής. Από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων αυτών συμπληρώθηκε ο ακόλουθος πίνακας, στον οποίο παρουσιάζονται τα υπολογισμένα (και διορθωμένα) NOx σε ppm για κάθε μια από τις προαναφερθείσες τιμές βαθμού συμπίεσεως, συνοδευμένα από τις αντίστοιχες τιμές παραγόμενης ισχύος.

Βαθμός Συμπιέσεως (C.R.)	ΦΟΡΤΙΟ	NOx (ppm)	Παραγόμενη Ισχύς (MW)
21	50%	1526,4	6,592
	75%	1738,8	9,688
	100%	1960,2	12,872
	110%	2037,6	14,211
20	50%	1524,6	6,494
	75%	1720,8	9,634
	100%	1951,2	12,799
	110%	2025	14,121
19	50%	1492,2	6,468
	75%	1710	9,584
	100%	1944	12,714
	110%	2016	14,032
18	50%	1485	6,385
	75%	1713,6	9,46
	100%	1929,6	12,612
	110%	2007	13,869
17	50%	1456,2	6,337
	75%	1677,6	9,433
	100%	1909,8	12,509
	110%	1972,8	13,802

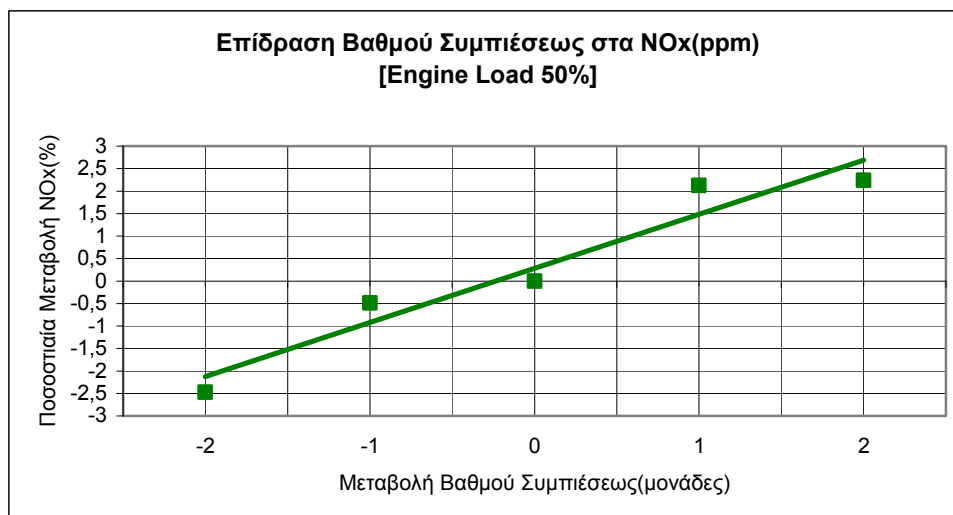
Πίνακας 5.3 : Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης του βαθμού συμπίεσεως στις εκπομπές NOx.

Τα αναγραφόμενα στον πίνακα 5.3 αποτελέσματα παρουσιάζονται στα επόμενα διαγράμματα.

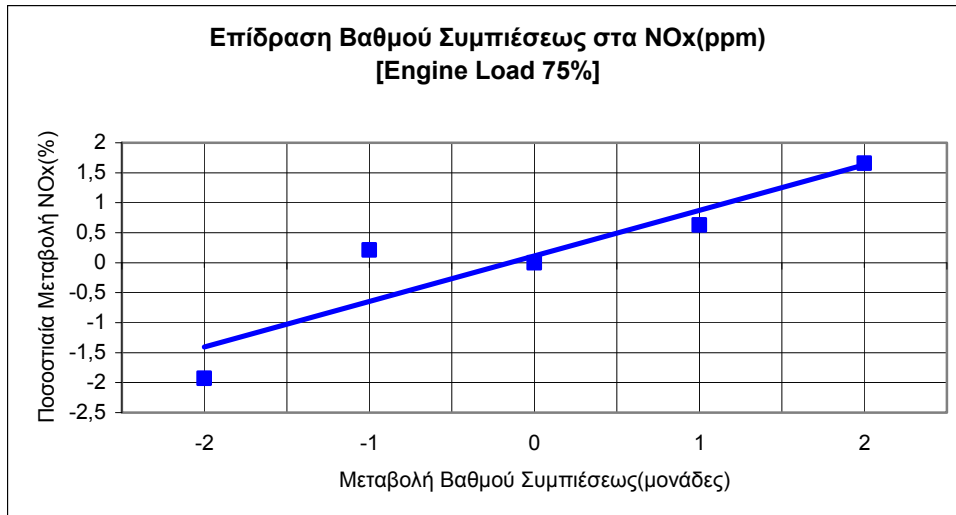


Σχήμα 5.21 : Επίδραση του βαθμού συμπίεσης στις εκπομπές NOx.

