

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

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«Ανάπτυξη μεθοδολογίας για την εκτίμηση της διαφορικής πίεσης εισαγωγής-εξαγωγής και του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel»

ΑΘΗΝΑΙΟΣ ΑΡΙΣΤΕΙΔΗΣ

Επιβλέπων :

Δημήτριος Χουντάλας , Καθηγητής ΕΜΠ

AOHNA 2017

Πρόλογος-Ευχαριστίες

Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτελεί ένα επιστέγασμα όλων των προσπαθειών με τις οποίες κλείνει πλέον ένας κύκλος φοίτησης στο Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο. Στον κύκλο αυτό αποκόμισα σημαντικές γνώσεις στον τομέα του Μηχανολόγου Μηχανικού αλλά κυρίως υιοθέτησα ένα συνθετικό και αναλυτικό τρόπο σκέψης που σε συνδυασμό με την συνεχή αναζήτηση της γνώσης θα εξασφαλίσει την ορθή αντιμετώπιση των προβλημάτων της μετέπειτα εργασίας.

Τίποτα όμως δεν θα ήταν δυνατό να επιτευχθεί σε αυτή την προσπάθεια χωρίς την συμβολή κάποιων σημαντικών ανθρώπων. Θα ήθελα λοιπόν να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον επιβλέποντα καθηγητή μου, Κο Δημήτριο Χουντάλα που μου έδωσε την ευκαιρία να καταπιαστώ με αυτό το ενδιαφέρον θέμα στο πεδίο των μηχανών εσωτερικής καύσης και με την παρουσία του με κατεύθυνε στο να ξεπεράσω κάθε εμπόδιο που προέκυπτε. Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω τους υπολοίπους καθηγητές της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών και ειδικά τους καθηγητές Κο Κωνσταντίνο Ρακόπουλο και Κο Ευάγγελο Γιακουμή οι οποίοι μέσω του σημαντικού διδακτικού και συγγραφικού τους έργου και σε συνεργασία με το έργο του κυρίου Χουντάλα με εκπαίδευσαν και με κατεύθυναν στο τομέα των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης.

Κλείνοντας, θα ήθελα ιδιαίτερα να ευχαριστήσω τους γονείς μου, Χρυσούλα και Μανώλη, και να τους αφιερώσω αυτή την εργασία ως ανταπόδοση για την στήριξη όλων αυτών των χρόνων.

Όλοι αυτοί οι σημαντικοί άνθρωποι της μέχρι τώρα πορείας μου, μου έμαθαν αυτό που ο Πλάτωνας συνοψίζει σε μία φράση:

«Πᾶσά τε ἐπιστήμη χωριζομένη δικαιοσύνης καὶ τῆς ἄλλης ἀρετῆς πανουργία, οὐ σοφία φαίνεται»

Πλάτωνας, *Μενέξενος*,4^{ος}αιωναςπ.Χ

<u>Περιεχόμενα</u>

1.Σκοπός της διπλωματικής εργασίας-Περίληψη	1
2. Δίχρονοι κινητήρες εσωτερικής καύσης	2
2.1 Γενικές αρχές	2
2.2 Τύποι απόπλυσης (Scavenging)	3
2.3 Περιγραφή της διαδικασίας διαμήκους απόπλυσης σε κινητήρα μι εξαγωγής	ε βαλβίδα 5
2.4 Βαθμοί απόδοσης και χαρακτηριστικά μεγέθη 2-Χ κινητήρων	6
2.5 Ιδανικά μοντέλα απόπλυσης	8
2.6 Μέτρηση του βαθμού απόπλυσης (scavenging efficiency)	10
3.Ροή διαμέσου των θυρίδων	13
3.1 Τύποι και διατάξεις θυρίδων	13
3.2 Επίδραση σχεδιαστικών και λειτουργικών παραγόντων στον συντε. Cd	λεστή ροής 15
3.3 Παροχή μάζας διαμέσου των θυρίδων	16
4.Υπερπλήρωση 2-Χ κινητήρων	17
4.1 Γενικές αρχές	17
4.2 Κατηγοριοποίηση – Τύποι υπερπλήρωσης	18
4.3 Βασικές αρχές Στροβιλοϋπερπλήρωσης	19
4.4 Κατηγοριοποίηση με βάση το σύστημα εξαγωγής	20
5.Μετρητικές διατάξεις πίεσης 2-Χ ναυτικών κινητήρων	22
5.1 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πραγματικής λειτουργίας	22
5.2 Αισθητήρες και Όργανα Μέτρησης Πίεσης	24
6.Αρχές λειτουργίας συστημάτων πρόωσης με βάση βραδύσ	τροφο
ναυτικό κινητήρα Diesel	27
6.1 Βασικές αρχές	27
6.2 Διάγραμμα ταχύτητας και φόρτισης	31
6.2.1 Εισαγωγή	31
6.2.2 Πρόωση και σημεία λειτουργίας της μηχανής	32

6.2.3 Διαγραμμα ρυθμισεως της μηχανης	.36
6.2.4 Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής	.37
6.2.5 Εκτεταμένο διάγραμμα φόρτισης	.41
7.Συνοπτική παρουσίαση εξεταζόμενων μηχανών	43
7.1 Οι κινητήρες MAN B&W 6S70MC-C8 και 6S60ME-C8.5	.43
7.1.1 Σύστημα χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής σε μηχανή MC	.45
7.1.2 Αντλία καυσίμου VIT (Variable injection timing) μηχανής MC μεγάλου μεγέθους	.47
7.1.3 Συστήματα έγχυσης καυσίμου και χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μηχανών ΜΕ	.50
7.2 Ο κινητήρας Hyundai-Wartsila W7X82	.52
7.2.1 Σύστημα common rail της εταιρείας Wartsila (Sulzer)	.54
8.Διαδικασίες Μέτρησης	56
8.1 Μετρήσεις κατασκευαστή – Shop tests	.56
8.2 Δοκιμές θαλάσσης – Sea trials	.58
9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής κα	ι
9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής κα του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού	L)
9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής κα του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης	ι 59
9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής κα του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης 9.1 Κινητήρας Wartsila W7X82 (RTflex-82)	נ ס 59 60
 9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής κα του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης 9.1 Κινητήρας Wartsila W7X82 (RTflex-82)	59 60 87
 9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής κα του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης	59 60 87
 9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής κα του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης 9.1 Κινητήρας Wartsila W7X82 (RTflex-82) 9.2 Κινητήρας MAN 6S60ME-C8.5 9.3 Κινητήρας MAN 6S70MC-C8 9.4 Ανάπτυξη κώδικα σε Matlab για τον προσδιορισμό των πιέσεων εισαγωγήσ εξαγωγής και του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής 	59 60 87 113 ;- 145
 9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής κα του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης	1 59 60 87 113 ;- 145
 9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής κα του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης 9.1 Κινητήρας Wartsila W7X82 (RTflex-82) 9.2 Κινητήρας MAN 6S60ME-C8.5 9.3 Κινητήρας MAN 6S70MC-C8 9.4 Ανάπτυξη κώδικα σε Matlab για τον προσδιορισμό των πιέσεων εισαγωγήα εξαγωγής και του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής 9.5 Συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων από την γραφική και την υπολογιστική ανάλυση σε σχέση με τα μετρούμενα μεγέθη των sea trials. 9.5.1 Κινητήρας Wartsila W7X82 	59 60 87 113 ;- 145 148
 9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής κα του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης	59 60 87 113 ;- 145 148 148
 9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής κα του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης 9.1 Κινητήρας Wartsila W7X82 (RTflex-82) 9.2 Κινητήρας MAN 6S60ME-C8.5 9.3 Κινητήρας MAN 6S70MC-C8 9.4 Ανάπτυξη κώδικα σε Matlab για τον προσδιορισμό των πιέσεων εισαγωγήα εξαγωγής και του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής 9.5 Συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων από την γραφική και την υπολογιστική ανάλυση σε σχέση με τα μετρούμενα μεγέθη των sea trials 9.5.1 Κινητήρας MAN 6S60ME-C8.5 9.5.2 Κινητήρας MAN 6S60ME-C8.5 	1 59 60 87 113 87 145 145 145 148 150 152

<u>1.Σκοπός της διπλωματικής εργασίας-Περίληψη</u>

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναπτύσσεται μία μεθοδολογία για τον υπολογισμό της διαφορικής πίεσης εισαγωγής-εξαγωγής δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel καθώς και του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πιέσεων. Το σύστημα εναλλαγής των αερίων όπως είναι ήδη γνωστό αλλά και επαληθεύεται στην ανάλυση που ακολουθεί, είναι από τα πλέον κρίσιμα για την λειτουργία ενός ναυτικού κινητήρα. Συγκεκριμένα εξετάζονται τρείς ναυτικοί κινητήρες και τα αποτελέσματα της μεθόδου που αναπτύχθηκε συγκρίνονται με τα αντίστοιχα μετρούμενα σε πραγματικό χρόνο εν πλω (sea trials) . Η μεθοδολογία αφορά στην κατάλληλη επεξεργασία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πιέσεων που προκύπτει από τις μετρούμενες τιμές της πίεσης ενός «μέσου» κυλίνδρου για διαφορετικά φορτία λειτουργίας. Ως διάγραμμα «μέσου» κυλίνδρου ορίζεται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα μέσων τιμών πίεσης που προκύπτει από τις τιμές των πιέσεων όλων των κυλίνδρων του κινητήρα για κάθε φορτίο ξεχωριστά. Τα αποτελέσματα που εξάγονται από την ανάλυση του μέσου κυλίνδρου παρουσιάζονται συγκριτικά σε πίνακες καθώς και σε αντίστοιχα διαγράμματα με σκοπό την εύκολη εποπτεία των μεγεθών της διαφορικής πίεσης και του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής.

Πριν όμως από την παρουσίαση της μεθοδολογίας και των αποτελεσμάτων της κρίνεται απαραίτητο να καταγραφούν και να παρουσιαστούν βασικά στοιχεία της θεωρίας των ΜΕΚ που χρησιμοποιούνται κατά την ανάλυση. Συγκεκριμένα θα παρουσιαστούν οι βασικές αρχές λειτουργίας των 2-Χ μηχανών εσωτερικής καύσης με έμφαση στις βραδύστροφες ναυτικές μηχανές Diesel. Στο τέλος του τμήματος αυτού γίνεται σύντομη αναφορά στα βασικά στοιχεία των τριών εξεταζόμενων κινητήρων.

2. Δίχρονοι κινητήρες εσωτερικής καύσης

2.1 Γενικές αρχές

Στους δίχρονους κινητήρες ο κύκλος λειτουργίας διαρκεί μια περιστροφή της στροφαλοφόρου ατράκτου. Το έμβολο της μηχανής που δέχεται τις δυνάμεις της συμπίεσης και της αποτόνωσης καθορίζει την πλήρωση και εκκένωση του κυλίνδρου αποκαλύπτοντας τις θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής σε περίπτωση που οι τελευταίες δεν έχουν αντικατασταθεί από βαλβίδα εξαγωγής. Οι φάσεις κατά την λειτουργία ενός δίχρονου κινητήρα είναι:

- Συμπίεση: Η φάση αυτή ξεκινάει εφόσον είναι κλειστές οι θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής(ή η βαλβίδα εξαγωγής) καθώς το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ. Το εργαζόμενο μέσο συμπιέζεται μέχρι το σημείο έναυσης λίγο πριν το ΑΝΣ
- 2) <u>Καύση-Αποτόνωση:</u> Το μίγμα αναφλέγεται κάποιες μοίρες πριν το ΑΝΣ και ακολουθεί η διεργασία της καύσης (αναλύεται εκτενέστερα στην παράγραφο 5.1). Ύστερα το έμβολο κινείται από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ και έχουμε την παραγωγή έργου από την εκτόνωση του μέσου.
- 3) Εκροή: Κατά την καθοδική κίνηση του εμβόλου από το ΑΝΣ στο ΚΝΣ αποκαλύπτονται πρώτα οι θυρίδες εξαγωγής (ή ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής). Τότε ξεκινάει η φάση της εκροής όπου τα καυσαέρια εξέρχονται του κυλίνδρου λόγω της διαφοράς πίεσης μεταξύ του εσωτερικού του κυλίνδρου και του οχετού εξαγωγής. Η απώλεια ωφέλιμου έργου κατά την διαδικασία αυτή είναι αναπόφευκτη καθώς επιθυμούμε παράλληλα να κρατήσουμε σε χαμηλές τιμές το έργο αντίθλιψης (αρνητικό έργο επί του εμβόλου κατά την ανοδική κίνηση λόγω εναπομεινάντων καυσαερίων).Οι δύο αυτοί αντικρουόμενοι παράγοντες ορίζουν ένα βέλτιστο χρόνο ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής.
- 4) <u>Απόπλυση:</u> Στη συνέχεια της καθοδικής κίνησης του εμβόλου αποκαλύπτονται από την άνω ακμή του οι θυρίδες εισαγωγής. Πλέον, νέα γόμωση υψηλότερης πίεσης από αυτή των καυσαερίων εισέρχεται στον κύλινδρο η οποία συντελεί στην εξώθηση του εναπομείναντος καυσαερίου προς της εξαγωγή και πληρώνει των κύλινδρο για την επανάληψη του κύκλου. Η διαδικασία αυτή ονομάζεται απόπλυση. Τα χαρακτηριστικά της διεργασίας αυτή παρουσιάζονται εκτενέστερα στην συνέχεια καθώς αποτελεί την πλέον σημαντική διεργασία για την λειτουργία ενός δίχρονου κινητήρα



Εικόνα 2.1: Φάσεις λειτουργίας 2-Χ κινητήρα

2.2 Τύποι απόπλυσης (Scavenging)

Σε σύγκριση με τους τετράχρονους κινητήρες η εναλλαγή των αερίων απαιτείται να ολοκληρωθεί σε πολύ μικρότερο χρόνο οπότε κρίνεται απαραίτητη μια διάταξη αντλίας σαρώσεως η μια διάταξη υπερπλήρωσης για να είναι δυνατή η συνέχιση της λειτουργίας .Η διάταξη αυτή προσδίδει στον εισερχόμενο αέρα ικανοποιητικά υψηλή πίεση έτσι ώστε να είναι δυνατή η απόπλυση του εναπομείναντος καυσαερίου από τον προηγούμενο κύκλο λειτουργίας. Οι πλέον κλασσικές διατάξεις απόπλυσης είναι η **εγκάρσια** (cross-flow), **η βρογχοειδής** (loop) και η **διαμήκης** (uniflow). Θα αναλύσουμε εκτενέστερα την τελευταία καθώς αυτή συναντάται κυρίως σε μεγάλες ναυτικές μηχανές.



Εικόνα 2.2: Τύποι απόπλυσης

Διαμήκης Απόπλυση (Uniflow Scavenging)

Σε αυτό τον τύπο απόπλυσης ο φρέσκος αέρας εισέρχεται από τις θυρίδες εισαγωγής που κατανέμονται περιφερειακά στα τοιχώματα του κυλίνδρου και το καυσαέριο εξέρχεται από την βαλβίδα ή βαλβίδες εξαγωγής που βρίσκονται στην κορυφή του κυλίνδρου όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.3. Αποτελεί την βέλτιστη διάταξη ως προς την απομάκρυνση των καυσαερίων από τον κύλινδρο. Η σχεδόν ευθεία ροή από κάτω προς τα άνω παρουσιάζει την χαμηλότερη τύρβη σε σχέση με τις άλλες μεθόδους άρα και την λιγότερη ανάμειξη του φρέσκου αέρα με τα καυσαέρια οδηγώντας σε καλύτερο βαθμό απόπλυσης. Οι διατάξεις με βαλβίδα εξαγωγής στην κορυφή του κυλίνδρου παρουσιάζουν το σημαντικό πλεονέκτημα οτι παρέχουν τη δυνατότητα για μεταβολή του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής ανάλογα με το φορτίο ή τις στροφές του κινητήρα με βάση την επιθυμητή λειτουργία. Η επενέργεια πάνω στην βαλβίδα γίνεται είτε με την κλασσική διάταξη εκκεντροφόρου ατράκτου είτε ηλεκτρονικά. Και οι δύο τύποι παρουσιάζονται στις μηχανές που θα εξεταστούν στην συνέχεια κατά την ανάλυση.



Εικόνα 2.3: Διαμήκης απόπλυση

2.3 Περιγραφή της διαδικασίας διαμήκους απόπλυσης σε κινητήρα με βαλβίδα εξαγωγής.

Κατά την αποτόνωση των καυσαερίων και καθώς το έμβολο κινείται από το ΑΝΣ στο ΚΝΣ ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής. Τότε ξεκινά το στάδιο της εκροής των καυσαερίων που οφείλεται στη διαφορά πίεσης μεταξύ του εσωτερικού του κυλίνδρου και του οχετού εξαγωγής. Στη συνέχεια αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής και εφόσον η τιμή της πίεσης στον κύλινδρο έχει πέσει κάτω από την τιμή της πίεσης εισαγωγής εισέρχεται η νέα γόμωση. Επίσης, λόγω της αδράνειας των καυσαερίων που εξέρχονται με μεγάλη ταχύτητα, η πίεση στον κύλινδρο πέφτει χαμηλότερα από την πίεση του οχετού εξαγωγής για χρονικό διάστημα λίγων μοιρών γωνίας στροφάλου. Η ροή συνεχίζεται όσο οι θυρίδες και η βαλβίδα εξαγωγής παραμένουν ανοιχτές. Η νέα γόμωση καθώς αποπλένει τον κύλινδρο από το παραγόμενο καυσαέριο δημιουργεί μια πίεση στον κύλινδρο μεγαλύτερη από αυτήν της εξαγωγής η οποία σταθεροποιείται σε μία τιμή κοντά στο ΚΝΣ. Ένα μέρος της νέας γόμωσης αναμιγνύεται με το καυσαέριο και εξέρχεται μαζί με αυτό. Η χρονική περίοδος (γωνία στροφάλου) όπου οι θυρίδες και η βαλβίδα είναι ανοιχτή ονομάζεται γωνία απόπλυσης. Ύστερα κλείνουν οι θυρίδες εισαγωγής και μετά την φάση της συμπίεσης και της καύσης ο κύκλος επαναλαμβάνεται. Ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής είναι ο βασικός παράγοντας που επηρεάζει την παραπάνω λειτουργία. Στο Σχήμα 2.1 δίνεται η γραφική εποπτεία των παραπάνω φάσεων.



Σχήμα 2.1: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα Ρ-φ στο τμήμα της εναλλαγής αερίων

2.4 Βαθμοί απόδοσης και χαρακτηριστικά μεγέθη 2-Χ κινητήρων.

Λόγω της πολυπλοκότητας της εναλλαγής των αερίων σε ένα δίχρονο κινητήρα είναι σημαντικό να ορισθούν κάποιες παράμετροι:

<u>Λόγος κατάθλιψης (delivery ratio):</u> Ορίζεται ο λόγος της συνολικής μάζας αέρα που παρέχεται στον κύλινδρο προς τη μάζα αέρα αναφοράς. Μάζα αναφοράς ορίζεται η μάζα του αέρα στον όγκο του κυλίνδρου σε συνθήκες αναφοράς.

$$Rd = rac{\sigma υνολική μάζα παρεχόμενου αέρα}{μάζα αναφοράς} = rac{m_t}{m_{ref}}$$

<u>Βαθμός παγίδευσης (trapping efficiency):</u> Ορίζεται ως ο λόγος της μάζας του αέρα που παραμένει στον κύλινδρο και συμπιέζεται προς τη συνολική μάζα παρεχόμενου αέρα.

$$n_{tr} = \frac{\mu \dot{\alpha} \zeta \alpha \ \tau \textit{o} \upsilon \ \alpha \dot{\epsilon} \rho \alpha \ \sigma \tau \eta \nu \ \alpha \rho \chi \dot{\eta} \ \tau \eta \varsigma \ \sigma \upsilon \mu \pi \dot{\epsilon} \epsilon \sigma \eta \varsigma}{\sigma \upsilon \nu \textit{o} \lambda \textit{i} \kappa \dot{\eta} \ \mu \dot{\alpha} \zeta \alpha \ \pi \alpha \rho \epsilon \chi \dot{\delta} \mu \epsilon \nu \textit{o} \upsilon \ \alpha \dot{\epsilon} \rho \alpha} = \frac{m_{tr}}{m_t}$$

<u>Βαθμός απόπλυσης (scavenging efficiency):</u> Ορίζεται ως ο λόγος της μάζας του αέρα που παραμένει στον κύλινδρο και συμπιέζεται προς τη συνολική μάζα της παγιδευμένης γόμωσης στο κύλινδρο. Μας δείχνει κατά πόσον υπάρχει παραμένον καυσαέριο (m_{rg}) στον κύλινδρο που αναμίχθηκε με τον αέρα της απόπλυσης.

$$n_{sc} = \frac{\mu \dot{\alpha} \zeta \alpha \ \tau \textit{ou} \ \alpha \dot{\epsilon} \rho \alpha \ \sigma \tau \eta \nu \ \alpha \rho \chi \dot{\eta} \ \tau \eta \varsigma \ \sigma \textit{u} \mu \vec{\alpha} \dot{\epsilon} \sigma \eta \varsigma}{\mu \dot{\alpha} \zeta \alpha \ \tau \eta \varsigma \ \pi \alpha \gamma \textit{i} \delta \dot{\epsilon} \textit{u} \mu \dot{\epsilon} \nu \eta \varsigma \ \gamma \dot{\circ} \mu \omega \sigma \eta \varsigma \ \sigma \tau \textit{o} \ \kappa \dot{\upsilon} \lambda \textit{i} \nu \delta \rho \textit{o}} = \frac{m_{tr}}{m_{tr} + m_{rg}}$$

<u>Βαθμός πλήρωσης (charging efficiency):</u> Ορίζεται ως ο λόγος της μάζας του αέρα που παραμένει στον κύλινδρο και συμπιέζεται προς τη μάζα αναφοράς. Μας δείχνει πόσο αποτελεσματικά έχει γεμίσει ο κύλινδρος με αέρα.

$$n_{ch} = \frac{\mu \acute{\alpha} \zeta \alpha \ \tau o \upsilon \ \alpha \acute{\epsilon} \rho \alpha \ \sigma \tau \eta \nu \ \alpha \rho \chi \acute{\eta} \ \tau \eta \varsigma \ \sigma \upsilon \mu \pi \acute{\epsilon} \varepsilon \eta \varsigma}{\mu \acute{\alpha} \zeta \alpha \ \alpha \nu \alpha \varphi o \rho \acute{\alpha} \varsigma} = \frac{m_{tr}}{m_{ref}}$$

Από τα παραπάνω παρατηρούμε επίσης ότι: $n_{ch} = Rd * n_{tr}$

Επίσης αν ορίσουμε ως μάζα αναφοράς την μάζα της παγιδευμένης γόμωσης στον κύλινδρο τότε ισχύει:

$$n_{sc} = Rd * n_{tr}$$

Κατά την πραγματική διεργασία εναλλαγής αερίων δεν παρουσιάζεται ποτέ τέλεια εκτόπιση των καυσαερίων καθώς υπάρχει ανάμιξη και συναλλαγή θερμότητας με τον εισερχόμενο αέρα απόπλυσης. Επίσης στις περισσότερες περιπτώσεις είναι αναπόφευκτη η διαφυγή του φρέσκου αέρα στην εξαγωγή είτε λόγω της ανάμειξης είτε λόγω του φαινομένου του short-circuiting όπου ο αέρας διαφεύγει προς την εξαγωγή σε ξεχωριστό ρεύμα. Ωστόσο, έχουν αναπτυχθεί κάποια ιδανικά θεωρητικά μοντέλα για την διαδικασία της απόπλυσης.

