



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ**  
**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**  
**ΤΜΗΜΑ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

Διπλωματική εργασία

**«Ανάλυση της τεχνολογίας των μηχανών διπλού καυσίμου και μελέτη περίπτωσης  
μεγάλου δεξαμενοπλοίου»**

**“Dual fuel low pressure engines technology analysis and large tanker case study”**

Συγγραφέας:  
Μαντέλλος Νικόλαος  
Α.Μ.:51115057

Επιβλέπων: Χατζηαποστόλου Αντώνιος, Αναπληρωτής καθηγητής ΠΑΔΑ

Αιγάλεω 2022

*Αφιερωμένη σε αυτούς που πιστεύουν πως δεν θα τα καταφέρουν,  
μέχρι να τα καταφέρουν!*





**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ**  
**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**  
**ΤΜΗΜΑ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

### **Διπλωματική εργασία**

**«Ανάλυση της τεχνολογίας των μηχανών διπλού καυσίμου και μελέτη περίπτωσης  
μεγάλου δεξαμενοπλοίου»**

### **Συγγραφέας**

Μαντέλλος Νικόλαος, Α.Μ.:51115057

### **Επιβλέπων/ουσα**

Χατζηαποστόλου Αντώνιος,  
Αναπληρωτής Καθηγητής ΠΑ.Δ.Α.

### **Ημερομηνία εξέτασης**

10/03/2022

### **Εξεταστική Επιτροπή**

Λιβανός Γεώργιος,

Αναπληρωτής Καθηγητής  
ΠΑ.Δ.Α.

Κουμπογιάννης Δημήτριος,

Αναπληρωτής Καθηγητής  
ΠΑ.Δ.Α.

Χατζηαποστόλου Αντώνιος,

Αναπληρωτής Καθηγητής  
ΠΑ.Δ.Α.



## ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο/η κάτωθι υπογεγραμμένος/η Μαντέλλος Νικόλαος του Γεωργίου, με αριθμό μητρώου 51115057 φοιτητής/τρια του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Ναυπηγών Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του διπλώματός μου».

Ο/Η Δηλών/ούσα

Μαντέλλος Νικόλαος





## **Ευχαριστίες**

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου, κ. Αντώνιο Χατζηαποστόλου για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε, αναθέτοντάς μου το θέμα της διπλωματικής μου εργασίας και για τη βοήθεια που μου παρείχε. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους καθηγητές μου, κ. Κωνσταντίνο Πολίτη και κ. Γεώργιο Βουρλιωτάκη για τις συμβουλές τους. Τέλος, ευχαριστώ τους φίλους μου, Διονύση Μουρελάτο, Δάφνη Νικητοπούλου, Μαίρη Μικάβα, Ευαγγελία Κονναρή και Ιωάννη Μαλούχο για τη στήριξή τους και τις υποδείξεις τους καθ' όλη τη διάρκεια της ενασχόλησής μου με την εργασία, καθώς και τους γονείς μου για την υποστήριξή τους.





# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	9
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	11
ABSTRACT.....	13
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	14
1.1 ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ .....	14
1.2 ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ <i>DIESEL</i> ΚΑΙ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΙΚΟ ΠΡΟΒΛΗΜΑ.....	14
1.3 ΤΟ ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ ΩΣ ΚΑΥΣΙΜΟ .....	17
1.4 ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ .....	19
1.4.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	19
1.4.2 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΚΑΙ ΔΙΑΦΟΡΕΣ.....	20
1.4.3 Η ΜΗΧΑΝΗ ΑΕΡΙΟΥ.....	25
2. ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ ΔΙΠΛΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ.....	26
2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ .....	26
2.2 ΣΥΣΤΗΜΑ ΥΨΗΛΗΣ ΚΑΙ ΧΑΜΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ.....	27
2.2.1 ΣΥΣΤΗΜΑ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ.....	27
2.2.2 ΣΥΣΤΗΜΑ ΧΑΜΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ .....	28
2.3 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΔΙΧΡΟΝΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΔΙΠΛΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΧΑΜΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ.....	30
2.3.1 ΣΥΣΤΗΜΑ ΔΙΑΝΟΜΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ.....	30
2.3.2 ΣΥΣΤΗΜΑ ΠΙΛΟΤΙΚΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ.....	32
2.3.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ.....	33
2.4 ΑΡΧΕΣ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ .....	33
2.4.1 ΡΥΘΜΙΣΗ ΚΑΙ ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ.....	36
2.5 ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΤΗΣ WinGD.....	38
2.5.1 ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ .....	38
2.5.2 ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ.....	41

2.5.3	ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ.....	42
2.5.4	ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΧΑΜΗΛΗΣ ΦΟΡΤΙΣΗΣ ΚΑΙ ΑΥΞΟΜΟΙΩΣΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ...44	
2.6	ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΕΞΕΛΙΞΕΙΣ .....	46
3.	ΜΕΛΕΤΗ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΔΕΞΑΜΕΝΟΠΛΟΙΟΥ .....	47
3.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΗΝ ΠΡΟΜΕΛΕΤΗ .....	47
3.2	ΛΙΣΤΑ ΟΜΟΙΩΝ ΠΛΟΙΩΝ ΚΑΙ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ .....	51
3.3	ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΙΣΧΥΟΣ ΠΡΟΩΣΗΣ .....	53
3.4	ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝ ΕΡΓΑΣΙΑΣ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ GTD.....	56
3.5	ΧΡΗΣΗ ΤΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ .....	61
3.5.1	ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΗΧΑΝΗΣ .....	61
3.5.2	ΒΟΗΘΗΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΔΙΚΤΥΑ.....	64
3.5.3	ΣΥΛΛΟΓΗ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ ΚΑΙ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ .....	67
	ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΑΕΡΙΟΥ .....	70
	ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ <i>DIESEL</i> .....	75
3.5.4	ΕΛΑΧΙΣΤΗ ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΗ ΠΙΕΣΗ ΑΕΡΙΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ .....	80
3.5.5	ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟΣ ΙΣΟΛΟΓΙΣΜΟΣ .....	81
3.5.6	ΟΔΗΓΟΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ .....	86
	ΣΥΣΤΗΜΑ ΔΙΑΝΟΜΗΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΑΙ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ .....	87
3.5.7	ΔΕΙΚΤΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ .....	89
	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ .....	90
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ.....	91
	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....	92

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Τα τελευταία χρόνια, οι κανονισμοί που αφορούν στους εκπεμπόμενους ρύπους των εμβολοφόρων ναυτικών κινητήρων εσωτερικής καύσης γίνονται ολοένα και πιο αυστηροί. Αυτό έχει ωθήσει τη ναυτιλιακή κοινότητα στη λήψη μέτρων με σκοπό την ικανοποίηση αυτών των κανονισμών. Μέσα σε αυτό το πλαίσιο, η χρήση του φυσικού αερίου ως εναλλακτικό καύσιμο είναι μια λύση πολλά υποσχόμενη, με αποτέλεσμα την ανάπτυξη και δημιουργία μεγάλων ναυτικών μηχανών που είναι ικανές να το χρησιμοποιούν ως καύσιμο. Ένα τέτοιο παράδειγμα είναι η δίχρονη μηχανή διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης που αναπτύχθηκε από τη *WinGD* και χρησιμοποιεί ως κύριο καύσιμο το φυσικό αέριο σε συνδυασμό με πετρέλαιο *Diesel* ως πιλοτικό καύσιμο. Μέσα από αυτή την εργασία παρουσιάζεται επιγραμματικά η πορεία της μηχανής εσωτερικής καύσης από την πρώτη δημιουργία της, στην εφαρμογή του αερίου ως καύσιμο και η εμφάνισή της στη ναυτιλία. Σημαντικό σκέλος είναι η παρουσίαση και η μελέτη της τεχνολογίας της δίχρονης ναυτικής μηχανής διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης, της παρουσίας των πλεονεκτημάτων της έναντι των άλλων εναλλακτικών, όπως η αντίστοιχη μηχανή υψηλής πίεσης και η κατανόηση του τρόπου λειτουργίας της. Στη συνέχεια, μέσω του προγράμματος GTD της *WinGD* γίνεται εφαρμογή σε μεγάλο δεξαμενόπλοιο. Για την εύρεση των διαστάσεων και της χωρητικότητας του προς μελέτη πλοίου πραγματοποιείται μια τυπική διαδικασία προεκτίμησης του πρόσθετου βάρους. Παρουσιάζεται και επεξηγείται το περιβάλλον εργασίας του προγράμματος, ενώ στη συνέχεια με εφαρμογή των στοιχείων που υπολογίζονται μέσω της προεκτίμησης για το πλοίο προκύπτουν τα αποτελέσματα τα οποία αναλύονται με τη χρήση εικόνων, πινάκων και διαγραμμάτων.

Λέξεις κλειδιά: μηχανή διπλού καυσίμου, φυσικό αέριο, πιλοτικό καύσιμο, χαμηλή πίεση, εναλλακτικά καύσιμα, περιβαλλοντικό πρόβλημα, μεγάλο δεξαμενόπλοιο



## **ABSTRACT**

*The regulations concerning the emission gasses of the internal combustion naval engines are becoming increasingly strict in the last few years. This has pushed the naval community into taking action in order to oblige to these regulations. In this new era, Natural Gas seems like a promising solution, which leads to the development of internal combustion naval engines capable of burning this kind of fuel efficiently. A prime example is the Two-stroke Dual-Fuel Low Pressure marine engine developed by WinGD and uses Natural Gas as its main source of fuel in combination with pilot Diesel. Through this thesis the history of the internal combustion engine is briefly presented, from its creation and the first diesel engine to gas engine and the big naval engines, used worldwide nowadays. An important part of this paper is the presentation and the study of the Dual-Fuel engine, the recognition of its benefits against the other competitors, like the high pressure Dual-Fuel engine and the overall understanding of this technology. In addition to this, a case study will take place in a large Oil Tanker, using the GTD package provided by WinGD. To find the necessary elements required for this case study, like the Deadweight, a preliminary study will be held. The work environment is presented and analyzed, while then with the appliance of the date acquired by the preliminary study, the results are taken and exhibited through pictured, tables and diagrams.*

*Key words: dual fuel, low pressure, natural gas, alternative fuels, pilot fuel, environmental problem, large tanker*

# 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

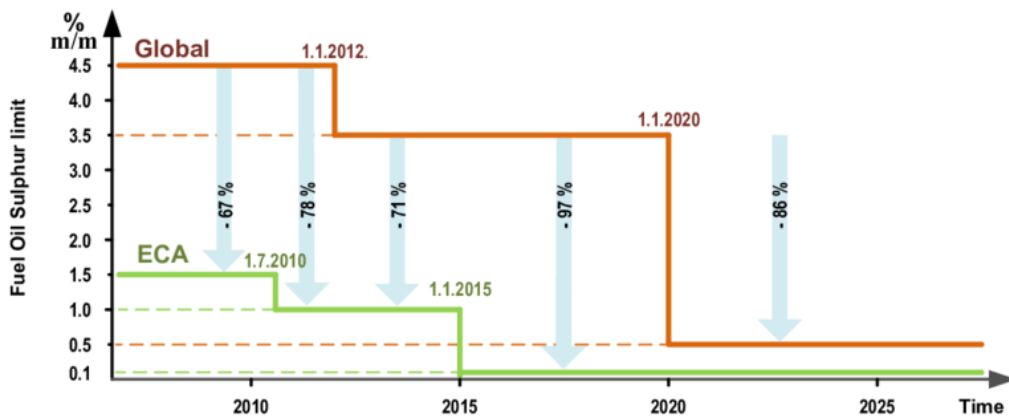
## 1.1 ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η ανάλυση της τεχνολογίας του αργόστροφου δίχρονου κινητήρα διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης και φτωχού μείγματος. Έπειτα, η πραγματοποίηση μελέτης περίπτωσης μεγάλου δεξαμενοπλοίου με χρήση της εφαρμογής GTD (*General Technical Data*) της WinGD για δίχρονες μηχανές εσωτερικής καύσης [13]. Τέλος, η εξαγωγή των στοιχείων που προκύπτουν από την επιλογή του κινητήρα σε μορφή ενός ενιαίου αρχείου.

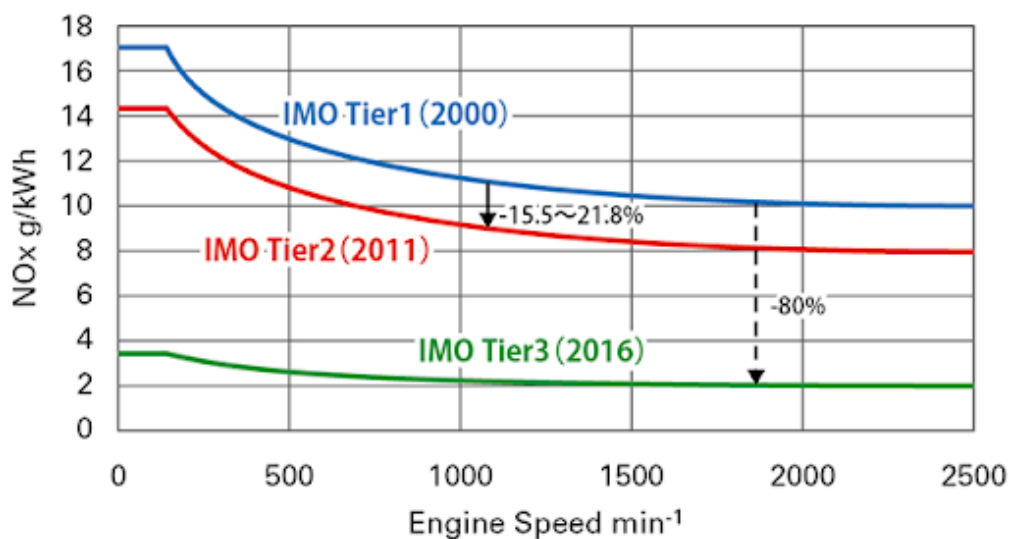
## 1.2 ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ *DIESEL* ΚΑΙ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΙΚΟ ΠΡΟΒΛΗΜΑ

Η μηχανή εσωτερικής καύσης με χρήση πετρελαίου (*Diesel*) υπάρχει και εξελίσσεται για πάνω από εκατό χρόνια [2]. Οι εφαρμογές στις οποίες συναντάται είναι πολλές, από την αυτοκινητοβιομηχανία μέχρι τη ναυτιλία. Η εκτεταμένη χρήση όμως των μηχανών αυτών, συνδέεται άμεσα με τα περιβαλλοντικά προβλήματα που απασχολούν τη σημερινή κοινωνία. Ένα από αυτά τα προβλήματα είναι οι αέριοι ρύποι και τα αέρια του θερμοκηπίου που εκπέμπονται στην ατμόσφαιρα. Τα πιο σημαντικά στοιχεία αυτών των ρύπων είναι: τα οξείδια του θείου ( $SO_x$ ), τα οξείδια του αζώτου ( $NO_x$ ) και τα σωματίδια άκαυστου άνθρακα, τα οποία μπορούν να χαρακτηριστούν και ως τοξικοί ρύποι, αλλά και το διοξείδιο του άνθρακα ( $CO_2$ ) το οποίο θεωρείται αέριο του θερμοκηπίου. Τα προβλήματα που προκαλούνται από τα παραπάνω περιλαμβάνουν, μεταξύ άλλων, το σχηματισμό του φωτοχημικού νέφους, τη δημιουργία όξινης βροχής, την πρόκληση ασθενειών του αναπνευστικού συστήματος στους ανθρώπους καθώς και τη διατάραξη της ισορροπίας του φαινομένου του θερμοκηπίου, η οποία ευθύνεται για την υπερθέρμανση του πλανήτη και τα φαινόμενα κλιματικής αλλαγής που παρατηρούνται [19]. Στην προσπάθειά του να καταστήσει τις θαλάσσιες μετακινήσεις πιο φιλικές προς το περιβάλλον, ο Διεθνής Ναυτιλιακός Οργανισμός (IMO) έχει θεσπίσει κάποια όρια, μέσω της σύμβασης για την θαλάσσια ρύπανση (MARPOL), για τα εκπεμπόμενα επικίνδυνα αέρια. Πιο συγκεκριμένα, για τα οξείδια του θείου αποφασίστηκε η μείωση της επιτρεπόμενης κατά μάζα περιεκτικότητας των καυσίμων σε θείο. Από το 2012 μέχρι και το

2019 αυτή ήταν στο 3,5%, ενώ από την 1<sup>η</sup> Γενάρη του 2020 και μετά αυτή μειώθηκε ακόμα περισσότερο στο 0,5%. Όσον αφορά στις εκπομπές των οξειδίων του αζώτου, έχουν θεσπιστεί ειδικοί περιορισμοί που περιλαμβάνουν τις περιοχές ελέγχου καυσαερίων (ECA – Tier III), αλλά και τις υπόλοιπες περιοχές (Tier II). Για τα αέρια του θερμοκηπίου, όπως το διοξείδιο του άνθρακα, τα πλοία με χωρητικότητα μεγαλύτερη από 400 τόνους, υποχρεώνονται από τον IMO μέσω σχετικού κανονισμού να συμμορφώνονται με τον δείκτη EEDI (*Energy Efficiency Design Index*) καθώς και με τον SEEMP (*Ship Energy Efficiency Management Plan*). Στόχος αυτών των απαιτήσεων είναι η μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου κατά 40% από τις αρχές του 2013 μέχρι και το 2030 και κατά 70% μέχρι το 2050 συγκριτικά με τα επίπεδα του 2008 [9]. Οι παραπάνω κανονισμοί φαίνονται και σχηματικά στις εικόνες που ακολουθούν.



Εικόνα 1: Κανονισμοί IMO για την περιεκτικότητα θείου στα καύσιμα [4].



Εικόνα 2: Κανονισμοί IMO για τις εκπομπές NOx [7].



Σύμφωνα με τα παραπάνω, κάθε πλοίο από το 2021 και μετά θα πρέπει να προσαρμοστεί και να συμβιβαστεί με τα μέτρα για τον περιορισμό των ρύπων. Όσον αφορά στα οξείδια του θείου, αυτό μπορεί να επιτευχθεί με τη χρήση συστημάτων καθαρισμού καυσαερίων, ή αλλιώς *Scrubbers*. Ένας άλλος τρόπος είναι η χρήση διαφορετικού καυσίμου, με τόση περιεκτικότητα σε θείο ώστε να ανταποκρίνεται στους νέους κανονισμούς. Για τη μείωση των οξειδίων του αζώτου, γίνεται χρήση συστημάτων επεξεργασίας καυσαερίων, όπως το *EGR (Exhaust Gas Recirculation)*, καθώς και αναγωγικοί καταλυτικοί μετατροπείς *SCR (Selective Catalytic Reduction)*. Τα παραπάνω συστήματα χρησιμοποιούνται και εγκαθίστανται σε παλαιότερα πλοία τα οποία συνεχίζουν και θα συνεχίσουν να λειτουργούν και μετά την έναρξη ισχύος των κανονισμών. Σε νεότερα πλοία που προβλέπεται να ξεκινήσουν τη λειτουργία τους μετά τους νέους κανονισμούς, η σχεδίαση και κατασκευή γίνεται με τέτοιο τρόπο ώστε να συμμορφώνονται με τις διατάξεις χωρίς να χρειάζονται περαιτέρω μετατροπές μετά την παράδοση στον πλοιοκτήτη. Μια λύση σε αυτό το πρόβλημα είναι η χρήση εναλλακτικού καυσίμου και διαφορετικού τύπου μηχανής. Το καύσιμο που θα μπορέσει να ικανοποιήσει όλες τις παραπάνω απαιτήσεις του Διεθνούς Ναυτιλιακού Οργανισμού είναι το φυσικό αέριο, ενώ η εν λόγω μηχανή είναι αυτή που κάνει χρήση διπλού καυσίμου, δηλαδή και πετρελαίου *Diesel* αλλά και φυσικού αερίου. Ωστόσο, ο IMO δεν έχει θεσπίσει μέχρι στιγμής κάποιο κανονισμό που να διέπει τη χρήση αυτού του νέου καυσίμου και τα προβλήματα τα οποία ενδεχομένως αυτό να προκαλέσει στο περιβάλλον. Είναι λογικό λοιπόν να υπάρξει ανάγκη στο μέλλον για οριοθέτηση του ποσοστού άκαυστου φυσικού αερίου που θα επιτρέπεται να εκλύεται στην ατμόσφαιρα μέσω του φαινομένου του *Methane slip*, όπως εξηγείται παρακάτω.

### 1.3 ΤΟ ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ ΩΣ ΚΑΥΣΙΜΟ

Το φυσικό αέριο εξάγεται από υπόγειες κοιλότητες που βρίσκονται κοντά ή πάνω από πετρελαιοπηγές και αποτελεί μείγμα διαφόρων υδρογονανθράκων [6, 17]. Κάποια από τα βασικά του συστατικά είναι: Μεθάνιο, Αιθάνιο, Προπάνιο, Βουτάνιο και Πεντάνιο [19]. Λόγω των ιδιοτήτων της καύσης του, θεωρείται ως φιλικό προς το περιβάλλον καύσιμο. Είναι άοσμο, άχρωμο, άγευστο και μη διαβρωτικό. Για να μπορεί να είναι ανιχνεύσιμο σε περιπτώσεις ανάγκης προστίθενται σε αυτό ειδικές αρωματικές ουσίες [19]. Η σχετική πυκνότητα του φυσικού αερίου κυμαίνεται μεταξύ 0,57 και 0,64. Ως σχετική πυκνότητα ορίζεται ο λόγος της πυκνότητας ενός αερίου ως προς την πυκνότητα του αέρα, σε ίδιες συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης. Έτσι, παρατηρείται πως η πυκνότητα του φυσικού αερίου είναι μικρότερη από αυτή του αέρα, άρα σε περίπτωση διαρροής αυτό μπορεί να διαφύγει στην ατμόσφαιρα αφού είναι ελαφρύτερο και κατά συνέπεια δεν εγκλωβίζεται από τον αέρα. Ένα ακόμα χαρακτηριστικό του φυσικού αερίου είναι ότι υπό συνθήκες ατμοσφαιρικής πίεσης υγροποιείται σε θερμοκρασίες χαμηλότερες των 161 °C βαθμών Κελσίου. Άλλη μια ιδιότητα που το καθιστά ιδανικό για χρήση σε μηχανές εσωτερικής καύσης είναι η αντοχή του σε κρουστική καύση. Αυτό καθορίζεται από τον αριθμό οκτανίου, ο οποίος στο φυσικό αέριο είναι περίπου ίσος με 130, αρκετά υψηλός σε σχέση με άλλο συμβατικό καύσιμο όπως η βενζίνη που έχει 90 με 95 [19]. Επομένως, μετά από όσα αναφέρθηκαν, μπορεί ασφαλώς να εξαχθεί το συμπέρασμα πως το φυσικό αέριο είναι όντως ένα φιλικό προς το περιβάλλον καύσιμο που συμβαδίζει με τους νέους κανονισμούς και πιο συγκεκριμένα [16]:

- Λόγω του φτωχού μείγματος που χρησιμοποιείται κατά την καύση, οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου μειώνονται κατά 80 με 85%.
- Οι εκπομπές οξειδίων του θείου είναι σχεδόν μηδαμινές αφού στο φυσικό αέριο δεν περιέχεται θείο.
- Οι εκπομπές σωματιδίων άνθρακα είναι πολύ μικρές.
- Η εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα μειώνεται κατά 20 με 30%, λόγω της μεγαλύτερης περιεκτικότητας του φυσικού αερίου σε υδρογόνο, άρα και μικρότερης περιεκτικότητας σε άνθρακα σε σχέση με άλλα τυπικά ναυτιλιακά καύσιμα.

Ωστόσο, τα παραπάνω πλεονεκτήματα δεν θα είναι από μόνα τους ικανά να βελτιώσουν την περιβαλλοντική κατάσταση, ακόμα κι αν το φυσικό αέριο συμμορφώνεται με τους κανονισμούς, αν δεν εντοπιστούν και καταπολεμηθούν και τα μειονεκτήματα του καυσίμου. Το βασικότερο μειονέκτημα είναι η διαφυγή μεθανίου ή αλλιώς *Methane slip*. Αυτό το φαινόμενο προκαλείται λόγω της ποσότητας αερίου το οποίο δεν κάηκε κατά τη διαδικασία της καύσης μέσα στον κύλινδρο και διαφεύγει στην ατμόσφαιρα. Πιο συγκεκριμένα, το μεθάνιο έχει μια πολύ σημαντική συμβολή στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Σε σχέση με αυτή που έχει το διοξείδιο του άνθρακα, είναι εικοσιπέντε (25) φορές μεγαλύτερη. Δηλαδή για κάθε κιλό μεθανίου που εκλύεται στην ατμόσφαιρα, οι επιπτώσεις είναι ίδιες με το να εκλύονταν εικοσιπέντε κιλά διοξειδίου του άνθρακα [16]. Όπως είναι αντιληπτό, αυτό είναι πολύ σημαντικό και πρέπει να προσεχθεί, αλλιώς τα οφέλη από τη χρήση φυσικού αερίου ως καύσιμο μειώνονται σημαντικά.

ΣΥΣΤΑΣΗ Περιεκτικότητα % κ.ο	Ρωσικό ΦΑ	Αλγερινό ΦΑ
Μεθάνιο (CH <sub>4</sub> )	98	91,2
Αιθάνιο (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	0,6	6,5
Προπάνιο (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	0,2	1,1
Βουτάνιο	0,2	0,2
Πεντάνιο (C <sub>5</sub> ) και βαρύτερα	0,1	-
N <sub>2</sub>	0,8	1
CO <sub>2</sub>	0,1	-
Ευγενή αέρια (He, Ne, Xe)	-	-
Υδρόθειο (H <sub>2</sub> S)	-	-
Ανώτερη Θερμογόνος Δύναμη	8600 - 9200 Kcal/Nm <sup>3</sup>	9640 - 10650 Kcal/Nm <sup>3</sup>

Πίνακας 1: Σύσταση του Φυσικού Αερίου. [20]

Ιδιότητα	Μη κατεργασμένο ΦΑ	ΦΑ που έχει υποστεί επεξεργασία
Σχετική μοριακή μάζα	20	16
Περιεχόμενο σε άνθρακα (wt%)	73	75
Περιεχόμενο σε υδρογόνο (wt%)	27	25
Περιεχόμενο οξυγόνο (wt%)	0,4	0
Σημείο βρασμού (°C/1atm)		162
Πυκνότητα σε σχέση με τον αέρα στους 15 °C	1,5	0,6
Αριθμός οκτανίου	120	130
Αριθμός μεθανίου	69	99
Όριο ανάφλεξης ατμών (%κ.ο)	5	15
Όριο ανάφλεξης	0,7	2,1
Κατώτερη θερμογόνος δύναμη καύσης (Btu)	900	

Πίνακας 2: Ιδιότητες μη - κατεργασμένου Φυσικού Αερίου και αυτού που έχει υποστεί κατεργασία [20]

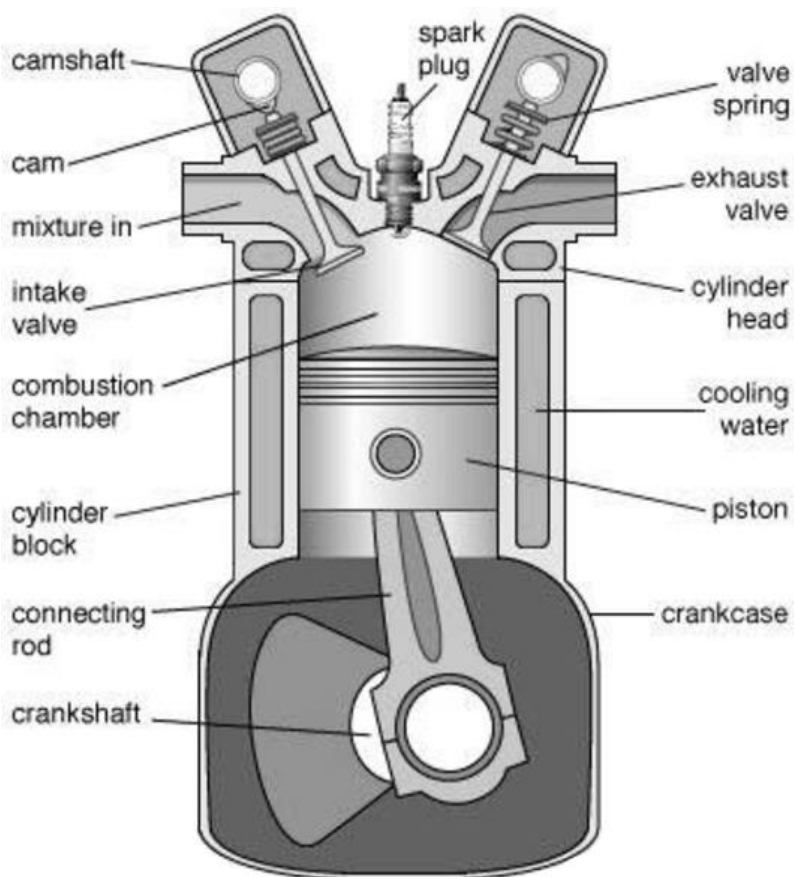
α/α	Χημικός τύπος	Μοριακό βάρος	Πυκνότητα g/m <sup>3</sup> 0° & 760 mm Hg Ξηρό	Σχετική πυκνότητα Αέρας = 1	Ανώτερη Θερμογόνος Δύναμη σε kcal/m <sup>3</sup> 0°C & 760 mm Hg Ξηρό - Ιδανικό αέριο	Θεωρητική απαίτηση σε ξηρό αέρα καύσης m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
Μεθάνιο	CH <sub>4</sub>	16,043	715,8	0,5537	9.497,2	9,52
Αιθάνιο	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,070	1.342	1,0378	16.513,4	16,66
Προπάνιο	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,097	1.968	1,5219	23.671,9	23,80
Βουτάνιο	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	2.594	2,0061	30.688,0	30,94
Βενζόλιο	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78,114	3.486	2,6961	35.699,2	35,70
Νερό	H <sub>2</sub> O	18,016	804	0,6218		
Οξυγόνο	O <sub>2</sub>	32,000	1.428	1,1044		
Άζωτο (καθαρό)	N <sub>2</sub>	28,016	1.250	0,9669		
Αέρας		(28,97)	1.293	1,0000		
Διοξείδιο του άνθρακα	CO <sub>2</sub>	44,011	1.964	1,5189		
Μονοξείδιο του άνθρακα	CO	28,011	1,250	0,9667	3.035,5	2,38
Υδρογόνο	H <sub>2</sub>	2,016	89,95	0,0696	3.054,2	2,38

Πίνακας 3: Ιδιότητες των αέριων συστατικών του Φυσικού Αερίου. [20]

## 1.4 ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

### 1.4.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η μηχανή *Diesel* πήρε το όνομά της από τον *Rudolf Diesel*, τον Γερμανό μηχανολόγο μηχανικό και εφευρέτη ο οποίος και την επινόησε. Από το 1893 ήδη υπάρχει το πρώτο πρωτότυπο της μηχανής, όπως προέκυψε από τη συνεργασία του *Rudolf* με την *Maschinenfabrik Augsburg*. Το 1896 κατασκευάζεται το τρίτο και τελευταίο πρωτότυπο ενώ το Φλεβάρη του 1897 η μηχανή λειτουργεί και είναι έτοιμη να περάσει τα τεστ επιδόσεων και να μπει στην τελική ευθεία για παραγωγή. Κάτι που τελικά συμβαίνει το Φλεβάρη του 1898 όπου και ιδρύεται η *Diesel Motoren-Fabrik Actien-Gesellschaft* και τον Μάρτιο της ίδιας χρονιάς η πρώτη μηχανή εγκαθίσταται στο εργοστάσιο *Kempton*. Ένα χρόνο μετά, το 1899, ο *Hugo Guldner* επινοεί την πρώτη δίχρονη μηχανή *Diesel* [2].



