



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας

Προσομοίωση μεταβατικής λειτουργίας
μεγάλου δίχρονου ναυτικού κινητήρα
εφοδιασμένου με σύστημα επιλεκτικής
καταλυτικής αναγωγής (SCR) υψηλής
πίεσης σε δυσμενείς συνθήκες πλεύσης

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Χριστοφίλης Γιώργος

Επιβλέπων: Καθηγητής Ν. Π. Κυρτάτος

Μέλος Εξεταστικής Επιτροπής: Καθηγητής Γ. Κ. Πολίτης

Μέλος Εξεταστικής Επιτροπής: Αν. Καθηγητής Γ. Παπαλάμπρου

Αθήνα, Μάρτιος 2019

Περίληψη

Στη συγκεκριμένη εργασία γίνεται διερεύνηση της μεταβατικής λειτουργίας μεγάλου δίχρονου ναυτικού κινητήρα εφοδιασμένου με σύστημα επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής υψηλής πίεσης (High Pressure SCR system, SCR-HP) κατά την πλεύση σε δυσμενείς καιρικές συνθήκες. Το σύστημα αυτό εφαρμόζεται με στόχο τη συμμόρφωση με τους κανονισμούς Tier III για την μείωση των εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου.

Λόγω θερμοκρασιακών περιορισμών στην είσοδο του καταλύτη, το σύστημα πρέπει να τοποθετηθεί ανάντι του στροβίλου. Αυτό δημιουργεί προβλήματα στη σύνδεση κινητήρα-υπερπληρωτή λόγω της μεγάλης θερμικής αδράνειας του καταλύτη. Το γεγονός αυτό εισάγει προβλήματα στην μεταβατική απόκριση του συστήματος. Συνεπώς αναδεικνύεται η σημασία της μελέτης της λειτουργίας του συμπλεκόμενου συστήματος του κινητήρα και του SCR-HP κατά την πλεύση σε κυματισμένη θάλασσα.

Καθώς το πλοίο πλέει σε κυματισμένη θάλασσα, αντιμετωπίζει την ύπαρξη προσπιπτόντων κυματισμών με αποτέλεσμα να διεγείρεται σε ταλαντωτικές κινήσεις. Λόγω αυτών των κινήσεων, αναπτύσσεται στο πλοίο πρόσθετη αντίσταση κυματισμού όπως επίσης έντονη μεταβολή των ταχυτήτων στην περιοχή του ομόρου του. Παράλληλα, οι μεταβολές των ταχυτήτων στον ομόρου προκαλούν έντονες αλλαγές στην απαιτούμενη ροπή από την έλικα στον κινητήρα.

Με στόχο τον υπολογισμό της μεταβαλλόμενης ροπής που εφαρμόζεται στον κινητήρα, αναπτύσσονται στην παρούσα εργασία μοντέλα έλικας και πλοίου. Αυτά ενσωματώνονται με υπάρχοντα μοντέλα κινητήρα και συστήματος SCR με σκοπό την προσομοίωση της λειτουργίας του συνολικού συστήματος. Η μοντελοποίηση του κινητήρα υλοποιείται μέσω λογισμικού προσομοίωσης μηδενικής διάστασης (0-D), το οποίο έχει αναπτυχθεί από το Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας. Ο υπολογισμός της θερμοδυναμικής συμπεριφοράς του συστήματος SCR-HP γίνεται βάσει μοντέλου, το οποίο έχει αξιολογηθεί σε προηγούμενη εργασία με διαθέσιμα αποτελέσματα πλήρους κλίμακας από πειράματα κλίσης δοκιμών για την ίδια μηχανή και σύστημα SCR-HP που εφαρμόζεται στη μοντελοποίηση.

Με το συνολικό μοντέλο διενεργήθηκαν προσομοιώσεις αλλαγής φορτίου για πλεύση σε διαφορετικής έντασης κυματισμούς και παρουσιάζονται συγκριτικά, με σκοπό την ανάδειξη της μεταβατικής συμπεριφοράς του συστήματος SCR-HP και των ενδεχόμενων αδυναμιών που διαθέτει. Το κύριο συμπέρασμα που εξάχθηκε από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων είναι η υψηλή μεταβολή των θερμοδυναμικών μεγεθών του κινητήρα σε σχέση με την θερμοδυναμική συμπεριφορά του SCR-HP. Λόγω αυτού δεν παρατηρήθηκε αστάθεια του συστήματος. Αντ' αυτού, η λειτουργία του SCR-HP λειτουργεί σταθεροποιητικά στην απόκριση της μηχανής εξομαλύνοντας τις αναπτυσσόμενες θερμοκρασιακές ταλαντώσεις των καυσαερίων.

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.

Πρωταρχικά, 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 όπως επίσης για τις υποδείξεις και τις συμβουλές του επί της εργασίας.

Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω το Εργαστήριο Μελέτης Πλοίου για την άδεια χρήσης του προγράμματος NEWDRIFT που μου δόθηκε και ιδιαίτερα τον Υ. Δ. Γιώργο Δαφέρμο για την αποστολή αποτελεσμάτων, τα οποία χρησιμοποιήθηκαν στην εργασία.

Ακόμα, ευχαριστώ θερμά τον Υ.Δ. Μιχάλη Φωτεινό για την σημαντική βοήθεια του και την επικοινωνιακή συνεργασία που είχαμε κατά την διάρκεια της εργασίας.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω την εταιρία MAN Energy Solutions για την διάθεση δεδομένων τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για την διεξαγωγή των προσομοιώσεων.

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

Γιώργος Ι. Χριστοφίλης

Μάρτιος 2019

Περιεχόμενα

1. Εισαγωγή.....	6
1.1. Σκοπός της Εργασίας	6
1.2. Νομοθεσία μείωσης των οξειδίων του αζώτου για την ναυτιλιακή βιομηχανία	6
1.3. Επίδραση πλεύσης σε κυματισμό στην εγκατάσταση πρόωσης	9
1.4. Ανασκόπηση Βιβλιογραφίας.....	9
1.5. Δομή	11
2. Περιγραφή διαθέσιμης τεχνολογίας μείωσης των οξειδίων του αζώτου (NO _x).....	12
2.1. Αέριοι ρύποι δίχρονων ναυτικών μηχανών - Μηχανισμοί σχηματισμού οξειδίων του αζώτου 12	
2.2. Ανασκόπηση διαθέσιμων τεχνολογιών	14
2.2.1. Μέθοδος ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR)	16
2.2.2. Μέθοδος επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής (SCR).....	21
2.2.3. Μέθοδος επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής χαμηλής πίεσης (LP-SCR).....	25
2.2.4. Μέθοδος επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής υψηλής πίεσης (HP-SCR).....	27
3. Περιγραφή μοντέλου προσομοίωσης.....	33
3.1. Περιγραφή της μεθόδου μοντελοποίησης.....	33
3.2. Περιγραφή του μοντέλου της μηχανής (enginemodel)	34
3.3. Περιγραφή του μοντέλου συστήματος SCR (SCRmodel).....	37
3.4. Μοντελοποίηση θαλάσσιου περιβάλλοντος	39
3.5. Μοντελοποίηση των υδροδυναμικών χαρακτηριστικών και κινήσεων του πλοίου.	41
3.6. Περιγραφή του μοντέλου της έλικας (propellermodel).....	45
3.6.1. Υπολογισμός της πραγματικής ταχύτητας ομόρου	45
3.6.2. Υπολογισμός της ώσης και της ροπής από τα διαγράμματα ελεύθερης ροής.....	48
3.6.3. Υπολογισμός διόρθωσης ώσης και ροπής λόγω λειτουργίας της έλικας πλησίον της ελεύθερης επιφάνειας.....	49
3.6.4. Έλεγχος αξιοπιστίας μοντέλου έλικας (propellermodel) σε σχέση με πειραματικά δεδομένα.....	51
3.7. Περιγραφή του μοντέλου του πλοίου (vesselmodel)	56
4. Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων του συνολικού μοντέλου	58
4.1. Επιτάχυνση από φορτίο 25 % σε φορτίο 50 %	60
4.2. Επιβράδυνση από φορτίο 50 % σε φορτίο 25 %.....	64
4.3. Επιτάχυνση από φορτίο 25 % σε φορτίο 50 % για διαφορετικές καταστάσεις θάλασσας.....	68
4.4. Απενεργοποίηση του συστήματος SCR σε σταθερό φορτίο μηχανής 70 %.....	71
5. Συμπεράσματα	73
5.1. Καταγραφή συμπερασμάτων	73

5.2. Προτάσεις για μελλοντική έρευνα	74
Βιβλιογραφία	75

Επεξήγηση συμβόλων

Αγγλικά σύμβολα

A_0	=επιφάνεια δίσκου της έλικας(m^2)
A	= πλάτος ταλάντωσης (m)
b	= συντελεστής όπως υπολογίζεται από την εξίσωση 3.31
C_B	= συντελεστής γάστρας πλοίου
C_Q	= αδιάστατος συντελεστής ροπής της έλικας αναφερόμενος σε διαγράμματα ελεύθερης ροής τεσσάρων τεταρτημόριων
C_T	= αδιάστατος συντελεστής ώσης της έλικας αναφερόμενος σε διαγράμματα ελεύθερης ροής τεσσάρων τεταρτημόριων
D	= διάμετρος (m)
H_S	= σημαντικό ύψος κύματος θαλάσσιων κυματισμών
H	=ενθαλπία(J)
h	= κατακόρυφη απόσταση από το κέντρο της έλικας μέχρι την ελεύθερη επιφάνεια της θάλασσας (m)
J	= αδιάστατος συντελεστής προχώρησης της έλικας
K_Q	= αδιάστατος συντελεστής ροπής της έλικας αναφερόμενος σε διαγράμματα ελεύθερης ροής ενός τεταρτημορίου
K_T	= αδιάστατος συντελεστής ροπής της έλικας αναφερόμενος σε διαγράμματα ελεύθερης ροής ενός τεταρτημορίου
k	= κυματαριθμός (rad/m)
L	= μήκος πλοίου μεταξύ καθέτων (m)
M	= μάζα (kg)
M_{add}	= πρόσθετη υδροδυναμική μάζα (kg)
MCR	= μέγιστη συνεχής ισχύ μηχανής (kW)
N	=περιστροφική ταχύτητα (r/min)
Q	=θερμότητα (j)
Q_p	=ροπή έλικας(Nm)
P	= πίεση (bar)
R_{AW}	= πρόσθετη αντίσταση κυματισμού (N)
R	=ακτίνα (m)
R_T	=συνολική αντίσταση πλοίου σε ήρεμη θάλασσα (N)
R_{wave}	= μέση αντίσταση πλοίου λόγω αρμονικού κυματισμού (N)
S	= θαλάσσια φασματική κατανομή (m^2s)
T	= θερμοκρασία (K)
T_{wave}	= περίοδος αρμονικού κυματισμού (s)
T_p	= ώση της έλικας (N)
T_p	= περίοδος κορυφής φάσματος (s)
t	= χρόνος (s)
t_{HULL}	= ποσοστό μείωσης ώσης
V_a	=ταχύτητα προχώρησης της έλικας (m/s)
V_{EFF}	=πραγματική μέση αξονική ταχύτητα (m/s)
V_r	=σχετική ταχύτητα προχώρησης της έλικας (m/s)
V	=ταχύτητα (m/s)

W =μηχανικό έργο(J)

w =ποσοστό ομόρου

w_{EFF} =πραγματικό ποσοστό ομόρου

X =γωνία πρόσπτωσης του κυματισμού σε σχέση με την ταχύτητα του πλοίου (rad)

x, y, z =διαμήκης, εγκάρσια και κατακόρυφη συντεταγμένη ορθοκανονικού συστήματος αναφοράς που κινείται με την πρώσο ταχύτητα του πλοίου, με αρχή το κέντρο βάρους του πλοίου, με θετική διαμήκη κατεύθυνση προς την πλώρη, με θετική διαμήκη προς την starboard μεριά του πλοίου και με θετική κατακόρυφη διεύθυνση προς την τρόπιδα (m)

Z_{P_DYN} = κατακόρυφη μετατόπιση του κέντρου της έλικας λόγω της κίνησης pitch

∇ = εκτοπιζόμενος όγκος πλοίου (m^3)

Ελληνικά σύμβολα

α =συντελεστής υπολογιζόμενος σύμφωνα με την σχέση 3.18

β =γωνία προχώρησης της έλικας (rad)

ζ : ανύψωση ελεύθερης επιφάνειας (m)

η_S = βαθμός απόδοσης αξονικού συστήματος

λ =μήκος αρμονικού κυματισμού (m)

ρ =πυκνότητα (kg/m^3)

φ =γωνία φάσης αρμονικών μεγεθών (rad)

ω =κυκλική συχνότητα (rad/s)

ω_e =κυκλική συχνότητα συνάντησης (rad/s)

ω_{eng} =περιστροφική παχύτητα της μηχανής (rad/s)

Δείκτες

comp = συμπίεσής

eng = μηχανή

exh = καυσαέρια

fw =γλυκό νερό

P =έλικα

PM =PiersonMoskowits

S = πλοίο

sc = σάρωση

sur = κίνηση surg

sw = αλμυρό νερό

wall = τοίχωμα

wave = αρμονικός κυματισμός

1. Εισαγωγή

1.1. Σκοπός της Εργασίας

Ο σκοπός της παρούσας εργασίας συνίσταται στη διερεύνηση της μεταβατικής συμπεριφοράς μεγάλης δίχρονης ναυτικής μηχανής εξοπλισμένης με το σύστημα SCR υψηλής πίεσης κατά την πλεύση σε κυματισμένη θάλασσα.

Λόγω της θέσης διασύνδεσης του συστήματος SCR-HP με την μηχανή, η επίδρασή του στην λειτουργία της είναι σημαντική. Κύρια αιτία αυτού είναι η μεγάλη θερμική αδράνεια του καταλύτη η οποία προκύπτει λόγω του μεγάλου μεγέθους του ώστε να είναι ικανή η μείωση των αναπτυσσόμενων NOx. Εξαιτίας αυτού, οι θερμοκρασιακές μεταβολές των καυσαερίων δεν προβάλλονται άμεσα στην είσοδο του στροβίλου, με αποτέλεσμα ο συγχρονισμός της απόκρισης της μηχανής με αυτή του συμπιεστή να μην είναι ο βέλτιστος. Το φαινόμενο αυτό είναι έντονο σε περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας της μηχανής, όπου οι μεταβολές της θερμοκρασίας εξαγωγής είναι έντονες. Ακόμα, πειράματα και προσομοιώσεις έχουν δείξει πως το σύστημα μπορεί να οδηγηθεί σε ενισχυόμενες θερμικές ταλαντώσεις, που τελικά οδηγούν στην απενεργοποίηση της μηχανής [1].

Δεδομένης της ευρείας χρήσης του καυσίμου υψηλής περιεκτικότητας σε θείο στην ναυτιλιακή βιομηχανία συνεπώς και της ευρείας εφαρμογής του συστήματος SCR-HP, γίνεται αναγκαία η ανάδειξη και ο καθορισμός των προβλημάτων που αναπτύσσονται κατά την χρήση του με τελικό στόχο την βελτιστοποίηση του. Για τον σκοπό αυτό, στην συγκεκριμένη εργασία γίνεται διερεύνηση της μεταβατικής συμπεριφοράς μεγάλου δίχρονου ναυτικού κινητήρα εφοδιασμένου με σύστημα SCR-HP στις πλέον δυσχερείς μεταβατικές καταστάσεις τις οποίες ενδέχεται να αντιμετωπίσει. Ως τέτοιες λογίζονται οι αλλαγές φορτίου καθώς η πλεύση του πλοίου γίνεται σε διαταραγμένη θάλασσα. Η διερεύνηση βασίζεται στην ανάλυση αποτελεσμάτων από προσομοιώσεις που διεξάγονται από υπολογιστικό μοντέλο προσομοίωσης που αναπτύσσεται στην εργασία.

1.2. Νομοθεσία μείωσης των οξειδίων του αζώτου για την ναυτιλιακή βιομηχανία

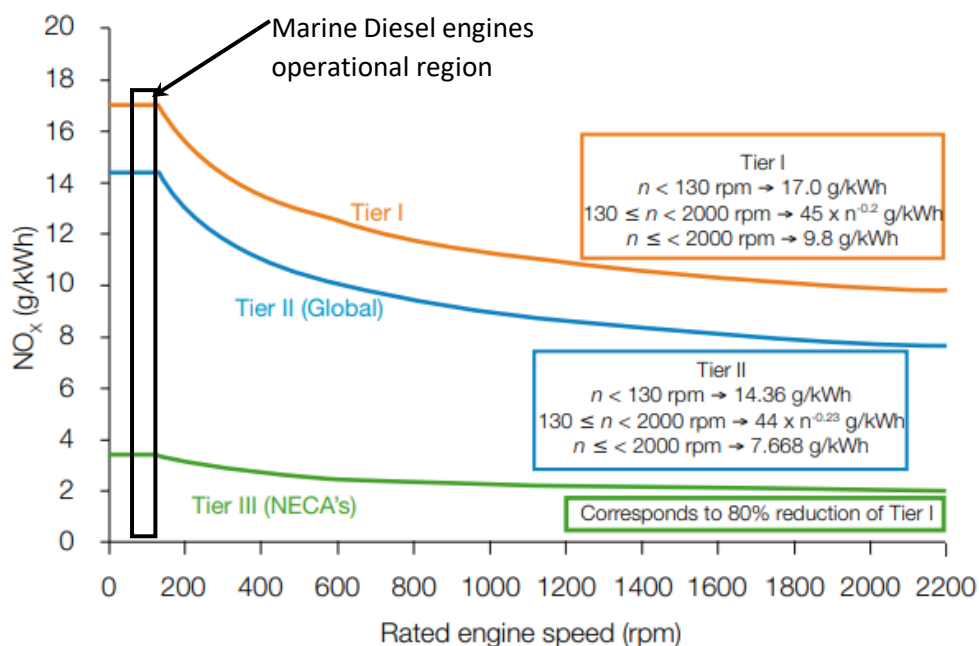
Οι ποσότητες των αέριων ρύπων που εκπέμπονται από τις ναυτικές μηχανές πρέπει να ικανοποιούν τους κανονισμούς που τίθενται από τον διεθνή ναυτιλιακό οργανισμό (International Maritime Organization - IMO). Οι περιορισμοί καθορίζονται από το παράρτημα 5 της διεθνούς σύμβασης για την αποτροπή της θαλάσσιας ρύπανσης (MARPOL-Annex VI) [2].

Οι πρώτοι κανονισμοί που τέθηκαν για την μείωση των οξειδίων του αζώτου (NOx) σύμφωνα με την σύμβαση της MARPOL αφορούσαν τα νεότευκτα πλοία που θα είχαν ημερομηνία θέσεως τρόπιδας από την 1^η Ιανουαρίου του 2000 (κανονισμοί Tier I). Σύμφωνα με τους τελευταίους ισχύοντες κανονισμούς, τίθενται αυστηρότερα όρια ως προς τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου για πλεύση σε παγκόσμια κλίματα (κανονισμοί Tier II), ενώ για πλεύση σε συγκεκριμένες περιοχές ελέγχου των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου (NOx Emission Control Areas - NECAs) εφαρμόζονται ακόμα πιο αυστηρά όρια για πλοία που χτίζονται από 1^η Ιανουαρίου του 2016 (κανονισμοί Tier III). Στις περιοχές NECAs προς το παρόν περιλαμβάνονται οι ακτές του Καναδά και των Η.Π.Α καθώς και η Καραϊβική θάλασσα (εικόνα 1.1 –πράσινες περιοχές). Στις παραπάνω περιοχές πρόκειται να προστεθούν από την 1^η Ιανουαρίου του 2021 η Βαλτική και η Βόρεια θάλασσα [3]. Οι τιμές των ορίων των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου που θέτουν οι κανονισμοί Tier I, Tier II και Tier III εκφράζονται ως συνάρτηση της ονομαστικής ταχύτητας περιστροφής των ναυτικών μηχανών όπως παρουσιάζονται στην εικόνα 1.2.



Εικόνα 1.1 : Νομοθετημένες περιοχές ελέγχου των εκπομπών στην Βόρεια Αμερική και Βόρεια Ευρώπη [4].

Όπως φαίνεται για ονομαστικές ταχύτητες περιστροφής μικρότερες των 130 στροφών ανά λεπτό, που αφορούν την πλειονότητα των ναυτικών κινητήρων, οι τιμές των ορίων είναι σταθερές και ίσες με 17 gr/kWh για τους κανονισμούς Tier I, 14.4 gr/kWh για τους κανονισμούς Tier II και 3.4 gr/kWh για τους κανονισμούς Tier III αντίστοιχα. Συνεπώς κάθε πλοίο το οποίο διέρχεται στις περιοχές NECA's θα πρέπει να εφαρμόζει μείωση στις εκπομπές NOx της τάξης του 76%.



Εικόνα 1.2 : Όρια εκπομπών οξειδίων του αζώτου σε σχέση με την ονομαστική ταχύτητα περιστροφής των ναυτικών μηχανών σύμφωνα με την διεθνή σύμβαση της MARPOL.

Η συγκεκριμένη μείωση δεν ήταν δυνατό να επιτευχθεί με σχεδιαστικές αλλαγές στα συστήματα και τους χρονισμούς των υπάρχοντων ναυτικών μηχανών, όπως έγινε για την ικανοποίηση των κανονισμών Tier II, με αποτέλεσμα να αναπτυχθούν και να προταθούν μέθοδοι που επεμβαίνουν στην διαδικασία της καύσης (in – cylinder methods) και μέθοδοι καθαρισμού των καυσαερίων μετά την έξοδό τους από τον κινητήρα (aftertreatment methods). Οι μέθοδοι που επεμβαίνουν στην διαδικασία της καύσης επιτυγχάνουν την μείωση των NOx δια μέσου της μείωσης των αναπτυσσόμενων θερμοκρασιών στον

κύλινδρο. Αντίθετα οι μέθοδοι καθαρισμού των καυσαερίων μειώνουν τις εκπομπές NOx εφαρμόζοντας αντιδράσεις καταλυτικής αναγωγής εξουδετερώνοντας τα σχηματισμένα οξείδια του αζώτου (NOx) μετά την έξοδό τους από την μηχανή. Η πιο ανταγωνιστική in-cylinder method μέθοδος όπως έχει αναδειχθεί στην ναυτιλιακή αγορά είναι αυτή που εφαρμόζει ανακυκλοφορία καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation – EGR) ενώ η πιο ανταγωνιστική aftertreatment μέθοδος είναι αυτή που εφαρμόζει καθαρισμό των καυσαερίων μέσω αντιδράσεων καταλυτικής αναγωγής (Selective Catalytic Reduction– SCR).

Για την μέθοδο SCR έχουν αναπτυχθεί δυο τρόποι διασύνδεσης του συστήματος μείωσης των NOx με την μηχανή, το σύστημα υψηλής πίεσης (high pressure system – HP-SCR) και το σύστημα χαμηλής πίεσης (low pressure system – LP-SCR) [4]. Στο σύστημα υψηλής πίεσης η εγκατάσταση της διάταξης γίνεται μεταξύ του συλλέκτη καυσαερίων της μηχανής και του στροβίλου ενώ στο σύστημα χαμηλής πίεσης εγκαθίσταται μετά την έξοδο του στροβίλου. Στην εικόνα 1.3 παρουσιάζονται τα τρία προαναφερθέντα συστήματα μείωσης των NOx.

Το σύστημα SCR-LP δεν επηρεάζει σημαντικά την λειτουργία της μηχανής και η εγκατάστασή του στο μηχανοστάσιο είναι ευκολότερη σε σχέση με αυτή του SCR-HP, αφού επιτρέπει την τοποθέτησή του ανεξάρτητα της θέσης της κύριας μηχανής. Παρόλα αυτά η χρήση του συστήματος SCR-HP είναι αναγκαία όταν χρησιμοποιείται καύσιμο υψηλής περιεκτικότητας σε θείο, όπως το σύνθετο βαρύ ναυτιλιακό καύσιμο Heavy Fuel Oil (HFO) το οποίο περιέχει 3.5% θείο [4].

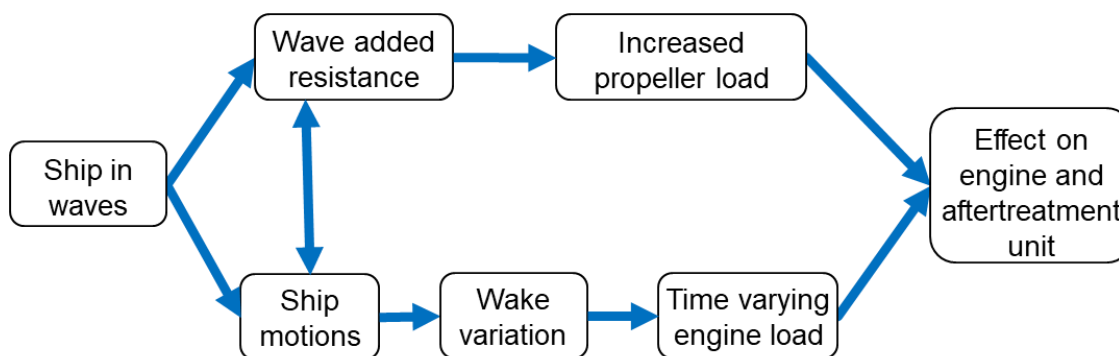
Κατά την καύση καυσίμου το οποίο περιέχει θείο στα καυσαέρια περιέχονται και οξείδια του θείου τα οποία έχουν σχηματιστεί κατά την διαδικασία της καύσης. Σε συγκεκριμένο θερμοκρασιακό εύρος τα οξείδια του θείου αντιδρούν με το χρησιμοποιούμενο αναγωγικό μέσο προς σχηματισμό σουλφιδίων της αμμωνίας (ammonium bisulphate - ABS, NH_4HSO_4). Αυτή η ουσία είναι κολλώδης με αποτέλεσμα να φράξει των καταλύτη και τελικά να τον απενεργοποιεί. Η θερμοκρασία εισόδου στον αντιδραστήρα που τίθεται ως κατώτερο όριο για την θερμοκρασία των καυσαερίων ώστε να αποφεύγεται ο σχηματισμός των ABS είναι 280 °C για καύσιμο με περιεκτικότητα σε θείο 0.1% και 320°C για περιεκτικότητα 3.5% αντίστοιχα [4]. Οι θερμοκρασίες των καυσαερίων πριν το στροβίλο του υπερπληρωτή είναι 50-175 °C υψηλότερες σε σχέση με αυτές μετά από αυτόν ανάλογα το φορτίο της μηχανής εξασφαλίζοντας την μη ανάπτυξη των ABS [5]. Επιπλέον τίθεται και άνω θερμοκρασιακό όριο μεταξύ των 500 – 550 °C, πέρα από το οποίο οξειδώνεται το χρησιμοποιούμενο αναγωγικό μέσο (συνεπώς η κατανάλωση του άρα και το κόστος λειτουργίας αυξάνεται) και πυροσυσσωματώνεται το υλικό του καταλύτη [4].



Εικόνα 1.3 : Εικονική παρουσίαση των τριών συστημάτων μείωσης των οξειδίων του αζώτου EGR, SCR-HP, SCR-LP [6].

1.3. Επίδραση πλεύσης σε κυματισμό στην εγκατάσταση πρόωσης

Η πλεύση σε κυματισμό επηρεάζει σημαντικά την λειτουργία της έλικας και ως άμεση συνέπεια και την λειτουργία της κύριας μηχανής πρόωσης. Βασικές αιτίες αυτής της επίδρασης αποτελούν οι αναπτυσσόμενες ταλαντωτικές κινήσεις του πλοίου, οι οποίες διεγείρονται από το πεδίο των κυματισμών με το οποίο έρχεται αντιμέτωπο κατά την πλεύση του [7], [8], [9], [10]. Αυτές οι κινήσεις, πρώτον, αυξάνουν την συνολική υδροδυναμική αντίσταση του πλοίου, λόγω του ότι επιβάλλουν πρόσθετη αντίσταση κυματισμού (Wave Added Resistance) στην πρόσω κίνηση του πλοίου λόγω της ακτινοβολούμενης ενέργειας (radiated energy) των κυματισμών απόσβεσης (damping waves). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να αυξάνεται η φόρτιση της έλικας (propeller load) και του κινητήρα συνεπακόλουθα. Ενδεικτικά αναφέρεται πως για μετωπικούς κυματισμούς που ξεπερνούν την κατάσταση θάλασσας ίση με 5, μείωση της ταχύτητας της τάξης του 8% με 10% είναι συνήθης, ενώ για κατάσταση θάλασσας που ξεπερνά την τιμή 7 η μείωση μπορεί και να διπλασιαστεί [10]. Δεύτερον, προκαλείται έντονη μεταβολή στις ταχύτητες στην περιοχή του ομόρου (wake) του πλοίου όπου λειτουργεί η έλικα. Οι μεταβολές αυτές επιδρούν στην απαιτούμενη ροπή της έλικας από τον κινητήρα με αποτέλεσμα την αντίστοιχη μεταβολή του φορτίου του κινητήρα (engine load) [10], [11]. Όταν οι κινήσεις γίνονται πολύ έντονες, η περιοδική προσέγγιση της έλικας στην ελεύθερη επιφάνεια της θάλασσας οδηγεί σε απότομες μεταβολές της απαιτούμενης ροπής της έλικας από τον κινητήρα προκαλώντας πιο έντονες μεταβολές στην λειτουργία του. Στην εικόνα 1.4 παρουσιάζεται διαγραμματικά η επίδραση της πλεύσης του πλοίου σε κυματισμένη θάλασσα στην λειτουργία της έλικας και κατ' επέκταση στη λειτουργία του κινητήρα.



Εικόνα 1.4 : Επίδραση της πλεύσης σε κυματισμό στην λειτουργία της έλικας και του κινητήρα

1.4. Ανασκόπηση Βιβλιογραφίας

Η μελέτη της συμπεριφοράς δίχρονου μεγάλου ναυτικού κινητήρα εξοπλισμένου με σύστημα καταλυτικής αναγωγής υψηλής πίεσης για πλεύση πλοίου σε κυματισμένη θάλασσα δεν έχει πραγματοποιηθεί σε προηγούμενες διαθέσιμες εργασίες στην βιβλιογραφία. Όσον αφορά τις μεθόδους μείωσης των NOx σε εφαρμογές μεγάλων δίχρονων ναυτικών κινητήρων, ανάπτυξη μοντέλου που να προσομοιώνει την συνολική εγκατάσταση πρόωσης έχει γίνει για κινητήρα εφοδιασμένο με σύστημα EGR και για πλεύση χωρίς την ύπαρξη κυματισμών στην εργασία [12].

Παρόλα αυτά, η προσομοίωση της συνολικής εγκατάστασης πρόωσης, χωρίς κάποιο σύστημα απορρύπανσης (κινητήρας Tier II) σε μεταβατικές καταστάσεις λειτουργίας έχει διερευνηθεί αρκετά στο παρελθόν. Τέτοιου είδους ανάλυση έχει γίνει στις εργασίες [7], [8], [13], [14] και [15]. Δεδομένης της περιπλοκότητας της μελέτης του συνολικού συστήματος πρόωσης, στις προσπάθειες μοντελοποίησης που έχουν γίνει, εφαρμόζονται στην πλειονότητά τους μοντέλα τα οποία στηρίζονται σε φαινομενολογική προσέγγιση των φυσικών διεργασιών που λαμβάνουν χώρα στην μοντελοποίηση. Κατά αυτόν τον τρόπο, τα αναπτυσσόμενα μοντέλα αποδίδουν αποτελέσματα σε σχετικά μικρότερους

χρόνους απαιτώντας παράλληλα λίγους υπολογιστικούς πόρους. Βάσει της φαινομενολογικής προσέγγισης που εφαρμόζουν, κάθε τμήμα του συνολικού συστήματος (μηχανή, έλικα, σύστημα SCR) μοντελοποιείται ξεχωριστά υπολογίζοντας παράλληλα την μεταξύ τους αλληλεπίδραση.

Όσον αφορά την μοντελοποίηση των ναυτικών κινητήρων, οι τύποι των μοντέλων που εφαρμόζονται στις διαθέσιμες εργασίες της βιβλιογραφίας είναι τύπου μηδενικής διάστασης (zero dimensional models) [8], [16], [17] και τύπου μέσης τιμής ανά κύκλο λειτουργίας (cycle mean value engine models) [9], [14], [15]. Τα πρώτα, χαρακτηρίζονται από συνθετότερη δομή απαιτώντας περισσότερα δεδομένα εισόδου και ο υπολογιστικός χρόνος που απαιτούν είναι μεγαλύτερος αλλά υπολογίζουν με πολύ καλή ακρίβεια την απόκριση της μηχανής. Αντίθετα, ο δεύτερος τύπος μοντέλων είναι απλούστερος απαιτώντας περιορισμένο αριθμό δεδομένων εισόδου και ο υπολογιστικός χρόνος εκτέλεσής τους είναι αρκετά μικρότερος.

Τα μοντέλα μέσης τιμής ανά κύκλο λειτουργίας θεωρούν ότι η ροή δια μέσου των κυλίνδρων πραγματοποιείται αδιάκοπα παραλείποντας τις διακοπτόμενες διεργασίες που λαμβάνουν χώρα εντός του κυλίνδρου. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να εξάγουν τις μέσες τιμές των αποκρίσεων ανά κύκλο λειτουργίας και να αδυνατούν να υπολογίσουν τιμές των παραμέτρων λειτουργίας κατά την διάρκεια του κάθε κύκλου (τιμές ανά γωνία στροφάλου). Περισσότερες πληροφορίες για τα μοντέλα μέσης τιμής ανά κύλινδρο για μεγάλους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες μπορούν να βρεθούν στην εργασία [18].

Τα μοντέλα μηδενικής διάστασης αναφέρονται και ως μοντέλα όγκων ελέγχου (control volume model). Σύμφωνα με αυτά, η μηχανή θεωρείται ως ένα σύνολο βασικών μηχανολογικών στοιχείων (Basic Engineering Elements - BEM) που αλληλοεπιδρούν. Λόγω της αρχιτεκτονικής και του τρόπου με τον οποίο γίνονται οι υπολογισμοί στα μοντέλα αυτού του τύπου, είναι εφικτός ο υπολογισμός των παραμέτρων εντός των τμημάτων που απαρτίζουν την μηχανή (κύλινδροι, δοχείο σάρωσης, συλλέκτης καυσαερίων), όπως επίσης και αυτών που χαρακτηρίζουν συνολικά την λειτουργία της (αποδιδόμενη ισχύς, απώλειες θερμότητας, μέση ενεργός πίεση). Ακόμα, αποτελέσματα μπορούν να εξαχθούν για οποιαδήποτε χρονικό βήμα επιλέγεται κατά την προσομοίωση, σε αντίθεση με τα μοντέλα μέσης τιμής ανά κύκλο. Περισσότερες πληροφορίες για τα μοντέλα μηδενικής διάστασης μπορούν να βρεθούν στην εργασία [19].

Εργασίες που να σχετίζονται με την ανάπτυξη μοντέλων συστήματος SCR για εφαρμογές σε δίχρονους μεγάλους ναυτικούς κινητήρες είναι πολύ περιορισμένες στην βιβλιογραφία λόγω της πρόσφατης εφαρμογής του συστήματος σε τέτοιου είδους κινητήρες. Αντίθετα, πλήθος εργασιών είναι διαθέσιμο για συστήματα SCR που εφαρμόζονται σε μεσαίας ισχύος τετράχρονων κινητήρων, όπως [20], [21] και [22]. Λόγω της μικρής θερμικής αδράνειας που διαθέτουν οι καταλύτες σε τέτοιου είδους εφαρμογές, η επίδραση της θερμοδυναμικής τους συμπεριφοράς στην λειτουργία της μηχανής είναι περιορισμένη. Για τον λόγο αυτό οι παραπάνω εργασίες αναπτύσσουν μοντέλα τα οποία εστιάζονται στην πρόβλεψη των χημικών διεργασιών. Η επίδραση του συστήματος SCR σε ναυτικούς δίχρονους κινητήρες ντίζελ σχολιάζεται στις εργασίες [1] και [23] ενώ ένα απλοποιημένο θερμικό μοντέλο μπορεί να βρεθεί στην εργασία [24].

Η πρόβλεψη της μεταβατικής λειτουργίας της έλικας κατά την αυτοπρόωση του πλοίου σε κυματισμούς, είναι ένα περίπλοκο πρόβλημα το οποίο ακόμα και με τις πλέον σύγχρονες μεθόδους υπολογιστικής ρευστομηχανικής (Computational Fluid Dynamics - CFD) είναι δύσκολο να αντιμετωπιστεί. Ακόμα, δεδομένων των υψηλών απαιτήσεων σε υπολογιστικούς πόρους και χρόνο που απαιτούν αυτές οι μέθοδοι, η προσομοίωση του συνολικού συστήματος δυσχεραίνεται σημαντικά. Για τον λόγο αυτό, στις εργασίες που έχουν εκπονηθεί η μοντελοποίηση της λειτουργίας της έλικας βασίζεται σε μεθόδους που εφαρμόζουν την φυσική ομοιότητα. Αυτό υλοποιείται είτε χρησιμοποιώντας διαγράμματα ελεύθερης ροής [7], [11], [14] είτε συσχετίζοντας δεδομένα πλήρους κλίμακας με πειραματικά μέσω στατιστικής

ανάλυσης [10]. Η πρώτη μέθοδος είναι πιο εύκολα υλοποιήσιμη, αφού δεν απαιτεί ανάλυση δεδομένων και μπορεί να προσαρμοστεί σε διαφορετικά σενάρια προσομοίωσης. Αντίθετα, η ακρίβεια της είναι περιορισμένη σε σχέση με την δεύτερη μέθοδο μοντελοποίησης.

1.5. Δομή

- **Κεφάλαιο 1 - Εισαγωγή** : Στο πρώτο κεφάλαιο, αρχικά, γίνεται περιγραφή της σχετικής νομοθεσίας που επιβάλλεται στην ναυτιλία σχετικά με τους περιορισμούς των εκπομπών οξειδίων του αζώτου από της ναυτικές μηχανές. Έπειτα αναδεικνύεται η αναγκαιότητα της διερεύνησης του συστήματος επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής σε μεταβατικές καταστάσεις λειτουργίας και καθορίζεται ο στόχος και η δομή της εργασίας. Τέλος, γίνεται ανασκόπηση της διαθέσιμης βιβλιογραφίας που σχετίζεται με την ανάπτυξη των μοντέλων που εφαρμόζονται στην μοντελοποίηση.
- **Κεφάλαιο 2 - Περιγραφή διαθέσιμης τεχνολογίας μείωσης των οξειδίων του αζώτου (NOx)** : Στο δεύτερο κεφάλαιο αναφέρονται οι κύριοι αέριοι ρύποι που εκπέμπονται από τους μεγάλους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες με μεγαλύτερη έμφαση στα οξείδια του αζώτου και στους τρόπους σχηματισμούς τους. Ακόμα, γίνεται μια σύντομη περιγραφή στις διαθέσιμες τεχνολογίες μείωσης των οξειδίων του αζώτου και σχολιάζονται τα σχετικά πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα της κάθε μεθόδου. Επιπλέον, λόγω της ευρείας εφαρμογής της μεθόδου ανακυκλοφορίας καυσαερίων και της επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής σε ναυτικές εφαρμογές, γίνεται πιο εκτενής αναφορά στον τρόπο διασύνδεσης τους με την κύρια μηχανή και τις παραμέτρους λειτουργίας και διαχείρισής τους.
- **Κεφάλαιο 3 - Περιγραφή μοντέλου προσομοίωσης** : Στο τρίτο κεφάλαιο, αρχικά, παρουσιάζεται η δομή του μοντέλου προσομοίωσης που αναπτύσσεται στην εργασία. Στην συνέχεια περιγράφεται η κατασκευή του κάθε υπο-μοντέλου, οι παραδοχές που έχουν γίνει και η διαδικασία αξιολόγησης της αξιοπιστίας τους.
- **Κεφάλαιο 4 - Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων του συνολικού μοντέλου** : Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζονται αποτελέσματα της προσομοίωσης. Αρχικά, γίνεται σύγκριση της συμπεριφοράς της μηχανής σε συνθήκες ήρεμης θάλασσας και διαταραγμένης για επιτάχυνση από το 25% του μέγιστου φορτίου στο 50% και έπειτα για επιβράδυνση από 25% σε 50%. Ακόμα, παρουσιάζονται αποτελέσματα επιτάχυνσης από 25% του μέγιστου φορτίου σε 50% για τρεις διαφορετικές καταστάσεις θάλασσας. Τέλος, παρουσιάζονται αποτελέσματα προσομοίωσης για απενεργοποίηση του συστήματος επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής σε σταθερό φορτίο ίσο με 70%.
- **Κεφάλαιο 5 – Συμπεράσματα** : Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται σχολιασμός της συμπεριφοράς του συνολικού συμπλεκόμενου συστήματος της κύριας μηχανής πρόωσης με το σύστημα καταλυτικής αναγωγής υψηλής πίεσης και

σταχυολογούνται συμπεράσματα βάσει των εξαγόμενων αποτελεσμάτων. Ακόμα, αναφέρονται οι προτάσεις για μελλοντική έρευνα που θα μπορούσε να γίνει βάσει της παρούσας εργασίας.

