



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

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΚΑΙ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΜΕΘΟΔΩΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗΣ ΤΟΥ
ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ ΤΗΣ ΒΑΛΒΙΔΑΣ ΕΞΑΓΩΓΗΣ ΣΕ ΔΙΧΡΟΝΟ ΝΑΥΤΙΚΟ
ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL**

Χριστοδουλόπουλος Κ. Χρήστος

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: Δημήτριος Θ. Χουντάλας,
Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, 2017



National Technical University of Athens

School of Mechanical Engineering

Department of Thermal Engineering

Laboratory of Internal Combustion Engines

DIPLOMA THESIS

**DEVELOPMENT AND EVALUATION OF EXHAUST VALVE
TIMING ESTIMATION METHODS IN A TWO-STROKE MARINE
DIESEL ENGINE**

Christodoulopoulos K. Christos

SUPERVISOR: Dr. Dimitrios T. Hountalas,
Professor NTUA

Athens, 2017

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κ. Δημήτριο Χουντάλα για την ανάθεση της διπλωματικής μου εργασίας, αλλά και για τη βοήθεια που μου παρείχε με τις πολύτιμες συμβουλές και την καθοδήγηση που μου προσέφερε κατά τη διάρκεια εκπόνησης της εργασίας. Επιπλέον θα ήθελα να ευχαριστήσω τους καθηγητές κ. Ευάγγελο Γιακουμή και κ. Κωνσταντίνο Ρακόπουλο για τις γνώσεις που μου προσέφεραν μέσω των μαθημάτων στον τομέα των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.

Ακόμη ευχαριστώ τους γονείς μου, Κωνσταντίνο και Κωνσταντίνα αλλά και την αδερφή μου Δανάη για την υπομονή και τη συμπαράσταση που μου παρείχαν καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου στο Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο.

Τέλος οφείλω να ευχαριστήσω τους φίλους μου οι οποίοι με την ηθική υποστήριξη που μου παρείχαν, συνέβαλλαν με τον τρόπο τους στην αποπεράτωση των σπουδών μου.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	14
1.1 Σκοπός της Εργασίας.....	14
2. ΓΕΝΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL	15
2.1 Εισαγωγή.....	15
2.2 Θερμοδυναμικός κύκλος.....	16
2.3 Κύκλοι λειτουργίας.....	17
2.4 Υπερπλήρωση κινητήρων Diesel.....	19
2.5 Γενική περιγραφή της Καύσεως.....	20
3. ΕΝΑΛΛΑΓΗ ΑΕΡΙΩΝ ΣΕ 2-Χ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ.....	24
3.1 Γενικά.....	24
3.2 Διάταξη διαμήκους απόπλυσης με βαλβίδα εξαγωγής.....	25
3.3 Βαθμοί απόδοσης.....	27
3.4 Θεωρητικά μοντέλα απόπλυσης.....	29
3.5 Πραγματικές διαδικασίες απόπλυσης.....	31
3.6 Ροή αερίων διαμέσου των θυρίδων εισαγωγής.....	32
3.7 Ροή διαμέσου των βαλβίδων εξαγωγής	35
4. 2-Χ ΝΑΥΤΙΚΟΙ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL ΜΕΓΑΛΟΥ ΜΕΓΕΘΟΥΣ	40
4.1 Γενικά στοιχεία.....	40
4.2 Ηλεκτρονικές μηχανές.....	43
4.2.1 Ηλεκτρονικές μηχανές χωρίς common rail	44
4.2.2 Ηλεκτρονικές μηχανές common rail	48
4.3 Μεταβλητός Χρονισμός βαλβίδας εξαγωγής.....	52
4.4 Η αναγκαιότητα της γνώσης του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής στην εκτίμηση της λειτουργικής κατάστασης ενός κινητήρα	57
5. ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΤΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....	60
5.1 Ο κινητήρας που εξετάζεται και οι μετρήσεις.....	60
5.2 Προσδιορισμός του χρονισμού κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής	61
5.2.1 Προσδιορισμός με τη μέθοδο των παραγώνων	62
5.2.2 Προσδιορισμός με τη μέθοδο της προσαρμογής.....	75

5.2.3 Σύγκριση των δύο μεθόδων	82
5.3 Προσδιορισμός του χρονισμού ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής	84
5.3.1 Προσδιορισμός με τη μέθοδο των παραγώγων	84
5.3.2 Προσδιορισμός με τη μέθοδο της προσαρμογής	96
5.3.3 Σύγκριση των δύο μεθόδων	101
6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	103
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	105

ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

Σχήμα 2.1: Θεωρητικός θερμοδυναμικός κύκλος σύγχρονου κινητήρα Diesel.....	16
Σχήμα 2.2: Τυπική μορφή δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων κινητήρα Diesel.....	17
Σχήμα 2.3: Κύκλος λειτουργίας 4-Χ κινητήρα Diesel.....	18
Σχήμα 2.4: Κύκλος λειτουργίας 2-Χ κινητήρα Diesel με βαλβίδες εξαγωγής	19
Σχήμα 2.5: Τυπική διάταξη συστήματος στοβιλο-υπερπλήρωσης.....	20
Σχήμα 2.6: Τυπική διάταξη συστήματος προσαγωγής του καυσίμου κινητήρα Diesel.....	21
Σχήμα 2.7: Τυπικές μορφές δέσμης καυσίμου.....	22
Σχήμα 2.8: Στάδια της καύσεως σε δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel....	23
Σχήμα 3.1: Διατάξεις απόπλυσης 2-Χ κινητήρων: (α) βρογχοειδής απόπλυση, (β) διαμήκης απόπλυση.....	25
Σχήμα 3.2: Διαδικασία εναλλαγής αερίων σε 2-Χ κινητήρα διαμήκου απόπλυσης με βαλβίδα εξαγωγής.....	26
Σχήμα 3.3: Διαγράμματα χρονισμού 2-Χ κινητήρων.....	27
Σχήμα 3.4: Βαθμός σάρωσης συναρτήσεως του λόγου κατάθλιψης.....	31
Σχήμα 3.5: Παράμετροι καθορισμού της γεωμετρίας των θυρίδων εισαγωγής	33
Σχήμα 3.6: Συντελεστής εκροής συναρτήσεως του ανοίγματος της θυρίδας εισαγωγής για διάφορους σχεδιασμούς θυρίδων και λόγο πιέσεων κατά μήκος της θυρίδας 2,5	34
Σχήμα 3.7: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά βαλβίδας	36
Σχήμα 3.8: Τυπικό διάγραμμα επιφανειών εισαγωγής, εξαγωγής και ισοδύναμης (reduced) 2-Χ κινητήρα διαμήκου απόπλυσης.....	38
Σχήμα 3.9: Μορφή ροής διαμέσου βαλβίδας εξαγωγής: (α) μικρή ανύψωση, (b) μεγάλη ανύψωση	38
Σχήμα 3.10: Συντελεστής εκροής συναρτήσεως του λόγου ανύψωσης-διαμέτρου βαλβίδας για διάφορους σχεδιασμούς βαλβίδων και αγωγών εξαγωγής.....	39
Σχήμα 4.1: Βαθμός απόδοσης ναυτικών κινητήρων σε σχέση με άλλες θερμικές μηχανές.....	40
Σχήμα 4.2: Τυπικός 2-Χ βραδύστροφος ναυτικός κινητήρας σε τομή	41
Σχήμα 4.3: Φωτογραφίες του ισχυρότερου σήμερα κινητήρα Diesel αριστερά και του στοβιλο-υπερπληρωτή που χρησιμοποιεί, δεξιά.....	43
Σχήμα 4.4: Υδραυλικό κύκλωμα 6-κύλινδρου κινητήρα	45
Σχήμα 4.5: Το σύστημα υποβοήθησης έγχυσης καυσίμου ηλεκτρονικού κινητήρα..	46
Σχήμα 4.6: Το σύστημα ενεργοποίησης της βαλβίδας εξαγωγής απλού κινητήρα αριστερά (με εκκεντροφόρο), ηλεκτρονικού κινητήρα δεξιά.....	47
Σχήμα 4.7: Ρύθμιση παραμέτρων λειτουργίας ηλεκτρονικού κινητήρα	48

Σχήμα 4.8: Διαφορές μεταξύ απλών και ηλεκτρονικών με common rail μηχανών....	49
Σχήμα 4.9: Μονάδα ελέγχου έγχυσης καυσίμου (HCU) ηλεκτρονικού κινητήρα common rail	50
Σχήμα 4.10: Σύστημα ελέγχου των βαλβίδων εξαγωγής ηλεκτρονικού κινητήρα common rail	51
Σχήμα 4.11: Μονάδα ενεργοποίησης της βαλβίδας εξαγωγής (αριστερά), σύστημα οδήγησης της βαλβίδας εξαγωγής (δεξιά) ηλεκτρονικού κινητήρα common rail	51
Σχήμα 4.12: Προφίλ ανύψωσης και μεταβολές χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής ηλεκτρονικού κινητήρα	53
Σχήμα 4.13: Εκπομπή NOx για τις δύο επιλογές λειτουργίας του κινητήρα στο 75% του φορτίου	54
Σχήμα 4.14: Παράμετροι λειτουργίας του κινητήρα για τις δύο επιλογές λειτουργίας συναρτήσει του φορτίου	55
Σχήμα 4.15: Παράμετροι λειτουργίας κινητήρων, με μεταβλητό χρονισμό (κόκκινο) και χωρίς μεταβλητό χρονισμό (μαύρο).....	56
Σχήμα 4.16: Προφίλ ανύψωσης της βαλβίδας εξαγωγής για τους 6 διαφορετικούς χρονισμούς κλεισίματος	58
Σχήμα 4.17: Δυναμοδεικτικά διαγράμματα για τους 6 διαφορετικούς χρονισμούς κλεισίματος της βαλβίδας	59
Σχήμα 4.18: Τιμές της πίεσης σάρωσης για τα 6 διαφορετικά σενάρια χρονισμού ..	59
Σχήμα 5.1: 7-κύλινδρος κινητήρας όμοιος με αυτόν που θα μελετήσουμε	60
Σχήμα 5.2: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα κυλίνδρου 1 στο 25% του φορτίου	62
Σχήμα 5.3: Διάγραμμα πρώτης παραγωγού πίεσης κυλίνδρου 1 στο 25% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής που θα εξετάσουμε	63
Σχήμα 5.4: Πρωτογενές διάγραμμα πρώτης παραγωγού της πίεσης στο 25% του φορτίου	64
Σχήμα 5.5: Διάγραμμα πρώτης παραγωγού της πίεσης στο 25% του φορτίου	64
Σχήμα 5.6: Διάγραμμα πρώτης παραγωγού της πίεσης στο 50% του φορτίου	65
Σχήμα 5.7: Διάγραμμα πρώτης παραγωγού της πίεσης στο 75% του φορτίου	65
Σχήμα 5.8: Διάγραμμα πρώτης παραγωγού της πίεσης στο 80% του φορτίου	66
Σχήμα 5.9: Διάγραμμα πρώτης παραγωγού της πίεσης στο 100% του φορτίου	66
Σχήμα 5.10: Εκτιμώμενος χρονισμός κλεισίματος μέσω της πρώτης παραγωγού, σε σύγκριση με τον πραγματικό.....	68
Σχήμα 5.11: Διάγραμμα δεύτερης παραγωγού πίεσης κυλίνδρου 1 στο 25% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής που θα εξετάσουμε	69
Σχήμα 5.12: Πρωτογενές διάγραμμα δεύτερης παραγωγού της πίεσης στο 25% του φορτίου	70
Σχήμα 5.13: Διάγραμμα δεύτερης παραγωγού της πίεσης στο 25% του φορτίου	71

Σχήμα 5.14: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 50% του φορτίου	71
Σχήμα 5.15: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 75% του φορτίου	72
Σχήμα 5.16: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 80% του φορτίου	72
Σχήμα 5.17: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 100% του φορτίου ...	73
Σχήμα 5.18: Εκτιμώμενος χρονισμός κλεισίματος μέσω της δεύτερης παραγώγου, σε σύγκριση με τον πραγματικό	74
Σχήμα 5.19: Διάγραμμα p-V κυλίνδρου 1 στο 100% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής όπου βρίσκονται τα 20 σημεία που επιλέγουμε	76
Σχήμα 5.20: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης συμπίεσης με την πραγματική στο 100% του φορτίου (διάγραμμα p-V).....	76
Σχήμα 5.21: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης συμπίεσης με την πραγματική στο 100% του φορτίου	77
Σχήμα 5.22: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης συμπίεσης με την πραγματική στο 25% του φορτίου (διάγραμμα p-V).....	78
Σχήμα 5.23: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης συμπίεσης με την πραγματική στο 100% του φορτίου	79
Σχήμα 5.24: Εκτιμώμενος χρονισμός κλεισίματος μέσω της μεθόδου της προσαρμογής για τις διάφορες τιμές απόκλισης (Δp), σε σύγκριση με τον πραγματικό	80
Σχήμα 5.25: Εκτιμώμενος χρονισμός κλεισίματος σε σύγκριση με τον πραγματικό	82
Σχήμα 5.26: Σύγκριση μεθόδων σχετικά με τον εντοπισμό του χρονισμού κλεισίματος της βαλβίδας	83
Σχήμα 5.27: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου πίεσης κυλίνδρου 1 στο 25% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής που θα εξετάσουμε	85
Σχήμα 5.28: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 25% του φορτίου	85
Σχήμα 5.29: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 50% του φορτίου	87
Σχήμα 5.30: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 75% του φορτίου	87
Σχήμα 5.31: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 80% του φορτίου	88
Σχήμα 5.32: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 100% του φορτίου	88
Σχήμα 5.33: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 110% του φορτίου	89
Σχήμα 5.34: Εκτιμώμενος χρονισμός ανοίγματος μέσω της πρώτης παραγώγου, σε σύγκριση με τον πραγματικό	90
Σχήμα 5.35: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου πίεσης κυλίνδρου 1 στο 25% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής που θα εξετάσουμε	91
Σχήμα 5.36: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 25% του φορτίου	92
Σχήμα 5.37: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 50% του φορτίου	92
Σχήμα 5.38: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 75% του φορτίου	93
Σχήμα 5.39: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 80% του φορτίου	93

Σχήμα 5.40: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 100% του φορτίου ...	94
Σχήμα 5.41: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 110% του φορτίου...	94
Σχήμα 5.42: Εκτιμώμενος χρονισμός ανοίγματος μέσω της δεύτερης παραγώγου, σε σύγκριση με τον πραγματικό	95
Σχήμα 5.43: Διάγραμμα p-V κυλίνδρου 1 στο 110% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής όπου βρίσκονται τα 20 σημεία που επιλέγουμε	97
Σχήμα 5.44: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης αποτόνωσης με την πραγματική στο 110% του φορτίου (διάγραμμα p-V).....	97
Σχήμα 5.45: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης αποτόνωσης με την πραγματική στο 50% του φορτίου	98
Σχήμα 5.46: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης αποτόνωσης με την πραγματική στο 80% του φορτίου	98
Σχήμα 5.47: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης αποτόνωσης με την πραγματική στο 110% του φορτίου	99
Σχήμα 5.48: Εκτιμώμενος χρονισμός ανοίγματος μέσω της μεθόδου της προσαρμογής για τις διάφορες τιμές απόκλισης (Δp), σε σύγκριση με τον πραγματικό	100
Σχήμα 5.49: Σύγκριση μεθόδων σχετικά με τον εντοπισμό του χρονισμού ανοίγματος της βαλβίδας	101

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Αρχικά, στο πρώτο κεφάλαιο το οποίο αποτελεί την εισαγωγή, αναφέρεται ο σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Στη συνέχεια ακολουθεί το δεύτερο κεφάλαιο όπου γίνεται μια γενική αναφορά στους κινητήρες Diesel και στις βασικές αρχές και συστήματα λειτουργίας τους.

Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται εκτενής αναφορά στην εναλλαγή των αερίων και την απόπλυση 2-Χ κινητήρων Diesel με βαλβίδα εξαγωγής. Εξετάζονται οι διαδικασίες και τα μοντέλα απόπλυσης καθώς και τα χαρακτηριστικά της ροής διαμέσου των θυρίδων εισαγωγής και των βαλβίδων εξαγωγής.

Το θέμα του τετάρτου κεφαλαίου είναι οι 2-Χ βραδύστροφοι ναυτικοί κινητήρες Diesel και τα χαρακτηριστικά τους. Γίνεται αναφορά στις σύγχρονες ηλεκτρονικές μηχανές και τα συστήματά τους, με έμφαση στο μεταβλητό χρονισμό βαλβίδας εξαγωγής που χρησιμοποιούν. Επίσης εξηγούνται οι λόγοι για τους οποίους χρησιμοποιείται μεταβλητός χρονισμός σε αυτές τις μηχανές αλλά και η σημασία που έχει η δυνατότητα γνώσης του ακριβούς χρονισμού μιας μηχανής στην επίβλεψη της λειτουργικής κατάστασής της.

Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται η επεξεργασία των μετρήσεων που έχουμε και η αξιολόγηση των αποτελεσμάτων. Παρουσιάζονται, αναλύονται και εφαρμόζονται οι χρησιμοποιούμενες μέθοδοι για τον εντοπισμό του χρονισμού της βαλβίδας σε έναν δεδομένο κινητήρα και αφού αξιολογηθούν τα αποτελέσματα, γίνεται σύγκριση των μεθόδων μεταξύ τους.

Στο έκτο και τελευταίο κεφάλαιο συνοψίζονται και σχολιάζονται τα γενικά συμπεράσματα που προέκυψαν από την παρούσα εργασία.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η ανάπτυξη και η αξιολόγηση μεθόδων που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τον προσδιορισμό του χρονισμού ανοίγματος και κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής σε 2-Χ βραδύστροφο ναυτικό κινητήρα Diesel. Οι δύο μέθοδοι που θα αναπτύξουμε είναι η μέθοδος των παραγώγων και η μέθοδος της προσαρμογής οι οποίες βασίζονται στην ανάλυση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων πίεσης των κυλίνδρων της μηχανής. Στη μέθοδο των παραγώγων θα εξετάσουμε το πως μπορούμε να βγάλουμε συμπεράσματα για το χρονισμό μέσω των διαγραμμάτων πρώτης και δεύτερης παραγωγού της πίεσης ως προς τη γωνία στροφάλου. Στη μέθοδο της προσαρμογής η εκτίμηση του χρονισμού θα γίνει μέσω σύγκρισης των πραγματικών καμπυλών συμπίεσης και αποτόνωσης με τις θεωρητικές βάσει της θερμοδυναμικής. Τα αποτελέσματα των δύο αυτών μεθόδων θα αξιολογηθούν άμεσα μέσω σύγκρισης τους με τον χρονισμό που μας δίνεται από το σύστημα ελέγχου της μηχανής, με σκοπό την εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με την αξιοπιστία τους.

Κατά τη διαδικασία επίβλεψης της λειτουργίας και διάγνωσης των βλαβών ενός κινητήρα, το κύριο μέγεθος που χρησιμοποιείται είναι η πίεση των αερίων εντός των κυλίνδρων του, ουσιαστικά δηλαδή τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα των κυλίνδρων. Η ικανότητα λοιπόν μέσω των διαγραμμάτων αυτών να εντοπίζουμε το πότε κλείνει ή ανοίγει η βαλβίδα μπορεί κατ' αρχήν να μας δώσει σημαντικές πληροφορίες σχετικά με την κατάσταση στη οποία βρίσκεται το σύστημα ελέγχου και κινήσεως των βαλβίδων. Ο σημαντικότερος όμως λόγος για τον οποίο είναι αναγκαίο να γνωρίζουμε τον πραγματικό χρονισμό της βαλβίδας είναι το γεγονός ότι επηρεάζει άμεσα τη συμπίεση ενός κυλίνδρου και βέβαια το λόγο P_{comp}/P_{scav} (πίεση συμπίεσης/πίεση σάρωσης). Άρα για να μπορέσουμε να αξιολογήσουμε την ποιότητα συμπίεσης ενός κυλίνδρου μέσω του λόγου P_{comp}/P_{scav} και να εντοπίσουμε τυχόν δυσλειτουργίες ή βλάβες χωρίς να οδηγηθούμε σε λάθος συμπεράσματα, η γνώση του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής αποτελεί απαραίτητη προϋπόθεση.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΓΕΝΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Οι κινητήρες Diesel ανήκουν στις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) ενώ εφευρέθηκαν το 1892 από τον Rudolf Diesel από τον οποίο έχει προκύψει και η σημερινή τους ονομασία. Στους κινητήρες αυτούς η έναρξη της καύσης πραγματοποιείται με αυτανάφλεξη του καυσίμου το οποίο εγχύεται εντός του κυλίνδρου όπου βρίσκεται αέρας υψηλής θερμοκρασίας λόγω της ισχυρής συμπίεσης που έχει προηγηθεί.

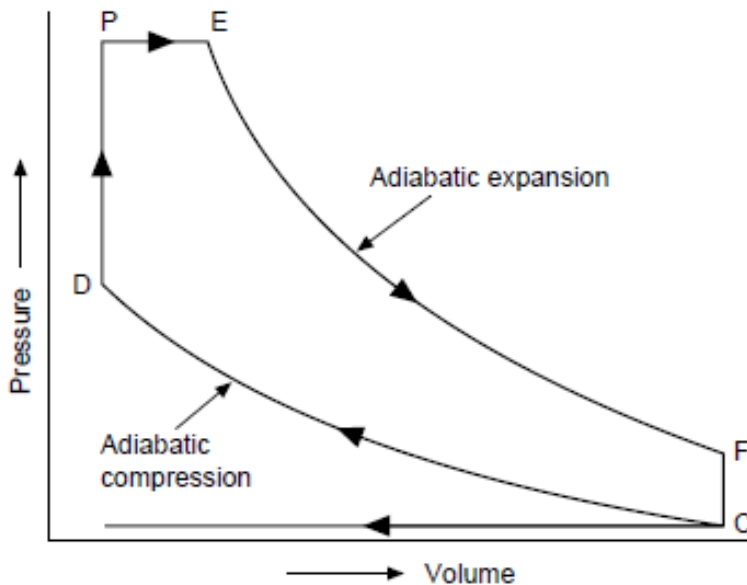
Πιο αναλυτικά ο κινητήρας Diesel αναρροφά πάντα ατμοσφαιρικό αέρα ο οποίος μετα την εισαγωγή του στον κύλινδρο συμπιέζεται μέσω του εμβόλου ώστε η θερμοκρασία του να υπερβεί τη θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου. Τότε το καύσιμο εγχύεται εντός του κυλίνδρου υπό υψηλή πίεση έτσι ώστε να διασκορπιστεί σε λεπτά σταγονίδια και να ατμοποιηθεί ώστε να αρχίσει η καύση. Τα καύσιμα που χρησιμοποιούν οι κινητήρες αυτοί ανήκουν στην κατηγορία των πετρελαίων τα οποία είναι φθηνότερα και λιγότερο πτητικά από τη βενζίνη όπως το αερίελλαιο (κάυσимо Diesel) η βαρύτερα αυτού (καύσιμα λεβήτων η μαζούτ) δηλαδή καύσιμα με μεγαλύτερη συνεκτικότητα τα οποία περιέχουν κατά κανόνα και σημαντικό ποσοστό καταλοίπων της αποστάξεως.

Η ρύθμιση της ισχύος των κινητήρων αυτών γίνεται ποιοτικά δηλαδή η αυξομείωση του έργου και της ισχύος επιτυγχάνεται μέσω της μεταβολής του λόγου καυσίμου-αέρα άρα και της εγχυόμενης ανά κύκλο λειτουργίας ποσότητας καυσίμου. Πρακτικά για σταθερές στροφές η ποσότητα του αναρροφούμενου αέρα από τον κινητήρα δεν αλλάζει. Επειδή ο διατιθέμενος χρόνος για τον διασκορπισμό του καυσίμου και το σχηματισμό του μείγματος είναι μικρός, είναι πάντα αναγκαία μια περίσσεια αέρα (ελάχιστος λόγος μαζών άερα-καυσίμου 18:1 έως 25:1) ώστε να επιτευχθεί τέλεια καύση.

Πλέον οι κινητήρες Diesel καλύπτουν ένα ευρύ φάσμα εφαρμογών το οποίο περιλαμβάνει όλα σχεδόν τα μέσα μεταφοράς όπως επιβατικά αυτοκίνητα, φορτηγά, τρένα, πλοία ακόμα και μικρά αεροσκάφη. Επίσης χρησιμοποιούνται συχνά σε μονάδες ηλεκτροπαραγωγής και γενικά σε εφαρμογές της βιομηχανίας. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να υπάρχει πολύ μεγάλη ποικιλία τέτοιων κινητήρων σε μέγεθος και λειτουργικά χαρακτηριστικά. Ενδεικτικά υπάρχουν κινητήρες Diesel ισχύος από λίγων KW έως δεκάδων MW.

2.2 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ

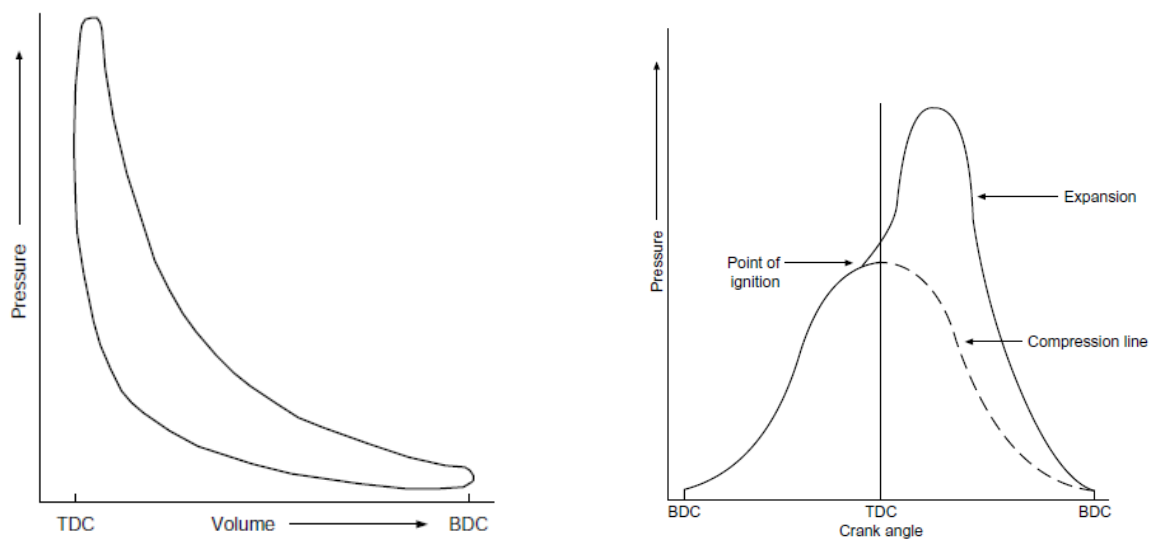
Ο θεωρητικός θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας ενός σύγχρονου κινητήρα Diesel μπορεί να περιγραφεί με το μικτό κύκλο που απεικονίζεται διαγραμματικά στο σχήμα 2.1.



Σχήμα 2.1: Θεωρητικός θερμοδυναμικός κύκλος σύγχρονου κινητήρα Diesel

Ξεκινώντας από το σημείο C ο αέρας συμπιέζεται αδιαβατικά μέχρι το σημείο D. Στο σημείο D ξεκινά η έγχυση του καυσίμου και η θερμότητα προσδίδεται στον κύκλο μερικώς υπό σταθερό όγκο (μεταβολή DP) και μερικώς υπο σταθερή πίεση (μεταβολή PE). Στη συνέχεια στο σημείο E αρχίζει η αδιαβατική αποτόνωση μέχρι το σημείο F και η θερμότητα αποβάλλεται στην εξαγωγή υπό σταθερό όγκο (μεταβολή FC). Ο ιδανικός βαθμός απόδοσης του κύκλου αυτού είναι 55-60% αφού η συμπίεση και αποτόνωση θεωρούνται αδιαβατικές και δε λαμβάνονται υπ' όψιν οι διάφορες απώλειες.

Προφανώς ο θεωρητικός κύκλος λειτουργίας δεν ανταποκρίνεται απόλυτα στην πραγματικότητα όπου υπάρχουν απώλειες και δεν είναι όλες οι μεταβολές ιδανικές. Στη συνέχεια βλέπουμε την τυπική μορφή πραγματικών δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων κινητήρα Diesel (σχήμα 2.2) από τα οποία μπορούμε να καθορίσουμε τον πραγματικό κύκλο λειτουργίας μιας μηχανής. Τα διαγράμματα αυτά λαμβάνονται με κατάλληλο εξοπλισμό την πίεση εντός του κυλίνδρου για κάθε γωνία στροφάλου και είναι ιδιαίτερα πολύτιμα αφού αρκούν πλήρως για τον καθορισμό του ενδεικνύμενου έργου W_i που ισούται με το εμβαδόν που περικλείει η καμπύλη στο διάγραμμα P-V αλλά και πολλών άλλων σημαντικών λειτουργικών παραμέτρων της μηχανής.

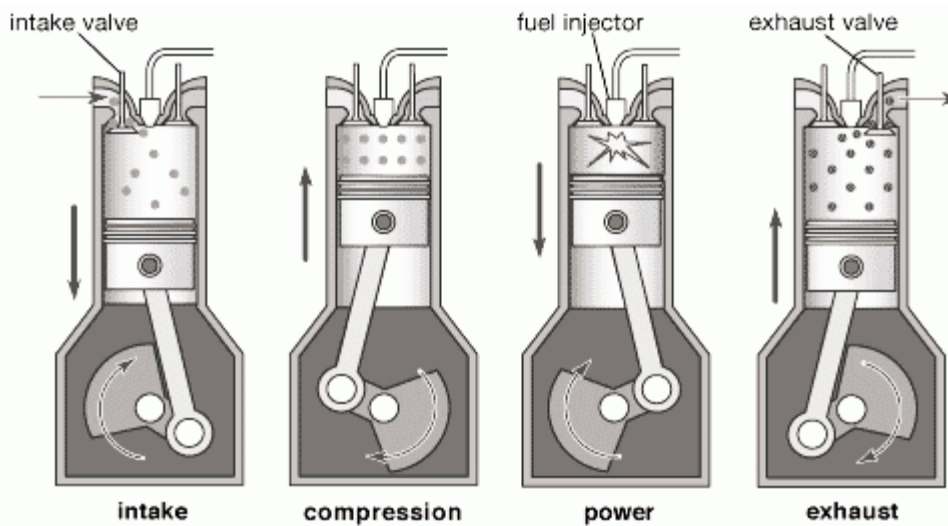


Σχήμα 2.2: Τυπική μορφή δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων κινητήρα Diesel

2.3 ΚΥΚΛΟΙ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Οι κινητήρες Diesel ανάλογα με τον κύκλο λειτουργίας τους διακρίνονται σε Δίχρονους (2-Χ) και Τετράχρονους (4-Χ). Στους 4-Χ κινητήρες μια περίοδος λειτουργίας διαρκεί δύο πλήρεις περιστροφές της στροφαλοφόρου (720° γωνίας στροφάλου) δηλαδή περιλαμβάνει 4 πλήρεις διαδρομές εμβόλου (χρόνους). Στους 2-Χ κινητήρες μια περίοδος λειτουργίας διαρκεί μόνο μια περιστροφή (360° γωνίας στροφάλου) δηλαδή περιλαμβάνει 2 διαδρομές εμβόλου (χρόνους).

Οι τέσσερις χρόνοι λειτουργίας ενός 4-Χ κινητήρα (σχήμα 2.3) είναι οι εξής: 1) Εισαγωγή: Το έμβολο κινείται προς το ΚΝΣ και ο κύλινδρος γεμίζει με αέρα μέσω της ανοιχτής βαλβίδας εισαγωγής. 2) Συμπύεση: Το έμβολο κινείται προς το ΑΝΣ ενώ οι βαλβίδες είναι κλειστές με αποτέλεσμα ο αέρας να συμπιέζεται εντός του κυλίνδρου και να αυξάνεται η θερμοκρασία του η οποία ξεπερνά αρκετά τη θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου. 3) Καύση-Αποτόνωση: Το καύσιμο έχει εγχυθεί στο θάλαμο καύσης, συνήθως λίγο πριν το ΑΝΣ, με αποτέλεσμα τη σταγονοποίηση και εξάτμιση του οπότε αρχίζει η καύση. Λόγω της καύσης έχουμε απότομη άνοδο της πίεσης η οποία αναγκάζει το έμβολο να κινηθεί προς το ΚΝΣ παράγοντας έργο. 4) Εξαγωγή: Το έμβολο κινείται προς το ΑΝΣ ενώ η βαλβίδα εξαγωγής είναι ανοιχτή με αποτέλεσμα την εξώθηση του καυσαερίου στον σχετό εξαγωγής.

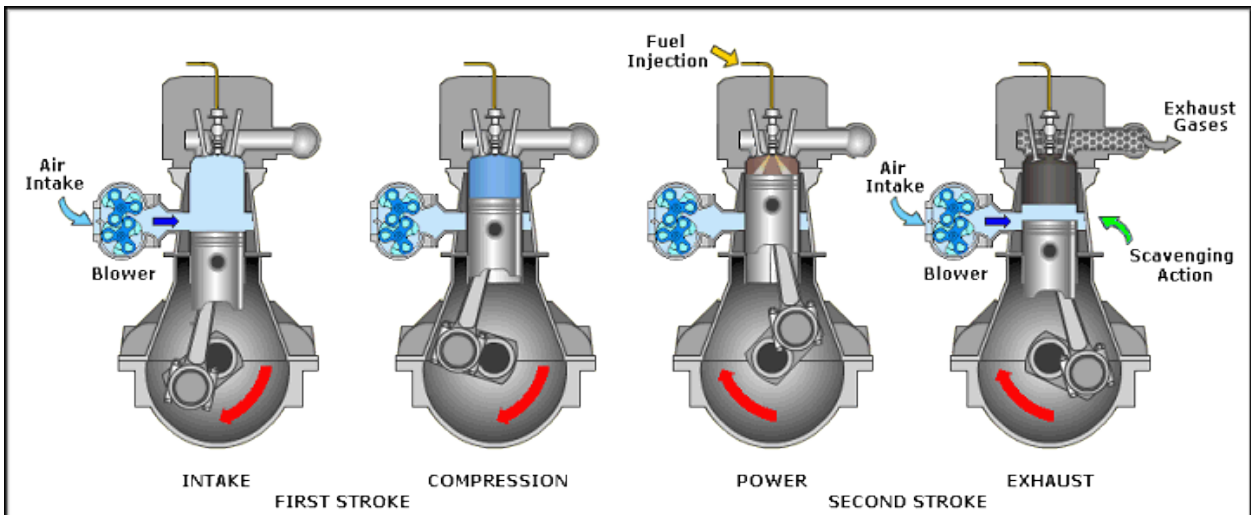


Σχήμα 2.3: Κύκλος λειτουργίας 4-Χ κινητήρα Diesel

Ο κύκλος λειτουργίας ενός 2-Χ κινητήρα συνοπτικά (σχήμα 2.4) συνίσταται από: 1) Συμπίεση: Το έμβολο κινείται προς το ΑΝΣ και η συμπίεση ξεκινά όταν έχει ανέλθει αρκετά ώστε να φράξει τις θυρίδες (εισαγωγής και εξαγωγής αν υπάρχουν). Λίγες μοίρες πριν το ΑΝΣ πραγματοποιείται η έγχυση του καυσίμου εντός του αέρα υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης ώστε αυτό να σταγονοποιηθεί, να εξατμιστεί και να αρχίσει η καύση. 2) Αποτόνωση: Το έμβολο κινείται προς το ΚΝΣ ωθούμενο από τα προϊόντα της καύσης παράγοντας έργο ενώ καθώς πλησιάζει το ΚΝΣ αποκαλύπτει και τις θυρίδες ώστε να αρχίσει η εναλλαγή των αερίων.

Όπως γίνεται κατανοητό η εναλλαγή των αερίων στο 2-Χ κινητήρα πραγματοποιείται σε πολύ μικρό χρονικό διάστημα και διεξάγεται υπό δυσμενείς συνθήκες που καθιστούν απαραίτητη τη βίαιη πλήρωση του κυλίνδρου μέσω ειδικής αντλίας αποπλύσεως ή σαρώσεως. Έτσι υπάρχουν διάφορες διατάξεις αποπλύσεως 2-Χ κινητήρων οι οποίες περιλαμβάνουν θυρίδες η και βαλβίδες εξαγωγής. Στο σχήμα 2.4 απεικονίζεται ο κύκλος λειτουργίας ενός 2-Χ κινητήρα ο οποίος περιλαμβάνει βαλβίδες εξαγωγής και αντλία αποπλύσεως.

Σε επόμενο κεφάλαιο θα γίνει εκτενής αναφορά στις διατάξεις απόπλυσης των 2-Χ κινητήρων και ιδιαίτερα των μεγάλων ναυτικών κινητήρων οι οποίοι είναι σχεδόν αποκλειστικά 2-Χ Diesel με βαλβίδες εξαγωγής και αποτελούν το αντικείμενο μελέτης της παρούσας διπλωματικής.



Σχήμα 2.4: Κύκλος λειτουργίας 2-Χ κινητήρα Diesel με βαλβίδες εξαγωγής

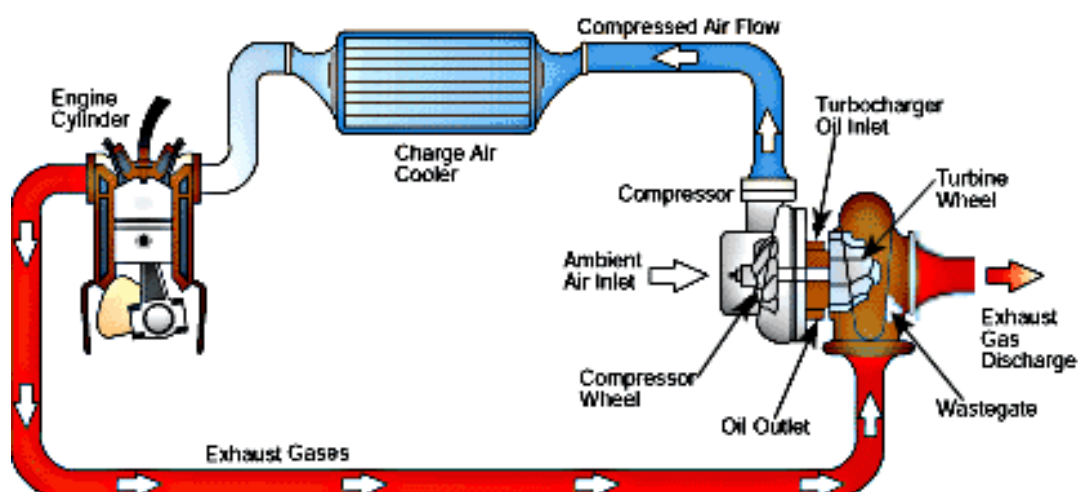
2.4 ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΣΗ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

Οι σύγχρονοι κινητήρες Diesel είναι στην συντριπτική τους πλειοψηφία υπερπληρωμένοι οπότε στο συγκεκριμένο εδάφιο θα γίνει μια σύντομη αναφορά στην υπερπλήρωση. Ως υπερπλήρωση ορίζεται η προ-συμπίεση του αέρα εξωτερικά του κυλίνδρου (μέσω κάποιου συμπιεστή) έτσι ώστε να αυξηθεί η πυκνοτήτά του. Έτσι επιτυγχάνεται η εισαγωγή στον κύλινδρο μεγαλύτερης ποσότητας αέρα ανά κύκλο λειτουργίας απ' ότι σε ένα κινητήρα φυσικής αναπνοής ίδιου όγκου εμβολισμού. Η μεγαλύτερη ποσότητα αέρα εντός του κυλίνδρου δίνει και τη δυνατότητα καύσης μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας κι έτσι τελικά επιτυγχάνεται σημαντική αύξηση της ισχύος ενός δεδομένου κινητήρα, χωρίς αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του.

Οι δύο σημαντικότερες μέθοδοι υπερπλήρωσης είναι η μηχανική υπερπλήρωση (μέσω συμπιεστή που παίρνει κίνηση από τη στροφαλοφόρο) και η υπερπλήρωση δια του καυσαερίου μέσω ζεύγους στροβίλου-συμπιεστή. Σήμερα βρίσκεται σε γενική σχεδόν χρήση η στροβιλο-υπερπλήρωση (turbocharging) συνήθως με ενδιάμεσο ψυγείο του αέρα υπερπληρώσεως. Αυτός ο συνδυασμός κινητήρα-υπερπληρωτή αποτελείται συνήθως από ακτινικό συμπιεστή και αποτόνωση του καυσαερίου σε ακτινικό ή αξονικό στρόβιλο. Συμπιεστής και στρόβιλος είναι μηχανικά συνδεδεμένοι στην ίδια άτρακτο το οποίο σημαίνει ότι το έργο για την κίνηση του συμπιεστή παρέχεται από το στρόβιλο (συνεπώς από το καυσαέριο) χωρίς να αφαιρείται πολύτιμο μηχανικό έργο από τον κινητήρα.

Τα βασικότερα πλεονεκτήματα της υπερπλήρωσης είναι ο μικρότερος φυσικός όγκος του κινητήρα που απαιτείται για δεδομένη εξαγόμενη ισχύ (downsizing), η μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος και το χαμηλότερο κόστος ανά μονάδα εξαγόμενης ισχύος (ειδικά για μεγάλων διαστάσεων κινητήρες). Τα βασικότερα μειονεκτήματα είναι η υψηλότερη μηχανική και θερμική φόρτιση αφού έχουμε σημαντικά υψηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες που οδηγούν στην απαίτηση πιο στιβαρών κατασκευών και η καθυστέρηση στην ανταπόκριση του κινητήρα σε αλλαγές φορτίου (turbo lag) λόγω αδράνειας του ζεύγους στοβίλου-συμπιεστή.

Στο σχήμα 2.5 βλέπουμε την τυπική διάταξη συστήματος στροβιλο-υπερπλήρωσης με ενδιάμεσο ψυγείο αέρα. Όπως βλέπουμε ο στρόβιλος εκμεταλλεύομενος την ενέργεια των καυσαερίων κινεί το συμπιεστή. Ο αέρας εξέρχεται από το συμπιεστή με υψηλότερη θερμοκρασία και γι' αυτόν το λόγο περνά από ψυγείο ώστε να μειωθεί η θερμοκρασία του και να ανυψωθεί η πυκνότητά του άρα και ο βαθμός υπερπληρώσεως του κινητήρα.



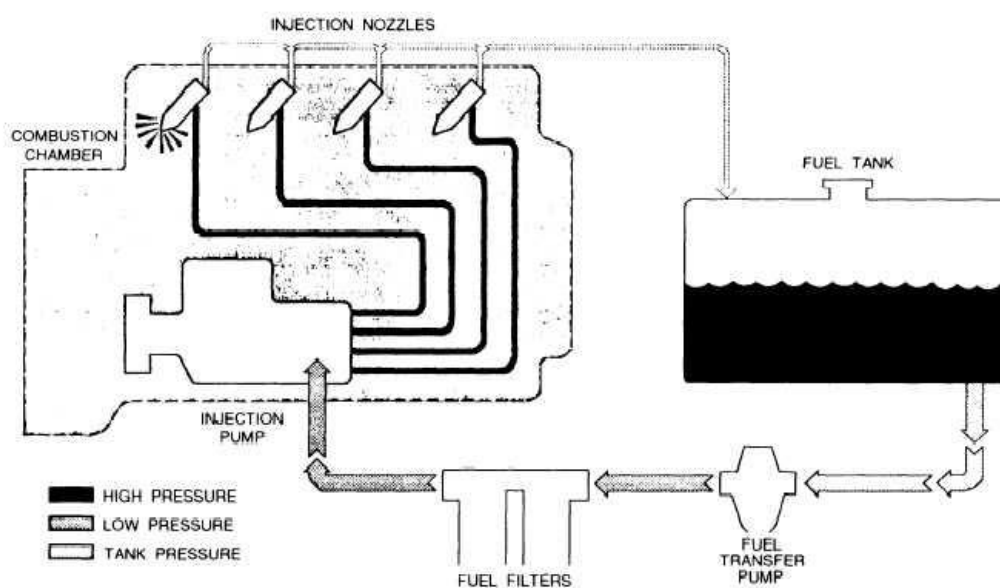
Σχήμα 2.5: Τυπική διάταξη συστήματος στοβιλο-υπερπλήρωσης

2.5 ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΚΑΥΣΕΩΣ

Στον κινητήρα Diesel οι συνθήκες καύσεως είναι δυσμενείς, διότι ο διατιθέμενος χρόνος για τον σχηματισμό του μείγματος δηλαδή την πλήρη ανάμειξη του καυσίμου με τον αέρα εντός του κυλίνδρου, είναι ελάχιστος αντιστοιχώντας σε λίγες μόνο μοίρες γωνίας στροφάλου. Ως εκ τούτου υπάρχει πάντοτε ανάγκη ικανής περίσσειας αέρα για την επίτευξη τέλει καύσεως (ελάχιστος λόγος ισοδυναμίας

αέρα $\lambda_\alpha = 1,2 - 1,8$) γεγονός το οποίο συνεπάγεται μειωμένη συγκέντρωση ισχύος. Η ικανότητα όμως του κινητήρα Diesel να καύσει βαριά αποστάγματα του πετρελαίου σε συνδυασμό με τον υψηλό βαθμό απόδοσης του τον καθιστά την οικονομικότερη των χρησιμοποιούμενων σήμερα θερμικών μηχανών.

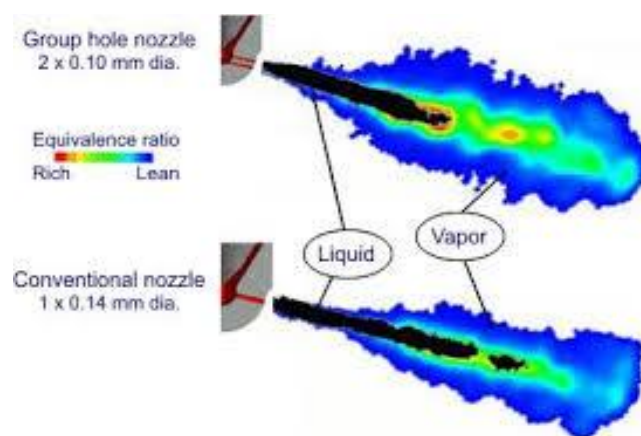
Οι δυσχερείς συνθήκες της καύσεως στον κινητήρα Diesel καθιστούν αναγκαίο τον εξοπλισμό του με ένα ειδικό σύστημα προσαγωγής του καυσίμου, με υψηλές απαιτήσεις κατασκευής και λειτουργίας. Το καύσιμο εγχύεται στον κύλινδρο μηχανικώς υπό την επίδραση ισχυρής πίεσης (έως και 2000 bar σε μικρούς ταχύστροφους κινητήρες) έτσι ώστε να επιτευχθεί ο γρήγορος διασκορπισμός του σε σταγονίδια και η ανάμειξή του με τον αέρα. Σε αυτό μπορούν να συμβάλλουν και οι έντονες στοβιλώδεις κινήσεις του αέρα εντός του κυλίνδρου. Το τυπικό σύστημα προσαγωγής του καυσίμου αποτελείται από την αντλία καυσίμου, τον εγχυτήρα και τον σωλήνα καταθλίψεως καυσίμου (Σχήμα 2.6). Σε ότι αφορά τον τύπο των αντλιών καυσίμου χρησιμοποιείται κατά κανόνα το σύστημα αντλίας-σωλήνα καταθλίψεως-εγχυτήρα με τη μορφή των ανεξάρτητων (μονοκύλινδρων) αντλιών. Μια άλλη επιλογή είναι το σύστημα κοινού οχετού (common rail) όπου 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.



Σχήμα 2.6: Τυπική διάταξη συστήματος προσαγωγής του καυσίμου κινητήρα Diesel

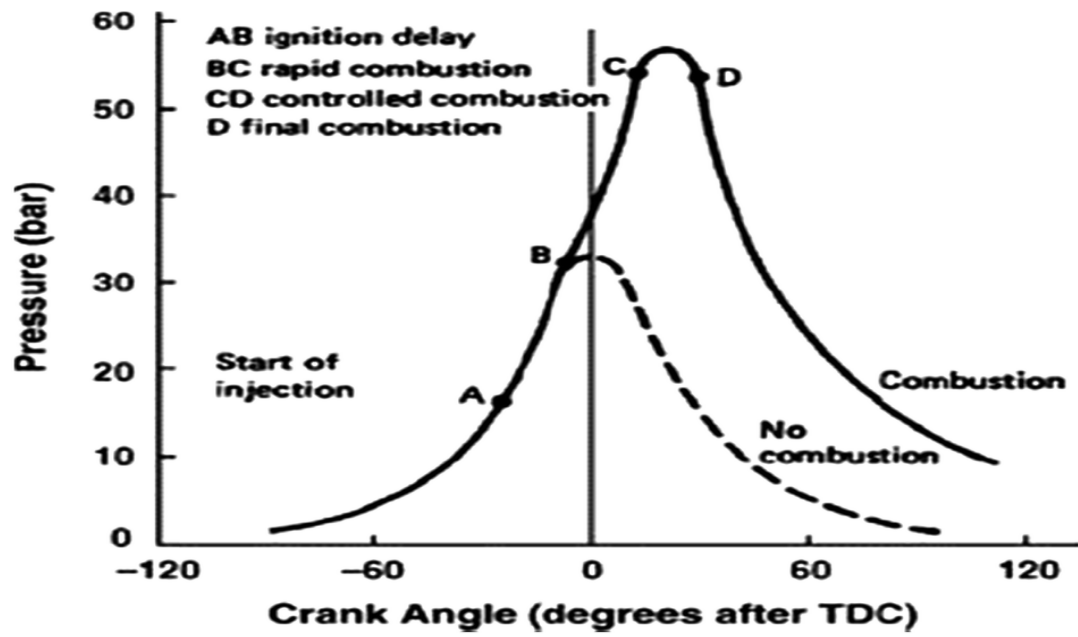
Το καύσιμο εγχύεται στον κύλινδρο μέσω του εγχυτήρα, κατά μήκος του ακροφυσίου του οποίου λαμβάνει χώρα έντονη πτώση πίεσεως, με συνέπεια το διασκορπισμό του καυσίμου σε λεπτά σταγονίδια. Ο διασκορπισμός (σταγονοποίηση) αυτός επιδιώκεται για να επιταχυνθούν οι φυσικοί μηχανισμοί ατμοποίησης και ανάμειξης του καυσίμου με τον συμπιεσμένο αέρα εντός του

κυλίνδρου. Κατά τη διαδικασία αυτή έχουμε σχηματισμό μιας δέσμης καυσίμου (σχήμα 2.7), από κάθε οπή του ακροφυσίου, η οποία οδεύει εντός του θαλάμου καύσεως με μειούμενη ταχύτητα. Το καύσιμο λοιπόν αρχίζει να ατμοποιείται εντός της σχηματιζόμενης δέσμης με αποτέλεσμα να έχουμε περιοχές με μικρότερη ή μεγαλύτερη ποσότητα υγρού ή ατμοποιηθέντος καυσίμου. Όταν σε κάποια περιοχή επικρατήσουν συνθήκες που επιτρέπουν την ανάφλεξη (αυτανάφλεξη) του καυσίμου, έχουμε την έναρξη της καύσης, η οποία συνεχίζεται και κατά τη φάση της αποτονώσεως. Η αυτανάφλεξη λαμβάνει χώρα πρώτα κοντά στην περιφέρεια της δέσμης όπου η σύνθεση του μείγματος είναι εντός της αναφλέξιμης περιοχής και στη συνέχεια εξαπλώνεται και στο εσωτερικό της.