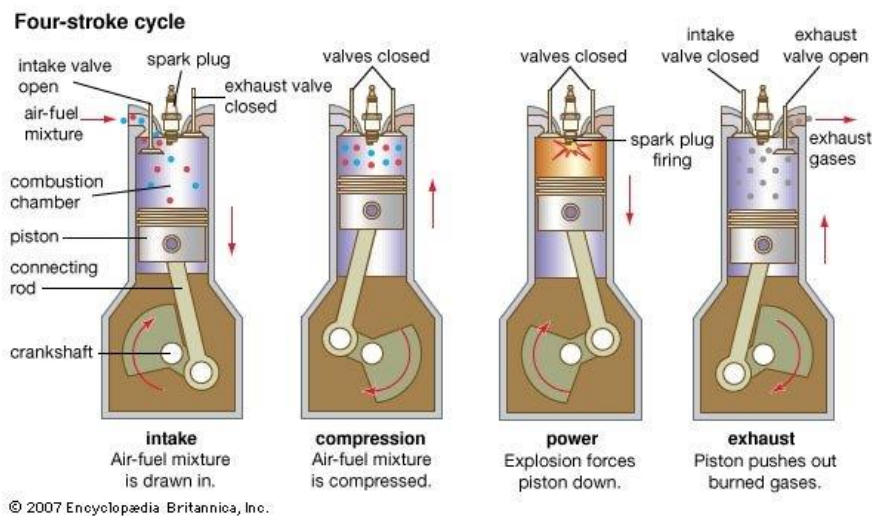
Εικόνα 3: Τομή κυλίνδρου μηχανής εσωτερικής καύσης.[1]

## 1.4.2 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΚΑΙ ΔΙΑΦΟΡΕΣ

Η βασική αρχή λειτουργίας μιας εμβολοφόρου μηχανής εσωτερικής καύσης με χρήση *Diesel*, περιγράφεται εύκολα από την παρακάτω διαδικασία. Αρχικά, γίνεται αναφορά σε τετράχρονο κινητήρα, το οποίο σημαίνει πως για έναν πλήρη κύκλο χρειάζονται τέσσερις χρόνοι, δηλαδή το έμβολο θα ανέβει και θα κατέβει στον κύλινδρο τέσσερις φορές. Οι διαδικασίες περιλαμβάνουν:

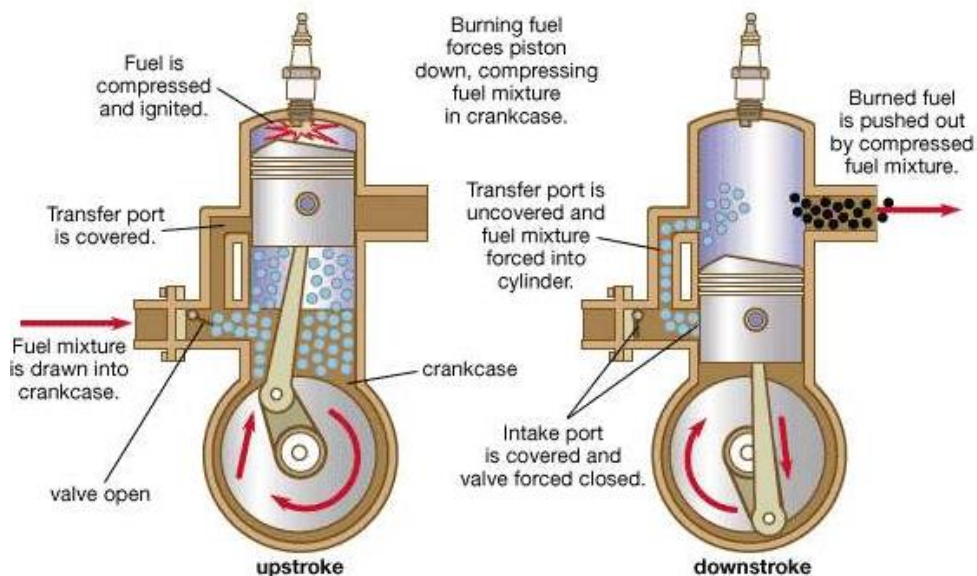
- 1 Εισαγωγή του αέρα στον κύλινδρο.
- 2 Συμπίεση του αέρα.
- 3 Εισαγωγή του καυσίμου.
- 4 Ανάφλεξη και εκτόνωση.
- 5 Απομάκρυνση καυσαερίων από τον κύλινδρο.

Αν και αυτά είναι παραπάνω από τέσσερις διαδικασίες, ταιριάζουν ακριβώς στους τέσσερις χρόνους μιας εμβολοφόρου τετράχρονης μηχανής. Πιο αναλυτικά, ο πρώτος χρόνος ξεκινάει με το έμβολο στο Άνω Νεκρό Σημείο (το οποίο από εδώ και πέρα θα αναγράφεται ως ΑΝΣ για συντομία) καθώς ξεκινάει να κατεβαίνει. Τότε γίνεται η αναρρόφηση του αέρα από τη βαλβίδα εισαγωγής λόγω της διαφοράς πίεσης που δημιουργείται μεταξύ του πάνω μέρους του κυλίνδρου και της ατμόσφαιρας. Στη συνέχεια και αφού το έμβολο έχει φτάσει στο Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ), η βαλβίδα εισαγωγής φράσει και εγκλωβίζει τον αέρα (ή το μείγμα αέρα – καυσίμου ανάλογα τον τύπο της μηχανής) και καθώς το έμβολο ανεβαίνει προς το ΑΝΣ συμπιέζεται στην απαραίτητη πίεση. Ο δεύτερος χρόνος, είναι η συμπίεση του αέρα ή του μείγματος μέσα στον κύλινδρο με σκοπό την επίτευξη της απαραίτητης πίεσης αλλά και της ανάπτυξης θερμότητας μέσα στο θάλαμο. Ο τρίτος χρόνος, ή χρόνος εκτονώσεως, είναι η φάση κατά την οποία αποδίδεται ενέργεια από τον κινητήρα. Στην περίπτωση που χρησιμοποιείται μείγμα αέρα – καυσίμου, κατά τη στιγμή που το έμβολο είναι στην υψηλότερη θέση του, γίνεται η έναρξη της καύσης με τη βοήθεια του σπινθηριστή (γίνεται εκτενέστερη αναφορά και περιγραφή παρακάτω). Στην περίπτωση που χρησιμοποιείται μόνο αέρας, στο σημείο που το έμβολο είναι στη μέγιστη συμπίεση, γίνεται η έγχυση του καυσίμου. Η διαδικασία αυτή κρατάει τόσο όσο χρειάζεται ώστε το έμβολο να διανύσει ένα μικρό μέρος της διαδρομής του προς τα κάτω, με την ταυτόχρονη έναρξη της καύσης. Αυτή είναι και η στιγμή που όλη η ενέργεια της από το καύσιμο μετατρέπεται σε κίνηση στον άξονα. Ο κύκλος τελειώνει με την άνοδο του εμβόλου ξανά και την απομάκρυνση των καυσαερίων μέσω της βαλβίδας εξαγωγής. Στη συνέχεια η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει και ανοίγει αυτή της εισαγωγής, με τον κύλινδρο στο ΑΝΣ και έτοιμο να ξεκινήσει τη διαδικασία από την αρχή [10].



Εικόνα 4: Οι τέσσερις χρόνοι καύσης ενός τετράχρονου κινητήρα εσωτερικής καύσης. [3]

Ωστόσο, είναι γνωστό πως υπάρχουν και οι λεγόμενοι δίχρονοι κινητήρες εσωτερικής καύσης. Αυτοί, όπως προδίδει η ονομασία τους, ολοκληρώνουν έναν κύκλο σε μόνο δύο χρόνους. Αυτό γίνεται με την παρακάτω διαδικασία: Στον πρώτο χρόνο το έμβολο κινείται από το ΑΝΣ προς τα κάτω. Στην περίπτωση που στον προηγούμενο κύκλο έχει συμπιεστεί μείγμα, τότε αυτό έχει αναφλεγεί λίγο πριν ο κύλινδρος να φτάσει το ανώτερο σημείο του. Έτσι κατά την κάθοδό του αρχίζει να αποκαλύπτει τη δίοδο εξαγωγής, με αποτέλεσμα να αποβάλλει τα καυσαέρια από τον κύλινδρο. Έπειτα το έμβολο αποκαλύπτει και τη δίοδο εισαγωγής όπου εισάγεται το νέο μείγμα αέρα – καυσίμου. Η ανταλλαγή αυτή μεταξύ καυσαερίων και νέου μείγματος πραγματοποιείται σχεδόν ταυτόχρονα. Στην περίπτωση κινητήρα *Diesel* όπου και εισάγεται και συμπιέζεται μόνο αέρας, η διαδικασία είναι σχεδόν η ίδια, με την καύση να γίνεται λίγο πριν το έμβολο να φτάσει στο ΑΝΣ. Κατά την κάθοδό του ωστόσο, αποκαλύπτει πρώτα τη δίοδο εξαγωγής και σχεδόν ταυτόχρονα τη δίοδο εισαγωγής για την είσοδο του νέου αέρα. Στον δεύτερο χρόνο, κατά την πρώτη περίπτωση μείγματος, το έμβολο συμπιέζει και φτάνει προς το ανώτερο σημείο όπου και γίνεται η έναρξη της καύσης με τη βοήθεια σπινθηριστή, ενώ στη δεύτερη περίπτωση, όταν το έμβολο φτάσει προς το ΑΝΣ γίνεται η έγχυση του καυσίμου και ξεκινά η καύση. Τόσο στη μία, όσο και στην άλλη περίπτωση, με την ολοκλήρωση της καύσης ξεκινά η διαδικασία του κύκλου από την αρχή [10].



Εικόνα 5: Οι δύο χρόνοι καύσης ενός δίχρονου κινητήρα εσωτερικής καύσης. [11]



Στις μεγάλες δίχρονες ναυτικές μηχανές, εντοπίζονται κάποιες διαφοροποιήσεις σε σχέση με τις συμβατικές δίχρονες που περιεγράφηκαν παραπάνω. Η πιο σημαντική είναι αυτή της διάταξης των διόδων εισαγωγής καυσίμου και αέρα, καθώς και η βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων. Όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα, από τα αριστερά προς τα δεξιά, οι δίοδοι εισαγωγής του αέρα είναι στη βάση του κυλίνδρου δεξιά και αριστερά, ενώ η εισαγωγή του αέρα γίνεται όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΚΝΣ. Στη μεσαία εικόνα φαίνεται η εισαγωγή του καυσίμου η οποία γίνεται από δύο διόδους που βρίσκονται δεξιά και αριστερά στη μέση του κυλίνδρου. Τέλος, στην τρίτη εικόνα φαίνεται η εξαγωγή των καυσαερίων από τη βαλβίδα η οποία βρίσκεται στο πάνω μέρος του κυλίνδρου κεντρικά. Δεξιά και αριστερά της βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων βρίσκονται οι προθάλαμοι καύσης του πιλοτικού καυσίμου που χρησιμεύουν στην έναρξη της καύσης.



Εικόνα 6: Καύση προαναμεμιγμένου φτωχού καυσίμου σε μεγάλο ναυτικό κινητήρα. [12]



Οι διαδικασίες των τετράχρονων και δίχρονων κινητήρων είναι οι ίδιες τόσο σε μηχανές *Diesel* όσο και σε κινητήρες βενζίνης, ή όπως συνηθίζεται λιγότερο να λέγεται στην καθημερινότητα, σε κινητήρες *Otto*. Η βασική διαφορά στη διάταξη ενός τέτοιου κινητήρα είναι ο σπινθηριστής, ή μπουζί, ο οποίος είναι απαραίτητος για την έναρξη της αντίδρασης της καύσης. Σε κινητήρες *Diesel*, το καύσιμο ψεκάζεται στον θάλαμο τη στιγμή που το έμβολο βρίσκεται στο ανώτερο σημείο του. Λόγω των υψηλών πιέσεων, της αυξημένης θερμοκρασίας και της ικανότητας του *Diesel* να αναφλέγεται από μόνο του σε χαμηλές σχετικά θερμοκρασίες και πιέσεις, η καύση μπορεί να ξεκινήσει χωρίς την παρουσία εξωτερικών διεγέρσεων. Ο λόγος που χρειάζεται μια εξωτερική βοήθεια στους κινητήρες βενζίνης είναι διότι η βενζίνη ως καύσιμο έχει μεγάλη θερμοκρασία αυτανάφλεξης η οποία θα χρειαζόταν υπερβολικά μεγάλη πίεση μέσα στον κύλινδρο για να επιτευχθεί. Η ανάπτυξη πολύ υψηλών πιέσεων σε συνδυασμό με τις μεγάλες θερμοκρασίες που υπάρχουν στον κύλινδρο μπορεί να προκαλέσουν καταπόνηση στα μέταλλα του κινητήρα με αποτέλεσμα να υπάρχει αυξημένη πιθανότητα αστοχίας του υλικού. Επειδή αυτό είναι κάτι το ανεπιθύμητο, γίνεται χρήση του σπινθηριστή ώστε κατά τη διαδικασία που το έμβολο έχει συμπιέσει επαρκώς το μείγμα αέρα – καυσίμου, να ξεκινά την αντίδραση της καύσης με μια σπίθα [18].



Εικόνα 7: Τυπικός αναφλεκτήρας. [25]

### 1.4.3 Η ΜΗΧΑΝΗ ΑΕΡΙΟΥ

Οι μηχανές που χρησιμοποιούν ως καύσιμο αποκλειστικά το φυσικό αέριο κατατάσσονται στους κινητήρες *Otto*. Ο τρόπος λειτουργίας τους είναι παραπλήσιος με αυτόν των κινητήρων βενζίνης. Για την εισαγωγή του καυσίμου στον κύλινδρο υπάρχει η βαλβίδα αναμείξεως μέσω της οποίας το καύσιμο αέριο αναμειγνύεται με τον εξωτερικό αέρα και στη συνέχεια εισάγεται στο θάλαμο καύσης. Η βαλβίδα αυτή, φροντίζει επίσης για τη σωστή αναλογία στο μείγμα, για τη χρονική στιγμή στην οποία αυτό εισάγεται στον κύλινδρο, καθώς και για την αποφυγή εισαγωγής αέρα στο σύστημα σωληνώσεων του φυσικού αερίου η οποία θα μπορούσε να προκαλέσει έκρηξη. Περαιτέρω στα θέματα ασφαλείας, η θυρίδα εισόδου του αέρα ανοίγει πρώτη, ενώ στη συνέχεια ανοίγει η θυρίδα του αερίου. Αντίθετα, κατά το κλείσιμο, η θυρίδα του αέρα κλείνει πρώτη, ενώ του αερίου δεύτερη. Για τον έλεγχο της αναλογίας αέρα – φυσικού αερίου, υπάρχουν επιμέρους στοιχεία χρονισμού της βαλβίδας ώστε να ρυθμίζεται η αναλογία μείγματος ανάλογα με το φορτίο της μηχανής. Συνήθως η ρύθμιση αυτή γίνεται με την αυξομείωση του μεγέθους των διόδων εισαγωγής αέρα και καυσίμου [18].

## 2. ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ ΔΙΠΛΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

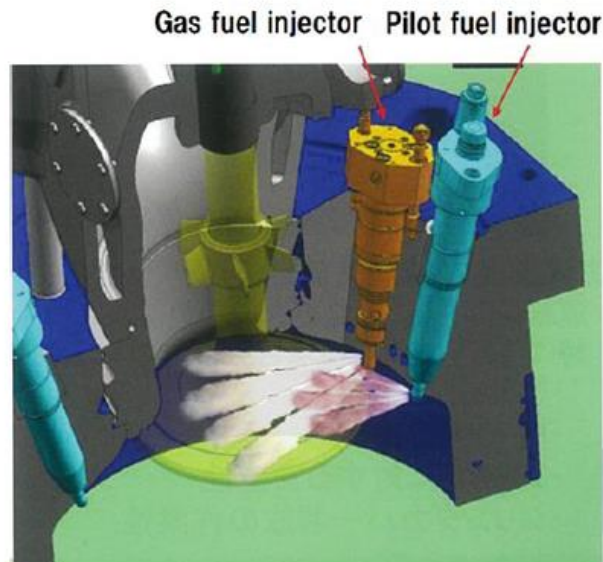
### 2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η βασική ιδέα πίσω από τις μηχανές διπλού καυσίμου προτάθηκε από τον ίδιο τον Rudolf Diesel σε μια πατέντα του, η οποία δημοσιεύτηκε το 1901 με τίτλο «*Method of Igniting and Regulating Combustion for Internal Combustion Engines*». Μέσα σε αυτό το κείμενο ο Diesel κάνει την εξής σκέψη. Αν ένα μείγμα αέρα – καυσίμου έχει συμπιεστεί ως ένα βαθμό, μικρότερο από αυτόν που απαιτείται για την αυτανάφλεξή του, αλλά μεγαλύτερο από αυτόν που απαιτείται για την αυτανάφλεξη ενός άλλου μείγματος, τότε με την εισαγωγή του δεύτερου στο πρώτο, επιτυγχάνεται άμεση έναρξη της καύσης του δεύτερου μείγματος και τη σταδιακή καύση του πρώτου. Έτσι είναι εφικτό με ένα πιο εύφλεκτο μείγμα αέρα – καυσίμου να αναφλεγεί ένα λιγότερο εύφλεκτο. Ωστόσο η ιδέα αυτή δεν έγινε πράξη μέχρι το 1939 όπου η αγγλική εταιρεία *National Gas and Oil Engine Co.* κατασκευάζει την πρώτη μηχανή διπλού καυσίμου. Με την πάροδο του χρόνου και την ανάγκη για ρύθμιση της μόλυνσης του περιβάλλοντος καθώς και τη συμμόρφωση με τους κανονισμούς των Μηογνωμόνων για τη λειτουργία των πλοίων, χρειάστηκε να γίνουν περαιτέρω βελτιώσεις αλλά και να γίνει δυνατή η εναλλαγή μεταξύ αερίου καυσίμου και υγρού όπου υπάρχει ανάγκη. Έτσι η πρώτη τετράχρονη μηχανή διπλού καυσίμου εμφανίστηκε στα τέλη της δεκαετίας του '90, ενώ η πρώτη δίχρονη ναυτική μηχανή διπλού καυσίμου έκανε την εμφάνισή της μόλις το 2010 [15]. Στους σημερινούς κινητήρες διπλού καυσίμου το κύριο καύσιμο είναι το φυσικό αέριο, το οποίο καθορίζει και το φορτίο του κινητήρα, ενώ το πιο εύφλεκτο καύσιμο το οποίο θα ξεκινήσει και τη διαδικασία της καύσης είναι το Diesel, το οποίο εγχέεται την τελευταία στιγμή πριν την καύση και το ονομάζεται πιλοτικό καύσιμο (*pilot fuel*) [19].

## 2.2 ΣΥΣΤΗΜΑ ΥΨΗΛΗΣ ΚΑΙ ΧΑΜΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

### 2.2.1 ΣΥΣΤΗΜΑ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

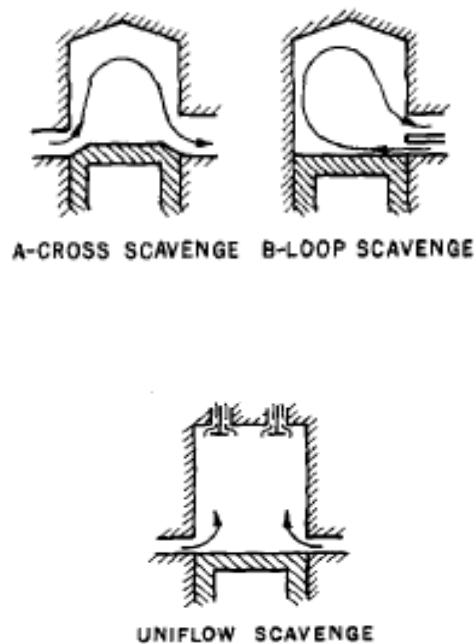
Στην περίπτωση του συστήματος υψηλής πίεσης, το καύσιμο αέριο εισάγεται στον κύλινδρο όταν το έμβολο βρίσκεται κοντά στο ΑΝΣ, όπως θα γινόταν και με μια συμβατική μηχανή *Diesel*. Δεδομένου ότι η πίεση στο θάλαμο ξεπερνά τα 150 bar, ο ψεκασμός του καυσίμου θα πρέπει να γίνει με πίεση περίπου διπλάσια στα 300 bar ώστε να γίνει σωστή ανάμειξη με τον αέρα και να επιτευχθεί αποτελεσματική καύση. Με τόσο μεγάλη πίεση, το αέριο θα μπορούσε θεωρητικά να καεί απευθείας μετά την εισαγωγή του, ωστόσο η καύση του θα ήταν πολύ αργή. Για να επιταχυνθεί η καύση και να γίνει πιο αποδοτική, ψεκάζεται ελάχιστο *Diesel* υπό μορφή πιλοτικού καυσίμου (*pilot fuel*). Εφόσον υπάρχουν φλόγες διάχυσης, οι εκπομπές μονοξειδίου και διοξειδίου του άνθρακα μειώνονται δραματικά, ενώ ταυτόχρονα αποφεύγεται και το φαινόμενο της κρουστικής καύσης (*knocking*). Ωστόσο, το πιλοτικό καύσιμο που χρησιμοποιείται, είναι σε ποσότητα το 5-10% του συνολικού καυσίμου. Για να ικανοποιηθεί η συνθήκη του *Tier III* του IMO, χρειάζεται η επιπρόσθετη εγκατάσταση συστημάτων επεξεργασίας καυσαερίων ή επανακυκλοφορίας τους μέσα στον κύλινδρο [15].



Εικόνα 8: Συστήματα ψεκασμού αερίου και πιλοτικού καυσίμου. [8]

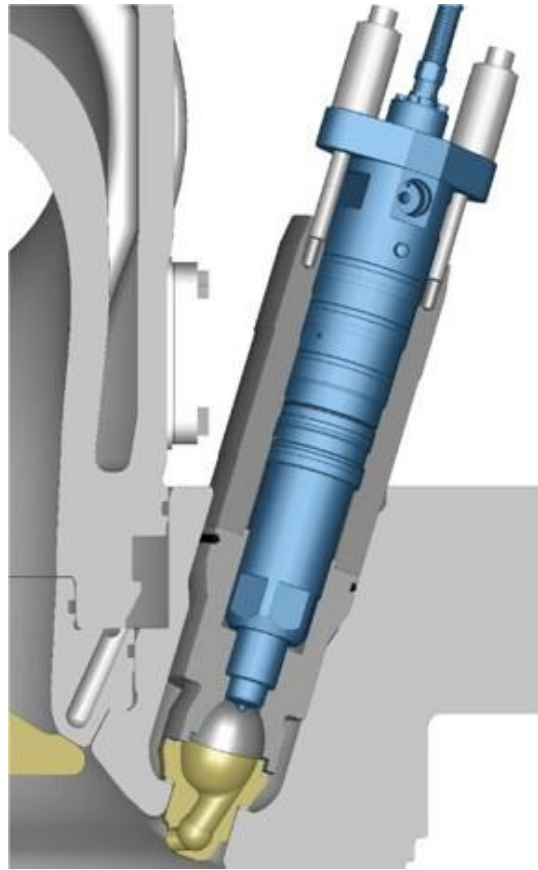
## 2.2.2 ΣΥΣΤΗΜΑ ΧΑΜΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

Στις μηχανές που λειτουργούν με σύστημα χαμηλής πίεσης, το καύσιμο αέριο εισάγεται στον κύλινδρο στα μισά της διαδρομής του εμβόλου, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, όταν αυτό είναι στη βάση του κυλίνδρου και ανεβαίνει προς τα πάνω. Κατά συνέπεια η πίεση είναι η χαμηλότερη δυνατή. Με αυτόν τον τρόπο το αέριο μπορεί να εγχυθεί με πίεση χαμηλότερη ακόμα και των 16 *bar* και να αναμειχθεί με τον αέρα καθώς το έμβολο ανεβαίνει προς τα πάνω. Υπάρχουν διάφοροι τρόποι για να αναμειχθεί αποτελεσματικά ο αέρας με το καύσιμο σε έναν κύλινδρο. Οι τρεις βασικοί φαίνονται στην παρακάτω εικόνα. Λόγω της διάταξης των διόδων εισαγωγής του αέρα και αυτών του καυσίμου, καθώς και της βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων στις μεγάλες δίχρονες ναυτικές μηχανές διπλού καυσίμου ο τρόπος ανάμειξης του καυσίμου μείγματος είναι αυτός που φαίνεται δεξιά και αναγράφεται ως *Uniflow Scavenging*.



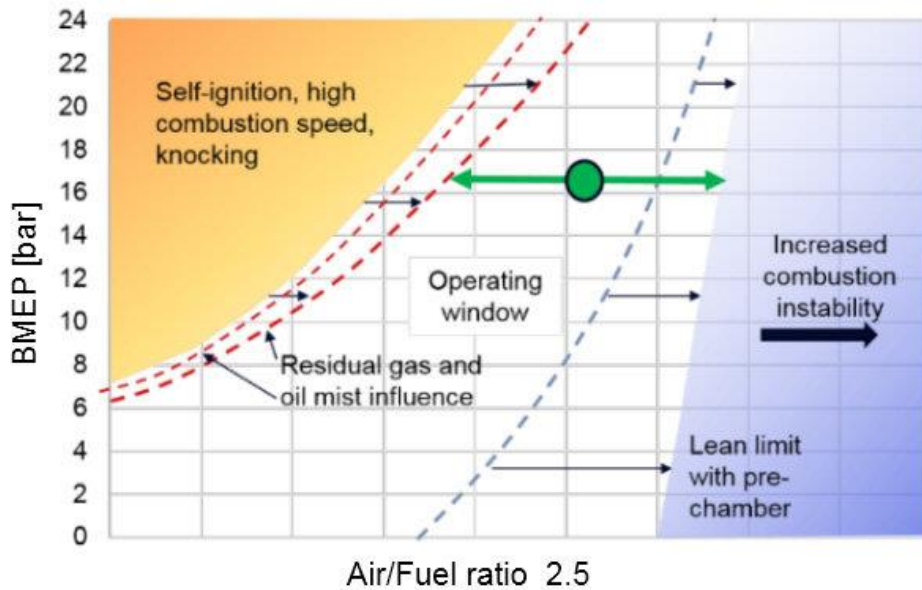
Εικόνα 9: Τρόποι εισαγωγής και ανάμειξης του αέρα στον κύλινδρο.[29]

Όταν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ τότε γίνεται ο ψεκασμός του πιλοτικού καυσίμου. Για να επιτευχθεί μια σταθερή καύση, το πιλοτικό *Diesel* ψεκάζεται σε έναν προθάλαμο όπου συγκεντρώνεται όλη η ενέργειά του, οδηγώντας έτσι σε μεγαλύτερη θερμοκρασία και γρηγορότερη αύξηση της πίεσης. Με αυτόν τον τρόπο, δημιουργείται μια ισχυρή ανάφλεξη στον προθάλαμο η οποία διαδίδεται στον κύριο θάλαμο καύσης καίγοντας το αέριο καύσιμο.



Εικόνα 10: Ψεκασμός πιλοτικού καυσίμου και προθάλαμος καύσης. [5]

Η καύση φτωχού μείγματος στον κύκλο *Otto* χαρακτηρίζεται από την ελάχιστη χρήση πιλοτικού καυσίμου καθώς και από την υψηλή ταχύτητα καύσης που έχει ως αποτέλεσμα οι μέγιστες τιμές της θερμοκρασίας να παραμένουν σε χαμηλά επίπεδα. Αυτό δεν δίνει τη δυνατότητα σχηματισμού οξειδίων του αζώτου και κατά συνέπεια επιτρέπουν τη συμμόρφωση με τους *Tier III* κανονισμούς του IMO χωρίς προσθήκη περαιτέρω εξοπλισμού. Από μόνο του το γεγονός αυτό αποτελεί πλεονέκτημα έναντι της χρήσης συστήματος υψηλής πίεσης. Ακόμα, το σύστημα διαχείρισης και εισαγωγής καυσίμου είναι αισθητά απλούστερο από το αντίστοιχο των συστημάτων υψηλής πίεσης. Παρότι όμως το φτωχό μείγμα αποτρέπει την πιθανότητα κρουστικής καύσης, στα υψηλά φορτία η μηχανή κινδυνεύει από *misfiring*, δηλαδή την περίπτωση η καύση να μην πραγματοποιηθεί καν. Αυτό συμβαίνει διότι στα υψηλά φορτία, τα όρια του *knocking* και του *misfiring* είναι πολύ κοντά όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα. Η *WinGD* ήταν η πρώτη που το 2013 έφερε το σύστημα χαμηλής πίεσης σε κινητήρες διπλού καυσίμου [15].



Εικόνα 11: Όρια καύσης φτωχού μείγματος σε κινητήρες Otto.[5]

## 2.3 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΔΙΧΡΟΝΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΔΙΠΛΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΧΑΜΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

### 2.3.1 ΣΥΣΤΗΜΑ ΔΙΑΝΟΜΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

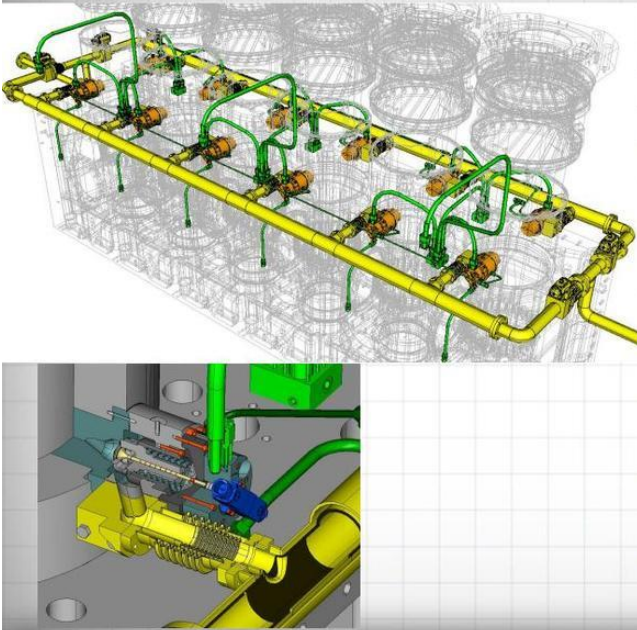
Σε τέτοιου είδους μηχανές, το σύστημα διανομής του αερίου καυσίμου είναι με τέτοιο τρόπο σχεδιασμένο ώστε να ανταποκρίνεται στις απαιτήσεις της μηχανής. Το αέριο διοχετεύεται μέσω σωληνώσεων, οι οποίες διαθέτουν πολλαπλά ανοίγματα, από τις δυο πλευρές κάθε κυλίνδρου. Για να εξασφαλιστεί η ταχεία πτώση της πίεσης σε περίπτωση δυσλειτουργίας, το δίκτυο διαθέτει βαλβίδες που κλείνουν ακαριαία στην είσοδο του αερίου από τη δεξαμενή και αντίστοιχα βαλβίδες που ανοίγουν ακαριαία στην κάθε έξοδο της σωληνώσης. Καθ' όλη τη διαδρομή του καυσίμου, οι σωλήνες είναι υπενδεδυμένες με διπλό τοίχωμα από ανοξείδωτο ατσάλι για να καλύπτουν τις απαιτήσεις των κανονισμών του εκάστοτε νηογνώμονα [5].

Κάθε κύλινδρος είναι εφοδιασμένος με δυο υδραυλικά κινούμενες βαλβίδες τροφοδοσίας (*Gas Admission Valves*) οι οποίες εισάγουν το καύσιμο απευθείας μέσα στον κύλινδρο. Δεδομένου ότι το καύσιμο μπαίνει στον κύλινδρο πριν ξεκινήσει η συμπίεση, μια μέση πίεση 10 με 12 bar είναι αρκετή για να επιτευχθεί ομογενές μείγμα αέρα καυσίμου, ακόμα κι αν η




μηχανή λειτουργεί στο πλήρες φορτίο της. Το σύστημα είναι σχεδιασμένο να αντέχει σε μέγιστη πίεση των 16 bar για να μπορέσει να ανταπεξέλθει σε συνθήκες χαμηλότερης θερμοκρασίας διατηρώντας ταυτόχρονα την ίδια παροχή καυσίμου και διασφαλίζοντας σταθερή μέγιστη απόδοση ισχύος [5].

**Key technology**



**Gas admission system**

- 2 x GAV (Gas Admission Valve) per cylinder
- Designed for 2-stroke application (~6,000 RH between inspection, ~18,000 RH expected life time)
- GAV hydraulically actuated
- Hydraulic power supply from exhaust valve servo oil system
- Precise gas admission control – from full load to 'idling'
- The key to optimized fuel/air mixture formation – engine performance
- Double walled piping for enhanced safety

13 © Wärtsilä


Εικόνα 12: Σύστημα διανομής αερίου καυσίμου και βαλβίδα διοχέτευσης.[12]

Ένας νέος σχεδιασμός για τις βαλβίδες διανομής και εισαγωγής του καυσίμου αναπτύχθηκε με σκοπό να ικανοποιεί τις απαιτήσεις των δίχρονων μηχανών. Ιδιαίτερη προσοχή έχει δοθεί στην απλοποίηση του εν λόγω εξαρτήματος ώστε να εξασφαλιστεί η αξιοπιστία και η εύκολη συντήρηση. Υδραυλική ισχύς μεταφέρεται στη βαλβίδα από τον ήδη υπάρχον σερβομηχανισμό διακίνησης λαδιού, η οποία χρησιμοποιείται και για την μετακίνηση των βαλβίδων εξαγωγής των καυσαερίων, εξαλείφοντας έτσι την ανάγκη για περαιτέρω υδραυλικά συστήματα.

Για να παραμείνει ο μηχανισμός σφιχτός και ικανός για μακροχρόνια χρήση, μια στιβαρή, σφαιρικού τύπου βαλβίδα έχει επιλεγεί. Για το διαχωρισμό και την αποτροπή μείξης του αερίου καυσίμου με το σύστημα του σερβομηχανισμού, χρησιμοποιείται λάδι το οποίο



λειτουργεί ως σφράγισμα στις μικρές διόδους μεταξύ των διαφόρων εξαρτημάτων. Επίσης το ίδιο λάδι χρησιμοποιείται για τη λίπανση του στελέχους της βαλβίδας. Για παραπάνω ασφάλεια, κάθε βαλβίδα είναι εξοπλισμένη με έναν ειδικό αισθητήρα ο οποίος επιτρέπει στο σύστημα ελέγχου να πραγματοποιεί απευθείας ενέργειες σε περίπτωση βλάβης ή δυσλειτουργίας. Ο σχεδιασμός της βαλβίδας που μοιάζει με φυσίγγιο επιτρέπει την αντικατάσταση όλων των κινούμενων μερών χωρίς να χρειάζεται να αφαιρεθεί όλο το εξάρτημα που στεγάζει τη βαλβίδα, ούτε κομμάτι του συστήματος σωλήνωσης της διανομής του καυσίμου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την εύκολη συντήρηση, τη μείωση του χρόνου που θα μείνει η μηχανή εκτός λειτουργίας, καθώς και τη μείωση του ρίσκου διαρροής καυσίμου κατά τη διάρκεια της συντήρησης [5].

