



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας

ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗ ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΝΑΥΤΙΚΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΜΕ ΕΛΙΚΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΥ ΒΗΜΑΤΟΣ

<u>Διπλωματική Εργασία</u>

Καζακίδης Σταύρος-Διαμαντής

Επιβλέπων: Καθηγητής Ν. Π. Κυρτάτος

Αθήνα, Φεβρουάριος 2020

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Περίλ	. ηψη		3	
Ευχαρ	ριστίες		5	
1.	Εισα	αγωγή	7	
1.1	Σκοπός της εργασίας			
1.2	Κινητήρας MAN B&W S50ME-C8.2			
1.3	Έλικα Μεταβλητού Βήματος CPP (Controllable Pitch Propeller)			
	1.3.1 Σειρές ελίκων μεταβλητού βήματος			
	1.3.	1.1 Σειρές ελίκων των Gutsche και Schroeder		
	1.3.	1.2 Σειρές ελίκων JD-CPP		
	1.3.1.3 Άλλες σειρές ελίκων μεταβλητού βήματος		17	
1.4	Απώλεια Έναυσης (Misfire)			
	1.4.1	Απώλεια Έναυσης σε Κινητήρα Ανάφλεξης με Σπινθηριστή		
	1.4.2	Απώλεια Έναυσης σε Κινητήρα Diesel		
1.5	Δομ	ιή της εργασίας	21	
2.	Περ	ριγραφή του μοντέλου της προσομοίωσης	23	
2.1	Περιγραφή της μεθόδου μοντελοποίησης			
2.2	Περιγραφή του μοντέλου της μηχανής (Engine Model)			
	2.2.1	Motor THERmodynamics (MOTHER)	25	
	2.2.2	Περιγραφή των μοντέλων των κυλίνδρων	29	
2.3	Περ	οιγραφή του Μοντέλου της Έλικας (Propeller Model)		
	2.3.1	Υπολογισμός του συντελεστή ομόρου w (Wake Fraction)		
	2.3.2	Υπολογισμός της ώσης και της ροπής		
2.4	Περ	οιγραφή του μοντέλου του πλοίου (Vessel Model)		
	2.4.1	Υπολογισμός Συνολικής Μάζας Πλοίου	40	
	2.4.2	Υπολογισμός Συντελεστή Μείωσης Ώσης t (Thrust Deduction Factor)	40	
	2.4.3	Υπολογισμός Συνολικής Αντίστασης Πλοίου(R _{τοτΑL})		
2.5	.5 Ελεγκτής Στροφών		42	
2.6	Περιγραφή του Συστήματος Ελέγχου της Πρόωσης (Combinator Model)			
	2.6.1	Σύστημα Ελέγχου Προωσης Alphatronic-3000		
2.7	Αλλ	ηλεπίδραση Μοντέλων	47	
3.	Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων συνολικού μοντέλου			

3.1	Επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75%	. 52
3.2	Επιβράδυνση από φορτίο 75% σε φορτίο 50% για ήρεμη θάλασσα	. 55
3.3 απώλε	Επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% με πιθανότητες εμφάνισης του φαινομένου ιας έναυσης 1%, 2.5% & 5% για ήρεμη θάλασσα	, . 58
3.4 απώλε	Επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% με πιθανότητες εμφάνισης του φαινομένου ιας έναυσης 1%, 2.5% & 5% για δυσμενείς καιρικές συνθήκες	, . 64
4.	Συμπεράσματα	. 71
4.1	Καταγραφή συμπερασμάτων	. 71
4.2	Προτάσεις για μελλοντική έρευνα	. 72
Βιβλιογρ	ραφία	. 73
ΠΑΡΑΡΤ	НМА	. 75
Α1: Απ εμφάν	οτελέσματα προσομοίωσης επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% με πιθανότητα ισης του φαινομένου απώλειας έναυσης ίση με 2.5% για ήρεμη θάλασσα	. 75
А2: Ал	οτελέσματα προσομοίωσης επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% με πιθανότητα	

A2: Αποτελέσματα προσομοίωσης επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% με πιθανότητα εμφάνισης του φαινομένου απώλειας έναυσης ίση με 2.5% για δυσμενείς καιρικές συνθήκες 77

Περίληψη

Στην παρούσα διπλωματική εργασία γίνεται διερεύνηση της μεταβατικής λειτουργίας μεγάλου δίχρονου ναυτικού κινητήρα, που για την πρόωση του χρησιμοποιεί έλικα μεταβλητού βήματος (Controllable Pitch Propeller, CPP), εστιάζοντας στη συνεργασία του συγκεκριμένου τύπου έλικας με την κύρια μηχανή του εξεταζόμενου πλοίου.

Η απόκριση του συνολικού συστήματος πρόωσης και του πλοίου, κατά την πλεύση του, εξετάζεται χρησιμοποιώντας ένα συνολικό μοντέλο προσομοίωσης της πρόωσης του πλοίου, το οποίο αποτελείται από τα μοντέλα του κινητήρα, της έλικας μεταβλητού βήματος και του πλοίου, τα οποία αλληλεπιδρούν δυναμικά μεταξύ τους.

Η μοντελοποίηση του κινητήρα υλοποιείται μέσω λογισμικού προσομοίωσης μηδενικής διάστασης (0-D), το οποίο έχει αναπτυχθεί από το Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, και ονομάζεται MOTHER (MOtor THERmodynamics). Το μοντέλο του κινητήρα έχει αναπτυχθεί σε προηγούμενη εργασία του εργαστηρίου και τα αποτελέσματά του σε προσομοιώσεις σταθερών καταστάσεων (steady state) έρχονται σε συμφωνία με τα πειραματικά δεδομένα.

Το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση της λειτουργίας της έλικας ενσωματώνει ένα μοντέλο τεσσάρων τεταρτημορίων για την έλικα (1ο τεταρτημόριο: πρόσω του πλοίου, περιστροφική ταχύτητα προς τα μπροστά, 2ο τεταρτημόριο: πρόσω κίνηση του πλοίου, περιστροφική ταχύτητα προς τα πίσω, 3ο τεταρτημόριο: πίσω κίνηση πλοίου, περιστροφική ταχύτητα προς τα πίσω, 3ο τεταρτημόριο: πίσω κίνηση πλοίου, περιστροφική ταχύτητα προς τα πίσω, τα μπροστά, τα πίσω, περιστροφική ταχύτητα προς τα πίσω, τα πίσω, 3ο τεταρτημόριο: πίσω κίνηση πλοίου, περιστροφική ταχύτητα προς τα πίσω, τα μπροστά, τα πίσω, περιστροφική ταχύτητα προς τα πίσω, τα πίσω, τα πος τα πίσω, περιστροφική ταχύτητα προς τα πίσω, τα παρος τα πίσω, τα μπροστά), το οποίο όμως επειδή η έλικα της παρούσας εργασίας είναι μεταβλητού βήματος ουσιαστικά ανάγεται σε μοντέλο δύο τεταρτημορίων, διότι οι έλικες μεταβλητού βήματος είναι μονής κατεύθυνσης ως προς την κατεύθυνση περιστροφή τους και η γωνία προχώρησης λαμβάνει τιμές από -90° ως 90°. Έτσι, χρησιμοποιώντας όρους ενός μοντέλου τεσσάρων τεταρτημορίων, στην περίπτωση μας ενδιαφερόμαστε μόνο για το πρώτο και το τέταρτο τεταρτημόριο. Μέσω αυτού του μοντέλου υπολογίζουμε την απαιτούμενη ροπή και την παραγόμενη ώση της εξεταζόμενης έλικας μας για διάφορα βήματα της έλικας ανάλογα με την κατάσταση λειτουργίας.

Για την μοντελοποίηση της γάστρας του πλοίου χρησιμοποιήθηκε μία αναλυτική έκφραση υπολογισμού της συνολικής αντίστασης της γάστρας του πλοίου και των παρελκόμενων του. Η μέθοδος που εφαρμόστηκε έχει αναπτυχθεί από την έρευνα του J. Holtrop και μέσω αυτού του μοντέλου υπολογίζεται η ταχύτητα του υπό εξέταση πλοίου.

Για τον έλεγχο του συστήματος χρησιμοποιήθηκε το κατάλληλο σύστημα ελέγχου πρόωσης, το οποίο προτείνεται από την κατασκευάστρια εταιρία του κινητήρα και η μοντελοποίηση του οποίου έγινε σύμφωνα με οδηγίες που δίνονται από το εγχειρίδιο χρήσης του συστήματος.

Με το συνολικό μοντέλο διενεργήθηκαν προσομοιώσεις αλλαγής φορτίου, μέσω της αλλαγής του βήματος της έλικας για πλεύση σε ήρεμη θάλασσα, με σκοπό την ανάδειξη της μεταβατικής συμπεριφοράς του συνολικού συστήματος κινητήρα-έλικας-πλοίου και ενδεχόμενων αδυναμιών που μπορεί να προκύψουν. Επιπλέον, πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις επιτάχυνσης του συνολικού μοντέλου, παρουσία του φαινομένου απώλειας έναυσης (Misfire), ώστε να γίνει διερεύνηση του συστήματος και παρουσία μίας τέτοιας βλάβης του κινητήρα, που μπορεί να δημιουργήσει θέματα ασφάλειας ως προς την λειτουργία του πλοίου.

Ευχαριστίες

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στο Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας (Ε.Ν.Μ.) της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου υπό την επίβλεψη του Καθηγητή Νικόλαου Κυρτάτου.

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή, κ. Ν. Π. Κυρτάτο, για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με την μελέτη του συγκεκριμένου θέματος, τις συμβουλές του, την άρτια καθοδήγησή του και τη γενικότερη συνεισφορά του στο τελικό αποτέλεσμα. Οι επισημάνσεις και οι διορθώσεις του ήταν καθοριστικές για την ολοκλήρωση της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Επιπλέον, θα ήθελα να ευχαριστήσω τα μέλη της εξεταστικής επιτροπής, τον κ. Γεώργιο Παπαλάμπρου, Επίκουρο Καθηγητή της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών και τον κ. Κ. Μπελιμπασάκη, Καθηγητή της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών.

Ακόμα, ευχαριστώ θερμά τον Υ.Δ. Μιχάλη Φωτεινό για την επίβλεψη, την σημαντική βοήθεια του στη συζήτηση όλων των θεμάτων που προέκυψαν κατά την εκπόνηση της εργασίας και την εποικοδομητική συνεργασία που είχαμε κατά την διάρκεια αυτής.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά την οικογένεια και τους φίλους μου για την υποστήριξή τους καθ' όλη την διάρκεια των σπουδών μου και την εκπόνηση της διπλωματικής μου εργασίας.

1. Εισαγωγή

1.1 Σκοπός της εργασίας

Η αποτελεσματική προσομοίωση της λειτουργίας των επιμέρους στοιχείων, που αποτελούν μια εγκατάσταση πρόωσης ενός πλοίου, αποτελεί έναν από τους σημαντικότερους παράγοντες στην καλύτερη κατανόηση των φυσικών διαδικασιών που λαμβάνουν χώρα κατά την λειτουργία μιας εγκατάστασης πρόωσης καθώς και της αλληλεπίδρασης των διαφόρων υποσυστημάτων, που συμπεριλαμβάνονται σε αυτή την εγκατάσταση. Επιπρόσθετα, η προσομοίωση μιας εγκατάστασης πρόωσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί ώστε να διευκολυνθεί η διαδικασία ανάπτυξης και βελτιστοποίησης των λειτουργιών και των επιμέρους στοιχείων της εγκατάστασης, αρχικά με την δοκιμή εναλλακτικών μεθόδων σχεδίασης αλλά και με αξιολόγηση των υποσυστημάτων μέσω των οποίων γίνεται ο έλεγχος της εγκατάστασης πρόωσης.

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η διερεύνηση της μεταβατικής συμπεριφοράς μεγάλου δίχρονου ναυτικού κινητήρα, που είναι συζευγμένος με έλικα μεταβλητού βήματος κατά την πλεύση σε ήρεμη θάλασσα. Επιπλέον, μελετάται η συμπεριφορά του εν λόγω κινητήρα σε μεταβατικές καταστάσεις με ταυτόχρονη εμφάνιση του φαινομένου της απώλειας έναυσης (Misfire), για πλεύση του πλοίου τόσο σε ήρεμη θάλασσα όσο και σε δυσμενείς καιρικές συνθήκες.

Η παραπάνω μελέτη καθίσταται εφικτή με την δημιουργία ενός αποδοτικού συνολικού μοντέλου προσομοίωσης της εγκατάστασης πρόωσης, προκειμένου να είναι δυνατή η αξιολόγηση και παρακολούθηση της αλληλεπίδρασης των επιμέρους στοιχείων και των συστημάτων ελέγχου της εγκατάστασης. Η προσομοίωση της λειτουργίας της κύριας μηχανής πραγματοποιείται μέσω του λογισμικού προσομοιώσεων MOTHER (Motor THERmodynamics). Για τον υπολογισμό της ροπής και της ώσης που απαιτεί και παράγει αντίστοιχα η έλικα μεταβλητού βήματος, χρησιμοποιήθηκαν οι σειρές ελίκων που έχουν αναπτυχθεί από τους Gutsche και Schroeder.

Ακόμη, η διαφορική εξίσωση που περιγράφει την δυναμική κίνηση του πλοίου χρησιμοποιείται ώστε να γίνει ο υπολογισμός της ταχύτητας του πλοίου. Το συνολικό μοντέλο χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση της εγκατάστασης πρόωσης ενός εμπορικού πλοίου και οι παράμετροι λειτουργίας του πλοίου και της εγκατάστασης παρουσιάζονται παρακάτω.

1.2 Κινητήρας MAN B&W S50ME-C8.2

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, ο κινητήρας για τον οποίο θα πραγματοποιήσουμε τις απαιτούμενες προσομοιώσεις, κατασκευάζεται από την εταιρία MAN B&W και συγκεκριμένα είναι το μοντέλο S50ME-C8.2.

Πρόκειται για ένα αργόστροφο δίχρονο κινητήρα, ο οποίος σε φορτίο 100% λειτουργεί στις 115.2RPM (στροφές το λεπτό) και παράγει ισχύ ίση με 7620kW. Ο εν λόγω κινητήρας είναι ουσιαστικά ένας κλασσικός αργόστροφος κινητήρας Diesel, στον οποίο η ανάφλεξη στο εσωτερικό των κυλίνδρων πραγματοποιείται με συμπίεση του ατμοποιημένου μείγματος αέρα-καυσίμου. Τα βασικά χαρακτηριστικά της λειτουργίας των κινητήρων που λειτουργούν με ανάφλεξη λόγω συμπίεσης περιγράφονται παρακάτω.

Το καύσιμο εγχέεται από το σύστημα έγχυσης του καυσίμου (fuel-injection system) στο εσωτερικό του κυλίνδρου προς το τέλος της φάσης της συμπίεσης, ελάχιστα πριν από την στιγμή που επιθυμούμε να έχουμε την εκκίνηση της καύσης. Το υγρό καύσιμο, συνήθως εγχέεται με μεγάλη ταχύτητα μέσω μικρών στομίων ή ακροφυσίων στο μπεκ ψεκασμού, ψεκάζεται σε μικρές σταγόνες και τελικά εισχωρεί στο θάλαμο καύσης. Στη συνέχεια, το καύσιμο εξατμίζεται και αναμειγνύεται με τον αέρα που βρίσκεται στο κύλινδρο, σε υψηλή θερμοκρασία και πίεση. Επειδή η θερμοκρασία και η πίεση του αέρα εντός του θαλάμου καύσεως είναι μεγαλύτερη από το σημείο ανάφλεξης του καυσίμου, προκαλείται αυτόματη ανάφλεξη τμημάτων του ήδη αναμειγμένου καυσίμου και αέρα μετά από μία περίοδο καθυστέρησης (delay period), η οποία διαρκεί λίγες γωνίες περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα. Η πίεση εντός του κυλίνδρου αυξάνεται καθώς πραγματοποιείται η καύση του μείγματος αέρα-καυσίμου [2]. Η επακόλουθη συμπίεση του άκαυστου τμήματος του μείγματος μειώνει την διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης του μείγματος αέρα-καυσίμου που έχει αναμειχθεί εντός των ορίων ευφλεκτότητας, με αποτέλεσμα το μείγμα τώρα να καίγεται γρήγορα και να μειώνεται ο χρόνος εξάτμισης του υπολειπόμενου υγρού καυσίμου [1].



Στη παρακάτω εικόνα 1.1 παρατηρούμε τα βασικά στοιχεία που αποτελούν ένα κινητήρα diesel.

Εικόνα 1.1: Βασικά στοιχεία δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel [3]

Η έγχυση του καυσίμου διαρκεί έως ότου η επιθυμητή ποσότητα καυσίμου έχει εισέλθει στο εσωτερικό του κυλίνδρου [4]. Επιπλέον, η αεριοποίηση, η εξάτμιση, η ανάμιξη καυσίμου-αέρα και η καύση του μείγματος συνεχίζονται μέχρι ουσιαστικά όλο το καύσιμο να έχει περάσει από κάθε στάδιο της διαδικασίας. Ακόμη, η ανάμιξη του αέρα μέσα στο κύλινδρο με τα αέρια που καίγονται και αυτά που έχουν ήδη καεί συνεχίζεται καθ' όλη την διάρκεια της καύσης.

Από την ανάλυση που προηγήθηκε, γίνεται σαφές ότι η λειτουργία των κινητήρων Diesel, άρα και του υπό εξέταση στην παρούσα εργασία κινητήρα, είναι μια ιδιαιτέρως περίπλοκη διαδικασία. Οι

λεπτομέρειες της λειτουργίας αυτών των κινητήρων εξαρτώνται από τα χαρακτηριστικά του καυσίμου, τον σχεδιασμό του θαλάμου καύσεως του κινητήρα και του συστήματος έγχυσης του καυσίμου και από τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Επιπλέον, στους κινητήρες Diesel ο σχηματισμός του μείγματος που θα καεί πρέπει να συμβεί σε πολύ μικρό χρονικό διάστημα [5].

Στη εικόνα 1.2 φαίνονται συνολικά οι διάφορες διαδικασίες που λαμβάνουν χώρα κατά την δημιουργία του μείγματος και την διαδικασία καύσης των κινητήρων Diesel.





Για λόγους πληρότητας, κρίνεται απαραίτητο να παραθέσουμε και κάποιες συνέπειες της διαδικασίας καύσης στη λειτουργία του κινητήρα [1]. Αυτές είναι οι εξής:

- Επειδή η έγχυση του καυσίμου συμβαίνει ακριβώς πριν τη έναρξη της καύσης, δεν υπάρχει όριο εμφάνισης κρουστικών φαινομένων (knock limit) όπως στους κινητήρες ανάφλεξης με σπινθηριστή, γεγονός που προκύπτει από την αυτόματη ανάφλεξη του μείγματος του καυσίμου με τον αέρα. Για αυτό το λόγο, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε μεγαλύτερο λόγο συμπίεσης σε αυτούς τους κινητήρες, βελτιώνοντας έτσι το λόγο αέρα-καυσίμου σε σχέση με τους κινητήρες ανάφλεξης με σπινθήρα.
- Καθώς ο χρονισμός της έγχυσης του καυσίμου χρησιμοποιείται ώστε να ελέγχεται η καύση, πρέπει η περίοδος καθυστέρησης ανάμεσα στη έγχυση του καυσίμου και την αρχή της καύσης να είναι αρκετά μικρή. Για αυτό το λόγο τα χαρακτηριστικά της αυτόματης ανάφλεξης του μείγματος αέρα-καυσίμου πρέπει να διατηρούνται εντός συγκεκριμένων και προκαθορισμένων ορίων.

- Η ροπή που παράγουν οι κινητήρες Diesel εξαρτάται από το καύσιμο το οποίο εγχέεται σε κάθε κύλινδρο ανά κύκλο, με τον αέρα που εισέρχεται στο κινητήρα να παραμένει ουσιαστικά σταθερός. Για αυτό το λόγο, βελτιώνεται η μηχανική απόδοση του κινητήρα σε σχέση με του κινητήρες ανάφλεξης με σπινθήρα.
- Καθώς η ποσότητα του καυσίμου που εγχέεται ανά κύλινδρο αυξάνεται, εμφανίζονται προβλήματα κατά την διαδικασία της καύσης που οδηγούν στη δημιουργία μεγάλων ποσοτήτων καυσαερίων, που δεν προλαβαίνουν να καούν πριν την εξαγωγή από τον κινητήρα. Αυτή η υπερβολική ποσότητα αιθάλης ή μαύρου καπνού περιορίζει την μέγιστη ισχύ που μπορεί να παράξει ο κινητήρας. Και για αυτό το λόγο η μέγιστη ενδεικνυόμενη πίεση των κινητήρων Diesel είναι μικρότερη από αυτή των κινητήρων ανάφλεξης με σπινθήρα.

Ο κινητήρας που θα χρησιμοποιήσουμε στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής εργασίας ανήκει στο πρόγραμμα κινητήρων της εταιρίας MAN B&W, οι οποίοι είναι ηλεκτρονικά ελεγχόμενοι και στην ονομασία του κινητήρα αυτή η ιδιότητα συμβολίζεται από τα αρχικά **ME-C**. Ο ηλεκτρονικός έλεγχος των κινητήρων ME-C περιλαμβάνει τον ευέλικτο έλεγχο της λειτουργίας των κυλίνδρων, όπως για παράδειγμα τον χρονισμό έγχυσης του καυσίμου, της ενεργοποίησης των βαλβίδων εξαγωγής και της λίπανσης των κυλίνδρων [6].

Η ανάγκη για την ύπαρξη κινητήρων με ηλεκτρονικό έλεγχο προκύπτει από το γεγονός ότι κατά την λειτουργία του κινητήρα θέλουμε να επιτύχουμε την ελαχιστοποίηση του κόστους, και ειδικά την ελάχιστη δυνατή κατανάλωση καυσίμου σε κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα [8].