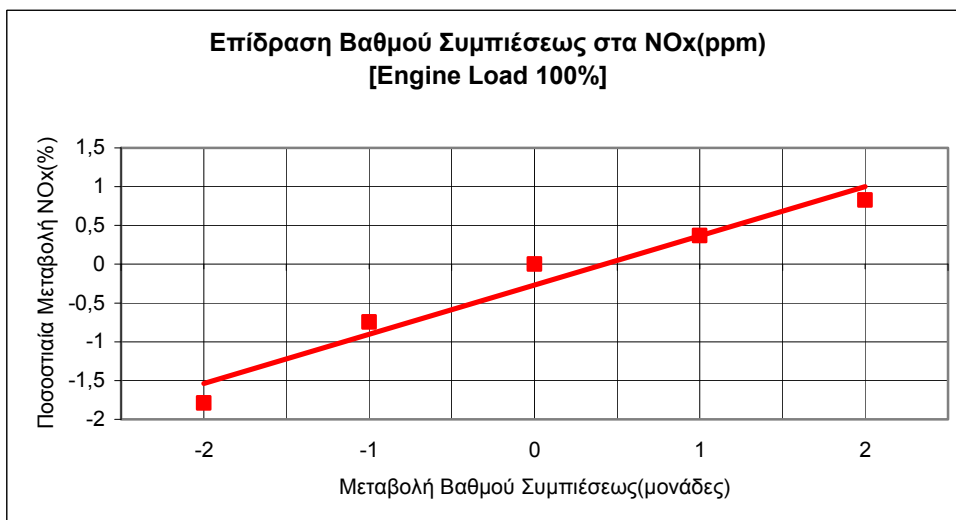
Στο διάγραμμα του σχήματος 5.21 παρατηρούμε ότι με τη μείωση του βαθμού συμπίεσης του κινητήρα επέρχεται κάποια μικρή μείωση στις εκπομπές NOx. Για να παρουσιαστεί ευκρινέστερα η μείωση των εκπομπών NOx καθώς μειώνεται ο βαθμός συμπίεσης του κινητήρα, δημιουργήθηκαν τα ακόλουθα διαγράμματα, στα οποία απεικονίζεται η ποσοστιαία μεταβολή των NOx σε σχέση με τη μεταβολή του βαθμού συμπίεσης από την αρχική του τιμή. Καθένα από αυτά αφορά και ένα από τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα.



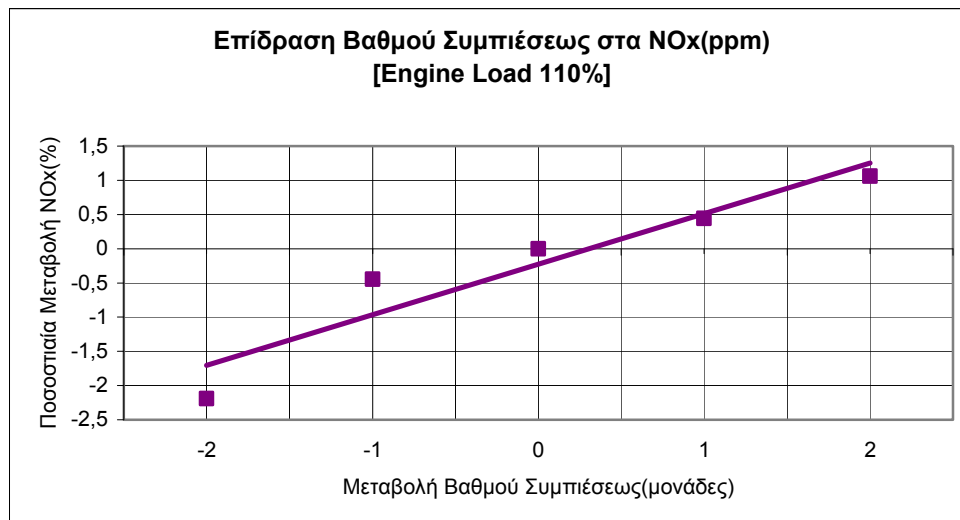
Σχήμα 5.22 : Επίδραση του βαθμού συμπίεσης στα NOx στο 50% του πλήρους φορτίου