### 2.3.2 ΣΥΣΤΗΜΑ ΠΙΛΟΤΙΚΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Για να μπορέσει να αναφλεγεί το μείγμα αέρα – καυσίμου, μόνο χάρη στην θερμοκρασία αυτανάφλεξης, θα πρέπει η θερμοκρασία στον κύλινδρο να είναι αρκετά υψηλή, κάτι, που όπως αναφέρθηκε παραπάνω, δεν συμβαίνει σε αυτό το είδος μηχανής εσωτερικής καύσης. Μελέτες έχουν δείξει πως σε τετράχρονα μηχανές μέσης ταχύτητας, ο ψεκασμός μιας μικρής ποσότητας *Diesel* είναι αρκετά αποτελεσματικός για μια σταθερή καύση, με ελάχιστη κατανάλωση πετρελαίου. Για τις δίχρονα μηχανές αναπτύχθηκε το ίδιο σύστημα ψεκασμού *Diesel* με προθάλαμο. Ο προθάλαμος συγκεντρώνει την ενέργεια του πιλοτικού καυσίμου και αναπτύσσει μεγαλύτερη θερμοκρασία απ' ότι θα υπήρχε χωρίς αυτόν. Ως αποτέλεσμα, υπάρχει μεγαλύτερο εύρος θερμοκρασιών ικανό να οδηγήσει το *Diesel* σε αυτανάφλεξη, με συνέπεια να μειωθεί ο χρόνος της έναυσης της καύσης. Για τον ίδιο λόγο ο χρόνος που διαρκεί η καύση είναι μικρότερος, με μια ταχεία αύξηση της πίεσης στον προθάλαμο. Αυτή η αύξηση της πίεσης δημιουργεί έναν ισχυρό δαυλό φωτιάς που διαπερνά τον προθάλαμο και αναφλέγει το μείγμα αέρα – καυσίμου στον κύλινδρο. Με αυτή την τεχνική και με δύο προθαλάμους καύσης σε κάθε κύλινδρο, διασφαλίζεται ικανοποιητική ενέργεια για την έναρξη της καύσης του κυρίως μείγματος, κατανομημένη ομοιόμορφα σε όλο τον όγκο του θαλάμου καύσης, μόνο με ελάχιστη ποσότητα πιλοτικού καυσίμου της τάξης κάτω του 1% της συνολικής προσδιδόμενης ενέργειας στη μηχανή στο πλήρες φορτίο της [5].

### 2.3.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ

Όλες οι δίχρονες μηχανές διπλού καυσίμου της *WinGD* λειτουργούν με ένα *UNIC (Unified Controls)* σύστημα χειρισμού. Το εν λόγω σύστημα είναι ενσωματωμένο μέσα στο σύστημα διαχείρισης του κινητήρα και βρίσκεται σε ένα μεγάλο εύρος μοντέλων της σειράς X. Πιο συγκεκριμένα, για τις μηχανές διπλού καυσίμου, το παραπάνω σύστημα περιλαμβάνει τα παρακάτω επιπλέον:[5]

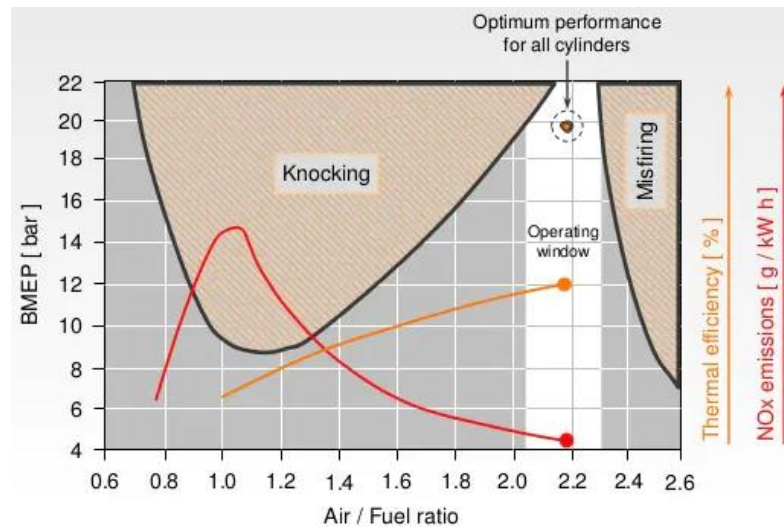
- Επιλογή εναλλαγής καυσίμου από υγρό σε αέριο και *vice – versa* κατά τη διάρκεια λειτουργίας της μηχανής.
- Έλεγχος του συγχρονισμού, της πίεσης και της διάρκειας για τη διανομή και τον ψεκάσμο του καυσίμου στους κυλίνδρους.
- Έλεγχος του συστήματος καυσαερίων για τη ρύθμιση της πίεσης στην επανατροφοδότησή τους στη μηχανή, καθώς και την προσαρμογή του συντελεστή λ.
- Εντοπισμός και έλεγχος κρουστικής καύσης ή αδυναμίας στην έναρξη της καύσης (*misfire*), για μεγαλύτερη απόδοση και ασφάλεια στη χρήση του κινητήρα.
- Προσαρμογή της πίεσης ξεχωριστά σε κάθε κύλινδρο για εξασφάλιση της βέλτιστης χρήσης της μηχανής.
- Επιπλέον στοιχεία παρακολούθησης για αυξημένο έλεγχο λειτουργίας.

### 2.4 ΑΡΧΕΣ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Σε αντίθεση με τις μηχανές *Diesel*, η έκλυση θερμότητας στις μηχανές *Otto* δεν μπορεί να ελεγχθεί από το ρυθμό ψεκάσμου του καυσίμου, αφού όλο το καύσιμο ψεκάζεται και αναμειγνύεται πριν την έναρξη της καύσης. Στον κύκλο *Otto* η καύση καθοδηγείται κατά μια έννοια από τον στροβιλισμό κατά τη διάρκεια της συμπίεσης, ωστόσο ο κύριος παράγοντας που καθορίζει την καύση είναι ο λόγος αέρα – καυσίμου (*A/F – Air to Fuel ratio*) και ο ακριβής και σωστός συγχρονισμός της έναρξης της καύσης. Με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνεται η βέλτιστη ταχύτητα καύσης, με αποτέλεσμα την αποδοτική λειτουργία της μηχανής και τις λιγότερες εκπομπές οξειδίων του αζώτου. Ο σωστός λόγος *A/F* καθιστά δυνατή τη λειτουργία του κινητήρα σε μεγάλα φορτία χωρίς να υπάρχει φόβος για *knocking* ή *misfiring* [5].

Όπως φαίνεται και στην εικόνα παρακάτω, η σύσταση που απαιτείται για τη λειτουργία του κινητήρα είναι ένα πάρα πολύ φτωχό μείγμα. Ενδεικτικά, όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα, το στοιχειομετρικό μείγμα βρίσκεται εκεί που η κλίμακα του λόγου αέρα – καυσίμου στον οριζόντιο άξονα είναι 1. Το παράθυρο λειτουργίας μιας τυπικής μηχανής διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης είναι όπως φαίνεται στο σημείο που ο λόγος αέρα καυσίμου είναι στο 2,2. Αυτό είναι ένα πολύ φτωχό μείγμα, όπως και οποιοδήποτε άλλο βρίσκεται στην κλίμακα μετά το 1. Πριν το στοιχειομετρικό, το μείγμα χαρακτηρίζεται ως πλούσιο. Υπό αυτές τις συνθήκες, τα όρια στα οποία λειτουργεί η μηχανή είναι πολύ λεπτά. Αν το μείγμα είναι ελάχιστα φτωχότερο από όσο πρέπει, δηλαδή ο λόγος αέρα – καυσίμου πέσει στο 2 ή στο 1,8 και παρακάτω, τότε η καύση θα επιταχυνθεί, αυξάνοντας έτσι την πίεση στο θάλαμο άρα και τη δημιουργία οξειδίων του αζώτου. Περαιτέρω μείωση του λόγου αέρα – καυσίμου (δηλαδή αύξηση της ποσότητας καυσίμου άρα μείωση του λόγου) οδηγεί σε αυθόρμητη ανάφλεξη του μείγματος πριν την ανάφλεξη του πιλοτικού καυσίμου. Αυτό το φαινόμενο ονομάζεται *pre-ignition* και εξελίσσεται σε κρουστική καύση, η οποία θα πρέπει να αποφευχθεί. Το όριο αυτό καθορίζεται από τις ενδείξεις πίεσης και το εύρος μέσα στο οποίο εμφανίζονται κρουστικά φαινόμενα καύσης [5].

Αυξάνοντας, από την άλλη, το λόγο αέρα – καυσίμου, μειώνοντας δηλαδή την ποσότητα καυσίμου και κάνοντας το μείγμα ακόμα πιο φτωχό απ' ό τι είναι, η ταχύτητα καύσης σταδιακά μειώνεται, ελαττώνοντας την αποδοτικότητα, τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου, αυξάνοντας την αστάθεια της καύσης με μεγάλο ρίσκο να εμφανιστούν φαινόμενα *misfiring* όπου η καύση στον θάλαμο δεν πραγματοποιείται καν. Ταυτόχρονα, η απομάκρυνση του άκαυστου μείγματος από τον κύλινδρο οδηγεί στην απελευθέρωση μεθανίου στην ατμόσφαιρα (*methane slip*), γεγονός που αποτελεί μεγάλο περιβαλλοντικό πρόβλημα. Το όριο αυτό καθορίζεται από την αστάθεια της καύσης. Είναι θεωρητικά εφικτό να πραγματοποιήσουμε καύση με ακόμα φτωχότερο μείγμα εφαρμόζοντας όμως ένα πολύ ισχυρό σύστημα έναρξης της καύσης [5].



Εικόνα 13: Όρια καύσης φτωχού μείγματος σε κινητήρες Otto. [12]

Η σύνθεση του αερίου καυσίμου επηρεάζει το παράθυρο λειτουργίας της μηχανής. Οι μηχανές της γενιάς X της WinGD είναι σχεδιασμένες με τέτοιο τρόπο ώστε να λειτουργούν με ελάχιστο αριθμό μεθανίου ( $MN$  – Methane Number) 80, χωρίς μείωση της αποδιδόμενης ισχύος. Έχουν γίνει δοκιμές ωστόσο και σε κάποια μοντέλα σε πλήρες φορτίο με αριθμό μεθανίου της τάξης του 65 [5]. Ο αριθμός μεθανίου ορίζεται ως ο βαθμός αντίστασης ενός αερίου στο να εκραγεί όταν χρησιμοποιείται ως καύσιμο σε μηχανές. Με το καθαρό μεθάνιο να θεωρείται ότι έχει αριθμό μεθανίου το 100 και το καθαρό υδρογόνο να έχει αριθμό μεθανίου το 0, για ένα μείγμα όπως το φυσικό αέριο το οποίο χαρακτηρίζεται με αριθμό μεθανίου 80, έχει τις εκρηκτικές ιδιότητες ενός μείγματος που αποτελείται κατά 80% κατά όγκο από μεθάνιο και 20% κατά όγκο από υδρογόνο. Η χρήση του αριθμού μεθανίου μοιάζει με αυτή του αριθμού οκτανίου που χρησιμοποιείται ευρέως για τις βενζίνες, ωστόσο δεν υπάρχει κάποιο κοινώς αποδεκτό χρησιμοποιούμενο σύστημα μέτρησης και βαθμονόμησης [23].

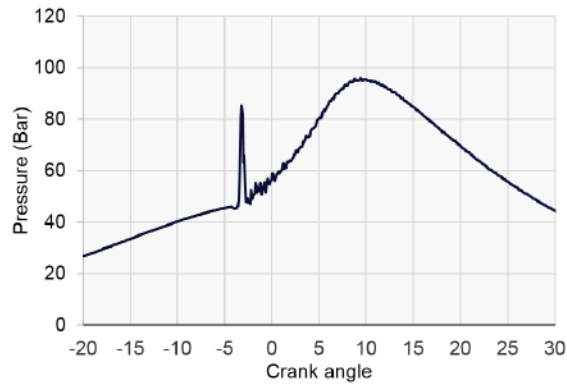
Η εξάτμιση του λαδιού λίπανσης έχει αποδειχθεί πως επηρεάζει ελάχιστα τη διαδικασία της καύσης. Ακόμα κι αν κάποια σταγονίδια λαδιού αναφλέγονται μέσα στον κύλινδρο, η ενέργεια που αποδίδουν είναι πολύ μικρή για να καταστεί ικανή να αναφλέξει το φτωχό μείγμα αέρα – καυσίμου. Έτσι, τα κοινά λάδια με σχετικά χαμηλό βασικό αριθμό ( $TBS$  – Total Base Number) της τάξης του 15 με 25, μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τη λίπανση των εμβόλων [5].

Το παράθυρο λειτουργίας ορίζεται ως η περιοχή ανάμεσα στο όριο του *knocking* (αριστερά στην παραπάνω εικόνα) και στο όριο του *misfiring* (δεξιά αντίστοιχα στην εικόνα). Το βέλτιστο σημείο λειτουργίας είναι αυτό που θα έχει την καλύτερη απόδοση για τη μηχανή με τις λιγότερες εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου [5].

## 2.4.1 ΡΥΘΜΙΣΗ ΚΑΙ ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Ο λόγος αέρα – καυσίμου ελέγχεται από την πίεση του αναρροφώμενου αέρα, η οποία ρυθμίζεται μέσω βαλβίδας στη διάταξη του τούρμπο. Η πίεση του αναρροφώμενου αέρα εξαρτάται με τη σειρά της από την απαιτούμενη ποσότητα καυσίμου που καθορίζεται από το φορτίο της μηχανής. Το σύστημα ελέγχου της μηχανής φροντίζει για τη σωστή πίεση του αέρα, ωστόσο η βαλβίδα εξαγωγής παίζει καθοριστικό ρόλο στο λόγο αέρα καυσίμου καθώς πρέπει να είναι συγχρονισμένη να κλείνει στην κατάλληλη χρονική στιγμή, παγιδεύοντας τον νέο αέρα στον κύλινδρο. Το σύστημα ελέγχου της μηχανής εντοπίζει αν για κάποιο λόγο η μηχανή δεν λειτουργεί στο βέλτιστο παράθυρο, μετρώντας συνεχώς τις πιέσεις στους θαλάμους καύσης μέσω αισθητήριων διατάξεων. Με αυτόν τον τρόπο εντοπίζεται αν γίνεται γρήγορη καύση, αν υπάρχει υπερβολικά αυξημένη πίεση, αν εμφανίζονται κρουστικά φαινόμενα ή *misfiring*. Η μηχανή είναι επίσης εφοδιασμένη και με συμβατικούς αισθητήρες εντοπισμού κρουστικών φαινομένων για περαιτέρω ασφάλεια [5].

Με τη χρήση ενός ισχυρού συστήματος έναρξης της καύσης, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, το όριο του *misfiring* μπορεί να μετατοπιστεί και η μηχανή να λειτουργήσει με ακόμα πιο μεγάλο λόγο αέρα – καυσίμου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να μην αλλάζει η απόδοση του κινητήρα, αλλά να μειώνεται η πιθανότητα άκαυστου καυσίμου και εκπομπών οξειδίων του αζώτου, σε σύγκριση με άλλο σύστημα έναυσης καύσης όπως αυτό χωρίς προθάλαμο που εντοπίζεται σε αντίστοιχες μηχανές υψηλής πίεσης. Με τη σωστή σχεδίαση του προθαλάμου καύσης καθώς και της ρύθμισης του ψεκαστήρα πιλοτικού καυσίμου, οι συνθήκες καύσης πρακτικά παραμένουν αμετάβλητες στις αλλαγές πίεσης, ποσότητας και διάρκειας ψεκασμού του *Diesel*. Αφού χρησιμοποιείται μόνο ως έναυσμα της καύσης, κάθε επιπρόσθετη ποσότητα πιλοτικού καυσίμου δεν θα βοηθήσει στο να πραγματοποιηθεί η καύση πιο γρήγορα, ούτε θα την καταστήσει πιο ολοκληρωμένη. Στην εικόνα 14 φαίνεται το διάγραμμα πίεσης στο εσωτερικό ενός προθαλάμου καύσης. Μια μεγάλη κορυφή στο γράφημα δείχνει την στιγμιαία αύξηση της πίεσης λόγω της αυτανάφλεξης του πιλοτικού καυσίμου, που στη συνέχεια οδηγεί στην καύση του μείγματος και στην σταδιακή αύξηση της πίεσης, μέχρι αυτή να πέσει με τη διαδικασία να επαναλαμβάνεται στον επόμενο κύκλο [5].



Εικόνα 14: Παράδειγμα μέτρησης πίεσης στον προθάλαμο.[5]

Η γεωμετρία και η τοποθεσία των ακροφυσίων μέσω των οποίων γίνεται η έγχυση του κυρίως καυσίμου στον κύλινδρο, είναι σχεδιασμένα με τέτοιο τρόπο ώστε να μεγιστοποιείται η ομογένεια του μείγματος και να μην εντοπίζονται περιοχές μέσα στο θάλαμο καύσης πλούσιες σε καύσιμο, που θα μπορούσαν να προκαλέσουν αυτανάφλεξη και πρόωρη καύση του μείγματος. Αυτό θα είχε ως αποτέλεσμα πολύ υψηλές θερμοκρασίες και κίνδυνο σχηματισμού οξειδίων του αζώτου. Ωστόσο, για την επίτευξη όλων αυτών και για τη διεξαγωγή μιας ομαλής καύσης, είναι απαραίτητο να δοθεί προσοχή σε μερικά πράγματα:

- Η εισαγωγή του καυσίμου πρέπει να ξεκινήσει όσο πιο αργά γίνεται ώστε να αποφευχθεί η επαφή του με τα πολύ θερμά καυσαέρια που εξάγονται από τον κύλινδρο.
- Με το παραπάνω, εκτός από την ελαχιστοποίηση του ρίσκου της αυτανάφλεξης, μειώνεται και το ρίσκο της έκλυσης άκαυστου καυσίμου στην ατμόσφαιρα (*methane slip*).
- Η εισαγωγή του καυσίμου διακόπτεται όσο νωρίτερα γίνεται ώστε να δημιουργηθεί ένα στρώμα αέρα στην κορυφή του κυλίνδρου χωρίς την παρουσία καυσίμου. Κατ' αυτόν τον τρόπο χαμηλώνει ακόμα περισσότερο η πιθανότητα διαρροής άκαυστου φυσικού αερίου στην ατμόσφαιρα.

Επιπλέον, για ένα όσο το δυνατόν πιο ομογενές μείγμα η διανομή του καυσίμου θα πρέπει:

- Να είναι ακριβής και σωστά επαναλαμβανόμενη από κύκλο σε κύκλο.
- Οι δίοδοι εισαγωγής αέρα και η βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων να είναι συγχρονισμένες με ακρίβεια ώστε να παραμένουν ανοιχτές ακριβώς όσο χρειάζεται και όχι περισσότερο [5].

## 2.5 ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΤΗΣ WinGD

Στα πλαίσια της ανάπτυξης και μελέτης της μηχανής διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης, η WinGD έκανε πειράματα και δοκιμαστικούς ελέγχους στο μοντέλο 6X72DF. Οι παράμετροι και τα στοιχεία της μηχανής φαίνονται στον παρακάτω πίνακα. Η όλη τεχνολογία που αναλύθηκε στα παραπάνω κεφάλαια εφαρμόζεται και στην εν λόγω μηχανή. Για τις ανάγκες των δοκιμών, ο συγκεκριμένος κινητήρας σχεδιάστηκε να έχει κάποια ανοχή στις διαφοροποιήσεις της θέσης των διόδων εισαγωγής αέρα, καθώς και το μέγεθός της, του ακροφυσίου εισαγωγής καυσίμου, τον αριθμό ψεκαστήρων εισαγωγής πιλοτικού καυσίμου αλλά και τον τύπο του τούρμπο που χρησιμοποιείται [5].

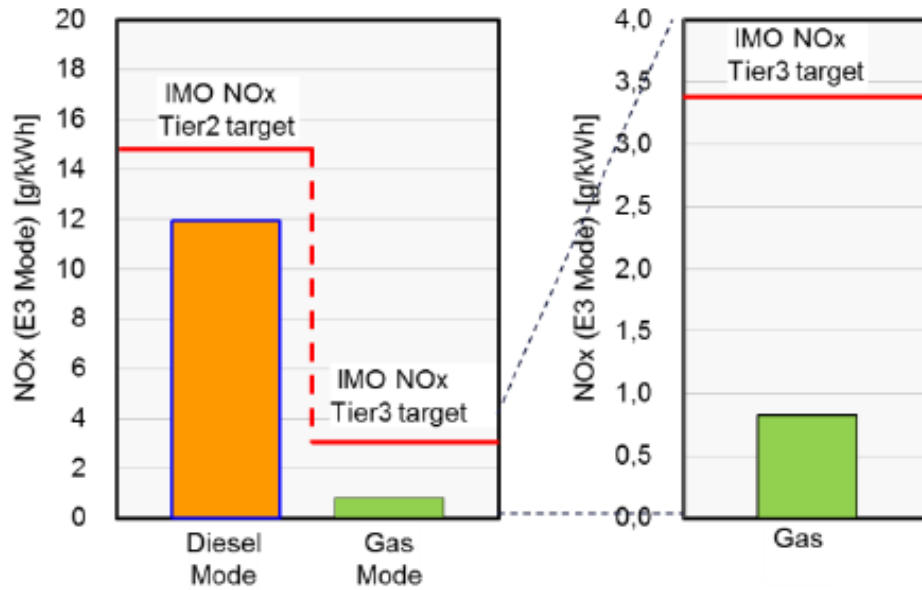
<b>Engine Type</b>	<b>DU – WinGD 6X72DF</b>
Bore x Stroke	720 x 3086 mm
Max. Power (R1)	19.35 MW
Max. Speed (R1)	89 rpm
Max. BMEP (R1)	17.3 bar
Turbocharger	2 x ABB A270 – L Or 2x MET 60 MB

Πίνακας 4: Κύριες παράμετροι του μοντέλου 6X72DF.

Το αέριο καύσιμο για τη διαδικασία των δοκιμών προμηθεύεται από ένα σύστημα διανομής χαμηλής πίεσης. Η πίεση με την οποία εισάγεται στη μηχανή είναι 12 bar. Η σύσταση του καυσίμου υπολογίζεται από έναν χρωματογράφο. Σύμφωνα με τη σύσταση υπολογίζεται η ελάχιστη θερμική ικανότητα και ο αριθμός μεθανίου. Τα αποτελέσματα των δοκιμών υπολογίζονται με έναν αριθμό μεθανίου περίπου 67 [5].

### 2.5.1 ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ

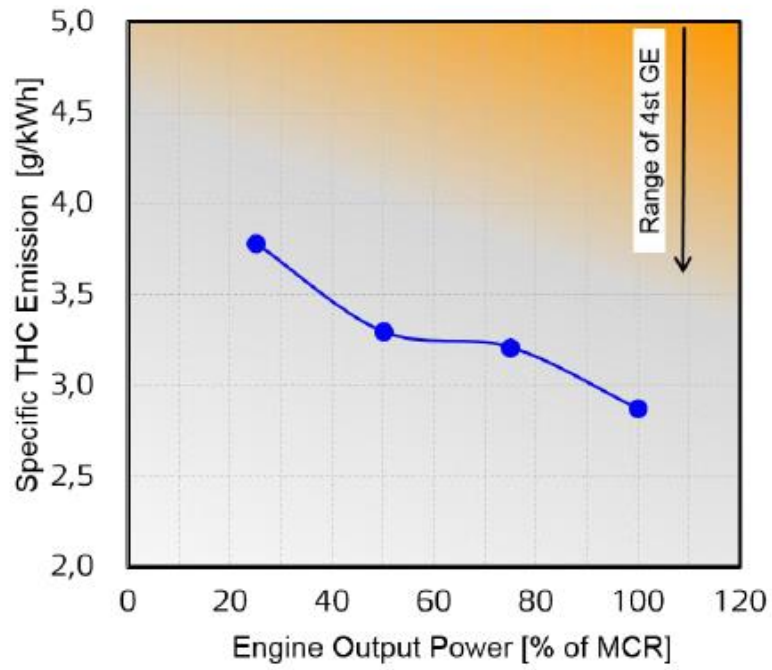
Όπως φαίνεται στην εικόνα παρακάτω, οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου της μηχανής σε κατάσταση λειτουργίας αποκλειστικά με καύσιμο *Diesel* συμμορφώνονται με τον κανονισμό Tier II του IMO. Σε συνθήκες λειτουργίας αερίου καυσίμου, οι εκπομπές NOx μειώνονται αρκετά πιο κάτω και από τις απαιτήσεις του Tier III του IMO, χωρίς τη χρήση συστήματος επεξεργασίας καυσαερίων [5].



Εικόνα 15: Εκπομπές οξειδίων του αζώτου.[5]

Τα αποτελέσματα των μετρήσεων της διαρροής άκαυστου αερίου φαίνονται στο παρακάτω σχήμα. Αρχικά, τα νούμερα αναμενόταν να ήταν μεγαλύτερα, λόγω του ρίσκου διαρροής κατά τη διάρκεια εισαγωγής αέρα στον κύλινδρο. Ωστόσο, με τις κατάλληλες ρυθμίσεις του συγχρονισμού της βαλβίδας εισαγωγής καυσίμου, η βαλβίδα εξαγωγής καυσαερίων προλαβαίνει να κλείσει εντελώς πριν το μείγμα αέρα – καυσίμου φτάσει την κορυφή του κυλίνδρου. Οι μετρήσεις που φαίνονται αφορούν στο άκαυστο αέριο που μένει στο θάλαμο εξαιτίας του σβησίματος της φλόγας κοντά στα τοιχώματα, καθώς και την είσοδο του αερίου σε μικρές σχισμές ή πιθανές ρωγμές με αποτέλεσμα να παραμένει άκαυστο. Σε σύγκριση με τις τυπικές τετράχρονες μηχανές που καίνε φτωχό μείγμα, τα νούμερα είναι σημαντικά μικρότερα λόγω των χαμηλών ταχυτήτων, γεγονός που οδηγεί σε περισσότερο χρόνο για οξείδωση των καυσαερίων και των μεγάλων διαστάσεων που δίνει έναν ευνοϊκό λόγο όγκου προς επιφάνεια [5].





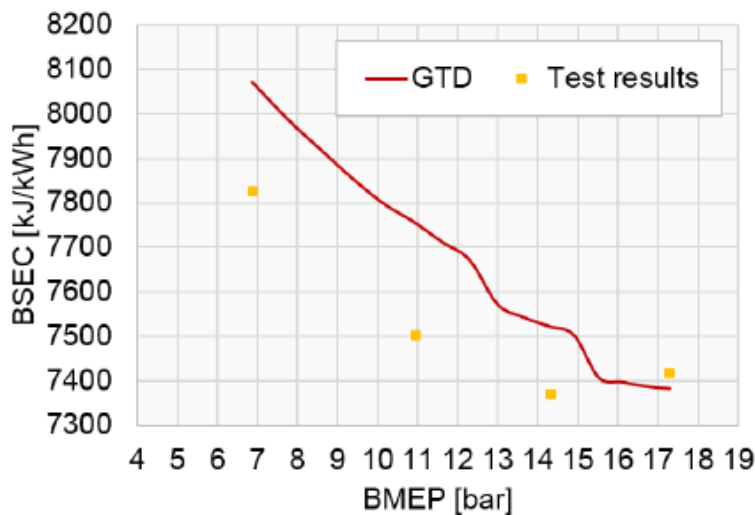
Εικόνα 16: Μετρήσεις άκαυστου αερίου καυσίμου.[5]



Εικόνα 17: Σημεία συσσώρευσης άκαυστου μείγματος στον κύλινδρο.[12]

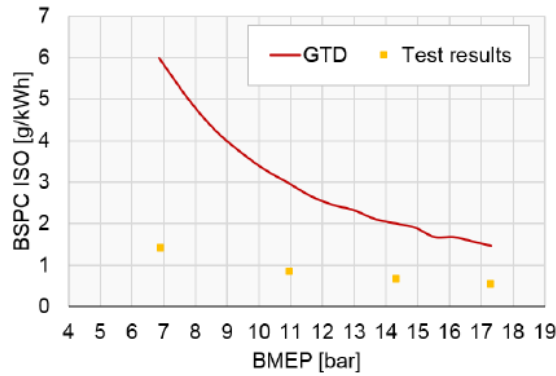
## 2.5.2 ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Όπως φαίνεται στο παρακάτω γράφημα, η κατανάλωση ενέργειας σε κατάσταση λειτουργίας αερίου, μαζί με το πιλοτικό καύσιμο, μετρήθηκε με τις παραμέτρους που ορίζει το πρόγραμμα GTD, λειτουργικό σύστημα μέτρησης επιδόσεων της *WinGD*. Το όριο ξεπερνιέται μόνο σε κατάσταση λειτουργίας πλήρους φορτίου. Με περαιτέρω βελτίωση εκτιμάται πως το όριο κατανάλωσης θα έρθει στα επιθυμητά επίπεδα στην κατάσταση πλήρους φορτίου. Σε κατάσταση λειτουργίας μερικής φόρτισης, οι τιμές κατανάλωσης είναι αρκετά χαμηλότερες από τις οριακές, κάτι αρκετά καλό για την χρήση σε πραγματικές συνθήκες [5].



Εικόνα 18: Μετρούμενη κατανάλωση ενέργειας σε λειτουργία καύσης αερίου.[5]

Ένα σημαντικό ορόσημο επιτεύχθηκε όσον αφορά στην κατανάλωση πιλοτικού καυσίμου. Όπως φαίνεται παρακάτω, είναι πιθανό να μειωθεί η ποσότητα πιλοτικού καυσίμου που χρησιμοποιείται σε αριθμούς ρεκόρ της τάξης κάτω του 0.5% της συνολικής κατανάλωσης καυσίμου σε συνθήκες πλήρους φόρτισης, ενώ ταυτόχρονα να επιτυγχάνεται σταθερή λειτουργία της μηχανής. Σε συνθήκες *Diesel* το σύστημα πιλοτικού καυσίμου εξακολουθεί να λειτουργεί ώστε να κρατήσει τα ακροφύσια καθαρά, αλλά ψεκάζοντας ακόμα λιγότερη ποσότητα [5].



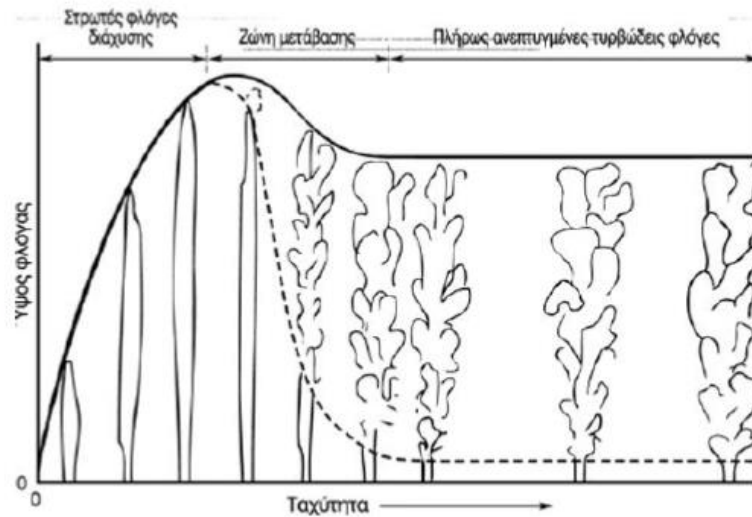
Εικόνα 19: Μετρούμενη ποσότητα πιλοτικού καυσίμου σε συνθήκες λειτουργίας αερίου.[5]

Η κατανάλωση καυσίμου κατά τη λειτουργία *Diesel* μετρήθηκε τόσο, ώστε οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου να συμμορφώνονται με το Tier II του IMO εντός συγκεκριμένων ορίων σε κατάσταση μερικής φόρτισης.

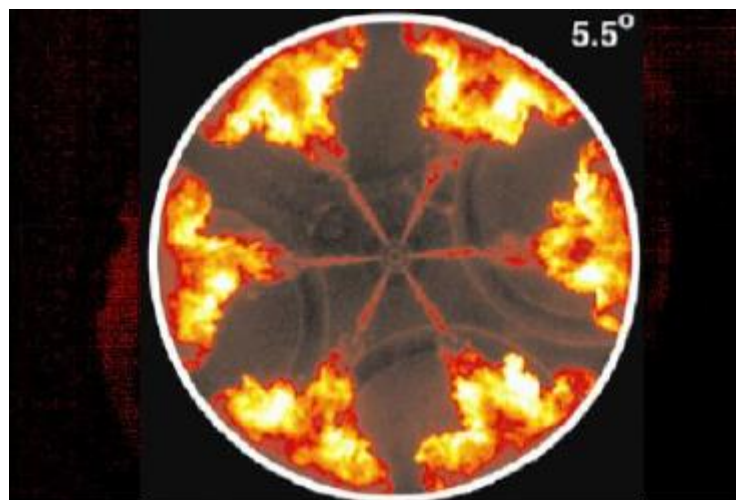
### 2.5.3 ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Δεδομένου του συστήματος έναυσης καύσης με χρήση πιλοτικού καυσίμου, είναι λογικό επόμενο να εννοηθεί πως μέσα στον κύλινδρο, σε κάθε κύκλο, διενεργούνται δυο διαφορετικά είδη καύσης. Αρχικά, η καύση του πιλοτικού *Diesel* η οποία είναι μια τυρβώδης καύση διάχυσης και στη συνέχεια η καύση του μείγματος αέρα – καυσίμου στον κυρίως θάλαμο καύσης η οποία είναι μια τυρβώδης φλόγα προανάμειξης. Λαμβάνοντας υπόψιν πως η χημική κινητική και η διαδικασία της καύσης σε μικροσκοπικό επίπεδο δεν αποτελεί μέρος της παρούσας εργασίας, η ενασχόληση με το εν λόγω κομμάτι θα είναι πολύ επιγραμματική.

Σε ό,τι αφορά στο πιλοτικό καύσιμο, η καύση του είναι μια διακοπτόμενη διαδικασία καθώς δεν υπάρχει σταθερή τροφοδοσία καυσίμου και οξειδωτικού στον προθάλαμο. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, θεωρείται φλόγα διάχυσης αφού το ρεύμα καυσίμου και το ρεύμα οξειδωτικού (αέρας) εισάγονται στον θάλαμο καύσης ξεχωριστά. Η έκλυση ενέργειας εξαρτάται αρχικά από τον τρόπο εισαγωγής και την ανάμειξη των δυο στον προθάλαμο. Στις μηχανές εσωτερικής καύσης, επειδή συμφέρει να γίνεται πολύ καλή ανάμειξη μεταξύ καυσίμου και αέρα, προτιμώνται τυρβώδεις ροές. Αυτό μπορεί να το επιτευχθεί εισάγοντας το καύσιμο με αρκετά μεγάλη ταχύτητα, ξεπερνώντας τον αριθμό Reynolds που διαχωρίζει τα όρια μεταξύ στρωτής και τυρβώδους ροής [14].