Οι αργόστροφοι δίχρονοι κινητήρες τύπου MC-C, που ελέγχονται μέσω του εκκεντροφόρου άξονα, έχουν περιορισμένη ευελιξία όσο αναφορά την ρύθμιση του καύσιμου που εγχέεται στους κυλίνδρους και την ενεργοποίηση των βαλβίδων εξαγωγής, που είναι δύο από τους σημαντικότερους παράγοντες που επηρεάζουν την λειτουργία του κινητήρα σε κάθε φορτίο [7].

Από την άλλη πλευρά, ένα σύστημα με ηλεκτρονικά ελεγχόμενη υδραυλική ενεργοποίηση των προαναφερθέντων στοιχείων δίνει την απαιτούμενη ευελιξία. Τέτοιου είδους συστήματα προσφέρουν οι κινητήρες που διαθέτουν ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου κινητήρα (ME Engine Control System).

Οι κινητήρες τύπου ΜΕ περιλαμβάνουν ένα υδραυλικό-μηχανικό σύστημα έγχυσης του καυσίμου και ενεργοποίησης των βαλβίδων εξαγωγής. Οι ενεργοποιητές (actuators) ελέγχονται ηλεκτρονικά από ένα αριθμό μονάδων ελέγχου οι οποίες συνολικά αποτελούν το σύστημα ελέγχου του κινητήρα [7].

Πιο αναλυτικά, ο ενισχυτής πίεσης καυσίμου (fuel pressure booster) αποτελείται από ένα απλό έμβολο που ενεργοποιείται με την βοήθεια υδραυλικού εμβόλου, το οποίο θέτεται σε κίνηση μέσω πίεσης λαδιού. Η πίεση του λαδιού ελέγχεται από μια ηλεκτρονικά ελεγχόμενη αναλογική βαλβίδα. Επιπλέον, η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει υδραυλικά μέσω της ενεργοποιήσης της βαλβίδας εξαγωγής δύο σταδίων, που ενεργοποιείται από το λάδι ελέγχου από μία ηλεκτρονικά ελεγχόμενη αναλογική βαλβίδα. Επιπλέον, η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει υδραυλικά μέσω της ενεργοποίησης της βαλβίδας εξαγωγής δύο σταδίων, που ενεργοποιείται από το λάδι ελέγχου από μία ηλεκτρονικά ελεγχόμενη αναλογική βαλβίδα. Οι βαλβίδες εξαγωγής κλείνουν από το «ελατήριο αέρα». Ακόμη, οι βαλβίδες εκκίνησης του κινητήρα ανοίγουν πνευματικά από ηλεκτρονικά ελεγχόμενες βαλβίδες. Με βάση τον ηλεκτρονικό έλεγχο των παραπάνω βαλβίδων, σύμφωνα με την στιγμιαία θέση του στροφαλοφόρου άξονα του κινητήρα, το σύστημα ελέγχου του κινητήρα ελέγχει ολοκληρωτικά την

διαδικασία της καύσης του υπό εξέταση κινητήρα. Τέλος, η απαιτούμενη ευελιξία επιτυγχάνεται μέσω διαφόρων "Καταστάσεων λειτουργίας του κινητήρα", οι οποίες επιλέγονται είτε αυτόματα, ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας, είτε χειροκίνητα προκειμένου να επιτύχουμε συγκεκριμένους στόχους [7].

Συγκεντρωτικά τα πλεονεκτήματα των κινητήρων τύπου ΜΕ είναι [9]:

- Χαμηλή κατανάλωση καυσίμου και ανώτεροι παράμετροι απόδοσης, εξαιτίας του ηλεκτρονικά ελεγχόμενου χρονισμού έγχυσης του καυσίμου και των βαλβίδων εξαγωγής, σε κάθε περιστροφική ταχύτητα και φορτίο του κινητήρα.
- Ευέλικτα χαρακτηριστικά εκπομπών, με χαμηλές εκπομπές NOX και λειτουργία χωρίς παραγωγή αιθάλης.
- Τέλεια ισορροπία του κινητήρα με εξισορροπημένη κατανομή του θερμικού φορτίου μεταξύ των κυλίνδρων.
- Καλύτερη επιτάχυνση του πλοίου σε καταστάσεις πορείας πρόσω, προς τα πίσω και απότομης διακοπής λειτουργίας λόγω ατυχήματος.
- Μεγαλύτερο εύρος συνδυασμών μεταξύ ταχύτητας και φορτίου του κινητήρα.
- Μεγαλύτερο χρονικό διάστημα ανάμεσα στις επιθεωρήσεις του κινητήρα.
- Οι κινητήρες τύπου ΜΕ είναι ελαφρύτεροι.
- Διαθέσιμες μορφές και για κινητήρες διπλού καυσίμου.
- Αποδοτική λειτουργία του κινητήρα σε πολύ χαμηλές ταχύτητες για μεγάλες χρονικές περιόδους και για την πραγματοποίηση ελιγμών.

Συμπληρωματικά, ο κινητήρας τύπου ME-C είναι μικρότερος και μία πιο συμπαγής έκδοση του κινητήρα ME. Προσαρμόζεται εύκολα σε περίπτωση που απαιτείται ένα μικρό μηχανοστάσιο, για παράδειγμα στο πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων.

Τέλος, για κινητήρες με ονομασία MAN B&W ME /ME-C-TII, άρα και για τον εξεταζόμενο κινητήρα, οι παράμετροι σχεδίασης και απόδοσης συμμορφώνονται με τον Διεθνή Οργανισμό Ναυσιπλοΐας (IMO) για κανονισμούς εκπομπών Tier II.



Εικόνα 1.3: Εγκάρσια τομή του κινητήρα 6S50ME-C8.2 [7]

1.3 Έλικα Μεταβλητού Βήματος CPP (Controllable Pitch Propeller)

Οι έλικες χωρίζονται σε δύο μεγάλες βασικές κατηγορίες:

- Έλικες σταθερού βήματος (Fixed Pitch Propellers)
- Έλικες μεταβλητού βήματος (Controllable Pitch Propellers)

Οι έλικες σταθερού βήματος (FPP) είναι χυτές και συνήθως κατασκευάζονται από κράμα χαλκού. Το βήμα της έλικας, καθοριζόμενο από τη θέση των πτερυγίων, παραμένει σταθερό και δεν μπορεί να αλλάξει κατά τη λειτουργία. Οι έλικες μεταβλητού βήματος (CPP), από την άλλη, έχουν τη δυνατότητα να αλλάζουν τη θέση των πτερυγίων τους, και συνεπώς το βήμα της έλικας. Οι έλικες μεταβλητού βήματος χρησιμοποιούνται συνήθως σε ρυμουλκά, κρουαζιερόπλοια, cargo vessels και σε μεγάλα αλιευτικά πλοία.



Εικόνα 1.4: Έλικες σταθερού και μεταβλητού βήματος [10]

Στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής εργασίας θα χρησιμοποιηθεί έλικα μεταβλητού βήματος.

Μία έλικα μεταβλητού βήματος μπορεί να είναι αποδοτική σε όλο το εύρος των ταχυτήτων περιστροφής και φορτιών του κινητήρα [11]. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι σε αυτού του είδους τις έλικες μεταβάλλεται το βήμα της έλικας ώστε να επιτευχθεί η μέγιστη δυνατή εκμετάλλευση της ενέργειας που παράγει ο κινητήρας του πλοίου. Είναι προφανές ότι όταν το πλοίο είναι πλήρως φορτωμένο, η ώση που απαιτείται προκειμένου να κινηθεί είναι μεγαλύτερη σε σχέση με την περίπτωση που είναι άδειο. Με το να μπορούμε να μεταβάλλουμε το βήμα της εξεταζόμενης έλικας στο ιδανικό για την κάθε κατάσταση λειτουργίας του πλοίου, επιτυγχάνεται μεγαλύτερη αποδοτικότητα με αποτέλεσμα να μειώνεται η συνολική κατανάλωση του κινητήρα. Επιπλέον, ένα πλοίο το οποίο λειτουργεί με έλικα μεταβλητού βήματος μπορεί να επιταχύνει γρηγορότερα από την κατάσταση ακινησίας και μπορεί να επιβραδύνει πιο αποτελεσματικά, κάνοντας το σταμάτημα του πλοίου γρηγορότερο και ασφαλέστερο ταυτόχρονα [12]. Τέλος, μία έλικα μεταβλητού βήματος βελτιώνει σημαντικά τις δυνατότητες του πλοίου σε ελιγμούς [13].



Εικόνα 1.5: Απεικόνιση της λειτουργίας μιας έλικας μεταβλητού βήματος [14]

Σε αντίθεση με τις έλικες σταθερού βήματος FPP (Fixed Propeller Pitch), των οποίων η λειτουργία εξαρτάται αποκλειστικά από την ταχύτητα περιστροφής της έλικας, οι έλικες μεταβλητού βήματος (CPP) προσφέρουν έναν επιπλέον βαθμό ελευθερίας στη λειτουργία τους μέσω της ικανότητας τους να μπορούν να μεταβάλλουν το βήμα της έλικας [12]. Παρόλα αυτά, σε κάποιες εφαρμογές πρόωσης, ιδιαίτερα σε αυτές που περιλαμβάνουν γεννήτριες που συνδέονται με τον άξονα του πλοίου, η περιστροφική ταχύτητα του άξονα, άρα και της έλικας, παραμένει σταθερή με αποτέλεσμα οι μεταβλητές λειτουργίας να μειώνονται πάλι σε μία, όπως και στις έλικες σταθερού βήματος. Μπορεί αυτή η εφαρμογή κατά την οποία διατηρείται σταθερή η ταχύτητα περιστροφής της έλικας, να μας επιτρέπει την εύκολη και γρήγορη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, όμως δημιουργεί δυσκολίες ως προς τα χαρακτηριστικά της σπηλαίωσης της έλικας, με το να δημιουργείται σπηλαίωση σε διαφορετικές περιοχές των πτερυγίων ανάλογα με την κατάσταση πρόωσης του πλοίου [12].

Αξίζει να σημειωθεί ότι τα τελευταία πενήντα χρόνια όλο και περισσότερο επιλέγονται οι έλικες μεταβλητού βήματος ως το μέσο πρόωσης διαφόρων πλοίων, με αποτέλεσμα να έχει αυξηθεί σημαντικά το μερίδιο τους στη αγορά.

Η έλικα μεταβλητού βήματος, παρά το γεγονός ότι διαθέτει ένα σημαντικά μεγαλύτερο βαθμό πολυπλοκότητας σε σχέση με την έλικα σταθερού βήματος, προσφέρει ένα μεγάλο αριθμό από σημαντικά πλεονεκτήματα σε σχέση με το βασικό ανταγωνιστή της. Προφανώς, οι δυνατότητες ελικτικότητας που προσφέρουν οι έλικες μεταβλητού βήματος είναι ένα τέτοιο σημαντικό πλεονέκτημα, διότι δίνουν την δυνατότητα να έχουμε αποτελεσματικό έλεγχο της ώσης χωρίς να είναι αναγκαία η επιτάχυνση ή η επιβράδυνση του μηχανισμού πρόωσης [12]. Επιπροσθέτως, αυτή η δυνατότητα του αποτελεσματικού ελέγχου της ώσης έχει ιδιαίτερη σημασία σε συγκεκριμένες καταστάσεις, όπως για παράδειγμα όταν απαιτούνται συχνοί ελιγμοί όπως στην περίπτωση των ferryboats όπου εισέρχονται και εξέρχονται διαρκώς από λιμάνια.

Επιπλέον, το σχέδιο της πλήμνης των ελίκων μεταβλητού βήματος είναι τέτοιο έτσι ώστε όταν έχουμε πρόσω κίνηση χωρίς την περιστροφή της έλικας, να ελαχιστοποιείται η αντίσταση που δημιουργείται από τα ακίνητα πτερύγια της έλικας. Τέτοιου είδους εφαρμογές παρατηρούνται στα πολεμικά πλοία, όπου το πλοίο μπορεί να έχει τρείς έλικες, εκ των οποίων κατά την διάρκεια της πρόσω κίνησης του πλοίου να χρησιμοποιούνται μόνο οι δύο έλικες και η μεσαία να μην περιστρέφεται. Η μεσαία έλικα σε αυτή την περίπτωση ενεργοποιείται όταν απαιτείται η μέγιστη δυνατή ταχύτητα, και θα περιστρέφονται και οι τρείς έλικες του πλοίου [12].

Οι έλικες μεταβλητού βήματος διαθέτουν ένα μηχανισμό ενεργοποίησης του βήματος της έλικας (Pitch Actuating Mechanism). Εδώ, κρίνεται αναγκαίο να τονίσουμε ότι ο μηχανισμός ρύθμισης του βήματος της έλικας διαφέρει ανάλογα με τον κατασκευαστή. Αυτοί οι μηχανισμοί γενικά ενεργοποιούνται από υδραυλικά συστήματα ισχύος λαδιού λόγω της υψηλής αναλογίας ισχύος προς τον όγκο τους. Συνήθως, χρησιμοποιείται ο απλούστερος μηχανισμός ενεργοποίησης του βήματος, που είναι το έμβολο στο κύλινδρο [14].

Τα βασικά στοιχεία του υδραυλικού συστήματος μιας έλικας μεταβλητού βήματος είναι τα ακόλουθα: μια δεξαμενή, οι αντλίες, τα φίλτρα, οι βαλβίδες, οι σωληνώσεις, το κουτί διανομής λαδιού (Oil Distribution Box), ο κύλινδρος, το ψυγείο και οι αισθητήρες. Το λάδι ρέει από την δεξαμενή προς το κουτί διανομής του λαδιού μέσω ενός σωλήνα στο εσωτερικό του μηχανοστασίου. Το κουτί διανομής του λαδιού είναι μία βαλβίδα κατεύθυνσης, η οποία βρίσκεται

στο άξονα και από την οποία το λάδι ρέει μέσω ενός σωλήνα στο εσωτερικό του άξονα προς το έμβολο στη πλήμνη της έλικας [15].

Στο εσωτερικό της πλήμνης της έλικας μεταβλητού βήματος, ένας υδραυλικός κύλινδρος ενεργοποιείται κατά τον διαμήκη άξονα από την πίεση του λαδιού. Δύο θάλαμοι ενεργοποίησης (cylinder chambers) απαιτούνται, έτσι ώστε να είναι δυνατή η κίνηση των πτερυγίων τόσο σε θετικές όσο και σε αρνητικές γωνίες. Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται ο μηχανισμός που περιγράφουμε.



Εικόνα 1.6: Βασικά στοιχεία εντός της πλήμνης έλικας μεταβλητού βήματος [15]

Υπάρχουν διάφοροι μηχανισμοί μέσω των οποίων μας δίνεται η δυνατότητα να μετατρέψουμε την κίνηση του εμβόλου σε γωνιακή περιστροφή των πτερυγίων. Η πιο συνήθης είναι το έμβολο να συνδέεται με τα πτερύγια με την χρήση ενός πείρου. Ουσιαστικά, ανάλογα με το βήμα έλικας το οποίο θέλουμε να πετύχουμε το έμβολο (piston head) μεταφέρεται σε μία συγκριμένη διαμήκης θέση, προκαλώντας έτσι την περιστροφή του πείρου (pin), που έχει ως συνέπεια την αλλαγή του βήματος της έλικας μας.

Η πλήμνη μίας έλικας μεταβλητού βήματος, εκτός από το πρέπει να είναι αρκετά δυνατή, έτσι ώστε να μπορεί να αντέχει στις δυνάμεις πρόωσης που παράγονται και μεταφέρονται από τα πτερύγια της έλικας στον άξονα του πλοίου, αποτελεί και το χώρο μέσα στον οποίο τοποθετείται ο μηχανισμός ενεργοποίησης του βήματος της έλικας. Γενικά, λόγω της παραπάνω διπλής σημασίας της πλήμνης σε αυτού του είδους τις έλικες, οι διάμετροι των πλημνών για έλικες μεταβλητού βήματος τείνουν να είναι αρκετά μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες για έλικες σταθερού βήματος. Κάποια τυπικά μεγέθη διαμέτρου για την πλήμνη μίας έλικας μεταβλητού βήματος κυμαίνονται από 0.24D ως 0.32D και για κάποιες ειδικές εφαρμογές μπορεί να κυμανθεί από 0.4D ως 0.5D. Από τη άλλη πλευρά, τα αντίστοιχα μεγέθη στην περίπτωση των ελίκων σταθερού βήματος είναι από 0.16D ως 0.25D, όπου D είναι η διάμετρος της έλικας [12].

Σε γενικές γραμμές, η μεγάλη διάμετρος της πλήμνης σε αυτές τις έλικες μπορεί να αυξήσει τα υδροδυναμικά προβλήματα που μπορεί να αντιμετωπίσει μία έλικα, όπως για παράδειγμα την σπηλαίωση [12]. Όμως, στις περισσότερες περιπτώσεις η μεγάλη διάμετρος πλήμνης σε έλικες

μεταβλητού βήματος δεν δημιουργεί προβλήματα τα οποία δεν γίνεται να λυθούν άμεσα ή έμμεσα από τις ήδη υπάρχοντες τεχνικές σχεδίασης των ελίκων.

1.3.1 Σειρές ελίκων μεταβλητού βήματος

1.3.1.1 Σειρές ελίκων των Gutsche και Schroeder

Οι σειρές ελίκων που αναπτύχθηκαν από τους Gutsche και Schroeder για έλικες μεταβλητού βήματος [12] περιλαμβάνουν ένα σετ από πέντε έλικες μεταβλητού βήματος με τρία πτερύγια. Οι έλικες σχεδιάστηκαν σύμφωνα με τις σειρές που ανέπτυξε ο Gawn [16] με κάποιες μετατροπές. Οι μετατροπές αυτές έχουν να κάνουν με πάχος της λεπίδας και το μήκος της εσωτερική χορδή του πτερυγίου, που περιορίστηκαν ώστε να μπορεί το πτερύγιο να είναι πλήρως αναστρεφόμενο. Επιπρόσθετα, αυξήθηκε η διάμετρος της πλήμνης έτσι ώστε να χωράει ο μηχανισμός ενεργοποίησης του βήματος της έλικας.

Οι έλικες αυτών των σειρών σχεδιάστηκαν να έχουν διάμετρο 200mm και τρείς από αυτές τις έλικες παρήχθησαν χρησιμοποιώντας λόγο βήματος σχεδίασης ίσο με 0.7 και έχοντας ως λόγο εκτεταμένης επιφάνειας ίσο με 0.48, 0.62 ή 0.77. Οι εναπομείναντες δύο έλικες των σειρών αυτών έχουν λόγο εκτεταμένης επιφάνειας ίσο με 0.62 και λόγο βήματος σχεδίασης ίσο με 0.5 και 0.9. Οι έλικες που έχουν λόγο βήματος σχεδίασης ίσο με 0.7 ελέχθησαν τόσο για θετικές όσο και για αρνητικές τιμές της ταχύτητας προχώρησης, σε ένα εύρος λόγων βήματος ίσο με 1.5, 1.25, 1.0, 0.75, 0.5, 0, -0.5, -0.75 και-1.00. Οι άλλες δύο έλικες που συμπεριλαμβάνονται στις σειρές που αναπτύχθηκαν από τους Gutsche και Schroeder ελέχθησαν σε ένα περιορισμένο εύρος λόγων βήματος ίσο με -1.0, -0.5, 1.0 και 0.5.

Τα στοιχεία που προέκυψαν από τις σειρές που ανέπτυξαν οι Gutsche και Schroeder θα χρησιμοποιηθούν στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής εργασίας.

1.3.1.2 Σειρές ελίκων JD-CPP

Οι σειρές ελίκων μεταβλητού βήματος JD-CPP, είναι και αυτές σειρές ελίκων με τρία πτερύγια και περιλαμβάνουν 15 μοντέλα ελίκων, όπου κάθε έλικα έχει διάμετρο 267.9mm. Οι έλικες διακρίνονται σε τρείς ομάδες, όπου κάθε ομάδα αποτελείται από πέντε έλικες, και έχει λόγο εκτεταμένης επιφάνειας ίσο με 0.35, 0.50 και 0.65 αντίστοιχα. Επιπλέον, κάθε μία από τις ομάδες των λόγων εκτεταμένης επιφάνειας έχουν λόγο βήματος σχεδίασης ίσο με 0.4, 0.5, 0.8, 1.0 και 1.2 η κάθε μία. Η κατανομή του βήματος (pitch distribution) στα πτερύγια των ελίκων αυτής της σειράς είναι σταθερή από την άκρη ως το 0.6R του εκάστοτε πτερυγίου της έλικας, όπου R είναι η ακτίνα της έλικας.

Οι σειρές ελίκων, που αναπτύχθηκαν και παρουσιάστηκαν από τον Chu [17], ελέχθησαν από το πανεπιστήμιο της Σαγκάης όπου και έγιναν μετρήσεις σε ένα μεγάλο εύρος τιμών του λόγου βήματος. Το εύρος των συνθηκών που ελέχθησαν περιλαμβάνει τόσο θετικές όσο και αρνητικές τιμές του συντελεστή προχώρησης J. Για αυτό το λόγο, αυτές οι σειρές αποτελούν μία από τις πιο ολοκληρωμένες μελέτες ως προς τα υδροδυναμικά στοιχεία των ελίκων μεταβλητού βήματος.

1.3.1.3 Άλλες σειρές ελίκων μεταβλητού βήματος

Γενικά, η μελέτη των υδροδυναμικών χαρακτηριστικών των ελίκων μεταβλητού βήματος δεν έχει αναπτυχθεί τόσο σε σχέση με τις έλικες σταθερού βήματος. Οι δύο σειρές ελίκων μεταβλητού βήματος που παρατέθηκαν παραπάνω αποτελούν τις πιο ολοκληρωμένες πηγές πληροφοριών σχετικά με τις έλικες μεταβλητού βήματος της βιβλιογραφίας. Βέβαια, υπάρχουν και άλλες μελέτες, που δεν διαθέτουν όμως το πλήθος των στοιχείων των δύο παραπάνω σειρών. Κάποιες τέτοιες είναι ενδεικτικά οι μελέτες των Yazaki [18], Hansen [19] και Miller [20].