Σχήμα 5.23 : Επίδραση του βαθμού συμπίεσεως στα NOx στο 75% του πλήρους φορτίου



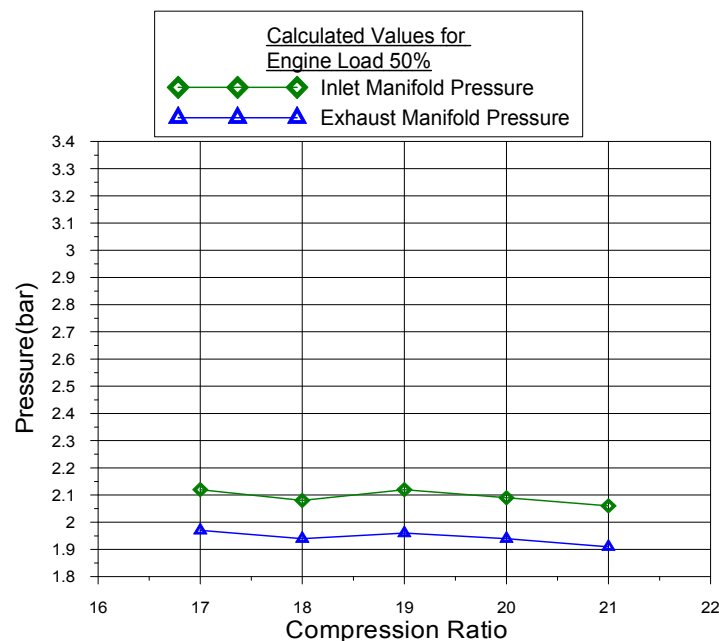
Σχήμα 5.24 : Επίδραση του βαθμού συμπίεσεως στα NOx στο 100% του πλήρους φορτίου



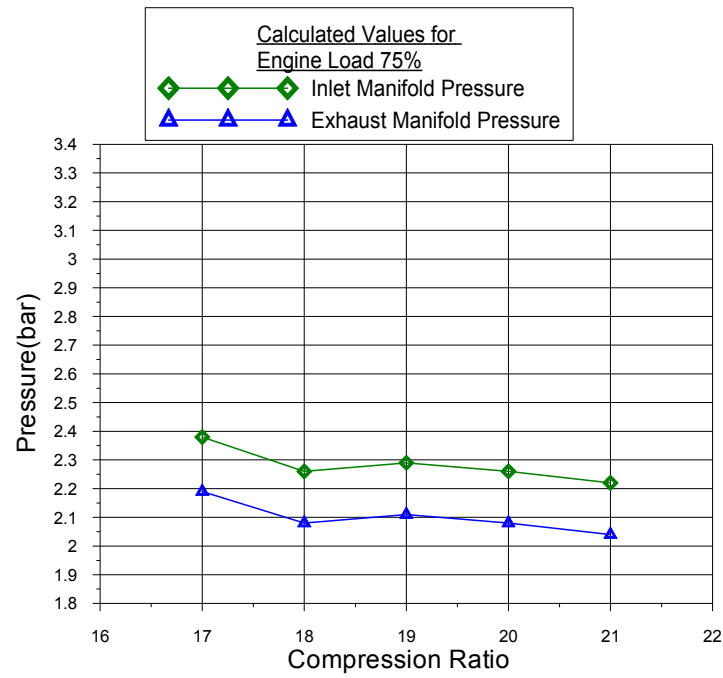
Σχήμα 5.25 : Επίδραση του βαθμού συμπίεσης στα NOx στο 110% του πλήρους φορτίου

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα (5.22 έως 5.25) μπορεί κανείς να συμπεράνει ότι και εδώ η μεταβολή του βαθμού συμπίεσης και η ποσοστιαία μεταβολή των NOx συνδέονται μεταξύ τους με μια σχέση σχεδόν γραμμική (αυτό παριστάνεται με τη βοήθεια γραμμών τάσης που σχεδιάστηκαν σε όλα τα παραπάνω διαγράμματα). Επιπλέον, μπορεί να θεωρηθεί ότι μία μείωση του βαθμού συμπίεσης κατά 1 μονάδα επιφέρει ποσοστιαία μείωση των εκπομπών NOx κατά περίπου 0,75%.