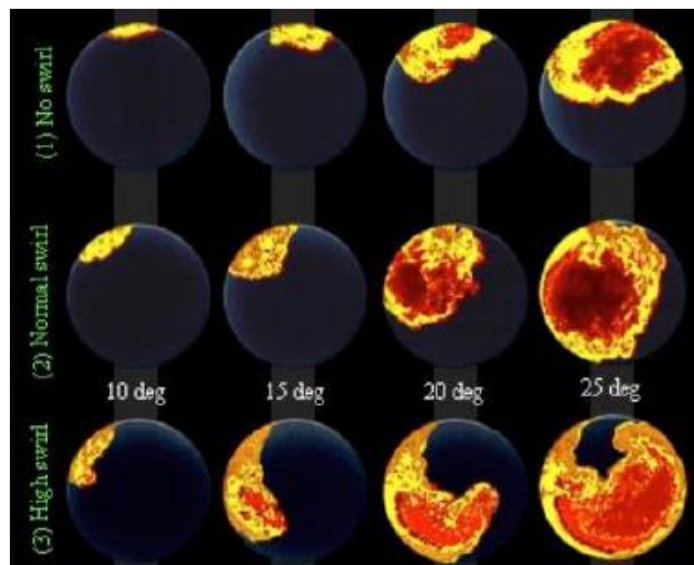
Εικόνα 20: Μεταβολή μήκους φλόγας διάχυσης συναρτήσει της ταχύτητας έγχυσης. [14]



Εικόνα 21: Διάταξη ψεκαστήρα Diesel με έξι δέσμες. [14]

Το δεύτερο σκέλος, αφορά στην καύση του μείγματος φυσικού αερίου και αέρα. Έχοντας παρομοιάσει τον κινητήρα διπλού καυσίμου με κινητήρα *Otto*, είναι λογικό να θεωρηθεί πως οι συνθήκες και η διαδικασία της καύσης είναι αντίστοιχες. Με το πιλοτικό καύσιμο να λειτουργεί σαν σπινθήρας, η καύση του μείγματος θεωρείται πως αποτελεί τυρώδη φλόγα προανάμειξης. Με τους δυο θαλάμους (τον προθάλαμο καύσης και τον κυρίως θάλαμο) να είναι συνδεδεμένοι, η φλόγα από την καύση του πιλοτικού καυσίμου δημιουργεί ένα *jet* μεταξύ των δυο θαλάμων και δίνει την απαραίτητη ενέργεια και θερμοκρασία για να ξεκινήσει η καύση του μείγματος. Μέσω της εξέλιξης της τεχνολογίας και της ανάπτυξης όλο και

καλύτερων συστημάτων, είναι δυνατόν να παρατηρηθεί βήμα – βήμα η εξέλιξη του παραπάνω φαινομένου μέσα στον κύλινδρο. Όπως φαίνεται στην εικόνα 22, η φλόγα αρχίζει να διαδίδεται από ένα σημείο μέσα στο θάλαμο (στην περίπτωση των μηχανών διπλού καυσίμου αυτό το σημείο θα είναι αυτό από το οποίο εξέρχεται η δέσμη της φλόγας του πιλοτικού καυσίμου από τον προθάλαμο) και διαδίδεται μέχρι να καεί όλο το μείγμα [15]. Συγκεκριμένα, διακρίνουμε τρεις περιπτώσεις όπου στην πρώτη δεν υπάρχει στροβιλισμός, στη δεύτερη υπάρχει ένας μέτριος στροβιλισμός ενώ στην τρίτη περίπτωση ο στροβιλισμός είναι υψηλός. Η τεχνική αυτή χρησιμοποιείται για να αυξήσει την απόδοση της καύσης του μείγματος. Όπως φαίνεται, στην τελευταία περίπτωση η φλόγα καλύπτει όλο το χώρο μέσα στον θάλαμο, με αποτέλεσμα να καίγεται πιο αποτελεσματικά όλο το μείγμα και η ενέργεια να διανέμεται πιο ομοιόμορφα σε σχέση με τις άλλες δυο περιπτώσεις.



Εικόνα 22: Διάδοση φλόγας σε προαναμεμιγμένο μείγμα.[14]

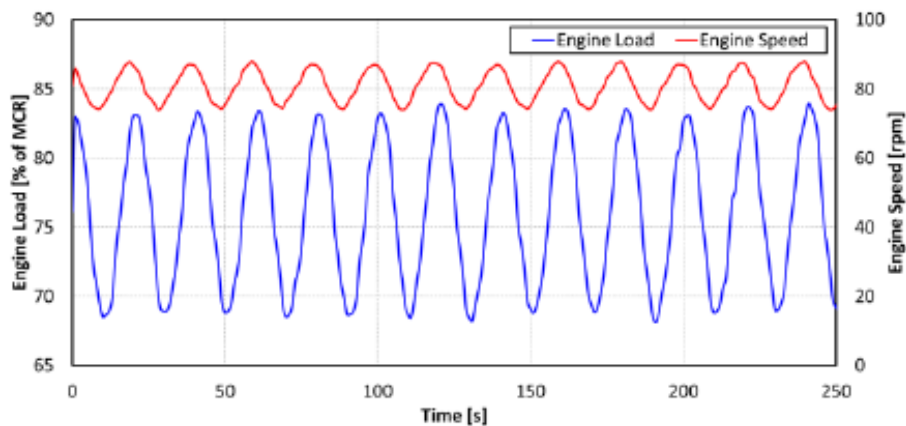
## 2.5.4 ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΧΑΜΗΛΗΣ ΦΟΡΤΙΣΗΣ ΚΑΙ ΑΥΞΟΜΟΙΩΣΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ

Άλλο ένα ιδιαίτερο χαρακτηριστικό της μηχανής διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης είναι η ικανότητα να λειτουργεί ακόμα κι όταν το πλοίο βρίσκεται σε διαδικασία πραγματοποίησης ελιγμών (*maneuvering*). Σε αυτή την κατάσταση, η ταχύτητα της μηχανής πρέπει να είναι πολύ χαμηλή. Μέσα από δοκιμές διαπιστώθηκε πως οι μηχανές διπλού καυσίμου της γενιάς X μπορούν να λειτουργούν σταθερά σε αυτά τα χαμηλά φορτία χωρίς να παρουσιάζεται το

φαινόμενο του *misfiring* αλλά και χωρίς να αποσταθεροποιούνται. Για να το πετύχουν αυτό, χρειάζεται ένα πολύ ισχυρό σύστημα έναρξης της καύσης από τον προθάλαμο. Ταυτόχρονα, η ελαχιστοποιημένη ποσότητα πιλοτικού καυσίμου οδηγεί σε μια αρκετά μεγάλη ποσότητα αερίου για επαναλαμβανόμενη διανομή από κύκλο σε κύκλο. Το ελάχιστο φορτίο στο οποίο μπορεί να λειτουργεί η μηχανή σε κατάσταση λειτουργίας με αέριο, είναι το 5% του σημείου MCR (*Maximum Continuous Rating*), δηλαδή του φορτίου στο οποίο η μηχανή είναι σχεδιασμένη να λειτουργεί συνέχεια υπό κανονικές συνθήκες [5].

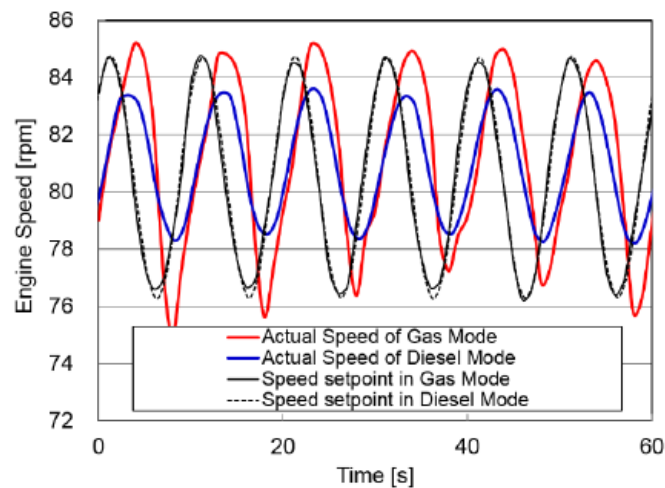
Η αξιόπιστη λειτουργία σε συνθήκες αερίου για ταραχώδεις καταστάσεις θάλασσας είναι σημαντική για κάθε πλοίο που ταξιδεύει σε ανοιχτούς ωκεανούς. Κάτω από αυτές τις συνθήκες, τα κύματα καθώς και ο διατοιχισμός (*Roll*) τον οποίο κάνει το πλοίο, οδηγούν σε διαφοροποιήσεις του φορτίου που δέχεται η προπέλα, άρα και η μηχανή κατά συνέπεια. Για να προσομοιωθεί η παραπάνω κατάσταση θάλασσας, δυο δοκιμές διεξάχθηκαν με τα αποτελέσματα να φαίνονται παρακάτω.

- Σε μια συγκεκριμένη ταχύτητα της μηχανής εφαρμόστηκε μια διακύμανση της ροπής αντίστασης της τάξης του 9% για 20 δευτερόλεπτα και όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα η μηχανή μπόρεσε να λειτουργήσει υπό αυτές τις συνθήκες χωρίς κρουστικές καύσης ή *misfiring*.



Εικόνα 23: Απόκριση της μηχανής σε συνθήκες αλλαγής φορτίου.[5]

- Επί προσθέτως, διεξάχθηκε και μια δοκιμή αλλαγής ταχύτητας του κινητήρα τόσο σε λειτουργία *Diesel* αλλά και αερίου ώστε να διερευνηθεί περαιτέρω η δυναμική του απόκριση. Η διακύμανση της ταχύτητας ορίστηκε σε  $\pm 4.3$  από τα 80.5 rpm (75% της ταχύτητας στο σημείο MCR). Η μηχανή, όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα, ακολουθεί την αλλαγή της ταχύτητας χωρίς *knocking* ή *misfiring*. Αυτό δείχνει πως η συμπεριφορά του κινητήρα είναι καλή και πως μπορεί να αντέξει σε ταραχώδεις καταστάσεις θάλασσας [5].



Εικόνα 24: Απόκριση της μηχανής σε συνθήκες αλλαγής ταχύτητας. [5]

## 2.6 ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΕΞΕΛΙΞΕΙΣ

Παρόλο που η τεχνολογία των μηχανών διπλού καυσίμου είναι διαθέσιμη για συμβατική χρήση, η μελέτη και η εξέλιξη συνεχίζονται με στόχο την βελτιστοποίηση της απόδοσης και την περαιτέρω μείωση της κατανάλωσης καυσίμων, των εκπεμπόμενων ρύπων και την αύξηση της λαμβάνουσας ενέργειας. Επίσης, νέες δυνατότητες θα γίνουν προσιτές δίνοντας επιπλέον πλεονεκτήματα στη χρήση της μηχανής διπλού καυσίμου, όπως η κατάσταση κοινής χρήσης καυσίμου. Ένα απλό παράδειγμα αυτής της ικανότητας είναι πως τα πλοία που μεταφέρουν υγροποιημένο φυσικό αέριο (LNG – *Liquefied Natural Gas*) θα μπορούν να καίνε ταυτόχρονα αέριο και υγρό καύσιμο, καταφέρνοντας έτσι να πετύχουν τις απαραίτητες ταχύτητες που χρειάζονται για το ταξίδι ελαχιστοποιώντας την καύση φυσικού αερίου που προέρχεται από το ωφέλιμο φορτίο (*boil – off gas*) και χωρίς να χρειάζεται επιπλέον να δημιουργήσουν παραπάνω τέτοιο καύσιμο [5].



### **3. ΜΕΛΕΤΗ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΔΕΞΑΜΕΝΟΠΛΟΙΟΥ**

#### **3.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΗΝ ΠΡΟΜΕΛΕΤΗ**

Από την ιδέα της ναυπήγησης ενός νέου πλοίου, μέχρι την παράδοση στα χέρια του πλοιοκτήτη υπάρχουν πολλά στάδια από τα οποία πρέπει να περάσει ένας ναυπηγός μέχρι να ολοκληρώσει το έργο του. Ένα από τα πρώτα, είναι αυτό της προμελέτης. Σε αυτό το στάδιο λαμβάνονται υπόψιν οι απαιτήσεις του ενδιαφερόμενου πλοιοκτήτη καθώς και οι προδιαγραφές του πλοίου που προβλέπεται να κατασκευαστεί και διερευνώνται με τον βέλτιστο δυνατό τρόπο τα τεχνικά χαρακτηριστικά με ιδιαίτερο ενδιαφέρον σε αυτά που επηρεάζουν το κόστος κατασκευής, άρα και το κόστος απόκτησης, καθώς και τα στοιχεία που έχουν να κάνουν με την οικονομική του εκμετάλλευση.

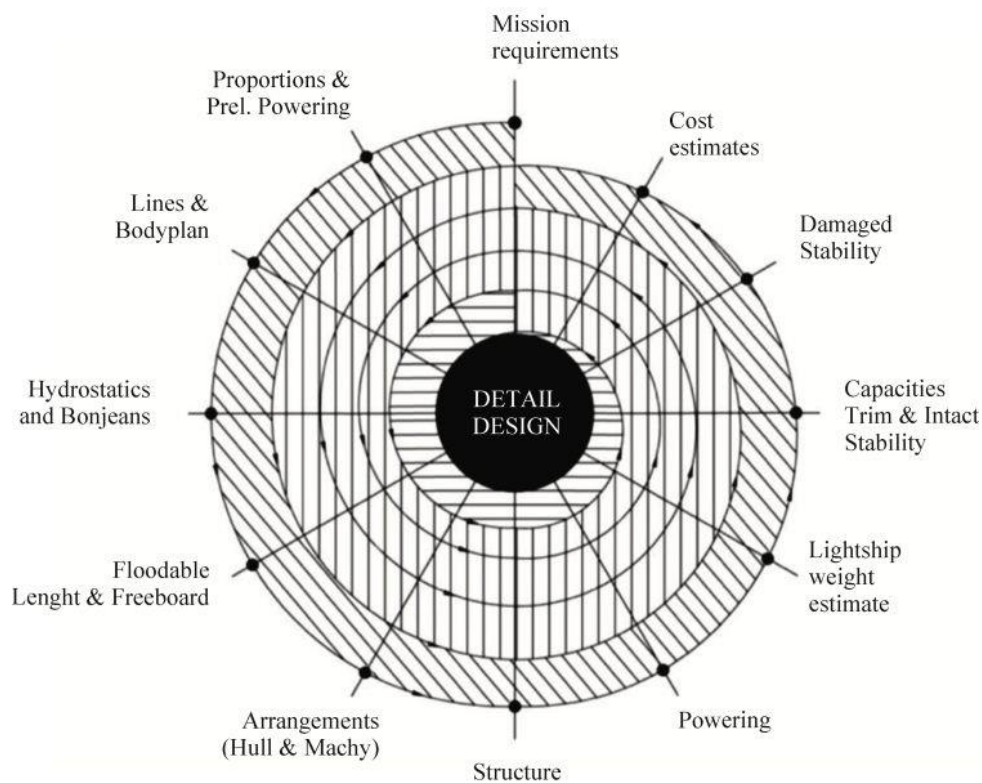
Μέσα από την προμελέτη αποφασίζονται μεταξύ άλλων οι κύριες διαστάσεις του πλοίου, το σχήμα της γάστρας του, ο τύπος ισχύος που θα χρησιμοποιηθεί καθώς και η κύριες εγκαταστάσεις πρόωσης, το μέγεθος των διαφόρων χώρων, η αντοχή αλλά και τα κύρια στοιχεία της μεταλλικής κατασκευής.

Οι βασικοί άξονες της μελέτης ενός πλοίου είναι η επίτευξη της μέγιστης αποδοτικότητας όσον αφορά τη μεταφορά του φορτίου, την κατανάλωση καυσίμου, την ταχύτητα πρόωσης, την ασφάλεια του εμπορεύματος και του πληρώματος, καθώς και η συμμόρφωση με τους κανονισμούς του εκάστοτε νηογνώμονα στον οποίο το πλοίο είναι ενταγμένο, της εθνικής νομοθεσίας και των διεθνών κανονισμών και συμβάσεων. Όπως είναι κατανοητό, η δυσκολία στη μελέτη ενός πλοίου έγκειται στην σύγκρουση των διαφόρων οικονομοτεχνικών συμφερόντων με τους πολυάριθμους κανονισμούς που επιβάλλονται για την ασφάλεια του πλοίου και του περιβάλλοντος. Έτσι, με σκοπό να ικανοποιηθούν αφενός οι κανονισμοί και αφετέρου το μεγαλύτερο μέρος των απαιτήσεων όσο καλύτερα γίνεται, η διαδικασία της μελέτης θεωρείται μια ελικοειδής διαδικασία δηλώνοντας ότι τα διάφορα στάδια από τα οποία αποτελείται επαναλαμβάνονται αρκετές φορές μέχρι την τελική φάση [17].



Μέσω της σπειροειδούς καμπύλης μελέτης κατά *J.H.Evans* που φαίνεται παρακάτω, ολόκληρη η διαδικασία χωρίζεται σε στάδια, τα οποία από την αρχή μέχρι το τέλος είναι τα εξής:

- Αρχικές απαιτήσεις του έργου (*Mission Requirements*).
- Διαστάσεις και αρχικές απαιτήσεις πρόωσης (*Proportions and Prel. Powering*).
- Σχεδιασμός γραμμών (*Lines and Body Plan*).
- Υδροστατική μελέτη και καμπύλες *Bonjean* (*Hydrostatics and Bonjeans*).
- Διατάξεις γάστρας και μηχανοστασίου (*Arrangements Hull and Machinery*).
- Κύρια κατασκευαστική δομή (*Structure*).
- Επιλογή ισχύος πρόωσης (*Powering*).
- Εκτίμηση βάρους μεταλλικής κατασκευής (*Lightship weight estimate*).
- Χωρητικότητα και ευστάθεια σε άθικτη και υπό κλίση κατάσταση (*Capacity, Trim and Intact Stability*).
- Κατάσταση ευστάθειας υπό βλάβη (*Damage Stability*).
- Εκτίμηση κόστους (*Cost Estimates*).



Εικόνα 25: Σπειροειδής καμπύλη μελέτης (*Design Spiral*) κατά *J.H.Evans* (1959).[17]

Υπάρχουν διάφορες μέθοδοι προμελέτης πλοίων, κάθε μια σχετική με το είδος του πλοίου προς κατασκευή. Πιο συγκεκριμένα, τα πλοία διαχωρίζονται στις παρακάτω κατηγορίες:

- Πλοία εκτοπίσματος (Πλοία φορτίου χύδην, δεξαμενόπλοια, φορτηγά γενικού φορτίου).
- Πλοία κυβισμού (*Ro – Ro, containerships*, πλοία ψυγεία, ΕΓ – ΟΓ).
- Πλοία γραμμικών διαστάσεων (Οι διαστάσεις των οποίων επιβάλλονται από εξωτερικούς παράγοντες, όπως τη δυνατότητά τους να διέρχονται από συγκεκριμένα περάσματα και διώρυγες ανά τον κόσμο).
- Πλοία ειδικών συνθηκών (ρυμουλκά, παγοθραυστικά, αλιευτικά, ταχύπλοα, *catamaran*, υποβρύχια).

Το πλοίο που θα εξεταστεί στην παρούσα εργασία είναι ένα δεξαμενόπλοιο, το οποίο όπως χαρακτηρίστηκε παραπάνω είναι ένα πλοίο εκτοπίσματος. Μια τυπική διαδικασία προμελέτης για ένα πλοίο εκτοπίσματος είναι η παρακάτω:

- Εκτίμηση του εκτοπίσματος  $\Delta$  με βάση το δεδομένο πρόσθετο βάρος DWT.
- Εκτίμηση κυρίων διαστάσεων και συντελεστών μορφής.
- Προκαταρκτική εκτίμηση ισχύος πρόωσης.
- Ανάπτυξη σκαριφήματος ναυπηγικών γραμμών και γενικής διάταξης.
- Προεκτίμηση όγκου εκτοπίσματος.
- Έλεγχος συνολικού βάρους.
- Προσέγγιση χωρητικότητας κυτών.
- Προϋπολογισμός ύψους εξάλων.
- Έλεγχος ευστάθειας και διαγωγής.
- Προϋπολογισμός κόστους.

Σε αυτή την περίπτωση ωστόσο, έχει επιλεγεί μια διαφορετική διαδικασία σε αντίθεση με την τυπική που περιγράφεται παραπάνω. Το μόνο γνωστό για το πλοίο είναι ο χαρακτηρισμός «μεγάλο δεξαμενόπλοιο». Έτσι θα χρειαστεί να επιλεγούν κάποια στοιχεία, τα οποία υπό άλλες συνθήκες θα δίνονταν ως απαιτήσεις του πλοιοκτήτη. Ένα από αυτά είναι το *Deadweight* ή αλλιώς «πρόσθετο βάρος», το οποίο λαμβάνεται να είναι μεταξύ 300 και 320 χιλιάδες τόνοι. Μια άλλη απαίτηση που θα μπορούσε να δίνεται είναι η ταχύτητα του σκάφους, ωστόσο η ταχύτητα για το προς μελέτη πλοίο θα προκύψει στη συνέχεια. Έχοντας ως δεδομένο το εύρος του πρόσθετου βάρους, δημιουργείται μια λίστα με όμοια πλοία, το DWT των οποίων

κυμαίνεται μέσα στο εν λόγω εύρος. Από εκεί και πέρα, για την εύρεση της ισχύος πρόωσης, ακολουθούνται τα παρακάτω βήματα:

- Καταγραφή λοιπών στοιχείων όμοιων πλοίων όπως μήκος  $L$ , πλάτος  $B$ , κοίλο  $D$ , βύθισμα  $T$ , ταχύτητα σε κόμβους και μέτρα ανά δευτερόλεπτο.
- Εύρεση αριθμού *Froude*.
- Εκτίμηση συντελεστή  $C_b$  για όλα τα πλοία.
- Εύρεση όγκου εκτοπίσματος μέσω συντελεστή  $C_b$ .
- Εύρεση εκτοπίσματος.
- Υπολογισμός συντελεστή  $C_N$  αγγλικού ναυαρχείου.
- Κατασκευή διαγράμματος  $C_N$  προς  $DWT$ .
- Εύρεση συντελεστή  $C_N$  για το  $DWT$  που μας ενδιαφέρει μέσω του τύπου του διαγράμματος.
- Εύρεση ισχύος πρόωσης μέσω συντελεστή  $C_N$ .

### 3.2 ΛΙΣΤΑ ΟΜΟΙΩΝ ΠΛΟΙΩΝ ΚΑΙ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ

a/a	Name	DWT (tn)	LPP (m)	B (m)	D (m)	T (m)	Speed (kn)	Speed (m/s)	P (kW)	rpm	Fn	Cb	V (όγκος εκτοπίσματος)	Δ (tn)	CN
1	IVY	300.325	317,69	60,00	29,70	21,62	17,00	8,74	25.090,00	79,00	0,156643943	0,84	346.170,27	354.824,53	981,42
2	PNS SERENA	300.397	316,00	60,00	30,40	22,50	16,00	8,23	25.090,00	79,00	0,147823301	0,84	358.344,00	367.302,60	837,29
3	AMAK	300.405	321,67	60,00	29,60	20,01	17,00	8,74	27.160,00	74,00	0,155671854	0,84	324.405,48	332.515,62	868,21
4	ELBHOFF	300.837	324,00	60,00	29,50	21,30	15,50	7,97	24.235,00	63,00	0,141424825	0,84	347.820,48	356.515,99	772,57
5	GULF SUNRISE	301.306	330,00	60,00	29,50	21,60	15,80	8,13	24.990,00	66,00	0,142845503	0,84	359.251,20	368.232,48	810,87
6	CARIBBEAN GLORY	301.528	330,00	60,00	29,50	21,60	15,80	8,13	24.990,00	66,00	0,142845503	0,84	359.251,20	368.232,48	810,87
7	EUROHOPE	306.489	320,00	58,00	26,80	22,49	14,00	7,20	29.424,00	76,00	0,128534438	0,84	350.628,10	359.393,80	471,41
8	LANDBRIDGE WISDOM	307.894	323,60	60,00	30,00	21,80	15,70	8,08	24.720,00	67,00	0,143338169	0,84	355.545,79	364.434,44	798,72
9	LANDBRIDGE MAJESTY	308.206	323,60	60,00	30,00	21,80	15,70	8,08	24.720,00	67,00	0,143338169	0,84	355.545,79	364.434,44	798,72
10	LANDBRIDGE PROSPERITY	308.285	323,60	60,00	30,00	21,80	15,70	8,08	24.720,00	67,00	0,143338169	0,84	355.545,79	364.434,44	798,72
11	ADVENTURE	308.829	318,00	58,00	31,25	22,50	15,90	8,18	27.160,00	76,00	0,146436729	0,84	348.591,60	357.306,39	745,23
12	GREAT LADY	308.930	318,40	58,00	31,25	22,50	15,90	8,18	27.160,00	76,00	0,146344718	0,84	349.030,08	357.755,83	745,85
13	HECATE	309.064	318,00	58,04	31,25	22,53	17,00	8,74	27.160,00	76,00	0,156567572	0,84	349.297,12	358.029,55	912,07
14	BIRDIE	309.097	318,40	58,00	31,25	22,50	15,90	8,18	27.160,00	76,00	0,146344718	0,84	349.030,08	357.755,83	745,85
15	ELI AKASO	310.137	318,00	58,00	31,25	22,53	15,30	7,87	25.502,00	79,00	0,140910815	0,84	349.056,39	357.782,80	707,80
16	MY WAY	314.020	326,65	60,00	29,00	21,06	16,80	8,64	27.160,00	76,00	0,152663216	0,84	346.714,15	355.382,00	875,91
17	MESDAR	315.802	324,00	60,00	29,00	21,13	16,00	8,23	27.160,00	76,00	0,145986916	0,84	345.044,45	353.670,56	754,22
18	EUROVICTORY	315.981	319,02	60,00	30,40	22,60	16,04	8,25	29.340,00	76,00	0,147489759	0,84	363.376,54	372.460,95	728,13
19	OLYMPIC LIGHT	317.106	319,03	60,00	30,40	22,60	16,30	8,38	31.640,00	80,00	0,149878141	0,84	363.387,93	372.472,63	708,58
20	HONG KONG SPIRIT	318.473	320,00	60,00	31,25	22,50	16,00	8,23	29.400,00	76,00	0,1468965	0,84	362.880,00	371.952,00	720,56
21	OLYMPIC LIFE	318.676	327,00	60,00	30,40	22,60	14,65	7,54	24.500,00	66,00	0,133054695	0,84	372.466,08	381.777,73	675,39
22	TULJA TANVI	318.824	316,95	60,00	30,40	22,50	16,00	8,23	29.340,00	76,00	0,147601598	0,84	359.421,30	368.406,83	717,44
23	OLYMPIC LUCK	319.106	327,00	60,00	31,00	22,28	15,00	7,72	31.640,00	80,00	0,136233476	0,84	367.192,22	376.372,03	556,05
24	PENTA I	319.175	319,00	60,00	30,40	21,00	15,50	7,97	29.340,00	76,00	0,14252886	0,84	337.629,60	346.070,34	625,62
25	NUNCIO	319.247	320,28	60,00	30,40	22,52	15,70	8,08	29.366,00	76,00	0,14407917	0,84	363.520,36	372.608,37	682,37
26	OLYMPIC LEOPARD	319.368	327,00	60,04	31,00	22,31	15,90	8,18	31.640,00	80,00	0,144407485	0,84	367.931,77	377.130,07	663,16
27	MARAN ARTEMIS	319.398	330,00	60,00	30,50	22,50	15,80	8,13	25.330,00	64,00	0,142845503	0,84	374.220,00	383.575,50	822,06
28	OLYMPIC LION	319.541	327,00	60,00	31,00	22,28	15,90	8,18	31.640,00	80,00	0,144407485	0,84	367.192,22	376.372,03	662,27
29	OLYMPIC TRUST	319.616	327,00	60,04	31,00	22,31	14,00	7,20	31.640,00	80,00	0,127151245	0,84	367.931,77	377.130,07	452,70
30	OLYMPIC TARGET	319.861	327,00	60,04	31,00	22,31	15,90	8,18	31.640,00	80,00	0,144407485	0,84	367.931,77	377.130,07	663,16

Πίνακας 5: Λίστα όμοιων πλοίων.



### 3.3 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΙΣΧΥΟΣ ΠΡΩΩΣΗΣ

Αφού επιλέχθηκαν τα πλοία τα οποία θα ενταχθούν στη λίστα, κατασκευάζεται ο παραπάνω πίνακας. Πιο συγκεκριμένα καταγράφονται το μήκος  $L$ , το πλάτος  $B$ , το κοίλο  $D$ , το βύθισμα  $T$ , η ταχύτητα σε κόμβους και μέτρα ανά δευτερόλεπτο καθώς και η συνολική ισχύς πρόωσης. Η πηγή που χρησιμοποιήθηκε για την εύρεση των στοιχείων είναι ο γαλλικός νηογνώμονας Bureau Veritas [30]. Συνήθως, πολλοί νηογνώμονες και ναυτιλιακές εταιρίες έχουν περιορισμένα στοιχεία όσον αφορά στα πλοία που έχουν στο στόλο τους. Ωστόσο, ο γαλλικός νηογνώμονας προσφέρει όλα τα απαραίτητα στοιχεία που χρειάζονται για τη διεξαγωγή της διαδικασίας. Αφού γίνει η καταγραφή, υπολογίζεται ο αριθμός *Froude* για κάθε πλοίο. Ο τύπος που δίνει τον  $F_n$  (*Froude Number*) είναι ο παρακάτω:

$$F_n = \frac{v}{\sqrt{gL}} \quad (1)$$

Όπου:

- $v$  η ταχύτητα του πλοίου σε  $\frac{m}{s}$
- $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$  η επιτάχυνση της βαρύτητας και
- $L$  το μήκος του πλοίου σε  $m$ .

Ο αριθμός *Froude* απαιτείται ώστε να γίνει εκτίμηση του συντελεστή  $C_b$ . Είναι γνωστό από τον πίνακα 2.4 (α) του βιβλίου «Μελέτη Πλοίου», τεύχος 1, κεφ. 2, σελ. 108, ότι για δεξαμενόπλοια με  $F_n \leq 0.15$  ο συντελεστής  $C_b$  είναι μεταξύ 0.83 και 0.85, ενώ για  $0.16 \leq F_n \leq 0.18$  ο  $C_b$  είναι μεταξύ 0.79 και 0.82. Στην παρούσα περίπτωση, όπως φαίνεται και από τον πίνακα, όλες οι τιμές του αριθμού *Froude* δεν ξεπερνούν το 0.15. Άρα μπορεί να γίνει η υπόθεση πως όλα τα πλοία θα έχουν έναν συντελεστή  $C_b = 0.84$ , δηλαδή το ενδιάμεσο από τις δύο τιμές που προτείνονται ως εύρος.

Για να γίνει χρήση του συντελεστή του αγγλικού ναυαρχείου χρειάζεται το εκτόπισμα κάθε πλοίου. Αυτό δεν δίνεται από τα στοιχεία του γαλλικού νηογνώμονα. Η διαδικασία με τον αριθμό *Froude* και τον συντελεστή  $C_b$  θα μπορούσε να παραλειφθεί αν δινόταν ο όγκος εκτοπίσματος, αλλά δεν δίνεται ούτε αυτός. Έχοντας όλα τα στοιχεία των διαστάσεων κάθε πλοίου, καθώς και το συντελεστή  $C_b$  πλέον, γίνεται χρήση του παρακάτω τύπου και υπολογίζεται ο όγκος εκτοπίσματος:

$$Cb = \frac{\nabla}{L * B * T} \rightarrow \nabla = Cb * L * B * T \quad (2)$$

Αφού υπολογιστεί ο όγκος εκτοπίσματος για κάθε πλοίο, είναι εύκολο μετά να βρεθεί το εκτόπισμα, μέσω της πυκνότητας του νερού που είναι ίση με  $1.025 \frac{tn}{m^3}$  και κάνοντας χρήση της εξίσωσης:

$$\Delta = \gamma * \nabla \quad (3)$$

Τέλος, έχοντας πλέον το εκτόπισμα, την ταχύτητα και την ισχύ πρόωσης για κάθε σκάφος, μπορεί να υπολογιστεί ο συντελεστής του αγγλικού ναυαρχείου:

$$CN = \frac{\Delta^{\frac{2}{3}} * v^3}{P} \quad (4)$$

Όπου:

- $\Delta$  το εκτόπισμα όπως υπολογίστηκε.
- $v$  η ταχύτητα σε κόμβους και
- $P$  η ισχύς πρόωσης.

Με αυτά τα στοιχεία κατασκευάζεται το διάγραμμα που φαίνεται παραπάνω όπου στον άξονα X τοποθετείται το πρόσθετο βάρος DWT και στον άξονα Y ο συντελεστής του αγγλικού ναυαρχείου. Έχοντας πάρει πλοία με δεδομένο πρόσθετο βάρος μεταξύ 300 και 320 χιλιάδων τόνων, θεωρείται πως το πλοίο για το οποίο αναζητείται η ισχύς πρόωσης είναι 310 χιλιάδων τόνων πρόσθετου βάρους. Έτσι, κάνοντας χρήση του τύπου που δίνεται από τη γραμμή τάσης του διαγράμματος για  $x = 310000$  υπολογίζεται ο συντελεστής αγγλικού ναυαρχείου που αντιστοιχεί στο προς μελέτη πλοίο.

$$y = -0.009 * x + 3535.2 \text{ με } R^2 = 0.3097 \quad (5)$$

Άρα:

$$y = -0.009 * 310000 + 3535.2 \rightarrow y = 745.2$$

Η τιμή  $R^2$  δείχνει την ακρίβεια που έχει η εξίσωση της γραμμής τάσης του διαγράμματος. Όσο πιο κοντά στην τιμή 1, τόσο καλύτερη είναι η ακρίβεια. Ο λόγος που η τιμή στο συγκεκριμένο διάγραμμα είναι κοντά στο 0.31 είναι πως τα δεδομένα είναι λίγα, τα σημεία είναι αρκετά διασκορπισμένα μεταξύ τους και το πρόγραμμα δεν μπορεί να περάσει μια γραμμική καμπύλη αρκετά καλά ώστε να περνά από όλα τα σημεία.

