



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

**Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών
«Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας»**

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΣΕ
ΕΠΙΔΟΣΕΙΣ ΚΑΙ ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΑΙΘΑΛΗΣ ΚΑΙ NO_x
ΣΤΡΟΒΙΛΟ-ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΜΕΝΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL»

Του Μεταπτυχιακού Φοιτητή

Παπαϊωάννου Ιωάννη

Επιβλέπων

Γιακουμής Ευάγγελος, Επίκουρος Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα, Οκτώβριος 2014

Πρόλογος

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μου Ευάγγελο Γιακουμή, επίκουρο καθηγητή της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ για την υπομονή του και το χρόνο που μου διέθεσε. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου και όλους όσους με στήριξαν και ήταν δίπλα μου τα τελευταία δύο χρόνια, κατά τη διάρκεια των σπουδών μου στο Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών 'Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας'.

Πίνακας περιεχομένων

Σύνοψη της διπλωματικής.....	5
Κεφάλαιο 1	6
1.1 Ορισμός υπερπλήρωσης	6
1.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα της υπερπλήρωσης	8
1.3 Μέθοδοι υπερπλήρωσης.....	9
1.4 Βασικές αρχές στροβιλο-υπερπλήρωσης.....	13
Κεφάλαιο 2	17
2.1 Γενικές αρχές διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης	17
2.2 Σχεδιασμός ενός συστήματος διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης	21
2.3 Στρατηγική ελέγχου συστήματος διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης	22
Κεφάλαιο 3	29
3.1 Γενικά.....	29
3.2 Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου NO _x	31
3.3 Σχηματισμός των NO _x στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel	33
3.4 Εκπομπές σωματιδίων	36
Κεφάλαιο 4	44
4.1 Το λογισμικό GT-Suite.....	44
4.2 Γενική περιγραφή του μοντέλου	47
4.3 Ο εξακύλινδρος κινητήρας Diesel.....	49
4.4 Τα ζεύγη στροβιλο-υπερπλήρωσης.....	56
4.5 Τα ψυγεία ενδιάμεσης ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης (intercooler και aftercooler)	60
4.6 Το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων	62

Κεφάλαιο 5	64
5.1 Εισαγωγή	64
5.2 Ρυθμίσεις προσωμοίωσης	64
5.3 Παρουσίαση Αποτελεσμάτων	66
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6	75
Παράρτημα	78
Πίνακας Συμβόλων	78

Σύνοψη διπλωματικής

Η παρούσα διπλωματική εργασία ασχολείται με το θέμα της ανακυκλοφορίας καυσαερίων σε διβάθμιο στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel καθώς και την επίδραση που έχει στις επιδόσεις και στις εκπομπές ρύπων και συγκεκριμένα των οξειδίων του αζώτου NOx και της αιθάλης. Η διερεύνηση της λειτουργίας των κινητήρων Diesel παρουσιάζει μεγάλο ενδιαφέρον, λόγω της πληθώρας των εφαρμογών στις οποίες χρησιμοποιούνται (βιομηχανία, ηλεκτροπαραγωγή, οχήματα, πλοία κτλ.).

Βασικός στόχος της συγκεκριμένης εργασίας είναι η μοντελοποίηση των συστημάτων ανακυκλοφορίας καθώς και του κινητήρα και του συστήματος υπερπλήρωσης. Αυτό έγινε με χρήση ενός εξειδικευμένου λογισμικού μοντελοποίησης, του GT-Suite, το οποίο χρησιμοποιείται ευρέως στη βιομηχανία. Η διερεύνηση του μοντέλου γίνεται με στόχο την κατανόηση και αξιολόγηση των επιδόσεων του κινητήρα και της εκπομπής ρύπων από αυτόν. Η εξέταση στο επίπεδο των ρύπων επικεντρώνεται στους δύο βασικότερους ρύπους των κινητήρων Diesel, οι οποίοι είναι τα οξείδια του αζώτου NOx και η αιθάλη και δίνεται έμφαση η εξάρτησή τους από το σύστημα ανακυκλοφορίας και από το ποσοστό των καυσαερίων που χρησιμοποιούνται σ' αυτή τη διαδικασία.

Τέλος, γίνεται σύγκριση μεταξύ του απλού διβάθμιου στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel με τα αντίστοιχα μοντέλα για διαφορετικές παροχές καυσαερίων που χρησιμοποιούνται για την ανακυκλοφορία. Ως βάση της σύγκρισης, χρησιμοποιήθηκαν αποτελέσματα του μοντέλου απλού διβάθμιου στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel από παλαιότερη διπλωματική εργασία.

Κεφάλαιο 1^ο

Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.

1.1 Ορισμός υπερπλήρωσης

Με τον όρο υπερπλήρωση σε μια Μ.Ε.Κ. ορίζεται η προσυμπίεση μέρους ή όλης της γόμωσης, εξωτερικά του κυλίνδρου με την χρήση κάποιου μηχανικού μέσου (συμπιεστής). Έτσι το εργαζόμενο μέσο (αέρας) συμπιέζεται τόσο εξωτερικά, όσο και εσωτερικά του κυλίνδρου.

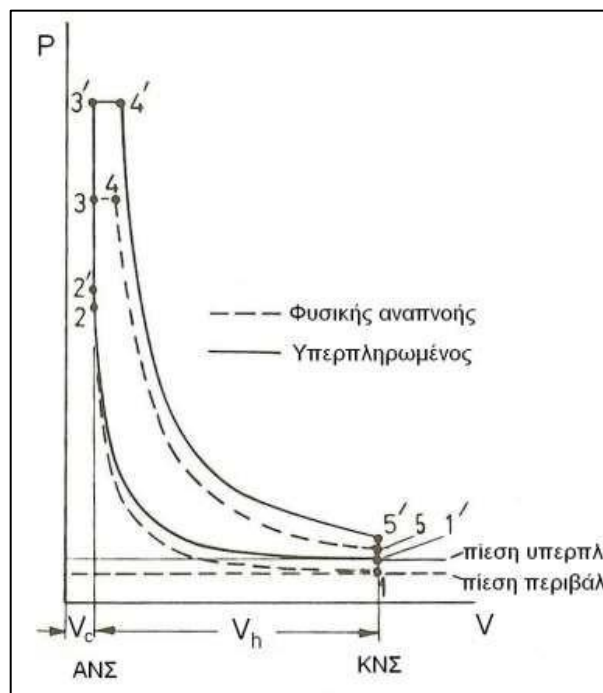
Με αυτόν τον τρόπο αλλά και ταυτοχρόνως με την ενδιάμεση ψύξη (cooling) του αέρα επιτυγχάνεται αρχικά αύξηση της πυκνότητάς του, στην συνέχεια αύξηση της παροχής του αναρροφούμενου αέρα, που οδηγεί σε αύξησης της ποσότητας του καυσίμου που μπορεί να καεί, και συνεπώς σε αύξηση της ισχύος του κινητήρα. Έτσι, ένας υπερπληρωμένος κινητήρας ίδιων διαστάσεων με έναν αντίστοιχο φυσικής αναπνοής μπορεί να επιτύχει σημαντικά υψηλότερη ισχύ.

Στον πίνακα 1.1 παρουσιάζονται συνοπτικά κάποια τυπικά χαρακτηριστικά κινητήρων diesel βαρέων φορτηγών στο διάστημα 1930-1996. Γίνεται εμφανές ότι στο διάστημα των τελευταίων 70 χρόνων παρατηρείται ένας τετραπλασιασμός της ισχύος των κινητήρων diesel, χωρίς ουσιαστική μεταβολή του όγκου εμβολισμού τους. Συνεπώς, έχουμε και τετραπλασιασμό της χωρικής ισχύος τους ή τελικά της μέσης πραγματικής πίεσης αυτών, με δεδομένο ότι η αντίστοιχη ταχύτητα περιστροφής αυξήθηκε, το ίδιο χρονικό διάστημα, σε αρκετά μικρότερο βαθμό. Επίσης, στο σχήμα 1.1 γίνεται σύγκριση του ιδανικού μικτού κύκλου αέρα μεταξύ ενός κινητήρα φυσικής αναπνοής με έναν αντίστοιχο υπερπληρωμένο. Και οι δύο κινητήρες έχουν τον ίδιο βαθμό

συμπίεσης ϵ , ενώ αυτό που γίνεται αντιληπτό, είναι οι μεγαλύτερες πιέσεις στις οποίες φτάνει ο υπερπληρωμένος κινητήρας καθ' όλη την διάρκεια του θερμοδυναμικού κύκλου [1].

Μέγιστη ισχύς (kW)	70-110	92-110	110-125	107-132	140-154	283-304	309-441
Μέγιστη Ροπή (Nm)	520-1010	610-660	660-105	620-105	680-760	1285-130	1850-270
Όγκος Εμβολισμού Έτος	16,6	13,	18,1	11,6	18,7	18,3	18,3
	1930	193	193	1955	196	198	199

Πίνακας 1.1: Τυπικά χαρακτηριστικά κινητήρων diesel βαρέων οχημάτων από το 1930-1996 [1]



Σχήμα 1.1: Σύγκριση ιδανικού μικτού κύκλου αέρα φυσικής αναπνοής (123451) και υπερπληρωμένου κινητήρα (1'2'3'4'5'1') με τον ίδιο βαθμό συμπίεσης [1]

1.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα της υπερπλήρωσης

Τα βασικά πλεονεκτήματα της υπερπλήρωσης, για δεδομένη εξαγόμενη ισχύ από έναν κινητήρα, είναι [1]:

- μικρότερος φυσικός όγκος (μικρότερος αριθμός κυλίνδρων, μικρότερο μέγεθος κινητήρα, 'downsizing').
- χαμηλότερο κόστος ανά μονάδα εξαγόμενης ισχύος, ειδικά για μεγαλύτερων διαστάσεων κινητήρες.
- χαμηλότερες εκπομπές καυσαερίων σε μόνιμη κατάσταση λειτουργίας
- μικρότερο βάρος, μεγαλύτερη ειδική μάζα.
- μικρότερο ποσοστό τριβών λόγω του μικρότερου αριθμού κυλίνδρων.
- μειωμένος θόρυβος στην εξαγωγή λόγω του στροβίλου των καυσαερίων.
- ειδικά σε κινητήρες diesel, μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης λόγω αυξημένων θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου.

Τα μειονεκτήματα της υπερπλήρωσης αντιθέτως είναι τα εξής:

- πιο αργή επιτάχυνση συγκριτικά με αντίστοιχους κινητήρες φυσικής αναπνοής (αναφέρεται κυρίως σε συστήματα στροβιλο-υπερπλήρωσης).
- υψηλότερη θερμική και μηχανική καταπόνηση στα εσωτερικά του κυλίνδρου.
- αυξημένες εκπομπές ρύπων ιδιαίτερα κατά την διάρκεια μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα (κυρίως σε συστήματα στροβιλο-υπερπλήρωσης).

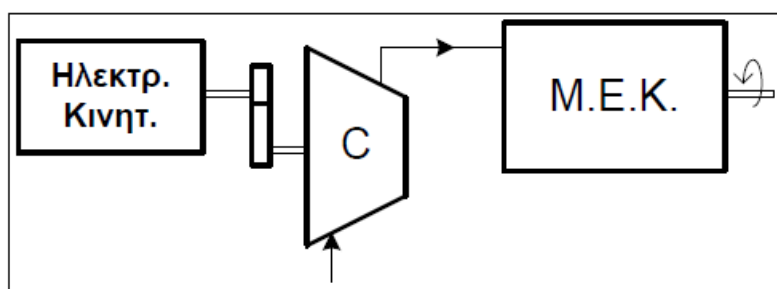
1.3 Μέθοδοι υπερπλήρωσης

Καθ' όλη την διάρκεια της εξέλιξης της υπερπλήρωσης έχουν αναπτυχθεί διάφορες μέθοδοι, οι οποίες έχουν βρει έδαφος σε μεγάλο εύρος εφαρμογών. Έτσι, μια πρώτη κατηγοριοποίηση των μεθόδων υπερπλήρωσης μπορεί να γίνει με βάση τα κριτήρια που ακολουθούν ως εξής:

- Σύμφωνα με τον τρόπο κίνησης του συμπιεστή.
- Σύμφωνα με τον σχεδιασμό του συμπιεστή.
- Σύμφωνα με τον τρόπο σύνδεσης της μονάδας υπερπλήρωσης και του κινητήρα.
- Είδος του κινητήρα.

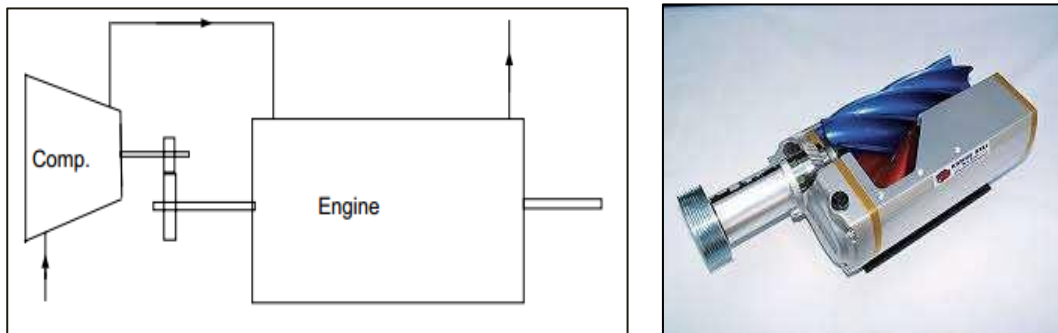
1.3.1 Τρόπος κίνησης του συμπιεστή

A) Εξωτερικά κινούμενος συμπιεστής από κάποιον ηλεκτροκινητήρα ή κάποια βοηθητική διάταξη.



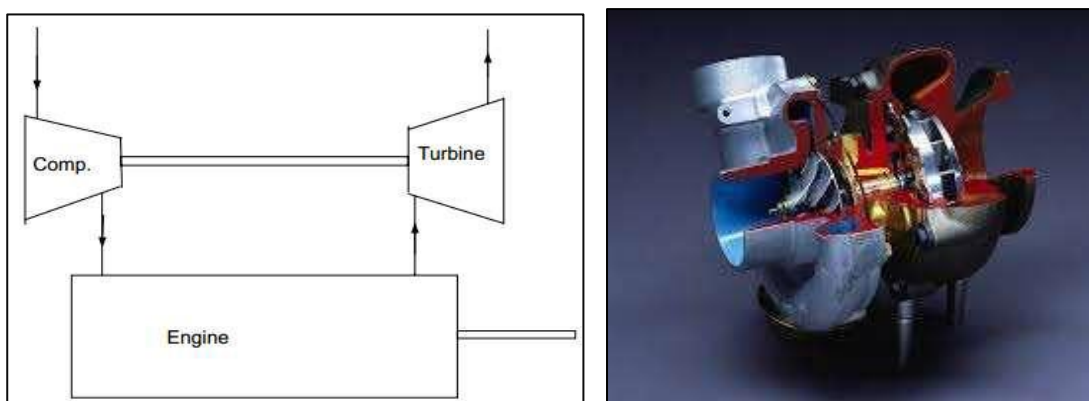
Σχήμα 1.2: Σύστημα υπερπλήρωσης με συμπιεστή κινούμενο από εξωτερικό ηλεκτροκινητήρα [1]

Β) Κίνηση από την στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα με απορρόφηση όμως μηχανικού έργου από αυτόν, η οποία ονομάζεται και μηχανική υπερπλήρωση. Κύρια εφαρμογή έχει βρει σε κινητήρες Otto με ή χωρίς ενδιάμεση ψύξη αέρα και με σχέση μετάδοσης που μπορεί να είναι σταθερή ή μεταβλητή.



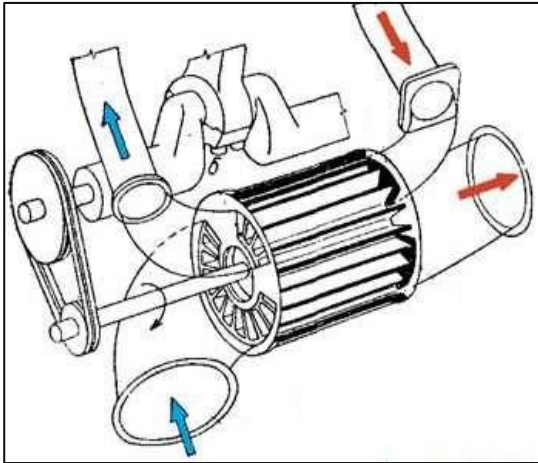
Σχήμα 1.3: Αριστερά: μονογραμμικό σχήμα μηχανικής υπερπλήρωσης, Δεξιά: συμπιεστής κοχλιοειδούς τύπου (Lysholm)

Γ) Κίνηση από στρόβιλο καυσαερίων, η οποία ονομάζεται και στροβιλο-υπερπλήρωση. Αποτελεί τον πλέον διαδεδομένο τρόπο υπερπλήρωσης και μπορεί να είναι είτε μονοβάθμια είτε διβάθμια, με ή χωρίς ενδιάμεση ψύξη αέρα.



Σχήμα 1.4: Αριστερά: μονογραμμικό σχήμα στροβιλο-υπερπλήρωσης χωρίς ενδιάμεση ψύξη του αέρα, δεξιά: τυπικός στροβιλο-υπερπληρωτής

Δ) Συμπύεση μέσω κύματος πίεσης που προέρχεται από την αποτόνωση του καυσαερίου σε δρομέα με πτερύγια (σύστημα Comprex της εταιρίας Brown Boveri & Co. Ltd).



Σχήμα 1.5: Σύστημα υπερπλήρωσης με την μέθοδο Comprex

1.3.2 Σχεδιασμός του συμπιεστή

Σε αυτή την κατηγορία διακρίνονται οι συμπιεστές σε δύο ομάδες:

1. Στους συμπιεστές θετικής εκτόπισης με παλινδρομικό ή περιστρεφόμενο έμβολο. Οι συμπιεστές με παλινδρομικό έμβολο χωρίζονται κυρίως στους εμβολοφόρους, στους τύπου στροφαλοθαλάμου και στους τύπου ταλαντούμενων πτερυγίων, ενώ οι συμπιεστές με περιστρεφόμενο έμβολο χωρίζονται στους λοβοειδείς τύπου Roots ή στους κοχλιοειδείς τύπου Lysholm.
2. Στους συμπιεστές δυναμικής ροής. Αυτοί μπορεί να είναι αξονικής, ακτινικής ή μικτής ροής.

1.3.3 Σύνδεση κινητήρα με την μονάδα υπερπλήρωσης

Όσον αφορά τον τρόπο σύνδεσης του κινητήρα με την μονάδα υπερπλήρωσης και την μεταφορά ισχύος, έχουν αναπτυχθεί οι παρακάτω μέθοδοι:

1. Συμπιεστής συζευγμένος στην στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα (Σχήμα 1.3).
2. Ζεύγος συμπιεστή-στροβίλου χωρίς μηχανική σύνδεση με τον κινητήρα (Σχήμα 1.4).
3. Σύζευξη συμπιεστή-στροβίλου υψηλής πίεσης και στρόβιλος ισχύος χαμηλής πίεσης συνδεδεμένος με την στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα (turbo-compound engines). Γίνεται χρήση κυρίως σε αεροσκάφη.
4. Σύζευξη συμπιεστή-στροβίλου υψηλής πίεσης και συμπιεστή χαμηλής πίεσης στην στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα σε σειρά με το ζεύγος (συνδυασμένη υπερπλήρωση). Κύρια χρήση σε 2-Χ κινητήρες και σε κινητήρες οχημάτων για την βελτίωση της μεταβατικής τους λειτουργίας.
5. Στρόβιλος ισχύος σε σύνδεση με ζεύγος συμπιεστή και κινητήρα. Η εξαγόμενη ισχύς προέρχεται μόνο από τον στρόβιλο.

1.4 Βασικές αρχές στροβιλο-υπερπλήρωσης

1.4.1 Γενικές αρχές

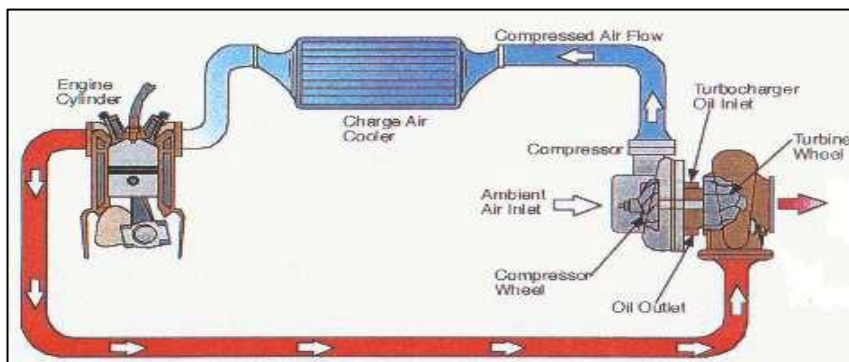
Όπως έχει ήδη αναφερθεί η πιο βασική και ευρέως χρησιμοποιούμενη μέθοδος υπερπλήρωσης είναι η στροβιλο-υπερπλήρωση (turbocharging). Η συγκεκριμένη μέθοδος παρουσιάζει τα περισσότερα πλεονεκτήματα συγκριτικά με τις υπόλοιπες που αναφέρθηκαν και έχει γνωρίσει την μεγαλύτερη εξέλιξη μέσα από μια πληθώρα εφαρμογών σε κινητήρες Otto ή (κυρίως) diesel. Συχνή είναι και η υλοποίηση της μεθόδου με τοποθέτηση ενός ψυγείου ώστε να ψύχεται ο αέρας υπερπλήρωσης προτού εισέλθει στους κυλίνδρους, για περαιτέρω αύξηση της πυκνότητάς του (aftercooler). Το ζεύγος στροβιλο-υπερπλήρωσης αποτελείται συνήθως από έναν φυγοκεντρικό (ακτινικό) συμπιεστή και από έναν ακτινικό (για τις πιο μικρές εφαρμογές) ή έναν αξονικό (για τις μεγαλύτερες εφαρμογές) στρόβιλο ισχύος.