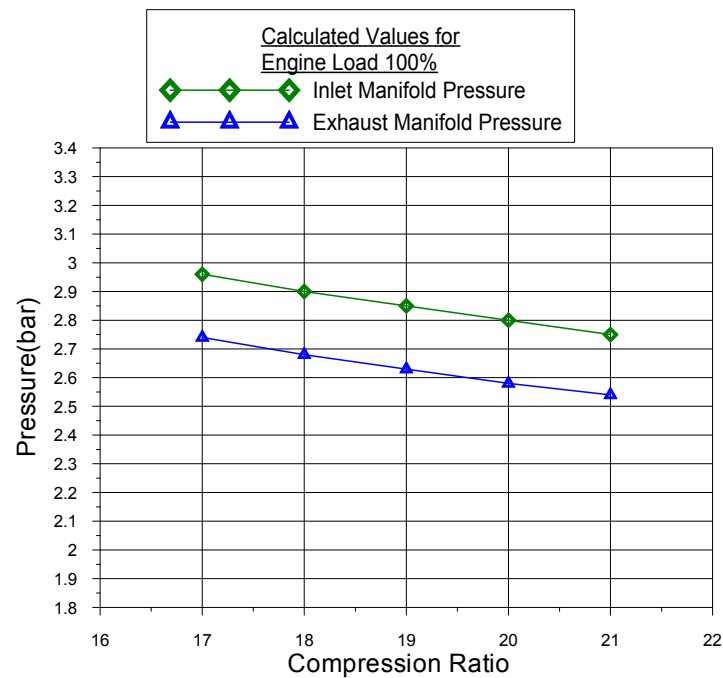
Στο σημείο αυτό κρίνεται απαραίτητο να εξεταστεί πώς επιδρά ο βαθμός συμπίεσης στην απόπλυση, ώστε να κατανοήσουμε την πραγματική του επίδραση στα NOx. Για το σκοπό αυτό κατασκευάστηκαν τα ακόλουθα διαγράμματα (στα πρότυπα των αντίστοιχων της ενότητας 5.3.2), όπου παρουσιάζονται οι πιέσεις των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με τη μεταβολή του βαθμού συμπίεσης, για τα διάφορα σημεία λειτουργίας του κινητήρα.



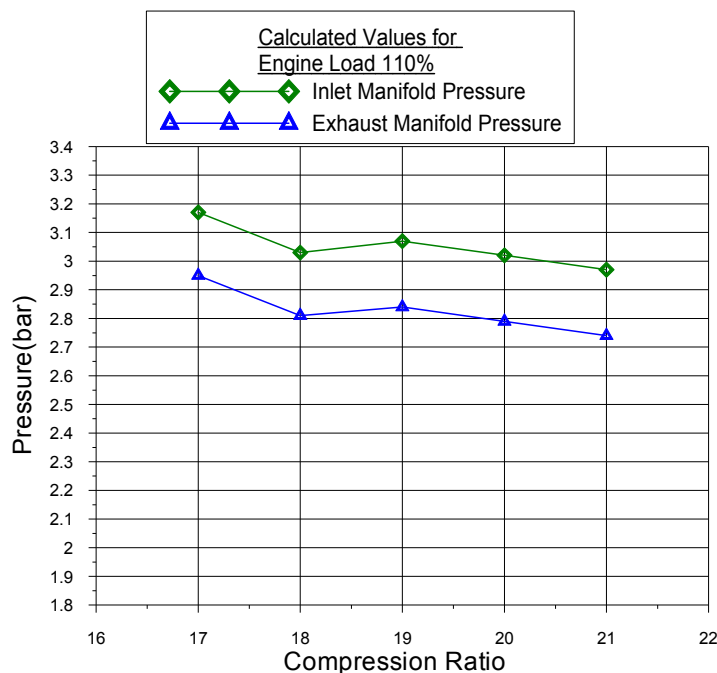
Σχήμα 5.26 : Πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με το βαθμό συμπίεσης στο 50% του πλήρους φορτίου.



Σχήμα 5.27 : Πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με το βαθμό συμπίεσεως στο 75% του πλήρους φορτίου.



