

ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΔΙΑΤΜΗΜΑΤΙΚΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ ΝΑΥΤΙΚΗ ΚΑΙ ΘΑΛΑΣΣΙΑ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑ ΚΑΙ ΕΠΙΣΤΗΜΗ

# ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

# Νικόλαος Γ. Ξανθούλης

## Υπολογιστική Μελέτη Στρατηγικών Έγχυσης Καυσίμου με Παρουσία Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου σε Δίχρονο Ναυτικό Κινητήρα Diesel

Εξεταστική επιτροπή: Επιβλέπων: Λ. Καϊκτσής, Αναπληρωτής Καθηγητής Ε.Μ.Π. Μέλη: Γ. Τριανταφύλλου, Καθηγητής Ε.Μ.Π. Χρ. Παπαδόπουλος, Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2017

i

### <u>Ευχαριστίες</u>

Θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαιτέρως τους γονείς μου για την υπομονή τους και την υποστήριξη τους καθόλη τη διάρκεια των μεταπτυχιακών μου σπουδών καθώς επίσης και τους φίλους μου για τη συμπαράσταση τους. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Κώστα Αϊβαλή, διότι δίχως την υποστήριξή του στο πλαίσιο της λειτουργίας του cluster υπολογιστών η παρούσα εργασία δε θα είχε έρθει εις πέρας. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Λάμπρο Καϊκτσή, αναπληρωτή καθηγητή, και τον κ. Ξενάκη Βούβακο, υποψήφιο διδάκτορα, που μού έδωσαν την ευκαιρία να ασχοληθώ με ένα αντικείμενο που με ενδιαφέρει πολύ.

#### <u>Σύνοψη</u>

Οι κανονισμοί του Διεθνούς Ναυτιλιακού Οργανισμού επιβάλλουν μείωση στις εκπομπές οξειδίων του αζώτου της τάξεως του 80% μέσα στα όρια των περιβαλλοντικά προστατευόμενων περιοχών. Το γεγονός αυτό ανάγκασε τη ναυτιλιακή βιομηχανία να βελτιώσει τον σχεδιασμό και τη λειτουργία των ναυτικών κινητήρων, έτσι ώστε να είναι συμβατοί με τους κανονισμούς. Η μείωση των εκπομπών αέριων ρύπων από ναυτικούς κινητήρες Diesel μπορεί να επιτευχθεί εφαρμόζοντας τεχνικές γνωστές από την αυτοκινητοβιομηχανία, όπως οι στρατηγικές τμηματικής έγχυσης του καυσίμου και η ανακυκλοφορία καυσαερίου. Στο πλαίσιο αυτό, η παρούσα εργασία, βασισμένη σε χρήση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, ερευνά την επίδραση εναλλακτικών στρατηγικών έγχυσης καυσίμου σε συνδυασμό με ανακυκλοφορία καυσαερίου, ως προς τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου και σωματιδίων αιθάλης σε δίχρονο αργόστροφο ναυτικό κινητήρα Diesel στην περιοχή του πλήρους φορτίου. Αρχικά, βελτιστοποιείται το προφίλ έγχυσης με παρουσία πιλοτικής, κύριας έγχυσης και μετέγχυσης (τρεις παλμοί), κάνοντας χρήση Εξελικτικών Αλγορίθμων. Ακολούθως, η χρήση βέλτιστου προφίλ έγχυσης συνδυάζεται με χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίου, σε διαφορετικά ποσοστά, έχοντας ως γνώμονα την αποφυγή αύξησης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

Η βελτιστοποίηση του τριπλού παλμού έγχυσης πραγματοποιείται με σύζευξη του κώδικα υπολογιστικής ρευστομηχανικής KIVA-3 με το λογισμικό βελτιστοποίησης EASY. Για τη λεπτομερή κατανόηση των φαινομένων ροής και καύσης, γίνεται χρήση οπτικής απεικόνισης του ροϊκού πεδίου, καθώς και χαρτών θερμοκρασίας – λόγου ισοδυναμίας καυσίμου - αέρα (χάρτες Τ-φ).

Τα αποτελέσματα της μελέτης κατέδειξαν σημαντική μείωση των εκπομπών αέριων ρύπων. Συγκεκριμένα, με χρήση βέλτιστου προφίλ έγχυσης καυσίμου τριών παλμών (χωρίς ανακυκλοφορία καυσαερίου) επιτυγχάνεται μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά 23%, μείωση των σωματιδίων αιθάλης κατά 30%, και μικρή μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Επίσης, ο συνδυασμός βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης με χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίου, σε ποσοστά της τάξης του 25% έως 30%, μειώνει τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου πέραν του 70%, με μικρή αύξηση της ειδικής κατανάλωσης. Με τον συνδυασμό αυτόν, μπορεί να επιτευχθεί το όριο Tier-III των κανονισμών του Διεθνούς Ναυτιλιακού Οργανισμού.

## Περιεχόμενα

Ευχαρισ	τίες	ii
Σύνοψη		. iv
1. Εισ	αγωγή	1
1.1.	Εκπομπές Ρύπων από Ναυτικούς Κινητήρες και Κανονισμοί	1
1.2.	Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας	2
1.3.	Δομή της Διπλωματικής Εργασίας	3
2. Δίχμ	ρονος Ναυτικός Κινητήρας Diesel	4
2.1.	Αρχή Λειτουργίας Κύκλου Diesel	4
2.2.	Περιγραφή Κύκλου Λειτουργίας Δίχρονου Κινητήρα Diesel	5
2.3.	Σύστημα Έγχυσης Κοινού Συλλέκτη (Common Rail System – CRS)	7
2.4.	Η διεργασία της καύσης στους κινητήρες Diesel	8
2.5.	Εκπομπές ρύπων από κινητήρες Diesel	9
3. Τεχ	νικές Μείωσης Ρύπων	12
3.1.	Στρατηγικές Έγχυσης Καυσίμου	12
3.2.	Ανακυκλοφορία Καυσαερίου (EGR)	15
3.2.	1. Διατάξεις συστημάτων ανακυκλοφορίας καυσαερίου	17
3.2. ναυ	2. Πρόοδος γύρω από την εφαρμογή ανακυκλοφορίας καυσαερίου τικούς κινητήρες	σε 19
4. Υπα Diesel	ολογιστική Προσομοίωση Ροής και Καύσης σε Δίχρονο Ναυτικό Κινητή	ρα 26
4.1.	Ο Κώδικας Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής ΚΙVΑ	26
4.2.	Χαρακτηριστικά του Κινητήρα RTflex58T-B	26
4.3.	Περίπτωση Αναφοράς	28
4.4.	Ανάλυση των Αποτελεσμάτων με Χρήση Χαρτών Τ-Φ	31
5. Θευ	υρία Βελτιστοποίησης	33
5.1.	Μέθοδοι Βελτιστοποίησης	33
5.1.	1. Εξελικτικοί Αλγόριθμοι	33
5.1.	2. Πολυκριτηριακή Βελτιστοποίηση	35
5.2. Βελτιστο	Σύζευξη Κώδικα Υπολογιστικής Ρευστομηχανικής ΚΙVΑ-3 με Λογισμι ποίησης EASY	іко́ 36
6. Βελ Κινητήρο	τιστοποίηση Προφίλ Τριπλού Παλμού Έγχυσης Δίχρονου Αργόστροφ α	юU 38
6.1.	Διατύπωση Προβλήματος Βελτιστοποίησης	38
6.2.	Αποτελέσματα Προβλήματος Βελτιστοποίησης	40
7. Про	οσομοίωση Λειτουργίας Κινητήρα με Παρουσία EGR	60
7.1.	Μεταβλητές Υπολογιστικής Μελέτης EGR	60
7.2.	Επίδραση της Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου	62

7.3	3. Αναπροσαρμογή Γωνίας Έναρξης Κύριας Έγχυσης με Παρουσία EGR7	78
7.4	4. Σύγκριση Βέλτιστων Στρατηγικών Τριπλού Παλμού Έγχυσης σε Συνδυασμ	ò
με A	λνακυκλοφορία Καυσαερίου	32
8.	Συμπεράσματα8	37
Βιβ	λιογραφία8	39

## 1. <u>Εισαγωγή</u>

#### 1.1. Εκπομπές Ρύπων από Ναυτικούς Κινητήρες και Κανονισμοί

Το περιβαλλοντικό ενδιαφέρον για τη μείωση των εκπομπών αέριων ρύπων από τους ναυτικούς κινητήρες ώθησε τον Διεθνή Ναυτιλιακό Οργανισμό (International Maritime Organization - IMO) και αρκετές εθνικές αρχές να θέσουν αυστηρούς κανονισμούς ελέγχου σε συγκεκριμένες γεωγραφικές περιοχές (περιοχές ελέγχου εκπομπών) (Emission Control Areas - ECAs), με έμφαση στα οξείδια αζώτου και θείου (NOx, SOx). Συγκεκριμένα, ένα σύνολο κανονισμών για τον περιορισμό των NOx και SOx που εκπέμπονται από τις ναυτικές μηχανές εγκρίθηκε το 1997 και περιγράφηκε στο παράρτημα VI της σύμβασης MARPOL (Marine Pollution) με τίτλο «Regulations for the prevention of air pollution from ships» [1]. Σε συμφωνία με την επιτροπή για την Προστασία του Θαλάσσιου Περιβάλλοντος (Marine Environmental Protection) οι κανονισμοί για τις εκπομπές NOx και την περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο τέθηκαν σε ισχύ το 2005 και τροποποιήθηκαν το 2008 [2]. Στην εικόνα 1 παρουσιάζονται τα υπάρχοντα, καθώς και τα πιθανά μελλοντικά ECAs.



Εικόνα 1. Χάρτης υφιστάμενων και πιθανών μελλοντικών ECAs [3].

Αναφορικά με τους αργόστροφους ναυτικούς κινητήρες (n ≤ 130 r/min), τα όρια εκπομπών NOx αντιστοιχούν σε τρία επίπεδα (Tiers) ανάλογα με τη χρονολογία εγκατάστασής τους στο πλοίο, και παρουσιάζονται στον πίνακα 1. Ο πίνακας 1 δείχνει ότι οι εκπομπές NOx όφειλαν να ελαττωθούν κατά 15% έως το 2011, και 80% έως το 2016 στις ECAs.

Tier	Ημερομηνία εγκατάστασης	Περιορισμός (g/kWh)
	Ιανουάριος 2000	17.0
	Ιανουάριος 2011	14.4
Ш	Ιανουάριος 2016 (ECAs μόνο)	3.4

**Πίνακας 1.** Όρια εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NOx) για αργόστροφους κινητήρες (n ≤ 130 r/min) σύμφωνα με τον οργανισμό IMO.

Όσον αφορά τις εκπομπές SOx, από τον Ιανουάριο του 2015 στις ECAs η περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο δεν πρέπει να υπερβαίνει το όριο του 0.1% του βάρους του. Τα τρέχοντα και επερχόμενα όρια της περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο παρατίθενται στον πίνακα 2.

Περιεκτικότητα καυσίμου σε θείο	Ημερομηνία εφαρμογής		
(ECAs µóvo)	του κανονισμού		
μέγιστο 1.0% S	Ιανουάριος 2012		
μέγιστο 0.1% S	Ιανουάριος 2015		
μέγιστο 0.5% S	Ιανουάριος 2020		

Πίνακας 2.	Κανονισμοί περιεκτικότητας καυσίμου σε θείο σύμφωνα με τον οργανισμό
	IMO

Για να ενεργήσουν σύμφωνα με τους παραπάνω κανονισμούς, οι κατασκευαστές ναυτικών κινητήρων, υποστηριζόμενοι από την ερευνητική κοινότητα, αναγκάζονται να βελτιώσουν τον σχεδιασμό και τη λειτουργία των κινητήρων. Στο πλαίσιο αυτό η αριθμητική προσομοίωση των διεργασιών ροής και καύσης στους κινητήρες με χρήση μεθόδων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (Computational Fluid Dynamics - CFD) αποτελεί ένα πολύτιμο εργαλείο έρευνας για την περαιτέρω κατανόηση των θερμικών και χημικών φαινομένων που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία του κινητήρα, καθώς προσφέρει τη δυνατότητα απεικόνισης της έγχυσης καυσίμου, της διαμόρφωσης και εξάτμισης του spray, την ανάμιξη καυσίμου-αέρα και την εξέλιξη της διαδικασίας καύσης, με στόχο την ελαχιστοποίηση των εκπεμπόμενων ρύπων και την καλύτερη λειτουργία του κινητήρα.

#### 1.2. Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας

Αντικείμενο της παρούσας υπολογιστικής μελέτης είναι η διερεύνηση και η βελτιστοποίηση της διεργασίας της έγχυσης καυσίμου σε έναν δίχρονο αργόστροφο ναυτικό κινητήρα Diesel, με στόχο τη μείωση των παραγόμενων ρύπων (NOx και σωματιδίων αιθάλης (soot)). Συγκεκριμένα, μελετάται η στρατηγική έγχυσης τριπλού παλμού αποτελούμενη από προέγχυση, κύρια έγχυση και μετέγχυση. Επιπρόσθετα, διερευνάται η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου (Exhaust Gas Recirculation - EGR) σε συνδυασμό με βελτιστοποιημένο τριπλό παλμό έγχυσης. Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτελεί συνέχεια προγενέστερων διπλωματικών εργασιών [4] [5] [6] [7] στις οποίες μελετήθηκαν στρατηγικές έγχυσης διπλού παλμού, καθώς και της υπολογιστικής μελέτης [8], όπου χρησιμοποιήθηκε η τεχνική EGR.

Στην παρούσα μελέτη γίνεται χρήση του κώδικα CFD KIVA-3, ο οποίος χρησιμοποιείται για την αριθμητική προσομοίωση της ροής και καύσης, στην περιοχή του πλήρους φορτίου ενός δίχρονου βραδύστροφου υπερπληρούμενου κινητήρα Diesel της κατασκευάστριας εταιρείας Winterthur Gas and Diesel (πρόσφατη μετονομασία του κατασκευαστικού οίκου δίχρονων ναυτικών μηχανών Wärtsilä Switzerland). Παράλληλα, για τη βελτιστοποίηση του τριπλού παλμού έγχυσης γίνεται σύζευξη του κώδικα KIVA-3 με το λογισμικό πολυκριτηριακής βελτιστοποίησης EASY (Evolutionary Algorithm System). Επίσης, γίνεται χρήση κατάλληλων εργαλείων οπτικοποίησης για την ανάλυση του ροϊκού πεδίου, καθώς και χρήση χαρτών θερμοκρασίας - λόγου ισοδυναμίας καυσίμου - αέρα (χάρτες Τ-φ) για την καλύτερη ποιοτική κατανόηση και ερμηνεία της διεργασίας της καύσης.

#### 1.3. Δομή της Διπλωματικής Εργασίας

Η δομή του κειμένου είναι η ακόλουθη:

- Στο 1° κεφάλαιο παρουσιάζεται το βασικό κίνητρο για την πραγματοποίηση της παρούσας έρευνας. Επίσης, δίνονται οι βασικοί στόχοι της εργασίας.
- Στο 2° κεφάλαιο δίνονται στοιχεία της βασικής θεωρίας για τη λειτουργία ενός δίχρονου αργόστροφου ναυτικού κινητήρα Diesel. Συγκεκριμένα, παρέχονται πληροφορίες για τον ιδανικό θερμοδυναμικό κύκλο λειτουργίας ενός κινητήρα Diesel, για τον δίχρονο κύκλο λειτουργίας, το σύστημα έγχυσης κοινού συλλέκτη, τη διεργασία της καύσης και τις εκπομπές αερίων ρύπων.
- Στο 3° κεφάλαιο γίνεται αναφορά στις τεχνικές μείωσης αέριων ρύπων που ερευνήθηκαν υπολογιστικά στην παρούσα εργασία. Συγκεκριμένα στις εναλλακτικές στρατηγικές έγχυσης καυσίμου και στην ανακυκλοφορία καυσαερίου.
- Στο 4° κεφάλαιο γίνεται μια σύντομη αναφορά στον κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3, και περιγράφονται τα χαρακτηριστικά του κινητήρα RTflex58T-B. Επίσης, παρουσιάζονται και συγκρίνονται αποτελέσματα προσομοιώσεων της περίπτωσης αναφοράς με πειραματικά δεδομένα.
- Στο 5° κεφάλαιο παρατίθεται το θεωρητικό υπόβαθρο της διαδικασίας βελτιστοποίησης προφίλ έγχυσης καυσίμου πολλαπλών παλμών, καθώς και του λογισμικού πολυκριτηριακής βελτιστοποίησης EASY. Επίσης, παρουσιάζεται η σύζευξη του κώδικα KIVA-3 με το λογισμικό EASY.
- Στο 6° κεφάλαιο περιγράφεται το πρόβλημα βελτιστοποίησης της έγχυσης καυσίμου τριών παλμών, και στη συνέχεια παρατίθενται τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης, όπου και αναλύεται η επίδραση του τριπλού παλμού έγχυσης στη λειτουργία του κινητήρα μέσω διαγραμμάτων, χαρτών θερμοκρασίας λόγου ισοδυναμίας καυσίμου αέρα (χάρτες Τ-φ) και μέσω οπτικοποίησης των αποτελεσμάτων.
- Στο 7° κεφάλαιο παρουσιάζεται η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου στη λειτουργία του κινητήρα. Επίσης, παρουσιάζεται η επιλογή αναπροσαρμογής της γωνίας στροφάλου που αντιστοιχεί στην έναρξη της κύριας έγχυσης στη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, στο πλαίσιο της εφαρμογής της τεχνικής EGR σε συνδυασμό με τριπλό παλμό έγχυσης. Τέλος, γίνεται σύγκριση των βέλτιστων στρατηγικών τριπλού παλμού έγχυσης σε συνδυασμό με ανακυκλοφορία καυσαερίου.

Τέλος, στο 7° κεφάλαιο παρουσιάζεται μια σύνοψη των αποτελεσμάτων της παρούσας εργασίας και γίνονται προτάσεις για μελλοντική έρευνα

## 2. Δίχρονος Ναυτικός Κινητήρας Diesel

#### 2.1. Αρχή Λειτουργίας Κύκλου Diesel

Ο κύκλος Diesel είναι ο ιδανικός κύκλος των παλινδρομικών μηχανών έναυσης με συμπίεση (Compression Ignition – CI) ο οποίος προτάθηκε από τον Rudolph Diesel (1858-1913) το 1892. Στις μηχανές CI, ο αέρας εντός του κυλίνδρου συμπιέζεται σε θερμοκρασία υψηλότερη από τη θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου και η καύση λαμβάνει χώρα καθώς το καύσιμο ψεκάζεται εντός του θερμού αυτού αέρα. Η διεργασία ψεκασμού του καυσίμου αρχίζει όταν το έμβολο πλησιάζει προς το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) και διαρκεί κάποιες μοίρες γωνίας στροφάλου [9]. Η δυναμική ρύθμιση της εγχεόμενης ποσότητας του καυσίμου πραγματοποιείται χάρη στην ειδική διαμόρφωση του συστήματος έγχυσης. Παράλληλα, η ρύθμιση της ισχύος γίνεται μεταβάλλοντας τη στοιχειομετρία του καυσίμου μίγματος, με αυξομείωση της ποσότητας του εγχεόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας.

Η λειτουργία των κινητήρων CI βασίζεται στον ιδανικό κύκλο Diesel, ο οποίος παρουσιάζεται στα διαγράμματα πίεσης-όγκου P-ν και θερμοκρασίας-εντροπίας T-s του σχήματος 1. Το διάγραμμα T-s αποτελείται από τις ακόλουθες διεργασίες:

- 1. Ισεντροπική συμπίεση αέρα (1-2)
- 2. Πρόσδοση θερμότητας (καύση) υπό σταθερή πίεση (2-3)
- 3. Ισεντροπική εκτόνωση (3-4)
- 4. Απόρριψη θερμότητας υπό σταθερό όγκο (4-1)



Σχήμα 1. Διαγράμματα P-v και T-s ιδανικού κύκλου Diesel [10].

Στην πλειοψηφία τους οι κινητήρες Diesel διαθέτουν σύστημα υπερπλήρωσης στροβίλου-συμπιεστή (Turbocharger) με ενδιάμεση ψύξη (Intercooler) του αέρα εισαγωγής. Με την εισαγωγή συμπιεσμένου αέρα στον κύλινδρο, επιτυγχάνεται η είσοδος μεγαλύτερης μάζας αέρα για δεδομένο όγκο, με αποτέλεσμα να καθίσταται δυνατή η καύση μεγαλύτερης μάζας καυσίμου (για σταθερό λόγο μίγματος αέρα-καυσίμου), που οδηγεί σε αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος και ροπής του κινητήρα. Στο διάγραμμα 1 παρουσιάζεται ο ιδανικός υπερπληρούμενος κύκλος Diesel.



**Διάγραμμα 1.** Διάγραμμα πίεσης-όγκου κατά τον ιδανικό υπερπληρούμενο κύκλο Diesel [11].

#### 2.2. <u>Περιγραφή Κύκλου Λειτουργίας Δίχρονου Κινητήρα Diesel</u>

Δίχρονοι κινητήρες Diesel ονομάζονται οι κινητήρες οι οποίοι συντελούν έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας σε δύο χρόνους, δηλαδή σε μία πλήρη περιστροφή του στροφάλου. Η περιγραφή του κύκλου λειτουργίας που παρουσιάζεται στη συνέχεια βασίζεται σε αργόστροφο ναυτικό κινητήρα Diesel [12].

#### 1°ς Χρόνος Λειτουργίας (καύση – εκτόνωση – έναρξη εξαγωγής και σάρωση)

Όταν το έμβολο βρίσκεται κοντά στο ΑΝΣ, οι συνθήκες θερμοκρασίας εντός του • κυλίνδρου είναι ικανές να προκαλέσουν την αυτανάφλεξη του καυσίμου. Η έναρξη της έγχυσης του καυσίμου μπορεί να πραγματοποιηθεί από τις -25° έως και τις 5° γωνίας στροφάλου ως προς το ΑΝΣ, ενώ η διάρκεια της μπορεί να φτάσει τις 20° μετά το ΑΝΣ ή και περισσότερο. Το εγχεόμενο καύσιμο λόγο τον υψηλών πιέσεων ψεκασμού διασπάται σε μικρά σταγονίδια, τα οποία χαρακτηρίζονται από μεγάλο λόγο επιφάνειας προς όγκο (εξαιτίας του μικρού τους μεγέθους), γεγονός που επιτρέπει αυξημένη μεταφοράς θερμότητας προς αυτά. Ως εκ τούτου, τα σταγονίδια εξατμίζονται και η καύση πραγματοποιείται. Κατά την κάθοδο του εμβόλου λαμβάνει χώρα η εκτόνωση των παραγόμενων από την καύση αερίων και η απόδοση ωφέλιμου έργου. Σε γωνίες περίπου 85° – 60° πριν το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ), ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής, ώστε να ελαττωθεί εγκαίρως η πίεση των αερίων μέχρι τουλάχιστον την πίεση του αέρα πληρώσεως, ενώ στις 55° – 40° πριν το ΚΝΣ αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής του αέρα. Η πίεση πλέον εντός του κυλίνδρου είναι μικρότερη από την πίεση του αέρα υπερπλήρωσης, οπότε πραγματοποιείται η "απόπλυση" του κυλίνδρου. Ουσιαστικά, ο αέρας πλήρωσης εισέρχεται στον κύλινδρο μέσω των θυρίδων εισαγωγής, εκτοπίζει τα καυσαέρια που έχουν απομείνει μέσα στον κύλινδρο και τα ωθεί προς τη βαλβίδα εξαγωγής, η οποία παραμένει ακόμα ανοιχτή.