Ο συμπιεστής και ο στρόβιλος είναι μηχανικά συνδεδεμένοι στην ίδια άτρακτο (Σχήμα 1.6) και η ισχύς που απαιτείται για την κίνηση του συμπιεστή παρέχεται από τον στρόβιλο μέσω της αποτόνωσης των καυσαερίων. Το όλο σύστημα αποτελεί μια αρκετά απλή κατασκευή με σημαντικά οφέλη, τα οποία είναι τα εξής: επιτυγχάνεται υψηλή συγκέντρωση ισχύος, μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και δεν υπάρχει απορρόφηση επιπλέον έργου από την Μ.Ε.Κ.

Η αρχή λειτουργίας του ζεύγους έχει ως εξής: ο αέρας περιβάλλοντος αναρροφάται από τον συμπιεστή αυξάνοντας την πυκνότητά του, στην συνέχεια ψύχεται από το ψυγείο που υπάρχει μεταξύ του συμπιεστή και του κινητήρα και οδηγείται στους κυλίνδρους όπου και εξέρχεται ως καυσαέριο πια, οδηγούμενο στον στρόβιλο για να γίνει η εκτόνωσή του και να παραχθεί η απαιτούμενη ισχύς για την κίνηση του συμπιεστή (Σχήμα 1.7).



Σχήμα 1.6: Ζεύγος στροβιλο-υπερπληρωτή (γαλάζιο τμήμα: συμπιεστής, κόκκινο τμήμα: στρόβιλος, κίτρινο τμήμα: λίπανση της ατράκτου)



Σχήμα 1.7: Τυπική διάταξη ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης με Μ.Ε.Κ. και ενδιάμεσο ψυγείο

1.4.2 Ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης

Πρωταρχικός στόχος της υπερπλήρωσης είναι η αύξηση της πίεσης εισαγωγής στους κυλίνδρους του κινητήρα και άρα η αύξηση της πυκνότητας του αέρα υπερπλήρωσης. Ωστόσο είναι αδύνατο να συμπιεστεί ο αέρας χωρίς ταυτόχρονα να αυξηθεί και η θερμοκρασία του, όπως φαίνεται και από την καταστατική εξίσωση των αερίων:

$$\rho = \frac{P}{R*T} \quad (1.1)$$

Έτσι είναι πιθανό, αν η αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα λόγω της συμπίεσής του είναι μεγάλη, να μην επιτυγχάνεται η επιθυμητή αύξηση της πυκνότητάς του. Είναι λοιπόν φανερό, πως η ανύψωση της θερμοκρασίας του αέρα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μικρότερη και άρα η χρήση ενός ενδιάμεσου ψυγείου κρίνεται στις περισσότερες περιπτώσεις απαραίτητη (Σχήμα 1.8). Επιπλέον, η χρήση του ψυγείου οδηγεί πολλές φορές και στα ακόλουθα ουσιαστικά πλεονεκτήματα:

- Χαμηλότερες θερμοκρασίες στο εσωτερικό των κυλίνδρων και άρα μικρότερη θερμική καταπόνηση του κινητήρα.
- Μειωμένες εκπομπές NO_x, λόγω των μειωμένων θερμοκρασιών.
- Ενίσχυση της έννοιας της υπερπλήρωσης, καθώς με μείωση της θερμοκρασίας του αέρα επιτυγχάνεται περαιτέρω αύξηση της πυκνότητάς του.

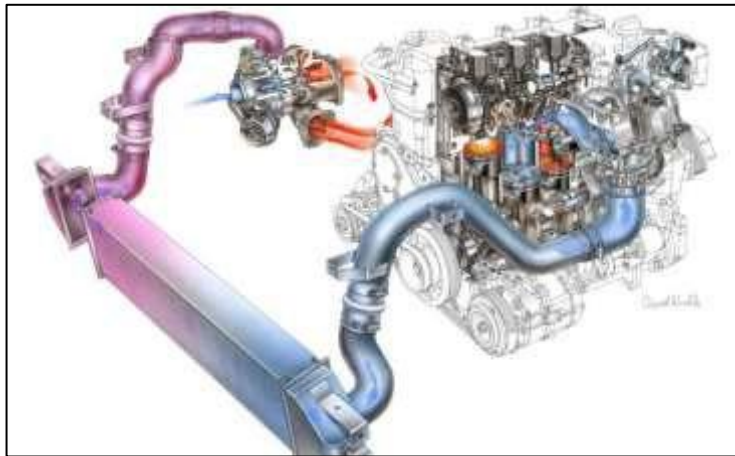
Παρ' όλα αυτά, αν και η μέθοδος της ψύξης του αέρα εφαρμόζεται συχνά, δεν είναι καθολική σε χρήση και αυτό γιατί παρουσιάζει και κάποια συγκεκριμένα μειονεκτήματα που αναφέρονται στην συνέχεια:

- Απώλειες πίεσης του αέρα καθώς περνά από τις διάφορες

επιπλέον σωληνώσεις και μικρή πτώση στην πίεση εισαγωγής του αέρα στους κυλίνδρους.

- Το κόστος της εφαρμογής που όμως τις περισσότερες φορές αντισταθμίζεται από τα οφέλη της ψύξης του αέρα.
- Εύρεση χώρου.

Έτσι, συνήθως η χρησιμοποίηση ή όχι ενός ενδιάμεσου ψυγείου συσχετίζεται κάθε φορά με την εκάστοτε εφαρμογή.



Σχήμα 1.8: Διάταξη στροβιλο-υπερπλήρωσης και Μ.Ε.Κ. με έμφαση στο ενδιάμεσο ψυγείο

Κεφάλαιο 2°

Διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση και ανακυκλοφορία καυσαερίων

Στο Κεφάλαιο αυτό θα γίνει μια αναφορά στο θεωρητικό μέρος της εφαρμογής της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης καθώς και στους μηχανισμούς σχηματισμού των ρύπων (στο επόμενο κεφάλαιο), για την καλύτερη κατανόηση και ερμηνεία των αποτελεσμάτων που θα εξετασθούν στην συνέχεια αυτής της εργασίας.

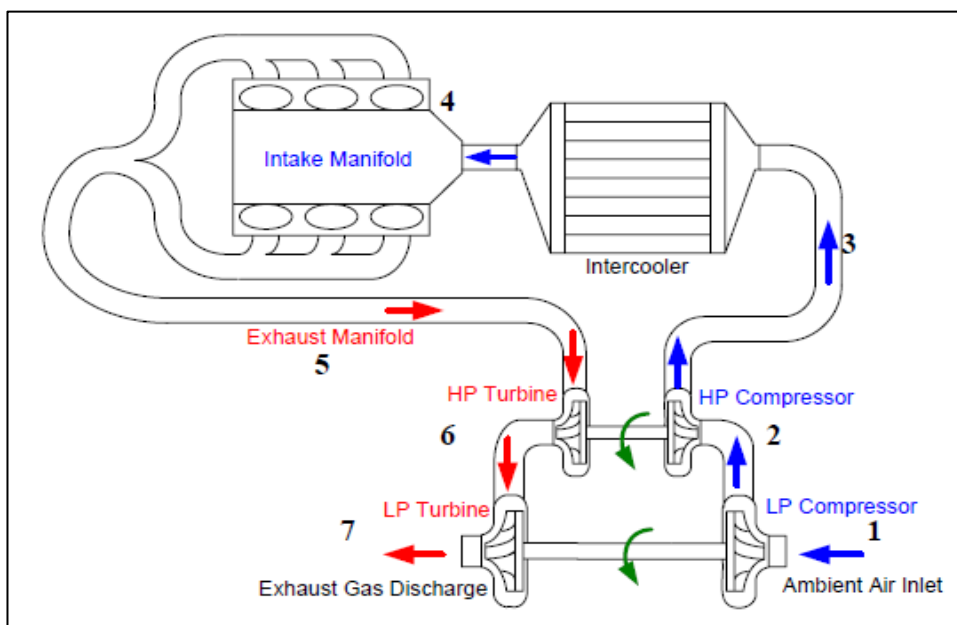
2.1 Γενικές αρχές διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, μια εξέλιξη της απλής και μονοβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης αποτελεί η διβάθμια, εν σειρά στροβιλο-υπερπλήρωση (serial two-stage turbocharging). Η τεχνολογία αυτή εξελίχθηκε κυρίως την τελευταία δεκαετία σε κινητήρες οχημάτων, και είναι κατάλληλη για εφαρμογές όπου ζητούμενο είναι οι υψηλές πιέσεις υπερπλήρωσης (>3.5 bar), δηλαδή οι υψηλότερες αποδόσεις, καθώς και η ταυτόχρονη ελάττωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Κυρίως αυτή η τεχνολογία έχει εφαρμοστεί μέχρι σήμερα μόνο σε κινητήρες diesel, λόγω των υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών που επικρατούν, στο εσωτερικό των κυλίνδρων.

Η διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση προσφέρει αρκετά πλεονεκτήματα, έναντι της απλής, όταν εφαρμόζεται κατάλληλα. Η βελτίωση της ισχύος του κινητήρα σε όλο το εύρος ταχυτήτων περιστροφής, είναι το πιο ορατό όφελος, καθώς η πίεση υπερπλήρωσης μπορεί να ανέλθει πάνω από 4 bar, εφ' όσον ο μόνος περιορισμός στην πίεση στην πολλαπλή εισαγωγής στους κινητήρες diesel είναι η μέγιστη

πίεση καύσης στους κυλίνδρους και ο λόγος αέρα- καυσίμου κυρίως λόγω των εκπομπών αιθάλης.

Επιπλέον, με την συγκεκριμένη εφαρμογή, η συμπίεση του αέρα πραγματοποιείται σε δύο στάδια αντί ενός, αρχικά από τον συμπιεστή χαμηλής πίεσης και στην συνέχεια από τον συμπιεστή υψηλής πίεσης, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.1. Έτσι, επιτυγχάνεται συνολικά καλύτερος βαθμός απόδοσης και στους δύο συμπιεστές, εφ' όσον εργάζονται και οι δύο στην περιοχή καλής λειτουργίας τους. Αύξηση του λόγου πίεσης ενός συμπιεστή σε τιμές μεγαλύτερες των 3.5 bar, οδηγεί σε λειτουργία του εκτός των ικανοποιητικών ορίων όσο αφορά τον βαθμό απόδοσής του αλλά και πολύ κοντά στην γραμμή πάλμωσής του. Έτσι, διαμοιράζοντας το έργο της συμπίεσης σε δύο συμπιεστές, βελτιώνονται οι βαθμοί απόδοσής τους και λειτουργούν σε ασφαλή περιοχή, μακριά από την γραμμή πάλμωσης, χωρίς τον κίνδυνο της ασταθούς λειτουργίας [2].



Σχήμα 2.1: Μονογραμμική απεικόνιση μιας εφαρμογής διβάθμιας στροβιλο- υπερπλήρωσης

Επιπλέον, με την εφαρμογή της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης μπορεί υπό συνθήκες να βελτιωθεί και η συμπεριφορά του κινητήρα κατά την μεταβατική του λειτουργία, χρησιμοποιώντας έναν πιο μικρό στρόβιλο για το ζεύγος υψηλής πίεσης και έναν πιο μεγάλο για το ζεύγος χαμηλής πίεσης, έτσι ώστε η αδράνεια του ζεύγους υψηλής πίεσης να είναι μικρότερη και να επιταχύνεται πιο γρήγορα. Ο συνδυασμός ενός μεγαλύτερου ζεύγους χαμηλής πίεσης με ένα μικρότερο ζεύγος υψηλής πίεσης, βελτιώνει επίσης και την λειτουργία του κινητήρα σε σταθερές συνθήκες (steady state).

Έτσι, ολοκληρώνοντας την συγκεκριμένη παράγραφο, αναφέρονται ορισμένα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα της διβάθμιας στροβιλο- υπερπλήρωσης έναντι της μονοβάθμιας.

Πλεονεκτήματα:

- Υψηλότερα επίπεδα της πίεσης υπερπλήρωσης, γεγονός που οδηγεί στην σημαντική αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης και της συγκέντρωσης ισχύος του κινητήρα.
- Υψηλότερος βαθμός απόδοσης, ακόμη και για δεδομένη πίεση υπερπλήρωσης, λόγω μείωσης του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου με αύξηση του λόγου πιέσεών τους.
- Μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας και ταίριασμα με τον κινητήρα.
- Συνήθως καλύτερη επιτάχυνση και καλύτερη απόκριση του κινητήρα σε μεταβατικές λειτουργίες.

Μειονεκτήματα:

- Απαιτείται περισσότερος χώρος και καλύτερη τοποθέτηση και των δύο ζευγών.
- Αυξημένο βάρος του κινητήρα.
- Απαιτείται πιο πολύπλοκο σύστημα ελέγχου του κινητήρα, προκειμένου να συνεργάζονται αρμονικά τα δύο ζεύγη
- Το ταίριασμα του κινητήρα πρέπει να γίνει πλέον με δύο ζεύγη αντί για ένα, άρα η διαδικασία ταιριάσματος γίνεται πιο πολύπλοκη.



Σχήμα 2.2: Διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση σε κινητήρα οχήματος όπου γίνεται αντιληπτό ο χώρος που απαιτείται για μια τέτοια εφαρμογή· το κάτω ζεύγος είναι της χαμηλής πίεσης και το πάνω ζεύγος της υψηλής πίεσης (φαίνεται επίσης και η διαφορά μεγέθους που υπάρχει μεταξύ τους)

2.2 Σχεδιασμός ενός συστήματος διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης

Ο σχεδιασμός ενός συστήματος διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης, έχει ως κύριο στόχο το καλύτερο ταίριασμα μεταξύ των δύο ζευγών και του κινητήρα, έτσι ώστε να επιτυγχάνονται τα επιθυμητά αποτελέσματα για την εκάστοτε εφαρμογή. Οι περιορισμοί ενός συστήματος μονοβάθμιας υπερπλήρωσης, όσον αφορά την επίτευξη υψηλής πίεσης υπερπλήρωσης, την αυξημένη ισχύ του κινητήρα αλλά και την γρήγορη απόκριση στις μεταβατικές περιόδους, μπορούν να βελτιωθούν σημαντικά με την κατάλληλη επιλογή των δυο ζευγών.

Αρχικά, εξετάζεται η επίδραση του μεγέθους του ζεύγους υψηλής πίεσης. Κατά την λειτουργία του κινητήρα σε σταθερές συνθήκες, ένα σχετικά μικρό ζεύγος υψηλής πίεσης έχει πολύ καλή απόδοση στις χαμηλές στροφές αλλά μικρότερη σε στροφές μεγαλύτερες από 2000 rpm, καθώς δεν μπορεί να ανταπεξέλθει στην όλο και αυξανόμενη παροχή μάζας. Από την άλλη, κατά την λειτουργία του κινητήρα σε μεταβαλλόμενες συνθήκες, ένα μικρό ζεύγος υψηλής πίεσης έχει πολύ καλύτερη απόκριση στις επιταχύνσεις λόγω της πολύ μικρής αδράνειας που έχει.

Ομοίως, πρέπει να εξεταστεί και η επίδραση του μεγέθους του ζεύγους χαμηλής πίεσης. Η μείωση του μεγέθους (downsizing) αυτού του ζεύγους προκαλεί το εξής χαρακτηριστικό: μειώνει την αποδιδόμενη ροπή στις υψηλές στροφές λειτουργίας, δηλαδή (>2000 rpm, για κινητήρες φορτηγών ή λεωφορείων) και την αυξάνει για στροφές μικρότερες από 1500 rpm. Παρ' όλα αυτά, βελτιώνεται κάπως η απόκριση του κατά την μεταβατική λειτουργία.

Έτσι το συμπέρασμα που εξάγεται είναι το εξής: ένα μικρό ζεύγος υψηλής πίεσης είναι προτιμότερο για την μεταβατική λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλές στροφές, αλλά περιορίζει την παροχή μάζας στις

υψηλές στροφές, ενώ ένα μικρό ζεύγος χαμηλής πίεσης βελτιώνει την αποδιδόμενη ροπή στις χαμηλές στροφές αλλά περιορίζει αρκετά την απόδοση του κινητήρα σε επιδόσεις σε όλο το υπόλοιπο φάσμα των ταχυτήτων περιστροφής. Όπως γίνεται αντιληπτό, ένας συνδυασμός και μια "ισορροπία" στο μέγεθος των δύο ζευγών είναι η καλύτερη λύση. Επιπλέον, για την επίτευξη ενός ακόμη καλύτερου ταιριάσματος για την εκάστοτε εφαρμογή είναι σίγουρα προτιμότερο να εξετάζονται τα δύο ζεύγη ως ένα ενιαίο σύστημα σε μόνιμη λειτουργία και μη, παρά το κάθε ζεύγος χωριστά και αυτόνομα [3].

2.3 Στρατηγική ελέγχου συστήματος διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης

Ο έλεγχος ενός συστήματος διβάθμιας υπερπλήρωσης αναφέρεται κυρίως στο έλεγχο της πίεσης υπερπλήρωσης (boost control), έτσι ώστε ο κινητήρας να μην υπερβεί κάποια όρια θερμοκρασιών και πιέσεων, τα οποία μπορεί να είναι καταστροφικά. Επιπλέον, ένας άλλος λόγος για να ελέγχεται η πίεση υπερπλήρωσης, όπου ακολούθως οδηγεί στον έλεγχο ολόκληρης της εφαρμογής, είναι για να λειτουργεί το όλο σύστημα σε ένα βέλτιστο πεδίο ή με όσο το δυνατόν καλύτερη απόδοση γίνεται. Έτσι, αυτό που συμβαίνει πολλές φορές είναι το όλο σύστημα να μην αποδίδει το μέγιστο των δυνατοτήτων του αλλά αυτό να ρυθμίζεται σε χαμηλότερα επίπεδα με διάφορους τρόπους. Η εφαρμογή αυτή ονομάζεται ρυθμιζόμενο σύστημα διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης (regulated two-stage turbocharging) [4].

Υπάρχουν πολλοί τρόποι για να ελέγξει κανείς ένα τέτοιο σύστημα και έχουν αναπτυχθεί από αρκετές εταιρίες ποικίλες εφαρμογές. Παρ' όλα αυτά, ο πιο απλός τρόπος είναι είτε η χρήση μιας βαλβίδας παράκαμψης στον στρόβιλο του ζεύγους υψηλής πίεσης, ή μια αντίστοιχη βαλβίδα

στον στρόβιλο του ζεύγους χαμηλής πίεσης. Η βαλβίδα παράκαμψης στην πρώτη εφαρμογή, περιορίζει την ισχύ που μπορεί να δοθεί στον συμπιεστή του ζεύγους υψηλής πίεσης, ενώ η βαλβίδα παράκαμψης στην δεύτερη εφαρμογή, περιορίζει την ισχύ που είναι διαθέσιμη στον συμπιεστή του ζεύγους χαμηλής πίεσης. Και οι δύο αυτές εφαρμογές έχουν τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα τους (τα οποία θα αναφερθούν στην συνέχεια), αλλά κύριος στόχος τους είναι ο έλεγχος της πίεσης στην πολλαπλή εισαγωγής και ο έλεγχος της μέγιστης πίεσης καύσης εντός των κυλίνδρων.

Αυτοί οι δύο τρόποι αποτελούν τις πλέον απλές εφαρμογές και είναι οι κύριες διαμορφώσεις μέσω των οποίων μπορεί κανείς να κατανοήσει τις βασικές αρχές του ελέγχου ενός ζεύγους διβάθμιας υπερπλήρωσης [2].

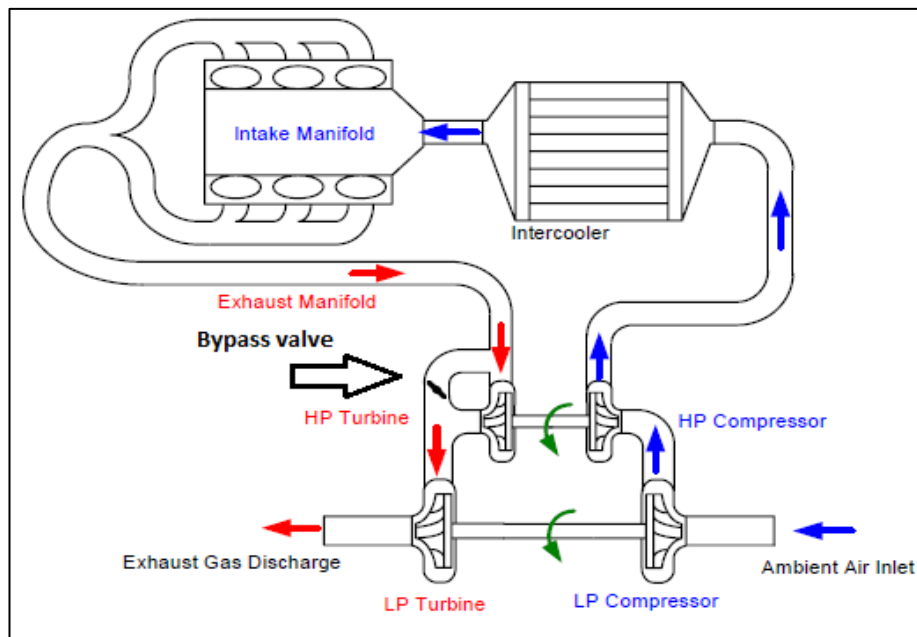
Στην συνέχεια αναπτύσσονται οι δύο ανωτέρω μέθοδοι ενώ δίνεται και ένα παράδειγμα μιας πιο σύνθετης εφαρμογής.