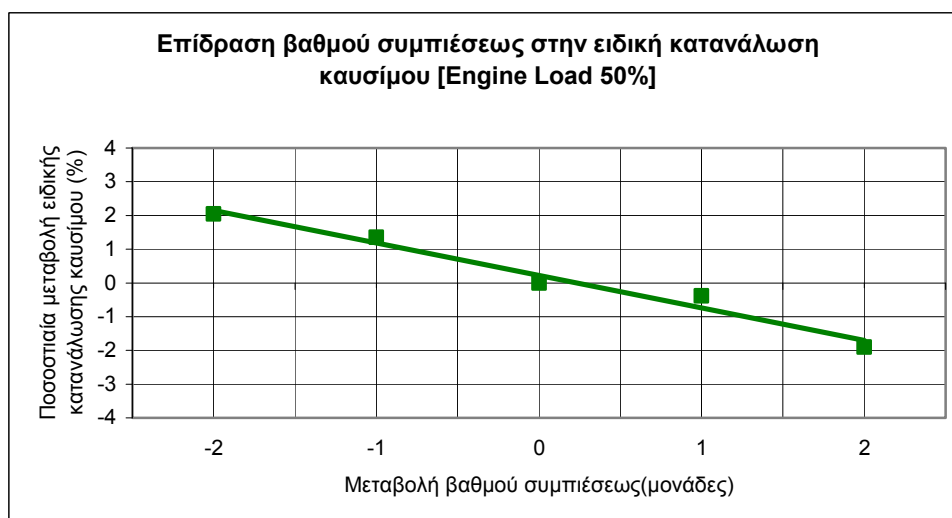
Σχήμα 5.28 : Πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με το βαθμό συμπίεσεως στο 100% του πλήρους φορτίου.



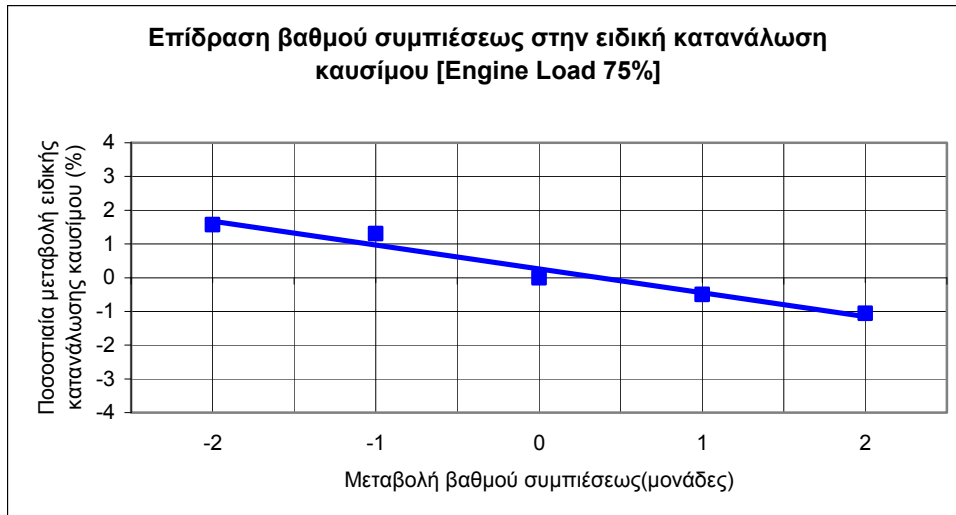
Σχήμα 5.29 : Πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με το βαθμό συμπίεσεως στο 110% του πλήρους φορτίου.

Από τα διαγράμματα 5.26 έως 5.29 προκύπτει ότι καθώς μεταβάλλεται ο βαθμός συμπίεσεως η διαφορά μεταξύ της πίεσης του οχετού εισαγωγής και της πίεσης του οχετού εξαγωγής παραμένει σχεδόν ίδια σε όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Έτσι, καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι με τη μεταβολή του βαθμού συμπίεσεως δεν επηρεάζεται ουσιαστικά η απόπλυση των κυλίνδρων του κινητήρα κατά τη λειτουργίας του, όπως προέκυψε από τις προσομοιώσεις. Για αυτό το λόγο η επίδραση του βαθμού συμπίεσεως στα NOx είναι μικρή.