2.5 Ιδανικά μοντέλα απόπλυσης

Μοντέλο τέλειας εκτόπισης:

Το μοντέλο αυτό βασίζεται στις παρακάτω υποθέσεις:

- Η νέα γόμωση αποπλένει τα παραμένοντα καυσαέρια χωρίς να υπάρχει ανάμιξη
- Δεν υπάρχει συναλλαγή θερμότητας μεταξύ της νέας γόμωσης και των καυσαερίων καθώς και ούτε απώλειες θερμότητας.

Επίσης θεωρείται ότι η μάζα αναφοράς στον ορισμό του λόγου κατάθλιψης είναι η μάζα παγίδευσης. Με βάση αυτά δημιουργούνται δύο περιπτώσεις:

<u>Περίπτωση 1:</u> Ο λόγος κατάθλιψης είναι μικρότερος ίσος με τη μονάδα (Rd≤1)

Ο λόγος κατάθλιψης είναι μικρότερος ίσος με τη μονάδα (Rd≤1) σημαίνει ότι η συνολική μάζα που παρέχεται στο κύλινδρο (m_t) είναι μικρότερη από την συνολική παγιδευμένη γόμωση. Δείχνει δηλαδή ότι τα καυσαέρια δεν έχουν απομακρυνθεί πλήρως και ότι η εισερχόμενη νέα γόμωση έχει παγιδευτεί εξ΄ολοκλήρου. Με βάση τα παραπάνω ισχύουν:

 $n_{sc} = Rd$ και $n_{tr} = 1$ για Rd≤1

Περίπτωση 2: Ο λόγος κατάθλιψης είναι μεγαλύτερος από τη μονάδα (Rd>1)

Ο λόγος κατάθλιψης είναι μεγαλύτερος από τη μονάδα (Rd>1) σημαίνει ότι όλα τα καυσαέρια έχουν απομακρυνθεί και ένα μέρος της νέας γόμωσης έχει διαφύγει μαζί τους. Με βάση τα παραπάνω ισχύουν:

 $n_{sc} = 1$ και $n_{tr} = \frac{1}{Rd}$ για Rd>1

Μοντέλο πλήρους ανάμιξης:

Το μοντέλο αυτό βασίζεται στις παρακάτω υποθέσεις:

- Η νέα γόμωση που εισέρχεται στον κύλινδρο αναμιγνύεται αμέσως και ομοιογενώς με τα καυσαέρια.
- 2. Η πυκνότητα του καυσαερίου και της γόμωσης είναι ίσες.
- Τα εναπομείναντα καυσαέρια έχουν την ίδια θερμοκρασία και μοριακό βάρος με την νέα γόμωση.
- 4. Το έμβολο παραμένει στο ΚΝΣ κατά την διεργασία της απόπλυσης.
- 5. Η πίεση του κυλίνδρου είναι σταθερή κατά την διεργασία και δεν υπάρχουν απώλειες θερμότητας.
- 6. Το φαινόμενο είναι μόνιμο.

Έστω ότι κατά την διάρκεια του χρονικού διαστήματος t έως t+dt μια μάζα αέρα dm_{tin} εισέρχεται στον κύλινδρο και κατά το ίδιο διάστημα dt μια ίση μάζα αερίου με ίδια αναλογία αέρα και καυσαερίου της αρχικής χρονικής στιγμής t εξέρχεται του κυλίνδρου. Η αρχή διατήρησης της μάζας του αέρα που τελικά παραμένει εντός του κυλίνδρου δίνει:

$$dm_{tr} = dm_{tin} - dm_{tout}$$

$$dm_{tr} = dm_{tin} - \frac{m_{tr}}{m_{tr} + m_{rg}} * dm_{tin} = dm_{tin} * (1 - \frac{m_{tr}}{m_{\gamma}})$$

Όπου $m_{\gamma}=m_{tr}+m_{rg}$ η συνολική μάζα του μίγματος στον κύλινδρο η οποία θεωρείται σταθερή. Θέτοντας x=m_{tr}/m_γ έχουμε:

$$dm_{tr} = dm_{tin} * (1-x) \rightarrow m_{\gamma} * dx = dm_{tin} * (1-x) \rightarrow \frac{dx}{1-x} = \frac{dm_{tin}}{m_{\gamma}}$$

Οι οριακές συνθήκες:

- Κατά την έναρξη της σάρωσης υπάρχει μόνο κατάλοιπο καυσαέριο άρα x=0 και $m_{\rm tin}{=}0$
- Στο τέλος της σάρωσης είναι x=n_{sc} και m_{tin} =R_d*m_γ

Οπότε ολοκληρώνοντας έχουμε:

$$\int_0^{nsc} \frac{dx}{1-x} = \int_0^{\text{Rd}*\text{m}\gamma} \frac{dm_{tin}}{m_{\gamma}} \iff -\ln(1-n_{sc}) = Rd \iff n_{sc} = 1 - e^{-Rd}$$

Επίσης ισχύει

$$n_{tr} = \frac{n_{sc}}{Rd} = \frac{1 - e^{-Rd}}{Rd}$$

Στο Σχήμα 2.2 βλέπουμε την διακύμανση του βαθμού απόπλυσης και του βαθμού παγίδευσης για τα παραπάνω μοντέλα σε συνάρτηση με τον λόγο κατάθλιψης. Οι πραγματικοί βαθμοί απόπλυσης και παγίδευσης αναμένεται να βρίσκονται ανάμεσα στις εκάστοτε δύο θεωρητικές καμπύλες.



Σχήμα 2.2: Βαθμός απόπλυσης και παγίδευσης συναρτήσει του λόγου κατάθλιψης

2.6 Μέτρηση του βαθμού απόπλυσης (scavenging efficiency)

Όπως ορίστηκε ήδη ο βαθμός απόπλυσης είναι ο λόγος της μάζας του αέρα που παραμένει στον κύλινδρο και συμπιέζεται προς τη μάζα της παγιδευμένης γόμωσης στο κύλινδρο. Είναι από τα πιο σημαντικά μεγέθη για την αξιολόγηση της απόδοσης ενός δίχρονου κινητήρα. Στη πράξη ακόμη και με ακριβείς μετρήσεις θερμοδυναμικών μεγεθών της μηχανής όπως η πίεση εξαγωγής, η παροχή αέρα, η θερμοκρασία αέρα εισαγωγής και άλλα, η μέτρηση του βαθμού απόπλυσης είναι δύσκολη. Η δυσκολία έγκειται στην αδυναμία ακριβούς προσδιορισμού του παγιδευμένου αέρα προς συμπίεση στον κύλινδρο. Θα παρουσιαστούν λοιπόν παρακάτω κάποιες εμπειρικές μέθοδοι οι οποίες δίνουν σαφή αριθμητικά αποτελέσματα. Πέραν των μεθόδων που ακολουθούν οι πιο παραστατικές μέθοδοι της απόπλυσης είναι αυτές της οπτικής απεικόνισης που χρησιμοποιούνται περισσότερο σε προβλήματα short-circuitingκαι νεκρών ζωνών κυλίνδρου.

Μέθοδος αερίου δείκτη(tracer gas method)

Σε αυτή τη μέθοδο μία μικρή και συγκεκριμένη ποσότητα ειδικού αερίου (CO,CH₃NH₂) εγχέεται συνεχώς στο ρεύμα φρέσκου αέρα. Έστω x η κατά μάζα περιεκτικότητα του στο ρεύμα. Το αέριο πρέπει να καίγεται πλήρως σε θερμοκρασία καύσης και όχι σε αυτές που επικρατούν έπειτα από το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής και κατά την διάρκεια της απόπλυσης. Επίσης το αέριο αναμιγνύεται πλήρως με το ρεύμα αέρα. Κάνοντας χημική ανάλυση στο καυσαέριο είναι δυνατό να προσδιοριστεί το κλάσμα μάζας γ του άκαφτου αερίου στο καυσαέριο. Τότε όπως ορίστηκε ο βαθμός πλήρωσης θα ισχύει:

$$n_{sc} = Rd * n_{tr} = Rd * \frac{x - y}{x}$$

Ο λόγος κατάθλιψης Rd μπορεί να υπολογιστεί από την μέτρηση παροχής της νέας γόμωσης.

Μέθοδος δειγματοληψίας καυσαερίου (Gas sampling method)

Η μέθοδος αυτή εφαρμόζεται σε μηχανές Diesel στις οποίες το καύσιμο εγχέεται αφού κλείσουν οι θυρίδες εισαγωγής. Ο βαθμός πλήρωσης υπολογίζεται από την μέτρηση της παροχής του καυσίμου που παρέχεται και από την χημική ανάλυση ενός δείγματος καυσαερίων του κυλίνδρου κοντά στο τέλος της αποτόνωσης. Συγκεκριμένα για την ανάλυση χρησιμοποιείται ένας δοκιμαστικός σωλήνας με βαλβίδα ελέγχου που τοποθετείται αμέσως μετά τη θυρίδα (ή βαλβίδα) εξαγωγής όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.5. Ο σωλήνας συνδέεται με ένα δοχείο το οποίο διαθέτει ρυθμιζόμενη βαλβίδα εκτόνωσης έτσι ώστε να διατηρείται η πίεση εντός του δοχείου σαφώς μεγαλύτερη από την πίεση του φρέσκου εισερχόμενου αέρα. Όταν λοιπόν ξεκινάει η εκροή και για όσο διάστημα η διαφορά πίεσης μεταξύ κυλίνδρου και δοχείου κρατάει ανοιχτή την βαλβίδα ελέγχου η δειγματοληψία του καυσαερίου και μόνον αυτού πραγματοποιείται. Αργότερα ακολουθεί η ανάλυση του καυσαερίου σε αναλυτές όπου προσδιορίζεται ο λόγος αέρα καυσίμου. Επιπρόσθετα γνωρίζοντας και την παροχή καυσίμου είναι δυνατός ο προσδιορισμός του παγιδευμένου αέρα που δίνει πλέον την δυνατότητα για τον υπολογισμό του βαθμού απόπλυσης.



Εικόνα 2.5: Μετρητικό στοιχείο για την μέθοδο δειγματοληψίας καυσαερίου

<u>3.Ροή διαμέσου των θυρίδων</u>

<u>3.1 Τύποι και διατάξεις θυρίδων</u>

Η διαδικασία της απόπλυσης επηρεάζεται σημαντικά από τα χαρακτηριστικά των θυρίδων όπως το σχήμα, το μέγεθος, τον αριθμό και την κατανομή στην περιφέρεια του κυλίνδρου. Είναι πιθανό να έχουν συγκλίνουσα μορφή και αξονική και περιφερειακή κλίση για να οδηγούν τη ροή. Στην Εικόνα 3.1 φαίνονται κάποια τυπικά δείγματα θυρίδων.



Εικόνα 3.1:Τύποι θυρίδων

Συνήθως χρησιμοποιούνται ορθογώνιες θυρίδες καθώς δίνουν την μεγαλύτερη ροή για την κατανομή τους στην περιφέρεια και μπορούν να διαστασιολογηθούν εύκολα. Για να αποφευχθεί η φθορά στην πλευρά του εμβόλου (scoring) οι ακμές της θυρίδας ομαλοποιούνται και δίνεται καμπυλότητα στις γωνίες που μειώνει μεν την επιφάνεια της ροής αλλά σε ελάχιστο βαθμό. Η διαστασιολόγηση των θυρίδων παρουσιάζει κάποια όρια που αφορούν κυρίως το πλάτος της θυρίδας κατά την περιφέρεια του κυλίνδρου. Συγκεκριμένα έχει παρατηρηθεί ότι εάν το πλάτος της θυρίδας ξεπερνάει το 15% της περιμέτρου του κυλίνδρου δημιουργείται μεγάλη φθορά στο κύλινδρο από το ελατήριο του εμβόλου. Εξ αιτίας αυτού θυρίδες με μεγάλο πλάτος γεφυρώνονται στο ενδιάμεσο όπως και για ενίσχυση και ειδικότερα αυτές της εξαγωγής λόγω υψηλότερης θερμικής καταπόνησης. Στην Εικόνα 3.2 φαίνονται κάποιες περιπτώσεις ροής ανάλογα με τον τύπο της θυρίδας.



Εικόνα 3.2 : Περιπτώσεις ροής ανάλογα με τον τύπο της θυρίδας

Οπως φαίνεται από την εικόνα για μικρά ανοίγματα η ροή είναι προσκολλημένη στα τοιχώματα (περίπτωση (a) : θυρίδα με συγκλίνοντα τοιχώματα κάθετα στο κύλινδρο και περίπτωση (d) :θυρίδα με συγκλίνοντα τοιχώματα με αξονική κλίση). Σε πλήρως ανοικτή θυρίδα στις περιπτώσεις με οξείες γωνίες στα τοιχώματα η ροή αποκολλάται (περιπτώσεις (b),(e)) ενώ στην περίπτωση με στρογγυλεμένες άκρες στα τοιχώματα παραμένει προσκολλημένη (περίπτωση (c)).

Ο σωστός σχεδιασμός των θυρίδων έχει στόχο την μεγιστοποίηση της μάζας του αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο για τον επόμενο κύκλο λειτουργίας και της μάζας των καυσαερίων η οποία εξέρχεται από τον προηγούμενο κύκλο. Επίσης επιδιώκεται η ελαχιστοποίηση του εργαζόμενου μέσου που χρησιμοποιείται για απόπλυση και η βέλτιστη ανάμιξη του αέρα και του καυσίμου σε κινητήρες Diesel.

3.2 Επίδραση σχεδιαστικών και λειτουργικών παραγόντων στον συντελεστή ροής Cd

Τα χαρακτηριστικά των θυρίδων επηρεάζουν σε μεγάλο βαθμό τον συντελεστή ροής C_d. Στο σχήμα που ακολουθεί φαίνεται αυτή η επίδραση σε σχέση με το άνοιγμα της θυρίδας όπου παρατηρείται ότι η γεωμετρία παίζει ρόλο κυρίως για μικρά ανοίγματα θυρίδας.



Σχήμα 3.1 : Μεταβολή του συντελεστή εκροής ανάλογα με το ποσοστό ανοίγματος της θυρίδας εισαγωγής για διάφορους τύπους θυρίδων

Η χρήση θυρίδων με εφαπτομενική κλίση στον άξονα συμβαίνει σε περιπτώσεις όπου είναι απαραίτητη η πρόσδοση συστροφής για βελτίωση της απόπλυσης και εξάλειψη των νεκρών ζωνών παρότι έχει αρνητική επίδραση στο συντελεστή εκροής. Ένα άλλο σημαντικό μέγεθος που επηρεάζει την ροή διαμέσου της θυρίδας είναι το ύψος αυτής. Η αύξηση του ύψους συνεπάγεται αύξηση της επιφάνειας των θυρίδων, άρα και της ποσότητας του αναρροφώμενου μίγματος, αλλά και αύξηση της διαδρομής του εμβόλου κατά την απόπλυση με επακόλουθη μείωση της ωφέλιμης διαδρομής για συμπίεση και αποτόνωση. Απαιτείται λοιπόν ο κατάλληλος συνδυασμός διαστάσεων για την επίτευξη βέλτιστης απόδοσης του κινητήρα.

Εκτός από το άνοιγμα και την γεωμετρία των θυρίδων ο συντελεστής εκροής εξαρτάται επίσης από τον λόγω πίεσης p_{cyl}/p_e δηλαδή του λόγου της πίεσης του κυλίνδρου προς την πίεση εξαγωγής. Κατά την αύξηση του λόγου πίεσης παρατηρείται αύξηση του συντελεστή εκροής όπως φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί.



Σχήμα 3.2 : Συντελεστής εκροής C_d απλής θυρίδας εξαγωγής ορθογώνιου σχήματος συναρτήσει του ανοίγματος, για διάφορους λόγους πιέσεων.

3.3 Παροχή μάζας διαμέσου των θυρίδων

Η παροχή μάζας διαμέσου των θυρίδων μπορεί να προσδιοριστεί από την σχέση ισεντροπικής ροής συμπιεστού αερίου μέσω συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου. Η στιγμιαία παροχή μάζας δίνεται από την σχέση:

$$\dot{m}_{AC} = \frac{C_{d,in} * A_{p,in} * p_{in}}{\sqrt{R * T_{in}}} * \left(\frac{p_{ex}}{p_{in}}\right)^{\frac{1}{\gamma}} * \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1}} * \left(1 - \left(\frac{p_{ex}}{p_{in}}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}\right)$$

Όπου:

$$\dot{m}_{AC} = \pi \alpha \rho o \chi \eta \mu \dot{\alpha} \zeta \alpha \varsigma$$

 $C_{d,in} = \sigma v v \tau \epsilon \lambda \epsilon \sigma \tau \eta \varsigma \rho o \eta \varsigma \sigma \tau \eta v \epsilon i \sigma \alpha \gamma \omega \gamma \eta$

 $A_{p,in} = \epsilon \lambda \epsilon \dot{\upsilon} \theta \epsilon \rho \eta \epsilon \pi i \varphi \dot{\alpha} v \epsilon i \alpha \rho o \dot{\eta} \varsigma \tau \eta \varsigma \theta \upsilon \rho \dot{\upsilon} \delta \alpha \varsigma \epsilon i \sigma \alpha \gamma \omega \gamma \dot{\eta} \varsigma$

Η μέση παροχή μπορεί να υπολογιστεί εισάγοντας τις αντίστοιχες μέσες τιμές των μεγεθών στο διάστημα από το άνοιγμα έως το κλείσιμο τον θυρίδων εισαγωγής. Από τον τύπο της εξίσωσης μπορούμε να παρατηρήσουμε την σαφή επίδραση του λόγου πίεσης εξαγωγής-εξαγωγής στην παροχή μάζας κατά την απόπλυση καθώς αυτός ο λόγος αποτελεί τελικά την «κινούσα» δύναμη της διεργασίας.

<u>4.Υπερπλήρωση 2-Χ κινητήρων</u>

4.1 Γενικές αρχές

Όπως γνωρίζουμε από την θεωρία των μηχανών εσωτερικής καύσης η εξαγόμενη ισχύς ενός κινητήρα μπορεί να αυξηθεί κυρίως είτε μέσω της αύξησης ταχύτητας περιστροφής είτε μέσω της αύξησης της μέσης πραγματικής πίεσης του κυλίνδρου. Η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής όμως προκαλεί μεγαλύτερη αύξηση των δυναμικών φορτίσεων και των μηχανικών απωλειών σε σχέση με την αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης μέσω της υπερπλήρωσης.

Ως υπερπλήρωση ορίζεται η προσυμπίεση της γόμωσης εξωτερικά του κυλίνδρου σε ένα συμπιεστή με στόχο την αύξηση της παροχής μάζας αέρα μεγαλύτερης πυκνότητας. Η μεγαλύτερη πυκνότητα του αέρα εξασφαλίζεται από την χρήση ενδιάμεσου ψυγείου που αντισταθμίζει την αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα κατά την συμπίεση. Η αυξημένη παροχή μάζας αέρα υψηλής πυκνότητας δίνει την δυνατότητα για καύση περισσότερου καυσίμου γεγονός που οδηγεί σε αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης του κινητήρα και συνεπώς σε μεγαλύτερη ωφέλιμη ισχύ χωρίς να είναι απαραίτητο να ανέβει το όριο περιστροφής του.

Ειδικά για την περίπτωση των δίχρονων κινητήρων μεγάλων διαστάσεων μια διάταξη υπερπλήρωσης είναι αναγκαία καθώς η εναλλαγή των αερίων γίνεται βίαια και σε πολύ μικρότερο χρόνο από έναν τετράχρονο οπότε και δεν θα υπήρχε επαρκής πλήρωση του κυλίνδρου και απομάκρυνση των καυσαερίων. Μια τυπική διάταξη υπερπληρωμένου ναυτικού κινητήρα diesel φαίνεται στην Εικόνα 4.1.



Εικόνα 4.1 : 2-Χ ναυτικός υπερπληρωμένος κινητήρας

4.2 Κατηγοριοποίηση – Τύποι υπερπλήρωσης

Οι διάφοροι τύποι υπερπλήρωσης χωρίζονται ανάλογα με:

- 1. Τον τρόπο μετάδοσης κίνησης στο συμπιεστή υπερπλήρωσης:
- Κινούμενος από την άτρακτο του κινητήρα (μηχανική υπερπλήρωση)
- Εξωτερικά κινούμενος (π.χ. μέσω ηλεκτροκινητήρα)
- Κινούμενος από στρόβιλο καυσαερίου (στροβιλοϋπερπλήρωση)
- Μέσω κύματος πίεσης (Comprex)
 - 2. Το σχεδιασμό του συμπιεστή υπερπλήρωσης:
- Θετικής εκτόπισης (Roots, Lysholm)
- Δυναμικής ροής (αεροδυναμικός συμπιεστής)
 - 3. Τη σύνδεση μονάδας υπερπλήρωσης και κινητήρα:
- Μηχανική υπερπλήρωση
- Απλή στροβιλοϋπερπλήρωση

- Στροβιλοϋπερπλήρωση με ενδιάμεσο ψυγείο αέρα
- Συνδυασμένη στροβιλοϋπερπλήρωση (combined supercharging)
- Διβάθμια στροβιλοϋπερπλήρωση (two-stage turbocharging)
- Στρόβιλος με αεριογόνο
 - 4. Το είδος του κινητήρα:
- Κινητήρας Otto (εναύσεως με σπινθηριστή)
- Κινητήρας Diesel

Στη συνέχεια θα αναλύσουμε εκτενέστερα τον τύπο της στροβιλοϋπερπλήρωσης με ενδιάμεσο ψυγείο καθώς αυτός χρησιμοποιείται ως επί το πλείστον σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel.