2.3.1 Διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση με βαλβίδα παράκαμψης στο ζεύγος υψηλής πίεσης

Η συγκεκριμένη διαμόρφωση φαίνεται στο Σχήμα 2.3. Η βαλβίδα παράκαμψης βρίσκεται στον στρόβιλο του ζεύγους υψηλής πίεσης, μειώνοντας την διαθέσιμη ισχύ προς τον συμπιεστή. Έτσι, είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθεί ένα μικρότερο ζεύγος υψηλής πίεσης και ο συγκεκριμένος στροβιλο-υπερπληρωτής λειτουργεί στην περιοχή καλής απόδοσης του σε

σχετικά μικρότερο χρόνο αλλά και σε μεγαλύτερο εύρος ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα. Στις υψηλές στροφές της M.E.K., η βαλβίδα ανοίγει, μειώνοντας την ποσότητα του αέρα που περνά από τον στρόβιλο και διατηρώντας τον συμπιεστή σε κάποια όρια, εμποδίζοντάς τον να συμπίεσει τον αέρα πάνω από ένα σημείο ή να εισχωρήσει στην περιοχή ασταθούς λειτουργίας του.

Το ζεύγος χαμηλής πίεσης που χρησιμοποιείται σε αυτήν την διάταξη είναι μεγαλύτερο από αυτό της επόμενης εφαρμογής, με βαλβίδα παράκαμψης στον στρόβιλο χαμηλής πίεσης, και έτσι στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής η απόδοσή του είναι σχετικά μειωμένη λόγω του αυξημένου μεγέθους του. Ωστόσο, η διαδικασία του ταιριάσματος, μπορεί να αποδώσει ένα πολύ ισορροπημένο σύστημα με πολύ καλή απόδοση.

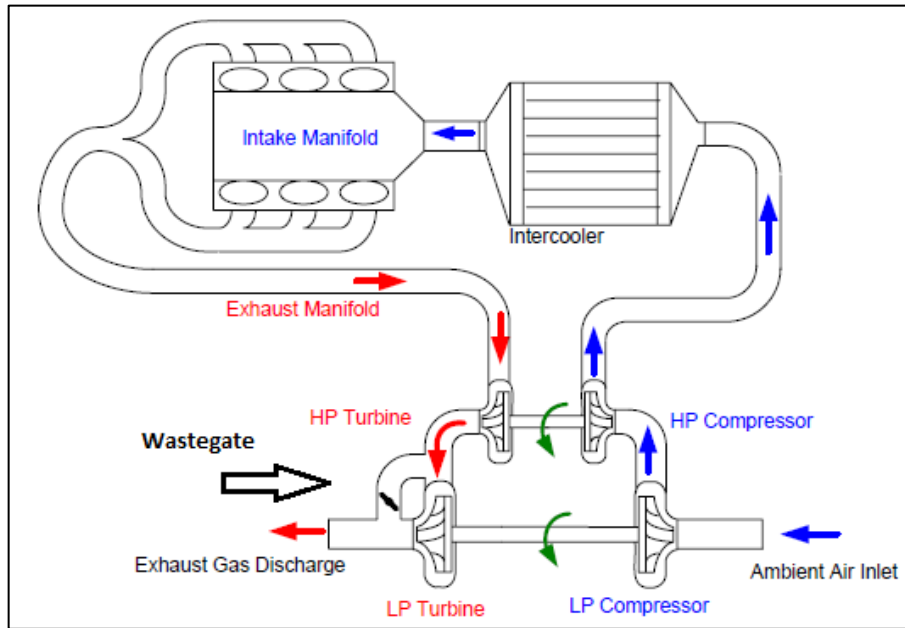


Σχήμα 2.3: Εφαρμογή διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης με βαλβίδα παράκαμψης στον στρόβιλο του ζεύγους υψηλής πίεσης (HP)

2.3.2 Διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση με βαλβίδα παράκαμψης στο ζεύγος χαμηλής πίεσης

Η συγκεκριμένη διάταξη φαίνεται στο Σχήμα 2.4. Η βαλβίδα βρίσκεται στον στρόβιλο του ζεύγους χαμηλής πίεσης περιορίζοντας έτσι την διαθέσιμη προς τον συμπιεστή ισχύ. Σε αυτή την εφαρμογή, μπορεί

να χρησιμοποιηθεί ένα μικρότερο ζεύγος χαμηλής πίεσης, συγκριτικά με την προηγούμενη. Οι δύο συμπιεστές είναι περίπου παρόμοιοι σε μέγεθος (αφού και ο συμπιεστής του ζεύγους υψηλής πίεσης είναι εξαρχής μικρότερος) και χρησιμοποιούνται περίπου σε ίδιο ποσοστό καθ' όλη την διάρκεια λειτουργίας.



Σχήμα 2.4: Εφαρμογή διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης με βαλβίδα παράκαμψης στον στρόβιλο του ζεύγους χαμηλής πίεσης (LP)



Σχήμα 2.5: Εφαρμογή διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης της εταιρίας BorgWarner με βαλβίδα παράκαμψης στο ζεύγος χαμηλής πίεσης (η βαλβίδα παράκαμψης είναι το εξάρτημα με την κόκκινη διαμόρφωση στο επάνω μέρος)

2.4 Ανακυκλοφορία καυσαερίων – Exhaust Gas Recirculation

Η ανακυκλοφορία καυσαερίων είναι μία από τις πιο γνωστές και πιο ευρέως διαδεδομένες μεθόδους για τη μείωση των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου (NO_x). Τα οξείδια του αζώτου είναι από τους πιο επικίνδυνους ρύπους, καθώς αντιδρούν με διάφορες άλλες ενώσεις, όπως αμμωνία, πτητικές οργανικές ενώσεις, υγρασία κτλ. και μπορούν να προκαλέσουν ζημιά στους πνεύμονες, σε περίπτωση που εισαχθούν στο σώμα του ανθρώπου, καθώς και άλλες ασθένειες, όπως εμφύσημα, βρογχίτιδα ή ακόμη και να επιδεινώσουν υπάρχουσες καρδιαγγειακές παθήσεις. Τέλος, οι ρύποι αυτοί είναι υπεύθυνοι και για την καταστροφή του όζοντος στην στρατόσφαιρα. Γι' αυτό το λόγο, τα τελευταία χρόνια γίνεται προσπάθεια για την μείωση αυτών των εκπομπών με την υιοθέτηση και χρήση συστημάτων όπως η ανακυκλοφορία καυσαερίων.

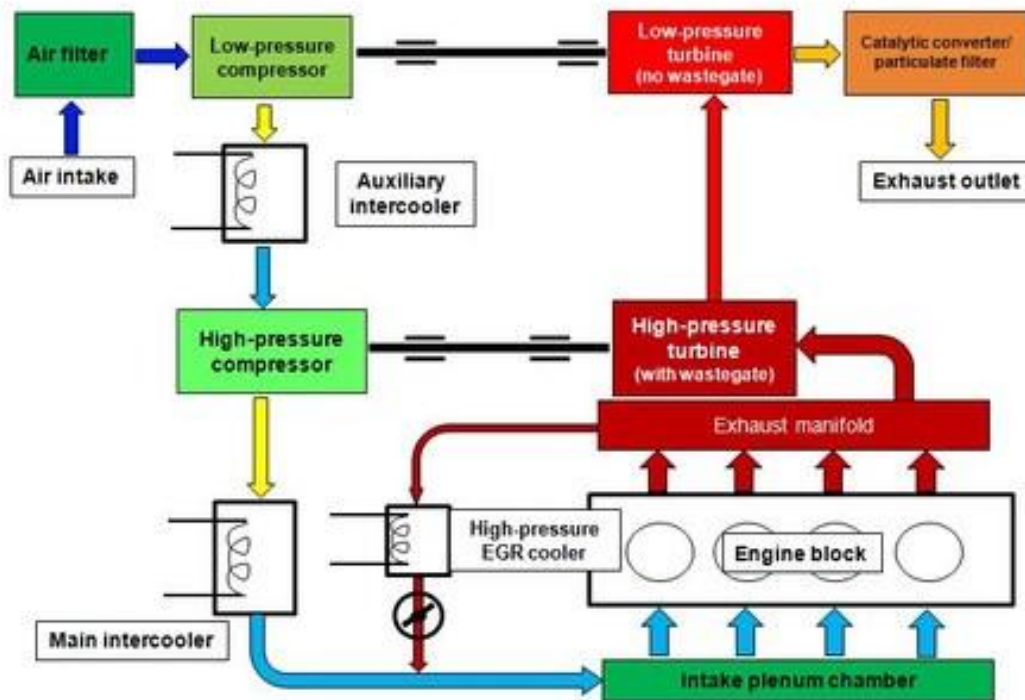
Ο τρόπος που λειτουργεί η τεχνολογία αυτή είναι ο εξής: καυσαέρια που εξάγονται από τον κύλινδρο μετά την καύση, αφότου ψυχθούν, επαναισάγονται στον κύλινδρο όπου και παραμένουν για την καύση του επόμενου κύκλου. Η μείωση των εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου λόγω της αύξησης του ποσοστού της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων είναι αποτέλεσμα των παρακάτω φαινομένων:

- Της αραιώσης του μίγματος αέρα που εισάγεται στον κύλινδρο: Η μείωση της συγκέντρωσης του εισαγόμενου οξυγόνου στον κύλινδρο οδηγεί στην μείωση της αδιαβατικής θερμοκρασίας μέσα στον κύλινδρο, μέγεθος που είναι ευθέως ανάλογο με την εκπομπή των οξειδίων του αζώτου. Άλλο ένα αποτέλεσμα της αραιώσης είναι η μείωση της μερικής πίεσης του οξυγόνου μέσα στον κύλινδρο και της επίδρασης που έχει στην δυναμική των αντιδράσεων δημιουργίας των οξειδίων του αζώτου.
- Της χημικής επίδρασης: Η ανακυκλοφορούμενη υγρασία και το διοξείδιο του άνθρακα επιδρούν στη διαδικασία της καύσης.

Συγκεκριμένα, η ενδόθερμη διάσπαση του νερού έχει σαν αποτέλεσμα τη μείωση της θερμοκρασίας της φλόγας.

- Της αύξησης της αιθάλης: Λόγω μείωσης της οξειδωσης των ιπτάμενων σωματιδίων αιθάλης έχουμε αύξηση του ποσοστού αδιαφάνειας της αιθάλης, γεγονός που οδηγεί σε αύξηση της ακτινοβολίας της φλόγας, άρα και μείωσης της θερμοκρασίας της.

Ένα τυπικό σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων αποτελείται από τη σωλήνωση παράκαμψης των καυσαερίων που συνδέει την πολλαπλή εισαγωγής με την πολλαπλή εισαγωγής. Στη σωλήνωση αυτή υπάρχει ψυγείο που ελέγχει τη θερμοκρασία των καυσαερίων που ανακυκλοφορούν καθώς και βαλβίδα παράκαμψης. Τα επιμέρους στοιχεία φαίνονται καθαρά στο παρακάτω σχήμα 2.6.



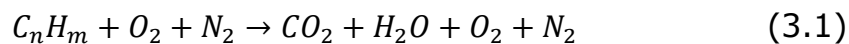
Σχήμα 2.6 : Τυπικό σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων υψηλής πίεσης. Διακρίνεται το ψυγείο και η βαλβίδα παράκαμψης.

Κεφάλαιο 3

Σχηματισμός και Εκπομπές Ρύπων από Κινητήρες Diesel

3.1 Γενικά

Ο σχηματισμός των ρυπογόνων ουσιών που εκπέμπονται από τους κινητήρες οχημάτων οφείλεται στη χημική διάσπαση των προϊόντων της καύσης που προκαλείται από τις υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται στον θάλαμο καύσης, οι οποίες τοπικά φθάνουν ακόμη και τους 3000 Κ. Δεχόμενοι την παραδοχή ότι η καύση είναι τέλεια καθώς και ότι δεν υφίσταται χημική διάσπαση, τα προϊόντα της δίνονται από το ακόλουθο γενικό σχήμα χημικής αντίδρασης:



Πρέπει να τονιστεί, πως στην παραπάνω αντίδραση δεν έχουν τοποθετηθεί οι στοιχειομετρικοί συντελεστές και κατά συνέπεια έχει μόνο ποιοτική σημασία.

Στην πραγματικότητα, όμως, τα προϊόντα της τέλει καύσης υφίστανται διάσπαση, με συνέπεια την εμφάνιση των ακόλουθων ριζών και ενώσεων σε αυτά: $H_2O, H_2, O_2, N_2, O, N, OH, H, CO, CO_2, NO_x, HC$ κτλ. καθώς και αρκετών άλλων όπως είναι οι αλδεΐδες, κετόνες, O_3 κτλ.

Από αυτές τις αέριες ρυπογόνες ουσίες, οι κυριότερες είναι τα NO_x, CO και HC , οι οποίες μαζί με την αιθάλη (καπνό) που εκπέμπεται από τους κινητήρες Diesel αποτελούν τους λεγόμενους ελεγχόμενους ρύπους (regulated emissions), των οποίων τα επίπεδα συγκέντρωσης στα καυσαέρια της εξαγωγής των εμβολοφόρων κινητήρων είναι

νομοθετημένα σε αναπτυγμένες χώρες (ΕΕ, Η.Π.Α., Ιαπωνία), ακολουθώντας πρότυπες συσκευές και μεθόδους μέτρησης.

Οι τρεις αυτοί αέριοι ρύποι εμφανίζονται και στις δύο κατηγορίες εμβολοφόρων κινητήρων, δηλαδή Diesel και Otto, παρουσιάζουν όμως αρκετά σημαντικές διαφορές στη συγκέντρωσή τους στο καυσαέριο της εξαγωγής (χωρίς πρόσθετα μέσα περιστολής). Πιο συγκεκριμένα:

- Τα NO_x εμφανίζονται σε σημαντικά ποσοστά της ίδιας τάξης μεγέθους και στις δύο κατηγορίες κινητήρων, παρουσιάζοντας όμως λίγο μεγαλύτερες τιμές στους κινητήρες Otto.
- Το CO είναι δύο τάξεις μεγέθους μεγαλύτερο στους κινητήρες Otto και κατά συνέπεια δεν αποτελεί σημαντικό ρύπο για τους κινητήρες Diesel.
- Τα επίπεδα εκπομπής των HC στους κινητήρες Diesel είναι μια τάξη μεγέθους χαμηλότερη από τους κινητήρες Otto.

Σημειώνεται, επίσης, ότι εντοπίζονται διαφοροποιήσεις και ανάλογα με τον τύπο του κινητήρα (π.χ. Diesel άμεσης ή έμμεσης έγχυσης).

Εκτός από τους αέριους ρύπους, παρατηρείται και εκπομπή στερεών σωματιδίων (particulates) από τους εμβολοφόρους κινητήρες. Τα σωματίδια που εκπέμπονται από τους κινητήρες diesel αποτελούν την αιθάλη (soot) που σχηματίζεται κατά την καύση, ενώ όσον αφορά τους κινητήρες Otto οι εκπομπές αιθάλης είναι σχεδόν μηδαμινές.

Στη συνέχεια ακολουθεί αναφορά στους μηχανισμούς σχηματισμού των κύριων ρύπων που εμφανίζονται σε κινητήρες Diesel, δηλαδή των NO_x και της αιθάλης, καθώς και στην επίδραση των διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα πάνω σε αυτούς τους μηχανισμούς. Όσον αφορά στις εκπομπές HC και CO, οι ποσότητές τους είναι πολύ μικρές, έτσι ώστε να μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες.

3.2 Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου NO_x

3.2.1 Γενική περιγραφή

Ο όρος οξειδία του αζώτου NO_x περιλαμβάνει το μονοξείδιο του αζώτου NO, το διοξείδιο του αζώτου NO₂ καθώς και ίχνη άλλων οξειδίων του αζώτου (όπως το N₂O₅) που σχηματίζονται στο θάλαμο καύσης των εμβολοφόρων κινητήρων. Το NO₂ εκπέμπεται, όμως, σε αρκετά μικρότερο ποσοστό από ότι το NO, επομένως όταν αναφερόμαστε σε σχηματισμό NO_x στον κινητήρα αναφερόμαστε κατά κύριο λόγο στο μονοξείδιο του αζώτου. Εντούτοις, στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel κατ' εξαίρεση τα ποσοστά του NO₂ δεν μπορούν να θεωρηθούν αμελητέα, καθώς αποτελούν το 10-25% των συνολικών εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου.

Το NO σχηματίζεται στις περιοχές υψηλής θερμοκρασίας εντός της καιόμενης ζώνης, με την προϋπόθεση ότι υπάρχει και η απαραίτητη ποσότητα οξυγόνου. Στη συνέχεια κατά τη φάση της αποτόνωσης, καθώς ορισμένες αντιδράσεις που συμμετέχουν στο σχηματισμό του NO «παγώνουν» λόγω της πτώσης της θερμοκρασίας, το καυσαέριο της εξαγωγής περιέχει συγκεντρώσεις NO αρκετά μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της χημικής ισορροπίας για την ίδια θερμοκρασία. Συνεπώς, στο σχηματισμό του NO καθοριστικό παράγοντα αποτελεί η χημική κινητική των αντιδράσεων και όχι η χημική ισορροπία.

3.2.2 Αντιδράσεις σχηματισμού του μονοξειδίου του αζώτου NO

Το NO προέρχεται κυρίως από την οξείδωση του N₂ του ατμοσφαιρικού αέρα λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που επικρατεί στην περιοχή που λαμβάνει χώρα η καύση. Μικρές και σχεδόν αμελητέες ποσότητες NO προέρχονται επίσης και από την οξείδωση του

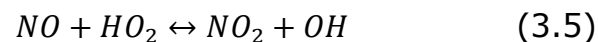
N₂, που ενδεχομένως περιέχεται στο καύσιμο.

Ο σχηματισμός του NO καθορίζεται κυρίως από τις τρεις ακόλουθες αντιδράσεις (για μείγματα καυσίμου αέρα όχι πολύ μακριά από τη στοιχειομετρική τιμή):

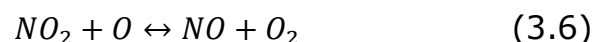


3.2.3 Αντιδράσεις σχηματισμού του διοξειδίου του αζώτου NO₂

Ο σχηματισμός του NO₂ οφείλεται στην τάχιστη οξείδωση του NO που σχηματίζεται στην περιοχή της αντίδρασης σύμφωνα με την αντίδραση:

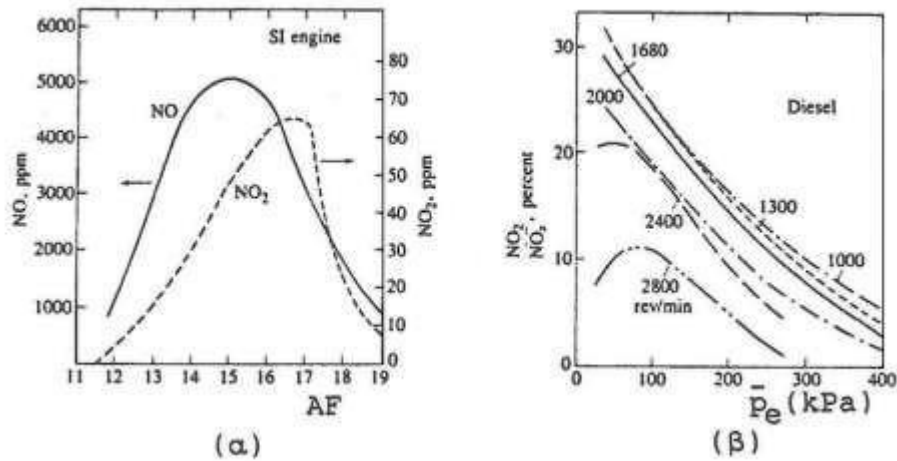


Αντίστροφα, το NO₂ μπορεί να μετατραπεί σε NO σύμφωνα με την αντίδραση:



Η παραπάνω αντίδραση προωθείται προς τα δεξιά, εκτός κι αν το διοξείδιο του αζώτου αναμειχθεί με το ψυχρότερο ρευστό, όπως συμβαίνει στα χαμηλά φορτία των κινητήρων diesel, όπου υπάρχει έντονα ανομοιόμορφη κατανομή του καυσίμου στις ψυχρές περιοχές. Στα Σχήματα 3.1.α και 3.1.β απεικονίζονται τα ποσοστά εκπομπής NO και NO₂ από τυπικούς κινητήρες Otto και Diesel, αντίστοιχα, απ' όπου φαίνεται ότι στους κινητήρες Diesel το ποσοστό του NO₂ είναι αρκετά υψηλότερο σε σχέση με τον κινητήρα Otto και μεταβάλλεται έντονα με την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο. Οι περισσότερες συσκευές

μετρούν τη συγκέντρωση και των δύο αυτών συστατικών παρέχοντας το τελικό αποτέλεσμα σε οξειδία του αζώτου (NO_x).