Σχήμα 2.7: Τυπικές μορφές δέσμης καυσίμου

Στον κινητήρα Diesel ο σχηματισμός του μείγματος, η ανάφλεξη και η περεταίρω καύση είναι διεργασίες αλληλένδετες και επικαλυπτόμενες χρονικώς. Στον τυπικό θάλαμο καύσεως κινητήρα Diesel μπορούμε να διακρίνουμε τα εξής τρία διαδοχικά στάδια της καύσεως: α) Καθυστέρηση Αναφλέξεως κατά την οποία εγχύεται καύσιμο χωρίς ακόμα να συμβαίνει (τουλάχιστον εξωτερικώς εμφανής) ανάφλεξη. β) Ανεξέλεγκτη Καύση δηλαδή αιφνίδια ανάφλεξη και ταχύτατη καύση μεγάλου μέρους του εγχυθέντος καυσίμου. γ) Κανονική ή Ελεγχόμενη καύση όπου η καύση πραγματοποιείται χωρίς καθυστέρηση και ο ρυθμός της ελέγχεται από το εγχυόμενο καύσιμο. Τα τρία αυτά στάδια μπορούν να διακριθούν σε ένα καλό δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κυλίνδρου το οποίο έχει την τυπική μορφή του σχήματος 2.8.



Σχήμα 2.8: Στάδια της καύσεως σε δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΕΝΑΛΛΑΓΗ ΑΕΡΙΩΝ ΣΕ 2-Χ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ

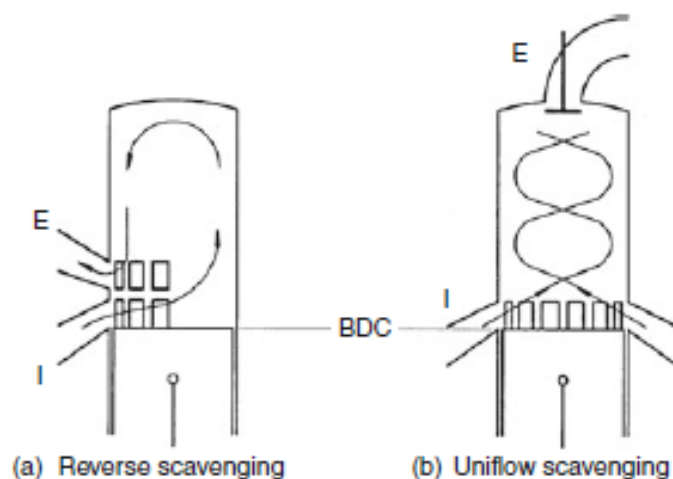
3.1 ΓΕΝΙΚΑ

Το αντικείμενο μελέτης της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι όπως έχουμε αναφέρει ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής σε 2-Χ ναυτικό κινητήρα Diesel. Έτσι λοιπόν στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει αναφορά στο πολύ σημαντικό ζήτημα της εναλλαγής των αερίων και απόπλυσης σε 2-Χ κινητήρες.

Στους 2-Χ κινητήρες η εναλλαγή των αερίων γίνεται σε μικρό χρονικό διάστημα και υπό δυσμενείς συνθήκες. Η εισαγωγή του αέρα για την πλήρωση του κυλίνδρου γίνεται πάντα μέσω θυρίδων οι οποίες βρίσκονται στα πλευρικά τοιχώματα του κυλίνδρου και καλύπτονται η αποκαλύπτονται από το έμβολο, άρα η άνω ακμή του εβόλου καθορίζει τη ροή διαμέσου αυτών. Η εξαγωγή του καυσαερίου αντίστοιχα πραγματοποιείται είτε μέσω θυρίδων εξαγωγής είτε μέσω βαλβίδων που βρίσκονται στην κεφαλή του κυλίνδρου. Οι μεγάλοι μεγέθους ναυτικοί κινητήρες που μας ενδιαφέρουν είναι εφοδιασμένοι με βαλβίδα εξαγωγής στην κεφαλή ενώ η εισαγωγή γίνεται μέσω θυρίδων. Η εισαγωγή του αέρα και η εξαγωγή των καυσαερίων συμβαίνουν συγχρόνως και η φάση κατά την οποία είναι ταυτόχρονα ανοιχτές οι θυρίδες εισαγωγής και οι θυρίδες η βαλβίδες εξαγωγής αποκαλείται με τον όρο απόπλυση ή σάρωση (scavenging). Οι δύο βασικότερες διατάξεις απόπλυσης που χρησιμοποιούνται σε 2-Χ κινητήρες μεγάλου μεγέθους είναι η βρογχοειδής απόπλυση (loop-scavenge) και η διαμήκης απόπλυση (uniflow scavenging) με βαλβίδα εξαγωγής. Οι σύγχρονοι όμως κινητήρες χρησιμοποιούν αποκλειστικά τη διάταξη της διαμήκους απόπλυσης με μια βαλβίδα εξαγωγής συνήθως.

Στο Σχήμα 3.1 απεικονίζονται οι δύο αυτές διατάξεις απόπλυσης. Όπως παρατηρούμε στην περίπτωση της εγκάρσιας σάρωσης, καθώς το έμβολο κατεβαίνει προς το ΚΝΣ αποκαλύπτει πρώτα τις θυρίδες εξαγωγής ώστε να αρχίσει η εκροή των καυσαερίων ενώ στη συνέχεια αποκαλύπτονται και οι θυρίδες εισαγωγής και ο νέος αέρας αρχίζει να εισέρχεται στον κύλινδρο. Έτσι δημιουργείται βρογχοειδής ροή εντός του κυλίνδρου όπως στο σχήμα και το καυσαέριο ωθείται στην εξαγωγή καθώς φρέσκος αέρας γεμίζει τον κύλινδρο. Η εκροή βέβαια συνεχίζεται και αφού το έμβολο αρχίσει να ανέρχεται και φράξει τις θυρίδες εισαγωγής με αποτέλεσμα κάποιο ποσοστό του φρέσκου αέρα να χάνεται στην εξαγωγή, πράγμα που συμβαίνει σε κάθε 2-Χ κινητήρα. Όπως βλέπουμε στη διαδικασία της σάρωσης βασική προϋπόθεση είναι ο εισερχόμενος αέρας να έχει ικανοποιητικά υψηλή πίεση ώστε να αποπλύνει το καυσαέριο από τον προηγούμενο κύκλο λειτουργίας. Αυτή η αύξηση της πίεσης μπορεί να επιτευχθεί με έναν ξεχωριστό φυσητήρα η αντλία όμως στους μεγάλους ναυτικούς κινητήρες

οι οποίοι είναι ισχυρά υπερπληρωμένοι το ρόλο αυτό μπορεί να παίξει το σύστημα υπερπλήρωσης. Στο επόμενο εδάφιο θα γίνει αναλυτική περιγραφή της εναλλαγής των αερίων σε διάταξη διαμήκουσ απόπλυσης με βαλβίδα εξαγωγής αφού η διάταξη αυτή παρουσιάζει και το μεγαλύτερο ενδιαφέρον.

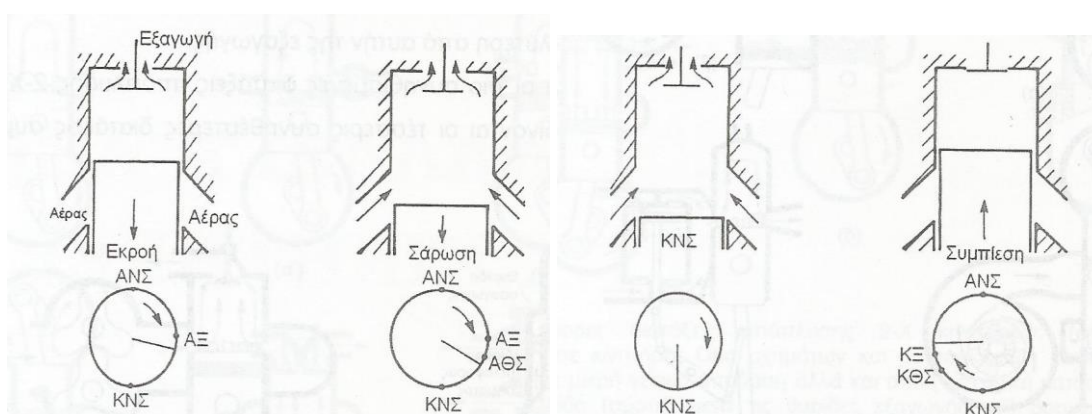


Σχήμα 3.1: Διατάξεις απόπλυσης 2-Χ κινητήρων: (α) βρογχοειδής απόπλυση, (β) διαμήκουσ απόπλυση

3.2 ΔΙΑΤΑΞΗ ΔΙΑΜΗΚΟΥΣ ΑΠΟΠΛΥΣΗΣ ΜΕ ΒΑΛΒΙΔΑ ΕΞΑΓΩΓΗΣ

Όπως προαναφέραμε η διάταξη αυτή παρουσιάζει το μεγαλύτερο ενδιαφέρον καθώς χρησιμοποιείται κατ' αποκλειστικότητα από τους σύγχρονους ναυτικούς κινητήρες μεγάλου μεγέθους. Παρατηρώντας το σχήμα 3.2 μπορούμε να περιγράψουμε τη διαδικασία εναλλαγής των αερίων: Όταν ανοίξει η βαλβίδα εξαγωγής (ΑΞ), περίπου $100-110^\circ$ μετά το ΑΝΣ (αναλόγως το χρονισμό της μηχανής), αρχίζει η εκροή των καυσαερίων και ο λόγος πίεσης τοπικά στη βαλβίδα αυξάνεται αρκετά και φτάνει μια κρίσιμη τιμή, οπότε και η ροή γίνεται ηχητική. Καθώς συνεχίζεται η εξαγωγή των καυσαερίων, η πίεση εντός του κυλίνδρου μειώνεται και ο λόγος πίεσης στη βαλβίδα εξαγωγής πέφτει κάτω από την κρίσιμη τιμή. Το στάδιο αυτό, μέχρι να αποκαλυφθούν οι θυρίδες εισαγωγής, ονομάζεται εκροή και οφείλεται στην αυτόματη εξαγωγή των καυσαερίων λόγω της διαφοράς πίεσης μεταξύ των αερίων του κυλίνδρου και της ατμόσφαιρας. Όταν ανοίξουν οι θυρίδες εισαγωγής, περίπου $40-60^\circ$ πριν το ΚΝΣ, η πίεση εντός του κυλίνδρου συνήθως είναι ελάχιστα μεγαλύτερη από την πίεση του αέρα σάρωσης (δηλαδή της εισαγωγής), λόγω όμως της αδράνειας του καυσαερίου που τώρα εξέρχεται μέσω της βαλβίδας εξαγωγής, συνεχίζεται η εξαγωγή και δεν παρατηρείται οπισθοροή στον οχετό

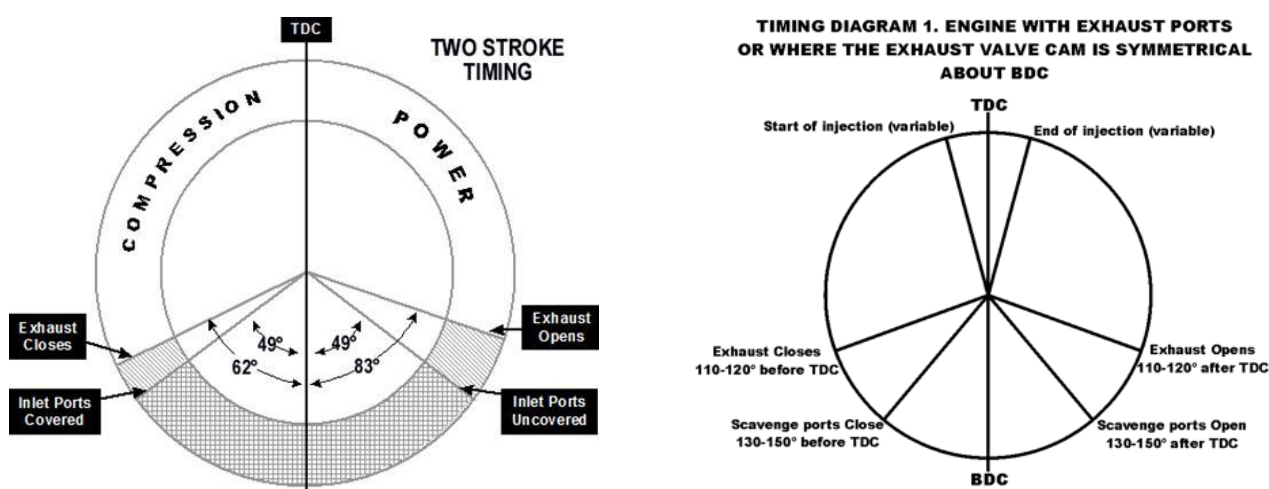
εισαγωγής. Όταν η πίεση εντός του κυλίνδρου πέσει κάτω από την πίεση εισαγωγής, τότε αρχίζει ο νέος αέρας να εισέρχεται στον κύλινδρο και συνεχίζει όσο οι θυρίδες εισαγωγής είναι ανοικτές και η πίεση εισαγωγής μεγαλύτερη από αυτήν εντός του κυλίνδρου. Στη συνέχεια καθώς η πίεση στον κύλινδρο αυξάνεται και ξεπερνά την πίεση της εξαγωγής, ο εισερχόμενος αέρας αποπλένει το εναπομένον καυσαέριο. Ταυτόχρονα βέβαια ένα μέρος του αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο αναμειγνύεται με το καυσαέριο και απωθείται στην εξαγωγή μαζί με αυτό. Η φάση αυτή ονομάζεται απόπλυση. Αφού κλείσουν οι θυρίδες εισαγωγής, η βαλβίδα εξαγωγής παραμένει ανοικτή και εξ' αιτίας της αδράνειας του αερίου συνεχίζεται για λίγο ακόμα η απόπλυση αφού η ροή εντός του κυλίνδρου έχει κατεύθυνση προς τη βαλβίδα εξαγωγής. Τέλος κλείνει και η βαλβίδα εξαγωγής και ξεκινά η συμπίεση. Το βασικό λοιπόν μειονέκτημα του 2-Χ κινητήρα είναι η ανάμιξη του εισερχόμενου αέρα με το παραμένον καυσαέριο και η διαφυγή ενός μέρους του κατ' ευθείαν στην εξαγωγή. Για το λόγο αυτό η εισερχόμενη ποσότητα αέρα είναι περίπου 25-50% περισσότερη από αυτή που κανονικά θα χρειαζόταν για την πλήρωση του κυλίνδρου αν δεν είχαμε απώλεια αέρα στην εξαγωγή.



Σχήμα 3.2: Διαδικασία εναλλαγής αερίων σε 2-Χ κινητήρα διαμήκους απόπλυσης με βαλβίδα εξαγωγής

Την εναλλαγή αερίων σ' ένα κινητήρα μπορούμε να την παραστήσουμε μέσω διαγραμμάτων χρονισμού (Σχήμα 3.3). Τα διαγράμματα αυτά όπως βλέπουμε είναι κυκλικά (αντιστοιχούν σε 360°) και παριστάνουν τον κύκλο λειτουργίας μια μηχανής με ενδείξεις στο άνω και κάτω νεκρό σημείο και στα σημεία όπου συμβαίνουν τα διάφορα γεγονότα, δηλαδή το άνοιγμα και κλείσιμο των θυρίδων ή βαλβίδων ή η έγχυση του καυσίμου. Όπως έχουμε αναφέρει σε όλους τους 2-Χ κινητήρες η εισαγωγή γίνεται μέσω θυρίδων τις οποίες ανοίγει η κλείνει το έμβολο, έτσι γνωρίζουμε ότι ο χρονισμός της εισαγωγής είναι πάντοτε συμμετρικός ως προς το ΚΝΣ (άρα και το ΑΝΣ) όπως φαίνεται και στα διαγράμματα. Όσον αφορά τον

χρονισμό της εξαγωγής αυτός είναι συμμετρικός στην περίπτωση που έχουμε θυρίδες εξαγωγής ενώ όταν έχουμε βαλβίδα εξαγωγής συνήθως δεν είναι συμμετρικός και εξαρτάται από τις ρυθμίσεις της μηχανής. Για παράδειγμα παρατηρώντας το αριστερά διάγραμμα του σχήματος 3.3 βλέπουμε ότι, στον κινητήρα στον οποίο αντιστοιχεί, η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει στις 62° μοίρες γωνίας στροφάλου μετά το ΚΝΣ ενώ ανοίγει στις 83° πριν το ΚΝΣ (97° μετά το ΑΝΣ). Οι θυρίδες εισαγωγής από την άλλη ανοίγουν και κλείνουν στις 49° συμμετρικά γύρω από το ΚΝΣ όπως περιμένουμε σ' έναν τέτοιο κινητήρα.



Σχήμα 3.3: Διαγράμματα χρονισμού 2-Χ κινητήρων

3.3 ΒΑΘΜΟΙ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

Για τη μελέτη και την αξιολόγηση της διαδικασίας εναλλαγής των αερίων στους 2-Χ κινητήρες ορίζονται οι παρακάτω βαθμοί απόδοσης:

α) Ο λόγος κατάθλιψης (delivery ratio) Λ , ορίζεται ως:

$$\Lambda = \frac{\text{συνολική μάζα παρεχόμενου αέρα για απόπλυση και πλήρωση}}{\text{μάζα αναφοράς}}$$

και συγκρίνει τη συνολική μάζα που εισέρχεται στον κύλινδρο (m_{AC}) με αυτήν του ιδανικού κύκλου. Ως μάζα αναφοράς λαμβάνεται συνήθως η μάζα του αέρα στον επιζήμιο και τον όλο όγκο εμβολισμού σε ατμοσφαιρικές συνθήκες (p_a, T_a), ($m_{aε}$) οπότε έχουμε:

$$\Lambda = \frac{\text{συνολική μάζα παρεχόμενου αέρα για απόπλυση και πλήρωση}}{\text{μάζα του αέρα στον επιζήμιο και τον όλο όγκο εμβολισμού σε } (p_a, T_a)}$$

$$\Lambda = \frac{m_{AC}}{m_{\alpha\epsilon}} \quad (3.1)$$

Το μέγεθος αυτό κυμαίνεται από 60-95% και είναι χρήσιμο κυρίως για πειραματικούς σκοπούς.

β) Ο βαθμός παγίδευσης (trapping efficiency):

$$\eta_{\gamma} = \frac{\text{μάζα του αέρα στην αρχή της συμπίεσης}}{\text{συνολική μάζα παρεχόμενου αέρα για απόπλυση και πλήρωση}}$$

$$\eta_{\gamma} = \frac{m_o}{m_{AC}} \quad (3.2)$$

ο οποίος δίνει το ποσοστό του συνολικά παρεχόμενου αέρα το οποίο τελικά παραμένει διαθέσιμο στην αρχή της συμπίεσης στον κύλινδρο (m_o), και είναι της τάξης του 50-80%.

γ) Ο βαθμός απόπλυσης ή σάρωσης (scavenging efficiency)

$$\eta_{sc} = \frac{\text{μάζα του αέρα στην αρχή της συμπίεσης}}{\text{μάζα της παγιδευμένης γόμωσης του κυλίνδρου}}$$

$$\eta_{sc} = \frac{m_o}{m_{\gamma}} = \frac{m_o}{m_o + m_r} \quad (3.3)$$

ο οποίος μας δείχνει σε ποιο ποσοστό το παραμένον καυσαέριο (μάζας m_r) έχει αντικατασταθεί από φρέσκο αέρα, και κυμαίνεται μεταξύ 70-90%.

δ) Ο βαθμός πλήρωσης (charging efficiency) ως προς το περιβάλλον

$$\eta_{\lambda} = \frac{\text{μάζα του αέρα στην αρχή της συμπίεσης}}{\text{μάζα του αέρα στον επιζήμιο και τον όλο όγκο εμβολισμού σε } p_{\alpha}, T_{\alpha}}$$

$$\eta_{\lambda} = \frac{m_o}{m_{\alpha\epsilon}} = (1 - \sigma_{\xi}) \frac{\rho_o}{\rho_{\alpha}} \quad (3.4)$$

ο οποίος δείχνει πόσο αποτελεσματικά έχει γεμίσει ο κύλινδρος με αέρα και είναι της τάξης του 50-90%, όπου σ_{ξ} είναι το σχετικό άνοιγμα των θυρίδων εξαγωγής.

Μεταξύ των παραπάνω μεγεθών ισχύει η σχέση:

$$\eta_{\lambda} = \Lambda \eta_{\gamma} \quad (3.5)$$

Όταν η μάζα αναφοράς στη σχέση του λόγου κατάθλιψης είναι η παγιδευμένη μάζα αερίου m_γ δηλαδή ορίζεται $\Lambda = m_{AC}/m_\gamma$ τότε ισχύει:

$$\eta_{sc} = \Lambda \eta_\gamma \quad (3.6)$$

Γενικά για τους 2-Χ κινητήρες Diesel μεγάλου μεγέθους ισχύει ότι οι τιμές των παραπάνω βαθμών απόδοσης βρίσκονται στα άνω όρια τους.

3.4 ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΜΟΝΤΕΛΑ ΑΠΟΠΛΥΣΗΣ

Σε ρεαλιστικές διαδικασίες εναλλαγής των αερίων γίνεται ανάμιξη του αέρα με το καυσαέριο στη διάρκεια που ο εισερχόμενος αέρας προκαλεί την απομάκρυνση των καυσαερίων. Είναι αναπόφευκτο λοιπόν να εξέλθει κι ένα μικρό μέρος του αέρα. Υπάρχουν δύο μοντέλα που περιγράφουν το φαινόμενο αυτό με απλοϊκές σχέσεις: το μοντέλο τέλειας εκτόπισης και το μοντέλο πλήρους ανάμιξης.

α) Μοντέλο τέλειας εκτόπισης

Σύμφωνα με το μοντέλο αυτό θεωρούμε ότι τα καυσαέρια απομακρύνονται από τον κύλινδρο χωρίς να παρατηρείται ανάμιξη του αέρα με το καυσαέριο, ότι η διαδικασία λαμβάνει χώρα υπό σταθερή πίεση-όγκο κυλίνδρου χωρίς οποιοσδήποτε απώλειες θερμότητας και ότι η μάζα αναφοράς στον ορισμό του Λ είναι η μάζα παγίδευσης m_γ . Σε αυτήν την περίπτωση έχουμε:

$$\eta_{sc} = \Lambda \quad \text{και} \quad \eta_\gamma = 1 \quad \text{για} \quad \Lambda \leq 1 \quad (m_o = m_{AC}) \quad (3.7)$$

$$\eta_{sc} = 1 \quad \text{και} \quad \eta_\gamma = 1/\Lambda \quad \text{για} \quad \Lambda > 1 \quad (m_r = 0) \quad (3.8)$$

β) Μοντέλο πλήρους ανάμιξης

Για το μοντέλο αυτό θεωρούμε ότι το φαινόμενο είναι μόνιμο. Κατά τη διάρκεια του χρονικού διαστήματος $t+dt$ μια μάζα αέρα dm_{AC} εισέρχεται στον κύλινδρο και αναμειγνύεται ομοιόμορφα σε όλο τον όγκο του κυλίνδρου με το καυσαέριο, υπό σταθερή πίεση και χωρίς απώλειες θερμότητας. Κατά το ίδιο διάστημα dt μια ίση μάζα αερίου με ίδια αναλογία αέρα και καυσαερίου της χρονικής στιγμής t , εξέρχεται του κυλίνδρου. Η αρχή διατήρησης της μάζας του αέρα που τελικά παραμένει εντός του κυλίνδρου δίνει:

$$dm_o = dm_{AC} - dm_{AE} \quad (3.9)$$

$$dm_o = dm_{AC} - \frac{m_o}{m_\gamma} dm_{AC} = dm_{AC} \left(1 - \frac{m_o}{m_\gamma}\right) \quad (3.10)$$

όπου $m_\gamma = m_o + m_r$ η συνολική μάζα του μίγματος στον κύλινδρο, η οποία θεωρείται σταθερή και m_{AE} η μάζα αέρα προς την εξαγωγή. Θέτοντας $x = m_o/m_\gamma$ δηλαδή το λόγο της μάζας του αέρα που παραμένει εντός του κυλίνδρου προς τη συνολική μάζα μίγματος του κυλίνδρου, καταλήγουμε στην εξίσωση:

$$dm_o = dm_{AC}(1-x) \Leftrightarrow m_\gamma dx = dm_{AC}(1-x) \Leftrightarrow \frac{dx}{1-x} = \frac{dm_{AC}}{m_\gamma} \quad (3.11)$$

Οι οριακές συνθήκες της παραπάνω διαδικασίας είναι:

- 1) Κατά την έναρξη της σάρωσης (άνοιγμα θυρίδων εισαγωγής) υπάρχει μόνο κατάλοιπο καυσαέριο, άρα $x = 0$ και $m_{AC} = 0$.
- 2) Στο τέλος της σάρωσης (κλείσιμο θυρίδων εισαγωγής), $x = \eta_{sc}$ και $m_{AC} = \Lambda m_\gamma$.

Έτσι ολοκληρώνοντας την (3.11) παίρνουμε:

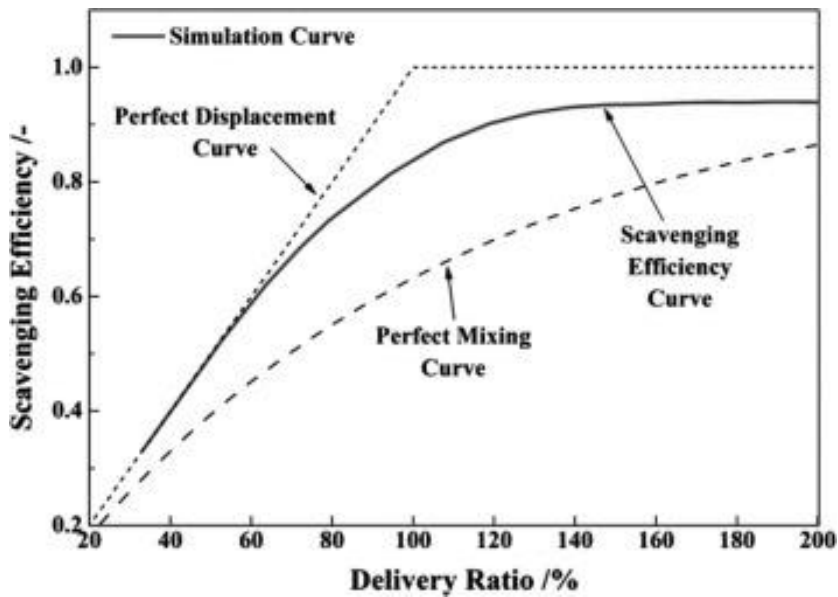
$$\int_0^{\eta_{sc}} \frac{dx}{1-x} = \int_0^{\Lambda m_\gamma} \frac{dm_{AC}}{m_\gamma} \Leftrightarrow -\ln(1-\eta_{sc}) = \Lambda \Leftrightarrow \eta_{sc} = 1 - e^{-\Lambda} \quad (3.12)$$

Ενώ με βάση τη σχέση (3.6) προκύπτει για το βαθμό παγίδευσης η_γ :

$$\eta_\gamma = \frac{1}{\Lambda} (1 - e^{-\Lambda}) \quad (3.13)$$

Στο σχήμα 3.4 βλέπουμε τη διακύμανση του βαθμού απόπλυσης η_{sc} για τα δύο παραπάνω μοντέλα σε συνάρτηση με το βαθμό κατάθλιψης Λ . Όπως βλέπουμε ο πραγματικός βαθμός απόπλυσης βρίσκεται ανάμεσα στις δύο θεωρητικές καμπύλες.

Επίσης ένα επιπλέον φαινόμενο που παρατηρείται είναι η άμεση διαφυγή εισερχόμενου αέρα προς την εξαγωγή χωρίς τη συμπαράσυρση καυσαερίων. Το παραπάνω φαινόμενο παρουσιάζεται συχνότερα σε κινητήρες εγκάρσια απόπλυσης και ονομάζεται διακλάδωση του μίγματος. Προφανώς είναι ανεπιθύμητο φαινόμενο αφού ο φρέσκος αέρας χάνεται χωρίς έστω κάποια θετική επίδραση στον κύκλο λειτουργίας οπότε αντίστοιχα μειώνεται και ο βαθμός σάρωσης. Ένα ακόμα φαινόμενο που μπορεί να οδηγήσει σε μείωση του βαθμού σάρωσης είναι η δημιουργία νεκρών περιοχών (θυλάκων) μέσα στον κύλινδρο όπου το καυσαέριο παγιδεύεται και δε μπορεί να διαφύγει προς την εξαγωγή, αφού η διαδρομή της ροής του φρέσκου αέρα δεν επηρεάζει τις περιοχές αυτές.



Σχήμα 3.4: Βαθμός σάρωσης συναρτήσει του λόγου κατάθλιψης

3.5 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΕΣ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΕΣ ΑΠΟΠΛΥΣΗΣ

Η πραγματική διαδικασία της σάρωσης είναι δύσκολο να μετρηθεί πειραματικά αφού υπεισέρχονται προβλήματα μέτρησης της μάζας του παγιδευμένου αέρα. Επομένως ο βαθμός σάρωσης δε μπορεί να υπολογιστεί άμεσα αλλά μόνο μέσω υπολογισμού της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης (από ανάλυση των σχετικών δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων) καθώς και ανάλυσης δείγματος καυσαερίων. Επίσης υπάρχουν τεχνικές μέτρησης της ροής των αερίων στο εσωτερικό του κυλίνδρου ώστε να βρεθεί το πεδίο ροής και να εντοπισθούν τυχόν διακλαδώσεις και νεκροί όγκοι. Αυτή η μέθοδος βασίζεται σε πειράματα οπτικής παρακολούθησης της κίνησης των ρευστών εντός του κυλίνδρου (flow visualization).

Κατά τη διαδικασία της σάρωσης ο φρέσκος αέρας διαχέεται στο καυσαέριο και το ωθεί αρχικά προς την κεφαλή του κυλίνδρου και στη συνέχεια προς τις θυρίδες η βαλβίδες εξαγωγής. Κατά το στάδιο αυτό παρατηρείται πλήρης εξώθηση και το εξερχόμενο καυσαέριο δεν περιέχει αέρα. Στη συνέχεια παρατηρούνται φαινόμενα διακλάδωσης και μαζί με το καυσαέριο αρχίζει να εξέρχεται και αέρας ενώ παρατηρείται και ανάμιξη των δύο ρευστών με αποτέλεσμα για ένα μεγάλο χρονικό διάστημα της απόπλυσης το αέριο εξόδου να περιέχει ολοένα και περισσότερη μάζα αέρα. Για κινητήρες με διάταξη βρογχοειδούς απόπλυσης η χαρακτηριστική τιμή του λόγου κατάθλιψης όπου παρατηρείται αέρας στο αέριο εξόδου είναι

περίπου 0,4 ενώ με διαμήκη απόπλυση η ιδανική αρχική φάση κρατάει λίγο περισσότερο.

Μια μέθοδος αποφυγής της ανάμιξης του φρέσκου αέρα με το καυσαέριο είναι η μείωση του μεγέθους των θυρίδων εισαγωγής με ταυτόχρονη αύξηση του αριθμού τους. Με αυτόν τον τρόπο η ταχύτητα του αέρα μειώνεται με το που εισέρχεται στον κύλινδρο οπότε και η τύρβη δεν είναι τόσο έντονη και ακόμα το μέτωπο της ανάμιξης δεν λαμβάνει χώρα κοντά στις θυρίδες εισαγωγής αλλά σε έναν μεγαλύτερο χώρο. Ένας άλλος τρόπος είναι, σε διατάξεις διαμήκους απόπλυσης, η δημιουργία συστοφής του αέρα στην εισαγωγή μέσω κατάλληλης διαμόρφωσης των θυρίδων.

3.6 ΡΟΗ ΑΕΡΙΩΝ ΔΙΑΜΕΣΟΥ ΤΩΝ ΘΥΡΙΔΩΝ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ

Η ροή αερίων διαμέσου των θυρίδων εξαρτάται από πολλούς παράγοντες εκ των οποίων οι πιο σημαντικοί είναι ο χρονισμός των θυρίδων, το μέγεθος, ο αριθμός, η γεωμετρία, η θέση τους γύρω από την περιφέρεια του κυλίνδρου και η ταχύτητα και κατεύθυνση της ροής. Σκοπός όλων των παραπάνω είναι τα εξής: η μεγιστοποίηση της μάζας του αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο για τον επόμενο κύκλο λειτουργίας και της μάζας των καυσαερίων που εξέρχεται από τον προηγούμενο κύκλο λειτουργίας, η ελαχιστοποίηση της ποσότητας του φρέσκου αέρα που χρησιμοποιείται για την απόπλυση, η βέλτιστη ανάμιξη του αέρα και του καυσίμου αφού γίνει η έγχυση.

Η εισερχόμενη παροχή μάζας διαμέσου των θυρίδων μπορεί να υπολογιστεί μέσω της σχέσης:

$$\dot{m}_{\epsilon\iota\sigma} = \frac{1}{\varphi_{K\theta\Sigma} - \varphi_{A\theta\Sigma}} \rho u_{\epsilon\iota\sigma} \int_{\varphi_{A\theta\Sigma}}^{\varphi_{K\theta\Sigma}} (c_d A_p)_{\epsilon\iota\sigma} d\varphi \quad (3.14)$$

Όπου c_d ο συντελεστής εκροής των θυρίδων, ρ η πυκνότητα του αέρα, $u_{\epsilon\iota\sigma}$ η κάθετη ταχύτητα στην επιφάνεια διέλευσης των θυρίδων, A_p η ελεύθερη επιφάνεια διέλευσης του αέρα μέσω της θυρίδας, και $\varphi_{K\theta\Sigma}$, $\varphi_{A\theta\Sigma}$ οι γωνίες στροφάλου όπου ανοίγουν και κλείνουν οι θυρίδες εισαγωγής.

Γεωμετρία θυρίδων εισαγωγής:

Όσον αφορά τη γεωμετρία των θυρίδων, οι ορθογώνιες (παραλληλόγραμες) θυρίδες εκμεταλλεύονται πλήρως την επιφάνεια του τοιχώματος του κυλίνδρου κι έχουν σταθερό χρονισμό. Οι θυρίδες μπορούν να έχουν και αξονική και

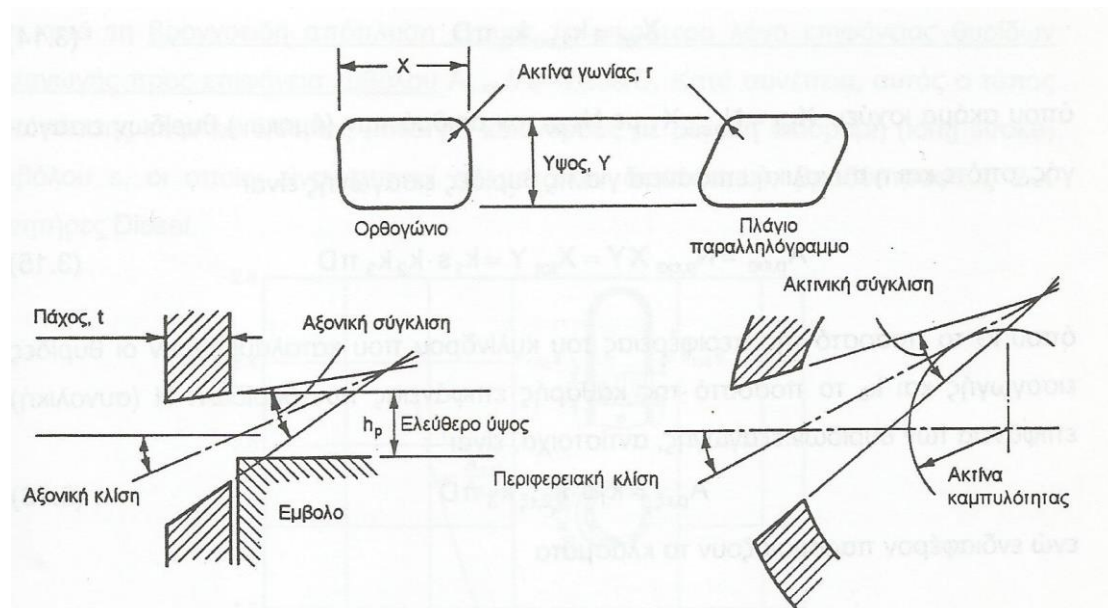
περιφερειακή (ακτινική) κλίση. Στο σχήμα 3.5 φαίνονται τα κύρια γεωμετρικά χαρακτηριστικά των θυρίδων εισαγωγής. Οι γραμμές ροής εξαρτώνται από το άνοιγμα των θυρίδων. Για μικρή επιφάνεια ροής το αέριο δεν αποκολλάται από το τοίχωμα ενώ όταν οι θυρίδες ανοίξουν πλήρως και έχουν απότομες γωνίες η ροή αποκολλάται στις ανάντι γωνίες, οπότε για να αποφευχθεί αυτό καμπυλώνονται οι γωνίες εισόδου. Ο συντελεστής εκροής υπολογίζεται ανάλογα με το ποσοστό ανοίγματος της θυρίδας και σε συνάρτηση με το λόγο πίεσης ανάντι και κατόντι της θυρίδας και τη γεωμετρία της. Η επιφάνεια αναφοράς για τον υπολογισμό του συντελεστή εκροής είναι η ελεύθερη επιφάνεια της θυρίδας η οποία, για ελεύθερο ύψος ανοίγματος της θυρίδας $r < h_p < (Y - r)$ είναι ίση με:

$$A_p = Xh_p - 2\left(r^2 - \frac{\pi r^2}{4}\right) \cong Xh_p - 0,43r^2 \quad (3.15)$$

όπου X το πλάτος της θυρίδας και r η καμπυλότητα (ακτίνα) της γωνίας. Για πλήρως ανοικτή θυρίδα, όταν δηλαδή $h_p = Y$, η επιφάνεια αναφοράς είναι:

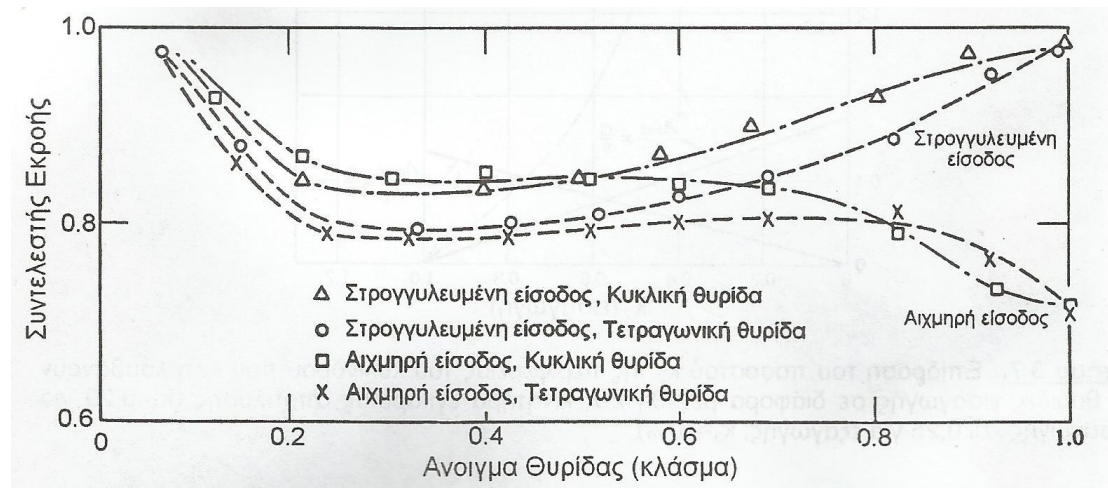
$$A_p = Xh_p - 4\left(r^2 - \frac{\pi r^2}{4}\right) \cong XY - 0,86r^2 \quad (3.16)$$

Αύξηση του ύψους Y της θυρίδας συνεπάγεται αύξηση της επιφάνειας των θυρίδων, άρα και αύξηση της ποσότητας του αναρροφούμενου αέρα, αλλά και αύξηση της διαδρομής του εμβόλου που χρησιμοποιείται για απόπλυση, με επακόλουθη μείωση της ωφέλιμης διαδρομής για συμπίεση και αποτόνωση. Έτσι απαιτείται τελικά κάποιος συνδυασμός τιμών για τη βέλτιστη απόδοση του κινητήρα.



Σχήμα 3.5: Παράμετροι καθορισμού της γεωμετρίας των θυρίδων εισαγωγής

Στο σχήμα 3.6 φάνονται οι επιδράσεις του ποσοστού ανοίγματος και της γεωμετρίας της θυρίδας εισαγωγής στο συντελεστή εκροής c_d . Βλέπουμε ότι η γεωμετρία παίζει ρόλο κυρίως για πολύ μεγάλα η πολύ μικρά ανοίγματα των θυρίδων. Ο συντελεστής εκροής εξαρτάται επίσης από το λόγο πίεσης και αυξάνεται όταν αυξάνεται και αυτός.



Σχήμα 3.6: Συντελεστής εκροής συναρτήσει του ανοίγματος της θυρίδας εισαγωγής για διάφορους σχεδιασμούς θυρίδων και λόγο πιέσεων κατά μήκος της θυρίδας 2,5

Παροχή μάζας διαμέσου των θυρίδων εισαγωγής:

Η παροχή μάζας διαμέσου των θυρίδων μπορεί να προσδιοριστεί με τη σχέση ισεντροπικής ροής συμπιεστού αερίου μέσω συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου. Μπορούμε να βρούμε τη στιγμιαία παροχή της εισερχόμενης στον κύλινδρο μάζας \dot{m}_{AC} σε συνάρτηση με το λόγο πίεσης, η οποία δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{m}_{AC} = \frac{c_d A_{p,εισ} p_{εισ}}{\sqrt{RT_{εισ}}} \left(\frac{p_{εξ}}{p_{εισ}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_{εξ}}{p_{εισ}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (3.17)$$

όπου $A_{p,εισ} = N_{p,εισ} XY$ είναι η συνολική επιφάνεια των θυρίδων εισαγωγής με $N_{p,εισ}$ τον αριθμό των (όμοιων) θυρίδων εισαγωγής. Η παραπάνω σχέση ισχύει όταν η ροή είναι υποηχητική, δηλαδή όταν ισχύει $p_{εξ}/p_{εισ} > [2/(\gamma+1)]^{\gamma/(\gamma-1)}$. Αν ο λόγος πίεσης είναι μικρότερος της κρίσιμης σχέσης πιέσεων, δηλαδή $p_{εξ}/p_{εισ} \leq [2/(\gamma+1)]^{\gamma/(\gamma-1)}$ τότε η παροχή μάζας δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{m}_{AC} = \frac{c_d A_{p,εισ} p_{εισ}}{\sqrt{RT_{εισ}}} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (3.18)$$

Ένα ακόμα σημαντικό μέγεθος είναι και η ταχύτητα ροής του αέρα διαμέσου των θυρίδων. Ο υπολογισμός της προϋποθέτει τη γνώση της παροχής μάζας η οποία μπορεί να δοθεί ως συνάρτηση των βαθμών απόδοσης που έχουμε αναλύσει στην παράγραφο 3.3. Η παροχή μάζας του αέρα διαμέσου των θυρίδων εισαγωγής είναι:

$$\dot{m}_{AC} = (c_d A_p)_{εισ} \rho_\alpha u_{εισ} \quad (3.19)$$

ενώ αυτή που παραμένει τελικά στον κύλινδρο είναι:

$$\dot{m}_o = \frac{d(\rho_o V)}{dt} = 6n \rho_o \frac{dV}{d\varphi} \quad (3.20)$$

Χρησιμοποιώντας τον ορισμό του βαθμού παγίδευσης $\eta_\gamma = \dot{m}_o / \dot{m}_{AC}$ έχουμε:

$$u_{εισ} = \frac{6n}{(c_d A_p)_{εισ}} \frac{\rho_o}{\rho_\alpha} \frac{1}{\eta_\gamma} \frac{dV}{d\varphi} \quad (3.21)$$

Η παραπάνω σχέση δίνει τη στιγμιαία ταχύτητα όταν οι θυρίδες εισαγωγής είναι ανοικτές ενώ μέσω αυτής μπορούμε να εξαγάγουμε και την έκφραση της μέσης ταχύτητας η οποία είναι:

$$\bar{u}_{εισ} = \frac{6n V_h}{(c_d A_p \Delta\varphi)_{εισ,\mu}} \frac{1}{\eta_\gamma} \quad (3.22)$$

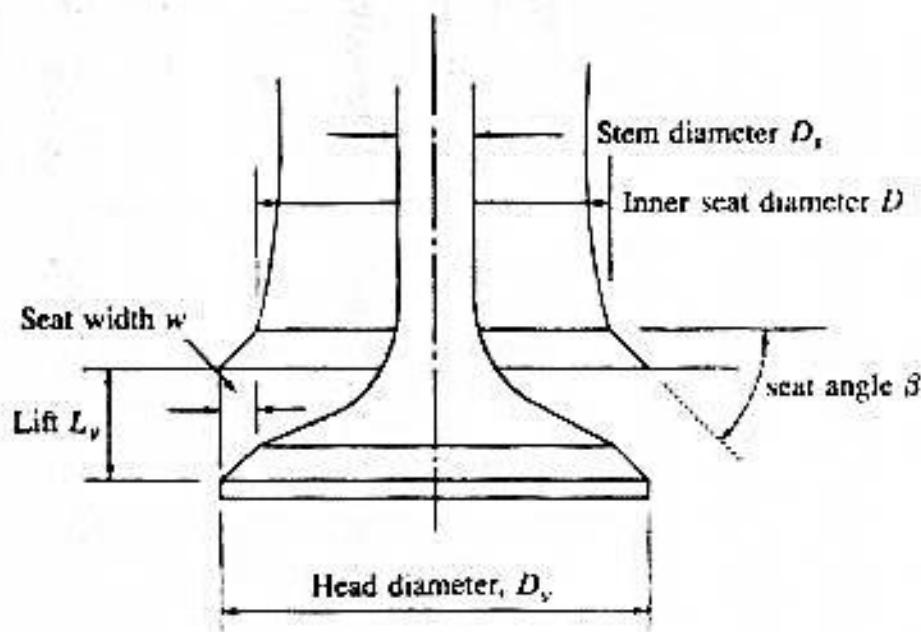
όπου $\Delta\varphi$ το διάστημα της γωνίας στροφάλου όπου οι θυρίδες εισαγωγής είναι ανοικτές. Η μέση ταχύτητα δεν πρέπει να ξεπερνά τα 220 m/s.

3.7 ΡΟΗ ΔΙΑΜΕΣΟΥ ΤΩΝ ΒΑΛΒΙΔΩΝ ΕΞΑΓΩΓΗΣ

Σε αυτό το εδάφιο θα εξετάσουμε τα χαρακτηριστικά της ροής των αερίων διαμέσου των βαλβίδων και συγκεκριμένα των βαλβίδων εξαγωγής αφού όπως έχουμε αναφέρει στους 2-Χ κινητήρες που μας ενδιαφέρουν έχουμε βαλβίδες μόνο για την εξαγωγή των καυσαερίων ενώ η εισαγωγή γίνεται αποκλειστικά μέσω θυρίδων. Τα κύρια γεωμετρικά χαρακτηριστικά μιας βαλβίδας σαν αυτές που χρησιμοποιούνται στις εμβολοφόρες ΜΕΚ, δηλαδή κάθετης στην έδρα της και με ανύψωση (βύθιση) εντός του κυλίνδρου, φαίνονται στο σχήμα 3.7.

Η στιγμιαία διαθέσιμη επιφάνεια ροής διαμέσου της βαλβίδας εξαρτάται από την ανύψωσή της και από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της όπως η κεφαλή, η έδρα

και το στέλεχος. Καθώς ανυψώνεται η βαλβίδα δημιουργούνται τρία διαφορετικά στάδια ανάπτυξης της ροής. Αρχικά, όσο η ανύψωση είναι ακόμα μικρή, η ελάχιστη επιφάνεια ροής εμφανίζεται ως ένας κυκλικός κώνος, όπου το κωνικό μέτωπο βρίσκεται ανάμεσα στη βαλβίδα και την έδρα, είναι κάθετη στην έδρα και καθορίζει την επιφάνεια ροής.



Σχήμα 3.7: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά βαλβίδας

Κατά το δεύτερο στάδιο, η ελάχιστη επιφάνεια ροής βρίσκεται ανάμεσα στη βαλβίδα και στην έδρα, δεν είναι πλέον κάθετη στην έδρα και η γωνία του κώνου αυξάνεται από $(90^\circ - \beta)$ προς αυτήν του κυλίνδρου που είναι 90° , όπου β είναι η γωνία της έδρας. Στο τελευταίο στάδιο, η ανύψωση της βαλβίδας είναι αρκετά μεγάλη και η ελάχιστη επιφάνεια ροής δε βρίσκεται πλέον ανάμεσα στην κεφαλή και στην έδρα αλλά είναι η επιφάνεια του οχετού μείον την επιφάνεια του στελέχους της βαλβίδας.