4.3 Βασικές αρχές Στροβιλοϋπερπλήρωσης

Η διάταξη υπερπλήρωσης που έχει επικρατήσει να εφαρμόζεται στις μεγάλες ναυτικές μηχανές Diesel είναι αυτή με ζεύγος στροβίλου-υπερπληρωτή με ενδιάμεσο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης. Το ζεύγος στροβίλου-υπερπληρωτή αποτελείται συνήθως από έναν ακτινικό συμπιεστή όπου γίνεται η συμπίεση του μέσου και από έναν ακτινικό στρόβιλο όπου συμβαίνει η αποτόνωση των καυσαερίων. Τα δύο αυτά στοιχεία είναι μηχανικά συνδεδεμένα σε κοινή άτρακτο και βρίσκονται σε ισορροπία. Το σύστημα αυτό δίνει την δυνατότητα στον κινητήρα να επιτυγχάνει ιδιαίτερα υψηλή συγκέντρωση ισχύος χωρίς αυτή να συνοδεύεται από τις υψηλές απώλειες που εισάγει η μηχανική σύνδεση υπερπληρωτή-κινητήρα. Ο συμπιεστής αποτελείται από την κινητή πτερύγωση όπου επιτυγχάνεται η συμπίεση και από το κέλυφος-διαχύτη όπου γίνεται επιβράδυνση της ροής και ανάκτηση πίεσης. Η ροή εισέρχεται αξονικά και εξέρχεται ακτινικά. Η πτερωτή του συμπιεστή είναι μηχανικά συνδεδεμένη με την πτερωτή του στροβίλου απ΄όπου λαμβάνεται μέρος της ισχύος των καυσαερίων μετατρέποντας την κινητική τους ενέργεια σε μηχανική. Στο κέλυφος του στροβίλου όπου το καυσαέριο εισέρχεται ακτινικά και εξέρχεται αξονικά παρατηρείται η επιτάχυνση της ροής πριν την πρόσπτωση στα πτερύγια δηλαδή η αντίστροφη λειτουργία με το αντίστοιχο κέλυφος του συμπιεστή. Η διάταξη διαθέτει τις απαραίτητες παροχές λαδιού που διοχετεύεται υπό πίεση στους τριβείς του άξονα. Υπάρχει περίπτωση αντί απλών τριβέων να έχουμε ένσφαιρα ρουλεμάν. Η ψύξη του στροβίλου σε κοινές εφαρμογές και σε ναυτικούς κινητήρες επιτυγχάνεται με χρήση νερού. Ένα τυπικό δείγμα στροβιλοϋπερπληρωτή φαίνεται στην παρακάτω εικόνα.



Εικόνα 4.2 : Μηχανικά μέρη στροβιλοϋπερπληρωτή

4.4 Κατηγοριοποίηση με βάση το σύστημα εξαγωγής.

Οι δίχρονες μηχανές παρουσιάζουν μεγάλη ευαισθησία στα δυναμικά φαινόμενα της ροής και η λειτουργία τους επηρεάζεται αρκετά από την διαφορά πίεσης εισαγωγής – εξαγωγής κυρίως ως προς τον βαθμό απόπλυσης. Για το σύστημα εξαγωγής σε περίπτωση στροβιλοϋπερπλήρωσης χρησιμοποιούνται κυρίως τρείς διατάξεις:

- Σταθερής πίεσης
- Παλμών πίεσης
- Μετατροπέα παλμών

Στο σύστημα σταθερής πίεσης τα καυσαέρια συγκεντρώνονται σε ένα οχετό μεγάλου μεγέθους όπου απορροφώνται οι διακυμάνσεις της ροής. Με αυτό τον τρόπο η πίεση εξαγωγής διατηρείται σταθερή και τα καυσαέρια σε υψηλή θερμοκρασία τροφοδοτούν το στρόβιλο με σταθερό ρυθμό. Αντίθετα στο σύστημα παλμών πίεσης τα καυσαέρια οδηγούνται μέσω σωληνώσεων σε κατάλληλη διάταξη από την εκροή κατευθείαν στο στρόβιλο χωρίς αύξηση της πίεσης στο οχετό εξαγωγής και η ώθηση στον στρόβιλο γίνεται λόγω της κινητικής τους ενέργειας. Στο σύστημα μετατροπέα παλμών η κινητική ενέργεια των καυσαερίων μετατρέπεται σε ανύψωση πίεσης μέσω ενός η περισσοτέρων διαχυτών. Σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel χρησιμοποιείται το σύστημα σταθερής πίεσης και είναι χρήσιμο να δούμε τα βασικά του πλεονεκτήματα:

- Απλούστερος σχεδιασμός της πολλαπλής εξαγωγής κοινού οχετού χωρίς ταίριασμα σωληνώσεων.
- Μικρότερο έργο εξώθησης καυσαερίων λόγω της εξάλειψης των παλμών που ανακλώνται στα στενά ακροφύσια του στροβίλου.
- Ομοιομορφία υπερπλήρωσης μεταξύ των κυλίνδρων λόγω λειτουργίας σε σταθερή πίεση
- Αυξημένη ικανότητα αναρρόφησης από τον στρόβιλο
- Λιγότερες καταπονήσεις πτερυγίων σε ταλάντωση καθώς δεν δέχονται παλμούς και αποφεύγεται η μερική προσβολή.

Παρουσιάζονται όμως και κάποια βασικά μειονεκτήματα:

- Οπισθοροή καυσαερίων σε χαμηλά φορτία.
- Ο ρυθμός μεταβολής της πίεσης του κυλίνδρου κατά την φάση της απόπλυσης είναι μικρότερος καθώς η πίεση αντίθλιψης δεν πέφτει κάτω από την μέση τιμή της όπως γίνεται στο σύστημα παλμών πίεσης.
- Η επιτάχυνση του κινητήρα είναι πιο αργή:
 - Στα μερικά φορτία η ενέργεια των καυσαερίων είναι αρκετά μικρή λόγω της έλλειψης παλμών οπότε η πλήρωση της πολλαπλής είναι αρκετά αργή.
 - Στα χαμηλά φορτία λόγω της οπισθοροής υπάρχει μεγάλη συγκέντρωση καυσαερίων στο κύλινδρο που μειώνει την ποσότητα φρέσκου αέρα που εισέρχεται.

Παρ'όλα αυτά σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel τα παραπάνω προβλήματα στα χαμηλά φορτία αντιμετωπίζονται με την χρήση βοηθητικού συμπιεστή σε σειρά με τον υπερπληρωτή έτσι ώστε να ξεπεραστεί η έλλειψη αέρα υπερπλήρωσης.

<u>5.Μετρητικές διατάξεις πίεσης 2-Χ ναυτικών</u> <u>κινητήρων</u>

5.1 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πραγματικής λειτουργίας

Το δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης απεικονίζει την πραγματική πίεση του κυλίνδρου σε σχέση με την γωνία στροφάλου ή τον όγκο του κυλίνδρου πάνω από το έμβολο. Είναι μία πολύτιμη απεικόνιση της πραγματικής λειτουργίας μέσω της οποίας και μόνο μπορούμε να καθορίσουμε το αποδιδόμενο μηχανικό έργο επί του εμβόλου σε μία περίοδο λειτουργίας το οποίο καλείται και ενδεικνύμενο έργο W_i και εκφράζεται ως:

$$W_i = \oint p * dV = A * \oint p * dx$$

Όπως θα φανεί αργότερα στο κομμάτι της ανάλυσης από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα μπορούμε να εξάγουμε ακριβείς πληροφορίες όσον αφορά τις πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής και τον χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής. Το διάγραμμα αποκτάται με την χρήση μηχανικού ή ηλεκτρονικού δυναμοδείκτη όπως θα αναλύσουμε παρακάτω. Ένα τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί.



Σχήμα 5.1 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα Ρ-V 2-χ κινητήρα

Μέσω της μορφής του δυναμοδεικτικού διαγράμματος P-φ μπορούμε ευκολότερα να κατανοήσουμε την φάση της καύσεως στον κινητήρα και να εξάγουμε σαφής πληροφορίες για προβλήματα καύσεως όπως η κρουστική καύση και η πυρανάφλεξη.



Σχήμα 5.2: Στάδια της καύσεως σε δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel

Το σχήμα μας δείχνει την διάκριση των φάσεων της καύσης σε ένα κινητήρα Diesel. Οι τρείς αυτές φάσεις είναι:

- (AB): Καθυστέρηση αναφλέξεως
- (BC): Ανεξέλεγκτη καύση (καύση προαναμείξεως)
- (CD):Ελεγχόμενη καύση

Κατά την φάση (AB) η γραμμή πιέσεως ταυτίζεται με την γραμμή συμπιέσεως δίχως καύση. Η φάση αυτή είναι αναγκαία για την φυσική (σταγονοποίηση, εξάτμιση, ανάμειξη) και τη χημική (διάσπαση υδρογονανθράκων) προετοιμασία του καυσίμου πριν την ανάφλεξη.

Κατά την φάση (BC) ακολουθεί η ανεξέλεγκτη καύση του προετοιμασμένου μίγματος. Εδώ είναι δυνατό να προκληθεί κρουστική καύση του diesel σε περίπτωση που η φάση (AB) τελειώσει σε ακατάλληλα υψηλή πίεση. Για να αποφευχθεί αυτή η κατάσταση είναι απαραίτητο είτε να ελαττωθεί η καθυστέρηση αναφλέξεως είτε με την χρήση καλύτερου καυσίμου είτε με βελτίωση των συνθηκών καύσης (στροβιλισμός για καλύτερη ανάμειξη, υψηλή πίεση γομώσεως).

Κατά τη φάση (CD) το καύσιμο καίγεται σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία χωρίς καθυστέρηση σύμφωνα με τον ελεγχόμενο εξωτερικό ρυθμό εγχύσεως. Η διάδοση είναι τύπου φλόγας τυρβώδους διαχύσεως και συνεχίζεται όσο υπάρχει διαθέσιμος αέρας προς ανάμειξη.

Στους κινητήρες diesel η φάση (AB) έχει μεγάλη διάρκεια και καθώς έχει να κάνει με τις ανάγκες του καυσίμου είναι πρακτικώς ανεξάρτητη από την ταχύτητα περιστροφής. Αφού λοιπόν είναι σταθερής χρονικής διάρκειας κατά την αύξηση των στροφών αυξάνεται και η αντίστοιχη διάρκεια στροφάλου που απαιτείται, οδηγώντας το πέρας της φάσης σε υψηλότερες τιμές πίεσης κάτι που όπως αναφέρθηκε είναι δυνατό να προκαλέσει κρουστική καύση. Αυτός είναι και ο λόγος που οι μηχανές diesel παρουσιάζουν χαμηλό όριο στροφών.

<u>5.2 Αισθητήρες και Όργανα Μέτρησης Πίεσης</u>

Μηχανικός δυναμοδείκτης:

Ο μηχανικός δυναμοδείκτης αποτυπώνει το διάγραμμα P-V του κυλίνδρου. Ο μηχανισμός αποτελείται συνήθως από ένα σπειροειδές ελατήριο που δέχεται την πίεση του κυλίνδρου μέσω ενός μικρού εμβόλου. Η κίνηση μεταφέρεται σε μια γραφίδα η οποία καταγράφει την κίνηση σε ένα χαρτί που περιβάλει ένα τύμπανο. Το τύμπανο κινείται σε συγχρονισμό με τον στρόφαλο του εξεταζόμενου κυλίνδρου. Παρότι το σύστημα παρουσιάζει μηχανική αδράνεια είναι αρκετά ακριβές για χαμηλές ταχύτητες περιστροφής (<1000rpm) και καθορίζει αυτόματα το ΑΝΣ και ΚΝΣ. Μια τέτοια τυπική διάταξη φαίνεται στη παρακάτω εικόνα.



Εικόνα 5.1 :Μηχανικός δυναμοδείκτης

Ηλεκτρονικός δυναμοδείκτης:

Ο ηλεκτρονικός δυναμοδείκτης αποτυπώνει το διάγραμμα P-φ του κυλίνδρου και αποτελείται από το μετρητικό στοιχείο και από μία ολοκληρωμένη μονάδα επεξεργασίας σημάτων πολλαπλών εισόδων. Το μετρητικό στοιχείο είναι ένας πιεζοηλεκτρικός μετατροπέας όπου χρησιμοποιούνται κρύσταλλοι χαλαζία ή άλλα στοιχεία με πιεζοηλεκτρικές ιδιότητες. Ο κρύσταλλος είναι κατάλληλα προσανατολισμένος και καθώς δέχεται την πίεση του διαφράγματος παράγει ηλεκτρικό σήμα. Το σήμα είναι ανάλογο της παραμόρφωσης του τυμπάνου που είναι ανάλογη της διαφοράς πίεσης που το παραμορφώνει. Το σήμα οδηγείται στην κεντρική μονάδα επεξεργασίας και μετά από ενίσχυση συσχετίζεται με το σήμα θέσεως του στροφάλου που δέχεται η συσκευή. Η γωνία στροφάλου φ καταγράφεται από ένα περιστροφικό οπτικό κωδικοποιητή. Ο κωδικοποιητής έχει 720 ισαπέχουσες οπές στην περιφέρεια ενός μαύρου γυάλινου δίσκου ανά μισή μοίρα. Υπάρχει επίσης μια ξεχωριστή οπή που καταγράφει το ΑΝΣ. Το φωτοκύτταρο του κωδικοποιητή λαμβάνει ένα οπτικό σήμα από μία φωτεινή πηγή που βρίσκεται απέναντι από το δίσκο και παράγει έναν τετραγωνικό παλμό κατάλληλης τάσης μετά από ενίσχυση και κανονικοποίηση σήματος. Για την ορθή εγκατάσταση του κωδικοποιητή το έμβολο φέρεται στο ΑΝΣ και ο άξονας του κωδικοποιητή συνδέεται με το στρόφαλο της μηχανής. Η κεντρική μονάδα και ο πιεζοηλεκτρικός μετατροπέας φαίνονται στις παρακάτω εικόνες.



Εικόνα 5.2: Ηλεκτρονικός δυναμοδείκτης

Μέτρηση πίεσης εισαγωγής-εξαγωγής

Για την μέτρηση των πιέσεων εισαγωγής-εξαγωγής χρησιμοποιούνται απλοί μετρητές σχετικής (μανομετρικής) πίεσης (pressure gauges) στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής. Το εύρος τους συνήθως κυμαίνεται μεταξύ 0 – 4 bar. Από την πλευρά του οχετού εισαγωγής η πίεση υπερπλήρωσης μετρείται με μεγάλη ακρίβεια κατά την λειτουργία της μηχανής χωρίς προβλήματα. Αντίθετα, από την πλευρά της εξαγωγής κατά την διάρκεια της συνεχούς λειτουργίας παράγεται αιθάλη από την καύση του Diesel χαμηλής ποιότητας (fuel oil). Τα συσσωματώματα άνθρακα που δημιουργούνται επικάθονται στο μετρητικό όργανο επηρεάζοντας την μέτρηση. Όπως έχουμε ήδη διαπιστώσει η διαφορική πίεση εισαγωγής – εξαγωγής είναι από τα πλέον κρίσιμα μεγέθη λειτουργίας καθώς αποτελεί την «κινούσα δύναμη» για την παροχή φρέσκου μίγματος στον κύλινδρο που επηρεάζει σημαντικά την διαδικασία της απόπλυσης. Καταλαβαίνουμε λοιπόν πλέον ότι ο ακριβής προσδιορισμός της πίεσης εξαγωγής αποτελεί καίριο σημείο και γι'αυτό το σκοπό αναπτύσσεται η μεθοδολογία της παρούσας διπλωματικής. Μια ενδεικτική διάταξη των μετρητικών ενός ναυτικού κινητήρα φαίνεται στην εικόνα που ακολουθεί.



Εικόνα 5.3 : Ενδεικτικές θέσεις μέτρησης σε 2-Χ ναυτικό κινητήρα Diesel

<u>6.Αρχές λειτουργίας συστημάτων πρόωσης με</u> <u>βάση βραδύστροφο ναυτικό κινητήρα Diesel</u>

<u>6.1 Βασικές αρχές</u>

Για την πρόωση πλοίων χρησιμοποιούνται κατά το μεγαλύτερο ποσοστό κινητήρες Diesel. Οι βασικότεροι λόγοι είναι η ότι οι κινητήρες Diesel έχουν υψηλό θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης και δίνουν τη δυνατότητα για καύση χαμηλής ποιότητας καυσίμου με χαμηλό κόστος. Επίσης συνήθως γίνεται εκμεταλλεύσιμη και η ενέργεια των καυσαερίων με την χρήση διάταξης στροβιλοϋπερπληρωτή και συστημάτων ανάκτησης θερμότητας βελτιώνοντας περαιτέρω τον βαθμό απόδοσης.

Η διάκριση των ναυτικών κινητήρων γίνεται ως εξής:

- 2-X ή 4-X με βάση τον κύκλο λειτουργίας.
- Με σύστημα διωστήρα-στροφάλου ή βάκτρου-σταυρού-διωστήραστροφάλου.
- Φυσικής αναπνοής ή υπερπληρωμένους.
- Ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής:
 - Βραδύστροφους 60 200 rpm
 - Μεσόστροφους 200 –1000 rpm
 - Ταχύστροφους 1000 rpm

Στα πλοία μεγάλου μεγέθους (tankers, bulk carriers, containers, cruise passenger) χρησιμοποιούνται δίχρονοι υπερπληρωμένοι βραδύστροφοι κινητήρες Diesel με βάκτρο και ζύγωμα(crosshead engines). Ο βασικός λόγος που επικράτησαν οι δίχρονοι έναντι των τετράχρονων κινητήρων είναι η μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος αλλά και η σημαντική διαφορά στο βαθμό απόδοσης η οποία συνεπάγεται αυξημένη οικονομία καυσίμου στην περίπτωση του 2-Χ κινητήρα. Αυτό σημαίνει ότι για να είχαμε την ίδια αποδιδόμενη ισχύ από έναν τετράχρονο θα έπρεπε να ήταν μεγαλύτερου μεγέθους, παράμετρος που είναι σημαντική στα πλοία μεγάλου μεγέθους. Η ισχύς ενός κυλίνδρου μιας δίχρονης μηχανής δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$P = \overline{p_i} * A * S * \frac{n}{60}$$

Όπου:

P(W) = ισχύς κυλίνδρου $\overline{p_i}(Pa) = μέση ενδεικνύμενη πίεση κυλίνδρου$ $A(m^2) = επιφάνεια εμβόλου$ S(m) = διαδρομή εμβόλουn(rpm) = στροφές κινητήρα

Στις μεγάλες ναυτικές μηχανές παρατηρούνται υψηλοί λόγοι διαδρομής-διαμέτρου (s/D) που επιβάλουν χαμηλές στροφές λειτουργίας. Αυτό είναι επιθυμητό καθώς στα πλοία μεγάλου μεγέθους που φέρουν μεγάλες έλικες ο βαθμός απόδοσης της έλικας είναι μεγάλος για μικρές ταχύτητες περιστροφής όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.





Ο υψηλός βαθμός απόδοσης της έλικας οδηγεί σε υψηλότερο βαθμό απόδοσης πρόωσης άρα και στην μείωση της κατανάλωσης από την μηχανή. Συγκεντρωτικά τα βασικά μεγέθη πρόωσης φαίνονται στην εικόνα που ακολουθεί.

VelocitiesShip's speedArriving water velocity to propeller.:V(Speed of advance of propeller)Effective wake velocity.:Wake fraction coefficient.:w = $\frac{V - V_A}{V}$	PowerEffective (Towing) power.: $P_E = R_T \times V$ Thrust power deliveredby the propeller to water: $P_T = P_E / \eta_H$ Power delivered to propeller.: $P_D = P_T / \eta_B$ Brake power of main engine: $P_B = P_D / \eta_S$
Forces Towing resistance	$\begin{split} & \text{Efficiencies} \\ & \text{Hull efficiency.} \qquad : \eta_{\text{H}} = \frac{1-t}{1-w} \\ & \text{Relative rotative efficiency } \dots : \eta_{\text{R}} \\ & \text{Propeller efficiency - open water : } \eta_{\text{O}} \\ & \text{Propeller efficiency - behind hull : } \eta_{\text{B}} = \eta_{\text{O} \times} \eta_{\text{R}} \\ & \text{Propulsive efficiency } \dots : \eta_{\text{D}} = \eta_{\text{H} \times} \eta_{\text{B}} \\ & \text{Shaft efficiency } \dots : \eta_{\text{S}} \\ & \text{Total efficiency } \dots : \eta_{\text{T}} \\ & \eta_{\text{T}} = \frac{P_{\text{E}}}{P_{\text{B}}} = \frac{P_{\text{E}}}{P_{\text{T}}} \frac{P_{\text{T}}}{P_{\text{D}}} \frac{P_{\text{D}}}{P_{\text{B}}} = \eta_{\text{H} \times} \eta_{\text{B} \times} \eta_{\text{S}} = \eta_{\text{H} \times} \eta_{\text{O} \times} \eta_{\text{R} \times} \eta_{\text{S}} \end{split}$

Εικόνα6.1 : Βασικά μεγέθη πρόωσης πλοίου

Οι μηχανές σήμερα, ανάλογα την εφαρμογή, έχουν λόγο διαδρομής/επιφάνειας εμβόλου (stroke to bore ratio) μεταξύ 2,5 και 4,5. Με τη μεγαλύτερη διαδρομή εμβόλου επιτρέπεται στο καυσαέριο να διογκωθεί περισσότερο απορροφώντας έτσι μεγαλύτερη ενέργεια από αυτό. Αυτή η κατασκευαστική τάση έχει σαν συνέπεια τη χρήση διαμήκους απόπλυσης κυλίνδρου (uniflow scavenging) απ' όλους τους κατασκευαστές μεγάλων δίχρονων ναυτικών κινητήρων με απευθείας μετάδοση ισχύος στην έλικα. Με το σύστημα αυτό επιτυγχάνεται καλύτερη σάρωση του κυλίνδρου με αποτέλεσμα τη καλύτερη πλήρωση με φρέσκο αέρα και καύση του
εγχυθέντος καυσίμου που οδηγεί σε μείωση της ειδικής καταναλώσεως και συγχρόνως μείωση της θερμικής καταπόνησης των τμημάτων του κινητήρα. Πρέπει όμως να σημειωθεί ότι η υπερβολική αύξηση του s/D οδηγεί σε μακρόστενους κυλίνδρους οπότε είναι πιθανό να υπάρξουν προβλήματα αποπλύσεως αλλά κυρίως αυξάνονται οι θερμικές απώλειες.

Όλες οι μεγάλες δίχρονες ναυτικές μηχανές είναι υπερπληρωμένες με χρήση ψυγείου αέρα υπερπλήρωσης, κυρίως για να αυξηθεί η συγκέντρωση ισχύος για συγκεκριμένο μέγεθος μηχανής και για να επιτυγχάνεται καλύτερη σάρωση του κυλίνδρου. Μέσω της εκμετάλλευσης της θερμικής ενέργειας των καυσαερίων αυξάνεται και ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα.

