



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

## Διπλωματική Εργασία

Διερεύνηση της επίδρασης του φορτίου στο ρυθμό  
Έκλυσης Θερμότητας Δίχρονων Ναυτικών κινητήρων  
Diesel

---

ΔΗΜΗΤΡΑΚΟΠΟΥΛΟΣ ΠΑΝΤΕΛΗΜΩΝ

Επιβλέπων καθηγητής:

Χουντάλας Δημήτριος, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2015

## Πρόλογος

Με την παρούσα διπλωματική εργασία ολοκληρώνεται ο προπτυχιακός κύκλος σπουδών μου. Στα τελευταία, αυτά, χρόνια είχα την ευκαιρία να αποκομίσω σπουδαία εφόδια και βασική γνώση για το επάγγελμα του Μηχανολόγου Μηχανικού. Παράλληλα, δημιούργησα σημαντικές φιλίες, αναμνήσεις και έναν ξεχωριστό τρόπο σκέψης που θα με συνοδεύουν σε όλη την υπόλοιπη ζωή μου.

Στο σημείο αυτό, οφείλω να ευχαριστήσω τον καθηγητή μου, επιβλέποντα αυτής της διπλωματικής, κ. Δημήτριο Χουντάλα, που με την πολύτιμη βοήθειά του και την διδακτική του ικανότητα, ήταν ο σπουδαιότερος συνεργάτης στην διαδικασία εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας, καθώς και στην εμβάθυνση στον τομέα των Ναυτικών Μηχανών Εσωτερική Καύσης. Επίσης, είναι σημαντικό να ευχαριστήσω τον καθηγητή κ. Κωνσταντίνο Ρακόπουλο και, ιδιαιτέρως, τον κ. Ευάγγελο Γιακουμή, με τον οποίο συνεργαστήκαμε στο πλαίσιο του Υπολογιστικού Θέματος 8<sup>ου</sup> εξάμηνο. Ακόμη, θα ήθελα να ευχαριστήσω συνολικά και τους τρεις προαναφερθέντες καθηγητές για την οργάνωση και την προσφορά ενός ολοκληρωμένου, συγκροτημένου και ποιοτικού κύκλου μαθημάτων με επίκεντρο τις Μ.Ε.Κ. στα τελευταία εξάμηνα φοίτησης στο πλαίσιο του κύκλου σπουδών.

Τέλος, θα ήθελα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου για την αμέριστη συμπαράστασή τους, τον πατέρα μου, την μητέρα μου, την θεία μου, τους κοντινούς και μη φίλους μου, που με βοήθησαν να ανταπεξέλθω στο μέγιστο στις φοιτητικές μου υποχρεώσεις. Κλείνοντας, οφείλω να αφιερώσω την παρούσα διπλωματική εργασία, καθώς και το πτυχίο συνολικά, στους γονείς μου, Δήμο και Δέσποινα, και την θεία μου, Γεωργία, αφού με υποστήριξαν από την πρώτη μέχρι την τελευταία στιγμή.



# 1 Περιεχόμενα

1.1	Περιεχόμενα εικόνων .....	6
<b>2</b>	<b>Εισαγωγή .....</b>	<b>10</b>
2.1	Σκοπός.....	10
2.2	Περίληψη .....	11
<b>3</b>	<b>Αρχές λειτουργίας ναυτικών κινητήρων Diesel.....</b>	<b>12</b>
3.1	Σύντομη εισαγωγή στις Μηχανές εσωτερικής Καύσης .....	12
3.1.1	Υπερπλήρωση MEK.....	13
3.1.2	2-χρονοι και 4-χρονοι κινητήρες.....	16
3.2	Κινητήρας Diesel .....	18
3.2.1	Καύση σε κινητήρες Diesel .....	20
3.2.2	Έγχυση καυσίμου .....	22
3.2.3	Ρυθμιστής στροφών.....	26
3.2.4	Αντλίες καυσίμου κινητήρων Diesel .....	28
3.2.5	Συστήματα έγχυσης κοινού οχετού .....	29
3.3	Δίχρονοι κινητήρες Diesel.....	33
3.3.1	Κύκλος λειτουργίας δίχρονων ναυτικών κινητήρων Diesel.....	35
3.3.2	Σάρωση .....	37
3.3.3	Δίχρονοι βραδύστροφοι υπερπληρωμένοι ναυτικοί κινητήρες Diesel με βάκτρο και σταυρό	38
3.3.4	Συμπεριφορά πλοίου και έλικας .....	42
<b>4</b>	<b>Θεωρία ρυθμού έκλυσης θερμότητας .....</b>	<b>44</b>
4.1	Μηχανικό Ισοζύγιο.....	44
4.1.1	Ωφέλιμο έργο.....	44
4.1.2	Μέση πραγματική πίεση.....	46
4.2	Ισοζύγιο ενεργειών και ανάλυση ρυθμού έκλυσης θερμότητας .....	46
4.2.1	1 <sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος – Ρυθμός έκλυσης θερμότητας .....	47
4.2.2	Επίδραση της Μεταφοράς Θερμότητας .....	48
4.3	Σχέσεις Wiebe .....	49
4.3.1	Κλάσμα Μάζας Καμμένου Καυσίμου (Mass Fraction Burned).....	50
4.3.2	Μονή συνάρτηση Wiebe .....	51
4.3.3	Διπλή συνάρτηση Wiebe .....	56

<b>5</b>	<b>Ανάλυση Μετρήσεων Shop Test Ναυτικών Κινητήρων</b>	57
5.1	Ναυτικοί κινητήρες προς ανάλυση	57
5.1.1	Ισχύς κινητήρων	59
5.1.2	Πίεση κυλίνδρου	60
5.1.3	Έναρξη καύσης	62
5.1.4	Ρυθμός έκλυσης θερμότητας (HRR)	65
5.1.5	Επισωρευτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας (CHR)	67
5.1.6	Mass Fraction Burned	70
5.2	Συναρτήσεις Wiebe	73
5.2.1	Μονή συνάρτηση Wiebe	73
5.2.2	Διπλή συνάρτηση Wiebe	75
5.2.3	Σύγκριση Μονής και Διπλής συνάρτησης Wiebe	79
5.2.4	Συντελεστές διπλής Wiebe	85
5.3	Σημαντικά μεγέθη Shop Test	87
<b>6</b>	<b>Ανάλυση ρυθμού έκλυσης θερμότητας</b>	102
6.1	Πρόβλεψη ρυθμού έκλυσης θερμότητας HRR για κάθε φορτίο	102
6.1.1	Αδιαστατοποίηση χρονικής μεταβλητής	103
6.1.2	Τροποποιημένη διπλή Wiebe	104
6.1.3	Πρόβλεψη διάρκειας καύσης	105
6.1.4	Πρόβλεψη μέγιστου CHR	106
6.2	Αποτελέσματα εκτίμησης ρυθμού έκλυσης θερμότητας	108
6.2.1	Εξίσωση ρυθμού έκλυσης θερμότητας	108
6.2.2	Σύγκριση αποτελεσμάτων με τις μετρήσεις Shop Test	112
6.2.3	Ανάλυση σφάλματος των μεγίστων των μετρήσεων και των αποτελεσμάτων των εξισώσεων	117
<b>7</b>	<b>Ανακεφαλαίωση - Συμπεράσματα</b>	120
<b>8</b>	<b>Παραρτήματα</b>	122
8.1	Υπολογισμός σημαντικών μεγεθών και συντελεστών συναρτήσεων Wiebe	122
8.2	Προσέγγιση ρυθμού έκλυσης θερμότητας μέσω συναρτήσεων Wiebe	126
<b>9</b>	<b>Βιβλιογραφία</b>	127
9.1	Εισαγωγή	127
9.2	Αρχές λειτουργίας ναυτικών κινητήρων Diesel	127
9.3	Θεωρία ρυθμού έκλυσης θερμότητας	127

9.4	Ανάλυση Μετρήσεων Shop Test Ναυτικών Κινητήρων.....	128
9.5	Ανάλυση ρυθμού έκλυσης θερμότητας .....	128

## 1.1 Περιεχόμενα εικόνων

3-1 Συνδεσμολογία εμβόλου .....	13
3-2 Μεγάλο ζεύγος υπερπλήρωσης ναυτικών MEK.....	15
3-3 Χρόνοι 4-Χ κινητήρα .....	17
3-4 Χρόνοι 2-Χ κινητήρα .....	18
3-5 Σύστημα εγχύσεως καυσίμου.....	23
3-6 Ποσότητα καταθλιβόμενου καυσίμου - ταχύτητα περιστροφής κινητήρα.....	24
3-7 Προπορεία εγχύσεως - ταχύτητα περιστροφής κινητήρα .....	25
3-8 Ρυθμιστής στροφών κινητήρα Diesel.....	26
3-9 Ανισόδρομος - Ισόδρομος ρυθμιστής .....	27
3-10 Σύστημα εγχύσεως καυσίμου κοινού οχετού .....	29
3-11 Τυπική διάταξη συστήματος κοινού οχετού .....	30
3-12 Διάταξη υποστήριξης συστήματος κοινού οχετού.....	31
3-13 Μεγάλος κινητήρας Diesel με σύστημα κοινού οχετού.....	32
3-14 Επιρροή συστήματος σε διάφορα μεγέθη του κινητήρα.....	33
3-15 Χαρακτηριστικά κινητήρα S60ME-B8 της εταιρίας MAN.....	34
3-16 Κύκλος λειτουργίας 2-Χ κινητήρα .....	37
3-17 Συστήματα σάρωσης 2-Χ κινητήρων .....	38
4-1 Ωφέλιμο έργο στον στροφαλοφόρο.....	45
4-2 Μέση ροπή στροφαλοφόρου .....	45
4-3 1ος Θερμοδυναμικός Νόμος σε κλειστό σύστημα κυλίνδρου κινητήρα.....	47
4-4 Διάγραμμα για την κατανόηση του MFB .....	50
4-5 Αλυσιδωτές αντιδράσεις στην καύση OH .....	52
4-6 Συντελεστής απόδοσης a μονής Wiebe .....	54
4-7 Συντελεστής μορφής m μονής Wiebe .....	55
4-8 Συντελεστής μορφής παραγωγού μονής Wiebe.....	55
5-1 Πλάγια όψη κινητήρα 6S70MC-C8 της MAN.....	57
5-2 Διάγραμμα σύγκρισης ισχύς κινητήρων.....	60
5-3 Πίεση - Γωνία στροφάλου για όλα τα φορτία κινητήρα 1 .....	61
5-4 Πίεση - Γωνία στροφάλου για όλα τα φορτία κινητήρα 2 .....	61
5-5 Πρώτη αριθμητική παράγωγος κινητήρα 1 φορτίο 75% .....	62
5-6 Πρώτη αριθμητική παράγωγος κινητήρα 2 φορτίο 75% .....	63
5-7 Δεύτερη αριθμητική παράγωγος κινητήρα 1 φορτίο 75%.....	64
5-8 Δεύτερη αριθμητική παράγωγος κινητήρα 2 φορτίο 75%.....	64
5-9 Διόρθωση ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 50% .....	65
5-10 Διόρθωση ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 75% .....	66
5-11 Διόρθωση ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 72.5%.....	66
5-12 Διόρθωση ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 100%.....	67
5-13 Ολοκληρωτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 25% .....	68
5-14 Ολοκληρωτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 85% .....	69
5-15 Ολοκληρωτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 25% .....	69
5-16 Ολοκληρωτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 100% .....	70
5-17 Κλάσμα μάζας καμένου καυσίμου κινητήρα 1 φορτίο 75% .....	71
5-18 Κλάσμα μάζας καμένου καυσίμου κινητήρα 1 φορτίο 100% .....	72

5-19 Κλάσμα μάζας καμένου καυσίμου κινητήρα 2 φορτίο 72.5% .....	72
5-20 Κλάσμα μάζας καμένου καυσίμου κινητήρα 2 φορτίο 100% .....	73
5-21 Προσέγγιση MFB κινητήρα 1 φορτίο 50% με μονή Wiebe .....	74
5-22 Προσέγγιση MFB κινητήρα 2 φορτίο 50% με μονή Wiebe .....	75
5-23 Μοντέλο διπλής Wiebe με συντελεστές βαρύτητας κατά Pugachiuν.....	76
5-24 Προσέγγιση MFB κινητήρα 1 φορτίο 25% με διπλή Wiebe .....	77
5-25 Προσέγγιση MFB κινητήρα 1 φορτίο 85% με διπλή Wiebe .....	77
5-26 Προσέγγιση MFB κινητήρα 2 φορτίο 25% με διπλή Wiebe .....	78
5-27 Προσέγγιση MFB κινητήρα 2 φορτίο 72.5% με διπλή Wiebe .....	78
5-28 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 25% μονής και διπλής Wiebe .....	79
5-29 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 50% μονής και διπλής Wiebe .....	80
5-30 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 75% μονής και διπλής Wiebe .....	80
5-31 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 85% μονής και διπλής Wiebe .....	81
5-32 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 100% μονής και διπλής Wiebe .....	81
5-33 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 110% μονής και διπλής Wiebe .....	82
5-34 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 25% μονής και διπλής Wiebe .....	82
5-35 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 50% μονής και διπλής Wiebe .....	83
5-36 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 72.5% μονής και διπλής Wiebe .....	83
5-37 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 75% μονής και διπλής Wiebe .....	84
5-38 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 100% μονής και διπλής Wiebe .....	84
5-39 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 110% μονής και διπλής Wiebe .....	85
5-40 Συντελεστές διπλής Wiebe για τον κινητήρα 1 .....	86
5-41 Συντελεστές διπλής Wiebe για τον κινητήρα 2 .....	86
5-42 Σύγκριση συντελεστών διπλής Wiebe κινητήρων.....	87
5-43 Σημείο έναυσης καύσης κινητήρα 1.....	89
5-44 Σημείο έναυσης καύσης κινητήρα 2.....	90
5-45 Σημείο μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 .....	91
5-46 Σημείο μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 .....	91
5-47 Σημείο μέγιστης εκλυόμενης θερμότητας κινητήρα 1.....	92
5-48 Σημείο μέγιστης εκλυόμενης θερμότητας κινητήρα 2.....	92
5-49 Διάρκεια καύσης κινητήρα 1 .....	93
5-50 Διάρκεια καύσης κινητήρα 2 .....	94
5-51 Σημείο 10% MFB κινητήρα 1 .....	95
5-52 Σημείο 10% MFB κινητήρα 2 .....	95
5-53 Σημείο 50% MFB κινητήρα 1 .....	96
5-54 Σημείο 50% MFB κινητήρα 2 .....	97
5-55 Σύγκριση 50% MFB με μέγιστο HRR κινητήρα 1 .....	98
5-56 Σύγκριση 50% MFB με μέγιστο HRR κινητήρα 2 .....	98
5-57 Σημείο 90% MFB κινητήρα 1 .....	99
5-58 Σημείο 90% MFB κινητήρα 2 .....	100
5-59 Σημείο τέλους καύσης κινητήρα 1 .....	100
5-60 Σημείο τέλους καύσης κινητήρα 2 .....	101
6-1 Τιμές μεταβλητών διπλής Wiebe για τον κινητήρα 1 .....	102
6-2 Σημείο μέγιστης εκλυόμενης θερμότητας κινητήρα 2.....	103



6-3 Διάρκεια καύσης σε μοίρες κινητήρα 1 .....	105
6-4 Διάρκεια καύσης σε μοίρες κινητήρα 2 .....	106
6-5 Εκλυόμενη θερμότητα για τα δεδομένα φορτία κινητήρα 1 .....	107
6-6 Συνολικά εκλυόμενη θερμότητα κινητήρα 1.....	107
6-7 Συνολικά εκλυόμενη θερμότητα κινητήρα 2.....	108
6-8 Υπολογισμένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 35%.....	109
6-9 Υπολογισμένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 90%.....	109
6-10 Υπολογισμένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 42%.....	110
6-11 Υπολογισμένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 67%.....	110
6-12 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 1 φορτίο 25%.....	112
6-13 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 1 φορτίο 50%.....	113
6-14 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 1 φορτίο 75%.....	113
6-15 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 1 φορτίο 85%.....	114
6-16 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 1 φορτίο 100% .....	114
6-17 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 2 φορτίο 25%.....	115
6-18 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 2 φορτίο 50%.....	115
6-19 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 2 φορτίο 72.5% .....	116
6-20 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 2 φορτίο 75%.....	116
6-21 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 2 φορτίο 100% .....	117
6-22 Σφάλμα μεγίστων τιμών HRR κινητήρα 1.....	118
6-23 Σφάλμα μεγίστων τιμών HRR κινητήρα 2.....	118
6-24 Ποσοστιαίο σφάλμα μεγίστων ρυθμού έκλυσης θερμότητας.....	119



## 2 Εισαγωγή

### 2.1 Σκοπός

Η διπλωματική εργασία πραγματεύεται την διαχείριση και παρακολούθηση των μεγάλων ναυτικών κινητήρων Diesel. Συγκεκριμένα, γίνεται μελέτη σημαντικών βασικών θερμοδυναμικών και μη μεγεθών με σκοπό να εξαχθούν έγκυρα συμπεράσματα για την κατάσταση λειτουργίας του εκάστοτε κινητήρα. Στην παρούσα εργασία αναλύονται πρακτικές όπου μπορούν να χρησιμοποιηθούν στον ευρύ τομέα των κινητήρων Diesel για την πλήρη αξιολόγηση και διάγνωσή τους. Σημαντικό, όμως είναι να γίνει κατανοητή η σημασία μίας τέτοιας προσπάθειας για τον έλεγχο και την παρακολούθηση αυτών των κινητήρων.

Αναλυτικότερα, γίνεται επεξεργασία δεδομένων μετρήσεων από εργοστασιακές δοκιμές δύο ναυτικών κινητήρων με τελικό σκοπό την αναγνώριση σημαντικών μεγεθών και σημείων στην λειτουργία τους και κατ' επέκταση την προσέγγιση του κλάσματος μάζας καμένου καυσίμου και τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας μέσω των σχέσεων Wiebe. Σημαντικό σημείο της διπλωματικής είναι εκείνο, όπου γίνεται ο υπολογισμός των συντελεστών με την μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων για την καλύτερη δυνατή σύγκλιση με τις δεδομένες μετρήσεις. Στην συνέχεια, με εργαλείο την διπλή εξίσωση Wiebe, γίνεται εκτίμηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας για όλα τα φορτία. Αυτό συμβαίνει κατασκευάζοντας μοναδικές εξισώσεις για κάθε κινητήρα με μεταβλητές το φορτίο και το ποσοστό ολοκλήρωσης της καύσης. Έτσι προσεγγίζεται θεωρητικά ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας και το κλάσμα καυσίμου σε όλα τα φορτία, αντί διεξαγωγής πειραμάτων, με αποτέλεσμα την εξοικονόμηση χρόνου και οικονομικών πόρων, καθώς και την αύξηση της ευελιξίας. Μεταγενέστερα, στην διάρκεια ζωής του ναυτικού κινητήρα σε περίπτωση ανωμαλίας είναι εύκολο να συγκριθούν οι τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας από τις εργοστασιακές μετρήσεις με αυτές της ανωμαλίας. Η σύγκριση μετρήσεων γίνεται πάντα στις ίδιες συνθήκες, δηλαδή στο ίδιο φορτίο.

Συνήθεις βλάβες των δίχρονων ναυτικών κινητήρων αφορούν δυσλειτουργίες του συστήματος έγχυσης. Αυτό γίνεται εμφανές από διάφορα συμπτώματα στο ρυθμό έκλυσης θερμότητας (π.χ. όταν υπάρχουν διαφορές φορτίου μεταξύ των κυλίνδρων). Για αυτό το λόγο, είναι αναγκαίο να μπορεί να αναπαραχθεί ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας του κινητήρα σε κατάσταση αναφοράς (εργοστασιακές δοκιμές) σε κάθε ζητούμενο φορτίο. Σύγκριση του μετρημένου ρυθμού έκλυσης θερμότητας (παρούσα κατάσταση) με την κατάσταση αναφοράς μπορεί να βοηθήσει στη διάγνωση λειτουργικής κατάστασης του συστήματος έγχυσης.

Η διαδικασία αυτή συμβάλει στον απόλυτο έλεγχο της λειτουργίας των κινητήρων με σκοπό την αποτελεσματικότερη συντήρησή τους. Απαραίτητο στοιχείο αυτής της επιδίωξης είναι η υψηλή τεχνογνωσία για την αποτελεσματικότερη ανάλυση των δεδομένων που συλλέγονται από το πλήρωμα καθημερινά. Άλλωστε είναι γεγονός, και αποδεικνύεται από την παρούσα διπλωματική, πως μόνο με μετρήσεις της πίεσης κυλίνδρου, της θερμοκρασίας κυλίνδρου και των στροφών του κινητήρα, με συγκεκριμένους θερμοδυναμικούς υπολογισμούς είναι δυνατόν να εξαχθούν όλες αυτές οι πολύτιμες πληροφορίες.

## 2.2 Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία ξεκινάει με μία αναλυτική καταγραφή της σημαντικής θεωρίας γύρω από τις μηχανές εσωτερικής καύσης και ειδικότερα της λειτουργίας των ναυτικών βραδύστροφων κινητήρων Diesel, την καύση σε κινητήρες Diesel, την ρύθμιση του φορτίου τους και τα υποστηρικτικά συστήματά τους.

Έπειτα, αναλύεται η βασική φυσική και η θερμοδυναμική που διέπει τις μηχανές εσωτερικής καύσης και την λειτουργία τους. Εξετάζονται εκτενέστατα τα σημαντικότερα μεγέθη, όπως η πίεση, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας, η ισχύς και άλλα. Παράλληλα, γίνεται αναφορά στις σχέσεις Wiebe, που χρησιμοποιούνται ιδιαίτερα για την προσέγγιση και αναπαραγωγή των δεδομένων μετρήσεων.

Στο κυρίως μέρος της διπλωματικής γίνεται η παρουσίαση των μετρήσεων και τις επεξεργασίας που έγινε, με παράλληλη παράθεση των συμπερασμάτων που προκύπτουν για κάθε κινητήρα. Στο ίδιο σημείο, γίνεται η προσπάθεια ελαχιστοποίησης του σφάλματος μεταξύ των αποτελεσμάτων της μονής και της διπλής Wiebe και των δεδομένων μετρήσεων με τελικό σκοπό των υπολογισμών εκείνων των συντελεστών που τις αναπαράγουν και τις προσεγγίζουν σε καλύτερο βαθμό. Ακόμη, γίνεται αναγνώριση των σημαντικών μεγεθών και σημείων για κάθε κινητήρα σε κάθε δεδομένο φορτίο, με παράλληλο σχολιασμό τους.

Στο τελευταίο κεφάλαιο γίνεται μία προσπάθεια αναπαραγωγής του ρυθμού έκλυσης θερμότητας για κάθε φορτίο του κινητήρα, πέρα από τα δεδομένα, μέσω των σχέσεων Wiebe. Η διαδικασία περιγράφεται αναλυτικά στο συγκεκριμένο κεφάλαιο και τα αποτελέσματα συγκρίνονται με τις μετρήσεις, που αποτελούν το μόνο σημείο αναφοράς για την εγκυρότητα τις μεθόδου και των αποτελεσμάτων της.

Η εργασία κλείνει με την παράθεση του αντίστοιχου κώδικα Matlab στο κεφάλαιο των παραρτημάτων και την παράθεση των πηγών της εργασίας στο κεφάλαιο της βιβλιογραφίας.

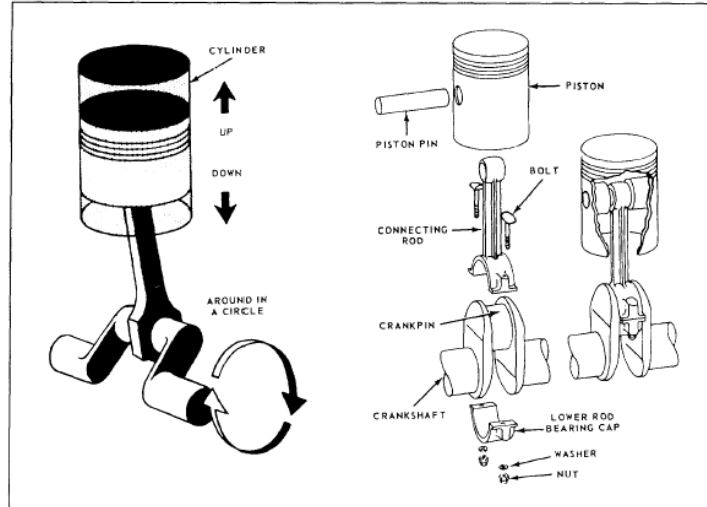
## 3 Αρχές λειτουργίας ναυτικών κινητήρων Diesel

### 3.1 Σύντομη εισαγωγή στις Μηχανές εσωτερικής Καύσης

Η παραγωγή μηχανικού έργου αποτελεί επιτακτική ανάγκη της σύγχρονης κοινωνίας. Κύρια πηγή μηχανικού έργου αποτελούν οι θερμικές μηχανές, αξιοποιώντας την χημική ενέργεια των καυσίμων. Στις θερμικές μηχανές κατατάσσονται οι Μηχανές Εσωτερικής Καύσης (ΜΕΚ), ενώ αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής είναι οι εμβολοφόρες ΜΕΚ.

Στις μηχανές εσωτερικής καύσης ο αέρας, το καύσιμο και τα προϊόντα της καύσης αποτελούν το εργαζόμενο μέσο για την άμεση παραγωγή μηχανικού έργου. Στην ίδια κατηγορία μηχανών, πέρα από τους εμβολοφόρους, ανήκουν οι αεριοστρόβιλοι, οι στροβιλοαντιδραστήρες, οι περιστροφικοί κινητήρες και οι στατικοί θερμοαντιδραστήρες. Όμως, οι πιο διαδεδομένες ΜΕΚ είναι οι εμβολοφόρες, αφού παρουσιάζουν ικανοποιητικό ολικό βαθμό απόδοσης και αξιοπιστίας, ενώ παράλληλα λόγω της στιβαρής κατασκευής τους επιτρέπουν στο εργαζόμενο μέσο να φτάνει σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία. Για αυτούς τους λόγους, χρησιμοποιούνται σε ένα φάσμα διαφορετικών εφαρμογών, όπως η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και η παροχή ενέργειας για κάθε τύπου μεταφορική δραστηριότητα.

Οι εμβολοφόρες ΜΕΚ είναι σχετικά απλές στην διάταξη, καθώς αποτελούνται από έναν κύλινδρο και ένα έμβολο που συνδέεται μέσω ενός πείρου με το διωστήρα. Στην συνέχεια, ο διωστήρας συνδέεται με τα έδρανά του, στο αντίστοιχο κομβίο του στροφαλοφόρου άξονα. Ο στροφαλοφόρος άξονας αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα στοιχεία των εμβολοφόρων ΜΕΚ, καθώς αποτελεί το συνδετικό στοιχείο μεταξύ των εμβόλων και την έξοδο της μηχανικής ενέργειας για χρήση, είτε με άμεση σύνδεση είτε με έμμεση μέσω κιβωτίου ταχυτήτων.



3-1 Συνδεσμολογία εμβόλου

Ο μηχανισμός εμβόλου – διωστήρα – στροφάλου αποτελεί τον κύριο κινηματικό μηχανισμό στην εμβολοφόρο ΜΕΚ, μέσω του οποίου το εργαζόμενο μέσο εκτονώνεται και αποδίδει μηχανική ενέργεια. Ο μηχανισμός της εικόνας 3.1 είναι υπεύθυνος για την μετατροπή της παλινδρομικής κίνησης των εμβόλων σε περιστροφική του στροφαλοφόρου. Σύμφωνα με ένα γενικό ορισμό, ο εμβολοφόρος κινητήρας εσωτερικής καύσης εκμεταλλεύεται την θερμική ενέργεια, που παράγεται στον θάλαμο καύσης από την εξώθερμη αντίδραση της καύσης του καυσίμου, εκτονώνοντάς το μέσω του κινηματικού μηχανισμού του εμβόλου – στροφαλοφόρου.

Λόγω του μεγάλου φάσματος εφαρμογής των εμβολοφόρων ΜΕΚ, αυτές χωρίζονται σε πολλές κατηγορίες ανάλογα με πολλά κριτήρια αντίστοιχα. Εν συντομία, οι ΜΕΚ χωρίζονται ανάλογα με τον αριθμό των κυλίνδρων, την διάταξη των εμβόλων, τον θερμικό κύκλο που υπακούν, των χρόνων λειτουργίας, την φορά περιστροφής, τον τρόπο πλήρωσης του αέρα, το είδος καυσίμου, την ισχύ, την ταχύτητα των στροφών, τον τρόπο έγχυσης, τον τρόπο ψύξης, τον χαρακτήρα και τον χώρο χρήσης.

### 3.1.1 Υπερπλήρωση ΜΕΚ

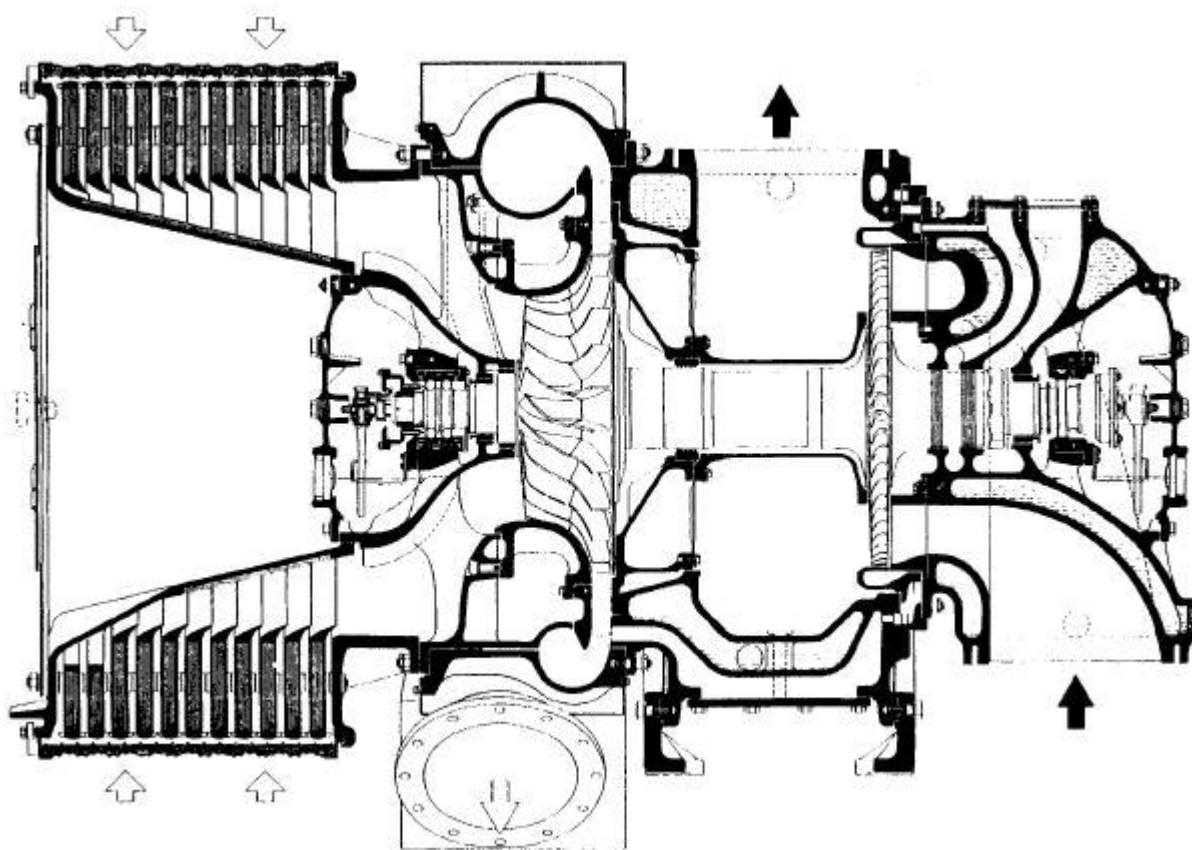
Σημαντική απαίτηση από τις σύγχρονες μηχανές, είναι η αυξημένη ισχύς με μειωμένο μέγεθος και ρύπους, για αυτό το λόγο, οι περισσότερες ΜΕΚ είναι υπερπληρωμένες. Έτσι, ο κύλινδρος, δεδομένου όγκου, πληρώνεται με περισσότερο αέρα, ενώ παράλληλα εγχύεται περισσότερο καύσιμο, και το συμπιεζόμενο μείγμα, μεγαλύτερης μάζας από ότι ενός κινητήρα φυσικής αναπνοής, αποδίδει περισσότερη ισχύ.

Η εισαγωγή μεγαλύτερης μάζας αέρα γίνεται με την βοήθεια συμπιεστή, ο οποίος τον συμπιέζει κατάλληλα και ανάλογα για κάθε μηχανή. Οι συμπιεστές είναι είτε θετικής εκτόπισης είτε δυναμικής ροής και απορροφούν ενέργεια είτε άμεσα από τον στροφαλοφόρο με μηχανισμό είτε έμμεσα από τα καυσαέρια σε σύνδεση με στρόβιλο. Το ζεύγος στρόβιλου-συμπιεστή είναι δυνατόν να είναι υποβοηθούμενο από ενδιάμεσο ηλεκτροκινητήρα που προσφέρει ενέργεια από εξωτερική πηγή, την μπαταρία. Η μηχανική υπερπλήρωση γίνεται συνδέοντας τον συμπιεστή μέσω μάντα ή μειωτήρα με τον στροφαλοφόρο του κινητήρα. Σε πολλές χρήσεις, απαιτείται αυξημένη ισχύ με αυστηρό περιορισμό στο μέγεθος, για αυτό το λόγο, σε αυτές τις περιπτώσεις, χρησιμοποιείται η υπερπλήρωση δύο ή περισσότερων βαθμίδων ανάλογα σε σειρά. Στην περίπτωση των ναυτικών MEK ή MEK για ηλεκτροπαραγωγή απαιτείται η υπερπλήρωση πολλών κυλίνδρων μεγάλου μεγέθους, έτσι επιλέγεται η λύση στρόβιλο-υπερπλήρωσης με δύο, ή σπανιότερα περισσότερα, ζεύγη σε παράλληλη λειτουργία. Ακόμη, τα ζεύγη στρόβιλου – συμπιεστή απαιτούν ελάχιστη ενέργεια καυσαερίων, άρα στροφών περιστροφής και φορτίο της μηχανής, για να συμπιέσουν τον εισερχόμενο αέρα στο επιθυμητό επίπεδο. Επομένως, πολλές φορές γίνεται συνδυασμός μηχανικής υπερπλήρωσης με ζεύγος, διότι η μηχανική υπερπλήρωση έχει το πλεονέκτημα του να προσφέρει υψηλές πιέσεις ακόμη και σε χαμηλές στροφές, ανεξάρτητα από την κατάσταση των καυσαερίων.

Με αφορμή την συνδυασμένη υπερπλήρωση, μπορεί να αναλυθεί η επιρροή, στην ενεργειακή απόδοση, των δύο κύριων συστημάτων υπερπλήρωσης, μηχανικής και ζεύγους. Είναι γεγονός ότι η μηχανική υπερπλήρωση μπορεί να επηρεάσει αρνητικά την ειδική κατανάλωση καυσίμου μιας MEK, αφού καταναλώνει ενέργεια απευθείας από την άτρακτο του κινητήρα. Παράλληλα, το ζεύγος στρόβιλο – υπερπλήρωσης εκμεταλλεύεται την ενέργεια από τα καυσαέρια, που περιέχουν έως και το 40% της ενέργειας του καύσιμου μείγματος. Στον στρόβιλο γίνεται η εκτόνωση τους, με αποτέλεσμα να δίνουν κίνηση στην άτρακτο του ζεύγους και κατ' επέκταση να κινούν τον συμπιεστή, ο οποίος με την σειρά του συμπιέζει τον αναρροφώμενο ατμοσφαιρικό αέρα. Αυτή ακριβώς, η αξιοποίηση της ενέργειας των καυσαερίων, είναι εκείνος ο παράγοντας για τον οποίο οι υπερπληρωμένες MEK παρουσιάζουν αυξημένο θερμικό βαθμό απόδοσης [[Ρακόπουλος 2011](#)].

Το μέγεθος του συμπιεστή ή του ζεύγους, όπως αναφέρθηκε, είναι ένας παράγοντας που σε πολλές περιπτώσεις επιφέρει περιορισμούς είτε λόγω χώρου είτε λόγω κόστους. Για αυτό το λόγο, στις περισσότερες εφαρμογές επιλέγονται να χρησιμοποιηθούν αξονικοί συμπιεστές ενώ σπανιότερα επιλέγονται ακτινικοί.

Οι μεγάλοι ναυτικοί ή βιομηχανικοί κινητήρες υπερπληρώνονται από ζεύγη ακτινικού συμπιεστή και αξονικού στροβίλου μίας βαθμίδας, όπως φαίνεται παρακάτω. Η πλειοψηφία των μεγάλων ναυτικών ή βιομηχανικών κινητήρων, δίχρονοι ή τετράχρονοι, λειτουργούν σε σημαντικά δυσκολότερους κύκλους από ότι οι κινητήρες των αυτοκινήτων ή μικρότερων εφαρμογών, αφού λειτουργούν τον περισσότερο χρόνο σε υψηλό φορτίο. Επιπλέον, οι συνέπειες μίας αστοχίας είναι πιο σοβαρές, ιδιαίτερα για έναν ναυτικό κινητήρα, που μια πιθανή αστοχία θα είχε ως συνέπεια την ακινητοποίηση του караβιού και την απώλεια κερδών για τον πλοιοκτήτη. Ως αποτέλεσμα, οι κύριες απαιτήσεις από το ζεύγος υπερπλήρωσης είναι το υψηλό επίπεδο αξιοπιστίας, η βέλτιστη λειτουργία και η υψηλή απόδοση σε υψηλό φορτίο και η ευελιξία να καλύψει μία μεγάλη γκάμα φορτίων σε λογικό κόστος. Παρά τις προσπάθειες να υπάρξουν ζεύγη απλά σε σχεδιασμό και κατασκευή, οι απαιτήσεις πιέζουν προς την αντίθετη κατεύθυνση. Για αυτό το λόγο, σημειώνονται μεγάλες διακυμάνσεις στον σχεδιασμό από κατασκευαστή σε κατασκευαστή.



3-2 Μεγάλο ζεύγος υπερπλήρωσης ναυτικών ΜΕΚ

Στην εικόνα 3.2 απεικονίζεται ένα τυπικό ζεύγος υπερπλήρωσης για ναυτικούς κινητήρες σε εγκάρσια τομή. Αναλυτικότερα, ο συμπιεστής αποτελείται από τα οδηγά πτερύγια εισόδου και την πτερωτή



ακτινικής ροής. Στον ίδιο άξονα με τον συμπιεστή βρίσκεται ο αξονικός στρόβιλος μονής βαθμίδας. Ο στρόβιλος κατασκευάζεται συνήθως μαζί με τον κύριο άξονα, ως ενιαίο κομμάτι, ενώ υπάρχουν και εφαρμογές που η πτερωτή του στρόβιλου κατασκευάζεται ξεχωριστά και ενσωματώνεται στον άξονα του ζεύγους.

### 3.1.2 2-χρονοι και 4-χρονοι κινητήρες

Στους εμβολοφόρους (παλινδρομικούς) κινητήρες το έμβολο ακινητεί σε δύο ορισμένες θέσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου, προτού επέλθει αναστροφή της κίνησής του. Αυτές οι θέσεις καλούνται άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ) και κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ). Η απόσταση που διανύει το έμβολο για να πάει από το ένα σημείο στο άλλο καλείται διαδρομή ή χρόνος και αντιστοιχεί σε μισή στροφή του στροφαλοφόρου, δηλαδή 180° γωνία της ατράκτου.

Βασικά μεγέθη ενός εμβολοφόρου κινητήρα είναι τα εξής

- Όγκος εμβολισμού  $V_h$ , δηλαδή ο όγκος του κυλίνδρου που σαρώνεται από το έμβολο κατά τη διάρκεια μίας διαδρομής του. Αν  $D$  είναι η διάμετρος του εμβόλου και  $s$  το μήκος μίας διαδρομής του τότε ο όγκος εμβολισμού υπολογίζεται:

$$V_h = \frac{\pi D^2 s}{4} \quad (3.1)$$

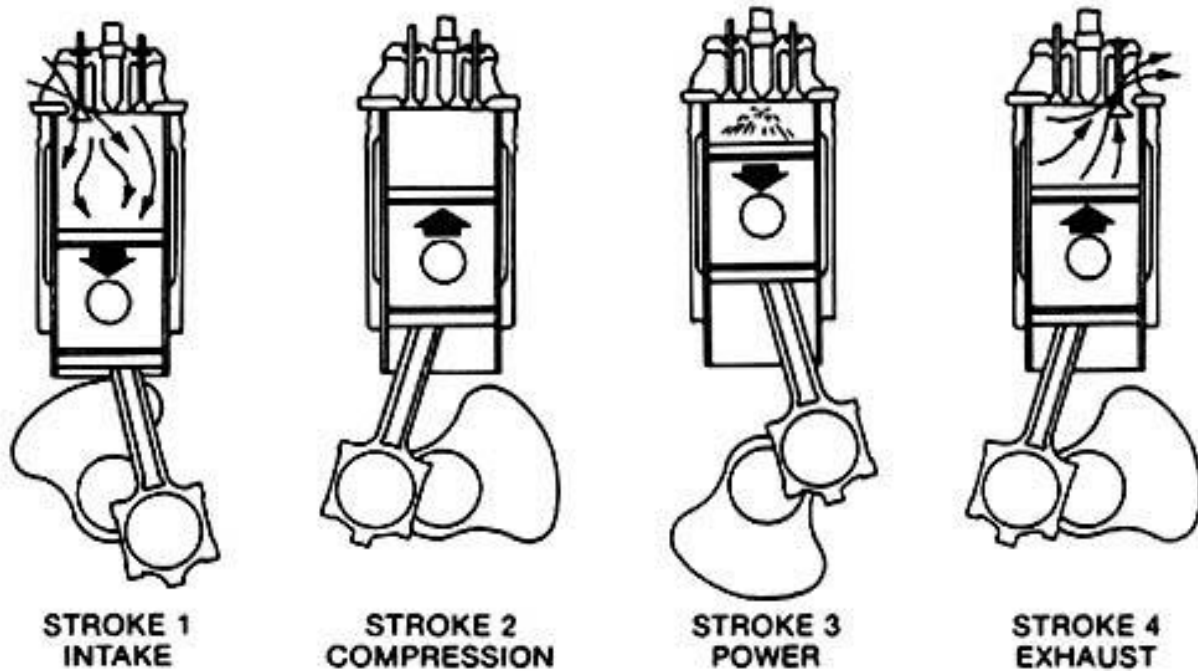
- Επιζήμιος όγκος  $V_c$ , δηλαδή ο όγκος του κυλίνδρου άνωθεν της κεφαλής του εμβόλου όταν εκείνο βρίσκεται στο ΑΝΣ
- Βαθμός συμπίεσης:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (3.2)$$

Ως προς την εξωτερική λειτουργία διακρίνουμε του εμβολοφόρους κινητήρες σε τετράχρονους (4-Χ) και σε δίχρονους (2-Χ) [\[Ρακόπουλος 1988\]](#).

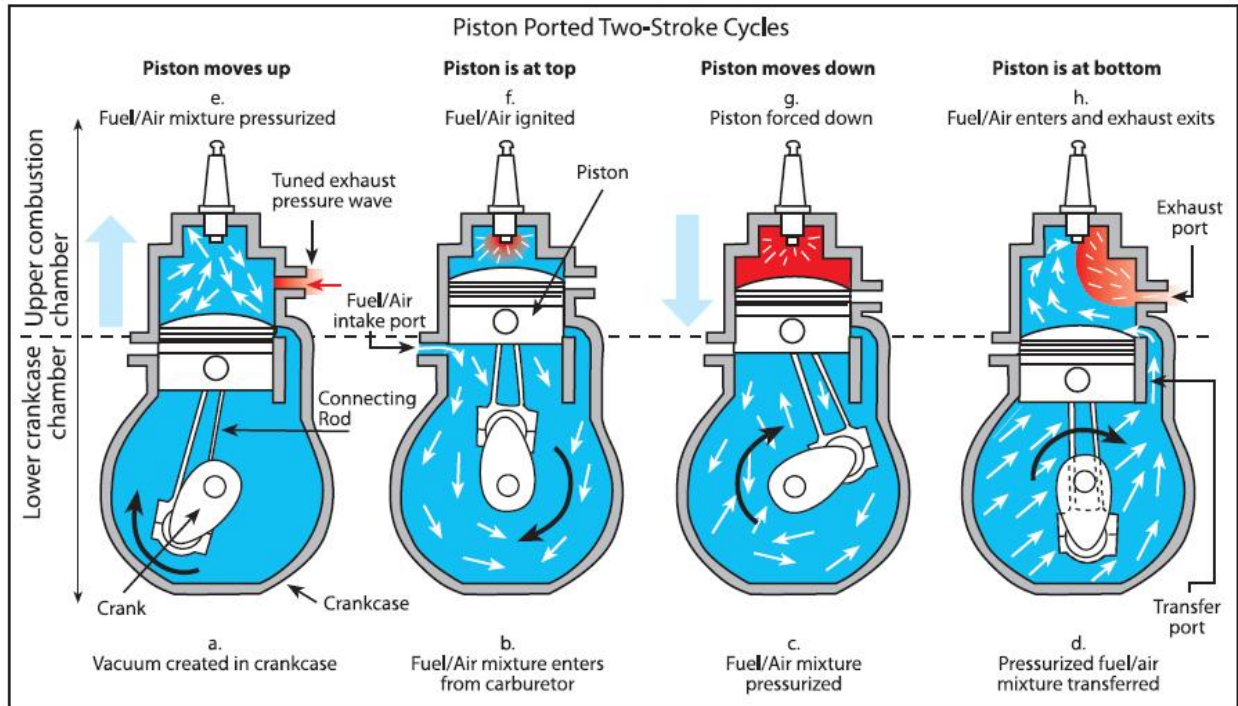
Στους 4-Χ κινητήρες μία περίοδος λειτουργίας διαρκεί δύο πλήρεις περιστροφές ή 720° της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή περιλαμβάνει 4 πλήρεις διαδρομές εμβόλου. Δύο διαδρομές του εμβόλου είναι εξολοκλήρου αφιερωμένες στην εναλλαγή των αερίων, με αυτόν τον τρόπο διεξάγεται με σχετική άνεση και μάλιστα υπό τον άμεσο έλεγχο της εκτοπιστικής δράσεως του εμβόλου. Την πλήρωση ή την εκκένωση του κυλίνδρου την ρυθμίζουν οι βαλβίδες εισαγωγής και οι βαλβίδες εξαγωγής. Η αντλία καυσίμου όπως και οι βαλβίδες λαμβάνουν κίνηση από τον εκκεντροφόρο άξονα, ο

οποίος με την σειρά του λαμβάνει κίνηση από τον στροφαλοφόρο. Αναλυτικότερα, η εικόνα 3.3 απεικονίζει τους τέσσερις χρόνους ενός 4-Χ κινητήρα:



3-3 Χρόνοι 4-Χ κινητήρα

Στους 2-Χ κινητήρες μία περίοδος λειτουργίας διαρκεί μόνο μία περιστροφή ή  $360^\circ$  της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή περιλαμβάνει 2 διαδρομές εμβόλου. Εκ των οποίων, μόνο περίπου μισή διαδρομή είναι αφιερωμένη στην εναλλαγή των αερίων, όπου κατά κανόνα την πλήρωση και την εκκένωση του κυλίνδρου ρυθμίζει η άνω ακμή του εμβόλου η οποία καλύπτει ή απελευθερώνει τις σχετικές θυρίδες τοποθετημένες στην παράπλευρη επιφάνεια του κυλίνδρου. Έτσι, η εναλλαγή των αερίων διεξάγεται πάντοτε υπό δυσμενείς συνθήκες, που καθιστούν απαραίτητη τη βίαιη πλήρωση του κυλίνδρου με τη βοήθεια ειδικής αντλίας αποπλύσεως ή σαρώσεως που απορροφά πολύτιμο μηχανικό έργο από τη στροφαλοφόρο άτρακτο. Οι σύγχρονοι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες εκτελούν τον χρόνο της εξαγωγής μέσω βαλβίδων εξαγωγής. Ο εκκεντροφόρος άξονας στρέφεται με αντιστοιχία ταχύτητας 1:1 σε σχέση με την στροφαλοφόρο και εξυπηρετεί την καύση ή τυχόν άλλα βοηθητικά όργανα, όπως τις βαλβίδες εξαγωγής, τη βαλβίδα αέρα εκκινήσεως, κ.λπ.



3-4 Χρόνοι 2-Χ κινητήρα

Παραπάνω στην εικόνα 3.4, απεικονίζεται αναλυτικά ο κύκλος λειτουργίας ενός δίχρονου κινητήρα. Στην εικόνα διακρίνονται οι θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής αέρα και καυσαερίων αντίστοιχα, κατά την συνηθέστερη διάταξη. Ο τύπος θαλάμου μπορεί να διαφέρει σημαντικά από έναν 2-Χ κινητήρα σε έναν άλλο 2-Χ κινητήρα. Αυτές οι διαφορές υπάρχουν για πολλούς λόγους, όπως ο σκοπός και η χρήση του κινητήρα ή για λόγους αποπλύσεως.

### 3.2 Κινητήρας Diesel

Στην παρούσα διπλωματική εργασία γίνεται εμβάθυνση στην λειτουργία του κινητήρα Diesel. Βασικό χαρακτηριστικό του κινητήρα Diesel είναι η χρήση του πετρελαίου ως καύσιμο και κατ' επέκταση η λειτουργία του κινητήρα σύμφωνα με τον αντίστοιχο κύκλο Diesel. Ο κινητήρας Diesel έχει πάρει το όνομα του από τον εφευρέτη του, τον Rudolf Diesel. Ο Diesel ήταν ο πρώτος που απέδειξε με την εφεύρεσή του το 1894, πως είναι δυνατόν να εξαναγκαστεί μία καύσιμη ύλη σε ανάφλεξη χωρίς την χρήση σπινθηριστή.

Αυτή είναι και η ειδοποιός διαφορά με τους κινητήρες Otto που η έναυση της καύση είναι ελεγχόμενη καθώς γίνεται με σπινθηριστή. Συγκεκριμένα, το καύσιμο εισάγεται στον κύλινδρο ξεχωριστά από τον εισαγόμενο αέρα και το μίγμα είναι ετερογενές. Ο αέρας συμπιέζεται σε σημείο που οι συνθήκες,

πίεση και θερμοκρασία, είναι τέτοιες ώστε το εγχυόμενο καύσιμο να αυτανάφλεγεί. Ένα βασικό πλεονέκτημα του κινητήρα Diesel σε σχέση με τον Otto είναι η δυνατότητα να λειτουργεί σε υψηλότερους λόγους συμπίεσης, ενδεικτικά το εύρος του λόγου συμπίεσης σε έναν Otto είναι 8:1 με 12:1 ενώ σε έναν Diesel είναι 14:1 με 25:1. Ο λόγος συμπίεσης είναι η κύρια αιτία αυτανάφλεξης του καυσίμου, για το λόγο αυτό στους κινητήρες Otto είναι μικρός για να μην γίνεται ανεξέλεγκτα η έναυση και εμφανίζονται φαινόμενα κρουστικής καύσης, επιβαρυντικά για τον κινητήρα.

Αναλυτικότερα, ο κινητήρας Diesel αναρροφά πάντα ατμοσφαιρικό αέρα. Για το σχηματισμό του καυσίμου μείγματος το πετρέλαιο εισάγεται από τον εγχυτήρα σε μορφή δέσμης υπό υψηλή πίεση. Καθώς η δέσμη κινείται μέσα στον κύλινδρο υφίσταται σταγονοποίηση, οι σταγόνες του καυσίμου εξατμίζονται και αναμειγνύονται με τον συμπιεζόμενο αέρα. Έπειτα, το μείγμα αυτανάφλεγγεται και απελευθερώνει την χημική ενέργειά του και τα παράγωγα της καύσης. Έτσι γίνεται κατανοητό, πως το φορτίο στον κινητήρα Diesel δεν είναι άμεσα ελεγχόμενο αλλά μεταβάλλεται με την ποσότητα του εγχέομένου καυσίμου, μεταβάλλοντας τον λόγο αέρα καυσίμου, ενώ η ποσότητα αναρροφώμενου αέρα μένει σταθερή για δεδομένη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.

Ενώ στους κινητήρες Otto έχουμε την καύση ενός ομογενούς μείγματος καυσίμου-αέρα (φλόγα προ αναμείξεως), στον κινητήρα Diesel έχουμε την καύση ενός ετερογενούς μείγματος καυσίμου-αέρα (φλόγα διαχύσεως), εφόσον το υγρό καύσιμο εγχύεται προς το τέλος της διαδρομής συμπίεσεως.

Η έναυση και ο ρυθμός καύσεως ελέγχονται από τη στιγμή της εγχύσεως και το ρυθμό εγχύσεως του καυσίμου, σε συνδυασμό κυρίως με το επίπεδο τύρβης του συμπιεσμένου αέρα, παρ' ότι υπάρχει επίδραση και από την πίεση και θερμοκρασία

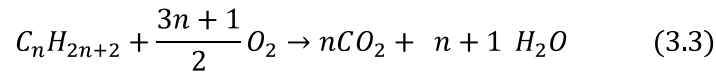
Επειδή ο διατιθέμενος χρόνος για το σχηματισμό του μείγματος είναι σχετικά μικρός, είναι πάντοτε αναγκαία μία περίσσεια αέρα για την επίτευξη της τέλει καύσεως, πράγμα όμως που οδηγεί σε μειωμένη συγκέντρωση ισχύος.

Σε αντίθεση με τον κινητήρα Otto, έχουμε εκβιασμένη αυτανάφλεξη του μείγματος κατά την οποία τμήματα της μάζας του φέρονται σε θερμοκρασία μεγαλύτερη μίας θερμοκρασίας  $\theta_z$ , την θερμοκρασία αυτανάφλεξεως. Αυτή η θερμοκρασία είναι η ελάχιστη θερμοκρασία που εξασφαλίζει τέτοια ταχύτητα αντιδράσεως ώστε να έχουμε ταχεία ανύψωση της θερμοκρασίας και λοιπά φαινόμενα της ταχείας καύσεως. Επιπλέον, η  $\theta_z$  είναι συνάρτηση της λεγόμενης καθυστέρησης αναφλέξεως  $t_z$ , δηλαδή του χρόνου που είναι απαραίτητο να περάσει από τη στιγμή κατά την οποία το μείγμα την απέκτησε, μέχρις ότου να εμφανιστούν πραγματικά φαινόμενα καύσης [Χουντάλας 1998].

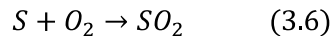
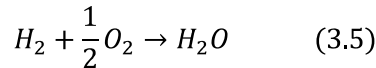
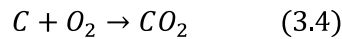
Συγκεκριμένα, για τον κινητήρα Diesel είναι σημαντικό η  $\theta_z$  του χρησιμοποιούμενου καυσίμου να είναι μικρή, δηλαδή απαιτούνται καύσιμα που αντιδρούν ευχερώς με το οξυγόνο, σε αντίθεση με τα καύσιμα των κινητήρων Otto. Κατά την έγχυσή του το καύσιμο είναι εξίσου σημαντικό να καίγεται άμεσα χωρίς να συσσωρεύεται οπότε θα καιγόταν απότομα και ανεξέλεγκτα σε μεγάλο ποσοστό, για αυτό το λόγο επιδιώκουμε μικρές τιμές καθυστέρησης ανάφλεξης  $t_z$ . Στο επόμενο τμήμα, αναλύεται η καύση σε κινητήρες Diesel σε βάθος.

### 3.2.1 Καύση σε κινητήρες Diesel

Κατά την τέλεια καύση υδρογονανθράκων αντιδρούν τα στοιχεία του καυσίμου με το αναρροφώμενο οξυγόνο του ατμοσφαιρικού αέρα, σύμφωνα με την αντίδραση:



Ενώ τα συστατικά του καυσίμου στην τέλεια καύση αντιδρούν με το οξυγόνο:



Επομένως, τα προϊόντα της τέλει καύσης είναι το  $CO_2$ , το νερό  $H_2O$ , το  $SO_2$  και το άζωτο  $N_2$  που περιέχει ο ατμοσφαιρικός αέρας.

Στον κινητήρα Diesel, η καύση του εξατμισμένου καυσίμου με το οξυγόνο του συμπιεσμένου ατμοσφαιρικού αέρα γίνεται υπό συνθήκες περίσσειας αέρα, δηλαδή με λόγο καυσίμου αέρα  $\phi$  μικρότερο της μονάδας ή λόγο αέρα καυσίμου (Air Fuel Ration - AFR) μεγαλύτερο της μονάδας.

$$\phi = \frac{\frac{F}{A} \text{πραγματικό}}{\frac{F}{A} \text{στοιχειομετρικό}} \quad (3.7)$$

Στην καύση σε κινητήρες Diesel η καύση δεν είναι τέλεια, στοιχειομετρική, για αυτόν το λόγο παράγονται επιβλαβή για το περιβάλλον προϊόντα, όπως το μονοξείδιο του άνθρακα  $CO$ , άκαυστοι υδρογονάνθρακες  $HC$ , οξείδια του αζώτου  $NO_x$  και σωματίδια αιθάλης. Η ατελής καύση οφείλεται στις τοπικές συνθήκες λόγου καυσίμου-αέρα και οι αντιδράσεις δεν λαμβάνουν χώρα ομοιόμορφα. Για τους

κινητήρες Diesel οι σημαντικότεροι ρύποι είναι η αιθάλη με μορφή καπνού και τα οξείδια του αζώτου NO<sub>x</sub>.

Οι φάσεις της καύσης μέσα στον κύλινδρο παίζουν σημαντικό ρόλο για την σωστή λειτουργία του κινητήρα, τον περιορισμό των εκπεμπόμενων ρύπων, των επικαθήσεων και την δημιουργία θορύβου. Στους κινητήρες Diesel υπάρχουν με χρονολογική σειρά τέσσερις φάσεις από την στιγμή έγχυσης του καυσίμου: α) η καθυστέρηση ανάφλεξης, β) η καύση του μίγματος, γ) η ελεγχόμενη καύση και δ) η επίκαυση[[Καϊκτός 2006](#)].