Παροχή μάζας διαμέσου βαλβίδας εξαγωγής:

Η ροή μάζας διαμέσου της βαλβίδας μπορεί να προσδιοριστεί βάσει της ροής συμπιεστού αερίου μέσω συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου όπως αναλύσαμε και για τις θυρίδες στο προηγούμενο εδάφιο. Θεωρούμε ότι έχουμε μονοδιάστατη ισεντροπική ροή συμπιεστού τέλει αερίου που διέρχεται διαμέσου ενεργού επιφάνειας ροής $c_d A_v$, όπου c_d είναι ο συντελεστής εκροής και A_v η στιγμιαία γεωμετρική επιφάνεια του ανοίγματος της βαλβίδας. Έτσι έχουμε:

$$\dot{m} = \frac{c_d A_v p_u}{\sqrt{RT_u}} \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \quad (3.23)$$

όπου p_u είναι η στατική πίεση ανάντι της βαλβίδας και p_d η στατική πίεση κατάντι της βαλβίδας. Προφανώς για βαλβίδα εξαγωγής p_u είναι η πίεση του κυλίνδρου και p_d η πίεση στον οχετό εξαγωγής. Η παραπάνω σχέση ισχύει για υποηχητική ροή, ενώ όταν η ροή είναι υπερκριτική δηλαδή όταν ισχύει $p_d/p_u \leq [2/(\gamma+1)]^{\gamma/(\gamma-1)}$ η παροχή μάζας υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\dot{m}_{crit} = \frac{c_d A_v p_u}{\sqrt{RT_u}} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (3.24)$$

Για συνήθεις τιμές του γ η κρίσιμη σχέση πιέσεων, δηλαδή η ποσότητα $[2/(\gamma+1)]^{\gamma/(\gamma-1)}$ είναι της τάξης του 0,5.

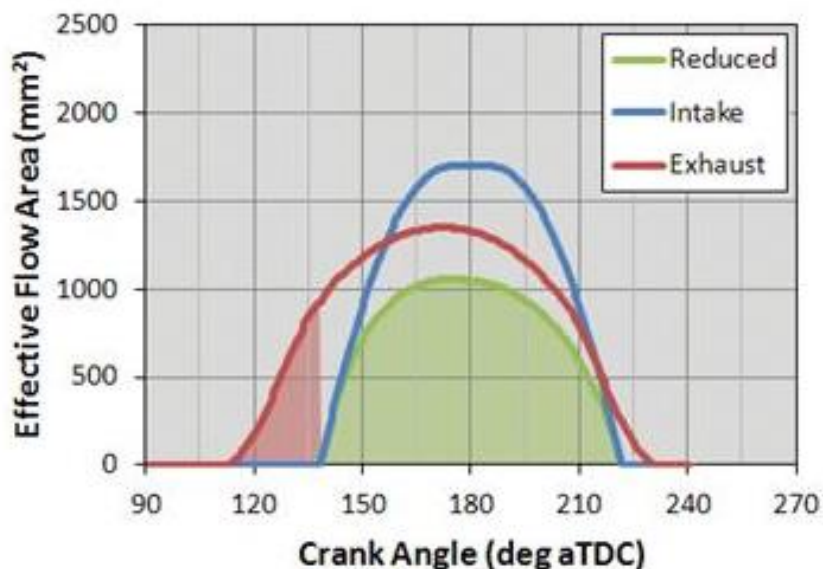
Οι παραπάνω σχέσεις αναφέρονται στην περίπτωση που μόνο η βαλβίδα είναι ανοικτή ενώ οι θυρίδες κλειστές. Όταν και η βαλβίδα εξαγωγής αλλά και οι θυρίδες εισαγωγής είναι ανοικτές, δηλαδή κατά τη φάση της σάρωσης, τότε πάλι μπορεί να χρησιμοποιηθεί η σχέση (3.23) όπου η A_v αντικαθίσταται με μια ισοδύναμη μειωμένη επιφάνεια ροής A_{eq} . Ο υπολογισμός της ισοδύναμης επιφάνειας βασίζεται στις εξής απλουστευτικές παραδοχές:

- α) Η ροή είναι ασυμπίεστη.
- β) Οι βαλβίδες εξαγωγής και οι θυρίδες εισαγωγής έχουν ίσους συντελεστές εκροής.
- γ) Η κινητική ενέργεια του ρευστού στις θυρίδες εισαγωγής καταστρέφεται πλήρως.

Η επιφάνεια αυτή ισούται με:

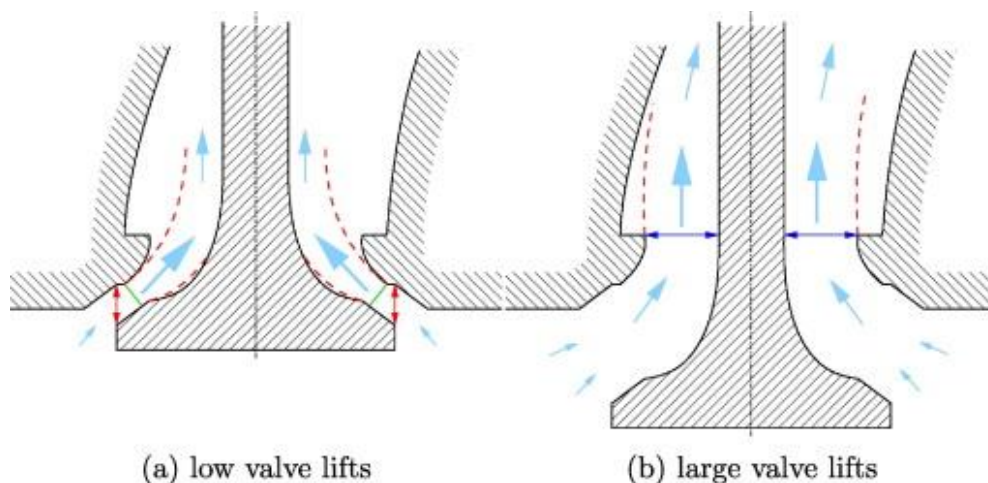
$$A_{eq} = \frac{A_{\Sigma} A_{\Xi}}{\sqrt{A_{\Sigma}^2 + A_{\Xi}^2}} \quad (3.25)$$

Όπου οι A_{Σ} και A_{Ξ} είναι οι γεωμετρικές επιφάνειες εισαγωγής και εξαγωγής αντίστοιχα. Άρα για τους 2-Χ κινητήρες διαμήκους απόπλυσης που μελετάμε έχουμε $A_{\Sigma} = A_{p,εισ}$ (όπου $A_{p,εισ}$ είναι η συνολική επιφάνεια για τις θυρίδες εισαγωγής) και $A_{\Xi} = A_v$ (αφού η εξαγωγή γίνεται μέσω βαλβίδας). Στο σχήμα 3.8 δίνεται γραφική παράσταση εξέλιξης των επιφανειών εισαγωγής, εξαγωγής και ισοδύναμης για 2-Χ κινητήρα διαμήκους απόπλυσης. Όσον αφορά τη γεωμετρική επιφάνεια A_v , μπορεί να προσεγγιστεί από την επιφάνεια πετάσματος $A_v = A_c = \pi D_v L_v$ με D_v και L_v τη διάμετρο κεφαλής και το μήκος ανύψωσης της βαλβίδας αντίστοιχα.



Σχήμα 3.8: Τυπικό διάγραμμα επιφανειών εισαγωγής, εξαγωγής και ισοδύναμης (reduced) 2-Χ κινητήρα διαμήκους απόπλυσης

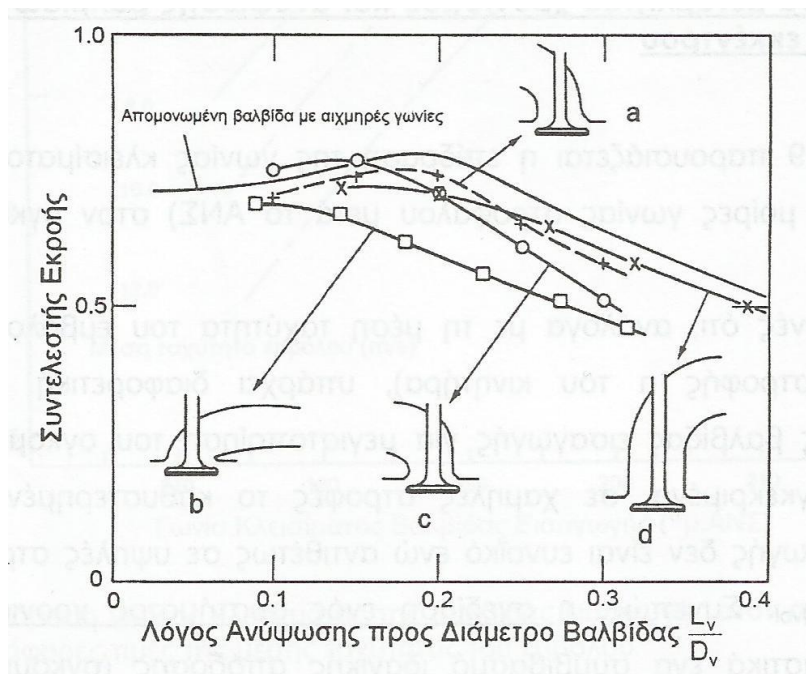
Προφανώς θέλουμε η αντίσταση των βαλβίδων εξαγωγής στη ροή των καυσαερίων να είναι η μικρότερη δυνατή, δηλαδή είναι επιθυμητό ο συντελεστής εκροής c_d να παίρνει υψηλές τιμές. Μελέτες έχουν δείξει ότι υπάρχουν διαφορετικού τύπου ροές διαμέσου των βαλβίδων αυτών, που εξαρτώνται από το μέγεθος ανύψωσης (βύθισης) της βαλβίδας. Στο σχήμα 3.9 βλέπουμε δύο τέτοιες χαρακτηριστικές ροές όπου για μικρή ανύψωση η επιφάνεια ροής είναι ένας κυκλικός κώνος ενώ για μεγάλη ανύψωση η ροή γίνεται ομοαξονική με το στέλεχος της βαλβίδας.



Σχήμα 3.9: Μορφή ροής διαμέσου βαλβίδας εξαγωγής: (a) μικρή ανύψωση, (b) μεγάλη ανύψωση

Στο σχήμα 3.10 δίνονται τιμές του συντελεστή εκροής (με βάση την επιφάνεια πετάσματος A_c) συναρτήσει του λόγου L_v/D_v για διάφορους συνδυασμούς

βαλβίδων και αυλών εξαγωγής. Απομονωμένη βαλβίδα με αιχμηρές γωνίες έχει την καλύτερη συμπεριφορά όσον αφορά το συντελεστή εκροής. Όταν η ανύψωση είναι ακόμα μικρή οι τιμές του συντελεστή εκροής είναι υψηλές ενώ για μεγάλες ανυψώσεις όπου $L_v/D_v > 0,2$, η αποκόλληση της ροής προκαλεί μείωση στο συντελεστή εκροής. Σημαντικό ρόλο έχει και η μορφή του αγωγού εξαγωγής, κυρίως για μεγάλες ανυψώσεις της βαλβίδας. Επιθυμητή είναι η μορφή διαχύτη (αρχικά μειώνεται η διατομή του και στη συνέχεια αυξάνεται, δηλαδή είναι μορφής συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου) ώστε να γίνεται ανάκτηση ενός μέρους της συνολικής πίεσης. Τέλος οι βαλβίδες εξαγωγής λειτουργούν σε ένα μεγάλο εύρος λόγων πιέσεων, από 1 έως 5 περίπου. Για λόγο πίεσης μεγαλύτερο από 2 η ροή γίνεται υπερκριτική αλλά η επιρροή του λόγου πίεσης στο συντελεστή εκροής είναι μικρή και μόνο για μεγάλες ανυψώσεις.

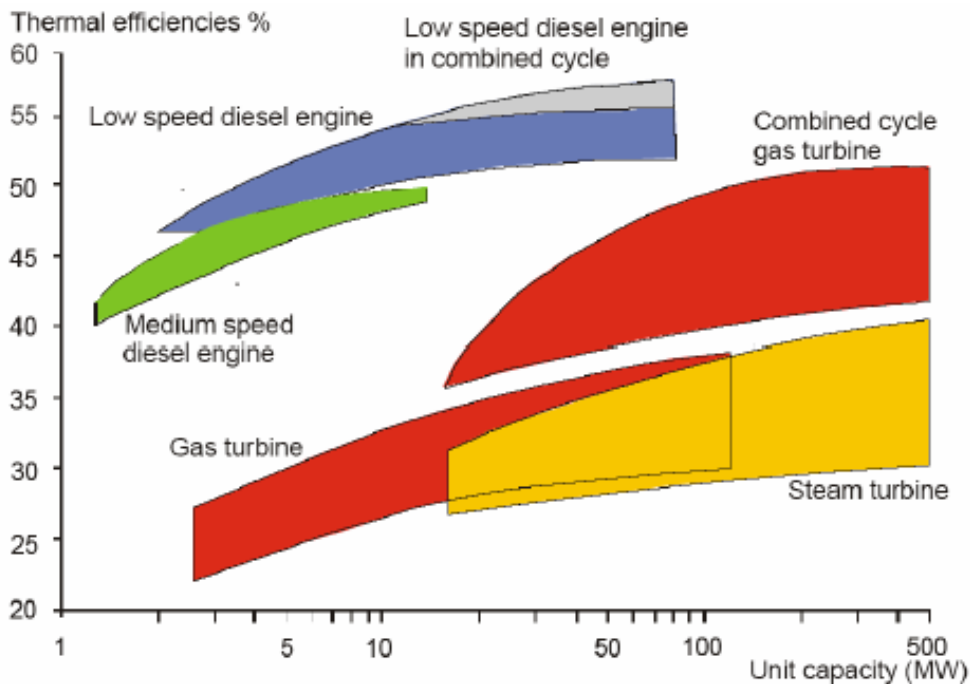


Σχήμα 3.10: Συντελεστής εκροής συναρτήσει του λόγου ανύψωσης-διαμέτρου βαλβίδας για διάφορους σχεδιασμούς βαλβίδων και αγωγών εξαγωγής

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. 2-Χ ΝΑΥΤΙΚΟΙ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL ΜΕΓΑΛΟΥ ΜΕΓΕΘΟΥΣ

4.1 ΓΕΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

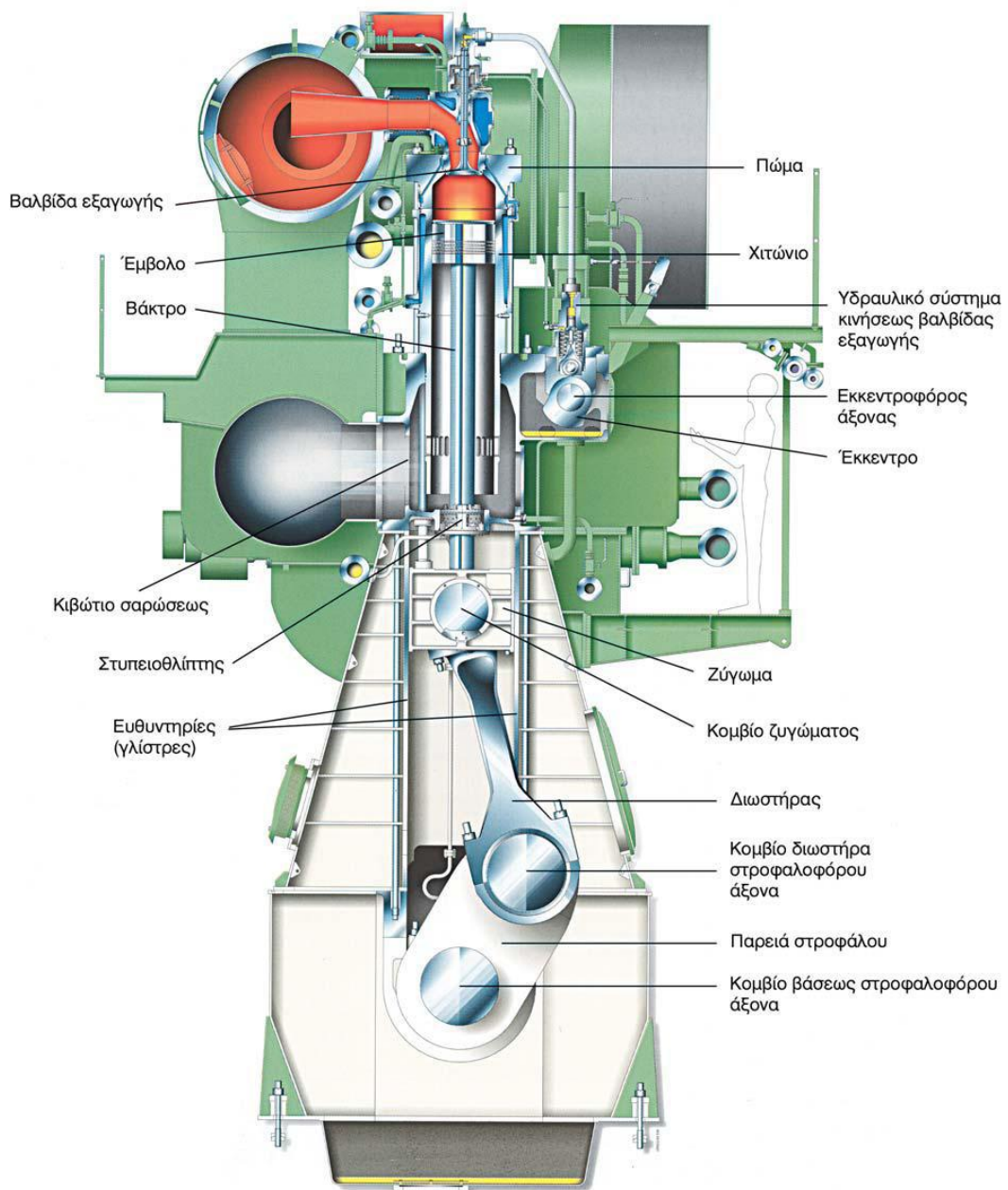
Για την πρόωση των μεγάλων εμπορικών πλοίων έχει επικρατήσει, σχεδόν κατ' αποκλειστικότητα σήμερα, η χρήση βραδύστοφων 2-Χ (δίχρονων) κινητήρων Diesel μεγάλου μεγέθους. Η επικράτηση των κινητήρων αυτών ως το βασικό μέσο πρόωσης στη ναυτιλία δικαιολογείται τόσο από τον πολύ υψηλό βαθμό απόδοσης τους που ξεπερνά το 50% όσο και από την ικανότητα τους να λειτουργήσουν με φθηνά χαμηλής ποιότητας αποστάγματα του πετρελαίου, με αποτέλεσμα να αποτελούν το οικονομικότερο είδος θερμικής μηχανής. Στο σχήμα 4.1 βλέπουμε το βαθμό απόδοσης διαφόρων θερμικών μηχανών όπου παρατηρούμε ότι οι βραδύστροφοι κινητήρες Diesel βρίσκονται στην πρώτη θέση.



Σχήμα 4.1: Βαθμός απόδοσης ναυτικών κινητήρων σε σχέση με άλλες θερμικές μηχανές

Όλοι οι σύγχρονοι 2-Χ αργόστροφοι κινητήρες Diesel έχουν κοινά χαρακτηριστικά όπως διάταξη κινηματικού μηχανισμού με βάκτρο και ζύγωμα (σταυρό), διαμήκη απόπλυση με βαλβίδα εξαγωγής και θυρίδες εισαγωγής, είναι συνήθως ισχυρά υπερπληρωμένοι με σύστημα εξαγωγής καυσαερίων σταθερής πίεσης και έχουν μεγάλους λόγους διαδρομής προς διάμετρο εμβόλου που φθάνουν το 4,4:1. Η ταχύτητα περιστροφής τους κυμαίνεται από 55 έως 250 rpm περίπου, με τους μεγαλύτερους να πλησιάζουν περισσότερο το κάτω όριο, επιτρέποντας την

περιστροφή μεγάλων ελίκων με τις οποίες είναι άμεσα συνδεδεμένοι (χωρίς μειωτήρα) με αποτέλεσμα την επίτευξη πολύ καλής απόδοσης προώσεως. Κάθε κύλινδρος αποδίδει ισχύ της τάξεως των χιλιάδων kW ενώ η διάμετρος του εμβόλου κυμαίνεται από 260 έως 1080 mm. Έχουν 4 έως 14 κυλίνδρους σε σειρά και γενικά χαμηλή ειδική κατανάλωση καυσίμου που πέφτει μέχρι και τα 154 gr/kWh. Επίσης οι κινητήρες αυτοί έχουν μεγάλους γεωμετρικούς βαθμούς συμπίεσης που σε κάποιες περιπτώσεις ξεπερνούν και το 20 ενώ αναπτύσσουν μέση πραγματική πίεση που φθάνει τα 20 bar. Στο σχήμα 4.2 βλέπουμε την τυπική μορφή δίχρονου βραδύστροφου ναυτικού κινητήρα.



Σχήμα 4.2: Τυπικός 2-Χ βραδύστροφος ναυτικός κινητήρας σε τομή

Υπάρχουν ουσιαστικά δύο διαφορετικά τμήματα σε κάθε τέτοιο ναυτικό κινητήρα, ο κύλινδρος στον οποίο αναπτύσσεται η ισχύς και ο στροφαλοθάλαμος στον οποίο η παλινδρομική κίνηση του εμβόλου μετατρέπεται σε περιστροφική στον στροφαλοφόρο άξονα. Οι κύλινδροι λοιπόν είναι απομονωμένοι από το στροφαλοθάλαμο μέσω ενός διαφράγματος, εμποδίζοντας έτσι τυχόν 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. Έτσι στον βραδύστροφο κινητήρα χρησιμοποιείται καθαρό έλαιο λιπάνσεως στο στροφαλοθάλαμο και ξεχωριστό κυλινδρέλαιο διαφορετικών ιδιοτήτων για τη λίπανση του κυλίνδρου.

Πλέον όλοι οι 2-Χ βραδύστροφοι κινητήρες είναι υπερπληρωμένοι με τη μανομετρική πίεση στην εισαγωγή (πίεση σάρωσης) να φτάνει τα 3-4 bar. Η υπερπλήρωση επιτυγχάνεται δια του καυσαερίου με ζεύγος συμπιεστή-στροβίλου (σχήμα 4.3) (στροβίλο-υπερπλήρωση) ενώ συνήθως χρησιμοποιείται ακτινικός συμπιεστής και αξονικός στρόβιλος. Επίσης υπάρχει πάντα ψυγείο αέρα για τη μείωση της θερμοκρασίας του αέρα υπερπληρώσεως πριν αυτός οδηγηθεί στους κυλίνδρους, το οποίο λειτουργεί με θαλασσινό νερό. Εκτός από την απλή διάταξη με ένα ζεύγος συμπιεστή-στροβίλου, συχνά χρησιμοποιούνται και άλλες διατάξεις όπως η διβάθμια στροβίλο-υπερπλήρωση (two-stage turbocharging) με διάφορους σκοπούς όπως τη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης η τη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων. Εκτός από το σύστημα στρόβιλο-υπερπλήρωσης, υπάρχουν εγκατεστημένοι και συμπιεστές θετικής εκτόπισης οι οποίοι κινούνται από ηλεκτροκινητήρες (auxiliary blowers), με σκοπό την υποβοήθηση της εκκίνησης και της λειτουργίας του κινητήρα σε χαμηλά φορτία όπου η ενεργειακή στάθμη του καυσαερίου είναι χαμηλή.

Πλέον υπάρχουν τρεις μεγάλες κατασκευάστριες εταιρίες τέτοιων κινητήρων οι οποίες προσφέρουν διαφορετικές οικογένειες 2-Χ αργόστροφων ναυτικών κινητήρων με διαφορετικά τεχνικά χαρακτηριστικά όπως διάμετρο εμβόλου, αριθμό κυλίνδρων και παραγόμενη ισχύ. Ενδεικτικά ο ισχυρότερος σήμερα ναυτικός κινητήρας Diesel (σχήμα 4.3) έχει 13,5 m ύψος, 26,6 m μήκος και αποδίδει 80080 kW (107390 hp) με διάμετρο εμβόλου 960 mm και διαδρομή 2500 mm.

Στις παλαιότερες μηχανές ο χρονισμός εγχύσεως του καυσίμου επιτυγχάνεται μηχανικά με τη χρήση εκκεντροφόρου άξονα ο οποίος παίρνει κίνηση άμεσα από τον στροφαλοφόρο. Μέσω του εκκεντροφόρου λοιπόν ρυθμίζεται ο χρονισμός των αντλιών καυσίμου και των βαλβίδων εξαγωγής. Πλέον κατασκευάζονται μηχανές στις οποίες ο χρονισμός εγχύσεως του καυσίμου όπως και ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής ρυθμίζονται ηλεκτρονικά με τη χρήση ηλεκτρομαγνητικών και υδραυλικών επενεργητών, οπότε η χρήση εκκεντροφόρου δεν είναι απαραίτητη και

σε πολλές περιπτώσεις παραλείπεται. Οι τρεις κατασκευάστριες εταιρίες λοιπόν, προσφέρουν πλέον και ηλεκτρονικά ελεγχόμενους κινητήρες με τους οποίους θα ασχοληθούμε εκτενώς στο επόμενο εδάφιο μιας και πρόκειται για τις πιο προηγμένης τεχνολογίας ναυτικές μηχανές.



Σχήμα 4.3: Φωτογραφίες του ισχυρότερου σήμερα κινητήρα Diesel αριστερα και του στοβιλο-υπερπληρωτή που χρησιμοποιεί, δεξιά

4.2 ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ

Η συνεχιζόμενη εξέλιξη των ναυτικών κινητήρων Diesel επηρεάζεται κυρίως από τις τιμές του πετρελαίου, την εισαγωγή νέων κανονισμών για την έκλυση ρύπων, την κατάσταση της αγοράς των νέων κατασκευών πλοίων και την εγκατεστημένη ισχύ σε νέες κατασκευές. Η πλέον σημαντική εξέλιξη στους ναυτικούς κινητήρες Diesel είναι η ενσωμάτωση ηλεκτρονικών συστημάτων παρακολούθησης και ελέγχου των διαδικασιών του κινητήρα και στοχεύει κυρίως στην αύξηση του βαθμού απόδοσης, τον περιορισμό των εκπεμπόμενων ρύπων και τη βελτίωση της αξιοπιστίας. Οι παράμετροι λειτουργίας μπορούν πλέον να ελέγχονται από κύκλο σε κύκλο και από κύλινδρο σε κύλινδρο, καθώς και να βελτιστοποιούνται σε όλο το εύρος στροφών και φορτίου. Η δυνατότητα ηλεκτρονικού ελέγχου της εγχύσεως καυσίμου σημαίνει ότι η μορφή της εγχύσεως μπορεί να βελτιστοποιηθεί για διάφορα φορτία. Με χρήση πολλαπλών εγχύσεων και μεταβολή προπορείας και ρυθμού εγχύσεως (injection rate shaping) μπορεί να επιτευχθεί σταθερή υψηλή πίεση κατά την καύση, και μέσω μεταβολής στο χρονισμό και ρυθμό ανοίγματος/κλεισίματος της βαλβίδας

εξαγωγής, μεταβλητός λόγος συμπίεσης. Σε αυτό το εδάφιο λοιπόν θα γίνει εκτενής αναφορά στις ηλεκτρονικά ελεγχόμενες ναυτικές μηχανές χωρίς εκκεντροφόρο. Αρχικά θα αναφερθούμε στις ηλεκτρονικές μηχανές χωρίς συστήματα κοινού οχετού (common rail) ενώ στη συνέχεια θα περιγράψουμε τη λειτουργία των ηλεκτρονικών μηχανών με common rail.

4.2.1 ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΧΩΡΙΣ COMMON RAIL

Αρχικά θα γίνει περιγραφή των ηλεκτρονικών μηχανών οι οποίες δε χρησιμοποιούν συστήματα κοινού οχετού (common rail). Στις μηχανές αυτές (όπως και σε όλες τις ηλεκτρονικές) καταργείται ο εκκεντροφόρος άξονας και αντικαθίσταται από υδραυλικό σύστημα (ηλεκτρονικά ελεγχόμενο) το οποίο με κατάλληλους υδραυλικούς επενεργητές ρυθμίζει τη λειτουργία των αντλιών καυσίμου. Το σύστημα συνδυάζεται με αντίστοιχη διάταξη για τις βαλβίδες εξαγωγής των κυλίνδρων οπότε εκλείπει η ανάγκη υπάρξεως εκκεντροφόρου άξονα. Το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου παρέχει μεγάλη ελευθερία μεταβολής του χρονισμού και της διάρκειας της εγχύσεως καθώς και του χρονισμού και της διάρκειας ανοίγματος των βαλβίδων, ανάλογα με το σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Επίσης κάθε κύλινδρος μπορεί να ρυθμιστεί ανεξάρτητα, οδηγώντας σε ομαλότερη λειτουργία του κινητήρα. Πιο αναλυτικά τα σημαντικότερα ηλεκτρονικά και υδραυλικά συστήματα που έχουν προστεθεί σε αυτούς τους κινητήρες είναι τα εξής:

Ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου της μηχανής ECS:

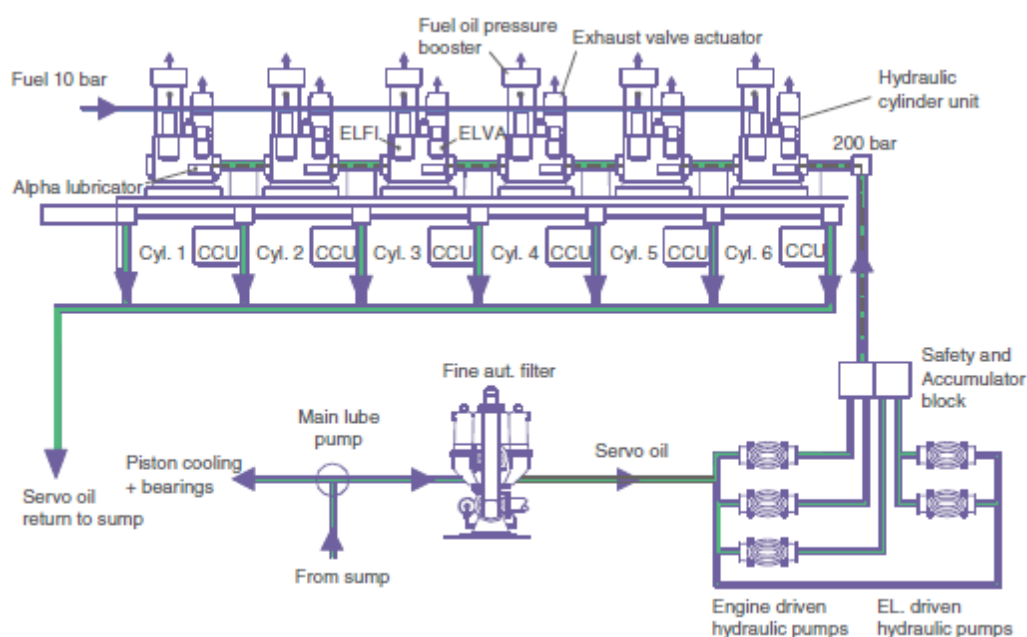
Το ECS (Engine Control System) περιλαμβάνει δύο μονάδες ελέγχου της μηχανής ECU (Engine Control Unit), μια μονάδα ελέγχου κυλίνδρου CCU (Cylinder Control Unit) για κάθε κύλινδρο, ένα τοπικό τερματικό ελέγχου και μια διεπαφή για ένα εξωτερικό σύστημα ελέγχου εφαρμογών. Το ECU ελέγχει λειτουργίες που σχετίζονται με τη συνολική κατάσταση της μηχανής όπως τις στοφές του κινητήρα, προστασία του κινητήρα από υπερφόρτωση και βλάβες, βελτιστοποίηση της καύσης σύμφωνα με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα, παροχή υδραυλικού υγρού κ.α. Η CCU συνδέεται με όλα τα συστήματα κάθε κυλίνδρου με σκοπό τον έλεγχο της έγχυσης καυσίμου, της βαλβίδας εξαγωγής, της λίπανσης του κυλίνδρου και της βαλβίδας εκκίνησης του κυλίνδρου. Γενικά εδώ έγινε μια απλοϊκή περιγραφή του συστήματος ελέγχου αφού πρόκειται για ένα ιδιαίτερα πολύπλοκο σύστημα που περιλαμβάνει πληθώρα υποσυστημάτων και υπολογιστών.

Υδραυλικό κύκλωμα τροφοδοσίας HPS:

Το HPS (Hydraulic Power Supply) είναι σύστημα αντλιών, αγωγών υψηλής πίεσης και φίλτρων το οποίο τροφοδοτεί με την απαραίτητη ενέργεια (υδραυλική πίεση) τα υπόλοιπα υδραυλικά συστήματα της μηχανής. Οι αντλίες υψηλής πίεσης που περιλαμβάνει παίρνουν κίνηση από τη στροφαλοφόρο μέσω αλυσίδας ή από ηλεκτροκινητήρες. Η υδραυλική πίεση που αναπτύσσει είναι περίπου 200 bar.

Υδραυλική μονάδα κυλίνδρου HCU:

Η HCU (Hydraulic Cylinder Unit) τροφοδοτείται με υδραυλικό υγρό από το HPS και περιλαμβάνει τη μονάδα ελέγχου έγχυσης καυσίμου ELFI (Electronic Fuel Injection), τη μονάδα ελέγχου της βαλβίδας εξαγωγής ELVA (Electronic Valve Actuator) και τη μονάδα ελέγχου λίπανσης του κυλίνδρου. Έτσι υπάρχει μια HCU για κάθε κύλινδρο η οποία συνεργάζεται άμεσα με την ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου κάθε κυλίνδρου CCU και είναι υπεύθυνη για την έγχυση του καυσίμου, τη λειτουργία της βαλβίδας και τη λίπανση του κυλίνδρου. Στο σχήμα 4.4 βλέπουμε το υδραυλικό κύκλωμα 6-κύλινδρου κινητήρα όπου φαίνονται οι μονάδες HCU και CCU και το HPS κάτω δεξιά.

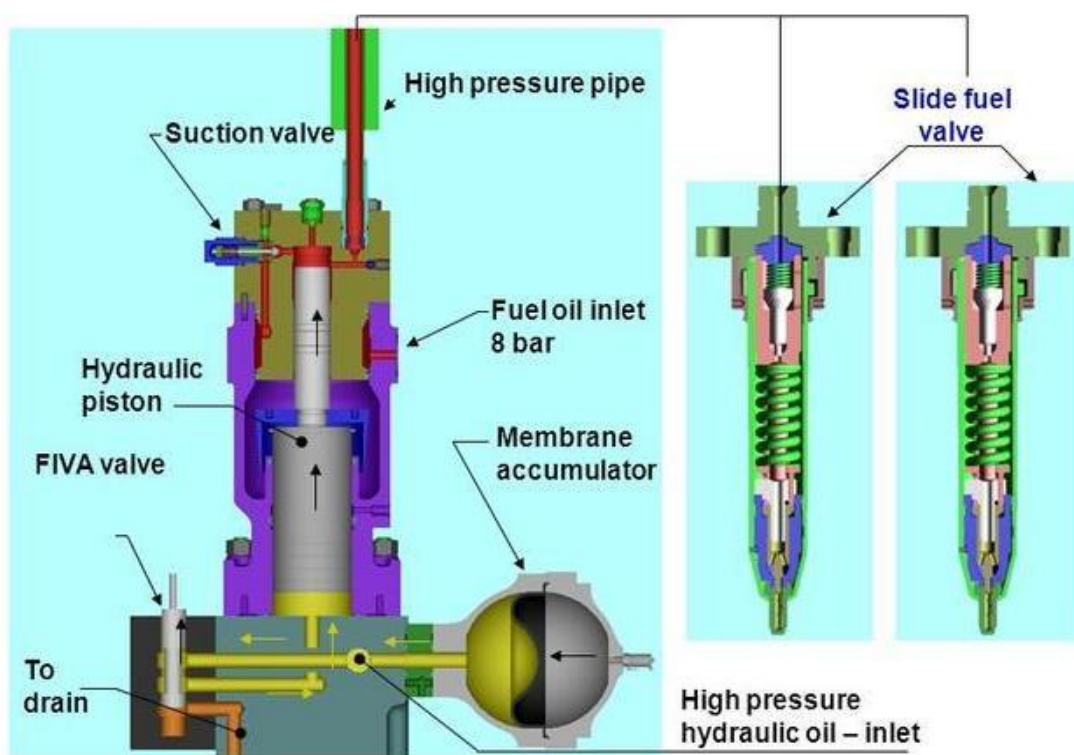


Σχήμα 4.4: Υδραυλικό κύκλωμα 6-κύλινδρου κινητήρα

Σύστημα έγχυσης καυσίμου:

Ο έλεγχος της έγχυσης καυσίμου σε αυτούς τους κινητήρες πραγματοποιείται μέσω μιας ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας η οποία ονομάζεται FIVA (Fuel Injection Valve Actuator) ή ELFI (Electronic Fuel Injection) και αποτελεί υποσύστημα της υδραυλικής μονάδας κυλίνδρου HCU. Παρατηρώντας το σχήμα 4.5 μπορούμε να περιγράψουμε τη διαδικασία ως εξής: Όταν η FIVA ανοίξει δηλαδή κινηθεί προς τα πάνω (όπως στο

σχήμα) επιτρέπει στο υδραυλικό υγρό (servo oil) υψηλής πίεσης το οποίο παρέχεται από το HPS να γεμίσει τον υδραυλικό κύλινδρο. Η υψηλή πίεση (περίπου 200 bar) αναγκάζει το έμβολο να κινηθεί προς τα πάνω και αυτό συμπιέζει το καύσιμο. Η διαφορά διαμέτρων που όπως βλέπουμε έχει το υδραυλικό έμβολο στις δύο άκρες του, δημιουργεί πολύ υψηλή πίεση στο συμπιεζόμενο καύσιμο (έως 800-900 bar) και υπό τη επίδραση της πίεσης αυτής το καύσιμο ξεπερνά τη δύναμη του ελατηρίου της βαλβίδας του εγχυτήρα και εγχύεται στον κύλινδρο. Η βαλβίδα FIVA έχει τη δυνατότητα να ανοίγει και να κλείνει σε πολύ μικρό χρονικό διάστημα και η κίνησή της ελέγχεται από τη μονάδα ελέγχου κυλίνδρου CCU (Cylinder Control Unit). Έτσι το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου μπορεί να ελέγχει πλήρως τις συνθήκες έγχυσης καυσίμου σε κάθε κύλινδρο όπως το χρονισμό την ποσότητα και το προφίλ έγχυσης.

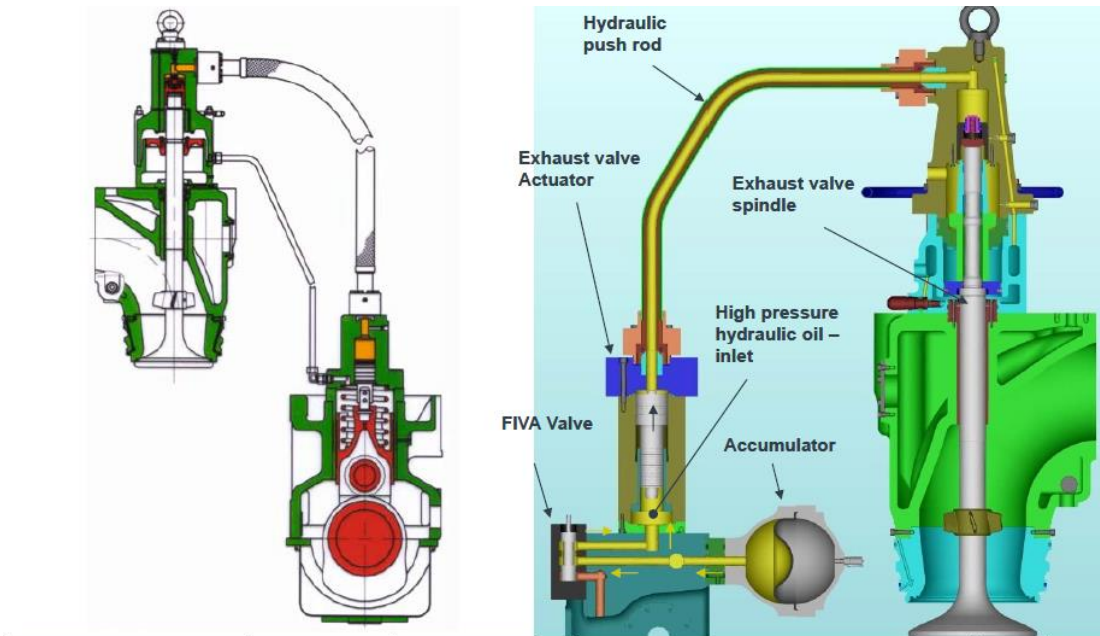


Σχήμα 4.5: Σύστημα υποβοήθησης έγχυσης καυσίμου ηλεκτρονικού κινητήρα

Σύστημα ενεργοποίησης της βαλβίδας εξαγωγής:

Στο σχήμα 4.6 βλέπουμε τον παραδοσιακό τρόπο ενεργοποίησης της βαλβίδας εξαγωγής απλού κινητήρα (με εκκεντροφόρο) σε σύγκριση με το σύστημα που χρησιμοποιούν οι ηλεκτρονικοί κινητήρες. Παρατηρώντας το δεξιό σχήμα βλέπουμε ότι ο τρόπος που λειτουργεί είναι όμοιος με το σύστημα έγχυσης καυσίμου. Και σε αυτή την περίπτωση η ενεργοποίηση γίνεται μέσω της βαλβίδας FIVA η οποία αποκαλείται και ELVA (Electronic Valve Actuator). Μόλις η FIVA ανοίξει το

υδραυλικό υγρό (από το HPS) αποκτά πρόσβαση στο κάτω μέρος του υδραυλικού κυλίνδρου ο οποίος με τη σειρά του δημιουργεί πίεση στο υδραυλικό “ωστήριο” της βαλβίδας η οποία κινείται προς τα κάτω και ανοίγει. Η επαναφορά της βαλβίδας επιτυγχάνεται μέσω πνευματικού ελατηρίου που λειτουργεί με αέρα.



Σχήμα 4.6: Το σύστημα ενεργοποίησης της βαλβίδας εξαγωγής: απλού κινητήρα αριστερά (με εκκεντροφόρο), ηλεκτρονικού κινητήρα δεξιά

Σύστημα μέτρησης πίεσης κυλίνδρων:

Η αξιόπιστη μέτρηση της πίεσης των κυλίνδρων ενός κινητήρα είναι απαραίτητη για την παρακολούθηση της λειτουργίας του και της κατάστασης στην οποία βρίσκεται άρα και της σωστής ρύθμισης των παραμέτρων λειτουργίας του ανά πάσα στιγμή. Η κατασκευάστρια εταιρία για αυτό το σκοπό έχει αναπτύξει το σύστημα PMI Pressure Analyzer οποίο έχει σχεδιαστεί για να παρέχει στους μηχανικούς και το προσωπικό συντήρησης του κινητήρα τις απαραίτητες μετρήσεις πίεσης καθώς και αναλύσεις τους μέσω ηλεκτρονικών υπολογιστών. Τα βασικά πλεονεκτήματα του συστήματος PMI on-line που χρησιμοποιείται σε αυτές τις μηχανές είναι τα εξής: α) πλήρως αυτοματοποιημένη διαδικασία λήψης μετρήσεων η οποία διενεργείται από την αίθουσα ελέγχου (control room) μέσω ηλεκτρονικών υπολογιστών, β) γραφική απεικόνιση και εκτύπωση δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων, γ) μέτρηση τιμών ισχύος, ενδεικνύμενης πίεσης, πίεσης συμπίεσης, μέγιστης πίεσης καύσης, πίεσης σάρωσης και εμφάνιση προτεινόμενων τιμών για ρύθμιση της μηχανής. Επίσης το PMI έχει τη δυνατότητα συνεργασίας με λογισμικό διάγνωσης και παρακολούθησης κατάστασης το οποίο έχει αναπτυχθεί από τον ίδιο κατασκευαστή και ονομάζεται CoCoS - EDS (Computer Controlled Surveillance - Engine Diagnostics

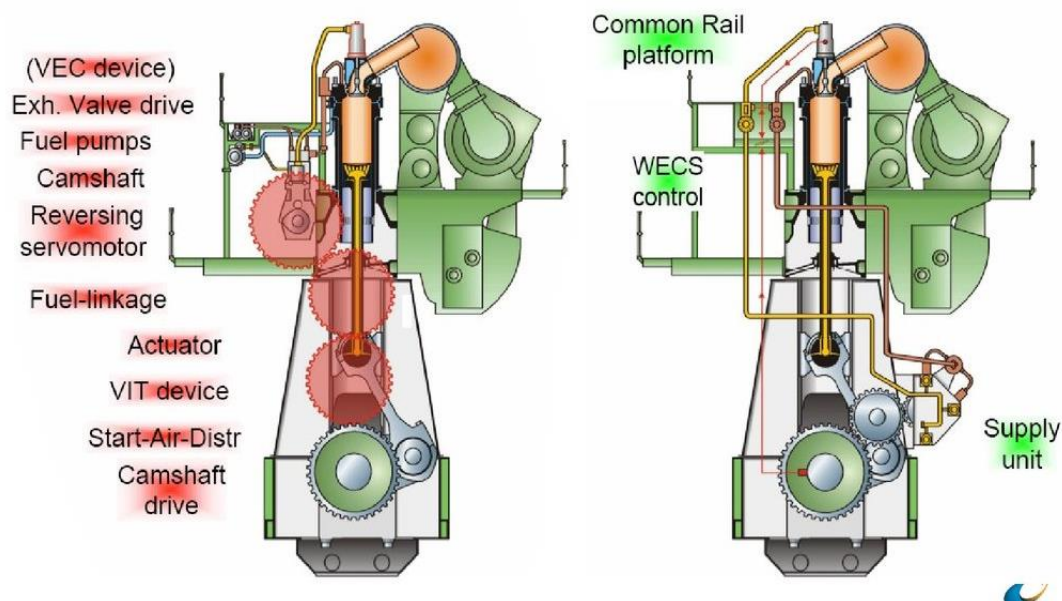
System). Το CoCoS-EDS σε συνεργασία με το PMI λοιπόν παρέχει τη δυνατότητα παρακολούθησης του κινητήρα για την εξασφάλιση ιδανικών συνθηκών λειτουργίας και έγκαιρης πρόβλεψης βλαβών. Τέλος τα παραπάνω συστήματα σε συνεργασία και με τα ηλεκτρονικά σύστημα ελέγχου της μηχανής παρέχουν πλήρη δυνατότητα ρύθμισης των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα (σχήμα 4.7) όπως ο χρονισμός της έγχυσης καυσίμου και ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής στα διάφορα φορτία (π.χ. για οικονομική λειτουργία ή για χαμηλές εκπομπές ρύπων).



Σχήμα 4.7: Ρύθμιση παραμέτρων λειτουργίας ηλεκτρονικού κινητήρα

4.2.2 ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ COMMON RAIL

Σε αυτό το εδάφιο θα γίνει μια πιο σύντομη ανάφορα στις ηλεκτρονικές μηχανές με common rail οι οποίες άλλωστε σε μεγάλο βαθμό χρησιμοποιούν παρόμοια συστήματα και φιλοσοφία με τις ηλεκτρονικές μηχανές που περιγράψαμε προηγουμένως. Οι μηχανές αυτές προσφέρονται σαν επιλογή για τα περισσότερα μοντέλα της οικογένειας απλών κινητήρων (με εκκεντροφόρο) του ίδιου κατασκευαστή. Οι κινητήρες αυτοί λοιπόν είναι ουσιαστικά οι ίδιοι με τους αντίστοιχους απλούς αλλά χωρίς τον εκκεντροφόρο άξονα (και τα γρανάζια κίνησης του), τις εμβολοφόρες αντλίες ψεκασμού καυσίμου, τις αντλίες ενεργοποίησης των βαλβίδων εξαγωγής και τους σερβοκινητήρες αντιστροφής (reversing servomotors). Αντ' αυτού είναι εξοπλισμένοι με συστήματα κοινού οχετού (common rail) για την έγχυση καυσίμου και την ενεργοποίηση της βαλβίδας εξαγωγής, πλήρη ηλεκτρονικό έλεγχο των λειτουργιών της μηχανής και συστήματα αντλιών τροφοδοσίας (supply units). Οι βασικές διαφορές μεταξύ των ηλεκτρονικών κινητήρων με common rail και των απλών (με εκκεντροφόρο) φαίνονται στο σχήμα 4.8.



Σχήμα 4.8: Διαφορές μεταξύ απλών και ηλεκτρονικών με common rail μηχανών

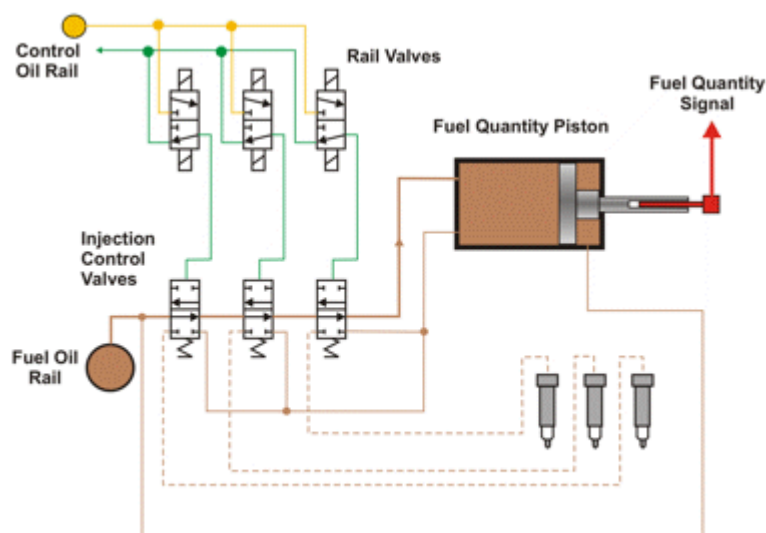
Το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου των κινητήρων αυτών ονομάζεται WECS και προσφέρει πλήρη έλεγχο και παρακολούθηση όλων των λειτουργιών της μηχανής. Είναι ένα πολύπλοκο ηλεκτρονικό σύστημα με ξεχωριστές μονάδες ελέγχου μικροεπεξεργαστών για κάθε κύλινδρο και για συνολικό έλεγχο και εποπτεία της μηχανής. Ένα βασικό σήμα εισόδου για το WECS είναι η τιμή της γωνίας στροφάλου η οποία μετράται με μεγάλη ακρίβεια μέσω δύο αισθητήρων. Υπάρχουν δύο εκδόσεις του, η WECS-9500 και η WECS-9520 οι οποίες έχουν την ίδια λειτουργία αλλά η δεύτερη απαιτεί πιο απλή εγκατάσταση.