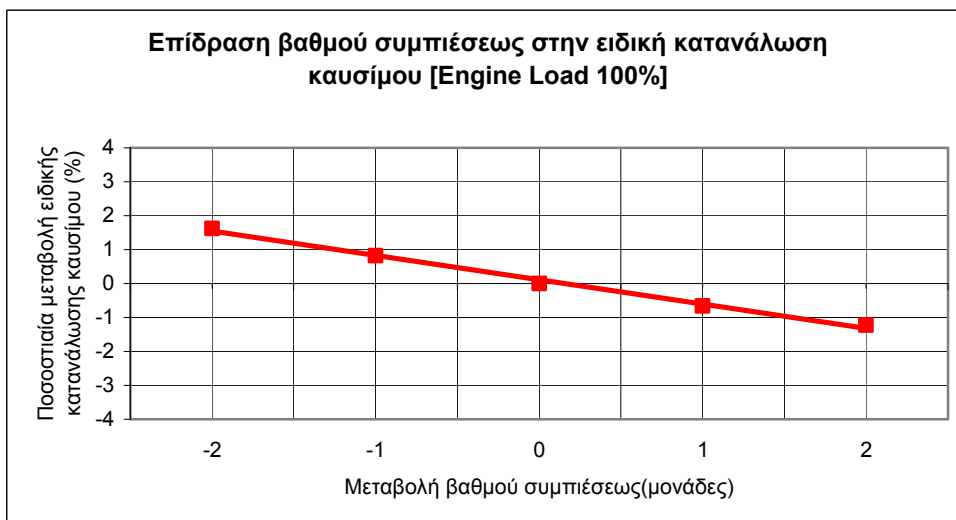
Στο σημείο αυτό πρέπει να ελεγχθεί η επίδραση της μεταβολής του βαθμού συμπίεσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Για το σκοπό αυτό χαράχθηκαν τα ακόλουθα διαγράμματα, με βάση τα αποτελέσματα των σχετικών προσομοιώσεων.



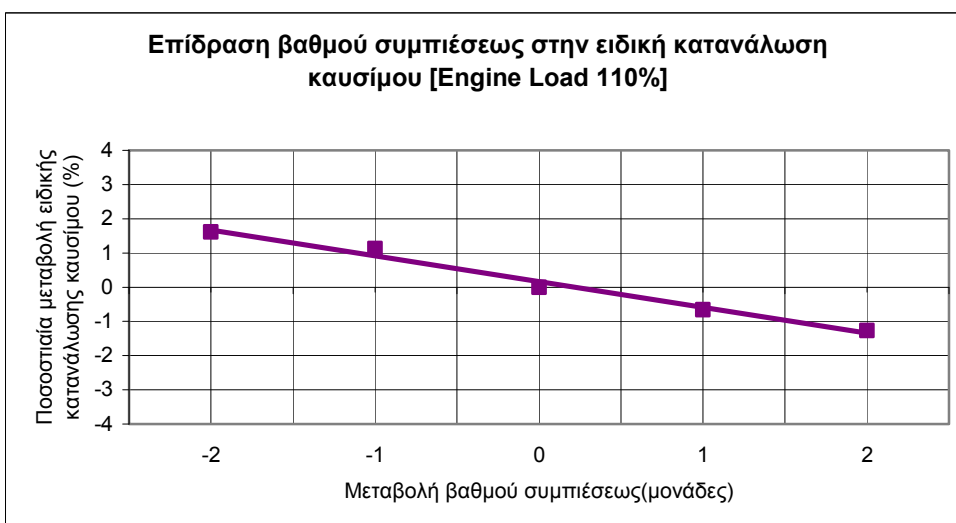
Σχήμα 5.30 : Επίδραση βαθμού συμπίεσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 50% του πλήρους φορτίου.



Σχήμα 5.31 : Επίδραση βαθμού συμπίεσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 75% του πλήρους φορτίου.



Σχήμα 5.32 : Επίδραση βαθμού συμπίεσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 100% του πλήρους φορτίου.



Σχήμα 5.33 : Επίδραση βαθμού συμπίεσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 110% του πλήρους φορτίου.

Στα παραπάνω διαγράμματα (5.30 ως 5.33) παρατηρείται ότι η μεταβολή του βαθμού συμπίεσεως και η ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συνδέονται μεταξύ τους με μια σχέση σχεδόν γραμμική και αυτό παριστάνεται με τη βοήθεια γραμμών τάσης 1^{ου} βαθμού.