### **Καθυστέρηση ανάφλεξης**

Η καθυστέρηση ανάφλεξης διαρκεί από την στιγμή της έναρξης εγχύσεως του καυσίμου στον κύλινδρο μέχρι την έναρξη της καύσης. Κατά την διάρκεια αυτής της φάσης δεν πραγματοποιείται καύση λόγω φυσικής και χημικής καθυστέρησης, δηλαδή λόγω ανάμιξης και χημικής κινητικής. Επομένως, λόγω του χρόνου που απαιτείται για να σταγονοποιηθεί και να διασπαστεί από την μορφή δέσμης που έχει όταν εισέρχεται στον κύλινδρο. Στην συνέχεια, οι σταγόνες θερμαίνονται από τον συμπιεσμένο αέρα, εξατμίζονται και αναμειγνύονται με αυτόν. Σε καμία περίπτωση η διάρκεια αυτής της φάσης δεν ενδείκνυται να είναι μεγάλη, αφού συγκεντρώνεται μεγάλη ποσότητα καυσίμου στον κύλινδρο και λόγω της υψηλής θερμοκρασίας διατρέχει τον κίνδυνο να αυταναφλεγεί. Ως συνέπεια, θα αυξηθεί η πίεση στον κύλινδρο απότομα, θα προκληθεί θόρυβος και θα υπάρξει μεγάλη καταπόνηση του κινητήρα. Για αυτό το λόγο, αυτή η φάση είναι απαραίτητο να είναι όσο το δυνατόν πιο σύντομη.

### **Καύση μίγματος καυσίμου**

Η φάση αυτή διαρκεί όσο η καύση του συσσωρευμένου από την προηγούμενη φάση καυσίμου στον κύλινδρο. Πραγματοποιείται απότομη ανάφλεξη που οδηγεί σε καύση με συνέπεια τη μεγάλη αύξηση της πίεσης ως την μέγιστη πίεση καύσης. Η μέγιστη πίεση καύσης δεν οφείλεται στο καύσιμο που συνεχίζει να εγχύεται στον κύλινδρο, αλλά είναι αποτέλεσμα της εκρηκτικής καύσης του μείγματος. Το κύμα πίεσης που δημιουργείται, διαδίδεται ταχύτατα, περίπου με την ταχύτητα του ήχου, προκαλώντας οξύ ήχο. Αυτή η φάση είναι ανεξέλεγκτη και για τον περιορισμό της χρειάζεται να μειωθεί η διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης, ρυθμίζοντας την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου.

## **Ελεγχόμενη καύση**

Η συγκεκριμένη φάση έχει την μεγαλύτερη διάρκεια. Η πίεση και η θερμοκρασία στον θάλαμο καύσης επαρκούν ώστε το ψεκαζόμενο καύσιμο να καίγεται αμέσως μέσω διάχυσης, ενώ ο ρυθμός της καύσης εξαρτάται από την ταχύτητα ανάμιξης του ψεκαζόμενου καυσίμου με τον ατμοσφαιρικό αέρα που παραμένει στο θάλαμο. Αυτή η φάση είναι ελεγχόμενη γιατί η πίεση, η ποσότητα και η ταχύτητα ψεκασμού μπορούν να ρυθμιστούν ανάλογα, ώστε να επιτύχουμε ιδανικότερη αναμιξιμότητα.

## **Επίκαυση**

Μετά το τέλος της έγχυσης καυσίμου, η καύση συνεχίζεται μέχρι το τέλος της εκτόνωσης ή της καύσης του εναπομείναντος άκαυστου καυσίμου. Αυτή η φάση είναι ανεπιθύμητη λόγω της υπερθέρμανσης που δημιουργείται στη βαλβίδα εξαγωγής και στην πάνω όψη της κεφαλής του εμβόλου.

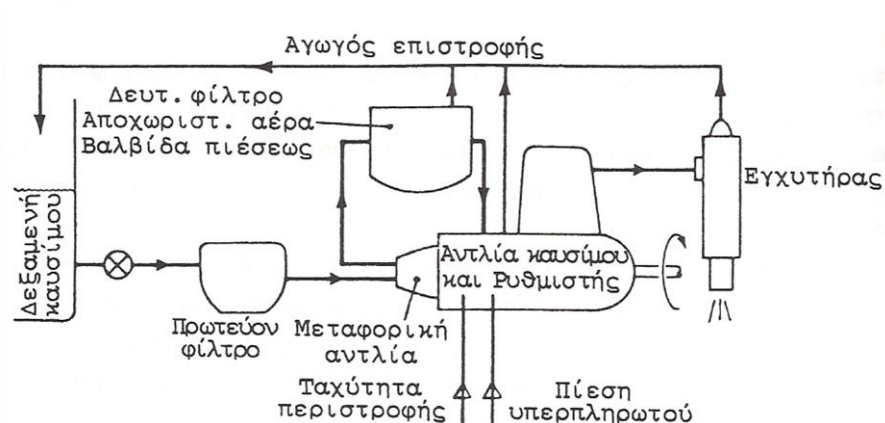
### **3.2.2 Έγχυση καυσίμου**

Η έγχυση καυσίμου είναι μια από τις σημαντικότερες διεργασίες για τον κινητήρα Diesel. Συγκεκριμένα, απαιτείται μεγάλη ακρίβεια, καθώς το σύστημα έγχυσης οφείλει να ρυθμίζει επακριβώς την εγχυόμενη μάζα, τον χρόνο έναρξης και την διάρκεια της έγχυσης. Η έγχυση του καυσίμου μέσα στον θάλαμο καύσης του κινητήρα πραγματοποιείται μέσω του εγχυτήρα ή των εγχυτήρων, ανάλογα με το μέγεθος του κινητήρα, οι οποίοι συνήθως φέρουν βελόνα και ακροφύσιο με κατάλληλες οπές, έτσι ώστε να δημιουργούνται δέσμες καυσίμου. Ο εγχυτήρας είναι το τελευταίο εξάρτημα στο σύστημα τροφοδοσίας καυσίμου, αφού παραλαμβάνει το καύσιμο σε υψηλή πίεση από την αντλία καυσίμου. Ενδεικτικά, αξίζει να σημειωθεί ότι σε σύγχρονους κινητήρες η πίεση μπορεί να ξεπερνά έως και τα 1000 bar. Αναλυτικότερα το καύσιμο εγχύεται υπό πιέσεις που κυμαίνονται από 100 έως 1000 bar, ανάλογα με το είδος του κινητήρα και του χρησιμοποιούμενου καυσίμου.

Το σύστημα εγχύσεως έχει ως σκοπό και την ομοιόμορφη διανομή του καυσίμου στους διάφορους κυλίνδρους, ανάλογα με το εκάστοτε φορτίο λειτουργίας. Επιπλέον, πρέπει το καύσιμο να εισέρχεται στον κύλινδρο την κατάλληλη χρονική στιγμή (προπορεία εγχύσεως) και σε αρκετές περιπτώσεις να μπορεί αυτή η στιγμή της εισόδου να μεταβάλλεται, κυρίως με την μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής. Ιδιαίτερη προσοχή απαιτείται κατά την έναρξη και το πέρας της εγχύσεως, οπότε πρέπει οι μεταβολές να είναι απότομες, ώστε η πίεση της εγχύσεως να μπορεί να διατηρηθεί υψηλή, ιδιαίτερα κατά την διάρκεια που κλείνει η βελόνα του εγχυτήρα, και να αποφευχθούν οι δευτερογενείς εγχύσεις.



Το τυπικό σύστημα μηχανικής εγχύσεως του καυσίμου αποτελείται βασικώς από την αντλία καυσίμου, τον εγχυτήρα και τον συνδέοντα αυτά σωλήνα καταθλίψεως του καυσίμου. Η εικόνα 3.5 απεικονίζει την διάταξη ενός πλήρως τέτοιου συστήματος, που συμπληρώνεται και με τον απαραίτητο εξοπλισμό [Χουντάλας 1998].



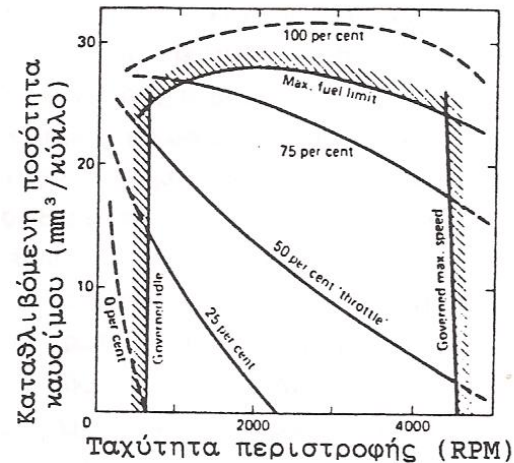
3-5 Σύστημα εγχύσεως καυσίμου

Αναλυτικότερα, ο βοηθητικός εξοπλισμός περιλαμβάνει μία μεταφορική αντλία, χαμηλής πίεσης, 2 έως 5bar, για την ασφαλή τροφοδότηση καυσίμου της κύριας αντλίας εγχύσεως υψηλής πίεσης, ιδίως όταν δεν υπάρχει επαρκής διαφορά στάθμης μεταξύ αυτής και της δεξαμενής τροφοδότησης. Επίσης, περιλαμβάνει ένα πρωτεύον χονδρό φίλτρο πριν από την μεταφορική αντλία, ενώ ένα δευτερεύον φίλτρο, λεπτότερο από το πρώτο μετά την μεταφορική αντλία, περιέχει την ρυθμιστική βαλβίδα πιέσεως και την βαλβίδα αποχωρισμού του αέρα. Η ύπαρξη αέρα στο σύστημα δεν επιτρέπει την σωστή δοσομέτρηση της απαιτούμενης ποσότητας καυσίμου. Ο αγωγός επιστροφής είναι υπεύθυνος για την επιστροφή στην δεξαμενή τροφοδότησης κάθε διαφυγούσας ποσότητας καυσίμου από τους εγχυτήρες, την αντλία καυσίμου και το δευτερεύον φίλτρο.

Η αντλία καυσίμου συνεργάζεται με ένα ρυθμιστή στροφών, ο οποίος έχει σαν σκοπό την τήρηση σταθερής ή σχεδόν σταθερής ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, όταν μεταβάλλεται το φορτίο του ή/και την αποφυγή υπερταχύνσεως, δυσαναλόγου επεμβάσεως στον ρυθμιστικό κανόνα καυσίμου της αντλίας καυσίμου. Ο ρυθμιστής στροφών αποτελεί και αυτός ένα από τα σημαντικότερα τμήματα του συστήματος εγχύσεως και του κινητήρα Diesel γενικότερα. Η αντλία καυσίμου συνδέεται με τον κινητήρα, από τον οποίο κινείται, ελέγχοντας την εκάστοτε επιθυμητή ποσότητα και την προπορεία εγχύσεως του καυσίμου στον κύλινδρο. Η μέγιστη ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου που αναλογεί στο μέγιστο φορτίο εξαρτάται από την εκάστοτε ταχύτητα περιστροφής, ενώ στην περίπτωση των

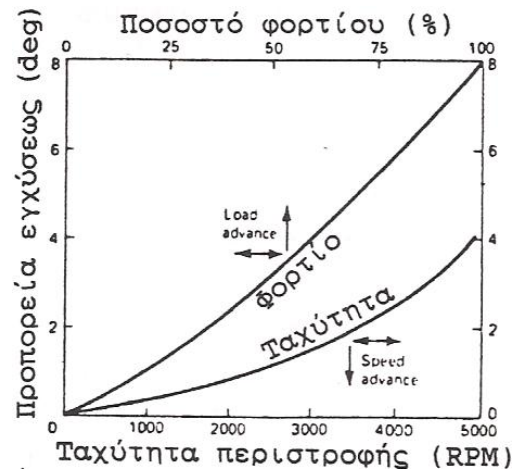


υπερπληρωμένων κινητήρων εξαρτάται και από την τιμή της πίεσεως υπερπληρώσεως. Το διάγραμμα 3.6 απεικονίζει την μεταβολή της καταθλιβόμενης ποσότητας καυσίμου της αντλίας ανά κύκλο συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, με παράμετρο το φορτίο του [Χουντάλας 1998].



3-6 Ποσότητα καταθλιβόμενου καυσίμου - ταχύτητα περιστροφής κινητήρα

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, λόγω της καθυστέρησης ανάφλεξης στην καύση του κινητήρα Diesel είναι απαραίτητη η αύξηση της προπορείας εγχύσεως με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής, ενώ μπορεί να μεταβάλλεται σε ορισμένες περιπτώσεις και με την μεταβολή του φορτίου. Η αύξηση της προπορείας εγχύσεως σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής απαιτείται, διότι απαιτείται συγκεκριμένο χρονικό διάστημα (μοίρες γωνίας στροφάλου) για την ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα. Η σχέση που συνδέει τις στροφές του κινητήρα με την γωνία του στροφαλοφόρου είναι  $\Delta\varphi = 6n \Delta t$ , δηλαδή υπάρχει αναλογία στην μεταβολή των δύο διαστημάτων. Με την αύξηση, λοιπόν, της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, αυξάνονται οι μοίρες γωνίας στροφάλου που καλύπτονται σε συγκεκριμένο χρονικό διάστημα. Άρα είναι κρίσιμο να γίνει η έγχυση του καυσίμου νωρίτερα από ότι σε χαμηλότερα φορτία. Στους κινητήρες Diesel, η τυπική μεταβολή της προπορείας εγχύσεως, συναρτήσει της ταχύτητας και σε πλήρη αντιστοιχία με το φορτίο, παρουσιάζεται στην εικόνα 3.7.



3-7 Προπορεία εγχύσεως - ταχύτητα περιστροφής κινητήρα

Καθώς, δηλαδή αυξάνεται το φορτίο, μεγαλώνει η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, άρα και η διάρκεια εγχύσεώς του. Οπότε, η αντίστοιχη καθυστέρηση ανάφλεξης πρέπει να περατωθεί νωριτέρα. Αυτό το γεγονός επίβληται την αύξηση της προπορείας έχοντας όμως ως περιορισμό την μέγιστη πίεση καύσης εντός του κυλίνδρου η οποία αυξάνεται δραστικά με την αύξηση της προπορείας. Σημαντικό είναι να αναφερθεί, πως στους κινητήρες Diesel με σκοπό καλύτερης ποιότητας ανάφλεξης, δηλαδή μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης, απαιτείται υψηλή θερμοκρασία στον κύλινδρο, στην οποία συντελεί και η επιτρεπόμενη χρήση υψηλότερων βαθμών συμπίεσης, σε σχέση με αυτούς στους κινητήρες Otto. Ιδιαίτερα στους κινητήρες Diesel εμμέσου εγχύσεως, όπου η αυξημένη ψυκτική δράση των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσεως, δημιουργεί χαμηλές θερμοκρασιακές συνθήκες στον συμπιεσμένο αέρα, απαιτούνται ακόμη υψηλότεροι βαθμοί συμπίεσης [Χουντάλας 1998].

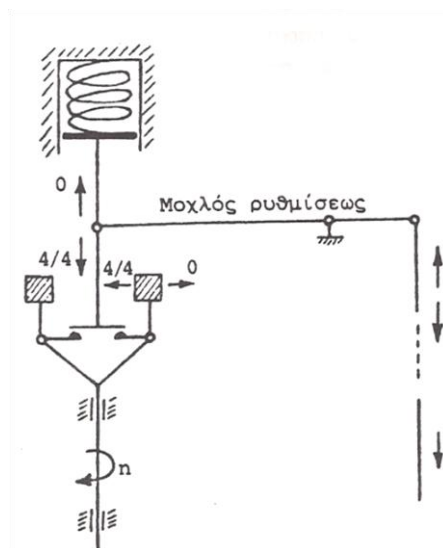
Με βάση τα παραπάνω, γίνεται εύκολα κατανοητό, το πόσο σημαντικό είναι το πρόβλημα της εκκίνησης των κινητήρων Diesel εν ψυχρό, όπου οι συνθήκες στον κύλινδρο είναι ουσιαστικά δυσμενείς για την αυτανάφλεξη καυσίμου, με αποτέλεσμα πολλές φορές υψηλό θόρυβο. Παρότι οι βαθμοί συμπίεσης είναι υψηλοί, δεν επαρκούν, οπότε χρειάζονται και πρόσθετα βοηθητικά μέσα εκκινήσεως. Μερικά από αυτά τα βοηθητικά μέσα είναι

- η πιλοτική έγχυση καυσίμου
- η καθυστέρηση της έγχυσης καυσίμου
- η βοηθητική οπή στον εγχυτήρα
- η χρήση καυσίμου μεγάλης πτητικότητας για ευκολότερη αυτανάφλεξη
- η χρήση πυρακτωτών

### 3.2.3 Ρυθμιστής στροφών

Οι εμβολοφόρες ΜΕΚ μπορούν να διακριθούν σε μηχανές σταθερής και σε μηχανές μεταβλητής ταχύτητας περιστροφής. Για την πρώτη κατηγορία χρησιμοποιείται ρυθμιστής στροφών, speed governor, ο οποίος επιβάλλει μία ορισμένη ταχύτητα, αναλαμβάνοντας την αυτόματη προσαρμογή της τροφοδοσίας του κινητήρα Diesel με καύσιμο ανάλογα προς το έξωθεν ζητούμενο φορτίο. Τυπική περίπτωση κινητήρα ορισμένης και σταθερής ταχύτητας περιστροφής έχουμε στην περίπτωση των κινητήρων που κινούν ηλεκτρική γεννήτρια, η οποία σε όλες σχεδόν τις περιπτώσεις παράγει σταθερή τάση, οπότε πρέπει να κινείται με σταθερή ταχύτητα ανεξάρτητα από το ζητούμενο υπό του δικτύου φορτίο. Αυτό ισχύει ακόμη περισσότερο όταν έχουμε εναλλασσόμενο ρεύμα, οπότε επιπλέον πρέπει και η συχνότητα του παραγομένου ρεύματος να είναι σταθερή.

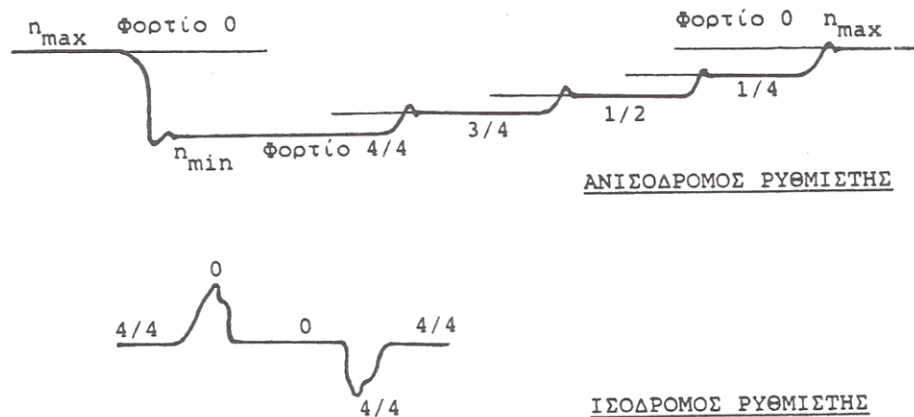
Για την επίτευξη των ανωτέρω φροντίζει ο ρυθμιστής στροφών. Στις περισσότερες περιπτώσεις έχουμε την τυπική διάταξη του ρυθμιστού μετά περιστρεφόμενων αντιβάρων, τα οποία τηρούνται σε ισορροπία με την βοήθεια συγκρατούντος ελατηρίου, όπως φαίνεται στην εικόνα 3.8.



3-8 Ρυθμιστής στροφών κινητήρα Diesel

Οι ρυθμιστές χωρίζονται σε δύο μεγαλύτερες κατηγορίες, τους συνθηθέστερα χρησιμοποιούμενους ανισόδρομους ή αμέσου δράσεως ρυθμιστές και τους ισόδρομους ή ισόχρονους ρυθμιστές. Συγκεκριμένα, η κλασική διάταξη ενός ανισόδρομου ρυθμιστή φαίνεται στην παραπάνω εικόνα. Η όλη διάταξη υπολογίζεται έτσι ώστε, στην κανονική ταχύτητα περιστροφής  $n$ , τα αντίβαρα με το ελατήριο

να ισορροπούν σε μία συγκεκριμένη θέση που δίνει στον μοχλό ρυθμίσεως κατάλληλη γωνία, ώστε να γίνεται παροχή της απαιτούμενης ποσότητας καυσίμου για το αντίστοιχα απαιτούμενο φορτίο. Ελάττωση του φορτίου σημαίνει υπερτάχυνση, άνοιγμα των αντιβάρων, συμπίεση του ελατηρίου, και μετακίνηση του μοχλού ρυθμίσεως προς την κατεύθυνση μηδενικού φορτίου. Αντιθέτως, αύξηση του φορτίου συνεπάγεται στα ακριβώς αντίθετα αποτελέσματα. Παράλληλα, η τελειότερη μορφή ρυθμιστών είναι οι ισόδρομοι ρυθμιστές, οι οποίοι επιτυγχάνουν πάντοτε σταθερή τήρηση της μεταβλητής ταχύτητας περιστροφής  $n$  με την μεταβολή του φορτίου όπως φαίνεται στην εικόνα 3.9.



3-9 Ανισόδρομος - Ισόδρομος ρυθμιστής

Για αυτό το λόγο απαιτείται η απευθείας σύνδεση μεταξύ του ρυθμιστή στρόφων και του μοχλού ρυθμίσεως, με την παρεμβολή μόνο κατάλληλων βοηθητικών μηχανισμών, συνήθως υδραυλικής φύσεως. Τότε η θέση του μοχλού του καυσίμου δεν συνδέεται αναγκαστικώς και αμέσως προς την θέση των αντιβάρων, και έτσι αυτά μπορούν να έρχονται πάντοτε στην ίδια θέση, δηλαδή στην ίδια ταχύτητα περιστροφής, ανεξάρτητα της θέσεως του μοχλού ρυθμίσεως.

Σε περιπτώσεις που μεταβάλλεται η ένταση του ελατηρίου του ρυθμιστή, τότε μεταβάλλεται και η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής. Συχνά, οι μηχανές παραδίδονται από τον κατασκευαστή με περισσότερα του ενός ελατήρια ρυθμιστή, ένα για κάθε ταχύτητα περιστροφής. Τέλος, είναι δυνατή με την κατάλληλη διάταξη περικοχλίου, η επίδραση κατά την διάρκεια της λειτουργίας επί του ελατηρίου, μεταβάλλοντάς έτσι η ταχύτητα περιστροφής συνεχώς εντός μίας περιοχής. Αλλάζοντας περισσότερα ελατήρια επιτυγχάνονται διάφορες περιοχές ταχυτήτων περιστροφής της μηχανής [Χουντάλας 1998].

### 3.2.4 Αντλίες καυσίμου κινητήρων Diesel

Η αντλία εγχύσεως καυσίμου είναι κατά κανόνα εμβολοφόρος αμέσου δράσεως, θετικής εκτοπίσεως, της οποίας το έμβολο κινείται από την εκκεντροφόρο άτρακτο μέσω τυπικού μηχανισμού έκκεντρο-τροχήλου ώσεως μέσω ισχυρού ελατηρίου, για αυτό και καλούνται αντλίες εκκεντροφόρου. Ο μηχανισμός έκκεντρο – τροχήλου εξασφαλίζει την συνεχή επαφή με το έκκεντρο, υπό την δράση του οποίου άλλωστε εκτελείται η διαδρομή αναρροφήσεως του εμβόλου. Σε αυτές η εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου αποτελεί την ανεξάρτητη μεταβλητή, με την πίεση του καυσίμου να προσαρμόζει την τιμή της σχετικής. Χωρίζονται στις ακόλουθες τρεις κατηγορίες:

- Ατομικές αντλίες τύπου Bosch, τέτοιες αντλίες υποστηρίζουν ανά μία ξεχωριστά κάθε κύλινδρο του κινητήρα, καταθλίβουν και δοσομετρούν το εγχυόμενο καύσιμο. Χωρίζονται σε ανεξάρτητες – μονοκύλινδρες και σε κεντρικές – πολυκύλινδρες.
- Ενιαία συγκροτήματα αντλίας – εγχυτήρα, όπως φανερώνει το όνομά τους, υπάρχει ανά μία ατομική αντλία για κάθε κύλινδρο που συνδυάζεται ενιαία με τον αντίστοιχο εγχυτήρα χωρίς την παρεμβολή σωλήνα καταθλίψεως, τοποθετούμενη στην κεφαλή του κυλίνδρου, η οποία καταθλίβει και δοσομετρά το καύσιμο.
- Αντλίες διανομής τύπου Bosch, σε αυτές τις διατάξεις υπάρχει μία κοινή αντλία για όλους τους κυλίνδρους, η οποία καταθλίβει και δοσομετρά το καύσιμο, ενώ ένας διανομέας του καταθλιβόμενο καυσίμου μεριμνά για την εκάστοτε προσαγωγή αυτού προς τον εγχυτήρα του ερχόμενου στην σχετική φάση κυλίνδρου.

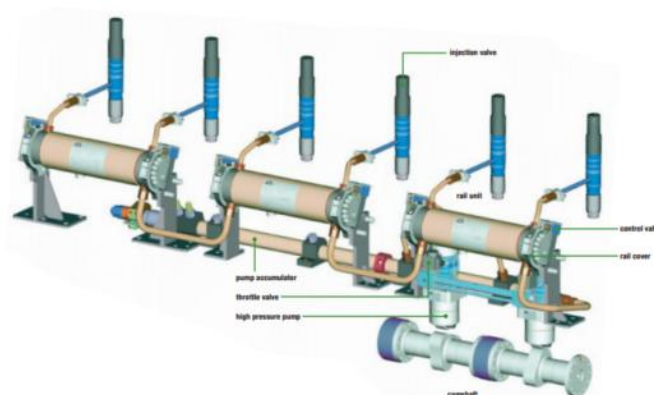
Εκτός από τις τρεις προηγούμενες κατηγορίες αντλιών, που έχουν σχεδόν επικρατήσει, υπάρχουν και οι επόμενες δύο:

- Αντλίες διανομής περιστροφικού τύπου Roosa, σε αυτές υπάρχει ένα μετρητικό διάφραγμα που δοσομετρά το καύσιμο, ενώ ένα περιστρεφόμενο τύμπανο αφενός μεν καταθλίβει το καύσιμο με διάταξη αντιθέτως παλινδρομούντων εμβόλων μέσα σε δακτύλιο έκκεντρον, αφετέρου δε το διανέμει με κατάλληλη διάταξη διόδων προς τους διαφόρους κυλίνδρους την κατάλληλη εκάστοτε χρονική στιγμή
- Αντλίες κοινού οχετού, σε αυτές υπάρχει μία κοινή αντλία για όλους τους κυλίνδρους η οποία καταθλίβει το καύσιμο σε κοινό οχετό με σταθερή πίεση, ο οποίος επικοινωνεί με τους εγχυτήρες. Υφίστανται διατάξεις υψηλής και χαμηλής πίεσεως.

Στις πρώτες η δοσομέτρηση του καυσίμου ρυθμίζεται από το διάστημα που παραμένει ανοιχτή μία μηχανικώς ελεγχόμενη βαλβίδα στον εγχυτήρα ανοικτού τύπου, ενώ στις δεύτερες η δοσομέτρηση του καυσίμου γίνεται σε μετρητικό διάφραγμα που υπάρχει μέσα στον εγχυτήρα [Χουντάλας 1998].

### 3.2.5 Συστήματα έγχυσης κοινού οχετού

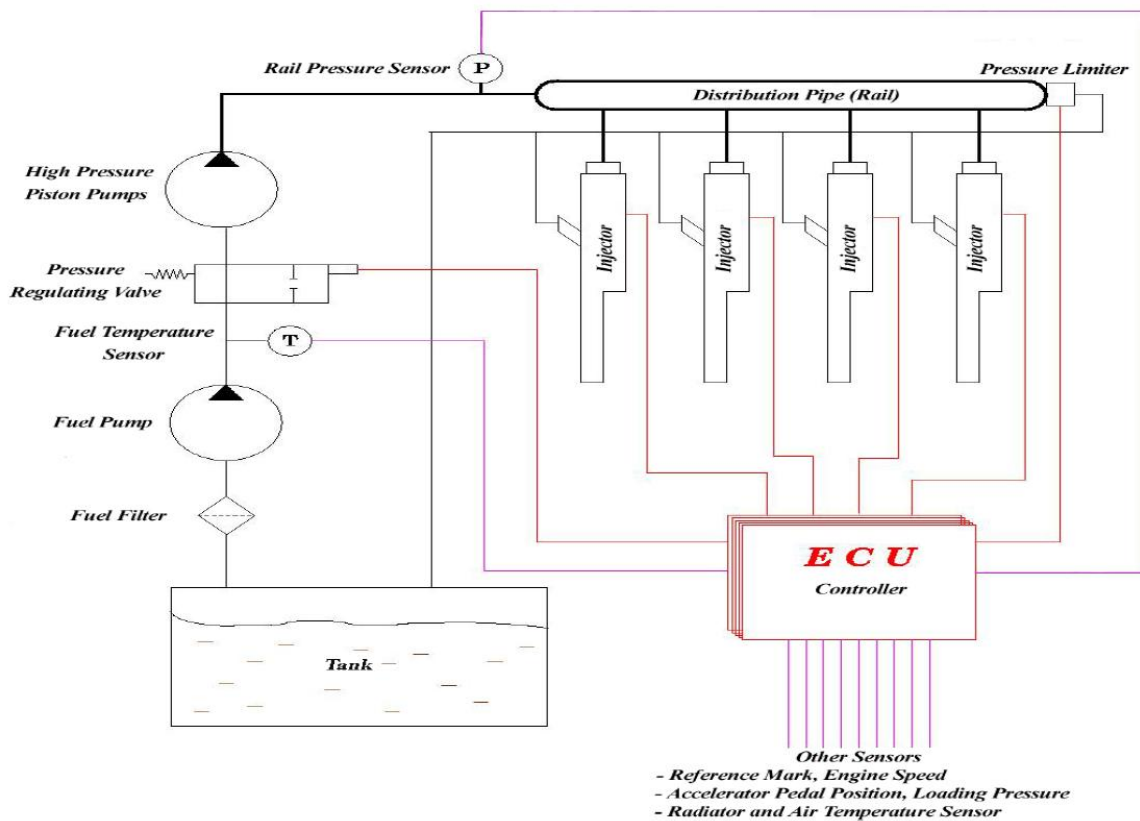
Το σύστημα έγχυσης κοινού οχετού ή Common Rail System (CRS) αποτελεί βασικό σύστημα εγχύσεως για κινητήρες χαμηλών και μεσαίων στροφών. Η βασική και τυπική διάταξη του συστήματος αποτελείται από την αντλία χαμηλής πίεσης, την αντλία υψηλής πίεσης, τον κοινό οχετό, το κάλυμμα του οχετού και τελικά από τους ίδιους του εγχυτήρες. Στην εικόνα 3.10 παρουσιάζεται το σύστημα CR της εταιρίας MAN για κινητήρες μεσαίων στροφών.



3-10 Σύστημα εγχύσεως καυσίμου κοινού οχετού

Στην εικόνα 3.10 απεικονίζονται οι έξι εγχυτήρες να συνδέονται άμεσα με τρεις οχετούς, οι οποίοι βρίσκονται σε άμεση σύνδεση μεταξύ τους. Παράλληλα, κάτω δεξιά εμφανίζεται ο στροφαλοφόρος που δίνει εντολή στις αντλίες υψηλής πίεσης.

Η λειτουργία του συστήματος βασίζεται στην σημαντική αύξηση της πίεσης του καυσίμου από την αντλία υψηλής πίεσεως. Το καύσιμο συλλέγεται από έναν κοινό συλλέκτη υπό υψηλή πίεση και στην συνέχεια διοχετεύεται στους εγχυτήρες του κινητήρα. Μέσω μιας ηλεκτρονικά ελεγχόμενης μονάδας ρυθμίζεται το προφίλ έγχυσης του καυσίμου σε κάθε εγχυτήρα σε πλήρη αντιστοιχία με τον χρονισμό του κινητήρα. Η μονάδα ηλεκτρονικού ελέγχου καθορίζει για κάθε εγχυτήρα ξεχωριστά την χρονική στιγμή έγχυσης και την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, έτσι όταν οι εγχυτήρες ενεργοποιούνται, μία ηλεκτρονικά ελεγχόμενη υδραυλική βαλβίδα ανοίγει, και το καύσιμο, βρισκόμενο υπό υψηλή πίεση στον κοινό οχετό, εγχύεται στον θάλαμο καύσης.



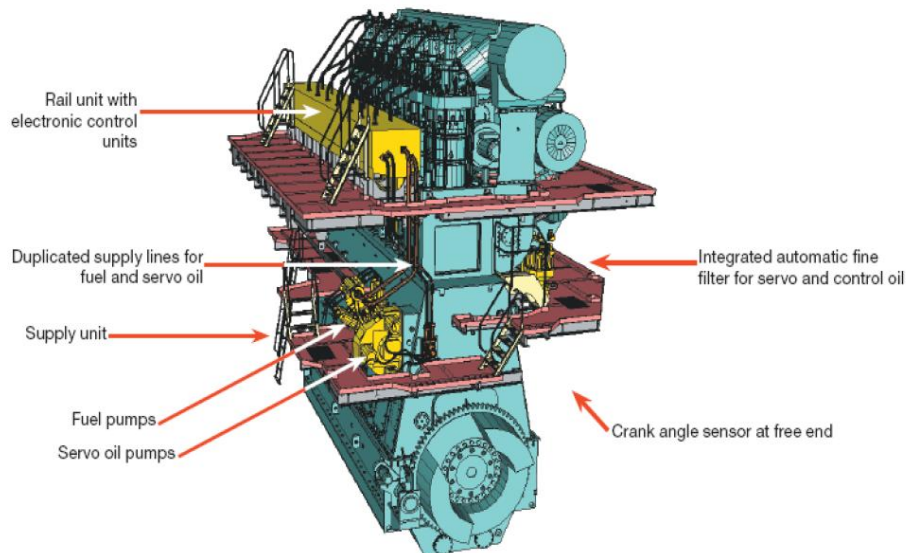
3-11 Τυπική διάταξη συστήματος κοινού οχετού

Στην εικόνα 3.11 παρουσιάζεται συνολικά η τυπική διάταξη έγχυσης κοινού συλλέκτη. Σύμφωνα με την εταιρία Wäertsilä [Aeberli 2004], τα συστήματα CR σε σχέση με τα μηχανικά συστήματα έγχυσης υπερτερούν στα παρακάτω σημεία:

- Η υψηλή πίεση έγχυσης επιτυγχάνεται ανεξάρτητα από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα
- Ακρίβεια στη ρύθμιση της ποσότητας του εγχυόμενου καυσίμου σε κάθε εγχυτήρα
- Ευελιξία στον καθορισμό του χρονισμού έγχυσης για κάθε κινητήρα
- Δυνατότητα πολλαπλών ψεκασμών σε έναν κύκλο λειτουργίας
- Ελαχιστοποίηση των διαφορών στην εγχυόμενη μάζα καυσίμου και στον χρονισμό της έγχυσης μεταξύ των κυλίνδρων
- Ελαχιστοποίηση των διαφορών της εγχυόμενης μάζας καυσίμου μεταξύ των διαδοχικών κύκλων

Το CRS αποτελείται από τις παρακάτω μονάδες, η διάταξη των οποίων σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα παρουσιάζονται στην εικόνα:

- Μονάδα οχετών (Rail Unit), η οποία περιλαμβάνει τους σωλήνες του καυσίμου, του λαδιού χρήσης και του λαδιού ελέγχου. Η μονάδα αυτή τοποθετείται κατά μήκος των κυλίνδρων, στο ύψος των πωμάτων
- Μονάδα παροχής (Supply Unit), η οποία περιλαμβάνει τις αντλίες υψηλής πίεσης καυσίμου και λαδιού, σε διάταξη V, και τοποθετείται συνήθως στο προωαίο ή πρυμναίο τμήμα του στροφαλοφόρου άξονα του κινητήρα
- Ολοκληρωμένη αυτόματη εγκατάσταση φίλτρων ελαίου (Integrated Automatic Fine Oil Filter)
- Σύστημα εκκίνησης της μηχανής με πεπιεσμένο αέρα (Starting Air System)
- Μονάδα ενεργοποίησης και ελέγχου λειτουργίας βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων (Exhaust Valve Actuator & Control Unit)
- Ολοκληρωμένη ηλεκτρονική μονάδα έγχυσης (Injection Control Unit), μονάδα ελέγχου της λειτουργίας της μηχανής (Engine Control Unit) και μονάδα ανάγνωσης γωνίας στροφαλοφόρου

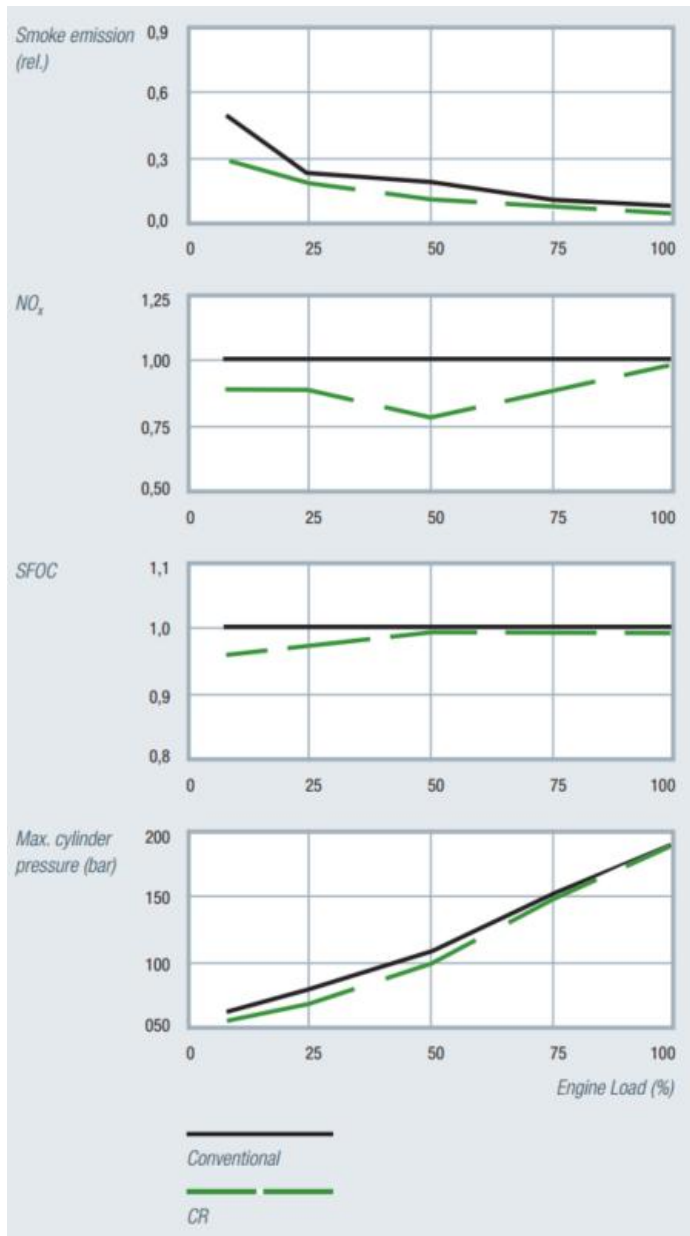


3-12 Διάταξη υποστήριξης συστήματος κοινού οχετού





3-13 Μεγάλος κινητήρας Diesel με σύστημα κοινού οριζοντίου



3-14 Επιρροή συστήματος σε διάφορα μεγέθη του κινητήρα

Τα διαγράμματα 3.14 που παρατίθενται παρουσιάζουν την επίδραση του συστήματος CR της εταιρίας MAN σε σημαντικούς ρύπους του κινητήρα Diesel. Οι μαύρες καμπύλες απεικονίζουν τις επιδόσεις ενός συμβατικού κινητήρα, ενώ οι διακεκομμένες πράσινες απεικονίζουν τις επιδόσεις ενός κινητήρα με CRS από την MAN. Η τεχνολογία MAN Diesel Common Rail μειώνει τις εκπομπές αιθάλης και των NO<sub>x</sub> σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα, ακόμη και όταν ο κινητήρας λειτουργεί με μονούς εγχυτήρες, με πιλοτική ή δευτερογενή έγχυση καυσίμου. Λόγω της μεγάλης ευελιξίας στην έγχυση του καυσίμου, οι εκπομπές NO<sub>x</sub>, η κατανάλωση καυσίμου και η ποιότητα των καυσαερίων γενικότερα είναι δυνατόν να βελτιωθεί λόγω της διαφοράς πίεσης και την έναρξη έγχυσης. Ακόμη και στα πιο συχνά προβληματικά εύρη φορτίων, τα χαμηλά, η διαφάνεια των καυσαερίων μπορεί να φτάσει σε επιθυμητά επίπεδα

κάτω από τα όρια του ορατού.

### 3.3 Δίχρονοι κινητήρες Diesel

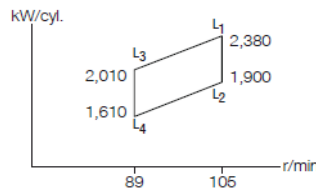
Το κύριο αντικείμενο της διπλωματικής είναι οι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες Diesel. Η επικράτηση των κινητήρων Diesel ως το βασικό μέσο πρόωσης των πλοίων δικαιολογείται τόσο από τον υψηλό θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης των κινητήρων Diesel, όσο και από την ικανότητα τους να

λειτουργήσουν με καύσιμα χαμηλότερης ποιότητας, κάτι που καθιστά την εγκατάσταση οικονομικά συμφέρουσα σε σχέση με τον ατμοστρόβιλο ή τον αεριοστρόβιλο, με τιμή του βαρέως καυσίμου Heavy Fuel Oil 600\$ περίπου τον Ιούνιο του 2015 σύμφωνα με τον δείκτη bunker index**[bunkerworld]**.

Τα δύο κύρια χαρακτηριστικά των ναυτικών κινητήρων είναι το μεγάλο μέγεθός τους και ο συνδυασμός χαμηλών στροφών και υψηλής ισχύος. Αναλυτικότερα, αυτά τα δύο στοιχεία χαρακτηρίζουν και την γκάμα κινητήρων που εμπορεύεται η εταιρία MAN, που χωρίζονται σε χαμηλών και μεσαίων στροφών με έμβολα 900 με 500 χιλιοστά και 510 με 230 χιλιοστά αντίστοιχα. Οι κινητήρες της εταιρίας μπορούν να καλύψουν μία ευρεία περιοχή ισχύος ανάλογα με την χρήση και τις απαιτήσεις κάθε φορά. Ενδεικτικά, στην εικόνα 3.15 παρουσιάζεται η περιοχή λειτουργίας για έναν κινητήρα εμβόλου 600 χιλιοστών, παρόμοιος με αυτόν που αναλύεται στο κυρίως μέρος της εργασίας **[MAN Diesel]**:

### MAN B&W S60ME-B8

Cyl.	L <sub>1</sub> kW	Stroke: 2,400 mm
5	11,900	
6	14,280	
7	16,660	
8	19,040	



SFOC for engines with layout on L <sub>1</sub> - L <sub>3</sub> line [g/kWh]		L <sub>1</sub> /L <sub>3</sub> MEP: 20.0 bar		
SFOC optimised load range	Tuning	50%	75%	100%
High load (85%-100%)	-	167.5	165.0	168.0
	ECT	166.5	164.0	171.0
Part load (50%-85%)	VT	164.5	163.5	168.5
	EGB	164.5	163.5	169.5
	ECT	165.0	164.5	169.5
Low load (25%-70%)	VT	162.5	164.5	168.5
	EGB	162.5	164.5	169.5

SFOC for engines with layout on L <sub>2</sub> - L <sub>4</sub> line [g/kWh]		L <sub>2</sub> /L <sub>4</sub> MEP: 16.0 bar		
SFOC optimised load range	Tuning	50%	75%	100%
High load (85%-100%)	-	163.5	159.5	162.0
	ECT	162.5	158.5	165.0
Part load (50%-85%)	VT	160.5	158.0	162.5
	EGB	160.5	158.0	163.5
	ECT	161.0	159.0	163.5
Low load (25%-70%)	VT	158.5	159.0	162.5
	EGB	158.5	159.0	163.5

The SFOC excludes 1 g/kWh for the consumption of the electric HPS

#### Specifications

Dimensions:	A	B	C	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>
mm	1,020	3,770	1,300	10,825	10,000	9,750
Cylinders:	5	6	7	8		
L <sub>min</sub> mm	7,122	8,142	9,162	10,182		
Dry mass t		Not yet available				

3-15 Χαρακτηριστικά κινητήρα S60ME-B8 της εταιρίας MAN

Ο κινητήρας μπορεί να κατασκευαστεί με πέντε μέχρι οκτώ κύλινδρους, είναι της σειράς M και είναι ηλεκτρονικά ελεγχόμενος (E). Στο διάγραμμα είναι εύκολο να διακριθεί η περιοχή λειτουργίας, ενώ οι πίνακες δίνουν αναλυτικές πληροφορίες για σημαντικά ονομαστικά μεγέθη όπως η ειδική κατανάλωση καυσίμου ανά φορτίο και τις διαστάσεις του. Το μήκος του αναφορικά για τον εξακύλινδρο είναι 8,142 μέτρα και η διαδρομή του εμβόλου είναι 2,4 μέτρα, ενώ στο μέγιστο φορτίο παράγει 14.280 kW στις 105 στροφές το λεπτό. Κατά συνέπεια, αντιλαμβάνεται κανείς πως τα μεγέθη είναι κατά πολύ μεγαλύτερα από έναν συμβατικό κινητήρα αυτοκινήτου 1800 κυβικών εκατοστών, όπου η διαδρομή εμβόλου είναι 86,4 χιλιοστά, η διάμετρος του είναι 81 χιλιοστά και αποδίδει ισχύ 140 kW.

Οι δίχρονοι κινητήρες προτιμώνται στις μέρες μας ως βραδύστροφοι υψηλής ισχύος γιατί έχουν συγκριτικά πλεονεκτήματα σε σύγκριση με τους τετράχρονους. Συγκεκριμένα, το ωφέλιμο έργο σε μία δίχρονη μηχανή είναι θεωρητικά το διπλάσιο από αυτό που αποδίδει μία τετράχρονη με τις ίδιες διαστάσεις. Αυτό οφείλεται στην βασική διαφορά τους, ότι κάθε κύλινδρος ενός τετράχρονου κινητήρα παράγει ωφέλιμο έργο κάθε τέσσερις διαδρομές του εμβόλου, ενώ κάθε κύλινδρος ενός δίχρονου κινητήρα κάθε δύο διαδρομές του εμβόλου. Στην πράξη, λόγω των επιπλέον βοηθητικών μηχανισμών των δίχρονων κινητήρων, αντί για σάρωσης, που καταναλώνουν ισχύ, οι δίχρονοι κινητήρες αποδίδουν περίπου 1,8 φορές περισσότερο ισχύ από τους τετράχρονους. Για τον ίδιο λόγο, οι δίχρονοι κινητήρες παρουσιάζουν περισσότερη ομοιομορφία στη παραγόμενη ροπή στρέψης, σε σχέση με τους τετράχρονους που αφιερώνουν δύο χρόνους αποκλειστικά στην εναλλαγή αερίων. Όσον αφορά την κατασκευή του κινητήρα, στους τετράχρονους υπάρχουν απαραίτητα βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής, γεγονός που καθιστά των κινητήρα πολύπλοκο με πολλούς επιπλέον μηχανισμούς ρυθμίσεων των βαλβίδων, σε αντίθεση με τους δίχρονους κινητήρες. Εξαιτίας των παραπάνω πλεονεκτημάτων, οι δίχρονοι κινητήρες κατασκευάζονται βραδύστροφοι υψηλής ισχύος, ενώ οι τετράχρονοι κατασκευάζονται ταχύστροφοι χαμηλότερων γενικά ισχύων [\[Τζιφάκης 1978\]](#).

### 3.3.1 Κύκλος λειτουργίας δίχρονων ναυτικών κινητήρων Diesel

Οι ναυτικοί κινητήρες είναι συνήθως μηχανές στις οποίες ο κύκλος λειτουργίας ολοκληρώνεται σε δύο χρόνους. Συγκεκριμένα μπορούμε να παρατηρήσουμε τα ξεχωριστά σημεία των δύο χρόνων ως εξής:

#### 1<sup>ος</sup> χρόνος

Σε αυτή τη φάση λαμβάνει χώρα η καύση, η εκτόνωση, η έναρξη της εξαγωγής των καυσαερίων και εισαγωγής αέρα. Όπως έχει αναφερθεί εκτενέστατα στην έγχυση του καυσίμου, οι συνθήκες την στιγμή της έγχυσης είναι κατάλληλες ως προς την πίεση και την θερμοκρασία για την γρήγορη ανάμειξη και

ανάφλεξη του καύσιμου μείγματος. Για να επιτευχθεί όμως αυτό, η έγχυση αρχίζει όταν το έμβολο βρίσκεται στην περιοχή του άνω νεκρού σημείου (ΑΝΣ). Γενικά έναρξη της έγχυσης μπορεί να διαφέρει από κινητήρα σε κινητήρα, και κυμαίνεται από τις  $-5^{\circ}$  μέχρι τις  $+5^{\circ}$ . Στην παρούσα εργασία αναλύονται κινητήρες που η έγχυση καυσίμου γίνεται πριν το άνω νεκρό σημείο, ενώ η ανάφλεξη συμβαίνει πολύ κοντά πριν ή μετά το άνω νεκρό σημείο.

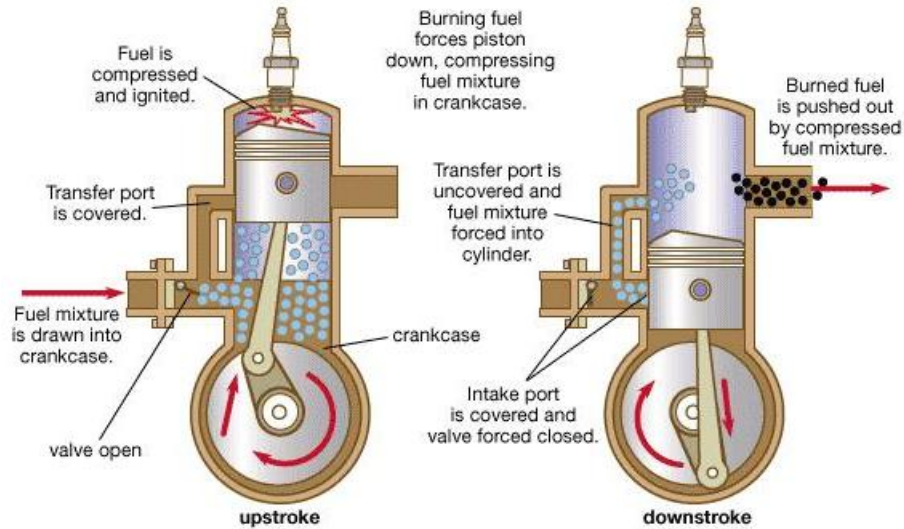
Κατά την καύση λαμβάνει χώρα η εκτόνωση των καυσαερίων, μέσω της οποίας αποδίδεται το ωφέλιμο έργο στο απωθούμενο έμβολο. Η εκτόνωση συνεχίζεται μέχρι να ανοίξει η βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων, περίπου  $60^{\circ} - 85^{\circ}$  πριν το κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ) ανάλογα με τον κινητήρα. Καθώς το έμβολο κατεβαίνει προς το ΚΝΣ, αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής αέρα,  $45^{\circ} - 55^{\circ}$  πριν. Επειδή η πίεση εντός του κυλίνδρου είναι πλέον μικρότερη από την πίεση του εισερχόμενου υπερπληρωμένου αέρα, πραγματοποιείται η απόπλυση του κυλίνδρου, δηλαδή ο εισερχόμενος αέρας παρασύρει τα καυσαέρια που έχουν απομείνει στον θάλαμο προς την βαλβίδα εξαγωγής.

## 2<sup>ος</sup> χρόνος

Η δεύτερη φάση λειτουργίας του κινητήρα χαρακτηρίζεται από την περάτωση της απόπλυσης του κυλίνδρου μέχρι και την αρχή της συμπίεσης. Αφού το έμβολο φτάνει στο ΚΝΣ, ωθούμενο από τον στροφαλοφόρο άξονα, που σε αυτές τις μοίρες προσδίδει έργο στον υπερπληρωμένο αέρα, ανεβαίνει προς το ΑΝΣ. Αντίστοιχα με τον 1<sup>ο</sup> χρόνο, όταν το έμβολο φτάσει  $45^{\circ} - 55^{\circ}$  μετά το ΚΝΣ, καλύπτει πλήρως τις θυρίδες εισαγωγής αέρα και συνεπώς η εισαγωγή αέρα σταματά. Ταυτόχρονα περίπου, κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων, αν και υπάρχουν περιπτώσεις που η βαλβίδα σε αντιστοιχία με τον 1<sup>ο</sup> χρόνο μένει ανοιχτή μέχρι και  $80^{\circ} - 90^{\circ}$  μετά το ΚΝΣ. Έτσι, επιτυγχάνεται καλύτερη απόπλυση, αλλά η συμπίεση του αέρα είναι χειρότερη. Όταν καλυφθούν πλήρως οι θυρίδες εισαγωγής και κλείσει η βαλβίδα εξαγωγής αρχίζει η φάση της συμπίεσης, η οποία διαρκεί μέχρι την έναρξη της καύσης

Η ολοκλήρωση του 1<sup>ου</sup> και του 2<sup>ου</sup> χρόνου διαδοχικά, προφανώς, σηματοδοτεί την ολοκλήρωση ενός πλήρους κύκλου λειτουργίας για έναν δίχρονο ναυτικό ή μη κινητήρα. Η εικόνα 3.16 παρουσιάζει τον κάθε χρόνο:





3-16 Κύκλος λειτουργίας 2-Χ κινητήρα

### 3.3.2 Σάρωση

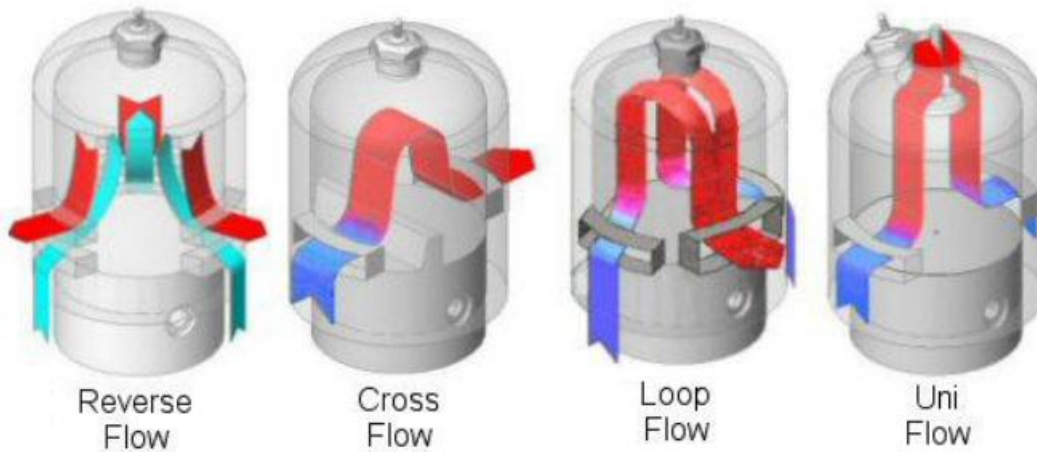
Στους δίχρονους κινητήρες έχει ιδιαίτερη σημασία ο τρόπος που εισάγεται ο αέρας και απομακρύνονται τα καυσαέρια, καθώς, σε αντίθεση με τους τετράχρονους κινητήρες δεν υπάρχει κάποια διακριτοποιημένη φάση κατά την οποία να επιτελούνται αυτές οι διεργασίες. Η αποτελεσματικότητα της εισαγωγής του αέρα και της εξαγωγής του καυσαερίου έχει μεγάλη σημασία για την απόδοση του κινητήρα.

Όταν ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων κατά την φάση της εκτόνωσης, αρχίζει η μαζική εκτόνωση της πίεσης εντός του θαλάμου. Καθώς το έμβολο κατεβαίνει χαμηλότερα, αποκαλύπτει τις θυρίδες εισαγωγής αέρα. Ο αέρας θα αρχίσει να συμπιέζεται όταν το έμβολο φτάσει στο κάτω νεκρό σημείο, και αρχίζει να ανεβαίνει ώστε να αρχίσει ένας νέος κύκλος λειτουργίας. Καθώς ο αέρας εισέρχεται μέσα στον κύλινδρο, εξωθεί την εναπομείνασα ποσότητα καυσαερίων, η οποία διαφεύγει από τη βαλβίδα εξαγωγής.

Η σάρωση αποτελεί σημαντικό πρόβλημα των δίχρονων κινητήρων, διότι ποτέ δεν γίνεται να αποφέρει τέλεια αποτελέσματα. Ένα τμήμα του αέρα θα διασχίσει απευθείας τον κύλινδρο, και θα διαφύγει μέσω της βαλβίδας εξαγωγής, ενώ ένα άλλο τμήμα θα αναμιχθεί με τα καυσαέρια και τμήμα του θα απομακρυνθεί διαμέσου της βαλβίδας εξαγωγής. Το σημαντικότερο ποσοστό του αέρα θα παραμείνει στο κύλινδρο, παρ' όλα αυτά η ελλειπτική σάρωση συνιστά σημαντικό πρόβλημα.

