

---

# Προσομοίωση Εκπομπών Αιθάλης κατά τη Λειτουργία 2-Χ Ναυτικού Κινητήρα Diesel με Ανάπτυξη Μοντέλου Μηδενικής Διάστασης

---

Μετοχιανάκης Ν. Γεώργιος

## Διπλωματική Εργασία



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ : ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

Υπεύθυνος Καθηγητής : Νικόλαος Κυρτάτος

Μέλος Εξεταστικής Επιτροπής: Λάμπρος Καϊκτσής

Μέλος Εξεταστικής Επιτροπής : Γεώργιος Παπαλάμπρου

Αθήνα, Ιούνιος 2020



## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Ευχαριστίες.....	4
Περίληψη.....	5
Abstract.....	6
Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή .....	7
1.1 Μαύρος καπνός και Ναυτιλία.....	7
1.2 Αντικείμενο της Διπλωματικής Εργασίας.....	8
1.3 Μαύρος καπνός και IMO.....	9
1.4 Κίνητρο Διπλωματικής Εργασίας .....	10
Κεφάλαιο 2: Κινητήρας Diesel και Σωματίδια Αιθάλης .....	11
2.1 Ναυτικός Κινητήρας Diesel.....	11
2.2 Σωματίδια Αιθάλης.....	17
2.3 Σωματίδια Αιθάλης και Κινητήρας Diesel .....	25
2.4 Παράμετροι Κινητήρα που Επηρεάζουν το Σχηματισμό Σωματιδίων Αιθάλης.....	26
Κεφάλαιο 3: Μοντέλο Κινητήρα (MOTHER).....	30
3.1 Εισαγωγή .....	30
3.2 Θερμοδυναμικά και Μηχανικά Στοιχεία του MOTHER.....	30
3.2.1 Αποδέκτες Ροής.....	30
3.2.2 Ελεγκτές Ροής .....	34
3.2.3 Μηχανικά Στοιχεία .....	35
3.3 Μοντελοποίηση Εκκίνησης (Start – up) .....	36
3.3.1 Μοντέλο Τριβών.....	37
3.3.2 Μοντέλο Μεταφοράς Θερμότητας .....	38
3.3.3 Επέκταση Χάρτη Συμπιεστή σε Χαμηλές Στροφές Λειτουργίας .....	38
Κεφάλαιο 4: Μοντελοποίηση Παραγωγής και Οξείδωσης Αιθάλης .....	46
4.1 Εισαγωγή .....	46
4.2 Παρουσίαση των πιο γνωστών Ημι-Εμπειρικών Μοντέλων της Βιβλιογραφίας.....	47
4.3 Παρουσίαση Μοντέλου Αιθάλης που Χρησιμοποιήθηκε στη Διπλωματική .....	53
4.4 Παρουσίαση Αποτελεσμάτων Μοντέλου Αιθάλης σε Σταθερά Φορτία Λειτουργίας..	60
4.4.1 Παρουσίαση Κινητήρα Διπλωματικής.....	60
4.4.2 Παρουσίαση Καμπυλών Αιθάλης.....	61
4.4.3 Συμπεράσματα .....	73
4.4.4 Σύγκριση Αποτελεσμάτων με Βιβλιογραφία.....	74
Κεφάλαιο 5: Μεταβατική Λειτουργία.....	76

5.1 Εισαγωγή .....	76
5.2 Παρουσίαση Αποτελεσμάτων .....	77
Κεφάλαιο 6: Γενικά Συμπεράσματα .....	83
<b>ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ</b> .....	85
Π.1 Μοντέλα Κυλίνδρου .....	85
Π.1.1 Μοντέλο Καύσης .....	85
Π.1.2 Μοντέλο Τριβών .....	88
Π.1.3 Μοντέλο Μεταφοράς Θερμότητας (Gas/ Wall) .....	88
Π.1.4 Μοντέλο Μεταφοράς Θερμότητας (Wall/Coolant), Υπολογισμός $T_w$ .....	89
Π.1.4 Μοντέλο Σάρωσης για Μεγάλο 2-Χ Κινητήρα .....	90
Π.2 Συμπιεστής – Στρόβιλος .....	92
Π.3 Μοντελοποίηση Έλικας .....	94
Π.4 Μοντελοποίηση Αντίστασης Πλοίου στη Κίνηση Surge και Υπολογισμός Ταχύτητας του Πλοίου .....	98
Π.5 Ρυθμιστής Στροφών (Speed Governor) .....	99
Π.6 Μοντελοποίηση Φυσητήρα (Blower) .....	100
<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ</b> .....	102

## Ευχαριστίες

*Με την διπλωματική μου εργασία, ολοκληρώνονται οι σπουδές μου στη σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους όσους με βοήθησαν στην διεκπεραίωσή της.*

*Πρώτα από όλους, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Καθηγητή μου, κύριο Νικόλαο Κυρτάτο που μου έδωσε την ευκαιρία να αναλάβω ένα τέτοιο έργο, καθώς και για την καθοδήγησή του. Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω τον Δρα Μιχάλη Φωτεινό, για τη βοήθειά του στην κατανόηση του προγράμματος μοντελοποίησης του κινητήρα, αλλά και για τις διάφορες συζητήσεις μαζί του, οι οποίες άνοιγαν τον δρόμο για να συνεχίσω. Πολύ σημαντική ήταν η συνεισφορά του Καθηγητή, κύριου Λάμπρου Καϊκτσή, ο οποίος μου παρείχε μέρος της βιβλιογραφίας μου και του φίλου Κυριάκου Γεωργιάδη για τις διορθώσεις του επί του κειμένου.*

*Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα την οικογένειά μου, για όλη την υποστήριξη τόσο σε αυτή την εργασία, όσο και στο σύνολο των σπουδών μου γενικότερα.*

## Περίληψη

Σε παγκόσμιο επίπεδο, σχεδόν το 90% των εμπορευμάτων διακινείται με πλοία. Τα πλοία, για να επιτελέσουν τη λειτουργία αυτή, εξοπλίζονται με μεγάλους κινητήρες *Diesel*, οι οποίοι αποτελούν σημαντικό παράγοντα ρύπανσης. Οι κυριότεροι ρύποι από έναν ναυτικό Κινητήρα *Diesel* είναι το διοξείδιο του άνθρακα ( $CO_2$ ), τα οξείδια αζώτου ( $NO_x$ ) και θείου ( $SO_x$ ) και τα σωματίδια της αιθάλης (*soot*).

Τα ολοένα και πιο αυστηρά κριτήρια εκπομπών, τα οποία τίθενται από τον Διεθνή Οργανισμό Ναυτιλίας (*IMO*), καθιστούν απαραίτητη την εξέλιξη μονάδων πρόωσης μειωμένης ρύπανσης. Η μοντελοποίηση και κατανόηση των κυρίων ρύπων αποτελεί επίκεντρο της έρευνας των μεγάλων κατασκευαστριών εταιρειών.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία, επικεντρωθήκαμε στα σωματίδια της αιθάλης, η αυξημένη παραγωγή των οποίων οδηγεί στην εμφάνιση μαύρου καπνού στη καμινάδα του πλοίου. Η εμφάνιση μαύρου καπνού είναι σύνηθες φαινόμενο, όταν το πλοίο λειτουργεί σε χαμηλά φορτία-πίεσεις και χαμηλούς κατ' επέκταση βαθμούς απόδοσης συστημάτων. Επίσης είναι σύνηθες, κατά τη μεταβατική λειτουργία, η οποία διακρίνεται από στιγμιαίες αστάθειες των συστημάτων υποστήριξης του κινητήρα. Δημιουργήσαμε μοντέλο μηδενικής διάστασης με βάση το μοντέλο του *Hirogasu*, ικανό να προβλέπει την παραγωγή αιθάλης σε σταθερά φορτία και σε μεταβατική λειτουργία.

Στο πλαίσιο της εργασίας, χρησιμοποιήθηκε μοντέλο του δίχρονου βραδύστροφου κινητήρα *Diesel* της κατασκευάστριας εταιρείας *MAN*, με κωδική ονομασία *6S50 ME-C8*, το οποίο είχε ρυθμιστεί στον θερμοδυναμικό κώδικα *MOTHER* για *Tier II*, του Εργαστηρίου Ναυτικής Μηχανολογίας, χρησιμοποιώντας τα διαθέσιμα *Shop tests*. Επιπλέον, έγινε χρήση ενός μοντέλου γάστρας πλοίου και έλικα, προκειμένου να είναι δυνατή η προσομοίωση της μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα. Για την προσομοίωση της εκκίνησης του πλοίου κατά την αρχική επιτάχυνση, αξιοποιήθηκε αναπροσαρμοσμένο μοντέλο του κινητήρα στις ιδιαιτερότητες των πολύ χαμηλών φορτίων λειτουργίας και έγινε επέκταση του χάρτη στροβίλου και συμπίεστή σε χαμηλότερες στροφές από αυτές που παρέχει ο κατασκευαστής.

Στα αποτελέσματα δίνονται τέσσερις καμπύλες αιθάλης για τα τέσσερα διαφορετικά σταθερά φορτία λειτουργίας που διέθεταν *Shop Tests*. Συγκεκριμένα, δίνονται οι καμπύλες αιθάλης ανά κύκλο λειτουργίας για τα 25%, 50%, 75% και 100% του *SMCR* του κινητήρα. Επιπλέον, δίνεται η τελική μάζα αιθάλης που περνά στην εξαγωγή για δύο διαφορετικές μεταβατικές λειτουργίες επιτάχυνσης του κινητήρα. Πρόκειται για την εκκίνηση του κινητήρα από 0 *RPM* μέχρι και τις 75 *RPM* που χαρακτηρίζουν το 25% *SMCR* και για την μετάβαση από το 25% στο 50% του *SMCR*. Το μοντέλο προβλέπει σωστά την πτώση στην οξειδωτική ικανότητα (αδιάστατη, ως προς τη μάζα καυσίμου, ποσότητα αιθάλης που περνά στην εξαγωγή) του περιβάλλοντος καθώς το φορτίο μειώνεται, εξαιτίας πτώσης της πίεσης. Όσον αφορά στις μεταβατικές καταστάσεις, φαίνεται καθαρά η χειροτέρευση του ρύπου με την αύξηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα. Η εκκίνηση αποτελεί τη δυσμενέστερη κατάσταση ως προς την εναπομένουσα ποσότητα αιθάλης στο θάλαμο. Τα χαρακτηριστικά που συνδυάζει, του υψηλού λόγου καυσίμου-αέρα και της χαμηλής πίεσης, συντελούν σε αυτό το αποτέλεσμα.

## Abstract

Globally, almost 90% of the goods are shipped. To perform this function, ships are equipped with large Diesel engines, which are a significant factor in pollution. The primary pollutants from a marine engine, are carbon dioxide (CO<sub>2</sub>), sulfur oxides (SO<sub>x</sub>), nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) and soot particles.

The increasingly stringent emission criteria set by the International Maritime Organization (IMO), make it necessary to develop propulsion units with decreased emissions. Modelling and understanding the main pollutants is the focus of research by major manufacturers.

In the present thesis, we focused on soot particles, the increased production of which leads to the appearance of black smoke in the ship's funnel. The appearance of black smoke is a common occurrence when the ship is operating at low load-pressures and therefore, low system performance. It is also common during the transition operation, which is distinguished by momentary instabilities of the engine support systems. We created a zero-dimensional model based on the Hiroyasu model, capable of predicting soot production at constant loads and in transition mode too.

As part of the thesis, a model of the two-stroke Diesel engine of the manufacturer MAN was used, codenamed 6S50 ME-C8, which was regulated in the MOTHER thermodynamic code for Tier II, of the Marine Engineering Laboratory, using the available Shop tests. Also, the ship hull and propeller model were used to simulate the engine's transient operation. To simulate the start-up of the ship during the initial acceleration, an adapted engine model was used in the particularities of the very low operating loads and the turbine and compressor map were extended at lower speeds than those provided by the manufacturer.

The results show four soot curves, each one for the four different steady-state operating loads respectively, which Shop Tests had. Specifically, the soot curves are given per operating cycle for 25%, 50%, 75% and 100% of the engine SMCR. Additionally, the final mass of soot passed to the exhaust, is given for two different transient acceleration functions of the engine. This is the starting of the engine from 0 RPM to 75 RPM, which characterize 25% SMCR and for the transition from 25% to 50% of SMCR. The model correctly predicts a drop in the oxidizing ability (mass of soot passing through the exhaust, dimensionless in terms of the mass of fuel,) of the environment, as the load decreases due to pressure drop. It also predicts an increase in the maximum amount of soot formed as the load rises due to increase in injected fuel mass. As for the transition situations, the deterioration of the pollutant is seen clearly, with the increase of the equivalent fuel-air ratio.

The start-up is the worst case scenario for the remaining amount of soot in the chamber. The combination of the high fuel-air ratio and low pressure contributes to this effect.

## Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

### 1.1 Μαύρος καπνός και Ναυτιλία

Τα πλοία εμπορικών σκοπών, για να επιτελέσουν τη λειτουργία τους, χρειάζονται πολύ μεγάλη ισχύ πρόωσης. Η απαίτηση μεγάλης ισχύος καθιστά την χαμηλή ειδική κατανάλωση των κινητήρων απαραίτητη, τόσο για λόγους οικονομίας των μεταφορών, όσο και για λόγους ρύπανσης. Η παραπάνω απαίτηση δικαιολογεί την χρήση μεγάλων κινητήρων *Diesel*, οι οποίοι χαρακτηρίζονται από υψηλό βαθμό απόδοσης.

Παρόλα αυτά, οι κινητήρες *Diesel*, με την ανομοιογενή καύση που τους χαρακτηρίζει, είναι υπεύθυνοι για τη δημιουργία οξειδίων του αζώτου και σωματιδιακών ρύπων που είναι γνωστοί ως σωματίδια της αιθάλης (soot) ή *particulate matter (PM)* ή *black carbon*. Ως εκ τούτου, ο μαύρος καπνός είναι αναπόσπαστο στοιχείο της φύσης των κινητήρων *Diesel*, επομένως και της ναυτιλίας. Συγκεκριμένα, η ναυτιλία ευθύνεται για 1%-2% της παγκόσμιας ρύπανσης από μαύρο καπνό και 3.9%-5.7% της παραγωγής μαύρου καπνού από κινητήρες *Diesel*, για το 2015 [1],[2]. Σε άλλους δείκτες, η ναυτιλία αποδίδει 0.25 gr αιθάλης/kg καυσίμου [1].

Ο μαύρος καπνός παρατηρείται κατά κύριο λόγο στα λιμάνια. Εκεί, το πλοίο αναγκάζεται να επιβραδύνει, να επιταχύνει, να κάνει ελιγμούς ή ακόμη και να γίνει εκκίνηση του κινητήρα. Οι άκαυτοι υδρογονάνθρακες του καυσίμου δημιουργούν σωματίδια αιθάλης, τα οποία περνούν στην εξαγωγή όταν καταφέρουν να αποφύγουν το καταστροφικό στοιχείο γι' αυτά, το οξυγόνο. Όταν η παρουσία του οξυγόνου δεν είναι ισχυρή στο θάλαμο, η παρουσία της αιθάλης στα καυσαέρια είναι αναπόφευκτη. Καταστάσεις χαμηλών φορτίων και μεταβατικής λειτουργίας όπως αυτές σε ένα λιμάνι, χαρακτηρίζονται από μειωμένη ισχύ οξυγόνου στην καύση, με συνέπεια την εμφάνιση μαύρου καπνού.

Το 2015 ο Διεθνής Οργανισμός Ναυτιλίας (*International Maritime Organization* ή *IMO*) παρέθεσε ορισμό για τον μαύρο καπνό. Βάσει του ορισμού αυτού, μαύρος καπνός είναι ένα προϊόν ατελούς καύσης οργανικών καυσίμων. Διακρίνεται από ισχυρή απορρόφηση του φωτός σε όλο το μήκος κύματος του ορατού φάσματος. Περιλαμβάνει 80% άνθρακα κατά μάζα. Ο μαύρος καπνός αποτελείται στην ουσία από αλυσίδες σφαιροειδών σωματιδίων κατά βάση άνθρακα, με διαστάσεις διαμέτρου από 20 nm μέχρι και 50 nm. Η ικανότητα απορρόφησης φωτός ποικίλει ανάλογα με τη σύσταση, τη διάσταση των σωματιδίων καθώς και τη φάση των στοιχείων ανάμειξης [2].

Τα σωματίδια του μαύρου καπνού είναι επικίνδυνα για τον άνθρωπο και το περιβάλλον. Η πορώδης επιφάνειά τους έχει την ιδιότητα να απορροφά επιβλαβείς ενώσεις για την ανθρώπινη υγεία. Εξαιτίας του μικρού τους μεγέθους, εγκλωβίζονται στις κυψελίδες των πνευμόνων, με αποτέλεσμα κακοήθεις νεοπλασίες του αναπνευστικού συστήματος. Τα πολύ μικρά σωματίδια απορροφούνται στο αίμα και εναποτίθενται σε διάφορα σημεία του σώματος, προκαλώντας φλεγμονές και δυσλειτουργίες [3],[4]. Ο μαύρος καπνός επιπλέον, έχει τη δεύτερη μεγαλύτερη συμβολή στην επίδραση αλλαγής του κλίματος από πλοία, ισοδυναμώντας με 16%-23% διοξειδίου του άνθρακα (χρονοδιάγραμμα 20 ετών), αέριο με τη μεγαλύτερη συμβολή στο φαινόμενο του θερμοκηπίου [1].



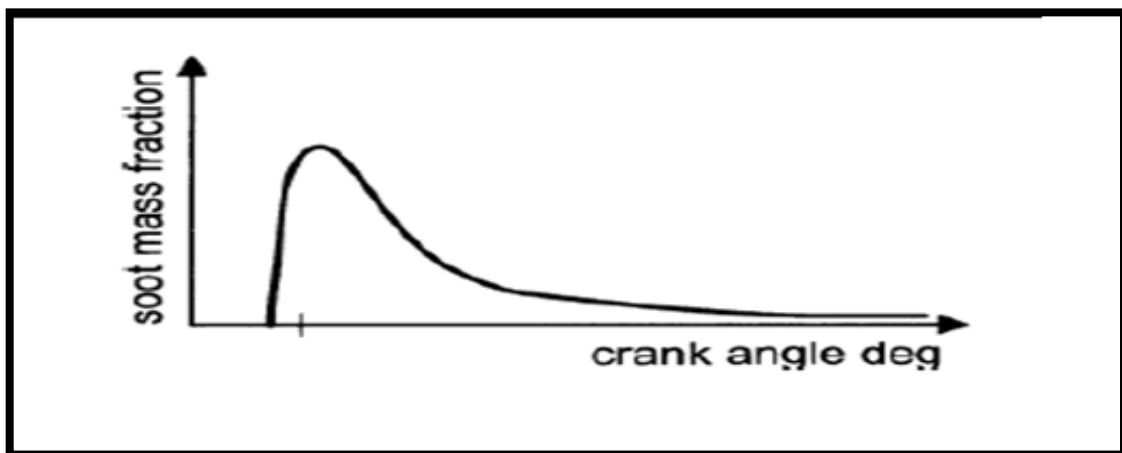
## 1.2 Αντικείμενο της Διπλωματικής Εργασίας

Στους κινητήρες Diesel, η έγχυση καυσίμου πραγματοποιείται, αφού έχει προηγηθεί η εισαγωγή και συμπίεση του αέρα στο θάλαμο καύσης. Η ύπαρξη ανομοιογενούς μίγματος καυσίμου- αέρα σε διαφορετική φάση (διφασικό μίγμα) είναι αναπόφευκτη. Στην περιοχή του θαλάμου, που ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα- γνωστός ως  $\varphi$  στην βιβλιογραφία- ξεπερνά τις τιμές της μονάδας ( $\varphi \gg 1$ ), εμφανίζονται παραπροϊόντα ατελούς καύσης, τα οποία συμβάλλουν στην δημιουργία σωματιδιακών ρύπων. Τα σωματίδια που έχουν σχηματιστεί, εκτίθενται στον αέρα που έχει περισσέψει και οξειδώνονται, στο τέλος της καύσης. Η τελική μάζα του ρύπου προκύπτει από τον ανταγωνισμό των δύο φάσεων σχηματισμού και οξείδωσης των σωματιδίων. Είναι φανερό, πως όταν η οξείδωση δεν έχει την απαραίτητη ένταση, ο ρύπος κάνει την εμφάνισή του με τη μορφή μαύρου καπνού.

Στόχος της διπλωματικής εργασίας ήταν η ανάπτυξη μοντέλου μηδενικής διάστασης, ικανό να προβλέπει ποιοτικά τις δύο φάσεις, σχηματισμού και οξείδωσης. Το μοντέλο σχεδιάστηκε με γνώμονα τα ποιοτικά χαρακτηριστικά του ρύπου ανά κύκλο λειτουργίας. Ποιοτικά χαρακτηριστικά ορίζονται οι μοίρες στροφάλου, στις οποίες η οξείδωση διέπει το φαινόμενο, αρχίζοντας να καταστρέφει τον ρύπο και η τελική μάζα της αιθάλης αδιαστατοποιημένη ως προς την ποσότητα του εγχυμένου καυσίμου (οξειδωτική ικανότητα περιβάλλοντος). Συνοπτικά, στόχος του μοντέλου ήταν να εξάγει σωστά το ακρότατο της καμπύλης αιθάλης (εικόνα 1.1) και να δίνει αποτελέσματα τελικής αδιαστατοποιημένης μάζας, ικανοποιητικά ως προς τη βιβλιογραφία, σε 4 διαφορετικά φορτία λειτουργίας του κινητήρα, 25%, 50%, 75% και 100% *SMCR*.

Συγκεκριμένα, έγινε χρήση ενός μοντέλου δύο βημάτων με βάση το μοντέλο του Hiroyasu. Τα δύο βήματα προσομοιώνουν τις δύο φάσεις, που χαρακτηρίζουν την τελική παραγωγή της αιθάλης, τον σχηματισμό και την οξείδωση.

Επιπλέον, το τελικό μοντέλο επαληθεύτηκε σε συνθήκες μεταβατικής λειτουργίας και συγκεκριμένα, στην αρχική επιτάχυνση του πλοίου (*start-up*), συνθήκες οι οποίες ευνοούν την παραγωγή μαύρου καπνού, με δεδομένα της βιβλιογραφίας.



(εικόνα 1.1, Καμπύλη αιθάλης ανά μοίρα στροφάλου σε ένα κύκλο λειτουργίας (0-360°) [6])

### 1.3 Μαύρος καπνός και IMO

Οι συζητήσεις πάνω στη μείωση των σωματιδίων από τα πλοία στον IMO, ξεκίνησαν από την δημιουργία μίας ομάδας (*correspondence group*) κατά την διάρκεια της 10<sup>ης</sup> συνεδρίασης της υποεπιτροπής *Bulk Liquids and Gases (BLG 10)*. Αυτή η ομάδα καθιερώθηκε με πλάνο την εύρεση τρόπων ελέγχου των εκπομπών σωματιδίων από τα πλοία, την μελέτη των επιπέδων παραγωγής του ρύπου από τους ναυτικούς κινητήρες και την διάσταση των σωματιδίων. Η ομάδα ανέφερε στο *BLG 11 (2007)* πολλαπλούς τρόπους μείωσης των σωματιδίων. Κατά τη διάρκεια του *BLG 12 (2008)*, η Νορβηγία υπέβαλε άρθρο ,προτείνοντας ένα πρότυπο μέτρησης σωματιδίων (*ISO 9096*), το οποίο ήταν συμβατό με το υπολειμματικό καύσιμο υψηλής περιεκτικότητας σε θείο. Με αυτό τον τρόπο, δημιουργήθηκε μια ισχυρή βάση για επακόλουθες συζητήσεις πιο αξιόπιστων πρωτοκόλλων μέτρησης. Στο *Marine Environmental Protection Committee (MEPC) 59 (2009)*, οι Ηνωμένες Πολιτείες Αμερικής και ο Καναδάς υπέβαλαν μία πρόταση στον IMO, να καθιερώσει ειδική περιοχή ελέγχου *ECA* για  $SO_x$ ,  $NO_x$ , PM. Αυτή η βόρεια περιοχή της Αμερικής έγινε αποδεκτή στο *MEPC 60 (2010)*. Επιπλέον, κατά την διάρκεια του *MEPC 60*, η Νορβηγία, η Σουηδία και οι Ηνωμένες Πολιτείες της Αμερικής, παρέδωσαν αναφορά των επιδράσεων του μαύρου καπνού στην Αρκτική και πρότειναν πιθανές λύσεις για μείωση του από τα πλοία. Το 2010 στο *MEPC 61*, ο IMO συμφώνησε να προσκαλέσει ενδιαφερόμενα μέλη κυβερνήσεων και διεθνών οργανώσεων να καταθέσουν συγκεκριμένες προτάσεις με συγκεκριμένες μετρήσεις στο *BLG 15*. Περαιτέρω συζητήσεις στο *BLG 15* και στο *MEPC 62 (2011)* οδήγησαν στο ακόλουθο πλάνο από τον IMO [2]:

- 1) Ορισμός του μαύρου καπνού στη διεθνή ναυτιλία.
- 2) Παρουσίαση μεθόδων μέτρησης του μαύρου καπνού και αναγνώριση της πιο κατάλληλης.
- 3) Έρευνα για κατάλληλες μεθόδους ελέγχου με σκοπό την μείωση της αρνητικής επίδρασης του μαύρου καπνού.
- 4) Κατάθεση τελικής αναφοράς στο *BLG 17*.

Ο IMO συμφώνησε σε ορισμό του μαύρου καπνού το 2015. Το 2019 συμφώνησε ότι υπάρχουν 41 κατάλληλοι τρόποι μείωσης του μαύρου καπνού. Η στροφή από υπολειμματικό καύσιμο σε αποστάγματα υψηλότερης ποιότητας μπορεί να οδηγήσει σε μείωση του μαύρου καπνού έως και 33%, ενώ η χρήση *LNG* ως καυσίμο δεν παράγει σχεδόν καθόλου μαύρο καπνό. Τα εναλλακτικά καύσιμα μπορούν να μειώσουν τον ρύπο σε ποσοστό 55-75%. Η χρήση αποσταγμάτων πετρελαίου μπορεί να συνδυαστεί με επεξεργαστές καυσαερίου, όπως τα *Diesel particulate filters (DPFs)* και τα *electrostatic precipitators (ESPs)*, με μείωση μεγαλύτερη από 90% του μαύρου καπνού στην εξαγωγή [2].

Παρατηρεί κανείς, πως δεν υπάρχει θεσμικό πλαίσιο με αυστηρά όρια γύρω από την παραγωγή μαύρου καπνού στα πλοία. Το παραπάνω, σε συνδυασμό με την σημασία του ρύπου στην ανθρώπινη υγεία και στο περιβάλλον, υποστηρίζει την υπόθεση, πως στο άμεσο μέλλον ο Διεθνής Οργανισμός Ναυτιλίας θα στρέψει έντονα την προσοχή του στο θέμα. Αναμένουμε ότι ο IMO θα ξεκινήσει συζητήσεις για πολιτικές ελέγχου και όρια εκπομπών το 2020.

## 1.4 Κίνητρο Διπλωματικής Εργασίας

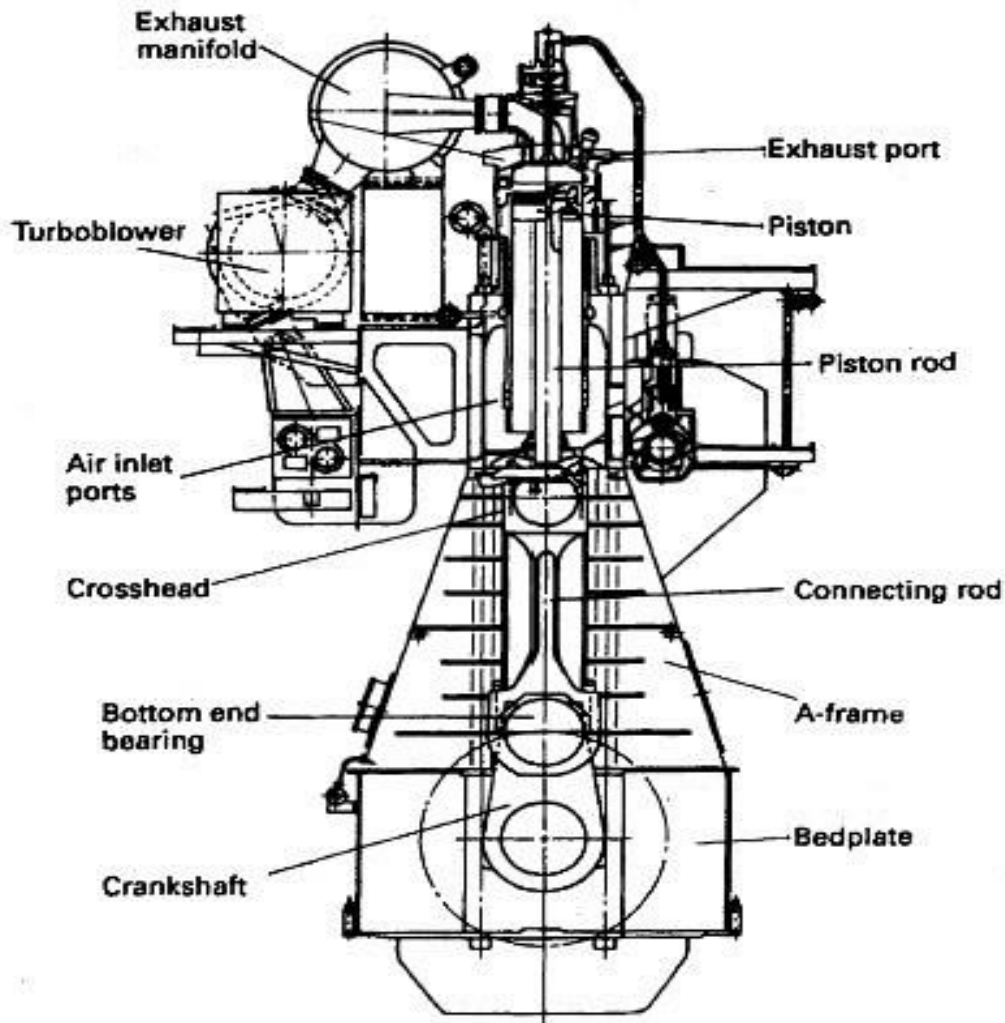
Η τάση να δημιουργηθεί θεσμικό πλαίσιο γύρω από την παραγωγή μαύρου καπνού από τα πλοία, φέρνει το ρύπο στο επίκεντρο της έρευνας των εταιρειών. Είναι αναγκαίο να κατανοηθεί σε μεγαλύτερο βάθος ο μηχανισμός της παραγωγής του, το πως επηρεάζεται από διάφορες παραμέτρους της καύσης, να γίνουν αξιόπιστες μετρήσεις, οι οποίες λείπουν από την βιβλιογραφία σε μεγάλους ναυτικούς κινητήρες και να δημιουργηθούν μοντέλα υπολογισμών, όταν οι πραγματικές μετρήσεις είναι δύσκολο να γίνουν ή απαιτούν υψηλό κόστος. Μόνο η πληρέστερη κατανόηση και μοντελοποίηση μπορεί να εξελίξει και να συμμορφώσει τους κινητήρες, όταν τα όρια εκπομπών γίνονται ολοένα και πιο αυστηρά.

Επιπλέον, αν και ο ρύπος μελετάται για περισσότερο από 100 χρόνια, ο εξαιρετικά πολύπλοκος μηχανισμός δημιουργίας του, σε συνδυασμό με το χαοτικό περιβάλλον ενός κινητήρα Diesel, καθιστούν εξαιρετικά δύσκολο τον ποσοτικό προσδιορισμό του θεωρητικά. Τα μοντέλα που έχουν αναπτυχθεί, έχουν τη βάση τους σε πολύπλοκους ρευστομηχανικούς κώδικες πολλαπλών ζωνών μοντελοποίησης της καύσης, αποσκοπώντας σε αξιόπιστους ποσοτικούς προσδιορισμούς. Ένα τέτοιο περιβάλλον αυξάνει τη πολυπλοκότητα στη μοντελοποίηση και τους χρόνους, με επακόλουθο, τα αποτελέσματα μεταβατικής λειτουργίας (transient simulation) να είναι χρονοβόρα.

Κίνητρο της διπλωματικής εργασίας ήταν η δημιουργία μοντέλου μηδενικής διάστασης (zero dimensional and single zone model) υπολογισμού της αιθάλης με ικανότητα πολύ γρήγορων αποτελεσμάτων και αξιόπιστης αναπαράστασης της μεταβατικής λειτουργίας, σε ένα φτωχό περιβάλλον δεδομένων. Η μεταβατική λειτουργία σε πολύ χαμηλά φορτία δυσχεραίνει ακόμη περισσότερο την εργασία, προσθέτοντας ένα επιπλέον κίνητρο.

## Κεφάλαιο 2: Κινητήρας Diesel και Σωματίδια Αιθάλης

### 2.1 Ναυτικός Κινητήρας Diesel Γενικά χαρακτηριστικά



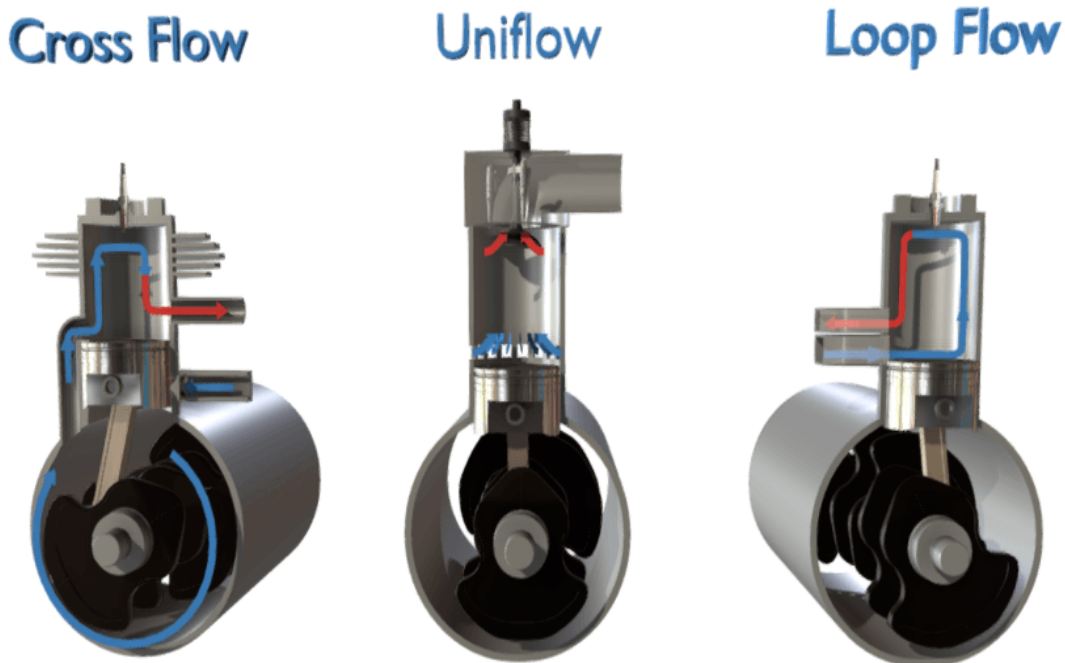
(εικόνα 2.1, Εγκάρσια τομή τυπικού δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel με βάκτρο και σταυρό [45])

Οι απαιτήσεις για πρόωση εμπορικών πλοίων ικανοποιούνται από μεγάλους δίχρονους βραδύστροφους κινητήρες *Diesel*, οι οποίοι συνδέονται άμεσα με τον έλικα. Οι μηχανές αυτές, μπορούν να κάψουν ευκολότερα καύσιμα πολύ χαμηλής ποιότητας (υπολειμματικό καύσιμο) από μία μεσόστροφη μηχανή, γιατί έχουν περισσότερο χρόνο και χώρο καύσεως. Για να επιτύχουν οι κατασκευαστές τόσο χαμηλές στροφές λειτουργίας, δημιούργησαν κινητήρες πολύ μεγάλης διαδρομής (*large stroke*), αποσκοπώντας στη διατήρηση της ταχύτητας του εμβόλου σε αργές περιστροφές του στροφάλου, με σκοπό την επίτευξη υδροδυναμικής λίπανσης ανάμεσα σε έμβολο και τοίχωμα. Η αυξημένη διαδρομή επέφερε

αλλαγές στη σχεδιάσή τους σε σχέση, τόσο με τους μεσόστροφους και ταχύστροφους κινητήρες, όσο και σε σχέση με τους μικρότερους δίχρονους.

Συγκεκριμένα, οι βραδύστροφοι κινητήρες διαθέτουν βάκτρο ανάμεσα στο έμβολο και στο διωστήρα και σταυρό ή ζύγωμα για την σύνδεσή τους, ούτως ώστε να επιτύχουν πολύ μεγάλη διαδρομή (εικόνα 2.1, *crosshead, connecting rod*). Επίσης, εξαιτίας της πολύ μεγάλης διαδρομής, η απόπλυση του κινητήρα, δηλαδή η επικάλυψη των φάσεων της εισαγωγής και εξαγωγής, ήταν αδύνατη με τη χρήση θυρίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Οι δίχρονοι κινητήρες που εξοπλίζονται με θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής χαρακτηρίζονται, είτε από *cross flow* απόπλυση, είτε από *loop flow* (εικόνα 2.2). Στην *cross flow*, οι θυρίδες βρίσκονται εκατέρωθεν του θαλάμου, ενώ στη *loop flow*, στην ίδια πλευρά του θαλάμου. Στους κινητήρες μεγάλης διαδρομής υπάρχει ο κίνδυνος, ο αέρας να γυρίσει πίσω, πριν προλάβει να φτάσει στο άνω μέρος του κυλίνδρου, με συνέπεια την ατελή απόπλυση. Για την αποφυγή αυτού του προβλήματος, οι βραδύστροφοι κινητήρες στηρίζονται σε *uniflow* απόπλυση (εικόνα 2.2). Διαθέτουν σε όλη την περιφέρεια του κυλίνδρου ανοίγματα-θυρίδες εισαγωγής του αέρα, ενώ η εξαγωγή του καυσαερίου γίνεται στο πώμα του κυλίνδρου από κατάλληλη βαλβίδα εξαγωγής. Με τη σχεδίαση αυτή, ο αέρας, ο οποίος εισέρχεται υπό πίεση στο θάλαμο, σπρώχνει προς τα πάνω το καυσαέριο και το ωθεί να περάσει από τη βαλβίδα εξαγωγής.

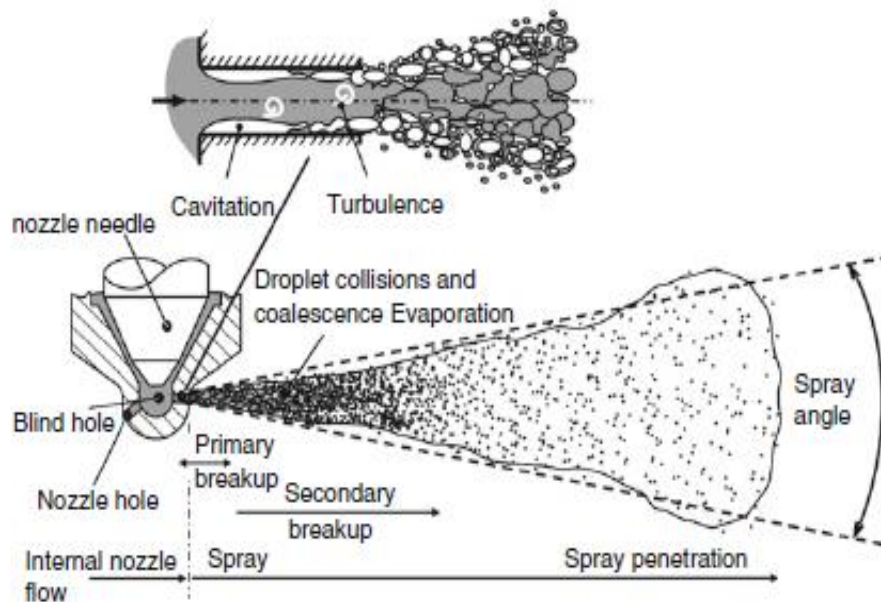
Συνοπτικά, οι κινητήρες που εξοπλίζουν το μεγαλύτερο κομμάτι του παγκόσμιου στόλου, είναι Diesel αργόστροφοι, πολύ μεγάλης διαδρομής, με βάκτρο, σταυρό, θυρίδες εισαγωγής και βαλβίδα εξαγωγής.



(εικόνα 2.2, Διαφορετικοί τύποι σάρωσης-απόπλυσης σε δίχρονους κινητήρες)

## Ανάλυση της καύσης

Οι κινητήρες Diesel στηρίζουν τη λειτουργία τους στην αυθόρμητη έναυση-αυτανάφλεξη του καυσίμου, δηλαδή στην έναυση από αυτοθέρμανση, χωρίς κάποια εξωτερική πρόσδοση ενέργειας. Για να είναι δυνατή η αυτανάφλεξη του καυσίμου, γίνεται έγχυσή του σε πολύ θερμό περιβάλλον αέρα, η θερμοκρασία του οποίου έχει αυξηθεί μέσω ισεντροπικής συμπίεσης. Η παραπάνω λογική εξηγεί, γιατί οι κινητήρες *Diesel* λειτουργούν σε υψηλές σχέσεις συμπίεσης. Επιπλέον, η ανάγκη, σε πολύ μικρό χρονικό διάστημα, να συναντηθεί και να αναμειχθεί κατάλληλα το καύσιμο με το οξειδωτικό μέσο, ούτως ώστε να πραγματοποιηθεί καύση, οδηγεί σε περιβάλλον θαλάμου με περίσσεια αέρα. Συνήθεις ενδεικτικές τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα είναι 0.5-0.8 για ναυτικούς δίχρονους κινητήρες. Με την περίσσεια αέρα, αποφεύγεται και η έντονη εμφάνιση άκαυστων υδρογονανθράκων στην εξαγωγή, συχνό φαινόμενο ανομοιογενούς καύσης.



(εικόνα 2.3, Σχηματική αναπαράσταση ροής δέσμης καυσίμου από εγχυτήρα [5])

Αναλυτικότερα, το καύσιμο ψεκάζεται από ειδικούς εγχυτήρες σε πολύ υψηλή πίεση. Οι τιμές της πίεσης ψεκασμού σε αυτή την κατηγορία κινητήρων, κυμαίνονται από 500 bar μέχρι και 1000 bar. Το καύσιμο, εξαιτίας της πολύ μεγάλης πίεσης έγχυσης, αποκτά πολύ μεγάλη ταχύτητα στην έξοδο του ακροφυσίου και ως επακόλουθο, σημαντική σχετική ταχύτητα ως προς το συμπιεσμένο αέρα. Η σχετική ταχύτητα ανάμεσα στον αέρα και στο καύσιμο δημιουργεί επιφανειακές τάσεις, οι οποίες σπάνε τη συνοχή της υγρής δέσμης και δημιουργούν σταγόνες καυσίμου (εικόνα 2.3). Σε μεγαλύτερη απόσταση από το ακροφύσιο ψεκασμού, πραγματοποιείται και δεύτερη διάσπαση της ροής του καυσίμου, με αποτέλεσμα τη μεγαλύτερη διασπορά του, την εμφάνιση λεπτότερων σταγονιδίων και την αύξηση της εσωτερικής επιφάνειας (εικόνα 2.3) [5], [6], [9].

Ο αέρας που έχει παρασυρθεί από τη δέσμη στις παρυφές της, βρίσκει χώρο και διεισδύει στο εσωτερικό του καυσίμου μέσω μοριακής διάχυσης, με προοδευτική αύξηση της διείσδυσης αναλογικά της απόστασης από το ακροφύσιο. Με την είσοδό του, ζεσταίνει το

καύσιμο με τον μηχανισμό μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή, βοηθώντας την εξάτμισή του [6]. Η υγρή δέσμη του καυσίμου, χαρακτηρίζεται από μία μέγιστη απόσταση από το ακροφύσιο. Ο αέρας που έχει εισχωρήσει μέσα της μέχρι εκείνο το σημείο, είναι αρκετός για να εξατμίσει το καύσιμο και να μην το αφήσει να διεισδύσει περαιτέρω, με κίνδυνο την πρόσκρουση υγρής φάσης στα τοιχώματα. Η απόσταση αυτή, είναι γνωστή στη βιβλιογραφία ως *liquid length* [7]. Η εξάτμιση γίνεται κατά δευτερεύοντα λόγο, μέσω ακτινοβολίας θερμότητας από τα ζεστά τοιχώματα [6].

Μετά το *liquid length*, το ατμοποιημένο καύσιμο με μικρή ποσότητα αέρα, δημιουργεί πλούσιο αέριο μείγμα, το οποίο συνεχίζει την πορεία του στο θάλαμο μέχρι να καεί. Στη διάρκεια αυτή, τα μεγάλα μόρια υδρογονανθράκων διασπώνται σε μικρότερα, αυξάνοντας την συγκέντρωση ριζών και επιταχύνοντας τις χημικές αντιδράσεις [7]. Η αποσύνθεση μεγάλων υδρογονανθράκων σε μικρότερους-πτητικότερους, γίνεται με μία διαδικασία γνωστή ως πυρόλυση. Η πυρόλυση γίνεται, είτε μέσω ατελούς αντίδρασης με ρίζες από το οξειδωτικό περιβάλλον, είτε εξαιτίας των πολύ υψηλών θερμοκρασιών στο χώρο του καυσίμου. Τα παραπροϊόντα της πυρόλυσης συνεχίζουν να διεισδύουν στον θάλαμο, αναμειγνύονται με τον αέρα και αντιδρούν εξαιρετικά γρήγορα.

Η φλόγα που δημιουργείται από τις αντιδράσεις, ονομάζεται φλόγα διάχυσης ή αλλιώς μη προ-αναμειγμένη φλόγα. Σε μία φλόγα διάχυσης (*diffusion flame*), τα ρεύματα αέρα-καυσίμου, τα οποία εισάγονται ανεξάρτητα στο χώρο, αναμειγνύονται μέσω μοριακής και τυρβώδους διάχυσης και αντιδρούν. Επειδή οι αντιδράσεις είναι πολύ πιο γρήγορες από τους φυσικούς μηχανισμούς ανάμειξης, η φλόγα διάχυσης ελέγχεται από τους ρυθμούς ανάμειξης (*mixing controlled*) [5], [6].

Είναι σημαντικό να αναφερθεί, πως, αν και οι μηχανισμοί που περιγράφουν την πορεία του καυσίμου από την έγχυση στην καύση αναφέρθηκαν σαν ξεχωριστά βήματα, στην πραγματικότητα, στους κινητήρες *Diesel*, αυτές οι διαδικασίες γίνονται με συνέχεια και επικάλυψη. Μόνο ένα πολύ μικρό μέρος του καυσίμου έχει προλάβει να αναμειχθεί σχεδόν ομοιογενώς με τον αέρα, κατά τη διάρκεια καθυστέρησης της έναυσης. Αυτό καίγεται με καύση προ-ανάμειξης, όπως στους κινητήρες *Otto*, με αποτέλεσμα η διάκριση σε φάσεις να έχει πραγματική ουσία μόνο σε αυτό το κομμάτι της καύσης [6].

## **Καθυστέρηση της ανάφλεξης**

Ως καθυστέρηση της ανάφλεξης, ορίζουμε το χρονικό διάστημα, απ' τη στιγμή που γίνεται η έγχυση του καυσίμου, μέχρι τη στιγμή που παρατηρείται έκκληση της θερμότητας του συστήματος. Ως εκ τούτου, η παραγωγή θερμότητας από εξώθερμες αντιδράσεις γίνεται πολύ μεγάλη, υπερκαλύπτει τις απώλειες και αυξάνει τη θερμοκρασία του χώρου. Με άλλα λόγια, αυξημένος ρυθμός παραγωγής θερμότητας και αύξηση της θερμοκρασίας, σηματοδοτούν την έναυση [8].

Η καθυστέρηση ανάφλεξης είναι διττή, καθότι χαρακτηρίζεται από φυσική και χημική καθυστέρηση. Η φυσική και χημική καθυστέρηση αναφέρεται στη βιβλιογραφία ως προετοιμασία καυσίμου. Η φυσική καθυστέρηση περιλαμβάνει όλους τους φυσικούς μηχανισμούς προετοιμασίας του καυσίμου. Δηλαδή, τη διασπορά του καυσίμου σε λεπτά

σταγονίδια, την ατμοποίηση και την ανάμειξη με τον αέρα. Η χημική καθυστέρηση αφορά την κινητοποίηση χημικού μηχανισμού, που οδηγεί στην παραγωγή ελευθέρων ριζών, οι οποίες αυξάνουν τους ρυθμούς των αντιδράσεων.

Κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης, ένα τμήμα του καυσίμου έχει εξατμιστεί και προχωρώντας στο θάλαμο, έχει εισχωρήσει κάποια ποσότητα αέρα σ' αυτό, δημιουργώντας κατά τούτο πλούσιο μείγμα λόγου ισοδυναμίας καυσίμου αέρα από 2 έως 4 [7]. Ένα μικρό τμήμα του μείγματος είναι ομοιογενές, φυσικά έτοιμο και έτοιμο να καεί με καύση προ-ανάμειξης. Η καθυστέρηση από το σημείο αυτό και μετά, οφείλεται αποκλειστικά στη χημεία [6] ,[8]. Είναι φανερό ότι στην καύση προ-ανάμειξης υπάρχει διάκριση στις φάσεις, δηλαδή τα φαινόμενα δεν γίνονται ταυτόχρονα.

Όσον αφορά τη χημική κινητική, η εξέλιξη των αντιδράσεων χαρακτηρίζεται από τέσσερα στάδια. Το πρώτο στάδιο είναι η αλυσίδα δημιουργίας ελευθέρων ριζών (*chain initiation*), το δεύτερο είναι η διάδοση της αλυσίδας, στο οποίο διατηρείται ο αριθμός των ελευθέρων ριζών (*chain propagation*), το τρίτο είναι η διακλάδωση της αλυσίδας, στο οποίο αυξάνεται ο αριθμός των ελευθέρων ριζών (*chain branching*) και το τέταρτο είναι ο τερματισμός αλυσίδας, στο οποίο γίνεται καταστροφή των ριζών είτε στα τοιχώματα, είτε λόγω αντίδρασης με ενδιάμεσες ενώσεις προς παραγωγή ευσταθών ενώσεων [8]. Όταν η διακλάδωση της αλυσίδας έχει μεγαλύτερη ταχύτητα αντίδρασης από τον τερματισμό, η παραγωγή ελευθέρων ριζών ευνοείται, με άμεση συνέπεια την έντονη επιτάχυνση των αντιδράσεων, δηλαδή την έκρηξη του μίγματος.

Το παραπάνω μείγμα που είναι (φυσικά) έτοιμο να καεί στην καθυστέρηση της ανάφλεξης με καύση προ-ανάμειξης, χαρακτηρίζεται, σε δεύτερο επίπεδο, από χημική καθυστέρηση εξαιτίας της κινητοποίησης του παραπάνω χημικού μηχανισμού έκρηξης. Ύστερα, επειδή έχει ήδη αναμειχθεί με τον αέρα, αντιδρά πολύ γρήγορα, αυξάνοντας απότομα την πίεση και προσδίδοντας ενέργεια στο σύστημα (πρώτο ακρότατο καμπύλης, εικόνα 2.4). Η ενέργεια αυτή υπερταχύνει όλες τις διαδικασίες, οδηγώντας σε φλόγα διάχυσης (περιοχή 2, εικόνα 2.4). Από το σημείο αυτό και μετά, οι διαδικασίες φυσικές και χημικές, είναι εξαιρετικά γρήγορες και το φαινόμενο ελέγχεται μόνο από τον ρυθμό της ανάμειξης καυσίμου και οξειδωτικού και η καύση εξελίσσεται όπως περιγράφηκε στην ανάλυση της καύσης.

Σε θερμοκρασίες μικρότερες από 850 K, στις αλυσιδωτές αντιδράσεις προστίθεται ένα ακόμη στα τέσσερα στάδια της παραπάνω ανάλυσης χημικού μηχανισμού. Αυτό ονομάζεται στάδιο εκφυλισμένης διακλάδωσης αλυσίδας (*degenerate branching*), κατά το οποίο παρατηρείται δημιουργία νέων ελευθέρων ριζών (ενδιάμεσων δραστικών προϊόντων) από ημι-σταθερές ενδιάμεσες ενώσεις. Αυτό το στάδιο καθιστά τον μηχανισμό από αδρανή, δηλαδή από μία ισορροπία ανάμεσα στην παραγωγή και καταστροφή των ριζών, σε δραστικό. Αποτελεί την εκκίνηση των αντιδράσεων στο σύστημα [8].

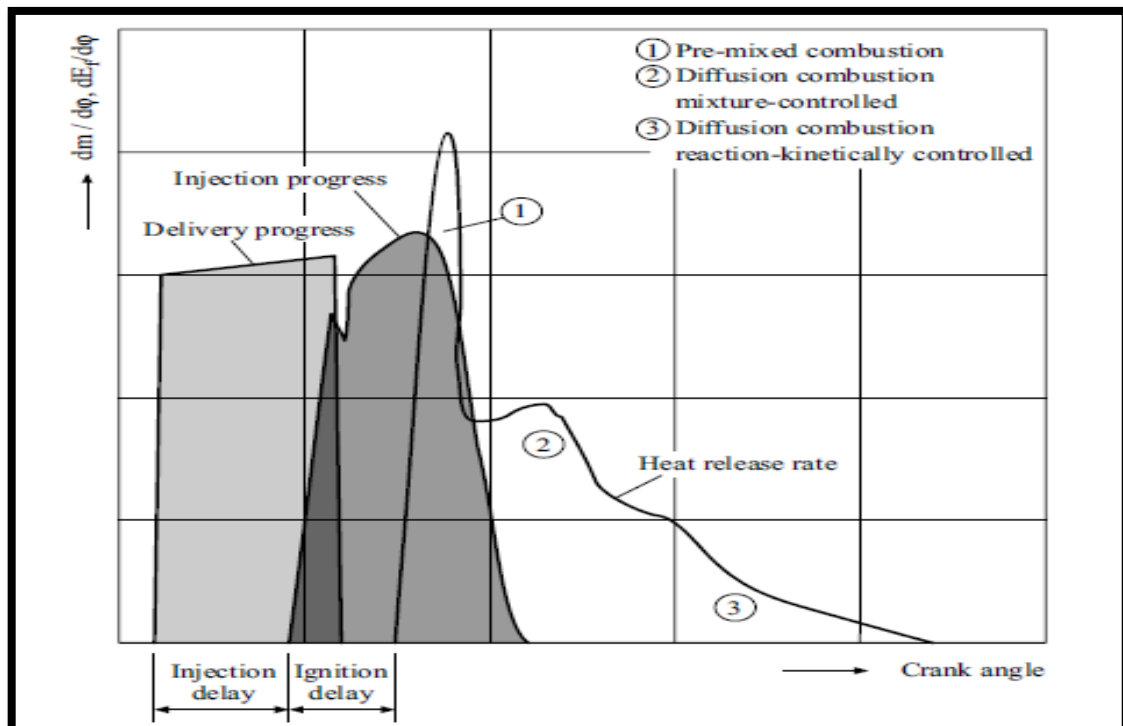
Σε τέτοιες περιπτώσεις, η καύση εξελίσσεται σε δύο στάδια. Το στάδιο που αναφέρθηκε στην παραπάνω παράγραφο, είναι γνωστό ως *cool flames*, εξαιτίας της χαμηλής παραγωγής θερμότητας [8]. Παρόλα αυτά, είναι πολύ σημαντικό βήμα, καθώς οδηγεί το σύστημα σε



συνθήκες που ευνοείται η δεύτερη γνωστή φάση, της αυτανάφλεξης και δημιουργίας φλόγας διάχυσης.