Σε αυτό το σημείο, πριν γίνει χρήση του τύπου του CN για την εύρεση της ισχύος, πρέπει να αποφασιστούν τα μεγέθη που θα ληφθούν για το προς μελέτη πλοίο. Αυτά είναι το μήκος, το πλάτος, το βύθισμα, το εκτόπισμα και η ταχύτητα. Για τα τρία πρώτα μεγέθη αλλά και την ταχύτητα θα επιλεγεί ένα πλοίο από τη λίστα του οποίου το DWT είναι αρκετά κοντά στην τιμή που θεωρήθηκε παραπάνω και θα ληφθούν αυτά τα στοιχεία. Το πλοίο που ικανοποιεί αυτή την απαίτηση είναι το  $N_o$  15. Τα στοιχεία του παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

$N_o$ 15	Όνομα	DWT (tn)	L (m)	B (m)	T (m)	Speed (kn)
	ELI AKASO	310.137	318,00	58,00	22,53	15,3

Για το προς μελέτη πλοίο θα γίνει χρήση των στοιχείων του μήκους, του πλάτους, του βυθίσματος και της ταχύτητας που αναγράφονται παραπάνω. Για να γίνεται καλύτερος διαχωρισμός του προς μελέτη πλοίου από τα υπόλοιπα και να μην γίνεται επαναλαμβανόμενα μια απρόσωπη αναφορά σε αυτό, επιλέγεται το όνομα *ENTERPRISE*, εμπνευσμένο από το αστρόπλοιο της δημοφιλούς σειράς *STAR TREK*. Επίσης, για ευκολία στις πράξεις θα γίνει μικρή απλοποίηση στα στοιχεία με αποτέλεσμα να προκύψουν τα παρακάτω:

Όνομα	DWT	L	B	T	Speed (kn)
ENTERPRISE	310.000	318,00	58,00	23	15

Ο αριθμός Froude του πλοίου είναι:

$$Fn = \frac{v}{\sqrt{gL}} \rightarrow Fn = \frac{15 * 0.5144}{\sqrt{9.81 * 318}} \rightarrow Fn = 0.1384$$

Από τον αριθμό Froude προκύπτει ότι το  $C_b$  είναι και αυτό 0.84. Άρα από τον τύπο (2) προκύπτει ότι:

$$Cb = \frac{\nabla}{L * B * T} \rightarrow \nabla = Cb * L * B * T \rightarrow \nabla = 0.84 * 318 * 58 * 23 \rightarrow \nabla = 356338.08 \text{ m}^3$$

$$\text{Άρα το εκτόπισμα είναι: } \Delta = \gamma * \nabla \rightarrow \Delta = \frac{1.025 \text{ tn}}{\text{m}^3} * 356339.08 \text{ m}^3 \rightarrow \Delta = 365246.532 \text{ tn}$$

Τέλος, αφού έχουν υπολογιστεί όλα όσα απαιτούνται υπολογίζεται η ισχύς P από τον τύπο του αγγλικού ναυαρχείου:



$$CN = \frac{\Delta^{\frac{2}{3}} * \nu^3}{P} \rightarrow P = \frac{\Delta^{\frac{2}{3}} * \nu^3}{CN} \rightarrow P = \frac{365246.532^{\frac{2}{3}} * 15^3}{745.2} \rightarrow P = 23141.5085 \text{ kW}$$

### 3.4 ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝ ΕΡΓΑΣΙΑΣ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ GTD

Το πρόγραμμα GTD (*General Technical Data*) της WinGD, είναι ένα λογισμικό το οποίο παρέχεται από την εταιρία και προσφέρει πληροφορίες σχετικά με τις αργόστροφες μηχανές διπλού καυσίμου που διαθέτει.

Το πρόγραμμα μπορεί να χρησιμοποιηθεί πολύ εύκολα μόνο με τρία βήματα:

- Επιλογή μηχανής από τη λίστα του προγράμματος.
- Ρύθμιση παραμέτρων και περιφερειακών συστημάτων για να ταιριάζουν με το πλοίο του εκάστοτε ενδιαφερόμενου.
- Ανάλυση των αποτελεσμάτων και εξαγωγή αυτών σε μορφή υπολογιστικού φύλλου.

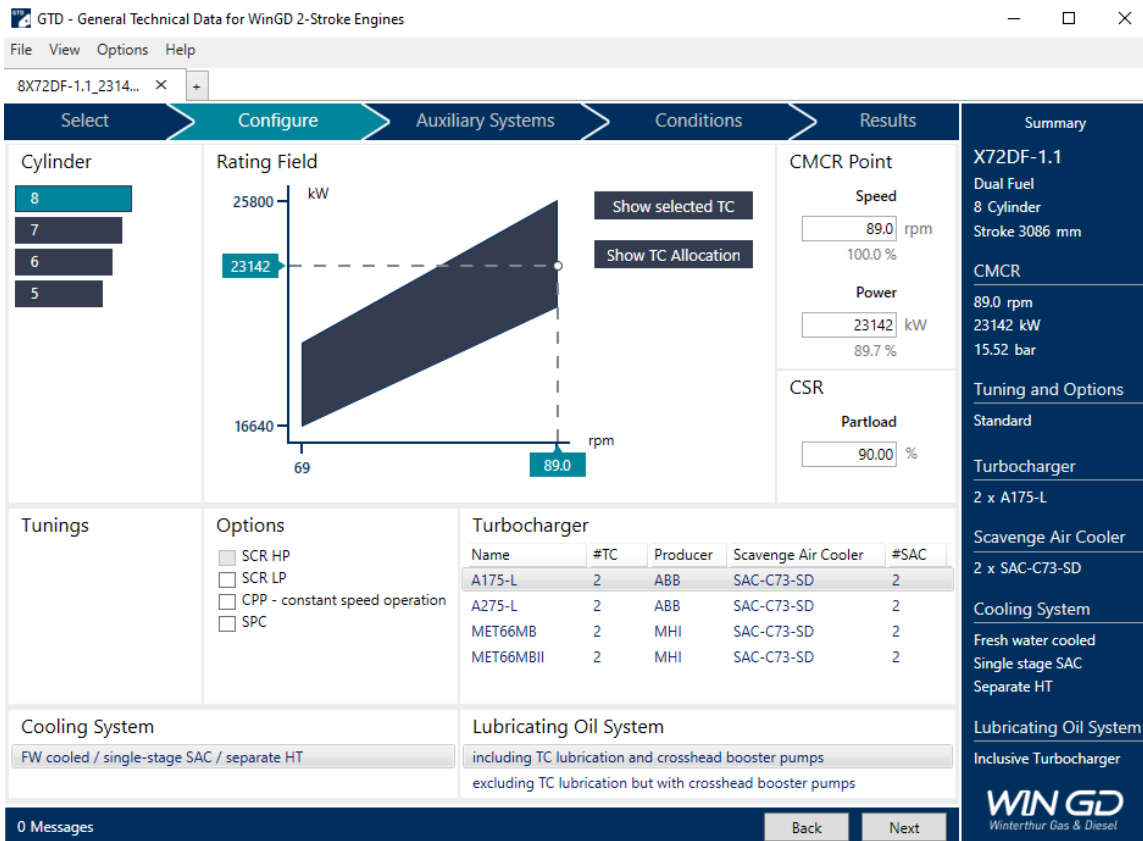
Με μια πρώτη ματιά, το περιβάλλον του λογισμικού φαίνεται παρακάτω:

The screenshot shows the 'GTD - General Technical Data for WinGD 2-Stroke Engines' application window. The interface is divided into several sections:

- Filter:** Includes 'Fuel Type' with 'Diesel' (unchecked) and 'Dual Fuel' (checked) options, and 'CMCR' with input fields for Speed (0.0 rpm) and Power (23142 kW).
- Table:** A table with columns: Name, Type, Cylinder, Power (min), Power (max), Speed (min), and Speed (max). The 'X72DF-1.1' engine is selected and highlighted in blue.
- Summary:** A sidebar on the right displaying key engine specifications for the selected model: X72DF-1.1, Dual Fuel, 8 Cylinder, Stroke 3086 mm, CMCR (89.0 rpm, 23142 kW, 15.52 bar), Turbocharger (2 x A175-L), Scavenge Air Cooler (2 x SAC-C73-SD), Cooling System (Fresh water cooled, Single stage SAC, Separate HT), and Lubricating Oil System (Inclusive Turbocharger).
- Navigation:** Buttons for 'Back' and 'Next' are located at the bottom right.

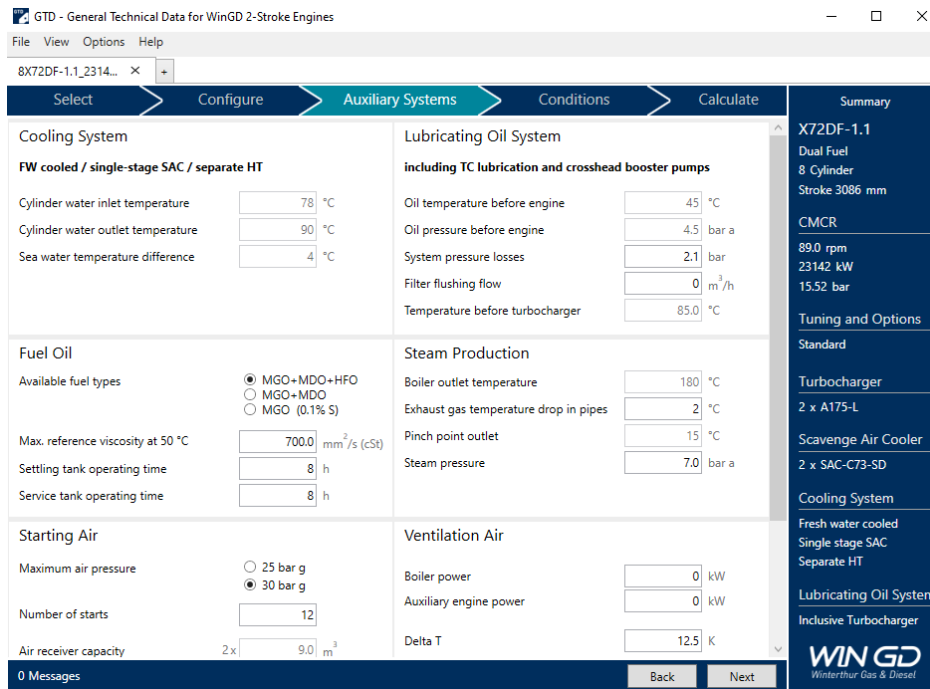
Εικόνα 26: Επιλογή μηχανής από λίστα.

Στην παραπάνω εικόνα διακρίνονται τα εξής: Η διαδικασία αποτελείται από πέντε βήματα. Την επιλογή μηχανής, τη ρύθμιση των παραμέτρων της μηχανής και την επισκόπηση των χαρακτηριστικών της μεγεθών, τη ρύθμιση των περιφερειακών συστημάτων, την επιλογή των συνθηκών λειτουργίας και τέλος τον υπολογισμό των αποτελεσμάτων. Στο πρώτο κομμάτι, γίνεται η επιλογή της μηχανής η οποία θα χρησιμοποιηθεί. Στο κέντρο της εικόνας φαίνεται η λίστα με τις διαθέσιμες μηχανές. Αν είναι ήδη γνωστό, για κάποιο λόγο, το μοντέλο της μηχανής που ικανοποιεί τις απαιτήσεις τότε απλά επιλέγεται από τη λίστα. Διαφορετικά, όπως και στη παρούσα περίπτωση, δίνεται η επιλογή να οριστεί η επιθυμητή ισχύς καθώς και οι στροφές στις οποίες θα λειτουργεί η μηχανή. Αυτό περιορίζει τις επιλογές και μένουν μόνο αυτές οι οποίες ικανοποιούν την απαίτησή. Αφού οριστεί η ισχύς όπως βρέθηκε από τον συντελεστή CN, γίνεται η επιλογή της μηχανής και η διαδικασία περνά στο δεύτερο στάδιο.



Εικόνα 27: Ρύθμιση παραμέτρων της μηχανής.

Το δεύτερο στάδιο περιλαμβάνει μια σύντομη προεπισκόπηση της μηχανής με τα βασικά της στοιχεία να φαίνονται στα δεξιά και το παράθυρο λειτουργίας στο κέντρο. Πιο συγκεκριμένα, στο διάγραμμα ισχύος – στροφών φαίνεται το σημείο συνεχούς λειτουργίας CMCR, ενώ στα δεξιά φαίνονται τα ίδια στοιχεία σε μορφή λίστας. Παρακάτω μπορεί να γίνει επιλογή του είδους του συμπιεστή καθώς και του συστήματος λίπανσης και ψύξης. Δεξιά φαίνονται επίσης αυτές οι επιλογές επιγραμματικά σε μορφή λίστας. Στο επόμενο βήμα ρυθμίζονται τα λοιπά περιφερειακά συστήματα.

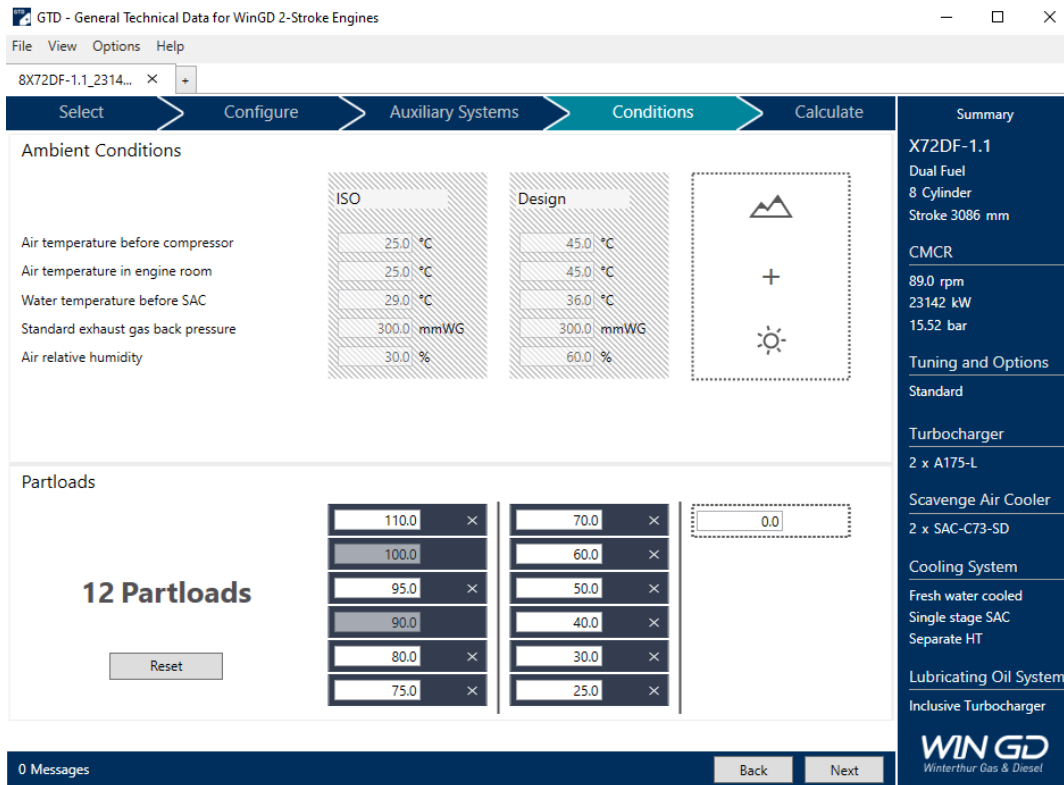


Εικόνα 28: Ρύθμιση λοιπών περιφερειακών συστημάτων.

Σε αυτή τη φάση δίνεται η επιλογή να ρυθμιστούν και να διαμορφωθούν τα εξής:

- Το σύστημα ψύξης.
- Το σύστημα λαδιού λίπανσης.
- Το καύσιμο (Είδη καυσίμου, κινηματικό ιξώδες, χρόνοι λειτουργίας δεξαμενών).
- Την κατάσταση του αέρα (ρύθμιση πίεσης).
- Τον παραγόμενο ατμό.
- Τον αέρα εξαερισμού.

Κάποιες από τις επιλογές είναι «κλειδωμένες», δηλαδή δεν γίνεται να αλλάξουν οι διάφορες τιμές θερμοκρασίας και πίεσης, όπως στο σύστημα ψύξης και λίπανσης, αλλά σε άλλες όπως στην επιλογή του καυσίμου υπάρχει η δυνατότητα διαμόρφωσης.



Εικόνα 29: Ρύθμιση συνθηκών λειτουργίας.

Στο τέταρτο βήμα φαίνονται οι συνθήκες λειτουργίας της μηχανής σε δυο καταστάσεις, την κατάσταση ISO, δηλαδή μια συγκεκριμένη κατάσταση στην οποία αποφασίστηκε να γίνουν οι δοκιμές και την κατάσταση Design, η οποία είναι η κατάσταση στην οποία θεωρεί ο κατασκευαστής πως ο κινητήρας θα λειτουργεί στην πραγματικότητα μέσα στο μηχανοστάσιο. Επίσης παρατηρείται πως στις τιμές αυτών των δύο καταστάσεων δεν μπορεί να γίνει επεξεργασία αλλά δίνεται η δυνατότητα να προστεθεί μια τρίτη κατάσταση, διαφορετική από τις προηγούμενες, η οποία μπορεί να τη διαμορφωθεί ανάλογα με τις συνθήκες στις οποίες θα πρέπει η μηχανή να εργαστεί. Στο κάτω τμήμα δίνεται η δυνατότητα να ρυθμιστούν οι διάφορες επί τοις εκατό τιμές της ισχύος στις οποίες το πρόγραμμα θα δώσει αποτελέσματα. Τέλος, στο πέμπτο βήμα και αφού έχουν επιλεγεί όλες οι παράμετροι, παράγονται τα αποτελέσματα τα οποία αφορούν στις παρακάτω κατηγορίες:

- Επίδοση μηχανής.
- Κατανομή θερμικής ισχύος.
- Δεδομένα αέρα.
- Δεδομένα καυσαερίων.
- Δεδομένα συμπίεστη.

Μέσα από το πρόγραμμα υπάρχει η δυνατότητα να ληφθούν τα αποτελέσματα σε μορφή πινάκων, για τις καταστάσεις ISO και Design (καθώς και για όποια άλλη κατάσταση τεθεί), ωστόσο υπάρχουν οι επιλογές να εξαχθούν αυτά τα δεδομένα, αλλά και πολλά ακόμα που δεν φαίνονται μέσα από το περιβάλλον εργασίας του προγράμματος, σε μορφή PDF αλλά και υπολογιστικού φύλλου.

The screenshot displays the WinGD software interface for engine data. The main window shows a navigation bar with 'Results' selected. Below it, there's an 'Overview' section with tabs for 'Engine Performance', 'Heat Dissipation', 'Scavenge Air', 'Exhaust Gas', and 'Turbocharging Data - Reference'. A warning message states: 'Please note that for further information and details the PDF report must be checked.' Below this is the 'Engine Performance' table, which compares ISO and Design conditions across various power levels. The table has columns for Power (%), Power (kW), Speed (rpm), BMEP (bar), and various emissions (BSPC, BSGC, BSEC, BSEF, tEaTm) for both ISO and Design conditions. The right sidebar shows engine details: X72DF-1.1, Dual Fuel, 8 Cylinder, Stroke 3086 mm, CMCR, 89.0 rpm, 23142 kW, 15.52 bar, and various tuning and options like Turbocharger (2 x A175-L), Scavenge Air Cooler (2 x SAC-C73-SD), Cooling System (Fresh water cooled, Single stage SAC, Separate HT), and Lubricating Oil System (Inclusive Turbocharger). The WinGD logo is visible at the bottom right.

Power %	Power kW	Speed rpm	BMEP bar	ISO					Design									
				BSPC g/kWh	BSGC g/kWh	BSEC kJ/kWh	BSEF kg/kWh	tEaTm °C	BSPC g/kWh	BSGC g/kWh	BSEC kJ/kWh	BSEF kg/kWh	tEaTm °C					
110.0	25456	91.9	16.54	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
100.0	23142	89.0	15.52	0.9	139.2	6999	8.11	216	0.9	-	7137	7.47	257	0.9	-	7094	7.61	255
95.0	21985	87.5	15.00	0.9	138.3	6956	8.27	213	0.9	-	7068	7.75	252	1.0	-	7045	8.05	249
90.0	20828	85.9	14.47	1.0	137.8	6930	8.44	211	1.0	-	7042	8.20	249	1.0	-	7053	8.34	249
80.0	18514	82.6	13.38	1.0	137.3	6909	8.73	211	1.0	-	7042	8.20	249	1.1	139.9	7042	8.20	249
75.0	17357	80.9	12.81	1.1	137.2	6907	8.88	212	1.1	140.1	7053	8.34	249	1.1	140.1	7053	8.34	249
70.0	16199	79.0	12.24	1.1	137.4	6920	9.01	214	1.1	140.1	7053	8.34	249	1.1	140.1	7053	8.34	249
60.0	13885	75.1	11.04	1.3	138.0	6954	9.25	220	1.3	140.6	7084	8.64	252	1.3	140.6	7084	8.64	252
50.0	11571	70.6	9.78	1.4	139.5	7036	9.58	227	1.4	142.0	7161	8.93	259	1.4	142.0	7161	8.93	259
40.0	9257	65.6	8.43	1.7	142.5	7196	10.08	230	1.7	144.9	7316	9.20	271	1.7	144.9	7316	9.20	271
30.0	6943	59.6	6.96	2.0	145.7	7371	10.29	250	2.0	148.0	7483	9.42	289	2.0	148.0	7483	9.42	289
25.0	5786	56.1	6.16	2.2	147.4	7468	10.79	257	2.2	149.5	7573	10.34	278	2.2	149.5	7573	10.34	278

Εικόνα 30: Εξαγωγή αποτελεσμάτων.

## 3.5 ΧΡΗΣΗ ΤΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

### 3.5.1 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΗΧΑΝΗΣ

Αφού αναφέρθηκαν οι δυνατότητες και ο τρόπος που λειτουργεί το πρόγραμμα GTD της WinGD, η διαδικασία θα εφαρμοστεί και για μεγάλο δεξαμενόπλοιο της παρούσας εργασίας με την ανάλυση των αποτελεσμάτων στη συνέχεια. Οι εικόνες στο προηγούμενο κεφάλαιο δεν αφορούν σε κάποια τυχαία μηχανή που επιλέχθηκε από τη λίστα. Αφορούν στη μηχανή 8X72DF1.1 η οποία προέκυψε αφού τοποθετήθηκε αριστερά στις επιλογές του πρώτου βήματος της διαδικασίας η ισχύς που υπολογίστηκε παραπάνω. Η λίστα με τους κινητήρες μίκρυνε και έμειναν μόνο λίγοι διαθέσιμοι. Η επιλογή έγινε με τέτοιο τρόπο ώστε το σημείο συνεχούς λειτουργίας CMCR να βρίσκεται μέσα στο παράθυρο λειτουργίας της μηχανής. Παρακάτω παρουσιάζονται αναλυτικά τα αποτελέσματα από το PDF που προέκυψε από τη χρήση του προγράμματος.

Πριν παρατεθούν όμως οι πίνακες και τα διαγράμματα, είναι απαραίτητο να γίνει μια λίστα με τις συντομογραφίες και τις επεξηγήσεις τους καθώς και τις συνθήκες ISO αλλά και τις πραγματικές, για να γίνει η ανάλυση πιο εύκολη και κατανοητή. Στο PDF με τα αποτελέσματα υπάρχουν έτοιμες αυτές οι λίστες, οι οποίες επεξηγούν κάθε συντομογραφία και είναι οι εξής:

#### Abbreviations

BMEP	Brake mean effective pressure
BSEC	Brake specific energy consumption
BSEF	Brake specific exhaust gas flow
BSFC	Brake specific fuel oil consumption
BSGC	Brake specific gas consumption
BSLC	Brake specific liquid fuel consumption Pilot and liquid fuel injected by DCC if activated
BSPC	Brake specific pilot oil consumption
Byp	Bypass, waste gate
CMCR	Contract max. continuous rating (Rx)
CPP	Controllable pitch propeller
CSR	Continuous service rating
etaTC	Turbocharger overall efficiency
FPP	Fixed pitch propeller
HFO	Heavy fuel oil
HP	High pressure
HT	High temperature
LHV	Lower heating value
LP	Low pressure
LT	Low temperature
mBleed	Bleed-off water mass flow (iCER system)
MCR	Maximum continuous rating (R1/R1+)
MDO	Marine diesel oil

mEgr	Recirculated exhaust gas mass flow
mExh	Exhaust gas mass flow
mFresh	Fresh water consumption (iCER system)
mScav	Scavenge air mass flow
pExh	Exhaust gas pressure before turbine
pScav	Scavenge air pressure
PTO	Power take-off
RH	Air relative humidity before compressor
SAC	Scavenge air cooler
SCR	Selective catalytic reduction
SPC	Steam production control
SPP	Steam production power
tAaC	Temperature air after compressor
tAbC	Temperature air before compressor
tCbS	Coolant temperature before SAC
tEaT	Exhaust temperature after turbine
tEaTm	Exhaust temperature after turbine, mixed
tEBE	Exhaust temperature before economizer
tEBT	Exhaust temperature before turbine
tScav	Scavenge air temperature

All pressures stated are absolute pressures unless otherwise expressed.

Εικόνα 31: Συντομογραφίες τεχνικών όρων.

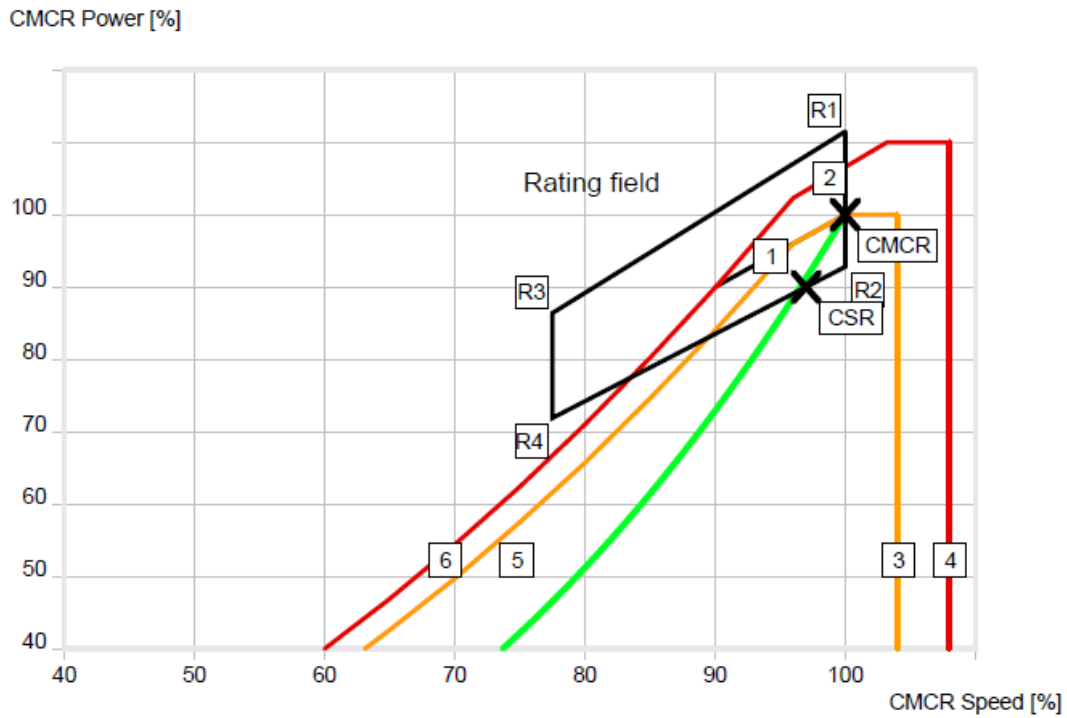
Conditions	ISO (3046-3:2006)	Design
Air temperature before compressor	25 °C	45 °C
Engine room ambient air temp.	25 °C	45 °C
Coolant temperature before SAC *1)	29 °C	36 °C
Barometric pressure	1000 mbar	1000 mbar
Cylinder water outlet temperature	90 °C	90 °C
Oil temperature before engine	45 °C	45 °C
Exhaust gas back pressure Gas mode, Tier III	300 mm WC	300 mm WC
Exhaust gas back pressure Diesel mode, Tier II	300 mm WC	300 mm WC
Relative humidity	30 %	60 %

\*1) The seawater temperature will be 4°C lower than the specified coolant temperatures.

Εικόνα 32: Συνθήκες ISO και πραγματικές.

Το πρώτο πράγμα που φαίνεται ανοίγοντας το PDF, είναι το διάγραμμα λειτουργίας της μηχανής καθώς και τα κύρια χαρακτηριστικά της όπως φαίνεται παρακάτω:

### CMCR and Engine Operating Curves



Εικόνα 33: Διάγραμμα λειτουργίας μηχανής.

**Engine Data**

CMCR Power Rx:	23142 kW	= 89.7% R1	<b>a</b>	MCR Power R1:	25800 kW	
CMCR Speed Rx:	89.0 rpm	= 100.0% R1		MCR Speed R1:	89.0 rpm	
CSR Power:	20828 kW	= 90.0% CMCR	<b>b</b>			
CSR Speed:	85.9 rpm					
Turbocharger (ABB):	2 x A175-L *1)		<b>c</b>			
Scavenge air cooler:	2 x SAC-C73-SD					
				<b>d</b>	Bore:	720 mm
					Stroke:	3086 mm
Tuning:						
Options:						
NOx emission compliance:	IMO Tier II / III compliant					
Type of propeller:	Fixed pitch					
			<b>e</b>			

Εικόνα 34: Βασικά στοιχεία μηχανής.

Στην παραπάνω εικόνα διακρίνονται:

- a) Η ισχύς του σημείου συνεχούς λειτουργίας CMCR και τις αντίστοιχες στροφές.
- b) Το σημείο CSR που αντιστοιχεί στο 90% του CMCR σε ισχύ και σε στροφές.
- c) Το είδος του συμπιεστή και του εναλλάκτη θερμότητας για την ψύξη του αέρα.
- d) Η διάμετρος του κυλίνδρου και τη διαδρομή του.
- e) Η συμμόρφωση με τους κανονισμούς για τα οξείδια του αζώτου και το είδος της προπέλας.

**General Information**

Bore	720 mm
Stroke	3086 mm
MEP	15.52 bar
Piston speed	9.2 m/s

**Engine Dimensions**

Length	12105 mm
Net engine mass	716 t
Weight water/oil	-
Lift vertical (standard)	13655 mm

**Oil Consumption**

System oil consumption per cylinder and per day	8.0 kg
Cylinder oil consumption, guide feed rate (pulse lubricating system)	PLS 0.6 g/kWh

Guide feed rate 0.6 g/kWh for low sulphur content only.

**Other Components**

Aux. blower: min. installed electric motor power (shaft)	2 x 91 kW (400/440 V / 50/60 Hz)
Turning gear capacity	7,5 kW (400/440 V / 50/60 Hz)

Εικόνα 35: Γενικές πληροφορίες μηχανής.

Στη συνέχεια, δίνονται πιο συγκεκριμένες πληροφορίες όσον αφορά τις διαστάσεις του εμβόλου, την ταχύτητά του, την πίεση στο θάλαμο, τις διαστάσεις της μηχανής, την κατανάλωση λαδιού αλλά και τα στοιχεία κάποιων άλλων εξαρτημάτων.



Τελειώνοντας με τα εισαγωγικά στοιχεία των πρώτων σελίδων, φαίνονται κάποια βασικά στοιχεία για το σύστημα ψύξης, τη ροή των καυσαερίων και του φρέσκου αέρα, το σύστημα εκκίνησης και τις δεξαμενές.

#### Cooling System

Central cooler, heat dissipation	18570 kW
SAC, heat dissipation	13055 kW
Cylinder cooler, heat dissipation	3390 kW
Lub. oil cooler, heat dissipation	2125 kW

Design conditions, maximum heat dissipation

#### Exhaust Gas and Air Flow

Exhaust gas, mass flow	53.1 kg/s
Exhaust gas, temperature	271 °C
Exhaust gas density	0.659 kg/m <sup>3</sup>
Scavenge air, mass flow	51.9 kg/s

Design conditions

#### Starting Air System

Number of starts	12
Propeller pitch control	FPP
Rel. shaft inertia specified (J-tot / J-Eng)	2.00
Engine inertia (J-Eng)	310500 kgm <sup>2</sup>
Air compressor (30 bar g)	2 x 270 m <sup>3</sup> /h
Air receiver (30 bar g)	2 x 9.0 m <sup>3</sup>

#### Tank System

Fresh water expansion tank	0.8 m <sup>3</sup>
Main lub. oil drain tank	26.0 m <sup>3</sup>
Lub. oil separator	3260 l/h
Fuel oil separator	5100 l/h
HFO endheater	208 kW

Εικόνα 36: Γενικές πληροφορίες δευτερευόντων συστημάτων.

### 3.5.2 ΒΟΗΘΗΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΔΙΚΤΥΑ

Τα βοηθητικά συστήματα αφορούν στο σύστημα λαδιού λίπανσης και στο σύστημα διανομής αέρα και καυσίμου στη μηχανή.

Στην πρώτη εικόνα αναγράφονται κάποια γενικά συγκεντρωτικά στοιχεία για το σύστημα ψύξης και λίπανσης, ενώ παρακάτω αναλύονται περαιτέρω με τη βοήθεια των αντίστοιχων διαγραμμάτων των δικτύων τους.