2. Περιγραφή διαθέσιμης τεχνολογίας μείωσης των οξειδίων του αζώτου (NO_x)

2.1. Αέριοι ρύποι δίχρονων ναυτικών μηχανών - Μηχανισμοί σχηματισμού οξειδίων του αζώτου

Οι μηχανές εσωτερικής καύσης, δεδομένης της αρχής λειτουργίας τους και της πηγής ενέργειας που χρησιμοποιούν παράγουν ένα σύνολο ρύπων. Αυτοί οι ρύποι ονομαστικά είναι το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂), το μονοξείδιο του άνθρακα (CO), οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC), τα οξείδια του αζώτου (NO_x), τα σωματίδια (soot) και τα οξείδια του θείου (SO_x) [25]. Εκτός από τα οξείδια του θείου που σχετίζονται μόνο με το χρησιμοποιούμενο καύσιμο (περιεκτικότητα καυσίμου σε θείο), η δημιουργία των υπόλοιπων ρύπων σχετίζεται και από το καύσιμο αλλά και από τη διαδικασία της καύσης που αναπτύσσεται στους κυλίνδρους. Η διαδικασία της καύσης επηρεάζεται κυρίως από τον θερμικό κύκλο στον οποίο λειτουργεί ο κινητήρας (Otto, Diesel, Miller) αλλά και από τα χαρακτηριστικά της κάθε μηχανής ξεχωριστά.

Για τους κινητήρες εσωτερικής καύσης η δημιουργία διοξειδίων του άνθρακα είναι αναπόφευκτη, λόγω της ίδιας της αρχής λειτουργίας της καύσης. Όσον αφορά όμως τους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες, δεδομένου του πολύ υψηλού βαθμού απόδοσής τους, το εκπεμπόμενο CO₂ ανά μονάδα ισχύος είναι πολύ περιορισμένο. Ακόμα, η περιεκτικότητα σε CO στα καυσαέρια είναι μικρότερη λόγω του μεγάλου λόγου αέρα καυσίμου στον οποίο λειτουργούν οι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες [25]. Αντίθετα, εκπέμπουν σημαντικές ποσότητες οξειδίων του θείου (SO_x) και οξειδίων του αζώτου (NO_x). Τα οξείδια του θείου προκαλούνται από το θείο, το οποίο περιέχεται στα ναυτιλιακά καύσιμα. Συνεπώς οι αναπτυσσόμενοι μέθοδοι για τον περιορισμό των SO_x, αφορούν είτε χρήση καυσίμων χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο είτε χρήση ειδικών διατάξεων καθαρισμού των καυσαερίων (scrubbers).

Όσον αφορά τα οξείδια του αζώτου, σχετίζονται κυρίως με την διαδικασία της καύσης και λιγότερο με το χρησιμοποιούμενο καύσιμο. Η επίδραση του καυσίμου στον σχηματισμό οξειδίων είναι μικρή δεδομένου ότι στο βαρύ ναυτιλιακό καύσιμο (HFO) η περιεκτικότητα σε θείο είναι της τάξης του 0.4%. Τα οξείδια του αζώτου τα οποία αναπτύσσονται από την λειτουργία των ναυτικών κινητήρων, είναι κυρίως το μονοξείδιο του αζώτου (NO) και το διοξείδιο του αζώτου (NO₂). Η περιεκτικότητα του μονοξειδίου στα καυσαέρια κυριαρχεί σε σχέση με αυτή του διοξειδίου αντιστοιχώντας πάνω από το 90% των συνολικών οξειδίων του αζώτου που εκπέμπονται [26].

Ο σχηματισμός του διοξειδίου του αζώτου βασίζεται στην ύπαρξη του μονοξειδίου του αζώτου, σύμφωνα με την σχέση 2.1.



Συνεπώς κύρια αιτία ανάπτυξης των NO_x αποτελεί η δημιουργία του μονοξειδίου του αζώτου. Για τον υπολογισμό του αναπτυσσόμενου μονοξειδίου, έχουν προταθεί δύο βασικοί μηχανισμοί. Ο θερμικός μηχανισμός ή εκτεταμένος μηχανισμός Zeld'ovich [27] και ο ταχύς μηχανισμός ή μηχανισμός Fenimore [26].

Στους εμβολοφόρους κινητήρες το 80% με 95% των οξειδίων του αζώτου προέρχεται από το θερμικό μηχανισμό [26]. Αυτός ο μηχανισμός συνδέεται με τον βασικό μηχανισμό καύσης μέσω των ενώσεων O_2 , O και OH και περιγράφεται από τις παρακάτω τρεις στοιχειώδεις αντιδράσεις.



Ο ρυθμός εξέλιξης του σχηματισμού σχετίζεται κυρίως με την πρώτη αντίδραση, τη διάσπαση του μοριακού αζώτου μέσω της ελεύθερης ρίζας του μονατομικού οξυγόνου σε δύο νέες ελεύθερες ρίζες που ενεργοποιούν τις άλλες δύο στοιχειώδεις αντιδράσεις. Η ενέργεια ενεργοποίησης της πρώτης αντίδρασης είναι πολύ υψηλή, δεδομένου ότι πρέπει να διασπαστεί ο πολύ ισχυρός δεσμός του μοριακού αζώτου. Για τον λόγο αυτό η πρώτη αντίδραση ενεργοποιείται σε θερμοκρασίες άνω των 1800 K και κατά συνέπεια η δημιουργία του θερμικού μονοξειδίου του αζώτου [26]. Ακόμα, όπως φαίνεται και από τις παραπάνω στοιχειώδεις αντιδράσεις και με ανάλυση της χημικής κινητικής που τις διέπουν, προκύπτει ότι ο ρυθμός δημιουργίας των μονοξειδίων του αζώτου αυξάνεται γραμμικά με την αύξηση της περιεκτικότητας των αντιδρώντων (περιβάλλον αντίδρασης) σε μονατομικό οξυγόνο και μοριακό άζωτο. Οι παραπάνω παρατηρήσεις διαπιστώνονται και από την σχέση 2.5, όπως παρουσιάζεται στην εργασία [26]. Αυτή η σχέση βασίζεται σε ανάλυση χημικής κινητικής των στοιχειωδών αντιδράσεων που συμμετέχουν στον θερμικό μηχανισμό.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \times 10^6}{\sqrt{T}} \times e^{\frac{-69090}{T}} \times [N_2] \times \sqrt{[O_2]} \quad (2.5)$$

Στους κινητήρες diesel το καύσιμο ψεκάζεται στο θάλαμο καύσης με αποτέλεσμα η καύση να μην αναπτύσσεται σε προ αναμεμιγμένο μείγμα αέρα καυσίμου. Αντίθετα, η καύση ξεκινά στην εξωτερική περιοχή του αναπτυσσόμενου τζετ καυσίμου, όπου έχει πραγματοποιηθεί η ατμοποίηση και η ανάμιξη του με ποσότητα αέρα ώστε να είναι ικανή η αυτανάφλεξη (φλόγα διάχυσης). Συνεπώς, αν και το συνολικό μείγμα θεωρείται φτωχό, τοπικά στην περιοχή ανάπτυξης της καύσης το μείγμα παρουσιάζεται πολύ πλούσιο. Για τον λόγο αυτό, η περιεκτικότητα σε οξυγόνο είναι περιορισμένη και κατά συνέπεια η δημιουργία του θερμικού οξυγόνου [26] (σχέση 2.5).

Αντίθετα, το θερμικό οξυγόνο αναπτύσσεται κυρίως στην περιοχή των καυσαερίων, όπου οι θερμοκρασίες δεν έχουν μειωθεί σημαντικά αλλά ταυτόχρονα η ανάμιξη με την περίσσεια του αέρα εισαγωγής οδηγούν σε μείγματα με μεγάλες περιεκτικότητες σε οξυγόνο και μοριακό άζωτο [27]. Συμπερασματικά, το θερμικό μονοξείδιο του αζώτου, το οποίο αποτελεί το κύριο τμήμα των συνολικών παραγόμενων NO_x , αναπτύσσεται σε θερμοκρασίες άνω των 1800 K και στην περιοχή των καυσαερίων [26]. Για τον λόγο αυτό, οι μέθοδοι που στοχεύουν στην μείωση των NO_x καθορίζοντας τις συνθήκες κατά τις οποίες διενεργείται η καύση, ελέγχουν τη μέγιστη θερμοκρασία που αναπτύσσεται και τη συγκέντρωση του οξυγόνου στο θάλαμο καύσης.

Αντίθετα με τον θερμικό μηχανισμό, ο ταχύς μηχανισμός υπολογίζει την ανάπτυξη του μονοξειδίου στην περιοχή της καύσης εστιάζοντας στις αντιδράσεις του αζώτου με τις ελεύθερες ρίζες που προέρχονται από τη διαδικασία της καύσης. Αυτές οι αντιδράσεις αναπτύσσονται σε χαμηλότερες θερμοκρασίες από αυτές του θερμικού μηχανισμού [28]. Η αυξημένη όμως θερμοκρασία επιταχύνει τις αντιδράσεις, αφού επιταχύνεται η ανάπτυξη των απαραίτητων ελεύθερων ριζών (O, CH, CH_2) που ενεργοποιούν τις στοιχειώδεις αντιδράσεις σχηματισμού του μονοξειδίου του αζώτου [28]. Συνεπώς, οι αντιδράσεις αυτές αναπτύσσονται στην περιοχή της καύσης, όπου οι τοπικοί λόγοι αέρα καυσίμου είναι μικροί (πλούσιο μείγμα).

2.2. Ανασκόπηση διαθέσιμων τεχνολογιών

Οι διαθέσιμες τεχνολογίες μείωσης των ρύπων αναπτύσσονται με στόχο την κάλυψη των απαιτήσεων των εκάστοτε κανονισμών. Συνεπώς, με την συνεχή αυστηροποίηση των επιβαλλόμενων κανονισμών από τις διεθνείς νομοθεσίες, αναπτύσσονται παράλληλα και ένα σύνολο από διαθέσιμες τεχνολογίες από τους κατασκευαστές.

Αρχικά, με στόχο την συμμόρφωση με τους κανονισμούς Tier II, οι σχεδιαστές εφάρμοσαν λύσεις που σχετιζόνταν με τον έλεγχο της διαδικασίας της καύσης και τη βελτιστοποίηση της. Πιο συγκεκριμένα, οι αλλαγές εστιάστηκαν στη βελτιστοποίηση του συστήματος έγχυσης καυσίμου και στη διαδικασία απόπλυσης των κυλίνδρων [29]. Όσον αφορά το σύστημα έγχυσης, βελτιστοποιήθηκαν οι αντλίες ψεκασμού αυξάνοντας τις πιέσεις και τα ακροφύσια ψεκασμού μειώνοντας τις σπές ροής του καυσίμου. Επίσης, αλλαγές έγιναν στον προσανατολισμό και τη θέση των ακροφυσίων με στόχο τη βελτίωση της ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα εισαγωγής. Ακόμα, με την δυνατότητα που παρείχαν οι ηλεκτρονικά ελεγχόμενες μηχανές (ME engines) βελτιστοποιήθηκε ο χρονισμός ψεκασμού του καυσίμου σε κάθε φορτίο μεταβάλλοντας το προφίλ λειτουργίας της βαλβίδας ψεκασμού. Όσο αφορά την διαδικασία της απόπλυσης, βελτιστοποιήθηκε ο χρονισμός ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής δια του ηλεκτρονικού ελέγχου που παρείχαν οι ηλεκτρονικές μηχανές. Με αυτές τις αλλαγές τα εκπεμπόμενα οξειδία του αζώτου περιορίστηκαν κατά 20% σε σχέση με τις παλαιότερες σχεδιάσεις, γεγονός που έθετε τις μηχανές εντός των κανονισμών Tier II [29].

Οι περαιτέρω περιορισμοί που τέθηκαν, Tier III, για την μείωση των οξειδίων του αζώτου για τα νεότευκτα πλοία μετά από το έτος 2016, δεν μπορούσαν να ικανοποιηθούν με μετατροπές και βελτιώσεις στις είδη υπάρχουσες μηχανικές διατάξεις δεδομένης της μεγάλης μείωσης που έθεταν (80% σε σχέση με τους κανονισμούς Tier I). Το γεγονός αυτό, ώθησε την βιομηχανία σε ανάπτυξη δραστικών τρόπων μείωσης που επεμβαίνουν στην λειτουργία της καύσης (in-cylinder methods) και μεθόδους διαχείρισης των καυσαερίων (aftertreatment methods).

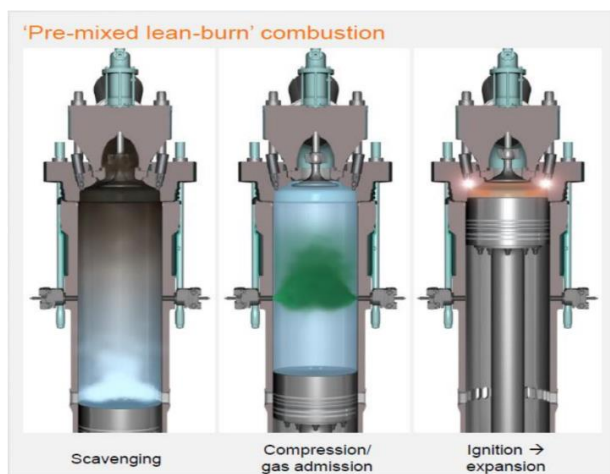
Οι μέθοδοι που σχετίζονται με τον έλεγχο της διαδικασίας της καύσης, στοχεύουν στην μείωση της μέγιστης αναπτυσσόμενης θερμοκρασίας στον κύλινδρο και της περιεκτικότητας σε οξυγόνο, περιορίζοντας την ανάπτυξη του θερμικού μονοξειδίου του αζώτου, όπως περιεγράφηκε στο κεφάλαιο 3.1, βάσει του μηχανισμού Zeld'ovich. Η μείωση της θερμοκρασίας και η ταυτόχρονη μείωση της περιεκτικότητας σε οξυγόνο στο θάλαμο καύσης επιτυγχάνεται με την εισαγωγή αδρανών στοιχείων μεγάλης θερμοχωρητικότητας μαζί με τον αέρα εισαγωγής. Η διάκριση αυτών των μεθόδων στηρίζεται στα στοιχεία που χρησιμοποιούνται. Δύο είναι οι κύριοι τρόποι που έχουν αναπτυχθεί. Ο πρώτος σχετίζεται με την ανακυκλοφορία ενός μέρους των εξαγόμενων καυσαερίων στην εισαγωγή του κινητήρα (exhaust gas recirculation - EGR) χρησιμοποιώντας το παραγόμενο διοξείδιο του άνθρακα ως αδρανές μέσο, το οποίο χαρακτηρίζεται από υψηλή θερμοχωρητικότητα. Ο δεύτερος σχετίζεται με την εισαγωγή νερού στον θάλαμο καύσης (Wet Methods). Ανάλογα με τον τρόπο εισαγωγής του νερού γίνεται περαιτέρω διάκριση στην μέθοδο χρήσης γαλακτώματος νερού-καυσίμου (Water Fuel Emulsion - WFE), στην μέθοδο αύξησης της υγρασίας του αέρα εισαγωγής (Humid Air Motor - HAM) και στην μέθοδο άμεσου ψεκασμού νερού στον θάλαμο καύσης (Direct Water Injection - DWI) [30].

Με τη δεδομένη τεχνολογία, οι μέθοδοι εισαγωγής νερού δεν μπορούν να φθάσουν τα όρια μείωσης των οξειδίων στους μεγάλους δίχρονους κινητήρες στα επίπεδα που θέτουν οι κανονισμοί Tier III. Για το λόγο αυτό, η εφαρμογή τους στη ναυτιλία δεν φαίνεται να υλοποιείται μελλοντικά, αφού πρέπει να συνδυαστούν και με άλλες τεχνολογίες μείωσης κάνοντας την εφαρμογή τους ασύμφορη. Πιο συγκεκριμένα, η μέθοδος WFE μειώνει τις εκπομπές κατά 15-25%, η μέθοδος DWI μέγιστα κατά 50% και η μέθοδος HAM κατά 10-40% [30]. Ακόμα, δυσμενής παρουσιάζεται η εφαρμογή τους κατά την χρήση καυσίμων υψηλού θείου λόγω τις διάβρωσης που αναπτύσσεται από τον σχηματισμό των θειικών οξέων λόγω της αυξημένης περιεκτικότητας της υγρασίας που προκαλούν στα καυσαέρια. Αντίθετα, η μέθοδος ανακυκλοφορίας καυσαερίων μπορεί να μειώσει την περιεκτικότητα σε οξείδια του αζώτου πάνω από

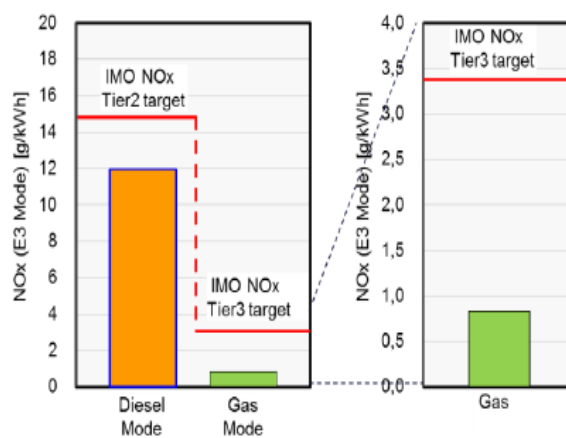
τα όρια που τίθεται από τους κανονισμούς Tier III και να εφαρμοστεί ανεξάρτητα από την περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο [6].

Όσον αφορά τις μεθόδους που σχετίζονται με την διαχείριση και τον καθαρισμό των καυσαερίων βασίζονται στην εξουδετέρωση των σχηματιζόμενων οξειδίων του αζώτου με τη χρήση αναγωγικών μέσων δια μέσου καταλυτών, διαδικασίες επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής (Selective Catalytic Reduction - SCR). Η κύρια διάκριση αυτών των μεθόδων σχετίζεται με την θέση του συστήματος SCR σε σχέση με τον στρόβιλο του υπερπληρωτή διακρίνοντας δύο μεθόδους. Η μία που λειτουργεί ανάντι (upstream) του στρόβιλου ονομάζεται μέθοδος υψηλής πίεσης (High- pressure SCR method) και αυτή που λειτουργεί κατάντι (downstream) του στρόβιλου ονομάζεται χαμηλής πίεσης (Low- pressure SCR method). Οι δύο μέθοδοι αναλύονται στα επόμενα κεφάλαια με αναλυτικότερη αναφορά στην μέθοδο υψηλής πίεσης, η οποία εφαρμόζεται στις ναυτικές μηχανές και στην οποία βασίζεται η μοντελοποίηση που γίνεται στη συγκεκριμένη εργασία.

Πέρα από τις μεθόδους που βασίζονται στην λειτουργία των ναυτικών κινητήρων κύκλου diesel, έχει αναπτυχθεί δίχρονη μηχανή διπλού καυσίμου (φυσικού αερίου –πετρελαίου) χαμηλής πίεσης, που οι εκπομπές της σε λειτουργία με κύριο καύσιμο το φυσικό αέριο (Gas mode) μπορούν να ικανοποιήσουν τους κανονισμούς Tier III [24]. Η αρχή λειτουργίας της βασίζεται στον κύκλο Otto. Κύριο καύσιμο αποτελεί το φυσικό αέριο το οποίο ψεκάζεται κατά την συμπίεση του εμβόλου από ακροφύσια τα οποία βρίσκονται στην ενδιάμεση απόσταση από το άνω και κάτω νεκρό σημείο επί της επιφάνειας του κυλίνδρου. Η ανάφλεξη σε αυτού του τύπου κινητήρων γίνεται μέσω της αυτανάφλεξης πιλοτικής ποσότητας πετρελαίου σε προθαλάμους καύσης. Στην εικόνα 2.1 παρουσιάζεται η αρχή λειτουργίας του συγκεκριμένου κινητήρα.



Εικόνα 2.1 : Αρχή λειτουργίας μηχανής διπλού καυσίμου – χαμηλής πίεσης



Εικόνα 2.2 : Σύγκριση εκπομπών NOx μηχανής διπλού καυσίμου – χαμηλής πίεσης σε σχέση με τα όρια των κανονισμών [31].

Δεδομένης της αρχής λειτουργίας της συγκεκριμένης μηχανής, η καύση συμβαίνει σε περιβάλλον χαμηλότερης πίεσης σε σχέση με αυτό της συμβατικής δίχρονης ναυτικής μηχανής. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα οι αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες να είναι μικρότερες περιορίζοντας τον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου κατά 85% [32], ποσοστό μεγαλύτερο του ορίου που θέτουν οι κανονισμοί Tier III, όπως φαίνεται στην εικόνα 2.2. Μειονέκτημα των συγκεκριμένων μηχανών αποτελεί ο μικρότερος βαθμός απόδοσής τους και η μειωμένη συγκέντρωση ισχύος που παρέχουν λόγω των μικρότερων πιέσεων στις οποίες λειτουργούν αλλά και οι αυξημένες απαιτήσεις για αποθηκευτικό χώρο του φυσικού αερίου. Ακόμα, αρνητικό χαρακτηριστικό της μεθόδου αποτελεί η πιθανή διαφυγή ποσότητας φυσικού αερίου από τον κύλινδρο κατά την φάση της απόπλυσης είτε από το εισαγόμενο καύσιμο είτε

από υπολείμματα άκαυστου αερίου στα καυσαέρια (methane slip). Αν και δεν έχουν επιταχθεί κανονισμοί για τις εκπομπές μεθανίου, η εκπομπή του θεωρείται ιδιαίτερα επιβλαβής αφού προκαλεί 25 φορές επιβλαβέστερες επιδράσεις στο φαινόμενο του θερμοκηπίου σε σχέση με το διοξείδιο του άνθρακα. Ανταγωνιστική θεωρείται η χρήση τους σε πλοία μεταφοράς υγροποιημένου φυσικού αερίου, όπου το ατμοποιούμενο φυσικό αέριο (natural boil off gas - NBOG) από τις δεξαμενές φορτίου μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως καύσιμο για την πρόωση του πλοίου. Κατά συνέπεια προκύπτουν μειωμένα κόστη λειτουργίας και δεν απαιτούνται επιπλέον αποθηκευτικοί χώροι.

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, οι μέθοδοι που μπορούν να επιτύχουν από μόνοι τους μείωση των NOx τέτοιοι που να ικανοποιούνται οι κανονισμοί Tier III σε 2-X ναυτικούς κινητήρες είναι η μέθοδος ανακυκλοφορίας καυσαερίων, η μέθοδος επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής και η χρήση κινητήρα διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης. Εξαιτίας αυτού, η εφαρμογή τους είναι πιο διαδεδομένη και το ενδιαφέρον της ναυτιλιακής βιομηχανίας εστιάζεται σε αυτές. Για τον λόγο αυτό, στον πίνακα 2.1 γίνεται σύγκριση των τριών μεθόδων αναδεικνύοντας τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα της κάθε τεχνολογίας.

Πίνακας 2.1 : Σύγκριση μεθόδων μείωσης των οξειδίων του αζώτου για θερμικούς κινητήρες ντίζελ.

Μέθοδοι	πλεονεκτήματα	μειονεκτήματα
Μηχανή διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης (DFengines)	Μείωση κατανάλωσης σε σχέση με τη χρήση HFO	Απαιτήση για μεγάλους χώρους αποθήκευσης του μεθανίου
	Μειωμένο κόστος εγκατάστασης σε σχέση με τις άλλες μεθόδους	Δυσκολία στην αποθήκευση του μεθανίου ως καύσιμο πρόωσης
	Περιορισμός εκπομπών SOX, PM	Διαφυγή μεθανίου (methane slip)
Μέθοδος ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR)	Μικρές χωρικές απαιτήσεις	Μεγαλύτερη επιβάρυνση στην κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με τις άλλες μεθόδους
		Υψηλότερο κόστος εγκατάστασης σε σχέση με DFengines Υψηλής συνθετότητας εγκατάσταση - δυσκολία στον έλεγχο
Μέθοδος επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής (SCR)	Δυσχερή μηδενικές NOX	Υψηλές χωρικές απαιτήσεις
	Λειτουργία με μικρή επιβάρυνση στην κατανάλωση καυσίμου	Υψηλότερο κόστος εγκατάστασης από DFengines - συγκρίσιμο με EGR
	Λειτουργία με μικρή μείωση στην αποδιδόμενη ισχύς	Υψηλότερο κόστος λειτουργίας σε σχέση με EGR λόγω κατανάλωση αναγωγικού μέσου Υψηλής συνθετότητας εγκατάσταση - δυσκολία στον έλεγχο

Δεδομένης της ευρείας εφαρμογής των μεθόδων ανακυκλοφορίας καυσαερίων και επιλεκτικής αναγωγής στην ναυτιλιακή βιομηχανία, στα επόμενα κεφάλαια γίνεται πιο λεπτομερής αναφορά σε αυτές τις δύο μεθόδους.

2.2.1. Μέθοδος ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR)

Η ανακυκλοφορία καυσαερίων (Exhaust gas recirculation - EGR) είναι μια από τις μεθόδους που εφαρμόζεται στους ναυτικούς κινητήρες για την μείωση των οξειδίων του αζώτου. Με αυτή τη μέθοδο είναι ικανή η συμμόρφωση με τους κανονισμούς Tier III [6].

Αυτή η μέθοδος εντάσσεται στις μεθόδους μείωσης των οξειδίων του αζώτου μέσω της επέμβασης στη διαδικασία της καύσης. Η αρχή λειτουργίας της βασίζεται στην απομάκρυνση ενός μέρους των

καυσαερίων και την ανακυκλοφορία τους στον θάλαμο καύσης μαζί με τον εισαγόμενο αέρα από το περιβάλλον. Με αυτόν τον τρόπο, ο αέρας πλήρωσης διαθέτει μικρότερη περιεκτικότητα σε οξυγόνο λόγω της αραιώσης του με το διοξείδιο του άνθρακα των καυσαερίων. Ακόμα, η αυξημένη περιεκτικότητα του εισαγόμενου αέρα σε διοξείδιο του άνθρακα, αυξάνει τη συνολική θερμοχωρητικότητα του μείγματος δεδομένης της υψηλής θερμοχωρητικότητας του διοξειδίου του άνθρακα σε σχέση με αυτή του αέρα του περιβάλλοντος. Πιο συγκεκριμένα, η μοριακή θερμοχωρητικότητα του αέρα στους 100 °C είναι 29.26 $kJ/kmole K$ ενώ του διοξειδίου του άνθρακα στην ίδια θερμοκρασία είναι 40.3 $kJ/kmole K$. Συνεπώς οι μέγιστες θερμοκρασίες στο θάλαμο καύσης μειώνονται σε τέτοια επίπεδα όπου ο σχηματισμός οξειδίων του αζώτου είναι πολύ περιορισμένος.

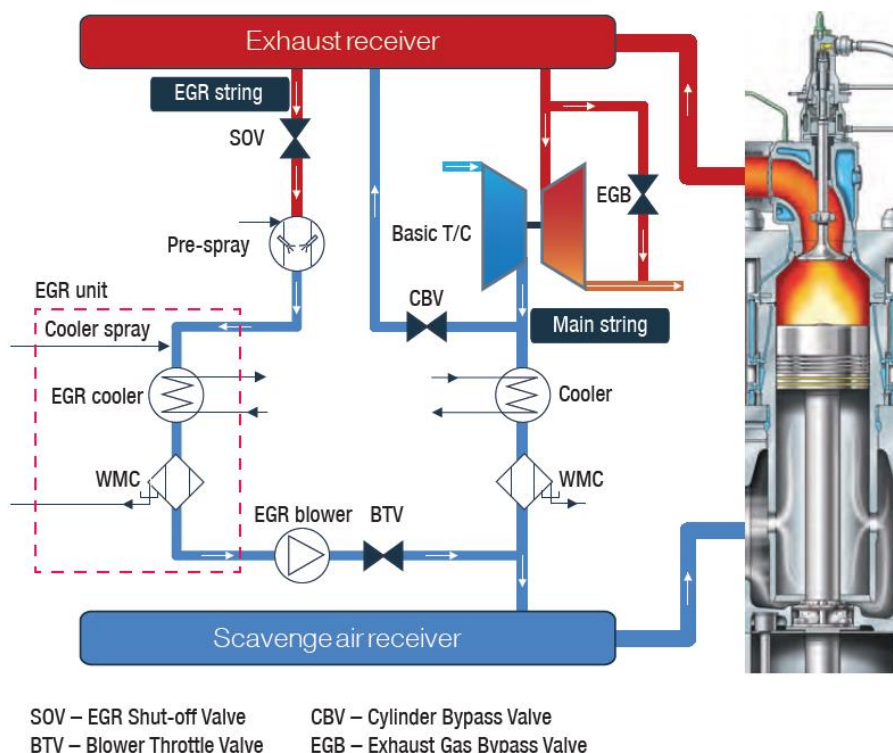
Λόγω της υψηλής θερμοκρασίας των καυσαερίων που απομαστεύονται, πριν την εισαγωγή τους στον κύλινδρο, ψύχονται με στόχο να μην περιοριστεί η πλήρωση του κυλίνδρου. Σε εφαρμογές όπου απαιτείται η χρήση καυσίμου υψηλής περιεκτικότητας σε θείο, τα καυσαέρια που ανακυκλοφορούνται καθαρίζονται από τα οξείδια του θείου με χρήση scrubber, με στόχο την αποφυγή της διάβρωσης του κυλίνδρου.

Στις εφαρμογές της ανακυκλοφορίας καυσαερίων έχουν αναπτυχθεί δύο συστήματα, αυτό της υψηλής πίεσης (high pressure EGRs system), όπου η απομάστευση των καυσαερίων γίνεται από την μεριά της υψηλής πίεσης του στροβίλου και αυτό της χαμηλής (low pressure EGR system), όπου γίνεται από την χαμηλή αντίστοιχα. Στους μεγάλους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες η διάταξη που έχει κυριαρχήσει είναι αυτή της υψηλής πίεσης. Για την διάταξη αυτή έχουν αναπτυχθεί δύο κύριες μέθοδοι διασύνδεσης (matching) του συστήματος EGR με την μηχανή, ανάλογα με το μέγεθος των εμβόλων της κύριας μηχανής.

Η πρώτη μέθοδος (By pass matching) εφαρμόζεται σε μηχανές όπου η διάμετρος εμβόλου περιορίζεται στα 70 εκατοστά. Σε αυτήν την περίπτωση, η υπερπλήρωση γίνεται με έναν στροβιλουπερπληρωτή. Η διασύνδεση του συστήματος EGR με την κύρια μηχανή γίνεται με την εισαγωγή γραμμής απομάστευσης καυσαερίων (EGR string) από το συλλέκτη καυσαερίων, η οποία παρακάμπτει την διάταξη της στροβιλουπερπλήρωσης και οδηγεί τα καυσαέρια στο χώρο σάρωσης (Bypass matching). Λόγω της αυξημένης θερμοκρασίας των καυσαερίων κατά μήκος της γραμμής του EGR (EGR string), υπάρχει ψυγείο το οποίο μειώνει τις θερμοκρασίες ώστε να εξασφαλίζεται η απαιτούμενη πλήρωση του κινητήρα. Η απενεργοποίηση της διαδικασίας της ανακυκλοφορίας γίνεται με την βαλβίδα απενεργοποίησης του EGR, βαλβίδα SOV (EGR shut-off valve), η οποία διακόπτει την παροχή καυσαερίων στην γραμμή του EGR (EGR string). Ο έλεγχος της ανακυκλοφορούμενης ποσότητας καυσαερίων γίνεται με τη ρύθμιση της ισχύος του φουσητήρα ανακυκλοφορίας (EGR blower) και τον καθορισμό του ανοίγματος της βαλβίδας μετά από αυτόν, βαλβίδα BTV (blower throttle valve). Διαγραμματική παρουσίαση της διάταξης αυτής της μεθόδου (Bypass matching) παρουσιάζεται στην εικόνα 2.3.

Η ρύθμιση της διάταξης για λειτουργία με εκπομπές, όπως ορίζονται από του κανονισμούς Tier II, δεν απαιτούν λειτουργία με ανακυκλοφορία (Tier II mode). Τότε το σύνολο των καυσαερίων οδηγείται στον υπερπληρωτή δια μέσου της κύριας γραμμής (Main string). Στην περίπτωση αυτή, οι βαλβίδες SOV, BTV και CBV παραμένουν κλειστές. Ακόμα, για τον έλεγχο της ισορροπίας του στροβίλου, η βαλβίδα παράκαμψης των καυσαερίων από τον στρόβιλο (exhaust bypass valve-EGB) παραμένει τελείως ανοιχτή στο πλήρες φορτίο και μερικώς ανοιχτή στα χαμηλά φορτία. Αντίθετα, όταν απαιτούνται εκπομπές σύμφωνα με τους κανονισμούς Tier III, εφαρμόζεται ανακυκλοφορία καυσαερίων (Tier III mode). Σε αυτή την περίπτωση, η βαλβίδα SOV είναι ανοιχτή και ο έλεγχος του ποσοστού ανακυκλοφορίας ελέγχεται από το φουσητήρα καυσαερίων και την βαλβίδα BTV. Το ποσοστό του ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου φτάνει μέχρι το 40%[6]. Επίσης, λόγω της περιορισμένης παροχής καυσαερίων στο στρόβιλο, η βαλβίδα παράκαμψης των κυλίνδρων (cylinder bypass valve - CBV) ενεργοποιείται. Με

αυτόν τον τρόπο αυξάνεται η θερμοκρασία των καυσαερίων, με αποτέλεσμα να εξασφαλίζεται η απαραίτητη παροχή ενθαλπίας στον στρόβιλο ακόμα και με την χαμηλότερη παροχή καυσαερίων διατηρώντας ικανοποιητικές πιέσεις στην σάρωση και κατά συνέπεια μικρή αύξηση στην κατανάλωση καυσίμου. Η διαχείριση των βαλβίδων ελέγχου του συστήματος για τις δύο ρυθμίσεις λειτουργίας (Tier II – Tier III mode) παρουσιάζεται στον πίνακα 2.2 για κινητήρες με διαμέτρους εμβόλου από 45 έως 70 εκατοστά και στον πίνακα 2.3 για κινητήρες με διαμέτρους εμβόλου μικρότερους από 40 εκατοστά.



Εικόνα 2.3 : Διαγραμματική παρουσίαση διάταξης ανακυκλοφορίας καυσαερίων τύπου Bypass matching [6].

Πίνακας 2.2 : Διαχείριση βαλβίδων συστήματος EGR για Bypass matching για κινητήρες με διαμέτρους εμβόλου από 45 έως 70 εκατοστά [6].

Bypass matching – 45 < Bore < 70						
	Tier II mode			Tier III mode		
	SOV	CBV	EGB	SOV	CBV	EGB
	BTV			BTV		
100	Closed	Closed	Open	Open	Open	Closed
75			Partly Open			
65						
50						
25			Closed			

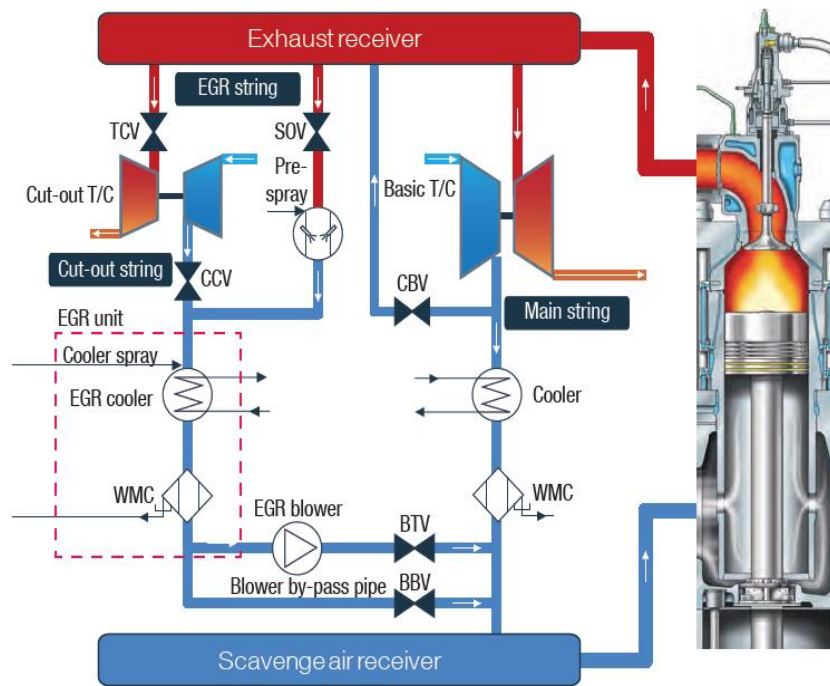
Πίνακας 2.3 : Διαχείριση βαλβίδων συστήματος EGR για Bypass matching για κινητήρες με διαμέτρους εμβόλου μικρότερους από 40 εκατοστά [6].

Bypass matching – Bore > 80							
	Tier II mode			Tier III mode			
	SOV	CBV	EGB	SOV	CBV	EGB	
	BTV			BTV			
100	Open	Closed	Closed	Open	Open	Closed	
75	Closed		Closed				Partly Open
65							
50							
25							

Η δεύτερη μέθοδος διασύνδεσης (TC cut-out matching) εφαρμόζεται σε μηχανές όπου η διάμετρος εμβόλου είναι ίση ή μεγαλύτερη των 80 εκατοστών. Σε αυτήν την περίπτωση η υπερπλήρωση γίνεται με τη χρήση δύο στροβιλουπερπληρωτών. Η επιλογή αυτή εφαρμόζεται ώστε να διατηρείται υψηλή η πίεση σάρωσης, εξασφαλίζοντας ικανοποιητική πλήρωση σε μεγάλο εύρος φορτίου, με στόχο κατά τη λειτουργία σε χαμηλά φορτία, να μην αυξάνεται σημαντικά η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Αυτό επιτυγχάνεται με την διακοπή της παροχής καυσαερίου στον στρόβιλο του δευτερεύοντος υπερπληρωτή (Cut-out T/C) στα χαμηλά φορτία (από 75% και κάτω) δια μέσου της βαλβίδας του δευτερεύοντος στροβίλου (turbine Cut-out valve -TCV), με αποτέλεσμα το σύνολο των καυσαερίων να οδηγείται στον κύριο στροβιλοσυμπιεστή (Basic T/C). Με αυτόν τον τρόπο σε χαμηλότερα φορτία, όπου η παροχή καυσαερίων μειώνεται, είναι ικανή η διατήρηση επαρκούς πίεσης σάρωσης στην εισαγωγή συνεπώς και μικρής επίδρασης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου δεδομένης της λειτουργίας του κύριου στροβίλου σε υψηλούς βαθμούς απόδοσης.

Η ταυτόχρονη λειτουργία και των δύο στροβιλοσυμπιεστών εφαρμόζεται στα υψηλά φορτία και όταν δεν πραγματοποιείται ανακυκλοφορία καυσαερίων (Tier II mode), όπου η παροχή των καυσαερίων είναι επαρκής για την λειτουργία και των δύο στροβίλων. Στην περίπτωση αυτή, το 40% της παροχής των καυσαερίων οδηγείται στο δευτερεύον στρόβιλο και το εναπομένειν 60% στον κύριο. Αντίθετα, σε χαμηλότερα φορτία επιλέγεται να λειτουργεί μόνο ο βασικός στροβιλοσυμπιεστής (Tier II mode – T/C cut-out) απενεργοποιώντας το δεύτερο μέσω της βαλβίδας TCV.

Στην κατάσταση λειτουργίας για την ικανοποίηση των κανονισμών Tier III (Tier III mode), εφαρμόζεται ανακυκλοφορία καυσαερίων μέχρι και 40% της συνολικής παροχής. Για τον λόγο αυτό, η λειτουργία του δευτερεύοντος στροβιλοσυμπιεστή απενεργοποιείται. Η απομάστευση των ανακυκλοφορούμενων καυσαερίων γίνεται δια μέσου γραμμής ανακυκλοφορούμενων καυσαερίων (EGR string), η οποία οδηγεί τα καυσαέρια από το συλλέκτη στην γραμμή παροχής του δευτερεύοντος συμπιεστή (cut-out string). Με αυτόν τον τρόπο η ψύξη των ανακυκλοφορούμενων καυσαερίων γίνεται διαμέσου του ψυγείου του δευτερεύοντος συμπιεστή. Ο έλεγχος του ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου, όπως και στην προηγούμενη μέθοδο, γίνεται με τον έλεγχο της ισχύος του φυσητήρα των καυσαερίων (EGR blower) και της βαλβίδας ελέγχου της παροχής του (blower throttle valve - BTV). Σε αυτήν την κατάσταση λειτουργίας, η βαλβίδα παράκαμψης των κυλίνδρων (CBV) είναι μερικώς ανοιχτή ελέγχοντας τη θερμοκρασία των καυσαερίων και συνεπώς την πίεση εισαγωγής με στόχο τον περιορισμό της αύξησης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Σηματική παρουσίαση της διάταξης παρουσιάζεται στην εικόνα 2.4 και η διαχείριση των βαλβίδων ελέγχου για τις τρεις ρυθμίσεις λειτουργίας παρουσιάζεται στον πίνακα 2.4 .



SOV – EGR Shut-off Valve TCV – Turbine Cut/out Valve BBV – Blower system Bypass Valve
 BTV – Blower Throttle Valve CCV – Compressor Cut/out Valve CBV – Cylinder Bypass Valve

Εικόνα 2.4 : Διαγραμματική παρουσίαση διάταξης ανακυκλοφορίας καυσαερίων τύπου TC cut-outmatching [6].

Πίνακας 2.4 : Διαχείριση των βαλβίδων ελέγχου του συστήματος TC cut-outmatching για κινητήρες με διάμετρο εμβόλου μεγαλύτερη των 80 εκατοστών [6].

