



Προσομοίωση λειτουργίας
στροβιλο-υπερπληρωμένου
κινητήρα Otto άμεσου ψεκασμού
- Σύγκριση επιδόσεων και
εκπομπών με συμβατικό κινητήρα
Otto

Τομέας: Θερμότητας
Επιβλέπων: Ευάγγελος Γιακουμής, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2020

Turbocharged GDI engine
simulation – Performance and
emissions comparison with
conventional SI engine

Section: Thermal engineering

Supervisor: Evangelos Giakoumis, Professor NTUA

Athens 2020



Υπεύθυνη δήλωση για λογοκλοπή και για κλοπή πνευματικής ιδιοκτησίας:

Έχω διαβάσει και κατανοήσει τους κανόνες για τη λογοκλοπή και τον τρόπο σωστής αναφοράς των πηγών που περιέχονται στον οδηγό συγγραφής Διπλωματικών Εργασιών. Δηλώνω ότι, από όσα γνωρίζω, το περιεχόμενο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι προϊόν δικής μου εργασίας και υπάρχουν αναφορές σε όλες τις πηγές που χρησιμοποίησα.

Κακουλίδης Στυλιανός

Θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους τους καθηγητές μου για τις γνώσεις που μου μετέδωσαν καθ' όλη την διάρκεια των σπουδών μου μέσω της διδασκαλίας τους, οι οποίες μου επέτρεψαν να πραγματοποιήσω την συγκεκριμένη εμβάθυνση.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μου, κύριο Ευάγγελο Γιακουμή, για την άριστη συνεργασία και την πολύτιμη βοήθεια που μου πρόσφερε σε όλη τη διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας, παρά τις αντίξοες συνθήκες που επικρατούσαν κατά την διάρκεια έξαρσης της πανδημίας.

Τέλος, ευχαριστώ την οικογένεια μου για όλη την υποστήριξη και τα εφόδια που μου προσέφεραν σε όλα τα στάδια της εκπαίδευσης μου.

Ευχαριστίες	4
Περίληψη	7
Abstract.....	8
Συνομεύσεις.....	9
Κατάλογος συμβόλων.....	10
1 Εισαγωγή.....	11
1.1 Πλαίσιο.....	11
1.2 Σκοπός και στόχοι	11
1.3 Οριοθέτηση.....	11
2 Ο κινητήρας Otto.....	12
2.1 Γενικά	12
2.2 Αρχές λειτουργίας και καύσης.....	12
2.2.1 Ρύθμιση ισχύος κινητήρων Otto.....	12
2.2.2 Καύση κινητήρων Otto	12
2.3 Σχηματισμός και Εκπομπές Ρύπων	13
2.3.1 Γενικά	13
2.3.2 Σχηματισμός των Ρύπων	13
2.3.3 Σχηματισμός των Οξειδίων του Αζώτου NO _x	14
3 Ο κινητήρας άμεσου ψεκασμού GDI	17
3.1 Εισαγωγή.....	17
3.2 Συστήματα άμεσου ψεκασμού βενζίνης	18
3.2.1 Σύστημα καύσης καθοδηγούμενο από το έμβολο (Wall-guided).....	18
3.2.2 Σύστημα καύσης καθοδηγούμενο από τον αέρα (air-guided).....	19
3.2.3 Σύστημα καύσης καθοδηγούμενο από την δέσμη (spray-guided)	20
3.3 Εγχυτήρες άμεσου ψεκασμού βενζίνης	20
3.4 Υπερ-κρουστική καύση	22
3.5 Ρύποι κινητήρων άμεσου ψεκασμού	22
4 Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.....	24
4.1 Γενικά στοιχεία υπερπλήρωσης	24
4.1.1 Ορισμός.....	24
4.1.2 Επισκόπηση των μεθόδων υπερπλήρωσης.....	24
4.1.3 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα υπερπλήρωσης	25
4.2 Ενδιάμεση ψύξη.....	26
4.3 Ειδικά θέματα υπερπλήρωσης κινητήρων Otto.....	28
5 Μοντελοποίηση κινητήρα άμεσου ψεκασμού με χρήση του προγράμματος GT-Power.....	29
5.1 Γενικά χαρακτηριστικά	29
5.2 Περιγραφή του μοντέλου προσομοίωσης.....	30
5.3 Τα επιμέρους στοιχεία του κινητήρα βενζίνης.....	31
5.3.1 Η πολλαπλή εισαγωγής και εξαγωγής.....	31
5.3.2 Οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής.....	31
5.3.3 Οι αυλοί εισαγωγής και εξαγωγής	33
5.3.4 Οι κύλινδροι	33
5.3.5 Οι εγχυτήρες καυσίμου	35
5.3.6 Η στροφαλοφόρος άτρακτος.....	36

5.3.7	Το σύστημα στρόβιλο-υπερπλήρωσης.....	37
6	Αποτελέσματα προσομοίωσης κινητήρων φυσικής αναπνοής	40
6.1	Εισαγωγή.....	40
6.2	Αποτελέσματα προσομοίωσης κινητήρων με τον ίδιο βαθμό συμπίεσης	40
6.3	Αποτελέσματα προσομοίωσης με αυξημένο βαθμό συμπίεσης κινητήρα GDI	45
6.3.1	Πλήρες φορτίο	45
6.3.2	Μερικό φορτίο 40%	49
7	Αποτελέσματα προσομοίωσης υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσου ψεκασμού	55
7.1	Γενικά	55
7.2	Αποτελέσματα σε πλήρες φορτίο.....	55
7.3	Αποτελέσματα προσομοίωσης σε μερικό φορτίο.....	59
8	Συμπεράσματα – μελλοντική εργασία	65
	Κατάλογος σχημάτων	66
	Κατάλογος αναφορών	69

Η παρούσα διπλωματική εργασία μελετά τους κινητήρες άμεσου ψεκασμού βενζίνης (Gasoline direct injection - GDI) οι οποίοι χρησιμοποιούνται στην αυτοκινητοβιομηχανία. Η τεχνολογία αυτή υιοθετήθηκε με σκοπό κυρίως τη μείωση της κατανάλωσης αλλά και την αύξηση των επιδόσεων των κινητήρων Otto. Ωστόσο, το υψηλό κόστος εφαρμογής της σε συνδυασμό με τις χαμηλότερες από τις προσδοκώμενες βελτιώσεις στην κατανάλωση καυσίμου και των ρύπων έκανε αρχικά δύσκολη τη διείσδυσή της στην αγορά. Τα τελευταία χρόνια, με τη συνεχή αύξηση των απαιτήσεων για μείωση του CO₂, η τεχνολογία αυτή έχει πλέον επικρατήσει στην αγορά νέων επιβατικών οχημάτων.

Ο σκοπός της εργασίας είναι η ποσοτική επαλήθευση της θετικής συνεισφοράς της τεχνολογίας άμεσου ψεκασμού στις επιδόσεις των κινητήρων Otto. Επίσης, κρίθηκε σκόπιμο να γίνει άμεση σύγκριση με την πιο συμβατική τεχνολογία ψεκασμού πολλαπλού σημείου (multi point injection - MPI), η οποία είναι ευρέως διαδεδομένη στην αγορά εδώ και πολλά χρόνια. Τα αποτελέσματα που αναμένονται είναι αύξηση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης μαζί με μείωση της θερμοκρασίας πριν την έναυση, η οποία επιτρέπει να αυξηθεί ο βαθμός συμπίεσης του κινητήρα. Τέλος, μελετάται και υπερπληρωμένη διάταξη του κινητήρα άμεσου ψεκασμού.

Για την μελέτη αυτή χρησιμοποιήθηκε το υπολογιστικό πρόγραμμα GT-Power της εταιρίας Gamma Technologies, το οποίο επιτρέπει τη μονοδιάστατη προσομοίωση κινητήρων. Μέσω αυτού μοντελοποιήθηκε ένας τετρακύλινδρος εν σειρά κινητήρας 2 L στον οποίο εφαρμόστηκαν οι δύο βασικές τεχνικές ψεκασμού.

Από τα αποτελέσματα αυτής της προσομοίωσης το βασικό συμπέρασμα που προέκυψε είναι ότι η τεχνολογία άμεσου ψεκασμού οδηγεί σε μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα και αύξηση των επιδόσεων του κινητήρα Otto. Πιο συγκεκριμένα, παρατηρήθηκε αύξηση στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης της τάξης του 5%, η οποία με τη σειρά της επέτρεψε την αύξηση του βαθμού συμπίεσης του κινητήρα. Εντέλει, ο ατμοσφαιρικός κινητήρας άμεσου ψεκασμού παρουσιάζει σε πλήρες φορτίο μείωση στις ειδικές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα και οξειδίων του αζώτου, κατά 4% και 10% αντίστοιχα, ενώ αυτή η μείωση μπορεί να φτάσει το 11,2% και 40,1% σε μερικό φορτίο. Τέλος, με την υπερπληρωμένη διάταξη άμεσου ψεκασμού που μελετήθηκε στο τελευταίο κεφάλαιο, σημειώθηκε σημαντική αύξηση στην ισχύ σε όλο το εύρος λειτουργίας, σε συνδυασμό με μικρή μείωση στην κατανάλωση και τις εκπομπές.

Τα αποτελέσματα αυτά προσδιορίζουν την συνεισφορά της τεχνολογίας άμεσου ψεκασμού στη μείωση των εκπομπών και την αύξηση των επιδόσεων σε σύγκριση με τη συμβατική τεχνολογία ψεκασμού πολλαπλού σημείου. Τελικά, επαληθεύουν προηγούμενα ευρήματα και δίνουν ενθαρρυντικά στοιχεία για την επιρροή που θα μπορούσε να έχει η ευρεία εφαρμογή αυτής της τεχνολογίας στην «επιβίωση» του κινητήρα Otto στο μέλλον.

The present thesis project is a study of a GDI (gasoline direct injection) engine, such as the ones being used in the automotive industry. This technology has been adopted primarily to reduce the fuel consumption but also to increase the performance of the spark ignition engine. However, the high cost of the application in conjunction with the lower than expected improvements in fuel economy and pollution made the initial market penetration difficult. Nevertheless, in the latest years, due to the extended demand regarding the reduction of CO₂, the GDI technology has dominated the market of automotive vehicles.

The main purpose of this project is the quantitative verification of the positive impact of direct injection technology in the performance of SI engines. It was also important to compare the results to the conventional MPI (multi point injection) system, which is widespread in the passenger car market. The results that are expected to be found include an increase in volumetric efficiency combined with a reduction in temperature right before ignition, which enables to raise the compression ratio of the engine. Lastly, a turbocharged version of the GDI engine is also studied.

In order to perform this study, the GT-Power computational software of Gamma technologies was used, which enables users to perform one dimensional engine simulations. A four cylinder, in-line, 2 L engine was designed where both fuel injection technologies were applied.

Based on the results of the present simulation it was shown that the direct injection technology can improve the emissions and performance of the SI engine. The volumetric efficiency increased on an average rate of 5%, which allowed a further raise of the engine compression ratio. In the end, the naturally aspirated gasoline direct injection engine achieved a decrease of the specific output of carbon dioxide and nitrogen oxides of about 4% and 10% respectively while operating at full load, whereas at part load that decrease can reach 11.2% and 40.1% correspondingly. Finally, the turbocharged version of the direct injection engine showed a significant rise in horsepower through the whole operation range combined with a slight decrease in consumption and emissions.

These results determine the impact of the gasoline direct injection technology on the reduction of the emissions and the performance compared to the conventional multi point injection system. In conclusion, they verify previous findings and give encouraging signs for the sustainability of the SI engine in the future.

Συνομογραφία	Επεξήγηση
AF	Λόγος αέρα καυσίμου (air-fuel ratio)
bmeP	Μέση πραγματική πίεση (brake mean effective pressure)
bsfc	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (brake specific fuel consumption)
CO₂	Διοξείδιο του άνθρακα
EGR	Ανακυκλοφορία καυσαερίου (exhaust gas recirculation)
EV	Βαλβίδα εξαγωγής (exhaust valve)
GDI	Άμεσος ψεκασμός βενζίνης (gasoline direct injection)
IV	Βαλβίδα εισαγωγής (inlet valve)
MPI	Ψεκασμός πολλαπλών σημείων (multi-point injection)
n.a.	Φυσικής αναπνοής (naturally aspirated)
NO_x	Οξειδία του αζώτου
SGDI	Καθοδηγούμενος από την δέσμη άμεσος ψεκασμός (spray-guided direct injection)
SPI	Ψεκασμός μονού σημείου (single-point injection)
WGDI	Καθοδηγούμενος από το έμβολο άμεσος ψεκασμός (wall-guided direct injection)
4-X	Τετράχρονος κινητήρας
ANΣ	Άνω νεκρό σημείο
β.α	Βαθμός απόδοσης
ΚΝΣ	Κάτω νεκρό σημείο
ΜΕΚ	Μηχανή εσωτερικής καύσης

Κατάλογος συμβόλων

Σύμβολο	Επεξήγηση	Μονάδα μέτρησης
D	Διάμετρος κυλίνδρου	m
L	Μήκος διωστήρα	m
\dot{m}	Παροχή μάζας	kg/s
P	Πίεση	bar
R	Σταθερά των αερίων	J/mol*K
S	Διαδρομή εμβόλου	mm
T	Θερμοκρασία	K
V _H	Όγκος εμβολισμού	m ³
Z	Αριθμός κυλίνδρων	-
γ	Λόγος ειδικών θερμοχωρητικότητων	-
η_{ic}	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	-
η_{it}	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου	-
η_{ψ}	Βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου	-
λ_{α}	Λόγος αέρα-καυσίμου	-
ρ	Πυκνότητα	kg/m ³
Φ	Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου- αέρα (=1/ λ_{α})	-

1 Εισαγωγή

1.1 Πλαίσιο

Στην παρούσα διπλωματική εργασία γίνεται προσομοίωση κινητήρα άμεσου ψεκασμού βενζίνης με χρήση του προγράμματος GT-Power. Ο κινητήρας άμεσου ψεκασμού είναι μία προηγμένη μορφή του συμβατικού κινητήρα Otto, στον οποίο η έγχυση του καυσίμου δε πραγματοποιείται στην πολλαπλή εισαγωγής αλλά απευθείας εντός του κυλίνδρου. Το κύριο ζητούμενο της μελέτης είναι κατά πόσο ακριβώς βελτιώνονται τα χαρακτηριστικά ενός κινητήρα με την εφαρμογή διάταξης άμεσου ψεκασμού.

1.2 Σκοπός και στόχοι

Ο κυριότερος σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι ο ποσοτικός προσδιορισμός των βελτιώσεων που προσφέρει η τεχνολογία άμεσου ψεκασμού σε σχέση με το συμβατικό κινητήρα Otto. Για να γίνει αντιληπτή αυτή η συνεισφορά, γίνεται σύγκριση με τη συμβατική μέθοδο ψεκασμού πολλαπλού σημείου που αποτελεί την πλέον διαδεδομένη εδώ και πολλά χρόνια τεχνολογία που εφαρμόζεται στην αυτοκινητοβιομηχανία. Επιπλέον, ήταν σημαντικό να προσδιοριστεί η επίδραση που έχει η λειτουργία του κινητήρα υπό στρωματοποιημένη γόμωση σε χαμηλά φορτία, χαρακτηριστικό μοναδικό για τους κινητήρες άμεσου ψεκασμού, καθώς παρά τη δυνατότητα που προσφέρουν για λειτουργία με φτωχά μείγματα, μπορεί να προκαλέσουν προβλήματα παραγωγής αιθάλης και (engine-out) οξειδίων του αζώτου. Επίσης, ιδιαίτερης σημασίας είναι η διερεύνηση των επιδόσεων της υπερπληρωμένης διάταξης κινητήρα άμεσου ψεκασμού, αφού η σημερινή αγορά κινείται προς στροβιλο-υπερπληρωμένους κινητήρες μικρότερου όγκου εμβολισμού, με σκοπό την μείωση της κατανάλωσης (downsizing).

1.3 Οριοθέτηση

Στην ενότητα αυτή αναφέρονται οι παράγοντες που αγνοήθηκαν ή εξαιρέθηκαν από την παρούσα μελέτη. Ένας από αυτούς είναι η χρήση τεχνικών επεξεργασίας των καυσαερίων (τριοδικός καταλύτης, φίλτρο σωματιδίων κ.λπ.), που χρησιμοποιούνται σχεδόν καθολικά σε όλους τους σύγχρονους κινητήρες για την μείωση των εξαγόμενων προς το περιβάλλον ρύπων. Ωστόσο, αυτή η παράλειψη δεν επηρεάζει την εξαγωγή συμπερασμάτων, καθώς οι μέθοδοι αυτές αποτελούν εξωτερικές διατάξεις για την μείωση των ρύπων, ενώ η παρούσα μελέτη διερευνά τη λειτουργία εντός του κινητήρα αλλάζοντας την μορφή με την οποία γίνεται η έγχυση και η καύση. Επίσης, παραλήφθηκε η εισαγωγή συστήματος ανακυκλοφορίας καυσαερίου, καθώς η εφαρμογή του επιδρά ποσοτικά εξίσου και στους δύο τύπους κινητήρων που μελετήθηκαν, και το μόνο που θα εισήγαγε θα ήταν πρόσθετη πολυπλοκότητα στη διάταξη που ξεφεύγει από τα επίπεδα μίας διπλωματικής εργασίας. Τέλος, δεν υποβλήθηκαν υπό μελέτη στοιχεία του κινητήρα όπως οι εγχυτήρες, η εσωτερική γεωμετρία του θαλάμου καύσης καθώς και το προφίλ στρωματοποίησης, για τα οποία έγινε χρήση τυπικών τιμών που προτάθηκαν από το πρόγραμμα προσομοίωσης.

2 Ο κινητήρας Otto

2.1 Γενικά

Ο κινητήρας Otto οφείλει την ονομασία του στον εφευρέτη του Γερμανό μηχανικό Nicolaus August Otto, ο οποίος ανέπτυξε τον πρώτο τετράχρονο κινητήρα εσωτερικής καύσης το 1876. Η ειδοποιός διαφορά του κινητήρα Otto σε σχέση με τους κινητήρες Diesel βρίσκεται στον τρόπο ανάφλεξης του καυσίμου, ο οποίος γίνεται με την χρήση κάποιου εξωτερικού μέσου, όπως ένας ηλεκτρικός σπινθήρας.

Οι κινητήρες Otto διακρίνονται σε αεριομηχανές και βενζινομηχανές ανάλογα με το καύσιμο που καταναλώνουν. Οι πρώτες χρησιμοποιούν αέρια καύσιμα (φυσικό αέριο, υγραέριο, κ.λπ.), ενώ οι δεύτερες υγρά καύσιμα, κατά κύριο λόγο βενζίνη. Ο βενζινοκινητήρας συνήθως κατά τη διάρκεια της εισαγωγής αναρροφά ομογενές μείγμα αέρα-καυσίμου, το οποίο διαμορφώνεται μέσω του συστήματος έγχυσης καυσίμου.

Τα πιο παλιά συστήματα έγχυσης χρησιμοποιούσαν εξαεριωτή για την διαμόρφωση του απαιτούμενου μείγματος. Με την εξέλιξη όμως της τεχνολογίας και της ανάγκης για αποδοτικότερους κινητήρες, οι εξαεριωτές αντικαταστάθηκαν από συστήματα μηχανικής έγχυσης που κάνουν χρήση συγκροτήματος αντλίας καυσίμου και εγχυτήρων. Από αυτά, τα πιο διαδεδομένα είναι τα συστήματα ψεκασμού μονού σημείου (SPI), ψεκασμού πολλαπλού σημείου (MPI) και ο άμεσος ψεκασμός (GDI). Στην έγχυση μονού σημείου γίνεται χρήση ενός εγχυτήρα, ο οποίος λειτουργεί αδιάκοπα και είναι κατάλληλα τοποθετημένος στο σωλήνα εισαγωγής πριν τη ρυθμιστική δικλείδα. Το σύστημα ψεκασμού πολλαπλού σημείου χρησιμοποιεί ξεχωριστούς εγχυτήρες τοποθετημένους πριν την βαλβίδα εισαγωγής του κάθε κυλίνδρου. Τέλος, με τον άμεσο ψεκασμό το καύσιμο εγχύεται απευθείας εντός του κυλίνδρου [1].

2.2 Αρχές λειτουργίας και καύσης

2.2.1 Ρύθμιση ισχύος κινητήρων Otto

Κατά την διάρκεια της εισαγωγής, στους κινητήρες Otto ο αέρας και το καύσιμο αναμειγνύονται και εισέρχονται μαζί εντός του κυλίνδρου. Η ανάμειξη αυτή μπορεί να γίνει με πολλούς τρόπους όπως αναφέρθηκε και στην προηγούμενη παράγραφο. Η ρύθμιση της ισχύος του κινητήρα Otto γίνεται ποσοτικά, δηλαδή αυξομειώνεται η συνολική ποσότητα του μείγματος που εισέρχεται στους κυλίνδρους. Αυτό επιτυγχάνεται με τη χρήση στραγγαλιστικής δικλείδας («πεταλούδα»), η οποία καθώς περιστρέφεται, διευκολύνει ή δυσχεραίνει την ροή του αέρα. Με τον τρόπο αυτό μεταβάλλεται η πίεση με την οποία ο αέρας αυτός θα εισέλθει στους κυλίνδρους. Επίσης, στους περισσότερους κινητήρες (οχημάτων) η σύσταση του μείγματος αέρα-καυσίμου παραμένει σχετικά σταθερή πάρα πολύ κοντά στη στοιχειομετρική αναλογία, με ελάχιστες εξαιρέσεις (π.χ. πλήρες φορτίο) [1].

2.2.2 Καύση κινητήρων Otto

Στον συμβατικό τετράχρονο κινητήρα βενζίνης, το καύσιμο και ο αέρας εισέρχονται στον κύλινδρο ως μείγμα. Η ανάφλεξη αυτού γίνεται μέσω του σπινθηριστή μερικές μοίρες (συνήθως 10-30) πριν το έμβολο φτάσει το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ). Αυτή η γωνία ονομάζεται προπορεία έναυσης. Μέσω του σπινθηριστή ξεκινάει η εξάπλωση μίας φλόγας από την θέση της αρχικής έναυσης μέχρι να καεί όλο το καύσιμο στον κύλινδρο. Η ταχύτητα με την οποία μεταδίδεται η φλόγα επηρεάζει όλο το φαινόμενο της καύσης, και εξαρτάται από τον ρυθμό με τον οποίο προσδίδεται θερμική ενέργεια στην γόμωση του κυλίνδρου, ο οποίος με τη σειρά του επηρεάζεται από τη θερμότητα που παράγεται από την καύση και την ψυκτική δράση των τοιχωμάτων.

Για να μπορεί να λειτουργεί σωστά ο κινητήρας, βασικό κριτήριο είναι το μείγμα αέρα-καυσίμου που παράγεται να είναι αναφλέξιμο, δηλαδή να επιτρέπει την ταχεία εξάπλωση της φλόγας για πλήρη καύση της γόμωσης. Ο σημαντικότερος παράγοντας που καθορίζει την αναφλεξιμότητα ενός μείγματος είναι η

σύνθεση του. Πιο συγκεκριμένα, δεν πρέπει να είναι ούτε πολύ φτωχό (ώστε να υπάρχει περίσσεια αέρα και η εκλυόμενη θερμότητα να μην επαρκεί για την διατήρηση ταχείας αντίδρασης) αλλά ούτε πολύ πλούσιο (όπου δεν υπάρχει επαρκής αέρας για την καύση του μείγματος). Βάσει πειραματικών δεδομένων, το εύρος λόγου αέρα-καυσίμου που οδηγεί σε αναφλέξιμο μείγμα για κινητήρες Otto είναι μεταξύ $\lambda_a=0,6$ (πλούσιο σε καύσιμο) και $\lambda_a=1,2$ (φτωχό σε καύσιμο). Για να επιτευχθεί βέλτιστη απόδοση του κινητήρα η τιμή του λόγου αέρα- καυσίμου πρέπει να είναι $\lambda_a=1,05 \div 1,15$ ενώ για μέγιστη ισχύ συνήθως ισχύει $\lambda_a=0,8 \div 0,9$ ¹. Όπως θα φανεί όμως στο επόμενο κεφάλαιο, το φτωχό όριο μπορεί να ξεπεραστεί χρησιμοποιώντας άμεση έγχυση καυσίμου και ο κινητήρας μπορεί πλέον να λειτουργήσει με συνολικό λόγο αέρα-καυσίμου μεγαλύτερο του 1,5.

Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δοθεί στους κινητήρες Otto ώστε να μην παρουσιαστούν ανωμαλίες στην καύση. Οι κυριότερες που μπορούν να προκύψουν είναι η πυρανόφλεξη και η κρουστική καύση, με την δεύτερη να αποτελεί και την πιο επικίνδυνη μορφή που ενδέχεται να εμφανιστεί.

Κατά την πυρανόφλεξη, το μείγμα αναφλέγεται αυτόματα από την ύπαρξη κάποιων πολύ θερμών εστιών στο θάλαμο καύσης, συνήθως από ανθρακικές επικαθήσεις στα τοιχώματα των βαλβίδων εξαγωγής ή των ηλεκτροδίων του σπινθηριστή. Αυτό το φαινόμενο οδηγεί στη δημιουργία πολλαπλών μετώπων φλόγας, τα οποία προκαλούν εντονότερο ρυθμό καύσης με αποτέλεσμα γρηγορότερη αύξηση της πίεσης. Όταν αυτή η αυτόματη ανάφλεξη εμφανίζεται πριν την προγραμματισμένη έναυση από τον σπινθηριστή, έχουμε τη λεγόμενη προανάφλεξη, ενώ στην αντίστροφη περίπτωση μετανάφλεξη. Η πυρανόφλεξη μπορεί να οδηγήσει με τη σειρά της, υπό δυσμενείς συνθήκες, και σε κρουστική καύση.

Στην κρουστική καύση ενώ το μείγμα έχει ξεκινήσει φυσιολογικά την διαδικασία της καύσης και η φλόγα «ταξιδεύει» εντός του θαλάμου καύσης, το άκαυστο μέρος του μείγματος καίγεται ακαριαία υπό την μορφή έκρηξης, όπως συμβαίνει στους κινητήρες Diesel. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την δραστική αύξηση της πίεσης (έως και επταπλάσιες τιμές σε σχέση με την κανονική καύση) και συνεπώς της θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου, συνοδευόμενη από έναν χαρακτηριστικό μεταλλικό θόρυβο [2].

2.3 Σχηματισμός και Εκπομπές Ρύπων

2.3.1 Γενικά

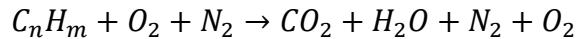
Ο σχηματισμός ρύπων είναι αναπόφευκτο κομμάτι της λειτουργίας των εμβολοφόρων κινητήρων εσωτερικής καύσης, με την ελαχιστοποίησή τους να είναι μείζον ζήτημα σε κάθε μορφή κινητήρα. Το πρόβλημα ξεκίνησε να γίνεται ιδιαίτερα αισθητό στις μεγαλουπόλεις τη δεκαετία του 1960 υπό την μορφή φωτοχημικού νέφους. Αυτό το φαινόμενο οδήγησε στην αναζήτηση μεθόδων για την μείωση των ρύπων είτε βελτιώνοντας την καύση του κινητήρα, δηλαδή εκεί που δημιουργούνται οι ρύποι (εσωτερικά μέτρα), είτε με εφαρμογή συσκευών (μετ)επεξεργασίας καυσαερίων, μετά την παραγωγή, δηλαδή, των ρύπων, όπως οι καταλυτικοί μετατροπείς ή οι παγίδες σωματιδίων. Η πρόληψη σχηματισμού των ρύπων στη πηγή τους μπορεί να επιτευχθεί με διάφορους τρόπους, όπως κατάλληλη σχεδίαση θαλάμου καύσης, συστήματα τροφοδοσίας καυσίμου, χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίου κ.λπ. Ωστόσο, όλα αυτά τα μέτρα τις περισσότερες φορές οδηγούν σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και μείωση της συγκέντρωσης ισχύος [2].

2.3.2 Σχηματισμός των Ρύπων

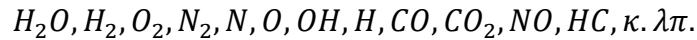
Ο σχηματισμός των ρύπων στις εμβολοφόρες μηχανές οφείλεται στη χημική διάσπαση των προϊόντων της καύσης από τις υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται εντός του κυλίνδρου, οι οποίες μπορούν να φτάσουν μέχρι και τους 3000K. Τα παραγόμενα καυσαέρια φαίνονται στο παρακάτω γενικό σχήμα χημικής

¹ Οι παραπάνω τιμές βέβαια αναφέρονται στη θεωρητική περίπτωση λειτουργίας, με δεδομένο ότι εδώ και χρόνια, για αποδοτική λειτουργία του τριοδικού καταλύτη, απαιτείται σε κινητήρες Otto μονού ή πολλαπλού σημείου στοιχειομετρική αναλογία μείγματος.

αντίδρασης, με την παραδοχή ότι αυτή είναι τέλεια, χωρίς την ύπαρξη χημικής διάστασης (οι χημικοί συντελεστές δεν έχουν τεθεί, οπότε η εξίσωση έχει ποιοτική μόνο αξία)



Ωστόσο, υπό πραγματικές συνθήκες, λόγω της χημικής διάστασης, στα παραγόμενα καυσαέρια εμφανίζονται οι ακόλουθες ρίζες και ενώσεις.

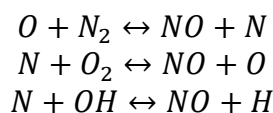


Οι κυριότερες από τις παραπάνω ρυπογόνες ουσίες είναι τα οξείδια του αζώτου NO_x , το μονοξείδιο του άνθρακα CO και οι υδρογονάνθρακες HC . Οι παραπάνω ρύποι, μαζί με την εκπεμπόμενη αιθάλη (σωματίδια) από τους κινητήρες Diesel αποτελούν τους ελεγχόμενους ρύπους. Επίσης, συγκριτικά με τον κινητήρα Diesel, οι κινητήρες Otto παράγουν ελαφρώς μεγαλύτερα επίπεδα NO_x , σχεδόν δύο τάξεις μεγέθους μεγαλύτερες εκπομπές CO και μία τάξης μεγέθους περισσότερους HC . Όσον αφορά στα σωματίδια της αιθάλης, αποτελούν πρόβλημα κυρίως των κινητήρων Diesel, καθώς στους συμβατικούς κινητήρες Otto η παραγωγή τους είναι μηδενική. Ωστόσο, αξίζει να σημειωθεί ότι η μελετώμενη σε αυτή την διπλωματική εργασία τεχνολογία άμεσου ψεκασμού, μπορεί να οδηγήσει σε παραγωγή σωματιδίων [2].

2.3.3 Σχηματισμός των Οξειδίων του Αζώτου NO_x

Τα οξείδια του αζώτου που σχηματίζονται στους θαλάμους καύσης περιλαμβάνουν το μονοξείδιο του αζώτου (NO), το διοξείδιο του αζώτου (NO_2) καθώς και ίχνη από άλλα οξείδια του αζώτου όπως το N_2O_5 . Από τα προηγούμενα οξείδια το κυριότερο είναι το μονοξείδιο του αζώτου το οποίο κυμαίνεται περίπου στο 98% των συνολικών NO_x .

Ο κύριος τρόπος με τον οποίο σχηματίζεται το μονοξείδιο του αζώτου είναι από την οξείδωση του N_2 που περιέχεται στον ατμοσφαιρικό αέρα λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που αναπτύσσεται εντός του θαλάμου καύσης. Πιο συγκεκριμένα, ο σχηματισμός τους ξεκινάει συνήθως μετά τους 1800 K. Οι κυριότερες αντιδράσεις που περιγράφουν τον σχηματισμό του NO περιγράφονται από το σύστημα των τριών εξισώσεων που ακολουθούν και αποτελούν τον λεγόμενο εκτεταμένο μηχανισμό Zel'dovich [2].

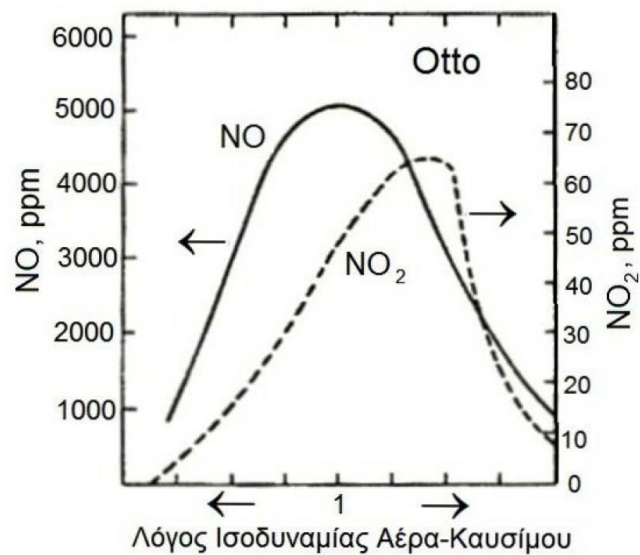


Στους κινητήρες Otto, όπως έχει αναφερθεί προηγουμένως, όταν γίνεται η έναυση το μείγμα έχει σχεδόν ομοιόμορφη σύσταση. Λόγω της ύπαρξης προπορείας το μείγμα ξεκινάει να καίγεται πριν το άνω νεκρό σημείο. Επομένως, το μείγμα ενώ καίγεται ταυτοχρόνως συμπιέζεται, με αποτέλεσμα να υπάρχει περαιτέρω αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας, η οποία ενισχύει τον σχηματισμό NO . Επίσης, κοντά στον σπινθηριστή, επειδή επικρατούν υψηλές θερμοκρασίες, η συγκέντρωση των NO είναι πολύ μεγαλύτερη. Συμπερασματικά, γίνεται φανερό ότι έχει μεγάλη σημασία η θέση στην οποία λαμβάνει χώρα η καύση. Οι κυριότερες παράμετροι λειτουργίας που επηρεάζουν την τιμή του NO είναι:

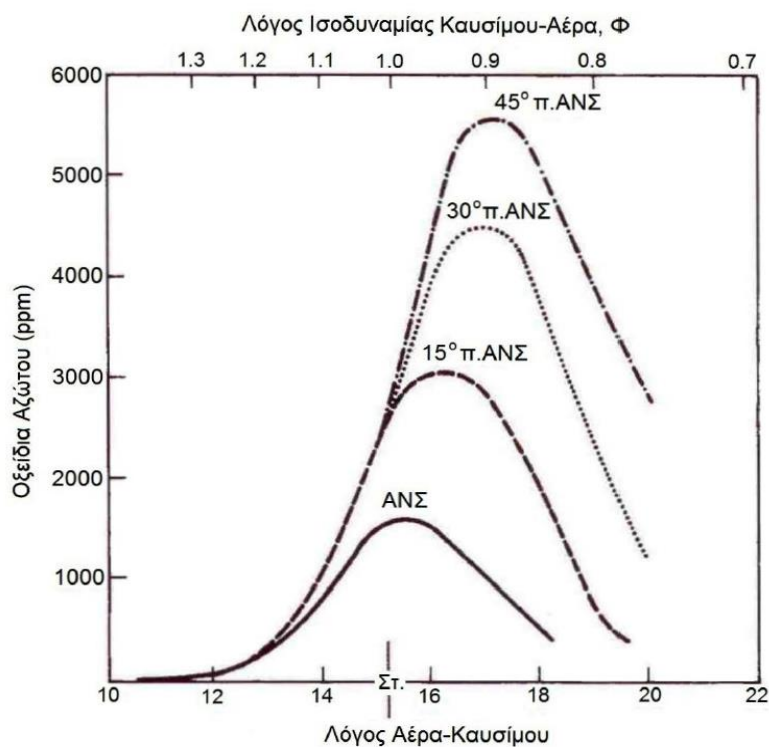
- Ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου, λ_a : Η μεταβολή του NO συναρτήσει του λόγου αέρα-καυσίμου φαίνεται στον παρακάτω σχήμα 2.1. Όπως φαίνεται, η μέγιστη τιμή του NO εμφανίζεται για $\lambda_a=1,1$ το οποίο είναι λογικό εφόσον αυτή η τιμή βρίσκεται κοντά στην στοιχειομετρία, όπου επικρατούν και οι μέγιστες θερμοκρασίες. Επίσης, φαίνεται και η τάξη μεγέθους μεταξύ του NO και του NO_2 .
- Η προπορεία έναυσης: Η επίδραση της προπορείας, όπως φαίνεται και στο σχήμα 2.2, είναι πολύ σημαντική όσον αφορά τη συγκέντρωση του παραγόμενου NO . Ειδικότερα, με την αύξηση

της προπορείας σημειώνεται και αύξηση της συγκέντρωσης NO. Το πρόβλημα που υπάρχει είναι ότι όσο μειώνεται η προπορεία, ελαττώνονται η παραγόμενη ισχύς και ο βαθμός απόδοσης (παράγοντας που συνδέεται άμεσα με το διοξείδιο του άνθρακα), έτσι δεν υπάρχει κάποια βέλτιστη τιμή προπορείας όπου να εμφανίζονται ελάχιστα NO_x και μέγιστος β.α. Στην πράξη, εφαρμόζεται κάποια ενδιάμεση τιμή ώστε να ικανοποιούνται όσο καλύτερα γίνεται οι δύο απαιτήσεις.

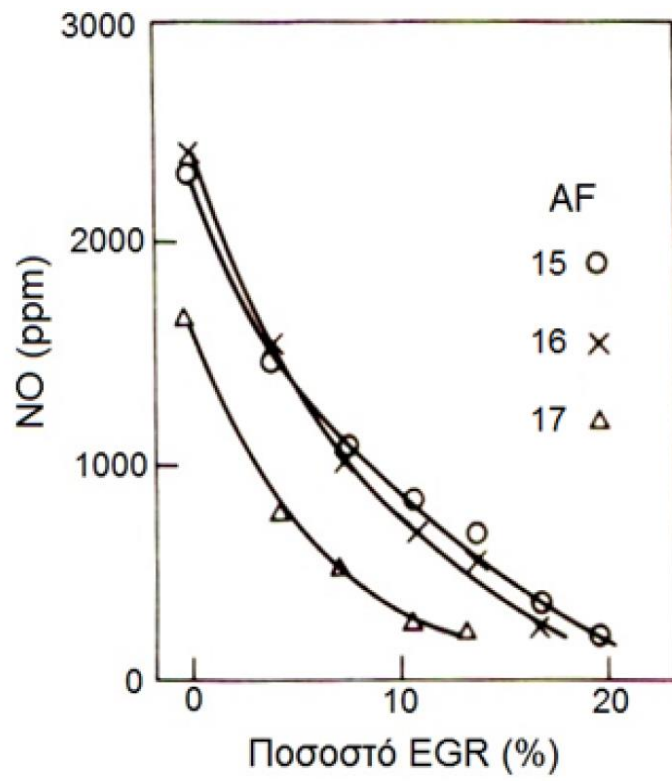
- Ανακυκλοφορία καυσαερίου (EGR): Ο όρος αυτός εκφράζεται ως ποσοστό του καυσαερίου της εξαγωγής που επανα-εισάγεται στον θάλαμο καύσης με σκοπό να μειωθεί η θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου. Τυπικά ποσοστά είναι μεταξύ 15% με 25%, και η επίδραση φαίνεται στο σχήμα 2.3. Το μειονέκτημα αυτής της τεχνικής είναι η μείωση της συγκέντρωσης ισχύος και η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, ενώ με τη χρήση υψηλών λόγων ανακυκλοφορίας σημειώνεται αύξηση της αιθάλης [2].



Σχήμα 2.1: Μεταβολή των NO_x σε σχέση με τον λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου [2]



Σχήμα 2.2: Συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου συναρτήσει της προπορείας [3]



Σχήμα 2.3: Συγκέντρωση NO συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίου EGR σε κινητήρα Otto [2]

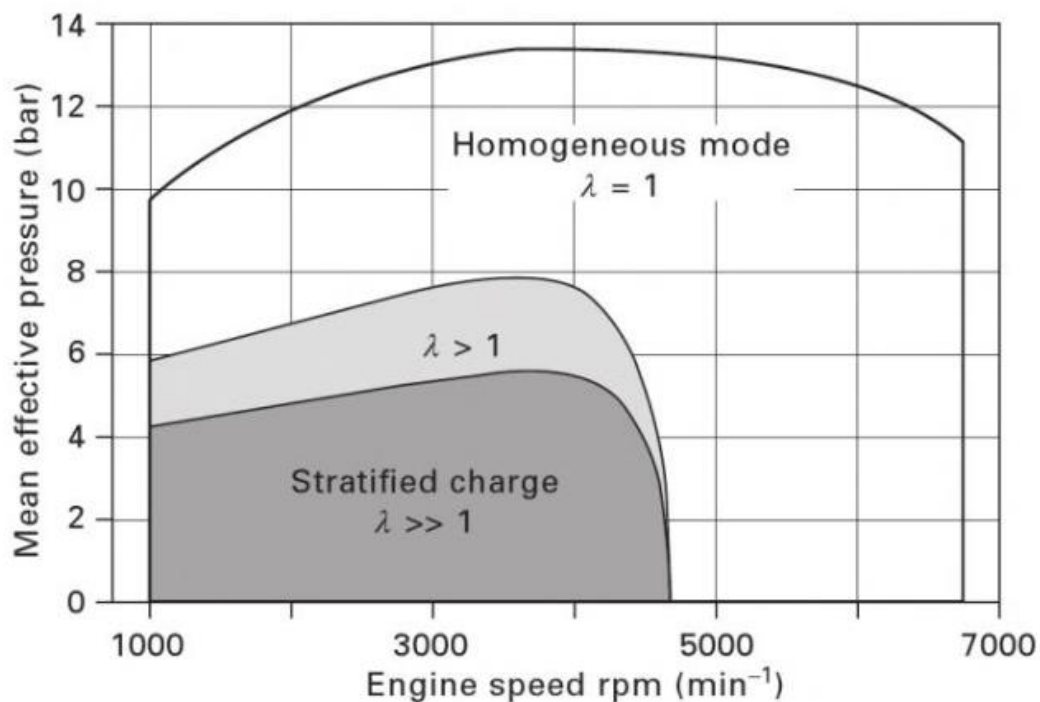
3 Ο κινητήρας άμεσου ψεκασμού GDI

3.1 Εισαγωγή

Η πρώτη εφαρμογή κινητήρων άμεσου ψεκασμού έγινε περίπου το 1930 σε κινητήρα αεροσκάφους (Rolls-Royce Crecy) χρησιμοποιώντας τεχνολογία εγχυτήρων που εφαρμόζονταν σε κινητήρες Diesel έως τότε, με σκοπό την αύξηση της συγκέντρωσης ισχύος [5], ενώ υπήρξαν και μερικές εφαρμογές τα επόμενα χρόνια σε επιβατικά οχήματα. Σχετικά γρήγορα, όμως, αντικαταστάθηκαν από την πιο συμβατική έγχυση καυσίμου στην πολλαπλή εισαγωγής λόγω της απλούστερης κατασκευής και μεγαλύτερης ανθεκτικότητάς της. Ωστόσο, η συνεχής αυστηροποίηση των προδιαγραφών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα και η απαίτηση για μειωμένη κατανάλωση καυσίμου έφερε ξανά στο προσκήνιο τους κινητήρες GDI.