Οι ψυχρές φλόγες εμφανίζονται κυρίως σε μείγματα πλούσια σε καύσιμο και συνοδεύονται από την εμφάνιση ενός αμυδρού μπλε φωτός, το οποίο οφείλεται στη χημικοφωταύγεια (*chemiluminescence*) της διεγερμένης φορμαλδεΐδης [8].

## Φάσεις εξέλιξης της καύσης



(εικόνα 2.4 , Καμπύλη ρυθμού έκκλησης θερμότητας από καύση σε ένα κύκλο λειτουργίας (0-360°)/ διαχωρισμός σε 3 φάσεις, [6])

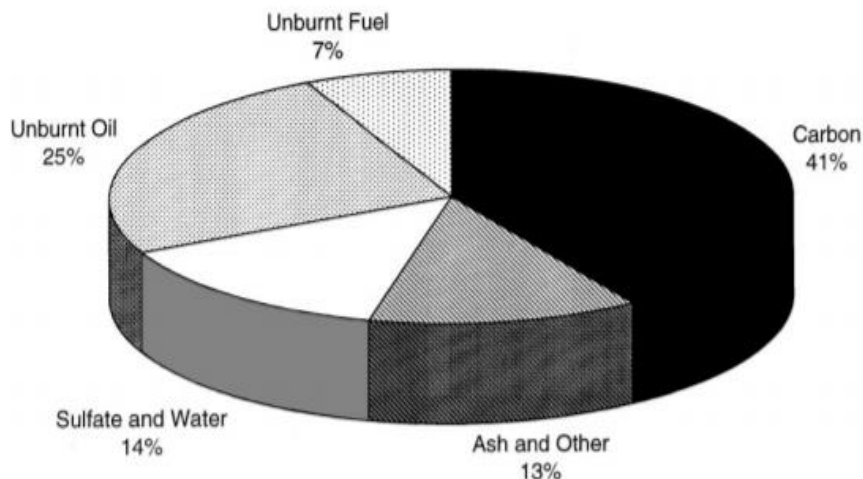
Στον κινητήρα Diesel, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, η καύση στηρίζεται στη δημιουργία λεπτής ζώνης φλόγας διάχυσης. Μόνο ένα μικρό τμήμα του καυσίμου καίγεται με καύση προ-ανάμειξης, κατά την διάρκεια της καθυστέρησης έναυσης (απότομη πρώτη αύξηση της καμπύλης *heat release rate*, εικόνα 2.4). Στους μεγάλους ναυτικούς κινητήρες, η ποσότητα αυτή είναι αμελητέα σε τέτοιο βαθμό, που δε φαίνεται στην καμπύλη παραγωγής θερμότητας [10]. Στο τέλος της καύσης, το οποίο χαρακτηρίζεται από την επίτευξη της μέγιστης μέσης θερμοκρασίας στο θάλαμο καύσης [6], η φλόγα διάχυσης έχει υποχωρήσει πολύ, εξαιτίας της επίθεσης οξειδωτικού και της μικρής ποσότητας εναπομείναντος καυσίμου.

Σε αυτό το σημείο, η πίεση και η θερμοκρασία στη φλόγα έχουν μειωθεί αισθητά, με αποτέλεσμα τη πτώση της ταχύτητας των αντιδράσεων. Η χημεία γίνεται αργή και πλέον το φαινόμενο της καύσης δεν ελέγχεται από την ανάμειξη, αλλά από τη χημεία [6]. Το οξυγόνο σε αυτή τη φάση βλέπει τα προϊόντα ατελούς καύσης, που δεν μπορούσε να δει, εξαιτίας της διεπιφάνειας της φλόγας διάχυσης και τα οξειδώνει. Η φάση αυτή καλείται μετά-καύση

(εικόνα 2.4, περιοχή 3) και είναι πολύ σημαντική για την οξείδωση της σχηματιζόμενης αιθάλης πριν περάσει στην εξαγωγή. Κατά την μετά-καύση, η παρουσία αρκετού δραστικού (υψηλής θερμοκρασίας) οξυγόνου καταστρέφει περισσότερη από το 90 % της συνολικής αιθάλης στον κύκλο λειτουργίας [6].

## 2.2 Σωματίδια Αιθάλης

Ο όρος σωματίδια αιθάλης ή αλλιώς μαύρος καπνός, χρησιμοποιείται για το μαύρο -κατά βάση- στερεό ανθρακικό τμήμα της ύλης, το οποίο προέρχεται από τα συστήματα εσωτερικής καύσης. Η ανθρακική βάση της σύστασης των σωματιδίων αιθάλης είναι γνωστή στη βιβλιογραφία ως *elemental carbon (EC)*. Τα σωματίδια περιέχουν επιπλέον, οργανικό άνθρακα, γνωστό ως *organic carbon (OC)*, στάχτη (*ash*) και θειικά άλατα (*sulfates*). Μία τυπική σύσταση σωματιδίων από κινητήρα βαρέος φορτίου είναι 41% άνθρακας, 13% στάχτη, 14% θειικά άλατα, 25% άκαυστο λάδι και 7% άκαυστο καύσιμο [11].



(εικόνα 2.5, Τυπική σύνθεση σωματιδίου σε κινητήρα Diesel βαρέος φορτίου [11])

Αναλυτικότερα, με τον όρο οργανικό ανθρακικό τμήμα σωματιδίου (*OC*), δηλώνουμε όλους τους υδρογονάνθρακες της καύσης, που με κατάλληλες χημικές-φυσικές διαδικασίες συντελούν στο σχηματισμό σωματιδίων. Καθώς το οργανικό τμήμα εκτίθεται στις υψηλές θερμοκρασίες, μέσω πυρόλυσης και οξείδωσης γίνεται αποϋδρογόνωση, με αποτέλεσμα τον σχηματισμό στοιχειώδους ξηρού ανθρακικού τμήματος (*EC*), το οποίο έχει παρόμοια μορφολογία με αυτή του γραφίτη [16].

Το ξηρό ανθρακικό τμήμα μαζί με τη στάχτη αποτελούν το στερεό κομμάτι των σωματιδιακών ρύπων. Το στερεό κομμάτι είναι γνωστό στη βιβλιογραφία ως *SOL (solid fraction)*. Ως στάχτη, ορίζεται το σύνολο των μεταλλικών στοιχείων που υπάρχουν στο θάλαμο καύσης και συσσωρεύονται ως ακαθαρσίες στην επιφάνεια των σωματιδίων. Τα μέταλλα προέρχονται από το αργό πετρέλαιο και συσσωρεύονται στο κάτω μέρος της αποστακτικής στήλης διύλισης. Το υπολειμματικό βαρύ καύσιμο φέρει αυτά τα μέταλλα, μαζί με μέταλλα που υπάρχουν στα πρόσθετα αποστάγματα με τα οποία αναμειγνύεται, τα οποία έχουν την προέλευσή τους στους καταλυτικούς μετατροπείς του διυλιστηρίου.

Παρόλα αυτά, μέταλλα προέρχονται και από το λιπαντικό, αλλά και από τις φθορές των κυλίνδρων. Τα σημαντικότερα εξ' αυτών είναι το βανάδιο (V), το νικέλιο (Ni), το ασβέστιο (Ca), ο σίδηρος (Fe), το αλουμίνιο (Al), ο φώσφορος (Pb), ο ψευδάργυρος (Zn), το μαγνήσιο (Mg), ο χαλκός (Cu), το χρώμιο (Cr), πυρίτιο (Si) [11], [12], [13], [14], [17].

Στα σωματίδια της αιθάλης, εκτός από το στερεό μέρος, διακρίνουμε διαλυτό μέρος. Το διαλυτό μέρος, προέρχεται από τους άκαυστους υδρογονάνθρακες του καυσίμου και του λιπαντικού, οι οποίοι συμπυκνώθηκαν από την αέρια φάση στην επιφάνεια των σωματιδίων, στον οχετό εξαγωγής. Το διαλυτό κομμάτι αναφέρεται στη βιβλιογραφία ως *SOF (soluble organic fraction)* [12], [14], [17].

Σαν τελευταίο κομμάτι διακρίνουμε θειικά άλατα. Τα θειικά άλατα προέρχονται από το θείο που περιέχεται στο βαρύ καύσιμο, το οποίο οξειδώνεται πολύ γρήγορα στο θάλαμο καύσης. Κατά την καύση, το θείο οξειδώνεται προς παραγωγή διοξειδίου του θείου (SO<sub>2</sub>). Ένα μικρό ποσοστό (3-5%) του SO<sub>2</sub> οξειδώνεται περαιτέρω προς παραγωγή τριοξειδίου του θείου (SO<sub>3</sub>). Η πραγματική ποσότητα που μετατρέπεται σε τριοξείδιο του θείου εξαρτάται από τη θερμοκρασία και την πίεση, την συγκέντρωση αέρα και το περιεχόμενο του καυσίμου σε θείο. Η διαδικασία ενισχύεται από την παρουσία μετάλλων που δρουν ως καταλύτες. Στα καυσάερα το τριοξείδιο του θείου αλληλεπιδρά με τους υδρατμούς προς παραγωγή θειικού οξέος (H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>). Το οξύ, παρουσία μετάλλων, δημιουργεί θειικά άλατα (*sulfates*) με κυριότερο το θειικό ασβέστιο, τα οποία προσροφώνται στην επιφάνεια των σωματιδίων [11], [15].

## **Φαινομενολογική Ανάλυση Σχηματισμού Αιθάλης**

Ο σχηματισμός της αιθάλης είναι μια πολύπλοκη φυσικοχημική διεργασία, κατά την οποία μόρια μερικών ατόμων άνθρακα εξελίσσονται σε σωματίδια εκατομμυρίων ατόμων άνθρακα. Η διαδικασία αυτή χωρίζεται σε συγκεκριμένα βήματα στη βιβλιογραφία. Αρχικά, το καύσιμο εξατμισμένο, αποτελείται από μακρομόρια υδρογονανθράκων. Αυτά, εξαιτίας μερικής οξείδωσης και υψηλής θερμοκρασίας, διασπώνται σε μικρότερες δραστικότερες ρίζες υδρογονανθράκων. Με τη σειρά τους, οι ρίζες συντελούν στη δημιουργία των πρόδρομων μορίων αιθάλης (*soot precursors*). Η συντριπτική πλειοψηφία της βιβλιογραφίας υποστηρίζει ως πρόδρομα μόρια αιθάλης, τους πολυκυκλικούς αρωματικούς υδρογονάνθρακες, γνωστούς ως *PAH (polycyclic aromatic hydrocarbons)*. Τα πρόδρομα μόρια αιθάλης δημιουργούν πυρήνες, οι οποίοι λειτουργούν σαν ενεργά κέντρα συμπύκνωσης υδρογονανθράκων αέριας φάσης. Το στάδιο παραγωγής πυρήνων ονομάζεται πυρηνοποίηση, γνωστή στη βιβλιογραφία ως *nucleation* ή *inception*. Με επιφανειακές αντιδράσεις προσθήκης, γνωστές ως *surface growth*, οι αρχικοί πυρήνες μεγαλώνουν σε μάζα και σε μέγεθος. Στη μεγέθυνση των σωματιδίων συνδράμει και η συσσωμάτωση πυρήνων προς έναν μεγαλύτερο πυρήνα, μέσω τυχαίων συγκρούσεων. Η συσσωμάτωση αναφέρεται στη βιβλιογραφία ως *coagulation*. Ταυτόχρονα, τα σωματίδια αιθάλης οργανώνονται σε αλυσίδες με μία διαδικασία γνωστή ως *agglomeration*. Σε όλη αυτή τη διαδικασία λαμβάνουν μέρος επιφανειακές αντιδράσεις οξείδωσης, οι οποίες μειώνουν την τελική μάζα των σωματιδίων. Τα στάδια σχηματισμού της αιθάλης συνοψίζονται στο παρακάτω σχεδιάγραμμα (εικόνα 2.6) [6], [9].

Πριν ξεκινήσει η ανάλυση των παραπάνω σταδίων, κρίνεται σκόπιμο να δοθεί ορισμός για τους πολυκυκλικούς αρωματικούς υδρογονάνθρακες και το πώς αυτοί δημιουργούνται. Στη χημεία ορίζονται διάφοροι τύποι υδρογονανθράκων ανάλογα με την αλυσίδα και την παρουσία στοιχείων, πλην του άνθρακα-υδρογόνου. Όταν η αλυσίδα με τους άνθρακες σχηματίζει κλειστό δακτύλιο, τότε ο υδρογονάνθρακας χαρακτηρίζεται ως κυκλικός. Ο πιο γνωστός κυκλικός υδρογονάνθρακας είναι το βενζόλιο (C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>). Πολλοί κυκλικοί υδρογονάνθρακες οργανωμένοι σε αλυσίδα ονομάζονται PAH.

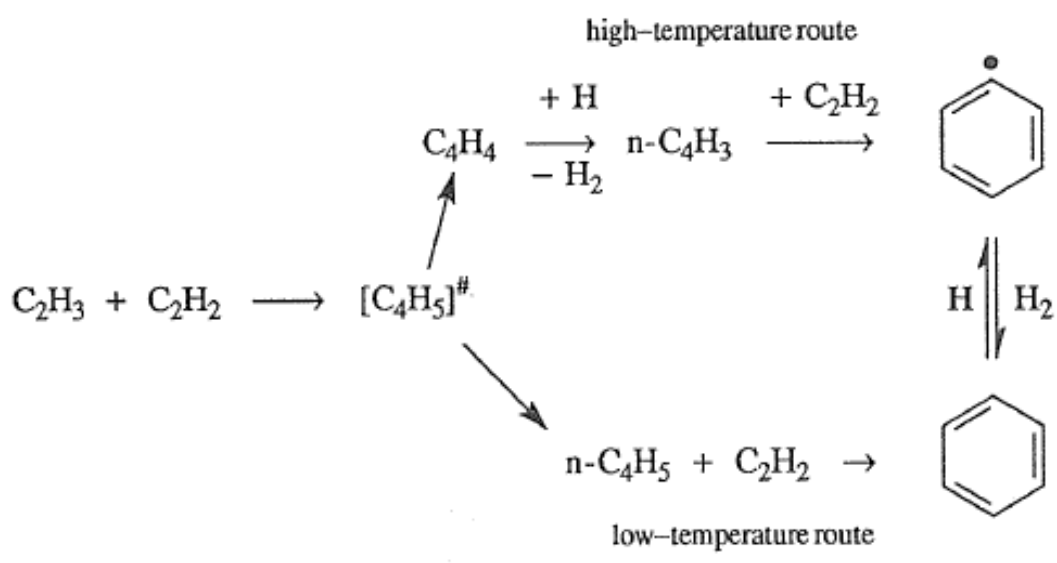
Για τη δημιουργία των PAHs είναι σημαντικό να προταθεί ένας μηχανισμός παραγωγής πρώτων δακτυλίων. Οι δακτύλιοι δημιουργούνται από ακόρεστους υδρογονάνθρακες που εντοπίζονται στα πυρολυτικά προϊόντα. Οι ακόρεστοι υδρογονάνθρακες εξαιτίας του πολλαπλού δεσμού, έχουν την τάση να συμμετέχουν σε αντιδράσεις κυκλοποίησης. Αν το καύσιμο διακρίνεται από αρωματικότητα, τότε η εμφάνιση δακτυλίων είναι άμεση στα πυρολυτικά προϊόντα και η δημιουργία PAHs πιο έντονη.

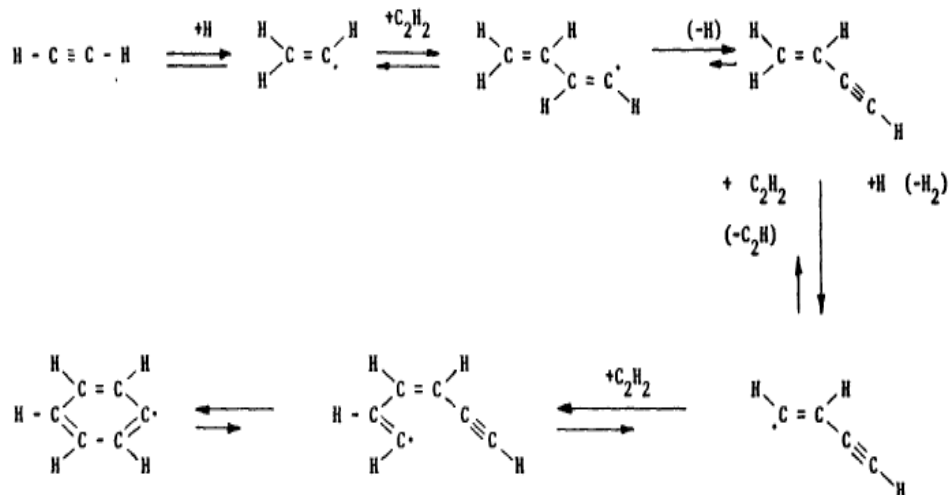
Σε αυτό το σημείο αναφέρεται ότι η τάση προς σχηματισμό αιθάλης αυξάνεται με την ακόλουθη σειρά :

n-αλκάνια < ισοαλκάνια < αλκένια < κυκλοαλκάνια < αλκύνια < βενζόλιο (αρωματικά στοιχεία) [18].

Οι περισσότεροι ερευνητές συμφωνούν στο ότι το ακετυλένιο (C<sub>2</sub>H<sub>2</sub> → αλκύνιο) αποτελεί το κυριότερο στοιχείο από το οποίο παράγονται οι πρώτοι δακτύλιοι. Η παρουσία της στα πυρολυτικά προϊόντα είναι άφθονη και ταυτόχρονα αποτελεί ακόρεστο υδρογονάνθρακα με τάση κυκλοποίησης. Ο ερευνητής Frenklach πρότεινε μηχανισμό δημιουργίας δακτυλίων από ασετυλίνη, με δύο ξεχωριστές αντιδράσεις, ανάλογα με τη θερμοκρασία [19].

**Μηχανισμός Frenklach:**

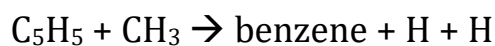
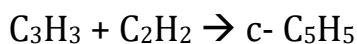




(αναλυτική παρουσίαση της διαδρομής υψηλής θερμοκρασίας [18])

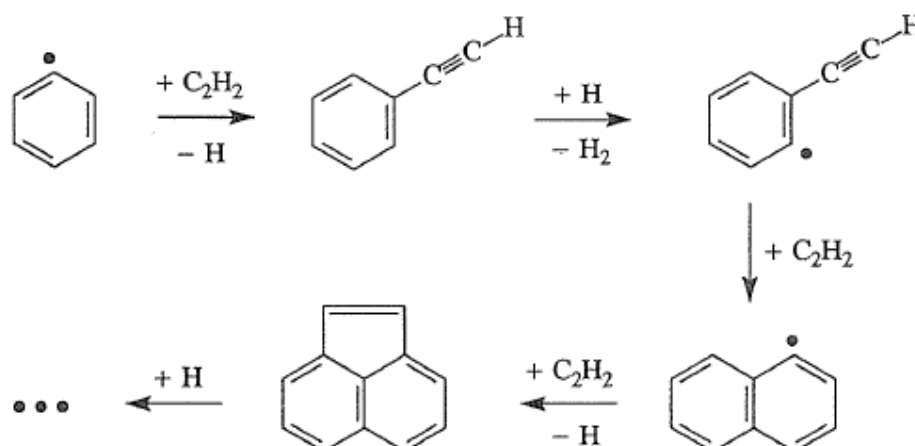
Ο ερευνητής *Miller* διαφώνησε στον παραπάνω μηχανισμό, υποστηρίζοντας ότι τα ισομερή  $n\text{-C}_4\text{H}_3$ ,  $n\text{-C}_4\text{H}_5$  κυκλοποιούνται εξαιρετικά γρήγορα και επομένως δεν υπάρχει χρόνος για τις παραπάνω διαδρομές. Ο *Frenklach*, με τη σειρά του, διαφώνησε, υποστηρίζοντας ότι οι αντιδράσεις κυκλοποίησης των ισομερών έχουν συμπεριληφθεί στο μηχανισμό που πρότεινε μέσω πολλών άλλων αντιδράσεων. Παρόλα αυτά, ο *Frenklach* συμπεριέλαβε αυτές τις δύο αντιδράσεις κυκλοποίησης σαν ξεχωριστές αντιδράσεις στον μηχανισμό και διαπίστωσε ότι δεν άλλαξαν τα αποτελέσματα, ισχυροποιώντας τη θέση του [19], [20].

Εκτός από την ασετυλίνη, πολλοί ερευνητές έχουν προτείνει ως βασικό στοιχείο, πρόδρομο των δακτυλίων, τη προπαργυλική ρίζα ( $\text{C}_3\text{H}_3$ ). Πρόκειται για μια εκθετικά σταθερή υδρογονανθρακική ρίζα. Οι μηχανισμοί που την περιλαμβάνουν παρατίθενται παρακάτω [20].

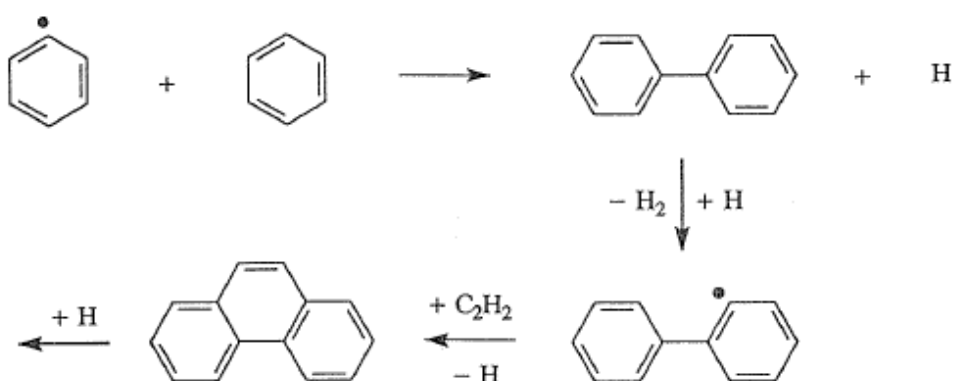


Επιπλέον, ο *Frenklach* πρότεινε μηχανισμό για την ανάπτυξη από έναν δακτύλιο σε αλυσίδες πολλών δακτυλίων. Πρόκειται για μηχανισμό ευρέως αποδεκτό, ο οποίος είναι γνωστός ως *HACA* (H abstraction &  $\text{C}_2\text{H}_2$  addition). Ο μηχανισμός αυτός θεωρεί την ασετυλίνη ως δομικό συστατικό (κόλλα) για την ανάπτυξη της αλυσίδας [19].

**Μηχανισμός ΗΑCΑ:**



Εκτός από αυτό το μηχανισμό που βασίζεται στην ασετυλίνη, ο *Frenklach* παρουσίασε και ανάπτυξη αλυσίδας από συνδυασμό αρωματικών στοιχείων. Ο μηχανισμός παρουσιάζεται παρακάτω [19].

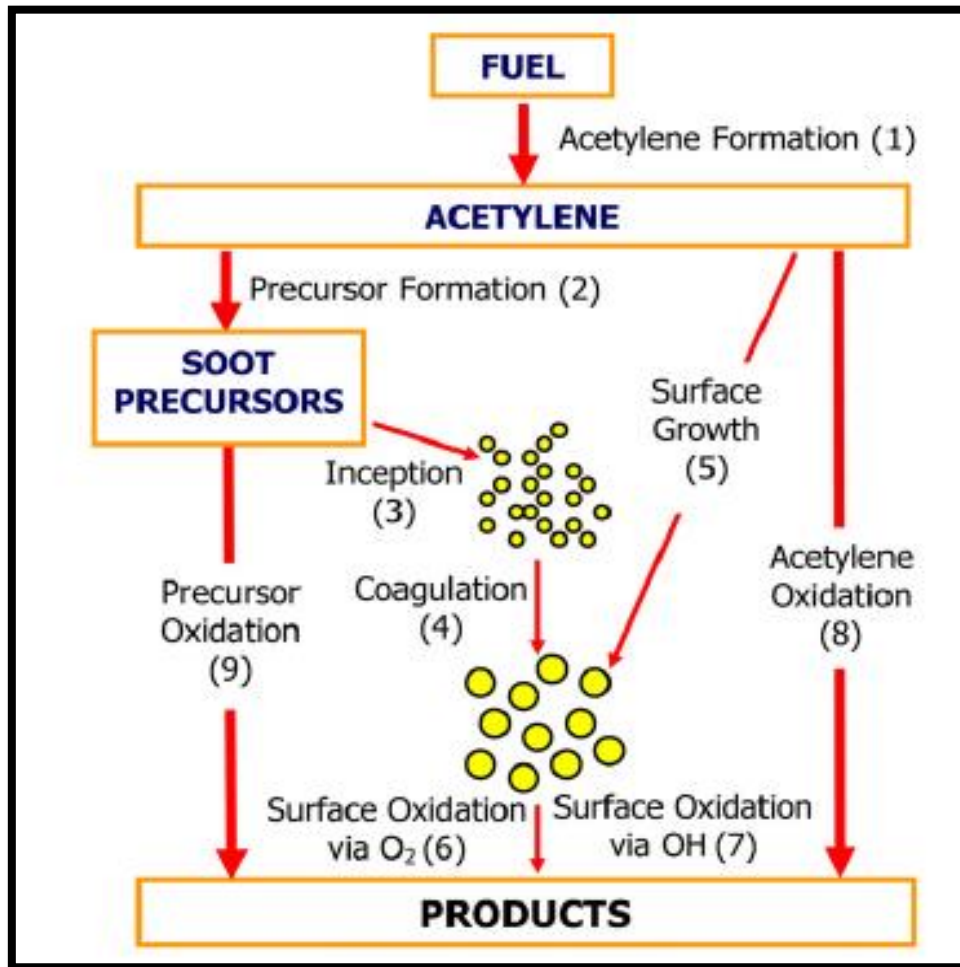


Βλέπουμε ότι ο συνδυασμός φαινυλικής ρίζας με βενζόλιο οδηγεί άμεσα σε δημιουργία αρωματικής αλυσίδας, επιταχύνοντας κατά τούτο τις αντιδράσεις.

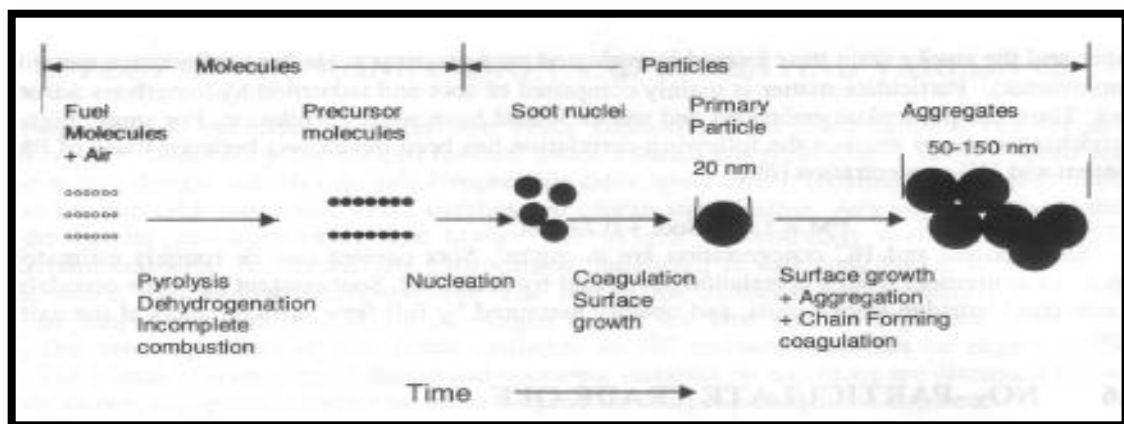
**Πυρηνοποίηση – Εμφάνιση πρώτων σωματιδίων**

Οι πολυκυκλικοί αρωματικοί υδρογονάνθρακες (PAHs) μεγαλώνουν σε μήκος, κολλούν μεταξύ τους και οργανώνονται σε συστοιχίες. Όταν το μήκος φτάσει μία κρίσιμη τιμή μεγιστοποίησης της ελεύθερης ενέργειας, οι συστοιχίες αναδιπλώνονται και από διδιάστατο σύστημα μετατρέπονται σε τριδιάστατα σωματίδια – πυρήνες, με αποτέλεσμα την μείωση της ενέργειας. Η ακριβής διαδικασία που από συστοιχίες μακρομορίων οδηγούμαστε σε πυρήνες, δεν είναι ακόμη απολύτως γνωστή. Με αυτό τον τρόπο, δημιουργούνται τα πρώτα οργανικά νανο-σωματίδια, γνωστά ως *young particles*. Τα σωματίδια αυτά έχουν χαμηλή νανο-δομική τάξη, αποτελούμενα από αρωματικά δαχτυλίδια μεγέθους από 12 έως 16 δαχτυλίδια. Ο πυρήνας εμφανίζει υψηλότερο βαθμό στοιβαξης των μορίων από τις εξωτερικές περιοχές. Αυτή η παρατήρηση οδηγεί στη σκέψη

ότι τα νεαρά σωματίδια έχουν δημιουργηθεί από προσθήκη μικρότερων PAHs στην επιφάνεια πυρήνων από μεγαλύτερα PAHs [21], [23].



(εικόνα 2.6, Σχεδιάγραμμα παραγωγής αιθάλης 9 βημάτων [31])



(εικόνα 2.7, Βηματική αναπαράσταση σχηματισμού αλυσίδων σωματιδίων [14])

### Επιφανειακές Αντιδράσεις Προσθήκης

Καθώς ο χρόνος περνάει, τα PAH στην επιφάνεια των σωματιδίων μεγαλώνουν μέσω επιφανειακών αντιδράσεων με ρίζες ασετυλίνης. Πλέον, στις εξωτερικές περιοχές εμφανίζονται PAH μεγαλύτερης διάστασης και πιο διατεταγμένα από τις εσωτερικές περιοχές [21]. Σε αυτό το στάδιο, σχηματίζεται το μεγαλύτερο ποσοστό της μάζας της αιθάλης. Η συγκέντρωση των πυρολυτικών προϊόντων αυξάνεται με πολύ γρήγορους ρυθμούς, εξαιτίας των υψηλών ρυθμών καύσης και της απουσίας αέρα κατάντι της φλόγας διάχυσης. Αυτά, με κυριότερο την ασετυλίνη, “βομβαρδίζουν” τις επιφάνειες των νεαρών σωματιδίων και τα μεγεθύνουν.

### Γήρανση Σωματιδίων

Καθώς η καύση προχωρά, η θερμοκρασία στην περιοχή του καμμένου αυξάνεται, λαμβάνοντας υψηλές τιμές. Τα σωματίδια, παρουσία υψηλών τιμών θερμοκρασίας, πυρολύονται, χάνουν τις πτητικές ενώσεις και γίνεται αφυδρογόνωση των μορίων. Με την αποϋδρογόνωση και την επιφανειακή ανάπτυξη, αυξάνεται ο λόγος C/H, με αποτέλεσμα τα σωματίδια να ανθρακοποιούνται και να εμφανίζεται κέλυφος γραφίτη. Η διαδικασία αυτή είναι γνωστή στη βιβλιογραφία ως *carbonization* [21], [23].

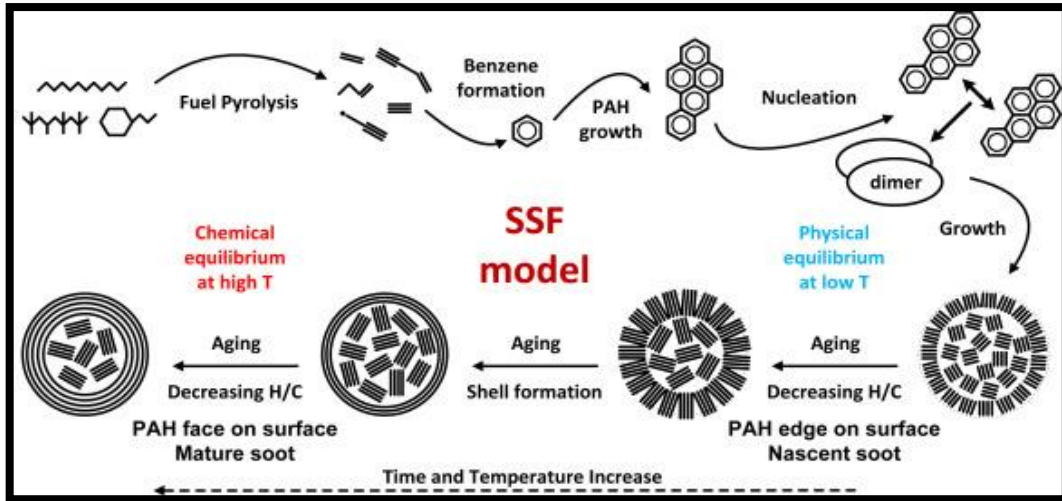
Κατά την αφαίρεση του υδρογόνου από τα σωματίδια, τα μεγάλα PAH των εξωτερικών περιοχών πολώνονται και γίνονται γεωμετρικά όμοια, κάτι που διευκολύνει την στοιβάζη τους, δημιουργώντας κέλυφος εξωτερικά- εμφάνιση κρυσταλλιτών. Εμφανίζεται νέα δομή, γνωστή ως *core-shell* δομή. Τα σωματίδια χαρακτηρίζονται από πιο συμπαγείς δομές εξωτερικά με μακρύτερα μόρια PAHs (~20 αρωματικά δαχτυλίδια) και ακίνητους, άμορφους πυρήνες εσωτερικά. Οι εσωτερικοί άμορφοι πυρήνες, αποτελούνται από λεπτά σωματίδια με σφαιρικούς πυρήνες, τα οποία είναι περικυκλωμένα από δίκτυα άνθρακα (εικόνα 2.10). Η εσωτερική δομή είναι λιγότερο σταθερή, εξαιτίας θερμοδυναμικής αστάθειας. Τα σωματίδια τέτοιας δομής, είναι γνωστά στη βιβλιογραφία ως *mature-primary particles* ή *spherules* και έχουν πυκνότητα 2000 kg/m<sup>3</sup> [21], [22].

Τα άτομα άνθρακα στα κύρια σωματίδια οργανώνονται σε εξαγωνικές επικεντρωμένες στην επιφάνεια συστοιχίες, οι οποίες καλούνται *platelets*. Τα *platelets* με τη σειρά τους οργανώνονται σε επίπεδα, σχηματίζοντας κρυσταλλίτες, καθένας από τους οποίους αποτελείται από δύο έως πέντε *platelets*. Η εμφάνιση κρυσταλλιτών σηματοδοτεί την έναρξη ανθρακοποίησης και τη δημιουργία κελύφους στα σωματίδια. Η εξωτερική δομή εμφανίζει ομοιότητα με τον γραφίτη, γι’ αυτό η διαδικασία είναι γνωστή και ως *graphitization* [21], [22].

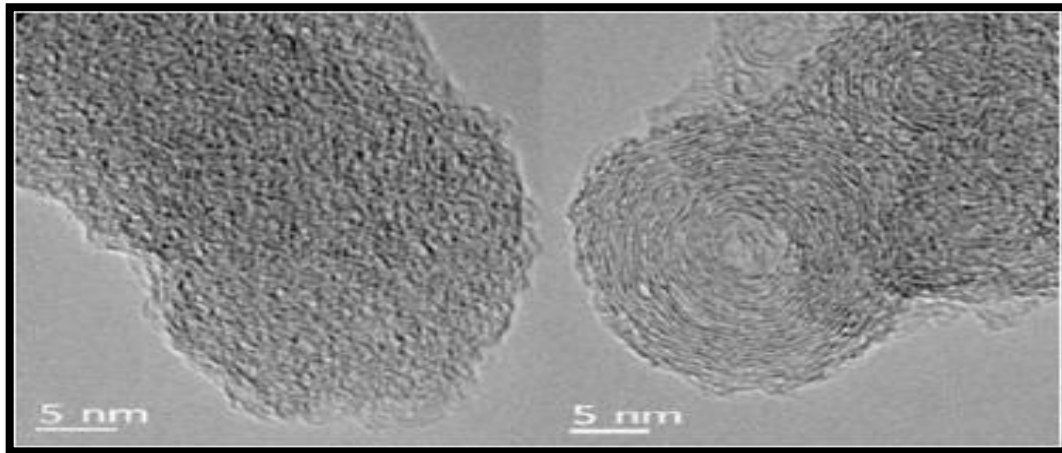
### Οξειδωση Σωματιδίων

Τα σωματίδια οξειδώνονται από επίθεση του οξυγόνου και του υδροξυλίου με επιφανειακές αντιδράσεις. Καθώς το σωματίδιο γερνάει, οι ενεργές περιοχές οξειδωσης μειώνονται και η οξειδωση χάνει τη δραστηκότητά της. Το μοντέλο *Nagle-Strickland* είναι το ευρύτερα χρησιμοποιημένο μοντέλο προσομοίωσης των επιφανειακών αντιδράσεων οξειδωσης. Θεωρεί διάκριση των περιοχών που εκτίθενται στο οξυγόνο, σε πολύ δραστικές και λίγο δραστικές. Ο μηχανισμός περιλαμβάνει οξειδωση τόσο των δραστικών, όσο και των μη δραστικών περιοχών, καθώς και μετατροπή των περιοχών από δραστικές σε μη δραστικές.

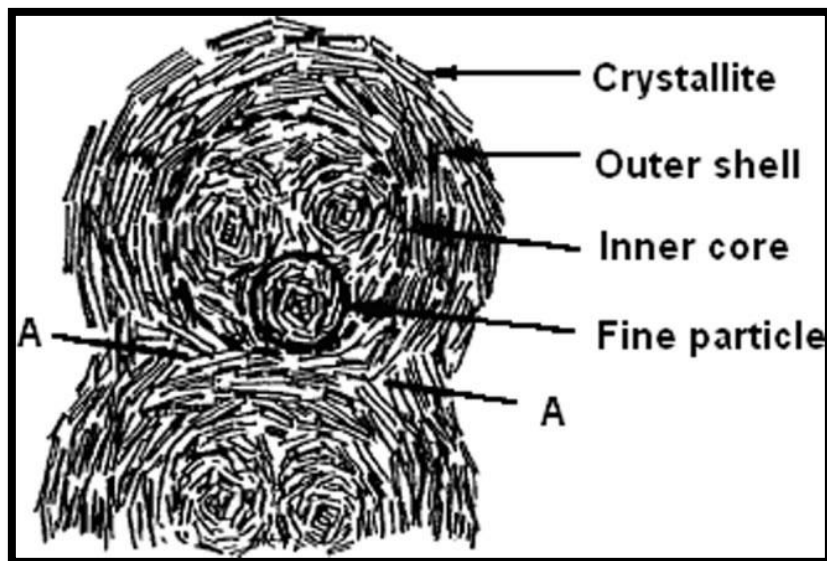




(εικόνα 2.8, Αναλυτική αναπαράσταση σχηματισμού σωματιδίων από μόρια σε ώριμα σωματίδια [23])

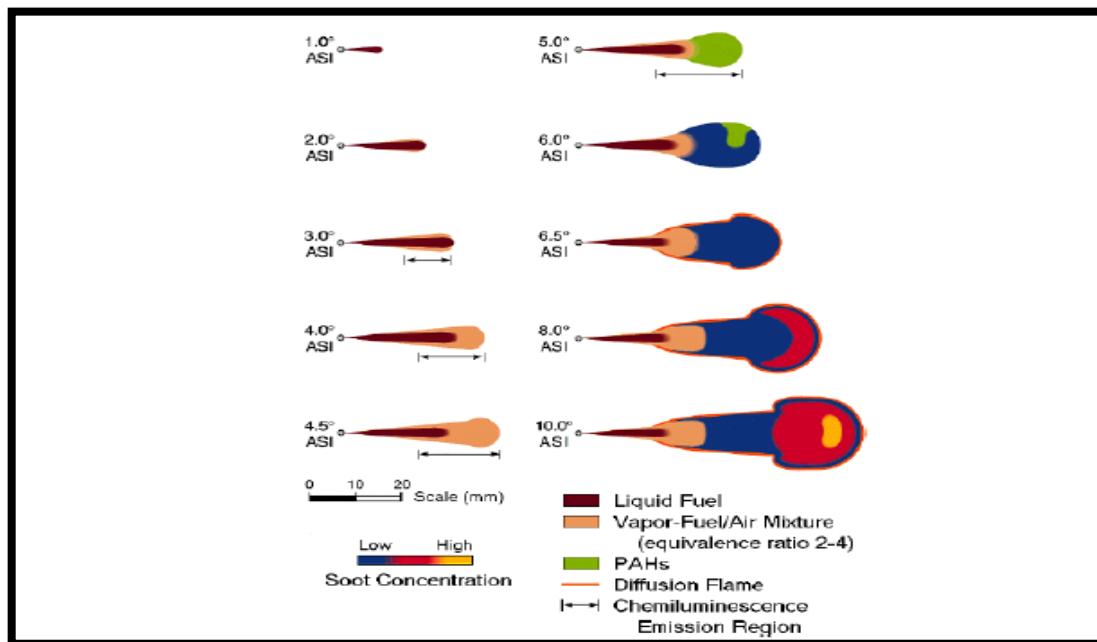


(εικόνα 2.9, Εσωτερική νανο-δομή νεαρού σωματιδίου (δεξιά) και ώριμου (αριστερά) [23])



(εικόνα 2.10, Αναλυτική νανο-δομή ώριμου σωματιδίου [12])

## 2.3 Σωματίδια Αιθάλης και Κινητήρας Diesel



(εικόνα 2.11, Τυπική σχηματική εξέλιξη σύνθεσης και μορφής του καυσίμου μέσα στο θάλαμο Diesel [7])

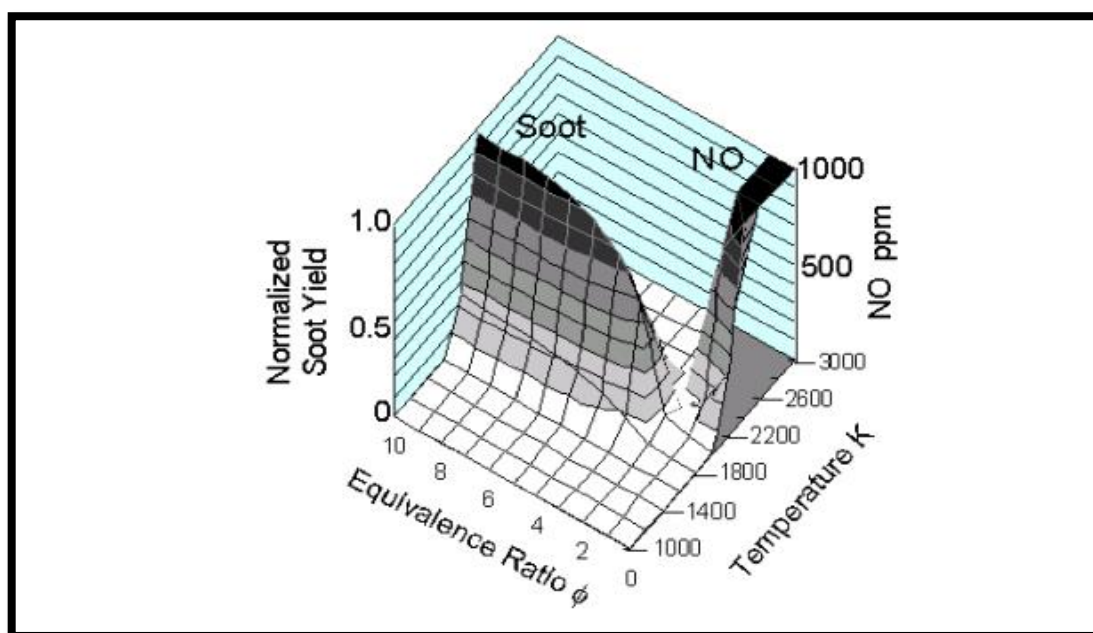
Όπως φαίνεται και στην εικόνα (2.11), η υγρή δέσμη του καυσίμου έχει ένα μέγιστο μήκος διείσδυσης στο θάλαμο καύσης. Από το σημείο αυτό και μετά, το καύσιμο προχωρά ατμοποιημένο. Η δίνη ατμού, με μικρή περιεκτικότητα αέρα, που έχει εισέλθει ( $\varphi$  από 2 έως 4) από τις παρυφές, προχωρά στο θάλαμο μέχρι να ξεκινήσει η πρώτη φάση της καύσης, η καύση προ-ανάμειξης [7]. Κατά την καύση προ-ανάμειξης, ένα πολύ μικρό τμήμα του καυσίμου καίγεται στιγμιαία, προσδίδοντας την απαραίτητη ενέργεια για επιτάχυνση των διαδικασιών προς παραγωγή φλόγας διάχυσης. Η αύξηση της θερμοκρασίας αυξάνει τη συγκέντρωση πυρολυτικών προϊόντων σε περιβάλλον πλούσιο σε καύσιμο. Σε αυτό το σημείο κάνουν την εμφάνισή τους τα πρώτα PAHs, τα οποία δηλώνονται με πράσινο χρώμα. Μέρος των πυρολυτικών ατμοποιημένων προϊόντων συνεχίζει την διείσδυση στο θάλαμο και αναμειγνύεται με τον αέρα, δημιουργώντας φλόγα διάχυσης. Η φλόγα διάχυσης ζεσταίνει την περιοχή κατάντι και οξειδώνει το καύσιμο, αυξάνοντας πολύ τη συγκέντρωση πυρολυτικών προϊόντων. Τα πυρολυτικά προϊόντα, σε συνδυασμό με την υψηλή θερμοκρασία ( $T > 1600\text{K}$ ) και την απουσία αέρα ( $\varphi > 2$ ), καταλύουν τον σχηματισμό πυρήνων αιθάλης και τη μεγέθυνσή τους με επιφανειακές αντιδράσεις.

Καθώς η καύση φτάνει στο τέλος της, η φλόγα διάχυσης υποχωρεί και πνίγεται από το οξυγόνο. Το οξυγόνο βλέπει περισσότερο τα άκαυστα προϊόντα και τα σωματίδια στο στάδιο αυτό. Για να μπορέσει ο αέρας να έχει την ισχύ να οξειδώσει πλήρως το καύσιμο, θα πρέπει να έχει υψηλή συγκέντρωση στο θάλαμο ( $\varphi < 1$ ), καλή ανάμειξη με το καύσιμο και πολύ υψηλή θερμοκρασία. Σε αυτές τις συνθήκες, η υψηλή συγκέντρωση των δραστικών ελευθέρων ριζών του οξειδωτικού μέσου που έχουν παραχθεί από την πολύ υψηλή θερμοκρασία, επιτίθενται στα παραπροϊόντα της καύσης με συνεχείς επιφανειακές συγκρούσεις. Συνοπτικά, για να έχει ισχύ το οξειδωτικό μέσο, χρειάζεται υψηλή

συγκέντρωση ελευθέρων ριζών οξυγόνου ( $O_2$ ), υδροξυλίου ( $OH$ ) και ταυτόχρονα καλή επαφή με το καύσιμο, που σημαίνει υψηλή μερική πίεση και υψηλός βαθμός ανάμειξης.

Από τα παραπάνω, είναι εμφανές, πως η δράση του οξυγόνου είναι περιορισμένη χρονικά, καθώς ξεκινά στο τέλος της καύσης, όπου ο αέρας αναμειγνύεται με το καύσιμο και τα πυρολυτικά προϊόντα μειώνονται και σταματά όταν η θερμοκρασία πέσει σε χαμηλά επίπεδα. Γι' αυτό το λόγο, οι κινητήρες *Diesel* λειτουργούν σε φτωχά μείγματα καυσίμου αέρα.

## 2.4 Παράμετροι Κινητήρα που Επηρεάζουν το Σχηματισμό Σωματιδίων Αιθάλης



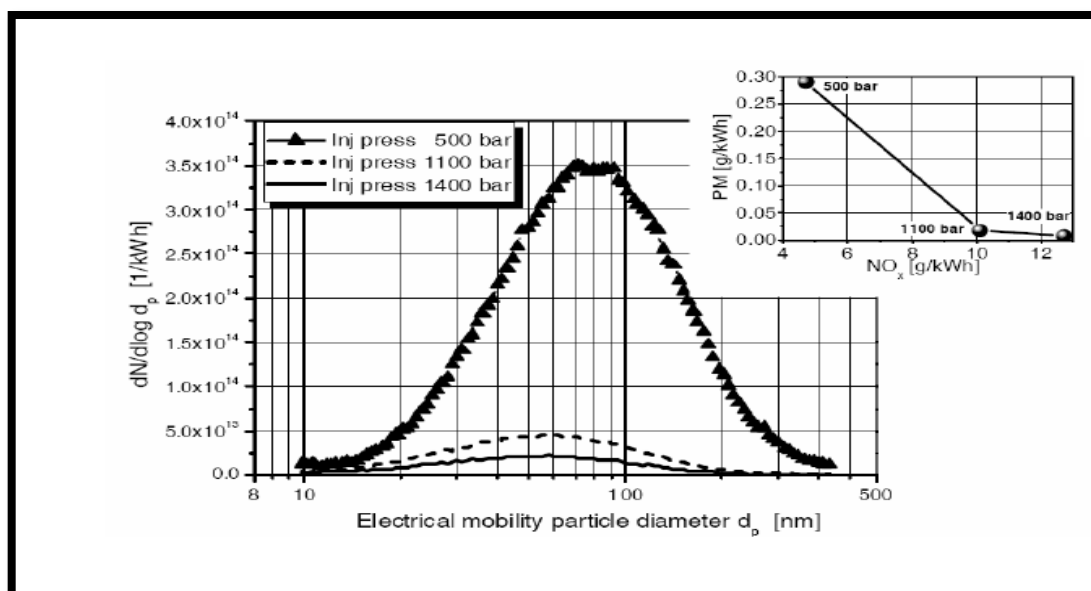
(εικόνα 2.12, Κανονικοποιημένο πεδίο αιθάλης συναρτήσει της θερμοκρασίας ( $T$ ) και του ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα ( $\phi$ ) [4])

Η εικόνα (2.12) δείχνει ένα τυπικό στατικό χάρτη αιθάλης για κινητήρα *Diesel*, ως συνάρτηση των παραμέτρων της θερμοκρασίας και του ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα ( $\phi$ ) για δεδομένη πίεση. Η παραγωγή της αιθάλης παρατηρείται σε τιμές του  $\phi$  μεγαλύτερες του 2 και θερμοκρασίες από 1600 μέχρι 2400 K περίπου. Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι σε έναν κινητήρα *Diesel* υπάρχει χωρική διακύμανση της θερμοκρασίας και του  $\phi$ , άρα διαφορετικοί συνδυασμοί τους σε κάθε σημείο του θαλάμου καύσης. Όταν ο χάρτης δίνεται μόνο για μία πίεση, γίνεται λόγος για στατικό χάρτη  $T$ - $\phi$ , ενώ όταν δίνεται για περισσότερες πιέσεις, γίνεται λόγος για δυναμικό χάρτη  $T$ - $\phi$ .

Είναι φανερό πως, οι ισχυρές παράμετροι, που επηρεάζουν τον σχηματισμό της αιθάλης είναι η θερμοκρασία και η συγκέντρωση του οξυγόνου στην περιοχή σχηματισμού, για δεδομένη πίεση. Για τιμές του  $\phi$  μικρότερες του 2, η παρουσία του αέρα είναι έντονη, οξειδώνοντας τα πρόδρομα μόρια της αιθάλης και αποτρέποντας τον σχηματισμό. Επιπλέον, για θερμοκρασίες χαμηλότερες των 1600 K, η ενέργεια του χώρου είναι μικρότερη από την ενέργεια πυρηνοποίησης, ενώ για θερμοκρασίες υψηλότερες των 2400 K, η παρουσία οξειδωτικών ριζών δυσχεραίνει το σχηματισμό.

### ΠΙΕΣΗ ΈΓΧΥΣΗΣ

Η πίεση έγχυσης είναι μια πολύ σημαντική παράμετρος για την εξέλιξη της καύσης και άρα, του σχηματισμού σωματιδίων αιθάλης. Έχει παρατηρηθεί πως, όσο αυξάνεται η πίεση ψεκασμού, τόσο μειώνεται η μάζα ανά σωματίδιο αιθάλης και το μέγεθός τους. Αυτό συμβαίνει, καθότι η αυξημένη πίεση συνεπάγεται αυξημένη αλληλεπίδραση του καυσίμου με τον αέρα, μεγαλύτερη διείσδυση του αέρα στην περιοχή του καυσίμου και καλύτερη διασπορά, δημιουργώντας μικρότερα σταγονίδια. Τα λεπτότερα σταγονίδια και η μεγαλύτερη παρουσία αέρα συντελούν στην βελτιστοποίηση της οξειδωσης κατά το σχηματισμό των σωματιδίων. Επιπλέον, η μεγαλύτερη πίεση ψεκασμού συνεπάγεται υψηλότερες ταχύτητες καυσίμου και άρα μικρότερους χρόνους παραμονής των σταγονιδίων σε περιοχές υψηλών  $\varphi$ . Η αύξηση της τύρβης στο πεδίο του καυσίμου από την άλλη, ευνοεί την ανάμειξη καυσίμου οξειδωτικού, αυξάνοντας τις πιθανότητες, γρήγορα τα πυρολυτικά προϊόντα να συναντούν οξυγόνο. Καταληκτικά, οι μεγάλες πιέσεις ψεκασμού (>500 bar) αυξάνουν τους ρυθμούς κύριας καύσεως αφήνοντας μεγαλύτερο χρονικό περιθώριο μετά - καύσης.