TC cut-out matching – Bore > 80									
% SMCR	Tier II mode			Tier II mode – TC cut-out			Tier III mode		
	SOV	CBV	TCV	SOV	CBV	TCV	SOV	CBV	TCV
	BTV		CCV	BTV		CCV	BTV		CCV
			BBV			BBV			BBV
100				Not applicable				Closed	
75									
65	Closed	Closed	Open	Closed	Closed	Closed	Open	Partly Open	Closed
50									
25								Closed	

Βασικό μειονέκτημα της μεθόδου EGR αποτελεί η αυξημένη ειδική κατανάλωση καυσίμου. Αυτή η αύξηση μπορεί να φτάσει έως και $5 \text{ gr}/kWh$. Στον πίνακα 2.5 παρουσιάζονται οι μεταβολές των καταναλώσεων των κινητήρων που διαθέτουν το σύστημα ανακυκλοφορίας σε λειτουργία με και χωρίς την σύμπλεξη με αυτό σύμφωνα με τον κατασκευαστή MAN [6].

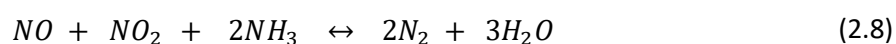
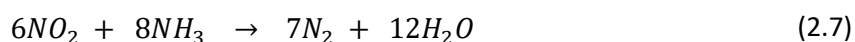
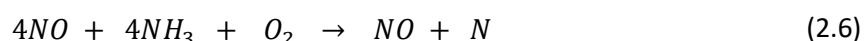
Πίνακας 2.5 : Τιμές αύξησης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου των τριών συστημάτων ταιριάσματος του συστήματος EGR με την μηχανή [6].

SFOC g/kWh – relative to Tier II standard engine								
Bore > 80 – T/C Cut out matching			45<Bore<70 - By pass matching			Bore<40 - By pass matching		
% SMCR	Tier II mode	Tier III mode	% SMCR	Tier II mode	Tier III mode	% SMCR	Tier II mode	Tier III mode
100	-1.0	+4.0	100	+2.0	+5.0	100	+5.0	+5.0
755	-0.5	+3.0	75	0.0	+4.0	75	+1.0	+4.5
65	-5.0	+2.5	65	-5.0	+3.5	65	-4.0	+3.5
50	-5.0	+2.0	50	-5.0	+3.0	50	-4.0	+3.0
25	-5.0	0.0	25	-5.0	0.0	25	-4.0	0.0

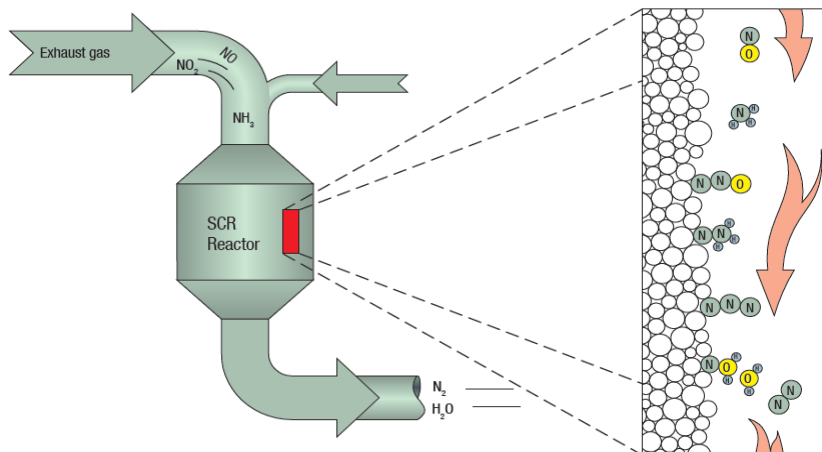
2.2.2. Μέθοδος επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής (SCR)

Η μέθοδος επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής αποτελεί μέθοδο απορρύπανσης των καυσαερίων, όπου τα παραγόμενα οξειδία του αζώτου (NO_x) μπορούν να μειωθούν σε επίπεδα μικρότερα από τα όρια που θέτουν οι κανονισμοί Tier III [4].

Η μείωση των οξειδίων του αζώτου (NO_x) βασίζεται στην καταλυτική αντίδραση τους με αμμωνία αποδίδοντας άζωτο και νερό. Η χημική διαδικασία εξουδετέρωσης των NO_x περιγράφεται από τις παρακάτω αντιδράσεις.



Η καταλυτική διαδικασία πραγματοποιείται στον αντιδραστήρα, ο οποίος αποτελεί τμήμα της συνολικής διάταξης. Ο αντιδραστήρας αποτελείται από συστοιχίες τετραγωνικών διατάξεων κεραμικών πορωδών υλικών με εσωτερικές διαμορφώσεις πολυπλευρικών ή κυλινδρικών διόδων, εξασφαλίζοντας την απαιτούμενη επιφάνεια για να πραγματοποιηθούν οι αντιδράσεις αναγωγής. Το μέγεθος του καταλύτη σχετίζεται κυρίως με την αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα, η οποία καθορίζει το μέγεθος της ροής των καυσαερίων και κατά συνέπεια την απαιτούμενη επιφάνεια για τις αντιδράσεις αναγωγής. Ακόμα, το μέγεθος του καταλύτη για καθορισμένη διάρκεια ζωής του επηρεάζεται από την δραστικότητα του υλικού, τη θερμοκρασία των καυσαερίων και το αναγωγικό μέσο. Το μέγεθος των διατομών των διόδων πρέπει να είναι τέτοιο ώστε να μην επηρεάζει την ροή των καυσαερίων, δημιουργώντας πτώση των πιέσεων της ροής, ιδιαίτερα όταν χρησιμοποιείται βαρύ ναυτιλιακό καύσιμο (HFO), όπου οι επικαθήσεις σωματιδίων (PM) και στάχτης είναι εντονότερες. Γενικότερα, η επιλογή μεγέθους περιορίζεται προς τα κάτω από τις απαιτήσεις για μείωση των οξειδίων του αζώτου και προς τα πάνω από το κόστος της εγκατάστασης και από τους περιορισμούς που προκύπτουν από τους διαθέσιμους χώρους στο μηχανοστάσιο. Η αρχή λειτουργίας του συστήματος παρουσιάζεται στην εικόνα 2.5 και ένα παράδειγμα διατομής καταλύτη στην εικόνα 2.6.

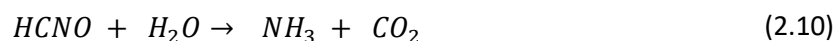


Εικόνα 2.5 : Διαγραμματική παρουσίαση αρχής λειτουργίας μεθόδου επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής [6].



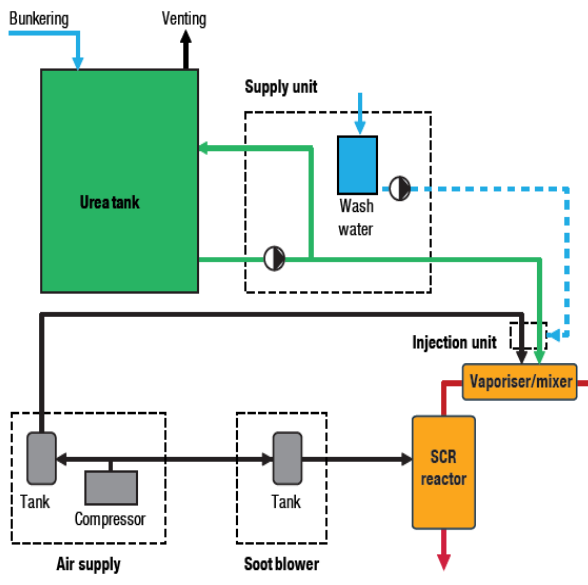
Εικόνα 2.6 : Παράδειγμα διατομής κουτιού καταλύτη τρίπλευρων εσωτερικών διαμορφώσεων [5].

Η άνυδρη αμμωνία θεωρείται ιδιαίτερα διαβρωτική και επικίνδυνη για την ανθρώπινη ασφάλεια. Για το λόγο αυτό, δεν επιτρέπεται η χρήση της από τους κανονισμούς. Τα αναγωγικά μέσα τα οποία χρησιμοποιούνται είναι είτε υδατικά διαλύματα αμμωνίας είτε ουρία ($(NH_2)_2CO$). Η ουρία αν και δεν αποτελεί αναγωγικό μέσο από μόνη της, σε συγκεκριμένες θερμοκρασίες αντιδρά με το νερό και αποδίδει διοξείδιο του άνθρακα και αμμωνία. Η διαδικασία διάσπασης παρουσιάζεται στις παρακάτω αντιδράσεις.

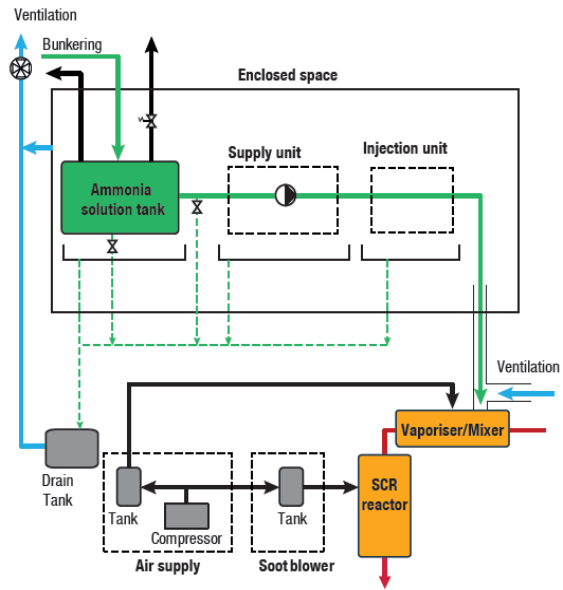


Η επιλογή του αναγωγικού μέσου και η περιεκτικότητά του στο τελικό υδατικό διάλυμα που θα χρησιμοποιηθεί επηρεάζει ένα σύνολο σχεδιαστικών παραμέτρων της συνολικής διάταξης. Πρώτον, επηρεάζει την ειδική κατανάλωση του αναγωγικού μέσου για συγκεκριμένη απαίτηση μείωσης των οξειδίων του αζώτου και ισχύος μηχανής καθώς και το απαιτούμενο μέγεθος της δεξαμενής αποθήκευσής του. Ενδεικτικές τιμές κατανάλωσης είναι 17.9 gr/kWh για υδατικό διάλυμα ουρίας 40% και 16.6 gr/kWh για υδατικό διάλυμα αμμωνίας 24.5% αντίστοιχα [6]. Στις εικόνες 2.7 και 2.8 παρουσιάζεται διαγραμματικά το σύστημα SCR-HP για χρήση ουρίας ως αναγωγικό μέσο και διαλλείματος αμμωνίας αντίστοιχα σύμφωνα με την διάταξη της εταιρίας σχεδίασης ναυτικών μηχανών MAN Energy Solutions [6].

Η διαδικασία εισαγωγής του αναγωγικού μέσου γίνεται με ψεκασμό μέσω συμπιεσμένου αέρα στον αναμίκτη διάταξης. Μετά τον αναμίκτη το μείγμα των καυσαερίων και των σταγονιδίων του αναγωγικού μέσου οδηγείται στον ατμοποιητή (vapourizer), όπου γίνεται η ατμοποίηση του αναγωγικού μέσου στα καυσαέρια ώστε να είναι εφικτές οι αντιδράσεις αναγωγής στον αντιδραστήρα (εικόνες 2.7, 2.8). Όταν χρησιμοποιείται η ουρία ως αναγωγικό μέσο, στο vapourizer γίνονται και οι αντιδράσεις διάσπασής της σε αμμωνία και διοξείδιο του άνθρακα, ύστερα από την θέρμανση της από τα καυσαέρια (εικόνα 2.7).

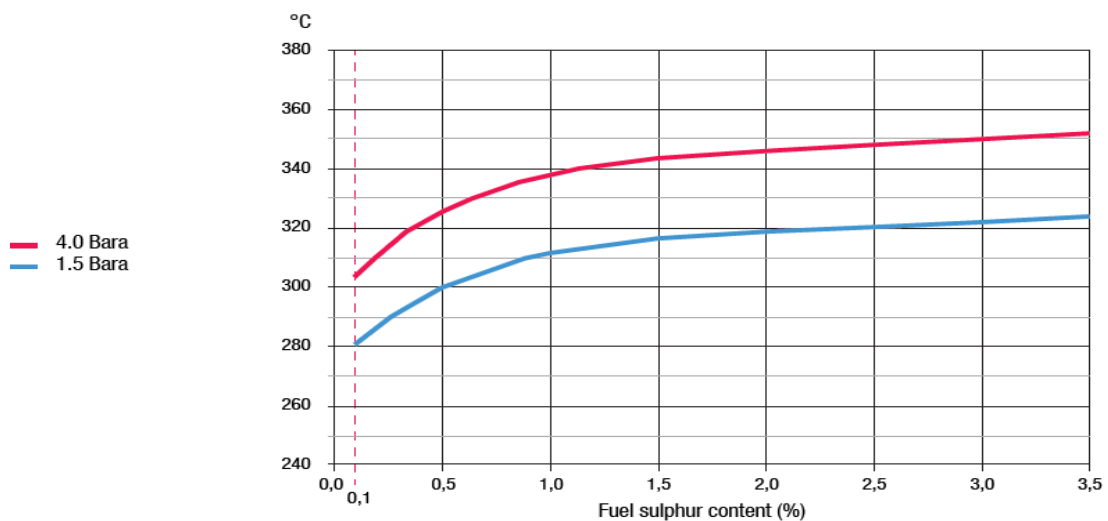


Εικόνα 2.7 : Διαγραμματική παρουσίαση της διάταξης SCR-HP για χρήση ουρίας ως αναγωγικό μέσο [6].



Εικόνα 2.8 : Διαγραμματική παρουσίαση της διάταξης SCR-HP για χρήση διαλείμματος αμμωνίας ως αναγωγικό μέσου [6].

Σημαντική παράμετρος για την σωστή λειτουργία του συστήματος SCR είναι η θερμοκρασία στην οποία βρίσκονται τα καυσαέρια καθώς εισάγονται στην διάταξη. Κατώτερα όρια στη θερμοκρασία τίθενται από την περιεκτικότητα του χρησιμοποιούμενου καυσίμου σε θείο. Κατά την καύση καυσίμων με θείο, το θείο αντιδρά με το οξυγόνο παράγοντας οξείδια του θείου (SO_x), τα οποία αντιδρούν με το παραγόμενο νερό της καύσης προς σχηματισμό θειικών οξέων (H_2SO_4). Σε συγκεκριμένες πιέσεις και θερμοκρασίες το θειικό οξύ εξουδετερώνει την αμμωνία του συστήματος SCR προς σχηματισμό θειικού αμμωνίου ($(NH_4)_2HSO_4$) και όξινου θειικού αμμωνίου (NH_4HSO_4). Οι συγκεκριμένες ενώσεις αναφέρονται ως ABS (ammonium bisulphate) και χαρακτηρίζονται από την κολλώδη συμπεριφορά τους. Όταν οι θερμοκρασίες των καυσαερίων ευνοούν την ανάπτυξή τους, προκαλούνται επικαθήσεις στις διόδους του καταλύτη, με αποτέλεσμα την αδρανοποίηση του. Στην εικόνα 2.9 παρουσιάζονται οι χαμηλότερες απαιτούμενες τιμές των θερμοκρασιών, ανάλογα με την περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο για δύο πιέσεις καυσαερίων (1.5 bar , 4 bar) [6].

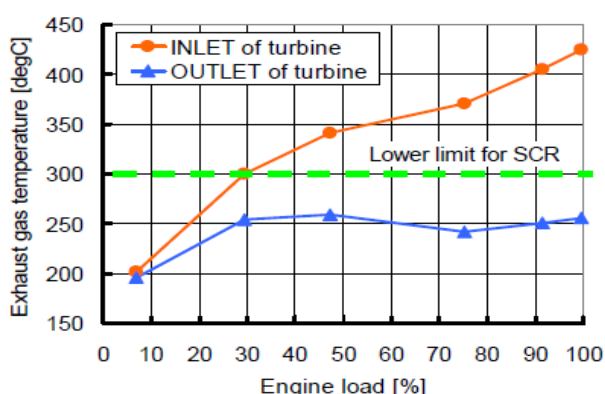


Εικόνα 2.9 : Όρια θερμοκρασιών για την αποφυγή δημιουργίας ABS ανάλογα με το χρησιμοποιούμενο καύσιμο για δύο πιέσεις καυσαερίων (1.5-4 bar) [6].

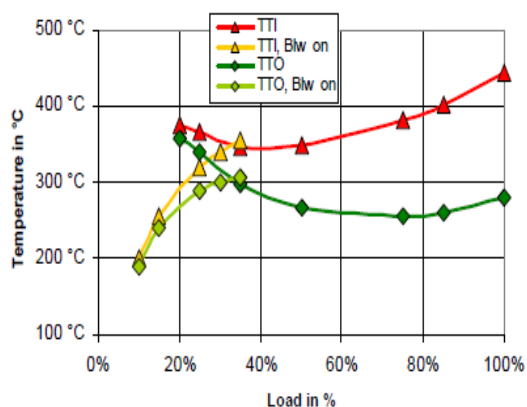
Ακόμα η θερμοκρασία δεν πρέπει να ξεπερνά τους 500 °C, διότι σε αυτές τις θερμοκρασίες η αμμωνία αρχίζει να οξειδώνεται. Συνεπώς για να επιτευχθούν τα ίδια επίπεδα μείωσης των οξειδίων του αζώτου απαιτούνται μεγαλύτερες ποσότητες αναγωγικού μέσου, αυξάνοντας την κατανάλωση του αναγωγικού μέσου και ακολούθως το κόστος λειτουργίας. Ακόμα για θερμοκρασίες μεταξύ 500 °C και 550°C το υλικό του καταλύτη αρχίζει να πυροσσωμάτωναται, με αποτέλεσμα την καταστροφή του [6]. Συμπερασματικά, ανάλογα με το καύσιμο το οποίο επιλέγεται η λειτουργία του συστήματος SCR πρέπει να περιορίζεται σε ένα συγκεκριμένο θερμοκρασιακό παράθυρο.

Όσον αφορά τις τετράχρονες μεσόστροφες μηχανές η θερμοκρασία των καυσαερίων μετά την έξοδο από τον στρόβιλο του υπεπληρωτή είναι μεταξύ των 300°C με 450 °C [5], [1]. Συνεπώς, για το συγκεκριμένο θερμοκρασιακό εύρος είναι εφικτή η λειτουργία του συστήματος SCR μετά τον στρόβιλο καυσαερίων. Λόγω της τοποθέτησης του συστήματος SCR στην μεριά χαμηλής πίεσης του στροβίλου, το σύστημα αναφέρεται ως SCR χαμηλής πίεσης (Low Pressure SCR - LP-SCR). Αντίθετα, στην περίπτωση των δίχρονων αργόστροφων ναυτικών μηχανών, οι θερμοκρασίες μετά τον στρόβιλο περιορίζονται μεταξύ των 200°C με 280 °C λόγω του υψηλού βαθμού απόδοσης αυτών των μηχανών και της μεγάλης ποσότητας εισαγόμενου αέρα απόπλυσης [5]. Για αυτό το θερμοκρασιακό πεδίο οι αντιδράσεις αναγωγής γίνονται με χαμηλότερο ρυθμό, γεγονός που απαιτεί μεγαλύτερη επιφάνεια στον καταλύτη και κατά συνέπεια μεγαλύτερο όγκο. Εξαιτίας αυτού, δυσχεραίνεται η εφαρμογή του σε ναυτικούς κινητήρες λόγω του περιορισμένου διαθέσιμου χώρου στο μηχανοστάσιο, όπως επίσης αυξάνεται και το συνολικό κόστος κτήσης. Ακόμα, για αυτό το θερμοκρασιακό εύρος γίνεται αδύνατη η χρήση καυσίμων με υψηλή περιεκτικότητα σε θείο, λόγω της δημιουργίας των ABS περιορίζοντας πολύ την εφαρμογή της μεθόδου, κάνοντάς την ουσιαστικά ασύμφορη για την ναυτιλιακή βιομηχανία.

Η επιλογή της αναθέρμανσης των καυσαερίων μετά την έξοδό τους από τον στρόβιλο με καύση επιπλέον καυσίμου δεν θεωρείται συμφέρουσα λόγω της σημαντικής αύξησης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών οξειδίων του άνθρακα. Εκτίμηση αυτής της αύξησης μπορεί να γίνει βάσει των θερμοκρασιών που παρουσιάζονται στην εικόνα 2.10 και στην εικόνα 2.11. Όπως φαίνεται, για να ξεπεραστεί το κατώτερο όριο των 300°C η θερμοκρασία στην έξοδο του στροβίλου θα πρέπει να αυξηθεί τουλάχιστον κατά 50°C. Αυτή η αύξηση αντιστοιχεί σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης κατά 11.25 g/kWh θεωρώντας πως η ειδική θερμοχωρητικότητα των καυσαερίων είναι 1 kJ/kgK, η ειδική ροή μάζας των καυσαερίων είναι 9 kg/kWh και η κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου είναι 40 MJ/kg. Η αύξηση αυτή της ειδικής κατανάλωσης είναι της τάξης του 6.5% της συνολικής κατανάλωσης καυσίμου, θεωρώντας ενδεικτική τιμή ειδικής κατανάλωσης ίση με 175 g/kWh.



Εικόνα 2.10 : Θερμοκρασίες καυσαερίων πριν και μετά τον στρόβιλο για δίχρονη ναυτική μηχανή [5].



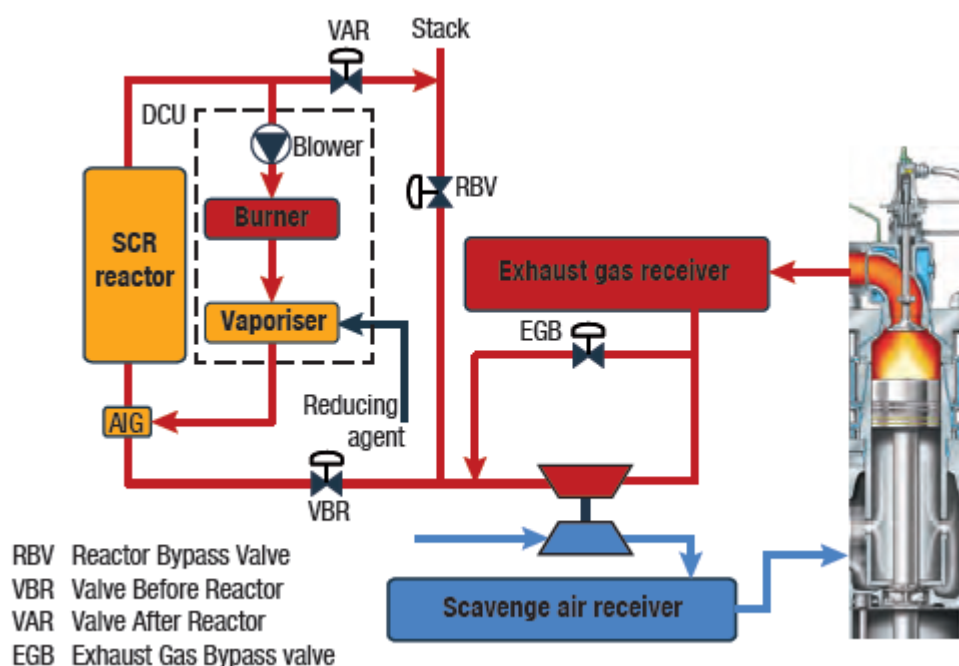
Εικόνα 2.11 : Θερμοκρασίες καυσαερίων πριν(TTI) και μετά (TTO) τον στρόβιλο με και χωρίς λειτουργία φουσητήρα [1].

Σε σχέση με τις θερμοκρασίες των καυσαερίων στην έξοδο του στρόβιλου, οι θερμοκρασίες στην είσοδό του είναι κατά μέσο όρο 50°C-175°C βαθμοί μεγαλύτερες, συνεπώς κατάλληλες για την λειτουργία του συστήματος SCR [33]. Αυτό μπορεί να διαπιστωθεί και από τις εικόνες 2.10 και 2.11. Για τον λόγο αυτό σε εφαρμογές ναυτικών κινητήρων όπου γίνεται χρήση καυσίμων με περιεκτικότητα σε θείο, η τοποθέτηση του συστήματος SCR γίνεται πριν τον στρόβιλο του υπερπληρωτή. Η συγκεκριμένη επιλογή αν και επηρεάζει περισσότερο την λειτουργία της μηχανής, αφού το σύστημα παρεμβάλλει την μηχανή με τον στρόβιλο των καυσαερίων, θεωρείται η πλέον ανταγωνιστική για την συγκεκριμένη μέθοδο μείωσης των οξειδίων του αζώτου.

Παρακάτω αναλύονται οι δύο βασικές κατηγορίες του συστήματος SCR, αυτό της χαμηλής πίεσης (LP-SCR) και αυτό της υψηλής (HP-SCR). Η ανάλυση των συστημάτων θα βασιστεί στις μεθόδους που έχει αναπτύξει η εταιρία σχεδιασμού κινητήρων MAN Energy Solutions δεδομένου ότι η μοντελοποίηση που πραγματοποιείται στην συγκεκριμένη εργασία βασίζεται στο σύστημα υψηλής πίεσης της συγκεκριμένης εταιρίας.

2.2.3. Μέθοδος επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής χαμηλής πίεσης (LP-SCR)

Όταν το χρησιμοποιούμενο καύσιμο διαθέτει περιεκτικότητα σε θείο λιγότερη από 0.1%, τότε είναι εφικτή η εφαρμογή του συστήματος χαμηλής πίεσης (LP-SCR). Σε αυτήν τη μέθοδο το σύστημα SCR τοποθετείται μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Το γεγονός αυτό παρέχει ευελιξία στην τοποθέτηση του συστήματος επί του πλοίου όπως επίσης η λειτουργία του συστήματος SCR είναι ανεξάρτητη από τον κινητήρα, συνεπώς η επίδραση του σε αυτή είναι μηδενική. Ένα από τα συστήματα τα οποία είναι διαθέσιμα παρέχεται από την εταιρία MAN Energy Solutions και η διάταξή του παρουσιάζεται διαγραμματικά στην εικόνα 2.12.



Εικόνα 2.12 : Διαγραμματική παρουσίαση λειτουργίας συστήματος SCR χαμηλής πίεσης (LP-SCR) [6].

Το σύστημα LP-SCR αποτελείται από τρία βασικά τμήματα, τον αντιδραστήρα (SCR reactor), τον ανάμικτη (AIG-ammonia injection grid) και τη μονάδα αποσύνθεσης (decomposition unit - DCU). Η μονάδα αποσύνθεσης βρίσκεται μεταξύ της εξόδου του αντιδραστήρα και της εισόδου του αναμίκτη. Αποτελείται από το φουσητήρα (blower), τον καυστήρα (burner) και τον ατμοποιητή (vaporizer). Το

αναγωγικό μέσο ψεκάζεται στον vaporizer δημιουργώντας ατμούς αμμωνίας, οι οποίοι οδηγούνται στον αναμίκτη και εν συνεχεία στον αντιδραστήρα.

Ακόμα και στην περίπτωση που χρησιμοποιούνται καύσιμα πολύ χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο, η θερμοκρασία των καυσαερίων δεν θα πρέπει να είναι πολύ χαμηλή ώστε η λειτουργία του στροβίλου να είναι ικανοποιητική [6]. Η μείωση της θερμοκρασίας μπορεί να συμβεί είτε λόγω λειτουργίας σε χαμηλά φορτία είτε λόγω χαμηλών θερμοκρασιών του περιβάλλοντος. Ο έλεγχος της θερμοκρασίας γίνεται με τη λειτουργία της βαλβίδας παράκαμψης του στροβίλου (Exhaust Gas Bypass valve -EGB). Καθώς ανοίγει, επιτρέπει ποσότητα των καυσαερίων να οδηγηθούν από την μεριά υψηλής πίεσης του στροβίλου σε αυτή της χαμηλής, με αποτέλεσμα να αυξάνεται η τελική θερμοκρασία των καυσαερίων στον αντιδραστήρα. Παράλληλα όμως αυξάνεται η ειδική κατανάλωση λόγω της μείωσης της πίεσης στη σάρωση.

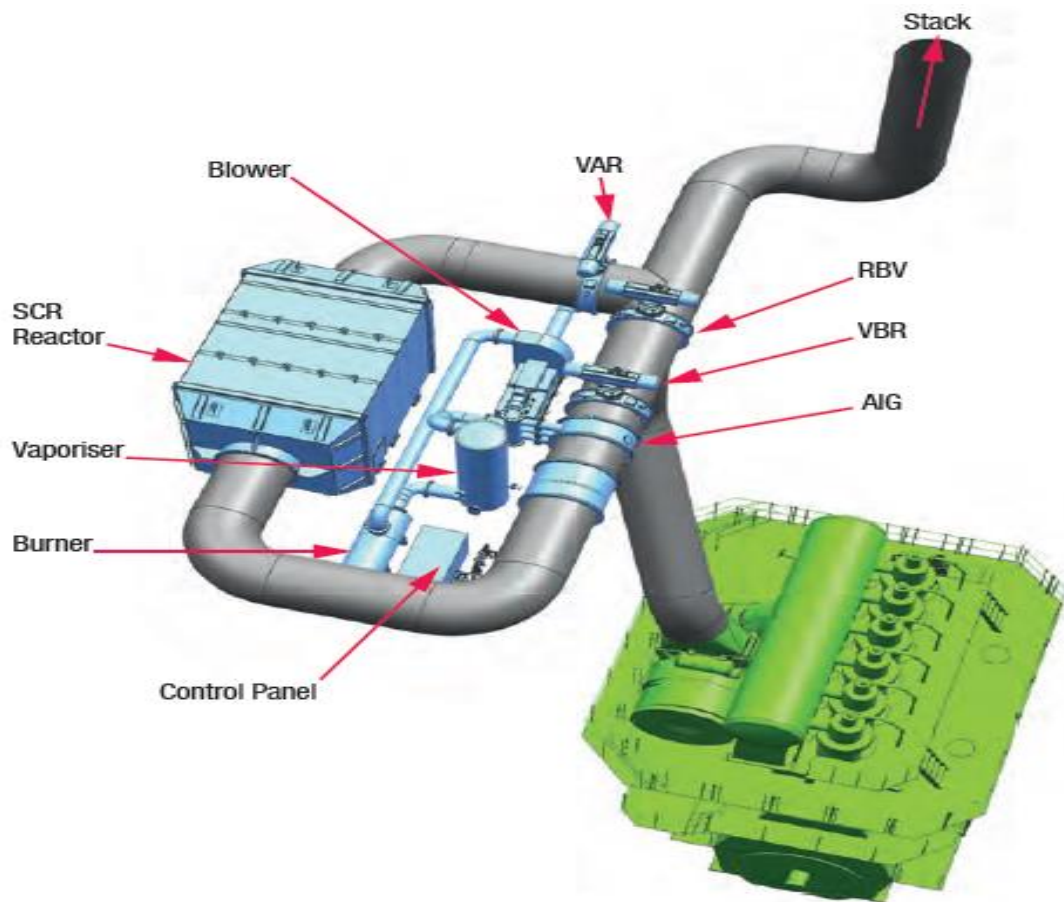
Αν και το σύστημα εφαρμόζεται για λειτουργία με καύσιμα χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο, η δημιουργία των ABS δεν περιορίζεται τελείως. Για τον καθαρισμό του αντιδραστήρα από αυτά, χρησιμοποιείται η μονάδα DCU, όπου ένα μέρος των καυσαερίων επανακυκλοφορείται στο σύστημα αφού έχει θερμανθεί στον καυστήρα του DCU (DCU - Burner).

Όταν η μείωση των ρύπων πρέπει να ακολουθεί αυτή που ορίζουν οι κανονισμοί Tier III (Tier III mode), τότε το σύστημα του SCR συμπλέκεται με την μηχανή δια μέσω των βαλβίδων VBR (Valve Before Reactor) και VAR (Valve After Reactor). Σε αυτή την λειτουργία, η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης είναι μεταξύ του 1 με 2 g/kWh σε σχέση με την λειτουργία σε ρύθμιση Tier II [6]. Στην κατάσταση λειτουργίας Tier II (Tier II mode), το σύστημα του SCR απομπλέκεται από τη μηχανή κλείνοντας τις βαλβίδες VBR,VAR και ανοίγοντας ταυτόχρονα την βαλβίδα παράκαμψης του SCR, βαλβίδα RBV (Reactor Bypass Valve). Η ειδική κατανάλωση καυσίμου σε αυτή την περίπτωση παραμένει ίδια με την λειτουργία της μηχανής χωρίς την ύπαρξη του SCR. Η διαχείριση των βαλβίδων ελέγχου του συστήματος παρουσιάζεται στον πίνακα 2.6 για την ρύθμιση σε λειτουργία Tier II και τη ρύθμιση σε λειτουργία Tier III αντίστοιχα.

Πίνακας 2.6 : Διαχείριση βαλβίδων ελέγχου συστήματος χαμηλής πίεσης SCR για κατάσταση λειτουργίας Tier II και Tier III [6].

MCR	Tier II mode					Tier III mode				
	RBV	RSV	RTV	CBV	EGB	RBV	RSV	RTV	CBV	EGB
100	Open	Closed	Closed	Closed	Open	Closed	Open	Open	Closed	Open
85					Closed					Closed
75					Closed					Closed
50					Closed					Closed
25					Closed					Closed

Μια τρισδιάστατη εικονική παρουσίαση του συστήματος SCR χαμηλής πίεσης συνδεδεμένο με μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα παρουσιάζεται στην εικόνα 2.13.

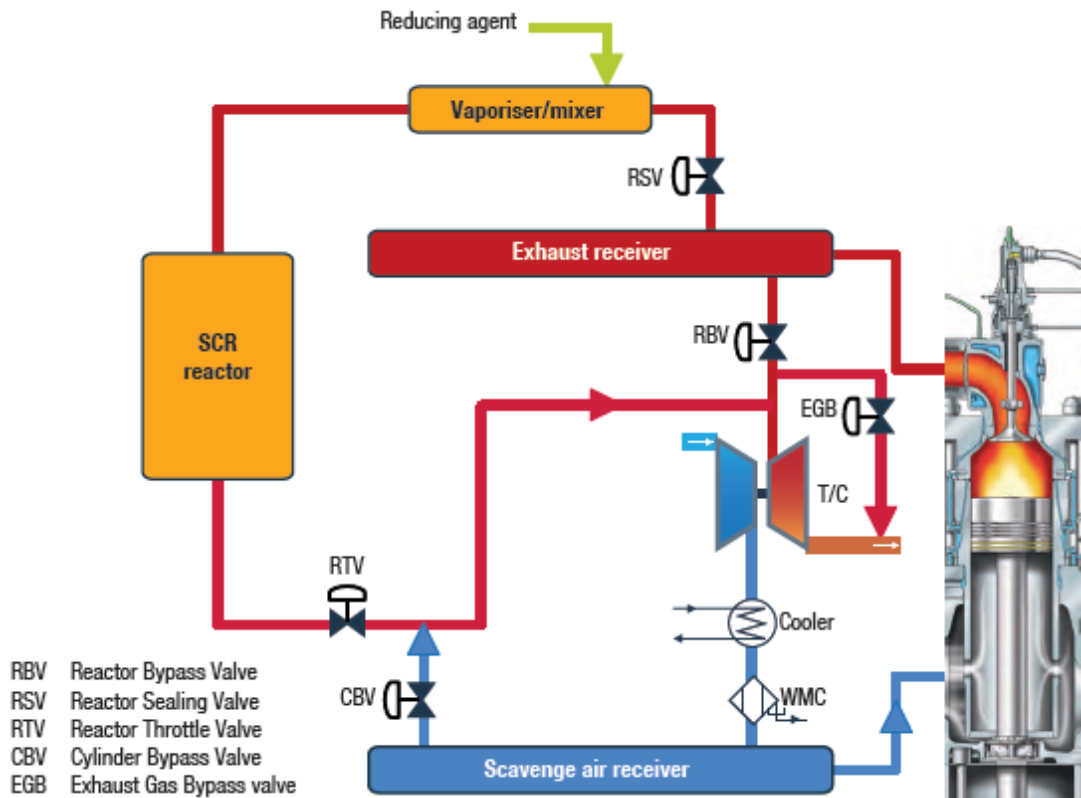


Εικόνα 2.13 : Τρισδιάστατη εικονική παρουσίαση του συστήματος SCR χαμηλής πίεσης [6].

2.2.4. Μέθοδος επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής υψηλής πίεσης (HP-SCR)

Όπως έχει αναφερθεί η μοντελοποίηση που γίνεται στην παρούσα εργασία αφορά το σύστημα υψηλής πίεσης και η διάταξη που μοντελοποιεί αντιστοιχεί στο σύστημα που διατίθεται από την εταιρία σχεδίασης κινητήρων MAN Energy Solutions. Συνεπώς, η περιγραφή της μεθόδου θα βασίζεται στην διάταξη που έχει αναπτυχθεί από την συγκεκριμένη εταιρία.

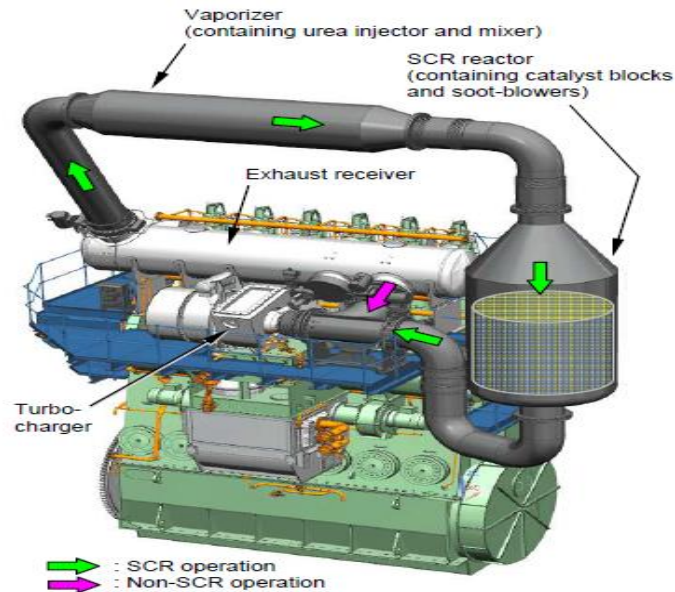
Το σύστημα υψηλής πίεσης χρησιμοποιείται σε μεγάλους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες, όπου η χρήση καυσίμου μεγάλης περιεκτικότητας σε θείο αποτελεί συμφέρουσα επιλογή λόγω μικρότερου κόστους σε σχέση με τα καύσιμα χαμηλού θείου (<0,1% S). Κύρια διαφορά με την μέθοδο χαμηλής πίεσης αποτελεί το σημείο διασύνδεσης του συστήματος SCR με τον κινητήρα. Στη μέθοδο της υψηλής πίεσης το σύστημα του SCR τοποθετείται μεταξύ της εξαγωγής του συλλέκτη των καυσαερίων και της εισαγωγής του στροβίλου. Διαγραμματική αναπαράσταση της διάταξης παρουσιάζεται στην εικόνα 2.14.



Εικόνα 2.14 : Διαγραμματική παρουσίαση της διάταξης υψηλής πίεσης SCR [6].

Το σύστημα αποτελείται από δύο βασικά τμήματα, τον ατμοποιητή - αναμίκτη (Vaporizer/mixer) και τον αντιδραστήρα (SCR reactor). Στο vaporizer ψεκάζεται το αναγωγικό μέσο, ενώ ταυτόχρονα ατμοποιείται και αναμιγνύεται με τα καυσαέρια. Έπειτα, το μείγμα των καυσαερίων και του αναγωγικού μέσου οδηγείται στον αντιδραστήρα, όπου συμβαίνουν οι αντιδράσεις μετατροπής των οξειδίων του αζώτου σε μοριακό άζωτο και διοξείδιο του θείου.

Όταν η μηχανή λειτουργεί σε ρύθμιση για εκπομπές οξειδίων του αζώτου στα επίπεδα που ορίζουν οι κανονισμοί Tier III (Tier III mode), τότε το σύστημα SCR συμπλέκεται με την μηχανή δια του ανοίγματος των βαλβίδων απομόνωσης του αντιδραστήρα (Reactor Sealing Valve - RSV) και της βαλβίδας στραγγαλισμού του αντιδραστήρα (Reactor Throttle Valve - RTV), ενώ η βαλβίδα παράκαμψης του αντιδραστήρα (Reactor Bypass Valve - RBV) παραμένει κλειστή. Αντίθετα, όταν η μηχανή λειτουργεί σε ρύθμιση Tier II (Tier II mode), τότε το σύστημα SCR απομονώνεται και τα καυσαέρια εισέρχονται από τον συλλέκτη καυσαερίων κατευθείαν στο στρόβιλο. Αυτό συμβαίνει ανοίγοντας τη βαλβίδα RBV και ταυτόχρονα κλείνοντας τις βαλβίδες RSV και RTV. Ακόμα, το σύστημα διαθέτει και βαλβίδα παράκαμψης του στρόβιλου (Exhaust Gas Bypass valve - EGB), η οποία ελέγχει τη λειτουργία του στρόβιλου, καθορίζοντας την ροή των καυσαερίων που διέρχονται από αυτόν. Η ροή των καυσαερίων σε κάθε μία από τις παραπάνω περιπτώσεις παρουσιάζεται στην εικόνα 2.13.