Από τα διαγράμματα των σχημάτων 5.22 ως 5.25 και 5.30 ως 5.33 συμπεραίνεται ότι μείωση του βαθμού συμπίεσεως κατά μία μονάδα οδηγεί σε μείωση των εκπομπών NOx κατά 0,75% αλλά και σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά περίπου 1%.

5.3.5 Συμπεράσματα

Από την παραμετρική ανάλυση που πραγματοποιήθηκε με τη βοήθεια του μοντέλου προσομοίωσης συμπεραίνουμε τα εξής:

- Η μεταβολή της προπορείας εγχύσεως έχει τη μεγαλύτερη επίδραση στα NOx. Συγκεκριμένα η μεταβολή της προπορείας κατά μία μοίρα οδηγεί σε μεταβολή των εκπομπών NOx κατά 3%-4% περίπου. Ωστόσο η μεταβολή αυτή επιδρά στην ειδική κατανάλωση καυσίμου κατά 0,6% με 0,8%.
- Η μείωση της πίεσης του αέρα εισαγωγής κατά 3% μπορεί να οδηγήσει σε μείωση των εκπομπών NOx της τάξης του 1-1,5%. Άρα έχει μικρή επίδραση στα NOx. Η επίδραση της στην ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι αμελητέα.
- Μία μείωση του βαθμού συμπίεσεως κατά 1 μονάδα επιφέρει ποσοστιαία μείωση των εκπομπών NOx κατά περίπου 0,75%. Άρα έχει επίσης μικρή επίδραση στα NOx. Επιπλέον επιφέρει αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 1% περίπου.

Συνεπώς, η μεταβολή της προπορείας εγχύσεως αποδεικνύεται ως πιο αποτελεσματική έναντι των άλλων δύο τεχνικών ότι αφορά τον περιορισμό των εκπομπών NOx του κινητήρα. Αμέσως μετά σε αποτελεσματικότητα κατατάσσεται η μεταβολή της πίεσης του αέρα εισαγωγής ενώ ως λιγότερο αποτελεσματική κρίνεται η μεταβολή του βαθμού συμπίεσεως.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Το αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν η προσομοίωση της λειτουργικής συμπεριφοράς ενός δίχρονου, μεγάλου μεγέθους, βραδύστροφου κινητήρα που χρησιμοποιείται για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε αξιολόγηση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης σχετικά με τις λειτουργικές παραμέτρους και τις εκπομπές NOx με βάση τις διαθέσιμες μετρήσεις από τον εν λόγω κινητήρα. Από την αξιολόγηση αυτή αποδείχθηκε ότι το μοντέλο προσομοίωσης μπορεί να προβλέψει τη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα (δηλαδή τα βασικά λειτουργικά μεγέθη του όπως η παραγόμενη ισχύς, η μέγιστη πίεση καύσης, η ειδική κατανάλωση καυσίμου κ.α.) ικανοποιητικά. Επιπλέον, τα αποτελέσματα του μοντέλου αφορούν και τα υποσυστήματα του κινητήρα όπως τη διάταξη υπερπλήρωσης και το ψυγείο αέρα σάρωσης. Τα αποτελέσματα αυτά αξιολογήθηκαν και προέκυψε ότι το μοντέλο μπορεί να προβλέψει τη λειτουργική συμπεριφορά και των υποσυστημάτων αυτών. Συνεπώς, το μοντέλο προσομοίωσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως μέσο για την πρόβλεψη της συμπεριφοράς του υπό μελέτη κινητήρα(και των υποσυστημάτων του) και σε συνθήκες διαφορετικές από αυτές των δοκιμών παραλαβής παράγοντας αξιόπιστα αποτελέσματα.

Στη συνέχεια, πραγματοποιήθηκε έλεγχος της αξιοπιστίας των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης σε αντιπαραβολή με μετρημένες τιμές για τα NOx, και το συμπέρασμα που προέκυψε από αυτόν είναι αρκετά ενθαρρυντικό με την έννοια ότι αφενός μεν το μοντέλο προβλέπει την τάση σχηματισμού NOx αυξανόμενου του φορτίου λειτουργίας του κινητήρα, αφετέρου δε με τη χρήση κατάλληλου διορθωτικού συντελεστή τα αποτελέσματα της προσομοίωσης πλησιάζουν πολύ τις μετρημένες τιμές των NOx.