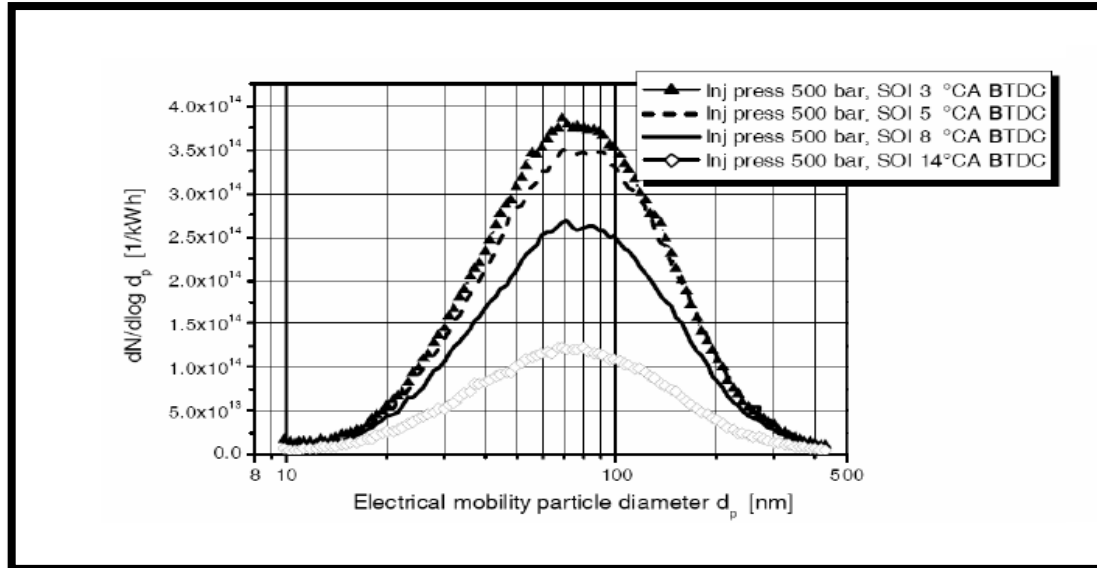


(εικόνα 2.13, Αριθμός σωματιδίων συναρτήσει της διαμέτρου τους, με παράμετρο την πίεση έγχυσης [4])

### ΧΡΟΝΙΣΜΟΣ ΈΓΧΥΣΗΣ

Ο χρονισμός έγχυσης επηρεάζει κατά κύριο λόγο τη καμπύλη θερμοκρασίας στο θάλαμο και τους χρόνους των φάσεων της καύσης. Αν οι μοίρες έγχυσης πριν το άνω νεκρό σημείο αυξηθούν, η μέγιστη θερμοκρασία αυξάνεται. Πειραματικά αποτελέσματα δείχνουν μείωση στον αριθμό των σωματιδίων στην εξαγωγή και καμία αλλαγή στη διακύμανση του μεγέθους. Από την άλλη, μείωση των μοιρών έγχυσης πριν το άνω νεκρό σημείο, ελαττώνει τη μέγιστη θερμοκρασία. Πειραματικά αποτελέσματα έχουν δείξει αύξηση του σχηματισμού σωματιδίων και μείωση της οξειδωσής τους, τόσο εξαιτίας χαμηλότερης θερμοκρασίας, όσο και μειωμένου χρόνου μετά - καύσης. Το να αναλυθούν εκτενώς και με λεπτομέρεια, οι λόγοι που παρατηρούνται τέτοια αποτελέσματα, είναι κάτι δύσκολο, μιας και επηρεάζεται ποικιλοτρόπως η καύση. Για παράδειγμα, η αλλαγή στο χρονισμό έγχυσης επηρεάζει την καθυστέρηση ανάφλεξης και το ποσοστό του καυσίμου που καίγεται σε προ-

ανάμειξη. Ταυτόχρονα, αλλάζοντας γωνία χρονισμού, αλλάζει το περιβάλλον θαλάμου στο οποίο γίνεται έγχυση, με αποτέλεσμα να επηρεάζονται οι φυσικές διαδικασίες προετοιμασίας του καυσίμου για αυτανάφλεξη. Σημαντικό είναι και το *liquid length* και το *lift-off length*, τα οποία επηρεάζονται και επηρεάζουν με τη σειρά τους, την διείσδυση αέρα στο τζετ καυσίμου.



(εικόνα 2.14, Αριθμός σωματιδίων συναρτήσει της διαμέτρου τους, με παράμετρο τον χρονισμό έγχυσης [4])

### ΠΡΟΦΙΛ ΕΓΧΥΟΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ

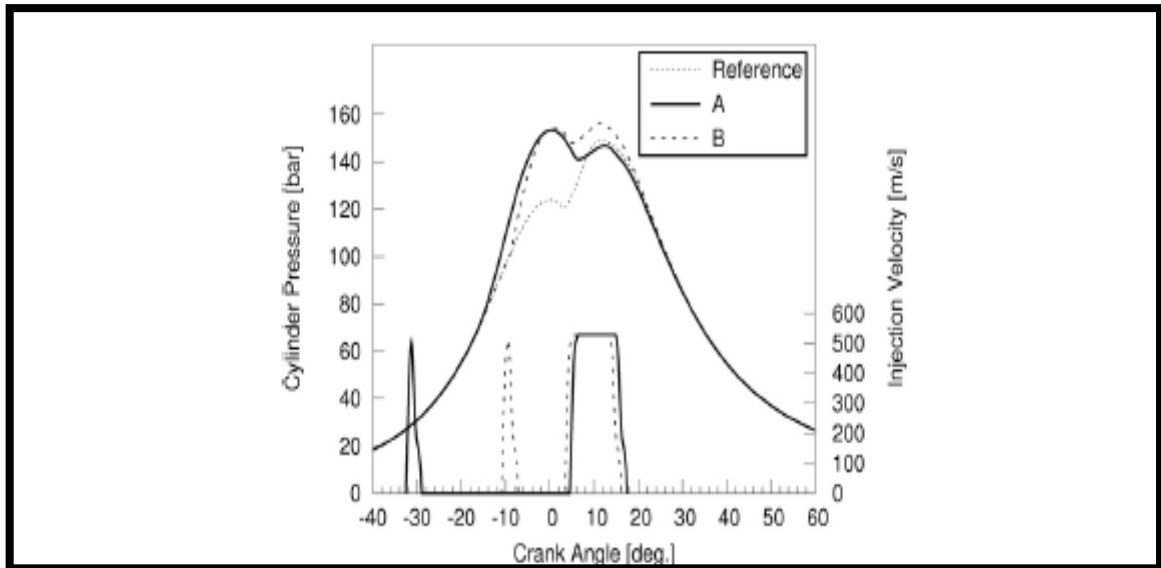
Μία αποτελεσματική μέθοδος για τη μείωση των ρύπων στους κινητήρες *Diesel*, είναι η πιλοτική έγχυση. Με τον όρο πιλοτική έγχυση, αναφερόμαστε στη διάσπαση της έγχυσης σε δύο φάσεις. Η πρώτη φάση πραγματοποιείται αρκετές μοίρες πριν το άνω νεκρό σημείο και περιλαμβάνει ένα μικρό ποσοστό (~10%) της συνολικά εγχυμένης μάζας καυσίμου στον κύκλο [24]. Η δεύτερη φάση πραγματοποιείται κοντά στο άνω νεκρό σημείο. Η πρώτη έγχυση καλείται προ-έγχυση, ενώ η δεύτερη, στην οποία ψεκάζεται το μεγαλύτερο ποσοστό της μάζας καυσίμου, καλείται κύρια έγχυση. Η κύρια έγχυση οδηγεί σε προφίλ καύσεως, το οποίο μοιάζει σε μεγάλο βαθμό με την συνηθισμένη συνεχόμενη έγχυση σε κινητήρα *Diesel*.

Όπως φαίνεται στην εικόνα (2.15), στην περίπτωση Α, η προ-έγχυση γίνεται πιο νωρίς από την περίπτωση Β, οδηγώντας σε πιο ομαλή καύση μεγαλύτερης διάρκειας από ότι στην περίπτωση Β, που η πρώτη φάση της καύσης είναι πιο απότομη. Η κύρια έγχυση παρουσιάζει μεγάλες ομοιότητες στις δύο περιπτώσεις.

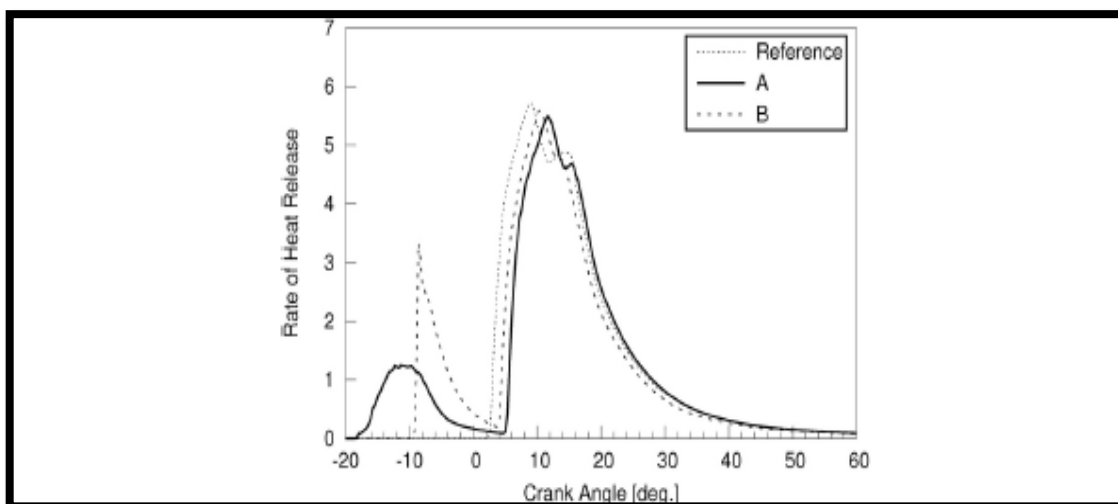
Στόχος της πιλοτικής έγχυσης είναι η καλύτερη προετοιμασία του χώρου πριν την κύρια έγχυση της μάζας του καυσίμου. Με τον όρο καλύτερη προετοιμασία, εννοούμε υψηλότερη θερμοκρασία και πίεση στο περιβάλλον που δέχεται το καύσιμο. Υψηλότερη θερμοκρασία και πίεση συνεπάγονται μείωση στην καθυστέρηση ανάφλεξης και ολοκλήρωση της κύριας καύσεως ταχύτερα. Τα παραπάνω έχουν ως αποτέλεσμα τη μείωση στο χρόνο παραγωγής της αιθάλης και την αύξηση, από την άλλη πλευρά, στο χρόνο οξειδωσής της. Επιπλέον, εξαιτίας της αυξημένης θερμοκρασίας πριν την κύρια έγχυση, υπάρχει στο θάλαμο υψηλότερη συγκέντρωση οξειδωτικών ελευθέρων ριζών. Τέλος, η κύρια έγχυση

περιλαμβάνει μικρότερη μάζα καυσίμου από τη συνεχόμενη έγχυση, με αποτέλεσμα μικρότερη συγκέντρωση πυρολυτικών προϊόντων και μικρότερη παραγωγή αιθάλης. Συνέπεια των παραπάνω, είναι η μείωση της αιθάλης συγκριτικά με τη συνεχόμενη έγχυση καυσίμου της περίπτωσης αναφοράς.

Όσον αφορά την προ-έγχυση, η μικρή μάζα καυσίμου που εγχύεται σε αυτή τη φάση, έχει μεγάλο διαθέσιμο χρόνο για οξείδωση με αποτέλεσμα να μην επιβαρύνει την παραγωγή αιθάλης στον κύκλο λειτουργίας.



(εικόνα 2.15, Διάγραμμα πίεσης σε ένα κύκλο λειτουργίας για περίπτωση αναφοράς (συνεχόμενη έγχυση) και περιπτώσεις πιλοτικής έγχυσης A,B [24])



(εικόνα 2.16, Διάγραμμα ρυθμού έκκλησης θερμότητας σε ένα κύκλο λειτουργίας για περίπτωση αναφοράς (συνεχόμενη έγχυση) και περιπτώσεις πιλοτικής έγχυσης A,B [24])

## Κεφάλαιο 3: Μοντέλο Κινητήρα (MOTHER)

### 3.1 Εισαγωγή

Η μοντελοποίηση του κινητήρα γίνεται στο πρόγραμμα MOTO<sub>r</sub> THER<sub>m</sub>odynamics (*MOTHER*). Το *MOTHER* είναι φαινομενολογικό πρόγραμμα προσομοίωσης μηδενικής διάστασης. Τα προγράμματα μηδενικής διάστασης θεωρούν τον κινητήρα ως μία σειρά όγκων ελέγχου, οι οποίοι επικοινωνούν μεταξύ τους μέσω βαλβίδων και θυρίδων, που ανοιγοκλείνουν κατάλληλα. Θεωρεί χωρική ομοιογένεια σε κάθε όγκο ελέγχου και σταθερούς ρυθμούς μεταβολής των παραμέτρων ανά χρονικό βήμα. Τα προγράμματα με σταθερή κλίση παραμέτρων ανά χρονικό βήμα, είναι γνωστά στη βιβλιογραφία ως *quasi-steady*. Επιπλέον, μεταφορά θερμότητας, έργο και μεταφορά μάζας λαμβάνουν μέρος σε κάθε όγκο.

Σε κάθε όγκο ελέγχου λύνονται οι εξισώσεις διατήρησης της ενέργειας και προκύπτουν οι στιγμιαίες τιμές των θερμοδυναμικών ανεξάρτητων ιδιοτήτων, της πίεσης και της θερμοκρασίας.

Στο *MOTHER* γίνονται οι εξής υποθέσεις [25]:

- Θερμοδυναμική ισορροπία και συμπεριφορά τέλειου αερίου για το εργαζόμενο μέσο.
- Σταθερή κλίση παραμέτρων ανά χρονικό βήμα και μονοδιάστατη ροή μέσα από τις βαλβίδες και τις θυρίδες.
- Αλληλεπιδράσεις κυμάτων πιέσεις δε λαμβάνονται υπόψιν στην ανάλυση.
- Το μείγμα στο θάλαμο κάυσης θεωρείται ότι αποτελείται από 11 διαφορετικά αέρια : O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, H, H<sub>2</sub>, N, NO, O, OH, CO +evaporated fuel.

### 3.2 Θερμοδυναμικά και Μηχανικά Στοιχεία του MOTHER

Η μοντελοποίηση χωρίζει τον κινητήρα σε δύο ειδών όγκους ελέγχου, τους αποδέκτες ροής (*flow receivers*) και τους ελεγκτές ροής (*flow controllers*). Επιπλέον, στο Mother μοντελοποιούνται τα μηχανικά μέρη-άξονες, τα οποία αξιοποιούν την ενέργεια από τα θερμοδυναμικά στοιχεία.

#### 3.2.1 Αποδέκτες Ροής

Η ανάλυση που ακολουθεί, καλύπτει πλήρως, τον πιο περίπλοκο όγκο που συγκαταλέγεται σε αυτή τη κατηγορία, το θάλαμο καύσης. Στους αποδέκτες ροής ανήκουν και τα δοχεία γνωστά ως *plenums*.

Με βάση την εξίσωση διατήρησης της ενέργειας και θεωρώντας αμελητέα τη δυναμική ενέργεια έχουμε:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_j \frac{dH_{0j}}{dt} \quad (3.1)$$

Η παραπάνω εξίσωση δείχνει ότι, η καθαρή ενέργεια υπό μορφή θερμότητας ( $Q$ ) (θερμότητα εξώθερμων αντιδράσεων μειωμένη κατά τον όρο των απωλειών θερμότητας) που προσφέρεται στο σύστημα μειωμένη κατά το έργο ( $W$ ) που παράγεται από το σύστημα, ισούται με τη μεταβολή στην εσωτερική ενέργεια ( $U$ ) του εργαζόμενου μέσου στο σύστημα. Στην περίπτωση που ο όγκος ελέγχου είναι ανοιχτός, δηλαδή εισέρχεται και εξέρχεται μάζα και άρα ενέργεια, οι αντίστοιχες ενθαλπίες ( $H_0$ ) συμπεριλαμβάνονται στην εξίσωση.

Περνώντας από τις εκτατικές στις εντατικές ιδιότητες, η εξίσωση (3.1) γίνεται :

$$\frac{d(mu)}{dt} = \sum_{sf} \frac{dQ_{sf}}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \sum_j \frac{h_{0j} dm_j}{dt} \quad (3.2)$$

Ο δείκτης  $sf$  δηλώνει επιφάνειες με διαφορετικούς ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας.

Θεωρώντας ότι η εντατική εσωτερική ενέργεια είναι συνάρτηση τριών ανεξάρτητων θερμοδυναμικών ιδιοτήτων, τη πίεσης, θερμοκρασίας και του ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα ( $u=u(T, P, \varphi)$ ) και ότι η πίεση δίνεται από την καταστατική εξίσωση, καταλήγουμε στην παρακάτω σχέση :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{B - \frac{\partial u}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{dt} - \frac{p}{D} \frac{\partial u}{\partial P} \left( \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial \varphi} \frac{d\varphi}{dt} + \frac{1}{m} \frac{dm}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right)}{\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{\partial u}{\partial p} \frac{p}{TD}} \quad (3.3)$$

Όπου :

$$B = \frac{1}{m} \left( \sum_j \frac{dQ_{sf}}{dt} - u \frac{dm}{dt} + \sum_j h_{0j} \frac{dm_j}{dt} \right) - \frac{R}{V} \frac{dV}{dt}$$

$$C = 1 + \frac{T}{R} \frac{\partial R}{\partial T}$$

$$D = 1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p}$$

Προσοχή πρέπει να δοθεί στο ότι η παραπάνω ανάλυση αφορά ομοιογενές μίγμα, ενώ το *MOTHER* λειτουργεί με μίγμα που αποτελείται από 11 διαφορετικά αέρια. Η ανάλυση αυτή παρόλα αυτά, δίνει τη βασική εικόνα των εξισώσεων, βοηθώντας παράλληλα στην απλούστευση της περιγραφής.



## Έκφραση Χρονικής Μεταβολής Λόγου Ισοδυναμίας Καυσίμου – Αέρα

Ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου αέρα συμβολίζεται με το ελληνικό γράμμα  $\varphi$  και ορίζεται ως ο λόγος :

$$\varphi = \frac{f}{f_s} \quad (3.4)$$

Όπου, ως  $f$  ορίζεται το κλάσμα καυσίμου που έχει καεί προς τον αέρα, που υπάρχει μέσα στο θάλαμο καύσης κάθε χρονική στιγμή, ενώ ως  $f_s$  ορίζεται το αντίστοιχο στοιχειομετρικό κλάσμα. Για τον κινητήρα *Diesel*, το στοιχειομετρικό κλάσμα έχει τιμή 1/14.4 (για καύσιμο *Diesel*), δηλαδή ο αέρας πρέπει να είναι 14.4 φορές περισσότερος από το καύσιμο, ώστε το τελευταίο να καεί τέλεια.

$$f = \frac{m_{fb}}{m_a} \quad (3.5)$$

Η μάζα αερίου που υπάρχει μέσα στον όγκο ελέγχου δίνεται από τη σχέση :

$$m = m_a + m_{fb} \quad (3.6)$$

όπου :

- $m_a$  : μάζα αέρα στον όγκο ελέγχου
- $m_{fb}$  : μάζα καμένου καυσίμου στον όγκο ελέγχου

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (3.4), (3.5), (3.6) προκύπτει η παρακάτω σχέση :

$$\varphi = \frac{f}{f_s} = \frac{m_{fb}}{m_a f_s} = \frac{m_{fb}}{(m_a - m_{fb}) f_s} \quad (3.7)$$

Από τη σχέση (3.7) προκύπτει η παράγωγος του  $\varphi$  ως προς το χρόνο :

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{(m - m_{fb}) \frac{dm_{fb}}{dt} - m_{fb} \left( \frac{dm}{dt} - \frac{dm_{fb}}{dt} \right)}{f_s (m - m_{fb})^2} \quad (3.8)$$

## Έκφραση για την Εσωτερική Ενέργεια και την Γενική Σταθερά του Εργαζόμενου Μέσου

Πάλι για διευκόλυνση της ανάλυσης κάνουμε υπόθεση ομοιογενούς μείγματος και με δεδομένο ότι οι κινητήρες *Diesel* εργάζονται σε  $\varphi$  μικρότερα της μονάδας, γίνεται χρήση των παρακάτω σχέσεων [25].

➤  $T < 1444.4 \text{ K}$

$$u = K_1(T) - K_2(T)\varphi \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (3.9)$$

$$R = 0.287 + 0.02 \varphi \left[ \frac{kJ}{kg K} \right] \quad (3.10)$$

Όπου :

$$K_1 = 0.692 T + 39.17 \cdot 10^{-6} T^2 + 52.9 \cdot 10^{-9} T^3 - 228.62 \cdot 10^{-13} T^4 + 277.58 \cdot 10^{-17} T^5$$

$$K_2 = 3049.39 - 5.7 \cdot 10^{-2} T - 9.5 \cdot 10^{-5} T^2 + 2153 \cdot 10^{-9} T^3 - 200.26 \cdot 10^{-14} T^4$$

➤  $T > 1444.4 \text{ K}$

$$u = u_0 + 2.326 e^{C_1+C_2+C_3} \quad (3.11)$$

$$R = R_0 + 4.1868 \frac{e^c}{1000} \quad (3.12)$$

Όπου :

$$C_1 = 10.41066 + 7.85125 \varphi - 3.71527 \varphi^3$$

$$C_2 = (-27.00107 - 28.5087 \varphi + 17.30375 \varphi^3) \frac{1000}{1.8 T}$$

$$C_3 = \left[ 0.154226 \varphi^3 - 0.38656 \varphi - 0.10329 + (0.21289 \varphi - 0.026574) \frac{1000}{1.8 T} \right] \ln(14.50 P)$$

$$C = \left[ 11.98 - 45.796 \frac{1000}{1.8 T} - 0.4354 \ln(14.50 P) \right] \varphi + 0.2977 \ln(\varphi)$$

Από τις άνω σχέσεις, μπορούν να υπολογιστούν με σχετική ευκολία, οι παράγωγοι της εσωτερικής ενέργειας και της σταθεράς αερίων ως προς το  $\varphi$ , το  $T$  και το  $P$ .

### 3.2.2 Ελεγκτές Ροής

Εκτός από τους αποδέκτες ροής, στους οποίους καταλήγει το εργαζόμενο μέσο, υπάρχουν στο περιβάλλον του προγράμματος και οι ελεγκτές ροής. Πρόκειται για βαλβίδες και θυρίδες, διαμέσου των οποίων ρυθμίζεται η ροή από και προς τους αποδέκτες. Για να είναι δυνατή η επίλυση της εξίσωσης ενέργειας στους αποδέκτες, απαιτείται ο υπολογισμός παροχής μάζας από τους ελεγκτές ροής. Η παροχή μάζας, κατά τα γνωστά, είναι συνάρτηση της διαφοράς πίεσης ανάντι και κατόντι του ελεγκτή, καθώς και της ενεργής επιφάνειας του κάθε στιγμής.

Οι κυριότεροι ελεγκτές είναι οι θυρίδες εισαγωγής, οι οποίες συνδέουν τον κύλινδρο με το δοχείο σάρωσης και η βαλβίδα εξαγωγής, η οποία συνδέει τον κύλινδρο με το δοχείο εξαγωγής που βρίσκεται πριν το στρόβιλο.

Η μοντελοποίηση στους ελεγκτές γίνεται με την υπόθεση μονοδιάστατης ισεντροπικής ροής από ακροφύσιο. Η παροχή μάζας, με βάση την υπόθεση και θεωρώντας μηδενική ταχύτητα εισόδου, δίνεται από την παρακάτω έκφραση [25]:

$$\dot{m} = A_c p_u \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{1}{R T_u} \left[ \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (3.13)$$

Όπου :

○ $\dot{m}$	παροχή μάζας	[kg/s]
○ $A_c$	ενεργή επιφάνεια ελεγκτή	[m <sup>2</sup> ]
○ $P_u$	πίεση κατόντι του ελεγκτή	[N/ m <sup>2</sup> ]
○ $P_d$	πίεση ανάντι του ελεγκτή	[N/ m <sup>2</sup> ]
○ $T_u$	θερμοκρασία κατόντι του ελεγκτή	{K}
○ $T_d$	θερμοκρασία ανάντι του ελεγκτή	[K]
○ $R$	παγκόσμια σταθερά αερίων	[j/ (kg K)]
○ $\gamma$	ισεντροπική σταθερά → $C_p/ C_v$	

Η σχέση (3.11) ισχύει για υποηχητική ροή, δηλαδή όταν ο λόγος πίεσης κατόντι προς την πίεση ανάντι του ελεγκτή, είναι μικρότερος μιας κρίσιμης τιμής.

Συνθήκη υποηχητικής ροής :

$$\frac{p_u}{p_d} < p_{cr} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.14)$$

Όταν η ροή δεν ικανοποιεί υποηχητικές συνθήκες, τότε η έκφραση για την παροχή της μάζας γίνεται :

$$\dot{m} = A_c P_u \sqrt{\gamma \frac{1}{R T_u} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (3.15)$$

### 3.2.3 Μηχανικά Στοιχεία

Τα μηχανικά στοιχεία χρησιμοποιούνται στη μοντελοποίηση, για να αποδώσουν τη μεταφορά ενέργειας ανάμεσα σε περιστρεφόμενες μάζες, επιτυγχάνοντας τη σύνδεσή τους. Πρόκειται για συμπαγείς περιστρεφόμενους άξονες με αναρτημένες μάζες εκατέρωθεν, τους λεγόμενους παραγωγούς και καταναλωτές ενέργειας. Όλα το σύστημα περιστρέφεται σαν ένα ενιαίο σώμα και με δυναμική ανάλυση, βρίσκεται η δυναμική του κατάσταση κάθε χρονική στιγμή.

Με τη μοντελοποίησή τους, επιτυγχάνουμε να καθίσταται δυνατή η μοντελοποίηση της μεταβατικής λειτουργίας, στην οποία μεταβάλλεται συνεχώς η διαθέσιμη και καταναλισκόμενη ενέργεια στο σύστημα, η διαφορά των οποίων καθορίζει και χαρακτηρίζει το φαινόμενο. Για παράδειγμα, σε μία επιτάχυνση η προσφερόμενη ενέργεια-ροπή είναι μεγαλύτερη από την καταναλισκόμενη, με αποτέλεσμα, η περίσσεια να επιταχύνει τον άξονα της έλικας. Σε μία επιβράδυνση, η προσφερόμενη ενέργεια-ροπή είναι μικρότερη από τη καταναλισκόμενη και άρα, ο άξονας επιβραδύνεται.

Τα μηχανικά-περιστροφικά μέρη, τα οποία μοντελοποιούνται στο περιβάλλον του Mother, είναι ο άξονας της έλικας και ο άξονας του υπερπληρωτή. Και για τους δύο άξονες χρησιμοποιείται ο δεύτερος νόμος του Νεύτωνα, ως εξής :

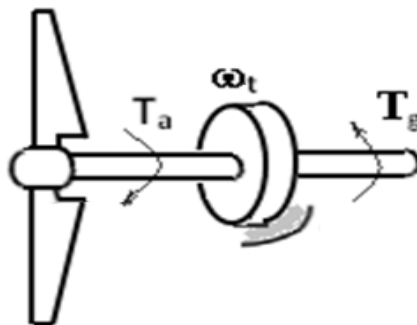
$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\Sigma \tau}{I_{tot}} \quad (3.16)$$

Όπου :

- $\omega$       γωνιακή ταχύτητα άξονα      [rad/sec]
- $\tau$       ροπή στην αναρτημένη μάζα      [N m]
- $I_{tot}$     ολική ροπή αδράνειας συστήματος      [kg m<sup>2</sup>]

Η ροπή του παραγωγού ενέργειας χρησιμοποιείται με θετικό πρόσημο στην εξίσωση (3.16), ενώ η ροπή του καταναλωτή με αρνητικό. Η διαφορά των ροπών καθορίζει τη μεταβολή της γωνιακής ταχύτητας-γωνιακή επιτάχυνση του άξονα, αντιστρόφως ανάλογα με τη ροπή αδράνειας.

Στον άξονα της έλικας, ο παραγωγός ενέργειας είναι ο κινητήρα εσωτερικής καύσης, ενώ ο καταναλωτής, η έλικα. Στον άξονα του υπερπληρωτή, ο παραγωγός είναι ο στρόβιλος, ενώ ο καταναλωτής είναι ο συμπιεστής.



### 3.3 Μοντελοποίηση Εκκίνησης (Start – up)

Οι ναυτικοί κινητήρες διαθέτουν ως σύστημα εκκίνησης της μηχανής, αεροσυμπιεστές και αεροφυλάκια, τα οποία αναλαμβάνουν να την τροφοδοτήσουν με πεπιεσμένο αέρα. Αυτό γίνεται, μέχρι ο κινητήρας να ξεπεράσει ένα όριο στροφών, στο οποίο γίνεται έγχυση καυσίμου. Κύριος στόχος του συστήματος είναι να επιταχύνει ο κινητήρας, μέχρι να υπάρξει επαρκής πίεση και θερμοκρασία στο θάλαμο, δηλαδή περιβάλλον, το οποίο να ευνοεί την αυτανάφλεξη του καυσίμου. Αυτό γίνεται στο 8 – 12 % των στροφών του *SMCR* [26]. Με την ίδια λειτουργία, επιτυγχάνεται και η ανάστροφη κίνηση των εμβόλων για ώση αντίθετης κατεύθυνσης. Το σύστημα αυτό, έχει χωρητικότητα αέρα για 12 συνεχείς εκκινήσεις και 6 εκκινήσεις των ηλεκτρογεννητριών, χωρίς να δουλεύει ο αεροσυμπιεστής. Το σύστημα εκκίνησης αποτελείται από τέσσερα βασικά στοιχεία [26]:

1. Starting air receivers : τα αεροφυλάκια περιέχουν πεπιεσμένο αέρα στα 30 bar.
2. Main starting valve : Η κύρια βαλβίδα εκκίνησης λειτουργεί μέσω πνευματικού κυλίνδρου. Ο σκοπός της είναι η απομόνωση της βαλβίδας εκκίνησης από τα αεροφυλάκια, όταν ο κινητήρας έχει μπει σε κανονική λειτουργία.
3. Starting air distributor : Ο διανομέας έχει σκοπό, με βάση την οδηγία *ahead* ή *astern*, να οδηγήσει τον πεπιεσμένο αέρα, με κατάλληλη σειρά στα *starting valves*, ώστε να επιτευχθεί ο σωστός χρονισμός των κυλίνδρων.
4. Starting valves : Πρόκειται για τις κύριες βαλβίδες του συστήματος εκκίνησης. Υπάρχει μία σε κάθε κύλινδρο και σκοπός της είναι, η απευθείας εισαγωγή πεπιεσμένου αέρα στους κυλίνδρους. Οι βαλβίδες ανοίγουν πνευματικά και κλείνουν, μέσω της δράσης ελατηρίου. Ο πεπιεσμένος αέρας πρέπει να εισέλθει στο κύλινδρο στο άνω νεκρό σημείο. Για να γίνει αυτό, τροφοδοτείται με αέρα η βαλβίδα εκκίνησης λίγο πριν το άνω νεκρό σημείο, εξαιτίας της μηχανικής καθυστέρησης στο άνοιγμά της. Τέλος, η βαλβίδα εκκίνησης κλείνει λίγο πριν ανοίξει η βαλβίδα εξαγωγής.

Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο (3.1), η μοντελοποίηση στο *MOTHER* γίνεται με όγκους ελέγχου, τους αποδέκτες ροής και τους ελεγκτές ροής. Στη μοντελοποίηση της εκκίνησης του κινητήρα, προστίθενται νέοι όγκοι ελέγχου.

Τα *starting receivers* μοντελοποιούνται ως αποδέκτες ροής, ενώ οι βαλβίδες σαν ελεγκτές ροής.

Ιδιαιτερότητες θερμοδυναμικής μοντελοποίησης του *starting receiver* :

1. Λειτουργεί με φρέσκο αέρα ως εργαζόμενο μέσο, άρα  $\phi=0$ .

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}(\mathbf{T}, \mathbf{p}, \phi = 0) \rightarrow \mathbf{u} = \mathbf{u}(\mathbf{T}, \mathbf{p}) \quad (3.17)$$

$$\mathbf{R} = \mathbf{R}(\mathbf{T}, \mathbf{p}, \phi = 0) \rightarrow \mathbf{R} = \mathbf{R}(\mathbf{T}, \mathbf{p}) \quad (3.18)$$

2. Θεωρούμε αδιαβατική εκροή του αέρα, εξαιτίας του πολύ μικρού χρονικού διαστήματος, στο οποίο πραγματοποιείται.

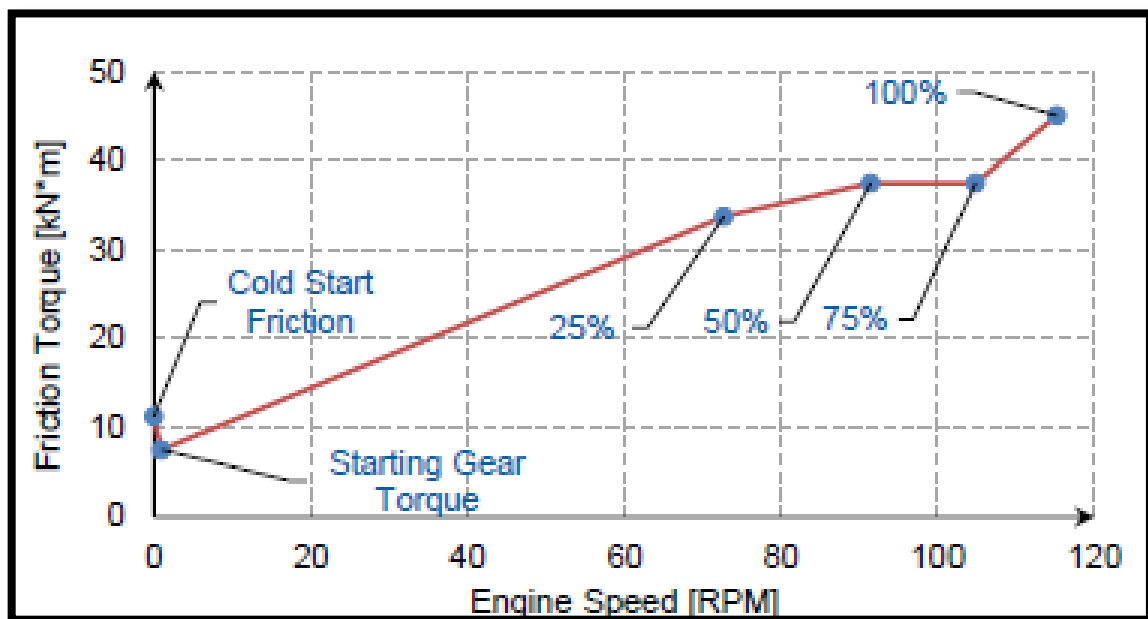
$$\frac{dQ_{sf}}{dt} = \mathbf{0} \quad (3.19)$$

### 3.3.1 Μοντέλο Τριβών

Όπως αναφέρεται στο Παράρτημα (Π.1.2), η μοντελοποίηση των τριβών στα σταθερά φορτία λειτουργίας 25, 50, 75, 100% της ισχύος, γίνεται με το μοντέλο *Mc Auly et al.*, το οποίο έχει βρεθεί ότι δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα προσομοίωσης. Παρόλα αυτά, στα πολύ χαμηλά φορτία λειτουργίας, κατά την εκκίνηση του κινητήρα, το μοντέλο δε λειτουργεί ικανοποιητικά. Τα φαινόμενα είναι πιο σύνθετα, η μηχανική των τριβών πιο περίπλοκη, δημιουργώντας την ανάγκη για άλλη μέθοδο μοντελοποίησης [26].

Οι τριβές στη προσομοίωση του *start – up*, μοντελοποιούνται ως εξωτερική ροπή τριβών, η οποία καταναλώνει έργο στον άξονα [26]. Η ροπή τριβών είναι αντιπροσωπευτική όλων των μηχανικών μερών που συνεισφέρουν στις τριβές. Τα στοιχεία, στα οποία εμφανίζονται δυνάμεις τριβής είναι [26]:

- Έδρανα στροφαλοφόρου άξονα
- Έδρανα αξονικού συστήματος
- Ελατήρια στεγανοποίησης εμβόλου
- Έδρανα σταυρού



(εικόνα 3.1, Διάγραμμα ροπών τριβής συναρτήσει των στροφών του κινητήρα)

Η ροπή των τριβών στα φορτία λειτουργίας 25, 50, 75, 100%, προκύπτει από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης σε σταθερές συνθήκες. Στις πολύ χαμηλές στροφές λειτουργίας (~1 RPM), οι τριβές που εμφανίζονται είναι στατικές τριβές. Η ροπή των τριβών σε αυτές τις στροφές, ισούται με την εξωτερική ροπή που απαιτείται για να περάσει το σύστημα από την ακινησία, στη πολύ χαμηλόστροφη κίνηση. Γι' αυτό το λόγο και επειδή, υπάρχει έλλειψη δεδομένων σε αυτά τα φορτία λειτουργίας, η ροπή των τριβών για  $N= 1$  RPM, λαμβάνεται ίση με τη μέγιστη ροπή του ηλεκτρικού μοτέρ, που συνδέεται με τον άξονα ώσης και κινεί τον άξονα για λόγους επιθεώρησης. Τέλος, για τη ροπή των τριβών ψυχρής εκκίνησης, δηλαδή  $N= 0$  RPM, θεωρείται αρχικός λόγος τριβών ίσος με 1.5. Ο

αρχικός λόγος τριβών ορίζεται ως, ο λόγος των τριβών κατά τη μεταβατική ψυχρή εκκίνηση του συστήματος ( $N=0$ ) προς τις τριβές όταν, το σύστημα περάσει σε σταθερή κατάσταση λειτουργίας, σε αυτές τις πολύ χαμηλές στροφές ( $N=1$  RPM) [27].

$$A. L. T = \frac{FMEP_t}{FMEP_\infty} \quad (3.20)$$

Όπου :

- A.L.T αρχικός λόγος τριβών
- $FMEP_t$  τριβές μεταβατικής εκκίνησης
- $FMEP_\infty$  τριβές σταθερής κατάστασης

### 3.3.2 Μοντέλο Μεταφοράς Θερμότητας

Κατά την εκκίνηση του κινητήρα με πεπιεσμένο αέρα, παρατηρήθηκε ότι η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου κατά την αποτόνωση, έπεφτε σε πολύ χαμηλές τιμές με αποτέλεσμα, το πρόγραμμα να βγάζει σφάλμα, αφού διάβαζε θερμοκρασίες μετά το στρόβιλο, μικρότερες του μηδενός. Αυτό το φαινόμενο, ήταν αποτέλεσμα της υπερεκτίμησης της μεταφοράς θερμότητας από το μοντέλο του *Woschni*, όταν η εφαρμογή του γίνεται στην εκκίνηση. Για να ξεπεραστεί το πρόβλημα, δημιουργήθηκε αναπροσαρμοσμένο μοντέλο εκτίμησης της μεταφοράς θερμότητας, με αλλαγή των συντελεστών  $C_1$ ,  $C_2$ .

Με βάση την εξίσωση (3.23), η ταχύτητα του αερίου στο μοντέλο *Woschni*, απαρτίζεται από δύο προστιθέμενους όρους. Ο πρώτος έχει να κάνει με την επίδραση της ταχύτητας του εμβόλου στην ταχύτητα του αερίου, ενώ ο δεύτερος, με την επίδραση της καύσης στην ταχύτητα του αερίου. Με βάση τη βιβλιογραφία [28], η υπερεκτίμηση του μοντέλου *Woschni* έγκειται στο δεύτερο όρο, της επίδρασης της καύσης. Για την μοντελοποίηση της εκκίνησης, πραγματοποιήθηκε αύξηση του συντελεστή  $C_1$  και μείωση του συντελεστή  $C_2$  της εξίσωσης (7) του Παραρτήματος.

### 3.3.3 Επέκταση Χάρτη Συμπιεστή σε Χαμηλές Στροφές Λειτουργίας

Ο χάρτης του συμπιεστή, που δίνεται από τον κατασκευαστή, καλύπτει μία περιοχή στροφών από περίπου το 40% μέχρι το 100% των στροφών. Για τη μοντελοποίηση της εκκίνησης, απαιτείται να γίνει επέκταση του χάρτη σε χαμηλότερες στροφές.

Για να γίνει επέκταση, γίνεται μετασχηματισμός του χάρτη. Ο χάρτης εκφράζεται με βάση νέες αδιάστατες παραμέτρους. Χρησιμοποιούνται τρεις παράμετροι, οι οποίες περιγράφουν τη λειτουργία του συμπιεστή. Αυτές είναι η σταθερά ροής  $\Phi$ , ο ισηντροπικός συντελεστής  $\Psi$  και ο αριθμός *Mach* [46].

$$\Phi = \frac{\dot{V}}{A_{imp} u_{tip}} \quad (3.21)$$

$$\Psi = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(\gamma-1) (Mach)^2} \quad (3.22)$$

$$Mach = \frac{u_{tip}}{\sqrt{\gamma R T_{ref}}} \quad (3.23)$$

Όπου :

○ $\dot{V}$	ογκομετρική παροχή	[m <sup>3</sup> / sec]
○ $A_{imp}$	επιφάνεια δίσκου συμπίεστή	[m <sup>2</sup> ]
○ $u_{tip}$	ταχύτητα άκρου πτερυγίου φτερωτής	[m/ sec]
○ $\pi_c$	λόγος συμπίεσης	
○ $T_{ref}$	θερμοκρασία περιβάλλοντος	[K]

Η θερμοκρασία αναφοράς λαμβάνεται ίση με :  $T_{ref} = 298 \text{ K}$ .

Μετασηματίζοντας κάθε ισοταχή καμπύλη του χάρτη στις νέες παραμέτρους, μπορούμε, χρησιμοποιώντας τα σημεία του κατασκευαστή κάθε ισοταχούς και το *fit curve tool* του *Mat lab*, να βρούμε σχέση, που να παρεμβάλλει τα σημεία, δηλαδή έκφραση  $\Psi$ - $\Phi$  για σταθερές τιμές του *Mach*. Οι συντελεστές της έκφρασης εξαρτώνται από τον αριθμό *Mach* (ισοταχής καμπύλη σημαίνει σταθερός αριθμός *Mach*), οπότε θα αποτελούν κατάλληλη συνάρτηση αυτού. Χρησιμοποιώντας την οικογένεια των συντελεστών από τη προηγούμενη διαδικασία -για κάθε αριθμό *Mach* - και το *fit curve tool*, μπορούμε να βρούμε συνάρτηση συντελεστών *Mach*. Από τις παραμέτρους  $\Psi$ ,  $\Phi$  περνάμε ξανά στο λόγο πίεσης και τη παροχή από τις σχέσεις (3.21), (3.22).

Στη βιβλιογραφία δίνονται τέτοιες σχέσεις και παρουσιάζονται παρακάτω [46].

$$\Psi = \frac{k_1 + k_2 \Phi}{k_3 - \Phi} \quad (3.24)$$

Όπου,  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  οι συντελεστές της έκφρασης  $\Psi$ - $\Phi$ , οι οποίοι είναι συνάρτηση του αριθμού *Mach*.

$$k_i = k_{i1} + k_{i2} Mach, \quad i=1, 2, 3$$

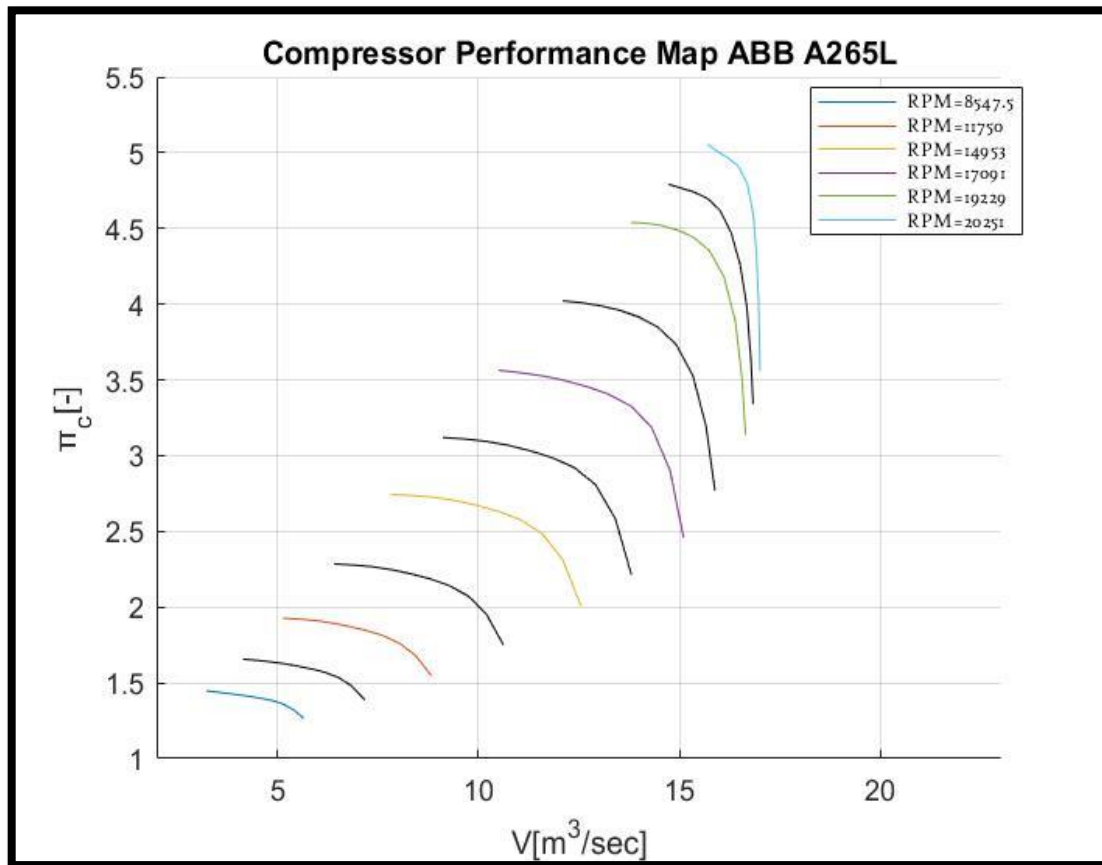
Είναι φανερό ότι η σχέση (3.24) αποτελεί γραφικά μία επιφάνεια. Επιλέγοντας κατάλληλους συντελεστές  $k_{ij}$ , με χρήση του *fit curve tool* του *Mat lab*, η σχέση (3.24) παρεμβάλλει το χάρτη του συμπίεστή μας. Η έκφραση χρησιμοποιείται, έπειτα, για την επέκταση σε μικρότερους αριθμούς *Mach*.

Στη βιβλιογραφία δίνεται αντίστοιχη σχέση και για το βαθμό απόδοσης του συμπίεστή [29]. Ο βαθμός απόδοσης μπορεί να εκφραστεί ως πολώνυμο 2<sup>ου</sup> βαθμού, ως προς την αδιάστατη παράμετρο  $\Phi$ . Η διαδικασία επέκτασης του βαθμού απόδοσης στις χαμηλότερες στροφές είναι όμοια με αυτή που περιγράφηκε παραπάνω.

$$\eta = u_1 + u_2 \Phi + u_3 Mach + u_4 \Phi^2 + u_5 \Phi Mach \quad (3.25)$$



Ο συμπιεστής, που χρησιμοποιήθηκε στη διπλωματική εργασία, κατασκευάζεται από την εταιρεία *ABB* και είναι τύπου *A65L*. Ο συμπιεστής έχει διάμετρο  $D=0.5$  m και ο χάρτης, που δίνεται από τον κατασκευαστή, παρουσιάζεται παρακάτω στο διάγραμμα (3.1):

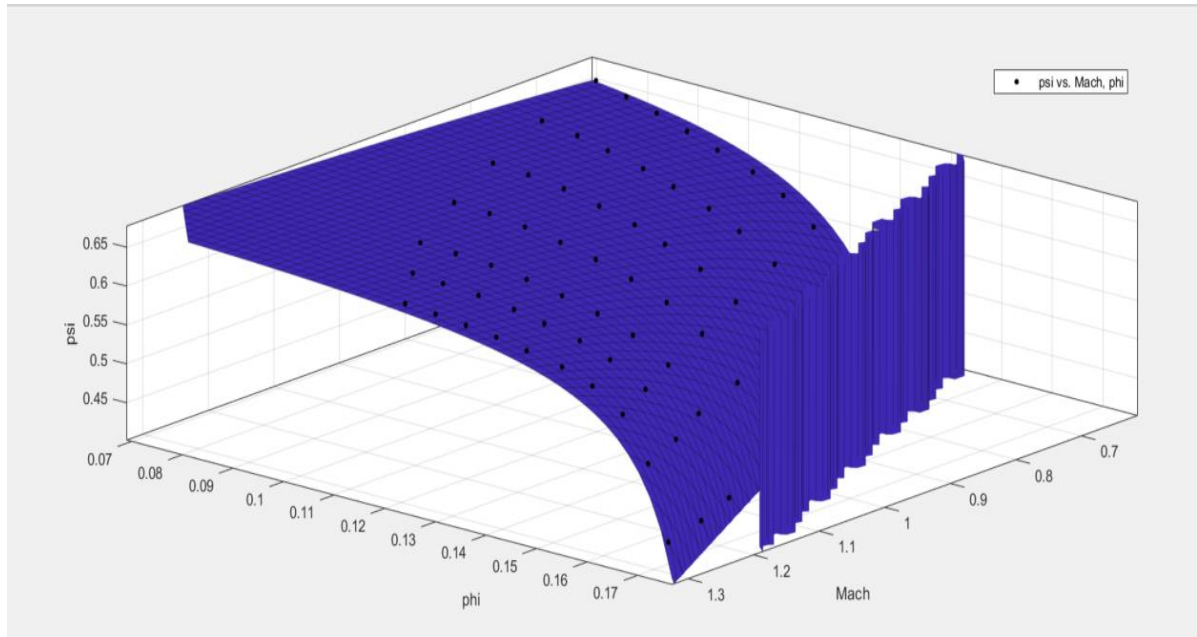


(διάγραμμα 3.1, Χάρτης συμπιεστή από 8547 στροφές/λεπτό μέχρι 20251 στροφές/λεπτό, από διαθέσιμα στοιχεία του κατασκευαστή)

Για να πραγματοποιηθεί επέκταση του χάρτη σε χαμηλότερες στροφές λειτουργίας, χρησιμοποιείται η περιοχή που φαίνεται το διάγραμμα (3.1) μέχρι τις 17091 στροφές. Αποφεύγεται η χρήση ολόκληρης της περιοχής του χάρτη, διότι η συμπεριφορά του συμπιεστή στις πολύ ψηλές στροφές λειτουργίας, αλλάζει αρκετά, όπως φαίνεται και στο διάγραμμα (3.1). Εμείς χρειαζόμαστε ικανοποιητική παρεμβολή στις χαμηλότερες στροφές. Παρόλα αυτά η διαδικασία της παρεμβολής λειτουργεί καλύτερα, όταν τα δεδομένα που της δίνονται είναι περισσότερα. Αυτό σημαίνει, ότι η περιοχή του συμπιεστή δεν πρέπει να κοπεί πολύ.

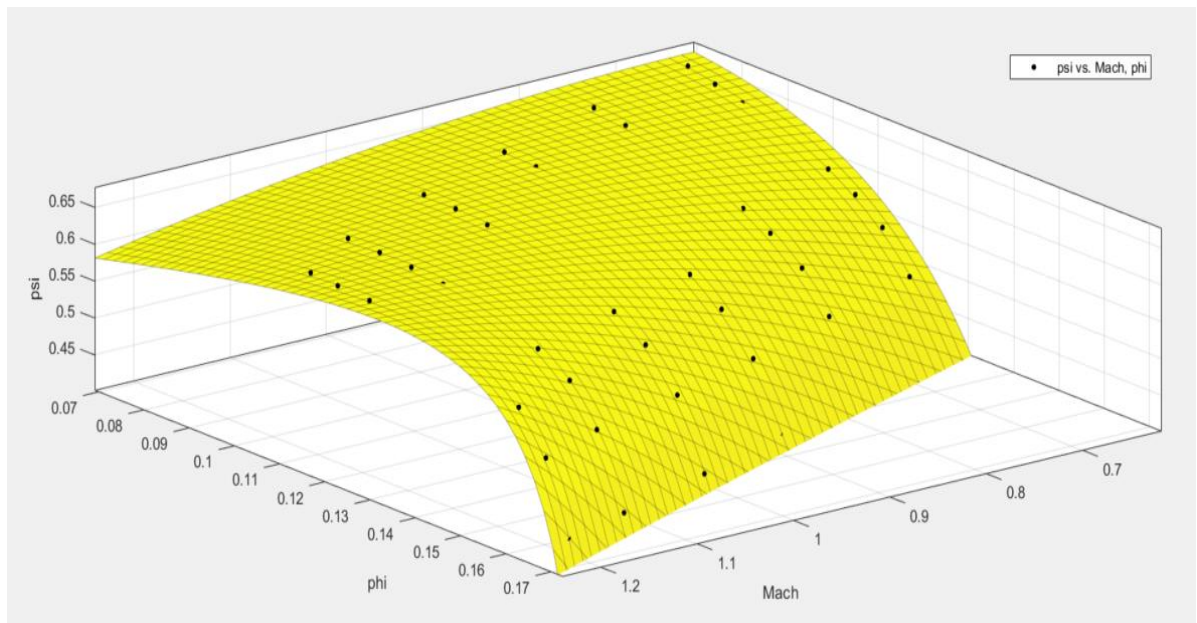
Προχωρώντας στην παρεμβολή των σημείων του χάρτη, μετασχηματισμένων στις νέες αδιάστατες παραμέτρους, διαπιστώθηκε ότι οι σχέσεις της βιβλιογραφίας δε λειτουργούσαν ικανοποιητικά για τον παραπάνω συμπιεστή.

Συγκεκριμένα, διαπιστώθηκε απότομη πτώση της παραμέτρου  $\psi$ , καθώς το  $\Phi$  μεγαλώνει, με αποτέλεσμα την ασυνέχεια στην επιφάνεια παρεμβολής, που φαίνεται στο διάγραμμα (3.2).