Εικόνα 2.15 : Παρουσίαση ροής καυσαερίων όταν το SCR είναι σε λειτουργία (πράσινα βέλη) και όταν δεν είναι (μωβ βέλη) [5].

Πέρα από τις βαλβίδες ελέγχου ροής των καυσαερίων στον αντιδραστήρα (RTV,RSV) και της βαλβίδας ελέγχου της ροής των καυσαερίων στον στρόβιλο (EGB), το σύστημα διαθέτει και βαλβίδα παράκαμψης του αέρα εισαγωγής από τον κινητήρα (Cylinder Bypass Valve - CBV) εκτρέποντας ποσοστό του αέρα εισαγωγής στο στρόβιλο. Πιο συγκεκριμένα, όταν η πτώση της θερμοκρασίας των καυσαερίων είναι κάτω από τα όρια σχηματισμού των ABS, η βαλβίδα CBV ανοίγει. Συνεπώς, μέρος του αέρα πλήρωσης οδηγείται κατευθείαν στο στρόβιλο, μειώνοντας την παροχή αέρα στους κυλίνδρους. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της πλήρωσης των κυλίνδρων, ενώ το εγχέομενο καύσιμο παραμένει σταθερό οδηγώντας σε αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων.

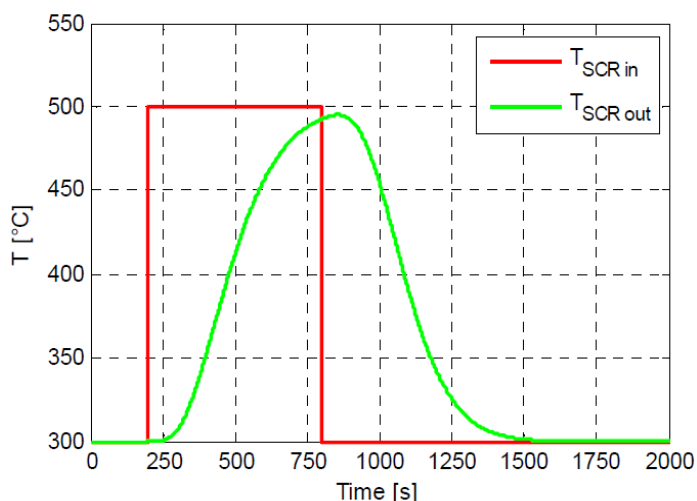
Η λειτουργία της συγκεκριμένης βαλβίδας εξασφαλίζει την απαραίτητη θερμοκρασία που πρέπει να έχουν τα καυσαέρια για την αποφυγή σχηματισμού των ABS σε χαμηλά φορτία. Το άνοιγμα της βαλβίδας εξαρτάται από τις αποδιδόμενες θερμοκρασίες των καυσαερίων της μηχανής (ρύθμιση μηχανής) και από τα ελάχιστα απαιτούμενα όρια των θερμοκρασιών για ασφαλή λειτουργία που καθορίζονται από την περιεκτικότητα σε θείο του χρησιμοποιούμενου καυσίμου. Για τη ρύθμιση μηχανής όπου τα καυσαέρια διαθέτουν συγκριτικά χαμηλές θερμοκρασίες και χρησιμοποιείται καύσιμο με υψηλή περιεκτικότητα σε θείο, η βαλβίδα CBV μπορεί να ανοίγει και πάνω από το 75% του φορτίου [6].

Η διαχείριση των βαλβίδων ελέγχου του συστήματος SCR υψηλής πίεσης για την λειτουργία Tier II και Tier III αντίστοιχα παρουσιάζεται στον πίνακα 2.7.

Πίνακας 2.7 : Λειτουργία βαλβίδων ελέγχου συστήματος SCR υψηλής πίεσης για την λειτουργία Tier II και Tier III αντίστοιχα [6].

MCR	Tier II mode					Tier III mode				
	RBV	RSV	RTV	CBV	EGB	RBV	RSV	RTV	CBV	EGB
100					Open				Closed	Open
85										
75	Open	Closed	Closed	Closed		Closed	Open	Open		
50					Closed				Open	Closed
25										

Η τοποθέτηση του συστήματος SCR στην μεριά υψηλής πίεσης του στροβίλου επιτρέπει τη χρήση θειούχων καυσίμων αλλά επιδρά σημαντικά στην λειτουργία της μηχανής. Η επίδραση αυτή συνίσταται στην θερμική αδράνεια που εισάγει ο καταλύτης λόγω του μεγάλου μεγέθους του. Εξαιτίας της μεγάλης του θερμικής αδράνειας, οι αλλαγές στην θερμοκρασία του απαιτούν μεγάλη ενέργεια. Συνεπώς, για δεδομένη τιμή της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην είσοδό του άρα και για δεδομένη τιμή της αναπτυσσομένης ροής θερμότητας από τα καυσαέρια στον καταλύτη, θα πρέπει να περάσει αρκετός χρόνος, ώστε η θερμότητα που θα μεταφερθεί, να είναι ικανή να αλλάξει την θερμοκρασία του καταλύτη, συνεπώς και την θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδό του. Αυτή η χρονική υστέρηση που παρουσιάζεται μεταξύ των αλλαγών των θερμοκρασιών στην είσοδο σε σχέση με την έξοδό του, οδηγούν σε χρονική καθυστέρηση της ανάπτυξης θερμοκρασιακών αλλαγών στην είσοδο του στροβίλου, λόγω ενδεχόμενων αλλαγών στο συλλέκτη των καυσαερίων. Το παραπάνω χαρακτηριστικό του καταλύτη διακρίνεται και στην εικόνα 2.16, η οποία παρουσιάζει αποτελέσματα προσομοίωσης από μοντέλο καταλύτη ναυτικής εφαρμογής. Στη συγκεκριμένη προσομοίωση αλλάζει βηματικά η θερμοκρασία στην είσοδο του συστήματος SCR από 300°C σε 500°C (κόκκινη γραμμή). Όπως γίνεται φανερό, η αλλαγή των θερμοκρασιών στην έξοδο του καταλύτη (πράσινη καμπύλη) γίνεται με χαμηλό ρυθμό παρά την βηματική αλλαγή της θερμοκρασίας στην είσοδό του. Ακόμα, η θερμοκρασία στην έξοδο φτάνει τις τιμές της αλλαγής στην είσοδο με καθυστέρηση της τάξης των 500 δευτερολέπτων. Αυτός ο χρόνος αντιστοιχεί σε 1000 κύκλους λειτουργίας για μηχανή που περιστρέφεται με 120 RPM.



Εικόνα 2.16 : Απόκριση συστήματος SCR σε βηματική αλλαγή των θερμοκρασιών στην είσοδό του [1].

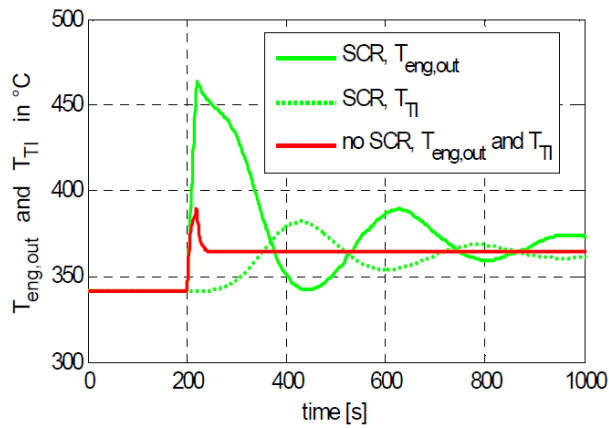
Το γεγονός αυτό περιορίζει τη γρηγορότερη απόκριση της μηχανής σε αλλαγές φορτίου. Κατά την αλλαγή φορτίου της μηχανής, μειώνεται για επιβράδυνση είτε αυξάνεται για επιτάχυνση η παροχή καυσίμου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να μειώνονται ή να αυξάνονται οι θερμοκρασίες των καυσαερίων. Λόγω της θερμικής αδράνειας του καταλύτη, οι αλλαγές των θερμοκρασιών άρα και της ενθαλπίας των καυσαερίων δεν αναπτύσσονται άμεσα στην εισαγωγή του στροβίλου. Συνεπώς, δεν αλλάζει άμεσα η παρεχόμενη ενέργεια στον σρόβιλο άρα και η πίεση του αέρα πλήρωσης. Στην περίπτωση της επιτάχυνσης, αυτό σημαίνει πως αν και ο κινητήρας θα αυξάνει την παροχή καυσίμου, η αναπτυσσόμενη πίεση στη σάρωση θα διατηρείται χαμηλή όπως και η πλήρωση του κινητήρα, καθυστερώντας την αύξηση του φορτίου. Αντίστοιχα, στην περίπτωση της επιβράδυνσης, ο κινητήρας ενώ θα μειώνει την παροχή καυσίμου, η πλήρωση θα παραμένει υψηλή, με αποτέλεσμα να περιορίζεται η μείωση του φορτίου.

Πέρα από την καθυστέρηση στην απόκριση της μηχανής, στις περιπτώσεις λειτουργίας όπου προκύπτει έντονη αλλαγή στις θερμοκρασίες εξόδου των καυσαερίων από τον κινητήρα, όπως γρήγορη αλλαγή φορτίου ή απότομο άνοιγμα των βαλβίδων CBV και RBV, το συμπλεκόμενο σύστημα μπορεί να οδηγηθεί

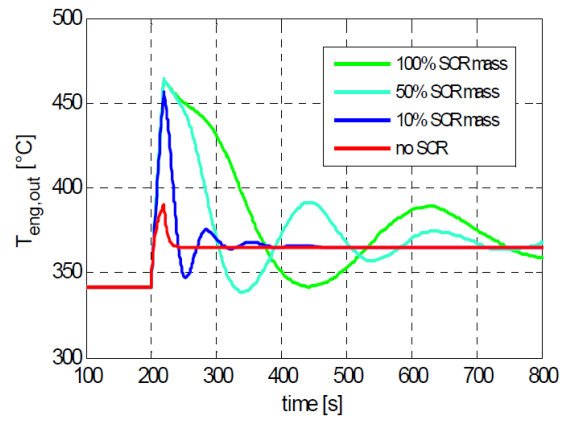
σε ταλαντωτική συμπεριφορά. Οι αναπτυσσόμενες ταλαντώσεις μπορεί να είναι αποσβενήμενες, καθυστερώντας την τελική θερμοδυναμική ισορροπία της μηχανής ή μπορεί να είναι και ενισχυόμενες, οδηγώντας στο σβήσιμο της μηχανής. Αυτή η συμπεριφορά έχει παρατηρηθεί στις εργασίες [5] και [1]. Αίτιο της ταλαντωτικής συμπεριφοράς, σύμφωνα με τις εργασίες, είναι η μεγάλη αδράνεια του καταλύτη. Όπως σχολιάστηκε παραπάνω, λόγω της μεγάλης αδράνειας του καταλύτη προκύπτει καθυστέρηση στην ανάπτυξη των θερμοκρασιακών αλλαγών των καυσαερίων που συμβαίνουν στην έξοδο του κινητήρα με τις αλλαγές στην είσοδο του στροβίλου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η λειτουργία του στροβίλου και κατ' επέκταση του συμπιεστή να αντιστοιχεί σε θερμοκρασίες καυσαερίων που εκπέμπονταν από την μηχανή σε προηγούμενες χρονικές στιγμές. Ταυτόχρονα η μηχανή, μέσω του ελεγκτή στροφών, προσπαθεί να ισορροπήσει σε περιστροφική ταχύτητα βάσει των συνθηκών πλήρωσης την δεδομένη στιγμή, προσαρμόζοντας την παροχή καυσίμου. Η πλήρωση όμως διαμορφώνεται από την λειτουργία του συμπιεστή, που δεν αντιστοιχεί σε θερμοκρασίες καυσαερίων που εξάγονται από την μηχανή τη δεδομένη στιγμή. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να συντηρείται μια χρονική διαφορά ως προς τη λειτουργία των δύο συστημάτων, λόγω της αργής θερμοδυναμικής απόκρισης του καταλύτη. Η συνεχόμενη προσπάθεια προσαρμογής της μηχανής στη λειτουργία του στροβιλοσυμπιεστή και το αντίθετο, οδηγεί στην ανάπτυξη ταλαντώμενης συμπεριφοράς του συνολικού συστήματος.

Η παραπάνω συμπεριφορά διαπιστώνεται από τα αποτελέσματα (εικόνες 2.17, 2.18) προσομοίωσης του συμπλεκόμενου συστήματος μηχανής - SCR για βηματική αλλαγή του φορτίου από το 50% έως το 70%, τη χρονική στιγμή των 200 δευτερολέπτων, όπως προκύπτουν από την εργασία [1]. Η εικόνα 2.17 παρουσιάζει τα αποτελέσματα των θερμοκρασιών των καυσαερίων στην είσοδο του καταλύτη – έξοδος μηχανής (πράσινη συνεχόμενη γραμμή), σε σχέση με τις θερμοκρασίες στην έξοδο του (πράσινη διακεκομμένη γραμμή). Ακόμα, στο ίδιο διάγραμμα φαίνεται και η θερμοκρασία των καυσαερίων στην λειτουργία χωρίς την σύμπλεξη του συστήματος SCR με τον κινητήρα. Όπως φαίνεται από τα αποτελέσματα της λειτουργίας με SCR, κατά την επιτάχυνση οι θερμοκρασίες στην έξοδο της μηχανής αυξάνονται απότομα, λόγω της βηματικής αλλαγής των τιμών αναφοράς του ελεγκτή. Παρόλα αυτά, ο ρυθμός αύξησης της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων από τον καταλύτη είναι πολύ μικρότερος. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να μην αυξάνεται η πλήρωση των κυλίνδρων και με την ταυτόχρονη αύξηση της παροχής καυσίμου να αυξάνονται πολύ οι θερμοκρασίες στην έξοδο του κινητήρα (περισσότερο από την λειτουργία χωρίς SCR). Αυτή η αύξηση οδηγεί σε ταχύτερη θέρμανση του καταλύτη και τελικά σε υψηλές θερμοκρασίες στην έξοδό του. Η αύξηση των θερμοκρασιών στην έξοδο προκαλεί ταυτόχρονα αύξηση στην παρεχόμενη ενέργεια στο στρόβιλο συνεπώς και στην πίεση στη σάρωση και τελικά στην πλήρωση του κινητήρα. Λόγω της αύξησης της πλήρωσης οι θερμοκρασίες στην έξοδο του κινητήρα μειώνονται. Η μείωση αυτή δεν ακολουθείται από τις θερμοκρασίες στην έξοδο του καταλύτη λόγω της μεγάλης του αδράνειας με αποτέλεσμα οι θερμοκρασίες στην έξοδο της μηχανής να μειώνονται περαιτέρω. Η συγκεκριμένη διαδικασία επαναλαμβάνεται, με αποτέλεσμα να αναπτύσσονται οι ταλαντώσεις που φαίνονται στην εικόνα 2.17 και η σταδιακή τους απόσβεση.

Σημαντική επίδραση στη δυναμική του συστήματος έχει η μάζα του καταλύτη σε σχέση με τον όγκο εμβολισμού, αφού αυτό είναι που καθορίζει την καθυστέρηση μετάδοσης των θερμοκρασιακών αλλαγών από το συλλέκτη καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου. Η επίδραση της μάζας του καταλύτη στη δυναμική του συστήματος παρουσιάζεται από αποτελέσματα προσομοίωσης ίδιων συνθηκών με της προαναφερόμενης για διαφορετικά μεγέθη καταλύτη στην εικόνα 2.18 [1]. Πιο συγκεκριμένα η πράσινη γραμμή αντιστοιχεί στο 100% της μάζας, η γαλάζια στο 50%, η μπλε στο 10% και η κόκκινη σε λειτουργία χωρίς SCR. Όπως διαπιστώνεται η διαφορά στην μάζα του καταλύτη επιδρά σημαντικά στον χρόνο ισορροπίας του συστήματος αλλά όχι στις μέγιστες θερμοκρασίες κατά την επιτάχυνση. Επίσης, με τη μείωση της μάζας παρατηρείται δραστική μείωση της περιόδου των θερμικών ταλαντώσεων.

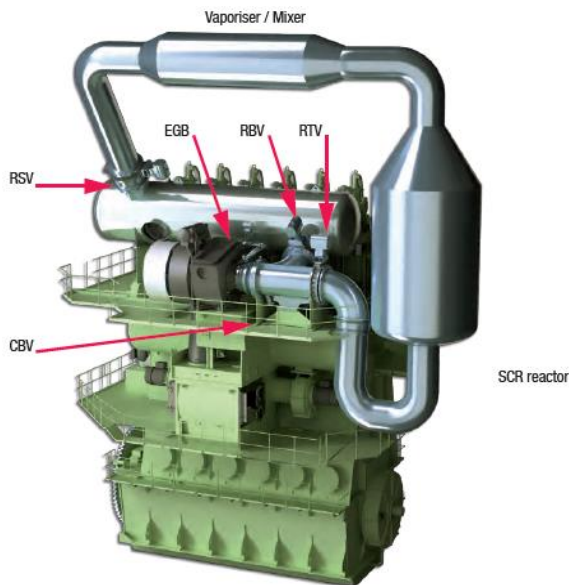


Εικόνα 2.17 :Παρουσίαση θερμοκρασιών προσομοίωσης στην είσοδο και στη έξοδο του συστήματος SCR όπως και θερμοκρασίες καυσαερίων χωρίς το σύστημα SCR για βηματική επιτάχυνση της μηχανής από φορτίο 50% έως φορτίο 70% [1].



Εικόνα 2.18 :Επίδραση του μεγέθους του καταλύτη του SCR στις αναπτυσσόμενες θερμικές ταλαντώσεις για επιτάχυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 70% με βηματική αλλαγή [1].

Μια τρισδιάστατη απεικόνιση του συστήματος HP-SCR συνδεδεμένου με δίχρονο ναυτικό κινητήρα καθώς και οι βαλβίδες λειτουργίας παρουσιάζεται στην εικόνα 2.19. Ακόμα, στην εικόνα 2.20 παρουσιάζεται το σύστημα HP-SCR μαζί με δίχρονο ναυτικό κινητήρα εγκατεστημένο σε μηχανοστάσιο πλοίου.



Εικόνα 2.19 : Τρισδιάστατη απεικόνιση δίχρονου ναυτικού κινητήρα εφοδιασμένου με σύστημα HP-SCR [6].



Εικόνα 2.20 : Εικόνα ναυτικού κινητήρα με σύστημα HP-SCR σε μηχανοστάσιο πλοίου [5].

3. Περιγραφή μοντέλου προσομοίωσης

3.1. Περιγραφή της μεθόδου μοντελοποίησης

Ο προσδιορισμός του τρόπου λειτουργίας της κύριας μηχανής πρόωσης ενός πλοίου κατά την πλεύση σε κυματισμό είναι ένα σύνθετο φαινόμενο κατά το οποίο ένα σύνολο συστημάτων αλληλοεπιδρούν δυναμικά. Με στόχο να υπολογιστεί η αλληλεπίδραση όλων των στοιχείων της εγκατάστασης πρόωσης, η λειτουργία του κάθε ενός ξεχωριστά αλλά και της συνολικής εγκατάστασης, το μοντέλο που εφαρμόζεται δομείται ως 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 καταλύτη (SCR model)
- Μοντέλο έλικας (Propeller model)
- Μοντέλο πλοίου (Vessel model)

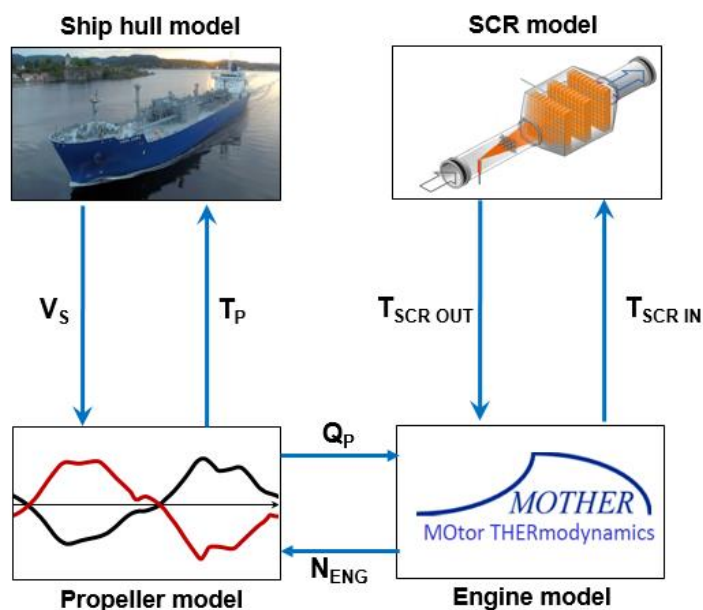
Για την μοντελοποίηση της συμπεριφοράς της κύριας μηχανής πρόωσης χρησιμοποιείται λογισμικό προσομοίωσης, το οποίο έχει αναπτυχθεί από το Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας. Το μοντέλο της μηχανής αλληλοεπιδρά με το συνολικό σύστημα, αποδίδοντας τιμές για την περιστροφική ταχύτητα του άξονα της έλικας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

Η επίδραση της θερμοδυναμικής συμπεριφοράς του συστήματος SCR στην κύρια μηχανή, προσομοιώνεται με θερμοδυναμικό μοντέλο μηδενικής διάστασης (0-D) που έχει αναπτυχθεί. Το μοντέλο του SCR υπολογίζει τη θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδό του και την αποδίδει στο μοντέλο της κύριας μηχανής. Ως τιμή εισόδου στο μοντέλο του SCR είναι τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των καυσαερίων στην είσοδό του, τα οποία λαμβάνονται από το μοντέλο της μηχανής.

Η επίδραση που έχει η πλεύση σε κυματισμό στην κύρια μηχανή πρόωσης μοντελοποιείται μέσω του μοντέλου της έλικας. Αυτό το μοντέλο αποδίδει την μεταβαλλόμενη ροπή και ώση που αναπτύσσεται από την έλικα στον άξονα της. Ως τιμή εισόδου δέχεται την περιστροφική ταχύτητα που λαμβάνεται από το μοντέλο της μηχανής και η ταχύτητα του πλοίου. Η επίδραση των κυματισμών εισάγεται στο μοντέλο με τον υπολογισμό της μεταβαλλόμενης ταχύτητας στον ομόρου του πλοίου λόγω των διεγερόμενων ταλαντωτικών κινήσεων του που προκαλούνται από τους προσπίπτοντες κυματισμούς. Ο υπολογισμός της μεταβαλλόμενης πρόσω ταχύτητας του πλοίου που χρησιμοποιείται για τους υπολογισμούς της ώσης και της ροπής, υπολογίζεται από το μοντέλο του πλοίου.

Η αλληλεπίδραση μεταξύ των υπό-μοντέλων, όπως υλοποιείται μέσω της ανταλλαγής τιμών μεταβλητών στο συνολικό μοντέλο παρουσιάζεται στην εικόνα 3.1.

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

Η αξιολόγηση της αξιοπιστίας του συνολικού συστήματος βασίζεται από την αξιολόγηση των επιμέρους μοντέλων. Το μοντέλο του SCR και της μηχανής έχει αξιολογηθεί από αποτελέσματα μετρήσεων πλήρους κλίμακας σε προηγούμενες εργασίες. Το μοντέλο της έλικας ελέγχεται από διαθέσιμα πειραματικά αποτελέσματα έλικας σε ελεύθερη ροή.

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 καταλύτη (SCR model)
- Μοντελοποίηση του θαλάσσιου περιβάλλοντος
- Μοντελοποίηση των υδροδυναμικών χαρακτηριστικών και κινήσεων του πλοίου
- Περιγραφή του Μοντέλου της έλικας (Propeller model)
- Περιγραφή του Μοντέλου του πλοίου (Vessel model)

3.2. Περιγραφή του μοντέλου της μηχανής (engine model)

Η προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα διενεργείται με το λογισμικό Motor THERmodynamics (MOTHER), το οποίο έχει αναπτυχθεί από το εργαστήριο ναυτικής μηχανολογίας.

Το MOTHER είναι πρόγραμμα προσομοίωσης που κατατάσσεται στην κατηγορία των μοντέλων προσομοίωσης μηδενικής διάστασης ('zero-dimensional') ή όγκων ελέγχου (control volume) θεωρώντας την μηχανή ως ένα σύνολο διασυνδεδεμένων 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. Για την μοντελοποίηση της λειτουργίας του συμπιεστή και του στροβίλου του υπερπληρωτή εισάγονται οι χάρτες λειτουργίας τους.

Σε αυτού του είδους τα μοντέλα θεωρείται πως το έργο, η μεταφορά θερμότητας και η μεταφορά μάζας λαμβάνουν χώρα στα όρια των όγκων ελέγχου. Σε κάθε όγκο ελέγχου για τον υπολογισμό της μεταβολής της θερμοκρασίας εφαρμόζεται η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας.

$$\dot{T} = f(\dot{U}, \dot{H}, \dot{\Phi}, \dot{Q}, \dot{W}) \quad (3.1)$$

Ο υπολογισμός της παροχής μάζας μεταξύ των διασυνδέσεων των όγκων ελέγχου εξαρτάται από την πίεση, την θερμοκρασία και τις ιδιότητες του μείγματος των αερίων που διενεργούνται στον κάθε όγκο, όπως επίσης την γεωμετρία της διόδου της ροής και το συντελεστή που μοντελοποιεί τους περιορισμούς της ροής. Μη σταθερές παροχές μάζας μεταξύ όγκων, βαλβίδων και ανοιγμάτων μοντελοποιούνται ως ημιστατικές ροές (σταθερός ρυθμός μεταβολής ανά χρονικό βήμα επίλυσης):

$$\dot{m} = f(P, T, g, R, A_{flow}, C_d) \quad (3.2)$$

Για τον υπολογισμό της μεταβολής της μάζας σε κάθε όγκο ελέγχου, εφαρμόζεται η εξίσωση διατήρησης.

$$\dot{m} = \sum \dot{m}_j \quad (3.3)$$

Ο υπολογισμός της πίεσης σε κάθε όγκο ελέγχου βασίζεται στον όγκο, την μάζα, την θερμοκρασία και τις ιδιότητες του αερίου που διαθέτει ο κάθε όγκος ελέγχου κάθε χρονική στιγμή :

$$P = f(m, R, T, V) \quad (3.4)$$

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.

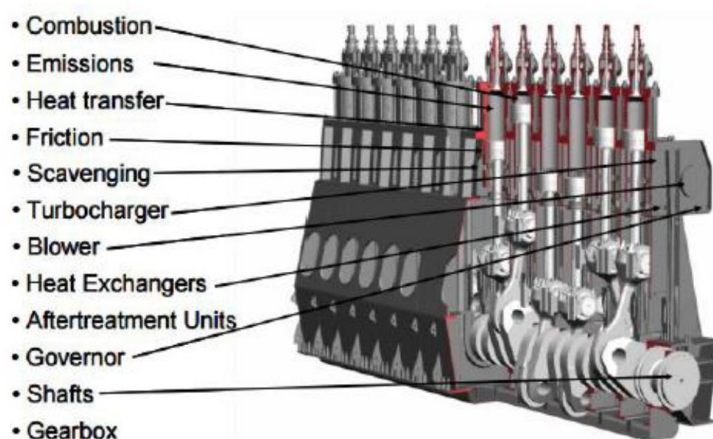
Ακόμα, για τη μοντελοποίηση των φυσικών διεργασιών που λαμβάνουν χώρα κατά την λειτουργία του κινητήρα όπως καύση, εναλλαγή αερίων, μεταφορά θερμότητας, ανάπτυξη τριβών κ.α., το λογισμικό χρησιμοποιεί συγκεκριμένα υπό μοντέλα.

Η συλλογιστική στην οποία βασίζεται το λογισμικό MOTHER είναι αυτή των βασικών μηχανολογικών στοιχείων (Basic Engineering Elements - BEEs). Αυτά τα στοιχεία χωρίζονται σε εκείνα που καθορίζουν την θερμοδυναμική συμπεριφορά της μηχανής (θερμοδυναμικά στοιχεία), σε αυτά που καθορίζουν την μηχανική συμπεριφορά του κινητήρα (μηχανικά στοιχεία) και σε αυτά που καθορίζουν τον αυτόματο έλεγχο του κινητήρα (στοιχεία ελέγχου). Ακόμα τα θερμοδυναμικά στοιχεία που λειτουργούν ως συλλέκτες ροής, όπως συλλέκτης καυσαερίων, συλλέκτης αέρα σάρωσης και κύλινδροι μοντελοποιούνται ως όγκοι ελέγχου, ενώ στοιχεία που καθορίζουν τη συμπεριφορά της ροής, όπως βαλβίδες και οπές, μοντελοποιούνται ως στοιχεία ελέγχου της ροής. Το σύνολο αυτών των στοιχείων παρουσιάζεται στον πίνακα 3.1.

Πίνακας 3.1 : Καταγραφή των συνολικών στοιχείων που χρησιμοποιεί το λογισμικό MOTHER για την μοντελοποίηση.

Θερμοδυναμικά 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	Μειωτήρας στροφών	
	Στρόβιλος καυσαερίων	Άξονες	
	Φυσητήρας αέρα εισαγωγής		

Στην εικόνα 3.2 παρουσιάζονται μερικά από τα στοιχεία και τις φυσικές διεργασίες που μοντελοποιούνται στο λογισμικό MOTHER.



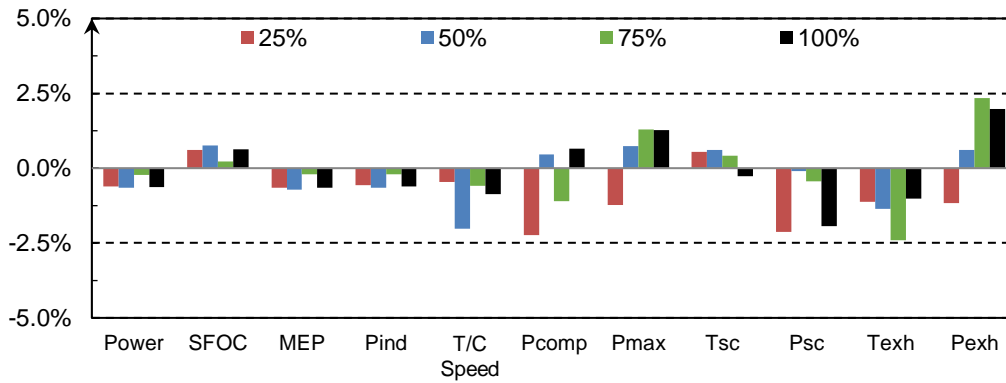
Εικόνα 3.2 : Διαγραμματική παρουσίαση των στοιχείων και των διαδικασιών που μοντελοποιούνται στο λογισμικό MOTHER

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 3.2.

Πίνακας 3.2 : Βασικά χαρακτηριστικά μοντελοποιούμενης μηχανής

Μοντελοποιούμενη Μηχανή	MAN B&W 6S50ME-C8.2	
Διάμετρος εμβόλου	500	mm
Διαδρομή εμβόλου	2000	mm
Αριθμός κυλίνδρων	6	-
Ισχύς στο MCR	7620	kW
Ταχύτητα περιστροφής στο MCR	115	RPM

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 3.3 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 κλίσης της μηχανής (Shop Trials). Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται για τέσσερα διαφορετικά φορτία, 25%, 50%, 75% και 100%.



Εικόνα 3.3 : 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.

Όπως φαίνεται από την εικόνα 3.3, 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.

3.3. Περιγραφή του μοντέλου συστήματος SCR (SCR model)

Για την προσομοίωση της λειτουργίας του συστήματος SCR-HP εφαρμόστηκε υπολογιστικό μοντέλο, το οποίο έχει αναπτυχθεί σε προηγούμενη εργασία. Το συγκεκριμένο μοντέλο είναι μηδενικής διάστασης (0-D). Θεωρεί πως το συνολικό σύστημα απαρτίζεται από τρία συστατικά στοιχεία, τον ατμοποιητή (varorizer), τον αντιδραστήρα (reactor) και την σωλήνα διασύνδεσης (pipe). Ο καταλύτης θεωρείται ως επιπλέον στοιχείο, εντός του αντιδραστήρα.

Στο υπολογιστικό μοντέλο τα παραπάνω εξαρτήματα θεωρούνται ως μεμονωμένοι όγκοι ελέγχου σε κάθε έναν από τους οποίους υπολογίζεται η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων και η θερμοκρασία των τοιχωμάτων, χρησιμοποιώντας την αριθμητική μέθοδο Euler, όπως φαίνεται στις εξισώσεις 3.5 και 3.6. Όπου k είναι η τιμή του εκάστοτε χρονικού βήματος υπολογισμού.

$$T_{exh,k+1} = T_{exh,k} + \left(\frac{dT}{dt}\right)_{exh,k} \cdot \Delta t \quad (3.5)$$

$$T_{wall,k+1} = T_{wall,k} + \left(\frac{dT}{dt}\right)_{wall,k} \cdot \Delta t \quad (3.6)$$

Για τον υπολογισμό των θερμοκρασιών στο επόμενο χρονικό βήμα $k+1$, χρησιμοποιούνται οι χρονικές παράγωγοι των θερμοκρασιών. Οι τιμές αυτών υπολογίζονται εφαρμόζοντας τις εξισώσεις διατήρησης

Περισσότερες πληροφορίες για το μοντέλο καθώς και αποτελέσματα σχετικά με την αξιολόγηση της αξιοπιστίας του μπορούν να βρεθούν στην εργασία [34].

Τα κύρια γεωμετρικά χαρακτηριστικά της διάταξης του συστήματος SCR που μοντελοποιείται στην συγκεκριμένη εργασία παρουσιάζονται στον πίνακα 3.3.

Πίνακας 3.3 : Βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά του συστήματος SCR που μοντελοποιείται στην εργασία.

Βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά του συστήματος SCR			
Catalyst	Μήκος	6000	mm
	Διάμετρος	2540	mm
	Όγκος	8.02	m ³
	Μάζα	3500	kg
vaporizer	Όγκος	5	m ³
pipe	Όγκος	10	m ³

3.4. Μοντελοποίηση θαλάσσιου περιβάλλοντος

Το πλοίο καθώς πλέει στην ανοιχτή θάλασσα έρχεται αντιμέτωπο με την ύπαρξη κυματικού πεδίου (πεδίο ανύψωσης της ελεύθερης επιφάνειας), το οποίο σε πραγματικές συνθήκες έχει μια ακανόνιστη και περίπλοκη μορφή. Αποτελώντας αυτό το διεγείρον αίτιο των κινήσεων του και κατά συνέπεια των διαταραχών του πεδίου ταχυτήτων στον ομόρου, θα πρέπει να γίνει μια προσέγγισή του με στόχο να είναι εφικτή η μοντελοποίησή του αλλά ταυτόχρονα να μην παραβιάζεται η βασική δυναμική του συμπεριφορά.

Δεδομένης της δυσκολίας του προσδιορισμού της χρονικής εξέλιξης του κυματικού πεδίου, η συνήθης διαδικασία μοντελοποίησής του βασίζεται σε στατιστική ανάλυση καταγραφών ανύψωσης της ελεύθερης επιφάνειας. Κατά αυτόν τον τρόπο γίνεται περιγραφή του κυματικού πεδίου με την βοήθεια στατιστικών μεγεθών. Τα συνηθέστερα μεγέθη που χρησιμοποιούνται είναι το σημαντικό ύψος κύματος (H_S) και η σημαντική περίοδος (T_S). Το H_S ορίζεται ως ο μέσος όρος του 1/3 των κυματικών καταγραφών που διαθέτουν το μεγαλύτερο ύψος κύματος και το T_S ως η μέση τιμή των περιόδων που διαθέτουν οι κυματισμοί που αντιστοιχούν 1-1 σε εκείνα τα κύματα από τα οποία υπολογίσαμε το H_S .

Όταν οι στατιστικές παράμετροι του κυματικού πεδίου παραμένουν σταθερές, τότε μπορεί να θεωρηθεί ότι η κατάσταση της θάλασσας (sea-state) είναι σταθερή. Για δεδομένη κατάσταση θάλασσας, η ενεργειακή κατανομή των αρμονικών κυματισμών στο πεδίο των κυκλικών συχνοτήτων που απαρτίζουν το συνολικό σύστημα κυματισμών μπορεί να περιγραφεί από συναρτήσεις φασματικής ενέργειας ($S(\omega)$). Δεδομένου ότι η κατάσταση θάλασσας παραμένει σταθερή άρα και η συνάρτηση φασματικής κατανομής, η ανύψωση της ελεύθερης επιφάνειας μπορεί να προσδιοριστεί από την εξίσωση 3.7.

$$\zeta(t, x, y) = \sum_{n=1}^{\infty} A_{wave_n} \sin(\omega_n t - k_n x \cos(X_n) - k_n y \sin(X_n) + \varphi_n) \quad (3.7)$$

Όπου,

$$\omega_n = \frac{2 \pi n}{T_{wave_n}} \text{rad/sec}, \quad n = 1, 2, 3 \dots \infty$$

$$k_n = \frac{\omega_n^2}{g} \text{rad/sec}, \quad n = 1, 2, 3 \dots \infty$$

$$A_{wave_n}^2 = 2 S(\omega_n) \delta\omega, \quad n = 1, 2, 3 \dots \infty$$

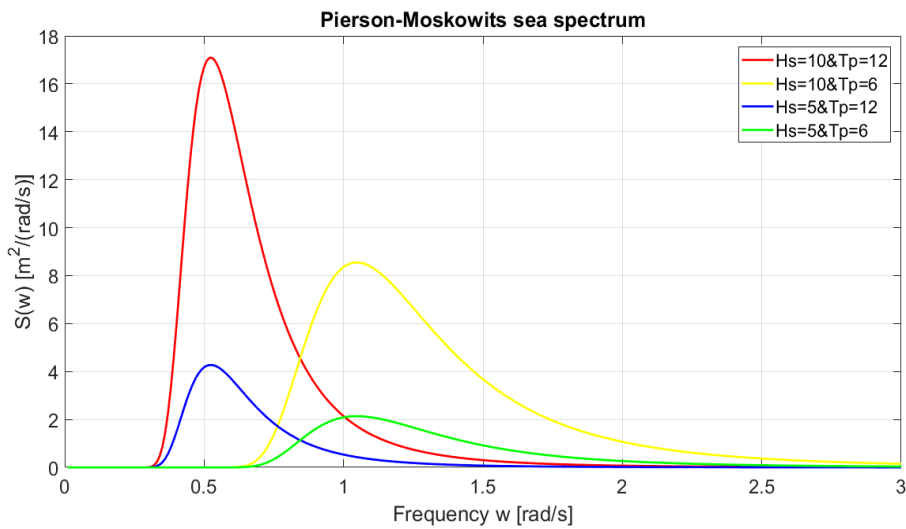
φ_n : ομοιόμοφακατανεμημένομεταξύ $0 - 2\pi$

X_n : κατανέμενται σύμφωνα με δεδομένη συνάρτηση

Το φάσμα που χρησιμοποιείται σε αυτήν την εργασία για την διενέργεια προσομοιώσεων είναι το τροποποιημένο φάσμα Pierson–Moskowitz, το οποίο παρουσιάζεται στην εργασία [4]. Το συγκεκριμένο φάσμα περιγράφει πλήρως ανεπτυγμένους ανεμογενείς κυματισμούς σε ανοιχτή θάλασσα και εκφράζεται μαθηματικά στην σχέση 3.3.

$$S_{PM}(\omega) = 5 \pi^4 \frac{H_s^2}{T_p^4} \frac{1}{\omega^5} \exp\left(-\frac{20\pi^4}{T_p^4} \frac{1}{\omega^4}\right) \quad (3.8)$$

Μια διαγραμματική αναπαράσταση του φάσματος Pierson – Moskowitz για διάφορες τιμές της συχνότητας κορυφής και του σημαντικού ύψους κύματος παρουσιάζονται στην εικόνα 3.6.



Εικόνα 3.6 : Κατανομές φάσματος για διαφορετικές παραμέτρους

Η επιλογή των παραμέτρων της φασματικής κατανομής (H_s, T_p) εξαρτώνται από την κατάσταση θάλασσας. Στον πίνακα 3.4 παρουσιάζονται οι τιμές των παραμέτρων ανά κατάσταση θάλασσας όπως αναφέρονται στην εργασία [31].

Πίνακας 3.4 : Παράμετροι φάσματος για διαφορετικές καταστάσεις θάλασσας

sea state	wind speed (knots)	H _S MIN (m)	H _S MAX	T _P MIN(s)	T _P MAX(s)
0	3-4	0.15	0.15	0.5	1
1	5-8	0.15	0.3	1	4
2	9-10	0.45	0.6	1.5	5
2.5	11-13	0.75	0.9	1.5	6
3	14-15	1	1.3	2	7
3.5	16-17	1.3	1.5	2.5	7.5
4	18-20	1.8	2.3	2.5	9.5
5	21-25	2.5	3.7	3	12
6	27-33	4.3	6.1	4	15.5
7	37-46	7.6	12.2	5.5	22
8	49-57	13.7	18.3	7.5	26.5
9	61- 73	21.3	30.5	9	34.5

Στην συγκεκριμένη εργασία γίνεται η θεώρηση ότι το πλοίο κινείται σε πεδίο μετωπικών δυσδιάστατων κυματισμών ($X = 180^\circ$), δεδομένου ότι αποτελεί τη δυσμενέστερη περίπτωση πλεύσης από πλευράς πρόσθετης αντίστασης κυματισμού [10], [11]. Συνεπώς η εξίσωση 3.7 παίρνει την μορφή της εξίσωσης 3.9.

$$\zeta(t, x) = \sum_{n=1}^{\infty} A_{wave_n} \sin(\omega_n t + k_n x + \varphi_n) \quad (3.9)$$

Η εξίσωση 3.9 περιγράφει την ανύψωση της ελεύθερης επιφάνειας ως την υπέρθεση πολλών αρμονικών προσπιπτόντων κυματισμών, των οποίων τα πλάτη υπολογίζονται από την συνάρτηση της φασματικής κατανομής για τις αντίστοιχες κυκλικές συχνότητες.