#### Ancillary System

Cooling system:	FW cooled / Single-Stage SAC / Sep. HT circuit
Cylinder cooling water inlet temperature:	78 °C
Cylinder cooling water outlet temperature:	90 °C
Lubricating oil system:	integrated TC lubrication
Oil temperature before engine:	45 °C
Oil pressure before engine:	4.5 bar
Viscosity:	84.3 mm <sup>2</sup> /s

Εικόνα 37: Βασικά στοιχεία βοηθητικών συστημάτων.

### Scavenge Air Cooler (Gas mode, Tier III) PRELIMINARY

**SAC-C73-SD**

SAC layout according to rating: R1

Performance Specification Data	ISO	Design
<b>General</b>		
Air temperature before compressor	25 °C	45 °C
Air pressure before compressor	1 bar	1 bar
Air relative humidity before compressor	30 %	60 %
Heat of condensation (approx)	0 kW	1220 kW
Total heat transfer	5225 kW	6495 kW
<b>Air Side</b>		
Mass flow inlet	28.5 kg/s	26.9 kg/s
Working pressure	4.45 bar	4.27 bar
Temperature inlet	214 °C	240 °C
Temperature outlet	32 °C	45 °C
Pressure drop (max)	3000 Pascal	3000 Pascal
Condensate flow (approx)	0 kg/h	2215 kg/h
<b>Water Side</b>		
Volume flow	300 m³/h	300 m³/h
Temperature inlet	29.0 °C	36.0 °C
Temperature outlet	44.1 °C	54.8 °C
Velocity inside tubes (min)	1.5 m/s	1.5 m/s
Velocity inside tubes (max)	3.0 m/s	3.0 m/s
Pressure drop (max)	1.3 bar	1.3 bar
Fouling coefficient	0.04 m²K/kW	0.04 m²K/kW

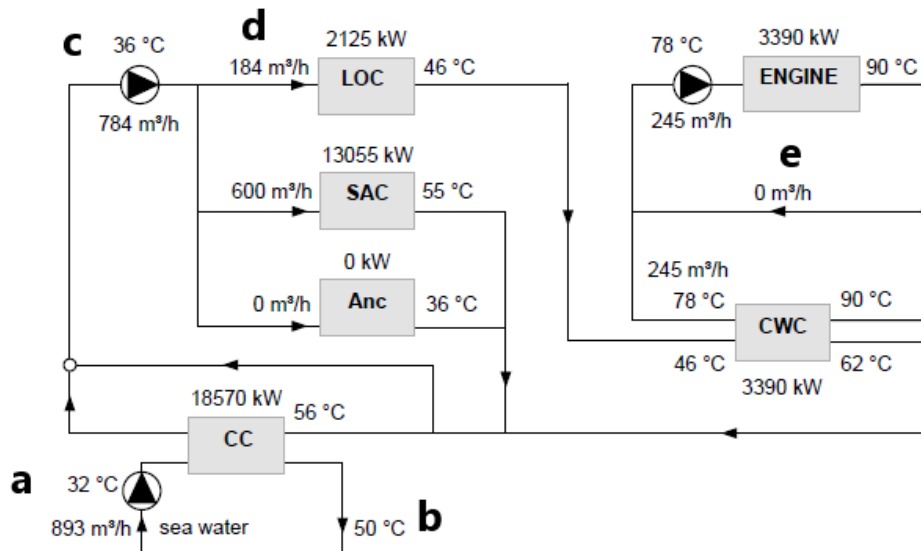
Εικόνα 38: Εναλλάκτης θερμότητας νερού για ψύξη αέρα.

### Cooling System PRELIMINARY

**FW cooled / Single-Stage SAC / Sep. HT circuit**

**Design Conditions**

Air temperature before compressor: 45 °C  
 Coolant temperature before SAC: 36 °C  
 Relative humidity: 60 %



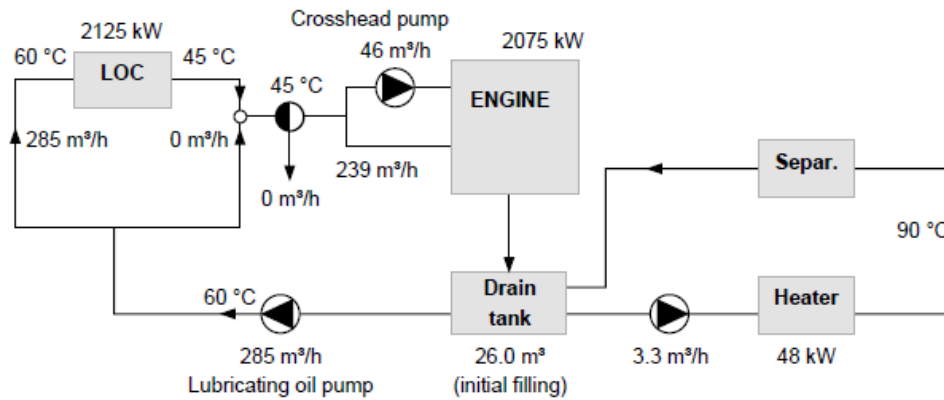
Εικόνα 39: Δίκτυο ψύξης.

## Lubricating Oil System PRELIMINARY

### Main lubrication oil system (integrated TC lubrication)

#### Design Conditions

Air temperature before compressor: 45 °C  
 Coolant temperature before SAC: 36 °C  
 Relative humidity: 60 %



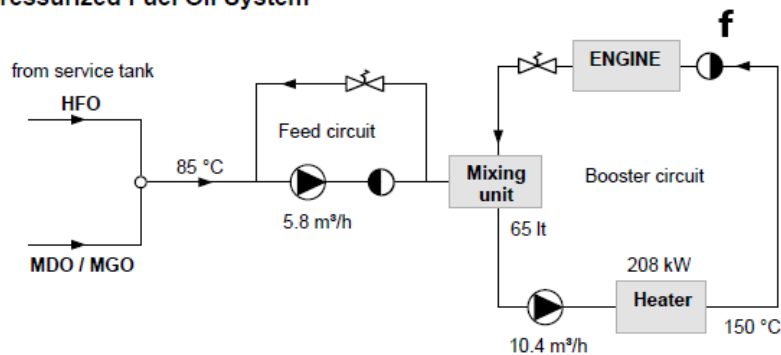
Εικόνα 40: Δίκτυο λαδιού λίπανσης.

## Fuel Oil System PRELIMINARY

#### Tank System Data

<b>Feed circuit</b>	Settling tank HFO, MDO	37 m³	8 h operation at CMCR
	Service tank HFO, MDO, MGO	37 m³	8 h operation at CMCR
	Feed pump	5.8 m³/h	
<b>Booster circuit</b>	Booster pump	10.4 m³/h	
	HFO end heater	208 kW	
	Mixing unit	65 lt	
	Temperature after heater	150 °C	
<b>Treatment</b>	Separator throughput	5.1 m³/h	
	HFO preheater	61 kW	
<b>Fuel oil</b>	Kinematic viscosity at 50°C	700 mm²/s	maximum value

#### Pressurized Fuel Oil System



Εικόνα 41: Δίκτυο διανομής καυσίμου.

Από τις παραπάνω εικόνες μπορούμε να διακρίνουμε τα δίκτυα διανομής λαδιού λίπανσης και καυσίμου, καθώς και το δίκτυο που χρησιμοποιείται για την ψύξη της μηχανής. Πάνω από κάθε διάγραμμα δικτύου αναγράφονται οι συνθήκες που επικρατούν, όπως οι θερμοκρασίες και οι πιέσεις. Στα σχέδια των δικτύων φαίνεται καθαρά η πορεία που ακολουθεί κάθε φορά το λάδι ή το καύσιμο, τα συστήματα φιλτραρίσματος, οι αντλίες, αλλά και οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου από διάφορα συστήματα όπως εναλλάκτες θερμότητας και κινητήρας. Σε ορισμένα σημεία, όπου είναι απαραίτητο, αναγράφεται και η πίεση του εκάστοτε ρευστού. Πιο συγκεκριμένα, στη λίστα που ακολουθεί, αναγράφονται με τα αντίστοιχα νούμερα οι επεξηγήσεις των διαφόρων συμβόλων των διαγραμμάτων. Επειδή τα σχέδια των δικτύων μοιράζονται μεταξύ τους κοινά σύμβολα, η επεξήγηση θα γίνει σε αυτό με την περισσότερη πληροφορία από τα τρία, δηλαδή στο δίκτυο ψύξης.

Τα σχήματα που εμφανίζονται στο δίκτυο επεξηγούνται ως εξής:

- a) Θερμοκρασία εισαγωγής θαλασσινού νερού στο σύστημα.
- b) Θερμοκρασία εξαγωγής θαλασσινού νερού από τον εναλλάκτη θερμότητας.
- c) Αντλία (αναγράφονται η θερμοκρασία του ρευστού και ο όγκος που περνά ανά ώρα.
- d) Ένδειξη όγκου ρευστού ανά ώρα που περνά από το εκάστοτε σημείο.
- e) Μηδενική ένδειξη. Σημαίνει πως δεν περνά ρευστό και το κομμάτι αυτό λειτουργεί σε περίπτωση ανάγκης ή χρησιμοποιείται για εξειδικευμένη χρήση.
- f) Το κυκλικό σύμβολο με τη μισή πλευρά μαυρισμένη που εμφανίζεται στα άλλα δυο δίκτυα συμβολίζει ανεπίστροφη βαλβίδα, δηλαδή τη βαλβίδα που επιτρέπει τη ροή του ρευστού αποκλειστικά προς τη μια κατεύθυνση και ποτέ προς την αντίθετη.

### 3.5.3 ΣΥΛΛΟΓΗ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ ΚΑΙ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ

Μετά τα δεδομένα και τα σχέδια των διατάξεων των βοηθητικών συστημάτων, το πρόγραμμα υπολογίζει και καταγράφει τα δεδομένα των στοιχείων που παρουσιάζονται παρακάτω, τόσο για λειτουργία με αέριο καύσιμο, τόσο και σε *Diesel*. Οι μετρήσεις αυτές αφορούν στις συνθήκες ISO, στις συνθήκες Design και στις επιπλέον συνθήκες που μπορεί να έχουν θεσπιστεί. Στη συγκεκριμένη περίπτωση δεν υπάρχει κάποια τέτοια κατάσταση οπότε οι μετρήσεις θα περιοριστούν στις δυο προηγούμενες.

Το πρόγραμμα συλλέγει δεδομένα για τις εξής κατηγορίες:

- Απόδοση της μηχανής (*Engine Performance*)
- Κατανομή θερμικής ισχύος (*Heat Dissipation*)
- Κυκλοφορία του αέρα πλήρωσης (*Scavenge Air*)
- Καυσαέρια (*Exhaust Gas*) και
- Δεδομένα στροβιλοσυμπιεστή (*Turbocharging Data*)

Ξεκινώντας από την απόδοση της μηχανής, τα δεδομένα αφορούν στην:

- Ειδική κατανάλωση πιλοτικού καυσίμου (BSPC)
- Ειδική κατανάλωση αερίου καυσίμου (BSGC)
- Ειδική κατανάλωση ενέργειας (BSEC)
- Ειδική κατανάλωση υγρού καυσίμου (BSFC) και
- Θερμοκρασία καυσαερίων μετά τον συμπιεστή (tEaTm)

Για την κατανομή της θερμότητας το πρόγραμμα υπολογίζει το ποσό της ενέργειας που αντιστοιχεί στη:

- Θερμότητα του εναλλάκτη για ψύξη του αέρα στη χαμηλή θερμοκρασία (SAC LT)
- Θερμότητα που χάνεται στους κυλίνδρους (Cylinder)
- Θερμότητα που χάνεται μέσω του συστήματος λαδιού λίπανσης (Lub. Oil)
- Θερμότητα που χάνεται μέσω ακτινοβολίας (Radiation) και
- Θερμότητα του συστήματος παραγωγής ατμού (SPP)

Για το κομμάτι που αντιστοιχεί στο σύστημα κυκλοφορίας του αέρα πλήρωσης, το πρόγραμμα υπολογίζει:

- Τη θερμοκρασία του αέρα μετά τον συμπιεστή (tAaC)
- Τη θερμοκρασία του αέρα πλήρωσης (tScav)
- Τη μάζα του αέρα πλήρωσης ανά ώρα (mScav)
- Την πίεση του αέρα πλήρωσης (pScav) και
- Τη μάζα του νερού που περνά από τον εναλλάκτη (Cond. Water)

Τα δεδομένα που μετρούνται για τα καυσαέρια είναι:

- Το ποσοστό που περνά από τη βαλβίδα διαφυγής (Byp)
- Η θερμοκρασία των καυσαερίων πριν τον συμπιεστή (tEbT)
- Η θερμοκρασία των καυσαερίων μετά τον συμπιεστή (tEaT)
- Η θερμοκρασία των καυσαερίων πριν το σύστημα εξοικονόμησης (tEbE)
- Η μάζα των παραγόμενων καυσαερίων ανά ώρα (mExh)
- Η πίεση των καυσαερίων (pExh) και
- Η μάζα του παραγόμενου ατμού ανά ώρα (Steam)

Τέλος, τα δεδομένα που αφορούν στο σύστημα του στροβιλοσυμπιεστή είναι:

Για την πλευρά του αναρροφώμενου αέρα (*Scavenge Air Side*):

- Η πίεση του αέρα πλήρωσης (pScav)
- Η θερμοκρασία του αέρα μετά τον συμπιεστή (tAaC)
- Η θερμοκρασία του αέρα πλήρωσης (tScav)
- Η μάζα του αέρα σε κιλά ανά δευτερόλεπτο (Com. Flow)

Για την πλευρά των καυσαερίων (*Exhaust Gas Side*):

- Η πίεση των καυσαερίων (pExh)
- Η θερμοκρασία των καυσαερίων πριν τον συμπιεστή (tEbT)
- Η θερμοκρασία των καυσαερίων μετά τον συμπιεστή (tEaT)
- Η μάζα των καυσαερίων σε κιλά ανά δευτερόλεπτο (Tur. Flow)
- Το ποσοστό που περνά από τη βαλβίδα διαφυγής (Byp) και
- Τη συνολική απόδοση του στροβιλοσυμπιεστή (EtaTC)

## ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΑΕΡΙΟΥ

Παρακάτω φαίνονται οι πίνακες και τα διαγράμματα στα οποία έγινε αναφορά παραπάνω. Αρχικά, αυτά που αντιστοιχούν στη γενική επίδοση του κινητήρα, μαζί με τα διαγράμματα τους συγκεντρωτικά, ενώ στη συνέχεια οι υπόλοιποι πίνακες με τα αντίστοιχα διαγράμματα.

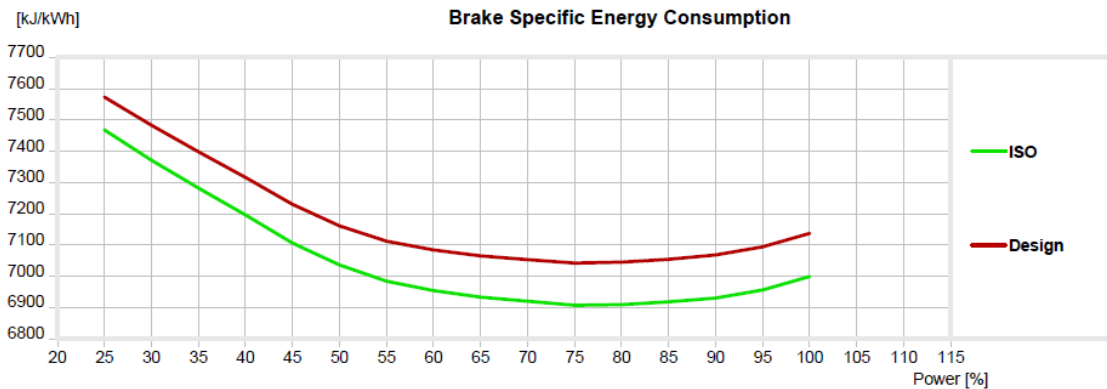
### Engine Performance Data (Gas mode, Tier III) PRELIMINARY

Conditions	ISO	Design
Air temperature before compressor	25 °C	45 °C
Coolant temperature before SAC	29 °C	36 °C
Relative humidity	30 %	60 %
Exhaust gas back pressure	300 mm WC	300 mm WC

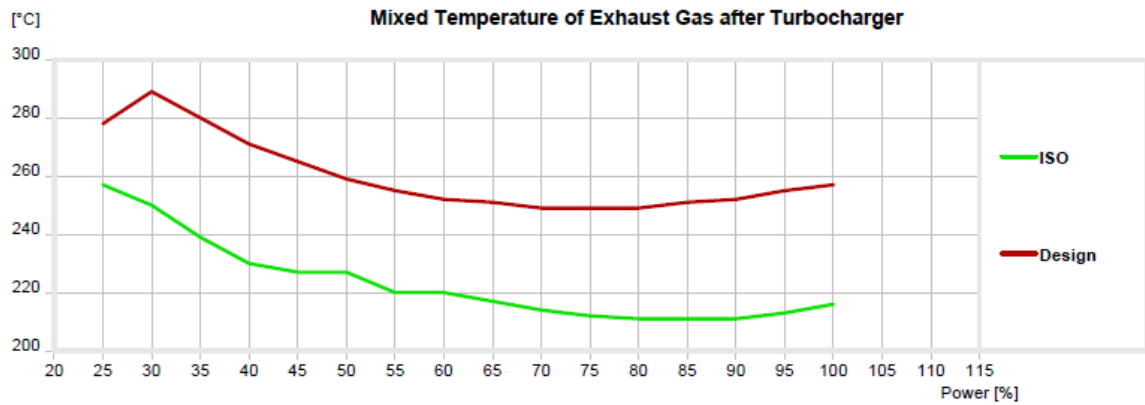
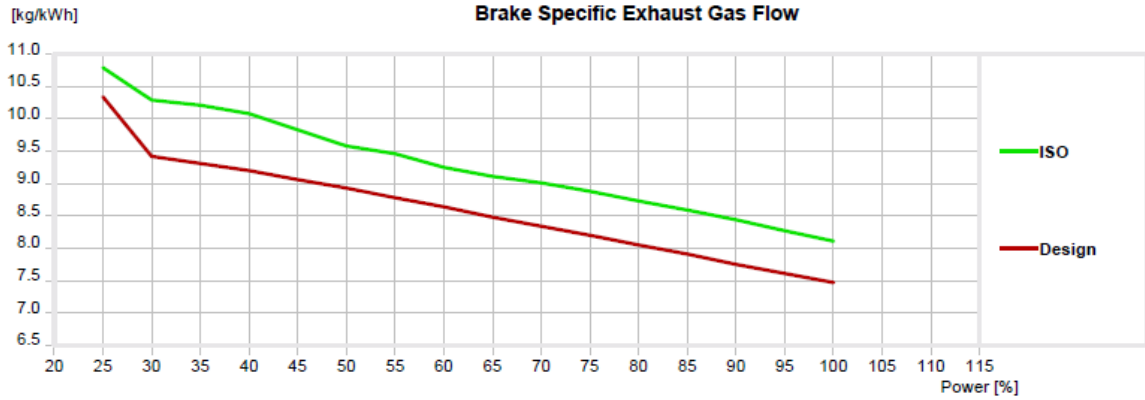
Performance				ISO					Design				
Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	BMEP [bar]	BSPC [g/kWh]	BSGC *1) [g/kWh]	BSEC [kJ/kWh]	BSEF [kg/kWh]	tEaTm [°C]	BSPC [g/kWh]	BSGC *2) [g/kWh]	BSEC [kJ/kWh]	BSEF [kg/kWh]	tEaTm [°C]
110.0	25456	91.9	16.54	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
100.0	23142	89.0	15.52	0.9	139.2	6999	8.11	216	0.9	-	7137	7.47	257
95.0	21985	87.5	15.00	0.9	138.3	6956	8.27	213	0.9	-	7094	7.61	255
90.0	20828	85.9	14.47	1.0	137.8	6930	8.44	211	1.0	-	7068	7.75	252
80.0	18514	82.6	13.38	1.0	137.3	6909	8.73	211	1.0	-	7045	8.05	249
75.0	17357	80.9	12.81	1.1	137.2	6907	8.88	212	1.1	139.9	7042	8.20	249
70.0	16199	79.0	12.24	1.1	137.4	6920	9.01	214	1.1	140.1	7053	8.34	249
60.0	13885	75.1	11.04	1.3	138.0	6954	9.25	220	1.3	140.6	7084	8.64	252
50.0	11571	70.6	9.78	1.4	139.5	7036	9.58	227	1.4	142.0	7161	8.93	259
40.0	9257	65.6	8.43	1.7	142.5	7196	10.08	230	1.7	144.9	7316	9.20	271
30.0	6943	59.6	6.96	2.0	145.7	7371	10.29	250	2.0	148.0	7483	9.42	289
25.0	5786	56.1	6.16	2.2	147.4	7468	10.79	257	2.2	149.5	7573	10.34	278

Εικόνα 42: Δεδομένα απόδοσης κινητήρα για κατάσταση λειτουργίας αερίου.

### Engine Performance Data (Gas mode, Tier III) PRELIMINARY



Εικόνα 43: Γράφημα ειδικής κατανάλωσης ενέργειας για κατάσταση λειτουργίας αερίου.



Εικόνα 44: Γράφημα ροής καυσαερίων (πάνω) και μεικτής θερμοκρασίας καυσαερίων μετά τον στροβιλοσυμπιεστή (κάτω) για κατάσταση λειτουργίας αερίου.

**Heat Dissipation (Gas mode, Tier III) PRELIMINARY**

tAbC = 25°C, tCbS = 29°C, RH = 30%

ISO Conditions							
Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	SAC LT [kW]	Cylinder [kW]	Lub. Oil [kW]	Radiation [kW]	SPP *1) [kW]
-	-	-	-	-	-	-	-
100.0	23142	89.0	8720	2600	1500	400	2110
95.0	21985	87.5	8190	2490	1450	390	1880
90.0	20828	85.9	7695	2380	1400	380	1665
80.0	18514	82.6	6495	2190	1325	355	1560
75.0	17357	80.9	5915	2100	1290	345	1540
70.0	16199	79.0	5290	2015	1250	335	1515
60.0	13885	75.1	4080	1815	1175	310	1600
50.0	11571	70.6	2970	1615	1105	280	1600
40.0	9257	65.6	2040	1390	1025	250	1450
30.0	6943	59.6	1045	1210	970	220	1545
25.0	5786	56.1	580	1085	920	200	1480

Design Conditions							
Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	SAC LT [kW]	Cylinder [kW]	Lub. Oil [kW]	Radiation [kW]	SPP *1) [kW]
-	-	-	-	-	-	-	-
100.0	23142	89.0	10835	3065	1725	240	4120
95.0	21985	87.5	10185	2935	1665	235	3855
90.0	20828	85.9	9575	2800	1605	230	3605
80.0	18514	82.6	8265	2565	1515	215	3195
75.0	17357	80.9	7595	2450	1465	210	3045
70.0	16199	79.0	6870	2340	1420	200	2890
60.0	13885	75.1	5485	2090	1325	185	2665
50.0	11571	70.6	4060	1845	1235	170	2525
40.0	9257	65.6	2700	1565	1135	155	2400
30.0	6943	59.6	1480	1340	1065	130	2190
25.0	5786	56.1	1005	1190	1000	120	1805

Εικόνα 45: Δεδομένα διάχυσης θερμότητας για κατάσταση λειτουργίας αερίου.



### Scavenge Air (Gas mode, Tier III) PRELIMINARY

**ISO Conditions**

tAbC = 25°C, tCbS = 29°C, RH = 30%

Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	tAaC [°C]	tScav [°C]	mScav [kg/s]	pScav [bar]	Cond. water [kg/h]
-	-	-	-	-	-	-	-
100.0	23142	89.0	201	32.0	51.1	4.11	0
95.0	21985	87.5	196	31.8	49.5	3.97	0
90.0	20828	85.9	191	31.5	47.9	3.82	0
80.0	18514	82.6	177	31.0	44.1	3.47	0
75.0	17357	80.9	170	30.7	42.0	3.29	0
70.0	16199	79.0	162	30.5	39.8	3.11	0
60.0	13885	75.1	146	30.0	35.1	2.72	0
50.0	11571	70.6	127	29.6	30.3	2.36	0
40.0	9257	65.6	109	29.4	25.5	2.02	0
30.0	6943	59.6	82	29.1	19.5	1.64	0
25.0	5786	56.1	63	29.1	17.1	1.44	0

**Design Conditions**

tAbC = 45°C, tCbS = 36°C, RH = 60%

Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	tAaC [°C]	tScav [°C]	mScav [kg/s]	pScav [bar]	Cond. water [kg/h]
-	-	-	-	-	-	-	-
100.0	23142	89.0	226	44.7	47.0	3.92	3760
95.0	21985	87.5	220	44.4	45.5	3.78	3580
90.0	20828	85.9	214	44.1	43.9	3.63	3395
80.0	18514	82.6	201	43.4	40.6	3.33	3000
75.0	17357	80.9	194	43.1	38.7	3.17	2790
70.0	16199	79.0	186	42.7	36.8	3.00	2565
60.0	13885	75.1	170	41.9	32.7	2.66	2095
50.0	11571	70.6	150	41.0	28.2	2.30	1595
40.0	9257	65.6	128	40.0	23.2	1.92	1075
30.0	6943	59.6	101	38.8	17.8	1.58	590
25.0	5786	56.1	85	38.0	16.3	1.44	390

Εικόνα 46: Δεδομένα συστήματος αέρα πλήρωσης για κατάσταση λειτουργίας αερίου.

### Exhaust Gas (Gas mode, Tier III) PRELIMINARY

**ISO Conditions**

tAbC = 25°C, tCbS = 29°C, RH = 30%

Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	Byp *1) [%]	tEbT [°C]	tEaT [°C]	tEbE *2) [°C]	mExh [kg/s]	pExh [bar]	Steam *3) [kg/h]
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
100.0	23142	89.0	0.0	378	216	214	52.1	3.97	2960
95.0	21985	87.5	0.0	370	213	211	50.5	3.82	2620
90.0	20828	85.9	0.0	363	211	209	48.8	3.67	2310
80.0	18514	82.6	0.6	351	210	209	44.9	3.33	2170
75.0	17357	80.9	0.8	346	211	210	42.8	3.16	2140
70.0	16199	79.0	1.0	339	212	212	40.5	2.98	2110
60.0	13885	75.1	1.6	331	219	218	35.7	2.61	2250
50.0	11571	70.6	1.5	321	225	225	30.8	2.26	2270
40.0	9257	65.6	0.5	307	230	228	25.9	1.94	2070
30.0	6943	59.6	0.7	303	250	248	19.8	1.57	2230
25.0	5786	56.1	7.7	292	254	255	17.3	1.39	2140

**Design Conditions**

tAbC = 45°C, tCbS = 36°C, RH = 60%

Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	Byp *1) [%]	tEbT [°C]	tEaT [°C]	tEbE *2) [°C]	mExh [kg/s]	pExh [bar]	Steam *3) [kg/h]
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
100.0	23142	89.0	0.0	426	257	255	48.1	3.79	5950
95.0	21985	87.5	0.0	418	255	253	46.5	3.64	5570
90.0	20828	85.9	0.0	410	252	250	44.8	3.50	5200
80.0	18514	82.6	0.0	395	249	247	41.4	3.20	4600
75.0	17357	80.9	0.0	389	249	247	39.5	3.05	4390
70.0	16199	79.0	0.0	381	249	247	37.5	2.88	4170
60.0	13885	75.1	0.0	369	252	250	33.3	2.55	3840
50.0	11571	70.6	0.0	357	259	257	28.7	2.20	3650
40.0	9257	65.6	0.0	348	271	269	23.7	1.84	3480
30.0	6943	59.6	0.0	341	289	287	18.2	1.52	3190
25.0	5786	56.1	5.5	315	276	276	16.6	1.39	2620

Εικόνα 47: Δεδομένα καυσαερίων για κατάσταση λειτουργίας αερίου.

### Turbocharging Data (Gas mode, Tier III) PRELIMINARY

Turbocharger: 2 x A175-L

**ISO Conditions**

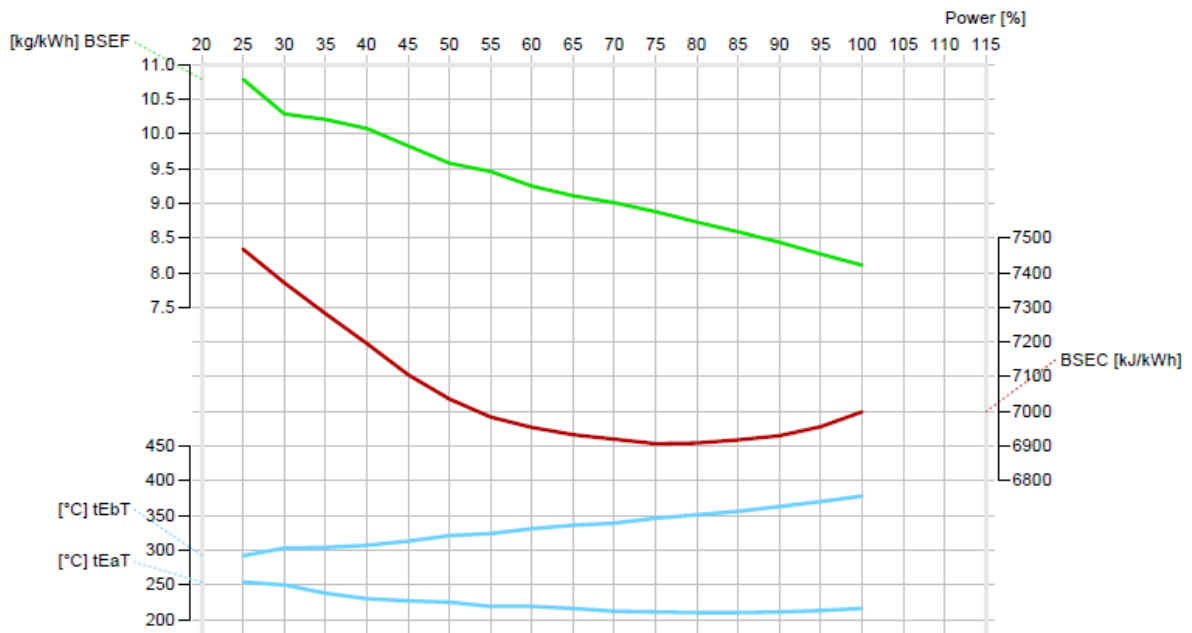
Air temperature before compressor: 25 °C  
 Coolant temperature before SAC: 29 °C  
 Relative humidity: 30 %  
 Back pressure after turbine: 300 mm WC  
 SAC differential pressure (max.): 300 mm WC

Performance			Scavenge air side				Exhaust gas side					
Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	pScav [bar]	tAaC [°C]	tScav [°C]	Com Flow [kg/s]	pExh [bar]	tEbT [°C]	tEaT [°C]	Tur Flow [kg/s]	Byp *1) [%]	EtaTC [%]
100.0	23142	89.0	4.11	201	32.0	51.1	3.97	378	216	52.1	0.0	69.8
95.0	21985	87.5	3.97	196	31.8	49.5	3.82	370	213	50.5	0.0	69.9
90.0	20828	85.9	3.82	191	31.5	47.9	3.67	363	211	48.8	0.0	70.0
80.0	18514	82.6	3.47	177	31.0	44.1	3.33	351	210	44.6	0.6	70.0
75.0	17357	80.9	3.29	170	30.7	42.0	3.16	346	211	42.5	0.8	69.8
70.0	16199	79.0	3.11	162	30.5	39.8	2.98	339	212	40.2	1.0	69.6
60.0	13885	75.1	2.72	146	30.0	35.1	2.61	331	219	35.1	1.6	68.9
50.0	11571	70.6	2.36	127	29.6	30.3	2.26	321	225	30.3	1.5	68.0
40.0	9257	65.6	2.02	109	29.4	25.5	1.94	307	230	25.8	0.5	66.8

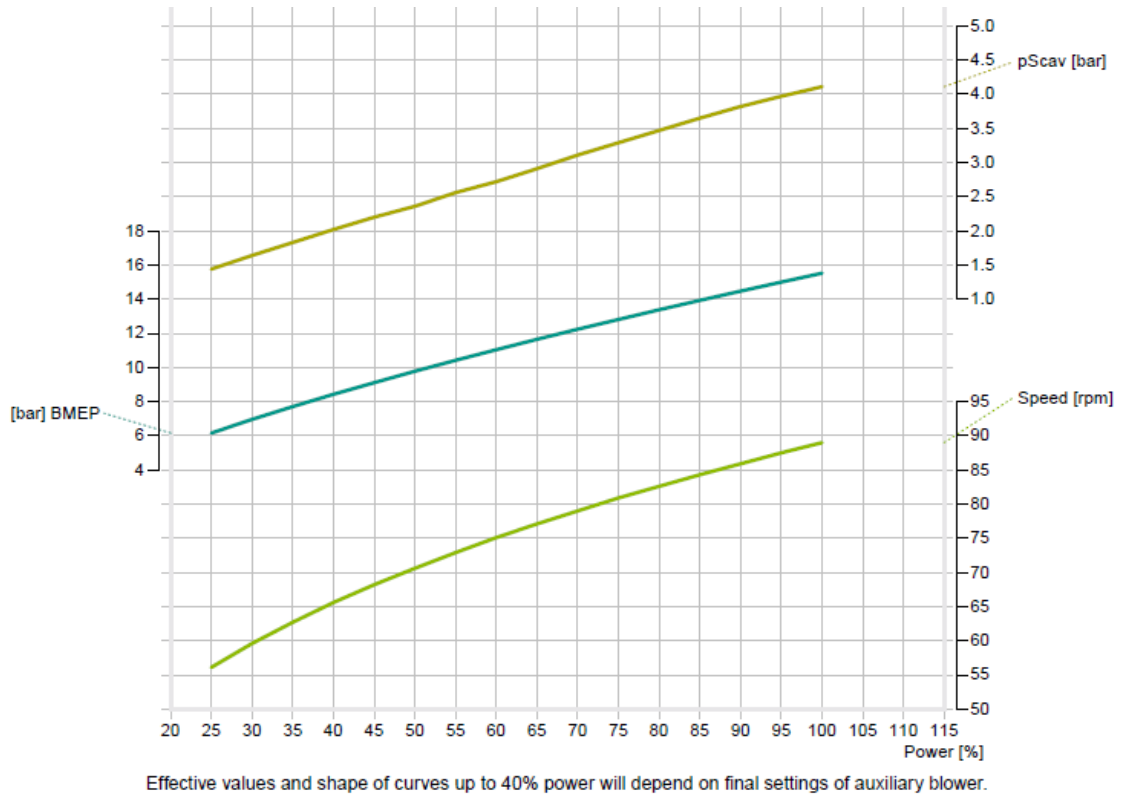
Εικόνα 48: Δεδομένα στροβιλοσυμπιεστή για κατάσταση λειτουργίας αερίου.