Υπάρχουν τέσσερις βασικοί τρόποι να γίνει η σάρωση, όπως φαίνεται και στην εικόνα 3.17:

### SCAVENGE FLOW SYSTEMS



3-17 Συστήματα σάρωσης 2-Χ κινητήρων

#### 3.3.3 Δίχρονοι βραδύστροφοι υπερπληρωμένοι ναυτικοί κινητήρες Diesel με βάκτρο και σταυρό

Ο κινητήρας Diesel αποτελεί την κύρια επιλογή των κατασκευαστών πλοίων για την θέση της μονάδας ισχύος του πλοίου, λόγω του υψηλού θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα Diesel σε σχέση με αυτόν του ατμοστρόβιλου ή του αεριοστρόβιλου. Επιπλέον, ο βαθμός απόδοσης του μπορεί να βελτιωθεί χρησιμοποιώντας περαιτέρω την απορριπτόμενη θερμότητα που περιέχεται στα καυσαέρια, είτε με τη χρήση στροβίλου ισχύος μετά τον υπερπληρωτή είτε με σύγχρονα συστήματα ανάκτησης θερμότητας για τις ενεργειακές απαιτήσεις του πλοίου. Οι ναυτικοί κινητήρες διακρίνονται ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής σε:

- Βραδύστροφοι, 60 – 200 RPM
- Μεσόστροφοι, 375 – 750 RPM
- Ταχύστροφοι, 1000 – 2500 RPM

Στα μεγάλα πλοία όπου χρησιμοποιούνται κινητήρες Diesel μεγάλου μεγέθους ως κύριες μηχανές πρόωσης, πλέον έχει επικρατήσει η χρήση του δίχρονου βραδύστροφου υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel με βάκτρο και σταυρό. Η τελική επικράτηση του δίχρονου κινητήρα οφείλεται, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, στην αυξημένη απόδοση ισχύος για το ίδιο μέγεθος ενός τετράχρονου κινητήρα. Ο αριθμός των κυλίνδρων, όπως φαίνεται και στο διάγραμμα της MAN, καθορίζει την ισχύ του κινητήρα, όμως η ισχύς κάθε κυλίνδρου ορίζεται σε μεγάλο βαθμό από την διάμετρο του εμβόλου

και την διαδρομή του. Η βασική σχέση (3.8) που προσδιορίζει την ισχύ ενός κυλίνδρου ενός δίχρονου κινητήρα είναι η εξής:

$$P = p_i \cdot A \cdot s \cdot \frac{n}{60} \quad (3.8)$$

Όπου,

- P η μέγιστη ισχύς σε W
- $p_i$  η μέση ενδεικνύμενη πίεση ενός κυλίνδρου
- A η επιφάνεια του εμβόλου σε  $m^2$
- s η διαδρομή του εμβόλου σε m
- n οι στροφές του κινητήρα σε RPM

Οι διαστάσεις των εν λόγω κινητήρων αναφέρθηκαν παραπάνω, καθώς και το εύρος στροφών που λειτουργούν ανάλογα πάντα το μέγεθός τους.

Τα μεγάλα πλοία, με τις μεγάλες έλικες-προπέλες, απαιτούν για υψηλό βαθμό απόδοσης της έλικας, χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα. Για αυτό το λόγο, η ταχύτητα περιστροφής της έλικας του πλοίου παίζει σημαντικό ρόλο στην επιλογή του κινητήρα του πλοίου. Η ταχύτητα περιστροφής της έλικας εξαρτάται σημαντικά από το μέγεθός της, για δεδομένη ζητούμενη ταχύτητα πλοίου. Όσο μεγαλύτερη είναι η διάμετρος της έλικας, στα όρια του βυθίσματος του πλοίου, τόσο χαμηλότερη μπορεί να είναι η ταχύτητα περιστροφής της. Παρ' όλα αυτά, η μέση ταχύτητα του εμβόλου δεν μπορεί να μειωθεί πέρα από μία ορισμένη τιμή. Η μείωση των στροφών επιτυγχάνεται με αύξηση της διαδρομής του εμβόλου και κατά συνέπεια μεγάλους λόγους διαδρομής προς τη διάμετρο, κυρίως στους μεγάλους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες [\[Κυρτάτος 1993\]](#).

Οι μηχανές σήμερα έχουν λόγο διαδρομής προς διάμετρο εμβόλου μεταξύ 2,5 και 4,5 ανάλογα με την εφαρμογή. Η ταχύτητα του εμβόλου σε κανονική λειτουργία εξαρτάται από το ρυθμό της καύσης και την διόγκωση των καυσαερίων. Επίσης, με τη μεγαλύτερη διαδρομή εμβόλου επιτρέπεται στο καυσαέριο να διογκωθεί περαιτέρω, επιτυγχάνοντας μείωση της κατανάλωσης του καυσίμου, διότι απορροφάται περισσότερη ενέργεια από το διογκούμενο καυσαέριο. Αυτό έχει σαν συνέπεια τη χρήση ευθύγραμμης απόπλυσης κυλίνδρου από όλους τους κατασκευαστές μεγάλων δίχρονων κινητήρων με απευθείας μετάδοση ισχύος στην έλικα. Με το σύστημα ευθύγραμμης σάρωσης επιτυγχάνεται καλύτερη σάρωση του κυλίνδρου λόγω της ευθύγραμμης προς τα άνω κίνησης του αέρα και των καυσαερίων, μειώνεται η απώλεια θερμότητας προς το ψυκτικό μέσο, μέσω των τοιχωμάτων των



κυλίνδρων. Μία τέτοια μηχανή είναι ωστόσο ψηλότερη και φαρδύτερη από την κανονική έκδοσή της και απαιτεί περισσότερο χώρο, άρα και μεγαλύτερο μηχανοστάσιο.

Όλοι οι μεγάλοι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες είναι υπερπληρωμένοι και φέρουν ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης, αφενός για να αυξηθεί περαιτέρω η συγκέντρωση ισχύος για συγκεκριμένο μέγεθος μηχανής και για να επιτυγχάνεται καλύτερη σάρωση του κυλίνδρου, αφετέρου διότι έτσι επιτυγχάνεται εκμετάλλευση της θερμικής ενέργειας των καυσαερίων και αυξάνεται συνεπώς ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα.

Υπάρχουν ουσιαστικά δύο διαφορετικά τμήματα σε κάθε ναυτικό κινητήρα Diesel ο κύλινδρος στον οποίο αναπτύσσεται η ισχύς και ο στροφαλοθάλαμος στον οποίο η παλινδρομική ισχύς του κυλίνδρου μετατρέπεται σε περιστροφική στον στροφαλοφόρο. Η διάταξη αυτή είναι παρόμοια με την ατμομηχανή του 19<sup>ου</sup> αιώνα, όπου οι κύλινδροι τοποθετούνταν πάνω από το στροφαλοθάλαμο. Οι κύλινδροι είναι απομονωμένοι από τον στροφαλοθάλαμο από ένα φραγμένο διάφραγμα, εμποδίζοντας έτσι τα προϊόντα της καύσης να εισρεύσουν και να αλλοιώσουν τη σύσταση του λιπαντικού ελαίου του στροφαλοφόρου. Το ίδιο διάφραγμα λειτουργεί ως κάτω όριο του θαλάμου προσαγωγής αέρα σάρωσης, το οποίο περιβάλλει το κατώτερο τμήμα του χιτωνίου. Αντίθετα με τους μεσόστροφους κινητήρες χωρίς σταυρό, όπου ένα είδος λιπαντικού ελαίου χρησιμοποιείται για τη λίπανση όλης της μηχανής, οπότε πρέπει να γίνουν συμβιβασμοί ως προς τις ιδιότητές του, στον βραδύστροφο κινητήρα χρησιμοποιείται καθαρό έλαιο λιπάνσεως εδράνων στο στροφαλοθάλαμο και χωριστό κυλινδρέλαιο με κάποια αλκαλικότητα, για να αντιμετωπιστούν τα όξινα κατάλοιπα της καύσης.

Η μετατροπή της ευθύγραμμης κίνησης του εμβόλου και του βάκτρου στη σύνθετη κίνηση του διωστήρα απαιτεί την ύπαρξη ειδικού εδράνου σταυρού για τη μετατροπή και τη μεταφορά της κίνησης δίχως απώλειες. Το άνω μέρος του διωστήρα συνδέεται μέσω εδράνων με την κεφαλή του ζυγώματος, ειδικού σταυρού, η οποία συνδέεται γερά στο βάκτρο μέσω βιδών. Το κάτω μέρος του διωστήρα συνδέεται στο στρόφαλο και όσο η μηχανή λειτουργεί, οι δυνάμεις στο βάκτρο και το διωστήρα ποικίλουν, ανάλογα με τη γωνιακή μετατόπιση του διωστήρα, που αλλάζει καθώς περιστρέφεται ο στροφαλοφόρος άξονας. Η γωνιακή αυτή μετατόπιση του διωστήρα ασκεί πλάγιες δυνάμεις στο στροφαλοφόρο και το ζύγωμα, δυνάμεις που είναι αναγκαίο να αντιμετωπιστούν από τα έδρανα του στροφαλοφόρου και από ειδικά πέδιλα και οδηγούς για το ζύγωμα αντίστοιχα. Λόγω της απουσίας φάσης εναλλαγής αερίων που υπάρχει στους τετράχρονους κινητήρες, στους δίχρονους τα

έδρανα του ζυγώματος φορτίζονται πάντα προς τα κάτω χωρίς κάποια φυσική ώθηση προς τα πάνω ώστε να ανανεωθεί το παλιό στρώμα λιπαντικού [\[Κυρτάτος 1993\]](#).

Ο χρονισμός εγχύσεως του καυσίμου γίνεται μηχανικά με τη χρήση εκκεντροφόρου άξονα στις παλαιότερες μηχανές, ο οποίος παίρνει κίνηση άμεσα από το στροφαλοφόρο άξονα. Μέσω του εκκεντροφόρου ρυθμίζεται ο χρονισμός των αντλιών καυσίμου και των βαλβίδων εξαγωγής, εάν υπάρχουν. Στις σύγχρονες μηχανές, ο χρονισμός εγχύσεως ρυθμίζεται ηλεκτρονικά με τη χρήση ηλεκτρομαγνητικών υδραυλικών επενεργητών, οπότε η χρήση εκκεντροφόρου δεν είναι απαραίτητη και παραλείπεται στις περισσότερες των περιπτώσεων. Η απουσία εκκεντροφόρου συνεπάγεται τον μειωμένο όγκο της εγκατάστασης και την μείωση των απωλειών.

Στους τετράχρονους κινητήρες οι δύο πρόσθετες διαδρομές του εμβόλου καθιστούν την μηχανή ικανή να αναπνέει μόνη της σε όλα τα φορτία. Όμως, στους δίχρονους κινητήρες, κατά τη λειτουργία χωρίς φορτίο, κατά την εκκίνηση και τους ελιγμούς, η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι πολύ χαμηλή, με αποτέλεσμα η ενέργεια του στροβίλου από μόνη της να μη μπορεί να παράσχει την πίεση σαρώσεως και τότε πρέπει να υποβοηθηθεί με επιπρόσθετη ενέργεια από βοηθητικό μηχανισμό. Αυτό συμβαίνει είτε με την αντλία σαρώσεως που συνδέεται εν σειρά με το ζεύγος υπερπλήρωσης, είτε με ένα ηλεκτροκίνητο φυσητήρα είτε χρησιμοποιώντας την κάτω πλευρά του εμβόλου ως αντλία με ηλεκτρική, υδραυλική, ή πνευματική κίνηση του στροφείου του συμπιεστή. Αυτή η επιπρόσθετη κίνηση διακόπτεται, όταν δεν είναι απαραίτητη σε υψηλότερα φορτία, προκειμένου να βελτιωθεί η κατανάλωση [\[Κυρτάτος 1993\]](#).

Σημαντικά συγκριτικά πλεονεκτήματα του βραδύστροφου δίχρονου κινητήρα Diesel με άμεση σύνδεση με την έλικα είναι η χαμηλή κατανάλωση βαρέως καυσίμου χαμηλής ποιότητας, καθώς και η απλότητα στη σχεδίαση και κατασκευή με μικρό αριθμό κυλίνδρων για δεδομένη ισχύ, άρα υψηλή λειτουργική αξιοπιστία. Ο βραδύστροφος κινητήρας έχει λιγότερους κυλίνδρους και κατά συνέπεια λιγότερα κινούμενα μέρη, κάτι που σημαίνει ότι υπάρχει μικρότερη πιθανότητα να δημιουργηθεί πρόβλημα και το κόστος συντήρησης αποδεικνύεται συχνά μικρότερο από αυτό των μεσόστροφων κινητήρων. Το επίπεδο θορύβου είναι, επίσης, αρκετά χαμηλότερο από αυτό των μεσόστροφων.

Η κύρια μέθοδος βελτίωσης της θερμοδυναμικής απόδοσης και ενεργειακής οικονομίας των κινητήρων diesel είναι μέσω της αύξησης της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης. Μικρές βελτιώσεις στο βαθμό απόδοσης μπορούν να επιτευχθούν με περαιτέρω μείωση της διάρκειας καύσεως, μέσω συστημάτων ψεκασμού καυσίμου σε υψηλή πίεση, όπως το σύστημα κοινού οχετού που αναλύθηκε σε

προηγούμενη ενότητα, και βελτιώσεις στην ανάμιξη αέρα καυσίμου. Τυχόν βελτιώσεις από μεγαλύτερους λόγους διαδρομής διαμέτρου εμβόλου περιορίζονται λόγω των αυξήσεων θερμικών απωλειών. Οι πολύ μεγάλες διαδρομές εμβόλου παρέχουν μεν περιθώριο μεγαλύτερης εκτόνωσης αλλά αυτό δεν προσφέρει ιδιαίτερες βελτιώσεις εφόσον υπάρχει ο στροβιλο-υπεπληρωτής και οι διατάξεις εξοικονόμησης ενέργειας κατάντι του κινητήρα. Επίσης, η υπερβολική αύξηση του λόγου οδηγεί σε μακρόστενους κυλίνδρους, οπότε είναι πιθανό να υπάρξουν προβλήματα αποπλύσεως αλλά κυρίως αυξάνονται οι θερμικές απώλειες, ενώ το κατασκευαστικό κόστος αυξάνεται περίπου στην μισή ποσοστιαία αύξηση του λόγου.

### 3.3.4 Συμπεριφορά πλοίου και έλικας

Από το νόμο του Bernoulli γνωρίζουμε ότι ρευστό με ταχύτητα  $V$  και πυκνότητα  $\rho$  έχει δυναμική πίεση ίση με  $\frac{1}{2} \rho V^2$ . Επομένως, όταν το υγρό σταματήσει πάνω σε ένα ακίνητο στερεό θα ασκηθεί πάνω σε αυτό δύναμη λόγω δυναμικής πίεσης. Η σχέση αυτή χρησιμοποιείται ως βάση όταν υπολογίζονται οι διάφορες αντιστάσεις  $R$  του κύτους (hull) του πλοίου μέσω των αδιάστατων συντελεστών αντίστασης  $C$ . Έτσι οι αντιστάσεις σχετίζονται με τη δύναμη αναφοράς  $K$ , που ορίζεται ως η δύναμη, που η δυναμική πίεση του υγρού με ταχύτητα ίση με αυτή του πλοίου  $V$  ασκεί σε μία επιφάνεια ίση με τη βρεχόμενη επιφάνεια του hull  $A_s$ . Συνεπώς, λοιπόν, η δύναμη  $K$  είναι μία δύναμη της μορφής:

$$K = \frac{1}{2} \rho V^2 A_s \quad (3.9)$$

Και οι αντιστάσεις  $R$  στο hull είναι της μορφής:

$$R = C \cdot K = C \cdot \frac{1}{2} \rho V^2 A_s \quad (3.10)$$

Επομένως, όλες οι αντιστάσεις του πλοίου είναι ανάλογες του τετραγώνου της ταχύτητας του και συνεπώς η αντίσταση ρυμουλκήσεως του πλοίου που ισούται με το άθροισμα των επιμέρους αντιστάσεων είναι επίσης ανάλογη του τετραγώνου της ταχύτητας. Η σχέση (3.10) ισχύει με μεγάλη ακρίβεια ειδικά όταν αναφερόμαστε σε πλοία χαμηλής ταχύτητας, των οποίων η αντίσταση τριβής λόγω κίνηση μέσα στο νερό αποτελεί έως και το 90% της συνολικής τους αντίστασης. Η αντίστοιχη ισχύς ρυμουλκήσεως που απαιτείται για να κινηθεί το πλοίο μέσα στο νερό, δηλαδή για να ρυμουλκηθεί με ταχύτητα  $V$ , είναι ίση με το γινόμενο της αντίστασης ρυμουλκήσεως επί την ταχύτητα  $V$ :

$$P_T = V \cdot R_T \quad (3.11)$$

Οπότε και η ισχύς που πρέπει να αναπτύξει η έλικα προκειμένου να υπερνικήσει την ισχύ της αντίστασης θα είναι επίσης ανάλογη της  $3^{n5}$  δύναμης της ταχύτητας του πλοίου [Κυρτάτος 1993]. Όμως, για ένα πλοίο με έλικα σταθερού βήματος, δηλαδή μία έλικα της οποίας το βήμα δεν είναι δυνατόν να μεταβληθεί, η ταχύτητα  $V$  είναι ανάλογη με το ρυθμό περιστροφής της έλικας  $n$ , δηλαδή:

$$P = c \cdot n^3 \quad (3.12)$$

που εκφράζει ακριβώς το νόμο της έλικας. Συγκεκριμένα, η αναγκαία ισχύς που απορροφάται από την έλικα είναι ανάλογη με την  $3^1$  δύναμη του ρυθμού περιστροφής της. Πραγματικές μετρήσεις έδειξαν ότι η σχέση μεταξύ της ισχύος και στροφών της μηχανής συχνά εμφανίζεται με μία δύναμη μεγαλύτερη του τρία. Αναλυτικότερα, ισχύουν οι ακόλουθες προσεγγίσεις για διάφορες κατηγορίες πλοίων:

- Πλοία υψηλών ταχυτήτων:  $P \propto V^{4,5}$
- Πλοία μεσαίου μεγέθους και ταχύτητας:  $P \propto V^4$
- Πλοία χαμηλής ταχύτητας όπως δεξαμενόπλοια, πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου ή μικρά πλοία εμπορευματοκιβωτίων:  $P \propto V^{3,5}$

Ο νόμος της έλικας για πλοία με έλικα σταθερού βήματος χρησιμοποιείται εκτενώς σε λειτουργία με μερική φόρτιση. Έτσι, χρησιμοποιείται επίσης και στο διάγραμμα φόρτισης και στο πεδίο λειτουργίας των κινητήρων Diesel, για να προσδιορίσει τις καμπύλες λειτουργίας της μηχανής για καθαρό ή ρυπασμένο κύτος (hull). Από αυτές τις καμπύλες μπορεί να διαγνωστεί έγκαιρα πρόβλημα αυξημένης κατανάλωσης και μειωμένης απόδοσης λόγω μολυσμένου hull, μέσα από τυποποιημένες διαδικασίες στις μηνιαίες αναφορές με τις μετρήσεις του κινητήρα του πλοίου.

## 4 Θεωρία ρυθμού έκλυσης θερμότητας

### 4.1 Μηχανικό Ισοζύγιο

Στο τρίτο κεφάλαιο περιγράφεται πως αποδίδεται το έργο σε έναν κύκλο του κινητήρα. Αρχικά ορίζεται το έργο που δαπανάται στην κυκλική κίνηση και σε επόμενο τμήμα θα γίνει αναφορά στο ισοζύγιο των ενεργειών σε μικρές γωνίες περιστροφής του στροφαλοφόρου.

#### 4.1.1 Ωφέλιμο έργο

Παρατηρούνται δύο συστήματα ισορροπίας, στα οποία το έργο του κινητήρα κυμαίνεται γύρω από μία μέση τιμή. Το πρώτο είναι το σύστημα ισορροπίας του κινητήρα αποτελούμενο από τον θάλαμο καύσης, το έμβολο, τον κινηματικό μηχανισμό στροφάλου και το σφόνδυλο. Το δεύτερο σύστημα αποτελείται από το αξονικό σύστημα, χωρίς μειωτήρα, τα έδρανα και την έλικα. Το πρώτο σύστημα παράγει έργο, ενώ το δεύτερο το μεταφέρει και το απορροφά προκαλώντας την πρόωση του πλοίου.

Με σκοπό την παραστατική περιγραφή της έννοιας της μέσης πίεσης, θα αναλυθεί η περιστροφική κίνηση ενός ζεύγους δυνάμεων. Παρατηρούμε την εφαπτομενική δύναμη  $F_t$  ενός σημείου περιστρεφόμενου συστήματος σε κάθετο επίπεδο στον άξονα περιστροφής

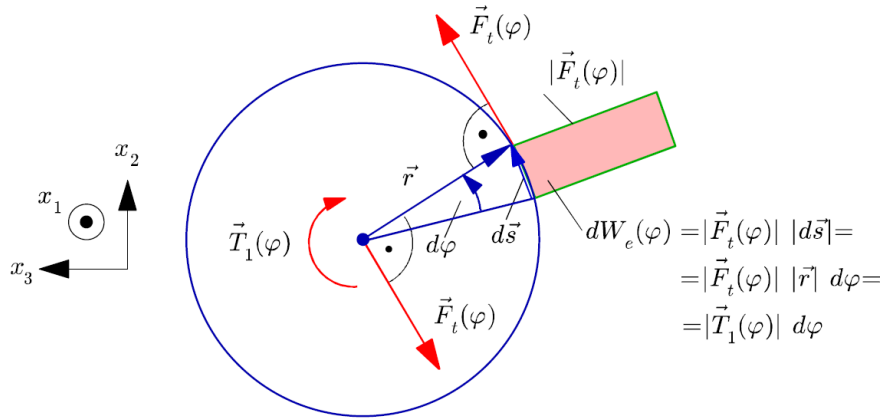
Το ελεύθερο διάνυσμα δύναμης  $F_t(\varphi)$  διανύει την διαδρομή  $ds$  επί του τόξου κύκλου ακτίνας  $r$  παράγοντας έργο  $dW_e(\varphi) = |F_t(\varphi)| |ds|$ , καθώς για απειροστικά μικρή γωνία  $d\varphi$  τα διανύσματα δύναμης  $F_t$  και διαδρομής  $ds$  είναι παράλληλα. Το διάνυσμα  $F_t(\varphi)$  αντισταθμίζεται από ίσο και αντίρροπο παράλληλο διάνυσμα σε κάθετη απόσταση  $r$  που δρα στο κέντρο του κύκλου, π.χ. στον άξονα συμμετρίας του συστήματος μετάδοσης ισχύος. Περιγράφοντας το τόξο  $ds = r d\varphi$  και ορίζοντας την ροπή  $T_1(\varphi) = r F_t(\varphi)$ , η οποία συντηρεί την ισορροπία με το ζεύγος και τέλος ορίζοντας την ακτίνα του κύκλου  $r$  την ακτίνα του στροφάλου, το ωφέλιμο έργο σε μία πλήρη περιστροφή είναι ίσο με το εξωτερικό γινόμενο:

$$dW_e \varphi = F_t \varphi r d\varphi = T_1(\varphi) d\varphi \rightarrow$$

$$W_e = \int_0^{2\pi} F_t \varphi r d\varphi = F_t r 2\pi = 2\pi T_1 \quad (4.1)$$

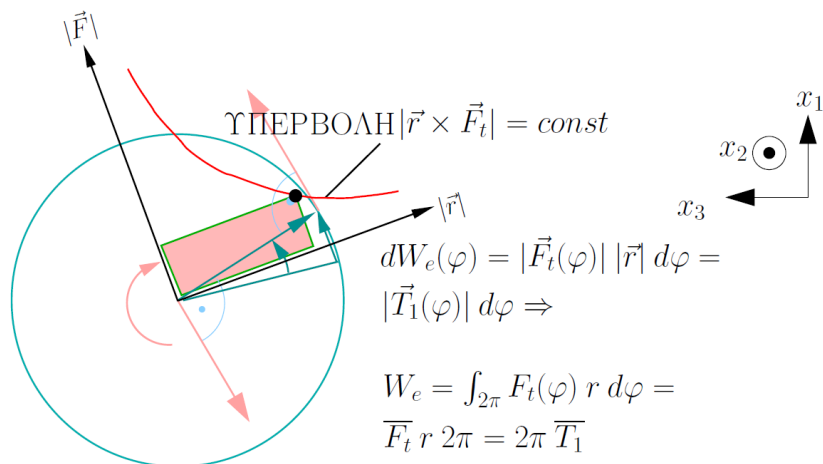
Στην σχέση (4.1) παρατηρείται ότι το ολοκλήρωμα εκτελείται επί της δύναμης  $F_t(\varphi)$  κατά την περιστροφή  $2\pi$ , η τιμή του είναι συνεπώς ένα αριθμητικό μέσο σε μία περίοδο περιστροφής και συμβολίζεται με  $F_t$ . Μπορούμε να θεωρήσουμε ότι η  $F_t$  δρα ως μέση τιμή του εφαπτομενικού φορτίου

στα κομβία του στροφάλου και σαν μέση τιμή ροπής προκύπτει η  $T_1$ , το ωφέλιμο έργο  $W_e$  μπορεί να περιγραφεί σύμφωνα με την παραπάνω σχέση ως το γινόμενο της μέση τιμής της ροπής με την γωνία ίση με αυτή του ενός κύκλου  $2\pi$  [Αλεξανδράκης 2009].



4-1 Ωφέλιμο έργο στον στροφαλοφόρο

Το ωφέλιμο έργο συμβολίζεται στην εικόνα 4.1 ως ορθογώνιο παραλληλόγραμμο με την μία γωνία του να συμπίπτει με το μηδέν του συστήματος συντεταγμένων και την αντιδιαμετρική προς αυτήν να ακολουθεί το ίχνος της υπερβολής  $|r F_t| = const$ . Παρατηρείται, ότι τα ορθογώνια παραλληλόγραμμα έχουν όλα το ίδιο εμβαδόν για οποιοδήποτε κύκλο ακτίνας  $r$  και συνεπώς και για τον κύκλο που επιλέξαμε αρχικά [Αλεξανδράκης 2009]. Δηλαδή ο κύκλος αναφοράς των μηχανικών μεγεθών μπορεί να επιλεγεί αυθαίρετα, π.χ. κύκλος με ακτίνα του στροφάλου ή κύκλος με ακτίνα της έλικας κ.λπ. αρκεί το έργο  $W_e = |r F_t|$  να παραμείνει αμετάβλητο.



4-2 Μέση ροπή στροφαλοφόρου

#### 4.1.2 Μέση πραγματική πίεση

Έχοντας ορίσει με τα παραπάνω στοιχειώδη βήματα το έργο στον στρόφαλο θα ολοκληρωθεί η περιγραφή της έννοιας της μέσης πραγματικής πίεσης ανάγοντας το αριθμητικό μέσο ανά περιστροφή της απόλυτης τιμής του εφαπτομενικού διανύσματος  $F_t$  στην επιφάνεια του εμβόλου  $A_{cyl}$ . Το έργο σε έναν κύκλο του δίχρονου κινητήρα  $2\pi$  είναι  $W_{eff}=W_e$ . Ορίζοντας την επιφάνεια του εμβόλου  $A_{cyl}$  και τον όγκο εμβολισμού ενός κυλίνδρου  $V_h=2rA_{cyl}$  προκύπτει:

$$\begin{aligned}W_{eff} &= 2\pi \bar{F}_t r \Rightarrow \\W_{eff} &= 2\pi \frac{\bar{F}_t}{A_{cyl}} A_{cyl} \frac{2r}{2} \Rightarrow \\W_{eff} &= 2\pi \frac{\bar{F}_t}{A_{cyl}} \frac{2r A_{cyl}}{2} \Rightarrow \\W_{eff} &= \pi \frac{\bar{F}_t}{A_{cyl}} V_h\end{aligned}$$

Ο όρος  $\pi \frac{\bar{F}_t}{A_{cyl}}$  αντιπροσωπεύει την μέση πραγματική πίεση  $p_e$  και δύναται να ερμηνευτεί σαν το μέσο εφαπτομενικό φορτίο στο στρόφαλο  $F_t$  σε μισή περιστροφή ανηγμένο στην επιφάνεια του εμβόλου  $A_{cyl}$ :

$$W_{eff} = p_e \cdot V_h \quad (4.2)$$

Η σχέση (4.2) δηλώνει, ότι η μέση πίεση είναι ίση με το ωφέλιμο έργο που παράγεται στον στρόφαλο ανηγμένο στον ενεργό όγκο του κυλίνδρου. Με άλλα λόγια η μέση πίεση αποτελεί μέγεθος πυκνότητας έργου. Αντίστοιχα, η μέση πίεση του κινητήρα είναι το ωφέλιμο έργο του κινητήρα ανηγμένο στον συνολικό ενεργό όγκο του  $V_h=z V_{h1}$ , όπου  $z$  το πλήθος των κυλίνδρων. Η μέση πίεση μπορεί να ερμηνευθεί σαν μηχανικό μέγεθος και σαν τέτοιο χαρακτηρίζει το επίπεδο της μηχανικής φόρτισης του κινητήρα [\[Αλεξανδράκης 2009\]](#).

## 4.2 Ισοζύγιο ενεργειών και ανάλυση ρυθμού έκλυσης θερμότητας

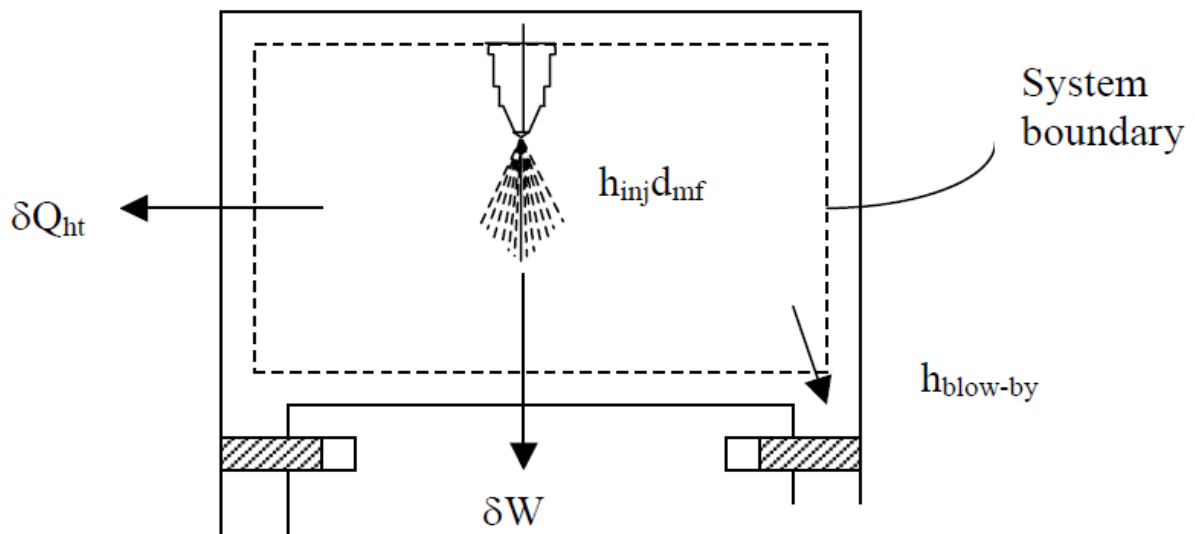
Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται ιδιαίτερη εμβάθυνση στο ισοζύγιο ενεργειών μέσω του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου και την γενικότερη θερμοδυναμική που διέπει την διαδικασία της ελεγχόμενης καύσης στα όρια του θαλάμου καύσης.

#### 4.2.1 1<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος – Ρυθμός έκλυσης θερμότητας

Στην ανάλυση της διαδικασίας της καύσης, το βασικό μέγεθος, που είναι απαραίτητο να μετρηθεί και να αναλυθεί, είναι η συνάρτηση της πίεσης στον κύλινδρο σε σχέση με την γωνία στροφάλου. Ο κύριος λόγος μεταβολής της πίεσης σε ένα κύκλο λειτουργίας ενός κινητήρα είναι η διαδικασία της καύσης αυτή καθ' αυτή. Παράλληλα, όμως, η πίεση στον κύλινδρο επηρεάζεται σημαντικά από την αλλαγή στον όγκο του κυλίνδρου, ως συνέπεια της διαδρομής του εμβόλου, της μεταφοράς θερμότητας στα τοιχώματα και από την διαδικασία της σάρωσης. Επομένως, είναι απαραίτητο να διακριθούν αυτές οι επιδράσεις στην πίεση και να κατανοηθεί σε τι φαινόμενο οφείλεται κάθε αλλαγή στην πίεση. Έτσι, μπορεί να απομονωθεί η επίδραση της διαδικασίας της καύσης στην πίεση. Αυτός ο διαχωρισμός των δεδομένων αναφέρεται και ως 'Ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας' και βασική αρχή της είναι ο 1<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος.

Το σύστημα αναφοράς, όταν αναλύεται θερμοδυναμικά η διαδικασία της καύσης, είναι το αέριο που βρίσκεται 'παγιδευμένο' εντός του θαλάμου καύσης στην φάση της συμπίεσης, της καύσης και της εκτόνωσης. Ο 1<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος για αυτό το σύστημα παρουσιάζεται στην εικόνα 4.3:

$$dU = \delta Q - \delta W$$



4-3 1ος Θερμοδυναμικός Νόμος σε κλειστό σύστημα κυλίνδρου κινητήρα

Όπου  $dU$  είναι η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας του συστήματος,  $\delta Q$  είναι η θερμότητα που προστίθεται από το καύσιμο στο σύστημα σε κάθε κύκλο λειτουργίας και  $\delta W$  είναι το μηχανικό έργο, που αναλύθηκε εκτεταμένα στην προηγούμενη ενότητα [J.B. Heywood 1988].



Παράλληλα, η εσωτερική ενέργεια για το αέριο μίγμα αέρα-καυσίμου στον θάλαμο καύσης είναι δυνατόν να εκφραστεί με την μοριακή ειδική εσωτερική ενέργεια σύμφωνα με την σχέση (4.3):

$$U = U_{nC_xH_y, nO_2, nCO_2, nH_2O, nN_2, T} = \overline{n_i u_i(T)}$$

$$dU = n C_V dT + u_i dn_i \quad (4.3)$$

Εάν αγνοηθεί η ύπαρξη απωλειών στον θάλαμο και η ανομοιομορφία στην σύσταση του αερίου μίγματος, τότε μπορεί να διαμορφωθεί ο 1<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός νόμος ως εξής:

$$\delta Q = \frac{C_v}{R} d pV + p dV$$

Εφόσον οι μετρήσεις της πίεσης είναι ως προς την γωνία στροφάλου, η παραπάνω σχέση μπορεί να παραγωγιστεί ως προς την γωνία στροφάλου:

$$\frac{dQ}{da} = \frac{C_v}{R} \frac{d pV}{da} + p(a) \frac{dV}{da}$$

#### 4.2.2 Επίδραση της Μεταφοράς Θερμότητας

Η μεταφορά θερμότητας μέσα στον θάλαμο καύσης στην διάρκεια του κύκλου λειτουργίας επηρεάζει σημαντικά την απόδοση, την επίδοση και τις εκπομπές του κινητήρα. Για παράδειγμα, στις περιπτώσεις που υπάρχει αυξημένη μεταφορά θερμότητας στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης, για διάφορους λόγους που δεν θα αναλυθούν στην παρούσα εργασία, τότε το ωφέλιμο έργο για κάθε κύκλο είναι μειωμένο και τα καυσαέρια εμφανίζουν χαμηλότερη πίεση και θερμοκρασία από έναν συμβατικό κινητήρα. Επομένως, η ειδική ισχύς και ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα επηρεάζονται από τα διάφορα φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας.

Ο όρος  $Q_n$  αποδίδεται στην καθαρή μετάδοση θερμότητας (Net Heat Transfer) και αναφέρεται σε όλο το σύστημα, υποθέτοντας ότι η θερμότητα που εκλύεται περιορίζεται στα όρια του συστήματος. Ο όρος αυτός προκύπτει από την διαφορά της επισωρευτικής φαινομενικής έκλυσης θερμότητας (Apparent Gross Heat Release) και την θερμότητα που απορροφούν τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης:

$$\frac{dQ_n}{da} = \frac{dQ_{ch}}{da} - \frac{dQ_{wall}}{da} \quad (4.5)$$

Η συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του συστήματος και των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης συμβαίνει σε όλη την διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Παρ' όλα αυτά, παρατηρούνται σημάδια θορύβου στις

μετρήσεις του ρυθμού έκλυσης θερμότητας για τους 2 κινητήρες όπως παρουσιάζονται παρακάτω σε επόμενο κεφάλαιο για κάθε κινητήρα. Ο θόρυβος των μετρήσεων οφείλεται σε θόρυβο στο δυναμοδεικτικό, που ενισχύεται κατά την παραγωγή της πίεσης στην διαδικασία υπολογισμού του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Αντιθέτως, κατά την καύση, την εκτόνωση και την εξαγωγή, τα τοιχώματα απορροφούν θερμότητα. Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας στα τοιχώματα υπολογίζεται ως εξής:

$$\frac{dQ_{wall}}{da} = -A h (T_w - T_g) \quad (4.6)$$

Η εντός του κυλίνδρου παράμετρος μεταφοράς θερμότητας μεταβάλλει την τιμή της σε σχέση με την θέση και τον χρόνο κάθε φορά. Η μεταφορά θερμότητας στα τοιχώματα είναι αποτέλεσμα ακτινοβολίας και συναγωγής. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μπορεί να εκτιμηθεί από την σχέση Annand (4.7) για παραμέτρους μεταφοράς θερμότητας:

$$h = a \frac{k}{B} Re^{0.7} + \frac{C}{T - T_w} (T^4 - T_w^4) \quad (4.7)$$

Όπου  $B$  είναι η διάμετρος εμβόλου σε m,  $T$  είναι η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου σε K,  $T_w$  είναι η θερμοκρασία τοιχώματος σε K,  $a$  είναι σταθερά που λαμβάνει τιμές στο διάστημα 0.25-0.8 και  $C=0.576\sigma$  με  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$ . Ο αριθμός Reynolds υπολογίζεται για το εργαζόμενο μέσο κατά τα γνωστά από την μηχανική των ρευστών:

$$Re = \frac{V d \rho}{\mu} \quad (4.8)$$

Όπου  $V$  είναι η μέση ταχύτητα εμβόλου σε m/s,  $d$  είναι η διάμετρος εμβόλου σε m,  $\rho$  είναι η πυκνότητα του εργαζόμενου μέσου σε  $\text{Kg/m}^3$  και  $\mu$  είναι η δυναμική συνεκτικότητα ρευστού σε  $\text{Kg/m}\cdot\text{s}$ . Η μέση ταχύτητα εμβόλου για την σχέση του αριθμού Re υπολογίζεται για την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα:

$$V = 2 L N \quad (4.9)$$

Όπου  $N$  η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε rps και  $L$  η διαδρομή του εμβόλου σε m.

### 4.3 Σχέσεις Wiebe

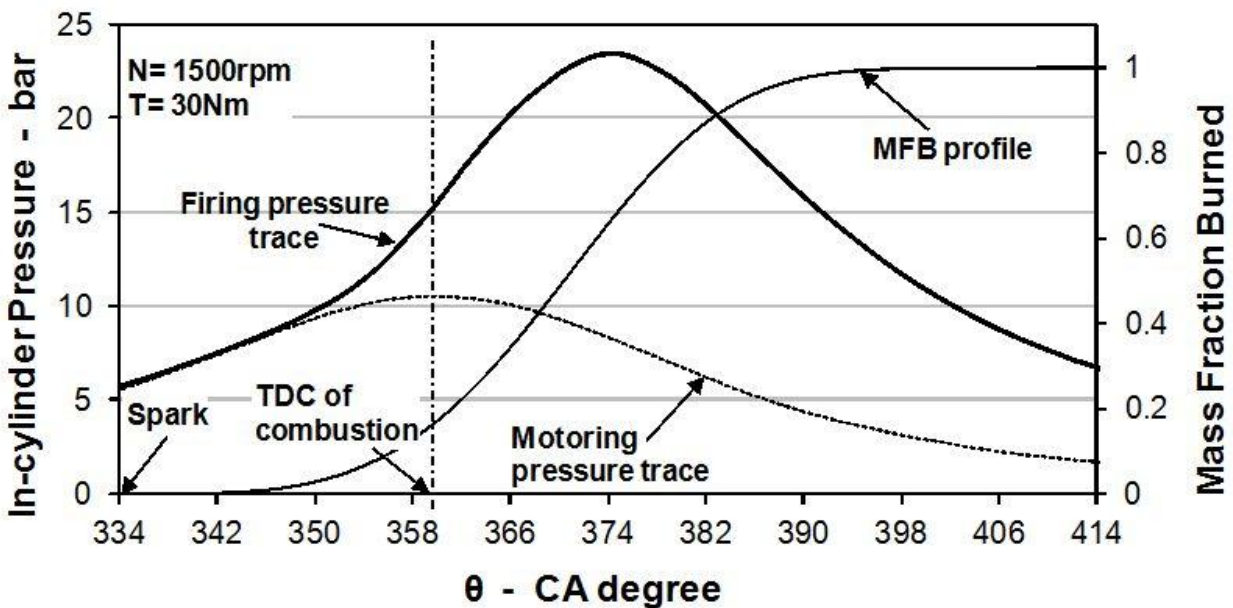
Η συνεχής χρήση εφαρμοσμένων μαθηματικών μοντέλων αποτελεί ένα σημαντικό στοιχείο στην έρευνα και την ανάπτυξη νέων κινητήρων. Ως συνέπεια προκύπτει η σημαντική οικονομία χρόνου και πόρων, αφού είναι δυνατόν να προβλεφθεί ο ρυθμός καύσης και η απόδοση των κινητήρων. Τέτοια

μαθηματικά μοντέλα είναι συνήθως παράγωγα της θεωρίας της κανονικής κατανομής μίας συνεχούς μεταβλητής και το πιο γνωστό από όλα είναι οι συναρτήσεις Wiebe [J.I.Ghojel 2010] .

Το σημαντικότερο τμήμα της εργασίας έχει επίκεντρο τις σχέσεις Wiebe. Οι σχέσεις Wiebe είναι δύο, η μονή και η διπλή, χρησιμοποιούνται για την πρόβλεψη του κλάσματος μάζας καυσίμου που έχει καεί και αναφέρονται, όπως είναι προφανές, αποκλειστικά στην φάση της καύσης.

#### 4.3.1 Κλάσμα Μάζας Καμμένου Καυσίμου (Mass Fraction Burned)

Προτού, γίνει ανάλυση των σχέσεων και της σημασίας τους είναι απαραίτητο να εισαχθεί η έννοια της μάζας καυσίμου που έχει καεί σε ορισμένο ποσοστό ολοκλήρωσης της φάσης της καύσης. Η φύση και η ονομασία του μεγέθους κάνουν ξεκάθαρο το γεγονός πως πρόκειται για κλάσμα μεγεθών. Το πεδίο τιμών του MFB είναι το διάστημα από το 0 μέχρι το 1. Η αρχική θεωρία των Rassweiler και Withrow για το MFB είχε ως βάση την διάκριση, της αιτίας της αύξησης της πίεσης στον θάλαμο καύσης, σε δύο στάδια, την αύξηση λόγω της μεταβολής του όγκου  $\Delta p_v$  και την αύξηση λόγω του φαινομένου της καύσης  $\Delta p_c$ .



4-4 Διάγραμμα για την κατανόηση του MFB

Δηλαδή, ισχύει η σχέση (4.10):

$$\Delta P = \Delta p_c + \Delta p_v \quad (4.10)$$

Το 1932 οι Rassweiler και Withrow υπέθεσαν πως η αύξηση της πίεσης που οφείλεται στο φαινόμενο της καύσης είναι ανάλογη με την θερμότητα που εκλύεται στον θάλαμο καύσης για κάθε γωνία στροφάλου. Έτσι το MFB θεωρήθηκε ως ο λόγος των διαδοχικών αυξήσεων σε κάθε γωνία στροφάλου που διαρκεί η καύση ως προς την συνολική αύξηση της πίεσης λόγω καύσης [Isermann]:

$$MFB = \frac{m_b(i)}{m_b(total)} = \frac{i \Delta p_c}{\Delta p_c} \quad (4.11)$$

Παρ' όλα αυτά, στην παρούσα εργασία, αλλά και σε πολλές εφαρμογές στις μέρες μας, θεωρείται πιο αξιόπιστη η χρήση του λόγου εκλυόμενης θερμότητας για κάθε γωνία στροφάλου προς την συνολική εκλυόμενη θερμότητα στον θάλαμο καύσης στην διάρκεια της καύσης:

$$MFB = \frac{HR_i}{CHR} \quad (4.12)$$

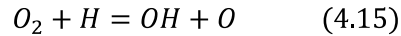
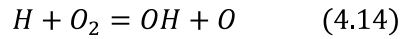
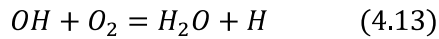
Παράλληλα, είναι πολύ σημαντικό να υπολογίζονται συγκεκριμένες θέσεις του MFB, όπως π.χ. το 10%, το 50%, το 90% κ.α.

### 4.3.2 Μονή συνάρτηση Wiebe

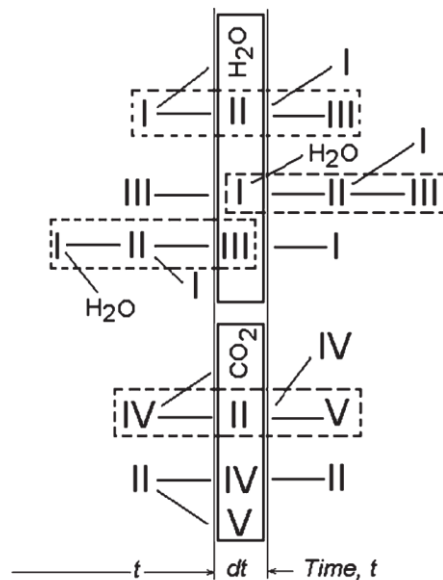
Η προέλευση της μονής συνάρτησης Wiebe βασίζεται στην περιοχή της χημικής κινητικής και των αλυσιδωτών χημικών αντιδράσεων. Ο Ρώσος ερευνητής μηχανικός Ivan Ivanovitch Wiebe ήταν από τους πρώτους ερευνητές που κατάφερε να συνδέσει τις αλυσιδωτές χημικές αντιδράσεις που λαμβάνουν χώρα κατά την καύση με τον ρυθμό αντίδρασης καυσίμου. Παραβλέποντας μικροσκοπικά φαινόμενα, επικεντρώθηκε στην κατάστροψη μία εξίσωσης που θα περιέγραφε μακροσκοπικά επαρκώς την διαδικασία της καύσης.

Στα πραγματικά φαινόμενα καύσης, όπως οι μηχανές εσωτερικής καύσης, συμβαίνουν διαρκείς αλυσιδωτές αντιδράσεις ταυτόχρονα σε πολλαπλά σημεία μέσα στον θάλαμο καύσης, δημιουργώντας ξεχωριστές σχεδόν πανομοιότυπες τοπικές συνθήκες. Ο Wiebe θεώρησε αυτές τις τοπικές συνθήκες ως ενεργά κέντρα καύσης, αφού αυτά τα κέντρα παίζουν σημαντικό ρόλο στην κινηματική μηχανική και τις ίδιες τις αντιδράσεις. Σε έναν κινητήρα Diesel είναι προφανές πως για να γίνει η έναυση είναι απαραίτητο να υπάρξουν πολλά ενεργά κέντρα. Στην διάρκεια της καύσης αυτά τα κέντρα βρίσκονται μέσα στον θάλαμο γειτονεύοντας με μόρια καυσίμου μίγματος προκαλώντας τις αλυσιδωτές αντιδράσεις. Συνοπτικά, η καύση οδηγεί στην παραγωγή προϊόντων καύσης και σε περισσότερα ενεργά κέντρα όπου είναι ικανά με την σειρά τους να δημιουργήσουν νέα κέντρα και νέες αντιδράσεις. Όσο αυτό συνεχίζεται, η διαδικασία βαίνει μειούμενη.

Για παράδειγμα, στην καύση υδρογόνου κατά τον σχηματισμό νερού συμβαίνουν κατά σειρά οι εξής αντιδράσεις:



Η τρίτη αντίδραση παρέχει H και OH για άλλες δύο αντιδράσεις, (4.13)-I και (4.14)-II, με αποτέλεσμα έναν συνεχή κύκλο αντιδράσεων που επαναλαμβάνεται μέχρι το τέλος. Σε αυτήν την περίπτωση, τα προϊόντα OH θεωρούνται ενεργά κέντρα λόγω της υψηλής πιθανότητας επόμενης αντίδρασης με  $O_2$ .



4-5 Αλυσιδωτές αντιδράσεις στην καύση OH

Στην παραπάνω εικόνα παρουσιάζεται η σχηματική απεικόνιση των αλυσιδωτών αντιδράσεων για την καύση υδρογόνου και μονοξειδίου του άνθρακα, αντιδράσεων που συμβαίνουν στο θάλαμο καύσης. Τα ενεργά κέντρα που ξεκινούν τις αντιδράσεις ονομάστηκαν από τον Wiebe αποτελεσματικά κέντρα [J.I.Ghojel 2010].

Με βάση όλα τα παραπάνω, ο Wiebe όρισε την απειροστή αλλαγή στον αριθμό των μορίων των κύριων αντιδρώντων που συμμετέχουν στα αποτελεσματικά κέντρα  $dN$ , ενώ ο απειροστός χρόνος που συμβαίνει η αλλαγή ορίζεται ως  $dt$ . Τότε, η αλλαγή  $dN$  των μορίων θεωρήθηκε αμέσως ανάλογη με την αλλαγή των αποτελεσματικών κέντρων με σταθερά αναλογίας  $n$ :

$$dN_e - dN = n dN_e \rightarrow - \frac{dN}{dt} = n \frac{dN_e}{dt}$$

Εάν οριστεί η σχετική πυκνότητα αποτελεσματικών κέντρων ως εξής:

$$\rho = \frac{dN_e}{dt} N \quad (4.16)$$

Όπου  $N$  είναι ο στιγμιαίος αριθμός μορίων των αρχικών αντιδράσεων. Τότε, η παραπάνω εξίσωση μπορεί να μετασχηματισθεί ως εξής:

$$- \frac{dN}{dt} = n \rho dt \rightarrow \ln \frac{N}{N_0} = - \int_0^t n \rho dt \rightarrow$$

$$N = N_0 e^{- \int_0^t n \rho dt} \quad (4.17)$$

Όπου  $N_0$  ο αριθμός των αρχικών μορίων των κύριων αντιδρώντων που συμμετέχουν στην καύση. Επομένως το κλάσμα MFB προκύπτει πολύ απλά:

$$x = \frac{N_0 - N}{N_0} \quad (4.18)$$

Τότε,

$$x = 1 - e^{- \int_0^t n \rho dt} \quad (4.19)$$

Εάν θεωρηθεί η σχετική πυκνότητα των αποτελεσματικών κέντρων ως  $\rho = kt^m$ , όπου  $k$  και  $m$  είναι σταθερές και εάν  $nk=K$  τότε:

$$x = 1 - e^{- \frac{K}{m+1} t^{m+1}} \quad (4.20)$$

Το τέλος της καύσης σε έναν κινητήρα εμφανίζεται όταν το καύσιμο μίγμα ελαττώνεται αρκετά και αυτό συμβαίνει σε χρόνο  $t_d$ . Έτσι προκύπτει:

$$x_d = 1 - e^{- \frac{K}{m+1} t_d^{m+1}} \quad (4.21)$$

Παράλληλα, εάν διαιρεθεί η τελευταία (4.21) με την προηγούμενη (4.20) τότε προκύπτει η μονή συνάρτηση Wiebe με τις σταθερές της:

$$x = 1 - e^{-C t t_d^{m+1}} \quad (4.22)$$

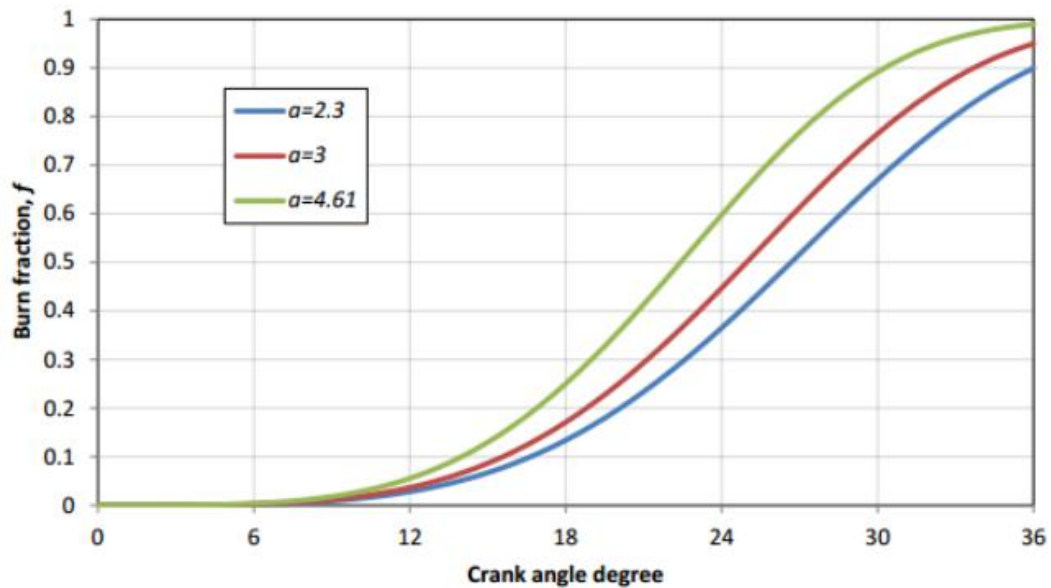
Όπου  $C=\ln(1-x_d)$  η οποία αντικαθίσταται με μία σταθερά  $-a$ . Η σταθερά αυτή υπολογίζεται στο πέμπτο κεφάλαιο της εργασίας για να γίνει καλύτερη προσέγγιση κάθε τύπου κινητήρα με ελαχιστοποίηση του σφάλματος μεταξύ των τιμών της εξίσωσης και των μετρήσεων [\[J.I.Ghojel 2010\]](#).

$$x = 1 - e^{-a t t_d^{m+1}} \quad (4.23)$$

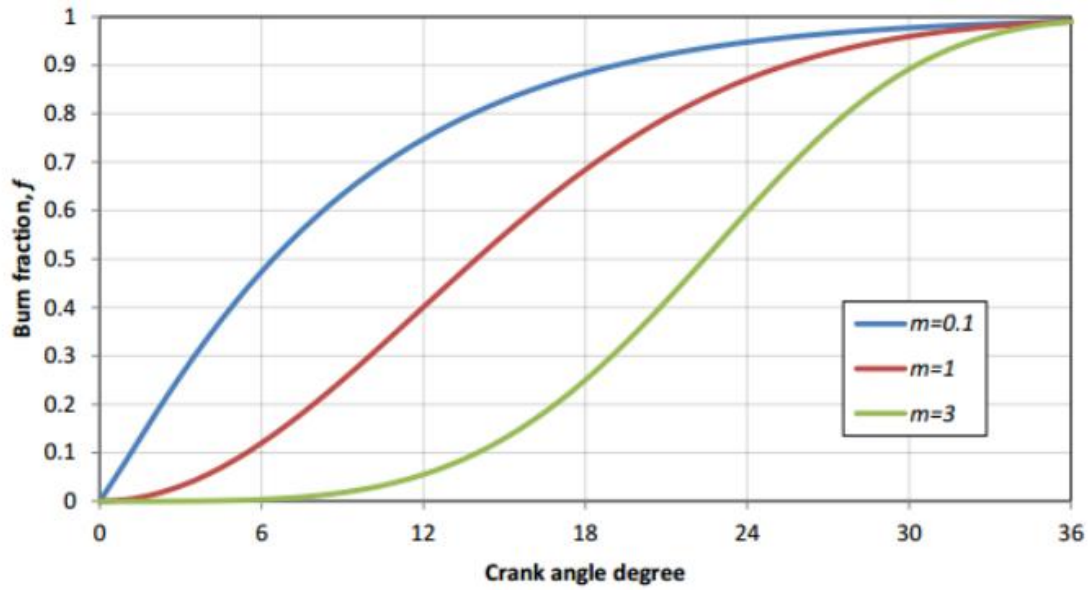
Η συνάρτηση Wiebe, λοιπόν, αποτελεί μία προσέγγιση του κλάσματος καμένης μάζας καυσίμου (MFB):

$$f = 1 - e^{-a (\theta - \theta_0) \Delta\theta^{m+1}} \quad (4.24)$$

Οι συντελεστές, efficiency factor  $a$  και form factor  $m$ , της μονής Wiebe μπορούν να καθορίσουν και να επηρεάσουν την μορφή του προβλεπόμενου  $f$ , MFB. Παρακάτω στα διαγράμματα 4.6 και 4.7 παρουσιάζονται δύο διαγράμματα για να γίνει κατανοητός ο ρόλος κάθε συντελεστή:

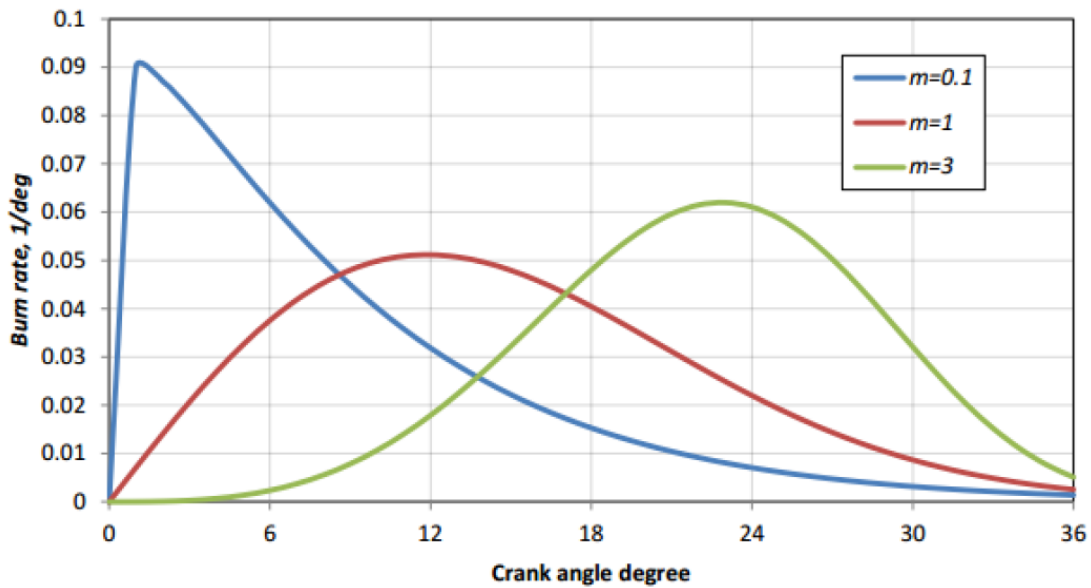


4-6 Συντελεστής απόδοσης  $a$  μονής Wiebe



4-7 Συντελεστής μορφής  $m$  μονής Wiebe

Προφανώς, ο συντελεστής απόδοσης  $a$  επηρεάζει την προσέγγιση του ρυθμού καύσης του καυσίμου ενώ ο συντελεστής μορφής  $m$  επηρεάζει την κατά κύριο λόγο την προσέγγιση της διάρκειας της καύσης. Η επίδραση του συντελεστή μορφής  $m$  στον ρυθμό καύσης φαίνεται παρακάτω στο διάγραμμα 4.8:



4-8 Συντελεστής μορφής παραγώγου μονής Wiebe



### 4.3.3 Διπλή συνάρτηση Wiebe

Η διπλή συνάρτηση Wiebe αποτελεί μία μετεξέλιξη της μονής συνάρτησης Wiebe και έχει την ακόλουθη μορφή:

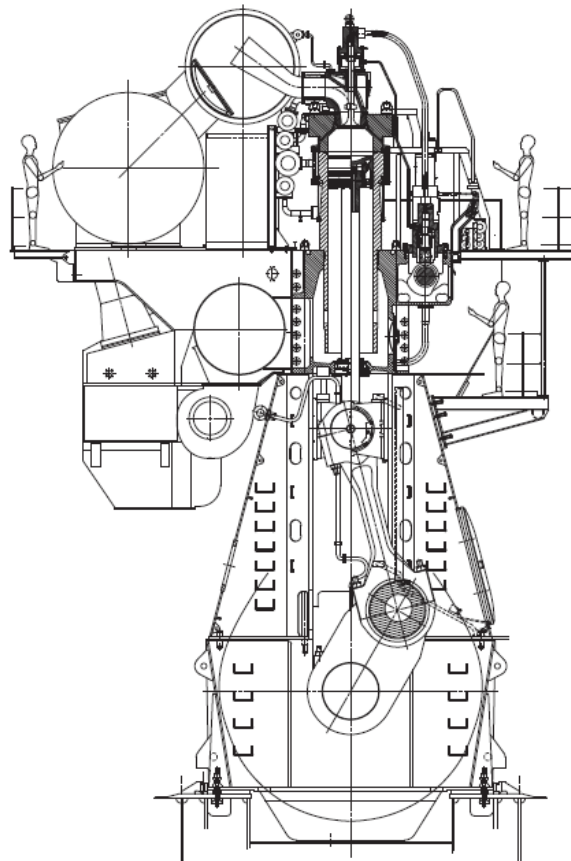
$$f = p \cdot 1 - e^{-\alpha_1 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_1+1}} + 1 - p \cdot 1 - e^{-\alpha_2 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_2+1}} \quad (4.25)$$

Προφανώς, είναι δύο μονές συναρτήσεις Wiebe με έναν συντελεστή βαρύτητας για κάθε μία. Η χρήση της διπλής γίνεται για λόγους καλύτερης και εγκυρότερης προσέγγισης μετρήσεων κινητήρων του ίδιου μεγέθους [\[J.I.Ghojel 2010\]](#). Στην παρούσα εργασία, η προσέγγιση του MFB γίνεται με την χρήση της διπλής Wiebe επειδή προσεγγίζονται καλύτερα οι μετρήσεις για κάθε κινητήρα. Σε επόμενο κεφάλαιο παρουσιάζεται η διαδικασία και ο κώδικας υπολογισμού των συντελεστών της διπλής συνάρτησης Wiebe με την μέθοδο ελαχίστων τετραγώνων. Στο ίδιο κεφάλαιο θα αναλυθεί η σημασία της διπλής εξίσωσης Wiebe και το συγκριτικό της πλεονέκτημα σε σχέση με την μονή για τους ναυτικού κινητήρες που μελετώνται στην παρούσα εργασία.