Η μετατροπή της ευθύγραμμης κίνησης του εμβόλου στη σύνθετη κίνηση του διωστήρα γίνεται με την ύπαρξη εδράνου στο ζύγωμα (cross head). Το άνω μέρος του διωστήρα συνδέεται με την κεφαλή του ζυγώματος, μέσω εδράνων, η οποία συνδέεται στο βάκτρο μέσω βιδών. Το κάτω μέρος του διωστήρα συνδέεται στο στρόφαλο και όσο η μηχανή λειτουργεί, οι δυνάμεις στο βάκτρο και το διωστήρα αλλάζουν ανάλογα τη γωνιακή μετατόπιση του διωστήρα καθώς περιστρέφεται ο στροφαλοφόρος άξονας. Η γωνιακή αυτή μετατόπιση του διωστήρα ασκεί πλάγιες δυνάμεις στο στροφαλοφόρο και στο ζύγωμα. Η δύναμη στο στροφαλοφόρο αντιμετωπίζεται άμεσα από τα έδρανα του ενώ αυτή του ζυγώματος αντιμετωπίζεται με τη χρήση πεδίλων και ευθυντηρίας (guides).

Ο χρονισμός της εγχύσεως του καυσίμου γίνεται μηχανικά με τη χρήση εκκεντροφόρου άξονα, ο οποίος παίρνει κίνηση από το στροφαλοφόρο άξονα μέσω αλυσίδας. Ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής γίνεται ειδικά στις παλαιότερες μηχανές επίσης με εκκεντροφόρο. Στις πιο σύγχρονες μηχανές οι ρυθμίσεις αυτές γίνονται ηλεκτρονικά με τη χρήση υδραυλικών επενεργητών, οπότε η χρήση του εκκεντροφόρου ίσως εξαλειφθεί στο μέλλον. Χωρίς εκκεντροφόρο άξονα οι μηχανές γίνονται ελαφρύτερες και με λιγότερες μηχανικές απώλειες, καταφέρνοντας έτσι να έχουν πιο οικονομική λειτουργία και να επιτυγχάνουν τη βέλτιστη ειδική κατανάλωση καυσίμου σε χαμηλότερα φορτία. Παρόλα αυτά λόγω αξιοπιστίας κυρίως χρησιμοποιούνται ακόμα οι κλασσικές διατάξεις.

Στους 2-Χ ναυτικούς κινητήρες σε ειδικές περιπτώσεις η ενέργεια των καυσαερίων δεν είναι αρκετή ώστε ο στροβιλοϋπερπληρωτής να μπορεί να παράξει την απαιτούμενη πίεση σαρώσεως. Τέτοιες περιπτώσεις είναι η λειτουργία χωρίς φορτίο ή με χαμηλό φορτίο, η εκκίνηση, οι ελιγμοί. Είναι απαραίτητη λοιπόν η επιπλέον αύξηση της πίεσης εισαγωγής σε αυτές τις περιπτώσεις. Αυτό μπορεί να συμβεί με μια αντλία σαρώσεως εν σειρά με το στροβιλοσυμπιεστή. Αυτή η υποβοήθηση του κινητήρα διακόπτεται όταν δεν είναι απαραίτητη σε υψηλότερα φορτία, προκειμένου να βελτιωθεί η κατανάλωση.

Από τα βασικά πλεονεκτήματα του αργόστροφου δίχρονου κινητήρα Diesel είναι η δυνατότητα για καύση βαρέος καυσίμου χαμηλής ποιότητας, καθώς και η απλότητα στη σχεδίαση και κατασκευή με μικρό αριθμό κυλίνδρων για δεδομένη ισχύ. Η αργόστροφη μηχανή έχει λιγότερους κυλίνδρους και κατά συνέπεια λιγότερα κινούμενα μέρη, κάτι που σημαίνει ότι υπάρχει μικρότερη πιθανότητα να δημιουργηθεί πρόβλημα. Η κύρια μέθοδος για την περαιτέρω βελτίωση της θερμοδυναμικής αποδόσεως και ενεργειακής οικονομίας κινητήρων diesel είναι μέσω αυξήσεων της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης. Μικρές βελτιώσεις στο βαθμό απόδοσης μπορούν να επιτευχθούν με περαιτέρω μείωση της διάρκειας καύσεως, μέσω συστημάτων ψεκασμού καυσίμου υψηλής πιέσεως και βελτιώσεις στην ανάμιξη αέρα-καυσίμου.

<u>6.2 Διάγραμμα ταχύτητας και φόρτισης</u>

<u>6.2.1 Εισαγωγή</u>

Όπως είναι γνωστό, η ισχύς πέδης P_e ενός κινητήρα Diesel είναι ανάλογη της μέσης πίεσης pe (mep – mean effective pressure) και του αριθμού στροφών της μηχανής n. Χρησιμοποιώντας μια σταθερά c, η P_e μπορεί να εκφραστεί όπως παρακάτω, όπου για σταθερή mep, η ισχύς είναι ανάλογη με το ρυθμό περιστροφής:

$$P_e = c * \overline{p_e} * n \to P_e \sim n$$

Όταν χρησιμοποιείται έλικα σταθερού βήματος, η απαιτούμενη ισχύς μπορεί να εκφραστεί σύμφωνα με το νόμο της έλικας ως:

$$P_e = c * n^3 \rightarrow P_e \sim n^3$$

Οπότε για ένα πλοίο με έλικα σταθερού βήματος, η ισχύς πέδης P_e μπορεί να εκφραστεί ως μια εκθετική συνάρτηση της ταχύτητας περιστροφής n με εκθέτη i, δηλαδή:

$$P_e = c * n^i$$

Οι εκθετικές αυτές συναρτήσεις μπορούν να παρασταθούν ως γραμμικές σε λογαριθμική κλίμακα, μετασχηματίζοντας την παραπάνω σχέση στη μορφή γ = αx+β ως εξής:

$$\log P = i * \log n + \log c$$

Συνεπώς οι καμπύλες της έλικας θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση i = 3 και οι γραμμές της σταθερής mep θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση i = 1. Έτσι λοιπόν στα πεδία λειτουργίας και στα διαγράμματα φόρτισης των κινητήρων Diesel όπως περιγράφονται παρακάτω, χρησιμοποιείται λογαριθμική κλίμακα μετατρέποντας τις διάφορες καμπύλες σε απλές ευθείες γραμμές.



Σχήμα 6.2 : Καμπύλες της έλικας σε λογαριθμική κλίμακα

6.2.2 Πρόωση και σημεία λειτουργίας της μηχανής

<u>Σημείο σχεδιάσεως έλικας (propeller design point – PD)</u>

Κανονικά, εκτιμήσεις για την απαιτούμενη ισχύ της έλικας και την ταχύτητα περιστροφής της βασίζονται σε θεωρητικούς υπολογισμούς και συχνά σε μετρήσεις σε πειραματικές δεξαμενές, και τα δύο όμως υποθέτουν βέλτιστες συνθήκες λειτουργίας, δηλαδή, καθαρή γάστρα και καλό καιρό. Ο συνδυασμός ταχύτητας και ισχύος που προκύπτει μπορεί να ονομαστεί σημείο σχεδιάσεως της έλικας (propeller design point –PD). Από την άλλη μεριά, μερικά ναυπηγεία ή/και κατασκευαστές ελίκων χρησιμοποιούν μερικές φορές ένα σημείο σχεδιάσεως της έλικας λαμβάνοντας υπ' όψη τους όλο ή μέρος ενός καλούμενου «περιθωρίου θαλάσσης» που περιγράφεται παρακάτω.

<u>Ρυπασμένη γάστρα</u>

Όταν το πλοίο έχει ταξιδέψει για αρκετό καιρό, η γάστρα και η έλικα ρυπαίνονται, προκαλώντας αλλαγή στο πεδίο ομόρρου της έλικας και αυξημένη αντίσταση γάστρας. Εάν ταυτόχρονα ο καιρός δεν είναι καλός, με ανέμους αντίθετους απ' την κατεύθυνση του πλοίου, η αντίσταση του πλοίου αυξάνεται περαιτέρω. Συνεπώς, η ταχύτητα του πλοίου θα μειωθεί, εκτός εάν η μηχανή μπορεί να δώσει κι άλλη ισχύ, δηλαδή το φορτίο της έλικας θα αυξηθεί περαιτέρω και θα λειτουργεί με αυξημένη φόρτιση (heavy running – HR). Επίσης, τα καινούρια πλοία υψηλών ταχυτήτων έχουν πάρα πολύ λεία επιφάνεια γάστρας και έλικας κατά τη διάρκεια των δοκιμών, όταν παραδίδονται από το ναυπηγείο. Αυτό σημαίνει ότι η αναπόφευκτη αύξηση της τραχύτητας της επιφάνειας της γάστρας και της έλικας λόγω ρύπανσης κατά τη διάρκεια της ζωής του πλοίου, θα οδηγήσει σε μια πολύ αυξημένη φόρτιση έλικας, σε σύγκριση με παλαιότερα πλοία που φτιάχτηκαν με πιο τραχιά επιφάνεια.

Περιθώριο θαλάσσης του διαγράμματος φόρτισης της μηχανής

Εάν την ίδια στιγμή ο καιρός είναι κακός, με μετωπικούς ανέμους, η αντίσταση του πλοίου θα αυξηθεί πολύ περισσότερο και η έλικα θα λειτουργεί με πιο αυξημένη φόρτιση. Όταν καθορίζεται η απαιτούμενη ισχύς του κινητήρα πρόωσης, είναι κοινή πρακτική να προστίθεται ένα επιπλέον περιθώριο ισχύος, το αποκαλούμενο 'περιθώριο θαλάσσης' (sea margin), το οποίο είναι παραδοσιακά περίπου 15% της ισχύος σχεδιάσεως έλικας (PD). Όμως σε μεγάλα πλοία εμπορευματοκιβωτίων (container ships) το περιθώριο θάλασσας μπορεί να είναι και 20 – 30%. Όταν καθορίζεται η απαιτούμενη ταχύτητα του κινητήρα, για το πεδίο λειτουργίας του, προτείνεται – σε σύγκριση με την καμπύλη έλικας καθαρής γάστρας και καλού καιρού (6) – να επιλέξουμε την πιο φορτισμένη καμπύλη (2), που έχει χαμηλότερη ταχύτητα 3 – 7% σε σχέση με την καμπύλη (6).

<u>Σημείο συνεχούς λειτουργίας (Service point – SP)</u>

Ο συνδυασμός ταχύτητας και ισχύος που προκύπτει – όταν συμπεριλαμβάνεται η βαριά λειτουργία έλικας (heavy running) και το περιθώριο θαλάσσης (sea margin) ονομάζεται ισχύς πρόωσης συνεχούς λειτουργίας (service point – SP) με ρυπασμένη γάστρα και άσχημο καιρό. Η ισχυρώς φορτισμένη καμπύλη έλικας (2) για ρυπασμένη γάστρα και άσχημο καιρό θα χρησιμοποιείται κανονικά ως η βάση για την καμπύλη λειτουργίας της μηχανής σε κατάσταση υπηρεσίας, και η καμπύλη έλικας για καθαρή γάστρα και καλό καιρό (6) θα αντιπροσωπεύει τη λειτουργία της έλικας με μειωμένη φόρτιση (light running – LR).

Ισχύς συνεχούς λειτουργίας σε κατάσταση υπηρεσίας (Continuous service rating)

Η ισχύς συνεχούς λειτουργίας σε κατάσταση υπηρεσίας (continuous service rating) είναι η ισχύς, συμπεριλαμβανομένου και του περιθωρίου θαλάσσης, στην οποία ο κινητήρας θεωρείται ότι λειτουργεί, και το σημείο S είναι το ίδιο με το σημείο πρόωσης σε κατάσταση υπηρεσίας SP, εκτός και αν υπάρχει εγκατεστημένη γεννήτρια άξονα, οπότε θα έχουμε μια απώλεια ισχύος από τον κινητήρα προς τη γεννήτρια και δε θα χρησιμοποιείται όλη η ισχύς της μηχανής για πρόωση.

<u>Συντελεστής λειτουργίας με μειωμένη φόρτιση (light running factor – f_{LR})</u>

Η καμπύλη της έλικας για ρυπασμένη γάστρα (και κακοκαιρία) μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως βάση για την καμπύλη λειτουργίας της μηχανής κατά την υπηρεσία, καμπύλη 2, ενώ η καμπύλη της έλικας για καθαρή γάστρα (και καλό καιρό), καμπύλη 6, μπορεί να ισχύει για συνθήκες λειτουργίας σε καινούρια πλοία. Έτσι η καμπύλη της έλικας για καθαρή γάστρα λέγεται ότι αντιπροσωπεύει τη 'λειτουργία της έλικας με μειωμένη φόρτιση' (light running – LR) και θα συσχετισθεί με συνθήκες ρυπασμένης γάστρας μέσω ενός συντελεστή λειτουργίας με μειωμένη φόρτιση f_{LR}, ο οποίος, για ίδια ισχύ στην έλικα, ορίζεται ως η επί τοις εκατό αύξηση του ρυθμού περιστροφής n, σε σύγκριση με τον αριθμό περιστροφής με ρυπασμένη γάστρα, δηλαδή:

$$f_{LR} = \frac{n_{LR} - n_{HR}}{n_{HR}} * 100\%$$



- 2 Heavy propeller curve fouled hull and heavy weather
- 6 Light propeller curve clean hull and calm weather
- MP: Specified propulsion point
- SP: Service propulsion point
- PD: Propeller design point
- PD': Alternative propeller design point
- LR: Light running factor
- HR: Heavy running

Σχήμα 6.3 : Διάγραμμα ισχύος-ταχύτητας περιστροφής 2-Χ ναυτικού κινητήρα

<u>Περιθώριο μηχανής</u>

Εκτός από το περιθώριο θαλάσσης, ένα «περιθώριο μηχανής» της τάξης του 10-15% συχνά προστίθεται, ως ένα περιθώριο λειτουργίας της μηχανής. Το αντίστοιχο σημείο ονομάζεται 'προδιαγεγραμμένη μέγιστη συνεχής ισχύς για πρόωση' MP και αναφέρεται στο γεγονός ότι ισχύς για το σημείο SP είναι 10 – 15% χαμηλότερη από αυτή του σημείου MP, δηλαδή ίση με το 85 – 90% του MP.

<u>Προδιαγεγραμμένη μέγιστη συνεχής ισχύς (specified maximum continuous rating–</u> <u>M)</u>

Η προδιαγεγραμμένη μέγιστη συνεχής ισχύς του κινητήρα (σημείο M) είναι η μέγιστη ισχύς που απαιτείται από το ναυπηγείο ή τον ιδιοκτήτη για συνεχή λειτουργία του κινητήρα. Το σημείο MP είναι το ίδιο με το συγκεκριμένο σημείο MCR (μέγιστης συνεχούς λειτουργίας) της μηχανής (M) εκτός αν υπάρχει εγκατεστημένη γεννήτρια που κινείται από τον άξονα της κύριας μηχανής. Σε τέτοια περίπτωση, η επιπλέον απαιτούμενη ισχύς της γεννήτριας του άξονα πρέπει επίσης να ληφθεί υπ' όψη.

Σημείωση: Λειτουργία με μειωμένη ή αυξημένη φόρτιση, ρυπασμένη γάστρα και περιθώριο θάλασσας είναι επικαλυπτόμενοι όροι. Η λειτουργία με μειωμένη ή αυξημένη φόρτιση της έλικας αφορά τη χειροτέρευση της γάστρας και της έλικας, τον άσχημο καιρό και το περιθώριο της θάλασσας, δηλαδή, πρόσθετη ισχύς στην έλικα αφορά την επίδραση του ανέμου και της θάλασσας. Βασιζόμενοι σε εμπειρία και στοιχεία από την πράξη, φαίνεται λογικό να σχεδιαστεί η έλικα για λειτουργία με μειωμένη φόρτισης πρέπει να αποφασιστεί με βάση την εμπειρία από πραγματικές καταστάσεις λειτουργίας και τη σχεδίαση της γάστρας.

<u>6.2.3 Διάγραμμα ρυθμίσεως της μηχανής</u>

Για τις 2-Χ μηχανές, που ο κατασκευαστής προσφέρει τη δυνατότητα ρυθμίσεως σύμφωνα με τις επιθυμίες του πελάτη, το προσφερόμενο διάγραμμα ρυθμίσεως (ή πεδίο λειτουργίας) τους περιορίζεται από δύο ευθείες μέσης πίεσης (mep) L1 - L3 και L2 - L4 και από δύο ευθείες σταθερής ταχύτητας της μηχανής, L1 - L2 και L3 - L4. Το σημείο L1 αντιστοιχεί στην ονομαστική μέγιστη συνεχή ισχύ του συγκεκριμένου τύπου μηχανής. Μέσα στο πεδίο λειτουργίας υπάρχει απόλυτη ελευθερία να επιλέξει κανείς και να ορίσει ως MCR (Maximum Continuous Rating, μέγιστη συνεχής λειτουργία) οποιοδήποτε σημείο Μ και το αντίστοιχο σημείο βέλτιστης λειτουργίας Ο (όπως θα δούμε παρακάτω), που είναι το βέλτιστο για το πλοίο και τις προδιαγραφές χρήσεως και λειτουργίας.

<u>Καθορισμένο MCR (M)</u>

Με βάση τα σημεία λειτουργίας της μηχανής και της προώσεως, όπως βρέθηκαν προηγούμενα, μπορεί κανείς να σχεδιάσει (στο ίδιο διάγραμμα) το πεδίο λειτουργίας μίας σχετικής μηχανής. Το συγκεκριμένο σημείο MCR (M) πρέπει να βρίσκεται μέσα στα περιθώρια του διαγράμματος ρυθμίσεως, εάν δεν είναι, η ταχύτητα της έλικας θα πρέπει να αλλάξει ή κάποιος άλλος τύπος κύριας μηχανής πρέπει να εκλεγεί. Ωστόσο σε ειδικές περιπτώσεις, το σημείο Μ μπορεί να βρίσκεται δεξιά της γραμμής L1-L2 (βλ. παρακάτω 'Σημείο Βέλτιστης Λειτουργίας').

<u>Σημείο βέλτιστης λειτουργίας (Ο)</u>

Το σημείο βέλτιστης λειτουργίας Ο είναι ο συνδυασμός ισχύος και ταχύτητας περιστροφής (rating) όπου γίνεται η σύζευξη κινητήρα - υπερπληρωτή και στον οποίο ρυθμίζονται ο χρονισμός της μηχανής και ο λόγος συμπίεσης. Όπως φαίνεται στα επόμενα σχήματα στην παράγραφο 'Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής' το σημείο βέλτιστης λειτουργίας τοποθετείται στη γραμμή 1 του διαγράμματος φόρτισης, και η βέλτιστη ισχύς μπορεί να είναι από 85 έως 100% της ισχύος του σημείου Μ, όταν ληφθούν υπ' όψη ο υπερπληρωτής και ο χρονισμός (εγχύσεως καυσίμου) της μηχανής. Το σημείο βέλτιστης λειτουργίας Ο πρέπει να τοποθετείται μέσα στο πεδίο λειτουργίας της μηχανής. Σε μερικές περιπτώσεις, το καθορισμένο σημείο MCR, Μ, μπορεί να τοποθετείται έξω από το πεδίο λειτουργίας, αλλά μόνον δεξιά της γραμμής L1-L2 και φυσικά μόνο όταν το σημείο βέλτιστης λειτουργίας Ο βρίσκεται μέσα στο διάγραμμα ρυθμίσεως.

<u>6.2.4 Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής</u>

Το διάγραμμα φόρτισης καθορίζει τα όρια ισχύος και στροφών λειτουργίας για συνεχή καθώς και για υπερφορτισμένη λειτουργία, ενός εγκατεστημένου κινητήρα που έχει σημείο βέλτιστης λειτουργίας Ο και καθορισμένο σημείο MCR που ανταποκρίνεται στις προδιαγραφές του πλοίου. Το σημείο Α είναι ένα σημείο αναφοράς 100% ισχύος και στροφών του διαγράμματος φορτίσεως και ορίζεται ως το σημείο της καμπύλης της έλικας που περνά από το σημείο βέλτιστης λειτουργίας Ο και έχει την καθορισμένη ισχύ MCR. Κανονικά το σημείο Μ είναι το ίδιο με το σημείο Α, αλλά σε ειδικές περιπτώσεις, όπως για παράδειγμα όταν υπάρχει γεννήτρια στον άξονα, το σημείο Μ μπορεί να τοποθετηθεί στα δεξιά του σημείου Α επί της γραμμής 7. Τα σημεία υπηρεσίας του εγκατεστημένου κινητήρα συμπεριλαμβάνουν την απαιτούμενη ισχύ του κινητήρα για την πρόωση του πλοίου και για τη γεννήτρια του άξονα, αν υπάρχει. Στο παρακάτω σχήμα δίνονται οι εξής καμπύλες:

Γραμμή 1: Η γραμμή 1 αντιστοιχεί στην καμπύλη της έλικα που διέρχεται από το σημείο συνεχούς λειτουργίας Μ.

Γραμμή 2: Η γραμμή 2 αντιστοιχεί εδώ όπως και στο διάγραμμα του πεδίου ρυθμίσεως της μηχανής στην καμπύλη βαριάς λειτουργίας έλικας, για ρυπασμένη γάστρα και άσχημες καιρικές συνθήκες.

Γραμμή 3 και 9: Η γραμμή 3 αντιστοιχεί στη μέγιστη ταχύτητα περιστροφής που μπορεί να γίνει αποδεκτή για συνεχή λειτουργία, δηλαδή περίπου 105% του Α, ωστόσο όχι πάνω από 105% του L1. Κατά τη διάρκεια των θαλάσσιων δοκιμών, και μόνον, η μέγιστη ταχύτητα μπορεί να επεκταθεί ως το 107% του Α, (γραμμή 9). Τα παραπάνω όρια μπορούν γενικά να επεκταθούν στο 105% και κατά τη διάρκεια των δοκιμών στο 107% της ονομαστικής ταχύτητας λειτουργίας της μηχανής L1, μόνο όταν οι συνθήκες των στρεπτικών ταλαντώσεων το επιτρέπουν. Το όριο υπερτάχυνσης είναι 109% της ταχύτητας στο Α, όμως μπορεί να μετακινηθεί και στο 109% της ονομαστικής ταχύτητας του L1, δεδομένου ότι οι συνθήκες στρεπτικών ταλαντώσεων το επιτρέπουν.



Engine shaft power, % M

Line 1: Propeller curve through SMCR point (M) - layout curve for engine

Line 2: Heavy propeller curve - fouled hull and heavy seas

- Line 3: Speed limit
- Line 4: Torque/speed limit

Line 5: Mean effective pressure limit

Line 6: Light propeller curve - clean hull and calm weather - layout curve for propeller

- Line 7: Power limit for continuous running
- Line 8: Overload limit
- Line 9: Sea trial speed limit

Line 10: Constant mean effective pressure (mep) lines

Σχήμα6.4 : Διάγραμμα Ισχύος στον άξονα (% MCR) ως προς την ταχύτητα περιστροφής (% MCR)

Γραμμή 4: Η γραμμή 4 αντιπροσωπεύει το όριο μέχρι το οποίο υπάρχει ικανοποιητική ποσότητα αέρα για καύση και θέτει ένα περιορισμό στο μέγιστο συνδυασμό ροπής ταχύτητας.