Οι κινητήρες GDI έχουν την δυνατότητα να αυξήσουν την συγκέντρωση ισχύος μαζί με βελτίωση στην κατανάλωση καυσίμου, η οποία έτσι μπορεί να γίνει συγκρίσιμη με των κινητήρων Diesel. Ιδιαίτερο χαρακτηριστικό των κινητήρων άμεσου ψεκασμού είναι η δυνατότητά τους να λειτουργούν υπό στρωματοποιημένο (φτωχό) μείγμα σε χαμηλά φορτία, σε αντίθεση με τους συμβατικούς που λειτουργούν μόνο με ομογενές. Επίσης με τον άμεσο ψεκασμό επιτυγχάνεται μείωση της θερμοκρασίας του μείγματος της τάξης των 30 K, καθώς η ψύξη από την εξάτμιση του καυσίμου κατευθύνεται μόνο στον εισερχόμενο αέρα και όχι στην πολλαπλή και τις βαλβίδες εισαγωγής. Αυτό οδηγεί σε αύξηση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης κατά περίπου 5% και επιτρέπει, λόγω μείωσης του κινδύνου εμφάνισης κρουστικής καύσης, αύξηση του βαθμού συμπίεσης, γεγονός που βελτιώνει τελικά και τον βαθμό απόδοσης [4].

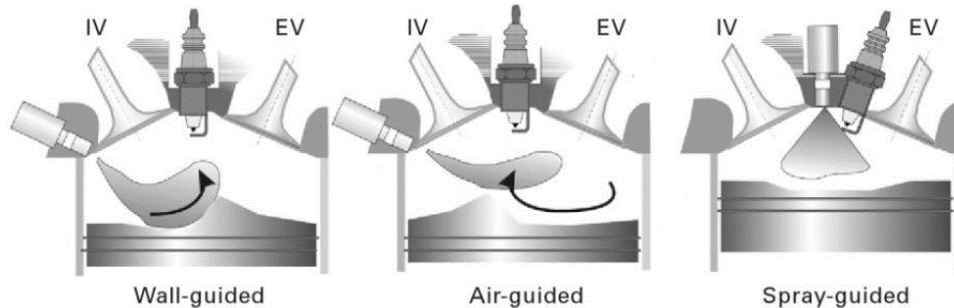
Σε μερικό φορτίο και χαμηλές στροφές (όπως φαίνεται στο σχήμα 3.1), ο κινητήρας μπορεί να λειτουργεί με στρωματική γόμωση πραγματοποιώντας την έγχυση καυσίμου κατά το στάδιο της συμπίεσης. Η στρωμάτωση αυτή συμβαίνει έτσι ώστε το μείγμα να είναι πλούσιο κοντά στον σπινθηριστή για να γίνει η έναυση, αλλά αρκετά φτωχό πιο μακριά από αυτόν ώστε να επικρατεί -συνολικά- φτωχή αναλογία αέρα-καυσίμου εντός του θαλάμου καύσης. Αυτό επιτρέπει την λειτουργία του κινητήρα με ποιοτική ρύθμιση ισχύος μεταβάλλοντας τον λόγο αέρα-καυσίμου, με αποτέλεσμα να μειώνονται οι απώλειες στραγγαλισμού από την «πεταλούδα». Με τον τρόπο αυτό βελτιώνεται η κατανάλωση καυσίμου.



Σχήμα 3.1: Εύρος λειτουργίας στρωματοποιημένης καύσης ($\lambda \gg 1$) και ομογενούς καύσης με φτωχό μείγμα ($\lambda > 1$) [5]

3.2 Συστήματα άμεσου ψεκασμού βενζίνης

Τα συστήματα άμεσου ψεκασμού είναι τρία, και ορίζονται βάσει του τρόπου που χρησιμοποιούν για τον έλεγχο της στρωματοποίησης. Πιο συγκεκριμένα, όπως φαίνεται και στο σχήμα 3.2, χωρίζονται σε καθοδηγούμενα από το έμβολο (wall-guided), από τον αέρα (air-guided) ή από την δέσμη του καυσίμου (spray-guided).

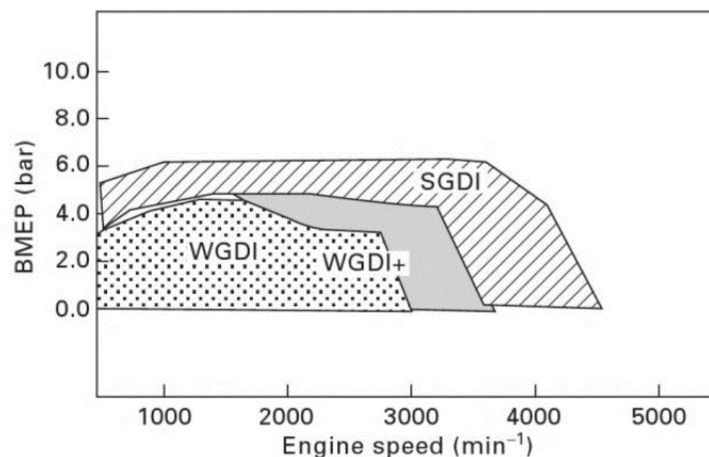


Σχήμα 3.2: Συστήματα άμεσου ψεκασμού [6]

3.2.1 Σύστημα καύσης καθοδηγούμενο από το έμβολο (wall-guided)

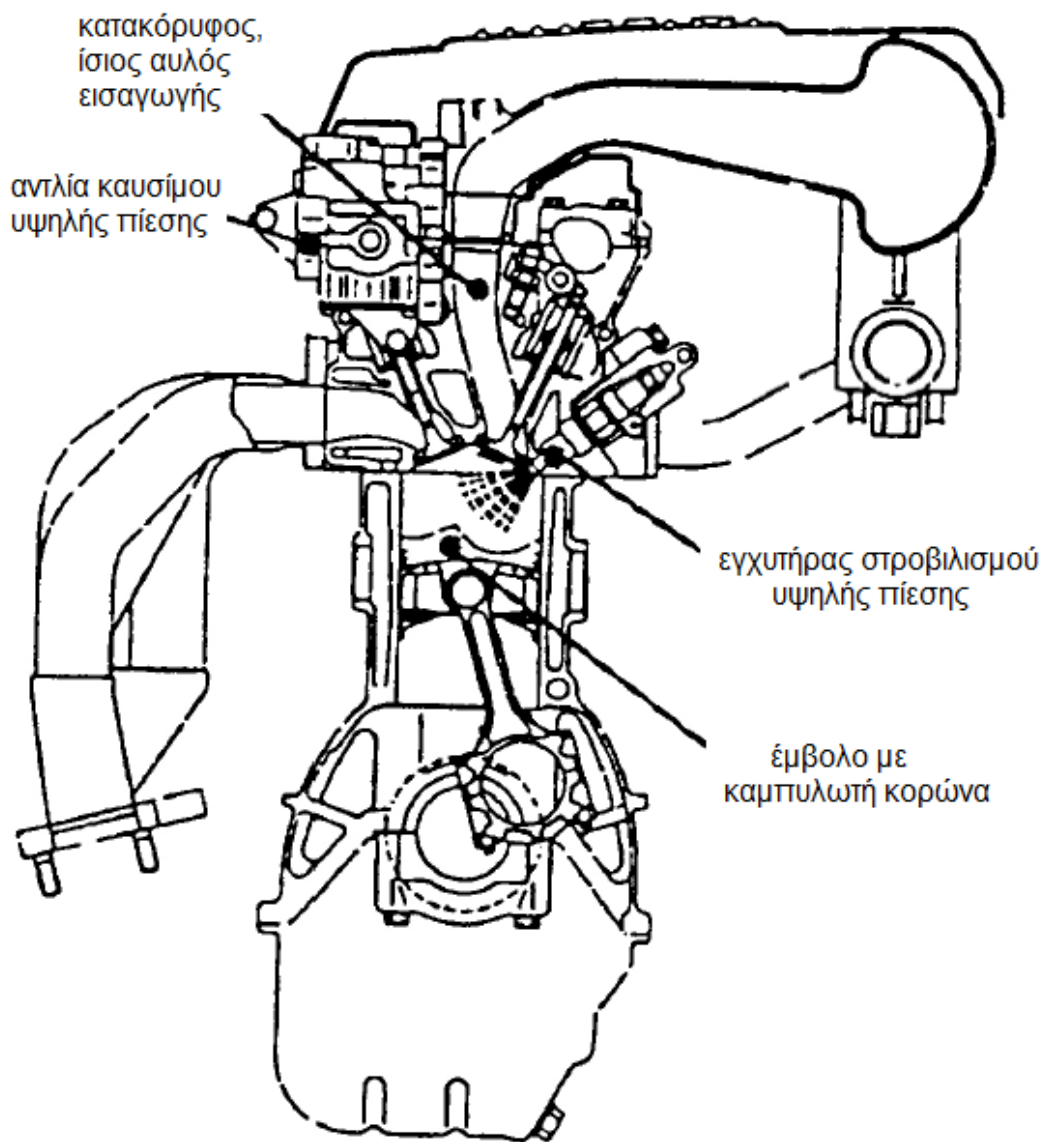
Το συγκεκριμένο σύστημα ήταν το πιο διαδεδομένο για τους κινητήρες άμεσου ψεκασμού πρώτης γενιάς. Σε αυτήν την διάταξη, το μείγμα προετοιμάζεται και μεταφέρεται στον σπινθηριστή μέσω αλληλεπίδρασης με το έμβολο, όπως φαίνεται και στο σχήμα 3.2. Η πίεση που χρησιμοποιείται για την έγχυση είναι συνήθως περίπου 50 bar από έναν εγχυτήρα μονής οπής, ο οποίος είναι τοποθετημένος πλευρικά του θαλάμου καύσης [4].

Δυστυχώς αυτή η τεχνική οδηγεί σε αρκετά μειονεκτήματα. Ειδικότερα, επειδή το καύσιμο εγχύεται πάνω στο έμβολο, αυτό κατακάθεται πάνω του σε υγρή μορφή (wall-wetting), κάτι που μπορεί να οδηγήσει σε καύση λιμνώδους τύπου (pool fire) και τελικά παραγωγή σωματιδίων και υδρογονανθράκων. Επίσης, ο σχηματισμός του επιθυμητού στρωματοποιημένου μείγματος είναι αρκετά δύσκολος καθώς συνδέεται άμεσα με τη θέση που βρίσκεται το έμβολο και χρειάζεται σωστός συγχρονισμός της έγχυσης και της έναυσης στις διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Το προαναφερθέν γεγονός αποτελεί τον λόγο που τα συστήματα τα οποία καθοδηγούνται από το έμβολο έχουν σχετικά περιορισμένο εύρος λειτουργίας, κυρίως σε σχέση με το καθοδηγούμενο από τη δέσμη σύστημα, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.3. Τέλος, το ιδιαίτερο σχήμα του εμβόλου αυξάνει τον όγκο και το βάρος του με συνέπεια την αύξηση των μηχανικών απωλειών [5].



Σχήμα 3.3: Εύρος στρωματικής λειτουργίας για συστήματα καύσης καθοδηγούμενα από το έμβολο (WGDI) και από την δέσμη (SGDI) [5]

Ένα από τα πρώτα καθοδηγούμενα από το έμβολο συστήματα που εφαρμόστηκε σε μοντέρνο αυτοκίνητο ήταν από την Mitsubishi. Στο παρακάτω σχήμα 3.4 φαίνονται οι διάφορες εσωτερικές του λεπτομέρειες, όπως η σφαιρική κοιλότητα του εμβόλου και η θέση τοποθέτησης του εγχυτήρα. Ο κινητήρας αυτός μπορεί να λειτουργήσει με στρωματική γόμωση με λόγο αέρα-καυσίμου 30-40 (η στοιχειομετρική αναλογία είναι περίπου 15:1). Ακόμα, σε ομογενές μείγμα για συγκεκριμένα φορτία έχει τη δυνατότητα καύσης με φτωχό μείγμα, με λόγο αέρα-καυσίμου 20 με 25. Ο εγχυτήρας που χρησιμοποιεί λειτουργεί σε πίεση έως 50 bar και κατευθύνει το καύσιμο στην καμπυλωτή κοιλότητα του εμβόλου από όπου αυτό οδηγείται προς τον σπινθηριστή. Η έγχυση σε κατάσταση στρωματοποίησης γίνεται κατά το στάδιο της συμπίεσης όπου η πίεση εντός του κυλίνδρου είναι μεταξύ 3-10 bar.



Σχήμα 3.4: Κινητήρας άμεσου ψεκασμού της Mitsubishi [4]

3.2.2 Σύστημα καύσης καθοδηγούμενο από τον αέρα (air-guided)

Το καθοδηγούμενο από τον αέρα σύστημα μοιάζει πολύ με το καθοδηγούμενο από το έμβολο, δεδομένου ότι έχουν και τα δύο κατάλληλη διαμόρφωση στον κύλινδρο για την διευθέτηση της ροής και παρόμοια τοποθετημένους εγχυτήρες πλευρικά του θαλάμου καύσης. Η διαφορά τους έγκειται στο γεγονός ότι ο αέρας χρησιμοποιείται ώστε να αποφευχθεί η επαφή του εγχυόμενου καυσίμου με την επιφάνεια των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης ώστε να μην παράγονται υδρογονάνθρακες και σωματίδια. Ωστόσο, η συστροφή ή εγκάρσια περιστροφή (swirl) που απαιτείται για την κατάλληλη ροή του αέρα μειώνει τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης και επομένως τις επιδόσεις [5].

3.2.3 Σύστημα καύσης καθοδηγούμενο από την δέσμη (spray-guided)

Η προετοιμασία του μείγματος σε αυτό το σύστημα καύσης καθορίζεται κατά κύριο λόγο από τα χαρακτηριστικά του εγχυτήρα και όχι από το σχήμα του θαλάμου καύσης. Αυτό επιτρέπει μεγαλύτερο έλεγχο του στρωματοποιημένου μείγματος. Οι εγχυτήρες που χρησιμοποιούνται συνήθως είναι πολλαπλών οπών (multi-hole) και λειτουργούν σε πιέσεις έγχυσης της τάξης των 200 bar. Επομένως, οδηγούμαστε σε μια σειρά πλεονεκτημάτων σε σχέση με τις προαναφερθείσες τεχνολογίες. Πιο συγκεκριμένα, σύμφωνα με την πηγή [4] η συγκεκριμένη τεχνολογία οδηγεί σε:

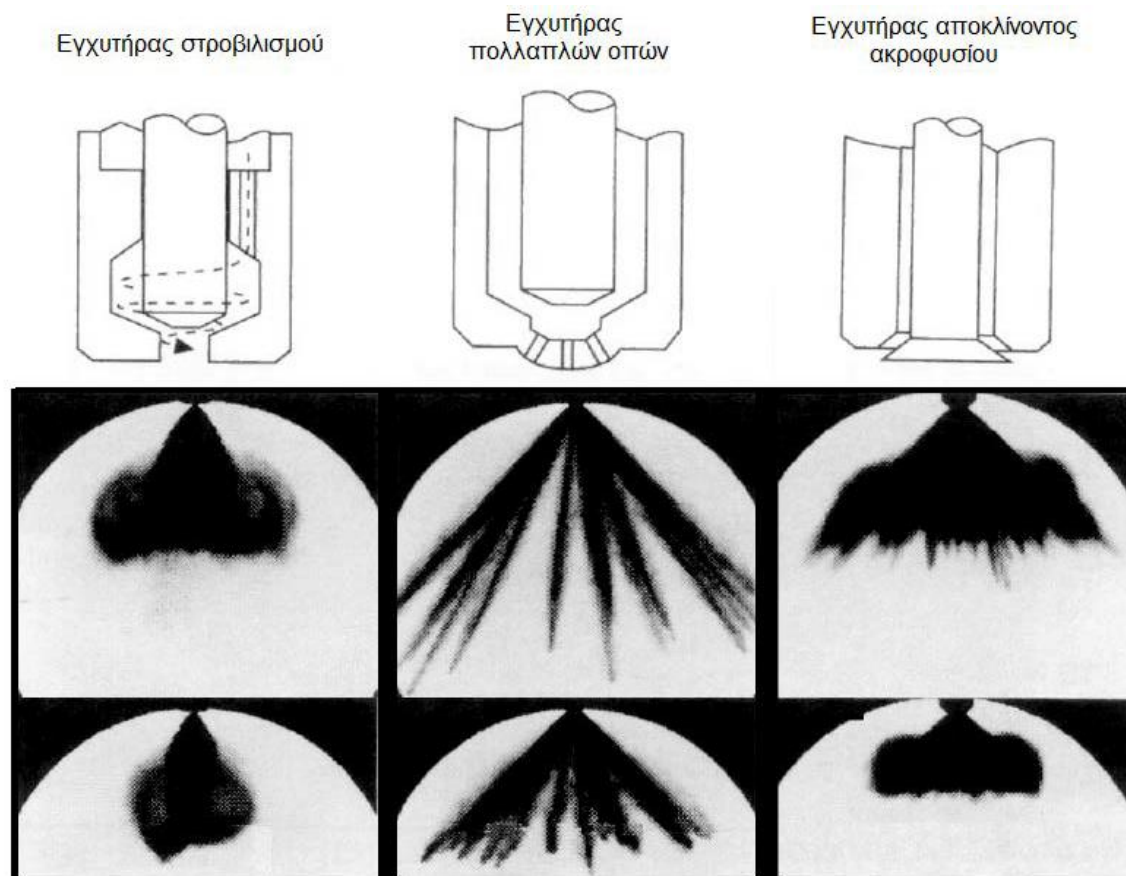
- Μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας στρωματοποιημένης καύσης, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.3, όσον αναφορά τις στροφές (από τις 3000 rpm έως τις 4000 rpm) και τη μέση πραγματική πίεση (από 3,5 bar περίπου στα 5 bar).
- Περισσότερο ομογενές μείγμα και επομένως μειωμένες εκπομπές σωματιδίων αιθάλης και άκαυστων υδρογονανθράκων.
- Αύξηση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης καθώς δεν χρειάζεται υψηλής ταχύτητας ροή εντός του κυλίνδρου (ο εγχυτήρας καθορίζει την ποιότητα μείγματος).

Ωστόσο, τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά της έγχυσης αυτής απαιτούν προσοχή σε συγκεκριμένα πεδία ώστε να διασφαλιστεί η ομαλή λειτουργία του κινητήρα. Ειδικότερα, ο ψεκασμός θα πρέπει να επιτυγχάνει ικανοποιητικό μείγμα σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα ώστε να έχουμε ολοκληρωμένη και επαναλαμβανόμενα σταθερή καύση. Ένας τρόπος που χρησιμοποιείται για την επίτευξη αυτού του στόχου είναι η χρήση πολλαπλών ψεκασμών εντός ενός κύκλου λειτουργίας. Ταυτοχρόνως, η γεωμετρία του θαλάμου καύσης και της μορφής του ψεκασμού χρειάζεται να είναι κατάλληλα διαμορφωμένες ώστε να ελαχιστοποιηθεί η επαφή του υγρού καυσίμου με τα τοιχώματα. Ακόμα, είναι αναγκαίο ο σπινθηριστής να είναι ανθεκτικός σε εναλλασσόμενα θερμικά φορτία, καθώς αυτός θερμαίνεται από την καύση και ψύχεται απότομα από το πλούσιο σε καύσιμο μείγμα. Τέλος, πρέπει να δοθεί προσοχή στις επικαθήσεις που συσσωρεύεται στον εγχυτήρα και τον σπινθηριστή λόγω χαμηλής θερμοκρασίας καύσης υπό μερικά φορτία, επηρεάζοντας αρνητικά το προφίλ της έγχυσης και την ποιότητα του σπινθήρα [7].

Μια πραγματική εφαρμογή με σύστημα καύσης καθοδηγούμενο από τη δέσμη αναπτύχθηκε από την BMW σε εξακύλινδρο κινητήρα 3 L. Ο κινητήρας αυτός χρησιμοποιεί εγχυτήρα αποκλίνοντος ακροφυσίου, ο οποίος εξηγείται αναλυτικότερα στην ενότητα 3.3, τοποθετημένο κεντρικά του θαλάμου καύσης ενώ είναι πιεζοηλεκτρικά ελεγχόμενος. Με το σύστημα αυτό, ο εγχυτήρας επιτρέπει τη λειτουργία του κινητήρα με στρωματοποιημένο μείγμα μειώνοντας το φαινόμενο της περίβρεξης του εμβόλου. Η πίεση έγχυσης μπορεί να φτάσει μέχρι και τα 200 bar, σε αντίθεση με τον κινητήρα της Mitsubishi που έχει σύστημα καθοδηγούμενο από το έμβολο και η έγχυσή του φτάνει τα 50 bar. Έτσι γίνεται εφικτή η επέκταση της στρωματοποιημένης έγχυσης σε συνθήκες αντίθλιψης μέχρι τα 15 bar. Επίσης, για βελτίωση της ευστάθειας της καύσης σε λειτουργία υπό φτωχό ομογενές μείγμα, γίνεται επιπρόσθετη έγχυση αμέσως πριν την καύση δημιουργώντας έτσι στρωματική ζώνη [4].

3.3 Εγχυτήρες άμεσου ψεκασμού βενζίνης

Για την υλοποίηση των συστημάτων ψεκασμού που αναλύθηκαν στην προηγούμενη ενότητα, κυρίαρχο ρόλο παίζουν τα είδη των εγχυτήρων που χρησιμοποιούνται. Οι εγχυτήρες άμεσου ψεκασμού διαχωρίζονται κυρίως σε τρεις κατηγορίες: τους εγχυτήρες πολλαπλών οπών (multi-hole injectors), τους εγχυτήρες στροβιλισμού (swirl injectors) και τους εγχυτήρες αποκλίνοντος ακροφυσίου, όπως απεικονίζονται και στο παρακάτω σχήμα 3.5 [4].



Σχήμα 3.5: Εγχυτήρες στροβιλισμού, πολλαπλών οπών και αποκλίνοντος ακροφυσίου όπως φαίνονται ξεκινώντας από τα αριστερά. Από κάτω απεικονίζονται οι μορφές της δέσμης σε πίεση 1 bar (πάνω φωτογραφία) και 5 bar (κάτω φωτογραφία) [4]

Οι εγχυτήρες πολλαπλών οπών τέθηκαν σε μαζική χρήση στα συστήματα έγχυσης καθοδηγούμενης από τη δέσμη. Πιο συγκεκριμένα, με την κατάλληλη σχεδιάσή τους (όπως ο αριθμός των οπών, η διάμετρός τους καθώς και η θέση τους) μπορούν να δημιουργήσουν πάρα πολλές διαφορετικές εναλλακτικές ψεκασμού ώστε να ταιριάζουν με το ανάλογο σύστημα καύσης, γεγονός που αποτελεί και το κυριότερο πλεονέκτημά τους σε σχέση με τους άλλους τύπους εγχυτήρων. Ωστόσο, απαιτείται σχετικά υψηλή πίεση έγχυσης της τάξης των 150-200 bar ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή διάσπαση του καυσίμου σε σταγονίδια. Επίσης, οι μικρές οπές που χρησιμοποιούν θέλουν ιδιαίτερη προσοχή ώστε να μην φραχτούν από επικαλύψεις αιθάλης. Επιπλέον, για την προστασία του εγχυτήρα η θερμοκρασία του πρέπει να παραμένει κάτω από τους 130°C.

Σε εφαρμογές συστημάτων καθοδηγούμενων από τη δέσμη χρησιμοποιούνται επίσης και οι εγχυτήρες αποκλίνοντος ακροφυσίου. Ένα από τα βασικά τους πλεονεκτήματα είναι ότι δεν επηρεάζονται σημαντικά από τις εσωτερικές συνθήκες στον κύλινδρο, ενώ ταυτοχρόνως είναι πιο ανθεκτικοί σε επικαθήσεις σε σχέση με τους εγχυτήρες πολλαπλών οπών.

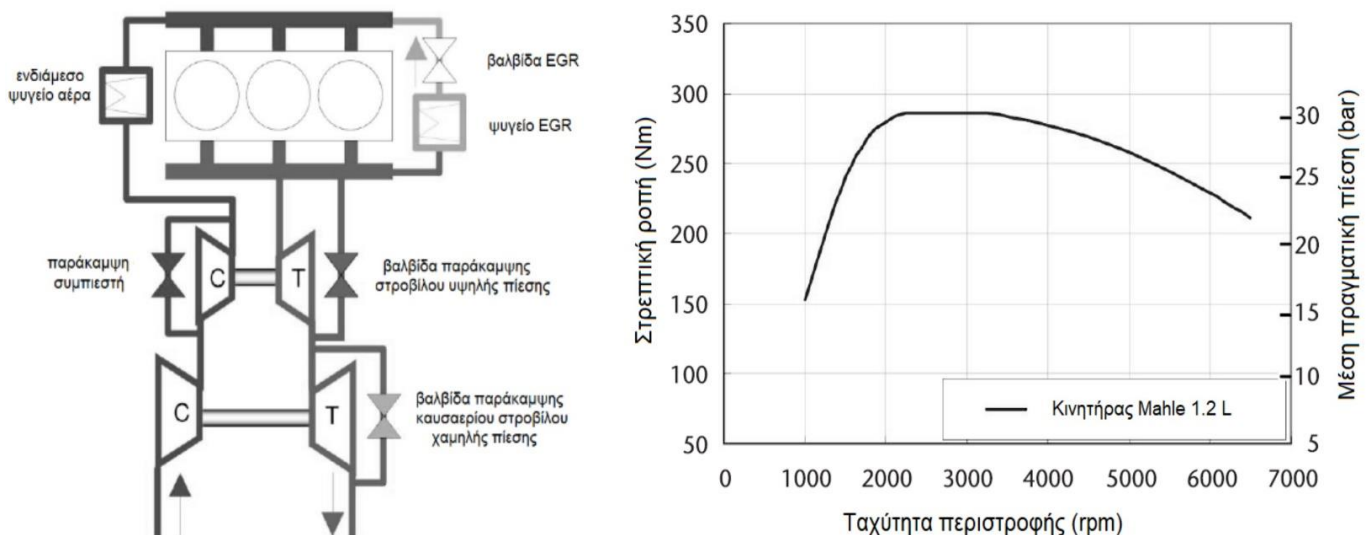
Οι εγχυτήρες στροβιλισμού χρησιμοποιήθηκαν ευρέως στους κινητήρες άμεσου ψεκασμού ομογενούς λειτουργίας και στους κινητήρες με σύστημα έγχυσης καθοδηγούμενο από το έμβολο. Οι συγκεκριμένοι δημιουργούν πολύ καλή διάσπαση του καυσίμου σε σταγονίδια με χρήση σχετικά χαμηλής πίεσης έγχυσης (περίπου 50 bar), έχοντας ταυτοχρόνως μεγάλη αντοχή σε θερμική καταπόνηση καθώς και σε σχηματισμό αιθάλης. Το κυριότερό τους μειονέκτημα είναι η σημαντική διαφοροποίηση του προφίλ της έγχυσης ανάλογα με τις συνθήκες πίεσης, γεγονός που δε τους καθιστά ικανούς για χρήση σε συστήματα έγχυσης καθοδηγούμενα από τη δέσμη.

Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι σε πολλά συστήματα η προετοιμασία του μείγματος μπορεί να βελτιωθεί σημαντικά με χρήση πολλαπλών εγχύσεων καυσίμου [4].

3.4 Υπερ-κρουστική καύση

Η υπερ-κρουστική καύση (super-knock) αποτελεί φαινόμενο το οποίο εμφανίζεται σε κινητήρες άμεσης έγχυσης που χρησιμοποιούν υψηλά επίπεδα υπερπλήρωσης. Η ανάλυση αυτού του φαινομένου είναι σημαντική καθώς η τεχνολογία άμεσου ψεκασμού ταιριάζει ιδιαίτερα σε τέτοιες εφαρμογές λόγω της πρόσθετης ψύξης που προσφέρει στην γόμωση.

Ένα (ακραίο) παράδειγμα κινητήρα άμεσου ψεκασμού πολύ υψηλής υπερπλήρωσης, είναι ο πρότυπος τρικύλινδρος κινητήρας 1.2 L, ο οποίος αναπτύχθηκε από την Mahle, με αποδιδόμενη ισχύ αντίστοιχη με κινητήρα φυσικής αναπνοής 2.4 L (σχήμα 3.6). Πιο συγκεκριμένα, ο κινητήρας αυτός χρησιμοποιεί διάταξη διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης (η οποία εξηγείται καλύτερα στην ενότητα 4.1.2) και μπορεί να φτάσει σε τιμές μέσης πραγματικής πίεσης μέχρι 30 bar. Επίσης, το όριο για την μέση τιμή τις μέγιστης πίεσης που εμφανίζεται εντός του κυλίνδρου τέθηκε στα 120 bar ενώ το ανώτατο όριο στα 140 bar. Οι παραπάνω περιορισμοί οδήγησαν σε μέγιστο βαθμό συμπίεσης της τάξης του 9,7:1, ωστόσο για λόγους καλύτερης ευστάθειας της καύσης χρησιμοποιήθηκε βαθμός συμπίεσης 9,2:1. Οι εγχυτήρες καυσίμου είναι κεντρικά τοποθετημένοι και πιεζοηλεκτρικά ελεγχόμενοι. Τέλος, γίνεται χρήση μεταβλητού χρονισμού στις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής, εκ των οποίων στις τελευταίες εφαρμόζεται και ψύξη με νάτριο. Οι σχετοί ψύξης της κυλινδροκεφαλής έχουν σχεδιαστεί κατάλληλα ώστε να παρουσιάζουν υψηλούς συντελεστές απαγωγής θερμότητας από την πλευρά των καυσαερίων [4].



Σχήμα 3.6: Διάταξη υπερπληρωμένου κινητήρα της Mahle και η καμπύλη ροπής του συναρτήσει των στροφών [4]

Η έννοια της κρουστικής καύσης αναφέρθηκε στην ενότητα 2.2.2, ωστόσο η υπερ-κρουστική καύση (super knock), όπως υποδηλώνει και η ονομασία της, αποτελεί μία πολύ πιο έντονη μορφή της πρώτης και είναι ένα ζήτημα που αντιμετωπίζουν κινητήρες όπως αυτός της προηγούμενης παραγράφου. Σε αντίθεση με την κλασική κρουστική καύση, κατά την οποία η εμφάνιση και η ένταση της αυξάνεται μετά την πρώτη φορά που θα συμβεί, η υπερ-κρουστική καύση εμφανίζεται περιστασιακά αλλά με πολύ μεγάλη ένταση πριν τον σπινθηρισμό. Σύμφωνα με τους Kalghatgi και Bradley [8], η υπερ-κρουστική καύση σχετίζεται με την προανάφλεξη. Σε μοντέρνους κινητήρες, πάντως, η προανάφλεξη είναι πιο πιθανό να προκληθεί από σωματίδια ελαίου ή άνθρακα παρά από θερμά σημεία ή επικαθίσεις στις επιφάνειες του θαλάμου καύσης.

3.5 Ρύποι κινητήρων άμεσου ψεκασμού

Οι κινητήρες άμεσου ψεκασμού όταν λειτουργούν με ομογενές μείγμα δεν διαφέρουν σημαντικά, σε ότι αφορά τους ρύπους, από τους συμβατικούς κινητήρες με ψεκασμό στην πολλαπλή εισαγωγής. Ωστόσο, όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω, με την χρήση στρωματοποιημένου μείγματος υπό χαμηλά φορτία

υπάρχει κίνδυνος εμφάνισης άκαυστων υδρογονανθράκων και σωματιδίων. Οι προαναφερθέντες ρύποι προκύπτουν είτε λόγω κακής ομογενοποίησης του μείγματος σε συνθήκες προανάμειξης είτε από την επαφή του καυσίμου με τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης (wall-wetting).

Η εμφάνιση των σωματιδίων εξαρτάται άμεσα από τον λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου. Πιο συγκεκριμένα, αύξηση της αναλογίας του μείγματος σε καύσιμο (Φ) της τάξης του 10% από την στοιχειομετρία (ή αντίστοιχα μείωση του λ_a κατά 10%) οδηγεί σε αύξηση πλήθους σωματιδίων κατά μία τάξη μεγέθους. Επομένως, χρήζει μεγάλης προσοχής ο τρόπος της στρωματοποίησης του μείγματος, καθώς και η εξασφάλιση όσο πιο ομογενούς γόμωσης γίνεται όταν ο κινητήρας λειτουργεί σε συνθήκες προανάμειξης αφού η περιοχή που είναι πλούσια σε καύσιμο θα συμμετέχει πολύ σημαντικά στον σχηματισμό σωματιδίων. Ακόμα, η δημιουργία σωματιδίων ευνοείται με την αύξηση των στροφών καθώς δεν υπάρχει αρκετός χρόνος για να σχηματιστεί ομογενές μείγμα. **Αξίζει να σημειωθεί ότι πρακτικά οι κινητήρες άμεσου ψεκασμού παράγουν περίπου 10 φορές περισσότερα σωματίδια από τους συμβατικούς, ενώ η στρωματοποιημένη λειτουργία 10 με 40 φορές περισσότερα από την ομογενή.**

Ένα ακόμη θέμα είναι η χαμηλότερη θερμοκρασία, λόγω της συνολικά φτωχής καύσης από την στρωματοποίηση εντός του κυλίνδρου, η οποία οδηγεί σε μείωση της οξειδωσης των άκαυστων υδρογονανθράκων, με αποτέλεσμα οι κινητήρες άμεσου ψεκασμού τυπικά να παράγουν αρκετές φορές περισσότερους υδρογονάνθρακες από ότι οι συμβατικοί κινητήρες που λειτουργούν παντού με ομογενές μείγμα.

Σημαντική είναι επίσης η ανάλυση των οξειδίων του αζώτου NO_x σε κινητήρες άμεσου ψεκασμού, ο σχηματισμός των οποίων έχει αναλυθεί στην ενότητα 2.3.3. Αναλυτικότερα, υπό μερικό φορτίο και στρωματοποιημένη καύση, οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου που εξέρχονται από τον κινητήρα GDI είναι μικρότερες από ότι ενός κινητήρα που λειτουργεί με ομογενές μείγμα (λόγω χαμηλότερων θερμοκρασιών καύσης) αλλά αυτές που εξέρχονται από το όχημα είναι τελικά περισσότερες. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι λόγω των τιμών λ_a που είναι μακριά από τη στοιχειομετρική τιμή, δεν μπορεί να λειτουργήσει ο τριοδικός καταλύτης αποτελεσματικά όσον αφορά το αναγωγικό κομμάτι λειτουργίας του (που αντιμετωπίζει τα NO_x). Έτσι, όσον αφορά τα οξείδια του αζώτου, χρειάζεται πολλές φορές σε κινητήρες GDI προσθήκη ενός επιπλέον συστήματος καταλύτη/παγίδας NO_x (lean- NO_x trap) [2] [4].

4.1 Γενικά στοιχεία υπερπλήρωσης

4.1.1 Ορισμός

Ο στόχος της υπερπλήρωσης των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. είναι η αύξηση της πλήρωσης των κυλίνδρων και επομένως και της ισχύος του κινητήρα σε μεγαλύτερα επίπεδα από ότι των αντίστοιχων κινητήρων φυσικής αναπνοής. Πιο συγκεκριμένα, με την υπερπλήρωση ένα μέρος ή ολόκληρη η γόμωση συμπιέζεται εξωτερικά του θαλάμου καύσης, συνήθως σε κάποιο συμπιεστή. Με αυτόν τον τρόπο αυξάνεται η πίεση του εργαζόμενου μέσου, και συνεπώς και η πυκνότητα του, με αποτέλεσμα να εισάγουμε μεγαλύτερη ποσότητα αέρα στον κινητήρα. Η ισχύς που παράγει ο κινητήρας είναι ανάλογη με την ποσότητα του καυσίμου που μπορεί να καεί αποδοτικά, άρα από τον αέρα που είναι ικανός να αναρροφήσει.

4.1.2 Επισκόπηση των μεθόδων υπερπλήρωσης

Τα συστήματα υπερπλήρωσης εμβολοφόρων μηχανών μπορούν να κατηγοριοποιηθούν ανάλογα με τον τρόπο κίνησης του συμπιεστή, τον σχεδιασμό του συμπιεστή και τον τρόπο σύνδεσης της μονάδας υπερπλήρωσης με τον κινητήρα ή τον τρόπο μεταφοράς ισχύος. Παρακάτω δίνεται μία αναφορά σε σχέση με τις βασικές τους υποκατηγορίες [9].

1) Τρόπος κίνησης του συμπιεστή υπερπλήρωσης

- a. Εξωτερικά κινούμενος από βοηθητικό κινητήρα ή ηλεκτροκινητήρα. Χρησιμοποιήθηκε κυρίως για συστήματα υπερπλήρωσης αεροπορικών κινητήρων, κινητήρων Diesel καθώς και για τη σάρωση δίχρονων κινητήρων φυσικής αναπνοής.
- b. Κινούμενος από τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα. Χρησιμοποιήθηκε σε κινητήρες Otto με ή χωρίς ενδιάμεσο ψυγείο. Ωστόσο, λόγω της απορρόφησης μηχανικού έργου από τον κινητήρα, η συγκεκριμένη εφαρμογή έχει περιοριστεί σημαντικά (Σχήμα 4.1 α).
- c. Κινούμενος από στρόβιλο καυσαερίου (στροβιλο-υπερπλήρωση / turbocharging). Αποτελεί τον πλέον διαδεδομένο τρόπο υπερπλήρωσης, καθώς συνδυάζει αύξηση της ισχύος και του βαθμού απόδοσης, αφού εκμεταλλεύεται την ενέργεια των καυσαερίων η οποία φυσιολογικά θα χανόταν στο περιβάλλον.
- d. Χωρίς τη χρήση συμπιεστή, αλλά ενός συστήματος συμπίεσης μέσω κύματος πίεσης που προέρχεται από την αποτόνωση του καυσαερίου σε δρομέα με πτερύγια (σύστημα Comprex).

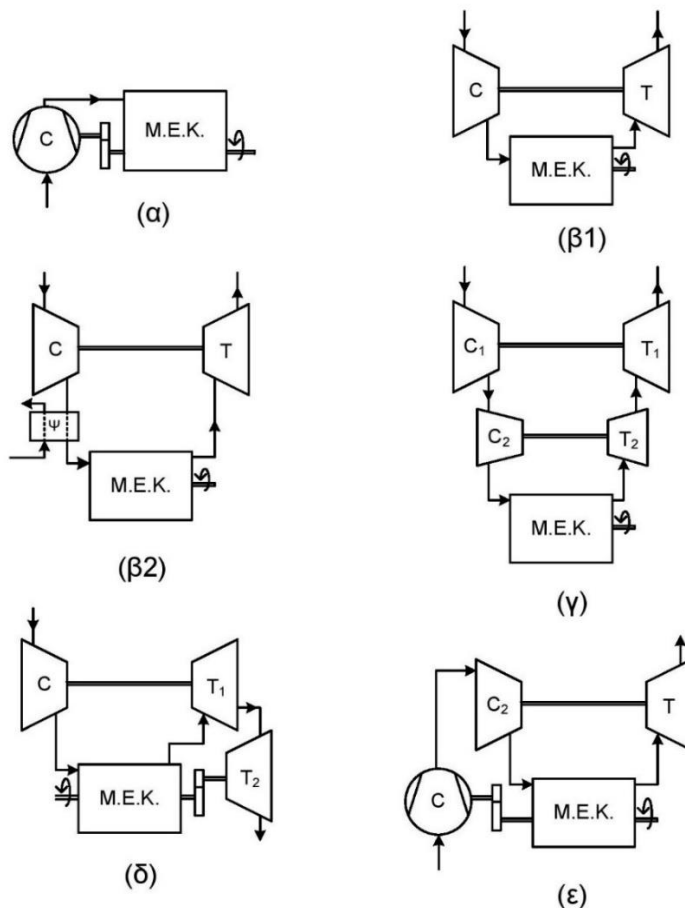
2) Τον σχεδιασμό του συμπιεστή

- a. Θετικής εκτόπισης με παλινδρομικό ή περιστρεφόμενο έμβολο. Για παράδειγμα η περίπτωση του λοβοειδούς ανεμιστήρα (Roots blower) ή του κοχλιοειδούς συμπιεστή (Lysholm).
- b. Τύπου δυναμικής ροής, όπου ανάλογα με τον σχεδιασμό του χαρακτηρίζεται ως αξονικός, ακτινικός ή μεικτής ροής.

3) Τη σύνδεση της μονάδας υπερπλήρωσης με τον κινητήρα ή τον τρόπο μεταφοράς ισχύος.

- a. Συμπιεστής που βρίσκεται σε σύζευξη με την στροφαλοφόρο άτρακτο. Η ισχύς εξάγεται από την άτρακτο χωρίς τη χρήση στρόβιλου (Σχήμα 4.1 α).
- b. Συμπιεστής συζευγμένος με τον ελεύθερα περιστρεφόμενο στρόβιλο αποτόνωσης καυσαερίου (Σχήμα 4.1 β1, 4.1 β2).

- c. Συμπιεστής και στρόβιλος μηχανικά συζευγμένοι μεταξύ τους, με έναν πρόσθετο στρόβιλο ισχύος συζευγμένο με τον κινητήρα (turbo-compound), σχήμα 4.1 δ.
- d. Ζεύγος υπερπλήρωσης με χρήση επιπρόσθετου συμπιεστή μηχανικά συζευγμένου με τον κινητήρα με σκοπό τη βελτίωση της μεταβατικής λειτουργίας (Σχήμα 4.1 ε).
- e. Συμπιεστής μηχανικά συζευγμένος με κινητήρα (αεριογόνο), με την παραγωγή ισχύος μόνο από τον στρόβιλο ισχύος.



Σχήμα 4.1: Διάφορες διατάξεις υπερπλήρωσης: (α) μηχανική υπερπλήρωση, (β1) στρόβιλο-υπερπλήρωση, (β2) στρόβιλο-υπερπλήρωση με ψυγείο αέρα, (γ) διβάθμια στρόβιλο-υπερπλήρωση (δ) σύνθετη στρόβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο ισχύος, (ε) συνδυασμένη υπερπλήρωση [9]

Στην παρούσα διπλωματική εργασία, ο υπερπληρωμένος κινητήρας που μελετήθηκε χρησιμοποιεί κλασικό μονοβάθμιο σύστημα στρόβιλο-υπερπλήρωσης με ενδιάμεσο ψυγείο αέρα (σχήμα 4.1β2).

4.1.3 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα υπερπλήρωσης

Τα πλεονεκτήματα της υπερπλήρωσης για συγκριμένη τιμή εξαγόμενης ισχύος είναι πολλά και δίνονται παρακάτω, [9]:

- Μικρότερος φυσικός όγκος του κινητήρα (downsizing).
- Μείωση μηχανικών απωλειών λόγω μείωσης του αριθμού των κυλίνδρων αλλά και δεδομένου ότι οι τριβές δεν αυξάνονται ανάλογα με την ενδεικνύμενη ισχύ του κινητήρα.
- Μικρότερο βάρος - μεγαλύτερη ειδική μάζα.

- Χαμηλότερο κόστος ανά μονάδα εξαγόμενης ισχύος, ειδικά για κινητήρες μεγαλύτερων διαστάσεων.
- Μείωση του θορύβου στην εξαγωγή λόγω της ύπαρξης του στροβίλου.
- Μικρότερη επίδραση της μείωσης της πυκνότητας του αέρα του περιβάλλοντος (π.χ. με το υψόμετρο).
- Χαμηλότερες εκπομπές καυσαερίων (υπό συγκεκριμένες συνθήκες).