## 5 Ανάλυση Μετρήσεων Shop Test Ναυτικών Κινητήρων

### 5.1 Ναυτικοί κινητήρες προς ανάλυση

Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται σύντομη παρουσίαση των δύο κινητήρων από τους οποίους έχουν ληφθεί μετρήσεις από Shop Test, πριν εγκατασταθούν στο πλοίο. Ο πρώτος κινητήρας είναι τύπου 6S70MC-C8 της εταιρίας MAN, που είναι ευρέως διαδεδομένη για κύρια μηχανή πρόωσης εμπορικών πλοίων μεγάλου μεγέθους, κυρίως μεταφοράς χύδην φορτίου. Συγκεκριμένα, ο κινητήρας είναι έξι κυλίνδρων διαμέτρου 700 χιλιοστών και διαδρομής εμβόλου 2800 χιλιοστών. Η λειτουργία του πρώτου κινητήρα είναι απλή με βάκτρο, όπως φαίνεται και στην εικόνα 5.1, ενώ η σειρά κινητήρων χαρακτηρίζεται από υψηλή αξιοπιστία. Στο μέγιστο φορτίο, 100%, αποδίδει 18660 kW, η πίεση καύσης στον θάλαμο καύσης είναι 159.3 bar. Ο κινητήρας είναι υπερπληρωμένος με δύο ζεύγη της εταιρίας Mitsubishi Heavy Industries που περιστρέφονται στο μέγιστο φορτίο με 17810 RPM [\[MAN S70ME-C8-TII\]](#).



5-1 Πλάγια όψη κινητήρα 6S70MC-C8 της MAN

Συγκεντρωτικά παρουσιάζονται τα στοιχεία του πρώτου στον πίνακα 5.1:

Κύλινδροι	6
Διάμετρο εμβόλου	700 mm
Διαδρομή εμβόλου	2800 mm
Πίεση καύσης στο μέγιστο φορτίο	159.3 bar
Ισχύς στο μέγιστο φορτίο	18660 kW
Ειδική κατανάλωση καυσίμου στο μέγιστο φορτίο	168 g/kWh

Ο δεύτερος κινητήρας είναι και αυτός της ίδιας εταιρίας, αλλά σχετικά μικρότερος. Συγκεκριμένα, είναι ο κινητήρας 6S50MEB-9 και είναι δίχρονος βραδύστροφος. Αναλυτικότερα, ο κινητήρας είναι 6 κύλινδρος, όπως φαίνεται από το όνομά του, έχει έμβολα μεγέθους 500 χιλιοστά, διαδρομή εμβόλου 2214 χιλιοστά και λόγο συμπίεσης 26.5. Σε φορτίο 100% αποδίδει 1780 kW ανά κύλινδρο, άρα συνολικά 10680 kW [\[MAN S50ME-B9-TII\]](#). Συγκεντρωτικά:

Κύλινδροι	6
Διάμετρο εμβόλου	500 mm
Διαδρομή εμβόλου	2214 mm
Πίεση καύσης στο μέγιστο φορτίο	187 bar
Ισχύς στο μέγιστο φορτίο	10860 kW
Ειδική κατανάλωση καυσίμου	162 – 169 g/kWh

Για κάθε κινητήρα δόθηκαν σειρές μετρήσεων της πίεσης και του ρυθμού έκλυσης θερμότητας ανά μοίρα του στροφαλοφόρου άξονα και ανά φορτίο. Για τον κινητήρα 1 δόθηκαν μετρήσεις για τα φορτία 25%, 50%, 75%, 85%, 100% και 110%, ενώ για τον κινητήρα 2 δόθηκαν μετρήσεις για τα φορτία 25%, 50%, 72.5%, 75%, 100% και 110%.

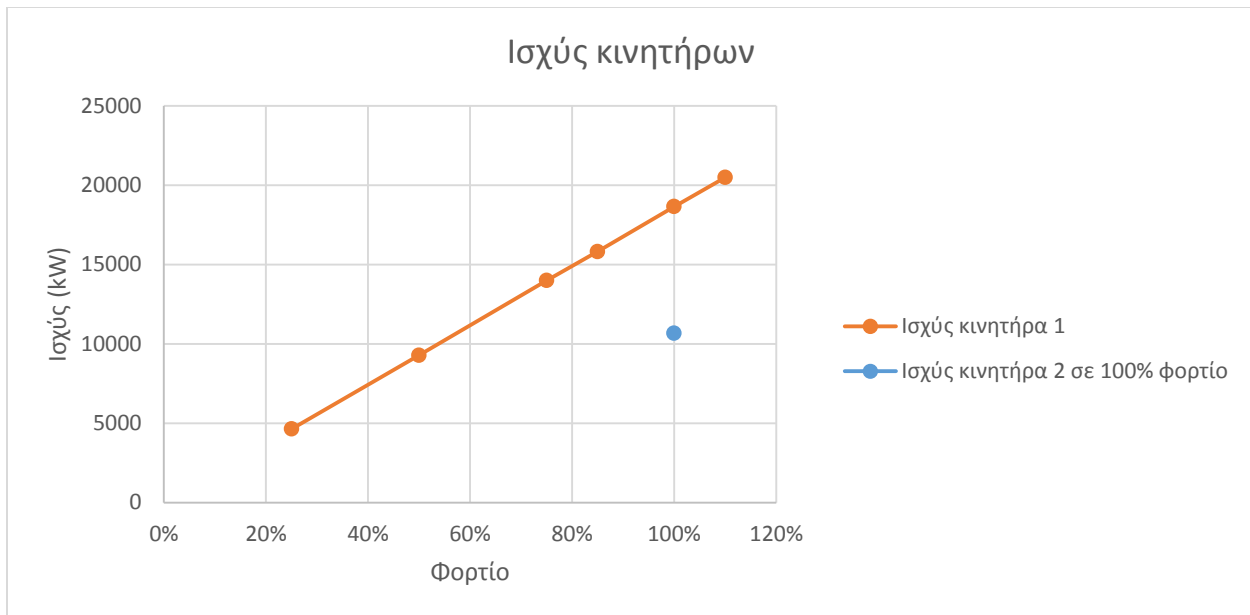
Οι διαθέσιμες μετρήσεις ελήφθησαν από το εργαστήριο MEK κατά τις εργοστασιακές δοκιμές του κινητήρα (Shop Tests). Οι εργοστασιακές δοκιμές γίνονται ελλείψει έλικας και θαλάσσιου περιβάλλοντος, ενώ το φορτίο που δέχεται η μηχανή είναι μέσω κάποιας πέδης, συνήθως υδραυλικής. Η πέδη ρυθμίζεται ώστε να αποδίδει φορτίο παρόμοιο με εκείνο της έλικας, δηλαδή με την 3<sup>η</sup> δύναμη

της ταχύτητας, σύμφωνα με τον νόμο της έλικας. Οι μετρήσεις ξεκινούν από το 25%, το χαμηλότερο φορτίο και συνεχίζονται σταδιακά ανοδικά. Οι μετρήσεις λαμβάνονται σε προεπιλεγμένα φορτία, π.χ. 25%, 50%, 75% κ.α. Για κάθε φορτίο σταθεροποιείται η μηχανή και λαμβάνονται μετρήσεις του δυναμοδεικτικού για αρκετούς κύκλους λειτουργίας. Στο 100%, συνήθως, λαμβάνονται δύο ξεχωριστές μετρήσεις για να επιβεβαιωθεί η καλή λειτουργία της μηχανής στο σημείο μέγιστης συνεχούς λειτουργίας της. Επίσης, καθορίζεται το κάτω όριο λειτουργίας της μηχανής, κάτω από το οποίο δεν είναι δυνατή η αυτανάφλεξη του καυσίμου λόγω χαμηλής πίεσης συμπίεσης στον κύλινδρο. Στις εργοστασιακές δοκιμές γίνεται η σύγκριση της καμπύλης ισχύος του κινητήρα με την θεωρητική του, που δεν θα πρέπει να αποκλίνουν, ενώ μετριέται φυσικά και η κατανάλωση καυσίμου. Τα δύο αυτά στοιχεία είναι καθοριστικής σημασίας για το πλοίο, αφού καθορίζουν σε σημαντικό βαθμό την οικονομική απόδοσή του.

Τέλος, σημειώνεται σε αυτό το σημείο πως το παρόν κεφάλαιο πραγματεύεται μία σειρά παρουσιάσεων μετρήσεων και επεξεργασμένων μεγεθών για κάθε δεδομένο φορτίο για κάθε κινητήρα. Τα διαγράμματα που παρατίθενται σε κάθε εδάφιο αποτελούν δείγμα διαγραμμάτων και είναι ενδεικτικά για κάθε κινητήρα. Παράλληλα, είναι με τέτοιο τρόπο τοποθετημένα ανά φορτίο και κινητήρα ανάλογα με το εδάφιο, με σκοπό να παρουσιαστεί η συνολική εργασία που έγινε για κάθε φορτίο και κάθε κινητήρα ξεχωριστά. Επιπλέον, έτσι αποφεύγεται η άσκοπη παράθεση πολλαπλών διαγραμμάτων κάθε φορά και αναδεικνύεται η ουσία της εργασίας. Η επεξεργασία των μετρήσεων έγινε με το μαθητικό μαθηματικό προγραμματιστικό πακέτο [MATLAB](#), του οποίου ο αναλυτικός κώδικας παρατίθενται στο παράρτημα του κεφαλαίου και συνδέεται με κάθε εδάφιο με κατάλληλους συνδέσμους κάθε φορά.

### 5.1.1 Ισχύς κινητήρων

Σημαντικό είναι να παρατεθεί η ισχύς των δύο κινητήρων ως προς το φορτίο του κινητήρα σε κάθε περίπτωση. Στο διάγραμμα 5.2 παρουσιάζεται η ισχύς του κινητήρα 1 ως προς το φορτίο με βάση το δεδομένο έγγραφο του Shop Test, ενώ στο ίδιο διάγραμμα απεικονίζεται η ισχύς του κινητήρα 2 για τον οποίο υπάρχει μόνο η τιμή της ισχύος του στο 100% φορτίο από τα έγγραφα του κατασκευαστή:

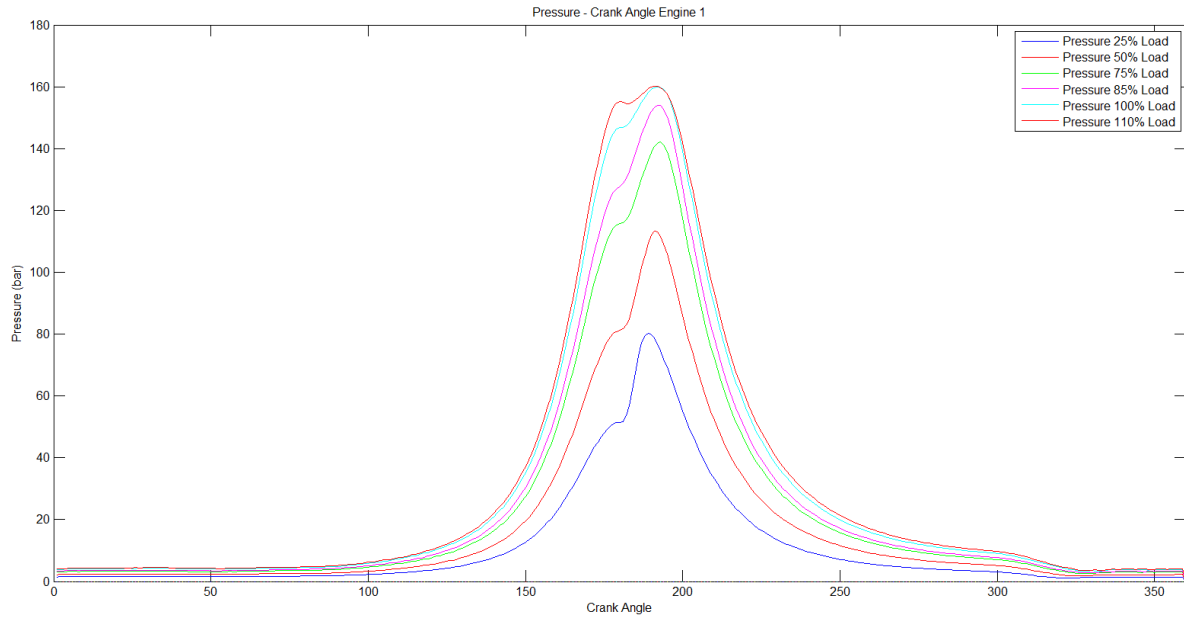


5-2 Διάγραμμα σύγκρισης ισχύς κινητήρων

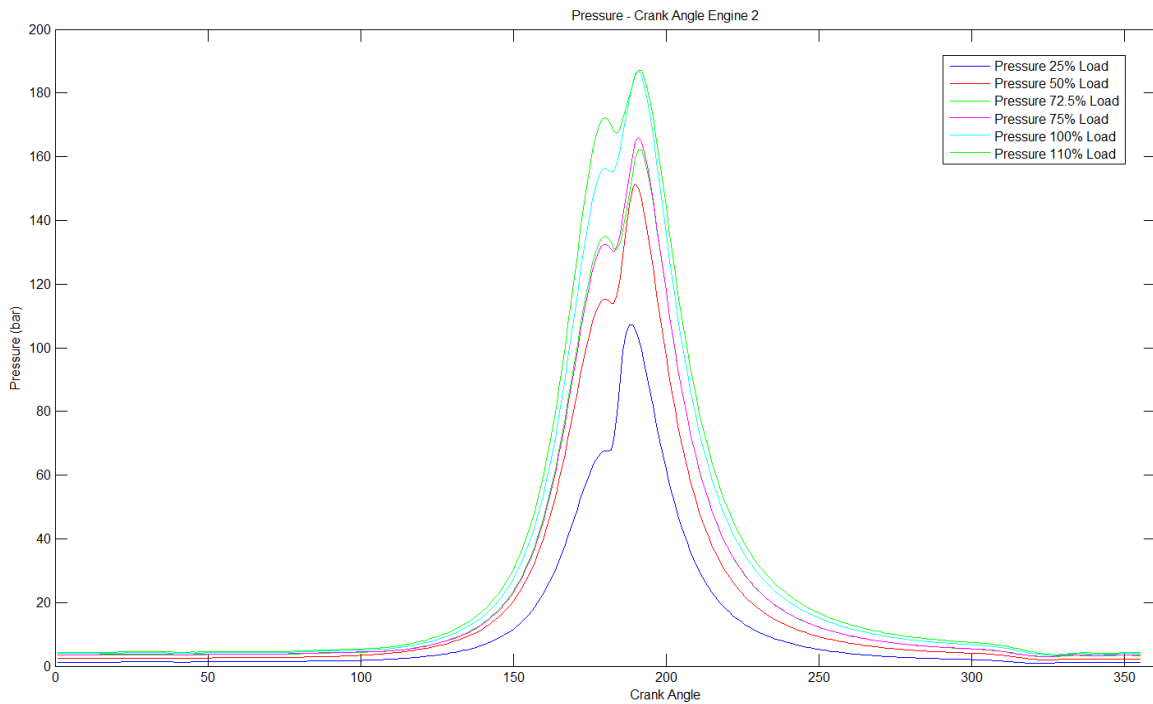
Από το διάγραμμα 5.2 γίνεται κατανοητή η διαφορά ισχύος ανάμεσα στους δύο κινητήρες. Η διαφορά ισχύος είναι προφανής, για αυτό είναι δυνατόν να αμεληθεί τυχόν σφάλμα σύγκρισης μεταξύ των τιμών λόγω της μη αναγωγής σε συνθήκες αναφοράς.

### 5.1.2 Πίεση κυλίνδρου

Αν όχι το σημαντικότερο μέγεθος, ένα από τα πιο σημαντικά μεγέθη του κινητήρα είναι η πίεση εντός του κυλίνδρου, αφού με σύντομες επεξεργασίες παρέχει πολύτιμες διαγνωστικές πληροφορίες για την σωστή λειτουργία ενός κινητήρα. Στις μετρήσεις που έγιναν καταγράφηκε η πίεση ως προς έναν κύκλο περιστροφής του κινητήρα,  $360^\circ$ . Παρουσιάζονται στα διαγράμματα, 5.3 και 5.4 ένα για κάθε κινητήρα αντίστοιχα, οι μετρήσεις της πίεσης ως προς την γωνία στροφάλου σε κάθε φορτίο που μετρήθηκε:



5-3 Πίεση - Γωνία στροφάλου για όλα τα φορτία κινητήρα 1



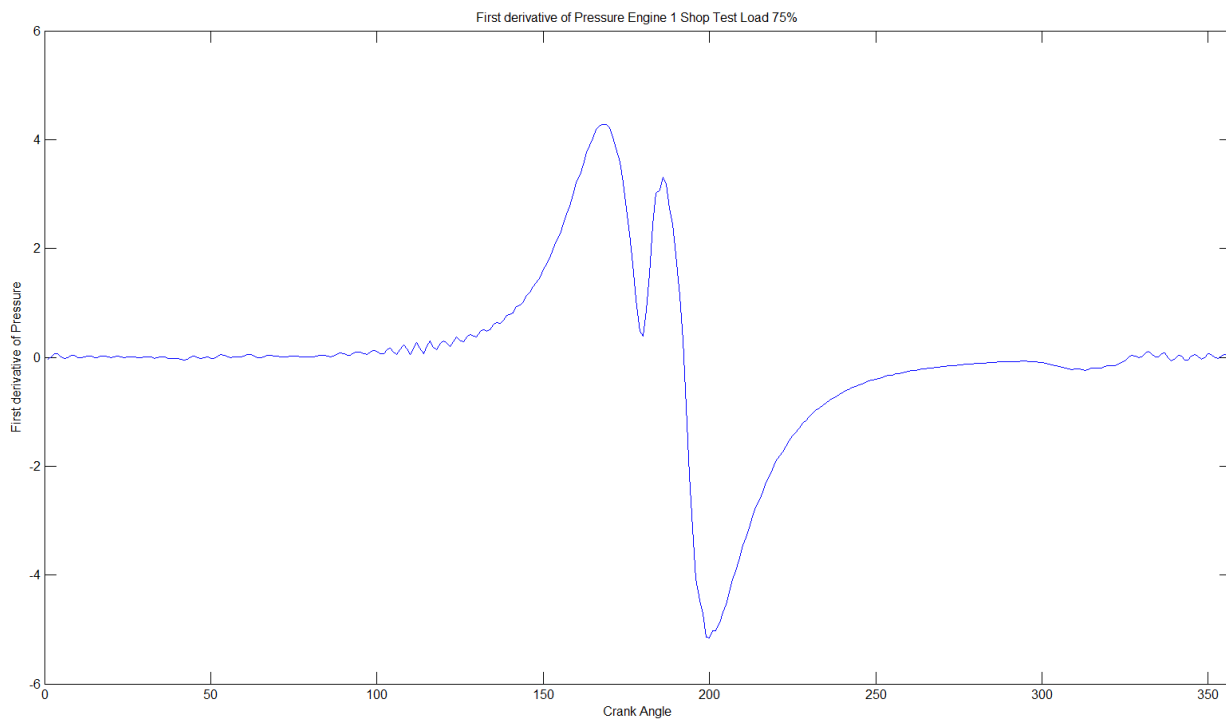
5-4 Πίεση - Γωνία στροφάλου για όλα τα φορτία κινητήρα 2

Συγκριτικά, παρατηρείται πως ο κινητήρας 2 λειτουργεί με μεγαλύτερες πιέσεις για ίδιο φορτίο του κινητήρα 1. Μέγιστη πίεση για τον κινητήρα 1 είναι 159.3 bar στο 100% φορτίο ενώ για τον κινητήρα 2 είναι 187.05 bar. Διαφορά σημαντική για να κατανοηθεί η διαφορετικότητα των δύο κινητήρων. Από

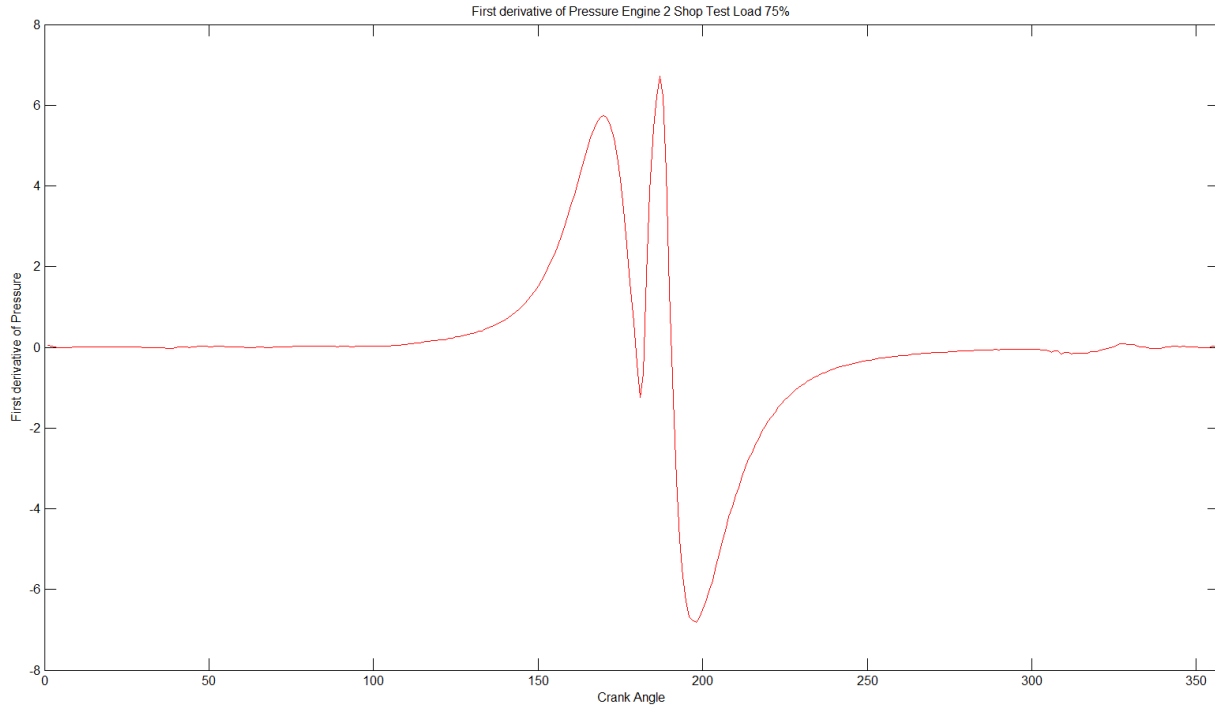
την πίεση θα εξαχθούν αργότερα βασικά συμπεράσματα για κάθε κινητήρα, όπως η έναυση της καύσης.

### 5.1.3 Έναυση καύσης

Στο προηγούμενο τμήμα παρουσιάστηκαν οι μετρήσεις της πίεσης. Από αυτές είναι δυνατό να διαπιστωθεί εύκολα και γρήγορα η έναυση της καύσης. Ήδη είναι προφανές μέχρι ποιο σημείο η αύξηση της πίεσης γίνεται λόγω μεταβολής όγκου κατά τη συμπίεση και που γίνεται η έναυση της καύσης και η κατακόρυφη αύξηση της πίεσης σε υψηλά επίπεδα. Ουσιαστικά, πρέπει να παρατηρηθεί το ακριβές σημείο της κατακόρυφης αύξησης, δηλαδή το σημείο της απότομης μεταβολής της πίεσης. Αυτό και μόνο συνεπάγεται στην αριθμητική παραγωγή των μετρήσεων κάθε φορτίου, ενδεικτικά για φορτίο 75% ισχύει για κάθε κινητήρα:



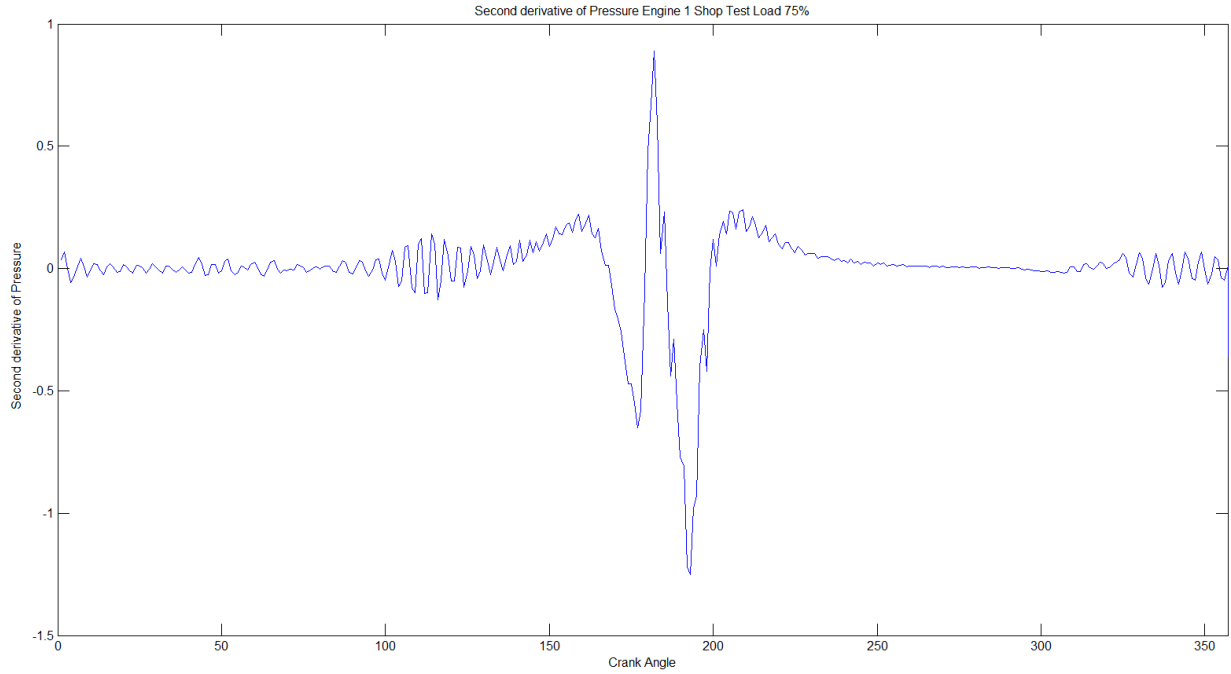
5-5 Πρώτη αριθμητική παράγωγος κινητήρα 1 φορτίο 75%



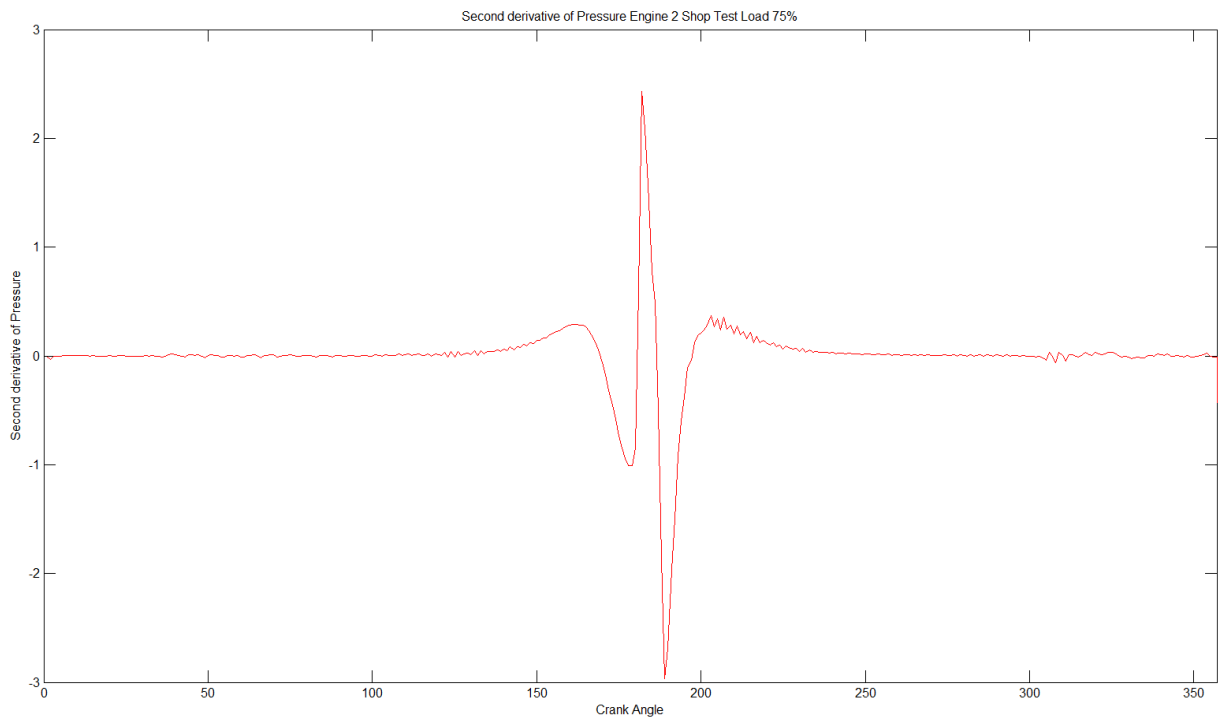
5-6 Πρώτη αριθμητική παράγωγος κινητήρα 2 φορτίο 75%

Από τα διαγράμματα 5.5 και 5.6 γίνεται ορατή η ακαριαία μεταβολή της πίεσης, παρ' όλα αυτά από προγραμματιστικής άποψης πρέπει να λάβουμε υπόψη και για την δεύτερη αριθμητική παράγωγο των μετρήσεων για να μπορεί να υπολογιστεί ευκολότερα η έναυση της καύσης ακόμα και όταν υπάρχει θόρυβος στις μετρήσεις. Προφανώς, οι δύο αριθμητικές παραγωγίσεις δίνουν λάθος θέση για την έναυση της καύσης κατά δύο θέσεις, λόγω της διπλής επεξεργασίας, οπότε η τελική θέση αυξάνεται κατά 2 μοίρες για να αντιστοιχεί στις αρχικές μετρήσεις της πίεσης. Η διαδικασία της αριθμητικής παραγωγίσης για ένα μέγεθος μήκους  $n$ , πάντα καταλήγει σε  $n-1$  μεταβολές μεταξύ των τιμών του μεγέθους. Έτσι, η διπλή παραγωγή καταλήγει σε  $n-2$  μεταβολές του μεγέθους. Επομένως καταλήγουμε στα διαγράμματα 5.7 και 5.8, ένα για κάθε κινητήρα για φορτίο 75%:





5-7 Δεύτερη αριθμητική παράγωγος κινητήρα 1 φορτίο 75%

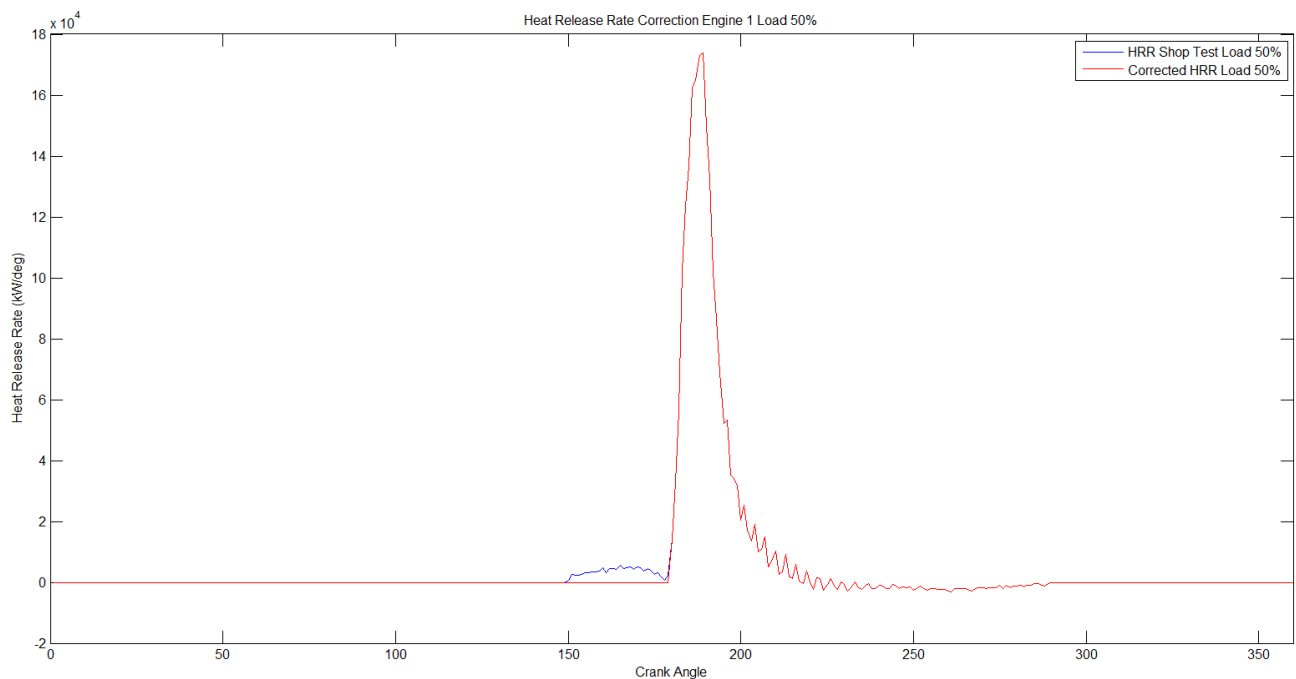


5-8 Δεύτερη αριθμητική παράγωγος κινητήρα 2 φορτίο 75%

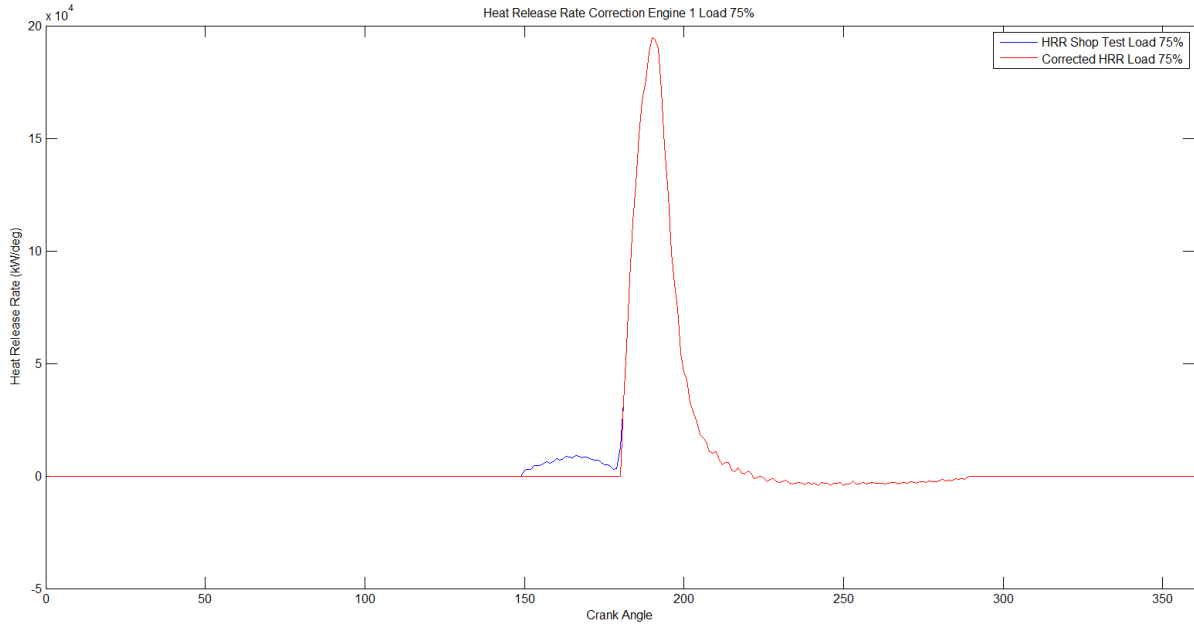
#### 5.1.4 Ρυθμός έκλυσης θερμότητας (HRR)

Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας αποτελεί το κεντρικό μέγεθος για την παρούσα εργασία, καθώς σαν μέγεθος είναι υψίστης σημασίας για την μελέτη της λειτουργίας κάθε κινητήρα. Συγκεκριμένα, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας βοηθάει ιδιαιτέρως στην εξαγωγή χρήσιμων πληροφοριών και διάγνωσης για τον κινητήρα. Στο κεφάλαιο 3 παρατίθεται η ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, μέσω του 1<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου. Μία ανάλυση σχετικά απλή, χρήσιμη και αρκετά αξιόπιστη, για αυτό το λόγο είναι ευρέως διαδεδομένη στη διάγνωση κάθε κινητήρα. Ο υπολογισμός του ρυθμού έκλυσης θερμότητας γίνεται μέσω του μέσου όρου των μετρήσεων της πίεσης κυλίνδρου για πολλούς κύκλους λειτουργίας και τον 1<sup>ο</sup> θερμοδυναμικό νόμο.

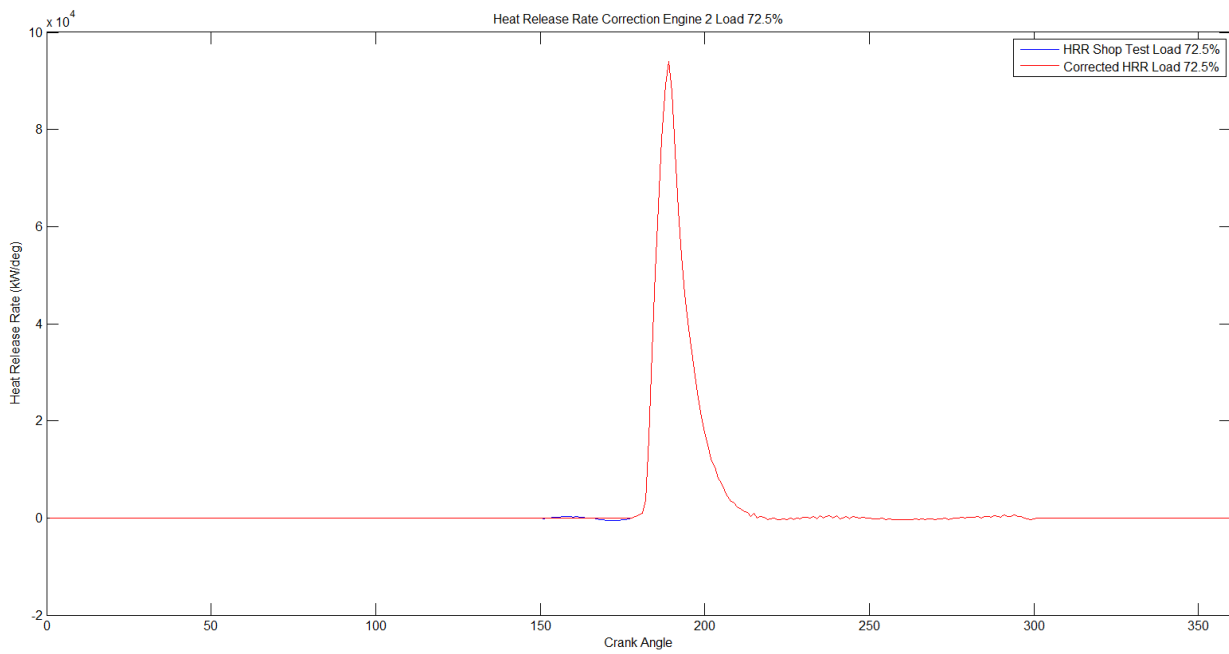
Στις αρχικές μετρήσεις ήταν αισθητός ο θόρυβος, για αυτό το λόγο προτού γίνει οποιαδήποτε ανάλυση ή περαιτέρω επεξεργασία, αρχικά επεξεργάστηκαν οι μετρήσεις. Δηλαδή, έγινε αφαίρεση του θορύβου πριν την έναρξη της καύσης, μηδενίζοντας της τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας για να μην επιδράσει στον υπολογισμό της εκλυόμενης θερμότητας και του κλάσματος καμένου καυσίμου. Για παράδειγμα, η διαφορά των δεδομένων μετρήσεων για τον κινητήρα 1 σε φορτία 50% και 75% και για τον κινητήρα 2 σε φορτία 72.5% και 100% παρουσιάζονται στα διαγράμματα 5.9, 5.10, 5.11 και 5.12:



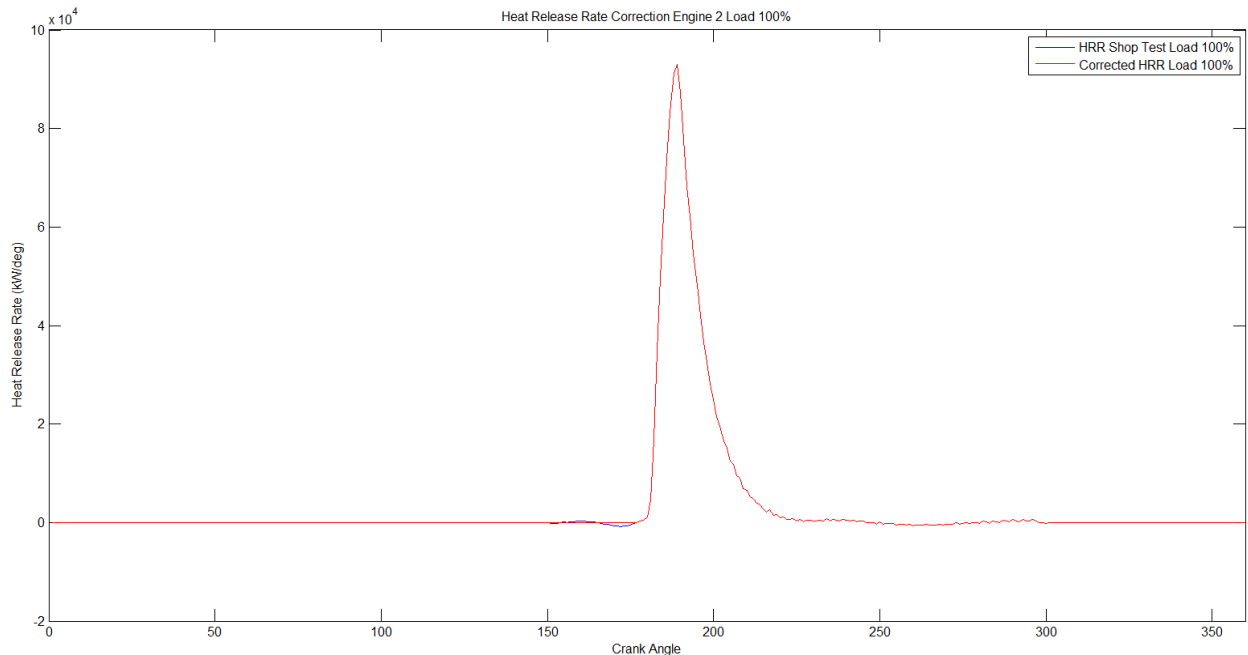
5-9 Διόρθωση ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 50%



5-10 Διόρθωση ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 75%



5-11 Διόρθωση ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 72.5%



5-12 Διόρθωση ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 100%

Η διόρθωση έγινε για την πλήρη απαλοιφή του θορύβου που θα μπορούσε να αλλοιώσει το επόμενο μέγεθος, το ολοκληρωτικό ρυθμό έκλυσης θερμότητας, δηλαδή το αθροιστικό ολοκλήρωμα του ρυθμού έκλυσης. Συγκεκριμένα, η διόρθωση έγινε με κώδικα [Matlab](#) που παρουσιάζεται στο αντίστοιχο παράρτημα με το σκεπτικό τον μηδενισμό μετρήσεων πριν την έναρξη της φάσης της καύσης.

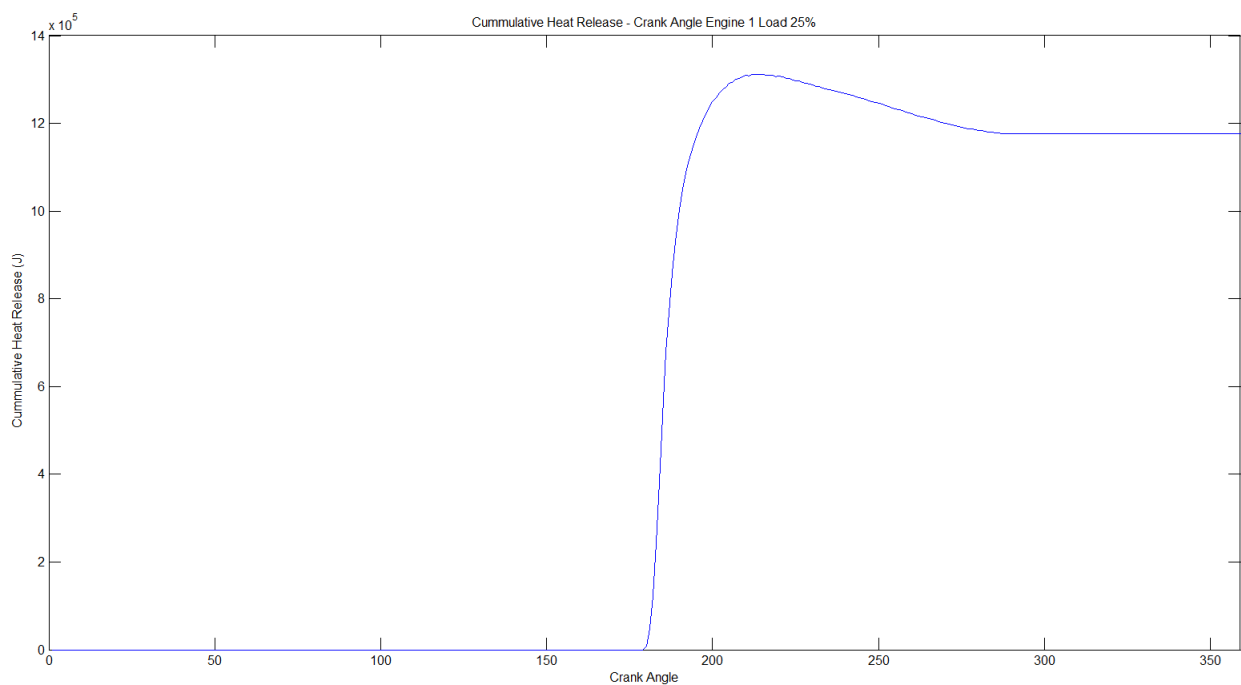
Ακόμη, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας είναι το μέγεθος που θα γίνει η προσπάθεια να προσεγγιστεί σε όλα τα φορτία του κάθε κινητήρα όσο καλύτερα είναι δυνατόν, ανεξάρτητα από τις παρούσες μετρήσεις με μία εξίσωση, ένα πρόγραμμα. Άλλωστε, αυτός είναι ο σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

### 5.1.5 Επισωρευτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας (CHR)

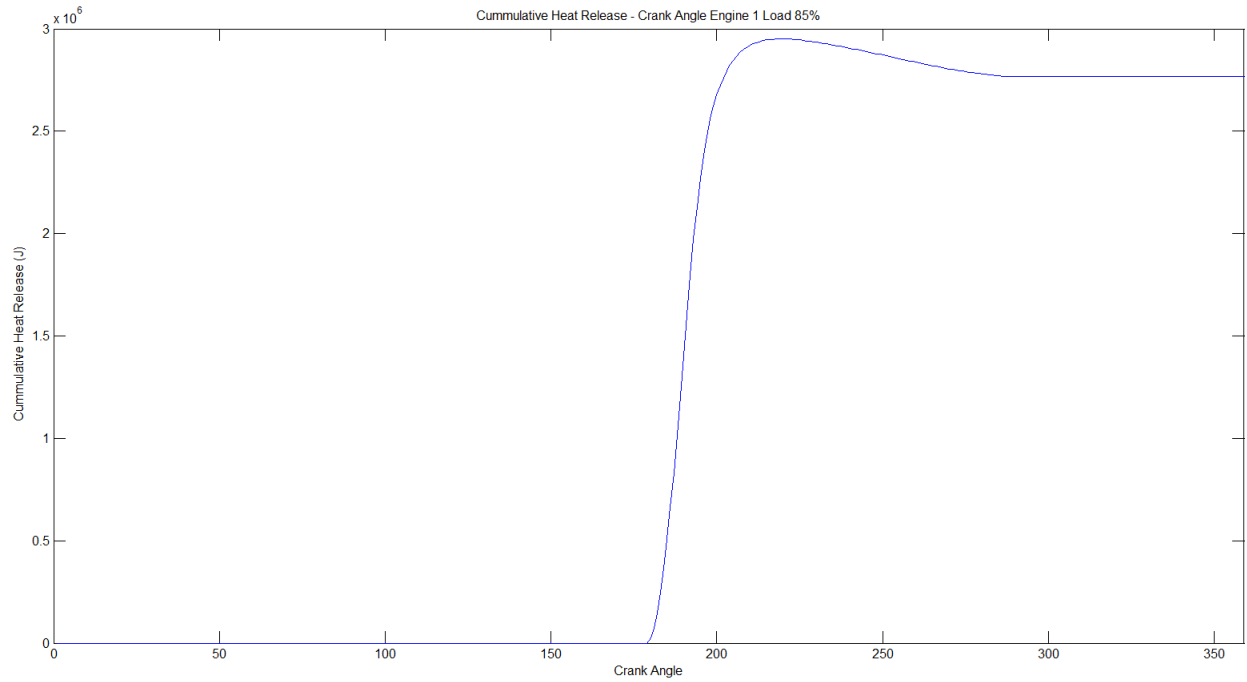
Το ολοκλήρωμα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας είναι πλέον ποσότητα ενέργειας μετρούμενη σε J. Το μέγεθος αυτό είναι εξίσου σημαντικό για την εικόνα ενός κινητήρα, καθώς εάν υπάρχει κάποια δυσλειτουργία εμφανίζεται ως ανομοιομορφία αμέσως σε αντίστοιχα διαγράμματα των διαφόρων κυλίνδρων. Πλέον, η επεξεργασία των μετρήσεων επικεντρώνεται ξεκάθαρα στην διάρκεια της καύσης, έπειτα από την απαλοιφή του θορύβου και τις μετρήσεις της ενέργειας που αποδίδει ο κύλινδρος στο αέριο, δηλαδή της αρνητικές τιμές των μετρήσεων πριν την έναυση της καύσης. Εδώ, σημειώνεται πως η επεξεργασία των τιμών του ρυθμού έκλυσης θερμότητας μετά το πέρας της καύσης δεν είναι

απαραίτητο να γίνει, αφού στην αριθμητική ολοκλήρωση των μετρήσεων, όταν το CHR αρχίζει να φθίνει ορίζεται το θεωρητικό τέλος της καύσης και κατ' επέκταση το μέγιστο CHR.

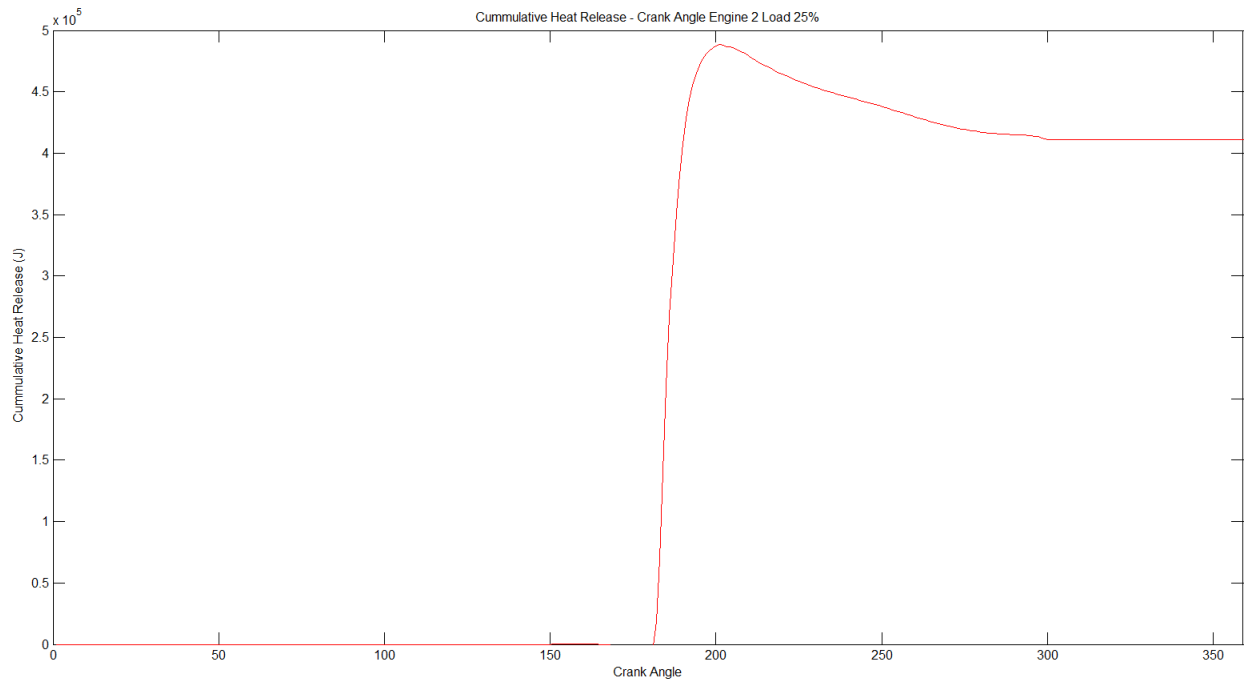
Όπως ήδη αναφέρθηκε, οι δεδομένες μετρήσεις για κάθε κινητήρα και φορτίο ολοκληρώνονται αριθμητικά. Για ευκολία χρησιμοποιείται το μαθητικό πακέτο [Matlab](#) και ο αντίστοιχος κώδικας παρατίθεται στο αντίστοιχο παράρτημα του κεφαλαίου. Το σκεπτικό είναι ο ορισμός κάθε τιμής του CHR σε κάθε γωνία στροφάλου, αθροίζοντας αυτήν και κάθε προηγούμενη τιμή ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Ενδεικτικά, παρουσιάζεται το CHR για φορτίο 25% και 85% για τον κινητήρα 1 και για 25% και 100% για τον κινητήρα 2 στα διαγράμματα 5.13, 5.14, 5.15 και 5.16:



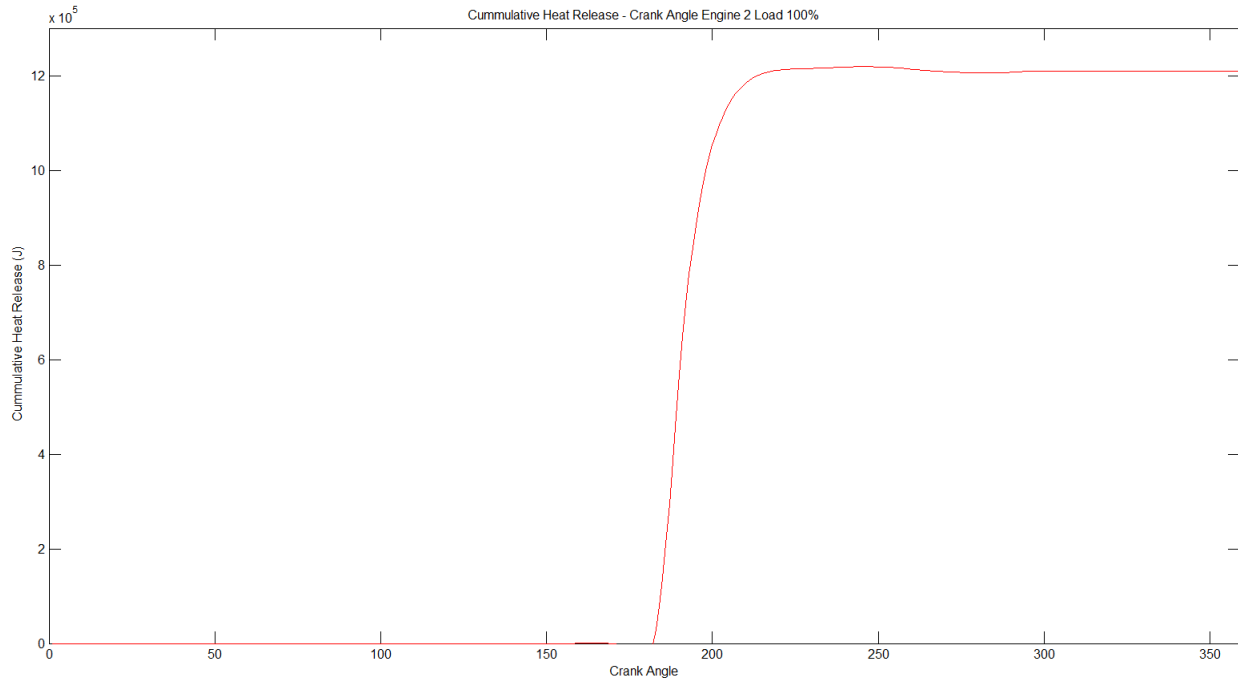
5-13 Ολοκληρωτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 25%



5-14 Ολοκληρωτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 85%



5-15 Ολοκληρωτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 25%



5-16 Ολοκληρωτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 100%

Αυτές οι μετρήσεις είναι από Shop Test ναυτικών κινητήρων, όπως έχει αναφερθεί προηγουμένως, επομένως οι κινητήρες δεν παρουσιάζουν κάποια ανομοιομορφία. Τα διαγράμματα 5.13 έως 5.16 είναι ενδεικτικά για κάθε κινητήρα και κάθε δεδομένο φορτίο. Παρόλα αυτά, είναι πολύ σημαντικό ο πλοιοκτήτης και το τεχνικό τμήμα της ναυτιλιακής να έχει στην διάθεσή του τιμές για το CHR, όπως και του HRR, σε κάθε φορτίο, για να μπορεί να συγκρίνει τις δοκιμές θαλάσσης και την οποιαδήποτε περίπτωση ανωμαλίας σε όλη την μελλοντική διάρκεια της ζωής του πλοίου. Αυτό γίνεται με την βοήθεια του MFB και των συναρτήσεων Wiebe.