(διάγραμμα 3.2, Επιφάνεια παρεμβολής σημείων του χάρτη του συμπιεστή στο fit curve tool)

Από μαθηματική οπτική, καθώς η παράμετρος  $\Phi$  μεγαλώνει, ο αριθμητής στη σχέση παρεμβολής, μειώνεται πιο έντονα από τον παρονομαστή, οδηγώντας σε απότομη πτώση του  $\Psi$ . Ταυτόχρονα, καθώς το  $\Phi$  μεγαλώνει, ο παρονομαστής τείνει στη τιμή μηδέν, με αποτέλεσμα, οι πολύ μικρές τιμές που λαμβάνει για μια κρίσιμη τιμή του  $\Phi$ , να οδηγούν τελικά σε απότομο άλμα του  $\Psi$  και σε ασυνέχεια στο γράφημα. Στόχος ήταν, διατηρώντας τον βασικό κορμό της σχέσης της βιβλιογραφίας, δηλαδή την κλασματική εξίσωση πολυωνυμικού αριθμητή και παρονομαστή ως προς  $\Phi$ , να αλλάξουμε τον βαθμό των πολωνύμων, με σκοπό, και την πιο ομαλή πτώση του  $\Psi$  και την αποφυγή γρήγορου μηδενισμού του παρονομαστή.



(διάγραμμα 3.3, Επιφάνεια παρεμβολής σημείων του χάρτη του συμπιεστή με νέα εξίσωση, με ικανότητα παρεμβολής,  $R=0.9882$ )

Η σχέση στην οποία καταλήξαμε είναι η ακόλουθη :

$$\Psi = \frac{k_1+k_2 \Phi^2+k_3 \Phi}{k_4-\Phi} \quad (3.26)$$

Όπου :

$$k_i = k_{i1} + k_{i2} Mach^2, i=1$$

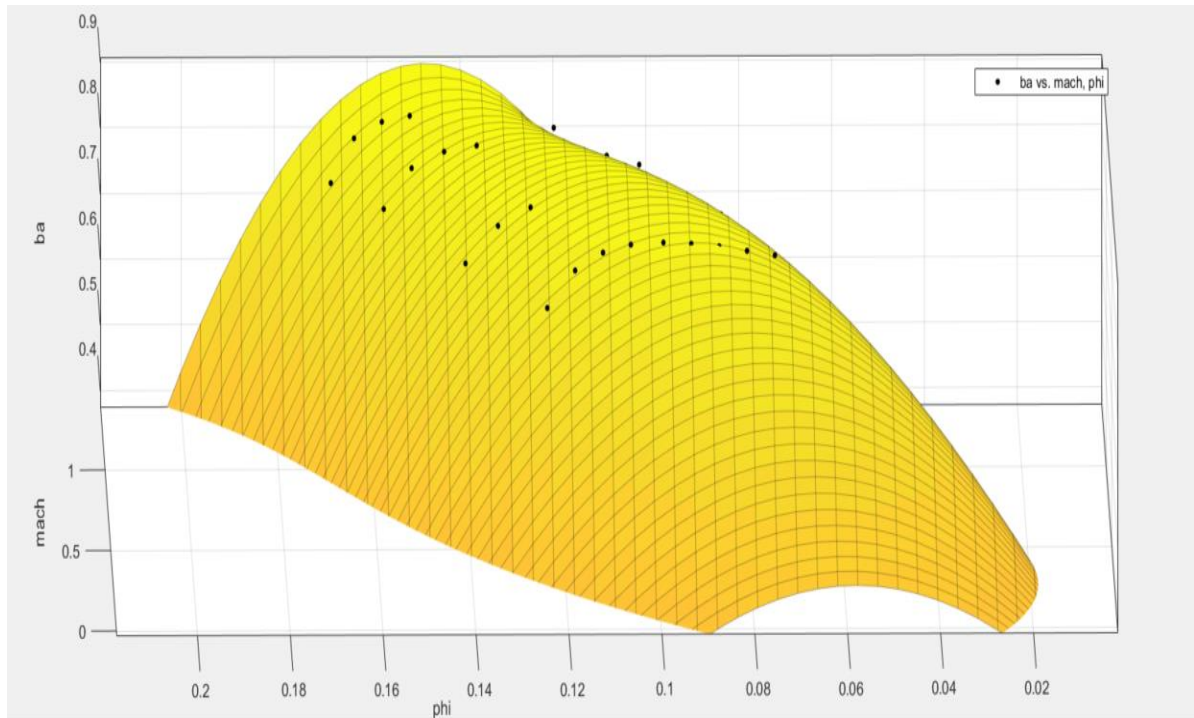
$$k_i = k_{i1} + k_{i2} Mach, i=3, 4$$

$$k_i = k_{i1}, i=2$$

Η υστέρηση των σχέσεων της βιβλιογραφίας, στην περίπτωση του παραπάνω συμπιεστή, φάνηκε και στη περίπτωση του βαθμού απόδοσης. Απομονώνοντας τις ισοταχείς καμπύλες βαθμού απόδοσης – παροχής, βρέθηκε ότι το πολυώνυμο δευτέρου βαθμού ως προς  $\Phi$ , λειτουργεί ικανοποιητικά, με αποτέλεσμα να στρέψουμε τη προσοχή μας στους συντελεστές του πολυωνύμου. Οι συντελεστές του δευτεροβάθμιου πολυωνύμου ως προς  $\Phi$ , όταν δίνονταν ως εκθετική συνάρτηση του αριθμού *Mach*, έδιναν καλά αποτελέσματα παρεμβολής, τόσο στην περιοχή του χάρτη που δίνεται από τον κατασκευαστή, όσο και στις χαμηλότερες στροφές που θέλαμε να κάνουμε επέκταση, όπως φαίνεται από το διάγραμμα (3.4).

Η σχέση στην οποία καταλήξαμε είναι η ακόλουθη :

$$\eta = a \exp(b Mach) \Phi^2 + c \exp(d Mach) \Phi + (p Mach^3 + p1) \quad (3.27)$$



(διάγραμμα 3.4, Χάρτης συμπιεστή βαθμού απόδοσης συναρτήσει του  $\Phi$  με παράμετρο τον αριθμό *Mach*, με ικανότητα παρεμβολής,  $R=0.8537$ )

Ο τελευταίος όρος της εξίσωσης (3.27), με κατάλληλες αλλαγές στο βαθμό ως προς *Mach*, τροποποιεί το χάρτη στις χαμηλές στροφές. Για παράδειγμα, όρος πρώτου βαθμού ως προς *Mach* υψώνει το χάρτη σε μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης στις χαμηλές στροφές, κάτι μη ρεαλιστικό.

Ο χάρτης ενός συμπιεστή οριοθετείται από δύο καμπύλες ελάχιστης και μέγιστης παροχής, την *surge* και *chock line* αντίστοιχα. Σε πολύ χαμηλές παροχές, εμφανίζεται το πρόβλημα αναστροφής της ροής, το οποίο καταπονεί, σε έντονη στρέβλωση, το συμπιεστή. Σε πολύ υψηλές παροχές, η ροή “πνίγεται”. Για τη μοντελοποίηση των δύο καμπυλών χρησιμοποιήθηκαν οι παρακάτω σχέσεις.

**Surge Line :**

Για την *surge line* χρησιμοποιήθηκε η συνάρτηση *gaussian 3*, με ανεξάρτητη μεταβλητή τον αριθμό *Mach* και εξαρτημένη την παροχή. Η σχέση αυτή, επιλέχθηκε εξαιτίας της συμπεριφοράς της στους χαμηλούς αριθμούς *Mach*. Το ζητούμενο ήταν η διεύρυνση του χάρτη αριστερά στις χαμηλότερες στροφές και η *surge line* να περνά κοντά από το σημείο  $(V, \pi_c) = (0, 1)$ . Ταυτόχρονα, ζητούμενο ήταν η ικανοποιητική παρεμβολή των σημείων του κατασκευαστή, όπως φαίνεται στο διάγραμμα (3.5).

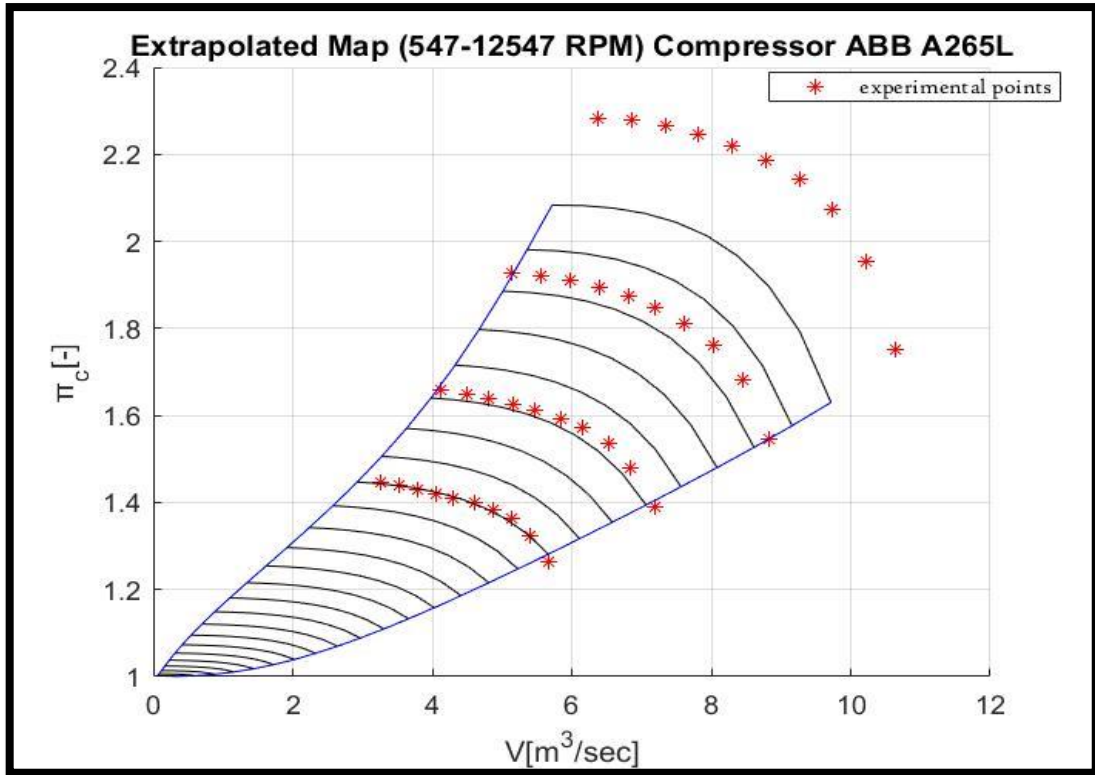
$$\dot{V} = a_1 \exp\left(-\left(\frac{Mach-b_1}{c_1}\right)^2\right) + \dots + a_3 \exp\left(-\left(\frac{Mach-b_3}{c_3}\right)^2\right) \quad (3.28)$$

**Chock Line :**

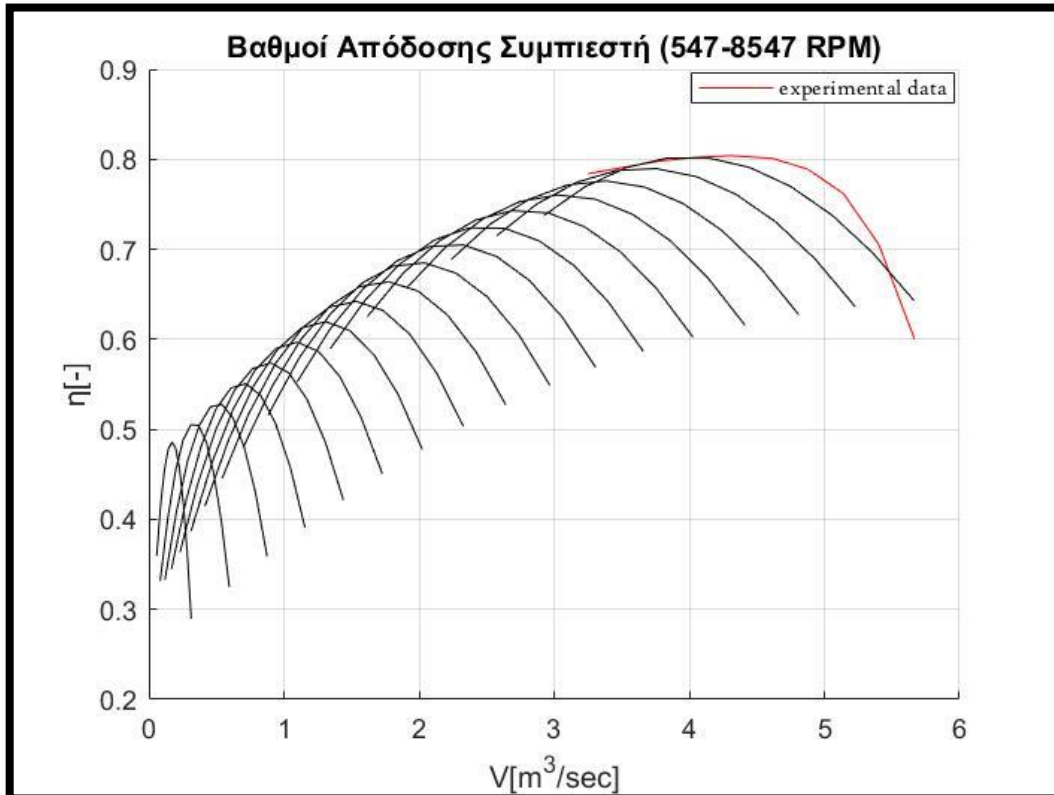
Για την *chock line* χρησιμοποιήθηκε πολυωνυμική συνάρτηση 4<sup>ου</sup> βαθμού, με ανεξάρτητη μεταβλητή τον αριθμό *Mach* και εξαρτημένη την παροχή. Ζητούμενο ήταν στις πολύ χαμηλές στροφές (500 RPM), η συμπίεση να μην πέφτει κάτω από τη μονάδα, με ικανοποιητική παρεμβολή των σημείων που δίνονταν από τον κατασκευαστή, όπως φαίνεται το διάγραμμα (3.5).

$$\dot{V} = a Mach^4 + b Mach^3 + c Mach^2 + d Mach + e \quad (3.29)$$

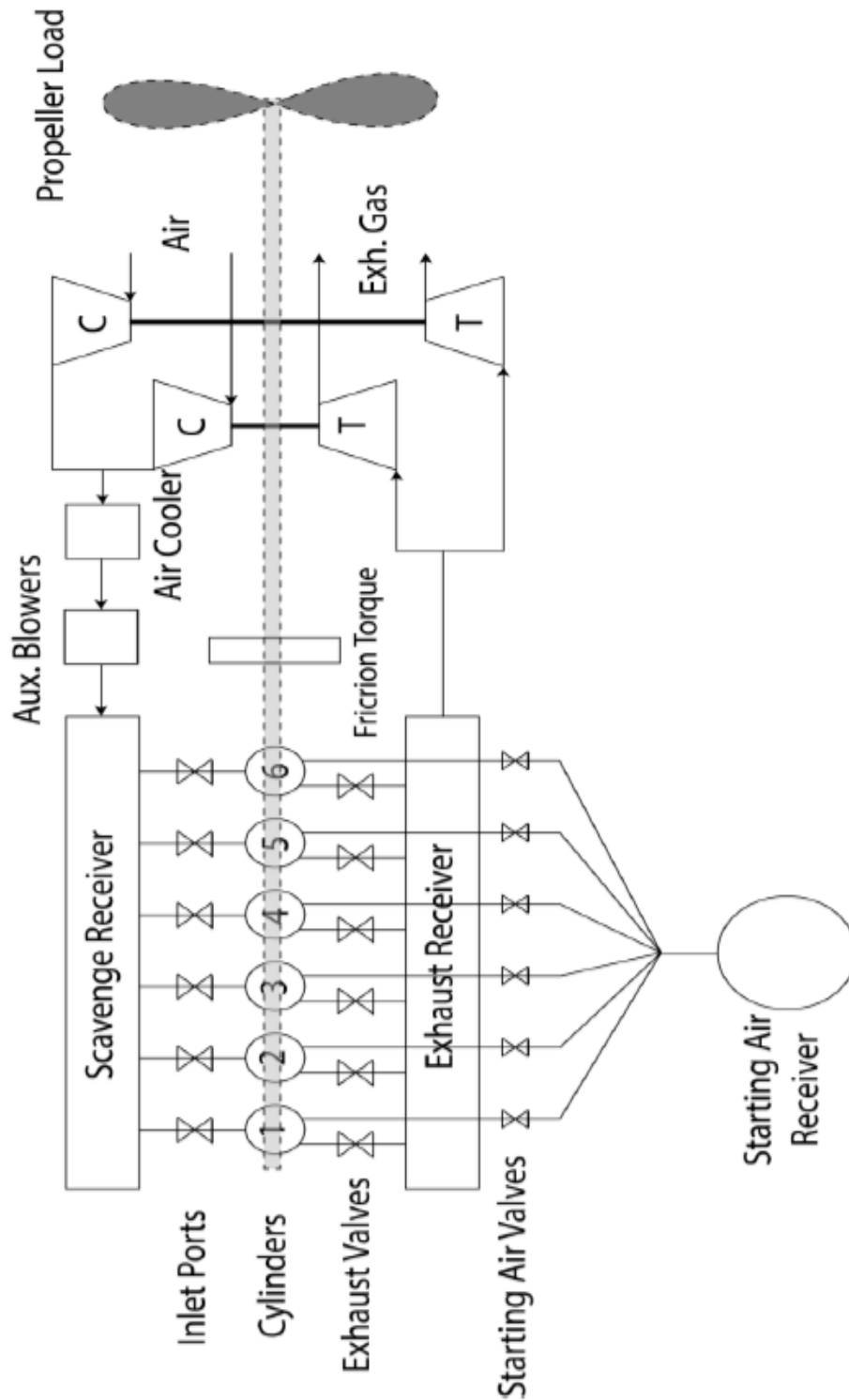
Όσον αφορά στο στρόβιλο, η μέθοδος επέκτασης σε χαμηλότερες στροφές είναι πολύ πιο απλή από αυτή που περιγράφηκε στο συμπιεστή. Όπως αναφέρθηκε και στο Παράρτημα (Π.2), το διάγραμμα του στρόβιλου για παράμετρο ροής συναρτήσει του λόγου αποτόνωσης, είναι μία καμπύλη γραμμή και όχι χάρτης. Η επέκταση της καμπύλης στις χαμηλότερες στροφές, έγινε με χρήση της συνάρτησης *cubic spline* στο *fit curve tool* του *Mat lab*.



(διάγραμμα 3.5, Χάρτης συμπίεση από 547 – 12547 (με βήμα 500) στροφές και σημεία διαθέσιμα από κατασκευαστή)



(διάγραμμα 3.6, Βαθμός απόδοσης συναρτήσει της παροχής από 547 – 8547 RPM)



(εικόνα 3.2, Σχηματική αναπαράσταση συστημάτων προωστήριας εγκατάστασης [26])

## Κεφάλαιο 4: Μοντελοποίηση Παραγωγής και Οξείδωσης Αιθάλης

### 4.1 Εισαγωγή

Η ανάγκη βελτιστοποίησης των κινητήρων *Diesel* στο κομμάτι των εκπομπών ρύπων, έχει οδηγήσει τους ερευνητές σε προσπάθειες πληρέστερης κατανόησης των μηχανισμών παραγωγής και οξείδωσης της αιθάλης. Στα πλαίσια αυτής της προσπάθειας, έχουν γίνει πολλές πειραματικές μελέτες και έχει δημιουργηθεί πλήθος μοντέλων υπολογισμού της αιθάλης.

Τα μοντέλα της βιβλιογραφίας χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες :

- Εμπειρικά μοντέλα
- Ημι-εμπειρικά μοντέλα
- Μοντέλα αναλυτικών υπολογισμών

#### Εμπειρικά Μοντέλα

Τα μοντέλα αυτά στηρίζονται αποκλειστικά σε πειραματικά δεδομένα και παρατηρήσεις . Χρησιμοποιούν εξισώσεις, οι οποίες συσχετίζουν παραμέτρους του περιβάλλοντος της καύσης με τα πειραματικά αποτελέσματα του ρύπου. Είναι εύκολα κατανοητό, ότι τέτοια μοντέλα μπορούν να λειτουργήσουν ικανοποιητικά, μόνο όταν οι συνθήκες είναι κοντά σε αυτές, στις οποίες έγινε η κατασκευή του εκάστοτε μοντέλου.

#### Ημι-Εμπειρικά Μοντέλα

Σε αυτά τα μοντέλα, γίνεται χρήση διαφορικών εξισώσεων, που περιγράφουν την ταχύτητα των αντιδράσεων σχηματισμού και οξείδωσης της αιθάλης. Με αυτά τα μοντέλα, γίνεται προσπάθεια μοντελοποίησης των βασικών αρχών φυσικής και χημείας, που διέπουν το φαινόμενο, με σκοπό τη γενικότερη περιγραφή και τη μεγαλύτερη προσαρμοστικότητα του μοντέλου. Σκοπός δεν είναι η αναλυτική μαθηματική περιγραφή του φαινομένου, αλλά η χρήση απλών εξισώσεων, των κυρίαρχων διεργασιών, με συντελεστές προσαρμογής στα εκάστοτε δεδομένα.

Τα πιο γνωστά μοντέλα, αυτής της ευρέως χρησιμοποιημένης κατηγορίας, είναι των ερευνητών, **Moss**, **Leung - Lindstedt**, **Tesner**, **Kennedy**, **Tao**, **Nagle - Strickland**, **Hiroyasu**.

#### Αναλυτικά Μοντέλα

Όπως δηλώνει και το όνομα, πρόκειται για μοντέλα στα οποία γίνεται προσπάθεια αναλυτικής περιγραφής των διεργασιών, φυσικών και χημικών, που ελέγχουν το φαινόμενο. Τα μοντέλα περιλαμβάνουν αναλυτικούς εκτενείς χημικούς μηχανισμούς επιφανειακών και μη αντιδράσεων, σε μοριακή βάση και ταυτόχρονα τη δυναμική των σχηματιζόμενων σωματιδίων. Είναι φανερό, ότι η αναλυτική περιγραφή των φυσικών και χημικών διεργασιών σε ένα τόσο περίπλοκο περιβάλλον, όσο αυτό του κινητήρα *Diesel*, είναι μία πολύ δύσκολη και απαιτητική δουλειά.

## 4.2 Παρουσίαση των πιο γνωστών Ημι-Εμπειρικών Μοντέλων της Βιβλιογραφίας

Στη διπλωματική παρουσιάζονται τρία γνωστά μοντέλα για το ρύπο της αιθάλης. Το ένα εξ' αυτών επικεντρώνεται στις διαφορικές εξισώσεις προσδιορισμού του πεδίου της αιθάλης, δηλαδή εύρεση του κλάσματος όγκου της αιθάλης και της σωματιδιακής πυκνότητας. Το κλάσμα όγκου ορίζεται ως, ο όγκος της σχηματιζόμενης αιθάλης προς τον όγκο του συστήματος, ενώ η σωματιδιακή πυκνότητα ορίζεται ως, ο λόγος του αριθμού σωματιδίων προς τον όγκο του συστήματος.

Τα επόμενα δύο μοντέλα παρουσιάζουν και επικεντρώνονται στις χημικές αντιδράσεις μοντελοποίησης των διεργασιών σχηματισμού της αιθάλης. Αυτά συνδυάζονται με το μοντέλο του Moss ή με άλλα μοντέλα πεδιακών εξισώσεων της βιβλιογραφίας, με σκοπό τον υπολογισμό του πεδίου αιθάλης σε κάθε σημείο του συστήματος.

Τέλος παρουσιάζεται ένα ευρέως χρησιμοποιημένο μοντέλο οξειδωσης, το οποίο συμπληρώνει την μοντελοποίηση της αιθάλης.

### Μοντέλο Moss

Το μοντέλο του Moss περιλαμβάνει δύο διαφορικές εξισώσεις, οι οποίες υπολογίζουν σε κάθε χρονικό βήμα, βασικές παραμέτρους περιγραφής του πεδίου της αιθάλης. Συγκεκριμένα, υπολογίζονται το κλάσμα όγκου της αιθάλης και ο σωματιδιακός αριθμός πυκνότητας, προσομοιώνοντας τις βασικές διεργασίες σχηματισμού της αιθάλης. Οι βασικές διεργασίες σχηματισμού είναι ο σχηματισμός πυρήνων, η επιφανειακή προσθήκη μορίων στους πυρήνες και η συσσωμάτωση πυρήνων μέσω συγκρούσεων μεταξύ τους.

Συγκεκριμένα, με βάση το μοντέλο του Moss, η μεταβολή του αριθμού των σωματιδίων στο περιβάλλον καύσης δίνεται ως ο ανταγωνισμός ανάμεσα στην πυρηνοποίηση, η οποία “γεννά” σωματίδια και στη συσσωμάτωση, η οποία μειώνει τον αριθμό των υπαρχόντων σωματιδίων. Επιπλέον, η μεταβολή του κλάσματος όγκου της αιθάλης, δίνεται προσθετικά, τόσο από τις αντιδράσεις επιφανειακής προσθήκης, όσο και από την πυρηνοποίηση.

Με όρους εξίσωσης έχουμε [29] :

$$\frac{d(\rho_s f_v)}{dt} = \underbrace{\gamma n}_{\text{Surface growth}} + \underbrace{\delta}_{\text{nucleation}} \quad (4.1)$$

$$\frac{d\left(\frac{n}{N_0}\right)}{dt} = \underbrace{\alpha}_{\text{nucleation}} - \underbrace{\beta \left(\frac{n}{N_0}\right)^2}_{\text{coagulation}} \quad (4.2)$$

Όπου :

- $f_v$  κλάσμα όγκου αιθάλης = όγκος σωματιδίου/όγκος συστήματος
- $n$  σωματιδιακή πυκνότητα = αριθμός σωματιδίων αιθάλης/όγκος συστήματος
- $\rho_s$  πυκνότητα αιθάλης = 1800 kg/m<sup>3</sup>
- $N_0$  αριθμός Avogadro [atoms/mole]



Στις εξισώσεις (4.1), (4.2) υπάρχουν τέσσερις σταθερές, οι οποίες υπολογίζονται από τοπικές παραμέτρους, που δίνονται από τη μοντελοποίηση της καύσης στο κινητήρα.

Είναι φανερό, πως η ανάλυση του *Moss* στηρίζεται στο κλάσμα καυσίμου σε κάθε σημείο, γενικεύοντας τη μελέτη του. Τόσο το κλάσμα όγκου, όσο και η σωματιδιακή πυκνότητα, είναι συναρτήσεις των τοπικών παραμέτρων της καύσης.

$$\alpha = \delta / 144 = C_1 \rho^2 T^{1/2} X_c \exp(-T_a/T)$$

$$\beta = C_2 T^{1/2}$$

$$\gamma = C_3 \rho^2 T^{1/2} X_c \exp(-T_v/T)$$

Όπου :

- $T_a, T_v$  θερμοκρασίες ενεργοποίησης αντιδράσεων [K]
- $\rho$  τοπική πυκνότητα μίγματος [kg/m<sup>3</sup>]
- $T$  τοπική θερμοκρασία [K]
- $X_c$  τοπικό κλάσμα (moles) καυσίμου

Όταν προστεθεί όρος οξείδωσης στο μοντέλο, θεωρούμε ότι δεν επηρεάζει τον αριθμό των σωματιδίων, εξαιτίας των επιφανειακών αντιδράσεων που την χαρακτηρίζουν.

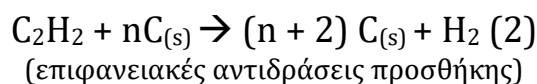
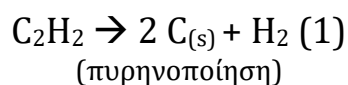
### Μοντέλο Leung

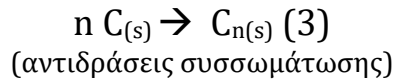
Η συντριπτική πλειοψηφία των ερευνητών συμφωνεί ότι η ασετυλίνη διαδραματίζει κυρίαρχο ρόλο στη δημιουργία των πρόδρομων μορίων της αιθάλης, των μορίων δηλαδή, που σχηματίζουν ενεργούς πυρήνες.

Επειδή όμως, τα πρόδρομα μόρια αιθάλης αποτέλεσαν αντικείμενο έρευνας και συζήτησης για μεγάλο διάστημα, πολλά μοντέλα αγνόησαν τον ενδιάμεσο μηχανισμό σχηματισμού πρόδρομων μορίων από ασετυλίνη, και θεώρησαν ως άμεσο πρόδρομο μόριο της αιθάλης, την ασετυλίνη. Ένα τέτοιο μοντέλο είναι και το μοντέλο του *Leung* [30].

Στο μοντέλο, οι πυρήνες αιθάλης και τα σωματίδια αιθάλης μοντελοποιούνται ως στερεός άνθρακας, κάτι που δεν είναι σωστό, καθότι οι ενεργοί πυρήνες έχουν μεγάλη περιεκτικότητα σε υδρογόνο. Επιπλέον, οι επιφανειακές αντιδράσεις μοντελοποιούνται ως αντιδράσεις απορρόφησης ασετυλίνης στην επιφάνεια των σωματιδίων.

Παρουσιάζονται οι χημικές αντιδράσεις, αντιπροσωπευτικές των διεργασιών, που περιλαμβάνει το μοντέλο και οι αντίστοιχες εξισώσεις του *Arrhenius* [30]. Από τις ταχύτητες των αντιδράσεων υπολογίζεται η συγκέντρωση των σωματιδίων κάθε στιγμή.





Οι ταχύτητες των αντιδράσεων δίνονται παρακάτω και ως γνωστόν, είναι ανάλογες των συγκεντρώσεων των αντιδρώντων :

- $R_1 = k_1(T) [C_2H_2] \quad [mole/m^3/sec]$
- $R_2 = k_2(T) f(s) [C_2H_2] \quad [mole/m^3/sec]$ 
  - $f(S) = S^{1/2}$
  - $S = \pi d_p^2 N \quad [m^2/m^3]$
  - $N = \text{αριθμός σωματιδίων/όγκος συστήματος}$
- $R_3 = -2 C_a d_p^{1/2} (6 \kappa T/\rho_s) N^2$ 
  - $C_a$  σταθερά αντίδρασης
  - $\kappa$  σταθερά Boltzman

Θεωρώντας τα σωματίδια της αιθάλης τέλειες σφαίρες προκύπτουν οι σχέσεις :

$$V_p = \frac{\pi}{6} d_p^3 \quad (4.5)$$

$$Y_s = \frac{n_s}{V_{syst}} = \frac{m_s}{M_c V_{syst}} = \frac{\rho_s V_p \text{ particles}}{M_c V_{syst}} = \frac{\rho_s V_p N}{M_c} \quad (4.6)$$

Όπου :

- |              |   |                         |
|--------------|---|-------------------------|
| ○ $Y_s$      | μοριακή συγκέντρωση αιθάλης                             | [moles/m <sup>3</sup> ] |
| ○ $V_p$      | όγκος ενός σωματιδίου                                   | [m <sup>3</sup> ]       |
| ○ $n_s$      | αριθμός mole αιθάλης                                    | [moles]                 |
| ○ $V_{syst}$ | όγκος περιβάλλοντος σχηματισμού αιθάλης                 | [m <sup>3</sup> ]       |
| ○ $m_s$      | μάζα σχηματιζόμενης αιθάλης                             | [kg]                    |
| ○ $M_c$      | μοριακό βάρος άνθρακα (αντιπροσωπευτικό των σωματιδίων) | [moles/kg]              |
| ○ $\rho_s$   | πυκνότητα ενός σωματιδίου (=2000)                       | [kg/ m <sup>3</sup> ]   |
| ○ $N$        | αριθμός σωματιδίων ανά μονάδα όγκου                     | [1/m <sup>3</sup> ]     |

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις, προκύπτει σχέση για τη διάμετρο των σωματιδίων :

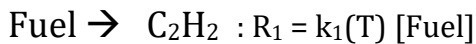
$$d_p = \left( \frac{6 M_c Y_s}{\pi \rho_s N} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.7)$$

## Μοντέλο Ταο

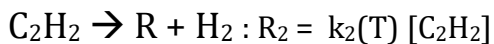
Το μοντέλο του Ταο εισάγει στη μοντελοποίηση, τα πρόδρομα μακρυμόρια της αιθάλης, θεωρώντας ότι η πυρηνοποίηση είναι συνάρτηση αυτών και όχι της ασετυλίνης ή του κλάσματος καυσίμου. Έχει γίνει προσπάθεια μοντελοποίησης (μη αναλυτικής) όλων των διεργασιών, φυσικών και χημικών, του σχηματισμού της αιθάλης. Οι διεργασίες που έχουν μοντελοποιηθεί, φαίνονται αναλυτικά στην εικόνα (2.6). Καλείται και μοντέλο εννέα βημάτων, διότι η μοντελοποίηση γίνεται σε ισάριθμα βήματα, όσες και οι διεργασίες διάσπασης του φαινομένου που μελετά [31]. Εδώ θα παρουσιαστούν μόνο τα βήματα που αφορούν το σχηματισμό της αιθάλης (5 βήματα).

Αναλυτικότερα, το μοντέλο θεωρεί ότι η ασετυλίνη είναι το κυρίαρχο προϊόν του καυσίμου, που συμμετέχει στη δημιουργία πρόδρομων μορίων αιθάλης. Τα πρόδρομα μόρια αιθάλης συμβολίζονται ως  $R$ . Τα πρόδρομα μόρια ( $R$ ) δημιουργούν πυρήνες και οι πυρήνες συσσωματώνονται, μέσω τυχαίων συγκρούσεων μεταξύ τους. Τέλος οι πυρήνες μεγαλώνουν, μέσω επιφανειακών αντιδράσεων με την ασετυλίνη [31]. Είναι φανερό η καθοριστική δράση της ασετυλίνης στο σχηματισμό σωματιδίων και σε αυτό το μοντέλο.

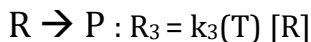
1) Παραγωγή ασετυλίνης :



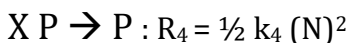
2) Σχηματισμός πρόδρομων μακρυμορίων αιθάλης :



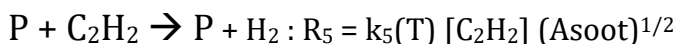
3) Πυρηνοποίηση :



4) Συσσωμάτωση σωματιδίων :



5) Επιφανειακή Ανάπτυξη σωματιδίων :



Όπου :

- [ ... ] μοριακή συγκέντρωση μορίων [moles/m<sup>3</sup>]
- $R_i$  ταχύτητες αντιδράσεων [not constant]
- $N$  σωματιδιακή πυκνότητα [particles/m<sup>3</sup>]
- $\text{Asoot}$  συνολική επιφάνεια σωματιδίων [m<sup>2</sup>]
- $N_0$  αριθμός Avogadro [atoms/mole]

Προσοχή. Όταν οι εξισώσεις υπολογίζουν τον σχηματισμό της αιθάλης για να χρησιμοποιηθούν, πρέπει να συμπληρωθούν με τους όρους οξείδωσης.

Οι ταχύτητες των αντιδράσεων δίνονται από τύπους, οι οποίοι χαρακτηρίζουν την ταχύτητα βηματικών αντιδράσεων χημικών μηχανισμών. Εδώ, οι αντιδράσεις δεν είναι βηματικές, αλλά γενικεύουν έναν χημικό μηχανισμό κάθε φορά. Για να προσαρμοστούν οι τύποι, χρησιμοποιούνται σταθερές ρύθμισης στις ταχύτητες, για συμφωνία με πειραματικές μετρήσεις. Αυτές οι σταθερές ρύθμισης υπάρχουν στις εκφράσεις των συντελεστών  $K_i$  (T). Οι συντελεστές εξαρτώνται εκθετικά ως προς τη θερμοκρασία και συγκεκριμένα, αποτελούν εκθετικό ανταγωνισμό της θερμοκρασίας του χώρου και κάποιας θερμοκρασίας ενεργοποίησης της εκάστοτε αντίδρασης.

Στη μοντελοποίηση έγινε υπόθεση ότι τα πρόδρομα μόρια αιθάλης αποτελούνται κατά μέσο όρο από 60 άτομα άνθρακα, πριν σχηματίσουν πυρήνες αιθάλης. Επιπλέον, τα σωματίδια θεωρήθηκαν ως τέλειες σφαίρες γραφίτη, κάτι αναληθές στη πραγματικότητα και η διάμετρος των αρχικών πυρήνων λήφθηκε ίση με 1.28 nm, αποτελούμενα από 100 άτομα άνθρακα [31].

Όσον αφορά τη συσσωμάτωση, η σταθερά  $k_z$  υπολογίζεται από τη σχέση των *Kazakov* και *Foster*. Οι σχέσεις δε παρουσιάζονται στη διπλωματική, καθότι έχουν τις βάσεις τους σε θεωρία, που είναι έξω από τα πλαίσια της παρούσας ανάλυσης. Όπως και στις περισσότερες μελέτες, η συσσωμάτωση είναι ανάλογη των συγκρούσεων, η οποία είναι ανάλογη του τετραγώνου του αριθμού της σωματιδιακής πυκνότητας στο χώρο.

Στις επιφανειακές αντιδράσεις προσθήκης ασετυλίνης, η ταχύτητα είναι ανάλογη της ρίζας της επιφάνειας αιθάλης, όπως και στο μοντέλο του *Leung*. Η διάμετρος των σωματιδιακών σφαιρών βρίσκεται από τη σχέση (4.7).

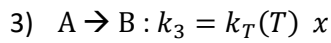
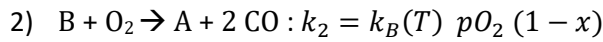
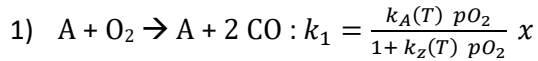
Αναφέρεται ότι, για να προσδιοριστεί το πεδίο αιθάλης σε κάθε σημείο του περιβάλλοντος καύσης, όλα τα παραπάνω μοντέλα συνοδεύονται από εξισώσεις μεταφοράς, με σκοπό τη μοντελοποίηση της δυναμικής των σωματιδίων. Συχνά, τα μοντέλα αυτά (*Leung*, *Tao*) “ παντρεύονται ” με του *Moss*, για τον υπολογισμό αριθμού και μεγέθους σωματιδίων, σε κάθε σημείο.

Στα μοντέλα δεν αναφέρθηκαν οι αντιδράσεις οξειδωσης – καταστροφής της αιθάλης. Αυτό έγινε σκόπιμα, διότι οι ερευνητές, για την οξειδωση, χρησιμοποιούν μοντέλα από άλλους ερευνητές και στη πλειονότητα, το μοντέλο των ερευνητών *Nagle – Strickland*. Το μοντέλο αυτό παρουσιάζεται παρακάτω.

### **Μοντέλο Οξειδωσης Nagle – Strickland**

Στο μοντέλο περιλαμβάνονται επιφανειακές αντιδράσεις των σωματιδίων με το οξυγόνο. Οι ερευνητές έχουν υποθέσει δύο τύπους επιφανειών, τις δραστικές επιφάνειες *A* και τις λιγότερο δραστικές επιφάνειες *B*. Οι επιφάνειες *B* προέρχονται από τις δραστικές επιφάνειες *A*. Η αντίδραση μετατροπής χαρακτηρίζεται από υψηλή ενέργεια ενεργοποίησης, με αποτέλεσμα, στις χαμηλές θερμοκρασίες, η εμφάνιση επιφανειών *B* να είναι μηδαμινή. Το μοντέλο χωρίζεται, με βάση τα παραπάνω, σε τρεις αντιδράσεις. Η πρώτη αντίδραση περιγράφει την οξειδωση των επιφανειών *A*, η δεύτερη, την οξειδωση των *B* και η τρίτη, την παραγωγή επιφανειών *B* από επιφάνειες *A* [31], [32].

Οι αντιδράσεις του μοντέλου παρουσιάζονται παρακάτω [31], [32]:



Γίνεται η υπόθεση ότι το  $x$  είναι σταθερό και ότι  $R_2 = R_3$ .

$$x = \left( 1 + \frac{k_T}{k_B pO_2} \right)^{-1} \quad (4.8)$$

Όπου :

- $k_i$  συντελεστές ταχυτήτων αντιδράσεων [g-atom/m<sup>2</sup>/sec]
- $k_{A, B, T, Z}$  συντελεστές εκθετικής συνάρτησης της θερμοκρασίας
- $k_A$  [g-atom/(cm<sup>2</sup> atm)/sec]
- $k_B$  [g-atom/(cm<sup>2</sup> atm)/sec]
- $k_2$  [atm<sup>-1</sup>]
- $k_T$  [g-atom/cm<sup>2</sup>/sec]
- $pO_2$  μερική πίεση οξυγόνου [atm]
- $x$  ποσοστό επιφανειών A στην επιφάνεια των σωματιδίων

Σημείωση : Επειδή τα σωματίδια θεωρούνται ως σωματίδια άνθρακα, η μονάδα gram-atoms ισούται με τη μονάδα mole.

Η συνολική ταχύτητα της αντίδρασης δίνεται από τη σχέση :

$$R_{tot} = (k_1 + k_2) A_{soot} \quad (4.9)$$

Όπου :

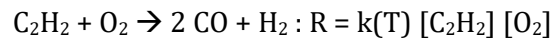
- $A_{soot}$  συνολική επιφάνεια σωματιδίων [m<sup>2</sup>]
- $R_{tot}$  συνολική ταχύτητα αντίδρασης [mole/sec]

$$\frac{dm_{ox}}{dt} = R_{tot} M_C = (k_1 + k_2) \pi d^2 N' M_C = (k_1 + k_2) \pi \frac{d^3}{d} N' M_C = (k_1 + k_2) \frac{6 M_C Y_s}{\rho_s N d} N' M_C = (k_1 + k_2) \frac{6 m_s}{\rho_s d} M_C \quad (4.10)$$

Όπου :

- $m_{ox}$  μάζα αιθάλης που οξειδώνεται [kg]
- $d$  διάμετρος σωματιδίου [m]
- $N'$  αριθμός σωματιδίων
- $M_C$  μοριακό βάρος άνθρακα [moles/kg]
- $Y_s$  μοριακή συγκέντρωση αιθάλης [moles/m<sup>3</sup>]
- $N$  σωματιδιακή πυκνότητα [particles/m<sup>3</sup>]
- $\rho_s$  πυκνότητα σωματιδίου [kg/m<sup>3</sup>]
- $m_s$  μάζα αιθάλης [kg]

Σε πολλά μοντέλα αιθάλης, μαζί με το μοντέλο των *Nagle- Strickland*, υπάρχει και αντίδραση οξειδωσης της ασετυλίνης, ως κατασταλτικός παράγοντας στη δημιουργία πρόδρομων μορίων [31].



Όπου :

- [...] μοριακή συγκέντρωση μορίων [moles/m<sup>3</sup>]
- R ταχύτητα αντίδρασης [moles/m<sup>3</sup>/sec]
- k(T) εκθετική συνάρτηση της θερμοκρασίας [1/sec]

Υπάρχουν μοντέλα, στα οποία μοντελοποιείται και η οξειδωση από ρίζες υδροξυλίων (OH), αντίδραση που δεν παρουσιάζεται στα πλαίσια της διπλωματικής.

### 4.3 Παρουσίαση Μοντέλου Αιθάλης που Χρησιμοποιήθηκε στη Διπλωματική

Στη παρούσα διπλωματική εργασία, σκοπός ήταν η ενσωμάτωση απλού μοντέλου υπολογισμού της αιθάλης στο υπολογιστικό περιβάλλον του *Mother*. Χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο δύο βημάτων του *Hiroyasu*, κατάλληλα αναπροσαρμοσμένο.

Το μοντέλο του *Hiroyasu* κρίθηκε ως το καταλληλότερο για τους εξής λόγους :

- Συμβατότητα ανάμεσα στις παραμέτρους-εισόδους του μοντέλου και στις παραμέτρους-εξόδους του *Mother*.
- Μικροί υπολογιστικοί χρόνοι εξαιτίας της απλότητάς του.
- Μικρός αριθμός σταθερών προσαρμογής, με αποτέλεσμα εύκολη προσαρμογή στο κινητήρα μας με χρήση λίγων δεδομένων.
- Δυνατότητα χρήσης του σε 0-d περιβάλλοντα καύσης. Είναι παράλογη η χρήση αναλυτικών μοντέλων αιθάλης σε περιβάλλοντα, που δεν έχουν δυνατότητα απόδοσης της τοπικής διακύμανσης των μεγεθών, διότι δεν αξιοποιείται η λεπτομέρειά τους.

#### Μοντέλο Hiroyasu

Το μοντέλο *Hiroyasu*, σε αντίθεση με τα πολύ-βηματικά μοντέλα των *Leung* και *Tao*, μοντελοποιεί την παραγωγή αιθάλης με εξωτερική οπτική στο φαινόμενο. Με τον όρο εξωτερική οπτική, εννοούμε ότι χωρίζει το φαινόμενο σε σχηματισμό και καταστροφή του ρύπου, αγνοώντας τους ενδιάμεσους μηχανισμούς [33].

$$\frac{dm_f}{dt} = A_f m_{fv} p^{0.5} \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \quad (4.11)$$

$$\frac{dm_{ox}}{dt} = A_{ox} m_{soot} \frac{pO_2}{p} p^{1.8} \exp\left(-\frac{E_{ox}}{RT}\right) \quad (4.12)$$

$$\frac{dm_{soot}}{dt} = \frac{dm_f}{dt} - \frac{dm_{ox}}{dt} \quad (4.13)$$

Όπου :

○ $m_f$	μάζα σχηματιζόμενης αιθάλης	[kg]
○ $m_{ox}$	μάζα αιθάλης που οξειδώνεται	[kg]
○ $m_{fv}$	μάζα ατμού καυσίμου	[kg]
○ $m_{soot}$	μάζα αιθάλης	[kg]
○ $p$	πίεση στο θάλαμο καύσης	[bar]
○ $p_{O_2}$	μερική πίεση οξυγόνου	[bar]
○ $T$	θερμοκρασία στο θάλαμο καύσης	[K]
○ $E_f$	ενέργεια ενεργοποίησης σχηματισμού αιθάλης	[joule/mole]
○ $E_{ox}$	ενέργεια ενεργοποίησης οξείδωσης αιθάλης	[joule/mole]
○ $A_f$	συντελεστής ρύθμισης της παραγωγής αιθάλης	
○ $A_{ox}$	συντελεστής ρύθμισης της οξείδωσης αιθάλης	

Οι ενέργειες ενεργοποίησης των εξισώσεων δίνονται :

$$E_f = 1.25 \cdot 10^4 \cdot 4.184 \text{ joule/mole}, \quad E_{ox} = 1.42 \cdot 10^4 \cdot 4.184 \text{ joule/mole}$$

Το *Mother* δεν υπολογίζει τη μάζα ατμού - καυσίμου κάθε χρονική στιγμή. Στο μοντέλο που χρησιμοποιήσαμε, η μάζα ατμού συσχετίστηκε με την ταχύτητα καύσης του καυσίμου (*fuel burning rate*). Αυτό έγινε, διότι η ταχύτητα καύσης είναι ενδεικτική των πυρολυτικών προϊόντων εξάτμισης και άρα, της ατμοποιημένης μάζας καυσίμου που υπάρχει στο χώρο, καθώς αυτά σχηματίζουν τη φλόγα. Με άλλα λόγια, υψηλοί ρυθμοί καύσης ισοδυναμούν με μεγάλη μάζα ατμοποιημένου καυσίμου στο χώρο. Στα πλαίσια αυτής της παρατήρησης, χρησιμοποιήθηκε ο ρυθμός καύσης ως δείκτης της μάζας ατμού και των πυρολυτικών προϊόντων.

Αναφέρεται ξανά, ότι η παραγόμενη μάζα ατμού, και άρα πυρολυτικών προϊόντων, είναι καθοριστική παράμετρος, τόσο της πυρηνοποίησης, όσο και των αντιδράσεων επιφανειακής προσθήκης, που ευθύνονται για το μεγαλύτερο ποσοστό σχηματιζόμενης μάζας αιθάλης.

Όπως αναφέρθηκε και στο κεφάλαιο (2.1), η καύση χωρίζεται σε τρεις φάσεις. Στους μεγάλους δίχρονους κινητήρες, η μία εξ' αυτών είναι αμελητέα, γι' αυτό η καύση διακρίνεται, πρακτικά, σε κύρια καύση και μετά-καύση [10]. Επειδή, κάθε φάση έχει τα δικά της ιδιαίτερα χαρακτηριστικά, χωρίσαμε και το μοντέλο σε δύο φάσεις αντίστοιχα. Στις δύο φάσεις αλλάζει μόνο η εξίσωση της οξείδωσης. Συγκεκριμένα, στην κύρια καύση προστέθηκε ένας όρος ενδεικτικός της ανάμειξης της αιθάλης με το οξυγόνο.

Η ανάγκη πρόσθεσης όρου στην εξίσωση της οξείδωσης, έγκειται στο γεγονός, ότι το μοντέλο *Hiroyasu* χρειάζεται τις τοπικές τιμές πίεσης, θερμοκρασίας, συγκέντρωσης οξυγόνου, τιμές, τις οποίες το *Mother* δε μπορεί να δώσει ως 0-d περιβάλλον. Αποτέλεσμα είναι, το μοντέλο μας να μην "αντιλαμβάνεται" την απουσία αέρα στις περιοχές σχηματισμού της αιθάλης. Προσθέτοντας όρο ανάμειξης αέρα-αιθάλης, δείχνουμε αυτή την απουσία του οξυγόνου, δηλαδή τις υψηλές τιμές του ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα στην περιοχή κατάντι της φλόγας, κατά την εξέλιξη της κύριας καύσης. Θεωρούμε με αυτή τη μέθοδο, ότι η οξείδωση σε αυτή τη φάση γίνεται, κατά βάση, όταν τα σωματίδια πλησιάζουν κοντά στη φλόγα διάχυσης και εκτίθενται στο οξυγόνο.

Θεωρούμε επιπλέον ότι, ο ρυθμός με τον οποίο πλησιάζουν τα σωματίδια την φλόγα είναι πολύ μικρός στην αρχή της φάσης και μεγαλώνει στο τέλος αυτής, τείνοντας στο ρυθμό

ανάμειξης του καυσίμου με τον αέρα. Αυτή η θεώρηση στηρίζεται στο ότι, στην αρχή της καύσης, η ορμή του καυσίμου είναι μεγάλη και η φλόγα σταθερή, εμποδίζοντας τον αέρα να διεισδύσει. Τα σωματίδια έχουν πολύ μικρότερη ορμή και συγκέντρωση, με αποτέλεσμα να μην ακολουθούν τους ρυθμούς ανάμειξης καυσίμου-οξειδωτικού. Από την άλλη δε, οι ανωστικές δυνάμεις του δυναμικού της θερμοκρασίας (θερμοφόρηση [41]) τα συγκρατούν κατάντι της φλόγας. Καθώς η κύρια καύση τελειώνει, το καύσιμο έχει χάσει ορμή και η φλόγα υποχωρεί και πνίγεται από τον αέρα. Σε αυτό το σημείο, ο ρυθμός ανάμειξης οξυγόνου-αιθάλης μεγαλώνει και ακολουθεί τον ρυθμό ανάμειξης του οξυγόνου-καυσίμου.

Για να καταφέρουμε να “συγκρατήσουμε” τα σωματίδια μακριά από το οξυγόνο στην αρχή και να ενισχύσουμε την οξείδωση προς το τέλος της κύριας καύσης, καθώς και στη μετά-καύση, εισαγάγαμε έναν όρο, που έχει σαν βάση τον ρυθμό ανάμειξης καυσίμου-οξειδωτικού και σαν εκθέτη έναν όρο, που λαμβάνει πολύ μικρές τιμές στην αρχή και τείνει στη μονάδα στο τέλος της κύριας καύσης. Ο όρος αυτός, προσδίδει δυναμικότητα στη σταθερά οξείδωσης της πρώτης φάσης (πολλαπλασιάζεται στη σταθερά), υποτιμώντας την αρχικά και ανεβάζοντας την ύστερα.

Πρόσθετος όρος οξείδωσης :

$$a(ii) = \frac{1}{c_1} \exp \left( c_2 \frac{\left( \frac{\text{fuel burning rate}}{m_{\text{fuel in cylinder}}} \right)^a (\text{time}(ii) - c_3 \text{time1})}{\text{time1} - c_3 \text{time1}} \right) \quad (4.14)$$

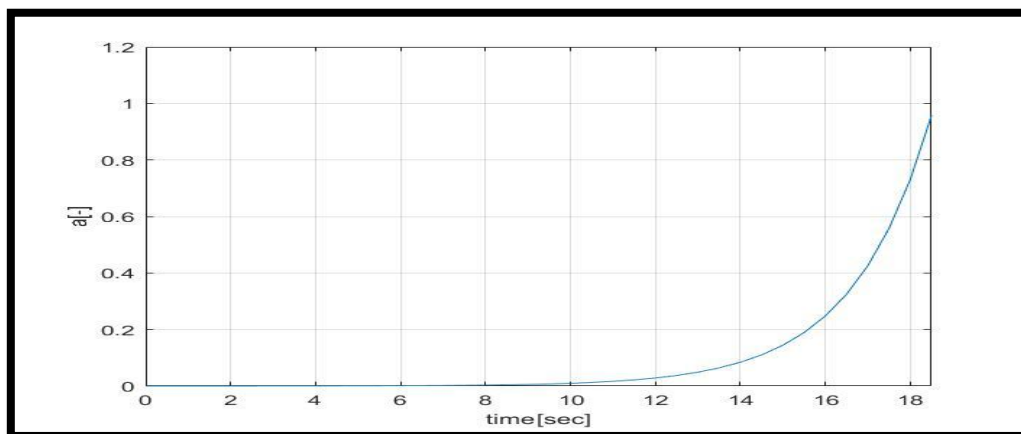
Όπου :

- ii                                    υπολογιστικό βήμα
- time(ii)                            χρόνος κάθε υπολογιστικού βήματος                                    [sec]
- time1                                χρόνος επίτευξης ακρότατου θερμοκρασίας                                    [sec]
- $c_1, c_2, c_3$                         σταθερές ρύθμισης

Στη παρούσα εργασία λήφθηκαν οι κάτωθι συντελεστές :

$$c_1 = 155, c_2 = 5, c_3 = 0.5$$

Για αυτούς τους συντελεστές, ο εκθέτης (α), συναρτήσει του χρόνου, φαίνεται στο παρακάτω γράφημα :

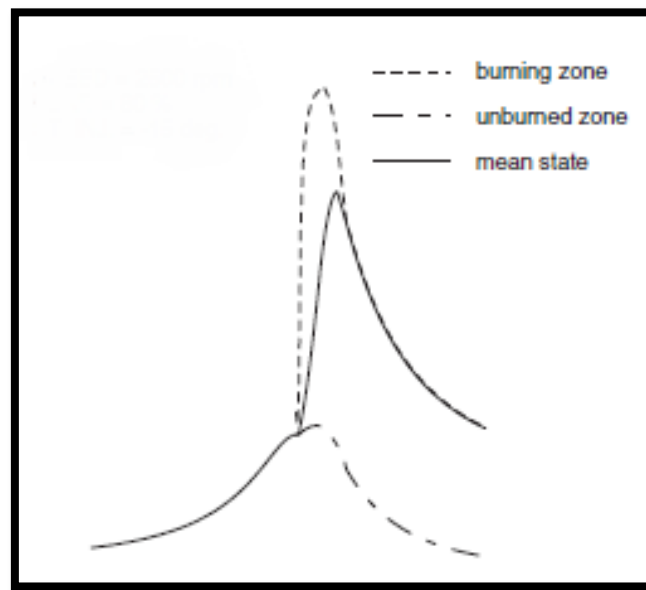


(διάγραμμα 4.1, Εκθέτης α όρου ανάμειξης αιθάλης-οξυγόνου συναρτήσει χρόνου για ένα φορτίο λειτουργίας)



Οι σταθερές  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  επιλέχθηκαν με σκοπό το ακρότατο της καμπύλης αιθάλης να βρίσκεται κοντά στο τέλος της κύριας καύσης, όπως θα αναλυθεί παρακάτω.