Τα βασικότερα μειονεκτήματα είναι [9]:

- Υψηλότερη μηχανική και θερμική φόρτιση.
- Αργή επιτάχυνση σε συνθήκες υπολειτουργίας του υπερπληρωτή (turbo-lag), δηλαδή σε χαμηλά φορτία και στροφές.
- Αυξημένες εκπομπές (engine out) ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία.
- Πιθανώς αυξημένες εκπομπές οξειδίων του αζώτου λόγω των υψηλότερων θερμοκρασιών εντός του θαλάμου καύσης, με την προϋπόθεση ότι δεν υπάρχει ενδιάμεση ψύξη.

4.2 Ενδιάμεση ψύξη

Η εφαρμογή της υπερπλήρωσης, όπως έχει αναφερθεί και προηγουμένως, έχει σκοπό την αύξηση της παραγόμενης ισχύος από τον κινητήρα χωρίς να αυξηθεί το βάρος του. Ωστόσο, επειδή η αύξηση της ισχύος επιτυγχάνεται μέσω της συμπίεσης του εισερχόμενου αέρα, είναι αδύνατο να μην γίνει ταυτόχρονα και αύξηση της θερμοκρασίας του. Αυτή η αύξηση στη θερμοκρασία οδηγεί σε μείωση της πυκνότητας του αέρα, γεγονός που δρα αντίθετα με τον αρχικό σκοπό της υπερπλήρωσης. Πιο συγκεκριμένα, από την καταστατική εξίσωση που δίνεται παρακάτω, η πυκνότητα είναι ανάλογη της πίεσης και αντιστρόφως ανάλογη της θερμοκρασίας [9].

$$\rho = \frac{p}{R * T}$$

Γίνεται φανερό ότι για την αύξηση της πυκνότητας επιθυμούμε την μέγιστη δυνατή ανύψωση πίεσης με την ελάχιστη δυνατή αύξηση της θερμοκρασίας. Για ισεντροπική συμπίεση, η θερμοκρασιακή αύξηση δίνεται από τον τύπο:

$$\Delta T_{is} = T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Στην πραγματικότητα, όμως, η συμπίεση δεν συμβαίνει ισεντροπικά, με αποτέλεσμα η τελική θερμοκρασία να είναι μεγαλύτερη. Η σχέση που δίνει την πραγματική θερμοκρασιακή διαφορά είναι:

$$\Delta T = \frac{T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{\eta_{ic}}$$

όπου η_{ic} ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή που ορίζεται ως ο λόγος της ισεντροπικής θερμοκρασιακής διαφοράς προς την πραγματική θερμοκρασιακή διαφορά λόγω της συμπίεσης.

Με συνδυασμό των παραπάνω εξισώσεων, προκύπτει η παρακάτω σχέση, στην οποία φαίνεται η εξάρτηση του λόγου πυκνοτήτων συναρτήσει του λόγου πιέσεων

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)}{\left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\}}$$

Μπορούμε, πλέον, να εξάγουμε τα παρακάτω συμπεράσματα [9]:

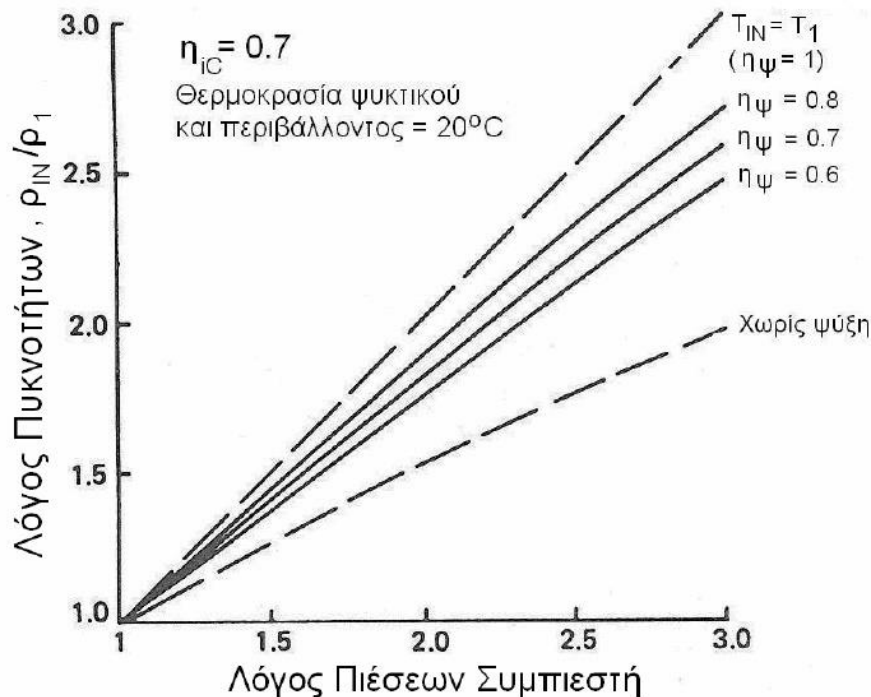
- Το όφελος από την ανύψωση της πίεσης του αέρα εισαγωγής ελαττώνεται λόγω της μείωσης της πυκνότητας από την αύξηση της θερμοκρασίας, η οποία με τη σειρά της εξαρτάται από τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή.
- Η συνεισφορά του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή στην τελική θερμοκρασία του συμπιεσμένου αέρα είναι μικρή αλλά αξιοσημείωτη.
- Το όφελος που προκύπτει από την ψύξη του συμπιεσμένου αέρα έως μία θερμοκρασία κοντά σε αυτή του εξωτερικού περιβάλλοντος είναι ουσιαστικό και αυξάνεται με το λόγο πιέσεων του συμπιεστή.

Ένα επιπλέον πλεονέκτημα της ψύξης του αέρα είναι ότι με τη μείωση της θερμοκρασίας εισαγωγής στους κυλίνδρους επιτυγχάνονται χαμηλότερες θερμοκρασίες του κύκλου λειτουργίας, με αποτέλεσμα τη μικρότερη θερμική φόρτιση του κινητήρα. Τα παραπάνω είναι ιδιαίτερα σημαντικά στους κινητήρες Otto, όπου υπάρχει κίνδυνος εμφάνισης κρουστικής καύσης. Τέλος, η ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης έχει θετική συνεισφορά στη μείωση των οξειδίων του αζώτου NO_x , ο σχηματισμός των οποίων εξαρτάται άμεσα από την θερμοκρασία εντός του θαλάμου καύσης. Επίσης, με την αύξηση της πυκνότητας που επιτυγχάνεται λόγω της ψύξης έχουμε αύξηση του αναρροφώμενου αέρα από τους κυλίνδρους, με αποτέλεσμα ο κινητήρας να μπορεί να κάψει αποδοτικά περισσότερο καύσιμο, και συνεπώς να παράξει περισσότερη ισχύ. Ενισχύεται δηλαδή η έννοια της υπερπλήρωσης.

Η ελάττωση της θερμοκρασίας του αέρα στο ψυγείο εξαρτάται από τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου και από τον βαθμό εκμετάλλευσης του ψυγείου. Ως βαθμός εκμετάλλευσης ορίζεται ο λόγος της πραγματικής θερμοκρασιακής μείωσης στο ψυγείο προς τη μέγιστη δυνατή που μπορεί να επιτευχθεί. Ο βαθμός εκμετάλλευσης ορίζεται από την παρακάτω εξίσωση, όπου ο δείκτης w αναφέρεται στο ψυκτικό μέσο [9]

$$\eta_{\psi} = \frac{T_2 - T_{in}}{T_2 - T_w}$$

Στο σχήμα 4.2, φαίνεται η μεταβολή του λόγου πυκνοτήτων συναρτήσει του βαθμού εκμετάλλευσης του ψυγείου αέρα υπερπλήρωσης.



Σχήμα 4.2: Επίδραση της ψύξης στην πυκνότητα του αέρα στην εισαγωγή [9]

4.3 Ειδικά θέματα υπερπλήρωσης κινητήρων Otto

Η υπερπλήρωση έχει σαφή πλεονεκτήματα για τους κινητήρες Diesel, ωστόσο κάτι τέτοιο δεν ισχύει απόλυτα για τους κινητήρες Otto. Παρακάτω δίνονται τα κυριότερα χαρακτηριστικά των κινητήρων Otto που καθιστούν την χρήση υπερπλήρωσης σχετικά πιο δυσχερή [9]:

- Λειτουργία του κινητήρα σε ευρύ πεδίο στροφών, κάτι που καθιστά δύσκολο το ιδανικό ταίριασμα με τον υπερπληρωτή.
- Αναγκαιότητα διατήρησης της αναλογίας αέρα-καυσίμου σε στοιχειομετρικά επίπεδα λόγω της χρήσης τριοδικών καταλυτών.
- Αναρρόφηση μείγματος αέρα-καυσίμου (σε αντίθεση με τους κινητήρες Diesel που αναρροφούν μόνο αέρα) και συμπίεση εντός του θαλάμου καύσης, γεγονός που παρουσιάζει τον κίνδυνο εμφάνισης κρουστικής καύσης.
- Ύπαρξη πολύ υψηλών θερμοκρασιών στην εξαγωγή του κινητήρα ($800^{\circ}\text{C} - 1000^{\circ}\text{C}$) που οδηγούν σε θερμική καταπόνηση του στροβίλου.

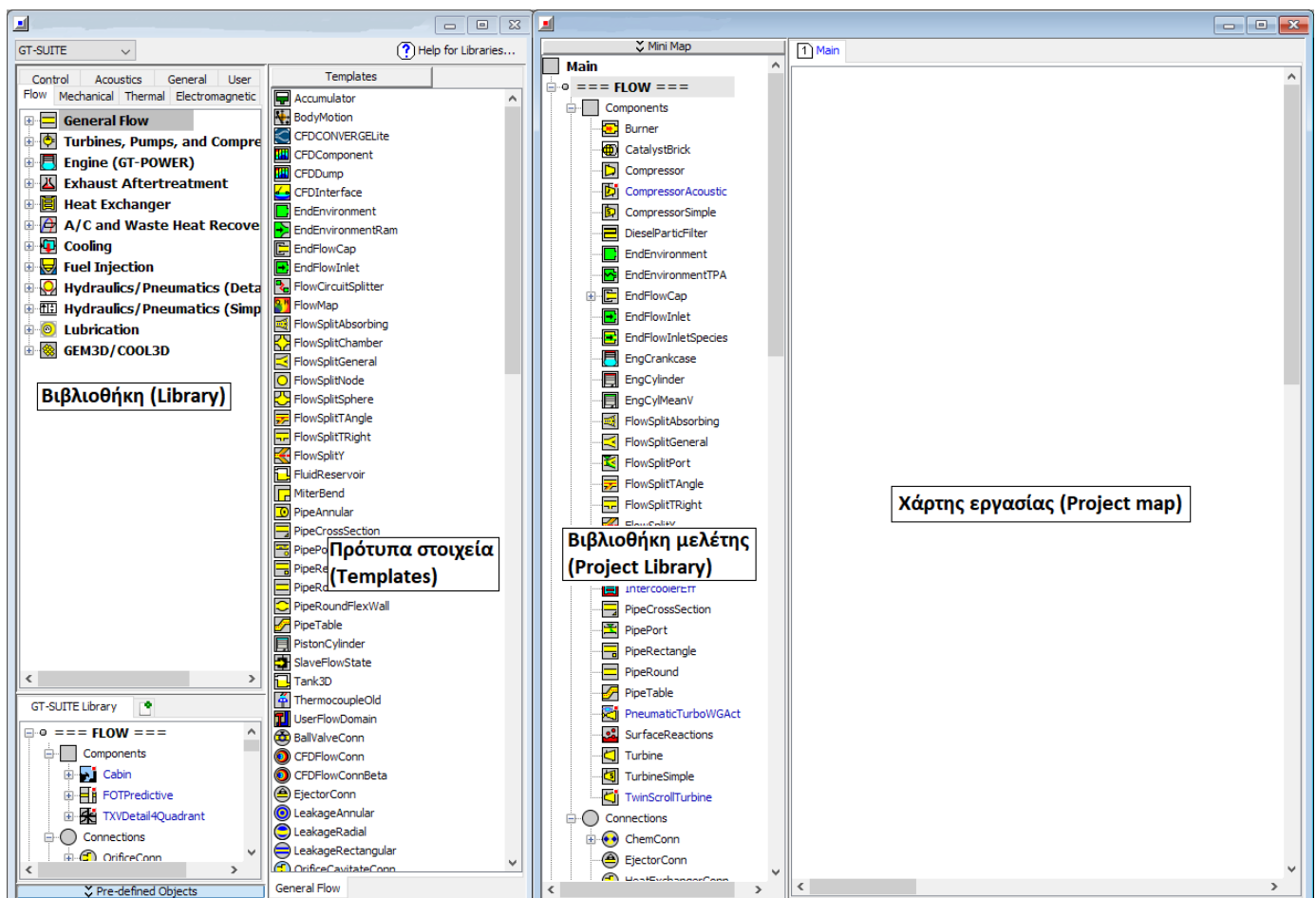
Σημαντική εδώ είναι η συνεισφορά του άμεσου ψεκασμού για την διευκόλυνση υπερπλήρωσης των κινητήρων Otto. Με την πρόσθετη ψύξη που προσφέρει το καύσιμο που εγχύεται εντός του κυλίνδρου, μειώνονται οι εσωτερικές θερμοκρασίες και επομένως υπάρχει μικρότερος κίνδυνος εμφάνισης κρουστικής καύσης. Επίσης, υπό στρωματοποιημένη γόμωση, ο κινητήρας μπορεί να λειτουργεί με φτωχό μείγμα, με αποτέλεσμα να έχουμε χαμηλότερες θερμοκρασίες εξαγωγής και επομένως χαμηλότερη καταπόνηση του στροβίλου.

5 Μοντελοποίηση κινητήρα άμεσου ψεκασμού με χρήση του προγράμματος GT-Power

Το πρόγραμμα GT-Power αποτελεί υπολογιστικό εργαλείο το οποίο έχει αναπτυχθεί από την Gamma Technologies με σκοπό την μοντελοποίηση κινητήρων εσωτερικής καύσης, και βρίσκει ευρεία χρήση στη βιομηχανία αυτοκινήτων.

5.1 Γενικά χαρακτηριστικά

Για την μοντελοποίηση ενός κινητήρα στο πρόγραμμα GT-Power όλα ξεκινούν από την παρεχόμενη βιβλιοθήκη (Library), όπως φαίνεται στο σχήμα 5.1, από την οποία εισάγονται τα πρότυπα στοιχεία (templates) που χαρακτηρίζουν τον κινητήρα που θέλουμε να μοντελοποιήσουμε. Ο χρήστης επιλέγει τα στοιχεία που ενδιαφέρουν την εκάστοτε εφαρμογή (π.χ. κυλίνδρους, βαλβίδες, εγχυτήρες, κ.λπ.) και συμπληρώνει τα απαραίτητα στοιχεία που ορίζουν την λειτουργία του. Όταν όλα τα χαρακτηριστικά οριστούν, τα στοιχεία μεταφέρονται στην βιβλιοθήκη της μελέτης (Project Library) από όπου με τη σειρά που επιθυμεί ο χρήστης τα εισάγει στον χάρτη εργασίας (Project map).



Σχήμα 5.1: Το περιβάλλον εργασίας του προγράμματος GT-power

Στη συνέχεια, όταν ο χρήστης έχει ορίσει όλα τα απαραίτητα στοιχεία στον χάρτη εργασίας, και πλέον έχει δημιουργηθεί η μονοδιάστατη πορεία του κυκλώματος, είναι έτοιμος για το «τρέξιμο» της προσομοίωσης. Για την διευκόλυνση του χειριστή υπάρχει η δυνατότητα να ορίζονται πολλά σενάρια μόνιμης ή μεταβατικής λειτουργίας, ώστε να μη χρειάζεται κάθε φορά να γίνονται νέες εκκινήσεις της προσομοίωσης για διαφορετικούς συντελεστές. Στο σχήμα 5.2 φαίνεται η πλατφόρμα στην οποία ορίζονται τα διάφορα σενάρια που επιθυμούμε να μελετήσουμε. Ένα από τα συνηθέστερα χαρακτηριστικά

που μεταβάλλονται είναι οι στροφές σε συνδυασμό με τις τιμές ισχύος που θα στοχεύει ο ελεγκτής της ρυθμιστικής δικλείδας για τον προσδιορισμό της λειτουργίας του κινητήρα σε μερικά φορτία.

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	speed=8000	speed=7000	speed=6000	speed=5000	speed=4000	speed=3000	speed=2000	speed=1000
rpm	RPM	engine speed	8000 ...	7000 ...	6000 ...	5000 ...	4000 ...	3000 ...	2000 ...	1000 ...
target_power		power output due to throttling	42.311995 ...	47.957645 ...	53.836773 ...	47.6099775 ...	36.266385 ...	25.459734 ...	15.99953 ...	6.625 ...

Σχήμα 5.2: Περιβάλλον διαμόρφωσης διαφόρων σεναρίων λειτουργίας

Για την προβολή των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης χρησιμοποιείται το υπο-πρόγραμμα GT-Post. Μέσω αυτού, δίνεται η δυνατότητα να εξαχθούν όσα στοιχεία υπολογίστηκαν για το υπό μελέτη σύστημα σε μορφή πινάκων και διαγραμμάτων. Επίσης, δίνεται η δυνατότητα παρουσίασης αποτελεσμάτων σε σύγκριση με άλλες μελέτες που μπορεί να έχουμε πραγματοποιήσει.

5.2 Περιγραφή του μοντέλου προσομοίωσης

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας μοντελοποιήθηκε αρχικά ένας συμβατικός κινητήρας Otto, ο οποίος ελήφθη από την διπλωματική εργασία [10], στον οποίο στη συνέχεια με κατάλληλες μετατροπές εισήχθη η τεχνολογία άμεσου ψεκασμού και το ζεύγος στροβιλο-υπερπλήρωσης. Ο κινητήρας που μοντελοποιήθηκε είναι τετράχρονος με ολικό όγκο εμβολισμού 2 L. Οι διαστάσεις του κινητήρα ελήφθησαν από κινητήρα της Audi.

Αφού έγινε η προσομοίωση του συμβατικού κινητήρα και εξετάσθηκε η ορθότητα των αποτελεσμάτων, εισήχθη η διάταξη του άμεσου ψεκασμού. Οι αλλαγές που έγιναν έχουν να κάνουν αφενός με την θέση τοποθέτησης του εγχυτήρα καυσίμου και αφετέρου με τον λόγο αέρα-καυσίμου εντός του θαλάμου καύσης, της κατάλληλης στρωματοποίησης της γόμωσης καθώς και του χρονισμού στον οποίο γίνεται η έγχυση.

Στη συνέχεια, με βάση τον κινητήρα άμεσου ψεκασμού που μοντελοποιήθηκε, γίνεται η προσθήκη του υπερπληρωτή. Το κατάλληλο ταίριασμα του ζεύγους υπερπλήρωσης γίνεται με τη χρήση «πολλαπλασιαστών» που επιτρέπουν να τροποποιήσουμε (αυξομειώσουμε) τον χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή και του στροβίλου ώστε να λειτουργούν στους επιθυμητούς λόγους πιέσεων. Επίσης, γίνεται κατάλληλη μοντελοποίηση της βαλβίδας παράκαμψης καυσαερίων (waste gate valve), βάσει της οποίας περιορίζεται και οι μέγιστες πιέσεις λειτουργίας του κινητήρα.

5.3 Τα επιμέρους στοιχεία του κινητήρα βενζίνης

5.3.1 Η πολλαπλή εισαγωγής και εξαγωγής

Η διαμόρφωση της πολλαπλής εισαγωγής γίνεται με τη χρήση διαφόρων επιμέρους στοιχείων, όπως σωλήνες (pipes) και διακλαδώσεις (flowsplits), σε ένα παράθυρο όπως αυτό του σχήματος 5.3. Βάσει αυτών, διαμορφώνεται η πορεία που θα ακολουθήσει η ροή πριν την εισαγωγή της στον θάλαμο καύσης. Οι διαστάσεις των σωληνώσεων πάρθηκαν ποιοτικά από το GT-Power για τυπικές εφαρμογές υπερπληρωμένων βενζινοκινητήρων σε οχήματα, ενώ όλες οι γωνίες των διακλαδώσεων για λόγους απλοποίησης θεωρήθηκαν 90 μοίρες.

Ένας ακόμη παράγοντας που μας επιτρέπει να ορίσουμε το πρόγραμμα, είναι το υλικό από το οποίο είναι κατασκευασμένη η πολλαπλή εισαγωγής, βάσει του οποίου καθορίζεται η τραχύτητά του και εν συνεχεία οι απώλειες πίεσης της ροής. Στο δικό μας μοντέλο επιλέγεται, όπως συνιστάται και από το πρόγραμμα, ως υλικό το λείο πλαστικό (smooth plastic), το οποίο έχει τραχύτητα 0,0025 mm. Επίσης, ορίζονται και οι αρχικές συνθήκες θερμοκρασίας, για την πολλαπλή εισαγωγής αυτή η θερμοκρασία είναι 300 K. Παρακάτω δίνεται το παράθυρο στο οποίο καθορίζονται οι τιμές που μπορούμε να ορίσουμε για τις σωληνώσεις.

Attribute	Unit	Object Value
Basic Geometry and Initial Conditions		
Diameter at Inlet End	mm	70 ...
Diameter at Outlet End	mm	def (=Diameter at Inlet) ...
Length	mm	100 ...
Discretization Length	mm	40 ...
Initial State Name		initial ...
Surface Finish		
<input type="radio"/> Smooth		
<input checked="" type="radio"/> Roughness from Material		smooth_plastic
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm	
Additional Geometry Options		
Radius of Bend	mm	ign ...
Angle of Bend	deg	ign ...
Pipe Elevation Change or 3D Acceleration Object	mm	ign ...
Number of Identical Pipes		def (=1.0) ...

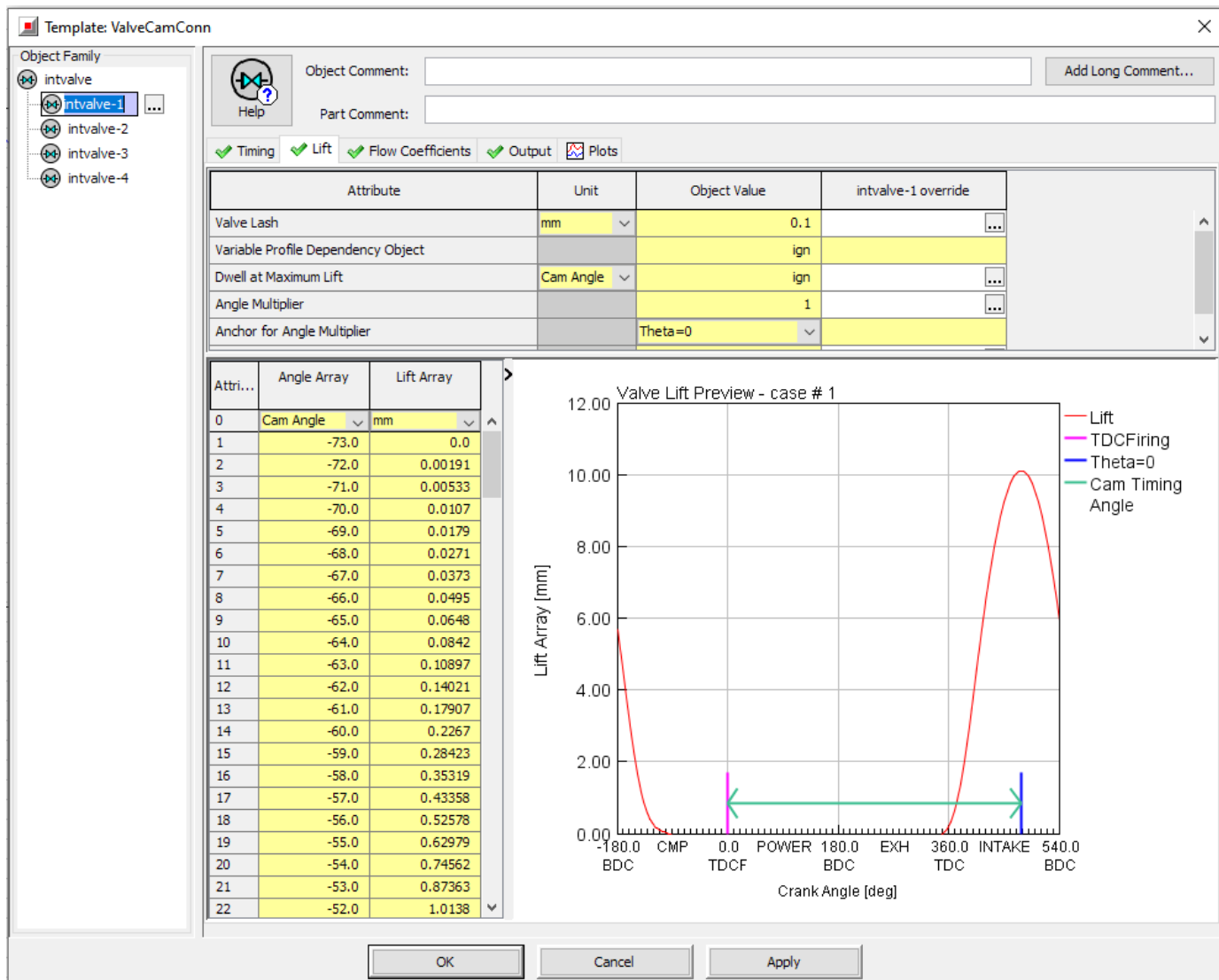
Σχήμα 5.3: Παράθυρο διαμόρφωσης σωληνώσεως

Ομοίως, γίνεται και η διαμόρφωση της πολλαπλής εξαγωγής. Οι εκροές από τους κυλίνδρους 1 και 4, καθώς και των 2 και 3, συνδέονται μεταξύ τους καταλήγοντας στην ίδια σωληνώση. Αυτό γίνεται για αποφυγή οπισθοροής των καυσαερίων προς τον κύλινδρο. Στη συνέχεια, οι δυο σωληνώσεις ενώνονται και οδηγούν προς τον στρόβιλο του υπερπληρωτή. Τέλος, για την προσομοίωση της μεταφοράς θερμότητας θεωρούμε αρχική θερμοκρασία 900 K και υλικό χυτοσίδηρο.

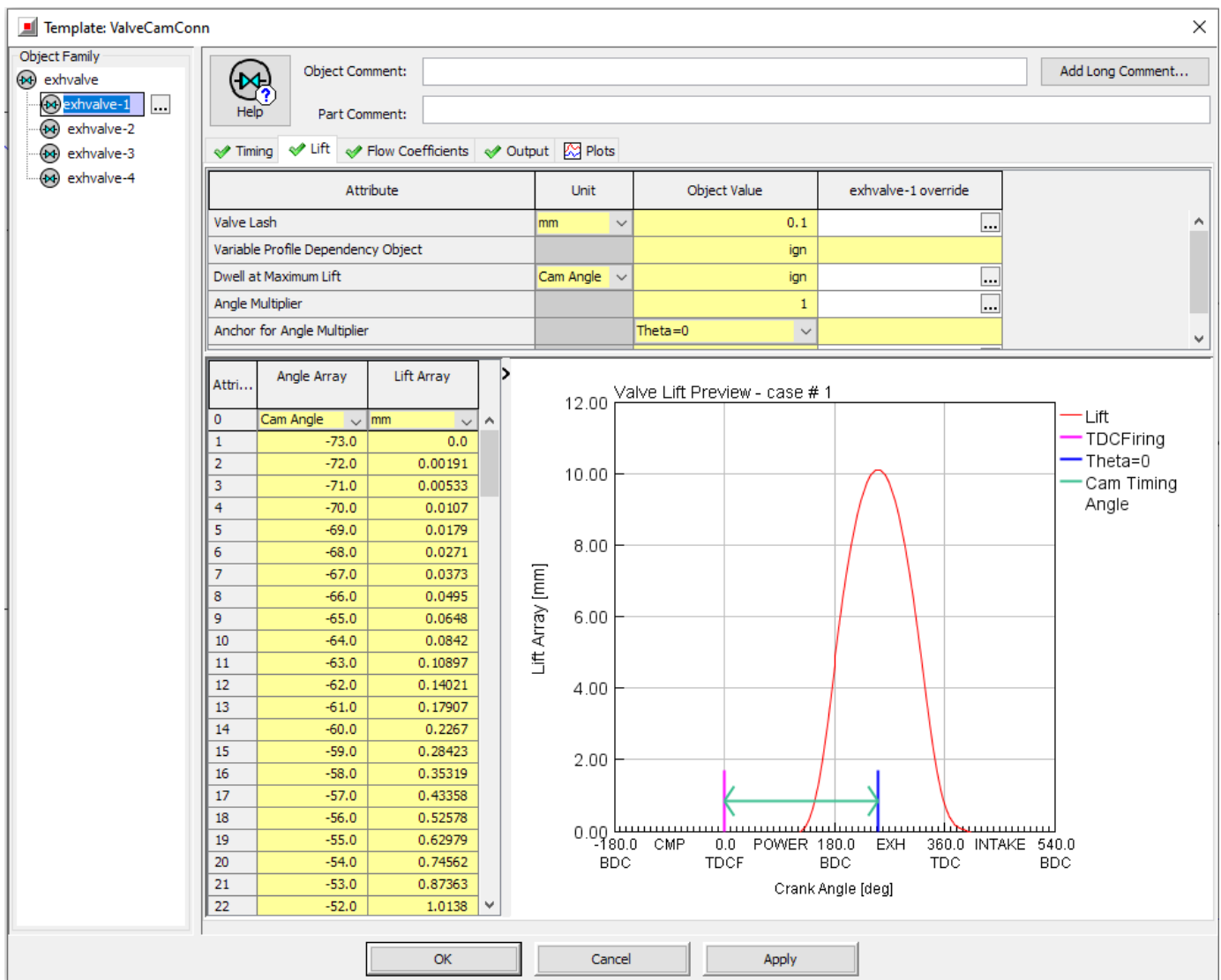
5.3.2 Οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής

Ο ρόλος των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής είναι πολύ σημαντικός για την φάση της εναλλαγής των αερίων, δηλαδή της πλήρωσης του θαλάμου καύσης του κινητήρα με νέα γόμωση και την εκκένωσή του

από το παραγόμενο καυσάεριο. Στο συγκεκριμένο μοντέλο, οι βαλβίδες που χρησιμοποιήθηκαν για την εισαγωγή είναι διαμέτρου 45.5 mm και ανοίγουν λίγο πριν φτάσει ο κύλινδρος στο ΑΝΣ. Το προφίλ τους φαίνεται στο σχήμα 5.4. Αντίστοιχα, για την βαλβίδα εξαγωγής, η διάμετρος της είναι 37.5 mm και ξεκινάει να ανοίγει λίγο πριν το έμβολο φτάσει το ΚΝΣ (σχήμα 5.5). Η μέγιστη βύθιση και για τις δύο βαλβίδες είναι τα 10 mm. Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι για λόγους απλότητας της μοντελοποίησης, οι χρονισμοί των δύο βαλβίδων δεν τροποποιήθηκαν σε κανένα από τα διαφορετικά συστήματα που μελετήθηκαν στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας.



Σχήμα 5.4: Προφίλ λειτουργίας βαλβίδας εισαγωγής



Σχήμα 5.5: Προφίλ λειτουργίας βαλβίδας εξαγωγής

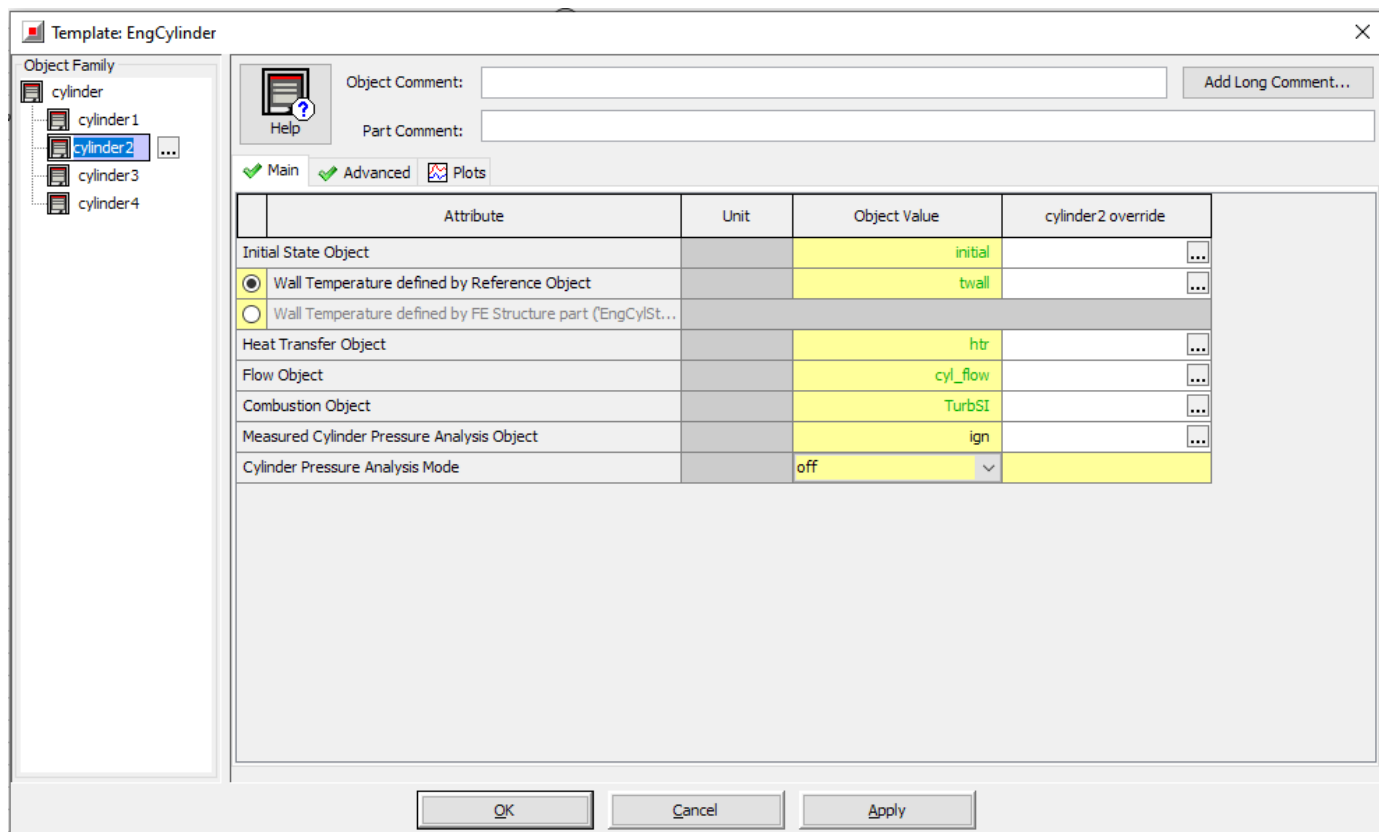
5.3.3 Οι αυλοί εισαγωγής και εξαγωγής

Οι αυλοί εισαγωγής και εξαγωγής αποτελούν κομμάτι της κεφαλής του κινητήρα και οδηγούν την ροή προς την βαλβίδα εισαγωγής στην περίπτωση της πρώτης και προς την πολλαπλή εξαγωγής για την δεύτερη. Οι διάμετροί τους παραμένουν ίδιες με τις αντίστοιχες σωληνώσεις που συνδέονται για αποφυγή απωλειών πίεσης. Το μήκος τους ορίζεται ποιοτικά βάσει του προγράμματος στα 80 mm για τον αυλό εισαγωγής και 60 mm για τον αυλό εξαγωγής. Το υλικό τους θεωρείται ότι είναι χυτοσίδηρος και η αρχική τους θερμοκρασία για την προσομοίωση επιλέχθηκε στους 450 K για την εισαγωγή και 550 K για την εξαγωγή. Επίσης, ορίζεται και ο πολλαπλασιαστής μεταφοράς θερμότητας ίσος με 1,5 ο οποίος είναι πολύ σημαντικός για την σύγκριση που γίνεται στη παρούσα μελέτη μεταξύ της συμβατικής και της άμεσης έγχυσης καυσίμου, καθώς όπως έχει αναφερθεί και στα προηγούμενα κεφάλαια, όταν το καύσιμο εισέρχεται απευθείας στον θάλαμο καύσης δεν θερμαίνεται από την πολλαπλή και τις θυρίδες εισαγωγής με αποτέλεσμα να μειώνεται η θερμοκρασία του μείγματος πριν την έναυση.

5.3.4 Οι κύλινδροι

Στους κύλινδρους μας δίνεται η δυνατότητα να μοντελοποιήσουμε πολλά χαρακτηριστικά που επηρεάζουν σημαντικά τα στοιχεία της γόμωσης και της καύσης, όπως φαίνεται στο σχήμα 5.6. Αρχικά, ορίζονται οι θερμοκρασίες όλων των επιφανειών που διαμορφώνουν τον θάλαμο καύσης. Πιο συγκεκριμένα, βάσει τυπικών τιμών που προτείνονται από το πρόγραμμα, η θερμοκρασία της κεφαλής ορίζεται στους 550 K, του εμβόλου στους 590 K και του κυλίνδρου στους 450 K. Επίσης, ορίζονται δύο

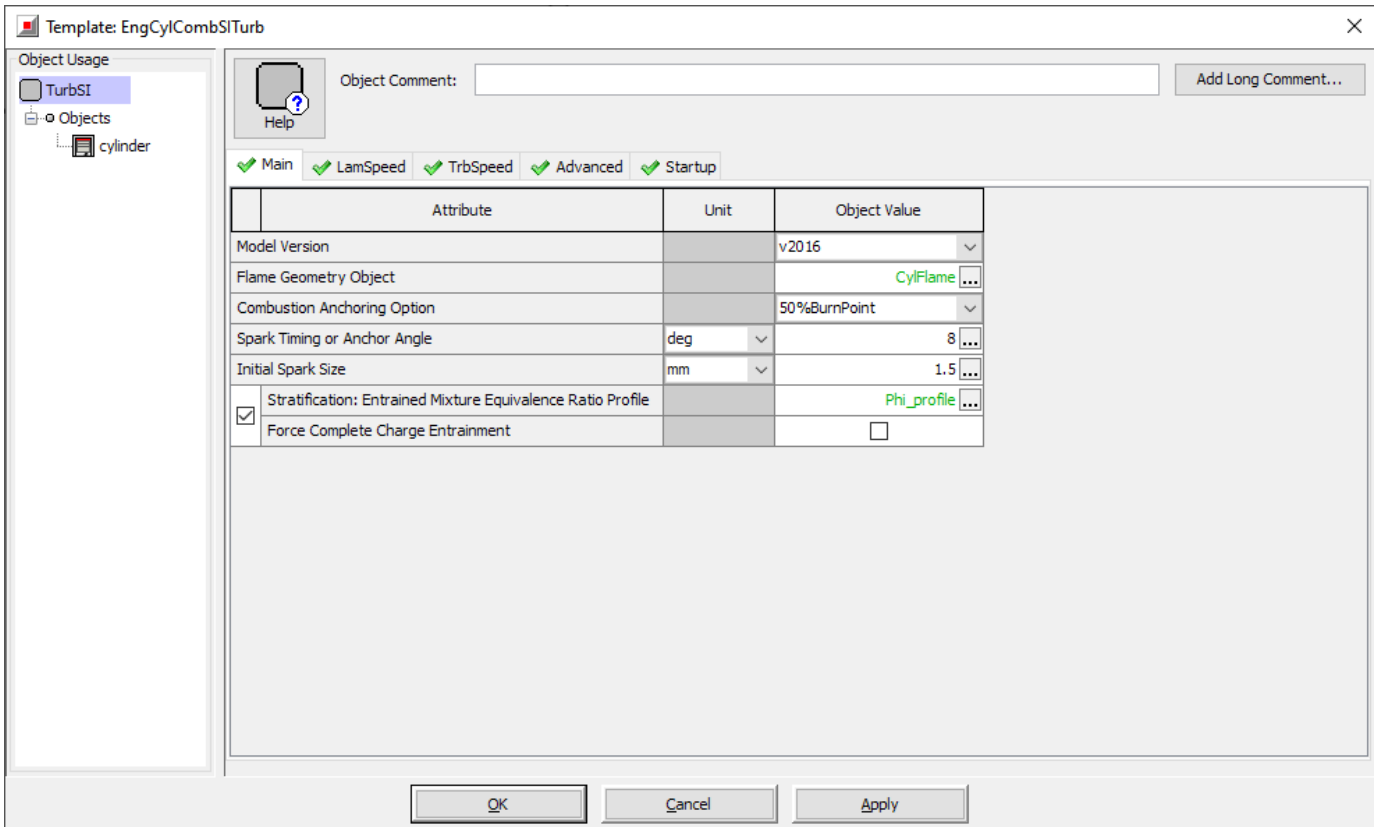
συντελεστές, head/bore area ratio και piston/bore area ratio. Οι παραπάνω δύο συντελεστές προσδίδουν ακριβέστερα αποτελέσματα στους υπολογισμούς μεταφοράς θερμότητας, λαμβάνοντας υπόψιν τα χαρακτηριστικά της γεωμετρίας του θαλάμου καύσης.