Γραμμή 5: Η γραμμή 5 αντιστοιχεί στο μέγιστο επίπεδο μέσης πίεσης (mean effective pressure – mep) που μπορεί να γίνει αποδεκτό για συνεχή λειτουργία.

Γραμμή 6: Η γραμμή 6 αντιστοιχεί εδώ όπως και στο διάγραμμα του πεδίου ρυθμίσεως της μηχανής στην καμπύλη ελαφριάς λειτουργίας έλικας, για καθαρή γάστρα και καλές καιρικές συνθήκες.

Γραμμή 7: Η γραμμή 7 αντιπροσωπεύει τη μέγιστη ισχύ για συνεχή λειτουργία.

Γραμμή 8: Η γραμμή 8 αντιπροσωπεύει τους περιορισμούς για λειτουργία με υπερφόρτιση, οι οποίοι υλοποιούνται μέσω ηλεκτρονικού ελεγκτή περιορισμού φορτίου και είναι οι εξής δύο:

1. Περιοριστής ροπής

Ο σκοπός της λειτουργίας του περιοριστή ροπής είναι να εξασφαλίσει την λειτουργία του κινητήρα εντός της επιτρεπτής περιοχής του διαγράμματος φόρτισης του. Ο αλγόριθμος του περιοριστή ροπής συγκρίνει την υπολογισμένη θέση του κανόνα καυσίμου (δηλαδή την ποσότητα του καυσίμου) και την πραγματικά μετρούμενη ταχύτητα του κινητήρα με μία καμπύλη αναφοράς του περιοριστή, που δίνει την μέγιστη επιτρεπτή θέση του κανόνα καυσίμου για μια δεδομένη ταχύτητα του κινητήρα. Εάν η υπολογισμένη θέση του κανόνα καυσίμου είναι πάνω από αυτήν την καμπύλη, η προκύπτουσα θέση του κανόνα θα ελαττωθεί κατάλληλα. Η καμπύλη αναφοράς του περιοριστή είναι έτσι ρυθμισμένη, ώστε να αντιστοιχεί στις περιοριστικές γραμμές του διαγράμματος φόρτισης του κινητήρα.

2. Περιοριστής πίεσης αέρα σάρωσης

Ο σκοπός του περιοριστή πίεσης του αέρα σάρωσης είναι να εξασφαλίσει ότι ο κινητήρας δεν υπερτροφοδοτείται με καύσιμο κατά την επιτάχυνση, όπως για παράδειγμα κατά τη διάρκεια ελιγμών. Ο αλγόριθμος του περιοριστή πίεσης αέρα σαρώσεως συγκρίνει την υπολογισμένη θέση του κανόνα καυσίμου και τη μετρημένη πίεση του αέρα σαρώσεως με μία καμπύλη αναφοράς του περιοριστή, που δίνει τη μέγιστη επιτρεπτή θέση του κανόνα καυσίμου σε μία δεδομένη πίεση αέρα σάρωσης. Εάν η υπολογισμένη θέση του κανόνα καυσίμου είναι πάνω από αυτή την καμπύλη, η προκύπτουσα θέση του κανόνα θα μειωθεί κατάλληλα. Αυτή η καμπύλη αναφοράς του περιοριστή ρυθμίζεται έτσι ώστε να εξασφαλιστεί ότι επαρκής αέρας θα είναι πάντα διαθέσιμος για καλή καύση. **Γραμμή 10:** Η οικογένεια γραμμών 10 αντιστοιχεί στις ευθείες σταθερής μέσης ενεργού πίεσης (mep lines). Η γραμμή 5 ανήκει σε αυτές και είναι η γραμμή 100% της mep. Οι γραμμές σταθερής μέσης ενεργού πίεσης αποτελούν μια ένδειξη του εγχεόμενου καυσίμου του κινητήρα. Στο διάγραμμα φόρτισης ορίζονται οι εξής περιοχές λειτουργίας:

<u>Περιοχή συνεχούς λειτουργίας</u>

Η περιοχή συνεχούς λειτουργίας (πράσινο χρώμα στο σχήμα),ορίζεται από τις τέσσερις γραμμές 4, 5, 7 και 3. Στην περιοχή αυτή επιτρέπεται συνεχής λειτουργία της μηχανής χωρίς περιορισμούς χρόνου. Η περιοχή αυτή χωρίζεται σε επιμέρους περιοχές:

- Περιοχή μόνιμης λειτουργίας, μεταξύ των γραμμών 2, 5, 7 και 6. Για λειτουργία με έλικα σταθερού βήματος, σε ήρεμο νερό, με φορτωμένο πλοίο και καθαρή γάστρα, η μηχανή μπορεί να λειτουργεί πάνω ή κοντά στην καμπύλη 6. Μετά από κάποιο χρόνο λειτουργίας που η γάστρα του πλοίου και η έλικα ρυπαίνονται, η έλικα φορτίζεται περισσότερο, με συνέπεια η καμπύλη της έλικας να μετατίθεται προς τη γραμμή 2 και θα χρειάζεται επιπλέον ισχύς για την πρόωση, αν πρέπει να διατηρηθεί η ταχύτητα του σκάφους.
- Περιοχή ελιγμών, μεταξύ των γραμμών 4, 5 και 1. Η περιοχή αυτή είναι διαθέσιμη για λειτουργία σε ρηχό νερό, άσχημο καιρό και κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης, δηλαδή για μη μόνιμη λειτουργία, χωρίς όμως ρητό περιορισμό χρόνου π.χ. όταν το πλοίο επιταχύνει, η έλικα υπόκειται σε μεγαλύτερα φορτία απ' ότι σε ελεύθερη πλεύση. Η ισχύς που απαιτείται για την έλικα, συνεπώς, θα είναι υψηλότερη και το σημείο λειτουργίας της μηχανής θα αντιστοιχεί σε αυξημένη φόρτιση, καθώς παίρνει κάποιο χρόνο μέχρι να ανέβει η ταχύτητα της έλικας. Ένα τέτοιο παράδειγμα φαίνεται στο σχήμα 6.4 όπου μάλιστα για την πιο μεγάλη επιτάχυνση, παρατηρούμε ότι η μηχανή εισέρχεται για ένα διάστημα και στην περιοχή υπερφόρτισης.

<u>Περιοχή υπερφόρτισης</u>

Η περιοχή (κόκκινο χρώμα στο σχήμα) μεταξύ των γραμμών 4, 5, 7 και της διακεκομμένης γραμμής 8 είναι διαθέσιμη για λειτουργία με υπερφόρτιση (π.χ. σε κάποιο ελιγμό του πλοίου ή επιτάχυνση) για περιορισμένες χρονικές περιόδους μόνο(1 ώρα κάθε 12 ώρες).

<u>Περιοχή υπερτάχυνσης</u>

Η περιοχή (κίτρινο χρώμα στο σχήμα) μεταξύ των γραμμών 3 και 9 είναι διαθέσιμη μόνο κατά τη διεξαγωγή των θαλάσσιων δοκιμών (sea trials) της μηχανής και απαγορεύεται να λειτουργεί σε αυτήν η μηχανή κατά την υπόλοιπη διάρκεια της ζωής της.

<u>6.2.5 Εκτεταμένο διάγραμμα φόρτισης</u>

Όταν ένα πλοίο με έλικα σταθερού βήματος λειτουργεί σε κανονικές συνθήκες, γενικά η λειτουργία του θα είναι κοντά στην καμπύλη έλικας 6 (light running curve), όπως φαίνεται στο σχήμα. Μερικές φορές, όταν η μηχανή λειτουργεί σε άσχημες καιρικές συνθήκες, η καμπύλη της έλικας μετακινείται προς τα αριστερά, τείνει προς τη γραμμή 2 (heavy running curve), δηλαδή για την ίδια απορρόφηση ισχύος της έλικας, η ταχύτητα της θα είναι μικρότερη. Επειδή οι μεγάλοι 2-Χ βραδύστροφοι ναυτικοί κινητήρες συνδέονται απευθείας με την έλικα, η μηχανή πρέπει να ακολουθήσει τη συμπεριφορά της έλικας. Ακόμη και στην περίπτωση βαριάς λειτουργίας της έλικας, συνήθως υπάρχει αρκετό περιθώριο στην περιοχή φόρτισης μεταξύ των γραμμών 6 και 4 (όριο για τον ικανοποιητικό συνδυασμό ροπής ταχύτητας), ώστε να λειτουργεί η μηχανή χωρίς πρόβλημα. Στα αριστερά της καμπύλης 4 (περιοχή υπερφόρτισης), υπάρχει έλλειψη αέρα σάρωσης από τον υπερπληρωτή και δε γίνεται σωστά η διαδικασία καύσης, με αποτέλεσμα η μηχανή να υπερθερμαίνεται και να αυξάνονται σημαντικά οι τάσεις στα έδρανα της μηχανής. Για μερικά ειδικά πλοία και συνθήκες λειτουργίας, θα ήταν πλεονέκτημα, όταν απαιτείται περιστασιακά, να μπορεί η μηχανή/έλικα να λειτουργεί όσο το δυνατόν στα αριστερά της καμπύλης 6 αλλά εντός του ορίου της γραμμής 4, δηλαδή στην περιοχή ελιγμών της μηχανής. Τέτοιες περιπτώσεις αποτελούν:

- Πλοία που πλέουν σε περιοχές με μεγάλη κακοκαιρία
- Πλοία που λειτουργούν σε παγωμένες θάλασσες

 Πλοία με 2 έλικες σταθερού βήματος, όταν η μία έλικα σταματήσει να λειτουργεί για οποιοδήποτε λόγο

Η αύξηση των ορίων της ταχύτητας λειτουργίας, μεταξύ των γραμμών 6 και 4 του κανονικού διαγράμματος φόρτισης, φαίνεται στο εκτεταμένο διάγραμμα φόρτισης, Σχήμα 6.5. Στο διάγραμμα αυτό παρατηρούμε ότι υπάρχει μεγάλο περιθώριο μεταξύ των δύο καμπυλών της έλικας, και το σημείο κανονικής λειτουργίας της μηχανής Μ βρίσκεται προς τα αριστερά του διαγράμματος λειτουργίας (μπλε χρώμα στο σχήμα),έχει γίνει δηλαδή το λεγόμενο derating [9] της μηχανής. Αυτό πρακτικά σημαίνει ότι θα μπορούσε να επιλεγεί μια μικρότερη μηχανή, βάσει και της καμπύλης 6, η οποία δεν διέρχεται καν από το διάγραμμα λειτουργίας. Υπολογίζεται ωστόσο μια μεγαλύτερη μηχανή, ώστε να μπορεί να αποδώσει καλά σε ακραίες συνθήκες που προβλέπονται να είναι συνήθεις για το συγκεκριμένο πλοίο, για κάποιο λόγο απ' αυτούς που περιγράφηκαν πιο πάνω. Κατ' αυτόν τον τρόπο το άνω όριο ταχύτητας (γραμμή 3 – 105% του Μ), είναι αρκετά μικρότερο της μέγιστης που αντιστοιχεί στη μηχανή που επιλέχθηκε, και άρα μπορεί να επεκταθεί για κατάσταση υψηλής φόρτισης έως τη γραμμή 3΄ που αντιστοιχεί στο 105% του L1, αρκεί να επιτρέπεται βάσει των στρεπτικών ταλαντώσεων που αναπτύσσονται στον άξονα της έλικας. Για το συγκεκριμένο παράδειγμα, η μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα φτάνει ως και το 117% του Μ. Το μόνο πρόβλημα σε αυτή την περίπτωση είναι ότι, σε κανονική λειτουργία της μηχανής, μειώνεται ο βαθμός απόδοσης της έλικας καθώς αυτή έχει επιλεγεί αρχικά για υψηλότερη ταχύτητα λειτουργίας.



Σχήμα 6.5 : Διάγραμμα ισχύος στον άξονα (% MCR) ως προς την ταχύτητα περιστροφής (% MCR)

7.Συνοπτική παρουσίαση εξεταζόμενων μηχανών

7.1 Οι κινητήρες MAN B&W 6S70MC-C8 και 6S60ME-C8.5

Η σειρά μηχανών MC/MC-C της MAN είναι εδώ και αρκετά χρόνια μια από τις πιο δημοφιλείς και ευρέως διαδεδομένες ναυτικές μηχανές. Εισήχθη για πρώτη φορά στην αγορά το 1982, όταν η γερμανική ΜΑΝ εξαγόρασε τη δανέζικη εταιρεία κατασκευής ναυτικών μηχανών Burmeister&Wain και δημιουργήθηκε η MAN Diesel. Η σειρά κυκλοφορεί σε 11 διαφορετικές κατηγορίες ανάλογα με το μέγεθος του εμβόλου (260 mm – 1080 mm), και 4 κατηγορίες ανάλογα με τη διαδρομή του εμβόλου, K (short stroke), L (long stroke),S (super-long stroke) και εσχάτως G (ultralong stroke). Είναι μηχανές μεγάλου μεγέθους, βραδύστροφες, δίχρονες και υποχρεωτικά υπερπληρούμενες. Χρησιμοποιούνται σαν κύριες μηχανές πρόωσης σε μια ευρεία γκάμα πλοίων. Δύο από τις μηχανές που εξετάζονται σε αυτή τη διπλωματική είναι η μηχανή 6S70MC-C8, η οποία αποτελεί μια από τις πιο διαδεδομένες κύριες μηχανές πρόωσης για εμπορικά πλοία μεγάλου μεγέθους, και η μηχανή 6S60ME-C8.5 που αποτελεί νεότερη παραλλαγή της 6S70MC-C8με την βασική διαφορά του ηλεκτρονικού ελέγχου της έγχυσης του καυσίμου και της λειτουργίας της βαλβίδας εξαγωγής. Τα γράμματα και οι αριθμοί της ονομασίας των μηχανών σημαίνουν :

• 6 = αριθμός κυλίνδρων

 S = κατηγορία της μηχανής σε σχέση με τη διαδρομή του εμβόλου της, η συγκεκριμένη είναι πολύ μεγάλης διαδρομής (super-long stroke)

• 70 = διάμετρος του εμβόλου σε εκατοστά (cm)

C = ο χειρισμός του συστήματος έγχυσης, μέσω εκκεντροφόρου (C – camshaftcontrolled) ή ηλεκτρονικός για τις πιο καινούριες μηχανές (E – electronically controlled).

 C = ο τύπος της μηχανής (compact για τις ναυτικές μηχανές της σειράς, οι απλές MC που προορίζονται για χερσαίες εφαρμογές δε φέρουν αυτό το δεύτερο C στην ονομασία τους).

 8 = η έκδοση της μηχανής, συνήθως οι νεότερες εκδόσεις παρόλο που έχουν το ίδιο μέγεθος και σχεδιασμό παρουσιάζουν βελτιώσεις π.χ. αύξηση μέσης ενδεικνύμενης πίεσης, αύξηση μέγιστης πίεσης κτλ.

Η μηχανή 6S70MC-C8, της οποίας η τομή δίνεται στο σχήμα, λειτουργεί με εκκεντροφόρο για το χειρισμό των αντλιών καυσίμου και των βαλβίδων εξαγωγής. Αντίθετα στην 6S60ME-C8.5 ο χειρισμός γίνεται ηλεκτρονικά δίνοντας την δυνατότητα για μεταβολή του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής και του χρόνου και της διάρκειας έγχυσης με στόχο την βέλτιστη λειτουργία σε κάθε φορτίο καθώς και την εξοικονόμηση καυσίμου. Και οι δύο μηχανές φέρουν υποχρεωτικά στροβιλοϋπερπληρωτή με ψυγείο υπερπλήρωσης ενώ χρησιμοποιούν, όπως όλες οι μεγάλες ναυτικές μηχανές, σύστημα σταθερής πίεσης με συλλέκτη καυσαερίων πριν τον υπερπληρωτή. Στη μηχανή MC χρησιμοποιείται επίσης σύστημα ρύθμισης της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου VIT (Variable Injection Timing), με το οποίο επιτυγχάνεται στον κύλινδρο η μέγιστη πίεση καύσης πριν το 100% του φορτίου και διατηρείται περίπου σταθερή για ένα εύρος φορτίων 85 – 110%. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται εξοικονόμηση περίπου 2 g/kWh στα φορτία αυτά.



Εικόνα 7.1 : Τομή της μηχανής MAN B&WS70MC-C8

<u>Βασικά στοιχεία κινητήρων:</u>

Μηχανή	6S70MC-C8	6S60ME-C8.5	
Αριθμός κυλίνδρων	6	6	
Διάμετρος εμβόλου	700 mm	600 mm	
Διαδρομή εμβόλου	2800 mm	2400 mm	
Μέση πραγματική πίεση	20 bar	20 bar	
(MCR)			
Ειδική κατανάλωση(MCR)	168 g/kwh	169 g/kwh	
Ισχύς (MCR)	18.660 kw	14.280 kw	
Ταχύτητα(MCR)	91 rpm	105 rpm	

7.1.1 Σύστημα χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής σε μηχανή ΜC

Ο κινηματικός μηχανισμός της βαλβίδας εξαγωγής μια μηχανής MC φαίνεται στο παρακάτω σχήμα



Εικόνα 7.2 : Κινηματικός μηχανισμός της βαλβίδας εξαγωγής μηχανής ΜC

Κατά την λειτουργία της διάταξης ένας εκκεντροφόρος άξονας επενεργεί σε μία υδραυλική αντλία η οποία συμπιέζει λάδι λίπανσης της μηχανής. Το λάδι υπό πίεση σπρώχνει ένα έμβολο στην κορυφή της βαλβίδας η οποία ανοίγει. Για την επαναφορά της βαλβίδας στην έδρα αντί της κλασσικής διάταξης με μηχανικό ελατήριο χρησιμοποιείται "ελατήριο" αέρα. Συγκεκριμένα αέρας πίεσης περίπου 7 Bar διοχετεύεται στο σύστημα μέσω μιας ανεπίστροφης βαλβίδας κάτω από την επιφάνεια ενός εμβόλου που βρίσκεται σε σύνδεση με την βαλβίδα εξαγωγής. Κατά το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής ο αέρας συμπιέζεται. Όταν κατά την περιστροφή του εκκεντροφόρου η υδραυλική πίεση εκτονώνεται τότε ο αέρας εκτονώνεται ασκώντας δύναμη στο έμβολο κλείνοντας την βαλβίδα. Ο αέρας περιέχει μια ποσότητα λαδιού για λίπανση και μέρος αυτού διοχετεύεται στον οδηγό για λίπανση, ψύξη και αποτροπή διαρροής καυσαερίων προς τον οδηγό. Για να αποτραπεί η περίπτωση του airlock δηλαδή της παγίδευσης αέρα στο μέρος μεταξύ υδραυλικής αντλίας και βαλβίδας υπάρχει κατάλληλος αγωγός εξαέρωσης. Το λάδι που τυχόν διαφεύγει συμπληρώνεται από παροχή αναπλήρωσης. Στην συνέχεια υπάρχει και βαλβίδα εκτόνωσης λαδιού. Στην κορυφή της βαλβίδας πάνω από το έμβολο υπάρχει διάταξη απόσβεσης δύναμης κατά το κλείσιμο για την προστασία της έδρας της βαλβίδας. Όπως φαίνεται και στην εικόνα πάνω στην βαλβίδα υπάρχουν ειδικά πτερύγια τα οποία μέσω της κινητικής ενέργειας στρέφουν κατά ένα μικρό ποσοστό την βαλβίδα με στόχο την μείωση των επικαθήσεων στην έδρα της βαλβίδας.

7.1.2 Αντλία καυσίμου VIT (Variable injection timing) μηχανής MC μεγάλου μεγέθους.

Η αντλία VIT η οποία χρησιμοποιείται στις μηχανές MC είναι μία κλασσική μηχανική αντλία Diesel με μία όμως παραλλαγή που δίνει την δυνατότητα για πλήρη έλεγχο του χρονισμού έγχυσης. Μία τέτοια αντλία φαίνεται στην εικόνα που ακολουθεί.



Εικόνα 7.3 : Αντλία VIT μηχανής MC

Η αντλία αποτελείται από ένα έμβολο το οποίο παλινδρομεί σύμφωνα με το προφίλ του εκκεντροφόρου που το κινεί. Το καύσιμο συμπιέζεται και από μία ορισμένη τιμή πίεσης και πάνω ανοίγει την βαλβίδα καταθλίψεως και μεταδίδει την πίεση του στον εγκλωβισθέν καύσιμο στο σωλήνα κατάθλιψης το οποίο με την σειρά του ανυψώνει την βελονοειδή βαλβίδα του εγχυτήρα. Το καύσιμο εισέρχεται στην αντλία από δύο θυρίδες εισαγωγής και από μία βαλβίδα αναρρόφησης στην κορυφή του κυλίνδρου. Η βαλβίδα αναρρόφησης είναι ανοιχτή κατά την κίνηση αναρρόφησης του εμβόλου και για όσο η πίεση εντός είναι μικρότερη από την πίεση της παροχής καυσίμου. Όταν αποκαλυφθούν και οι θυρίδες εισαγωγής τότε το καύσιμο εισέρχεται από εκεί. Στην κορυφή της αντλίας υπάρχει μία βαλβίδα εκτόνωσης η οποία ανοίγει μέσω πεπιεσμένου αέρα και διακόπτει την έγχυση ανακυκλοφορώντας το καύσιμο σε περιστάσεις που αυτό απαιτείται. Η αρχή και το τέλος δηλαδή ο χρονισμός της έγχυσης στο σύστημα VIT ελέγχεται πλήρως. Το τέλος της έγχυσης ελέγχεται μέσω ενός κατασκευαστικού χαρακτηριστικού του εμβόλου. Το έμβολο στην πλευρά του διαθέτει μια ελικοειδή διαμόρφωση η οποία κάποια στιγμή κατά την φάση της συμπίεσης επικοινωνεί τον χώρο υψηλής πίεσης με την θυρίδα εισαγωγής καυσίμου προκαλώντας πτώση της πίεσης άρα και κλείσιμο της βαλβίδας καταθλίψεως. Περιστρέφοντας το έμβολο με κατάλληλη μηχανική διάταξη κανόνα αλλάζει ο χρόνος της αποκάλυψης της θυρίδας λόγω της ελικοειδούς διαμόρφωσης που καθορίζει και το τέλος της έγχυσης. Η ενεργός διαδρομή λοιπόν του εμβόλου της αντλίας ρυθμίζεται ελέγχοντας έτσι την ποσότητα του εγχεόμενου καυσίμου. Η βασική όμως παραλλαγή του συστήματος VIT μας δίνει την δυνατότητα για καθορισμό όχι μόνο του τέλους αλλά και της αρχή της έγχυσης. Στο σύστημα υπάρχει και δεύτερη μηχανική διάταξη κανόνα μέσω της οποίας είναι δυνατό να μετατοπισθεί ολόκληρος ο κύλινδρος στον οποίο παλινδρομεί το έμβολο αλλάζοντας την σχετική θέση των θυρίδων εισαγωγής καυσίμου άρα την αρχή της συμπίεσης. Εφόσον η πίεση ανοίγματος της βαλβίδας κατάθλιψης είναι σταθερή αλλάζοντας την αρχή της συμπίεσης αλλάζει και η αρχή της έγχυσης.