Επιπλέον, η αιθάλη, κατά την εξέλιξη της κύριας καύσης, σχηματίζεται στην περιοχή κατάντι της φλόγας, γνωστή ως περιοχή καμμένου ή περιοχή υψηλής θερμοκρασίας. Ιδανικά, θα χρειαζόμασταν τη θερμοκρασία του καμμένου στις εξισώσεις της πρώτης φάσης της καύσης (κύρια καύση). Παρόλα αυτά, κάτι τέτοιο δεν είναι εφικτό, εξαιτίας της προσομοίωσης της καύσης σε περιβάλλον μηδενικής διάστασης (*single zone model*). Η θερμοκρασία που υπολογίζει το περιβάλλον προσομοίωσης, είναι μια θερμοκρασία ανάμεσα στις θερμοκρασίες του καμμένου και του άκαυστου (αν χωρίζαμε το θάλαμο καύσης σε δύο μόνο περιοχές, όπως συμβαίνει στα μοντέλα δύο ζωνών, γνωστά ως *two zones models*).



(εικόνα 4.1, Καμπύλες θερμοκρασιών καμμένου, άκαυστου και μηδενικής διάστασης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου [42])

Όπως φαίνεται στην εικόνα (4.1), οι καμπύλες καμμένου και μέσης κατάστασης (μηδενικής διάστασης καμπύλη) είναι πολύ κοντά ως προς τα ποιοτικά τους χαρακτηριστικά και διαφέρουν, κατά βάση ποσοτικά, στη πρώτη φάση της καύσης. Συγκεκριμένα, όπως είναι λογικό, η θερμοκρασία του καμμένου βρίσκεται ψηλότερα. Για να εξαλείψουμε την ποσοτική διαφορά των καμπυλών και το μοντέλο να λειτουργεί ικανοποιητικά στη θερμοκρασία μηδενικής διάστασης, ρυθμίσαμε το μοντέλο κατάλληλα με χρήση σταθερών υπερεκτιμημένων προς τα πάνω, συγκριτικά με την περίπτωση, που θα δίναμε στο μοντέλο τη θερμοκρασία του καμμένου. Όσο πιο μεγάλη είναι η ποσοτική διαφορά ανάμεσα στις δύο θερμοκρασίες, τόσο πιο μεγάλη πρέπει να είναι η υπερεκτίμηση των συντελεστών-σταθερών του μοντέλου, ώστε η καμπύλες αιθάλης των σταθερών φορτίων λειτουργίας να ανταποκρίνονται στα δεδομένα.

Παρόλα αυτά, παρατηρήθηκε στη μεταβατική λειτουργία υπερεκτίμηση του σχηματισμού αιθάλης στη πρώτη φάση της καύσης. Αυτή η υπερεκτίμηση αποδόθηκε στο γεγονός, ότι κατά τη μεταβατική λειτουργία (ειδικά σε χαμηλά φορτία), συμβαίνει μεγάλη αύξηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, με αποτέλεσμα, η θερμοκρασιακή καμπύλη μηδενικής

διάστασης να προσεγγίζει περισσότερο τη θερμοκρασία του καμμένου. Με άλλα λόγια, όσο το  $\varphi$  αυξάνεται σε υψηλές τιμές ( [0.8,1] ), η θερμοκρασία πλησιάζει περισσότερο στη θερμοκρασία του καμμένου, όντας πιο κοντά σε αυτή που θα έπρεπε να δίνουμε στο μοντέλο μας. Καταλαβαίνει κανείς, ότι σε μία τέτοια περίπτωση, η υπερεκτίμηση των συντελεστών-σταθερών ρύθμισης του μοντέλου, που περιγράφηκε παραπάνω, πρέπει να είναι μικρότερη από τα αντίστοιχα σταθερά φορτία λειτουργίας, στα οποία ο ισοδύναμος λόγος καυσίμου-αέρα παρουσιάζει μικρή διακύμανση ανάμεσα σε χαμηλότερες τιμές ([0.5-0.6] ).

Επεξηγηματικά στα παραπάνω, αναφέρουμε ότι, όσο το  $\varphi$  αυξάνει, τόσο η θερμοκρασία μηδενικής διάστασης πλησιάζει στη θερμοκρασία της καμμένης περιοχής, μειώνοντας την απόκλισή τους. Κάτι τέτοιο συμβαίνει, εξαιτίας της μεγέθυνσης του όγκου του καμμένου, το οποίο “τραβά” τη θερμοκρασία προς το μέρος του.

Για να επιλύσουμε το παραπάνω ζήτημα, αναπτύξαμε την ακόλουθη μαθηματική μέθοδο.

### **Μαθηματική Μέθοδος Διόρθωσης της Θερμοκρασίας του Μοντέλου Μηδενικής Διάστασης**

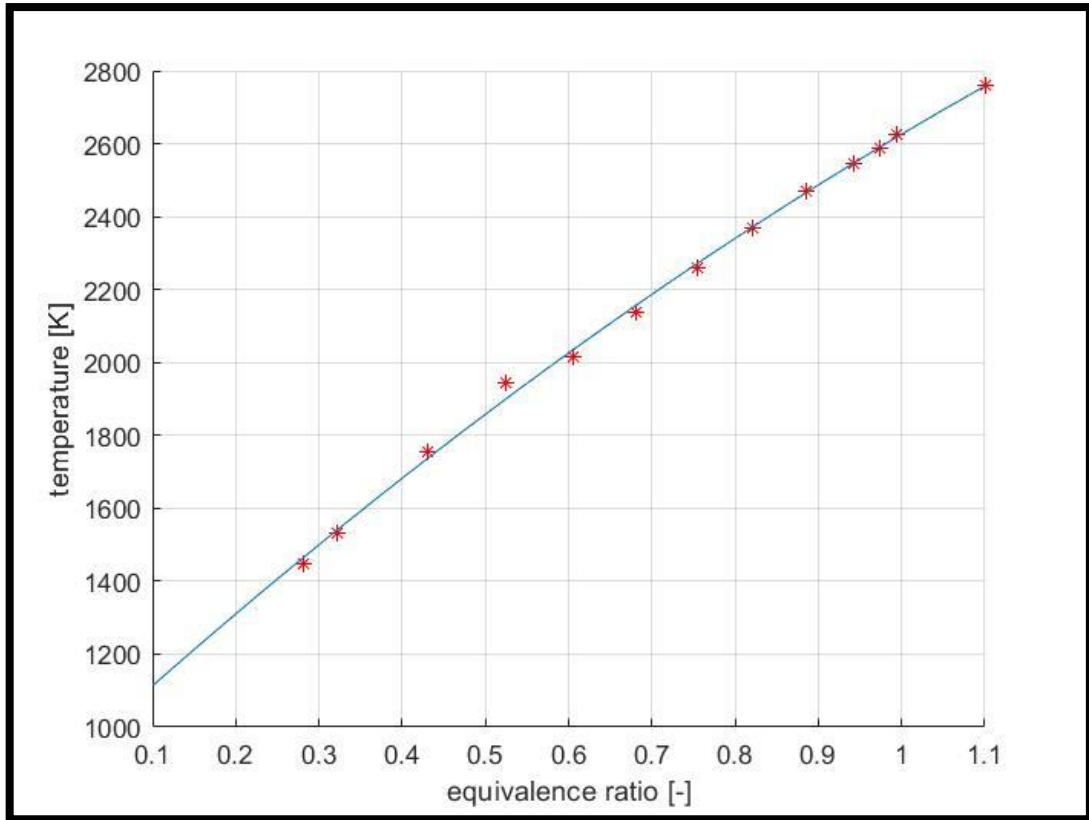
Από παρατηρήσεις των αποτελεσμάτων του περιβάλλοντος προσομοίωσης της καύσης (*MOTHER*) και από βιβλιογραφικές αναφορές [43], [44], διαπιστώθηκε η ισχυρή εξάρτηση της μέγιστης θερμοκρασίας ενός κύκλου καύσης από τον ισοδύναμο λόγο καυσίμου-αέρα. Στη βιβλιογραφία [43] αναφέρεται ότι, η μέση θερμοκρασία αερίου σε ένα κύκλο λειτουργίας, εξαρτάται ισχυρά από το  $\varphi$  και λιγότερο από το φορτίο λειτουργίας. Η παραπάνω παρατήρηση, μας οδήγησε στην απλοποιητική παραδοχή, ότι η μέγιστη θερμοκρασία σε ένα κύκλο είναι συνάρτηση μόνο του ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα.

Παραδοχή για τη συγκεκριμένη μέθοδο :

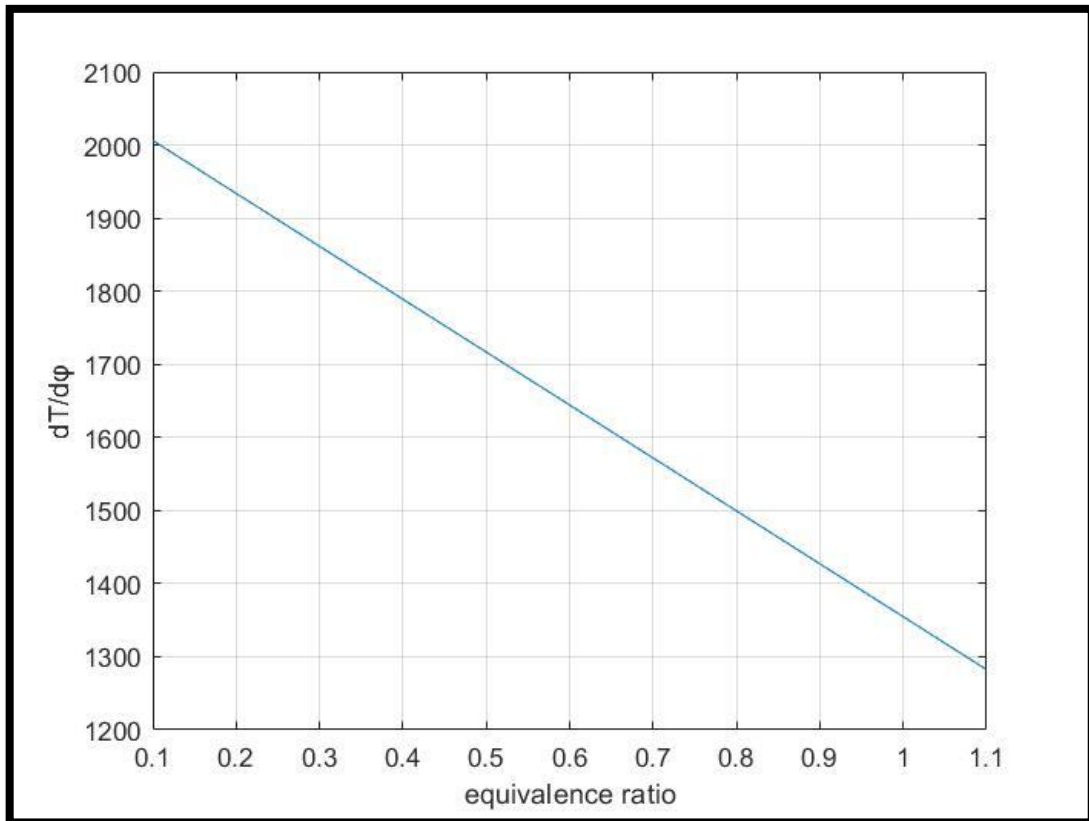
$$T_{max} = f(\varphi) \quad (4.14)$$

Αξιοποιώντας την παραπάνω παραδοχή και κάνοντας χρήση των αποτελεσμάτων μεταβατικής λειτουργίας από το *MOTHER* για περιοχή του  $\varphi$  από 0.1 μέχρι και 1.1, σχεδιάσαμε το γράφημα της συνάρτησης (4.14). Με άλλα λόγια, συλλέξαμε τα ζευγάρια μέγιστης θερμοκρασίας και ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα για κάθε κύκλο λειτουργίας του μεταβατικού τρεξίματος και τα τοποθετήσαμε σε γράφημα (4.2) που παρουσιάζεται παρακάτω.

Από το διάγραμμα (4.2) παρατηρούμε ότι η κλίση της θερμοκρασίας ως προς το  $\varphi$  μειώνεται (+διάγραμμα (4.3)), καθώς αυξάνεται το τελευταίο. Αυτό είναι αναμενόμενο, καθώς όσο το  $\varphi$  αυξάνει, τόσο μεγαλώνει σε όγκο η περιοχή του καμμένου, “τραβώντας” τη θερμοκρασία μηδενικής διάστασης προς το μέρος του. Στις υψηλές τιμές του  $\varphi$ , η θερμοκρασία έχει έρθει κοντά στην υψηλή θερμοκρασία του καμμένου και άρα, επηρεάζεται ολοένα και λιγότερο από αυτή. Μαθηματικά, είναι λογικό, όσο πιο κοντά έρχεται η μέση τιμή στην τιμή που την μεταβάλλει, τόσο μικρότερη να είναι η μεταβολή. Θα λέγαμε διαφορετικά, ότι όσο η κλίση του διαγράμματος μειώνεται, τόσο πιο κοντά έρχεται η θερμοκρασία μηδενικής διάστασης στη θερμοκρασία του καμμένου.



(διάγραμμα 4.2, Γραφική παράσταση θερμοκρασίας συναρτήσει του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα)

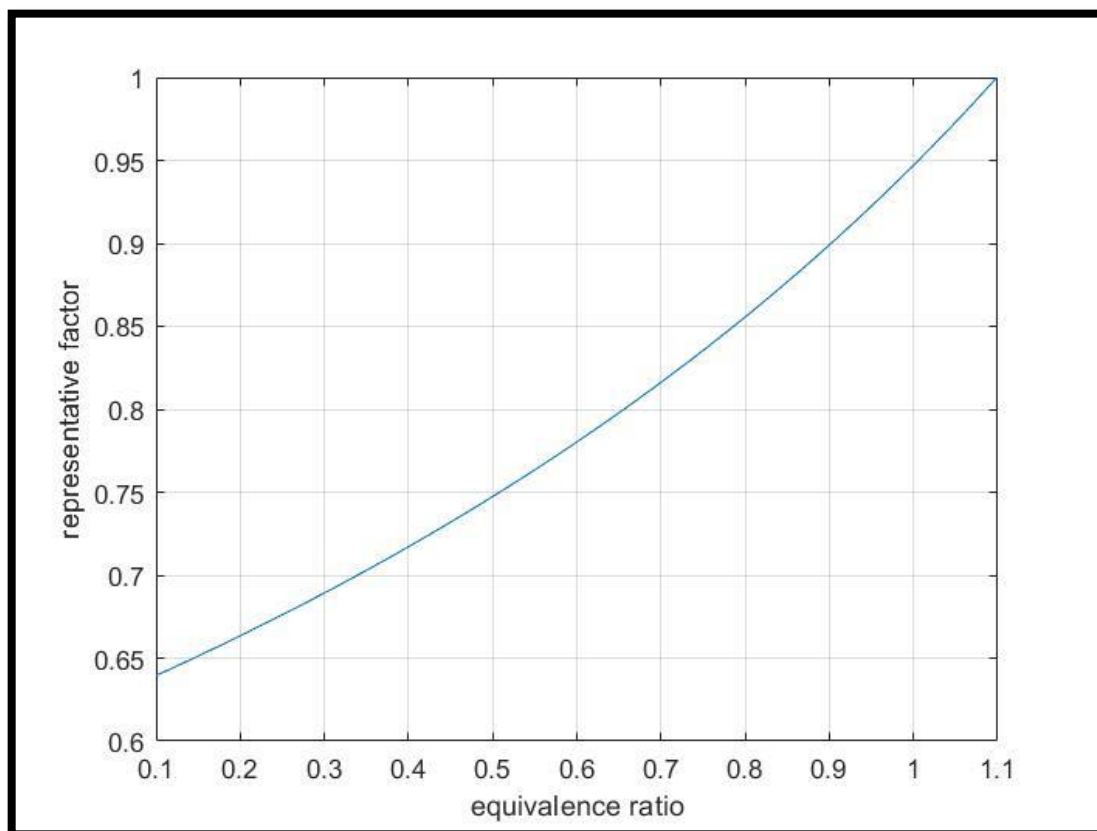


(διάγραμμα 4.3, Γραφική παράσταση κλίσης διαγράμματος (4.2) συναρτήσει του φ)

Όπως αναφέραμε παραπάνω, όσο η κλίση στο διάγραμμα (4.2) μειώνεται, τόσο πιο κοντά πλησιάζει η θερμοκρασία του περιβάλλοντος μηδενικής διάστασης στη θερμοκρασία του καμμένου. Άρα, όσο το  $\varphi$  αυξάνει, τόσο η θερμοκρασία είναι πιο αντιπροσωπευτική του καμμένου. Για τιμή του  $\varphi$  ίση με 1.1, η θερμοκρασία είναι η πιο αντιπροσωπευτική του καμμένου, γι' αυτό και η κλίση  $dT/d\varphi$  σε αυτό το σημείο, ορίζεται ως κλίση αναφοράς.

Ορίζοντας ένα σημείο σαν σημείο αναφοράς και συγκρίνοντας τις τιμές στα άλλα σημεία με αυτό, καταφέρνουμε να φέρουμε τα αποτελέσματα στο ίδιο επίπεδο και άρα, να ρυθμίσουμε το μοντέλο μας ενιαία για κάθε λειτουργία. Ο λόγος της κλίσης αναφοράς προς την κλίση του εκάστοτε σημείου ( $T, \varphi$ ), ορίστηκε ως δείκτης αντιπροσωπευτικότητας του καμμένου. Όταν το  $\varphi$  λάβει τη μέγιστη τιμή ( $\varphi=1.1$ ), ο δείκτης γίνεται ένα και άρα, η θερμοκρασία είναι 100% αντιπροσωπευτική ως προς τη θερμοκρασία του καμμένου, ενώ στις υπόλοιπες περιπτώσεις λαμβάνει μικρότερες τιμές.

Ο δείκτης αντιπροσωπευτικότητας παρουσιάζεται στο διάγραμμα (4.4) :



(διάγραμμα 4.4, Γραφική παράσταση του δείκτη αντιπροσωπευτικότητας καμμένου συναρτήσει του ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα)

Ο δείκτης αντιπροσωπευτικότητας της θερμοκρασίας του καμμένου χρησιμοποιείται για να διορθώσει το τμήμα της θερμοκρασιακής καμπύλης της κύριας καύσης, ανεβάζοντας την σε υψηλότερες τιμές.

## Αναπροσαρμοσμένο Μοντέλο Hirogasu

- Κύρια καύση παρουσία φλόγας διάχυσης

$$\frac{dm_f}{dt} = A_{f1} fbr p^{0.5} \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \quad (4.15)$$

$$\frac{dm_{ox}}{dt} = A_{ox1} \left(\frac{\text{fuel burning rate}}{m_{\text{fuel in cylinder}}}\right)^a m_{soot} \frac{pO_2}{p} p^{1.8} \exp\left(-\frac{E_{ox}}{RT}\right) \quad (4.16)$$

- Μετάκαυση

$$\frac{dm_f}{dt} = A_{f2} fbr p^{0.5} \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \quad (4.17)$$

$$\frac{dm_{ox}}{dt} = A_{ox2} m_{soot} \frac{pO_2}{p} p^{1.8} \exp\left(-\frac{E_{ox}}{RT}\right) \quad (4.18)$$

Με βάση το μοντέλο *Hirogasu* και τις υποθέσεις μας, θα έπρεπε στις εξισώσεις (4.15) και (4.17) να υπάρχει ο όρος  $fbr dt$  και όχι  $fbr$  μόνο. Παρόλα αυτά, επειδή το *Mother* τρέχει ανά βήμα στροφάλου και έχουμε υποθέσει σταθερές τιμές σε κάθε υπολογιστικό βήμα, στα χαμηλά φορτία, με την αύξηση του χρονικού βήματος, έχουμε αύξηση του σφάλματος.

## 4.4 Παρουσίαση Αποτελεσμάτων Μοντέλου Αιθάλης σε Σταθερά Φορτία Λειτουργίας

### 4.4.1 Παρουσίαση Κινητήρα Διπλωματικής

Ο κινητήρας που χρησιμοποιήθηκε στη Διπλωματική εργασία ,σχεδιάζεται από την εταιρεία *Man B&W* και έχει κωδική ονομασία *6S50 ME-C8.2*.

Τα χαρακτηριστικά του κινητήρα παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα :

ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ 6S50 ME-C 8.2		
SMCR	7620	KW
MEP	16.8	bar
SMCR REVOLUTION	115.4	RPM
NUMBER OF CYLINDERS	6	
BORE	50	cm
STROKE	200	cm
FIRING ORDER	1-5-3-4-2-6	
MEAN PISTON SPEED	7.69	m/sec

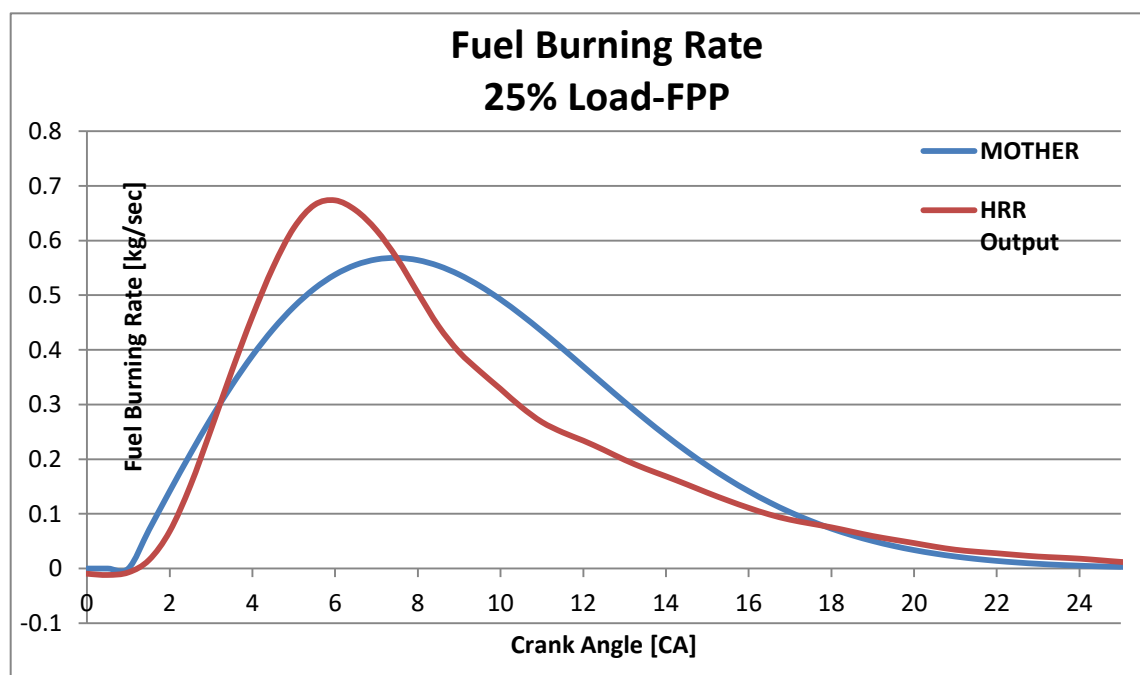
	25% SMCR	50% SMCR	75% SMCR	100% SMCR
RATING(KW)	1905	3810	5715	7620
ENG.SPEED(RPM)	72.7	91.5	104.8	115.4
MEP(BAR)	4.2	8.4	12.6	16.8

(πίνακας 4.1, Χαρακτηριστικά κινητήρα Διπλωματικής εργασίας)

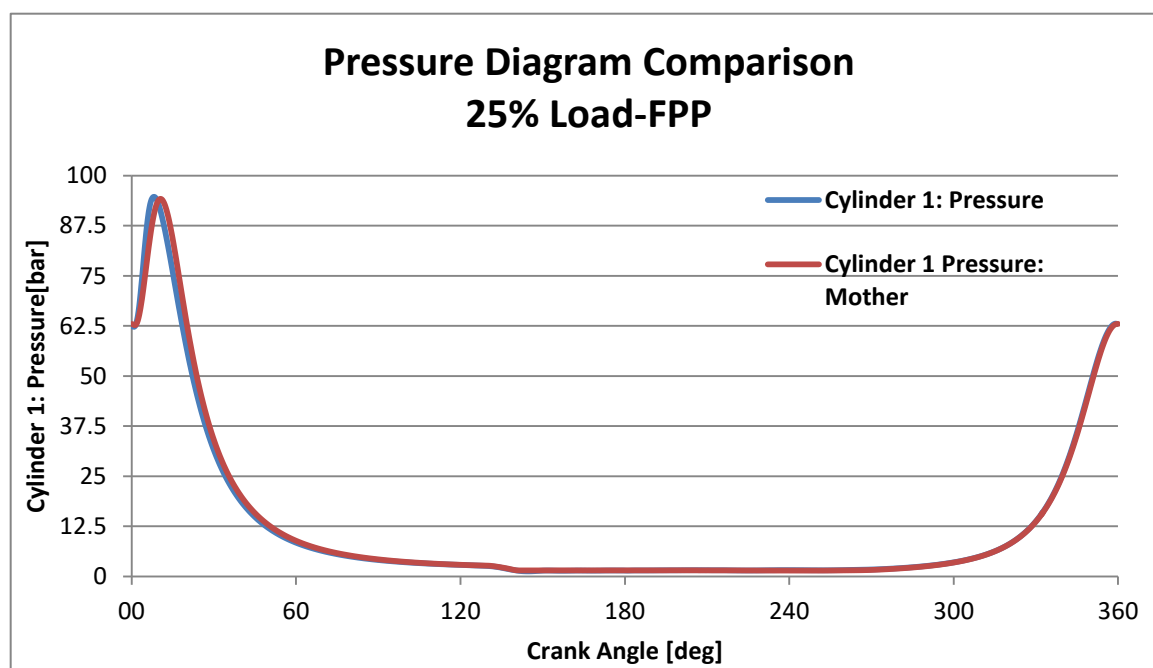
### 4.4.2 Παρουσίαση Καμπυλών Αιθάλης

#### ΦΟΡΤΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ: 25% SMCR

Όπως αναφέρθηκε και στο κεφάλαιο (3.3), ρυθμίστηκε κατάλληλα το μοντέλο καύσης σε κάθε σταθερό φορτίο λειτουργίας, με σκοπό να συμπίπτουν τα θεωρητικά με τα πειραματικά αποτελέσματα, όσον αφορά το διάγραμμα πίεσης. Παρακάτω δίνονται οι θεωρητικές και πειραματικές καμπύλες, τόσο του ρυθμού καύσης, όσο και της πίεσης ανά κύκλο λειτουργίας.

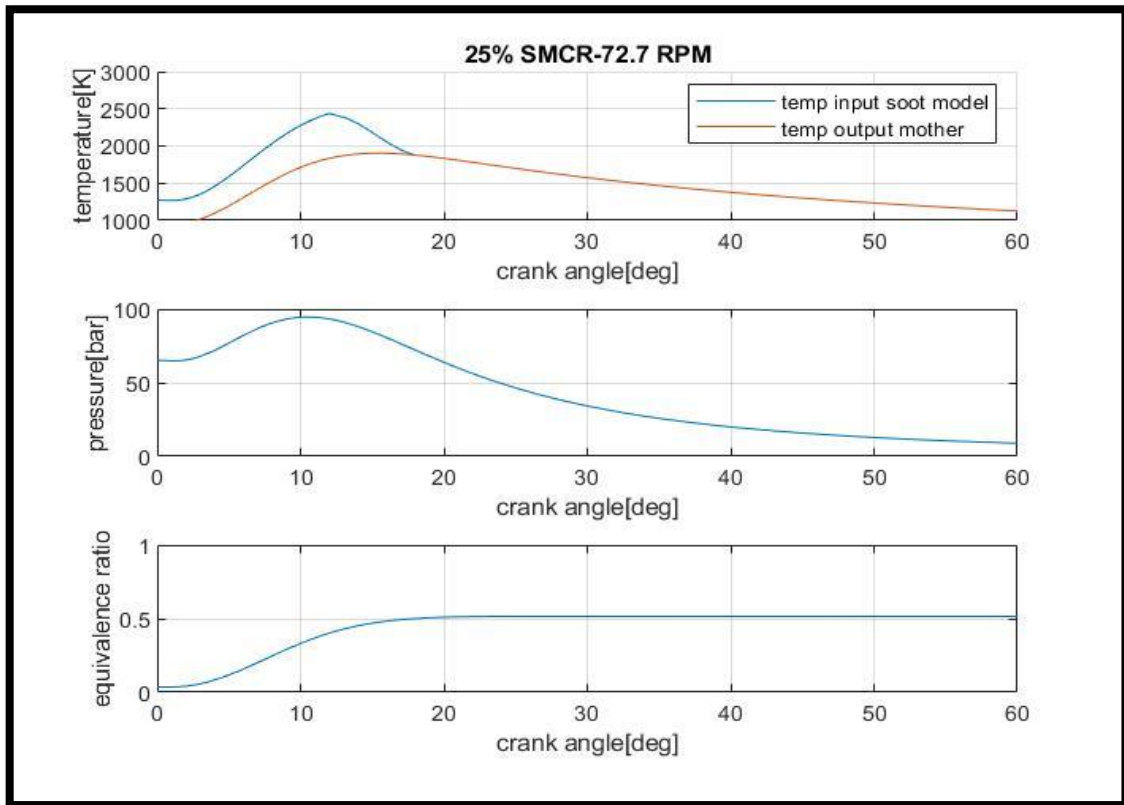


(διάγραμμα 4.5, Θεωρητική (μπλε) και πειραματική (κόκκινη) καμπύλη ρυθμού καύσης)

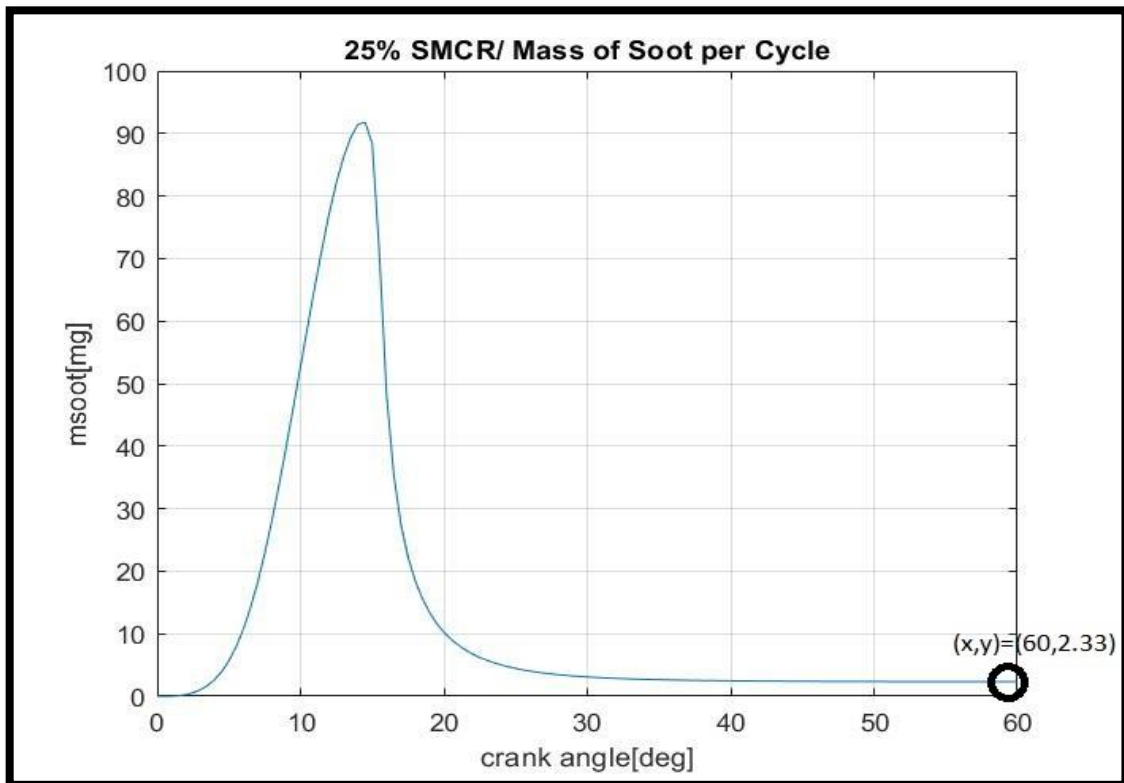


(διάγραμμα 4.6, Θεωρητική (κόκκινη) και πειραματική (μπλε) καμπύλη πίεσης)

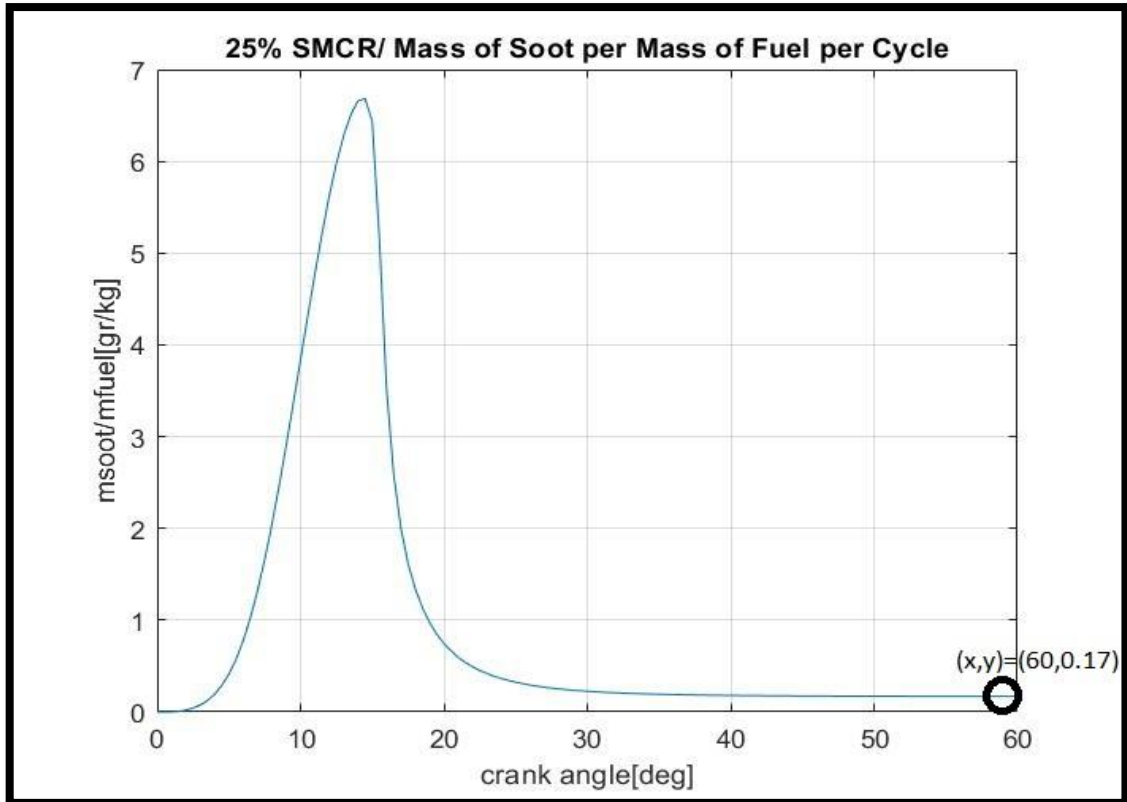
Παρακάτω παρουσιάζονται διαγράμματα σχετικά με την αιθάλη.



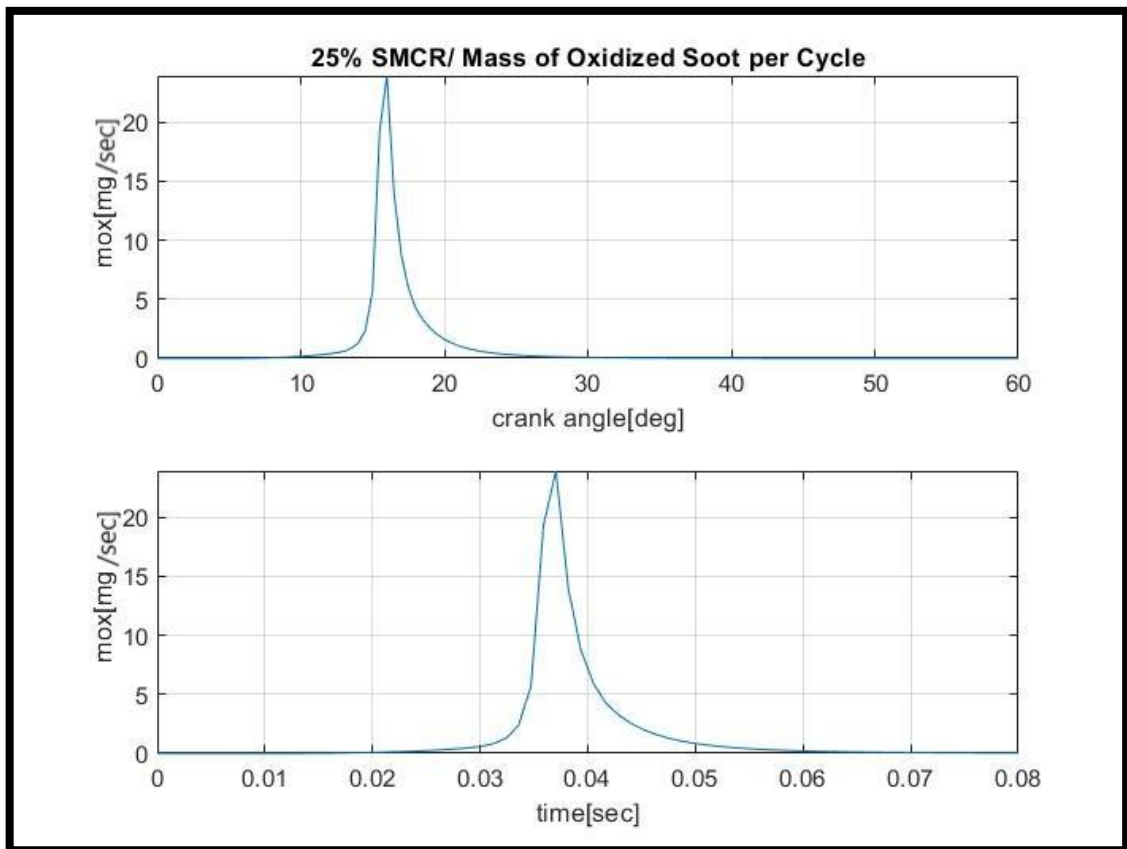
(διάγραμμα 4.7, Παράμετροι περιβάλλοντος καύσης)



(διάγραμμα 4.8, Καμπύλη αιθάλης ανά κύκλος λειτουργίας)



(διάγραμμα 4.9, Καμπύλη αιθάλης ως προς συνολικά εγχυμένη μάζα καυσίμου στον κύκλο)

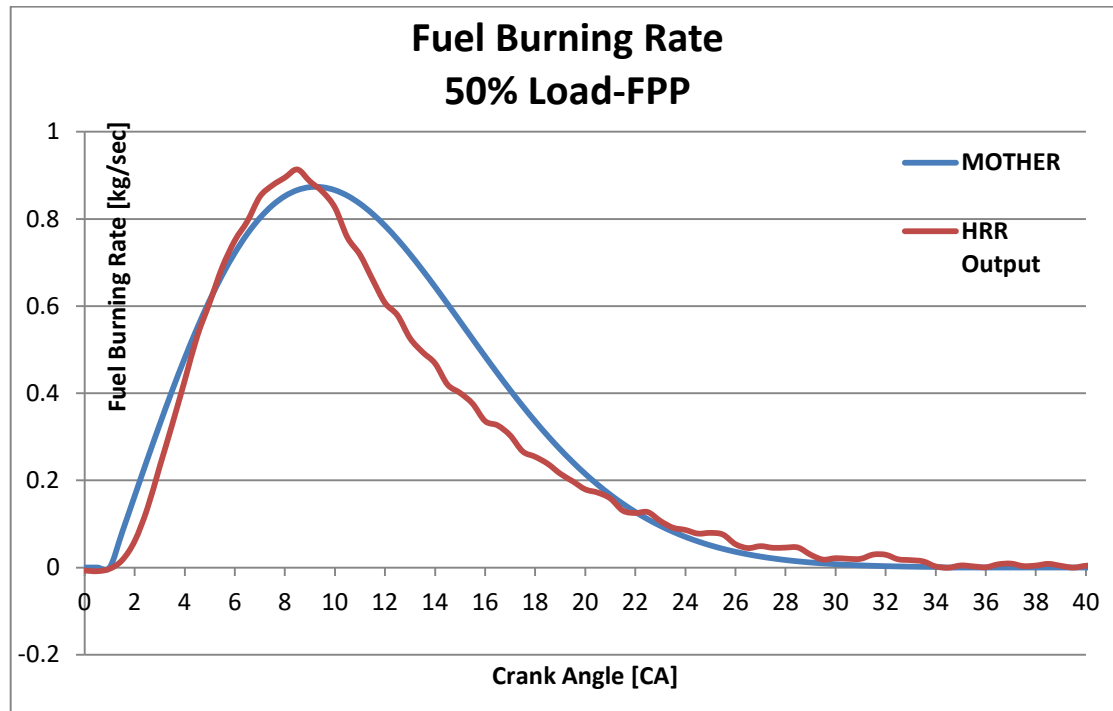


(διάγραμμα 4.10, Καμπύλη ρυθμού μάζας οξείδωσης αιθάλης συναρτήσει του χρόνου)

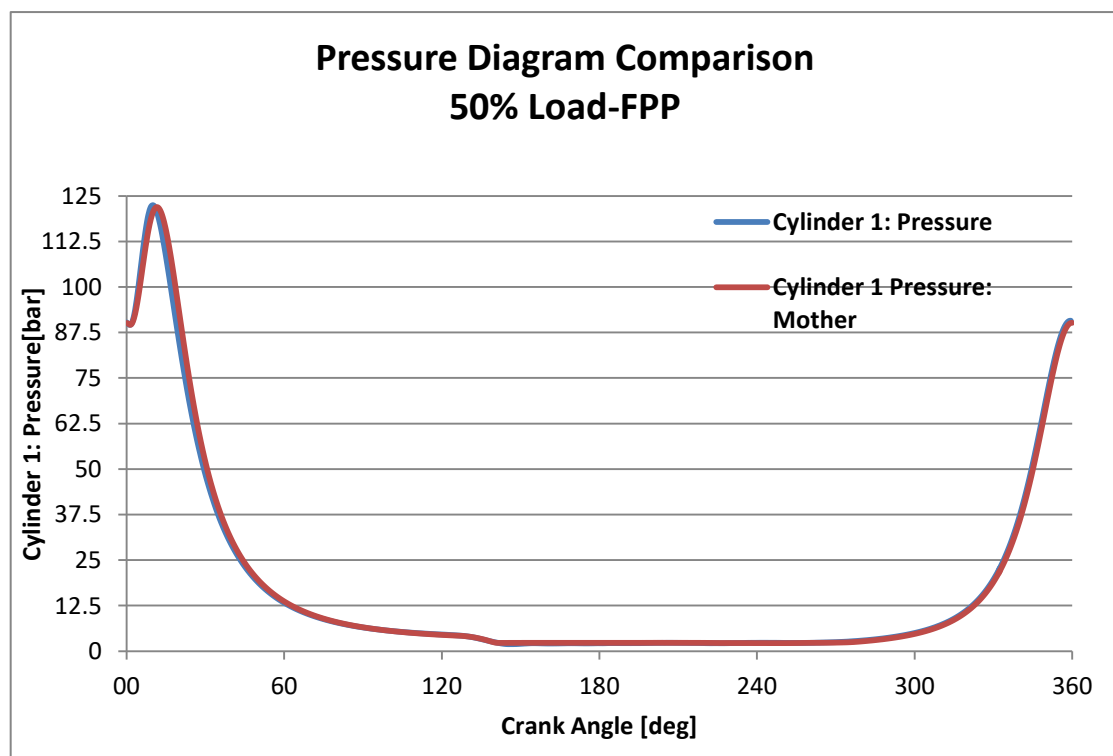


### ΦΟΡΤΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ: 50% SMCR

Παρακάτω δίνονται οι θεωρητικές και πειραματικές καμπύλες, τόσο του ρυθμού καύσης, όσο και της πίεσης ανά κύκλο λειτουργίας.

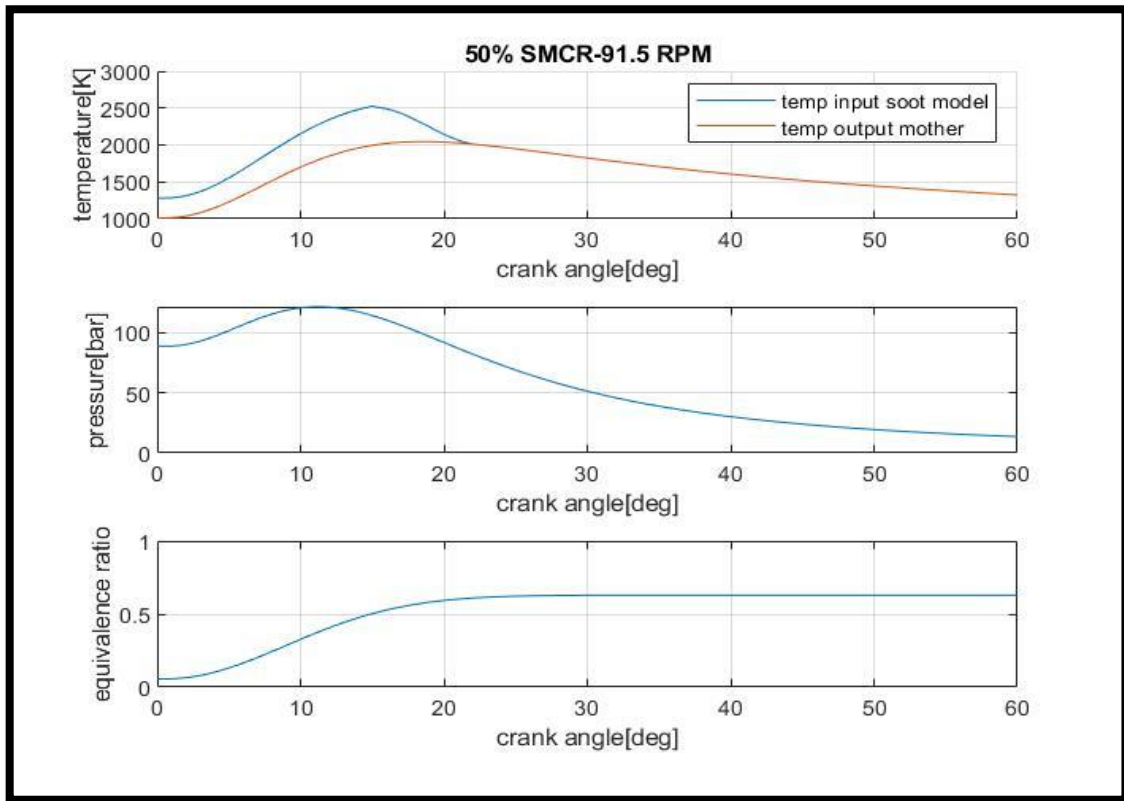


(διάγραμμα 4.11, Θεωρητική (μπλε) και πειραματική (κόκκινη) καμπύλη ρυθμού καύσης)

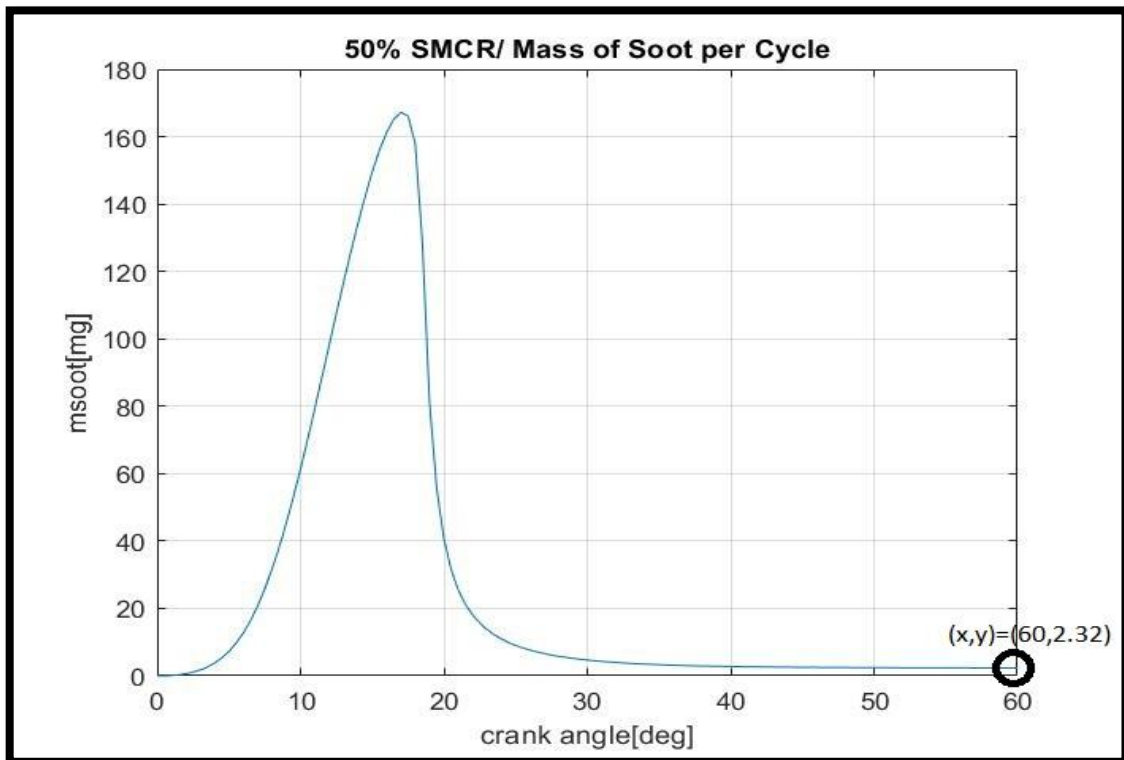


(διάγραμμα 4.12, Θεωρητική (κόκκινη) και πειραματική (μπλε) καμπύλη πίεσης)

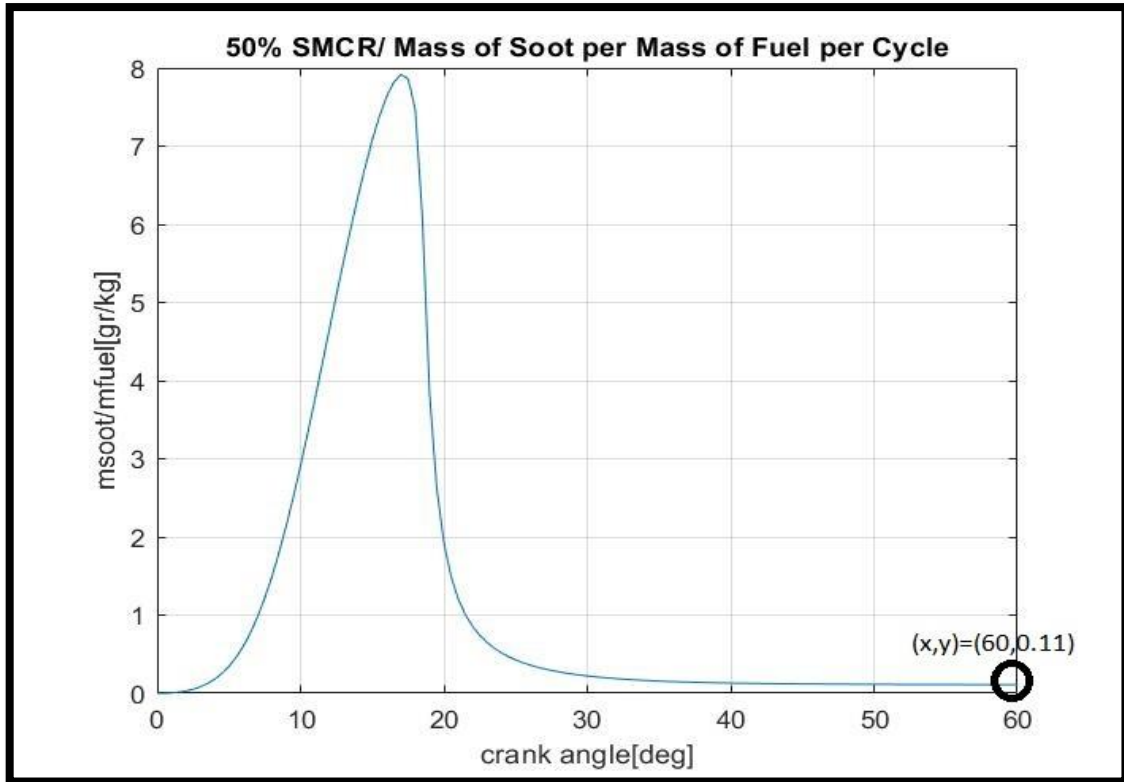
Παρακάτω παρουσιάζονται διαγράμματα σχετικά με την αιθάλη.