Για τη μοντελοποίηση που εφαρμόζεται στη δεδομένη εργασία, η πρόσθετη αντίσταση που αναπτύσσεται στο πλοίο λόγω των κυματισμών θεωρείται ότι προκύπτει από διέγερση κυματικού πεδίου του οποίου η ανύψωση περιγράφεται από την εξίσωση 2.18. Αντίθετα, για τον υπολογισμό των επαγόμενων ταλαντωτικών κινήσεων και πρόσθετων μαζών του πλοίου, γίνεται η υπόθεση ότι το κυματικό πεδίο αντιστοιχεί σε έναν προσπίπτον αρμονικό κυματισμό, με περίοδο ίση με την περίοδο κορυφής της φασματικής κατανομής (T_p) και ύψος ίσο με το σημαντικό ύψος κύματος της αντίστοιχης κατανομής, όπως παρουσιάζεται στην σχέση 3.10. Αυτή η υπόθεση γίνεται λόγω της δυσκολίας υπολογισμού των ταλαντωτικών κινήσεων του πλοίου και της αναπτυσσόμενης πρόσθετης μάζας σε μη αρμονικούς κυματισμούς. Παράλληλα, με στόχο να διατηρούνται τα βασικά δυναμικά χαρακτηριστικά του κυματισμού, επιλέγεται ως αντιπροσωπευτικός κυματισμός να είναι αυτός που έχει τα προαναφερθέντα χαρακτηριστικά. Επιλέγεται το σημαντικό ύψος κύματος, διότι αποτελεί το μέσο ύψος των κυματισμών με την μεγαλύτερη ενέργεια, συνεπώς αυτών που θα επιδρούσαν περισσότερο στην δυναμική απόκριση του πλοίου. Επίσης η επιλογή της περιόδου κορυφής βασίζεται στο γεγονός ότι τα κύματα με την μεγαλύτερη ενέργεια κατανέμονται γύρω από αυτήν την περίοδο, όπως φαίνεται από τις φασματικές κατανομές της εικόνας 2.26.

$$\zeta_{wave}(t, x) = \frac{H_S}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{T_p} t + k_p x\right) \quad , \quad k_p = \left(\frac{2\pi}{T_p}\right)^2 \frac{1}{g} \quad (3.10)$$

3.5. Μοντελοποίηση των υδροδυναμικών χαρακτηριστικών και κινήσεων του πλοίου.

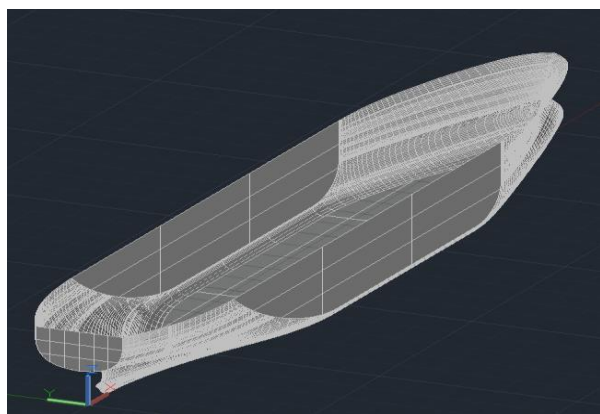
Το πλοίο για το οποίο εφαρμόζεται η μοντελοποίηση είναι τύπου μεταφοράς υγροποιημένου αερίου πετρελαίου (LPG). Τα κύρια χαρακτηριστικά του παρουσιάζονται στον πίνακα 3.5.

Πίνακας 3.5 : Βασικά χαρακτηριστικά πλοίου προσομοίωσης

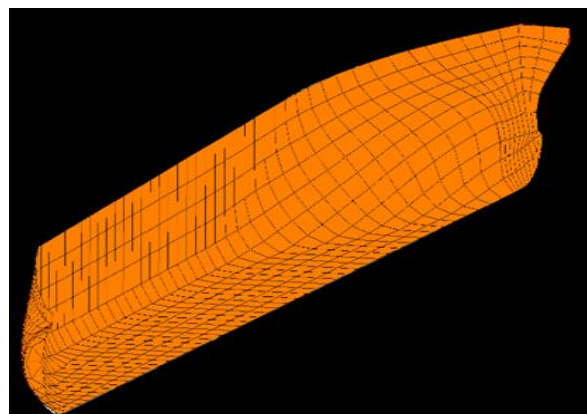
Τύπος πλοίου	LPG Carrier	
Μήκος	159.9	m
Πλάτος	25.6	m
Βύθισμα	9.5	m
Χωρητικότητα φορτίου	20600	m ³
DWT	18200	t
Συντελεστής γάστρας	0.76	-

Η μεταβατική συμπεριφορά της μηχανής σχετίζεται άμεσα με την υδροδυναμική απόκριση του πλοίου, όπως τεκμηριώνεται στα επόμενα κεφάλαια. Ο προσδιορισμός των υδροδυναμικών χαρακτηριστικών του πλοίου και των κινήσεων του γίνεται με χρήση προγράμματος υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, το οποίο ονομάζεται NEWDRIFT. Αυτό έχει αναπτυχθεί από το Εργαστήριο Μελέτης Πλοίου της σχολής Ν.Μ.Μ.(Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών) του Ε.Μ.Π.(Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο). Περισσότερες πληροφορίες για το συγκεκριμένο πρόγραμμα μπορούν να βρεθούν στις εργασίες [35], [36] και [37].

Για την εκτέλεση των αριθμητικών υπολογισμών από το πρόγραμμα, η γεωμετρία της επιφάνειας της γάστρας του πλοίου εισάγεται διακριτοποιημένη σε πάνελ. Δεδομένου ότι δεν ήταν διαθέσιμη η γεωμετρία του μοντελοποιούμενου πλοίου, παρά μόνο τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά του, κατασκευάστηκε σχέδιο ναυπηγικών γραμμών. Η κατασκευή των γραμμών βασίστηκε σε γραμμές όμοιου πλοίου, οι οποίες προσαρμόστηκαν ώστε η τελική γεωμετρία να συμφωνεί με τα κύρια γεωμετρικά χαρακτηριστικά του μοντελοποιούμενου πλοίου ($L, B, D, \nabla, C_B, C_M, LCB, KB$). Το σχέδιο γραμμών του όμοιου πλοίου διατέθηκε από το Εργαστήριο Μελέτης Πλοίου. Στην εικόνα 3.7 παρουσιάζεται η επιφάνεια της γάστρας του μοντελοποιούμενου πλοίου, όπως εξάχθηκε από τις ναυπηγικές γραμμές και στην εικόνα 3.8 παρουσιάζεται η πανελοποιημένη γεωμετρία που χρησιμοποιήθηκε για τους υδροδυναμικούς υπολογισμούς.



Εικόνα 3.7 : Τρισδιάστατο σχέδιο επιφάνειας του μοντελοποιούμενου πλοίου



Εικόνα 3.8 : Εικονική αναπαράσταση της πανελοποιημένης γάστρας του μοντελοποιούμενου πλοίου

Τα υδροδυναμικά αποτελέσματα που εξήχθησαν με το συγκεκριμένο πρόγραμμα αφορούν διεγέρσεις από αρμονικούς κυματισμούς, των οποίων οι συχνότητες κυμαίνονται από 0.45 έως 2.5 rad/sec (αντίστοιχα σε μήκη κύματος από 6.5% του μήκους του πλοίου έως 200%) και σε ταχύτητες πλοίου από 6 έως 16 κόμβους. Ακόμα η γωνία πρόσπτωσης των κυματισμών διατηρείται η ίδια για όλους τους υπολογισμούς ίση με 180° (μετωπικοί κυματισμοί).

Τα υδροδυναμικά αποτελέσματα του προγράμματος NEWDRIFT είναι :

- Οι συντελεστές απόκρισης πλάτους (Response Amplitude Operators - RAO) των κινήσεων.
- Οι διαφορές φάσης της κάθε κίνησης σε σχέση με αυτή της διέγερσης
- Η πρόσθετη υδροδυναμική μάζα
- Η πρόσθετη αντίσταση του πλοίου

➤ Μοντελοποίηση κινήσεων του πλοίου

Στη συγκεκριμένη εργασία γίνεται η θεώρηση του πλοίου ως γραμμικού δυναμικού συστήματος. Δηλαδή οι αποκρίσεις των κινήσεων σε δεδομένο αρμονικό κυματισμό είναι και αυτές αρμονικές με την ίδια συχνότητα αλλά με διαφορετικό πλάτος και φάση. Για τον προσδιορισμό του πλάτους της κίνησης σε κάθε διεύθυνση χρησιμοποιούνται συναρτήσεις που υπολογίζουν τον λόγο του πλάτους της απόκρισης προς αυτόν της διέγερσης (συναρτήσεις RAOs). Η φάση της απόκρισης των κινήσεων υπολογίζεται από συναρτήσεις που υπολογίζουν τις διαφορές φάσεων των αποκρίσεων σε κάθε διεύθυνση σε σχέση με την φάση της διέγερσης. Οι συναρτήσεις των RAOs και των διάφορων φάσεων εξαρτώνται από τη συχνότητα του προσπίπτοντος αρμονικού κυματισμού, την ταχύτητα του πλοίου και την γωνία πρόσπτωσης του κυματισμού. Η διαδικασία υπολογισμού της απόκρισης για τις ευθύγραμμες ταλαντωτικές κινήσεις παρουσιάζεται στην εξίσωση 3.11 και για τις περιστροφικές ταλαντωτικές στην εξίσωση 3.12.

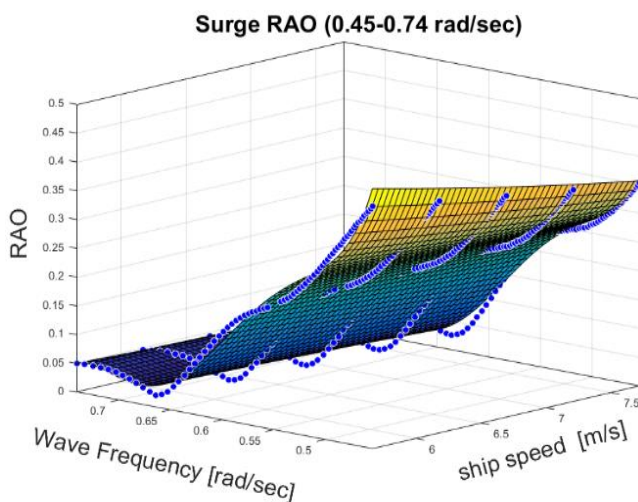
$$x_i = A_{wave} * RAO_i(\omega, V_S, X) * \sin(\omega_e t + \varphi_{wave} + \delta\varphi_i(\omega, V_S, X)) [m] \quad (3.11)$$

($i = 1,2,3$)

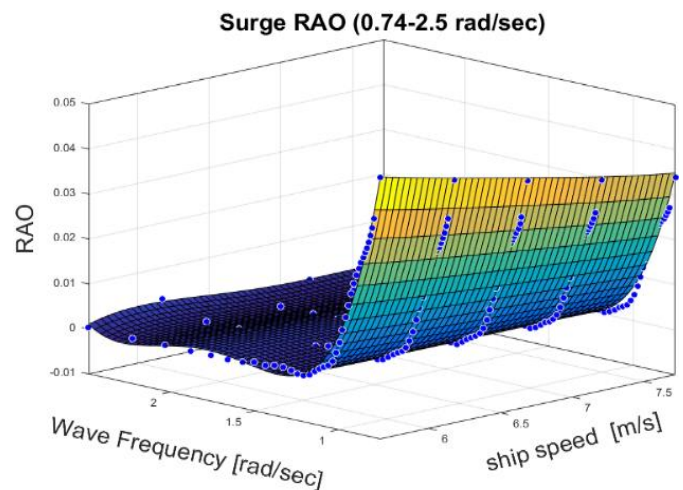
$$x_j = k * A_{wave} * RAO_j(\omega, V_S, X) * \sin(\omega_e t + \varphi_{wave} + \delta\varphi_j(\omega, V_S, X)) [rad] \quad (3.12)$$

($j = 4,5,6$)

Οι τιμές των συναρτήσεων RAOs και διαφορών φάσεων για ένα σύνολο ζευγών ταχύτητας πλοίου και κυκλικής συχνότητας του προσπίπτοντος μετωπικού κυματισμού υπολογίστηκαν από το πρόγραμμα NEWDRIFT. Από τις τιμές αυτές κατασκευάστηκαν πολυωνυμικές επιφάνειες που παρεμβάλουν αυτές τις τιμές με στόχο την εξαγωγή αναλυτικών σχέσεων που χρησιμοποιήθηκαν στον κώδικα προσομοίωσης. Στην εικόνα 3.9 φαίνεται η επιφάνεια παρεμβολής των τιμών της συνάρτησης RAO της κίνησης surge (κίνηση κατά τον διαμήκη άξονα του πλοίου) καθώς και οι τιμές που εξήγαγε το NEWDRIFT (μπλε σφαιρίδια) για κυκλικές συχνότητες από 0.45 rad/sec έως 0.74 rad/sec και στην εικόνα 3.10 για κυκλικές συχνότητες από 0.74 rad/sec έως 2.5 rad/sec.



Εικόνα 3.9 : Επιφάνεια παρεμβολής από τις τιμές του RAO για την κίνηση surge σε εύρος συχνοτήτων 0.45 – 0.74 rad/sec.

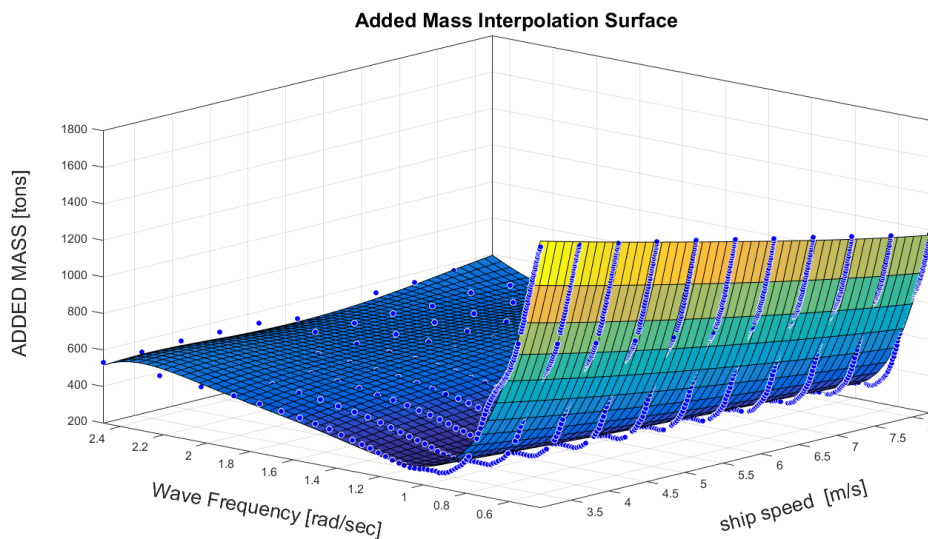


Εικόνα 3.10 : Επιφάνεια παρεμβολής από τις τιμές του RAO για την κίνηση surge σε εύρος συχνοτήτων 0.74 – 2.5 rad/sec.

➤ Μοντελοποίηση πρόσθετης υδροδυναμικής μάζας του πλοίου

Η πρόσθετη μάζα του πλοίου εισάγεται για να μοντελοποιηθούν τα επιπρόσθετα αδρανειακά χαρακτηριστικά που προσδίδονται στο πλοίο, καθώς αυτό επιταχύνεται μέσα στο νερό. Εξαρτάται από τη γεωμετρία των υφάλων του πλοίου, από τα χαρακτηριστικά του κυματικού πεδίου και την πρόσω ταχύτητα του πλοίου. Στην δεδομένη εργασία γίνεται υπολογισμός της επιτάχυνσης μόνον κατά τη διαμήκη διεύθυνση του πλοίου (κίνηση surge), με σκοπό τον υπολογισμό της αλλαγής της πρόσω ταχύτητας του πλοίου από τις μεταβολές της ώσης της έλικας. Συνεπώς η πρόσθετη μάζα που μοντελοποιείται αφορά μόνο αυτή που σχετίζεται με την κίνηση surge.

Ο υπολογισμός της πρόσθετης μάζας για μετωπικούς αρμονικούς κυματισμούς έγινε με βάση το λογισμικό NEWDRIFT. Από αυτό εξήχθησαν αποτελέσματα πρόσθετης μάζας για ένα σύνολο ζευγών ταχύτητας πλοίου και συχνότητας κυματισμού. Από παρεμβολή των παραπάνω αποτελεσμάτων, υπολογίστηκαν αναλυτικές εκφράσεις, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στον κώδικα προσομοίωσης. Απεικόνιση των αποτελεσμάτων του NEWDRIFT (μπλε σφαιρίδια) και της υπολογισμένης επιφάνειας παρεμβολής παρουσιάζονται στην εικόνα 3.11.



Εικόνα 3.11 : Απεικόνιση σχέσης υπολογισμού πρόσθετης μάζας και αποτελεσμάτων NEWDRIFT

➤ Μοντελοποίηση πρόσθετης αντίστασης κυματισμού (R_{AW})

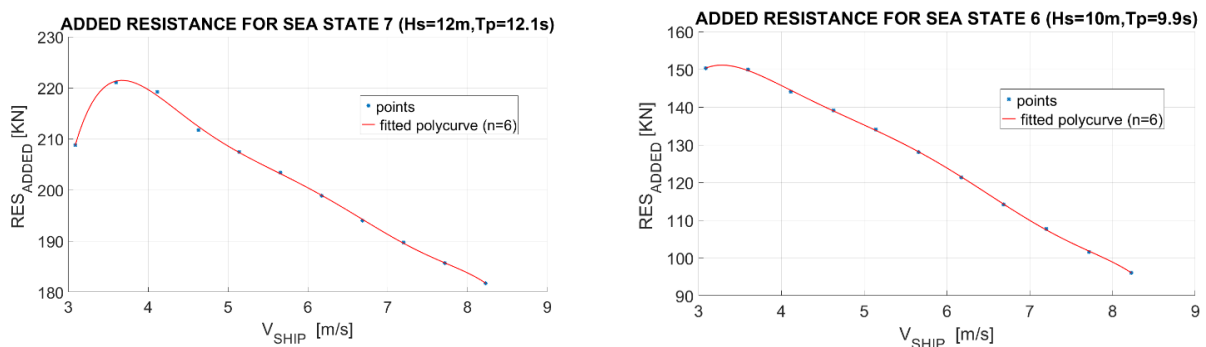
Η πρόσθετη αντίσταση του πλοίου σχετίζεται με την ενέργεια που αυτό αποδίδει στο θαλάσσιο περιβάλλον λόγω των ταλαντωτικών κινήσεών του, καθώς διεγείρεται από τους θαλάσσιους κυματισμούς. Το μέγεθος της πρόσθετης αντίστασης δεν είναι σταθερό αλλά εξαρτάται από τα χαρακτηριστικά του κυματικού πεδίου, την γωνία πρόσπτωσης και το μέτρο της ταχύτητας του πλοίου.

Με στόχο την ρεαλιστικότερη προσέγγιση της πρόσθετης αντίστασης, υπολογίστηκε βάσει της φασματικής κατανομής (S) που περιγράφει την εκάστοτε κατάσταση θάλασσας σύμφωνα με την σχέση 3.13.

$$R_{AW}(V_S) = 2 \int_0^{\infty} R_{wave}(\omega; X; V_S) S(\omega) d\omega \quad (3.13)$$

Για τον υπολογισμό της πρόσθετης αντίστασης όπως ορίζει η σχέση 3.13 είναι απαραίτητη η γνώση της πρόσθετης αντίστασης που προκύπτει από αρμονικό προσπίπτον κυματισμό με δεδομένη κυκλική συχνότητα, γωνία πρόσπτωσης και ταχύτητας πλοίου (R_{wave}). Οι τιμές αυτού του μεγέθους υπολογίστηκαν από το πρόγραμμα NEWDRIFT για τα εύρη ταχυτήτων και συχνοτήτων που προαναφέρθηκαν.

Η παραπάνω σχέση υπολογίζει την τιμή της πρόσθετης αντίστασης για δεδομένη ταχύτητα πλοίου και φασματική κατανομή. Επαναλαμβάνοντας τον υπολογισμό για διαφορετικές ταχύτητες εξάγονται ζεύγη ταχύτητας και πρόσθετης αντίστασης. Από αυτά τα ζεύγη τιμών υπολογίζεται πολυώνυμο παρεμβολής, αποδίδοντας αναλυτικές σχέσεις που συσχετίζουν τα δύο μεγέθη. Στην εικόνα 3.12 παρουσιάζονται οι καμπύλες παρεμβολής και τα υπολογισμένα ζεύγη τιμών (μπλε σημεία) για δύο διαφορετικές καταστάσεις θάλασσας, 6 και 7 αντίστοιχα.



Εικόνα 3.12 : Καμπύλες υπολογισμού τις πρόσθετης αντίστασης κυματισμού για διαφορετικές καταστάσεις θάλασσας.

3.6. Περιγραφή του μοντέλου της έλικας (propeller model)

Το μοντέλο της έλικας υπολογίζει τη ροπή που εφαρμόζεται στον άξονα της μηχανής από την έλικα καθώς και την ώση που ασκεί η έλικα στο πλοίο. Η ώση αποτελεί μεταβλητή εισόδου στο μοντέλο του πλοίου και η ροπή στο μοντέλο του κινητήρα. Αντίστοιχα, το μοντέλο της έλικας για την εκτέλεση των υπολογισμών δέχεται ως μεταβλητές εισόδου την ταχύτητα περιστροφής του άξονα από το μοντέλο του κινητήρα και την ταχύτητα του πλοίου από το μοντέλο του πλοίου.

Στο μοντέλο της έλικας που αναπτύσσεται στην συγκεκριμένη εργασία, ο υπολογισμός της ώσης και της ροπής γίνεται με την χρήση των διαγραμμάτων ελεύθερης ροής τεσσάρων τεταρτημόριων της έλικας. Η επίδραση των κυματισμών στην λειτουργία της έλικας εισάγεται με την μεταβολή της πραγματικής ταχύτητας ομόρου που προκαλείται από τις αναπτυσσόμενες ταλαντωτικές κινήσεις του πλοίου λόγω των προσπίπτοντων κυματισμών. Επίσης, στο μοντέλο υπολογίζεται η μείωση της ώσης και της ροπής λόγω της προσέγγισης της έλικας στην ελεύθερη επιφάνεια της θάλασσας. Στα επόμενα υπό-κεφάλαια παρουσιάζονται αναλυτικά οι μέθοδοι υπολογισμού που εφαρμόζονται καθώς και ο έλεγχος της αξιοπιστίας του αναπτυσσόμενου μοντέλου.

3.6.1. Υπολογισμός της πραγματικής ταχύτητας ομόρου

Δεδομένου ότι η λειτουργία της έλικας βασίζεται στην αρχή λειτουργίας των υδροτομών, έπεται ότι 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 (ομόρους του πλοίου).

Η ταχύτητα του ρευστού που επιδρά σημαντικά στην συμπεριφορά της έλικας και προκαλείται από τις κινήσεις του πλοίου, είναι η αξονική ταχύτητα του ρευστού ως προς τον δίσκο της έλικας. Η ταχύτητα αυτή καλείται ταχύτητα προχώρησης και οι τιμές της εξαρτώνται από το χρόνο και το σημείο επί του δίσκου της έλικας. Στις συμβατικές αναλύσεις χρησιμοποιείται η μέση τιμή αυτής όσον αφορά την εξάρτησή της από τον χρόνο και την επιφάνεια επί του δίσκου της έλικας. Ο συντελεστής που συνδέει την ταχύτητα του πλοίου (V_S) με την μέση ταχύτητα προχώρησης (V_a) καλείται ποσοστό ομόρου (w) και μαθηματικά εκφράζεται στην σχέση 3.14.

$$w = \frac{V_S - V_a}{V_S} \quad (3.14)$$

Με στόχο τη χρήση χαρακτηριστικών της έλικας σε ελεύθερη ροή ορίζεται μια θεωρητική τιμή της αξονικής ταχύτητας, η οποία ονομάζεται πραγματική (μέση) αξονική ταχύτητα (V_{EFF}). Σύμφωνα με τον ορισμό της, είναι η ταχύτητα στην οποία αν προωθηθεί η έλικα χωρίς την ύπαρξη του πλοίου θα απέδιδε την ίδια ώση (μέθοδος εξίσωσης ώσης). Αντίστοιχα με το ποσοστό ομόρου, ορίζεται και το πραγματικό ποσοστό ομόρου (w_{EFF}), που συνδέει την πραγματική αξονική ταχύτητα με την ταχύτητα του πλοίου και εκφράζεται μαθηματικά από την σχέση 3.15.

$$w_{EFF} = \frac{V_S - V_{EFF}}{V_S} \quad (3.15)$$

Όταν το πλοίο πλέει σε αδιατάρακτη θαλάσσια ελεύθερη επιφάνεια, η ταχύτητα προχώρησης επηρεάζεται από τις ακόλουθες αιτίες [38].

- 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 αδιατάρακτη 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 3.16.

$$J = \frac{V_{EFF}}{D_p N_p} \quad (3.16)$$

Αντίθετα, όταν το πλοίο πλέει αυτοπροωθούμενο σε διαταραγμένη θάλασσα, οι παραπάνω μέσες τιμές δεν μπορούν να θεωρηθούν σταθερές. Αυτή η μεταβλητότητα εισάγεται κυρίως από τις αναπτυσσόμενες ταλαντωτικές κινήσεις της γάστρας του πλοίου αλλά και από το πεδίο ταχυτήτων του ίδιου του κυματισμού.

Με στόχο τη μοντελοποίηση της συμπεριφοράς της έλικας στους κυματισμούς, στην συγκεκριμένη εργασία έχει εφαρμοστεί μια αναλυτική έκφραση που υπολογίζει την μεταβαλλόμενη πραγματική

αξονική ταχύτητα (V_{EFF}) ως συνάρτηση του χρόνου για προσπίπτον δισδιάστατο αρμονικό κυματισμό. Αυτή η σχέση έχει προταθεί στην εργασία [11] και μαθηματικά εκφράζεται στην εξίσωση 3.17.

$$V_{EFF}(t) = (1 - w_{EFF})\{V_S - \omega_e A_{surge} \sin(\omega_e t - \varphi_{surge})\} + \alpha \omega A_{wave} \exp(-kz_p) \cos X \cos(\omega_e t - kx_p \cos X) \quad (3.17)$$

Όπου,

$$\alpha = \begin{cases} 0.2 \left(\frac{\lambda}{L |\cos X|} \right) + 0.5 & , \quad for \frac{\lambda}{L |\cos X|} \leq 2.5 \\ 1 & , \quad for \frac{\lambda}{L |\cos X|} > 2.5 \end{cases} \quad (3.18)$$

$$\omega_e = \omega - k V_S \cos X \quad (3.19)$$

Η υπόθεση στην οποία στηρίζεται η συγκεκριμένη εξίσωση είναι πως οι μεταβολές στην πραγματική αξονική ταχύτητα προκύπτουν κυρίως από την ταλαντωτική κίνηση της διαμήκου κίνησης του πλοίου (surge) και από τις ταχύτητες των σωματιδίων του ρευστού, μόνο λόγω της ύπαρξης του προσπίπτοντος αρμονικού κυματισμού. Ακόμα, έχει εισαχθεί στην σχέση ο συντελεστής α , ο οποίος εκτιμά τη μείωση του πλάτους του αρμονικού κυματισμού στην πρύμνη του πλοίου.

Το πραγματικό ποσοστό ομόρου που χρησιμοποιείται στην σχέση 3.17, υπολογίζεται από εμπειρική σχέση που εκτιμά την τιμή του για μονέλικα πλοία [38] και λαμβάνεται ίσο με :

$$w_{EFF} = 0.75 C_B - 0.24 = 0.332 \quad (3.20)$$

Ακόμα, ο Faltinsen στην εργασία του [39] έχει προτείνει ότι προκύπτει αυξημένη μέση αξονική πραγματική ταχύτητα, η οποία προκαλείται από επιδράσεις στην αναπτυσσόμενη δυναμική ροή εξαιτίας του προνευτασμού του πλοίου (pitch motion). Αυτή η επίδραση μοντελοποιείται στην εργασία του Taskar [7] μέσω της εισαγωγής διορθωτικού συντελεστή (Δp) όπως ορίζουν οι σχέσεις 3.21 και 3.22.

$$V_{EFF.cor}(t) = V_{EFF}(t) \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{0.5 \rho_{sw} V_S^2}} \quad (3.21)$$

Όπου,

$$\Delta p \sim \frac{\rho_{sw}}{4} \omega_e^2 A_{pitch}^2 x_p^2 \quad (3.22)$$

Συνεπώς, η έκφραση που εφαρμόστηκε στην μοντελοποίηση για τον υπολογισμό της μεταβολής της πραγματικής αξονικής ταχύτητας παρουσιάζεται στην εξίσωση 3.23.

$$V_{EFF}(t) = [(1 - w_{EFF})\{V_S - \omega_e A_{surge} \sin(\omega_e t - \varphi_{surge})\} + \alpha \omega A_{wave} \exp(-kz_p) \cos X \cos(\omega_e t - kx_p \cos X)] \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{0.5 \rho_{sw} V_S^2}} \quad (3.23)$$

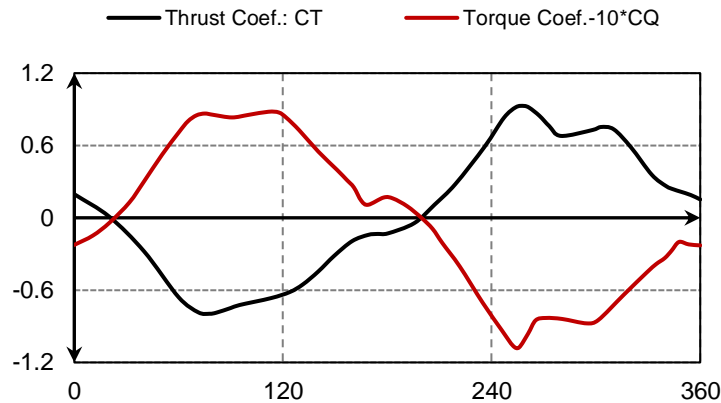
3.6.2. Υπολογισμός της ώσης και της ροπής από τα διαγράμματα ελεύθερης ροής

Ο υπολογισμός ώσης και ροπής της έλικας, στο δεδομένο μοντέλο, έγινε με χρήση των χαρακτηριστικών ελεύθερης ροής. Η μοντελοποιούμενη έλικα είναι σταθερού βήματος της σειράς Wageningen-B και ο τύπος της είναι B5-65. Τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά της παρουσιάζονται στον πίνακα 3.6.

Πίνακας 3.6 : Βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά της μοντελοποιούμενης έλικας

Τύπος έλικας	Έλικα σταθερού βήματος	
Διάμετρος	5.85	m
Αριθμός πτερυγίων	5	-
Λόγος βήματος	0.8	-
Λόγος εκτεταμένης επιφάνειας	0.65	-

Τα διαγράμματα ελεύθερης ροής που χρησιμοποιήθηκαν για την μοντελοποίηση είναι τύπου τεσσάρων τεταρτημόριων και συνδυάζουν την γωνία προχώρησης (β) με τους συντελεστές ώσης (C_T) κα ροπής (C_Q). Το διάγραμμα ελεύθερης ροής της συγκεκριμένης έλικας παρουσιάζεται στην εικόνα 3.13.



Εικόνα 3.13 Διάγραμμα ελεύθερης ροής μοντελοποιημένης έλικας

Ο υπολογισμός της γωνίας προχώρησης γίνεται σύμφωνα με την εξίσωση 3.24.

$$\beta(t) = \tan^{-1} \left(\frac{V_{EFF}(t)}{0.7D_p \pi N_p} \right) \quad (3.24)$$

Οι αναλυτικές σχέσεις των συντελεστών ώσης και ροπής εκφράζονται μέσα από σειρές τριγωνομετρικών αριθμών, των οποίων οι συντελεστές εξήχθησαν μετά από ανάλυση Fourier των τιμών των συντελεστών που βρέθηκαν από τη βιβλιογραφία. Οι σχέσεις εκφράζονται μαθηματικά στις εξισώσεις 3.25 και 3.26 αντίστοιχα.

$$C_T(t) = \sum_1^8 (a_{i+1} \cos(i\omega_T \beta(t)) + b_{i+1} \sin(i\omega_T \beta(t))) \quad (3.25)$$

$$C_Q(t) = \sum_1^8 (c_{i+1} \cos(i\omega_Q \beta(t)) + d_{i+1} \sin(i\omega_Q \beta(t))) \quad (3.26)$$

Η ώση (T_p) και η ροπή (Q_p) της έλικας υπολογίζεται από τους συντελεστές ώσης και ροπής μέσω των σχέσεων 3.27 και 3.28 αντίστοιχα. Επίσης θεωρείται στην συγκεκριμένη εργασία πως οι επιδράσεις

κλίμακας στους συντελεστές ώσης και ροπής λόγω της διαφοράς στους αριθμούς Reynolds μεταξύ μοντέλου της έλικας και της πραγματικής κατασκευής είναι μικρές και αμελούνται. Συνεπώς δεν υπολογίζονται διορθώσεις.

$$T_P = \frac{1}{2} C_T(t) \rho_{SW} V_r(t)^2 A_0 \quad (3.27)$$

$$Q_P = \frac{1}{\eta_S} \left(\frac{1}{2} C_Q(t) \rho_{SW} V_r(t)^2 A_0 D_P \right) \quad (3.28)$$

Όπου,

$$V_r(t) = \sqrt{V_{EFF}(t)^2 + 0.7 D_P \pi N_P^2}$$

3.6.3. Υπολογισμός διόρθωσης ώσης και ροπής λόγω λειτουργίας της έλικας πλησίον της ελεύθερης επιφάνειας

Η ώση και ροπή που υπολογίζεται από την έως τώρα διαδικασία θεωρεί ότι η έλικα λειτουργεί σε τέτοιο βάθος κάτω από την ελεύθερη επιφάνεια της θάλασσας ώστε να μην επηρεάζεται η λειτουργία της. Αντίθετα, όταν το πλοίο πλέει σε κυματισμούς, η έλικα μπορεί να πλησιάσει ή ακόμα και να διαπεράσει μερικώς την ελεύθερη επιφάνεια, με αποτέλεσμα να προκληθούν σημαντικές αλλαγές στην λειτουργία της. Με στόχο τη θεώρηση αυτού του φαινομένου στο μοντέλο, εισάγεται συντελεστής (b) μείωσης της παραγόμενης ώσης και ροπής από την έλικα και υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση 3.31. Ο συντελεστής αυτός προτείνεται από την εργασία [40] ώστε να υπολογίζεται η επίδραση των φαινομένων αλληλεπίδρασης της έλικας με την ελεύθερη επιφάνεια. Ακόμα, ο παραπάνω συντελεστής προτείνεται και από την ITTC κατά την προτεινόμενη διαδικασία εκτίμησης του απαιτούμενου περιθωρίου ισχύος [41]. Ο υπολογισμός της ώσης και της ροπής της έλικας μετά την εισαγωγή του συντελεστή b γίνεται βάσει των σχέσεων 3.29 και 3.30.

$$T_P = \left(\frac{1}{2} C_T(t) \rho_{SW} V_r(t)^2 A_0 \right) b \quad (3.29)$$

$$Q_P = \left\{ 1.01 \left(\frac{1}{2} C_Q(t) \rho_{SW} V_r(t)^2 A_0 D_P \right) \right\} b^{0.8} \quad (3.30)$$

Όπου,

$$b = \begin{cases} 1 - 0.675 \left[1 - 0.769 \left(\frac{h}{R_P} \right) \right]^{1.258}, & \frac{h}{R_P} < 1.3 \\ 1, & \frac{h}{R_P} \geq 1.3 \end{cases} \quad (3.31)$$

Για τον υπολογισμό του συντελεστή b , απαιτείται η γνώση της κατακόρυφης απόστασης του κέντρου της έλικας από την ελεύθερη επιφάνεια (h). Δεδομένου ότι το πλοίο κινείται σε κυματισμένη θάλασσα, αυτή η απόσταση διαρκώς μεταβάλλεται λόγω της ίδιας κίνησης του πλοίου (z_P) αλλά και της αλλαγής της θέσης της ελεύθερης επιφάνειας (ζ_{wave}) σε σχέση με την αδιατάραχτη θέση της. Συνεπώς η απόσταση h υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση 3.32.

$$h(t) = \zeta_{wave}(t) + z_P(t) + h_P \quad (3.32)$$

Όπου,

h_p :κατακόρυφη απόσταση της έλικας από την αδιατάραχτη ελεύθερη επιφάνεια

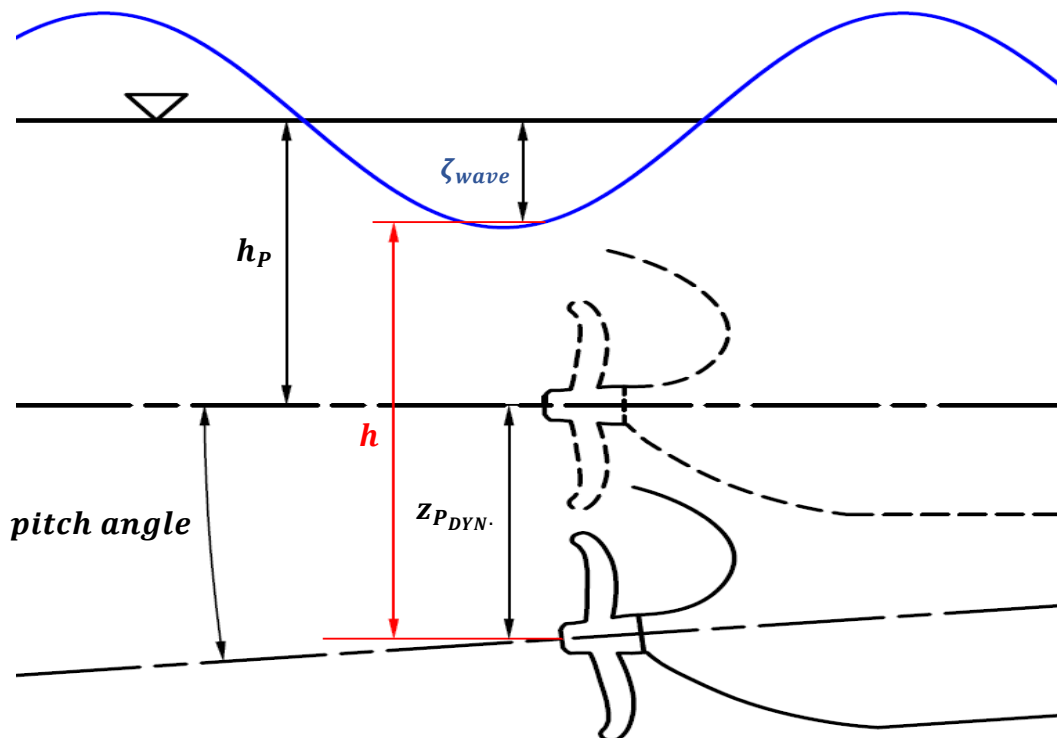
Ο υπολογισμός της ανύψωσης της ελεύθερης επιφάνειας γίνεται θεωρώντας μετωπικό αρμονικό κυματισμό με χαρακτηριστικά ίδια με αυτά που εφαρμόστηκαν για τον υπολογισμό της πρόσθετης μάζας και τον κινήσεων του πλοίου. Ακόμα δεδομένου ότι οι κυματισμοί από το πρόγραμμα NEWDRIFT υπολογίζονται βάσει καρτεσιανού συστήματος αναφοράς κινούμενου με την ταχύτητα του πλοίου, η ανύψωση της ελεύθερης επιφάνειας υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση 3.33.

$$\zeta_{wave}(t) = \frac{H_S}{2} \sin(\omega_e t + k_e x_p) \quad , \quad k_e = \frac{(\omega_e)^2}{g} \quad (3.33)$$

Για τον υπολογισμό της μεταβολής της θέσης της έλικας λόγω των κινήσεων του πλοίου, θεωρείται πως μόνο ο προνευτασμός (pitch motion) επιδρά σημαντικά στην αλλαγή της κατακόρυφης απόστασης του κέντρου της έλικας από την αδιατάραχτη ελεύθερη επιφάνεια και πως το πλοίο περιστρέφεται γύρω από το κέντρο βάρους του. Συνεπώς η μεταβολή υπολογίζεται από τη σχέση 3.34.

$$z_{P_DYN}(t) = \tan(A_{pitch} \sin(\omega_{ec} t + \varphi_{pitch})) |x_p| \quad (3.34)$$

Στην εικόνα 3.14 παρουσιάζεται σχηματικά η απόσταση του κέντρου της έλικας από την διαταραγμένη ελεύθερη επιφάνεια.



Εικόνα 3.14 : Σχηματική παρουσίαση του υπολογισμού της απόστασης του κέντρου της έλικας από την διαταραγμένη ελεύθερη επιφάνεια (h).