#### 2°ς Χρόνος Λειτουργίας (πέρας σάρωσης και εξαγωγής – συμπίεση)

 Οι θυρίδες εισαγωγής παραμένουν ανοιχτές έως περίπου τις 225° μετά το ΑΝΣ.
Το έμβολο αρχίζει να κινείται προς το ΑΝΣ ωθούμενο από τον στροφαλοφόρο άξονα, με πρόσληψη έργου. Περί τις 230°, το έμβολο καλύπτει πλήρως τις θυρίδες εισαγωγής και σταματάει η εισαγωγή αέρα στον κύλινδρο. Η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει μετά το πέρας της σάρωσης, η οποία μπορεί να παραμείνει ανοικτή για λίγες μοίρες ακόμη, με στόχο την καλύτερη απόπλυση του κυλίνδρου από τα καυσαέρια. Με το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής αρχίζει η συμπίεση του αέρα μέσω του ανερχόμενου εμβόλου προς το ΑΝΣ.

Στην εικόνα 2 και στο διάγραμμα 2 αντίστοιχα, αποτυπώνεται ο χρόνος λειτουργίας βραδύστροφου δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel.



**Εικόνα 2.** Σχηματική παράσταση των χρόνων λειτουργίας δίχρονου βραδύστροφου ναυτικού κινητήρα Diesel [13].



**Διάγραμμα 2.** Κύκλος λειτουργίας δίχρονου βραδύστροφου υπερπληρούμενου ναυτικού κινητήρα Diesel [14].

#### 2.3. Σύστημα Έγχυσης Κοινού Συλλέκτη (Common Rail System – CRS)

Στην πλειοψηφία τους οι ναυτικοί κινητήρες Diesel χρησιμοποιούσαν μέχρι και το τέλος του 20<sup>ου</sup> αιώνα συστήματα έγχυσης καυσίμου όπου ο χρονισμός της έγχυσης ήταν εξαρτώμενος από μηχανικές παραμέτρους (έκκεντρα και στροφές του κινητήρα). Συνεπώς, η δυναμική μεταβολή του χρονισμού έγχυσης, και κατ' επέκταση η αναπροσαρμογή του προφίλ έγχυσης σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα, ώστε αυτός να λειτουργεί όσο το δυνατό βέλτιστα δεν ήταν δυνατό να επιτευχθεί.

Η τεχνολογική καινοτομία η οποία εκμηδένισε τους πιο πάνω περιορισμούς και έδωσε μεγάλη ώθηση προς την κατεύθυνση της ελεγχόμενης καύσης, της αποδοτικότερης λειτουργίας του κινητήρα και χαμηλότερων εκπομπών ρύπων, είναι αυτή του συστήματος κοινού συλλέκτη καυσίμου (Common Rail System – CRS), στο οποίο η έγχυση ελέγχεται ηλεκτρονικά (δηλαδή, ανεξάρτητα από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα). Το CRS εφαρμόζεται στους ναυτικούς κινητήρες από τις αρχές της πρώτης δεκαετίας του 21<sup>ου</sup> αιώνα. Μία τυπική διάταξη CRS παρουσιάζεται στην εικόνα 3.



Εικόνα 3. Διάταξη του συστήματος κοινού συλλέκτη (Common Rail System – CRS)[15].

Μέσω μιας συστοιχίας αντλιών καυσίμου, το καύσιμο καταλήγει στον κοινό συλλέκτη καυσίμου μέσα στον οποίο η πίεση του καυσίμου παραμένει σταθερή (περί τα 1000 bar). Στον κοινό συλλέκτη καυσίμου είναι προσαρτημένες μονάδες ελέγχου έγχυσης (μία για κάθε κύλινδρο του κινητήρα) από τις οποίες διανέμεται το καύσιμο προς τους εγχυτήρες του κάθε κυλίνδρου. Η κάθε μονάδα ελέγχου έγχυσης λαμβάνει ηλεκτρονικά σήματα από την κεντρική μονάδα ελέγχου του κινητήρα μέσω ενός ειδικού δικτύου λαδιού το οποίο χρησιμοποιείται για τον έλεγχο της διάταξης. Μέσω των ηλεκτρονικών σημάτων καθορίζεται η ποσότητα και το χρονικό προφίλ εισαγωγής του καυσίμου στον θάλαμο καύσης [15].

Τα κυρίως πλεονεκτήματα ενός CRS είναι τα ακόλουθα:

- Η ανεξαρτησία μεταξύ της αντλίας υψηλής πίεσης και του κάθε εγχυτήρα του κυλίνδρου, συμβάλει στην επίτευξη υψηλών ταχυτήτων έγχυσης ανεξαρτήτως των στροφών του κινητήρα.
- Μεγαλύτερος έλεγχος και ακρίβεια στη ρύθμιση της ποσότητας του εγχεόμενου καυσίμου σε κάθε εγχυτήρα και σε κάθε διαδοχικό πλήρη κύκλο λειτουργίας του κινητήρα.
- Ευελιξία στον καθορισμό του χρονισμού έγχυσης, για κάθε εγχυτήρα.
- Δυνατότητα πολλαπλών εγχύσεων καυσίμου σε έναν κύκλο λειτουργίας.

#### 2.4. Η διεργασία της καύσης στους κινητήρες Diesel

Η διεργασία της καύσης εντός του κυλίνδρου ενός κινητήρα Diesel μπορεί να περιγραφεί από την καμπύλη του ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Στο διάγραμμα 3 παρουσιάζεται μια τέτοια καμπύλη στην οποία διακρίνονται τα στάδια της καύσης [16].



**Διάγραμμα 3.** Καμπύλη ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα Diesel, στο οποίο απεικονίζονται τα στάδια της καύσης [16].

- 1º στάδιο ab: Καθυστέρηση ανάφλεξης (ignition delay): Το χρονικό διάστημα μεταξύ της έναρξης της έγχυσης (Start of Injection SOI) και της έναρξης της καύσης ορίζεται ως καθυστέριση ανάφλεξης. Κατά την περίοδο αυτή λαμβάνει χώρα η φυσική και χημική προετοιμασία τους μίγματος καυσίμου αέρα. Η φυσική προετοιμασία αναφέρεται στην ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα. Ενώ, η χημική προετοιμασία αναφέρεται στη χημική κινητική των αντιδράσεων. Οι πιο πάνω διαδικασίες επηρεάζονται τόσο από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του θαλάμου καύσης και του εγχυτήρα, όσο και από τις θερμοφυσικές ιδιότητες του καυσίμου.
- 20 στάδιο bc: Καύση προανάμιξης (premixed combustion): Η καύση προανάμιξης συνοδεύεται από υψηλό ρυθμό έκλυσης θερμότητας λόγο της απότομης καύσης του μίγματος καυσίμου – αέρα, το οποίο έχει προαναμιχθεί στη φάση ab.

- 3° στάδιο cd: Ελεγχόμενη καύση διάχυσης (diffusion controlled combustion): Η καύση στο στάδιο αυτό είναι μη ομογενής και ελεγχόμενη από τη διάχυση, καθώς ο ρυθμός καύσης καθορίζεται από τον ρυθμό ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα, ο οποίος εξαρτάται κυρίως από την έγχυση του καυσίμου. Στην περίοδο αυτή η καύση εξελίσσεται χωρίς καθυστέρηση καθώς το εγχεόμενο καύσιμο βρίσκει ιδανικές συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας (εξαιτίας της καύσης προανάμιξης φάση bc) με έντονα επίπεδα τύρβης που συντελούν στην άμεση καύση του.
- 4° στάδιο de: Επίκαυση (Delayed combustion): Στη φάση αυτή έχει τελειώσει η έγχυση του καυσίμου και η καύση συνεχίζεται μέχρι το πέρας της εκτόνωσης. Γενικά αυτή η φάση είναι ανεπιθύμητη λόγω της θερμικής καταπόνησης που υφίσταται ο κινητήρας.

Κατά τη διεργασία της καύσης στους κινητήρες Diesel στη μάζα του καύσιμου μίγματος εμφανίζονται εστίες έναρξης της καύσης σε διαφορετικά σημεία του κυλίνδρου και με μικρές χρονικές αποκλίσεις. Οι εστίες αυτές ενώνονται και σχηματίζουν ένα μέτωπο που κατευθύνεται προς τις άκαυστες περιοχές του μίγματος καταναλώνοντάς το. Εάν η καθυστέρηση ανάφλεξης έχει μεγάλη διάρκεια, τότε δημιουργείται μεγάλη ποσότητα προετοιμασμένου μίγματος, με αποτέλεσμα στη φάση της προαναμεμιγμένης καύσης η πίεση να φτάσει σε απαγορευτικά επίπεδα (κρουστική καύση Diesel). Είναι συνεπώς ουσιώδης η μείωση του χρόνου υστέρησης, η οποία μπορεί να επιτευχθεί είτε με αύξηση του στροβιλισμού, είτε με χρήση πιλοτικής έγχυσης. Επιπρόσθετα, το στάδιο της επίκαυσης είναι ανεπιθύμητο λόγω της υπερθέρμανσης που δημιουργείται στη βαλβίδα εξαγωγής και στην πάνω πλευρά της κεφαλής του εμβόλου.

#### 2.5. <u>Εκπομπές ρύπων από κινητήρες Diesel</u>

Οι εκλυόμενοι ρύποι από τους κινητήρες Diesel περιλαμβάνουν κυρίως διοξείδιο του άνθρακα, μονοξείδιο του άνθρακα, οξείδια του αζώτου, οξείδια του θείου, άκαυστους υδρογονάνθρακες και αιθάλη [11], [16], [17], [18].

- Το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) αποτελεί βασικό προϊόν της καύσης υδρογονανθράκων και είναι υπεύθυνο για το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Η μείωσή του επιτυγχάνεται με μείωση των ατόμων άνθρακα των χρησιμοποιούμενων καυσίμων. Στην περίπτωση των ναυτικών κινητήρων η εκπομπή του είναι αναπόφευκτη, αλλά, λόγω του υψηλού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης πρόωσης, η εκπομπή ανά μονάδα ισχύος είναι σχετικά μικρή.
- Το μονοξείδιο του άνθρακα (CO) παράγεται κατά την ατελή καύση του άνθρακα και εμφανίζεται σε μεγάλες ποσότητες όταν το μίγμα αέρα - καυσίμου είναι πλούσιο, δηλαδή υπάρχει περίσσεια καυσίμου. Στους κινητήρες Diesel η εκπομπή του είναι περιορισμένη καθώς η καύση εξελίσσεται σε πολύ φτωχά μίγματα.
- Τα οξείδια του θείου (SOx) παράγονται κατά την αντίδραση του θείου που περιέχεται στα καύσιμα με το οξυγόνο του αέρα καύσης. Τα SOx είναι υπεύθυνα για το φαινόμενο της όξινης βροχής. Για την ελαχιστοποίησή τους πρέπει να μειωθεί η περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο.

- Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) κατά τη λειτουργία των κινητήρων Diesel προέρχονται κυρίως από: (α) το παγιδευμένο καύσιμο στον εγχυτήρα στο τέλος της έγχυσης που στη συνέχεια διαχέεται προς τα έξω, (β) τη φτωχή ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα που περιβάλλει το σπρέι με αποτέλεσμα την αδυναμία καύσης κυρίως στην περιοχή απόσβεσης της φλόγας και (γ) το παγιδευμένο καύσιμο στα τοιχώματα, στις χαραμάδες, στις αποθέσεις ή στο λάδι λόγω της σύγκρουσής του με τη δέσμη του καυσίμου.
- Σωματίδια αιθάλης (Particulate matter Soot) αποτελούνται κατά κύριο λόγο από μικροσκοπικά σωματίδια άκαυστου άνθρακα τα οποία προέρχονται από την ατελή καύση του καυσίμου ή του λαδιού. Ο σχηματισμός αιθάλης στους κινητήρες Diesel προκύπτει εξαιτίας του γεγονότος ότι η καύση είναι ετερογενής και σχηματίζεται κυρίως στις πλούσιες περιοχές δηλαδή στον πυρήνα του εγχεόμενου καυσίμου οπού η συγκέντρωση αέρα είναι περιορισμένη. Αναλυτικότερα, ο σχηματισμός των πρώτων πυρήνων αιθάλης ξεκινά από την πυρόλυση των υδρογονανθράκων στη ζώνη αντίδρασης λόγω της τοπικής έλλειψης οξυγόνου και των τοπικά υψηλών θερμοκρασιών. Ακολούθως, οι πυρήνες αυτοί αυξάνουν την ενεργή επιφάνειά τους μέσω της επικάθησης αερίων υδρογονανθράκων που έχουν συμπυκνωθεί και μέσω της αφυδρογόνωσης που υφίστανται, και αποκτούν τρισδιάστατη μορφή καθώς συσσωματώνονται (σχηματισμός σφαιρικών σωματιδίων αιθάλης). Στη συνέχεια, τα σωματίδια αιθάλης συνενώνονται σχηματίζοντας αλυσίδες. Στο τελευταίο στάδιο η σχηματιζόμενη αιθάλη οξειδώνεται σε μεγάλο ποσοστό, με αποτέλεσμα να παραμένει στα καυσαέρια λιγότερο από το 10% της μέγιστης μάζας που δημιουργήθηκε στη διάρκεια του κύκλου.
- Τα Οξείδια του αζώτου (NOx) αποτελούνται από το μονοξείδιο του αζώτου NO και το διοξείδιο του αζώτου NO<sub>2</sub>. Το NO είναι το κύριο συστατικό εκπομπών NOx και σχηματίζεται με δύο τρόπους:
  - Το θερμικό NO (thermal NO) το οποίο σχηματίζεται από την οξείδωση του μοριακού (ατμοσφαιρικού) αζώτου σε υψηλές θερμοκρασίες πάνω από τους 1800 K στην περιοχή των καυσαερίων και περιγράφεται από τον διευρυμένο μηχανισμό Zeldovich, που αποτελείται από τις πιο κάτω αμφίδρομες αντιδράσεις:

$$\begin{array}{l} N_2 + 0 \leftrightarrow NO + N \\ N + O_2 \leftrightarrow NO + O \\ N + OH \leftrightarrow NO + H \end{array}$$

Το άμεσο NO (prompt NO) το οποίο σχηματίζεται στην περιοχή της φλόγας (ζώνη αντίδρασης), όπου ενδιάμεσες χημικές ενώσεις υδρογονανθράκων που εμπεριέχουν άζωτο αντιδρούν με το ατομικό οξυγόνο και ελεύθερες ρίζες (CH, CH2, C, C2). Ο μηχανισμός σχηματισμού άμεσου NO περιγράφεται από τις παρακάτω αντιδράσεις:

$$\begin{array}{l} CH + N_2 \leftrightarrow HCN + N \\ N + O_2 \leftrightarrow NO + O \\ HCN + OH \leftrightarrow CN + H_2O \\ CN + O_2 \leftrightarrow NO + CO \end{array}$$

Το NO<sub>2</sub>, που αποτελεί ένα πολύ ισχυρό οξείδιο (πιο επιβλαβές για τον άνθρωπο) προκύπτει από τον ταχύ μετασχηματισμό του NO σε NO<sub>2</sub> στις περιοχές της ζώνης αντίδρασης. Στους κινητήρες Diesel η συγκέντρωση του

NO<sub>2</sub> κυμαίνεται από 10-30% επί των συνολικών εκπομπών NOx και σχηματίζεται σύμφωνα με την αντίδραση:

$$NO + HO_2 \leftrightarrow NO_2 + OH$$

Ωστόσο, στην περιοχή των καυσαερίων το  $\mathrm{NO}_2$ διασπάται και πάλι σε NO και οξυγόνο:

$$NO_2 + 0 \leftrightarrow NO + O_2$$

Στην εικόνα 4 παρουσιάζεται σχηματικά η παραγωγή και οξείδωση ρύπων κατά τις φάσεις προαναμεμιγμένης καύσης και καύσης διάχυσης αντίστοιχα.



**Εικόνα 4.** Σχηματική απεικόνιση ρύπων σε κινητήρες Diesel άμεσης έγχυσης κατά τη διάρκεια της καύσης προανάμιξης και ελεγχόμενης καύσης ανάμειξης [16].

### 3. Τεχνικές Μείωσης Ρύπων

Η μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων ταυτίζεται με την αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με συνέπεια η βελτιστοποίηση ενός κινητήρα Diesel να αποτελεί μια σύνθετη διαδικασία που εξαρτάται από πολλούς παράγοντες [17]. Το παρών κεφάλαιο επικεντρώνεται στις στρατηγικές έγχυσης καυσίμου και ανακυκλοφορίας καυσαερίου, καθώς αυτές απασχόλησαν την παρούσα μελέτη.

#### 3.1. Στρατηγικές Έγχυσης Καυσίμου

Το σημείο έναρξης της έγχυσης του καυσίμου είναι μια παράμετρος που επηρεάζει διαφορετικά το κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Συγκεκριμένα, μεγάλη προπορεία έγχυσης οδηγεί σε μεγαλύτερες πιέσεις (απότομη αύξηση της πίεσης) και συνεπώς σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες κατά την καύση στο κύλινδρο. Αντίστοιχα, μικρότερη προπορεία αυξάνει τη διάρκεια της έγχυσης και καύσης μετά το ΑΝΣ και η αύξηση της πίεσης είναι λιγότερο απότομη λόγω της συνεχόμενης εκτόνωσης η οποία προκαλεί μείωση των θερμοκρασιών, κάνοντας τη διεξαγωγή της καύσης πιο αργή. Ως εκ τούτου, καθυστέρηση της έγχυσης του καυσίμου οδηγεί σε χαμηλότερες μέγιστες πιέσεις άρα και θερμοκρασίες, καθώς η καύση διεξάγεται πιο αργά και η παραγόμενη θερμότητα έχει περισσότερο χρόνο να διασκορπιστεί κατά την καύση. Χαμηλότερες θερμοκρασίες καύσης ταυτίζονται με περιορισμό της έκλυσης οξειδίων του αζώτου. Επίσης, κατά τη μείωση της προπορείας έγχυσης παρατηρείται αύξηση της παραγόμενης αιθάλης, καθώς λόγω των χαμηλότερων θερμοκρασιών δυσχεραίνεται η οξείδωση της. Ωστόσο, αυτό δε συμβαίνει στα χαμηλότερα φορτία λειτουργίας του κινητήρα, καθώς οι θερμοκρασίες βρίσκονται σε χαμηλότερα επίπεδα όποτε και δε σχηματίζονται σωματίδια αιθάλης. Ακόμη, παρατηρείται αύξηση της εκπομπής ακαύστων υδρογονανθράκων και αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου αυξάνεται καθώς περιορίζεται η γρήγορη ισοβαρής καύση κοντά στο ΑΝΣ που είναι ιδανική για τη μείωση της κατανάλωσης [17].

Η αύξηση της πίεσης έγχυσης ταυτίζεται με την αύξηση της παροχής καυσίμου και τη μείωση του απαιτούμενου χρόνου ολοκλήρωσης της έγχυσης δεδομένης ποσότητας καυσίμου. Με την αύξηση της πίεσης έγχυσης, η ειδική κατανάλωση καυσίμου η οποία αυξάνεται κατά τη μείωση της προπορείας έγχυσης μπορεί να διατηρηθεί στα ίδια επίπεδα. Αυτό συμβαίνει διότι η διάρκεια του ψεκασμού μειώνεται καθώς ο ρυθμός έγχυσης είναι αυξημένος και σχηματίζεται εξίσου καλό μίγμα λόγο του ότι η ποιότητα ανάμιξης βελτιώνεται με αύξηση της πίεσης έγχυσης. Έτσι, το κέντρο της καύσης που καθορίζει την ειδική κατανάλωση καυσίμου παραμένει σταθερό. Βασικό πλεονέκτημα της αύξησης της πίεσης έγχυσης είναι η μείωση των εκπομπών αιθάλης. Συνεπώς, για σταθερό σημείο έγχυσης όσο αυξάνεται η πίεση έγχυσης μειώνεται η σχηματιζόμενη αιθάλη κατά την καύση, ενώ παρατηρείται αύξηση μόνο σε ιδιαίτερα μεγάλη καθυστέρηση έναρξης της έγχυσης. Επιπρόσθετα, ρύθμιση της πίεσης έγχυσης και του σημείου έναρξης της έγχυσης, έτσι ώστε η ειδική κατανάλωση καυσίμου να κυμαίνεται στα ίδια επίπεδα, διατηρεί σταθερά τα επίπεδα έκκλησης οξειδίων του αζώτου [17].

Στο διάγραμμα 4 παρουσιάζεται η επίδραση του σημείου έναρξης της έγχυσης, καθώς και της πίεσης έγχυσης ως προς τον σχηματισμό οξειδίων αζώτου και αιθάλης, και ως προς την ειδική κατανάλωση καυσίμου.



**Διάγραμμα 4.** Επίδραση σημείου έναρξης έγχυσης και πίεσης έγχυσης στον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου και αιθάλης και στην ειδική κατανάλωσης καυσίμου [17].

Η πιλοτική έγχυση μικρής ποσότητας καυσίμου κατά τη φάση της συμπίεσης και η καύση του λίγο πριν το ΑΝΣ οδηγούν σε μεγαλύτερες πιέσεις και θερμοκρασίες στον θάλαμο καύσης πριν την έναρξη της κύριας έγχυσης. Το γεγονός αυτό οδηγεί σε μείωση της καθυστέρησης της ανάφλεξης, καθώς η υψηλότερη ενεργειακή στάθμη στον θάλαμο καύσης συνδράμει στον πιο σύντομο σχηματισμό μίγματος ικανού να αυταναφλεγεί. Η μείωση της καθυστέρησης της ανάφλεξης οδηγεί αντίστοιχα σε μείωση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας κατά την καύση προανάμιξης. Αυτό επιδρά θετικά στη μείωση του παραγόμενου θορύβου και στον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου. Επίσης, εξαιτίας της καύσης μικρής ποσότητας καυσίμου πριν το ΑΝΣ, μειώνεται το ποσοστό οξυγόνου στο παγιδευμένου μίγμα αέρα στον θάλαμο καύσης και έτσι μειώνεται ο συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κατά τη διάρκεια της κύριας έγχυσης κατά την εκτόνωση, με αποτέλεσμα τοπικά η θερμοκρασία της καύσης να είναι μειωμένη και ως εκ τούτου η έκλυση οξειδίων του αζώτου να είναι μειωμένη. Αύξηση του ποσοστού του καυσίμου που εγχέεται πιλοτικά, οδηγεί σε περαιτέρω μείωση των οξειδίων του αζώτου με περαιτέρω μείωση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα [19]. Παρ' όλα αυτά, κατάλληλα προσαρμοσμένα προφίλ πιλοτικής και κύριας έγχυσης, με μικρό ποσοστό καυσίμου να εγχέεται πιλοτικά, μπορούν να οδηγήσουν σε αύξηση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα καθώς μειώνεται η κατανάλωση καυσίμου [17]. Στην περίπτωση αυτή οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου παραμένουν στο ίδιο επίπεδο.