Η μονάδα τροφοδοσίας (supply unit) παίρνει κίνηση μέσω οδοντωτών τροχών από τον στροφαλοφόρο άξονα της μηχανής και περιλαμβάνει αντλίες υψηλής πίεσης. Μέσω των αντλιών αυτών τροφοδοτεί το σύστημα κοινού οχετού (common rail) με καύσιμο υπό υψηλή πίεση η οποία φτάνει τα 1000 bar και με υδραυλικό υγρό πίεσης 200 bar περίπου το οποίο χρησιμοποιείται για τον έλεγχο και την ενεργοποίηση της βαλβίδας εξαγωγής. Επίσης υπάρχουν δύο αντλίες κινούμενες από ηλεκτροκινητήρες οι οποίες παρέχουν υδραυλικό υγρό πίεσης 200 bar το οποίο χρησιμοποιείται για τον έλεγχο της έγχυσης του καυσίμου (control oil). Το υδραυλικό υγρό που χρησιμοποιείται και στις δυο περιπτώσεις είναι έλαιο λιπάνσης του κινητήρα το οποίο παρέχεται από το σύστημα λίπανσης.

Η μονάδα common rail είναι άμεσα συνδεδεμένη με τη μονάδα τροφοδοσίας και περιλαμβάνει τον αγωγό του καυσίμου (fuel common rail pipe) και τον αγωγό του υδραυλικού υγρού (servo oil common rail). Ο αγωγός του καυσίμου είναι σχεδιασμένος ώστε να έχει μεγάλη αντοχή εφ' όσον διακινεί καύσιμο πίεσης 1000 bar περίπου και κατάλληλο μέγεθος ώστε η πτώση πίεσης μετά από κάθε έγχυση να είναι αμελητέα.

Σύστημα έγχυσης καυσίμου:

Η προσαγωγή του καυσίμου από τον αγωγό καυσίμου common rail στους εγχυτήρες γίνεται μέσω ξεχωριστής για κάθε κύλινδρο μονάδας ελέγχου έγχυσης καυσίμου ICU (Injection Control Unit). Οι μονάδες ICU είναι άμεσα συνδεδεμένες με τον αγωγό καυσίμου και ρυθμίζουν για κάθε κύλινδρο το χρονισμό της έγχυσης, την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου και το προφίλ της έγχυσης. Κάθε μονάδα ICU περιλαμβάνει τρεις βαλβίδες ελέγχου έγχυσης (injection control valves), τρεις ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες πολύ μικρού χρόνου ενεργοποίησης οι οποίες λαμβάνουν σήμα από τη μονάδα WECS (rail valves) και ένα έμβολο ελέγχου της εγχυόμενης ποσότητας του καυσίμου (σχήμα 4.9). Όταν οι ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες (rail valves) ενεργοποιούνται για έγχυση, αναγκάζουν μέσω υδραυλικού υγρού (control oil) τις βαλβίδες ελέγχου έγχυσης να ανοίξουν και το ήδη συμπιεσμένο καύσιμο αναγκάζει το έμβολο να κινηθεί προς τα αριστερά. Έτσι μέσω του εμβόλου και των βαλβίδων το καύσιμο υπό υψηλή πίεση φθάνει στους εγχυτήρες και εγχύεται στον κύλινδρο.

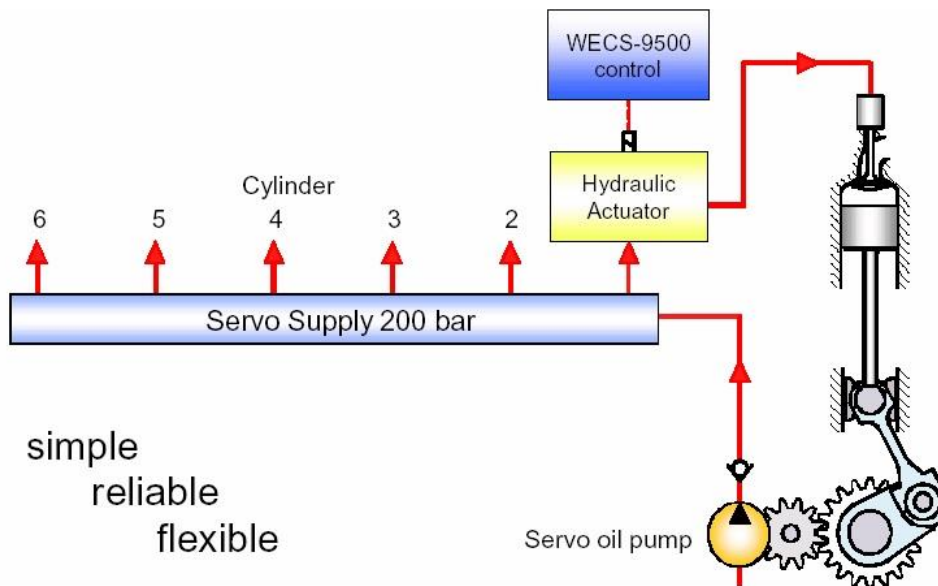


Σχήμα 4.9: Μονάδα ελέγχου έγχυσης καυσίμου (HCU) ηλεκτρονικού κινητήρα common rail

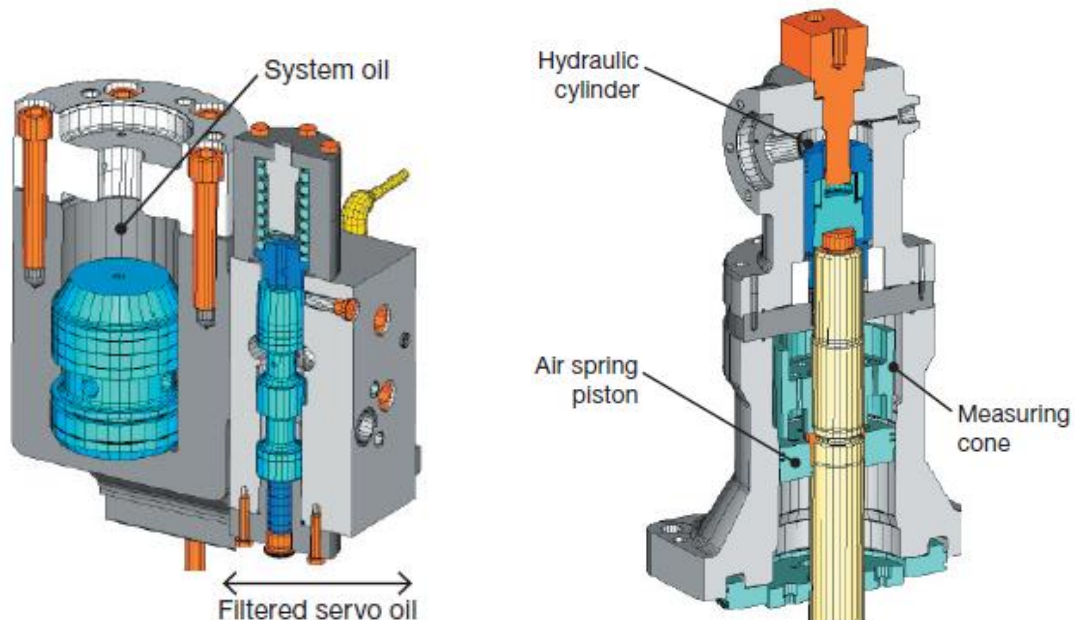
Σύστημα ελέγχου της βαλβίδας εξαγωγής:

Οι βαλβίδες εξαγωγής στους ηλεκτρονικούς κινητήρες common rail λειτουργούν με παρόμοιο σύστημα με αυτό των κινητήρων που περιγράψαμε στο προηγούμενο εδάφιο. Ανοίγουν υπό την επίδραση υδραυλικής πίεσης μέσω υδραυλικών “ωστηρίων” (hydraulic push rods) και επανέρχονται στην κλειστή θέση υπό την επίδραση πνευματικών ελατηρίων που λειτουργούν με αέρα. Υπάρχει μια μονάδα ενεργοποίησης της βαλβίδας εξαγωγής για κάθε κύλινδρο (exhaust valve actuator) η οποία περιλαμβάνει όμοιες βαλβίδες ενεργοποίησης με αυτές της μονάδας έγχυσης καυσίμου και ένα υδραυλικό έμβολο. Σε αυτή την περίπτωση η αναγκαία

υδραυλική πίεση (200 bar) παρέχεται από τον αγωγό του υδραυλικού υγρού (servo oil common rail). Το σήμα ελέγχου δίνεται και σε αυτή την περίπτωση από το WECS στις ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες οι οποίες ελέγχουν τη ροή του υδραυλικού υγρού στο έμβολο και αυτό με τη σειρά του δημιουργεί την απαραίτητη πίεση στο υδραυλικό “ωστήριο” της βαλβίδας εξαγωγής. Στο σχήμα 4.10 βλέπουμε τη διάταξη ελέγχου των βαλβίδων ενώ στο σχήμα 4.11 πιά αναλυτικά το έμβολο ενεργοποίησης και το σύστημα οδήγησης τους.



Σχήμα 4.10: Σύστημα ελέγχου των βαλβίδων εξαγωγής ηλεκτρονικού κινητήρα common rail



Σχήμα 4.11: Μονάδα ενεργοποίησης της βαλβίδας εξαγωγής (αριστερά), σύστημα οδήγησης της βαλβίδας εξαγωγής (δεξιά) ηλεκτρονικού κινητήρα common rail

4.3 ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΣ ΧΡΟΝΙΣΜΟΣ ΒΑΛΒΙΔΑΣ ΕΞΑΓΩΓΗΣ

Όπως εξηγήσαμε στο προηγούμενο εδάφιο οι ηλεκτρονικές μηχανές χωρίς εκκεντροφόρο προσφέρουν μεγάλη ευελιξία στη ρύθμιση των παραμέτρων λειτουργίας τους όπως η έγχυση καυσίμου και ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής, σε όλο το εύρος στροφών και φορτίου ώστε να επιτυγχάνεται η βέλτιστη λειτουργία ανάλογα με τις εκάστοτε συνθήκες και απαιτήσεις. Σε αυτό το εδάφιο λοιπόν θα γίνει αναφορά στο μεταβλητό χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής 2-Χ βραδύστροφου ναυτικού κινητήρα Diesel, ο οποίος πλέον επιτυγχάνεται εύκολα μέσω ηλεκτρονικού ελέγχου της βαλβίδας εξαγωγής, και στο λόγο που αυτός χρησιμοποιείται.

Οι βασικοί λόγοι για τους οποίους χρησιμοποιείται μεταβλητός χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής είναι η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου άρα και του βαθμού απόδοσης της μηχανής και η μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων και κυρίως των οξειδίων του αζώτου (NOx). Συνήθως για τους ίδιους σκοπούς παράλληλα με το μεταβλητό χρονισμό βαλβίδας, χρησιμοποιείται και μεταβλητός χρονισμός έγχυσης καυσίμου. Ουσιαστικά με τη χρήση μεταβλητού χρονισμού οι γωνίες στροφάλου στις οποίες συμβαίνει το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής EVC (Exhaust Valve Closure), το άνοιγμα της EVO (Exhaust Valve Opening) ή και τα δύο μεταβάλλονται ανάλογα με το φορτίο της μηχανής και τον επιθυμητό τρόπο λειτουργίας της.

Άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής (EVO):

Μέσω του χρονισμού ανοίγματος της βαλβίδας EVO μπορούμε να ελέγξουμε τη φάση της αποτονώσεως του κυλίνδρου. Συνήθως λοιπόν κατά την επιτάχυνση ενός κινητήρα επιλέγεται πρόωρο άνοιγμα της βαλβίδας έτσι ώστε να τροφοδοτηθεί ο στρόβιλος με καυσαέριο υψηλής ενεργειακής στάθμης με αποτέλεσμα την γρηγορότερη επιτάχυνση του ζεύγους υπερπλήρωσης άρα και την ταχύτερη αύξηση της πίεσης σάρωσης (P_{scav}). Έτσι επιτυγχάνεται ταχύτερη απόκριση (επιτάχυνση) του κινητήρα και μείωση της εκπεμπόμενης αιθάλης η οποία γενικά δημιουργείται από την έλλειψη αρκετού οξυγόνου κατά την καύση. Επίσης κατά τη φάση της αποτονώσεως, τη στιγμή που ανοίγουν οι θυρίδες εισαγωγής είναι επιθυμητό η πίεση εντός του κυλίνδρου να μην είναι μεγαλύτερη από την πίεση σάρωσης ώστε να αποφεύγεται η εισροή καυσαερίου στον σχετό εισαγωγής, πράγμα που εξαρτάται άμεσα από το χρονισμό ανοίγματος της βαλβίδας.

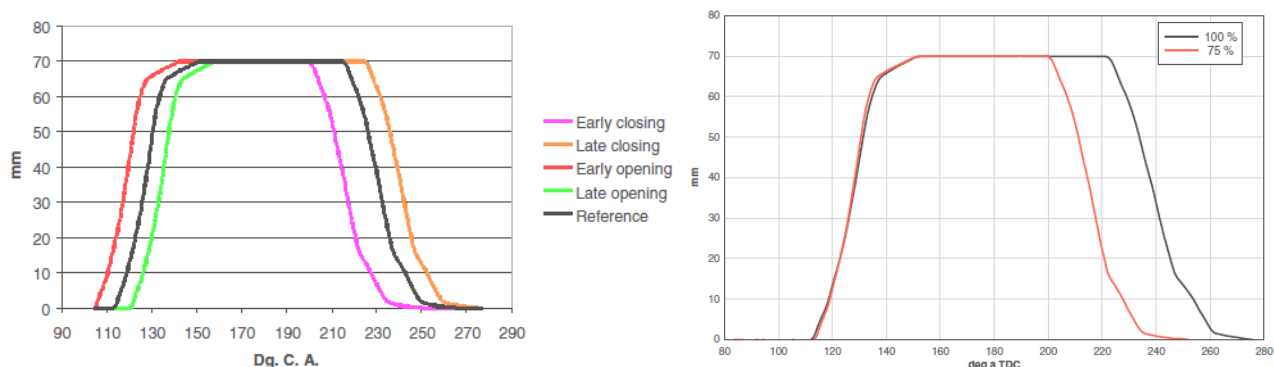
Κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής (EVC):

Σχετικά με το μεταβλητό χρονισμό κλεισίματος της βαλβίδας EVC μπορούμε να πούμε ότι γενικά χρησιμοποιείται περισσότερο από το μεταβλητό χρονισμό ανοίγματος και σε μεγαλύτερο εύρος γωνιών στροφάλου. Μέσω του κλεισίματος

της βαλβίδας μπορούμε να ελέγξουμε τη φάση της συμπίεσης του κυλίνδρου και να μεταβάλλουμε τον ενεργό βαθμό συμπίεσης (effective compression ratio) του. Στα χαμηλά φορτία γενικά επιλέγεται το κλείσιμο της βαλβίδας να συμβαίνει νωρίς έτσι ώστε να επιτυγχάνεται υψηλός βαθμός συμπίεσης άρα και υψηλή πίεση συμπίεσης (P_{comp}) πράγμα που οδηγεί σε αύξηση του βαθμού απόδοσης και μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Καθώς όμως το φορτίο αυξάνεται επιλέγουμε το κλείσιμο της βαλβίδας να καθυστερεί αφού υπάρχει ο κίνδυνος η μέγιστη πίεση κάυσης (P_{max}) να υπερβεί το επιτρεπτό όριο, βέβαια η P_{max} ελέγχεται και από το χρονισμό και τον τρόπο έγχυσης του καυσίμου. Από την άλλη οι εκπομπές NOx αυξάνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας των αερίων εντός του κυλίνδρου. Έτσι όταν απαιτείται ο κινητήρας να λειτουργεί με χαμηλές εκπομπές ρύπων το κλείσιμο της βαλβίδας πρέπει να καθυστερεί ώστε να μειώνεται η P_{comp} και η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου (T_{max}) να διατηρείται σε χαμηλές τιμές.

Από τα παραπάνω γίνεται εμφανές ότι η αύξηση των πιέσεων του κυλίνδρου βελτιώνει το βαθμό απόδοσης αλλά αυξάνει τις εκπομπές NOx, ενώ η μείωση των πιέσεων μειώνει τις εκπομπές NOx αλλά και το βαθμό απόδοσης. Έτσι αυτοί οι δύο τρόποι λειτουργίας ενός κινητήρα έρχονται κατά κάποιον τρόπο σε αντιπαράθεση μεταξύ τους. Για να εξηγήσουμε καλύτερα τα παραπάνω θα χρησιμοποιήσουμε διαγράμματα που παρουσιάστηκαν κατά τη διάρκεια δοκιμών ηλεκτρονικού ναυτικού κινητήρα ο οποίος προφανώς χρησιμοποιεί μεταβλητό χρονισμό βαλβίδας εξαγωγής αλλά και έγχυσης καυσίμου.

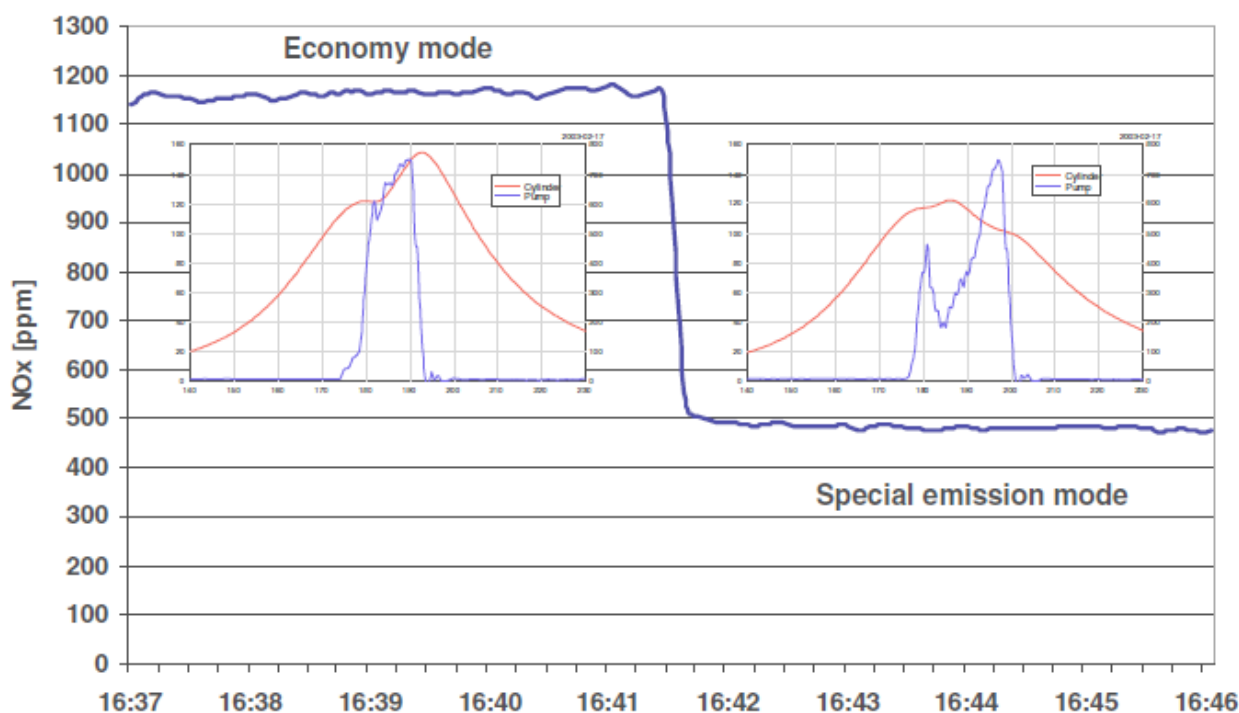
Ο κινητήρας αυτός είναι 7-κύλινδρος βραδύστροφος ναυτικός κινητήρας Diesel, ηλεκτρονικά ελεγχόμενος με διάμετρο εμβόλου 500mm και υψηλό λόγο διαδρομής προς διάμετρο εμβόλου. Στο σχήμα 4.12 αριστερά βλέπουμε το προφίλ ανύψωσης της βαλβίδας εξαγωγής του κινητήρα σε συνδυασμό με τα πεδία εντός των οποίων μετατοπίζονται το άνοιγμα και το κλείσιμο της βαλβίδας ενώ δεξιά βλέπουμε το χρονισμό της βαλβίδας συγκεκριμένα για τα φορτία 75% και 100%.



Σχήμα 4.12: Προφίλ ανύψωσης και μεταβολές χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής ηλεκτρονικού κινητήρα

Στα διαγράμματα του σχήματος 4.12 οι 180° γωνίας στροφάλου αντιστοιχούν στο ΚΝΣ ενώ η μέτρηση αρχίζει από το ΑΝΣ. Στο δεξιό διάγραμμα παρατηρούμε ότι για φορτίο 100% η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει περίπου 20°-25° αργότερα απ' ότι για 75% φορτίο. Αυτό συμπεραίνουμε ότι συμβαίνει με σκοπό τη μείωση της P_{comp} ώστε να διασφαλιστεί ότι η P_{max} δε θα ξεπεράσει το επιτρεπόμενο όριο.

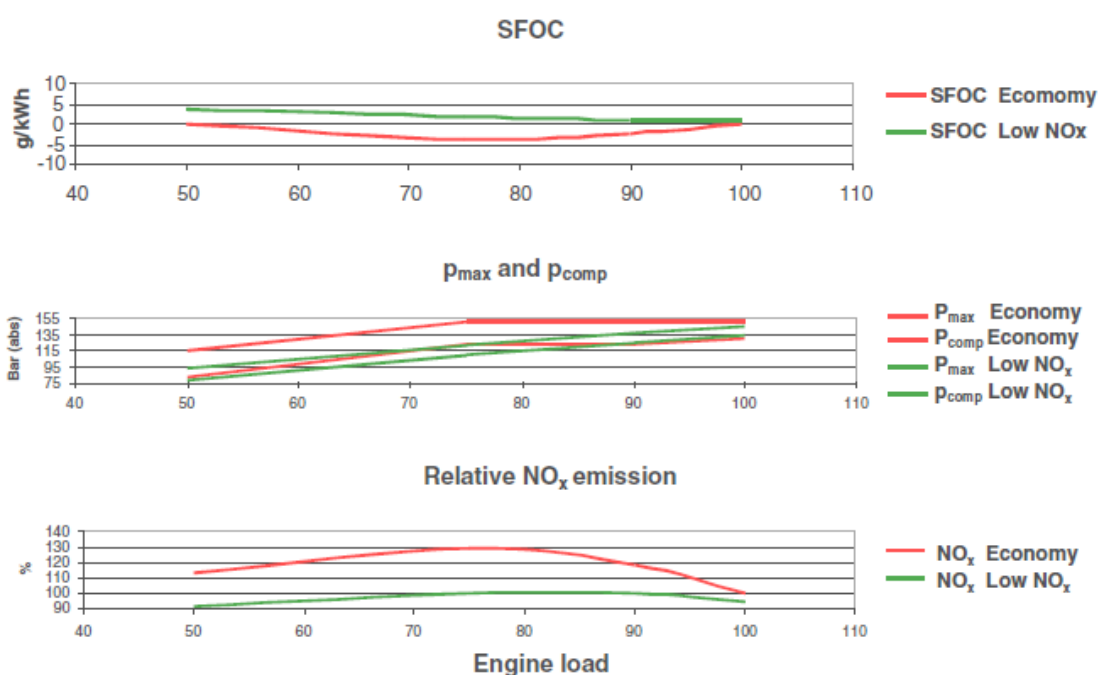
Ο κινητήρας αυτός παρέχει δύο επιλογές λειτουργίας. Την οικονομική λειτουργία (Economy mode), δηλαδή λειτουργία με την ελάχιστη ειδική κατανάλωση καυσίμου και τη λειτουργία με μειωμένους ρύπους (Special emission mode). Στο σχήμα 4.13 βλέπουμε την εκπομπή NOx για τις δύο επιλογές λειτουργίας της μηχανής στο 75% του φορτίου αλλά και τα αντίστοιχα δυναμοδεικτικά διαγράμματα και προφίλ έγχυσης καυσίμου. Όπως μπορούμε να παρατηρήσουμε στη λειτουργία με μειωμένους ρύπους οι πιέσεις του κυλίνδρου είναι χαμηλότερες, ειδικά η P_{max} αλλά και η P_{comp} είναι μειωμένες, και το προφίλ έγχυσης διαφορετικό σε σχέση με την οικονομική λειτουργία.



Σχήμα 4.13: Εκπομπή NOx για τις δύο επιλογές λειτουργίας του κινητήρα στο 75% του φορτίου

Στο σχήμα 4.14 απεικονίζονται μέσω διαγραμμάτων οι παράμετροι λειτουργίας της μηχανής για τις δύο περιπτώσεις στα φορτία 50 έως 100%. Στο πρώτο διάγραμμα βλέπουμε τη διαφορά στην ειδική κατανάλωση καυσίμου μεταξύ των δυο επιλογών λειτουργίας σε g/kWh. Στο δεύτερο διάγραμμα βλέπουμε τις διαφορές πιέσεων όπου όπως περιμέναμε στην οικονομική λειτουργία έχουμε γενικά υψηλότερες πιέσεις. Όσον αφορά την πίεση συμπίεσης P_{comp} της οικονομικής λειτουργίας

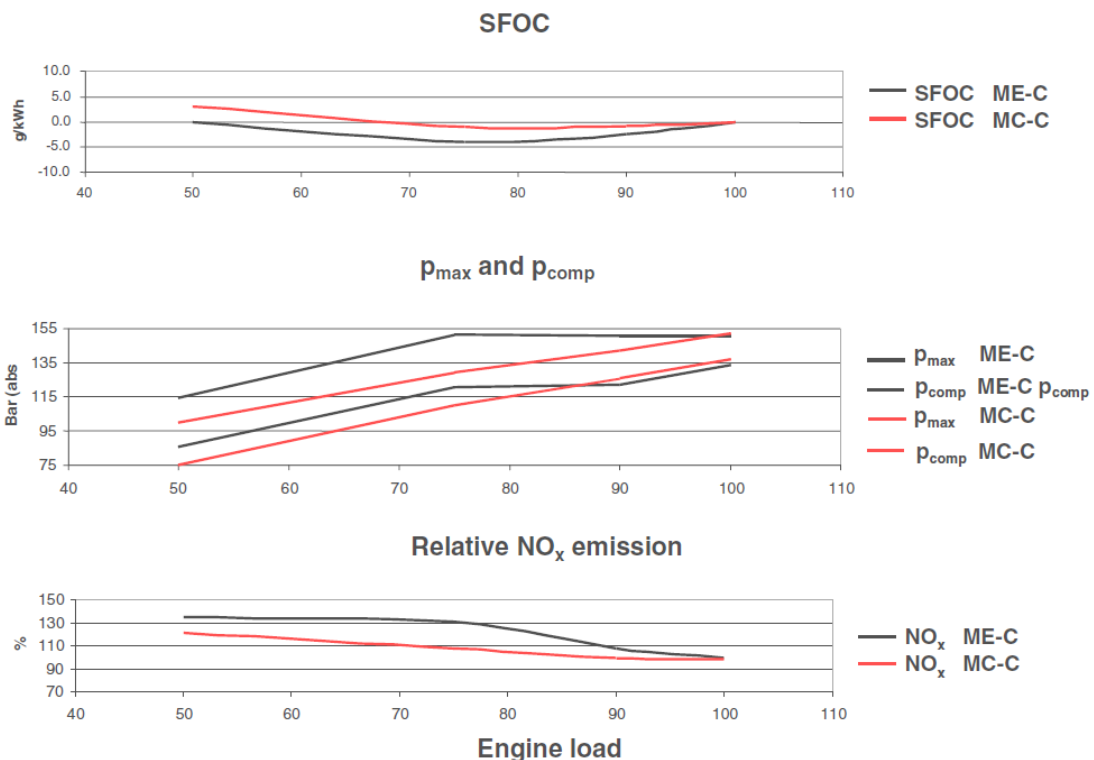
βλέπουμε ότι γενικά είναι υψηλότερη της αντίστοιχης της “πράσινης” λειτουργίας έως το 90% του φορτίου περίπου όπου οι καμπύλες τέμνονται. Συμπεραίνουμε λοιπόν ότι κατά την οικονομική λειτουργία και μέχρι το 90% του φορτίου, η βαλβίδα κλείνει νωρίτερα απ’ ότι κατά την “πράσινη” λειτουργία. Στο 90% του φορτίου περίπου οι χρονισμοί κλεισίματος ταυτίζονται και στη συνέχεια η P_{comp} της οικονομικής λειτουργίας διατηρείται ελαφρώς χαμηλότερη ώστε να αποφευχθούν υπερβολικά υψηλές μέγιστες πιέσεις P_{max} . Στο τελευταίο διάγραμμα βλέπουμε τη σχετική ποσοστιαία διαφορά στα εκπεμπόμενα NO_x μεταξύ των δύο ρυθμίσεων λειτουργίας.



Σχήμα 4.14: Παράμετροι λειτουργίας του κινητήρα για τις δύο επιλογές λειτουργίας συναρτήσει του φορτίου

Στο σχήμα 4.15 που ακολουθεί βλέπουμε τις ίδιες παραμέτρους λειτουργίας της ηλεκτρονικής μηχανής (μαύρο) σε σύγκριση με την αντίστοιχη όμοια απλή μηχανή (κόκκινο) η οποία λειτουργεί με εκκεντροφόρο και προφανώς χωρίς μεταβλητό χρονισμό βαλβίδας εξαγωγής. Έτσι μπορούμε να βγάλουμε κάποια συμπεράσματα σχετικά με την επίδραση του μεταβλητού χρονισμού στις παραμέτρους αυτές. Στο πρώτο διάγραμμα φαίνεται η διαφορά στην ειδική κατανάλωση καυσίμου όπου βλέπουμε ότι η ηλεκτρονική μηχανή υπερτερεί επιτυγχάνοντας χαμηλότερες τιμές από την αντίστοιχη απλή. Από την άλλη όμως στο τρίτο διάγραμμα βλέπουμε ότι η μειωμένη ειδική κατανάλωση που προσφέρει η ηλεκτρονική μηχανή οδηγεί σε αυξημένη εκπομπή NO_x σε σχέση με την αντίστοιχη απλή. Στο δεύτερο διάγραμμα παρατηρούμε ότι η ηλεκτρονική μηχανή λειτουργεί γενικά με υψηλότερες πιέσεις (γι’ αυτό και η μειωμένη ειδική κατανάλωση αλλά και τα αυξημένα NO_x). Συγκεκριμένα στο διάστημα 50-85% περίπου του φορτίου η ηλεκτρονική μηχανή

λειτουργεί με υψηλότερη P_{comp} άρα η βαλβίδα κλείνει νωρίτερα (πιο κοντά στο ΚΝΣ) απ' ότι στην απλή μηχανή. Στο διάστημα 75-90% του φορτίου βλέπουμε ότι η P_{comp} διατηρείται σταθερή με την αύξηση του φορτίου, έτσι μπορούμε να συμπεράνουμε ότι το κλείσιμο της βαλβίδας σε αυτό το διάστημα μετατοπίζεται όλο και πιο μακριά από το ΚΝΣ. Στο 85% περίπου οι καμπύλες τέμνονται (άρα εκεί ο χρονισμός της ηλεκτρονικής μηχανής συμπίπτει με αυτόν της απλής) και στη συνέχεια η P_{comp} της ηλεκτρονικής διατηρείται ελαφρώς χαμηλότερη (άρα πλέον η βαλβίδα κλείνει πιο αργά απ' ότι στην απλή μηχανή). Στην απλή μηχανή η αύξηση της P_{comp} με το φορτίο είναι περίπου σταθερή αφού δεν υπάρχει μεταβλητός χρονισμός. Όσον αφορά τη μέγιστη πίεση καύσης P_{max} , για την ηλεκτρονική μηχανή βλέπουμε ότι στα φορτία 75 έως 100% διατηρείται σταθερή και λογικά κοντά στη μέγιστη επιτρεπόμενη τιμή ενώ στο 100% του φορτίου οι P_{max} των δύο μηχανών σχεδόν ταυτίζονται ενώ παράλληλα ταυτίζονται και οι ειδικές καταναλώσεις αλλά και οι εκπομές NOx. Βέβαια, πρέπει να σημειώσουμε ότι δε μεταβάλλεται μόνο ο χρονισμός της βαλβίδας αλλά παράλληλα μεταβάλλεται και ο χρονισμός και το προφίλ έγχυσης του καυσίμου, όπως και το γεγονός ότι επίδραση στην P_{comp} μπορεί να έχει και η πίεση σάρωσης (P_{scav}) την οποία δεν λάβαμε υπόψιν σε αυτή την ανάλυση και τη θεωρήσαμε ίδια για τις δύο μηχανές στα διάφορα φορτία.



Σχήμα 4.15: Παράμετροι λειτουργίας κινητήρων, με μεταβλητό χρονισμό (μαύρο) και χωρίς μεταβλητό χρονισμό (κόκκινο)

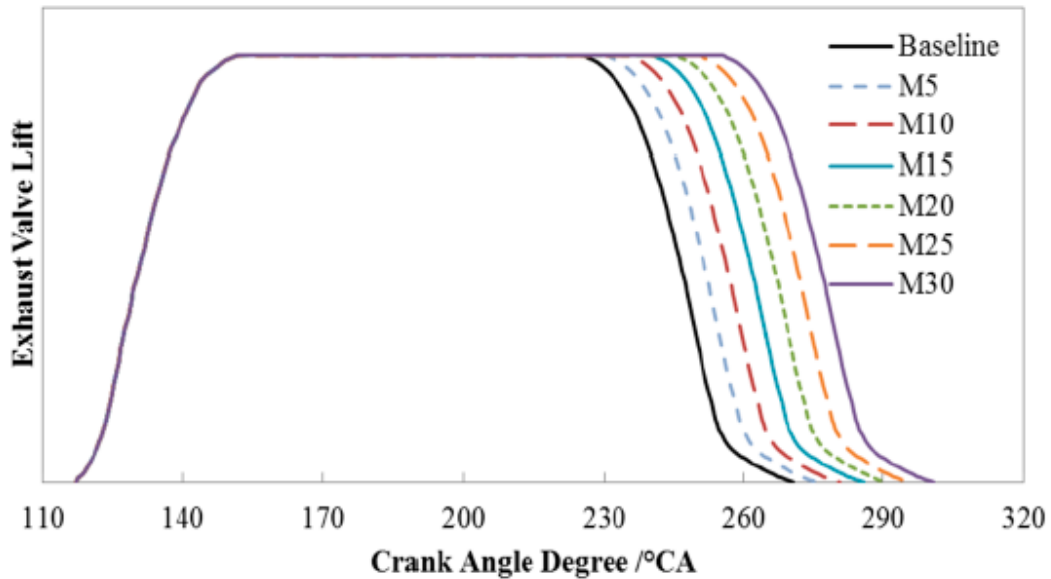
4.4 Η ΑΝΑΓΚΑΙΟΤΗΤΑ ΤΗΣ ΓΝΩΣΗΣ ΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ ΤΗΣ ΒΑΛΒΙΔΑΣ ΕΞΑΓΩΓΗΣ ΣΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΕΝΟΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Το αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι όπως έχει αναφερθεί οι μέθοδοι εκτίμησης του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής σε 2-Χ κινητήρα Diesel μέσω των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων πίεσης. Σε αυτό το εδάφιο λοιπόν θα γίνει αναφορά στη σημασία που έχει η γνώση του χρονισμού της βαλβίδας στη διαδικασία επίβλεψης της λειτουργίας και διάγνωσης των βλαβών ενός τέτοιου κινητήρα. Το κύριο μέγεθος που χρησιμοποιείται για την επίβλεψη της λειτουργίας ενός κινητήρα είναι η πίεση των αερίων εντός του κυλίνδρου, ουσιαστικά δηλαδή τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα των κυλίνδρων. Κατ' αρχήν η ικανότητα μέσω αυτών των διαγραμμάτων να εντοπίζουμε το πότε κλείνει η ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής μπορεί να μας δώσει πληροφορίες σχετικά με τη λειτουργική κατάσταση των συστημάτων ενεργοποίησης και κίνησης της βαλβίδας εξαγωγής. Μέσω της γνώσης δηλαδή του πραγματικού χρονισμού της βαλβίδας και της σύγκρισης του με τις ρυθμίσεις της μηχανής (του εκκεντροφόρου για απλή μηχανή ή του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου για ηλεκτρονική μηχανή), μπορούμε να ενοπίσουμε τυχόν δυσλειτουργίες των συστημάτων που είναι υπεύθυνα για την ενεργοποίηση και κίνηση της βαλβίδας.

Ο σημαντικότερος όμως λόγος για τον οποίο είναι αναγκαίο να γνωρίζουμε το χρονισμό της βαλβίδας είναι η εκτίμηση και αξιολόγηση της ποιότητας συμπίεσης ενός κυλίνδρου. Όπως αναλύσαμε και στο προηγούμενο εδάφιο, ο μεταβλητός χρονισμός κλεισίματος της βαλβίδας χρησιμοποιείται για την αυξομείωση του ενεργού λόγου συμπίεσης του κυλίνδρου δηλαδή για την επίτευξη μεταβλητού βαθμού συμπίεσης. Είναι λοιπόν προφανές ότι ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής επηρεάζει άμεσα τη συμπίεση του κυλίνδρου και βέβαια το λόγο P_{comp}/P_{scav} (πίεση συμπίεσης/πίεση σάρωσης) ο οποίος είναι και το βασικότερο μέγεθος που χρησιμοποιείται για την αξιολόγηση της ποιότητας συμπίεσης ενός κυλίνδρου.

Για να εξηγήσουμε καλύτερα τα παραπάνω θα χρησιμοποιήσουμε διαγράμματα από υπολογισμούς που έχουν γίνει για 2-Χ αργόστροφο 6-κύλινδρο ναυτικό κινητήρα Diesel με διάμετρο εμβόλου 350mm, διαδρομή εμβόλου 1550mm και γεωμετρικό λόγο συμπίεσης 21,3. Μέσω αυτών των υπολογισμών έχει διερευνηθεί η επίδραση του χρονισμού κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής στα δυναμοδεικτικά διαγράμματα των κυλίνδρων. Στο σχήμα 4.16 βλέπουμε τα 6 διαφορετικά σενάρια χρονισμού κλεισίματος βάσει των οποίων έχουν γίνει οι υπολογισμοί. Οι υπολογισμοί έχουν γίνει για 6 διαφορετικά σενάρια χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής στα οποία το κλείσιμο της βαλβίδας μετατίθεται κατά 5°, 10°, 15°, 20°, 25° και 30° αργότερα από το χρονισμό αναφοράς. Τα σενάρια αυτά φαίνονται στο

σχήμα 4.16, όπου M5 σημαίνει ότι η βαλβίδα κλείνει 5° μετά το χρονισμό αναφοράς (Baseline), M10 ότι κλείνει 10° μετά κ.λ.π.

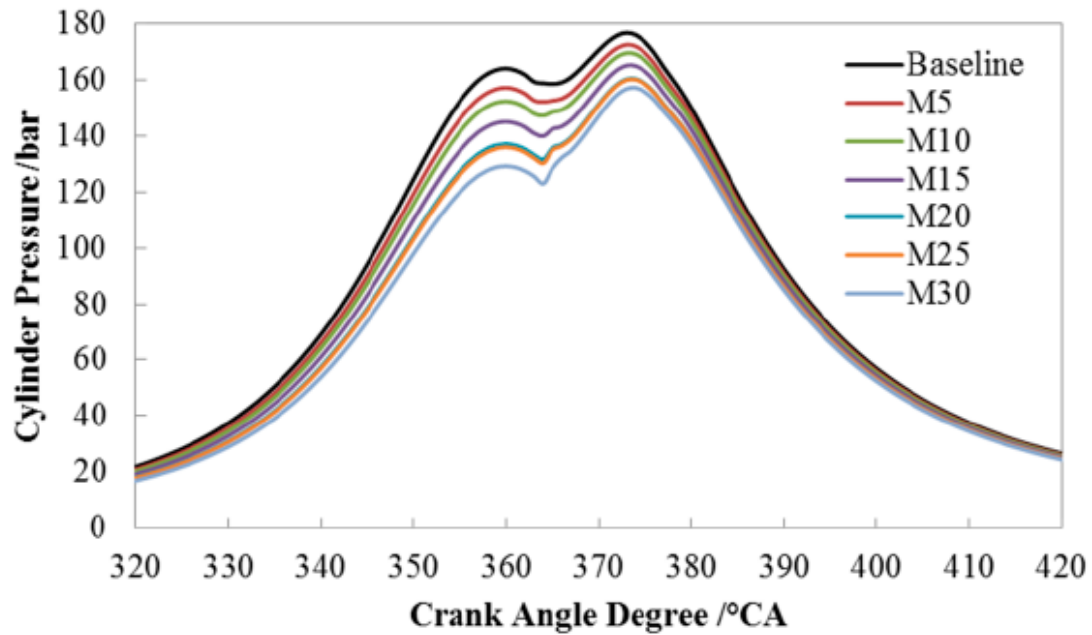


Σχήμα 4.16: Προφίλ ανύψωσης της βαλβίδας εξαγωγής για τους 6 διαφορετικούς χρονισμούς κλεισίματος

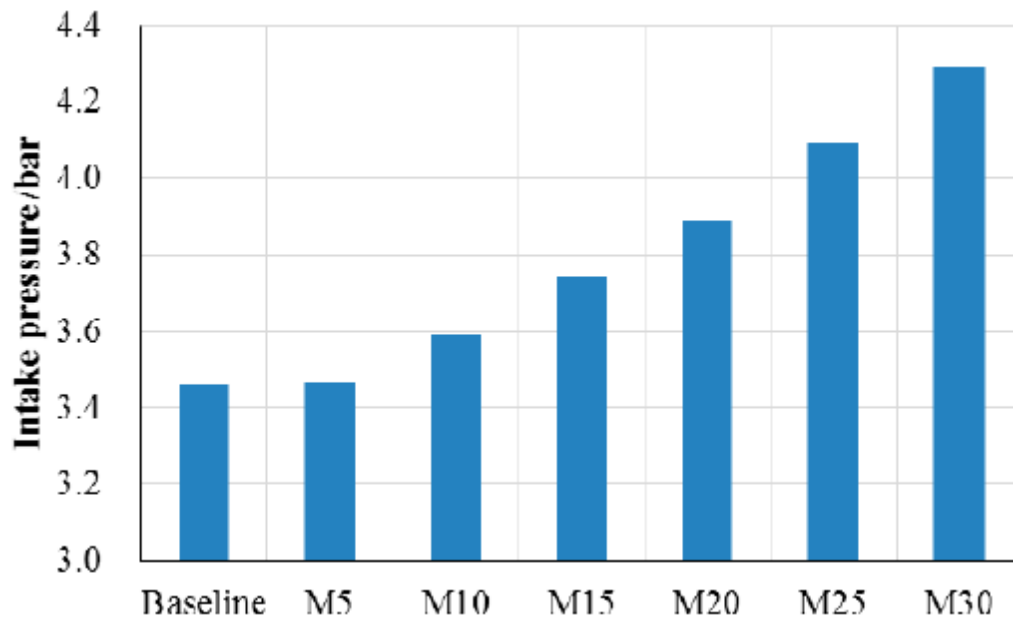
Στο σχήμα 4.17 βλέπουμε τις καμπύλες πίεσης ενός κυλίνδρου που έχουν προκύψει από υπολογισμούς για τις 6 διαφορετικές περιπτώσεις χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής, ενώ στο σχήμα 4.18 τις τιμές της πίεσης σάρωσης (P_{scav}) βάσει των οποίων έγιναν οι υπολογισμοί για κάθε περίπτωση. Παρατηρώντας λοιπόν τα διαγράμματα μπορούμε να αντιληφθούμε πόσο σημαντική επίδραση έχει στη συμπίεση ο χρονισμός στον οποίο κλείνει η βαλβίδα. Βλέπουμε ότι ακόμα και για 5° γωνίας στροφάλου καθυστέρηση στο κλείσιμο της βαλβίδας, η πίεση συμπίεσης (P_{comp}) μειώνεται σημαντικά παρ' ότι σε κάθε υπολογισμό η πίεση σάρωσης λαμβάνεται όλο και μεγαλύτερη. Ενδεικτικά μπορούμε να πούμε ότι στην περίπτωση του χρονισμού αναφοράς έχουμε $P_{comp} = 164$ bar και $P_{scav} = 3,45$ bar περίπου, άρα $P_{comp}/P_{scav} = 47,54$. Αν η βαλβίδα κλείσει 5° αργότερα, δηλαδή στην περίπτωση M5 έχουμε: $P_{comp} = 157$ bar και $P_{scav} = 3,45$ bar περίπου, άρα $P_{comp}/P_{scav} = 45,51$. Η μείωση δηλαδή στο λόγο P_{comp}/P_{scav} είναι αρκετά σημαντική και συγκεκριμένα 4,3%. Αν ακολουθήσουμε την ίδια διαδικασία για την περίπτωση M10, βλέπουμε ότι 10° διαφορά στο χρονισμό επιφέρουν μείωση στο λόγο P_{comp}/P_{scav} κατά 10,4%.

Από τα παραπάνω λοιπόν συμπεραίνουμε ότι ακόμα και μια μικρή διαφορά στο χρονισμό κλεισίματος της βαλβίδας μπορεί να επιφέρει σημαντική μεταβολή στον ενεργό βαθμό συμπίεσης του κυλίνδρου. Κατά τη διαδικασία αξιολόγησης της

ποιότητας συμπίεσης ενός κυλίνδρου λοιπόν απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή και γνώση του χρονισμού της βαλβίδας, αφού σε περίπτωση που δε λάβουμε υπόψιν αυτή την παράμετρο μπορεί να οδηγηθούμε σε λανθασμένα συμπεράσματα.



Σχήμα 4.17: Δυναμοδεικτικά διαγράμματα για τους 6 διαφορετικούς χρονισμούς κλεισίματος της βαλβίδας



Σχήμα 4.18: Τιμές της πίεσης σάρωσης για τα 6 διαφορετικά σενάρια χρονισμού

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

5.1 Ο ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ ΠΟΥ ΕΞΕΤΑΖΕΤΑΙ ΚΑΙ ΟΙ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ

Οι μετρήσεις βάσει των οποίων θα αναπτύξουμε τις μεθόδους προσδιορισμού του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής έχουν ληφθεί από 2-Χ βραδύστροφο ναυτικό κινητήρα Diesel μεγάλου μεγέθους. Ο κινητήρας αυτός είναι 5-κύλινδρος, ηλεκτρονικά ελεγχόμενος, υπερπληρωμένος (με ένα ζεύγος συμπιεστή-στροβίλου) και χρησιμοποιεί μεταβλητό χρονισμό βαλβίδων εξαγωγής. Στο σχήμα 5.1 βλέπουμε έναν όμοιο κινητήρα με αυτόν που μελετάμε αλλά στην 7-κύλινδρη έκδοσή του. Τα βασικά γεωμετρικά του χαρακτηριστικά φαίνονται στον πίνακα 5.1.

Πίνακας 5.1: Βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κινητήρα

Διάμετρος εμβόλου (mm)	720
Διαδρομή εμβόλου (mm)	3086
Μήκος διωστήρα (mm)	3086
Γεωμετρικός βαθμός συμπίεσης	20,4
Αριθμός κυλίνδρων	5



Σχήμα 5.1: 7-κύλινδρος κινητήρας όμοιος με αυτόν που θα μελετήσουμε

Οι μετρήσεις έχουν ληφθεί κατά τη διάρκεια επίσημων δοκιμών εργαστηρίου (official shop tests) μέσω του διαγνωστικού συστήματος ΡΥΤΗΙΑ το οποίο έχει αναπτυχθεί από τον καθηγητή του Ε.Μ.Π. κ. Δημήτριο Χουντάλα και τους συνεργάτες του. Το πακέτο μετρήσεων περιλαμβάνει 8 μετρήσεις στα φορτία 25%, 50%, 75%, 80%, 100% και 110%, ενώ κάθε μέτρηση περιλαμβάνει τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάθε έναν από του 5 κυλίνδρους της μηχανής. Παράλληλα με τις μετρήσεις μας έχουν δοθεί και δεδομένα από το ηλεκτρονικό σύστημα παρακολούθησης της μηχανής μέσω των οποίων μπορούμε να γνωρίζουμε κάποιες παραμέτρους λειτουργίας και ρυθμίσεις της μηχανής, όπως ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής. Γνωρίζοντας λοιπόν τον πραγματικό χρονισμό της βαλβίδας μπορούμε να συγκρίνουμε και να αξιολογήσουμε τα αποτελέσματα των μεθόδων που θα αναπτύξουμε. Οι μετρήσεις που μας έχουν δοθεί φαίνονται στον πίνακα 5.2.