Σχήμα 3.1: Εκπομπή NO και NO₂ από κινητήρες (α) Otto και (β) Diesel [6]

3.3 Σχηματισμός των NO_x στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel

3.3.1 Γενικά

Στους κινητήρες diesel λόγω του ότι το καύσιμο εγχύεται στο θάλαμο καύσης σε υγρή μορφή και ύστερα πραγματοποιείται η ανάμειξη του με τον αέρα, παρατηρείται μεγάλη στρωμάτωση στην κατανομή της θερμοκρασίας καθώς και στη συγκέντρωση του καυσίμου εντός του κυλίνδρου. Έτσι τα NO_x σχηματίζονται μόνο σε ορισμένες περιοχές, στις οποίες οι συνθήκες που επικρατούν το επιτρέπουν. Το μεγαλύτερο ποσοστό των NO_x σχηματίζεται κατά κύριο λόγο κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης, δηλαδή αυτό της ανεξέλεγκτης καύσης, όπου η φλόγα είναι τύπου προανάμειξης, με τιμές του λόγου

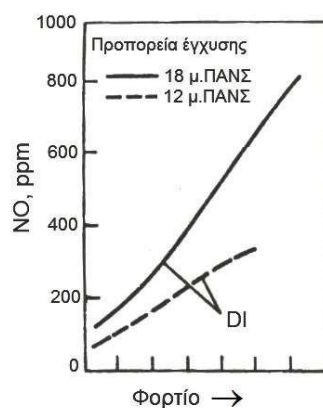
ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα κοντά στη μονάδα και θερμοκρασία ιδιαίτερα υψηλή, λόγω του συγκεκριμένου τύπου φλόγας.

Κατά το τρίτο στάδιο της καύσης (ελεγχόμενη καύση), εξαιτίας της συνεχούς εξάπλωσης της δέσμης του καυσίμου, οι ζώνες αντίδρασης έρχονται σε επαφή με τον ψυχρό αέρα που τις περιβάλλει, με αποτέλεσμα την πτώση της θερμοκρασίας τους και το "πάγωμα" των αντιδράσεων διάσπασης του NO σε αρκετά υψηλές τιμές και λίγο πιο νωρίς συγκριτικά με τους κινητήρες Otto.

3.3.2 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στην τιμή των NO_x

A) Επίδραση του φορτίου

Αυξάνοντας το φορτίο παρατηρείται εν γένει αύξηση της συγκέντρωσης των NO_x στα καυσαέρια, εξαιτίας της αύξησης της θερμοκρασίας στη ζώνη αντίδρασης και λόγω της ύπαρξης αρκετών περιοχών με συγκέντρωση αέρα καυσίμου γύρω από τη στοιχειομετρική τιμή. Στο Σχήμα 3.2 απεικονίζεται η εξάρτηση αυτή για τους κινητήρες diesel άμεσης έγχυσης (DI). Πιο συγκεκριμένα, παρατηρούμε ότι στους κινητήρες αυτούς η εκπομπή NO αυξάνεται συνεχώς αυξανόμενου του φορτίου.



Σχήμα 3.2: Επίδραση προπορείας έγχυσης και φορτίου στην παραγωγή NO_x σε κινητήρα diesel άμεσης έγχυσης (DI) [6]

B) Επίδραση της προπορείας έγχυσης του καυσίμου

Με την αύξηση της προπορείας έγχυσης, παρατηρείται αύξηση των παραγόμενων εκπομπών NO_x στους κινητήρες diesel άμεσης έγχυσης, εξαιτίας της σημαντικής αύξησης της πίεσης και θερμοκρασίας των αερίων εντός του θαλάμου καύσης, όπως επίσης φαίνεται και στο Σχήμα 3.2.

Γ) Επίδραση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου

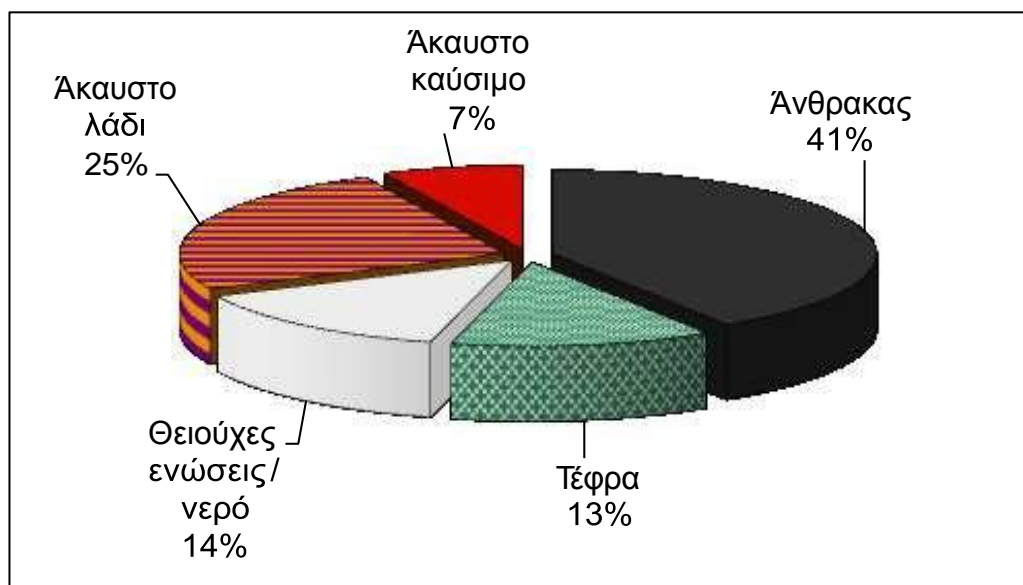
Η αύξηση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου του θαλάμου καύσης οδηγεί σε σημαντική μείωση της συγκέντρωσης των NO_x. Η αιτία του φαινομένου αυτού είναι η αύξηση της ειδικής θερμοχωρητικότητας του περιβάλλοντος μέσου με αποτέλεσμα την πτώση της πίεσης και της θερμοκρασίας εντός της ζώνης αντίδρασης. Παρόμοια είναι ουσιαστικά και η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR).

3.4 Εκπομπές σωματιδίων

3.4.1 Γενικά

Τα σωματίδια, που προέρχονται από την καύση του πετρελαίου, αποτελούνται κυρίως από ανθρακούχο υλικό (αιθάλη) παραγόμενο κατά τη διάρκεια της καύσης, στο οποίο έχουν απορροφηθεί κάποια οργανικά συστατικά (προερχόμενα κυρίως από άκαυστο καύσιμο και λιπαντικό έλαιο κινητήρα). Τα σωματίδια κατανέμονται σε ένα πλατύ εύρος μεγεθών από 20 nm έως 10 μm, χαρακτηριστικό που τα καθιστά αναπνεύσιμα. Συχνά γίνεται ο διαχωρισμός των σωματιδίων αυτών σε ένα διαλυτό οργανικό μέρος και σε ένα μη διαλυτό, από τα οποία το δεύτερο χρησιμοποιείται συχνά ως μία εκτίμηση του ποσού της αιθάλης.

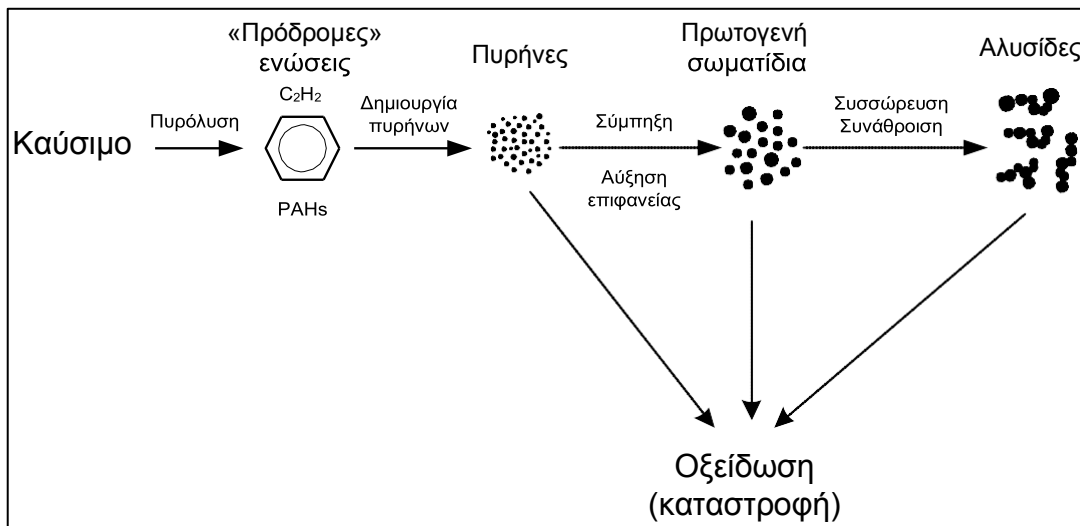
Το ποσοστό της αιθάλης που περιέχεται στα σωματίδια από την εξάτμιση κινητήρα diesel ποικίλει, αλλά είναι συνήθως υψηλότερο του 40-50%. Επιπρόσθετες ουσίες που περιέχονται στα σωματίδια είναι: άκαυστο καύσιμο ή λιπαντικό έλαιο κινητήρα ή και προερχόμενα από μερική καύση, τρίμματα μετάλλων από φθορά καθώς επίσης και άλατα από τα καύσιμα (Σχήμα 3.3).



Σχήμα 3.3: Τυπική σύσταση στην εξάτμιση κινητήρα Diesel βαρέος τύπου (φορτηγού) κατά τη διάρκεια δοκιμής σε Κύκλο Πόλης [7]

Το κλάσμα των θειούχων ενώσεων είναι προσεγγιστικά ανάλογο του κλάσματος σε περιεχόμενο θείου από το καύσιμο, άρα εξαιρετικά μειωμένο τα τελευταία χρόνια. Το κλάσμα που σχετίζεται με το άκαυστο καύσιμο/λάδι κινητήρα (διαλυτό οργανικό κλάσμα) ποικίλει ανάλογα με τη σχεδίαση του κινητήρα και τις συνθήκες λειτουργίας. Έχει εύρος που ξεκινά από τιμές μικρότερες του 10 % έως ποσοστά που ξεπερνούν το 90 %.

Η αιθάλη δημιουργείται από άκαυστο καύσιμο το οποίο σχηματίζει σωματίδια από την αέρια φάση στη στερεά σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο και με υψηλές θερμοκρασίες. Ανάλογα με τις περιβάλλουσες συνθήκες που επικρατούν, υδρογονάνθρακες ή άλλα διαθέσιμα μόρια συμπυκνώνονται ή απορροφώνται από την αιθάλη. Η εξέλιξη της υγρής ή αέριας φάσης των υδρογονανθράκων σε στερεά σωματίδια αιθάλης περιλαμβάνει έξι κοινά αναγνωρισμένες διαδικασίες (Σχήμα 3.4):



Σχήμα 3.4: Διάγραμμα μηχανισμού σχηματισμού και καταστροφής σωματιδίων εντός θαλάμου καύσης κινητήρα diesel [7]

- Πυρόλυση (Pyrolysis): ενδόθερμη διαδικασία που μεταβάλλει τη μοριακή δομή του καυσίμου υπό υψηλή θερμοκρασία και παράγει ενώσεις όπως οι πολυκυκλικοί αρωματικοί υδρογονάνθρακες (PAHs), που θεωρούνται πρόδρομοι της αιθάλης.
- Σχηματισμός πυρήνων (Nucleation): δημιουργία πυρήνων ή νανοσωματιδίων από ασταθή υλικά όπως οι υδρογονάνθρακες
- Επιφανειακή αύξηση (Surface growth): διαδικασία προσθήκης μάζας στην επιφάνεια ενός σωματιδίου αιθάλης.
- Σύμπτυξη (Coagulation): βίαιες συγκρούσεις των σφαιρικών σωματιδίων που οδηγούν στην ένωσή τους και το σχηματισμό μεγαλύτερων σωματιδίων.
- Συσσώρευση (Agglomeration): Τα σωματίδια παραμένουν ενωμένα για να σχηματίσουν μεγάλες ομάδες σε δομή αλυσίδας.
- Οξείδωση (Oxidation): διαδικασία που λαμβάνει χώρα κατά τη διάρκεια κάθε σταδίου από τα παραπάνω, κυρίως όταν επικρατούν θερμοκρασίες υψηλότερες των 1300 K, όπου η αιθάλη καίγεται υπό την παρουσία οξειδωτικών στοιχείων και σχηματίζει αέρια προϊόντα όπως CO, CO₂, H₂O.

3.4.2 Κατανομή μεγέθους σωματιδίων

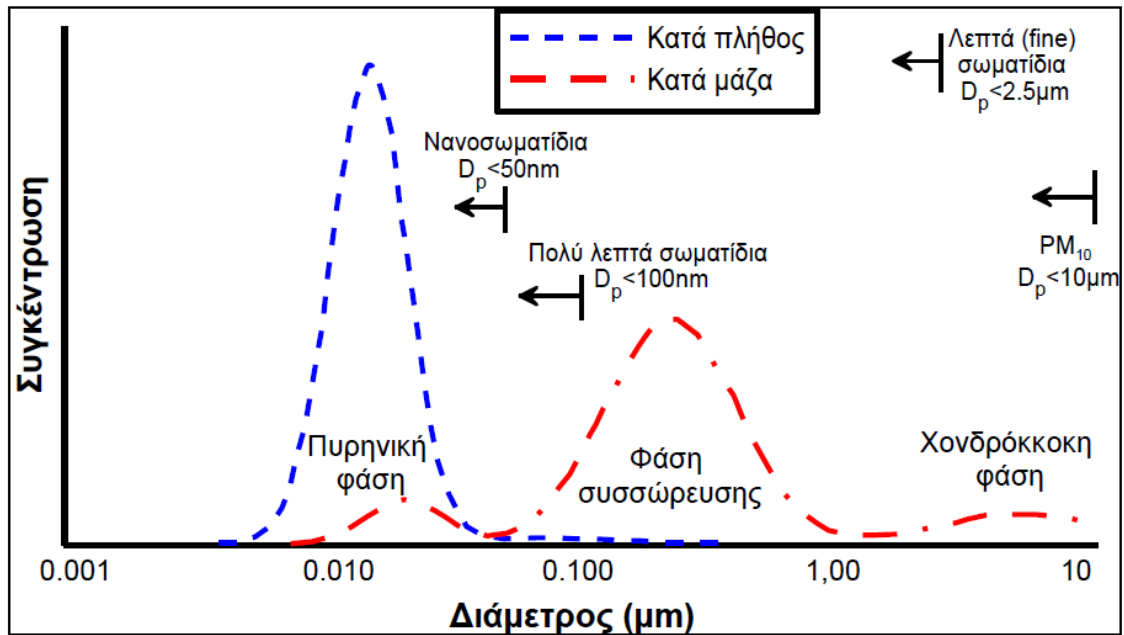
Οι υπό εφαρμογή κανονισμοί για τις εκπομπές σωματιδίων στην Ευρωπαϊκή Ένωση και στις Η.Π.Α. βασίζονται στην εκπεμπόμενη μάζα σωματιδίων. Εντούτοις, η κατανομή μεγέθους των σωματιδίων είναι ιδιαίτερα σημαντική σε ζητήματα σχετικά με την ποιότητα του αέρα, καθώς θεωρείται ότι η τοξικότητα των σωματιδίων αυξάνεται μειουμένου του μεγέθους τους. Τα σωματίδια αιθάλης, της τάξης των 100 nm, είναι επικίνδυνα για την ανθρώπινη υγεία, καθώς το μέγεθος τους είναι αρκετά μικρό ώστε να απορροφώνται από τη μύτη αλλά και αρκετά μεγάλο ώστε να επικάθονται στους πνεύμονες.

Σε αντίθεση με τη μάζα, ο αριθμός των εκπεμπόμενων σωματιδίων δεν διατηρείται σταθερός. Μέσα στο σωλήνα της εξαγωγής ενός κινητήρα Diesel, οι συνεχώς μεταβαλλόμενες συνθήκες μπορούν να οδηγήσουν στο σχηματισμό σωματιδίων (με αποτέλεσμα την αύξηση και του αριθμού των σωματιδίων και της συγκέντρωσης της μάζας), στη συμπύκνωση και στη σύμψηξη (με αποτέλεσμα τη μείωση της συγκέντρωσης και την αύξηση του μεγέθους των σωματιδίων). Τα παραπάνω φαινόμενα παρατηρούνται επίσης και κατά τη διάρκεια της αραίωσης και της δειγματοληψίας, καθιστώντας πολύ δύσκολη αφ' ενός την εξαγωγή σαφών συμπερασμάτων και αφ' ετέρου το σχεδιασμό ενός κατάλληλου προτύπου αναφοράς.

Στο Σχήμα 3.5 που ακολουθεί, η κατανομή του αριθμού και της μάζας των σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρα Diesel παρουσιάζεται εξιδανικευμένη, σε λογαριθμική κλίμακα όσον αφορά τη διάμετρο. Η συγκέντρωση των σωματιδίων σε οποιοδήποτε εύρος μεγέθους είναι ανάλογη προς την περιοχή κάτω από την αντίστοιχη καμπύλη σε αυτό το εύρος. Το μεγαλύτερο μέρος της μάζας σωματιδίων συναντάται στην αποκαλούμενη κατάσταση συσσώρευσης (accumulation mode) για εύρος διαμέτρων 0.1-0.3 μm . Στην περιοχή αυτή βρίσκονται τα συσσωματώματα και τα σχετικά προσροφημένα υλικά. Η κατάσταση

νανοσωματιδίων (nuclei mode) αποτελείται από σωματίδια με εύρος διαμέτρου 0.005-0.05 μm . Απαρτίζεται συνήθως από τις πτητικές οργανικές ενώσεις υδρογονανθράκων και θείου, και μπορεί επίσης να περιέχει και στερεές ενώσεις άνθρακα και μετάλλων. Ένα ποσοστό μεγαλύτερο από 90% των εκπεμπόμενων σωματιδίων από ένα κινητήρα diesel εμπίπτει στην κατάσταση νανοσωματιδίων (nuclei mode), το οποίο, εντούτοις αντιστοιχεί μόνο στο 1-20 % της συνολικής μάζας των σωματιδίων. Η «χονδροκόκκη» κατάσταση (coarse mode) περιέχει το 5-20 % της μάζας των σωματιδίων και αποτελείται από τα σωματίδια της φάσης συσσώρευσης, που έχουν επικαθίσει στην επιφάνεια των κυλίνδρων και της πολλαπλής εξαγωγής και στη συνέχεια συμπαρασύρονται. Στο Σχήμα 3.5 απεικονίζονται επίσης μερικές κατηγορίες του μεγέθους για τα ατμοσφαιρικά σωματίδια που είναι:

- τα PM₁₀ με D_p (διάμετρο) < 10 μm
- τα λεπτά σωματίδια (ultrafine particles) με D_p < 2.5 μm
- τα πολύ λεπτά σωματίδια (ultrafine particles) με D_p < 0.1 μm
- τα νανοσωματίδια (nanoparticles) με D_p < 0.05 μm .

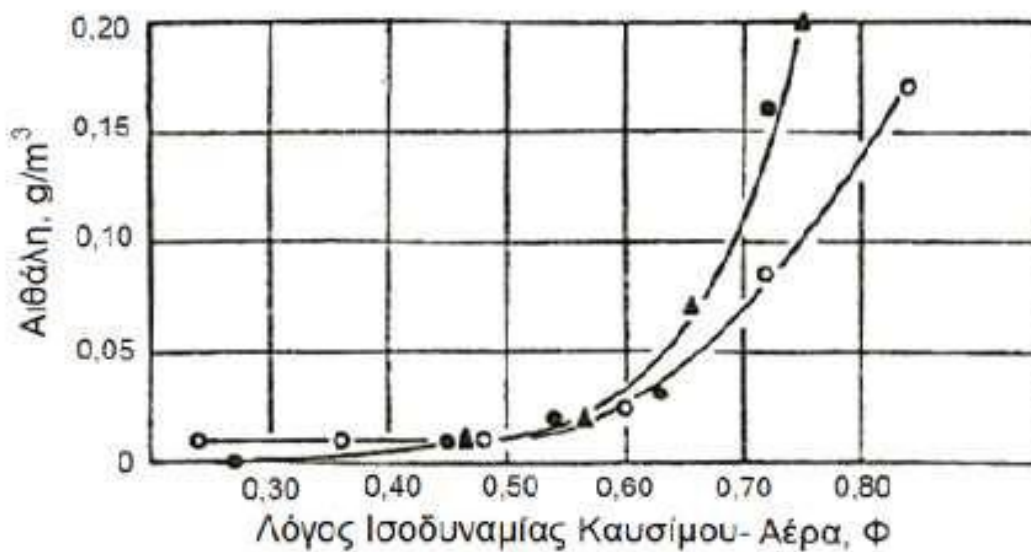


Σχήμα 3.5: Τυπική κατανομή μεγέθους-πλήθους σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρων diesel [5]

Το μέγεθος των σωματιδίων αποτελεί παράγοντα της επίδρασης των εκπομπών των κινητήρων στο φυσικό περιβάλλον ως εξής: επηρεάζει το χρόνο παραμονής των σωματιδίων στην ατμόσφαιρα, τις οπτικές ιδιότητες και την επιφάνεια των σωματιδίων, και τις επιπτώσεις στην υγεία. Πιο συγκεκριμένα ο χρόνος παραμονής των σωματιδίων στην ατμόσφαιρα είναι μεγαλύτερος για τα σωματίδια με διάμετρο 0.1-10 μm και είναι περίπου μια εβδομάδα. Τα μεγαλύτερα μόρια απομακρύνονται αρκετά γρήγορα από την ατμόσφαιρα με επικάθηση ενώ τα μικρότερα με τη διάχυση και τη σύμψηξη. Ένας χαρακτηριστικός χρόνος παραμονής για τα σωματίδια με διάμετρο 10nm είναι μόνο 15 λεπτά. Ο κύριος μηχανισμός για την απομάκρυνση αυτών των μικροσκοπικών σωματιδίων είναι η σύμψηξη με αυτά της φάσης συσσώρευσης.