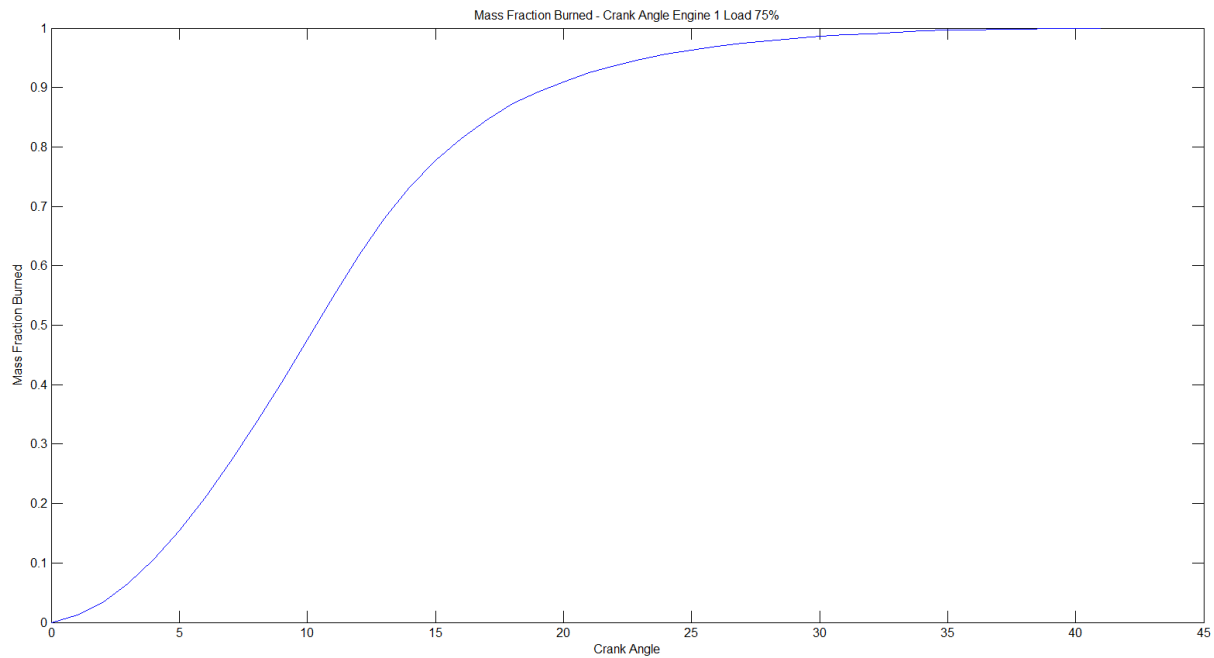
#### 5.1.6 Mass Fraction Burned

Εκτενέστατη αναφορά έγινε στο κεφάλαιο 3 για το συγκεκριμένο μέγεθος. Όπως αναφέρθηκε, λοιπόν, στην παρούσα εργασία θα υπολογιστεί αριθμητικά μέσω του CHR που υπολογίστηκε προηγουμένως. Δηλαδή:

$$MFB = \frac{HR_i}{CHR_{max}}$$

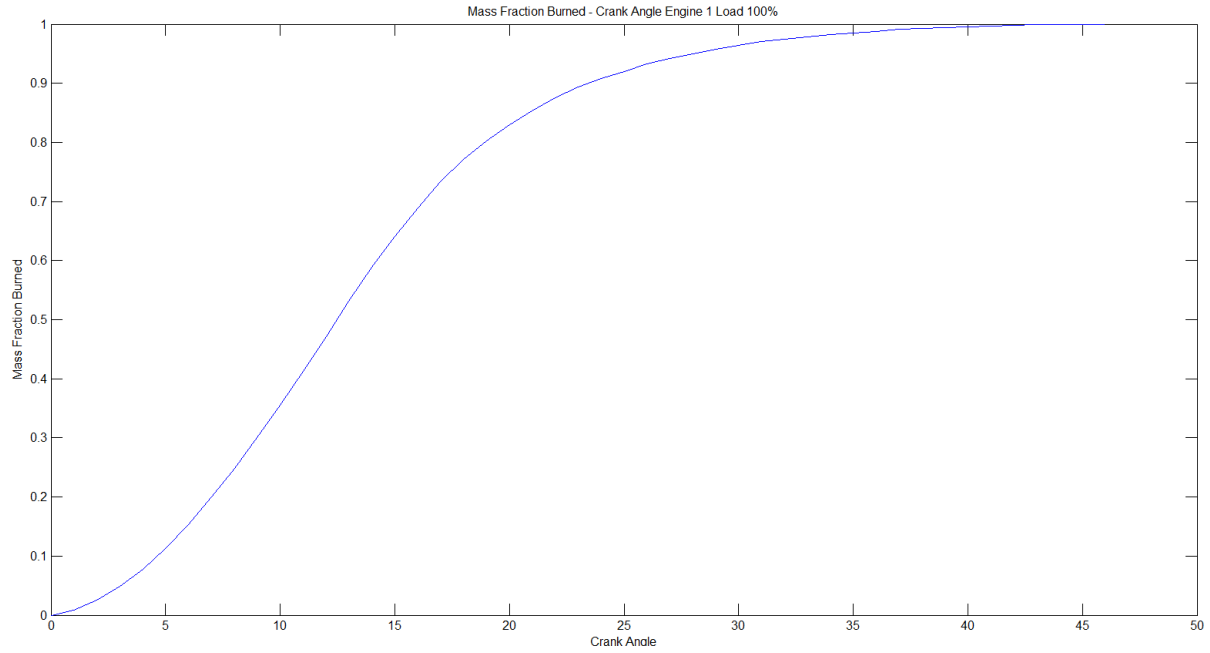
Το κλάσμα μάζας καμένου καυσίμου υπολογίζεται από την σχετική συνάρτηση [Matlab](#) με μία επανάληψη για κάθε φορτίο κάθε κινητήρα. Οι υπολογισμοί πλέον γίνονται για την διάρκεια γωνίας

που διαρκεί η καύση. Επομένως, κάθε μεταβλητή MFB είναι μεγέθους, τόσων μοιρών, όσων διαρκεί η καύση. Κατά συνέπεια, τα διαγράμματα που παρουσιάζονται σε αυτό το εδάφιο είναι κατασκευασμένα ως προς την διάρκεια καύσης σε μοίρες γωνίας στροφαλοφόρου για την καλύτερη απεικόνιση του φαινομένου. Αυτό φαίνεται, εξ' άλλου, και στα διαγράμματα 5.17, 5.18, 5.19 και 5.20:

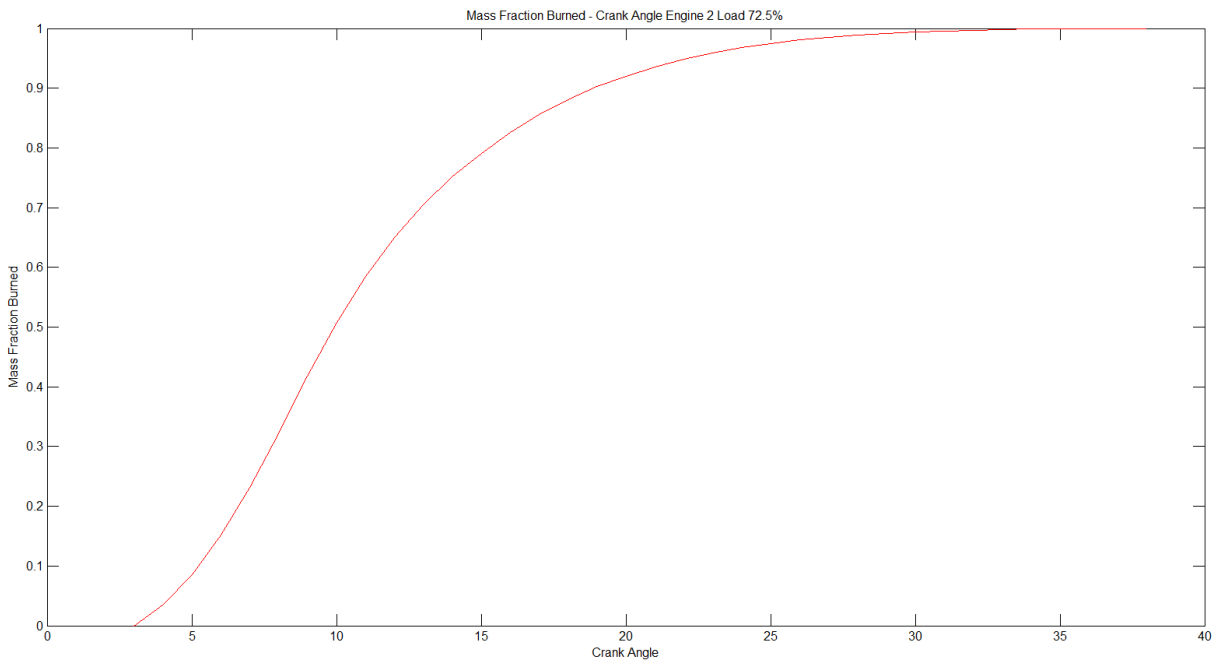


5-17 Κλάσμα μάζας καμένου καυσίμου κινητήρα 1 φορτίο 75%

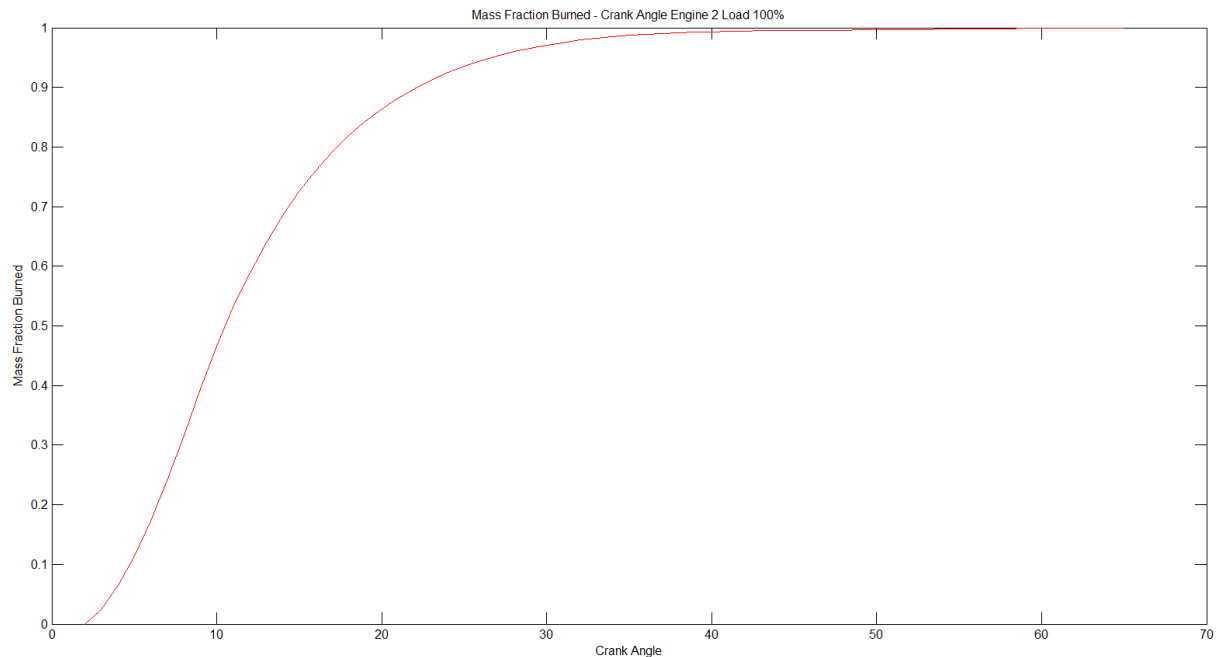




5-18 Κλάσμα μάζας καμένου καυσίμου κινητήρα 1 φορτίο 100%



5-19 Κλάσμα μάζας καμένου καυσίμου κινητήρα 2 φορτίο 72.5%



5-20 Κλάσμα μάζας καμένου καυσίμου κινητήρα 2 φορτίο 100%

Τα διαγράμματα 5.17 και 5.18 είναι από τον κινητήρα 1 για 75% και 100% φορτίο, ενώ τα διαγράμματα 5.19 και 5.20 είναι από τον κινητήρα 2 για φορτίο 72.5% και 100%. Ένα γρήγορο συμπέρασμα που βγαίνει από τα διαγράμματα είναι ότι για μεγαλύτερα φορτία η διάρκεια της καύσης είναι μεγαλύτερη όπως είναι αναμενόμενο άλλωστε. Στο τελευταίο εδάφιο του κεφαλαίου 5, θα παρουσιαστούν τα βασικότερα σημεία κάθε μεγέθους, όπως και του MFB και θα σχολιαστούν εκεί τα αποτελέσματα.

## 5.2 Συναρτήσεις Wiebe

Τα εδάφια 5.2.1 και 5.2.2 αποτελούν την παρουσίαση της διαδικασίας υπολογισμού των συντελεστών των συναρτήσεων Wiebe με τις δεδομένες μετρήσεις. Στόχος στο σημείο αυτό είναι ο υπολογισμός του συνδυασμού των σταθερών των συναρτήσεων κάθε φορά για κάθε φορτίο που αναπαράγουν καλύτερα τις μετρήσεις. Έτσι, θα μπορεί να υπολογιστεί το MFB άμεσα από τις συναρτήσεις.

### 5.2.1 Μονή συνάρτηση Wiebe

Η θεωρία της μονής συνάρτησης Wiebe αναλύθηκε εκτενέστατα στο αντίστοιχο εδάφιο του κεφαλαίου 3. Εδώ, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των συντελεστών, όπως αυτά υπολογίστηκαν από την συνάρτηση που κατασκευάστηκε στο μαθηματικό περιβάλλον Matlab. Το σκεπτικό της συνάρτησης που κατασκευάστηκε είναι η ελαχιστοποίηση του σφάλματος μεταξύ της συνάρτησης και των δεδομένων μετρήσεων. Για αυτό το λόγο, χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος ελαχίστων τετραγώνων με βασική εξίσωση:

$$\min x = MFB_i - 1 - e^{-\alpha (\theta - \theta_0)} \Delta \theta^{m+1}$$

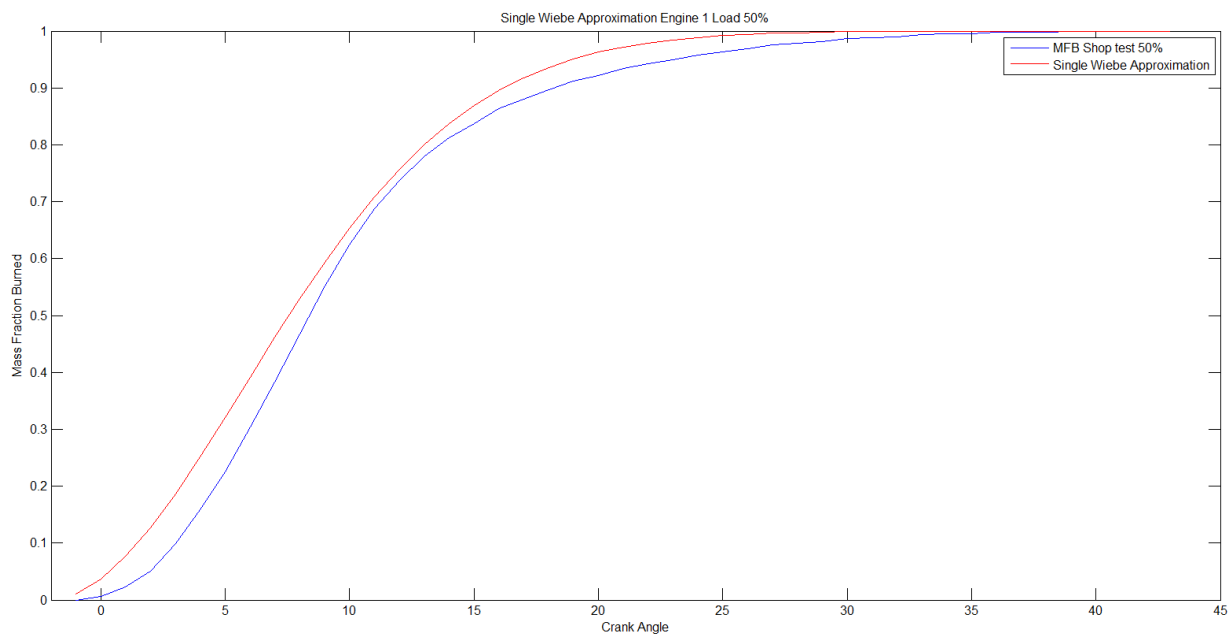
Η θεωρία των ελαχίστων τετραγώνων για την παραπάνω εξίσωση, ουσιαστικά, είναι η παραγωγή της εξίσωσης σφάλματος και ο μηδενισμός των παραγώγων της, ως προς την μεταβλητή μορφής και ως προς την μεταβλητή απόδοσης, για την εύρεση ολικού ή τοπικού ελαχίστου.

$$E_{\alpha, m} = \sum_i MFB_i - 1 - e^{-\alpha (\theta - \theta_0)} \Delta \theta^{m+1} \quad (2)$$

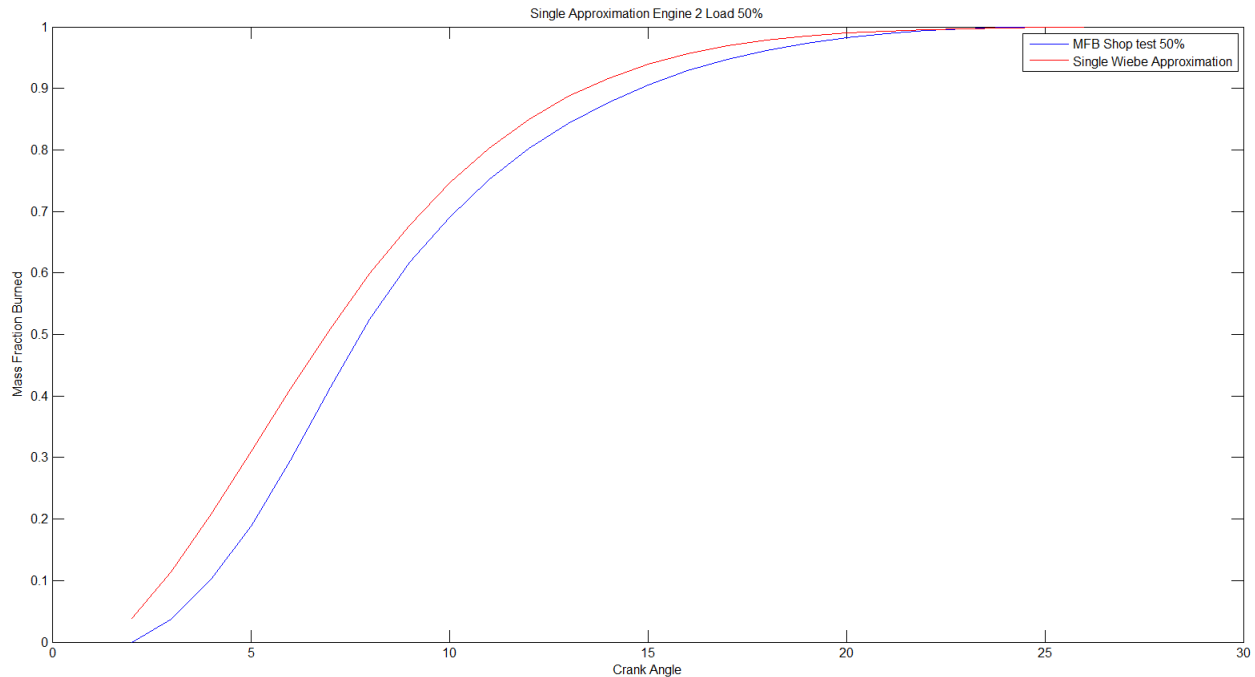
$$\frac{\partial E}{\partial \alpha} = 0 \quad \frac{\partial E}{\partial m} = 0$$

Η ελαχιστοποίηση της εξίσωσης σφάλματος γίνεται εύκολα με την ανάλογη συνάρτηση Matlab που κατασκευάστηκε, χρησιμοποιώντας άλλη ήδη υπαρκτή συνάρτηση από την εργαλειοθήκη του προγράμματος, την Isqnonlin, αφού η εξίσωση σφάλματος και η κάθε παράγωγος είναι μη γραμμικές εξισώσεις.

Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα διαγράμματα 5.21 και 5.22 για τον κινητήρα 1 και τον κινητήρα 2 αντίστοιχα για φορτίο 50%:



5-21 Προσέγγιση MFB κινητήρα 1 φορτίο 50% με μονή Wiebe

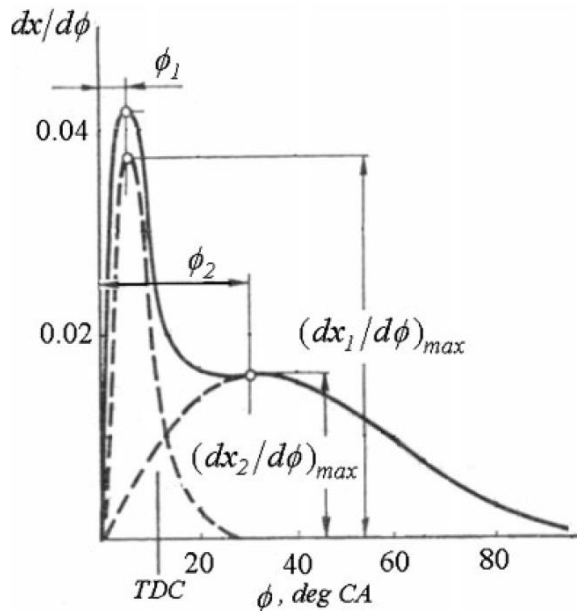


5-22 Προσέγγιση MFB κινητήρα 2 φορτίο 50% με μονή Wiebe

Ευδιάκριτο είναι από αυτό το μικρό δείγμα για κάθε κινητήρα πως η μονή συνάρτηση Wiebe από την μία ακολουθεί την τάση των μετρήσεων αλλά η προσέγγιση δεν είναι ικανοποιητική. Αυτό συμβαίνει γιατί η μονή συνάρτηση είναι κατάλληλη για την πρόβλεψη του MFB σε κινητήρες με σπινθηριστή ή σε κινητήρες Diesel με χαμηλό λόγο συμπίεσης. Η καλύτερη προσέγγιση της καύσης σε Diesel άμεσης έγχυσης γίνεται με την διπλή συνάρτηση Wiebe στο επόμενο εδάφιο.

### 5.2.2 Διπλή συνάρτηση Wiebe

Η προσέγγιση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, και κατ' επέκταση του MFB, για τους κινητήρες Diesel άμεσης έγχυσης καυσίμου σε υψηλή πίεση γίνεται καλύτερα με τον συνδυασμό δύο μονών συναρτήσεων Wiebe. Συγκεκριμένα, έχουν αναπτυχθεί πολλά μοντέλα διπλών συναρτήσεων Wiebe, όπως του Pugachiu και του Ghojel, αλλά στην παρούσα εργασία χρησιμοποιείται η διπλή συνάρτηση με συντελεστή βαρύτητας. Η θεωρία πίσω από την διπλή συνάρτηση Wiebe είναι απλή, η μία ακολουθεί τα πρώτα ιδιόμορφα στάδια της καύσης, την προαναμεμειγμένη καύση, ενώ η άλλη ακολουθεί το υπόλοιπο κομμάτι, την καύση διάχυσης. Αυτό φαίνεται και στην εικόνα 5.23 για το μοντέλο του Pugachiu, που έχει ως συντελεστές βαρύτητας την μέγιστη μεταβολή στο MFB στην φάση της προ-ανάμειξης και της εκτόνωσης αντίστοιχα [J.I.Ghojel 2010].



5-23 Μοντέλο διπλής Wiebe με συντελεστές βαρύτητας κατά Rugachiu

Ο ρυθμός μεταβολής της συνάρτησης Wiebe με του συντελεστές βαρύτητας μπορεί να ακολουθήσει πλέον κανονικά την μεταβολή του ρυθμού μεταβολής έκλυσης θερμότητας των κινητήρων Diesel που μελετιούνται στην εργασία. Η διαδικασία, από το σημείο αυτό, είναι η προαναφερθείσα ελαχιστοποίηση της συνάρτησης σφάλματος, όπως έγινε και για την μονή συνάρτηση Wiebe. Αναλυτικότερα, εδώ γίνεται η εξής διαδικασία:

$$\min x = MFB_i - p \cdot 1 - e^{-\alpha_1 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_1+1}} + (1 - p) \cdot 1 - e^{-\alpha_2 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_2+1}}$$

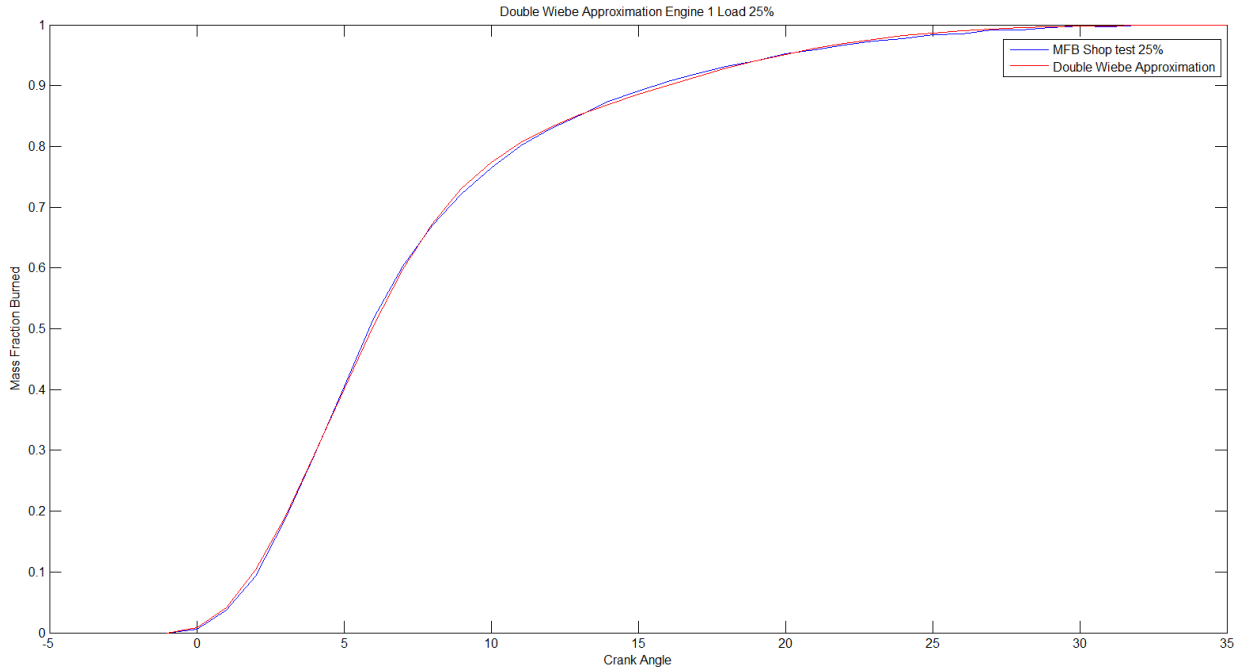
Η θεωρία των ελαχίστων τετραγώνων για την παραπάνω εξίσωση, ουσιαστικά, είναι η παραγωγή της εξίσωσης σφάλματος και ο μηδενισμός των παραγώγων της, ως προς την μεταβλητή μορφής και ως προς την μεταβλητή απόδοσης, για την εύρεση ολικού ή τοπικού ελαχίστου.

$$E_{a,m} = MFB_i - p \cdot 1 - e^{-\alpha_1 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_1+1}} + (1 - p) \cdot 1 - e^{-\alpha_2 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_2+1}} \quad 2$$

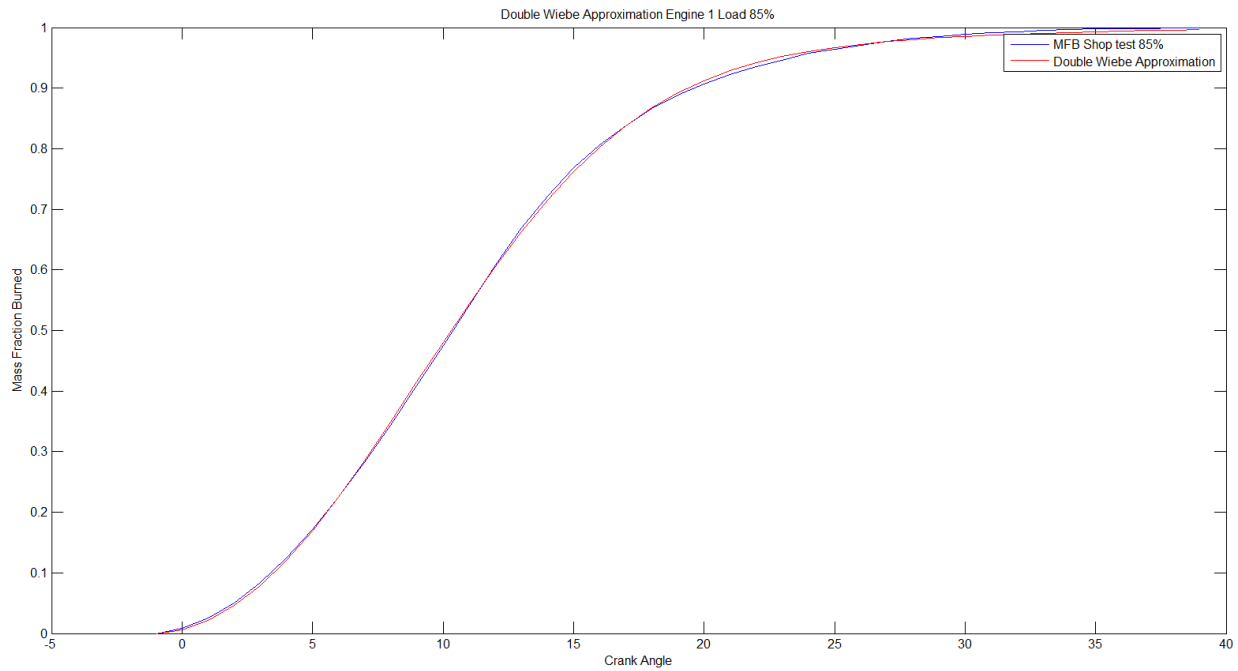
$$\frac{\partial E}{\partial \alpha_1} = 0 \quad \frac{\partial E}{\partial m_2} = 0 \quad \frac{\partial E}{\partial \alpha_2} = 0 \quad \frac{\partial E}{\partial m_2} = 0$$

Αυτή διαδικασία είναι αρκετά πιο πολύπλοκη από την διαδικασία για την μονή συνάρτηση, αλλά είναι ίδιας φιλοσοφίας. Οπότε, πάλι κατασκευάστηκε νέα συνάρτηση με το μαθητικό πακέτο Matlab

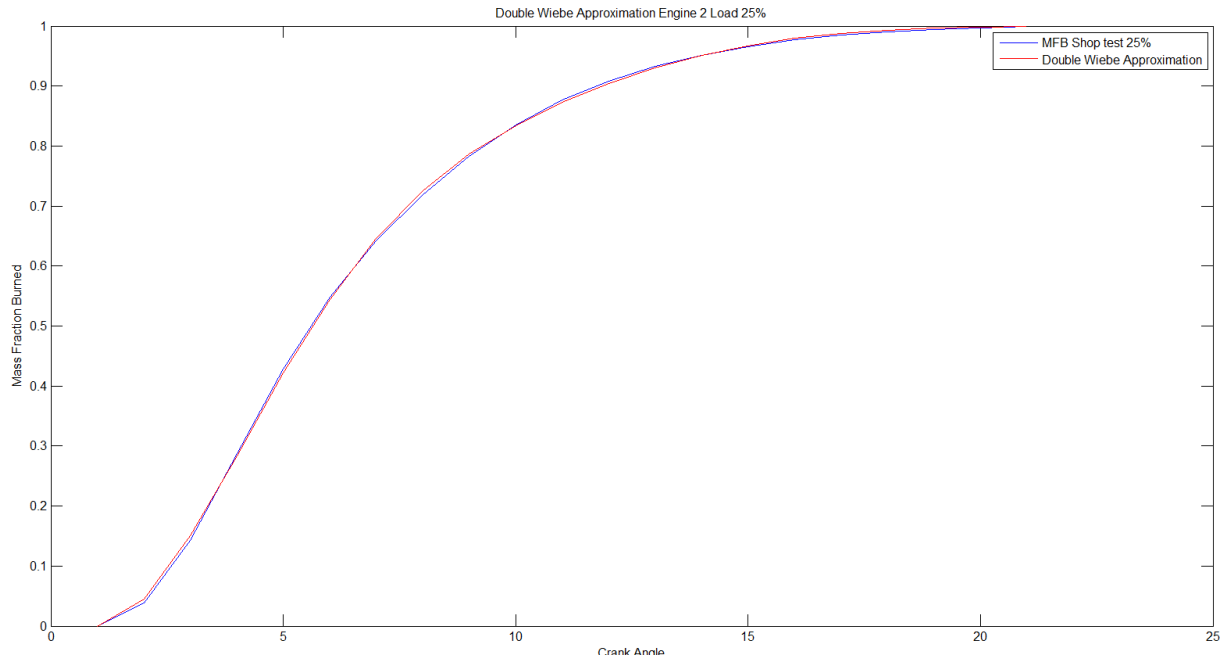
χρησιμοποιώντας και σε αυτό το σημείο την ήδη υπάρχουσα συνάρτηση Isqnonlin. Τα αποτελέσματα είναι ικανοποιητικά στα διαγράμματα 5.24 και 5.25, 5.26 και 5.27 για τον κινητήρα 1 σε φορτίο 25% και 85% αντίστοιχα και τον κινητήρα 2 σε φορτίο 25% και 72.5% αντίστοιχα:



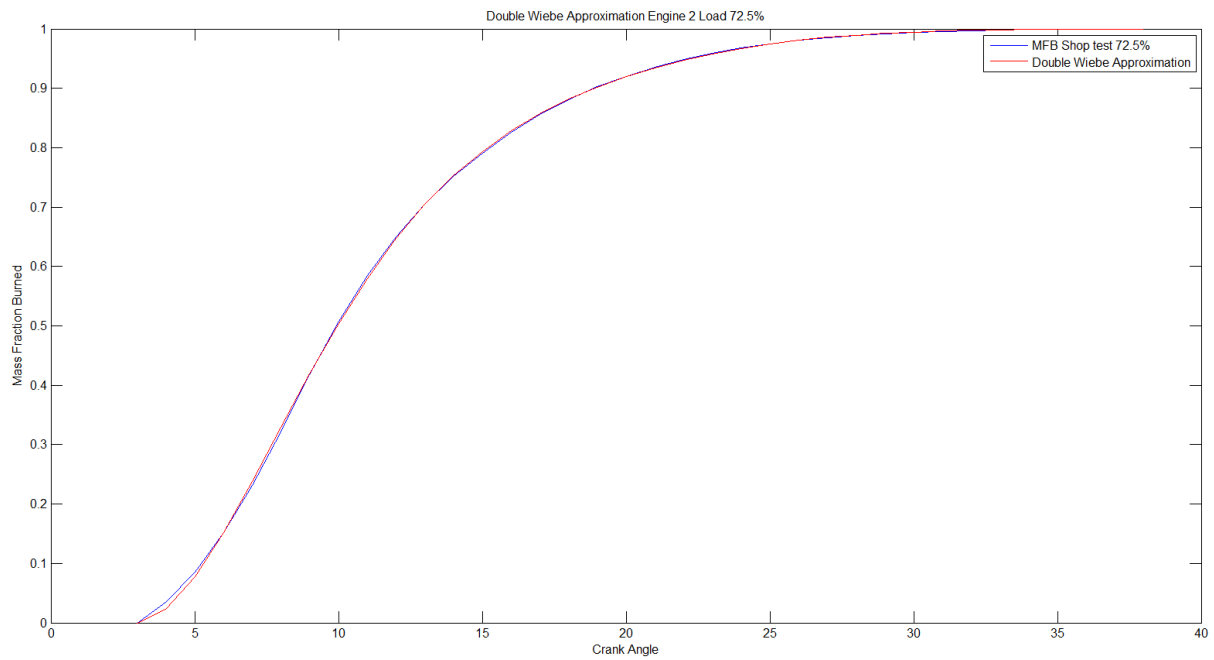
5-24 Προσέγγιση MFB κινητήρα 1 φορτίο 25% με διπλή Wiebe



5-25 Προσέγγιση MFB κινητήρα 1 φορτίο 85% με διπλή Wiebe



5-26 Προσέγγιση MFB κινητήρα 2 φορτίο 25% με διπλή Wiebe



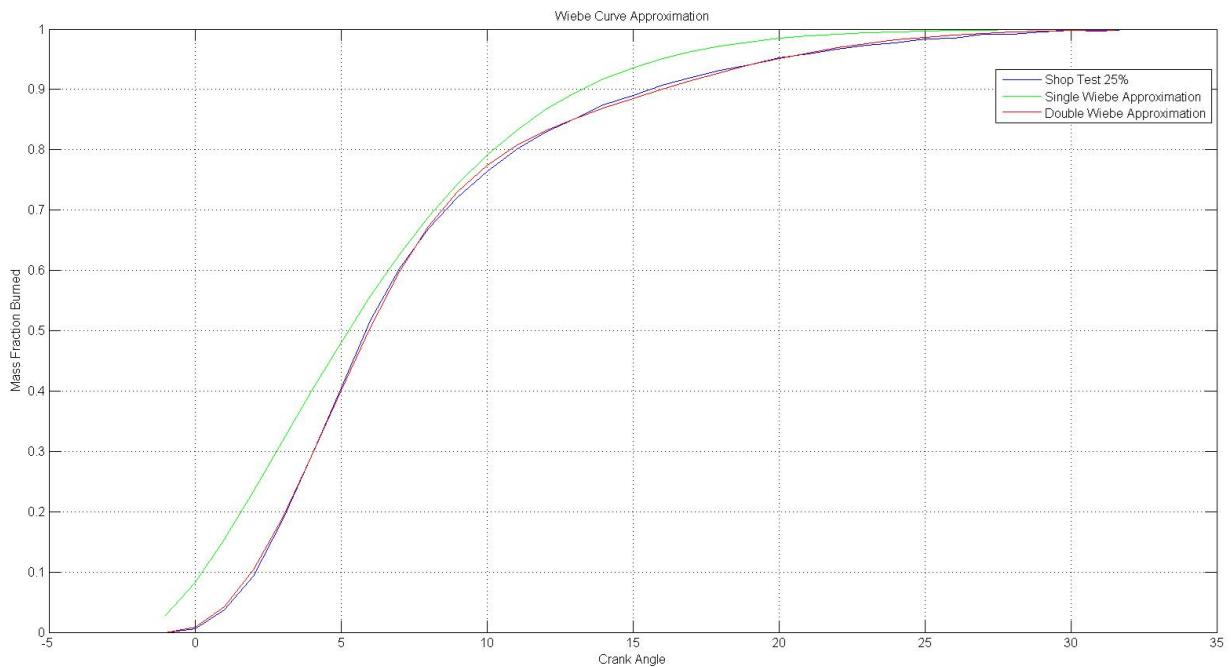
5-27 Προσέγγιση MFB κινητήρα 2 φορτίο 72.5% με διπλή Wiebe

Η προσέγγιση είναι σαφώς καλύτερη, σε ικανοποιητικά επίπεδα για αναλύσεις πρώτου σταδίου για εύκολη και έγκαιρη διάγνωση ανομοιομορφιών και των αιτιών τους.

### 5.2.3 Σύγκριση Μονής και Διπλής συνάρτησης Wiebe

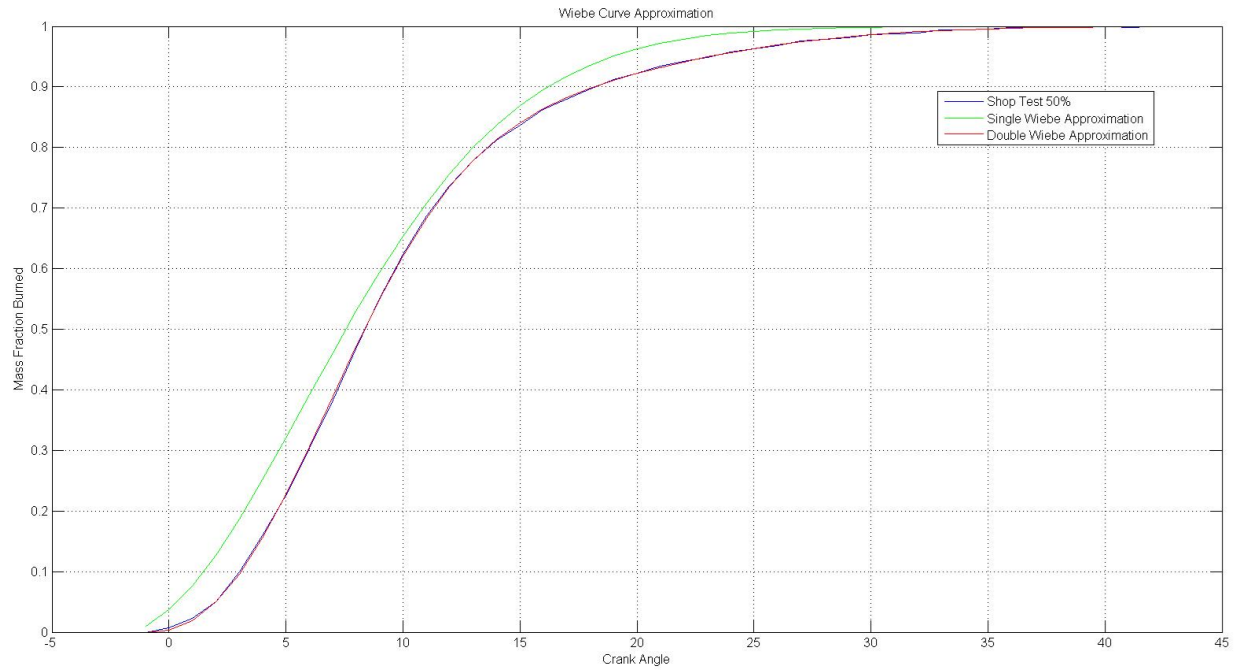
Σε αυτό το σημείο είναι σημαντικό να παρατεθούν τα αποτελέσματα της μονής και της διπλής συνάρτησης Wiebe. Η διπλή συνάρτηση Wiebe προσεγγίζει, προφανώς, σε καλύτερο βαθμό τις δεδομένες μετρήσεις από ότι η μονή. Αυτό συμβαίνει για του λόγους που αναφέρθηκαν παραπάνω, η διπλή συνάρτηση ακολουθεί τα πρώτα ιδιόμορφα στάδια της καύσης, καθώς και το υπόλοιπο κομμάτι της καύσης. Στα διαγράμματα 5.28 μέχρι 5.39 που παρατίθενται παρακάτω αυτό γίνεται διακριτό:

Για τον κινητήρα 1 σε όλα τα δεδομένα φορτία μετρήσεων 25%, 50%, 75%, 85%, 100% και 110%:

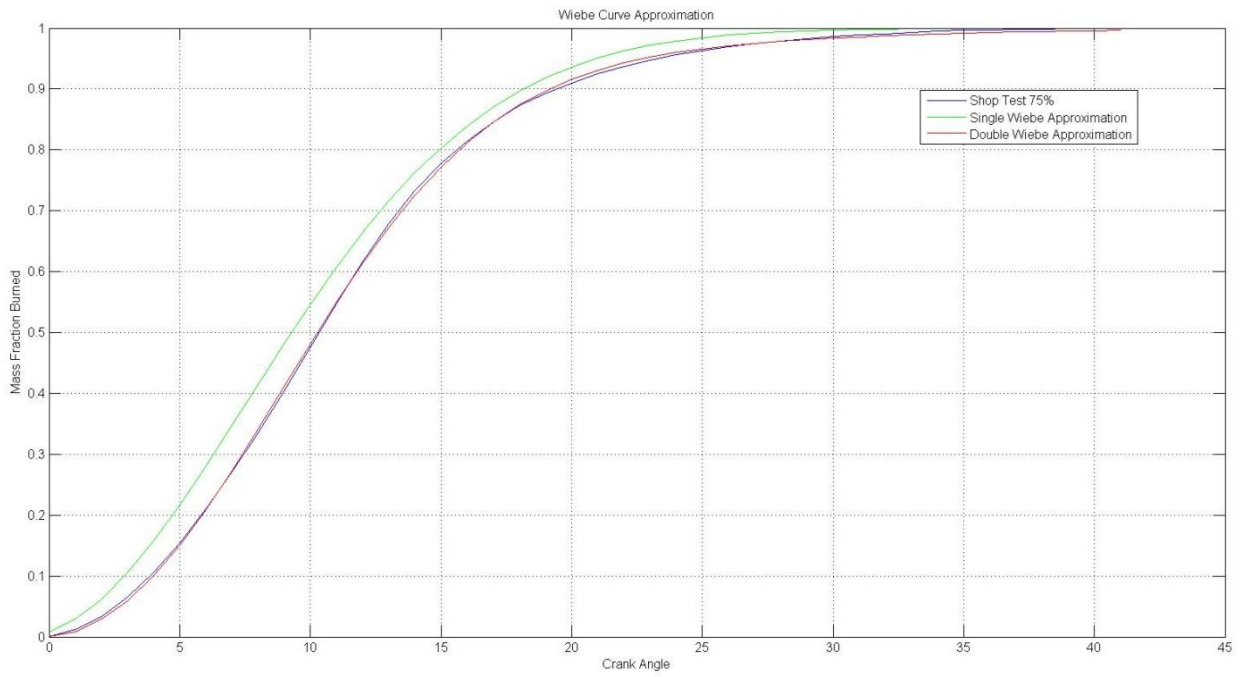


5-28 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 25% μονής και διπλής Wiebe

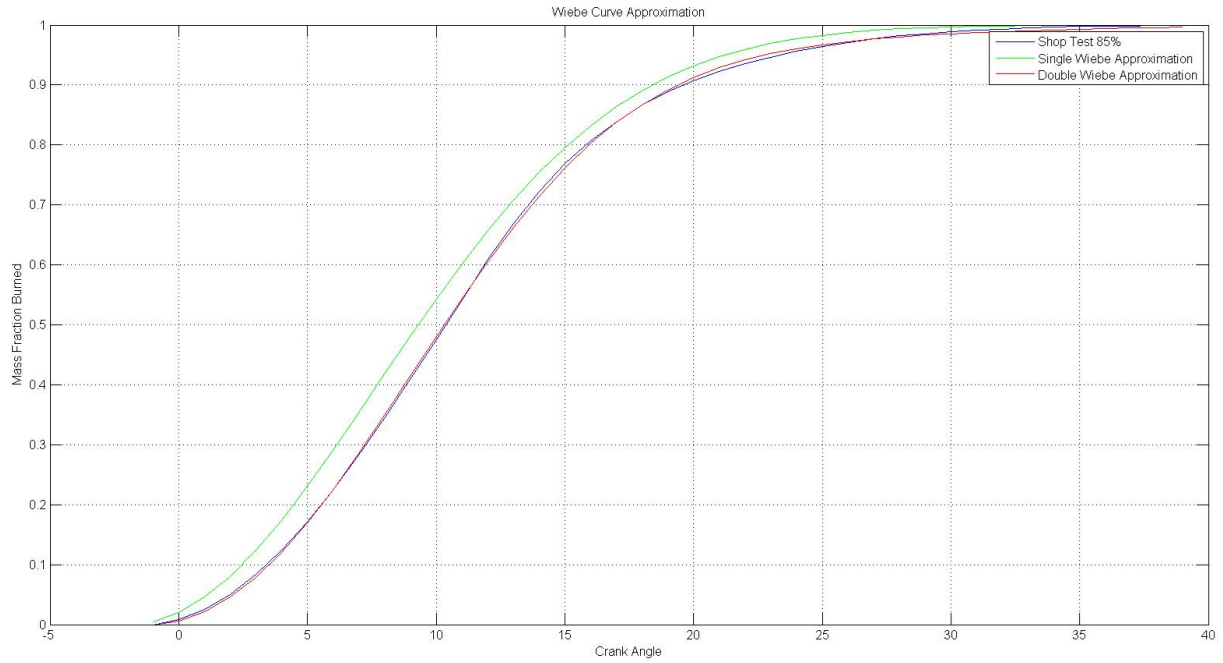




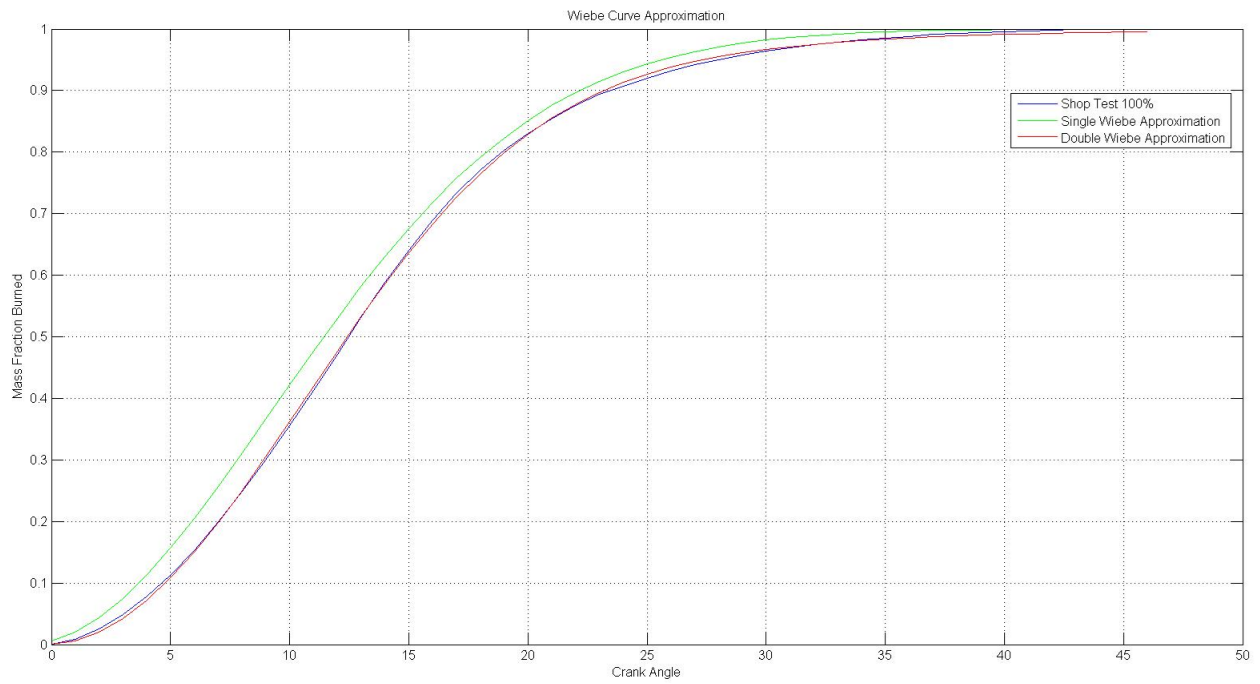
5-29 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 50% μόνης και διπλής Wiebe



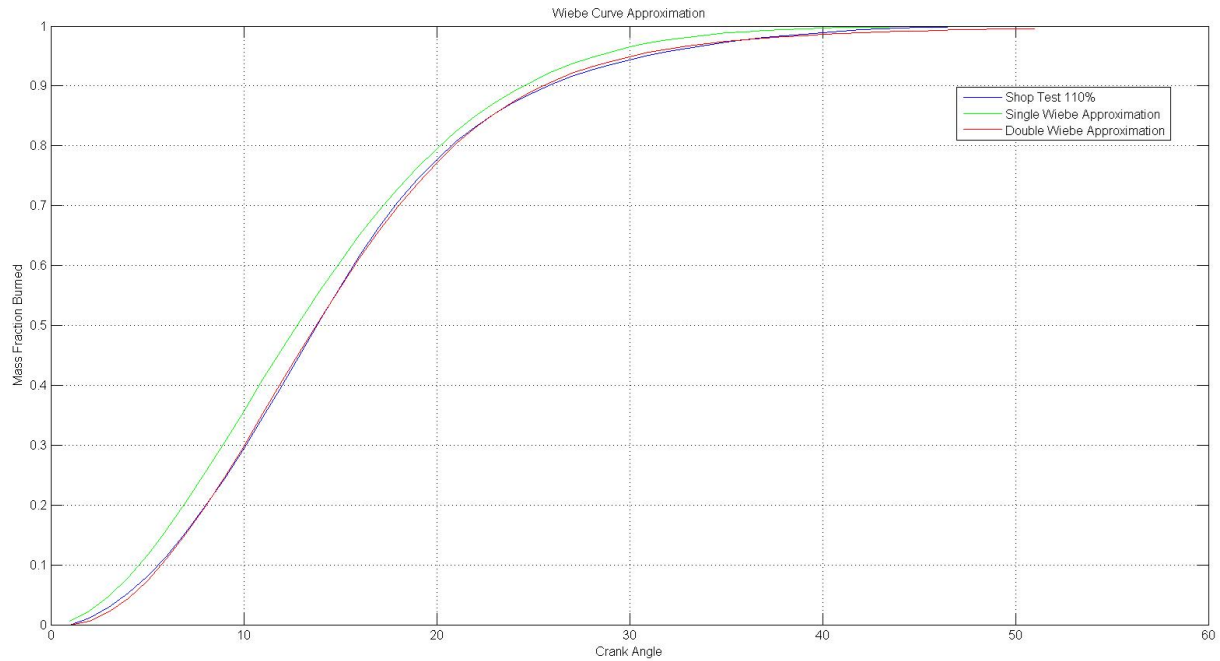
5-30 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 75% μόνης και διπλής Wiebe



5-31 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 85% μονής και διπλής Wiebe

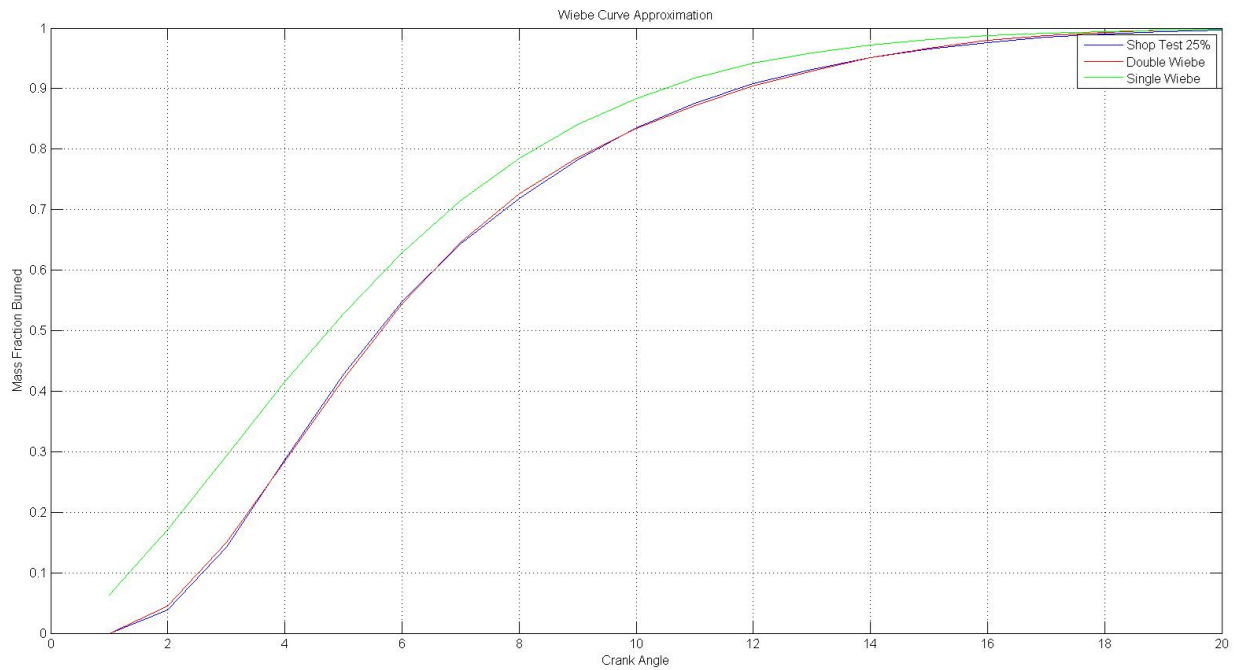


5-32 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 100% μονής και διπλής Wiebe