Η έγχυση ποσοστού του συνολικά εγχεόμενου καυσίμου, κάποιες μοίρες γωνίας στροφάλου μετά την ολοκλήρωση της κύριας έγχυσης, κατά την οποία εγχέεται και το μεγαλύτερο ποσοστό του καυσίμου, έχει θετικό αντίκτυπο στις εκπομπές αερίων ρύπων του κινητήρα και συγκεκριμένα στις εκπομπές αιθάλης και οξειδίων του αζώτου. Η διακοπή της κύριας έγχυσης και η συνέχιση της κάποιες μοίρες αργότερα έχει ως συνέπεια η μετέγχυση να λαμβάνει χώρα σε συνθήκες χαμηλότερων πιέσεων και θερμοκρασιών. Ως εκ τούτου, εκλύονται λιγότερα οξείδια του αζώτου. Ακόμη, κατά το μεσοδιάστημα μεταξύ κύριας και μετέγχυσης ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου αέρα μειώνεται. Το γεγονός αυτό δυσχεραίνει τον σχηματισμό της αιθάλης, καθώς η αύξηση

της θερμοκρασίας λόγω της καύσης του μετεγχεόμενου καυσίμου ευνοεί τον ρυθμό οξείδωσης της αιθάλης [20].

Η εισαγωγή του CRS επέτρεψε τη δυνατότητα διαίρεσης του κύριου παλμού έγχυσης σε πολλαπλούς παλμούς έγχυσης. Μία στρατηγική πολλαπλών εγχύσεων δίνει τη δυνατότητα ύπαρξης ενός μειωμένου ρυθμού έκλυσης θερμότητας και αυτό έχει ως αποτέλεσμα να διατηρούνται σε χαμηλότερα επίπεδα οι τοπικές θερμοκρασίες, συμβάλλοντας έτσι στη μείωση του σχηματισμού οξειδίων του αζώτου. Ωστόσο, με τις πολλαπλές εγχύσεις μειώνεται ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα και το παραγόμενο έργο του [21].

Στο σχήμα 2 παρουσιάζονται στρατηγικές πολλαπλών εγχύσεων και η επίδρασή τους στη λειτουργία του κινητήρα.



**Σχήμα 2.** Αναπαράσταση στρατηγικών έγχυσης και επίδραση του κάθε παλμού στον κινητήρα [21].

Στα διαγράμματα 5 και 6 παρουσιάζονται συγκρίσεις των καμπυλών πίεσης και θερμοκρασίας από υπολογιστικές προσομοιώσεις δίχρονου ναυτικού αργόστροφου κινητήρα Diesel, με παρουσία μονού και τριπλού παλμού έγχυσης αντίστοιχα.



**Διάγραμμα 5.** Διάγραμμα πίεσης από υπολογιστικές προσομοιώσεις δίχρονου αργόστροφου κινητήρα της εταιρίας MAN B&W, με τριπλό παλμό κύριας έγχυσης (1ος 15% του καυσίμου, 2ος 25% και 3ος 60%) [21].



Διάγραμμα 6. Διάγραμμα θερμοκρασίας από υπολογιστικές προσομοιώσεις δίχρονου αργόστροφου κινητήρα της εταιρίας MAN B&W, με τριπλό παλμό κύριας έγχυσης (1ος 15% καυσίμου, 2ος 25% και 3ος 60%) [21].

#### 3.2. Ανακυκλοφορία Καυσαερίου (EGR)

Η ανακυκλοφορία καυσαερίου (EGR – Exhaust Gas Recirculation) αποτελεί μια ευρέως χρησιμοποιουμένη τεχνική για τη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά την καύση στους κινητήρες Diesel [16], [17], [22], [23], [24], [25], [26], [27], [28], [29]. Στη συνέχεια της παρούσας παραγράφου αναλύεται η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου στις διάφορες παραμέτρους της λειτουργίας ενός κινητήρα.

Κάθε καύσιμο χρειάζεται μια συγκεκριμένη ποσότητα οξυγόνου για την καύση του, η συγκέντρωση του οποίου είναι τυπικά μη ομογενής σε συμβατικούς κινητήρες Diesel. Μια απλή προσέγγιση είναι ότι η καύση λαμβάνει χώρα πάντα σε συνθήκες σχεδόν στοιχειομετρίας. Η θερμοκρασία η οποία επιτυγχάνεται στη ζώνη της καύσης είναι καθοριστική για τον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου στο μίγμα αερίων που περιβάλλει τη ζώνη. Το άζωτο που είναι παρόν στην καύση δρα ως αδρανές αέριο και μειώνει αισθητά τη θερμοκρασία της φλόγας σε σύγκριση με την καύση παρουσία μόνο οξυγόνου. Αύξηση της παρουσίας αδρανών αερίων στο θάλαμο καύσης προκαλεί περαιτέρω μείωση στη συγκέντρωση οξυγόνου, και συνεπώς επιτυγχάνεται περαιτέρω μείωση της θερμοκρασίας καύσης γεγονός που την καθιστά μια αποτελεσματική διαδικασία για τη μείωση των παραγόμενων NOx. Ένας απλός τρόπος για να επιτευχθεί αυτό είναι μέσω της επανεισαγωγής ποσοστού των ίδιων των καυσαερίων που παράγει ο κινητήρας στο θάλαμο καύσης, αφού πρώτα δεχθούν μια επεξεργασία (ψύξη, φιλτράρισμα) και αναμιχθούν με τον φρέσκο εισαγόμενο αέρα. Τα καυσαέρια αυτά είναι ένα μίγμα αδρανών αερίων (αζώτου, διοξειδίου του άνθρακα, νερού) με παρουσία οξυγόνου. Κύριο πλεονέκτημα της ανακυκλοφορίας καυσαερίων, σε σύγκριση με εναλλακτικές μεθόδους, όπως προσθήκη νερού ή εμπλουτισμός του εισερχόμενου αέρα με άζωτο, όπου απαιτείται επιπλέον εξοπλισμός και διεργασίες, αυξάνοντας κατά πολύ την πολυπλοκότητα μιας εγκατάστασης.

Είναι κοινή πρακτική να προσδιορίζεται το μέγεθος της ανακυκλοφορίας καυσαερίου μέσω του ποσοστού των καυσαερίων που εμπεριέχονται στον εισερχόμενο αέρα. Σαν ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίου ορίζεται το ποσοστό (σε mole) της παροχής καυσαερίου προς τη συνολική παροχή (αέρα και καυσαερίων) στην εισαγωγή του κινητήρα. Γενικά, παρατηρείται μια συνεχής μείωση των παραγόμενων οξειδίων του αζώτου με αύξηση του ποσοστού ανακυκλοφορίας.

Η ανακυκλοφορία καυσαερίου δρα μέσω των ακόλουθων μηχανισμών:

- Θερμικός μηχανισμός
- Μηχανισμός αραίωσης
- Μηχανισμός χημικής διάσπασης

Ο θερμικός μηχανισμός αποτυπώνεται στη μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα του αερίου μίγματος στον θάλαμο καύσης που οφείλεται στο αυξημένο ποσοστό ύπαρξης τριατομικών στοιχειών λόγω του νερού και του διοξειδίου του άνθρακα που συναντώνται στα καυσαέρια (H<sub>2</sub>O και CO<sub>2</sub>). Συνεπώς, το παγιδευμένο μίγμα στον θάλαμο καύσης είναι ικανό να απορροφήσει περισσότερη από την εκλυόμενη κατά την καύση θερμότητα, συμβάλλοντας στη μείωση της θερμοκρασίας κατά την καύση και συνεπώς στη μείωση των οξειδίων του αζώτου.

Ο μηχανισμός της αραίωσης αποτυπώνεται στη μείωση της συγκέντρωσης οξυγόνου στον αέρα που εισέρχεται στον κινητήρα, καθώς έχει πλέον αντικατασταθεί κυρίως από διοξείδιο του άνθρακα και νερό που αποτελούν τα βασικά προϊόντα της καύσης. Η τοπική μείωση της συγκέντρωσης του οξυγόνου στην περιοχή της φλόγας οδηγεί σε μείωση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, καθώς επιβραδύνεται ο ρυθμός της συνολικής αντίδρασης της καύσης. Ταυτόχρονα, αυξάνεται η καθυστέρηση ανάφλεξης, καθώς απαιτείται περισσότερος χρόνος για τον σχηματισμό μίγματος αέρα-καυσίμου ικανού να αυταναφλεγεί.

Τέλος, ο μηχανισμός της χημικής διάσπασης προκαλεί τη διάσπαση του νερού και του διοξείδιού του άνθρακα κατά τη διάρκεια της καύσης επηρεάζοντας άμεσα τη διεργασία της καύσης και συνεπώς τον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου.

Ενδιάμεση ψύξη του καυσαερίου πριν την ανάμιξη του με τον εισερχόμενο αέρα (EGR cooler) βελτιώνει περαιτέρω την αποδοτικότητα της μεθόδου.

Μειονεκτήματα της τεχνικής EGR είναι η αύξηση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης και η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Η αύξηση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης οφείλεται στη χαμηλότερη περιεκτικότητα του αερίου μίγματος σε οξυγόνο, με αποτέλεσμα να δυσχεραίνεται η οξείδωση της παραγόμενης κατά την καύση αιθάλης. Η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης οφείλεται στη μείωση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας πλησιέστερα στο ΑΝΣ, δηλαδή στο αρχικό στάδιο της εκτόνωσης, σε μικρότερο όγκο του θαλάμου καύσης. Επιπρόσθετα, η μεγάλη περιεκτικότητα των καυσαερίων σε αιθάλη απαιτεί τη χρήση ειδικής διάταξης (scrubber) για την κατακράτησή της, ενώ η αυξημένη περιεκτικότητα των καυσαερίων σε οξείδια του θείου μπορεί να προκαλέσει τη διάβρωση σημαντικών τμημάτων του κινητήρα. Τα προβλήματα αυτά οξύνονται στις περιπτώσεις των ναυτικών κινητήρων, όπου γίνεται χρήση διαφορετικών ποιοτήτων βαρέος καυσίμου (Heavy Fuel Oil - HFO) χαμηλής ποιότητας, τα οποία έχουν ως βάση τα βαρέα κλάσματα της κλασματικής απόσταξης.

Οι μεγάλοι ναυτικοί κινητήρες συνήθως λειτουργούν κάτω από υψηλούς λόγους αέρα-καυσίμου και αντίστοιχα μεγαλύτερο ποσοστό αέρα στα καυσαέριά τους. Για τον λόγο αυτόν, οι ναυτικοί κινητήρες απαιτούν μεγαλύτερο ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίου για να επιτύχουν τα ίδια επίπεδα μείωσης οξειδίων του αζώτου σε σύγκριση με έναν κινητήρα της αυτοκινητοβιομηχανίας.

Στον πίνακα 3 παρουσιάζονται τεχνικές βελτιστοποίησης για τους κινητήρες Diesel σε σχέση με την επίδρασή τους ως προς τις διάφορες παραμέτρους λειτουργίας.

Measure	NOx	HC/CO	Soot	bsfc	Noise
Retarded start of injection	+	-	-	-	+
Exhaust gas recirculation	+	-	-	-	+
Cooled EGR	+	$\approx$	+	+	0
Supercharging	-	+	+	+	0
Intercooling	+	2	+	+	0
Pilot injection	0	+	-	0	+
Added post-injection	+	0	+	-	0
Injection pressure increase	0	+	+	+	0
Lower compression ratio	+	-	+	0	-

**Πίνακας 3.** Τεχνικές βελτιστοποίησης κινητήρων Diesel και επίδρασή τους στις διάφορες παραμέτρους λειτουργίας [17].

#### 3.2.1. Διατάξεις συστημάτων ανακυκλοφορίας καυσαερίου

Γενικά, υπάρχουν τρείς βασικές διαμορφώσεις συστημάτων ανακυκλοφορίας καυσαερίου (εικόνα 5) [24]:

- Εσωτερική ανακυκλοφορία: Τα καυσαέρια παραμένουν στον κύλινδρο με κατάλληλο χρονισμό των βαλβίδων.
- Ανακυκλοφορία υψηλής πίεσης: Τα καυσαέρια από τον αυλό της εξαγωγής ψύχονται και ανακυκλοφορούνται στην εισαγωγή του κινητήρα.
- Ανακυκλοφορία χαμηλής πίεσης: Τα καυσαέρια, αφού εκτονωθούν στον στρόβιλο του υπερπληρωτή, ψύχονται και ανακυκλοφορούνται στην είσοδο του συμπιεστή.



Εικόνα 5. Βασικές διαμορφώσεις συστημάτων ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) [24].

Η εσωτερική ανακυκλοφορία καυσαερίου δεν εφαρμόζεται στους μεγάλους τετράχρονους και στους δίχρονους αργόστροφους ναυτικούς κινητήρες Diesel, καθώς είναι απαραίτητη η ύπαρξη μιας θετικής διαφοράς πίεσης μεταξύ εισαγωγής και εξαγωγής του κυλίνδρου (σάρωση) ώστε να παγιδεύεται περισσότερος φρέσκος αέρας κατά το κλείσιμο των βαλβίδων και συνεπώς να αυξάνεται η εκμετάλλευση της ενέργειας από την αυξημένη πίεση πλήρωσης.

Τα συστήματα χαμηλής πίεσης επίσης δεν μπορούν να εφαρμοστούν σε μεγάλους κινητήρες που καίνε χαμηλής ποιότητας καύσιμα και χρησιμοποιούν προηγμένα συστήματα υπερπλήρωση, καθώς τα καυσαέρια αναμιγνύονται με τον φρέσκο αέρα και στη συνέχεια περνούν από τον κύριο συμπιεστή του κινητήρα, με αποτέλεσμα ο συμπιεστής να λειτουργεί σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες με μεγαλύτερο ρίσκο βλάβης λόγω οξείδωσης και διάβρωσης, αλλά και με μειωμένη απόδοση.

Τα συστήματα υψηλής πίεσης με χρήση φυσητήρα ή συστήματος υπερπλήρωσης σε ρόλο αντλίας ανακυκλοφορίας καυσαερίου, επιτυγχάνουν την καλύτερη απόδοση σε σύγκριση με άλλα συστήματα ανακυκλοφορίας καυσαερίου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι, τόσο οι φυσητήρες σε μεγαλύτερο βαθμό, όσο και οι υπερπληρωτές ανακυκλοφορίας προσδίδουν επιπλέον ενέργεια στο σύστημα αυξάνοντας την πίεση στα καυσαέρια που απομαστεύτηκαν πριν την είσοδο τους στον στρόβιλο ώστε να αναμιχθούν με τον εισερχόμενο φρέσκο αέρα στον κινητήρα μετά την έξοδο του από τον συμπιεστή.

Τα συστήματα αυτά συνοδεύονται και από ένα σύστημα επεξεργασίας και καθαρισμού των καυσαερίων, λόγω της χρήσης χαμηλής ποιότητας καυσίμων. Τα χαμηλής ποιότητας καύσιμα έχουν υψηλή περιεκτικότητα σε θείο. Το θείο των καυσίμων οξειδώνεται κατά τη διάρκεια της καύσης, σχηματίζοντας οξείδια του θείου (SOx). Τα SOx είναι άκρως διαβρωτικά και ικανά να προκαλέσουν πληθώρα προβλημάτων στον κινητήρα. Για τον λόγο αυτόν, τα καυσαέρια υποβάλλονται σε μια διαδικασία απόπλυσης (με χρήση scrubber) με νερό για την απομάκρυνση των SOx και των σωματιδίων αιθάλης, καθώς και την ουδετεροποίηση του pH τους με χρήση καυστικού νατρίου.

Μετά τον καθαρισμό τους, τα καυσαέρια οδηγούνται στον φυσητήρα ή στον υπερπληρωτή του συστήματος ανακυκλοφορίας για να αυξηθεί η πίεσή τους και αναμιγνύονται με τον εισερχόμενο στον κινητήρα φρέσκο αέρα. Όταν χρησιμοποιούνται καθαρά καύσιμα με πολύ χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο, τότε δεν θεωρείται απαραίτητη η απόπλυσή τους. Τα σωματίδια στην περίπτωση αυτή μπορούν να αφαιρεθούν με χρήση κατάλληλών παγίδων σωματιδίων (DPF-diesel particulates filter) που παρεμβάλλονται στη ροή κατά την απομάστευση των καυσαερίων. Ακολούθως, ψύχονται με χρήση κατάλληλης διάταξης (intercooler) και κατόπιν αφού αυξηθεί η πίεση τους αναμιγνύονται με τον φρέσκο εισερχόμενο αέρα [28].

# 3.2.2. <u>Πρόοδος γύρω από την εφαρμογή ανακυκλοφορίας καυσαερίου σε</u> ναυτικούς κινητήρες

Η αποτελεσματικότητα της εφαρμογής της ανακυκλοφορίας καυσαερίου ως τεχνικής μείωσης των εκλυόμενων ρύπων σε κινητήρες Diesel και συγκεκριμένα των οξειδίων του αζώτου είναι γνωστή εδώ και αρκετά χρόνια. Σχεδόν όλοι οι σύγχρονοι κινητήρες Diesel στην αυτοκινητοβιομηχανία χρησιμοποιούν τη τεχνική προκειμένου να ικανοποιούνται οι σύγχρονοι κανονισμοί περί εκπομπών αερίων ρύπων [30], [31].

Η χρήση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου αποτελεί μια εκ των δύο βασικών βιώσιμων προτάσεων της βιομηχανίας των ναυτικών κινητήρων Diesel έτσι ώστε να ικανοποιείται το τρίτο και αυστηρότερο επίπεδο εκπομπών οξειδίων του αζώτου (Tier-III) προκειμένου το πλοίο να δύναται να πλεύσει στις περιβαλλοντικά προστατευόμενες περιοχές ικανοποιώντας τους κανονισμούς. Η άλλη εναλλακτική λύση είναι η επιλεκτική καταλυτική μείωση των ρύπων (Selective Catalytic Reduction) στην εξαγωγή των κινητήρων, έτσι ώστε να διασπώνται τα οξείδια του αζώτου που εκλύονται κατά την καύση σε άζωτο και νερό με τη χρήση αμμωνίας πριν εξέλθουν στην ατμόσφαιρα. Στη συνέχεια παρατίθενται κάποια στοιχεία από επιστημονικές πηγές σχετικά με τις διάφορες εφαρμογές και τη μελέτη γύρω από την ανακυκλοφορία καυσαερίου σε ναυτικούς κινητήρες.

Η εταιρία MAN Diesel & Turbo έχει προβεί στην ανάπτυξη ενός συστήματος EGR υψηλής πίεσης για δίχρονους αργόστροφους ναυτικούς κινητήρες ικανό να επιτύχει μείωση των εκπομπών οξειδίου του αζώτου σε ποσοστά της τάξης του 80%. Πειραματικές δοκιμές στον ερευνητικό κινητήρα 4T50ME-X έδειξαν πως είναι δυνατή η επίτευξη του Tier-III με ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίου 39% και μικρή αύξηση της ειδικής κατανάλωσης, κατά 4,9%, κατά τη λειτουργεία του κινητήρα σε φορτίο 75% [28]. Επιπρόσθετα, υπολογιστικές προσομοιώσεις προσέγγισαν με αρκετά μεγάλη ακρίβεια τα πιο πάνω πειραματικά αποτελέσματα [32]. Στην εικόνα 6 απεικονίζεται σχηματικά η πειραματική διάταξη του συστήματος EGR [28].



**Εικόνα 6.** Διάταξη συστήματος ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) την εταιρίας MAN Diesel & Turbo [28].

Στα διαγράμματα 7, 8 και 9 παρουσιάζονται υπολογιστικά αποτελέσματα από την επιστημονική μελέτη [32]. Συγκεκριμένα, παρουσιάζονται, για διαφορετικά ποσοστά EGR, η συγκέντρωση του οξυγόνου στην περιοχή του jet έγχυσης καυσίμου, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας και η μέση θερμοκρασία του θαλάμου καύσης.



**Διάγραμμα 7.** Υπολογισθείσα συγκέντρωση οξυγόνου στην περιοχή του jet έγχυσης καυσίμου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για διαφορετικά ποσοστά EGR, σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα [32].



**Διάγραμμα 8.** Υπολογισθείς ρυθμός έκλυσης θερμότητας συνάρτηση γωνίας στροφάλου για διαφορετικά ποσοστά EGR, σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα [32].



**Διάγραμμα 9.** Υπολογισθείσα μέση θερμοκρασία του θαλάμου καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για διαφορετικά ποσοστά EGR, σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα [32].

Από το διάγραμμα 7 παρατηρείται μια μείωση της συγκέντρωσης οξυγόνου στην περιοχή εξέλιξης της καύσης όσο αυξάνεται το ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίου. Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας (διάγραμμα 8) είναι και αυτός μειωμένος, ενώ παρατηρείται αύξηση της χρονικής διάρκειας της καύσης όσο αυξάνει το ποσοστό ανακυκλοφορίας σαν αποτέλεσμα να αυξάνεται η κατανάλωση καυσίμου. Στο διάγραμμα 9 η μέση θερμοκρασία του θαλάμου καύσης μειώνεται όσο αυξάνει το ποσοστό ανακυκλοφορίας το αυξάνει το ποσοστό ανακυκλοφορίας. και αντίστοιχα μειώνονται οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου όπως είναι εμφανές σε ακόλουθο διάγραμμα.

Στα διαγράμματα 10 και 11 αποτυπώνεται η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου στις εκπομπές οξειδίων του αζώτου και στην κατανάλωση καυσίμου.



**Διάγραμμα 10.** Υπολογισθείσα μείωση των εκπομπών ΝΟχ συναρτήσει του ποσοστού EGR, σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα [32].



**Διάγραμμα 11.** Υπολογισθείσα αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του ποσοστού EGR, σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα [32].

Το 2010 έχει εγκατασταθεί δοκιμαστικά σύστημα EGR στο πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβώτιων Alexander Maersk με κινητήρα 7S50MC ισχύος 10MW στην εγκατάσταση πρόωσης του, προκειμένου να εξετασθούν οι επιπτώσεις της ανακυκλοφορίας καυσαερίου στα διάφορα εξαρτήματα του κινητήρα, καθώς επίσης και κάτω από ποιες συνθήκες διασφαλίζεται η ασφαλής και αξιόπιστη λειτουργία του. Οι δοκιμές έδειξαν πως, ακόμη και με περισσότερες από 500 ώρες λειτουργίας του κινητήρα με ανακυκλοφορία καυσαερίου και με βαρύ καύσιμο (HFO), περιεκτικότητας 3% σε θείο, δεν παρατηρήθηκε κάποια αρνητική επίπτωση στα ζωτικά μέρη του κινητήρα [28].