Κατά τη διάρκεια της μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα Diesel,

σχηματίζονται συνήθως τα σωματίδια της φάσης συσσώρευσης (80-110 nm). Στην αρχή της φάσης της καύσης, η πλειοψηφία των σωματιδίων είναι μεταξύ των 80-90 nm ενώ στη συνέχεια τα σωματίδια της αιθάλης συσσωματώνονται και σχηματίζουν έτσι σωματίδια μεγαλύτερης διαμέτρου. Κατά τη διάρκεια της οξειδωσης της αιθάλης, ο αριθμός των σωματιδίων μειώνεται δραστικά σε ολόκληρο το φάσμα μεγεθών. Αυξανόμενου του φορτίου, αυξάνεται αντίστοιχα η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, γεγονός που ευνοεί το σχηματισμό μεγαλύτερων σωματιδίων. Αντίθετα, κατά την άφορτη λειτουργία («ρελαντί») ευνοείται ο σχηματισμός νανοσωματιδίων. Στο Σχήμα 3.6 παρουσιάζεται η μεταβολή των εκπεμπόμενων σωματιδίων σε συνάρτηση με το λόγο ισοδυναμίας καυσίμου αέρα (δηλαδή το φορτίο).



Σχήμα 3.6: Επίδραση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (Φ) στις εκπομπές αιθάλης [6]

Μεταξύ των σημαντικότερων παραγόντων που έχουν βρεθεί ότι επηρεάζουν τη συγκέντρωση του αριθμού των σωματιδίων και την κατανομή του μεγέθους τους είναι ο τύπος του καυσίμου που χρησιμοποιείται, με προτιμητέα τα καύσιμα με πολύ χαμηλή

περιεκτικότητα σε θείο για μειωμένες γενικά εκπομπές σωματιδίων, αν και έχει παρατηρηθεί μια αύξηση στη συγκέντρωση των νανοσωματιδίων. Όμοια φαινόμενα παρατηρούνται για υψηλότερες πιέσεις έγχυσης του καυσίμου ή για χαμηλότερα ποσοστά EGR.

Κεφάλαιο 4^ο

Μοντελοποίηση διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης με σύστημα EGR με το λογισμικό GT-Suite

4.1 Το λογισμικό GT-Suite

4.1.1 Γενικά χαρακτηριστικά του λογισμικού GT-Suite

Το πρόγραμμα GT-Suite, αποτελεί προϊόν της εταιρίας Gamma Technologies [8], και απευθύνεται στην βιομηχανία κινητήρων και οχημάτων. Το GT-Suite παρέχει ένα περιβάλλον καθώς και διάφορα υποπρογράμματα, στα οποία μπορεί να γίνει εικονική αναπαράσταση κινητήρων, συστημάτων μετάδοσης αλλά και προσομοίωση μιας μεγάλης ποικιλίας εφαρμογών που σχετίζονται με την αυτοκινητοβιομηχανία.



Σχήμα 4.1: Εικόνα εισόδου στο λογισμικό GT-Suite

Ορισμένες από τις κύριες εφαρμογές αυτού του λογισμικού είναι:

- Μοντελοποίηση κινητήρων (GT-Power).
- Ανάλυση δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων.
- Ακουστική συστήματος εισαγωγής και εξαγωγής.
- Επεξεργασία καυσαερίων.
- Προσομείωση μοντέλων πραγματικού χρόνου.
- Δυναμική οχήματος.
- Υβριδικά συστήματα, ηλεκτροκίνητα οχήματα και κυψέλες καυσίμου.
- Συστήματα ψύξης κινητήρων.
- Θερμική και ενεργειακή διαχείριση οχημάτων.
- Συστήματα Air-conditioning.
- Συστήματα λίπανσης.
- Συστήματα έγχυσης καυσίμου.
- Υδραυλικά και πνευματικά συστήματα.
- Κινηματική και δυναμική εκκεντροφόρου και συστήματος βαλβίδων.
- Κινηματική και δυναμική στροφαλοφόρου.
- Συστήματα μετάδοσης, κιβώτια ταχυτήτων και ιμαντοκίνηση.

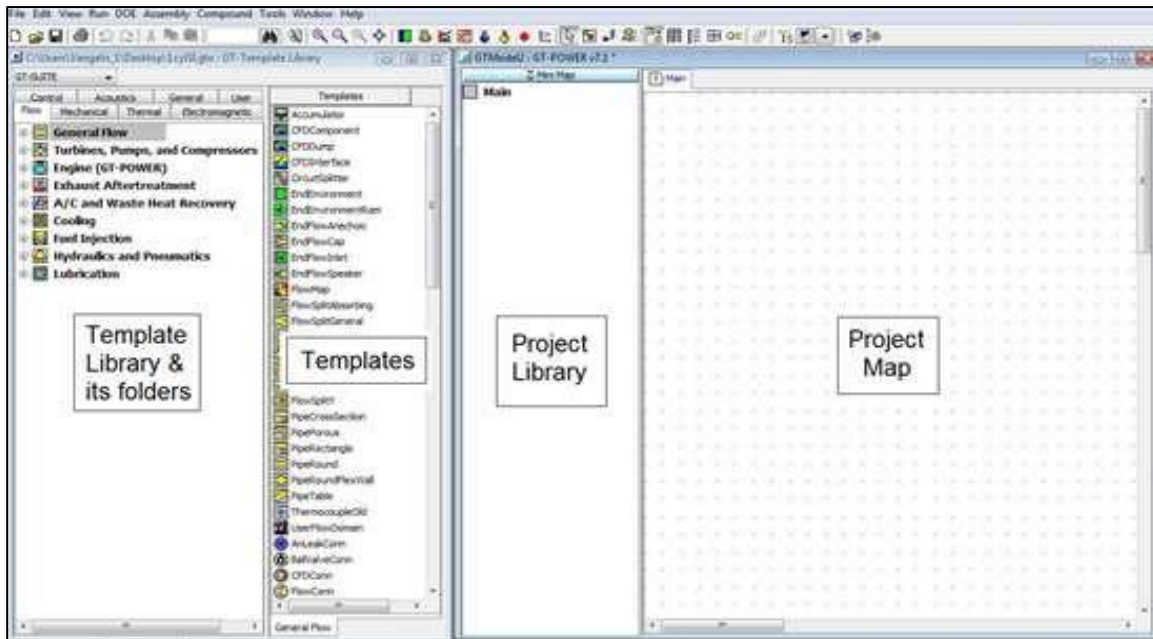
Στην παρούσα εργασία έγινε χρήση του επιμέρους προγράμματος του GT-Suite, GT-Power, το οποίο εξειδικεύεται στη μοντελοποίηση κινητήρων, άδεια (license) του οποίου υπάρχει στο Εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. εδώ και μερικά χρόνια.

4.1.2 Το πρόγραμμα GT-Power και το περιβάλλον εργασίας του

Το GT-Power αποτελεί, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, ένα υποπρόγραμμα του GT-Suite, το οποίο χρησιμοποιείται κυρίως για την μοντελοποίηση και εικονική απεικόνιση κινητήρων και το οποίο χρησιμοποιήθηκε και στην παρούσα διπλωματική εργασία.

Το GT-Power έχει μια βιβλιοθήκη (library) με όλα τα πρότυπα στοιχεία και εργαλεία (templates) που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εικονική κατασκευή του ίδιου του κινητήρα καθώς και διαφόρων άλλων εφαρμογών. Ο χρήστης επιλέγει τα στοιχεία από τα οποία θα αποτελείται η εκάστοτε εφαρμογή (π.χ. κύλινδρος, βαλβίδες κλπ) και αφού συμπληρωθούν τα διάφορα χαρακτηριστικά αυτών των εργαλείων, δηλαδή στο παράδειγμα κατασκευής ενός κυλίνδρου πρέπει να διευκρινιστούν οι διαστάσεις του κυλίνδρου, οι θερμοκρασίες στα τοιχώματά του κλπ, μεταφέρονται στην συνέχεια στην βιβλιοθήκη της συγκεκριμένης εφαρμογής (project library). Τέλος, τα έτοιμα πλέον αντικείμενα του κινητήρα τοποθετούνται στον χάρτη εργασίας (project map), όπου και συνδέονται κατάλληλα μεταξύ τους και αποτελούν μέρη ή κομμάτια της συνολικής εφαρμογής. Όλα τα παραπάνω για το περιβάλλον εργασίας του GT-Power γίνονται καλύτερα αντιληπτά στο Σχήμα 4.2.

Όταν πλέον είναι έτοιμος ο κινητήρας στον χάρτη εργασίας του προγράμματος, τότε μοιάζει σαν ένα μονογραμμικό σχέδιο της εφαρμογής (όπως θα γίνει αντιληπτό και σε σχήμα που ακολουθεί (Σχήμα 4.12)).



Σχήμα 4.2: Το περιβάλλον εργασίας του GT-Power

Τέλος, όταν το μοντέλο του κινητήρα μαζί με όλα τα επιπλέον περιφερειακά του συστήματα είναι πλήρως λειτουργικό, το πρόγραμμα δίνει την δυνατότητα στον χρήστη να “τρέξει” διάφορα σενάρια λειτουργίας, ορίζοντας κάποιες αρχικές συνθήκες (π.χ. ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα). Έπειτα, ο χρήστης έχει τη δυνατότητα να εξετάσει την απόκριση του κινητήρα, λαμβάνοντας τα αποτελέσματα μέσω του εργαλείου GT-Post, σε μορφή πινάκων ή διαγραμμάτων.

4.2 Γενική περιγραφή του μοντέλου

Το μοντέλο που δημιουργήθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία, αποτελεί συνέχεια του μοντέλου που είχε δημιουργηθεί κατά την εκπόνηση προηγούμενης διπλωματικής εργασίας [9]. Το μοντέλο αποτελούνταν από έναν διβάθμιο στοβιλο-υπερπληρωμένο εξακύλινδρο, 4-X κινητήρα Diesel φορτηγού, ενώ σκοπός αυτής της εργασίας ήταν

η προσθήκη συστήματος EGR. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν συγκρίθηκαν με τα αποτελέσματα που είχαν εξαχθεί για την απλή διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση για διάφορα σενάρια σταθερής λειτουργίας, τα οποία παρουσιάζονται στην συνέχεια σε μορφή διαγραμμάτων.

Προτού προχωρήσει η ανάλυση, κρίνεται σημαντικό να αναφερθεί πως στο παρόν μοντέλο του GT-Power όλες οι διεργασίες εντός του κυλίνδρου γίνονται σε επίπεδο γωνίας στροφάλου (filling and emptying method). Συγκεκριμένα, για την μοντελοποίηση της καύσης χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις του Wiebe και για τις απώλειες θερμότητας η σχέση του Woschni. Τέλος, όσον αφορά την επίλυση των εξισώσεων της πολλαπλής εξαγωγής χρησιμοποιείται η μέθοδος των χαρακτηριστικών (pressure wave action simulation).

4.3 Ο εξακύλινδρος κινητήρας Diesel

4.3.1 Γενικά χαρακτηριστικά του κινητήρα

Ο κινητήρας που μοντελοποιήθηκε έχει βασιστεί στον κινητήρα που βρίσκεται στο εργαστήριο των Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. και είναι ο Mercedes-Benz OM-366 LA. Τα βασικά χαρακτηριστικά του δίνονται στον Πίνακα 4.1.

Αριθμός κυλίνδρων	$z = 6$
Διάμετρος (bore) εμβόλου	$D = 97,5 \text{ mm}$
Διαδρομή (stroke) εμβόλου	$s = 2r = 133 \text{ mm}$
Μήκος διωστήρα	$L = 230 \text{ mm}$
Συνολικός όγκος εμβολισμού	$V_H = 5955 \text{ cm}^3$

Πίνακας 4.1: Βασικά χαρακτηριστικά του κινητήρα

Όπου ο συνολικός όγκος εμβολισμού του κινητήρα υπολογίζεται από την Σχέση 4.1.

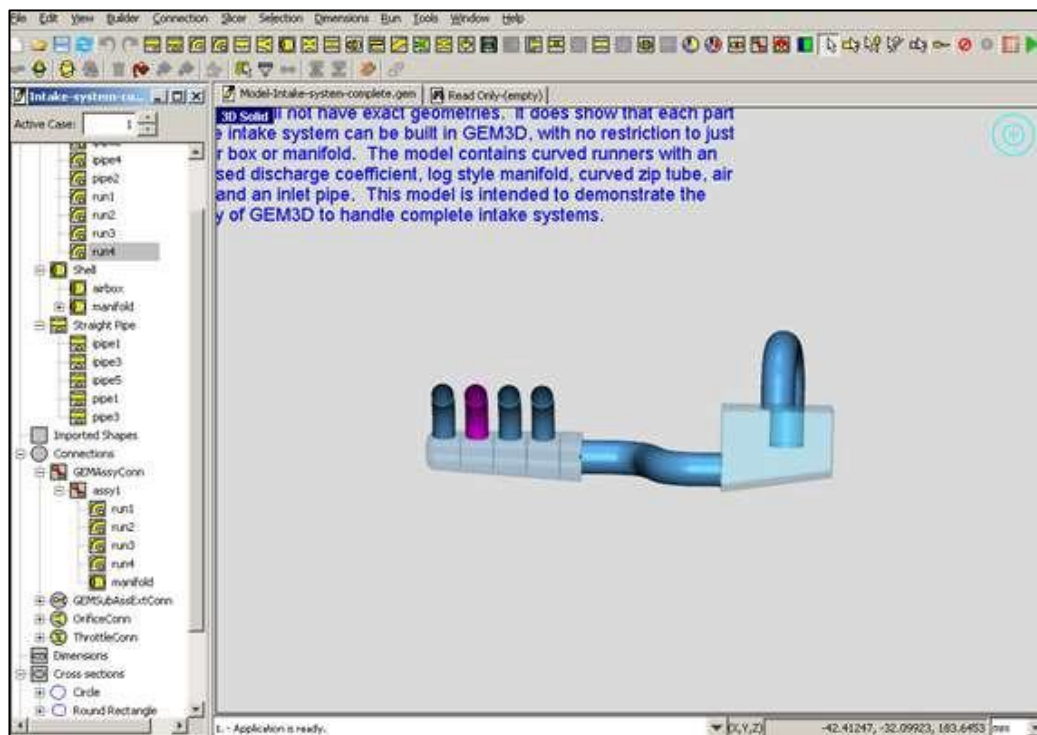
$$V_H = z * \frac{\pi * D^2}{4} * s \quad (4.1)$$

Στην συνέχεια γίνεται μια σύντομη περιγραφή στα επιμέρους τμήματα του κινητήρα (πολλαπλή εισαγωγής, βαλβίδες κλπ) και μια πιο εκτενής περιγραφή του όλου συστήματος.

4.3.2 Πολλαπλή εισαγωγής, σωλήνες και θυρίδες εισαγωγής

Η πολλαπλή εισαγωγής αποτελείται από μια σειρά σωλήνων (pipes)

και διακλαδώσεων (flow splits) με αριθμημένες θυρίδες, έτσι ώστε να καθορίζεται αυστηρά η πορεία της ροής του αέρα προς τους κυλίνδρους του κινητήρα. Επίσης, υπάρχει η δυνατότητα καθορισμού της γωνίας μεταξύ των σωλήνων εισόδου και εξόδου από αυτήν, αλλά για απλούστερο σχεδιασμό θεωρήθηκε ότι οι σωλήνες εισαγωγής είναι κάθετοι στον σωλήνα εισόδου της πολλαπλής εισαγωγής, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.3.

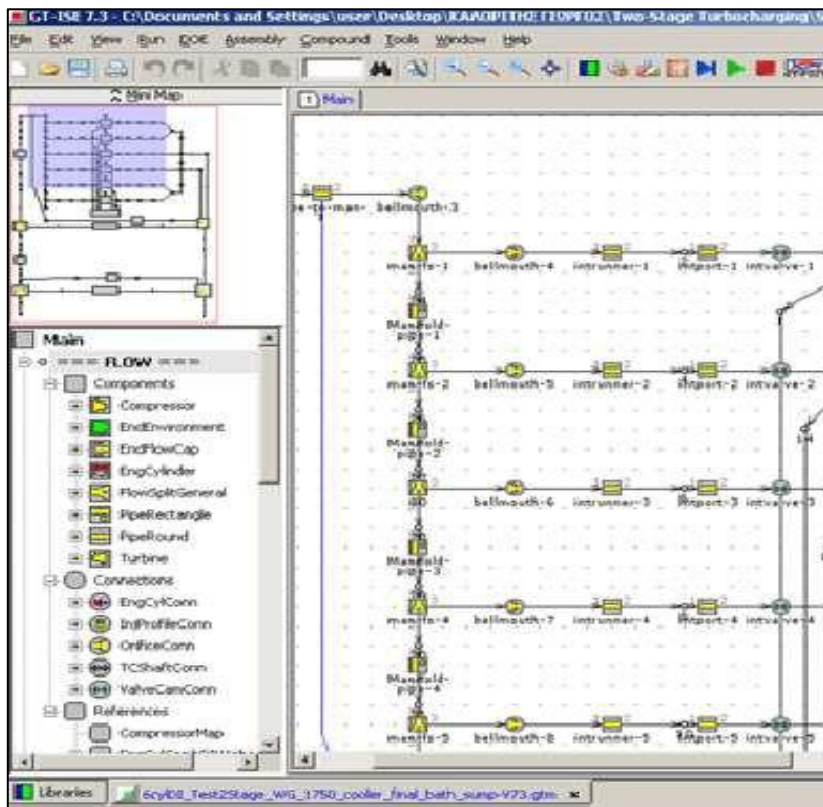


Σχήμα 4.3: Τρισδιάστατη αναπαράσταση των σωλήνων στην πολλαπλή εισαγωγής (το συγκεκριμένο παράδειγμα είναι για 4-κύλινδρο κινητήρα αντί για τον 6-κύλινδρο που εξετάζεται στο παρόν μοντέλο)

Όσον αφορά τους σωλήνες εισαγωγής, οι οποίοι συνδέουν την πολλαπλή εισαγωγής με τις θυρίδες εισαγωγής των κυλίνδρων, επιλέχθηκαν να έχουν διάμετρο 40 mm και μήκος 120 mm. Επίσης, είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι κατά την μοντελοποίηση των σωλήνων εισαγωγής, επιλέγεται και το υλικό κατασκευής τους (στην

προκειμένη περίπτωση επιλέχθηκε ο χυτοσίδηρος) προσομοιάζοντας έτσι την τραχύτητα της επιφάνειας που θα έχουν, για τον υπολογισμό των διαφόρων απωλειών στην ροή.

Τέλος, οι θυρίδες εισαγωγής έχουν και αυτές διάμετρο 40 mm, ώστε να μην υπάρχουν επιπλέον απώλειες της ροής από απότομες αλλαγές στις διαμέτρους των διαφόρων στοιχείων. Το μήκος τους είναι 80 mm και το υλικό τους είναι ο χυτοσίδηρος. Επίσης, ορίζεται και η θερμοκρασία των τοιχωμάτων τους στους 450 K και ένας πολλαπλασιαστής μεταφοράς θερμότητας ίσος με 1,5 για να προσομοιωθεί η μεταφορά θερμότητας από τις θερμότερες βαλβίδες προς τις θυρίδες. Η σύνδεση των ανωτέρω τμημάτων φαίνεται στο Σχήμα 4.4.



Σχήμα 4.4: Μέρος της διάταξης της πολλαπλής εισαγωγής, στην οποία φαίνονται: η πολλαπλή εισαγωγής, οι σωλήνες εισαγωγής και οι θυρίδες εισαγωγής

4.3.3 Βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής

Οι βαλβίδες εισαγωγής (Σχήμα 4.5) έχουν διάμετρο 42 mm, ανοίγουν 15° πριν την έναρξη της εισαγωγής του αέρα και κλείνουν 82° μετά την έναρξη της συμπίεσης. Οι βαλβίδες εξαγωγής έχουν διάμετρο 36 mm, ανοίγουν 112° μετά την έναρξη της καύσης και κλείνουν 24° μετά την έναρξη της εισαγωγής του αέρα στον κύλινδρο. Η μέγιστη βύθιση τόσο για τις βαλβίδες εισαγωγής, όσο και για τις βαλβίδες εξαγωγής είναι 10,204 mm.