### Performance Summary (Gas mode, Tier III) PRELIMINARY

ISO Conditions



Εικόνα 49: Συγκενρωτικό διάγραμμα απόδοσης μηχανής για κατάσταση λειτουργίας αερίου (1).



Εικόνα 50: Συγκεντρωτικό διάγραμμα απόδοσης μηχανής για κατάσταση λειτουργίας αερίου (2).

Στα παραπάνω γραφήματα φαίνονται αρχικά τα δεδομένα που αφορούν στη γενική απόδοση την μηχανής (*Engine Performance Data*) σε συνάρτηση με το ποσοστό της συνολικής ισχύος, τόσο για συνθήκες ISO αλλά και για Design. Ενώ στη συνέχεια τα διαγράμματα απεικονίζουν τα υπόλοιπα επί μέρους στοιχεία, θερμοκρασίες και πιέσεις που φαίνονται στους πίνακες συναρτήσεϊ πάλι του ποσοστού της συνολικής ισχύος. Το ίδιο παρουσιάζεται και στην κατάσταση λειτουργίας με καύσιμο *Diesel*.

## ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ *DIESEL*

Σε αυτό το κομμάτι παρατίθενται τα ίδια διαγράμματα και πίνακες με παραπάνω, αλλά για την κατάσταση λειτουργίας της μηχανής με καύσιμο *Diesel*.

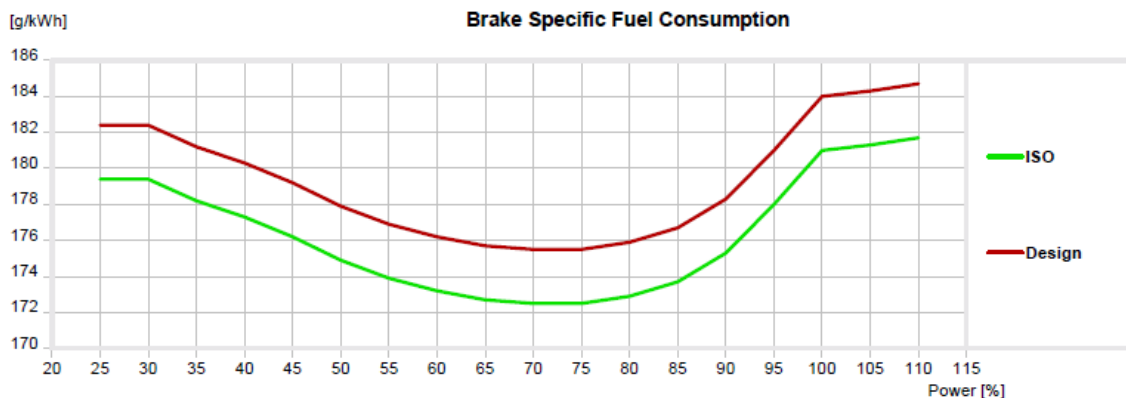
### Engine Performance Data (Diesel mode, Tier II) PRELIMINARY

Conditions	ISO	Design
Air temperature before compressor	25 °C	45 °C
Coolant temperature before SAC	29 °C	36 °C
Relative humidity	30 %	60 %
Exhaust gas back pressure	300 mm WC	300 mm WC

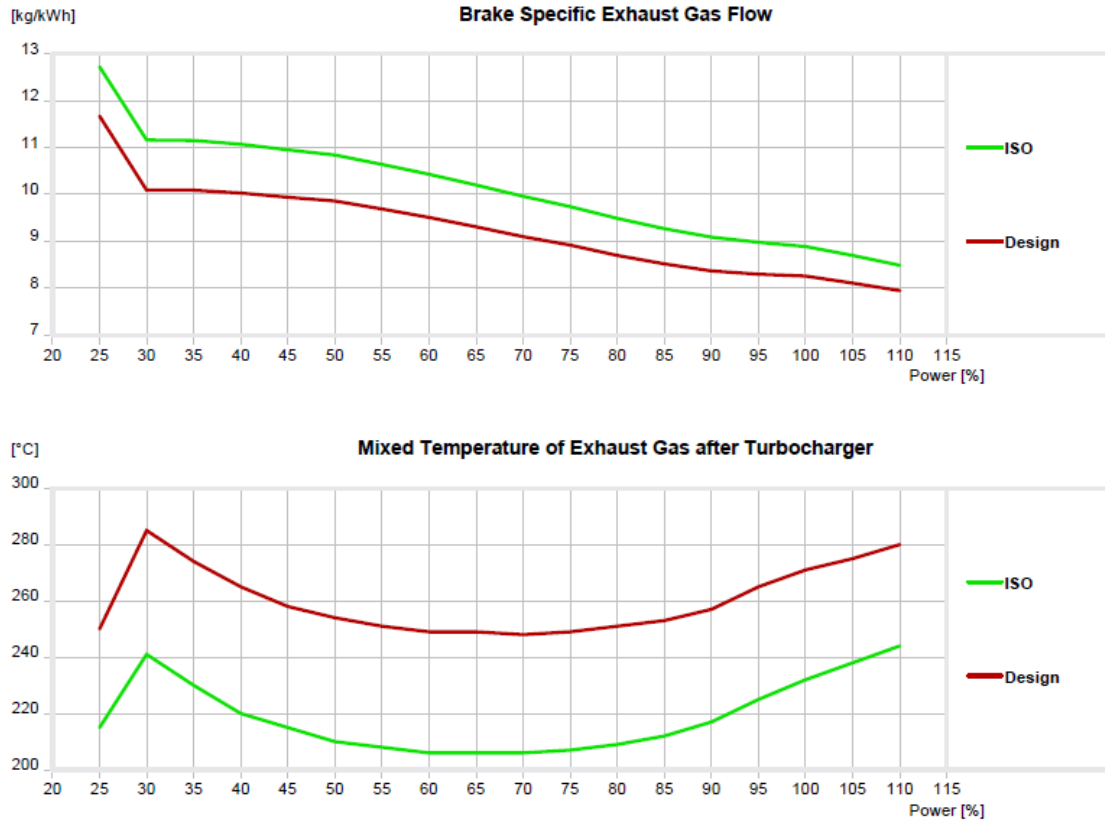
Performance				ISO				Design			
Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	BMEP [bar]	BSPC [g/kWh]	BSFC [g/kWh]	BSEF [kg/kWh]	tEaTm [°C]	BSPC [g/kWh]	BSFC [g/kWh]	BSEF [kg/kWh]	tEaTm [°C]
110.0	25456	91.9	16.54	0.9	181.7	8.49	244	0.9	184.7	7.95	280
100.0	23142	89.0	15.52	0.9	181.0	8.89	232	0.9	184.0	8.26	271
95.0	21985	87.5	15.00	0.9	178.0	8.98	225	0.9	181.0	8.30	265
90.0	20828	85.9	14.47	1.0	175.3	9.09	217	1.0	178.3	8.37	257
80.0	18514	82.6	13.38	1.0	172.9	9.49	209	1.0	175.9	8.70	251
75.0	17357	80.9	12.81	1.1	172.5	9.74	207	1.1	175.5	8.92	249
70.0	16199	79.0	12.24	1.1	172.5	9.96	206	1.1	175.5	9.10	248
60.0	13885	75.1	11.04	1.3	173.2	10.43	206	1.3	176.2	9.51	249
50.0	11571	70.6	9.78	1.4	174.9	10.84	210	1.4	177.9	9.86	254
40.0	9257	65.6	8.43	1.7	177.3	11.07	220	1.7	180.3	10.03	265
30.0	6943	59.6	6.96	2.0	179.4	11.16	241	2.0	182.4	10.09	285
25.0	5786	56.1	6.16	2.2	179.4	12.72	215	2.2	182.4	11.67	250

Εικόνα 51: Δεδομένα απόδοσης κινητήρα για κατάσταση λειτουργίας *Diesel*.

### Engine Performance Data (Diesel mode, Tier II) PRELIMINARY



Εικόνα 52: Γράφημα ειδικής κατανάλωσης ενέργειας για κατάσταση λειτουργίας *Diesel*.



Εικόνα 53: Γράφημα ροής καυσαερίων (πάνω) και μεικτής θερμοκρασίας καυσαερίων μετά τον στροβιλοσυμπιεστή (κάτω) για κατάσταση λειτουργίας Diesel.

### Heat Dissipation (Diesel mode, Tier II) PRELIMINARY

**ISO Conditions**

$t_{AbC} = 25^{\circ}C, t_{CbS} = 29^{\circ}C, RH = 30\%$

Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	SAC LT [kW]	Cylinder [kW]	Lub. Oil [kW]	Radiation [kW]	SPP *1) [kW]
110.0	25456	91.9	11705	2785	1715	415	4290
100.0	23142	89.0	10535	2560	1610	400	3320
95.0	21985	87.5	9690	2430	1545	390	2735
90.0	20828	85.9	8845	2300	1480	380	2150
80.0	18514	82.6	7655	2085	1385	355	1590
75.0	17357	80.9	7110	1980	1330	345	1420
70.0	16199	79.0	6475	1900	1295	335	1295
60.0	13885	75.1	5225	1695	1210	310	1180
50.0	11571	70.6	3925	1500	1125	280	1175
40.0	9257	65.6	2545	1310	1060	250	1275
30.0	6943	59.6	1295	1140	1010	220	1455
25.0	5786	56.1	1005	960	905	200	785

**Design Conditions**

$t_{AbC} = 45^{\circ}C, t_{CbS} = 36^{\circ}C, RH = 60\%$

Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	SAC LT [kW]	Cylinder [kW]	Lub. Oil [kW]	Radiation [kW]	SPP *1) [kW]
110.0	25456	91.9	14505	3205	1935	255	6265
100.0	23142	89.0	13055	2950	1815	240	5345
95.0	21985	87.5	12010	2805	1745	235	4770
90.0	20828	85.9	10975	2665	1670	230	4160
80.0	18514	82.6	9510	2410	1565	215	3520
75.0	17357	80.9	8850	2290	1505	210	3295
70.0	16199	79.0	8080	2190	1460	200	3100
60.0	13885	75.1	6560	1945	1360	185	2820
50.0	11571	70.6	4965	1710	1260	170	2595
40.0	9257	65.6	3250	1480	1180	155	2435
30.0	6943	59.6	1735	1275	1110	130	2270
25.0	5786	56.1	1420	1075	995	120	1455

Εικόνα 54: Δεδομένα διάχυσης θερμότητας για κατάσταση λειτουργίας Diesel.

### Scavenge Air (Diesel mode, Tier II) PRELIMINARY

#### ISO Conditions

tAbC = 25°C, tCbS = 29°C, RH = 30%

Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	tAaC [°C]	tScav [°C]	mScav [kg/s]	pScav [bar]	Cond. water [kg/h]
110.0	25456	91.9	231	33.4	58.8	4.91	0
100.0	23142	89.0	220	32.9	56.0	4.60	0
95.0	21985	87.5	211	32.5	53.7	4.38	0
90.0	20828	85.9	202	32.1	51.6	4.15	0
80.0	18514	82.6	190	31.5	47.9	3.80	0
75.0	17357	80.9	184	31.3	46.1	3.65	0
70.0	16199	79.0	177	31.0	44.0	3.46	0
60.0	13885	75.1	161	30.5	39.5	3.09	0
50.0	11571	70.6	144	29.9	34.3	2.67	0
40.0	9257	65.6	120	29.5	28.0	2.20	0
30.0	6943	59.6	90	29.2	21.2	1.74	0
25.0	5786	56.1	79	29.1	20.1	1.65	0

#### Design Conditions

tAbC = 45°C, tCbS = 36°C, RH = 60%

Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	tAaC [°C]	tScav [°C]	mScav [kg/s]	pScav [bar]	Cond. water [kg/h]
110.0	25456	91.9	257	46.5	54.9	4.74	4675
100.0	23142	89.0	245	45.8	51.9	4.42	4350
95.0	21985	87.5	236	45.3	49.6	4.18	4085
90.0	20828	85.9	226	44.8	47.4	3.95	3810
80.0	18514	82.6	213	44.1	43.8	3.61	3380
75.0	17357	80.9	207	43.7	42.2	3.46	3185
70.0	16199	79.0	199	43.3	40.2	3.28	2950
60.0	13885	75.1	183	42.5	36.0	2.91	2460
50.0	11571	70.6	163	41.6	31.1	2.52	1910
40.0	9257	65.6	138	40.4	25.3	2.07	1285
30.0	6943	59.6	108	39.0	19.1	1.65	695
25.0	5786	56.1	97	38.6	18.5	1.58	565

Εικόνα 55: Δεδομένα συστήματος αέρα πλήρωσης για κατάσταση λειτουργίας Diesel.

### Exhaust Gas (Diesel mode, Tier II) PRELIMINARY

#### ISO Conditions

tAbC = 25°C, tCbS = 29°C, RH = 30%

Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	Byp *1) [%]	tEbT [°C]	tEaT [°C]	tEbE *2) [°C]	mExh [kg/s]	pExh [bar]	Steam *3) [kg/h]
110.0	25456	91.9	0.0	433	244	242	60.1	4.75	6170
100.0	23142	89.0	0.0	410	232	230	57.2	4.45	4740
95.0	21985	87.5	0.0	395	225	223	54.8	4.22	3880
90.0	20828	85.9	0.0	379	217	215	52.6	4.00	3020
80.0	18514	82.6	0.0	361	209	207	48.8	3.66	2200
75.0	17357	80.9	0.0	353	207	205	47.0	3.51	1950
70.0	16199	79.0	0.0	345	206	204	44.8	3.33	1770
60.0	13885	75.1	0.0	332	206	204	40.2	2.96	1620
50.0	11571	70.6	0.0	319	210	208	34.8	2.56	1630
40.0	9257	65.6	0.0	307	220	218	28.5	2.11	1800
30.0	6943	59.6	0.0	300	241	239	21.5	1.67	2090
25.0	5786	56.1	0.0	264	215	213	20.4	1.57	1100

#### Design Conditions

tAbC = 45°C, tCbS = 36°C, RH = 60%

Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	Byp *1) [%]	tEbT [°C]	tEaT [°C]	tEbE *2) [°C]	mExh [kg/s]	pExh [bar]	Steam *3) [kg/h]
110.0	25456	91.9	0.0	479	280	278	56.2	4.59	9110
100.0	23142	89.0	0.0	457	271	269	53.1	4.27	7760
95.0	21985	87.5	0.0	443	265	263	50.7	4.04	6910
90.0	20828	85.9	0.0	427	257	255	48.4	3.82	6010
80.0	18514	82.6	0.0	408	251	249	44.7	3.48	5080
75.0	17357	80.9	0.0	400	249	247	43.0	3.33	4750
70.0	16199	79.0	0.0	392	248	246	41.0	3.16	4470
60.0	13885	75.1	0.0	378	249	247	36.7	2.80	4060
50.0	11571	70.6	0.0	364	254	252	31.7	2.41	3750
40.0	9257	65.6	0.0	351	265	263	25.8	1.98	3530
30.0	6943	59.6	0.0	343	285	283	19.5	1.59	3310
25.0	5786	56.1	0.0	298	250	248	18.7	1.51	2100

Εικόνα 56: Δεδομένα καυσαερίων για κατάσταση λειτουργίας Diesel.

## Turbocharging Data (Diesel mode, Tier II) PRELIMINARY

Turbocharger: 2 x A175-L

**ISO Conditions**

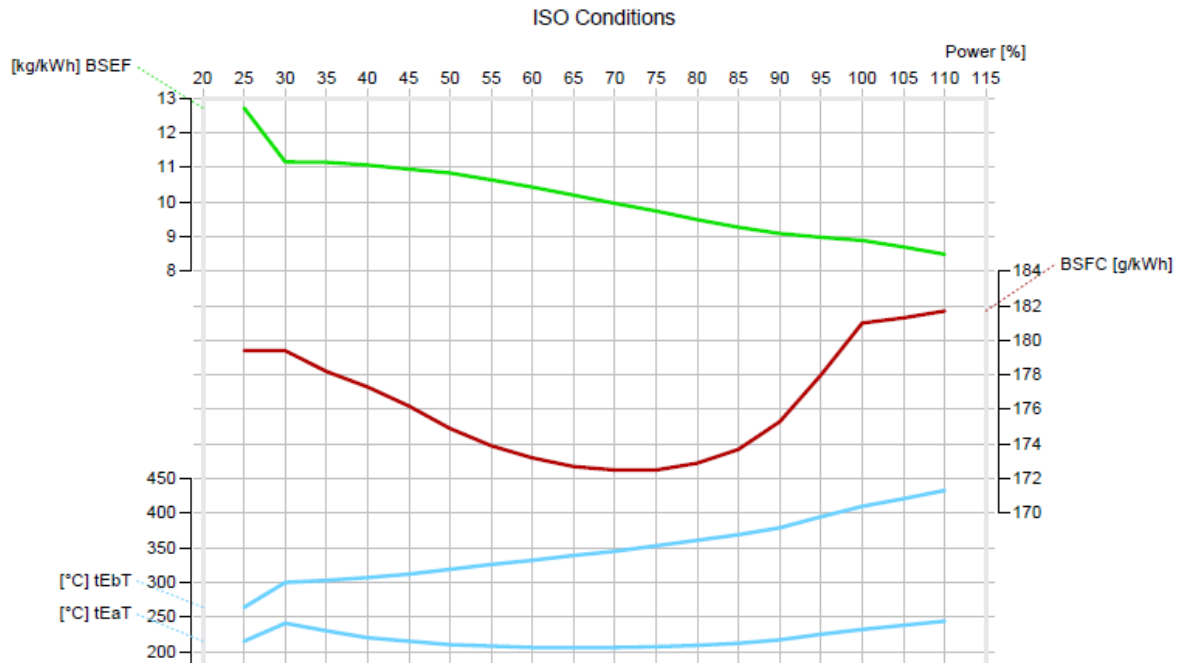
Air temperature before compressor: 25 °C  
 Coolant temperature before SAC: 29 °C  
 Relative humidity: 30 %

Back pressure after turbine: 300 mm WC  
 SAC differential pressure (max.): 300 mm WC

Performance			Scavenge air side				Exhaust gas side					EtaTC
Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	pScav [bar]	tAaC [°C]	tScav [°C]	Com Flow [kg/s]	pExh [bar]	tEbT [°C]	tEaT [°C]	Tur Flow [kg/s]	ByP *1) [%]	EtaTC [%]
110.0	25456	91.9	4.91	231	33.4	58.8	4.75	433	244	60.1	0.0	66.8
100.0	23142	89.0	4.60	220	32.9	56.0	4.45	410	232	57.2	0.0	68.4
95.0	21985	87.5	4.38	211	32.5	53.7	4.22	395	225	54.8	0.0	69.2
90.0	20828	85.9	4.15	202	32.1	51.6	4.00	379	217	52.6	0.0	69.7
80.0	18514	82.6	3.80	190	31.5	47.9	3.66	361	209	48.8	0.0	70.0
75.0	17357	80.9	3.65	184	31.3	46.1	3.51	353	207	47.0	0.0	70.0
70.0	16199	79.0	3.46	177	31.0	44.0	3.33	345	206	44.8	0.0	70.0
60.0	13885	75.1	3.09	161	30.5	39.5	2.96	332	206	40.2	0.0	69.6
50.0	11571	70.6	2.67	144	29.9	34.3	2.56	319	210	34.8	0.0	68.8
40.0	9257	65.6	2.20	120	29.5	28.0	2.11	307	220	28.5	0.0	67.5

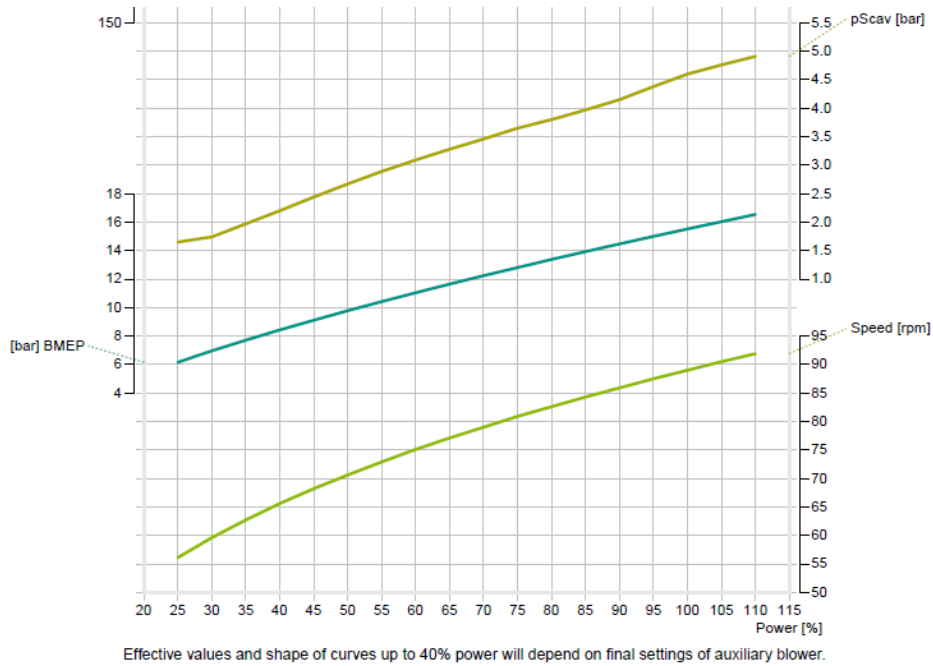
Εικόνα 57: Δεδομένα στροβιλοσυμπιεστή σε κατάσταση λειτουργίας Diesel.

## Performance Summary (Diesel mode, Tier II) PRELIMINARY



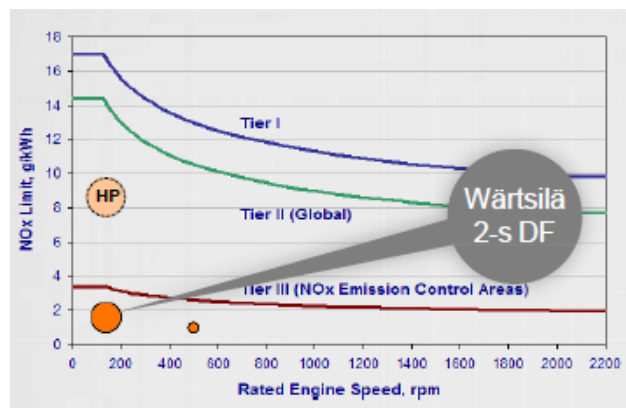
Εικόνα 58: Συγκεντρωτικό διάγραμμα απόδοσης μηχανής για κατάσταση λειτουργίας Diesel (1).





Εικόνα 59: Συγκεντρωτικό διάγραμμα απόδοσης μηχανής για κατάσταση λειτουργίας Diesel (2).

Αυτό που παρατηρείται, είναι πως στην κατάσταση λειτουργίας αερίου, οι εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου είναι τέτοιες που επιτρέπουν στο πλοίο να συμμορφώνεται με τον κανονισμό Tier III του IMO. Ωστόσο, υπάρχει σύστημα επεξεργασίας καυσαερίων το οποίο είναι υπεύθυνο για την επεξεργασία των καυσαερίων όταν ο κινητήρας λειτουργεί αποκλειστικά με καύσιμο Diesel. Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται το διάγραμμα με τους περιορισμούς για τα NOx από τον IMO και το που βρίσκεται η μηχανή χαμηλής πίεσης σε σχέση με την αντίστοιχη μηχανή υψηλής πίεσης. Επισημαίνεται ότι μπορούν και επιτυγχάνονται τόσο χαμηλές τιμές χωρίς να είναι ενεργά τα συστήματα επεξεργασίας καυσαερίων. [12]

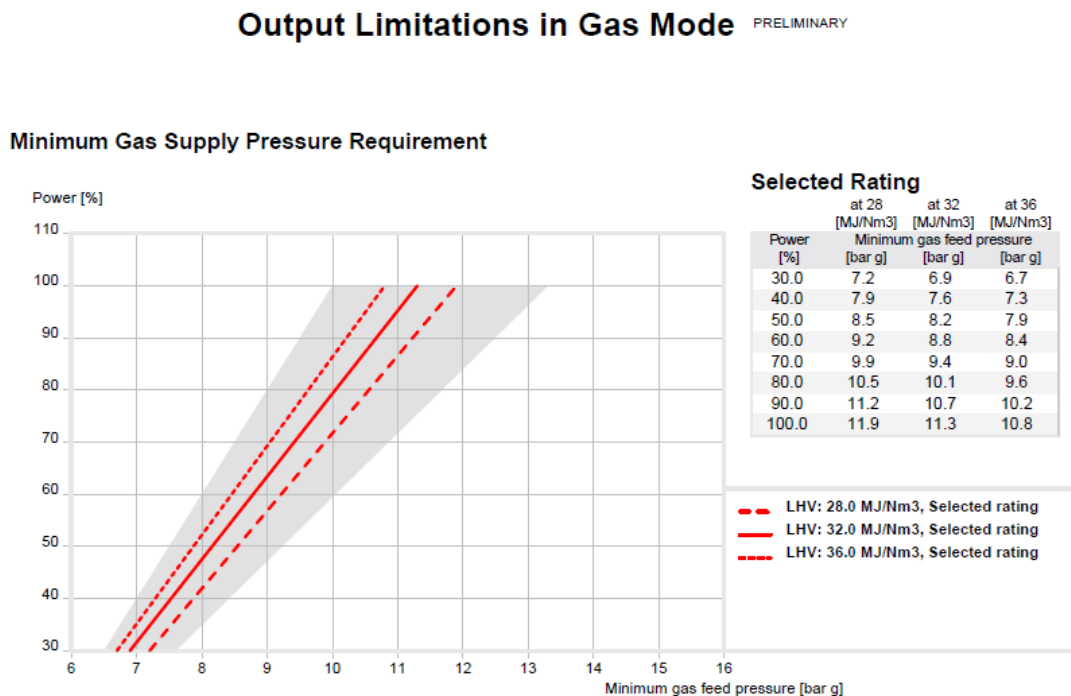


Εικόνα 60: Εκπομπές οξειδίων του αζώτου μηχανής διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης συγκριτικά με αντίστοιχη υψηλής πίεσης χωρίς σύστημα επεξεργασίας καυσαερίων. [12]



### 3.5.4 ΕΛΑΧΙΣΤΗ ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΗ ΠΙΕΣΗ ΑΕΡΙΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Όπως έχει γίνει αναφορά στο κεφάλαιο 2, η ιδιαιτερότητα αυτής της μηχανής η οποία την κάνει ξεχωριστή σε σχέση με άλλες μηχανές αερίου αλλά και συμβατικές μηχανές εσωτερικής καύσης, είναι η ικανότητα να διατηρεί την πίεση του εισαγόμενου καυσίμου στον κύλινδρο χαμηλή, με αποτέλεσμα τα διάφορα πλέον γνωστά πλεονεκτήματα. Στο παρακάτω γράφημα φαίνεται ακριβώς η πίεση που απαιτείται για το αέριο καύσιμο ώστε να εισαχθεί στον κύλινδρο με επιτυχία, ανάλογα το επί τοις εκατό του πλήρους φορτίου στο οποίο λειτουργεί ο κινητήρας.

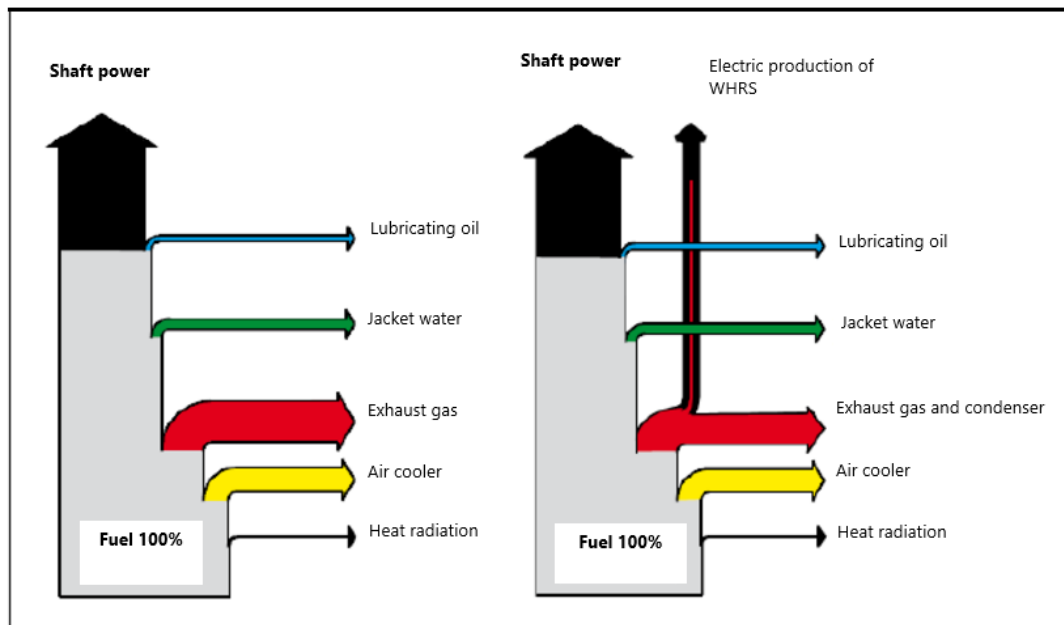


Εικόνα 61: Απαιτήσεις ελάχιστης πίεσης εισαγωγής φυσικού αερίου.

Οι τρεις κόκκινες γραμμές καθορίζουν την ελάχιστη πίεση εισαγωγής του φυσικού αερίου, προς το αντίστοιχο ποσοστό επί τοις εκατό της συνολικής ισχύος, ανάλογα με τη σύστασή του. Όπως φαίνεται στο πλαίσιο δεξιά, ανάλογα την κατώτερη θερμογόνο τιμή του φυσικού αερίου επιλέγεται και η αντίστοιχη γραμμή. Η κατώτερη θερμογόνος τιμή είναι κάτι που καθορίζεται από τον προμηθευτή του καυσίμου και θα πρέπει κάθε φορά να λαμβάνεται υπόψιν για την καλύτερη λειτουργία του κινητήρα.

### 3.5.5 ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟΣ ΙΣΟΛΟΓΙΣΜΟΣ

Με τον όρο «Ενεργειακός Ισολογισμός» ορίζεται η διαδικασία μέσω της οποίας υπολογίζεται ο καταμερισμός της ισχύος που παράγεται από το καύσιμο όταν αυτό καίγεται. Ένα μέρος της γίνεται έργο στον άξονα της μηχανής, ενώ η υπόλοιπη μετατρέπεται σε θερμική ισχύ που εντοπίζεται στα διάφορα συστήματα ψύξης (νερού, λαδιού, αέρα) καθώς και στα καυσαέρια που παράγονται. Η οπτική αναπαράσταση του παραπάνω καταμερισμού φαίνεται σε ένα διάγραμμα *Sankey* όπως αυτό που παρουσιάζεται στη συνέχεια.



Εικόνα 62: Διάγραμμα *Sankey* καταμερισμού θερμικής ισχύος μηχανής με και χωρίς παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. [28]

Το παραπάνω διάγραμμα είναι ενδεικτικό και θα μπορούσε να αφορά σε μια οποιαδήποτε μηχανή εσωτερικής καύσης. Το τελευταίο βελάκι και στις δυο περιπτώσεις αντιπροσωπεύει τη θερμική ενέργεια που απελευθερώνεται στο περιβάλλον μέσω ακτινοβολίας.

Με τα δεδομένα που λαμβάνονται από το υπολογιστικό φύλλο που προκύπτει από το πρόγραμμα GTD της WinGD, μπορεί να πραγματοποιηθεί θερμικός ισολογισμός για την επιλαχούσα μηχανή. Σκοπός αυτής της διαδικασίας είναι να βρεθεί αρχικά η κατανομή της θερμικής ενέργειας, η εύρεση του ποσοστού που καταλήγει να γίνεται ισχύς στον άξονα και οι απώλειες μέσω ακτινοβολίας και θερμότητας στα καυσαέρια. Αν είναι γνωστά όλα αυτά, είναι δυνατόν να γίνει βελτιστοποίηση του συστήματος πρόωσης αλλά και εκμετάλλευση της ενέργειας που βρίσκεται στα καυσαέρια για τη θέρμανση νερού σε κάποιο καυστήρα ή την επανατροφοδότησή τους στον κύλινδρο της μηχανής υπό μορφή αναρροφώμενου αέρα πλήρωσης. Στους παρακάτω πίνακες φαίνονται οι τιμές που προέκυψαν από τη διαδικασία του θερμικού ισολογισμού για τη μηχανή 8X72DF1.1, με σημείο CMCR 23142 kW και 89 rpm που έχει επιλεγεί, για συνθήκες ISO. Τα μεγέθη που μετρήθηκαν είναι η ισχύς του πιλοτικού καυσίμου, η ισχύς του κυρίως καυσίμου, δηλαδή του φυσικού αερίου, η απόδοση της μηχανής, η θερμική ισχύς των καυσαερίων και το ποσοστό που αντιστοιχεί σε αυτή σε σχέση με τη συνολική θερμική ισχύ που παράγεται από το καύσιμο και τέλος η υπόλοιπη θερμική ενέργεια που αντιστοιχεί στα συστήματα ψύξης και στη θερμότητα λόγω ακτινοβολίας.