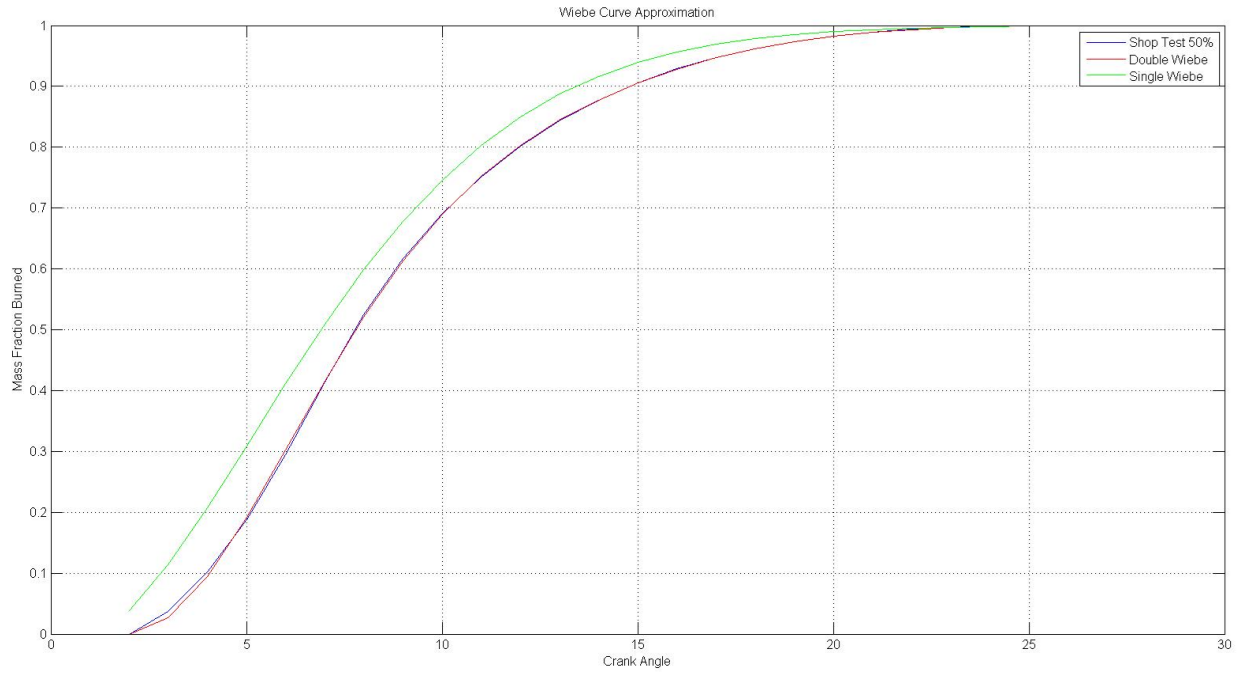


5-33 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 1 φορτίο 110% μονής και διπλής Wiebe

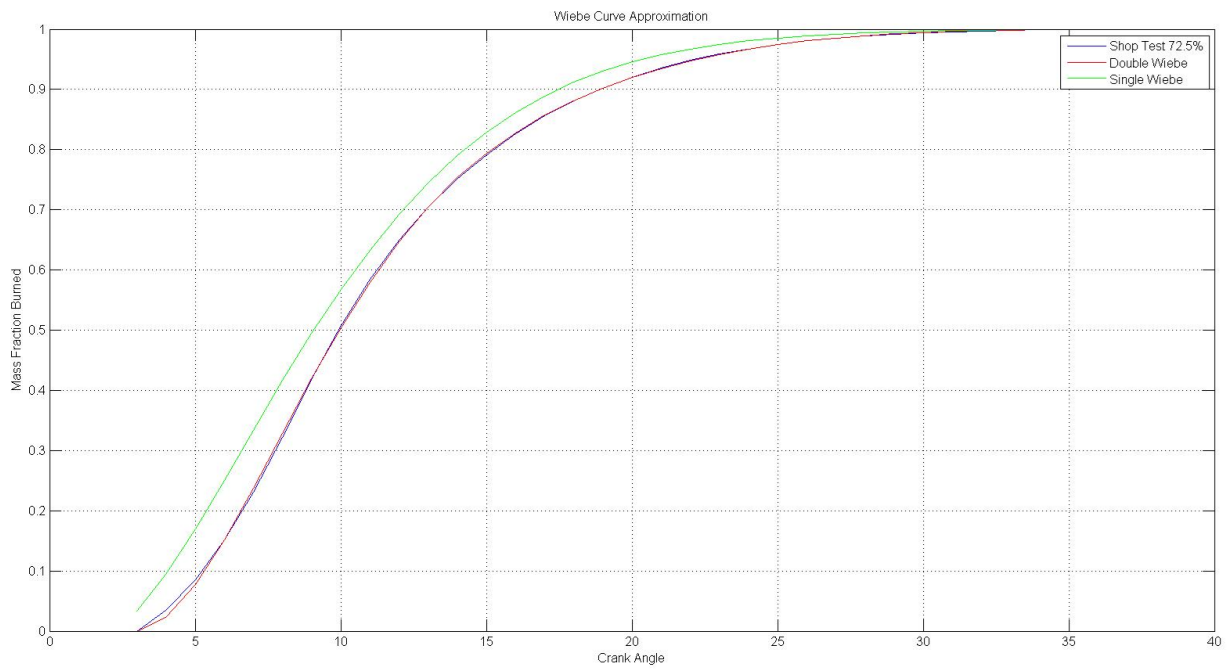
Για τον κινητήρα 2 σε όλα τα δεδομένα φορτία μετρήσεων 25%, 50%, 72.5%, 75%, 100% και 110%:



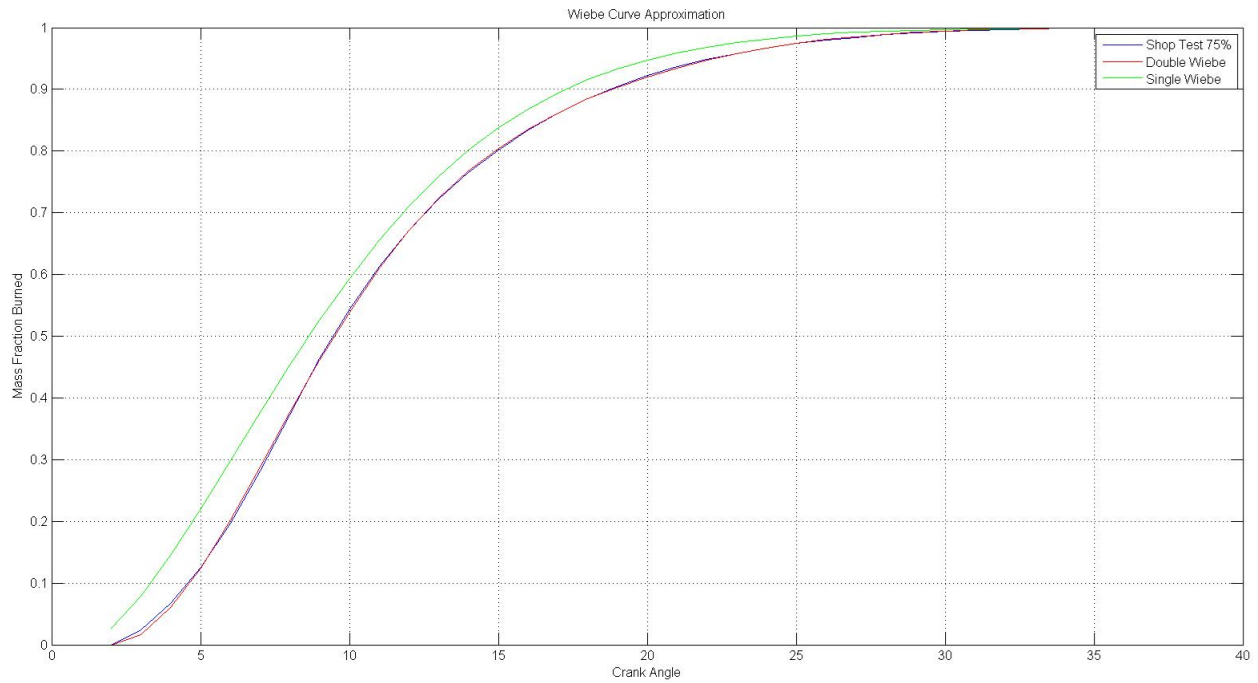
5-34 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 25% μονής και διπλής Wiebe



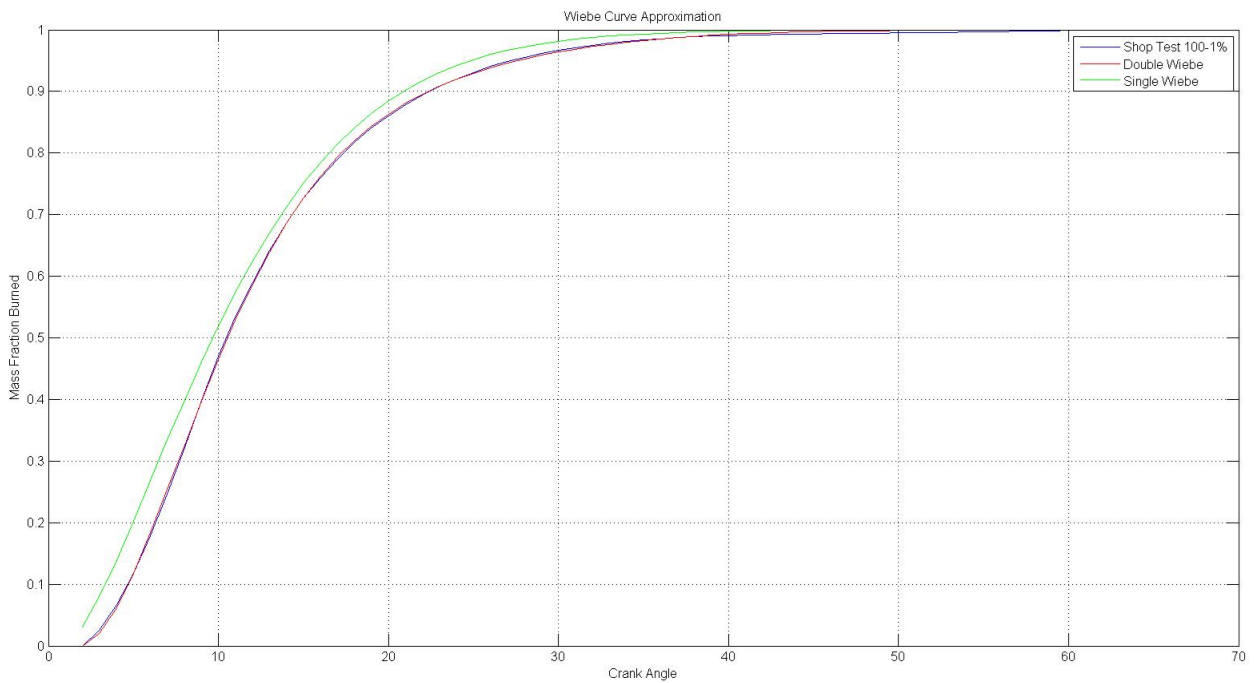
5-35 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 50% μονής και διπλής Wiebe



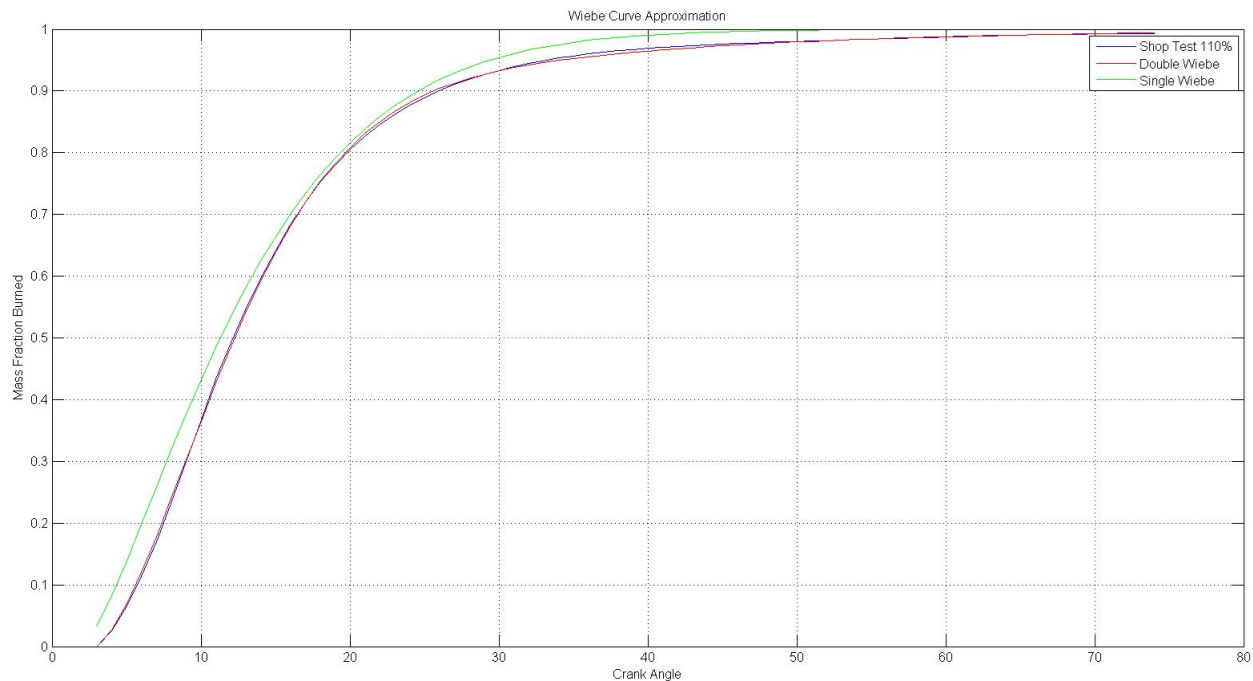
5-36 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 72.5% μονής και διπλής Wiebe



5-37 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 75% μονής και διπλής Wiebe



5-38 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 100% μονής και διπλής Wiebe



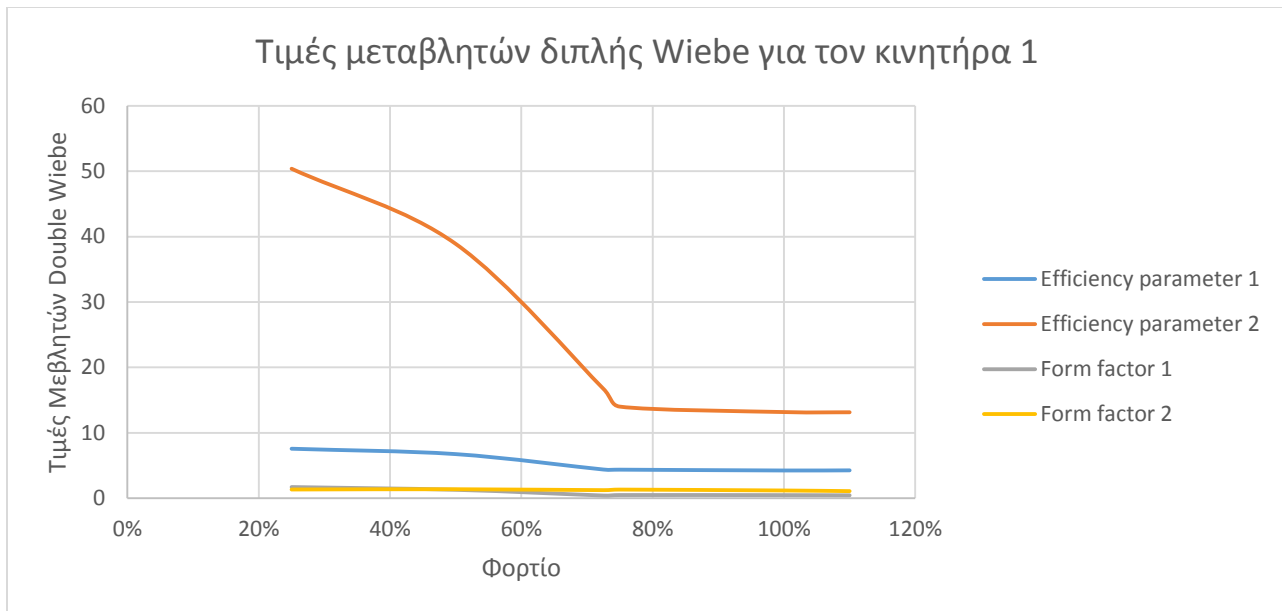
5-39 Σύγκριση προσεγγίσεων κινητήρα 2 φορτίο 110% μονής και διπλής Wiebe

Τα διαγράμματα από 5.28 μέχρι 5.39 απεικονίζουν ξεκάθαρα την καλύτερη σύγκλιση της διπλής συνάρτησης Wiebe για τους κινητήρες που μελετιούνται στην παρούσα εργασία, παρά το γεγονός πως η μονή ακολουθεί την μορφή των μετρήσεων.

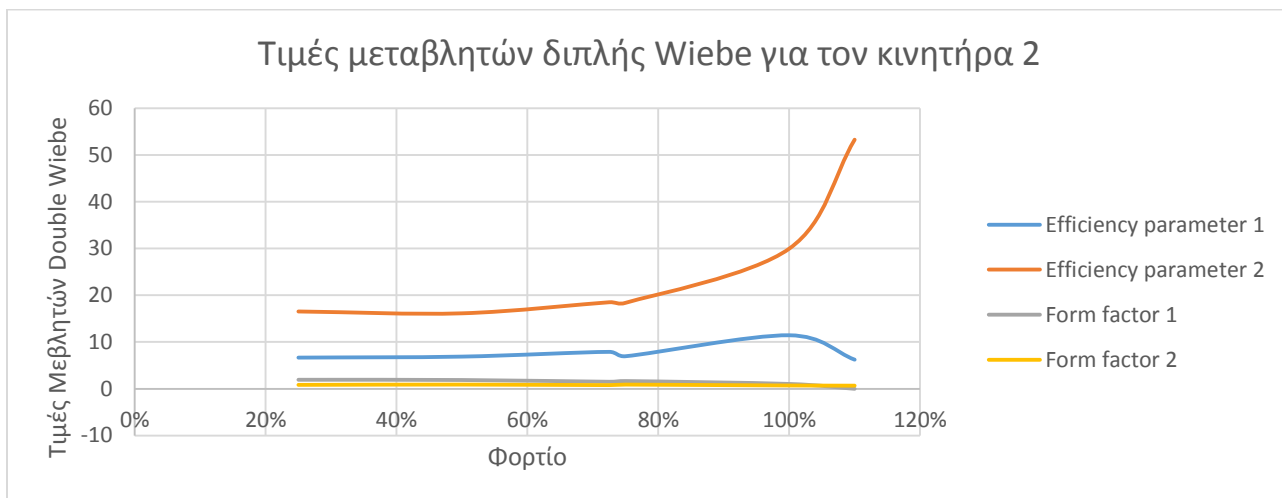
Με την πρώτη ολοκληρωμένη παράθεση των διαγραμμάτων κάθε φορτίου για κάθε κινητήρα παρουσιάζεται συγκεντρωτικά, εν συντομία, η ολοκληρωμένη δουλεία που έγινε στην εργασία για κάθε σειρά μετρήσεων. Αποφεύχθηκε η άσκοπη παράθεση πολυάριθμων διαγραμμάτων σε κάθε εδάφιο και κάθε κεφάλαιο για την ουσιαστικότερη παρουσίαση της εργασίας.

#### 5.2.4 Συντελεστές διπλής Wiebe

Οι συντελεστές κάθε συνάρτησης Wiebe υπολογίστηκαν με την ελαχιστοποίηση της συνάρτησης σφάλματος. Αυτό έγινε με την αντίστοιχη συνάρτηση Matlab που παρατίθεται στο αντίστοιχο παράρτημα και στο σημείο αυτό θα παρουσιαστούν αναλυτικά τα αποτελέσματα. Για τον πρώτο και τον δεύτερο κινητήρα οι συντελεστές απόδοσης και μορφής για την διπλή είναι εξής:

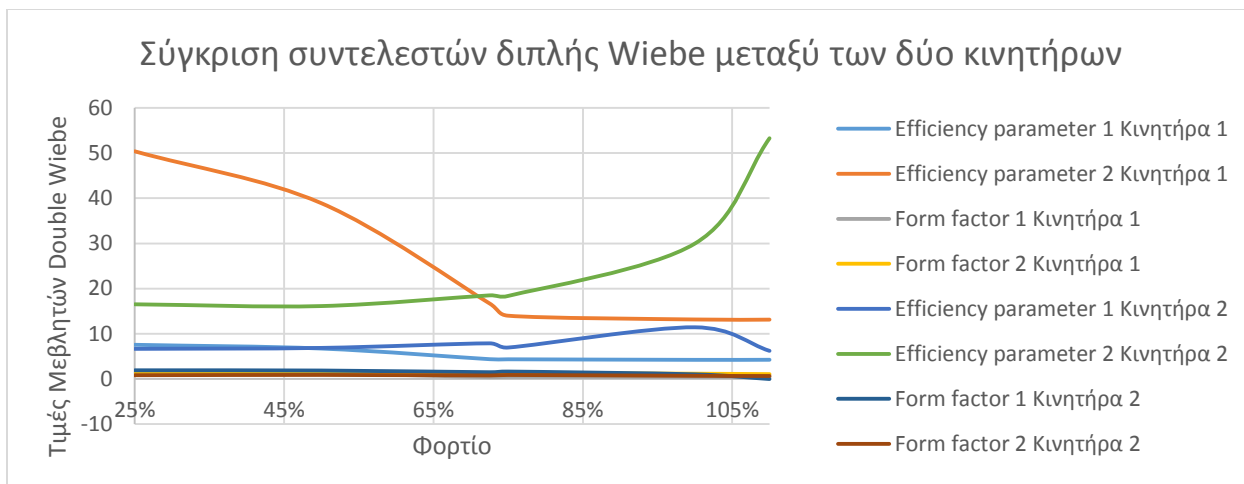


5-40 Συντελεστές διπλής Wiebe για τον κινητήρα 1



5-41 Συντελεστές διπλής Wiebe για τον κινητήρα 2

Οι συντελεστές μορφής δεν παρουσιάζουν ιδιαίτερη διαφορά μεταξύ των δύο κινητήρων, αντιθέτως ακολουθούν την ίδια τάση ξεκινώντας από τα θετικά και συγκλίνοντας προς τις τελευταίες αρνητικές τιμές. Παρ' όλα αυτά οι συντελεστές απόδοσης της δεύτερης Wiebe σε κάθε διπλή Wiebe, με τον μεγαλύτερο συντελεστή βαρύτητας, ακολουθούν εντελώς διαφορετική τάση με διαφορετικές τιμές σε αντίστοιχα φορτία κάθε κινητήρα. Η κοινή παράθεση των δύο διαγραμμάτων γίνεται στο διάγραμμα 5.42:



5-42 Σύγκριση συντελεστών διπλής Wiebe κινητήρων

Η τάση αυτή αποτελεί σημαντική διαφορά μεταξύ των αποτελεσμάτων των δύο κινητήρων, παρά το γεγονός ότι το MFB εξαγόμενο από τις μετρήσεις και το μετρούμενο MFB από τις συναρτήσεις Wiebe προσεγγίζεται κάθε φορά αρκετά ικανοποιητικά, όπως φαίνεται παραπάνω. Αυτή η διαφορά οδηγεί στο συμπέρασμα, πως η υιοθέτηση συγκεκριμένων τιμών συντελεστών για κάθε κινητήρα ίδιου τύπου σε κάθε φορτίο συνεπάγεται λανθασμένη αναπαραγωγή του MFB από την συνάρτηση Wiebe. Είναι σημαντικό να υπάρχουν μετρήσεις για κάθε κινητήρα σε όλο το φάσμα των φορτίων και με την μέθοδο της παρούσας εργασίας να υπολογίζονται οι συντελεστές κάθε κινητήρα σε κάθε φορτίο όπως γίνεται στο κεφάλαιο 5, αλλά και στο σύνολο των φορτίων όπως γίνεται στο κεφάλαιο 6.

### 5.3 Σημαντικά μεγέθη Shop Test

Παρ' όλη την ανάλυση, παρουσίαση και επεξεργασία των εργοστασιακών μετρήσεων στα προηγούμενα κεφάλαια, υπολογίστηκαν, επίσης, σημαντικά μεγέθη για κάθε κινητήρα. Αυτά τα μεγέθη παρακολουθούνται τακτικά από το τεχνικό τμήμα κάθε ναυτιλιακής, ενώ κάθε διαφοροποίηση αυτών των μεγεθών από τις μετρήσεις των Shop Test αποτελούν δείγμα δυσλειτουργίας που πρέπει να παρατηρηθεί, να διαγνωστεί και να διορθωθεί στις περισσότερες των περιπτώσεων.

Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δοθεί στο σημείο έναυσης της καύσης, στο σημείο μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας, στο σημείο μέγιστο CHR, καθώς και στα σημεία με ποσοστό 10%, 50%, και 90% του MFB. Αρχικά, το σημείο έναυσης της καύσης υπολογίζεται, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, από τον εντοπισμό του σημείου ολικού μεγίστου της δεύτερης αριθμητικής παραγώγου των μετρήσεων της πίεσης και είναι υψίστης σημασίας να μπορεί να αναγνωριστεί η αρχή του φαινομένου. Η διάρκεια του φαινομένου της καύσης υπολογίζεται εντοπίζοντας το τέλος της καύσης. Το τέλος της καύσης



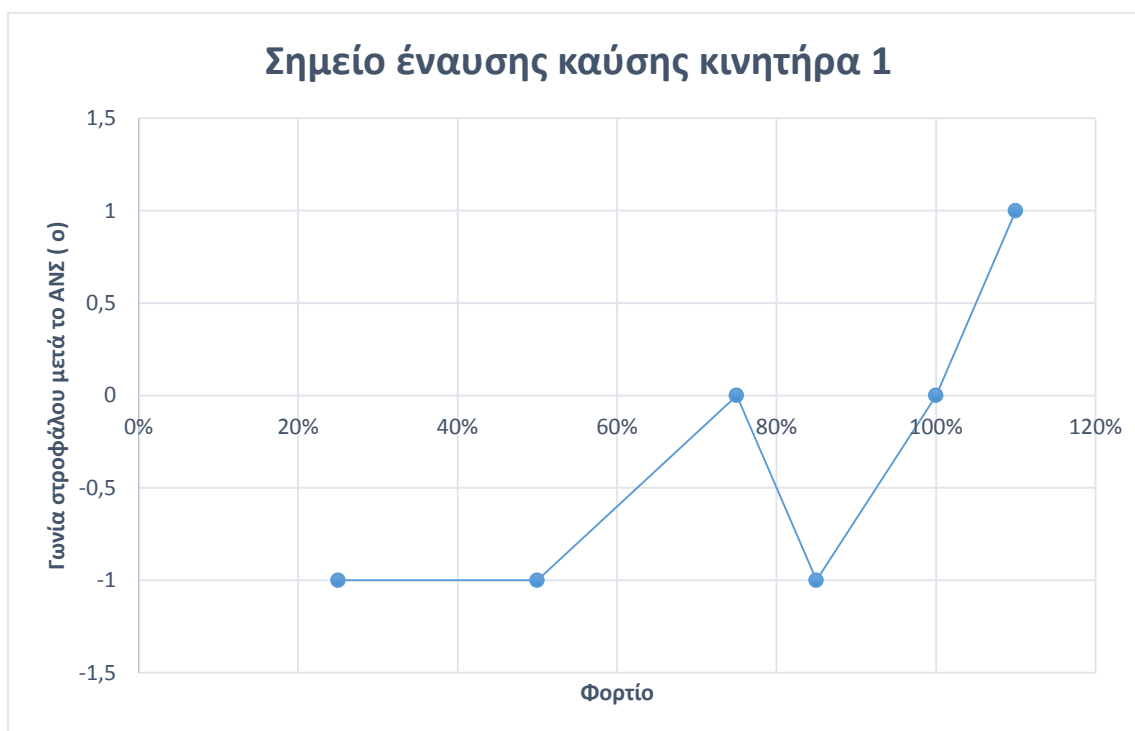
υπολογίζεται από την εύρεση του σημείου του μέγιστου CHR. Η λογική είναι απλή, το μέγιστο CHR προκύπτει έπειτα από τις πρώτες αρνητικές τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας και θεωρητικά είναι το σημείο που η καύση έχει φτάσει πρακτικά στο τέλος. Άρα, υπολογίζοντας την αρχή και το τέλος της καύσης είναι δυνατό να υπολογιστεί και η διάρκεια της καύσης. Ακόμη, ιδιαίτερη σημασία έχει ο υπολογισμός του σημείου μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας, αφού κοντά σε εκείνο το σημείο εμφανίζεται η μέγιστη πίεση ενός κύκλου, η μέγιστη πίεση καύσης. Ακόμη, ο υπολογισμός του σημείου 10% του MFB είναι σημαντικός, αφού αντιπροσωπεύει το σημείο που εμφανίζονται τα πρώτα στάδια της καύσης πριν την έντονη εκτόνωση του καύσιμου μίγματος. Το πρώτο 10% ποσοστό μάζας καμένου καυσίμου δεν έχουν δημιουργηθεί αρκετά ενεργά κέντρα καύσης ακόμη, ενώ μετά από αυτό το σημείο γίνονται εντονότερες οι αλυσιδωτές αντιδράσεις της καύσης. Επιπλέον, ο υπολογισμός του 50% αποτελεί σημείο αναφοράς για κάθε κινητήρα, καθώς στόχος είναι η ιδανική θέση του. Αυτή φέρεται να είναι κοντά στην περιοχή των 8 μοιρών μετά το άνω νεκρό σημείο για την επίτευξη του μέγιστου βαθμού απόδοσης καύσης σε ορισμένους τύπους κινητήρων [Z.Krzysztof 2002]. Γενικότερα, για κάθε τύπο κινητήρα και φορτίο υπάρχει συγκεκριμένη κατάλληλη θέση του 50% MFB, όπου αντιστοιχεί στην μέγιστη απόδοση καύσης. Τέλος, ο υπολογισμός του 90% του MFB είναι σημαντικός αφού αντιπροσωπεύει το σημείο πριν τα πιο αργά και τα τελευταία στάδια της καύσης, μετά την έντονη εκτόνωση του μίγματος και την απόδοση του μεγαλύτερου μέρους του έργου. Όλα αυτά τα μεγέθη παρουσιάζονται στους πίνακες 5.5 και 5.6 για κάθε κινητήρα, ενώ ακολουθούν τα αντίστοιχα διαγράμματα:

#### Κινητήρας 1

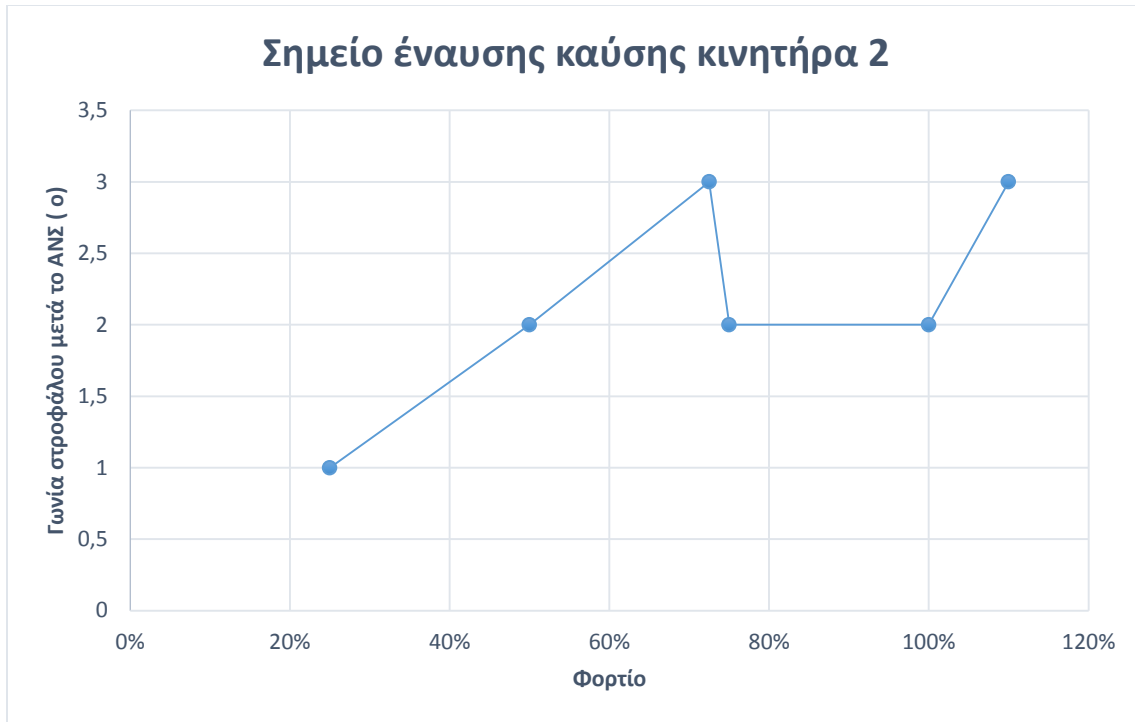
Φορτίο	25%	50%	75%	85%	100%	110%
Έναυση καύσης	-1°	-1°	0°	-1°	0°	+1°
Μέγιστο HRR	+5°	+9°	+10°	+11°	+13°	+14°
Μέγιστο CHR	+35°	+41°	+40°	+37°	+45°	+52°
Διάρκεια καύσης	37°	43°	41°	39°	46°	51°
10% MFB	+2.1°	+3°	+3.8°	+3.4°	+4.6°	+5.6°
50% MFB	+5.8°	+8.4°	+10.3°	+10.4°	+12.5°	+13.8°
90% MFB	+15.6°	+18.2°	+19.4°	+19.6°	+23.5°	+25.8°

## Κινητήρας 2

Φορτίο	25%	50%	72.5%	75%	100%	110%
Έναυση καύσης	+1°	+2°	+3°	+2°	+2°	+3°
Μέγιστο HRR	+4°	+7°	+9°	+8°	+9°	+10°
Μέγιστο CHR	+22°	+28°	+41°	+38°	+61°	+78°
Διάρκεια καύσης	21°	26°	38°	36°	59°	75°
10% MFB	+2.6°	+4°	+5.2°	+4.5°	+4.6°	+5.7°
50% MFB	+5.6°	+7.7°	+9.9°	+9.4°	+10.5°	+12.1°
90% MFB	+11.7°	+14.8°	+18.9°	+18.7°	+22.2°	+25.9°

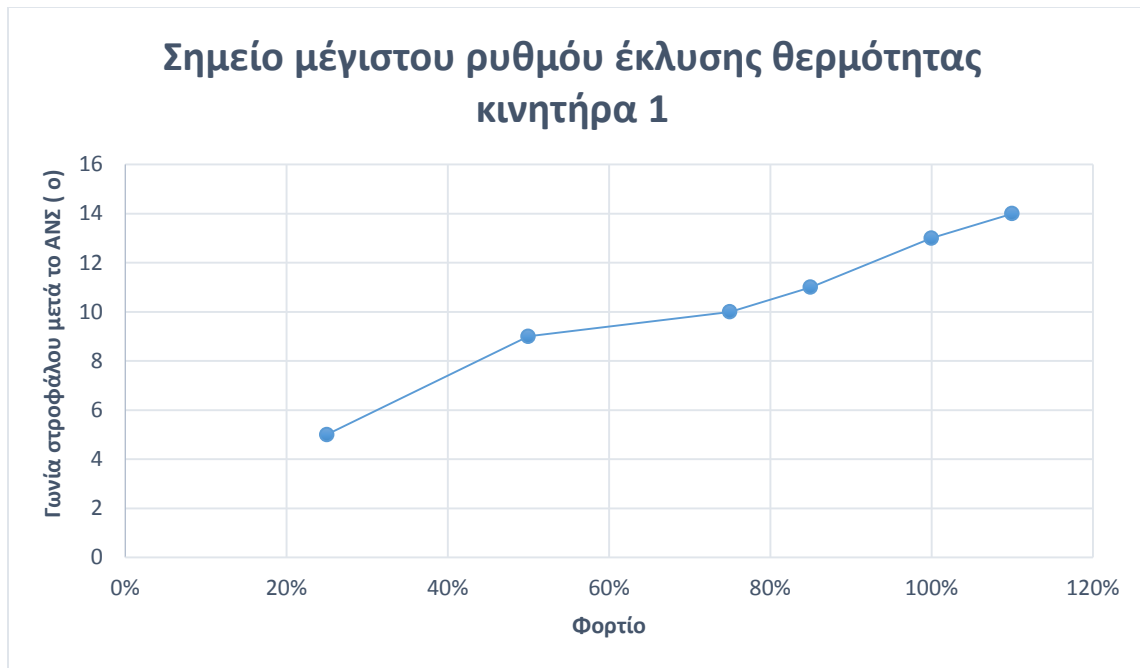


5-43 Σημείο έναυσης καύσης κινητήρα 1

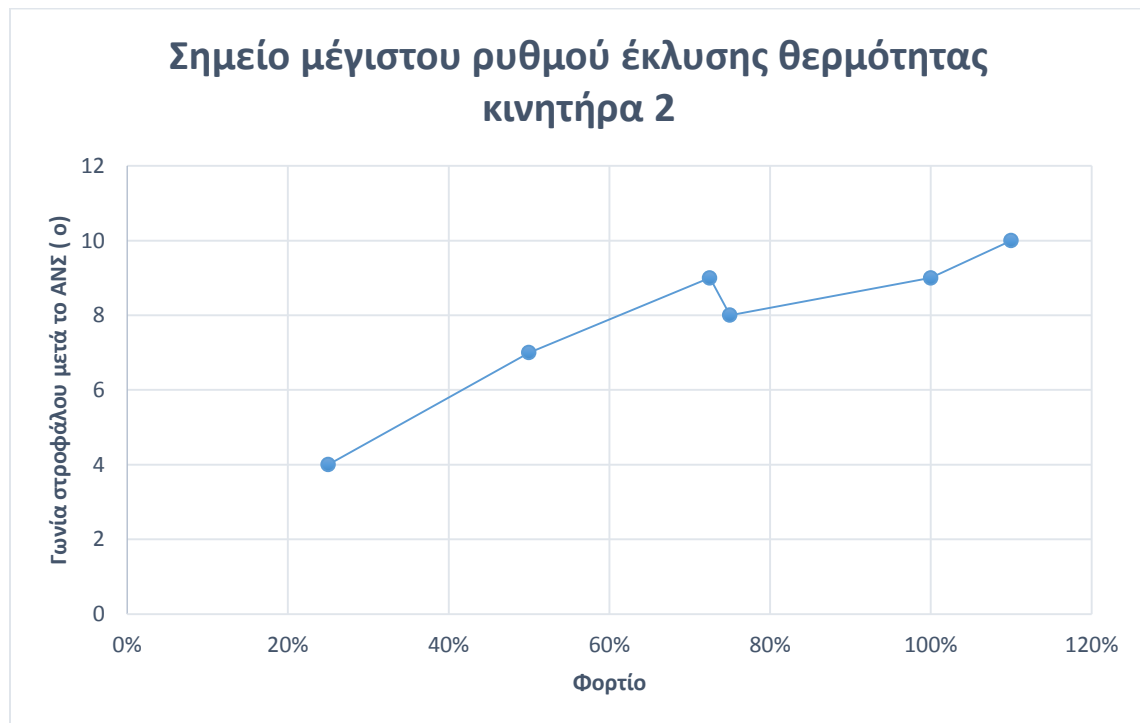


5-44 Σημείο έναυσης καύσης κινητήρα 2

Η δεύτερη παράγωγος της πίεσης έχει μέγιστο στα σημεία που παρουσιάζονται στα διαγράμματα 5.43 και 5.44, οπότε γίνεται η υπόθεση ότι η έναυση της καύσης συμβαίνει στα συγκεκριμένα σημεία. Στον δεύτερο κινητήρα παρατηρείται πως η έναυση της καύσης συμβαίνει σταθερά για κάθε φορτίο μετά το άνω νεκρό σημείο, σε αντίθεση με τον κινητήρα ένα.



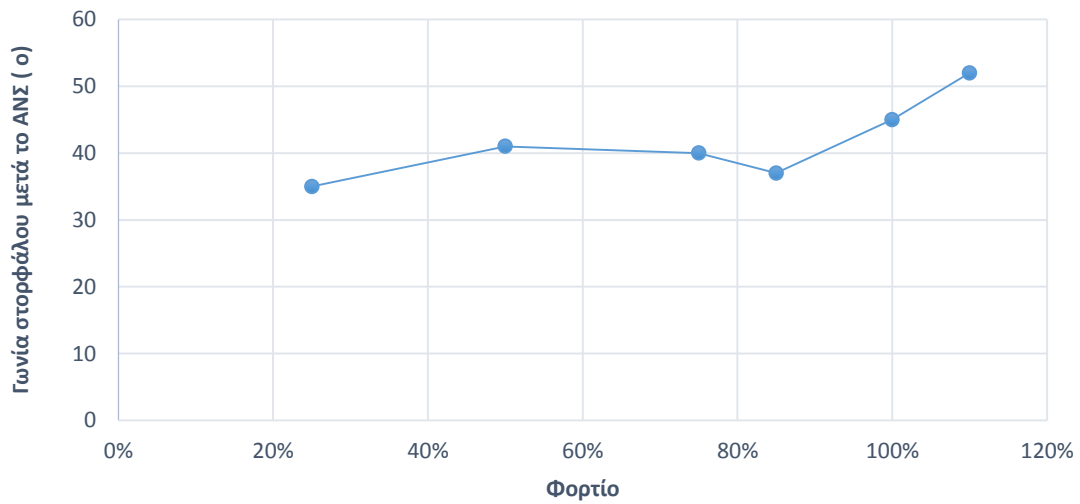
5-45 Σημείο μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1



5-46 Σημείο μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2

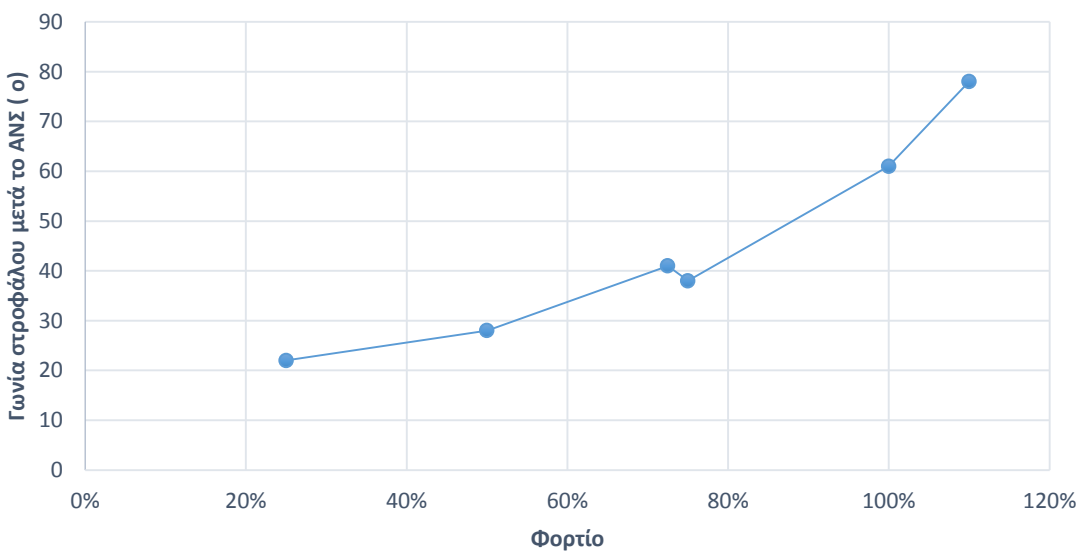
Οι μετρήσεις του ρυθμού έκλυσης σε κάθε φορτίο επεξεργάστηκαν και βρέθηκε το σημείο μέγιστου για κάθε περίπτωση σε κάθε κινητήρα.

### Σημείο μέγιστης εκλυόμενης θερμότητας κινητήρα 1



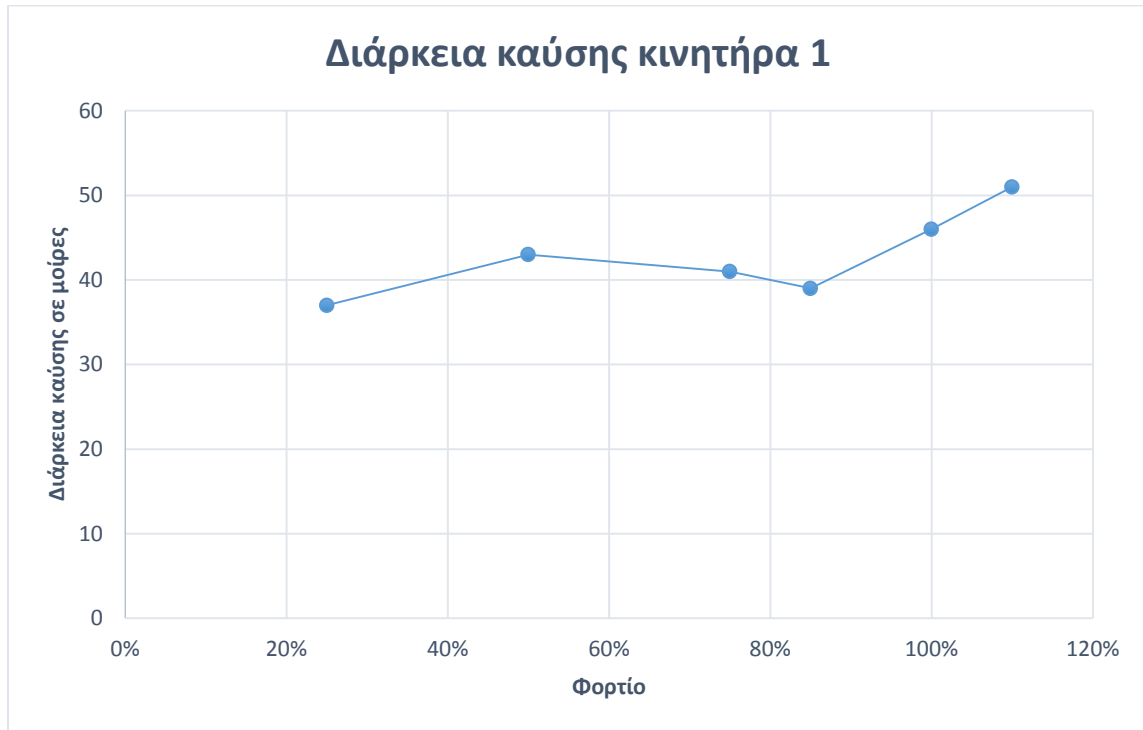
5-47 Σημείο μέγιστης εκλυόμενης θερμότητας κινητήρα 1

### Σημείο μέγιστης εκλυόμενης θερμότητας κινητήρα 2



5-48 Σημείο μέγιστης εκλυόμενης θερμότητας κινητήρα 2

Η συνολική εκλυόμενη θερμότητα για το φαινόμενο της καύσης είναι αποτέλεσμα της αριθμητικής ολοκλήρωσης των μετρήσεων του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Ουσιαστικά, το σημείο της μέγιστης εκλυόμενης θερμότητας αποτελεί το σημείο που δηλώνει το τέλος της καύσης.

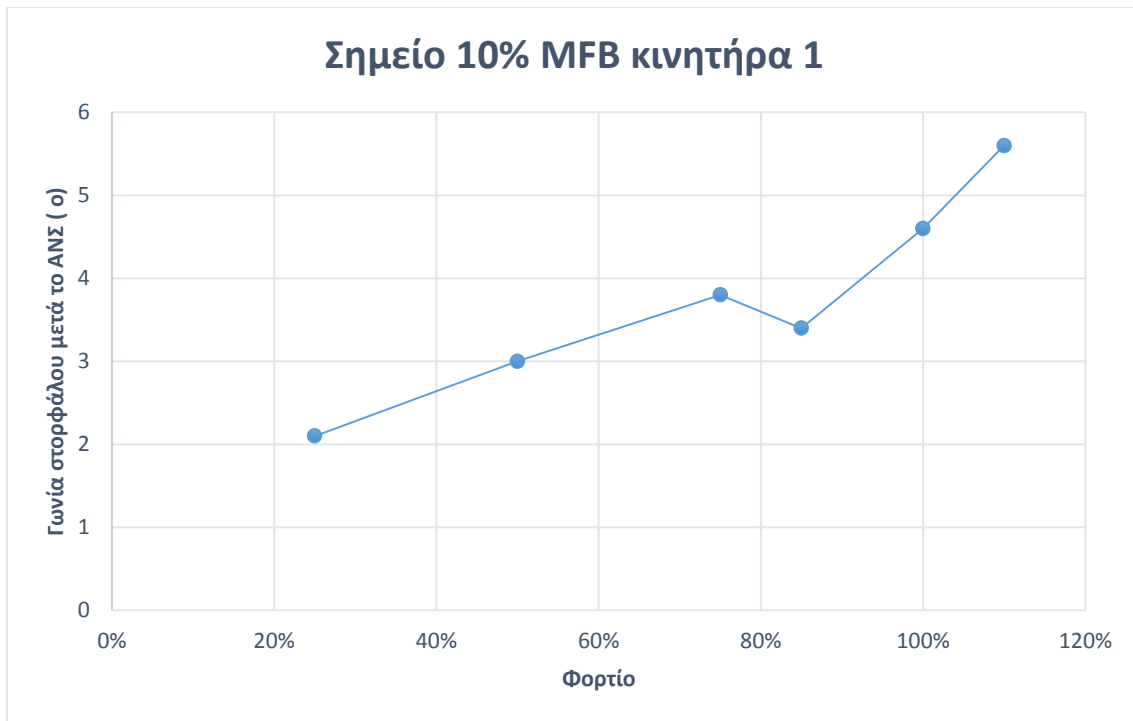


5-49 Διάρκεια καύσης κινητήρα 1

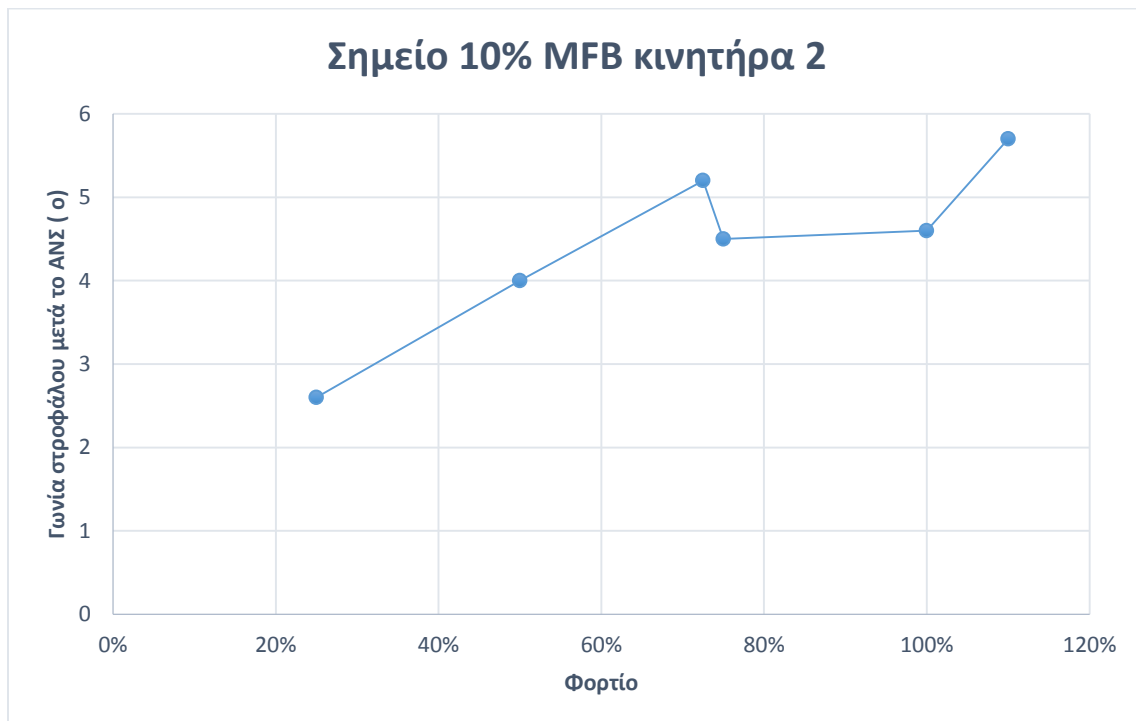


*5-50 Διάρκεια καύσης κινητήρα 2*

Έχοντας υπολογίσει την αρχή και το τέλος της καύσης, με μία απλή αφαίρεση προκύπτει η διάρκεια της καύσης σε κάθε φορτίο για κάθε κινητήρα. Η σημασία της διάρκειας της καύσης αναδεικνύεται από την συμμετοχή της, ως σταθερά, στην συνάρτηση Wiebe και την παράγωγό της.



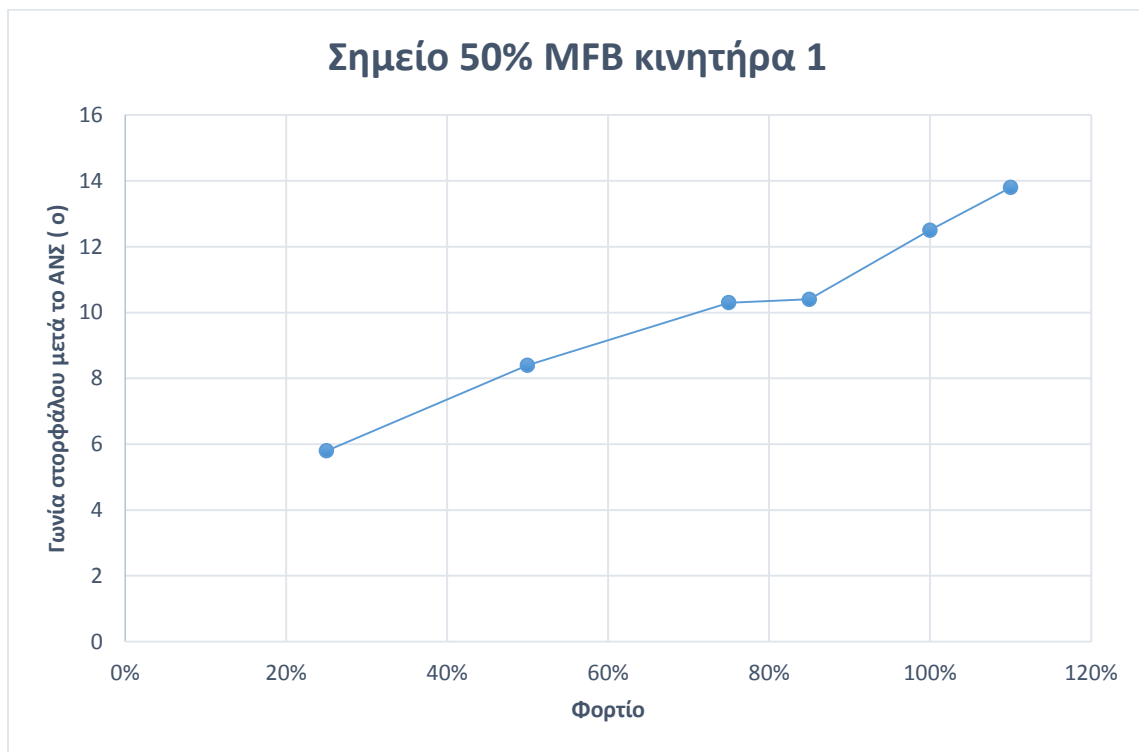
5-51 Σημείο 10% MFB κινητήρα 1



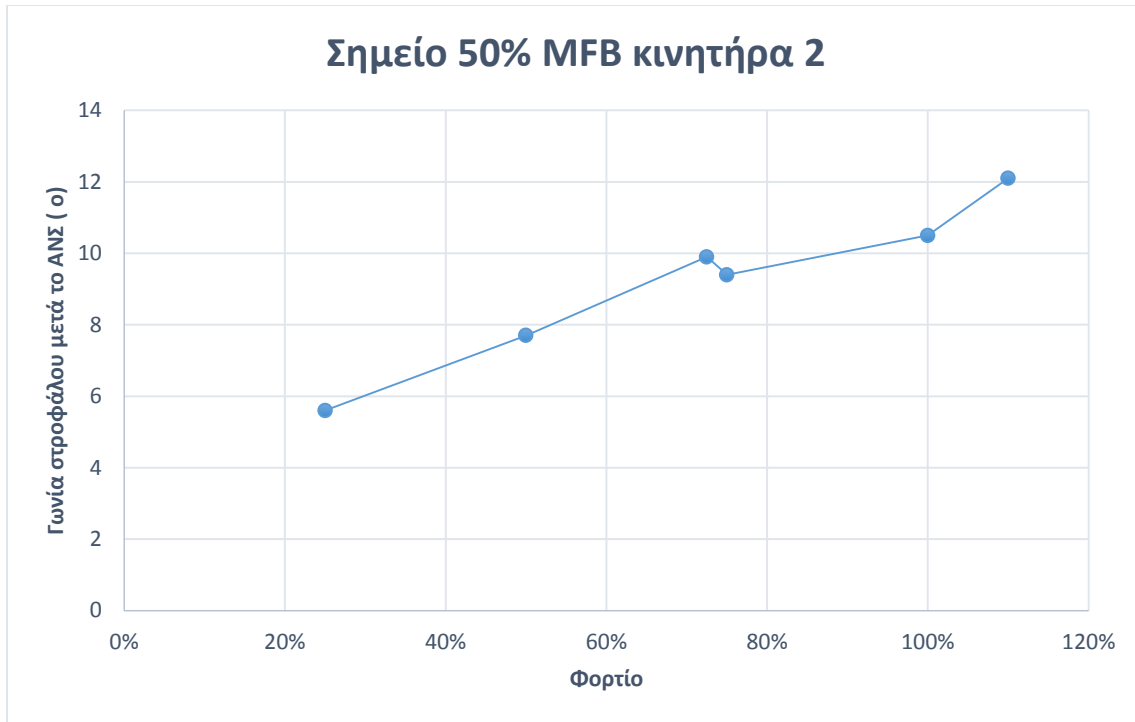
5-52 Σημείο 10% MFB κινητήρα 2



Το σημείο 10% του MFB δείχνει την αρχή της καύσης, λίγο μετά τα πρώτα αργά στάδια της ανάμειξης και της αυτανάφλεξης, προτού το καύσιμο μίγμα εκτονωθεί βίαια αποδίδοντας την ισχύ.