Πίνακας 5.2: Μετρήσεις από τον κινητήρα

α/α μέτρησης	1	2	3	4	5	6	7	8
Φορτίο (%)	100,3	25,1	50,1	76,3	79,4	99,9	100,1	109,8
Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	73,7	46,7	58,7	67	68,5	73,7	73,7	76,4

5.2 ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ ΚΛΕΙΣΙΜΑΤΟΣ ΤΗΣ ΒΑΛΒΙΔΑΣ ΕΞΑΓΩΓΗΣ

Στο εδάφιο αυτό θα αναπτύξουμε και θα αξιολογήσουμε τις μεθόδους για την εκτίμηση του χρονισμού κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής, δηλαδή της γωνίας όπου συμβαίνει το κλείσιμο της βαλβίδας στα διάφορα φορτία. Οι μέθοδοι που θα ακολουθήσουμε βασίζονται σε ανάλυση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων πίεσης του κινητήρα. Η αξιολόγηση των μεθόδων θα γίνει μέσω σύγκρισης των αποτελεσμάτων με τον χρονισμό που μας έχει δοθεί από το σύστημα ελέγχου της μηχανής τον οποίο και θεωρούμε τον πραγματικό (actual) χρονισμό. Οι δύο μέθοδοι που θα διερευνήσουμε είναι η μέθοδος των παραγώγων και η μέθοδος της προσαρμογής. Η μέθοδος των παραγώγων βασίζεται στην ανάλυση των διαγραμμάτων πρώτης και δεύτερης παραγώγου της πίεσης ως προς τη γωνία στροφάλου, ενώ η μέθοδος της προσαρμογής βασίζεται στη σύγκριση των πραγματικών καμπυλών πίεσης με τις θεωρητικές βάσει της θερμοδυναμικής. Ο χρονισμός κλεισίματος της βαλβίδας συναρτηθεί του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής της μηχανής σύμφωνα με το σύστημα ελέγχου της μηχανής, τον οποίο

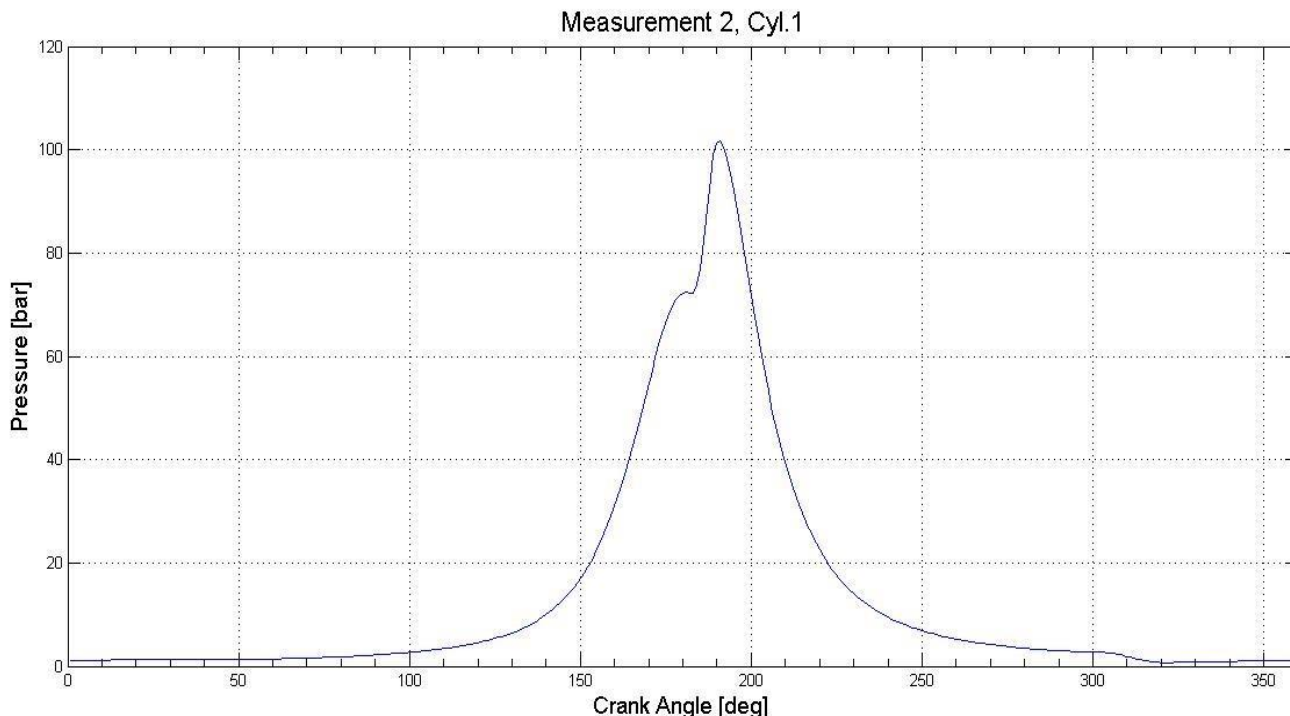
λαμβάνουμε ως τον πραγματικό χρονισμό φαίνεται στον πίνακα 5.3 με την ένδειξη EVC (Exhaust Valve Closure), σε μοίρες γωνίας στροφάλου μετά το κάτω νεκρό σημείο (degrees After Bottom Dead Center).

Πίνακας 5.3: Χρονισμός κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής

Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	EVC (deg ABDC)
25,1	46,7	60,5
50,1	58,7	84,5
76,3	67	96
79,4	68,5	96,5
99,9	73,7	96

5.2.1 ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΤΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΩΝ

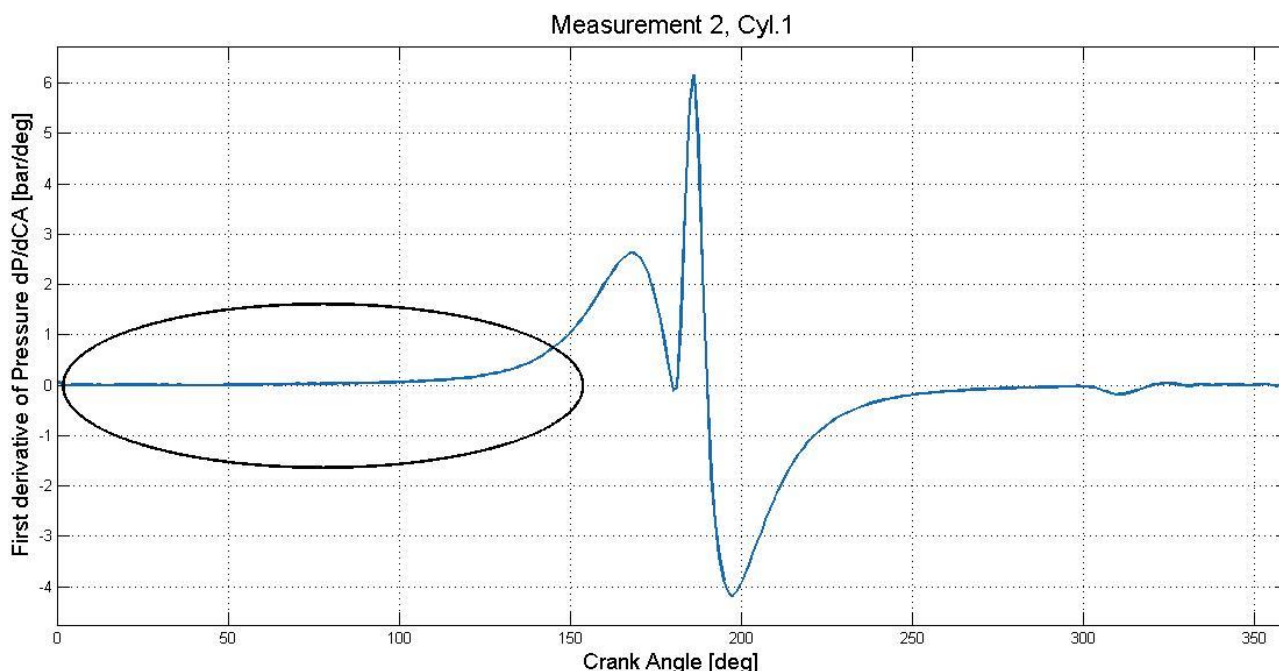
Αρχικά, στο σχήμα 5.2 παρατηρούμε το δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων του πρώτου κυλίνδρου (Cyl.1) της μηχανής από την δεύτερη μέτρηση (Measurement 2) η οποία αντιστοιχεί σε φορτίο 25% όπως βλέπουμε και στον πίνακα 5.2.



Σχήμα 5.2: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα κυλίνδρου 1 στο 25% του φορτίου

Εφαρμόζοντας αριθμητική παραγωγή στα διακριτά δεδομένα, δηλαδή στα 360 σημεία (ρ , ϕ) που έχουμε από τις μετρήσεις, εξάγουμε το διάγραμμα της πρώτης

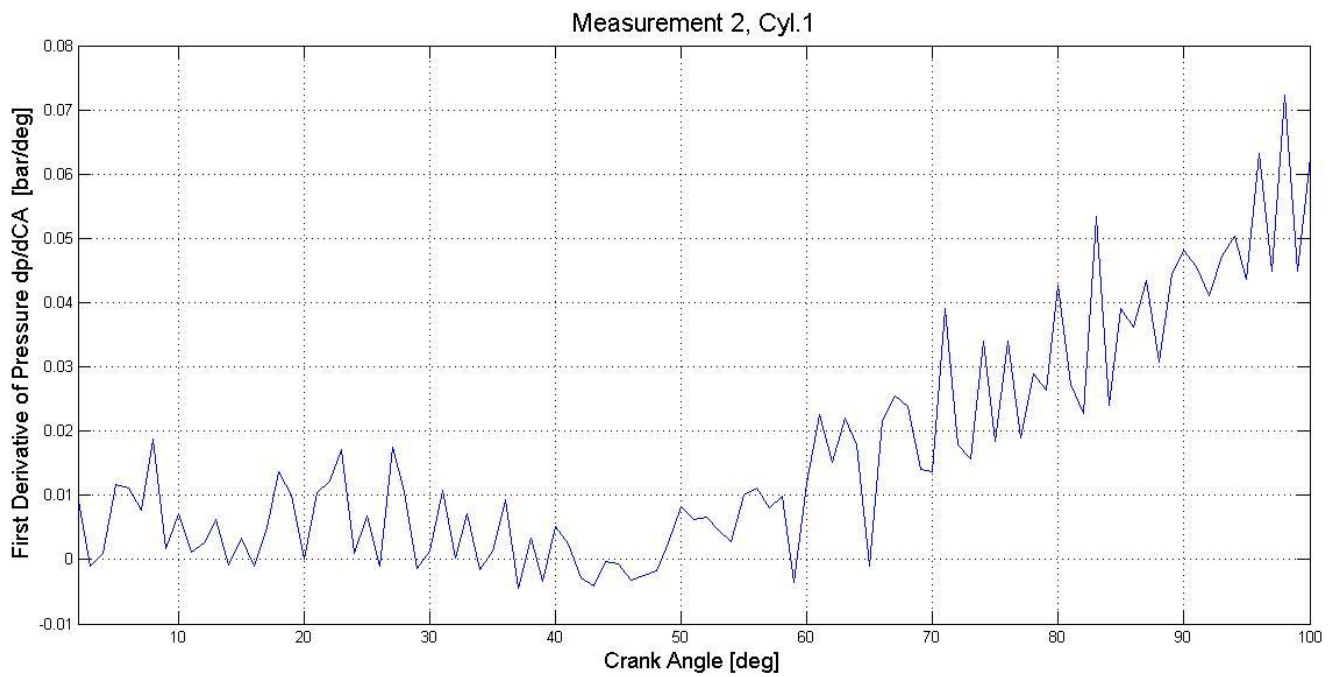
παραγώγου της πίεσης ως προς τη γωνία στροφάλου που βλέπουμε στο σχήμα 5.3. Η μέθοδος αριθμητικής παραγωγής που χρησιμοποιούμε βασίζεται σε σχήμα πρώσω παραγωγής το οποίο εκφράζεται μέσω του λόγου $\Delta p/\Delta \phi$.



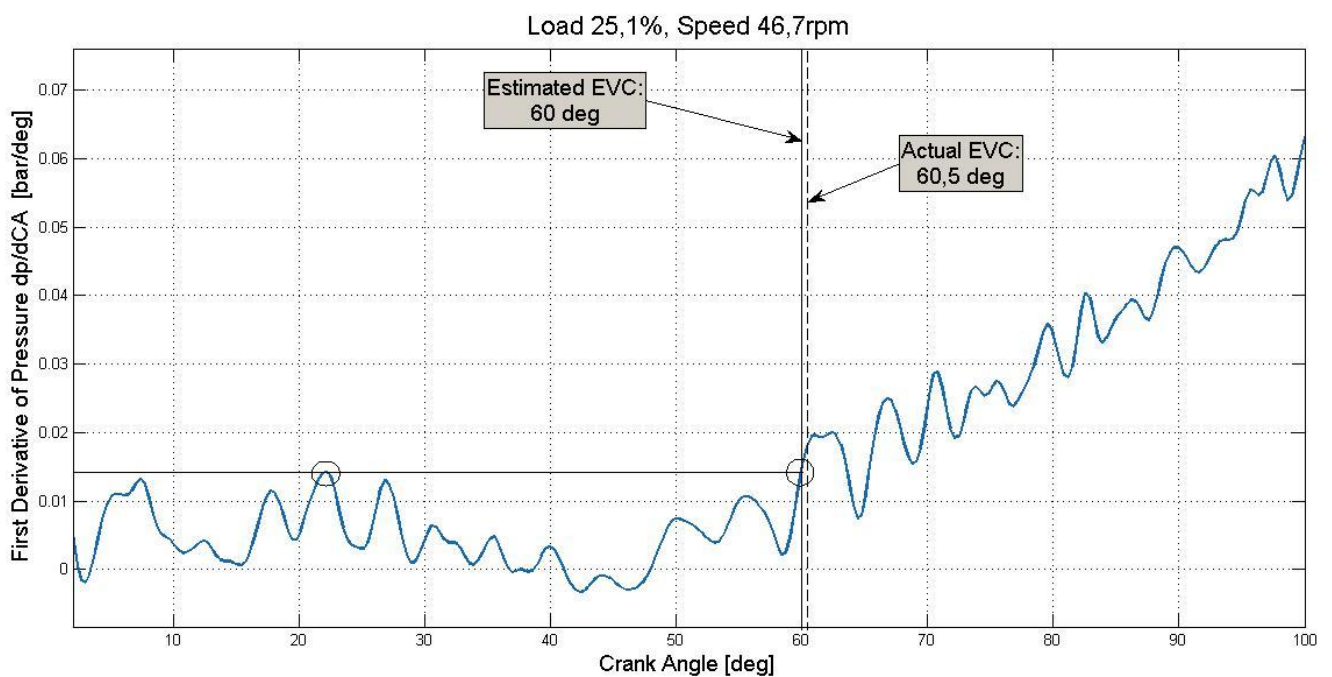
Σχήμα 5.3: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου πίεσης κυλίνδρου 1 στο 25% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής που θα εξετάσουμε

Εφ' όσον μας ενδιαφέρει η εκτίμηση της γωνίας κλεισίματος της βαλβίδας, είναι προφανές ότι πρέπει να εξετάσουμε τη φάση της συμπίεσης, δηλαδή το κυκλωμένο τμήμα του παραπάνω διαγράμματος οπότε καταλήγουμε στο διάγραμμα του σχήματος 5.4. Όπως βλέπουμε στο σχήμα 5.4 η καμπύλη παρουσιάζει έντονη διακύμανση, πράγμα που περιμέναμε αφού η αριθμητική παραγωγή διακριτών δεδομένων μεγενθύνει τα τυχαία σφάλματα των μετρήσεων. Έτσι λοιπόν για να μπορέσουμε πιο εύκολα να εξάγουμε συμπεράσματα απαιτείται εξομάλυνση της καμπύλης. Το διάγραμμα της πρώτης παραγώγου της πίεσης για τον κύλινδρο 1 και μετά την εξομάλυνση φαίνεται στο σχήμα 5.5 ενώ η εξομάλυνση έγινε με splines χρησιμοποιώντας το υπολογιστικό πακέτο της Matlab.

Στο διάγραμμα του σχήματος 5.5 με κάθετη διακεκομμένη γραμμή βλέπουμε την πραγματική γωνία κλεισίματος EVC (από το σύστημα ελέγχου της μηχανής) ενώ με κάθετη συνεχή γραμμή βλέπουμε την εκτιμώμενη από τη μέθοδο που ακολουθούμε γωνία. Στη συγκεκριμένη περίπτωση η πραγματική γωνία όπου κλείνει η βαλβίδα είναι $60,5^\circ$ μετά το ΚΝΣ ενώ η δική μας εκτίμηση είναι 60° μετά το ΚΝΣ.

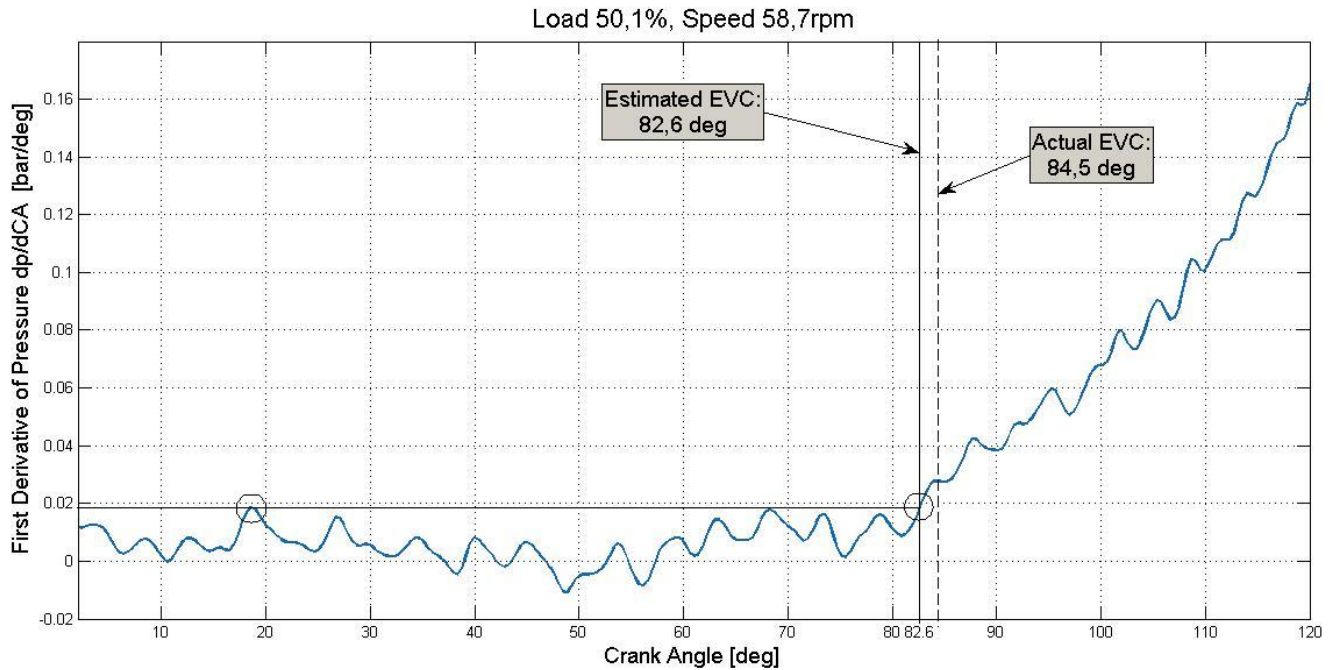


Σχήμα 5.4: Πρωτογενές διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 25% του φορτίου

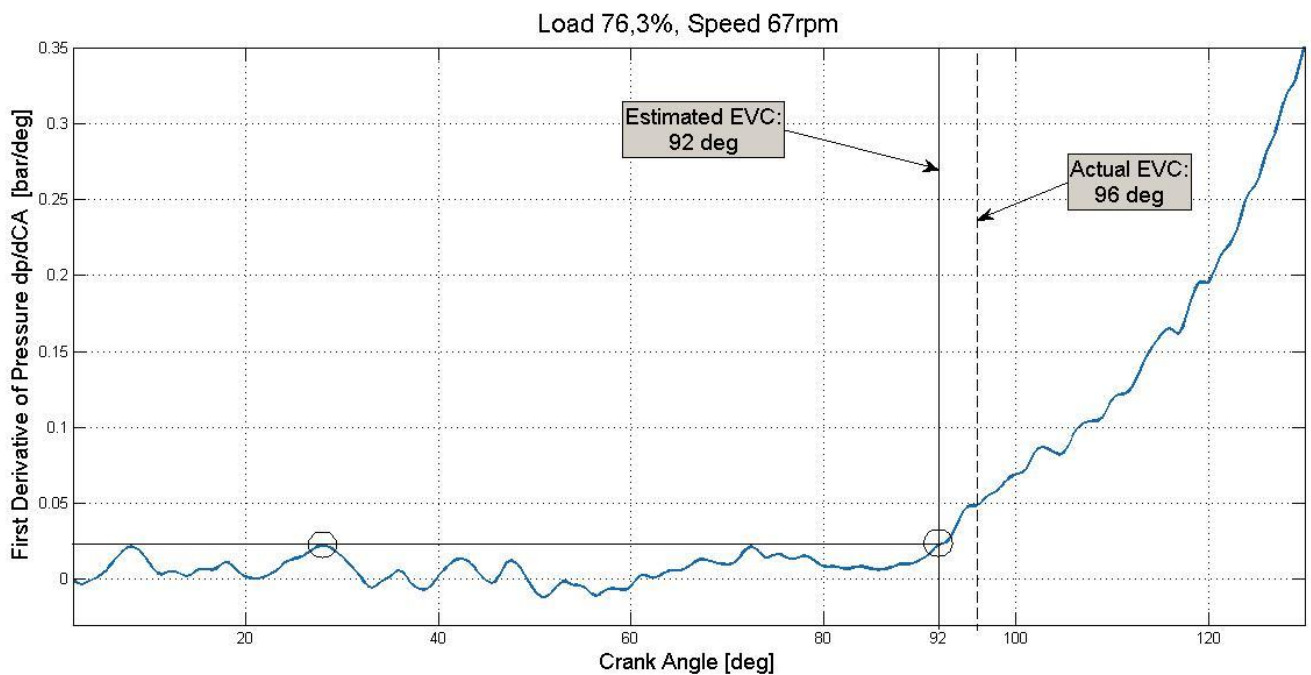


Σχήμα 5.5: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 25% του φορτίου

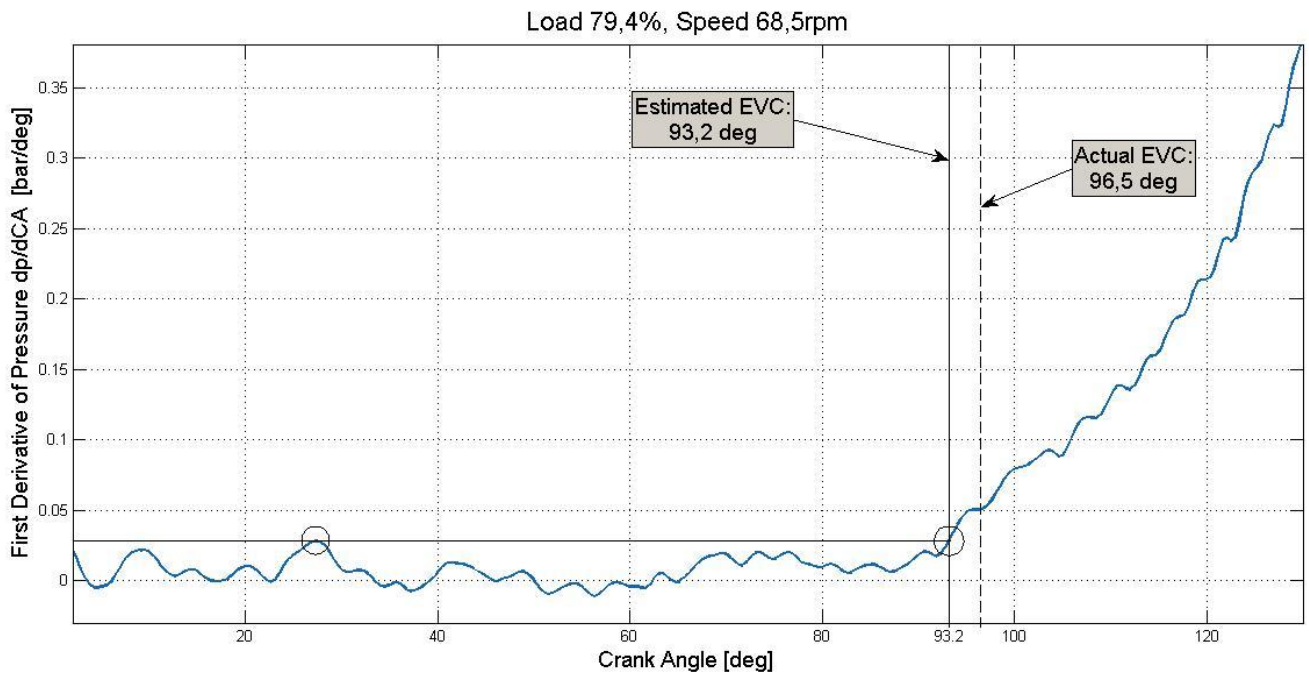
Παρατηρώντας λοιπόν το σχήμα 5.5, βλέπουμε ότι στην περίπτωση αυτή (δηλαδή για τον κύλινδρο 1) η μέθοδος που ακολουθήσαμε μας δίνει εκτίμηση πολύ κοντά στην πραγματική γωνία κλεισίματος. Ακολουθούν τα αντίστοιχα διαγράμματα για τον κύλινδρο 1 και στα υπόλοιπα φορτία (50, 75, 80 και 100%).



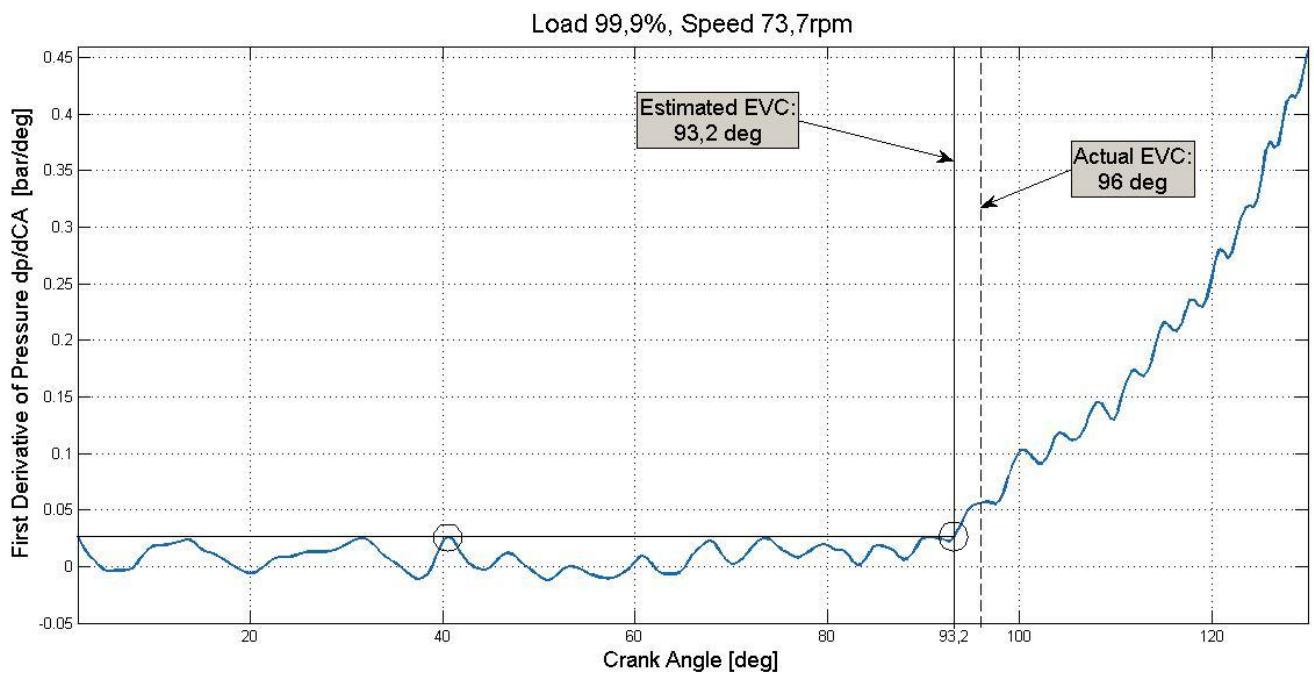
Σχήμα 5.6: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 50% του φορτίου



Σχήμα 5.7: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 75% του φορτίου



Σχήμα 5.8: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 80% του φορτίου



Σχήμα 5.9: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 100% του φορτίου

Όπως βλέπουμε λοιπόν στα παραπάνω διαγράμματα για τον κύλινδρο 1 της μηχανής, στο 50% του φορτίου η πραγματική γωνία EVC είναι $84,5^\circ$ ενώ η εκτίμηση μας $82,6^\circ$, στο 75% του φορτίου η πραγματική είναι 96° ενώ η εκτιμώμενη 92° , στο 80% η πραγματική είναι $96,5^\circ$ ενώ η εκτιμώμενη $93,2^\circ$ και στο 100% η πραγματική είναι 96° ενώ η εκτιμώμενη $93,2^\circ$.

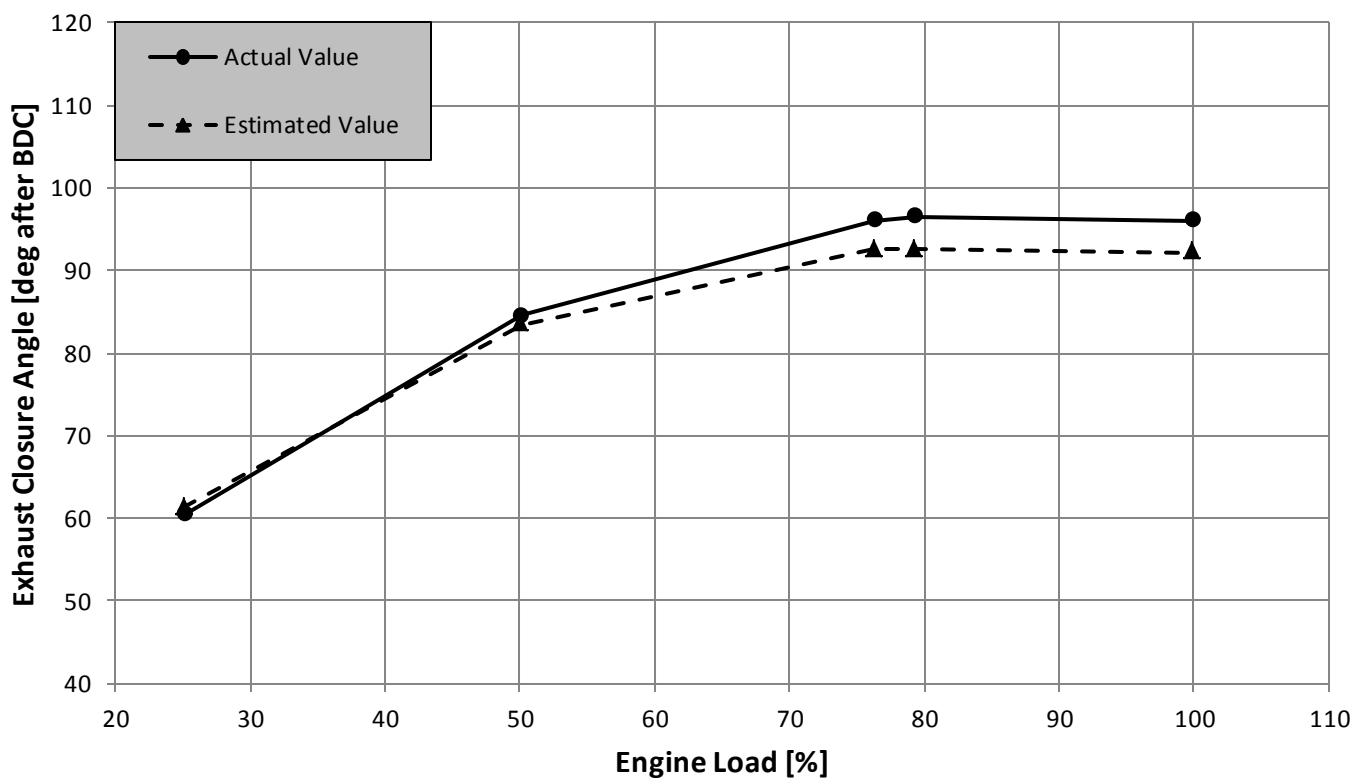
Πρατηρώντας λοιπόν τα παραπάνω διαγράμματα μπορούμε να περιγράψουμε τη μέθοδο που ακολουθήσαμε ως εξής: Στο διάγραμμα της πρώτης παραγωγού της πίεσης και κατά τη φάση της συμπίεσης (μέχρι τις 170° περίπου) εντοπίζουμε δύο τμήματα, το πρώτο είναι οριζόντιο με τιμές κοντά στο μηδέν ενώ στο δεύτερο ο ρυθμός μεταβολής της πίεσης συνεχώς αυξάνεται. Περιμένουμε λοιπόν το κλείσιμο της βαλβίδας να συμβαίνει στο πέρας του πρώτου και στην αρχή του δεύτερου τμήματος. Εντοπίζουμε λοιπόν το μέγιστο του πρώτου τμήματος και χαράσσουμε σε αυτή την τιμή οριζόντια γραμμή (όπως φαίνεται και στα διαγράμματα). Στο σημείο όπου αυτή η γραμμή τέμνει την καμπύλη της παραγωγού θεωρούμε ότι έχουμε το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής. Με άλλα λόγια περιμένουμε το κλείσιμο της βαλβίδας να συμβαίνει εκεί όπου η τιμή της παραγωγού ξεπερνά για πρώτη φορά τη μέγιστη τιμή που παρουσιάζει στο οριζόντιο τμήμα του διαγράμματος. Η διαδικασία αυτή απεικονίζεται και στα διαγράμματα όπου ο πρώτος κύκλος αντιστοιχεί στο μέγιστο που εντοπίζουμε στο οριζόντιο τμήμα ενώ ο δεύτερος αντιστοιχεί στο σημείο όπου η οριζόντια γραμμή τέμνει την καμπύλη της παραγωγού, όπου θεωρούμε ότι συμβαίνει και το κλείσιμο της βαλβίδας.

Όπως είδαμε η μέθοδος αυτή απαιτεί εξομάλυνση της καμπύλης της παραγωγού με τη χρήση κάποιου φίλτρου ώστε να απορριφθούν τυχόν ακραίες τιμές οι οποίες προκύπτουν από σφάλματα. Αυτό είναι απαραίτητο αφού οι ακραίες τιμές μπορούν να επηρεάσουν σημαντικά τη μέθοδο αυτή η οποία βασίζεται στον εντοπισμό τοπικού μέγιστου στην καμπύλη. Παρ' όλα αυτά ακόμα και μετά την εφαρμογή του φίλτρου είναι δυνατόν να παρουσιαστεί κάποια ακραία τιμή για την οποία θα χρειαστεί να κρίνουμε αν πρέπει να την απορρίψουμε ή όχι.

Τα παραπάνω διαγράμματα (σχήματα 5.4-5.9) αντιστοιχούν στον κύλινδρο 1 της μηχανής. Τα αποτελέσματα της μεθόδου αυτής για όλους τους κυλίνδρους και τα φορτία φαίνονται στον πίνακα 5.4 που ακολουθεί. Με βάση λοιπόν τον πίνακα 5.4 μπορούμε να φτιάξουμε το διάγραμμα (σχήμα 5.10) όπου φαίνεται το προφίλ χρονισμού που δίνει η μέθοδος που ακολουθήσαμε σε σύγκριση με το πραγματικό προφίλ χρονισμού από το σύστημα ελέγχου της μηχανής.

Πίνακας 5.4: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα μεθόδου πρώτης παραγώγου σχετικά με το χρονισμό κλεισίματος της βαλβίδας (EVC)

Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	EVC (deg ABDC)	Εκτιμώμενο EVC (deg ABDC) για κάθε κύλινδρο					Mean
			1	2	3	4	5	
25,1	46,7	60,5	60	63,5	60	57	66	61,3
50,1	58,7	84,5	82,6	82,5	82	85,5	85	83,5
76,3	67	96	92	91,5	94,5	92,5	92,5	92,6
79,4	68,5	96,5	93,2	92	91	93,5	93,5	92,6
99,9	73,7	96	93,2	92,5	92	91,5	92	92,2



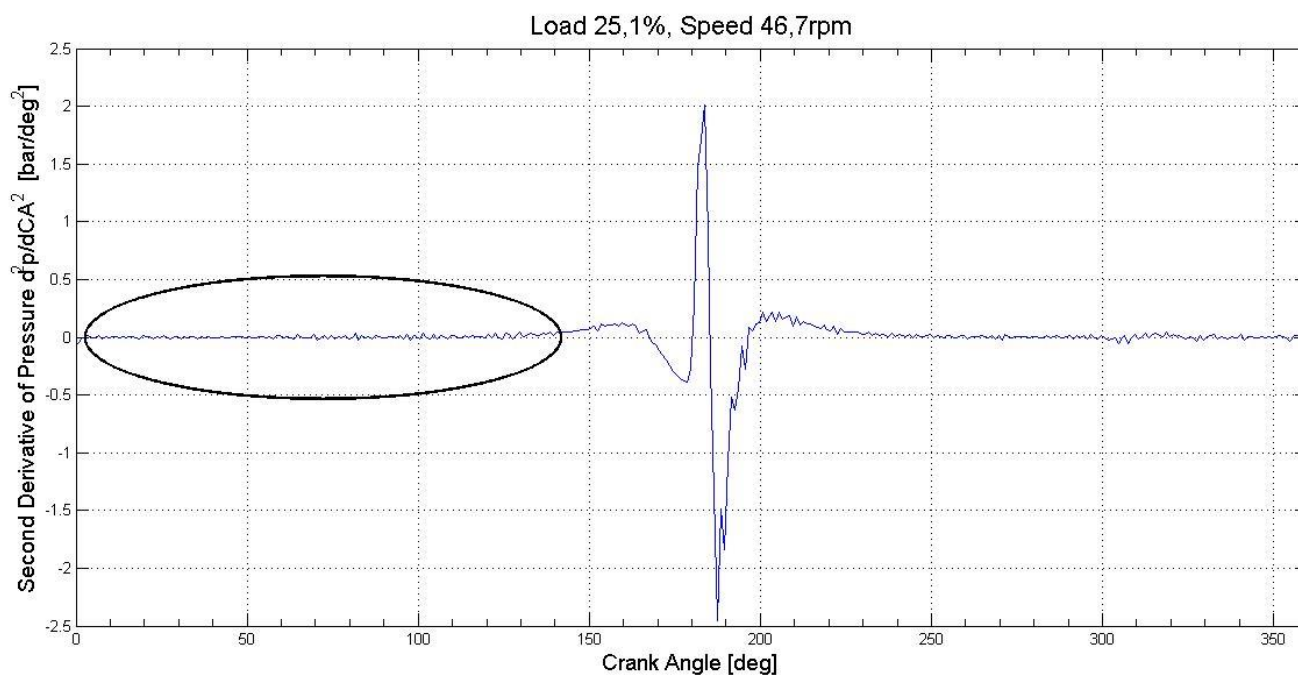
Σχήμα 5.10: Εκτιμώμενος χρονισμός κλεισίματος μέσω της πρώτης παραγώγου, σε σύγκριση με τον πραγματικό

Για να χαράξουμε την καμπύλη του εκτιμώμενου από τη μέθοδο αυτή προφίλ (διακεκομμένη γραμμή) χρησιμοποιήσαμε τη μέση τιμή από τους 5 κυλίνδρους για κάθε φορτίο (τελευταία στήλη του παραπάνω πίνακα) αφού βλέπουμε ότι τα αποτελέσματα για κάθε κύλινδρο παρουσιάζουν σχετικά σημαντικές διαφορές μεταξύ τους.

Παρατηρώντας το διάγραμμα και τον αντίστοιχο πίνακα βλέπουμε ότι η μέθοδος αυτή δίνει αρκετά καλά αποτελέσματα. Το εκτιμώμενο προφίλ χρονισμού βρίσκεται πολύ κοντά στο πραγματικό όμως η απόκλιση του από το πραγματικό προφίλ δεν είναι σταθερή. Δηλαδή παρατηρούμε ότι ενώ στα φορτία 25 και 50% η εκτιμώμενη γωνία απέχει από την πραγματική περίπου 1° , στα υπόλοιπα φορτία η απόκλιση η απόκλιση είναι περίπου 4° .

Εξέταση της δεύτερης παραγώγου της πίεσης:

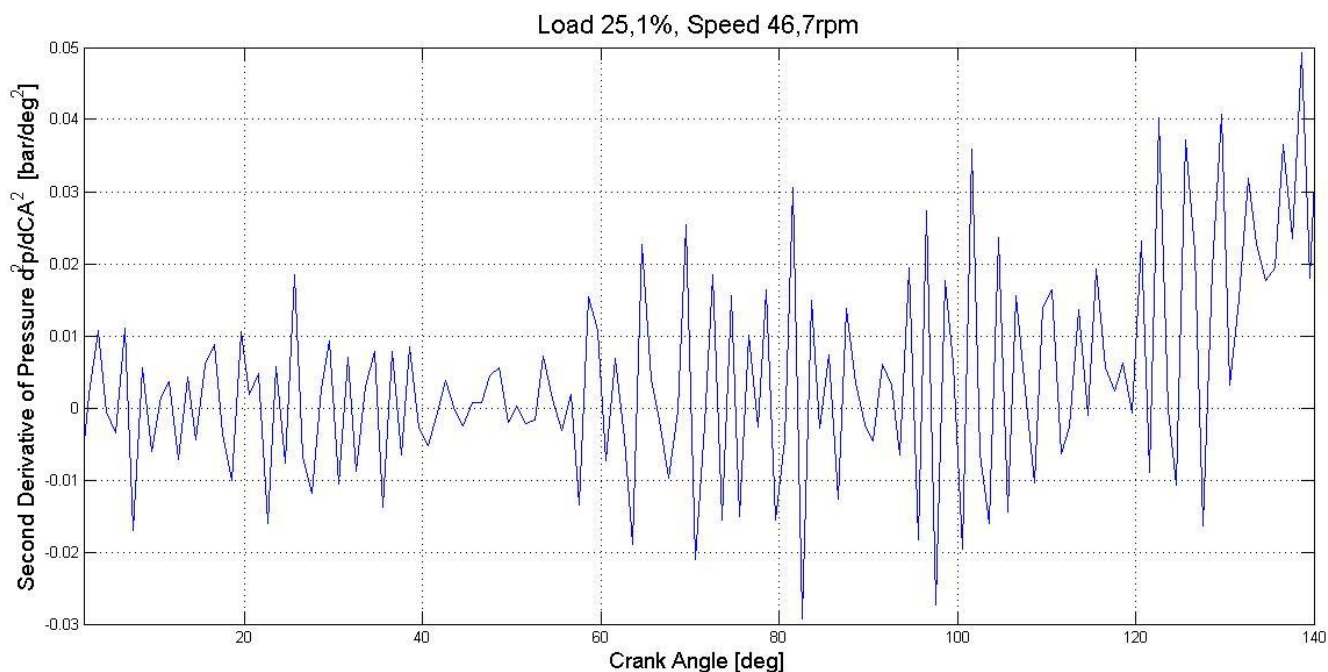
Στο σημείο αυτό θα εξετάσουμε το αν μπορούμε να εξάγουμε συμπεράσματα σχετικά με το χρονισμό κλεισίματος της βαλβίδας μέσω διαγραμμάτων της δεύτερης παραγώγου της πίεσης ως προς τη γωνία στροφάλου. Στο σχήμα 5.11 βλέπουμε το διάγραμμα της δεύτερης παραγώγου για τον κύλινδρο 1 στο 25% του φορτίου, το οποίο έχει προκύψει από δύο αριθμητικές παραγωγίσεις.



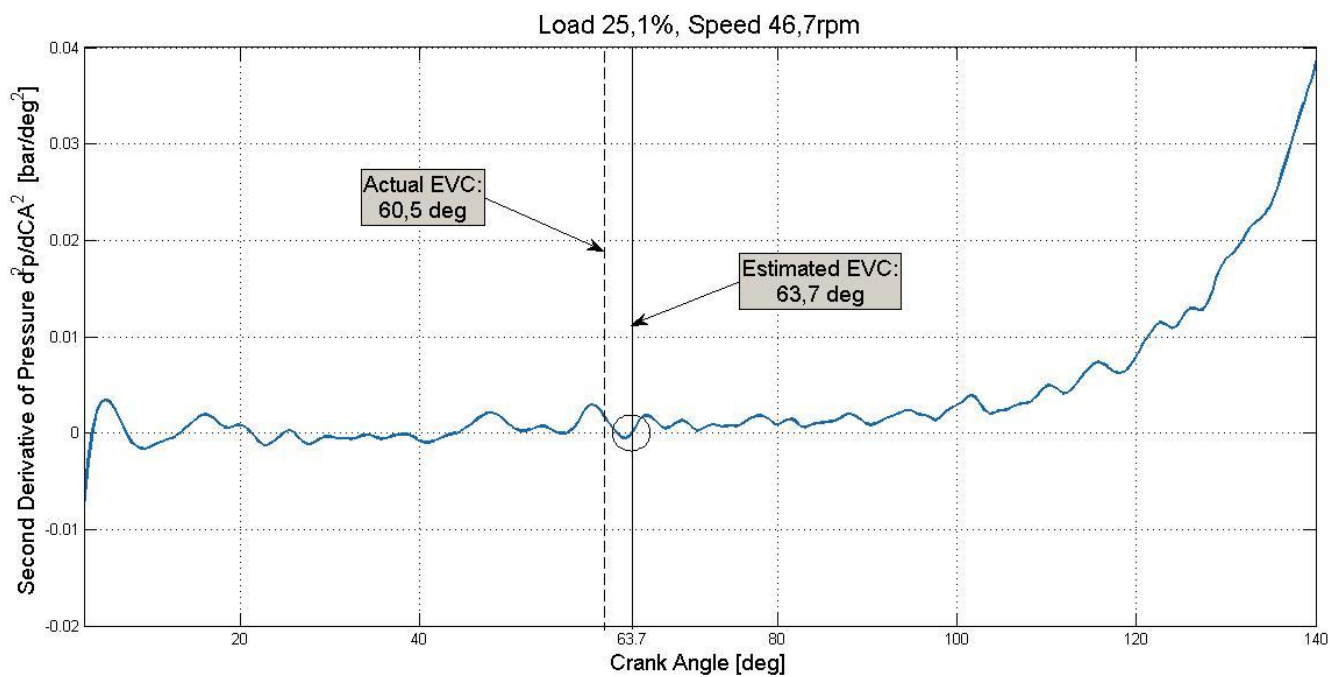
Σχήμα 5.11: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου πίεσης κυλίνδρου 1 στο 25% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής που θα εξετάσουμε

Προφανώς πρέπει να εξετάσουμε το κυκλωμένο τμήμα του παραπάνω διαγράμματος οπότε στη συνέχεια παρουσιάζονται τα διαγράμματα της δεύτερης

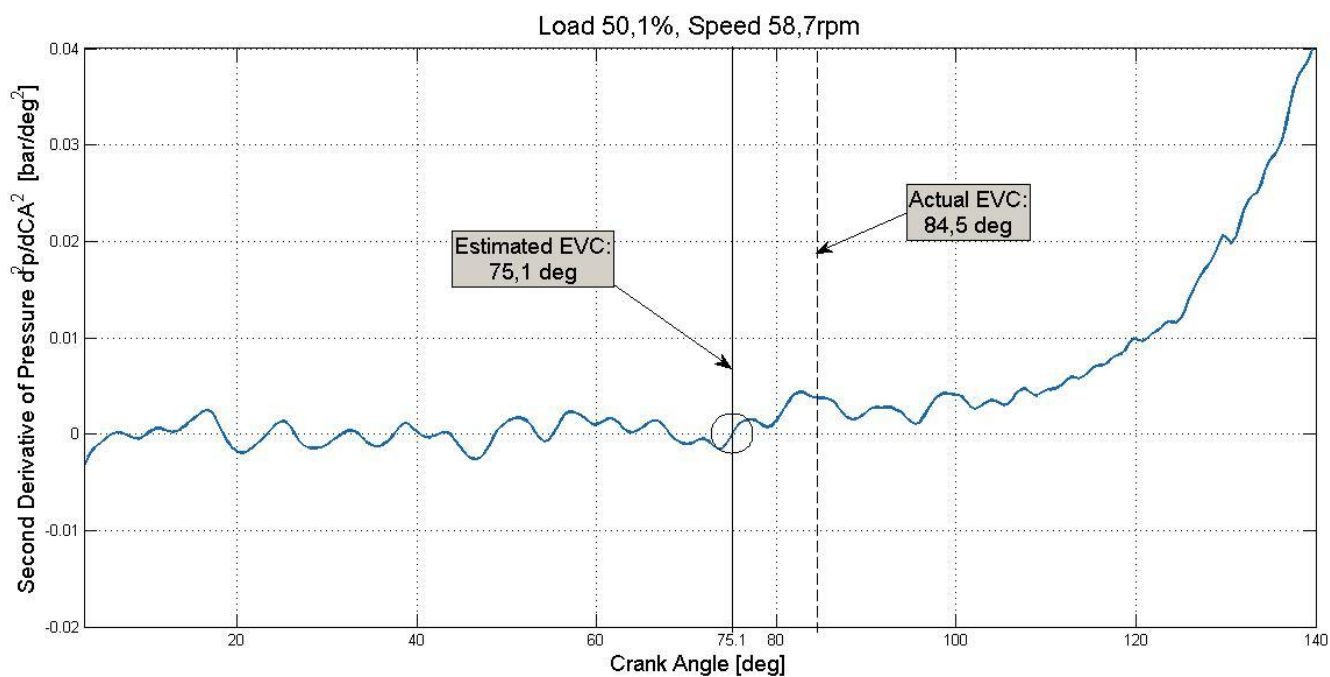
παραγώγου σε αυτό το τμήμα και για τα διάφορα φορτία. Παρατηρώντας τα διαγράμματα αυτά βλέπουμε ότι στην πρωτογενή μορφή τους (σχήμα 5.12) δε μπορούμε να βγάλουμε κάποιο συμπέρασμα αφού παρουσιάζουν πολύ έντονη διακύμανση όπως άλλωστε περιμέναμε μετά από δύο αριθμητικές παραγωγίσεις. Μετά την εφαρμογή ισχυρού φίλτρου όμως, παρατηρούμε ότι από κάποια τιμή της γωνίας στροφάλου και μετά η δεύτερη παράγωγος είναι συνεχώς θετική και αυξανόμενη μέχρι τις 160 μοίρες περίπου. Στο σημείο λοιπόν όπου η δεύτερη παράγωγος αποκτά μόνιμα θετικές τιμές θα θεωρήσουμε ότι συμβαίνει και το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής. Η μέθοδος αυτή φαίνεται στα παρακάτω διαγράμματα τα οποία αφορούν τον κύλινδρο 1 στα διάφορα φορτία της μηχανής. Η μέθοδος που ακολουθούμε απεικονίζεται και στα διαγράμματα (σχήματα 5.13-5.17) όπου ο κύκλος αντιστοιχεί στο σημείο από το οποίο και μετά η δεύτερη παράγωγος είναι μόνιμως θετική.