Τα μεγέθη της ισχύος υπολογίστηκαν σε kW και οι τύποι που χρησιμοποιήθηκαν είναι οι παρακάτω:

Για την ισχύ του πιλοτικού καυσίμου:

$$\bullet \quad E_{pilot} = \frac{BSPC}{3600000} * Power * LCV_{fuel\ oil}$$

Όπου:

$$\bullet \quad LCV_{fuel\ oil} = 42707 \frac{kW}{g}$$

Οι υπόλοιπες τιμές λαμβάνονται από τους πίνακες.

Για την ισχύ του φυσικού αερίου ο τύπος είναι παρόμοιος:

$$\bullet \quad E_{gas\ fuel} = \frac{BSGC}{3600000} * Power * LCV_{gas}$$

Όπου:

$$\bullet \quad LCV_{fuel\ oil} = 50000 \frac{kW}{g}$$

Στη συνέχεια υπολογίζεται η μάζα των καυσαερίων και μέσω αυτής, η θερμική τους ενέργεια. Για τη μάζα ο τύπος είναι:

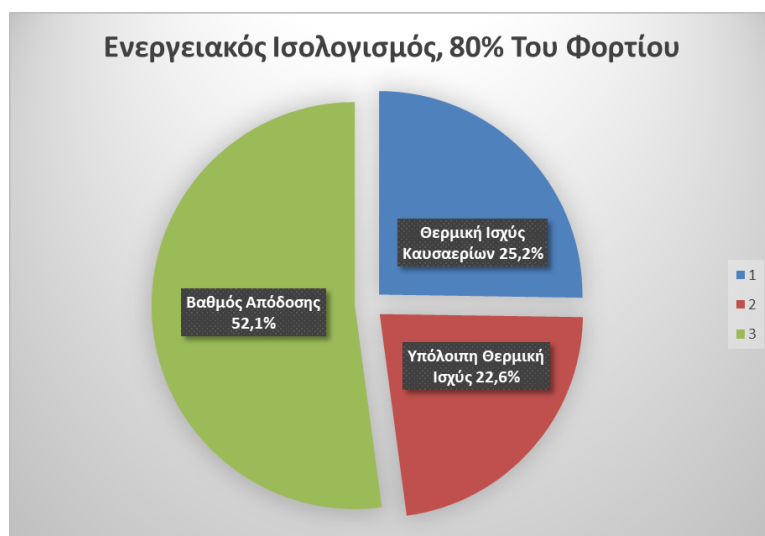
$$\bullet \quad m_{exh} = BSEF * \frac{Power}{3600}$$

Ενώ για τη θερμική ισχύς των καυσαερίων:

$$\bullet \quad E_{exh} = Cp_{exh} * (\theta_{exh} - 25) * m_{exh}$$

Λαμβάνεται  $Cp_{exh} = 1.05$

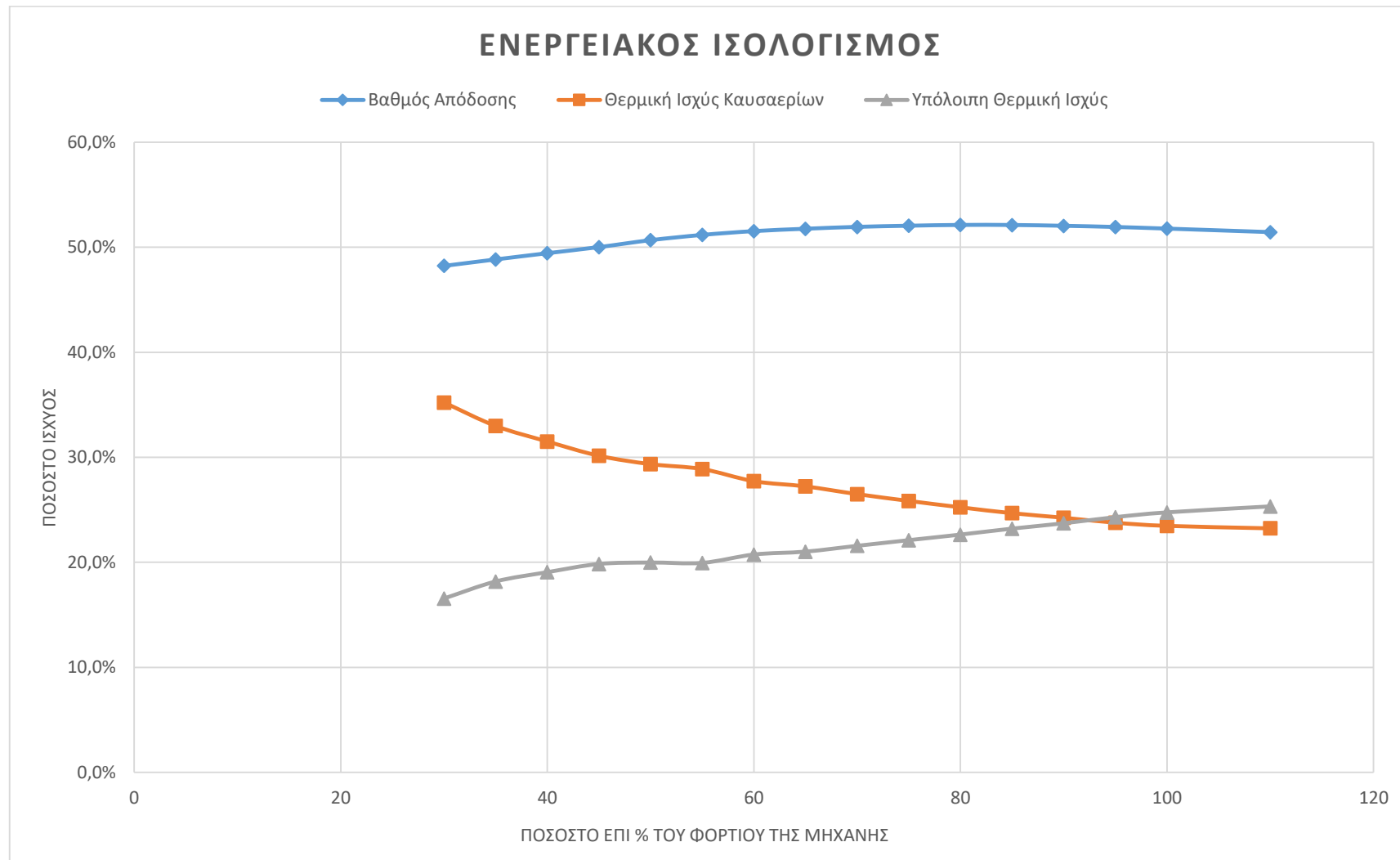
Τέλος, από την αφαίρεση των παραπάνω τιμών των θερμικών ενεργειών από τη συνολική παραγόμενη ισχύ υπολογίζονται τα υπόλοιπα, τα οποία καταγράφονται ως τιμή αλλά και ως ποσοστό. Στο γράφημα που παρουσιάζεται παρακάτω, φαίνονται τα ποσοστά της ισχύος ανάλογα με το ποσοστό του φορτίου της μηχανής. Οι στήλες που βρίσκονται στον αριθμό 1 αφορούν στο βαθμό απόδοσης, δηλαδή πόσο τοις εκατό της ενέργειας του καυσίμου καταλήγει στον άξονα. Οι στήλες πάνω από τον αριθμό δυο αντιστοιχούν στο ποσοστό της ενέργειας που καταλήγει ως θερμότητα στα καυσαέρια, ανάλογα με το ποσοστό του φορτίου της μηχανής. Τέλος οι στήλες που βρίσκονται στον αριθμό τρία δείχνουν το υπόλοιπο ποσοστό της ενέργειας που βρίσκεται ως θερμότητα στα διάφορα συστήματα ψύξης, είτε ακτινοβολείται. Φαίνεται πως όσο μεγαλώνει το φορτίο αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης, με μέγιστο βαθμό απόδοσης το 52.1% στο 80% του φορτίου, ενώ στη συνέχεια παρατηρείται ελαφριά πτώση. Αντίστοιχα, παρατηρείται μείωση της θερμικής ενέργειας των καυσαερίων όσο αυξάνεται το φορτίο και αύξηση της ενέργειας που βρίσκεται στα υπόλοιπα συστήματα.



Εικόνα 63: Διάγραμμα Ενεργειακού Ισολογισμού στο 80% του φορτίου της μηχανής.

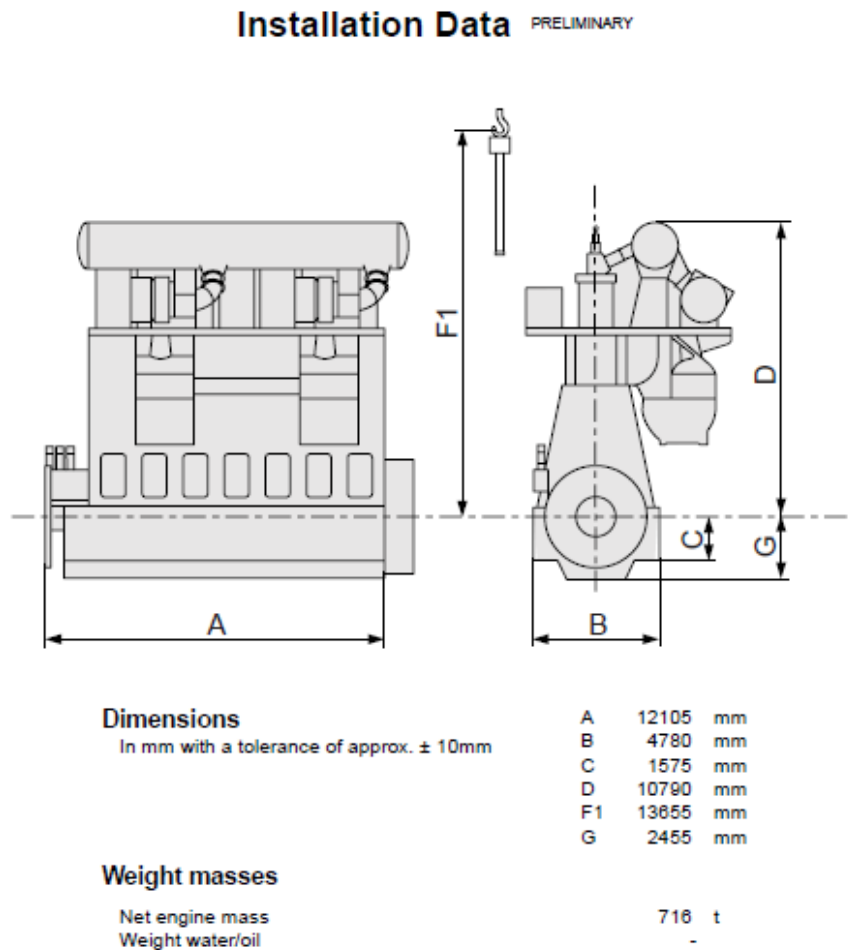
ISO (GAS MODE)									
$Epilotoil=(BSPC/3600000)*Power*LCVfueloil$	$Egasfuel=(BSGC/3600000)*Power*LCVgas$	$Etot=Epilotoil+Egasfuel$	$ne=Power/(Epilotoil+Egas)$	Check with BSEC $ne=(3600/BSEC)$ %	Exh.gas amount $mexh=BSEF*Power/3600$	Exhaust heat power = $cpexhgas*(\Theta_{exh}-25)*mexh$	$Eexh/Etotfuel$ % or $KPl_{exh}$	Residual Sankey kW	Residual Sankey %
Epilotfuel	Egasfuel	Etotfuel	ne	ne	mexh	Eexhgas	Eexhgas/Efuel		
kW	kW	kW	%	%	Kg/s		%	kW	%
247,08	44741,20	44988,28	51,4%	51,4%	52,13	10455,43	23,2%	11390,85	25,3%
234,73	42229,52	42464,25	51,8%	51,8%	50,50	9969,57	23,5%	10509,67	24,7%
247,08	39862,48	40109,56	51,9%	51,9%	48,83	9536,52	23,8%	9745,05	24,3%
233,36	37566,15	37799,50	52,0%	52,0%	46,94	9166,83	24,3%	8961,67	23,7%
219,63	35305,17	35524,80	52,1%	52,1%	44,90	8768,28	24,7%	8242,53	23,2%
226,50	33074,73	33301,23	52,1%	52,1%	42,81	8406,52	25,2%	7537,71	22,6%
211,39	30913,09	31124,48	52,0%	52,0%	40,54	8045,66	25,8%	6879,82	22,1%
214,13	28746,93	28961,07	51,9%	51,9%	38,06	7673,83	26,5%	6245,24	21,6%
214,13	26612,92	26827,05	51,8%	51,8%	35,68	7304,81	27,2%	5637,24	21,0%
196,29	24501,40	24697,69	51,5%	51,5%	33,45	6848,14	27,7%	5121,55	20,7%
192,17	22418,81	22610,99	51,2%	51,2%	30,79	6530,92	28,9%	4509,06	19,9%
185,31	20365,16	20550,47	50,7%	50,7%	28,44	6031,28	29,3%	4105,19	20,0%
186,69	18321,15	18507,83	50,0%	50,0%	25,92	5579,19	30,1%	3671,64	19,8%
172,96	16211,25	16384,21	49,4%	49,4%	22,97	5161,92	31,5%	3122,29	19,1%
164,73	14049,93	14214,66	48,8%	48,8%	19,85	4688,48	33,0%	2583,18	18,2%
151,01	11845,23	11996,23	48,2%	48,2%	17,34	4224,49	35,2%	1985,74	16,6%

Εικόνα 64: Θερμικός ισολογισμός μηχανής σε συνθήκες ISO.



### 3.5.6 ΟΔΗΓΟΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

Προς το τέλος του εγγράφου που λαμβάνεται μετά τη χρήση του προγράμματος GTD, δίνεται ένα σχεδιάγραμμα εγκατάστασης της μηχανής. Το συγκεκριμένο σχέδιο είναι πολύ γενικό και αν απαιτείται μια πιο πλήρης εικόνα της διαδικασίας και των επιπλέον ρυθμίσεων για την εγκατάσταση της μηχανής, θα πρέπει να ληφθεί υπόψιν και το εγχειρίδιο εγκατάστασης που μπορεί να βρεθεί στην ιστοσελίδα της WinGD και στο Παράρτημα της παρούσας εργασίας.



Εικόνα 65: Σχεδιάγραμμα εγκατάστασης μηχανής.

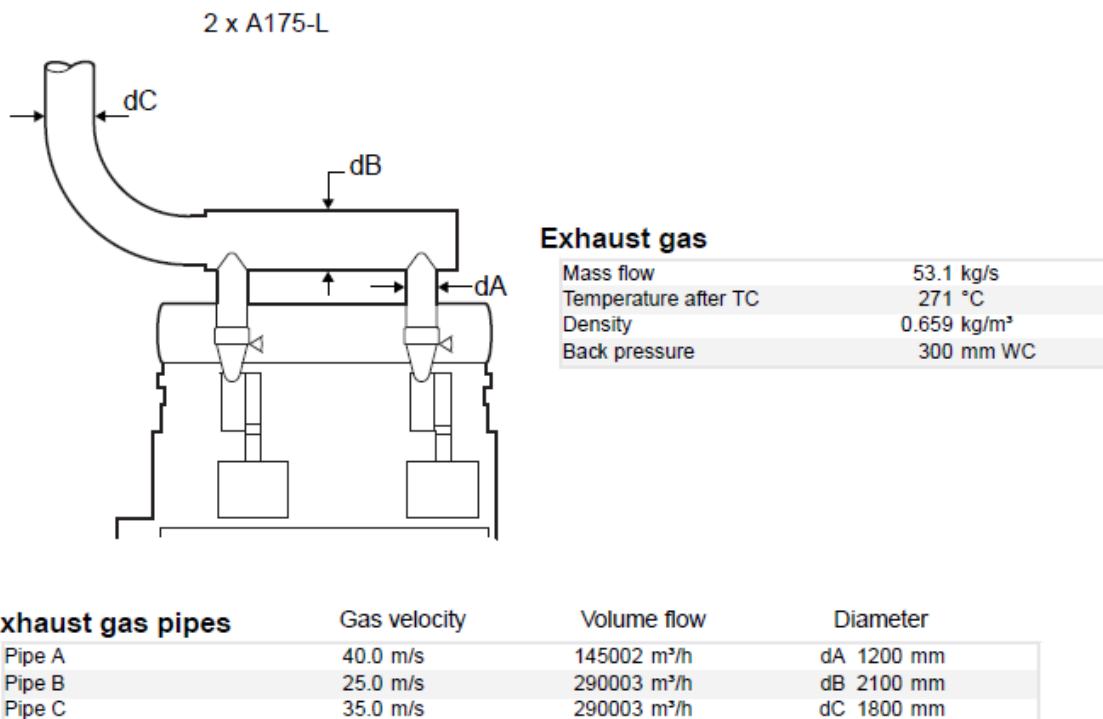
Στην παραπάνω εικόνα φαίνονται το σχέδιο της μηχανής, οι βασικές της διαστάσεις και το σφάλμα των τιμών αυτών. Δίνεται επίσης το καθαρό της βάρος σε τόνους και το βάρος του νερού και λαδιού που εισάγονται στη συνέχεια.

## ΣΥΣΤΗΜΑ ΔΙΑΝΟΜΗΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΑΙ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ

Εκτός από το σχεδιάγραμμα της μηχανής, δίνονται επίσης τα σχέδια κυκλοφορίας των καυσαερίων και του συστήματος εξαερισμού.

### Exhaust Gas System PRELIMINARY

#### Design Conditions

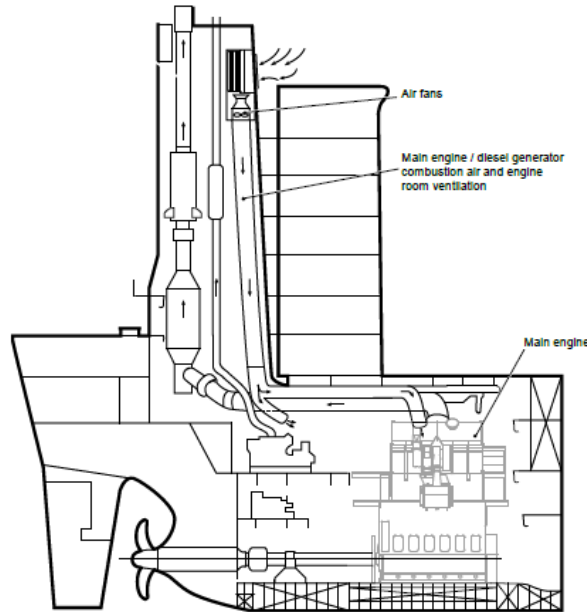


Εικόνα 66: Σχεδιάγραμμα κυκλοφορίας καυσαερίων.

Στην εικόνα φαίνεται το σχέδιο των σωληνώσεων κυκλοφορίας των καυσαερίων ακριβώς μετά την εξαγωγή τους από τους κυλίνδρους της μηχανής και τις διαστάσεις αυτών. Δίνονται επίσης τα στοιχεία για την ταχύτητα των καυσαερίων μέσα στις σωληνώσεις, τον όγκο, την πίεση, την πυκνότητα και τη θερμοκρασία τους.



## Engine Room Ventilation PRELIMINARY



Εικόνα 67: Σχεδιάγραμμα εξαερισμού μηχανοστασίου.

Σε αυτό το τελευταίο σχέδιο παρουσιάζεται η διάταξη ενός τυπικού μηχανοστασίου με τη μηχανή, τον άξονα, την έλικα και το πηδάλιο. Σχεδιασμένη με βέλη πάνω στις αντίστοιχες σωληνώσεις είναι η πορεία της εισαγωγής και εξαγωγής του αέρα από και προς τη μηχανή. Στον παρακάτω πίνακα φαίνεται η απαιτούμενη ποσότητα αέρα για τη λειτουργία της μηχανής και την ψύξη της.

Air flow required for combustion	Power	Air flow
Main engine	23142 kW	169468 m <sup>3</sup> /h
Auxiliary engines	0 kW	0 m <sup>3</sup> /h
Boiler	0 kW	0 m <sup>3</sup> /h
<b>Total</b>		<b>169468 m<sup>3</sup>/h</b>

Air flow required for heat evacuation	Heat	Air flow
Main engine	293 kW	
Auxiliary engines	0 kW	
Boiler	0 kW	
Steam pipes	10 kW	
Exhaust pipes	118 kW	
Gas fired boiler	31 kW	
Hot tanks	0 kW	
Generator	0 kW	
Electrical installation	66 kW	
<b>Total</b>	<b>518 kW</b>	<b>131215 m<sup>3</sup>/h</b>

Total air flow	Power	Air flow
Ventilation	491 kW	300683 m <sup>3</sup> /h

Based on: ISO 8861  
 Air ambient temperature: 35°C  
 Delivery head of the ventilation air blower: 30 mbar

Εικόνα 68: Απαιτούμενη ποσότητα αέρα για λειτουργία και ψύξη της μηχανής.

### 3.5.7 ΔΕΙΚΤΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

Ο δείκτης ενεργειακής απόδοσης σχεδιασμού (ή *Energy Efficiency Design Index – EEDI*) είναι μια διαδικασία η οποία κάνοντας χρήση μιας ιδιαίτερης εξίσωσης επιτρέπει να γίνει μια εκτίμηση της ποσότητας του διοξειδίου του άνθρακα που παράγεται κατά τη λειτουργία του πλοίου και μπορεί να εκφραστεί σαν το λόγο του «περιβαλλοντικού κόστους» ως προς το κέρδος που λαμβάνεται. Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται κάποια στοιχεία τα οποία είναι χρήσιμα για τον υπολογισμό του δείκτη *EEDI*. Δίνονται επίσης το μοντέλο της μηχανής, η πλήρης ισχύς στο σημείο CMCR, οι στροφές, η κατάσταση στην οποία γίνεται η διαδικασία (ISO) και τέλος η κατώτερη θερμογόνος δύναμη για το φυσικό αέριο και το πιλοτικό καύσιμο.

#### Values for EEDI Calculation

Engine type	8X72DF-1.1
CMCR Power	23142 kW
CMCR Speed	89.0 rpm
Ambient condition	ISO
Gas fuel data	
Fuel LHV, Reference	48000 kJ/kg
BSGC (CMCR)	145.0 g/kWh
BSGC (75% Load)	142.9 g/kWh
BSGC (75% Load) + 6% Tolerance	151.5 g/kWh
Pilot fuel data	
Fuel LHV, Reference	42700 kJ/kg
BSPC (CMCR)	0.9 g/kWh
BSPC (75% Load)	1.1 g/kWh
BSPC (75% Load) + 6% Tolerance	1.2 g/kWh

Εικόνα 69: Στοιχεία για τον υπολογισμό του δείκτη ενεργειακής απόδοσης πλοίου.

## ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Η επιστήμη και η τεχνολογία της μηχανολογίας αναπτύσσεται ραγδαία, φέρνοντας νέες καινοτομίες, νέες προοπτικές και λύσεις για τα προβλήματα που αντιμετωπίζει καθημερινά ο άνθρωπος. Στην παρούσα εργασία έγινε παρουσίαση και ανάλυση της τεχνολογίας της δίχρονης μηχανής διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης της *WinGD*. Αφού εξετάστηκε ο τρόπος λειτουργίας, προέκυψαν τα παρακάτω συμπεράσματα. Για τη συμμόρφωση με τους νέους κανονισμούς του IMO δεν χρειάζονται πρόσθετα συστήματα καθαρισμού καυσαερίων, όσο η μηχανή λειτουργεί στην κατάσταση αερίου. Δεν υπάρχει ανάγκη συστημάτων υψηλής πίεσης για τη διανομή του καυσίμου, καθώς ο σχεδιασμός είναι τέτοιος που επιτρέπει τις χαμηλές πιέσεις για τη λειτουργία της μηχανής. Ένα ακόμα στοιχείο που προέκυψε από τον ενεργειακό ισολογισμό είναι ο υψηλός βαθμός απόδοσης, όπου σε συγκεκριμένα φορτία μπορεί να αγγίξει το 51%. Στον αντίποδα, παρατηρείται πως το εύρος για τη σωστή και πιο αποδοτική λειτουργία του κινητήρα είναι σχετικά μικρό, καθώς από τη μια πλευρά κινδυνεύει λόγω *misfiring* ενώ από την άλλη πλευρά από κρουστική καύση. Είναι κατανοητό πως στη μια περίπτωση πρέπει να αντιμετωπιστεί το φαινόμενο του *methane slip*, όπου άκαυστο φυσικό αέριο εκλύεται στο περιβάλλον, ενώ στην άλλη περίπτωση οι επιπτώσεις επιβαρύνουν τη μηχανή με επικίνδυνα φορτία. Επίσης, στην κατάσταση λειτουργίας *Diesel*, η χρήση συστημάτων επεξεργασίας καυσαερίων είναι απαραίτητη για τη συμμόρφωση με τους κανονισμούς του IMO. Παρόλα τα μειονεκτήματα ωστόσο, είναι ξεκάθαρο πλέον πως η μηχανή διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης είναι, έστω προσωρινά, το μέλλον των κινητήρων στη ναυτιλία. Αυτό προκύπτει από το γεγονός πως ένας μεγάλος ανταγωνιστής της *WinGD*, η MAN, μέσα στο έτος που πέρασε παρήγαγε και η ίδια τη δική της μηχανή διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης με όνομα «MAN B&W ME-GA engine», όπου μέχρι πρότινος χρησιμοποιούσε μόνο τη μηχανή διπλού καυσίμου υψηλής πίεσης. Ενώ λοιπόν η τεχνολογία αυτή μπορεί να είναι πολύ ελπιδοφόρα και βοηθητική, πρέπει να χρησιμοποιείται με μεγάλη ακρίβεια για να μπορεί να αποδώσει τα μέγιστα. Παρά τα σχετικά μειονεκτήματα, η ανάπτυξη αυτού του κινητήρα είναι ένα σημαντικό βήμα προς την αντιμετώπιση του περιβαλλοντικού προβλήματος.

## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

Οδηγός εγκατάστασης μηχανής: [Marine Installation Manual X72DF - 1.1](#)

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Aan, A., & Heinloo, M. (2012). *Computer based comparison analysis of single and double-connecting-rod slider-crank linkages*. Research, Estonian University of Life Sciences, Institute of Technology, Tartu. Ανάκτηση Νοέμβριος 1, 2021, από [https://www.researchgate.net/publication/266410720\\_Computer\\_based\\_comparison\\_analysis\\_of\\_single\\_and\\_double-connecting-rod\\_slider-crank\\_linkages](https://www.researchgate.net/publication/266410720_Computer_based_comparison_analysis_of_single_and_double-connecting-rod_slider-crank_linkages)
- [2] *Diesel Engine*. (2021, Οκτώβριος 6). Ανάκτηση από Wikipedia: [https://en.wikipedia.org/wiki/Diesel\\_engine](https://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_engine)
- [3] *Four - Stroke cycle*. (2007). Ανάκτηση Νοέμβριος 1, 2021, από Encyclopedia Britannica: <https://www.britannica.com/technology/four-stroke-cycle>
- [4] Leo Čampara, N. H. (2018). *Overview of MARPOL ANNEX VI regulations for prevention of air pollution from marine diesel engines*. University of Dubrovnik. EDP Sciences. Ανάκτηση από [https://www.researchgate.net/publication/329383051\\_Overview\\_of\\_MARPOL\\_ANNEX\\_VI\\_regulations\\_for\\_prevention\\_of\\_air\\_pollution\\_from\\_marine\\_diesel\\_engines](https://www.researchgate.net/publication/329383051_Overview_of_MARPOL_ANNEX_VI_regulations_for_prevention_of_air_pollution_from_marine_diesel_engines)
- [5] Marcell, O. (2016). *The 2-stroke Low-Pressure Dual-Fuel Technology: From Concept to Reality*. Helsinki: CIMAC.
- [6] *Natural Gas*. (2021, Οκτώβριος 22). Ανάκτηση από Wikipedia: [https://en.wikipedia.org/wiki/Natural\\_gas](https://en.wikipedia.org/wiki/Natural_gas)
- [7] *Nitrogen Oxides (NOx) Regulations*. (2021, Οκτώβριος 20). Ανάκτηση από DAIHATSU Diesel: <http://www.dhtd.co.jp/en/products/marine/nox.html>
- [8] Ohashi, I. (2015). *Dual-Fuel Marine Engine (Highly Reliable Environmentally Friendly Engine)*. YANMAR. Ανάκτηση από [https://www.yanmar.com/global/about/technology/technical\\_review/2015/0727\\_2.html](https://www.yanmar.com/global/about/technology/technical_review/2015/0727_2.html)
- [9] *Prevention of Air Pollution from Ships*. (2021, Οκτώβριος 20). Ανάκτηση από International Maritime Organization (IMO): <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Air-Pollution.aspx>
- [10] Roudil, R. (1970). *Moteurs Diesel*. Paris: DUNOD.

- [11] *Two - Stroke cycle*. (2007). Ανάκτηση Νοέμβριος 1, 2021, από Encyclopedia Britannica: <https://www.britannica.com/technology/two-stroke-cycle>
- [12] WARTSILA. (2015, Μάρτιος 30). *DUAL FUEL ENGINES & SOX/NOX*. Παρουσίαση. Ανάκτηση Νοέμβριος 16, 2021, από <https://docplayer.net/184045573-.html>
- [13] *Winterthur Gas & Diesel Ltd*. (2021, Οκτώβριος 4). Ανάκτηση από <https://www.wingd.com/en/>
- [14] Βουρλιωτάκης, Γ. (2020, Φεβρουάριος). *Φλόγες - Κατάταξη και Φαινομενολογία*. Παρουσίαση, Πανεπιστήμιο Δυτικής Αττικής, Τμήμα Ναυπηγών, Αθήνα. Ανάκτηση Νοέμβριος 23, 2021
- [15] Κλάγκου, Μ. (2019). *Development of a Semi-Empirical Combustion Model for a Dual Fuel Two-Stroke Low-Pressure Marine Engine*. Διπλωματική Εργασία, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Αθήνα. Ανάκτηση Οκτώβριος 6, 2021
- [16] Ξυδιά, Κ. Φ. (2015). *Στοιχεία, τάσεις και οφέλη για τη χρήση υγροποιημένου φυσικού αερίου (LNG) ως καύσιμο στη ναυτιλία*. Διπλωματική Εργασία, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Αθήνα. Ανάκτηση Οκτώβριος 6, 2021
- [17] Παπανικολάου, Α. Δ. (2009). *Μελέτη Πλοίου, Μεθοδολογίες προμελέτης* (Τόμ. 1). Αθήνα: ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΣΥΜΕΩΝ. Ανάκτηση Νοέμβριος 26, 2021
- [18] Ρακόπουλος, Κ. Δ. (2000). *Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ* (1η εκδ.). Αθήνα: Fountas.
- [19] Ριζόπουλος, Ν. (2020). *Προσομοίωση του κλειστού κύκλου λειτουργίας δίχρονου κινητήρα διπλού καυσίμου με χρήση φυσικού αερίου*. Διπλωματική Εργασία, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Αθήνα. Ανάκτηση Οκτώβριος 6, 2021
- [20] Σιδερίδου, Ε. Δ., Αχιλιάς, Δ. Σ., & Μπικιάρης, Δ. Ν. (2011). *Καύσιμα Λιπαντικά*. Θεσσαλονίκη: Εκδόσεις ΖΗΤΗ.

- [21] Ignacio Arias Fernandez, M. R. (2016, Οκτώβριος 25). Review of propulsion systems on LNG carriers. (ELSEVIER, Επιμ.) *Renewable and Sustainable Energy Reviews*(67). Ανάκτηση από <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S136403211630586X>
- [22] Lei Zhu, B. L. (2020, 9 21). Effects of fuel reforming on large-bore low-speed two-stroke dual fuel marine engine combined with EGR and injection strategy. (ELSEVIER, Επιμ.) *International Journal of Hydrogen Energy*(45). Ανάκτηση από <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360319920329414>
- [23] Palmer, G. (2017). *Methane Number*. Paper, Calgary, Canada. Ανάκτηση Ιανουάριος 23, 2022
- [24] Turns, S. R. (2017). *Εισαγωγή στην Καύση, Αρχές και Εφαρμογές* (3η έκδοση εκδ.). (Δ. Ν. Τερτίπης, Μεταφρ.) Αθήνα: ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΖΙΟΛΑ. Ανάκτηση Νοέμβριος 23, 2021
- [25] *Αναφλεκτήρας*. (2021, Σεπτέμβριος 27). Ανάκτηση Ιανουάριος 23, 2022, από Βικιπαίδεια: <https://el.wikipedia.org/wiki/%CE%91%CE%BD%CE%B1%CF%86%CE%BB%CE%B5%CE%BA%CF%84%CE%AE%CF%81%CE%B1%CF%82>
- [26] Παπαθεοδοσίου, Θ. Κ. (1997). *Μηχανές Εσωτερικής Καύσεως I* (Ε' εκδ.). Αθήνα: Οργανισμός Εκδόσεως Διδακτικών Βιβλίων Αθήνα.
- [27] Παπαχριστόπουλος, Η. (2016). *Προσομοίωση κινητήρα διπλού καυσίμου με χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power*. Διπλωματική Εργασία, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Αθήνα. Ανάκτηση Οκτώβριος 6, 2021
- [28] Landeka, P., & Radica, G. (2015). *EFFICIENCY INCREASE IN SHIP'S PRIMAL ENERGY SYSTEM USING A MULTISTAGE*. University of Split, Faculty of Electrical Engineering, Mechanical Engineering and Naval Architecture, Split, Croatia. Ανάκτηση Φλεβάρης 2, 2022
- [29] SHER, E. (1989). *SCAVENGING THE TWO-STROKE ENGINE*. The Pearlstone Center for Aeronautical Engineering, Ben-Gurion University of the Negev,

Department of Mechanical Engineering. Great Britain: Pergamon Press. Ανάκτηση  
Ιανουάριος 10, 2022

- [30] *BV Fleet*. (2022, Φλεβάρης 2). Ανάκτηση από Bureau Veritas : <https://marine-offshore.bureauveritas.com/bv-fleet/#/bv-fleet/>