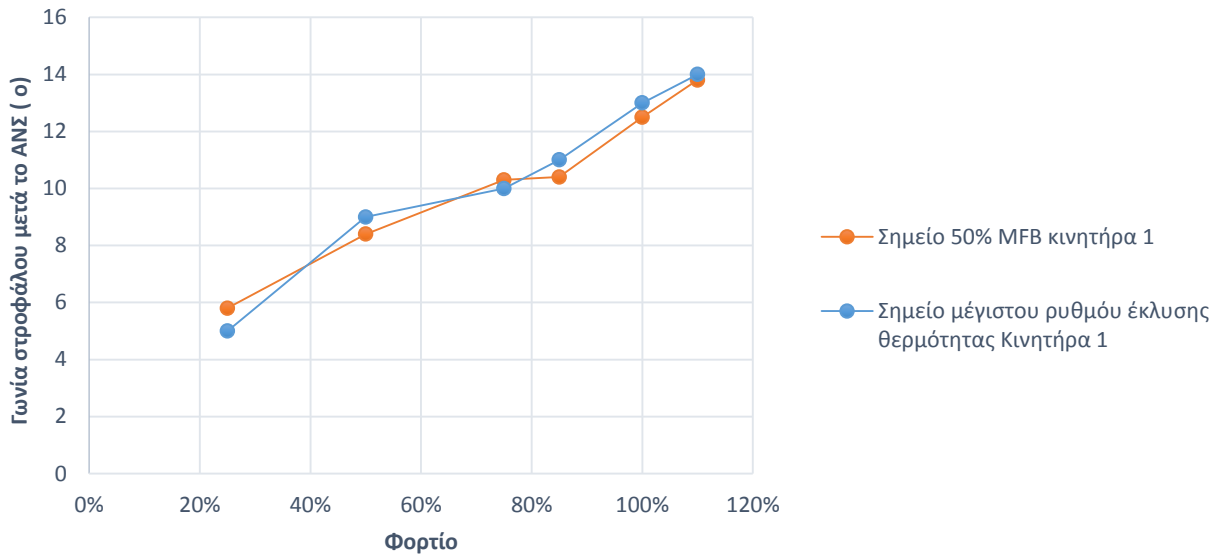
5-53 Σημείο 50% MFB κινητήρα 1



*5-54 Σημείο 50% MFB κινητήρα 2*

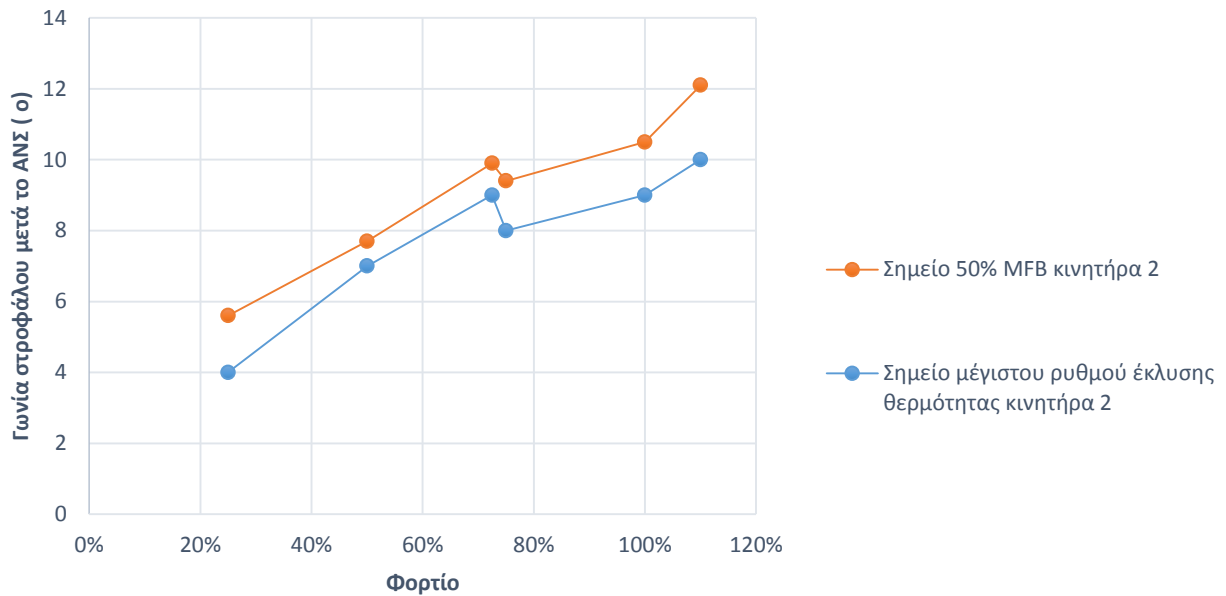
Τα διαγράμματα 5.53 και 5.54 απεικονίζουν το σημείο 50% MFB για κάθε φορτίο σε κάθε κινητήρα. Η σημασία του σημείου αυτού αναλύθηκε παραπάνω, παρ' όλα αυτά ιδιαίτερη σημασία έχουν τα διαγράμματα 5.55 και 5.56 που συγκρίνουν το σημείο με το σημείο μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας.

### Σύγκριση 50% MFB με μέγιστο HRR κινητήρα 1



5-55 Σύγκριση 50% MFB με μέγιστο HRR κινητήρα 1

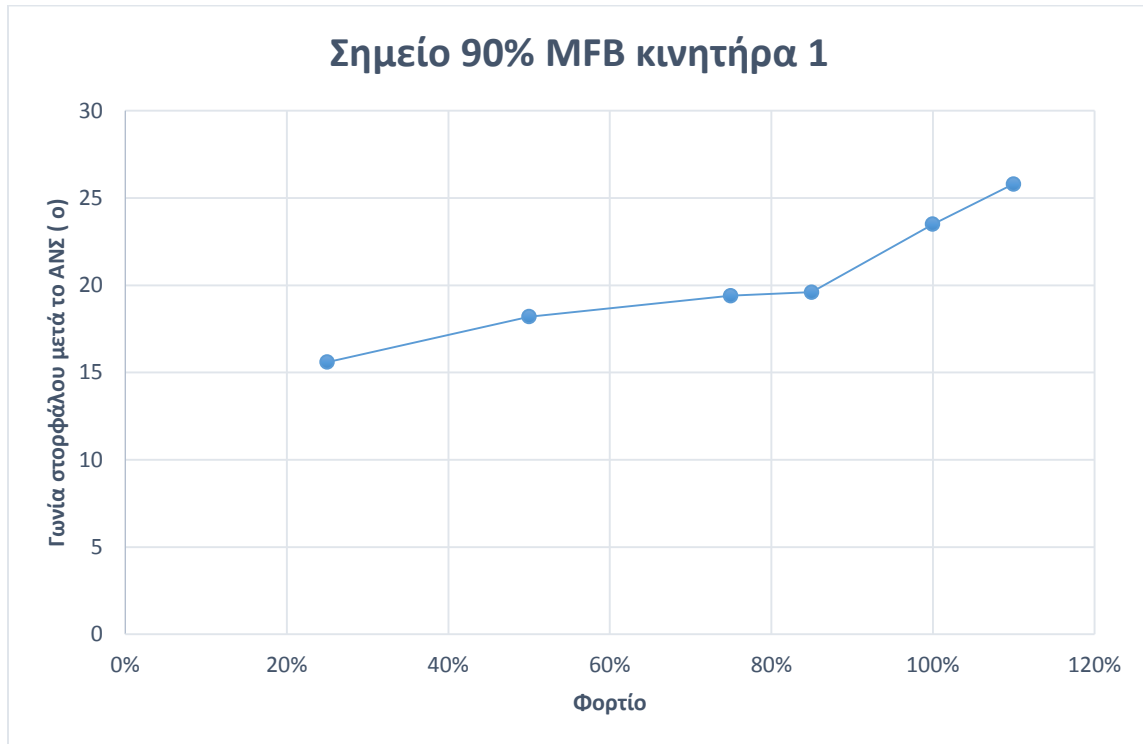
### Σύγκριση 50% MFB με μέγιστο HRR



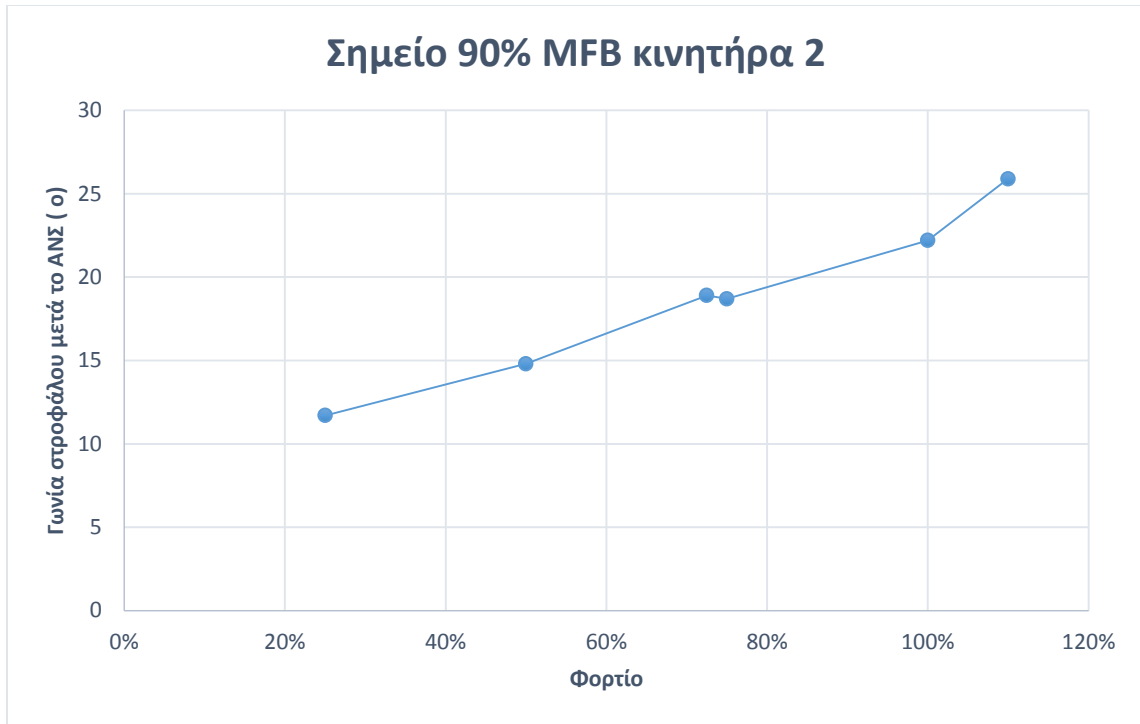
5-56 Σύγκριση 50% MFB με μέγιστο HRR κινητήρα 2

Για τον κινητήρα 1 παρατηρείται ότι το σημείο 50% MFB και το σημείο μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας συμπίπτουν, ενώ και οι δύο κινητήρες ακολουθούν την ίδια τάση καθώς το φορτίο

αυξάνεται. Με δεδομένο πως το σημείο 50% MFB αποτελεί δείκτη υψηλού βαθμού απόδοσης καύσης [Z.Krzysztof 2002], κατ' επέκταση το σημείο μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας μπορεί να θεωρηθεί και αυτό με την σειρά του αντίστοιχο δείκτη.

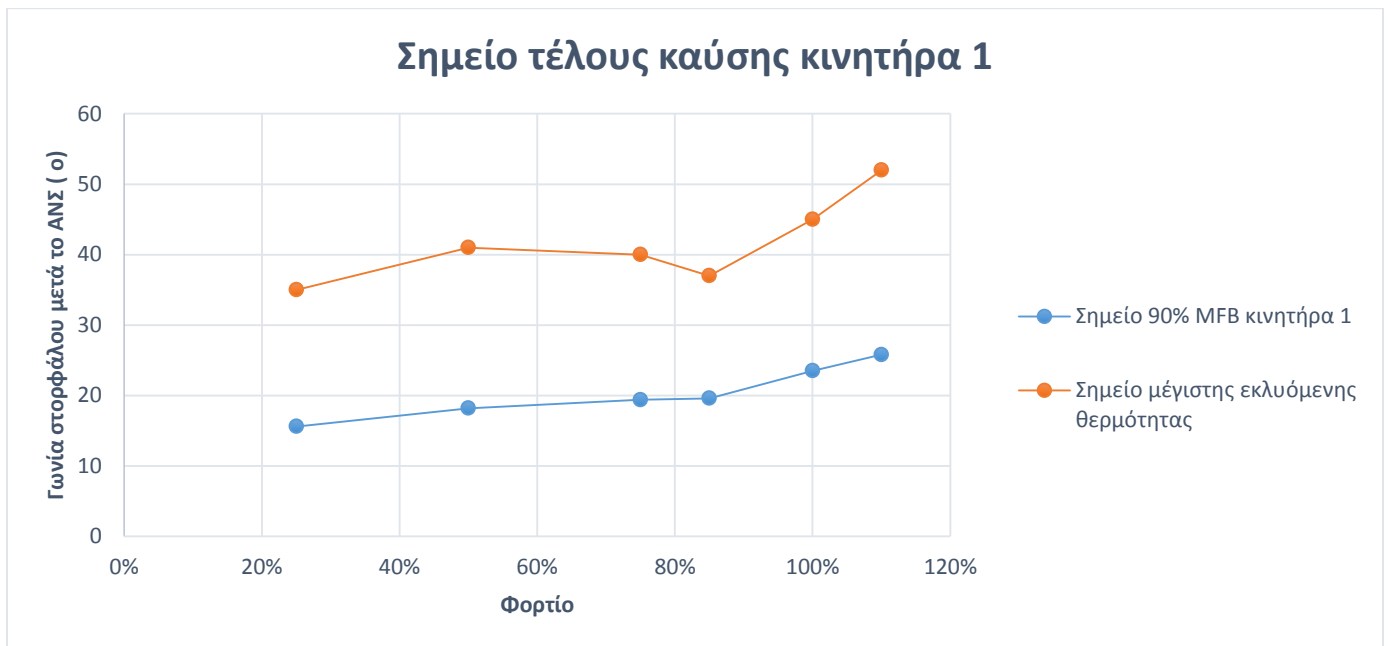


5-57 Σημείο 90% MFB κινητήρα 1



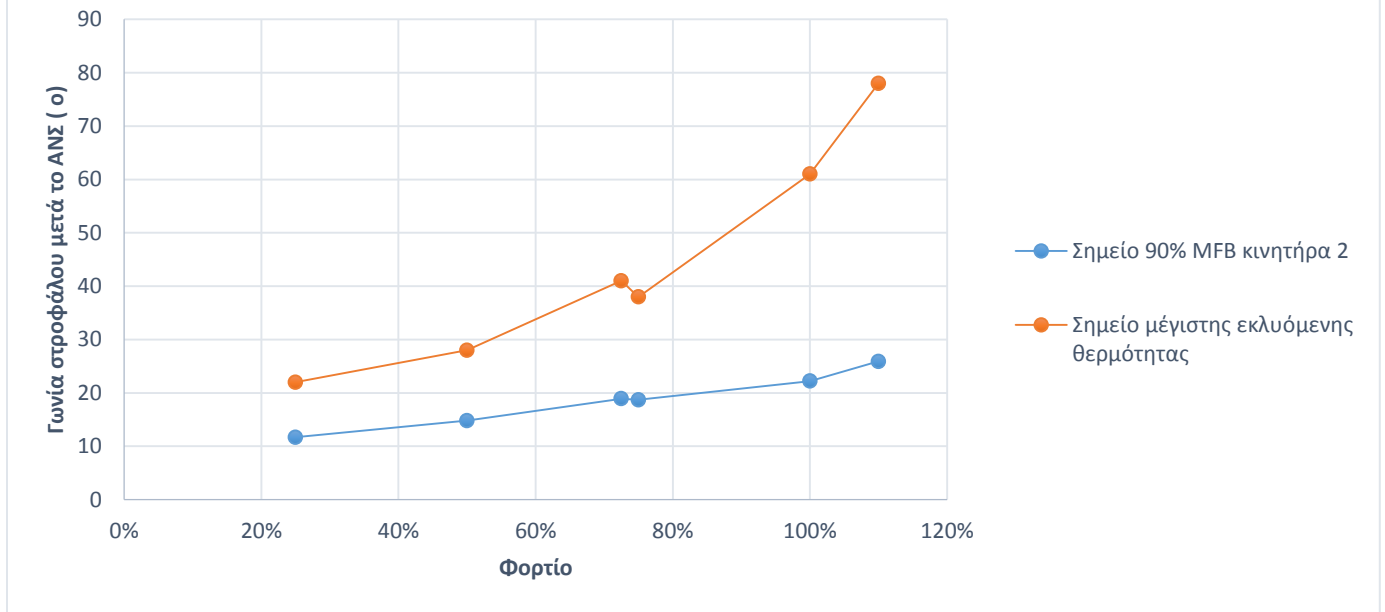
5-58 Σημείο 90% MFB κινητήρα 2

Το σημείο 90% MFB αποτελεί το σημείο που η βίαιη εκτόνωση του καύσιμου μίγματος έχει λάβει τέλος και ακολουθούν τα πιο αργά φαινόμενα της καύσης στο τέλος της.



5-59 Σημείο τέλους καύσης κινητήρα 1

## Σημείο τέλους καύσης κινητήρα 2



5-60 Σημείο τέλους καύσης κινητήρα 2

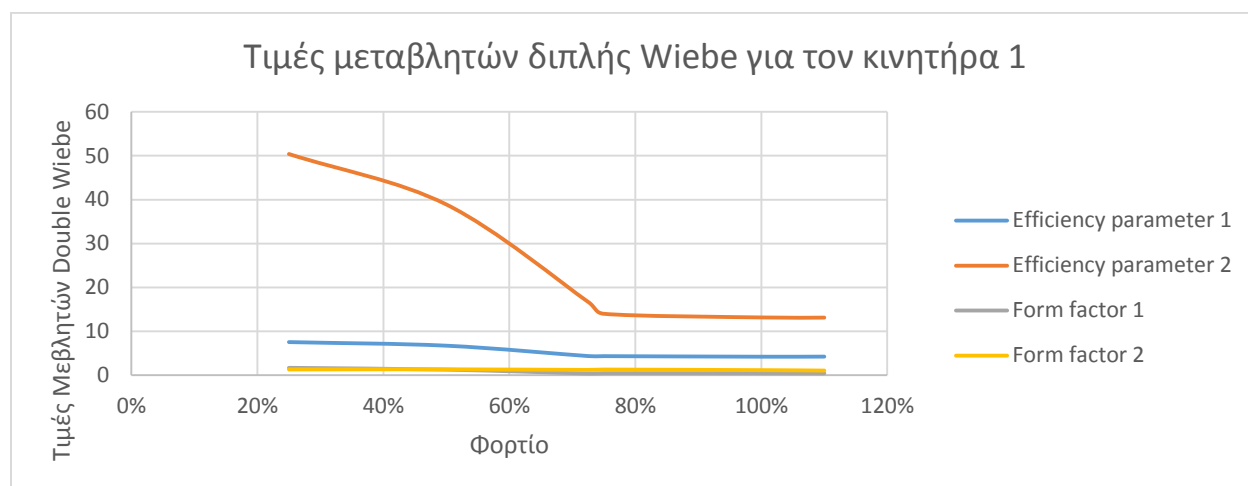
Στον πρώτο κινητήρα και, ιδιαιτέρως, στον δεύτερο παρατηρείται πως το σημείο τέλους της καύσης και το σημείο του 90% MFB ακολουθεί την ίδια τάση, αλλά απέχει σε κάθε περίπτωση αρκετές μοίρες γωνίας στροφάλου. Επομένως, εξάγεται το συμπέρασμα ότι η βίαιη εκτόνωση λαμβάνει χώρα ανάμεσα στο 10% MFB και το 90% MFB, άρα και κατ' επέκταση το κύριο μέρος απόδοσης έργου. Στο υπόλοιπο διάστημα 10% πριν και μετά λαμβάνουν χώρα τα πιο αργά φαινόμενα της καύσης.

## 6 Ανάλυση ρυθμού έκλυσης θερμότητας

### 6.1 Πρόβλεψη ρυθμού έκλυσης θερμότητας HRR για κάθε φορτίο

Η πρόβλεψη του ρυθμού έκλυσης για κάθε φορτίο είναι φυσικό επόμενο των παραπάνω διαδικασιών και υπολογισμών. Μέσω των σχέσεων Wiebe για κάθε κινητήρα γίνεται εύκολα να παρεμβάλουμε σε ενδιάμεσα φορτία που δεν μετρήθηκαν στα Shop Test. Κατ' επέκταση γίνεται μία μοντελοποίηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, ώστε να μην χρειαστεί να δαπανηθεί πολύτιμος χρόνος και χρήματα για νέες μετρήσεις σε κάθε άλλο φορτίο που είναι απαραίτητο να παρατηρηθεί.

Αυτό συμβαίνει κατασκευάζοντας μία σχέση δύο μεταβλητών, μία χρονική και μία μεταβλητή φορτίου. Συγκεκριμένα, κατασκευάζεται μία σχέση που για δεδομένο το επιθυμητό φορτίο θα υπάρχει η δυνατότητα να αναπαράγουμε τα παραπάνω υπολογιζόμενα μεγέθη, το κλάσμα MFB, το CHR και τελικά τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας. Αυτά μπορούν εύκολα προκύψουν δεδομένου, πως έχει γίνει ο υπολογισμός των μεταβλητών της διπλής σχέσης Wiebe για κάθε κινητήρα ανάλογα με το φορτίο.



6-1 Τιμές μεταβλητών διπλής Wiebe για τον κινητήρα 1

Εν συντομία, γίνεται αντιληπτό από το διάγραμμα 6.1 ότι οι παράμετροι της διπλής Wiebe μπορούν να θεωρηθούν μεταβλητές ως προς το φορτίο του κινητήρα. Επομένως, κατασκευάζεται συνάρτηση στο κυρίως πρόγραμμα, που υπολογίζει την συνάρτηση που αποδίδει κάθε συντελεστή στο διάστημα 25% με 110% φορτίων.

Ο τελικός υπολογισμός του ρυθμού έκλυσης θερμότητας γίνεται παραγωγίζοντας την διπλή Wiebe ως προς την γωνία στροφαλοφόρου και πολλαπλασιάζοντάς την με σχέση που δίνει το μέγιστο CHR για κάθε φορτίο, δηλαδή την συνολική εκλυόμενη θερμότητα στον κύλινδρο κάθε φορά:

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta} = \frac{\partial f}{\partial \theta} \cdot \text{CHR}_{\max}$$

### 6.1.1 Αδιαστατοποίηση χρονικής μεταβλητής

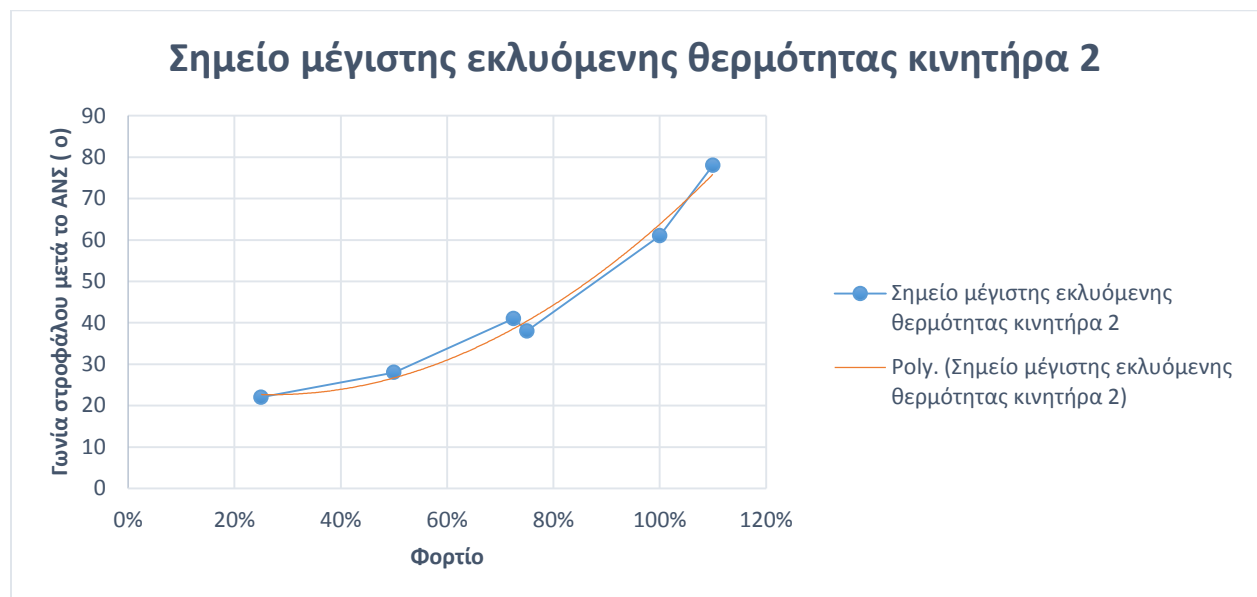
Η χρονική μεταβλητή είναι αδιάστατη στις εξισώσεις των δύο κινητήρων με πεδίο ορισμού από 0 έως 1.

Η αδιάστατη χρονική μεταβλητή προκύπτει από το εξής κλάσμα:

$$x = \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}$$

Με  $\theta_0$  την γωνία έναρξης της καύσης,  $\Delta\theta$  την χρονική διάρκεια της καύσης και  $\theta$  μεταβλητή με πεδίο ορισμού τις μοίρες που διαρκεί η καύση. Από τον ορισμό του παραπάνω λόγου και τον ορισμό των σχέσεων Wiebe γίνεται κατανοητό γιατί το πεδίο ορισμού της μεταβλητής  $x$  των δύο εξισώσεων είναι το διάστημα από το 0 έως τη μονάδα.

Ουσιαστικά, παρακάμπτεται για λόγους ευκολίας αλλά και μειωμένου ενδιαφέροντος η προσπάθεια να υπολογιστεί η έναρξη και το τέλος της καύσης. Παρ' όλα αυτά, από το διάγραμμα 6.2 γίνεται εύκολα αντιληπτό πως η προσέγγιση της γωνίας του μέγιστου CHR, δηλαδή της λήξης της καύσης, για όλα τα φορτία του 2<sup>ου</sup> κινητήρα δεν εμπεριέχει μεγάλο ποσοστό σφάλματος, ακόμη με δευτεροβάθμιο πολυώνυμο:



6-2 Σημείο μέγιστης εκλυόμενης θερμότητας κινητήρα 2



Έτσι, αποφεύγονται οι λεπτομερείς υπολογισμοί και η παράμετρος διάρκειας αδιαστοτοποιείται στο παραπάνω κλάσμα. Επομένως, η χρονική μεταβλητή της διπλής συνάρτησης Wiebe έχει πεδίο ορισμού από το 0 μέχρι το 1, δηλαδή 0% ολοκλήρωσης της καύσης έως 100% ολοκλήρωσης της καύσης [G.Abbaszadehmosayebi 2014]. Με αυτόν τον τρόπο, όλες οι προβλέψεις για τον ρυθμό έκλυσης κάθε φορτίου από τις εξισώσεις γίνεται για τις κρίσιμες μοίρες γωνίας στροφάλου, όπου διαρκεί η καύση αυτή καθ' αυτή από 0% έως 100% της διάρκειάς της.

### 6.1.2 Τροποποιημένη διπλή Wiebe

Με δεδομένη πλέον την μετατροπή της χρονικής μεταβλητής των εξισώσεων Wiebe στην κλασματική μεταβλητή  $x$ , μπορεί να θεωρηθεί μια νέα τροποποιημένη Wiebe που ισχύει για κάθε φορτίο των δεδομένων μετρήσεων κάθε εξεταζόμενο κινητήρα. Για να εισαχθεί η μεταβλητή που ορίζει το φορτίο είναι απαραίτητο να οριστούν εξισώσεις για κάθε παράμετρο της σχέσης ως προς το φορτίο και να αντικατασταθούν στην αρχική:

$$f = p \cdot 1 - e^{-\alpha_1 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_1+1}} + (1 - p) \cdot 1 - e^{-\alpha_2 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_2+1}}$$

Η σχέση είναι απαραίτητο αρχικά να παραγωγιστεί ως προς την γωνία στροφάλου και έπειτα να γίνει ότι αντικατάσταση και τροποποίηση απαιτείται. Επομένως, καταλήγουμε στην εξής σχέση

$$\frac{\partial f}{\partial \theta} = \frac{1}{\Delta\theta} \cdot p e^{-\alpha_1 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_1+1}} \alpha_1 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_1} m_1 + 1 - p e^{-\alpha_2 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_2+1}} \alpha_2 \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}^{m_2} m_2 + 1$$

Παράλληλα, η παραγωγή της διπλής Wiebe αφήνει προϊόν κλάσμα με την διάρκεια της καύσης, όπως είναι ορατό στην παραπάνω εξίσωση. Σε αυτόν τον όρο γίνεται ειδική αναφορά στην επόμενη ενότητα. Ακόμη, η χρονική σταθερά αλλάζει από την γωνία στροφάλου  $\theta$ , στο κλάσμα  $\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}$  με πεδίο ορισμού από 0 έως 1. Η αλλαγή μεταβλητής γίνεται στην πρώτη παράγωγο για προφανής λόγους αποφυγής λαθών στην παραγωγή. Η τροποποιημένη διπλή Wiebe έχει την παρακάτω μορφή:

$$F'(X, \text{Load}) = \frac{1}{\Delta\theta} \cdot p e^{-\alpha_1 X^{m_1+1}} \alpha_1 X^{m_1} m_1 + 1 - p e^{-\alpha_2 X^{m_2+1}} \alpha_2 X^{m_2} m_2 + 1$$

Από το σημείο αυτό και έπειτα, η εξίσωση είναι δύο μεταβλητών. Η παράγωγος της διπλής Wiebe ορίζεται πλέον για κάθε σημείο της διάρκειας της καύσης, ενώ η μεταβλητή φορτίου ορίζει τους συντελεστές και την διάρκεια της καύσης, προσαρμόζοντας έτσι το εξαγόμενο μέγεθος στο εκάστοτε φορτίο του κινητήρα.

### 6.1.3 Πρόβλεψη διάρκειας καύσης

Στην προηγούμενη ενότητα παρουσιάστηκε η ανάγκη για την πρόβλεψη της διάρκειας καύσης. Από την πλευρά φυσικής σημασίας, παρατηρείται στην τροποποιημένη Wiebe ότι για κάθε ξεχωριστό σημείο της καύσης το εξαγόμενο μέγεθος είναι γινόμενο δύο πολλαπλασιαστών. Ο ένας όρος είναι ο σύνθετος της παρένθεσης στο δεδομένο σημείο  $X$  της καύσης, ενώ ο όρος  $1/\Delta\theta$  είναι σταθερός για κάθε φορτίο και προσαρμόζει το γινόμενο σε ποσοστό της συνολικής εκλυόμενης θερμότητας για το αντίστοιχο φορτίο.

Επομένως, γίνεται αντιληπτή η σημασία σωστής πρόβλεψης της διάρκειας καύσης με το μικρότερο δυνατό σφάλμα. Έτσι, για κάθε κινητήρα αντίστοιχα γίνεται η εξής διαδικασία:

- Προσθήκη μηδενικού φορτίου στα δεδομένα με αυτονόητη μηδενική διάρκεια καύσης
- Υπολογισμός γραμμικής αύξησης της διάρκειας καύσης για τα φορτία 0% έως 25% λόγω έλλειψης δεδομένων
- Ξεχωριστή πρόβλεψη για φορτία από 25% μέχρι 110%

Τα παρακάτω διαγράμματα 6.3 και 6.4 παρουσιάζουν την πρόβλεψη της διάρκειας καύσης για κάθε ένα από τους δύο κινητήρες:



6-3 Διάρκεια καύσης σε μοίρες κινητήρα 1

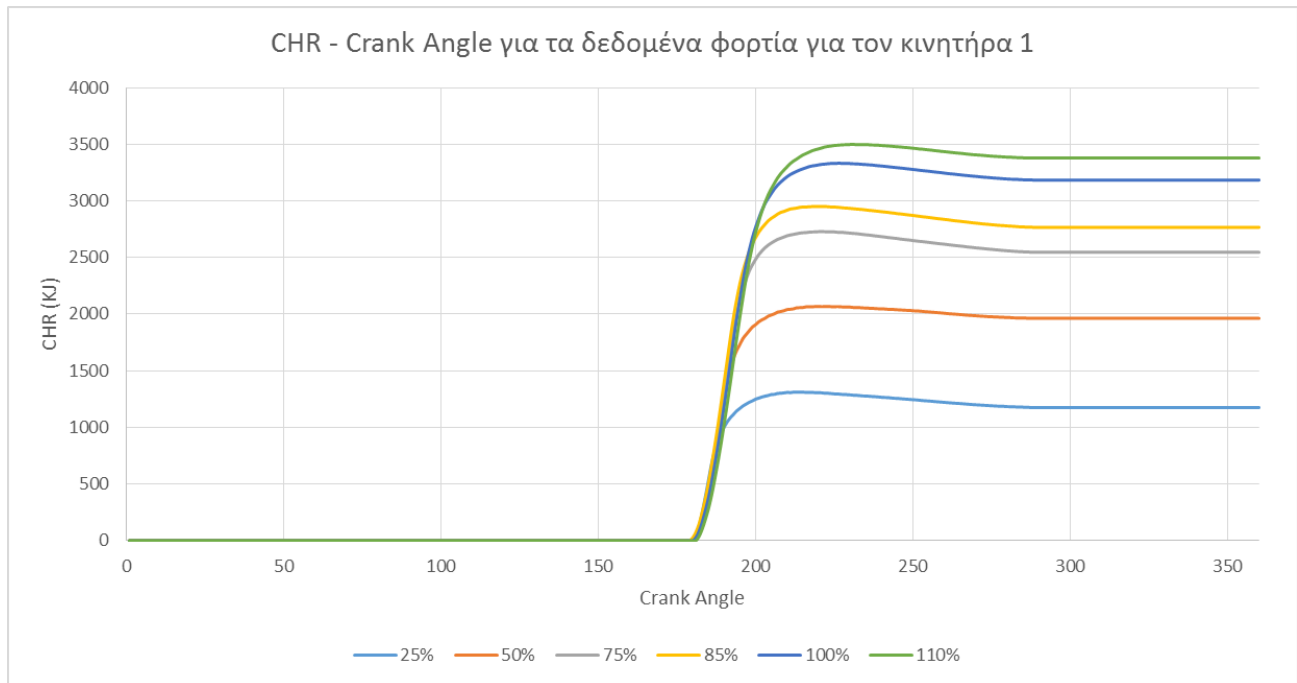


6-4 Διάρκεια καύσης σε μοίρες κινητήρα 2

Η εξίσωση ενσωματώνονται στον κώδικα σε δυο μέρη, από 0% έως 25% και από 25% μέχρι 110%. Ο χρήστης μπορεί να δώσει εντολή στον κώδικα για όποιο φορτίο επιθυμεί και να υπολογιστεί η διάρκεια της καύσης άμεσα.

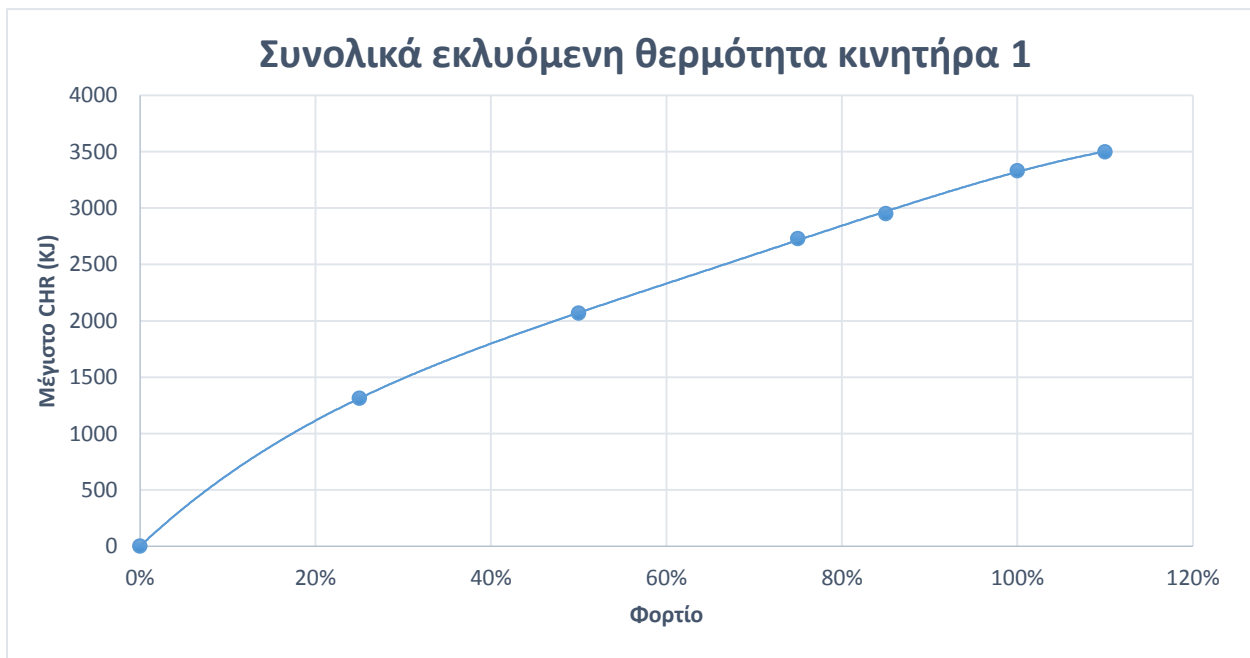
#### 6.1.4 Πρόβλεψη μέγιστου CHR

Σημαντικό είναι να υπολογιστεί ο δεύτερος όρος της αρχικής εξίσωσης,  $CHR_{max}$ , που ορίζει το μέγιστο συνολικό ποσό θερμότητας που εκλύεται στο θάλαμο κατά την διάρκεια της καύσης. Η τιμή του μέγιστου επισωρευτικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας υπολογίζεται γιατί αντιπροσωπεύει την τιμή της συνολικά εκλυόμενης θερμότητας στον κύλινδρο. Η σωστή και ακριβής πρόβλεψη της συνολικά εκλυόμενης θερμότητας είναι αναγκαία για την προσέγγιση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, αφού το γινόμενο της με την πρώτη παράγωγο της διπλής συνάρτησης Wiebe, για δεδομένο φορτίο και ποσοστό ολοκλήρωσης της καύσης, δίνει τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας για το ίδιο σημείο. Η διαδικασία αυτή είναι εύκολη σχετικά, αφού με την αλλαγή του φορτίου το CHR ακολουθεί συγκεκριμένη τάση. Αυτό φαίνεται και στο παρακάτω διάγραμμα 6.5:

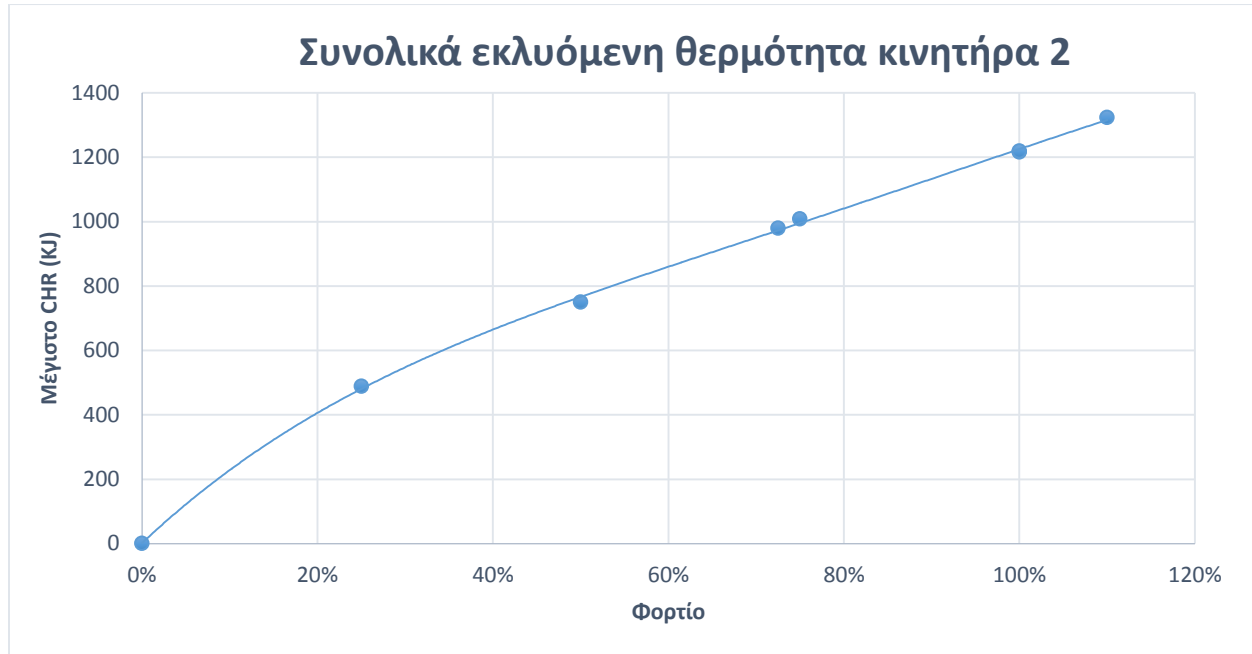


6-5 Εκλυόμενη θερμότητα για τα δεδομένα φορτία κινητήρα 1

Το ίδιο συμβαίνει και για τον κινητήρα 2, οπότε είναι δυνατόν να ξεχωριστούν τα μέγιστα CHR για κάθε φορτίο σε κάθε κινητήρα. Έτσι προκύπτουν και τα παρακάτω διαγράμματα 6.6 και 6.7, από τα οποία αντλούνται οι σχέσεις που υπολογίζουν το μέγιστο CHR σε συνάρτηση με το φορτίο για κάθε κινητήρα:



6-6 Συνολικά εκλυόμενη θερμότητα κινητήρα 1



6-7 Συνολικά εκλυόμενη θερμότητα κινητήρα 2

Υπολογίζοντας, λοιπόν, και τον δεύτερο όρο, δηλαδή την συνολικά εκλυόμενη θερμότητα στον κύλινδρο, ως συνάρτηση του φορτίου

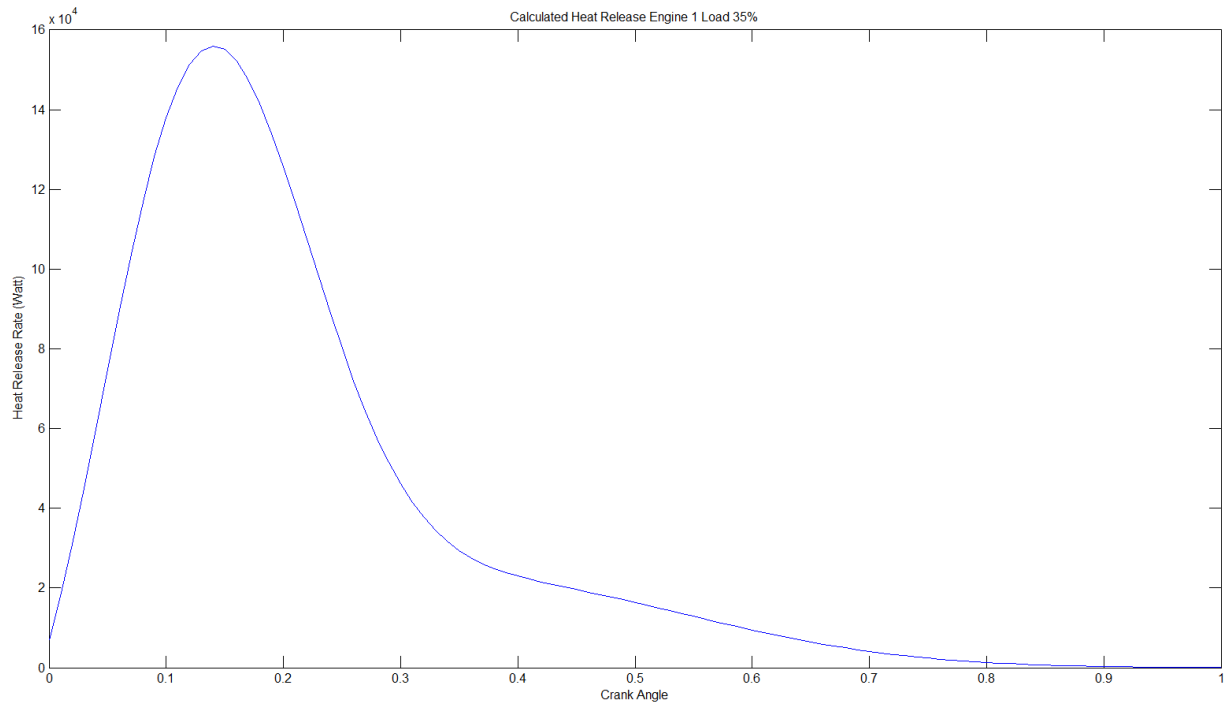
## 6.2 Αποτελέσματα εκτίμησης ρυθμού έκλυσης θερμότητας

Η μέθοδος, που περιεγράφηκε παραπάνω εκτελέστηκε χειροκίνητα στο προγραμματιστικό περιβάλλον MATLAB και στο Excel, οπότε δεν υπάρχει υπόδειγμα αυτοματοποιημένου κώδικα, όπως στο προηγούμενο κεφάλαιο. Στα επόμενα εδάφια παρουσιάζονται και σχολιάζονται τα αποτελέσματα της διαδικασίας.

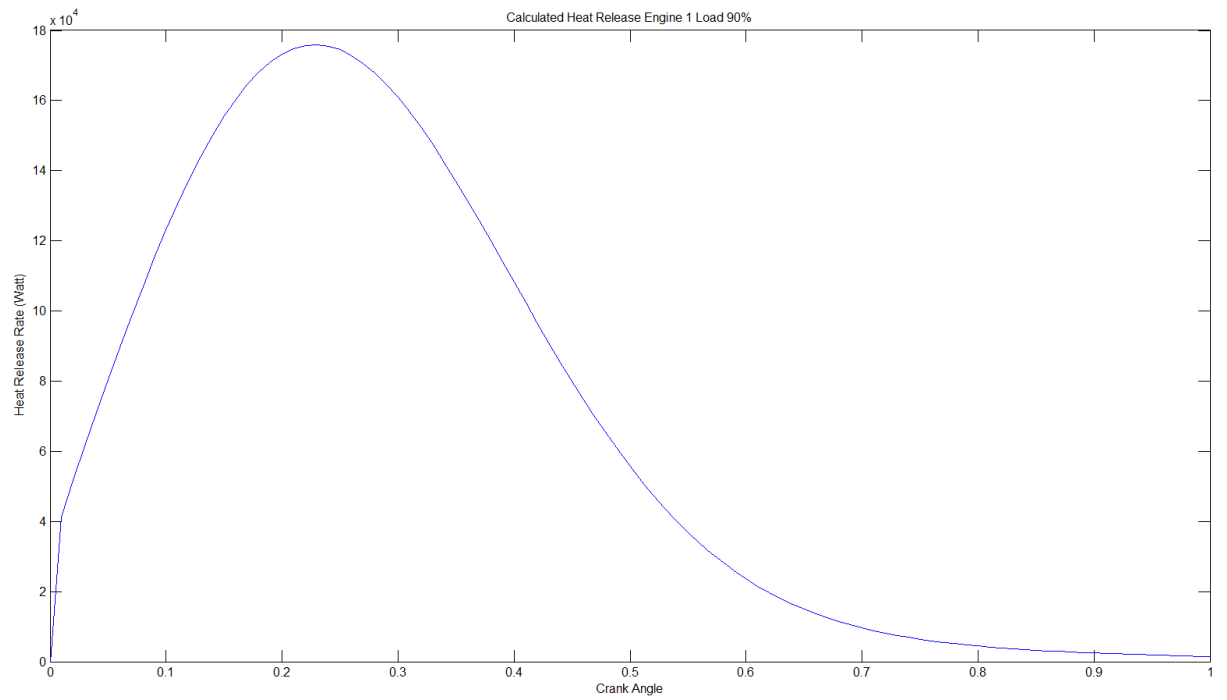
### 6.2.1 Εξίσωση ρυθμού έκλυσης θερμότητας

Κάθε κινητήρας καταλήγει να αντιπροσωπεύεται από μία εξίσωση, πλέον, η οποία αναπαράγει το ρυθμό έκλυσης θερμότητας σε κάθε φορτίο για όλη την διάρκεια της καύσης. Μερικά τυχαία επιλεγμένα φορτία, διαφορετικά από αυτά των μετρήσεων, άνω του 25% για λόγους αυξημένης εγκυρότητας, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, παρουσιάζονται στα επόμενα διαγράμματα:

## Κινητήρας 1

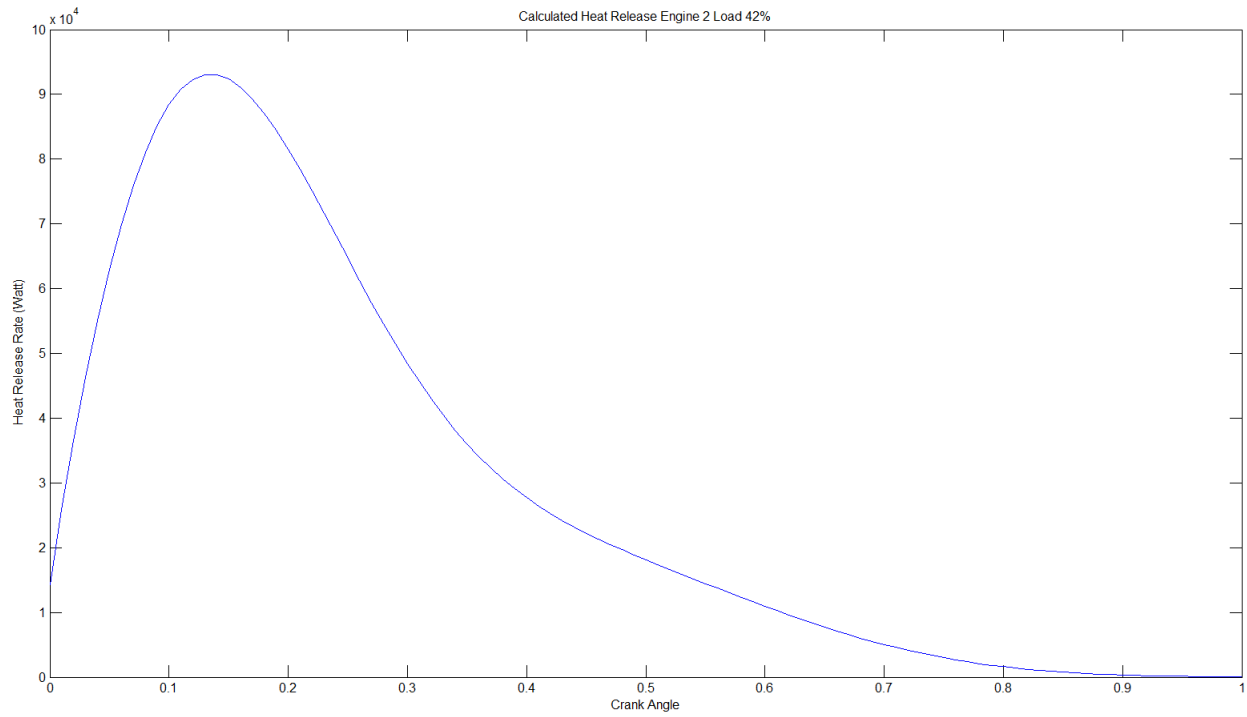


6-8 Υπολογισμένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 35%

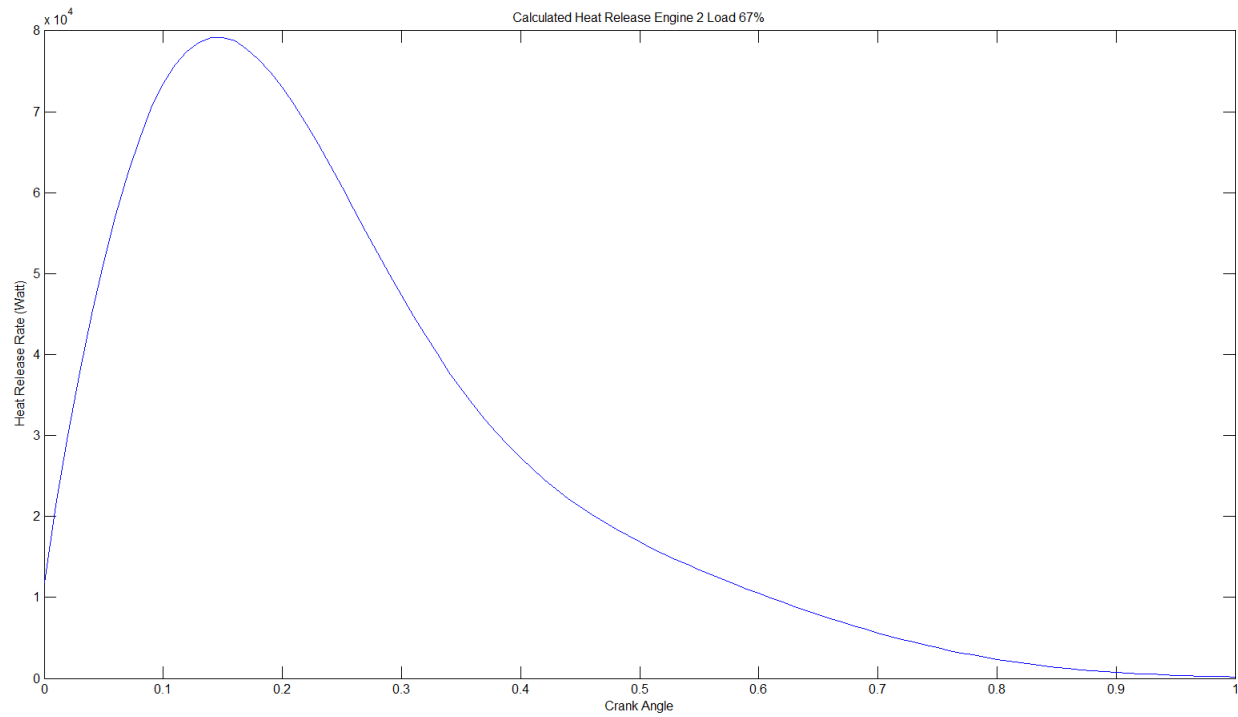


6-9 Υπολογισμένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 1 φορτίο 90%

## Κινητήρας 2



6-10 Υπολογισμένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 42%



6-11 Υπολογισμένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας κινητήρα 2 φορτίο 67%

Κάθε κινητήρας καταλήγει σε μία εξίσωση που έχει πεδίο αυξημένης εγκυρότητας από 25% μέχρι 110% η οποία αναπαράγει το ρυθμό έκλυσης θερμότητας. Οι εξισώσεις των δύο κινητήρων, σε συμβολική μορφή (symbolic) όπως είναι αποθηκευμένες στην συμβολική εργαλειοθήκη του λογισμικού Matlab, είναι οι παρακάτω:

### Κινητήρας 1

$$\begin{aligned} &(((3*y^{((61*x^3)/200000000} - (11451*x^2)/100000000 + (789*x)/100000 + 3009/2500)*exp(y^{((61*x^3)/200000000} - \\ &(11451*x^2)/100000000 + (789*x)/100000 + 5509/2500)*((76503*x^4)/10000000000 - (573*x^3)/250000 + \\ &(11727*x^2)/50000 - (4449*x)/500 + 58299/1000))*((61*x^3)/200000000 - (11451*x^2)/100000000 + (789*x)/100000 + \\ &5509/2500)*((76503*x^4)/10000000000 - (573*x^3)/250000 + (11727*x^2)/50000 - (4449*x)/500 + 58299/1000))/4 + \\ &(y^{((17951*x^3)/2500000000 - (12053*x^2)/10000000 + (3753*x)/100000 + 14269/10000)*exp(y^{((17951*x^3)/2500000000 - \\ &(12053*x^2)/10000000 + (3753*x)/100000 + 24269/10000)*((85467*x^4)/100000000000 - (25617*x^3)/100000000 + \\ &(13179*x^2)/500000 - (10233*x)/10000 + 521/100))*((17951*x^3)/2500000000 - (12053*x^2)/10000000 + (3753*x)/100000 + \\ &24269/10000)*((85467*x^4)/100000000000 - (25617*x^3)/100000000 + (13179*x^2)/500000 - (10233*x)/10000 + \\ &521/100))/4)*(-x^4/25 + 10*x^3 - 1000*x^2 + 70000*x + 41877/5000))/((6703*x^4)/5000000000 - (2629*x^3)/5000000 + \\ &(65459*x^2)/1000000 - (31711*x)/10000 + 9083/1000) \end{aligned}$$

### Κινητήρας 2

$$\begin{aligned} &(((3*y^{((61*x)/10000} - (2303740080389291*x^2)/36893488147419103232 + 7307/10000)*exp(-y^{((61*x)/10000} - \\ &(2303740080389291*x^2)/36893488147419103232 + 17307/10000))*((1511*x^3)/6250000 - (39409*x^2)/1000000 + \\ &(19923*x)/10000 - 3233/250))*((61*x)/10000 - (2303740080389291*x^2)/36893488147419103232 + \\ &17307/10000))*((1511*x^3)/6250000 - (39409*x^2)/1000000 + (19923*x)/10000 - 3233/250))/4 - (y^{((403*x)/12500} - \\ &(3434230344202507*x^2)/9223372036854775808 + 12857/10000)*exp(y^{((403*x)/12500} - \\ &(3434230344202507*x^2)/9223372036854775808 + 22857/10000))*((22299*x^4)/5000000000 - (11411*x^3)/10000000 + \\ &(10109*x^2)/100000 - (9113*x)/2500 + 18687/500))*((403*x)/12500 - (3434230344202507*x^2)/9223372036854775808 + \\ &22857/10000))*((22299*x^4)/5000000000 - (11411*x^3)/10000000 + (10109*x^2)/100000 - (9113*x)/2500 + 18687/500))/4)*(- \\ &(21*x^4)/2500 + (27079*x^3)/10000 - (5647573746155153*x^2)/17592186044416 + 25626*x + \\ &15279/10))/((38881*x^2)/5000000 - (2529*x)/6250 + 13067/500) \end{aligned}$$

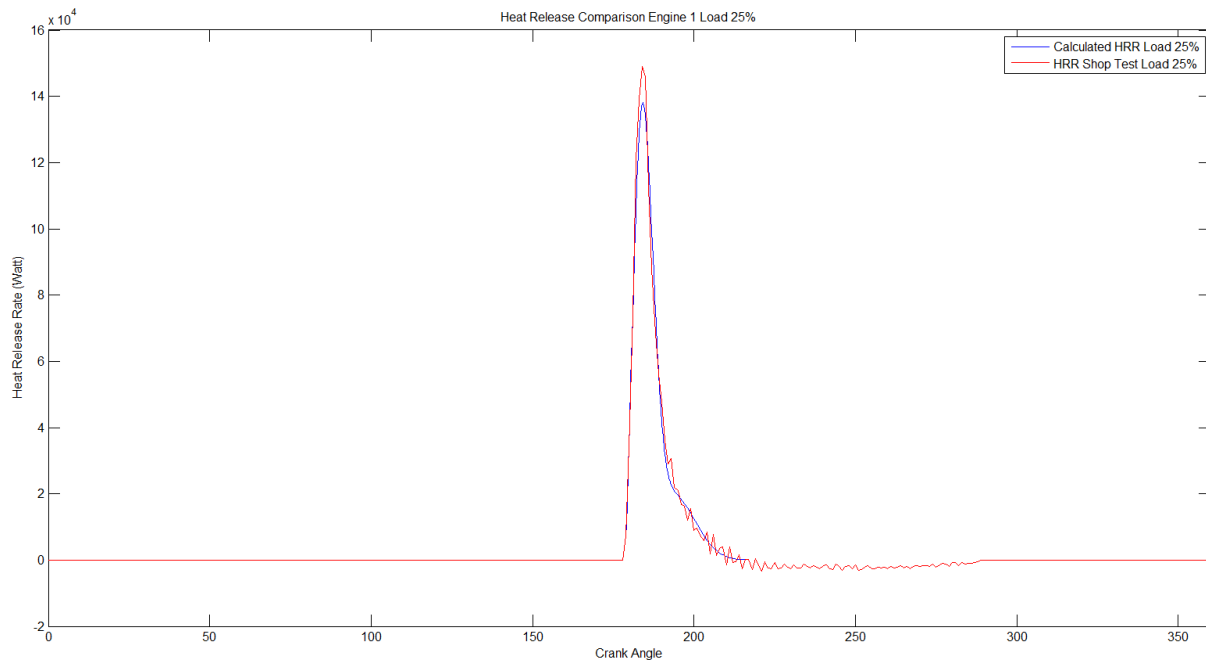
Η μορφή είναι αρκετά σύνθετη, αφού είναι απευθείας από την μνήμη του λογισμικού. Οι εξισώσεις, λοιπόν, όπως έχει αναφερθεί, είναι δύο μεταβλητών, x και y, με την x να ορίζει το φορτίο και πεδίο ορισμού από 0% έως 110% και την y να ορίζει την χρονική μεταβλητή, δηλαδή το ποσοστό περάτωσης της καύσης με πεδίο ορισμού από 0% έως 100%.