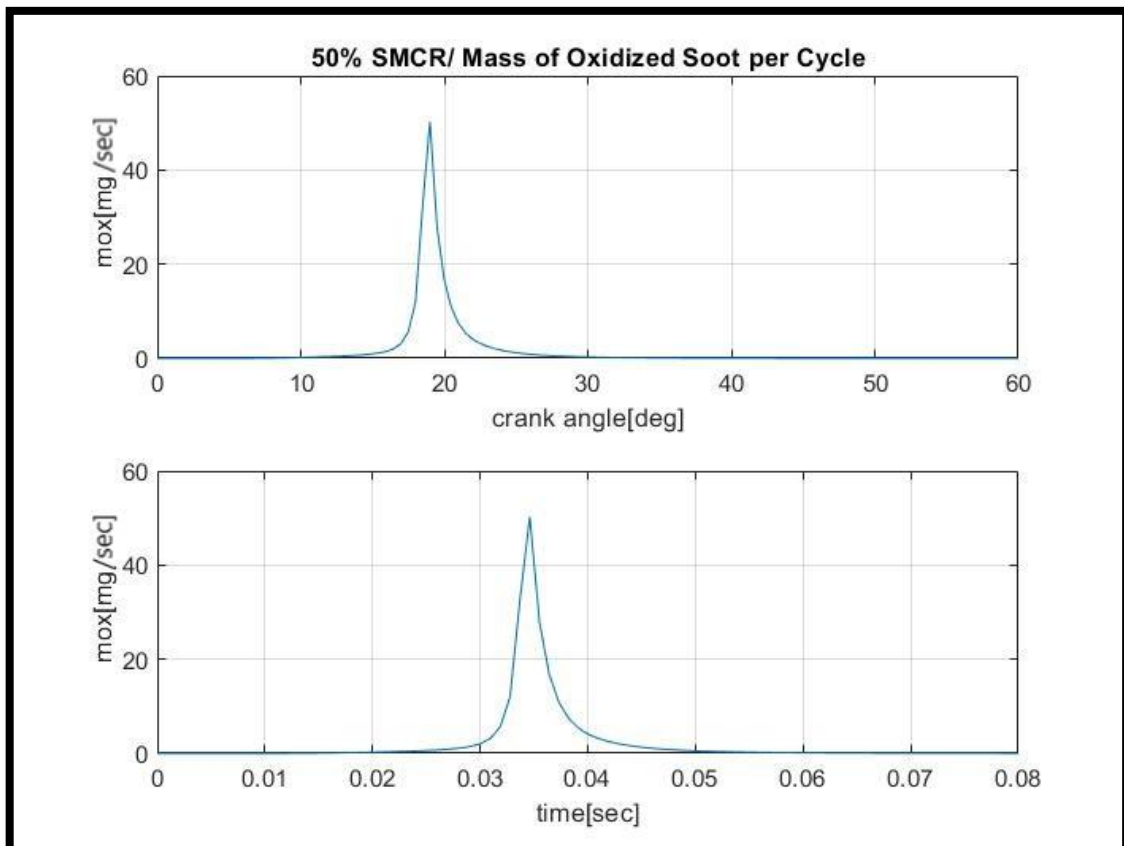
(διάγραμμα 4.13, Παράμετροι περιβάλλοντος καύσης)



(διάγραμμα 4.14, Καμπύλη αιθάλης ανά κύκλος λειτουργίας)



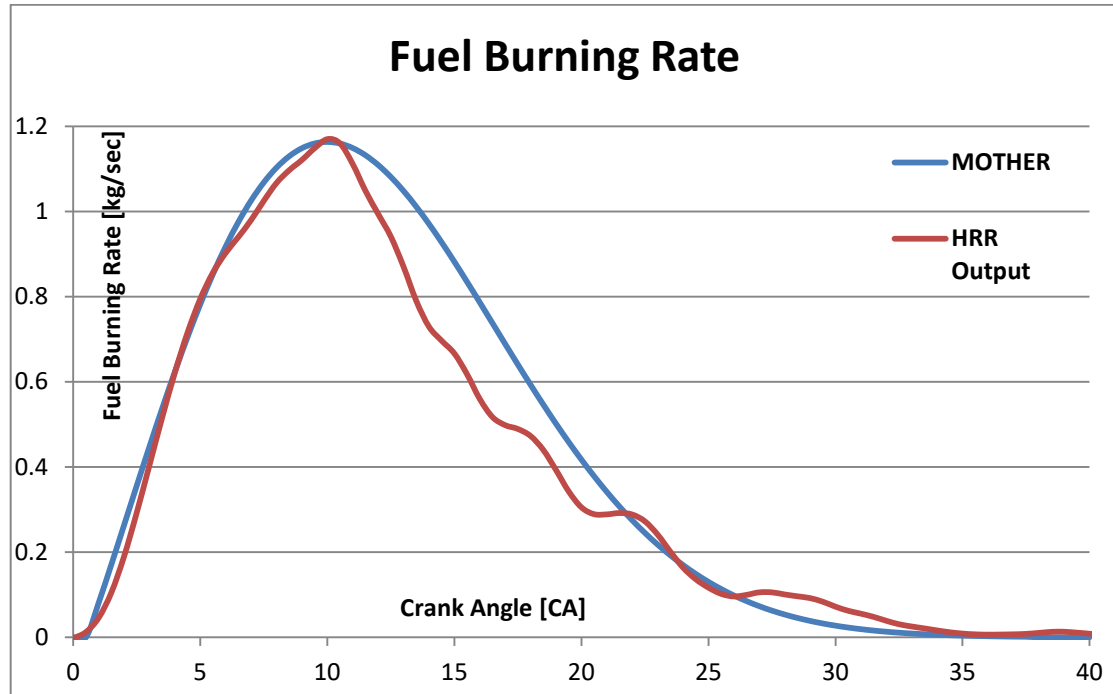
(διάγραμμα 4.15, Καμπύλη αιθάλης ως προς συνολικά εγχυμένη μάζα καυσίμου στον κύκλο)



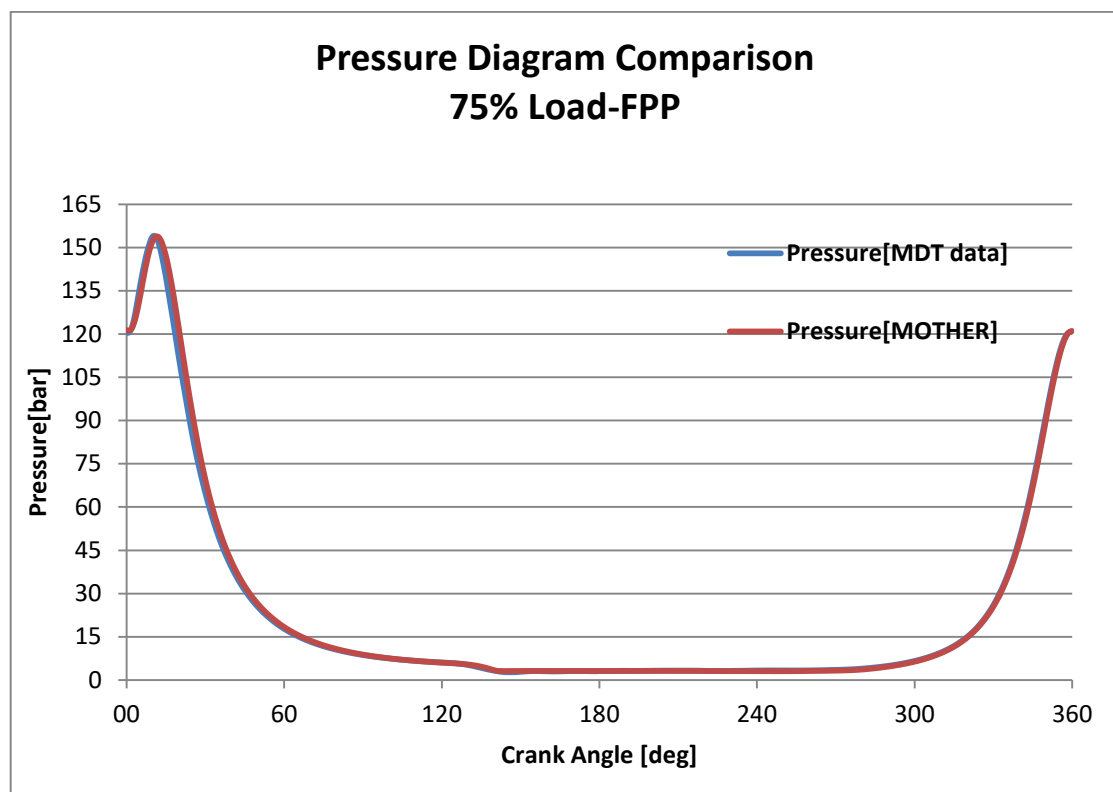
(διάγραμμα 4.16, Καμπύλη ρυθμού μάζας οξείδωσης αιθάλης συναρτήσει του χρόνου)

### ΦΟΡΤΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ: 75% SMCR

Παρακάτω δίνονται οι θεωρητικές και πειραματικές καμπύλες, τόσο του ρυθμού καύσης, όσο και της πίεσης ανά κύκλο λειτουργίας.

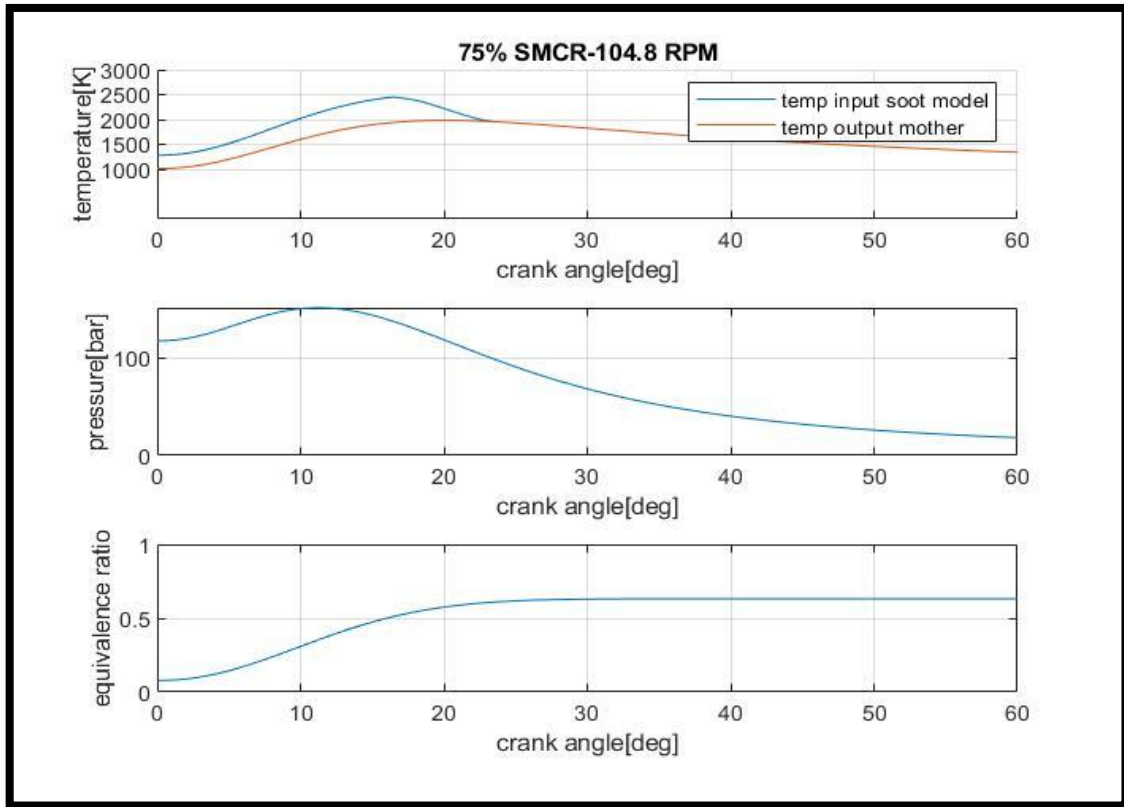


(διάγραμμα 4.17, Θεωρητική (μπλε) και πειραματική (κόκκινη) καμπύλη ρυθμού καύσης)

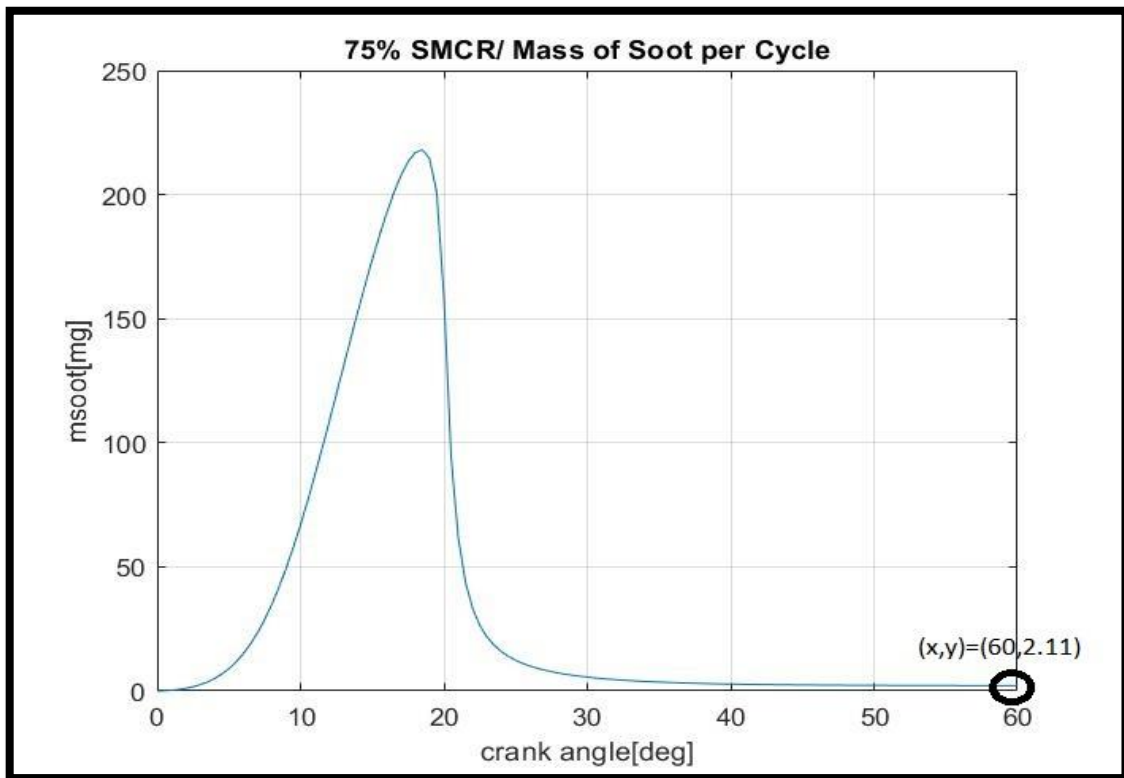


(διάγραμμα 4.18, Θεωρητική (κόκκινη) και πειραματική (μπλε) καμπύλη πίεσης)

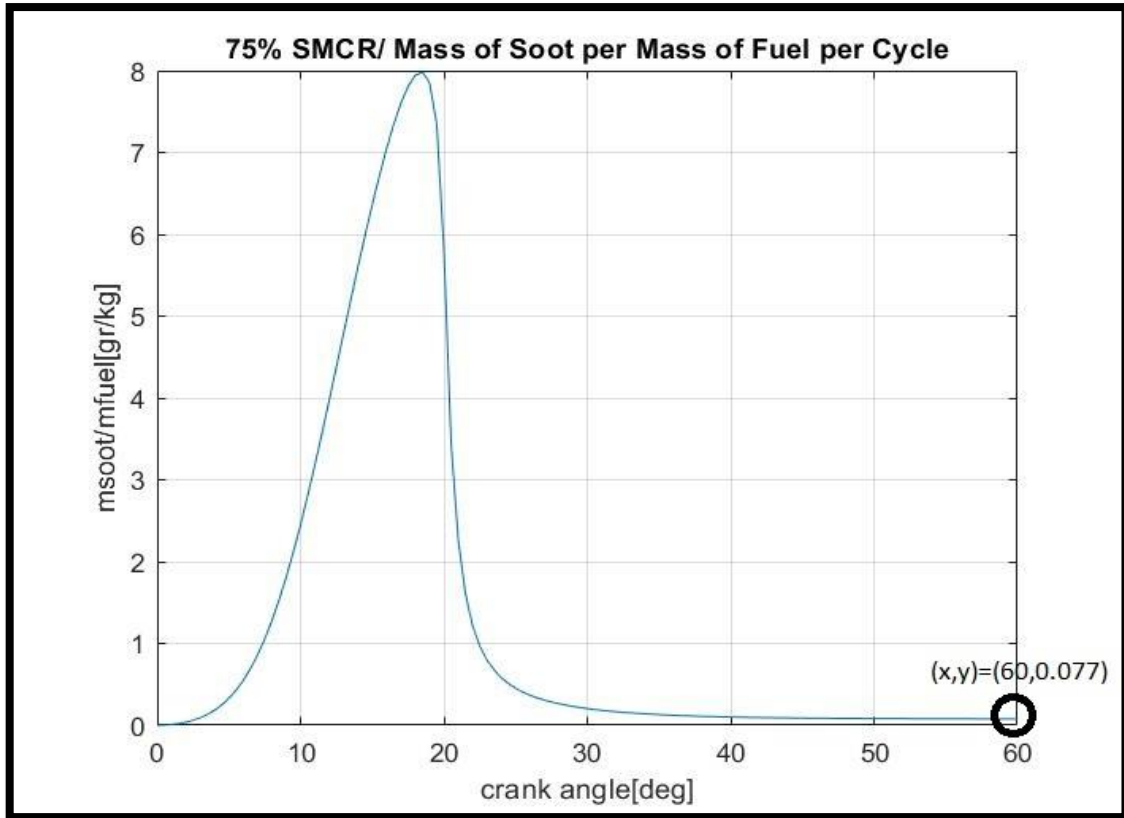
Παρακάτω παρουσιάζονται διαγράμματα σχετικά με την αιθάλη.



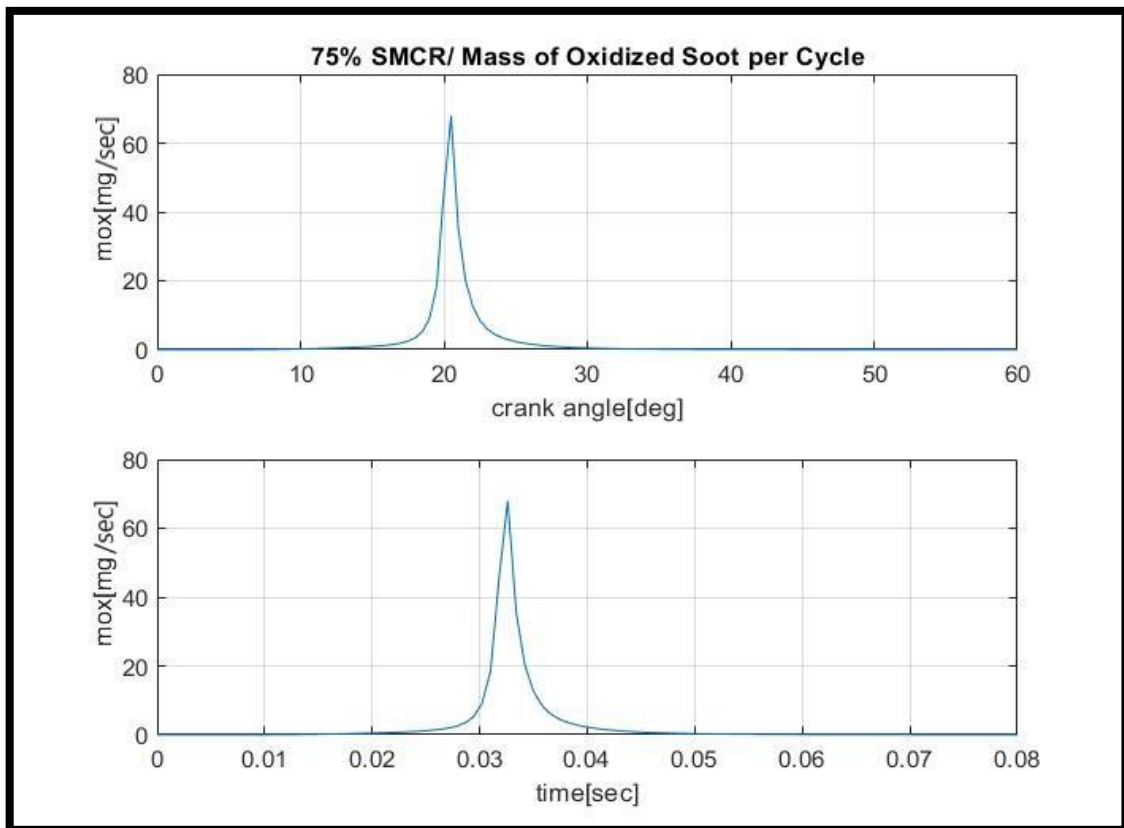
(διάγραμμα 4.19, Παράμετροι περιβάλλοντος καύσης)



(διάγραμμα 4.20, Καμπύλη αιθάλης ανά κύκλο λειτουργίας)



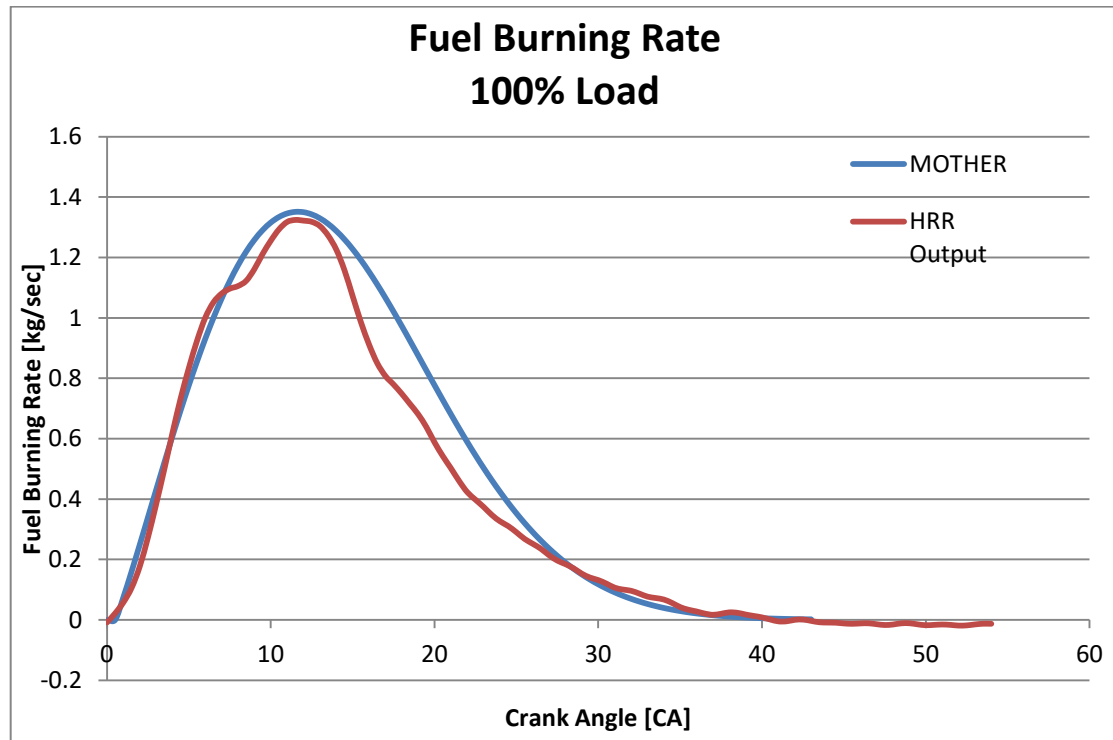
(διάγραμμα 4.21, Καμπύλη αιθάλης ως προς τη συνολικά εγχυμένη μάζα καυσίμου στον κύκλο)



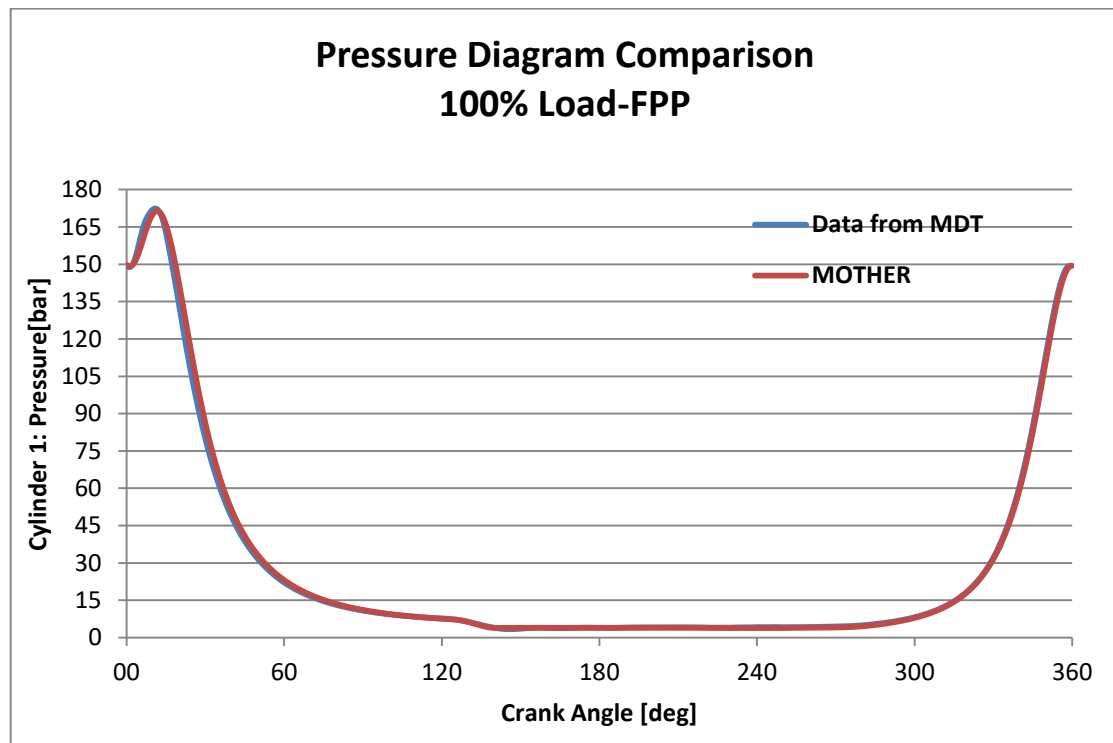
(διάγραμμα 4.22, Καμπύλη ρυθμού μάζας οξειδωσης αιθάλης συναρτήσει του χρόνου)

### ΦΟΡΤΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ: 100% SMCR

Παρακάτω δίνονται οι θεωρητικές και πειραματικές καμπύλες, τόσο του ρυθμού καύσης, όσο και της πίεσης ανά κύκλο λειτουργίας.

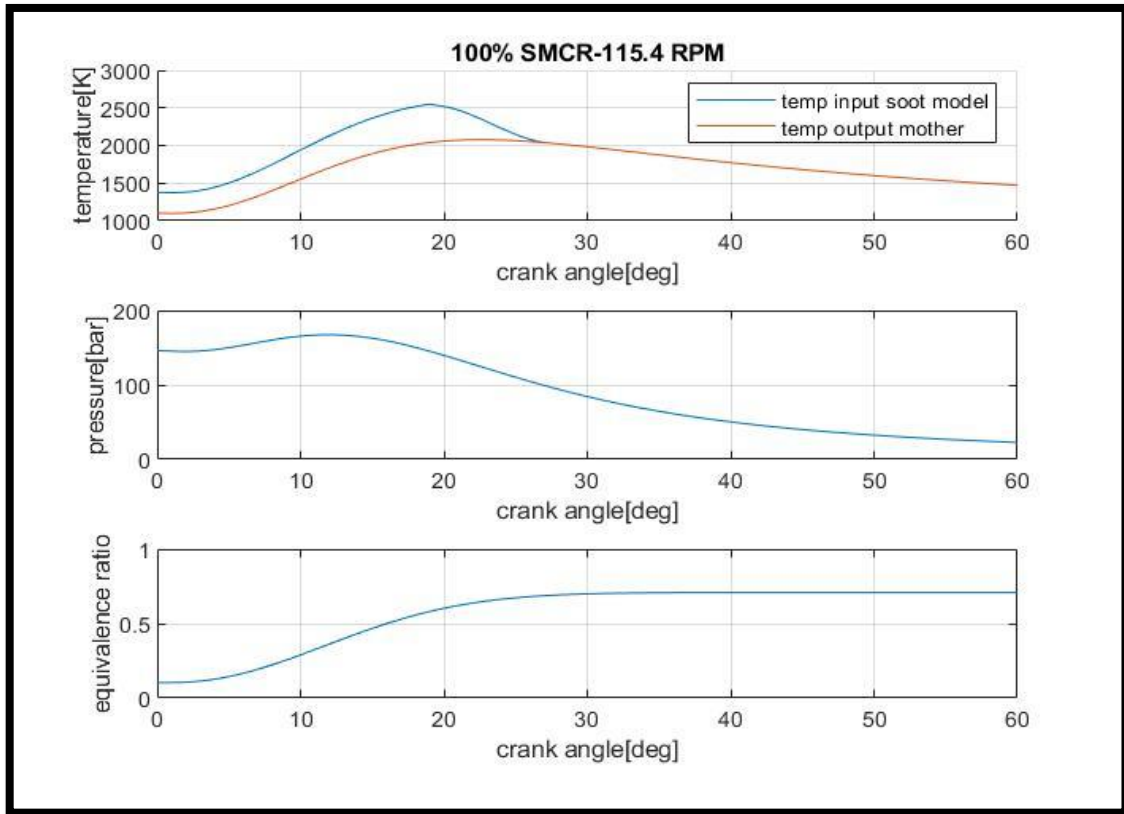


(διάγραμμα 4.23, Θεωρητική (μπλε) και πειραματική (κόκκινη) καμπύλη ρυθμού καύσης)

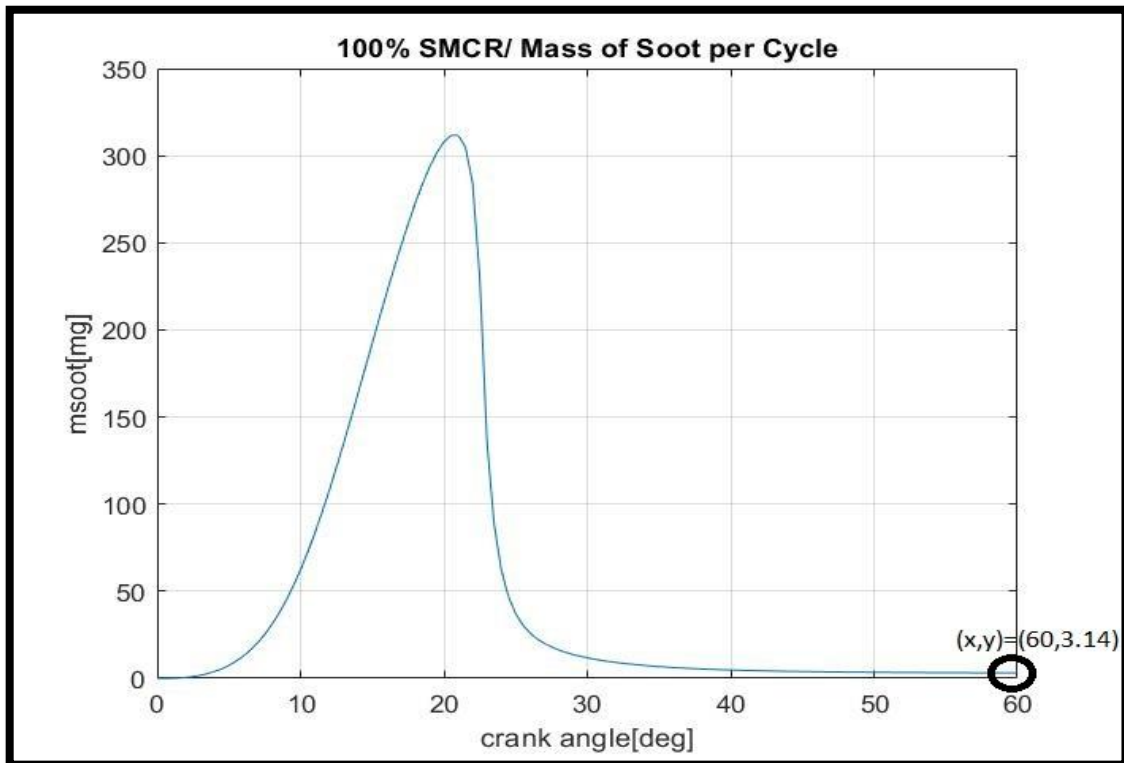


(διάγραμμα 4.24, Θεωρητική (κόκκινη) και πειραματική (μπλε) καμπύλη πίεσης)

Παρακάτω παρουσιάζονται διαγράμματα σχετικά με την αιθάλη.

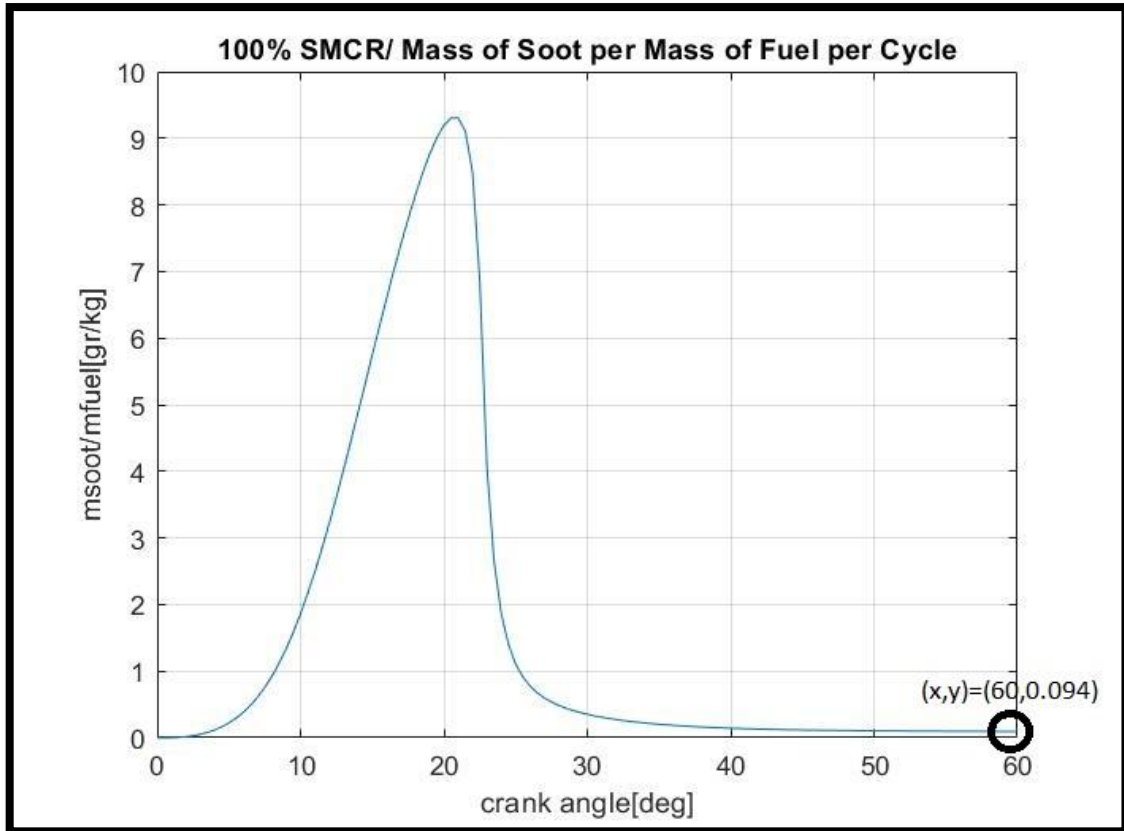


(διάγραμμα 4.25, Παράμετροι περιβάλλοντος καύσης)

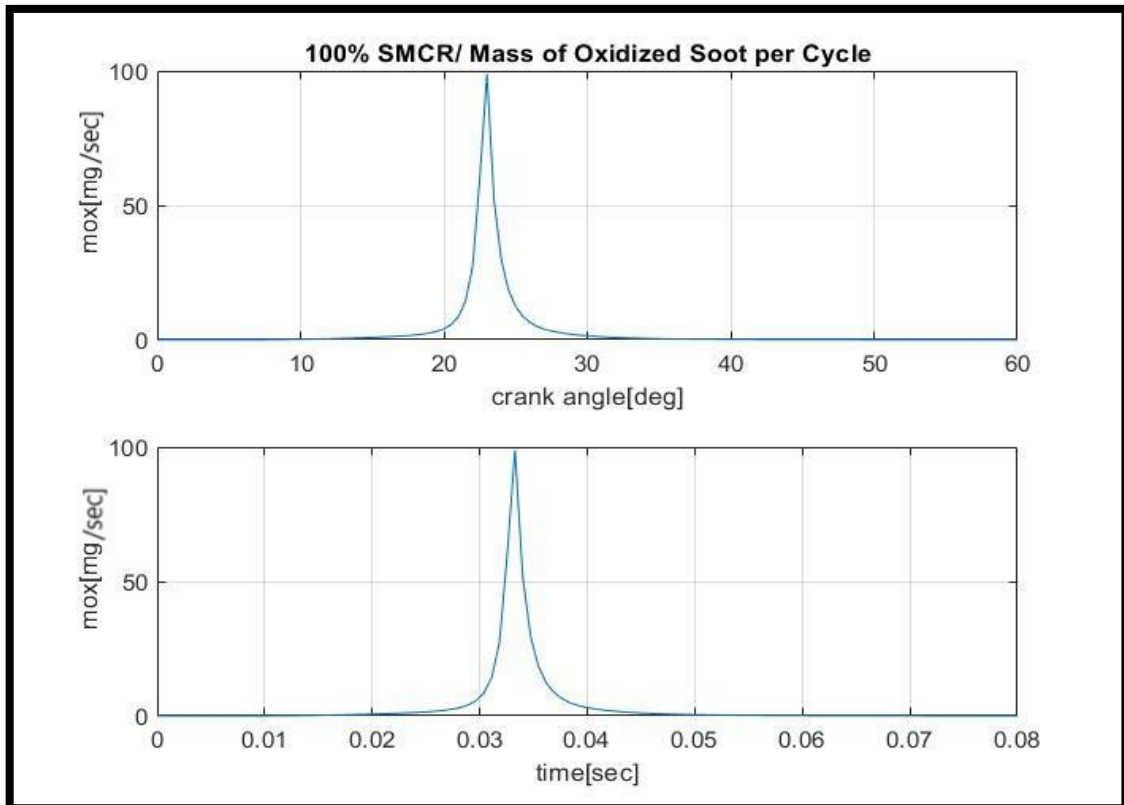


(διάγραμμα 4.26, Καμπύλη αιθάλης ανά κύκλος λειτουργίας)





(διάγραμμα 4.27, Καμπύλη αιθάλης ως προς τη συνολική εγχυμένη μάζα καυσίμου στον κύκλο)



(διάγραμμα 4.28, Καμπύλη ρυθμού μάζας οξειδωσης αιθάλης συναρτήσει του χρόνου)

### 4.4.3 Συμπεράσματα

Οι καμπύλες αιθάλης ικανοποιούν τις παρακάτω απαιτήσεις :

- Το μέγιστο ακρότατο κάθε καμπύλης βρίσκεται λίγο πριν το μέγιστο ακρότατο της καμπύλης θερμοκρασίας του κύκλου. Η απαίτηση εξηγείται από τις φάσεις της καύσης. Συγκεκριμένα, κοντά στο ακρότατο της καμπύλης θερμοκρασίας, τελειώνει η κύρια καύση και ξεκινά η μετά-καύση. Αυτή η εναλλαγή φάσεων, σηματοδοτεί και εναλλαγή από σχηματισμό του ρύπου στην καταστροφή του, καθώς στη μετά-καύση οξειδώνεται το μεγαλύτερο ποσοστό της αιθάλης (άνω του 95%).
- Η τελική μάζα αιθάλης στον κύκλο πρέπει να είναι μικρότερη από 5% της μέγιστης μάζας αιθάλης στο κύκλο.

Στα αποτελέσματα αιθάλης δίνονται δύο καμπύλες. Μία απόλυτη και μια σχετική ως προς την εγχυμένη μάζα καυσίμου. Η αδιάστατη ως προς τη μάζα καυσίμου, είναι ενδεικτική περισσότερο του περιβάλλοντος καύσης και όχι της μάζας καυσίμου. Με αυτό τον τρόπο, τα αποτελέσματα γίνονται περισσότερο συγκρίσιμα και μπορούμε να διαπιστώσουμε το δυσμενέστερο, ως προς την αιθάλη, περιβάλλον.

Από τις παραπάνω καμπύλες αιθάλης παρατηρούμε ότι, όσο αυξάνεται το φορτίο λειτουργίας και άρα η μάζα καυσίμου που εγχύεται στο θάλαμο, τόσο μεγαλώνει το μέγιστο ακρότατο της απόλυτης καμπύλης. Δηλαδή ευνοείται ο σχηματισμός αιθάλης. Κάτι τέτοιο είναι φυσιολογικό, διότι ο σχηματισμός αιθάλης ελέγχεται από τα πυρολυτικά προϊόντα, των οποίων η συγκέντρωση αυξάνεται με το φορτίο λειτουργίας. Αύξηση του φορτίου μεγαλώνει και το ακρότατο της αδιάστατης καμπύλης. Κάτι τέτοιο συμβαίνει διότι, όσο αυξάνεται το φορτίο στον κινητήρα μας, αυξάνεται και ο ισοδύναμος λόγος καυσίμου-αέρα στη περίπτωση του κινητήρα μας. Αύξηση του λόγου ισοδυναμίας, συνεπάγεται αύξηση της θερμοκρασίας στο χώρο. Επιπλέον, η αύξηση φορτίου, οδηγεί σε αύξηση της πίεσης. Τα παραπάνω ευνοούν το σχηματισμό αιθάλης. (Από το 50 στο 75% η διαφορά στο ακρότατο αδιάστατης καμπύλης είναι πολύ μικρή διότι, η μικρή διαφορά των θερμοκρασιών εξουδετερώνεται από τη διαφορά των πιέσεων.)

Επιπλέον, όσον αφορά στην οξείδωση, παρατηρούμε ότι αυξάνεται με την αύξηση του φορτίου. Κάτι τέτοιο είναι φυσιολογικό, εξαιτίας της αύξησης της πίεσης και της θερμοκρασίας. Η αύξηση της πίεσης, συνεπάγεται αύξηση της μερικής πίεσης του οξυγόνου. Είναι άξιο επισήμανσης ότι, κατά την αύξηση του φορτίου, και η αδιάστατη και η απόλυτη καμπύλη αιθάλης συγκλίνει σε χαμηλότερα σημεία. Αυτό σημαίνει ότι, η οξειδωτική ικανότητα έχει αυξηθεί αρκετά, αναστρέφοντας την αύξηση του σχηματισμού αιθάλης. Σαν αποτέλεσμα θα λέγαμε ότι η αύξηση της οξείδωσης υπερνικά την αύξηση του σχηματισμού. Παρόλα αυτά, από το 75% *SMCR* στο 100% παρατηρούμε ότι, η αδιάστατη καμπύλη συγκλίνει σε υψηλότερη τιμή, κάτι μη αναμενόμενο με βάση τις παραπάνω παρατηρήσεις.

Για να εξηγηθεί το μη αναμενόμενο αποτέλεσμα, παρουσιάζονται κάποιες γενικές παρατηρήσεις. Η αύξηση του φορτίου επιφέρει αύξηση της πίεσης του περιβάλλοντος και αύξηση της μερικής πίεσης του οξυγόνου, βελτιώνοντας την οξειδωτική ικανότητά του. Αυτό επιβεβαιώνεται στη μετάβαση από το 50% στο 75%, που η τελική αδιάστατη αιθάλη

συγκλίνει πολύ χαμηλότερα, παρά τις πολύ μικρές θερμοκρασιακές διαφορές. Παρόλα αυτά, αν και η αύξηση της πίεσης μεγαλώνει ιδιαίτερα την υψομετρική διαφορά (κατακόρυφη απόσταση ανάμεσα σε μέγιστο ακρότατο και τελική τιμή σύγκλισης) του δεύτερου τμήματος των καμπυλών (τμήμα μετά-καύσης) μέσω αύξησης της οξειδωτικής ικανότητας, η αύξηση του  $\varphi$  μετατοπίζει τις καμπύλες προς τα πάνω. Αν η αύξηση του  $\varphi$  είναι σημαντική, η μετατόπιση της καμπύλης προς τα πάνω μπορεί να είναι τόση, που τελικά, η καμπύλη να συγκλίνει σε υψηλότερα επίπεδα τελικής αιθάλης, παρά την μεγάλη αύξηση της οξειδωτικής ικανότητας (η αύξηση της πίεσης και η αύξηση του  $\varphi$  είναι ανταγωνιστές ως προς τα τελικά επίπεδα αιθάλης, που συγκλίνει η αδιάστατη καμπύλη).

Η αύξηση του  $\varphi$  από μόνη της, είπαμε ότι μετατοπίζει τις καμπύλες αιθάλης προς τα πάνω. Ο αυξημένος ισοδύναμος λόγος καυσίμου-αέρα ανεβάζει τόσο τον σχηματισμό, όσο και την οξείδωση, λόγω αυξημένης θερμοκρασίας στο χώρο. Η αυξημένη οξειδωτική ικανότητα, παρόλα αυτά, δεν είναι ικανή να υπερκαλύψει τον αυξημένο σχηματισμό και να οδηγήσει τη καμπύλη σε χαμηλότερα επίπεδα σύγκλισης, με αποτέλεσμα η καμπύλη αιθάλης να έχει μετατοπισθεί συνολικά προς τα πάνω (είναι απαραίτητο, η αύξηση του  $\varphi$  να μην συνοδεύεται από μεγάλες αλλαγές στη καύση, ώστε η ποσοστιαία έκταση του χρόνου μετά-καύσης να μην αλλάζει σημαντικά). Μόνο αν η αύξηση του  $\varphi$  συνδυαστεί με αύξηση της πίεσης μπορεί η οξείδωση να υπερκαλύψει τον αυξημένο σχηματισμό.

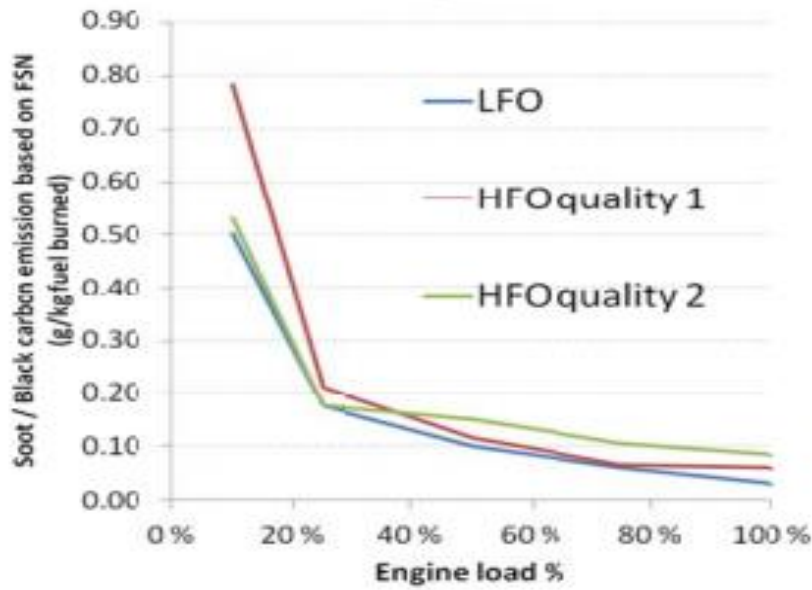
Συγκρίνοντας τα φορτία 25% και 50%, παρατηρούμε ότι η ταυτόχρονη αύξηση πίεσης και ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα ( $0.51 \rightarrow 0.62$ ), οδηγούν σε χαμηλότερα επίπεδα αδιάστατης αιθάλης, σε αντίθεση με τη σύγκριση των 75% και 100%. Σε αυτή τη περίπτωση, η οξειδωτική ικανότητα αυξάνεται σε τέτοιο βαθμό, που η μεγαλύτερη απόσταση ανάμεσα στο μέγιστο ακρότατο και τη γραμμή σύγκλισης υπερνικά την μετατόπιση, προς τα πάνω, της καμπύλης από την αύξηση του  $\varphi$ .

Για κάθε φορτίο υπάρχει ένα άνω όριο αύξησης του  $\varphi$  (συγκριτικά με το προηγούμενο φορτίο), όπου η αυξημένη οξείδωση υπερκαλύπτει τον αυξημένο σχηματισμό. Από ότι φαίνεται, στο 100% η αύξηση του  $\varphi$  ( $0.62 \rightarrow 0.71$ ) ξεπέρασε το άνω όριο γι' αυτό το περιβάλλον και η σχετική καμπύλη δεν καταφέρνει να συγκλίνει ακόμα πιο χαμηλά από ότι στο 75%.

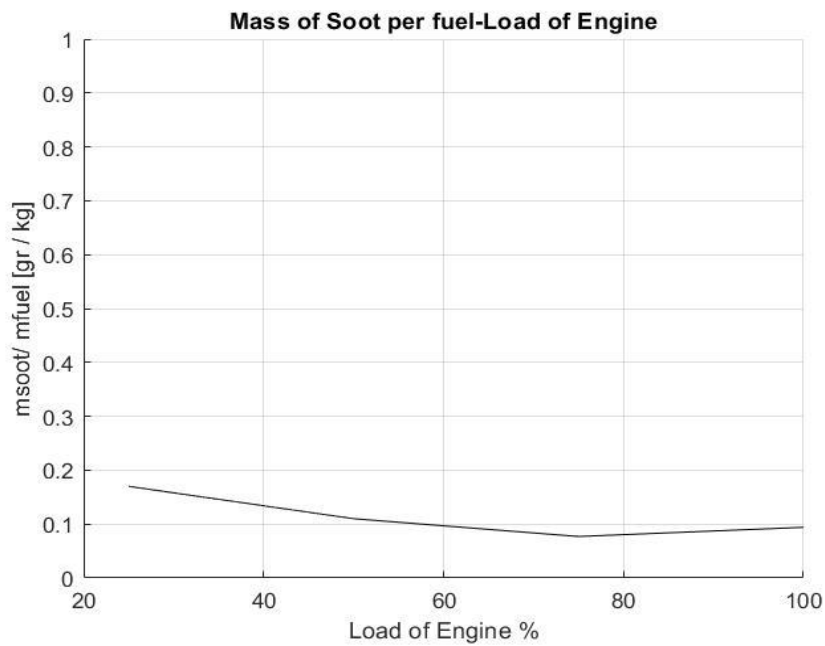
Με άλλα λόγια, αν όλα τα φορτία λειτουργούσαν σε ίδιες τιμές ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα, η αδιάστατη καμπύλη της αιθάλης θα συνέκλινε σε χαμηλότερες τιμές με την αύξηση του φορτίου. Όπως περιγράφηκε, αυτό οφείλεται στην αύξηση της πίεσης, η οποία μεγαλώνει την υψομετρική διαφορά ανάμεσα στο μέγιστο ακρότατο και στη τιμή τελικής σύγκλισης, ενισχύοντας το τμήμα μετά-καύσης. Από την άλλη, ο σχηματισμός στην αδιάστατη καμπύλη αιθάλης δε θα αλλάξει, καθώς ίσες τιμές του  $\varphi$  συνεπάγονται πολύ μικρές διαφορές στη μέγιστη θερμοκρασία του χώρου.

#### 4.4.4 Σύγκριση Αποτελεσμάτων με Βιβλιογραφία

Παρακάτω δίνονται το διάγραμμα τελικής μάζας αιθάλης ως προς φορτίο λειτουργίας του κινητήρα της διπλωματικής εργασίας και το αντίστοιχο της βιβλιογραφίας [34].



(εικόνα 4.1, Διάγραμμα βιβλιογραφίας [34])



(διάγραμμα 4.29, Διάγραμμα διπλωματικής εργασίας)

Παρατηρούμε ότι η καμπύλη του διαγράμματος της διπλωματικής προσεγγίζει ικανοποιητικά τις καμπύλες *HFO* (κόκκινη καμπύλη) του διαγράμματος της βιβλιογραφίας.

## Κεφάλαιο 5: Μεταβατική Λειτουργία

Στη παρούσα διπλωματική εργασία έγινε προσομοίωση για δύο περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας. Η πρώτη προσομοιώνει την εκκίνηση του πλοίου μέχρι να φτάσει στο 25% του *SMCR* και η δεύτερη, τη μετάβαση από το 25% στο 50% του *SMCR*. Κατ' αυτόν τον τρόπο, μπορεί να γίνει σύγκριση, ως προς την τελική μάζα αιθάλης σε ένα κύκλο, τόσο μεταξύ σταθερής και μεταβατικής λειτουργίας, όσο και μεταξύ δύο μεταβατικών λειτουργιών σε διαφορετικές συνθήκες. Καταληκτικά, μπορούμε να εξάγουμε συμπεράσματα για την εξέλιξη του ρύπου κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας.

### 5.1 Εισαγωγή

Κατά τη μεταβατική λειτουργία αύξησης φορτίου του κινητήρα, ο ρυθμιστής καυσίμου δίνει εντολή αύξησης της εγχυμένης μάζας καυσίμου. Ο υπερπληρωτής όμως, δεν ανταποκρίνεται άμεσα στην αυξημένη μάζα καυσίμου, με αποτέλεσμα ο αέρα που εισάγεται στο θάλαμο να παραμένει σταθερός και ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα να αυξάνεται. Η υστέρηση του συστήματος υπερπλήρωσης οφείλεται τόσο στην αδράνεια μάζας κατά την επιτάχυνσή του, όσο και στη θερμική αδράνεια του συστήματος. Με τον όρο θερμική αδράνεια καλούμε την χρονική υστέρηση του συστήματος να “αντιληφθεί” την αύξηση θερμοκρασίας στο θάλαμο. Μεγάλη αύξηση στον ισοδύναμο λόγο καυσίμου-αέρα επηρεάζει αρνητικά την οξειδωτική ικανότητα του περιβάλλοντος, οδηγώντας σε υψηλότερες τιμές τελικής μάζας αιθάλης στην εξαγωγή.

Στους κινητήρες *Diesel* η αυτανάφλεξη στηρίζεται στην αύξηση της πίεσης και θερμοκρασίας εξαιτίας της συμπίεσης. Στη μεταβατική επιτάχυνση της εκκίνησης, η χαμηλή πίεση και θερμοκρασία δυσχεραίνουν την αυτανάφλεξη του καυσίμου και σε ορισμένες περιπτώσεις την καταστέλλουν, φαινόμενο γνωστό ως *misfire*. Οι δυσκολίες αυτής της μεταβατικής λειτουργίας συνοψίζονται παρακάτω :

- Υψηλές απώλειες ενέργειας : Τα τοιχώματα του θαλάμου βρίσκονται σε χαμηλή θερμοκρασία, με αποτέλεσμα οι απώλειες θερμότητας να είναι μεγαλύτερες, εξαιτίας έντονης κλίσης της θερμοκρασίας. Επιπλέον, κατά την εκκίνηση του κινητήρα, το ιξώδες του λιπαντικού είναι αυξημένο και οι τριβές μεγαλύτερες. Οι απώλειες πίεσης στα ελατήρια είναι αυξημένες, εξαιτίας ελλιπούς στεγάνωσης, που επιφέρει η χαμηλή πίεση. Όλα τα παραπάνω επιφέρουν χαμηλές στροφές στροφάλου και μεγάλους χρόνους συμπίεσης ως επακόλουθο. Οι μεγάλοι χρόνοι συμπίεσης ενισχύουν ακόμη περισσότερο τις απώλειες. Αυξημένες απώλειες εξαναγκάζουν τη θερμοκρασία σε γρήγορη πτώση κατά την αποτόνωση, με αποτέλεσμα μειωμένη ισχύ οξυγόνου στη μετά-καύση.
- Χαμηλοί ρυθμοί εξάτμισης του καυσίμου : Το περιβάλλον χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας εμποδίζει την εξάτμιση του καυσίμου και επακόλουθα, την ανάμειξη του με τον αέρα. Η χαμηλή αναμειξιμότητα καυσίμου-αέρα δυσχεραίνει την έναυση.