Σχήμα 4.5: Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων για τις βαλβίδες εισαγωγής

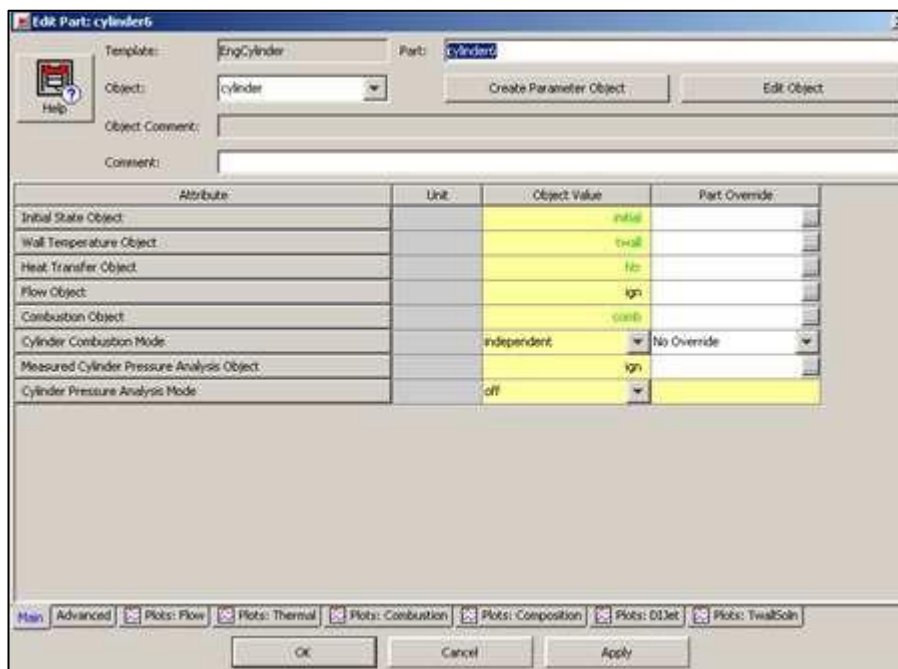
4.3.4 Κύλινδροι

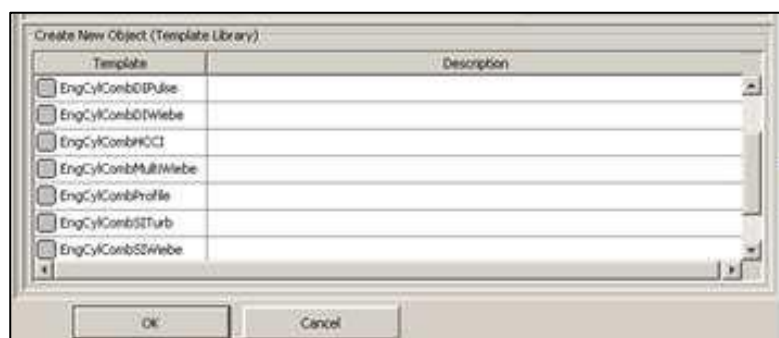
Οι βασικές διαστάσεις των κυλίνδρων έχουν αναφερθεί ανωτέρω, ενώ σε αυτό το σημείο κρίνεται σκόπιμο να δοθούν οι αρχικές συνθήκες που επικρατούν εντός του κυλίνδρου αλλά και στα τοιχώματα αυτού. Το πρόγραμμα δίνει ιδιαίτερη βαρύτητα στον ορισμό

αυτών των συνθηκών (Σχήμα 4.6), με στόχο τον ακριβέστερο υπολογισμό των διαφόρων παραμέτρων για την εξαγωγή όσο το δυνατόν πιο ρεαλιστικών συμπερασμάτων.

Για ένα απλό υπολογιστικό μοντέλο μεταφοράς, όπως αυτό που χρησιμοποιείται, αρκούν τρεις θερμοκρασίες: μια για την κυλινδροκεφαλή (cylinder head), μια για τα έμβολα (pistons) και μια για τα περιφερειακά τοιχώματα των κυλίνδρων (cylinder walls). Έτσι, αυτές οι θερμοκρασίες ορίζονται για την κεφαλή στους 550 K, για τα έμβολα στους 590 K και για τα τοιχώματα στους 450 K.

Επίσης, για τον ακριβέστερο προσδιορισμό της μεταφοράς θερμότητας προς την κεφαλή του κυλίνδρου και προς το έμβολο, χρησιμοποιούνται δύο συντελεστές, οι οποίοι ορίζονται ως 'λόγος κεφαλής προς διάμετρο κυλίνδρου' (head/bore area ratio) και 'λόγος εμβόλου προς διάμετρο' (piston/bore area ratio). Αυτοί οι συντελεστές λαμβάνουν υπόψη την γεωμετρία αυτών των επιφανειών (π.χ. κοιλότητα εμβόλου) και τον τρόπο με τον οποίο αυτή επηρεάζει την μεταφορά θερμότητας προς αυτά τα τμήματα του κυλίνδρου.





Σχήμα 4.6: Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων για τους κυλίνδρους και παράθυρο επιλογής μοντέλου καύσης

4.3.5 Εγχυτήρες καυσίμου

Στο μοντέλο που δημιουργήθηκε, χρησιμοποιήθηκαν εγχυτήρες καυσίμου 6 οπών με διάμετρο 0,3 mm η καθεμία. Εγχύουν τυπικό καύσιμο Diesel στους κυλίνδρους σε θερμοκρασία 300 K, ενώ η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου είναι μια παράμετρος που ορίζεται από τον χρήστη στη συγκεκριμένη περίπτωση, ανάλογα με τις συνθήκες που επικρατούν. Η παράμετρος αυτή, μπορεί ουσιαστικά να μεταφραστεί ως το πάτημα του πεντάλ του γκαζιού από τον οδηγό.

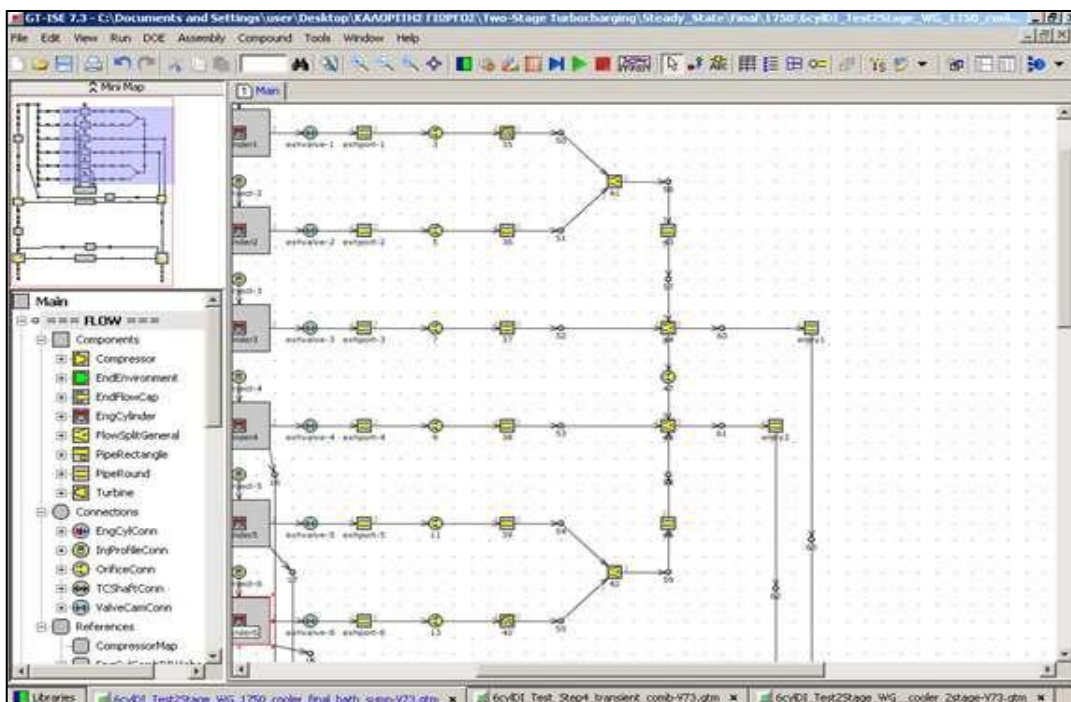
4.3.6 Πολλαπλή εξαγωγής και θυρίδες εξαγωγής

Οι θυρίδες εξαγωγής των κυλίνδρων, έχουν διάμετρο 30 mm και μήκος 60 mm, ενώ θεωρούνται κατασκευασμένες από χυτοσίδηρο.

Όσον αφορά την πολλαπλή εξαγωγής σε έναν στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα, υπάρχουν κάποια σημεία στα οποία πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη έμφαση. Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.7, υπάρχει ομαδοποίηση των σωλήνων εξαγωγής των κυλίνδρων, έτσι ώστε τα καυσαέρια να κατευθύνονται προς τον στρόβιλο με την μορφή κυμάτων πίεσης. Επομένως, η ομαδοποίηση της πολλαπλής εξαγωγής γίνεται ως

εξής: κύλινδροι 1-2-3 σε μια σωλήνωση και οι 4-5-6 σε άλλη, καθώς επιλέχθηκε ο στρόβιλος να έχει δύο εισόδους (twin entry) [1]. Επίσης, υπάρχει και μια σύνδεση μεταξύ των δυο σωλήνων με μια μικρή οπή, η οποία χρησιμοποιείται από το πρόγραμμα για να προσομοιώνει τις μικρές διαρροές που μπορεί να υπάρχουν από τα δύο ρεύματα κατά την είσοδό τους στον στρόβιλο.

Τέλος, η θερμοκρασία σε όλη την πολλαπλή εξαγωγής βρίσκεται στους 900K, είναι δηλαδή αισθητά αυξημένη, συγκριτικά με την πολλαπλή εισαγωγής, προσομοιώνοντας έτσι τις αυξημένες θερμοκρασίες που αποκτούν εξαιτίας των καυσαερίων.



Σχήμα 4.7: Διάταξη πολλαπλής εξαγωγής του μοντέλου στο χάρτη εργασίας

4.3.7 Στροφαλοφόρος άτρακτος

Το τελευταίο τμήμα που απαρτίζει τον κινητήρα είναι η στροφαλοφόρος άτρακτος. Εκεί συνδέονται όλοι οι κύλινδροι και

αποτελεί ουσιαστικά το μέσο ρύθμισης του κινητήρα (ταχύτητα περιστροφής, φορτίο κλπ). Σε αυτό το στοιχείο καθορίζεται επίσης και ο τύπος του κινητήρα (4-X), καθώς και η σειρά ανάφλεξης των κυλίνδρων. Στην συγκεκριμένη περίπτωση, για τον εξακύλινδρο κινητήρα, η σειρά ανάφλεξης είναι: 1-5-3-6-2-4.

4.4 Τα ζεύγη στροβιλο-υπερπλήρωσης

Το μοντέλο που εξετάζεται είναι αυτό της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης, συνεπώς αποτελείται από δυο αυτόνομα ζεύγη. Το πρώτο ζεύγος είναι αυτό της χαμηλής πίεσης και ονομάζεται έτσι καθώς βρίσκεται πρώτο σε σειρά διάταξης και η είσοδος του αέρα στον συμπιεστή έχει πίεση ίση με τη ατμοσφαιρική. Το δεύτερο ζεύγος είναι αυτό της υψηλής πίεσης και βρίσκεται κατάντι του ζεύγους χαμηλής πίεσης, ενώ η πίεση που δέχεται ο συμπιεστής αυτός, είναι ίση με την πίεση εξόδου του συμπιεστή χαμηλής πίεσης μείον τις απώλειες λόγω των σωληνώσεων και του ενδιάμεσου ψυγείου (αναφέρεται στην συνέχεια). Και τα δύο ζεύγη αποτελούνται από έναν ακτινικό συμπιεστή, έναν στρόβιλο με σταθερή γεωμετρία και από μια βαλβίδα παράκαμψης το καθένα.

Το ζεύγος χαμηλής πίεσης είναι μεγαλύτερο σε μέγεθος από αυτό της υψηλής πίεσης, έτσι ώστε να δίνει στον κινητήρα μεγαλύτερη παροχή αέρα κατά τις χαμηλές και μέσες ταχύτητες περιστροφής (1000-2250 rpm). Αντιθέτως, το ζεύγος υψηλής πίεσης είναι μικρότερο σε μέγεθος για να επιτυγχάνεται καλύτερη απόκρισή αυτού, λόγω της μικρότερης αδράνειας που έχει συγκριτικά με το ζεύγος χαμηλής πίεσης.

4.4.1 Ζεύγος χαμηλής πίεσης

Το ζεύγος αυτό αποτελείται από τον συμπιεστή (CLP), τον

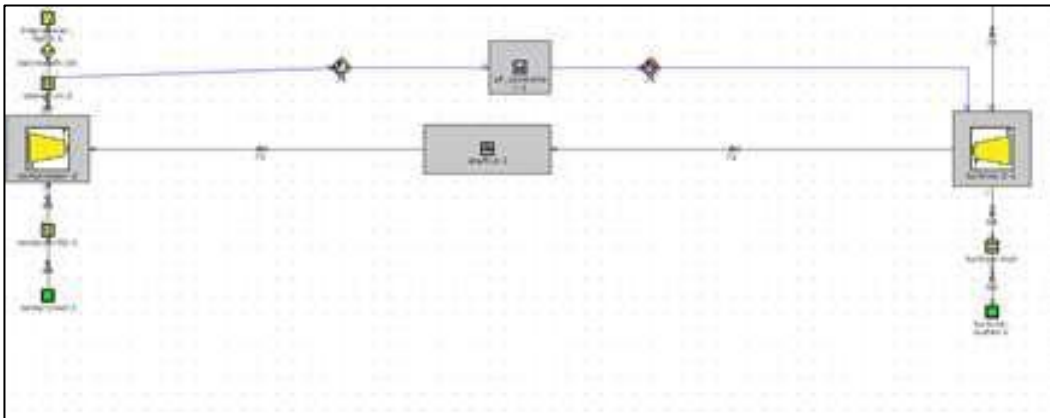
στρόβιλο (TLP) και την άτρακτο που τα συνδέει (Σχήμα 4.8). Στην συνέχεια εξετάζεται το κάθε τμήμα ξεχωριστά.

Ο συμπιεστής που χρησιμοποιήθηκε είναι αυτός που παρέχεται από την βιβλιοθήκη του προγράμματος, στον οποίο βρίσκεται εγκατεστημένος ένας πρότυπος χάρτης ακτινικού συμπιεστή δυναμικής ροής. Όπως ήδη αναφέρθηκε, η είσοδος του αέρα σε αυτόν τον συμπιεστή έχει πίεση ίση με την ατμοσφαιρική και θερμοκρασία ίση με 298 K, δηλαδή οι συνθήκες που επικρατούν στην είσοδο αυτού του συμπιεστή είναι οι ατμοσφαιρικές. Επίσης, το μέγεθος του συμπιεστή καθορίζεται από το πρόγραμμα μέσω ενός συντελεστή παροχής μάζας (mass multiplier), ο οποίος ορίζει την παροχή μάζας που διέρχεται από τον συμπιεστή. Έπειτα από δοκιμές ταιριάσματος, αυτός ο συντελεστής προέκυψε ίσος με 0,9. Η έξοδος του συμπιεστή καταλήγει στο ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης (intercooler).

Όμοια με τον συμπιεστή, έτσι και ο στρόβιλος χρησιμοποιεί τον αντίστοιχο χάρτη του στροβίλου που παρέχεται από το πρόγραμμα. Ο στρόβιλος αυτός βρίσκεται κατάντι του στροβίλου υψηλής πίεσης, που σημαίνει ότι δέχεται μειωμένες θερμοκρασίες και πιέσεις, καθώς μια πρώτη εκτόνωση των καυσαερίων έχει ήδη γίνει στον στρόβιλο υψηλής πίεσης. Αυτός ο στρόβιλος, σε αντίθεση με τον στρόβιλο υψηλής πίεσης δεν είναι διπλής εισόδου (twin entry) καθώς δεν συνδέεται με την πολλαπλή εξαγωγής του κινητήρα αλλά με την έξοδο του στροβίλου υψηλής πίεσης. Η έξοδος αυτού του στροβίλου συνδέεται με το περιβάλλον, όπου επικρατούν ατμοσφαιρικές συνθήκες.

Τέλος, η άτρακτος του ζεύγους χαμηλής πίεσης αποτελεί το μέσο μεταφοράς της ισχύος και της ροπής από τον στρόβιλο στον συμπιεστή. Εδώ ο χρήστης θα πρέπει να ορίσει την ροπή αδράνειας του άξονα, καθώς και μια αρχική ταχύτητα περιστροφής. Αυτή η ταχύτητα περιστροφής, είναι η ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους και την ορίζεται εκ νέου σε κάθε σενάριο που πρόκειται να 'τρέξει' το πρόγραμμα,

έτσι ώστε να συγκλίνει πιο γρήγορα στις πραγματικές τιμές, μειώνοντας τον χρόνο των υπολογισμών.



Σχήμα 4.8: Διάταξη του ζεύγους στρόβιλο-υπερπλήρωσης χαμηλής πίεσης (από αριστερά προς τα δεξιά: συμπιεστής, άτρακτος που συνδέει τον συμπιεστή και τον στρόβιλο και στρόβιλος) φαίνεται επίσης ότι η είσοδος του συμπιεστή και η έξοδος του στρόβιλου είναι στο περιβάλλον

4.4.2 Ζεύγος υψηλής πίεσης

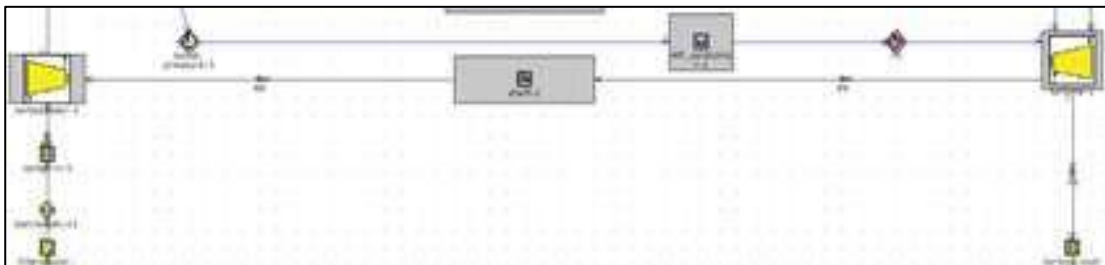
Όμοια με το ζεύγος χαμηλής πίεσης, το ζεύγος αυτό αποτελείται από τον συμπιεστή (HPC), τον στρόβιλο (HPT) και την άτρακτο που τα συνδέει (Σχήμα 4.9). Στην συνέχεια εξετάζεται το κάθε τμήμα χωριστά.

Για τον συμπιεστή υψηλής πίεσης χρησιμοποιήθηκε ξανά ο χάρτης του πρότυπου συμπιεστή που παρέχει το πρόγραμμα, αλλά από τις διαδικασίες ταιριάσματος προέκυψε η τιμή του συντελεστή παροχής μάζας ίση με 0,7. Η πίεση που δέχεται ο συμπιεστής αυτός είναι περίπου η πίεση εξόδου του συμπιεστή χαμηλής πίεσης, αν θεωρηθούν πολύ μικρές οι απώλειες στις σωληνώσεις και στο ενδιάμεσο ψυγείο υπερπλήρωσης (intercooler). Η πίεση εξόδου όμως του συμπιεστή υψηλής πίεσης είναι η πίεση με την οποία ο αέρας εισέρχεται στους κυλίνδρους και ονομάζεται πίεση υπερπλήρωσης (boost

pressure).

Ο στρόβιλος υψηλής πίεσης χρησιμοποιεί και εδώ τον πρότυπο χάρτη του στροβίλου που παρέχεται από το πρόγραμμα με συντελεστή παροχής μάζας ίσο με 0,9. Εδώ ο στρόβιλος είναι διπλής εισόδου (twin entry), καθεμία για την αντίστοιχη τριάδα κυλίνδρων, όπως έχει ήδη αναφερθεί στην πολλαπλή εξαγωγής. Η είσοδος του στροβίλου υψηλής πίεσης δέχεται μεγαλύτερες πιέσεις και θερμοκρασίες συγκριτικά με τον στρόβιλο χαμηλής πίεσης, καθώς βρίσκεται αμέσως μετά από την έξοδο των κυλίνδρων.

Τέλος, η άτρακτος του ζεύγους υψηλής πίεσης είναι όμοια με αυτή του ζεύγους χαμηλής πίεσης με την μόνη διαφορά στην ροπή αδράνειας, όπου είναι μικρότερη από το ζεύγος χαμηλής πίεσης λόγω του συνολικά μικρότερου μεγέθους του συμπιεστή και του στροβίλου. Όμοια και εδώ, η αρχική ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου είναι μια παράμετρος που ορίζεται από τον χρήστη για να βοηθήσει το πρόγραμμα να συγκλίνει πιο γρήγορα.