3.6.4. Έλεγχος αξιοπιστίας μοντέλου έλικας (propeller model) σε σχέση με πειραματικά δεδομένα

Με στόχο την εκτίμηση της αξιοπιστίας του μοντέλου που αναπτύχθηκε, γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων που εξάγει το μοντέλο σε σχέση με πραγματικά αποτελέσματα από πειράματα έλικας σε ελεύθερη ροή. Τα διαθέσιμα αποτελέσματα αναφέρονται σε έλικα τύπου HSV A No. 2384. Τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά της έλικας και του μοντέλου της σύμφωνα με το οποίο έγιναν τα πειράματα παρουσιάζονται στον πίνακα 3.7.

Πίνακας 3.7 : Βασικά χαρακτηριστικά έλικας HSV A No. 2384

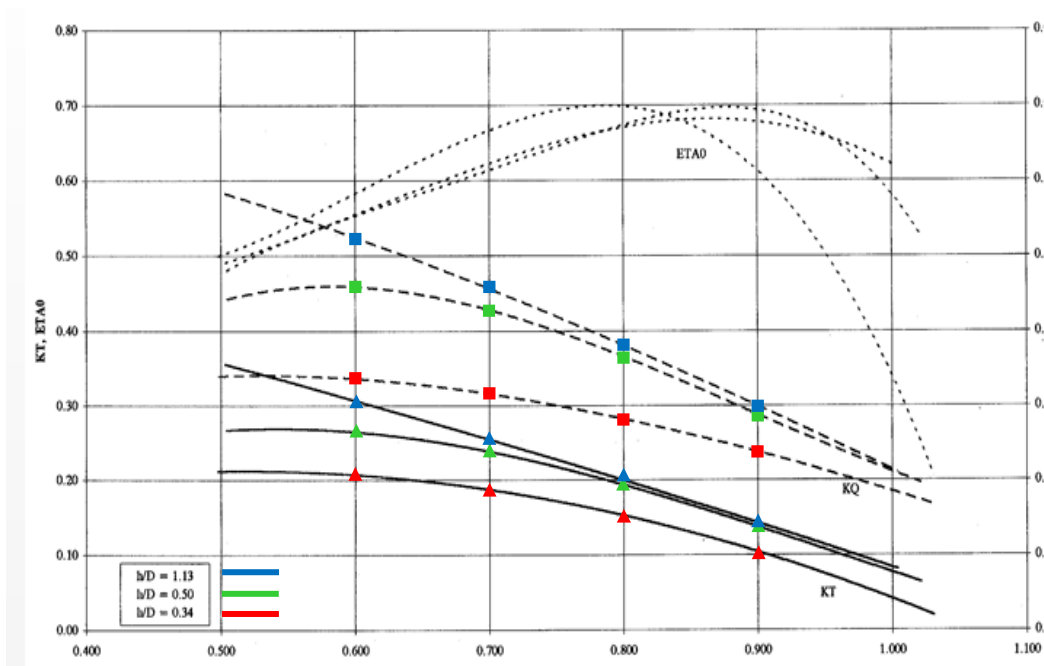
Τύπος έλικας	HSV A No. 2384	
	Μοντέλο	Έλικα
Διάμετρος	272.7 mm	7.5 m
Βήμα	287.6 mm	7.91 m
Λόγος βήματος	1.055	
Λόγος εκτεταμένης επιφάνειας	0.706	
Αριθμός πτερυγίων	6	
Διεύθυνση περιστροφής	Δεξιόστροφη	
Κλίμακα μοντέλου	1 : 27	

Αρχικά ελέγχεται η ακρίβεια της σχέσης του διορθωτικού συντελεστή (b) για την ώση και την ροπή, λόγω λειτουργίας της έλικας πλησίον της ελεύθερης επιφάνειας και μετά η ακρίβεια του συνολικού μοντέλου. Δεδομένου ότι τα διαθέσιμα δεδομένα αναφέρονται μόνο σε αποτελέσματα ελεύθερης ροής και όχι αυτοπρώσης, δεν είναι δυνατόν να γίνει πλήρης αξιολόγηση του συνολικού μοντέλου, που εξαρτάται και από τις κινήσεις του πλοίου. Παρόλα αυτά τεκμηριώνεται η συμβατότητα των προβλέψεων της σε σχέση με τα πειραματικά αποτελέσματα σε ένα πεδίο εφαρμογής της.

➤ Αξιολόγηση αξιοπιστίας διορθωτικού συντελεστή (b)

Η αξιολόγηση της αξιοπιστίας του διορθωτικού συντελεστή b γίνεται από πειράματα έλικας σε ελεύθερη ροή στα οποία παρουσιάζονται αποτελέσματα των συντελεστών ώσης (K_T) και ροπής (K_Q) ως συνάρτηση του αριθμού προχώρησης (J), όπως προέκυψαν από την λειτουργία της έλικας σε αδιατάραχτη ροή για τρεις διαφορετικές αποστάσεις του κέντρου της από την ελεύθερη επιφάνεια. Αυτά τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στην εικόνα 3.15.

Η διαδικασία της αξιολόγησης συνίσταται στη σύγκριση των τιμών που υπολογίζει η σχέση υπολογισμού του συντελεστή b σε σχέση με τις τιμές που θα έπρεπε να υπολογίζει, ώστε εισάγοντάς τες στις σχέσης υπολογισμού της ώσης και της ροπής να προβλέπει τα πειραματικά αποτελέσματα.



Εικόνα 3.15 : Αποτελέσματα συντελεστών ώσης και ροπής από πειράματα έλικας σε ελεύθερη ροή σε διαφορετικές αποστάσεις από την ελεύθερη επιφάνεια.

Οι τιμές των συντελεστών ώσης και ροπής για ένα εύρος τιμών του συντελεστή προχώρησης και για τους λόγους της απόστασης του κέντρου της έλικας από την ελεύθερη επιφάνεια προς την διάμετρο για τους οποίους διενεργούνται τα πειράματα, παρουσιάζονται στον πίνακα 3.5. Τα σημεία από τα οποία υπολογίστηκε ο συντελεστής ώσης παρουσιάζονται με τριγωνικό σχήμα ενώ αυτά του συντελεστή ροπής με τετραγωνικό σχήμα στην εικόνα 3.14. Ακόμα, τα σημεία που αντιστοιχούν σε λόγο του κέντρου της έλικας από την ελεύθερη επιφάνεια (h/D_p) ίσο με 0.34 παρουσιάζονται με κόκκινο χρώμα, με λόγο ίσο με 0.5 παρουσιάζονται με πράσινο και αυτά με λόγο 1.13 με μπλε αντίστοιχα.

Πίνακας 3.8 : Τιμές των συντελεστών ώσης και ροπής για δεδομένες τιμές του συντελεστή προχώρησης και για τις τρεις αποστάσεις από την ελεύθερη επιφάνεια.

	J	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
	h/D_p					
K_T	1.13	0.355	0.306	0.253	0.199	0.142
	0.5	0.267	0.262	0.237	0.191	0.137
	0.34	0.212	0.207	0.186	0.152	0.103
$10 * K_Q$	1.13	0.584	0.523	0.457	0.280	0.238
	0.5	0.437	0.457	0.426	0.364	0.286
	0.34	0.339	0.335	0.315	0.380	0.299

Σύμφωνα με την αναφορά από την οποία διατέθηκαν τα αποτελέσματα, για τον λόγο h/D_p ίσο με 1.13, η επίδραση στη λειτουργία της έλικας λόγω της προσέγγισής της στην ελεύθερη επιφάνεια είναι μηδενική. Συνεπώς, οι τιμές του συντελεστή b , που θα έπρεπε να υπολογιστούν από την σχέση 3.31 ώστε εισάγοντάς τους στις σχέσεις υπολογισμού της ώσης και της ροπής να προβλέπουν τα πειραματικά αποτελέσματα, θα έπρεπε να είναι αυτοί που υπολογίζονται από τις εξισώσεις 3.35 και 3.36 αντίστοιχα.

$$b = \frac{T_{P, \frac{h}{D_P} \neq 1.13}(J)}{T_{P, \frac{h}{D_P} = 1.13}(J)} = \frac{K_{T, \frac{h}{D_P} \neq 1.13}(J)}{K_{T, \frac{h}{D_P} = 1.13}(J)} \quad (3.35)$$

$$b = \frac{\left(Q_{P, \frac{h}{D_P} \neq 1.13}(J)\right)^{\frac{1}{0.8}}}{\left(Q_{P, \frac{h}{D_P} = 1.13}(J)\right)^{\frac{1}{0.8}}} = \frac{\left(K_{Q, \frac{h}{D_P} \neq 1.13}(J)\right)^{\frac{1}{0.8}}}{\left(K_{Q, \frac{h}{D_P} = 1.13}(J)\right)^{\frac{1}{0.8}}} \quad (3.36)$$

Τα αποτελέσματα αυτών των τιμών για κάθε έναν από τους συντελεστές προχώρησης για τους οποίους λήφθηκαν τα πειραματικά αποτελέσματα όπως και οι υπολογισμένες μέσες τιμές αυτών για κάθε έναν από τους λόγους h/D_P παρουσιάζονται στον πίνακα 3.9.

Πίνακας 3.9 : Τιμές του συντελεστή b υπολογισμένες από τις πειραματικές τιμές και μέση τιμή αυτών για κάθε μια απόσταση από την ελεύθερη επιφάνεια

	J	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	Μέσες τιμές του b
	h/D_P						
Υπολογισμός b από τιμές του K_T	1.13	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	0.5	0.753	0.858	0.935	0.958	0.962	0.893
	0.34	0.596	0.676	0.733	0.763	0.726	0.699
Υπολογισμός b από τιμές του K_Q	1.13	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	0.5	0.696	0.845	0.916	0.948	0.946	0.870
	0.34	0.507	0.573	0.628	0.683	0.752	0.628

Για τον έλεγχο της αξιοπιστίας της σχέσης υπολογισμού του συντελεστή b , συγκρίνονται οι μέσες τιμές του συντελεστή οι οποίες θα έπρεπε να είναι για την πρόβλεψη των πειραματικών αποτελεσμάτων με αυτές που υπολογίζει η σχέση υπολογισμού του για κάθε έναν από τους λόγους h/D_P .

Πίνακας 3.10 : Υπολογισμός των αποκλίσεων των τιμών του συντελεστή b που υπολογίζονται από την αναλυτική σχέση σε σύγκριση με τις μέσες τιμές που υπολογίζονται από τα πειραματικά αποτελέσματα.

	h/D_P	Μέσες τιμές του b	Τιμές του b από την σχέση μοντελοποίησης	Απόκλιση (%)
Υπολογισμός b από τιμές του K_T	1.13	1.000	1.000	0%
	0.5	0.893	0.844	5.49%
	0.34	0.699	0.645	7.73%
Υπολογισμός b από τιμές του K_Q	1.13	1.000	1.000	0%
	0.5	0.870	0.844	2.99%
	0.34	0.628	0.645	-2.71%

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα, το σφάλμα που παρουσιάζει ο συντελεστής στις μέσες υπολογισμένες τιμές σε σχέση με αυτό που αποδίδει η διαθέσιμη αναλυτική έκφραση είναι από 0 – 8 %, το οποίο θεωρείται ικανοποιητικό για την δεδομένη μοντελοποίηση.

➤ Αξιολόγηση αξιοπιστίας μοντέλου έλικας

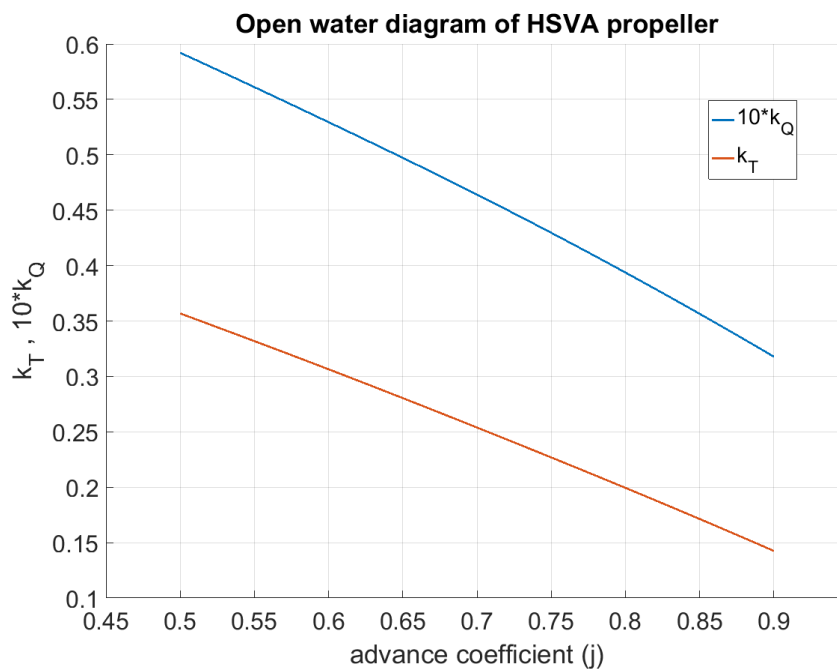
Το μοντέλο της έλικας αξιολογείται μόνο για τα χαρακτηριστικά της έλικας σε ελεύθερη ροή με βάση πειραματικά δεδομένα. Η αξιολόγηση βασίζεται στην σύγκριση των πειραματικών δεδομένων για την έλικα HSVA No. 2384 σε ελεύθερη ροή με προσπίπτον μετωπικό αρμονικό κυματισμό και ύψος κύματος

ίσο με 0.22 μέτρα για δύο αποστάσεις του κέντρου της έλικας από την αδιατάραχτη ελεύθερη επιφάνεια, ίσες με 0.31 μέτρα και 0.2 μέτρα. Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται αφορούν ταχύτητα της έλικας ίση με 12.35 m/sec και ταχύτητα περιστροφής ίση με 11.25 RPS .

Για τον υπολογισμό της πραγματικής αξονικής ταχύτητας, δεδομένου ότι αναφερόμαστε σε ελεύθερη ροή, η σχέση 3.923 γίνεται :

$$V_{EFF}(t) = V_P + \omega z \exp(-kz_P) \cos X \sin(\omega_e t) \quad (3.37)$$

Για τον υπολογισμό της ώσης και της ροπής που αναπτύσσει το μοντέλο της έλικας χρησιμοποιούνται τα διαγράμματα ενός τεταρτημόριου ελεύθερης ροής, τα οποία είναι διαθέσιμα συναρτήσει του συντελεστή προχώρησης (j). Αυτά παρουσιάζονται στην εικόνα 3.15.



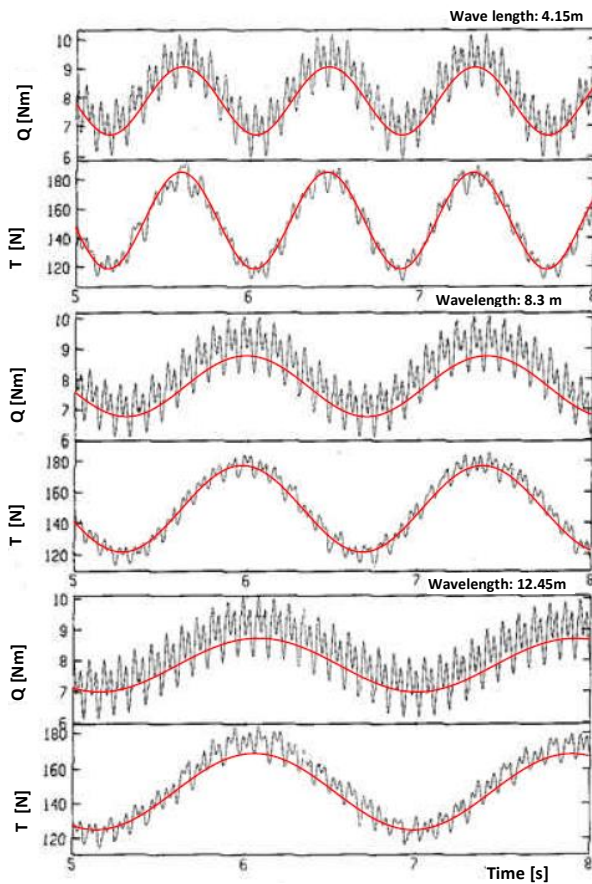
Εικόνα 3.16 : Διάγραμμα ελεύθερης ροής της έλικας HSVA No. 2384

Οι υπολογισμοί ώσης και ροπής γίνονται βάσει των σχέσεων 3.38 και 3.39 αντίστοιχα.

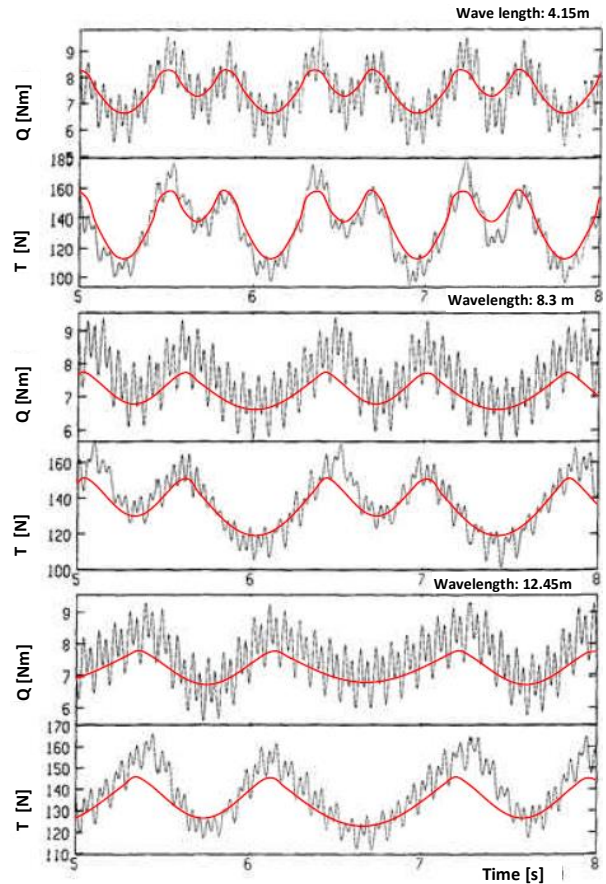
$$T_P(t) = K_T(t) \rho_{fW} N_P^2 D_P^4 \quad (3.38)$$

$$Q_P(t) = K_Q(t) \rho_{fW} N_P^2 D_P^5 \quad (3.39)$$

Στην εικόνα 3.17 παρουσιάζονται συγκριτικά τα αποτελέσματα των πειραμάτων με αυτά της εξίσωσης που εφαρμόζεται στο μοντέλο (κόκκινη καμπύλη) για απόσταση από την αδιατάραχτη ελεύθερη επιφάνεια ίση με 0.31 μέτρα και για τρία μήκη προσπίπτοντος μετωπικού αρμονικού κυματισμού ίσα με 4.15 m, 8.3 m και 12.45 m αντίστοιχα.



Εικόνα 3.17 : Συγκριτικά αποτελέσματα πειραματικών αποτελεσμάτων και υπολογισμών μοντέλου για έλικα σε ελεύθερη ροή σε απόσταση 0.3 m από την αδιατάραχτη ελεύθερη επιφάνεια.



Εικόνα 3.18 : Συγκριτικά αποτελέσματα πειραματικών αποτελεσμάτων και υπολογισμών μοντέλου για έλικα σε ελεύθερη ροή σε απόσταση 0.2 m από την αδιατάραχτη ελεύθερη επιφάνεια.

Από την μορφή των αποκρίσεων της έλικας γίνεται αντιληπτό πως για αυτήν την δεδομένη απόσταση από την ελεύθερη επιφάνεια δεν προκύπτουν επιδράσεις στην λειτουργία της έλικας. Οι αποκρίσεις ακολουθούν αρμονική συμπεριφορά, γεγονός που οφείλεται παρά μόνο στην επίδραση του κυματισμού. Από τη σύγκριση των αποτελεσμάτων συμπεραίνουμε πως το μοντέλο προσομοιάζει με ακρίβεια τη δυναμική του φαινομένου, αφού υπολογίζει με μικρό σφάλμα τα πλάτη των ταλαντωτικών συμπεριφορών της ώσης και της ροπής, τις μέσες τιμές αυτών, όπως επίσης και τη συχνότητα των ταλαντώσεων για τα διαφορετικά μήκη κύματος. Ακόμα φαίνεται, πως το μοντέλο δεν προβλέπει την υψίσυχη ταλαντωτική συμπεριφορά της έλικας. Αυτό είναι λογικό, αφού το μοντέλο βασίζεται σε ημιστατική ανάλυση του φαινομένου (θεωρείται πως για κάθε χρονική στιγμή ισχύουν τα διαγράμματα ελεύθερης ροής της έλικας), συνεπώς δεν είναι δυνατός ο υπολογισμός αυτών των ταλαντώσεων.

Στην εικόνα 3.18 παρουσιάζονται συγκριτικά τα αποτελέσματα του μοντέλου με αυτά των πειραμάτων για τα ίδια μήκη κύματος με αυτά της προηγούμενης περίπτωσης αλλά για απόσταση της έλικας από την αδιατάραχτη ελεύθερη επιφάνεια ίση με 0.2 m. Από τα πειραματικά αποτελέσματα συμπεραίνουμε πως για αυτήν την απόσταση του κέντρου της έλικας από την ελεύθερη επιφάνεια προκύπτει επίδραση από αυτή, αφού η αρμονικότητα στην αλλαγή των μέσων τιμών της ροπής και της ώσης δεν παρατηρείται όπως στην προηγούμενη περίπτωση. Από την σύγκριση των πειραματικών αποτελεσμάτων με αυτά που εξάγει το μοντέλο, παρατηρείται πως το μοντέλο προβλέπει με πολύ καλή ακρίβεια τη χρονική αλλαγή των μέσων τιμών της ώσης και της ροπής που αναπτύσσεται στα πειράματα.

Συμπερασματικά, φαίνεται το μοντέλο να προβλέπει με ακρίβεια τη βασική δυναμική λειτουργία της προωθούμενης έλικας σε προσπίπτοντες κυματισμούς αλλά και της ταυτόχρονης δυναμικής αλληλεπίδρασής της με την ελεύθερη επιφάνεια. Οι κύριες αδυναμίες του μοντέλου σχετίζονται με την μη πρόβλεψη των υψηλών ταλαντωτικών συμπεριφορών της έλικας. Παρόλα αυτά, αυτές οι ταλαντώσεις, δεδομένης της μικρής περιόδου που διαθέτουν, δεν επηρεάζουν τη δυναμική συμπεριφορά του αξονικού συστήματος πρόωσης και κατά συνέπεια την λειτουργία της μηχανής. Για το λόγο αυτό, το μοντέλο της έλικας που αναπτύχθηκε για την συγκεκριμένη εφαρμογή θεωρείται ικανοποιητικής αξιοπιστίας.

3.7. Περιγραφή του μοντέλου του πλοίου (vessel model)

Το μοντέλο του πλοίου (vessel model) δέχεται ως δεδομένα εισόδου την ώση της έλικας και αποδίδει ως τιμή εξόδου την νέα ταχύτητα του πλοίου ανά χρονικό βήμα εκτέλεσης της προσομοίωσης. Η νέα ταχύτητα υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση 3.40.

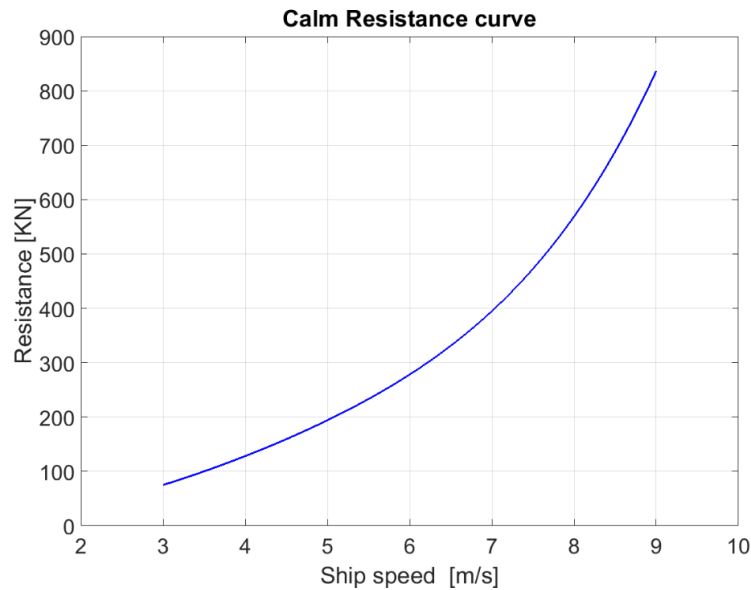
$$V_S' = V_S + \frac{dV_S}{dt} \delta t \quad (3.40)$$

Η χρονική παράγωγος της ταχύτητας υπολογίζεται σύμφωνα με την διαφορική εξίσωση της διαμήκουσ κίνησης του πλοίου (σχέση 3.41).

$$\frac{dV_S}{dt} = \frac{T_P - \left(\frac{R_T}{1-t_{HULL}} + R_{AW} \right)}{M_S + M_{ADD}} \quad (3.41)$$

➤ Υπολογισμός αντίστασης πλοίου σε ήρεμο νερό (R_T).

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 [42], [43]. 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. Η γραφική αναπαράσταση της υπολογισμένης καμπύλης αντίστασης του μοντελοποιημένου πλοίου σαν συνάρτηση της ταχύτητας του παρουσιάζεται στην εικόνα 3.19.



Εικόνα 3.19 : Καμπύλη αντίστασης πλοίου σε ήρεμο νερό για το βύθισμα σχεδίασης

➤ Υπολογισμός πρόσθετης αντίστασης πλοίου λόγω παρουσίας κυμάτων (R_{ADDED})

Η αναπτυσσόμενη πρόσθετη μάζα υπολογίζεται από την αναλυτική έκφραση που υπολογίστηκε από αποτελέσματα του προγράμματος NEWDRIFT, όπως αναλύθηκε στο κεφάλαιο 3.5. Για τον υπολογισμό λαμβάνεται η τιμή της ταχύτητας του πλοίου που εισάγεται στο μοντέλο και η κυκλική συχνότητα του προσπίπτοντος αρμονικού κυματισμού.

➤ Υπολογισμός πρόσθετης μάζας λόγω παρουσίας κυματισμών (M_{ADD})

Η αναπτυσσόμενη πρόσθετη μάζα υπολογίζεται από την αναλυτική έκφραση που υπολογίστηκε από τα αποτελέσματα του προγράμματος NEWDRIFT, όπως αναλύθηκε στο κεφάλαιο 3.5. Για τον υπολογισμό λαμβάνεται η τιμή της ταχύτητας του πλοίου που εισάγεται στο μοντέλο και η κυκλική συχνότητα του προσπίπτοντος αρμονικού κυματισμού.

➤ Υπολογισμός συντελεστή μείωσης ώσης (t_{HULL})

Το ποσοστό μείωσης ώσης, σύμφωνα με τον ορισμό του, υπολογίζει την αυξημένη αντίσταση που παρουσιάζει το αυτοπροωθούμενο πλοίο σε σχέση με την αντίστοιχη κατά την ρυμούλκησης του στην ίδια ταχύτητα. Η διαφορά αυτή οφείλεται στη λειτουργία της έλικας, η οποία επιταχύνει την ροή στην περιοχή του ομόρου του πλοίου, προκαλώντας μείωση στις κάθετες και εφαπτομενικές τάσεις των οποίων το ολοκλήρωμα υπολογίζει την αντίσταση του πλοίου. Πιο συγκεκριμένα, οι κάθετες τάσεις μειώνονται λόγω της επιτάχυνσης της ροής, ενώ οι εφαπτομενικές τροποποιούνται λόγω του διαφορετικού οριακού στρώματος που αναπτύσσεται στις δύο περιπτώσεις.

Κατά την πλεύση σε κυματισμένη θάλασσα, η λειτουργία της έλικας δεν είναι σταθερή. Συνεπώς, η τιμή του t_{HULL} μεταβάλλεται. Παρόλα αυτά, λόγω του ότι δεν διατίθεται στην βιβλιογραφία υπολογισμός της μεταβαλλόμενης τιμής του για πλεύση σε κυματισμούς, η τιμή του θεωρείται σταθερή.

Η εκτίμηση της τιμής του (σχέση 3.42) έγινε από εμπειρικό τύπο για μονέλικα πλοία, όπως παρουσιάζονται στο βιβλίο [38].

$$t_{HULL} = 0.5 C_B - 0.12 = 0.262 \quad (3.42)$$

4. Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων του συνολικού μοντέλου

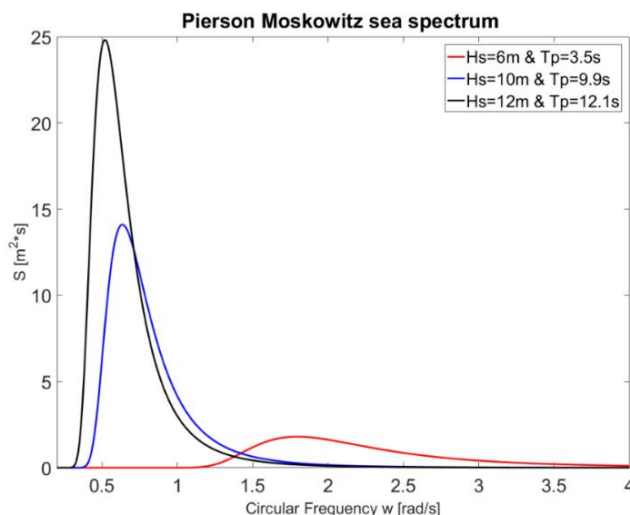
Το συνολικό μοντέλο προσομοίωσης χρησιμοποιείται για να διερευνηθεί η μεταβατική λειτουργία του συνολικού συστήματος πρόωσης σε μεταβατικές καταστάσεις λειτουργίας. Με στόχο να αναδειχθεί η επίδραση της πλεύσης σε διαταραγμένη θάλασσα καθώς μεταβάλλεται το φορτίο της μηχανής, διενεργούνται προσομοιώσεις επιτάχυνσης και επιβράδυνσης για ήρεμη και κυματισμένη θάλασσα αντίστοιχα. Ακόμα, για την διερεύνηση της επίδρασης της κατάστασης θάλασσας στην απόκριση της εγκατάστασης διενεργούνται προσομοιώσεις επιτάχυνσης για τρεις διαφορετικές καταστάσεις θάλασσας. Οι τιμές των παραμέτρων του φάσματος για την κάθε μία κατάσταση θάλασσας παρουσιάζεται στον πίνακα 4.1. Οι επιλογές των τιμών της περιόδου κορυφής του φάσματος έγιναν έτσι ώστε να αντιστοιχούν σε αρμονικούς κυματισμούς ίσους με το $0.5L_{BP}$, $1.0 L_{BP}$ και $1.5L_{BP}$ με στόχο την αξιολόγηση της επίδρασης των χαρακτηριστικών των κυματισμών σε σχέση με την γεωμετρία του μοντελοποιημένου πλοίου. Τέλος, έγιναν προσομοιώσεις απενεργοποίησης του συστήματος SCR για ήρεμη και κυματισμένη θάλασσα. Το σύνολο των σεναρίων των προσομοιώσεων που έγιναν είναι συγκεντρωτικά :

- Επιτάχυνση από φορτίο 25 % σε φορτίο 50 % για ήρεμη θάλασσα.
- Επιτάχυνση από φορτίο 25 % σε φορτίο 50 % για κατάσταση θάλασσας ίση με 7_{HIGH} .
- Επιτάχυνση από φορτίο 25 % σε φορτίο 50 % για κατάσταση θάλασσας ίση με 7_{MEDIUM} .
- Επιτάχυνση από φορτίο 25 % σε φορτίο 50 % για κατάσταση θάλασσας ίση με 6.
- Επιβράδυνση από φορτίο 50 % σε φορτίο 25 % για ήρεμη θάλασσα.
- Επιβράδυνση από φορτίο 50 % σε φορτίο 25 % για κατάσταση θάλασσας ίση με 7_{HIGH} .
- Απενεργοποίηση του συστήματος SCR σε σταθερό φορτίο μηχανής 70 % για ήρεμη θάλασσα.
- Απενεργοποίηση του συστήματος SCR σε σταθερό φορτίο μηχανής 70 % και για κατάσταση θάλασσας ίση με 7_{HIGH} .

Πίνακας 4.1 : Τιμές των παραμέτρων του φάσματος για τις τρεις καταστάσεις θάλασσας και οι τιμές του αρμονικού μήκους κύματος που αντιστοιχεί στην περίοδο κορυφής καθώς και ο λόγος αυτών με το μήκος του πλοίου.

Τιμές των παραμέτρων του φάσματος για τις τρεις καταστάσεις θάλασσας				
Κατάσταση Θάλασσας	H_S [m]	T_p [s]	λ_p [m]	λ_p/L
6	6	3.5	76.1	0.5
7_{MEDIUM}	10	9.9	152.2	1
7_{HIGH}	12	12.1	228.3	1.5

Στην εικόνα 4.1 παρουσιάζονται γραφικά οι φασματικές κατανομές για τις τρεις καταστάσεις θάλασσας για τις οποίες διενεργούνται οι προσομοιώσεις.



Εικόνα 4.1 : Γραφική παρουσίαση των φασμάτων που αντιστοιχούν στις τρεις καταστάσεις θάλασσας για τις οποίες εκτελούνται οι προσομοιώσεις.

Τα αποτελέσματα των σεναρίων των προσομοιώσεων παρουσιάζονται συγκριτικά ως εξής :

- Επιτάχυνση από φορτίο 25 % σε φορτίο 50 % για ήρεμη θάλασσα και για κατάσταση θάλασσας ίση με 7_{HIGH} .
- Επιβράδυνση από φορτίο 50% σε φορτίο 25% για ήρεμη θάλασσα και για κατάσταση θάλασσας ίση με 7_{HIGH} .
- Επιτάχυνση από φορτίο 25% σε φορτίο 50% για κατάσταση θάλασσας ίση με 7_{HIGH} , 7_{MEDIUM} και 6
- Απενεργοποίηση του συστήματος SCR σε σταθερό φορτίο μηχανής 70% για ήρεμη θάλασσα και για κατάσταση θάλασσας ίση με 7_{HIGH} .

Το φορτίο της κύριας μηχανής καθορίζεται από τις στροφές στις οποίες λειτουργεί όταν πραγματοποιείται πλεύση σε ήρεμη κατάσταση θάλασσας. Κατά την πλεύση σε ήρεμη θάλασσα και για το δεδομένο πλοίο και έλικα που εφαρμόζεται η μοντελοποίηση, ο συνδυασμός των στροφών και του ποσοστού του φορτίου στο οποίο λειτουργεί η μηχανή παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 4.2 : Σχέση ποσοστού του φορτίου της κύριας μηχανής σε σχέση με τις αντίστοιχες στροφές στις οποίες λειτουργεί

Στροφές κύριας μηχανής – έλικας [RPM]	Ισχύς κύριας μηχανής (SHP) [KW]	Φορτίο κύριας μηχανής [%]
72.5	1905	25
91.5	3810	50
102.1	5334	70
105	5715	75
115	7620	100

Η αλλαγή του φορτίου της κύριας μηχανής καθορίζεται από τον τρόπο με τον οποίο αλλάζουν οι τιμές αναφοράς (set points) του ελεγκτή των στροφών και τις ρυθμίσεις του ελεγκτή. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων που παρουσιάζονται αφορούν βηματικές αλλαγές στις τιμές αναφοράς του ελεγκτή.

Ο ελεγκτής που εφαρμόζεται στο μοντέλο της κύριας μηχανής είναι τύπου PI (Proportional-Integral). Οι σταθερές του ελεγκτή (P,I) έχουν καθοριστεί σε προγενέστερη εργασία με στόχο την ελαχιστοποίηση των αποκλίσεων των τιμών έγχυσης καυσίμου όπως προκύπτουν από τις προσομοιώσεις με αυτές που μετρήθηκαν επί του πλοίου. Ακόμα, ο ελεγκτής περιέχει περιοριστές (limiters) στα όρια ροπής (over torque limiters) και πίεσης στην σάρωση (scavenging limiter) τα οποία διατέθηκαν από τον κατασκευαστή.

4.1. Επιτάχυνση από φορτίο 25 % σε φορτίο 50 %

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται αποτελέσματα προσομοιώσεων για επιτάχυνση του κινητήρα από φορτίο 25% σε φορτίο 50% σε ήρεμη θάλασσα και σε κατάσταση θάλασσας ίση με 7_{HIGH}, όπως ορίζεται παραπάνω. Η αλλαγή του φορτίου της μηχανής πραγματοποιείται με βηματική αλλαγή της τιμής αναφοράς του ελεγκτή στροφών από τις 72.5 RPM στις 91.5 RPM στα 500 s.

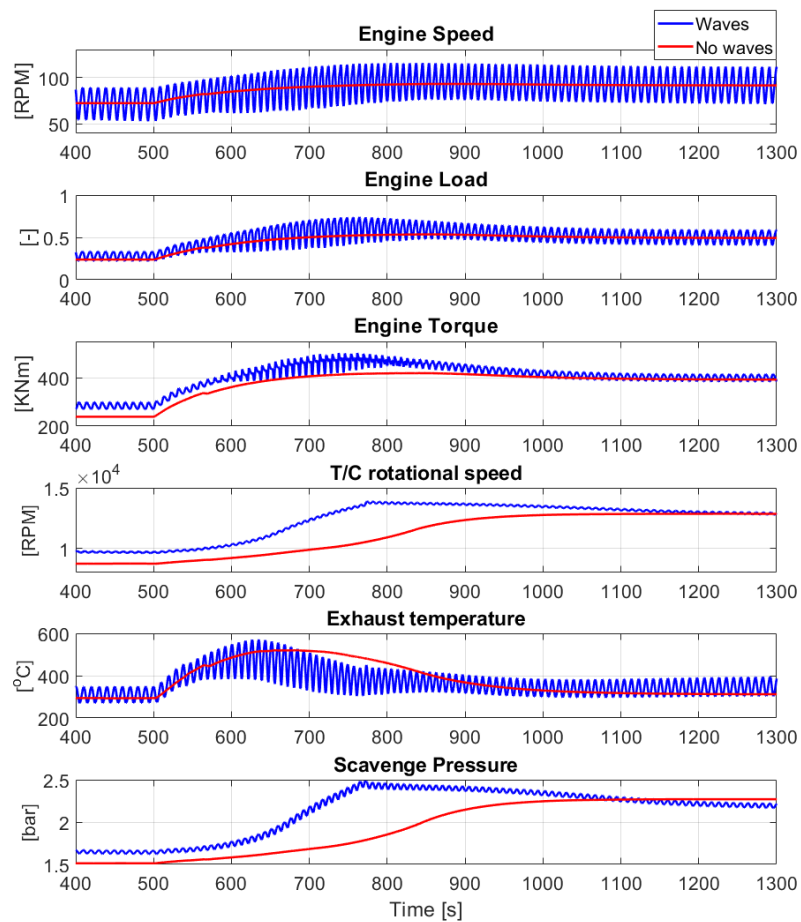
Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων που αφορούν τη μηχανή και το σύστημα SCR για ένα χρονικό διάστημα μεταξύ των χρονικών στιγμών 400 και 1300 δευτερόλεπτα παρουσιάζονται στις εικόνες 4.2 και 4.3 αντίστοιχα. Η διαχείριση των βαλβίδων ελέγχου του συστήματος SCR, κατά τη διαδικασία της επιτάχυνσης, βασίζεται σε μετρήσεις που πάρθηκαν για την ίδια μεταβολή φορτίου της κύριας μηχανής και εγκατάσταση πρόωσης σε κατάσταση ήρεμης θάλασσας.

Πιο συγκεκριμένα, οι βαλβίδες RTV και RSV παραμένουν τελείως ανοιχτές κατά την διάρκεια της προσομοίωσης ενώ η βαλβίδα RBV τελείως κλειστή. Η βαλβίδα CBV είναι ανοιχτή καθ' όλη την διάρκεια της προσομοίωσης αλλά σε διαφορετικό άνοιγμα καθώς επιταχύνει η μηχανή. Η βαλβίδα διατηρείται ανοιχτή ώστε να παραμένει η θερμοκρασία των καυσαερίων που εισάγεται στον καταλύτη πάνω από το όριο των 300 °C, με στόχο να αποφευχθεί η δημιουργία των ABS. Η παροχή μάζας του αέρα εισαγωγής που περνά από την βαλβίδα CBV φαίνεται στην εικόνα 4.3.