**Εικόνα 7.** Δακτυλίδια εμβόλου, μετά από 900 ώρες συνεχούς λειτουργίας με ανακυκλοφορία καυσαερίου με χρήση βαρέος καυσίμου (HFO) [28].

Η εταιρία Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. ολοκλήρωσε την κατασκευή ενός δίχρονου αργόστροφου κινητήρα (μοντέλο κινητήρα 4UE-X3) με διάμετρο εμβολισμού εξήντα εκατοστών. Οι δοκιμές που έγιναν κατά τη λειτουργία του κινητήρα με ανακυκλοφορία καυσαερίου έδειξαν ότι είναι εφικτή η μείωση των παραγόμενων οξειδίων του αζώτου σε ποσοστό άνω του 80% με εφαρμογή ποσοστού ανακυκλοφορίας 35%-40% [33]. Επίσης, το 1998 στον ερευνητικό δίχρονο αργόστροφο κινητήρα 4RTA54, του οίκου Wartsila Ελβετίας, επετεύχθη μείωση των παραγόμενων

καυσαερίου 6%. Ωστόσο, αναφέρεται αύξηση των εκπομπών αιθάλης, υδρογονανθράκων και μονοξείδιου του άνθρακα [34].

Πρόσφατα, στο ινστιτούτο κινητήρων εσωτερικής καύσης του Πανεπιστημίου Dalian, στην Κίνα, αναπτύχθηκε μοντέλο προσομοίωσης της λειτουργίας ενός δίχρονου αργόστροφου κινητήρα [35]. Αφού εξακριβώθηκε η αξιοπιστία του μοντέλου συγκρίνοντας τα αποτελέσματα της προσομοίωσης με πειραματικά που διέθεταν, εφαρμόστηκε στο μοντέλο ο κύκλος Miller μέσω της καθυστέρησης του κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής καυσαερίων σε συνδυασμό με μονή και διπλή υπερπλήρωση του κινητήρα και ανακυκλοφορία καυσαερίου. Οι δοκιμές έγιναν για ποσοστά ανακυκλοφορίας έως 20%, καθώς μεγαλύτερα ποσοστά EGR οδηγούσαν σε κατανάλωση πέρα των 10 g/kWh. Από τα υπολογιστικά αποτελέσματα διαπιστώθηκε ότι τα όρια του Tier-III ικανοποιούνται με εφαρμογή του κύκλου Miller μέσω καθυστέρησης του κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής καυσαερίων σε συνολικής απόδοσης, αύξηση της συμπίεσης κατά 1.2 και ανακυκλοφορία καυσαερίου 20% με συνολική επιβάρυνση της κατανάλωσης κατά 5.5 g/kWh.

Στην εικόνα 8 παρουσιάζονται αποτελέσματα της μελέτης [35], ως προς τη μεταβολή της συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου για ποσοστά EGR από 0% έως 15%.



**Εικόνα 8.** Συγκέντρωση ΝΟχ εντός του κυλίνδρου δίχρονου κινητήρα κατά την εξέλιξη της καύσης με ανακυκλοφορία καυσαερίου από 0% (από τα αριστερά) έως 15% [35].

Στην επιστημονική εργασία [36] αναπτύχθηκε μοντέλο CFD για έναν μεσόστροφο κινητήρα της εταιρίας Wartsila, και εξετάστηκε η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου σε συνδυασμό με ακραίους χρονισμούς κλεισίματος των βαλβίδων εισαγωγής για την εφαρμογή του κύκλου Miller και συστήματος υπερπλήρωσης δύο βαθμίδων. Από τα αποτελέσματα διαπιστώθηκε πως με χρήση ανακυκλοφορία καυσαερίου σε ποσοστό 20% και χρονισμό των βαλβίδων με κλείσιμο 100 μοίρες πριν το Κάτω Νεκρό Σημείο επιτυγχάνεται μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά 90%.

Σε πειραματική διάταξη της εταιρίας Anglo Belgian Corporation [37], έγινε συνδυασμός της ανακυκλοφορίας καυσαερίου με κύκλο Miller, ώστε να εξετασθεί η επίδρασή τους στις εκπομπές αερίων ρύπων και στην κατανάλωση καυσίμου. Κατά τα πειράματα παρατηρήθηκε αύξηση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης, μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου και αύξηση της κατανάλωσης με αύξηση του ποσοστού ανακυκλοφορίας. Στα διαγράμματα 12, 13 και 14 παρουσιάζονται τα σχετικά αποτελέσματα αναφορικά με την επίδραση της τεχνικής EGR σε συνδυασμό με τον κύκλο Miller, ως προς τα NOx, soot και την ειδική κατανάλωση καυσίμου.



Διάγραμμα 12. Εκπομπές ΝΟχ στην περίπτωση χρήσης κύκλου Miller ανηγμένες σε περίπτωση αναφοράς συναρτήσει του ποσοστού EGR, σε τετράχρονο κινητήρα [37].



Διάγραμμα 13. Εκπομπές σωματιδίων αιθάλης στην περίπτωση χρήσης κύκλου Miller ανηγμένες σε περίπτωση αναφοράς συναρτήσει του ποσοστού EGR, σε τετράχρονο κινητήρα [37].



Διάγραμμα 14. Ειδική κατανάλωση καυσίμου στην περίπτωση χρήσης κύκλου Miller ανηγμένες σε περίπτωση αναφοράς συναρτήσει του ποσοστού EGR, σε τετράχρονο κινητήρα [37].

Επιπρόσθετα, στην εργασία [38] αναπτύχθηκε μοντέλο προσομοίωσης της λειτουργίας ενός μεσόστροφου κινητήρα Diesel, όπου εφαρμόστηκαν διάφορες τεχνικές μείωσης των οξειδίων του αζώτου όπως EGR, μεταβολή του χρονισμού έναρξης έγχυσης, αύξηση της συμπίεσης και κύκλος Miller. Με την εφαρμογή όλων των τεχνικών εκτός της ανακυκλοφορίας καυσαερίου επετεύχθη μείωση των οξειδίων του αζώτου κατά 55%, ενώ μειώθηκαν και οι εκπομπές αιθάλης. Για την επίτευξη μείωσης των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου της τάξης του 80%, διαπιστώθηκε πως είναι απαραίτητη η χρήση EGR σε ποσοστό μεγαλύτερο του 15%.

Επίσης, στη διπλωματική εργασία [8], στην οποία έγινε χρήση του υπολογιστικού κώδικα KIVA-3, για την προσομοίωση της λειτουργίας του δίχρονου αργόστροφου κινητήρα RTflex58T-B, ώστε να εξετασθεί η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου σε συνδυασμό με προέγχυση καυσίμου, τον χρονισμό της έγχυσης και την πίεση έγχυσης, διαπιστώθηκε πως η επίτευξη των ορίων του Tier-III είναι δυνατή για ποσοστά ανακυκλοφορίας μεγαλύτερα του 25%. Ακόμη, στη μεταπτυχιακή εργασία [39] υπολογιστικά αποτελέσματα από προσομοιώσεις του κινητήρα της Wartsila 6L20, έδειξαν ότι στα υψηλά φορτία, η εφαρμογή ποσοστού EGR άνω του 20%, επιφέρει μείωση των NOx κατά 75%. Στο διάγραμμα 15 παρουσιάζεται η επίδραση της τεχνικής EGR ως προς τα NOx [39].



Διάγραμμα 15. Επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου στα ΝΟχ κατά την προσομοίωση του κινητήρα 6LW20 [39].

## 4. <u>Υπολογιστική Προσομοίωση Ροής και Καύσης σε</u> Δίχρονο Ναυτικό Κινητήρα Diesel

#### 4.1. Ο Κώδικας Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής ΚΙVA

Τα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα στον θάλαμο καύσης ενός κινητήρα μπορούν να μοντελοποιηθούν με τη χρήση κατάλληλων εργαλείων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Στην παρούσα μελέτη χρησιμοποιήθηκε ο 3-D CFD κώδικας, KIVA-3 [40]. Ο κώδικας KIVA-3, επιλύει αριθμητικά τις εξισώσεις διατήρησης συμπιεστής ροής με παρουσία χημικών αντιδράσεων. Οι βασικές εξισώσεις διατήρησης που επιλύονται είναι η εξίσωση διατήρησης της συνέχειας, η εξίσωση διατήρησης της ορμής και η εξίσωση διατήρησης της μάζας. Οι εξισώσεις αυτές καθόλη τη διαδικασία διακριτοποιούνται τόσο χρονικά όσο και χωρικά.

Ο KIVA-3 είναι ένας ανοιχτός κώδικας (open-source), γεγονός που δίνει τη δυνατότητα τροποποίησης του ως προς τα φυσικά μοντέλα προσομοίωσης, όπως, το μοντέλο ψεκασμού του καυσίμου, της έναυσης, της καύσης και του σχηματισμού ρύπων. Στην παρούσα μελέτη η μοντελοποίηση του ψεκασμού του καυσίμου βασίζεται σε έναν κλιμακωτό μηχανισμό διάσπασης των σταγονιδίων του καυσίμου [41], [42]. Παράλληλα, η μοντελοποίηση της έναυσης βασίζεται στην επίλυση μιας εξίσωσης μεταφοράς και της καύσης σε ένα σύστημα χαρακτηριστικών χρονών [43]. Επιπρόσθετα, η μοντελοποίηση του σχηματισμού οξειδίων του αζώτου βασίζεται σε έναν εκτενή μηχανισμό, που αποτελεί περαιτέρω επέκταση του διευρυμένου μηχανισμού Zeldovich [44], ενώ η μοντελοποίηση του σχηματισμού αιθάλης βασίζεται στην οξείδωση της αιθάλης [45].

Η ακρίβεια και η αξιοπιστία των αποτελεσμάτων του τροποποιημένου κώδικα KIVA-3 που χρησιμοποιήθηκε για τις ανάγκες της παρούσας εργασίας, έχει ελεγχθεί και διαπιστωθεί μέσω μελετών [6], [25], [34], [35] [46] που έχουν πραγματοποιηθεί στα πλαίσια του Τομέα Ναυτικής Μηχανολογίας της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

#### 4.2. Χαρακτηριστικά του Κινητήρα RTflex58T-B

Στην παρούσα εργασία μελετάται η λειτουργία ενός δίχρονου αργόστροφου ναυτικού κινητήρα Diesel, της κατασκευάστριας εταιρίας Wartsila Switzerland. Στον πίνακα 4 παρουσιάζονται τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κινητήρα, καθώς και στοιχεία για τον κλειστό κύκλο λειτουργία του στην περιοχή του πλήρους φορτίου.

Τύπος	RT-flex58T-B
Διάμετρος εμβολισμού	580 mm
Διαδρομή εμβολισμού	2416 mm
Αριθμός στροφών	105 RPM
Μέση ταχύτητα εμβόλου	8.46 m/s
Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής από ΑΝΣ	-96°
Άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής από ΑΝΣ	120°
Σύστημα έγχυσης	Common Rail System
Αριθμός εγχυτήρων	3
Μέση ενδεικνύμενη πίεση	19 bar
Μέγιστη ισχύς πέδης ανά κύλινδρο	2125 kW

Πίνακας 4. Χαρακτηριστικά του κινητήρα RTflex58T-B.

Ο κινητήρας κατά τη λειτουργία του στο πλήρες φορτίο έχει περίσσεια αέρα. Συγκεκριμένα ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα είναι: Φ=0.511.

Κάθε κύλινδρος του κινητήρα διαθέτει τρεις εγχυτήρες τοποθετημένους περιμετρικά ανά 120<sup>0</sup> στο πώμα του. Κάθε εγχυτήρας φέρει πέντε ακροφύσια, καθένα από τα οποία εγχέει το καύσιμο στον θάλαμο καύσης υπό διαφορετική γωνία ως προς το ακτινικό (γωνία α) και το οριζόντιο (γωνία β) επίπεδο. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται ένας πιο ομοιόμορφος διασκορπισμός του καυσίμου. Στην εικόνα 9 αναπαρίστανται σχηματικά η θετική φορά των γωνιών α και β, καθώς και η φορά του εγκάρσιου στροβιλισμού του αέρα. Η συστροφή αυτή του αέρα οφείλεται στις κατάλληλα διαμορφωμένες θυρίδες εισαγωγής του κινητήρα που προσδίδουν μια συστροφή στη ροή του εισερχόμενου αέρα. Το γεγονός αυτό ευνοεί την καλύτερη σάρωση του θαλάμου καύσης και την καλύτερη ανάμιξη του αέρα με το καύσιμο.



Εικόνα 9. Σχηματική απεικόνιση γωνιών α και β και επισήμανση της θετικής κατεύθυνσης της δέσμης και της κατεύθυνσης του εγκάρσιου στροβιλισμού.

Στον πίνακα 5 αναφέρεται η προσήμανση της κατεύθυνσης της έγχυσης από κάθε οπή του εγχυτήρα. Η ταύτιση της κατεύθυνσης της έγχυσης με την κατεύθυνση του εγκάρσιου στροβιλισμού, όπως αυτή παρατηρείται στον πίνακα 5 συντελεί στη μεγαλύτερη διείσδυση του spray καυσίμου στον θάλαμο καύσης.

Αριθμός Οπής	1	2	3	4	5
Γωνία α	-	+	+	+	+
Γωνία β	+	+	+	+	+
Πίνακας 5. Ποοσήμανση των γωνιών ένχμσης α και β.					β.

lívακας 5.	Προσήμανση	των γωνιών	έγχυσης α	και β.
------------	------------	------------	-----------	--------

#### 4.3. Περίπτωση Αναφοράς

Στην παρούσα παράγραφο παρουσιάζονται τα υπολογιστικά αποτελέσματα μίας περίπτωσης αναφοράς στο πλήρες φορτίο του κινητήρα με συνεχές προφίλ έγχυσης. Η περίπτωση αναφοράς συγκρίνεται με πειραματικά δεδομένα, καθώς και με αποτελέσματα ενός υπολογισμένου προφίλ έγχυσης, το οποίο χρησιμοποιήθηκε για τη μελέτη βελτιστοποίησης. Τα πειραματικά δεδομένα του κινητήρα προέρχονται από δοκιμές της κατασκευάστριας εταιρίας με χρησιμοποιούμενο καύσιμο ελαφρύ πετρέλαιο (MDO). Στις προσομοιώσεις οι θερμοφυσικές ιδιότητες του καυσίμου, προσεγγίζονται με αυτές του δεκατετράνιου ( $C_{14}H_{30}$ ).

Το προφίλ έγχυσης που χρησιμοποιήθηκε για τη μοντελοποίηση του κινητήρα στην περίπτωση αναφοράς, καθώς και το υπολογισμένο προφίλ έγχυσης παρουσιάζονται στο διάγραμμα 16. Το υπολογισμένο προφίλ έγχυσης ποέρχεται από κώδικα που αναπτύχθηκε στη διπλωματική εργασία [4] και στη συνέχεια χρησιμοποιήθηκε στις διπλωματικές εργασίες βελτιστοποίησης [5] [7] [6]. Το προφίλ έγχυσης είναι κοινό και για τους τρεις εγχυτήρες που διαθέτει ο κάθε κύλινδρος του κινητήρα. Συγκεκριμένα, τα προφίλ έγχυσης έχουν ως γωνιά έναρξης της έγχυσης 2<sup>0</sup> μετά το άνω νεκρό σημείο και συνολική διάρκεια έγχυσης 15.2<sup>0</sup>. Επιπρόσθετα, τα προφίλ έγχυσης του διαγράμματος 16 παρουσιάζονται αδιαστατοποιημένα ως προς τη συνολική εγχεόμενη μάζα καυσίμου:

Mass Injection Rate = 
$$\frac{dm}{dCA} \frac{100}{m_{tot}}$$

Όπου  $\frac{dm}{dCA}$  είναι η εγχεόμενη μάζα καυσίμου ανά γωνία στροφάλου (gr/CA) και  $m_{tot}$  είναι η συνολική ποσότητα καυσίμου που εγχέεται σε έναν κύκλο.



Διάγραμμα 16. Πειραματικό προφίλ έγχυσης κατά τη λειτουργία του κινητήρα στο πλήρες φορτίο, και προσέγγισή του για χρήση στον κώδικα υπολογιστικής ρευστομηχανικής.
Στο διάγραμμα 16 παρατηρείται ότι από την έναρξη της έγχυσης έως τις 5° υπάρχει ένας έντονα αυξανόμενος ρυθμός έγχυσης. Ο αυξανόμενος αυτός ρυθμός έγχυσης οφείλεται στο σήκωμα της βελόνας του εγχυτήρα. Στη συνέχεια, μέχρι και τις 15° ο ρυθμός έγχυσης παραμένει σταθερός καθώς είναι πλήρως σηκωμένη η βελόνη του εγχυτήρα, ενώ από τις 15° μέχρι τις 17.2° παρατηρείται ένας μειωμένος ρυθμός έγχυσης ο οποίος οφείλεται στο κλείσιμο της βελόνης.

Στον πίνακα 6 παρατίθενται οι αρχικές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας του αέρα, καθώς και οι οριακές συνθήκες της θερμοκρασίας που χρησιμοποιήθηκαν για την προσομοίωση της περίπτωσης αναφοράς.

Πίεση εισερχόμενου αέρα	3.52 bar
Θερμοκρασία εισερχόμενου αέρα	330 K
Θερμοκρασία χιτωνίου	500 K
Θερμοκρασία επιφάνειας πώματος	500 K
Θερμοκρασία βαλβίδας εξαγωγής	500 K
Θερμοκρασία κορώνας εμβόλου	650 K

Πίνακας 6. Δεδομένα για την αριθμητική προσομοίωση της περίπτωσης αναφοράς.

Ως ένταση εγκάρσιου στροβιλισμού (Swirl Number) ορίζεται ο λόγος της γωνιακής ταχύτητας στροβιλισμού του αέρα (ω<sub>swirl</sub>) προς τη γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (ω<sub>engine</sub>=2\*π\*N/60 όπου N αριθμός των στροφών ανά λεπτό του κινητήρα):

$$SN = \frac{\omega_{swirl}}{\omega_{engine}}$$

Ο παρών κινητήρας εργάζεται με ιδιαίτερα υψηλά επίπεδα έντασης εγκάρσιου στροβιλισμού. Στον κώδικα KIVA-3, η περιγραφή του προφίλ των ταχυτήτων του εγκάρσιου στροβιλισμού γίνεται με τη βοήθεια μιας συνάρτησης Bessel.

Παρόλο που υπάρχει μια συμμετρία στον θάλαμο καύσης, καθώς οι εγχυτήρες είναι τοποθετημένοι περιμετρικά πάνω στο πώμα του κυλίνδρου ανά 120° και έχουν και οι τρεις το ίδιο προφίλ έγχυσης, στο παρόν μοντέλο του κινητήρα λαμβάνεται υπόψη όλη η γεωμετρία του θαλάμου καύσης. Αυτή η επιλογή μπορεί να αυξάνει το υπολογιστικό κόστος, ωστόσο με αυτό τον τρόπο υπάρχει η δυνατότητα να εξεταστεί η επίδραση διαφορετικών προφίλ και χρονισμών έγχυσης μεταξύ των τριών εγχυτήρων. Το υπολογιστικό πλέγμα που χρησιμοποιήθηκε στις προσομοιώσεις αποτελείται από 85.000 κελιά (περίπου) κατά την έναρξη της συμπίεσης, με καλυμμένες τις θυρίδες εισαγωγής και κλειστή τη βαλβίδα εξαγωγής. Η προσομοίωση περιλαμβάνει τη διεργασία της συμπίεσης, της καύσης και της εκτόνωσης, και δεν περιλαμβάνει τη φάση εναλλαγής αερίων του κινητήρα.

Στη συνέχεια της παρούσας ενότητας παρουσιάζονται τα διαγράμματα πίεσης (διάγραμμα 17), του ρυθμού έκκλησης θερμότητας (διάγραμμα 18) και της συγκέντρωσης των οξειδίων του αζώτου (διάγραμμα 19), τόσο των πειραματικών δεδομένων, όσο και των αριθμητικών προσομοιώσεων. Η πειραματική καμπύλη του ρυθμού έκλυσης θερμότητας βασίζεται στη μετρηθείσα πίεση κατά τη διενέργεια των πειραμάτων όπου τα δεδομένα της πίεσης εισάγονται ως δεδομένο σε θερμοδυναμικό κώδικα προσομοίωσης της διεργασίας. Οι τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας έχουν αδιαστατοποιηθεί ως εξής:

$$ROHR = \frac{dQ_{chem}}{dCA} \frac{100}{Q_{chem,tot}}$$

Όπου *Q<sub>chem</sub>* είναι η εκλυόμενη θερμότητα καύσης σε joule και *Q<sub>chem,tot</sub>* είναι η συνολική εκλυόμενη θερμότητα καύσης σε joule.



**Διάγραμμα 17.** Πίεση στον θάλαμο καύσης συναρτήσει γωνίας στροφάλου στο πλήρες φορτίο του κινητήρα.



**Διάγραμμα 18.** Αδιαστατοποιημένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσει γωνίας στροφάλου στο πλήρες φορτίο του κινητήρα.



**Διάγραμμα 19.** Υπολογισθείσα και τελική μετρούμενη συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου (NOx) στον θάλαμο καύσης συναρτήσει γωνίας στροφάλου στο πλήρες φορτίο του κινητήρα.

Από τα διαγράμματα 17,18 και 19 προκύπτει ικανοποιητική σύγκριση ανάμεσα στα πειραματικά δεδομένα και στα αντίστοιχα αποτελέσματα των προσομοιώσεων. Η σύγκριση ως προς την καμπύλη της πίεσης είναι πολύ καλή, ωστόσο ως προς την καμπύλη του ρυθμού έκλυσης θερμότητας υπάρχει μια απόκλιση. Συγκεκριμένα, η απόκλιση αυτή οφείλεται στο γεγονός ότι η καύση κατά την προσομοίωση εξελίσσεται με πιο αργό ρυθμό μετά το πέρας της έγχυσης. Επίσης, η τελική υπολογισθείσα συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου είναι σε καλή συμφωνία με τη μετρούμενη πειραματική.

#### 4.4. Ανάλυση των Αποτελεσμάτων με Χρήση Χαρτών Τ-Φ

Ο σχηματισμός ρύπων και συγκεκριμένα των οξειδίων του αζώτου και των σωματιδίων αιθάλης, αποτελούν διεργασίες άμεσα συνδεδεμένες με τις τοπικές συνθήκες θερμοκρασίας, και τον τοπικό λόγο ισοδυναμίας καυσίμου - αέρα. Για την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων για τη διεργασία της καύσης στους κινητήρες Diesel ως προς των σχηματισμό των NOx και soot, χρησιμοποιούνται ευρέως οι χάρτες θερμοκρασίας – λόγου ισοδυναμίας καυσίμου - αέρα (T-φ) [47], [48].