Σχήμα 4.9: Διάταξη του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης υψηλής πίεσης (από αριστερά προς τα δεξιά: συμπιεστής, άτρακτος που συνδέει τον συμπιεστή και τον στρόβιλο και στρόβιλος)

4.5 Τα ψυγεία ενδιάμεσης ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης (intercooler και aftercooler)

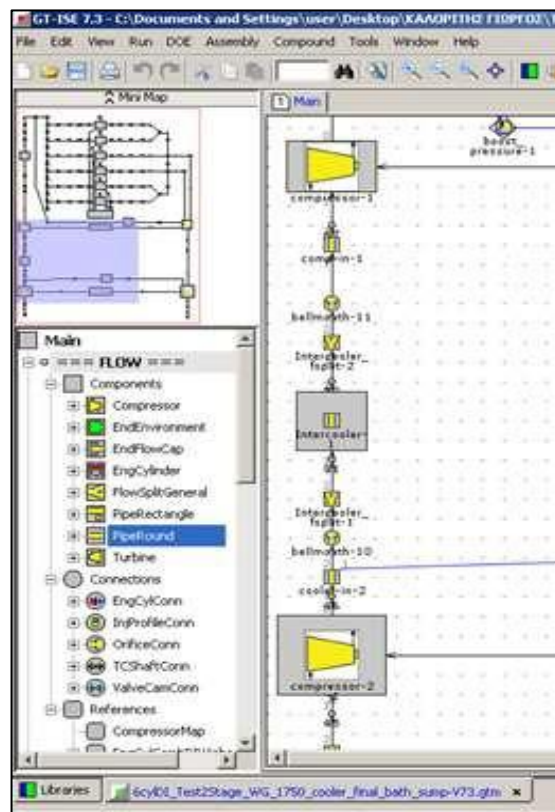
Όπως είναι γνωστό σχεδόν σε κάθε υπερπληρωμένο κινητήρα η ψύξη του αέρα πριν από την είσοδο αυτού στους κυλίνδρους κρίνεται απαραίτητη για την αποφυγή υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών εντός των κυλίνδρων. Στην συγκεκριμένη εφαρμογή όμως, θεωρήθηκε απαραίτητη η τοποθέτηση και ενός ενδιάμεσου ψυγείου ψύξης του αέρα, μεταξύ του συμπιεστή χαμηλής και υψηλής πίεσης. Με δεδομένο ότι η πίεση εξόδου του συμπιεστή χαμηλής πίεσης ξεπερνάει τα 2 bar σε ένα μεγάλο εύρος ταχυτήτων περιστροφής, άρα και οι θερμοκρασίες είναι αυξημένες, κρίθηκε απαραίτητο το ενδιάμεσο ψυγείο ψύξης (κάτι που συνηθίζεται σε συστήματα διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης) για την προστασία του συμπιεστή υψηλής πίεσης από θερμικές και μηχανικές φορτίσεις.

4.5.1 Ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης του αέρα (intercooler)

Το ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης του αέρα αντιμετωπίζεται από το πρόγραμμα ως ένα "μαύρο κουτί", στο οποίο η μάζα του αέρα υφίσταται πτώση πίεσης και θερμοκρασίας. Στην είσοδο του ψυγείου, χρησιμοποιείται ένα στοιχείο διακλάδωσης, για να προσομοιώσει την μετάβαση της ροής του αέρα από τον σωλήνα που βρίσκεται στην έξοδο του συμπιεστή προς το εσωτερικό του ψυγείου. Ένα τέτοιο στοιχείο βρίσκεται και στην έξοδο του ψυγείου, το οποίο αντιπροσωπεύει την μετάβαση της ροής του αέρα από την έξοδο του ψυγείου στον σωλήνα που οδηγεί στον συμπιεστή υψηλής πίεσης (Σχήμα 4.10).

Για την προσομοίωση του κύριου μέρους του ψυγείου, χρησιμοποιείται ένα στοιχείο πολλαπλών σωλήνων, στο οποίο ορίζονται ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (heat transfer) και

ο συντελεστής τριβής (friction multiplier), καθορίζοντας έτσι την αποδοτικότητα του ψυγείου. Το συγκεκριμένο ψυγείο αποτελείται από 700 σωληνώσεις με σταθερή διάμετρο 2,6 mm και μήκος 300 mm. Τέλος, η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το ενδιάμεσο ψυγείο είναι περίπου 320 K, η οποία καθορίζεται από τον χρήστη.



Σχήμα 4.10: Διάταξη του ενδιάμεσου ψυγείου ψύξης του αέρα (intercooler)

4.5.2 Δεύτερο ψυγείο ψύξης του αέρα (aftercooler)

Το ψυγείο αυτό βρίσκεται μετά τον συμπιεστή υψηλής πίεσης και πριν από την πολλαπλή εισαγωγής. Έχει πανομοιότυπη διάταξη με το προηγούμενο ψυγείο, αλλά αποτελείται από 1000 σωληνώσεις καθώς πρέπει να επιφέρει μεγαλύτερες μεταβολές στην

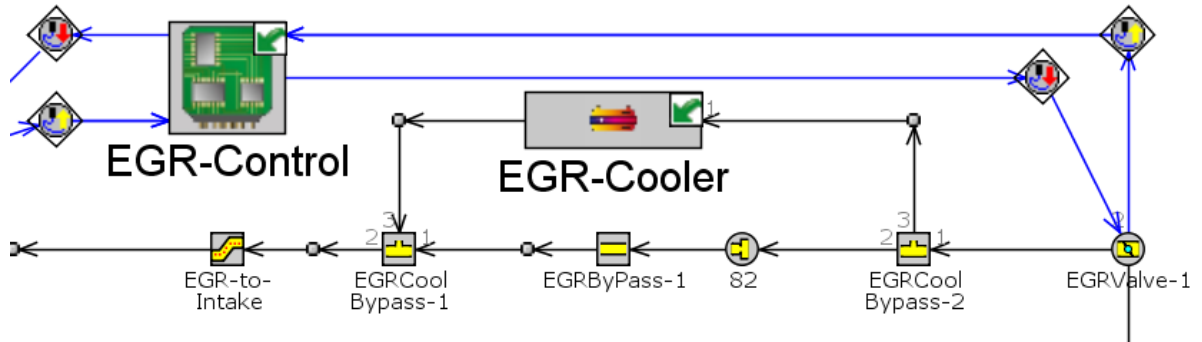
θερμοκρασία του αέρα, ο οποίος έχει αισθητά πιο αυξημένη πίεση και θερμοκρασία συγκριτικά με την έξοδο του από τον πρώτο συμπιεστή. Μετά τον συμπιεστή υψηλής πίεσης, ο αέρας, σε αρκετές περιπτώσεις, έχει πίεση περίπου 5 bar και θερμοκρασία γύρω στους 400 K. Έτσι όπως είναι φυσικό, η επιφάνεια συναλλαγής του πρέπει να είναι μεγάλη ώστε η θερμοκρασία να γίνει όμοια με αυτήν που έχει οριστεί από τον χρήστη, δηλαδή στους 340 K στην προκειμένη περίπτωση.

4.6 Το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων

Το σύστημα ανακυκλοφορίας είναι υπεύθυνο για τη μεταφορά των καυσαερίων από την πολλαπλή εξαγωγής πίσω στην πολλαπλή εισαγωγής. Η ροή των καυσαερίων που ανακυκλοφορούνται γίνεται λόγω της διαφοράς πίεσης μεταξύ της πολλαπλής εξαγωγής και της πολλαπλής εισαγωγής και ελέγχεται από μία βαλβίδα EGR. Η διάμετρος της βαλβίδας ελέγχεται από έναν επενεργητή και καθορίζεται αυτόματα για την επίτευξη του επιθυμητού ποσοστού του καυσαερίου που θα ανακυκλοφορήσει. Το ποσοστό του EGR μπορεί να φτάσει μέχρι και το 40%, αλλά για τυπικές χρήσεις και για καταναλωτικές εφαρμογές δεν ξεπερνά το 20%.

Εξαιτίας του υψηλού ποσοστού καυσαερίων που ανακυκλοφορείται, επιβάλλεται η εγκατάσταση ενός εναλλάκτη (ψυγείου) που θα ελέγχει και θα επιβάλλει την επιθυμητή θερμοκρασία των καυσαερίων που θα εισαχθούν στο θάλαμο. Όταν η πτώση πίεσης στο σύστημα του EGR δεν είναι αρκετή για να επιτευχθεί το επιθυμητό ποσοστό ανακυκλοφορίας, μία βαλβίδα στην πολλαπλή εισαγωγής, που ελέγχεται από ένα PID ενεργητή, αυξάνει τη διαφορά πίεσης. Ο ενεργητής είναι ενεργός μόνο εάν η βαλβίδα EGR είναι πλήρως ανοικτή. Το σύστημα ελέγχου του EGR αφότου πάρει σήματα από τους μεταλλάκτες σχετικά με τις θερμοκρασίες και

τις πιέσεις, στέλνει σήμα στους επενεργητές για την ενεργοποίησή τους ή μη. Στο σχήμα 4.11 φαίνεται η διακλάδωση του EGR.



Σχήμα 4.11: Διάταξη του συστήματος EGR με τις βαλβίδες παράκαμψης, το ψυγείο και το σύστημα ελέγχου

Κεφάλαιο 5°

Αποτελέσματα προσομοιώσεων σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας

5.1 Εισαγωγή

Σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η παρουσίαση των αποτελεσμάτων των διαφόρων μετρήσεων που έγιναν στο μοντέλο προσομοίωσης της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης με σύστημα EGR σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Τα αποτελέσματα αυτά συγκρίνονται με τα αντίστοιχα αποτελέσματα που είχαν εξαχθεί για την απλή διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση [α9]. Επιπλέον, σε ορισμένα αποτελέσματα γίνεται και σύγκριση με τον κινητήρα φυσικής αναπνοής, ο οποίος αποτελεί την βάση του προς εξέταση μοντέλου.

5.2 Ρυθμίσεις προσομοίωσης

Προκειμένου να “τρέξει” το πρόγραμμα σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας πρέπει να οριστούν κάποια επιπλέον δεδομένα και αρχικές συνθήκες. Μέσω του μενού επιλογών που παρέχει το GT-Power, ο χρήστης πρέπει να επιλέξει ένα σενάριο προσομοίωσης. Σε αυτό το σενάριο ορίζεται μια πληθώρα παραμέτρων, όπως για παράδειγμα η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, καθώς και οποιαδήποτε άλλη μεταβλητή έχει θεωρηθεί από τον χρήστη ως παράμετρος.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η κύρια παράμετρος που

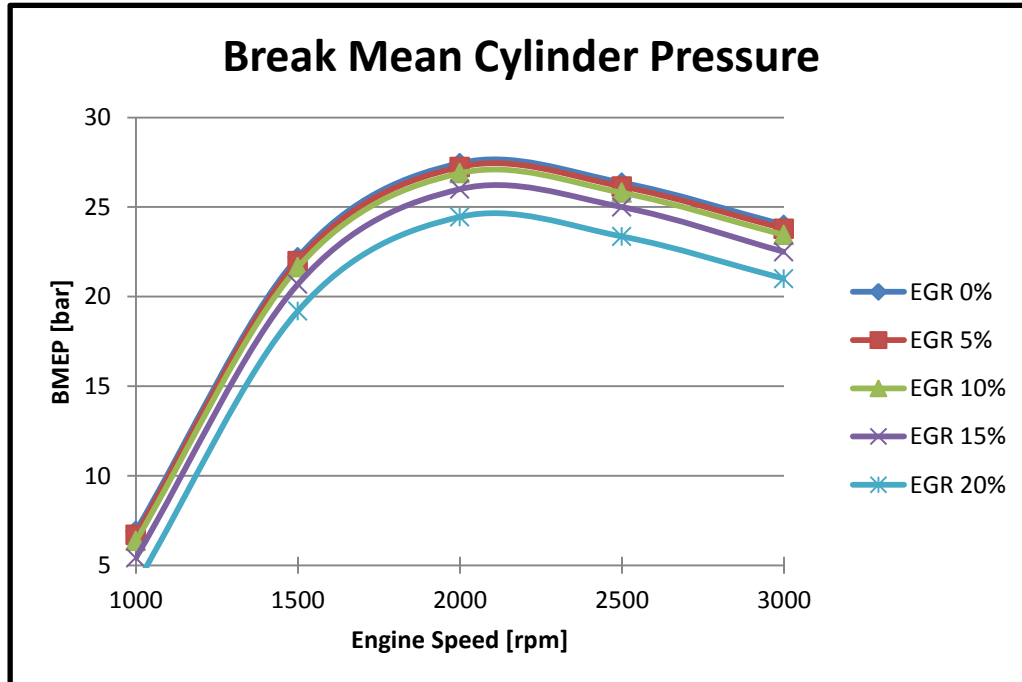
θεωρείται και το δεδομένο εισόδου είναι το πάτημα του πεντάλ του γκαζιού που μεταφράζεται σε ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου ανά κύκλο. Έτσι, ο χρήστης πριν το τρέξιμο κάθε σεναρίου πρέπει να ορίσει την ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται. Στις συνθήκες σταθερής λειτουργίας, έχει θεωρηθεί πως ο κινητήρας βρίσκεται υπό το μέγιστο δυνατό φορτίο του (100%) και άρα η ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται είναι η μέγιστη.

Κάποιες άλλες μεταβλητές που ορίζονται από τον χρήστη πριν την έναρξη των υπολογισμών είναι το ποσοστό των καυσαερίων που ανακυκλοφορείται πίσω στο θάλαμο καύσης. Τέλος, ορίζεται και ο χρόνος (αριθμός κύκλων) για τον οποίο θα “τρέξει” το πρόγραμμα, ο οποίος πρέπει να είναι αρκετά μεγάλος, έτσι ώστε να μπορέσει να συγκλίνει. Ένας ενδεικτικός χρόνος διάρκειας για την σύγκλιση ενός τυπικού σεναρίου είναι περίπου 10 λεπτά.

5.3 Παρουσίαση Αποτελεσμάτων

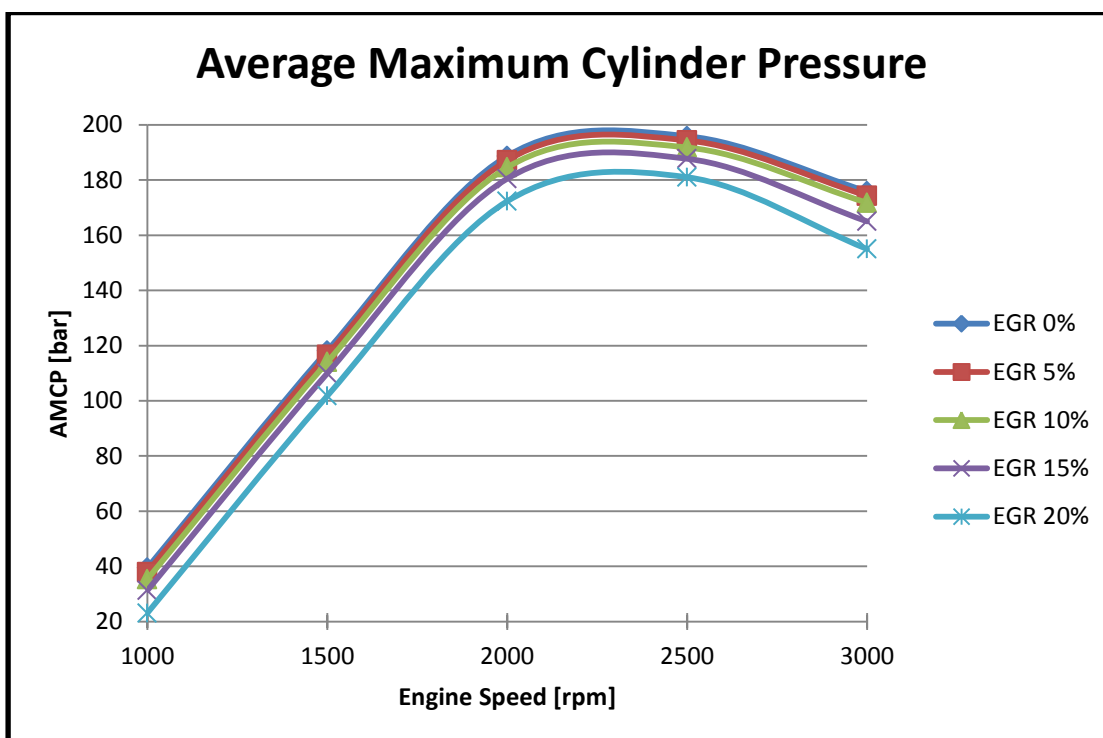
5.3.1 Επιδόσεις του κινητήρα

Οι επιδόσεις του κινητήρα προβλέπεται ότι θα είναι μειωμένες με τη χρήση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου σε σχέση με την απλή διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση. Η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου είναι μικρή στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα, ενώ στις μεσαίες και υψηλές ταχύτητες αυξάνεται μέχρι μία μέγιστη τιμή, καθώς υπάρχει ο περιορισμός της μέγιστης πίεσης που αναπτύσσεται στους κυλίνδρους και η οποία δεν πρέπει να ξεπερνάει τα 200 bar, που είναι το κατασκευαστικό όριο των σύγχρονων κινητήρων Diesel. Στο διάγραμμα 5.1 που ακολουθεί εξετάζεται η επίδραση του ποσοστού ανακυκλοφορίας στη μέση πραγματική πίεση.



Σχήμα 5.1: Σύγκριση μέσης πραγματικής πίεσης στους κυλίνδρους συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής με διάφορα ποσοστά EGR

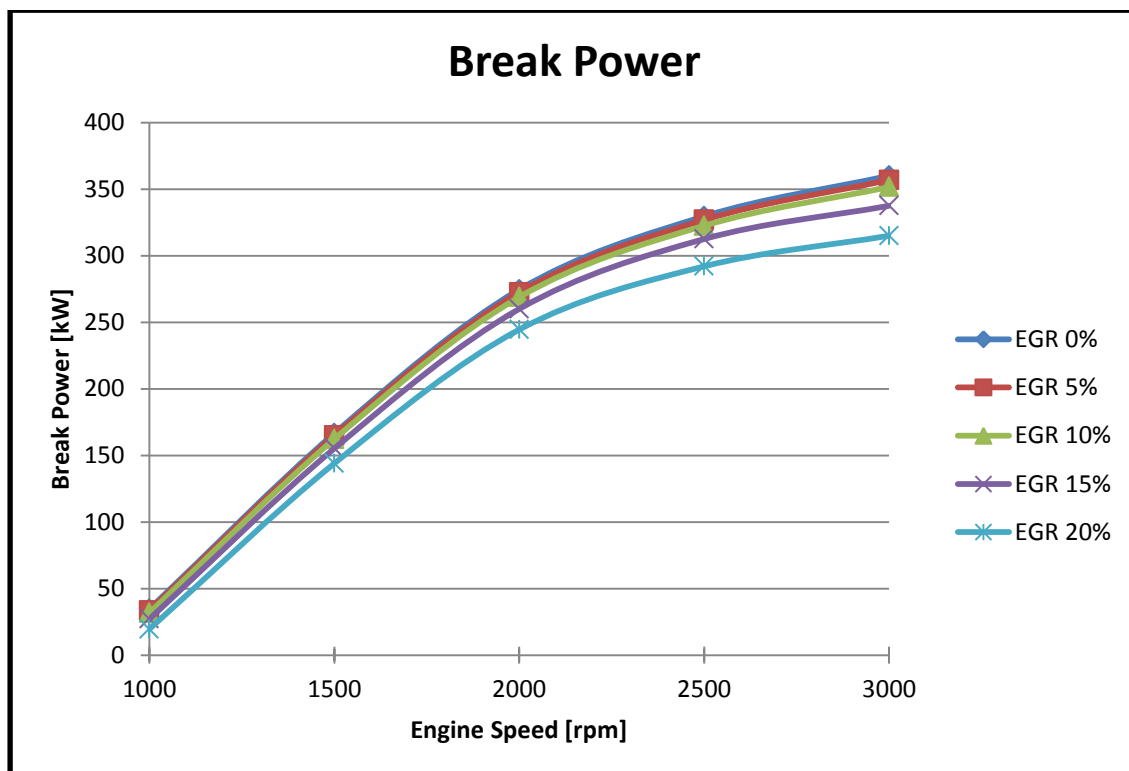
Όσον αφορά την μέση πραγματική πίεση, τα αποτελέσματα που προέκυψαν ήταν τα αναμενόμενα. Είναι εμφανής η επίδραση της ανακυκλοφορίας στην μέση πραγματική πίεση, όπου αυξάνοντας το ποσοστό του ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου έχουμε πτώση της μέσης πραγματικής πίεσης. Αυτό οφείλεται στη μείωση του οξυγόνου που υπάρχει στο θάλαμο καύσης κατά την καύση, αφού το οξυγόνο είναι ο κύριος παράγοντας που επηρεάζει την διαδικασία της καύσης. Ακολουθεί το διάγραμμα 5.2 που δείχνει τη μέση μέγιστη πίεση στους κυλίνδρους συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής.