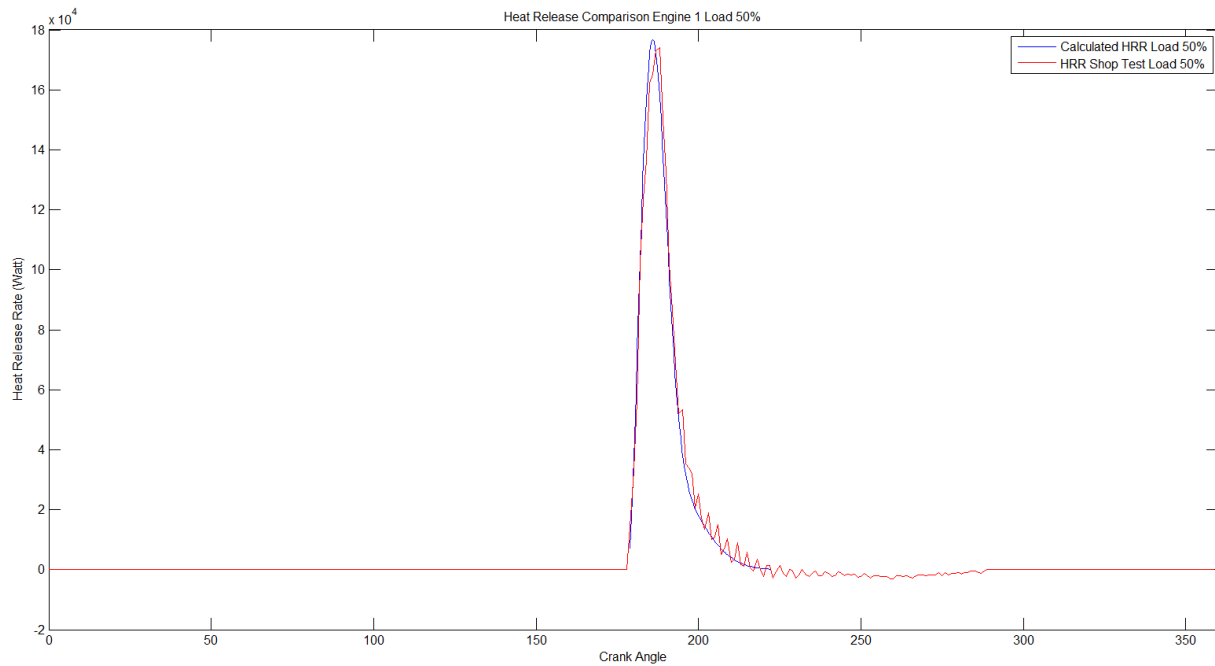
## 6.2.2 Σύγκριση αποτελεσμάτων με τις μετρήσεις Shop Test

Για να επιβεβαιωθεί η εγκυρότητα των δύο παραπάνω εξισώσεων είναι απαραίτητο να συγκριθούν τα αποτελέσματα των φορτίων για τα οποία έχουμε μετρήσεις. Επομένως, πρέπει να αντιπαρατεθούν τα δύο διαγράμματα στις κρίσιμες γωνίες της διαδικασίας της καύσης και να συγκριθούν:

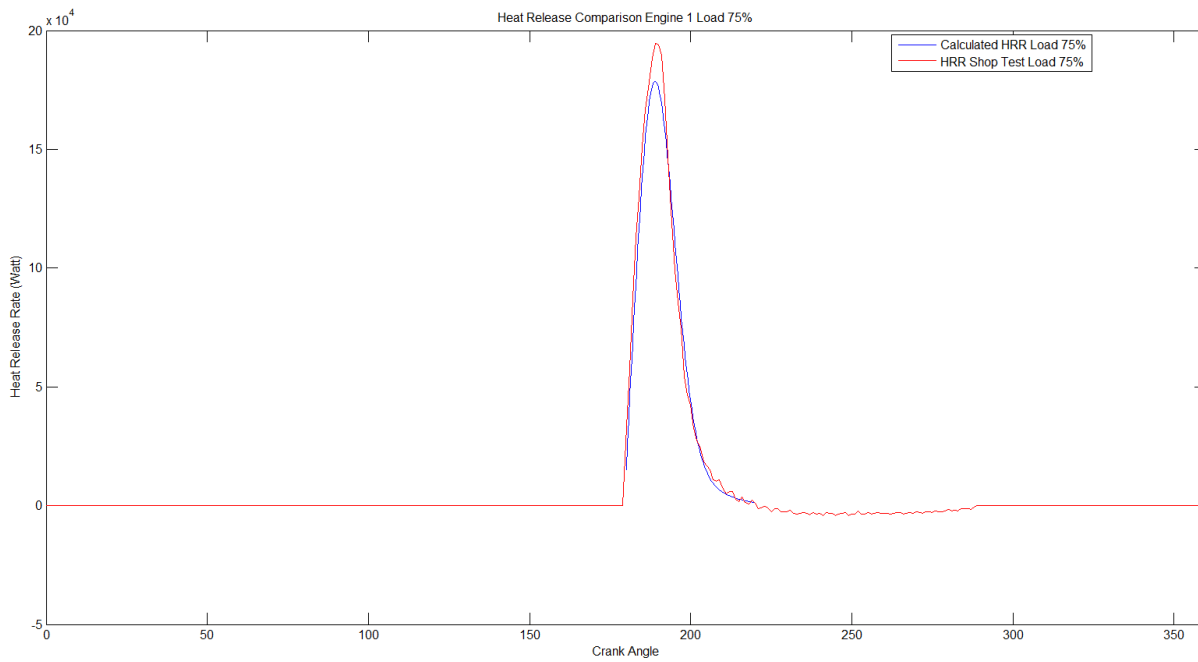
### Κινητήρας 1



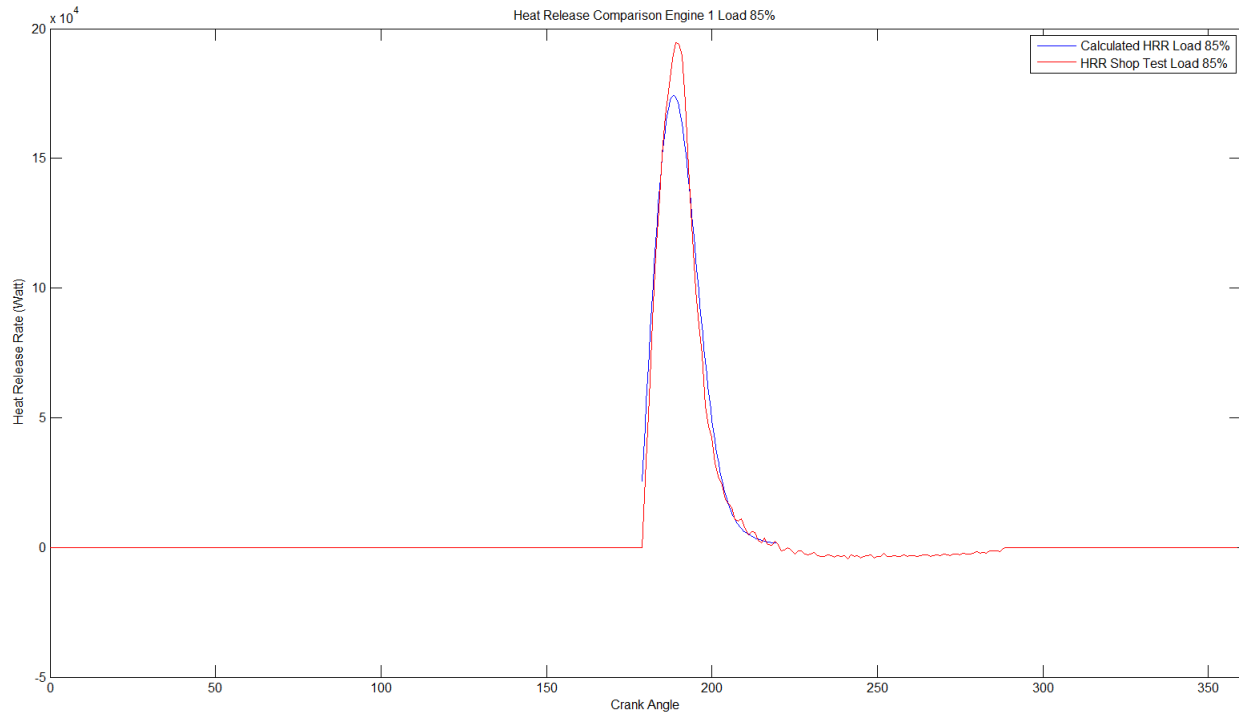
6-12 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 1 φορτίο 25%



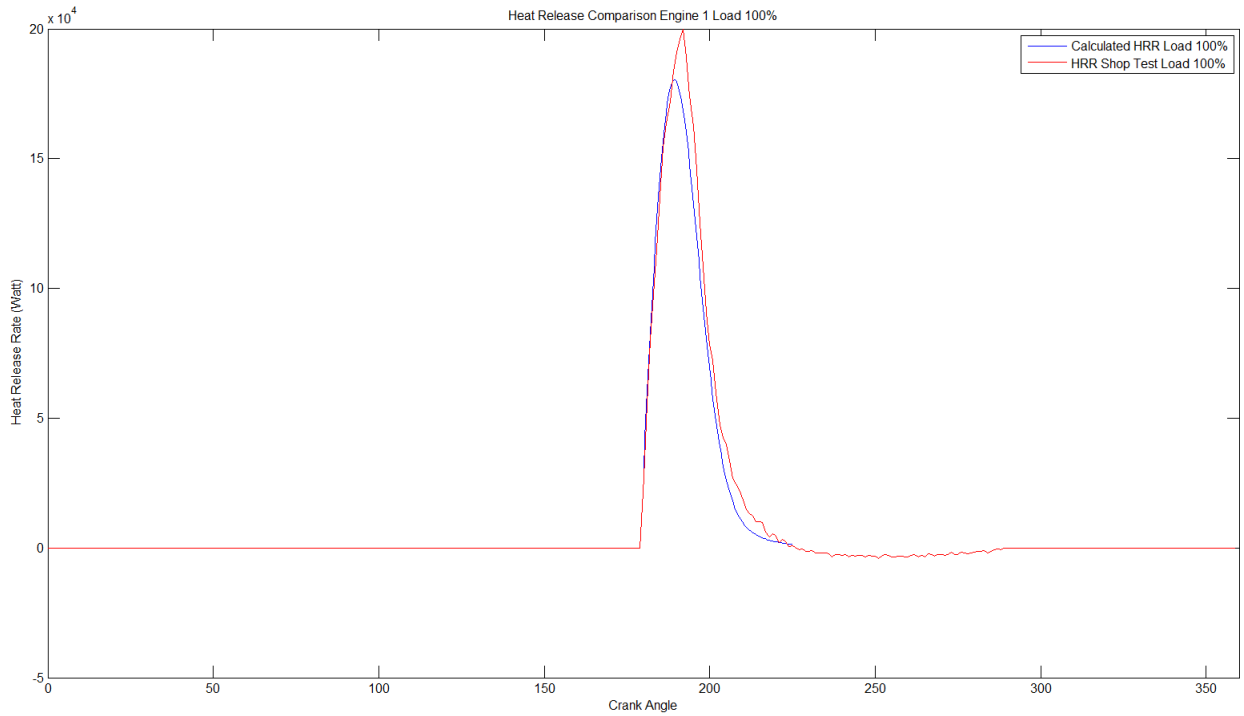
6-13 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 1 φορτίο 50%



6-14 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 1 φορτίο 75%

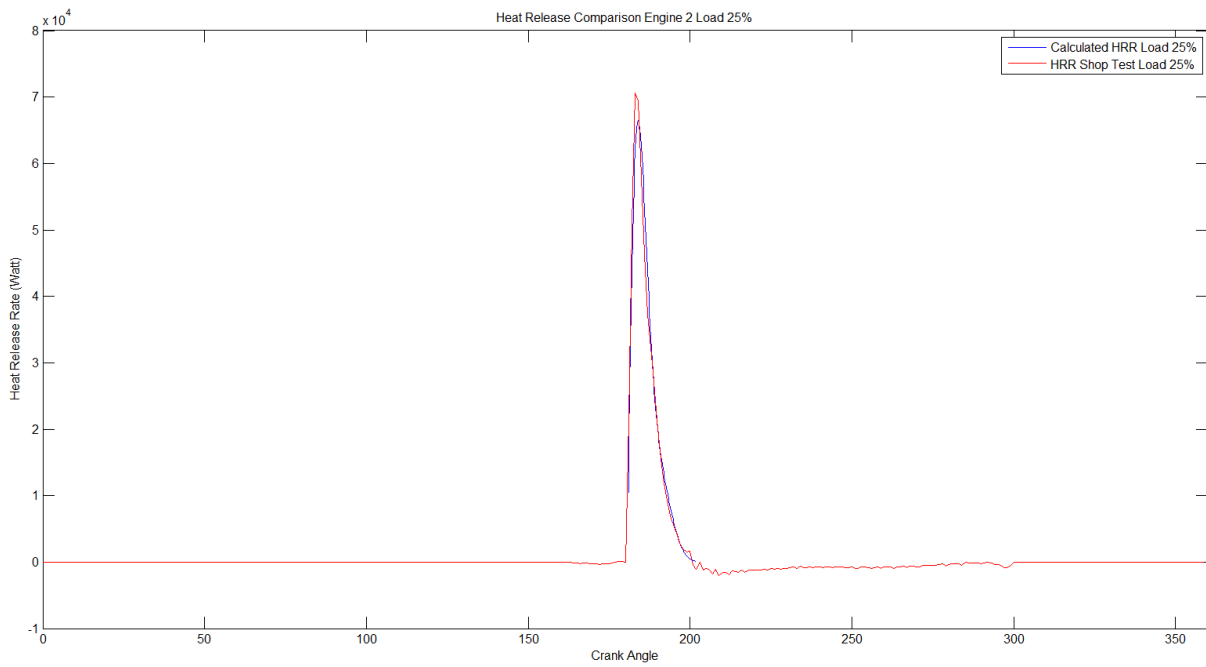


6-15 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 1 φορτίο 85%

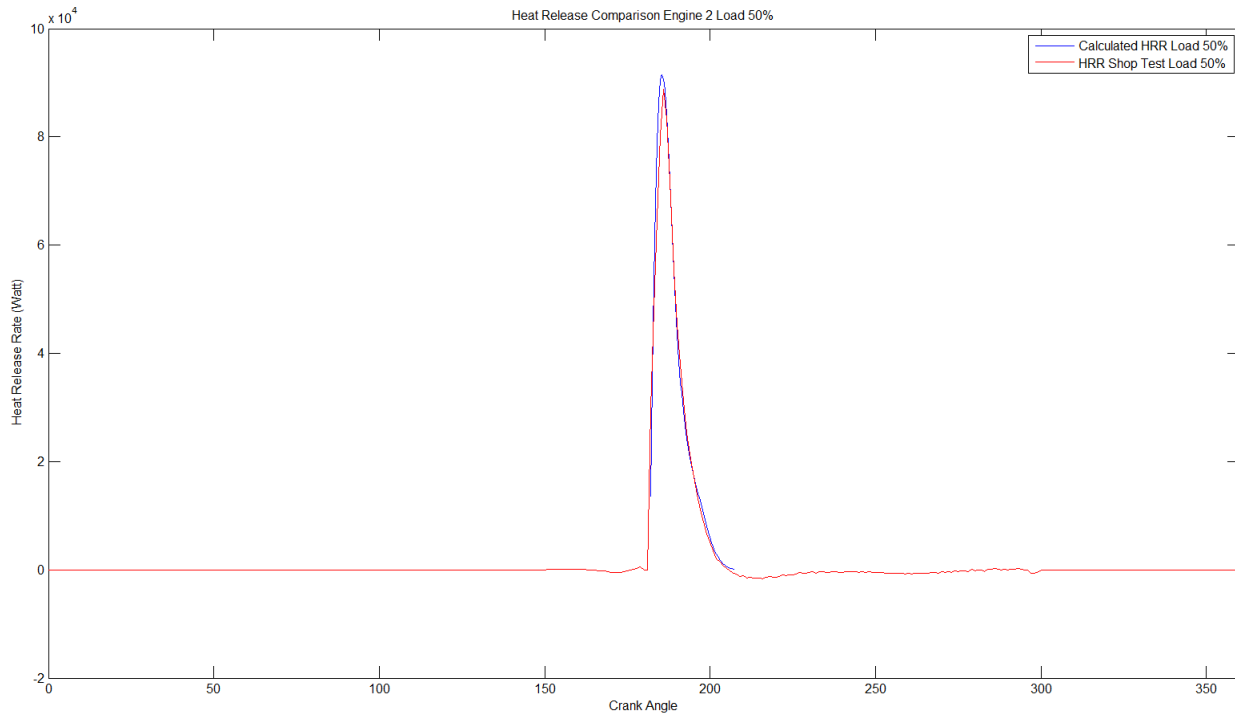


6-16 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 1 φορτίο 100%

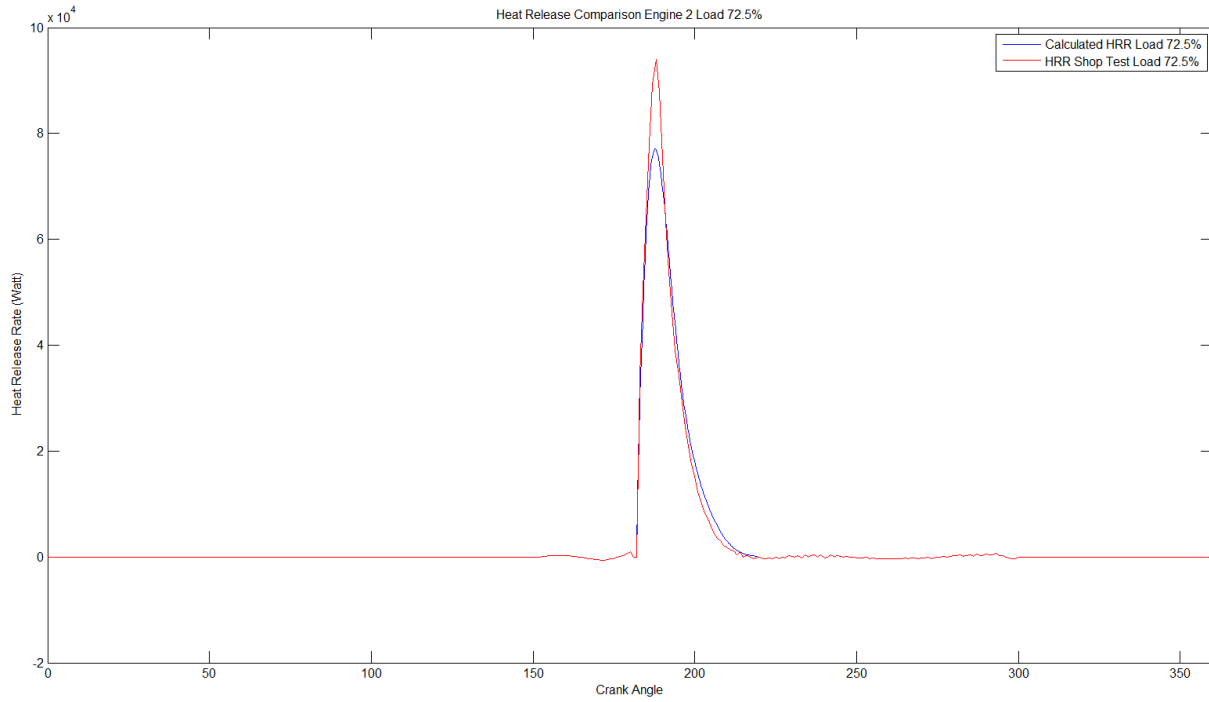
## Κινητήρας 2



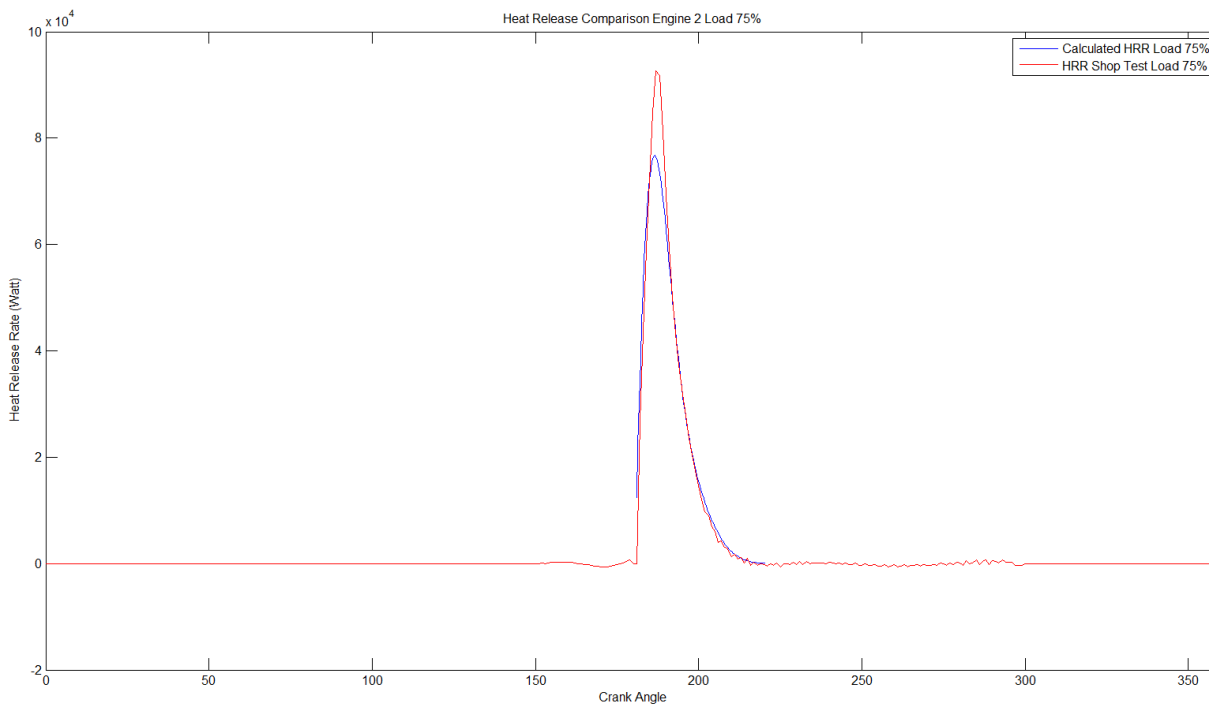
6-17 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 2 φορτίο 25%



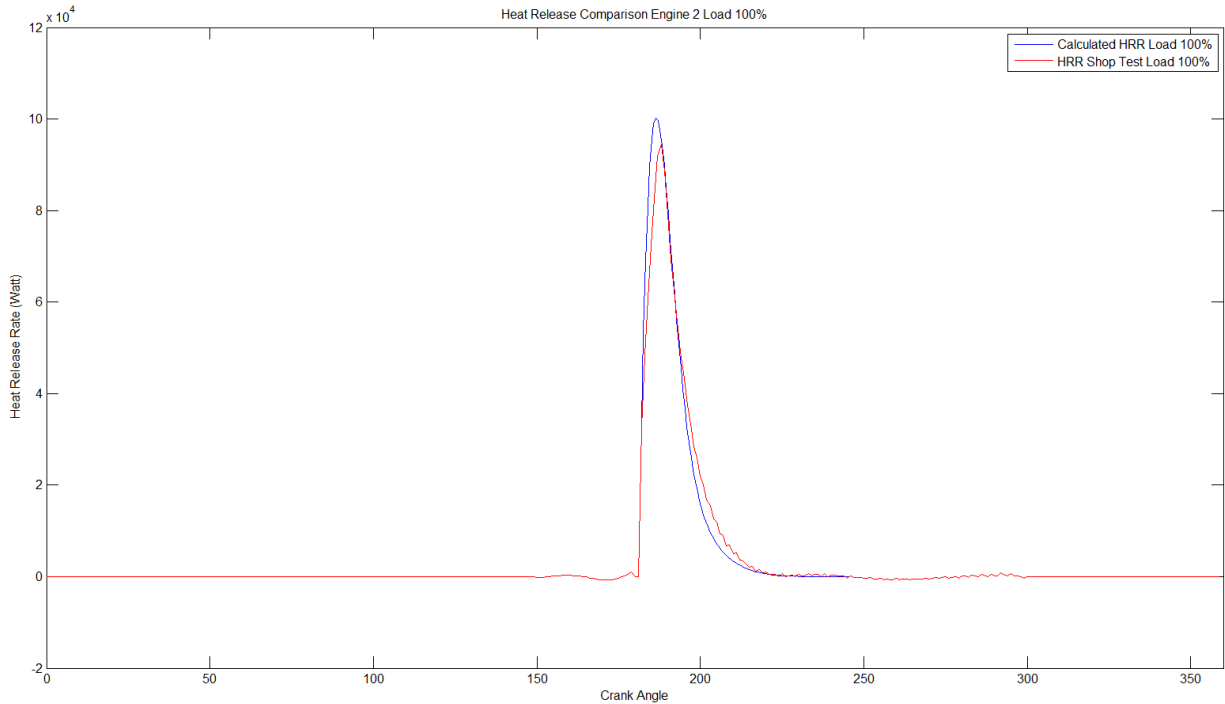
6-18 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 2 φορτίο 50%



6-19 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 2 φορτίο 72.5%



6-20 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 2 φορτίο 75%

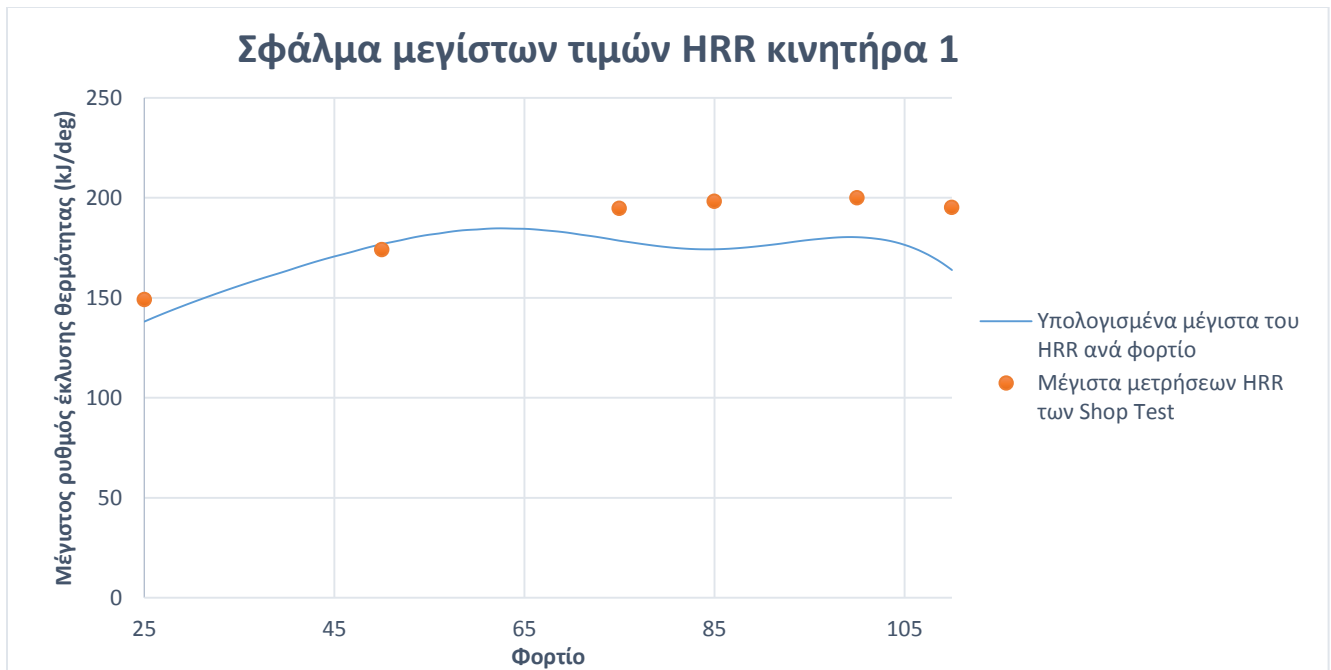


6-21 Σύγκριση υπολογισμένου HRR και μετρήσεων Shop Test κινητήρα 2 φορτίο 100%

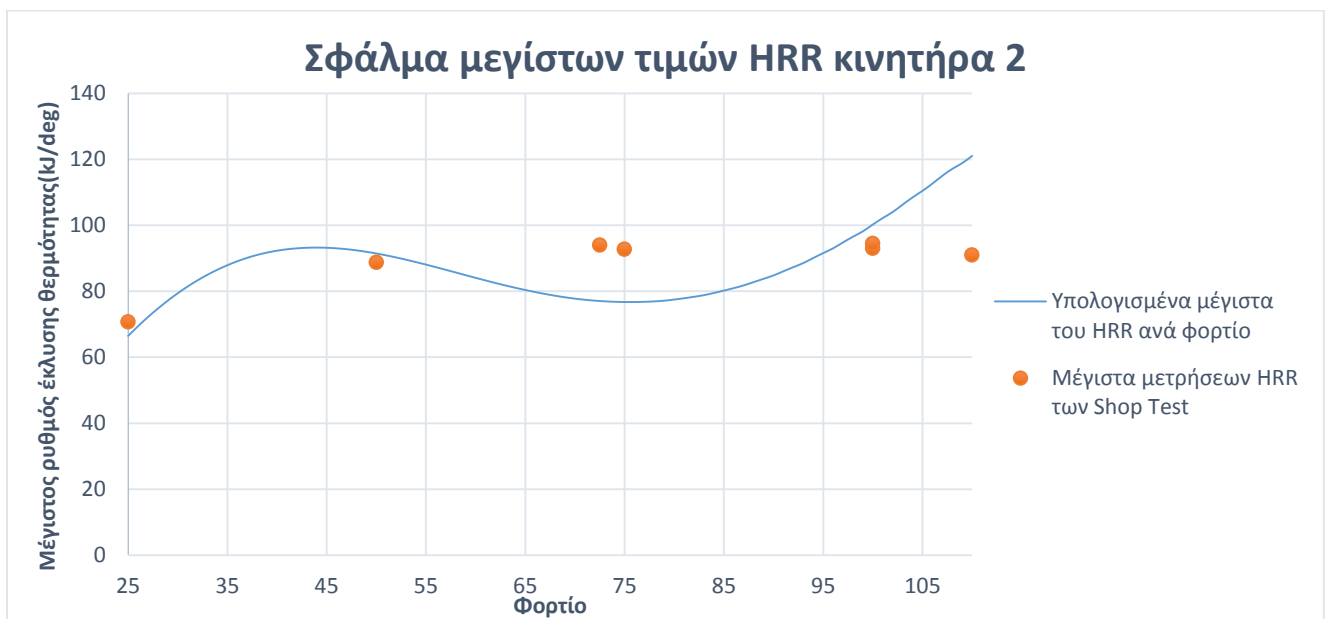
Για κάθε κινητήρα παρατηρείται πως τα αποτελέσματα των εξισώσεων ακολουθούν ικανοποιητικά την τάση των μετρήσεων του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, ενώ σε αρκετά υπάρχει απόκλιση στην μέγιστη τιμή των μετρήσεων με αυτή των εξισώσεων. Για αυτό το λόγο στο επόμενο εδάφιο γίνεται ανάλυση σφάλματος μεταξύ των επιθυμητών αποτελεσμάτων, δηλαδή των μετρήσεων, με τα πραγματικά αποτελέσματα των μετρήσεων.

### 6.2.3 Ανάλυση σφάλματος των μεγίστων των μετρήσεων και των αποτελεσμάτων των εξισώσεων

Συγκριτικά, αναλυτικότερη εικόνα για τις μέγιστες τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας προερχόμενος από τις μετρήσεις και τα αποτελέσματα των εξισώσεων παρουσιάζεται στα διαγράμματα 6.22 και 6.23:



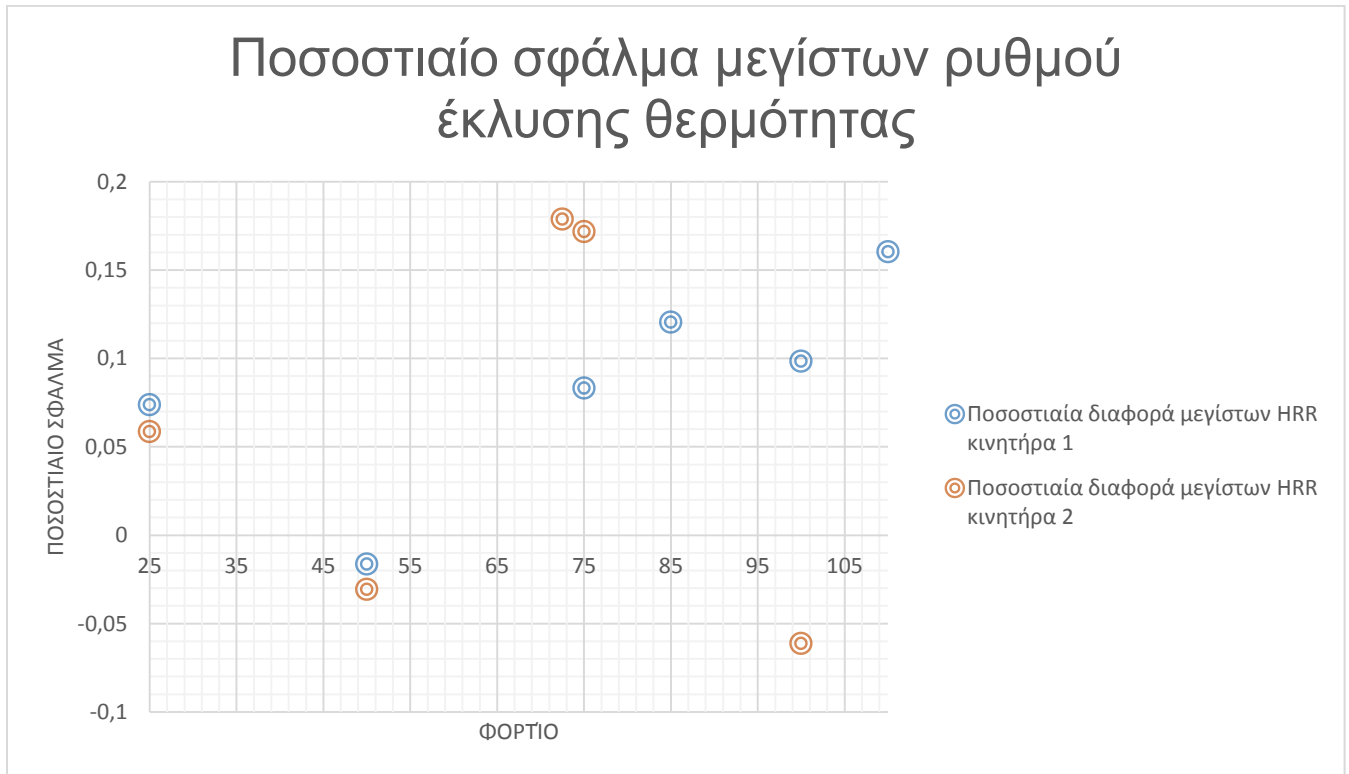
6-22 Σφάλμα μεγίστων τιμών HRR κινητήρα 1



6-23 Σφάλμα μεγίστων τιμών HRR κινητήρα 2

Παρατηρείται, λοιπόν, μία τάση να μην προσεγγίζονται οι μέγιστες τιμές των μετρήσεων. Αυτό πιθανόν να οφείλεται στο γεγονός ότι στις εργοστασιακές μετρήσεις η μέγιστη τιμή εμφανίζεται ως ένα σημείο με μεγάλη διαφορά από τις τιμές των γειτονικών του μοιρών. Έτσι, το σφάλμα οφείλεται στην μη-

ικανοποιητική προσέγγιση ενός μη-συνεχούς μεγέθους. Σε περίπτωση που υπήρχαν πιο πυκνές μετρήσεις στην περιοχή του μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας, οι συντελεστές των συναρτήσεων Wiebe θα προσεγγίζονταν καλύτερα και κατ' επέκταση θα γινόταν πιο σωστή εκτίμηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Αναλυτικότερα, μπορεί να υπολογιστεί η ποσοστιαία διαφορά στα φορτία των μετρήσεων, όπου παρουσιάζεται στο διάγραμμα 6.24:



6-24 Ποσοστιαίο σφάλμα μεγίστων ρυθμού έκλυσης θερμότητας

Το σχετικό ή ποσοστιαίο σφάλμα μεγίστων του ρυθμού έκλυσης θερμότητας μεταξύ των μετρήσεων και τον υπολογισμένων μεγίστων φτάνει στα περισσότερα φορτία είναι στην περιοχή 5% με 17%. Η προσέγγιση των μεγίστων δεν μπορεί να θεωρείται ικανοποιητική. Παρ' όλα αυτά η προσομοίωση των υπολοίπων σημείων του ρυθμού έκλυσης θερμότητας είναι αντιπροσωπευτικότερη, όπως παρουσιάστηκε στο προηγούμενο εδάφιο.



## 7 Ανακεφαλαίωση - Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία έγινε η εκτίμηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας δύο ναυτικών κινητήρων, μέσω της κατασκευής μίας εξίσωσης για κάθε κινητήρα με μεταβλητές το φορτίο και το ποσοστό ολοκλήρωσης της καύσης. Συγκεκριμένα, δεδομένες ήταν οι μετρήσεις των εργοστασιακών δοκιμών των κινητήρων σε φορτίο 25%, 50%, 75%, 85%, 100%, 110% και 25%, 50%, 72.5%, 75%, 100%, 110% αντίστοιχα για τον πρώτο και τον δεύτερο κινητήρα. Τα πειραματικά δεδομένα ελήφθησαν κατά τις επίσημες δοκιμές παραλαβής του κινητήρα (shop test) από το εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του ΕΜΠ. Οι μετρήσεις χρησιμοποιήθηκαν για την προσέγγιση των συντελεστών των εξισώσεων Wiebe, με την μέθοδο ελαχίστων τετραγώνων, ελαχιστοποιώντας το σφάλμα μεταξύ των μετρήσεων και τον αποτελεσμάτων των εξισώσεων.

Στην συνέχεια, υπολογίστηκαν σημαντικά μεγέθη για κάθε κινητήρα με την βοήθεια του λογισμικού [Matlab](#) που βοήθησαν στην κατανόηση της λειτουργίας τους. Αναλυτικότερα, μέσω της δεύτερης αριθμητικής παραγώγου της πίεσης υπολογίστηκε η θέση μέγιστης μεταβολής της, δηλαδή το σημείο έναρξης της καύσης. Παράλληλα, υπολογίστηκαν τα σημεία 10%, 50% και 90% του κλάσματος καμένου καυσίμου με την μέθοδο της παρεμβολής στις δεδομένες μετρήσεις. Αυτά τα σημεία είναι εξίσου σημαντικά, όπως αναφέρθηκε στο αντίστοιχο κεφάλαιο, γιατί δίνουν μία εικόνα για την ομαλή ή ανώμαλη λειτουργία του κάθε κινητήρα. Ολοκληρώνοντας αριθμητικά τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας υπολογίστηκε ο επισωρευτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας, ενώ το σημείο μέγιστης τιμής του δηλώνει το πέρας της καύσης και η τιμή του μεγίστου δηλώνει την συνολικά εκλυόμενη θερμότητα στον κύλινδρο.

Στο τελευταίο κεφάλαιο έγινε η εκτίμηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας μέσω των εξισώσεων Wiebe. Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας υπολογίζεται εκτιμώντας το γινόμενο της συνολικά εκλυόμενης θερμότητας με την τιμή της πρώτης παραγώγου της μονής ή της διπλής συνάρτησης Wiebe για τις κρίσιμες γωνίες της καύσης και για δεδομένο φορτίο. Η δυνατότητα να μπορεί να αναπαραχθεί ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας, όπως θα μετρούνταν στις εργοστασιακές μετρήσεις, για κάθε ζητούμενο φορτίο είναι μεγάλης σημασίας. Σε περίπτωση βλάβης του συστήματος έγχυσης είναι αναγκαία η σύγκριση των τιμών του ρυθμού έκλυσης θερμότητας κάθε κυλίνδρου του κινητήρα με τις αντίστοιχες τιμές των εργοστασιακών μετρήσεων. Αυτή η σύγκριση, όμως, πρέπει να γίνει στο ίδιο φορτίο, και σε περίπτωση σφάλματος κάθε κύλινδρος μπορεί να έχει διαφορετικό φορτίο από τον άλλον. Επομένως, οι κατασκευασμένες εξισώσεις μπορούν να αναπαράγουν τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας των

εργοστασιακών δοκιμών σε κάθε φορτίο και κατ' επέκταση να υπάρχει δυνατότητα διάγνωσης και διόρθωσης βλαβών στο σύστημα έγχυσης.

Κλείνοντας την εργασία προκύπτουν ουσιαστικά συμπεράσματα για την δυνατότητα διάγνωσης και παρακολούθησης των ναυτικών κινητήρων. Συγκεκριμένα, με την παρούσα εργασία γίνεται κατανοητό πως η χρήση της θερμοδυναμικής και των μαθηματικών μοντέλων, όπως οι συναρτήσεις Wiebe και η μέθοδο ελάχιστων τετραγώνων, αποτελούν σημαντικά εργαλεία στα χέρια ενός μηχανικού για την διάγνωση προβλημάτων στους ναυτικούς κινητήρες. Παρ' όλα αυτά, η διαδικασία που αναπτύχθηκε για την πρόβλεψη του ρυθμού έκλυσης θερμότητας μπορεί να εφαρμοστεί σε κινητήρες όλων των μεγεθών, αφού η βασική θερμοδυναμική διέπει κάθε Diesel κινητήρα. Τέλος, η μέθοδος που αναπτύχθηκε, μπορεί να υπολογίσει τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας των εργοστασιακών δοκιμών σε κάθε φορτίο με βάση πάντα τις μετρήσεις, παρέχοντας, έτσι, ένα ισχυρο συγκριτικό και διαγνωστικό εργαλείο.

## 8 Παραρτήματα

Σε αυτό το σημείο θα παρατεθούν όλα τα τμήματα του κώδικα MATLAB που κατασκευάστηκαν για να επεξεργαστούν οι μετρήσεις, να παραχθούν τα υπολογισμένα μεγέθη και να γίνουν τελικά οι προσεγγίσεις του MFB και του ρυθμού έκλυσης θερμότητας.

### 8.1 Υπολογισμός σημαντικών μεγεθών και συντελεστών συναρτήσεων Wiebe

Εδώ, παρατίθεται το κυρίως πρόγραμμα το οποίο υπολογίζει αυτόματα τα σημαντικά μεγέθη και οι συντελεστές των συναρτήσεων Wiebe που παρουσιάστηκαν παραπάνω. Αυτά τα κομμάτια κώδικα λειτουργούν με μία εντολή που έχει ως είσοδο την πίεση και τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας στην μορφή των δεδομένων μετρήσεων. Το κυρίως πρόγραμμα αποδίδει ως εξόδους το CHR, τον διορθωμένο ρυθμό έκλυσης θερμότητας, το σημείο και η τιμή του μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας, το σημείο και η τιμή της μέγιστης εκλυόμενης θερμότητας, το MFB, τα σημεία 10%, 50% και 90% MFB, την προσέγγιση MFB από την μονή Wiebe και τους συντελεστές της, την προσέγγιση του MFB από την διπλή Wiebe και τους συντελεστές της, το σημείο έναυσης της καύσης και τέλος την διάρκειά της. Όλα αυτά αποδίδονται από το πρόγραμμα στιγμιαία αρκεί να υπάρχουν οι πίνακες της πίεσης και ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας για ένα κύκλο λειτουργίας του κινητήρα. Αναλυτικότερα τα κομμάτια του κώδικα:

#### Main

```
[CHR, HRR, maxHRR, maxCHR, MFB10, MFB50, MFB90, SC, DC, MFBSW, MFBDW, MFB, comb0, timezone]=HRRAnalysis(P, HRR);
```

#### HRR Analysis

```
function [
CHR, HRR, maxHRR, maxCHR, MFB10, MFB50, MFB90, SC, DC, MFBSW, MFBDW, MFB, comb0, timezone] = HRRAnalysis(P, HRR)
% _____ dP/d? _____
for i=1:359
    dP(i)=(P(i+1)-P(i))/((i+1)-i);
    dPdP=(dP(i+1)-dP(i))/((i+1)-i)
end
timezonedP=1:length(dP);

% _____ Combustion begin _____
comb0=CombB(dPdP);
% _____ HRR Editor _____
```

```

[CHR,HRR1, maxHRR,maxCHR]=HRRedit(HRR,comb0);
clear HRR
HRR=HRR1;
%_____MFB Experimental_____
for i=comb0:maxCHR
    MFB(i-comb0+1)=CHR(i)/max(CHR);
end
timezone=[comb0-180:maxCHR-180];
%_____MFB interpolation_____
MFB10=MFBPosition(0.1,MFB,timezone);
MFB50=MFBPosition(0.5,MFB,timezone);
MFB90=MFBPosition(0.9,MFB,timezone);
%_____NONLINEAR single_____
options = optimset('MaxIter',1000,'TolX',1e-18,'TolFun',1e-
18,'MaxFunEvals',1000);
x0=[-5,0.7];
[X,rms1]=lsqnonlin(@ (x)myfun(x,MFB,timezone,comb0),x0,[],[],options);
for i=1:length(timezone)
    MFB5W(i)=(1 - exp(X(1)*(i/length(timezone))^(X(2)+1)));
end
SC=X;
clear x0 X
%_____NONLINEAR DOUBLE_____
x0=[20,3,15,1];
[X,rms1]=lsqnonlin(@ (x)myfun2(x,MFB,timezone,comb0),x0,[],[],options);
for i=1:length(timezone)
    MFB5W(i)=((1-0.75)*(1-exp(-X(1)*((timezone(i)+180-
comb0)/(length(timezone))).^(X(2)+1)))+0.75*(1-exp(-
X(3)*((timezone(i)+180-comb0)/(length(timezone))).^(X(4)+1))));
end
DC=X;
clear sum i flag location1 location2
end

```

Το κομμάτι κώδικα με την ονομασία HRRAnalysis χρησιμοποιεί τις ακόλουθες παράπλευρες συναρτήσεις:

#### CombB

```

function [comb0] = CombB(dPdP)
%INPUT d^2P/da
%OUTPUT combustion beginning

    for i=1:length(dPdP)
        if dPdP(i)== max(dPdP)
            comb0=i+2
        end
    end
end

```

#### HRREdit

```

function [ CHR,HRR,maxHRR,maxCHR ] = Untitled10( HRR,comb0 )
%INPUT HRR
%OUTPUT max CHR max HRR corrected HRR

flag=0;i=1;
while flag==0;
    if HRR(i) ~= 0 %megalutero apo thorivo + apwleies thalamou
        cut=i;
        flag=1;
    end
    i=i+1;
end
clear i
for i=cut:comb0
    HRR(i)=0;
end
sum=0;
for i=1:360
    CHR(i)=HRR(i)+sum;
    sum=CHR(i);
end
%_____Max CHR, Max HRR_____
flagCHR=0;
i=1;
while flagCHR==0
    if CHR(i) == max(CHR)
        maxCHR=i;
        flagCHR=1;
        maxCHR1=maxCHR-180;
    else
        i=i+1;
    end
end
end

flagHRR=0;
i=1;
while flagHRR==0
    if HRR(i) == max(HRR)
        maxHRR=i;
        flagHRR=1;
        maxHRR1=maxHRR-180;
    else
        i=i+1;
    end
end
end
end

```

MFBPosition

```
function [ MFBP ] = Untitled7( Position,MFB,timezone )
```

```

%INPUTS Position desired, MFB array and Timezone array
%OUTPUTS MFBPosition in crank angle ATDC

temp=MFB-Position;
location1=knnsearch(temp',0);
temp(location1)=1;
location2=knnsearch(temp',0);
clear temp
syms x
if location1<location2
    Sx=solve( Position == MFB(location1)+(x-
timezone(location1))*(MFB(location2)-
MFB(location1))/(timezone(location2)-timezone(location1)));
elseif location2<location1
    Sx=solve( Position == MFB(location2)+(x-
timezone(location2))*(MFB(location1)-
MFB(location2))/(timezone(location1)-timezone(location2)));
end
MFBP=double(Sx);

end

```

Στον κώδικα χρησιμοποιείται η έτοιμη συνάρτηση `lsqnonlin` που αποδίδει τους συντελεστές των συναρτήσεων Wiebe λύνοντας την μη-γραμμική ελαχιστοποίηση του σφάλματος των συναρτήσεων και των μετρήσεων. Η εντολή αυτή χρησιμοποιεί την συνάρτηση `myfun` και `myfun2` που ορίζουν τις συναρτήσεις προς ελαχιστοποίηση:

myfun

```

function [F] = myfun(x,MFB,timezone,comb0)
    F = 1-exp(x(1)*((timezone+180-comb0)/length(timezone)).^(x(2)+1))-
MFB;
end

```

myfun2

```

function [G] = myfun2(x,MFB,timezone,comb0)
    G = MFB-((1-0.75)*(1-exp(-x(1)*((timezone+180-
comb0)/(length(timezone))).^(x(2)+1)))+0.75*(1-exp(-
x(3)*((timezone+180-comb0)/(length(timezone))).^(x(4)+1))));
end

```

## 8.2 Προσέγγιση ρυθμού έκλυσης θερμότητας μέσω συναρτήσεων Wiebe

Η προσέγγιση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας μέσω των συναρτήσεων Wiebe έγινε με την χρήση του Matlab και του λογισμικού Excel. Για την προσέγγιση δεν κατασκευάστηκε αυτοματοποιημένη διαδικασία καθώς ήταν χρονοβόρο και άνευ ουσίας, εφόσον η διαδικασία έχει περιγραφεί λεπτομερώς στο κεφάλαιο 6. Όλα τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο 6, υπολογίστηκαν μέσω του Matlab και του Excel χειρονακτικά, σύμφωνα πάντα με την διαδικασία που έχει παρατεθεί. Επομένως δεν υπάρχει δυνατότητα και σημασία παρουσίασης κώδικας Matlab η διαδικασία Excel

## 9 Βιβλιογραφία

### 9.1 Εισαγωγή

- Michael Maloni, Jomon Aliyas Paul and David M Gligor , *Slow steaming impacts on ocean carriers and shippers*, Coles College of Business 2013.

### 9.2 Αρχές λειτουργίας ναυτικών κινητήρων Diesel

- Κ. Ρακόπουλος, *Αρχές Εμβολοφόρων ΜΕΚ*, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 1988.
- Κ. Ρακόπουλος και Ε. Γιακουμής, *Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση ΜΕΚ*, Εκδόσεις Φούντας Αθήνα 2011.
- J.B. Heywood, *Fundamentals of Internal Combustion Engines*, McGraw-Hill New York 1988.
- Δ. Χουντάλας και Κ.Ρακόπουλος, *Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων ΜΕΚ*, Εκδόσεις Φούντας Αθήνα 1998.
- Λ. Καϊκτσή, *Καύση*, Σημειώσεις Ε.Μ.Π. 2006.
- Ν. Κυρτάτος, *Ναυτικοί Κινητήρες Diesel – Θέματα Σχεδίασης και Λειτουργίας*, Εκδόσεις Συμμετρίας 1993.
- MAN Diesel, *Common rail system*.
- Kaspar Aeberli, *Building The Largest Common-Rail Engines*, Wärtsilä Switzerland Ltd 2004.
- VW Group Petrol Engines, *MAN Marine program 2<sup>ed</sup>* , 2013.
- Α. Τζιφάκις, *Μηχανές Ντήζελ*, Εκδόσεις Ιδρύματος Ευγενίδου, Αθήνα 1978.

### 9.3 Θεωρία ρυθμού έκλυσης θερμότητας

- Ν. Αλεξανδράκης, *Θερμικός Ισολογισμός Κινητήρα DIESEL*, Αθήνα 2009.
- J.B. Heywood, *Fundamentals of Internal Combustion Engines*, McGraw-Hill New York 1988.
- M. Rajkumar, *Heat Release Analysis and Modeling for a Common-Rail Diesel Engine*, University of Tennessee 2002.
- Bunkerworld, <http://www.bunkerworld.com/prices/>
- W.J.D. Annand, *Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engine*, Proc.I.Mech.E, Vol. 177 1963
- F. Bonatesta, *Premixed Combustion in Spark Ignition Engines and the Influence of Operating Variables*, Department of Mechanical Engineering and Mathematical Sciences, Oxford Brookes University
- J. I. Ghojel, *Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research*, Melbourne 2010
- Y. Yeliana, C. Cooney, J. Worm, D.J. Michalek, J.D. Naber, *Estimation of double-Wiebe function parameters using least square method for burn durations of ethanol-gasoline blends in spark ignition engine over variable compression ratios and EGR levels*, Elsevier 2011



#### 9.4 Ανάλυση Μετρήσεων Shop Test Ναυτικών Κινητήρων

- MAN B&W, *S70ME-C8-TII Project Guide Electronically Controlled Two Stroke Engines*.
- MAN B&W, *S50ME-B9-TII Project Guide Electronically Controlled Two Stroke Engines with Camshaft Controlled Exhaust Valves*.
- J. I. Ghojel, *Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research*, Melbourne 2010.
- E. Hellstrom, A. Stefanopoulou, L. Jiang, *A Linear Least-Squares Algorithm for Double-Wiebe Functions Applied to Spark-Assisted Compression Ignition*, University of Michigan 2014.
- J. Galindo, H. Climent, B. Pla, V.D. Jimenez, *Correlations for Wiebe functions parameters for combustion simulation in two-stroke small engines*, Universidad Politecnica de Valencia 2010
- R. Isermann, N. Müller, *Nonlinear Identification And Adaptive Control Of Combustion Engines With Fast Neural Networks*, Technische Universität Darmstadt.
- Z. Krzysztof, A. Spyra, M. Smereka, *Mass Fraction Burned Analysis*, Technical University of Czestochowa, Journal of KONES Internal Combustion Engines 2002.

#### 9.5 Ανάλυση ρυθμού έκλυσης θερμότητας

- J.B. Heywood, *Fundamentals of Internal Combustion Engines*, McGraw-Hill New York 1988.
- 
- J. I. Ghojel, *Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research*, Melbourne 2010.
- G. Abbaszadehmosayebi, *Diesel engine heat release analysis by using newly defined dimensionless parameters*, Brunel University 2014.