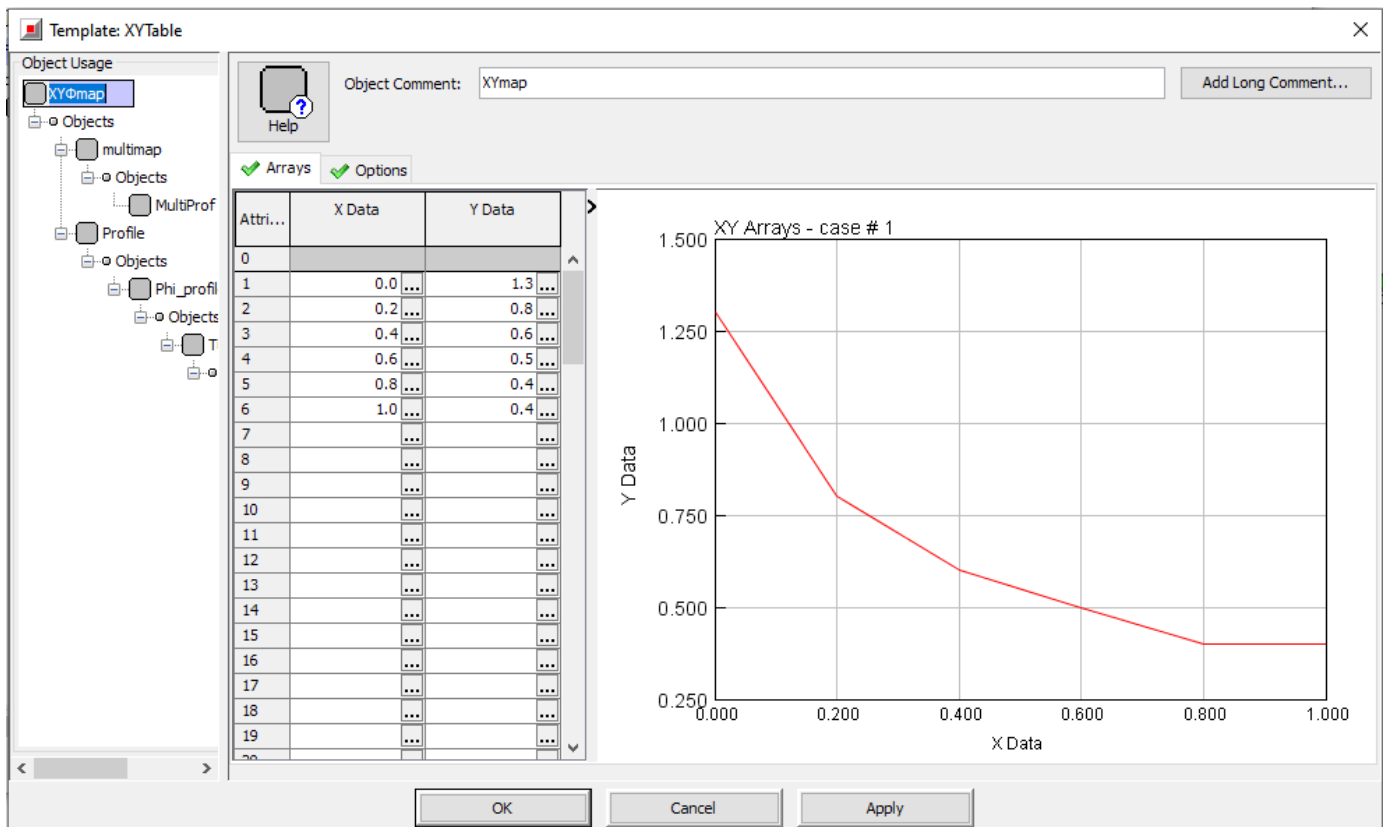
Σχήμα 5.6: Παράθυρο διαμόρφωσης κυλίνδρου

Στη συνέχεια, γίνεται διαμόρφωση του μοντέλου καύσης (combustion object), το οποίο έχει ιδιαίτερη σημασία για την παρούσα διπλωματική εργασία. Πιο συγκεκριμένα, όπως φαίνεται στο σχήμα 5.7, ορίζονται η το σημείο όπου ξεκινάει η ανάφλεξη, ο χρονισμός της έναυσης, το μέγεθος του σπινθήρα καθώς και η στρωματοποίηση του μείγματος εντός του θαλάμου καύσης. Ειδικότερα, θεωρούμε ότι η έναυση γίνεται κεντρικά στον κύλινδρο στο επίπεδο που συνδέονται η κεφαλή με τον κορμό του κινητήρα, ενώ η διάμετρος του σπινθήρα έχει οριστεί στα 1,5 mm. Σε ό,τι αφορά την έναρξη της καύσης, το πρόγραμμα υπολογίζει αυτόματα πότε θα πρέπει να εκκινήσει αυτή, ώστε σε κάποια συγκεκριμένη γωνία στροφάλου που ορίζουμε εμείς να έχει καεί το 50% του συνολικού μείγματος.

Τέλος, αναγκαίο για την σωστή μοντελοποίηση του κινητήρα άμεσου ψεκασμού είναι ο ορισμός του προφίλ της στρωματοποίησης στα μερικά φορτία. Αυτό γίνεται με τον ορισμό ενός διδιάστατου χάρτη, όπως του σχήματος 5.8, ο οποίος καθορίζει τον λόγο ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα Φ σε συνάρτηση με το ποσοστό του καυσίμου που έχει καεί έως εκείνη την στιγμή στο θάλαμο καύσης. Με αυτόν τον τρόπο πετυχαίνουμε το μείγμα να είναι τοπικά πλούσιο κοντά στον σπινθηριστή από όπου ξεκινάει η ανάφλεξη, αλλά συνολικά φτωχό. Το προφίλ που χρησιμοποιήθηκε διαμορφώθηκε εμπειρικά και δεν αποτελεί αποτέλεσμα μελέτης αλλά είναι ποιοτική προσέγγιση ενός αντιπροσωπευτικού προφίλ που μπορεί να σχηματίζεται εντός του θαλάμου καύσης από έναν τυπικό κινητήρα άμεσου ψεκασμού.



Σχήμα 5.7: Παράθυρο διαμόρφωσης μοντέλου καύσης

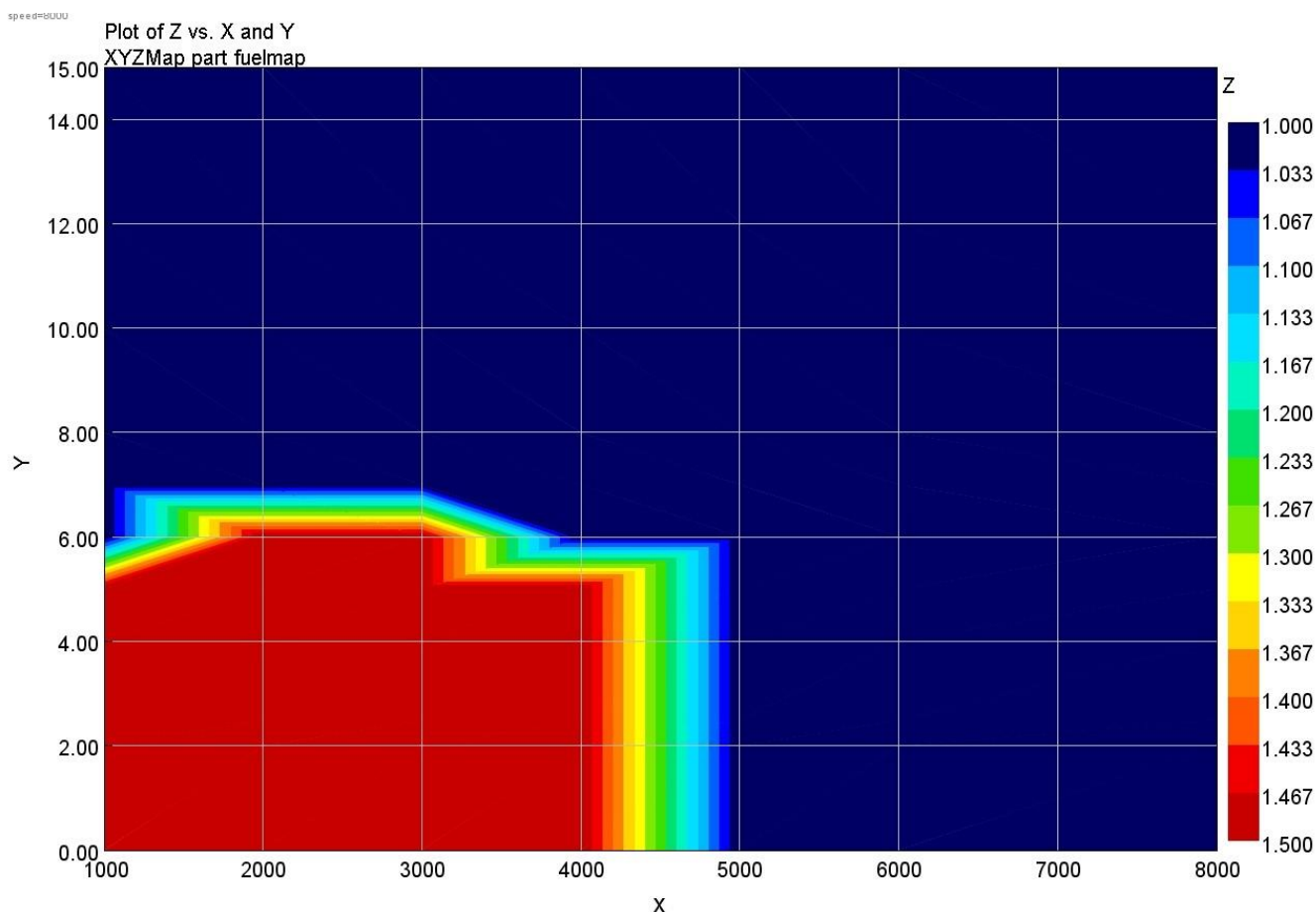


Σχήμα 5.8: Παράθυρο διαμόρφωσης του προφίλ στρωματοποίησης του μείγματος

5.3.5 Οι εγχυτήρες καυσίμου

Οι εγχυτήρες καυσίμου έχουν επίσης σημαντικό ρόλο στην παρούσα μελέτη καθώς η τοποθέτηση και η λειτουργία τους διαφέρει σε σύγκριση με τον συμβατικό κινητήρα Otto. Πιο συγκεκριμένα, για τον συμβατικό κινητήρα η τοποθέτηση τους γίνεται στους αυλούς εισαγωγής, ενώ για την περίπτωση του

άμεσου ψεκασμού οι εγχυτήρες είναι τοποθετημένοι εντός του κυλίνδρου. Για την έγχυση θεωρούμε ότι χρησιμοποιείται τυπικό καύσιμο βενζίνης σε θερμοκρασία 300 K με παροχή 40 g/s. Ο λόγος αέρα-καυσίμου, όπως φαίνεται από το σχήμα 5.9, διαμορφώνεται βάση χάρτη λειτουργίας, όπου σε μερικά φορτία όταν επικρατεί χαμηλή μέση πραγματική πίεση το μείγμα είναι φτωχό, ενώ σε μεγαλύτερο φορτίο στοιχειομετρικό. Στην περίπτωση του συμβατικού κινητήρα έχουμε παντού στοιχειομετρικό μείγμα με λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου 1.



Σχήμα 5.9: Χάρτης λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου λ (στον X άξονα είναι οι στροφές λειτουργίας σε rpm και στον Y η μέση πραγματική πίεση σε bar)

Για τον προσδιορισμό της ποσότητας καυσίμου που πρέπει να εγχυθεί ώστε να πετύχουμε τον επιθυμητό λόγο αέρα-καυσίμου ο εγχυτήρας λαμβάνει σήμα από έναν αισθητήρα παροχής μάζας που είναι τοποθετημένος μετά την ρυθμιστική δικλείδα.

Επίσης, στην περίπτωση του άμεσου ψεκασμού χρειάζεται να ορίσουμε και τον κατάλληλο χρονισμό έγχυσης καυσίμου. Για συνθήκες προανάμειξης, η έγχυση θα πρέπει να γίνεται νωρίς, περίπου όταν γίνεται το άνοιγμα των βαλβίδων εισαγωγής. Αντιθέτως, όταν ο κινητήρας λειτουργεί με στρωματοποιημένο μείγμα, η έγχυση γίνεται στη φάση της συμπίεσης. Η τιμή της έγχυσης αυτής ορίστηκε στις 100 μοίρες πριν τον άνω νεκρό σημείο, στη φάση της συμπίεσης, μετά από κατάλληλη μελέτη και αξιολόγηση αποτελεσμάτων. Τέλος, όσον αφορά στην γεωμετρία των εγχυτήρων, χρησιμοποιήθηκαν εγχυτήρες πολλαπλών οπών, πιο συγκεκριμένα 8, οι οποίοι έχουν διάμετρο ενός χιλιοστού και λόγο εκκένωσης 0.7, τιμές τυπικές για εγχυτήρες άμεσου ψεκασμού.

5.3.6 Η στροφαλοφόρος άτρακτος.

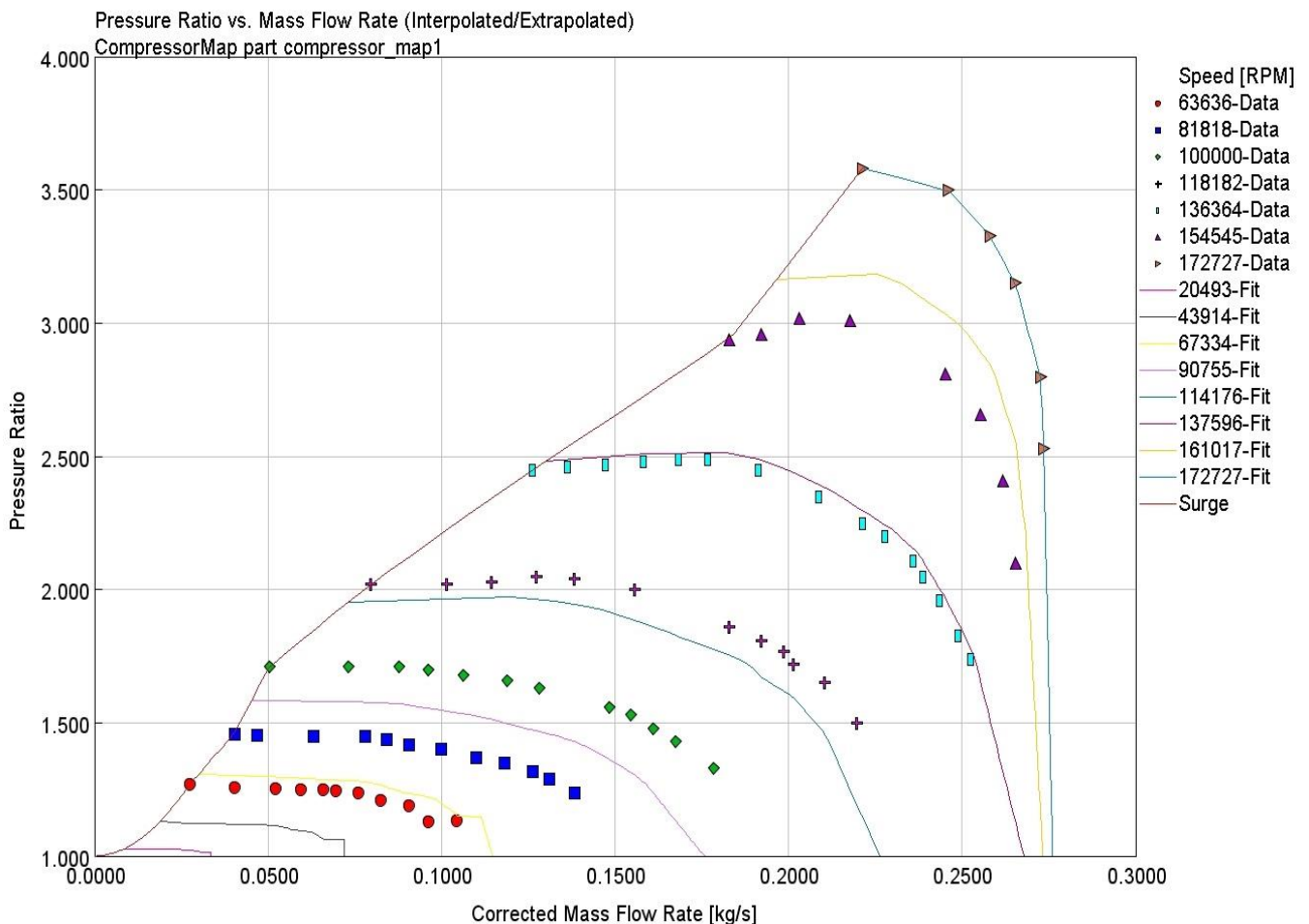
Το στοιχείο της στροφαλοφόρου άτρακτος είναι εκεί που συνδέονται όλοι κύλινδροι και ορίζεται η αναλυτική τους γεωμετρία και βασική λειτουργία. Ειδικότερα, προσδιορίζεται αν ο κινητήρας θα λειτουργεί σε τέσσερις ή δύο χρόνους, η σειρά ανάφλεξης και η γεωμετρία των κυλίνδρων. Στον παρακάτω πίνακα 5.1, δίνονται τα βασικά χαρακτηριστικά του κινητήρα που μοντελοποιήθηκε.

Αριθμός κυλίνδρων	Z = 4
Διάμετρος εμβόλου (bore)	D = 82.5mm
Διαδρομή εμβόλου (Stroke)	S = 92.8
Μήκος διωστήρα	L = 144mm
Όγκος εμβολισμού	V _H = 1984.3 cc
Σειρά ανάφλεξης	1-3-2-4

Πίνακας 1: Πίνακας τιμών χαρακτηριστικών κινητήρα

5.3.7 Το σύστημα στρόβιλο-υπερπλήρωσης

Για το σύστημα υπερπλήρωσης που χρησιμοποιούμε, χρειάζεται η προσθήκη ενός συμπιεστή δυναμικής ροής, ενός στρόβιλου ακτινικής ροής, της ατράκτου που τα συνδέει μηχανικά μεταξύ τους και του ψυγείου αέρα. Η εισαγωγή τους έγινε από την αντίστοιχη διπλωματική [10] και με κατάλληλες αλλαγές προσαρμόστηκε στην παρούσα προσομοίωση. Το βασικό χαρακτηριστικό που χρειάζεται να ορίσουμε και στον στρόβιλο και στον συμπιεστή είναι ο χάρτης λειτουργίας του. Για την διπλωματική εργασία, επειδή δεν αποτελεί αναλυτικό αντικείμενο μελέτης το ζεύγος υπερπλήρωσης, οι χάρτες όπως αυτός του σχήματος 5.10, λαμβάνονται έτοιμοι από το πρόγραμμα και με κατάλληλες προσαρμογές στον πολλαπλασιαστή παροχής, τον ταιριάζουμε στην εφαρμογή μας. Αυτή η διαδικασία είναι πολύ σημαντική για την σωστή λειτουργία του και την παραγωγή ρεαλιστικών αποτελεσμάτων.



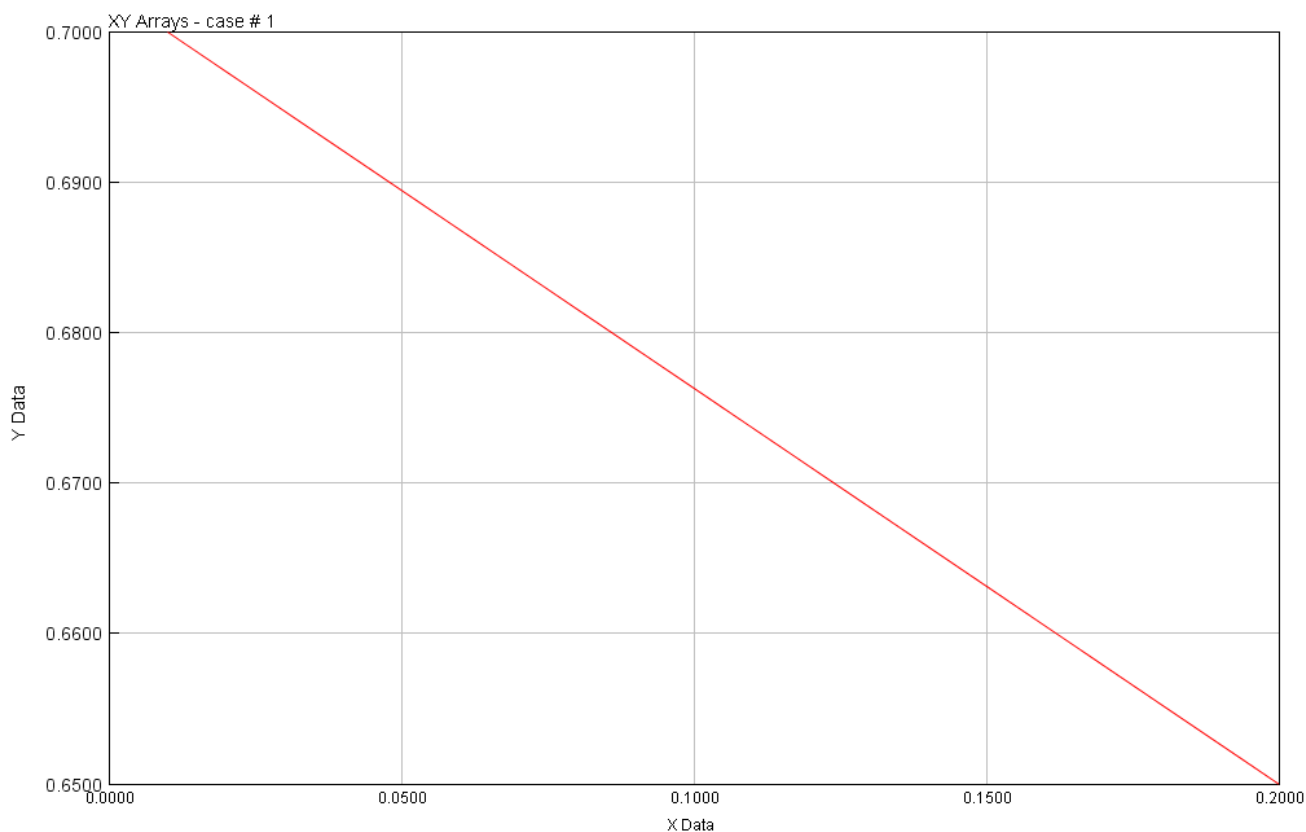
Σχήμα 5.10: Χάρτης λειτουργίας συμπιεστή

Όσον αφορά στην βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων, η λειτουργία της είναι πολύ απλή. Δέχεται ως σήμα από το στοιχείο της στροφαλοφόρου ατράκτου την μέση πραγματική πίεση στην οποία βρίσκεται ο κινητήρας την ώρα που πραγματοποιείται η προσομοίωση, και εφόσον αυτή ξεπεράσει το όριο που έχουμε

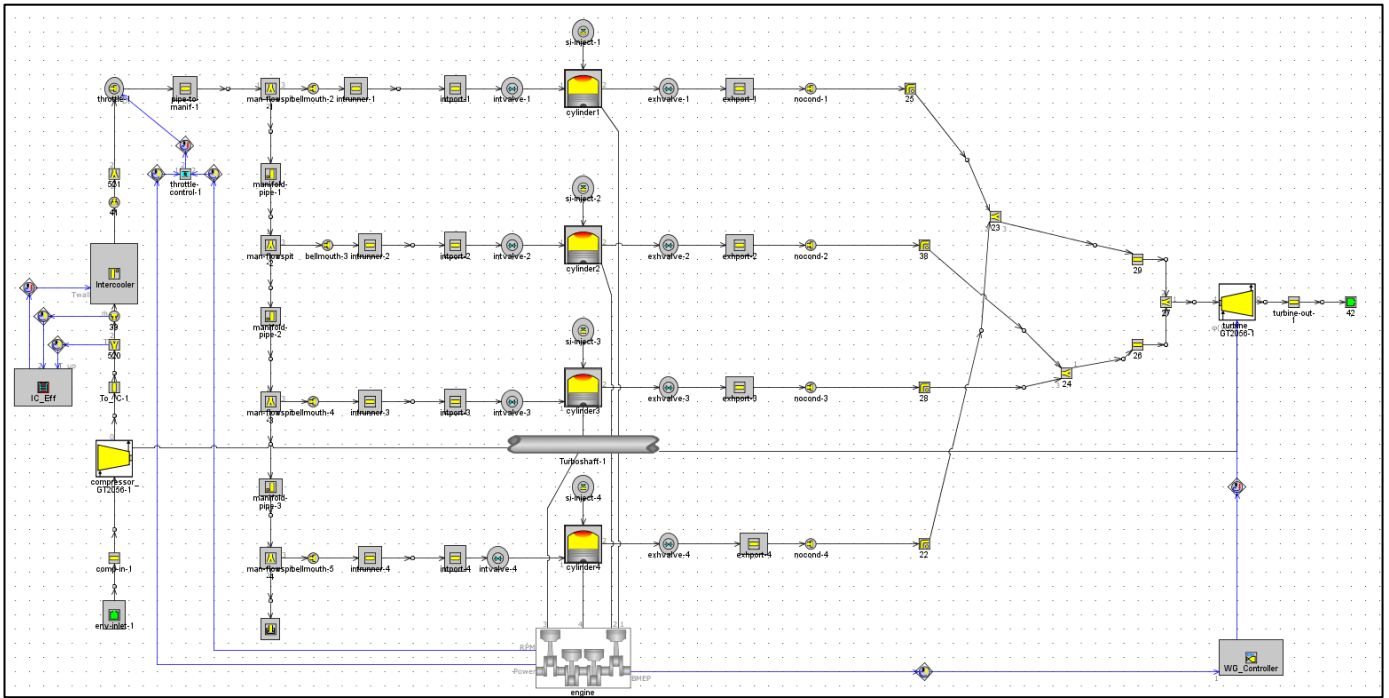
ορίσει εμείς τίθεται σε λειτουργία, μειώνοντας την παροχή μάζας στον στρόβιλο και συνεπώς τον λόγο πίεσης αποτρέποντας έτσι τον κινητήρα να ξεπεράσει το όριο που του έχουμε θέσει.

Επίσης, απαραίτητο στοιχείο για την αύξηση της απόδοσης της υπερπλήρωσης είναι η χρήση κατάλληλου ψυγείου για τον αέρα που συμπιέζεται. Το πρόγραμμα μας δίνει έτοιμο μοντέλο για την προσομοίωση του ψυγείου υπερπλήρωσης. Ο βασικός παράγοντας για την λειτουργία του είναι η τιμή του βαθμού εκμετάλλευσής του καθώς και το πως αυτός εξαρτάται από την παροχή μάζας του αέρα. Ο συγκεκριμένος χάρτης για το ψυγείο που χρησιμοποιούμε δίνεται στο σχήμα 5.11.

Τέλος, στο σχήμα 5.12 δίνεται η τελική εικόνα του συνολικού μοντέλου του υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσου ψεκασμού.



Σχήμα 5.11: Ο βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου (άξονας Y) αέρα σε συνάρτηση με την παροχή αέρα (άξονας X)



Σχήμα 5.12 Το μοντέλο του υπερπληρωμένου κινητήρα Otto άμεσου ψεκασμού

6 Αποτελέσματα προσομοίωσης κινητήρων φυσικής αναπνοής

6.1 Εισαγωγή

Στο παρόν κεφάλαιο θα γίνει η σύγκριση μεταξύ του κινητήρα άμεσου ψεκασμού με τον συμβατικό ψεκασμό στην πολλαπλή εισαγωγής. Η σύγκριση αυτή επιλέχθηκε να γίνει σε εφαρμογή κινητήρα φυσικής αναπνοής ώστε να εξαιρεθούν οι πολλαπλοί αστάθμητοι παράγοντες που μπορούν να παρουσιαστούν σε κάποια υπερπληρωμένη διάταξη και έτσι να έχουμε πιο συγκρίσιμα αποτελέσματα. Ωστόσο, επειδή η υπερπλήρωση συνδυάζεται πολύ αποδοτικά με σύστημα άμεσου ψεκασμού, στο επόμενο κεφάλαιο θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα και μίας υπερπληρωμένης έκδοσης του κινητήρα άμεσου ψεκασμού που μελετάται στο παρόν κεφάλαιο. Τα αποτελέσματα αφορούν στην λειτουργία του κινητήρα σε πλήρη και μερικά φορτία, σε εύρος στροφών από 1000 rpm έως 8000 rpm με βήμα 1000 rpm.

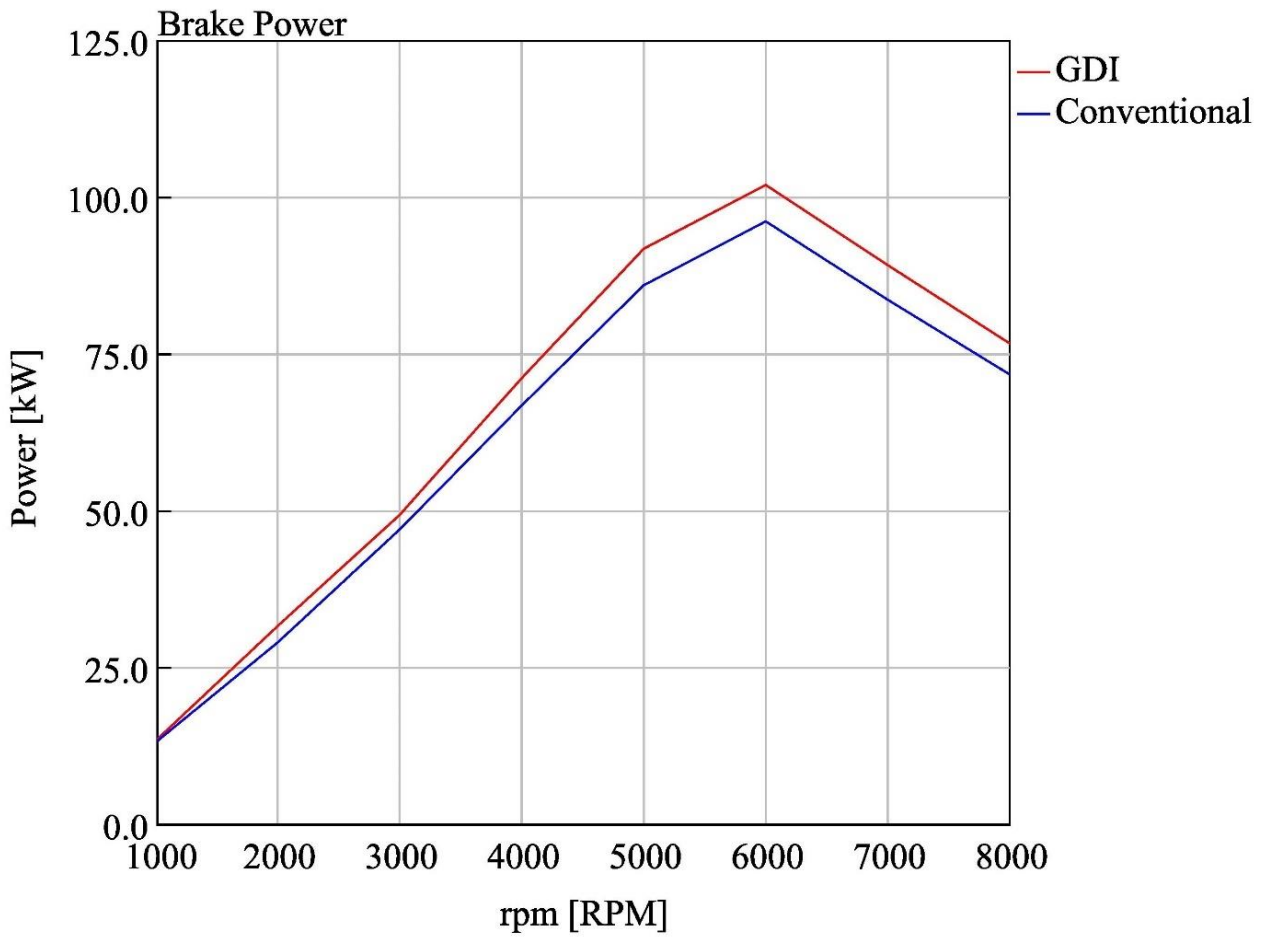
Επειδή, η εφαρμογή του άμεσου ψεκασμού επιτρέπει, όπως έχει αναφερθεί και σε προηγούμενο κεφάλαιο, την αύξηση του βαθμού συμπίεσης του κινητήρα είναι σκόπιμο να πραγματοποιηθούν δύο συγκρίσεις. Στην πρώτη, οι δύο κινητήρες (συμβατικός και GDI) έχουν ακριβώς τα ίδια χαρακτηριστικά λειτουργίας, με μοναδική διαφορά τον τρόπο ψεκασμού του καυσίμου, ενώ στην δεύτερη ο κινητήρας άμεσου ψεκασμού έχει αυξημένο βαθμό συμπίεσης. Στην πρώτη περίπτωση χρησιμοποιείται και στους δύο ένας τυπικός βαθμός συμπίεσης 10:1, ενώ στην δεύτερη ο κινητήρας άμεσου ψεκασμού έχει βαθμό συμπίεσης 11,5:1.

6.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης κινητήρων με τον ίδιο βαθμό συμπίεσης

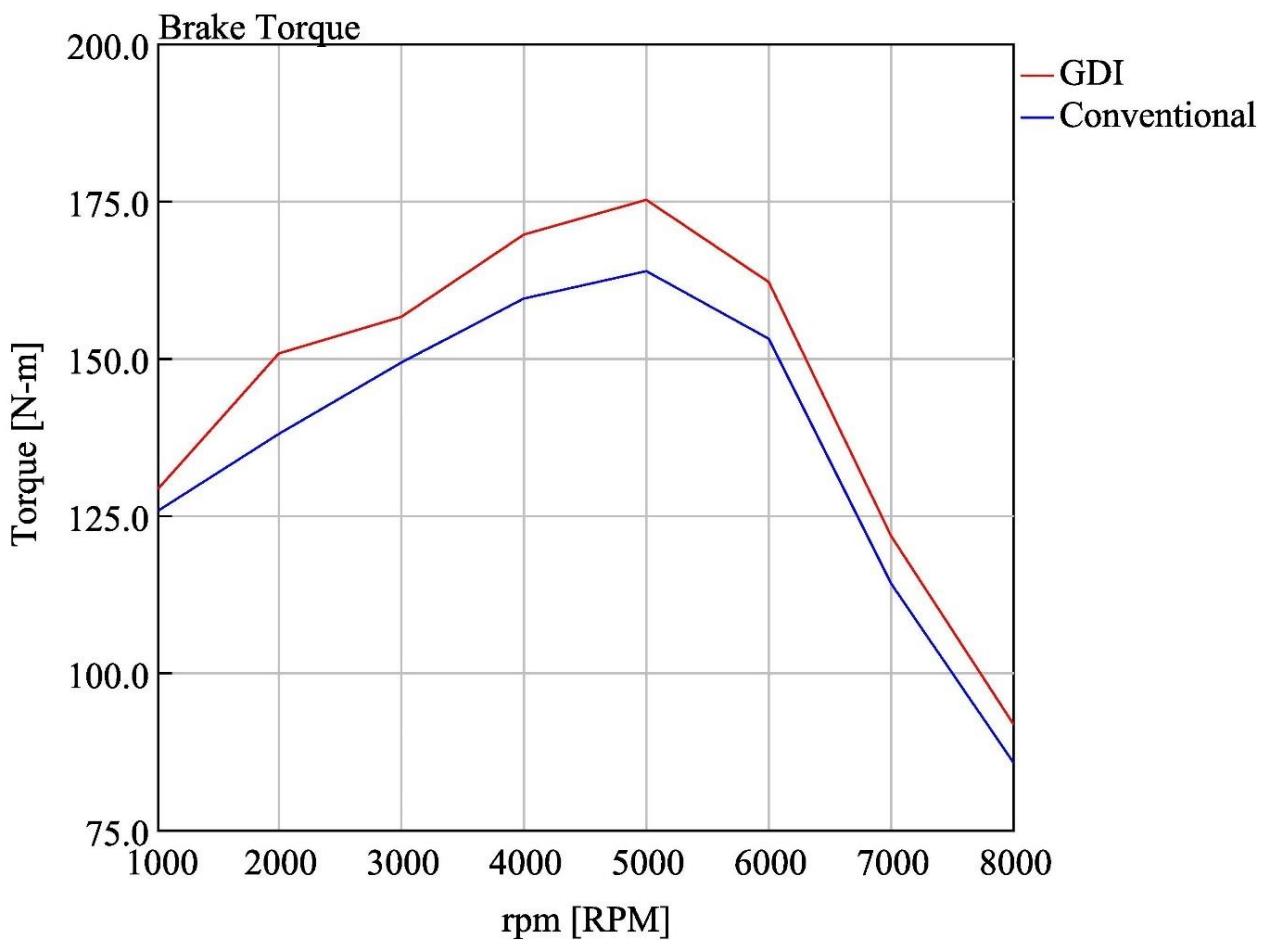
Για την σύγκριση των κινητήρων χρησιμοποιούνται αντιπροσωπευτικά αποτελέσματα που εξάγονται από το GT-Post, εκ των οποίων μερικά από τα πιο σημαντικά είναι το διάγραμμα ισχύος (Brake power), ροπής (Torque), βαθμού πλήρωσης (Volumetric efficiency), ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (Brake specific fuel consumption – BSFC), ειδικών εκπομπών οξειδίων του αζώτου και διοξειδίου του άνθρακα (Brake specific NO_x / CO₂) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα. Η μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου δε θα πρέπει να ξεπερνάει τα 90 bar για λόγους προστασίας από την εμφάνιση κρουστικής καύσης.

Τα αποτελέσματα των δύο κινητήρων δίνονται στο ίδιο διάγραμμα, για ευκολία του αναγνώστη και εξαγωγή των συμπερασμάτων. Με κόκκινη γραμμή απεικονίζονται τα αποτελέσματα του κινητήρα άμεσου ψεκασμού (GDI), και με μπλε είναι αυτά του συμβατικού κινητήρα όπου ο ψεκασμός πραγματοποιείται στην πολλαπλή εισαγωγής (conventional).

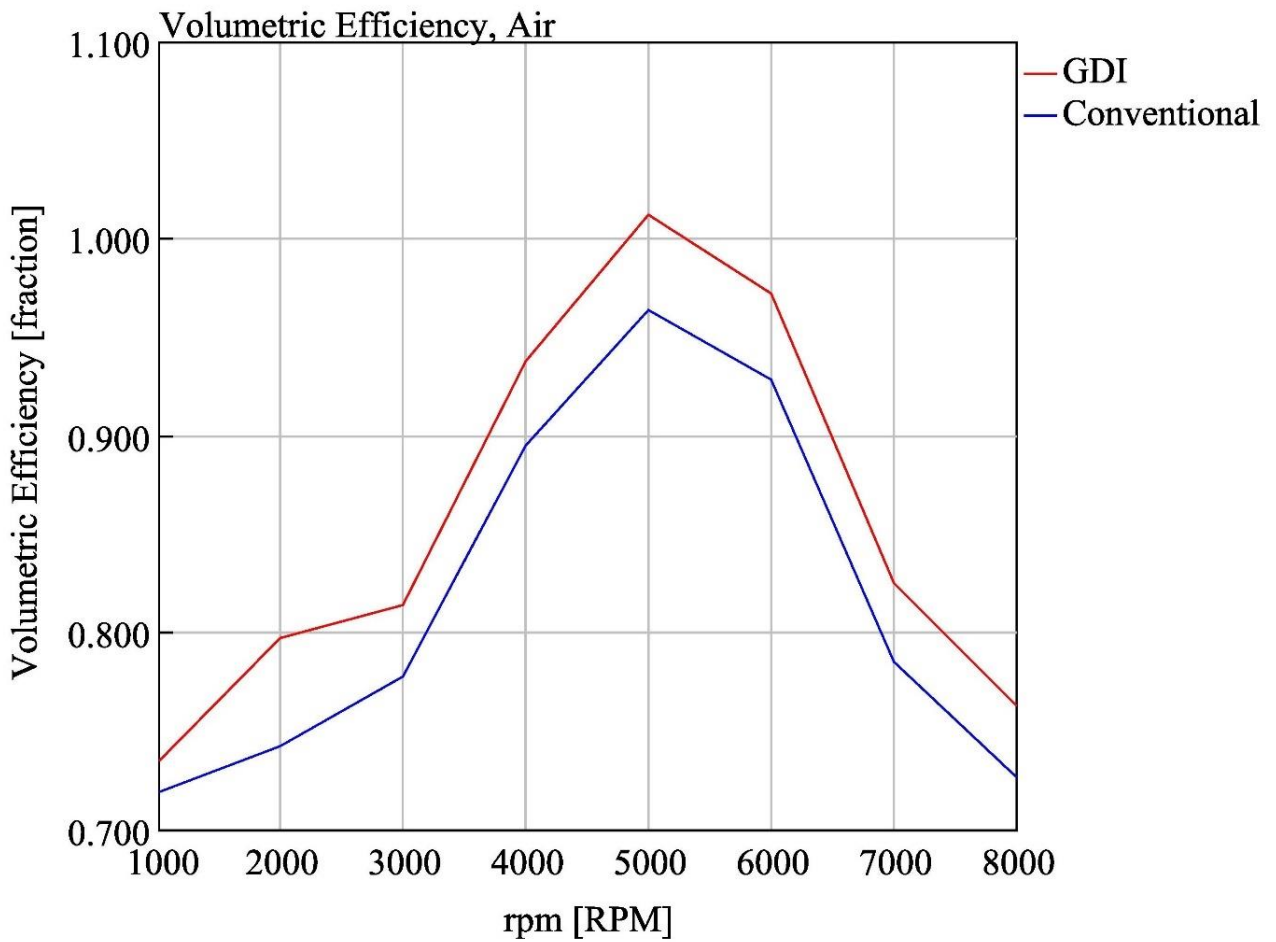
Τα αποτελέσματα που θα παρουσιαστούν είναι για πλήρες φορτίο, ενώ για την τελική σύγκριση μεταξύ των κινητήρων με διαφορετικό βαθμό συμπίεσης θα γίνει σύγκριση και για μερικά φορτία, όπου ο κινητήρας άμεσου ψεκασμού λειτουργεί με στρωματοποιημένο μείγμα.