Μέσω προσομοιώσεων χημικής κινητικής, υπάρχει η δυνατότητα για δεδομένες συνθήκες πίεσης και ένα σύνολο διαφορετικών συνδυασμών θερμοκρασίας και λόγου ισοδυναμίας καυσίμου - αέρα, να προσεγγιστεί ο ρυθμός σχηματισμού των NOx και soot. Με αριθμητική ολοκλήρωση σε ένα μικρό χρονικό διάστημα, προκύπτει η συγκέντρωση των NOx και soot για συγκεκριμένες συνθήκες πίεσης, θερμοκρασίας και λόγου ισοδυναμίας καυσίμου αέρα. Οι συγκεντρώσεις αυτές αναπαρίστανται σε ένα διάγραμμα Τ-φ για κάποια σταθερή πίεση, με τη μορφή ισοϋψών καμπυλών. Τα διαγράμματα αυτά είναι γνωστά ως «χάρτες Τ-φ». Στο σημείο αυτό πρέπει να σημειωθεί πως οι υπολογισμοί της χημικής κινητικής λαμβάνουν υπόψη τους μόνο τον σχηματισμό των σωματιδίων αιθάλης και όχι την οξείδωση τους. Στις εφαρμογές

υπολογιστικής ρευστομηχανικής, οι τοπικές τιμές Τ-φ, που αντιστοιχούν σε ένα κελί του υπολογιστικού πλέγματος σε κάποια χρονική στιγμή ή σε κάποια γωνία στροφάλου, τοποθετούνται στους χάρτες. Αυτό δίνει στον μελετητή μια ευρύτερη εικόνα περί των συνθηκών θερμοκρασίας και λόγου ισοδυναμίας που επικρατούν τοπικά για τον σχηματισμό των NOx και soot και της διεργασίας της καύσης. Κατ' αυτόν τον τρόπο εξάγεται μια ποιοτική και όχι ποσοτική πληροφορία σχετικά με τον σχηματισμό των NOx και soot.

Η παραπάνω ανάλυση μπορεί να γίνει είτε με χρήση ενός μόνον χάρτη που αντιστοιχεί σε μια δεδομένη πίεση («στατικός χάρτης Τ-φ») είτε με τη χρήση χαρτών που αναφέρονται σε περισσότερες πιέσεις («δυναμικός χάρτης Τ-φ»). Ωστόσο, οι χάρτες παραμένουν ποιοτικά όμοιοι για διαφορετικές πιέσεις, και χρησιμοποιούνται συνήθως οι στατικοί χάρτες για λόγους απλότητας. Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκε ο χάρτης που προέκυψε μέσω προσομοιώσεων χημικής κινητικής για συνθήκες πίεσης 60 bar και χρόνο ολοκλήρωσης 2 ms [48]. Ο χρόνος αυτός ολοκλήρωσης στην περίπτωση του παρόντος κινητήρα και του σημείου λειτουργίας του στις 105 rpm (πλήρες φορτίο) αντιστοιχεί σε 1.3° CA. Στο διάγραμμα 20 παρατίθεται η απεικόνιση του χάρτη στον οποίο διακρίνονται δύο περιοχές. Συγκεκριμένα, κάτω δεξιά βρίσκεται η περιοχή όπου επικρατούν συνθήκες σχηματισμού οξειδίων του αζώτου και στο πάνω κεντρικό μέρος του χάρτη βρίσκεται η περιοχή οπού επικρατούν συνθήκες σχηματισμού αιθάλης.



**Διάγραμμα 20.** Στατικός χάρτης Τ – φ, για συνθήκες πίεσης 60 bar και χρόνο ολοκλήρωσης 2ms.

## 5. <u>Θεωρία Βελτιστοποίησης</u>

### 5.1. Μέθοδοι Βελτιστοποίησης

Μέθοδος βελτιστοποίησης καλείται η διαδικασία εκείνη διαμέσου της οποίας εντοπίζονται και αξιολογούνται οι βέλτιστες λύσεις ενός προβλήματος. Οι μέθοδοι αυτές διακρίνονται σε δυο μεγάλες κατηγορίες τις αιτιοκρατικές (deterministic) και τις στοχαστικές (stochastic) [49].

Οι αιτιοκρατικές (ντετερμινιστικές) μέθοδοι βελτιστοποίησης χαρακτηρίζονται από τη χρήση της γενικευμένης έννοιας της παραγώγου της αντικειμενικής συνάρτησης, τιμές της οποίας καλούνται να υπολογίσουν ή να προσεγγίσουν. Για την εφαρμογή των μεθόδων αυτών απαιτείται προσεχτική προετοιμασία και διατύπωση του όλου προβλήματος βελτιστοποίησης από την πλευρά του μηχανικού ή του προγραμματιστή, ενώ δύσκολα μία ανεπτυγμένη μέθοδος είναι επεκτάσιμη σε παρεμφερή προβλήματα. Επιπλέον, παρόλο που οι αιτιοκρατικές λύσεις συγκλίνουν γρηγορότερα υπάρχει ο κίνδυνος το βέλτιστο αποτέλεσμα να αποτελεί τοπικό και όχι ολικό ακρότατο της αντικειμενικής συνάρτησης που καλείται να βελτιστοποιήσει η μέθοδος. Οι μέθοδοι «Ανίχνευσης κατά Γραμμή» και «Ανίχνευσης κατά Περιοχές Εμπιστοσύνης» αναφορικά είναι δυο βασικές αιτιοκρατικές μέθοδοι βελτιστοποίησης. Κοινό χαρακτηριστικό των μεθόδων αυτών είναι ότι η ανίχνευση της βέλτιστης λύσης ξεκινά από μία αρχική λύση και συνεχίζεται υπολογίζοντας και χρησιμοποιώντας πληροφορίες για την πρώτη ή τη δεύτερη παράγωγο ως προς τις ελεύθερες μεταβλητές. Έτσι, η λύση βελτιώνεται συνεχώς σε κάθε βήμα με καθαρά αιτιοκρατικά κριτήρια ενώ ταυτόχρονα προκύπτει μια μόνο λύση σε κάθε βήμα του αλγορίθμου.

Οι στοχαστικές μέθοδοι βελτιστοποίησης έχουν σαν κύριο χαρακτηριστικό τους τη χρήση στοιχείων τυχαίας ή οργανωμένα τυχαίας αναζήτησης των βέλτιστων λύσεων. Οι αλγόριθμοι που στηρίζονται στις μεθόδους αυτές έχουν την ικανότητα να εφαρμόζονται σε ένα ευρύ πεδίο προβλημάτων βελτιστοποίησης με τίμημα όμως το υψηλότερο υπολογιστικό κόστος. Επίσης, έχουν την ικανότητα να εντοπίζουν με υψηλότερες πιθανότητες το ολικό ακρότατο ανεξάρτητα πάντα από τις λύσεις με τις οποίες εκκινούν. Αυτό, επιτυγχάνεται με τη χρήση μη αιτιοκρατικών άρα στοχαστικών κριτηρίων, δηλαδή επέρχεται κάποια τυχαιότητα στη μέθοδο ενώ ταυτόχρονα ο αλγόριθμος παρακολουθεί και βελτιώνει ένα πλήθος λύσεων ανά επανάληψη. Το γεγονός αυτό αποτελεί και την κύρια αιτία αύξησης του υπολογιστικού κόστους. Η μέθοδος «Αναρρίχησης Λόφου» και παραλλαγές της καθώς επίσης και οι «Εξελικτικοί Αλγόριθμοι» αποτελούν δυο βασικές στοχαστικές μεθόδους.

## 5.1.1. <u>Εξελικτικοί Αλγόριθμοι</u>

Ιδιαίτερο γνώρισμα των Εξελικτικών Αλγορίθμων (EA - Evolutionary Algorithms) είναι η ικανότητα τους να διαχειρίζονται ένα μεγάλο πλήθος υποψηφίων λύσεων, χαρακτηριστικό βασικό των στοχαστικών μεθόδων βελτιστοποίησης [49]. Εδώ η διαδικασία ανίχνευσης βέλτιστων λύσεων καλείται «εξέλιξη» και στηρίζεται στη βιολογική διαδικασία της εξέλιξης η οποία εξαρτάται από την επιτυχία της προσαρμογής και την επιβίωση των επικρατέστερων ατόμων. Η διαδικασία εύρεσης λύσης δε στηρίζεται δηλαδή σε κάποιο μαθηματικό υπόβαθρο. Κύριο πλεονέκτημα των

αλγορίθμων αυτών είναι το ότι μπορούν εύκολα να προσαρμοστούν σε κάθε πρόβλημα. Παρόλα αυτά έχουν μεγάλο υπολογιστικό κόστος καθώς απαιτείται ένα αυξημένο πλήθος αξιολογήσεων των πιθανών βέλτιστων λύσεων. Στη συνέχεια παρατίθενται κάποια από τα βασικά χαρακτηριστικά ενός εξελικτικού αλγορίθμου βελτιστοποίησης:

- Χρήση πληθυσμού ατόμων, τα οποία εξελίσσονται ταυτοχρόνως αντί μεμονωμένων ατόμων.
- Η εξέλιξη του πληθυσμού από γενιά σε γενιά να καθορίζεται από την τιμή καταλληλόλητας με βάση κατάλληλων αντικειμενικών συναρτήσεων.
- Να λαμβάνει χώρα δυναμική διαδοχή πληθυσμών με τη δημιουργία νέων ατόμων και εξαφάνιση άλλων με βάση την τιμή καταλληλόλητας τους.
- Κατά την εξέλιξη από γενιά σε γενιά, να υπάρχει κληρονομικότητα χαρακτηριστικών από τους γονείς στους απογόνους, αλλά και στοχαστική εμφάνιση νέων χαρακτηριστικών.

Όπως προαναφέρθηκε, οι ΕΑ χειρίζονται πληθυσμούς λύσεων. Κατά την εξέλιξη που είναι η βασική διαδικασία αναζήτηση της βέλτιστης λύσης, ένας πληθυσμός μ υποψήφιων λύσεων (γονείς κατά τη γενετική ορολογία) εξελίσσεται στον πληθυσμό των λ απογόνων. Αυτοί οι απόγονοι είναι οι νέες λύσεις οι οποίες ενδεχομένως έχουν καλύτερα χαρακτηριστικά. Από τους λ απογόνους, κατά την αξιολόγηση τους και με κριτήριο την καταλληλόλητα τους με βάση τις αντικειμενικές συναρτήσεις, επιλέγονται οι μ γονείς της επόμενης γενιάς. Αυτό συνεχίζεται, γενιά με γενιά μέχρι την ικανοποίηση κάποιου κριτηρίου σύγκλισης. Τέτοια κριτήρια υπάρχουν αρκετά και ένας ΕΑ μπορεί να έχει σε ισχύ περισσότερα του ενός από αυτά. Μεταξύ αυτών είναι: α) το να μη βελτιώνεται περαιτέρω η λύση για έναν αριθμό αξιολογήσεων ή γονέων, β) το να έχει ομογενοποιηθεί ο πληθυσμός και γ) η ανάλωση του υπολογιστικού χρόνου που επέτρεψε ο χρήστης.

Η αξιολόγηση των λ απόγονων είναι και η διαδικασία που εμπεριέχει το μεγαλύτερο υπολογιστικό κόστος. Για παράδειγμα αν πρόκειται για πρόβλημα ρευστομηχανικής κατά το βήμα αυτό καλείται ο κώδικας λ φορές ώστε να εξετασθεί και στη συνέχεια να αξιολογηθεί κάθε μια από τις λ πιθανές λύσεις του συνόλου των απογόνων. Επίσης, υπάρχει και το σύνολο των επίλεκτων το οποίο ανανεώνεται μετά από κάθε αξιολόγηση των απογόνων με όσους απογόνους αξίζουν, με κριτήριο την τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης. Τα άτομα του συνόλου αυτού αντικαθιστούν τα χειρότερα άτομα του συνόλου των απογόνων, τα οποία χάνονται, μέσω της διαδικασίας του ελιτισμού και με αυτό τον τρόπο αποφεύγεται μια γενιά να δώσει βέλτιστη λύση χειρότερη από αυτή της προηγούμενης. Στη συνέχεια, οι γονείς της επόμενης γενιάς επιλέγονται από το σύνολο των απογόνων μετά τον ελιτισμό και το σύνολο των γονέων και υποβάλλονται στη διαδικασία της αναπαραγωγής ώστε να προκύψουν οι απόγονοι της επόμενης γενιάς και στο σημείο αυτό εξετάζεται το κατά πόσο η μέθοδος έχει συγκλίνει ή όχι και επαναλαμβάνεται η διαδικασία. Κατά τη διαδικασία της αναπαραγωγής, συνδυάζονται τα χαρακτηριστικά (δυο συνήθως) επιλεχθέντων γονέων ώστε να προκύψουν κάποιοι απόγονοι μέσω της διαδικασίας της διασταύρωσης ή μεταλλάσσεται ένα χαρακτηριστικό για παράδειγμα κάποιου γονέα ώστε να προκύψει ένας απόγονος.

### 5.1.2. Πολυκριτηριακή Βελτιστοποίηση

Οι ΕΑ, αρχικά αναπτύχθηκαν για την επίλυση προβλημάτων ενός κριτηρίου. Ωστόσο με κατάλληλες μετατροπές μπορούν να αντιμετωπιστούν και προβλήματα πολλών κριτηρίων και μάλιστα υπερτερούν ως προς αυτό το θέμα σε σχέση με άλλες μεθόδους λόγω του γεγονότος ότι χειρίζονται έναν πληθυσμό ατόμων και με την ολοκλήρωση τους αποδίδουν ένα σύνολο λύσεων [49]. Τέτοιας μορφής είναι και το πρόβλημα βελτιστοποίησης που επιλύεται στην παρούσα διπλωματική εργασία, όπου και εφαρμόζεται πολυκριτηριακή βελτιστοποίηση.

Ένα τρόπος αντιμετώπισης τέτοιου είδους προβλημάτων είναι μέσω της κατασκευής μιας αντικειμενικής συνάρτησης, η οποία προέρχεται από γραμμικό συνδυασμό των επιμέρους αντικειμενικών συναρτήσεων του κάθε κριτηρίου. Η αντικειμενική αυτή συνάρτηση προκύπτει με τη βοήθεια κάποιων σταθερών συντελεστών που καλούνται σε αυτήν την περίπτωση συντελεστές βαρύτητας του κάθε κριτηρίου. Με τον τρόπο αυτό το πρόβλημα εκφυλίζεται σε μονοκριτηρακό και επιλύεται με κάποιον από τους προαναφερθέντες τρόπους. Βασικό μειονέκτημα της τεχνικής αυτής είναι ότι οι συντελεστές βαρύτητας ουσιαστικά συνδέονται με την επιρροή του κάθε κριτήριου στη διαδικασία εύρεσης μιας καθολικής βέλτιστης λύσης. Μία λάθος προσέγγιση των συντελεστών αυτών μπορεί να οδηγήσει σε λιγότερο βέλτιστες λύσεις. Για τον λόγο αυτό επιλέγεται η μέθοδος του μετώπου Pareto (Pareto Front) ή όπως αλλιώς είναι γνωστό μετώπου μη κυριαρχούμενων λύσεων. Σύμφωνα με τη μέθοδο αυτή, κατά την αξιολόγηση των βέλτιστων λύσεων κάθε γενιάς, προσδιορίζονται οι λύσεις εκείνες, οι οποίες δεν κυριαρχούνται από καμία άλλη. Ο όρος κυριαρχία μίας λύσης έναντι κάποιας άλλης, υποδηλώνει το ότι η λύση αυτή χαρακτηρίζεται από ευνοϊκότερες τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων.

Στο διάγραμμα 21 παρουσιάζεται μία σχηματική αναπαράσταση του μετώπου Pareto για την περίπτωση προβλήματος βελτιστοποίησης δυο κριτηρίων, δηλαδή δύο αντικειμενικών συναρτήσεων.



Διάγραμμα 21. Μέτωπο Pareto για πρόβλημα βελτιστοποίησης δύο στόχων [19].

Δύο διαφορετικές λύσεις του μετώπου Pareto είναι αδύνατο να συγκριθούν μεταξύ τους. Γενικότερα, αναμένεται σε ένα πρόβλημα βελτιστοποίησης δύο κριτήριων μία λύση η οποία ανήκει στο μέτωπο Pareto, να υπερτερεί στο ένα κριτήριο και να υστερεί στο άλλο σε σύγκριση με άλλη λύση που ανήκει εξίσου στο μέτωπο και συμπεριφέρεται αντιστρόφως. Συνεπώς, αυτές οι μέθοδοι δεν υπολογίζουν μία τελική λύση αλλά ένα σύνολο λύσεων που όλες μαζί συγκροτούν το μέτωπο Pareto. Οι λύσεις αυτές δεν κυριαρχούνται από καμία άλλη γνωστή λύση και για τον λόγο αυτό καλούνται μη-κυριαρχούμενες. Η βέλτιστη λύση υπολογίζεται στη συνέχεια αφού πρώτα βρεθούν οι λύσεις του μετώπου Pareto και εξαρτάται από τη βαρύτητα των στόχων.

Στη συνέχεια παρατίθενται κάποιες βασικές δυνατότητες που θα πρέπει να έχουν οι αλγόριθμοι αυτής της μεθόδου:

- Δυνατότητα Εξερεύνησης του αλγορίθμου, ώστε να εξερευνηθεί με τον καλύτερο και συγχρόνως υπολογιστικά οικονομικότερο τρόπο η περιοχή των υποψηφίων λύσεων, χωρίς η διαδικασία να εγκλωβίζεται σε τοπικά ακρότατα.
- Δυνατότητα Εκμετάλλευσης, ώστε να γίνει πλήρης και αποδοτική χρήση κάθε πληροφορίας που υπάρχει με σκοπό να προσεγγιστούν αποδοτικά οι βέλτιστες λύσεις.

### 5.2. <u>Σύζευξη Κώδικα Υπολογιστικής Ρευστομηχανικής ΚΙVA-3 με Λογισμικό</u> <u>Βελτιστοποίησης EASY</u>

Βασικός στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η εύρεση ενός βέλτιστου προφίλ έγχυσης τριών παλμών ώστε να ελαχιστοποιούνται όσο το δυνατόν οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου και η ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα. Για να επιτευχθεί ο στόχος αυτός απαιτείται η σύζευξη του κώδικα υπολογιστικής ρευστομηχανικής KIVA-3, με το λογισμικό βελτιστοποίησης EASY. Συνεπώς ο κώδικας KIVA-3 έχει τον ρόλο του αξιολογιτή (evaluator) ενώ το λογισμικό EASY τον ρόλο του βελτιστοποιτή (optimizer). Το λογισμικό βελτιστοποίησης κάνει χρήση εξελικτικών αλγόριθμών και πολυκριτηριακής βελτιστοποίησης και προκύπτει κατ' αυτόν τον τρόπο ένα μέτωπο Pareto βέλτιστων προφίλ έγχυσης καθώς όπως προαναφέρθηκε τα κριτήρια είναι δύο. Για την επίτευξη της σύζευξης αυτής αναπτύχθηκαν κατάλληλες υπολογιστικές ρουτίνες ώστε να μπορούν τα δύο λογισμικά να ανταλλάσσουν πληροφορίες (εικόνα 10). Ειδικότερα, αναπτύχθηκαν δύο ρουτίνες:

- Η ρουτίνα προ επεξεργασίας: Υπολογίζει και σχεδιάζει το προφίλ έγχυσης με βάση τις μεταβλητές σχεδίασης που προέρχονται από το αρχείο εξόδου του EASY και δημιουργεί το αρχείο εισόδου του κώδικα KIVA-3.
- 2. Η ρουτίνα μετεπεξεργασίας: Μετά την ολοκλήρωση των υπολογισμών του KIVA-3, υπολογίζονται οι τιμές των δύο κριτηρίων και των περιορισμών αντλώντας δεδομένα από το αρχείο εξόδου του KIVA-3. Τα στοιχεία αυτά μεταφέρονται στο EASY για τη συνέχιση της διαδικασίας της βελτιστοποίησης.

Συνοψίζοντας, η επαναληπτική διαδικασία της βελτιστοποίησης αποτελείται από τα εξής στάδια: τον υπολογισμό του προφίλ έγχυσης και την κατασκευή του αντίστοιχου αρχείου εισόδου του αξιολογιτή για το σύνολο των υποψηφίων λύσεων κάθε γενιάς, την αξιολόγηση όλων των υποψηφίων λύσεων της εκάστοτε γενιάς, τον υπολογισμό των τιμών των αντικειμενικών συναρτήσεων και των περιορισμών, την ανανέωση του συνόλου των επίλεκτων λύσεων και τέλος τη δημιουργία του πληθυσμού της επόμενης γενιάς υποψήφιων βέλτιστων λύσεων.



Εικόνα 10. Σχηματική απεικόνιση της υπολογιστικής διαδικασίας [19].

# 6. <u>Βελτιστοποίηση Προφίλ Τριπλού Παλμού Έγχυσης</u> Δίχρονου Αργόστροφου Κινητήρα

### 6.1. Διατύπωση Προβλήματος Βελτιστοποίησης

Στο παρόν κεφάλαιο περιγράφεται το πρόβλημα βελτιστοποίησης τριπλού παλμού έγχυσης καυσίμου που μελετήθηκε στην παρούσα εργασία. Το προφίλ έγχυσης βελτιστοποιείται για τη λειτουργία του κινητήρα στο πλήρες φορτίο. Η συνολική ποσότητα καυσίμου που εγχέεται σε έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας του κινητήρα είναι σταθερή και ίση με αυτήν της περίπτωσης αναφοράς. Επίσης, τα βέλτιστοποίησης, αποτελούνται από τρεις παλμούς έγχυσης του καυσίμου. Συγκεκριμένα, έναν παλμό πιλοτικής έγχυσης πριν το ΑΝΣ, έναν παλμό κύριας έγχυσης και έναν παλμό μετέγχυσης. Η βελτιστοποίηση πραγματοποιείται βάσει δύο αντικειμενικών συναρτήσεων (κριτηρίων), α) ως προς την ειδική κατανάλωση καυσίμου, και β) την τελική συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου στον θάλαμο καύσης (πολυκριτηριακή βελτιστοποίηση). Παράλληλα, ο περιορισμός που τέθηκε ήταν η μέγιστη πίεση στον θάλαμο καύσης να μην υπερβαίνει τα 150 bar, όπως ορίζει ο κατασκευαστής για λόγους αντοχής και καταπόνησης του κινητήρα.

Στο διάγραμμα 22 αποτυπώνεται σχηματικά το προφίλ έγχυσης του τριπλού παλμού, καθώς επίσης και οι διάφορες μεταβλητές παραμετροποίησης του. Οι ακριβείς τιμές των μεταβλητών αυτών αναζητούνται μέσω της διαδικασίας βελτιστοποίησης ώστε να προκύψει ένα μέτωπο Pareto βέλτιστων προφίλ έγχυσης τριπλού παλμού.