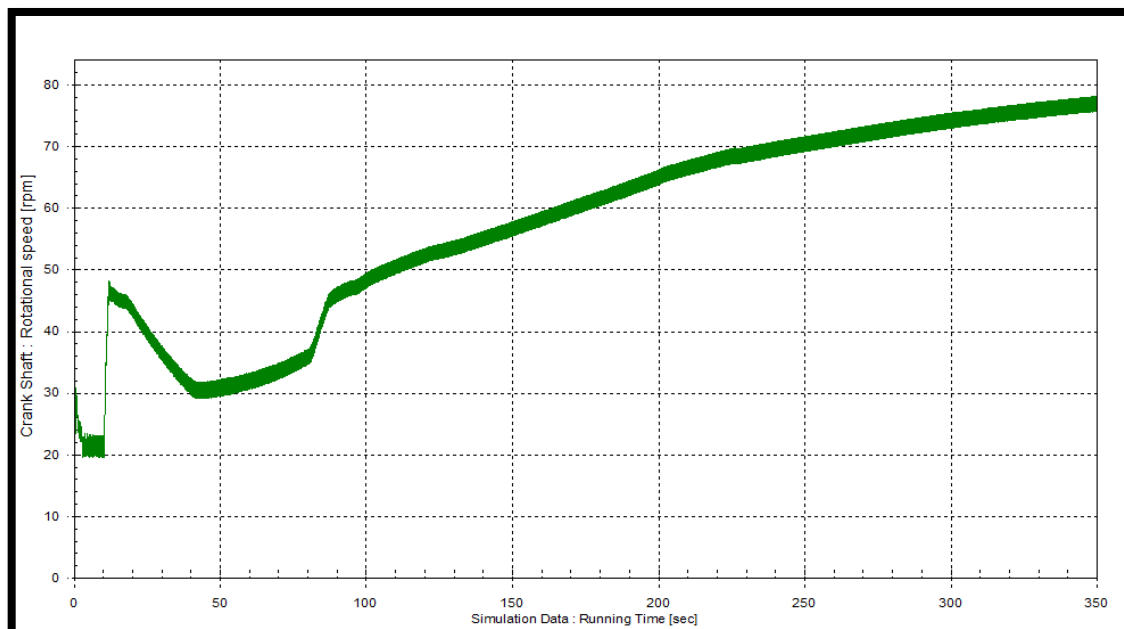
Με βάση τη βιβλιογραφία [27], η έγχυση πλεονάζουσας ποσότητας καυσίμου επιλύει τη δυσκολία σταθερής έναυσης κατά την εκκίνηση, μειώνοντας τόσο τον αριθμό των *misfires*, όσο και το χρόνο μετάβασης από το κρύο ξεκίνημα στη θέρμανση του κινητήρα.

Η στρατηγική έγχυσης πλεονάζουσας ποσότητας καυσίμου, σε συνδυασμό με τους χαμηλούς βαθμούς απόδοσης των συνεργαζόμενων συστημάτων με τον κινητήρα και τα υψηλά φορτία ζήτησης από τον έλικα, δημιουργούν περιβάλλον που ευνοεί την παρουσία αιθάλης στην εξαγωγή. Επιπλέον, κατά την εκκίνηση, εξαιτίας πολύ χαμηλής ταχύτητας πλοίου, η γωνία προχώρησης ( $\beta$ ) του έλικα λαμβάνει πολύ ψηλές τιμές. Αύξηση της γωνίας προχώρησης συνεπάγεται αύξηση ζήτησης ροπής από τον έλικα, με αποτέλεσμα μεγαλύτερη κατανάλωση ροπής. Για να ανταπεξέλθει ο κινητήρας στην αυξημένη ζήτηση, ο ρυθμιστής καυσίμου δίνει εντολή για αύξηση της έγχυσης καυσίμου.

Από τα παραπάνω γίνεται αντιληπτό, ότι καθ' όλη τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας εκκίνησης, ο ισοδύναμος λόγος καυσίμου-αέρα λαμβάνει αρκετά υψηλές τιμές.

## 5.2 Παρουσίαση Αποτελεσμάτων

Η προσομοίωση της μεταβατικής λειτουργίας εκκίνησης αναπαρίσταται στο παρακάτω γράφημα στροφών-χρόνου.

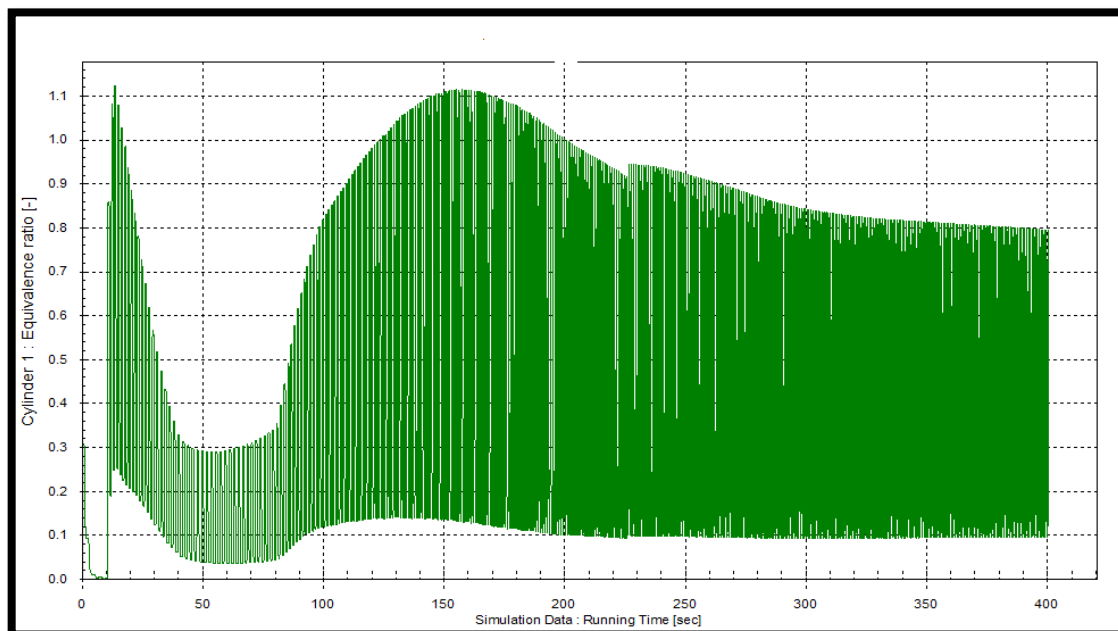


(διάγραμμα 5.1, Μεταβατική λειτουργία εκκίνησης κινητήρα, RPM-time)

Το διάγραμμα (5.1) χωρίζεται σε τέσσερις περιοχές. Η πρώτη ,εκτείνεται από 0 μέχρι 10 sec και περιγράφει την εκκίνηση του κινητήρα μέσω πεπιεσμένου αέρα από αεροφυλάκια. Στόχος ,είναι η επίτευξη ικανής συμπίεσης για την πρώτη έναυση, η οποία ορίζεται, στη συγκεκριμένη περίπτωση, πάνω από τις 20 RPM. Η δεύτερη περιοχή εκτείνεται από τα 10 μέχρι τα 40 sec. Σε αυτή τη περιοχή χρόνου, γίνεται η πρώτη έγχυση, η οποία, όπως αναφέρεται παραπάνω, διακρίνεται από πλεονάζουσα ποσότητα καυσίμου (over-fueling). Η πλεονάζουσα ποσότητα καυσίμου επιταχύνει τον κινητήρα, ξεπερνώντας τα προβλήματα αστοχίας έναυσης. Η υπερ-έγχυση, παρόλα αυτά, έχει ως αποτέλεσμα ,έντονη εμφάνιση μαύρου καπνού στην εξαγωγή και ατελή καύση, γι' αυτό στη συνέχεια κόβεται το καύσιμο σταδιακά, με σκοπό την εκκίνηση νέας στρατηγικής έγχυσης. Η τρίτη περιοχή αποτελεί περιοχή ομαλής μετάβασης από τη περιοχή 2 στη 4. Εκτείνεται από 40 μέχρι 80 sec. Η

τέταρτη περιοχή αποτελεί τη κύρια μεταβατική λειτουργία, αφού δίνεται η τελική εντολή επίτευξης του επιθυμητού σημείου στροφών. Οι περιοχές 2 και 3 αποτελούν περιοχές θέρμανσης του κινητήρα.

Παρακάτω, δίνεται το διάγραμμα λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, ένα διάγραμμα που αποτελεί ταυτότητα της συγκεκριμένης λειτουργίας.



(διάγραμμα 5.2, Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου –αέρα ( $\varphi$ ) συναρτήσει του χρόνου, για τη μεταβατική λειτουργία εκκίνησης)

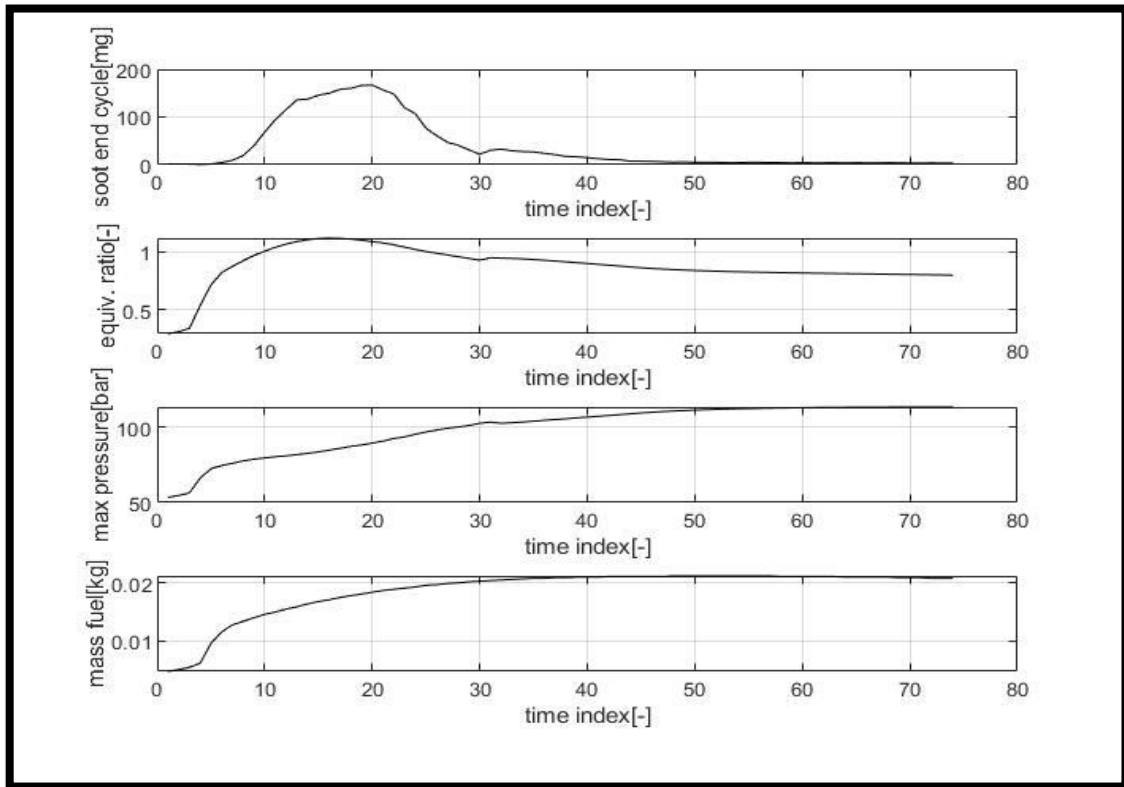
Στο διάγραμμα (5.2) ,φαίνονται οι περιοχές που περιγράψαμε παραπάνω. Η περιοχή 2 ,χαρακτηρίζεται από έντονη αύξηση του ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα, ο οποίος ξεπερνά τη μονάδα (πολύ πλούσιο μείγμα). Η απότομη αύξηση του ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα σηματοδοτεί την πλεονάζουσα ποσότητα καυσίμου που εγχύεται, δηλαδή τη στρατηγική έγχυσης - εκκίνησης του κινητήρα.

Έπειτα, παρατηρούμε μείωση του λόγου, η οποία χαρακτηρίζει τη περιοχή 2 που περιγράφηκε παραπάνω.

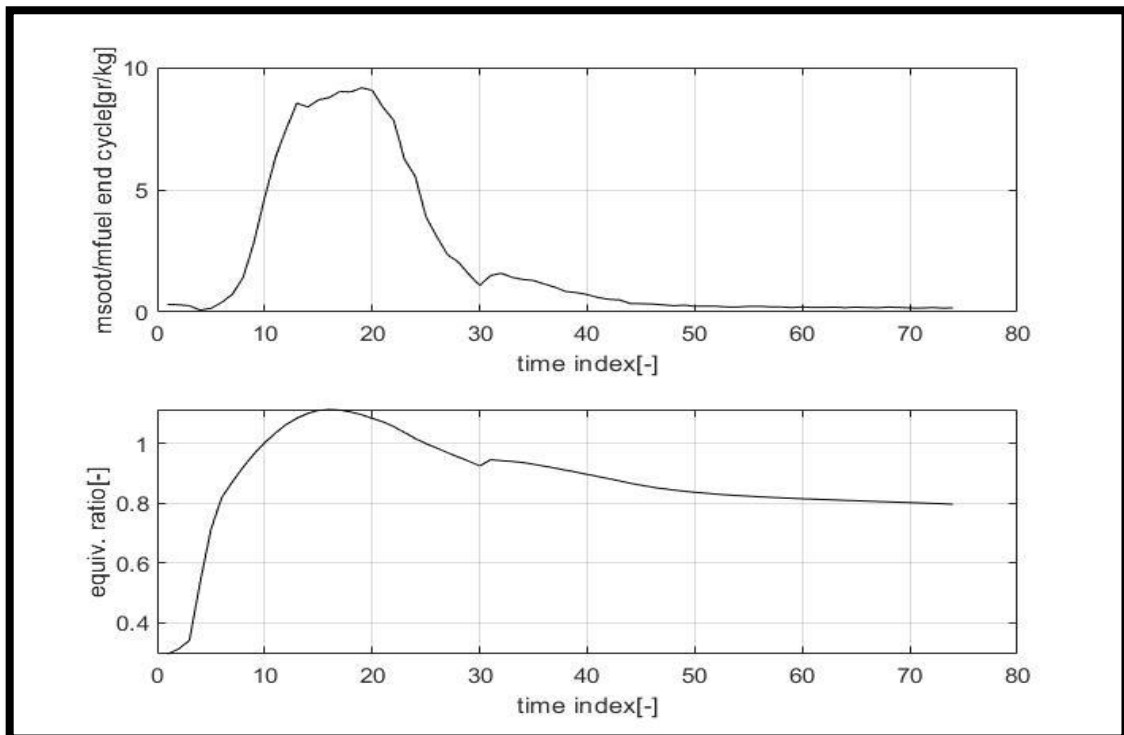
Η τρίτη περιοχή, χαρακτηρίζεται από αύξηση του  $\varphi$ , ο οποίος ξεπερνά ξανά τη μονάδα, με αποτέλεσμα ,πολύ πλούσιο μείγμα εντός του θαλάμου καύσης. Μετά τα 150 sec, ξεκινά ομαλή πτώση του  $\varphi$ , καθώς ο κινητήρας πλησιάζει στις ζητούμενες στροφές.

Άξιο αναφοράς είναι, ότι μετά τα 200 και πριν τα 250 sec ,παρατηρούμε μικρή αύξηση του  $\varphi$  χωρίς προφανή λόγο. Η αύξηση αυτή, αποδίδεται στο κλείσιμο του φυσητήρα (blower) εξαιτίας, αύξησης της πίεσης στο δοχείο σαρώσεως. Παρατηρεί κανείς, ότι η απενεργοποίηση του φυσητήρα ,ανεβάζει τη καμπύλη του λόγου και της αλλάζει την κλίση μείωσης, οδηγώντας σε πιο ομαλή πτώση. Γίνεται αντιληπτό, ότι η μη λειτουργία του φυσητήρα συνεπάγεται πλουσιότερα μείγματα για αρκετό διάστημα. Όσο πιο νωρίς κλείνει, τόσο μεγαλύτερο είναι το πρόβλημα.

**ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΙΘΑΛΗΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΚΚΙΝΗΣΗΣ**



(διάγραμμα 5.3, Χρονική εξέλιξη εναπομένουσας αιθάλης σε κάθε κύκλο της μεταβατικής λειτουργίας εκκίνησης)



(διάγραμμα 5.4, Χρονική εξέλιξη οξειδωτικής ικανότητας περιβάλλοντος σε κάθε κύκλο της μεταβατικής λειτουργίας εκκίνησης)

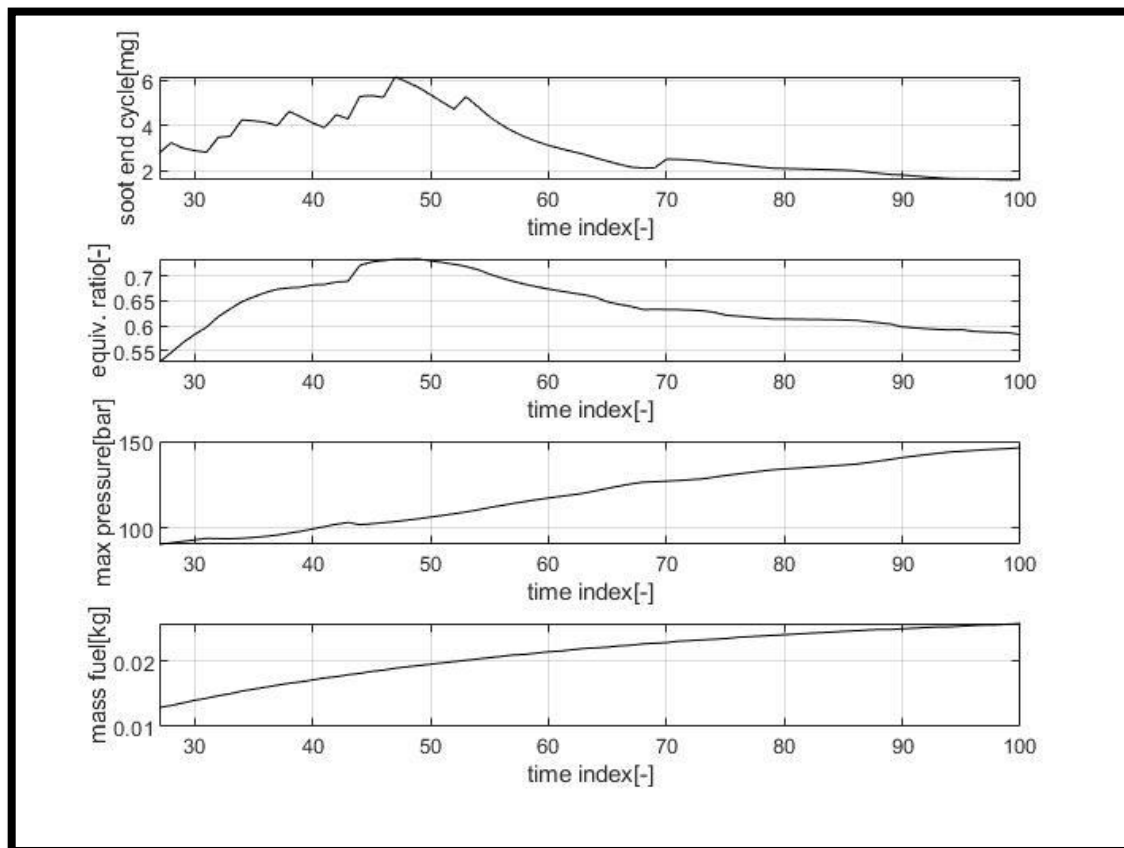


Αναλύοντας το διάγραμμα (5.3), βλέπουμε ότι η εναπομένουσα αιθάλη στο θάλαμο, ακολουθεί την αύξηση του ισοδύναμου λόγου καυσίμου-αέρα. Υψηλότερα  $\varphi$  με υστέρηση στην αύξηση της πίεσης, οδηγούν σε καμπύλες αιθάλης με υψηλότερες τελικές τιμές σύγκλισης. Επιπλέον, φαίνεται η αύξηση της αιθάλης, όταν διακόπτεται η λειτουργία του φυσητήρα. Θα μπορούσαμε να αναφέρουμε ότι, σχεδόν όλη η σχηματιζόμενη μάζα αιθάλης -όταν το  $\varphi$  ξεπερνά τη μονάδα- περνά στην εξαγωγή, αφού κατά τη μετά-καύση το οξυγόνο έχει καταναλωθεί. Η μέγιστη εναπομένουσα αιθάλη ξεπερνά τα 100 mg.

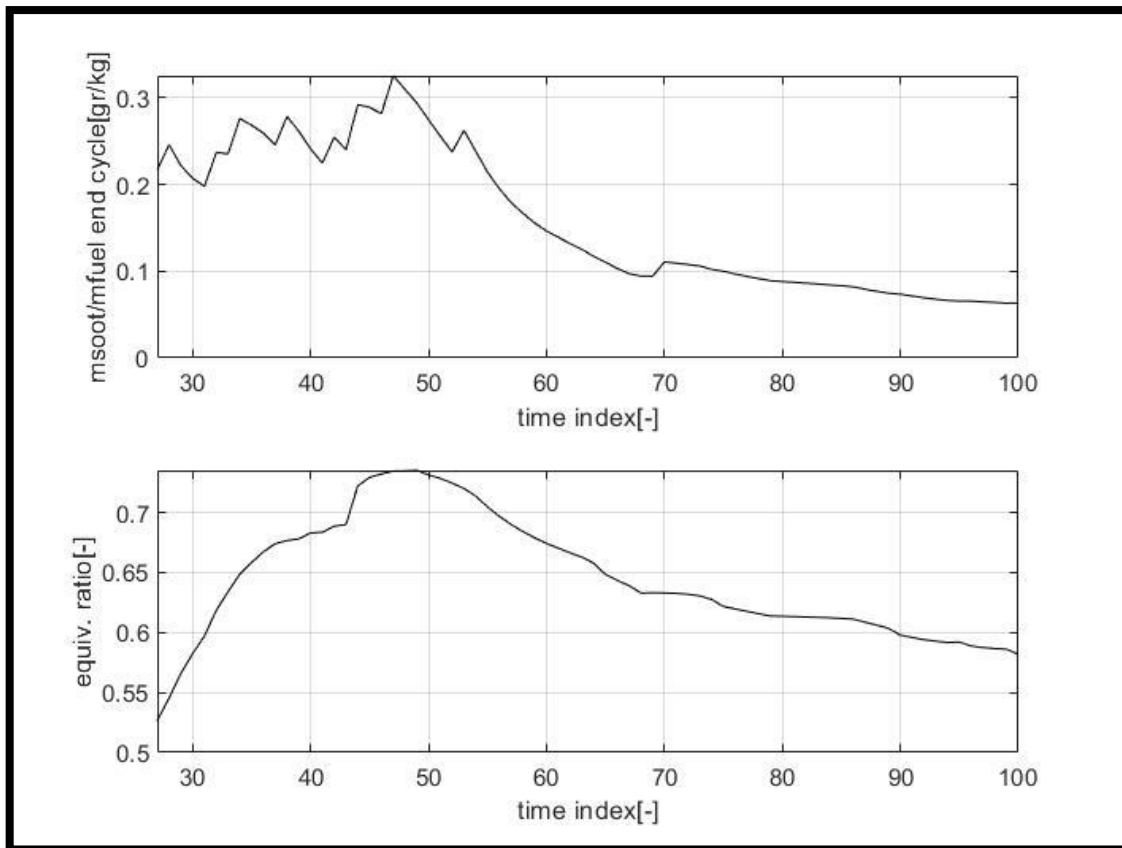
Στο διάγραμμα (5.4), φαίνεται η οξειδωτική ικανότητα (τελική αδιάστατη μάζα αιθάλης ανά κύκλο λειτουργίας) του περιβάλλοντος. Παρατηρούμε ότι χειροτερεύει με την αύξηση του  $\varphi$ , όπως θα περίμενε κανείς. Επιπλέον, φαίνεται η χειροτέρευση της οξειδωτικής ικανότητας, όταν ο φυσητήρας σταματά.

### **ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΙΘΑΛΗΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 25%-50% SMCR**

- ❖ **ΣΤΡΑΤΗΓΙΚΗ ΠΡΩΤΗΣ ΡΥΘΜΙΣΗΣ ΡΥΘΜΙΣΤΗ, Ο ΟΠΟΙΟΣ ΑΚΟΛΟΥΘΕΙ ΤΗΝ ΣΤΡΑΤΗΓΙΚΗ ΤΗΣ ΕΚΚΙΝΗΣΗΣ ΣΤΗ ΤΕΤΑΡΤΗ ΠΕΡΙΟΧΗ**



(διάγραμμα 5.5, Χρονική εξέλιξη εναπομένουσας αιθάλης σε κάθε κύκλο της μεταβατικής λειτουργίας 25-50% SMCR)



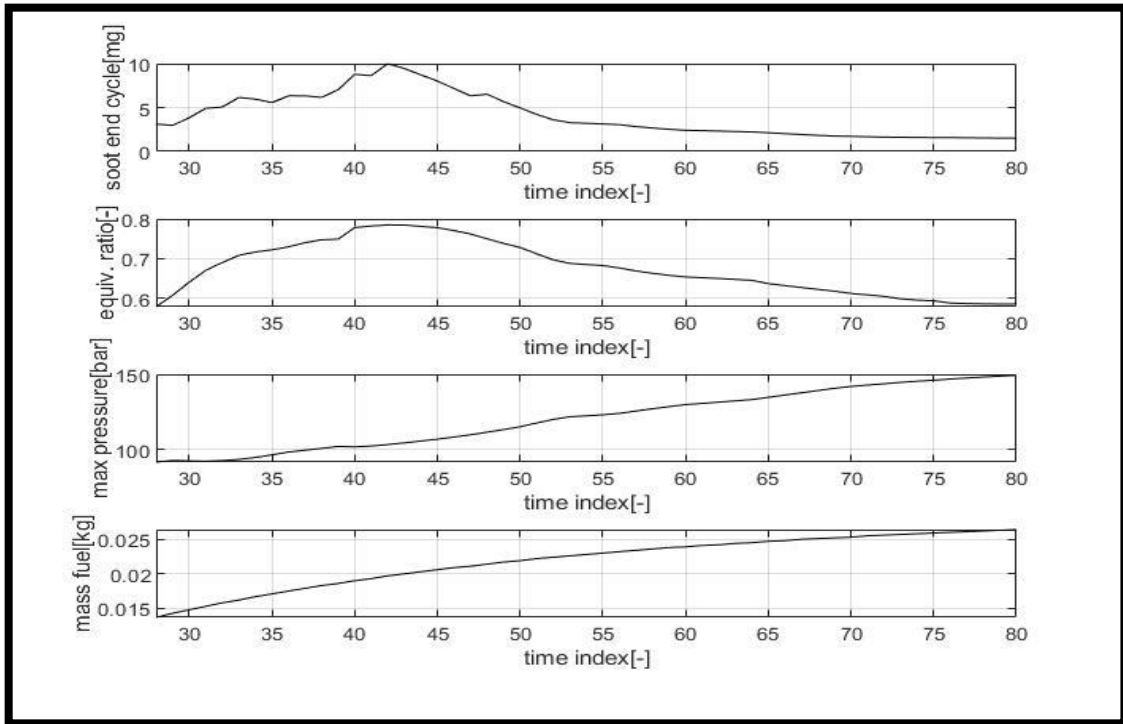
(διάγραμμα 5.6, Χρονική εξέλιξη οξειδωτικής ικανότητας περιβάλλοντος σε κάθε κύκλο της μεταβατικής λειτουργίας 25-50% SMCR)

Από τα διαγράμματα (5.5) και (5.7) παρατηρούμε σταδιακή αύξηση της εναπομένουσας μάζας αιθάλης στον κύκλο, με την αύξηση του  $\phi$ . Οι καμπύλες αιθάλης μετατοπίζονται προς τα πάνω, η πίεση καθυστερεί να αυξηθεί καθώς προηγείται ο ισοδύναμος λόγος καυσίμου-αέρα, δυσχεραίνοντας τελικά το φαινόμενο. Παρατηρείται επίσης, αύξηση του  $\phi$ , πιο απότομη, όταν ο φυσητήρας σταματά, με αποτέλεσμα η εναπομένουσα μάζα αιθάλης να “πιάνει” μέγιστη τιμή. Εύκολα γίνεται αντιληπτό, ότι τα αποτελέσματα απέχουν πολύ από τη μεταβατική λειτουργία εκκίνησης, στην οποία τα επίπεδα τελική μάζας αιθάλης είναι πολύ ψηλότερα, όπως περιμέναμε. Ο συνδυασμός χαμηλής πίεσης λειτουργίας (εκκίνηση) και έντονης αύξησης του  $\phi$ , οδηγεί σε καμπύλες αιθάλης με στενή περιοχή (καθ’ ύψος) μετά-καύσης και μετατοπισμένες σε υψηλότερες τιμές σχηματισμού. Αποτέλεσμα του παραπάνω είναι η έντονη χειροτέρευση του ρύπου.

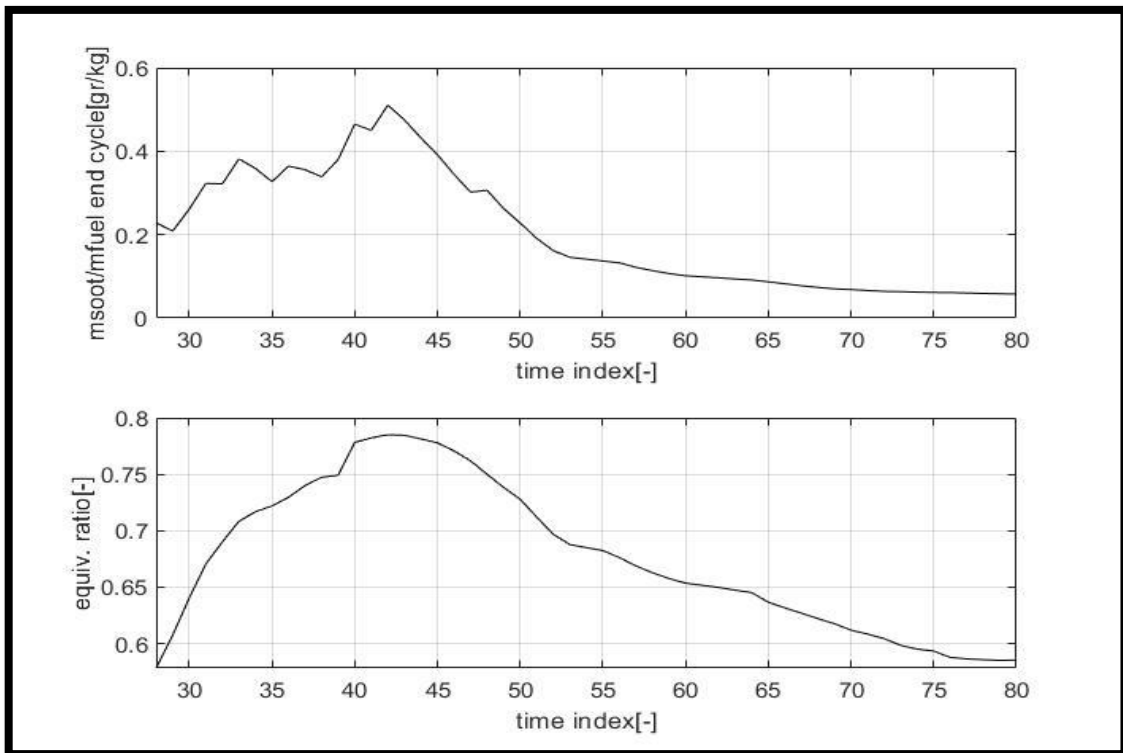
Αξίζει να αναφερθεί, ότι η εναπομένουσα μάζα αιθάλης στη μεταβατική λειτουργία (25% → 50%) φτάνει αύξηση μέχρι και 200%, συγκριτικά με τα σταθερά φορτία λειτουργίας. Στη δεύτερη στρατηγική έγχυσης για την ίδια μεταβατική λειτουργία, παρατηρείται αύξηση μέχρι και 400%, όπως φαίνεται στο διάγραμμα (5.7).

Στη συνέχεια έγινε μεταβατική λειτουργία, πάλι από 25% έως 50% SMCR, με ρύθμιση του ρυθμιστή καυσίμου για γρηγορότερη επίτευξη του επιθυμητού σημείου στροφών.

❖ **ΣΤΡΑΤΗΓΙΚΗ ΔΕΥΤΕΡΗΣ ΡΥΘΜΙΣΗΣ ΡΥΘΜΙΣΤΗ, ΓΙΑ ΓΡΗΓΟΡΟΤΕΡΗ ΕΠΙΤΕΥΞΗ ΕΠΙΘΥΜΗΤΟΥ ΣΗΜΕΙΟΥ ΣΤΡΟΦΩΝ**



(διάγραμμα 5.7, Χρονική εξέλιξη εναπομένουσας αιθάλης σε κάθε κύκλο της μεταβατικής λειτουργίας 25-50% SMCR)



(διάγραμμα 5.8, Χρονική εξέλιξη οξειδωτικής ικανότητας περιβάλλοντος σε κάθε κύκλο της μεταβατικής λειτουργίας 25-50% SMCR)

## Κεφάλαιο 6: Γενικά Συμπεράσματα

Η παρούσα Διπλωματική εργασία είχε ως στόχο να αναδείξει το πως επηρεάζεται ο ρύπος της αιθάλης από την εκάστοτε λειτουργία του κινητήρα. Αυτός ο σκοπός αναλύθηκε σε δύο κύριες συνιστώσες. Η μία αφορούσε τη σύγκριση σταθερών φορτίων λειτουργίας διαφορετικής πίεσης-στροφών και η άλλη, αφενός τη χειροτέρευση του ρύπου κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα συγκριτικά με αντίστοιχα σταθερά φορτία λειτουργίας, αφετέρου τη σύγκριση μεταβατικών λειτουργιών μεταξύ τους, με σκοπό την ανάδειξη της δυσμενέστερης ως προς την παρουσία του ρύπου στην εξαγωγή. Μέσα από τις παραπάνω συγκρίσεις θέλαμε να κατανοηθεί, με βάση κάποιες θερμοδυναμικές παραμέτρους του περιβάλλοντος κάυσης, πότε το περιβάλλον του θαλάμου ευνοεί και πότε αποτρέπει τον ρύπο.

Από την εκπόνηση της παρούσας Διπλωματικής εργασίας προέκυψαν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- ❖ Κατά τη μετάβαση από μερικό σε πλήρες φορτίο λειτουργίας, αυξάνεται η οξειδωτική ικανότητα του περιβάλλοντος σημαντικά. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας αύξησης της πίεσης, η οποία αυξάνει καθ' ύψος το τμήμα μετάκαυσης της καμπύλης αιθάλης. Αυτό σημαίνει ότι, για σταθερή τιμή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, η τελική αδιαστατοποιημένη (ως προς την εγχυμένη μάζα καυσίμου) μάζα αιθάλης σε ένα κύκλο λειτουργίας είναι μικρότερη καθώς το φορτίο αυξάνεται (αποδεικνύεται από τη σύγκριση του φορτίου 50% και 75%, που παρά τη σχεδόν σταθερή τιμή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, στο 75% έχουμε σημαντική μείωση της αδιάστατης εναπομένουσας μάζας αιθάλης στο κύκλο).
- ❖ Όσο ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα αυξάνεται (χωρίς αλλαγή της πίεσης), η καμπύλη αιθάλης μετατοπίζεται συνολικά προς τα πάνω. Αύξηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα ευνοεί τόσο το σχηματισμό αιθάλης, όσο και την οξειδωσή της. Παρόλα αυτά, η αύξηση της οξειδωσης δεν υπερκαλύπτει την αύξηση του σχηματισμού, με αποτέλεσμα η αδιάστατη καμπύλη αιθάλης να μην μπορεί να συγκλίνει σε χαμηλότερα επίπεδα τελικής αιθάλης. Με άλλα λόγια, η καθ' ύψος αύξηση του τμήματος μετάκαυσης εξαιτίας αύξησης του  $\varphi$  δεν μπορεί να υπερκαλύψει την μετατόπιση της κορυφής της καμπύλης σε υψηλότερες τιμές (αποδεικνύεται από τη σύγκριση του φορτίου 75% και του φορτίου 100%, που η τελική αδιάστατη μάζα αιθάλης είναι ψηλότερη στο 100% παρά την αύξηση της πίεσης).
- ❖ Κατά τη μετάβαση από μερικό σε πλήρες φορτίο λειτουργίας, η αδιάστατη καμπύλη αιθάλης αναμένεται να συγκλίνει σε χαμηλότερες τιμές εξαιτίας αύξησης της πίεσης. Παρόλα αυτά, αν η μετάβαση από μερικό σε πλήρες φορτίο συνδυαστεί από μεγάλη αύξηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, ενδέχεται η μετατόπιση της καμπύλης προς τα πάνω να είναι τόση, που η αύξηση της πίεσης να μην μπορεί να την υπερνικήσει. Η αύξηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα από μερικό σε πλήρες φορτίο οφείλει να είναι μέσα σε επιτρεπτά, για την εκάστοτε αύξηση της πίεσης, όρια, για να συγκλίνει η καμπύλη αιθάλης σε χαμηλότερες τιμές

καθώς το φορτίο αυξάνεται (αποδεικνύεται στη σύγκριση φορτίου 25% και 50%, αλλά και 75% και 100%).

- ❖ Όσον αφορά τη μεταβατική λειτουργία επιτάχυνσης του κινητήρα, η αύξηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα που τη χαρακτηρίζει έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της εναπομένουσας μάζας αιθάλης σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Σε μία μεταβατική λειτουργία επιτάχυνσης, η αύξηση του  $\varphi$  προηγείται των υπόλοιπων αλλαγών (πίεση, στροφές λειτουργίας), με αποτέλεσμα οι καμπύλες αιθάλης να μετατοπίζονται σε υψηλότερες κορυφές χωρίς ιδιαίτερη αύξηση του τμήματος οξείδωσης, αφού η πίεση δεν ακολουθεί τη γρήγορη μεταβολή του  $\varphi$  (αδράνεια συστήματος). Κατά τη μεταβατική λειτουργία επιτάχυνσης έχουμε αύξηση της εναπομένουσας μάζας αιθάλης ανά κύκλο λειτουργίας.
- ❖ Συγκρίνοντας τη μεταβατική λειτουργία επιτάχυνσης από φορτίο 25% σε 50% με τα αντίστοιχα σταθερά φορτία ως προς τη τελική μάζα αιθάλης, παρατηρούμε αύξηση που μπορεί να φτάσει μέχρι και 200%.
- ❖ Η μεταβατική λειτουργία επιτάχυνσης πολύ χαμηλού φορτίου (εκκίνηση) χαρακτηρίζεται από απότομη αύξηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, η οποία προηγείται των υπόλοιπων μεταβολών. Το φαινόμενο που περιγράφηκε παραπάνω ενισχύεται και σε συνδυασμό με τη πολύ χαμηλή πίεση, και άρα το μικρό καθ' ύψος τμήμα οξείδωσης, παρατηρούμε μεγάλη μάζα αιθάλης να περνά στην εξαγωγή.

## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

### Π.1 Μοντέλα Κυλίνδρου

Για τη μοντελοποίηση των διεργασιών εσωτερικά του κυλίνδρου, απαιτείται μία σειρά από μοντέλα προσομοίωσης των εκάστοτε διαδικασιών που χαρακτηρίζουν τη λειτουργία του. Τα μοντέλα είναι απαραίτητα για την επίλυση της εξίσωσης διατήρησης της ενέργειας και περιλαμβάνουν μοντελοποίηση της καύσης, των τριβών, των απωλειών θερμότητας και της σάρωσης κατά την απόπλυση.

Μοντέλα εντός του κυλίνδρου :

- Μοντέλο καύσης
- Μοντέλο τριβών
- Μοντέλο μεταφοράς θερμότητας
- Μοντέλο σάρωσης

Για κάθε μία από τις παραπάνω κατηγορίες, το *MOTHER* δίνει διάφορες επιλογές μοντέλων γνωστών από τη βιβλιογραφία.

#### Π.1.1 Μοντέλο Καύσης

Για τη μοντελοποίηση της καύσης στο πλαίσιο της παρούσας διπλωματικής εργασίας χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο *Woschni – Anisits*. Πρόκειται για φαινομενολογικό μοντέλο που χρησιμοποιείται σε κινητήρες Diesel άμεσου ψεκασμού. Το μοντέλο βασίζεται στο μοντέλο *S-curve*, το οποίο κάνει χρήση σειράς της συνάρτησης *Wiebe*.

Η συνάρτηση *Wiebe* υπολογίζει το κλάσμα καμένου- ως συνάρτηση της γωνίας- στροφάλου. Επειδή, η καύση σε ένα κινητήρα *Diesel* χωρίζεται σε τρεις φάσεις, για την ακριβέστερη προσομοίωση της καύσης, το *S-curve* μοντέλο χρησιμοποιεί μια σειρά τριών όρων *Wiebe*. Σε κάθε όρο αλλάζουν οι σταθερές κατάλληλα, με σκοπό τη δυναμική προσαρμογή του μοντέλου στην εξέλιξη της καύσης [25]. Υπενθυμίζεται ότι η καύση χωρίζεται σε καύση προ-ανάμειξης (*pre*), κύρια καύση ή καύση διάχυσης (*main*) και μετά-καύση (*post*).

➤ Wiebe συνάρτηση :

$$x_b = \frac{m_b}{m_{tot}} = 1 - e^{\left(-a \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}} \quad (1)$$

Όπου :

- |   |                  |                                      |      |
|---|------------------|--------------------------------------|------|
| ○ | m <sub>b</sub>   | μάζα καμένου καυσίμου                | [kg] |
| ○ | m <sub>tot</sub> | ολική μάζα καυσίμου                  | [kg] |
| ○ | α                | σταθερά ρύθμισης                     |      |
| ○ | θ                | γωνία στροφάλου, σε μοίρες           |      |
| ○ | θ <sub>0</sub>   | γωνία που αρχίζει η καύση, σε μοίρες |      |
| ○ | Δθ               | διάρκεια καύσης, σε μοίρες           |      |
| ○ | m                | σταθερά ρύθμισης μοντέλου            |      |

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, οι σταθερές  $\alpha$  και  $m$  είναι σταθερές ρύθμισης του μοντέλου. Η  $\alpha$  πρόκειται για σταθερά ταχύτητας σύγκλισης, ενώ η  $m$  πρόκειται για σταθερά ταχύτητας ανύψωσης. Αναφέρουμε τον όρο σύγκλιση, καθότι η εξέλιξη της καύσης παριστάνεται από καμπύλη κλάσματος καμένου-χρόνου, που συγκλίνει στη μονάδα όταν όλο το καύσιμο έχει καεί (εξίσωση (1)).

Η σταθερά  $\alpha$  όσο μεγαλώνει, αυξάνει την ταχύτητα σύγκλισης, δηλαδή μειώνει τον χρόνο που η μάζα του καυσίμου καίγεται (ο εκθετικός όρος πλησιάζει γρήγορα το μηδέν), ισοδυναμώντας με ταχεία καύση. Όσο η σταθερά  $m$  αυξάνει, τότε στην αρχή του φαινομένου που ο εκθετικά φθίνων όρος λαμβάνει σχετικά υψηλές τιμές, τον μειώνει, επιταχύνοντας την ανύψωση της καμπύλης στην αρχή. Με άλλα λόγια, η αύξηση της  $m$  σταθεράς ισοδυναμεί με πιο απότομη καύση στην αρχή της έναυσης.

➤ **S- curve μοντέλο :**

$$m_b = m_{pre} + m_{main} + m_{post} \quad (2)$$

$$x_b = \frac{m_b}{m_{tot}} = A_0 \left( 1 - e^{-\alpha_0 \left( \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_0} \right)^{m_0+1}} \right) + A_1 \left( 1 - e^{-\alpha_1 \left( \frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta_1} \right)^{m_1+1}} \right) + A_2 \left( 1 - e^{-\alpha_2 \left( \frac{\theta - \theta_2}{\Delta\theta_2} \right)^{m_2+1}} \right) \quad (3)$$

$$A_0 = \frac{m_{pre}}{m_{tot}}, \quad A_1 = \frac{m_{main}}{m_{tot}}, \quad A_2 = \frac{m_{post}}{m_{tot}}$$

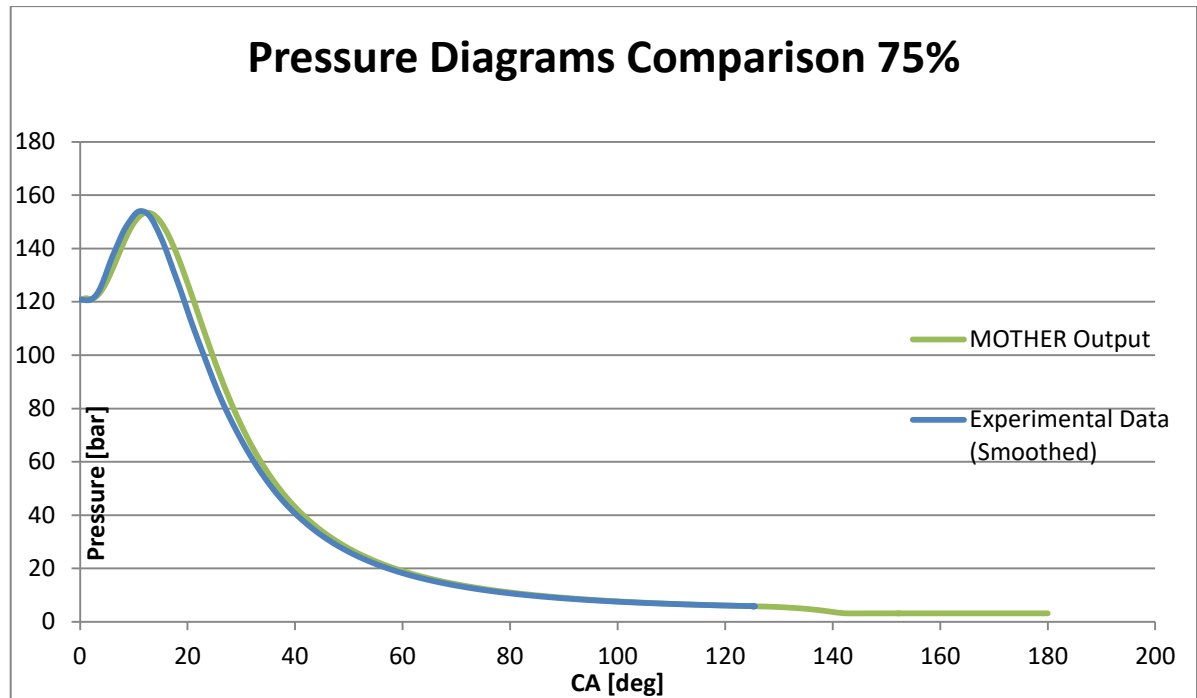
Όπου :

- $\theta$  γωνία στροφάλου
- $\theta_{0,1,2}$  γωνία που ξεκινάει η κάθε φάση
- $\Delta\theta_{0,1,2}$  διάρκεια της κάθε φάσης σε μοίρες στροφάλου
- $\alpha_{0,1,2}$  παράμετροι ρύθμισης κάθε φάσης
- $m_{0,1,2}$  παράμετροι ρύθμισης κάθε φάσης

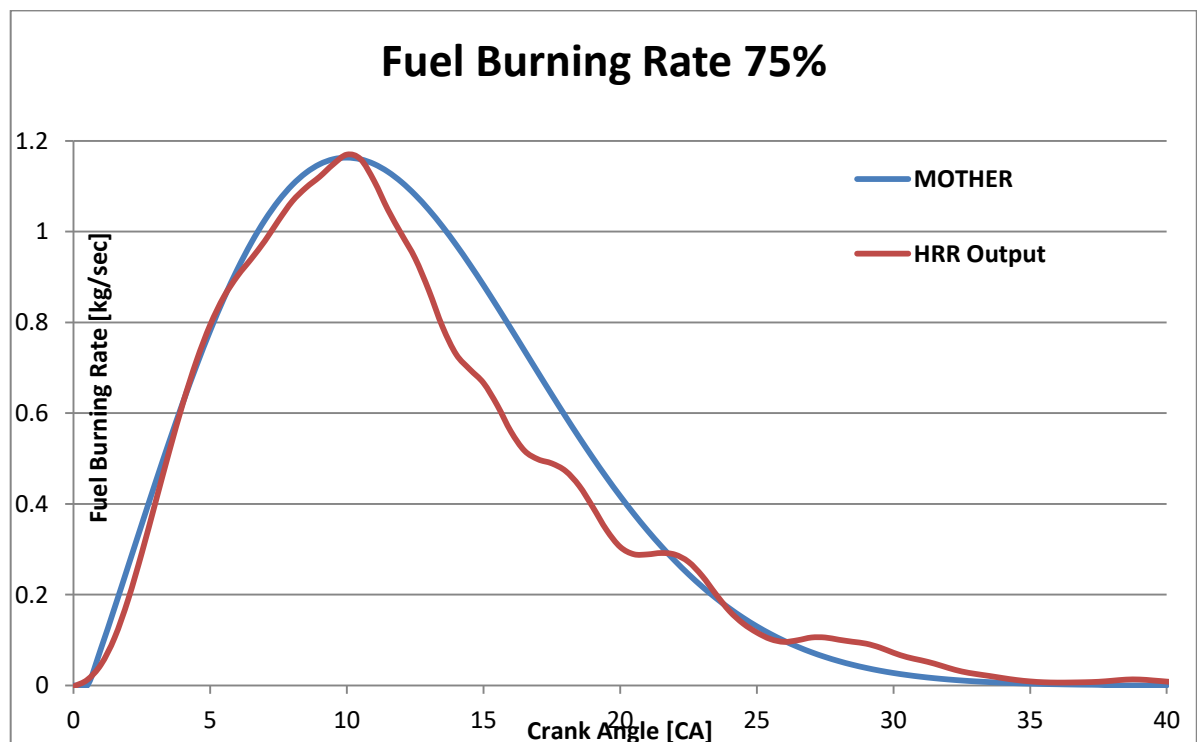
Το μοντέλο *Woschni – Anisits* πρόκειται για ειδικό S-curve μοντέλο, το οποίο περιλαμβάνει μόνο μία *Wiebe* συνάρτηση. Κατ' αυτόν τον τρόπο, θεωρεί ότι η εξέλιξη της καύσης γίνεται σε μία φάση. Παρότι έχουμε κινητήρα *Diesel*, χρησιμοποιήθηκε τέτοιο μοντέλο στην περίπτωσή μας, διότι στους μεγάλους 2-Χ κινητήρες, η καύση προ-ανάμειξης είναι αμελητέα και μπορεί να αγνοηθεί. Η καύση ελέγχεται κατά βάση από την κύρια καύση και η μοντελοποίηση με μονή *Wiebe* είναι εφικτή.

Για τη ρύθμιση του μοντέλου καύσης χρησιμοποιείται δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης από τον κατασκευαστή σε διάφορα φορτία λειτουργίας και η εγχυμένη μάζα καυσίμου σε αυτά. Με βάση το διάγραμμα πίεσης, υπολογίζεται από το *MOTHER*, με ανάστροφη διαδικασία, ο ρυθμός έκκλισης θερμότητας από την καύση του καυσίμου. Στόχος μας είναι, με κατάλληλη επιλογή παραμέτρων, να ρυθμίσουμε το μοντέλο καύσης να αποδίδει ικανοποιητικά την καμπύλη έκκλισης θερμότητας, που έχει προκύψει από τα πειραματικά

δεδομένα. Αφού ρυθμιστεί το μοντέλο, υπολογίζεται το θεωρητικό διάγραμμα πίεσης και συγκρίνεται με το πειραματικό προς επαλήθευση των αποτελεσμάτων.



(διάγραμμα 1, Διάγραμμα πίεσης – γωνίας στροφάλου, με σύγκριση καμπυλών πίεσης από πειραματικά αποτελέσματα και από το πρόγραμμα MOTHER)



(διάγραμμα 2, Διάγραμμα ρυθμού καύσης – γωνίας στροφάλου, με σύγκριση καμπυλών ρυθμού καύσης από πειραματικά αποτελέσματα και από το πρόγραμμα MOTHER)



Ενδεικτικά, δίνονται παραπάνω τα διαγράμματα της ανάλυσης που έγινε, σε φορτίο λειτουργίας 75% της μέγιστης συνεχόμενης ισχύς του κινητήρα που χρησιμοποιήθηκε στη διπλωματική, η παρουσίαση του οποίου γίνεται στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο.

Τα διαγράμματα έχουν δημιουργηθεί από το Δρα Μιχάλη Φωτεινό, από πειραματικά δεδομένα που του δόθηκαν, κατά τη διάρκεια της διδακτορικής του διατριβής.

Όπως παρατηρείται από τα διαγράμματα (1), (2), το μοντέλο *Woschni – Anisits* μπορεί να αποδώσει αρκετά καλά τον ρυθμό καύσης. Σε δεύτερο επίπεδο, η συνολική προσομοίωση αποδίδει την πειραματική καμπύλη πίεσης με σημαντική ακρίβεια.

### Π.1.2 Μοντέλο Τριβών

Για τον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας είναι απαραίτητη η μοντελοποίηση των τριβών στον κύλινδρο. Η δύναμη της τριβής είναι αποτέλεσμα της σχετικής ταχύτητας ανάμεσα στο κινούμενο έμβολο και στα ακίνητα τοιχώματα του θαλάμου καύσεως.