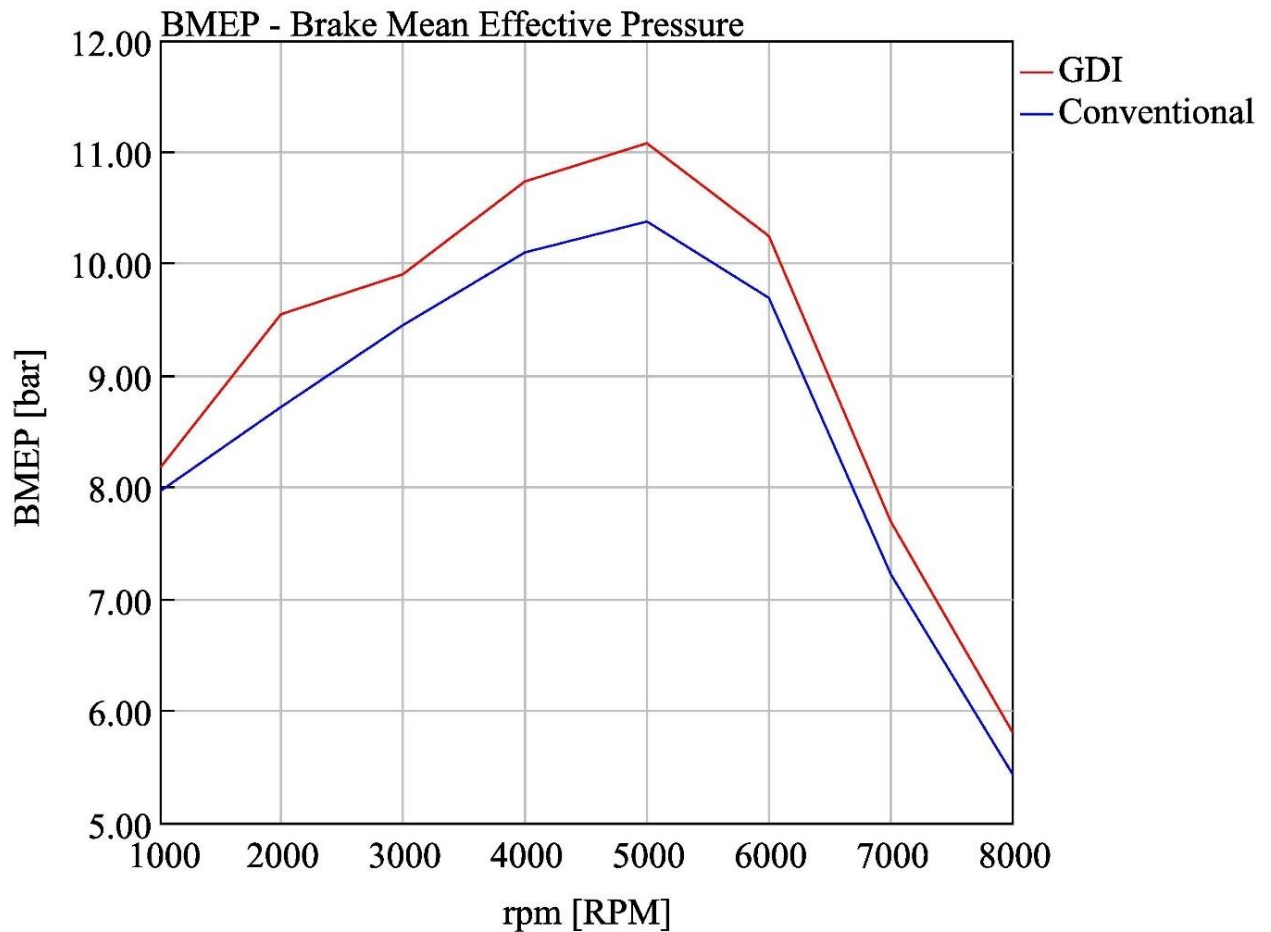
Σχήμα 6.1: Παραγόμενη ισχύς (kW) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)



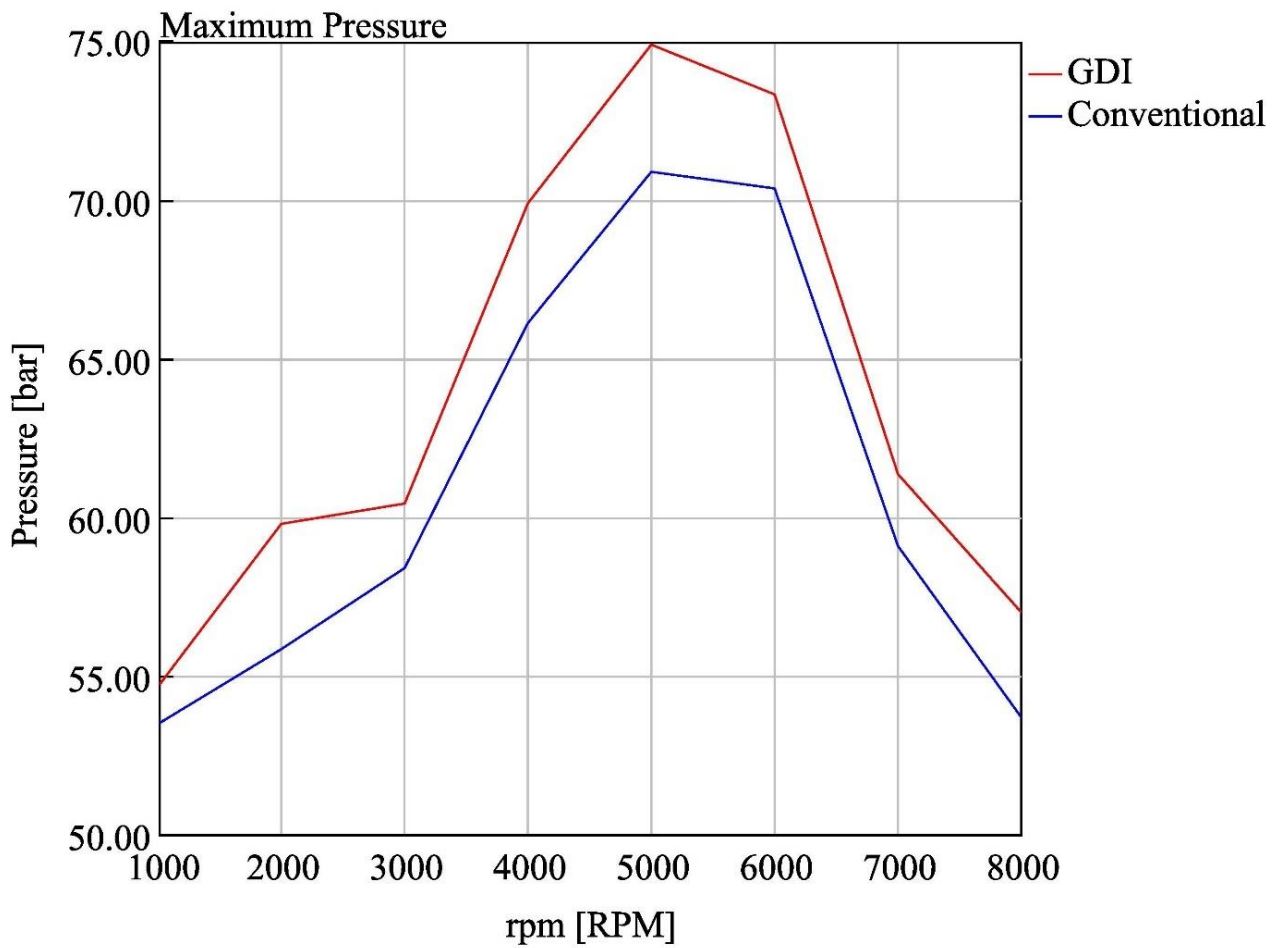
Σχήμα 6.2: Παραγόμενη ροπή (Nm) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)



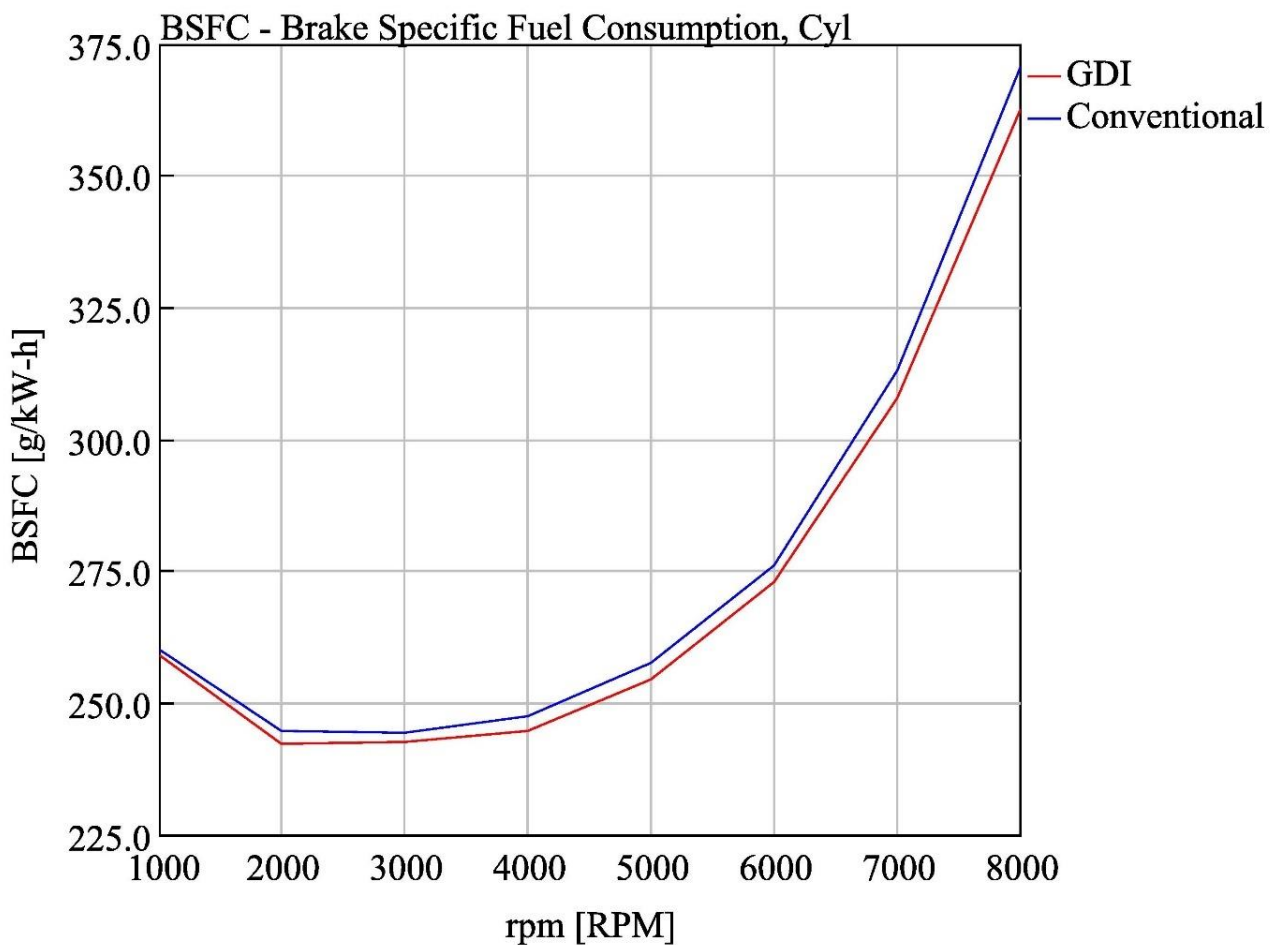
Σχήμα 6.3: Βαθμός πλήρωσης (ποσοστό πλήρωσης) συναρτήσεσι των στροφών λειτουργίας (rpm)



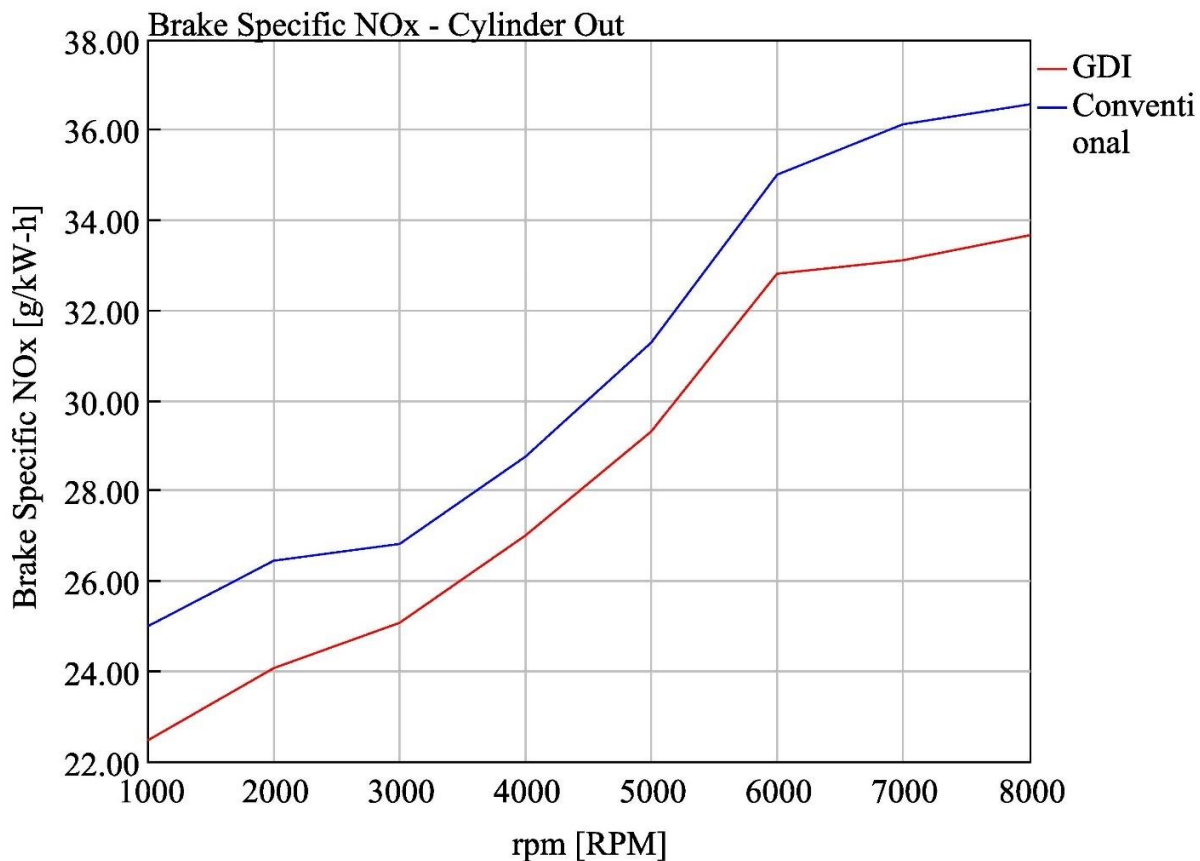
Σχήμα 6.4: Μέση πραγματική πίεση (bar) συναρτήσεσι των στροφών λειτουργίας (rpm)



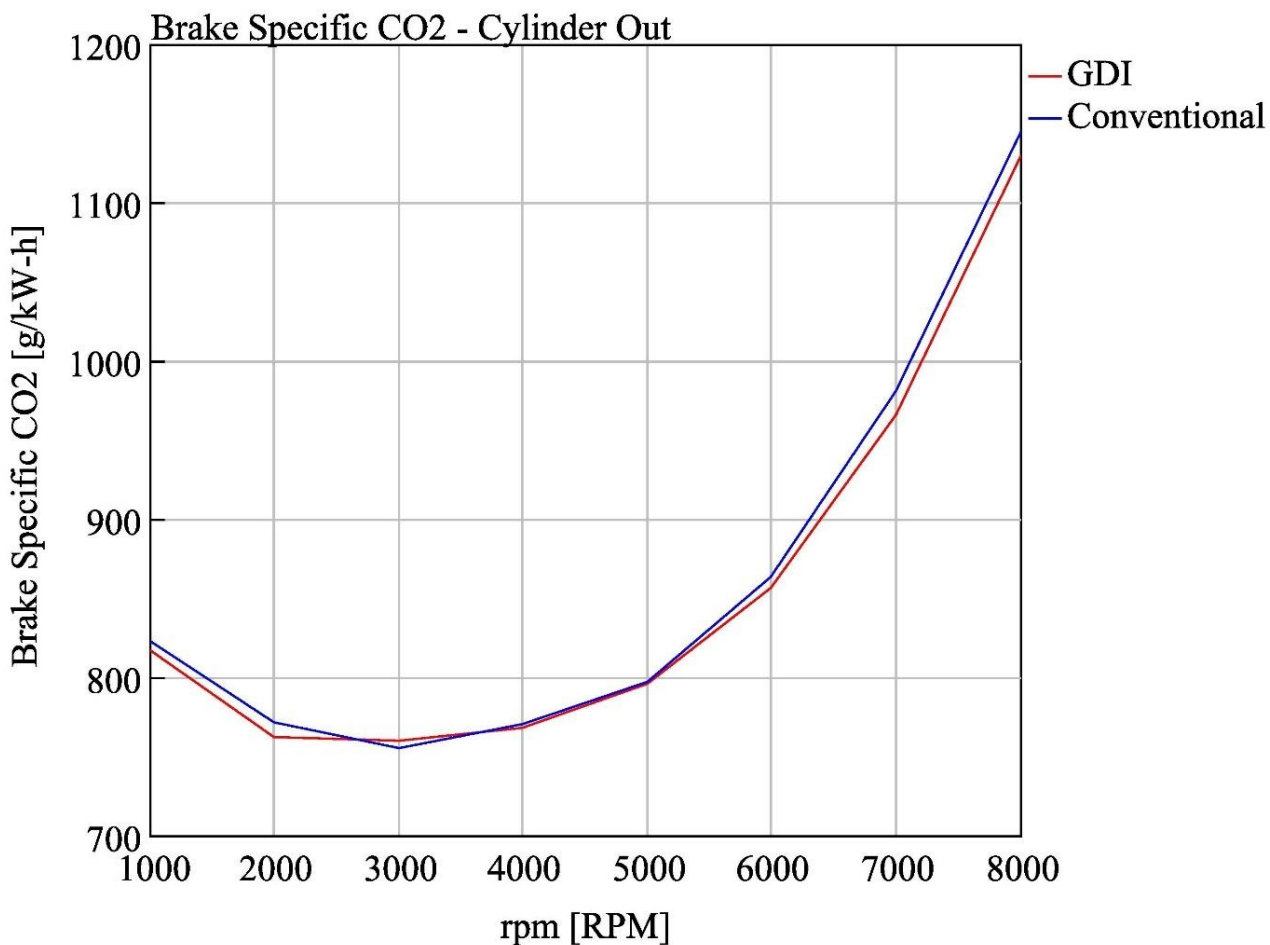
Σχήμα 6.5: Μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 6.6: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 6.7: Ειδικές εκπομπές NO_x (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



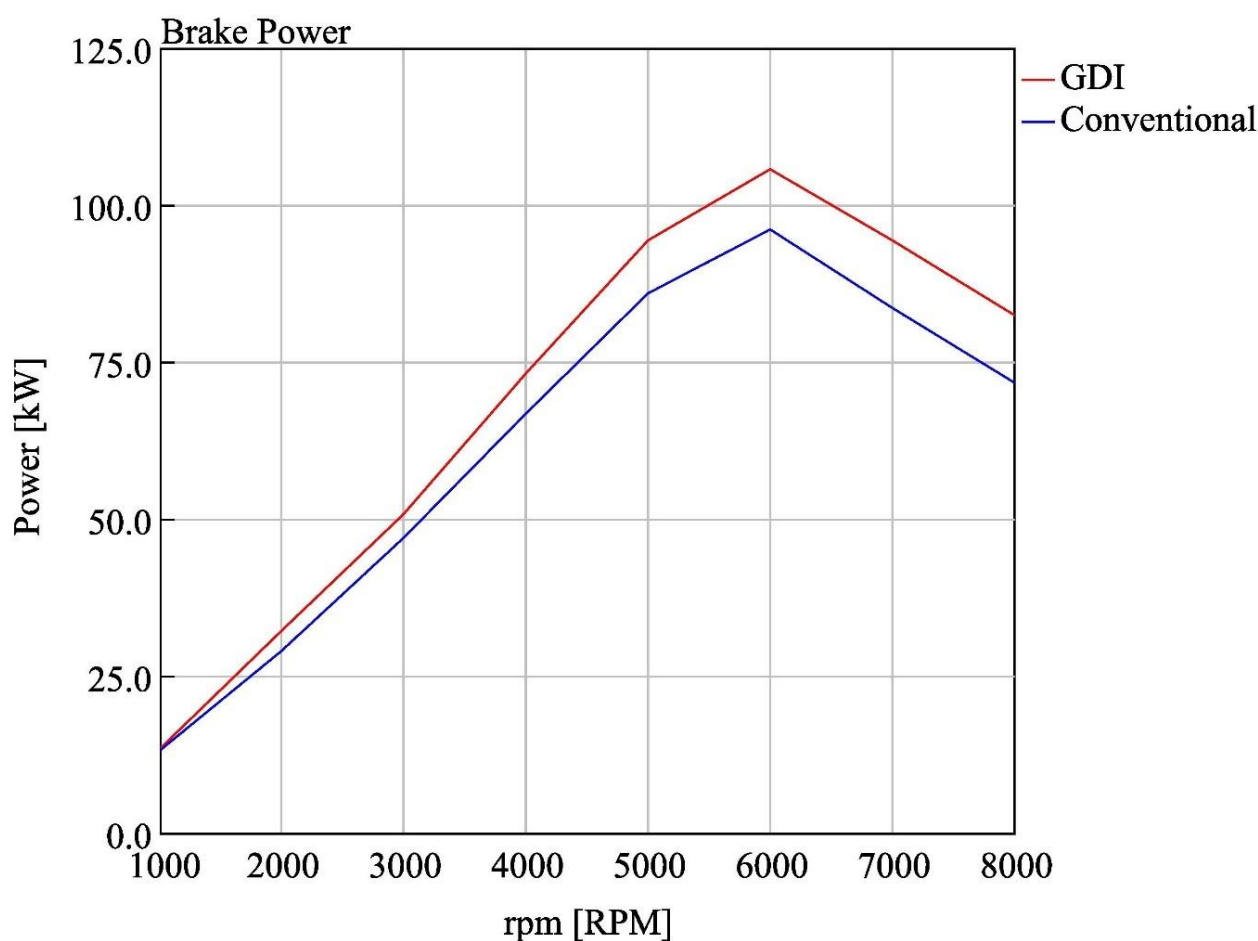
Σχήμα 6.8: Ειδικές εκπομπές CO₂ (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)

Όπως βλέπουμε από τα παραπάνω αποτελέσματα, ο κινητήρας άμεσου ψεκασμού επιτυγχάνει να παράγει μεγαλύτερη ισχύ στα 101.8 kW έναντι 96.2 kW που παράγονται από τον συμβατικό κινητήρα στις 6000 rpm (Σχήμα 6.1). Έχουμε επίσης, μεγαλύτερο ογκομετρικό βαθμό απόδοσης λόγω της μειωμένης θερμοκρασίας εισαγωγής του μείγματος στο θάλαμο καύσης, της τάξης του 5% σχεδόν σε όλο το εύρος λειτουργίας (Σχήμα 6.3). Αξίζει να σημειωθεί ότι ο κινητήρας άμεσου ψεκασμού λειτουργεί σε συνθήκες προανάμειξης με στοιχειομετρικό λόγο αέρα-καυσίμου. Η ροπή, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.2, αυξάνεται σε όλο το εύρος των στροφών με μέγιστη τιμή για τον κάθε κινητήρα τα 175 Nm και 163.9 Nm στις 5000 rpm αντίστοιχα. Λόγω της μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου που καίγεται εντός του κυλίνδρου έχουμε ελαφρώς αυξημένη μέγιστη πίεση κατά περίπου 4 bar (Σχήμα 6.5). Ακόμα, η μέση πραγματική πίεση στον άμεσο ψεκασμό μεγιστοποιείται στα 11,08 bar έναντι των 10,38 bar για τον συμβατικό, στα 5000 rpm (Σχήμα 6.4). Τέλος, μικρή βελτίωση παρατηρείται στην ειδική κατανάλωση, εκπομπή οξειδίων του αζώτου και διοξειδίου του άνθρακα από τον κινητήρα άμεσου ψεκασμού (Σχήματα 6.6, 6.7 και 6.8). Ιδιαίτερο ενδιαφέρον έχει το γεγονός ότι τα παραπάνω αποτελέσματα εξάγονται διατηρώντας όλα τα χαρακτηριστικά του κινητήρα ίδια.

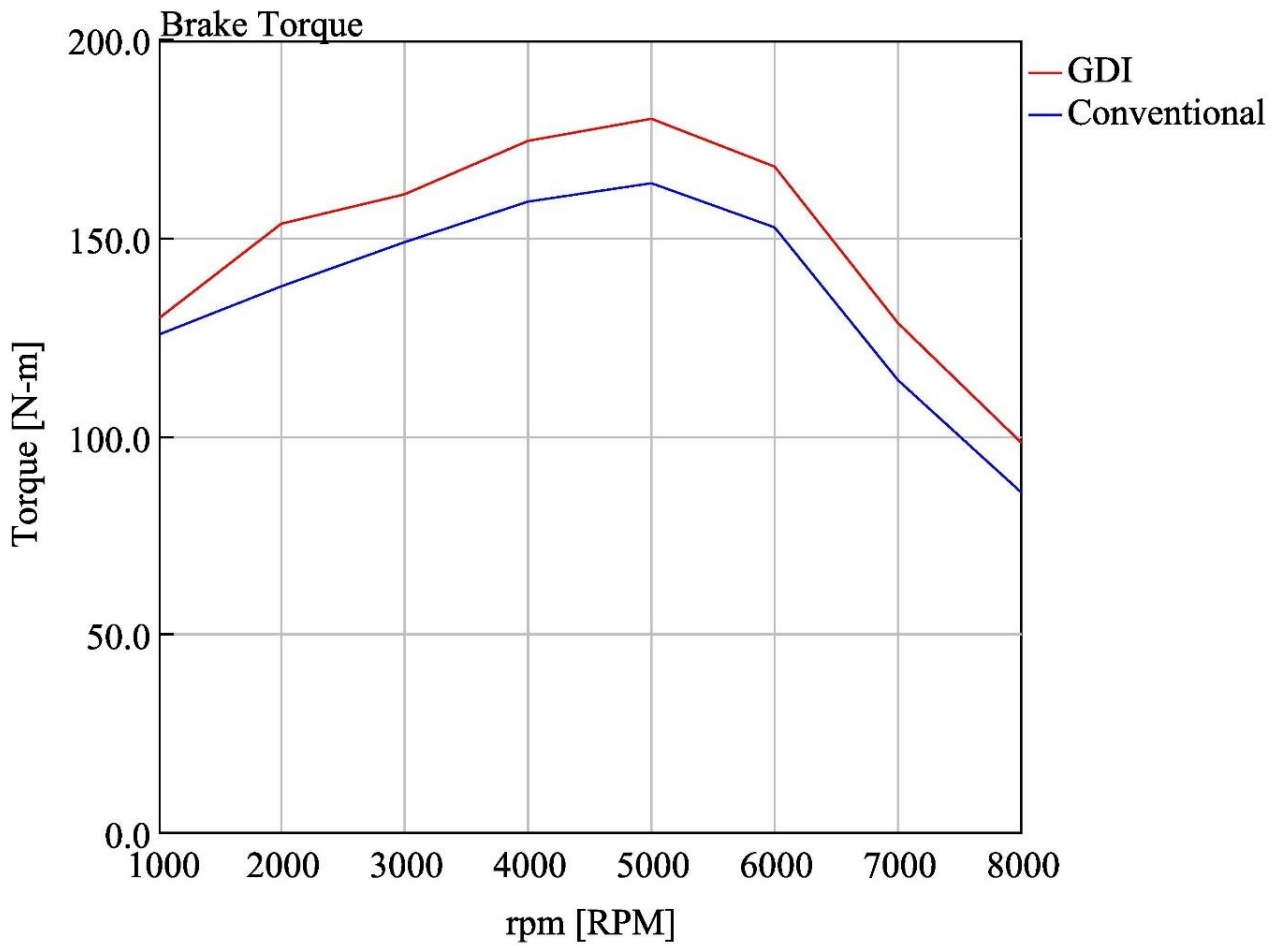
6.3 Αποτελέσματα προσομοίωσης με αυξημένο βαθμό συμπίεσης κινητήρα GDI

Για τον προσδιορισμό του βαθμού συμπίεσης που χρησιμοποιήθηκε στον κινητήρα άμεσου ψεκασμού ελήφθη υπόψιν η θερμοκρασία του μείγματος ακριβώς πριν την έναυση, φροντίζοντας αυτή να μη ξεπεράσει την τιμή που φτάνει η αντίστοιχη θερμοκρασία στον συμβατικό κινητήρα ψεκασμού πολλαπλού σημείου. Με αυτόν τον τρόπο, ο βαθμός συμπίεσης που επιλέχθηκε για τον κινητήρα άμεσου ψεκασμού είναι ο 11,5:1.

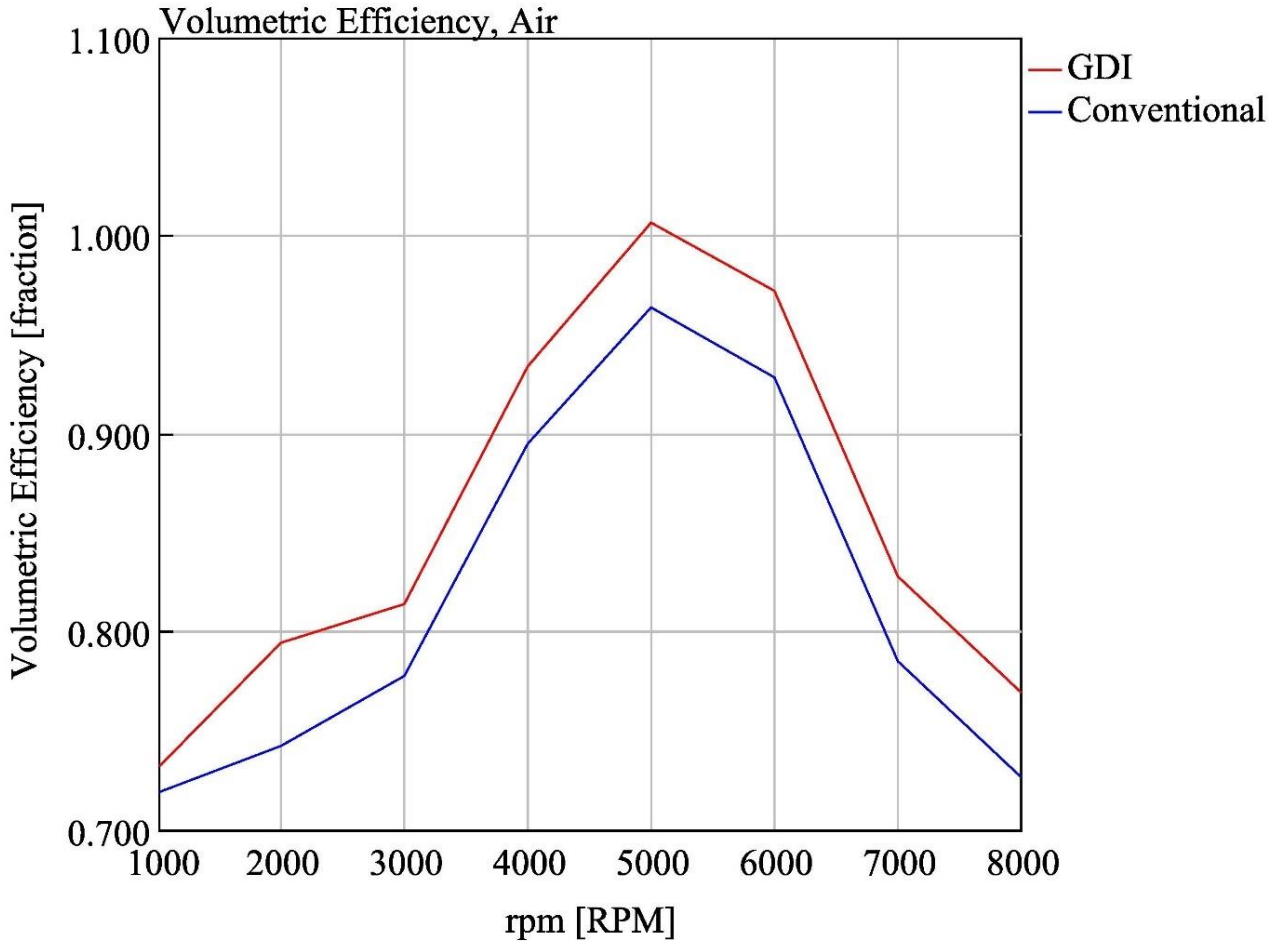
6.3.1 Πλήρες φορτίο



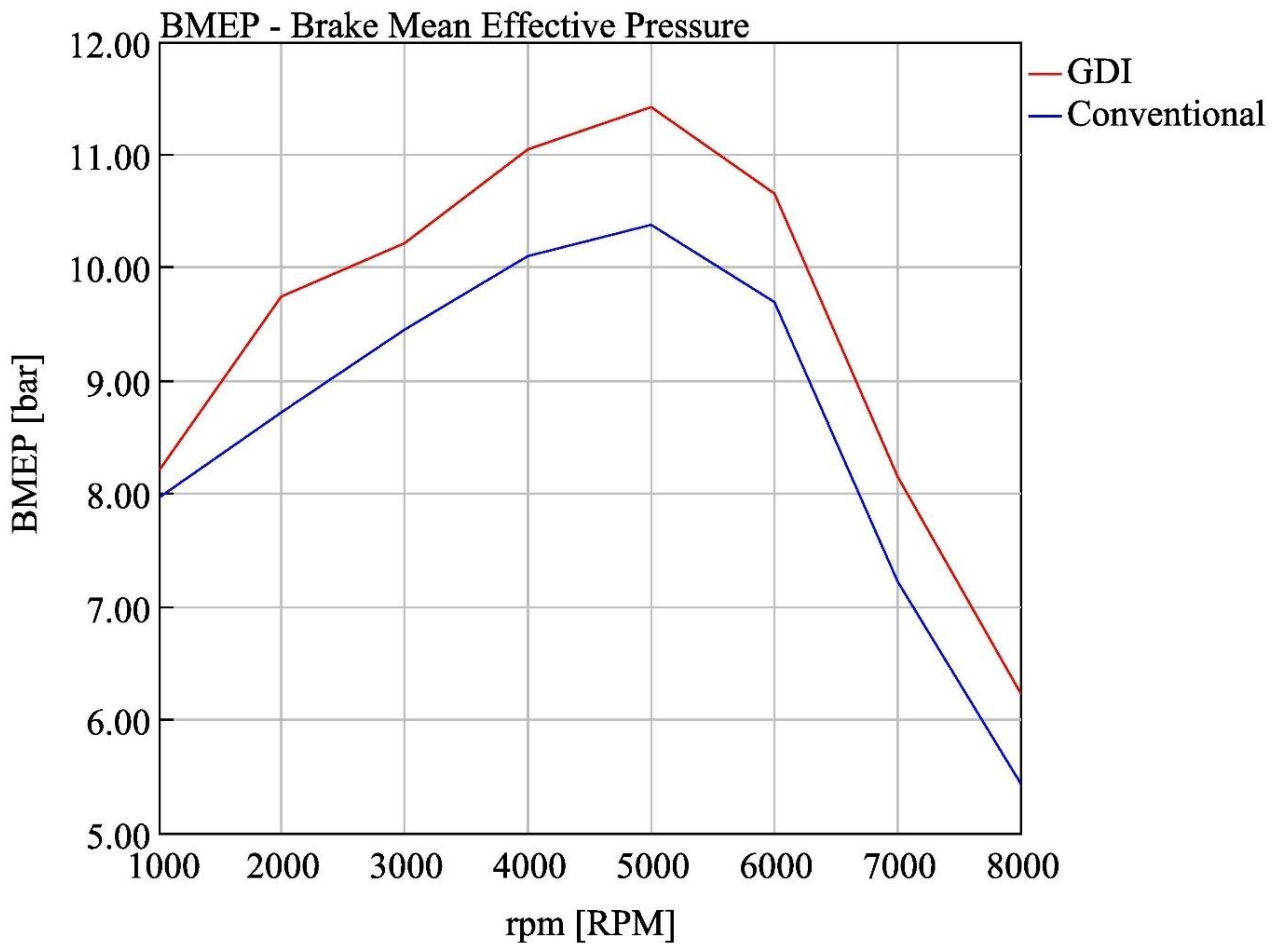
Σχήμα 6.9: Παραγόμενη ισχύς (kW) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)



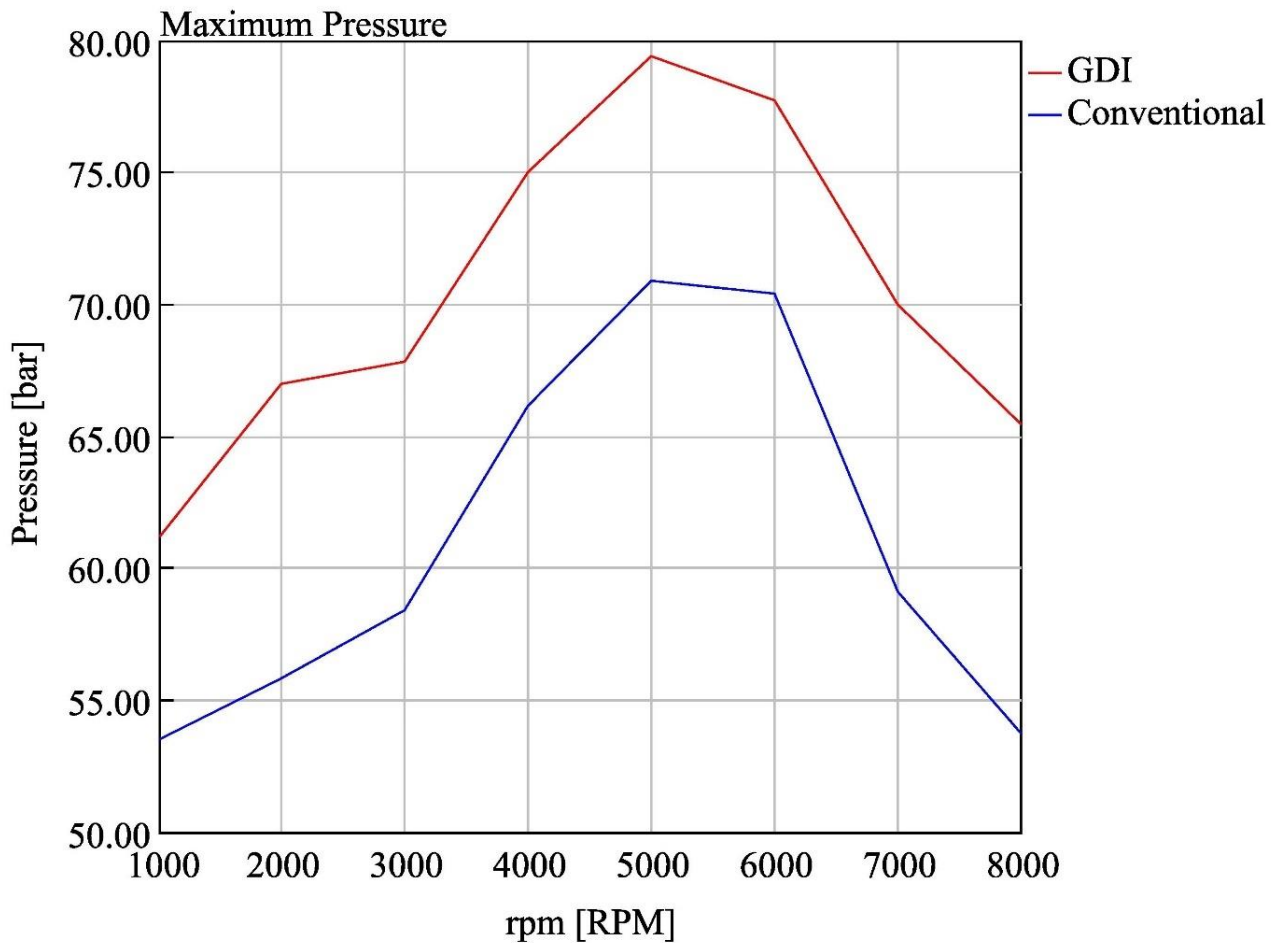
Σχήμα 6.10: Παραγόμενη ροπή (Nm) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)



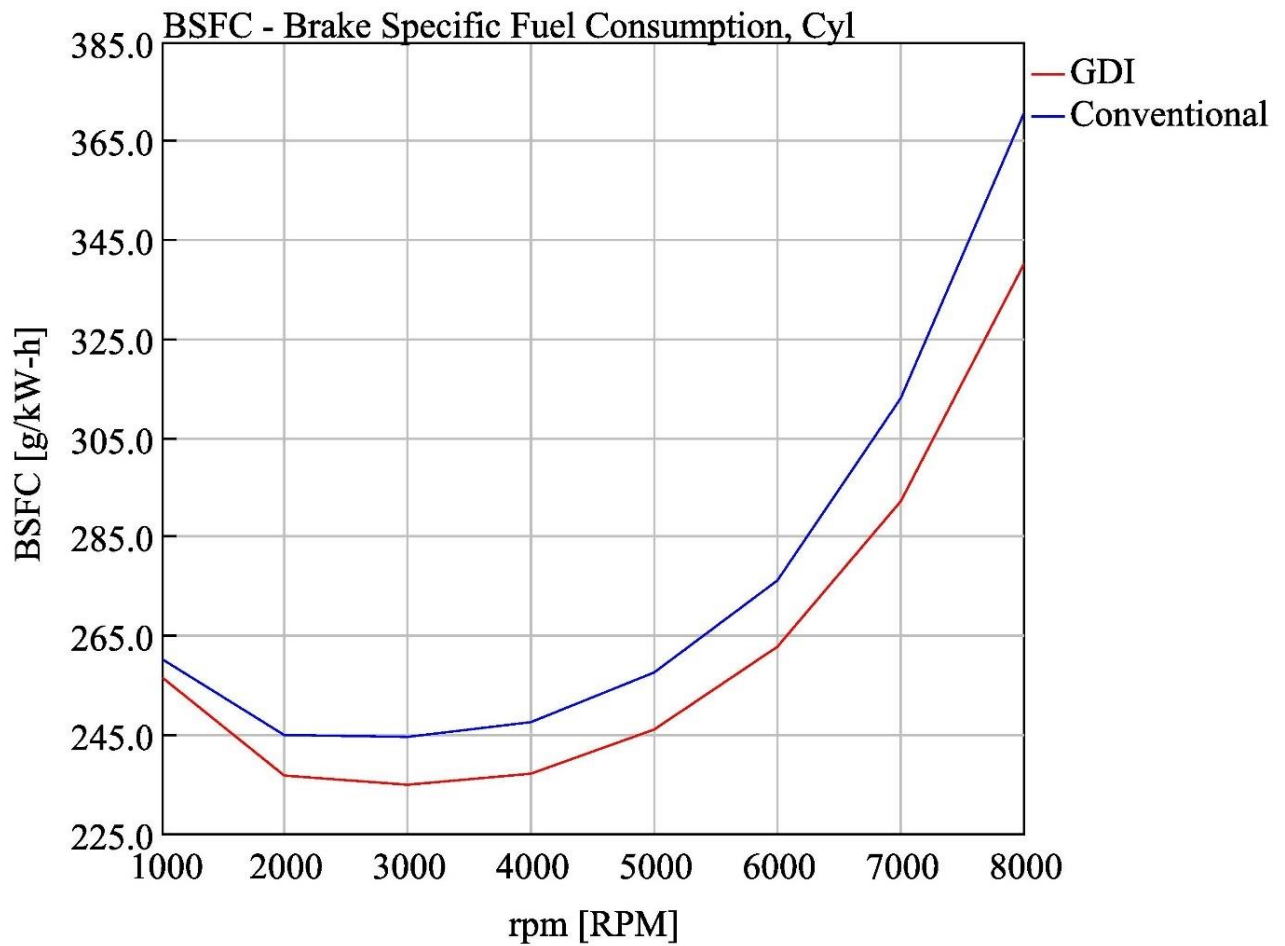
Σχήμα 6.11: Βαθμός πλήρωσης (ποσοστό πλήρωσης) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



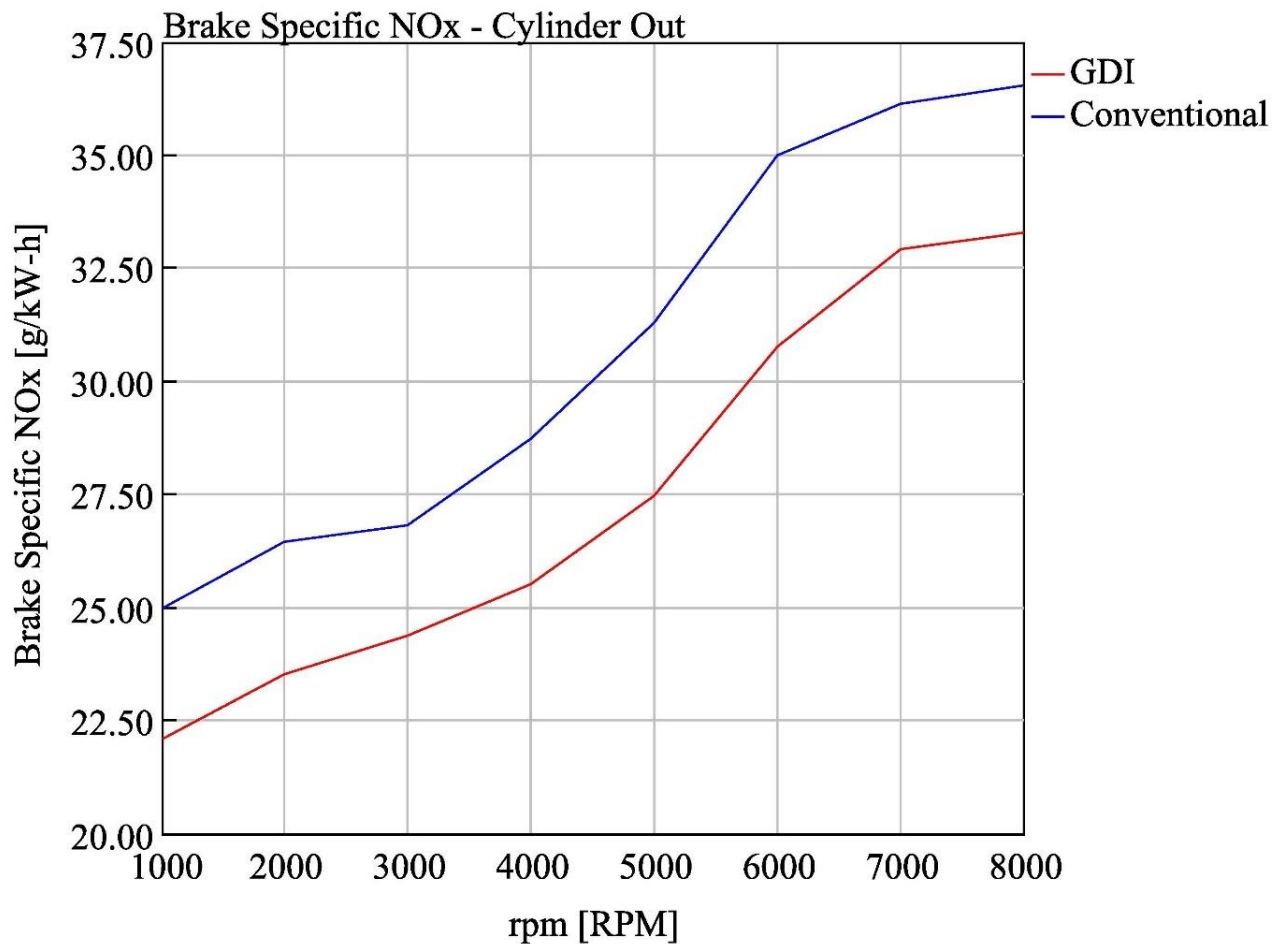
Σχήμα 6.12: Μέση πραγματική πίεση (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