Σχήμα 5.2: Σύγκριση μέσης μέγιστης πίεσης των κυλίνδρων συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για διάφορα ποσοστά EGR

Τα αποτελέσματα είναι και πάλι αναμενόμενα και αρκετά όμοια με το διάγραμμα της μέσης πραγματικής πίεσης στους κυλίνδρους. Φαίνεται ότι με την αύξηση του ποσοστού του καυσαερίου που ανακυκλοφορεί, έχουμε μείωση της μέσης μέγιστης πίεσης. Αυτό

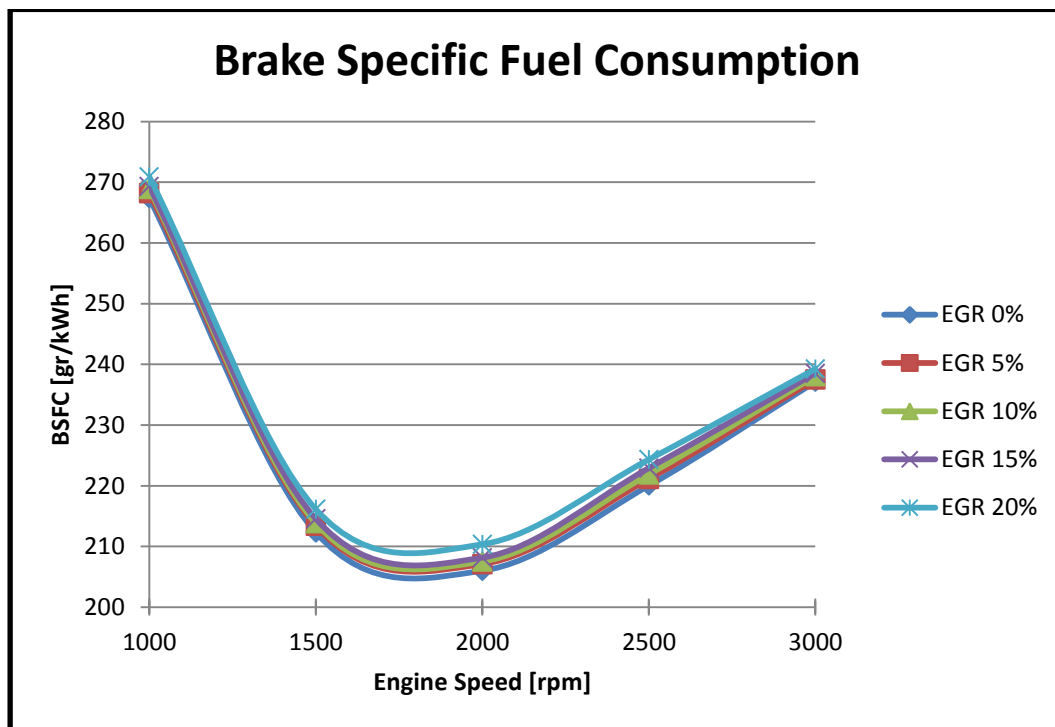
οφείλεται πάλι στην μείωση του οξυγόνου του αέρα που υπάρχει μέσα στους κυλίνδρους κατά την διάρκεια της καύσης. Επίσης, η μέγιστη τιμή της είναι κάτω από τα 200 bar, κατασκευαστικό όριο των σύγχρονων κινητήρων Diesel και περιοριστικός παράγοντας στην ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας. Ακολουθεί το διάγραμμα 5.3 που δείχνει την πραγματική ισχύ του κινητήρα συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για διάφορα ποσοστά EGR.



Σχήμα 5.3: Σύγκριση πραγματικής ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για διάφορα ποσοστά EGR

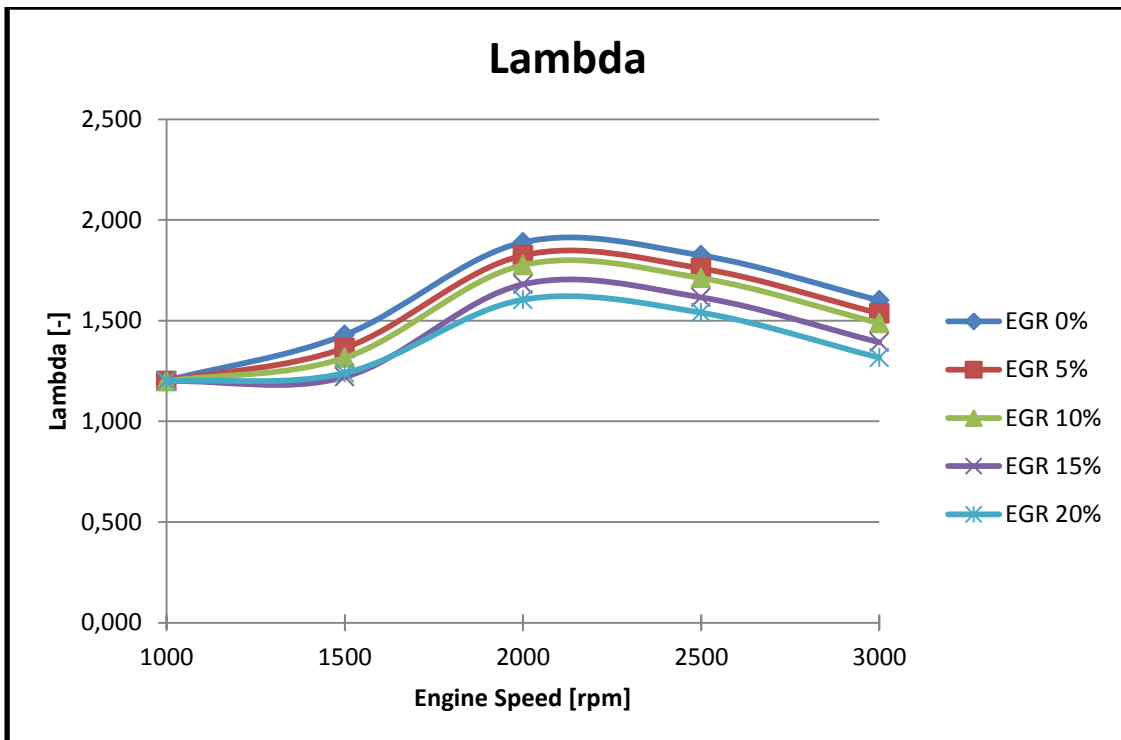
Εύκολα γίνεται αντιληπτό, ότι αυξάνοντας την ανακυκλοφορία των καυσαερίων, έχουμε μείωση της ταχύτητας. Επίσης είναι φανερό και αναμενόμενο, ότι όσο η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα μεγαλώνει, τόσο αυξάνεται και η ισχύς του. Η πραγματική ισχύς του κινητήρα εξαρτάται από την μέση πραγματική πίεση, οπότε από τη στιγμή που με την αύξηση της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων που

επιστρέφουν στον κύλινδρο έχουμε μείωση της μέσης πραγματικής πίεσης, είναι φυσικό να περιμένουμε ανάλογη μείωση της πραγματικής ισχύος που παίρνουμε από την κινητήρα. Αυτό το γεγονός είναι από τα αρνητικά στοιχεία εφαρμογής της ανακυκλοφορίας καυσαερίων, που όμως γίνεται για την μεγάλη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων NOx όπως θα δούμε στη συνέχεια. Αυτό το έλλειμμα ισχύος μπορούμε να το πάρουμε από την ανάκτηση ισχύος από την ενέργεια των καυσαερίων, όπως θα δούμε σε επόμενο κεφάλαιο. Τέλος, η ροπή που παίρνουμε από το κινητήρα ακολουθεί ανάλογη πορεία σε σχέση με την ανακυκλοφορία για δεδομένες ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα, μιας και είναι ανάλογη με την πραγματική ισχύ που παίρνουμε από τον κινητήρα. Ακολουθεί το διάγραμμα 5.4 της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.



Σχήμα 5.4: Σύγκριση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα για διάφορα ποσοστά EGR

Από το διάγραμμα, γίνεται αντιληπτό ότι η ειδική κατανάλωση καυσίμου δεν εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από το ποσοστό της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων, ωστόσο παρουσιάζει οριακή αύξηση, όσο μεγαλώνει το ποσοστό του EGR. Τέλος, ακολουθεί το διάγραμμα 5.5 του λόγου ισοδυναμίας αέρα καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.

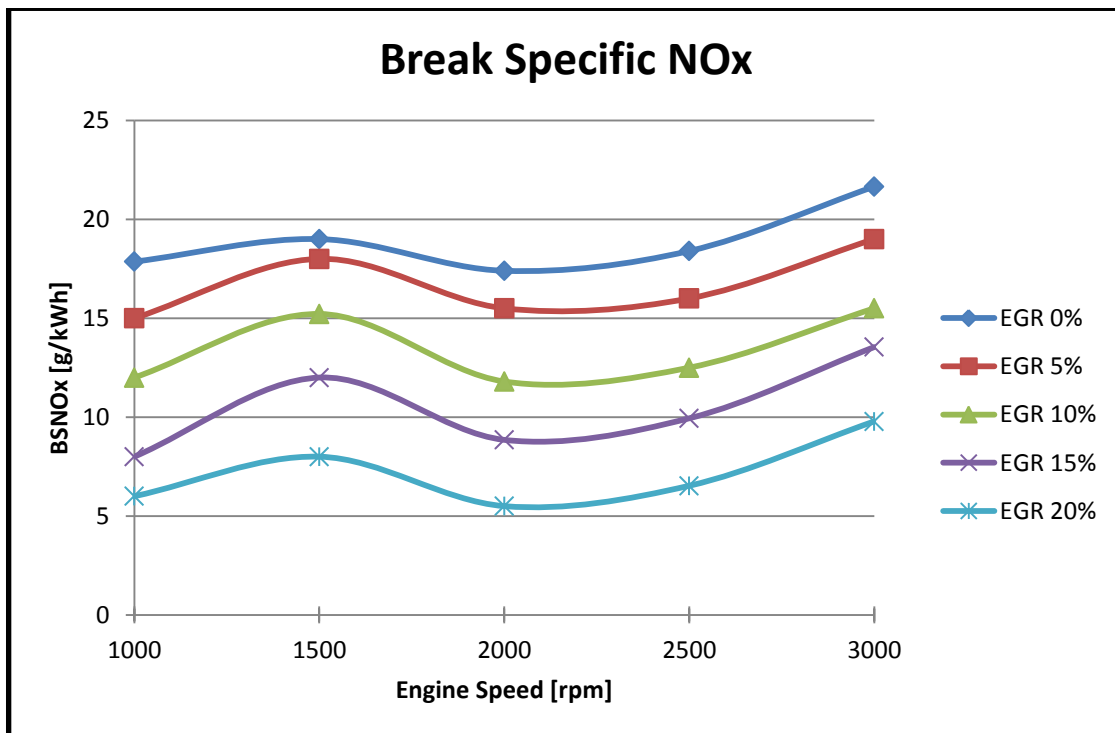


Σχήμα 5.5: Σύγκριση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για διάφορα ποσοστά EGR

Όσον αφορά τον λόγο ισοδυναμίας αέρα καυσίμου, είναι εμφανές, πως στις μικρές ταχύτητες περιστροφής διατηρείται σε πολύ χαμηλές τιμές, σχεδόν στο όριο ($\lambda_a = 1,2$) με το οποίο πρέπει να δουλεύουν οι κινητήρες diesel έτσι ώστε να αποφεύγονται οι έντονες εκπομπές αιθάλης (soot). Στις μεσαίες και υψηλές ταχύτητες περιστροφής, ο κινητήρας λειτουργεί με ικανοποιητικό λόγο αέρα-καυσίμου. Επίσης, φαίνεται ότι αυξάνοντας το ποσοστό της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων μέσα στον κύλινδρο, ο λόγος ισοδυναμίας αέρα καυσίμου μειώνεται.

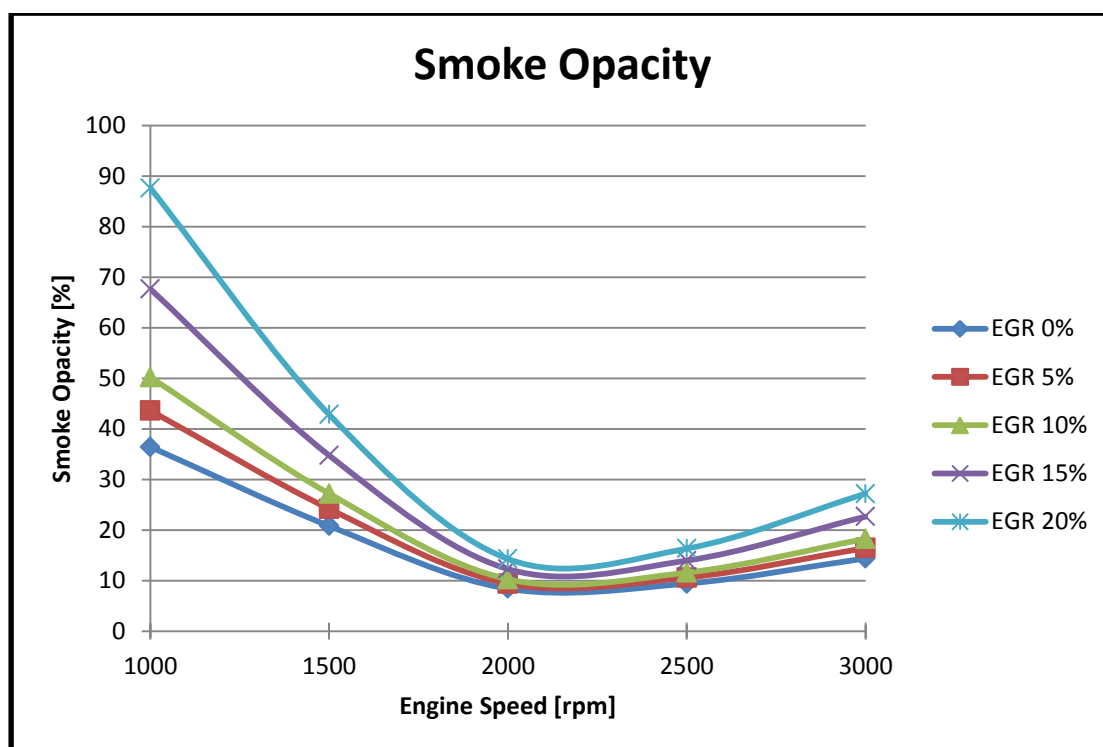
5.3.2 Εκπομπές κινητήρα

Η τεχνολογία ανακυκλοφορίας καυσαερίων είναι πρωτίστως ένας τρόπος μείωσης των εκπομπών NOx που εκπέμπονται από έναν κινητήρα Diesel. Όσο μεγαλύτερο ποσοστό ανακυκλοφορούμενων καυσαερίων έχουμε, τόσο λιγότερο οξυγόνο υπάρχει στον κύλινδρο κατά τη διάρκεια της καύσης. Αυτό οδηγεί σε μικρότερη έκλυση θερμότητας, οπότε και μικρότερη αδιαβατική θερμοκρασία καύσης. Η ποσότητα των εκλυόμενων εκπομπών NOx είναι ανάλογη της θερμοκρασίας αυτής, οπότε έχουμε σαν αποτέλεσμα την μείωση των συνολικών εκπομπών. Στο παρακάτω διάγραμμα 5.6 φαίνεται το ποσό των εκπεμπόμενων NOx σε σχέση με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και του ποσοστού του καυσαερίου που ανακυκλοφορείται.



Σχήμα 5.6: Σύγκριση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NOx) συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για διάφορα ποσοστά EGR

Όπως φαίνεται στο διάγραμμα, έχουμε ξεκάθαρη μείωση των εκπεμπόμενων NOx, όσο αυξάνεται το ποσοστό της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων, πράγμα το οποίο αναμέναμε. Ακολουθεί το διάγραμμα 5.7 με τις εκπομπές αιθάλης σε σχέση με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.



Σχήμα 5.7: Σύγκριση των εκπομπών αιθάλης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για διάφορα ποσοστά EGR

Από το διάγραμμα είναι εμφανές ότι όσον αφορά τις εκπομπές αιθάλης, η ανακυκλοφορία καυσαερίων όχι μόνο δεν βοηθάει, αλλά είναι και καταλυτικός παράγοντας. Δηλαδή, με αύξηση του ποσοστού των καυσαερίων που ανακυκλοφορείται αυξάνεται το ποσοστό αδιαφάνειας της αιθάλης. Αυτό οφείλεται στον ίδιο λόγο που έχουμε μείωση των εκπομπών NOx, δηλαδή το μειωμένο οξυγόνο στον κύλινδρο κατά τη διάρκεια της καύσης. Τα ελεύθερα σωματίδια που καίγονταν στην περίπτωση που δεν έχουμε σύστημα EGR, δεν οξειδώνονται λόγω της μείωσης του υπάρχοντος οξυγόνου, με

αποτέλεσμα τα αυξημένα ποσοστά αδιαφάνειας της αιθάλης.

Επίσης, είναι σημαντικό να γίνει αναφορά στον τρόπο υπολογισμού της αιθάλης. Σε αντίθεση με τα οξειδία του αζώτου (NO_x), λόγω της πολυπλοκότητας ενσωμάτωσης των σχετικών υποσυστημάτων του προγράμματος GT-Power, που αφορούν στον υπολογισμό της αιθάλης, αυτή υπολογίσθηκε βάσει της προσεγγιστικής σχέσης που ακολουθεί, η οποία αντλήθηκε από τη βιβλιογραφία [10] και δίνει ως αποτέλεσμα την αδιαφάνεια της αιθάλης επί τοις εκατό (%):

$$SO = 380190 * AFR^{-3,25} \quad (5.1)$$

Η σχέση αυτή, που αναπτύχθηκε σε παρόμοιο κινητήρα με αυτόν της παρούσας εργασίας, συσχετίζει τις εκπομπές της αιθάλης με το κυρίαρχο μέγεθος που τις επηρεάζει, δηλαδή την αναλογία αέρα-καυσίμου AFR. Ξέροντας το λόγο ισοδυναμίας αέρα καυσίμου για κάθε σημείο λειτουργίας και θεωρώντας $AFR_{st} = 14.33$, γινόταν υπολογισμός του AFR για κάθε σημείο λειτουργίας και χρησιμοποιώντας την παραπάνω σχέση, βρισκόταν η αδιαφάνεια της αιθάλης επί της εκατό (%).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6°

Συμπεράσματα

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, πραγματοποιήθηκε μια ανάλυση του μοντέλου ενός κινητήρα Diesel, με σύστημα διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης και σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων όσον αφορά την λειτουργική του συμπεριφορά και τις εκπομπές αιθάλης και οξειδίων αζώτου. Η διερεύνηση επικεντρώθηκε στην εξέταση του κινητήρα σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας.

Επιγραμματικά, παρουσιάζονται τα κυριότερα συμπεράσματα που προέκυψαν κατά την διερεύνηση του μοντέλου της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας:

- Παρατηρήθηκε αναμενόμενη μείωση των επιδόσεων του κινητήρα και της ισχύος που παράγει.
- Παρατηρήθηκε ότι η ειδική κατανάλωση καυσίμου παραμένει σε σταθερά επίπεδα.
- Υπήρξε αύξηση των εκπομπών αιθάλης λόγω του ελλείμματος οξυγόνου στον κύλινδρο κατά τη διάρκεια της καύσης
- Υπήρξε μείωση της εκπομπής οξειδίων του αζώτου για τον ίδιο λόγο με παραπάνω, γεγονός που περιμέναμε με την εισαγωγή του συστήματος ανακυκλοφορίας.

Κεφάλαιο 7^ο

Βιβλιογραφία

1. Κ. Δ. Ρακόπουλος, Ε. Γ. Γιακουμής (2011), «Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
2. B. Lee (2009), «Dual-Stage Boosting Systems: Methods of Configurations, Matching and Boost Control Options», PhD Thesis, University of Michigan.
3. S. Saulnier, S. Guilain (2004), «Computational Study of Diesel Engine Downsizing Using Two-Stage Turbocharging», SAE Paper 2004-01-0929.
4. R. Sauerstein, R. Dabrowski, M. Becker, W. Bullmer (2010), «Regulated Two-Stage Turbocharging for Gasoline Engines», BorgWarner.
5. J. Bozek, «2-Stage Turbocharger Matching for a Light Duty Diesel Engine», Ricardo.
6. Κ. Δ. Ρακόπουλος, Δ. Θ. Χουντάλας (1998), «Καύση - Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
7. C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis (2009), «Diesel engine transient operation», Springer, London.
8. Gamma Technologies, Inc. (2010), «GT-Suite Engine Performance Tutorials, Version 7.3».
9. Γιώργος Π. Καλοροίτης (02/2014), «Προσομοίωση διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης σε μόνιμη και μεταβατική λειτουργία με χρήση του υπολογιστικού

πακέτου GT-Power», Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π
(επιβλέπων: Ε. Γ. Γιακουμής).

10. D.E. Winterbone, R.S. Benson, A.G. Mortimer, P. Kenyon, A. Stotter (1977), «Transient response of turbocharger diesel engines», SAE Paper 770122.

Παράρτημα

Πίνακας Συμβόλων

Σύμβολο	Επεξήγηση	Μονάδες
D	Διάμετρος εμβόλου	m
L	Μήκος διωστήρα	m
T	Ροπή κινητήρα	Nm
αντ	Ροπή αντίστασης	Nm
n	Ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα	rpm
p_e	Μέση πραγματική πίεση	bar
p_0	Πίεση εισαγωγής	bar
R	Παγκόσμια σταθερά των αερίων	J/kmole
r	Ακτίνα στροφάλου	m
s	Διαδρομή εμβόλου	m
T	Θερμοκρασία του αέρα	K
V_H	Όγκος εμβολισμού	m^3
z	Αριθμός κυλίνδρων	-
Θ	Ροπή αδράνειας συστήματος	kg/m^2
ρ	Πυκνότητα του αέρα	kg/m^3
ω	Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής κινητήρα	rad/sec

Αρκτικόλεξ	Επεξήγηση
AFR	Λόγος αέρα-καυσίμου (Air-Fuel Ratio)
BSFC	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (Brake Specific Fuel Consumption) (g/kWh)
BMEP	Μέση πραγματική πίεση (Brake Mean Effective Pressure) (bar)
BSNO _x	Ειδικές εκπομπές οξειδίων του αζώτου (Brake Specific NO _x) (g/kWh)
DI	Άμεση έγχυση (Direct Injection)
EGR	Ανακυκλοφορία καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation)
HP	Υψηλής πίεσης (High Pressure)
IDI	Έμμεση έγχυση (Indirect Injection)
LP	Χαμηλής πίεσης (Low Pressure)
NO _x	Οξείδια του αζώτου (Nitrogen Oxides)
λα	Λόγος ισοδυναμίας αέρα- καυσίμου
2-X	Δίχρονος κινητήρας
4-X	Τετράχρονος κινητήρας