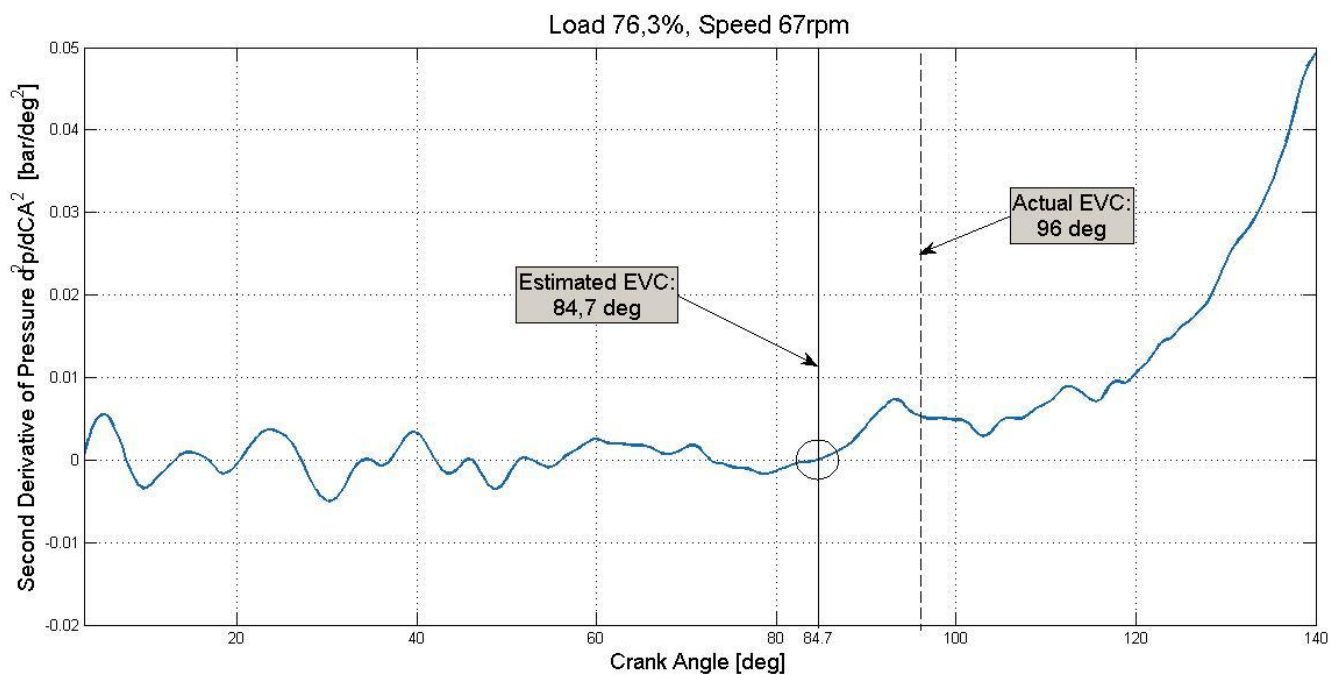
Σχήμα 5.12: Πρωτογενές διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 25% του φορτίου



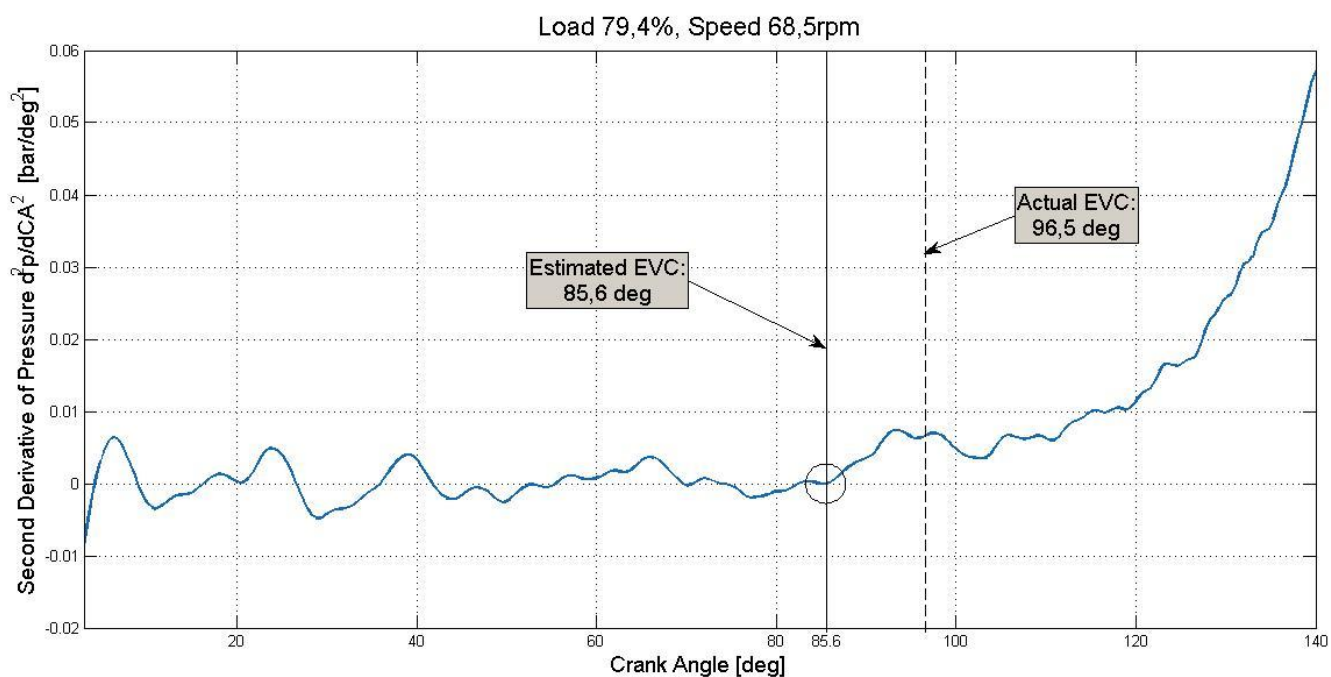
Σχήμα 5.13: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 25% του φορτίου



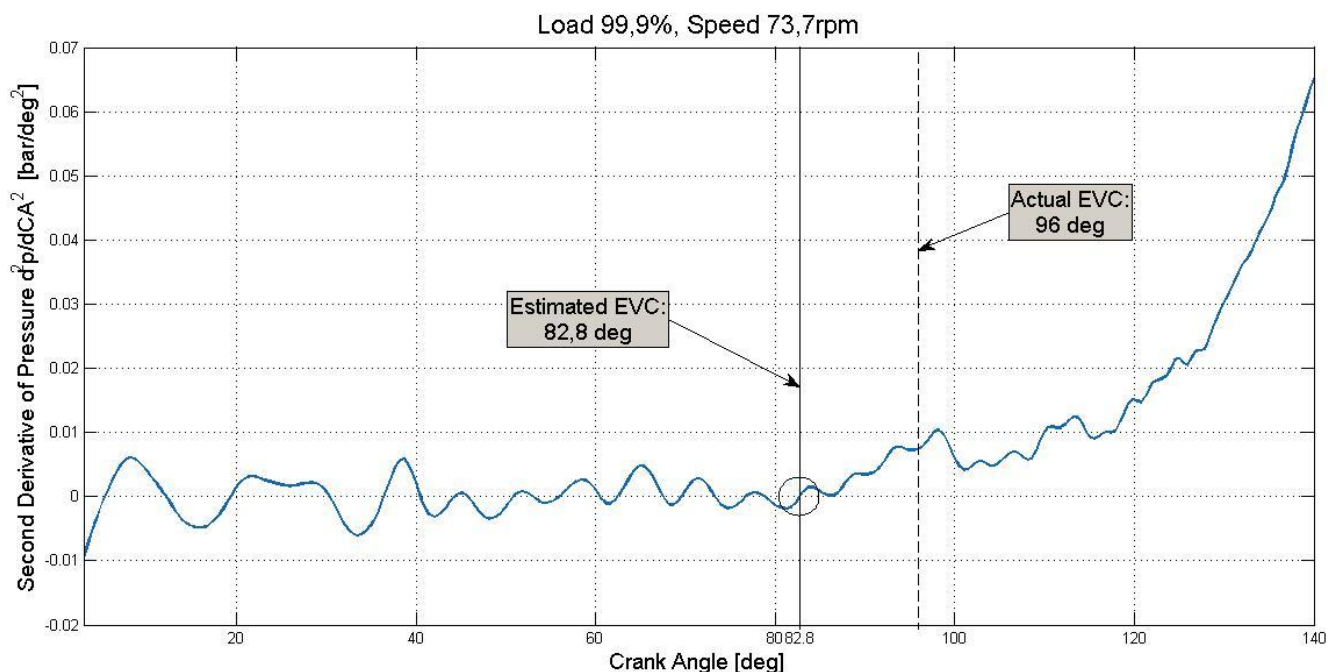
Σχήμα 5.14: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 50% του φορτίου



Σχήμα 5.15: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 75% του φορτίου



Σχήμα 5.16: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 80% του φορτίου



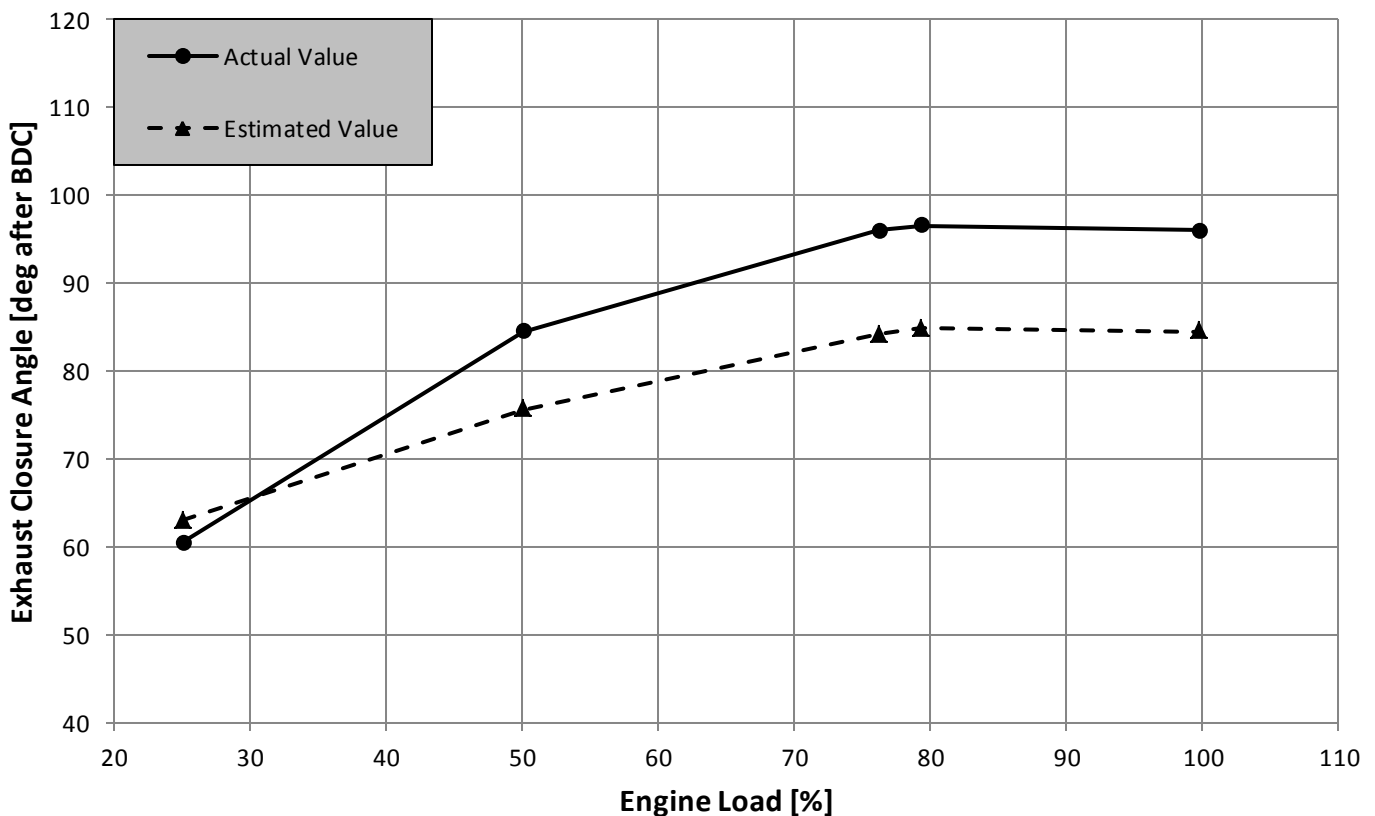
Σχήμα 5.17: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 100% του φορτίου

Τα αποτελέσματα της μεθόδου αυτής για όλους τους κυλίνδρους και τα φορτία παρουσιάζονται στον πίνακα 5.5 που ακολουθεί. Με βάση λοιπόν τον πίνακα 5.5 μπορούμε να φτιάξουμε το διάγραμμα (σχήμα 5.18) όπου φαίνεται το προφίλ χρονισμού που δίνει η μέθοδος που ακολουθήσαμε σε σύγκριση με το πραγματικό προφίλ χρονισμού από το σύστημα ελέγχου της μηχανής. Για να χαράξουμε την καμπύλη του εκτιμώμενου από τη μέθοδο αυτή προφίλ (διακεκομμένη γραμμή) χρησιμοποιήσαμε τη μέση τιμή από τους 5 κυλίνδρους για κάθε φορτίο (τελευταία στήλη του παραπάνω πίνακα) αφού βλέπουμε ότι τα αποτελέσματα για κάθε κύλινδρο παρουσιάζουν σχετικά σημαντικές διαφορές μεταξύ τους.

Πίνακας 5.5: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα μεθόδου δεύτερης παραγώγου σχετικά με το χρονισμό κλεισίματος της βαλβίδας (EVC)

Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	EVC (deg ABDC)	Εκτιμώμενο EVC (deg ABDC) για κάθε κύλινδρο					Mean
			1	2	3	4	5	
25,1	46,7	60,5	63,7	57	57,3	67,1	69,3	62,9
50,1	58,7	84,5	75,1	76,1	75,3	75,9	75,6	75,6
76,3	67	96	84,7	82,5	82,7	85,4	85,4	84,1
79,4	68,5	96,5	85,6	83,5	87,2	85,9	82	84,8
99,9	73,7	96	82,8	83,6	88,1	84,3	83,8	84,5

Παρατηρώντας τις τιμές του παραπάνω πίνακα βλέπουμε ότι ειδικά στην περίπτωση του χαμηλού φορτίου (25%) οι εκτιμώμενες τιμές παρουσιάζουν μεγάλες διαφορές μεταξύ των κυλίνδρων. Επίσης ενώ στα υπόλοιπα φορτία έχουμε σταθερά περίπου 9-10 μοίρες απόκλιση μεταξύ των πραγματικών και των εκτιμώμενων τιμών, στο χαμηλό φορτίο δεν υπάρχει αυτή η σταθερή διαφορά με αποτέλεσμα η εκτίμηση του προφίλ χρονισμού της βαλβίδας να μην είναι τελικά ικανοποιητική κάτι που φαίνεται και στο συγκριτικό διάγραμμα που ακολουθεί (σχήμα 5.18). Άλλωστε δε μας ενδιαφέρει μόνο το πόσο κοντά βρίσκονται οι εκτιμώμενες τιμές με τις πραγματικές αλλά κυρίως το αν υπάρχει μια σταθερή απόκλιση σε όλα τα φορτία ώστε να προσεγγίζεται ικανοποιητικά το προφίλ. Συμπερασματικά λοιπόν δε φαίνεται να μπορούμε να εξάγουμε ασφαλή συμπεράσματα για το χρονισμό από τα διαγράμματα της δεύτερης παραγωγού ειδικά στα χαμηλά φορτία.



Σχήμα 5.18: Εκτιμώμενος χρονισμός κλεισίματος μέσω της δεύτερης παραγωγού, σε σύγκριση με τον πραγματικό

5.2.2 ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΤΗΣ ΠΡΟΣΑΡΜΟΓΗΣ

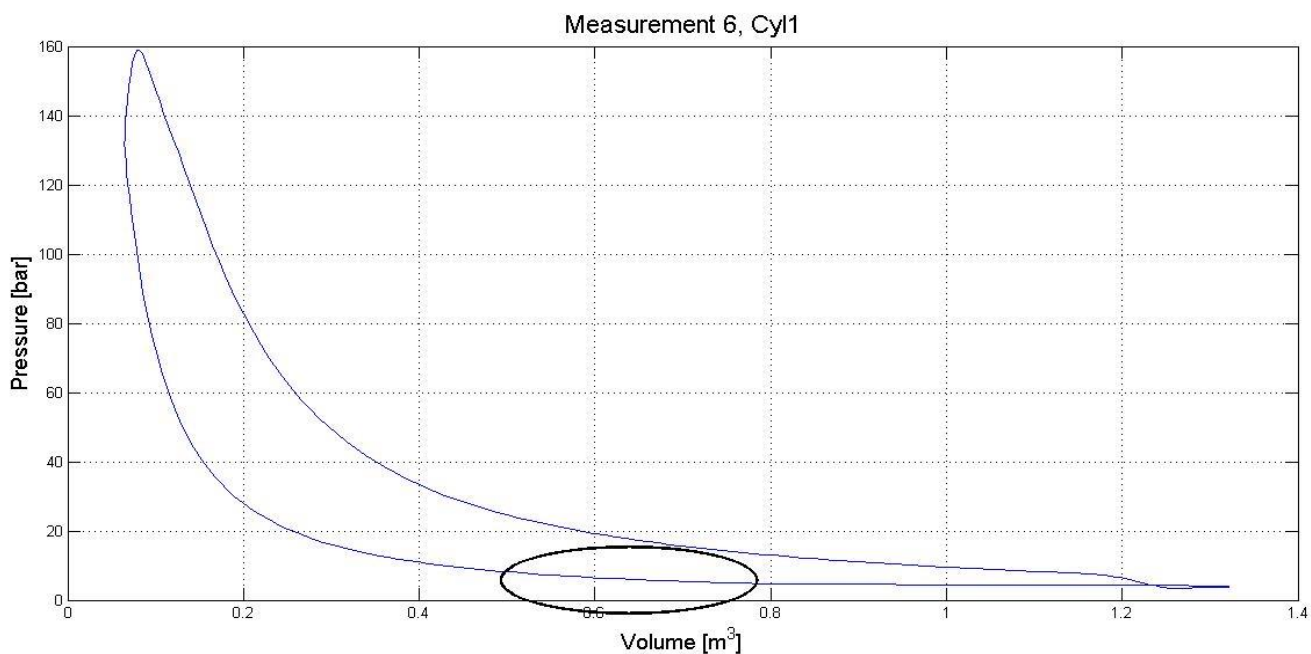
Όπως γνωρίζουμε από τη θερμοδυναμική, οι διεργασίες της συμπίεσης και της αποτόνωσης του αερίου εντός του κυλίνδρου θεωρούνται μεταβολές που ακολουθούν το νόμο της πολυτροπικής μεταβολής:

$$pV^n = C \quad (5.1)$$

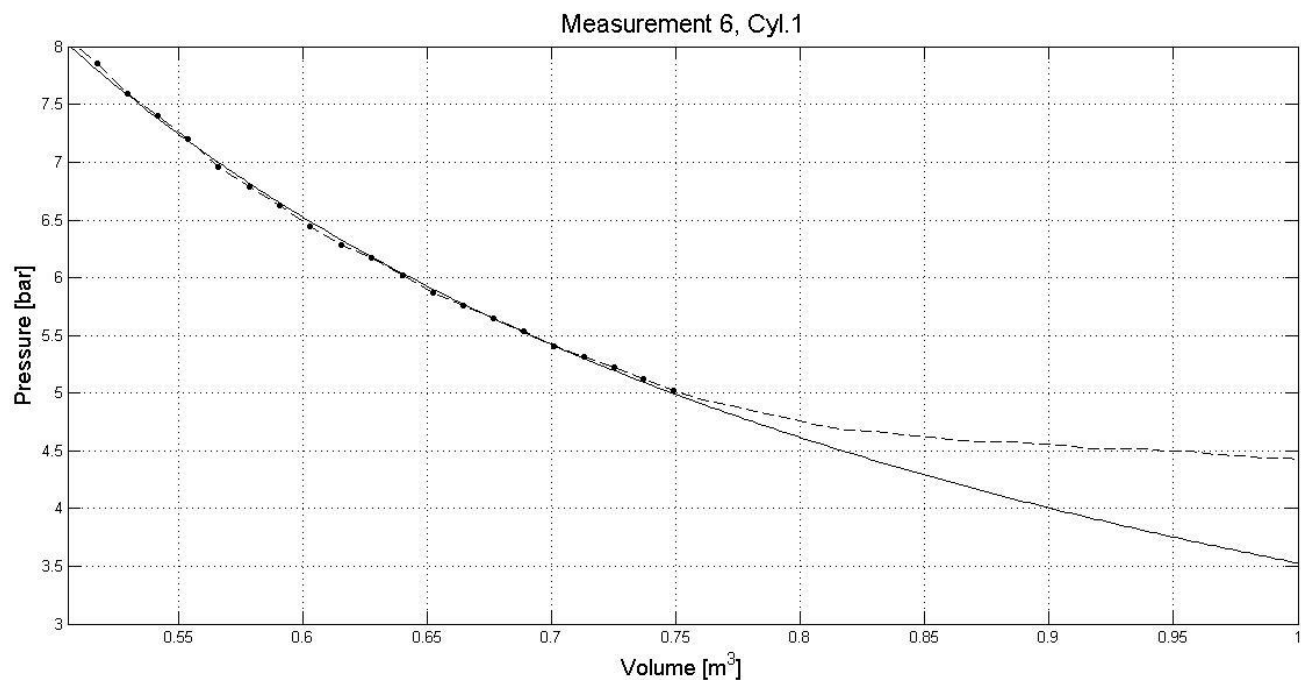
Μπορούμε λοιπόν μέσω της σχέσης αυτής να βρούμε τη θεωρητική καμπύλη συμπίεσης που θα είχαμε αν η βαλβίδα εξαγωγής ήταν κλειστή από το ΚΝΣ αλλά με μάζα αέρα στον κύλινδρο ίση με αυτή που περιέχεται τη στιγμή που συμβαίνει πραγματικά το κλείσιμο της βαλβίδας. Για το σκοπό αυτό λαμβάνουμε από κάθε διάγραμμα πίεσης-όγκου (p-V) του κυλίνδρου 1 της μηχανής, ένα δείγμα 20 σημείων στη φάση της συμπίεσης και βρίσκουμε την καμπύλη που ακολουθεί το νόμο της πολυτροπικής συμπίεσης και προσαρμόζεται ικανοποιητικά στα πραγματικά δεδομένα. Στη συνέχεια εξετάζουμε την προσαρμογή της πραγματικής καμπύλης που έχουμε από τις μετρήσεις στην καμπύλη πολυτροπικής μεταβολής που έχουμε βρεί. Περιμένουμε η απόκλιση (Δp) των καμπυλών αυτών μεταξύ τους να δείχνει το χρονισμό της βαλβίδας. Τα 20 σημεία που θα επιλέξουμε σε κάθε περίπτωση είναι αυτά που αντιστοιχούν σε 100° έως 119° γωνίας στροφάλου (μετά το ΚΝΣ) όπου γνωρίζουμε ότι η βαλβίδα έχει ήδη κλείσει. Η περιοχή του διαγράμματος P-V που περιλαμβάνει αυτά τα σημεία φαίνεται στο διάγραμμα του σχήματος 5.19 (κυκλωμένο τμήμα).

Στο διάγραμμα του σχήματος 5.20 βλέπουμε τα 20 σημεία, την προσαρμογή της θεωρητικής καμπύλης (συνεχής γραμμή) σε αυτά και την πραγματική καμπύλη που έχουμε από τις μετρήσεις (διακεκομμένη γραμμή).

Στο σημείο αυτό μας ενδιαφέρει η τιμή της απόκλισης των δύο καμπυλών (Δp) σε bar η οποία δείχνει το χρονισμό της βαλβίδας. Για το λόγο αυτό θα επιλέξουμε κάποιες τιμές και θα συγκρίνουμε τα αποτελέσματα με τον πραγματικό χρονισμό που έχουμε από το σύστημα ελέγχου της μηχανής. Οι τιμές για τις οποίες θα ακολουθήσουμε τη διαδικασία αυτή είναι 0.05 , 0.1 , 0.15 , 0.2 και 0.3 bar ενώ θα την επαναλάβουμε για όλα τα φορτία της μηχανής για τον κύλινδρο 1.

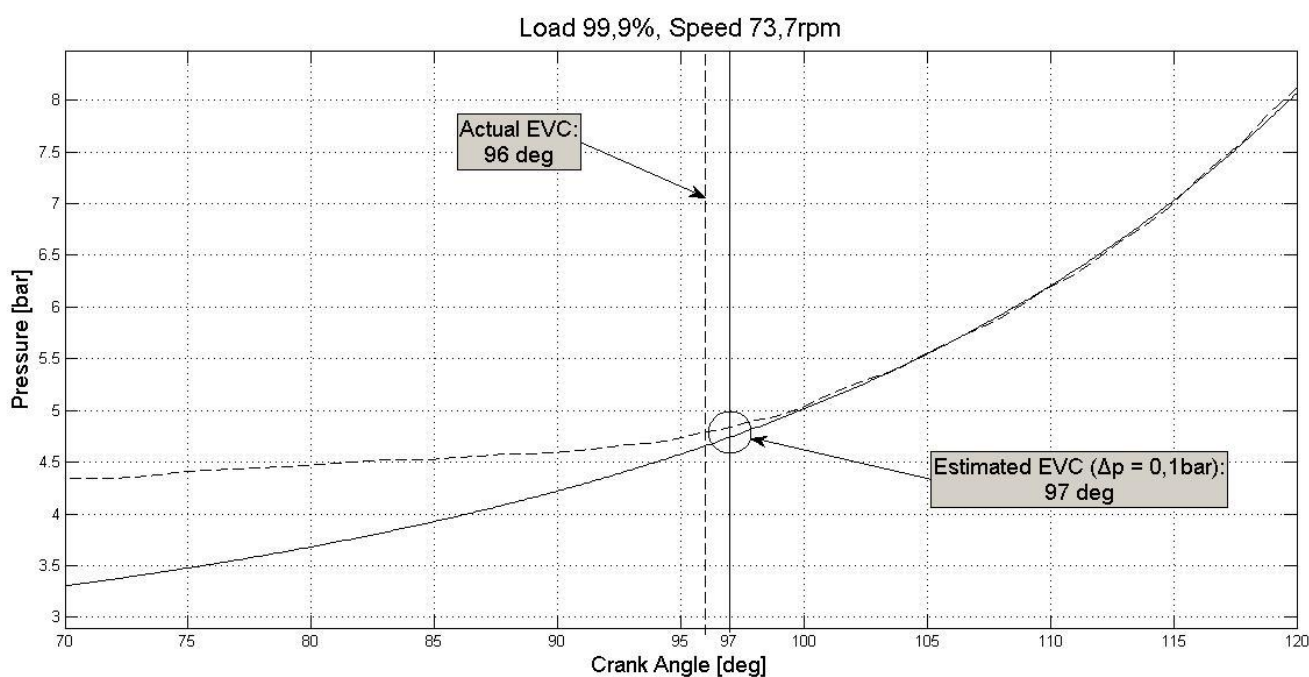


Σχήμα 5.19: Διάγραμμα p - V κυλίνδρου 1 στο 100% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής όπου βρίσκονται τα 20 σημεία που επιλέγουμε



Σχήμα 5.20: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης συμπίεσης με την πραγματική στο 100% του φορτίου (διάγραμμα p - V)

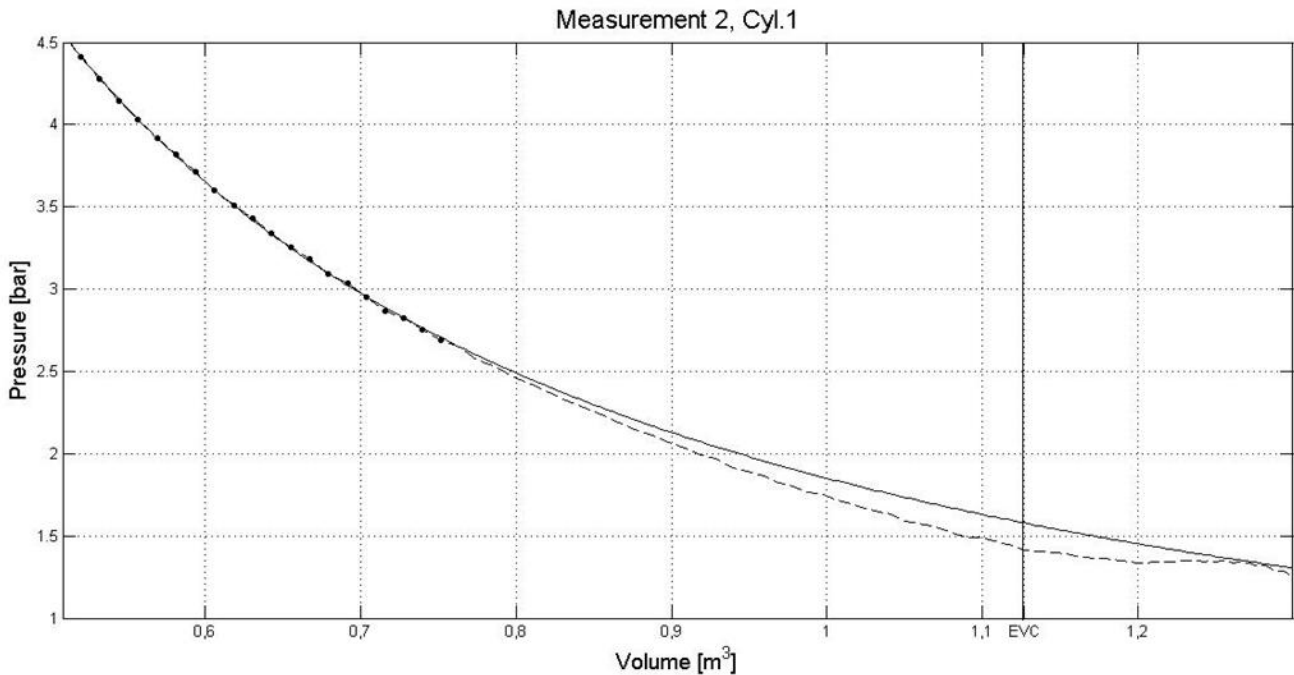
Παρατηρώντας το διάγραμμα του σχήματος 5.20 βλέπουμε ότι για να αξιολογήσουμε άμεσα τα αποτελέσματα πρέπει να γίνει μετατροπή του διαγράμματος από p-V σε p-φ. Η μετατροπή αυτή γίνεται μέσω του υπολογιστικού πακέτου της Matlab, με χρήση των γεωμετρικών στοιχείων της μηχανής καθώς και τη σχέση μετατόπισης του εμβόλου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Οπότε τελικά καταλήγουμε στο διάγραμμα του σχήματος 5.21 που ακολουθεί.



Σχήμα 5.21: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης συμπίεσης με την πραγματική στο 100% του φορτίου

Παρατηρώντας το παραπάνω διάγραμμα (σχήμα 5.21) βλέπουμε ότι η πραγματική γωνία όπου κλείνει η βαλβίδα σε αυτή την περίπτωση (100% του φορτίου) είναι 96°. Αν χρησιμοποιήσουμε ως κριτήριο απόκλιση της πραγματικής καμπύλης (διακεκομμένη γραμμή) από τη θεωρητική (συνεχής γραμμή) κατά $\Delta p = 0,1$ bar, τότε η εκτίμηση που θα έχουμε για τη γωνία κλεισίματος της βαλβίδας είναι 97°. Προφανώς όπως βλέπουμε με την αύξηση της χρησιμοποιούμενης απόκλισης, η εκτιμώμενη γωνία κλεισίματος μειώνεται. Έτσι για απόκλιση 0,2 bar η εκτίμηση είναι 93,8° ενώ για απόκλιση 0,3 bar είναι 91,7°.

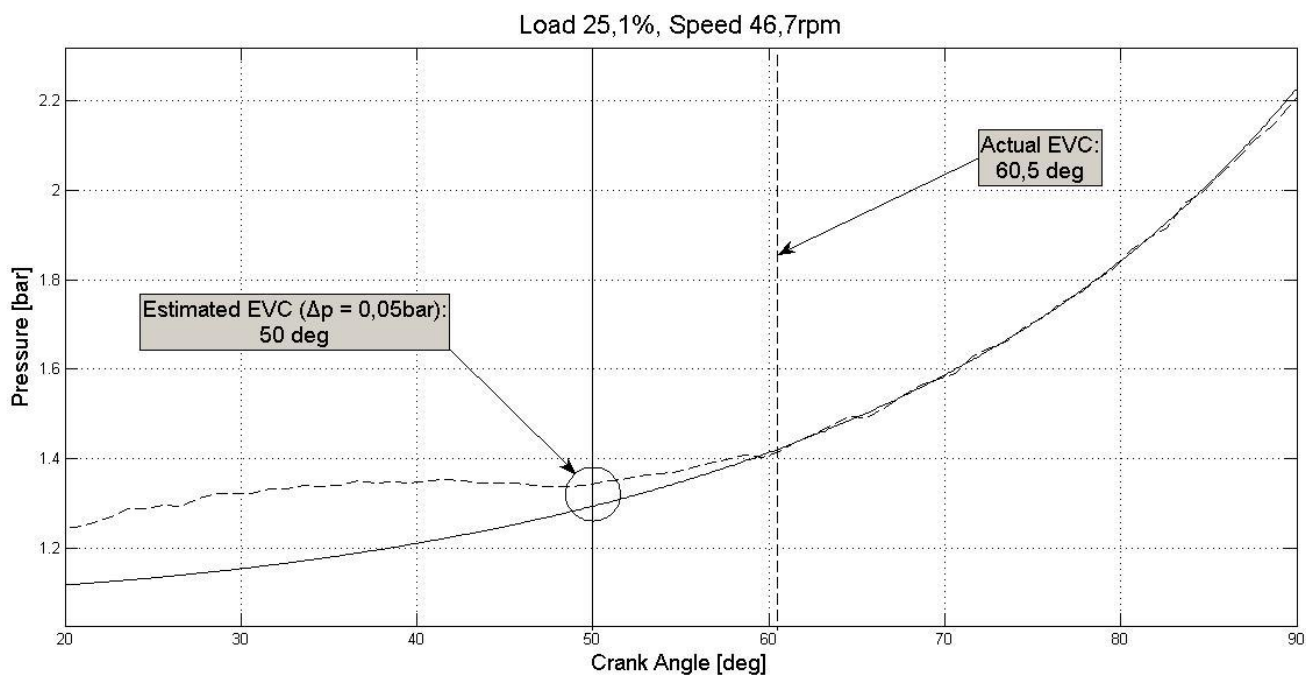
Ακολουθώντας όμως την ίδια διαδικασία σε χαμηλό φορτίο και συγκεκριμένα στο 25%, παρατηρούμε ότι το διάγραμμα (σχήμα 5.22) έχει διαφορετική μορφή με αποτέλεσμα να είναι δυσκολότερη η εκτίμηση του χρονισμού της βαλβίδας. Αυτό δημιουργεί την ανάγκη για περαιτέρω διερεύνηση στην περίπτωση των χαμηλών φορτίων.



Σχήμα 5.22: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης συμπίεσης με την πραγματική στο 25% του φορτίου (διάγραμμα p-V)

Βλέπουμε ότι σε αυτή την περίπτωση το διάγραμμα έχει διαφορετική μορφή από το αντίστοιχο για το 100% του φορτίου και η πραγματική καμπύλη μοιάζει πολύ με τη θεωρητική. Αυτό συμβαίνει γιατί στα χαμηλά φορτία η μεταβολή της πίεσης του κυλίνδρου στο σημείο όπου κλείνει η βαλβίδα είναι λιγότερο έντονη άρα και λιγότερο σαφής στην καμπύλη με αποτέλεσμα η διάκριση να γίνεται δυσκολότερη. Ωστόσο παρατηρώντας το παραπάνω διάγραμμα μπορούμε να διακρίνουμε ότι στο σημείο όπου κλείνει η βαλβίδα (ένδειξη EVC στο διάγραμμα), η κλίση της πραγματικής καμπύλης αλλάζει. Άρα μια λύση θα ήταν τα 20 σημεία που θα επιλέξουμε ώστε να προσαρμόσουμε και να εξάγουμε τη θεωρητική καμπύλη πολυτροπικής συμπίεσης να βρίσκονται πιο κοντά στο σημείο όπου ξέρουμε ότι κλείνει η βαλβίδα. Αντί για τα σημεία λοιπόν 100° έως 119° γωνίας στροφάλου που επιλέγουμε στα υπόλοιπα φορτία, αυτή τη φορά θα επιλέξουμε τα 20 σημεία που αντιστοιχούν σε 65° έως 84° γωνίας στροφάλου ώστε να φέρουμε την καμπύλη που αναπαριστά την πολυτροπική μεταβολή πιο κοντά στο σημείο όπου ξέρουμε ότι κλείνει η βαλβίδα.

Το αποτέλεσμα λοιπόν απεικονίζεται στο διάγραμμα p-φ του σχήματος 5.23 που ακολουθεί, όπου βλέπουμε ότι τώρα η απόκλιση των δύο καμπυλών είναι πιο σαφής.



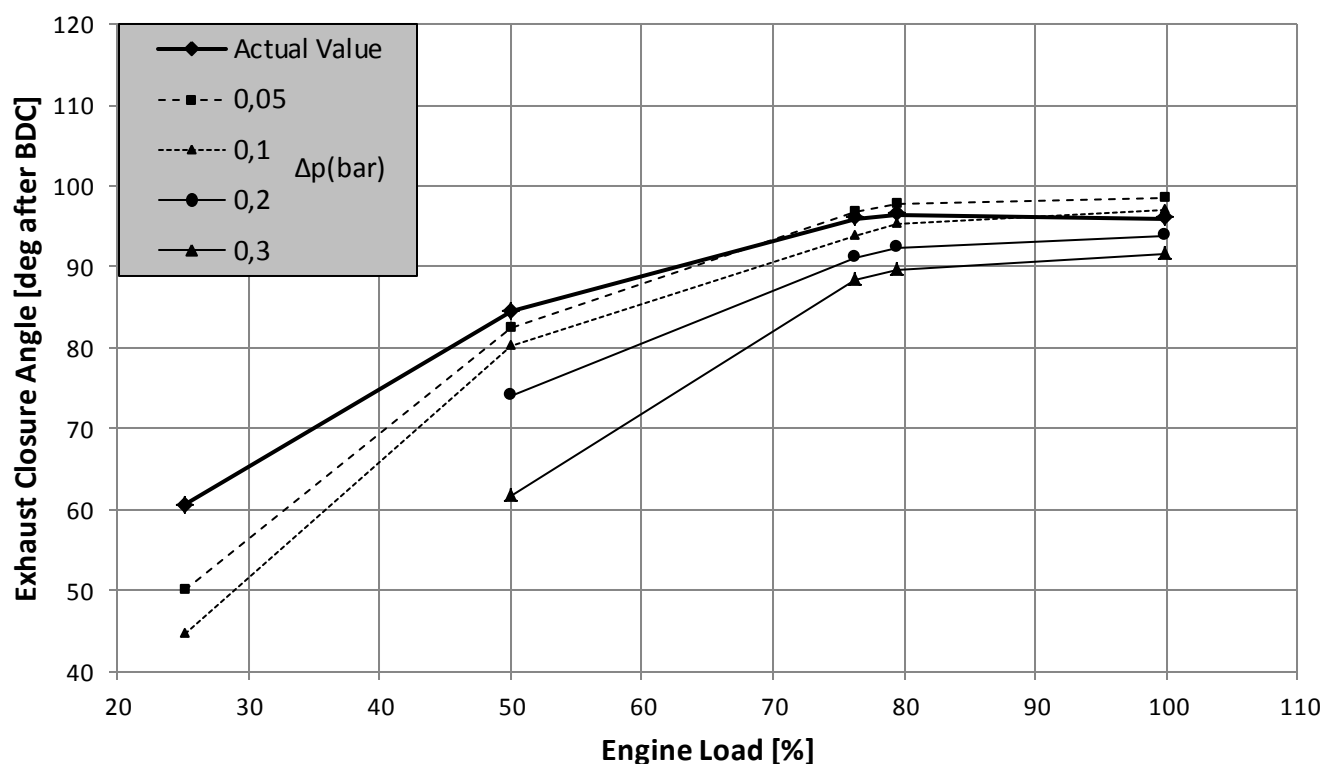
Σχήμα 5.23: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης συμπίεσης με την πραγματική στο 100% του φορτίου

Αν χρησιμοποιήσουμε ως κριτήριο απόκλιση της πραγματικής καμπύλης (διακεκομμένη γραμμή) από τη θεωρητική (συνεχής γραμμή) κατά $\Delta p = 0,05 \text{ bar}$, τότε η εκτίμηση που θα έχουμε για τη γωνία κλεισίματος της βαλβίδας είναι 50° ενώ για απόκλιση $0,1 \text{ bar}$ η εκτίμηση είναι $44,7^\circ$. Για τις τιμές απόκλισης $0,2$ και $0,3 \text{ bar}$ δεν υπάρχουν αποτελέσματα αφού τέτοιες αποκλίσεις δεν εμφανίζονται πουθενά σε αυτό το διάγραμμα ενώ και οι εκτιμήσεις που έγιναν (50° και $44,7^\circ$) απέχουν αρκετά από την πραγματική γωνία που είναι $60,5^\circ$. Συμπεραίνουμε λοιπόν ότι και σε αυτή την περίπτωση, η εκτίμηση στο χαμηλό φορτίο είναι δύσκολη.

Ακολουθεί στην επόμενη σελίδα ο συγκεντρωτικός πίνακας 5.6 με την εκτίμηση του χρονισμού για τα διάφορα φορτία του κινητήρα και τις διάφορες τιμές απόκλισης (Δp) των καμπυλών. Στο σχήμα 5.24 βλέπουμε τα προφίλ χρονισμού που δίνει η μέθοδος που ακολουθήσαμε για τις διάφορες τιμές απόκλισης σε σύγκριση με το πραγματικό προφίλ χρονισμού από το σύστημα ελέγχου της μηχανής.

Πίνακας 5.6: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα μεθόδου προσαρμογής σχετικά με το χρονισμό κλεισίματος της βαλβίδας (EVC)

Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	EVC (deg ABDC)	Εκτιμώμενο EVC (deg ABDC) για κάθε τιμή απόκλισης των καμπυλών Δp (bar)				
			0,05	0,1	0,15	0,2	0,3
25,1	46,7	60,5	50	44,7	38	-	-
50,1	58,7	84,5	82,4	80,1	76,7	74,1	61,7
76,3	67	96	96,8	93,8	92,4	91	88,3
79,4	68,5	96,5	97,7	95,3	93,4	92,3	89,6
99,9	73,7	96	98,6	97	95,1	93,8	91,7



Σχήμα 5.24: Εκτιμώμενος χρονισμός κλεισίματος μέσω της μεθόδου της προσαρμογής για τις διάφορες τιμές απόκλισης (Δp), σε σύγκριση με τον πραγματικό

Με παχιά συνεχή γραμμή βλέπουμε τον πραγματικό χρονισμό της βαλβίδας που έχουμε από το σύστημα ελέγχου της μηχανής (Actual Value). Οι υπόλοιπες καμπύλες μας δείχνουν τα αποτελέσματα της μεθόδου που ακολουθήσαμε για τις διάφορες τιμές απόκλισης των καμπυλών σε bar που επιλέξαμε ως κριτήριο. Στην περίπτωση των αποκλίσεων 0,2 και 0,3 bar όπως ήδη αναφέραμε δεν έχουμε τιμές

για το χαμηλό φορτίο. Όπως βλέπουμε για τις περιπτώσεις απόκλισης 0,05 και 0,1 bar έχουμε σχετικά ικανοποιητική προσέγγιση του πραγματικού προφίλ χρονισμού με πρόβλημα όμως όπως περιμέναμε στα χαμηλά φορτία όπου η διαφορά του εκτιμώμενου χρονισμού από τον πραγματικό είναι μεγαλύτερη από 10°.

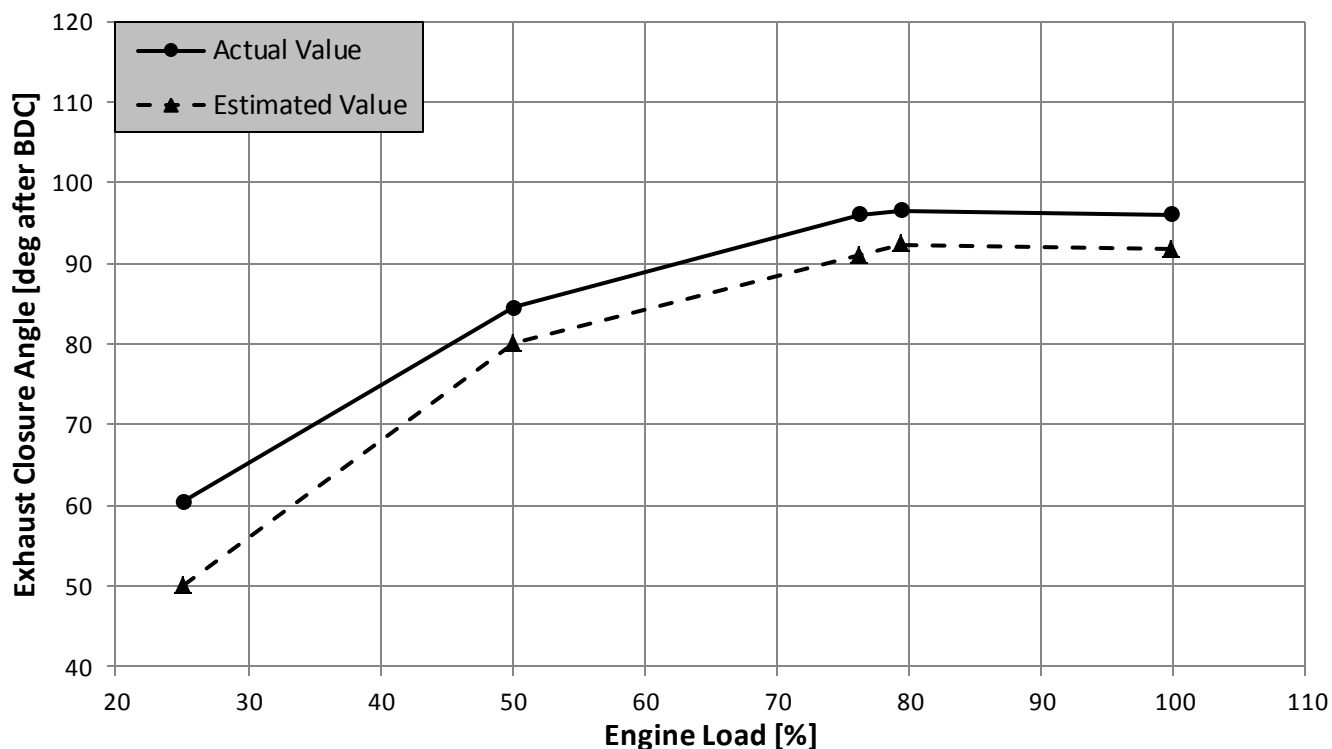
Ένας τρόπος βελτίωσης της μεθόδου:

Παρατηρώντας όμως περισσότερο το παραπάνω διάγραμμα (σχήμα 5.24) βλέπουμε ότι μπορούμε να προσεγγίσουμε καλύτερα το πραγματικό προφίλ χρονισμού χρησιμοποιώντας διαφορετικές τιμές απόκλισης των καμπυλών για τα διάφορα φορτία. Πιο συγκεκριμένα αυξανόμενου του φορτίου πρέπει να αυξάνουμε και την τιμή απόκλισης των καμπυλών που χρησιμοποιούμε για να εκτιμήσουμε το χρονισμό της βαλβίδας. Θα προσπαθήσουμε λοιπόν να προσεγγίσουμε καλύτερα το προφίλ χρονισμού της βαλβίδας χρησιμοποιώντας το συμπέρασμα ότι οι τιμές απόκλισης που χρησιμοποιούμε πρέπει να είναι μεγάλες στα υψηλά φορτία και μικρές στα χαμηλά φορτία. Για το σκοπό αυτό θα φτιάξουμε τον πίνακα 5.7 που ακολουθεί.

Πίνακας 5.7: Μεταβολή της χρησιμοποιούμενης απόκλισης καμπυλών με τη μεταβολή του φορτίου

Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	EVC (deg ABDC)	Χρησιμοποιούμενη Απόκλιση καμπυλών Δρ (bar)	Εκτιμώμενο EVC (deg ABDC)
25,1	46,7	60,5	0,05	50
50,1	58,7	84,5	0,1	80,1
76,3	67	96	0,2	91
79,4	68,5	96,5	0,2	92,3
99,9	73,7	96	0,3	91,7

Στον πίνακα 5.7 φαίνεται η απόκλιση των καμπυλών που χρησιμοποιούμε για κάθε φορτίο της μηχανής ώστε να εκτιμήσουμε τη γωνία όπου κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής. Όπως βλέπουμε ξεκινάμε από την τιμή 0,05 bar στο χαμηλό φορτίο και καταλήγουμε στην τιμή 0,3 bar στο 100% του φορτίου. Με βάση λοιπόν τον πίνακα αυτό μπορούμε να φτιάξουμε το παρακάτω διάγραμμα (σχήμα 5.25) όπου φαίνονται τα αποτελέσματα αυτής της μεθόδου.