Οι μεταβλητές παραμετροποίησης είναι οι εξής :

- Γωνία στροφάλου έναρξης πιλοτικής έγχυσης (Start of pilot injection «SoPil»)
- Γωνία στροφάλου έναρξης κύριας έγχυσης (Start of main injection «SoMI")
- 3. Μεσοδιάστημα μεταξύ του πέρατος της κύριας έγχυσης και της έναρξης της μετέγχυσης (Dwell between main and post injection «GAP»)
- 4. Ποσοστό επί της συνολικής ποσότητας εγχεόμενου ανά κύκλο λειτουργίας που εγχέεται πιλοτικά (Pilot Mass Fraction «PiMF»).
- Ποσοστό επί της συνολικής ποσότητας εγχεόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας που εγχέεται κατά τη μετέγχυση (Post Mass Fraction «PoMF»).

Στο σημείο αυτό είναι αναγκαίο να αναφερθεί πως η συνολική εγχεόμενη ποσότητα καυσίμου είναι αμετάβλητη, και πρακτικά αυτό σημαίνει ότι η μείωση της ειδικής κατανάλωσης, που αποτελεί τον έναν από τους δύο στόχους, ταυτίζεται με την αύξηση του ωφέλιμου έργου του κινητήρα. Επίσης, αμετάβλητος θεωρείται και ο σταθερός ρυθμός έγχυσης καυσίμου, δηλαδή ο ρυθμός έγχυσης με πλήρως σηκωμένη τη βελόνα του εγχυτήρα, καθώς θεωρείται σταθερή η πίεση έγχυσης.



**Διάγραμμα 22.** Σχηματική απεικόνιση τριπλού παλμού έγχυσης και των μεταβλητών του, οι τιμές των οποίων υπολογίζονται μέσω της διαδικασίας της βελτιστοποίησης.

Στον πίνακα 7 αναφέρονται τα διαστήματα τιμών των μεταβλητών παραμετροποίησης του προφίλ έγχυσης τριών παλμών. Ο χώρος αναζήτησης λύσεων για κάθε μια μεταβλητή καθορίστηκε με βάση την υπάρχουσα εμπειρία από προηγούμενες διπλωματικές εργασίες. [19], [20]. Για την πιλοτική έγχυση, το μέγιστο όριο του ποσοστού επί της συνολικής εγχεόμενης ποσότητας καυσίμου που εγχέεται πιλοτικά είναι μικρό. Ωστόσο, η επιλογή αυτή έγινε διότι μεγάλα ποσοστά οδηγούν σε αύξηση της πίεσης κατά τη συμπίεση, καθώς η καύση λαμβάνει χώρα πριν το ΑΝΣ, μειώνοντας κατ' αυτόν τον τρόπο το αποδιδόμενο έργο του κινητήρα. Επίσης, το όριο της μέγιστης γωνίας πριν ΑΝΣ έναρξης της πιλοτικής έγχυσης είναι επίσης μικρό, ώστε να αποφευχθεί το φαινόμενο "wall wetting" [5]. Το φαινόμενο "wall wetting" οφείλεται στην ατελή εξάτμιση του καυσίμου λόγω των συνθηκών χαμηλότερης θερμοκρασίας και πίεσης που επικρατούν στον θάλαμο καύσης αρκετές μοίρες πριν το ΑΝΣ. Συνεπώς το καύσιμο που δεν εξατμίζεται, επικάθεται στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης σχηματίζοντας ένα υγρό φιλμ, το οποίο καίγεται μετέπειτα κατά τη διάρκεια της κύριας έγχυσης αυξάνοντας τη θερμική και μηχανική καταπόνηση των εξαρτημάτων του κινητήρα. Επιπρόσθετα, υπάρχει κίνδυνος μόλυνσης του λιπαντικού ελαίου του κινητήρα. Σχετικά με τη μετέγχυση, μεγάλη καθυστέρηση έναρξης της μετέγχυσης, οδηγεί σε αισθητή μείωση του έργου. Ακόμη, αυξάνεται και η συνολική χρονική διάρκεια της καύσης προκαλώντας αύξηση της θερμικής καταπόνησης του κινητήρα.

	ΕΛΑΧΙΣΤΟ	ΜΕΓΙΣΤΟ
SoMI	1° CA ATDC	3.5° CA ATDC
PiMF	2%	7%
SoPil	7º CA BTDC	15° CA BTDC
PoMF	10%	30%
GAP	2º CA	10º CA

Πίνακας 7.	Όρια τιμών των	μεταβλητών	παραμετροποίησης.
· · · •	- p - p	P P - P	

Το πλήθος των απογόνων κάθε γενιάς υποψηφίων βέλτιστων λύσεων αντιστοιχούσε σε 60 διαφορετικά προφίλ έγχυσης τριπλού παλμού. Από κάθε γενιά επιλέγονταν 15 γονείς εκ των οποίων προέρχονταν οι απόγονοι. Κάθε απόγονος προερχόταν από τον συνδυασμό τριών γονέων, με πιθανότητα διασταύρωσης των χαρακτηριστικών των γονέων 95%, ενώ η πιθανότητα μετάλλαξης των χαρακτηριστικών ενός απογόνου ήταν 33%. Επίσης, το σύνολο των επίλεκτων (elite) προφίλ έγχυσης είχε μέγιστο πληθυσμό 10 ατόμων, και ανανεωνόταν σε κάθε γενιά μετά την αξιολόγηση των υποψηφίων λύσεων σχηματίζοντας ένα μέτωπο Pareto.

Για την αξιολόγηση μιας υποψήφιας βέλτιστης λύσης χρειαζόταν υπολογιστικός χρόνος ίσος με 10 ώρες, με υπολογιστική ισχύ πυρήνα ίση με 2.1 GHz, καθώς ο κώδικας KIVA-3 είναι σειριακός. Στην παρούσα περίπτωση αξιολογούνταν ταυτόχρονα καί οι 60 υποψήφιες λύσεις κάθε γενιάς. Συνεπώς χρειάζονταν 60 υπολογιστικοί πυρήνες για τη διεκπεραίωση της διαδικασίας της βελτιστοποίησης. Για τον λόγο αυτόν, χρησιμοποιήθηκε συστοιχία ηλεκτρονικών υπολογιστών.

#### 6.2. Αποτελέσματα Προβλήματος Βελτιστοποίησης

Η διαδικασία βελτιστοποίησης συνέκλινε από την 7<sup>η</sup> γενιά δοκιμών και περατώθηκε μετά την ολοκλήρωση της αξιολόγησης της 16ης γενιάς υποψηφίων βέλτιστων λύσεων για τα προφίλ τριπλού παλμού έγχυσης. Μετά την 7<sup>η</sup> γενιά δεν παρατηρήθηκε επιπλέον βελτίωση των κριτηρίων (αντικειμενικών συναρτήσεων). Στο διάγραμμα 23 παρουσιάζεται το τελικό μέτωπο Pareto όπως προέκυψε κατά την ολοκλήρωση της αξιολόγησης των υποψήφιων λύσεων της 16<sup>ης</sup> γενιάς. Επίσης, στο διάγραμμα αυτό φαίνεται καθαρά η σύγκλιση μετά την ολοκλήρωση της αξιολόγησης των υποψήφιων λύσεων της 8 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα βελτιστοποίησης και τα χαρακτηριστικά της εκάστοτε λύσης του μετώπου Pareto.



**Διάγραμμα 23.** Απεικόνιση λύσεων κατά τη διαδικασία της βελτιστοποίησης, οι οποίες περιλαμβάνουν και το τελικό μέτωπο Pareto.

	Κριτή	ρια	Παράμετροι Προφίλ Έγχυσης			Περιορισμός				
A/A	SFOC	NOx	SoMI	PiMF	SoPiL	PoMF	GAP	Max Press.	Work	Soot
	(%ref.)	(%ref.)	(CA°)	(%)	(CA°)	(%)	(CA°)	(bar)	(%ref.)	(%ref.)
1	99.52	84.91	2.24	2.70	-11.03	19.20	2.41	149.62	100.48	72.90
2	99.58	82.13	2.23	2.88	-11.68	22.68	2.58	149.88	100.42	73.09
3	99.71	80.29	2.29	3.00	-10.51	24.35	3.04	149.47	100.29	72.40
4	99.78	78.04	2.35	3.64	-10.22	23.62	3.69	149.68	100.22	70.33
5	100.01	76.27	2.45	4.28	-10.56	23.59	4.33	149.59	99.99	70.43
6	100.15	73.79	2.28	2.73	-10.65	27.24	4.29	149.25	99.85	69.84
7	100.33	71.97	2.37	3.64	-10.21	26.28	4.91	149.48	99.67	69.97
8	100.45	70.76	2.17	2.25	-10.07	27.58	5.12	149.61	99.56	68.93
9	100.71	69.91	2.57	4.19	-14.41	27.47	5.44	149.08	99.30	71.72
10	100.88	68.86	2.54	4.03	-13.87	27.72	5.74	149.04	99.13	71.17

Πίνακας 8. Χαρακτηριστικά βέλτιστων λύσεων τελικού μετώπου Pareto.

Από τα δεδομένα του πίνακα 8, είναι εμφανής η θετική επίδραση του τριπλού παλμού έγχυσης στη λειτουργία του κινητήρα. Όλα τα προφίλ έγχυσης που προέκυψαν οδηγούν σε μείωση της τελικής συγκέντρωσης των οξειδίων του αζώτου σε ποσοστό από 15% έως 31%. Επίσης, διακρίνονται λύσεις στις οποίες αυξάνεται ελάχιστα η απόδοση του κινητήρα, καθώς επιφέρουν κάποια μικρή μείωση της ειδικής κατανάλωσης, αυξάνοντας το ωφέλιμο έργο έως και 0.5% στην ακραία περίπτωση. Επιπλέον, όλες οι λύσεις επιφέρουν μείωση στην τελική συγκέντρωση σωματιδίων αιθάλης της τάξεως του 30%.

Η κατάλληλη επιλογή του σημείου έναρξης της πιλοτικής έγχυσης, του ποσοστού καυσίμου που εγχέεται πιλοτικά και του σημείου έναρξης της κυρίας έγχυσης μπορεί να οδηγήσει σε μείωση της ειδικής κατανάλωσης του κινητήρα διατηρώντας τη μέγιστη πίεση σε επιτρεπτά επίπεδα. Η μείωση της ειδικής

κατανάλωσης, που όπως προαναφέρθηκε ταυτίζεται με την αύξηση του έργου λόγω διατήρησης της συνολικής ποσότητας καυσίμου, οφείλεται στην πιλοτική έγχυση, καθώς αυτό δεν μπορεί να επιτευχθεί με τη μετέγχυση. Το γεγονός αυτό επιβεβαιώνεται και από τη μελέτη [19]. Στα αποτελέσματα της διαδικασίας της βελτιστοποίησης παρουσιάζεται μια τάση αύξησης του ποσοστού του καυσίμου που εγχέεται κατά τη μετέγχυση και του διαστήματος μεταξύ κύριας έγχυσης και μετέγχυσης για να επιτευχθεί μεγαλύτερη μείωση της τελικής συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου, με μεγαλύτερο αντίκτυπο όμως στο έργο. Τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης σχετικά με τη μετέγχυση είναι σε συμφωνία με την εργασία [7].

Στη συνέχεια παρατίθεται συγκριτικά διαγράμματα της λειτουργίας του κινητήρα με το προφίλ έγχυσης μονού συνεχούς παλμού της περίπτωσης αναφοράς και του προφίλ έγχυσης τριπλού παλμού. Ο τριπλός παλμός έγχυσης που επιλέχτηκε για τη σύγκριση, χωρίς να έχει απορριφθεί κάποια εκ των υπολοίπων λύσεων, είναι αυτός με αύξοντα αριθμό 4, στον πίνακα 8. Η συγκεκριμένη λύση επιλέχθηκε διότι ικανοποιούνται εξίσου και τα δύο κριτήρια βελτιστοποίησης, συγκεκριμένα επιτυγχάνεται μείωση των οξειδίων του αζώτου κατά 23% και μικρή μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (0.22%), ενώ ταυτόχρονα μειώνεται και η τελική συγκέντρωση των σωματιδίων αιθάλης κατά 30%.

Στο διάγραμμα 24 παρουσιάζονται και συγκρίνονται το υπολογισμένο προφίλ έγχυσης της περίπτωσης αναφοράς και του τριπλού παλμού που επιλέχθηκε.



**Διάγραμμα 24.** Προφίλ έγχυσης καυσίμου, του βέλτιστου τριπλού παλμού και του μονού συνεχούς παλμού της περίπτωσης αναφοράς.

Στο διαγράμματα που ακολουθούν (25, 26, 27, 28 και 29) παρουσιάζονται και συγκρίνονται αντίστοιχα οι καμπύλες πίεσης, μέσης θερμοκρασίας, ρυθμού έκλυσης θερμότητας, συγκέντρωσης NOx και μάζας σωματιδίων αιθάλης για την περίπτωση αναφοράς και για τον βέλτιστο τριπλό παλμό έγχυσης που επιλέγηκε.



**Διάγραμμα 25.** Πίεση συναρτήσει γωνίας στροφάλου για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης και την περίπτωσης αναφοράς.



**Διάγραμμα 26.** Μέση θερμοκρασία στον θάλαμο καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης και την περίπτωση αναφοράς.



**Διάγραμμα 27.** Ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για την περίπτωση βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης και την περίπτωση αναφοράς.



**Διάγραμμα 28.** Συγκέντρωση NOx στον θάλαμο καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης και την περίπτωση αναφοράς.



**Διάγραμμα 29.** Μάζα σωματιδίων αιθάλης στον θάλαμο καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης και την περίπτωση αναφοράς.

Όπως διακρίνεται στο διάγραμμα 25, η μέγιστη πίεση είναι ελαφρώς αυξημένη στην περίπτωση του τριπλού παλμού σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς. Αυτό οφείλεται στην ύπαρξη της πιλοτικής έγχυσης που οδηγεί σε μεγαλύτερες πιέσεις κατά την ολοκλήρωση της συμπίεσης λόγω της καύσης μικρής ποσότητας καυσίμου πριν το ΑΝΣ, (σε συνδυασμό με τη γωνία στροφάλου έναρξης της κύριας έγχυσης). Η αύξηση της πίεσης στα πρώτα στάδια της εκτόνωσης σε σύγκριση με την περίπτωση αναφοράς που ωφέλιμου έργου του κινητήρα και έτσι, ποσοστό του έργου που χάνεται λόγω της μετέγχυσης αναπληρώνεται. Επίσης, κατά τη διάρκεια του μεσοδιαστήματος μεταξύ κύριας έγχυσης και μετέγχυσης παρατηρείται μείωση της πίεσης ενώ ταυτόχρονα δεν παρατηρείται κάποια εκ νέου αύξηση της πίεσης κατά τη μετέγχυση.

Η μέση θερμοκρασία (διάγραμμα 26) στον θάλαμο καύσης κατά την ολοκλήρωση της συμπίεσης και κατά το αρχικό στάδιο της εκτόνωσης παρουσιάζεται αυξημένη στην περίπτωση του τριπλού παλμού σε σύγκριση με την περίπτωση αναφοράς λόγω της πιλοτικής έγχυσης. Επίσης, στην περίπτωση του τριπλού παλμού παρατηρείται μια μείωση της μέσης θερμοκρασίας στον θάλαμο καύσης λόγω της ύπαρξης του μεσοδιαστήματος μεταξύ κύριας έγχυσης και μετέγχυσης γύρω στις 20° μετά το ΑΝΣ. Η μείωση αυτή της μέσης θερμοκρασίας στο στάδιο αυτό επιφέρει και τη μείωση στη συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου. Η μέγιστη τιμή της μέσης θερμοκρασίας στο στάδιο αυτό επιφέρει και τη μείωση στη συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου. Η μέγιστη τιμή της μέσης θερμοκρασίας στο το διάγραμμα 26 είναι ελαφρώς μετατοπισμένη προς τα δεξιά, δηλαδή σε μεγαλύτερη γωνία στροφάλου. Το γεγονός αυτό οφείλεται στη μεγαλύτερη συνολική διάρκεια της έγχυσης και στην ελαφριά μετατόπιση της κύριας έγχυσης προς τα δεξιά στην περίπτωση του τριπλού παλμού.

Στην περίπτωση του τριπλού παλμού παρατηρείται στο διάγραμμα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας (διάγραμμα 27) κάποια μικρή έκλυση θερμότητας πριν το ΑΝΣ

γεγονός που οφείλεται στην πιλοτική έγχυση. Μετά το ΑΝΣ λαμβάνει χώρα η κύρια έγχυση και στο στάδιο αυτό ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας είναι παρόμοιος και για τις δύο περιπτώσεις. Ωστόσο, στην περίπτωση του τριπλού προφίλ έγχυσης ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας μειώνεται δραστικά γύρω στις 18<sup>ο</sup> μετά το ΑΝΣ λόγω της ολοκλήρωσης της κύριας έγχυσης και του μεσοδιαστήματος που μεσολαβεί μέχρι την έναρξη της μετέγχυσης και αυξάνεται εκ νέου λόγω έναρξης της μετέγχυσης.

Τόσο η τελική συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου στον θάλαμο καύσης, όσο και των σωματιδίων αιθάλης (διαγράμματα 28 και 29), παρουσιάζουν μείωση με τον τριπλό παλμό έγχυσης σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς. Το αποτέλεσμα αυτό είναι απόρροια της μετέγχυσης και του μεσοδιαστήματος μεταξύ κύριας έγχυσης και μετέγχυσης. Κατά το μεσοδιάστημα και κατά τη μετέγχυση οι κατά τόπους θερμοκρασίες στον θάλαμο καύσης διατηρούνται σε χαμηλότερα επίπεδα και συνεπώς δεν ευνοούν τον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου. Επίσης κατά το διάστημα που μεσολαβεί μεταξύ κύριας έγχυσης και μετέγχυσης η συγκέντρωση αιθάλης στο θάλαμο καύσης μετέγχυσης η συγκέντρωση αιθάλης στο θάλαμο καύσης μειώνεται. Στη συνέχεια, κατά την έναρξη της μετέγχυσης, σχηματίζεται κάποια επιπλέον ποσότητα αιθάλης, ωστόσο όχι σημαντική αφού ο κύριος όγκος καυσίμου εγχέεται κατά την κύρια έγχυση. Επιπρόσθετα, η καύση κατά τη μετέγχυση εξελίσσεται με μικρότερο λόγο ισοδυναμίας καυσίμου αέρα εξαιτίας της παύσης του διαστήματος που μεσολαβεί μεταξύ κυρίας έγχυσης και μετέγχυσης, γεγονός που δυσχεραίνει τον σχηματισμό αιθάλης.

Η ανάλυση και σύγκριση των δύο περιπτώσεων μέσω χαρτών Τ-Φ παρουσιάζονται στον πίνακα 9. Επίσης, στους πίνακες 10 και 11 αντίστοιχα, παρατίθενται οι ισοϋψείς καμπύλες της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου στον θάλαμο καύσης στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων.









Πίνακας 9. Χάρτες Τ-φ για την περίπτωση αναφοράς και την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης.

Σχόλια	CA	Reference Case	Optimized Triple Pulse
Καύση λόγω της πιλοτικής έγχυσης στον τριπλό παλμό.	5º BTDC	Temperature (K) 2500 2050 1600 1150 700	Temperature (K) 2050 1600 1150 700
	TDC	Contraction (K) 2500 2050 1600 1150 700	Temperature (K) 2050 1600 1150 700
Έχει εκκινήσει η καύση λόγω έναρξης της κύριας έγχυσης καί στις δύο περιπτώσεις.	4º ATDC	Temperature (K) 2050 1600 1150 700	C= Temperature (K) 2050 1600 1150 700

Σχόλια	CA	Reference Case	Optimized Triple Pulse
Συνέχιση της καύσης λόγω	9° ATDC	Temperature (K)	Temperature (K)
κύριας έγχυσης. Στο σημείο		2050	2050
αυτό, ο ρυθμός έκλυσης		1600	1600
θερμότητας είναι ο μέγιστος		1150	1150
καί για τις δύο περιπτώσεις.		700	700
Στην περίπτωση αναφοράς	14° ATDC	Temperature (K)	Temperature (K)
συνεχίζεται η έγχυση. Στο		2500	2500
σημείο αυτό, στην		2050	2050
περίπτωση του τριπλού		1600	1600
παλμού, ολοκληρώνεται η		1150	1150
κύρια έγχυση.		700	700
Στην περίπτωση αναφοράς συνεχίζεται η έγχυση. Στην περίπτωση του τριπλού παλμού, η έγχυση έχει διακοπεί και η καύση συνεχίζεται με μειωμένο ρυθμό έκλυσης θερμότητας μέχρι την έναρξη της μετέγχυσης.	16º ATDC	C= Temperature (K) 2050 1600 1150 700	C= Temperature (K) 2050 1600 1150 700

Σχόλια	CA	Reference Case	Optimized Triple Pulse
Στην περίπτωση αναφοράς στο σημείο αυτό η έγχυση ολοκληρώνεται. Στην περίπτωση του τριπλού παλμού στο σημείο αυτό ξεκινά η μετέγχυση.	18° ATDC	Temperature (K) 2500 2050 1600 1150 700	Temperature (K) 2500 2050 1600 1150 700
Στην περίπτωση αναφοράς συνεχίζεται η καύση. Στην περίπτωση του τριπλού παλμού έχει ήδη ξεκινήσει η μετέγχυση.	19° ATDC	Temperature (K) 2500 2050 1600 1150 700	Temperature (K) 2500 2050 1600 1150 700
Λίγο πριν την ολοκλήρωση της μετέγχυσης στον τριπλό παλμό. Στην περίπτωση αναφοράς συνεχίζεται η καύση με μειωμένο ρυθμό έκλυσης θερμότητας.	21º ATDC	Temperature (K) 2050 1600 1150 700	Temperature (K) 2050 1600 1150 700

Σχόλια	CA	Reference Case	Optimized Triple Pulse
Έχει μόλις ολοκληρωθεί η μετέγχυση και συνεχίζεται η καύση καί στις δύο περιπτώσεις με μειωμένο ρυθμό έκλυσης θερμότητας.	24º ATDC	C= Temperature (K) 2050 1600 1150 700	C= Temperature (K) 2050 1600 1150 700
Τελικό στάδιο της καύσης καί για τις δύο περιπτώσεις.	30º ATDC	Temperature (K) 2500 2050 1600 1150 700	Temperature (K) 2050 1600 1150 700

Πίνακας 10. Ισοϋψείς καμπύλες θερμοκρασίας στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για την περίπτωση αναφοράς και την περίπτωση βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης.