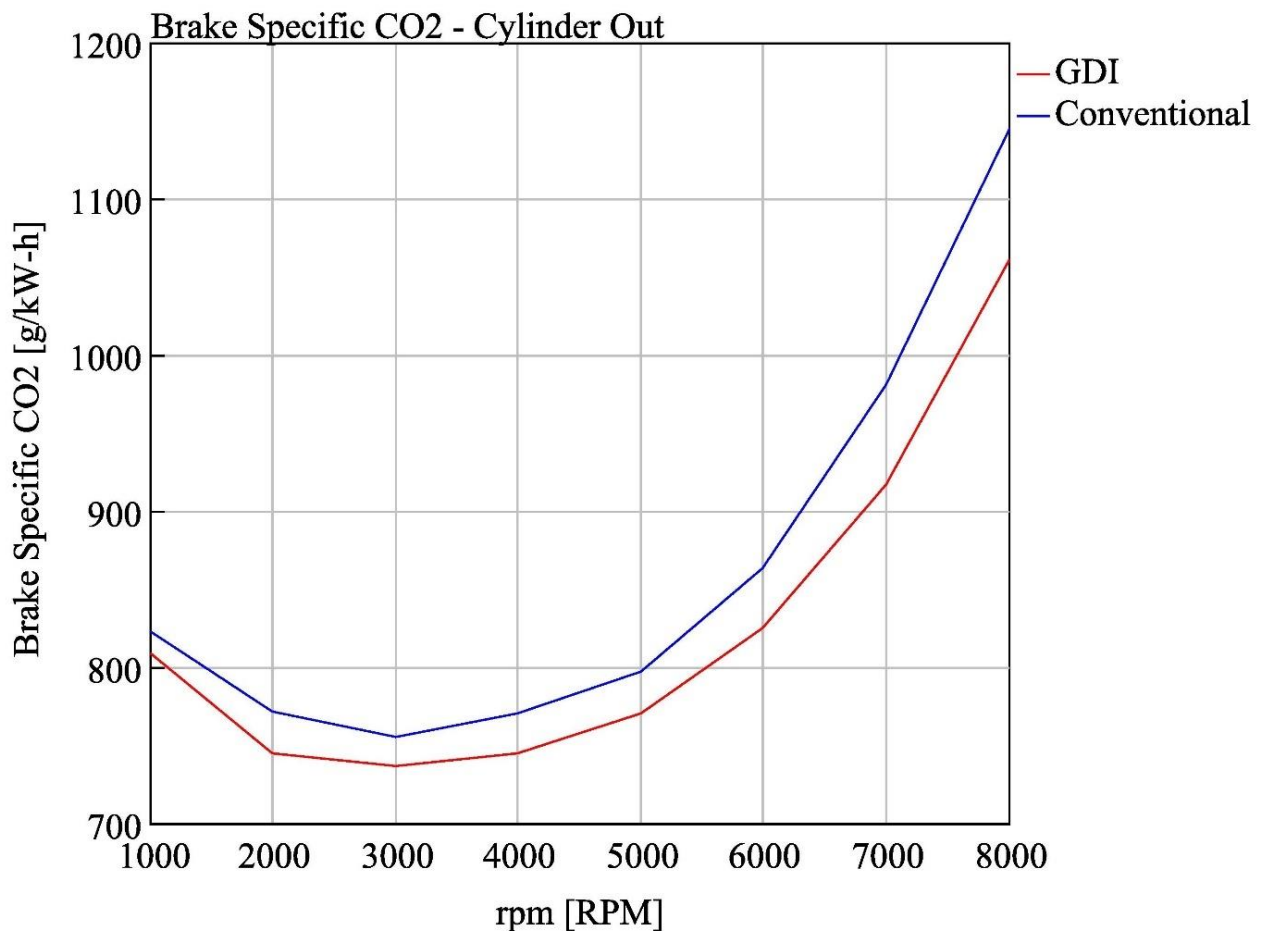
Σχήμα 6.13: Μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 6.14: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 6.15: Ειδικές εκπομπές NO_x (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)

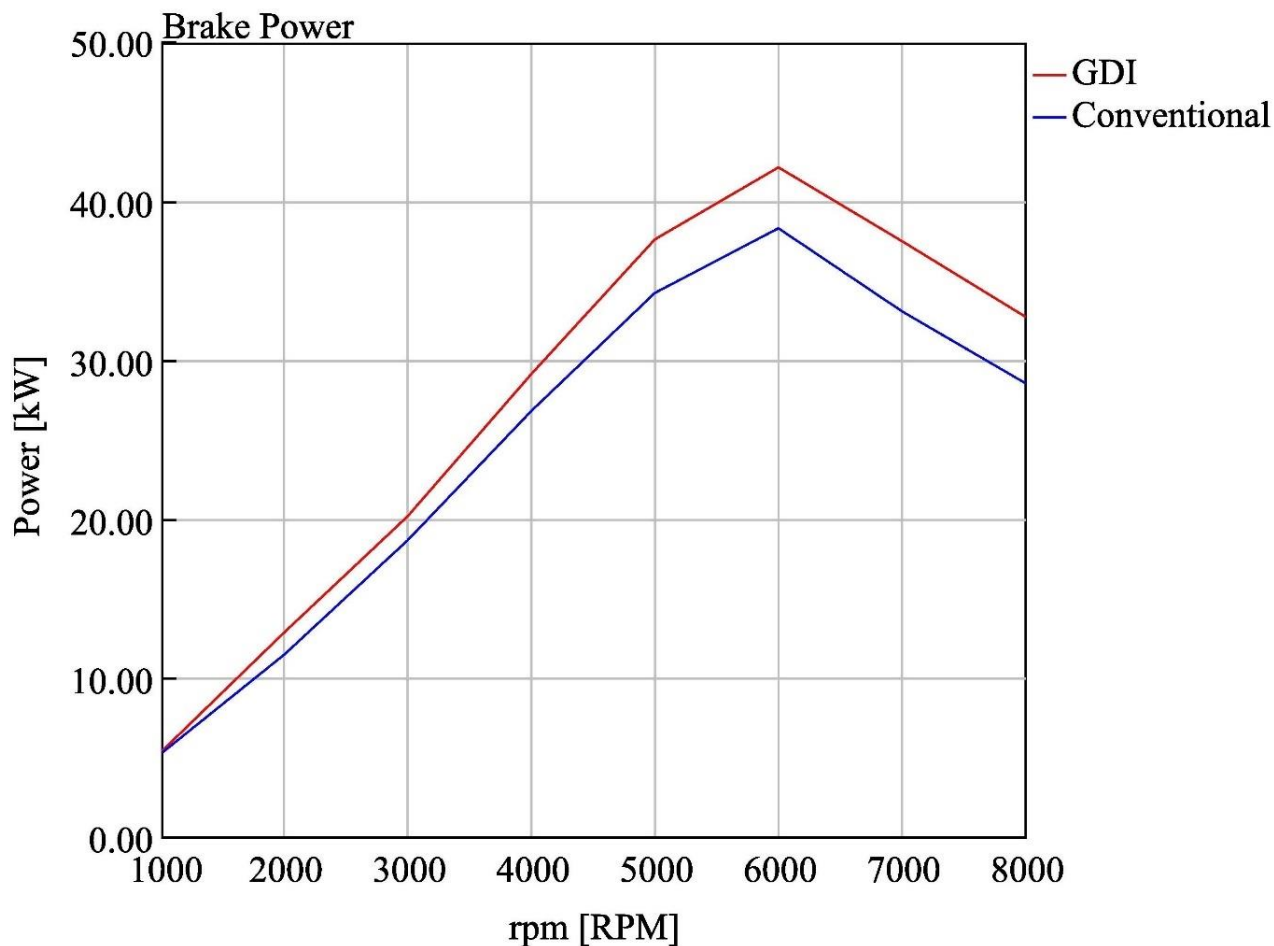


Σχήμα 6.16: Ειδικές εκπομπές CO₂ (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)

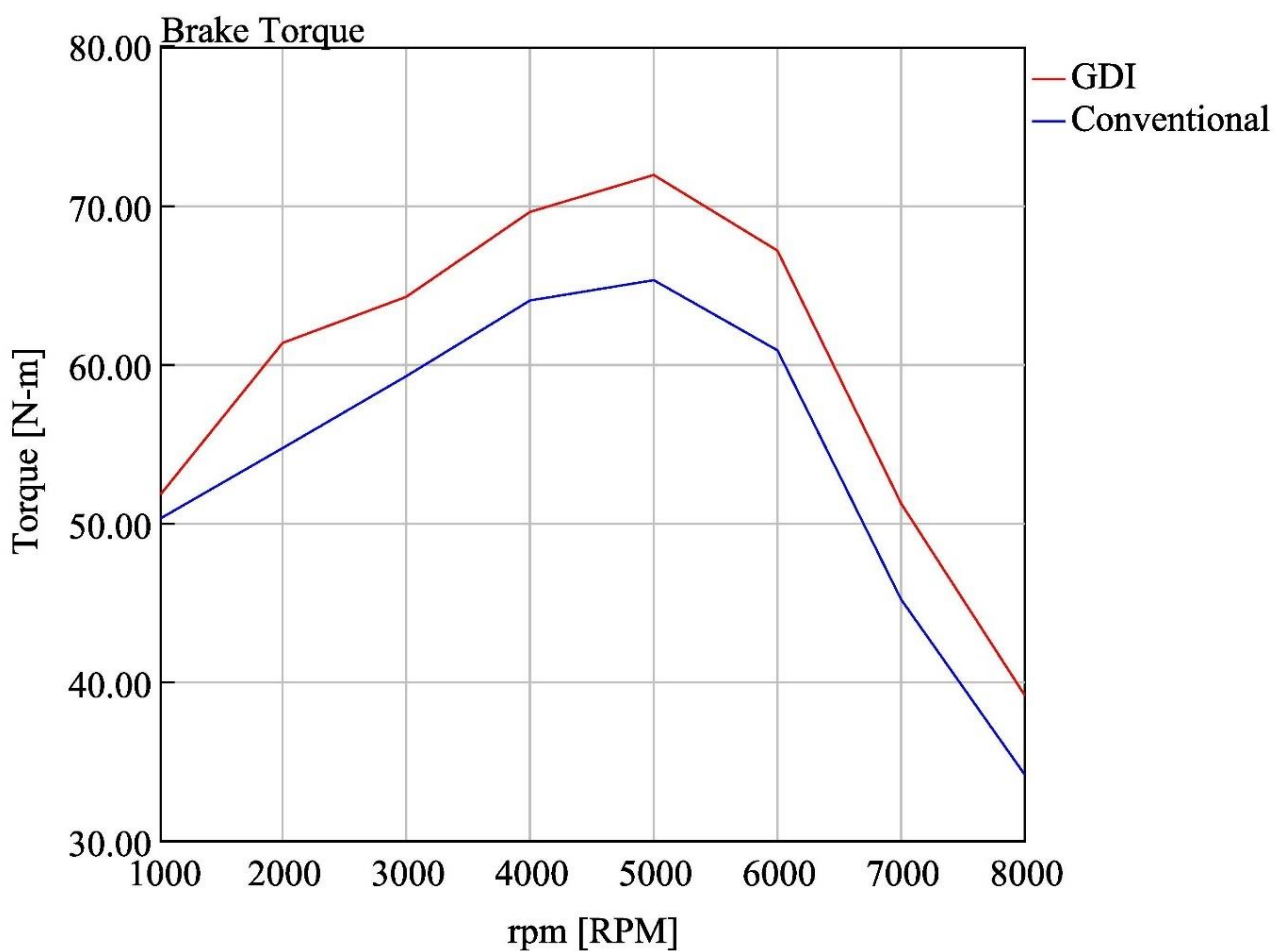
Από τα παραπάνω αποτελέσματα βλέπουμε εκ νέου αύξηση των επιδόσεων του κινητήρα άμεσου ψεκασμού, τα οποία τον τοποθετούν σε ακόμα πιο πλεονεκτική θέση σε σύγκριση με τον συμβατικό κινητήρα. Φυσικά, κάτι τέτοιο ήταν αναμενόμενο καθώς είναι ευρέως γνωστή η καταλυτική δράση που έχει η αύξηση του βαθμού συμπίεσης στις επιδόσεις ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης. Πιο συγκεκριμένα, όσον αφορά στην παραγόμενη ισχύ, σημειώνεται συνεχής αύξηση σε όλο το εύρος στροφών, με την μέγιστη τιμή 105.7 kW να εμφανίζεται στις 6000 rpm (Σχήμα 7.9). Παρόμοια αποτελέσματα βλέπουμε και για την παραγόμενη ροπή, η οποία σημειώνει μέγιστη τιμή 180.3 Nm στις 5000 rpm (Σχήμα 7.10). Παρόμοια επίσης αποτελέσματα με πριν έχουμε σε ό,τι αφορά τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης και την μέση πραγματική πίεση (Σχήματα 7.11 και 7.12). Η μέγιστη πίεση αυξάνεται αλλά διατηρείται εντός του ορίου των 90 bar που έχουμε θέσει για την αποφυγή της κρουστικής καύσης (Σχήμα 7.13). Επίσης, η ειδική κατανάλωση καυσίμου μαζί με τις ειδικές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, δύο παράγοντες που είναι ευθέως ανάλογοι μεταξύ τους, σημειώνουν μείωση της τάξης του 4,1% και 3,9% αντίστοιχα σε όλο το εύρος λειτουργίας σε σύγκριση με τον συμβατικό (Σχήμα 7.14 και 7.16). Τέλος, τα οξείδια του αζώτου που παράγονται μειώνονται σε ποσοστό 10% σε σχέση με τον συμβατικό κινητήρα (Σχήμα 7.15).

6.3.2 Μερικό φορτίο 40%

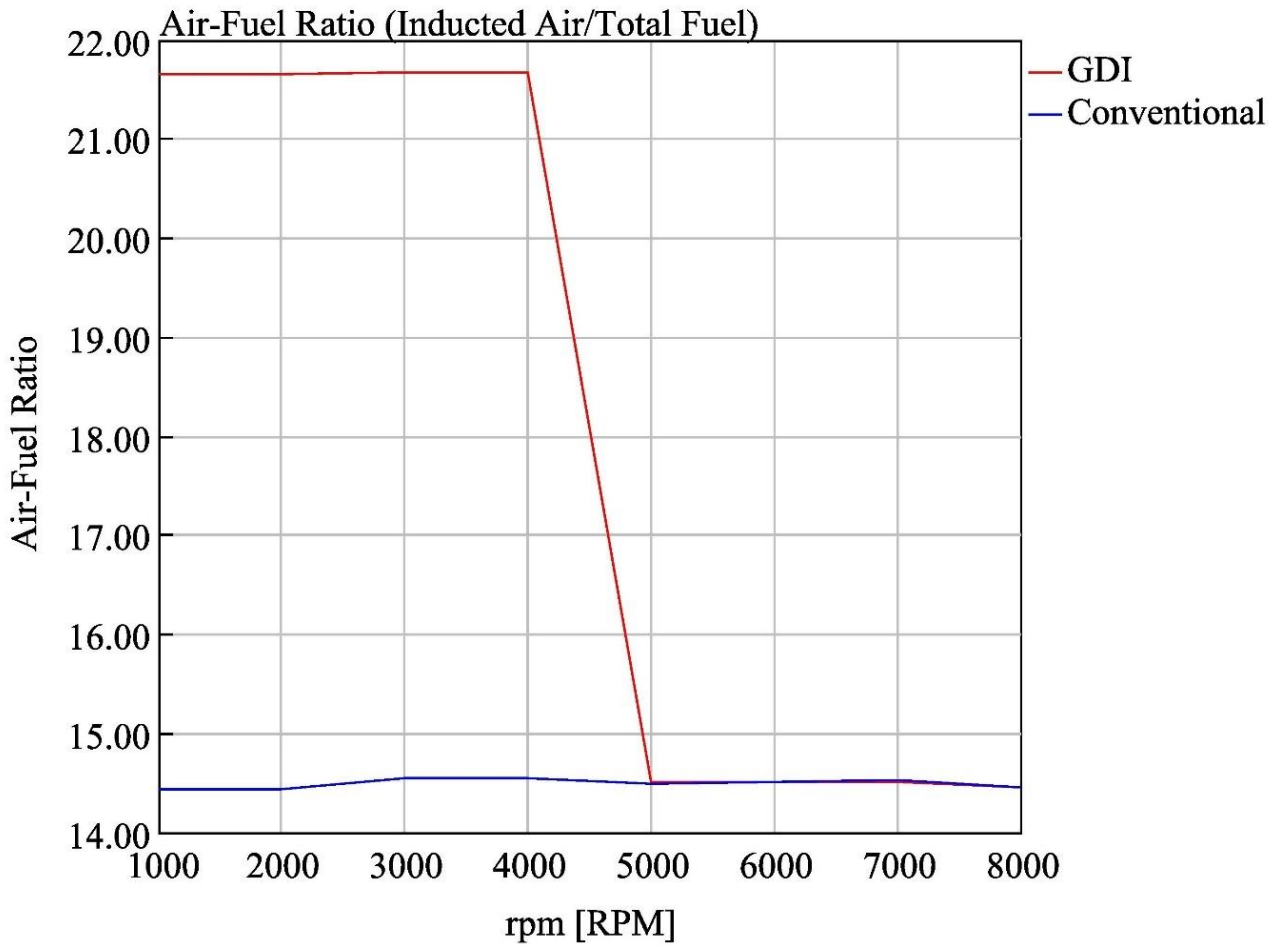
Για την μοντελοποίηση της λειτουργίας του κινητήρα σε μερικό φορτίο χρησιμοποιείται ελεγκτής στην ρυθμιστική δικλείδα που ρυθμίζει την γωνία της έτσι ώστε αυτή να καθορίζει την ροή που περνά προς τους κυλίνδρους και να περιορίζει την παραγόμενη ισχύ σε ποσοστό που εμείς καθορίζουμε. Για την συγκεκριμένη εφαρμογή επιλέξαμε το 40% φορτίο για τους δύο κινητήρες καθώς αντιπροσωπεύει ενδεικτικό σημείο της περιοχής όπου ο κινητήρας άμεσου ψεκασμού λειτουργεί με στρωματοποιημένη γόμωση. Ο ψεκασμός λαμβάνει χώρα 100 μοίρες γωνίας στροφάλου πριν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ, στη φάση της συμπίεσης.



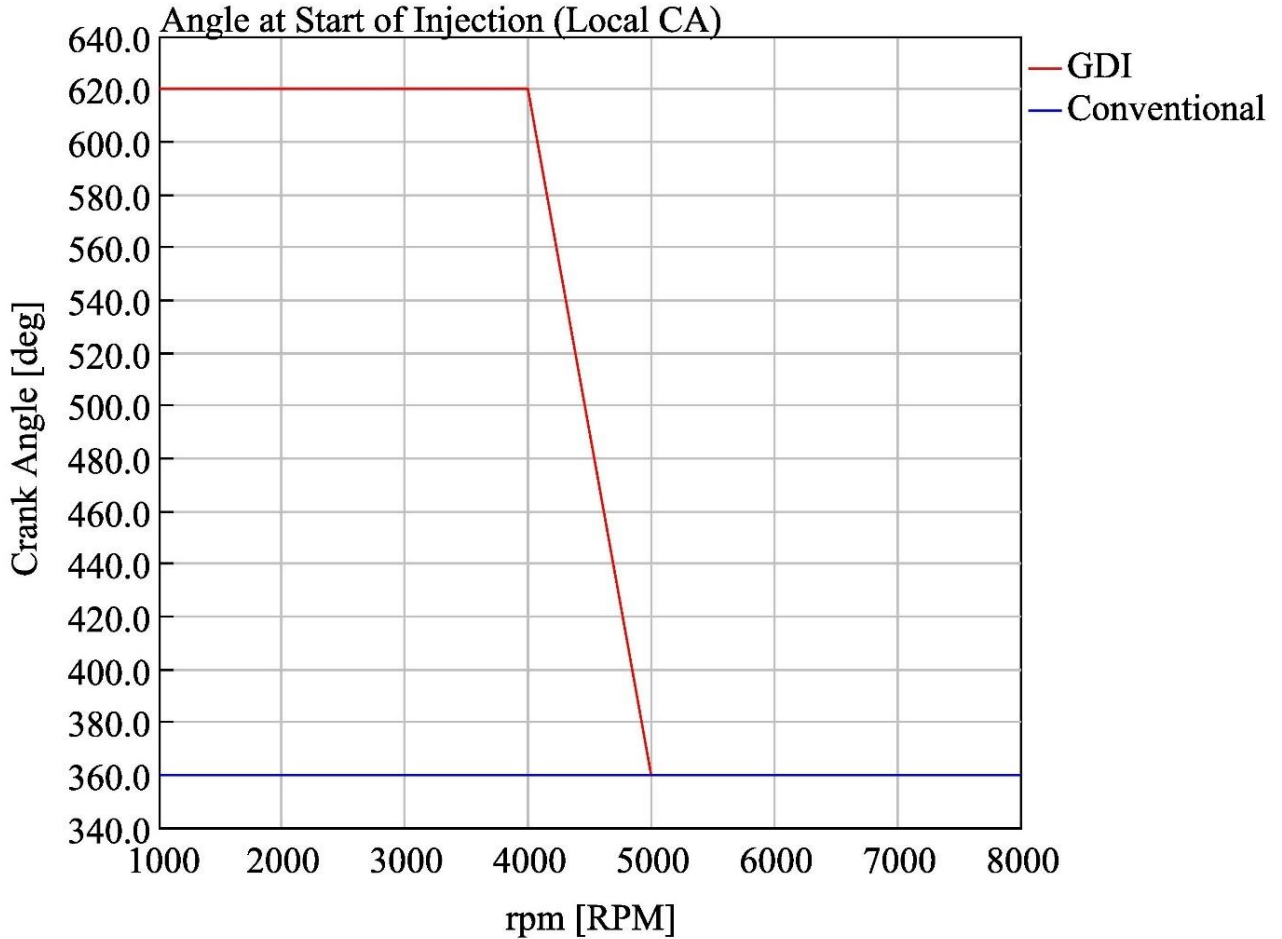
Σχήμα 6.17: Παραγόμενη ισχύς (kW) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)



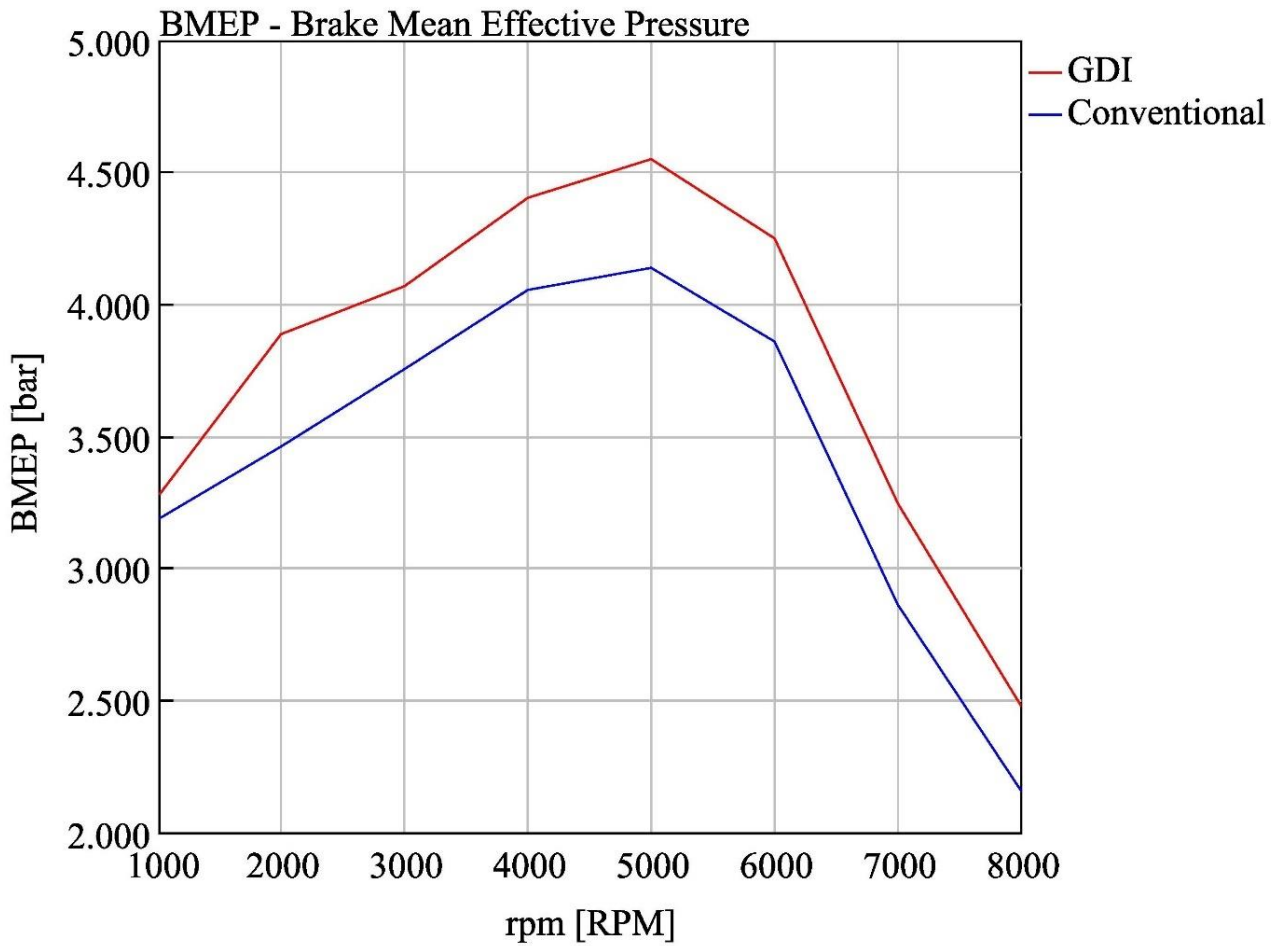
Σχήμα 6.18: Παραγόμενη ροπή (Nm) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)



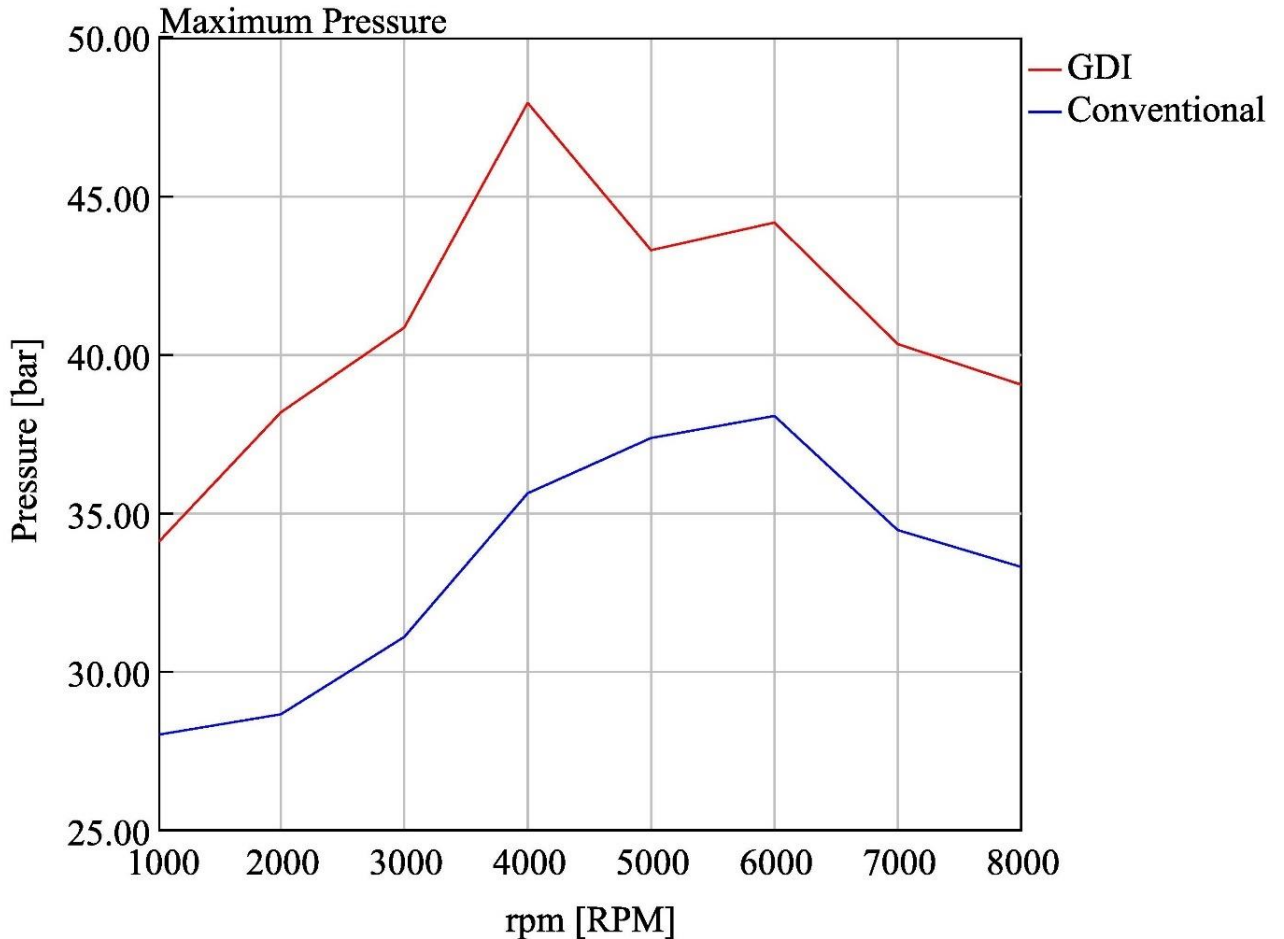
Σχήμα 6.19: Λόγος αέρα-καυσίμου συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



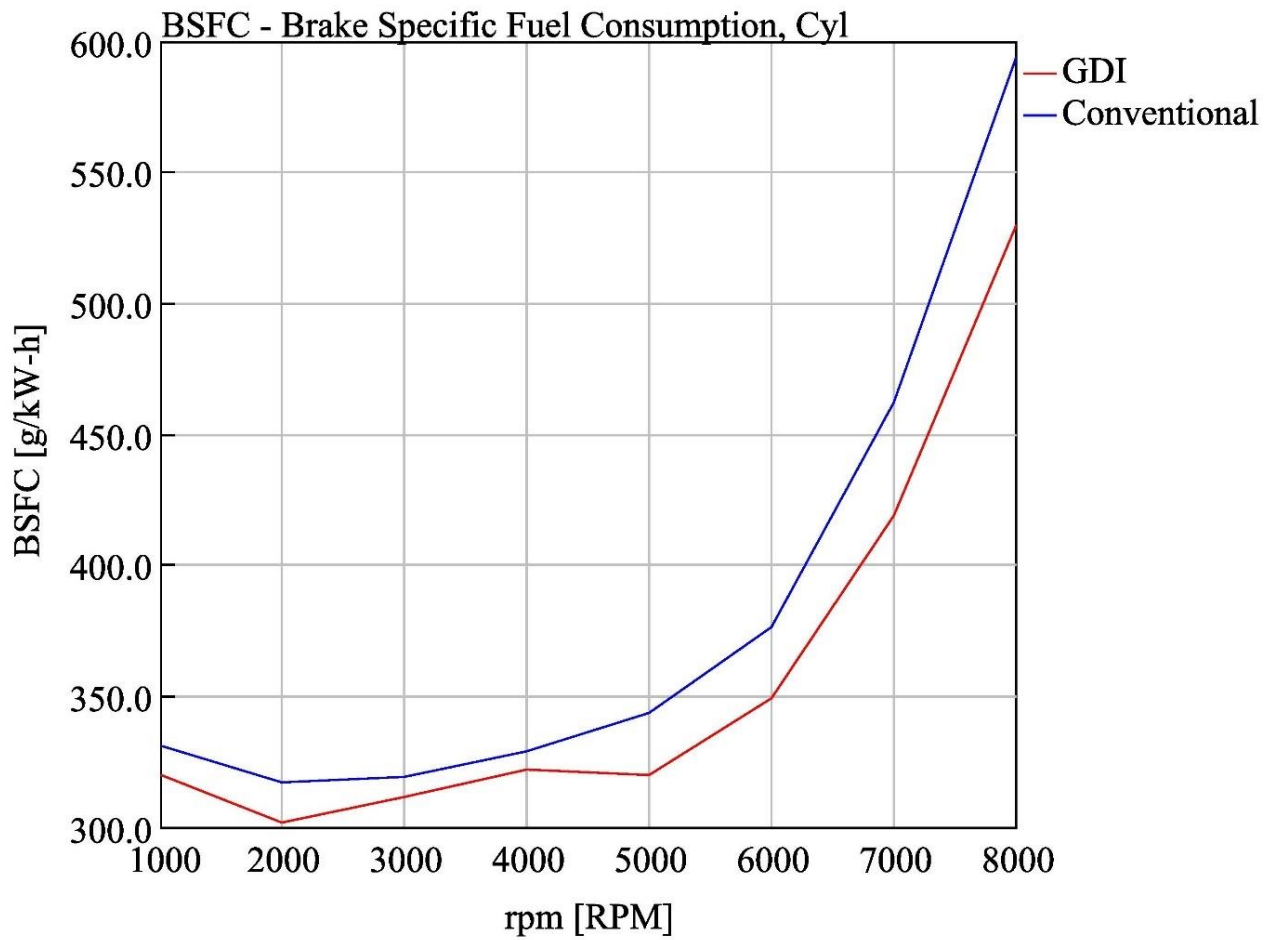
Σχήμα 6.20: Γωνία έναρξης έγχυσης καυσίμου συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



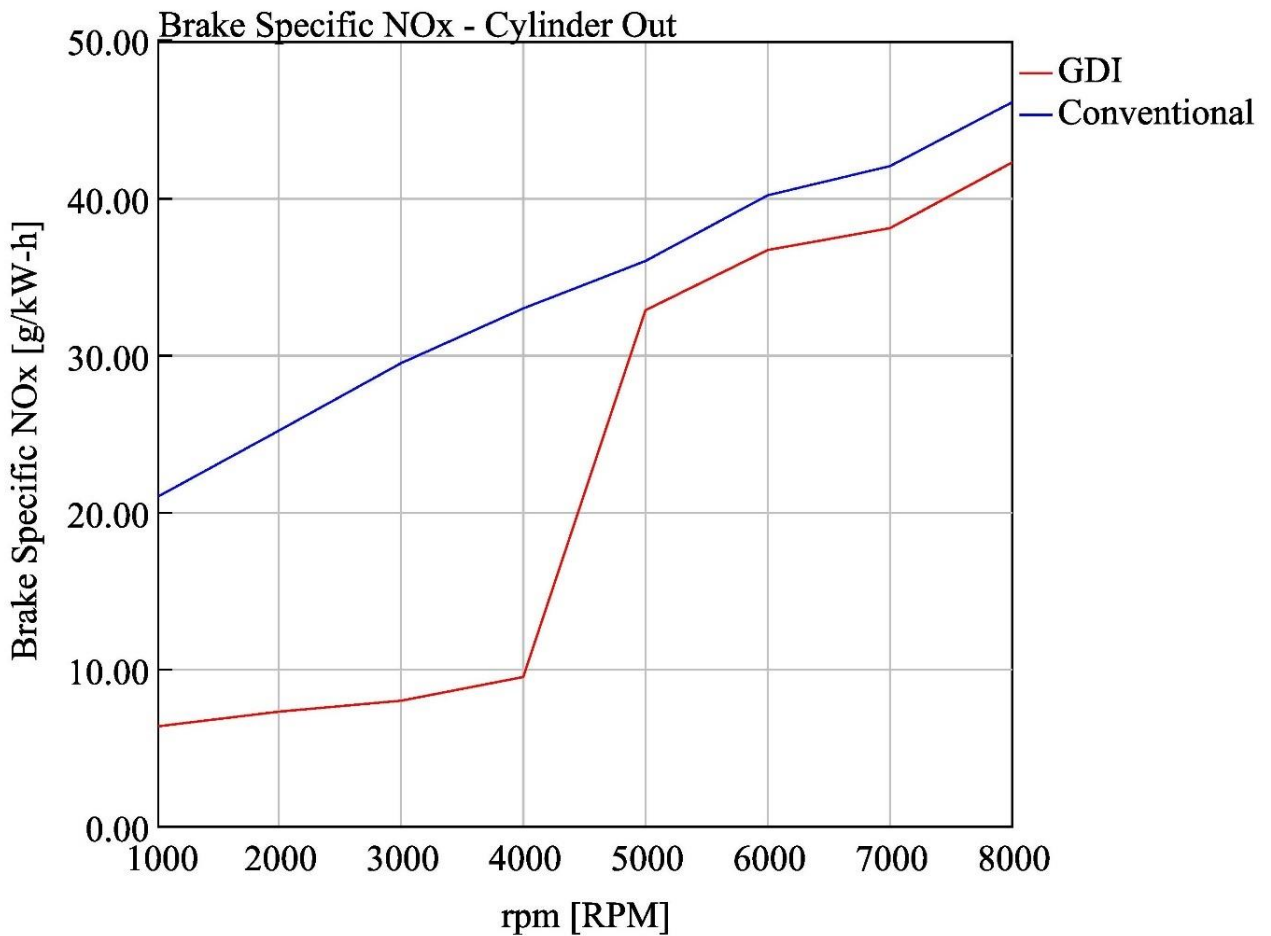
Σχήμα 6.21: Μέση πραγματική πίεση (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



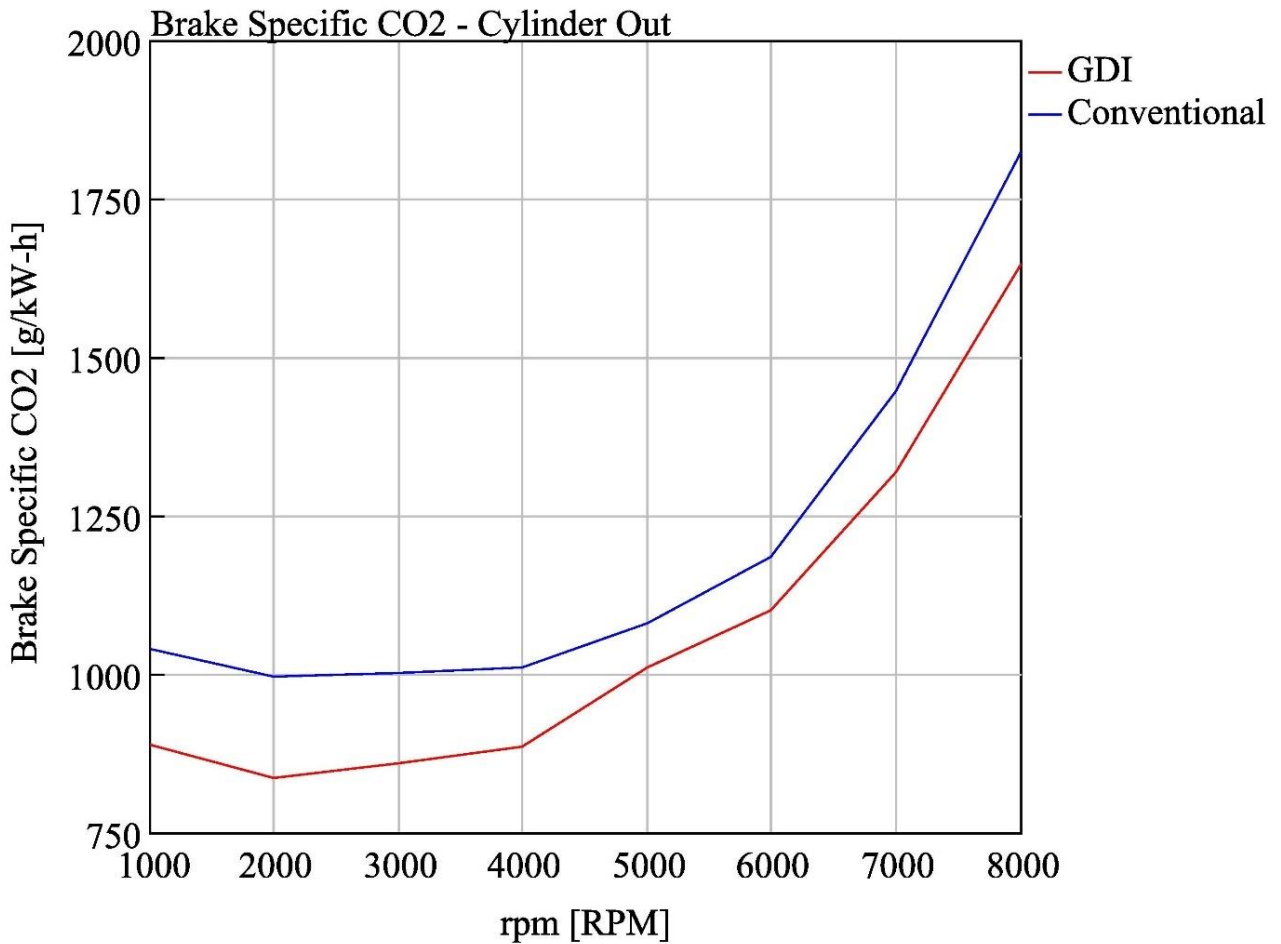
Σχήμα 6.22: Μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 6.23: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 6.24: Ειδικές εκπομπές NO_x (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 6.25: Ειδικές εκπομπές CO₂ (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)

Όπως βλέπουμε από τα παραπάνω αποτελέσματα, η επίδραση της στρωματοποιημένης καύσης είναι ιδιαίτερα ενθαρρυντική στην βελτίωση των επιδόσεων με τη χρήση άμεσου ψεκασμού και σε μερικό φορτίο. Πιο συγκεκριμένα, οι τιμές της ισχύος, της ροπής και της μέσης πραγματικής πίεσης συνεχίζουν στο μοτίβο που είδαμε και στην προηγούμενη προσομοίωση (πλήρες φορτίο), με τον άμεσο ψεκασμό να εμφανίζει βελτιωμένα αποτελέσματα (Σχήματα 7.17, 7.18 και 7.21). Από το Σχήμα 7.19, βλέπουμε ότι ο κινητήρας επιτυγχάνει λειτουργία με φτωχό μείγμα μέχρι τις 4000 rpm, με τιμή λόγου αέρα-καυσίμου 22.67, και ταυτόχρονα με έγχυση στις 620 μοίρες στροφάλου, όπως φαίνεται από το Σχήμα 7.20, δηλαδή 100 μοίρες πριν το άνω νεκρό σημείο στη φάση της συμπίεσης, με σκοπό την επίτευξη του στρωματοποιημένου μείγματος. Η πίεση εντός του κυλίνδρου εμφανίζεται ξανά μεγαλύτερη για τον κινητήρα άμεσου ψεκασμού, αλλά εντός των ορίων ασφαλείας που έχουμε θέσει (Σχήμα 7.22). Μετά τις 4000 rpm, η καύση γίνεται σε συνθήκες προανάμειξης, επομένως η έγχυση καυσίμου γίνεται στις 360 μοίρες, όπου ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής, με χρήση στοιχειομετρικού μείγματος. Η τιμή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου ελαχιστοποιείται στις 2000 rpm για τον κινητήρα άμεσου ψεκασμού, στα 302.1 g/kWh, ενώ για τον συμβατικό αυτή είναι 317,1 g/kWh (Σχήμα 6.23). Σημαντική μείωση έχουμε στις εκπομπές διοξειδίων του αζώτου, ειδικά στην περιοχή λειτουργίας του κινητήρα σε στρωματοποιημένη καύση. Αναλυτικότερα, από τα 21 g/kWh που παράγονται από τον συμβατικό κινητήρα Otto στις 2000 rpm πηγαίνουμε στα 6.3 g/kWh για τον κινητήρα άμεσου ψεκασμού, μείωση που συνεχίζεται μέχρι τις 4000 rpm. Μετά από αυτές όμως, ο κινητήρας περνάει σε λειτουργία προανάμειξης (Σχήμα 6.24). Παρά τα πολύ θετικά αποτελέσματα, πρέπει να ληφθεί υπόψιν η πιθανή ανάγκη να χρησιμοποιηθεί παγίδα οξειδίων του αζώτου για τον κινητήρα άμεσης έγχυσης, κάτι που ο συμβατικός κινητήρας δεν απαιτεί καθώς λειτουργεί σε όλο του το εύρος στοιχειομετρικά (και καλύπτεται από τον τριοδικό καταλύτη). Τέλος, όσον αφορά στις ειδικές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, υπάρχει αισθητή μείωση, με την ελάχιστη τιμή τους να φτάνει στα 834.4 g/kWh για τον άμεσο ψεκασμό και τα 995 g/kWh για τον συμβατικό, δηλαδή μία μείωση σε ποσοστό 16,1% (Σχήμα 6.25).