Σχήμα 5.25: Εκτιμώμενος χρονισμός κλεισίματος σε σύγκριση με τον πραγματικό

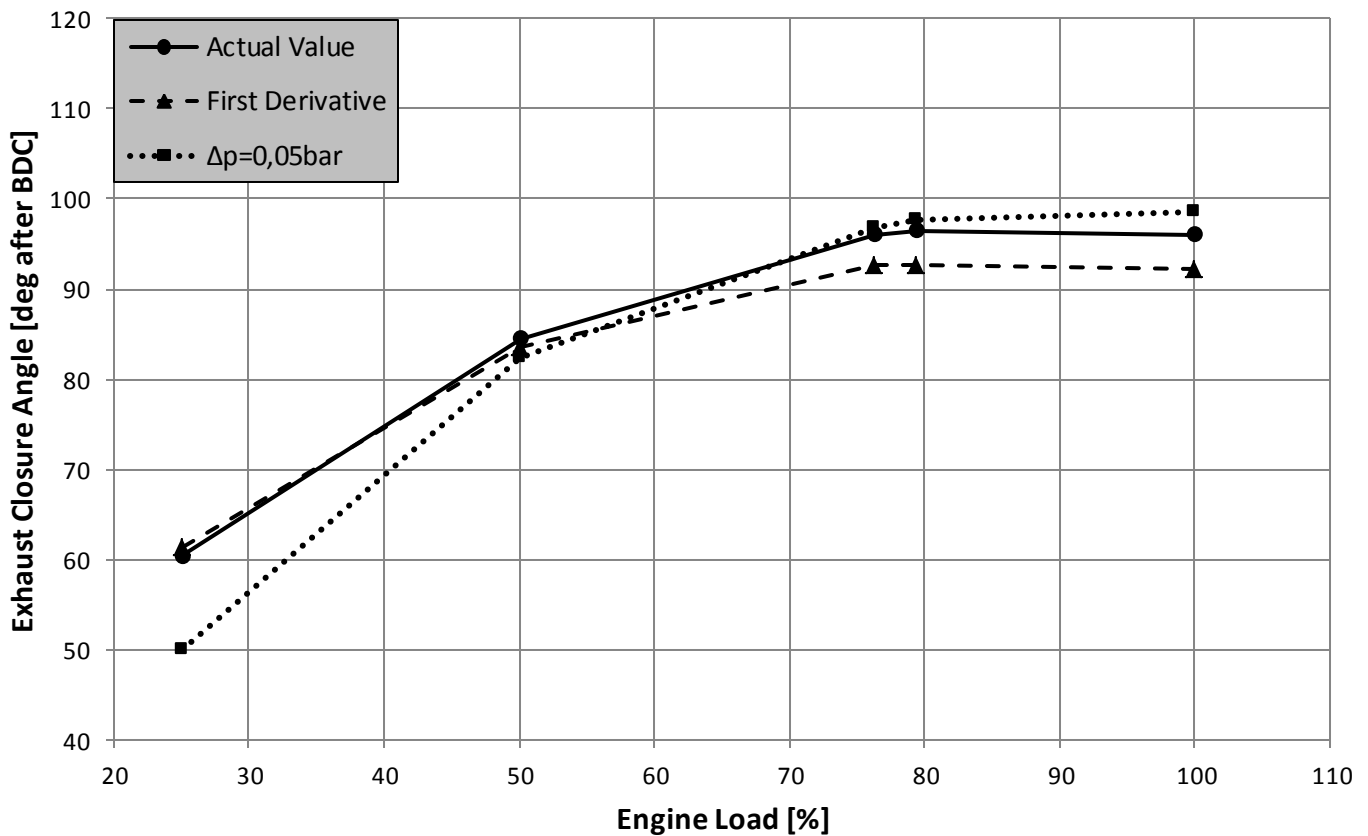
Παρατηρώντας το διάγραμμα βλέπουμε ότι σε αυτή την περίπτωση έχουμε μια καλύτερη προσέγγιση του προφίλ χρονισμού της βαλβίδας με μια σταθερή διαφορά της τάξης των 4 μοιρών περίπου. Παρ'όλα αυτά έχουμε ξανά αρκετά σημαντική απόκλιση στο 25% του φορτίου. Συμπερασματικά λοιπόν χρησιμοποιώντας αυτού του είδους την παραλλαγή της μεθόδου της προσαρμογής μπορούμε να έχουμε καλύτερα αποτελέσματα. Παρ'όλα αυτά η μέθοδος αυτή απαιτεί περισσότερη διερεύνηση για να μπορεί να θεωρηθεί αξιόπιστη αφού δεν γνωρίζουμε ουσιαστικά το πόσο πρέπει να μεταβάλλουμε την απόκλιση σε συνάρτηση με το φορτίο σε κάθε περίπτωση ώστε να έχουμε αξιόπιστα αποτελέσματα.

5.2.3 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΤΩΝ ΔΥΟ ΜΕΘΟΔΩΝ

Στο εδάφιο αυτό θα γίνει σύγκριση των δύο μεθόδων που θεωρούμε πιο άξιες εφαρμογής. Δηλαδή θα συγκρίνουμε τη μέθοδο εντοπισμού με την πρώτη παράγωγο και τη μέθοδο της προσαρμογής για απόκλιση $\Delta p = 0,05$ bar που δίνει και το καλύτερο αποτέλεσμα. Για το σκοπό αυτό παραθέτουμε το παρακάτω συγκριτικό διάγραμμα (σχήμα 5.26) όπου η καμπύλη First Derivative αντιστοιχεί στο

αποτέλεσμα της μεθόδου της πρώτης παραγώγου, ενώ η καμπύλη $\Delta p = 0,05 \text{ bar}$ αντιστοιχεί στη μέθοδο της προσαρμογής για απόκλιση καμπυλών $0,05 \text{ bar}$.

Όπως βλέπουμε στην περίπτωση της εκτίμησης του χρονισμού κλεισίματος της βαλβίδας μπορούμε να πούμε ότι η μέθοδος της πρώτης παραγώγου δίνει σχετικά καλύτερα αποτελέσματα από τη μέθοδο της προσαρμογής κυρίως στα χαμηλά φορτία όπου δεν εμφανίζονται τόσο μεγάλες αποκλίσεις μεταξύ του πραγματικού και του εκτιμώμενου χρονισμού. Αντιθέτως στα υψηλά φορτία η μέθοδος της προσαρμογής φαίνεται να δίνει ελαφρώς καλύτερα αποτελέσματα. Συνολικά και οι δύο μέθοδοι πάντως δίνουν ικανοποιητικά αποτελέσματα και ίσως για ένα ακόμα καλύτερο αποτέλεσμα θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί και ο μέσος όρος τους.



Σχήμα 5.26: Σύγκριση μεθόδων σχετικά με τον εντοπισμό του χρονισμού κλεισίματος της βαλβίδας

5.3 ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ ΑΝΟΙΓΜΑΤΟΣ ΤΗΣ ΒΑΛΒΙΔΑΣ ΕΞΑΓΩΓΗΣ

Στο εδάφιο αυτό θα αναπτύξουμε και θα αξιολογήσουμε τις μεθόδους για την εκτίμηση του χρονισμού ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής, δηλαδή της γωνίας όπου ανοίγει η βαλβίδα στα διάφορα φορτία. Οι μέθοδοι που θα ακολουθήσουμε βασίζονται σε ανάλυση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων πίεσης του κινητήρα. Η αξιολόγηση των μεθόδων θα γίνει μέσω σύγκρισης των αποτελεσμάτων με τον χρονισμό που μας έχει δοθεί από το σύστημα ελέγχου της μηχανής τον οποίο και θεωρούμε τον πραγματικό (actual) χρονισμό. Οι δύο μέθοδοι που θα διερευνήσουμε είναι η μέθοδος των παραγώγων και η μέθοδος της προσαρμογής όπως και στην περίπτωση του χρονισμού κλεισίματος. Ουσιαστικά θα ακολουθήσουμε την ίδια διαδικασία που ακολουθήθηκε στα προηγούμενα εδαφία για τον εντοπισμό του χρονισμού κλεισίματος της βαλβίδας. Ο χρονισμός ανοίγματος της βαλβίδας συναρτήσει του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής της μηχανής σύμφωνα με το σύστημα ελέγχου της μηχανής, τον οποίο λαμβάνουμε ως τον πραγματικό χρονισμό φαίνεται στον πίνακα 5.8 με την ένδειξη EVO (Exhaust Valve Opening), σε μοίρες γωνίας στροφάλου μετά το κάτω νεκρό σημείο (degrees After Bottom Dead Center).

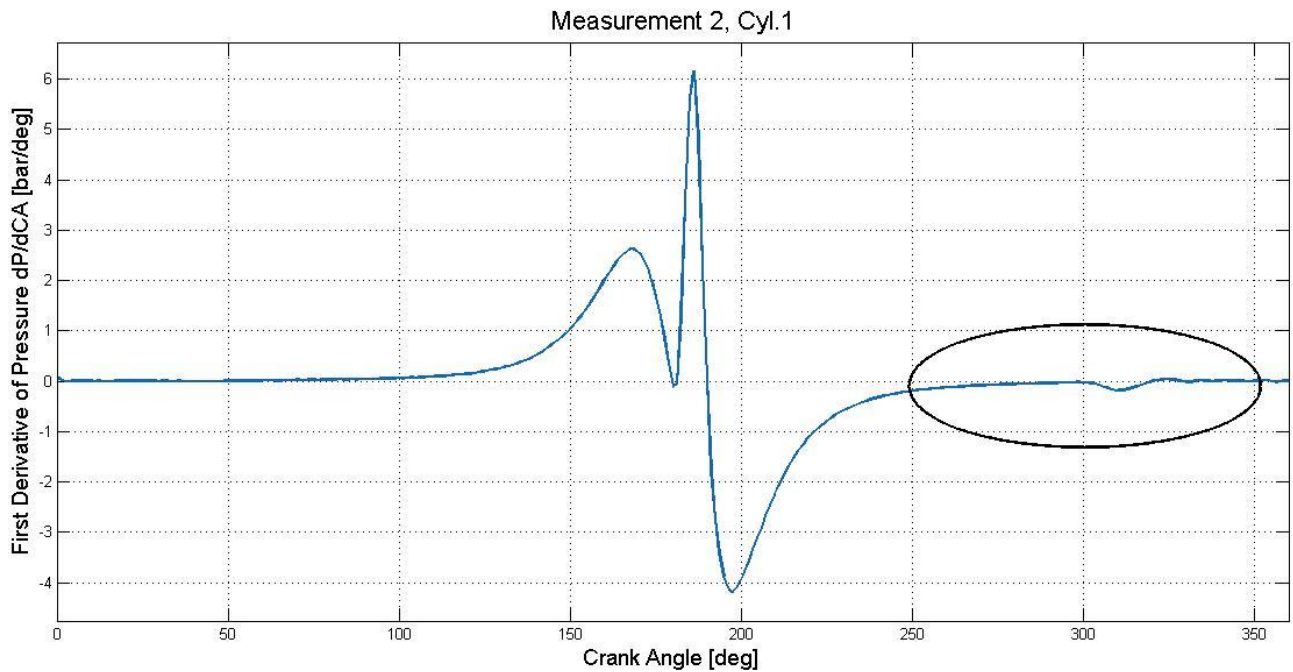
Πίνακας 5.8: Χρονισμός ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής

Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	EVC (deg ABDC)
25,1	46,7	301,6
50,1	58,7	302,4
76,3	67	303
79,4	68,5	302,6
99,9	73,7	301,6
109,8	76,4	300,2

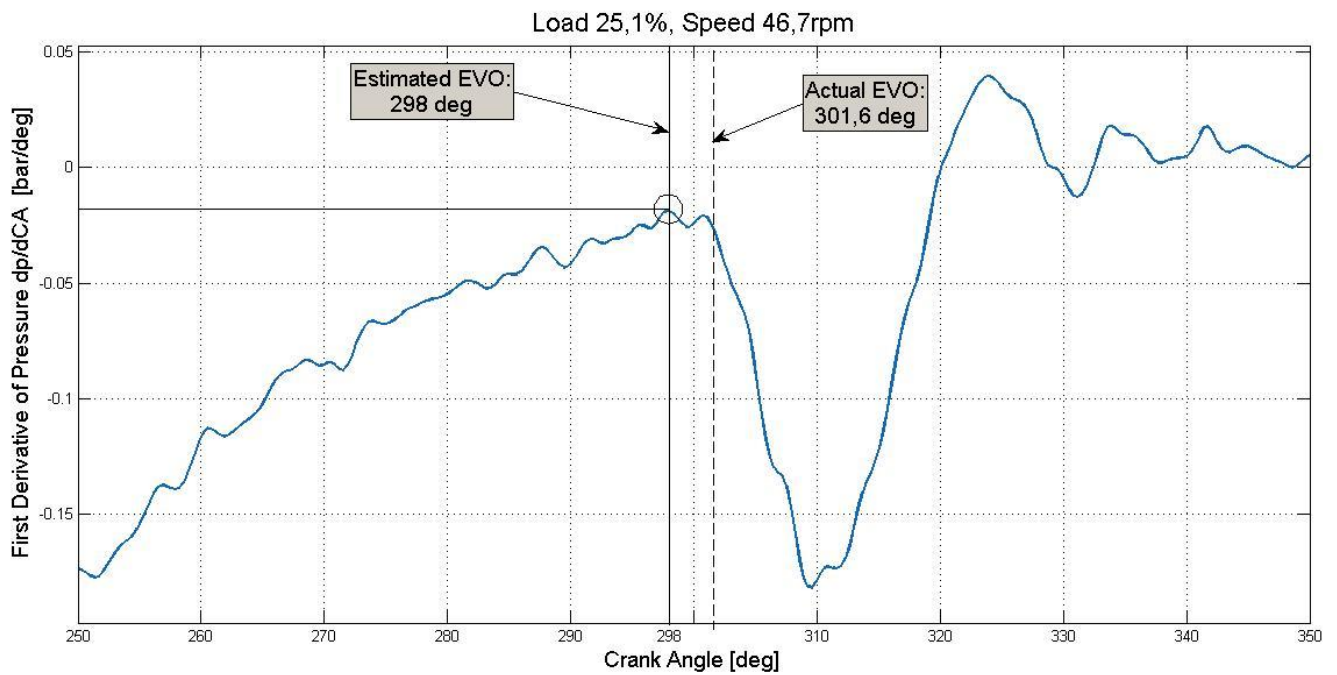
5.3.1 ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΤΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΩΝ

Αρχικά παρατηρούμε το διάγραμμα της πρώτης παραγώγου της πίεσης ως προς τη γωνία στροφάλου (σχήμα 5.27) όπως και στην προηγούμενη περίπτωση. Αυτή τη φορά όμως θα εξετάσουμε τη φάση της αποτονώσεως, δηλαδή το κυκλωμένο τμήμα του παρακάτω διαγράμματος, αφού μας ενδιαφέρει ο εντοπισμός της γωνίας ανοίγματος της βαλβίδας. Το κυκλωμένο λοιπόν τμήμα που θα εξετάσουμε

φαίνεται στο διάγραμμα του σχήματος 5.28 μετά την εφαρμογή φίλτρου για την απαραίτητη εξομάλυνση.



Σχήμα 5.27: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου πίεσης κυλίνδρου 1 στο 25% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής που θα εξετάσουμε



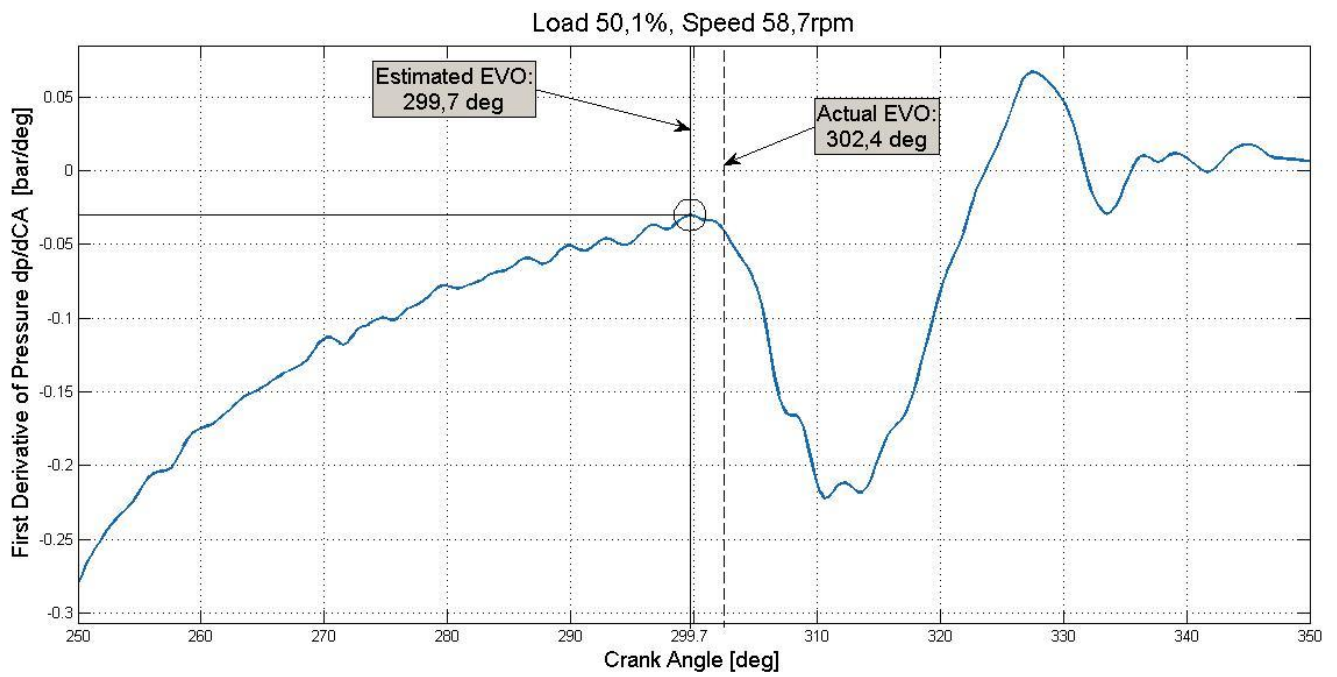
Σχήμα 5.28: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 25% του φορτίου

Στο διάγραμμα του σχήματος 5.28 με κάθετη διακεκομμένη γραμμή βλέπουμε την πραγματική γωνία ανοίγματος EVO (από το σύστημα ελέγχου της μηχανής) ενώ με κάθετη συνεχή γραμμή βλέπουμε την εκτιμώμενη από τη μέθοδο που ακολουθούμε γωνία. Στη συγκεκριμένη περίπτωση η πραγματική γωνία όπου ανοίγει η βαλβίδα είναι $301,6^\circ$ μετά το ΚΝΣ ενώ η δική μας εκτίμηση είναι 298° μετά το ΚΝΣ.

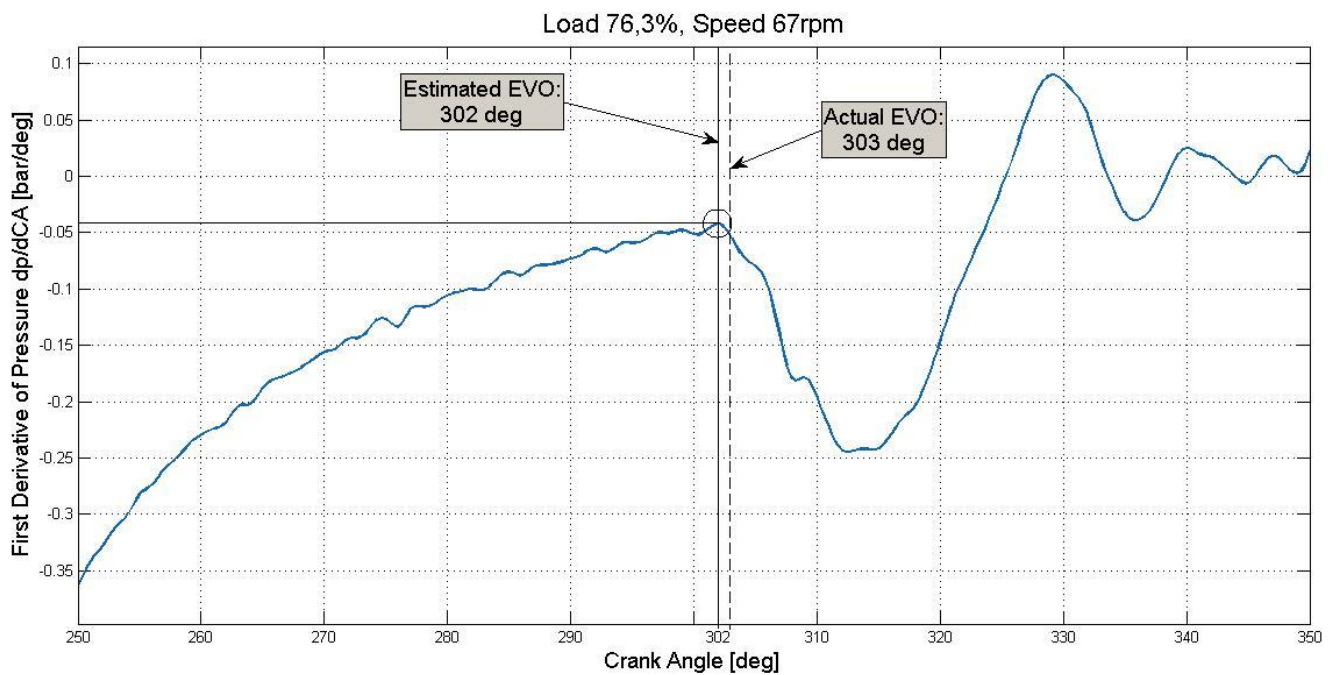
Η περιγραφή της μεθόδου μπορεί να γίνει ως εξής: Γνωρίζουμε ότι στο σημείο όπου ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής το δυναμοδεικτικό διάγραμμα παρουσιάζει σημείο καμπής αφού αυξάνεται ο ρυθμός με τον οποίο πέφτει η πίεση. Επομένως στο σημείο αυτό η πρώτη παράγωγος παρουσιάζει τοπικό μέγιστο ενώ η δεύτερη μηδενίζεται. Στο διάγραμμα της πρώτης παραγώγου της πίεσης ως προς τη γωνία στροφάλου και κατά τη φάση της αποτονώσεως παρατηρούμε ότι ο ρυθμός μεταβολής της πίεσης συνεχώς αυξάνεται (είναι αρνητικός άρα κατ' απόλυτη τιμή μειώνεται) έως ότου φτάσει σε ένα τοπικό μέγιστο. Παρατηρώντας λοιπόν το διάγραμμα από τα αριστερά προς τα δεξιά εντοπίζουμε το πρώτο μέγιστο και θεωρούμε ότι στο σημείο αυτό έχουμε το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής. Η διαδικασία αυτή απεικονίζεται και στα αντίστοιχα διαγράμματα όπου ο κύκλος αντιστοιχεί στο σημείο όπου παρουσιάζεται το πρώτο μέγιστο, όπου θεωρούμε ότι συμβαίνει και το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής.

Και σε αυτή την περίπτωση η μέθοδος αυτή απαιτεί εξομάλυνση της καμπύλης της παραγώγου με τη χρήση κάποιου φίλτρου ώστε να απορριφθούν τυχόν ακραίες τιμές οι οποίες προκύπτουν από σφάλματα. Αυτό είναι απαραίτητο αφού οι ακραίες τιμές μπορούν να επηρεάσουν σημαντικά τη μέθοδο αυτή η οποία βασίζεται στον εντοπισμό τοπικού μέγιστου στην καμπύλη. Παρ' όλα αυτά ακόμα και μετά την εφαρμογή του φίλτρου είναι δυνατόν να παρουσιαστεί κάποια ακραία τιμή για την οποία θα χρειαστεί να κρίνουμε αν πρέπει να την απορρίψουμε ή όχι.

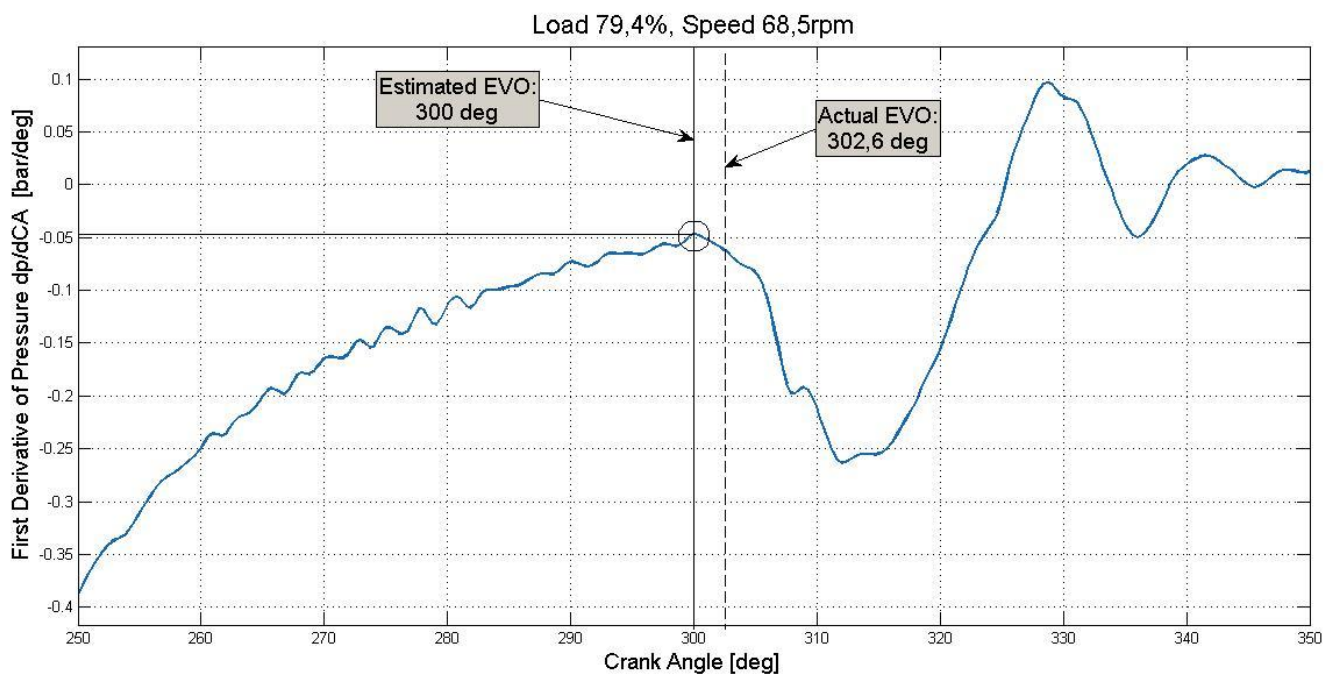
Ακολουθούν τα αντίστοιχα διαγράμματα (σχήματα 5.29-5.33) για τον κύλινδρο 1 στα υπόλοιπα φορτία (50, 75, 80, 100 και 110%) όπου φαίνεται η διαδικασία εκτίμησης της γωνίας ανοίγματος σε κάθε περίπτωση και τα αποτελέσματα.



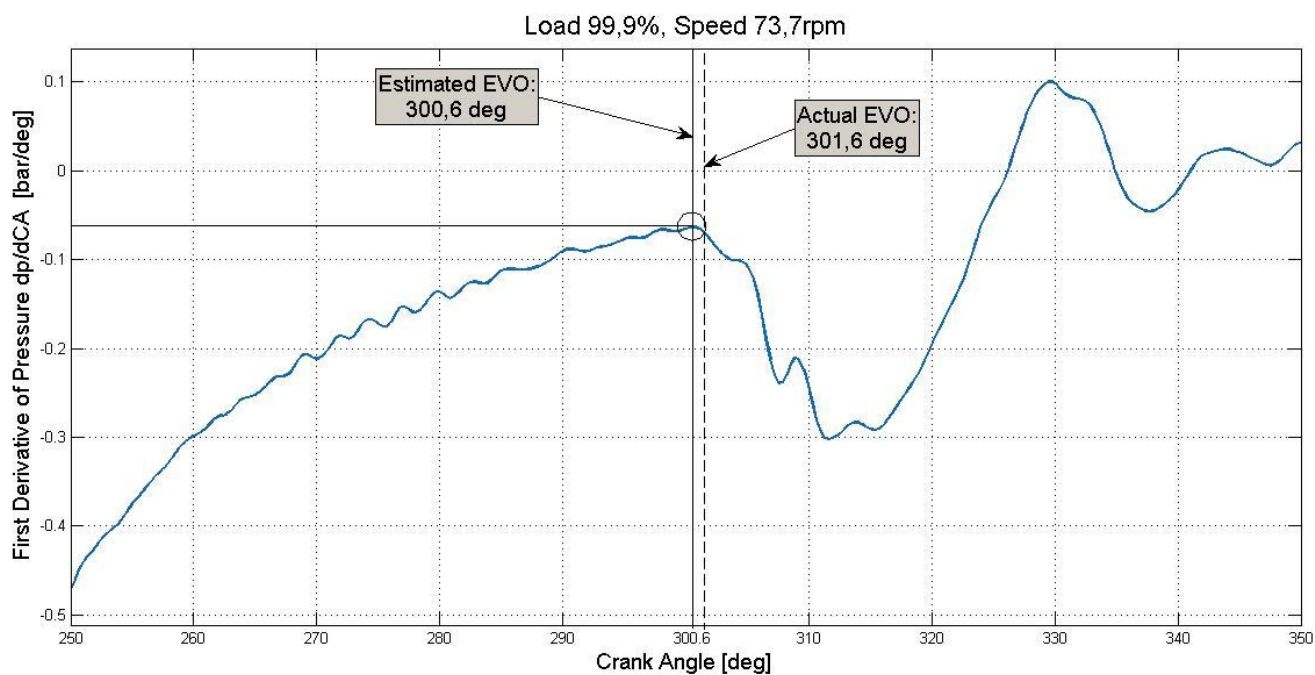
Σχήμα 5.29: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 50% του φορτίου



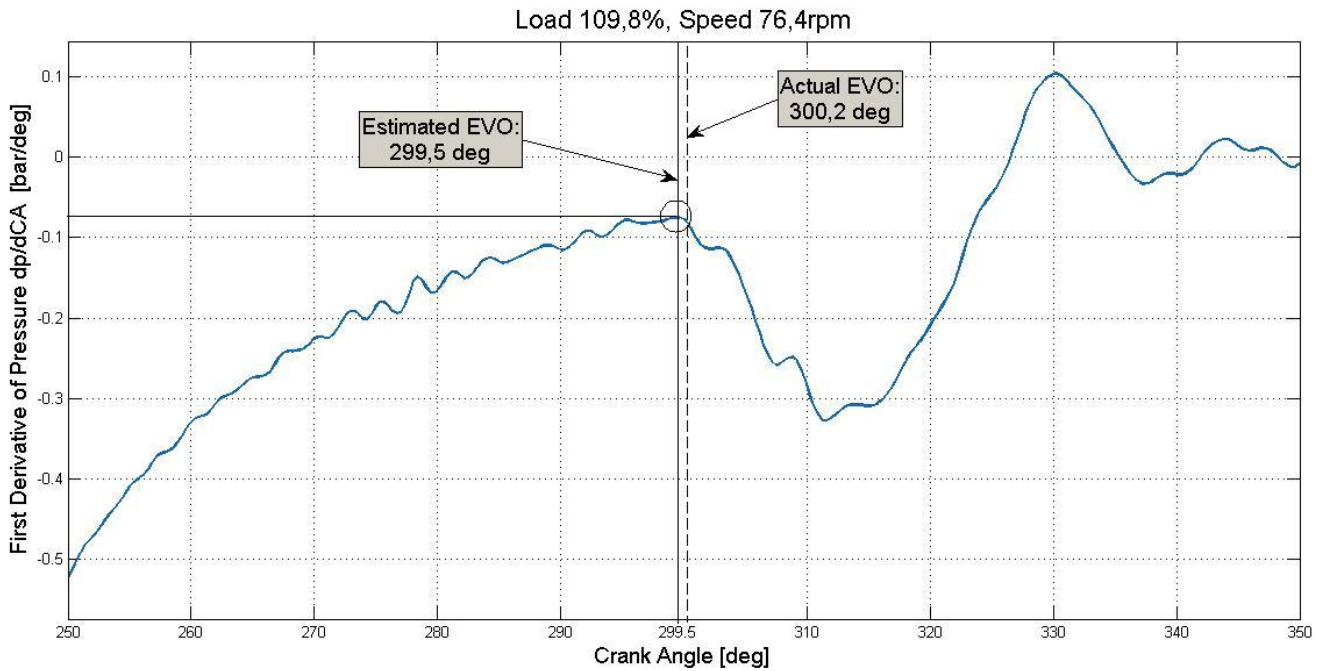
Σχήμα 5.30: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 75% του φορτίου



Σχήμα 5.31: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 80% του φορτίου



Σχήμα 5.32: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 100% του φορτίου

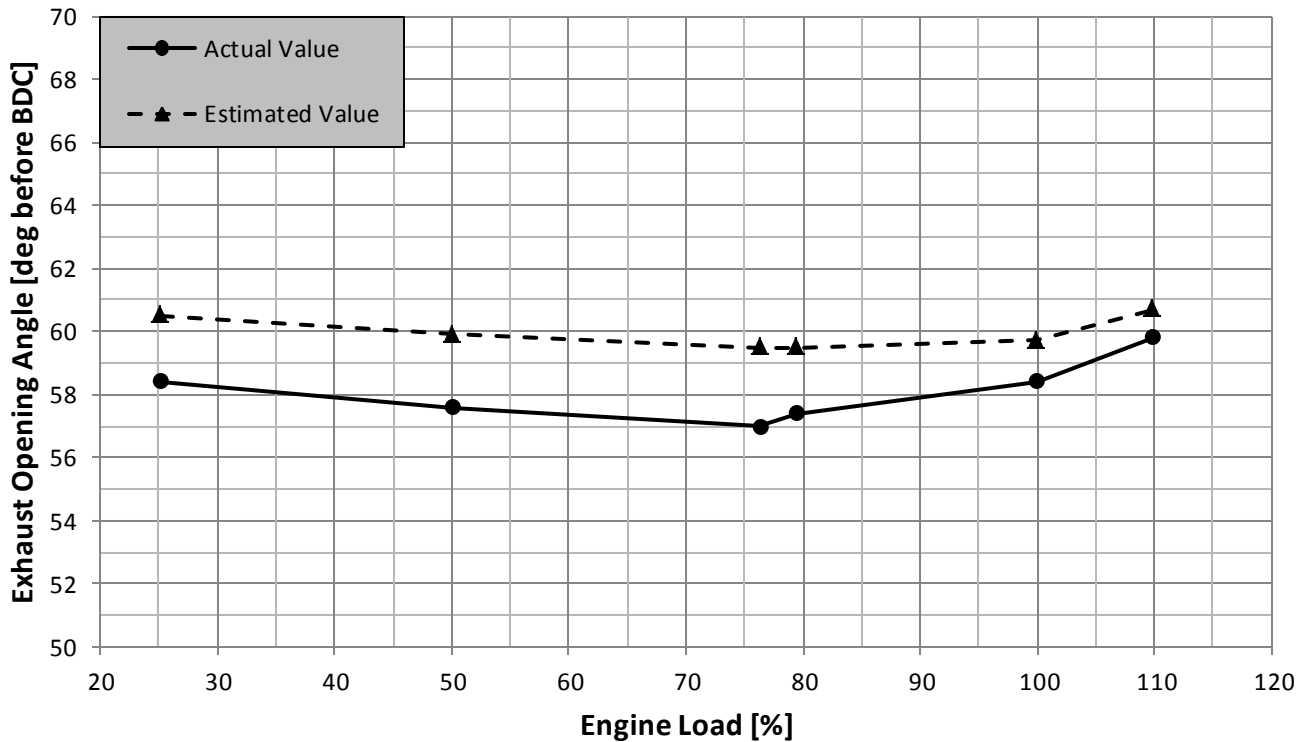


Σχήμα 5.33: Διάγραμμα πρώτης παραγώγου της πίεσης στο 110% του φορτίου

Τα παραπάνω διαγράμματα (σχήματα 5.28-5.33) αντιστοιχούν στον κύλινδρο 1 της μηχανής. Τα αποτελέσματα της μεθόδου αυτής για όλους τους κυλίνδρους και τα φορτία φαίνονται στον πίνακα 5.9 που ακολουθεί. Με βάση λοιπόν τον πίνακα 5.9 μπορούμε να φτιάξουμε το διάγραμμα (σχήμα 5.34) όπου φαίνεται το προφίλ χρονοισμού που δίνει η μέθοδος που ακολουθήσαμε σε σύγκριση με το πραγματικό προφίλ χρονοισμού από το σύστημα ελέγχου της μηχανής.

Πίνακας 5.9: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα μεθόδου πρώτης παραγώγου σχετικά με το χρονοισμό ανοίγματος της βαλβίδας (EVO)

Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	EVO (deg ABDC)	Εκτιμώμενο EVO (deg ABDC) για κάθε κύλινδρο					Mean
			1	2	3	4	5	
25,1	46,7	301,6	298	300,5	300	300,8	298,2	299,5
50,1	58,7	302,4	299,7	301,3	298,8	300,7	299,8	300,1
76,3	67	303	302	301,7	299,9	299,3	299,3	300,5
79,4	68,5	302,6	300	301	300,7	300,7	300	300,5
99,9	73,7	301,6	300,6	300,7	300,7	300	299,4	300,3
109,8	76,4	300,2	299,5	299,2	299,3	299,3	299,3	299,3



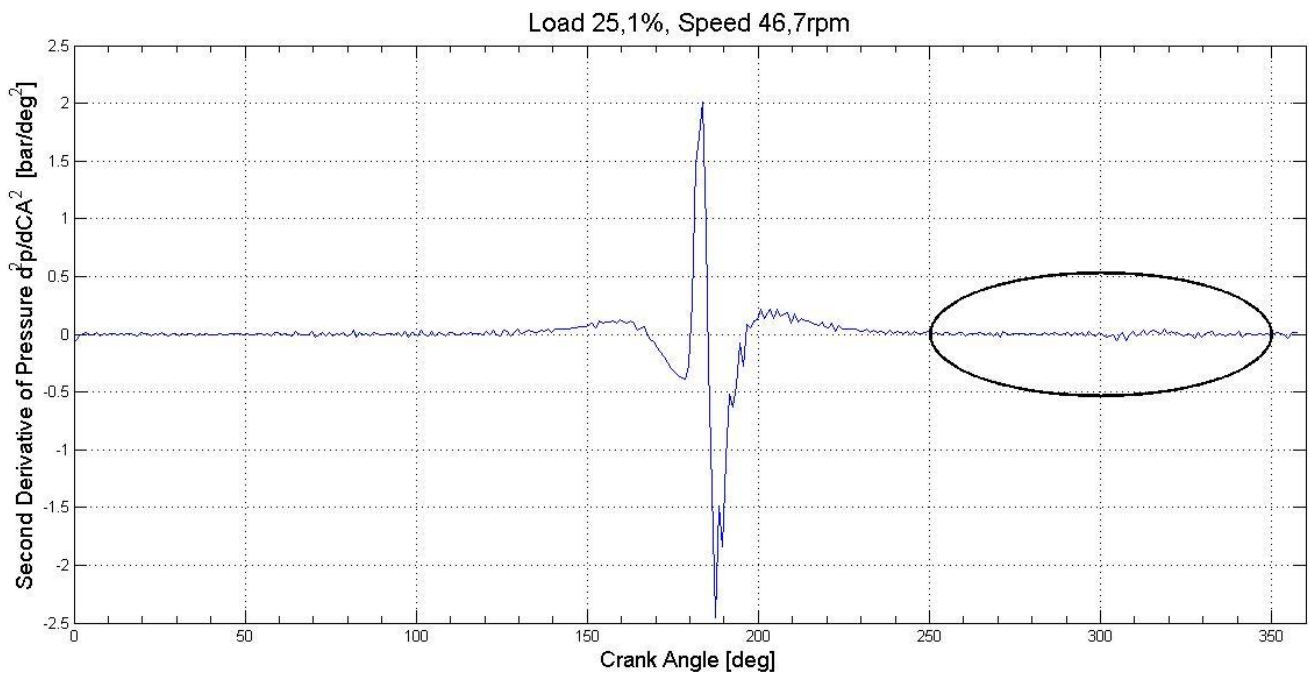
Σχήμα 5.34: Εκτιμώμενος χρονισμός ανοίγματος μέσω της πρώτης παραγώγου, σε σύγκριση με τον πραγματικό

Για να χαράξουμε την καμπύλη του εκτιμώμενου από τη μέθοδο αυτή προφίλ (διακεκομμένη γραμμή) χρησιμοποιήσαμε τη μέση τιμή από τους 5 κυλίνδρους για κάθε φορτίο (τελευταία στήλη του παραπάνω πίνακα) αφού βλέπουμε ότι τα αποτελέσματα για κάθε κύλινδρο παρουσιάζουν σχετικά σημαντικές διαφορές μεταξύ τους. Επίσης στο παραπάνω διάγραμμα η γωνίες ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής στα διάφορα φορτία δίνονται σε μόριες γωνίας στροφάλου πριν το ΚΝΣ.

Παρατηρώντας το διάγραμμα και τον αντίστοιχο πίνακα βλέπουμε ότι η μέθοδος αυτή δίνει καλά αποτελέσματα. Το εκτιμώμενο προφίλ χρονισμού βρίσκεται πολύ κοντά στο πραγματικό και με σχεδόν σταθερή απόκλιση 1-2 μοιρών γωνίας στροφάλου. Δηλαδή παρατηρούμε ότι αν “κατεβάσουμε” την εκτιμώμενη καμπύλη κατά 2 μόριες περίπου θα προσεγγίσει την πραγματική με αρκετά μεγάλη ακρίβεια.

Προσδιορισμός του χρονισμού ανοίγματος μέσω της δεύτερης παραγώγου:

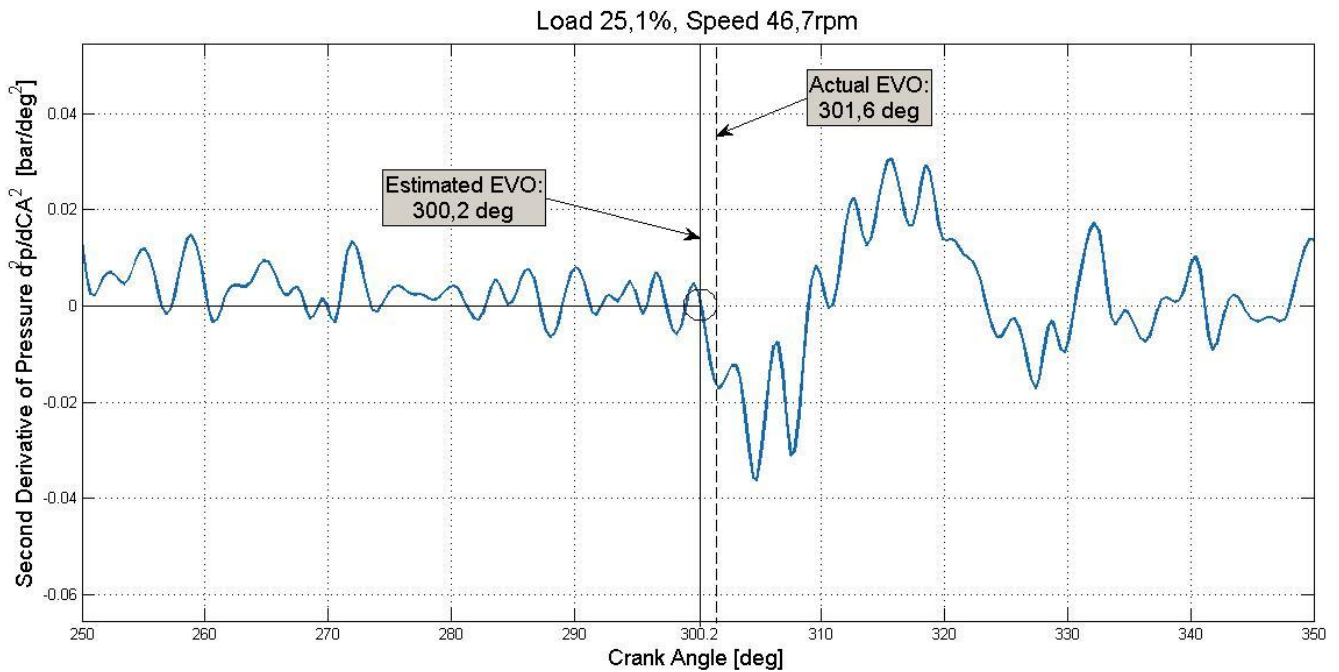
Στο σημείο αυτό θα εξετάσουμε το πώς μπορούμε να προσδιορίσουμε το χρονισμό ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής μέσω των διαγραμμάτων της δεύτερης παραγώγου της πίεσης ως προς τη γωνία στροφάλου. Στο σχήμα 5.35 βλέπουμε το διάγραμμα της δεύτερης παραγώγου για τον κύλινδρο 1 της μηχανής στο 25% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής που θα εξετάσουμε (φάση της αποτονώσεως).



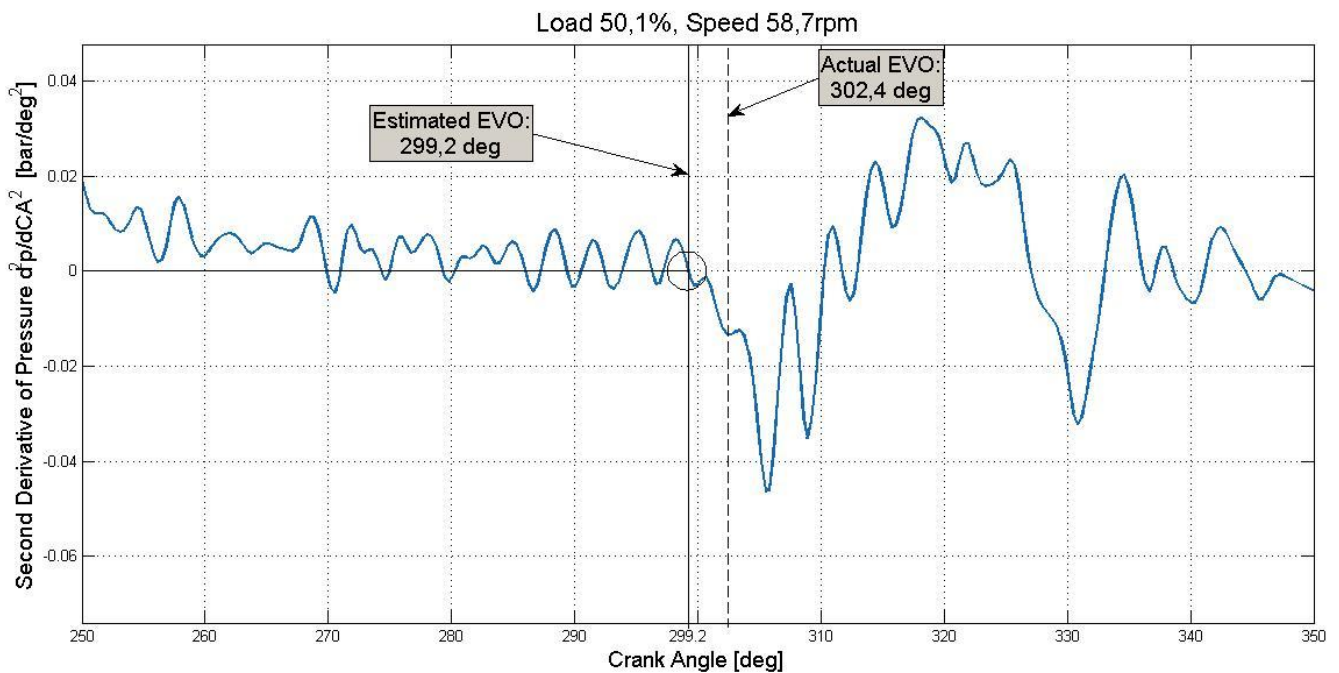
Σχήμα 5.35: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου πίεσης κυλίνδρου 1 στο 25% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής που θα εξετάσουμε

Στα σχήματα 5.36-5.41 που ακολουθούν βλέπουμε τα διαγράμματα της δεύτερης παραγώγου για τον κύλινδρο 1 κατά τη φάση της αποτονώσεως σε όλα τα φορτία, καθώς και τη μέθοδο εντοπισμού της γωνίας κλεισίματος που ακολουθούμε σε αυτή την περίπτωση. Τα διαγράμματα αυτά έχουν προκύψει μετά την εφαρμογή φίλτρου όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις. Στο σημείο όπου ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής εμφανίζεται σημείο καμπής στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα (η κυρτή καμπύλη αποτόνωσης μετατρέπεται σε κοίλη), επομένως περιμένουμε στο σημείο αυτό η δεύτερη παράγωγος να μηδενίζεται και να αλλάζει πρόσημο. Παρατηρώντας λοιπόν τα διαγράμματα της δεύτερης παραγώγου κατά τη φάση της αποτονώσεως από τα αριστερά προς τα δεξιά εντοπίζουμε το σημείο μηδενισμού υπό την προϋπόθεση η δεύτερη παράγωγος να είναι στη συνέχεια αρνητική για διάστημα τουλάχιστον 3 μοιρών μετά από αυτό το σημείο. Η διαδικασία αυτή

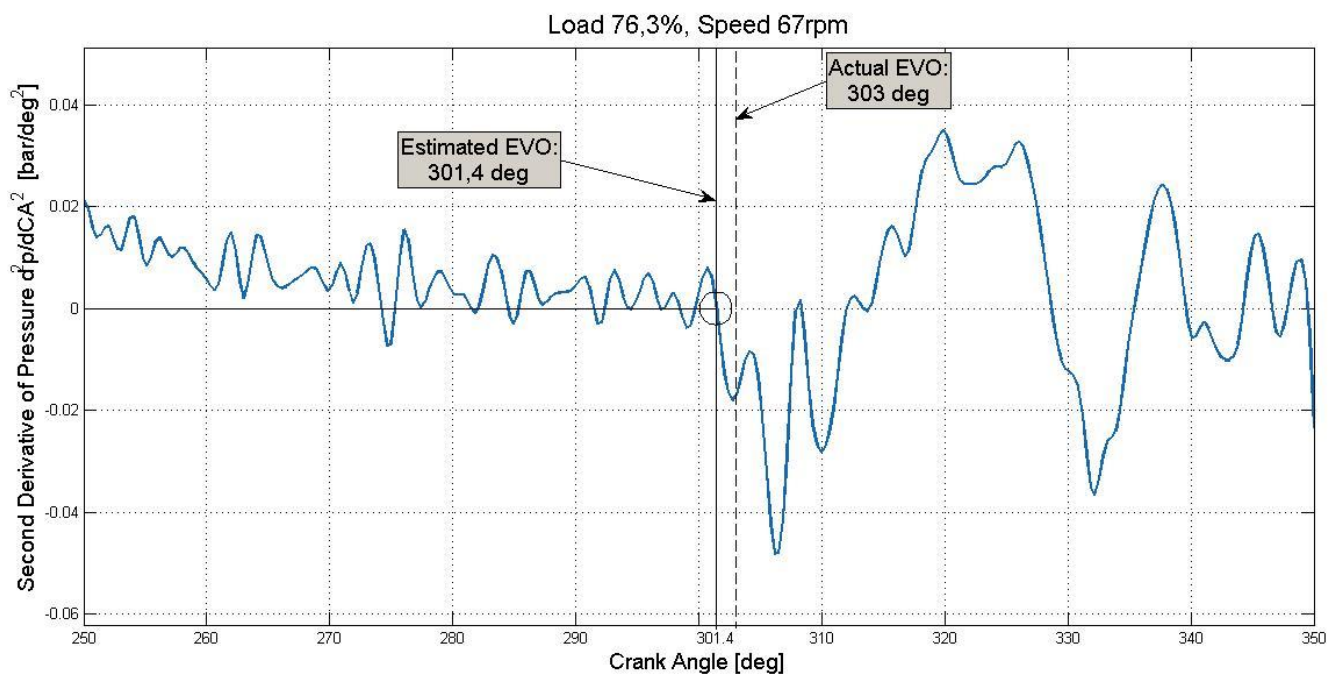
απεικονίζεται και στα αντίστοιχα διαγράμματα που ακολουθούν όπου ο κύκλος αντιστοιχεί στο σημείο μηδενισμού της δεύτερης παραγώγου (θεωρούμε ότι μηδενίζεται αν παραμένει αρνητική για τουλάχιστον 3 μοίρες) όπου εκτιμούμε ότι συμβαίνει το άνοιγμα της βαλβίδας.