Εικόνα 7.4 : Σύστημα ρύθμισης αντλία VIT μέσω διάταξης κανόνων.

Το σύστημα VIT χρησιμοποιείται κυρίως για εξοικονόμηση καυσίμου. Αυτό επιτυγχάνεται επιβάλλοντας προπορεία έναυσης σε φορτία πάνω από 40% με σκοπό να επιτευχθεί η μέγιστη πίεση καύσης Pmax περίπου στο 85%(MCR). Από το φορτίο αυτό μέχρι το 100% επιβάλλεται αργοπορία έναυσης με σκοπό να διατηρείται σταθερή η μέγιστη πίεση καύσης. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται εξοικονόμηση περίπου 2 g/kWh στα φορτία αυτά. Η επενέργεια στους δύο κανόνες (ελέγχου ποσότητας και VIT) γίνεται με μια μηχανική-πνευματική διάταξη όπως φαίνεται στην εικόνα.



VIT Control MAN B&W MC Engine Εικόνα 7.5 : Διάταξη ρύθμισης VIT

7.1.3 Συστήματα έγχυσης καυσίμου και χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μηχανών ΜΕ

Μία τυπική διάταξη συστήματος έγχυσης για μηχανές ΜΑΝ ΜΕ φαίνεται στην παρακάτω εικόνα



MAN B&W ME ENGINE FUEL OIL PRESSURE BOOSTER DELIVERY

Εικόνα7.6 : Αντλία καυσίμου μηχανής ΜΕ

Στην διάταξη χρησιμοποιείται μια βαλβίδα ελέγχου έγχυσης (FIVA) η οποία ελέγχεται από ένα σωληνοειδές που δέχεται σήμα από την μονάδα ελέγχου. Μόλις η βαλβίδα ανοίγει, λάδι υψηλής πίεσης πιέζει ένα υδραυλικό έμβολο που με την σειρά του μετατοπίζει το έμβολο της αντλίας αυξάνοντας έτσι την πίεση του καυσίμου και προκαλεί το άνοιγμα των εγχυτήρων. Το λάδι διατηρείται σε σταθερή πίεση μέσω ενός δοχείου αζώτου υπό πίεση. Το σύστημα ελέγχου για να μπορεί να ελέγχει το χρονισμό και τη διάρκεια της έγχυσης δέχεται σήμα για την γωνία στροφάλου ακρίβειας 0,1 μοίρας και σήματα πιέσεων του κυλίνδρου. Συσχετίζοντας τα σήματα το σύστημα επιτυγχάνει τα βέλτιστα χαρακτηριστικά έγχυσης. Το σύστημα κίνησης της βαλβίδας εξαγωγής σε μία μηχανή ΜΕ φαίνεται στην παρακάτω εικόνα:



Εικόνα 7.7 : Μηχανισμός κίνησης βαλβίδας εξαγωγής μηχανής ΜΕ

Για την λειτουργία του μηχανισμού χρησιμοποιείται λάδι υψηλής πίεσης (200bar) η ροή του οποίου ελέγχεται από μία ειδική βαλβίδα μέσω του συστήματος ελέγχου. Για να ανοίξει η βαλβίδα εξαγωγής το λάδι υψηλής πίεσης σπρώχνει ένα έμβολο το οποίο συμπιέζει μια ποσότητα λαδιού λίπανσης του κινητήρα μετακινώντας έτσι την βαλβίδα. Ο υπόλοιπος μηχανισμός είναι κοινός με αυτόν που περιγράφηκε για τις μηχανές MC.

<u>7.2 Ο κινητήρας Hyundai-Wartsila W7X82</u>

Η μηχανή W-X82 αποτελεί την βελτιωμένη έκδοση της μηχανής RT-flex82T και είναι επίσης γνωστή ως RT-flex82T-B. Η σειρά RT-flex82 εισήχθη το 2006 με τις εκδόσεις RT-flex82C και RT-flex82T που είναι κοντής και μακριάς διαδρομής αντίστοιχα. Η οικογένεια των κινητήρων φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα ως προς το πεδίο κάλυψης στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής



Σχήμα7.1 : Διάγραμμα ισχύος-ταχύτητας περιστροφής οικογένειας μηχανών Wartsila

Η μηχανήW-X82 εισήχθη το 2011 με διαφορές που φαίνονται συγκριτικά στον παρακάτω πίνακα:

	RT-flex82T	X82	
Bore	820mm	820mm	
Stroke	3'375 mm	3'375 mm	
Stroke/bore ration	4.12 4.12		
MCR power	4'520 kW	4'750 kW	
MCR speed	76 - 80 rpm	76 - 84 rpm	
R3 speed	68 rpm 65 rpm		
Мер	20.0 bar	21.0 bar	

Εικόνα της μηχανής RT-flex82T:



Εικόνα 7.8 : Μηχανή Wartsila RTflex82T

Η μηχανή W-X82 πετυχαίνει την βέλτιστη λειτουργία μέσω της ηλεκτρονικής διαχείρισης του συστήματος έγχυσης common rail και του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής. Το ηλεκτρονικό σύστημα common rail επιτρέπει την επενέργεια ξεχωριστά σε κάθε εγχυτήρα δίνοντας την δυνατότητα για καλύτερο έλεγχο των παραγόμενων NOx σε κάθε φορτίο, για την ορθή λειτουργία σε χαμηλό φορτίο καθώς και για την λειτουργία χωρίς αιθάλη.Ο ηλεκτρονικός χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής δίνει την δυνατότητα για αλλαγή του χρονισμού και της διάρκειας που είναι ανοιχτή η βαλβίδα με σκοπό την βέλτιστη λειτουργία σε κάθε φορτίο. Το σύστημα φαίνεται στη παρακάτω εικόνα.



Εικόνα 7.9 : Ηλεκτρονικός έλεγχος έγχυσης και χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής

7.2.1 Σύστημα common rail της εταιρείας Wartsila (Sulzer)

Το σύστημα έγχυσης της μηχανής φαίνεται στην παρακάτω εικόνα:



Εικόνα 7.10 : Σύστημα common rail Sulzer

Στην διάταξη χρησιμοποιείται ένα οχετός υψηλής πίεσης καυσίμου το οποίο συμπιέζεται από μία μηχανική αντλία κινούμενη από ένα έκκεντρο τριών λοβών που είναι μηχανικά συνδεδεμένο με το στρόφαλο του κινητήρα. Το σύστημα ελέγχου του κινητήρα(WECS-Wartsila Engine Control System)ελέγχει την ροή του καυσίμου από τον οχετό προς τους κυλίνδρους μέσω του VIC (Volumetric injection control).Το σύστημα VIC φαίνεται στην παρακάτω εικόνα



Εικόνα 7.11 : Σύστημα VIC μηχανής RTflex

Η λειτουργία του συστήματος έχει ως εξής:

Όταν ενεργοποιούνται τα rail valves από το σύστημα ελέγχου, λάδι υψηλής πίεσης (200 Bar) ανοίγει τις βαλβίδες ελέγχου έγχυσης(injection control valves). Τότε οι εγχυτήρες βρίσκονται υπό σταθερή πίεση από το καύσιμο που επιτυγχάνεται μέσω κατάλληλης διάταξης εμβόλου. Καθώς κατά την έγχυση το έμβολο κινείται προς τα αριστερά ένα σήμα για την ποσότητα του καυσίμου επιστρέφει στην μονάδα ελέγχου που επενεργεί ξανά στο σύστημα. Στα χαμηλά φορτία το σύστημα ελέγχου διακόπτει την παροχή από έναν έως δύο εγχυτήρες περιορίζοντας την παραγωγή NOx, αιθάλης και βελτιώνοντας την κατανάλωση.

8.Διαδικασίες Μέτρησης

8.1 Μετρήσεις κατασκευαστή – Shop tests

Οι εργοστασιακές δοκιμές πραγματοποιούνται στο ναυπηγείο για ένα νέο κινητήρα με σκοπό να ελεγχθούν και να επιβεβαιωθούν οι τεχνικές προδιαγραφές του κατασκευαστή. Γίνονται παρουσία μηχανικών του κατασκευαστή, του νηογνώμονα που πιστοποιεί το πλοίο και πιθανόν αντιπροσώπων του τεχνικού τμήματος της εταιρείας που ενδιαφέρεται για αγορά. Οι δοκιμές γίνονται σε ιδανικές συνθήκες με diesel υψηλής θερμογόνου ικανότητας εκτός θαλάσσιου περιβάλλοντος. Λόγω έλλειψης της έλικας το φορτίο στον κινητήρα δημιουργείται συνήθως από μια υδραυλική πέδη που προσομοιάζει την λειτουργία ιδανικής έλικας με βάση το νόμο $P = c * n^3$. Η λήψη μετρήσεων γίνεται προοδευτικά σε διάφορα φορτία λειτουργίας καθώς και σε φορτίο πάνω από 100% με σκοπό να ελεγχθεί η λειτουργία της μηχανής σε κατάσταση υπερφόρτωσης σε ειδικές περιπτώσεις. Μόλις η μηχανή φτάσει το επιθυμητό φορτίο αφήνεται να λειτουργήσει έναν ορισμένο χρόνο μέχρι να σταθεροποιηθούν οι συνθήκες λόγω αλλαγής φορτίου και ύστερα λαμβάνονται οι μετρήσεις. Το φορτίο 100% αποτελεί ειδική περίπτωση που λαμβάνονται δύο μετρήσεις με σκοπό να επιβεβαιωθεί η σωστή λειτουργία στο σημείο μέγιστης συνεχούς λειτουργίας (MCR). Επίσης καθορίζεται και το ελάχιστο δυνατό φορτίο λειτουργίας με την μικρότερη ταχύτητα περιστροφής. Είναι πιθανό σε αρκετές περιπτώσεις να εξετάζονται ειδικές περιπτώσεις κατόπιν απαιτήσεως του αγοραστή όπως η λειτουργία με έναν μόνο υπερπληρωτή σε περίπτωση που υπάρχει ζεύγος είτε η λειτουργία στο 40%-50% του φορτίου με απομόνωση ενός κυλίνδρου για προσομοίωση κάποιας βλάβης.

Ο βασικότερος σκοπός των μετρήσεων πέρα από την εποπτεία της ορθής λειτουργίας είναι η επιβεβαίωση ότι η καμπύλη ισχύος ταχύτητας δεν αποκλίνει από την θεωρητική της. Επίσης σημαντικό μέγεθος που ενδιαφέρει και τον αγοραστή είναι η ειδική κατανάλωση καυσίμου της μηχανής καθώς καθορίζει σε μεγάλο βαθμό την οικονομική απόδοση του συνόλου.

Ένα άλλο σημαντικό κομμάτι των εργαστηριακών δοκιμών (shop tests) είναι η επιβεβαίωση των τεχνικών προδιαγραφών που αφορούν στην εκπομπή ρύπων, κυρίως οξειδίων του αζώτου (NOx), οξειδίων του θείου (SOx) και αιθάλης. Ο Διεθνής Οργανισμός Ναυτιλίας (IMO-International Maritime Organization) σύμφωνα με την Συνθήκη Περιορισμού Θαλάσσιας Ρύπανσης (MARPOL Annex VI) ορίζει τα όρια εκπομπής οξειδίων του αζώτου(NOx) μέσω του κανονισμού 13 (Nitrogen Oxides – Regulation 13) για μηχανές ισχύος μεγαλύτερης των 130kw με βάση την παρακάτω κατηγοριοποίηση:

Tier	Ship construction date on or after	Total weighted cycle emission limit (g/kWh) n = engine's rated speed (rpm)		
		n < 130	n = 130 - 1999	n ≥ 2000
I	1 January 2000	17.0	45.n ^(-0.2) e.g., 720 rpm – 12.1	9.8
II	1 January 2011	14.4	44.n ^(-0.23) e.g., 720 rpm – 9.7	7.7
	1 January 2016*	3.4	9.n ^(-0.2) e.g., 720 rpm – 2.4	2.0

Εικόνα 8.1: Όρια εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NOx) ναυτικών μηχανών ανά κατηγορία.

Η κατηγορία ΙΙΙ αφορά στις εκπομπές κατά την πλεύση σε Ζώνες Ελέγχου Εκπομπών (ECA – Emission Control Areas) που ορίζονται από τον Διεθνή Οργανισμό Ναυτιλίας.

Επίσης ορίζονται μέσω του κανονισμού 14 τα όρια εκπομπής οξειδίων του θείου (SOx) (Sulfur Oxides – Regulation 14) και αιωρούμενων σωματιδίων ως εξής:

Outside an ECA established to limit SOx and particulate matter emissions	Inside an ECA established to limit SOx and particulate matter emissions
4.50% m/m prior to 1 January 2012	1.50% m/m prior to 1 July 2010
3.50% m/m on and after 1 January 2012	1.00% m/m on and after 1 July 2010
0.50% m/m on and after 1 January 2020*	0.10% m/m on and after 1 January 2015

Εικόνα 8.2: Όρια εκπομπών οξειδίων του θείου (SOx) ναυτικών μηχανών ανά κατηγορία.

Οι απαραίτητες μετρήσεις εκπομπών γίνονται σύμφωνα με την συνθήκη ISO 8178 σε μία νέα μηχανή με σκοπό να λάβει την απαραίτητη διεθνή πιστοποίηση για την πρόληψη της ρύπανσης του αέρα (EIAPP- Engine International Air Pollution Prevention certificate) με βάση τα προκαθορισμένα όρια κάθε κατηγορίας. Η πιστοποίηση αυτή είναι απαραίτητη έτσι ώστε να μπορεί ο πλοιοκτήτης να λάβει την αντίστοιχη πιστοποίηση (IAPP – International Air Pollution Prevention certificate) για το νέο πλοίο. Οι έλεγχοι λοιπόν των εκπομπών κατά τη διάρκεια των shop tests γίνονται με σκοπό την επιβεβαίωση των τεχνικών προδιαγραφών του κατασκευαστή αλλά και για την εξασφάλιση του πλοιοκτήτη απέναντι στις διεθνείς συμβάσεις του οργανισμού ναυτιλίας.

8.2 Δοκιμές θαλάσσης – Sea trials

Οι δοκιμές θαλάσσης αφορούν το έλεγχο του συνόλου του πλοίου σε πραγματικές συνθήκες σε θαλάσσιο περιβάλλον. Οι δοκιμές που πραγματοποιούνται στα sea trials είναι πολύ σημαντικές καθώς δεν μπορούν να πραγματοποιηθούν στο ναυπηγείο. Επειδή οι περιβαλλοντικές συνθήκες, όπως η θερμοκρασία περιβάλλοντος, η θερμοκρασία της θάλασσας, η ταχύτητα του αέρα, τα θαλάσσια ρεύματα και γενικά η κατάσταση του καιρού έχουν μεγάλη επιρροή στο χειρισμό του πλοίου και στις μετρήσεις, έχει επιλεγεί οι μετρήσεις πάντα να γίνονται σε ήπιες κλιματολογικές συνθήκες, με αέρα μέτριας έντασης και ήρεμη θάλασσα. Οι δοκιμές της μηχανής περιλαμβάνουν έλεγχο σε διάφορα φορτία καθώς και έλεγχο σε overloading με χρήση diesel χαμηλής θερμογόνου ικανότητας (heavy fuel oil) σε αντίθεση με την χρήση καυσίμου υψηλής θερμογόνου (diesel oil) στα shop tests. Η διαδικασία των sea trials είναι ιδιαίτερα σημαντική καθώς πέρα από τις πραγματικές συνθήκες πλεύσης και την χρήση συνηθισμένου καυσίμου υπάρχει σύζευξη της μηχανής με την έλικα και όχι με υδραυλική πέδη. Άρα οι συνθήκες των μετρήσεων είναι περισσότερο αντιπροσωπευτικές και μπορούν να χρησιμοποιηθούν σαν μέτρο σύγκρισης και σαν πρότυπο σωστής λειτουργίας της μηχανής από τον μηχανικό για μελλοντικά προβλήματα που προκύψουν. Από τις δοκιμές θαλάσσης λοιπόν βγαίνουν τα τελικά συμπεράσματα σχετικά με τη μηχανή, αν όντως δηλαδή μπορεί να κινήσει το πλοίο με την απαιτούμενη ταχύτητα χωρίς να ξεπερνάει τα φορτία για τα οποία έχει υπολογιστεί. Υποχρεωτική είναι η μέτρηση στο μέγιστο των στροφών, η οποία γίνεται μόνο κατά τη διάρκεια αυτών των δοκιμών και γίνεται για τον έλεγχο και μόνο της αντοχής της μηχανής σε στρεπτικές ταλαντώσεις. Επίσης γίνονται μετρήσεις σε χαμηλά φορτία με χαμηλή ταχύτητα (slow steaming) για να ελεγχθεί η συμπεριφορά της μηχανής στα φορτία αυτά κάτι που συνηθίζεται στην σύγχρονη ναυτιλία για λόγους εξοικονόμησης καυσίμου.

9.Προσδιορισμός της διαφορικής πίεσης εισαγωγής -εξαγωγής και του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης

Όπως έχουμε ήδη διαπιστώσει η διαφορά πίεσης εισαγωγής-εξαγωγής αποτελεί ένα από τα κρισιμότερα μεγέθη για την λειτουργία ενός δίχρονου ναυτικού κινητήρα. Συγκεκριμένα όπως αναλύσαμε εκτενώς παραπάνω αποτελεί την «κινούσα δύναμη» που καθορίζει την παροχή μάζας αέρα διαμέσου της μηχανής κατά την διαδικασία της απόπλυσης. Επίσης δείξαμε την επίδραση της διαφοράς πίεσης στον συντελεστή εκροής C_d. Τα παραπάνω σε συνδυασμό με τα προβλήματα που παρουσιάζονται κυρίως στην μέτρηση της πίεσης εξαγωγής (παράγραφος 5.2) καταδεικνύουν την σημασία για την ανάπτυξη μιας μεθοδολογίας για τον προσδιορισμό αυτών των δύο πιέσεων, εισαγωγής και εξαγωγής.

Ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής αποτελεί επίσης ένα κρίσιμο λειτουργικό μέγεθος του κινητήρα που επηρεάζει το λαμβανόμενο έργο επί του εμβόλου ανά κύκλο λειτουργίας, την πίεση λειτουργίας του στροβίλου του υπερπληρωτή καθώς και δυναμικά φαινόμενα όπως είναι η οπισθοροή καυσαερίου στην εισαγωγή κατά το άνοιγμα της θυρίδας εισαγωγής.

Τα δύο αυτά κρίσιμα μεγέθη λοιπόν, δηλαδή η διαφορά πίεσης εισαγωγήςεξαγωγής και ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής, θα προσδιοριστούν από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα και μόνον του εκάστοτε κινητήρα για διάφορα φορτία, σε πρώτο επίπεδο μέσω της παρατήρησης των διαγραμμάτων Ρ-φ και dP/dφ - φ και στην συνέχεια μέσω κατάλληλου κώδικα του υπολογιστικού εργαλείου Matlab που θα δέχεται σαν είσοδο μόνον τις τιμές Ρ-φ και θα εξάγει τα ζητούμενα μεγέθη. Τα αποτελέσματα των μεθόδων θα συγκριθούν με τα αντίστοιχα μετρούμενα μεγέθη των sea trials απ'όπου προκύπτουν και τα προς επεξεργασία διαγράμματα P-φ. Συγκεκριμένα κατά τις δοκιμές θαλάσσης (sea trials) μετρήθηκε η πίεση των κυλίνδρων για κάθε κινητήρα ανά μοίρα στροφάλου (Ρ-φ) για διάφορα φορτία. Για την μηχανή MAN MC έγιναν μετρήσεις σε φορτία 16%, 42% ,64%, 65% ,71% ,78%, 92%, 100(1)%, 100(2)%, 100(3)%. Για την μηχανή MAN ME σε φορτία 25%, 50% ,75% ,76%, 90%, 100(1)%, 100(2)%, 110% ενώ για την μηχανή Wartsila RT-flex82T σε φορτία 25%, 50%, 75%, 79(1)%, 79(2)%, 100(1)%, 100(2)%, 110%. Η μεθοδολογία θα περιγραφεί για ένα κινητήρα για ένα φορτίο ενδεικτικά και θα ακολουθήσουν τα εξαγόμενα αποτελέσματα από την εφαρμογή της στους υπόλοιπους δύο κινητήρες για τα εκάστοτε φορτία. Μετά την ολοκλήρωση της ανάλυσης σε καθένα κινητήρα ακολουθούν συγκριτικοί πίνακες και διαγράμματα μεταξύ των μετρούμενων τιμών (sea trials) και των αποτελεσμάτων της μεθοδολογίας (γραφικής παρατήρησης και αποτελεσμάτων υπολογιστικού κώδικα)

<u>9.1 Κινητήρας Wartsila W7X82 (RTflex-82)</u>

Φορτίο 100%

Διάγραμμα Ρ-φ:



Σχήμα 9.1.1 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα W7X82 σε φορτίο 100%

Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων:



Σχήμα 9.1.2 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων

Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων σε κατάλληλη κλίμακα για την εποπτεία των ζητούμενων μεγεθών:



Σχήμα 9.1.3 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Σύμφωνα με όσα ειπώθηκαν στην παράγραφο 2.3 είναι δυνατή η εκτίμηση των πιέσεων εισαγωγής και εξαγωγής από το διάγραμμα P-φ κατά την φάση την εναλλαγής των αερίων. Ειδικότερα, κατά την φάση της εκτόνωσης η τιμή της πίεσης του κυλίνδρου πέφτει χαμηλότερα από την τιμή της πίεσης στον οχετό εξαγωγής λόγω της αδράνειας των καυσαερίων που εξέρχονται με μεγάλη ταχύτητα. Η πίεση στον κύλινδρο αυξάνει εκ νέου από την ελάχιστη τιμή και τείνει να εξισωθεί με την πίεση εξαγωγής καθώς το σύστημα κυλίνδρου-οχετού εξαγωγής βαίνει προς ισορροπία. Παράλληλα η εισροή νέας γόμωσης στον κύλινδρο αρχίζει από το άνοιγμα της θυρίδας εισαγωγής και με την προϋπόθεση ότι η πίεση εντός του κυλίνδρου είναι μικρότερη από αυτή της εισαγωγής. Από το σημείο που εντοπίζουμε την πίεση εξαγωγής η νέα γόμωση ξεκινά να «χτίζει» μία πίεση στο κύλινδρο ακολουθώντας μία ταλαντωτική μορφή που τείνει να σταθεροποιηθεί σε μια τιμή κοντά στο ΚΝΣ. Σε αυτό το σημείο προσδιορίζεται η πίεση του οχετού εισαγωγής η τιμή της οποίας είναι κατάτι μεγαλύτερη από αυτήν της πίεσης εξαγωγής.