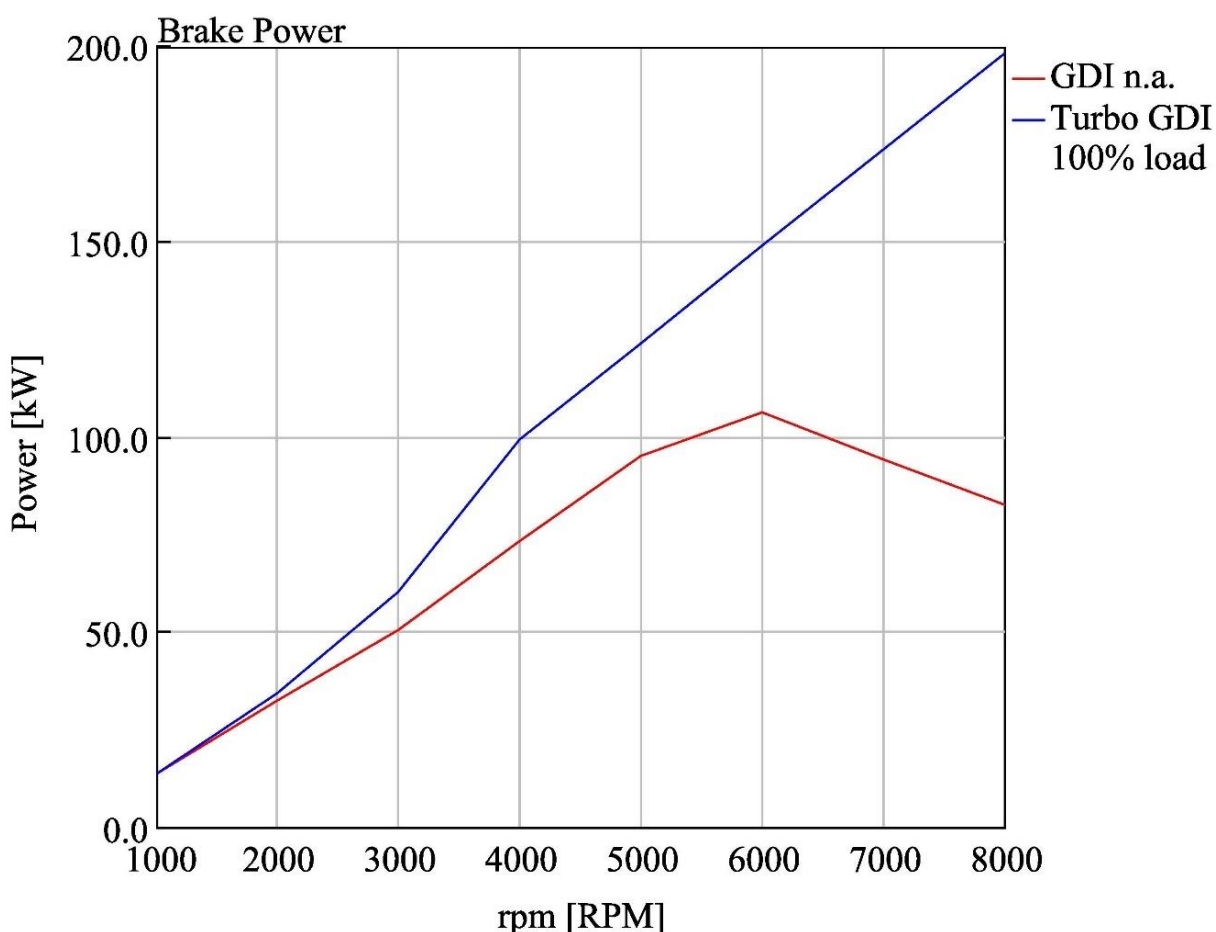
7 Αποτελέσματα προσομοίωσης υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσου ψεκασμού

7.1 Γενικά

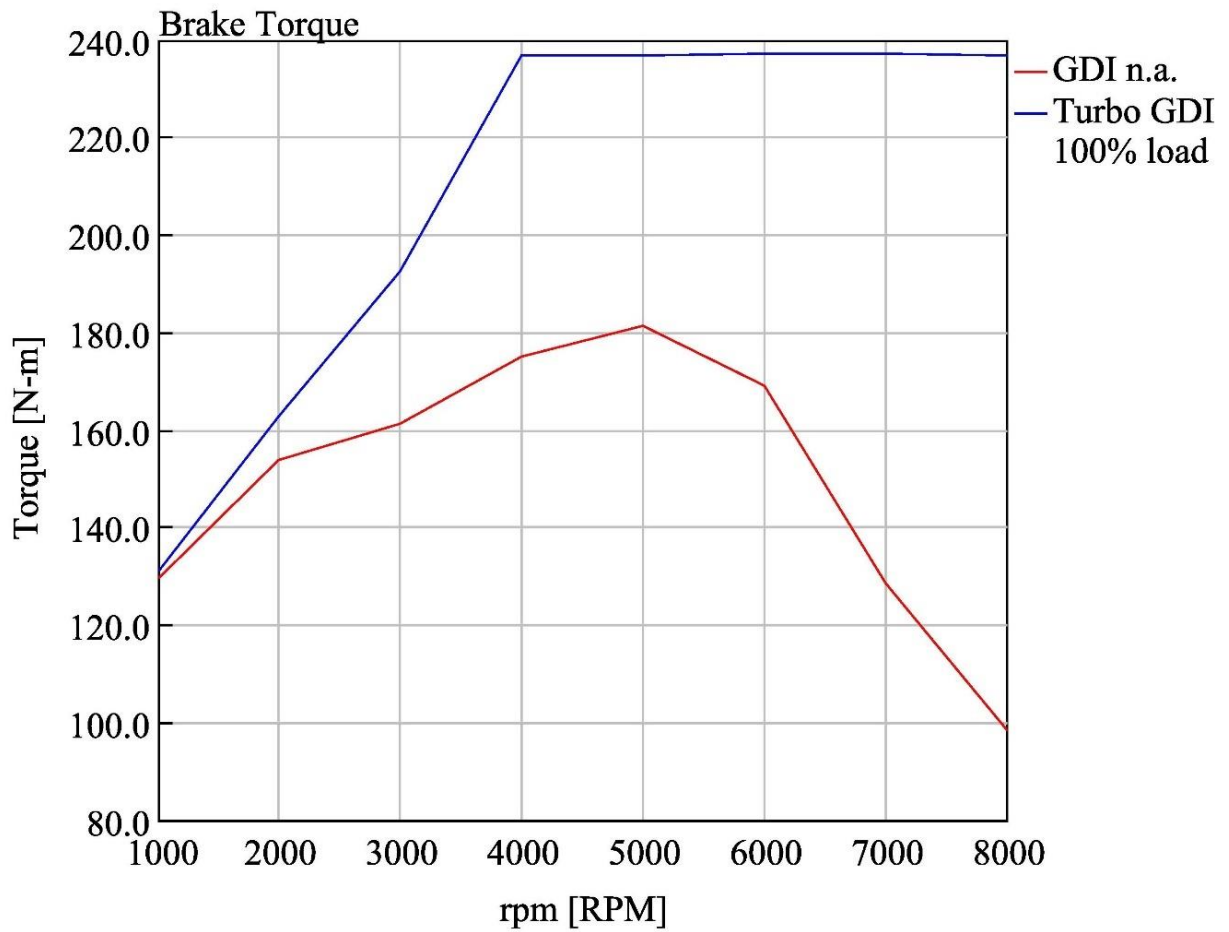
Στο παρόν κεφάλαιο θα γίνει η παρουσίαση των αποτελεσμάτων του υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσου ψεκασμού, ο οποίος μελετήθηκε σε ατμοσφαιρική μορφή στο προηγούμενο κεφάλαιο. Ομοίως με προηγούμενως, τα αποτελέσματα που ακολουθούν εμπεριέχουν την λειτουργία του κινητήρα σε πλήρες και μερικό φορτίο. Για λειτουργία του κινητήρα σε επιτρεπτά επίπεδα πίεσης, κάτω από 90 bar μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου, ο βαθμός συμπίεσης του κινητήρα τέθηκε στο 10:1. Για τον έλεγχο της πίεσης στο πλήρες φορτίο, όπου το ζεύγος υπερπλήρωσης βρίσκεται σε «έντονη» λειτουργία, χρησιμοποιήθηκε βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων η οποία ορίστηκε να περιορίζει την μέγιστη μέση πραγματική πίεση εντός του κυλίνδρου στα 15 bar.

7.2 Αποτελέσματα σε πλήρες φορτίο

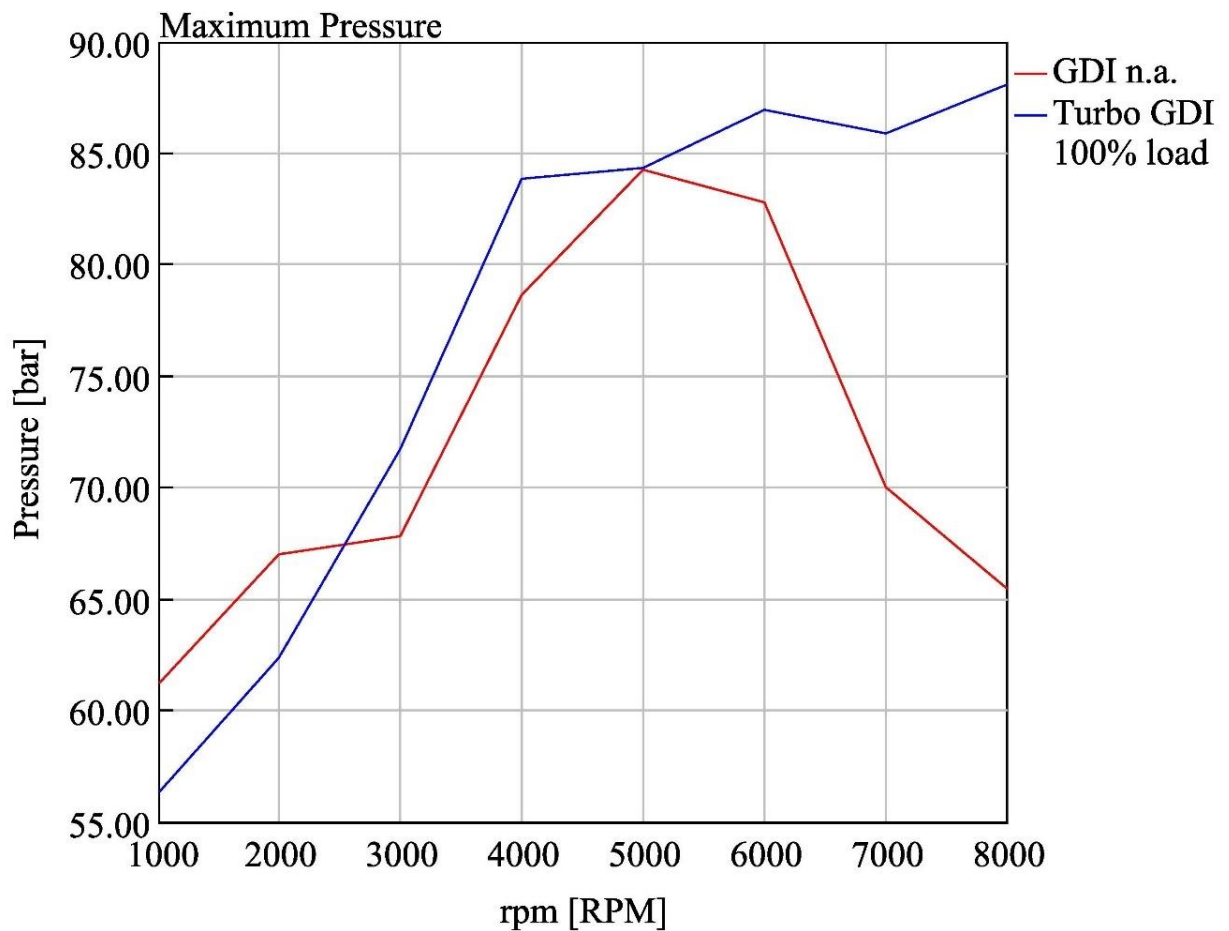
Στα παρακάτω σχήματα δίνονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης του υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσου ψεκασμού (Turbo GDI) με μπλε γραμμή, σε σύγκριση με τον αντίστοιχο ατμοσφαιρικό κινητήρα άμεσου ψεκασμού (GDI n.a.) με κόκκινη γραμμή, σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας.



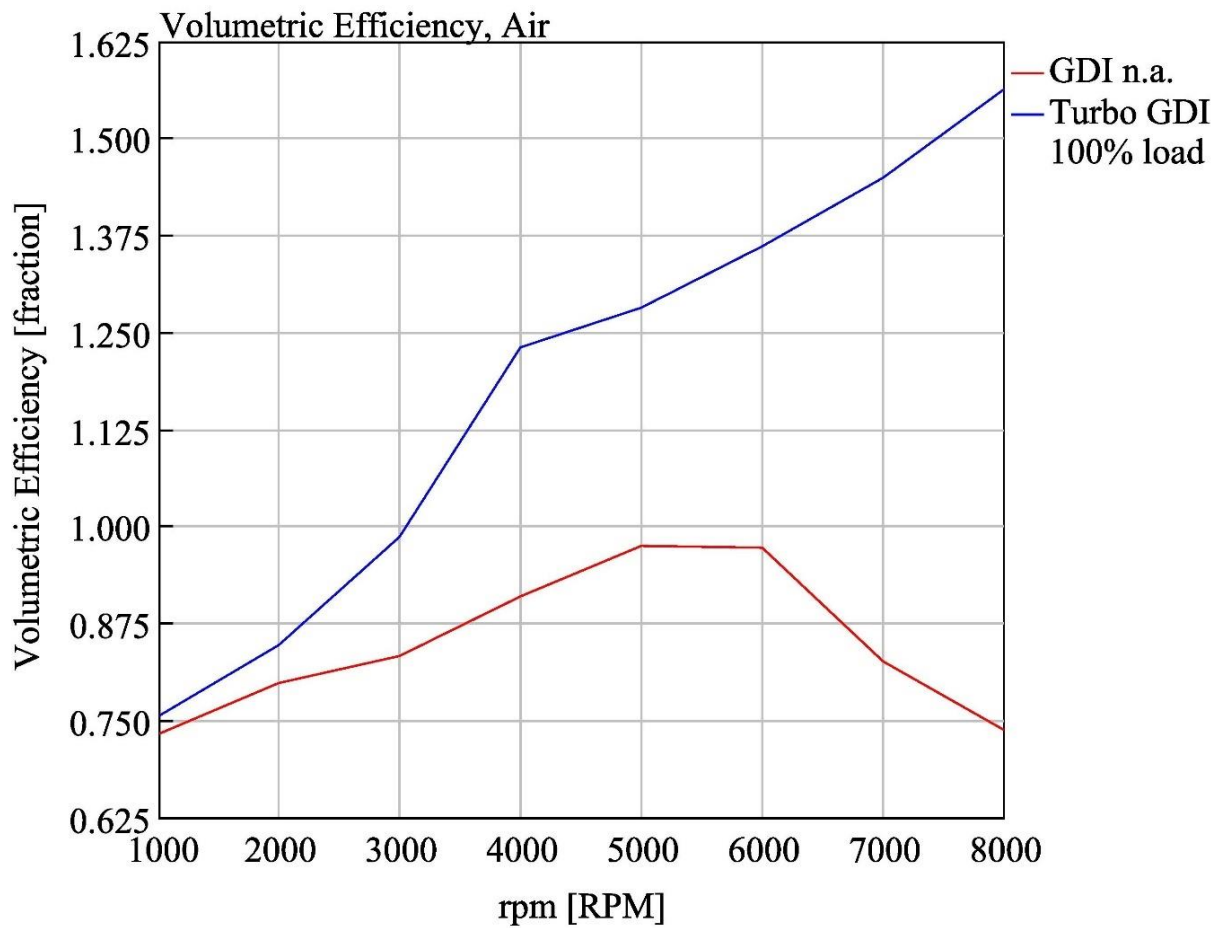
Σχήμα 7.1: Παραγόμενη ισχύς (kW) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)



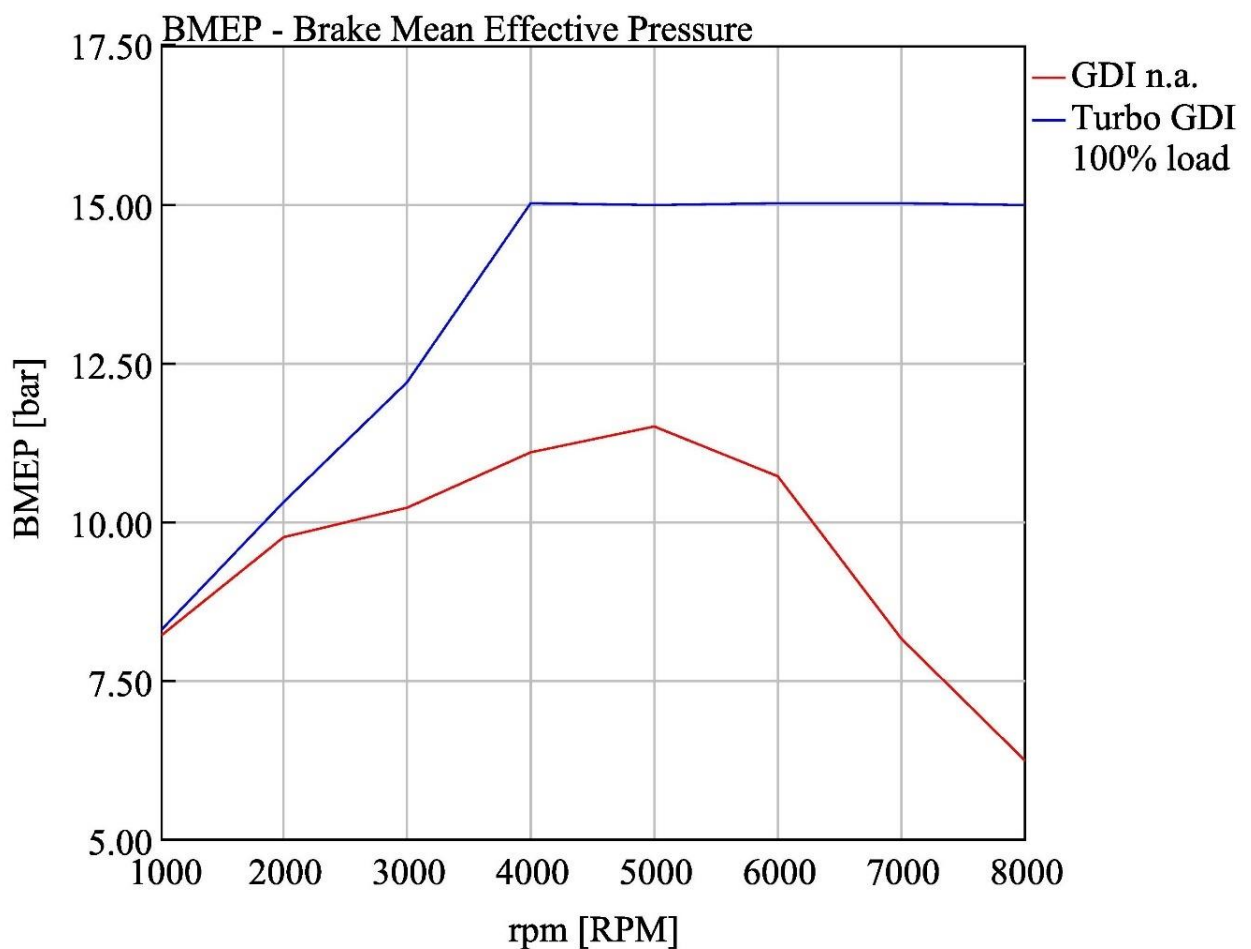
Σχήμα 7.2: Παραγόμενη ροπή (Nm) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)



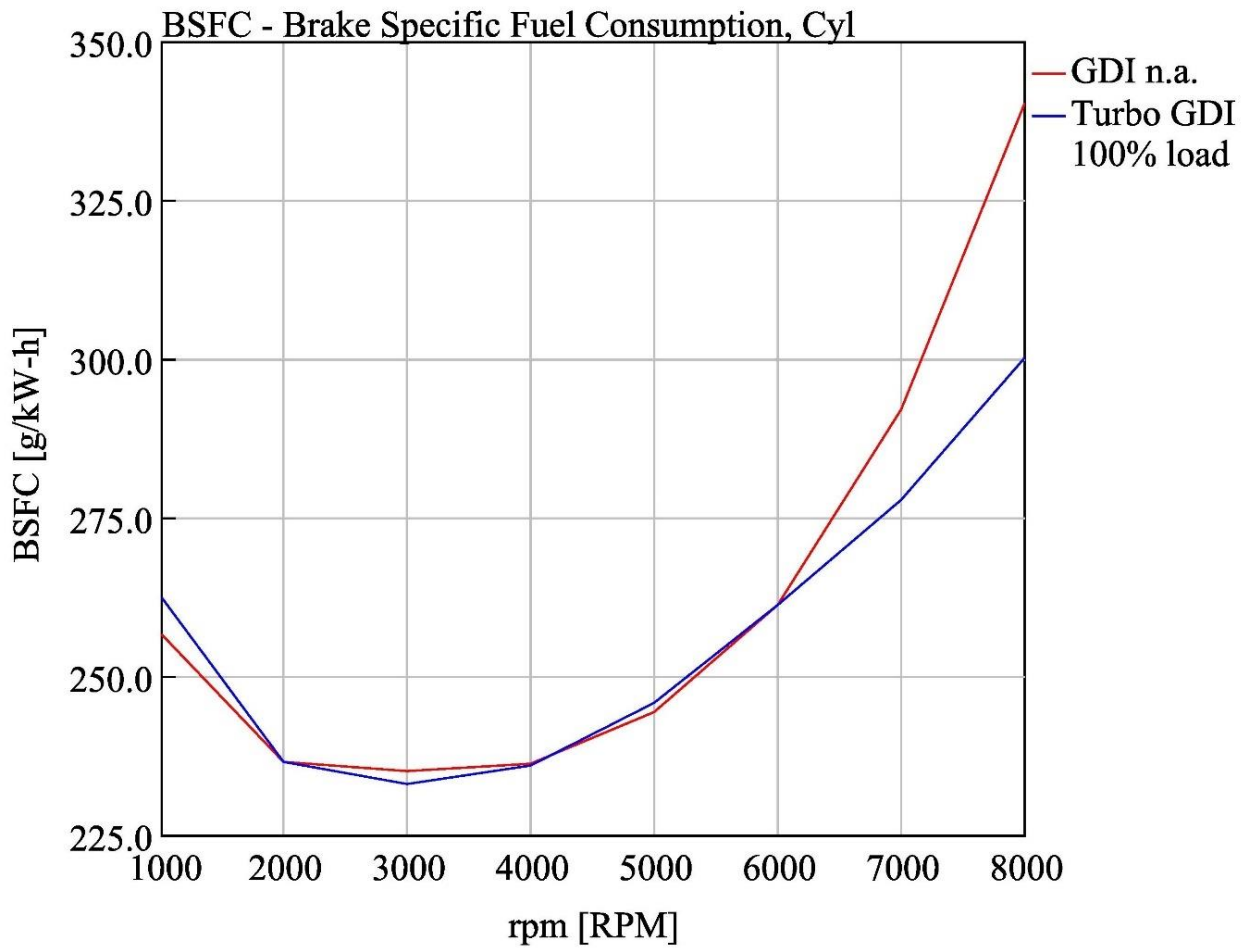
Σχήμα 7.3: Μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



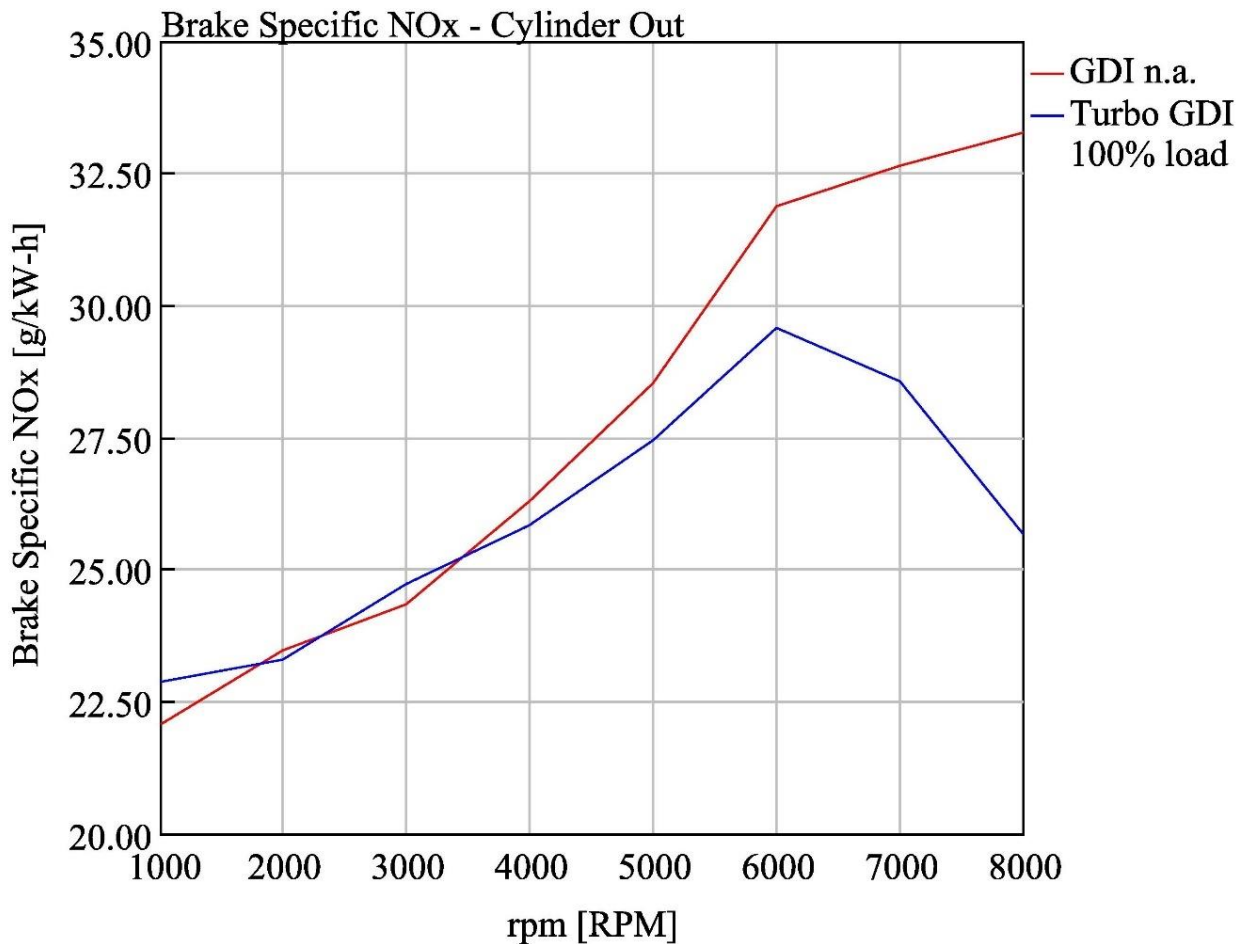
Σχήμα 7.4: Βαθμός πλήρωσης (ποσοστό πλήρωσης) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



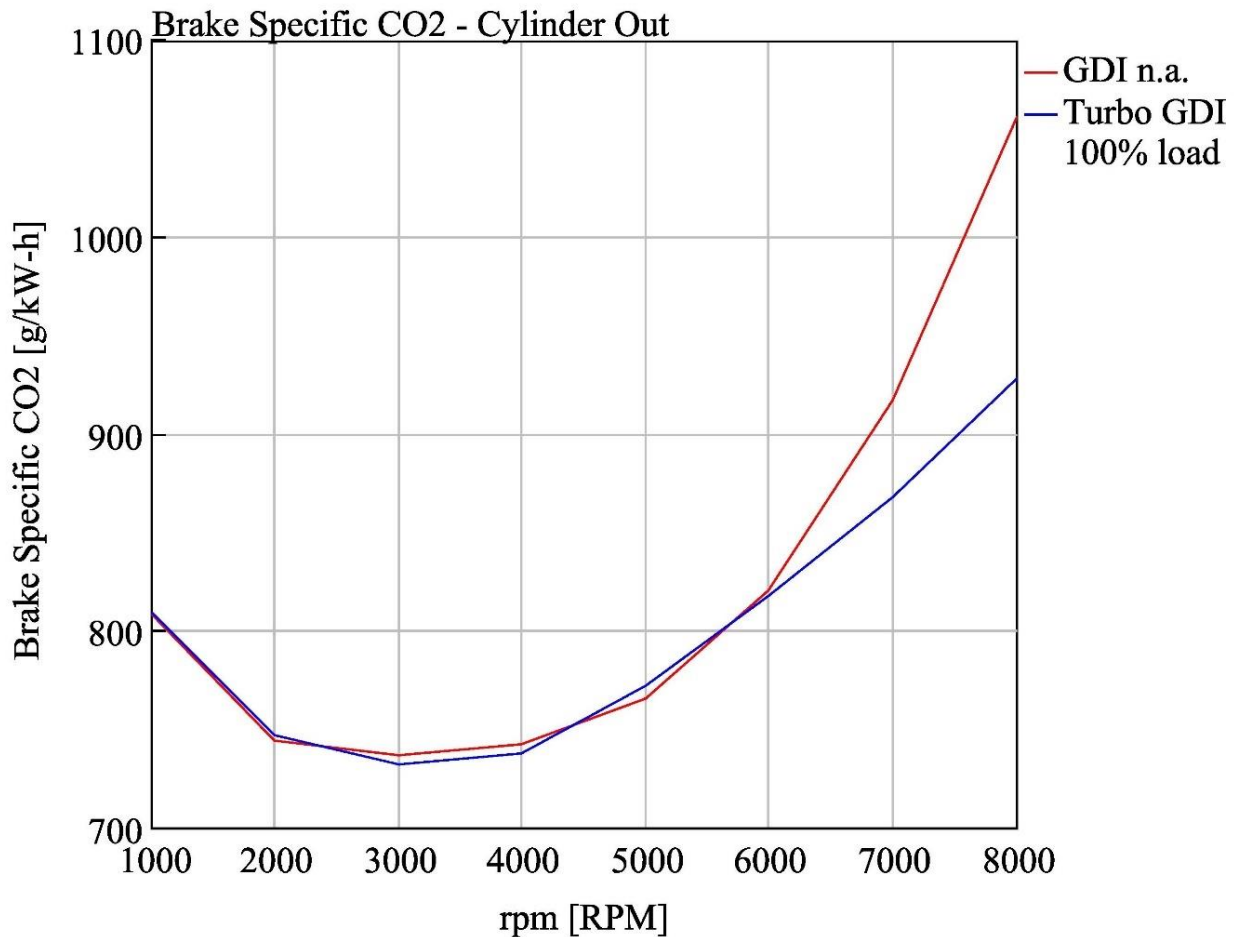
Σχήμα 7.5: Μέση πραγματική πίεση (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 7.6: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 7.7: Ειδικές εκπομπές NO_x (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)

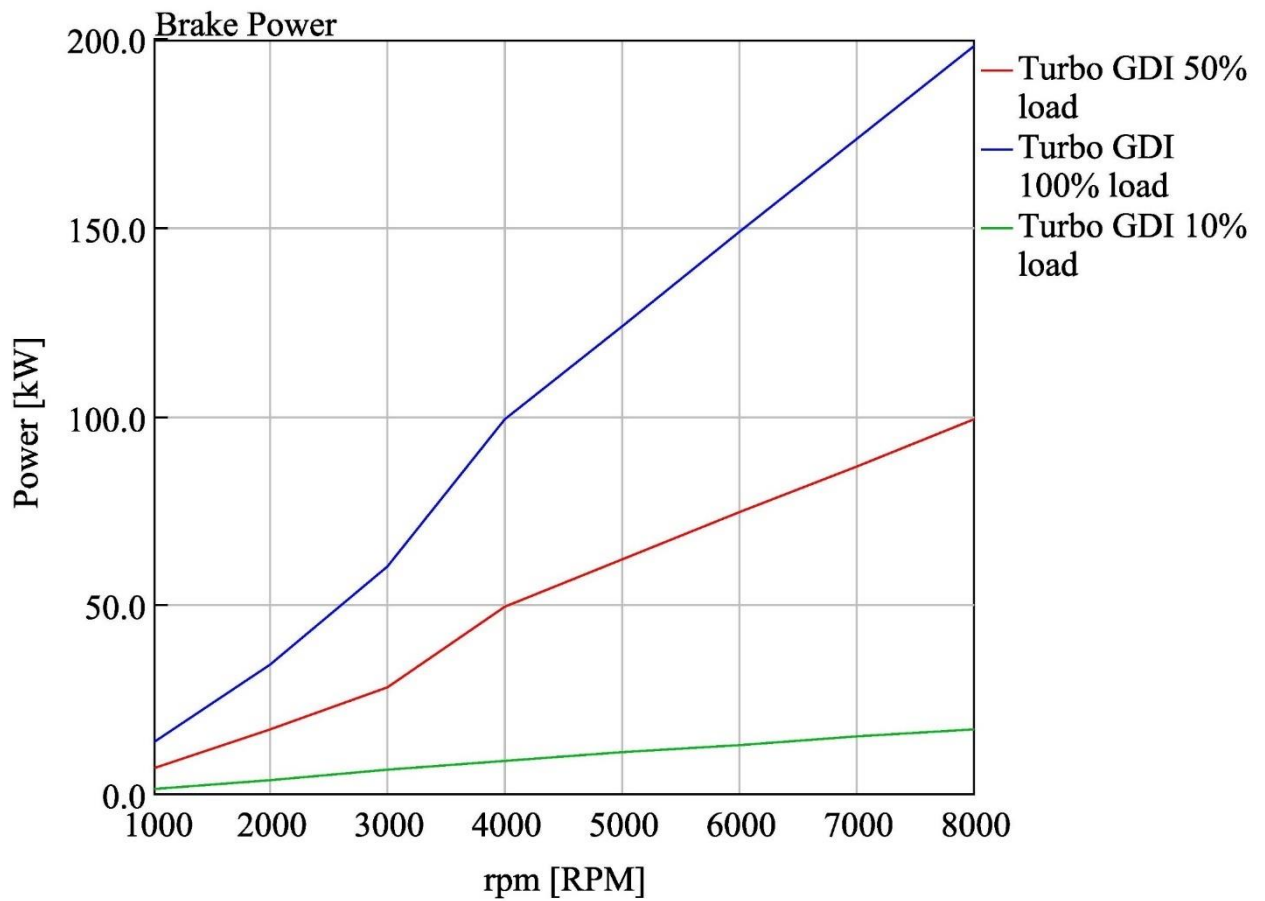


Σχήμα 7.8: Ειδικές εκπομπές CO₂ (g/kWh) συναρτήσσει των στροφών λειτουργίας (rpm)

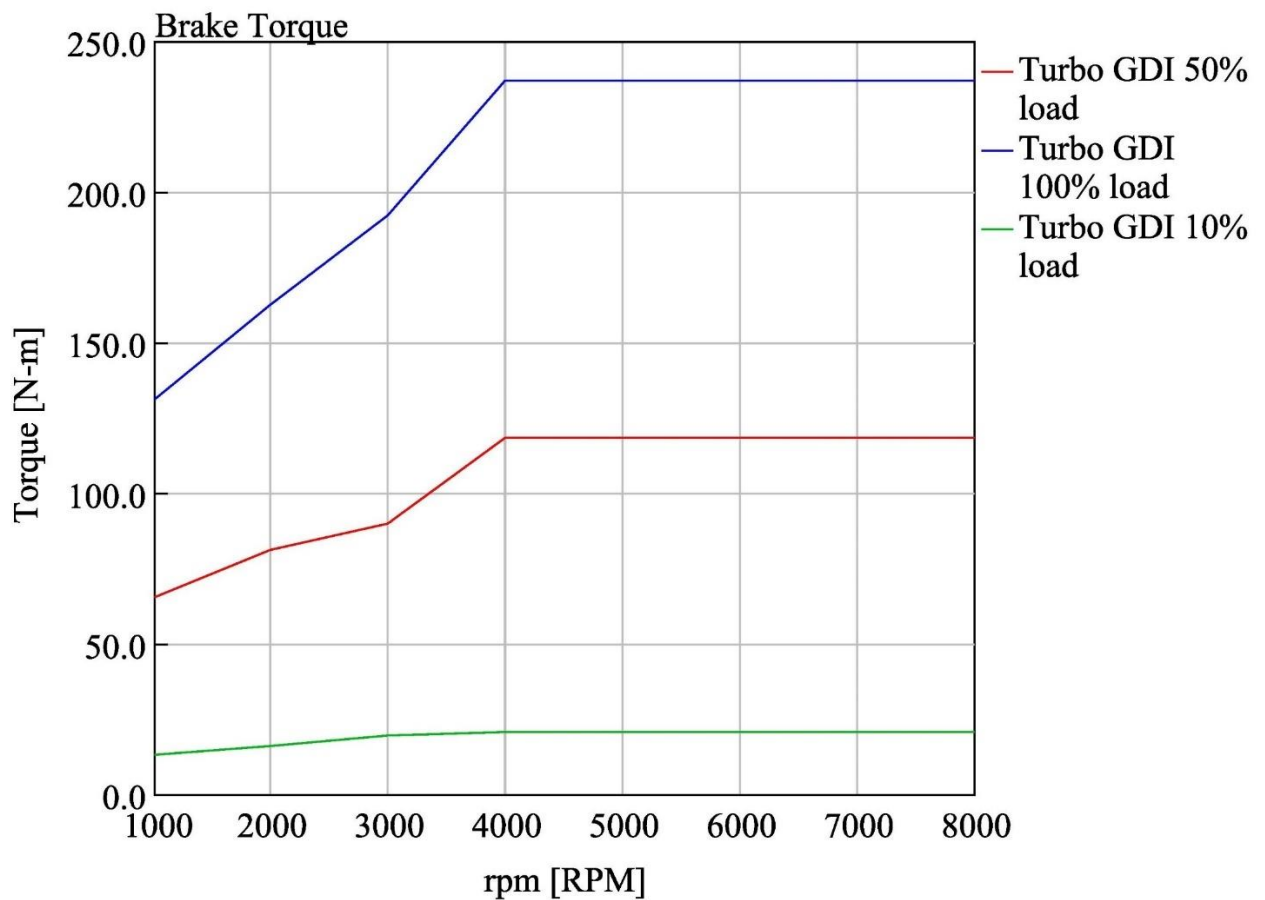
Όπως βλέπουμε στα παραπάνω σχήματα, η επίδραση της υπερπλήρωσης είναι σημαντικά ενισχυτική στις επιδόσεις του κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, σε σύγκριση με τον ατμοσφαιρικό κινητήρα του οποίου η ισχύς μεγιστοποιείται στα 106.3 kW στις 6000 rpm, μετά τις οποίες λόγω περιορισμών στη ροή του αέρα αυτή ξεκινάει να μειώνεται, ο υπερπληρωμένος κινητήρας συνεχίζει να αυξάνει την ισχύ του μέχρι τις 8000 rpm όπου παράγει 198.3 kW (Σχήμα 7.1). Η αύξηση της ισχύος όμως δεν είναι γραμμική σε όλο το εύρος στροφών, καθώς όπως έχει αναφερθεί το ζεύγος υπερπλήρωσης υπολειτουργεί μέχρι τις 2000 με 3000 rpm. Μεγάλη αύξηση σημειώνεται και στην παραγόμενη ροπή η οποία μεγιστοποιείται στα 4000 rpm με τιμή 237 Nm, η οποία διατηρείται μέχρι και τις 8000 rpm (Σχήμα 7.2). Η μέγιστη πίεση καύσης ρυθμίζεται μέσω του χρονισμού της έναυσης ώστε να διατηρείται κάτω από τα 90 bar (Σχήμα 7.3). Στο Σχήμα 7.4 βλέπουμε την συμβολή του υπερπληρωτή στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης, η οποία μεγιστοποιείται στις 8000 rpm με τιμή 1,56, ενώ επιβεβαιώνονται όσα είδαμε σχετικά με την υπολειτουργία του υπερπληρωτή από τις 3000 rpm και κάτω. Η μέση πραγματική πίεση περιορίζεται, όπως έχει αναφερθεί, στα 15 bar (Σχήμα 7.5). Επίσης, η ειδική κατανάλωση καυσίμου σημειώνει μικρή μείωση με ελάχιστη τιμή 233,1 g/kWh στις 3000 rpm (Σχήμα 7.6). Όσον αφορά στις ειδικές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, αυτές παραμένουν σε σχετικά ίδια επίπεδα με εξαίρεση το εύρος λειτουργίας μετά τα 6000 rpm όπου υπάρχει αισθητή μείωσή τους (Σχήμα 7.8). Οι ειδικές εκπομπές οξειδίων του αζώτου παραμένουν σε περίπου ίδια επίπεδα, παρουσιάζοντας μείωση από τις 4000 rpm, με τη διαφορά με τον ατμοσφαιρικό κινητήρα να μεγιστοποιείται στις 8000 rpm (Σχήμα 7.7). Τέλος, στο Σχήμα 7.17 φαίνεται με μπλε χρώμα η καμπύλη λειτουργίας του κινητήρα στον χάρτη του συμπιεστή.