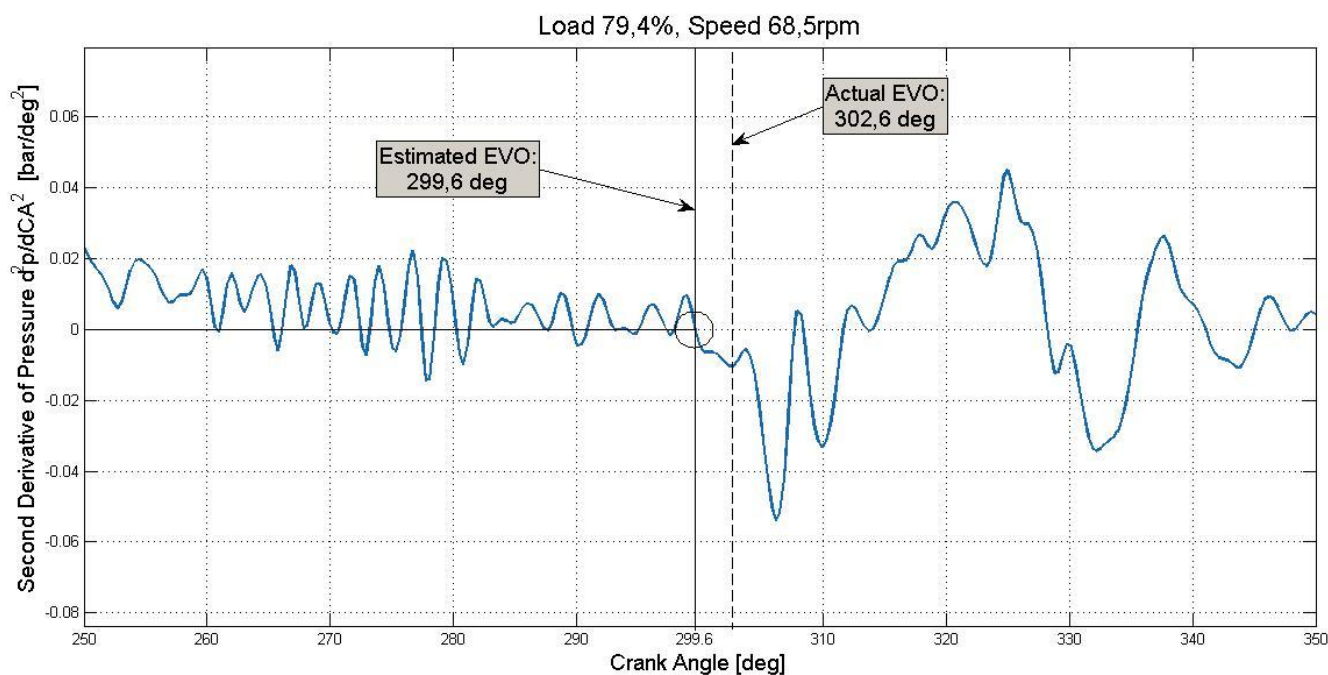
Σχήμα 5.36: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 25% του φορτίου



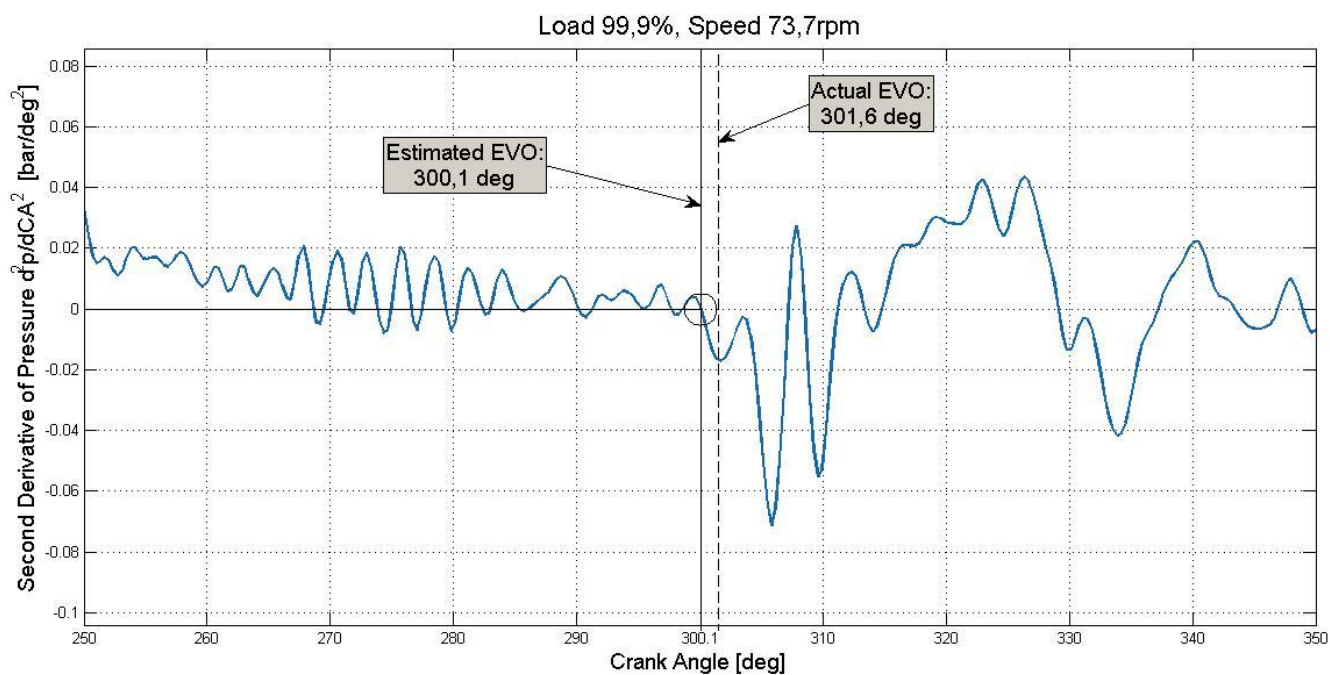
Σχήμα 5.37: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 50% του φορτίου



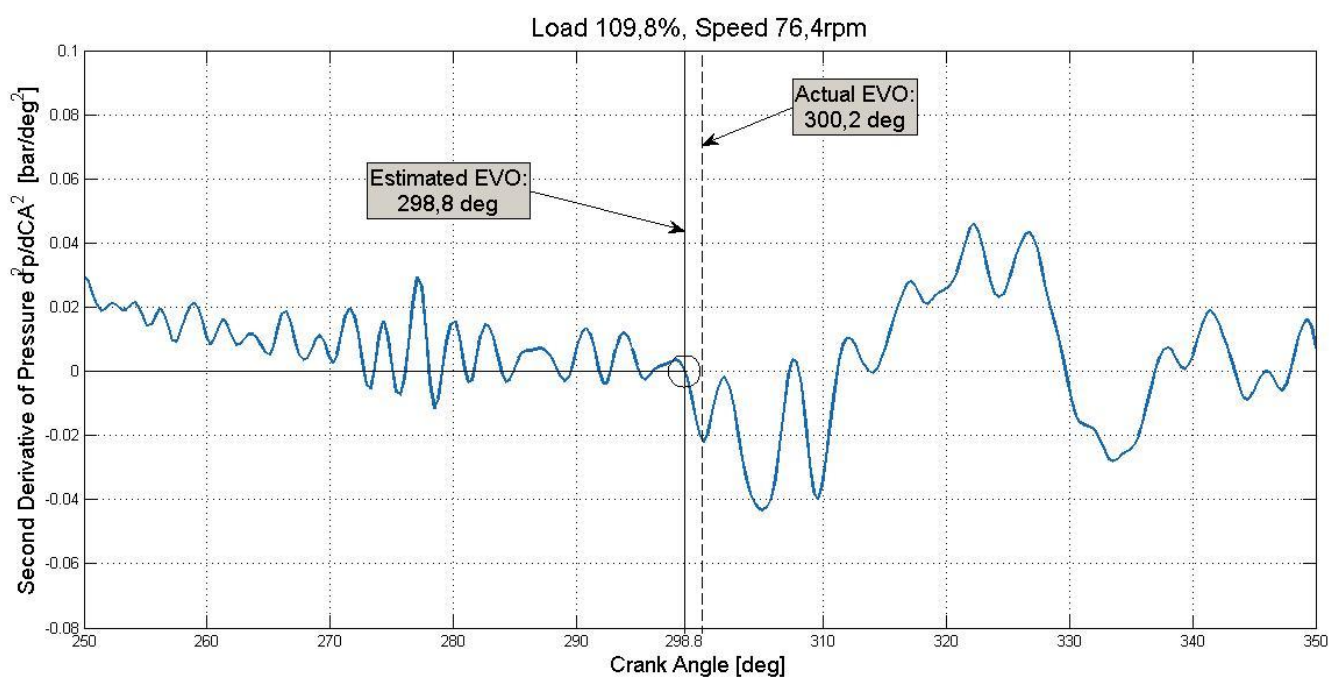
Σχήμα 5.38: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 75% του φορτίου



Σχήμα 5.39: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 80% του φορτίου



Σχήμα 5.40: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 100% του φορτίου

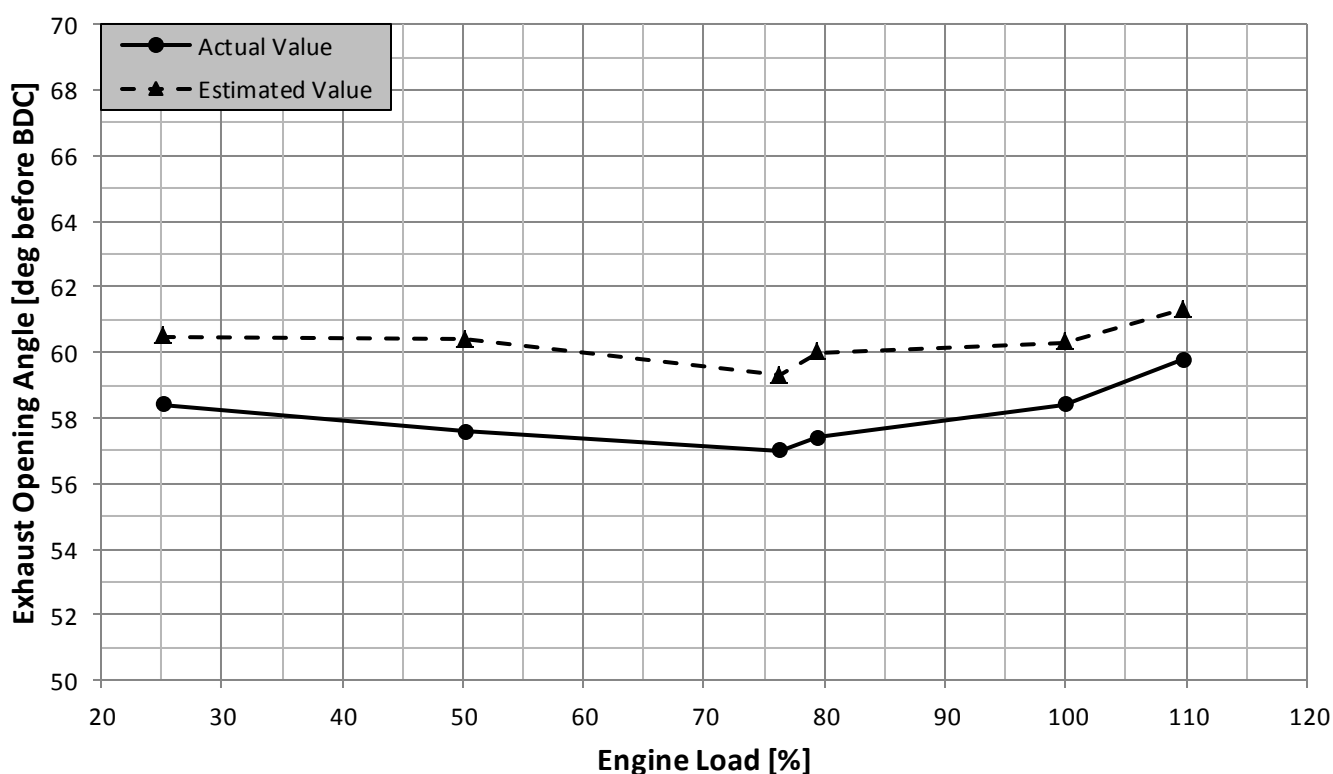


Σχήμα 5.41: Διάγραμμα δεύτερης παραγώγου της πίεσης στο 110% του φορτίου

Τα αποτελέσματα της μεθόδου αυτής για όλους τους κυλίνδρους και τα φορτία παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον παρακάτω πίνακα 5.10 ενώ στο διάγραμμα του σχήματος 5.42 που ακολουθεί γίνεται η σύγκριση του εκτιμώμενου με τον πραγματικό χρονισμό.

Πίνακας 5.10: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα μεθόδου δεύτερης παραγώγου σχετικά με το χρονισμό ανοίγματος της βαλβίδας (EVO)

Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	EVO (deg ABDC)	Εκτιμώμενο EVO (deg ABDC) για κάθε κύλινδρο					Mean
			1	2	3	4	5	
25,1	46,7	301,6	300,2	299,9	299,5	300,3	297,7	299,5
50,1	58,7	302,4	299,2	300,7	298,4	300,2	299,3	299,6
76,3	67	303	301,4	301,1	299,4	300,7	300,7	300,7
79,4	68,5	302,6	299,6	300,5	300,1	300,3	299,4	300
99,9	73,7	301,6	300,1	300,2	300	299,5	298,9	299,7
109,8	76,4	300,2	298,8	298,6	298,7	298,6	298,7	298,7



Σχήμα 5.42: Εκτιμώμενος χρονισμός ανοίγματος μέσω της δεύτερης παραγώγου, σε σύγκριση με τον πραγματικό

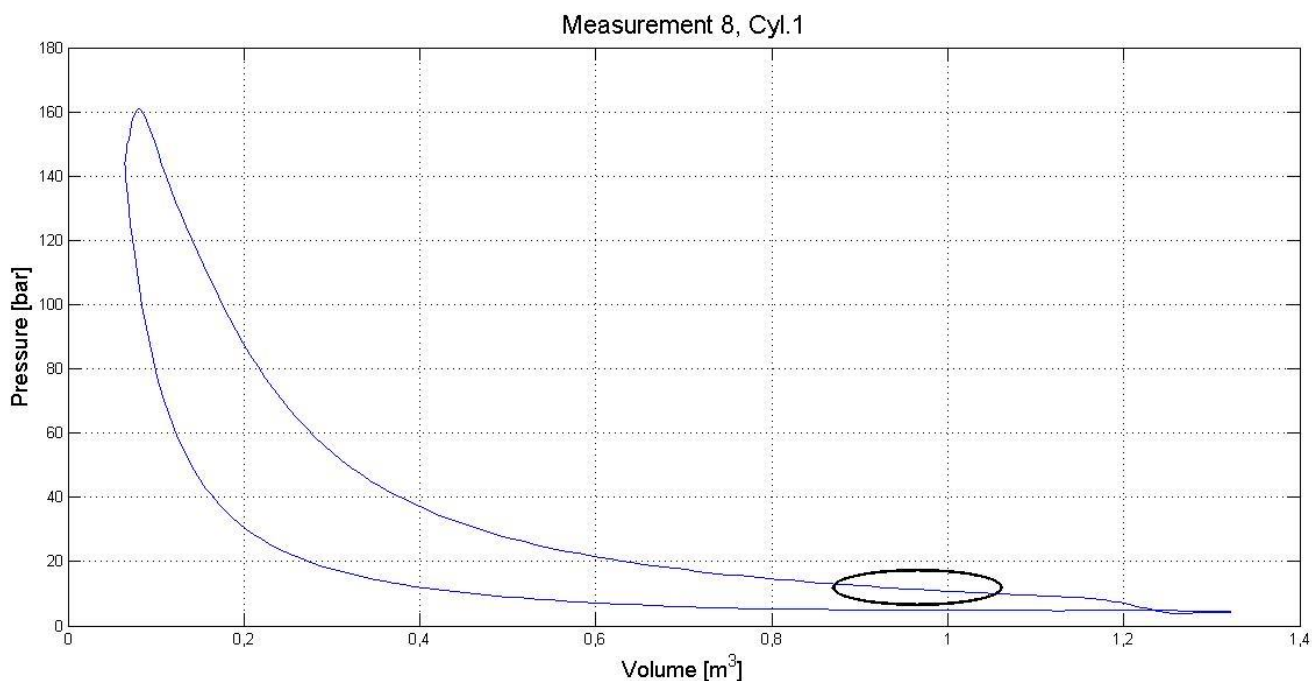
Όπως βλέπουμε με τη μέθοδο της δεύτερης παραγώγου η προσέγγιση του χρονισμού είναι πολύ καλή. Το εκτιμώμενο προφίλ χρονισμού μοιάζει πολύ με το πραγματικό ενώ έχουν μια διαφορά της τάξης των 2 μοιρών περίπου, δηλαδή αν μετακινούσαμε (“κατεβάζαμε”) το εκτιμώμενο προφίλ κατά 2 μοίρες γωνίας στροφάλου πιο κοντά στο ΚΝΣ θα είχαμε σχεδόν σύμπτωση των δύο καμπυλών. Η διαφορά αυτή των 2 μοιρών μπορεί να οφείλεται στις δύο αριθμητικές παραγωγίσεις μέσω των οποίων έχουμε εξάγει τα διαγράμματα αυτά αφού χρισμοποιώντας σχήμα πρόσω παραγώγισης είναι λογικό να έχουμε μετακίνηση κατά δύο θέσεις.

5.3.2 ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΤΗΣ ΠΡΟΣΑΡΜΟΓΗΣ

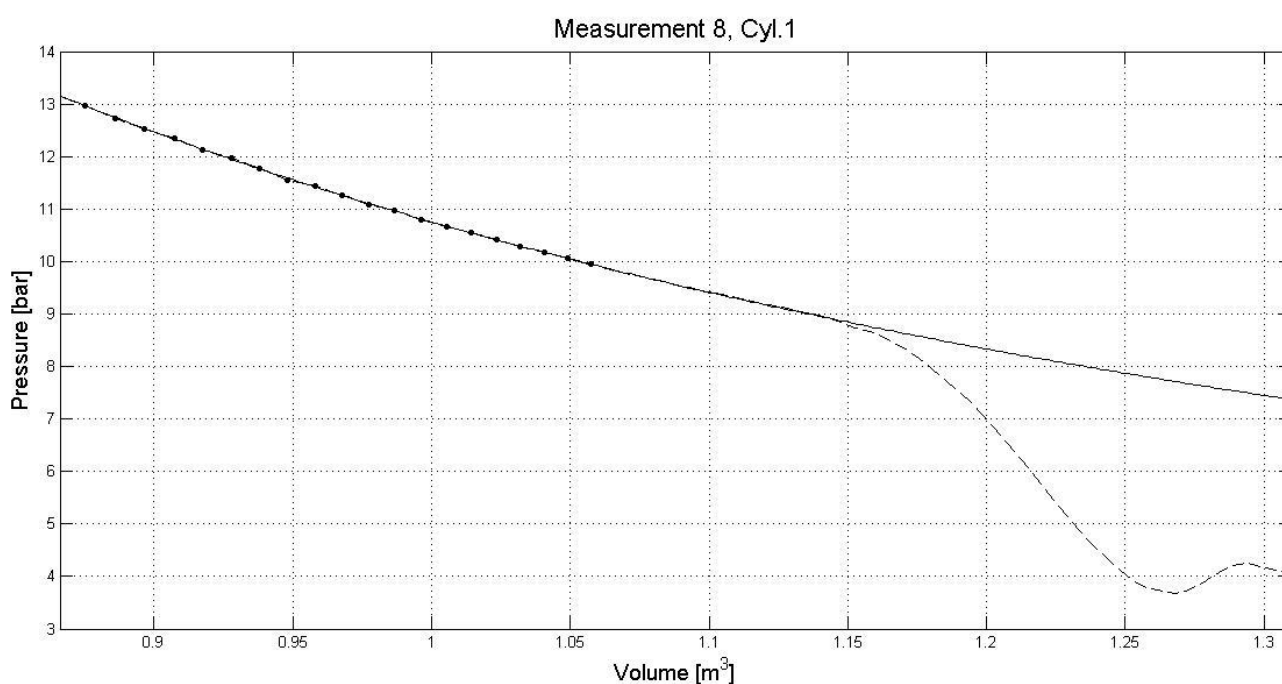
Όπως και στην περίπτωση του κλεισίματος της βαλβίδας έτσι κι εδώ θα χρησιμοποιήσουμε το νόμο της πολυτροπικής μεταβολής (σχέση 5.1). Θα βρούμε λοιπόν για κάθε φορτίο τη θεωρητική καμπύλη αποτονώσεως που θα είχαμε αν η βαλβίδα εξαγωγής παρέμενε κλειστή μέχρι το ΚΝΣ, και θα τη συγκρίνουμε με την πραγματική καμπύλη που μας δίνεται από τις μετρήσεις. Για να βρούμε τη θεωρητική καμπύλη αποτονώσεως για κάθε φορτίο θα χρησιμοποιήσουμε 20 σημεία από κάθε διάγραμμα (p-V) του κυλίνδρου 1, τα οποία θα είναι αυτά που αντιστοιχούν σε 271° έως 290° γωνίας στροφάλου όπου η βαλβίδα είναι σίγουρα κλειστή. Η περιοχή του διαγράμματος (p-V) που περιλαμβάνει αυτά τα σημεία φαίνεται στο σχήμα 5.43 που ακολουθεί.

Στο διάγραμμα του σχήματος 5.44 βλέπουμε τα 20 σημεία, την προσαρμογή της θεωρητικής καμπύλης (συνεχής γραμμή) σε αυτά και την πραγματική καμπύλη που έχουμε από τις μετρήσεις (διακεκομμένη γραμμή).

Στο σημείο αυτό μας ενδιαφέρει η τιμή της απόκλισης των δύο καμπυλών (Δp) σε bar η οποία δείχνει το χρονισμό της βαλβίδας. Για το λόγο αυτό θα επιλέξουμε κάποιες τιμές και θα συγκρίνουμε τα αποτελέσματα με τον πραγματικό χρονισμό που έχουμε από το σύστημα ελέγχου της μηχανής. Οι τιμές για τις οποίες θα ακολουθήσουμε τη διαδικασία αυτή είναι 0.05, 0.1, 0.2, 0.3 και 0.5 bar ενώ θα την επαναλάβουμε για όλα τα φορτία της μηχανής για τον κύλινδρο 1.



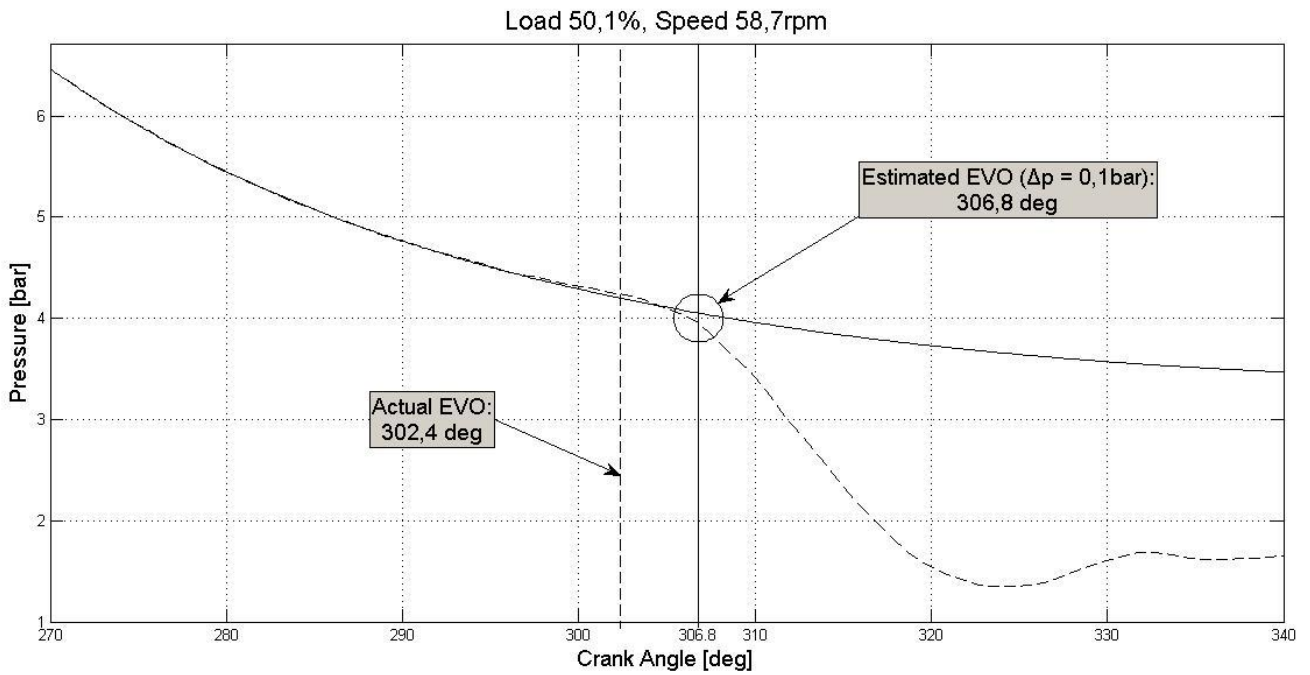
Σχήμα 5.43: Διάγραμμα p - V κυλίνδρου 1 στο 110% του φορτίου με ένδειξη της περιοχής όπου βρίσκονται τα 20 σημεία που επιλέγουμε



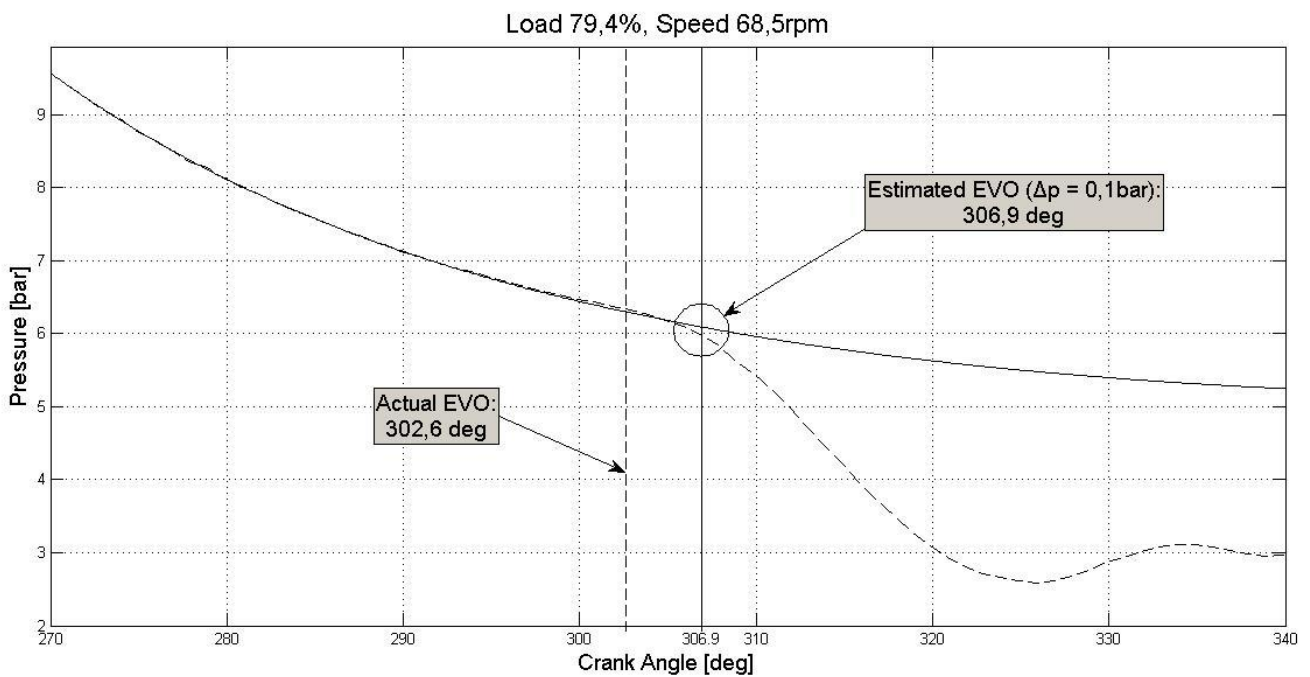
Σχήμα 5.44: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης αποτόνωσης με την πραγματική στο 110% του φορτίου (διάγραμμα p - V)

Στη συνέχεια μετατρέπουμε τα διαγράμματα p - V σε p - ϕ ώστε να μπορούμε να αξιολογήσουμε άμεσα τα αποτελέσματα. Ακολουθούν λοιπόν διαγράμματα p - ϕ για

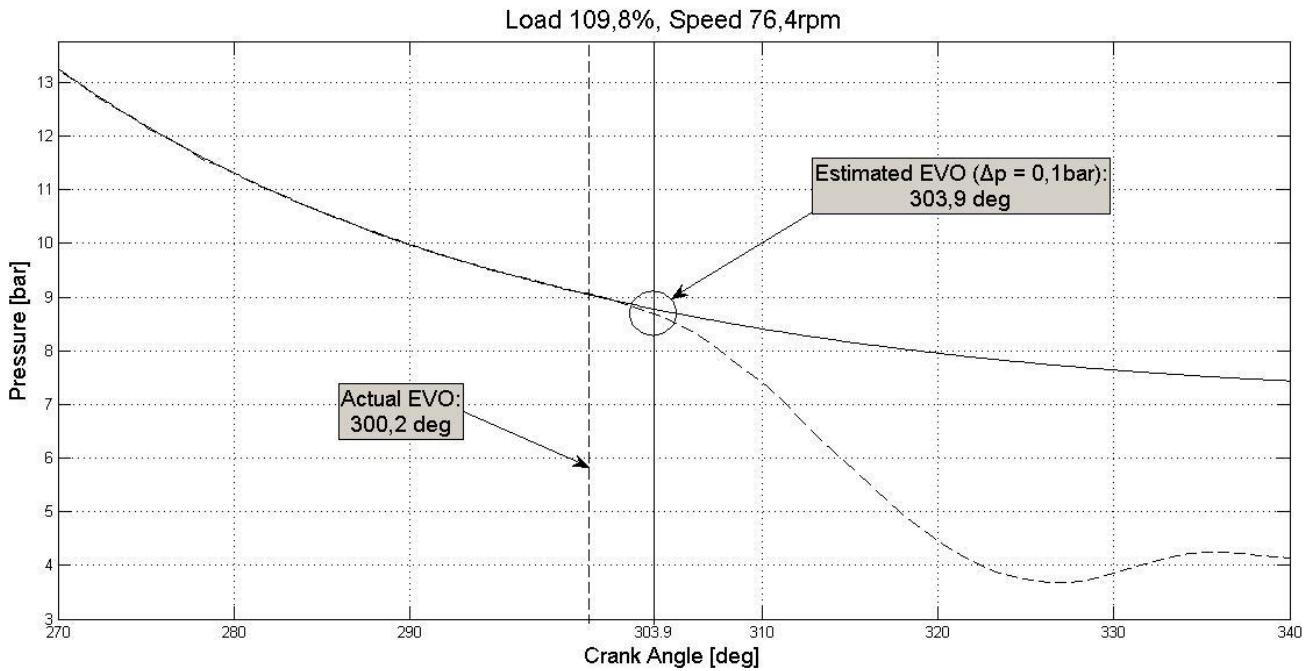
τον κύλινδρο 1 και κάποια φορτία της μηχανής (σχήματα 5.45-5.47) όπου φαίνεται η διαδικασία εκτίμησης για $\Delta p = 0,1 \text{ bar}$.



Σχήμα 5.45: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης αποτόνωσης με την πραγματική στο 50% του φορτίου



Σχήμα 5.46: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης αποτόνωσης με την πραγματική στο 80% του φορτίου



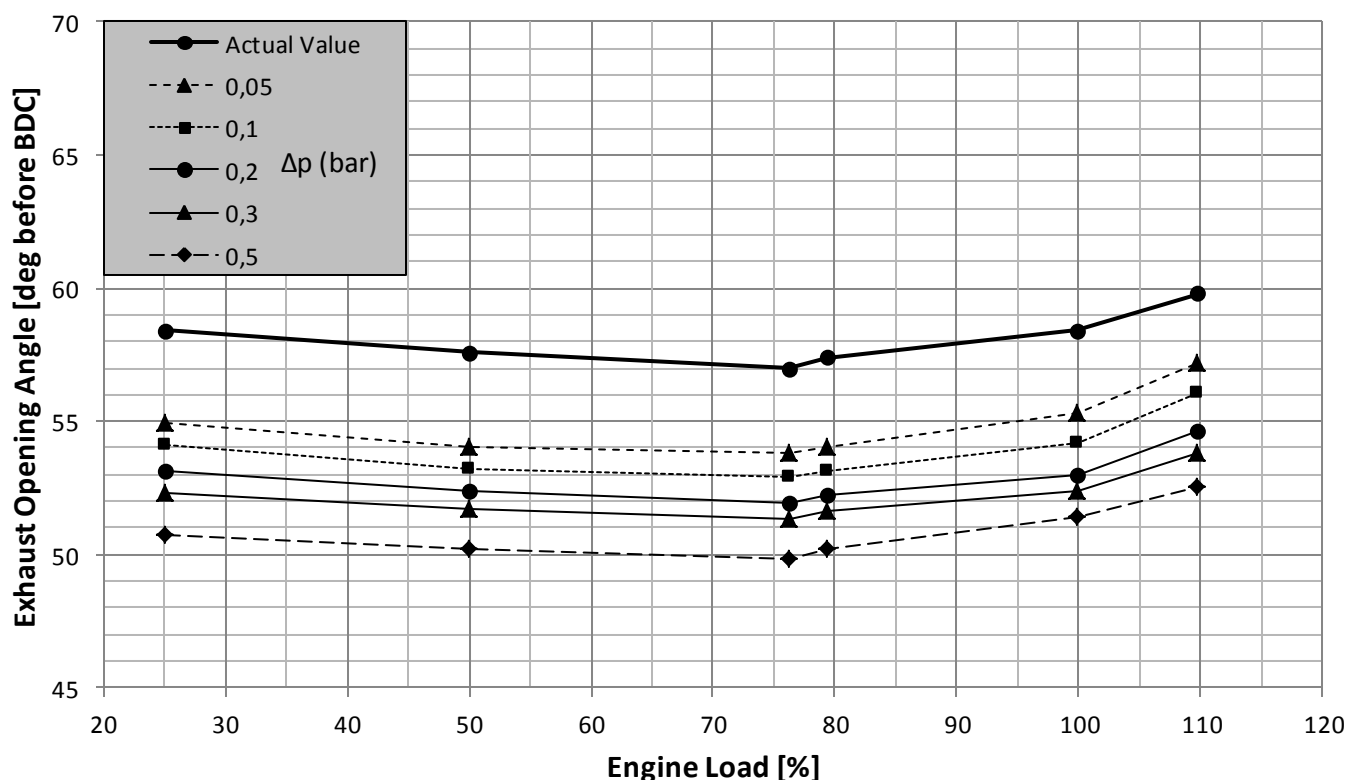
Σχήμα 5.47: Σύγκριση θεωρητικής καμπύλης αποτόνωσης με την πραγματική στο 110% του φορτίου

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα μπορούμε αρχικά να συμπεράνουμε ότι στην περίπτωση του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής οι δύο καμπύλες παρουσιάζουν πιο σαφή απόκλιση απ' ότι στην περίπτωση του κλεισίματος. Αυτό συμβαίνει γιατί κατά το άνοιγμα της βαλβίδας η πίεση εντός του κυλίνδρου είναι σαφώς υψηλότερη απ' ότι κατά το κλείσιμο, και η μεταβολή (πτώση) πίεσης μετά το άνοιγμα της βαλβίδας εντονότερη. Άρα ο εντοπισμός του χρονισμού ανοίγματος της βαλβίδας με τη μέθοδο της προσαρμογής φαίνεται να αποτελεί πιο εύκολη διαδικασία από τον εντοπισμό του χρονισμού κλεισίματος.

Ακολουθεί ο συγκεντρωτικός πίνακας 5.11 με την εκτίμηση του χρονισμού για τα διάφορα φορτία του κινητήρα και τις διάφορες τιμές απόκλισης (Δp) των καμπυλών που επιλέξαμε. Στο σχήμα 5.48 βλέπουμε τα προφίλ χρονισμού που δίνει η μέθοδος που ακολουθήσαμε για τις διάφορες τιμές απόκλισης σε σύγκριση με το πραγματικό προφίλ χρονισμού από το σύστημα ελέγχου της μηχανής.

Πίνακας 5.11: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα μεθόδου προσαρμογής σχετικά με το χρονισμό ανοίγματος της βαλβίδας (EVO)

Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	EVO (deg ABDC)	Εκτιμώμενο EVO (deg ABDC) για κάθε τιμή απόκλισης των καμπυλών Δρ (bar)				
			0,05	0,1	0,2	0,3	0,5
25,1	46,7	301,6	305,1	305,9	306,9	307,7	309,3
50,1	58,7	302,4	306	306,8	307,6	308,3	309,8
76,3	67	303	306,2	307,1	308,1	308,7	310,2
79,4	68,5	302,6	306	306,9	307,8	308,4	309,8
99,9	73,7	301,6	304,7	305,8	307	307,6	308,6
109,8	76,4	300,2	302,8	303,9	305,4	306,2	307,5



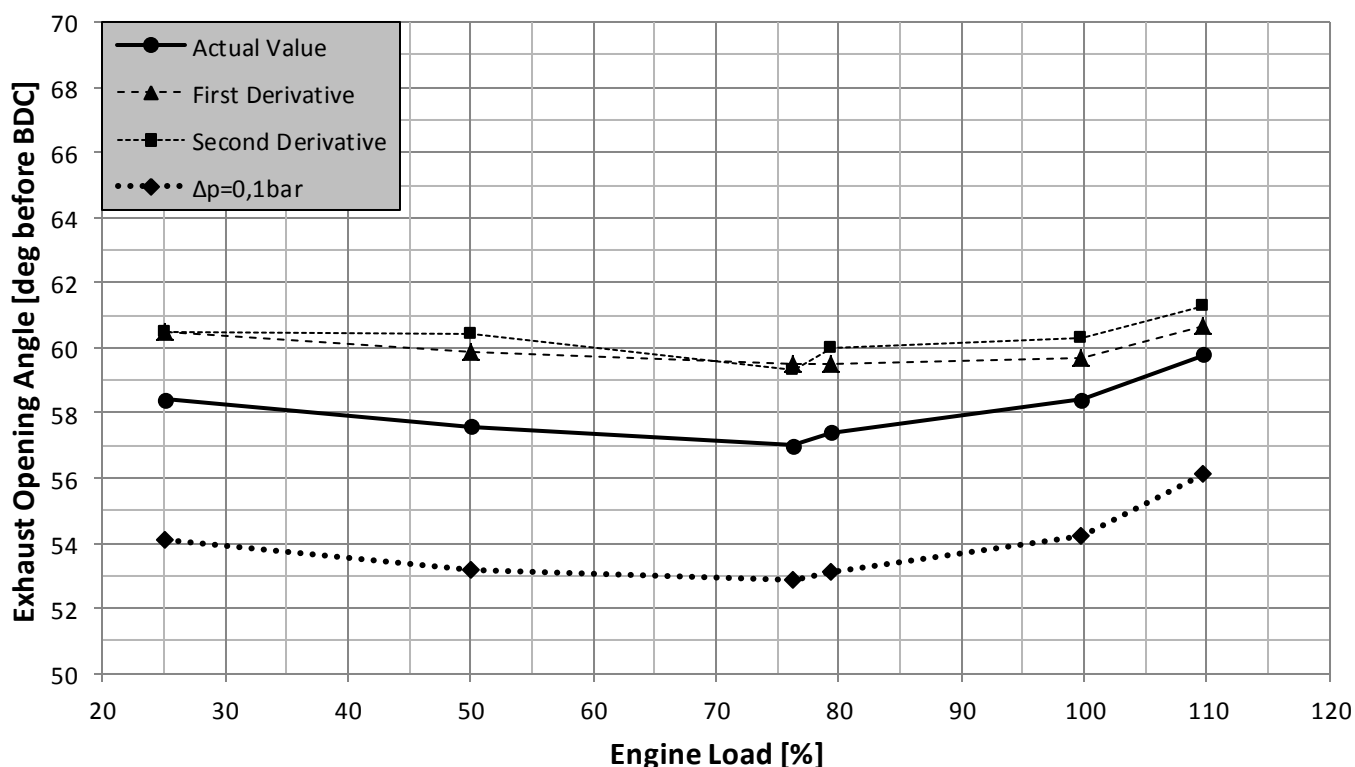
Σχήμα 5.48: Εκτιμώμενος χρονισμός ανοίγματος μέσω της μεθόδου της προσαρμογής για τις διάφορες τιμές απόκλισης (Δρ), σε σύγκριση με τον πραγματικό

Με παχιά συνεχή γραμμή βλέπουμε τον πραγματικό χρονισμό της βαλβίδας που έχουμε από το σύστημα ελέγχου της μηχανής (Actual Value). Οι υπόλοιπες καμπύλες μας δείχνουν τα αποτελέσματα της μεθόδου που ακολουθήσαμε για τις διάφορες τιμές απόκλισης των καμπυλών σε bar που επιλέξαμε ως κριτήριο. Όπως βλέπουμε η μέθοδος της προσαρμογής στην περίπτωση του ανοίγματος δίνει πολύ

καλά αποτελέσματα αφού τα εκτιμώμενα προφίλ χρονισμού είναι ίδια μεταξύ τους και με το πραγματικό. Το μόνο που αλλάζει είναι η απόσταση τους από το πραγματικό ανάλογα με τη χρησιμοποιούμενη απόκλιση καμπυλών (Δp). Αν π.χ. μετακινήσουμε ("ανεβάσουμε") το εκτιμώμενο προφίλ για απόκλιση 0,1 bar κατά 4 περίπου μοίρες, αυτό θα συμπέσει απόλυτα με το πραγματικό προφίλ χρονισμού ανοίγματος της βαλβίδας. Είδαμε λοιπόν ότι η εφαρμογή της μεθόδου της προσαρμογής είναι ευκολότερη στην περίπτωση του ανοίγματος της βαλβίδας και δίνει καλύτερα αποτελέσματα απ' ότι στην περίπτωση του κλεισίματος.

5.3.3 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΤΩΝ ΔΥΟ ΜΕΘΟΔΩΝ

Στο εδάφιο αυτό θα γίνει σύγκριση των δύο μεθόδων που αναπτύξαμε στα δύο προηγούμενα. Δηλαδή θα συγκρίνουμε τις μεθόδους εντοπισμού με την πρώτη παράγωγο, τη δεύτερη παράγωγο και τη μέθοδο της προσαρμογής για απόκλιση $\Delta p = 0,1$ bar. Για το σκοπό αυτό παραθέτουμε το παρακάτω συγκριτικό διάγραμμα (σχήμα 5.49) όπου η καμπύλη First Derivative αντιστοιχεί στο αποτέλεσμα της μεθόδου της πρώτης παραγώγου, η καμπύλη Second Derivative αντιστοιχεί στην εκτίμηση μέσω της δεύτερης παραγώγου ενώ η καμπύλη $\Delta p = 0,1$ bar αντιστοιχεί στη μέθοδο της προσαρμογής για απόκλιση καμπυλών 0,1 bar.



Σχήμα 5.49: Σύγκριση μεθόδων σχετικά με τον εντοπισμό του χρονισμού ανοίγματος της βαλβίδας

Παρατηρώντας το παραπάνω διάγραμμα, αρχικά βλέπουμε ότι οι εκτιμήσεις μέσω των παραγώγων της πίεσης (πρώτης και δεύτερης) βρίσκονται πολύ κοντά μεταξύ τους και σε απόσταση 2-3 μοίρες από το πραγματικό προφίλ χρονισμού. Μέσω της δεύτερης παραγώγου προσεγγίσαμε ελαφρώς καλύτερα το προφίλ αλλά πρακτικά οι δύο αυτές μέθοδοι (των παραγώγων) δίνουν τα ίδια αποτελέσματα. Από την άλλη, η μέθοδος της προσαρμογής μας δίνει ακριβέστερη εκτίμηση του προφίλ το οποίο προσεγγίζεται με μεγάλη ακρίβεια αλλά βρίσκεται λίγο πιο μακριά από το πραγματικό. Δηλαδή για απόκλιση 0,1 bar η απόσταση του εκτιμώμενου προφίλ από το πραγματικό είναι περίπου 4-5 μοίρες. Τέλος παρατηρούμε ότι οι μέθοδοι των παραγώγων δίνει την εκτίμηση ότι η βαλβίδα ανοίγει νωρίτερα από τον πραγματικό χρονισμό (πιο μακριά από το ΚΝΣ), ενώ η μέθοδος της προσαρμογής το αντίθετο (το εκτιμώμενο προφίλ βρίσκεται πιο κοντά στο ΚΝΣ απ' ότι το πραγματικό).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν η ανάπτυξη και αξιολόγηση μεθόδων που μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε για τον προσδιορισμό του χρονισμού ανοίγματος και κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής σε 2-Χ βραδύστροφο ναυτικό κινητήρα Diesel μέσω των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων πίεσης. Τα αποτελέσματα των μεθόδων που ακολουθήσαμε μπορούσαν να αξιολογηθούν άμεσα μέσω σύγκρισης με το χρονισμό που μας δόθηκε από το σύστημα ελέγχου της μηχανής. Η διερεύνηση έγινε με τη μέθοδο των παραγώγων και με τη μέθοδο της προσαρμογής. Στη μέθοδο των παραγώγων εξετάσαμε το πως μπορούμε να βγάλουμε συμπεράσματα για το χρονισμό μέσω των διαγραμμάτων πρώτης και δεύτερης παραγώγου της πίεσης ως προς τη γωνία στροφάλου. Στη μέθοδο της προσαρμογής η εκτίμηση του χρονισμού έγινε μέσω σύγκρισης των πραγματικών καμπυλών συμπίεσης και αποτόνωσης με τις θεωρητικές βάσει της θερμοδυναμικής.

Συμπερασματικά μπορούμε αρχικά να πούμε ότι ο εντοπισμός του χρονισμού κλεισίματος της βαλβίδας μέσω των μεθόδων αυτών είναι πιά δύσκολος από τον εντοπισμό του χρονισμού ανοίγματος και ιδιαίτερα στα χαμηλά φορτία. Αυτό συμβαίνει γιατί η ακρίβεια των δύο μεθόδων βελτιώνεται με την αύξηση της μεταβολής της πίεσης ανά μοίρα γωνίας στροφάλου. Άρα είναι λογικό να έχουμε καλύτερα αποτελέσματα κατά το άνοιγμα της βαλβίδας όπου η μεταβολή είναι εντονότερη, ενώ όχι εξίσου καλά κατά το κλείσιμο και ειδικά στα χαμηλά φορτία, όπου η μεταβολή δεν είναι τόσο σαφής.

Όσον αφορά τον εντοπισμό του χρονισμού κλεισίματος της βαλβίδας, η μέθοδος της πρώτης παραγώγου έδωσε ικανοποιητικά αποτελέσματα όπως και η μέθοδος της προσαρμογής, με πρόβλημα όμως στα χαμηλά φορτία (ειδικά στο 25% του φορτίου). Από την άλλη, στον εντοπισμό του χρονισμού ανοίγματος μπορούμε να πούμε ότι όλες οι μέθοδοι που αναπτύξαμε έδωσαν καλά αποτελέσματα και ιδιαίτερα η μέθοδος της προσαρμογής μέσω της οποίας προσεγγίσαμε με μεγάλη ακρίβεια το πραγματικό προφίλ χρονισμού ανοίγματος. Η μέθοδος της προσαρμογής πλεονεκτεί της μεθόδου των παραγώγων στο γεγονός ότι παρακάμπτει τη μεγέθυνση των τυχαίων σφαλμάτων που συμβαίνει κατά την παραγωγή.

Τέλος πρέπει να σημειώσουμε ότι κατά την ανάπτυξη των μεθόδων αυτών και την αξιολόγηση τους μας ενδιαφέρει περισσότερο η ακρίβεια με την οποία μπορούμε να προσεγγίσουμε το προφίλ χρονισμού της βαλβίδας παρά το πόσο κοντά θα πέσουμε στις πραγματικές γωνίες ανοίγματος η κλεισίματος. Δηλαδή η εκτίμηση θεωρείται ικανοποιητική όταν στα διάφορα φορτία έχουμε μια απόκλιση μεταξύ

των πραγματικών γωνιών και των εκτιμώμενων αρκεί αυτή η απόκλιση να είναι σταθερή. Γνωρίζουμε άλλωστε πως λόγω υστέρησης της μεταβολής της πίεσης η ακόμα και των συστημάτων ελέγχου και κινήσεως βαλβίδων της μηχανής, είναι αναμενόμενο να υπάρχει μια διαφορά (offset) μεταξύ της εκτίμησης μας και των δεδομένων από το σύστημα ελέγχου της μηχανής.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Κ.Δ. Ρακόπουλος: Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. , Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 1988
- [2] Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής: Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ. , Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 2011
- [3] Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας: Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. , Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 1998
- [4] Doug Woodyard: Pounder’s Marine Engines and Gas Turbines (Ninth Edition), Elsevier , Oxford 2009
- [5] Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoke: Handbook of Diesel Engines, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010
- [6] Bernhard Semlitsch, Yue Wang, Mihai Mihaescu: Flow effects due to valve and piston motion in an internal combustion engine exhaust port, Energy Conversion and Management 96 (2015) 18–30
- [7] The Sulzer RT-flex Common-Rail System Described, Wartsila Corporation, August 2004
- [8] Jianguo Yang and Qinpeng Wang: Hardware-in-Loop Simulation Technology of High-Pressure Common-Rail Electronic Control System for Low-Speed Marine Diesel Engine, 2013 Yang and Wang, licensee InTech
- [9] Liyan Feng, Jiangping Tian, Wuqiang Long , Weixin Gong, Baoguo Du, Dan Li and Lei Chen: Decreasing NOx of a Low-Speed Two-Stroke Marine Diesel Engine by Using In-Cylinder Emission Control Measures, Energies 2016, 9, 304

Διαδουκτιακοί τόποι:

<http://www.dieselduck.info>

<http://www.marinediesels.info>

www.man.eu

www.wartsila.com

<http://dieselturbo.man.eu>