Σχόλια	CA	Reference Case	Optimized Triple Pulse
Καύση λόγω της πιλοτικής έγχυσης στον τριπλό παλμό.	5° BTDC	NDx 0.0020 0.0015 0.0010 0.0000	N0x 0.0020 0.0015 0.0010 0.0000 0.0000
	TDC	N0x 0.0020 0.0015 0.0010 0.0000 0.0000	NDx 0.0020 0.0015 0.0010 0.0005 0.0000
Έχει εκκινήσει η καύση λόγω έναρξης της κύριας έγχυσης καί στις δύο περιπτώσεις.	4º ATDC	N0x 0.0020 0.0015 0.0010 0.0000 0.0000	NDx 0.0020 0.0015 0.0010 0.0000 0.0000

Σχόλια	CA	Reference Case	Optimized Triple Pulse
Συνέχιση της καύσης λόγω κύριας έγχυσης. Στο σημείο αυτό, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας είναι ο μέγιστος καί για τις δύο περιπτώσεις.	9° ATDC	NDx 0.0020 0.0015 0.0010 0.0000	NOx 0.0020 0.0015 0.0010 0.0000 0.0000
Στην περίπτωση αναφοράς συνεχίζεται η έγχυση. Στο σημείο αυτό, στην περίπτωση του τριπλού παλμού, ολοκληρώνεται η κύρια έγχυση.	14º ATDC	N0x 0.0020 0.0015 0.0010 0.0010 0.0000	NDx 0.0015 0.0010 0.0005 0.0000
Στην περίπτωση αναφοράς συνεχίζεται η έγχυση. Στην περίπτωση του τριπλού παλμού, η έγχυση έχει διακοπεί και η καύση συνεχίζεται με μειωμένο ρυθμό έκλυσης θερμότητας μέχρι την έναρξη της μετέγχυσης.	16º ATDC	NOX 0.0020 0.0015 0.0010 0.0000	NDx 0.0020 0.0015 0.0010 0.0000

Σχόλια	CA	Reference Case	Optimized Triple Pulse
Στην περίπτωση αναφοράς στο σημείο αυτό η έγχυση ολοκληρώνεται. Στην περίπτωση του τριπλού παλμού στο σημείο αυτό ξεκινά η μετέγχυση.	18° ATDC	NDX 0.0020 0.0015 0.0010 0.0005 0.0005	
Στην περίπτωση αναφοράς συνεχίζεται η καύση. Στην περίπτωση του τριπλού παλμού έχει ήδη ξεκινήσει η μετέγχυση.	19° ATDC		
Λίγο πριν την ολοκλήρωση της μετέγχυσης στον τριπλό παλμό. Στην περίπτωση αναφοράς συνεχίζεται η καύση με μειωμένο ρυθμό έκλυσης θερμότητας.	21º ATDC	NOX 0.0020 0.0015 0.0010 0.0010 0.0000	NDX 0.0020 0.0015 0.0015 0.0015 0.0005 0.0005

Σχόλια	CA	Reference Case	Optimized Triple Pulse
Έχει μόλις ολοκληρωθεί η μετέγχυση και συνεχίζεται η καύση καί στις δύο περιπτώσεις με μειωμένο ρυθμό έκλυσης θερμότητας.	24º ATDC	NOX 0.0029 0.0015 0.0015 0.0005 0.0005	0.0015 0.0015 0.0010 0.0005 0.0000
Τελικό στάδιο της καύσης καί για τις δύο περιπτώσεις.	30º ATDC	NOX 0.0029 0.0015 0.0010 0.0000	NOX 0.0015 0.0015 0.0005 0.0005

Πίνακας 11. Ισοϋψείς καμπύλες μοριακού κλάσματος μονοξειδίου του αζώτου (ΝΟ) στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για την περίπτωση αναφοράς και την περίπτωσης βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης.

Με βάση τους χάρτες Τ-φ του πίνακα 9 στην περίπτωση του τριπλού παλμού, παρατηρείται ότι η καύση λόγω της πιλοτικής έγχυσης δε συμβάλει στον σχηματισμό σωματιδίων αιθάλης, αλλά ούτε και στον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου λόγω των χαμηλών θερμοκρασιών. Επίσης, μέχρι την ολοκλήρωση της κύριας έγχυσης στην περίπτωση του τριπλού παλμού, οι χάρτες είναι σχεδόν όμοιοι καί για τις δύο περιπτώσεις. Στην περίπτωση του τριπλού παλμού και μέχρι το σημείο έναρξης της μετέγχυσης το πλήθος των σημείων που συσσωρεύεται στην περιοχή του χάρτη που ευνοεί τον σχηματισμό αιθάλης μειώνεται σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς. Ουσιαστικά, δε σχηματίζεται επιπλέον ποσότητα αιθάλης (προσωρινά), ενώ ταυτόχρονα οξειδώνεται η ήδη υπάρχουσα στον θάλαμο καύσης κατά το μεσοδιάστημα μεταξύ κύριας έγχυσης και μετέγχυσης. Ακολούθως, ολοκληρώνεται η έγχυση στην περίπτωση αναφοράς, και συνεπώς μειώνεται το πλήθος των σημείων που συγκεντρώνεται στην περιοχή του χάρτη που ευνοεί τον σχηματισμό αιθάλης. Ταυτόχρονα όμως στο στάδιο αυτό αυξάνεται το πλήθος των σημείων που συγκεντρώνεται στην περιοχή αυτή του χάρτη για την περίπτωση του τριπλού παλμού, καθώς λαμβάνει χώρα η μετέγχυση. Στο τελικό στάδιο της καύσης οι χάρτες έχουν παρόμοια μορφή καί για τις δύο περιπτώσεις.

Από τις ισοϋψείς καμπύλες που παρουσιάστηκαν στον πίνακα 10 και 11 διακρίνεται κι εδώ ότι η πιλοτική έγχυση δε συμβάλει στον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου, καθώς οι θερμοκρασίες που προκύπτουν είναι σε χαμηλά επίπεδα. Μέχρι τη διακοπή της κύριας έγχυσης στην περίπτωση του τριπλού παλμού, οι ισοϋψείς καμπύλες της θερμοκρασίας (πίνακας 10) και των οξειδίων του αζώτου (πίνακας 11), έχουν παρόμοια μορφή με αυτές της περίπτωσης αναφοράς. Έπειτα, κατά το μεσοδιάστημα μεταξύ κύριας έγχυσης και μετέγχυσης, οι θερμοκρασίες στην περίπτωση του τριπλού παλμού παρουσιάζονται τοπικά μειωμένες σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς και αντίστοιχα μειωμένη παρουσιάζεται η συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου τοπικά στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων. Η μέση θερμοκρασία μπορεί να μη διαφέρει πολύ στον θάλαμο καύσης μεταξύ των δύο περιπτώσεων, εκτός του μεσοδιαστήματος μεταξύ κύριας έγχυσης και μετέγχυσης, ωστόσο τοπικά είναι μειωμένη, και συνεπώς δε συνδράμει τόσο στον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου στην περίπτωση του τριπλού παλμού.

## 7. <u>Προσομοίωση Λειτουργίας Κινητήρα με Παρουσία EGR</u>

## 7.1. <u>Μεταβλητές Υπολογιστικής Μελέτης EGR</u>

Κατά την εφαρμογή της τεχνικής EGR σε έναν κινητήρα ο εισερχόμενος σε αυτόν αέρας αναμιγνύεται με ποσοστό του καυσαερίου που εξέρχεται από αυτόν. Το γεγονός αυτό πρακτικά αντιστοιχεί με την αλλαγή των αρχικών συγκεντρώσεων στον θάλαμο καύσης των αερίων που απαρτίζεται το παγιδευμένο μίγμα. Όπως και στην πράξη έτσι και κατά την προσομοίωση της διεργασίας της καύσης, κατά την έναρξη της λειτουργίας του κινητήρα με κάποιο ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίου, απαιτείται κάποιος ελάχιστος αριθμός κύκλων λειτουργίας του προκειμένου να επέλθει μία ισορροπία και να σταθεροποιηθεί η λειτουργία του και αντιστοίχως οι διάφοροι μηχανισμοί της καύσης και της έκλυσης ρύπων. Η σύγκλιση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης χαρακτηρίζεται ικανοποιητική με το πέρας τριών διαδοχικών κύκλων λειτουργίας. Οι αρχικές συγκεντρώσεις στον θάλαμο καύσης μεταβάλλονται σε κάθε έναν από τους τέσσερεις διαδοχικούς κύκλους, ωστόσο η μεταβολή αυτή μεταξύ τρίτου και τέταρτου κύκλου είναι αρκετά χαμηλής τάξης και έτσι μπορεί να χαρακτηριστεί αμελητέα.

Η αρχική συγκέντρωση των αερίων κατ' όγκο σε κάθε κύκλο προκύπτει με βάση κάποιο ποσοστό των καυσαερίων που προέκυψαν στον προηγούμενο κύκλο. Ο υπολογισμός τους γίνεται ως εξής:

 Για το οξυγόνο και το άζωτο που συναντάται τόσο στον φρέσκο νεοεισερχόμενο αέρα σε ποσοστά 21% και 79% αντίστοιχα, όσο και στα καυσαέρια:

$$x_{O_2,scav} = (1 - EGR_{rate}) * 0.21 + EGR_{rate} * x_{O_2,exhaust}$$
$$x_{N_2,scav} = (1 - EGR_{rate}) * 0.79 + EGR_{rate} * x_{N_2,exhaust}$$

Για τα λοιπά αέρια και κατά κύριο λόγο CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, NOx, άκαυστους υδρογονάνθρακες που συνάττονται μόνο στα καυσαέρια :

Στα διαγράμματα 30, 31 και 32 παρουσιάζεται η σύγκλιση που επέρχεται μετά το πέρας τεσσάρων διαδοχικών κύκλων λειτουργίας και ποσοστό EGR 20%. Τα διαγράμματα αυτά αφορούν στην πίεση, τη θερμοκρασία και τη συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Η σύγκλιση όσον αφορά στην πίεση και τη θερμοκρασία επέρχεται νωρίτερα, καθώς από τον δεύτερο μόλις κύκλο μπορεί να χαρακτηριστεί άκρως ικανοποιητική. Η σύγκλιση της συγκέντρωσης υπόψη και τον παράγοντα του υπολογιστικού κόστους.



**Διάγραμμα 30.** Πίεση συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για τους 4 διαδοχικούς κύκλους λειτουργίας για βέλτιστο τριπλό παλμό έγχυσης σε συνδυασμό με 20% EGR.



**Διάγραμμα 31.** Μέση θερμοκρασία συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για τους 4 διαδοχικούς κύκλους λειτουργίας για βέλτιστο τριπλό παλμό έγχυσης σε συνδυασμό με 20% EGR.



**Διάγραμμα 32.** Συγκέντρωση ΝΟχ στον θάλαμο καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για τους 4 διαδοχικούς κύκλους λειτουργίας για τον βέλτιστο τριπλό παλμό έγχυσης σε συνδυασμό με 20% EGR.

#### 7.2. Επίδραση της Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου

Η επίδραση της τεχνικής EGR, όπως έχει παρουσιαστεί στο 3 κεφάλαιο της παρούσας εργασίας ως προς τον σχηματισμό των NOx είναι καταλυτική, ωστόσο επηρεάζει αρνητικά το έργο και τη συγκέντρωση σωματιδίων αιθάλης.

Τα διαγράμματα που ακολουθούν αφορούν στη λειτουργία του κινητήρα με τριπλό παλμό έγχυσης, συγκεκριμένα, η βέλτιστη λύση του μετώπου Pareto με αριθμό 4 στον πίνακα 8 συνδυάζεται με ποσοστά 15%, 20% και 25% EGR. Στο διάγραμμα 33 παρουσιάζεται η μεταβολή της πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για τα πιο πάνω ποσοστά ανακυκλοφορίας, ενώ στο διάγραμμα 34 παρουσιάζονται αποτελέσματα αναφορικά με το έργο.



Διάγραμμα 33. Πίεση συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για την περίπτωση βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης σε συνδυασμό με EGR σε ποσοστό 0%,15%,20% και 25%.

Η πίεση στον θάλαμο καύσης κατά την ολοκλήρωση της συμπίεσης και κατά τη διεργασία της καύσης μειώνεται όσο αυξάνεται το ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίου (διάγραμμα 33). Αυτό αποτελεί μια πρώτη ένδειξη του ότι αντίστοιχα μειώνεται ελαφρώς και η ωφέλιμη ισχύς του κινητήρα, και συνεπώς επιβαρύνεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Το γεγονός αυτό επιβεβαιώνεται στο διάγραμμα 34, το οποίο περιέχει πληροφορίες σχετικά με την ωφέλιμη ισχύ (ανά κύλινδρο) του κινητήρα κατά την προσομοίωση της λειτουργίας του με προφίλ έγχυσης καυσίμου τριπλού παλμού και EGR.



**Διάγραμμα 34.** Ωφέλιμη ισχύς του κινητήρα για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης σε συνδυασμό με EGR σε ποσοστό 0%,15%,20% και 25%.

Στα διαγράμματα 35, 36 και 37 παρουσιάζονται και συγκρίνονται αντίστοιχα οι καμπύλες μέσης θερμοκρασίας, ρυθμού έκλυσης θερμότητας και συγκέντρωσης NOx για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης σε συνδυασμό με διαφορά ποσοστά EGR.



Διάγραμμα 35. Μέση θερμοκρασία στον θάλαμο καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης σε συνδυασμό με EGR σε ποσοστό 0%,15%,20% και 25%.



Διάγραμμα 36. Ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης σε συνδυασμό με EGR σε ποσοστό 0%,15%,20% και 25%.


Διάγραμμα 37. Συγκέντρωση ΝΟχ στον θάλαμο καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης σε συνδυασμό με EGR σε ποσοστό 0%, 15%, 20% και 25%.

Η μέση θερμοκρασία στον θάλαμο καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (διάγραμμα 35) παρουσιάζει επίσης μείωση όσο αυξάνεται το ποσοστό EGR. Η μείωση της θερμοκρασίας και της πίεσης, οφείλεται στη μείωση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας (διάγραμμα 36). Συγκεκριμένα, η περιεκτικότητα του παγιδευμένου μίγματος στον θάλαμο καύσης σε οξυγόνο, όσο αυξάνεται το ποσοστό EGR μειώνεται με αποτέλεσμα να δυσχεραίνει τη διεργασία της καύσης. Επίσης, η ολοένα και μεγαλύτερη αύξηση της συγκέντρωση τριατομικών ενώσεων όσο αυξάνει το ποσοστό ανακυκλοφορίας, συγκεκριμένα του νερού (H<sub>2</sub>O) και του διοξειδίου του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) που χαρακτηρίζονται από υψηλή θερμοχωρητικότητα, οδηγεί σε περαιτέρω μείωση των θερμοκρασιών. Επιπλέον, η μείωση των θερμοκρασιών στον θάλαμο καύσης όσο αυξάνεται το ποσοστό ανακυκλοφορίας έχει σαν φυσικό επακόλουθο τη μείωση του σχηματισμού οξειδίων του αζώτου όπως χαρακτηρίστηκα παρουσιάζεται στο διάγραμμα 37.

Στη συνέχεια της παρούσας ενότητας παρατίθενται οι χάρτες Τ-Φ για περαιτέρω ανάλυση της καύσης (πίνακας 12) κατά την προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα με το βέλτιστο προφίλ έγχυσης τριπλού παλμού (λύση 4 του πίνακα 8) σε συνδυασμό με ανακυκλοφορία καυσαερίου σε ποσοστά 0%,15% και 25%. Επίσης παρατίθενται και οι ισοϋψείς καμπύλες θερμοκρασίας και συγκέντρωσης των οξειδίων του αζώτου στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για τις παραπάνω περιπτώσεις, πίνακες 13 και 14 αντίστοιχα.









Πίνακας 12. Χάρτες Τ-φ για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης σε συνδυασμό με EGR σε ποσοστό 0%,15% και 25%.









Πίνακας 13. Ισοϋψείς καμπύλες θερμοκρασίας στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για την περίπτωση βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης σε συνδυασμό με EGR σε ποσοστό 0%,15% και 25%.









Πίνακας 14. Ισοϋψείς καμπύλες του μοριακού κλάσματος του μονοξειδίου του αζώτου (ΝΟ) στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για την περίπτωση βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης σε συνδυασμό με EGR σε ποσοστό 0%,15% και 25%.

Μέσω της ανάλυσης με χρήση χαρτών Τ-φ για διάφορες γωνίες στροφάλου (πίνακας 12), αντιπροσωπευτικών των διαφόρων σταδίων της καύσης, παρατηρείται αύξηση του σχηματισμού σωματιδίων αιθάλης παράλληλα με την αύξηση του ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίου. Αυτό οφείλεται στη μειωμένη συγκέντρωση οξυγόνου στον θάλαμο καύσης που έχει ως συνέπεια τον σχηματισμό πλούσιων περιοχών σε καύσιμο. Το γεγονός αυτό σε συνδυασμό με το ότι δυσχεραίνει η οξείδωση της σχηματιζόμενης αιθάλης, λόγω μειωμένης συγκέντρωσης οξυγόνου και χαμηλότερων θερμοκρασιών στον θάλαμο καύσης, οδηγεί στην αύξηση των τελικών εκπομπών σωματιδίων αιθάλης καθώς αυξάνεται το ποσοστό ανακυκλοφορίας. Συμπερασματικά, επιβεβαιώνεται κατ' αυτόν τον τρόπο η αντιστρόφως ανάλογη σχέση μεταξύ εκπομπών αιθάλης και οξειδίων του αζώτου.

Οι ισοϋψείς καμπύλες της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου (πίνακες 13 και 14 αντίστοιχα) επιβεβαιώνουν την επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, καθώς όσο αυξάνει το ποσοστό ανακυκλοφορίας τόσο μεγαλύτερη μείωση παρουσιάζουν οι τοπικές θερμοκρασίες και αντίστοιχα η συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου.

## 7.3. <u>Αναπροσαρμογή Γωνίας Έναρξης Κύριας Έγχυσης με Παρουσία EGR</u>

Η τεχνική EGR επιβαρύνει αρκετά την ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα λόγω της μείωσης του παραγόμενου έργου (διάγραμμα 34). Ένας τρόπος αναπλήρωσης του έργου λόγω της ανακυκλοφορίας καυσαερίου είναι να ρυθμιστεί κατάλληλα η γωνία έναρξης της κύριας έγχυσης έτσι ώστε να αυξηθεί ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας, ή πιο απλά να αυξηθεί η ένταση της καύσης, πλησιέστερα στο ΑΝΣ. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με μικρή μείωση της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης (επίσπευση της κύριας έγχυσης). Κατά τον τρόπο αυτόν, επιτυγχάνεται η αύξηση της πίεσης στον θάλαμο καύσης μετά από την αναπροσαρμογή του προφίλ έγχυσης, γεγονός που ταυτίζεται με την αύξηση του παραγόμενου έργου. Η επίσπευση της κύριας έγχυσης θα πρέπει να είναι τέτοια, ώστε η πίεση να επανέρχεται στο επίπεδο που βρισκόταν χωρίς την παρουσία EGR. Επίσης, αναμένεται μικρή αύξηση των θερμοκρασιών ως φυσικό επακόλουθο του αυξημένου ρυθμού έκλυσης θερμότητας και κατ' επέκταση μικρή αύξηση της συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου στον θάλαμο καύσης.

Στη συνέχεια της παρούσας παραγράφου παρατίθενται διαγράμματα αναφορικά με την επίδραση της αναπροσαρμογής του σημείου έναρξης της κύριας έγχυσης στον βέλτιστο τριπλό παλμό έγχυσης (λύση 4 του πίνακα 8).

Στο διάγραμμα 38 παρατηρείται ότι όσο αυξάνει το ποσοστό ανακυκλοφορίας τόσο μεγαλύτερη είναι και η επίσπευση της κύριας έγχυσης καθώς τόσο πιο έντονη είναι και η επίδραση της ανακυκλοφορίας του καυσαερίου στη λειτουργία του κινητήρα. Η μόνη εκ των πέντε παραμέτρων του τριπλού παλμού έγχυσης που τροποποιείται είναι η γωνία έναρξης της κύριας έγχυσης. Για τον λόγο αυτόν, η πιλοτική έγχυση παραμένει αμετάβλητη, ενώ η μετέγχυση μετατοπίζεται στο διάγραμμα παράλληλα με την κύρια έγχυση, ώστε να διατηρηθεί αμετάβλητο το μεσοδιάστημα μεταξύ κύριας έγχυσης και μετέγχυσης.



**Διάγραμμα 38.** Προφίλ έγχυσης καυσίμου του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης και η μεταβολή του μετά την αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης σε κάθε ποσοστό EGR.

Στα διαγράμματα που ακολουθούν αποτυπώνεται η επίδραση της αναπροσαρμογής της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης του βέλτιστου προφίλ έγχυσης τριπλού παλμού, με παρουσία ανακυκλοφορίας καυσαερίου σε ποσοστό 20%, ως προς την πίεση (διάγραμμα 39), τη θερμοκρασία (διάγραμμα 40), τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας (διάγραμμα 41) και τη συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου (διάγραμμα 42). Όπως αναμένεται, η πίεση αυξάνεται με την αναπροσαρμογή, και επανέρχεται στο επίπεδο που βρισκόταν χωρίς την παρουσία EGR. Η μέση θερμοκρασία αυξάνεται ελαφρώς, και αντιστοίχως αυξάνεται η συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου. Αυτό οφείλεται στην αύξηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας κοντά στο ΑΝΣ, όπως προαναφέρθηκε και φαίνεται και στο αντίστοιχο διάγραμμα. Στο διάγραμμα 43 παρουσιάζεται η ωφέλιμη ισχύς του κύκλου, η οποία είναι αυξημένη κατά την αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης κατά την παρουσία ποσοστού EGR σε σύγκριση με τη μη αναπροσαρμογή. Ωστόσο, εξακολουθεί να κυμαίνεται σε χαμηλότερο επίπεδο σε σχέση με τη λειτουργία χωρίς ανακυκλοφορία καυσαερίου.



Διάγραμμα 39. Πίεση συναρτήσει γωνίας στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς και για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης, χωρίς EGR, με 25% EGR και με 25% EGR σε συνδυασμό με αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης.



Διάγραμμα 40. Μέση θερμοκρασία συναρτήσει γωνίας στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς και για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης, χωρίς EGR, με 25% EGR και με 25% EGR σε συνδυασμό με αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης.



Διάγραμμα 41. Ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσει γωνίας στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς και για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης, χωρίς EGR, με 25% EGR και με 25% EGR σε συνδυασμό με αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης.



Διάγραμμα 42. Συγκέντρωση ΝΟχ στον θάλαμο καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς και για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης, χωρίς EGR, με 25% EGR και με 25% EGR σε συνδυασμό με αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης.



**Διάγραμμα 43.** Ωφέλιμη ισχύς κινητήρα για την περίπτωση αναφοράς και για την περίπτωση του βέλτιστου τριπλού παλμού έγχυσης, χωρίς EGR, με EGR και με EGR σε συνδυασμό με αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης.

## 7.4. <u>Σύγκριση Βέλτιστων Στρατηγικών Τριπλού Παλμού Έγχυσης σε</u> Συνδυασμό με Ανακυκλοφορία Καυσαερίου

Στην παρούσα ενότητα γίνεται σύγκριση μεταξύ βέλτιστων τριπλών παλμών έγχυσης όπως αυτοί προέκυψαν από τη διαδικασία βελτιστοποίησης σε συνδυασμό με EGR. Στο διάγραμμα 44 παρουσιάζεται το τελικό μέτωπο Pareto των λύσεων της διαδικασίας βελτιστοποίησης τριπλού παλμού έγχυσης. Οι τιμές του διαγράμματος είναι κανονικοποιημένες ως προς αυτές της περίπτωσης αναφοράς. Χρησιμοποιώντας γραμμές ανάδειξης τάσεων, επιλέχθηκαν προς σύγκριση οι ακραίες βέλτιστες λύσεις του κεντρικού τμήματος του μετώπου Pareto, που σημειώνονται με τις ενδείξεις 4 και 8 αντίστοιχα.