Για τη μοντελοποίηση, χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο *Mc Auly et al.*, το οποίο υποθέτει ότι οι τριβές μεταβάλλονται γραμμικά με τη μέγιστη πίεση στον κύκλο λειτουργίας και τη μέση ταχύτητα του εμβόλου. Προσομοιώνει τις τριβές ως μία μέση πραγματική πίεση ανά κύκλο λειτουργίας, αντίθετη τη μέσης πραγματικής πίεσης καύσεως [25].

**Μοντέλο Mc Auly et al. :**

$$f.m.e.p = k_1 + k_2 P_{max} + k_3 V_p \quad (4)$$

Όπου :

- |             |                             |         |
|-------------|-----------------------------|---------|
| ○ $P_{max}$ | μέγιστη πίεση στον κύλινδρο | [Pa]    |
| ○ $V_p$     | μέση ταχύτητα εμβόλου       | [m/sec] |

### Π.1.3 Μοντέλο Μεταφοράς Θερμότητας (Gas/ Wall)

Η μεταφορά θερμότητας με συναγωγή από τα αέρια στα τοιχώματα δίνεται από τη γνωστή σχέση :

$$q = h A (T_{gas} - T_{wall}) \quad (5)$$

Όπου :

- |              |  |                        |
|--------------|--|------------------------|
| ○ $q$        | μεταφερόμενη θερμική ισχύς στα τοιχώματα   | [KW]                   |
| ○ $h$        | μέση σταθερά συναγωγής αερίου              | [KW/ m <sup>2</sup> K] |
| ○ $A$        | επιφάνεια επικοινωνίας αερίου – τοιχώματος | [m <sup>2</sup> ]      |
| ○ $T_{gas}$  | θερμοκρασία αερίου                         | [K]                    |
| ○ $T_{wall}$ | θερμοκρασία τοιχώματος                     | [K]                    |

Τα παραπάνω μεγέθη αναφέρονται σε κάθε χρονική στιγμή. Επίσης, με τον όρο τοιχώματα εννοούνται η κυλινδροκεφαλή, η κορώνα του εμβόλου και τα τοιχώματα του θαλάμου.

Η σταθερά συναγωγής  $h$  υπολογίζεται από το μοντέλο *Woschni* [25].

**Μοντέλο Woschni :**

$$h = 0.00326 B^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} w^{0.8} \quad (6)$$

Όπου :

- h σταθερά συναγωγής αερίου [KW/ m<sup>2</sup> K]
- B διαδρομή εμβόλου [m]
- P πίεση αερίου [KPa]
- T θερμοκρασία αερίου [K]
- w μέση ταχύτητα αερίου στον κύλινδρο [m/ sec]

$$w = \left[ C_1 C_m + C_2 \frac{V_d T_1}{P_1 V_1} (P - P_m) \right] \quad (7)$$

Όπου :

- C<sub>m</sub> μέση ταχύτητα εμβόλου [m/ sec]
- V<sub>d</sub> όγκος θαλάμου [m<sup>3</sup>]
- P στιγμιαία πίεση κυλίνδρου [KPa]
- P<sub>m</sub> πίεση motoring [KPa]
- P<sub>1</sub>, V<sub>1</sub>, T<sub>1</sub> παράμετροι στην αρχή της καύσης [KPa, m<sup>3</sup>, K]

Η σταθερά συναγωγής για τα δοχεία ροής δίνεται μέσω του αριθμού Nusselt από την κάτωθι εμπειρική σχέση για πλήρως αναπτυσσόμενη τυρβώδη ροή [25] :

$$N_u = C_1 R_e^{C_2} P_r^{C_3} \quad (8)$$

Όπου :

- Re αριθμός Reynolds
- Pr αριθμός Prandtl

### Π.1.4 Μοντέλο Μεταφοράς Θερμότητας (Wall/Coolant), Υπολογισμός T<sub>w</sub>

Στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης κυκλοφορεί ψυκτικό μέσο, το οποίο απάγει θερμότητα, μειώνοντας τη θερμοκρασία των τοιχωμάτων. Για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων (σταθερή σε κάθε κύκλο λειτουργίας) χρησιμοποιήθηκε απλό μοντέλο ανάλυσης, το οποίο περιγράφεται παρακάτω.

Σε αυτό το μοντέλο έγινε υπόθεση ότι η θερμοκρασία της επιφάνειας ενός στοιχείου πρέπει να είναι ανάμεσα στη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου αυτού του στοιχείου και σε μια θεωρητικά υπολογιζόμενη θερμοκρασία, που καλείται αδιαβατική θερμοκρασία κύκλου. Η αδιαβατική θερμοκρασία υπολογίζεται από την υπόθεση, ότι σε ένα κύκλο καύσης, η συνολικά μεταφερόμενη θερμότητα είναι μηδέν [25].

Με την παραπάνω υπόθεση περί αδιαβατικού κύκλου λειτουργίας, ο τοίχος θα σταθεροποιηθεί σε μία θερμοκρασία, η οποία υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση :

$$Q_{cycle} = 0 \rightarrow$$

$$\int h A (T_g - T_w) d\theta = 0 \rightarrow$$

$$T_{w,a} = \frac{\int h A T_g d\theta}{\int h A d\theta} \quad (9)$$

Η θερμοκρασία του τοίχου ( $T_w$ ) κυμαίνεται ανάμεσα στην τιμή της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου και τη θερμοκρασία της σχέσης (8).

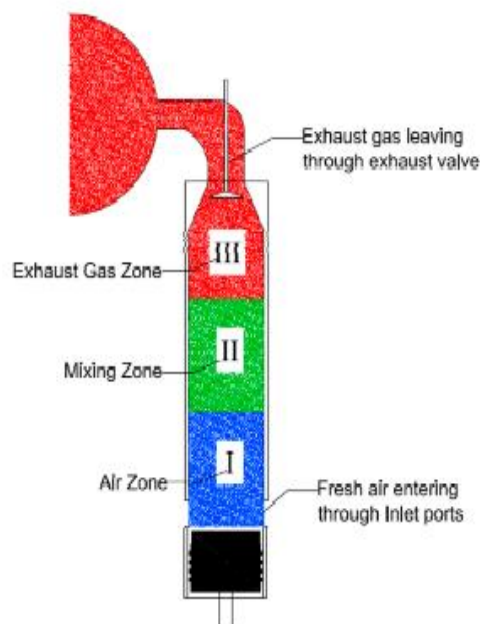
Όπου :

○ $h$	μέση σταθερά συναγωγής αερίου	[KW/ m <sup>2</sup> K]
○ $A$	επιφάνεια επικοινωνίας αερίου – τοιχώματος	[m <sup>2</sup> ]
○ $T_g$	θερμοκρασία αερίου	[K]
○ $T_{w,a}$	αδιαβατική θερμοκρασία τοιχώματος	[K]

Η μέση σταθερά συναγωγής αερίου  $h$  υπολογίζεται από το μοντέλο *Woschni*.

### Π.1.4 Μοντέλο Σάρωσης για Μεγάλο 2-Χ Κινητήρα

Η απόπλυση του κινητήρα μοντελοποιήθηκε με χρήση τριζωνικού μοντέλου. Στο τριζωνικό μοντέλο γίνεται η υπόθεση ότι ο θάλαμος είναι χωρισμένος σε τρεις ζώνες. Η κάθε ζώνη χαρακτηρίζεται από διαφορετική σύσταση αερίων. Η μοντελοποίηση έχει γίνει σε κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής *CFD* [35].



(εικόνα 1, Σχηματική αναπαράσταση θαλάμου καύσης με τριζωνικό μοντέλο απόπλυσης [35])

Όπως φαίνεται στην εικόνα (3.1), ο θάλαμος χωρίζεται σε τρεις ζώνες. Η κάτω περιοχή περιέχει φρέσκο αέρα που εισέρχεται από τις θυρίδες εισαγωγής. Η άνω περιοχή περιέχει καυσαέριο, το οποίο σπρώχνεται να διέλθει από τη βαλβίδα εξαγωγής με σκοπό την απόπλυση. Ανάμεσα στις ακραίες περιοχές, παρατηρείται μία ενδιάμεση ζώνη, η οποία αποτελείται από μείγμα φρέσκου αέρα και καυσαερίου. Η ενδιάμεση ζώνη έχει δημιουργηθεί, αφενός εξαιτίας διείσδυσης αέρα στο καυσαέριο, αφετέρου εξαιτίας διείσδυσης καυσαερίου στο φρέσκο αέρα.

Οι παροχές μάζας σε κάθε ζώνη δίνονται από τις κάτωθι εξισώσεις [35]:

$$\dot{m}_I = \dot{m}_{inp} - \dot{m}_{I-II} \quad (10)$$

$$\dot{m}_{II} = \dot{m}_{I-II} + \dot{m}_{III-II} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{III} = -\dot{m}_{III-II} - \dot{m}_{exv} \quad (12)$$

Με το δείκτη I-II δηλώνεται η παροχή μάζας από την περιοχή I στην περιοχή II, ενώ με το δείκτη III-II δηλώνεται η παροχή μάζας από την περιοχή III στην II. Ο δείκτης *inp* δηλώνει την παροχή μάζας από τις θυρίδες εισαγωγής, ενώ ο δείκτης *exv* δηλώνει την παροχή μάζας καυσαερίου από τη βαλβίδα εξαγωγής.

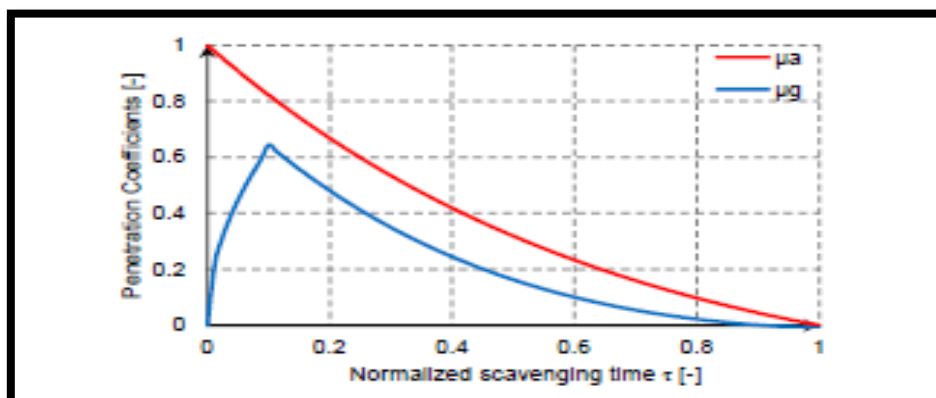
Για να επιλυθούν οι παραπάνω εξισώσεις, απαιτείται η γνώση της μετακίνησης μάζας από τις περιοχές I και III, στην II. Η παροχή μάζας στη ζώνη II υπολογίζεται μέσω κατάλληλων σταθερών διείσδυσης μάζας.

Σταθερά διείσδυσης αέρα και σταθερά διείσδυσης καυσαερίου, αντίστοιχα [35] :

$$\mu_a = \frac{\dot{m}_{I-II}}{\dot{m}_{inp}} \quad (13) \quad \mu_g = \frac{\dot{m}_{III-II}}{\dot{m}_{inp}} \quad (14)$$

Οι παραπάνω σταθερές δίνονται σε διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου, για φορτία λειτουργίας 25%, 50%, 75% και 100% της μέγιστης συνεχόμενης ισχύος του κινητήρα, με τη χρήση των οποίων ρυθμίστηκε το μοντέλο απόπλυσης.

Τυπική μορφή καμπυλών  $\mu_a$  και  $\mu_g$  :



(εικόνα 2, Καμπύλες  $\mu_a$  και  $\mu_g$  για δίχρονο μεγάλο ναυτικό κινητήρα [35])

## Π.2 Συμπιεστής – Στρόβιλος

Ο συμπιεστής αποτελεί ειδική κατηγορία ελεγκτών ροής στη μοντελοποίηση. Η μοντελοποίηση δε, γίνεται με την υπόθεση ισεντροπικής ροής σε ακροφύσιο. Χρησιμοποιούνται χάρτες που δίνονται από τον κατασκευαστή για κάθε τύπο συμπιεστή. Οι χάρτες αποτελούνται από ισοταχείς καμπύλες της παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης πριν και μετά το συμπιεστή. Επιπλέον, δίνονται διαγράμματα του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης.

Με δεδομένο το λόγο πιέσεων κατάντι και ανάντι του συμπιεστή και την ταχύτητα περιστροφής, υπολογίζεται η στιγμιαία παροχή με παρεμβολή στο χάρτη του συμπιεστή.

Ο συμπιεστής, κατά τα γνωστά, απορροφά έργο από το στρόβιλο, στον οποίο αποτονώνεται το καυσάεριο. Από διατήρηση της ενέργειας προκύπτει η παρακάτω εξίσωση :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_c (h_{02} - h_{01}) + q_c \quad (15)$$

Όπου :

- $\dot{W}_c$  ρυθμός απορροφούμενου έργου στο συμπιεστή [KW]
- $\dot{m}_c$  ρυθμός ροής μάζας στο συμπιεστή [kg/ sec]
- $h_{02}$  ολική ενθαλπία αέρα στην εξαγωγή του συμπιεστή [kj/ kg]
- $h_{01}$  ολική ενθαλπία αέρα στην εισαγωγή [kj/ kg]
- $q_c$  ρυθμός μεταφερόμενης θερμότητας στα τοιχώματα [KW]

Η ροπή του συμπιεστή υπολογίζεται εύκολα από το ρυθμό του έργου.

$$T_c = \frac{\dot{W}_c}{\omega} \quad (16)$$

Όπου :

- $T_c$  καταναλισκόμενη ροπή στο συμπιεστή [KN m]
- $\omega$  γωνιακή ταχύτητα στροφείου συμπιεστή [rad/ sec]

Γνωρίζοντας την ταχύτητα του συμπιεστή και την παροχή, βρίσκεται από τα διαγράμματα, ο βαθμός απόδοσης. Από τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, υπολογίζεται η πραγματική θερμοκρασία στην έξοδο του συμπιεστή και άρα, η πραγματική ενθαλπία, η οποία είναι μεγαλύτερη από μια αντίστοιχη ισεντροπική διεργασία.

$$\eta_c = \frac{h_{0,2s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{T_{0,2s} - T_{0,1}}{T_{02} - T_{01}} \quad (17)$$

Στις ισεντροπικές διεργασίες ισχύει η σχέση :

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \left( \frac{T_{0,2s}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (18)$$

Όπου :

- $p_{02}$  πίεση στην έξοδο του συμπιεστή [bar]
- $p_{01}$  πίεση στην είσοδο του συμπιεστή [bar]
- $T_{02}$  θερμοκρασία στην έξοδο του συμπιεστή [K]
- $T_{01}$  θερμοκρασία στην είσοδο του συμπιεστή [K]

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (15) και (16) προκύπτει η ακόλουθη εξίσωση :

$$T_{02} = T_{01} \left[ 1 + \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right] \quad (19)$$

Έχοντας το λόγο πίεσης στο συμπιεστή και τις στροφές, βρίσκουμε τη θερμοκρασία του αέρα στην εξαγωγή από τη σχέση (19) και την ογκομετρική παροχή από το χάρτη του συμπιεστή. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης βρίσκεται από τα διαγράμματα του κατασκευαστή. Από τη θερμοκρασία υπολογίζεται η ενθαλπία στην εξαγωγή και από τη σχέση (15), ο ρυθμός του απορροφούμενου έργου. Από την (16) υπολογίζεται η ροπή που καταναλώνει ο συμπιεστής.

Παρόμοια ανάλυση γίνεται και στο στρόβιλο, ο οποίος όμως παράγει έργο και δεν καταναλώνει. Επιπλέον, στον στρόβιλο δε δίνεται χάρτης από τον κατασκευαστή, αλλά μία καμπύλη συνάρτησης της ροής και του λόγου πίεσης. Αυτό σημαίνει, ότι γνωρίζοντας μόνο ένα μέγεθος στο στρόβιλο (λόγο πίεσης ή ταχύτητα) βρίσκονται τα άλλα δύο.

Αφού βρεθεί και η ροπή που παράγεται στο στρόβιλο από το καυσαέριο, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε τις δυο ροπές, συμπιεστή και στρόβιλου, στη δυναμική ανάλυση του συστήματος.

$$\frac{T_t - T_c}{I_{t-c}} = a_{\gamma\omega\omega} \quad (20)$$

Όπου :

- $a_{\gamma\omega\omega}$  γωνιακή επιτάχυνση [rad/ sec<sup>2</sup>]
- $I_{t-c}$  ροπή αδράνειας υπερπληρωτή [kg m<sup>2</sup>]

Στα σταθερά φορτία λειτουργίας η παραγόμενη ροπή στο στρόβιλο ισούται με την καταναλισκόμενη στο συμπιεστή. Στα μεταβατικά, η διαφορά των ροπών δημιουργεί γωνιακή επιτάχυνση, αλλάζοντας την ταχύτητα περιστροφής του συστήματος και επακόλουθα, όλα τα μεγέθη του συστήματος.

### Π.3 Μοντελοποίηση Έλικας

Στη παρούσα διπλωματική εργασία χρησιμοποιήθηκε έλικα της σειράς **Wageningen**, τύπου **B5 – 65**.

#### Γεωμετρικά χαρακτηριστικά :

ο Διάμετρος:	D=5.84	[m]
ο Αριθμός πτερυγίων:	z=5	
ο Λόγος εκτεταμένης επιφάνειας:	$A_E / A_0 = 0.65$	
ο Ακτίνα πλήμνης:	$r_h = 0.584$	[m]
ο Πυκνότητα υλικού έλικας:	$\rho = 7650$	[kg/ m <sup>3</sup> ]
ο Αδράνεια ενός πτερυγίου:	$I_{blade} = 5304.387$	[kg m <sup>2</sup> ]
ο Αδράνεια πλήμνης:	$I_{hub} = 1138.004$	[kg m <sup>2</sup> ]
ο Αδράνεια έλικας:	$I_{prop} = 27659.96$	[kg m <sup>2</sup> ]
ο Επιπρόσθετη αδράνεια ρευστού στον έλικα:	$I_{entr} = 7426.689$	[kg m <sup>2</sup> ]

Η επιπρόσθετη αδράνεια του ρευστού  $I_{entr}$  υπολογίστηκε από τη σχέση του *Burill* [36]:

$$I_{entr} = C_{IE} \rho D^5 \quad (21)$$

$$C_{IE} = C_1 \frac{A_E}{A_0} \frac{P}{D} - C_2 \quad (22)$$

Το πρόβλημα του αυτοπροωθούμενου πλοίου μελετάται σαν δύο ξεχωριστά προβλήματα, αυτό της ρυμούλκησης του πλοίου και του έλικα σε ελεύθερη ροή, δηλαδή χωρίς την παρουσία του πλοίου.

Κατά την μελέτη του έλικα σε ελεύθερη ροή, επιβάλλεται σε αυτή, μία ταχύτητα περιστροφής από κάποιο μοτέρ και μία ταχύτητα προχώρησης με την κίνηση του φορείου, στο οποίο έχει προσδεθεί. Έχοντας ως δεδομένα αυτά τα μεγέθη, υπολογίζεται κάθε φορά ο αδιάστατος συντελεστής προχώρησης ( $J$ ). Στόχος της μελέτης είναι η μέτρηση της ώσης και της ροπής για διάφορα δεδομένα ( $J$ ) και η δημιουργία διαγραμμάτων συσχέτισης αυτών. Τα διαγράμματα αυτά καλούνται διαγράμματα ελεύθερης ροής και μας πληροφορούν για τους συντελεστές ώσης και ροπής του έλικα.

Συντελεστής προχώρησης, συντελεστής ώσης και ροπής, αντίστοιχα :

$$J = \frac{V_A}{n D} \quad (23)$$

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (24)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (25)$$

Από τους συντελεστές ώσης και ροπής υπολογίζονται η ώση και η ροπή αντίστοιχα.

Όπου :

○ $V_A$	ταχύτητα προχώρησης	[m/ sec]
○ $T$	ώση έλικας	[N]
○ $Q$	ροπή έλικας	[N m]
○ $n$	στροφές έλικας	[RPS]
○ $D$	διάμετρος έλικας	[m]
○ $\rho$	πυκνότητα ρευστού	[kg/ m <sup>3</sup> ]

Η ταχύτητα προχώρησης της έλικας είναι διαφορετική από τη ταχύτητα του πλοίου. Η παρουσία της γάστρας, με το οριακό στρώμα ρευστού γύρω της, μπλοκάρει τη ροή προς τον έλικα, επηρεάζοντας τον ομόρρου στο πίσω μέρος. Αποτέλεσμα είναι, η αξονική ταχύτητα του ρευστού στην έλικα να είναι μικρότερη από τη ταχύτητα του πλοίου.

$$V_A < V_s \rightarrow V_A = (1 - w) V_s \quad (26)$$

Όπου :

○ $w$	συντελεστής ομόρρου	
○ $V_s$	ταχύτητα πλοίου	[m/ sec]

Παρόλα αυτά, κατά την εκκίνηση του πλοίου, η περιστροφική ταχύτητα του έλικα λαμβάνει τιμές πολύ κοντά στο μηδέν. Από τη σχέση (23) είναι φανερό ότι πολύ μικρές ταχύτητες περιστροφής απειρίζουν το συντελεστή προχώρησης και δημιουργούν πρόβλημα στη μοντελοποίηση. Για την αποφυγή αυτού του προβλήματος, χρησιμοποιείται μοντέλο 4 τεταρτημόριων (*4- quadrant propeller model*) [38].

Με τέτοιο μοντέλο είναι δυνατή η μοντελοποίηση οποιασδήποτε λειτουργίας του πλοίου. Το μοντέλο 4 τεταρτημόριων δίνει τιμές στους συντελεστές ώσης και ροπής με βάση τη γωνία προχώρησης  $\beta$ . Ανάλογα την περιοχή, στην οποία βρίσκεται η τιμή του  $\beta$  κάθε φορά, ορίζεται σε ποιο τεταρτημόριο βρισκόμαστε. Κάθε τεταρτημόριο αντικατοπτρίζει μία διαφορετική λειτουργία του πλοίου[38]. Είναι σημαντικό για την ανάλυση που ακολουθεί, να αναφερθεί, πως το ονομαστικό βήμα του έλικα αναφέρεται σε μία ισοδύναμη ακτίνα, στο 70% της μέγιστης ακτίνας του έλικα. Αυτή η ισοδύναμη ακτίνα, στην οποία γίνεται η ανάλυση, καλείται ακτίνα *Lerbs* [37].

$$\beta = \arctan\left(\frac{V_A}{0.7 \pi n D_p}\right) \quad (27)$$

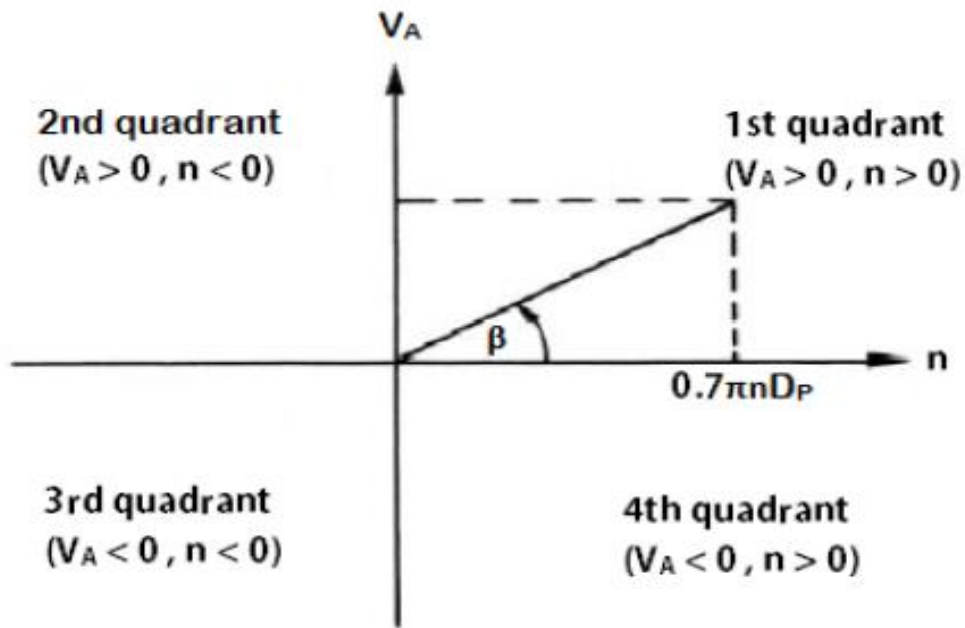
Quadrant	Advance speed	Rotational speed	Advance angle
1	ahead	ahead	$0 \leq \beta \leq 90$
2	ahead	astern	$90 \leq \beta \leq 180$
3	astern	astern	$180 \leq \beta \leq 270$
4	astern	ahead	$270 \leq \beta \leq 360$

(πίνακας 1, 4 Τεταρτημόρια λειτουργίας του πλοίου)



Όπως φαίνεται από τον πίνακα (1), κάθε τεταρτημόριο ισοδυναμεί και με ένα διαφορετικό συνδυασμό ταχύτητας προχώρησης – περιστροφικής ταχύτητας έλικας.

- 1 τεταρτημόριο → πρόσω κίνηση πλοίου
- 2 τεταρτημόριο → επιβράδυνση κατά την πρόσω κίνηση του πλοίου
- 3 τεταρτημόριο → ανάποδη κίνηση πλοίου
- 4 τεταρτημόριο → επιβράδυνση κατά την ανάποδη κίνηση του πλοίου



(εικόνα 3, Διάγραμμα 4 τεταρτημορίων [38])

Οι συντελεστές ώσης και ροπής του μοντέλου 4 τεταρτημορίων παρουσιάζουν περιοδική συμπεριφορά, συναρτήσει της γωνίας  $\beta$ . Εξαιτίας αυτής της συμπεριφοράς, οι συντελεστές μπορούν να προσεγγισθούν από σειρά Fourier [39]. Οι συντελεστές δίνονται στην εικόνα (4).

$$C_T, C_Q = \sum_{k=1}^n [A_k \cos(k \beta) + B_k \sin(k \beta)] \quad (28)$$

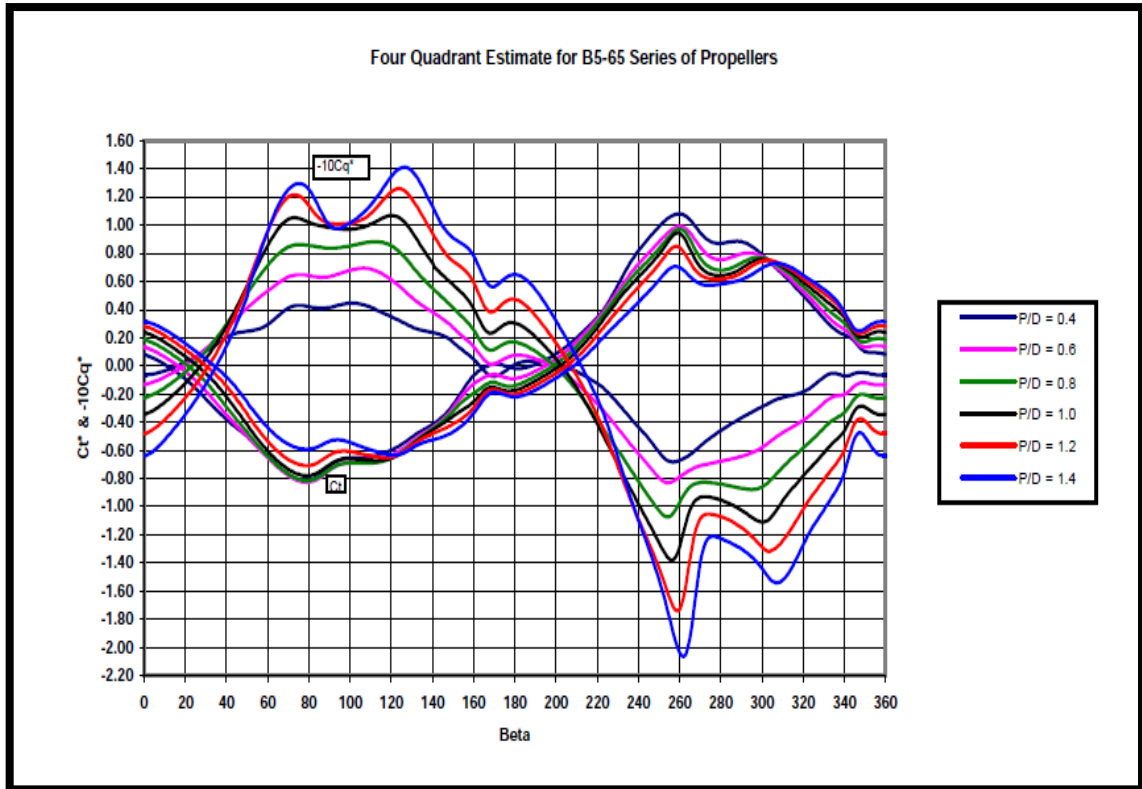
$$C_T = \frac{T_p}{\frac{1}{2} \rho V_r^2 A_0} \quad (29)$$

$$C_Q = \frac{Q_p}{\frac{1}{2} \rho V_r^2 A_0 D_p} \quad (30)$$

$$V_r^2 = V_A^2 + (0.7 \pi D_p n)^2 \quad (31)$$

Όπου :

- $A_0$  επιφάνεια δίσκου έλικας  $[m^2]$



(εικόνα 4, Διάγραμμα συντελεστών  $C_T$ ,  $C_Q$  για διάφορα P/D [39])

Γνωρίζοντας τη ροπή που απορροφά ο έλικας κατά τη λειτουργία του και τη ροπή που παράγεται στο στροφαλοφόρο άξονα από τη καύση του καυσίμου, μπορούμε να υπολογίσουμε τη γωνιακή επιτάχυνση του αξονικού συστήματος σε κάθε χρονικό βήμα και άρα, τη γωνιακή ταχύτητα του συστήματος κάθε χρονική στιγμή.

Δυναμική ανάλυση αξονικού συστήματος και σχηματική αναπαράσταση μοντέλου :



(εικόνα 3.5, αναπαράσταση μοντέλου αξονικού συστήματος)

$$I_{shaft} \dot{\omega} = Q_d - Q_p \quad (32)$$

$$I_{shaft} = I_{prop} + I_{entr} + I_{eng} \quad (33)$$

Όπου :

- $I_{shaft}$                       ροπή αδράνειας αξονικού                      [kg m<sup>2</sup>]
- $\dot{\omega}$                                 γωνιακή επιτάχυνση                      [rad/ sec<sup>2</sup>]
- $I_{eng}$                                 ροπή αδράνειας κινητήρα                      [kg m<sup>2</sup>]

## Π.4 Μοντελοποίηση Αντίστασης Πλοίου στη Κίνηση Surge και Υπολογισμός Ταχύτητας του Πλοίου

Για την εύρεση της ταχύτητας του πλοίου χρησιμοποιείται ο δεύτερος νόμος του Νεύτωνα στο σύστημα του πλοίου.

$$\dot{V}_S (M_S + M_{ADDED}) = (1 - t) T_p - R_{tot} \quad (34)$$

Όπου :

○ $\dot{V}_S$	επιτάχυνση πλοίου	[m/ sec <sup>2</sup> ]
○ $M_S$	μάζα πλοίου	[kg]
○ $M_{ADDED}$	προστιθέμενη μάζα πλοίου	[kg]
○ $t$	συντελεστής ώσης	
○ $T_p$	ώση έλικα	[N]
○ $R_{tot}$	συνολική αντίσταση πλοίου	[N]

Ο συντελεστής μείωσης της ώσης ( $t$ ), είναι ενδεικτικός της αυξημένης αντίστασης του αυτοπροωθούμενου πλοίου συγκριτικά με την περίπτωση ρυμούλκησης. Η παρουσία του έλικα στο αυτοπροωθούμενο πλοίο μειώνει τις κάθετες πιέσεις στο πίσω μέρος και τροποποιεί τις εφαπτομενικές, με τελική συνέπεια την αύξηση της συνολικής αντίστασης.

Γνωρίζοντας την επιτάχυνση και θεωρώντας την σταθερή σε κάθε χρονικό βήμα, είναι δυνατός ο υπολογισμός της ταχύτητας του πλοίου κάθε χρονική στιγμή. Για την επίλυση της εξίσωσης (34) και την εύρεση της επιτάχυνσης του πλοίου, πρέπει να έχει προηγηθεί ο υπολογισμός της ώσης του έλικα και της αντίστασης του πλοίου. Η ώση υπολογίζεται από το μοντέλο του έλικα, η ανάλυση του οποίου έγινε στο κεφάλαιο (Π.3). Η συνολική αντίσταση μοντελοποιείται παρακάτω.

Για να λυθεί η εξίσωση (34) είναι απαραίτητη η γνώση των βασικών γεωμετρικών μεγεθών της γάστρας του πλοίου.

Μέγεθος	Σύμβολο	Τιμή	Μονάδες
Μήκος μεταξύ καθέτων	$L_{BP}$	152.2	(m)
Πλάτος	B	26	(m)
Βύθισμα	T	10.9	(m)
Κοίλο	D	16.4	(m)
Συντελεστής εκτοπίσματος	$C_B$	0.7645	

(πίνακας 3.2, Γεωμετρικά χαρακτηριστικά πλοίου διπλωματικής εργασίας)

### Συνολική Μάζα Πλοίου

Το πλοίο κινούμενο στη θάλασσα, συμπαρασύρει μάζα ρευστού εξαιτίας του οριακού στρώματος που δημιουργείται γύρω του. Στη μάζα του πλοίου, προστίθεται και όρος της προστιθέμενης μάζας ρευστού, η οποία θεωρήθηκε ίση με το 10% της συνολικής μάζας του πλοίου .

$$M_{ADDED} = 0.1 M_S \quad (35)$$

### Συνολική Αντίσταση Πλοίου

Ο υπολογισμός της αντίστασης του πλοίου βασίζεται σε πειραματική μέθοδο από τους ερευνητές *Holtrop* και *Mennen*. Οι ερευνητές κατέληξαν σε μέθοδο εκτίμησης της δύναμης, χρησιμοποιώντας αναδρομική μέθοδο ανάλυσης (*regression analysis*).

Με βάση τους ερευνητές *Holtrop* και *Mennen* η αντίσταση δίνεται από την ακόλουθη σχέση [40]:

$$R_{tot} = (1 + k_1)R_F + R_{APP} + R_W + R_B + R_{TR} + R_A \quad (36)$$

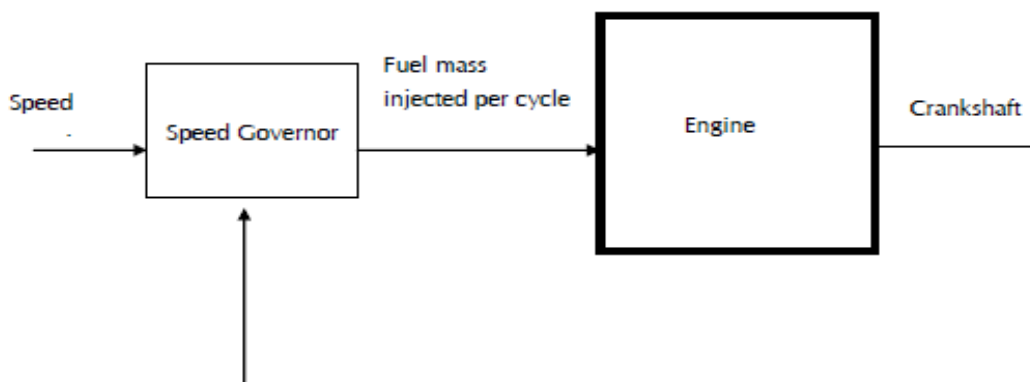
Από την εξίσωση (36), προκύπτει ότι η συνολική αντίσταση επιμερίζεται σε αντίσταση τριβής ( $R_F$ ), τριβή παρελκόμενων πλοίου ( $R_{APP}$ ), αντίσταση κυματισμού ( $R_W$ ), αντίσταση βολβού ( $R_B$ ), πρόσθετη αντίσταση πίεσης ( $R_{TR}$ ) και αντίσταση συσχέτισης μοντέλου με πλοίο ( $R_A$ ).

Ο αναλυτικός υπολογισμός των όρων της εξίσωσης (36) παρουσιάζεται στο άρθρο των ερευνητών [40] και γι' αυτό, αποφεύγεται στη διπλωματική εργασία.

### **Π.5 Ρυθμιστής Στροφών (Speed Governor)**

Η μοντελοποίηση της μεταβατικής λειτουργίας προϋποθέτει τη χρήση μοντέλου ρυθμιστή στροφών, ο οποίος ρυθμίζει το καύσιμο που θα εγχυθεί στον κύλινδρο με σκοπό την επίτευξη επιθυμητού σημείου στροφών.

Η κύρια λειτουργία του ρυθμιστή είναι η ανατροφοδότηση των στροφών του έλικα ή του στροφαλοφόρου άξονα και η σύγκρισή του με το επιθυμητό σημείο στροφών, που έχει οριστεί από το χρήστη. Η αφαίρεση των δυο σημάτων εισόδου στο ρυθμιστή, δημιουργεί σφάλμα, με βάση το οποίο ρυθμίζεται ο δείκτης του καυσίμου, προς εξάλειψη του σφάλματος.



(εικόνα 5, Σχηματική αναπαράσταση συστήματος αυτόματου ελέγχου στροφών κινητήρα)

Στο *MOTHER* ο *speed governor* έχει στον πυρήνα του *PID* ελεγκτή. Το σφάλμα στην είσοδο του ρυθμιστή περνά στη συνάρτηση του *PID* και με βάση το αποτέλεσμα της εξίσωσης, ρυθμίζεται το καύσιμο. Το αποτέλεσμα του *PID* δίνεται εκφρασμένο σε μεταβλητή *Laplace* (*s*) [25].

$$x(s) = K (K_P e(s) + \frac{K_I}{s} e(s) + K_D s e(s)) \quad (37)$$

Στη μονάδα του χρόνου η εξίσωση (37) γίνεται :

$$x(t) = K ( K_P e (t) + K_I \int_{t_0}^t e(x)dx + K_D \frac{de(t)}{dt} ) \quad (38)$$

$$e(t) = N_{ord}(t) - N(t) \quad (39)$$

Όπου :

- $N_{ord}$                       στροφές που έχουν οριστεί από το χρήστη                      [RPM]
- $N$                                 στροφές κάθε χρονική στιγμή    [RPM]

Το αποτέλεσμα του *PID* βρίσκεται στη περιοχή [0, 1] και με κατάλληλο νόμο ελέγχου που έχει οριστεί από το χρήστη, επηρεάζει άμεσα την ποσότητα εγχυμένου καυσίμου.

Οι σταθερές του *PID* ελεγκτή ρυθμίζονται από το χρήστη του *MOTHER*, με βάση την επιθυμητή απόκριση του συστήματος.

## II.6 Μοντελοποίηση Φυσητήρα (Blower)

Οι ναυτικοί κινητήρες *Diesel* εξοπλίζονται με φυσητήρες. Οι φυσητήρες αναλαμβάνουν να τροφοδοτήσουν τον κινητήρα με επαρκή ποσότητα αέρα στα χαμηλά φορτία λειτουργίας, στα οποία ο υπερπληρωτής λειτουργεί σε χαμηλούς βαθμούς απόδοσης. Ο φυσητήρας “ξεκουράζει” το συμπιεστή στα δύσκολα γι’ αυτόν φορτία, επιτρέποντάς του, να λειτουργήσει σε υψηλότερες παροχές. Κατ’ αυτόν τον τρόπο, μειώνεται η παρουσία αιθάλης και άκαυστων υδρογονανθράκων στην εξαγωγή.

Ο φυσητήρας ανοιγοκλείνει με βάση την πίεση που υπάρχει στο *scavenge receiver*. Γενικά, ισχύει ότι μπαίνει σε λειτουργία περίπου στο 30-40% του *SMCR* και κλείνει περίπου στο 40-50% [25].

Όσον αφορά τη μοντελοποίησή του, ο φυσητήρας αυξάνει τη στατική πίεση του αέρα ανάλογα την παροχή αέρα που δέχεται από το συμπιεστή. Η συνάρτηση της μεταβολής της στατικής πίεσης ως προς την παροχή δίνεται παρακάτω [25].

$$\Delta p_{static,st} = C_1 + C_2 \dot{V} + C_3 \dot{V}^2 \quad (40)$$

Όπου :

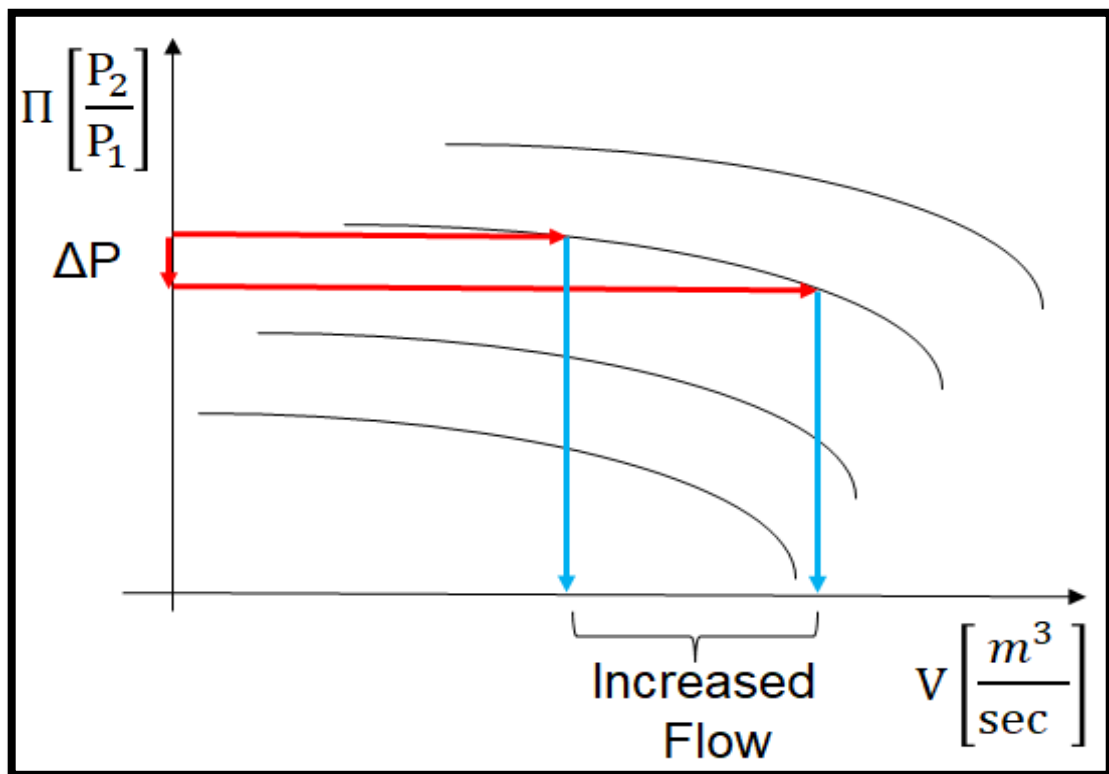
- $\Delta p_{static,st}$                       αύξηση στατικής πίεσης σε πρότυπες συνθήκες αέρα                      [bar]
- $\dot{V}$                                     παροχή αέρα    [m<sup>3</sup>/ sec]

Η πυκνότητα του αέρα σε πρότυπες συνθήκες είναι :  $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$

Η μεταβολή της πίεσης τις συνθήκες που λειτουργεί ο κινητήρας υπολογίζεται από τη σχέση [25] :

$$\frac{\Delta p_{static}}{\Delta p_{static,st}} = \frac{\rho}{\rho_{st}} \quad (41)$$

Η παροχή στο φουσητήρα είναι αυτή που υπολογίζεται από το συμπιεστή. Με δεδομένη την παροχή, υπολογίζεται από τη σχέση (40), η αύξηση της στατικής πίεσης του αέρα. Η πίεση στην έξοδο του συμπιεστή, αφού ο φουσητήρας έχει μπει σε λειτουργία, είναι η πίεση στο δοχείο σάρωσης, μειωμένη κατά την αύξηση της πίεσης στο φουσητήρα. Σε μία ισοταχή καμπύλη του χάρτη του συμπιεστή, μείωση της πίεσης συνεπάγεται αύξηση της παροχής.



(εικόνα 6, Χάρτης συμπιεστή με την μείωση της πίεσης εξαιτίας λειτουργίας του φουσητήρα και την αύξηση της παροχής)

## **ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ**

- [1] BRYAN COMER, NAYA OLMER, XIAOLI MAO, BISWAJOY ROY, AND DAN RUTHERFORD, "BLACK CARBON EMISSIONS AND FUEL USE IN GLOBAL SHIPPING", International Council on Clean Transportation, 2015
- [2] "Investigation of appropriate control measures (abatement technologies) to reduce Black Carbon emissions from international shipping" - Study Report Prepared by Litehauz in co-operation with Daniel A. Lack, Jørgen Thuesen & Robert Elliot, 2012
- [3] "Health effects of black carbon", World Health Organization, By: Nicole AH Janssen, Miriam E Gerlofs-Nijland, Timo Lanki, Raimo O Salonen, Flemming Cassee, Gerard Hoek, Paul Fischer, Bert Brunekreef, Michal Krzyzanowski, 2012
- [4] "Steady-State and Transient Diesel Soot Emissions: Development of a Mean Value Soot Model and Exhaust-Stream and In-Cylinder Measurements", ETH Zurich, Patrick Kirchen, 2008
- [5] Gu"nter P. Merker, Christian Schwarz, Ru" diger Teichmann, "Combustion Engines Development, Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation", Published by Springer, 2009
- [6] G"nter P. Merker, Christian Schwarz Gunnar Stiesch, Frank Otto, "Simulating Combustion, Simulation of combustion and pollutant formation or engine-development", Published by Springer, 2004
- [7] "Modeling soot emissions in Diesel Engines by means of semi-empirical approaches and a combustion model based on detailed chemistry", Politecnico Di Milano, Stefano MARANTA, Chiara TANELLI, 2013
- [8] "Θεωρία Καύσης", Εκδόσεις Φουντάς, Διονύσιος Ι. Κολαΐτης, Μαρία Α. Φούντη, 2014
- [9] Gunnar Stiesch, "Modeling Engine Spray and Combustion Processes", Published by Springer, 2003
- [10] "Large vs. Small IC Engines - similarities and differences across scales", Aerothermochemistry and Combustion Systems Laboratory Swiss Federal Institute of Technology (ETH) Zürich Konstantinos Boulouchos, 3rd MARINLIVE Workshop Athens, November 22nd, 2012
- [11] ENGINES AND NANOPARTICLES: A REVIEW David B. Kittelson, J. Aerosol Sci. Vol. 29, No. 5/6, pp. 575—588, Published by Elsevier Science Ltd., 1997
- [12] Review, "Soot in Diesel Combustion Systems", By Jun Xi and Bei-Jing Zhong, Chem. Eng. Technol., 29, No. 6, WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, 665-673, 2006
- [13] "Τεχνολογία Καυσίμων και Λιπαντικών", Ε. Λόης, Φ. Ζαννίκος, Δ. Καρώνης, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Χημικών Μηχανικών, 2014
- [14] ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ, Κωνσταντίνος Δουλαδέρης, "Υπολογιστική μελέτη σχηματισμού σωματιδίων αιθάλης σε ναυτικούς κινητήρες Diesel", Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Τομέας Ναυτικής Μηχανολογίας, 2010

- [15] [Online]. Διαθέσιμο: <https://www.egcsa.com/technical-reference/what-happens-when-fuel-oils-containing-sulphur-are-burnt-in-a-diesel-engine-without-an-exhaust-gas-cleaning-system/>
- [16] Watson et al., Aerosol and Air Quality Research, Vol. 5, No.1, pp. 65-102, 2005, "Summary of Organic and Elemental Carbon/Black Carbon Analysis Methods and Intercomparisons", John G. Watson\*, Judith C. Chow, and L.-W. Antony Chen
- [17] "Characterisation of particulate matter and gaseous emissions from a large ship diesel engine", Jana Moldanová, Erik Fridell, Olga Popovicheva, Benjamin Demirdjian, Victoria Tishkova, Alessandro Faccinnetto, Cristian Focsa, Atmospheric Environment Volume 43, Issue 16, Pages 2632-2641, Published by Elsevier, 2009
- [18] 1985, "Soot Formation during Pyrolysis of Aromatic Hydrocarbons (Modeling, Shock-Tube, Acetylene, Butadiene)", David Warren Clary, Louisiana State University and Agricultural & Mechanical College
- [19] Henning Bockhorn, "Soot Formation in Combustion", Mechanisms and Models, Published by Springer-Verlag, 1994
- [20] "Reaction mechanism of soot formation in flames", Michael Frenklach, Phys. Chem. Chem. Phys., 4, 2028–2037, 2002
- [21] "Internal structure of soot particles in a diffusion flame", Maria Botero, Yuan Sheng, Jethro Akroyd, Jacob Martin, Jochen A.H. Dreyer, Wenming Yang, Markus Kraft, released: August 23, Carbon, Volume 141, Pages 635-642, Published by Elsevier, 2019
- [22] "Characterization of soot particles from diesel engines and tin dioxide particles milled in stirred media mills", Mirza Mačković, Der Technischen Fakultät der Universität Erlangen-Nürnberg zur Erlangung des Grades, 2012
- [23] "The core-shell internal nanostructure of soot – A criterion to model soot maturity", Mohammad Reza Kholghy, Armin Veshkini, Murray John Thomson, Carbon Volume 100, Pages 508-536, Published by Elsevier Ltd., 2016
- [24] ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ, Παναγιώτης Ν. Ανδρεάδης, "Βελτιστοποίηση παραμέτρων έγχυσης σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel", Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Τομέας Ναυτικής Μηχανολογίας, 2008
- [25] N. Kyrtatos, Motor THERmodynamics Ver 2.1-USERS MANUAL, NTUA/LME, 2013
- [26] "MODELING AND SIMULATION OF THE STARTING PROCEDURE OF A LARGE TWO-STROKE MARINE DIESEL ENGINE", Diploma Thesis, Mournianakis Konstantinos, National Technical University of Athens, Laboratory of Marine Engineering, 2015
- [27] Burrows, John Antony (1998), "An investigation into the cold start performance of automotive diesel engines", PhD thesis, University of Nottingham
- [28] "A novel transient wall heat transfer approach for the start-up of SI engines with gasoline direct injection", David Lejsek, André Kulzer, Jürgen Hammer, Heat Mass Transfer (2010) 46:1053–1067, Published by Springer-Verlag, 2010



- [29] “Modeling Soot Formation and Burnout in a High Temperature Laminar Diffusion Flame Burning under Oxygen-Enriched Conditions”, J. B. MOSS,\* C. D. STEWART, and K. J. YOUNG, *COMBUSTION AND FLAME* 101:491-500, Published by Elsevier Science Inc., 1995
- [30] “A Simplified Reaction Mechanism for Soot Formation in Nonpremixed Flames”, K. M. LEUNG, and R. P. LINDSTEDT and W. P. JONES, *COMBUSTION AND FLAME* 87:289-305, Published by Elsevier Science Inc., 1991
- [31] “Nine-step phenomenological diesel soot model validated over a wide range of engine conditions”, Feng Tao, Rolf D. Reitz, David E. Foster, Yi Liu, *International Journal of Thermal Sciences* 48 1223–1234, Published by Elsevier Masson SAS, 2009
- [32] “MODELS OF SOOT FORMATION AND OXIDATION”, Ian M. Kennedy, *Prog. Energy Combust. Sci.* Vol. 23, pp. 95-132, Published by Elsevier Science Ltd., 1997
- [33] “Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions”, (Part 1 Combustion Modeling), Hiroyuki HIROYASU, Toshikazu KADOTA, and Masataka ARAI, *Bulletin of the JSME*, Vol. 26, No. 214, Pages 569-575, Published by NII-Electronic Library Service, 1983
- [34] “BACKGROUND INFORMATION ON BLACK CARBON EMISSIONS FROM LARGE MARINE AND STATIONARY DIESEL ENGINES – DEFINITION, MEASUREMENT METHODS, EMISSION FACTORS AND ABATEMENT TECHNOLOGIES”, Published by CIMAC, 2012
- [35] “A Three-Zone Scavenging Model for Large, Two-Stroke Uniflow Marine Engines Using Results from CFD Scavenging Simulations”, Michael I. Foteinos, Alexandros Papazoglou, Nikolaos P. Kyrtatos, Anastassios Stamatelos, Olympia Zogou and Antiopi-Malvina Stamatellou, Published by Energies, 2019
- [36] “Estimation of Entrained Water Added Mass Properties for Vibration Analysis”, Donald M. MacPherson, Vincent R. Puleo, Matthew B. Packard, Hydrocomp, Inc., Presented to the SNAME New England Section, 2007
- [37] “ΑΝΤΙΣΤΑΣΗ ΚΑΙ ΠΡΟΩΣΗ ΠΛΟΙΟΥ”, Γερασίμου Κ. Πολίτη, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 2016
- [38] “Marine Propellers and Propulsion”, Third Edition, J S Carlton FEng, City University London President of the Institute of Marine Engineering, Science and Technology, 2010
- [39] “NEURAL NETWORK PREDICTIONS OF THE 4-QUADRANT WAGENINGEN PROPELLER SERIES”, by Robert F. Roddy, David E. Hess, Will Faller, David Taylor Model Basin, Carderock Division, Naval Surface Warfare Center West Bethesda, Maryland, Hydromechanics Department Report, 2006
- [40] J. Holtrop and G. Mennen, “An Approximate Power Prediction Method”, *International Shipbuilding Progress*, 1982
- [41] “Soot Modeling of Ethylene Counterflow Diffusion Flames”, Warumporn Pejpichestakul, Alessio Frassoldati, Alessandro Parente & Tiziano Faravelli, *Combustion Science and Technology*, Volume 191, 2019 - Issue 9: Joint Meeting of the German and Italian Sections of the Combustion Institute, Published by Taylor & Francis, 2018

- [42] “Development and validation of a comprehensive two-zone model for combustion and emissions formation in a DI diesel engine”, C.D. Rakopoulos, D.C. Rakopoulos and D.C. Kyritsis, Article in International Journal of Energy Research, 27:1221–1249, Published by John Wiley & Sons, Ltd., 2003
- [43] “Engines: An Introduction”, 1st Edition, by John L. Lumley, Published by the Press Syndicate of the University of Cambridge, 1999
- [44] “Internal Combustion Engines”, 2nd Edition, by Giancarlo Ferrari, Published by Societa Editrice Esculapio, 2014
- [45] “Ναυτικοί Κινητήρες Diesel, Θέματα Σχεδίασης και Λειτουργίας”, Νικόλας Π. Κυρτάτος, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Εκδόσεις Συμμετρία, 1993
- [46] “Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications”, Paul Moraal, Ilya Kolmanovsky, Published by Society of Automotive Engineers, Inc., 1999