7.3 Αποτελέσματα προσομοίωσης σε μερικό φορτίο

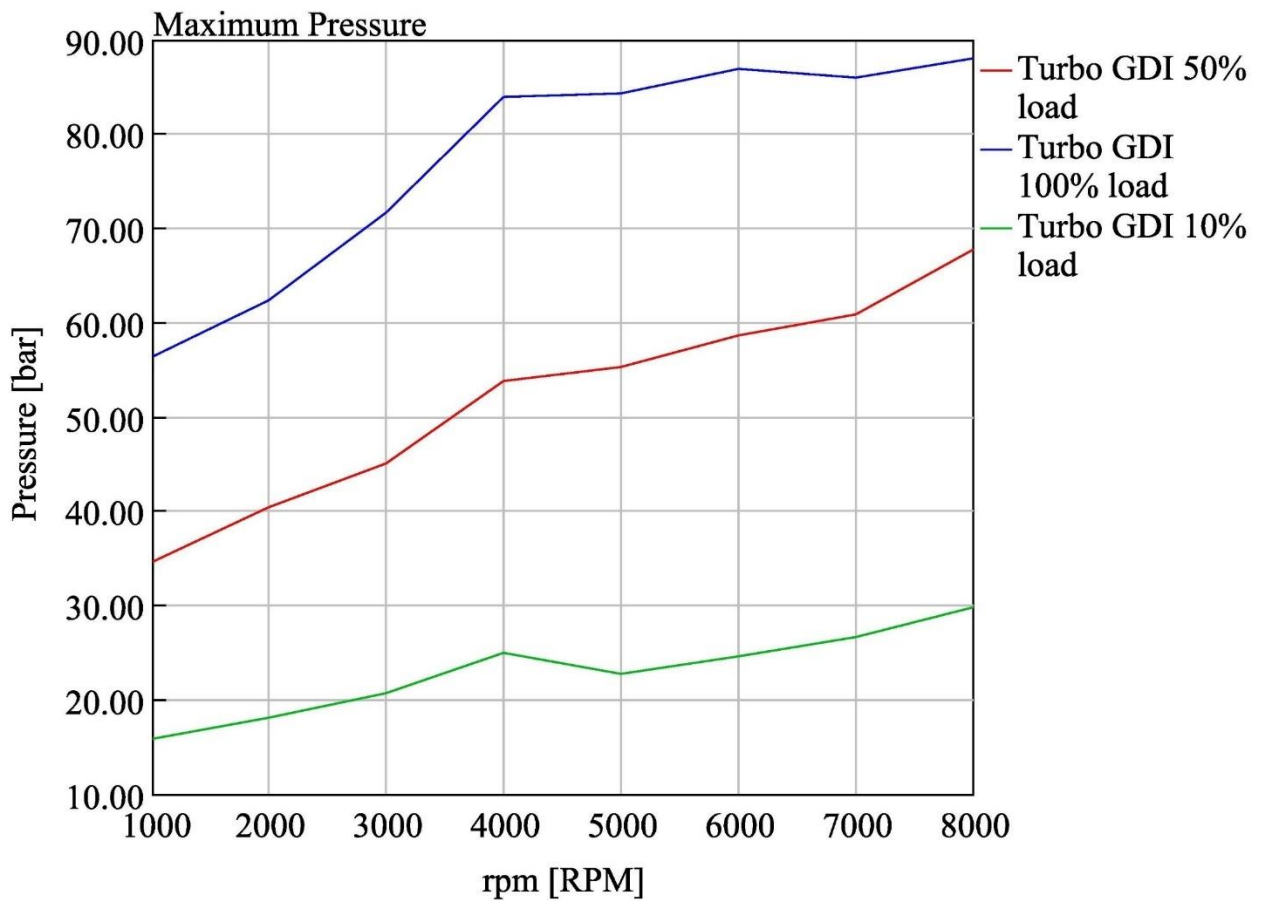
Η μέθοδος για την επίτευξη της λειτουργίας σε μερικό φορτίο είναι η ίδια που χρησιμοποιήθηκε για τον κινητήρα φυσικής αναπνοής στο προηγούμενο κεφάλαιο. Τα φορτία που επιλέγονται για τον υπερπληρωμένο κινητήρα είναι το 50%, με κόκκινη γραμμή, και το 10%, με πράσινη γραμμή.



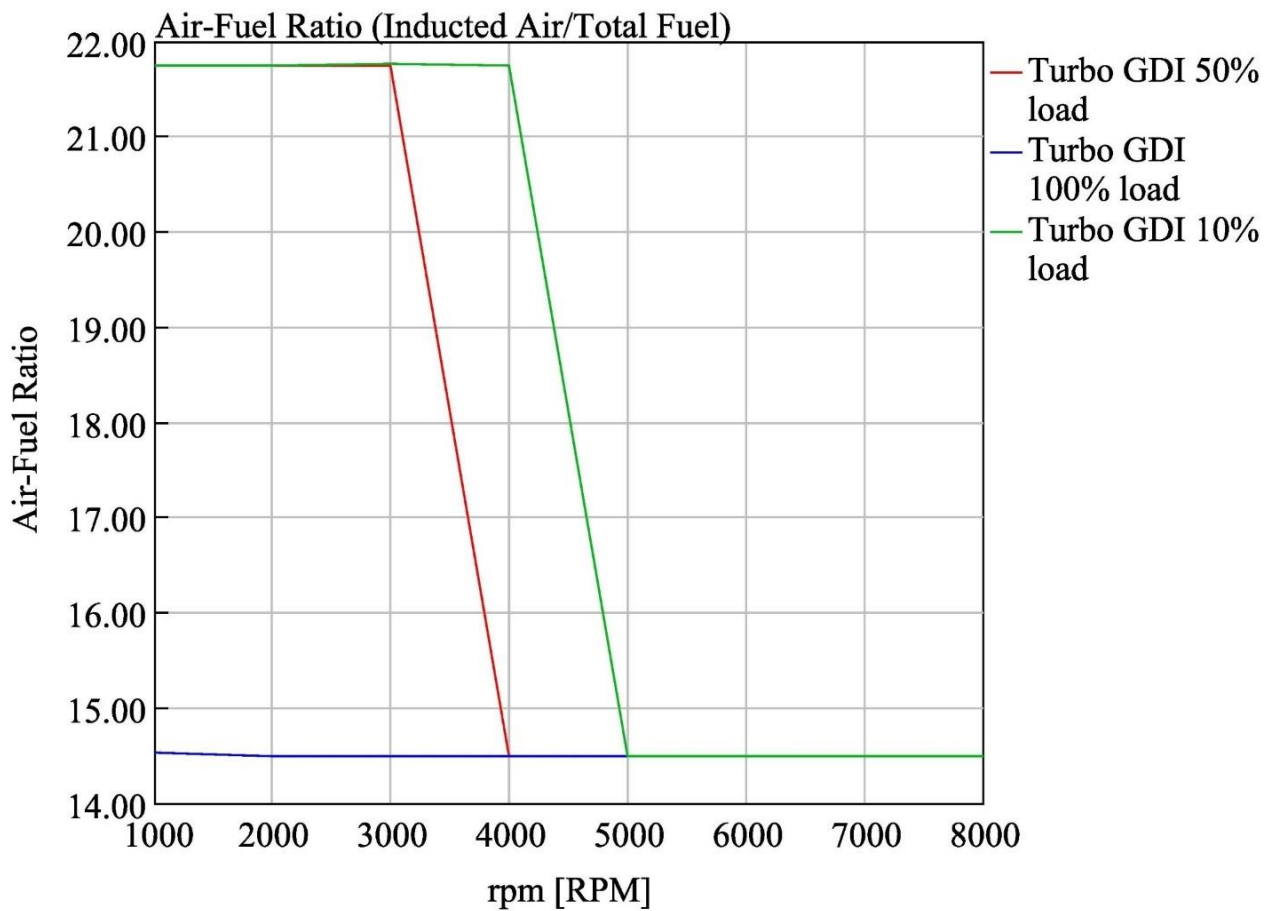
Σχήμα 7.9: Παραγόμενη ισχύς (kW) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)



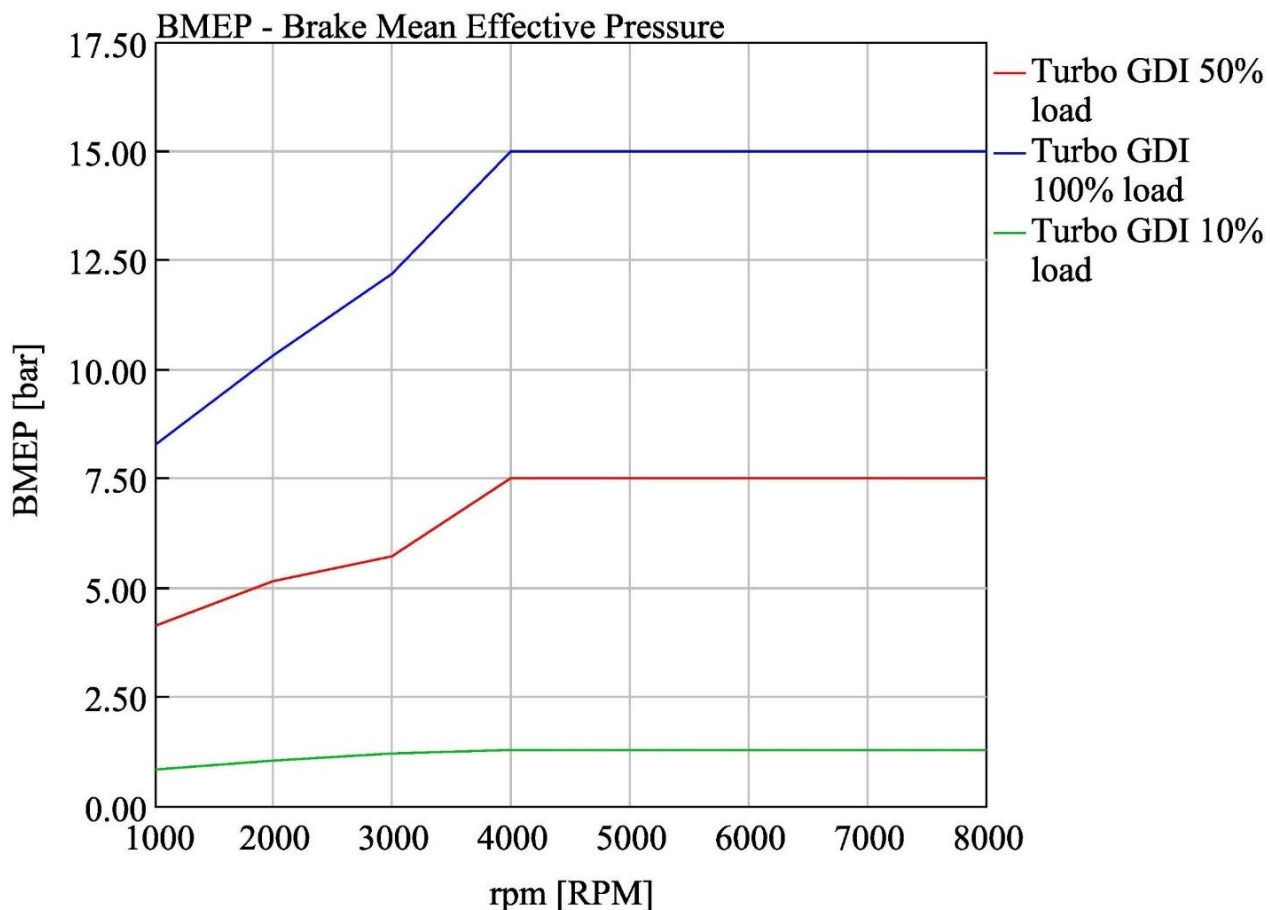
Σχήμα 7.10: Παραγόμενη ροπή (Nm) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)



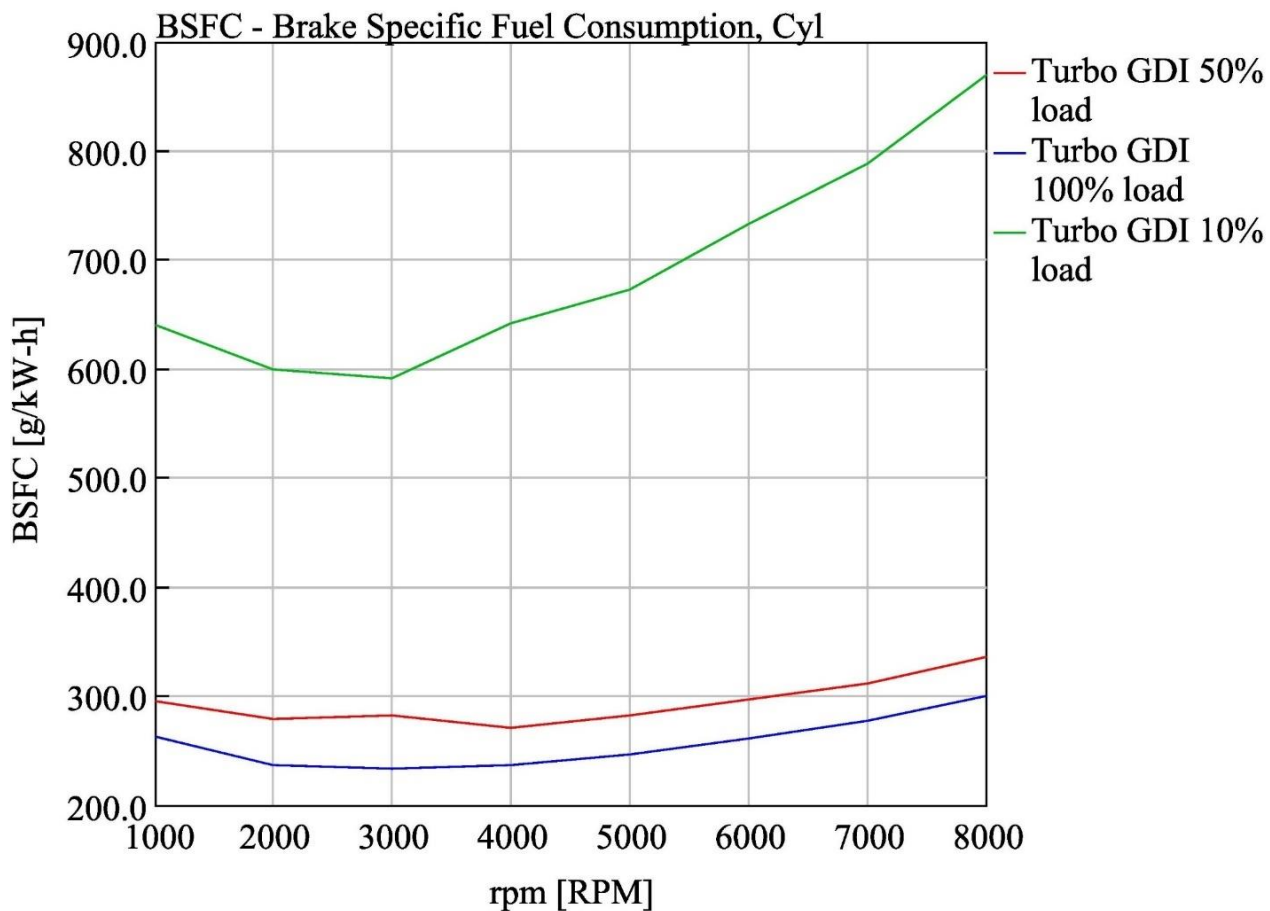
Σχήμα 7.11: Μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



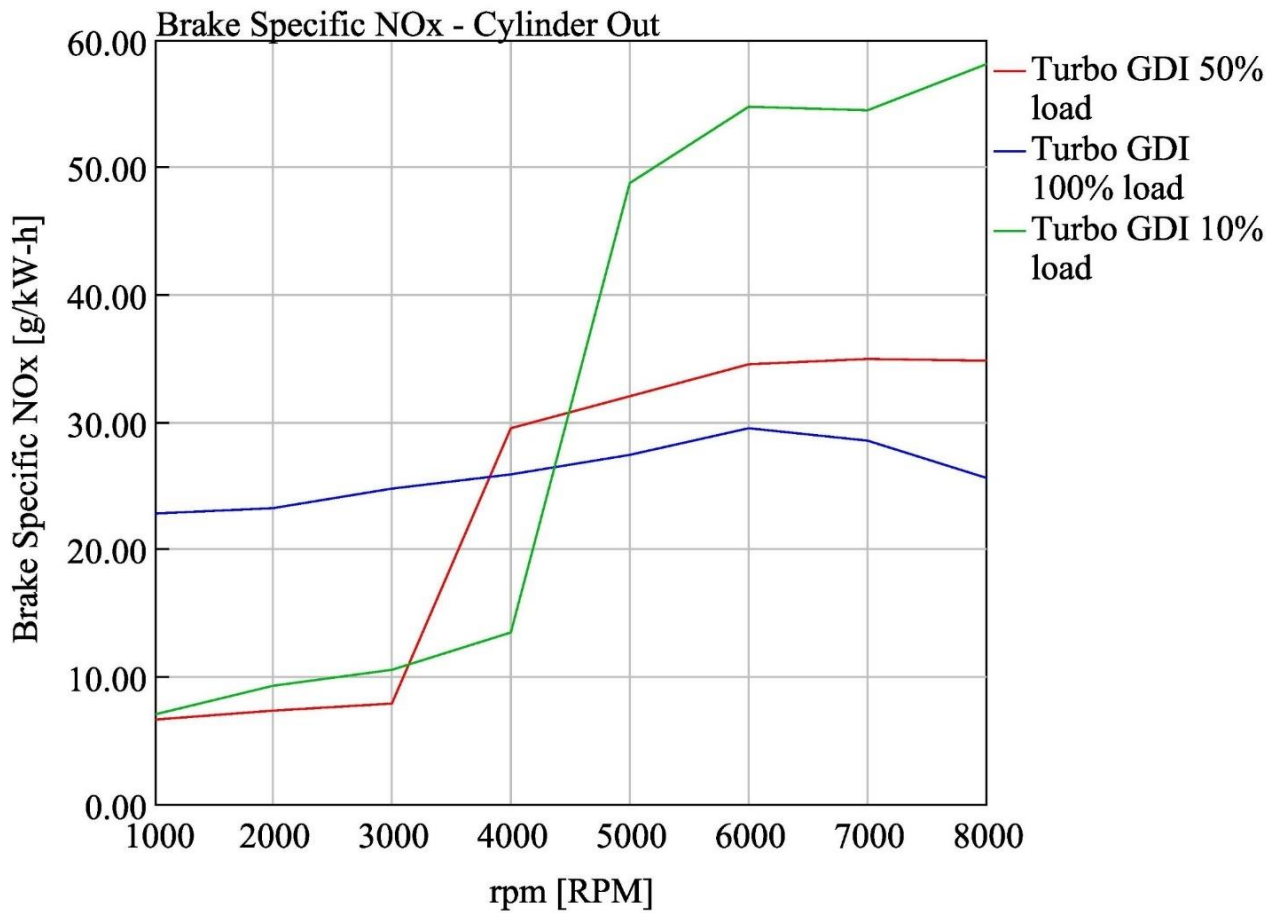
Σχήμα 7.12: Λόγος αέρα-καυσίμου συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



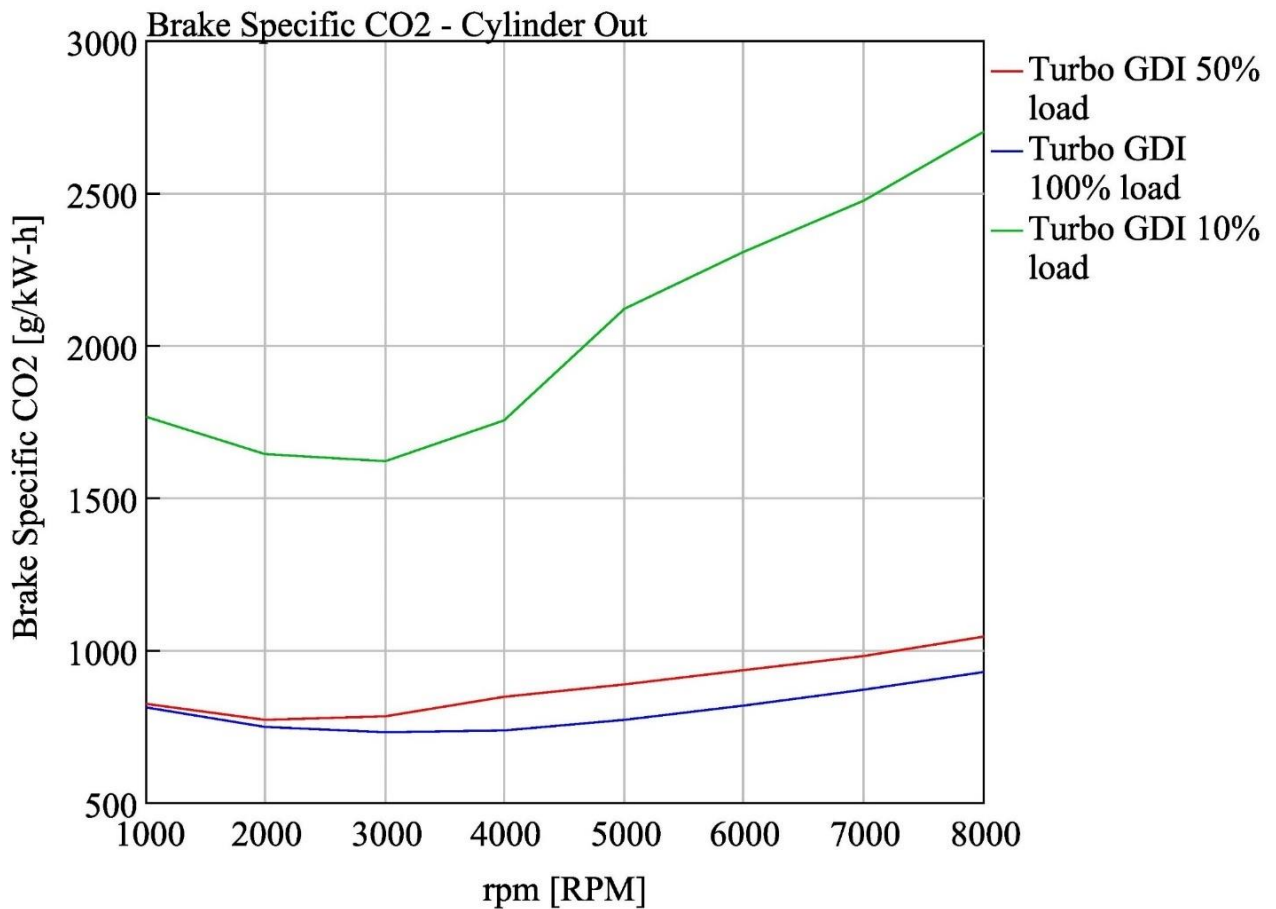
Σχήμα 7.13: Μέση πραγματική πίεση (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



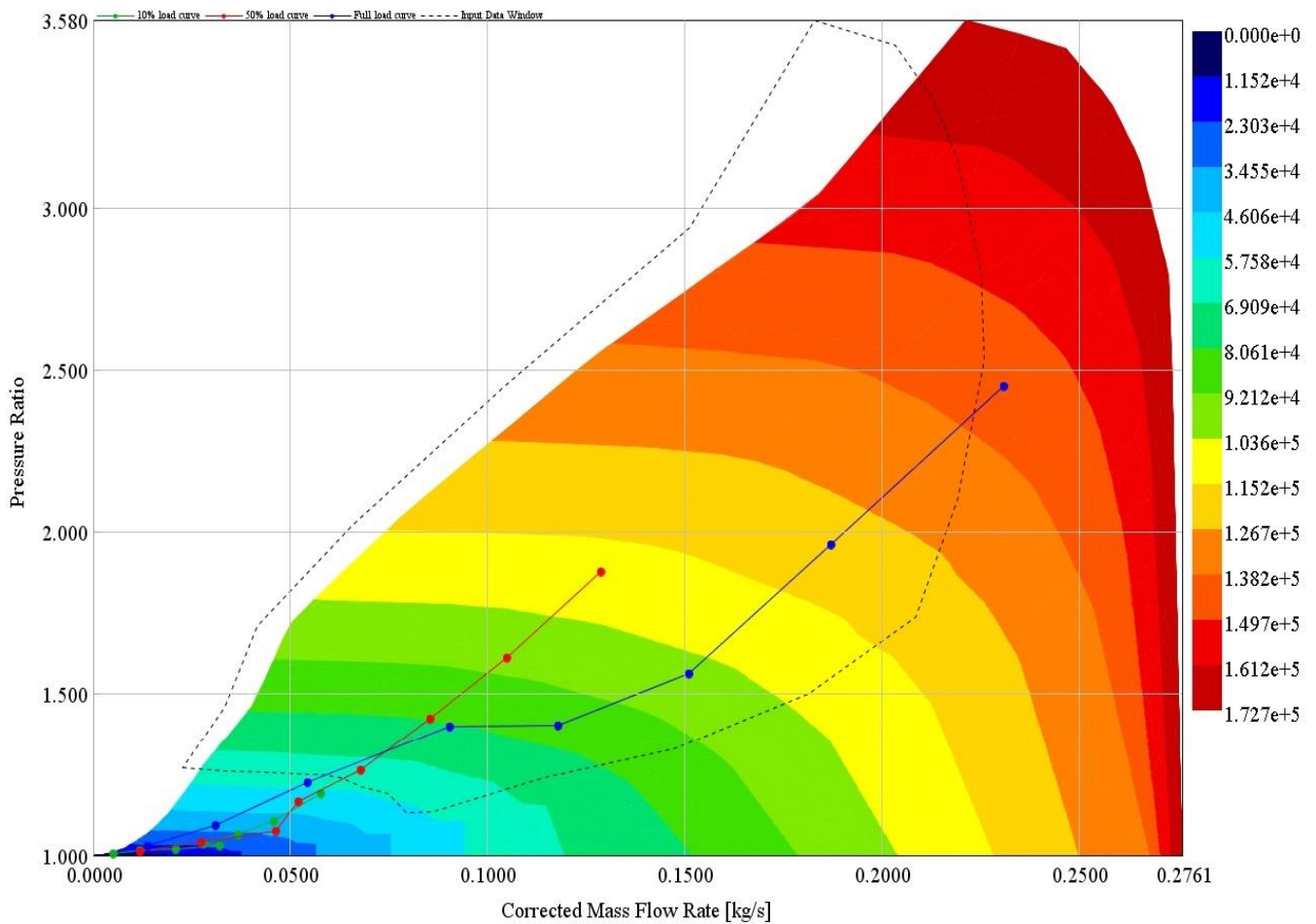
Σχήμα 7.14: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 7.15: Ειδικές εκπομπές NO_x (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 7.16: Ειδικές εκπομπές CO₂ (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)



Σχήμα 7.17: Καμπύλες λειτουργίας του υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσου ψεκασμού πάνω στον χάρτη του συμπιεστή. Στο άξονα Χ είναι η διορθωμένη παροχή αέρα σε kg/s και στον Y ο λόγος πίεσης. Με μπλε γραμμή είναι η λειτουργία σε πλήρες φορτίο, με κόκκινη σε 50% φορτίο και με πράσινο σε 10% φορτίο

Όσον αφορά στα αποτελέσματα του υπερπληρωμένου κινητήρα σε μερικό φορτίο, αυτά είναι κατά πολύ παρόμοια με εκείνα του κινητήρα φυσικής αναπνοής όταν αυτός λειτουργούσε σε μερικό φορτίο. Πιο συγκεκριμένα, έχουμε την λειτουργία του με στρωματοποιημένη γόμωση, όπου η έγχυση γίνεται 100 μοίρες πριν την ολοκλήρωση της φάσης της συμπίεσης με χρήση φτωχού μείγματος (σχήμα 7.12). Η ισχύς, η ροπή, η μέση πραγματική πίεση καθώς και η μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου είναι μειωμένα κατά περίπου 50%, όπως ήταν και αναμενόμενο (σχήματα 7.9, 7.10, 7.11 και 7.13). Επίσης, έχουμε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στα 271 g/kWh με ελάχιστη τιμή στις 4000 rpm (σχήμα 7.14), ενώ αναλόγως αυξάνονται και οι ειδικές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, όπως φαίνεται στο σχήμα 7.16. Ακόμη, στο σχήμα 7.15 βλέπουμε την αισθητή επίδραση της χρήσης στρωματοποιημένης γόμωσης στις ειδικές εκπομπές οξειδίων του αζώτου στο εύρος που αυτή μπορεί να επιτευχθεί, δηλαδή μέχρι τις 3000 rpm για φορτίο 50%. Τέλος, στο σχήμα 7.17 βλέπουμε τις καμπύλες λειτουργίας του κινητήρα για τα διάφορα φορτία που μελετήθηκαν.

8 Συμπεράσματα – μελλοντική εργασία

Ο βασικός στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν η ποσοτικοποίησή και επιβεβαίωση της θετικής συνεισφοράς της τεχνολογίας του άμεσου ψεκασμού σε κινητήρες Otto. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την προσομοίωση που πραγματοποιήθηκε, η συνεισφορά αυτή έγινε φανερή σε μεγάλο εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, τα αποτελέσματα αφορούν την λειτουργία του κινητήρα σε πλήρες φορτίο, σε μερικά φορτία αλλά και καύση υπό στρωματοποιημένη γόμωση, κάτι που ενδιαφέρει ιδιαίτερα στην περίπτωση του άμεσου ψεκασμού.

Τα αποτελέσματα ξεκίνησαν με την σύγκριση του κινητήρα άμεσου ψεκασμού με τον συμβατικό κινητήρα, ο οποίος κάνει χρήση πολλαπλού ψεκασμού στην εισαγωγή. Οι δύο κινητήρες είχαν ακριβώς τα ίδια χαρακτηριστικά όσον αναφορά την γεωμετρία του κυλίνδρου, τις πολλαπλές εισαγωγής και εξαγωγής με τη μόνη διαφορά το είδος της έγχυσης καυσίμου. Από αυτά τα αποτελέσματα φάνηκε ότι ο κινητήρας άμεσου ψεκασμού προσφέρει βελτιωμένες επιδόσεις ως αναφορά την ισχύ, την ροπή, την ειδική κατανάλωση καυσίμου καθώς και τις ειδικές εκπομπές, συγκεκριμένα το διοξείδιο του άνθρακα και τα οξείδια του αζώτου. Ο τρόπος με τον οποίο επιτεύχθηκε αυτό ήταν μέσω μείωσης της θερμοκρασίας του μείγματος από την άμεση έγχυση και επομένως αύξησης του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης κατά 5%. Το παραπάνω χαρακτηριστικό επέτρεψε την περαιτέρω αύξηση και του βαθμού συμπίεσης του κινητήρα άμεσου ψεκασμού, γεγονός που με τη σειρά του οδήγησε σε εκ νέου βελτιώσεις στην απόδοση του κινητήρα.

Βάση της θερμοκρασιακής μείωσης, ο βαθμός συμπίεσης του κινητήρα αυξήθηκε στο 11,5:1 σε σχέση με 10:1 που ήταν αρχικά. Επίσης, σε αυτήν την διάταξη, που αποτελεί μία πιο ρεαλιστική προσέγγιση κινητήρα άμεσου ψεκασμού, έγινε και μελέτη μερικού φορτίου υπό στρωματοποιημένη καύση. Ειδικότερα, σε πλήρες φορτίο και σε σύγκριση με τον συμβατικό κινητήρα, σημειώθηκε μείωση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου κατά 4,1% και των ειδικών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα κατά 3,9%, ενώ τα οξείδια του αζώτου σημείωσαν σημαντική μείωση σε ποσοστό 10%. Τα θετικά αυτά αποτελέσματα συνεχίστηκαν, και μάλιστα ενισχύθηκαν, κατά λειτουργία του κινητήρα υπό μερικό φορτίο. Πιο συγκεκριμένα, η ειδική κατανάλωση καυσίμου μειώθηκε κατά 5%, ενώ οι ειδικές εκπομπές καυσαερίων ακόμα περισσότερο, με αυτές του διοξειδίου του άνθρακα να περιορίζονται κατά 11,2% και των οξειδίων του αζώτου κατά 40%. Επομένως, επιβεβαιώθηκε ότι η τεχνολογία άμεσου ψεκασμού έχει δυνατότητες μείωσης των εκπομπών από κινητήρες Otto σε συνδυασμό με βελτίωση των επιδόσεων τους.

Τα θετικά αποτελέσματα συνεχίστηκαν και στη διάταξη του υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσου ψεκασμού. Ειδικότερα, επετεύχθη σημαντική αύξηση στην παραγόμενη ισχύ και ροπή, με διατήρηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του αντίστοιχου ατμοσφαιρικού κινητήρα.

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον θα είχε η επέκταση της μελέτης του κινητήρα άμεσου ψεκασμού που αναπτύχθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία, σε κύκλο πόλης. Οι ενθαρρυντικές επιδόσεις στα μερικά φορτία, τα οποία αποτελούν το μεγαλύτερο μέρος του κύκλου πόλης, υποδηλώνουν ότι ο κινητήρας αυτός θα πετύχαινε πολύ θετικά αποτελέσματα. Επίσης, ένα αντικείμενο για περαιτέρω μελέτη θα μπορούσε να είναι μία διάταξη ισχυρής υπερπλήρωσης του κινητήρα άμεσου ψεκασμού, όπως αυτή που έγινε από την Mahle με χρήση διβάθμιας υπερπλήρωσης.

Συμπερασματικά, με τη παρούσα μελέτη έγινε φανερό ότι η τεχνολογία άμεσου ψεκασμού αποτελεί ένα ισχυρό εργαλείο για την μείωση των εκπομπών και την αύξηση των επιδόσεων του κινητήρα Otto. Επίσης, μπορεί να δράσει καταλυτικά στην επιβίωση των κινητήρων βενζίνης, δεδομένου των συνεχώς αυξανόμενων απαιτήσεων ως προς την μείωση του φαινομένου του θερμοκηπίου.

Σχήμα 2.1: Μεταβολή των NO_x σε σχέση με τον λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου [2].	15
Σχήμα 2.2: Συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου συναρτήσει της προπορείας [3].	15
Σχήμα 2.3: Συγκέντρωση NO συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίου EGR σε κινητήρα Otto [2].	16
Σχήμα 3.1: Εύρος λειτουργίας στρωματοποιημένης καύσης ($\lambda \gg 1$) και ομογενούς καύσης με φτωχό μείγμα ($\lambda > 1$) [5].	17
Σχήμα 3.2: Συστήματα άμεσου ψεκασμού [6].	18
Σχήμα 3.3: Εύρος στρωματικής λειτουργίας για συστήματα καύσης καθοδηγούμενα από το έμβολο (WGDI) και από την δέσμη (SGDI) [5].	18
Σχήμα 3.4: Κινητήρας άμεσου ψεκασμού της Mitsubishi [4].	19
Σχήμα 3.5: Εγχυτήρες στροβιλισμού, πολλαπλών οπών και αποκλίνοντος ακροφυσίου όπως φαίνονται ξεκινώντας από τα αριστερά. Από κάτω απεικονίζονται οι μορφές της δέσμης σε πίεση 1 bar (πάνω φωτογραφία) και 5 bar (κάτω φωτογραφία) [4].	21
Σχήμα 3.6: Διάταξη υπερπληρωμένου κινητήρα της Mahle και η καμπύλη ροπής του συναρτήσει των στροφών [4].	22
Σχήμα 4.1: Διάφορες διατάξεις υπερπλήρωσης: (α) μηχανική υπερπλήρωση, (β1) στρόβιλο-υπερπλήρωση, (β2) στρόβιλο-υπερπλήρωση με ψυγείο αέρα, (γ) διβάθμια στρόβιλο-υπερπλήρωση (δ) σύνθετη στρόβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο ισχύος, (ε) συνδυασμένη ή 'δίδυμη' υπερπλήρωση [9].	25
Σχήμα 4.2: Επίδραση της ψύξης στην πυκνότητα του αέρα στην εισαγωγή [9].	28
Σχήμα 5.1: Το περιβάλλον εργασίας του προγράμματος GT-power.	29
Σχήμα 5.2: Περιβάλλον διαμόρφωσης διαφόρων σεναρίων λειτουργίας.	30
Σχήμα 5.3: Παράθυρο διαμόρφωσης σωλήνωσης.	31
Σχήμα 5.4: Προφίλ λειτουργίας βαλβίδας εισαγωγής.	32
Σχήμα 5.5: Προφίλ λειτουργίας βαλβίδας εξαγωγής.	33
Σχήμα 5.6: Παράθυρο διαμόρφωσης κυλίνδρου.	34
Σχήμα 5.7: Παράθυρο διαμόρφωσης μοντέλου καύσης.	35
Σχήμα 5.8: Παράθυρο διαμόρφωσης του προφίλ στρωματοποίησης του μείγματος.	35
Σχήμα 5.9: Χάρτης λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου λ (στον Χ άξονα είναι οι στροφές λειτουργίας σε rpm και στον Υ η μέση πραγματική πίεση σε bar).	36
Σχήμα 5.10: Χάρτης λειτουργίας συμπιεστή.	37
Σχήμα 5.11: Ο βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου (άξονας Υ) αέρα σε συνάρτηση με την παροχή αέρα (άξονας Χ).	38
Σχήμα 5.12 Το μοντέλο του υπερπληρωμένου κινητήρα Otto άμεσου ψεκασμού.	39
Σχήμα 6.1: Παραγόμενη ισχύς (kW) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm).	41

Σχήμα 6.2: Παραγόμενη ροπή (Nm) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)	41
Σχήμα 6.3: Βαθμός πλήρωσης (ποσοστό πλήρωσης) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	42
Σχήμα 6.4: Μέση πραγματική πίεση (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	42
Σχήμα 6.5: Μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	43
Σχήμα 6.6: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	43
Σχήμα 6.7: Ειδικές εκπομπές NO _x (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	44
Σχήμα 6.8: Ειδικές εκπομπές CO ₂ (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	44
Σχήμα 6.9: Παραγόμενη ισχύς (kW) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)	45
Σχήμα 6.10: Παραγόμενη ροπή (Nm) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)	46
Σχήμα 6.11: Βαθμός πλήρωσης (ποσοστό πλήρωσης) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	46
Σχήμα 6.12: Μέση πραγματική πίεση (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	47
Σχήμα 6.13: Μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	47
Σχήμα 6.14: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	48
Σχήμα 6.15: Ειδικές εκπομπές NO _x (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	48
Σχήμα 6.16: Ειδικές εκπομπές CO ₂ (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	49
Σχήμα 6.17: Παραγόμενη ισχύς (kW) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)	50
Σχήμα 6.18: Παραγόμενη ροπή (Nm) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)	50
Σχήμα 6.19: Λόγος αέρα-καυσίμου συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	51
Σχήμα 6.20: Γωνία έναρξης έγχυσης καυσίμου συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	51
Σχήμα 6.21: Μέση πραγματική πίεση (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	52
Σχήμα 6.22: Μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	52
Σχήμα 6.23: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	53
Σχήμα 6.24: Ειδικές εκπομπές NO _x (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	53
Σχήμα 6.25: Ειδικές εκπομπές CO ₂ (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	54
Σχήμα 7.1: Παραγόμενη ισχύς (kW) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)	55
Σχήμα 7.2: Παραγόμενη ροπή (Nm) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)	56
Σχήμα 7.3: Μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	56
Σχήμα 7.4: Βαθμός πλήρωσης (ποσοστό πλήρωσης) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	57
Σχήμα 7.5: Μέση πραγματική πίεση (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	57
Σχήμα 7.6: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	58
Σχήμα 7.7: Ειδικές εκπομπές NO _x (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	58
Σχήμα 7.8: Ειδικές εκπομπές CO ₂ (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	59

Σχήμα 7.9: Παραγόμενη ισχύς (kW) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm).....	60
Σχήμα 7.10: Παραγόμενη ροπή (Nm) σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας (rpm)	60
Σχήμα 7.11: Μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	61
Σχήμα 7.12: Λόγος αέρα-καυσίμου συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	61
Σχήμα 7.13: Μέση πραγματική πίεση (bar) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm).....	62
Σχήμα 7.14: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm).....	62
Σχήμα 7.15: Ειδικές εκπομπές NO _x (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	63
Σχήμα 7.16: Ειδικές εκπομπές CO ₂ (g/kWh) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας (rpm)	63
Σχήμα 7.17: Καμπύλες λειτουργίας του υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσου ψεκασμού πάνω στον χάρτη του συμπιεστή. Στο άξονα X είναι η διορθωμένη παροχή αέρα σε kg/s και στον Y ο λόγος πίεσης. Με μπλε γραμμή είναι η λειτουργία σε πλήρες φορτίο, με κόκκινη σε 50% φορτίο και με πράσινο σε 10% φορτίο	64

- [1] Κ. Ρακόπουλος, Μηχανές εσωτερικής καύσης Ι, Αθήνα: Εκδόσεις Φούντας, 2013.
- [2] Κ. Ρακόπουλος και Χ. Δημήτριος, Καύση - Ρύπανση εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ, Αθήνα: Εκδόσεις Φούντα, 1999.
- [3] Ε. Γιακουμής, Σημειώσεις παρουσιάσεων ΚΡΕΜΕΚ, Αθήνα, 2019.
- [4] R. Stone, Introduction to Internal Combustion Engines, 4th edition, Palgrave Macmillan, 2012.
- [5] H. Zhao, Advanced direct injection combustion engine technologies and development, volume 1: Gasoline and gas engines, New Delhi: Woodhead Publishing India Private Limited, 2010.
- [6] F. Jurgen, Einfluss variabler Einlassstromung auf zyklische Schwankungen bei Benzin-Direkteinspritzung, Berlin: Logos Verlag, 2004.
- [7] R. Kemmler, A. Frommelt, T. Kaiser, U. Schaupp, J. Schommers and A. Waltner, Thermodynamischer Vergleich ottomotorischer Brennverfahren unter dem, Aachener Kolloquium Fahrzeug and Motorentechnik, 2002.
- [8] B. Derek and K. Gautam, "Pre-ignition and 'super-knock' in turbo-charged spark-ignition engines," *International Journal of Engine Research*, vol. 13, no. 4, pp. 399-414, 2012.
- [9] Ε. Γιακουμής και Κ. Ρακόπουλος, Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ, Αθήνα: Εκδόσεις Φούντας, 2011.
- [10] Ν. Μαντζουράνης, Προσομοίωση κύκλου Miller σε κινητήρα Otto με χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power, Αθήνα, 2016.
- [11] G. Technologies, GT-SUITE Engine Performance Application Manual, 2016.
- [12] G. Technologies, GT-SUITE Engine Performance Tutorials.