Ακολούθως, έλαβε χώρα παραμετρική διερεύνηση(με τη βοήθεια του μοντέλου) με σκοπό την αξιολόγηση της επίδρασης τριών λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα στο σχηματισμό των NOx. Οι τρεις παράμετροι που εξετάστηκαν είναι η προπορεία εγχύσεως του καυσίμου, η πίεση του αέρα εισαγωγής στον κινητήρα και ο βαθμός συμπίεσης του. Από τα αποτελέσματα της διερεύνησης αυτής προέκυψε ότι: η μεταβολή της προπορείας εγχύσεως κατά μία μοίρα μπορεί να οδηγήσει σε μείωση των εκπομπών NOx κατά 3%-4%, η μείωση της πίεσης του αέρα εισαγωγής κατά 3% οδηγεί σε μείωση των εκπομπών NOx της τάξης του 1-1,5% και η μείωση του βαθμού συμπίεσεως κατά 1 μονάδα επιφέρει ποσοστιαία μείωση των εκπομπών NOx κατά περίπου 0,75%. Έτσι η μεταβολή της προπορείας εγχύσεως προβάλλει ως η πιο αποτελεσματική τεχνική για τη μείωση των εκπομπών NOx μεταξύ των τριών. Όμως θα πρέπει να συνεκτιμηθεί η μικρή αρνητική της επίδραση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7^ο

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

Α) Γενική βιβλιογραφία

1. Κων. Δ. Ρακόπουλος
«Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.», Εκδόσεις Φούντα, Αθήνα 1998
2. Κων. Δ.. Ρακόπουλος
«Αρχές Βιομηχανικών Αεριοστροβίλων». Εκδόσεις Φούντα, Αθήνα 1998
3. Κων. Δ. Ρακόπουλος, Δημ. Θ. Χουντάλας
«Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.». Εκδόσεις Φούντα, Αθήνα 1998
4. Ευθ. Α. Βούσουρας
«Ναυτικές Μηχανές Diesel Τόμος Ι », Αθήνα 1990
5. Δημ. Θ. Χουντάλας, Τεχνική Αναφορά:
«Μελέτη για τη διερεύνηση των δυνατοτήτων μείωσης εκπομπών ΝΟ από τους κινητήρες ντίζελ της ΔΕΠ- εφαρμογή στον ΑΗΣ Αθρινολλάκου», Αθήνα 2005
6. Νικόλαος Π. Κυρτάτος
«Σημαντικά Θέματα Έρευνας και Εξέλιξης στους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel», Παρουσίαση στο Ε.Μ.Π., Αθήνα 2000
7. Χαράλαμπος Μ. Σιδέρης
Διπλωματική Εργασία: «Προσομοίωση της λειτουργικής συμπεριφοράς δίχρονου κινητήρα ντίζελ ηλεκτροπαραγωγής “Sulzer 7 TAF 48”», Ε.Μ.Π. Αθήνα 2003
8. Αθανάσιος Τερτίπης
Διπλωματική Εργασία: «Μελέτη της επίδρασης της καύσης χαμηλών θερμοκρασιών σε κινητήρα Diesel με χρήση πολυζωνικού μοντέλου καύσης», Ε.Μ.Π., Αθήνα 2007
9. Bernard Challen, Rodica Baranescu
“Diesel Engine Reference Book-Second Edition”,
Buterworth-Heinemann, Oxford 1999
10. MAN B&W, Technical Report
“Low Speed Engines in Stationary Diesel Power Plants”
11. Laurie Goldsworthy
“Design of Ship Engines for Reduced Oxides of Nitrogen Emissions”
Presented at “Engineering a Sustainable Future” Institution of Engineers,
Australia, Hobart, July 2002

12. C. D. Rakopoulos, D.T. Hountalas and N. Agaliotis
“Application of a Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of Large Scale Marine Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions”, SAE paper, 1999

13. Marco Nuti
“Emissions from Two-Stroke Engines”, SAE editions, 1998

14. Charles Fayette Taylor
“The internal-combustion engine in Theory and Practice”, Vol. II
M.I.T. Press, Cambridge Massachusetts, 1985

15. John B. Heywood
“Internal Combustion Engine Fundamentals”
Mc Graw-Hill International Editions, Automotive Technology Series, 1988

B) Διαδικτυακοί τόποι

1. <http://www.marinediesels.co.uk>
2. <http://www.manbw.com>
3. http://en.wikipedia.org/wiki/Two-stroke_cycle