Εικόνα 1.7: Έλικα μεταβλητού βήματος σε πλοίο

1.4 Απώλεια Έναυσης (Misfire)

Με τον όρο απώλεια έναυσης σε ένα κύλινδρο του κινητήρα ή αλλιώς misfire, αναφερόμαστε στη κατάσταση κατά την οποία δεν πραγματοποιείται η διαδικασία της καύσης στο εσωτερικό ενός ή περισσότερων κυλίνδρων του κινητήρα κατά την διάρκεια λειτουργία του. Αυτή η αδυναμία να πραγματοποιηθεί η διαδικασία της καύσης μπορεί να οφείλεται σε διάφορους λόγους, όπως στη αποτυχία της ανάφλεξης του καύσιμου, τον λόγο καυσίμου-αέρα στον κύλινδρο, την "κρύα" εκκίνηση του κινητήρα καθώς και πολλές άλλες περιπτώσεις. Στη περίπτωση, που έχουμε misfire, παρατηρούμε μία απότομη μείωση στις στροφές της μηχανής, επομένως και στη ροπή την οποία παράγει καθώς και μία απότομη αύξηση στις εκπομπές άκαυστων υδρογονανθράκων [1].

Βέβαια, το φαινόμενο της απώλειας έναυσης σε ένα κινητήρα διαφέρει ανάλογα με το είδος του κινητήρα. Παρακάτω, αναλύουμε πιο συγκεκριμένα τις περιπτώσεις των κινητήρων ανάφλεξης με σπινθηριστή (spark ignition engines) και των κινητήρων diesel, στους οποίος η ανάφλεξη επιτυγχάνεται με την συμπίεση του καυσίμου.

1.4.1 Απώλεια Έναυσης σε Κινητήρα Ανάφλεξης με Σπινθηριστή

Καθώς το άκαυστο μείγμα σε ένα κινητήρα ανάφλεξης με σπινθηριστή γίνεται φτωχότερο λόγω της ύπαρξης περίσσειας αέρα ή αραιώνεται με την αύξηση του καμένου υπολειπόμενου αερίου και των ανακυκλώσιμων καυσαερίων, η περίοδος ανάπτυξης της φλόγας, η διάρκεια της καύσεως στον κύλινδρο και οι διακυμάνσεις από κύκλο σε κύκλο κατά την διαδικασία της καύσεως αυξάνονται. Τελικά, μέσω αυτής της διαδικασίας, ο κινητήρας φτάνει σε ένα σημείο όπου η λειτουργία του γίνεται απότομη και μη σταθερή και οι εκπομπές υδρογονανθράκων αυξάνονται απότομα. Το σημείο, στο οποίο συμβαίνουν τα παραπάνω φαινόμενα καθορίζει το σημείο σταθερούς λειτουργίας του κινητήρα [21].

Αυτά τα φαινόμενα προκύπτουν από την αύξηση της διάρκειας όλων των σταδίων της καύσης, καθώς το άκαυστο μείγμα αραιώνεται. Με τη αύξηση της αραίωσης, αρχικά σε ένα πολύ μικρό ποσοστό των κύκλων, η καύση πραγματοποιείται πολύ αργά, με αποτέλεσμα η καύση να ολοκληρώνεται λίγο πριν το άνοιγμα των βαλβίδων εξαγωγής [22]. Στη συνέχεια, καθώς η καύση επιμηκύνεται περαιτέρω, σε ορισμένους κύκλους δεν επαρκεί ο χρόνος ώστε να ολοκληρωθεί η καύση εντός του κυλίνδρου. Επιπλέον, μπορεί σε κάποιος κύκλους να παρατηρηθεί, σβήσιμο της φλόγας πριν ανοίξει η βαλβίδα εξαγωγής και προτού προλάβει η φλόγα να διαδοθεί μέσα στο θάλαμο καύσεως. Τελικά, κύκλοι στους οποίους έχουμε απώλεια έναυσης (misfire) μπορεί να εμφανιστούν. Αξίζει να σημειωθεί ότι το ποσοστό των κύκλων που έχουμε μερική καύση ή απώλεια έναυσης σε αυτού του είδους τους κινητήρες αυξάνεται, στην περίπτωση που το μείγμα γίνει ακόμα φτωχότερο ή αραιωθεί περαιτέρω, με αποτέλεσμα να φτάσουμε σε ένα σημείο που το ποσοστό αυτό είναι τόσο μεγάλο που δεν είναι πλέον εφικτή η λειτουργία του κινητήρα [1].

1.4.2 Απώλεια Έναυσης σε Κινητήρα Diesel

Ένα από τα πιο συχνά προβλήματα που μπορεί να εμφανίσει ένας κινητήρας Diesel είναι η απώλεια έναυσης σε κάποιο κύλινδρο. Αυτό το φαινόμενο συνδέεται άμεσα με την διαδικασία της καύσης στους κινητήρες Diesel, η οποία διαδικασία είναι μία από τις πιο σημαντικές διαδικασίες στη λειτουργία των κινητήρων αυτού του είδους. Η καύση στους κινητήρες Diesel περιλαμβάνει ένα σημαντικό αριθμό από φυσικές και χημικές αντιδράσεις και αποτελείται από τα εξής τέσσερα στάδια [1]:

I. Καθυστέρηση ανάφλεξης (Ignition Delay)

Αυτό το στάδιο περιλαμβάνει την περίοδο από την αρχή της έγχυσης του καυσίμου μέχρι το σημείο που επιτυγχάνεται η ανάφλεξη του. Το καύσιμο το οποίο εγχέεται στους κυλίνδρους πρέπει να έχει αεριοποιηθεί πλήρως, ο λόγος καυσίμου-αέρα πρέπει να είναι ακριβής και η θερμοκρασία του θαλάμου καύσεως πρέπει να είναι υψηλή, ώστε να πραγματοποιηθεί η ανάφλεξη του μείγματος.

II. Καύση προανάμειξης

Σε αυτό το στάδιο, μόλις γίνει η ανάφλεξη η θερμότητα που παράγεται διαδίδεται απότομα σε όλο το θάλαμο, με αποτέλεσμα να ξεκινά η διαδικασία της καύσης.

III. Καύση Διάχυσης

Στο στάδιο της καύσης διάχυσης, χαμηλότερη θερμότητα διαχέεται για τον έλεγχο της καύσης του καυσίμου.

IV. Τελευταία φάση της καύσης

Η πτώση της θερμοκρασίας και της πίεσης στο εσωτερικό του θαλάμου, εκκινούν μία διαδικασία ψύξης του, με αποτέλεσμα να έχουμε πιο αργή απελευθέρωση θερμότητας.



Εικόνα 1.8: Ρυθμός έκκλησης θερμότητας στα διάφορα στάδια της διαδικασίας καύσης στους κινητήρες Diesel

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, το φαινόμενο της απώλειας έναυσης σε ένα κινητήρα συμβαίνει όταν σε έναν ή περισσότερους κυλίνδρους δεν πραγματοποιείται ανάφλεξη του καυσίμου. Ειδικότερα, όταν ο λόγος καυσίμου-αέρα στο εσωτερικό του θαλάμου καύσεως στο κύλινδρο δεν είναι ο επιθυμητός [24].

Η απώλεια έναυσης ενός κινητήρα μειώνει την παραγόμενη ισχύ και δημιουργεί προβλήματα στη αποδοτική λειτουργία του πλοίου. Επιπλέον, το φαινόμενο αυτό προκαλεί αύξηση των εκπομπών άκαυστων υδρογονανθράκων και μπορεί να προκαλέσει δονήσεις σε όλο το μήκος του πλοίου [25].

Στους κινητήρες Diesel, η απώλεια έναυσης κυρίως οφείλεται στο καύσιμο, την ανάφλεξη του και σε μηχανολογικά σφάλματα του κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, σε αυτού του είδους τους κινητήρες η απώλεια έναυσης πραγματοποιείται όταν δεν έχουμε την κατάλληλη ανάφλεξη. Μη κατάλληλη ανάφλεξη μπορεί να είναι πρόωρη, καθυστερημένη ή ελλιπής καύση [23].

Κάποιες άλλες περιπτώσεις στις οποίες μπορεί να παρουσιαστεί το φαινόμενο της απώλειας έναυσης είναι οι εξής [23]:

 Η έλλειψη αέρα που εισέρχεται σε κάποιο κύλινδρο του κινητήρα καθιστά δύσκολη την διεξαγωγή των χημικών αντιδράσεων που απαιτούνται για την ολοκλήρωση της καύσης.

- Ελαττώματα τα οποία μπορεί να εμφανιστούν στα ηλεκτρονικά συστήματα ενός συστήματος καυσίμου έχουν ως αποτέλεσμα να παρεμποδίζεται η ροή του καυσίμου προς τον κινητήρα και τελικά να μην πραγματοποιούνται οι αντιδράσεις που είναι απαραίτητες για την καύση στο κινητήρα.
- Ελαττωματικοί εγχυτήρες καυσίμου μπορεί επίσης να οδηγήσουν σε απώλεια έναυσης του καυσίμου.
- Καύσιμα κακής ποιότητας.
- Λανθασμένος χρονισμός στις διαδικασίες της καύσης.

Η απώλεια έναυσης ενός κινητήρα είναι ένα από τα πιο δύσκολα φαινόμενα να ανιχνευτούν και να επιδιορθωθούν, διότι υπάρχουν πολλοί λόγοι οι οποίοι μπορούν να το προκαλέσουν. Όταν ένας κινητήρας παρουσιάζει misfire, παρατηρούνται προβλήματα στην απόδοση του κινητήρα. Επιπλέον, όταν η απόδοση ενός μηχανολογικού στοιχείου του κινητήρα μειώνεται, τότε ακολουθεί και μείωση της παραγόμενης ροπής και αύξηση της κατανάλωσης του καυσίμου. Αυτό τελικά οδηγεί στην αύξηση των εκπομπών ρύπων του κινητήρα, λόγω της μείωσης της απόδοσης της καύσης του κινητήρα.

Μια από τις πιο συχνά εφαρμοζόμενες τεχνικές προκειμένου, να μπορέσουμε να ελέγξουμε αν κάποιος εγχυτήρας έχει βλάβη ή είναι ελαττωματικός καθώς και αν η απώλεια έναυσης προκαλείται από κάποιο άλλο στοιχείο και όχι από τον εγχυτήρα, είναι η δοκιμή διακοπής του κυλίνδρου. Κατά την διάρκεια αυτής της δοκιμής, θέτουμε εκτός λειτουργίας τον εγχυτήρα που εξετάζουμε και συγκρίνουμε τον όγκο καυσίμου που χρησιμοποιεί ο κινητήρας με τον εγχυτήρα σε λειτουργία και εκτός λειτουργίας [23].

Με αυτή την δοκιμή, το φορτίο στους εναπομείναντες κυλίνδρους αυξάνεται και ο όγκος του καυσίμου αυξάνεται για να αντισταθμίσει ότι δεν λειτουργεί ένας κύλινδρος. Στην περίπτωση τώρα που ο εγχυτήρας που θέτουμε εκτός λειτουργίας έχει βλάβη και δεν λειτουργούσε αποδοτικά, τότε ο μεταφερόμενος όγκος καυσίμου στους εναπομείναντες λειτουργικούς κυλίνδρους δεν θα μεταβληθεί. Επιπρόσθετα, το ίδιο αποτέλεσμα θα λάβουμε αν ο κύλινδρος δεν λειτουργεί λόγω κάποιου άλλου μηχανολογικού προβλήματος, όπως αν υπάρχει κάποια διαρροή στις βαλβίδες. Συμπληρωματικά, αν πραγματοποιούμε την δοκιμή αποκοπής κυλίνδρου, με κάποιο φορτίο στο κινητήρα τα αποτελέσματα που θα λάβουμε θα είναι πιο ακριβή.

Μία άλλη μέθοδος που χρησιμοποιείται για να γίνει διάγνωση του misfire είναι μέσω της ανάλυσης των δονήσεων. Όταν πραγματοποιηθεί ολοκληρωτικός έλεγχος των δονήσεων της γάστρας και των μηχανολογικών εγκαταστάσεων, η δόνηση της απώλειας έναυσης του κινητήρα λαμβάνεται ως αρμονική δόνηση της περιστροφικής ταχύτητας του κινητήρα. Συνήθως αυτή η δόνηση απορροφάται από τους μονωτές του κινητήρα. Παρόλα αυτά, σε περίπτωση που το φαινόμενο της απώλειας έναυσης έναυσης είναι έντονο, η δόνηση αυτή μπορεί να μεταφερθεί από τον κινητήρα στη γάστρα και να προκαλέσει και περαιτέρω προβλήματα.

Ένας κλασσικός αναλυτής δονήσεων δε θα μας υποδείξει τον ακριβή κύλινδρο ή κυλίνδρους, στον οποίο έχουμε απώλεια έναυσης. Για να μπορέσουμε να έχουμε μία πιο αποτελεσματική διάγνωση του φαινομένου της απώλειας έναυσης, θα πρέπει να χρησιμοποιήσουμε έναν αναλυτή δονήσεων για κινητήρες Diesel. Αυτού του είδους οι αναλυτές χρησιμοποιούν προηγμένες μετρήσεις κραδασμών του στροφαλοφόρου άξονα καθώς και μετρήσεις υπερήχων σε διαφορετικά εύρη δονήσεων, σε κάθε κύλινδρο του κινητήρα με σκοπό να εντοπίσει και να αναγνωρίσει αλλαγές στη συμπεριφορά ων εξαρτημάτων του κινητήρα [23].

Με τον ακριβή προσδιορισμό των ελαττωματικών στοιχείων που προκαλούν την απώλεια έναυσης, μας δίνεται η δυνατότητα να τα επιδιορθώσουμε πριν προκαλέσουν κάποια απροσδόκητη και πιο ακριβή βλάβη. Αν δεν γίνει η κατάλληλη επιδιόρθωση των ελαττωματικών στοιχείων, τότε το φαινόμενο αυτό μπορεί να οδηγήσει αστάθειες ή υπερφόρτωση του κινητήρα, που έχουν ως αποτέλεσμα την εμφάνιση βλαβών στο στροφαλοφόρο άξονα και στα υπόλοιπα στοιχεία των κυλίνδρων, οι οποίες μειώνουν τη διάρκεια ζωής του κινητήρα. Η παραπάνω περίπτωση μη έγκαιρης αντιμετώπισης του προβλήματος σημαίνει ότι θα χρειαστεί να πραγματοποιήσουμε πλήρεις επισκευές του κινητήρα πολύ νωρίτερα από τις προγραμματισμένες και θα απαιτείται η αντικατάσταση κύριων εξαρτημάτων του κινητήρα.

Στις μέρες μας, οι κινητήρες Diesel είναι τεχνικά προηγμένοι και κατασκευάζονται με τέτοιο τρόπο ώστε να λειτουργούν αποδοτικά σε απαιτητικές καταστάσεις. Παρόλα αυτά, είναι τεράστιες μηχανές που αποτελούνται από ένα πολύ μεγάλο αριθμό στοιχείων και πολλαπλά συστήματα, τα οποία λειτουργούν σε υψηλές ταχύτητες. Για αυτό το λόγο, όποτε ένα στοιχείο παρουσιάζει κάποια βλάβη, υπάρχει περίπτωση να οδηγήσει σε καταστροφικές συνέπειες για τον κινητήρα.

Για την αποφυγή τέτοιων περιπτώσεων, οι περισσότεροι μηχανικοί ακολουθούν τις προβλεπόμενες επιθεωρήσεις συντήρησης και ελέγχους ρουτίνας, αλλά ακόμη και σε αυτή την περίπτωση, ένα σημαντικό ποσό δαπανών συντήρησης πηγαίνει σε απροσδόκητες αποτυχίες. Επιπλέον, για περαιτέρω παρακολούθηση της λειτουργίας του κινητήρα, χρησιμοποιούνται διάφορα τα συστήματα ελέγχου, με εργαλεία όπως η ανάλυση των κραδασμών, και μπορούν να βοηθήσουν στην αναγνώριση προβλημάτων προτού αυτά προκαλέσουν βλάβες [22].

1.5 Δομή της εργασίας

- Κεφάλαιο 1 Εισαγωγή: Στο πρώτο κεφάλαιο, αρχικά, γίνεται μία περιγραφή του τρόπου λειτουργίας του κινητήρα MAN B&W S50ME-C8.2 και γενικότερα των κινητήρων ανάφλεξης με συμπίεση, καθώς και των ιδιαίτερων χαρακτηριστικών που κάνουν πιο αποδοτική τη λειτουργία του συγκεκριμένου κινητήρα. Έπειτα, ακολουθεί μία εκτεταμένη περιγραφή της λειτουργίας των ελίκων μεταβλητού βήματος, των διάφορων στοιχείων από τα οποία αποτελούνται, των πλεονεκτημάτων της χρήσης τους σε σχέση με τις συμβατικές έλικες σταθερού βήματος καθώς ακόμη γίνεται αναφορά σε κάποιες βασικές σειρές ελίκων μεταβλητού βήματος τους σε σχέση με τις συμβατικές έλικες σταθερού βήματος που έχουν αναπτυχθεί από διάφορους ερευνητές. Τέλος, περιγράφονται αναλυτικά οι συνθήκες κατά τις οποίες μπορεί να εμφανιστεί το φαινόμενο της απώλειας έναυσης (Misfire) σε έναν ή περισσότερους κυλίνδρους κατά την λειτουργία του κινητήρα, καθώς και οι συνέπειες που μπορεί να έχει ένα τέτοιο φαινόμενο στο κινητήρα και γενικότερα στο πλοίο.
- Κεφάλαιο 2 Περιγραφή μοντέλου προσομοίωσης: Στο δεύτερο κεφάλαιο, αρχικά, παρουσιάζεται η δομή του μοντέλου προσομοίωσης που αναπτύσσεται στην παρούσα εργασία. Στην συνέχεια, περιγράφεται η κατασκευή του κάθε υπό-μοντέλου, οι παραδοχές

που έχουν γίνει καθώς και η αλληλεπίδραση μεταξύ των διαφόρων μοντέλων που χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις που πραγματοποιήθηκαν.

- Κεφάλαιο 3 Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοίωσης του συνολικού μοντέλου: Στο τρίτο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων που πραγματοποιηθήκαν στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Αρχικά, γίνεται περιγραφή της διαδικασίας μέσω της οποίας επιτυγχάνεται η επιβράδυνση και η επιτάχυνση με αλλαγή του βήματος της έλικας και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα από τις προσομοιώσεις επιτάχυνσης από φορτίο ίσο με 50% σε 75% και της επιβράδυνσης από 75% σε 50%. Τέλος, παρουσιάζονται αποτελέσματα προσομοίωσης επιτάχυνσης από 50% σε 75%, με πιθανότητα εμφάνισης του φαινομένου της απώλειας έναυσης ίση 1%, 2.5% και 5%, για την υπολογισμένη αντίσταση πλοίου καθώς και για αντίσταση πλοίου προσαυξημένη λόγω κακών καιρικών συνθηκών.
- Κεφάλαιο 4 Συμπεράσματα: Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνεται σχολιασμός της συμπεριφοράς του συνολικού συμπλεκόμενου συστήματος της κύριας μηχανής πρόωσης με την έλικα μεταβλητού βήματος και παραθέτονται συμπεράσματα βάσει των εξαγόμενων αποτελεσμάτων για τις διάφορες καταστάσεις που προσομοιώθηκαν. Ακόμα, αναφέρονται οι προτάσεις για μελλοντική έρευνα που θα μπορούσε να γίνει βάσει της παρούσας εργασίας.

2. Περιγραφή του μοντέλου της προσομοίωσης

2.1 Περιγραφή της μεθόδου μοντελοποίησης

Για να γίνει προσδιορισμός του τρόπου με τον οποίο η κύρια μηχανή ενός πλοίου συμπεριφέρεται υπό τις συνθήκες που θα μελετηθούν και θα προσεγγιστούν μέσω των διάφορων προσομοιώσεων, πρέπει να γίνει και κατανόηση των επιμέρους συστημάτων που συμμετέχουν στις προσομοιώσεις και αλληλεπιδρούν δυναμικά. Προκειμένου να μπορέσουμε να υπολογίσουμε όλα τα επιμέρους στοιχεία της εγκατάστασης πρόωσης που αλληλεπιδρούν, την λειτουργία του καθενός χωριστά καθώς και την συνολική τους συνεργασία δημιουργούμε ένα μοντέλο το οποίο αποτελείται από ένα σύνολο υπό-μοντέλων. Η μεταξύ τους αλληλεπίδραση υλοποιείται με την ανταλλαγή τιμών μεταβλητών που αντιστοιχούν σε φυσικά μεγέθη αλληλεπίδρασης. Τα υπό-μοντέλα ονομαστικά είναι :

- Μοντέλο κύριας μηχανής (Engine model)
- Μοντέλο έλικας μεταβλητού βήματος (Controllable Pitch Propeller model)
- Μοντέλο πλοίου (Vessel model)

Για την μοντελοποίηση της συμπεριφοράς της κύριας μηχανής πρόωσης χρησιμοποιείται λογισμικό προσομοίωσης, το οποίο έχει αναπτυχθεί από το Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας, το οποίο ονομάζεται MOtor THERmodynamics (MOTHER). Το μοντέλο της μηχανής αλληλοεπιδρά με το συνολικό σύστημα, αποδίδοντας τιμές για την περιστροφική ταχύτητα του άξονα της έλικας και λαμβάνοντας τιμές για την εφαρμοζόμενη ροπή στον άξονα της μηχανής.