**Διάγραμμα 44.** Τελικό μέτωπο Pareto τριπλών παλμών έγχυσης. Οι τιμές της ειδικής κατανάλωσης και της συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου είναι κανονικοποιημένες ως προς τις αντίστοιχες της περίπτωσης αναφοράς.

Τα επιλεγμένα προφίλ έγχυσης συνδυάζονται με ποσοστά 0%, 15%, 20%, 25% και 30% EGR με ή χωρίς αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο διάγραμμα 45.



Διάγραμμα 45. Βέλτιστοι τριπλοί παλμοί "4" και "8" και απλός παλμός της περίπτωσης αναφοράς: ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της τελικής συγκέντρωσης NOx, κανονικοποιημένες ως προς τις αντίστοιχες τιμές της περίπτωσης αναφοράς. Τα αποτελέσματα περιλαμβάνουν χρήση EGR σε ποσοστό από 0% έως 30%, χωρίς ή με αναπροσαρμογή της έναρξης της κύριας έγχυσης.

Στα διαγράμματα 46 και 47 παρουσιάζεται η ειδική κατανάλωση και η τελική συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου στον θάλαμο καύσης, για κάθε ποσοστό ανακυκλοφορίας που εξετάστηκε, με ή χωρίς αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης, καθώς και για το συνεχές προφίλ έγχυσης της περίπτωσης αναφοράς.



Διάγραμμα 46. Βέλτιστοι τριπλοί παλμοί "4" και "8" και απλός παλμός της περίπτωσης αναφοράς: ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει του ποσοστού EGR, κανονικοποιημένη ως προς την αντίστοιχη της περίπτωσης αναφοράς. Τα αποτελέσματα περιλαμβάνουν χρήση EGR σε ποσοστό από 0% έως 30%, χωρίς ή με αναπροσαρμογή της έναρξης της κύριας έγχυσης.



Διάγραμμα 47. Βέλτιστοι τριπλοί παλμοί "4" και "8" και απλός παλμός της περίπτωσης αναφοράς: τελική συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου συναρτήσει του ποσοστού EGR, κανονικοποιημένη ως προς την αντίστοιχη της περίπτωσης αναφοράς. Τα αποτελέσματα περιλαμβάνουν χρήση EGR σε ποσοστό από 0% έως 30%, χωρίς ή με αναπροσαρμογή της έναρξης της κύριας έγχυσης.

Από τα πιο πάνω διαγράμματα προκύπτει η υπεροχή του τριπλού παλμού έγχυσης έναντι του απλού συνεχούς παλμού έγχυσης της περίπτωσης αναφοράς, καθώς σε όλες τις περιπτώσεις με ή χωρίς ανακυκλοφορία καυσαερίου, και με ή χωρίς αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης, η ειδική κατανάλωση και η συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου διατηρούνται σε χαμηλότερα επίπεδα. Επίσης, με βάση τα πιο πάνω διαγράμματα, ο τριπλός παλμός έγχυσης με αύξοντα αριθμό 4 του πίνακα 8 σε συνδυασμό με ανακυκλοφορία καυσαερίου και με αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης, αποτελεί τον βέλτιστο τρόπο μείωσης της τελικής συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου, καθώς επιβαρύνεται λιγότερο η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η λύση με αύξοντα αριθμό 8, του πίνακα 8, σε συνδυασμό με ανακυκλοφορία καυσαερίου, παρουσιάζει τη μεγαλύτερη μείωση στη συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου σε σύγκριση με τα υπόλοιπα σενάρια έγχυσης που δοκιμάστηκαν κατά τον συνδυασμό τους με ίδιο ποσοστό ανακυκλοφορίας. Η αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης καί στα δύο προφίλ έγχυσης τριπλού παλμού με χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίου οδηγεί σε μείωση της ειδικής κατανάλωσης κατά περίπου 2%. Ωστόσο, με την αναπροσαρμογή, παρατηρείται μικρή αύξηση της συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου κατά περίπου 4-7% σε σχέση με τις περιπτώσεις που διατηρείται η γωνία έναρξης της κύριας έγχυσης όταν υπάρχει κάποιο ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίου. Εντούτοις, η αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης κατά την ύπαρξη ανακυκλοφορίας καυσαερίου διατηρεί σε χαμηλότερα επίπεδα την ειδική κατανάλωση.

Στο διάγραμμα 48 παρουσιάζεται η ειδική κατανάλωση ως προς την τελική συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου, για τις δύο βέλτιστες λύσεις που επιλέχθηκαν και συνδυάστηκαν με ανακυκλοφορία καυσαερίου και με αναπροσαρμογή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης. Επιπρόσθετα, στο διάγραμμα 48 έχει περιληφθεί και το τελικό μέτωπο Pareto στην περίπτωση του τριπλού παλμού. Με βάση το διάγραμμα αυτό, εύκολα διαπιστώνεται πως για να επιτευχθεί μεγαλύτερη μείωση της συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου από αυτή που επιτυγχάνεται μέσω της λύσης με αύξοντα αριθμό 4 του πίνακα 8 (με 0% EGR) είναι προτιμότερη η χρήση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, σε σύγκριση με την επιλογή άλλων βέλτιστών λύσεων, με μεγαλύτερο αύξοντα αριθμό από 4. Τούτο γιατί η ως άνω επιλογή συνοδεύεται από μικρότερη επιβάρυνση της ειδικής κατανάλωσης. Η χρήση βέλτιστων λύσεων με αύξοντα αριθμό μεγαλύτερο από 4 προτείνεται μόνο στην περίπτωση που είναι επιθυμητή η κατά το δυνατό ελαχιστοποίηση του ποσοστού EGR.





## 8. <u>Συμπεράσματα</u>

Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας μελετήθηκε με χρήση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής η επίδραση εναλλακτικών στρατηγικών έγχυσης καυσίμου σε συνδυασμό με την ανακυκλοφορία καυσαερίου, ως προς τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου, την ειδική κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης σε δίχρονο αργόστροφο ναυτικό κινητήρα Diesel στην περιοχή του πλήρους φορτίου. Συγκεκριμένα, βελτιστοποιήθηκε αρχικά προφίλ έγχυσης με παρουσία πιλοτικής, κύριας έγχυσης και μετέγχυσης (τρείς παλμοί) με χρήση Εξελικτικών Αλγορίθμων. Οι βέλτιστες λύσεις συνδυάστηκαν ακολούθως με τη χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίου, σε ποσοστό έως 30%. Για την κατανόηση της διεργασίας της καύσης, έγινε χρήση της οπτικοποίησης των αποτελεσμάτων, καθώς και χαρτών θερμοκρασίας – λόγου ισοδυναμίας καυσίμου - αέρα (χάρτες Τ-φ).

Για τη βελτιστοποίηση του τριπλού παλμού έγχυσης χρησιμοποιήθηκε σύζευξη του κώδικα υπολογιστικής ρευστομηχανικής ΚΙVΑ-3 με το λογισμικό βελτιστοποίησης EASY. Εδώ, διατυπώθηκε ένα πρόβλημα πολυκριτηριακής βελτιστοποίησης, με αντικειμενικές συναρτήσεις: (α) την τελική συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου και (β) την ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η διατύπωση του προβλήματος περιέλαβε τις ακόλουθες μεταβλητές σχεδίασης: (i) γωνία στροφάλου έναρξης της πιλοτικής έγχυσης, (ii) γωνία στροφάλου έναρξης της κύριας έγχυσης, (iii) το μεσοδιάστημα μεταξύ του πέρατος της κύριας έγχυσης και της έναρξης της μετέγχυσης, (iv) το ποσοστό επί της συνολικής ποσότητας εγχεόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας που αντιστοιχεί στην πιλοτική έγχυση, και (ν) το ποσοστό επί της συνολικής ποσότητας εγχεόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας που αντιστοιχεί στη μετέγχυση. Η συνολικά εγχεόμενη μάζα διατηρήθηκε ίση με αυτή μιας περίπτωσης αναφοράς, η οποία χαρακτηρίζεται από συνεχές προφίλ έγχυσης. Τέθηκε ο περιορισμός της μέγιστης αποδεκτής πίεσης λειτουργίας. Η αξιολόγηση των βέλτιστων λύσεων (μέτωπο Pareto) έγινε σε σύγκριση με την ως άνω περίπτωση αναφοράς. Από την ανάλυση των αποτελεσμάτων διαπιστώθηκε ότι η μείωση του σχηματισμού οξειδίων του αζώτου συσχετίζεται με τα χαμηλότερα επίπεδα θερμοκρασιών κατά την καύση του καυσίμου της μετέγχυσης. Επιπλέον, η κατάλληλη επιλογή της έναρξης της κύριας έγχυσης, σε συνδυασμό με τα χαρακτηριστικά της πιλοτικής έγχυσης, επιδρά καθοριστικά στην ειδική κατανάλωση του καυσίμου (επίδραση στο ωφέλιμο έργο). Η μείωση των σωματιδίων αιθάλης μπορεί να αποδοθεί στη μείωση του ρυθμού παραγωγής τους με ταυτόχρονη διατήρηση ενός υψηλού ρυθμού οξείδωσής τους στο μεσοδιάστημα μεταξύ κύριας έγχυσης και μετέγχυσης.

Οι λύσεις του μετώπου Pareto χαρακτηρίζονται από μείωση των εκπομπών NOx από 15% έως 30%, και επίπεδα ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με όρια από -0,5% έως +1,0%, σε σύγκριση με την περίπτωση αναφοράς. Στις πλείστες των περιπτώσεων παρατηρείται μείωση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης τάξης 30%.

Για την περαιτέρω μείωση των NOx, έτσι ώστε ο κινητήρας να είναι συμβατός με τα επίπεδα του opίoυ Tier-III, συνδυάστηκε η χρήση τριπλού παλμού έγχυσης με ταυτόχρονη χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίου. Για τον σκοπό αυτόν, χρησιμοποιήθηκαν ενδεικτικά οι λύσεις με αύξοντα αριθμό 4 και 8 (πίνακας 8), στις οποίες έγινε καί κατάλληλη αναπροσαρμογή του χρονισμού της κύριας έγχυσης (το τελευταίο για επίτευξη υψηλών επιπέδων ωφέλιμου έργου στο πλαίσιο της χρήσης EGR). Σε αυτό το πλαίσιο, η χρήση ενός αναπροσαρμοσμένου προφίλ "4" σε συνδυασμό με χρήση EGR σε ποσοστό 30% επέφερε μείωση των εκπομπών NOx

μεγαλύτερη από 80%, ικανοποιώντας τις απαιτήσεις των κανονισμών στο πλαίσιο του Tier III, με επιβάρυνση της ειδικής κατανάλωσης μικρότερη από 4%. Η περαιτέρω μείωση των εκπομπών NOx με την ανακυκλοφορία καυσαερίου, οφείλεται κυρίως στη σημαντική μείωση των τοπικών επιπέδων θερμοκρασίας, εξαιτίας της μειωμένης συγκέντρωσης μοριακού οξυγόνου και της μεγαλύτερης θερμοχωρητικότητας του παγιδευμένου μίγματος στον θάλαμο καύσης. Η αναπροσαρμογή του χρονισμού της κύριας έγχυσης οδηγεί σε υψηλότερες πιέσεις εγγύς του Άνω Νεκρού Σημείου, επιδρώντας θετικά στο ωφέλιμο έργο.

Σε συνέχεια της παρούσας εργασίας, προτείνεται η εισαγωγή του ποσοστού EGR ως μιας επιπλέον μεταβλητής σχεδίασης στο πρόβλημα βελτιστοποίησης. Επιπλέον, το πρόβλημα βελτιστοποίησης μπορεί να περιλαμβάνει τη χρήση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης ως τρίτη αντικειμενική συνάρτηση. Η ως άνω διατύπωση του προβλήματος βελτιστοποίησης αναμένεται να επιφέρει σημαντική αύξηση του υπολογιστικού κόστους. Με στόχο τη συνολική μείωση του υπολογιστικού κόστους, θα μπορούσε αρχικά να γίνει χρήση θερμοδυναμικού κώδικα ως αξιολογιτή, για την προσέγγιση του μετώπου Pareto. Οι συγκεκριμένες λύσεις μπορούν εν συνεχεία να χρησιμοποιηθούν για τη δημιουργία του αρχικού πληθυσμού των λύσεων, στο πλαίσιο της βελτιστοποίησης με χρήση υπολογιστικής ρευστομηχανικής.

## <u>Βιβλιογραφία</u>

- [1] Marpol 73/78 Annex VI, 'Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships ,Technical and Operational implications'.
- [2] MEPC.176(58), 'Amendments to the Annex of the Protocol of 1997 to amend the International Convention for the Prevention of Pollution from Ships", 1973, as modified by the Protocol of 1978 relating thereto (Revised MARPOL Annex VI)', *IMO*, London, UK 2008.
- [3] 'http://www.green4sea.com/intertanko-launches-bunker-surcharge-clausesecas/'. .
- [4] Παναγιώτης Ι. Κοντούλης, Ύπολογιστική Μελέτη Εναλλακτικών Στρατηγικών Έγχυσης σε Διχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel'. Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Τομέας Ναυτικής Μηχανολογίας, Διπλωματική Εργασία, 2008.
- [5] P. N. Andreadis, 'Βελτιστοποίηση παραμέτρων έγχυσης σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel', B.S. thesis, 2009.
- [6] Πανανάκης, Εμμανουήλ Ι., 'Διερεύνηση στρατηγικών έγχυσης καυσίμου για καύση μερικώς ομογενοποιημένου μίγματος σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες diesel'. Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Τομέας Ναυτικής Μηχανολογίας, Διπλωματική Εργασία, 2012.
- [7] Στρατσιάνης Β.Ι., 'Διερεύνηση και Βελτιστοποίηση Μετέγχυσης Καυσίμου σε Δίχρονους Ναυστικούς Κινητήρες Diesel, Διπλωματική Εργασία'. Διπλωματική Εργασία, ΕΜΠ, 2013.
- [8] Γεώργιος Κουκουμάκης, Ύπολογιστική Μελέτη Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου σε Δίχρονο Ναυτικό Κινητήρα Diesel'. Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Τομέας Ναυτικής Μηχανολογίας, Διπλωματική Εργασία, 2013.
- [9] Cengel Y.A., Boles M.A., *Thermodynamics: An Engineering Approach*, Seventh Edition. McGraw-Hill Companies Inc, 2012.
- [10] 'https://wiki.ucl.ac.uk/display/MechEngThermodyn/Gas+Power+Cycles'. .
- [11]Colin R. Fergunson, Alan Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines: Applied thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2001.
- [12] Ρακόπουλος Κ., Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. Εκδόσεις Φούντα, Αθήνα.
- [13] 'http://www.marinediesels.info/Basics/the\_2\_stroke\_engine\_explanation.htm'. .
- [14]Τσιφάκις Α.Χ., Μηχανές Εσωτερικής Καύσεως. Ίδρυμα Ευγενίδη, 1999.
- [15] 'The Sulzer RT-fl ex Common-Rail System Described'. Wärtsilä Switzerland Ltd, Aug-2004.
- [16] John B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw Hill Book, 1988.
- [17]K. Mollenhauer and H. Tschöke, Eds., *Handbook of Diesel Engines*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010.
- [18]Λάζαρος Χ. Κλιάνης, Ιωάννης Κ. Νικολάου, Ιωάννης Α. Σιδέρης, 'Μηχανές Εσωτερικής Καύσης Τόμος Πρώτος'. Ίδρυμα Ευγενιδου, 2002.
- [19]P. Andreadis, C. Chryssakis, and L. Kaiktsis, 'Optimization of injection characteristics in a large marine diesel engine using evolutionary algorithms', SAE Technical Paper, 2009.
- [20] V. Stratsianis, P. Kontoulis, and L. Kaiktsis, 'Effects of Fuel Post-Injection on the Performance and Pollutant Emissions of a Large Marine Engine', *J. Energy Eng.*, vol. 142, no. 2, p. E4016001, 2016.
- [21]D. Bernečić, D. Martinović, and M. Tudor, 'The effect of multiple fuel injection on combustion profiles in slow-speed two-stroke marine diesel engines', *Trans. FAMENA*, vol. 36, no. 4, pp. 49–62, 2013.
- [22]G. H. Abd-Alla, 'Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review', *Energy Convers. Manag.*, vol. 43, no. 8, pp. 1027–1042, 2002.

- [23]M. Zheng, G. T. Reader, and J. G. Hawley, 'Diesel engine exhaust gas recirculation—a review on advanced and novel concepts', *Energy Convers. Manag.*, vol. 45, no. 6, pp. 883–900, Apr. 2004.
- [24]E. Codan and J. Wuthrich, 'Turbocharching solutions for EGR on large diesel engines'. ABB Turbocharging Systems, 2013.
- [25] J. Hussain, K. Palaniradja, N. Alagumurthi, and R. Manimaran, 'Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Performance and Emission characteristics of a Three Cylinder Direct Injection Compression Ignition Engine', *Alex. Eng. J.*, vol. 51, no. 4, pp. 241–247, Dec. 2012.
- [26]D. Farrace, M. Bolla, Y. M. Wright, and K. Boulouchos, 'Numerical Study of the Influence of EGR on In-Cylinder Soot Characteristics in a Heavy-Duty Diesel Engine using CMC', SAE Int. J. Engines, vol. 7, no. 1, pp. 256–268, Apr. 2014.
- [27]H. Kim and N. Sung, 'Multidimensional engine modeling: NO and soot emissions in a diesel engine with exhaust gas recirculation', *KSME Int. J.*, vol. 15, no. 8, pp. 1196–1204, 2001.
- [28] 'Tier III Two-Stroke Technology'. MAN Diesel & Turbo, Jul-2010.
- [29]D. T. Hountalas, G. C. Mavropoulos, and K. B. Binder, 'Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions', *Energy*, vol. 33, no. 2, pp. 272–283, Feb. 2008.
- [30]A. Maiboom, X. Tauzia, and J.-F. Hétet, 'Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine', *Energy*, vol. 33, no. 1, pp. 22–34, Jan. 2008.
- [31]G. Zamboni, S. Moggia, and M. Capobianco, 'Hybrid EGR and turbocharging systems control for low NOX and fuel consumption in an automotive diesel engine', *Appl. Energy*, vol. 165, pp. 839–848, Mar. 2016.
- [32]S. I. Raptotasios, N. F. Sakellaridis, R. G. Papagiannakis, and D. T. Hountalas, 'Application of a multi-zone combustion model to investigate the NOx reduction potential of two-stroke marine diesel engines using EGR', *Appl. Energy*, vol. 157, pp. 814–823, Nov. 2015.
- [33]Katsuhiko Sakaguchi, Naohiro Hiraoka, Masahide Sugihara, Satoru Murata, Masahide Sugihara, and Akihiro Miyanagi, 'World's Largest Marine 2-Stroke Diesel Test Engine, the 4UE-X3 - Development in Compliance with the Next Version of Environmental Regulations and Gas Engine Technology'. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 50 No. 1, Mar-2013.
- [34]M. I. Lamas, C. G. Rodríguez, J. D. Rodríguez, and J. Telmo, 'Internal modifications to reduce pollutant emissions from marine engines. A numerical approach', *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, vol. 5, no. 4, Jan. 2013.
- [35]L. Feng *et al.*, 'Decreasing NOx of a Low-Speed Two-Stroke Marine Diesel Engine by Using In-Cylinder Emission Control Measures', *Energies*, vol. 9, no. 4, p. 304, Apr. 2016.
- [36] F. Millo, M. Gianoglio Bernardi, and D. Delneri, 'Computational Analysis of Internal and External EGR Strategies Combined with Miller Cycle Concept for a Two Stage Turbocharged Medium Speed Marine Diesel Engine', SAE Int. J. Engines, vol. 4, no. 1, pp. 1319–1330, Apr. 2011.
- [37]R. Verschaeren, W. Schaepdryver, T. Serruys, M. Bastiaen, L. Vervaeke, and S. Verhelst, 'Experimental study of NOx reduction on a medium speed heavy duty diesel engine by the application of EGR (exhaust gas recirculation) and Miller timing', *Energy*, vol. 76, pp. 614–621, Nov. 2014.
- [38]S. He, B.-G. Du, L.-Y. Feng, Y. Fu, J.-C. Cui, and W.-Q. Long, 'A Numerical Study on Combustion and Emission Characteristics of a Medium-Speed Diesel Engine Using In-Cylinder Cleaning Technologies', *Energies*, vol. 8, no. 5, pp. 4118–4137, May 2015.
- [39]M. Cavadini, '1-D Simulations of EGR on a Marine Diesel Engine using GT-Power', Master Thesis, FS 2014, 2014.

- [40] Anthony A. Amsden, 'KIVA-3: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries'. Los Alamos National Laboratory, Mar-1993.
- [41]F. X. Tanner and G. Weisser, 'Simulation of Liquid Jet Atomization for Fuel Sprays by Means of a Cascade Drop Breakup Model', 1998.
- [42]F. X. Tanner, 'Liquid Jet Atomization and Droplet Breakup Modeling of Non-Evaporating Diesel Fuel Sprays', 1997.
- [43]G. Weisser, F. X. Tanner, and K. Boulouchos, 'Modeling of Ignition and Early Flame Development with Respect to Large Diesel Engine Simulation', 1998.
- [44]G. A. Weisser, 'Modelling of combustion and nitric oxide formation for mediumspeed DI diesel engines', 2001.
- [45]T. Hiroyasu, M. Miki, J. Kamiura, S. Watanabe, and H. Hiroyasu, 'Multi-objective optimization of diesel engine emissions and fuel economy using genetic algorithms and phenomenological model', SAE Technical Paper, 2002.
- [46] Γεώργιος Καραφυλλιάς, 'Μελέτη Διαφοροποίησης του Χρονισμού Έγχυσης Καυσίμου σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel'. Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Τομέας Ναυτικής Μηχανολογίας, Διπλωματική Εργασία, 2012.
- [47]Bergman M., Golovitchev V.I., 'Application of Transient Temperature vs. Equivalence Ratio Emission Maps to Engine Simulations', *SAE Tech. Pap. Ser.*, 2007.
- [48]Kitamura T.,Ito T.,Senda J.,Fujimoto H., 'Mechanism of Smokeless Diesel Combustion with Oxygenated Fuels Based on the Dependency of the Equivalence Ratio and Temperature on Soot Particles Information', *Int. J. Engine Res.*, vol. 3, no. 4, pp. 223–247, 2002.
- [49]Κ.Χ. Γιαννάκογλου, 'Μέθοδοι Αιτιοκρατικής και Στοχαστικής Βελτιστοποίησης και Εφαρμογές'. Σημειώσεις για το Μεταπτυχιακό Μάθημα, 2012.