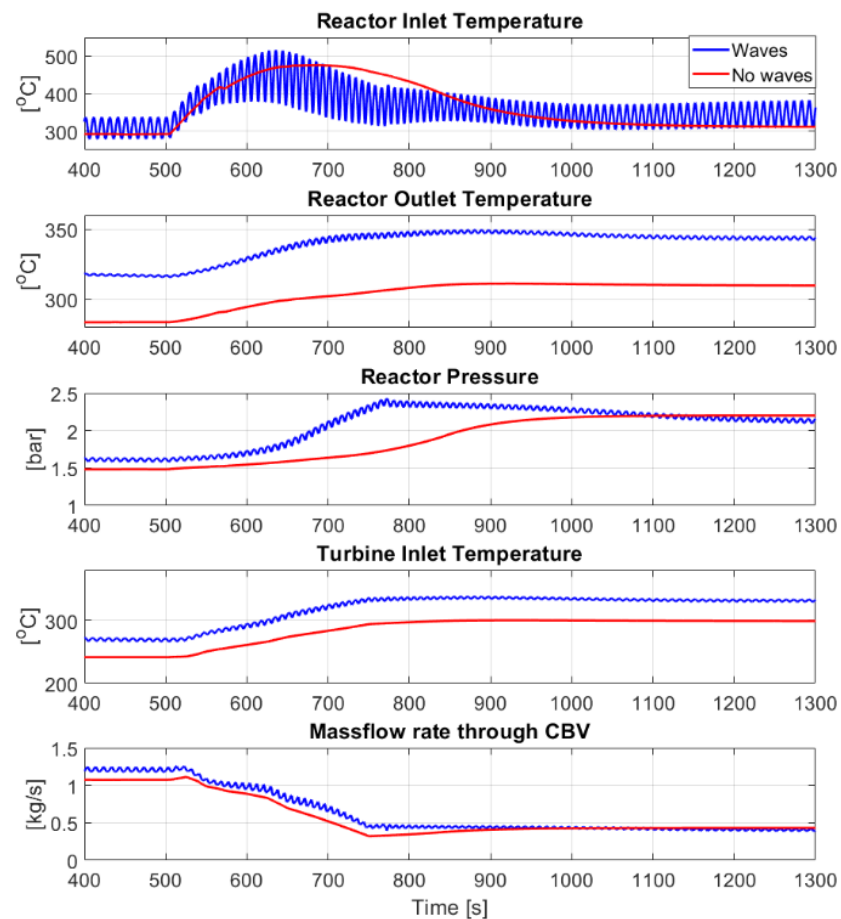
Όσον αφορά την λειτουργία της κύριας μηχανής παρατηρείται διακύμανση των στροφών με πλάτος 17 RPM για το φορτίο των 25 % ενώ για 50 % φορτίο διακύμανση με πλάτος 20 RPM. Αντίστοιχα, το πλάτος της ταλάντωσης του φορτίου είναι 6 % και 9%. Λόγω αυτών των υψηλών ταλαντώσεων στο φορτίο της μηχανής, η θερμοκρασία στην είσοδο του καταλύτη παρουσιάζει και αυτή έντονη διακύμανση, με πλάτος 35 °C σε φορτίο 25% και 40 °C σε φορτίο 50% (εικόνα 4.3). Στην λειτουργία σε φορτίο 25%, παρατηρείται πως αυτές οι ταλαντώσεις οδηγούν σε θερμοκρασίες κάτω των 300 °C (ενώ δεν συνέβαινε σε ήρεμη θάλασσα), που θεωρείται όριο για την αποφυγή της ανάπτυξης των ABS. Ακόμα, κατά την επιτάχυνση, φαίνεται πως οι ταλαντευόμενες θερμοκρασίες εισαγωγής των καυσαερίων στον καταλύτη ξεπερνούν την τιμή των 500 °C για ένα χρονικό διάστημα της τάξης των 70 δευτερολέπτων, η οποία αποτελεί άνω όριο για την ασφαλή λειτουργία του καταλύτη.

Αντίθετα με τη θερμοκρασία στην είσοδο του καταλύτη, η θερμοκρασία στην έξοδο του χαρακτηρίζεται από πολύ μικρότερη ταλαντωτική συμπεριφορά, με πλάτος μικρότερο από 3 °C. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην αδυναμία του καταλύτη να προσαρμοστεί στις γρήγορες μεταβολές της θερμοκρασίας εισόδου του λόγω της μεγάλης θερμικής του αδράνειας. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να λειτουργεί ως θερμικό φίλτρο περιορίζοντας στο ελάχιστο τις ταλαντώσεις της θερμοκρασίας στην έξοδο του και κατ' επέκταση τις θερμοκρασιακές ταλαντώσεις των καυσαερίων που εισάγονται στο στρόβιλο του υπερπληρωτή. Συνεπώς, περιορίζονται οι ταλαντώσεις στην πίεση της σάρωσης και της πυκνότητας του αέρα εισαγωγής.

Αν και οι μέσες τιμές των στροφών της κύριας μηχανής στην περίπτωση όπου το πλοίο πλέει σε κύμα διατηρούνται ίδιες με αυτές κατά την πλεύση χωρίς κύμα (κοινό setpoint στον ελεγκτή στροφών), το μέσο φορτίο της μηχανής είναι υψηλότερο. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η ταχύτητα του πλοίου στην περίπτωση της ύπαρξης κυματισμού είναι μικρότερη λόγω της ανάπτυξης της πρόσθετης αντίστασης. Αυτό οδηγεί σε λειτουργία της έλικας με μικρότερο συντελεστή προχώρησης (J) (πιο 'βαριά' έλικα). Συνεπώς, μεγαλύτερη ζήτηση ροπής αναπτύσσεται από την έλικα στον κινητήρα (εικόνα 4.4) με αποτέλεσμα να λειτουργεί η μηχανή σε μεγαλύτερο φορτίο.



Εικόνα 4.2 : Συγκριτικά αποτελέσματα μοντέλου μηχανής για πλεύση σε ήρεμη και σε διαταραγμένη θάλασσα κατά την επιτάχυνση από φορτίο 25% σε 50%.



Εικόνα 4.3 : Συγκριτικά αποτελέσματα μοντέλου SCR για πλεύση σε ήρεμη και σε διαταραγμένη θάλασσα κατά την επιτάχυνση από φορτίο 25% σε 50%.

Οι διαφορές των μέσων τιμών των ταλαντώσεων του φορτίου με κύμα από το φορτίο της μηχανής χωρίς ύπαρξη κύματος είναι μικρότερες στην περίπτωση τις λειτουργίας με μέσο φορτίο 50% σε σχέση με αυτές σε μέσο φορτίο 25%. Αυτό αιτιολογείται από το γεγονός ότι οι διαφορές στις ταχύτητες σε πλεύση με και χωρίς κύμα είναι μικρότερες στην περίπτωση λειτουργίας με μέσο φορτίο 50%. Αυτό προκύπτει λόγω του ότι η πρόσθετη αντίσταση σε αυτήν την περιοχή ταχυτήτων είναι φθίνουσα συναρτήσει της ταχύτητας (εικόνα 4.4).

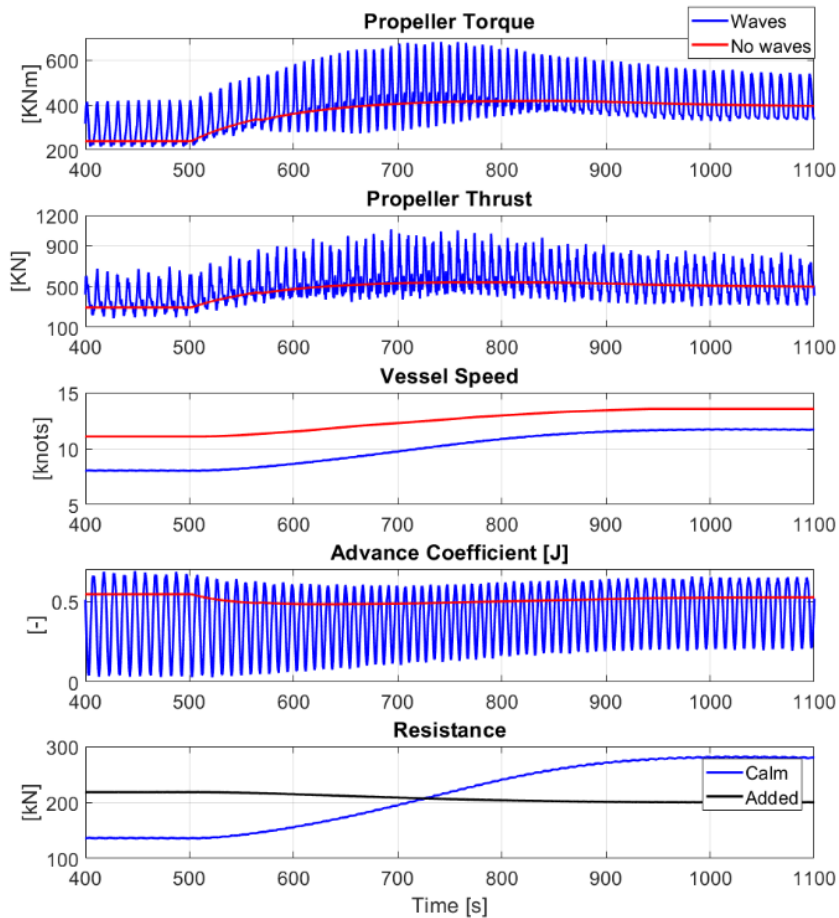
Όπως μπορεί να παρατηρηθεί από την εικόνα 4.2, η μηχανή σε κυματισμένη θάλασσα λειτουργεί στις ίδιες μέσες τιμές των στροφών αλλά σε υψηλότερο φορτίο σε σχέση με λειτουργία χωρίς κύμα. Λόγω αυτού, οι μέσες τιμές της θερμοκρασίας των καυσαερίων είναι μεγαλύτερες σε όλο το μήκος του συστήματος εξαγωγής και SCR, σε σχέση με πλεύση χωρίς κύμα. Συνεπώς, η παροχή ενθαλπίας στο στρόβιλο είναι υψηλότερη. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο στρόβιλος να λειτουργεί σε υψηλότερες στροφές και συνεπώς η πίεση εισαγωγής να είναι μεγαλύτερη.

Ακόμα, λόγω των υψηλότερων θερμοκρασιών των καυσαερίων που παράγει η μηχανή σε πλεύση με κύμα, η μεταφορά θερμότητας που γίνεται κατά την επιτάχυνση είναι πιο έντονη, με αποτέλεσμα να ισορροπεί το σύστημα στις νέες θερμοκρασίες πιο γρήγορα. Η γρήγορη απόκριση του συστήματος SCR συνεπάγεται και την γρήγορη απόκριση συνολικά της μηχανής, δεδομένου ότι οι χρόνοι απόκρισής του είναι μεγαλύτεροι σε σχέση με αυτούς των άλλων στοιχείων της μηχανής.

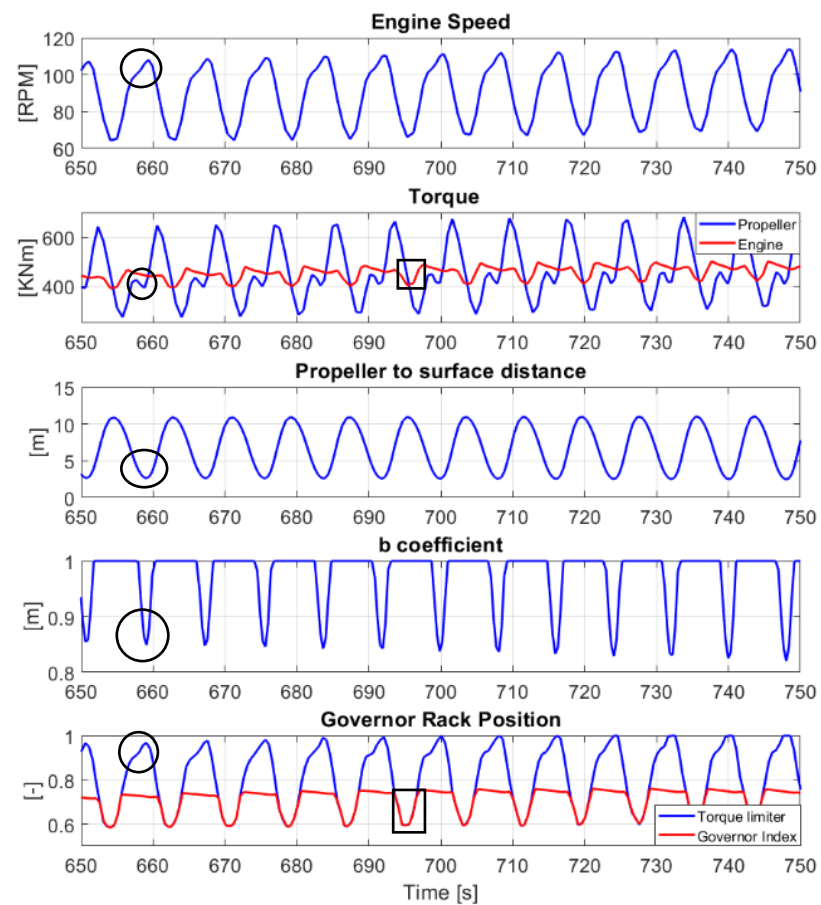
Λόγω της απότομης αύξησης της θερμοκρασίας των καυσαερίων κατά την επιτάχυνση σε πλεύσης σε κυματισμένη θάλασσα, η πίεση στην εισαγωγή τείνει να αυξηθεί πάνω από τα 2.5 bar πριν ισορροπήσει σε μικρότερη τιμή. Η τιμή των 2.5 bar έχει τεθεί ως άνω όριο λειτουργίας του φυσητήρα (blower) της σάρωσης όπως ορίζει ο κατασκευαστής. Συνεπώς, καθώς φτάνει η πίεση στην σάρωση τα 2.5 bar, ο φυσητήρας απενεργοποιείται, με αποτέλεσμα την άμεση μείωση της διορθωμένης παροχής όγκου στον συμπιεστή, με ταυτόχρονη διατήρηση της διαφοράς πίεσης, προσεγγίζοντας η καμπύλη λειτουργίας τη καμπύλη πάλμωσης του συμπιεστή (surge line). Το συγκεκριμένο φαινόμενο παρουσιάζεται στην εικόνα 4.6. Αυτό το φαινόμενο μπορεί να γίνει πιο έντονο καθώς το φίλτρο εισαγωγής αέρα ρυπαίνεται, με αποτέλεσμα την προσέγγιση περαιτέρω της καμπύλης λειτουργίας στην καμπύλη πάλμωσης.

Η απόκριση της μηχανής σε πλεύση με κύμα δεν επηρεάζεται μόνο από την αλλαγή της ζητούμενης ροπής από την έλικα λόγω της μεταβολής της ταχύτητας του ομόρου αλλά και από άλλες δύο παραμέτρους που έχουν εισαχθεί στο μοντέλο. Ο ένας είναι ο συντελεστής b , που μοντελοποιεί την μείωση ώσης και ροπής που αποδίδει η έλικα λόγω της προσέγγισής της με την ελεύθερη επιφάνεια. Όπως φαίνεται από τα διαγράμματα της εικόνας 4.5, καθώς η απόσταση από την κυματισμένη ελεύθερη επιφάνεια μειώνεται (κυκλωμένη περιοχή – 3° διάγραμμα), η τιμή του συντελεστή αρχίζει να παίρνει όλο και μειούμενες τιμές, μέχρι να φτάσει το κέντρο της έλικας στο μικρότερο δυνατό βύθισμα (κυκλωμένη περιοχή – 4° διάγραμμα). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την απότομη μείωση της ζητούμενης ροπής από την έλικα (κυκλωμένη περιοχή – 2° διάγραμμα) και κατά συνέπεια την μείωση του κανόνα αντλίας καυσίμου (Governor rack position) την αντίστοιχη στιγμή (κυκλωμένη περιοχή – 4° διάγραμμα).

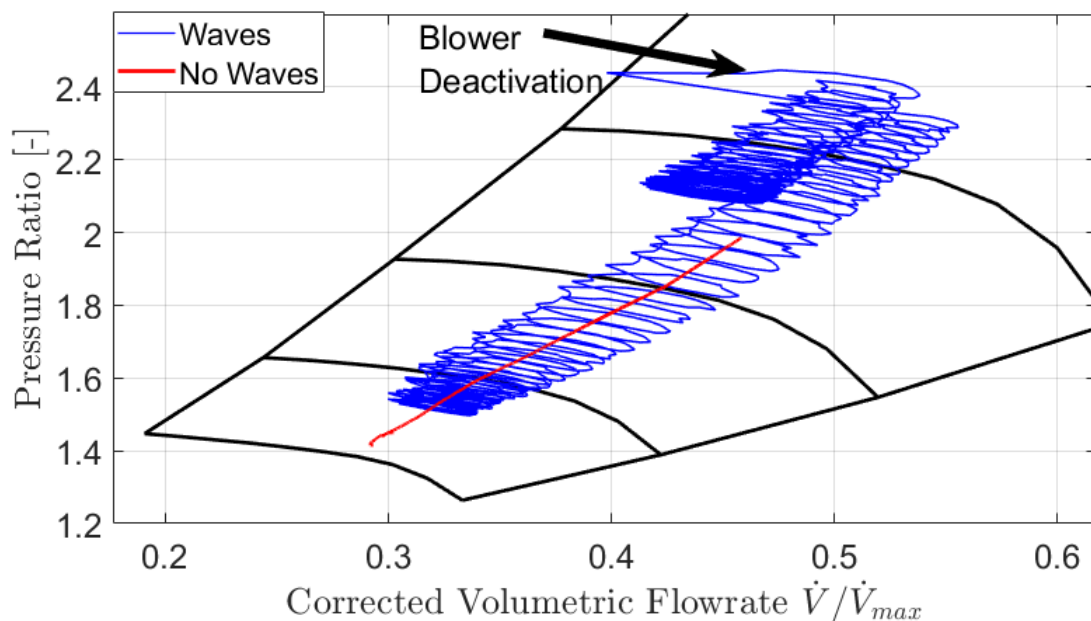
Η δεύτερη επίδραση στην λειτουργία της μηχανής που προκαλείται από την πλεύση σε κυματισμένη θάλασσα αφορά την λειτουργία του περιοριστή ροπής (over torque limiter) που εφαρμόζεται στην αντλία καυσίμου. Πιο συγκεκριμένα, όπως φαίνεται από το 5° διάγραμμα της εικόνας 4.5 (τετράγωνο), λόγω των ταλαντούμενων στροφών του κινητήρα, παρακαλείται ταλάντωση στις τιμές του over torque limiter (εικόνα 4.5 - 5° διάγραμμα). Αυτή η ταλάντωση οδηγεί σε τιμές του over torque limiter μικρότερες από αυτές στις οποίες διαθέτει την δεδομένη στιγμή ο κανόνας πετρελαίου (rack position). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την απότομη μείωση στην παροχή πετρελαίου και ακολούθως την άμεση μείωση της αναπτυσσόμενης ροπής από τον κινητήρα (τετραγωνισμένη περιοχή – 2° διάγραμμα εικόνας 4.5).



Εικόνα 4.4 : Συγκριτικά αποτελέσματα μοντέλου πλοίου και έλικας για πλεύση σε ήρεμη και σε διαταραγμένη θάλασσα κατά την επιτάχυνση από φορτίο 25% σε 50%.



Εικόνα 4.5 : Παρουσίαση αποτελεσμάτων για την επίδραση του συντελεστή b και του ορίου ροπής του ελεγκτή στροφών.



Εικόνα 4.6 : Παρουσίαση καμπύλων λειτουργίας για πλεύση σε ήρεμη και σε διαταραγμένη θάλασσα και επιτάχυνση από το 25% έως το 50% του φορτίου της μηχανής.

4.2. Επιβράδυνση από φορτίο 50 % σε φορτίο 25 %

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται αποτελέσματα προσομοιώσεων για επιβράδυνση της μηχανής από φορτίο 50% σε φορτίο 25% σε ήρεμη θάλασσα και σε κατάσταση θάλασσας ίση με 7_{HIGH} , όπως ορίζεται παραπάνω. Η αλλαγή του φορτίου της μηχανής πραγματοποιείται με βηματική αλλαγή της τιμής αναφοράς του ελεγκτή στροφών από τις 91.5 RPM στις 72.5 RPM. Αποτελέσματα της προσομοίωσης για την μηχανή παρουσιάζονται στην εικόνα 4.7 και για το μοντέλο του SCR στην εικόνα 4.8 για χρονικό διάστημα 400-1300 s. Ακόμα παρουσιάζονται αποτελέσματα των υδροδυναμικών αποτελεσμάτων του μοντέλου του πλοίου και της έλικας στην εικόνα 4.9 για χρονικό διάστημα από τα 400-1100 s. Η διαχείριση των βαλβίδων ελέγχου του συστήματος SCR, κατά την διαδικασία της επιβράδυνσης, βασίζεται σε μετρήσεις που λήφθηκαν για την ίδια μεταβολή φορτίου της κύριας μηχανής και εγκατάσταση πρόωσης με τα ίδια χαρακτηριστικά με αυτά της προσομοίωσης.

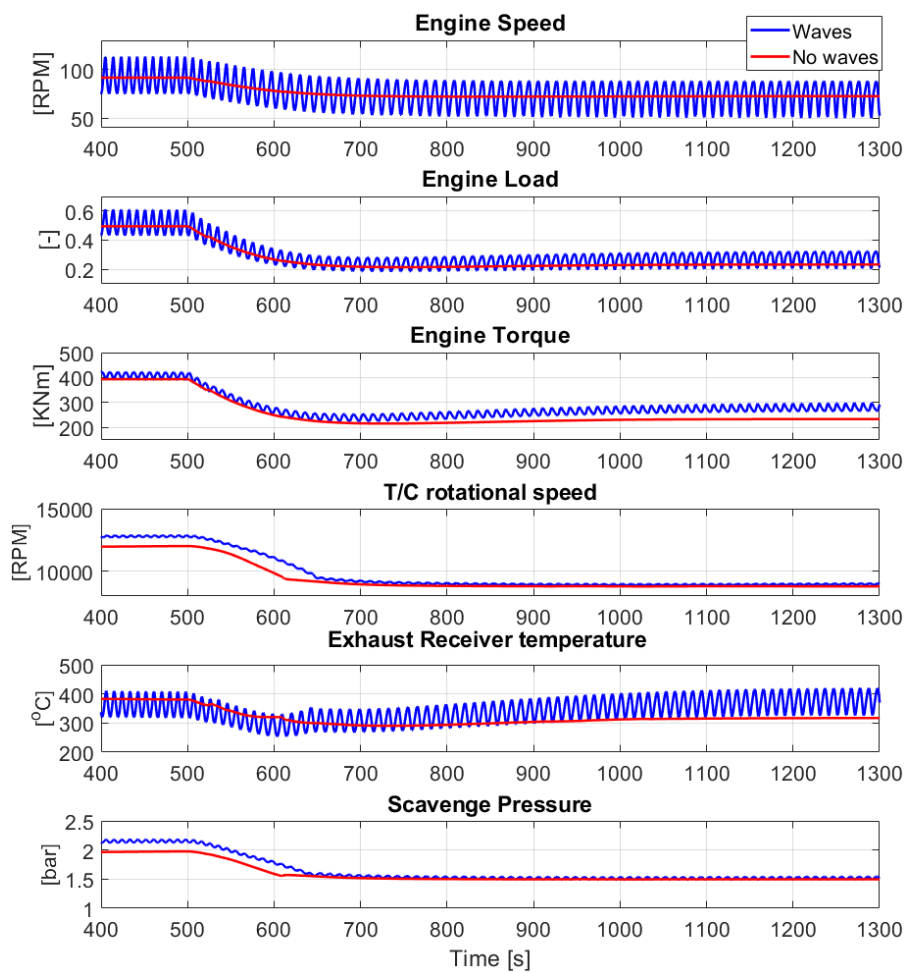
Οι βαλβίδες RTV και RSV παραμένουν τελείως ανοιχτές κατά την διάρκεια της προσομοίωσης, ενώ η βαλβίδα RBV κλειστή όμοια με την παραπάνω περίπτωση. Η βαλβίδα CBV είναι ανοιχτή καθ' όλη την διάρκεια της προσομοίωσης. Δεδομένου ότι γίνεται επιβράδυνση και η θερμοκρασία των καυσαερίων τείνει να μειώνεται διαρκώς, το άνοιγμα της βαλβίδας CBV αυξάνει ώστε να διατηρείται η θερμοκρασία άνω των 300 °C. Η παροχή μάζας που περνά από την βαλβίδα CBV παρουσιάζεται στην εικόνα 4.8. Η επίδραση του ανοίγματος της βαλβίδας CBV διαπιστώνεται με την παρατήρηση των διαφορών των θερμοκρασιών στην εισαγωγή του στροβίλου με αυτών στην εξαγωγή του καταλύτη. Όπως φαίνεται από την εικόνα 4.8, καθώς εξελίσσεται η επιτάχυνση και αυξάνεται το άνοιγμα της βαλβίδας, η θερμοκρασία στην εισαγωγή του στροβίλου μειώνεται πολύ πιο γρήγορα από την θερμοκρασία στην έξοδο του καταλύτη λόγω του ότι μέρος του αέρα εισαγωγής τροφοδοτείται από την βαλβίδα στην είσοδο του στροβίλου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μείωση της ειδικής ενθαλπίας των καυσαερίων που αποδίδεται στον στρόβιλο και συνεπώς γρήγορη μείωση της πίεσης στη σάρωση και κατ' επέκταση του φορτίου της μηχανής κατά την επιβράδυνση.

Αν και ανοίγει η βαλβίδα CBV περισσότερο κατά την επιβράδυνση με στόχο να διατηρούνται οι θερμοκρασίες στην είσοδο του καταλύτη πάνω από το όριο των 300 °C, παρατηρείται πως στην περίπτωση της πλεύσης με κύμα, οι θερμοκρασίες στην εισαγωγή του καταλύτη πέφτουν για ένα διάστημα από τα 550 έως τα 800 δευτερόλεπτα κάτω από το όριο των 300 °C λόγω των ταλαντώσεων .

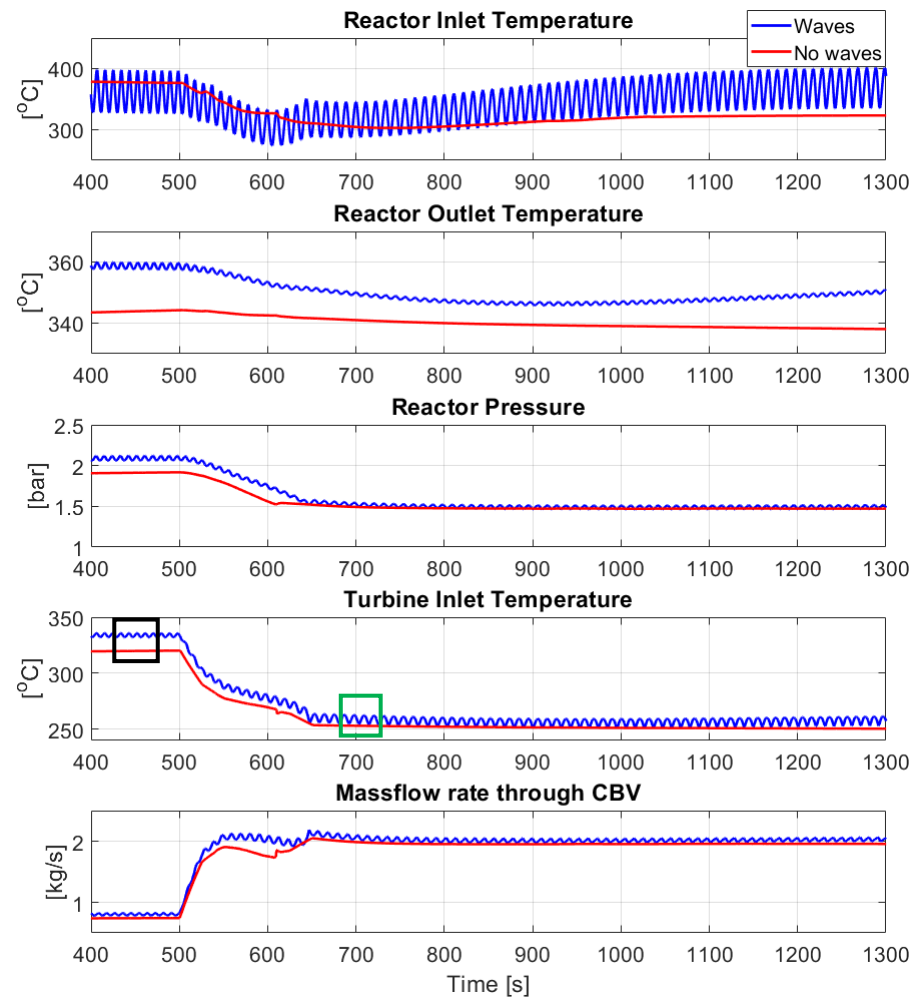
Όπως διαπιστώθηκε και από τα αποτελέσματα της επιτάχυνσης, η ταχύτητα που αναπτύσσει το πλοίο είναι μικρότερη κατά την πλεύση σε κυματισμό λόγω της πρόσθετης αντίστασης που αναπτύσσεται. Εξαιτίας αυτού, η ζητούμενη ροπή από την έλικα αυξάνεται όπως και το φορτίο της μηχανής αυξάνοντας τις θερμοκρασίες των καυσαερίων. Κατά την λειτουργία σε φορτίο 50% αυτή η διαφορά διατηρείται και στις θερμοκρασίες εισαγωγής στον στρόβιλο (μαύρο τετράγωνο – εικόνα 4.8 – 4^ο διάγραμμα). Αντίθετα, λόγω της σταδιακής αύξησης του ανοίγματος της βαλβίδας CBV κατά την επιβράδυνση, οι διαφορές των θερμοκρασιών στην είσοδο του στροβίλου μειώνονται μεταξύ της πλεύσης σε κύμα και σε ήρεμη θάλασσα περιορίζονται (μαύρο τετράγωνο – εικόνα 4.8 – 4^ο διάγραμμα). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα οι στροφές του στροβιλουπερπληρωτή και η πίεση στην σάρωση να είναι κοινές στο φορτίο 25 % κατά την πλεύση με και χωρίς κυματισμό. Λόγω των κοινών πιέσεων στην σάρωση αλλά του μεγαλύτερου μέσου φορτίου κατά την πλεύση σε κυματισμένη θάλασσα στο φορτίο των 25%, οι θερμοκρασίες των καυσαερίων παίρνουν μεγαλύτερες μέσες τιμές σε σχέση με την πλεύση σε ήρεμη θάλασσα (– εικόνα 4.7 – 5^ο διάγραμμα).

Κοινή παρατήρηση με τα αποτελέσματα της επιβράδυνσης αποτελεί η σταθεροποιητική συμπεριφορά που έχει ο καταλύτης κατά την πλεύση σε κυματισμένη θάλασσα. Πιο συγκεκριμένα, όπως φαίνεται από την εικόνα 4.8 τα πλάτη ταλάντωσης των θερμοκρασιών στην εισαγωγή του reactor είναι τις τάξης των 50 °C (διάγραμμα 1^ο) ενώ στην έξοδό του είναι μικρότερα από 2 °C. Το γεγονός αυτό σταθεροποιεί την λειτουργία του στροβίλου και συνεπώς όλης της μηχανής. Η επίδραση που έχει η σύμπλεξη του συστήματος SCR στις θερμοκρασίες φαίνεται από την αύξηση των ταλαντώσεων στις θερμοκρασίες στην είσοδο του στροβίλου καθώς ανοίγει η βαλβίδα CBV (εικόνα 4.8 - 4^ο διάγραμμα – μαύρο, πράσινο τετράγωνο).

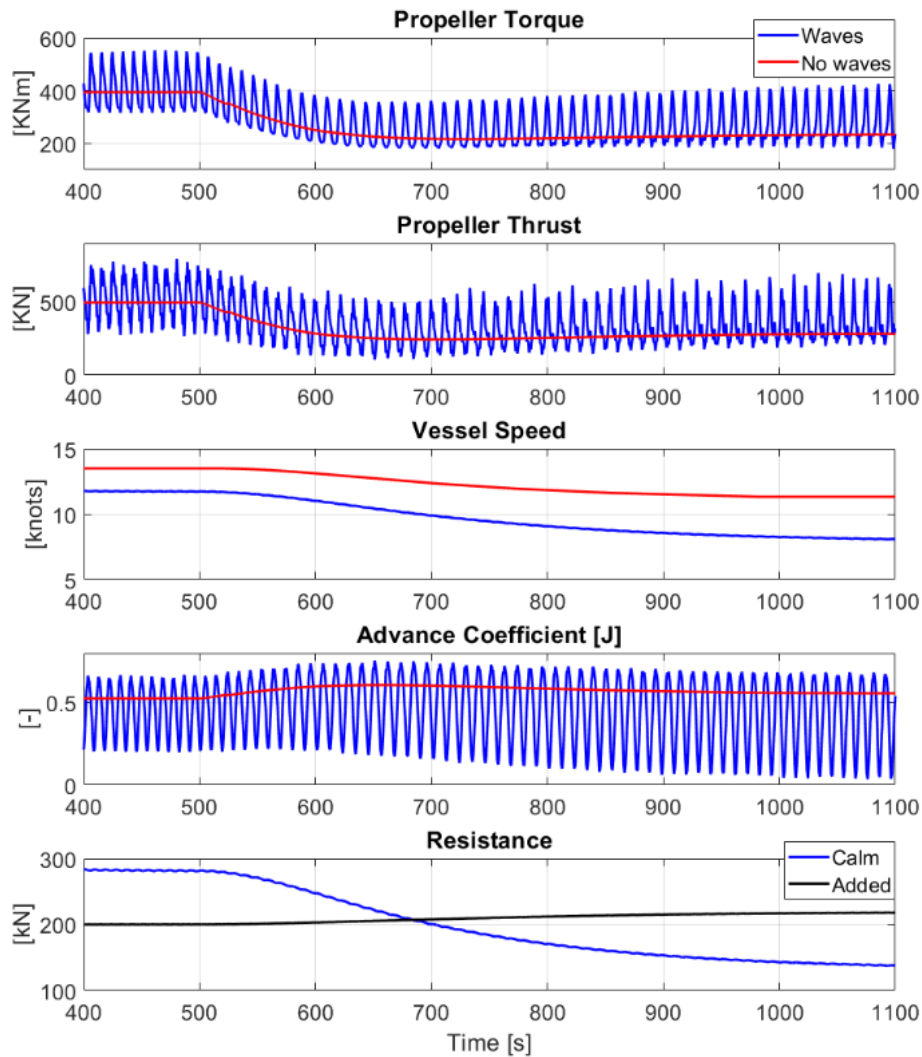
Ακόμα μια αξιοσημείωτη παρατήρηση που συμβαίνει κατά την επιβράδυνση είναι η προσέγγιση της καμπύλης λειτουργίας στο όριο πνιγμού (choke line) του συμπιεστή κατά την ενεργοποίηση της λειτουργίας του φυσητήρα, καθώς η πίεση στην εισαγωγή τείνει να πέσει κάτω από τα 1.55 bar. Η προσέγγιση αυτή γίνεται πιο έντονη σε πλεύση με κύμα λόγω των ταλαντώσεων στην λειτουργία του συμπιεστή. Παρά την προσέγγιση, το σημείο είναι αρκετά μακριά από το όριο πνιγμού και δεν θεωρείται ικανό να προκαλέσει πρόβλημα στην λειτουργία του συμπιεστή. Τα αποτελέσματα της απενεργοποίησης στον χάρτη του συμπιεστή φαίνεται στην εικόνα 4.10.



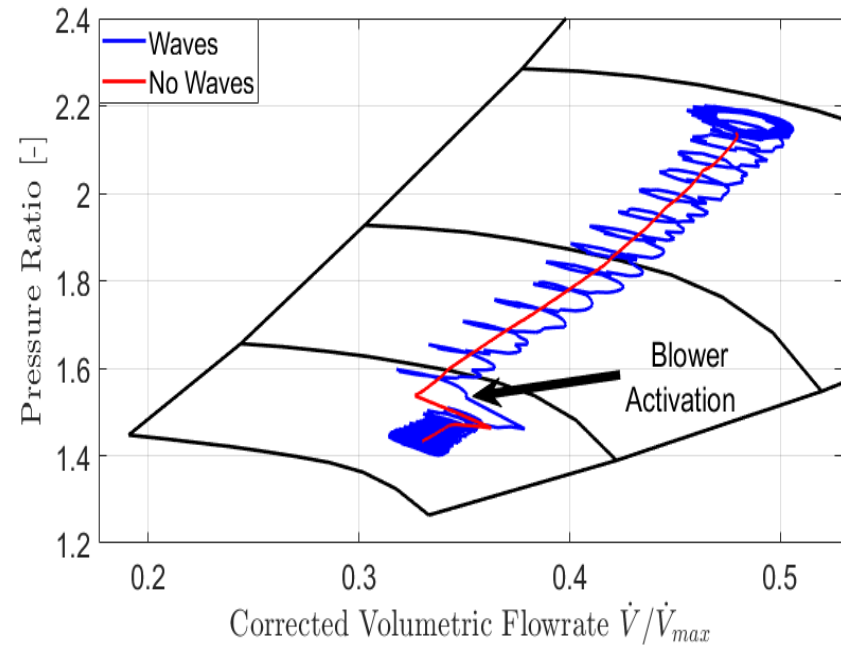
Εικόνα 4.7 : Συγκριτικά αποτελέσματα μοντέλου μηχανής για πλεύση σε ήρεμη και σε διαταραγμένη θάλασσα κατά την επιβράδυνση από φορτίο 50% σε 25%.



Εικόνα 4.8 : Συγκριτικά αποτελέσματα μοντέλου SCR για πλεύση σε ήρεμη και σε διαταραγμένη θάλασσα κατά την επιβράδυνση από φορτίο 50% σε 25%.



Εικόνα 4.9 : Συγκριτικά αποτελέσματα μοντέλου πλοίου και έλικας για πλεύση σε ήρεμη και σε διαταραγμένη θάλασσα κατά την επιβράδυνση από φορτίο 50% σε 25%.



Εικόνα 4.10 : Παρουσίαση καμπύλων λειτουργίας για πλεύση σε ήρεμη και σε διαταραγμένη θάλασσα κατά την επιβράδυνση από το 50% έως το 25% του φορτίου της μηχανής.

4.3. Επιτάχυνση από φορτίο 25 % σε φορτίο 50 % για διαφορετικές καταστάσεις θάλασσας

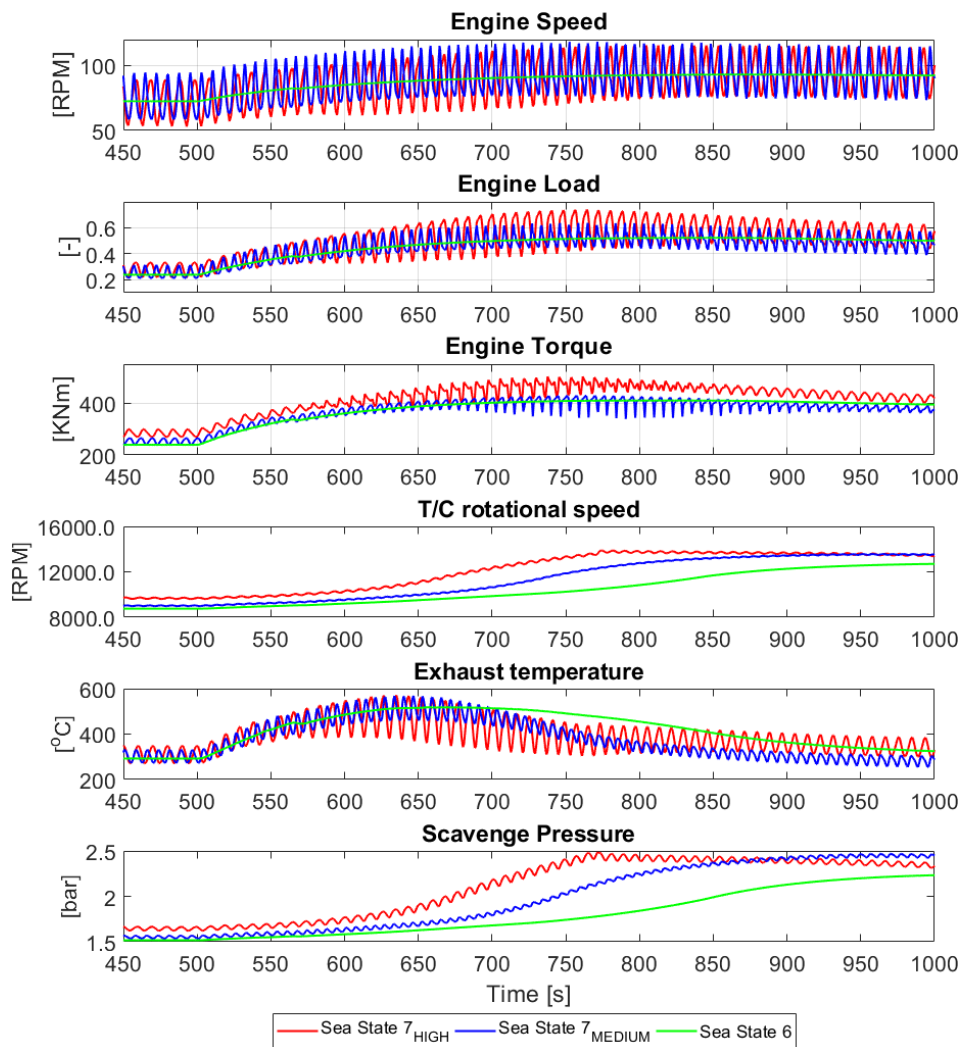
Σε αυτό το υπό-κεφάλαιο παρουσιάζονται αποτελέσματα προσομοίωσης του συνολικού μοντέλου για επιτάχυνση από φορτίο μηχανής 25% σε φορτίο μηχανής 50% για τρεις καταστάσεις θάλασσας που αντιστοιχούν σε τιμές 7_{HIGH} , 7_{MEDIUM} και 6 αντίστοιχα όπως ορίστηκαν παραπάνω στον πίνακα 4.1. Η επιτάχυνση ξεκινά μετά τα 500 δευτερόλεπτα της προσομοίωσης με βηματική αλλαγή της τιμής του ελεγκτή στροφών από τις 72.5 RPM στις 91.5 RPM. Τα αποτελέσματα του μοντέλου της μηχανής παρουσιάζονται συγκριτικά στην εικόνα 4.11, τα αποτελέσματα του μοντέλου του SCR στην εικόνα 4.12 και τα υδροδυναμικά αποτελέσματα στην εικόνα 4.13 αντίστοιχα. Η λειτουργία των βαλβίδων ελέγχου του συστήματος SCR είναι ίδια με αυτή που εφαρμόστηκε στο κεφάλαιο 4.1 και κοινή για όλες τις καταστάσεις θάλασσας.