Από το Σχήμα 9.3 με βάση τα παραπάνω προκύπτουν:

Pscav=4,25 bar Pexh=4,04 bar Όπως ήδη διατυπώθηκε νωρίτερα ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής αποτελεί επίσης ένα κρίσιμο λειτουργικό μέγεθος του κινητήρα. Ο προσδιορισμός της γωνίας στροφάλου όπου ξεκινά το άνοιγμα ή το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής είναι δυνατό να προσδιοριστεί από το διάγραμμα P-φ του κυλίνδρου καθώς είναι φανερό το σημείο εκείνο όπου σταματά η εκτόνωση και η πίεση στον κύλινδρο πέφτει με ταχύτερο ρυθμό (άνοιγμα βαλβίδας) καθώς και το σημείο όπου κατά την ανοδική κίνηση του εμβόλου η πίεση τείνει να αυξηθεί με ταχύτερο ρυθμό (κλείσιμο βαλβίδας). Για να έχουμε όμως καλύτερη εποπτεία αυτών των δύο σημείων (άνοιγμα και κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής) γίνεται χρήση της πρώτης παραγώγου dp/dφ η οποία αποτυπώνει ακριβώς αυτή την αλλαγή στον ρυθμό αύξησης η μείωσης της πίεσης.



Διαγράμματα dp/dφ-φ :

Σχήμα 9.1.4: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Κατά την ανοδική κίνηση του εμβόλου μετρά το ΚΝΣ και πριν το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής ο ρυθμός αύξησης της πίεσης είναι σημαντικά μικρότερος από αυτόν που προκαλείται μετά το κλείσιμο της βαλβίδας. Το σημείο αυτό σημαντικής αλλαγής του ρυθμού αύξησης φαίνεται στο διάγραμμα dp/dφ – φ και αποτελεί το σημείο όπου κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής. Στη συγκεκριμένη περίπτωση είναι:

Deg.exh.valve close = 90 deg ABDC



Σχήμα 9.1.5: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Κατά την φάση της εκτόνωσης πριν το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής ο ρυθμός μείωσης τείνει στο μηδέν. Κατά το άνοιγμα της βαλβίδας η πίεση ελαττώνεται με μεγαλύτερο ρυθμό. Το σημείο αυτό αποτυπώνεται στο dp/dφ-φ κατά την πρώτη σημαντική αλλαγή του ρυθμού dp/dφ. Στη συγκεκριμένη περίπτωση είναι:

Deg.exh.valve open = 58 deg BBDC

Η παραπάνω διαδικασία ακολουθήθηκε για όλα τα υπόλοιπα φορτία του κινητήρα W7X82 καθώς και για όλα τα φορτία των κινητήρων 6S70MC-C8 και 6S60ME-C8.5. Ακολουθούν τα αντίστοιχα διαγράμματα καθώς και οι συγκριτικοί πίνακες των αποτελεσμάτων.

<u> Φορτίο 25%</u>



Σχήμα 9.1.6 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα W7X82 σε φορτίο25%



Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων:

Σχήμα 9.1.7 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων

Διάγραμμα P-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων σε κατάλληλη κλίμακα για την εποπτεία των ζητούμενων μεγεθών:



Σχήμα 9.1.8 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=1,56 bar Pexh=1,38 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.1.9: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 60 deg ABDC


Σχήμα 9.1.10: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 56 deg BBDC

<u> Φορτίο 50%</u>



Σχήμα 9.1.11 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα W7X82 σε φορτίο50%



Σχήμα 9.1.12 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.1.13 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=2,36 bar Pexh=2,21 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.1.14: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 84 deg ABDC



Σχήμα 9.1.15: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 56 deg BBDC

<u>Φορτίο 75%</u>



Σχήμα 9.1.16 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα W7X82 σε φορτίο 75%



Σχήμα 9.1.17 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.1.18 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=3,38 bar Pexh=3,2 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.1.19: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 90 deg ABDC



Σχήμα 9.1.20: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 56 deg BBDC

<u>Φορτίο 79%</u>



Σχήμα 9.1.21 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα W7X82 σε φορτίο 79%



Σχήμα 9.1.22 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.1.23 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=3,54 bar Pexh=3,36 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.1.24: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 90 deg ABDC



Σχήμα 9.1.25: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 56 deg BBDC

<u> Φορτίο 79(2)%</u>



Σχήμα 9.1.26 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα W7X82 σε φορτίο 79(2)%







Σχήμα 9.1.28 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=3,55 bar Pexh=3,36 bar

Διαγράμματα dp/dφ–φ :



Σχήμα 9.1.29: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 90 deg ABDC



Σχήμα 9.1.30: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 56 deg BBDC

<u> Φορτίο 100(2)%</u>



Σχήμα 9.1.31 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα W7X82 σε φορτίο 100(2)%



Σχήμα 9.1.32 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.1.33 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=4,24 bar Pexh=4,02 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.1.34: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 90 deg ABDC



Σχήμα 9.1.35: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 58 deg BBDC

<u>Φορτίο 110%</u>



Σχήμα 9.1.36 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα W7X82 σε φορτίο 110%



Σχήμα 9.1.37 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.1.38 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=4,63 bar Pexh=4,4 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.1.39: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 92 deg ABDC



Σχήμα 9.1.40: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 58 deg BBDC

Ακολουθεί συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τις τιμές των πιέσεων, που προέκυψαν από ανάλυση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, ανά φορτίο λειτουργίας και το αντίστοιχο διάγραμμα:

	Pscav		
load(%)	(bar)	Pexh (bar)	ΔP(bar)
25	1,56	1,38	0,18
50	2,36	2,21	0,15
75	3,38	3,2	0,18
79(1)	3,54	3,36	0,18
79(2)	3,55	3,36	0,19
100(1)	4,25	4,04	0,21
100(2)	4,24	4,02	0,22
110	4,63	4,4	0,23

Πίνακας 9.1.1: Συνοπτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τις τιμές των πιέσεων ανά φορτίο λειτουργίας



Σχήμα 9.1.41: Διαφορά πίεσης εισαγωγής-εξαγωγής ανάλογα με το φορτίο στον κινητήρα W7X82

Ακολουθεί συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τον χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής με εκτίμηση μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης:

			duration	
		close(deg	valve	
load(%)	open(deg bbdc)	abdc)	open(deg)	
25	56	60	116	
50	56	84	140	
75	56	90	146	
79	56	90	146	
79	56	90	146	
100	58	90	148	
100	58	90	148	
110	58	92	150	

Πίνακας 9.1.2 : Συνοπτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τον χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής με εκτίμηση μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης

Ακολουθεί το διάγραμμα μεταβολής της διάρκειας που είναι ανοιχτή η βαλβίδα εξαγωγής ανάλογα με το φορτίο:



Σχήμα 9.1.42:Διάγραμμα μεταβολής της διάρκειας που είναι ανοιχτή η βαλβίδα εξαγωγής ανάλογα με το φορτίο στο κινητήρα W7X82

<u>9.2 Κινητήρας MAN 6S60ME-C8.5</u>

<u> Φορτίο 25%</u>



Σχήμα 9.2.1 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s60me-c8.5 σε φορτίο 25%







Σχήμα 9.2.3 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=1,52 bar Pexh=1,34 bar

Διαγράμματα dp/dφ–φ :



Σχήμα 9.2.4: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 80 deg ABDC



Σχήμα 9.2.5: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 50 deg BBDC

<u> Φορτίο 50%</u>



Σχήμα 9.2.6 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s60me-c8.5 σε φορτίο 50%



Σχήμα 9.2.7 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.2.8 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=2,05 bar Pexh=1,9 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.2.9: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 87 deg ABDC



Σχήμα 9.2.10: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 54 deg BBDC

<u> Φορτίο 75%</u>



Σχήμα 9.2.11 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s60me-c8.5 σε φορτίο 75%



Σχήμα 9.2.12 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.2.13 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=2,93 bar Pexh=2,78 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.2.14: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 96 deg ABDC



Σχήμα 9.2.15: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 56 deg BBDC

<u> Φορτίο 76%</u>



Σχήμα 9.2.16 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s60me-c8.5 σε φορτίο 76%



Σχήμα 9.2.17: Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.2.18 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=3 bar Pexh=2,85 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.2.19: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 96 deg ABDC



Σχήμα 9.2.20: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 57 deg BBDC

<u> Φορτίο 90%</u>



Σχήμα 9.2.21 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s60me-c8.5 σε φορτίο 90%



Σχήμα 9.2.22 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.2.23 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=3,42 bar Pexh=3,26 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.2.24: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 98 deg ABDC



Σχήμα 9.2.25: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 58 deg BBDC
<u>Φορτίο 100(1)%</u>



Σχήμα 9.2.26 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s60me-c8.5 σε φορτίο 100(1)%



Σχήμα 9.2.27 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.2.28 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=3,81 bar Pexh=3,6 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.2.29: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 99 deg ABDC



Σχήμα 9.2.30: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

<u> Φορτίο 100(2)%</u>



Σχήμα 9.2.31 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s60me-c8.5 σε φορτίο 100(2)%



Σχήμα 9.2.32 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.2.33 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=3,8 bar Pexh=3,57 bar

Διαγράμματα dp/dφ–φ :



Σχήμα 9.2.34: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 99 deg ABDC



Σχήμα 9.2.35: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

<u> Φορτίο 110%</u>



Σχήμα 9.2.36 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s60me-c8.5 σε φορτίο 110%



Σχήμα 9.2.37 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.2.38 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=4,06 bar Pexh=3,82 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.2.39: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 99 deg ABDC



Σχήμα 9.2.40: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 59 deg BBDC

Ακολουθεί συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τις τιμές των πιέσεων, που προέκυψαν από ανάλυση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, ανά φορτίο λειτουργίας και το αντίστοιχο διάγραμμα:

		Pexh	
load(%)	Pscav (bar)	(bar)	∆P(bar)
25	1,51	1,34	0,17
50	2,05	1,9	0,15
75	2,93	2,78	0,15
76	3	2,85	0,15
90	3,42	3,26	0,16
100(1)	3,81	3,6	0,21
100(2)	3,8	3,57	0,23
110	4,06	3,82	0,24

Πίνακας 9.2.1: Συνοπτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τις τιμές των πιέσεων ανά φορτίο λειτουργίας



Σχήμα 9.2.41: Διαφορά πίεσης εισαγωγής-εξαγωγής ανάλογα με το φορτίο στον κινητήρα 6S60ME-C8.5

Ακολουθεί συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τον χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής με εκτίμηση μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης:

			duration valve
load(%)	open(deg)	close(deg)	open(deg)
25	-50	80	130
50	-54	87	141
75	-56	96	152
76	-57	96	153
90	-58	98	156
100(1)	-58	99	157
100(2)	-58	99	157
110	-59	99	158

Πίνακας 9.2.2 : Συνοπτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τον χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής με εκτίμηση μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης

Ακολουθεί το διάγραμμα μεταβολής της διάρκειας που είναι ανοιχτή η βαλβίδα εξαγωγής ανάλογα με το φορτίο:



Σχήμα 9.2.42:Διάγραμμα μεταβολής της διάρκειας που είναι ανοιχτή η βαλβίδα εξαγωγής ανάλογα με το φορτίο στο κινητήρα 6S60ME-C8.5

<u>9.3 Κινητήρας ΜΑΝ 6S70MC-C8</u>



<u>Φορτίο 16%</u>

Σχήμα 9.3.1 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s70mc-c8 σε φορτίο 16%



Σχήμα 9.3.2 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.3.3 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=1,18 bar Pexh=1,05 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.3.4: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 86 deg ABDC



Σχήμα 9.3.5: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

<u> Φορτίο 42%</u>



Σχήμα 9.3.6 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s70mc-c8 σε φορτίο 42%



Σχήμα 9.3.7 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.3.8 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=1,96 bar Pexh=1,79 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.3.9: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 86 deg ABDC



Σχήμα 9.3.10: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

<u>Φορτίο 64%</u>



Σχήμα 9.3.11 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s70mc-c8 σε φορτίο 64%



Σχήμα 9.3.12 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.3.13 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=2,72 bar Pexh=2,48 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.3.14: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 86 deg ABDC



Σχήμα 9.3.15: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

<u>Φορτίο 65%</u>



Σχήμα 9.3.16 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s70mc-c8 σε φορτίο 65%



Σχήμα 9.3.17: Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων





Σχήμα 9.3.18 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=2,76 bar Pexh=2,5 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.3.19: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 86 deg ABDC



Σχήμα 9.3.20: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

<u>Φορτίο 71%</u>



Σχήμα 9.3.21 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s70mc-c8 σε φορτίο 71%



Σχήμα 9.3.22 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.3.23 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=2,92 bar Pexh=2,65 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.3.24: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 86 deg ABDC



Σχήμα 9.2.25: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

<u>Φορτίο 78%</u>



Σχήμα 9.3.26 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s70mc-c8 σε φορτίο 78%



Σχήμα 9.3.27 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.3.28 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=3,17 bar Pexh=2,9 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.3.29: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 86 deg ABDC



Σχήμα 9.3.30: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

<u> Φορτίο 92%</u>



Σχήμα 9.3.31 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s70mc-c8 σε φορτίο 92%



Σχήμα 9.3.32 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.3.33 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=3,72 bar Pexh=3,44 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.3.34: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 86 deg ABDC



Σχήμα 9.3.35: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

<u> Φορτίο 100(1)%</u>



Σχήμα 9.3.36 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s70mc-c8 σε φορτίο 100(1)%



Σχήμα 9.3.37 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων



Σχήμα 9.3.38 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=4,14 bar Pexh=3,89 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.3.39: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 86 deg ABDC



Σχήμα 9.3.40: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

<u> Φορτίο 100(2)%</u>



Σχήμα 9.3.41 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s70mc-c8 σε φορτίο 100(2)%



Σχήμα 9.3.42 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων


Διάγραμμα P-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων σε κατάλληλη κλίμακα για την εποπτεία των ζητούμενων μεγεθών:

Σχήμα 9.3.43 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=4,08 bar Pexh=3,8 bar

Διαγράμματα dp/dφ–φ :



Σχήμα 9.3.44: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 86 deg ABDC



Σχήμα 9.3.45: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 66 deg BBDC

<u> Φορτίο 100(3)%</u>



Σχήμα 9.3.46 : Διάγραμμα Ρ-φ κινητήρα 6s70mc-c8 σε φορτίο 100(3)%



Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων:

Σχήμα 9.3.47 : Διάγραμμα Ρ-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων

Διάγραμμα P-φ κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων σε κατάλληλη κλίμακα για την εποπτεία των ζητούμενων μεγεθών:



Σχήμα 9.3.48 : Διάγραμμα Ρ-φ σε κατάλληλη κλίμακα για τον προσδιορισμό των Pinl,Pexh

Pscav=4,08 bar Pexh=3,8 bar

Διαγράμματα dp/dφ-φ :



Σχήμα 9.3.49: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της συμπίεσης

Deg.exh.valve close = 86 deg ABDC



Σχήμα 9.3.45: Διάγραμμα dp/dφ-φ κατά την φάση της εκτόνωσης

Deg.exh.valve open = 66 deg BBDC

Ακολουθεί συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τις τιμές των πιέσεων, που προέκυψαν από ανάλυση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, ανά φορτίο λειτουργίας και το αντίστοιχο διάγραμμα:

		Pexh	
load(%)	oad(%) Pscav (bar)		∆P(bar)
16	1,18	1,05	0,13
42	1,96	1,79	0,17
64	2,72	2,48	0,24
65	2,76	2,5	0,26
71	2,92	2,65	0,27
78	3,17	2,9	0,27
92	3,72	3,44	0,28
100(1)	4,15	3,89	0,26
100(2)	4,08	3,8	0,28
100(3)	4,08	3,8	0,28

Πίνακας 9.3.1: Συνοπτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τις τιμές των πιέσεων ανά φορτίο λειτουργίας



Σχήμα 9.3.46: Διαφορά πίεσης εισαγωγής-εξαγωγής ανάλογα με το φορτίο στον κινητήρα 6S70MC-C8

Ακολουθεί συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τον χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής με εκτίμηση μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης:

			deg valve
load(%)	open(deg)	close(deg)	open
16	-66	86	152
42	-66	86	152
64	-66	86	152
65	-66	86	152
71	-66	86	152
78	-66	86	152
92	-66	86	152
100(1)	-66	86	152
100(2)	-66	86	152
100(3)	-66	86	152

Πίνακας 9.3.2 : Συνοπτικός πίνακας αποτελεσμάτων για τον χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής με εκτίμηση μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης

Ακολουθεί το διάγραμμα μεταβολής της διάρκειας που είναι ανοιχτή η βαλβίδα εξαγωγής ανάλογα με το φορτίο:



Σχήμα 9.3.47:Διάγραμμα μεταβολής της διάρκειας που είναι ανοιχτή η βαλβίδα εξαγωγής ανάλογα με το φορτίο στο κινητήρα 6S70MC-C8

Όπως φαίνεται στο σχήμα 9.3.47 η διάρκεια σε μοίρες στροφάλου που είναι ανοιχτή η βαλβίδα εξαγωγής είναι σταθερή και ανεξάρτητη από το φορτίο καθώς πρόκειται για μηχανή MC όπου η επενέργεια στην βαλβίδα γίνεται από εκκεντροφόρο άτρακτο και άρα έχει σταθερό προφίλ.

9.4 Ανάπτυξη κώδικα σε Matlab για τον προσδιορισμό των πιέσεων εισαγωγής-εξαγωγής και του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής

Με στόχο την ταχύτερη ανάλυση του όγκου των δεδομένων και την αυτοματοποίηση της μεθόδου αναπτύχθηκε κώδικας στο υπολογιστικό εργαλείο Matlab ο οποίος δέχεται ως είσοδο τα δεδομένα της πίεσης του κυλίνδρου ανά μοίρα στροφάλου σε μορφή κειμένου .txt και δίνει ως έξοδο την πίεση του οχετού εισαγωγής Pinlet,την πίεση του οχετού εξαγωγής Pexh,καθώς και τον χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής. Ακολουθεί ο κώδικας:

```
clear all
filename = 'al-25.txt' ;
delimiterIn = ' ' ;
A = importdata(filename,delimiterIn);
D = A(:, 1);
P = A(:, 2);
pl=smooth(P);
 dp=zeros(360,1);
for r = 1:359;
     dp(r, 1) = P(r+1, 1) - P(r, 1);
end ;
 dp1=smooth(dp);
Pge = zeros(11, 1);
Pge(1:6,1)=p1(355:360,1);
Pge(7:11,1)=p1(1:5);
Pinlet = mean(Pge);
x=['Pinlet = ' ,num2str(Pinlet), ' bar'] ;
disp(x);
 [M, I1] = min(p1) ;
i=I1+1;
k=i+1;
while i< k ;</pre>
if p1(i+1,1) > p1(i,1);
         k=k+1;
else
        max1=p1(i,1);
end
i=i+1;
end
k=i+1;
while i<k;</pre>
if p1(i+1,1) < p1(i,1);</pre>
         k=k+1;
else
         min1=p1(i,1);
ind=i;
end
i=i+1;
end
k=i+1;
while i<k;</pre>
if i<360;
if p1(i+1,1) > p1(i,1);
         k=k+1;
else
```

```
max2=p1(i,1);
end
else
         [max2, op] = max(p1(ind:360));
end
i=i+1;
end
Pe=min1-(max2-max1);
 z=['Pexh= ' ,num2str(Pe), ' bar'];
disp(z);
y=['Pmin = ', num2str(M), ' bar'];
disp(y);
 [N,I2] = max(dp1(290:315));
exop = 360 - (290 + (12 - 1));
 z=['Exh.valve open ' ,num2str(exop),' deg before BDC'];
disp(z);
[M12, I12] = max(dp(40:65));
i=I12+40;
k=i+1;
while i<k
if dp(i)<M12
        k=k+1;
else
        value=dp(i-1);
end
i=i+1;
end
di=['Exh.valve close ',num2str(i-2),' deg after BDC'];
disp(di);
```

Τυπικό δείγμα εξόδου:

Pinlet = 1.5694 bar Pexh= 1.2701 bar Pmin = 1.1885 bar Exh.valve open 59 deg before BDC Exh.valve close 65 deg after BDC

Σχολιασμός-Επεξήγηση κώδικα:

Αρχικά, εισάγεται το αρχείο προς επεξεργασία το οποίο περιέχει τις τιμές πίεσης του κυλίνδρου ανά γωνία στροφάλου. Στην συνέχεια υπολογίζονται και πινακοποιούνται οι τιμές της πρώτης παραγώγου της πίεσης ανά γωνία στροφάλου. Η πίεση εισαγωγής υπολογίζεται ως μέσος όρος των πιέσεων με εύρος πέντε μοιρών γύρω από το ΚΝΣ. Το εύρος επιλέχθηκε από την παρατήρηση των διαθέσιμων διαγραμμάτων Ρ-φ. Μεγαλύτερο εύρος τιμών μπορεί να μειώσει την ακρίβεια του αποτελέσματος. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι με μεγαλύτερο εύρος εισάγονται στον μέσο όρο είτε υψηλές τιμές πίεσης (λόγω συμπίεσης μετά το ΚΝΣ) είτε χαμηλές τιμές (λόγω ταλάντωσης της πίεσης πριν το ΚΝΣ). Στην συνέχεια υπολογίζεται η πίεση εξαγωγής μέσω του προσδιορισμού του κατάλληλου σημείου όπως περιγράφηκε στην αρχή της ενότητας 9.1. Συγκεκριμένα, εντοπίζεται η ελάχιστη τιμή πίεσης στον κύλινδρο ,το πρώτο μέγιστο που ακολουθεί, το επόμενο ελάχιστο και τέλος το δεύτερο μέγιστο έχοντας με αυτόν τον τρόπο την εικόνα για την ταλαντωτική μορφή της πίεσης για τις μοίρες πριν το ΚΝΣ. Υπολογίζεται η διαφορά των δύο μεγίστων η οποία ισούται με την διαφορά των δύο ελαχίστων αν θεωρήσουμε ότι η ταλάντωση αποσβένεται ομαλά. Με αυτόν τον τρόπο προσδιορίζουμε την αρχή της ταλάντωσης άρα και το ζητούμενο σημείο. Στη συνέχεια υπολογίζεται ο χρονισμός της βαλβίδας εισαγωγής προσδιορίζοντας τα κατάλληλα σημεία όπως περιγράφηκαν στην παράγραφο 9.1. Τα όρια για τον υπολογισμό των μοιρών ανοίγματος και κλεισίματος την βαλβίδας εξαγωγής εξήχθησαν από το σύνολο των διαθέσιμων διαγραμμάτων dp/dφ-φ για όλα τα φορτία. Τα εξαγόμενα αποτελέσματα του κώδικα θα παρουσιαστούν στην επόμενη ενότητα όπου γίνεται συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων από την γραφική και την υπολογιστική ανάλυση σε σχέση με τα μετρούμενα μεγέθη των sea trials.