Το μοντέλο της έλικας δέχεται ως τιμή εισόδου την περιστροφική ταχύτητα της μηχανής του πλοίου καθώς και την ταχύτητα του πλοίου. Στη συνέχεια αυτό το μοντέλο αποδίδει την μεταβαλλόμενη ροπή και την ώση που αναπτύσσεται από την έλικα στον άξονα της. Ακόμα, μέσω του μοντέλου του πλοίου γίνεται ο υπολογισμός της μεταβαλλόμενης ταχύτητας του πλοίου, η οποία χρησιμοποιείται στους υπολογισμούς ροπής και ώσης της έλικας.

Η αλληλεπίδραση μεταξύ των υπό-μοντέλων, όπως υλοποιείται μέσω της ανταλλαγής τιμών μεταβλητών στο συνολικό μοντέλο παρουσιάζεται στην εικόνα 2.1.

Κάθε ένα από τα υπό-μοντέλα αποτελεί ένα σύνολο αριθμητικών υπολογισμών. Η εκτέλεση των υπολογισμών βασίζεται στην τιμή εισόδου του κάθε υπό-μοντέλου. Το αποτέλεσμα των υπολογισμών αντιστοιχεί στην τιμή εξόδου. Οι υπολογισμοί εκτελούνται επαναλαμβανόμενοι ανά συγκεκριμένο χρονικό βήμα γωνίας στροφάλου.



Εικόνα 2.1: Διαγραμματική απεικόνιση των υπό-μοντέλων και του τρόπου αλληλεπίδρασης τους

Ακόμα τα υπό-μοντέλα τα οποία αφορούν την λειτουργία εντός των κυλίνδρων του κινητήρα, όπως το μοντέλο καύσης και τριβής, βρίσκονται ήδη ολοκληρωμένα εντός του λογισμικού προσομοίωσης ενώ τα υπόλοιπα υπό-μοντέλα, όπως της προπέλας και του πλοίου έχουν γραφτεί σε γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN και συμμετέχουν στη προσομοίωση σαν πρόγραμμα υπό-ρουτίνας.

Τέλος, εγκαταστάθηκε και ένα combinator μαζί με ένα governor ώστε να πραγματοποιηθούν οι προσομοιώσεις της επιτάχυνσης και της επιβράδυνσης.

Παρακάτω περιγράφονται αναλυτικότερα οι διαδικασίες υπολογισμών που ακολουθούνται σε κάθε ένα από τα υπό-μοντέλα όπως και η διαδικασία αλληλεπίδρασή τους.

Τα υπό κεφάλαια που παρουσιάζονται παρακάτω ονομαστικά είναι :

- Περιγραφή του μοντέλου της κύριας μηχανής (Engine model)
- Περιγραφή του μοντέλου του συστήματος ελέγχου της πρόωσης (Combinator)
- Περιγραφή του μοντέλου της έλικας (Propeller model)
- Περιγραφή του μοντέλου του πλοίου (Vessel model)
- Περιγραφή της λειτουργίας του ελεγκτή στροφών (Governor)

2.2 Περιγραφή του μοντέλου της μηχανής (Engine Model)

Σε αυτό το κεφάλαιο θα αναλυθεί ο τρόπος με τον οποίο έγινε η μοντελοποίηση της μηχανής στο περιβάλλον προσομοίωσης μηχανών του εργαστηρίου ναυτικής μηχανολογίας, το οποίο ονομάζεται MOtor THERmodynamics (MOTHER) [26].

Ως μοντέλο ορίζεται η μαθηματική αναπαράσταση μιας φυσικής διεργασίας. Πιο συγκεκριμένα, στην περίπτωση των μηχανών εσωτερικής καύσης, το μοντέλο της μηχανής κατασκευάζεται με σκοπό να γίνει προσομοίωση των διαφόρων διεργασιών που λαμβάνουν χώρα εντός της μηχανής, μέσω συγκεκριμένων μαθηματικών μοντέλων και εξισώσεων. Η επιτυχής μοντελοποίηση της μηχανής είναι μείζονος σημασίας, διότι μπορεί να περιγράψει αποτελεσματικά την λειτουργία και την απόδοση της μηχανής και ταυτόχρονα να αποφύγουμε το αυξημένο κόστος και χρόνο που απαιτούν τα πραγματικά πειράματα με μία μηχανή.

2.2.1 Motor THERmodynamics (MOTHER)

Τα μαθηματικά μοντέλα προσομοίωσης μηχανών διακρίνονται μεταξύ τους στα ρευστομηχανικά και στα θερμοδυναμικά. Τα ρευστομηχανικά μοντέλα ονομάζονται και πολυδιάστατα μοντέλα, διότι οι εξισώσεις διατήρησης της μάζας, χημικών ειδών και ενέργειας, εφαρμόζονται σε οποιαδήποτε σημείο εντός του κυλίνδρου της μηχανής και σε οποιαδήποτε χρονική στιγμή. Ακόμη, στα ρευστομηχανικά μοντέλα οι βασικές εξισώσεις του μοντέλου στηρίζονται στη πλήρη ανάλυση της κίνησης του ρευστού εντός του κινητήρα. Αυτά τα μοντέλα μας δίνουν λεπτομερείς πληροφορίες σχετικά με τις χωρικές ιδιότητες του ρευστού, όμως η επίλυση των εξισώσεων τους απαιτεί ένα πολύ μεγάλο όγκο δεδομένων καθώς και αρκετό χρόνο. Από την άλλη πλευρά, στα θερμοδυναμικά μοντέλα, τα οποία είναι γνωστά και ως μοντέλα μηδενικής κατάστασης (zero-dimension models), η μόνη παράμετρος που απαιτείται για να περιγραφεί το σύστημα είναι ο χρόνος, με αποτέλεσμα σε αυτά τα μοντέλα να χρησιμοποιούνται απλές διαφορικές εξισώσεις.

To MOTHER [26] είναι πρόγραμμα προσομοίωσης που κατατάσσεται στην κατηγορία των μοντέλων προσομοίωσης μηδενικής διάστασης (zero-dimension models) ή όγκων ελέγχου (control volume) και λειτουργεί θεωρώντας την μηχανή ως ένα σύνολο αλληλοσυνδεόμενων όγκων ελέγχου, όπου σε κάθε όγκο οι ιδιότητες των ρευστών είναι χωρικά ομοιογενείς με σταθερό ρυθμό αλλαγής των τιμών των παραμέτρων σε κάθε χρονικό βήμα επίλυσης (quasi-steady). Οι όγκοι συνδέονται με ένα σύνολο περιορισμών, όπως βαλβίδες και ανοίγματα. Υποτίθεται ότι το έργο, η θερμότητα και η μεταφορά μάζας λαμβάνουν χώρα στα όρια των όγκων ελέγχου.

Οι τέσσερις βασικές εξισώσεις που χρησιμοποιούνται σε κάθε όγκο ελέγχου παρουσιάζονται παρακάτω:

• Διατήρηση της Ενέργειας

$$\dot{T} = f\left(\dot{U}, \dot{H}, \dot{\varphi}, \dot{Q}, \dot{W}\right)$$
(2.1)

Η παραπάνω εξίσωση περιγράφει την μη-γραμμική ροή της ενέργειας εντός του όγκου ελέγχου και εκφράζει τον ρυθμό μεταβολής της θερμοκρασίας T συναρτήσει των υπολοίπων παραμέτρων. Ο ρυθμός μεταβολής της εσωτερικής ενέργειας U και της ενθαλπίας H του εργαζόμενου μέσου λαμβάνεται μέσω δεδομένων θερμοδυναμικών ιδιοτήτων μειγμάτων αέρα-καυσίμου. Ο ρυθμός μεταβολής του λόγου ισοδυναμίας ϕ λαμβάνεται μέσω άθροισης των συναλλαγών αέρα και καυσίμου. Ο ρυθμός μεταβολής θερμότητας Q εξαρτάται από την απελευθέρωση θερμότητας από την καύση και τις απώλειες θερμότητας λόγω της μεταφοράς θερμότητας. Τέλος, ο ρυθμός

μεταβολής του έργου W εξαρτάται από την στιγμιαία αλλαγή του όγκου της μηχανής και από την στιγμιαία πίεση.

Ψευδοστατική Ροή

$$m = f(P, T, g, R, A_{FLOW}, C_d)$$
(2.2)

Η παραπάνω εξίσωση μας δίνει την ροή μάζας μεταξύ συνδεόμενων όγκων ελέγχου, η οποία εξαρτάται από την στιγμιαία πίεση, την θερμοκρασία, τις ιδιότητες του μείγματος σε κάθε όγκο ελέγχου καθώς και από την γεωμετρία του κάθε όγκου ελέγχου. Η γεωμετρία των όγκων ελέγχου επιδρά μέσω της επιφάνειας ροής A_{FLOW} και του συντελεστή εκκένωσης C_d των περιορισμών των όγκων ελέγχου (βαλβίδες, θυρίδες κτλ.)

• Διατήρηση Μάζας

$$\dot{m} = \sum \dot{m_j}$$
(2.3)

Η παραπάνω εξίσωση στο τέλος κάθε υπολογιστικού βήματος μας δίνει την άθροιση της μάζας που ανταλλάχθηκε σε κάθε όγκο ελέγχου.

Καταστατική Εξίσωση

$$P = f\left(m, R, T, V\right) \tag{2.4}$$

Η παραπάνω εξίσωση, μας δίνει την στιγμιαία πίεση βασιζόμενη στον πραγματικό όγκο, την μάζα, την θερμοκρασία και τις ιδιότητες του ρευστού.

Το σύνολο των διαφορικών εξισώσεων επιλύεται αριθμητικά για όλους τους όγκους ελέγχου με βήμα γωνίας στροφάλου. Στην συγκεκριμένη εργασία το χρονικό βήμα επίλυσης αντιστοιχεί σε 0.25 της γωνίας στροφάλου.

Ακόμα, για τη μοντελοποίηση των φυσικών διεργασιών που λαμβάνουν χώρα κατά την λειτουργία του κινητήρα όπως καύση, εναλλαγή αερίων, μεταφορά θερμότητας, ανάπτυξη τριβών κ.α., το λογισμικό χρησιμοποιεί συγκεκριμένα υπό μοντέλα.

Επιπλέον, για την μοντελοποίηση της λειτουργίας του συμπιεστή και του στροβίλου του υπερπληρωτή εισάγονται οι χάρτες λειτουργίας τους.

Η φιλοσοφία πάνω στη οποία στηρίζεται το MOTHER είναι αυτή των βασικών μηχανολογικών στοιχείων (Basic Engineering Elements-BEEs), η οποία μας επιτρέπει την αναπαράσταση ενός μεγάλου εύρους από σύνθετες διαμορφώσεις, όπως είναι μία μηχανή diesel. Το λογισμικό MOTHER χωρίζει τα στοιχεία σε αυτά που καθορίζουν την θερμοδυναμική συμπεριφορά της μηχανής (θερμοδυναμικά στοιχεία) και διακρίνονται σε στοιχεία ελέγχου της ροής (βαλβίδες και οπές) και τους όγκους ελέγχου(συλλέκτης καυσαερίων, συλλέκτης αέρα σάρωσης και κύλινδροι), σε αυτά που καθορίζουν τον αυτόματο έλεγχο του κινητήρα (στοιχεία ελέγχου).

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται όλα τα βασικά μηχανολογικά στοιχεία που μας προσφέρει το MOTHER για την μοντελοποίηση κάθε ξεχωριστής διαμόρφωσης.

Θερμοδυ	ναμικά Στοιχεία	Μηχανικά Στοιχεία	Στοιχεία Ελέγχου	
Όγκοι Ελέγχου	Στοιχεία ελέγχου της ροής			
Κύλινδροι	Βαλβίδες	Στροφαλοφόρος άξονας	Ελεγκτής στροφών	
Συλλέκτης αέρα εισαγωγής	Θυρίδες εισαγωγής	Συμπλέκτες	Ελεγκτής ταχύτητας	
Συλλέκτης αέρα καυσαερίων	Συμπιεστής	Μειωτήρες στροφών		
	Στρόβιλος καυσαερίων	Άξονες		

Πίνακας 2.1: Καταγραφή των συνολικών στοιχείων που χρησιμοποιεί το λογισμικό MOTHER για την μοντελοποίηση.

Στην εικόνα 2.2 παρουσιάζονται μερικά από τα στοιχεία και τις φυσικές διεργασίες που μοντελοποιούνται στο λογισμικό MOTHER.



Εικόνα 2.2: Διαγραμματική παρουσίαση των στοιχείων και των διαδικασιών που μοντελοποιούνται στο λογισμικό MOTHER

ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗ ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΝΑΥΤΙΚΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΜΕ ΕΛΙΚΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΥ ΒΗΜΑΤΟΣ

Στην συγκεκριμένη εργασία υλοποιούνται και παρουσιάζονται προσομοιώσεις μεταβατικής λειτουργίας για δεδομένο κινητήρα και πλοίο. Ο κινητήρας είναι ο 6S50ME-C8.2 της κατασκευάστριας εταιρείας MAN Energy Solutions. Τα βασικά χαρακτηριστικά της μοντελοποιούμενης μηχανής για την οποία διενεργούνται οι προσομοιώσεις παρουσιάζονται στον πίνακα 2.2.

Μοντελοποιούμενη Μηχανή	MAN B&W 6550ME-C8.2		
Διάμετρος Εμβόλου	500	mm	
Διαδρομή Εμβόλου	2000	Mm	
Αριθμός Κυλίνδρων	6	-	
Ισχύς στο MCR	7620	kW	
Ταχύτητα περιστροφής στο MCR	115.2	RPM	

-/	D /	,	•	,	,
Πινακας 2.2 .	Βασικα νας	ακτηριστικά	ΠΟΛΤΕΥ	οποιοιιιεν	nc iinvavnc
	Duotiku Jup	and plotting	μονιελά	οποιοσμεν	15 10 10 10

Η εισαγωγή των παραμέτρων της μοντελοποιούμενης μηχανής και η ρύθμισή της στο MOTHER έγινε σε προηγούμενη εργασία, όπως επίσης και ο έλεγχος της αξιοπιστίας του μοντέλου της μηχανής. Ενδεικτικά παρουσιάζονται στην εικόνα 2.3 οι ποσοστιαίες αποκλίσεις που παρουσιάζουν τα κύρια μεγέθη της μηχανής που υπολογίστηκαν από προσομοιώσεις σταθερού φορτίου της μηχανής σε σχέση με διαθέσιμες πραγματικές μετρήσεις από τις δοκιμές κλίνης της μηχανής (Shop Trials) [27]. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται για τέσσερα διαφορετικά φορτία, 25%, 50%, 75% και 100%.



Εικόνα 2.3: Ποσοστιαίες αποκλίσεις των βασικών μεγεθών της κύριας μηχανής όπως υπολογίστηκαν από το λογισμικό MOTHER σε σχέση με τις πραγματικές μετρήσεις από τις δοκιμές της μηχανής [27].

Όπως φαίνεται από την εικόνα 2.3, οι αποκλίσεις των υπολογισμένων μεγεθών είναι μικρότερες του 2.5% από τις πραγματικές τιμές αποδεικνύοντας την πολύ καλή εκτίμηση που γίνεται από το μοντέλο της μηχανής.

2.2.2 Περιγραφή των μοντέλων των κυλίνδρων

Στο λογισμικό MOTHER, όσο αναφορά την μοντελοποίηση του κινητήρα, τα τρία βασικά στοιχεία από τα οποία αποτελείται ο κινητήρας είναι: οι κύλινδροι, ο συμπιεστής και τα δοχεία εισαγωγής και εξαγωγής.

Όσον αφορά τα μοντέλα στους κυλίνδρους, κάθε μονάδα κυλίνδρων αποτελείται από τον ίδιο τον κύλινδρο, τις θύρες εισόδου του και τις βαλβίδες εξαγωγής. Τα πιο σημαντικά μοντέλα που χρησιμοποιήσαμε στα πλαίσια της μοντελοποίησης των κυλίνδρων στο MOTHER, ώστε να γίνει εφικτή η περιγραφή της απόδοσης και της λειτουργίας κάθε ενός κυλίνδρου του κινητήρα μας είναι τα εξής:

- Μοντέλο Καύσης (Combustion Model)
- Μοντέλο Τριβών (Friction Model)
- Μοντέλο Μεταφοράς Θερμότητας (Heat Transfer Model)

Για κάθε μία από τις παραπάνω κατηγορίες μοντέλων, το MOTHER μας δίνει την δυνατότητα να επιλέξουμε ένα συγκεκριμένο από μία λίστα μοντέλων που διαθέτει για κάθε μία από τις παραπάνω κατηγορίες μοντέλων. Οι παράμετροι που περιγράφουν καθένα από αυτά τα μοντέλα υπόκεινται σε αλλαγές εάν αποφασίσει ο χρήστης. Τέλος, για όλους τους κυλίνδρους χρησιμοποιήθηκαν τα ίδια μοντέλα και παράμετροι.

Μοντέλο Καύσης

Το μοντέλο καύσης που χρησιμοποιήθηκε είναι αυτό των Woschni-Anisits. Πρόκειται για ένα φαινομενολογικό μοντέλο, το οποίο χρησιμοποιείται για την προσομοίωση της καύσης σε κινητήρες άμεσης έγχυσης του καυσίμου. Το μοντέλο αυτό στηρίζεται στη μονή εξίσωση σιγμοειδούς καμπύλης (single S-curve equation), η οποία υπολογίζει το κλάσμα της μάζας του καυσίμου που καίγεται m_b[kg] και την συνολική μάζα καυσίμου που εγχύεται στο κύλινδρο m_{TOTAL}[kg].

Το παραπάνω κλάσμα του καυσίμου, συμβολίζεται ως x_b[kg], και υπολογίζεται μέσω της παρακάτω σχέσης:

$$x_b = \frac{m_b}{m_{TOTAL}} = 1 - e^{-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta_b}\right)^{m+1}}$$
(2.5)

Όπου, θ [deg] είναι η γωνία του στροφαλοφόρου άξονα, θ₀ [deg] είναι η γωνία του στροφαλοφόρου άξονα στην αρχή της καύσης για κάθε κύλινδρο, Δθ_b [deg] είναι η συνολική διάρκεια της καύσης και τα a και m είναι μεταβλητές τις οποίες μεταβάλλουμε ώστε να επιτύχουμε την επιθυμητή μορφή της σιγμοειδούς καμπύλης. Η αρχή πάνω στη οποία στηρίζεται η εξίσωση του μοντέλου αυτού, είναι ότι αν υποθέσουμε ότι γνωρίζουμε τις διάφορες σταθερές της σιγμοειδούς καμπύλης τότε βασιζόμενοι σε αυτό το σημείο, μπορούμε να υπολογίσουμε τις σταθερές σε οποιαδήποτε άλλη κατάσταση. Εδώ πρέπει να τονιστεί ότι στον υπολογισμό του θ₀ λαμβάνεται υπόψη και η καθυστέρηση της ανάφλεξης (ignition delay).

Αναλυτικές πληροφορίες σχετικά με τον υπολογισμό κάθε παραμέτρου τις καύσης μπορούμε να βρούμε στο εγχειρίδιο του λογισμικού MOTHER [26].

Μοντέλο Τριβών

Το μοντέλο που επιλέχθηκε για την προσομοίωση των τριβών εντός των κυλίνδρων έχει αναπτυχθεί από τον Mc Auly και τους συνεργάτες του. Σύμφωνα με αυτό το μοντέλο, το σύνολο των απωλειών λόγω τριβών είναι γραμμικό και ποικίλει ανάλογα με την ταχύτητα του εμβόλου κα την μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου. Σύμφωνα με τα παραπάνω, η μέση ενεργή πίεση λόγω τριβών υπολογίζεται σύμφωνα με τον εξής τύπο:

$$fmep = k_1 + k_2 \cdot P_{\max} + k_3 \cdot V_P \tag{2.6}$$

Όπου, P_{max} [Pa] είναι η μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου και V_P [m/s] είναι η μέση ταχύτητα του εμβόλου. Επιπλέον, οι σταθερές k₁, k₂ και k₃, χρησιμοποιούνται ώστε να καθοριστεί η επίδραση που έχει κάθε μία από τις παραπάνω παραμέτρους.

Μοντέλο Μεταφορά Θερμότητας

Για την μεταφορά θερμότητας χρησιμοποιήσαμε το μοντέλο του Woschni. Γενικά, οι στιγμιαίες ροές θερμότητας q [kW] από τα καυσαέρια στα τοιχώματα των κυλίνδρων, υπολογίζονται σε κάθε βήμα της προσομοίωσης, σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$q = h \cdot A \cdot \left(T_{gas} - T_{wall}\right) \tag{2.7}$$

Όπου, h [kW/m²K] είναι ο στιγμιαίος χωρικός μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας αερίουκυλίνδρου, A [m²] είναι το εμβαδόν της περιοχής του κυλίνδρου που έρχεται σε επαφή με το μείγμα που καίγεται, T_{gas} [K] είναι η στιγμιαία θερμοκρασία του αερίου στο κάθε κύλινδρο και T_{wall} [K] είναι η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κάθε κυλίνδρου.

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας h υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την εξίσωση Woschni:

$$h = 0.00326 \cdot B^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.55} \cdot w^{0.8}$$
(2.8)

Όπου, B[m] είναι η οπή (bore) του κυλίνδρου, P[Pa] είναι η πίεση του αερίου στο εσωτερικό του κυλίνδρου και w[m/s] είναι η μέση ταχύτητα του αερίου στον κύλινδρο.

2.3 Περιγραφή του Μοντέλου της Έλικας (Propeller Model)

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας χρησιμοποιήθηκε ένα μοντέλο έλικας με στόχο το υπολογισμό της ροπής που εφαρμόζεται στο άξονα της μηχανής από την έλικα καθώς και την ώση που ασκεί η έλικα στο πλοίο. Πιο συγκεκριμένα, από τα στοιχεία αυτά, η ώση αποτελεί μεταβλητή εισόδου στο μοντέλο του πλοίου και είναι απαραίτητη για τον υπολογισμό της επιτάχυνσης και της τελικής ταχύτητας του πλοίου. Ο υπολογισμός της επιτάχυνσης του πλοίου πραγματοποιείται από το μοντέλο του πλοίου όπως έχει αναλυθεί σε επόμενο κεφάλαιο. Επιπλέον, η ροπή που υπολογίζεται από το μοντέλο της έλικας αποτελεί μεταβλητή εισόδου για το μοντέλο του υπό μελέτη κινητήρα. Αντίστοιχα, το μοντέλο της έλικας για να πραγματοποιήσει τους υπολογισμούς που θα χρειαστούμε δέχεται ως μεταβλητές εισόδου, την ταχύτητα περιστροφής του άξονα από το μοντέλο του κινητήρα και την ταχύτητα του πλοίου από το μοντέλο του πλοίου.

Επιπροσθέτως, στη παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιήθηκαν και προσομοιώσεις μεταβατικών φαινομένων. Επομένως, για την συγκεκριμένη ανάλυση δεν ήταν σωστό να θεωρήσουμε ότι η προπέλα θα απαιτεί διαρκώς σταθερή ροπή από τον κινητήρα του πλοίου. Κατά την διάρκεια των μεταβατικών φαινομένων, η ταχύτητα του πλοίου μεταβάλλεται διαρκώς, λόγω της μεταβολής του καυσίμου και του αέρα στο κινητήρα, που με την σειρά του οδηγεί σε μεταβολή της μεταφερομένης ροπής από τον κινητήρα στη προπέλα, άρα και σε διαφορετικό φορτίο του κινητήρα απεικονίζεται μέσω μεταβολών στη ροπή και την ώση της έλικας.

Στο μοντέλο της έλικας που αναπτύσσεται στην συγκεκριμένη εργασία, ο υπολογισμός της ώσης και της ροπής γίνεται με την χρήση των διαγραμμάτων ελεύθερης ροής της έλικας. Στη υπό μελέτη περίπτωση, έχουμε διαγράμματα δύο τεταρτημορίων διότι χρησιμοποιούμε έλικα μεταβλητού βήματος (Controllable Pitch Propeller) [11]. Τα δεδομένα και οι συντελεστές που χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των διαγραμμάτων ελεύθερης ροής προκύπτουν από τις σειρές ελίκων μεταβλητού βήματος που έχουν αναπτυχθεί από τους Gutsche και Schroeder [41].

2.3.1 Υπολογισμός του συντελεστή ομόρου w (Wake Fraction)

Το χαρακτηριστικό γνώρισμα, το οποίο κάνει την ανάλυση της προπέλας ιδιαίτερη, είναι η παρουσία του ομόρου στη περιοχή λειτουργίας της προπέλας. Οι διάφορες μεταβολές στο πεδίο ροής λειτουργίας της έλικας μεταβάλλουν την ώση που αναπτύσσει αλλά και την απαιτούμενη ροπή αυτής από τον κινητήρα. Συνεπώς, για τον καθορισμό αυτών των παραμέτρων, απαιτείται να περιγραφεί το πεδίο ροής στο οποίο λειτουργεί η έλικα, δηλαδή ο ομόρους του πλοίου.

Κατά την κίνηση του πλοίου, δημιουργείται γύρω του το οριακό στρώμα. Εντός του οριακού στρώματος, η ταχύτητα του νερού πάνω στην επιφάνεια του πλοίου είναι ίση με την ταχύτητα του πλοίου και μειώνεται όσο απομακρυνόμαστε από την επιφάνεια της γάστρας.

Σε μία ορισμένη απόσταση από τη γάστρα η ταχύτητα του νερού σε σχέση με την ταχύτητα του περιβάλλοντος ρευστού είναι ίση με μηδέν. Το πάχος του οριακού στρώματος αυξάνει με την απόσταση από την πλώρη και το πάχος είναι ανάλογο του μήκους του πλοίου [28], οπότε στο πρυμναίο άκρο το πάχος του οριακού στρώματος θα είναι μεγαλύτερο από την πλώρη. Συνεπώς, η έλικα του πλοίου δεν λειτουργεί σε ροή παράλληλης ταχύτητας ίση με την ταχύτητα του πλοίου, αλλά στα "απόνερα" του πλοίου δηλαδή στον ομόρρου ή οριακό στρώμα το οποίο "μπλοκάρει" τη ροή προς την έλικα.

Τελικά, η ταχύτητα με την οποία το νερό φτάνει στην έλικα, έχει μία ταχύτητα V_A η οποία ονομάζεται και μέση ταχύτητα στο δίσκο της έλικας. Τη διαφορά της ταχύτητας του πλοίου με την ταχύτητα νερού στην έλικα την ονομάζουμε ταχύτητα ομόρρου V_w και ισχύει:

$$V_W = V_S - V_A \tag{2.9}$$

Ακολούθως ορίζουμε τον συντελεστή ομόρρου w ως:

$$w = \frac{V_w}{V_s} \Longrightarrow w = \frac{V_s - V_A}{V_s} \Longrightarrow V_A = (1 - w) \cdot V_s$$
(2.10)

Η τιμή του συντελεστή ομόρου επηρεάζεται καθοριστικά από τις γραμμές της γάστρας και από τη θέση και το μέγεθος της προπέλας. Ουσιαστικά το w επηρεάζεται από τους παράγοντες εκείνους οι οποίοι επηρεάζουν τη ροή στην έλικα. Ο υπολογισμός του w γίνεται με διενέργεια πειραμάτων μοντέλων πλοίων, μεθόδους CFD ή με μικρότερη ακρίβεια με προσεγγιστικούς τύπους και διαγράμματα.

Στη βιβλιογραφία υπάρχουν οι ακόλουθοι προσεγγιστικοί τύποι, για τον υπολογισμό του ποσοστού ομόρου w, για συνήθεις μορφές εμπορικών πλοίων, όπως αυτή που εξετάζουμε:

1. Schneekluth :
$$w = 0.5 \cdot C_p \cdot \frac{1.6}{1 + \frac{D_{PROPELLER}}{T}} \cdot \frac{16}{10 + \frac{L}{B}}$$
 (2.11)

2. Kruger :
$$w = 0.75 \cdot C_B - 0.24$$
 (2.12)

3. Heckscher :
$$w = 0.7 \cdot C_p - 0.18$$
 (2.13)

4. Troost :
$$w = 0.25 + 2.5 \cdot (C_B - 0.6)^2$$
 (2.14)

Η τελική τιμή του συντελεστή ομόρου προκύπτει από τον μέσο όρο των τεσσάρων προσεγγιστικών τύπων που αναφέρονται παραπάνω.



Εικόνα 2.4: Αξονική, Γωνιακή και Ακτινική πραγματική ταχύτητα ομόρου πλοίου [29]

Όταν το πλοίο πλέει σε αδιατάραχτη θαλάσσια ελεύθερη επιφάνεια, η ταχύτητα προχώρησης επηρεάζεται από τις ακόλουθες αιτίες [11]:

- Το οριακό στρώμα στην περιοχή της πρύμνης
- Τη δυναμική ροή στην περιοχή της πρύμνης
- Τις μοριακές ταχύτητες του ρευστού από τους αναπτυσσόμενους κυματισμούς λόγω προώθησης του πλοίου.

Κατά την πλεύση του πλοίου σε αδιατάραχτη θάλασσα, οι παραπάνω αιτίες προκαλούν χρονικά αμετάβλητα αποτελέσματα στην μέση αξονική ταχύτητα στον δίσκο της έλικας. Συνεπώς, η μέση αξονική ταχύτητα και ακολούθως η μέση πραγματική αξονική ταχύτητα μπορούν να θεωρηθούν και αυτές σταθερές για δεδομένη ταχύτητα πλοίου. Το παραπάνω συμπέρασμα οδηγεί στη θεώρηση πως οι μεταβολές των μέσων ταχυτήτων στην έλικα θεωρούνται πώς προκύπτουν από την αλλαγή των στροφών της έλικας και από την ταχύτητα του πλοίου. Αυτές οι αλλαγές εκφράζονται αμφότερες από την αλλαγή του συντελεστή προχώρησης (J), όπως υποδεικνύει η εξίσωση 2.15.

$$J = \frac{V_A}{D_{PROP} \cdot N_{PROP}}$$
(2.15)

2.3.2 Υπολογισμός της ώσης και της ροπής

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω στο μοντέλο της έλικας, το οποίο χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία, ο υπολογισμός της ώσης και της ροπής γίνεται μέσω των διαγραμμάτων δύο τεταρτημορίων της έλικας. Το μοντέλο αυτό λαμβάνει υπόψη του ότι η έλικα δεν λειτουργεί μόνο με θετική ταχύτητα εισροής. Πιο συγκεκριμένα, μπορεί να χρειαστεί να παραχθεί ώση προς την αντίθετη κατεύθυνση από την κατεύθυνση κίνησης του πλοίου, ώστε να το πλοίο να κινηθεί ανάποδα ή να πραγματοποιήσει κάποια επιβράδυνση. Αυτό σημαίνει ότι θα πρέπει το μοντέλο να λαμβάνει υπόψη του και την αρνητική ταχύτητα εισροής. Στην περίπτωση των ελίκων μεταβλητού βήματος η έλικα είναι μονόδρομη ως προς την ταχύτητα περιστροφής της. Η παραπάνω ιδιότητα του μοντέλου είναι αναγκαία για τις προσομοιώσεις καθώς στα μεταβατικά φαινόμενα θα πρέπει να λαμβάνονται υπόψη όλες οι πιθανές καταστάσεις λειτουργίας του πλοίου.

Το κλειδί μέσω του οποίου γίνεται η διαφοροποίηση και η μαθηματικοποίηση των διαφόρων πιθανών συνδυασμών των καταστάσεων του πλοίου γίνεται μέσω της γωνίας προχώρησης β. Η γωνία προχώρησης β είναι η γωνία που σχηματίζει η ταχύτητα προχώρησης V_A και 0.7πnD ως προς τον οριζόντιο άξονα που είναι κάθετος στον άξονα περιστροφής της έλικας. Όπου, V_A όπως προαναφέραμε, είναι η ταχύτητα προχώρησης της έλικας, D είναι η διάμετρος της έλικας και η περιστροφική ταχύτητα της έλικας σε στροφές ανά δευτερόλεπτο (rps) και ο όρος 0.7πnD είναι η ταχύτητα του πτερύγιου στο 70% της ακτίνας της έλικας [11].

Από τα παραπάνω προκύπτει ότι:

$$\beta = \arctan(\frac{V_A}{0.7\pi nD}) \tag{2.16}$$

Η ταχύτητα προχώρησης της έλικας προκύπτει από τον εξής τύπο:

$$V_A = (1 - w) \cdot V_S \tag{2.17}$$

Εδώ πρέπει να τονιστεί ότι στην περίπτωση της έλικας μεταβλητού βήματος, η γωνία β παίρνει τιμές στο διάστημα [-90°,90°], διότι στη περίπτωση του σταματήματος, της επιβράδυνσης ή της πορείας ανάποδα δεν γίνεται περιστροφή της έλικας προς την αντίθετη κατεύθυνση. Αντίθετα, για την πορεία προς τα πίσω, γίνεται αλλαγή του βήματος σε αρνητικές τιμές διατηρώντας την ίδια φορά περιστροφής της έλικας.

Χρησιμοποιώντας την μέθοδο των διαγραμμάτων ελεύθερης ροής τεσσάρων τεταρτημορίων που χρησιμοποιείται στις έλικες σταθερού βήματος, μπορούμε να πούμε ότι η μέθοδος ανάγεται σε μέθοδο των δύο τεταρτημορίων για τις έλικες μεταβλητού βήματος, καθώς αναφέρεται ουσιαστικά μόνο στο πρώτο και στο τέταρτο τεταρτημόριο, διότι η γωνία β παίρνει τιμές στο διάστημα [-90°,90°].


Εικόνα 2.5: Τιμες γωνιας προχώρησης β

Ακόμα, έχουμε τον αδιάστατο συντελεστή ώσης C_T που είναι συνάρτηση της γωνίας προχώρησης β. Η μορφή αυτής της συνάρτησης καθορίζεται από τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- $\frac{P}{D}$, λόγος βήματος (pitch ratio)
- $\frac{A_E}{A_O}$, λόγος εκτεταμένης επιφάνειας (expanded area ratio)
- z, αριθμός πτευγίων

Επιπλέον, έχουμε και τον αδιάστατο συντελεστή ροπής C_Q. Ομοίως με τον συντελεστή ώσης C_T είναι συνάρτηση της γωνίας β και η μορφή της συνάρτησης εξαρτάται από τα χαρακτηριστικά της έλικας που αναφέραμε παραπάνω.

Προκειμένου να επιτύχουμε το τελικό στόχο, που είναι ο υπολογισμός της ώσης και της ροπής που παράγει η έλικα, πρέπει να χρησιμοποιήσουμε τους παρακάτω τύπους [31]:

$$T_{PROP} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_T^* \cdot V_r^2 \cdot A_o$$
(2.18)

$$Q_{PROP} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_Q^* \cdot V_r^2 \cdot A_o \cdot D_{PROP}$$
(2.19)

Στους παραπάνω τύπους η σχετική ταχύτητα προχώρησης V, υπολογίζεται ως εξής:

$$V_r = \sqrt{V_A^2 + (0.7\pi n D_{PROP})^2}$$
 (2.20)

Και η επιφάνεια της προπέλας ισούται με:

$$A_o = \frac{D_{PROP}^2 \cdot \pi}{4} \tag{2.21}$$

Και τελικά οι παραπάνω σχέσεις γράφονται ως εξής:

$$T_{PROP} = \frac{\pi}{8} \cdot \rho \cdot C_T^* \cdot \left(V_A^2 + \left(0.7 \pi n D_{PROP} \right)^2 \right) \cdot D_{PROP}^2$$
(2.22)

$$Q_{PROP} = \frac{\pi}{8} \cdot \rho \cdot C_Q^* \cdot \left(V_A^2 + \left(0.7 \pi n D_{PROP} \right)^2 \right) \cdot D_{PROP}^3$$
(2.23)

Τώρα στις παραπάνω τελικές σχέσεις υπολογισμού της ώσης και της ροπής οι μοναδικοί άγνωστοι είναι οι αδιάστατοι συντελεστές ώσης και ροπής C_{τ} και C_{o} .

Από την γνωστή βιβλιογραφία υπάρχει ένας μεγάλος αριθμός μεθόδων για τον υπολογισμό αυτών των αδιάστατων συντελεστών. Αυτός που χρησιμοποιήσαμε στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η παραγωγή των διαγραμμάτων των συντελεστών ώσης και ροπής συναρτήσει της γωνίας προχώρησης β.

Τα διαγράμματα ελεύθερης ροής που χρησιμοποιήθηκαν για την μοντελοποίηση είναι τύπου δύο τεταρτημόριων και συνδυάζουν την γωνία προχώρησης (β) με τους συντελεστές ώσης (C_τ) και ροπής (C_Q).

Τα διαγράμματα ελεύθερης ροής για διαφόρους λόγους βήματος (P/D) φαίνονται στη παρακάτω εικόνα:



Εικόνα 2.6: Αδιάστατοι Συντελεστές Ροπής



Open Water C_T Curves for CP Propeller 1041, AD/A0= 0 .65, With Various Pitch Settigs

Εικόνα 2.7: Αδιάστατοι Συντελεστές Ώσης

Τα παραπάνω διαγράμματα παρουσιάζουν μία τιμή για τους αδιάστατους συντελεστές ώσης και ροπής για κάθε διαφορετική γωνία προχώρησης β και κάθε διαφορετικό λόγο βήματος. Επιπροσθέτως, αυτού του είδους τα διαγράμματα διαφέρουν ανάλογα με το λόγο εκτεταμένης επιφάνειας της έλικας καθώς και με τον αριθμό των πτερυγίων της. Για να μπορέσουμε όμως να κατασκευάσουμε τα παραπάνω διαγράμματα θα πρέπει να μοντελοποιήσουμε καταλλήλως τις εξισώσεις από τις οποίες προκύπτουν οι παραπάνω καμπύλες.

Από τη βιβλιογραφία γνωρίζουμε ότι υπάρχουν διάφορες σειρές δεδομένων για προπέλες μεταβλητού βήματος. Η πιο προεξέχουσες από αυτές έχουν προκύψει από τους Gutsche-Schroeder [11] και από το Yazaki [18]. Οι Strom-Tejsen και Porter [32] πραγματοποίησαν μία ανάλυση της προπέλας μεταβλητού βήματος με τρία πτερύγια, των Gutsche και Schroeder, και εφαρμόζοντας μεθόδους παλινδρόμησης στα δεδομένα προέκυψαν οι παρακάτω σχέσεις:

$$\begin{cases} C_T \\ C_Q \end{cases} = \sum_{l=0}^{L} R_{l,2}(z) \cdot \sum_{m=0}^{M} P_{m,10}(z) \cdot \sum_{n=0}^{N} \{a_{l,m,n} \cos(n\beta) + b_{l,m,n} \sin(n\beta)\} \end{cases}$$

όπου,

$$y = \left\{ \left[P_{0.7} / D \right] + 1.0 \right\} / 0.25$$
$$z = \left(A_D / A_O - 0.50 \right) / 0.15$$

Ακόμη, τα R_{I,2}(z) και P_{m,10}(y) είναι ορθογωνικά πολυώνυμα και ορίζονται από τον παρακάτω τύπο:

$$P_{m,n}(x) = \sum_{k=0}^{m} (-1)^k \binom{m}{k} \binom{m+k}{k} \frac{x^{(k)}}{n^{(k)}}$$

Οι συντελεστές α και b που παρατηρούνται στη παραπάνω εξίσωση καθορίζονται από κατάλληλους πίνακες που βρίσκουμε στη βιβλιογραφία και έχουν αναπτυχθεί από τους Strom-Tejsen και Porter [11]. Παρόλα αυτά, έχει αποδειχθεί ότι δεν απαιτείται να χρησιμοποιήσουμε ολόκληρους τους πίνακες που αναφέραμε, καθώς μπορούμε να επιτύχουμε την απαιτούμενη ακρίβεια χρησιμοποιώντας ως το μέρος του πίνακα που ορίζεται από τα άκρα L=2, M=4 και N=14.

Συγκεντρωτικά, χρησιμοποιώντας τον συνδυασμό όλων των παραπάνω τύπων και μεθόδων είναι πλέον εφικτό να υπολογίσουμε όλες τις μεταβλητές που χρειαζόμαστε, ώστε το μοντέλο της έλικας που χρησιμοποιήσαμε να υπολογίζει αποδοτικά και αρθά την ροπή και την ώση που παράγει η υπό μελέτη προπέλα.

Τέλος, στον παρακάτω πίνακα παρατίθενται τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά της προπέλας που χρησιμοποιήθηκε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας.

Τύπος Έλικας	Έλικα Μεταβλητού Βήματος	
Διάμετρος (D _P)	5.85	m
Αριθμός Πτερυγίων (z)	5	-
Λόγος Βήματος Σχεδίασης (P/D _{max})	0.8	-
Λόγος εκτεταμένης επιφάνειας (Α _ε /Α _ο)	0.65	-

Πίνακας 2.3: Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά Προπέλας

2.4 Περιγραφή του μοντέλου του πλοίου (Vessel Model)

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, προκειμένου να πραγματοποιηθούν οι προσομοιώσεις της επιτάχυνσης του πλοίου, ήταν απαραίτητο να δημιουργηθεί ένα μοντέλο μέσω του οποίου θα δινότανε η δυνατότητα να υπολογίζουμε την επιτάχυνσης και την επιβράδυνση του πλοίου. Αυτό το υπό-μοντέλο προέκυψε από το συνδυασμό εμπειρικών μεθόδων και θεωρητικών εξισώσεων που έχουν παραχθεί και χρησιμοποιηθεί σε προηγούμενες ερευνητικές εργασίες.

Προκειμένου να μπορούμε να υπολογίσουμε την επιτάχυνση και την επιβράδυνση του πλοίου θα χρησιμοποιήσουμε τον δεύτερο νόμο του Νεύτωνα. Σύμφωνα με αυτόν, η συνισταμένη των δυνάμεων που εφαρμόζεται σε ένα σώμα, ισούται με το γινόμενο της συνολικής του μάζας με την επιτάχυνση του σώματος. Και εκφράζεται σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο:

$$\sum F = M_{TOTAL} \cdot a \tag{2.24}$$

Σύμφωνα με τα παραπάνω, προκύπτει ότι η συνολική μάζα του πλοίου πολλαπλασιασμένη με την επιτάχυνση του είναι ίση με τη ώση που παράγει η προπέλα μειωμένη κατά την συνολική αντίσταση του πλοίου. Εδώ θα πρέπει να τονίσουμε ότι στο υπολογισμό της συνολικής αντίστασης που εφαρμόζεται στο πλοίο θα πρέπει να ληφθεί υπόψη και ο συντελεστής μείωσης της ώσης (thrust deduction factor), ο οποίος συμβολίζεται με το λατινικό γράμμα t. Και τελικά προκύπτει η παρακάτω εξίσωση:

$$\frac{dV_{SHIP}}{dt} \cdot (M_{SHIP} + M_{ADDED}) = T_{PROPELLER} - \frac{R_{TOTAL}}{1 - t}$$
(2.25)

Όπου στην παραπάνω εξίσωση έχουμε ότι:

- $\frac{dV_{SHIP}}{dt}$, η επιτάχυνση ή η επιβράδυνση του πλοίου
- M_{SHIP} , το εκτόπισμα του πλοίου
- M_{ADDED} , η προστιθέμενη μάζα του πλοίου
- $T_{PROPELLER}$, η ώση που παράγει η προπέλα
- R_{TOTAL} , η συνολική αντίσταση του πλοίου
- *t*, ο συντελεστής μείωσης της ώσης

Ο συντελεστής μείωσης της ώσης είναι ενδεικτικό του γεγονότος ότι η ροή πάνω στη επιφάνεια της γάστρας του πλοίου επιταχύνεται εξαιτίας της παρουσίας και της λειτουργίας της προπέλας στον ομόρου του πλοίου, το οποίο έχει ως αποτέλεσμα την μείωση του πεδίου πιέσεων στη πρύμνη. Αυτή η πτώση της πίεσης έχει ως αποτέλεσμα η αντίσταση του πλοίου στην κατάσταση αυτοπρόωσης είναι μεγαλύτερη από την αντίσταση του πλοίου σε κατάσταση ρυμούλκησης.

Αφού υπολογίσουμε όλα τα επιμέρους στοιχεία της παραπάνω εξίσωσης μας δίνεται πλέον η δυνατότητα χρησιμοποιώντας την να υπολογίσουμε την επιτάχυνση και την επιβράδυνση του πλοίου αντίστοιχα. Στην συνέχεια, αφού καθορίσουμε μια περίοδο προσομοίωσης δt , μπορούμε να υπολογίσουμε την νέα ταχύτητα του πλοίου, η οποία και θα χρησιμοποιηθεί στη συνέχεια από το μοντέλο της προπέλας.

Ο υπολογισμός της νέας ταχύτητας του πλοίου υπολογίζεται από την εξής σχέση:

$$V_{SHIP_NEW} = V_{SHIP_old} + \delta t \cdot \frac{dV_{SHIP}}{dt}$$
(2.26)

Επιπλέον, για τον υπολογισμό της επιτάχυνσης του πλοίου απαιτείται η παρουσία ενός μοντέλου που θα υπολογίζει την ώση που παράγει η προπέλα του πλοίου, την συνολική αντίσταση του πλοίου καθώς και τον συντελεστή μείωσης της ώσης. Το μοντέλο της προπέλας αναλύεται στο κεφάλαιο ("Περιγραφή του μοντέλου της προπέλας") ενώ οι άλλες δύο παράμετροι αναλύονται παρακάτω σε αυτό το κεφάλαιο.

Τέλος, το μοντέλο του πλοίου δέχεται ως δεδομένα εισόδου την ώση που παράγει η έλικα και αποδίδει ως τιμή εξόδου την νέα ταχύτητα του πλοίου ανά χρονικό βήμα προσομοίωσης δt .

Εδώ πρέπει να σημειωθεί, ότι όλα τα απαραίτητα στοιχεία για τις εξισώσεις που χρησιμοποιήσαμε εκτιμήθηκαν από ήδη επιβεβαιωμένες μεθόδους που έχουν χρησιμοποιηθεί σε προηγούμενες ερευνητικές εργασίες [33,34,35,36].

Επιπλέον στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα βασικά χαρακτηριστικά του πλοίου που θα χρησιμοποιηθεί στις προσομοιώσεις.

Μέγεθος	Τιμή	Μονάδα μέτρησης
Πλάτος (Β)	25.6	m
Ολικό Μήκος (L _{OA})	159.97	m
Μήκος Μεταξύ Καθέτων (L _{BP})	152.2	m
Βύθισμα (Τ)	9.5	m
Εκτόπισμα	18200	t
DWT	28821.1	t

Πίνακας 2.4: Χαρακτηριστικά πλοίου

2.4.1 Υπολογισμός Συνολικής Μάζας Πλοίου

Η συνολική μάζα του πλοίου μπορεί να διαχωριστεί σε δύο συνιστώσες, οι οποίες είναι η M_{SHIP} και η M_{ADDED}. Από την μία πλευρά, η πρώτη συνιστώσα της συνολικής μάζας του πλοίου (M_{SHIP}) είναι ίση με το εκτόπισμα του πλοίου, το οποίο λαμβάνουμε από τα βασικά χαρακτηριστικά του πλοίου. Από την άλλη πλευρά, η δεύτερη συνιστώσα της μάζας (M_{ADDED}) προκύπτει ως ένα σύνθετο υδροδυναμικό πρόβλημα που οφείλεται στο νερό το οποίο από την γάστρα του πλοίου και για αυτό λαμβάνεται ως ποσοστό του εκτοπίσματος του πλοίου. Πιο συγκεκριμένα, εμείς το πήραμε ίσο με το 10% του εκτοπίσματος.

Και τελικά έχουμε ότι:

$$M_{TOTAL} = M_{SHIP} + M_{ADDED}$$

2.4.2 Υπολογισμός Συντελεστή Μείωσης Ώσης t (Thrust Deduction Factor)

Ο συντελεστής μείωσης της ώσης, όπως ορίζεται και παραπάνω, εκφράζει την αυξημένη αντίσταση που εμφανίζεται στο αυτοπροωθούμενο πλοίο σε σχέση με την αντίσταση που εμφανίζεται στο ρυμουλκούμενο πλοίο στη ίδια ταχύτητα. Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, αυτή η διαφορά οφείλεται στη λειτουργία της έλικας στην περιοχή του ομόρου του πλοίου, η οποία προκαλεί αναρρόφηση του νερού που βρίσκεται ακριβώς μπροστά της, και οδηγεί στη τροποποίηση του οριακού στρώματος και του πεδίου πιέσεων στη πρύμνη του πλοίου.

Με το καθορισμό μεθόδου υπολογισμού του συντελεστή μείωσης της ώσης έχουν ασχοληθεί αρκετοί ερευνητές και έτσι έχουν προκύψει διάφοροι εμπειρικοί μέθοδοι και προσεγγιστικοί τύποι, μέσω των οποίων γίνεται μια αποδεκτή εκτίμηση του συγκεκριμένου συντελεστή. Οι προσεγγιστικοί τύποι που επιλέχθηκαν να χρησιμοποιηθούν στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας παρουσιάζονται παρακάτω.

- 1. Heckscher: $t_{Heck} = 0.5 \cdot C_P 0.12$ (2.27)
- 2. Danckwardt: $t_{Danck} = 0.5 \cdot C_B 0.3$ (2.28)

3. SSPA:
$$t_{SSPA} = w \cdot (1.57 - 2.3 \frac{C_B}{C_{WP}} + 1.5 \cdot C_B)$$
 (2.29)

4. Holtrop-Mennen: $t_{Hol} = 0.001979 \frac{L}{B(1-C_p)} + 1.0585 \frac{B}{L} - 0.00524 - 0.1418 \frac{D_{PROPELLER}}{B \cdot T}$ (2.30)

Όπου,

- C_{P} , ο πρισματικός συντελεστής του πλοίου
- $t_{Danck} = 0.5 \cdot C_B 0.3$, ο συντελεστής γάστρας του πλοίου
- w, ο συντελεστής ομόρου
- $D_{PROPELLER}$, η διάμετρος της προπέλας
- B, το πλάτος του πλοίου
- L , το μήκος του πλοίου
- T, το βύθισμα του πλοίου

Προκειμένου να έχουμε πιο ικανοποιητική προσέγγιση του συντελεστή μείωσης ώσης, η τελική τιμή προκύπτει από τον μέσο όρο των παραπάνω τεσσάρων μεθόδων.

Τέλος, ο συντελεστής μείωσης ώσης παίρνει τιμές από 0.1 ως 0.3 και για μονέλικα πλοία με μεγάλο συντελεστή γάστρας παρατηρείται μεγάλος συντελεστής μείωσης ώσης ενώ σε διπλέλικα πλοία παρουσιάζεται μικρότερος συντελεστής, επειδή οι προπέλες βρίσκονται πιο μακριά από την γάστρα.

2.4.3 Υπολογισμός Συνολικής Αντίστασης Πλοίου(R_{TOTAL})

Για το μοντελοποιούμενο πλοίο δεν ήταν διαθέσιμα τα αποτελέσματα των πειραμάτων αντίστασης και των θαλάσσιων δοκιμών με σκοπό να χρησιμοποιηθούν για τον υπολογισμό της αντίστασης σε ήρεμο νερό. Για τον λόγο αυτό, εκτιμήθηκε μέσω της μεθόδου που προτάθηκε από τον Holtrop [37,38]. Αυτή η μέθοδος εφαρμόζει αναλυτικές εκφράσεις για τον υπολογισμό της αντίστασης από τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά του πλοίου, οι οποίες έχουν εξαχθεί από ανάλυση παλινδρόμησης συστηματικών πειραματικών αποτελεσμάτων. Ύστερα από απλοποιήσεις για το υπό μελέτη πλοίο, ο τύπος υπολογισμού της αντίστασης συ πλοίου είναι:

$$R_{SHIP} = -1.1678097742 \cdot \text{Vs}^{6} + 54.9184950292 \cdot \text{Vs}^{5} - 570.3273208141 \cdot \text{Vs}^{4}$$

$$+ 2151.1436452866 \cdot \text{Vs}^{3} + 4361.4599676132 \cdot \text{Vs}^{2} + 3891.0847134590 \cdot \text{Vs} - 212.8089279532$$
(2.31)

Με μία προσαύξηση 3% λόγω των παρελκόμενων του πλοίου τελικά προκύπτει ότι:

$$R_{TOTAL} = 1.03 \cdot R_{SHIP} \tag{2.32}$$

Η γραφική αναπαράσταση της υπολογισμένης καμπύλης αντίστασης του μοντελοποιημένου πλοίου σαν συνάρτηση της ταχύτητας του παρουσιάζεται στην εικόνα 2.8.



Εικόνα 2.8: Καμπύλη αντίστασης πλοίου σε ήρεμο νερό για το βύθισμα σχεδίασης

2.5 Ελεγκτής Στροφών

Ο ελεγκτής στροφών είναι ένα σύστημα το οποίο χρησιμοποιείται ώστε να διατηρείται σταθερή η περιστροφική ταχύτητα της κύριας μηχανής του πλοίου, γύρω από ένα προκαθορισμένο σημείο λειτουργίας. Πιο συγκεκριμένα, η λειτουργία του δεν περιλαμβάνει την αύξηση ή μείωση της περιστροφικής ταχύτητας της μηχανής αλλά όταν επιτευχθεί η ζητούμενη ταχύτητα την διατηρεί σταθερή παρά της αλλαγές του φορτίου της μηχανής.

Η λειτουργία του έχει πολύ μεγάλη σημασία, ειδικά στα μεταβατικά φαινόμενα και σε κακές καιρικές συνθήκες, όπου αν η ταχύτητα της μηχανής δεν είναι σταθερή μπορεί να προκύψει βλάβη στη προπέλα του πλοίου. Επιπλέον, στη περίπτωση που η περιστροφική ταχύτητα του πλοίου δεν παραμένει σταθερή και αυξάνεται ή μειώνεται ανεξέλεγκτα μπορεί να δημιουργηθούν και πολλά ακόμα προβλήματα στη λειτουργία της.

Στη εξεταζόμενη περίπτωση, χρησιμοποιήθηκε ένας υδραυλικός ελεγκτής στροφών [39]. Προκειμένου να μπορέσουμε να κατανοήσουμε καλύτερα την λειτουργία του παρακάτω ακολουθεί μία ανάλυση της λειτουργίας του. Ένας τυπικός υδραυλικός ελεγκτής στροφών φαίνεται στη παρακάτω εικόνα.



Εικόνα 2.9: Υδραυλικός ελεγκτής στροφών [39]

Η λειτουργία του ελεγκτή στηρίζεται στις φυγόκεντρες δυνάμεις που δρουν στα περιστρεφόμενα σώματα, τα οποία με τη σειρά τους ελέγχουν τη ροή μιας ποσότητας πεπιεσμένου ελαίου. Επιπλέον, ο κινητήρας οδηγεί τον ρυθμιστή.

Υπό κανονικές συνθήκες, οι δυνάμεις που παράγονται από τα περιστρεφόμενα flyweights ισορροπούνται από την κατακόρυφη δύναμη που παράγει το ελατήριο της σφαίρας (ballhead spring) και έτσι η βαλβίδα του εμβόλου (piston valve) παραμένει ακίνητη. Στην περίπτωση που το φορτίο της μηχανής αυξάνεται, τα flyweights τείνουν να κινούνται προς τα μέσα και το ελατήριο της σφαίρας (ballhead spring) τείνει να κινεί τη βαλβίδα εμβόλου προς τα κάτω. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα το πεπιεσμένο έλαιο να εισάγεται υπό ένα έμβολο ισχύος (power piston) το οποίο πιέζεται προς τα πάνω και οδηγεί τον έλεγχο καυσίμου (fuel control) προς περισσότερο καύσιμο. Η κίνηση του εμβόλου συμπιέζει επίσης το ελατήριο επιστροφής (return spring) και ένα μοχλό αντιστάθμισης (compensating lever) που θα μειώσει τη δύναμη στο ελατήριο της σφαίρας και θα μετακινήσει τη βαλβίδα εμβόλου στην ουδέτερη θέση. Σε περίπτωση μείωσης του φορτίου του κινητήρα, τα flyweights κινούνται προς τα έξω εξαιτίας των φυγοκεντρικών δυνάμεων, το ελατήριο συ μπιέζεται και το έμβολο ισχύος μετακινείται προς τα κάτω μετακινώντας τον έλεγχο καυσίμου σε λιγότερο καύσιμο. Τέλος, η ταχύτητα λειτουργίας του κινητήρα μπορεί να ρυθμιστεί χειροκίνητα από το speed adjustment wheel.

Υπάρχουν και διάφορα άλλα είδη ελεγκτών στροφών, όπως είναι για παράδειγμα ο πνευματικός ελεγκτής στροφών (pneumatic governor) ο οποίος λειτουργεί στο κενό που δημιουργείται από τον

κινούμενο αέρα και ο ηλεκτρονικός ελεγκτής στροφών (electronic governor) ο οποίος πραγματοποιεί όλη την διαδικασία ηλεκτρονικά μέσω της παρακολούθησης ηλεκτρικών σημάτων.

Στη εξεταζόμενη περίπτωση, όπου θα μελετηθεί η μεταβατική απόκριση του κινητήρα, ο ελεγκτής στροφών είναι ένα πάρα πολύ σημαντικό τμήμα των προσομοιώσεων. Μεταβατικές καταστάσεις κινητήρων diesel χωρίς την ύπαρξη ελεγκτή στροφών δεν μπορούν να σταθεροποιηθούν, εκτός αν επιβληθεί ενεργός έλεγχος στη μάζα του καυσίμου που εγχέεται στους κυλίνδρους ανά κύκλο. Αυτός ο ενεργός έλεγχος πραγματοποιείται μέσω του ελεγκτή στροφών, ο οποίος σταθεροποιεί την ταχύτητα του κινητήρα γύρω από το σημείο λειτουργίας που έχουμε ορίσει. Επομένως, η μοντελοποίηση του ελεγκτή στροφών είναι μείζονος σημασίας προκειμένου να πραγματοποιηθούν οι προσομοιώσεις των μεταβατικών φαινομένων.

Η βασική αρχή πάνω στην οποία στηρίζεται η λειτουργία του ελεγκτή στροφών είναι η αρνητική ανατροφοδότηση από την περιστροφική ταχύτητα του κινητήρα ή την ταχύτητα του άξονα της έλικας. Αυτή η μέθοδος βελτιώνει την αξιοπιστία του συστήματος και την σταθερή του απόδοση όταν αλλάζουν οι διάφοροι παράμετροι. Επιπλέον, βελτιώνει την σταθερότητα του συστήματος και επιτρέπει την εκπλήρωση ενός συνόλου προδιαγραφών. Παρακάτω εμφανίζεται μία εικόνα που εξηγεί την προαναφερθείσα αρχή.



Εικόνα 2.10: Λειτουργία Ελεγκτή στροφών

Στο λογισμικό προσομοίωσης του εργαστηρίου (MOTHER), ο ελεγκτής στροφών περιλαμβάνει και έναν PID controller του οποίου η έξοδος είναι η θέση δείκτη καυσίμου (fuel index position). Η θέση του δείκτη καυσίμου καθορίζει την μάζα του καυσίμου που θα εγχυθεί στους κυλίνδρους ανά κύκλο. Η σχέση μεταξύ της θέσης του δείκτη καυσίμου και της εγχεόμενης μάζας καυσίμου επιτυγχάνεται μέσω της δημιουργίας κατάλληλου κανόνα ελέγχου (control law).

Η έξοδος του PID controller προκύπτει από την παρακάτω εξίσωση Laplace στο πεδίο ορισμού του χώρου (s) και του χρόνου (t):

Στο χώρο:
$$x(s) = K \cdot \left\{ K_P \cdot e(s) + \frac{K_I}{s} \cdot e(s) + K_D \cdot s \cdot e(s) \right\}$$
 (2.33)

Στο χρόνο:
$$x(t) = K \left\{ K_p \cdot e(t) + K_I \cdot \int_{t_0}^t e(\chi) d\chi + K_D \cdot \frac{d}{dt} e(t) \right\}$$
 (2.34)

Στις παραπάνω εξισώσεις e είναι το σφάλμα της ταχύτητας που ορίζεται ως εξής:

$$e(t) = N_{ord}(t) - N(t)$$
 (2.35)

Όπου, Nord(t) είναι το οριζόμενο σημείο λειτουργίας και N(t) είναι η πραγματική ταχύτητα της μηχανής.

Επιπλέον, *x* είναι η θέση του δείκτη καυσίμου η οποία παίρνει τιμές από 0 ως 1. Ακόμη, οι παράμετροι K, K_P, K_I και K_D χρησιμοποιούνται για την ρύθμιση του PID controller και που δημιουργούνται από νόμους ελέγχου παραμετροποιημένους από την τιμή ρύθμισης της ταχύτητας. Υπάρχει η επιλογή όλες οι σταθερές (K, K_P, K_I και K_D) να έχουν διαφορετικές τιμές για αυξανόμενο ή μειούμενο σφάλμα ταχύτητας, ώστε να μειωθεί η διακύμανση γύρω από το ορισμένο σημείο λειτουργίας του κινητήρα.

Επιπρόσθετα, το λογισμικό προσομοίωσης επιτρέπει στο χρήστη να ρυθμίσει περιορισμούς (limiters) για τον ελεγκτή στροφών. Συγκεκριμένα, τα limiters είναι ένα σύνολο τιμών που παρέχονται από τους κατασκευαστές κινητήρων για τη θέση δείκτη καυσίμου, όπως η ταχύτητα του στροφαλοφόρου άξονα, η ροπή του κινητήρα κλπ. Το MOTHER δίνει στο χρήστη την δυνατότητα να χρησιμοποιήσει έως και τρία διαφορετικά limiters με κατώτατα και ανώτατα όρια τα οποία μπορούν να ρυθμίστούν με νόμο ελέγχου. Είναι προφανές ότι εάν το κατώτερο / ανώτερο όριο ενός limiter είναι υψηλότερο / χαμηλότερο σε σχέση με το άνω / κάτω όριο του επόμενου limiter, τότε το πρώτο είναι απενεργοποιημένο. Λαμβάνοντας υπόψη τους περιορισμούς που χρησιμοποιήθηκαν, δύο διαφορετικά limiters χρησιμοποιήθηκαν για τον υπό μελέτη κινητήρα και εφαρμόστηκαν σε όλες τις προσομοιώσεις. Ο πρώτος περιοριστής ήταν αυτός που κινητήρα.

Τέλος, ο ελεγκτής στροφών έπρεπε να ρυθμιστεί καταλλήλως, γεγονός που συνέβη με διάφορες δοκιμές στις παραμέτρους που ζητά το λογισμικό προσομοίωσης, μέχρι να βρεθούν οι κατάλληλες τιμές, ώστε να λειτουργεί η προσομοίωση σωστά και αποδοτικά.

Η διαδικασία ρύθμισης του ελεγκτή περιελάμβανε μια σειρά δοκιμών όπου καθορίστηκαν τυχαίες αρχικές σταθερές. Χρησιμοποιώντας την μέθοδο trial and error, αυτές οι σταθερές τελικά συνέκλιναν στις τελικές τους τιμές, οι οποίες έδωσαν ομαλές μεταβάσεις στην περιστροφική ταχύτητα της μηχανής και δεν είχαν ξαφνική και έντονη συμπεριφορά.

2.6 Περιγραφή του Συστήματος Ελέγχου της Πρόωσης (Combinator Model)

Το σύστημα ελέγχου πρόωσης είναι ένα πολύ σημαντικό βοηθητικό στοιχείο που ακολουθεί τα στοιχεία της πρόωσης. Η κατανάλωση καυσίμου, τα επίπεδα των ρύπων που παράγει ο κινητήρας, η συμπεριφορά και η απόδοση τόσο του κινητήρα όσα και της προπέλας είναι βασικά στοιχεία, τα

οποία χωρίς το κατάλληλο σύστημα ελέγχου δεν θα μπορέσουν να "συνδυαστούν" κατάλληλα. Αυτό θα έχει ως αποτέλεσμα, τα παραπάνω στοιχεία να μην λαμβάνουν τις βέλτιστες τιμές τους σε κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.

Γενικά, το σύστημα ελέγχου πρόωσης λειτουργεί ως ο "εγκέφαλος" της πρόωσης του πλοίου, όντας υπεύθυνο για την από κοινού λειτουργία των επιμέρους συστημάτων της πρόωσης καθώς και την αλληλεπίδραση τους. Ένα σύστημα ελέγχου πρόωσης προσφέρει πολλά πλεονεκτήματα, όπως για παράδειγμα [40]:

- Ασφαλή έλεγχο του συστήματος πρόωσης του πλοίου καθώς και αξιοπιστία στους ελιγμούς του πλοίου
- Χαμηλού κόστους λειτουργία του κινητήρα εξαιτίας της βελτιστοποίησης του φορτίου της μηχανής και της έλικας του πλοίου
- Άμεση απόκριση και αποδοτικότητα στη περίπτωση που το πλοίο διαθέτει προπέλα μεταβλητού βήματος
- Λειτουργία του κινητήρα φιλική προς το περιβάλλον
- Καλή μακροχρόνια λειτουργία του κινητήρα εξαιτίας της προστασίας του από υπερφόρτωση (engine overload)
- Αλλαγές του φορτίου με τέτοιο τρόπο ώστε ο ελεγκτής των στροφών να διατηρεί πάντα τις στροφές του κινητήρα εντός των επιτρεπτών ορίων

Για την σωστή λειτουργία του κινητήρα **MAN S50ME-8.2** με προπέλα μεταβλητού βήματος η κατασκευάστρια εταιρία προτείνει την χρήση του συστήματος ελέγχου **Alphatronic-3000** [7].

2.6.1 Σύστημα Ελέγχου Προωσης Alphatronic-3000

Το σύστημα ελέγχου που θα χρησιμοποιήθει για τον έλεγχο της πρόωσης στη παρούσα εργασία προσφέρει τα εξής τρία επίπεδα ελέγχου [40]:

- Αυτόματο έλεγχο του φορτίου του κινητήρα
- Εφεδρικό έλεγχο από την γέφυρα
- Ανεξάρτητο σύστημα με τηλέγραφο, ώστε να επικοινωνεί η γέφυρα με το μηχανοστάσιο του πλοίου

Το εν λόγω σύστημα ελέγχου πληροί τις προϋποθέσεις για τα συστήματα πρόωσης δίχρονων και τετράχρονων κινητήρων που είναι συνδεδεμένοι τόσο με προπέλες σταθερού όσο και μεταβλητού βήματος. Ουσιαστικά, το σύστημα ελέγχου Alphatronic-3000 χρησιμοποιείται για την εγκατάσταση και τη παρακολούθηση της πρόωσης του πλοίου.

Επομένως, μέσω του συστήματος αυτού μπορούμε να επιτύχουμε την βέλτιστη δυνατή συνεργασία προπέλας-κινητήρα. Έτσι, ανάλογα με το φορτίο που επιθυμούμε να επιτύχουμε τοποθετούμε τον μοχλό του συστήματος ελέγχου στη κατάλληλη θέση, ώστε να έχουμε την επιθυμητή ώση.

Επιπλέον, στην εξεταζόμενη περίπτωση, όπου το πλοίο χρησιμοποιεί προπέλα μεταβλητού βήματος βασικός στόχος είναι να διατηρούμε διαρκώς σταθερές τις στροφές του κινητήρα. Άρα, με βάση την παραπάνω αρχή η καμπύλη του συστήματος ελέγχου της πρόωσης παρουσιάζεται παρακάτω και μας δίνεται από τον κατασκευαστή του συστήματος.



Εικόνα 2.11: Καμπύλη Συστήματος Έλεγχου Πρόωσης

Κατασκευάζοντας τις καμπύλες που φαίνονται στην παραπάνω εικόνα σε κατάλληλο κώδικα της FORTRAN εισάγουμε στο μοντέλο μας το σύστημα ελέγχου πρόωσης του πλοίου.

2.7 Αλληλεπίδραση Μοντέλων

Μετά την πλήρη και αναλυτική περιγραφή των επιμέρους μοντέλων που χρησιμοποιήσαμε για την διεκπεραίωση των απαιτούμενων προσομοιώσεων, κρίνεται απαραίτητο να περιγράψουμε και την αλληλεπίδραση μεταξύ των μοντέλων. Πιο συγκεκριμένα, είναι αναγκαίο να καθορίσουμε τον τρόπο με τον οποίο τα μοντέλα επικοινωνούν και ανταλλάσσουν πληροφορίες μεταξύ τους, ώστε το αποτέλεσμα που προκύπτει να απεικονίζει τις δυνατότητες και την συμπεριφορά του υπό μελέτη κινητήρα στις διάφορες καταστάσεις που θέλουμε να μελετήσουμε.

Εδώ πρέπει να τονιστεί ότι τα περισσότερα από τα μοντέλα που αναλύθηκαν παραπάνω, έχουν γραφτεί σε κώδικα της γλώσσας προγραμματισμού FORTRAN. Με τον κώδικα αυτό πραγματοποιούνται οι υπολογισμοί των απαιτούμενων στοιχείων και λαμβάνονται ως αποτελέσματα οι απαιτούμενες τιμές στο λογισμικό προσομοιώσεων MOTHER, το οποίο με την σειρά του πραγματοποιεί τους θερμοδυναμικούς υπολογισμούς των προσομοιώσεων που αναπτύσσουμε.

Αρχικά, από την γέφυρα ορίζουμε το φορτίο που θέλουμε να επιτύχουμε μέσω του τηλέγραφου. Η θέση στη οποία θα τοποθετήσουμε τον μοχλό του τηλέγραφου, θα ορίσει μέσω του μοντέλου combinator, τις απαιτούμενες στροφές, οι οποίες θα σταλθούν ως είσοδο (input) στο μοντέλο του ελεγκτή στροφών (governor), και το απαιτούμενο λόγο βήματος (Pitch Ratio), ο οποίος θα σταλεί στο μοντέλο της έλικας ως είσοδο, ώστε να οριστεί το σωστό βήμα για την έλικα μεταβλητού βήματος του πλοίου μας. Εν συνεχεία, ο ελεγκτής στροφών καθορίζει το καύσιμο το οποίο θα εγχυθεί στους κυλίνδρους του κινητήρα, ανάλογα με το φορτίο που επιθυμούμε να επιτύχουμε, σύμφωνα με την διαδικασία που αναλύσαμε παραπάνω στη περιγραφή του μοντέλου του.

Οι στροφές λειτουργίας του κινητήρα που καθορίζονται από την παραπάνω διαδικασία στέλνονται ως είσοδος (input) στο μοντέλο της προπέλας.

Προκειμένου να έχουμε σωστή αλληλεπίδραση μεταξύ του μοντέλου της έλικας και του πλοίου, ορίζουμε την θερμοκρασία του θαλασσινού νερού, ώστε να υπολογιστεί το ιξώδες του θαλασσινού νερού και να μπορέσουμε να υπολογίσουμε τον αριθμό Reynolds για το υπό μελέτη πλοίο. Στη συνέχεια, ορίζουμε την αρχική ταχύτητα του πλοίου και την τροφοδοτούμε στο μοντέλο της έλικας μαζί με την περιστροφική ταχύτητα του κινητήρα, ώστε αυτό να μπορέσει να υπολογίσει τον συντελεστή ομόρου w (wake factor) και την ταχύτητα προχώρησης V_A.

Ύστερα, στο ίδιο μοντέλο υπολογίζεται η γωνία προχώρησης β, μέσω της οποίας καθορίζονται οι αδιάστατοι συντελεστές ώσης C_T και ροπής C_Q μέσω των διαγραμμάτων ελεύθερης ροής που αναλύσαμε παραπάνω. Και μετά τον καθορισμό αυτών των συντελεστών, είναι πλέον εφικτός ο υπολογισμός της ώσης T_{PROP} και της ροπής Q_{PROP} που παράγει η προπέλα. Η ώση στέλνεται ως είσοδος (input) στο μοντέλο του πλοίου και η ροπή στο μοντέλο του κινητήρα.

Το επόμενο βήμα πραγματοποιείται μέσω του μοντέλου του πλοίου, το οποίο χρησιμοποιώντας την ώση που υπολογίστηκε παραπάνω καθώς και την αντίσταση του πλοίου, τον συντελεστή μείωσης της ώσης t (thrust deduction factor) και το εκτόπισμα του πλοίου, υπολογίζει την επιτάχυνση του

εξεταζόμενου πλοίου V_{SHIP} . Τέλος, ορίζοντας ένα βήμα του στροφαλοφόρου άξονα (Crank Angle Step), υπολογίζεται το χρονικό βήμα το οποίο χρησιμοποιείται στους υπολογισμούς, μέσω του παρακάτω τύπου:

$$dt = \frac{CAS \cdot 60}{RPM \cdot 360} \tag{2.36}$$

Όπου, CAS είναι το βήμα του στροφαλοφόρου άξονα και RPM είναι οι στροφές του κινητήρα ανά λεπτό, οι οποίες υπολογίζονται από το MOTHER.

Τελικά, το μοντέλο του πλοίου υπολογίζει την νέα ταχύτητα του υπό μελέτη πλοίου V_{SHIP_NEW}, η οποία στη συνέχεια χρησιμοποιείται ως είσοδος (input) στο μοντέλο της έλικας. Αυτή η νέα ταχύτητα, μαζί με τις στιγμιαίες στροφές του κινητήρα, χρησιμοποιούνται για τους υπολογισμούς εντός του κώδικα για το παραπάνω χρονικό βήμα.

Η όλη διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι να επιτύχουμε το φορτίο το οποίο απαιτήθηκε στη αρχή της προσομοίωσης.

Συμπερασματικά, το παραπάνω τελικό μοντέλο που προκύπτει και χρησιμοποιήθηκε στις προσομοιώσεις για την έλικα μεταβλητού βήματος παρουσιάζεται στο ακόλουθο διάγραμμα:



Εικόνα 2.12: Συνολικό μοντέλο για έλικα μεταβλητού βήματος CPP

Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων συνολικού μοντέλου

Το συνολικό μοντέλο προσομοίωσης χρησιμοποιείται για να διερευνηθεί η συμπεριφορά του συνολικού συστήματος πρόωσης σε μεταβατικές καταστάσεις λειτουργίας. Στόχος είναι η όσο το δυνατόν πιο ρεαλιστική προσομοίωση της λειτουργίας του εξεταζόμενου κινητήρα καθώς και των δυναμικών σχέσεων που αναπτύσσει με τα υπόλοιπα στοιχεία της εγκατάστασης πρόωσης, ώστε να μπορούμε να εξάγουμε συμπεράσματα σχετικά με την συνολική λειτουργία και την απόδοση του υπό μελέτη κινητήρα. Ακόμα, για την διερεύνηση της επίδρασης του φαινομένου της απώλειας έναυσης στην λειτουργία της εγκατάστασης διενεργούνται προσομοιώσεις επιτάχυνσης τόσο σε καλές όσο και σε δυσμενείς καιρικές συνθήκες, με διαφορετικές πιθανότητες εμφάνισης του φαινομένου. Οι διαφορετικές καταστάσεις του καιρού μελετώνται, διότι το φαινόμενο της απώλειας έναυσης σε κακές καιρικές συνθήκες δημιουργεί επιπλέον διάφορα προβλήματα σχετικά με την ασφαλή λειτουργία του πλοίου. Το σύνολο των σεναρίων των προσομοιώσεων που πραγματοποιήθηκαν και τα αποτελέσματα των οποίων παρουσιάζονται παρακάτω είναι:

- Επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% για ήρεμη θάλασσα.
- Επιβράδυνση από φορτίο 75% σε φορτίο 50% για ήρεμη θάλασσα.
- Επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% με πιθανότητες εμφάνιση του φαινομένου της απώλειας έναυσης 1%, 2.5% και 5% για ήρεμη θάλασσα.
- Επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% με πιθανότητες εμφάνιση του φαινομένου της απώλειας έναυσης 1%, 2.5% και 5% για δυσμενείς καιρικές συνθήκες.

Το φορτίο της κύριας μηχανής καθορίζεται από την ροπή που απαιτεί η έλικα ανάλογα με το βήμα στο οποίο λειτουργεί, καθώς οι στροφές παραμένουν διαρκώς σταθερές και ίσες με 115.2RPM.

Επιπλέον, στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται οι περιβαλλοντικές συνθήκες στις οποίες διενεργούνται οι παραπάνω προσομοιώσεις.

Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες Μέτρησης
Θερμοκρασία Αέρα	25	°C
Πίεση Αέρα	1	bar
Θερμοκρασία θαλασσινού νερού	15	°C
Πυκνότητα θαλασσινού νερού	1025	kg/m ³
Επιτάχυνση της βαρύτητας	9.80665	kg/sec ²

Πίνακας 3.1: Περιβαλλοντικές συνθήκες προσομοιώσεων

Εδώ πρέπει να επισημάνουμε ότι οι ρυθμίσεις του ελεγκτή στροφών (governor) παραμένουν σταθερές σε κάθε προσομοίωση. Προφανώς, οποιαδήποτε μεταβολή στον ελεγκτή PID, που θα τον έκανε περισσότερο ή λιγότερο ευαίσθητο θα επηρέαζε άμεσα την επιτάχυνση και την επιβράδυνση

του κινητήρα. Παρόλα αυτά, στη παρούσα διπλωματική εργασία επικεντρωνόμαστε σε συγκεκριμένες παραμέτρους που επηρεάζουν την συμπεριφορά του εξεταζόμενου κινητήρα σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας.

3.1 Επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75%

Σε αυτή την προσομοίωση, υποθέτουμε ότι το πλοίο πλέει με αρχική ταχύτητα ίση με V_{SHIP} =12.62kn. Κατά την διάρκεια της προσομοίωσης αφήνουμε το πλοίου να κινείται με αυτή την ταχύτητα για 200 δευτερόλεπτα και τότε μέσω του συστήματος ελέγχου πρόωσης (combinator) μετακινώντας την θέση του μοχλού του συστήματος ελέγχου αλλάζουμε το βήμα της έλικας έτσι ώστε να επιτύχουμε μεταβολή του φορτίου του κινητήρα από 50% σε 75%. Αυτή μετακίνηση γίνεται εντός 10 δευτερολέπτων. Και στη συνέχεια, μέχρι το τέλος της προσομοίωσης, το οποίο έχει οριστεί τα 600 δευτερόλεπτα ο κινητήρας σταθεροποιείται σε φορτίο ίσο με 75% και το πλοίο σταθεροποιεί την ταχύτητα του να είναι ίση με V_{SHIP} =14.15 kn. Επιπλέον, σε όλη την διάρκεια της προσομοίωσης η περιστροφική ταχύτητα του κινητήρα παραμένει σταθερή και ίση με 115.2RPM (στροφές το λεπτό).

Η απόκριση του εξεταζόμενου κινητήρα στη συγκεκριμένη επιτάχυνση παρουσιάζεται στα παρακάτω διαγράμματα. Παρατηρούμε ότι η αύξηση της ταχύτητας του πλοίου, λόγω της αλλαγής του βήματος της έλικας μεταβλητού βήματος, γίνεται γραμμικά και ομαλά ακολουθώντας την απαίτηση που θέσαμε μέσω του συστήματος ελέγχου πρόωσης. Ακόμη, κατά την διάρκεια της μεταβατικής κατάστασης επιτάχυνσης του πλοίου, παρατηρούμε ότι την στιγμή που αλλάζουμε το βήμα της έλικας προκειμένου να επιτύχουμε μεταβολή της ταχύτητας του πλοίου, συμβαίνει μία μικρή και χρονικά σύντομη πτώση της περιστροφικής ταχύτητας του πλοίου από 115.2RPM σε περίπου 112.2RPM, η οποία οφείλεται στην απότομη αύξηση της ροπής που παράγεται από την έλικα του πλοίου. Αυτό το φαινόμενο έχει ως αποτέλεσμα ο ελεγκτής στροφών να αυξήσει απότομα το εγχεόμενο στους κυλίνδρους καύσιμο, έτσι ώστε να οδηγήσει ομαλά τον κινητήρα στις καυσαερίων και να έχουμε επιτάχυνση της περιστροφικής ταχύτητας του σοθιλοσυμπιεστή (Turbocharger).

Στις παρακάτω εικόνες παρουσιάζονται τα διαγράμματα της μεταβατικής συμπεριφοράς του εξεταζόμενου κινητήρα.



Εικόνα 3.1: Περιστροφική ταχύτητα Τ/C συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης της επιτάχυνσης



Εικόνα 3.2 :Περιστροφική ταχύτητα κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης της επιτάχυνσης







Εικόνα 3.4: Μέση τιμή μέγιστης πίεσης κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης της επιτάχυνσης



Εικόνα 3.5: Ταχύτητα πλοίου συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης της επιτάχυνσης







Εικόνα 3.7: Λόγος βήματος έλικας συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης της επιτάχυνσης

3.2 Επιβράδυνση από φορτίο 75% σε φορτίο 50% για ήρεμη θάλασσα

Για την διερεύνηση της περίπτωσης της μεταβατικής κατάστασης της επιβράδυνσης του πλοίου, υποθέτουμε ότι το πλοίο πλέει με αρχική ταχύτητα ίση με V_{SHIP}=14.15 kn. Όπως και στην προηγούμενη προσομοίωση, τα πρώτα 200 δευτερόλεπτα αφήνουμε το συνολικό σύστημα πλοίουκινητήρα-προπέλας να ισορροπήσει, ώστε να έχουμε πιο ρεαλιστική προσομοίωση των μεταβατικών καταστάσεων που θέλουμε να εξετάσουμε.

Στην περίπτωση της επιβράδυνσης, μετακινούμε κατάλληλα τον μοχλό του συστήματος ελέγχου πρόωσης, ώστε να απαιτήσουμε μείωση του λόγου βήματος (P/D) της έλικας και να επιτύχουμε την μείωση του φορτίου του κινητήρα από 75% σε 50%. Όπως και στην περίπτωση της επιτάχυνσης για τον υπολειπόμενο χρόνο μέχρι να ολοκληρωθεί η προσομοίωση αφήνουμε το συνολικό σύστημα να σταθεροποιηθεί σε φορτίο ίσο με 50% και η ταχύτητα του πλοίου γίνεται σταθερά ίση με V_{SHIP}=12.62kn. Επιπλέον, σε όλη την διάρκεια της προσομοίωσης η περιστροφική ταχύτητα του κινητήρα παραμένει σταθερή και ίση με 115.2RPM (στροφές το λεπτό).

Η απόκριση του εξεταζόμενου κινητήρα στη συγκεκριμένη επιβράδυνση παρουσιάζεται στα παρακάτω διαγράμματα. Η απόκριση της συνολικής εγκατάστασης πρόωσης στην εξεταζόμενη επιβράδυνση εμφανίζει κοινά χαρακτηριστικά με την περίπτωση της επιτάχυνσης. Ειδικότερα, παρατηρούμε ότι η μείωση της ταχύτητας του πλοίου, λόγω της αλλαγής του βήματος της έλικας μεταβλητού βήματος, γίνεται γραμμικά και ομαλά ακολουθώντας την απαίτηση που θέσαμε μέσω του συστήματος ελέγχου πρόωσης. Ακόμη, κατά την διάρκεια της προσομοίωσης, παρατηρούμε ότι την στιγμή που αλλάζουμε το βήμα της έλικας προκειμένου να επιτύχουμε μεταβολή της ταχύτητας του πλοίου, συμβαίνει μία μικρή και χρονικά σύντομη αύξηση της περιστροφικής ταχύτητας του πλοίου από 115.2RPM σε περίπου 120RPM, η οποία οφείλεται στην απότομη μείωση της ροπής που απαιτεί η έλικα του πλοίου από τον εξεταζόμενο δίχρονο κινητήρα. Αυτό το φαινόμενο έχει ως αποτέλεσμα ο ελεγκτής στροφών προκειμένου να μπορέσει να επαναφέρει τον κινητήρα στις

απαιτούμενες στροφές λειτουργίας να μειώσει απότομα για μικρό χρονικό διάστημα το εγχεόμενο στους κυλίνδρους καύσιμο, έτσι ώστε να οδηγήσει ομαλά τον κινητήρα στις καινούριες απαιτήσεις φορτίου (από 75% σε 50%). Παρατηρούμε ότι αυτό το μικρό overshoot (απότομη αύξηση των στροφών του κινητήρα) δεν έχει μεγάλο εύρος τόσο χρονικά όσο και σαν μέγεθος, με αποτέλεσμα να μην δημιουργείται κάποιο σοβαρό πρόβλημα στη λειτουργία του κινητήρα. Τέλος, παρατηρείται μείωση της ενέργειας των καυσαερίων και έτσι εξηγείται η επιβράδυνση της περιστροφικής ταχύτητας του στροβιλοσυμπιεστή (Turbocharger).

Στις παρακάτω εικόνες παρουσιάζονται τα διαγράμματα της μεταβατικής συμπεριφοράς του εξεταζόμενου κινητήρα.



Εικόνα 3.8: Περιστροφική ταχύτητα Τ/C συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης της επιβράδυνσης



Εικόνα 3.9: Περιστροφική ταχύτητα κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης της επιβράδυνσης



Εικόνα 3.9: Ροπή κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης της επιβράδυνσης











Εικόνα 3.12: Ροπή της έλικας συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης της επιβράδυνσης



Εικόνα 3.13: Λόγος βήματος έλικας συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης της επιβράδυνσης

3.3 Επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% με πιθανότητες εμφάνισης του φαινομένου απώλειας έναυσης 1%, 2.5% & 5% για ήρεμη θάλασσα

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων για πιθανότητα εμφάνισης απώλειας έναυσης (misfire) ίση με 1% και 5%. Στο παράρτημα Α παρουσιάζονται και τα αποτελέσματα για πιθανότητα απώλειας έναυσης ίση με 2.5%

Στην περίπτωση του φαινομένου που θα μελετηθεί σε αυτό το κεφάλαιο, η διαδικασία για την προσομοίωση της επιτάχυνσης παραμένει η ίδια όπως παρουσιάστηκε παραπάνω στο κεφάλαιο 3.1.

Για την προσομοίωση του φαινομένου της απώλειας έναυσης (misfire) αποφασίσαμε να θέτουμε σε τυχαίες χρονικές στιγμές της λειτουργίας του εξεταζόμενου κινητήρα. Αυτό το επιτυγχάνουμε μέσω του προγράμματος που έχουμε συντάξει στη γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN και το οποίο περιέχει όλα τα μοντέλα που χρησιμοποιήθηκαν. Μέσω λοιπόν αυτού του προγράμματος με την βοήθεια μιας συνάρτησης παραγωγής τυχαίων αριθμών, ανάλογα με την πιθανότητα εμφάνισης του φαινομένου που έχουμε ορίσει επιτυγχάνουμε να μην παρέχουμε καύσιμο στο κύλινδρο νούμερο δύο και να τον θέτουμε ουσιαστικά εκτός λειτουργίας. Οι πιθανότητες εμφάνισης του φαινομένου που μελετήθηκαν είναι 1%, 2.5% και 5%.

Από την πραγματοποίηση των προσομοιώσεων παρατηρούμε κυρίως δύο επιπτώσεις στη λειτουργία του κινητήρα, οι οποίες οφείλονται στην αποτυχία της διαδικασίας καύσης. Πρώτον, παρατηρείται μία απότομη στιγμιαία πτώση της περιστροφικής ταχύτητας του κινητήρα, η οποία οφείλεται στο γεγονός ότι αφού δεν έγινε καύση σε ένα κύλινδρο δεν παράχθηκε η κατάλληλη ενέργεια ώστε να επιτύχουμε το επιθυμητό φορτίο. Και δεύτερον, παρατηρείται μία συνεχής απόκλιση της ταχύτητας του κινητήρα ως αποτέλεσμα της απώλειας έναυσης.

Επιπλέον, παρατηρούμε ότι μετά από κάθε misfire, λόγω της πτώσης των στροφών, ο ελεγκτής στροφών προκειμένου να επαναφέρει τον κινητήρα στην απαιτούμενη περιστροφική ταχύτητα, διαρκώς εγχέει περισσότερο καύσιμο στους κυλίνδρους με αποτέλεσμα να έχουμε διαρκώς απότομες επιταχύνσεις του κινητήρα. Και όσο πιο συχνά παρατηρείται αυτό το φαινόμενο τόσο πιο έντονες είναι οι διακυμάνσεις στις στροφές του κινητήρα, γεγονός που οδηγεί στη παραγωγή μεγαλύτερων επιπέδων θορύβου και ταλαντώσεων καθώς και επιπλέον φθοράς στα διάφορα στοιχεία του κινητήρα. Ακόμα, όσον αφορά την ταχύτητα του πλοίου παρατηρούμε πτώση στη στιγμιαία τιμή της, γεγονός που επηρεάζει την απόδοση του πλοίου. Τέλος, σχετικά με τα θερμοδυναμικά στοιχεία του κινητήρα όταν εμφανίζεται το εξεταζόμενο φαινόμενο δεν παρατηρήθηκε κάποια διάφορα που να συνδέεται με την συχνότητα εμφάνισης του.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων του κεφαλαίου.



Εικόνες 3.14 & 3.16: Περιστροφική ταχύτητα T/C συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 1% και 5% αντίστοιχα



Εικόνες 3.15 & 3.18: Περιστροφική ταχύτητα κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 1% και 5% αντίστοιχα



Εικόνες 3.169 & 3.20:Ροπή κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 1% και 5% αντίστοιχα



Εικόνες 3.21 & 3.22: Ροπή έλικας συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 1% και 5% αντίστοιχα



Εικόνες 3.23 & 3.24: Ταχύτητα πλοίου συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 1% και 5% αντίστοιχα

3.4 Επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% με πιθανότητες εμφάνισης του φαινομένου απώλειας έναυσης 1%, 2.5% & 5% για δυσμενείς καιρικές συνθήκες

Στην συγκεκριμένη περίπτωση εξετάζουμε την επιτάχυνση πλοίου παρουσία του φαινομένου της απώλειας έναυσης σε δυσμενείς καιρικές συνθήκες. Η προσομοίωση της επιτάχυνσης του συνολικού μοντέλου καθώς και της εμφάνισης του φαινομένου της απώλειας έναυσης παρουσιάζονται στα παραπάνω κεφάλαια. Για την προσομοίωση της μεταβολής των καιρικών συνθηκών θεωρήσαμε μία προσαύξηση της αντίστασης του πλοίου ίση με 20%.

Με την πραγματοποίηση των συγκεκριμένων προσομοιώσεων παρατηρούμε ότι η λειτουργία του συνολικού μοντέλου παρουσιάζει τα ίδια στοιχεία με αυτά τα οποία αναλύθηκαν στο κεφάλαιο 3.3.

Στη περίπτωση αυτή όμως, οι απότομες μειώσεις στην περιστροφική ταχύτητα του κινητήρα επομένως και στη ταχύτητα του πλοίου έχουν μεγαλύτερη βαρύτητα διότι τώρα το πλοίο πλέει σε δυσμενείς καιρικές συνθήκες.

Όταν το πλοίο λειτουργεί σε δυσμενείς καιρικές, η αναπτυσσόμενη αντίσταση του πλοίου αυξάνεται με αποτέλεσμα η ταχύτητα του πλοίου να μειώνεται και ο κινητήρας να βρίσκεται σε μία κατάσταση που παράγει περίσσεια ροπής. Καθώς αυξάνεται η αντίσταση της γάστρας του πλοίου, ο κινητήρας απαιτεί περισσότερο καύσιμο για να διατηρήσει τον ίδιο αριθμό στροφών που ορίστηκε υπό κανονικές συνθήκες, αναγκάζοντας το πλοίο να κινείται στο νερό κάτω από το υπερβολικό φορτίο του κινητήρα. Αυτό μπορεί να οδηγήσει σε υπερθέρμανση του κινητήρα και μεγάλη σπατάλη καυσίμου. Αν λάβουμε υπόψη μας και την εμφάνιση του φαινομένου της απώλειας έναυσης, τότε η ταχύτητα του πλοίου μειώνεται ακόμη περισσότερο, δημιουργώντας πρόβλημα στις δυνατότητες του πλοίου να ανταποκριθεί στις δύσκολες καιρικές συνθήκες και οδηγεί σε ακόμα μεγαλύτερη κατανάλωση καυσίμου και αυξάνει τις πιθανότητες υπερθέρμανσης του πλοίου, καθώς υπό αυτές τις συνθήκες μπορεί να συμβεί κάποιο ατύχημα.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων του κεφαλαίου.



Εικόνες 3.17: Περιστροφική ταχύτητα T/C συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 1% και 5% αντίστοιχα



Εικόνες 3.187 & 3.28: Περιστροφική ταχύτητα κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 1% και 5% αντίστοιχα



Εικόνες 3.199 & 3.30: Ροπή κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 1% και 5% αντίστοιχα



Εικόνες 3.201 &3.32: Ροπή έλικας συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 1% και 5% αντίστοιχα



Εικόνες 3.33 & 3.21: Ταχύτητα πλοίου συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 1% και 5% αντίστοιχα
4. Συμπεράσματα

4.1 Καταγραφή συμπερασμάτων

Ο στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας συνίσταται στη διερεύνηση των χαρακτηριστικών της μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα και τη συνεργασία του με την έλικα μεταβλητού βήματος και την γάστρα του πλοίου, σε αυτές τις συνθήκες λειτουργίας. Επιπλέον, διερευνάται η συμπεριφορά του συνολικού συστήματος πρόωσης παρουσία του φαινομένου απώλειας έναυσης (misfire) τόσο για πλεύση σε ήρεμη θάλασσα όσο και για πλεύση σε δυσμενείς καιρικές συνθήκες. Για τον σκοπό αυτό αναπτύχθηκαν μοντέλα έλικας και πλοίου, τα οποία υπολογίζουν την μεταβαλλόμενη ζήτηση ροπής από την έλικα λόγω της αλλαγής του βήματος της έλικας μεταβλητού βήματος βήματος καθώς και την ταχύτητα του πλοίου. Τα συμπεράσματα τα οποία προέκυψαν από τις προσομοιώσεις που διενεργήθηκαν στα πλαίσια της παρούσας συνοψίζονται παρακάτω.

Αρχικά, κατά την επιτάχυνση και την επιβράδυνση του πλοίου παρατηρήθηκε ότι υπάρχει ομαλή μετάβαση στα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κινητήρα και τελικά επιτυγχάνεται σε κάθε περίπτωση τόσο η τελική ταχύτητα του πλοίου όσο και το φορτίο του κινητήρα να είναι τα επιθυμητά. Η επιτάχυνση πραγματοποιήθηκε από φορτίο 50% σε φορτίο 75% και ταχύτητα από V_{SHIP}=13.3 kn σε V_{SHIP}= 14.88 kn, και για την επιβράδυνση τα αντίστροφα. Επιπλέον, η γρήγορη αλλαγή του βήματος της έλικας οδηγεί σε γρήγορη σταθεροποίηση των συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα. Τέλος, παρατηρήθηκε και στις δύο περιπτώσεις μια μεταβολή στη περιστροφική ταχύτητα του κινητήρα ενώ στην επιβράδυνση τα αντίστροφα. Επιπλέον, η γρήγορη αλλαγή του βήματος της έλικας οδηγεί σε γρήγορη σταθεροποίηση των συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα. Τέλος, παρατηρήθηκε και στις δύο περιπτώσεις μια μεταβολή στη περιστροφική ταχύτητα του κινητήρα την χρονική στιγμή ίση με 200 δευτερόλεπτα, δηλαδή την στιγμή που μεταβάλλεται το βήμα της έλικας. Εκείνη την χρονική στιγμή στην επιβράδυνση παρατηρήθηκε μία απότομη αύξηση των στροφών λειτουργίας του κινητήρα ενώ στην επιβράδυνση παρατηρήθηκε πολύ γρήγορα καθώς ο ελεγκτής στροφών ρύθμισε το καύσιμο που εγχέεται στους κυλίνδρους, ώστε να επιτευχθούν οι απαιτούμενες στροφές λειτουργίας.

Στη συνέχεια, σχετικά με τη λειτουργία του κινητήρα σε ήρεμη θάλασσα παρουσία του φαινομένου της απώλειας έναυσης, παρατηρείται μία απότομη στιγμιαία πτώση της περιστροφικής ταχύτητας του κινητήρα, η οποία οφείλεται στο γεγονός ότι αφού δεν έγινε καύση σε ένα κύλινδρο δεν παράχθηκε η κατάλληλη ενέργεια ώστε να επιτευχθεί το επιθυμητό φορτίο. Επιπλέον, παρατηρείται μία συνεχής απόκλιση της ταχύτητας του κινητήρα ως αποτέλεσμα της απώλειας έναυσης. Ακόμα, παρατηρείται ότι μετά από κάθε misfire, λόγω της πτώσης των στροφών, ο ελεγκτής στροφών προκειμένου να επαναφέρει τον κινητήρα στην απαιτούμενη περιστροφική ταχύτητα, διαρκώς εγχέει περισσότερο καύσιμο στους κυλίνδρους με αποτέλεσμα να αναπτύσσονται διαρκώς απότομες επιταχύνσεις του κινητήρα.

Τέλος, από τις προσομοιώσεις για λειτουργία του συνολικού μοντέλου σε δυσμενείς καιρικές συνθήκες και ταυτόχρονη παρουσία του φαινομένου της απώλειας έναυσης παρατηρήθηκε ότι η συμπεριφορά του κινητήρα στα μεμονωμένα misfire είναι η ίδια με αυτή που αναλύθηκε παραπάνω. Όμως, στη συγκεκριμένη περίπτωση, λόγω της αύξησης της αντίστασης του πλοίου λόγω του καιρού, οι αδυναμίες που αναλύθηκαν παραπάνω αποκτούν ιδιαίτερη σημασία καθώς πλέον εμποδίζουν τον κινητήρα να λειτουργήσει σε φυσιολογικές συνθήκες, με αποτέλεσμα να δημιουργούνται θέματα σχετικά με την ασφαλή πλεύση του πλοίου, τα οποία συνδέονται με την πιθανή υπερθέρμανση του κινητήρα και την αδυναμία του πλοίου να κινηθεί στη απαιτούμενη ταχύτητα μέσα σε αυτές τις καιρικές συνθήκες.

4.2 Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

Το συνολικό μοντέλο το οποίο παρουσιάζεται στην εργασία αποτελείται από επιμέρους μοντέλα, στα οποία προκειμένου να είναι εφικτή η προσομοίωση των σύνθετων φαινομένων που καλούνται να περιγράψουν, έχουν θεωρηθεί κάποιες απλοποιήσεις. Συνεπώς, κατά την γνώμη του συγγραφέα, οι μελλοντικές εργασίες οι οποίες θα μπορούσαν να στηριχτούν στην παρούσα διπλωματική εργασία, θα πρέπει να κινηθούν προς την κατεύθυνση της βελτίωσης της ακρίβειας των μοντέλων που χρησιμοποιήθηκαν. Προκειμένου να είναι δυνατή η επίτευξη της καλύτερης δυνατής προσομοίωσης των ζητούμενων, από το αναπτυσσόμενο μοντέλο, φαινομένων. Με στόχο, το μοντέλο να πλησιάζει ακόμη περισσότερο τις φυσικές διεργασίες που λαμβάνουν χώρα κατά την λειτουργία της διάταξης, που μελετάται στη παρούσα εργασία, στην πραγματικότητα. Τέτοιου είδους βελτιώσεις παρουσιάζονται παρακάτω.

- Ενδιαφέρον παρουσιάζει η σύγκριση της λειτουργίας του κινητήρα παρουσία έλικα μεταβλητού βήματος ή έλικας σταθερού βήματος, με στόχο τον καθορισμό των διαφορών ανάμεσα στη λειτουργία του συγκεκριμένου κινητήρα σε κάθε περίπτωση.
- Υπολογισμός του ποσοστού μείωσης ώσης, του συντελεστή ομόρου και της αντίστασης του πλοίου, με μεγαλύτερη ακρίβεια με την χρήση μεθόδων CFD.
- Για να γίνουν πιο ρεαλιστικές οι προσομοιώσεις, προτείνεται η ένταξη μοντέλου διέγερσης από μετωπικούς κυματισμούς καθώς και από κυματισμούς με διαφορετικές γωνίες μεταξύ της διεύθυνσης διάδοσης και της πρόσω ταχύτητας του πλοίου, με στόχο την εκτίμηση της επίδρασης τους στη λειτουργία του κινητήρα.
- Για ρεαλιστικότερη περιγραφή των φυσικών συνθηκών λειτουργίας, προτείνεται ο υπολογισμός των επαγόμενων κινήσεων και της πρόσθετης μάζας του πλοίου από διέγερση τυχαίων κυματισμών.
- Ιδιαίτερο ενδιαφέρον θα παρουσίαζε και η μελέτη της συμπεριφοράς του συνολικού μοντέλου, κατά την εκκίνηση του κινητήρα καθώς και η επιτάχυνση σε μικρότερα φορτία, όπως για παράδειγμα από 0% σε 25%.
- Προτείνεται να πραγματοποιηθεί, περαιτέρω έρευνα σχετικά με την επίδραση του φαινομένου της απώλειας έναυσης (misfire), τόσο στη λειτουργία του κινητήρα όσο και στις δονήσεις που αναπτύσσονται στο πλοίο.
- Στην παρούσα διπλωματική εργασία, δόθηκε έμφαση στη διαμήκη κίνηση του πλοίου και τις φορτίσεις που προκαλεί αυτή στην κύρια μηχανή του πλοίου, μέσω της έλικας. Προκειμένου η προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα, να πλησιάσει περισσότερο τις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του, προτείνεται η ένταξη της περιστροφικής κίνησης του πλοίου γύρω από τον κατακόρυφο άξονα (yaw).

Βιβλιογραφία

- [1] John B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, 1988.
- [2] Ν. Π. Κυρτάτος, ΝΑΥΤΙΚΟΙ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL, Αθήνα: ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΣΥΜΜΕΤΡΙΑ, 1993.
- [3] How a two-stroke cycle diesel engine works [Διαδίκτυο]. Διαθέσιμο: http://www.machineryspaces.com/Two-stroke-cycle-diesel-engines.html.
- [4] Κ. Δ. Ρακόπουλος, ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ Ι, Αθήνα: ΕΚΔΟΣΕΙΣ Fountas,2013.
- [5] Günter P. Merker, Christian Schwarz, Gunnar Stiesch, Frank Otto, Simulating Combustion, 2006.
- [6] MAN Energy Solutions, «Marine engine programme».
- [7] MAN Energy Solutions, «MAN B&W S50ME-C8.2-TII Project Guide».
- [8] The MAN B&W Brand, «Low speed engines».
- [9] MAN Energy Solutions, «ME Engines Electronic headway of two-stroke diesels».
- [10] MAN B&W Brand, «MAN-Basic Principles of Ship Propulsion», MAN Diesel and Turbo.
- [11] J. Carlton, Marine Propellers and Propulsion, 1994.
- [12] Γ. Α. Λιβανός, Γ. Γ. Δημόπουλος, Ν. Π. Κυρτάτος, «SIMULATION OF MARINE DIESEL ENGINE PROPULSION SYSTEM DYNAMICS DURING EXTREME MANEUVERING».
- [13] Geertsma Rinze, Negenborn Rudy, Visser Klaas, Loonstijn Mike, Hopman Hans, «Pitch control for ships with diesel mechanical and hybrid propulsion», TUDelft, 2017.
- [14] F. P. M. Dullens, «Modeling and Control of a Controllable Pitch Propeller», DCT, 2009.
- [15] Michelle Martelli, Massimo Figari, Marco Altosole, Stefano Vignolo, «Controllable pitch propeller actuating mechanism, modelling and simulation», Journal of Engineering for the Maritime Enviroment, 2014.
- [16] Gawn, R.W.L. Effect of pitch and blade width onpropeller performance. Trans. RINA, 1952.
- [17] Chu, C., Chan, Z.L., She, Y.S., Yuan, V.Z. The 3-bladed JD–CPP series. 4th Lips Propeller Symp., 1979.
- [18] Yazaki, A. Model Tests on Four Bladed Controllable Pitch Propellers. Ship Research Institute, Tokyo, Paper 1, 1964.
- [19] Hansen, E.O. Thrust and Blade Spindle Torque Measurements of Five Controllable Pitch Propeller Designs for MS0421. NSRDC Report No. 2325, 1967.
- [20] Miller, M.L. Spindle Torque Test on Four CPP Propeller Blade Designs for MS0421. DTMB Report No. 1837, July 1964
- [21] M. Boudaghi, M. Hahbakhti, S. A. Jazayeri, «Misfire Detection of Spark Ignition Engines Using a New Technique Based on Mean Output Power», Toosi University of Technology, 2015.

- [22] Alexander A. Stotsky, Automotive Engines, 2014.
- [23] Engine misfire largely to blame for vibration onboard. [Διαδίκτυο]. Διαθέσιμο: https://www.thetriton.com/2016/09/engine-misfire-largely-to-blame-for-vibration-onboard/.
- [24] What is the cause of a misfire in a diesel? [Διαδίκτυο]. Διαθέσιμο: https://www.quora.com/Whatis-the-cause-of-a-misfire-in-a-diesel.
- [25] Common Causes of Engine Misfires. [Διαδίκτυο]. Διαθέσιμο: https://www.capitalremanexchange.com/causes-of-diesel-engine-misfires/.
- [26] MOtor THERmodynamics User Manual Version 2.1, 2013.
- [27] M.I. Foteinos, G.I. Christofilis, N.P. Kyrtatos, Simulation of the transient operation of a large twostroke marine diesel engine equipped with a high-pressure SCR aftertreatment system in heavy weather conditions, CIMAC CONGRESS 2019, Vancouver.
- [28] Harvald, «Resistance and Propulsion of Ships», 1983.
- [29] Γ. Κ. Πολίτης, Αντίσταση και Πρόωση Πλοίου, 3^η έκδοση, Αθήνα 2016.
- [30] V. B. H. Schneekluth, Ship Desigh for Efficiency and Economy, Oxford: Butterworth-Heinemann, 1998.
- [31] R. F. Roddy, D. E. Hess and W. Faller, Neural Network Predictions of the 4-Quadrant Wageningen Propeller Series, Defense Technical Information Center, 2006.
- [32]J. Strom-Tejsen, R. R. Porter, PREDICTION OF CONTROLLABLE-PITCH PROPELLER PERFORMANCE IN OFF-DESIGN CONDITIONS, 1970.
- [33]H. Schneekluth and V. Bertram, Ship Design for Efficiency and Economy, 1998.
- [34]V. Bertram, Practical Ship Hydrodynamics, 2000.
- [35] A. Papanikolaou, Methodology of Ship Preliminary Study, 2009.
- [36] M. Ventura, Estimation Methods For Basic Ship Design.
- [37] J. Holtrop και G. Mennen, «An approximate power prediction method,» International Shipbuilding Progress, τόμ. 29, αρ. 335, pp. 166-170, 1982.
- [38] J. Holtrop, «A statistical re-analysis of resistance and propulsion data,» International Shipbuilding Progress, τόμ. 31, αρ. 363, pp. 272-276, 1984.
- [39]R. Hope, "Marine Engines & Propulsion," 2015. [Διαδίκτυο]. Διαθέσιμο: http://www.splashmaritime.com.au/Marops/data/text/Med3tex/Engpropmed2.htm#_1.4_Timing_
- [40] Man Diesel & Turbo, «Alphatronic 3000».

-.

[41] Gutsche, F.A. και Schroeder, G., "Freifahruersuche an Proppellern mit und verstellbaren Flugeln voraus und zuruck", Schiffbauforschung, 1963.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

A1: Αποτελέσματα προσομοίωσης επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% με πιθανότητα εμφάνισης του φαινομένου απώλειας έναυσης ίση με 2.5% για ήρεμη θάλασσα



Εικόνα 4.1: Περιστροφική ταχύτητα T/C συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 2.5%



Εικόνα 4.2: Περιστροφική ταχύτητα κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 2.5%



Εικόνα 4.3: Ροπή κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 2.5%



Εικόνα 4.4: Ροπή έλικας συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 2.5%



Εικόνα 4.5: Ταχύτητα πλοίου συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 2.5%

A2: Αποτελέσματα προσομοίωσης επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 75% με πιθανότητα εμφάνισης του φαινομένου απώλειας έναυσης ίση με 2.5% για δυσμενείς καιρικές συνθήκες



Εικόνα 4.6: Περιστροφική ταχύτητα T/C συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 2.5%



Εικόνα 4.7: Περιστροφική ταχύτητα κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 2.5%



Εικόνα 4.8: Ροπή κινητήρα συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 2.5%



Εικόνα 4.9: Ροπή έλικας συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 2.5%



Εικόνα 4.10: Ταχύτητα πλοίου συναρτήσει του χρόνου προσομοίωσης για πιθανότητα misfire 2.5%