Όπως φαίνεται συνολικά από τα αποτελέσματα η επίδραση στην ταλαντωτική συμπεριφορά γίνεται πιο έντονη καθώς αυξάνεται η ένταση του κυματικού πεδίου. Παρόλα αυτά η επίδραση του κυματισμού εντείνεται δραστικά, καθώς η κατάσταση θάλασσας από την τιμή 6 αλλάζει στην τιμή 7. Στην κατάσταση θάλασσας 6, οι ταλαντώσεις είναι πολύ περιορισμένες και σχεδόν δεν επηρεάζουν την συμπεριφορά του συστήματος. Αντίθετα, στις καταστάσεις θάλασσας 7_{HIGH} και 7_{MEDIUM} οι ταλαντώσεις είναι πολύ εντονότερες.

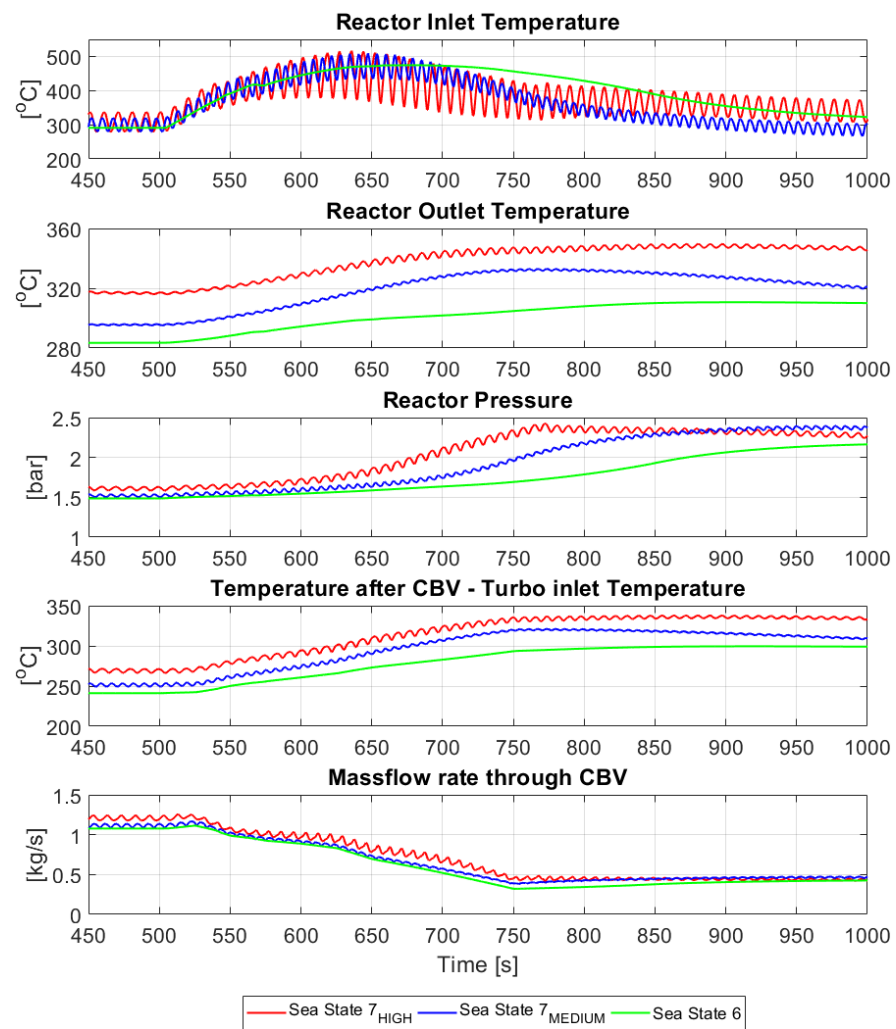
Όπως διαπιστώνεται από την εικόνα 4.11 οι ταλαντώσεις των στροφών και του φορτίου είναι συγκρίσιμες για τις καταστάσεις θάλασσας 7_{HIGH} και 7_{MEDIUM} με πλάτος 20 RPM και 8% αντίστοιχα, ενώ για την κατάσταση θάλασσας 6 το πλάτος των στροφών είναι της τάξης του 1 RPM και το φορτίο παραμένει σχεδόν σταθερό. Οι μέσες τιμές του φορτίου αυξάνονται με την αύξηση της τιμής της κατάστασης θάλασσας, λόγω της ταυτόχρονης μείωσης της ταχύτητας (εικόνα 4.12). Η μείωση της ταχύτητας οδηγεί σε μείωση του συντελεστή προχώρησης της έλικας (J), με αποτέλεσμα την πιο φορτισμένη λειτουργία της έλικας, απαιτώντας υψηλότερες μέσες τιμές της ροπής από την μηχανή (εικόνα 4.12). Η μείωση της ταχύτητας καθώς αυξάνεται η τιμή της κατάστασης θάλασσας προκαλείται από την αύξηση της αντίστασης που αναπτύσσεται στο πλοίο (εικόνα 4.12). Η αύξηση της αντίστασης προκύπτει από την ταυτόχρονη αύξηση της πρόσθετης αντίστασης κυματισμού. Επειδή για κάθε κατάσταση θάλασσας η εξάρτηση της πρόσθετης αντίστασης από την ταχύτητα είναι διαφορετική λόγω της διαφοράς του φάσματος που περιγράφει την κάθε κατάσταση θάλασσας, δεν προκύπτουν κοινές διαφορές μεταξύ των ταχυτήτων καθώς αναπτύσσεται η επιτάχυνση. Όπως φαίνεται από την εικόνα 4.12 η μείωση της ταχύτητας στο φορτίο 25% είναι 3 κόμβοι από την κατάσταση θάλασσας 6 στην 7_{HIGH} και 2 κόμβοι στην 7_{MEDIUM} αντίστοιχα. Αντίθετα, στο φορτίο 50% η μείωση της ταχύτητας είναι σχεδόν ίδια των καταστάσεων 7_{HIGH} και 7_{MEDIUM} σε σχέση με την κατάσταση 6 και ίση με 2 κόμβους.

Λόγω της αύξησης του φορτίου με την ταυτόχρονη αύξηση της τιμής της κατάστασης θάλασσας, παράγονται υψηλότερες θερμοκρασίες καυσαερίων σε όλο το συμπλεκόμενο σύστημα μηχανής - SCR. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι αν και οι μέσες τιμές των στροφών παραμένουν σχετικά κοινές, καθώς αυξάνονται οι τιμές των καταστάσεων θάλασσας, λόγω λειτουργίας του ελεγκτή στροφών, οι απαιτούμενες μέσες τιμές των ροπών αυξάνονται, με αποτέλεσμα να παρέχεται μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου κατά την καύση. Συνεπώς, οι τιμές των παροχών όγκου της μηχανής είναι σχεδόν ίδιες, ενώ οι παροχές καυσίμου αυξάνονται, με αποτέλεσμα να αυξάνεται η ενθαλπία και η θερμοκρασία των καυσαερίων αντίστοιχα(εικόνες 4.11, 4.12).

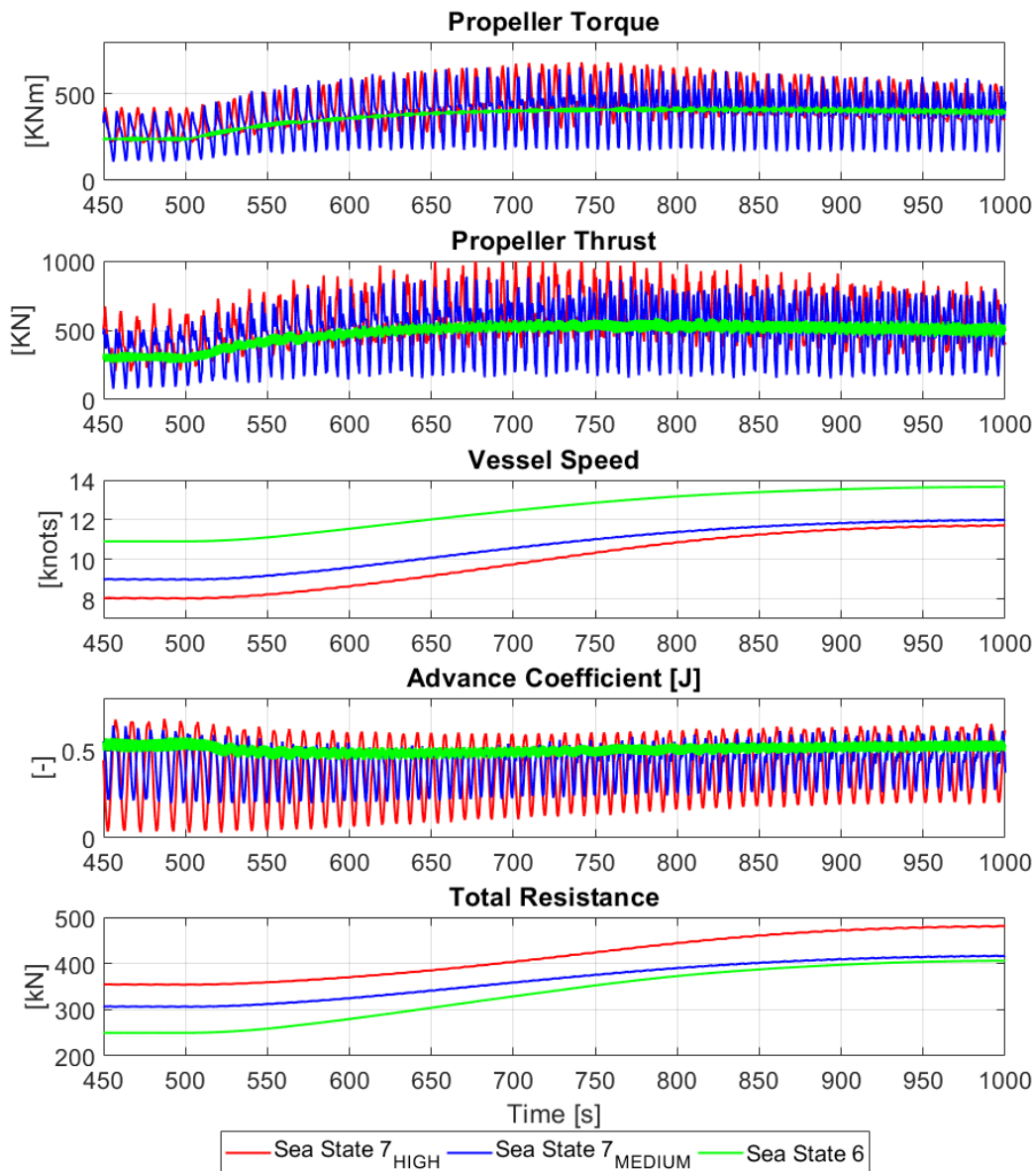
Λόγω της μεγαλύτερης θερμοκρασίας και ταυτόχρονα παροχής ενθαλπίας που αναπτύσσεται καθώς αυξάνονται οι τιμές των καταστάσεων θάλασσας, η παροχή ενέργειας στον στρόβιλο του υπεπληρωτή μεγαλώνει όπως και η παρεχόμενη ενέργεια στον συμπιεστή του αέρα εισαγωγής.



Εικόνα 4.11 : Συγκριτικά αποτελέσματα μοντέλου μηχανής για πλεύση κατά την επιτάχυνση από φορτίο 25% σε 50% για πλεύση σε κατάσταση θάλασσας 7_{HIGH}, 7_{MEDIUM} και 6.



Εικόνα 4.12 : Συγκριτικά αποτελέσματα μοντέλου SCR για πλεύση κατά την επιτάχυνση από φορτίο 25% σε 50% για πλεύση σε κατάσταση θάλασσας 7_{HIGH}, 7_{MEDIUM} και 6.



Εικόνα 4.13 : Συγκριτικά υδροδυναμικά αποτελέσματα για πλεύση κατά την επιτάχυνση από φορτίο 25% σε 50% για πλεύση σε κατάσταση θάλασσας 7_{HIGH}, 7_{MEDIUM} και 6.

Το γεγονός αυτό οδηγεί σε μεγαλύτερες τιμές της ταχύτητας του άξονα του υπερπληρωτή. Παράλληλα, η αύξηση των στροφών οδηγεί σε μεγαλύτερες πιέσεις στον οχετό αέρα εισαγωγής (εικόνα 4.11) καθώς δυσχεραίνει η κατάσταση θάλασσας.

Όσον αφορά το σύστημα SCR, η κύρια συμπεριφορά που παρουσιάζει και στις τρεις καταστάσεις θάλασσας είναι η σημαντική μείωση που εφαρμόζει στις θερμοκρασιακές ταλαντώσεις των καυσαερίων, όπως παρατηρήθηκε και στα προηγούμενα κεφάλαια (4.1, 4,2). Από την εικόνα 4.12, φαίνεται πως οι θερμοκρασιακές ταλαντώσεις στην είσοδο του αντιδραστήρα είναι πολύ υψηλότερες σε σχέση με αυτές στην έξοδο από αυτόν. Το γεγονός αυτό περιορίζει την ταλαντωτική συμπεριφορά του συνολικού συστήματος, αφού οι μειωμένες ταλαντώσεις προκαλούν μικρότερες μεταβολές στην λειτουργία του στροβίλου καυσαερίων και κατ' επέκταση στον συμπιεστή. Επίσης, οι πιέσεις στον αντιδραστήρα παρουσιάζονται αυξημένες καθώς δυσχεραίνεται η κατάσταση θάλασσας (εικόνα 4.12). Αυτό οφείλεται στο γεγονός τις αύξησης των πιέσεων των καυσαερίων στον συλλέκτη λόγω της αύξησης του φορτίου.

4.4. Απενεργοποίηση του συστήματος SCR σε σταθερό φορτίο μηχανής 70 %

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται αποτελέσματα του συνολικού μοντέλου για προσομοίωση σε σταθερό φορτίο ίσο με 70% όπου πραγματοποιείται αποσύμπλεξη του συστήματος SCR από την μηχανή την χρονική στιγμή των 580 δευτερολέπτων της προσομοίωσης. Η προσομοίωση διενεργήθηκε με στόχο την διερεύνηση της ανάπτυξης πιθανών ασταθειών στη λειτουργία του κινητήρα, εξαιτίας της ταυτόχρονης και απότομης αλλαγής θέσης όλων των βαλβίδων ελέγχου του συστήματος SCR.

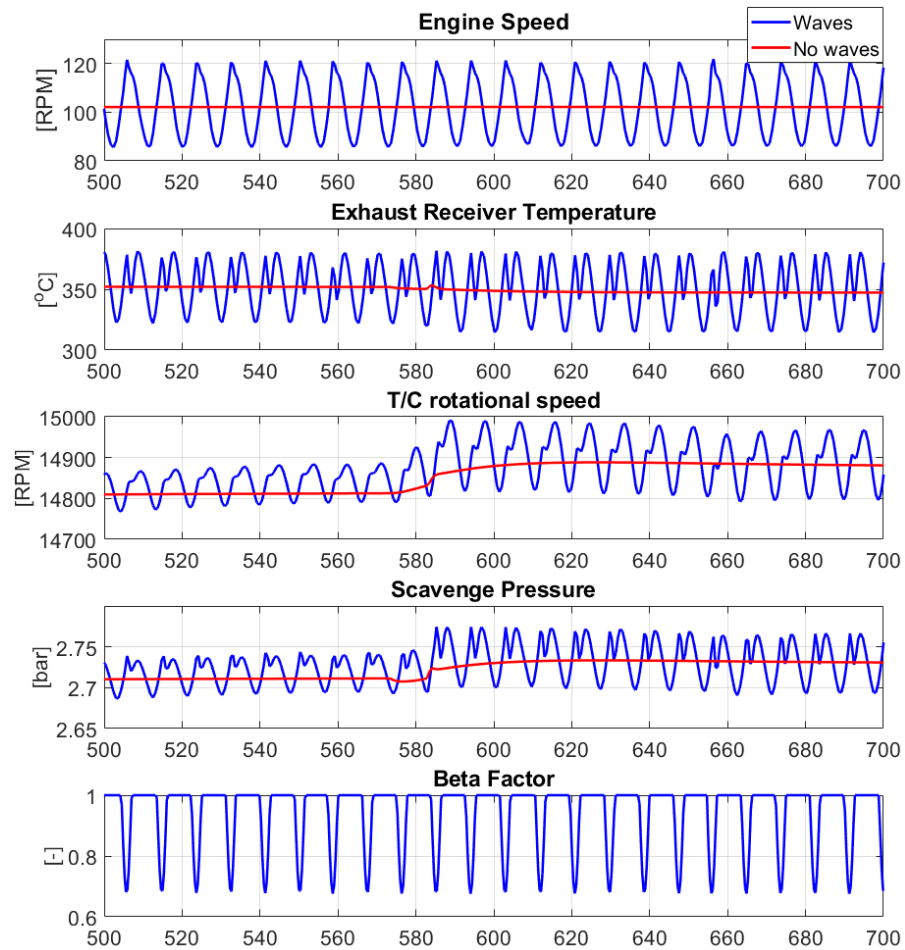
Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται συγκριτικά για πλεύση σε ήρεμη θάλασσα και για πλεύση σε κατάσταση θάλασσας ίση με 7_{HIGH} όπως ορίζεται παραπάνω. Η διαχείριση των βαλβίδων ελέγχου του συστήματος SCR κατά την διαδικασία απενεργοποίησης, βασίζεται σε πραγματικές μετρήσεις που πάρθηκαν για το ίδιο φορτίο μηχανής και εγκατάσταση πρόωσης με τα ίδια χαρακτηριστικά με αυτά της προσομοίωσης, σε συνθήκες ήρεμης θάλασσας. Πιο συγκεκριμένα, οι βαλβίδες RTV και RSV παραμένουν πλήρως ανοιχτές από την αρχή της προσομοίωσης έως τα 582 δευτερόλεπτα και έπειτα κλείνουν τελείως έως το επόμενο δευτερόλεπτο. Η βαλβίδα RBV παραμένει κλειστή από την αρχή της προσομοίωσης έως τα 573 δευτερόλεπτα και έπειτα κλείνει τελείως προοδευτικά έως τα 583 δευτερόλεπτα. Η βαλβίδα CBV παραμένει κλειστή καθ' όλη την διάρκεια της προσομοίωσης.

Στην εικόνα 4.14 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του μοντέλου της μηχανής καθώς και οι τιμές του συντελεστή b από τα 500 έως τα 700 δευτερόλεπτα τις προσομοίωσης. Στην εικόνα 4.15 παρουσιάζονται αποτελέσματα που σχετίζονται με την λειτουργία του στροβίλου καυσαερίων για το ίδιο χρονικό διάστημα της προσομοίωσης.

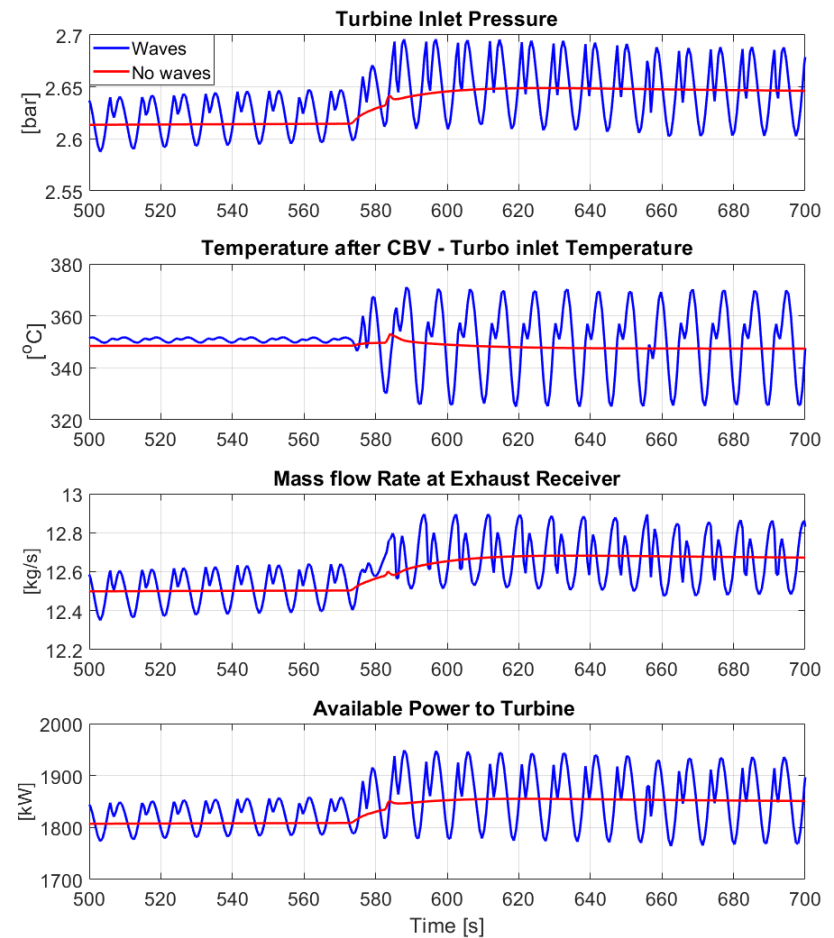
Όπως φαίνεται από την εικόνα 4.14 η επίδραση της απενεργοποίησης του συστήματος SCR στις στροφές της μηχανής είναι μηδενική τόσο κατά την πλεύση σε ήρεμη θάλασσα όσο και σε διαταραγμένη, αφού δεν παρατηρείται ούτε αλλαγή στις μέσες τιμές ούτε στα πλάτη των αποκρίσεων. Η επίδραση της απενεργοποίησης του SCR εστιάζεται κυρίως στην λειτουργία του στροβίλο-υπερπληρωτή της μηχανής.

Από την εικόνα 4.14 παρατηρείται αύξηση στις τιμές των στροφών του άξονα του στροβίλο-υπερπληρωτή και στις δύο καταστάσεις πλεύσης. Την ίδια συμπεριφορά στις αποκρίσεις παρατηρείται και στις τιμές των πιέσεων στην σάρωση της μηχανής. Η αύξηση στις τιμές αυτών των μεγεθών προκαλείται από την αύξηση ρυθμού παρεχόμενης ενέργειας στον στρόβιλο μετά την απενεργοποίηση του συστήματος SCR (εικόνα 4.15). Η παρεχόμενη ενέργεια στο στρόβιλο εξαρτάται από την ειδική ενθαλπία των καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου και από την παροχή μάζας καυσαερίων στο ίδιο σημείο. Δεδομένου ότι η ειδική ενθαλπία των καυσαερίων εξαρτάται από την θερμοκρασία η οποία κατά μέση τιμή παραμένει αμετάβλητη (εικόνα 4.15), η αύξηση της παρεχόμενης ενέργειας οφείλεται στην αύξηση του ρυθμού της παροχής μάζας των καυσαερίων, η οποία διαπιστώνεται από τα αποτελέσματα (εικόνα 4.15). Η αύξηση της παροχής μάζας κατά την απενεργοποίηση του συστήματος SCR συμβαίνει λόγω της αύξησης της πίεσης στην είσοδο του στροβίλου (εικόνα 4.15).

Ακόμα, παρατηρείται αύξηση του πλάτους των ταλαντώσεων μετά την απενεργοποίηση του συστήματος SCR στις στροφές του άξονα του στροβίλοσυμπιεστή και στις τιμές των πιέσεων στην σάρωση κατά την πλεύση με κύμα. Πιο συγκεκριμένα, το πλάτος των στροφών του άξονα του συμπιεστή από 50 RPM φτάνει τα 100 RPM, ενώ το πλάτος της πίεσης στην σάρωση από 0.025 bar φτάνει τα 0.04 bar.



Εικόνα 4.14 :Παρουσίαση αποτελεσμάτων του μοντέλου της μηχανής καθώς και τιμές του συντελεστή β από τα 500 έως τα 700 δευτερόλεπτα τις προσομοίωσης



Εικόνα 4.15 :Παρουσίαση αποτελεσμάτων που σχετίζονται με την λειτουργία του στροβίλου καυσαερίων από τα 500 έως τα 700 δευτερόλεπτα τις προσομοίωσης.

Αυτό οφείλεται στην αύξηση των ταλαντώσεων του ρυθμού παρεχόμενης ενέργειας στον στρόβιλο των καυσαερίων (εικόνα 4.15). Κύριο αίτιο αυτής της αλλαγής είναι η μεγάλη αύξηση των ταλαντώσεων της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην εισαγωγή του στροβίλου. Όπως φαίνεται από την εικόνα 4.15, η χρονική στιγμή που αυξάνονται οι ταλαντώσεις της θερμοκρασίας αντιστοιχεί στην στιγμή κατά την οποία ανοίγει η βαλβίδα RBV.

5. Συμπεράσματα

5.1. Καταγραφή συμπερασμάτων

Ο στόχος της παρούσας εργασίας συνίσταται στην διερεύνηση των χαρακτηριστικών της μεταβατικής λειτουργίας του συμπλεγμένου συστήματος της κύριας μηχανής πρόωσης μαζί με το σύστημα επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής υψηλής πίεσης (SCR-HP) κατά την πλεύση σε κυματισμένη θάλασσα. Για το σκοπό αυτό αναπτύχθηκαν μοντέλα έλικας και πλοίου, τα οποία υπολογίζουν την μεταβαλλόμενη ζήτηση ροπής από την έλικα λόγω κυμάτων. Η ακρίβεια του μοντέλου σε αυτές τις συνθήκες, επαληθεύτηκε μέσω σύγκρισης αποτελεσμάτων με διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα δεξαμενής. Στη συνέχεια, το μοντέλο συνδέθηκε με υπάρχοντα μοντέλα μηχανής και SCR και διενεργήθηκαν προσομοιώσεις επιτάχυνσης και επιβράδυνσης για διαφορετικές καταστάσεις θάλασσας. Τα συμπεράσματα τα οποία προέκυψαν από την εργασία συνοψίζονται παρακάτω.

Αρχικά, οι αναπτυσσόμενες ταλαντώσεις λόγω της λειτουργίας της εγκατάστασης σε κυματισμένη θάλασσα δεν φαίνονται να είναι ικανές να προκαλέσουν αστάθεια του συστήματος όπως παρατηρήθηκε στις εργασίες [1] και [5]. Αυτό δικαιολογείται από το γεγονός ότι οι αναπτυσσόμενες ταλαντώσεις των θερμοδυναμικών μεγεθών χαρακτηρίζονται από περιόδους που είναι συγκρίσιμες με αυτές των κυματισμών των οποίων οι τιμές είναι της τάξης των 10 δευτερολέπτων. Αντίθετα, οι θερμικές ταλαντώσεις που προκαλούνται από αστάθεια του SCR είναι μεταξύ των 200 και 300 δευτερολέπτων, δηλαδή τάξη μεγέθους μεγαλύτερες. Επιπλέον, λόγω του μεγάλου μεγέθους του αντιδραστήρα, παρατηρήθηκε ότι οι θερμοκρασίες εξόδου από αυτό, παρουσιάζουν πολύ μικρότερα πλάτη ταλάντωσης σε σχέση με τις θερμοκρασίες στην είσοδο του. Ο αντιδραστήρας δηλαδή λειτουργεί σαν ένα θερμικό φίλτρο, εξομαλύνοντας το θερμοκρασιακό προφίλ εισόδου στον στρόβιλο.

Επιπρόσθετα, παρατηρήθηκε ότι κατά την πλεύση σε κυματισμένη θάλασσα, στις ίδιες στροφές ο κινητήρας εργάζεται σε υψηλότερο φορτίο. Ως αποτέλεσμα, για τις ίδιες στροφές η θερμοκρασία των παραγόμενων καυσαερίων είναι υψηλότερη σε σχέση με την πλεύση σε ήρεμη θάλασσα το οποίο οδηγεί στην ταχύτερη θέρμανση του καταλύτη κατά την επιτάχυνση του κινητήρα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την ταχύτερη απόκριση του στροβίλου.

Επίσης, η προσομοίωση έδειξε ότι η απενεργοποίηση του ηλεκτρικού φυσητήρα σάρωσης (scavenge blower) σε κυματισμένη θάλασσα μπορεί να οδηγήσει την γραμμή λειτουργίας τους συμπιεστή στην περιοχή πάλμωσης. Αυτό οφείλεται στην απότομη πτώση της ροής αέρα, λόγω της απενεργοποίησης του φυσητήρα, σε συνδυασμό με την ταλάντωση λόγω της λειτουργίας σε κυματισμένο περιβάλλον.

Ακόμη φάνηκε ότι κατά την λειτουργία σε κυματισμούς, ακόμη και με την CBV σε λειτουργία, η θερμοκρασία εισόδου στο SCR έπεφτε κάτω από το όριο σχηματισμού του ABS, που σε αυτή την εργασία θεωρείται ίσο με 300 °C.

Όσον αφορά την εκτίμηση της επίδραση της έντασης των προσπιπτόντων κυματισμών, έγιναν προσομοιώσεις για τρεις διαφορετικές καταστάσεις θάλασσας. Από τα αποτελέσματα φάνηκε η δυσανάλογη επίδραση τους στο συνολικό σύστημα, με την αύξηση της τιμής της κατάστασης θάλασσας. Πιο συγκεκριμένα, ενώ η κατάσταση θάλασσας 6 έχει μικρή επίδραση στην λειτουργία του κινητήρα

(μέτρο ταλάντωσης στροφών ίσο με 1 RPM), η κατάσταση θάλασσας 7 έχει πολύ ισχυρότερη επίδραση (μέτρο ταλάντωσης στροφών ίσο με 20RPM).

Τέλος, η προσομοίωση της απενεργοποίησης του συστήματος έδειξε ότι η απενεργοποίηση οδηγεί σε αυξημένες ταλαντώσεις στο στρόβιλο, αλλά δεν φαίνεται να δημιουργεί κάποια αστάθεια στη μηχανή ή τον υπερπληρωτή.

5.2. Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

Το συνολικό μοντέλο το οποίο παρουσιάζεται στην εργασία αποτελείται από επιμέρους μοντέλα των οποίων η αξιοπιστία τεκμηριώνεται από την συμβατότητα των αποτελεσμάτων που αποδίδουν με τις μετρούμενες πραγματικές τιμές. Παρόλα αυτά, κατά την υλοποίηση τους έχουν θεωρηθεί κάποιες απλοποιήσεις με στόχο να είναι εφικτή η προσομοίωση των σύνθετων φαινομένων τα οποία καλούνται να περιγράψουν. Συνεπώς, οι μελλοντικές εργασίες, οι οποίες θα μπορούσαν να εκπονηθούν βασιζόμενες στην παρούσα εργασία, σχετίζονται με την βελτίωση αυτών των προσεγγίσεων ως προς την καλύτερη δυνατή συμφωνία του μοντέλου με τις φυσικές διεργασίες που λαμβάνουν χώρα στις πραγματικές διατάξεις. Τέτοιου είδους βελτιώσεις παρουσιάζονται παρακάτω.

- Υπολογισμός διέγερσης από κυματισμό με διαφορετικές γωνίες μεταξύ της διεύθυνσης διάδοσης και της πρόσω ταχύτητας του πλοίου, με στόχο την εκτίμηση της επίδρασης τους.
- Υπολογισμός των επαγόμενων κινήσεων και της πρόσθετης μάζας του πλοίου από διέγερση τυχαίων κυματισμών (irregular wave) κυματισμών ώστε να είναι ρεαλιστικότερη η περιγραφή του θαλασσίου περιβάλλοντος.
- Υπολογισμός της μεταβολής του ποσοστού μείωσης ώσης κατά την πλεύση σε κυματισμένη θάλασσα (στην παρούσα εργασία θεωρήθηκε ότι παραμένει σταθερό λόγω έλλειψης δεδομένων).
- Εισαγωγή ελέγχου στις βαλβίδες του συστήματος SCR(RBV,RTV,CBV)βάσει των στιγμιαίων αποκρίσεων της μηχανής και σύμφωνα με τον στόχο που επιτελούν στην διάταξη του SCR. Για παράδειγμα, θα μπορούσε να εφαρμοστεί έλεγχος της βαλβίδας CBV ώστε η λειτουργία της να μην επιτρέπει σε κυματισμένη θάλασσα την πτώση της θερμοκρασίας εισόδου στο SCR κάτω από 300°C.
- Προσθήκη μοντέλου χημικής κινητικής στο μοντέλο SCR ώστε να υπολογίζεται η μείωση των οξειδίων του αζώτου στο σύστημα.

5.3. Δημοσιεύσεις

Η συγκεκριμένη εργασία συνοψίζεται σε δημοσίευση, η οποία έχει υποβληθεί προς έγκριση στο συνέδριο CIMAC Congress 2019, Vancouver, με τίτλο:

M.I. Foteinos, G.I. Christofilis, N.P. Kyrtatos “Simulation of the transient operation of a large two-stroke marine diesel engine equipped with a high-pressure SCR aftertreatment system in heavy weather conditions”, CIMAC CONGRESS 2019, Vancouver.

Βιβλιογραφία

- [1] Ennio Codan, Simone Bernasconi, Hansruedi Born, ABB Turbo Systems Ltd, Switzerland, «IMO III Emission Regulation: Impact on the Turbocharging System,» σε *CIMAC Congress*, Bergen, 2010.
- [2] International Maritime Organization, MARPOL Annex VI and NTC 2008 with Guidelines for Implementation, London, United Kingdom: IMO, 2013.
- [3] International Maritime Organization, Report of the Marine Environment Protection Committee on its Seventy-First Session, Annex 1 Resolution MEPC.286(71), (Designation of the Baltic Sea and the North Sea Emission Control Areas), London, United Kingdom: IMO, 2017.
- [4] T. I. Fossen, Guidance and Control of Ocean Vehicles, New York: Wiley, 1994.
- [5] Takahiro Fujibayashi, Shinji Baba, Hironaka Tanaka, Hitachi Zosen Corporation, Japan, «Development of Marine SCR System for Large Two-stroke Diesel Engines Complying with IMO NOx Tier III,» σε *CIMAC Congress*, Shanghai, 2013.
- [6] MAN Energy Solutions, «Emission project guide».
- [7] B. Taskar, K. K. Yum, S. Steen και E. Pedersen, «The effect of waves on engine-propeller dynamics and propulsion performance of ships,» *Ocean Engineering*, τόμ. 122, pp. 262-277, Bhushan Taskar Kevin Koosup Yum Sverre Steen Eilif Pedersen.
- [8] N. Kyrtatos, G. Theotokatos, N. Xiros, K. Marec και R. Duge, «Transient operation of large-bore two-stroke marine diesel engine powerplants: measurements and simulations,» σε *23rd CIMAC World Congress*, Hamburg, Germany, 2001.
- [9] G. Theotokatos και N. Kyrtatos, «Investigation of a Large High Speed Diesel Engine Transient Behavior Including Compressor Surging and Emergency Shutdown,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, τόμ. 125, αρ. 2, pp. 580-589, 2003.
- [10] N. P. Kyrtatos, G. Politis, V. Lambropoulos, G. Theotokatos, N. Xiros και J. D. Coustas, «OPTIMUM PERFORMANCE OF LARGE MARINE ENGINES,» σε *CIMAC Congress*, Copenhagen, 1998.
- [11] M. Ueno, Y. Tukada και K. Tanizawa, «Estimation and prediction of effective inflow velocity,» *JASNAOE*, 7 February 2013.
- [12] X. Llamas και L. Eriksson, «Control-oriented modeling of two-stroke diesel engines with EGR for marine applications,» *SAGE*, 2018.
- [13] U. Campora και M. Figari, «Numerical simulation of ship propulsion transients and,» *Journal of Engineering for the Maritime Environment*, March 2003.
- [14] P. Mizythrass, E. Boulougouris και G. Theotokatos, «Computational investigation of ship propulsion performance in rough seas,» σε *International Conference on Maritime Safety and Operations*, Glasgow, 2016.

- [15] P. Mitythras, E. Boulougouris και G. Theotokatos, «Numerical study of propulsion system performance during ship acceleration,» *Ocean Engineering*, pp. 383-396, 2018.
- [16] N. Kyrtatos και I. Koumbarelis, «Performance prediction of next generation slow speed diesel engines during ship manoeuvres,» *Transactions of the Institute of Marine Engineers*, τόμ. 106, pp. 1-26, 1994.
- [17] A. Livanos, G. Theotokatos and N. Kyrtatos, "Simulation of large marine two-stroke diesel engine operation during fire in the scavenging air receiver," *Proceedings of the IMAREST, Journal of marine engineering and technology*, vol. A3, pp. 9-16, 2003.
- [18] E. Hendrics, «Mean Value Modelling of Large Turbocharged Two-Stroke Diesel Engines,» *SAE INTERNATIONAL*, 1989.
- [19] D. E. Foster, «An Overview of Zero-Dimensional Thermodynamic Models for IC Engine Data Analysis,» *SAE INTERNATIONAL*, τόμ. 94, pp. 436-449, 1985.
- [20] S. M. Christoph, C. H. Onder and H. P. Geering, "Control of an SCR Catalytic Converter System for a Mobile Heavy-Duty Application," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 14, no. 4, pp. 641-653, July 2006.
- [21] E. Eijnden, R. Cloudt, F. Willems και P. Heijden, «Automated model fit tool for SCR control and OBD development,» σε *SAE World Congress & Exhibition*, Detroit, 2009.
- [22] Isabella Nova, Enrico Tronconi, Urea-SCR Technology for deNO_x After Treatment of Diesel Exhausts, New York: Springer, 2014.
- [23] Morten Vejlggaard-Laursen, Henrik Rechnagel Olesen, MAN Diesel & Turbo, «Controlling Tier III Technologies,» σε *CIMAC Congress*, Helsinki, June 6-10, 2016.
- [24] N. Pedersen, T. Bojsen, J. Madsen και M. Vejlggaard-Laursen, «FMI for Co-Simulation of Embedded Control Software,» σε *1st Japanese Modelica Conference*, Tokyo, 2016.
- [25] Ν. Π. Κυρτάτος, ΝΑΥΤΙΚΟΙ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL, Αθήνα: ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΣΥΜΜΕΤΡΙΑ, 1993.
- [26] G. S. Hebbar, «NO_x FROM DIESEL ENGINE EMISSION AND CONTROL STRATEGIES,» *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, τόμ. 3, October 2014.
- [27] J. Zeldovich, «The oxidation of nitrogen in combustion and explosions,» *European Physical Journal A. Hadrons and Nuclei*, τόμ. 21, pp. 577-628, 1946.
- [28] Δ. Ι. Κολαίτης και Μ. Α. Φουντή , ΘΕΩΡΙΑ ΚΑΥΣΗΣ, Αθήνα: Fountas, 2014.
- [29] P. Andreadis, C. Chryssakis και L. Kaiktsis, «Optimization of Injection Characteristics in a Large Marine,» σε *SAE International*, 2009.
- [30] P. Tremuli, «Developments and Perspectives of Marine Engines,» Brussel , 2008.
- [31] E. R. Smith και J. E. Fowler, «RRDF Field Experiment Wave and Current Data Summary, Fort Story, Virginia,» US Army Corps of Engineers, Waterways Experiment Station, Vicksburg, MS, 1998.

- [32] M. Ott, «The 2-stroke Low-Pressure Dual-Fuel Technology: From Concept to Reality,» σε *CIMAC CONGRESS*, HELSINKI, June 2016.
- [33] MAN Energy Solutions, «Tier III Compliance, Low Speed Engines».
- [34] M. Foteinos, S. Konstantinidis, N. Kyrtatos και Κ. V. Busk, «Simulation of the transient thermal response of a high pressure SCR aftertreatment system for a Tier III two-stroke marine diesel engine,» *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, τόμ. 141, αρ. 7, 2018.
- [35] S. Liu, A. Papanikolaou και G. Zaraphonitis, «Practical approach to the added resistance of a ship in short waves,» σε *ISOPE*, Hawaii, USA, 2015.
- [36] S. Liu, A. Papanikolaou και G. Zaraphonitis, «Prediction of added resistance of ships in waves,» *Ocean Engineering*, τόμ. 38, αρ. 4, pp. 641-650, 2011.
- [37] A. Papanikolaou, «On integral-equation-methods for the evaluation of motions and loads of arbitrary bodies in waves,» *Ingenieur-Archiv*, τόμ. 55, αρ. 1, pp. 17-29, 1985.
- [38] J. S. Carlton, *Marine Propellers and Propulsion*, Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2012.
- [39] O. M. Faltinsen, K. J. Minsaas, N. Liapis και S. O. Skjoldal, «Prediction of resistance and propulsion of a ship in a seaway,» σε *13th symposium on naval hydrodynamics*, 1980.
- [40] K. Minsaas, O. Faltinsen και B. Persson, «On the importance of added resistance, propeller immersion and propeller ventilation for large ships in a seaway,» σε *Second International Symposium on Practical Design in Shipbuilding (PRADS)*, Seoul, Korea and Tokyo, Japan, 1983.
- [41] ITTC, «Testing and Extrapolation Methods, Propulsion, Performance, Predicting Powering Margins,» *International towing tank conference*, 2008.
- [42] J. Holtrop και G. Mennen, «An approximate power prediction method,» *International Shipbuilding Progress*, τόμ. 29, αρ. 335, pp. 166-170, 1982.
- [43] J. Holtrop, «A statistical re-analysis of resistance and propulsion data,» *International Shipbuilding Progress*, τόμ. 31, αρ. 363, pp. 272-276, 1984.
- [44] P. Tremuli, «Clean Combustion and Greenhouse Gases,» Brussel, 2008.