9.5 Συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων από την γραφική και την υπολογιστική ανάλυση σε σχέση με τα μετρούμενα μεγέθη των sea trials

<u>9.5.1 Κινητήρας Wartsila W7X82</u>

Ακολουθεί συγκεντρωτικός-συγκριτικός πίνακας για τις τιμές των πιέσεων:

Πίνακας 9.5.1:Συγκεντρωτικός-συγκριτικός πίνακας για τις τιμές των πιέσεων για τον κινητήρα W7X82

	Pscav			Pexh			ΔP (bar)			
		(bar)			(bar)			(Pscav-Pexh)		
					Sea			Sea		
load(%)	Διαγραμμ.	Sea trials	matlab	Διαγραμμ.	trials	matlab	Διαγραμμ.	trials	matlab	
25	1,56	1,59	1,57	1,38	1,45	1,38	0,18	0,14	0,19	
50	2,36	2,38	2,38	2,21	2,23	2,22	0,15	0,15	0,16	
75	3,38	3,39	3,39	3,2	3,21	3,21	0,18	0,18	0,18	
79(1)	3,54	3,54	3,55	3,36	3,36	3,36	0,18	0,18	0,19	
79(2)	3,55	3,54	3,55	3,36	3,36	3,35	0,19	0,18	0,2	
100(1)	4,25	4,24	4,25	4,04	4,03	4,03	0,21	0,21	0,22	
100(2)	4,24	4,24	4,24	4,02	4,03	4,01	0,22	0,21	0,23	
110	4,61	4,63	4,63	4,4	4,41	4,39	0,21	0,22	0,24	



Σχήμα 9.5.1:Συγκριτικό διάγραμμα μεθόδων ως προς τον προσδιορισμό της διαφοράς πίεσης στον κινητήρα W7X82

Από το συγκριτικό διάγραμμα παρατηρούμε υψηλή ακρίβεια των αποτελεσμάτων από την γραφική και υπολογιστική ανάλυση σε σχέση με τα μετρούμενα μεγέθη των sea trials.

Ακολουθεί συγκεντρωτικός-συγκριτικός πίνακας για τις τιμές του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής:

Πίνακας 9.	5.2:Συγκεντρωτικός-συγκ	ριτικός πίνακας για τις τι	μές του χρονισμού της
	βαλβίδας εξαγων	γής για τον κινητήρα W7>	(82

	open(deg)		close(deg)		Duration open(deg)		
load(%)	Διαγραμμ	matlab	Διαγραμμ	matlab	Διαγραμμ	matlab	
25	-56	-59	60	65	116	124	
50	-56	-58	84	84	140	142	
75	-56	-58	90	91	146	149	
79	-56	-58	90	92	146	150	
79	-56	-58	90	91	146	149	
100	-58	-58	90	94	148	152	
100	-58	-58	90	94	148	152	
110	-58	-60	92	93	150	153	



<u>9.5.2 Κινητήρας MAN 6S60ME-C8.5</u>

Ακολουθεί συγκεντρωτικός-συγκριτικός πίνακας για τις τιμές των πιέσεων:

Πίνακας 9.5.3:Συγκεντρωτικός-συγκριτικός πίνακας για τις τιμές των πιέσεων για τον κινητήρα 6s60me-c8.5

	Pscav			Pexh			ΔP(bar)		
		(bar)			(bar)			(Pscav-Pex	xh)
					Sea				
load(%)	Διαγραμμ.	Sea trials	matlab	Διαγραμμ.	trials	matlab	Διαγραμμ.	Sea trials	matlab
25	1,51	1,49	1,52	1,34	1,41	1,33	0,17	0,08	0,19
50	2,05	2,05	2,08	1,9	1,97	1,89	0,15	0,08	0,19
75	2,93	2,96	2,95	2,78	2,89	2,78	0,15	0,07	0,17
76	3	3,02	3,01	2,85	2,92	2,84	0,15	0,1	0,17
90	3,42	3,46	3,43	3,26	3,35	3,26	0,16	0,11	0,17
100(1)	3,81	3,81	3,77	3,6	3,59	3,6	0,21	0,22	0,17
100(2)	3,8	3,81	3,77	3,57	3,59	3,56	0,23	0,22	0,21
110	4,05	4,05	4,04	3,82	3,93	3,82	0,23	0,12	0,22

Σχήμα 9.5.2:Συγκριτικό διάγραμμα μεθόδων ως προς τον προσδιορισμό του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής στον κινητήρα W7X82



Σχήμα 9.5.3:Συγκριτικό διάγραμμα μεθόδων ως προς τον προσδιορισμό της διαφοράς πίεσης στον κινητήρα 6s60me-c8.5

Από το συγκριτικό διάγραμμα παρατηρούμε κάποιες αποκλίσεις σε σχέση κυρίως με τις μετρούμενες τιμές. Οι αποκλίσεις στο Δρ πηγάζουν από το εύρος της απόκλισης των τιμών της πίεσης εξαγωγής όπως φαίνεται και από τον πίνακα 9.5.3. Οι αποκλίσεις είναι πιθανό να οφείλονται σε σφάλματα των μετρούμενων τιμών καθώς η καμπύλη αυτή δεν έχει την αναμενόμενη μορφή ειδικά μετά το φορτίο 100% όπου παρατηρείται πτώση της διαφοράς πίεσης κάτι που αντιβαίνει στην θεωρία ότι η διαφορά πίεσης αυξάνεται αυξανομένου του φορτίου.

Ακολουθεί συγκεντρωτικός-συγκριτικός πίνακας για τις τιμές του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής:

μαλρισας εςαγωγής για τον κινητήρα σσούμε-το.5										
	open(deg)		close(deg)		Duration open(deg)					
load(%)	Διαγραμμ	matlab	Διαγραμμ	matlab	Διαγραμμ	matlab				
25	-50	-56	80	77	130	133				
50	-54	-56	87	79	141	135				
75	-56	-58	96	88	152	146				
76	-57	-59	96	92	153	151				
90	-58	-60	98	98	156	158				
100	-58	-60	99	99	157	159				
100	-58	-60	99	99	157	159				
110	-59	-61	99	100	158	161				

Πίνακας 9.5.4:Συγκεντρωτικός-συγκριτικός πίνακας για τις τιμές του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής για τον κινητήρα 6s60me-c8.5





<u>9.5.3 Κινητήρας MAN 6S70MC-C8</u>

Ακολουθεί συγκεντρωτικός-συγκριτικός πίνακας για τις τιμές των πιέσεων:

	Pscav (bar)			Pexh (bar)			∆P (bar) (Pscav-Pexh)		
load(%)	Διαγραμμ.	Sea trials	matlab	Διαγραμμ.	Sea trials	matlab	Διαγραμμ.	Sea trials	matlab
16	1,18	1,17	1,19	1,05	1,14	1,05	0,13	0,03	0,14
42	1,96	1,98	1,96	1,79	1,84	1,73	0,17	0,14	0,23
64	2,72	2,73	2,73	2,48	2,49	2,44	0,24	0,24	0,29
65	2,76	2,77	2,76	2,5	2,53	2,47	0,26	0,24	0,29
71	2,92	2,93	2,92	2,65	2,68	2,62	0,27	0,25	0,3
78	3,17	3,18	3,18	2,9	2,9	2,87	0,27	0,28	0,31
92	3,72	3,73	3,73	3,44	3,41	3,45	0,28	0,32	0,28
100(1)	4,15	4,15	4,15	3,89	3,81	3,94	0,26	0,34	0,21
100(2)	4,08	4,09	4,07	3,8	3,75	3,82	0,28	0,34	0,25
100(3)	4,08	4,09	4,08	3,8	3,76	3,81	0,28	0,33	0,27

Πίνακας 9.5.5:Συγκεντρωτικός-συγκριτικός πίνακας για τις τιμές των πιέσεων για τον κινητήρα 6s70mc-c8



Σχήμα 9.5.5:Συγκριτικό διάγραμμα μεθόδων ως προς τον προσδιορισμό της διαφοράς πίεσης στον κινητήρα 6s70mc-c8

Από το διάγραμμα είναι δυνατό να παρατηρηθούν κάποιες αποκλίσεις των μεθόδων από τις μετρούμενες τιμές γεγονός που οφείλεται στην απόκλιση των τιμών της πίεσης εξαγωγής όπως φαίνεται καλύτερα από τον πίνακα 9.5.5. Η απόκλιση αυτή είναι πιθανό να οφείλεται στην ταλαντωτική μορφή της πίεσης του κυλίνδρου κατά την εναλλαγή των αερίων όπου όμως εδώ παρουσιάζεται πιο σύνθετη σε σχέση με τους άλλου δυο κινητήρες που παρουσιάζουν μεγαλύτερη ακρίβεια. Αυτό μπορεί να φανεί συγκρίνοντας τα αντίστοιχα διαγράμματα πιέσεων για οποιοδήποτε φορτίο για τους τρεις κινητήρες. Το γεγονός αυτό είναι δυνατό να εισάγει σφάλματα ανάγνωσης για τον γραφικό προσδιορισμό της πίεσης εξαγωγής. Η απόκλιση των αποτελεσμάτων από τον κώδικα σε matlab που είναι και η μεγαλύτερη οφείλεται στην χρήση εντολής εξομάλυνσης(εντολή smooth) που κρίθηκε όμως ως απαραίτητη για την εξομάλυνση των δευτερευουσών-επουσιωδών ταλαντώσεων(λόγω συνθηκών κατά την μέτρηση) οι οποίες δεν επέτρεπαν την εφαρμογή της υπολογιστικής μεθόδου καθολικά.

Ακολουθεί συγκεντρωτικός-συγκριτικός πίνακας για τις τιμές του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής:

F #								
		open(deg)		close(deg)		Duration open(deg)		
	load(%)	Διαγραμμ	matlab	Διαγραμμ matlab		Διαγραμμ	matlab	
	16	-66	-70	86	88	152	158	
	42	-66	-68	86	87	152	155	
	64	-66	-67	86	87	152	154	
	65	-66	-68	86	86	152	154	
	71	-66	-67	86	89	152	156	
	78	-66	-67	86	89	152	156	
	92	-66	-66	86	90	152	156	
	100	-66	-66	86	90	152	156	
	100	-66	-66	86	86	152	152	
	100	-66	-67	86	90	152	157	

Πίνακας 9.5.6:Συγκεντρωτικός-συγκριτικός πίνακας για τις τιμές του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής για τον κινητήρα 6s70mc-c8

Το αντίστοιχο διάγραμμα για καλύτερη εποπτεία των μεγεθών έχει ως εξής:



Σχήμα 9.5.6:Συγκριτικό διάγραμμα μεθόδων ως προς τον προσδιορισμό του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής στον κινητήρα 6s70mc-c8

Παρατηρούμε ότι η διάρκεια που είναι ανοιχτή η βαλβίδα εξαγωγής είναι ανεξάρτητη του φορτίου και πρακτικώς σταθερή καθώς πρόκειται για μηχανή MC.

<u>10. Ανακεφαλαίωση – Συμπεράσματα</u>

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναπτύχθηκε μία μεθοδολογία για τον υπολογισμό της διαφορικής πίεσης εισαγωγής-εξαγωγής δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel. Επιπλέον έγινε εκτίμηση του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής με χρήση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πιέσεων.

Στα αρχικά κεφάλαια της εργασίας, παρουσιάστηκαν βασικά στοιχεία από τη θεωρία των ΜΕΚ τα οποία χρησιμοποιούνται στη συνέχεια κατά την ανάλυση. Συγκεκριμένα έγινε αναφορά στις βασικές αρχές λειτουργίας των 2-Χ μηχανών εσωτερικής καύσης με έμφαση στις μεθόδους απόπλυσης κατά την φάση εναλλαγής των αερίων, στα θεωρητικά μοντέλα απόπλυσης, στην μέτρηση των βαθμών απόδοσης, στους τύπους και διατάξεις των θυρίδων και σε θέματα υπερπλήρωσης δίχρονων μηχανών. Επίσης παρουσιάστηκαν οι συνήθεις μετρητικές διατάξεις πίεσης δίχρονων ναυτικών κινητήρων όπως επίσης και στοιχεία θεωρίας των βραδύστροφων μηχανών ναυτικών μηχανών Diesel. Στη συνέχεια ακολούθησε μία σύντομη περιγραφή των τριών εξεταζόμενων κινητήρων όπου καταγράφηκαν τα βασικά τους μεγέθη και αναπτύχθηκαν οι βασικές διαφοροποιήσεις τους στα συστήματα παροχής καυσίμου και στον κινηματικό μηχανισμό της βαλβίδας εξαγωγής. Τέλος έγινε αναφορά στις διαδικασίες πιστοποίησης και ελέγχου λειτουργίας που εφαρμόζονται στους ναυτικούς κινητήρες κατά την παραλαβή αυτών (sea trials, shop tests).

Ακολουθεί η παρουσίαση της μεθοδολογίας γραφικού υπολογισμού των πιέσεων εισαγωγής (Pinlet) και εξαγωγής (Pexh) ενδεικτικά σε ένα φορτίο κινητήρα η οποία στη συνέχεια εφαρμόζεται και στα υπόλοιπα φορτία. Η μεθοδολογία αφορά στην κατάλληλη επεξεργασία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πιέσεων που προκύπτει από τις μετρούμενες τιμές της πίεσης ενός "μέσου" κυλίνδρου για διαφορετικά φορτία λειτουργίας. Με τον όρο "μέσος" κύλινδρος εννοείται ότι λαμβάνεται ένα μέσο δυναμοδεικτικό διάγραμμα από τις τιμές των πιέσεων όλων των κυλίνδρων του κινητήρα για κάθε φορτίο. Τα αποτελέσματα που εξάγονται από την ανάλυση του μέσου κυλίνδρου παρουσιάζονται συγκριτικά σε πίνακες καθώς και σε αντίστοιχα διαγράμματα με σκοπό την εύκολη εποπτεία των μεγεθών της διαφορικής πίεσης και του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής. Με στόχο την αυτοματοποίηση της μεθόδου αναπτύχθηκε υπολογιστικός κώδικας με χρήση του λογισμικού Matlab. Ο κώδικας δέχεται σαν είσοδο τις τιμές P-φ και σαν αποτέλεσμα παρέχει τα ζητούμενα μεγέθη πίεσης εισαγωγής-εξαγωγής και το χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής. Τα αποτελέσματα των δύο μεθόδων συγκρίνονται με μετρήσεις των μεγεθών που λαμβάνονται σε πραγματικό χρόνο εν πλω (sea trials) και σχολιάζονται.

Από την εργασία προέκυψαν τα ακόλουθα βασικά συμπεράσματα:

- Στον κινητήρα Wartsila W7X82 η εφαρμογή των δύο μεθόδων τόσο της γραφικής όσο και της υπολογιστικής έδωσε μεγάλη ακρίβεια αποτελεσμάτων για τις εξεταζόμενες πιέσεις εισαγωγής-εξαγωγής καθώς οι αποκλίσεις από τις μετρούμενες τιμές ήταν αμελητέες. Παρατηρούμε ότι η διαφορά πίεσης (Pinlet Pexh) αυξάνεται με το φορτίο γεγονός που ήταν αναμενόμενο.
- Στον κινητήρα Wartsila W7X82 για την εξαγωγή του προφίλ χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής οι δύο μέθοδοι (γραφική και υπολογιστική) παρουσίασαν σχεδόν ταυτόσημα αποτελέσματα. Η σύγκριση με τις πραγματικές τιμές χρονισμού δεν ήταν δυνατή καθώς δεν ήταν γνωστά τα ακριβή στοιχεία χρονισμού της μηχανής. Παρόλα αυτά η μορφή του διαγράμματος διάρκειας ανοίγματος βαλβίδας συναρτήσει του φορτίου(στροφών), όπου η διάρκεια αυξάνεται με το φορτίο, είναι η αναμενόμενη για μία μηχανή RT-FLEX(W7X82). Όπως είναι γνωστό οι κινητήρες του τύπου αυτού παρέχουν τη δυνατότητα για πλήρη έλεγχο των παραμέτρων χρονισμού.
- Κατά την εφαρμογή των δύο μεθόδων (γραφική και υπολογιστική) στον κινητήρα MAN 6S60ME-C8.5 παρατηρούμε από το συγκριτικό διάγραμμα πιέσεων κάποιες αποκλίσεις σε σχέση κυρίως με τις μετρούμενες τιμές. Οι αποκλίσεις στη διαφορική πίεση (Δp) πηγάζουν από την απόκλιση των τιμών της πίεσης εξαγωγής από τις αντίστοιχες μετρούμενες και όχι από τις τιμές της πίεσης εισαγωγής που και σε αυτή την περίπτωση παρουσιάζουν μεγάλη ακρίβεια. Οι αποκλίσεις των τιμών της πίεσης εξαγωγής που και σε αυτή την περίπτωση παρουσιάζουν μεγάλη ακρίβεια. Οι αποκλίσεις των τιμών της πίεσης εξαγωγής είναι πιθανό να οφείλονται σε σφάλματα των μετρούμενων τιμών καθώς η καμπύλη αυτή δεν έχει την αναμενόμενη μορφή ειδικά μετά το φορτίο 100% όπου παρατηρείται πτώση της διαφοράς πίεσης κάτι που αντιβαίνει στην θεωρία ότι η διαφορά πίεσης αυξάνεται αυξανομένου του φορτίου. Αντίθετα, η γραφική και η υπολογιστική μέθοδος δείχνουν αυτή την τάση κυρίως μετά από τιμή φορτίου 90%.
- Από το προφίλ χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής της μηχανής MAN 6S60ME-C8.5 παρατηρούμε ότι η διάρκεια που είναι ανοιχτή η βαλβίδα αυξάνεται με το φορτίο άρα και τις στροφές της μηχανής. Η δυνατότητα πλήρους ελέγχου των παραμέτρων χρονισμού προκύπτει από το γεγονός ότι η μηχανή είναι ηλεκτρονική ως προς την επενέργεια στην βαλβίδα εξαγωγής.
- Στην περίπτωση της μηχανής MAN 6S70MC-C8 από το συγκριτικό διάγραμμα πιέσεων είναι δυνατό να παρατηρηθούν κάποιες αποκλίσεις των δύο μεθόδων από τις μετρούμενες τιμές γεγονός που οφείλεται στην απόκλιση των τιμών της πίεσης εξαγωγής και όχι της εισαγωγής όπου παρουσιάζουν ικανοποιητική ακρίβεια. Στον συγκεκριμένο κινητήρα στο διάγραμμα P-φ σε οποιοδήποτε φορτίο παρατηρούμε κάποιες πιο σύνθετες, ταλαντωτικής μορφής, αυξομειώσεις της πίεσης σε σχέση με τους άλλους δυο κινητήρες που παρουσιάζουν μεγαλύτερη ακρίβεια αποτελεσμάτων. Το γεγονός αυτό δυσχεραίνει την εφαρμογή της γραφικής μεθόδου καθώς εισάγει σφάλματα ανάγνωσης για τον γραφικό προσδιορισμό της πίεσης εξαγωγής. Επίσης

επιβάλει την χρήση ειδικής εντολής εξομάλυνσης κατά την εφαρμογή της υπολογιστικής μεθόδου με στόχο την διατήρηση μόνον των πρωτογενώνκύριων ταλαντώσεων κατά την εναλλαγή των αερίων και την εξομάλυνση των δευτερευουσών-επουσιωδών ταλαντώσεων (λόγω συνθηκών κατά την μέτρηση, θόρυβος) οι οποίες δεν επέτρεπαν την καθολική εφαρμογή της υπολογιστικής μεθόδου. Η χρήση όμως μιας διαδικασίας εξομάλυνσης (παρεμβολής σημείων) αναπόφευκτα οδηγεί στην μείωση ακρίβειας του τελικού αποτελέσματος. Παρ'όλα αυτά παρατηρούμε σχετικά ικανοποιητική ακρίβεια σε ένα μεγάλο εύρος φορτίου λειτουργίας.

 Στον κινητήρα MAN 6S70MC-C8 για την εξαγωγή του προφίλ χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής παρατηρούμε ότι και από τις δύο μεθόδους η διάρκεια που είναι ανοιχτή η βαλβίδα εξαγωγής είναι ανεξάρτητη του φορτίου και πρακτικώς σταθερή. Αυτό είναι αναμενόμενο καθώς πρόκειται για μηχανή MC όπου η επενέργεια στη βαλβίδα εξαγωγής γίνεται από εκκεντροφόρο άτρακτο άρα έχουμε σταθερή διάρκεια ανοίγματος.

Βιβλιογραφία

- Κ.Δ. Ρακόπουλος & Ε.Γ. Γιακουμής, Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση
 Μ.Ε.Κ, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 2011
- Κ.Δ. Ρακόπουλος & Δ.Θ. Χουντάλας, Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 1998
- Κ.Δ. Ρακόπουλος, Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 1988
- C.F. Taylor, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, Vol I, MIT Press, Cambridge MA, 1966
- > H.N. Gupta, Fundamentals of Internal Combustion Engines, PHI learning, 2012
- Doug Woodyard, Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines, 9th Edition, Butterworth-Heinemann, 2009
- > MAN B&W S70MC-C8 Project Guide, First edition, January 2009
- MAN B&W S60ME-C8.5 Project Guide, Edition 0.5, April 2014
- > Wartsila Ship Power Business White Paper, VLCC Propulsion, 2013
- > Basic Principles of Ship Propulsion, MAN B&W Diesel, 2011
- > PMI System (off-line) Users guide, Version 2.3, MAN B&W Diesel, 2005
- E.Sigurdsson, Scavenging Flow in a Two Stroke Diesel Engine, Master Thesis, Technical University of Denmark, 2011
- Δ.Λουράντος, Ανάλυση και συγκριτική αξιολόγηση δεδομένων από εργοστασιακές δοκιμές και δοκιμές θαλάσσης μεγάλων δίχρονων ναυτικών κινητήρων Diesel, Διπλωματική εργασία ΕΜΠ, 2014
- Διαδικτυακές πηγές: <u>http://www.marinediesels.info/Theory/actual_diesel_cycle.htm</u> <u>http://www.marineengineering.org.uk/page40.html</u> <u>http://www.lme.ntua.gr:8080/capabilities-1/experimental/performance-</u> <u>measurements/in-cylinder-pressure-measurement</u> <u>http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/Other_info/electroni</u> <u>c_engine.htm</u> <u>http://www.imo.org/en/OurWork/environment/pollutionprevention/airpollu</u> <u>tion/pages/air-pollution.aspx</u> <u>http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollu</u>

tion/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx