



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΘΕΜΑ: «Συστήματα πρόωσης φορτηγών πλοίων μεταφοράς
LNG – Έμφαση σε κινητήρα συνδυασμένου κύκλου
αεριοστροβίλου – ατμοστροβίλου.»

Σπουδαστής: Ρήγος Δ. Ιάκωβος

Αριθμός Μητρώου: 13050

Επιβλέπων Καθηγητής: Δρ. Δημήτριος Γ. Κουμπογιάννης



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

«Συστήματα πρόωσης φορτηγών πλοίων μεταφοράς *LNG* – Έμφαση σε κινητήρα συνδυασμένου κύκλου αεριοστρόβιλου – ατμοστρόβιλου.»

Μέλη Εξεταστικής Επιτροπής συμπεριλαμβανομένου και του Εισηγητή.

Η πτυχιακή/διπλωματική εργασία εξετάστηκε επιτυχώς από την κάτωθι Εξεταστική Επιτροπή:

A/a	ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ	ΒΑΘΜΙΔΑ/ΙΔΙΟΤΗΤΑ	ΨΗΦΙΑΚΗ ΥΠΟΓΡΑΦΗ
1	Κουμπογιάννης Δημήτριος	Αναπληρωτής Καθηγητής	
2	Λιβανός Γεώργιος	Αναπληρωτής Καθηγητής	
3	Χατζηαποστόλου Αντώνιος	Αναπληρωτής Καθηγητής	

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Ρήγος Ιάκωβος του Δημητρίου, με αριθμό μητρώου 13050 φοιτητής 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 πτυχίου μου».

Ο Δηλών



Ρήγος Ιάκωβος

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω πρωτίστως τον επιβλέποντα καθηγητή της παρούσας εργασίας, Δρ. Δημήτριο Γ. Κουμπογιάννη, που στάθηκε αρωγός στην εκπόνησή της, στηρίζοντας και καθοδηγώντας την προσπάθειά μου με απaráμιλλο ενδιαφέρον και ανεξάντλητη υπομονή. Η προθυμία του για βοήθεια σε ανθρώπινο, επαγγελματικό και επιστημονικό επίπεδο, μόνο αξιέπαινη μπορεί να χαρακτηριστεί. Θερμές ευχαριστίες και ευχές για μια καλή σταδιοδρομία, στέλνω επίσης στον συμφοιτητή και φίλο μου, Δημήτρη Νταναβάρα, για την πολύτιμη βοήθειά του. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου και φιλικά μου πρόσωπα για την πολυετή και πολύμορφη στήριξή τους, η οποία αποτέλεσε κινητήρια δύναμη από την εισαγωγή μου στο τμήμα έως και την περάτωση των φοιτητικών μου υποχρεώσεων.

ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ

NG: Natural Gas

LNG: Liquefied Natural Gas

PM: Particulate Matter

SO_x: Οξείδια του θείου

NO_x: Οξείδια του αζώτου

CO₂: Διοξείδιο του άνθρακα

CO: Μονοξείδιο του άνθρακα

N₂: Άζωτο

NGL: Natural Gas Liquids

GHG: Greenhouse Gasses

IMO: International Maritime Organization

HFO: Heavy Fuel Oil

MDO: Marine Diesel Oil

ECAs: Emission Control Areas

IGC: International Code of the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gasses in Bulk.

Loa: Length overall

B: Breadth

D: Depth

BOG: Boil off gas

GCU: Gas Combustion Unit

SF: Single Fuel

DF: Dual Fuel

2S: two stroke

4S: four stroke

ST: Steam Turbine

UST: Ultra Steam Turbine

GT: Gas Turbine

DFDE: Dual Fuel Diesel Electric

TFDE: Triple Fuel Diesel Electric

SSDRL: Slow Speed Diesel with Reliquefaction

COGES: COmbined Gas Electric and Steam

COGAS: COmbined Gas And Steam

DGVs: Diffuser Guide Vanes

ΑΝΣ: Άνω Νεκρό Σημείο

ΚΝΣ: Κάτω Νεκρό Σημείο

FGSS: Fuel Gas Supply System

MCR: Max Continuous Rating

EGR: Exhaust Gas Recirculation

SCR: Selective Catalytic Reduction

BMEP: Break Mean Effective Pressure

IGVs: Inlet Guide Vanes

WHRS: Waste Heat Recovery System

HRSG: Heat Recovery Steam Generator

ΣΚΑΑ: Συνδυασμένος Κύκλος Αεριοστρόβιλου – Ατμοστρόβιλου

TIT: Turbine Inlet Temperature

Q : θερμότητα

V : όγκος

ρ : πυκνότητα

h : ενθαλπία

s : εντροπία

χ : ξηρότητα ατμού

\dot{m} : παροχή μάζας

P : πίεση

ΔP : διαφορά πίεσης

T : θερμοκρασία

ΔT : διαφορά θερμοκρασίας

η : θερμικός βαθμός απόδοσης

LHV: κατώτερη θερμογόνος δύναμη

K: συντελεστής απωλειών

w: ειδικό έργο

W: ισχύς

PP: *Pinch Point*

SFC: *Specific Fuel Consumption*

Περιεχόμενα

1.	Εισαγωγή.....	10
1.1	Σκοπός εργασίας	10
1.2	Κίνητρο ενασχόλησης με το θέμα.....	11
1.3	Εφοδιαστική αλυσίδα <i>LNG</i> – Τεχνολογία υγροποίησης.....	15
1.3.1	Εξερεύνηση (Exploration).....	15
1.3.2	Εξαγωγή – Γεώτρηση (Extraction – Drilling)	17
1.3.3	Παραγωγή – Επεξεργασία (Production – Treatment).....	18
1.3.4	Υγροποίηση (Liquefaction)	23
1.3.5	Μεταφορά (Transportation).....	27
1.3.6	Αποθήκευση (Storage).....	28
1.4	Περιβαλλοντικοί κανονισμοί αέριων ρύπων για πλοία.....	30
1.5	Φορτηγά πλοία μεταφοράς <i>LNG</i>	35
1.5.1	Βιβλιογραφική επισκόπηση φορτηγών πλοίων <i>LNG</i>	35
1.5.2	Δομή, χαρακτηριστικά και επιμέρους είδη <i>LNG Carriers</i>	36
1.5.3	Το πρόβλημα <i>Boil Off Gas (BOG)</i>	45
1.5.4	Τύποι πρόωσης <i>LNG Carriers</i>	45
2.	Φυσικά εξατμιζόμενο αέριο (<i>Boil Off Gas</i>).....	47
2.1	Βιβλιογραφική Επισκόπηση <i>Boil Off Gas</i>	47
2.2	Εκτίμηση ρυθμού παραγωγής <i>Boil Off Gas</i>	50
2.3	Συστήματα διαχείρισης <i>BOG</i>	52
2.4	Τεχνολογίες επανυγροποίησης εν πλω.....	55
2.4.1	Ηλεκτροκινούμενα συστήματα.....	56
2.4.2	Συστήματα Joule-Thomson	62
2.4.3	Υβριδικά Συστήματα JT-Hyb	63
3.	Πρόωση φορτηγών πλοίων μεταφοράς <i>LNG</i>	65
3.1	Βιβλιογραφική επισκόπηση συστημάτων πρόωσης των <i>LNG Carriers</i>	65
3.2	Παρουσίαση εναλλακτικών επιλογών συστημάτων πρόωσης και παράθεση πλεονεκτημάτων – μειονεκτημάτων.....	67
3.2.1	Ατμοστρόβιλος (Steam Turbine – ST).....	67
3.2.2	Τετράχρονοι κινητήρες διπλού καυσίμου (DFDE/TFDE).....	71
3.2.3	Δίχρονοι κινητήρες Diesel μονού καυσίμου, με εγκατάσταση επανυγροποίησης (SSDRL).....	76
3.2.4	Δίχρονοι κινητήρες Diesel, διπλού καυσίμου (SSD DF).....	79

3.2.4.1	Δίχρονοι κινητήρες διπλού καυσίμου και υψηλής πίεσης (<i>ME-GI</i>)..	79
3.2.4.2	Δίχρονοι κινητήρες διπλού καυσίμου και χαμηλής πίεσης (<i>X-DF</i>)...	84
3.2.5	Αεριοστρόβιλος (<i>Gas Turbine – GT</i>).....	87
3.3	Κινητήρας Συνδυασμένου Κύκλου Αεριοστρόβιλου – Ατμοστρόβιλου (<i>ΣΚΑΑ</i>)	94
3.4	Ολίσθηση Μεθανίου (<i>Methane Slip</i>).....	102
4.	Μοντελοποίηση του συνδυασμένου κύκλου	105
4.1	Μοντελοποίηση στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας	105
4.1.1	Κύκλος αεριοστρόβιλου και υπολογισμός επιδόσεών του.....	105
4.1.2	Ανάλυση Pinch Point για την σύζευξη των κύκλων Brayton και Rankine	114
4.1.3	Κύκλος Rankine και υπολογισμός των επιδόσεών συνδυασμένου κύκλου	119
4.2	Ορισμός περίπτωσης μελέτης και αποτελέσματα.....	123
4.2.1	Επιλογή χαρακτηριστικών αεριοστρόβιλου	123
4.2.2	Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στις επιδόσεις του	124
4.2.3	Επίδραση της πτώσης πίεσης των καυσαερίων στις επιδόσεις του	128
4.2.4	Επίδραση της μέγιστης πίεσης του ατμού στις επιδόσεις του	130
4.2.5	Επίδραση της θερμοκρασιακής διαφοράς του Pinch Point στις επιδόσεις	141
4.3	Μοντελοποίηση σε μερικά φορτία.....	148
4.3.1	Μοντελοποίηση λειτουργίας αεριοστρόβιλου σε μερικά φορτία.....	148
4.3.2	Αποτελέσματα προσομοίωσης αεριοστρόβιλου σε μερικά φορτία	159
4.3.3	Μοντελοποίηση λειτουργίας ατμοστρόβιλου και συνδυασμένου κύκλου	183
4.3.4	Αποτελέσματα προσομοίωσης συνδυασμένου κύκλου σε μερικά φορτία....	186
5.	Προτάσεις για μελλοντική έρευνα.....	203
6.	Παραρτήματα	204
6.1	Παράρτημα Α.....	204
6.2	Παράρτημα Β.....	205
7.	Πηγές και Βιβλιογραφία	207

1. Εισαγωγή

1.1 Σκοπός εργασίας

Είναι γεγονός πως τα τελευταία χρόνια και κυρίως τις τελευταίες δύο δεκαετίες η ζήτηση του φυσικού αερίου αυξάνεται δραστικά σε παγκόσμιο επίπεδο. Για λόγους που θα αναφερθούν σε επόμενη παράγραφο το μεγαλύτερο ποσοστό της εν λόγω ζήτησης προβλέπεται ότι σύντομα θα καλύπτεται από το *LNG*. Ρεαλιστικά, η μόνη αποδοτική και οικονομική λύση αναφορικά με την μεταφορά του *LNG*, σε παγκόσμια κλίμακα, αποτελεί η ναύλωση, ειδικά διαμορφωμένων για την μεταφορά του, πλοίων, των *LNG Carriers*.

Ένας εκ των κυρίαρχων προβληματισμών του συνεχώς εξελισσόμενου και απαιτητικού αυτού κλάδου της ναυπηγικής και της ναυτιλίας αποτελεί η επιλογή κατάλληλου συστήματος πρόωσης για τα εν λόγω πλοία. Στην παρούσα εργασία θα μελετηθούν κάποιες από τις ιδιαιτερότητες των πολυσύνθετων αυτών κατασκευών σε σχεδιαστικό, κατασκευαστικό και μηχανολογικό επίπεδο καθώς και ιδιαιτερότητες του φορτίου που καλούνται να φέρουν (π.χ. συνθήκες υγροποίησης φυσικού αερίου, φαινόμενο *BOG* κ.α.). Στην συνέχεια θα υπάρξει παρουσίαση των διαφόρων συστημάτων που προσφέρονται για την πρόωση των *LNG Carriers* και τον τρόπο με τον οποίο αυτά συνδέονται και επηρεάζονται από το φορτίο (*LNG*).

Με κίνητρο την σχετική νεότητα και καινοτομία που χαρακτηρίζει την λύση της χρήσης συνδυασμένου κύκλου αεριοστρόβιλου – ατμοστροβίλου, στον κλάδο πρόωσης τέτοιου τύπου πλοίων, δίνεται έμφαση στο εν λόγω σύστημα, ενώ θα ακολουθήσει και παραμετρική μοντελοποίηση, με σκοπό την λήψη αποτελεσμάτων εκ των οποίων θα αντληθούν συμπεράσματα.

Σκοπός της παραπάνω διαδικασίας αποτελεί η παρακίνηση για περαιτέρω μελέτη του συνδυασμένου κύκλου αεριοστρόβιλου – ατμοστροβίλου ως σύστημα πρόωσης πλοίων τύπου *LNG*, με στόχο την βελτιστοποίησή του ώστε να αποτελέσει μία εφικτή, οικονομική, αξιόπιστη αλλά και αποδοτική λύση τόσο για τον κλάδο της ναυπηγικής όσο και για τον κλάδο της ναυτιλίας.

1.2 Κίνητρο ενασχόλησης με το θέμα

Η παγκόσμια ενεργειακή ζήτηση αυξάνεται συνεχώς και προβλέπεται ανάπτυξή της με ρυθμό 1,2% ετησίως μέχρι το 2030. Τα ορυκτά καύσιμα παρέχουν το 85% των εμπορικών ενεργειακών αναγκών του πλανήτη, ενώ την ίδια στιγμή οι παγκόσμιες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα αναμένεται να αυξηθούν σχεδόν 30% μέχρι το 2030, παρά την βελτιωμένη αποδοτικότητα και ανάπτυξη της πυρηνικής και των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας [1]. Για τον λόγο αυτό, με σκοπό την κάλυψη της εν λόγω ενεργειακής ζήτησης και την μείωση των ποσοστιαίων εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα (και άλλων οξειδίων), τα τελευταία χρόνια έχει δημιουργηθεί ένα κίνημα εύρεσης εναλλακτικών καυσίμων ώστε να αντικατασταθούν υδρογονάνθρακες όπως το πετρέλαιο και η βενζίνη [2].

<i>Component</i>	<i>Typical Analysis (mole %)</i>	<i>Range (mole %)</i>
<i>Methane</i>	94,9	87,0 – 96,0
<i>Ethane</i>	2,5	1,8 – 5,1
<i>Propane</i>	0,2	0,1 – 1,5
<i>iso – Butane</i>	0,03	0,01 – 0,3
<i>Normal – Butane</i>	0,03	0,01 – 0,3
<i>iso – Pentane</i>	0,01	<i>trace</i> – 0,14
<i>Normal – Pentane</i>	0,01	<i>trace</i> – 0,04
<i>Hexanes plus</i>	0,01	<i>trace</i> – 0,06
<i>Nitrogen</i>	1,6	1,3 – 5,6
<i>Carbon Dioxide</i>	0,7	0,1 – 1,0
<i>Hydrogen</i>	<i>trace</i>	<i>trace</i> – 0,02
<i>Oxygen</i>	0,02	0,01 – 0,1

Πίνακας 1. Χημική σύσταση φυσικού αερίου [3].

Ένα από τα εναλλακτικά αυτά καύσιμα, με μεγάλα αποθέματα και δυνατότητες ανανεωσιμότητας (μέσω της παραγωγής βιοαερίου ή βιομεθανίου) καθώς και μειωμένες εκπομπές τόσο των αερίων του φαινομένου του θερμοκηπίου όσο και των υπόλοιπων ρυπογόνων οξειδίων, είναι το φυσικό αέριο (*Natural Gas* ή *NG*). Το φυσικό αέριο είναι ένα μίγμα παραφινικών υδρογονανθράκων όπως το μεθάνιο, το αιθάνιο, το προπάνιο, το βουτάνιο και άλλων, με μικρές προσμίξεις υψηλότερων υδρογονανθράκων όπως το αιθυλένιο καθώς και στοιχεία όπως το άζωτο και το υδρογόνο αλλά και ίχνη ενώσεων όπως το υδρόθειο. Η χημική σύσταση του φυσικού αερίου έχει όπως φαίνεται στον **Πίνακα 1**.

<i>Properties</i>	<i>LNG</i>	<i>Diesel</i>	<i>Gasoline</i>	<i>LPG</i>
<i>Auto ignition point (Celsius)</i>	540	316	257	454-450
<i>Flash Point (Celsius)</i>	-187	60	-45	-104

<i>Boiling Point (Celsius)</i>	-160	204	32	-42
<i>Flammable Range (%)</i>	5-15	N/A	1,3-6	2,1-9,5
<i>Stored Pressure</i>	<i>Atmospheric</i>	<i>Atmospheric</i>	<i>Atmospheric</i>	<i>Pressurized</i>
<i>Toxic</i>	<i>NO</i>	<i>YES</i>	<i>YES</i>	<i>NO</i>
<i>Carcinogenic</i>	<i>NO</i>	<i>YES</i>	<i>YES</i>	<i>NO</i>
<i>Health Hazards</i>	<i>NONE</i>	<i>NONE</i>	<i>EYE IRRITANT</i>	<i>NONE</i>

Πίνακας 2. Σύγκριση φυσικών και χημικών ιδιοτήτων του LNG με άλλους υδρογονάνθρακες [3].

Για πρακτικούς λόγους αποθήκευσης και μεταφοράς το φυσικό αέριο ψύχεται μέχρις ότου η θερμοκρασία του να φτάσει τους -162 βαθμούς *Celsius* όπου υγροποιείται [4] και ο όγκος του μειώνεται περισσότερο από 600 φορές [5]. Το υγροποιημένο φυσικό αέριο (*Liquified Natural Gas* ή *LNG*) είναι διαυγές, άοσμο, μη τοξικό και μη διαβρωτικό ενώ η μικρότερη από του νερού πυκνότητά του 0,4-0,5 kg/L του επιτρέπει να παραμένει στην επιφάνεια, σε περίπτωση διαρροής, μέχρι να εξατμιστεί, χωρίς να αφήνει υπολείμματα και να ρυπαίνει. Στον **Πίνακα 2** παρατίθενται φυσικές και χημικές ιδιότητες του *LNG* συγκριτικά με άλλους υδρογονάνθρακες.

<i>Pollutant</i>	<i>LNG</i>	<i>Oil</i>	<i>Coal</i>
<i>Carbon Dioxide</i>	117000	164000	208000
<i>Carbon Monoxide</i>	40	33	208
<i>Nitrogen Oxides</i>	92	448	457
<i>Sulfur Dioxide</i>	1	1112	2591
<i>Particulate</i>	7	84	2774
<i>Mercury</i>	0	0,007	0,016

Πίνακας 3. Σύγκριση εκπομπών ορυκτών καυσίμων (σε PPB ανά μονάδα ενέργειας) [3].

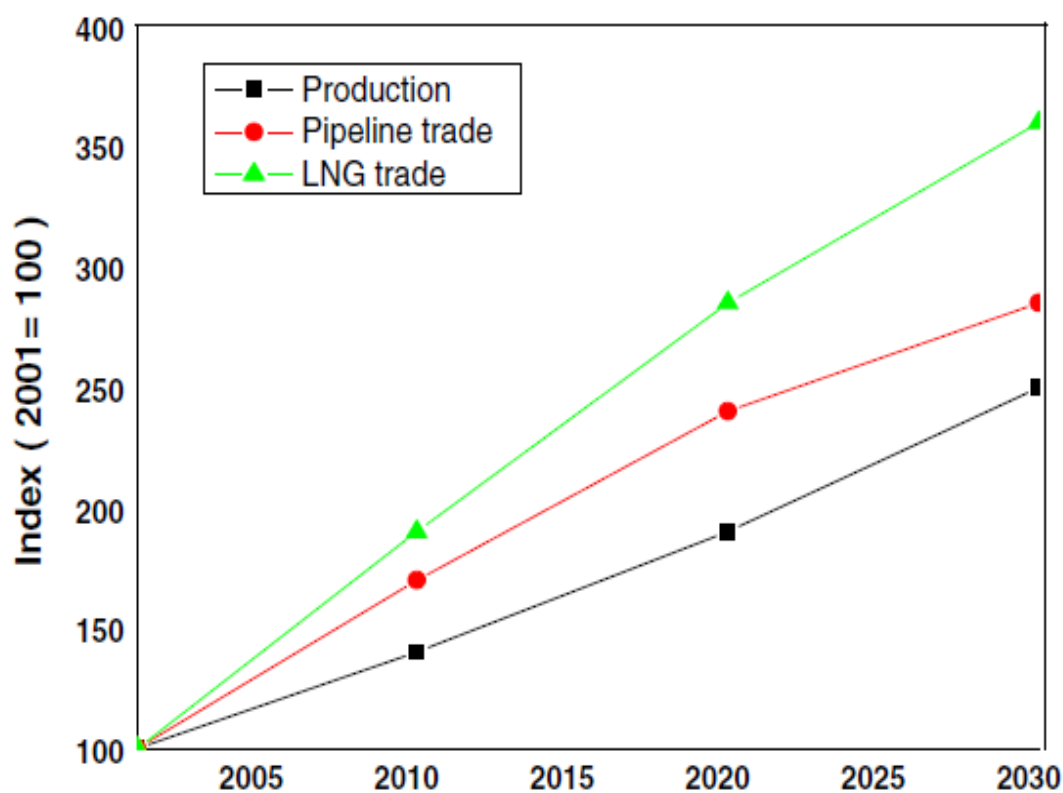
<i>Fuel</i>	<i>LHV (MJ/kg)</i>
<i>LNG</i>	48.62
<i>Gasoline (conventional)</i>	43.44
<i>LPG</i>	46.60
<i>Coal</i>	22.73
<i>Diesel (conventional)</i>	42.78
<i>Hydrogen</i>	119.96
<i>Heavy Fuel Oil</i>	39.0

Πίνακας 4. Κατώτερη θερμογόνο δύναμη διαφόρων καυσίμων [3].

Το *LNG* αποτελεί εξαιρετικό μέσο για την μείωση εκπομπών σωματιδίων (*Particle Emissions*) έως και 99%, οξειδίων του θείου (*SO_x*) έως και 100%, οξειδίων του αζώτου (*NO_x*) έως και 80%, ενώ προσφέρει μείωση των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου από 21% έως και 70% (αναφορικά με το καύσιμο προς σύγκριση) όπως

φαίνεται στον **Πίνακα 3**. [6]. Συμπληρωματικά όπως φαίνεται στον **Πίνακα 4**, το *LNG* αποτελεί και ενεργειακά «ισχυρότερο» καύσιμο, καθώς η κατώτερη θερμογόνος δύναμή του είναι υψηλότερη από αυτή των περισσότερων συμβατικών καυσίμων [7].

Η παγκόσμια οικονομία είναι άμεσα εξαρτώμενη από τα ορυκτά καύσιμα. Το 2018 το 84,7% των ενεργειακών αναγκών του πλανήτη καλύφθηκε μέσω των ορυκτών καυσίμων. Από το ποσοστό αυτό το 28,2% αντιστοιχεί στο φυσικό αέριο. Η ζήτηση του φυσικού αερίου επιταχυνόταν με ετήσιο ρυθμό ανάπτυξης 2,7% για τα έτη 2007 – 2017 και 5,3% για το έτος 2018. Η χρήση διακρατικών τοπικών αγωγών αποτελεί το μεγαλύτερο μερίδιο του εμπορίου του φυσικού αερίου, παρ' όλα αυτά, εξ' αιτίας της τεχνολογικής προόδου του κλάδου, το εμπόριο φυσικού αερίου σε υγρή μορφή παρατηρεί ραγδαία αύξηση. Συγκεκριμένα το μερίδιο του *LNG* στο παγκόσμιο εμπόριο του φυσικού αερίου το 2000 αντιστοιχούσε στο 28,6%, ενώ το 2018 στο 45,7% [8]. Η μακροχρόνια ζήτηση *LNG* αναμένεται να διπλασιαστεί μέχρι το 2040 από 359 εκατομμύρια τόνους σε 700 εκατομμύρια τόνους [9], με το *LNG* να κυριαρχεί στην αγορά του φυσικού αερίου ιδιαίτερα κατά την μετατόπιση της αγοράς από τοπικό σε παγκόσμιο επίπεδο, όπου θα αποτελέσει έναν αποδοτικό τρόπο μεταφοράς του φυσικού αερίου, αφού το κόστος χρήσης των τοπικών αγωγών αυξάνεται εκθετικά συναρτήσει της απόστασης. Αποτελεσματικά, το *LNG* καθιστά τον πιο οικονομικό τρόπο μεταφοράς μεγάλων ποσοτήτων φυσικού αερίου και ανταποκρίνεται σε ένα ευρύτερο φάσμα καταναλωτών [10].



Σχήμα 1. Σύγκριση παροχής φυσικού αερίου σε μορφή *LNG* vs παροχή μέσω αγωγού [6].

Η μεταφορά του *LNG*, ιδιαίτερα όταν πρόκειται για μεγάλες αποστάσεις, γίνεται μέσω ειδικά διαμορφωμένων κρυγόνων πλοίων (*LNG Carriers*), έτοιμων να αντιμετωπίσουν τις φυσικές και θερμοκρασιακές ιδιαιτερότητες του εν λόγω καυσίμου. Τα πλοία αυτού του είδους είναι φιλικότερα προς το περιβάλλον καθώς χρησιμοποιούν κατά βάση φυσικό αέριο ως καύσιμο πρόωσης αλλά και για την κάλυψη των λοιπών ενεργειακών τους αναγκών, αποτελώντας ταυτόχρονα τον οικονομικότερο τρόπο μεταφοράς μεγάλων ποσοτήτων *LNG*.

Υπάρχουν διάφορες προτεινόμενες λύσεις αναφορικά με την πρόωση των *LNG Carriers* που κυμαίνονται από συμβατικά συστήματα ατμοστρόβιλου (*Steam Turbine*) και εμβολοφόρων μηχανών διπλού καυσίμου (*Dual Fuel Diesel Engines*) μέχρι και πιο καινοτόμες ιδέες όπως η αργόστροφη εμβολοφόρος μηχανή διπλού καυσίμου (*Slow Speed Dual Fuel Diesel Engine*), ο συνδυασμένος κύκλος αεριοστρόβιλου – ατμοστρόβιλου και υβριδική πρόωση (συνδυασμός των παραπάνω). Καθώς το σύστημα πρόωσης επηρεάζει δραματικά το κόστος κατασκευής και συντήρησης του πλοίου, τη συμμόρφωση με τους κανονισμούς εκπομπών ρύπων και την ασφάλεια πλοήγησης, η επιλογή καταλλήλου συστήματος, τεχνικά και οικονομικά εφικτού, για τα πλοία *LNG* αποτελεί σημαντικό προβληματισμό για την βιομηχανία της ναυτιλίας και πρέπει να εκτιμηθεί διεξοδικά [11].

1.3 Εφοδιαστική αλυσίδα LNG – Τεχνολογία υγροποίησης

Η διαδικασία εξόρυξης του φυσικού αερίου από το έδαφος μέχρι και τον τελικό του προορισμό για κατανάλωση είναι πολύπλοκη. Με σκοπό την απλοποίηση της εν λόγω διαδικασίας, ώστε να καθίσταται ευκολότερα κατανοητή, η εφοδιαστική αλυσίδα του φυσικού αερίου (που συμπεριλαμβάνει και το LNG) μπορεί να διαχωρισθεί σε έξι κατηγορίες [12].

1.3.1 *Εξερεύνηση (Exploration)*

Εξερεύνηση ονομάζεται η διαδικασία που αφορά τον προσδιορισμό της θέσης των κοιτασμάτων του φυσικού αερίου προς εξόρυξη. Η πρακτική της εξερεύνησης συνήθως εκκινεί με την εξέταση του εδάφους της γης από γεωλόγους, ώστε να καθοριστούν οι περιοχές στις οποίες είναι γεωλογικά πιθανή η ύπαρξη κοιτασμάτων. Όταν οι περιοχές αυτές έχουν προσδιορισθεί, περαιτέρω έλεγχοι λαμβάνουν χώρα με σκοπό την ακριβέστερη χαρτογράφηση των υπόγειων σχηματισμών. Υπάρχουν αρκετές μέθοδοι για την διεξαγωγή των ακριβέστερων αυτών ελέγχων, βασικές εκ των οποίων είναι οι παρακάτω [12]:

- Σεισμικές Έρευνες (*Seismic Surveys*).

Οι σεισμικές έρευνες αποτελούν την πιο διαδεδομένη μέθοδο για την εξερεύνηση του φυσικού αερίου και των πετρελαιοειδών. Η βασική ιδέα των σεισμικών ερευνών είναι σχετικά απλή. Ο φλοιός της γης συνίσταται από εναλλασσόμενα στρώματα, καθένα εκ των οποίων παρουσιάζει διαφορετική σύσταση στα δομικά υλικά του και επομένως και διαφορετικές ιδιότητες. Μέσω διαφόρων πηγών, όπου η επιλογή της καταλληλότερης εξ' αυτών εξαρτάται από την περιοχή των ερευνών, ενέργεια με την μορφή σεισμικών κυμάτων διαδίδεται μέσα από τα προαναφερθέντα στρώματα αλλά και ανακλάται από αυτά με αποτέλεσμα να επιστρέφει στην πηγή. Αναλύοντας τα ανακλώμενα αυτά κύματα συλλέγονται συμπεράσματα σχετικά με την υπόγεια γεωλογία της περιοχής [12].

Κατά την διεξαγωγή ερευνών στην στεριά γίνεται χρήση εκρηκτικών μηχανισμών ή ειδικά διαμορφωμένων οχημάτων, ικανών να προκαλέσουν δονήσεις και κρούσεις παρόμοιες με τα προαναφερθέντα σεισμικά κύματα. Τα ανακλώμενα κύματα από τις εν λόγω δονήσεις γίνονται αντιληπτά από ειδικούς αισθητήρες οι οποίοι είναι τοποθετημένοι μέσα στο έδαφος, γνωστοί και ως «γεώφωνα». Η πληροφορία που συλλέγεται από τα γεώφωνα συγκεντρώνεται και εν συνεχεία αναλύεται ώστε να εξαχθούν συμπεράσματα [12].

Η διαδικασία διεξαγωγής ερευνών σε παράκτιες περιοχές βασίζεται στην ίδια αρχή. Οι διαφορές σε σχέση με τις έρευνες στην στεριά έγκειται στο γεγονός

ό,τι ειδικά διαμορφωμένα πλοία απελευθερώνουν, σταδιακά, πεπιεσμένο αέρα που δημιουργεί σεισμικά κύματα ικανά να διαπεράσουν τον φλοιό της γης ώστε να παραχθούν τα απαραίτητα ανακλώμενα κύματα. Σε αυτή την περίπτωση τα ανακλώμενα κύματα γίνονται αντιληπτά από αντίστοιχους αισθητήρες που ονομάζονται «υδρόφωνα» [12].

- Μαγνητικές έρευνες (*Magnetic Surveys*).

Οι μαγνητικές έρευνες βασίζονται στο γεγονός πως τα πετρώματα και οι υπόγειοι σχηματισμοί που είναι πιθανό να περιέχουν πετρελαιοειδή αποδίδουν εξαιρετικά χαμηλές μαγνητικές ενδείξεις. Το μαγνητικό πεδίο μπορεί να μετρηθεί με το μαγνητόμετρο, ένα ειδικό όργανο το οποίο αρχικά ίπταται πάνω από μία περιοχή συλλέγοντας πληροφορία. Κατά τις μαγνητικές έρευνες, δεδομένης της χαμηλής μαγνητικής ένδειξης που χαρακτηρίζει τα πετρελαιοειδή, παρουσιάζουν ενδιαφέρον οι περιοχές με ασθενέστερο μαγνητικό στίγμα. Όταν τέτοιες περιοχές εντοπισθούν η διαδικασία των ερευνών επαναλαμβάνεται, στο έδαφος αυτή την φορά, ώστε να ληφθούν ακριβέστερα δεδομένα [13]. Αξίζει να σημειωθεί πως οι μαγνητικές έρευνες δεν παρέχουν αρκετή αξιοπιστία ώστε να θεωρηθούν καταλυτικές μέθοδοι για την εξερεύνηση κοιτασμάτων αλλά συνήθως εφαρμόζονται ως συμπληρωματικές των σεισμικών ερευνών [14].

- Βαρυτικές έρευνες (*Gravitational Surveys*).

Οι βαρυτικές έρευνες βασίζονται στην συσχέτιση του βαρυτικού πεδίου μιας περιοχής με την πυκνότητά της. Η παραπάνω συσχέτιση πραγματοποιείται μέσω των «βαρυτόμετρων», ειδικών οργάνων, ικανών να μετρήσουν το βαρυτικό πεδίο μιας περιοχής. Οι διαφορές στο βαρυτικό πεδίο εμφανίζονται εξ' αιτίας διαφορών στην πυκνότητα των σχηματισμών των ερευνώμενων περιοχών. Μελετώντας τις εν λόγω διαφορές στην πυκνότητα γίνεται εφικτός ο προσδιορισμός περιοχών που μπορεί να περιέχουν πετρελαιοειδή [13]. Όπως και με τις μαγνητικές έρευνες, οι βαρυτικές έρευνες αποτελούν συμπληρωματικές μέθοδοι ερευνών [14].

- Γεωχημικές έρευνες επιφανείας (*Surface Geochemical Surveys*).

Αυτού του είδους οι έρευνες βασίζονται στην υπόθεση πως εξαιρετικά μικρές ποσότητες υδρογονανθράκων διαρρέουν, προς τα επιφανειακά στρώματα του φλοιού της γης και έτσι, μέσω κατάλληλης συλλογής και ανάλυσης του εδάφους και των υπεδάφειων αερίων, μπορούν να εντοπιστούν περιοχές στις οποίες η ύπαρξη κοιτασμάτων είναι πιθανή [15].

- Γεωτρητικές έρευνες (*Drilling Surveys*).

Οι γεωτρήσεις είναι ακριβές και συνήθως αποτελούν την τελευταία μορφή έρευνας, η οποία πραγματοποιείται στις πιο πολλά υποσχόμενες περιοχές [15],

1.3.2 Εξαγωγή – Γεώτρηση (Extraction – Drilling)

Αφού καθοριστεί, μέσω της διαδικασίας της εξερεύνησης, περιοχή στην οποία είναι υπαρκτά κοιτάσματα φυσικού αερίου, και εφόσον η εξαγωγή των κοιτασμάτων αυτών αποτελεί κερδοφόρα επιχειρηματική κίνηση, λαμβάνει χώρα εκκίνηση των διαδικασιών γεώτρησης.

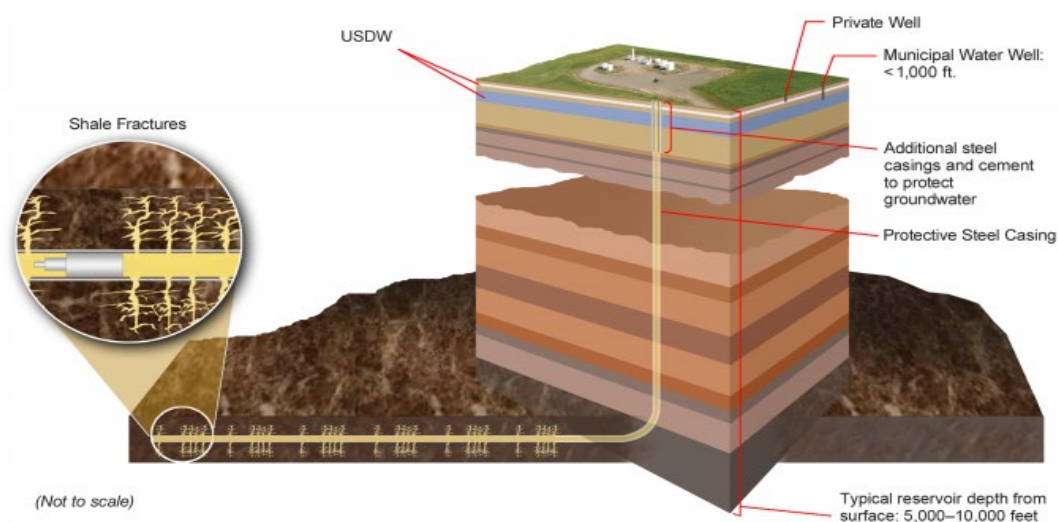
Αρχικά προετοιμάζεται η περιοχή που θα πραγματοποιηθεί η γεώτρηση, κατασκευάζονται οι απαραίτητες υποδομές (όπως δρόμοι και πέλματα ενίσχυσης) καθώς και σχεδιάζονται προσεκτικά όλες οι διαδικασίες που θα λάβουν χώρα από την αρχή μέχρι το τέλος της γεώτρησης (οδικά σχέδια, όρια ηχορύπανσης, διαδικασίες διασφάλισης της ασφάλειας κ.α.). Στην συνέχεια το γεωτρύπανο μεταφέρεται σε κομμάτια και συναρμολογείται στην περιοχή της γεώτρησης.

Κατά το πρώτο στάδιο της γεώτρησης δημιουργείται η οπή επιφανείας, η οποία, προκειμένου να αποφευχθεί οποιαδήποτε μορφή ρύπανσης των υδροφόρων οριζόντων, εκτείνεται σε μήκος αρκετά βαθύτερο από οποιονδήποτε γνωστό υδροφόρο ορίζοντα. Στην συνέχεια ένα χαλύβδινο περίβλημα τοποθετείται κατά μήκος της οπής επιφανείας και τσιμεντώνεται για την σταθεροποίησή του. Έπειτα η κατακόρυφη επιμήκυνση της οπής επιφανείας επεκτείνεται μέχρις ότου η απόστασή του υπόγειου άκρου της να φτάσει σε βάθος περίπου 300 μέτρα πάνω από το κοίτασμα των πετρελαιοειδών. Στο σημείο αυτό η γεώτρηση αλλάζει κατεύθυνση και η επέκταση της οπής συνεχίζεται κατά το οριζόντιο επίπεδο για περίπου 1,5 – 3,5 χιλιόμετρα (αναλογικά με το μέγεθος του κοιτάσματος). Σε αντίθεση με την κατακόρυφη γεώτρηση, η οριζόντια γεώτρηση ελαχιστοποιεί το αντίκτυπο και την κλίμακα της διαταραχής της επιφάνειας καθώς επιτρέπει την χρήση ενός μόνο γεωτρύπανου για την διάνοιξη πολλαπλών οπών. Όταν το συνολικό μήκος της οπής έχει επιτευχθεί, χαλύβδινο περίβλημα τοποθετείτε στο υπόλοιπο μήκος της και τσιμεντώνεται ώστε να σταθεροποιηθεί. Επακολούθως ενδεδειγμένοι έλεγχοι λαμβάνουν χώρα, για να διασφαλιστεί η στεγανότητα του σωλήνα της γεώτρησης και η αντοχή του στις αντίξοες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας που επικρατούν στην οπή της γεώτρησης [16].

Σε ορισμένες περιπτώσεις το φυσικό αέριο μετακινείται υπογείως σε μεγάλα ανοίγματα και χώρους ανάμεσα στα στρώματα των πετρωμάτων. Όταν το φυσικό αέριο βρίσκεται σε αυτής της μορφής τον σχηματισμό, συνήθως αποκαλείται «συμβατικό φυσικό αέριο» (*conventional natural gas*). Σε άλλες περιπτώσεις το φυσικό αέριο εμφανίζεται σε μικροσκοπικούς πόρους μέσα σε σχηματισμούς σχιστόλιθων, αμμόλιθων και άλλων τύπων προσχωσιγενών πετρωμάτων. Αυτού του είδους το φυσικό αέριο είναι γνωστό ως «σχιστολιθικό αέριο» (*shale gas*) ή «αντισυμβατικό αέριο» (*unconventional natural gas*) [17]. Η διαφορά ανάμεσα στους δύο παραπάνω τύπους φυσικού αερίου έγκειται στο χαρακτηριστικό της «διαπερατότητας», δηλαδή στην ικανότητα ενός πορώδους ιζηματοειδούς πετρώματος να μεταδώσει ρευστό. Το συμβατικό φυσικό αέριο χαρακτηρίζεται από υψηλή διαπερατότητα καθώς βρίσκεται σε διασυνδεδεμένους πόρους που επιτρέπουν ευκολότερη ροή προς την οπή της γεώτρησης, ενώ για ένα αντισυμβατικό κοίτασμα η διαπερατότητα πρέπει να διεγερθεί με μηχανικά μέσα.

Στην περίπτωση του αντισυμβατικού φυσικού αερίου η παραπάνω περιγραφόμενη διαδικασία της γεώτρησης επιμηκύνεται καθώς προστίθεται σε αυτή η μέθοδος της

«υδραυλικής ρωγμάτωσης» (*hydraulic fracturing*). Βάσει της μεθόδου αυτής πραγματοποιείται έγχυση, στην οπή της γεώτρησης, πεπιεσμένου ρευστού το οποίο προκαλεί ρωγμάτωση των σχιστόλιθων και απελευθερώνει το φυσικό αέριο. Ο τύπος, η σύσταση και ο όγκος του εν λόγω ρευστού εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τα γεωλογικά χαρακτηριστικά των σχηματισμών, την επικρατούσα πίεση και βάθος της γεώτρησης [18].



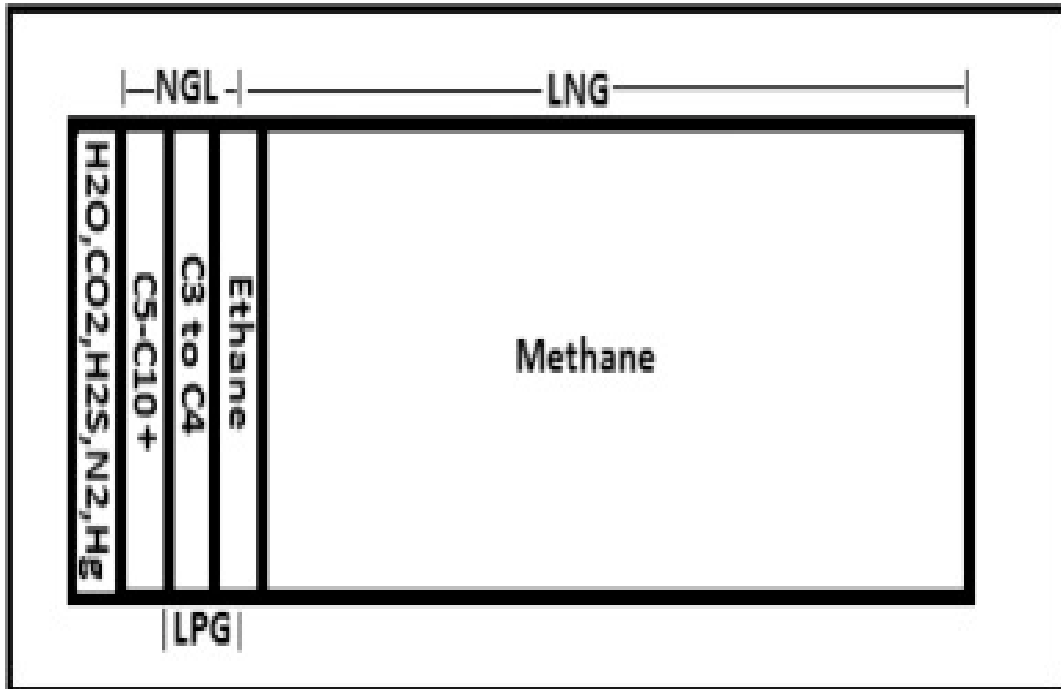
Σχήμα 2. Αναπαράσταση γεώτρησης αντισυμβατικού φυσικού αερίου [18].

Όταν η εξαγωγή των κοιτασμάτων ολοκληρωθεί η οπή της γεώτρησης σφραγίζεται ώστε να αποφευχθεί μεταφορά και διάδοση των υπολειμμάτων της γεωτρητικής διαδικασίας.

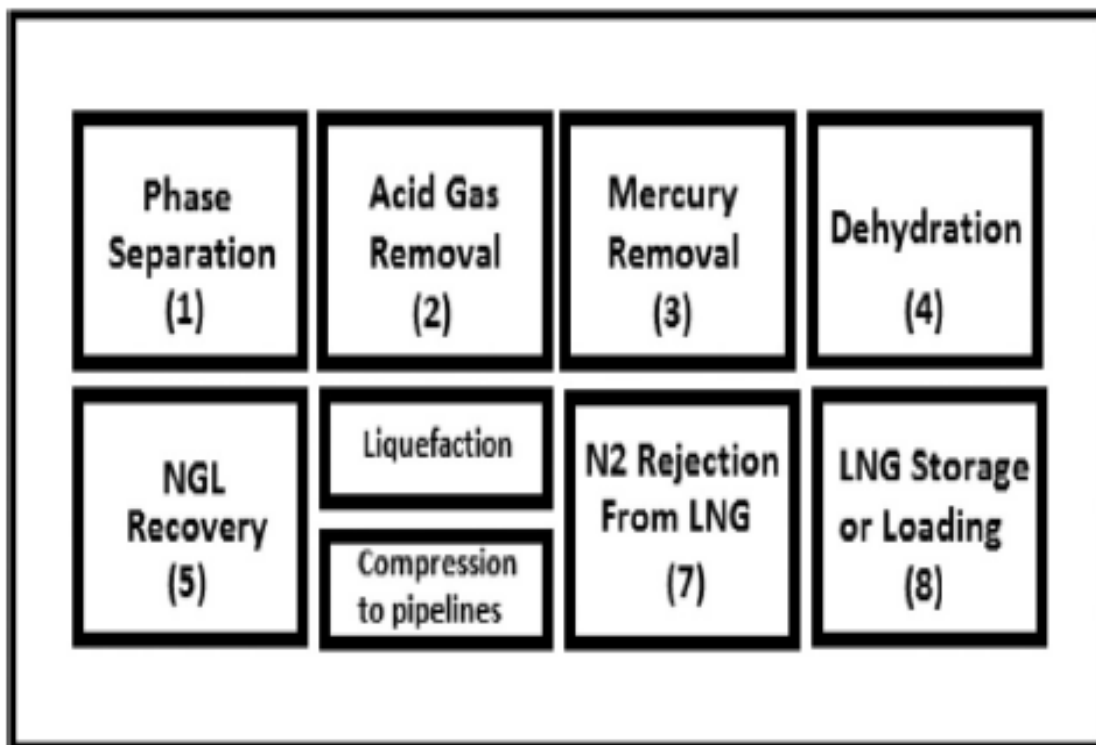
1.3.3 Παραγωγή – Επεξεργασία (*Production – Treatment*)

Το φυσικό αέριο που λαμβάνεται από τις πετρελαιοπηγές δεν είναι ακριβώς το ίδιο, αναφορικά με την σύστασή του, με το προς κατανάλωση φυσικό αέριο. Το δεύτερο αποτελείται σε συντριπτικά μεγάλο ποσοστό, όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο, από μεθάνιο ενώ το ανεπεξέργαστο φυσικό αέριο συχνά περιέχει μη θεμιτές ακαθαρσίες – προσμίξεις που μειώνουν την ποιότητά του. Το διοξείδιο του άνθρακα, ο υδρατμός, το υδρόθειο, ο υδράργυρος, τα οργανικά προϊόντα του θείου (π.χ. μερκαπτάνες) και τα αδρανή αέρια (π.χ. άζωτο) αποτελούν κάποιες από τις πιο συχνά συναντώμενες προσμίξεις. Λαμβάνοντας υπ’ όψη ότι το ακατέργαστο φυσικό αέριο δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί όπως το επεξεργασμένο, το πρώτο πρέπει να υποβληθεί σε μία διαδικασία επεξεργασίας για να μειωθεί η συγκέντρωση των εν λόγω προσμίξεων, ώστε να επιτευχθούν οι απαιτήσεις ποιότητας και οι προδιαγραφές των καταναλωτών.

Στις εγκαταστάσεις επεξεργασίας το φυσικό αέριο αναβαθμίζεται από την σύσταση της πετρελαιοπηγής (Σχήμα 3) στις απαιτούμενες προδιαγραφές, από μία σειρά διαδικασιών, όπως φαίνεται στο Σχήμα 4. [19].



Σχήμα 3. Τυπική σύσταση ακατέργαστου φυσικού αερίου [19].



Σχήμα 4. Σειρά διεξαγωγής διαδικασιών αναβάθμισης φυσικού αερίου [19].

- Διαχωρισμός φάσεων (*Phase Separation*).

Ο διαχωρισμός των φάσεων είναι η πρώτη διαδικασία που συναντάται σε οποιαδήποτε εγκατάσταση επεξεργασίας φυσικού αερίου. Πριν το φυσικό αέριο μπορέσει να δεχθεί περαιτέρω επεξεργασία πρέπει πρώτα να διαχωρισθεί από τα συνδεδεμένα με αυτό υγρά (*associated liquids*), στα οποία συμπεριλαμβάνονται το νερό και τα συμπυκνώματα. Τα υγρά αυτά είτε προϋπάρχουν από την πετρελαιοπηγή, είτε σχηματίζονται στις σωληνώσεις κατά την μεταφορά του ακατέργαστου φυσικού αερίου ως αποτέλεσμα της συμπύκνωσης των βαρέων συστατικών του. Η μέθοδος του βαρυτικού διαχωρισμού (*gravity separation process*), η οποία βασίζεται στην σχετική πυκνότητα των διαχωριζόμενων ρευστών, είναι σχεδόν αποκλειστικά η χρησιμοποιούμενη μέθοδος για τον διαχωρισμό των φάσεων. Οι οριζόντιοι ή κατακόρυφοι διαχωριστήρες παρέχουν τον απαιτούμενο χώρο για την αποδέσμευση των ατμών από τα υγρά, καθώς και τον χρόνο για τον διαχωρισμό των πετρελαιοειδών από το νερό. Ο προσανατολισμός των διαχωριστήρων (οριζόντιοι ή κατακόρυφοι) αποφασίζεται βάσει της προβλεπόμενης αναλογίας αερίου – υγρού [20].

- Αφαίρεση όξινων αερίων (*Acid gases removal*).

Η παρουσία του διοξειδίου του άνθρακα, του υδρόθειου και άλλων συστατικών με βάση το θείο, έχει ως αποτέλεσμα το φυσικό αέριο να είναι τοξικό και διαβρωτικό.

Η αφαίρεση του διοξειδίου του άνθρακα από το ακατέργαστο φυσικό αέριο, παρακινείται από την μειωμένη διαβρωτικότητα του επεξεργασμένου φυσικού αερίου, την βελτίωση της θερμογόνου δύναμής του καθώς και την αποτροπή του διοξειδίου του άνθρακα από το να σχηματίζει πάγο σε καταστάσεις βαθιάς κατάψυξης. Η περιεκτικότητα σε διοξείδιο του άνθρακα στο φυσικό αέριο μειώνεται στις απαιτήσεις των αγωγών, για ασφαλή μεταφορά του αερίου, σε αποδεκτά επίπεδα διαβρωτικότητας και θερμογόνου δύναμης (2 – 3 % v/v) [21]. Παρ' όλα αυτά σε περίπτωση που απαιτείται το αέριο να περάσει από καταστάσεις βαθιάς κατάψυξης, περαιτέρω αφαίρεση του διοξειδίου του άνθρακα λαμβάνει χώρα, ώστε να αποφευχθεί ο σχηματισμός πάγου στον κρυογόνο εξοπλισμό [19]. Το ποσοστό διοξειδίου του άνθρακα στο LNG περιορίζεται στα 50 ppmv [22].

Εκτός από το διοξείδιο του άνθρακα, το υδρόθειο είναι ο δεύτερος κυριότερος παράγοντας που επηρεάζει την διαβρωτικότητα του φυσικού αερίου. Παρ' όλα αυτά η «κάθαρση» του φυσικού αερίου από την περιεκτικότητά του σε υδρόθειο, παρακινείται κυρίως από την τοξικότητα που χαρακτηρίζει την ουσία καθώς και τους περιβαλλοντικούς κανονισμούς. Για να περιοριστεί η τοξική φύση του ακατέργαστου φυσικού αερίου, η περιεκτικότητά του σε υδρόθειο πρέπει να μειωθεί σε 4 – 10 ppmv [21]. Άλλα συστατικά του θείου στο φυσικό

αέριο, όπως οι μερκαπτάνες (*mercaptans*) και τα καρβονυλοσουλφίδια (*carbonyl sulfide*), πρέπει επίσης να αφαιρεθούν καθώς αυξάνουν την πιθανότητα ημιτελούς καύσης και συνεισφέρουν στο φαινόμενο της όξινης βροχής [19].

Οι κύριες μέθοδοι που χρησιμοποιούνται για την αφαίρεση των όξινων αερίων αφορούν ξηραντικούς παράγοντες υγρής μορφής (*liquid desiccant*), στερεής μορφής (*solid desiccant*) και διαχωρισμό μέσω μεμβρανών (*membrane separation*). Η επιλογή της καταλληλότερης μεθόδου εξαρτάται από την συγκέντρωση των όξινων αερίων στο ακατέργαστο φυσικό αέριο, την ποσότητα αερίου προς επεξεργασία, την αξιοπιστία της μεθόδου καθώς και άλλους εμπορικούς λόγους. Γενικά οι ξηραντικοί παράγοντες στερεής μορφής χρησιμοποιούνται όταν η επιθυμητή περιεκτικότητα σε όξινα αέρια είναι εξαιρετικά χαμηλή (περίπου 1 ppm), οι ξηραντικοί παράγοντες υγρής μορφής χρησιμοποιούνται όταν είναι επιθυμητή μέτρια περιεκτικότητα σε όξινα αέρια, ενώ η χρήση διαχωριστικών μεμβρανών είναι εφικτή όταν υψηλή περιεκτικότητα όξινων αερίων είναι αποδεκτή [23].

- Αφυδάτωση φυσικού αερίου (*Natural gas dehydration*).

Νερό σε υγρή μορφή και υδρατμοί συνυπάρχουν με τα πετρελαιοειδή και το φυσικό αέριο στα κοιτάσματα προς εξόρυξη, γεγονός που προκαλεί την ύγρανση του φυσικού αερίου [20]. Η αφυδάτωση του φυσικού αερίου μειώνει την πιθανότητα για δημιουργία συμπυκνωμάτων στις σωληνώσεις και εγκαταστάσεις διαχείρισης φυσικού αερίου. Σε περίπτωση που τα συμπυκνώματα αυτά δεν αφαιρεθούν, αυξάνουν την πιθανότητα για εμφάνιση του φαινομένου της ροής τύπου «slug», προωθούν υψηλότερη πτώση πίεσης και επιταχύνουν την διάβρωση των εν λόγω εγκαταστάσεων και σωληνώσεων. Η αφυδάτωση επίσης προλαμβάνει την εμφάνιση ενυδρών ενώσεων (*hydrates*) στις κρυογόνες μονάδες υψηλών πιέσεων, οι οποίες, λόγω της κρυσταλλικής τους μορφής, μπορούν να προκαλέσουν βλάβες ή εμφράξεις στον εξοπλισμό της γραμμής παραγωγής [24]. Τέλος η παρουσία υδρατμών σε υψηλή περιεκτικότητα μειώνει την θερμογόνο δύναμη του αερίου και δημιουργεί τεχνικές δυσκολίες στους καταναλωτές (π.χ. σβέση αεριοστρόβιλου - *flameout*) [25]. Στην περίπτωση του LNG, με σκοπό την αποφυγή των βλαβών στον κρυογόνο εξοπλισμό η απαιτούμενη περιεκτικότητα του φυσικού αερίου σε νερό είναι περίπου 1 ppm [22].

Υπάρχουν αρκετές διαθέσιμες μέθοδοι και τεχνολογίες αναφορικά με την αφυδάτωση του φυσικού αερίου. Η επιλογή της καταλληλότερης εξ' αυτών πραγματοποιείται ύστερα από τεχνική και εμπορική αξιολόγηση των διαθέσιμων επιλογών. Κατά την τεχνική αξιολόγηση, εξερευνάται η ικανότητα της μεθόδου να επιτύχει τις επιθυμητές προδιαγραφές. Η προς επεξεργασία ποσότητα αερίου, η σύσταση του παρεχόμενου νερού, οι συνθήκες επεξεργασίας (P, T) και η τοποθεσία της εγκατάστασης επεξεργασίας

αποτελούν παράγοντες της αξιολόγησης [19]. Η αφυδάτωση μέσω υγρού ξηραντικού (*liquid desiccant*) [26] και στερεού ξηραντικού (*solid desiccant*) [27] αποτελούν τις δύο κυριότερες μεθόδους αφυδάτωσης του φυσικού αερίου. Και στις δύο μεθόδους οι ξηραντικοί παράγοντες επιλέγονται, ώστε να ελκύουν τα μόρια του νερού στην αέρια φάση, προκαλώντας την μεταφορά της μάζας του νερού στο ξηραντικό. Όταν το ξηραντικό κορεσθεί με νερό, μπορεί να ανακυκλωθεί και να επαναχρησιμοποιηθεί αντιστρέφοντας τις συνθήκες της διαδικασίας αφυδάτωσης [26].

- Ανάκτηση των υγρών του φυσικού αερίου (*NGL Recovery*).

Εξ' αιτίας της συνύπαρξης του φυσικού αερίου με τα πετρελαιοειδή στα κοιτάσματα, το ακατέργαστο αέριο είναι συνήθως κορεσμένο από προσμίξεις άλλων, υψηλότερης μοριακής μάζας υδρογονανθράκων. Δεδομένου ότι οι βαρύτεροι αυτοί υδρογονάνθρακες διακρίνονται για την υψηλότερη θερμογόνο δύναμή τους, συγκρινόμενοι με το μεθάνιο, η παρουσία *NGL (Natural Gas Liquids)* στο φυσικό αέριο (*rich gas* – «πλούσιο» αέριο) αυξάνει την συνολική του θερμογόνο δύναμη και αποτελεσματικά και την τιμή του ανά μονάδα όγκου. Παρ' όλα αυτά η μεταφορά «πλούσιου» αερίου μπορεί να καταστεί προβληματική εξ' αιτίας της τάσης για συμπύκνωση των βαρύτερων συστατικών του, με αποτέλεσμα να δημιουργούνται φαινόμενα ροής δύο φάσεων (υγρής και αέριας) καθώς και ροής τύπου «*slug*». Για το λόγο αυτό πριν την προώθησή του για μεταφορά στους αγωγούς, το «πλούσιο» αέριο υποβάλλεται σε διαδικασία αφαίρεσης των βαρύτερων αυτών υδρογονανθράκων, με σκοπό την προστασία των αγωγών [19]. Οι βαρύτεροι υδρογονάνθρακες αφαιρούνται επίσης, ώστε να μειωθεί η θερμογόνο δύναμη του φυσικού αερίου. Η παρουσία των *NGL*, αυξάνει την θερμογόνο δύναμη πέραν των επιθυμητών ορίων, ξεπερνώντας τα όρια λειτουργίας των καυστήρων και των στροβιλομηχανών [28]. Τέλος οι εν λόγω βαρύτεροι υδρογονάνθρακες έχουν μεγαλύτερη αξία στην υγρή τους μορφή από το μεθάνιο, εξ αιτίας της υψηλότερης θερμογόνου δύναμής τους.

Ο διαχωρισμός των *NGL* επιτυγχάνεται κατά βάση σε εξωτερική μονάδα ψύξης, η οποία μειώνει την θερμοκρασία του επεξεργαζόμενου αερίου, ώστε να συμπυκνωθούν οι βαρύτεροι υδρογονάνθρακες. Τα χαρακτηριστικά της μονάδας ψύξης, όπως η επιλογή του ψυκτικού μέσου και οι συνθήκες επεξεργασίας, αποφασίζονται βάσει της επιδιωκόμενης ψύξης [19].

- Αφαίρεση υδραργύρου και αζώτου (*Mercury removal and nitrogen rejection*).

Οι μονάδες υγροποίησης του φυσικού αερίου, απαιτούνε διεξοδική επεξεργασία του τροφοδοτούμενου αερίου. Εκτός από τους περιορισμούς που έχουν αναφερθεί παραπάνω σχετικά με την περιεκτικότητα του αερίου προς υγροποίηση σε διοξείδιο του άνθρακα, υδρόθειο, νερό και *NGL*, εκτενής

αφαίρεση του υδραργύρου καθίσταται απαραίτητη, ώστε να αποφευχθεί ψαθυρή διάβρωση των αλουμινένιων εναλλακτών θερμότητας [22]. Η εν λόγω μορφή διάβρωσης αποτελεί αιτία ανεπαρκούς περιορισμού του αερίου, που επιφέρει επιπρόσθετους κινδύνους [29]. Η περιεκτικότητα του προς υγροποίηση αερίου σε υδράργυρο πρέπει να μειωθεί σε 10 ng/Nm^3 [22], μέσω διαδικασίας απορρόφησης. Η απορρόφηση αυτή του υδραργύρου καθίσταται εφικτή μέσω της χρήσης στερεών απορροφητών.

Η παρουσία αδρανών αερίων και κυρίως αζώτου μειώνει την θερμογόνο δύναμη και αυξάνει τον όγκο μεταφοράς και την αστάθεια του *LNG*. Για τον λόγο αυτό η περιεκτικότητα του *LNG* σε άζωτο πρέπει να μειωθεί. Το άζωτο μπορεί να αφαιρεθεί πριν την διαδικασία υγροποίησης, κάνοντας χρήση διάφορων τεχνολογιών (στερεοί απορροφητές, μεμβράνες) [30] ή μετά την υγροποίηση του φυσικού αερίου χρησιμοποιώντας το ισοζύγιο υγρού – αερίου διαχωρισμού το οποίο λαμβάνει χώρα εξ' αιτίας του διαφορετικού σημείου βρασμού του μεθανίου και του αζώτου (-162 βαθμοί *Celsius* για το μεθάνιο και -195,8 βαθμοί *Celsius* για το άζωτο) [31]. Η επιλογή της τεχνολογίας αφαίρεσης του αζώτου εξαρτάται από πολλούς παράγοντες όπως η ποσότητα του επεξεργαζόμενου αερίου, η περιεκτικότητά του σε άζωτο, οι συνθήκες επεξεργασίας κ.α. Παρά το υψηλό κόστος, η αφαίρεση του αζώτου με χρήση στερεών απορροφητών έχει αποδειχθεί ως μια εκ των αποτελεσματικότερων μεθόδων [19].

1.3.4 Υγροποίηση (Liquefaction)

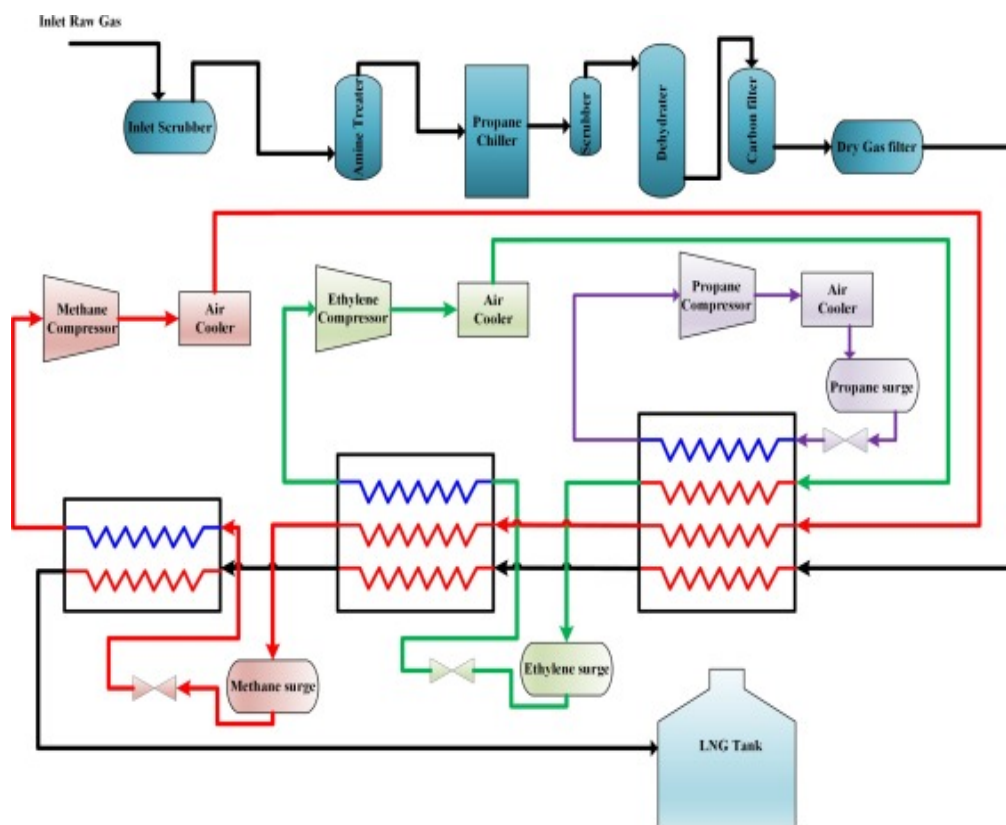
Παρ' όλο που η υγροποίηση του φυσικού αερίου ανήκει στον τομέα της επεξεργασίας του, στα πλαίσια της παρούσας εργασίας θα μελετηθεί ως ξεχωριστή κατηγορία, ώστε να δοθεί η απαραίτητη προσοχή στις υπάρχουσες τεχνολογίες, καθώς αυτές θα αναφερθούν και σε μεταγενέστερα στάδια.

Η ψύξη με μηχανικά μέσα, αποτελεί τον κυριότερο τρόπο που έχει υιοθετηθεί από τις βιομηχανικές εφαρμογές ώστε να επιτευχθούν οι κρυογόνες συνθήκες που απαιτούνται για την υγροποίηση του φυσικού αερίου. Το φαινόμενο της ψύξης αποτελεί αποτέλεσμα των κύκλων συμπίεσης – εκτόνωσης του ψυκτικού μέσου. Οι ψυκτικές μονάδες εκμεταλλεύονται το χαμηλό σημείο βρασμού ενός ψυκτικού μέσου, ώστε να «απορροφήσουν» θερμότητα από το προς ψύξη ρευστό, που θα οδηγήσει στην πτώση θερμοκρασίας του ρευστού αλλά και την εξάτμιση του ψυκτικού μέσου. Η επιλογή του ψυκτικού μέσου εξαρτάται από την επιθυμητή τελική θερμοκρασία του προς ψύξη ρευστού, την διαθεσιμότητα του ψυκτικού μέσου, τον κίνδυνο ρύπανσης αλλά και την αναφλεξιμότητα των ρευστών [32]. Ψυκτικά μέσα με χαμηλότερα σημεία βρασμού αποφέρουν αποτελεσματικότερη ψύξη, παρ' όλα αυτά οι νόμοι της θερμοδυναμικής υποδεικνύουν ότι τα ψυκτικά αυτά μέσα απαιτούν μεγαλύτερες πιέσεις και ψύξη, ώστε να επανυγροποιηθούν [19].

Αρκετές τεχνολογίες έχουν αναπτυχθεί για την υγροποίηση του φυσικού αερίου, εκ των οποίων βασικότερες είναι οι εξής τρεις:

- Διεργασίες υγροποίησης σε σειρά (*Cascade liquefaction process*).

Οι διεργασίες υγροποίησης σε σειρά περιλαμβάνουν τρεις ανεξάρτητους ψυκτικούς κύκλους όπως φαίνεται στο **Σχήμα 5**. Καθένας από τους τρεις αυτούς κύκλους χρησιμοποιεί ψυκτικά με διαφορετικά σημεία βρασμού, ώστε να παρέχει ψυκτική ικανότητα σε διαφορετικές θερμοκρασιακές περιοχές. Τα τυπικά ψυκτικά σε αυτές τις διεργασίες είναι το προπάνιο, το αιθυλένιο και το μεθάνιο. Στον κύκλο ψύξης προπανίου, το ίδιο συμπιέζεται από συμπιεστή πολλαπλών βαθμίδων (*multi-stage compressor*) και στην συνέχεια ψύχεται μέσα σε εναλλάκτη νερού ή αέρα. Το συμπυκνωμένο προπάνιο επιφέρει ψύξη μειώνοντας την πίεσή του στην στραγγαλιστική βαλβίδα (*throttling valve*). Εν συνεχεία το πλέον ψυχρό προπάνιο χρησιμοποιείται για την ψύξη του φυσικού αερίου και των άλλων δύο ψυκτικών σε περίπου -30 βαθμούς *Celsius*. Στον κύκλο ψύξης αιθυλενίου, το προ-ψυγμένο αιθυλένιο υποβάλλεται σε διαδικασία παρόμοια με αυτή του προπανίου προσφέροντας ψύξη του φυσικού αερίου και του μεθανίου (ψυκτικό μέσο) στους -90 βαθμούς *Celsius*. Τέλος στον κύκλο ψύξης του μεθανίου το φυσικό αέριο υγροποιείται στους -160 βαθμούς *Celsius* (*sub-cooling*). Ο κύκλος ψύξης του μεθανίου είναι ανοικτός δεδομένου ότι συνδυάζεται με την τροφοδοσία του φυσικού αερίου και μετά το τελικό στάδιο ελάττωσης της πίεσης το υγρό μεθάνιο αποτελεί μέρος του παραγόμενου *LNG* [33]. Η υγροποίηση με διεργασίες ψύξης σε σειρά προσφέρει την υψηλότερη θερμική αποδοτικότητα, παρά την πολυπλοκότητα της κατασκευής της. Επιπρόσθετα το κόστος της εν λόγω μεθόδου είναι το υψηλότερο εξ' αιτίας του υψηλού αριθμού του απαιτούμενου εξοπλισμού [34].

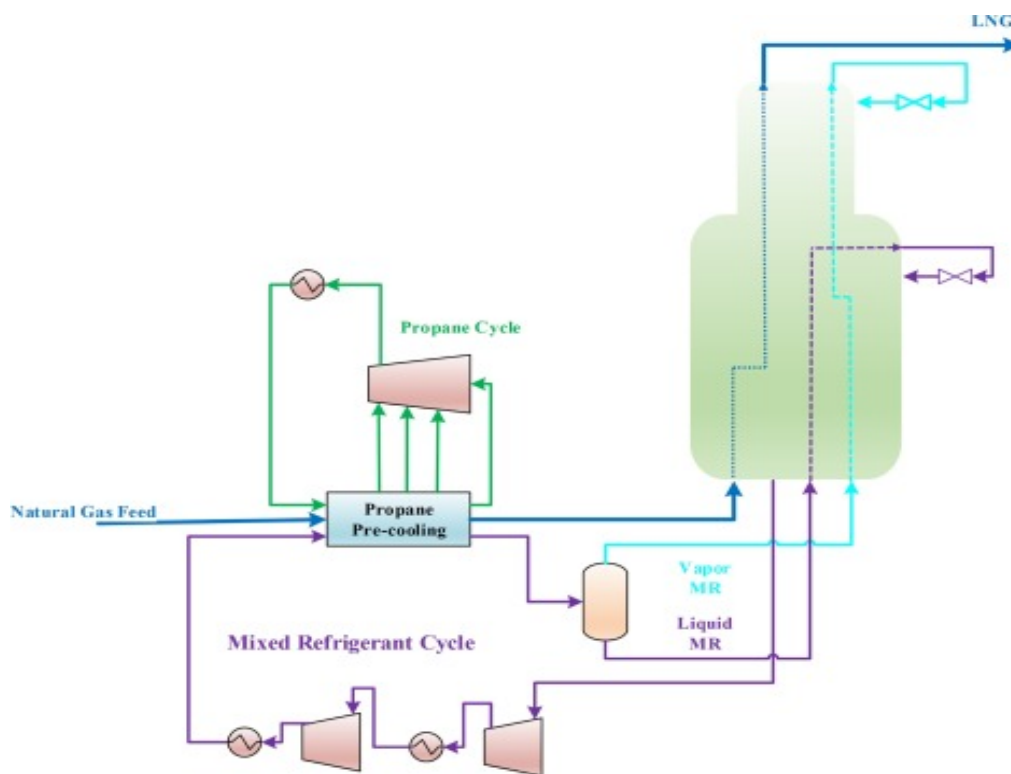


Σχήμα 5. Απεικόνιση της ροής τυπικής εγκατάστασης διεργασιών ψύξης σε σειρά [35]

- Διεργασίες υγροποίησης με μίγμα ψυκτικών (*Mixed refrigerant liquefaction process*).

Οι διεργασίες με μίγμα ψυκτικών σχεδιάστηκαν ώστε να μειωθεί ο απαιτούμενος εξοπλισμός των διεργασιών ψύξης σε σειρά. Οι εν λόγω διεργασίες συνεπάγονται την συνεχή ψύξη ροής φυσικού αερίου, κάνοντας χρήση μίγματος υδρογονανθράκων και αζώτου (συμπεριλαμβανομένων του μεθανίου, του αιθανίου, του προπανίου, του αιθυλενίου κ.α.) [36]. Το μίγμα των ψυκτικών επιλέγεται με προσοχή, ώστε να ελαχιστοποιηθεί η διαφορά ανάμεσα στις καμπύλες θερμοκρασίας – ενθαλπίας θέρμανσης του μίγματος των ψυκτικών και την καμπύλη ψύξης του φυσικού αερίου. Αυτό μειώνει την αντιστρεπτότητα της διεργασίας [33].

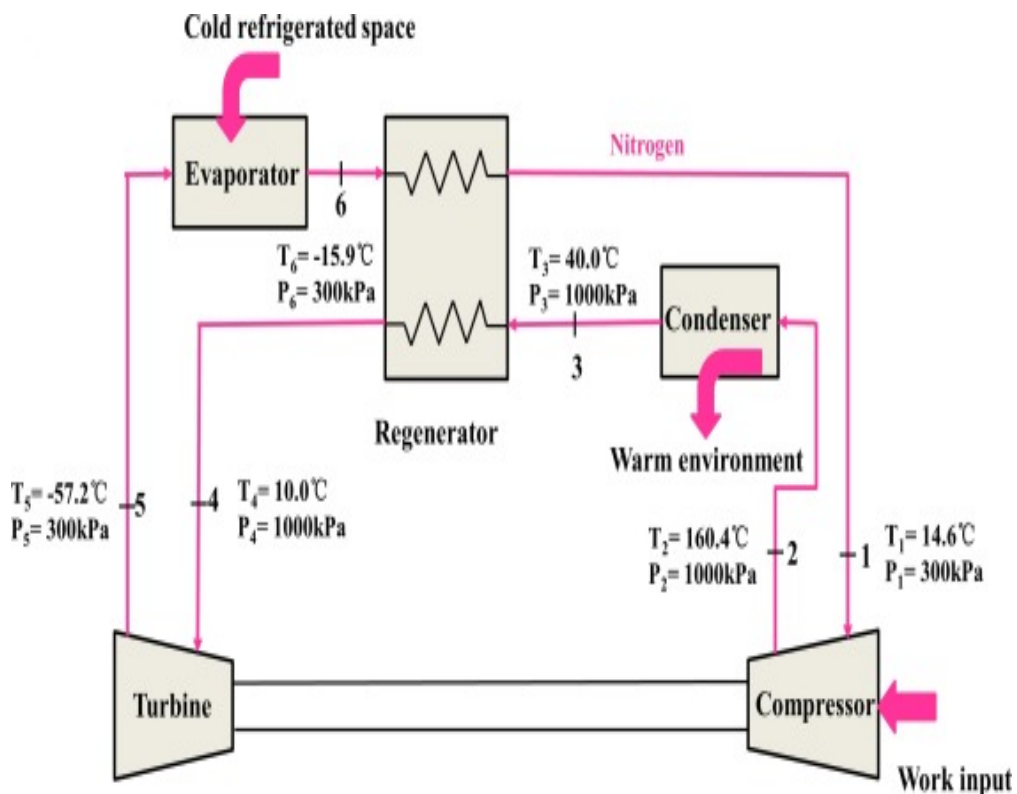
Η πιο διαδεδομένη διεργασία υγροποίησης με μίγμα ψυκτικών είναι η *APCI C3MR*. Η διεργασία αυτή περιλαμβάνει δύο κύκλους ψύξης. Ο πρώτος είναι ψυκτικός κύκλος τριών σταδίων προπανίου για πρόψυξη και ο δεύτερος είναι ο κύκλος του μίγματος ψυκτικών [37]. Στον πρώτο κύκλο, το φυσικό αέριο και το μίγμα των ψυκτικών ψύχεται στους -30 βαθμούς *Celsius*, ενώ στον δεύτερο κύκλο το φυσικό αέριο υγροποιείται στους -160 βαθμούς *Celsius*, σε εναλλάκτες πολλαπλών ροών (*multi-stream heat exchangers*). Στους εναλλάκτες αυτούς, το συμπυκνωμένο μίγμα των ψυκτικών τροφοδοτείται σε υψηλή πίεση και κατά την εξάτμισή του η πίεση μειώνεται ώστε να λάβει χώρα το φαινόμενο ψύξης Joule – Thomson και να αφαιρεθεί περαιτέρω θερμότητα από το προς υγροποίηση αέριο που ρέει αντίρροπα. Στο **Σχήμα 6** απεικονίζεται η μέθοδος *APCI C3MR*.



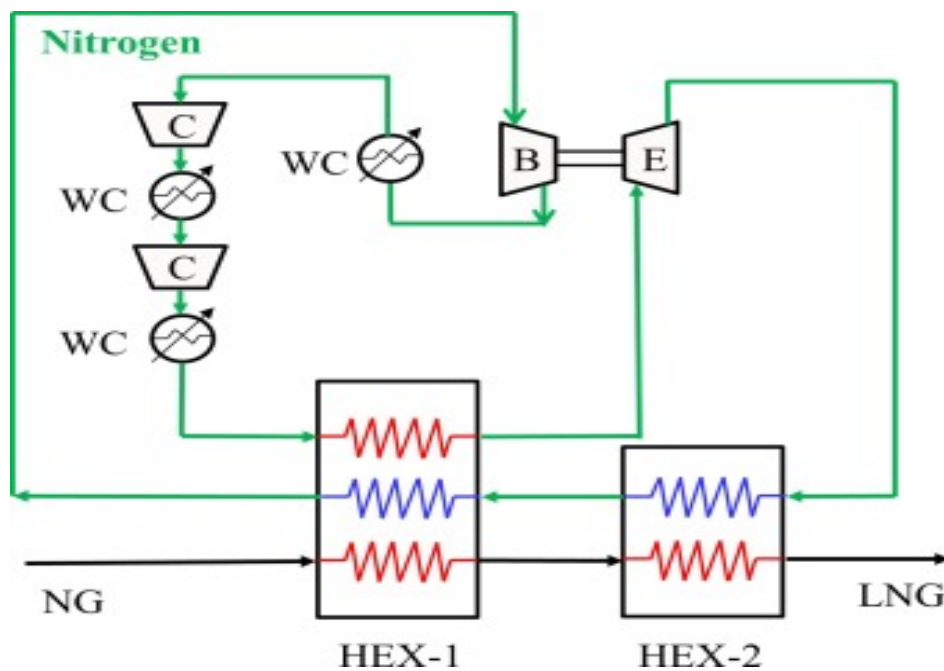
Σχήμα 6. Απεικόνιση της διεργασίας *APCI C3MR*. [34]

- Διεργασία υγροποίησης με χρήση στροβίλου διαστολής – Ανεστραμμένος κύκλος ψύξης Brayton (*Turbo-expander based liquefaction process – Reverse Brayton refrigeration cycle*).

Τα συνηθέστερα ψυκτικά μέσα της διεργασίας υγροποίησης με χρήση στροβίλου διαστολής (*turbo-expander*) είναι το άζωτο και το μεθάνιο. Αρχικά το άζωτο συμπιέζεται από συμπιεστές δύο βαθμίδων και ψύχεται μέσω εναλλακτών θερμότητας, που χρησιμοποιούν νερό ως ψυκτικό μέσο. Στην συνέχεια, το υψηλής πίεσης άζωτο εισέρχεται σε εναλλάκτη θερμότητας πολλαπλών ροών ώστε η θερμοκρασία του να μειωθεί περί τους -60 βαθμούς *Celsius* ή και χαμηλότερα. Έπειτα η πίεση του αζώτου μειώνεται στον διαστολέα ώστε να επιτευχθεί η απαιτούμενη πτώση της θερμοκρασίας του φυσικού αερίου αλλά και του ίδιου. Το μηχανικό έργο που παράγεται κατά την εκτόνωση του αζώτου στον στρόβιλο διαστολής, χρησιμοποιείται για την τροφοδότηση του αρχικού συμπιεστή (*booster*) με ενέργεια [38]. Στο **Σχήμα 7** αναπαρίσταται ο ανεστραμμένος κύκλος ψύξης *Brayton*, ενώ στο **Σχήμα 8** αναπαρίσταται η διεργασία υγροποίησης στροβίλου διαστολής, με άζωτο ως ψυκτικό μέσο [34].



Σχήμα 7. Ανεστραμμένος κύκλος ψύξης *Brayton* [38].



Σχήμα 8. Διεργασία υγροποίησης στροβίλου διαστολής, με άζωτο [38].

1.3.5 Μεταφορά (Transportation)

Η μεταφορά του φυσικού αερίου πραγματοποιείται, όπως έχει αναφερθεί και σε προηγούμενο κεφάλαιο, με δύο εναλλακτικές μεθόδους.

Η πρώτη μέθοδος αφορά την χρήση αγωγών. Οι εν λόγω αγωγοί χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες.

- Αγωγοί Συγκέντρωσης.
- Εθνικό – Διεθνές Δίκτυο Αγωγών.
- Δίκτυο Διανομής.

Το δίκτυο των αγωγών συγκέντρωσης αποτελείται από αγωγούς μικρής διαμέτρου και χαμηλής πίεσης. Χρησιμοποιούνται για την μεταφορά του ακατέργαστου προϊόντος από την πετρελαιοπηγή στις εγκαταστάσεις επεξεργασίας. Οι αγωγοί αυτοί είναι ειδικά διαμορφωμένοι ώστε να αντιστέκονται στην διαβρωτική φύση του ακατέργαστου φυσικού αερίου, καθώς η διαδικασία αντικατάστασης τμήματος των σωληνώσεων είναι κοστοβόρα και χρονοβόρα.

Το εθνικό και διεθνές δίκτυο αγωγών αποτελεί τις «λεωφόρους» μετάδοσης μεγάλων ποσοτήτων του επεξεργασμένου, πλέον, φυσικού αερίου στις περιοχές προς κατανάλωση. Πρόκειται για πολύπλοκο δίκτυο με σωληνώσεις διαμέτρου από 5 έως 125 cm και πιέσεις που κυμαίνονται από περίπου 90 έως περίπου 700 bar [39]. Εξ' αιτίας των μεγάλων αποστάσεων που καλύπτει το παραπάνω δίκτυο, μεγάλος αριθμός

βαλβίδων αλλά και σταθμών συμπίεσης, τοποθετείται κατά το μήκος του, ώστε να εξασφαλίζεται ο έλεγχος της ροής του φυσικού αερίου [40].

Το δίκτυο διανομής αποτελείται από μικρότερους σε διάμετρο αγωγούς που μεταφέρουν το φυσικό αέριο στον τελικό του προορισμό.

Η δεύτερη χρησιμοποιούμενη μέθοδος μεταφοράς του φυσικού αερίου αφορά την χρήση ειδικά διαμορφωμένων κρυογόνων πλοίων, των *LNG Carriers*, τα οποία μεταφέρουν μέσω θαλάσσης το υγροποιημένο φυσικό αέριο, σε μακρινές αποστάσεις. Για τα εν λόγω πλοία θα ακολουθήσει εκτενής αναφορά σε επόμενο κεφάλαιο.

1.3.6 Αποθήκευση (Storage)

Το φυσικό αέριο μπορεί να αποθηκευτεί υπογείως σε αέρια μορφή, αλλά και σε ειδικά διαμορφωμένες δεξαμενές σε υγρή μορφή (*LNG*).

Υπάρχουν τρεις κύριοι τύποι εγκαταστάσεων αποθήκευσης φυσικού αερίου υπογείως:

- Χώροι εξαντλημένων κοιτασμάτων.
- Υδροφόροι ορίζοντες.
- Σπήλαια αλάτων.

Πριν την τοποθέτηση του φυσικού αερίου, κάθε μία από τις παραπάνω υπόγειες εγκαταστάσεις διαμορφώνονται, ώστε να δημιουργηθεί μια μορφή υπόγειου δοχείου, στο οποίο θα αποθηκευτεί το φυσικό αέριο. Έτσι φυσικό αέριο εγχέεται σταδιακά στα δοχεία αυτά αυξάνοντας την επικρατούσα πίεση, πράγμα που διευκολύνει την επανεξαγωγή του. Όταν η πίεση αυτή πέσει χαμηλότερα από αυτή που επικρατεί στην πηγή του αποθηκευτικού χώρου, η φυσική ροή του αερίου διακόπτεται με αποτέλεσμα τμήμα του να παραμένει παγιδευμένο. Η παγιδευμένη αυτή ποσότητα αερίου δεν προσμετράται στα αποθέματα προς κατανάλωση [41].

Για την αποθήκευση του *LNG* εφαρμόζονται διάφορα σχέδια δεξαμενών που εξαρτώνται από τις εκάστοτε συνθήκες αποθήκευσης αλλά και τους περιορισμούς. Ο κυριότερος διαχωρισμός μεταξύ των εν λόγω σχεδίων, έγκειται στην επικρατούσα πίεση μέσα σε αυτές. Οι δεξαμενές ατμοσφαιρικής πίεσης κατηγοριοποιούνται από κωδικούς ως «μονού περιορισμού» (*single containment*), «διπλού περιορισμού» (*double containment*) και «πλήρους περιορισμού» (*full containment*), ανάλογα με τα επίπεδα ασφαλείας που παρέχουν σε περίπτωση διαρροής. Οι δεξαμενές φορτίου υπό πίεση κατηγοριοποιούνται από αντίστοιχους κωδικούς ως «μονής ακεραιότητας» (*single integrity*), «διπλής ακεραιότητας» (*double integrity*) και «πλήρους ακεραιότητας» (*full integrity*).

i. Μονού περιορισμού.

Το σχέδιο δεξαμενής μονού περιορισμού ορίζεται ως δεξαμενή που αποτελείται από εσωτερικό δοχείο και εξωτερικό περίβλημα, σχεδιασμένη και κατασκευασμένη έτσι ώστε μόνο το εσωτερικό δοχείο να πληροί τις θερμοκρασιακές και απαιτήσεις ολκιμότητας για την αποθήκευση του προϊόντος. Το εξωτερικό περίβλημα δεξαμενής μονού περιορισμού τοποθετείται κυρίως για την διατήρηση και προστασία της θερμομόνωσης αλλά και της πίεσης του αντιπυρικού αερίου (*purge gas*), χωρίς να δύναται να περιορίσει το *LNG* σε περίπτωση διαρροής από το εσωτερικό δοχείο. Σε τέτοια περίπτωση το προαναφερθέν περίβλημα θα καταρρεύσει, λόγω ψαθυρής διάβρωσης, όταν έρθει σε επαφή με μεγάλες ποσότητες κρυογόνου ρευστού.

ii. Διπλού περιορισμού.

Οι δεξαμενές διπλού περιορισμού σχεδιάζονται και κατασκευάζονται έτσι ώστε το εσωτερικό αυτό-υποστηριζόμενο κύριο δοχείο αλλά και το εξωτερικό περίβλημα, να μπορούν, ανεξαρτήτως, να περιορίσουν το αποθηκευμένο ρευστό. Το εσωτερικό δοχείο περιέχει το *LNG* υπό κανονικές συνθήκες λειτουργίας, ενώ το εξωτερικό περίβλημα περιορίζει τυχόν διαρροές υγρού, χωρίς όμως να είναι σε θέση να αποτρέψει την διαρροή του αερίου που προέρχεται από το εξατμιζόμενο *LNG*.

iii. Πλήρους περιορισμού.

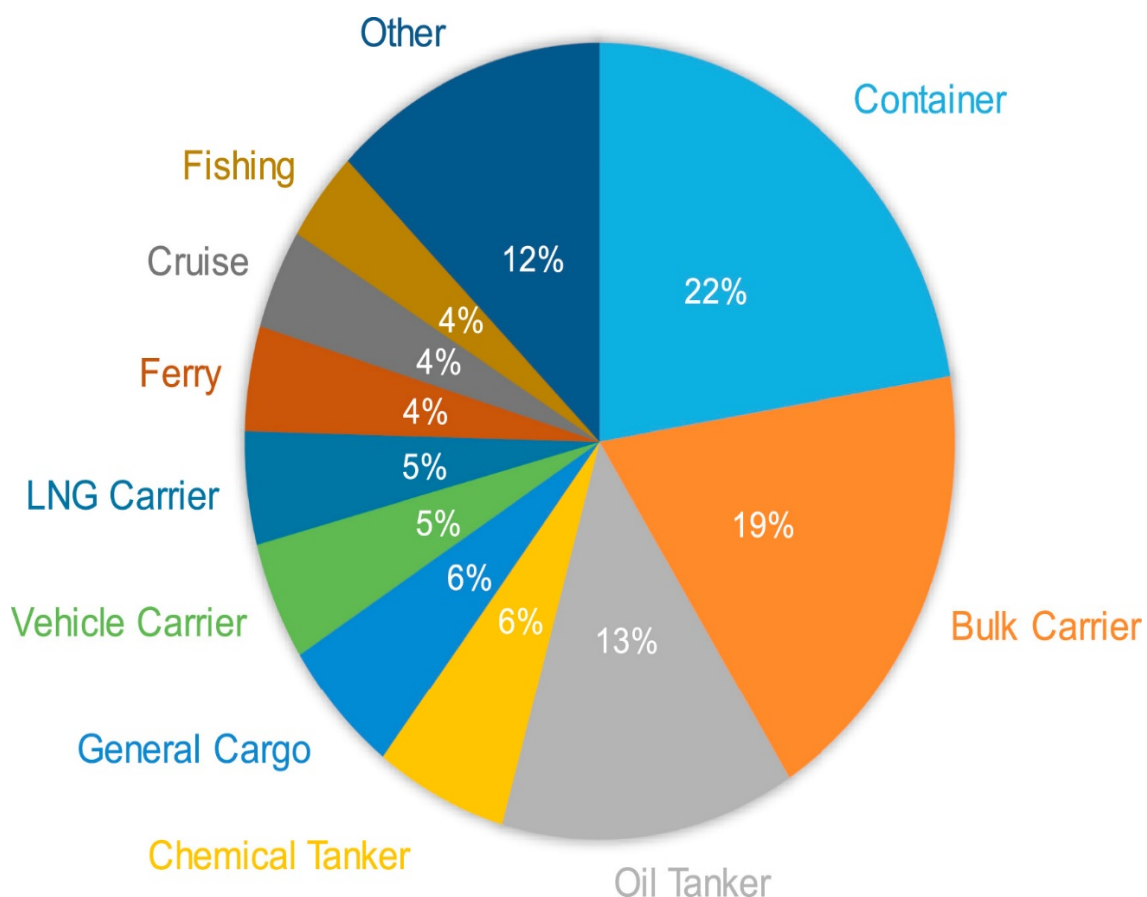
Ως δεξαμενή πλήρους περιορισμού, ορίζεται η κατασκευή που αποτελείται από δύο διαδοχικά δοχεία, ικανά να περιορίσουν, ανεξάρτητα, το υπόψυκτο ρευστό. Σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας το *LNG* εμπεριέχεται στο εσωτερικό δοχείο, ενώ το εξωτερικό δοχείο προορίζεται για τον περιορισμό τόσο του ρευστού όσο και των συνεπαγόμενων αυτού αερίων, σε περίπτωση διαρροής.

Οι παραπάνω απαιτήσεις και περιορισμοί κατηγοριοποίησης των δεξαμενών ατμοσφαιρικής πίεσης, χρησιμοποιούνται κατ' αντιστοιχία για την κατηγοριοποίηση δεξαμενών φορτίου υπό πίεση στις αντίστοιχες, προαναφερθέντες, κατηγορίες [42].

1.4 Περιβαλλοντικοί κανονισμοί αέριων ρύπων για πλοία

Οι εκπομπές ρύπων που προέρχονται από τον κλάδο της ναυτιλίας αποτελούν ένα αυξανόμενη σημασίας πρόβλημα για τα παγκόσμια ενεργειακά συστήματα. Στο πρόβλημα αυτό συγκαταλέγονται τόσο τα αέρια του φαινομένου του θερμοκηπίου (*Greenhouse Gasses – GHGs*), όσο και αέριοι ρύποι όπως τα οξείδια του αζώτου (NO_x), τα οξείδια του θείου (SO_x) και οι εκπομπές σωματιδίων (*particulate matter – PM*). Η πρόοδος αναφορικά με την μείωση των εκπομπών είναι σχετικά αργή και ιδιαίτερα απαιτητική [43].

Η ναυτιλία αντιπροσωπεύει το 2,5% - 3,5% των παγκόσμιων εκπομπών CO_2 [44]. Οι προβλέψεις του Διεθνούς Οργανισμού Ναυτιλίας (*International Maritime Organization – IMO*) υποδεικνύουν αύξηση των εκπομπών *GHG* από 50% έως 250% μέχρι το έτος 2050 [45]. Η εν λόγω αύξηση στις εκπομπές *GHG* οφείλεται στην συνεχόμενα μεγεθυνόμενη ζήτηση του διεθνούς εμπορίου για θαλάσσια μεταφορά αλλά και τα εμπόδια αναφορικά με την μετάβαση σε καύσιμα χαμηλότερα σε άνθρακα.



Σχήμα 9. Εκπομπές *GHG* της παγκόσμιας ναυτιλίας το 2015 (% των συνολικών 932 εκατομμυρίων τόνων CO_2) [44].

Το επικρατέστερο καύσιμο του κλάδου της ναυτιλίας είναι, προς το παρόν, το «βαρύ» πετρέλαιο (*heavy-fuel oil – HFO*), το οποίο αντιστοιχούσε στο 72% του συνολικού

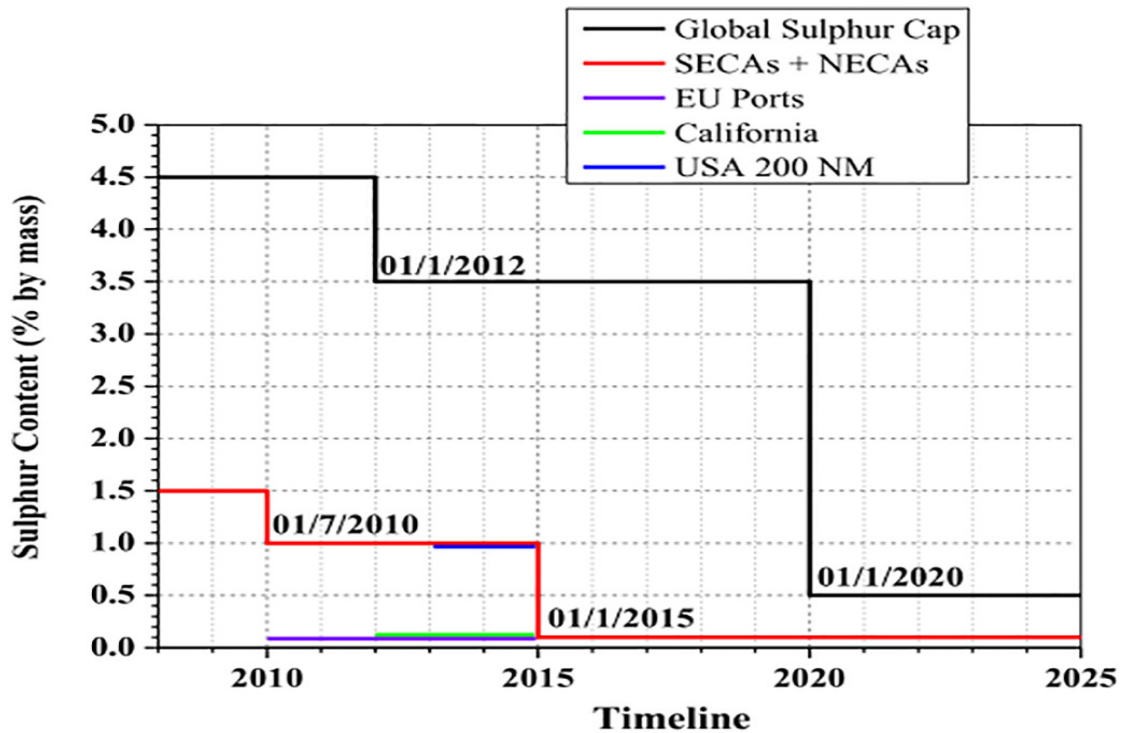
καυσίμου που καταναλώθηκε το 2015. Το *HFO* αποτελεί κατάλοιπο του ακατέργαστου πετρελαίου και η καύση του απελευθερώνει υψηλά επίπεδα αέριων ρύπων [43]. Το φυσικό αέριο, που προτάθηκε ως εναλλακτικό καύσιμο για την μείωση των αέριων εκπομπών, εκτιμάται ότι καταλαμβάνει μόλις το 2% των καυσίμων της ναυτιλίας, προοριζόμενο κυρίως για την πρόωση των *LNG carriers* [44].

Ο πρωταρχικός μηχανισμός ελέγχου της ρύπανσης που προέρχεται από την ναυτιλία είναι η Διεθνής Σύμβαση για την Πρόληψη της Ρύπανσης από τα Πλοία (*International Convention for the Prevention of Pollution from Ships – MARPOL*) και συγκεκριμένα το παράρτημα *VI (Annex VI)*, το οποίο βρίσκεται σε ισχύ από το 2005, αναφέρεται στους κανονισμούς που αφορούν την πρόληψη της αέριας ρύπανσης. Συγκεκριμένα, η σύμβαση αυτή εγκαθίδρυσε τα όρια που αφορούν την περιεκτικότητα των καυσίμων σε θείο καθώς και τις εκπομπές NO_x εντός και εκτός των περιοχών ελέγχου εκπομπών (*Emission Control Areas – ECAs*) [43].



Εικόνα 1. Χάρτης των ECAs στην βόρεια Αμερική και Ευρώπη [46].

Σύμφωνα με το *Annex VI* της *MARPOL*, για τον περιορισμό των SO_x και των PM , η περιεκτικότητα των καυσίμων σε θείο πρέπει να είναι μικρότερη ή ίση του 0.1% για τις *ECAs*, κανονισμός που έχει εφαρμοσθεί από το 2015. Αναφορικά με τις περιοχές που δεν ανήκουν στις *ECAs*, η επιτρεπόμενη περιεκτικότητα των καυσίμων σε θείο μειώθηκε από 3.5% σε 0.5%, με εφαρμογή από την 1^η Ιανουαρίου 2020 [47]. Στο **Σχήμα 10** αναπαρίσταται η πορεία μείωσης της περιεκτικότητας των καυσίμων της ναυτιλίας σε θείο μέχρι και το 2025, ενώ στον **Πίνακα 5** η εν λόγω μείωση αντιστοιχίζεται στους εκάστοτε κανονισμούς.

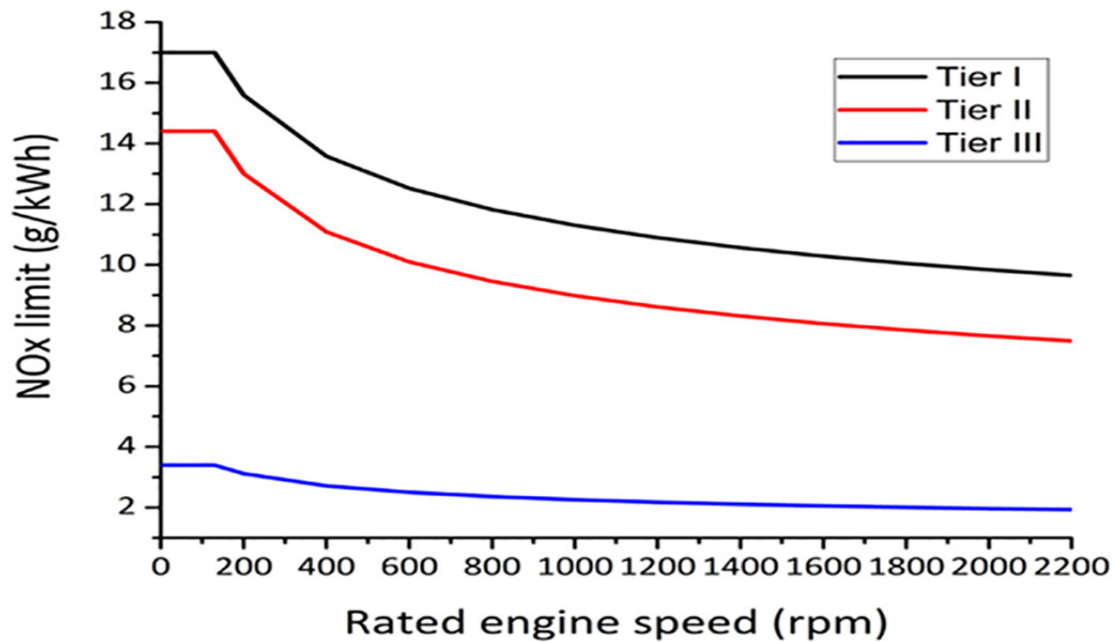


Σχήμα 10. Περιεκτικότητα καυσίμων σε θείο στην πάροδο του χρόνου [48].

Convention/Regulation	Sulfur Content in Fuel (%m/m)	Effective Date	Effective Areas
<i>Annex VI of MARPOL 73/78 Convention</i>	3,50	1/1/2012	<i>Out of ECAs</i>
	0,50	1/1/2020	
	1,00	1/7/2010	<i>In ECAs</i>
	0,10	1/1/2015	
<i>EU Law</i>	0,10	1/1/2010	<i>EU Ports</i>
<i>CARB Regulation</i>	0,50	1/8/2012	<i>California Waters</i>
	0,10	1/1/2014	

Πίνακας 5. Αντιστοίχιση μείωσης περιεκτικότητας θείου στα καύσιμα με τους εκάστοτε κανονισμούς, ημερομηνίες εφαρμογής και περιοχές εφαρμογής [48].

Στο **Σχήμα 11** υποδεικνύονται οι προβλεπόμενες εκπομπές NO_x , ως συνάρτηση των στροφών του κινητήρα. Οι εκπομπές NO_x των ναυτικών κινητήρων *diesel*, που κατασκευάστηκαν μετά την 1^η Ιανουαρίου του 2016 θα πρέπει να συμμορφώνονται με το Επίπεδο III (*Tier III*) στις περιοχές *ECA* της Βορείου Αμερικής, κανονισμός που εφαρμόστηκε και στην βόρεια Ευρώπη τον Ιανουάριο του 2021 [47]. Στο Επίπεδο II (*Tier II*), πρέπει να ανταποκρίνονται όλα τα πλοία, σε παγκόσμια κλίμακα που κατασκευάστηκαν μετά την 1^η Ιανουαρίου του 2011. Στον **Πίνακα 6** παρουσιάζονται ποσοτικά, τα όρια εκπομπών NO_x , όπως δίνονται από τον *IMO*.



Σχήμα 11. Επιτρεπτά όρια της MARPOL για εκπομπές NO_x, συναρτήσει των στροφών του κινητήρα [48].

Emission Regulation of IMO	Effective Date	Rated Engine Speed/N (rpm)		
		$N < 130$	$130 \leq N < 2000$	$N \geq 2000$
Tier I	1/1/2000	17.0	$45 * N^{-0.2}$	9.8
Tier II	1/1/2011	14.4	$44 * N^{-0.23}$	7.7
NO _x Tier III out of ECAs	1/1/2016	14.4	$44 * N^{-0.23}$	7.7
Tier III in ECAs	1/1/2016	3.4	$9 * N^{-0.2}$	1.96

Πίνακας 6. Όρια εκπομπών NO_x (g/kWh), συναρτήσει των στροφών του κινητήρα [48].

Στο Annex VI της MARPOL συμπεριλαμβάνεται επίσης ο Δείκτης Αποδοτικού Ενεργειακού Σχεδιασμού (Energy Efficiency Design Index - EEDI), ο οποίος επιβάλλει ελάχιστο επίπεδο ενεργειακής αποδοτικότητας ανά μονάδα μήκους ταξιδιού (π.χ. tonne mile) για διαφορετικούς τύπους πλοίων αλλά και μεγεθών. Σκοπός του EEDI είναι η προώθηση χρήσης πιο αποδοτικών, λιγότερο ρυπαντικών κινητήρων και εξοπλισμού. Το EEDI καθιερώθηκε τον Ιανουάριο του 2013 με σκοπό την μείωση των εκπομπών CO₂ (grams of CO₂ per tonne mile) των πλοίων κατά 10% και «συσφίγγει» τα όρια κάθε 5 χρόνια, ώστε να διατηρηθεί ο ρυθμός εξέλιξης της αποδοτικότητας και των μέτρων μείωσης. Υπολογίζεται πως μέχρι το 2025 και μετά, η μείωση των εκπομπών CO₂ θα ανέρχεται σε 30% [49]. Εναλλακτικά καύσιμα όπως το LNG αποτελούν αποδεκτά μέσα συμμόρφωσης με τους παραπάνω κανονισμούς. Παρ' όλα αυτά τα παραπάνω μέτρα λαμβάνουν χώρα σε μεμονωμένες περιπτώσεις πλοίων και η

παγκόσμια μεγέθυνση της ναυτιλίας μπορεί να οδηγήσει σε συνολική αύξηση εκπομπών *GHG* [43].

Τα συνηθέστερα εύρη μείωσης των *GHG* και των αέριων ρυπαντικών που υπόσχεται η χρήση του *LNG* ως καύσιμο σε πλοία φαίνεται στον **Πίνακα 7**. Παρ' όλα αυτά τα τεχνολογικά χαρακτηριστικά του κινητήρα καθώς και ο κύκλος ζωής (*life cycle*) του καυσίμου, θα πρέπει να λαμβάνονται υπ' όψη με σκοπό πιο ολοκληρωμένη σύγκριση με τις συμβατικές τεχνολογίες. Η σωστή βάση για βελτιώσεις αποτελεί επίσης σημαντικό παράγοντα των μελετών. Για παράδειγμα, ένας συμμορφούμενος με το *Tier III* κινητήρας, που χρησιμοποιεί *diesel* πολύ χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο, με φίλτρο σωματιδίων, θα παρατηρούσε αρκετά χαμηλότερη μείωση εκπομπών, από την μετατροπή του σε κινητήρα *LNG*, συγκριτικά με συμβατικό κινητήρα *HFO* [43].

<i>Air Pollutant</i>	<i>Percentage of Emissions Reduction by Using LNG</i>
<i>SO_x</i>	<i>Over 90%</i>
<i>NO_x</i>	<i>Up to 35% for Diesel Cycle Compression Ignition Engines Up to 85% for Otto Cycle Engines</i>
<i>PM</i>	<i>Over 85%</i>
<i>CO₂</i>	<i>Up to 29%</i>
<i>GHG (in CO_{2e})</i>	<i>Up to 19%</i>

Πίνακας 7. Μείωση εκπομπών ρύπων πλοίων από την χρήση κινητήρων φυσικού αερίου συγκριτικά με κινητήρες *HFO* [50].

1.5 Φορτηγά πλοία μεταφοράς LNG

Όπως έχει αναφερθεί και σε προηγούμενο κεφάλαιο, τα φορτηγά πλοία μεταφοράς LNG, γνωστά και ως *LNG Carriers*, αποτελούν μία κατηγορία ειδικά διαμορφωμένων πλοίων, ικανών να μεταφέρουν σε κρυογόνες συνθήκες και μεγάλες αποστάσεις, υγροποιημένο φυσικό αέριο. Τα *LNG Carriers*, ανήκουν στην κατηγορία των αεριοφόρων πλοίων, όπως αυτά ορίζονται από τον IMO. Τα τεχνικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά καθώς και οι απαιτήσεις και κανονισμοί για τα εν λόγω πλοία, ορίζονται από τον Διεθνή Κώδικα Κατασκευής και Εξοπλισμού Πλοίων που Μεταφέρουν Χύδην Υγροποιημένα Αέρια (*International Code of the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk – IGC Code*) του IMO [51]. Βάσει του προαναφερθέντος κώδικα πραγματοποιείται και η διακριτοποίηση των *LNG Carriers* στις διάφορες κατηγορίες, για κάθε μία από τις οποίες οι νηογνώμονες καλούνται να ενσωματώσουν στους κανονισμούς τους τις απαιτήσεις του *IGC Code*.

1.5.1 Βιβλιογραφική επισκόπηση φορτηγών πλοίων LNG

Το 1959 το πλοίο «*Methane Pioneer*» μετέφερε το πρώτο πειραματικό φορτίο LNG και το 1964 η εταιρία *British Gas*, παρέλαβε στο *Canvey Island*, το εναρκτήριο φορτίο από το λιμάνι *Arzew* της Αλγερίας, μέσω του πλοίου «*Methane Princess*». Μαζί με το «*Methane Progress*», τα δύο αυτά πλοία αποτέλεσαν τον πυρήνα του προγραμματισμένου εμπορίου LNG, από την Αλγερία στο Ηνωμένο Βασίλειο. Η προγραμματισμένη θαλάσσια μεταφορά του LNG συνεχίστηκε μέχρι τα τέλη του 1990. Τα πλοία κατασκευάζονταν ειδικά για την κάλυψη των αναγκών των προσχεδιασμένων δρομολογίων, και λειτουργούσαν ως σταθεροί, πλωτοί αγωγοί ανάμεσα στον πωλητή και τον αγοραστή.

Εξ' αιτίας εμπορικών περιορισμών, της ανάγκης για προγραμματισμένες ακριβείς παραδώσεις και την περιορισμένη φορτωτική ικανότητα των δεξαμενών αποθήκευσης στην στεριά, οι ελεύθερες τοποκεντρικές ναυλώσεις των *LNG Carriers* δεν ήταν εφικτές. Παρ' όλα αυτά, τα τελευταία χρόνια, με την άνοδο του LNG ως οικονομικότερου και περιβαλλοντικά φιλικότερου καυσίμου, τα *LNG Carriers* λειτουργούν περισσότερο ως πετρελαιοφόρα, και αρκετά σπανιότερα ως εδροκεντρικοί, πλωτοί αγωγοί, σχεδιασμένοι για μοναδικά δρομολόγια.

Τα πρώτα *LNG Carriers* παρουσίαζαν φορτωτική ικανότητα περί τα 25.000 m³, η οποία αυξήθηκε απότομα σε περίπου 75.000 m³ για την εξυπηρέτηση του προγράμματος *Brunei LNG*, ενώ μεταγενέστερα η φορτωτική ικανότητα σταθεροποιήθηκε στα 125.000 m³. Το μέγεθος αυτό έγινε κανόνας για μερικά χρόνια, καθώς πλησίαζε τα όρια των περισσότερων λιμένων και τερματικών σταθμών, αναφορικά με το βύθισμα σε έμφορτη κατάσταση, το οποίο ήταν περίπου 11,5 m.

Με την πάροδο των ετών παρατηρείται σταθερή αύξηση του μεγέθους των *LNG Carriers*, η οποία επιτυγχάνεται, συνήθως, με την αύξηση του πλάτους και του μήκους του πλοίου, ενώ το βύθισμα διατηρείται σταθερό (σε περίπου 12 m). Έτσι η μέση μεταφορική ικανότητα των σύγχρονων *LNG Carriers* είναι 175.000 m³, χωρίς να

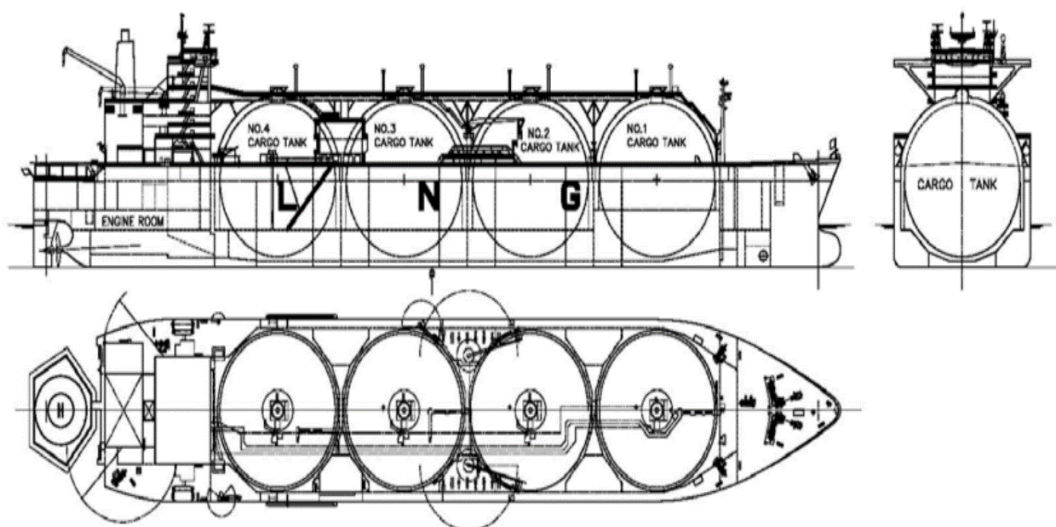
απαιτούνται ραγδαίες τροποποιήσεις στους αντίστοιχους λιμένες και τερματικούς σταθμούς. Στο τέλος του 2004, έλαβαν χώρα οι πρώτες παραγγελίες για *LNG Carriers* μεταφορικής ικανότητας μεγαλύτερης των 200.000 m^3 , για λογαριασμό του έργου *LNG* του *Qatar*, ενώ το 2018 αριθμούνταν 45 πλοία χωρητικότητας μεγαλύτερης των 200.000 m^3 . Από αυτά τα 14 ανήκαν στην κατηγορία *Q-Max*, με χωρητικότητα από 260.000 m^3 έως 266.000 m^3 . [52] Στον **Πίνακα 8** παρατίθενται προσεγγιστικά οι διαστάσεις των *LNG Carriers*, αναφορικά με την μεταφορική τους ικανότητα.

<i>LNG Carrier classes</i>	<i>Dimensions</i>	<i>Ship size – LNG capacity</i>
<i>Small</i>	<i>B: up to 40 m, Loa: up to 250m</i>	<i>Up to 90,000 m³</i>
<i>Small Conventional</i>	<i>B: up to 41 - 49 m, Loa: 270 – 298 m</i>	<i>120,000 – 149,000 m³</i>
<i>Large Conventional</i>	<i>B: up to 43 - 46 m, Loa: 285 – 295 m</i>	<i>150,000 – 180,000 m³</i>
<i>Q-Flex</i>	<i>B: approx. 50 m, Loa: approx. 315 m</i>	<i>200,000 – 220,000 m³</i>
<i>Q-Max</i>	<i>B: up to 53-55 m, Loa: approx. 345 m</i>	<i>More than 260,000 m³</i>

Πίνακας 8. Διαστάσεις *LNG Carriers*, αναφορικά με το μέγεθός τους [11].

1.5.2 Δομή, χαρακτηριστικά και επιμέρους είδη *LNG Carriers*

Τα πλοία μεταφοράς υγροποιημένων αερίων φέρουν παρόμοια δομή με αυτή των πετρελαιοφόρων, αναφορικά με το γεγονός ότι η ενδιαίτηση και ο μηχανικός εξοπλισμός βρίσκονται στο πρυμναίο μέρος του πλοίου, ενώ οι δεξαμενές του φορτίου εκτείνονται στο υπόλοιπο μήκος του, μέχρις ότου συναντήσουν το πρόστεγο της πλώρης. Στο **Σχήμα 12** παρατίθεται αντιπροσωπευτικό *General Arrangement Plan* ενός *LNG Carrier*.



Σχήμα 12. Σχέδιο Γενικής Διάταξης (*General Arrangement Plan*) - *M/V Energy Frontier* [53].

<i>Length overall</i>	289,53 m	<i>Designed ship speed</i>	19,5 knots
<i>Length p.p.</i>	277,00 m	<i>Main turbine</i>	1 x Kawasaki UA-400
<i>Breadth moulded</i>	49,00 m	<i>Max. cont. output</i>	26.900 kW x 80 rpm
<i>Draught moulded</i>	11,404 m	<i>Main boiler</i>	2 x Kawasaki UME
<i>Depth moulded</i>	27,00 m	<i>Max. evaporation</i>	56.000 kg/h/set
<i>Deadweight</i>	71.642 tn	<i>Tank insulation</i>	Kawasaki Panel System
<i>Displacement</i>	104.998 tn	<i>Boil-off rate</i>	0,10% day
<i>Gross tonnage</i>	119.381 tn	<i>Cargo pump</i>	8 x 1.500 m ³ /h
<i>Cargo capacity</i>	147.598 m ³ (-163	<i>Spray pump</i>	4 x 50 m ³ /h
<i>Celsius, 100% full, excl. dome volume)</i>		<i>H/D compressor</i>	2 x 32.000 m ³ /h
<i>Cargo tank</i>	4 x Moss type	<i>L/D compressor</i>	2 x 6.700 m ³ /h

Πίνακας 9. Βασικά χαρακτηριστικά του πλοίου, M/V Energy Frontier [53].

Όπως είναι ορατό και στο **Σχήμα 12**, τα πλοία LNG είναι δίγαστρα, πράγμα που απαιτείται από τους κανονισμούς των νηογνομώνων, ενώ το τμήμα του φορτίου ενισχύεται με εγκάρσιο ή διάμηκες σύστημα ενίσχυσης που εξαρτάται κατά κύριο λόγο από το μέγεθος του πλοίου. Στο εσωτερικό της γάστρας, για ευνότητους λόγους, δίνεται ιδιαίτερη προσοχή και ενίσχυση στα σημεία που στηρίζουν τις δεξαμενές φορτίου, ενώ τα διάφορα υλικά κατασκευής των εξαρτημάτων, εξοπλισμών αλλά και τμημάτων της γάστρας του πλοίου, προσδιορίζονται από τους κανονισμούς των νηογνομώνων, που προκύπτουν από τις απαιτήσεις του *IGC Code*.

Όλα τα πλοία που μεταφέρουν υγροποιημένο φυσικό αέριο, παρουσιάζουν κενούς χώρους, περιμετρικά των δεξαμενών φορτίου, που παρακολουθούνται για διαρροές και σε αρκετές περιπτώσεις οι εν λόγω χώροι αδρανοποιούνται μέσω της εγκατάστασης συστήματος αδρανούς αερίου [54].

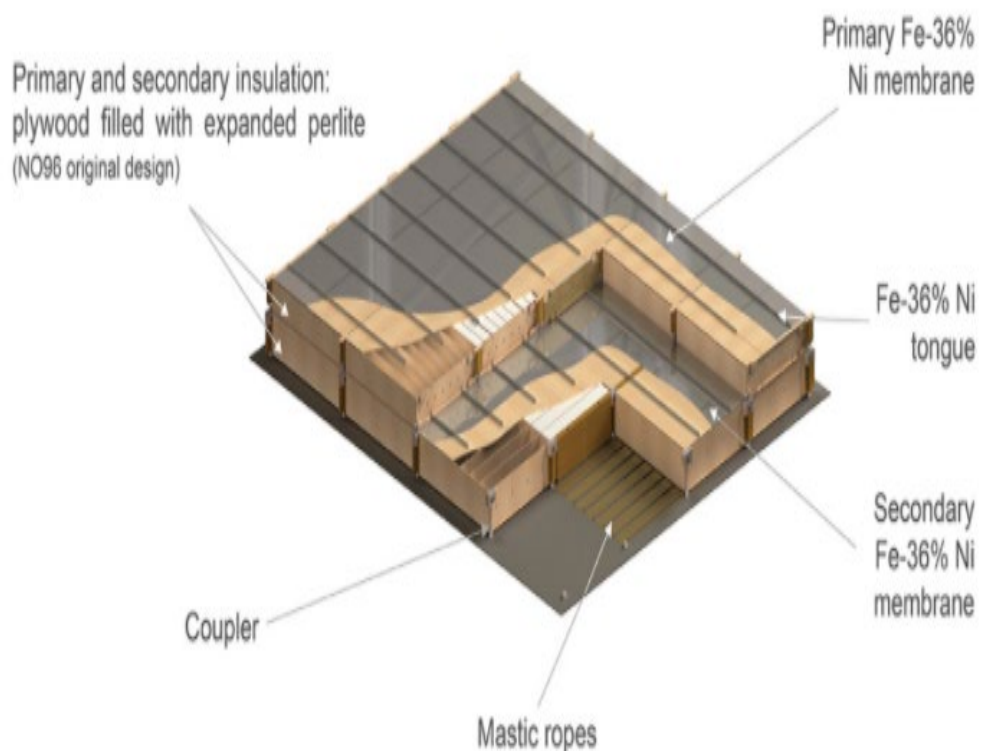
Η διακριτοποίηση των *LNG Carriers*, πραγματοποιείται κυρίως βάσει του τύπου των δεξαμενών φορτίου που αυτά φέρουν, όπως αυτές ορίζονται στον *IGC Code* του *IMO*. Σύμφωνα με τον κώδικα αυτόν αναγνωρίζονται οι παρακάτω κατηγορίες δεξαμενών, για τα *LNG Carriers*:

1. Μεμβρανοειδείς Δεξαμενές (*Membrane Tanks*).

Οι μεμβρανοειδείς δεξαμενές ανήκουν στην κατηγορία των μη αυτό-υποστηριζόμενων δεξαμενών και αποτελούνται από λεπτή στρώση υλικού (μεμβράνη), η οποία στηρίζεται, μέσω της θερμομόνωσης, στην παρακείμενη κατασκευή της γάστρας του πλοίου. Η μεμβράνη είναι σχεδιασμένη έτσι ώστε θερμική ή άλλου είδους συστολή ή διαστολή να αντιμετωπίζεται, χωρίς να αναπτύσσονται τάσεις που θα καταπονούσαν την ίδια σε επικίνδυνο για ρωγμάτωση ή θραύση βαθμό [55].

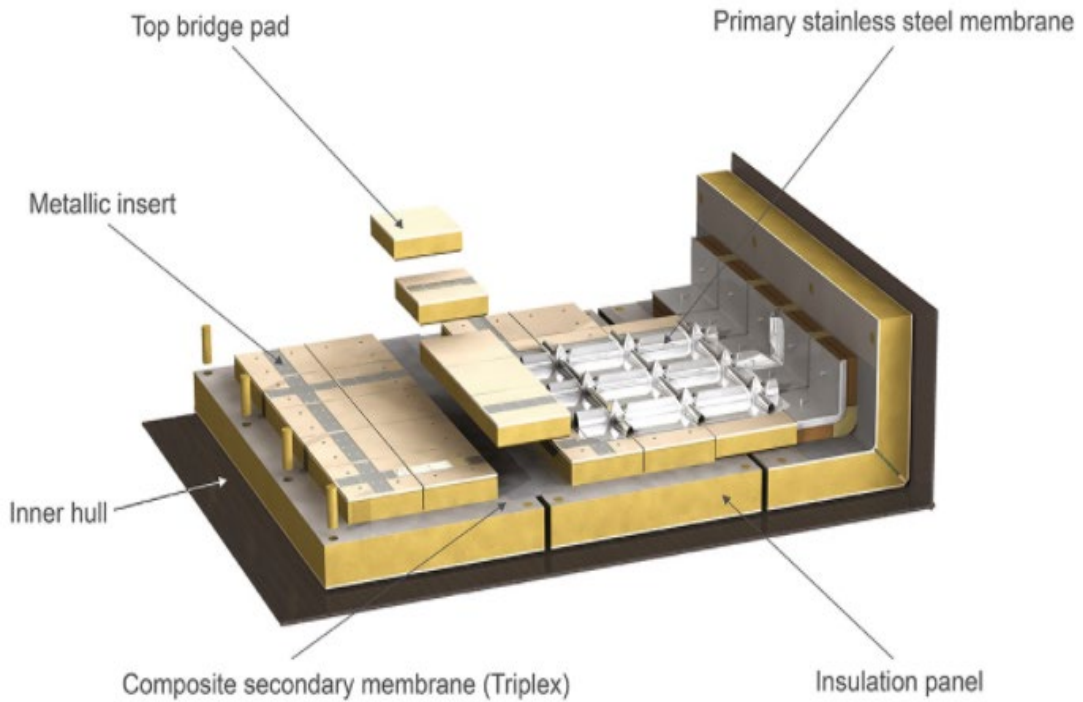
Τα δύο βασικότερα σχέδια μεμβρανοειδών δεξαμενών, αναπτύχθηκαν από τις Γαλλικές εταιρίες *Gaz Transport* και *Technigaz* (σήμερα ενοποιημένες – *GTT*).

Το σύστημα της *Gaz Transport* ονομάζεται *NO96* και αποτελείται από μία κύρια και μία δευτερεύουσα μεμβράνη, οι οποίες κατασκευάζονται από κράμα χάλυβα – νικελίου περιεκτικότητας 36%, με την ονομασία *Invar*. Η κύρια μεμβράνη συγκρατεί το *LNG*, ενώ η δευτερεύουσα μεμβράνη εξασφαλίζει τον περιορισμό του φορτίου σε περίπτωση διαρροής. Οι μεμβράνες αυτές, με πάχος 0.7 mm έκαστος, διαχωρίζονται μέσω της κύριας θερμομόνωσης, η οποία τοποθετείται ανάμεσα στις δύο μεμβράνες, και της δευτερεύουσας θερμομόνωσης η οποία τοποθετείται ανάμεσα στην δευτερεύουσα μεμβράνη και την γάστρα του πλοίου, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 13**. Η θερμομόνωση αποτελείται από λωρίδες ξύλου κόντρα πλακέ, γεμισμένες με διογκωμένο περλίτη (περλίτη περιεκτικότητας 6% σε νερό) [56].

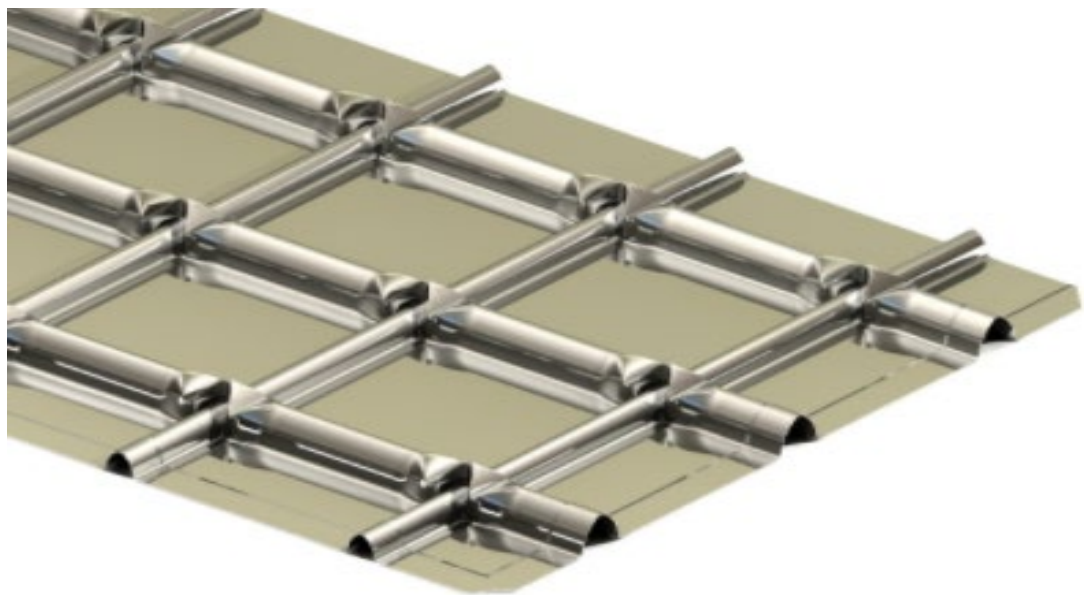


Σχήμα 13. Σχηματική αναπαράσταση της δομής του συστήματος *NO96* [56].

Το σύστημα της *Technigaz* ονομάζεται *Mark III* και αποτελείται από μία κύρια κυματοειδή μεμβράνη, κατασκευασμένη από ανοξείδωτο χάλυβα, τοποθετημένη πάνω σε προκατασκευασμένες θερμομονωτικές πλάκες, καθώς και μία δευτερεύουσα μεμβράνη, κατασκευασμένη από συνθετικό υλικό (*Glued Triplex*), όπως φαίνεται στο **Σχήμα 14** [57]. Κατ' αντιστοιχία με την προηγούμενη περίπτωση, η εσωτερική μεμβράνη περιορίζει το φορτίο, ενώ η εξωτερική συνθετική μεμβράνη περιορίζει τυχόν διαρροή του. Λόγω της κυματοειδούς μορφής της κύριας μεμβράνης, κάθε «φύλλο» της, μπορεί να συστέλλεται και να διαστέλλεται ελεύθερα, χωρίς να επιβάλλει φορτίσεις στο ίδιο ή στα γειτονικά του «φύλλα» [54].



Σχήμα 14. Σχηματική αναπαράσταση του συστήματος Mark III [57].



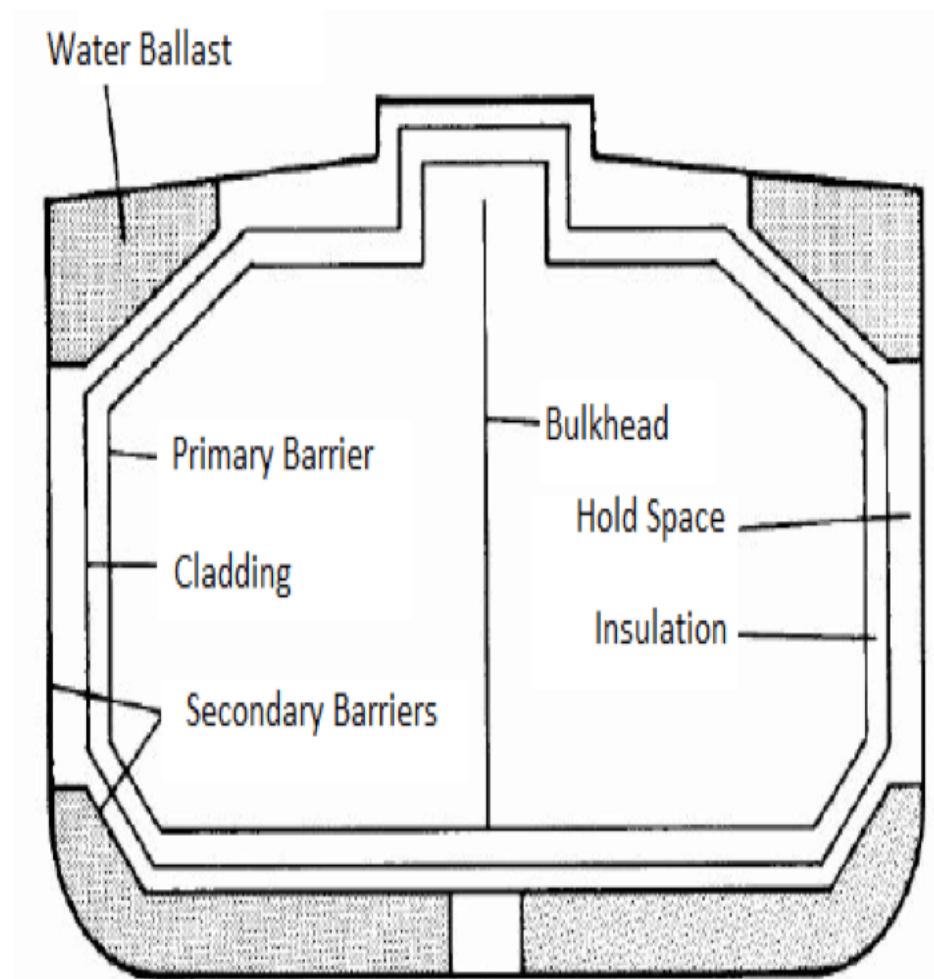
Σχήμα 15. Κυματοειδής μορφή κύριας μεμβράνης του συστήματος Mark III [57].

2. Ανεξάρτητες δεξαμενές (*Independent tanks*).

Οι ανεξάρτητες δεξαμενές είναι αυτό-υποστηριζόμενες, δεν αποτελούν μέρος της γάστρας του πλοίου και δεν χρήζουν σημασίας για την αντοχή της. Υπάρχουν τρεις κατηγορίες ανεξάρτητων δεξαμενών (βάσει του *IGC Code*) [55]:

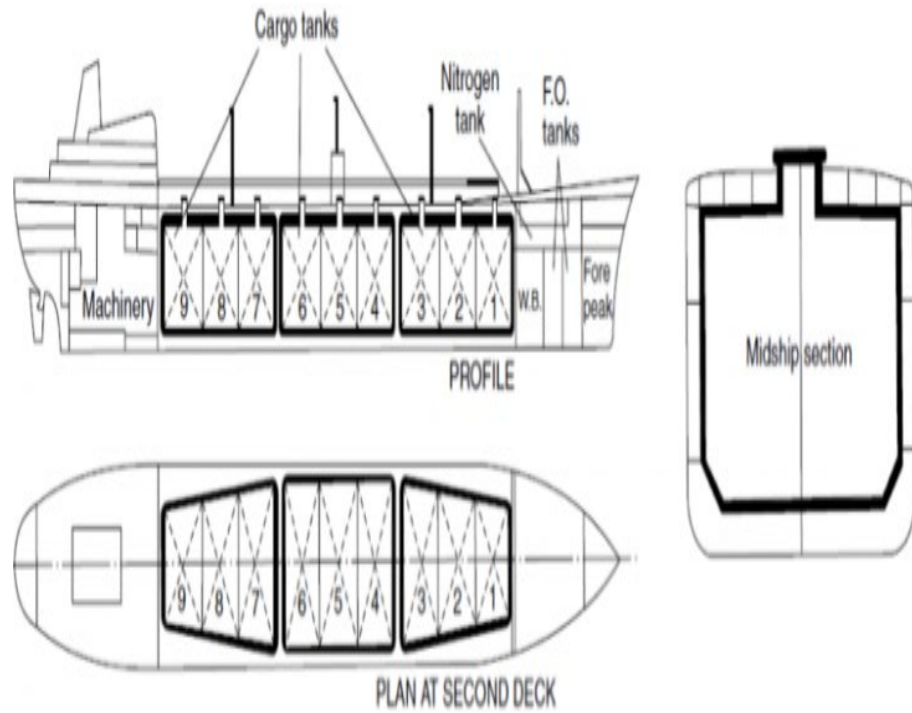
- Δεξαμενές Τύπου Α (*Type A*).

Οι δεξαμενές Τύπου Α, σχεδιάζονται βάσει αναγνωρισμένων προδιαγραφών της κλασικής διαδικασίας της κατασκευαστικής ανάλυσης των πλοίων [55]. Το βασικό χαρακτηριστικό των δεξαμενών αυτών έγκειται στην απαίτηση του *IGC Code* για πλήρη περιορισμό του συνολικού όγκου του φορτίου της δεξαμενής από το δευτερεύων κέλυφός της, για τουλάχιστον 15 μέρες. Συχνά το δευτερεύων αυτό κέλυφος συνίσταται από τμήματα και χώρους της γάστρας του πλοίου, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 16** [58].

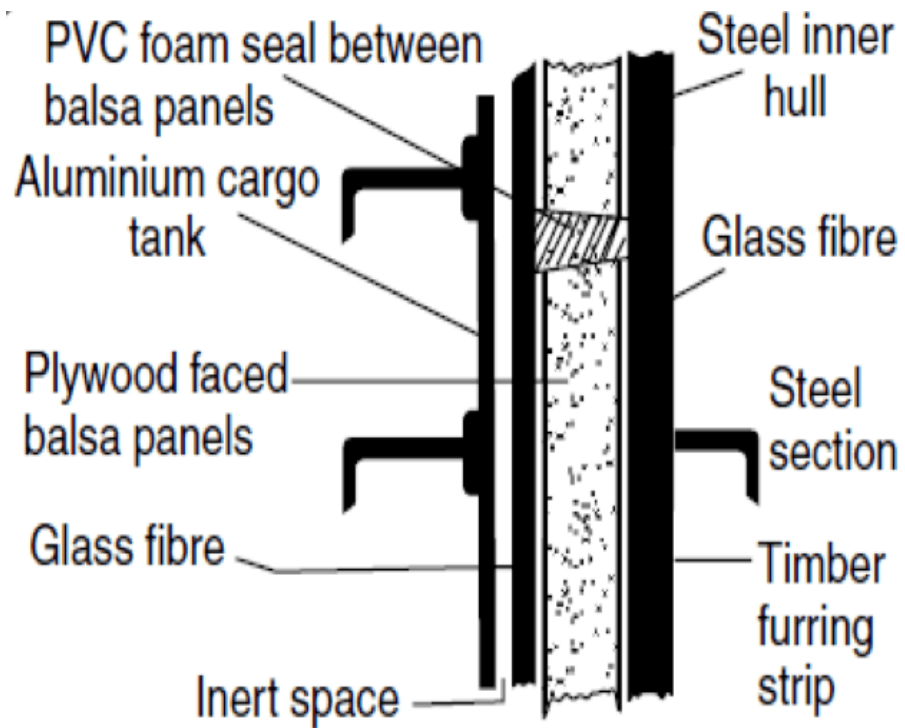


Σχήμα 16. Σχηματική αναπαράσταση μέσης τομής LNG Carrier με δεξαμενές Τύπου Α [58].

Οι δεξαμενές Τύπου Α κατασκευάζονται από κράμα αλουμινίου και φέρουν διαμήκεις φρακτές που διέρχονται από την *Center Line (CL)*. Η θερμομόνωση αποτελείται από πλάκες ξύλου μάλσα, εφαπτόμενες στο εσωτερικό της γάστρας και κάθε αμπάρι περιέχει τρεις δεξαμενές. Μεταγενέστερα πλοία αυτής της κατηγορίας έχουν πρισματικό σχήμα δεξαμενών [54].



Σχήμα 17. General Arrangement πλοίου δεξαμενών Τύπου Α [58].



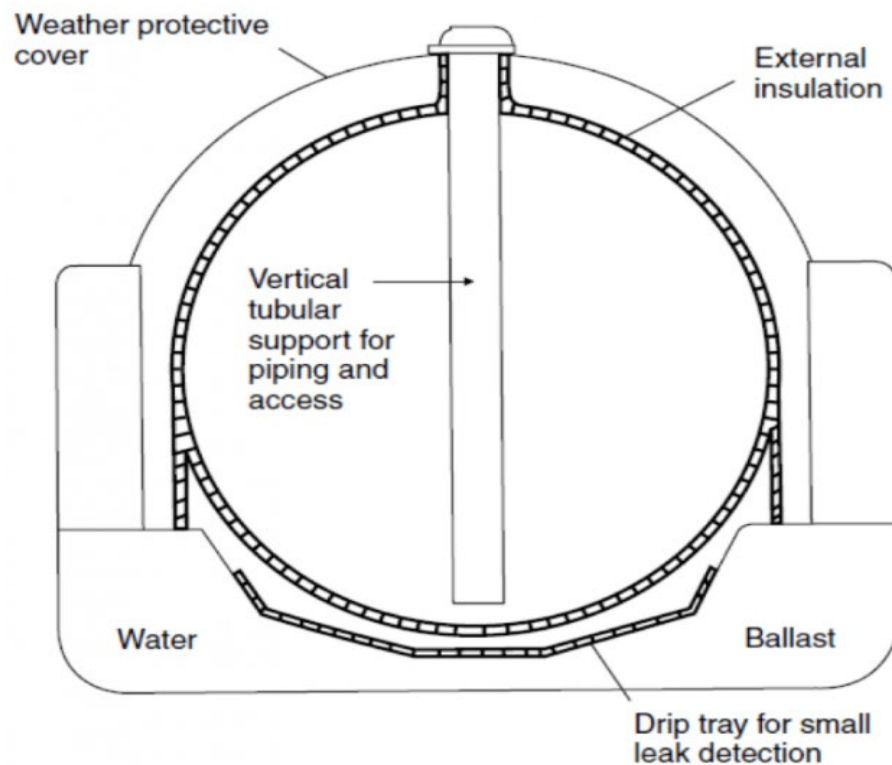
Σχήμα 18. Λεπτομέρεια της μόνωσης πλοίου δεξαμενών Τύπου Α [58].

- Δεξαμενές Τύπου Β (*Type B*)

Οι ανεξάρτητες δεξαμενές Τύπου Β, σχεδιάζονται χρησιμοποιώντας μοντελοποιημένες δοκιμές και βελτιωμένες μεθόδους και εργαλεία, ώστε να εξακριβωθούν τα επίπεδα φόρτισης, οι κοπωτικές τάσεις καθώς και τα χαρακτηριστικά μετάδοσης των ρωγμών [55].

Η ιδέα πίσω από τον σχεδιασμό των δεξαμενών αυτών επαφίεται στην χρήση μεθόδου πεπερασμένων στοιχείων [59], ώστε να επιβάλλεται η εύρεση ρωγμών πριν επέλθει αστοχία του υλικού, πράγμα που επιτρέπει την χρήση των εν λόγω δεξαμενών με μειωμένες απαιτήσεις αντοχής αναφορικά με το δευτερεύον κέλυφος [54].

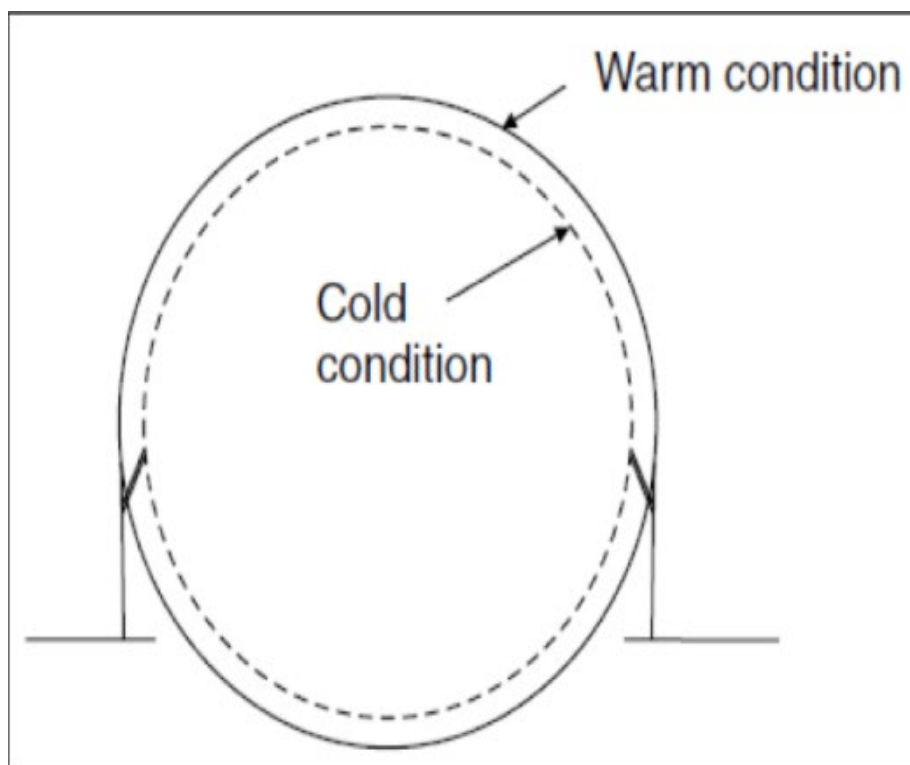
Η πιο συχνή μορφή δεξαμενών Τύπου Β, είναι οι σφαιρικές δεξαμενές *Kvaerner – Moss*, η σχηματική αναπαράσταση των οποίων είναι ορατή στο **Σχήμα 19**.



Σχήμα 19. Σχηματική αναπαράσταση δεξαμενής τύπου *Kvaerner – Moss* [58].

Οι εν λόγω δεξαμενές είναι σφαιρικές και τοποθετημένες στην γάστρα του πλοίου έτσι ώστε το μισό ή μεγαλύτερο τμήμα τους να βρίσκεται κάτω από το κύριο κατάστρωμα [58]. Είναι κατασκευασμένες από κράμα αλουμινίου ή νικελωμένο χάλυβα περιεκτικότητας 9% σε νικέλιο. Από το ίδιο υλικό είναι κατασκευασμένη και η κατακόρυφη,

κυλινδρική βάση τους (*skirt*), στην οποία είναι συγκολλημένες και η οποία αποτελεί την μοναδική τους σύνδεση με την γάστρα του πλοίου. Οι σφαίρες συστέλλονται και διαστέλλονται ελεύθερα, ενώ όλες τους οι κινήσεις αποσβένονται στο ανώτερο άκρο της βάσης τους [54] (**Σχήμα 20**).

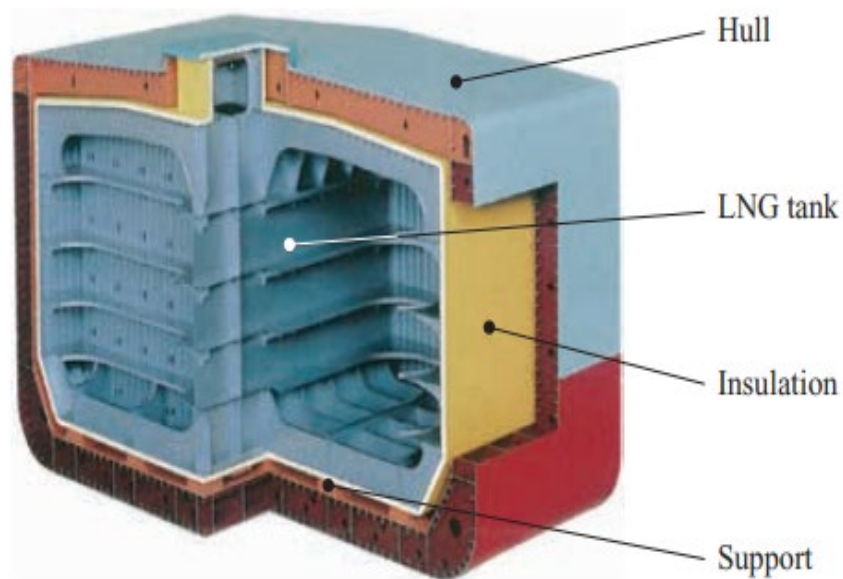


Σχήμα 20. Σύστωση και διαστολή δεξαμενών τύπου *Kvaerner – Moss* [58].

Η εξωτερική επιφάνεια των σφαιρών καθώς και τμήμα της βάσης τους, καλύπτεται με μονωτικό αφρό πολουρεθάνης, ενώ το ολοκληρωμένο σύστημα σφαίρας – θερμομόνωσης καλύπτεται από σπασμοδικό δευτερεύον κέλυφος. Το κέλυφος αυτό περιλαμβάνει ελαιολεκάνη, κάτω από την δεξαμενή [54] αλλά και προστασία του εκτεθειμένου άνω μέρους της δεξαμενής από τις καιρικές συνθήκες, μέσω προστατευτικού καλύμματος, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 19**. Κάθε δεξαμενή είναι εξοπλισμένη με κατακόρυφη κυλινδρική ενίσχυση, η οποία εμπεριέχει σωληνώσεις και προσφέρει πρόσβαση στην ίδια [58], ενώ σε συμφωνία με την κλάση της (Τύπου Β) είναι εφοδιασμένη με αισθητήρες που θα εντοπίσουν διαρροές και θα επιτρέψουν έγκυρες επισκευές σε τυχόν ρωγμές [54].

Εκτός από τις δεξαμενές τύπου *Kvaerner-Moss*, μεγάλο ποσοστό των ενεργειών *LNG Carriers*, καταλαμβάνουν οι αυτό-υποστηριζόμενες πρισματικές δεξαμενές ή *SPB* (*Self-supporting, Prismatic, Type B*). Πρόκειται για δεξαμενές Τύπου Β σχεδιασμένες από την *IHI*. Όπως και με τις δεξαμενές τύπου *Moss*, οι *SPB* είναι προκατασκευασμένες και

εγκαθίστανται στην γάστρα του πλοίου ως ολοκληρωμένες μονάδες. Κατασκευάζονται από αλουμιένιες πλάκες πάχους από 15 έως 25 mm, που καλύπτονται από θερμομονωτικά υλικά. Ανάμεσα στο διπύθμενο και την εξωτερική επιφάνεια της δεξαμενής τοποθετούνται κύβοι ενισχυμένου ξύλου που σταθεροποιούνται από χαλύβδινα ενισχυτικά, πάνω στο διπύθμενο. Κάθε δεξαμενή εξοπλίζεται με διαμήκη φρακτή αλλά και ενισχυτικά όπως στο **Σχήμα 21**. Μέσω της δομής αυτής, αποφεύγεται το φαινόμενο του διατοιχισμού ανεξαρτήτως του ποσοστού πλήρωσης της δεξαμενής [60].



Σχήμα 21. Σχηματική αναπαράσταση τομής δεξαμενής IHI-SPB [61]

- Δεξαμενές Τύπου C (Type C)

Οι δεξαμενές Τύπου C συναντώνται σχετικά συχνά στην «μικρή» κατηγορία των *LNG Carriers*. Οι δεξαμενές αυτές διαφοροποιούνται από τις μέχρι τώρα αναφερθέντες διότι πρόκειται για δοχεία μεταφοράς φορτίου υπό πίεση. Η πίεση σχεδίασης των δεξαμενών αυτών ξεπερνάει τα 2000 mbar και μπορούν να χρησιμοποιηθούν τόσο για αποθήκευση *LNG* όσο και για αποθήκευση *LPG* [62].

3. Ημι – μεμβρανοειδείς δεξαμενές (*Semi-membrane tanks*).

Πρόκειται για παραλλαγή των μεμβρανοειδών δεξαμενών. Το κύριο κέλυφος της δεξαμενής είναι αρκετά παχύτερο από αυτό του μεμβρανοειδούς συστήματος, οι πλευρές της είναι επίπεδες ενώ οι ακμές και οι γωνίες τις καμπυλοειδείς. Η δεξαμενή είναι αυτό-υποστηριζόμενη κατά την άφορτη κατάσταση και μη αυτό-υποστηριζόμενη

κατά την έμφορτη. Στην δεύτερη περίπτωση η υδροστατική πίεση αλλά και η πίεση των ατμών (*BOG*), μεταδίδονται από το κύριο κέλυφος, μέσω της θερμομόνωσης, στην γάστρα του πλοίου, ενώ το σχήμα των ακμών και των γωνιών επιφέρει ομαλή συστολή και διαστολή [63].

1.5.3 Το πρόβλημα Boil Off Gas (BOG)

Ανεξαρτήτως του τύπου δεξαμενής που εγκαθίστανται στα *LNG Carriers*, λόγω ατελούς μόνωσης, σε μεγαλύτερο ή μικρότερο βαθμό, το φαινόμενο της μεταφοράς θερμότητας λαμβάνει χώρα [64]. Θερμότητα μεταφέρεται από το περιβάλλον στο φορτίο, μέσω της μόνωσης, των κενών χώρων αλλά και της γάστρας του πλοίου, με αποτέλεσμα την αύξηση της θερμοκρασίας του φορτίου και την εξάτμιση ποσότητάς του. Η εν λόγω εξάτμιση δημιουργεί σχηματισμό ατμού μέσα στις δεξαμενές με την ονομασία *Boil Off Gas (BOG)* [65].

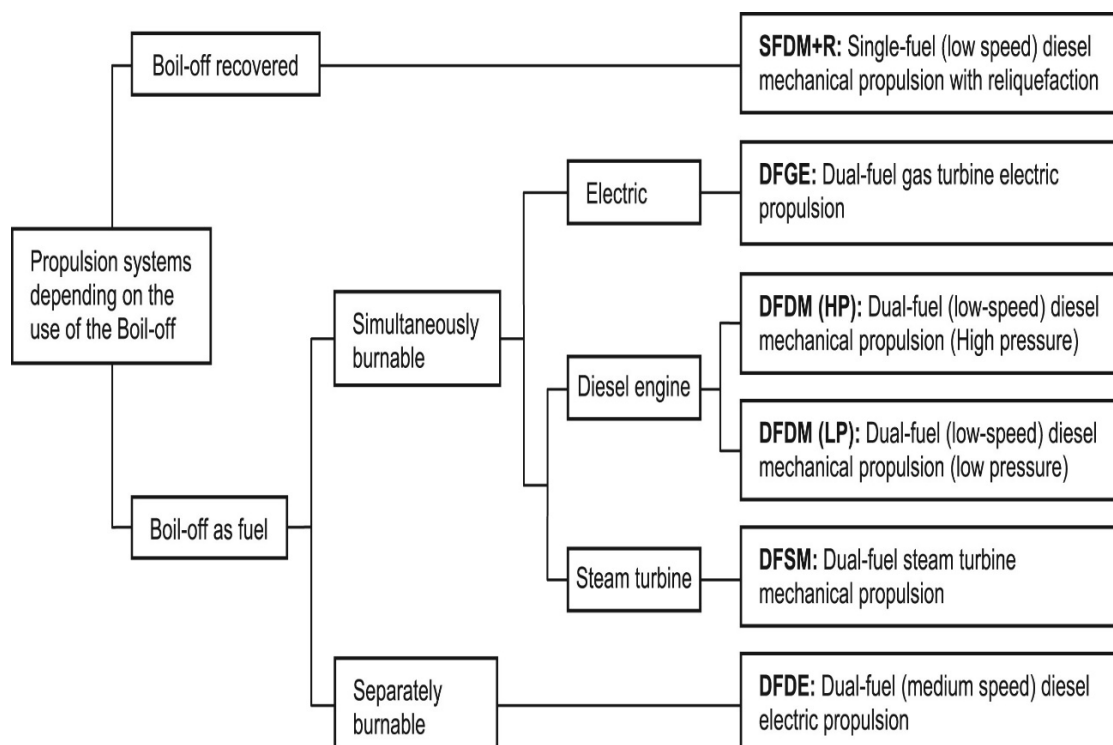
Με σκοπό την διατήρηση της επικρατούμενης πίεσης των δεξαμενών, το *BOG* πρέπει να αφαιρεθεί από αυτές ώστε να εξασφαλίζονται οι ασφαλείς συνθήκες λειτουργίας των κρυογόνων συστημάτων και δεξαμενών του πλοίου [66]. Για την επίτευξη της προηγούμενης πρότασης το *BOG* μπορεί να επανυγροποιηθεί, να χρησιμοποιηθεί ως καύσιμο ή να καεί σε μονάδα καύσης (*Gas Combustion Unit – GCU*) [11].

Το πρόβλημα του *Boil Off Gas*, θα μελετηθεί διεξοδικότερα σε μεταγενέστερο κεφάλαιο.

1.5.4 Τύποι πρόωσης LNG Carriers

Τα συστήματα πρόωσης των πλοίων μεταφοράς *LNG* είναι στενά συνδεδεμένα με την παραγωγή και κατανάλωση του *BOG*, γεγονός που περιπλέκει περαιτέρω την διαδικασία και τα κριτήρια επιλογής τους, διχάζοντας τον κλάδο της ναυτιλίας αναφορικά με την καταλληλότερη επιλογή.

Υπάρχουν αρκετά προτεινόμενα αλλά και υπό θεώρηση συστήματα πρόωσης για τα *LNG Carriers*, γεγονός που δημιουργεί την ανάγκη ταξινόμησής τους. Ένας εκ των πολλών τρόπων ταξινόμησης, βασίζεται στην χρήση του παραγόμενου *BOG* όπως φαίνεται στο **Σχήμα 22** [65]. Εάν το *BOG* χρησιμοποιείται ως καύσιμο και μέσω παραγωγής ενέργειας και πρόωσης του πλοίου, τότε τα συνηθέστερα συστήματα πρόωσης βασίζονται στον αμοστρόβιλο (*Steam Turbine – ST*), στους κινητήρες διπλού καυσίμου (*Dual Fuel – DF*) αλλά και στον αεριοστρόβιλο (*Gas Turbine – GT*). Μέσω συνδυασμού των παραπάνω συστημάτων αλλά και βάσει του τρόπου μετάδοσης της ώσης (*Electric drive – Mechanical drive*), προκύπτουν τα κυριότερα συστήματα πρόωσης, στα οποία το *BOG* χρησιμοποιείται για την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών του πλοίου. Εάν το *BOG* επανυγροποιείται και κατανέμεται στις δεξαμενές φορτίου, τα κυριότερα συστήματα πρόωσης αφορούν κινητήρες μονού καυσίμου (*Single Fuel – SF*).



Σχήμα 22. Κατηγοριοποίηση των συστημάτων πρόωσης αναφορικά με την χρήση του BOG [65].

Κάθε μία από τις παραπάνω κατηγορίες συστημάτων πρόωσης αλλά και οι συνδυασμοί τους φέρουν χαρακτηριστικά τα οποία πρέπει να υπερτερούν έναντι του ανταγωνισμού, ώστε να επιλεγούν ως το καταλληλότερο σύστημα. Τα χαρακτηριστικά αυτά, αναλύονται σε μεταγενέστερο κεφάλαιο.

2. Φυσικά εξατμιζόμενο αέριο (*Boil Off Gas*)

2.1 Βιβλιογραφική Επισκόπηση *Boil Off Gas*

Η τεχνολογική πρόοδος αναφορικά με τα συστήματα αποθήκευσης του *LNG*, συμπεριλαμβανομένων και των δεξαμενών των πλοίων, έχει οδηγήσει σε υψηλά επίπεδα θερμομόνωσης. Παρ' όλα αυτά όπως έχει αναφερθεί και σε προηγούμενο κεφάλαιο, ο πλήρης αποκλεισμός της απορρόφησης θερμότητας, από το περιβάλλον, στις δεξαμενές φορτίου είναι αδύνατος. Αποτελεσματικά, τμήμα του φορτίου αλλάζει κατάσταση (από υγρή σε αέρια) σχηματίζοντας *Boil Off Gas*. Το φαινόμενο αυτό της εξατμίσσης του *LNG* πρέπει να αντιμετωπισθεί, καθώς αυξάνει την πίεση στις δεξαμενές του φορτίου [67].

Υψίστης σημασίας μέγεθος αποτελεί και ο ρυθμός παραγωγής του *BOG* ή *BOR* (*Boil Off Rate*). Βάσει του *BOR*, ο οποίος έχει μονάδες μέτρησης *kg/h* (κιλά εξατμιζόμενου *LNG* ανά ώρα) ή δίνεται ως ποσοστιαία ημερήσια απώλεια του συνολικού φορτίου, υπολογίζεται η αντίστοιχη απαιτούμενη ικανότητα «αντιμετώπισης» του σχηματιζόμενου αερίου από το πλοίο. Το μέγεθός του, εξαρτάται από διάφορους παράγοντες βασικότεροι εκ των οποίων είναι οι εναλλαγές στην ατμοσφαιρική πίεση και θερμοκρασία, οι εναλλαγές στην θερμοκρασία της θάλασσας, η κατάσταση της θάλασσας [68], η τεχνολογία που διέπει την κατασκευή των δεξαμενών και των συστημάτων τους (το σύστημα *Mark III Flex+*, της *GTT* υπόσχεται *BOR* έως και 0,07% του φορτίου ανά ημέρα [57]) και άλλοι.

Υπάρχουν αρκετές πηγές παραγωγής του *BOG*, βασικές εκ των οποίων είναι:

- Απορρόφηση θερμότητας από το περιβάλλον.

Η απορρόφηση θερμότητας, μέσω της θερμομόνωσης, από το περιβάλλον οφείλεται στην διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της δεξαμενής του *LNG* και του περιβάλλοντος γύρω από αυτήν. Το υγρό φορτίο παραλαμβάνει θερμότητα από τα τοιχώματα της δεξαμενής, με αποτέλεσμα τον σχηματισμό θερμού στρώματος φυσικού αερίου, περιμετρικά αυτών. Τα θερμά στρώματα μεταφέρονται στην επιφάνεια του υγρού, όπου και εξατμίζονται σχηματίζοντας *BOG* [69]. Τυπικά, η μέση ημερήσια παραγωγή *BOG*, εξ' αιτίας της απορρόφησης θερμότητας από το περιβάλλον, κυμαίνεται από 0,12 έως 0,15 % του φορτίου πλήρους δεξαμενής (ανάλογα με τον τύπο της). Επομένως για πλοίο χωρητικότητας 130.000 m^3 , η ημερήσια παραγωγή *BOG* θα αντιστοιχεί σε 150-195 m^3 *LNG*, που μεταφράζεται σε 2.800 έως 3.600 *kg/h* [70].

- Πτώση της βαρομετρικής πίεσης.

Η πτώση της βαρομετρικής πίεσης μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική αύξηση του *BOR*. Σε γενικές γραμμές οι δεξαμενές του *LNG*, διατηρούνται σε αρκετά μικρό εύρος πιέσεων, κοντά στην ατμοσφαιρική (από 1.050 έως 1.250 *mbar* απόλυτης πίεσης). Όταν η βαρομετρική πίεση μειώνεται, η απόλυτη πίεση της δεξαμενής επίσης μειώνεται και αποτελεσματικά η θερμοκρασία του *LNG* μέσα σε αυτήν αυξάνεται. Για να διατηρηθεί η θερμοκρασία της δεξαμενής σταθερή, τμήμα του *LNG* εξατμίζεται, επιφέροντας ψύξη. Η πτώση της βαρομετρικής πίεσης επιφέρει οπτά αποτελέσματα όταν είναι ραγδαία καθώς μόνο τότε το *BOR* αυξάνεται αισθητά [70].

- Διατοιχισμός του φορτίου.

Οι μετακινήσεις και ο παφλασμός του υγρού φορτίου μέσα στην δεξαμενή συνεισφέρουν στην εξάτμισή του, εξ' αιτίας της διάχυσης της ενέργειας μέσω της περιδίνησης του ρευστού που λαμβάνει χώρα. Παρ' όλα αυτά το φαινόμενο αυτό επιφέρει και μερική ψύξη του αερίου και της δεξαμενής πάνω από την επιφάνεια του υγρού φορτίου, εξ' αιτίας ψεκασμού (*spraying*) [69]. Σημειώνεται πως η υψηλότερη παραγωγή *BOG* (εν πλω) παρατηρείται σε κακές καιρικές συνθήκες [65].

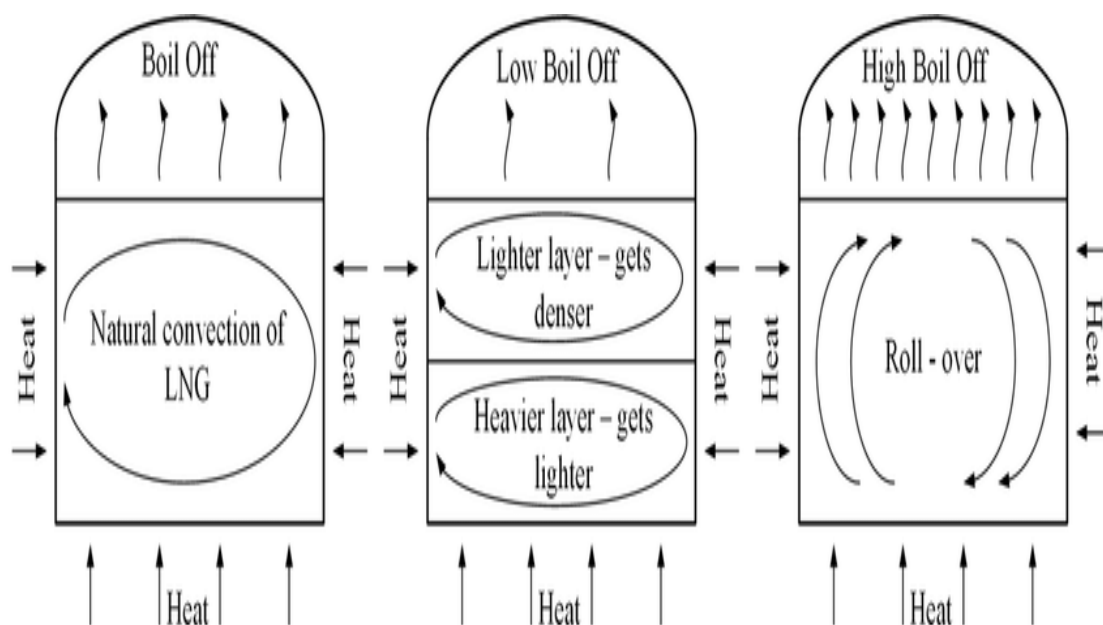
- Ψύξη δεξαμενών.

Η ψύξη των δεξαμενών κατά την διάρκεια ταξιδιών ημιτελούς φόρτωσης, επιτυγχάνεται μέσω σποραδικού ψεκασμού του άνω μέρους της δεξαμενής με *LNG* [71]. Κατά την διαδικασία αυτή, το ψεκαζόμενο *LNG*, υποβάλλεται σε απότομη αλλαγή πίεσης, που οδηγεί στην εξάτμισή του, στην μείωση της θερμοκρασίας της δεξαμενής και στην παραγωγή *BOG*. Αξίζει να σημειωθεί πως ο ρυθμός απορρόφησης θερμότητας από την θερμομόνωση και την γειτονική κατασκευή αυξάνεται, μέχρι να επέλθει κανονικοποίηση των θερμοκρασιών [69].

- Φόρτωση και εκφόρτωση εμπορεύματος.

Κατά την φόρτωση ενός *LNG Carrier*, οι διαφορές στις πιέσεις μεταξύ των δεξαμενών του πλοίου και του τερματικού σταθμού, η ποιότητα του *LNG*, αλλά και η μεταφορά του (χρήση αντλιών, βαλβίδων κλπ.) συμβάλουν στην απορρόφηση θερμότητας του *LNG*, όπως αυτό μεταφέρεται στις δεξαμενές του πλοίου ή του τερματικού σταθμού [69]. Συγκεκριμένα για αύξηση 10 *mbar* στην πίεση λειτουργίας των δεξαμενών, η θερμοκρασία θα αυξηθεί κατά 0,1 βαθμούς *Celsius*, ενώ αναφορικά με την χρήση αντλιών και βαλβίδων, εκτός από τις μεταβολές πίεσης που προκαλούν στο φορτίο, μεγάλο ποσοστό της ενέργειας που δαπανάτε για την λειτουργία των «ικανών» αυτών μέσω μετατρέπεται σε θερμότητα η οποία απορροφάτε από το *LNG*. Για πλοίο χωρητικότητας 130.000 m^3 απαιτούνται κατά προσέγγιση 3.000 *kW* αντλητικής ισχύος, πράγμα που μεταφράζεται σε αύξηση της θερμοκρασίας του *LNG* έως 0,5 βαθμούς *Celsius* ή *BOR* έως 20.000 *kg/h* [70].

Εκτός από την αύξηση της πίεσης των δεξαμενών φορτίου, που αναφέρθηκε προηγουμένως, το φαινόμενο σχηματισμού *BOG* πρέπει να αντιμετωπισθεί ώστε να αποφευχθεί και η διαδικασία γνωστή ως «Αποσάθρωση - *Weathering*». Καθώς το *LNG* εξατμίζεται, τα ασταθέστερα συστατικά του, όπως το άζωτο και το μεθάνιο, εξατμίζονται πρώτα, με αποτέλεσμα την αύξηση της περιεκτικότητας του απομένουστος *LNG* στα βαρύτερα συστατικά του (αιθάνιο, προπάνιο, κλπ.). Με το πέρασ του χρόνου η σύνθεση του *LNG* θα αλλοιωθεί, επηρεάζοντας όχι μόνο τις θερμοδυναμικές του ιδιότητες (συγκεκριμένα το σημείο βρασμού και την λανθάνουσα θερμότητα) αλλά και την θερμογόνο δύναμή του [72].



Σχήμα 23. Αναπαράσταση του φαινομένου του Rollover [73].

Το φαινόμενο της αποσάθρωσης του φυσικού αερίου, εξ' αιτίας της εξάτμισης του αζώτου και του μεθανίου, δημιουργεί διαφορές στην πυκνότητα του *LNG*, που με την σειρά τους οδηγούν σε στρωμάτωση (*stratification*). Έτσι το *LNG* χωρίζεται σε στρώματα χαμηλότερης και υψηλότερης πυκνότητας. Μέσω της απορρόφησης θερμότητας, τα χαμηλότερα πυκνότερα στρώματα θερμαίνονται και ανεβαίνουν στην επιφάνεια όπου και εξατμίζονται σχηματίζοντας *BOG*, γεγονός που οδηγεί στην συμπύκνωσή τους. Μέσω της επανάληψης της διαδικασίας, δημιουργείται ένας φαύλος κύκλος μετακίνησης και ανάδευσης του φορτίου που αυξάνει την αστάθεια και τον *BOR*, γνωστός ως «*Rollover*» (Σχήμα 23). Η μεγάλη ποσότητα ατμού που παράγεται από το *Rollover*, οδηγεί σε ραγδαία αύξηση της πίεσης των δεξαμενών [70].

2.2 Εκτίμηση ρυθμού παραγωγής *Boil Off Gas*

Ο ρυθμός παραγωγής του *BOG* στις δεξαμενές φορτίου, αποτελεί παράμετρος υψίστης σημασίας για το εμπόριο του *LNG*, καθώς η εξάτμιση του ίδιου επιφέρει σημαντικές ενεργειακές και οικονομικές απώλειες. Μέσω της εκτίμησης του *BOR* μπορούν να καθοριστούν οι προαναφερθέντες απώλειες, να διαχειριστούν με τρόπο αποτελεσματικό και να ελαχιστοποιηθούν (π.χ. εκλογή κατάλληλου μεγέθους και ισχύος μονάδας επανυγροποίησης, χρήση καταλληλότερου συστήματος πρόωσης κ.α.).

Βασικό εργαλείο εκτίμησης του *BOR* αποτελεί ο υπολογισμός της συνολικής ροής θερμότητας που διέρχεται από το περιβάλλον στο φορτίο των δεξαμενών. Η επίτευξη της παραπάνω πρότασης αποτελεί σχετικά πολύπλοκη διαδικασία καθώς προκύπτουν οι παρακάτω δυσκολίες:

- Μεγάλες διαστάσεις των δεξαμενών (περίπου 40 m) συγκριτικά με το πάχος της μονωτικής περιφράξης (περίπου 0,27 m) ή το πάχος των μεμβρανών που βρίσκονται σε επαφή με το *LNG* (περίπου 1,2 mm).
- Μεγάλος αριθμός φαινομένων μεταφοράς θερμότητας: συναγωγή *LNG* μέσα στις δεξαμενές, αγωγή μέσω των στρωμάτων μόνωσης, φυσική συναγωγή σε διαμερίσματα έρματος ακανόνιστων σχημάτων, εξαναγκασμένη συναγωγή από το πλοίο στο περιβάλλον.
- Μεγάλο εύρος θερμικών ιδιοτήτων και καταστάσεων των υλικών (από -162 °C έως 45 °C).
- Ελλιπής επιβεβαίωση αποτελεσμάτων των ήδη χρησιμοποιούμενων δεξαμενών *LNG* στα πλοία [81].

Για την αντιμετώπιση των παραπάνω δυσκολιών οι [74, 75, 76, 77], εκτιμούν τον *BOR* κάνοντας χρήση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, για δεδομένο συνολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Επιπρόσθετα, έχουν αποκτηθεί και πειραματικά αποτελέσματα για πολύ απλοποιημένες γεωμετρίες [78, 79, 80], ενώ οι [81] χρησιμοποιούν μοντέλα μειωμένης τάξης για να προσεγγίσουν αριθμητικά τον *BOR* σε δεξαμενές τύπου *Mark III*.

Κοινό χαρακτηριστικό των παραπάνω μεθόδων αποτελεί ο καθορισμός της εκάστοτε γεωμετρίας και πλέγματος υπολογισμών, με σκοπό την εκτίμηση της ροής θερμότητας που προσλαμβάνει το *LNG* στις δεξαμενές, ώστε ο *BOR* να υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$BOR = \frac{Q * 24 * 3600 * 10^{-3}}{V * \rho * Hvar} * 100$$

Όπου,

ρ : πυκνότητα *LNG* (425 kg/m^3),

H_{vap} : ενθαλπία εξάτμισης του *LNG* στους $-162 \text{ }^\circ\text{C}$ και 1 bar (511 kJ/kg),

V : όγκος υπολογισμού,

Q : συνολική ροή θερμότητας που παραλαμβάνεται από το *LNG*

Γνωρίζοντας την εν λόγω ροή θερμότητας η παραπάνω εξίσωση αποφέρει εκτίμηση του *BOR* σε ποσοστιαία ημερήσια εξάτμιση του συνολικού φορτίου.

Εξ' αιτίας της πολυπλοκότητας του προβλήματος, για την εκτίμηση του *BOR* απαιτείται εκτεταμένη έρευνα η οποία δεν συνάδει με το θέμα που πραγματεύεται η εν λόγω εργασία, αλλά αποτελεί συμπληρωματικό κομμάτι αυτής, το οποίο θα μπορούσε να διερευνηθεί σε μεταγενέστερο στάδιο, μετά το πέρας της.

Παρ' όλα αυτά κατασκευαστές ορισμένων εκ των δημοφιλέστερων τύπων δεξαμενών προσφέρουν ενδεικτικές τιμές του *BOR* που κυμαίνονται από $0,1\%$ έως $0,15\%$ του συνολικού φορτίου ανά ημέρα, για πλοίο 170.000 m^3 , για το σύστημα *NO96* [56], $0,07\%$ έως $0,125\%$, για πλοίο αντίστοιχου μεγέθους, για το σύστημα *Mark III* [57], ενώ η εταιρία *Moss Maritime*, κατασκευάστρια των δεξαμενών τύπου *Kvaerner-Moss*, υποστηρίζει ελάχιστο ημερήσιο *BOR* μέχρι και $0,07\%$ του συνολικού φορτίου ανά ημέρα [82]. Γενικότερα στην βιβλιογραφία, ως αντιπροσωπευτικό φάσμα του *BOR*, που εφαρμόζεται σε όλα τα πλοία, ορίζεται το εύρος από $0,1\%$ έως $0,15\%$ του συνολικού φορτίου ανά ημέρα [67, 83].

2.3 Συστήματα διαχείρισης *BOG*

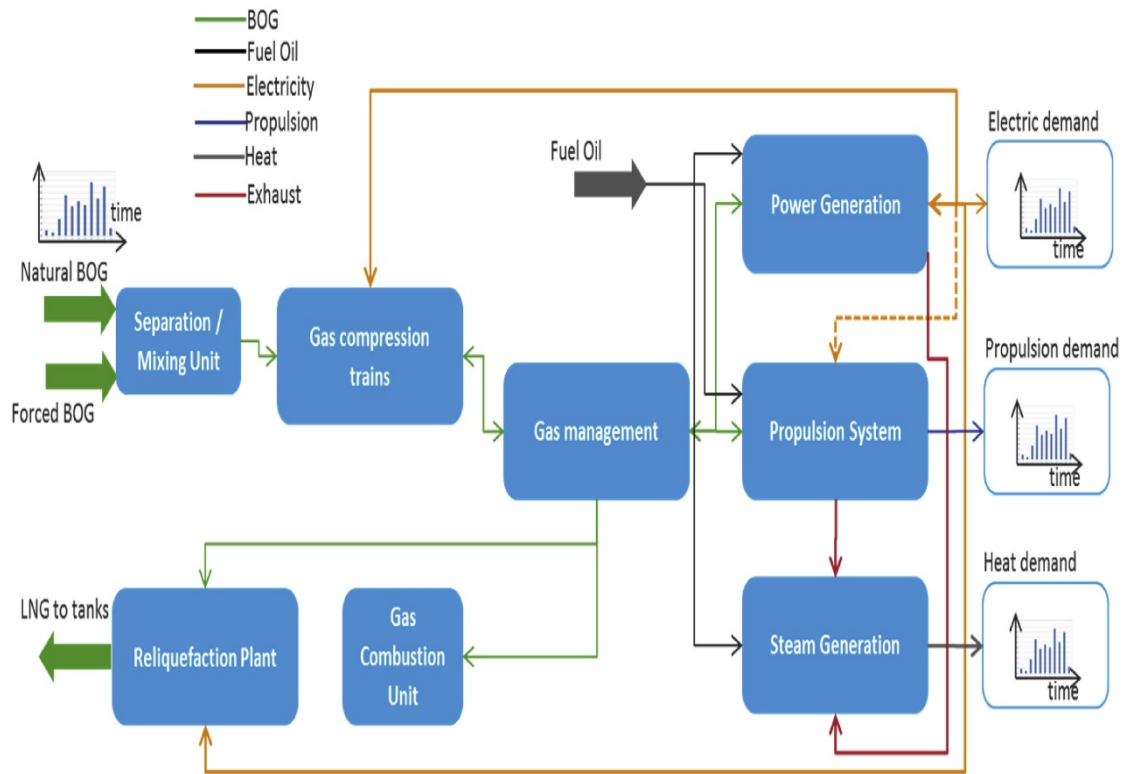
Το *BOG* που σχηματίζεται εν πλω μπορεί να διαχειριστεί διαφορετικά, ανάλογα με τον σχεδιασμό και την λειτουργική κατάσταση του πλοίου. Παρ' όλα αυτά, ανεξάρτητα από το εγκατεστημένο σύστημα, το εξαμιζόμενο αέριο πρέπει να αφαιρεθεί από τις δεξαμενές φορτίου ώστε να διατηρείται η πίεση σχεδίασης και εκ του αποτελέσματος να αποφεύγεται τυχόν βλάβη σε αυτές [84].

Για να επιτυγχάνεται η παραπάνω πρόταση υπάρχουν δύο διαθέσιμες εναλλακτικές λύσεις, αναφορικά με την διαχείριση του *BOG*:

- ❖ Χρήση του *BOG* ως καύσιμο (πρόωση, παραγωγή ενέργειας κλπ.)
- ❖ Επανυγροποίηση και διαμοιρασμός του *BOG* στις δεξαμενές φορτίου.

Η επιλογή της καταλληλότερης εναλλακτικής λύσης, για το εκάστοτε πλοίο, καθορίζεται κυρίως από το εγκατεστημένο σύστημα πρόωσης και επιφέρει μείζονες τεχνικές και οικονομικές επιπτώσεις, διχάζοντας τους ειδικούς αναφορικά με την προτιμώμενη λύση. Η καύση του *BOG* οδηγεί σε ραγδαία μείωση της ανάγκης για ανεφοδιασμό του πλοίου με καύσιμα, όμως ταυτόχρονα τμήμα του φορτίου καταναλώνεται. Αντίστοιχα κατά την επανυγροποίηση του *BOG*, παρόλο που η ποσότητα του φορτίου δεν επηρεάζεται, το σύστημα επανυγροποίησης απαιτεί κατά προσέγγιση 6 – 7 MW επιπρόσθετης ηλεκτρικής ισχύος. Εκ του αποτελέσματος τα πλεονεκτήματα της διατήρησης του *BOG* ως φορτίο, αντισταθμίζονται από την υπέρμετρη κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος. Συνεπώς απαιτείται διεξοδικότερη αξιολόγηση των πλεονεκτημάτων και μειονεκτημάτων της εκάστοτε λύσης, ώστε να ληφθεί η βέλτιστη επιλογή για δεδομένο πλοίο [85].

Στο **Σχήμα 24** αναπαρίστανται τα κύρια στοιχεία και υποσυστήματα που απαιτούνται για την μετατροπή της αρχικής ενέργειας του καυσίμου, στις διάφορες ενεργειακές απαιτήσεις του πλοίου. Αρχικά, το *BOG* από τις δεξαμενές φορτίου προ-επεξεργάζεται σε διαχωριστήρα υγρής αέριας-φάσης (*mist separator*), ώστε να αφαιρεθεί η υγρασία. Αν οι ενεργειακές απαιτήσεις του πλοίου είναι υψηλότερες από αυτές που καλύπτονται από το φυσικά παραγόμενο *BOG* (*natural BOG*), τότε μέσω εναλλακτών θερμότητας ατμού μπορεί να παραχθεί «εξανασκασμένο» *BOG* (*forced BOG*). Το φυσικό και το εξανασκασμένο *BOG* αναμειγνύονται σε αναδευτήρες σειράς (*in-line mixers*) και τροφοδοτούνται στις ηλεκτροκίνητες συστοιχίες συμπιεστών. Εκεί το *BOG* συμπιέζεται στις απαιτούμενες πιέσεις λειτουργίας των κύριων μηχανών και των γεννητριών. Ο αριθμός και η διαμόρφωση των συμπιεστών (εμβολοφόροι ή φυγοκεντρικοί με *intercooling*) εξαρτάται από την ποσότητα του προς συμπίεση *BOG*, αλλά και κανονισμούς ασφαλείας. Στην συνέχεια το επεξεργασμένο πλέον *BOG* διανέμεται μέσω μονάδας διαχείρισης (*BOG management module*) στους διάφορους κινητήρες και λέβητες, ενώ τυχόν περίσσεια καυσίμου ανακατευθύνεται σε μονάδες καύσης (*GCU*) ή εγκαταστάσεις επανυγροποίησης (εφόσον υπάρχουν) [86].



Σχήμα 24. Τυπικό ενεργειακό σύστημα LNG Carrier [86].

Το παραπάνω διάγραμμα ροής αποτελεί αναπαράσταση τυπικού ενεργειακού συστήματος, καθώς διαφορετικές κύριες μηχανές (χαμηλής – υψηλής πίεσης, στρόβιλοι κ.α.) και συστήματα επανυγροποίησης καθορίζουν την τελική διαμόρφωση της ροής του φυσικού αερίου.

Παραδειγματικά, όπως φαίνεται και στον **Πίνακα 10**, για χρήση ατμοστρόβιλου ως σύστημα πρόωσης, η περίσσεια σε BOG καίγεται στους λέβητες παραγωγής ατμού, χωρίς την ύπαρξη συστήματος επανυγροποίησης ή GCU, ενώ για αεριοστρόβιλο η μονάδα καύσης του αερίου είναι ζωτικής σημασίας. Αντίστοιχα για χρήση εμβολοφόρων μηχανών, η ύπαρξη ή μη συστήματος επανυγροποίησης είναι άμεσα συνδεδεμένη με την ικανότητα καύσης διαφορετικών καυσίμων. Για μηχανές μονού καυσίμου η επανυγροποίηση θεωρείται δεδομένη, ενώ για μηχανές διπλού καυσίμου, ανάλογα με τις ανάγκες του εκάστοτε πλοίου, χρησιμοποιείται είτε επανυγροποίηση, είτε μονάδα καύσης, είτε συνδυασμός και των δύο.

<i>Configuration</i>	<i>Propulsion System</i>	<i>Possible Fuels</i>	<i>Excess BOG</i>
<i>Without reliquefaction plant</i>	<i>Steam turbine</i>	<i>BOG/HFO/Diesel</i>	<i>Dumping</i>
	<i>Gas turbine</i>	<i>BOG/Diesel</i>	<i>GCU</i>
	<i>DF 4S engine</i>	<i>BOG/HFO/Diesel</i>	<i>GCU</i>

	<i>DF 2S engine</i>	<i>BOG/HFO/Diesel</i>	<i>GCU</i>
<i>With reliquefaction plant</i>	<i>2S, 4S engine</i>	<i>HFO/Diesel</i>	<i>Complete reliquefaction</i>
	<i>DF 2S engine</i>	<i>BOG/HFO/Diesel</i>	<i>Partial reliquefaction</i>
	<i>DF 4S engine</i>	<i>BOG/HFO/Diesel</i>	<i>Partial reliquefaction</i>

Πίνακας 10. Κατηγοριοποίηση συστημάτων διαχείρισης *BOG* [84].

Εκτός από τις μέχρι τώρα αναφερθέντες μεθόδους διαχείρισης του *BOG*, ως έσχατη λύση, το ίδιο μπορεί να αφηθεί άκαυτο στην ατμόσφαιρα. Ορισμένοι κανονισμοί απαγορεύουν την εναλλακτική αυτή λύση σε συγκεκριμένες περιοχές, όπως είναι τα λιμάνια. Παρ' όλα αυτά, ανεξαρτήτως κανονισμών, η πρακτική της απελευθέρωσης άκαυστου αερίου στην ατμόσφαιρα πρέπει να αποφεύγεται όσο το δυνατόν περισσότερο. Σε περίπτωση όπου δεν μπορεί να αποφευχθεί, πρέπει να προωθείται η γρήγορη διάχυση και διάλυση των εξαεριζόμενων ατμών, ώστε η συγκέντρωσή τους να πέφτει κάτω από τα αναφλέξιμα όρια. Η θερμοκρασία των εν λόγω ατμών είναι κατά κανόνα χαμηλότερη από αυτή του περιβάλλοντος, με αποτέλεσμα τον σχηματισμό νεφών συμπυκνωμένων ατμών, βαρύτερων του αέρα. Αποτελεσματικά τα βαρύτερα νέφη αερίου τείνουν σε καθοδική πορεία και σε κατάλληλες συνθήκες ανέμου συγκεντρώνονται στο κατάστρωμα και εισέρχονται στα ανοίγματα των εξαεριστήρων. Επίσης λόγω τύρβης που σχηματίζεται στην εξόδου των ατμών από τις σωληνώσεις εξαερισμού, μπορεί να δημιουργηθούν θυλάκια αερίου σε περιοχές του καταστρώματος. Για τους παραπάνω λόγους μπορεί να απαιτηθεί προσωρινή αλλαγή της πορείας του πλοίου ή και της ταχύτητάς του. Κατά κανόνα, τα περισσότερα *LNG Carriers* είναι εξοπλισμένα με θερμοαντίες που θερμαίνουν το *BOG* πριν τον εξαερισμό του [87].

2.4 Τεχνολογίες επανυγροποίησης εν πλω

Η επανυγροποίηση του *BOG* εν πλω φέρει διαφορετικές απαιτήσεις κατά την επεξεργασία του από αυτές των παραδοσιακών εγκαταστάσεων *LNG* στην στεριά. Στις δεύτερες, σημαντικότερος παράγοντας αποτελεί η θερμοδυναμική αποδοτικότητα των εγκαταστάσεων, γεγονός που δεν συμβαδίζει με την σειρά προτεραιότητας που θέτεται για την επανυγροποίηση εν πλω. Κατά την επιλογή της καταλληλότερης τεχνολογίας επανυγροποίησης (για δεδομένο πλοίο), οι παρακάτω παράγοντες υπερτερούν της θερμοδυναμικής αποδοτικότητας και αποτελεσματικά προηγούνται στην διαδικασία ανάλυσης και καθορισμού της βέλτιστης επιλογής [88].

- Ο περιορισμένος χώρος εν πλω απαιτεί η εγκατάσταση να είναι ελαφριά και να καταλαμβάνει όσο το δυνατόν λιγότερο χώρο.
- Η ομαλή λειτουργία της εγκατάστασης δεν πρέπει να επηρεάζεται από τις συνθήκες της θάλασσας (Ευσταθής λειτουργία σε *sway* και *pitch*).
- Η διαδικασία πρέπει να παρέχει υψηλή ασφάλεια και έμφυτη αξιοπιστία.
- Γρήγορη και αξιόπιστη εκκίνηση της εγκατάστασης και λειτουργικότητα.
- Μικρός αριθμός εξοπλισμού, εύκολη εγκατάσταση και χαμηλό κόστος.
- Εύκολη συντήρηση και προσβασιμότητα σε ανταλλακτικά [88].

Τα συστήματα επανυγροποίησης εν πλω βασίζονται στις μεθόδους ψύξης που παρατέθηκαν στο κεφάλαιο 1.3.4 της παρούσας εργασίας, διαμορφωμένες ώστε να καλύπτουν τις ανάγκες και απαιτήσεις των παραπάνω παραγόντων. Για τον λόγο αυτό σε αυτό το σημείο θα δοθεί περισσότερη έμφαση στις τεχνολογίες καθ' αυτές και λιγότερη στους κύκλους ψύξης που διέπουν την λειτουργία τους.

Τα εν λόγω συστήματα μπορούν να διαχωριστούν σε τρεις βασικές κατηγορίες όπως παρακάτω:

- Ηλεκτροκινούμενα συστήματα: Ανάστροφος κύκλος *Brayton*, κύκλος ψύξης με μίγμα ψυκτικών και διεργασίες ψύξης σε σειρά.
- Συστήματα *Joule Thompson*: Συστήματα που λειτουργούν με ένα ή δύο συμπιεστές καυσίμου – αερίου (*JT1* ή *JT1+1*).
- Υβριδικά συστήματα: Κύκλος μεθανίου ως ψυκτικό μέσο (*JT-Hyb*) [89].

2.4.1 Ηλεκτροκινούμενα συστήματα

Τα ηλεκτροκινούμενα συστήματα αποτελούν την πλέον διαδεδομένη εμπορικά λύση της εν πλω επανυγροποίησης, με τις μεθόδους που βασίζονται στον ανάστροφο κύκλο *Brayton* να καταλαμβάνουν το μεγαλύτερο ποσοστό της αγοράς και τις μεθόδους που βασίζονται σε διεργασίες ψύξης σε σειρά να έρχονται στην δεύτερη θέση. Τα συστήματα κύκλου ψύξης με μίγμα ψυκτικών βρίσκονται σε στάδιο μελετών με αρκετές από αυτές να παρέχουν θετικά αποτελέσματα αναφορικά με την ενεργειακή αποδοτικότητα [90, 91]. Στον **Πίνακα 11** παρατίθενται ορισμένα από τα βασικότερα ηλεκτροκινούμενα συστήματα.

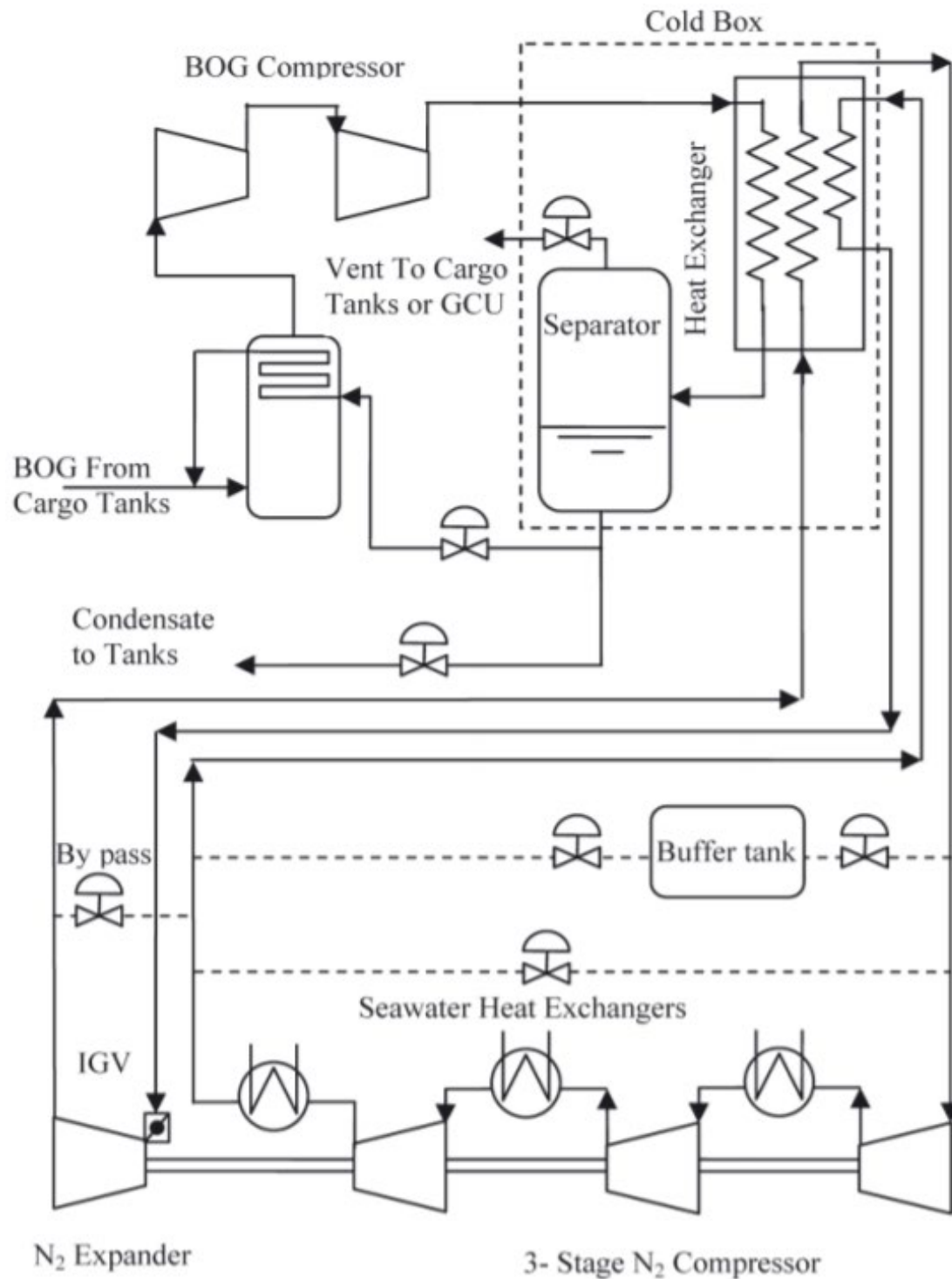
<i>Plant Model</i>	<i>Manufacturer</i>	<i>Work Cycle</i>	<i>Year</i>
<i>LNG Jamal</i>	<i>Osaka Gas</i>	<i>Inverse Brayton</i>	2000
<i>TGE</i>	<i>Tractebel</i>	<i>Inverse Brayton</i>	2004
<i>Mark I</i>	<i>HGS</i>	<i>Inverse Brayton</i>	2006
<i>EcoRel</i>	<i>Cryostar</i>	<i>Inverse Brayton</i>	2008
<i>Mark III</i>	<i>HGS</i>	<i>Inverse Brayton</i>	2008
<i>Mark III Laby-GI</i>	<i>HGS</i>	<i>Inverse Brayton</i>	2009
<i>TGE Laby-GI</i>	<i>Tractebel</i>	<i>Cascade</i>	2009

Πίνακας 11. Ηλεκτροκινούμενα συστήματα επανυγροποίησης με κατασκευάστριες εταιρίες, κύκλο λειτουργίας και χρονολογία ανάπτυξης [88].

Εκ των παραπάνω συστημάτων, την μεγαλύτερη τεχνολογική επιρροή ασκεί η εταιρία *Hamworthy Gas System (HGS)* με το σύστημα *Mark I*, το οποίο επιλέχθηκε από τις εταιρίες *Qatargas* και *ExxonMobil* ως το σύστημα επανυγροποίησης των πρώτων *LNG Carriers* κατηγορίας *Q-Flex* (210.000 m³). Ο σχεδιασμός του βασίζεται σε *BOR* (κατά προσέγγιση) 0,14% ανά ημέρα, με μέγιστη ικανότητα υγροποίησης 6 tn/h. Η απαιτούμενη ηλεκτρική ισχύς – κατανάλωση ανέρχεται σε 5,8 MW. Στο **Σχήμα 25** παρατίθεται το διάγραμμα ροής του εν λόγω συστήματος.

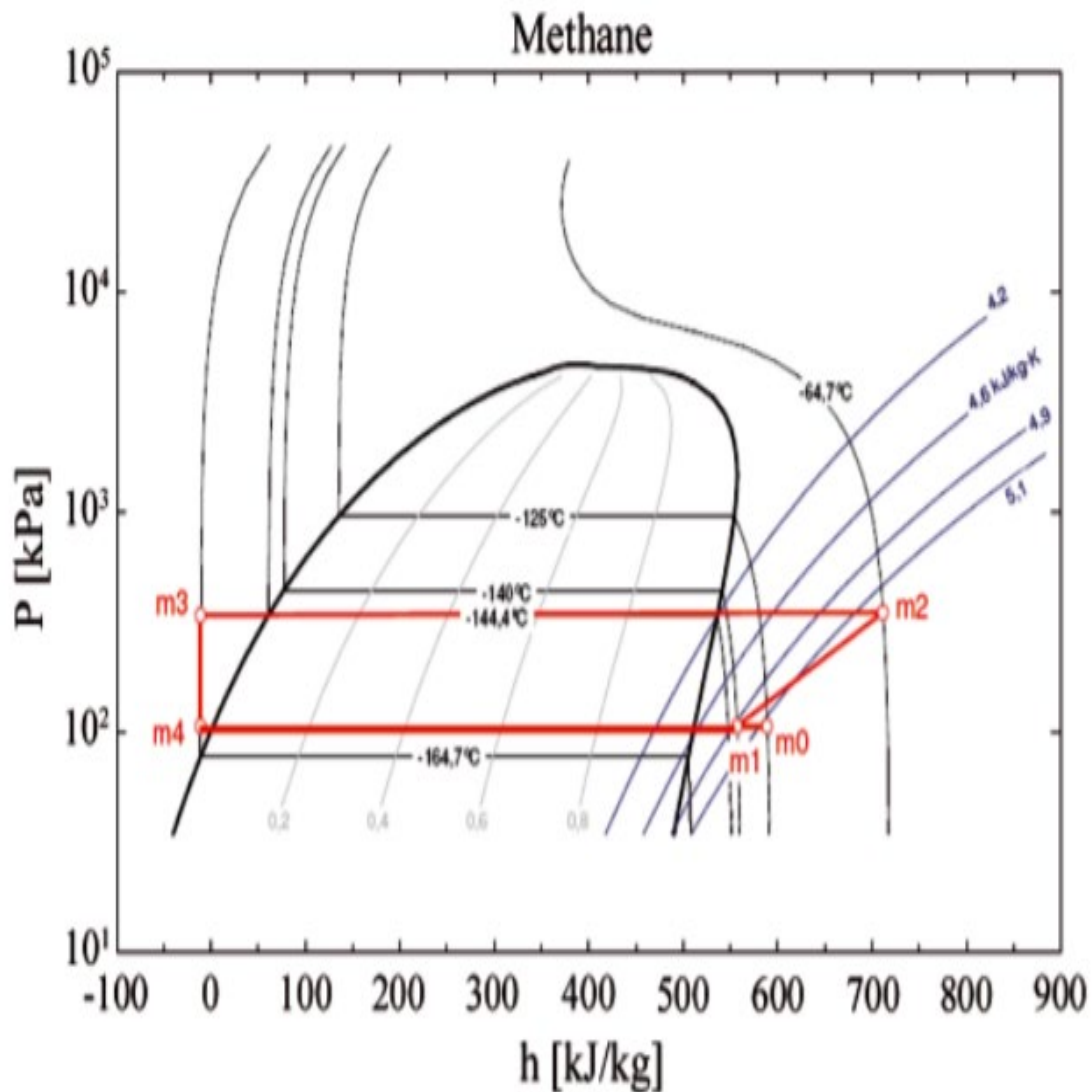
Κατά την μεταφορά του από τις δεξαμενές, προς την είσοδο του συστήματος *Mark I*, το *BOG* παραλαμβάνει θερμότητα. Για τον λόγο αυτό, στην είσοδο της εγκατάστασης, το *BOG* προ-ψύχεται σε εναλλάκτη θερμότητας, μέσω μικρής ποσότητας συμπυκνώματος που παραλαμβάνεται από τον διαχωριστήρα αερίων – υγρών και αποτελεσματικά διατηρείται το θερμικό ισοζύγιο κατά την εκκίνηση της διαδικασίας. Ο εν λόγω διαχωριστήρας είναι σχεδιασμένος ώστε να αφαιρούνται βαρύτερα συστατικά που πιθανώς να σχηματίστηκαν κατά την συμπύκνωση, με σκοπό την προστασία των συμπιεστών.

Το προ-ψυγμένο *BOG* συμπιέζεται σε περίπου 4,5 bar, μέσω φυγοκεντρικών συμπιεστών δύο φάσεων. Η προς συμπίεση ποσότητα ρυθμίζεται μέσω πτερυγίων *DGVs* (*diffuser guide vanes*). Μέσω των *DGVs* επιτρέπεται η μεταβολή της ποσότητας ροής μέσα από τους συμπιεστές ώστε το σύστημα να προσαρμόζεται στις μεταβολές του *BOR* και να διατηρείται υπό έλεγχο η πίεση στις δεξαμενές φορτίου.



Σχήμα 25. Διάγραμμα ροής του συστήματος Mark I – HGS [88].

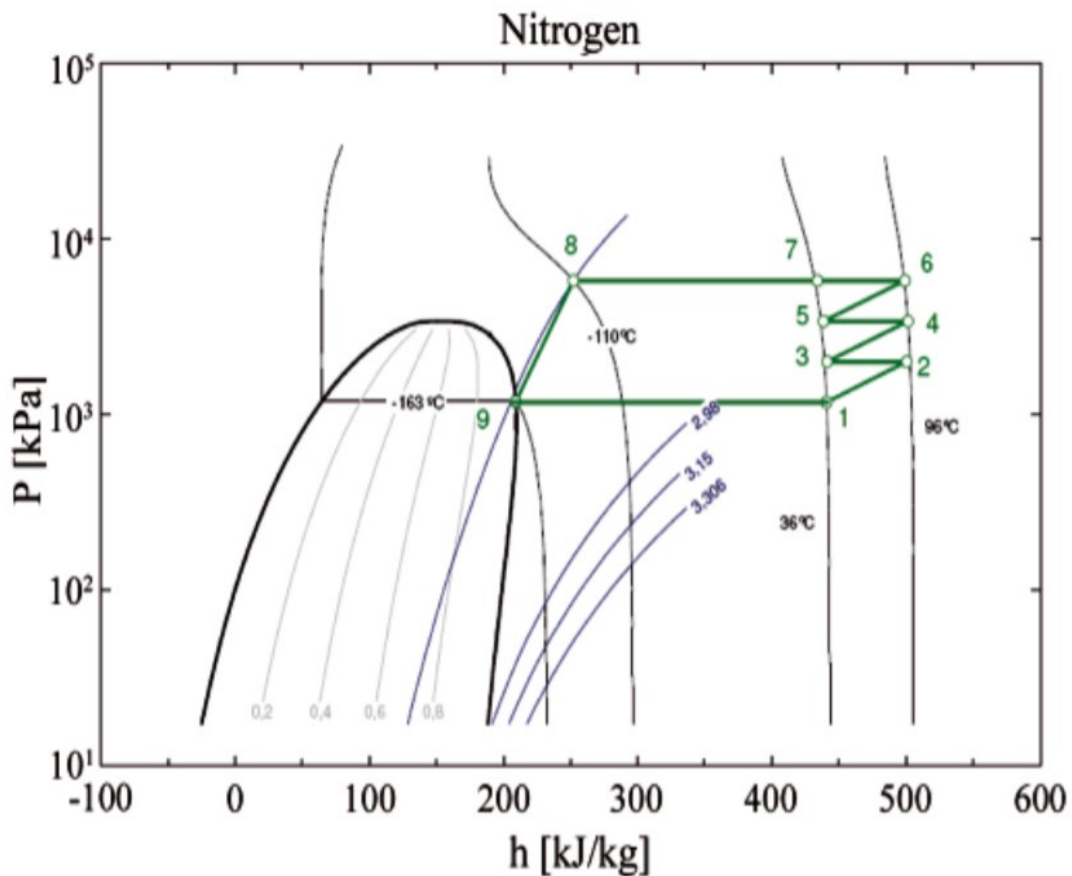
Μετά την συμπίεση το *BOG* συμπυκνώνεται σε εναλλάκτη θερμότητας αντίθετης ροής αερίου – αζώτου. Το συμπύκνωμα συλλέγεται σε διαχωριστήρα ώστε να αφαιρούν τα μη συμπυκνωμένα αέρια, και από εκεί, λόγω διαφοράς πίεσης με τις δεξαμενές φορτίου, επιστρέφει σε αυτές. Ο κρυογόνος εναλλάκτης θερμότητας και ο διαχωριστήρας αποτελούν μονάδα μονωμένου «κρύου κουτιού», ώστε να μειώνεται η απορρόφηση θερμότητας από το περιβάλλον.



Σχήμα 26. Στάδια διαδικασίας ψύξης του BOG, σε διάγραμμα Mollier [88].

Στο **Σχήμα 26** φαίνονται τα διάφορα στάδια της διαδικασίας ψύξης του BOG. Η διαδικασία $m_0 - m_1$ αποτελεί την πρόψυξη του BOG, κατά την είσοδό του στο σύστημα επανυγροποίησης, ενώ η διαδικασία $m_1 - m_2$ την συμπίεση δύο φάσεων. Η διαδικασία $m_2 - m_3$ αποτελεί την βασική ψύξη και υγροποίηση του BOG μέσω του αζώτου, ενώ η πτώση πίεσης $m_3 - m_4$ οφείλεται στην αφαίρεση τμήματος του συμπυκνώματος που χρησιμοποιείται για την πρόψυξη του BOG. Η εξατμίση $m_4 - m_1$ οφείλεται στην απορρόφηση θερμότητας του εν λόγω συμπυκνώματος.

Αναφορικά με τον κύκλο του αζώτου (N_2), το οποίο είναι και το συνηθέστερο ψυκτικό μέσο του ανάστροφου κύκλου *Brayton*, το ίδιο συμπιέζεται από συμπιεστές τριών φάσεων σε 58 bar πίεση και ψύχεται στους -110 Celsius. Κατά την εκτόνωση, η πίεση μειώνεται στα 14,5 bar και η θερμοκρασία στους -163 Celsius.



Σχήμα 27. Στάδια αζώτου στον ανάστροφο κύκλο Brayton, σε διάγραμμα Mollier [88].

Στο παραπάνω **Σχήμα 27** είναι ορατά τα στάδια στα οποία μεταβαίνει το άζωτο προκειμένου να επέλθει κορεσμένη υγροποίηση του *BOG*. Στις διαδικασίες 1 με 7 το άζωτο συμπιέζεται και ψύχεται με νερό θαλάσσης σε τρεις φάσεις, ενώ στην διαδικασία 7 - 8 το άζωτο ψύχεται στο «ψυχρό κουτί». Η διαδικασία 8 – 9 αποτελεί την εκτόνωση που οδηγεί σε πτώση της θερμοκρασίας στους -163 Celsius .

Το λογισμικό ελέγχου του συστήματος είναι σχεδιασμένο ώστε να είναι σε θέση να διαχειριστεί όλες τις καταστάσεις του *BOG*, ενώ μπορεί να χαρακτηριστεί από δύο στάδια λειτουργίας. Το πρώτο είναι το στάδιο της εκκίνησης (*start-up*) κατά το οποίο εκτελείται πρόψυξη του εναλλάκτη με ρυθμό $-2\text{ }^\circ\text{C}/\text{min}$, μέχρι να επιτευχθεί θερμοκρασία $-163\text{ }^\circ\text{C}$. Στο στάδιο αυτό εκτελείται μόνο ο κύκλος του αζώτου. Όταν στο κύκλωμα επέλθουν οι επιθυμητές θερμοκρασίες, ενεργοποιείται το στάδιο κανονικής λειτουργίας με την ενεργοποίηση των συμπιεστών του *BOG*. Η ψυκτική ικανότητα της εγκατάστασης ρυθμίζεται μέσω της ποσότητας του αζώτου που εκτονώνεται, ώστε να καλύπτεται εύρος διαφορετικών *BOR*.

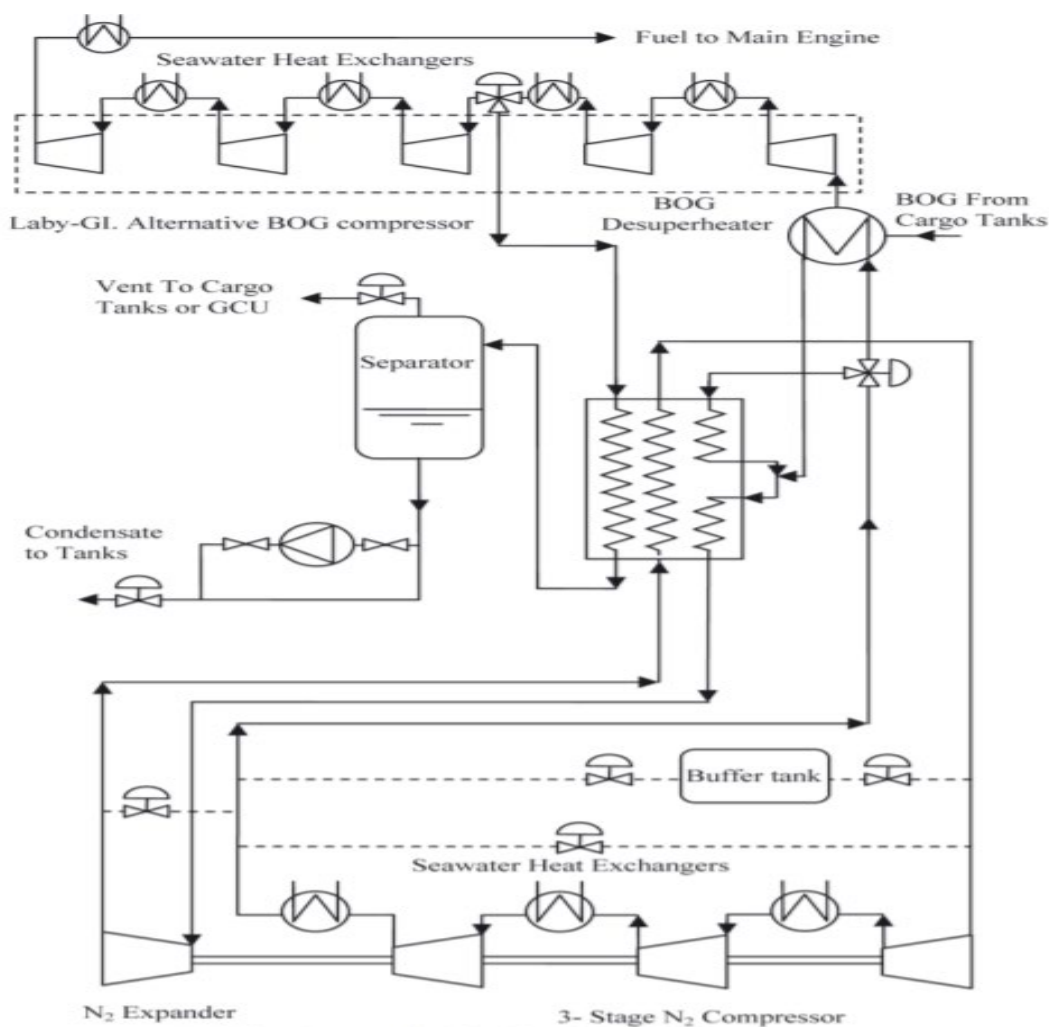
Με σκοπό την βελτίωση του *Mark I*, η *HGS* σχεδίασε το σύστημα *Mark III*, ώστε να μειωθεί η κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος. Στο σύστημα *Mark III* το *BOG* συμπιέζεται σε θερμοκρασίες κοντά στην θερμοκρασία δωματίου, μέσω φυγοκεντρικών συμπιεστών τριών φάσεων με *intercooling*. Η συμπίεση σε θερμοκρασία δωματίου

αποτελεί αποτέλεσμα της μεταφοράς θερμότητας που λαμβάνει χώρα στην είσοδο της εγκατάστασης, ανάμεσα στο *BOG* και τμήματος της ροής του αζώτου που ανακατευθύνεται μετά το 3^ο στάδιο συμπίεσης.

Τα πλεονεκτήματα της συμπίεσης σε θερμοκρασία δωματίου είναι ως έχουν:

- Εγκατάσταση συμβατικών συμπιεστών.
- Χρήση κοινότυπων λιπαντικών.
- Αφαίρεση θερμότητας από το *BOG* με νερό θαλάσσης.
- Μείωση απώλειας εξέργειας στο «ψυχρό κουτί».
- Υγροποίηση *BOG* σε υψηλές πιέσεις.

Ειδικά για δίχρονους κινητήρες διπλού καυσίμου (*dual fuel 2-stroke engines*) το σύστημα *Mark III* εξελίχθηκε στο *Mark III Laby-GI* με τις διαφορές μεταξύ των δύο, να έγκειτο στους συμπιεστές και στην ενσωμάτωση συστήματος τροφοδοσίας *BOG* στους κινητήρες διπλού καυσίμου, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 28**.

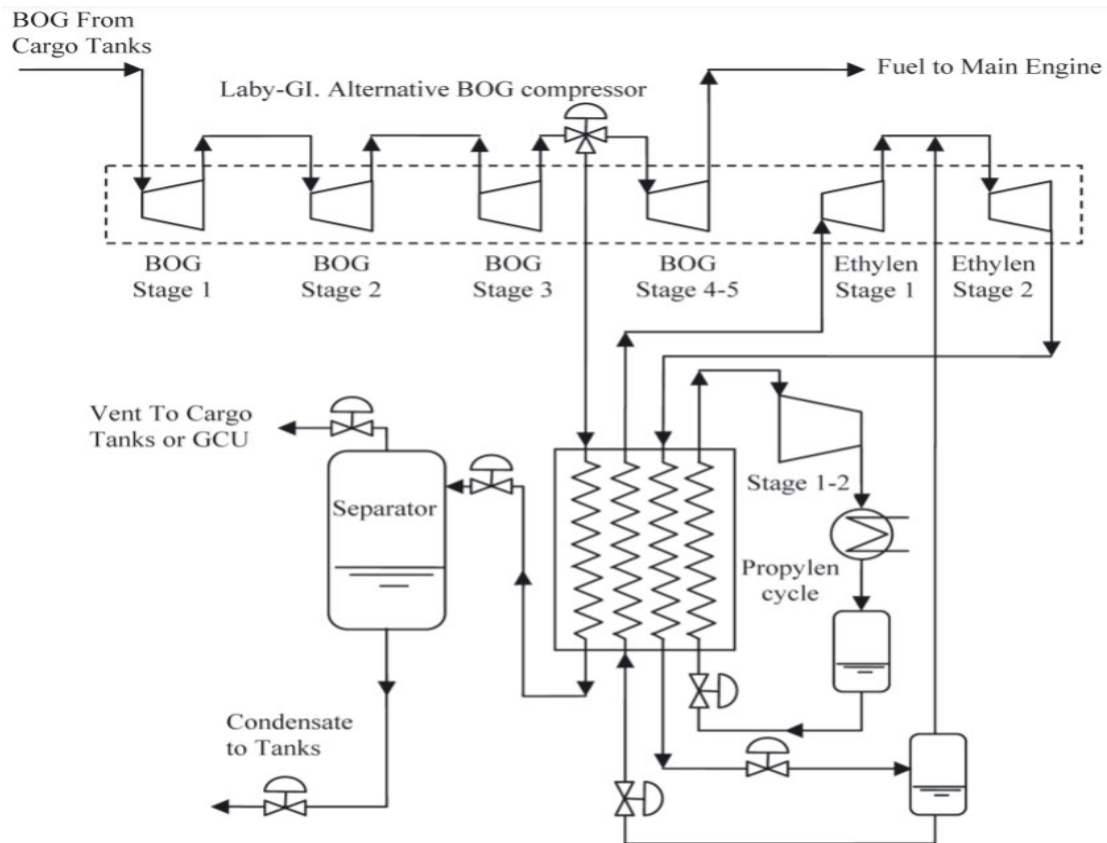


Σχήμα 28. Διάγραμμα ροής του συστήματος *Mark III Laby-GI* – HGS [88].

Το σύστημα συμπίεσης του *BOG* αντικαθίσταται από κάθετο παλινδρομικό συμπιεστή με την ονομασία *Laby-GI*. Μέσω αυτού το *BOG* περνάει πέντε φάσεις συμπίεσης εκ των οποίων οι πρώτες δύο αποτελούν μέρος της εγκατάστασης επανυγροποίησης. Στις πρώτες δύο φάσεις το *BOG* συμπιέζεται έως και 5 – 6 *bar* ενώ μέσω των υπολοίπων η πίεσή του αυξάνεται περί τα 300 *bar*, πίεση απαραίτητη για την έγχυση στο θάλαμο καύσης.

Άξιο αναφοράς είναι επίσης το σύστημα *TGE Laby-GI* της εταιρίας *Tractebel*, καθώς διαφοροποιείται εκ των υπολοίπων εξ' αιτίας της τεχνολογίας ψύξης που το διέπει. Το εν λόγω σύστημα βασίζεται σε διεργασίες ψύξης σε σειρά με ψυκτικά μέσα το αιθυλένιο και το προπυλένιο γεγονός που επιφέρει υψηλότερη θερμοδυναμική αποδοτικότητα. Στο **Σχήμα 29** παρουσιάζεται η σχηματική απεικόνιση του εν λόγω συστήματος. Το σύστημα σχεδιάστηκε για να εφαρμοστεί σε πλοία χωρητικότητας από 170.000 m^3 έως 210.000 m^3 , σε συνδυασμό με κινητήρες διπλού καυσίμου.

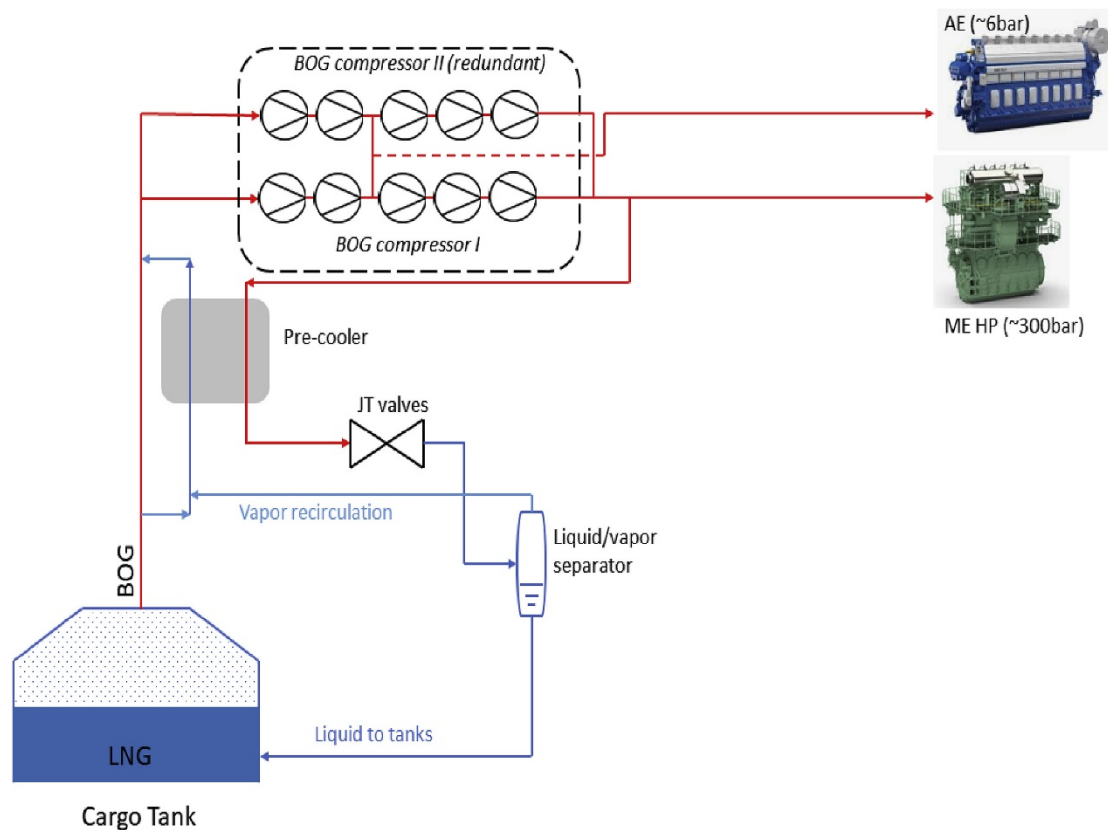
Η διαδικασία της συμπίεσης του *BOG*, τόσο για την επανυγροποίησή του όσο και για την καύση του, καθώς και η διαδικασία συμπίεσης του αιθυλενίου, διενεργείται μέσω του συμπιεστή *Laby-GI*. Κατά την λειτουργία επανυγροποίησης το *BOG* συμπιέζεται σε τρία στάδια μέχρι τα 45 *bar* και ψύχεται στους -100 °C μέσω του κύκλου αιθυλενίου με *intercooling*. Το αιθυλένιο ψύχεται στους -30 °C, στα 19 *bar* μέσω του προπυλενίου, στον ίδιο εναλλάκτη όπου το *BOG* υγροποιείται. Η συμπίεση του προπυλενίου λαμβάνει χώρα σε ξεχωριστό συμπιεστή, με την ίδια να ανέρχεται στα 17 *bar* στους 40 °C [88].



Σχήμα 29. Διάγραμμα ροής του συστήματος *TGE Laby-GI* της *Tractebel* [88].

2.4.2 Συστήματα Joule-Thomson

Τα συστήματα *Joule Thomson* μονού συμπιεστή (*JT1*) προτείνονται για δίχρονους κινητήρες διπλού καυσίμου υψηλής πίεσης, καθώς εκμεταλλεύονται την υπάρχουσα υψηλή πίεση (300 bar) του αερίου-καυσίμου τροφοδοσίας των κινητήρων. *BOG* υψηλής πίεσης σε θερμοκρασία περιβάλλοντος ψύχεται σε κατάλληλο εναλλάκτη θερμότητας. Στην συνέχεια το ίδιο εκτονώνεται σε βαλβίδα αερίου (*Joule-Thomson*) και οδηγείται σε διαχωριστήρα υγρής αέριας φάσης όπου το υγρό *BOG* οδηγείται στις δεξαμενές φορτίου (70% – 80% του συνολικού *BOG* που εισέρχεται στον διαχωριστήρα). Το υπολειπόμενο, αέριας φάσης, *BOG* είναι πλούσιο σε άζωτο (20% - 25% περιεκτικότητα σε άζωτο) και αναμειγνύεται με την φυσική ροή που οδηγείται στον κρυογόνο εναλλάκτη θερμότητας και μετέπειτα στις συστοιχίες συμπιεστών.



Σχήμα 30. Σχηματική αναπαράσταση του συστήματος επανυγροποίησης *Joule-Thomson*, μονού συμπιεστή [89].

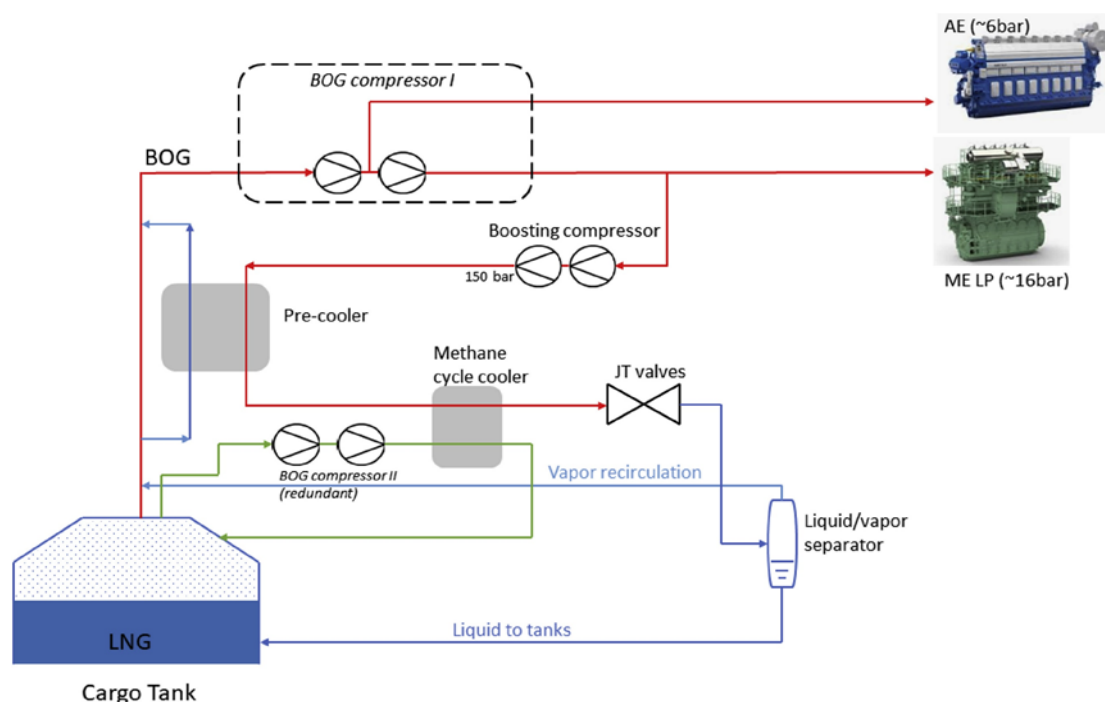
Η φιλοσοφία του εν λόγω συστήματος έχει αντίκτυπο στον συνολικό αριθμό μεθανίου και την κατώτερη θερμογόνο δύναμη του αερίου – καυσίμου (λόγω της αυξημένης περιεκτικότητας σε άζωτο) που χρησιμοποιούν οι κινητήρες με αποτέλεσμα να επηρεάζεται αρνητικά η κατανάλωση καυσίμου σε αυτούς. Επιπρόσθετα παρά την έλλειψη «αφοσιωμένου» ηλεκτροκινούμενου μοτέρ, απαιτείται επιπρόσθετο έργο συμπίεσης λόγω του επανκυκλοφορούμενου *BOG*, που μεταφράζεται σε έμμεση απαίτηση ηλεκτρικής ενέργειας και επομένως αύξηση της κατανάλωσης των γεννητριών.

Με σκοπό την βελτίωση της λειτουργίας του συστήματος *Joule-Thomson*, έχει προταθεί η χρήση του εφεδρικού συμπιεστή, καταλήγοντας στο σύστημα διπλού συμπιεστή (*JT1+1*).

Η ικανότητα υγροποίησης του συστήματος *JT1* εξαρτάται από την ικανότητα διαχείρισης αερίου του συμπιεστή, η οποία είναι ίση με την ροή σχεδίασης του συμπιεστή. Αποτελεσματικά, σε χαμηλά φορτία των κινητήρων και σε λιμένες, όπου η κατανάλωσή τους είναι χαμηλή, το σύστημα δεν δίνεται να διαχειριστεί την συνολική ποσότητα του *BOG* και έτσι τμήμα του οδηγείται σε *GCU*. Για την αντιμετώπιση του προβλήματος αυτού ο δεύτερος εφεδρικός συμπιεστής παραλληλιζείται με τον πρώτο, διπλασιάζοντας την διαχειριστική ικανότητα αερίου από το σύστημα. Παρ' όλα αυτά η λειτουργία του δεύτερου συμπιεστή εναποθέτει υψηλό ηλεκτρικό φορτίο στο σύστημα, αυξάνοντας την κατανάλωση των ηλεκτρομηχανών.

2.4.3 Υβριδικά Συστήματα *JT-Hyb*

Πρόκειται για αρκετά σύγχρονη τεχνολογία η οποία αποτελεί συνδυασμό των παραδοσιακών ηλεκτροκινούμενων συστημάτων (κύκλος ψύξης μεθανίου) με την φιλοσοφία των συστημάτων *JT*. Το εν λόγω σύστημα ενδείκνυται κυρίως για δίχρονους κινητήρες διπλού καυσίμου, χαμηλής πίεσης.



Σχήμα 31. Σχηματική αναπαράσταση του συστήματος *JT-Hyb* [89].

Το σύστημα *JT-Hyb* αποτελείται από σύστημα *JT* μερικής επανυγροποίησης και ανεξάρτητο κύκλο μεθανίου, που χρησιμοποιεί το *BOG* ως ψυκτικό μέσο. Στο κομμάτι *JT*, η πίεση του *BOG* (που δεν χρησιμοποιείται ως καύσιμο) αυξάνεται από 17 bar (πίεση καυσίμου τροφοδοσίας κινητήρα χαμηλής πίεσης) σε 150 bar, μέσω

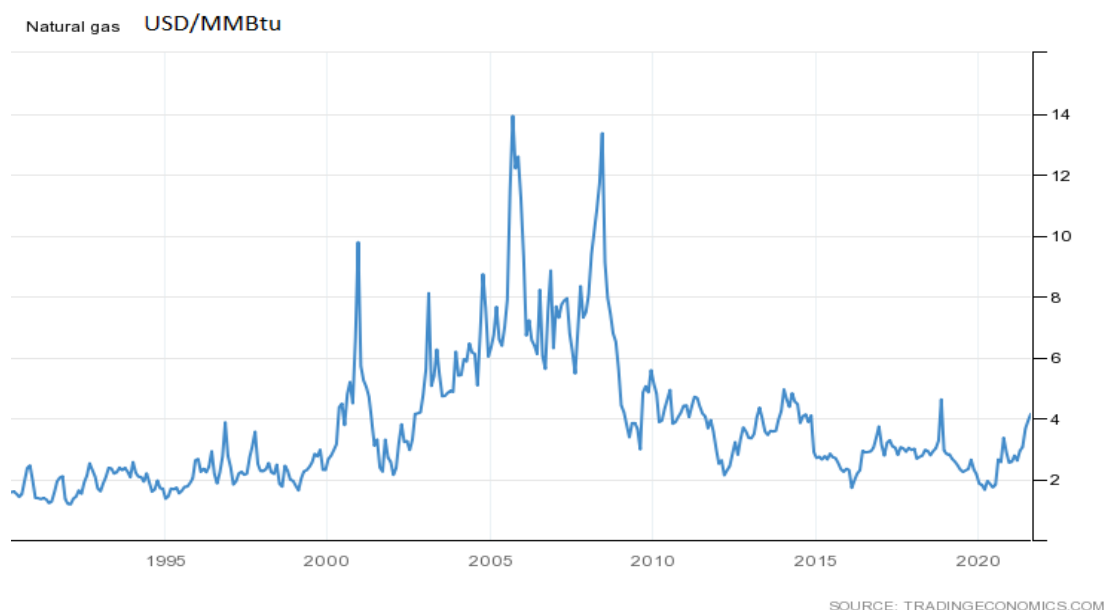
ανεξάρτητου συμπιεστή. Στην συνέχεια το *BOG* εκτονώνεται σε βαλβίδα *JT*, επιτυγχάνοντας μερική επανυγροποίηση. Παρ' όλα αυτά, εξ' αιτίας της συμπίεσης η θερμοκρασία του *BOG* έχει αυξηθεί στους περίπου -70 Celsius , μειώνοντας την αποδοτικότητα της επανυγροποίησης καθώς το *BOG* έχει «απομακρυνθεί» από την υγρή φάση και η ενθαλπία της εκτόνωσης δεν αρκεί για να το επανυγροποιήσει. Για τον λόγο αυτό κύκλος ψύξης μεθανίου εισάγεται ανάμεσα στον ανεξάρτητο συμπιεστή και την βαλβίδα *JT*, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 31**. Έτσι όταν ο κύκλος μεθανίου είναι ενεργοποιημένος το πεπιεσμένο (από τον ανεξάρτητο συμπιεστή) *BOG* ψύχεται περαιτέρω στου -150 Celsius , πετυχαίνοντας πλήρη υγροποίηση κατά την έξοδό του από την βαλβίδα *JT*.

Ο κύκλος ψύξης μεθανίου βασίζεται στον ανάστροφο κύκλο *Brayton*, χρησιμοποιώντας το φυσικώς παραγόμενο *BOG* ως ψυκτικό μέσο. Το βασικό πλεονέκτημα του συστήματος αυτού είναι ότι δεν απαιτεί ανεξάρτητο κύκλο ψύξης που προϋποθέτει ξεχωριστά δίκτυα, χώρους αποθήκευσης του ψυκτικού μέσου αλλά και ανεξάρτητους συμπιεστές. Αντιθέτως εκμεταλλεύεται την χαμηλή θερμοκρασία του φορτίου και τον εφεδρικό συμπιεστή καυσίμου. Επιπρόσθετο πλεονέκτημα του συστήματος *JT-Hyb* αποτελεί η ευελιξία καθώς με την ενεργοποίηση ή μη του κύκλου ψύξης μεθανίου, το ίδιο μπορεί να προσαρμοστεί σε διαφορετικές καταστάσεις φόρτισης των κινητήρων [89].

3. Πρόωση φορτηγών πλοίων μεταφοράς LNG

3.1 Βιβλιογραφική επισκόπηση συστημάτων πρόωσης των LNG Carriers

Έως και την πρώτη δεκαετία του 21^{ου} αιώνα ο ατμοστρόβιλος αποτελούσε την κυρίαρχη επιλογή αναφορικά με την πρόωση των *LNG Carriers* λόγω της δυνατότητας που παρείχε για καύση του *BOG* στους λέβητες. Η τάση αυτή άρχισε να αλλάζει μεταξύ των ετών 2005 – 2010 [92]. Η συνεχώς αυξανόμενη τιμή του *LNG* κατά τα έτη 2001 – 2009 ανάγκασε την ναυτιλία να ερευνήσει νέες τεχνολογίες και λύσεις αναφορικά με την πρόωση των εν λόγω πλοίων.

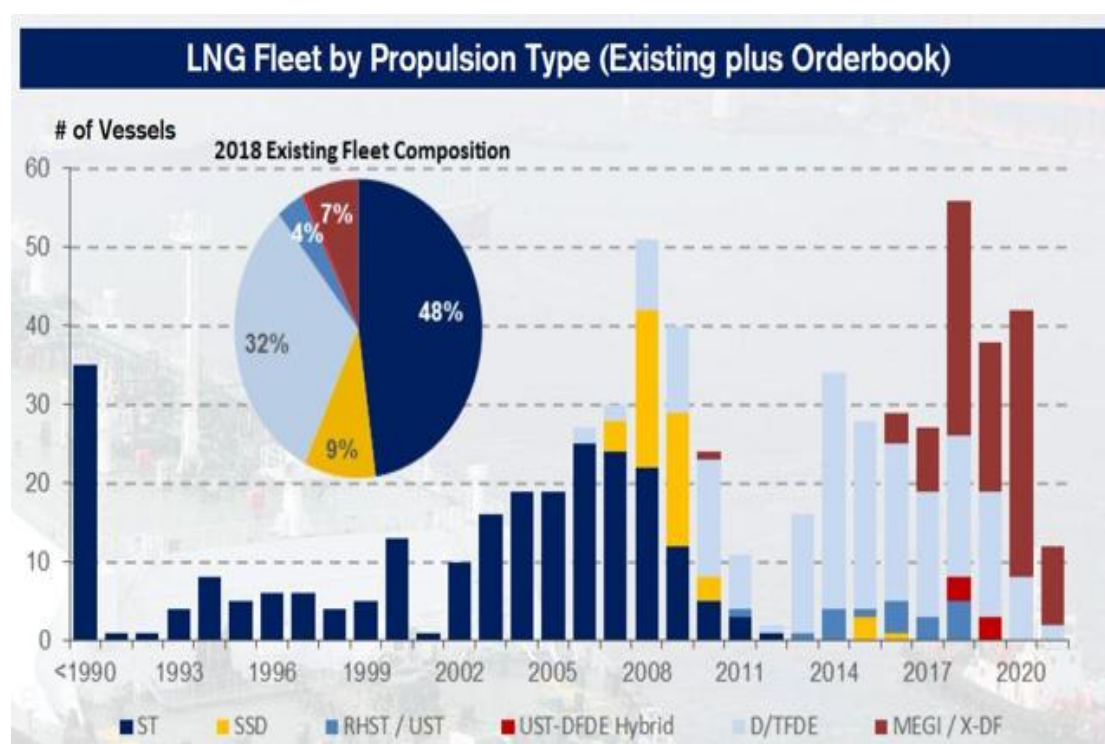


Σχήμα 32. Κόστος φυσικού αερίου 1990 – 2021 [93].

Ως πιο διαδεδομένη λύση φαίνεται πως επιλέχθηκε η ηλεκτροπρόωση με τους ηλεκτρικούς κινητήρες να τροφοδοτούνται από τετράχρονους, μεσόστροφους *diesel* κινητήρες διπλού καυσίμου (*DFDE – Dual Fuel Diesel Electric*), ενώ σε συνέχεια του περιγραφόμενου συστήματος αναπτύχθηκαν και κινητήρες τριπλού καυσίμου (*TFDE – Triple Fuel Diesel Electric*). Αρκετά διαδεδομένη επιλογή αποτέλεσαν, επίσης, οι δίχρονοι, αργόστροφοι κινητήρες *diesel* μονού καυσίμου. Στην περίπτωση αυτή εγκαθίσταται στο πλοίο σύστημα με ικανότητα ολικής επανυγροποίησης του *BOG* (*SSDRL – Slow Speed Diesel Reliquefaction*).

Κατά τα έτη 2004 – 2016, συστήματα *DFDE/TFDE* εφαρμόστηκαν σε 123 νέα πλοία, αριθμός που αντιστοιχούσε στο 30% του συνολικού στόλου (Σχήμα 32). Στον ίδιο χρόνο 146 πλοία με ατμοστρόβιλους τέθηκαν σε λειτουργία, αλλά μόνο 19 από αυτά ανάμεσα στα έτη 2010 – 2015, με ορισμένα να διαθέτουν τροποποιημένα συστήματα

ατμού υψηλής ενεργειακής αποδοτικότητας (*Ultra Steam Turbine – UST*). Λόγω της αύξησης της τιμής του φυσικού αερίου, από το 2005 έως και το 2010, καθελκύστηκαν, επίσης, 45 πλοία με αργόστροφους κινητήρες *diesel* μονού καυσίμου. Με την πτώση της τιμής του φυσικού αερίου, κατά το 2010, η αγορά αποστράφηκε από αυτού του είδους νεόκτιστα πλοία και επικεντρώθηκε στην ανάπτυξη νέων αλλά και στην μετατροπή υπάρχοντων συστημάτων, ώστε να μπορέσουν να αξιοποιήσουν το *BOG*. Εξ' αιτίας της τεχνολογικής προόδου, περί το 2016, νέα πλοία με αργόστροφους, δίχρονους κινητήρες διπλού καυσίμου ξεκίνησαν να καθελκύονται. Χαρακτηριστικά παραδείγματα αυτού του τύπου αποτελούν οι κινητήρες *ME-GI* της εταιρίας *MAN Diesel and Turbo (MDT)* και οι κινητήρες *X-DF* της εταιρίας *Wartsila*.



Σχήμα 33. Συστήματα πρόωσης υπάρχοντων LNG Carriers και βιβλίων παραγγελιών των ναυπηγείων (2018). [94]

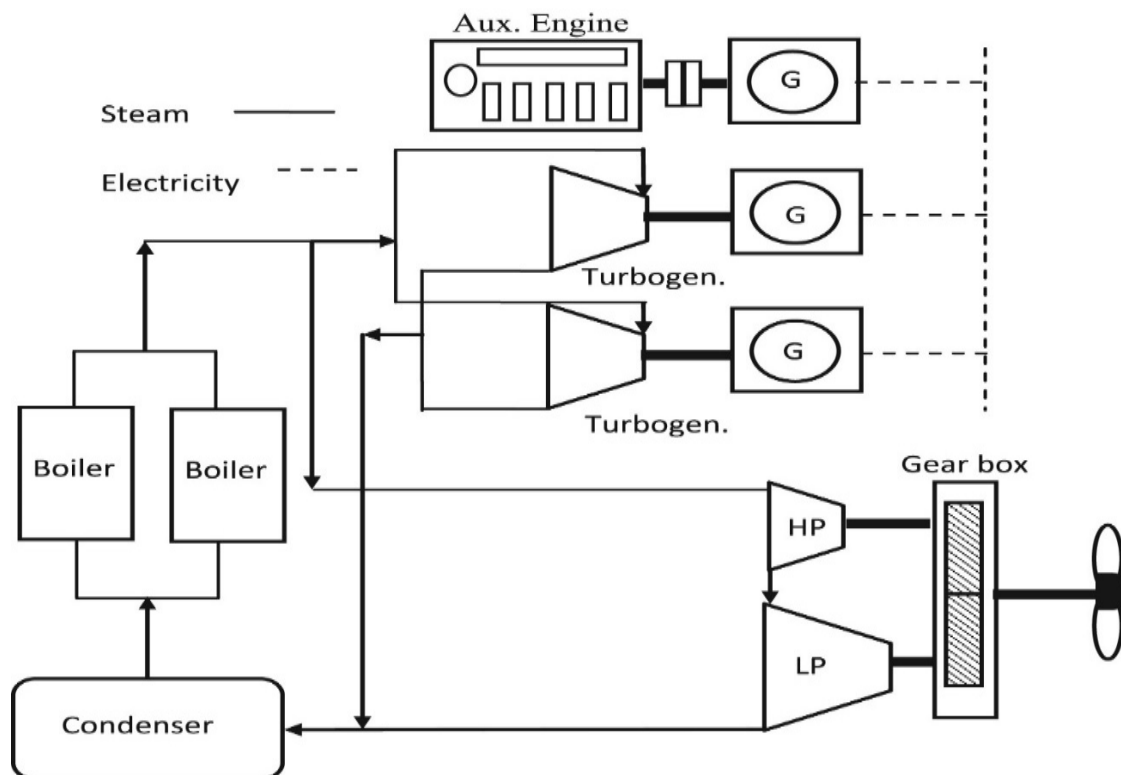
Η ανάλυση των βιβλίων παραγγελιών των ναυπηγείων (**Σχήμα 33**) υποδεικνύει ότι τα συστήματα *DFDE/TFDE* καθώς και τα συστήματα *ME-GI* και *X-DF* αποτελούν τις προτεινόμενες επιλογές, λόγω της υψηλότερης θερμικής αποδοτικότητας που παρέχουν, έναντι του αμοστρόβιλου. Τα πλοία με τα εν λόγω συστήματα, που φέρουν και συστήματα επανυγροποίησης, έχουν εκτοπίσει από την αγορά την εναλλακτική λύση των συστημάτων *SSDRL*. Στα βιβλία παραγγελιών, επίσης, συμπεριλαμβάνονται και 14 πλοία με αμοστρόβιλους, ενώ παρά την μη εκδήλωση ενδιαφέροντος για σύστημα τύπου *COGES* (*Combined Gas turbine Electric and Steam turbine*), το 2013 ο *Lloyd's Register* ενέκρινε το σχέδιο του πρώτου *LNGC* με την εν λόγω εγκατάσταση. [95]

3.2 Παρουσίαση εναλλακτικών επιλογών συστημάτων πρόωσης και παράθεση πλεονεκτημάτων – μειονεκτημάτων

3.2.1 Ατμοστρόβιλος (*Steam Turbine – ST*)

Ο ατμοστρόβιλος έχει αποτελέσει το κυρίαρχο σύστημα πρόωσης για πλοία *LNG*, από τις πρώτες μέρες της θαλάσσιας μεταφοράς του αερίου, κυρίως διότι προσέφερε μία απλή λύση αναφορικά με την διαχείριση του φυσικού *BOG* (την καύση του στους λέβητες).

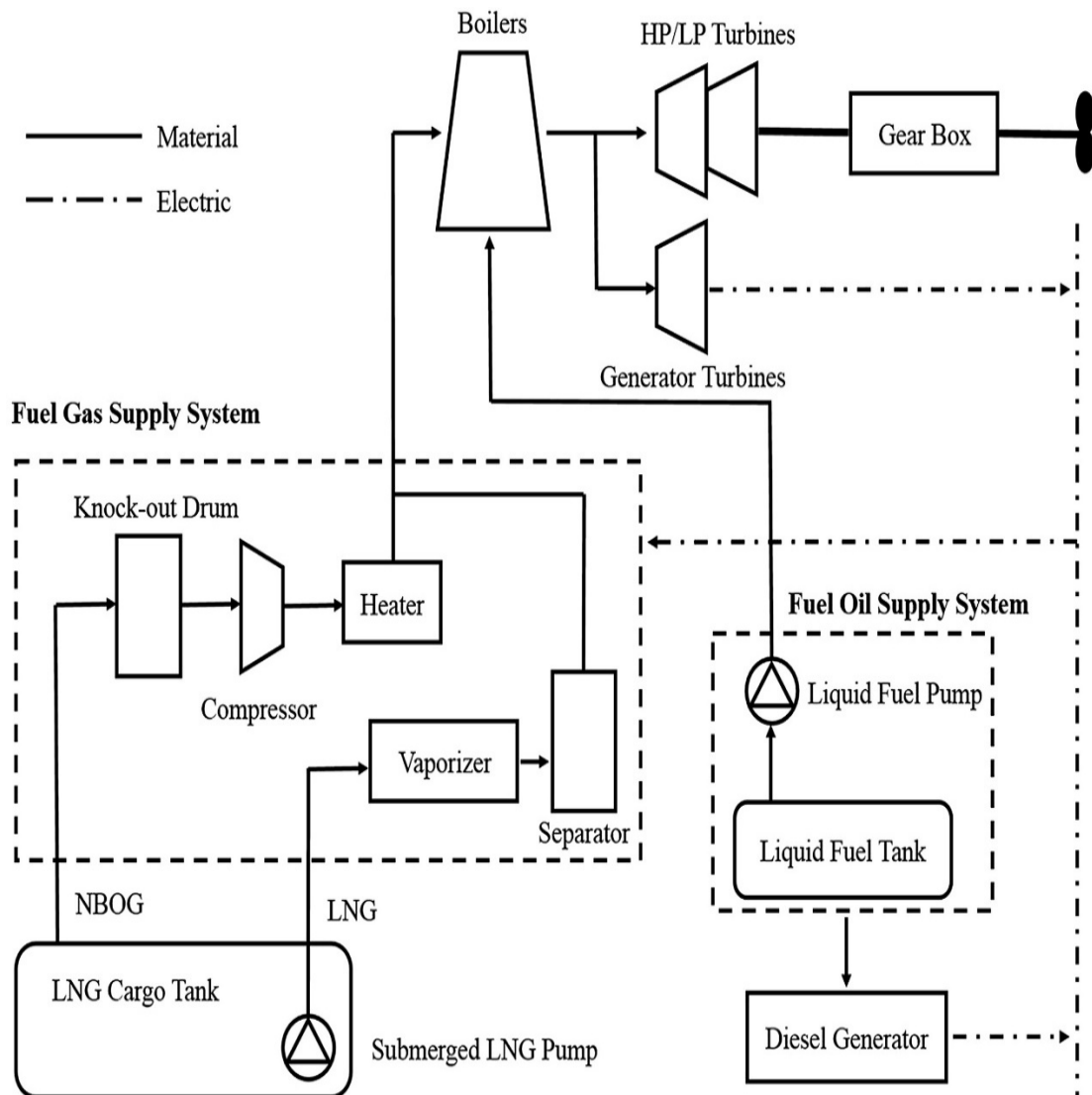
Η προωστήρια εγκατάσταση ατμοστροβίλου, συνήθως αποτελείται από δύο λέβητες με ικανότητα παραγωγής 80 – 90 *tn/h* υπέρθερμου ατμού, σε πίεση 60 - 70 *bar* και θερμοκρασία 520 °C, με σκοπό την τροφοδοσία του εν λόγω ατμού στους στροβίλους υψηλής (*HP*) και χαμηλής (*LP*) πίεσης [85]. Οι στρόβιλοι είναι τοποθετημένοι σε «σειρά» (ο ατμός διέρχεται πρώτα από τον στρόβιλο υψηλής και μετά από τον στρόβιλο χαμηλής πίεσης) [96], με καθαρή ισχύ από 35 *MW* έως 45 *MW* [85], ενώ ανάμεσα σε αυτούς και τις έλικες τοποθετείται μειωτήρας για τον έλεγχο της μετάδοσης κίνησης [97]. Ο ατμός, αφού εκτονωθεί στους στροβίλους, συμπυκνώνεται στον κύριο συμπυκνωτή (ψυγείο) και επιστρέφει, μέσω αντλιών, στους λέβητες. Κατά την διαδρομή προς τους λέβητες διέρχεται από διάφορους θερμαντήρες οι οποίοι, εκμεταλλευόμενοι την περίσσεια θερμότητα, αυξάνουν την θερμική αποδοτικότητα του κύκλου. Στους λέβητες λαμβάνει χώρα η αλλαγή κατάστασης (από υγρή σε αέρια) ώστε να επαναληφθεί ο κύκλος [65].



Σχήμα 34. Απλοποιημένη σχηματική αναπαράσταση συστήματος πρόωσης ατμοστροβίλου [65].

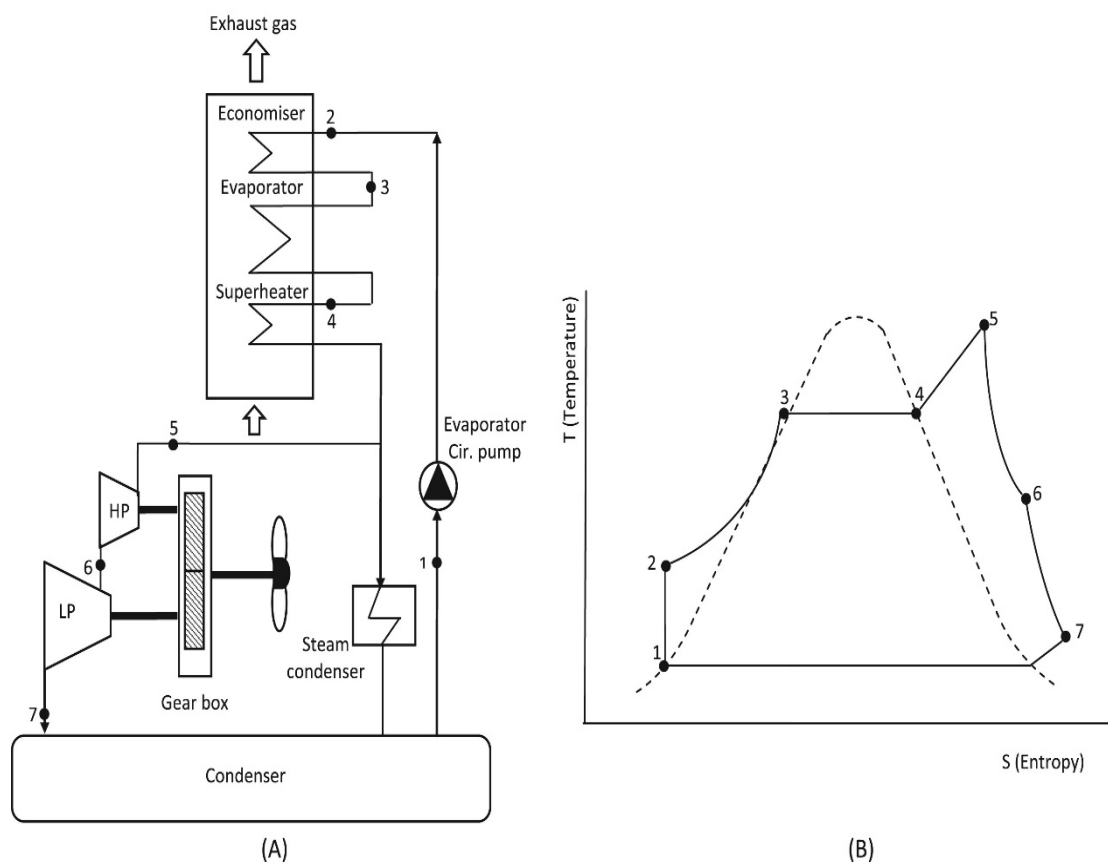
Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας του πλοίου, παρέχεται από δύο σετ στροβίλου – γεννήτριας, τα οποία τροφοδοτούνται επίσης από τον ατμό που παράγεται στους λέβητες. Κάθε γεννήτρια αποδίδει μέση ισχύ περί τα 10 MW, όπου μαζί με εγκατεστημένη γεννήτρια *diesel* των 3 MW, καλύπτουν πλήρως τις ανάγκες του πλοίου σε ηλεκτρική ενέργεια σε κάθε κατάσταση [85].

Οι λέβητες έχουν σχεδιαστεί ώστε να είναι σε θέση να καταναλώσουν ταυτοχρόνως διαφορετικά καύσιμα όπως *HFO* και *BOG*, δίνοντας ευελιξία στο σύστημα. Η σχηματική αναπαράσταση της τροφοδοσίας καυσίμου στους λέβητες είναι ορατή στο **Σχήμα 35**. [97]. Η παροχή καυσίμου από τις δεξαμενές φορτίου στους λέβητες πραγματοποιείται μέσω μονού σταδίου φυγοκεντρικών συμπιεστών με την ονομασία *LD (Low Duty)*. Οι συμπιεστές *LD* καταθλίβουν το *BOG* από την πίεση αναρρόφησης, στην πίεση τροφοδοσίας στους λέβητες. Η ροή ρυθμίζεται από *IGV's* (οδηγία πτερύγια αναρρόφησης) καθώς και με μετατροπέα συχνότητας που ελέγχει την ταχύτητα του ηλεκτρικού μοτέρ και αποτελεσματικά ρυθμίζει την παροχή καυσίμου στους λέβητες. [98]



Σχήμα 35. Σχηματική αναπαράσταση τροφοδοσίας καυσίμου στους λέβητες ατμοστροβίλου [97].

Οι εγκαταστάσεις αμμοστροβίλων διέπονται από τον αντιπροσωπευτικό θερμοδυναμικό κύκλο *Rankine*, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 36**.



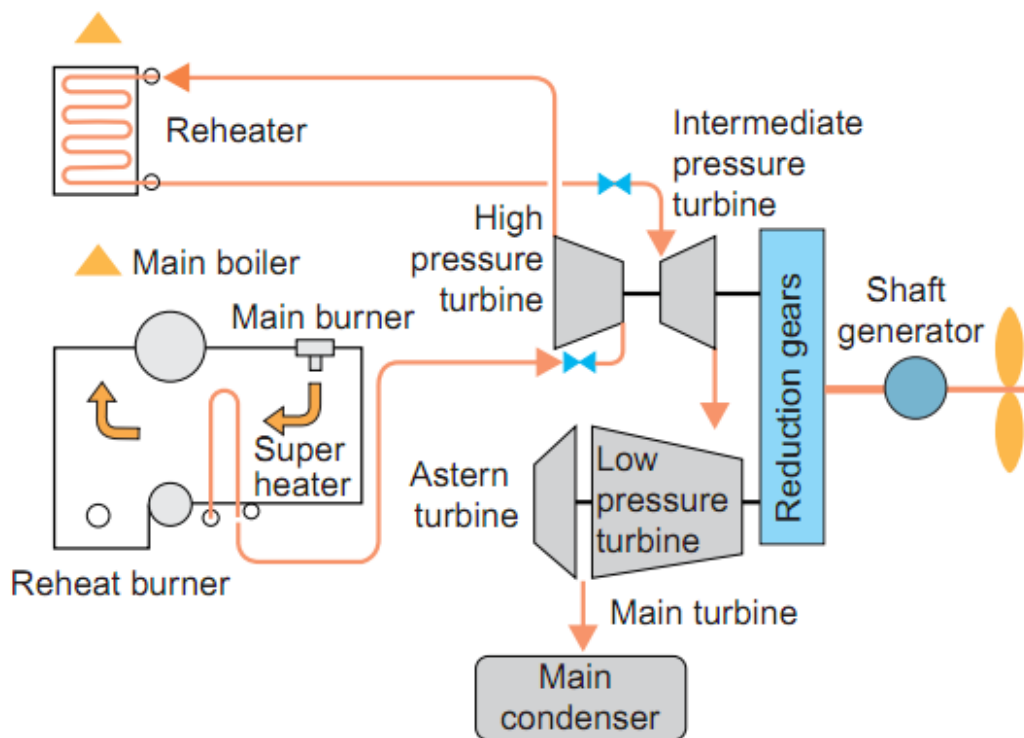
Σχήμα 36. Σύστημα αμμοστροβίλου HP - LP με αντιπροσωπευτικό διάγραμμα T-S [65].

Πρόκειται για κλειστό κύκλωμα κύκλου *Rankine*, με υπέρθερμη έξοδο ατμού από τον στρόβιλο (κατάσταση 7). Οι διεργασίες στις οποίες υποβάλλεται το νερό – ατμός είναι οι εξής:

- 1 → 2: Το κορεσμένο νερό χαμηλής πίεσης αναρροφάται από αντλία (η οποία τροφοδοτείται απ' ευθείας με ατμό από τους λέβητες [65]) και καταθλίβεται στην θέση 2 (υπόψυκτο υγρό).
- 2 → 3: Το υπόψυκτο υγρό περνάει από τον προθερμαντήρα (*economizer*) όπου προσλαμβάνει θερμότητα, ώστε η θερμοκρασία του να πλησιάσει την θερμοκρασία κορεσμού. Παρ' όλα αυτά ιδιαίτερη προσοχή δίνεται στην αποφυγή του φαινομένου της μερικής ατμοποίησης καθώς μπορεί να επιφέρει ανομοιόμορφη κατανομή μίγματος στους σωλήνες ατμοποίησης.
- 3 → 4: Το σχεδόν κορεσμένο υγρό διέρχεται από τον ατμοποιητή (*evaporator*), όπου ατμοποιείται και μετατρέπεται σε ξηρό κορεσμένο ατμό.

- 4 → 5: Ο ξηρός κορεσμένος ατμός διέρχεται από τον υπερθερμαντήρα (*superheater*) και μετατρέπεται σε υπέρθερμο ατμό που θα οδηγηθεί στους στροβίλους.
- 5 → 6 → 7: Ο υπέρθερμος ατμός εκτονώνεται στους στροβίλους υψηλής και χαμηλής πίεσης παράγοντας το απαιτούμενο έργο.
- 7 → 1: Τέλος ο υπέρθερμος ατμός χαμηλής πίεσης διέρχεται από τον συμπυκνωτή (*condenser*), όπου του αφαιρείται θερμότητα και επανέρχεται στην κατάσταση 1 του κορεσμένου υγρού.

Η συνολική θερμική αποδοτικότητα μίας τυπικής, συμβατικής, ναυτικής εγκατάστασης αμοστροβίλου των 30 MW που χρησιμοποίησε η *Mitsubishi* για την πρόωση LNGC των 157.000 m³, εκτιμήθηκε σε 35%. Οι βελτιωμένες εκδόσεις των εν λόγω εγκαταστάσεων (*Ultra Steam Turbine - UST*) είναι σε θέση να προσφέρουν έως και 15% χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου, που μεταφράζεται σε αύξηση της ολικής αποδοτικότητας σε 41%, γεγονός που τις καθιστά συγκρίσιμες με τις καταναλώσεις των DFDE [85]. Κατά την σύγκριση των UST με συμβατικά συστήματα αμοστροβίλου, οι κύριες διαφορές έγκειται στην ύπαρξη σταδίου αναθέρμανσης, με σκοπό την βελτίωση της θερμοδυναμικής αποδοτικότητας, καθώς και την εγκατάσταση στροβίλου ενδιάμεσης πίεσης (IP). [99]



Σχήμα 37. Σχηματική αναπαράσταση εγκατάστασης UST [99].

	<i>CST (Conventional Plant)</i>	<i>UST</i>
<i>Boiler steam conditions</i>	<i>6MPa X 515 °C</i>	<i>10 MPa X 560 °C</i>
<i>Steam flow</i>	<i>BLR → HP → LP</i>	<i>BLR → HP → REHEATER → IP → LP</i>
<i>Flange standard</i>	<i>ANSI 900LB</i>	<i>ANSI 2500LB</i>

Πίνακας 12. Σύγκριση συμβατικού αμοστροβίλου και UST [99].

Τα πλεονεκτήματα των συμβατικών αμοστροβίλων εναπόκεινται κυρίως στην λύση που προσφέρουν αναφορικά με τον σχετικά εύκολο έλεγχο του *BOG*. Σε συνδυασμό με την ευχρηστία τους αλλά και την έμφυτη αξιοπιστία που παρουσιάζουν, τις μειωμένες απαιτήσεις σε συντήρηση αλλά και την αισθητά μειωμένη κατανάλωση σε έλαια λίπανσης έναντι των μηχανών εσωτερικής καύσης, οδήγησαν στην κυριαρχία των εν λόγω εγκαταστάσεων για αρκετά έτη. Επιπρόσθετα η περιστροφική κίνηση των στροβίλων (σε αντίθεση με την παλινδρομική των εμβόλων) επιφέρει μείωση των ταλαντώσεων της μεταλλικής κατασκευή του πλοίου. Παρά τα πλεονεκτήματα που φέρουν οι εν λόγω εγκαταστάσεις, είναι εμφανές πως η αγορά της ναυτιλίας έχει απομακρυνθεί αισθητά από την επιλογή τους ως εναλλακτικό σύστημα πρόωσης, γεγονός που οφείλεται σε μεγάλο ποσοστό στην σχετικά χαμηλή θερμική αποδοτικότητά τους σε σύγκριση με τις εναλλακτικές λύσεις. Συμπληρωματικά λόγω της αυξημένης κατανάλωσης (αποτέλεσμα του χαμηλού βαθμού απόδοσης) επιφέρεται και αύξηση των εκπομπών σε CO_2 , ενώ οι απαιτήσεις για μεγάλα μηχανοστάσια κάνουν την χρήση τους απαγορευτική για πλοία τύπου *Q-Flex* και *Q-Max*. Τέλος, με το μέγεθος των *LNGC* να αυξάνει συνεχώς, τίθενται και θέματα περιορισμένης ισχύος. [12, 65, 84, 86]

Ορισμένα από τα προαναφερθέντα μειονεκτήματα των συμβατικών αμοστροβίλων, μπορούν να καταπολεμηθούν μέσω των *UST's*, καθώς κατά την σύγκριση των δύο προκύπτουν τα εξής:

- Διατήρηση του χώρου που καταλαμβάνεται στο μηχανοστάσιο παρά την αύξηση των στοιχείων που συνθέτουν την εγκατάσταση.
- Αύξηση της απόδοσης κατά περίπου 15%.
- Υψηλότερη αξιοπιστία.
- Μείωση των εκπομπών σε NO_x , SO_x και CO_2 κατά περίπου 15%. [99]

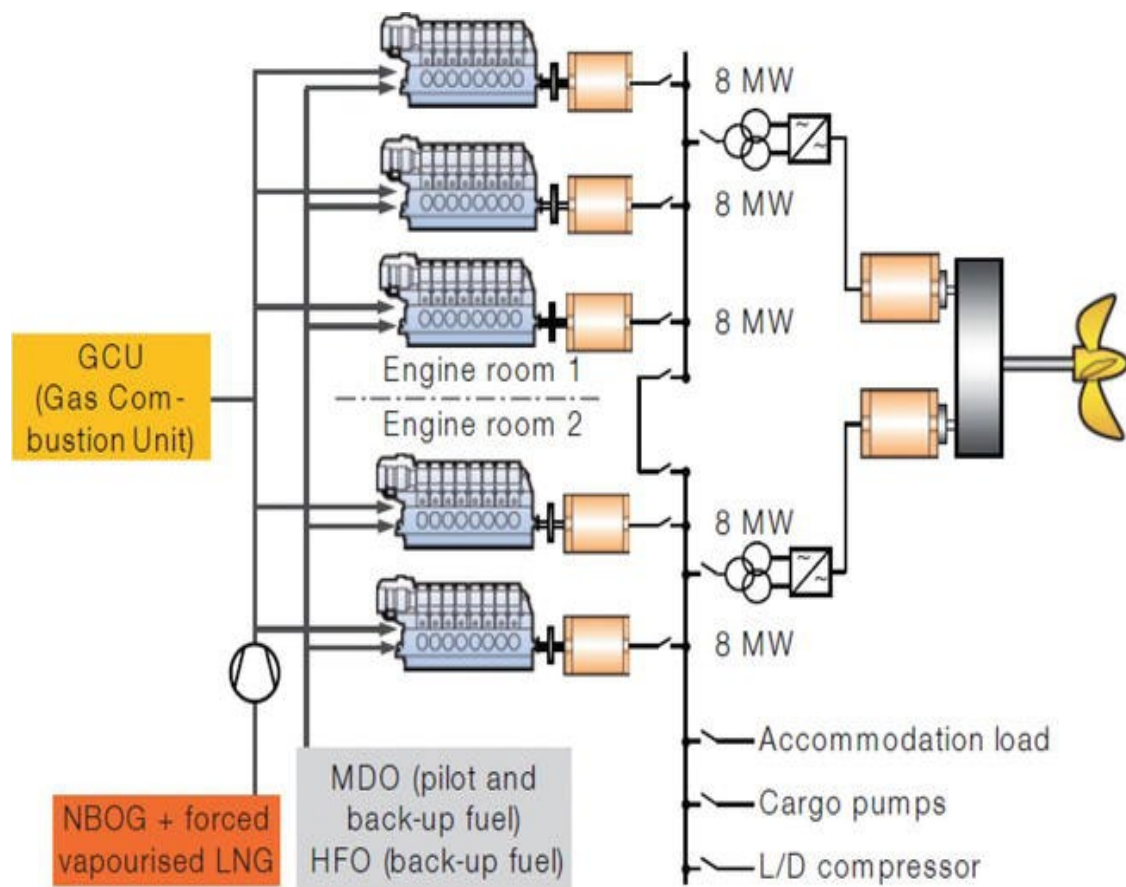
3.2.2 Τετράχρονοι κινητήρες διπλού καυσίμου (DFDE/TFDE)

Κατά τα αρχικά στάδια θαλάσσιας μεταφοράς του *LNG*, οι κινητήρες *diesel* έχασαν τόπο συγκριτικά με τους αμοστροβίλους κυρίως λόγω της αδυναμίας τους να διαχειριστούν το φυσικά παραγόμενο *BOG*. Η τάση αυτή άλλαξε με την είσοδο νέων τετράχρονων κινητήρων μέτριας ταχύτητας που μπορούν να χρησιμοποιούν, εναλλακτικά, υγρά καύσιμα αλλά και φυσικό αέριο. Η αυξημένη αποδοτικότητα σε κατανάλωση καυσίμου, συγκριτικά με τους αμοστροβίλους, στερεοποίησε την θέση των εν λόγω κινητήρων ως εναλλακτικές λύσεις πρόωσης των *LNGC*. Από το 2003, ο αριθμός των νεόκτιστων πλοίων που φέρουν σύστημα πρόωσης τύπου *DFDE* έχει

αυξηθεί αισθητά. Το γεγονός αυτό, υποδεικνύει ότι η τάση αναφορικά με την πρόωση των *LNGC* τείνει προς τους κινητήρες *DF* (*Dual Fuel*). [83]

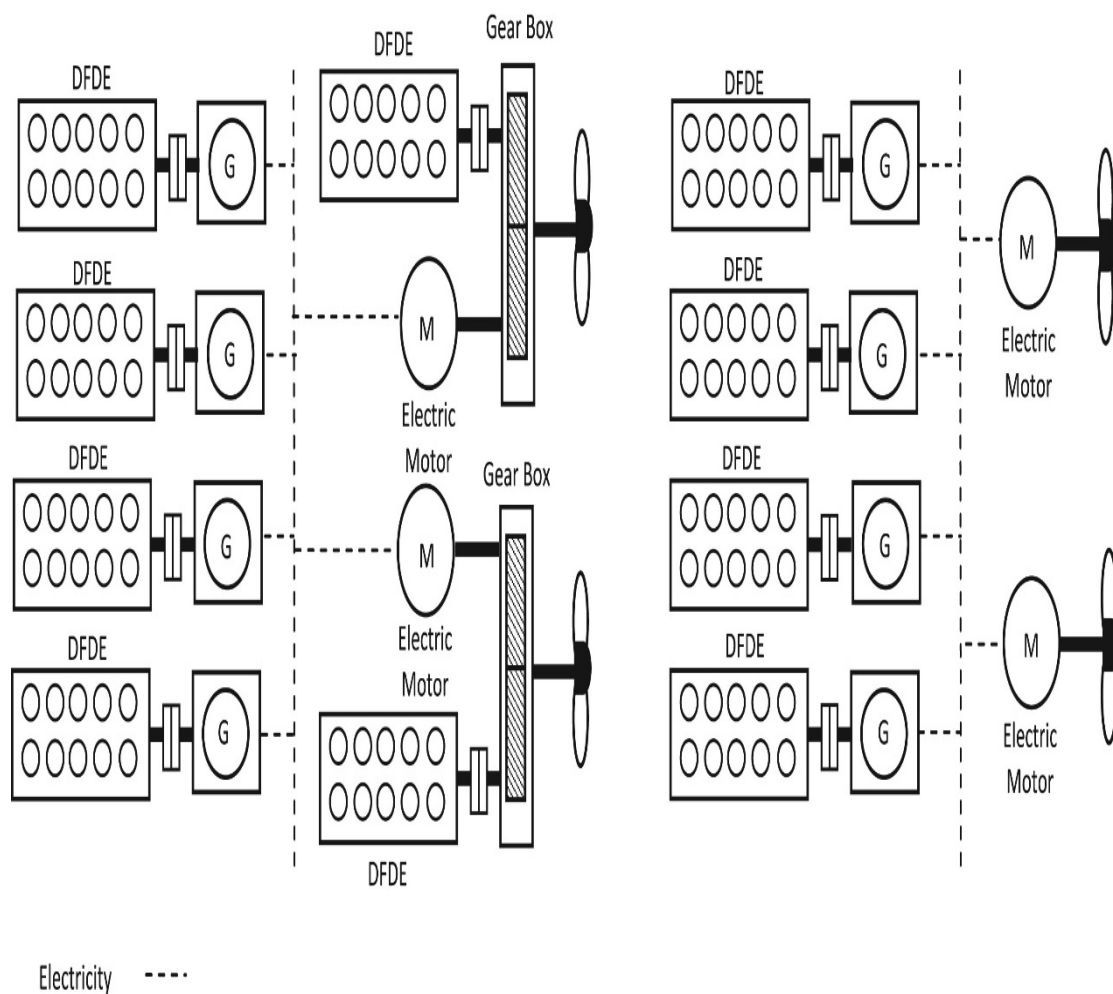
Το σύστημα *DFDE* συγκροτείται από πολλαπλούς κινητήρες του ίδιου τύπου, συνήθως τέσσερις ή πέντε, συζευγμένους σε ηλεκτρικούς εναλλακτήρες, με σκοπό την παροχή ενέργειας στο πλοίο, συμπεριλαμβανομένων και των ηλεκτρικών μοτέρ του συστήματος πρόωσης. [11]

Κάθε ζεύγος κινητήρα *DF* έχει ξεχωριστή γραμμή παροχής καυσίμου (*fuel supply line*) και η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται στους εναλλακτήρες (*alternators*), τροφοδοτείται στους πίνακες διανομής, τους μετασχηματιστές (για τον έλεγχο της τάσης), τους μετατροπείς συχνότητας (για τον έλεγχο των στροφών των ηλεκτρικών μοτέρ), και τους μειωτήρες (για τον έλεγχο των στροφών της έλικας). [83]



Σχήμα 38. Σχηματική αναπαράσταση τυπικού συστήματος *DFDE* [11].

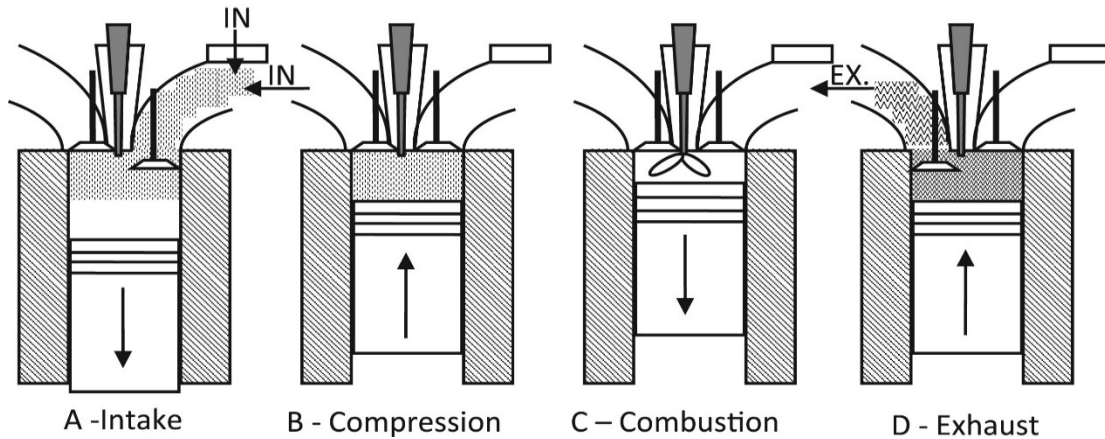
Υπάρχουν διάφορες παραλλαγές στην διαμόρφωση των συστημάτων *DF*, όπως φαίνεται στο Σχήμα 39, όπου καταδεικνύονται δύο όμοιες διαμορφώσεις αναφορικά με την παραγωγή ενέργειας. Η διαφορά έγκειται στην διάταξη του συστήματος πρόωσης. Στο Σχήμα 39 (A) το σύστημα πρόωσης αποτελείται από δύο ηλεκτρικούς κινητήρες και δύο κινητήρες *DF* συζευγμένους σε ανεξάρτητους μειωτήρες, ενώ στο Σχήμα 39 (B) το ίδιο βασίζεται αποκλειστικά στην ηλεκτροπρόωση. [65]



Σχήμα 39. Διαφορετική διαρρύθμιση συστήματος DFDE, (A) αριστερά και (B) δεξιά [65].

Οι κινητήρες διπλού καυσίμου μπορούν να λειτουργήσουν με *BOG*, *MDO* ή *HFO*, ενώ φέρουν διαφορετικές καταστάσεις λειτουργίας κατά αναλογία με το καύσιμο που θα χρησιμοποιηθεί. Όταν χρησιμοποιείται φυσικό αέριο (*gas mode*), ο κινητήρας υιοθετεί κύκλο *Otto* με περίσσεια αέρα. Εν αντιθέσει, όταν χρησιμοποιείται *MDO* ή *HFO*, ο κινητήρας λειτουργεί βάσει του κύκλου *diesel* (*diesel mode*).

Κατά την λειτουργία με αέριο, το *BOG* εγχέεται στην σάρωση του αέρα (πριν από κάθε κύλινδρο ξεχωριστά) μέσω βαλβίδας έγχυσης αερίου, όπου αναμειγνύεται με αυτόν πριν την είσοδο στον θάλαμο καύσης (χιτώνιο). Ο περιγραφόμενος μηχανισμός επιτρέπει την συμπίεση και έγχυση του *BOG* σε σχετικά χαμηλή πίεση (περίπου 5-6 *bar*), πράγμα που μειώνει την πολυπλοκότητα του συστήματος παροχής καυσίμου αλλά και τους κινδύνους που επιφυλάσσει η χρήση μεθανίου σε υψηλή πίεση στο μηχανοστάσιο. Κατά την λειτουργία με αέριο απαιτείται, επίσης, μικρή ποσότητα *MDO* (περίπου 1%), που θα αποτελέσει την, υψηλής ενέργειας, πηγή ανάφλεξης για το κυρίως καύσιμο. [11]



Σχήμα 40. Χρόνοι κινητήρα DF σε λειτουργία κύκλου Otto [65].

Το **Σχήμα 40** παραθέτει τους 4 χρόνους λειτουργίας κινητήρα DF σε λειτουργία κύκλου Otto:

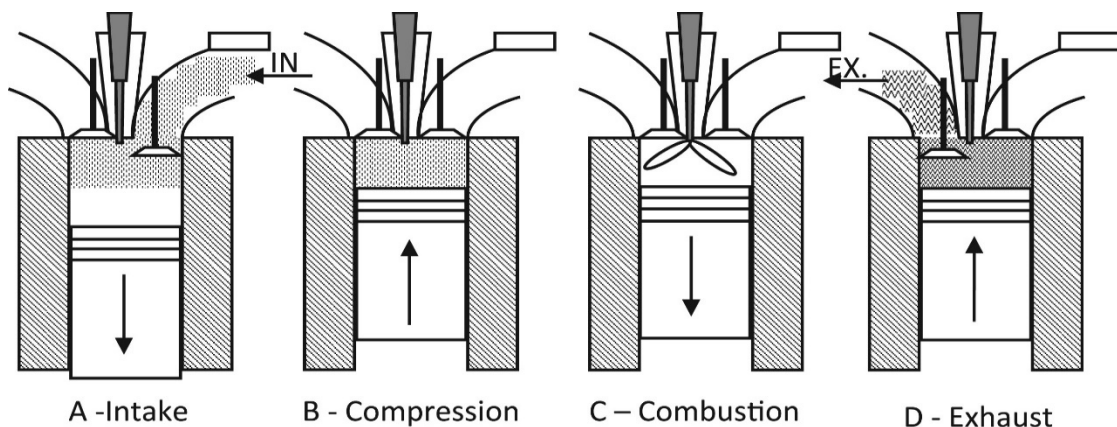
Κατάσταση A (Είσοδος αέρα – καυσίμου): Το αέριο και ο αέρας τροφοδοτούνται σε κάθε κύλινδρο ξεχωριστά.

Κατάσταση B (Συμπίεση): Το μίγμα συμπιέζεται από το πιστόνι κατά την άνοδό του στο ΑΝΣ (Ανω Νεκρό Σημείο).

Κατάσταση C (Ανάφλεξη): Όταν το πιστόνι βρίσκεται λίγο πριν το ΑΝΣ, εγχέεται μικρή ποσότητα οδηγού καυσίμου που απελευθερώνει την απαιτούμενη ενέργεια για την ανάφλεξη του κυρίως καυσίμου και αποτελεσματικά την παραγωγή έργου.

Κατάσταση D (Εξοδος καυσαερίων): Μετά την παραγωγή έργου το πιστόνι κινείται ξανά προς το ΑΝΣ, με την βαλβίδα εξαγωγής ανοικτή, ώστε να απορριφθούν τα καυσαέρια.

Κατά την λειτουργία *diesel*, ο κινητήρας μοιάζει με οποιονδήποτε κινητήρα *diesel*, κάνοντας χρήση παραδοσιακών συστημάτων έγχυσης καυσίμου με παλινδρομικές αντλίες (*jerk pump fuel injection system*) (**Σχήμα 41**).



Σχήμα 41. Στάδια κινητήρα DF σε λειτουργία κύκλου Diesel [65].

Κατάσταση *A* (Είσοδος αέρα): Οι βαλβίδες αερίου παραμένουν κλειστές και μόνον αέρας εγγέεται στον κύλινδρο.

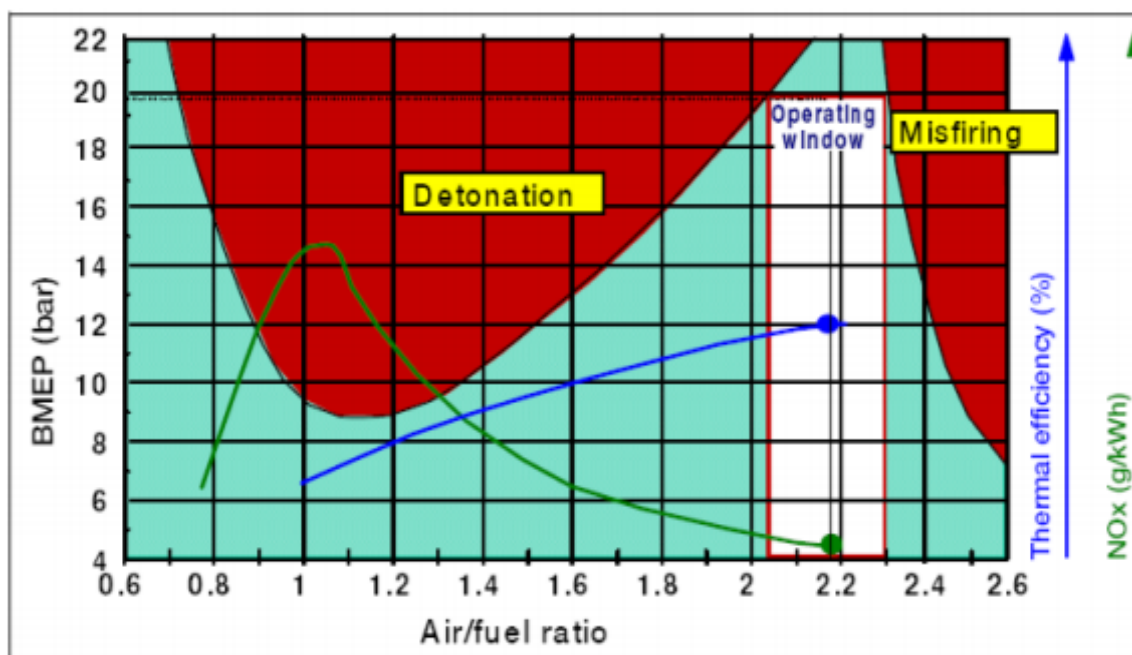
Κατάσταση *B* (Συμπύεση): Ο αέρας συμπιέζεται από το πιστόνι κατά την άνοδό του στο ΑΝΣ (Ανω Νεκρό Σημείο).

Κατάσταση *C* (Ανάφλεξη): Όταν το πιστόνι βρίσκεται λίγο πριν το ΑΝΣ πραγματοποιείται έγχυση καυσίμου, το οποίο αναφλέγεται οδηγώντας το πιστόνι στο ΚΝΣ (Κάτω Νεκρό Σημείο), ώστε να παραχθεί έργο.

Κατάσταση *D* (Εξοδος καυσαερίων): Μετά την παραγωγή έργου το πιστόνι κινείται ξανά προς το ΑΝΣ, με την βαλβίδα εξαγωγής ανοικτή, ώστε να απορριφθούν τα καυσαέρια. [65]

Η εναλλαγή ανάμεσα στις δύο καταστάσεις λειτουργίας μπορεί να γίνει ομαλά χωρίς διακοπή στην παραγωγή ενέργειας. Επίσης εξ' αιτίας των διαφορετικών αρχών λειτουργίας, οι καταστάσεις λειτουργίας φέρουν και διαφορετικά χαρακτηριστικά. Η κατάσταση *diesel* αποδίδει καλύτερη θερμική αποδοτικότητα και δυναμική απόκριση, ενώ η κατάσταση αερίου πλεονεκτεί στο κόστος καυσίμου αλλά και τις εκπομπές ρύπων. [11]

Ένας σημαντικός παράγοντας για τους κινητήρες *DF*, είναι το σύστημα ελέγχου καύσης (*combustion control system*). Κατά την λειτουργία αερίου, με την αύξηση του φορτίου της μηχανής, και επομένως και της μέσης ενεργού πίεσης (*Mean Effective Pressure*), το λειτουργικό πεδίο ανάμεσα σε διάλεια (*misfire*) και εκρηκτική ανάφλεξη (*detonation – knocking*) σταδιακά στενεύει. Το σύστημα ελέγχου καύσης αποτελεί τον απαιτούμενο παράγοντα που διατηρεί τον κινητήρα μέσα στο λειτουργικό πεδίο, ρυθμίζοντας με ακρίβεια κάθε κύλινδρο ξεχωριστά, προσφέροντας την βέλτιστη απόδοση, ασφάλεια και εκπομπές σε όλες τις καταστάσεις. [83, 12, 65]



Σχήμα 42. Παράθυρο λειτουργίας κινητήρα *DF* σε λειτουργία αερίου (*Gas Mode*) [83].

Οι διαδικασίες προετοιμασίας του φυσικού ή εξαναγκασμένου *BOG*, είναι υψίστης σημασίας για τους κινητήρες *DF*, και αποτελεσματικά το ίδιο επεξεργάζεται πριν την καύση του για παραγωγή ενέργειας. Οι κινητήρες *DF* έχουν σχεδιαστεί ώστε να χρησιμοποιούν μεθάνιο ως καύσιμο. Έτσι είναι απαραίτητη η απομάκρυνση των υπολοίπων συστατικών του φυσικού αερίου, ώστε να επιβεβαιώνεται η σωστή καύση και να αποφεύγονται φαινόμενα τύπου *knocking*. Η εν λόγω εξυγίανση του *BOG* πραγματοποιείται σε ειδικό διαχωριστήρα (*Oil Mist Separator*). [65]

Εάν η φυσική παραγωγή του *BOG*, ξεπερνάει την απαιτούμενη ποσότητα για την παραγωγή ενέργειας και πρόωσης, τότε το *BOG* καίγεται σε *GCU*. Η ικανότητα του *GCU* να διαχειριστεί το *BOG* ανέρχεται στην συνολική ποσότητα παραγόμενου *BOG*. Εναλλακτική επιλογή για την διαχείριση του περίσσιου *BOG*, αποτελεί η εγκατάσταση συστήματος επανυγροποίησης. [12, 65]

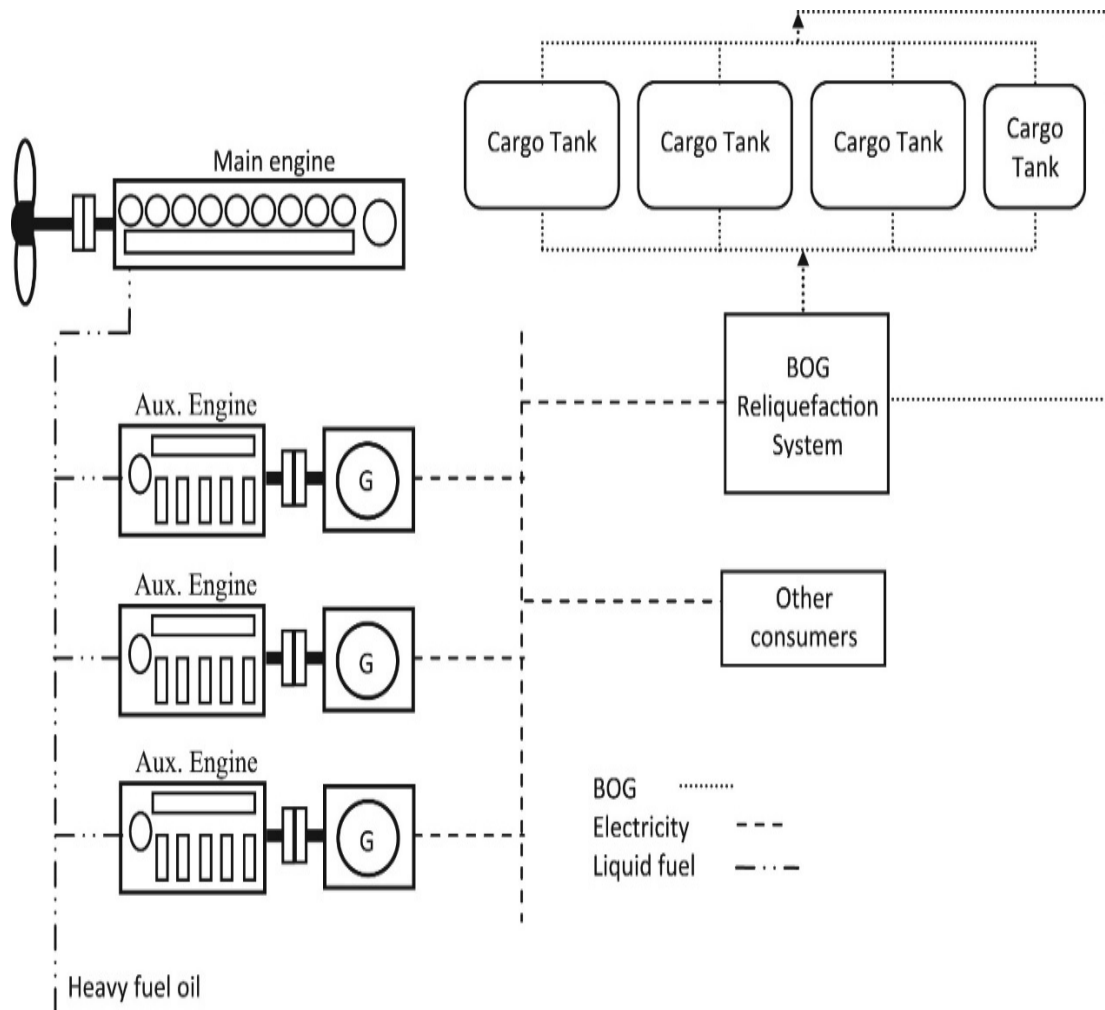
Το πρωτεύων πλεονέκτημα των τετράχρονων *DF* κινητήρων και των διαμορφώσεων τους αναφορικά με τα συστήματα πρόωσης έγκειται στην υψηλή θερμική αποδοτικότητά τους (ίση ή μεγαλύτερη του 40%), συγκριτικά με τους αμμοστροβίλους. Παρ' όλα αυτά οι εν λόγω κινητήρες παρουσιάζουν και υψηλή εφεδρεία λόγω του συστήματος πρόωσης αλλά και μειωμένες εκπομπές *SOx* καθώς το φυσικό αέριο δεν περιέχει θείο με αποτέλεσμα, κατά την λειτουργία αερίου, να ανταποκρίνονται στις απαιτήσεις των κανονισμών του *Tier III* του *IMO*. Επιπρόσθετα, επειδή οι απαιτήσεις ισχύος για πρόωση και διαχείριση του φορτίου βρίσκονται σε διαφορετικές χρονικές φάσεις, η εγκατεστημένη ισχύς του πλοίου μπορεί να μειωθεί αισθητά, σε σύγκριση με άλλα συστήματα μηχανικής πρόωσης. Τα μειονεκτήματα του περιγραφόμενου συστήματος οφείλονται κατά βάση στον αυξημένο αριθμό υποστηρικτικών μηχανημάτων και εξοπλισμού που απαιτείται για την λειτουργία του, γεγονός που κάνει το ίδιο κοστοβόρο τόσο κατά την αρχική εγκατάστασή του όσο και κατά την συντήρησή του. Το ίδιο ισχύει και για τα εξιδεικευμένα ανταλλακτικά του. Τέλος μετά από έρευνες [85], φαίνεται πως μετά τις περίπου 35.000 ώρες λειτουργίας η αξιοπιστία των *UST* υπερκαλύπτει αυτή των *DF* κινητήρων [12, 65].

3.2.3 Δίχρονοι κινητήρες Diesel μονού καυσίμου, με εγκατάσταση επανυγροποίησης (SSDRL)

Οι δίχρονοι, αργόστροφοι κινητήρες *diesel*, αποτελούν την κυρίαρχη εγκατάσταση πρόωσης της εμπορικής ναυτιλίας, γεγονός που οφείλεται στην υψηλή αποδοτικότητά τους, την ικανότητά τους να καίνε καύσιμα χαμηλής ποιότητας και κόστους, καθώς και το χαμηλό κόστος συντήρησης. Οι δίχρονοι, αργόστροφοι κινητήρες *diesel*, είναι κινητήρες μονού καυσίμου (*HFO*) και δεν δύνανται να καταναλώσουν *BOG*. Για τον λόγο αυτό το *BOG* πρέπει να επανυγροποιηθεί και να σταλεί, πίσω, στις δεξαμενές φορτίου. Με την αύξηση των διαστάσεων των *LNGC's* σε περίπου 210.000 και 265.000 m^3 (*Q-Flex* και *Q-Max* αντίστοιχα), ο όγκος του παραγόμενου *BOG*, από τις δεξαμενές φορτίου, έχει αυξηθεί αισθητά, γεγονός που δικαιολογεί την εγκατάσταση συστήματος επανυγροποίησης στα εν λόγω πλοία. Με δεδομένη την παραπάνω πρόταση, οι δίχρονοι, αργόστροφοι κινητήρες σε συνδυασμό με σύστημα επανυγροποίησης, με την

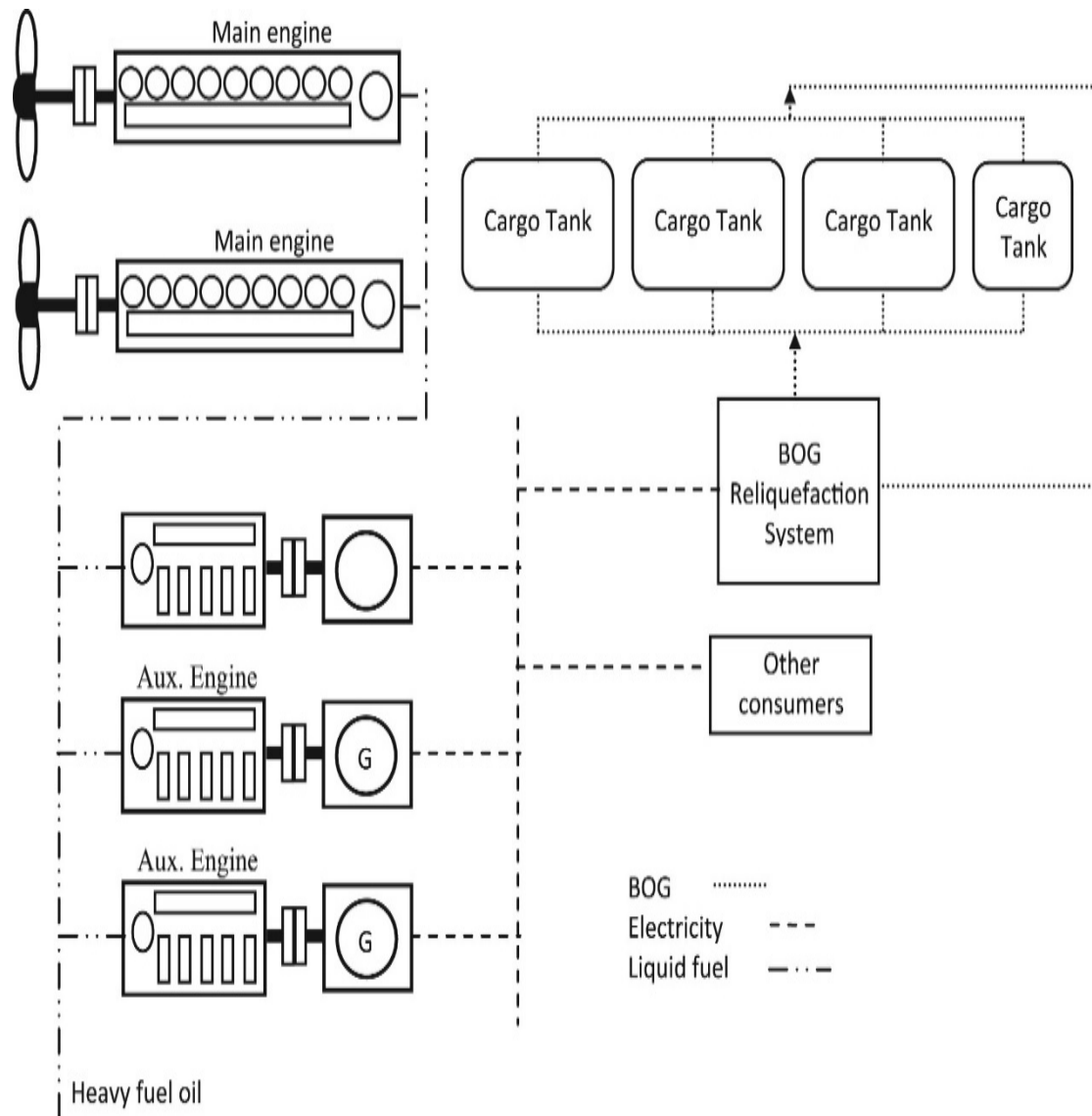
συντομογραφία *SSDRL* (*Slow Speed Diesel Reliquefaction*), έχουν μετατραπεί σε εφικτή και ελκυστική εναλλακτική επιλογή για τα *LNGC*. [12, 65, 85]

Η προωστήρια εγκατάσταση των συστημάτων *SSDRL* έχει, κατά βάση, δύο πιθανές διαρρυθμίσεις που εξαρτώνται από τον αριθμό των εγκατεστημένων κύριων μηχανών στο πλοίο. Η πρώτη επιλογή, που φαίνεται στο **Σχήμα 43**, συγκροτείται από μία κύρια μηχανή η οποία μεταδίδει κίνηση σε έλικα σταθερού βήματος, ενώ η παραγωγή της απαιτούμενης ηλεκτρικής ισχύος παρέχεται μέσω τριών τετράχρονων γεννητριών *diesel*, επίσης μονού καυσίμου. [83, 85]



Σχήμα 43. Σχηματική αναπαράσταση συστήματος *SSDRL* με μία κύρια μηχανή [65].

Οι απαιτήσεις των νηογνομόνων και γενικότερα του εμπορίου του *LNG*, αναφορικά με την εφεδρεία και συντήρηση του εξοπλισμού των πλοίων, αυξάνονται συνεχώς. Αποτελεσματικά η αγορά των *LNGC* οδηγήθηκε στην παρακάτω δεύτερη διαρρύθμιση (**Σχήμα 44**) που συγκροτείται από δύο κύριες μηχανές, όπου η κάθε μία μεταδίδει κίνηση σε ξεχωριστούς άξονες και έλικες. [85]



Σχήμα 44. Σχηματική αναπαράσταση συστήματος SSDRL με δύο κύριες μηχανές [65].

Η εγκατάσταση επανυγροποίησης έχει στόχο την υγροποίηση και μεταφορά του φυσικά παραγόμενου *BOG* πίσω στις δεξαμενές φορτίου, ώστε να διατηρείται η πίεση προδιαγραφών στις δεξαμενές και να αποφεύγεται οποιαδήποτε απώλεια φορτίου. Στο πλοίο τοποθετείται, επίσης, μονάδα *GCU* για πρόσθετη εφεδρεία σε περίπτωση δυσλειτουργίας της εγκατάστασης επανυγροποίησης [11].

Η εγκατάσταση επανυγροποίησης αποτελεί εξοπλισμό βαρέως τύπου με υψηλές απαιτήσεις σε ηλεκτρική ισχύ. Ανάλογα του *BOR*, μπορεί να καταναλώσει από 5 έως και 7 *MW* ηλεκτρικής ισχύος, γεγονός που μειώνει σημαντικά την αποδοτικότητα των περιγραφόμενων συστημάτων. Για τον λόγο αυτό, εκτιμήσεις υποδεικνύουν ότι η καθαρή αποδοτικότητα των *SSDRL* μπορεί να είναι χαμηλότερη από αυτή των *DFDE* συστημάτων. Η καθαρή συνδυασμένη ηλεκτρική ισχύς που απαιτείται από την εγκατάσταση επανυγροποίησης αλλά και των, αυξημένου μεγέθους, αντλιών φορτίου, είναι της τάξης των 14-16 *MW*. [85]

Βασικότερο πλεονέκτημα του συστήματος *SSDRL*, έναντι του ανταγωνισμού, αποτελεί η υψηλή αποδοτικότητα των αργόστροφων, δίχρονων κινητήρων (έως και 50%), καθώς οι ίδιοι αποτελούν το πιο αποδοτικό σύστημα πρόωσης του κλάδου της εμπορικής ναυτιλίας. Σε συνδυασμό της παραπάνω πρότασης, με την πλήρη διατήρηση του φορτίου, την ικανότητα χρήσης καυσίμων χαμηλής ποιότητας και κόστους, αλλά και τα σχετικά χαμηλά κόστη συντήρησης (συμπεριλαμβανομένων και των ανταλλακτικών) κάνουν το εν λόγω σύστημα αρκετά ελκυστικό, για *LNGC's* μεγάλου μεγέθους. Επιπρόσθετα λόγω της δημοτικότητας των εν λόγω κινητήρων στον κλάδο της εμπορικής ναυτιλίας γενικότερα, τα πληρώματα είναι οικεία και έμπειρα με το εν λόγω σύστημα. Παρ' όλα αυτά για τον υπολογισμό της καθαρής απόδοσης του συστήματος πρέπει να ληφθούν υπ' όψη οι σημαντικά υψηλές απαιτήσεις σε ηλεκτρική ισχύ, που απαιτούνται από την εγκατάσταση επανυγροποίησης. Συμπληρωματικά παρουσιάζονται αυξημένες εκπομπές σε SO_x και NO_x , συγκριτικά με εναλλακτικές λύσεις (π.χ. *UST*), ενώ η φύση των κινητήρων (δίχρονοι) απαιτούν την χρήση κυλινδρέλαιου για την ομαλή λειτουργία τους, γεγονός που αυξάνει τα λειτουργικά κόστη. Επίσης πρέπει να ληφθεί υπ' όψη και να καταπολεμηθεί το φαινόμενο της αύξησης των κραδασμών και δονήσεων που δημιουργούνται εξ' αιτίας της μεγάλης αδράνειας από το μέγεθος των περιγραφόμενων κινητήρων. Τέλος η χρήση του συστήματος σε πλοία μικρότερου μεγέθους κρίνεται άσκοπη, καθώς τα πλεονεκτήματά του, επισκιάζονται από τα υψηλά κόστη του εξοπλισμού και χωροταξικά προβλήματα παντός τύπου. [83, 12, 85,65]

3.2.4 Δίχρονοι κινητήρες Diesel, διπλού καυσίμου (SSD DF)

Από το 2002 έως και το 2012, η πλειοψηφία των νεόκτιστων *LNGC's* ήταν εξοπλισμένη με τετράχρονους κινητήρες *DFDE*. Τον Δεκέμβριο του 2012, οι αργόστροφοι δίχρονοι κινητήρες διπλού καυσίμου (*SSD DF*) έλαβαν την πρώτη παραγγελία για ένα ζεύγος πλοίων εμπορευματοκιβωτίων, γεγονός που σημάδεψε την έναρξη της εποχής των εν λόγω κινητήρων. Ο τύπος του συγκεκριμένου κινητήρα προσφέρει ισχυρά πλεονεκτήματα αναφορικά με την πρόωση σε σύγκριση με τους *DFDE* αλλά και τους αμμοστροβίλους.

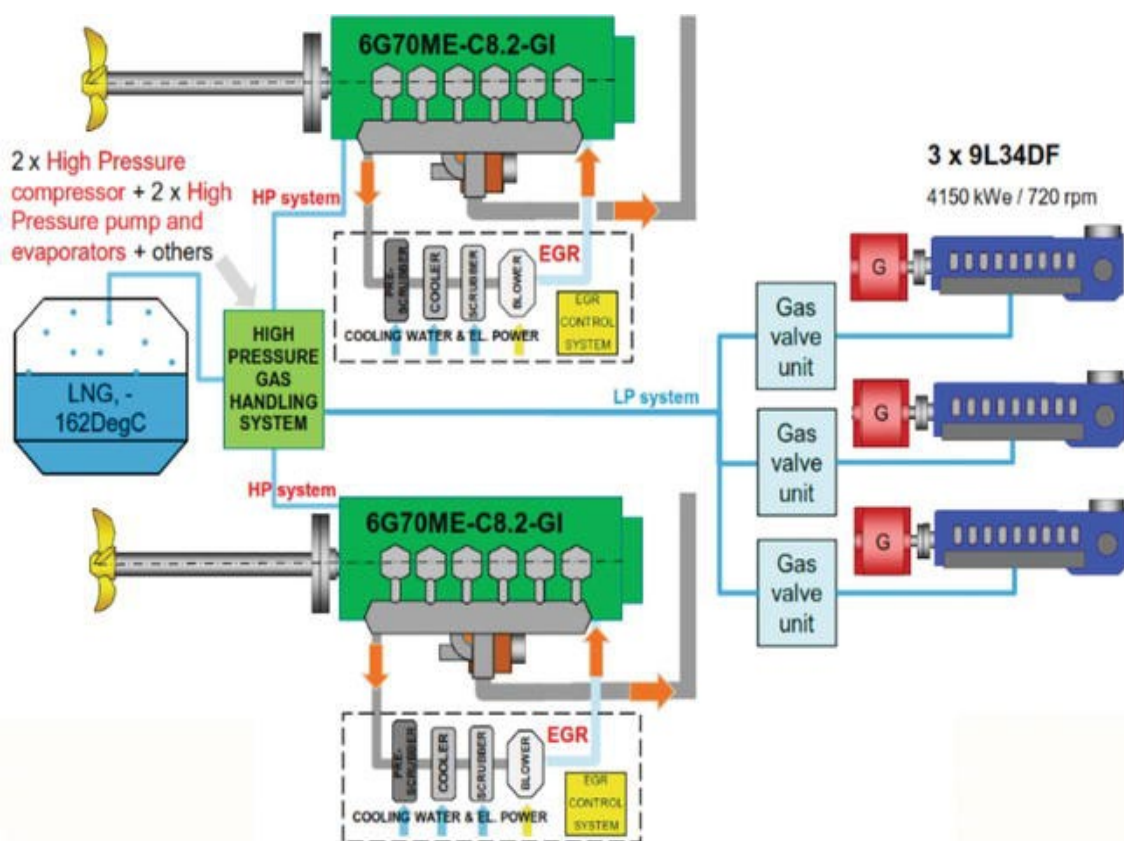
Οι δύο κύριοι κατασκευαστές των εν λόγω συστημάτων έχουν ακολουθήσει ξεχωριστές τεχνικές πορείες. Η *MAN Diesel & Turbo (MDT)* αξιοποιεί την γενική ιδέα της υψηλής πίεσης (*high pressure*), ενώ η *Wartsila* επικεντρώθηκε στην ιδέα της χαμηλής πίεσης (*low pressure*). Αρχικά, το ενδιαφέρον των πλοιοκτητών των *LNGC's* επικεντρώθηκε στην εγκατάσταση κινητήρων *diesel* υψηλής πίεσης της *MDT*, γνωστή ως *ME-GI (Mechanically operated, Electronically controlled, Gas Injection)*. Παρ' όλα αυτά, τα τελευταία χρόνια, οι χαμηλής πίεσης δίχρονοι κινητήρες *X-DF*, σχεδιασμού της εταιρίας *WinGD*, έχουν υποστεί αξιοσημείωτη ανάπτυξη αλλά και εφαρμογή. [11]

3.2.4.1 Δίχρονοι κινητήρες διπλού καυσίμου και υψηλής πίεσης (ME-GI)

Η κατασκευάστρια εταιρία *MAN* ήταν η πρώτη που ανέπτυξε δίχρονους κινητήρες διπλού καυσίμου σχεδιασμένους για εγκατάσταση σε πλοία *LNG*, ακολουθώντας την τάση έγχυσης αερίου σε υψηλή πίεση, των υπάρχοντων κινητήρων βιομηχανικής εφαρμογής. [65]

Η λειτουργία των κινητήρων *ME-GI* υψηλής πίεσης διέπεται από τον κύκλο *diesel*. Το *BOG* συμπιέζεται μέσω του συστήματος παροχής καυσίμου-αερίου (*Fuel Gas Supply System – FGSS*) και στην συνέχεια εγχέεται απευθείας σε υψηλή πίεση (250 – 300 bar) στον κύλινδρο. Η προαναφερθείσα έγχυση λαμβάνει τόπο αμέσως μετά την ανάφλεξη του οδηγού καυσίμου κοντά στο *ΑΝΣ*. Υπάρχουν ισχυρισμοί πως αυτό το σχέδιο αποφέρει σημαντικά πλεονεκτήματα, σε σύγκριση με τον προ-αναμειγμένο κύκλο καυσίμου *Otto*, αναφορικά με την εξάλειψη του κινδύνου για εκρηκτική καύση και την δυνατότητα καύσης αερίου από διάφορες πηγές ανεξαρτήτως του *methane number*, εξ' αιτίας του γεγονότος ότι το αέριο εγχέεται στο τέλος της συμπίεσης. Το σχέδιο αυτό προσφέρει την δυνατότητα εφαρμογής υψηλών λόγων συμπίεσης και αποτελεσματικά υψηλότερη ενεργειακή αποδοτικότητα.

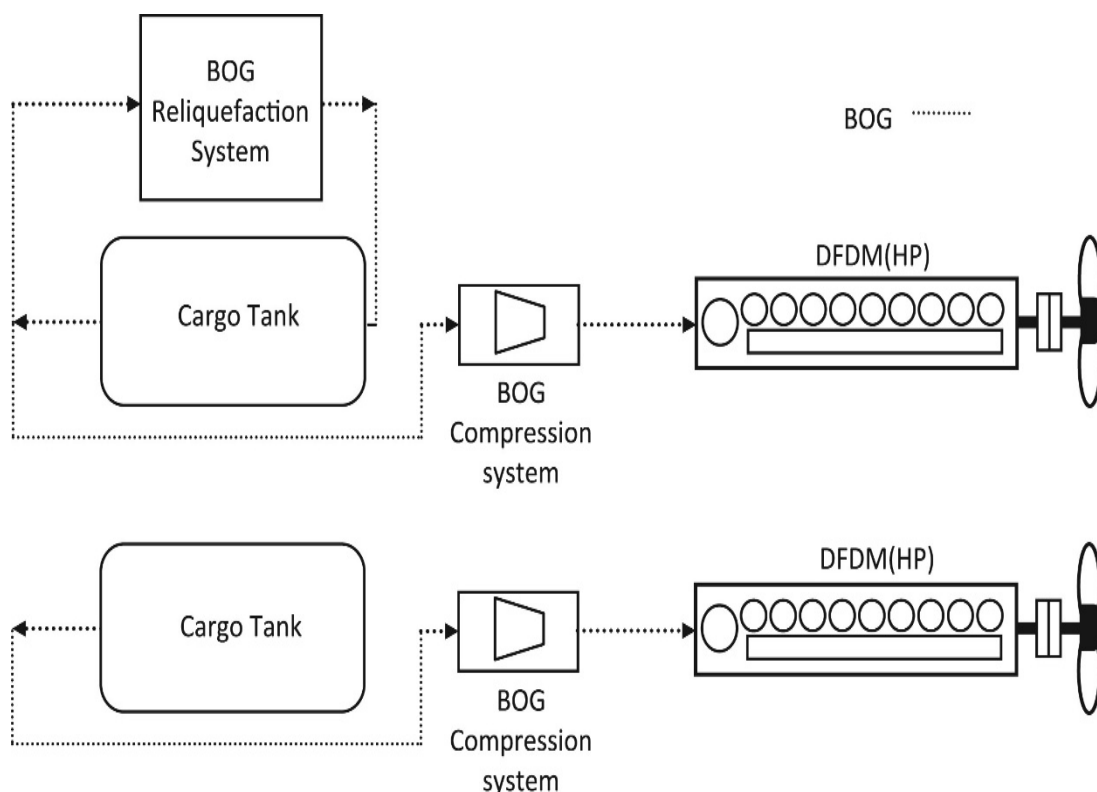
Για *LNGC* με χωρητική ικανότητα 145.000 m^3 ή μεγαλύτερο, η πιο ελκυστική λύση αναφορικά με την διαμόρφωση του συστήματος πρόωσης, αποτελεί αυτή του διπλού κινητήρα *ME-GI*, ώστε να παρέχεται η απαιτούμενη εφεδρεία. [11]



Σχήμα 45. Σχηματική αναπαράσταση εγκατάστασης πρόωσης *ME-GI* [11].

Τα υψηλής πίεσης *FGSS* για τους κινητήρες *ME-GI* έχουν δύο βασικές διαμορφώσεις. Η πρώτη διαμόρφωση αφορά σύστημα παλινδρομικού συμπιεστή (*piston compressor*

– *Laby-GI* [100] που τροφοδοτεί τον κινητήρα *ME-GI* με αέριο υψηλής πίεσης, ενώ η δεύτερη αφορά σύστημα αντλίας *LNG* και ατμοποιητή (*vaporizer*) και προσφέρει αντίστοιχο αποτέλεσμα. Επιπρόσθετα είναι εφικτή και η επιλογή συνδυασμένου συστήματος συμπιεστή – αντλίας. Για την διαχείριση του πρόσθετου *BOG*, όταν υπερκαλύπτεται η ικανότητα διαχείρισης του *FGSS* ή η κατανάλωση των κινητήρων, μπορεί να εγκατασταθεί σύστημα μερικής ή πλήρους επανυγροποίησης. [11]. Η διάταξη των στοιχείων εγκατάστασης πολλαπλών κινητήρων καταδεικνύεται στο **Σχήμα 45**. [65]



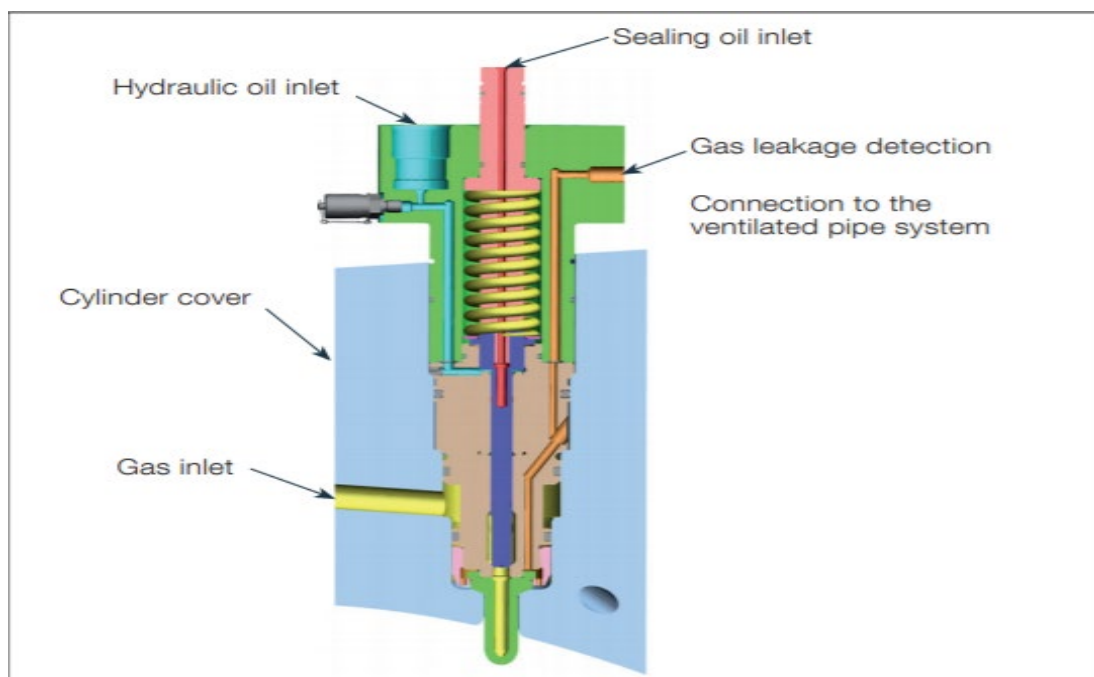
Σχήμα 46. Απλοποιημένη σχηματική αναπαράσταση συστήματος διαχείρισης αερίου σε κινητήρες *ME-GI* [65].

Το υψηλής πίεσης αέριο παρέχεται από το *FGSS* στο μηχανοστάσιο, μέσω συστήματος σωληνώσεων διπλού κελύφους. Στις σωληνώσεις αυτές το *BOG* περιορίζεται στο εσωτερικό κέλυφος, ενώ ο χώρος μεταξύ του εσωτερικού και εξωτερικού κελύφους εξοπλίζεται με μηχανικό σύστημα υπο-πίεσης για εξαερισμό. Η διαμόρφωση αυτή εξασφαλίζει ότι το μηχανοστάσιο δεν διαφέρει από αυτό συμβατικού πλοίου και συμμορφώνεται με την απαίτηση για έμφυτη ασφάλεια (από το αέριο) σε χώρους μηχανικού εξοπλισμού, όπως ορίζεται από τον κώδικα *IGC* του *IMO*. [11]

Η έγχυση του καυσίμου πραγματοποιείται στην κεφαλή του κυλίνδρου μέσω βαλβίδων έγχυσης αερίου (*ELGI*) (**Σχήμα 47**). Με σκοπό την εξασφάλιση της ομαλής λειτουργίας του κινητήρα είναι κρίσιμη η παροχή υγρού «οδηγού» καυσίμου (μικρή ποσότητα καυσίμου ακριβώς πριν την κύρια έγχυση), η οποία αντιστοιχεί σε 5-8% του συνολικού όγκου του καυσίμου έγχυσης. Έρευνες που διεξάχθηκαν από τον κατασκευαστή απέδειξαν ότι χωρίς το «οδηγό» καύσιμο η λειτουργία του κινητήρα

είναι ασταθής και εμφανίζονται φαινόμενα εκρηκτικής καύσης ή και διάλειψης. Κυριότερος λόγος αυτού αποτελεί η υψηλότερη θερμοκρασία της αυθόρμητης καύσης του ατμοποιημένου αερίου. [101]

Το αέριο εισάγεται στην βαλβίδα έγχυσης μέσω ανοιγμάτων στην κεφαλή του κυλίνδρου. Για να αποφευχθεί διαρροή αερίου ανάμεσα στην κεφαλή του κυλίνδρου και την άτρακτο της βαλβίδας, εγκαθίστανται δακτύλιοι στεγανοποίησης (*o-ring*), κατασκευασμένοι από υλικά ανθεκτικά στις υψηλές θερμοκρασίες και χαρακτηριστικά του αερίου. Οποιαδήποτε διαρροή μέσω των δακτυλίων στεγανοποίησης οδηγείται, μέσω ανοιγμάτων στην βαλβίδα έγχυσης, στον χώρο μεταξύ του εσωτερικού και εξωτερικού κελύφους του συστήματος σωληνώσεων όπου θα ανιχνευθεί από αισθητήρες (*HC sensors*). Το αέριο επιδρά συνεχόμενα στην άτρακτο της βαλβίδας με μέγιστη πίεση περίπου 300 *bar*. Για να αποφευχθεί η είσοδος του αερίου στο υδραυλικό σύστημα ελέγχου ενεργοποίησης της βαλβίδας (*control oil actuation system*), μέσω της ανοχής γύρω από την άτρακτο της βαλβίδας, η ίδια στεγανοποιείται με την χρήση λαδιού σε πίεση 25 – 50 *bar* υψηλότερη από αυτή του αερίου. [100].



Σχήμα 47. Σχηματική αναπαράσταση βαλβίδας έγχυσης αερίου κινητήρα ME-GI [100].

Εκτός από τα συστήματα που υπάρχουν σε όλους τους *ME* κινητήρες, οι *ME-GI* εξοπλίζονται επίσης με μία σειρά άλλων συστημάτων όπως:

- Σύστημα εξαερισμού των διπλότοιχων σωληνώσεων που τροφοδοτούν τον κινητήρα με αέριο.
- Σύστημα στεγανοποίησης λαδιού, με σκοπό τον διαχωρισμό της έγχυσης του αερίου από αυτή του «οδηγού» καυσίμου.

- Μονάδα ελέγχου *PLC* αποτελούμενη από αισθητήρες και αναλυτές. Κύρια λειτουργία της είναι η ενεργοποίηση και απενεργοποίηση του *FGSS*. Σε περίπτωση βλάβης η μονάδα ελέγχου *PLC* θα εναλλάξει το καύσιμο από αέριο σε *HFO*, αυτόματα, χωρίς απώλεια ισχύος.
- Σύστημα αδρανούς αερίου (*Inert Gas System – IGS*). Αποτελεί μέρος της μονάδας *PLC*. Ο στόχος του είναι η προστασία της παροχής καυσίμου της κύριας μηχανής από διαρροές αερίου. [100]

Οι εν λόγω κινητήρες μπορούν να λειτουργήσουν σε τρεις διαφορετικές καταστάσεις λειτουργίας κατ' αναλογία με το χρησιμοποιούμενο καύσιμο:

- Κατάσταση υγρού καυσίμου (*Fuel Mode*). Χρήση μόνο *HFO/MDO*.
- Κατάσταση αερίου (*Gas Mode*). Καύση αερίου με έγχυση οδηγού καυσίμου.
- Κατάσταση διαμοιρασμού (*Share Mode*). Καύση αερίου με έγχυση οδηγού καυσίμου μεταξύ 5 – 50 % της συνολικής ποσότητας καυσίμου.

Η θερμική αποδοτικότητα που υποστηρίζεται από την *MTD* για τους κινητήρες *ME-GI* είναι $\eta_e = 0,517$. Λόγω των απωλειών άξονα (περίπου 1%), υπολογίζεται ότι η αποδοτικότητα του συστήματος πρόωσης θα είναι περίπου $\eta_{ME-GI} = 0,51$.

Εκτιμάται ότι οι απαιτήσεις σε καύσιμα δύο *5G70ME-GI* κινητήρων, για *LNGC* μεγέθους $178.000 m^3$, είναι χαμηλότερες από τον ημερήσιο *BOR*, για φορτίο μηχανής από 0 – 80 % της *MCR* (*Max Continuous Rating*). Αποτελεσματικά οι γεννήτριες εξοπλίζονται με κινητήρες *DF* για την κατανάλωση του περίσσιου *BOG*. [95]

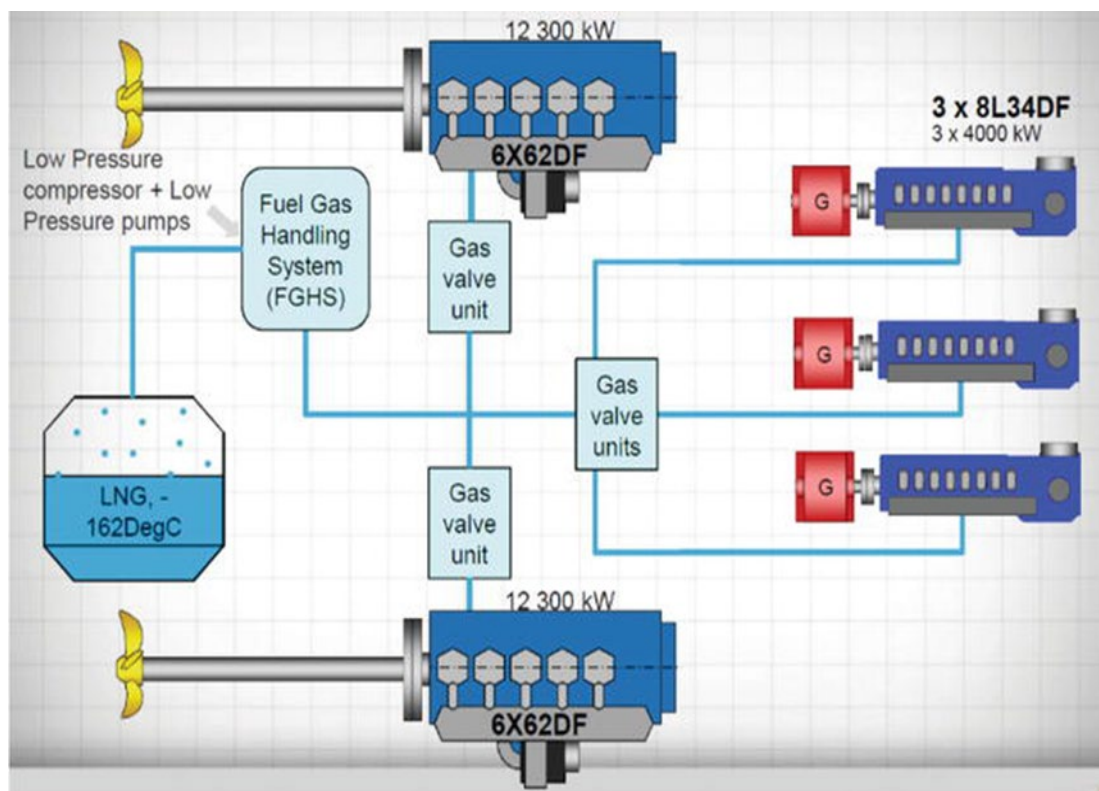
Όπως με όλους τους αργόστροφους δίχρονους κινητήρες βασικότερο πλεονέκτημα των *ME-GI* αποτελεί η υψηλή αποδοτικότητα. Επιπρόσθετα οι εν λόγω κινητήρες πλεονεκτούν συγκριτικά με τους τετράχρονους *DF* αναφορικά με το γεγονός ότι μπορούν να κάψουν αέριο και υγρά καύσιμα ταυτόχρονα (σε διάφορες αναλογίες) σε αντίθεση με τους *DF* κύκλου *Otto* με περίσσια αέρα. Συμπληρωματικά η απαιτούμενη ηλεκτρική ισχύς και αποτελεσματικά και κατανάλωση των παλινδρομικών συμπιεστών του αερίου είναι περίπου η μισή από αυτή των συστημάτων επανυγροποίησης. Επίσης, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, λόγω τη φύσης του κινητήρα εξαλείφονται φαινόμενα εκρηκτικής καύσης ενώ μπορεί να χρησιμοποιηθεί αέριο ανεξαρτήτως του *methane number* που το ίδιο φέρει. Επιπλέον αξίζει να σημειωθεί πως λόγω των έμφυτων χαρακτηριστικών του σχεδίου, προσφέρεται η δυνατότητα εφαρμογής υψηλών λόγων συμπίεσης με αποτέλεσμα υψηλότερη ενεργειακή αποδοτικότητα, ενώ η μετάδοση κίνησης πραγματοποιείται απλούστερα συγκριτικά με άλλα συστήματα. Παρά τα πλεονεκτήματα που αφορούν την ενεργειακή αποδοτικότητα και τις αποδόσεις σε ισχύ του εν λόγω συστήματος, αναδεικνύεται η ανάγκη για εφαρμογή *EGR* (*Exhaust Gas Recirculation*) ή *SCR* (*Selective Catalytic Reduction*), με σκοπό την μείωση των εκπομπών σε NO_x , καθώς το ίδιο δεν ανταποκρίνεται στις απαιτήσεις του *Tier III* του *IMO*. Συμπληρωματικά λόγω της υψηλής πίεσης του αερίου, αυξάνεται ο κίνδυνος στο

μηχανοστάσιο, ενώ υπάρχει έμφυτη πολυπλοκότητα του συστήματος, λόγω των αναγκών διαχείρισης αερίου σε υψηλές πιέσεις [12, 65, 95, 100, 101]

3.2.4.2 Δίχρονοι κινητήρες διπλού καυσίμου και χαμηλής πίεσης (*X-DF*).

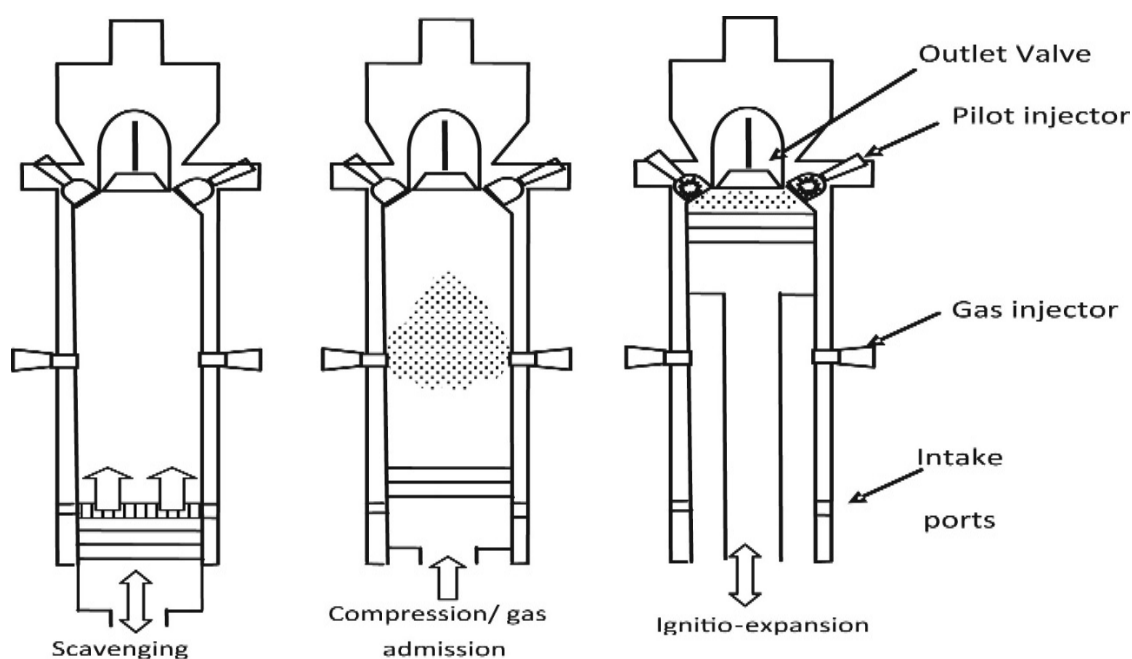
Στις αρχές του 21^{ου} αιώνα παρουσιάστηκαν στην αγορά οι πρώτοι τετράχρονοι κινητήρες αερίου χαμηλής πίεσης. Βάσει αυτών αναπτύχθηκαν δίχρονοι κινητήρες διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης, οι οποίοι άρχισαν να εγκαθίστανται σε πλοία από το 2013. [65]. Οι κινητήρες αυτοί πήραν την ονομασία *X-DF*.

Όπως και στα περισσότερα συστήματα πρόωσης των *LNGC*'s, για λόγους εφεδρείας και βάσει των συνεχώς αυξανόμενων απαιτήσεων της αγοράς του κλάδου, η τυπική εγκατάσταση πρόωσης πλοίου με σύστημα τύπου *X-DF*, αποτελείται από δύο κύριες μηχανές χαμηλής πίεσης και τρεις γεννήτριες *diesel* διπλού καυσίμου, ώστε να καλύπτονται οι ενεργειακές ανάγκες του πλοίου. Κάθε κύρια μηχανή είναι συζευγμένη σε ξεχωριστό άξονα και έλικα, ενώ για την παροχή του αερίου υπάρχει κατάλληλο, σχετικά απλό και αξιόπιστο σύστημα παροχής αερίου (*Fuel Gas Supply System*) αποτελούμενο από αντλίες και συμπιεστές χαμηλής πίεσης. Συμπληρωματικά κάθε κινητήρας είναι εξοπλισμένος με μονάδα βαλβίδων αερίου (*Gas Valve Unit*), όπου αποτελείται από σειρά βαλβίδων, ρυθμιστών και αισθητήρων, ώστε να εξασφαλίζεται η ασφάλεια σε περίπτωση διαφυγής του αερίου [102].



Σχήμα 48. Σχηματική αναπαράσταση συστήματος πρόωσης *X-DF* [11].

Η χαμηλής πίεσης τεχνολογία των *X-DF* βασίζεται στον κύκλο *Otto* με περίσσια αέρα, κατά τον οποίο αέρας και καύσιμο προ-αναμειγνύονται και αναφλέγονται σε σχετικά υψηλό λόγο αέρα - καυσίμου. Όταν λαμβάνει χώρα η έγχυση του αερίου, το πιστόνι βρίσκεται περίπου στην μέση της διαδρομής του χρόνου της συμπίεσης και αποτελεσματικά η πίεση στο χιτώνιο είναι χαμηλή. Αυτό επιτρέπει την έγχυση του αερίου σε χαμηλή πίεση, μεταξύ των 5 και 16 *bar*. Με το μίγμα αέρα – αερίου στο χιτώνιο, απαιτείται πηγή ανάφλεξης προκειμένου να ξεκινήσει καύση. Την πιο ευρέως διαδεδομένη μορφή ανάφλεξης αποτελεί η έγχυση υγρού «οδηγού» καυσίμου, με την ποσότητά του να κυμαίνεται από 0,5 – 1 % της συνολικής ποσότητας του καυσίμου που εγχέεται. [11]. Στο **Σχήμα 49** αναπαρίσταται το σύστημα έγχυσης αερίου σε δίχρονο κινητήρα τύπου *X-DF*.



Σχήμα 49. Σχηματική αναπαράσταση του συστήματος έγχυσης αερίου σε κινητήρα *X-DF* [65].

Το σύστημα διανομής και έγχυσης του καυσίμου έχει σχεδιαστεί εξειδικευμένα για να ικανοποιήσει τις απαιτήσεις του δίχρονου κινητήρα. Αέριο παρέχεται από την πρυμναία μεριά του κινητήρα και διανέμεται σε σωληνώσεις αερίου που «τρέχουν» κατά μήκος και των δύο πλευρών (*port* και *starboard*) του, τροφοδοτώντας με αέριο κάθε κύλινδρο. Με σκοπό την άμεση αποσυμπίεση των σωληνώσεων διανομής σε περίπτωση βλάβης, κάθε μία από αυτές είναι εξοπλισμένη με βαλβίδα γρήγορης διακοπής τροφοδοσίας αερίου (*fast shut-off valve*) στην μεριά της εισόδου του αερίου σε αυτές και βαλβίδα γρήγορης εκτόνωσης προς το τέλος τους. Όλες οι σωληνώσεις μεταφοράς αερίου φέρουν διπλό κέλυφος από ανοξείδωτο ατσάλι, ώστε να ικανοποιούνται οι απαιτήσεις των νηογυμνώνων.

Κάθε κύλινδρος είναι εξοπλισμένος με δύο υδραυλικά ενεργοποιούμενες βαλβίδες έγχυσης αερίου (*Gas Admission Valves – GAV*), όπου τροφοδοτούν τον θάλαμο καύσης

με αέριο, απευθείας μέσω του τοιχώματος του χιτωνίου. Ακόμα και σε πλήρες φορτίο κινητήρα, χαμηλή πίεση αερίου περί τα 10 – 12 *bar* είναι αρκετή, αφού το ίδιο εγχέεται πριν την συμπίεση. Παρ' όλα αυτά, το σύστημα έχει σχεδιαστεί για μέγιστη πίεση 16 *bar*, ώστε να μπορεί να ανταπεξέλθει και σε χαμηλότερες *LHV* αερίου, χωρίς να αλλοιώνονται οι χρόνοι έγχυσης και η μέγιστη παραγόμενη ισχύς.

Το σύστημα ελέγχου *UNIC*, αποτελεί ενσωματωμένο σύστημα διαχείρισης του κινητήρα, δομοστοιχειωτού σχεδιασμού, και εφαρμόζεται σε διάφορους κινητήρες της σειράς *X-engine*. Για του κινητήρες *DF* το σύστημα περιλαμβάνει τις παρακάτω πρόσθετες λειτουργίες:

- Μεταφορά καυσίμου για την εναλλαγή από αέριο σε υγρό καύσιμο και αντιστρόφως.
- Έλεγχος του χρονισμού, της διάρκειας και της πίεσης έγχυσης αερίου και οδηγού καυσίμου.
- Έλεγχος της βαλβίδας *waste-gate* (βαλβίδα ελέγχου της ποσότητας των καυσαερίων που οδηγούνται στον στρόβιλο του υπερπληρωτή) για διόρθωση της πίεσης σάρωσης και του λόγου αέρα – καυσίμου.
- Ανίχνευση και έλεγχος διαλείψεων και εκρηκτικής καύσης.
- Εξισορρόπηση της πίεσης συμπίεσης και εκτόνωσης κάθε κυλίνδρου ξεχωριστά, ώστε να βελτιστοποιείται η απόδοση του κινητήρα.

Σε αντίθεση με τον κύκλο *diesel*, η απελευθέρωση θερμότητας στον κύκλο *Otto* δεν μπορεί να ρυθμιστεί μέσω του ρυθμού έγχυσης, αφού το καύσιμο εισάγεται και αναμειγνύεται με τον αέρα πριν την ανάφλεξη. Στο κύκλο *Otto*, η καύση καθορίζεται, μέχρι ενός σημείου, από το επίπεδο διαταραχής κατά την συμπίεση και την ανάφλεξη, αλλά βάση για τον έλεγχο της καύσης αποτελεί ο λόγος αέρα – καυσίμου του μίγματος. Η σωστή ρύθμιση του λόγου αέρα – καυσίμου σε συνδυασμό με σωστό χρονισμό ανάφλεξης αποδίδει βέλτιστη ταχύτητα καύσης, που οδηγεί σε σημείο λειτουργίας με την καλύτερη δυνατή αποδοτικότητα και τις χαμηλότερες εκπομπές σε *NO_x*. Επιπλέον ο σωστός λόγος αέρα – καυσίμου επιτρέπει την λειτουργία του κινητήρα σε υψηλά επίπεδα *BMEP*, χωρίς φαινόμενα προ-ανάφλεξης, εκρηκτικής καύσης ή διάλειψης. [103]

Εκτός της υψηλής αποδοτικότητας που χαρακτηρίζει τους δίχρονους κινητήρες, οι κινητήρες τύπου *X-DF* πλεονεκτούν αναφορικά με το χαμηλό επίπεδο κάθε είδους εκπομπών σε σύγκριση με τον ανταγωνισμό. Επειδή οι εν λόγω κινητήρες λειτουργούν με ομογενές προ-αναμειγμένο μίγμα αέρα – καυσίμου στον θάλαμο καύσης, οι θερμοκρασίες καύσης είναι σχετικά χαμηλές. Αυτό οδηγεί σε χαμηλά επίπεδα *NO_x* χωρίς την χρήση συστήματος επεξεργασίας των καυσαερίων (περίπου 50% χαμηλότερα από τα όρια του *Tier III*). Επιπρόσθετα εξ' αιτίας της χαμηλής πίεσης έγχυσης, το *FGSS* δεν απαιτεί την χρήση συμπιεστών υψηλής πίεσης, γεγονός που μειώνει σημαντικά τα κόστη εξοπλισμού, την κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος αλλά και την ανάγκη για συντήρηση. Σε συνδυασμό με την ευρεία βάση διαθέσιμων προμηθευτών *FGSS* και την διαπιστωμένη αξιοπιστία μετά από χιλιάδες ώρες

λειτουργίας, αποτέλεσμα της ομοιότητας του εξοπλισμού με αυτόν που εγκαθίστανται σε τετράχρονους κινητήρες *DF*, το εν λόγω σύστημα έχει αποδεδειγμένα αναδειχθεί σε ελκυστική εναλλακτική λύση πρόωσης. Αξιοσημείωτα πλεονέκτημα αποτελούν, επίσης, η χαμηλή ποσότητα απαιτούμενου οδηγού καυσίμου (κάτω του 1% του συνολικού καυσίμου έγχυσης) στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας του κινητήρα, καθώς και ο μειωμένος κίνδυνος, σε σύγκριση με τα συστήματα *ME-GI*, λόγω της χαμηλής πίεσης του αερίου. Παρ' όλα αυτά σε αντίθεση με τα συστήματα υψηλής πίεσης, η *BMEP* είναι χαμηλότερη (17,3 bar για τις *X-DF*, 21 bar για τις *ME-GI*), πράγμα που οδηγεί σε 17% χαμηλότερη απόδοση και δυναμική απόκριση. Επίσης η θερμική αποδοτικότητα αποδεικνύεται ελαφρώς χαμηλότερη (47% για τις *X-DF*, 50% για τις *ME-GI*), ενώ ολίσθηση μεθανίου (*methane slip*) εμφανίζεται υψηλότερη (3 gr/kWh σε αντίθεση με 0,2 gr/kWh), χωρίς όμως να αυξάνεται ο κίνδυνος στο μηχανοστάσιο, λόγω της χαμηλής πίεσης διαχείρισης του αερίου. Τέλος οι κινητήρες *X-DF* παρουσιάζουν υψηλότερη κατανάλωση καυσίμου έναντι των *ME-GI* (140 – 142 g/kWh στο 100% της *MCR*, έναντι 136 – 138 g/kWh στο 100% της *MCR*). [12, 101, 103]

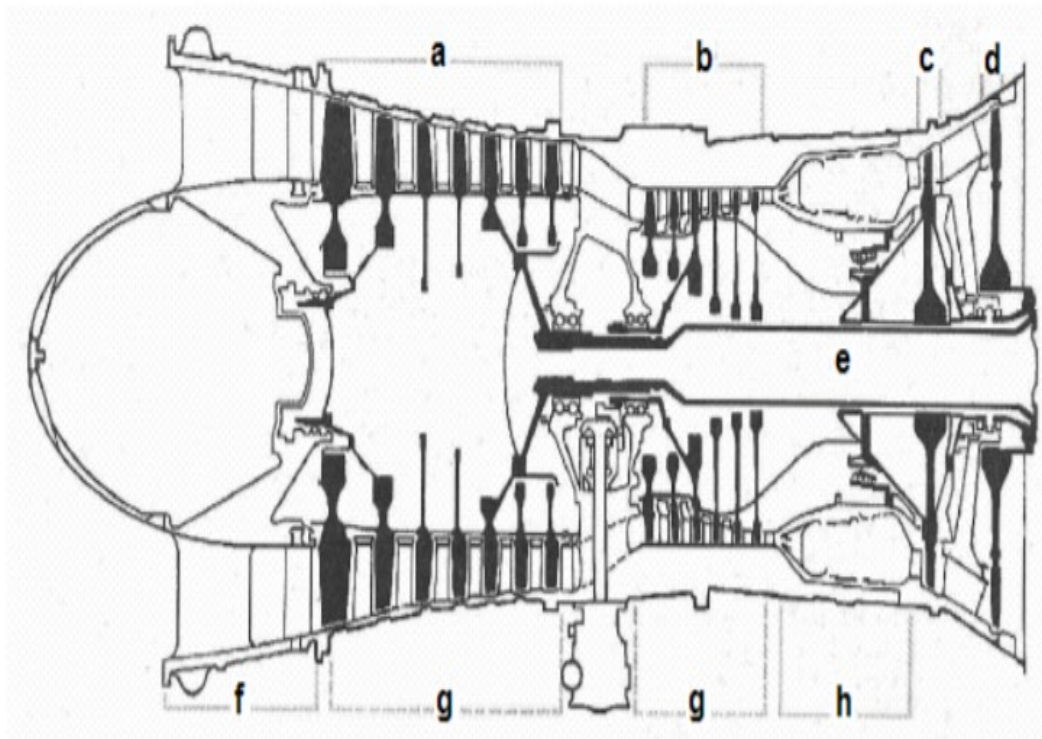
3.2.5 Αεριοστρόβιλος (Gas Turbine – GT)

Μεταποιημένοι αεριοστρόβιλοι, παραγόμενοι από υπάρχουσα τεχνολογία της αεροναυπηγικής, χρησιμοποιούνται εδώ και χρόνια ως κύρια συστήματα πρόωσης πολεμικών πλοίων, ενώ οι ίδιοι σε συνδυασμό με συστήματα ατμού ή γεννήτριες *diesel* έχουν εγκατασταθεί σε κρουαζιερόπλοια ώστε να παράγεται η απαιτούμενη ισχύς της ηλεκτροπρόωσης. Ο αεριοστρόβιλος αποτελεί καινοτόμο εναλλακτική επιλογή πρόωσης, που εισάχθηκε στα *LNGC's* εξ' αιτίας της δυνατότητας που προσφέρει, για καύση του φυσικού αερίου αλλά και υγρών καυσίμων, της υψηλής αξιοπιστίας που παρέχει (προερχόμενη από την αεροναυτική βιομηχανία), τον υψηλό λόγο ισχύος – βάρους εγκατάστασης αλλά και την εξαιρετική απόδοση αναφορικά με τους αέριους ρύπους. [12, 65]

Ένας αεριοστρόβιλος συγκεντρώνει αέρα, τον οποίο συμπιέζει στο τμήμα συμπίεσης, και τον αναμειγνύει με καύσιμο ώστε να διατηρείται η καύση. Τα παραγόμενα αέρια της καύσης εκτονώνονται στον στρόβιλο και ο άξονας του στροβίλου συνεχίζει να περιστρέφεται τροφοδοτώντας με κίνηση τον συμπιεστή (που βρίσκεται στον ίδιο άξονα). Για την παροχή της αρχικής κίνησης, και μέχρι ο στρόβιλος να μπορεί να διατηρήσει την λειτουργία ολόκληρης της μονάδας, εγκαθίσταται ξεχωριστή μονάδα εκκίνησης (*starter unit*).

Τα πρωτεύοντα μέρη ενός αεριοστρόβιλου είναι τα εξής:

- Τμήμα Συμπίεσης (*Compression Module*).
- Τμήμα Καύσης (*Combustion Module*).
- Τμήμα Στροβίλου (*Turbine Module*).

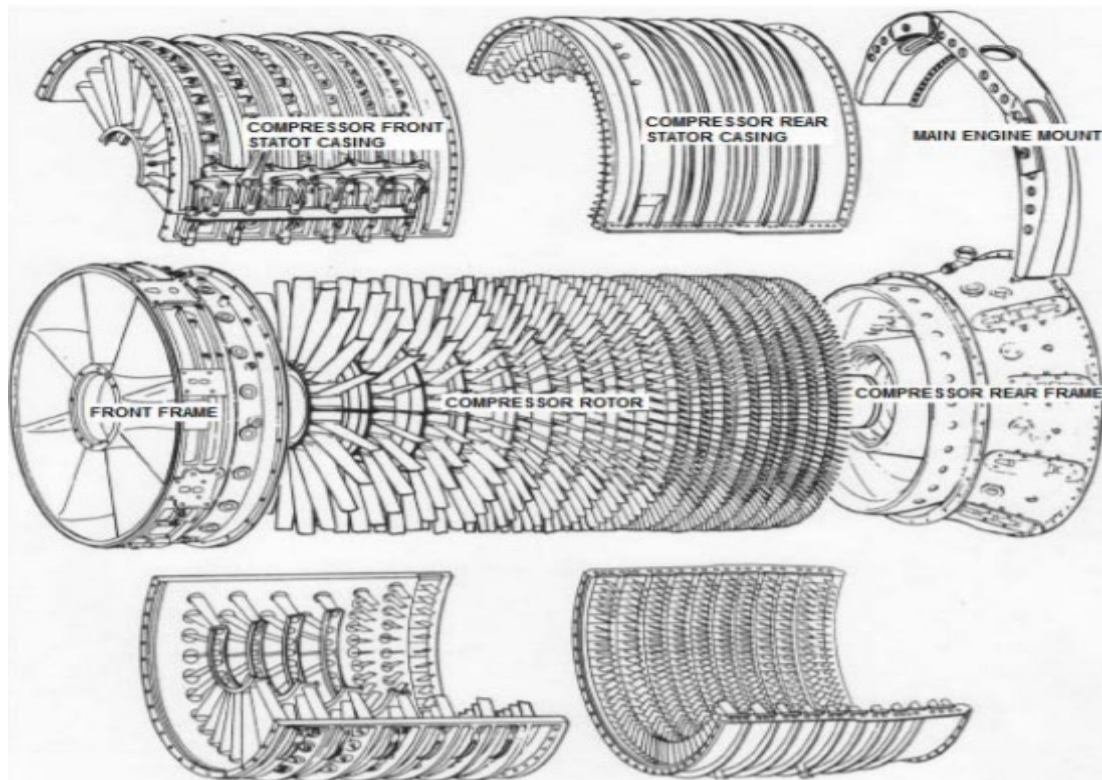


Σχήμα 50. Σχηματική αναπαράσταση τμημάτων αεριοστρόβιλου. *f* – εισαγωγή αέρα, *ag* – συμπιεστής χαμηλής πίεσης, *bg* – συμπιεστής υψηλής πίεσης, *c* & *d* – βαθμίδες στροβίλου, *e* – άξονας, *h* – καυστήρας. [104]

– Τμήμα Συμπίεσης.

Οι μεγαλύτεροι και πιο σύγχρονοι αεριοστρόβιλοι, φέρουν συμπιεστές του αξονικού τύπου σχεδίασης (*axial design type compressor*) σε αντίθεση με παλαιότερους ή εσκεμμένα μικρότερους αεριοστρόβιλους που φέρουν φυγοκεντρικούς συμπιεστές (*centrifugal design type compressor*).

Ο αξονικός συμπιεστής αποτελείται από μία κινητή (ρότορας) και μία ακίνητη (στάτορας) περύγωση, οι οποίες απαντώνται κατά την ροή με την σειρά αυτή. Κάθε ζεύγος κινητών και ακίνητων περυγίων συντελεί μία βαθμίδα συμπίεσης. Ανάλογα με τον αριθμό των εγκατεστημένων βαθμίδων στον συμπιεστή, ο ίδιος μπορεί να είναι μονοβάθμιος (αποτελείται από μία μόνο βαθμίδα) ή πολυβάθμιος (να αποτελείται από περισσότερες βαθμίδες). Επιπλέον, συχνά υπάρχει πριν την πρώτη βαθμίδα μία ακίνητη περύγωση που αποτελείται από οδηγία περύγια εισόδου (*IGV's*), που έχουν σκοπό την πρόσδοση της κατάλληλης κατεύθυνσης στη ροή, ώστε η είσοδος της στην πρώτη βαθμίδα να είναι ομαλή και με την γωνία που πρέπει. Αντίστοιχα περύγια χρησιμοποιούνται για να επαναφέρουν την ροή στην επιθυμητή κατεύθυνση μετά την έξοδο από την τελευταία βαθμίδα [105].



Σχήμα 51. Σύγχρονος αξονικός συμπιεστής υψηλής απόδοσης [106].

Τα πτερύγια του ρότορα της πρώτης βαθμίδας επιταχύνουν τον αέρα με φορά προς το χείλος εκφυγής τους και προς τα πτερύγια της πρώτης βαθμίδας του στάτορα. Τα τελευταία επιβραδύνουν τον αέρα και αυξάνουν την πίεσή του, κατευθύνοντάς τον προς την δεύτερη βαθμίδα συμπίεσης. Η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρις ότου ο αέρας να εξέλθει από το τμήμα συμπίεσης. Κάθε βαθμίδα παρέχει την δυνατότητα περαιτέρω αύξησης του συνολικού λόγου συμπίεσης (*Pressure Ratio*) και αποτελεσματικά, παρά την αρχικά μικρότερη συμπίεση συγκριτικά με φυγοκεντρικούς συμπιεστές ίδιας διαμέτρου, οι πολυβάθμιοι αξονικοί συμπιεστές προσφέρουν, κατά πολύ, υψηλότερους λόγους συμπίεσης (και συνεπαγωγικά υψηλότερη ισχύ).

Σε σχετικά νεότερα σχέδια, το τμήμα συμπίεσης και το τμήμα στροβίλου, μπορούν να διασπαστούν σε μικρότερα υπο-τμήματα, με σκοπό την μείωση της φόρτισης των επιμέρους στοιχείων της εγκατάστασης και την επίτευξη καλύτερης αποδοτικότητας. Έτσι ο συμπιεστής μπορεί να διασπάται σε τμήμα χαμηλής πίεσης (*Low Pressure Module* ή *LPC*) και τμήμα υψηλής πίεσης (*High Pressure Module* ή *HPC*). Σε αυτή την περίπτωση θα υπάρχουν και αντίστοιχα τμήματα χαμηλής (*LPT*) και υψηλής (*HPT*) πίεσης στροβίλου. Τα *LPC* και *LPT* επιδρούν σε έναν μακρύ άξονα με την ίδια ταχύτητα περιστροφής. Τα *HPC* και *HPT* επιδρούν σε κοντότερο άξονα που εφαρμόζει ομόκεντρα και περιμετρικά του άξονα χαμηλής πίεσης. Ο άξονας υψηλής πίεσης περιστρέφεται με σημαντικά υψηλότερη ταχύτητα.

Μετά την συμπίεση ο αέρας εισέρχεται στον διαχυτήρα (*diffuser*). Στην είσοδο του διαχυτήρα παρατηρείται η μέγιστη συνολική ταχύτητα αλλά και πίεση του αέρα. Καθώς ο αέρας διέρχεται από τον διαχυτήρα, ο οποίος προσφέρει συνεχώς αυξανόμενο

εμβαδόν διατομής, η ταχύτητά του μειώνεται και η στατική πίεση αυξάνεται. Η υψηλότερη στατική πίεση παρατηρείται στην έξοδο του διαχυτήρα.

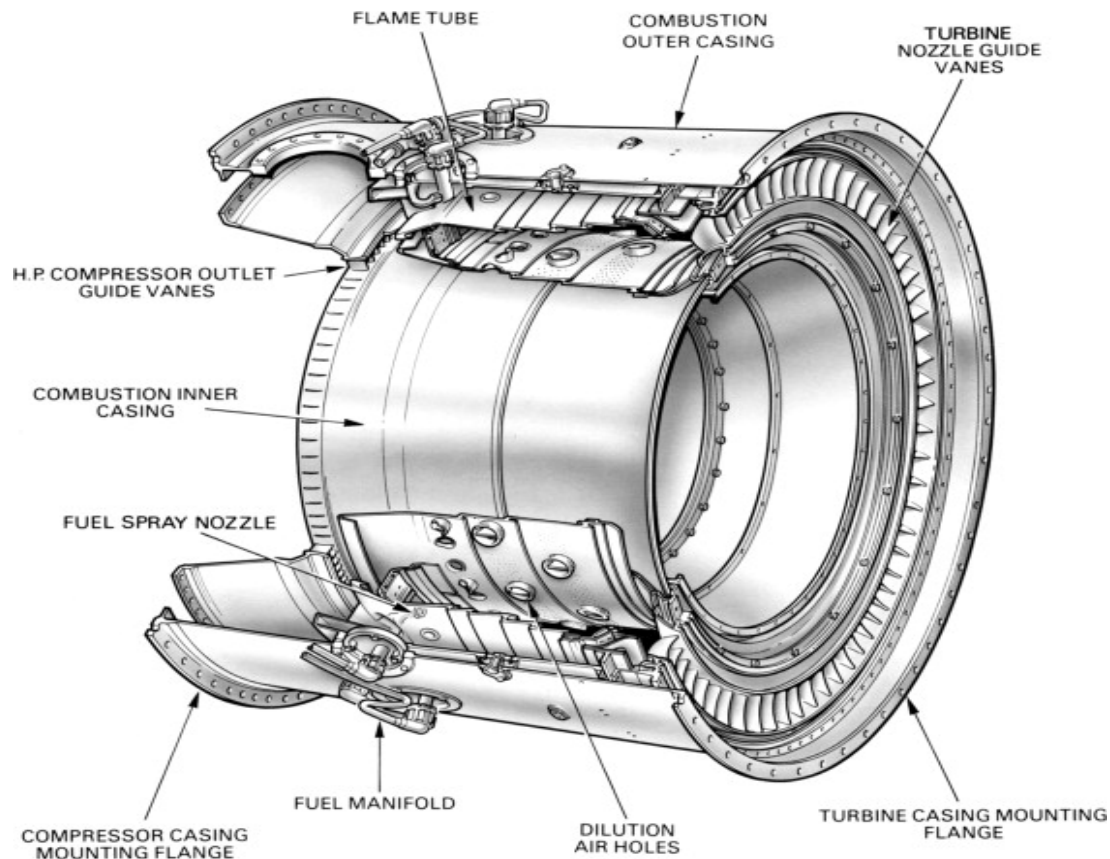
- Τμήμα καύσης.

Το τμήμα καύσης ή καυστήρας περιλαμβάνει τους θαλάμους καύσης, τους σπινθηριστές και τα στόμια καυσίμου. Ο καυστήρας καίει το μίγμα καυσίμου – αερίου και παραδίδει, εντός των θερμοκρασιών σχεδίασης, τα παράγωγα αέρια της καύσης στον στρόβιλο. Το καύσιμο εγχέεται στον θάλαμο καύσης με την μορφή υψηλά διαχυμένου ψεκασμού. Ο απαιτούμενος αέρας καύσης, με την βοήθεια πτερυγίων περιδινήσεως (*swirl vanes*), εισέρχεται περιμετρικά των ακροφυσίων καυσίμου και αναμειγνύεται με το καύσιμο. Ο λόγος αέρα - καυσίμου είναι κατά προσέγγιση 15 μέρη αέρα για κάθε μέρος καυσίμου (κατά βάρος). Ο αέρας της καύσης ονομάζεται πρωτεύων αέρας (*primary air*) και αντιπροσωπεύει το 25% του συνολικού αέρα που εισέρχεται στον κινητήρα. Το υπόλοιπο 75% του αέρα, χρησιμοποιείται ως «κάλυμμα» γύρω από τα φλεγόμενα αέρια αλλά και ως ψυκτικό μέσο του κινητήρα. Ο αέρας ψύξης μειώνει τις αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες σε επίπεδα που αντέχουν τα *IGV's* του στροβίλου και ελέγχεται μέσω οπών και περσίδων στο χιτώνιο του θαλάμου καύσης. Αυτός ο αέρας ονομάζεται δευτερεύων (*secondary air*).

Οι σπινθηριστές ενεργοποιούνται κατά την εκκίνηση του κινητήρα και απενεργοποιούνται μόλις η καύση γίνει αυτοσυντήρητη, δηλαδή μόλις ο στρόβιλος επιτύχει ταχύτητα του σημείου λειτουργίας. Κατά τον τερματισμό λειτουργίας του κινητήρα ή σε περίπτωση αποτυχίας εκκίνησης του κινητήρα, η βαλβίδα αποστράγγισης ενεργοποιείται και αυτόματα αποσύρει το άκαυτο καύσιμο από τον θάλαμο καύσης.

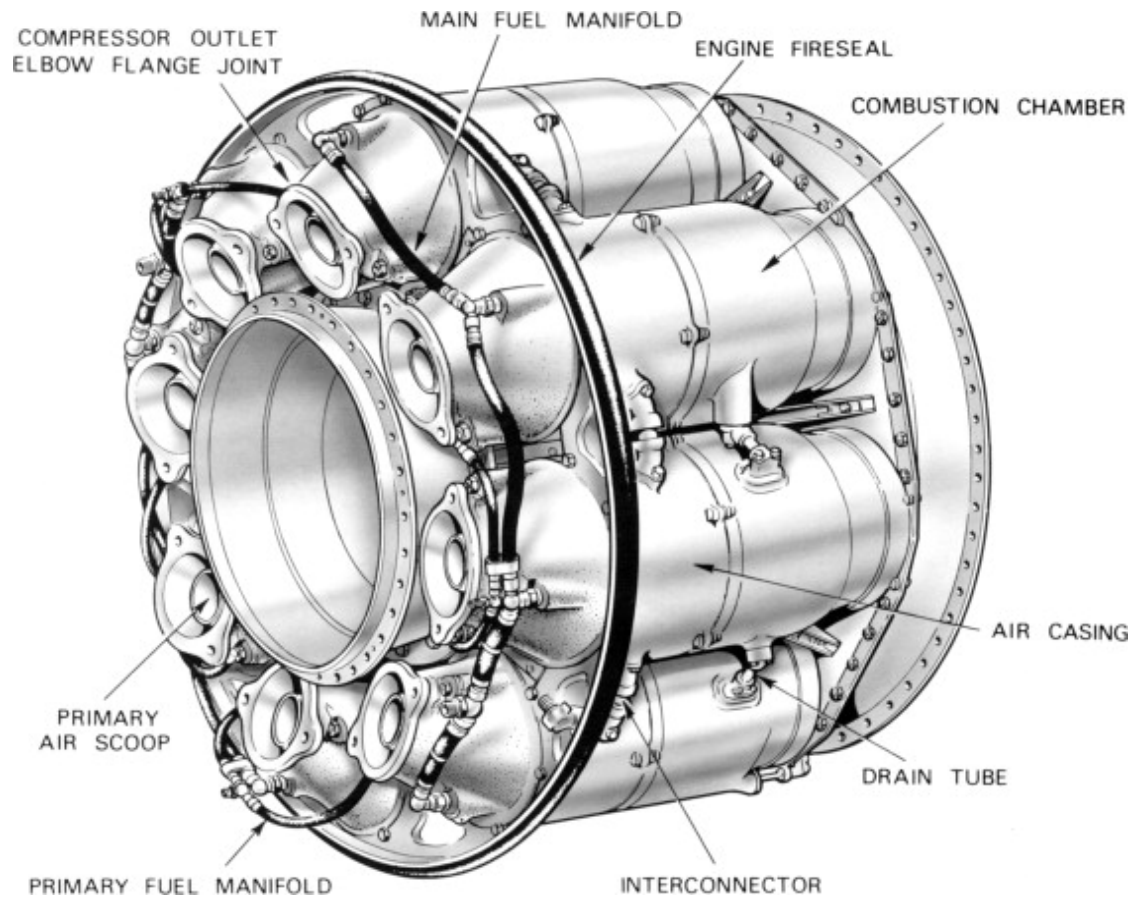
Υπάρχουν τρεις κύριοι τύποι θαλάμων καύσης:

- Δακτυλιοειδής θάλαμος καύσης (*Annular Combustor Chamber*): Στο εν λόγω σχέδιο θαλάμου καύσης, ο συμπιεσμένος αέρας εισέρχεται σε δακτυλιοειδή χώρο (σχηματιζόμενο από το χιτώνιο του θαλάμου), όπου σε ορισμένες σχεδιάσεις τοποθετείται περιμετρικά του στροβίλου. Ο επίσης δακτυλιοειδής χώρος ανάμεσα στο εξωτερικό τοίχωμα του χιτωνίου και του κελύφους του θαλάμου καύσης, καθοδηγεί την ροή του δευτερεύοντος αέρα. Το περιγραφόμενο σχέδιο παρουσιάζει μεγαλύτερο όγκο καύσης ανά μονάδα εμβαδού μετάλλου του θαλάμου και επομένως αποτελεί ελαφρύτερη επιλογή, συγκριτικά με άλλους θαλάμους καύσης.



Σχήμα 52. Annular gas chamber [104].

- Κανιστροειδής (πολύ-κανιστροειδής) θάλαμος καύσης (*Can – Multican Combustion Chamber*): Το σχέδιο του κανιστροειδούς θαλάμου καύσης αποτελείται από έναν ή περισσότερους ξεχωριστούς θαλάμους (κάνιστρο). Αέρας, από τον συμπιεστή, εισέρχεται σε κάθε θάλαμο καύσης μέσω ειδικής διαμόρφωσης στην άκρη του θαλάμου από την μεριά του συμπιεστή. Κάθε κάνιστρο είναι εξοπλισμένο με εγχυτήρες καυσίμου, σπινθηριστές, χιτώνιο και εξωτερικό κάλυμμα. Το χιτώνιο και το κάλυμμα του θαλάμου είναι ομόκεντρα, ενώ στον χώρο ανάμεσά τους διέρχεται ο δευτερεύον αέρας. Για τον έλεγχο της παροχής του αέρα χρησιμοποιούνται οπές και περσίδες. Η συνεχής ροή του αέρα αποτρέπει τον σχηματισμό άνθρακα στο εσωτερικό του χιτωνίου που μπορεί να προκαλέσει αύξηση της θερμοκρασίας και να φράξει τις διόδους του αέρα ψύξης με αποτέλεσμα την μείωση της ζωής του καυστήρα.
- Δακτυλιοειδής – κανιστροειδής θάλαμος καύσης: Πρόκειται για συνδυασμό των παραπάνω. Κατά ομοίωση με τον κανιστροειδή θάλαμο καύσης, παρατηρούνται ξεχωριστές ζώνες καύσης περιορισμένες από πολλαπλά χιτώνια, ενώ κατ' αναλογία με τον δακτυλιοειδή θάλαμο καύσης, οι εν λόγω ζώνες καύσης μοιράζονται κοινό δακτυλιοειδές κέλυφος. Σε γενικές γραμμές έχει αποδειχθεί πως η έξοδος των αερίων της καύσης από αυτό το είδος καυστήρα, ακολουθεί πιο ομοιόμορφο προφίλ αναφορικά με τις διακυμάνσεις των θερμοκρασιών.



Σχήμα 53. Multi-can combustion chamber [107].

– Τμήμα Στροβίλου.

Ο αξονικός στρόβιλος συγκροτείται από βαθμίδες κάθε μία εκ των οποίων αποτελείται από σειρά σταθερών, ακολουθούμενη από σειρά περιστρεφόμενων πτερυγίων. Τα πτερύγια του στρόβιλου είναι είτε τύπου ώθησης (*impulse type blades*), είτε τύπου αντίδρασης (*reaction type blades*).

Η κινητική ενέργεια των αερίων που εισέρχονται στον στρόβιλο μετατρέπεται σε υποδύναμη, η οποία χρησιμοποιείται για την κίνηση του συμπιεστή και των υπόλοιπων βοηθητικών συστημάτων. Τα τμήματα του συμπιεστή, του στρόβιλου του συμπιεστή και του καυστήρα συγκροτούν την «γεννήτρια αερίων» (*gas generator*). Σε εφαρμογές παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, ολόκληρος ο αεριοστρόβιλος αποτελεί γεννήτρια αερίων συζευγμένη σε εναλλακτήρα. [108].

Ένα από τα ισχυρά πλεονεκτήματα των αεριοστρόβιλων αποτελεί η δυνατότητα εύκολου συνδυασμού τους με άλλες θερμικές μηχανές με αποτέλεσμα την δημιουργία συνδυασμένων κύκλων. Ορισμένοι από τους σημαντικότερους αυτούς κύκλους, για την πρόωση των πλοίων, είναι οι:

- Συνδυασμένος κύκλος κινητήρα *diesel* και αεριοστρόβιλου (*COmbined Diesel And Gas turbine - CODAG*): Στον κύκλο αυτό, ο κινητήρας *diesel* παρέχει την απαιτούμενη ισχύ πρόωσης σε χαμηλές ταχύτητες του πλοίου, ενώ στις υψηλές ταχύτητες ενεργοποιείται ο αεριοστρόβιλος παρέχοντας σημαντικά μεγαλύτερη ισχύ.
- Συνδυασμένος κύκλος κινητήρα *diesel* ή αεριοστρόβιλου (*COmbined Diesel Or Gas turbine - CODOG*). Εδώ οι συνδέσεις του άξονα της έλικας (ή του πίδακα νερού) με τους παραγωγούς ισχύος είναι τέτοιες, ώστε να χρησιμοποιείται μόνο ένας εκ των δύο σε δεδομένο χρόνο.
- Συνδυασμένος κύκλος αεριοστρόβιλου και αεριοστρόβιλου (*COmbined Gas turbine And Gas turbine – COGAG*) και συνδυασμένος κύκλος αεριοστρόβιλου ή αεριοστρόβιλου (*COmbined Gas turbine Or Gas turbine*). Τα συστήματα αυτά χρησιμοποιούν έναν μικρό αεριοστρόβιλο για τις χαμηλές ταχύτητες του πλοίου ή/και μεγαλύτερο αεριοστρόβιλο για τις υψηλές ταχύτητες αντίστοιχα.
- Συνδυασμένος κύκλος κινητήρα *diesel* και αεριοστρόβιλου με ηλεκτροπρόωση (*COmbined Diesel eLectric And Gas turbine*). Το σύστημα αυτό χρησιμοποιεί, για τις χαμηλές στροφές του πλοίου, ηλεκτρικά μοτέρ που τροφοδοτούνται από γεννήτριες συνδεδεμένες σε κινητήρες *diesel*. Στις υψηλές στροφές ενεργοποιείται ο αεριοστρόβιλος.
- Συνδυασμένος κύκλος αεριοστρόβιλου – ατμοστρόβιλου (*COmbined Gas turbine And Steam turbine – COGAS*) ή συνδυασμένος κύκλος αεριοστρόβιλου ατμοστρόβιλου με ηλεκτροπρόωση (*COmbined Gas turbine Electric and Steam turbine – COGES*). Στα συστήματα αυτά συνδυάζεται αεριοστρόβιλος με ατμοστρόβιλο για την παραγωγή μηχανικής ισχύος, στην πρώτη περίπτωση, ή ηλεκτρικής ισχύος, στην δεύτερη περίπτωση [107].

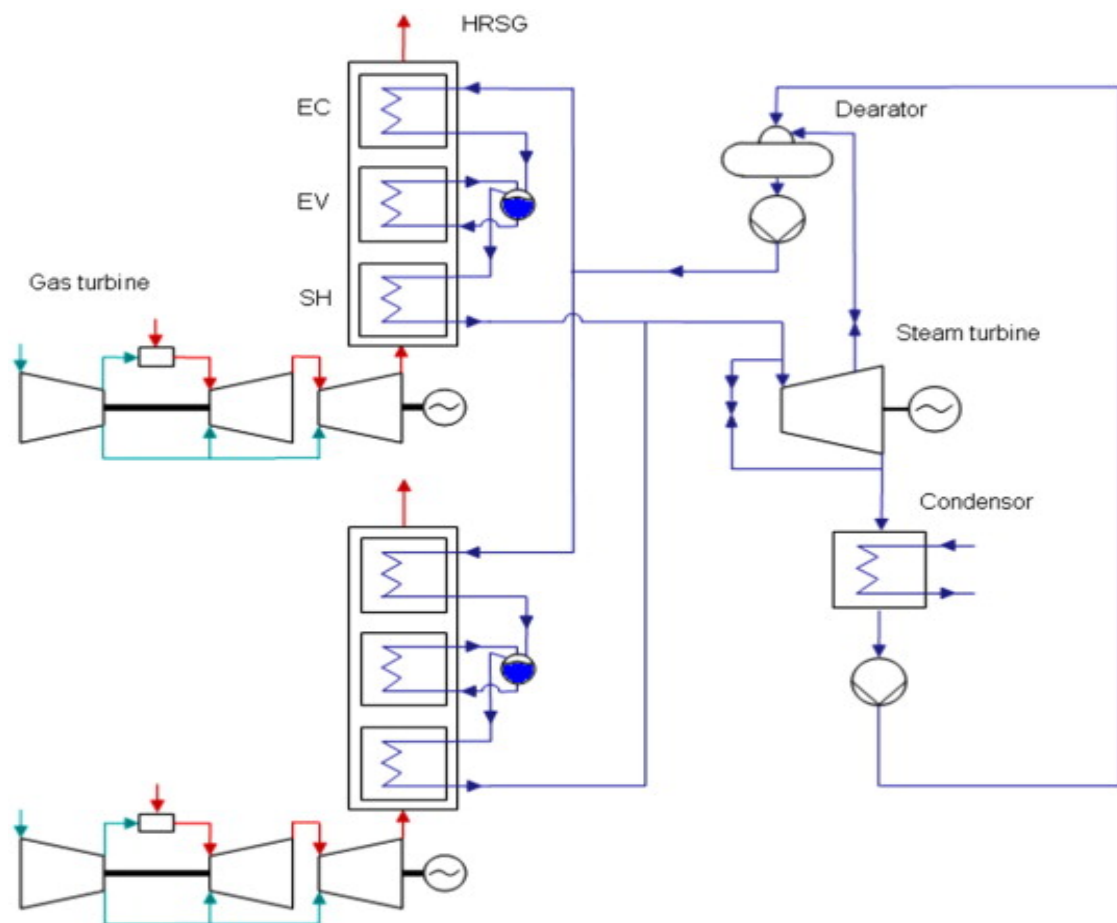
Το κυριότερο πλεονέκτημα της χρήσης αεριοστρόβιλου για πρόωση πλοίων έγκειται στην υψηλή ισχύ που ο ίδιος παράγει, συγκριτικά με το μέγεθός του. Σε συνδυασμό με την δυνατότητα που παρέχει για εύκολο συνδυασμό με άλλες θερμικές μηχανές, ο αεριοστρόβιλος σε συνδυασμένο κύκλο αναδείχθηκε σε ένα από τα κυριότερα συστήματα πρόωσης μονάδων επιφανείας διαφόρων ναυτικών ανά τον κόσμο. Επιπρόσθετα, η υψηλή αξιοπιστία τους, η δυνατότητα καύσης διαφόρων καυσίμων αλλά και η εξαιρετική απόδοσή τους αναφορικά με τις εκπομπές αέριων ρύπων, έδωσε θέση στους αεριοστρόβιλους στα κρουαζιερόπλοια αλλά και σε επιβατηγά πλοία τύπου *jetfoil*.

Παρ' όλα αυτά, συγκριτικά με τον ανταγωνισμό, στην εμπορική ναυτιλία ο αεριοστρόβιλος δεν ανήκει στις δημοφιλέστερες εναλλακτικές λύσεις. Κυριότερος λόγος αυτού, αποτελεί η εξαιρετικά υψηλή κατανάλωση καυσίμου. Όπως καταδεικνύεται σε επόμενο κεφάλαιο το πρόβλημα της αποδοτικότητας καυσίμου μπορεί να βελτιωθεί, με διάφορες εταιρίες να προτείνουν συστήματα συνδυασμένου κύκλου αεριοστρόβιλου, κάνοντας χρήση συστημάτων ανάκτησης θερμότητας.

3.3 Κινητήρας Συνδυασμένου Κύκλου Αεριοστρόβιλου – Ατμοστρόβιλου (ΣΚΑΑ)

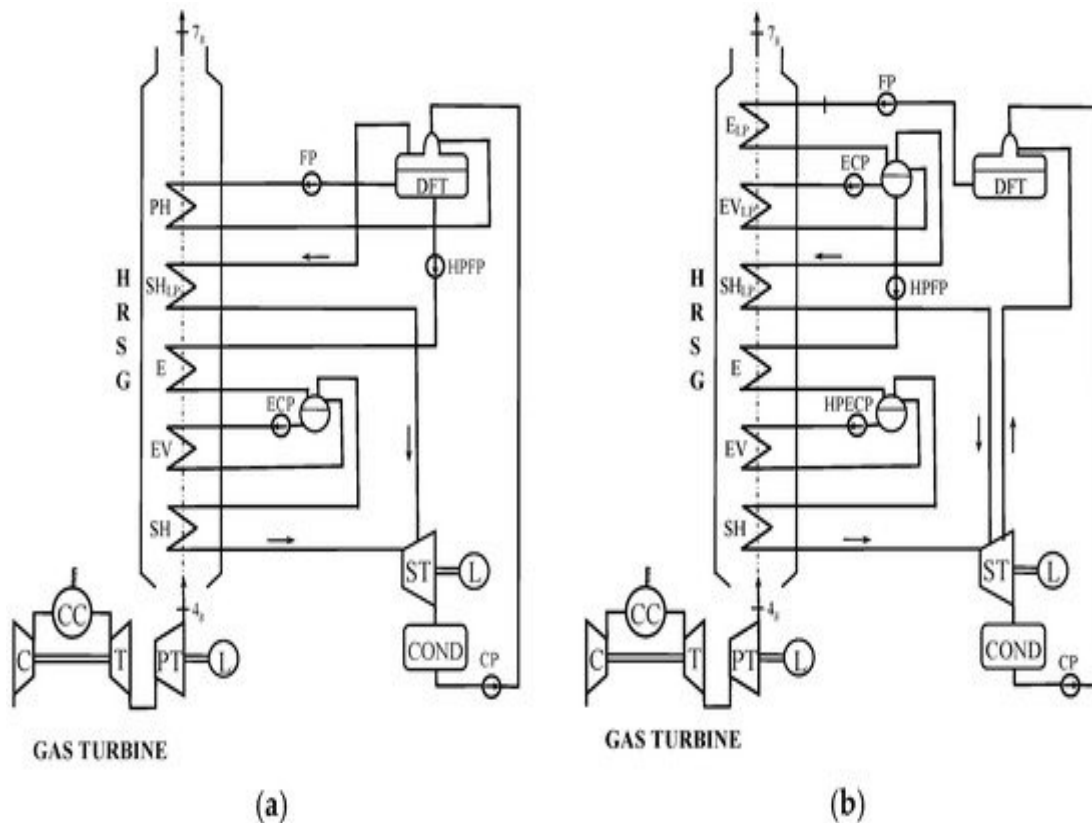
Αρχικά, ο συνδυασμένος κύκλος αεριοστρόβιλου – ατμοστρόβιλου, με σκοπό την αύξηση της αποδοτικότητας του αεριοστρόβιλου αναφορικά με την κατανάλωση καυσίμου, δοκιμάστηκε σε εγκαταστάσεις στην στεριά. Η αποδοτικότητα σε καύσιμο που επιτεύχθηκε, ήταν σημαντικά υψηλότερη, αρκετές φορές ανώτερη των υπολοίπων πρωτεύοντων συστημάτων κίνησης [85]. Η επιτυχία αυτή οδήγησε στην εκκίνηση μελετών για προσαρμογή του εν λόγω συστήματος στα πλοία.

Η λειτουργία του περιγραφόμενου συνδυασμένου κύκλου βασίζεται στην εναπομένουσα θερμική ενέργεια που εμπεριέχεται στα καυσαέρια του αεριοστρόβιλου, μετά την εκτόνωση αυτών στον στρόβιλο. Τα εν λόγω καυσαέρια, κατά την έξοδό τους από τον αεριοστρόβιλο, οδηγούνται σε σύστημα ανάκτησης της εναπομένουσας θερμικής ενέργειας (*Waste Heat Recovery System*), που συναντάται με την μορφή λέβητα απόβλητης θερμότητας (*Heat Recovery Steam Generator - HRSG*), με σκοπό την εκμετάλλευσή τους για την παραγωγή ατμού. Ο παραγόμενος ατμός στην συνέχεια εκτονώνεται σε ατμοστρόβιλο μεγιστοποιώντας την συνολική αποδοτικότητα του συστήματος [109].



Σχήμα 54. Συνδυασμένος κύκλος αεριοστρόβιλου – ατμοστρόβιλου, με δύο αεριοστρόβιλους και κύκλο ατμού μόνης πίεσης [110].

Αντιπροσωπευτικό παράδειγμα της παραπάνω διαδικασίας αποτελεί αυτό του **Σχήματος 54**. Τα καυσαέρια εκτονώνονται στην γεννήτρια αερίων και στον στρόβιλο παραγωγής έργου και στην συνέχεια εισέρχονται στο σύστημα *HRSG*. Εκεί, με φορά αντίθετη αυτής του ατμού, διέρχονται αρχικά από τον υπερθερμαντήρα (*Super Heater – SH*), στην συνέχεια από τον ατμοποιητή (*Evaporator – EV*) και τέλος από τον οικονομητήρα (*Economizer – EC*). Στους εν λόγω εναλλάκτες, τα καυσαέρια προσδίδουν θερμότητα στον ατμό, μέχρις ότου ο ίδιος να γίνει υπέρθερμος. Έχοντας εκμεταλλευτεί την περίσσεια ενέργειά τους, τα καυσαέρια αποβάλλονται. Αναφορικά με τον κύκλο του ατμού, ο ίδιος, αρχικά, συναντάται με την μορφή συμπυκνώματος (*condensate*). Μέσω αντλιών το συμπύκνωμα οδηγείται στον αποαερωτή (*deaerator*), όπου αφαιρείται ο αέρας, και στην συνέχεια στο *HRSG*. Εκεί το συμπύκνωμα διέρχεται, αρχικά, από τον οικονομητήρα, στην συνέχεια από τον ατμοποιητή και τέλος από τον υπερθερμαντήρα. Κατά την έξοδο από το *HRSG*, ο πλέον υπέρθερμος ατμός, εκτονώνεται στον αμοστρόβιλο για την παραγωγή έργου. Μετά την εκτόνωσή του, ο ατμός διέρχεται από τον συμπυκνωτή (*condenser*) ώστε να επαναληφθεί ο κύκλος.

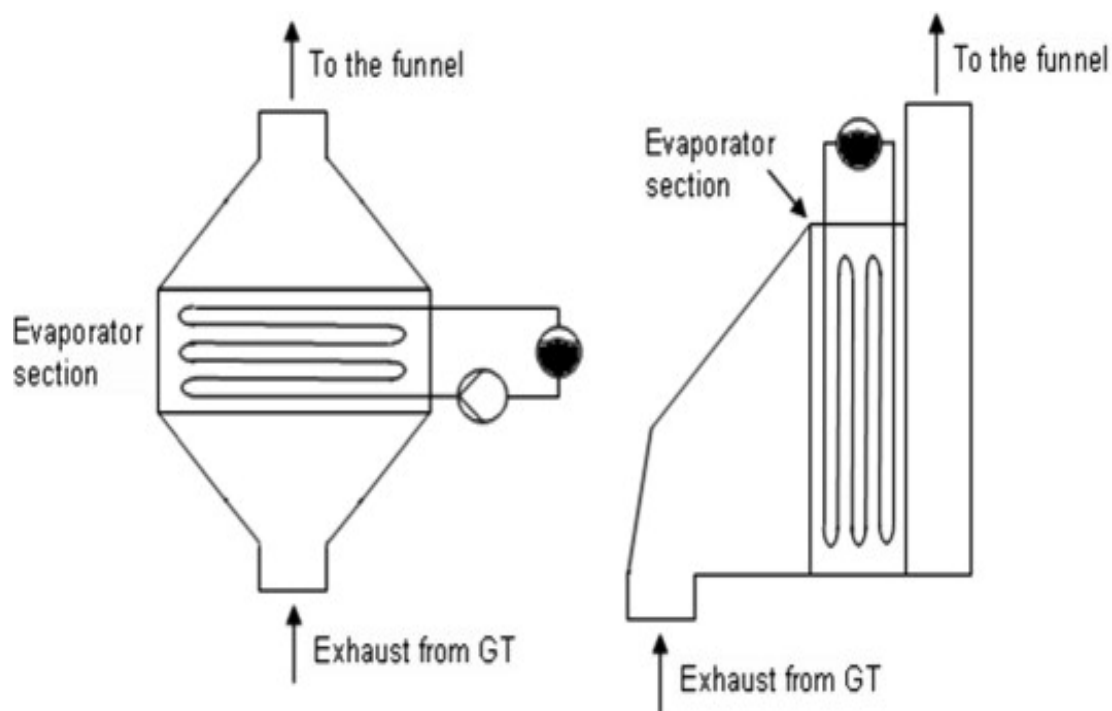


Σχήμα 55. Σύστημα ΣΚΑΑ διπλής πίεσης ατμού, με έναν (a) ή δύο (b) λέβητες [111].

Στο **Σχήμα 55** παρατίθενται συστήματα ΣΚΑΑ διπλής πίεσης ατμού. Συγκεκριμένα στο **Σχήμα 55 (a)**, το *HRSG* αποτελείται από λέβητα στον οποίο εμπεριέχονται ο προθερμαντήρας (*PH*), ο υπερθερμαντήρας χαμηλής πίεσης (*SH_{LP}*), ο οικονομητήρας (*E*), ο ατμοποιητής (*EV*) και ο υπερθερμαντήρας υψηλής πίεσης (*SH_{HP}*). Στην διαμόρφωση αυτή, η δεξαμενή του αποαερωτή (*DFT*) λειτουργεί και ως τύμπανο ατμού

χαμηλής πίεσεως, ενώ ο προθερμαντήρας έχει αναλάβει το έργο του οικονομητήρα και ατμοποιητή χαμηλής πίεσεως. Ο κορεσμένος ατμός αποστέλλεται, από την δεξαμενή του αποαερωτή, στον υπερθερμαντήρα χαμηλής πίεσεως και από εκεί στον στρόβιλο χαμηλής πίεσης. Αντλία ανακυκλοφορίας (FP), ανακυκλοφορεί τμήμα του συμπυκνώματος της δεξαμενής του αποαερωτή στον προθερμαντήρα, ενώ το υπόλοιπο τροφοδοτείται, μέσω αντλίας υψηλής πίεσης (HPFP), στον οικονομητήρα, ατμοποιητή και υπερθερμαντήρα υψηλής πίεσης ώστε, ο πλέον υπερθερμός ατμός, να καταλήξει στον στρόβιλο υψηλής πίεσης όπου θα εκτονωθεί. Ανάμεσα στον οικονομητήρα και ατμοποιητή υψηλής πίεσης, εγκαθίστανται τύμπανο υψηλής πίεσης, με αντλία ανακυκλοφορίας του συμπυκνώματος (ECP) στον ατμοποιητή. Στο Σχήμα 55 (b), αντί για προθερμαντήρα, εγκαθίστανται οικονομητήρας (E_{LP}) και ατμοποιητής (EV_{LP}) χαμηλής πίεσης, ενώ υπάρχει και αφοσιωμένο τύμπανο ατμού χαμηλής πίεσης, με την διαμόρφωση του υπόλοιπου HRSG να παραμένει ίδια. Ουσιαστικά πρόκειται για δύο λέβητες απόβλητης θερμότητας, χαμηλής και υψηλής πίεσης αντίστοιχα.

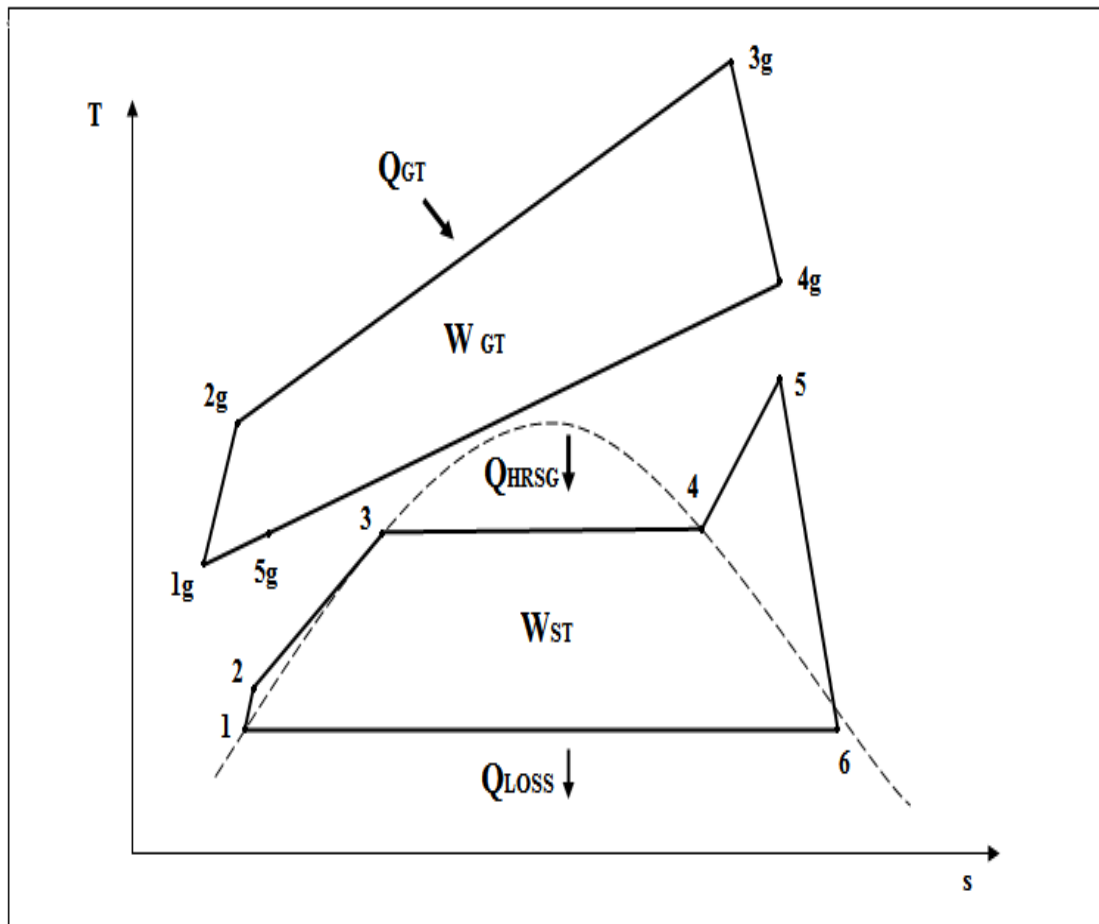
Το σύστημα HRSG μπορεί να είναι τύπου μονής διέλευσης του ατμού (*once-through type*) ή τύπου τυμπάνου (*drum type*). Στο HRSG τύπου τυμπάνου ο διαχωρισμός νερού – ατμού και η κατακράτηση του νερού πραγματοποιείται σε τύμπανο ατμού. Η διαμόρφωση αυτού του τύπου HRSG μπορεί να είναι κατακόρυφη ή οριζόντια, ανάλογα με την κατεύθυνση της ροής των καυσαερίων κατά την διέλευσή τους από αυτό. Στα κατακόρυφα σχέδια, οι σωληνώσεις μεταφοράς θερμότητας είναι οριζόντιες, με αποτέλεσμα, συχνά, να απαιτείται χρήση αντλίας ανακυκλοφορίας (*circulating pump*) ώστε να επιβεβαιώνεται η σταθερή ροή στον ατμοποιητή. Στα οριζόντια σχέδια, η κυκλοφορία επιτυγχάνεται εξ' ολοκλήρου από την βαρύτητα, εξ' αιτίας των διαφορετικών πυκνοτήτων του συμπυκνώματος και του ατμού. Αυτού του είδους η κυκλοφορία ονομάζεται φυσική ροή.



Σχήμα 56. Αναπαράσταση κατακόρυφου (αριστερά) και οριζόντιου (δεξιά) HRSG, τύπου τυμπάνου [112].

Το σύστημα *HRSG* μόνης διέλευσης αποτελεί, ουσιαστικά, έναν κυλινδρικό αυλό, μέσα στον οποίο συναντώνται ο οικονομητήρας, ο ατμοποιητής και ο υπερθερμαντήρας. Το συμπύκνωμα εισέρχεται στο ένα άκρο του συστήματος και εξέρχεται ατμός από το άλλο, εξαλείφοντας την ανάγκη για ύπαρξη τυμπάνου και αντλίες κυκλοφορίας. Παρ' όλα αυτά, επειδή όλος ο όγκος του νερού που εισέρχεται στο *HRSG* πρέπει να ατμοποιηθεί, η απαιτούμενη επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας είναι μεγάλη, με αποτέλεσμα ο συγκεκριμένος τύπος να καταλαμβάνει περισσότερο χώρο. Εν αντιθέσει στο *HRSG* τύπου τυμπάνου, το νερό ανακυκλοφορείται και ατμοποιείται τμηματικά με αποτέλεσμα να απαιτείται μικρότερη επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας.

Όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο, η λειτουργία του αεριοστρόβιλου διέπεται από τον κύκλο *Brayton*, ενώ η λειτουργία του ατμοστρόβιλου διέπεται από τον κύκλο *Rankine*. Έτσι καταλήγουμε στο παρακάτω, ενδεικτικό, διάγραμμα *T-s* για τον ΣΚΑΑ.



Σχήμα 57. Διάγραμμα *T-s*, κύκλου ΣΚΑΑ [113].

Ο άνω κύκλος (*topping cycle*) αντιστοιχεί στον κύκλο *Brayton* του αεριοστρόβιλου, ενώ ο κάτω κύκλος (*bottoming cycle*) αντιστοιχεί στον κύκλο *Rankine* του ατμοστρόβιλου.

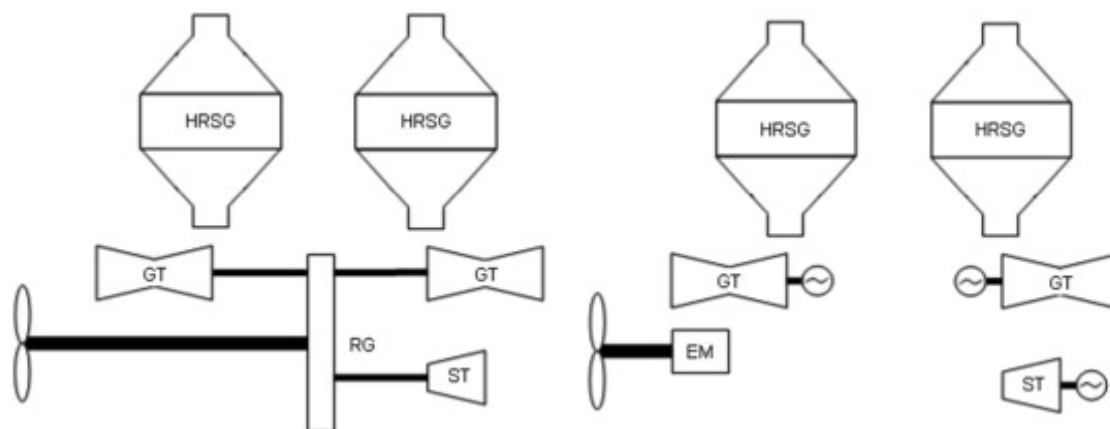
Για τον κύκλο *Brayton* ισχύουν οι εξής θερμοδυναμικές μεταβολές:

- 1g – 2g: Ισεντροπική συμπίεση (Τμήμα Συμπίεσης).
- 2g – 3g: Ισόθλιπτη πρόσδοση θερμότητας (Τμήμα Καύσης).
- 3g – 4g: Ισεντροπική εκτόνωση (Τμήμα Στροβίλου).
- 4g – 1g: Ισόθλιπτη αποβολή θερμότητας (Αποβολή Καυσαερίων).

Για τον κύκλο *Rankine* ισχύουν οι εξής θερμοδυναμικές μεταβολές:

- 1 – 2: Ισεντροπική συμπίεση του συμπυκνώματος (Αναρρόφηση κορεσμένου νερού).
- 2 – 3 – 4 – 5: Ισόθλιπτη πρόσδοση θερμότητας (Διέλευση από οικονομία, ατμοποιητή και υπερθερμαντήρα αντίστοιχα).
- 5 – 6: Ισεντροπική εκτόνωση (Εκτόνωση στον στρόβιλο).
- 6 – 1: Ισόθλιπτη αποβολή θερμότητας (Συμπύκνωση).

Υπάρχουν αρκετές διαμορφώσεις του ΣΚΑΑ ώστε να ικανοποιούνται οι διαφορετικές απαιτήσεις της εκάστοτε εφαρμογής. Στην περίπτωση των πλοίων, επικρατέστερες αποτελούν οι *COGAS* (*CO*mbined *G*as *A*nd *S*tream) και *COGES* (*CO*mbined *G*as *E*lectric and *S*tream). Η διαφορά μεταξύ των δύο έγκειται στον τρόπο μετάδοσης της κίνησης στην έλικα. Όπως φαίνεται στο **Σχήμα 58** κατά την διαμόρφωση *COGAS* η μετάδοση της κίνησης πραγματοποιείται με μηχανικά μέσα (μειωτήρες), ενώ κατά την διαμόρφωση *COGES* η μηχανική ενέργεια που παράγεται στους στροβίλους (ατμού ή/και αερίου) μετασχηματίζεται σε ηλεκτρική και τροφοδοτεί σύγχρονους ηλεκτρικούς κινητήρες.

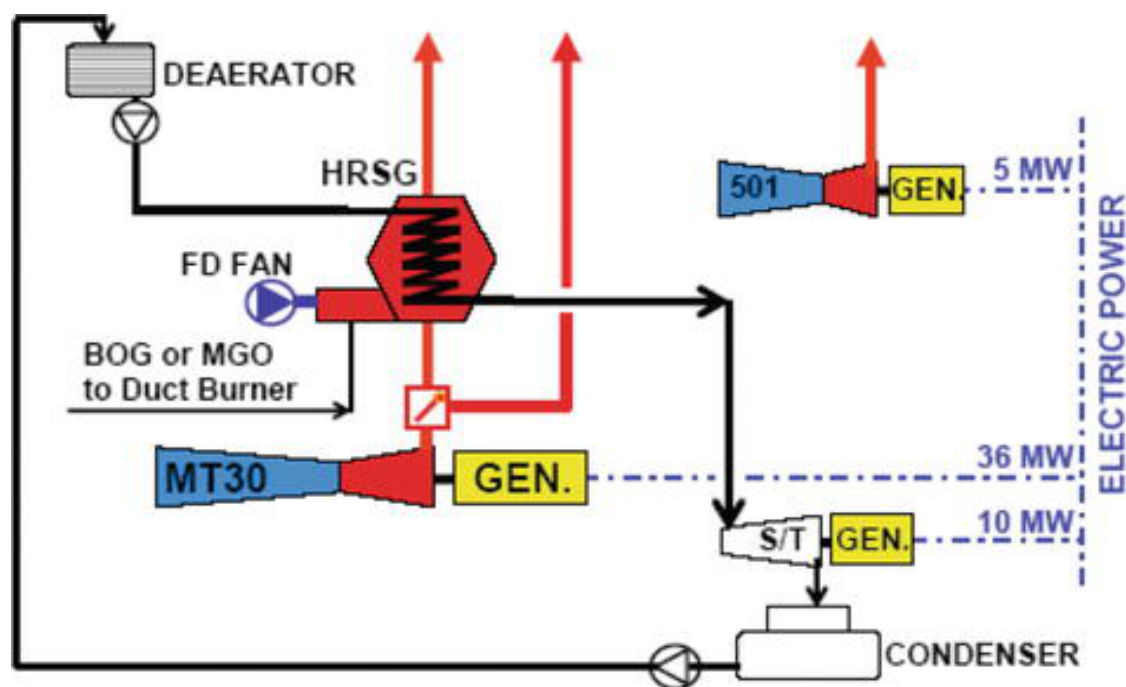


Σχήμα 58. Διαφορά διαμορφώσεων *COGAS* (αριστερά) και *COGES* (δεξιά) [112].

Τα συστήματα μηχανικής μετάδοσης κίνησης (*COGAS*) παρουσιάζουν υψηλή αποδοτικότητα, 98 – 99 % της παραγόμενης ισχύος. Παρ' όλα αυτά, αρκετές φορές, υστερούν αναφορικά με την δυνατότητα ανακατεύθυνσης ή διαμοιρασμού της ισχύος, σε πλοία πολλαπλών αξόνων. Επιπρόσθετα, δεν είναι εύκολη η χρήση του κύριου συστήματος πρόωσης για την εξυπηρέτηση των ενεργειακών αναγκών του πλοίου σε κατάσταση ελλιμενισμού, με αποτέλεσμα την δημιουργία ανάγκης για εγκατάσταση ξεχωριστού συστήματος παραγωγής ενέργειας.

Τα πλεονεκτήματα της ηλεκτροπρόωσης (*COGES*) αφορούν κυρίως την δυνατότητα που προσφέρεται, για σύνδεση αεριοστρόβιλων υψηλών ταχυτήτων στις αργόστροφες έλικες των πλοίων, χωρίς την ανάγκη εγκατάστασης μηχανισμών μείωσης στροφών. Επιπρόσθετα, όλοι οι παραγωγοί ενέργειας παρέχουν ισχύ σε κοινό σύστημα διανομής, με αποτέλεσμα ένας κύριος παραγωγός να μπορεί να τροφοδοτεί πολλαπλούς ηλεκτρικούς κινητήρες. Κυριότερο μειονέκτημα του συστήματος *COGES* αποτελεί η μειωμένη αποδοτικότητα καυσίμου, εξ' αιτίας της διπλής μετατροπής της παραγόμενης μηχανικής ενέργειας σε ηλεκτρική και το αντίστροφο [112].

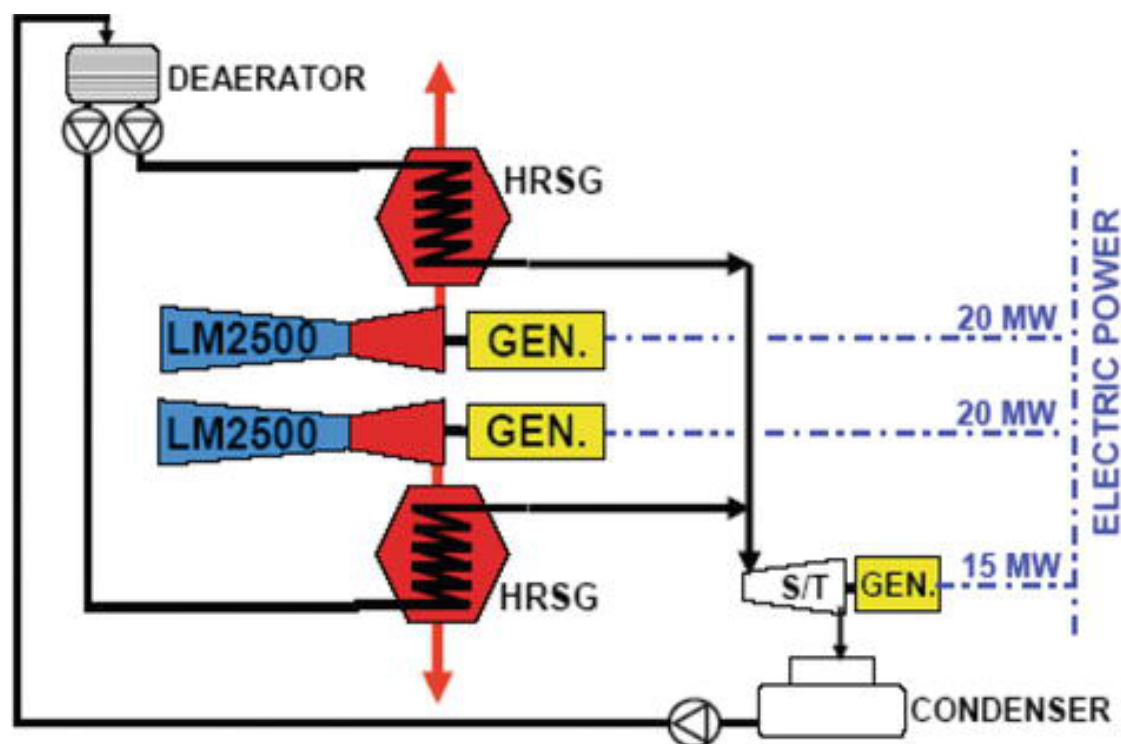
Η επιλογή του καταλληλότερου συστήματος εξαρτάται από τις απαιτήσεις του εκάστοτε πλοίου. Συγκεκριμένα για τα *LNG* η αγορά τείνει προς το σύστημα *COGES* με δύο προτεινόμενες διαμορφώσεις των εταιριών *Rolls-Royce* και *General Electric*.



Σχήμα 59. Σχηματική απεικόνιση του προτεινόμενου σχεδίου *COGES* της *Rolls-Royce* [11].

Το προτεινόμενο σχέδιο συστήματος *COGES* που σχεδιάστηκε από την *Rolls-Royce*, αποτελείται από δύο αεριοστρόβιλους ισχύος 36 MW και 5 MW αντίστοιχα (Σχήμα 59). Επιπρόσθετα, ατμοστρόβιλος των 10 MW είναι συζευγμένος στο *HRSG*. Εν καιρώ πλεύσης, μόνο ο κύριος αεριοστρόβιλος και ο ατμοστρόβιλος, βρίσκονται σε λειτουργία, ενώ σκοπός του λιγότερο ισχυρού αεριοστρόβιλου είναι η κάλυψη των

ενεργειακών αναγκών του πλοίου, σε περιόδους ελλιμενισμού, ώστε να αποφεύγεται η χρήση του κύριου συστήματος που συνοδεύεται από υψηλή κατανάλωση καυσίμου.



Σχήμα 60. Σχηματική απεικόνιση του προτεινόμενου σχεδίου COGES της General Electric [11].

Η διαμόρφωση της *General Electric* (Σχήμα 60), αποτελείται από σύστημα COGES δύο αεριοστρόβιλων, ισχύος 20 MW έκαστος, και ατμοστρόβιλο ισχύος 15 MW. Μέσω αυτής της διαμόρφωσης αυξάνεται ο βαθμός αξιοπιστίας, καθώς το εν λόγω σύστημα εγγυάται την διατήρηση του 50% της συνολικής παραγόμενης ισχύος, ακόμα και κατά το ενδεχόμενο αστοχίας ενός εκ των δύο κύριων αεριοστρόβιλων. Παρ' όλα αυτά, εξ' αιτίας της απουσίας δευτερεύουσας γεννήτριας χαμηλότερης ισχύος, η κατανάλωση καυσίμου σε κατάσταση ελλιμενισμού είναι υψηλότερη συγκριτικά με το σχέδιο της *Rolls-Royce*. [11]

Το σύστημα παροχής καυσίμου είναι όμοιο με αυτά των υπολοίπων εναλλακτικών συστημάτων πρόωσης που χρησιμοποιούν φυσικό αέριο, όμως η πίεση του αερίου φτάνει μέχρι και τα 40 bar κατ' αναλογία του τύπου των αεριοστρόβιλων και των συμπιεστών που τροφοδοτούν τον προηγούμενο με BOG. Η γραμμή παροχής αερίου στους χώρους του μηχανοστασίου αποτελείται από τις εξαεριζόμενες σωληνώσεις διπλού τοιχώματος, και το μήκος τους περιορίζεται κατά το δυνατόν περισσότερο ώστε να μειωθεί η πιθανότητα διαρροής.

Ο αεριοστρόβιλος, καθ' αυτός, είναι σχεδιασμένος βάσει του αυτό-περιορισμού του αερίου, με όλα τα απαραίτητα όργανα και εξοπλισμό (π.χ. αεριοστρόβιλος, βαλβίδες αερίου, αισθητήρες ανίχνευσης αερίου, ανεμιστήρες εξαερισμού, σύστημα ελέγχου κλπ.), εγκλεισμένα σε κοινό δοχείο. Για την εκκίνηση του αεριοστρόβιλου, παρέχεται

ηλεκτρικός εκκινητήρας (μέσα στο δοχείο αυτό-περιορισμού) ή ξεχωριστή υδραυλική μονάδα εκκίνησης. Τέλος, ο ίδιος είναι εξοπλισμένος με σύστημα λίπανσης των εδράνων και αξόνων, ενώ παρέχεται και σύστημα καύσης υγρού καυσίμου ή μίγματος υγρού καυσίμου – αερίου. [83]

Μέσω του συνδυασμού των κύκλων *Brayton* και *Rankine*, καταπολεμάται, σε μεγάλο βαθμό, το βασικότερο μειονέκτημα της χρήσης αεριοστρόβιλου για την πρόωση πλοίων της εμπορικής ναυτιλίας. Ο ΣΚΑΑ, επιφέρει αύξηση της θερμικής αποδοτικότητας κατά 15% – 18% [109] συγκριτικά με τον αεριοστρόβιλο απλού κύκλου, ενισχύοντας την συνολική αποδοτικότητα του κύκλου σε περίπου 40% - 42% [12, 95], ποσοστό συγκρίσιμο με αυτό των *DFDE*. Μάλιστα, ορισμένοι κατασκευαστές υπόσχονται αποδοτικότητα της τάξης του 55% - 60% για τα σύγχρονα μεγάλα συστήματα *COGES* (*Siemens GT 35 Big Cruise Vessel Study*), ποσοστά που πρέπει όμως να εξακριβωθούν [109]. Σε συνδυασμό με την ικανότητα χρήσης καυσίμου, σε διάφορες αναλογίες υγρού καυσίμου – αερίου, την υψηλή δυναμική απόκριση, τα υψηλά ποσοστά αξιοπιστίας και τον σημαντικά μειωμένο απαιτούμενο χώρο του μηχανοστασίου [65], ο ΣΚΑΑ προσφέρει αρκετά πλεονεκτήματα σε σύγκριση με εναλλακτικές λύσεις πρόωσης. Τέλος, το περιγραφόμενο σύστημα παρουσιάζει τις καλύτερες αποδόσεις, αναφορικά με τις εκπομπές ρυπογόνων οξειδίων και σωματιδίων, από όλες τις εναλλακτικές επιλογές πρόωσης, αφού συμμορφώνεται με τις απαιτήσεις του *Tier III* του *IMO* τόσο σε λειτουργία με αέριο, όσο και σε λειτουργία με *MGO*. Συγκεκριμένα, η χρήση αεριοστρόβιλου, πρακτικά, μηδενίζει τις εκπομπές SO_x και σωματιδίων, ενώ οι εκπομπές NO_x βρίσκονται μέσα στα επιβαλλόμενα όρια. Αποτελεσματικά δεν απαιτείται πρόσθετη εγκατάσταση συστήματος καθαρισμού των καυσαερίων.

Δεδομένης της ανταγωνιστικής αποδοτικότητας, ως βασικότερο μειονέκτημα του ΣΚΑΑ αναδεικνύεται, πλέον, το υψηλό κόστος εγκατάστασης, γεγονός που οφείλεται κυρίως στην πολυπλοκότητα του συστήματος μετάδοσης κίνησης, συγκριτικά με εναλλακτικές που προσφέρουν άμεση μετάδοση (π.χ. δίχρονοι αργόστροφοι κινητήρες). Για αεριοστρόβιλο κλάσης 20 – 30 *MW*, το κόστος εγκατάστασης, ως τμήμα νεόκτιστου πλοίου, είναι κατά περίπου 15% – 20% υψηλότερο, από αυτό αντίστοιχου κινητήρα *diesel* [11]. Επιπρόσθετα, εξ' αιτίας της καινοτόμου φύσης του συστήματος αναφορικά με εφαρμογές στην θάλασσα και του περιορισμένου αριθμού κατασκευαστών και προμηθευτών, οι επιλογές αναφορικά με τις διαμορφώσεις και την ισχύ των διαθέσιμων αεριοστρόβιλων είναι περιορισμένες, γεγονός που κάνει το εν λόγω σύστημα ελκυστικότερο για σχετικά μεγάλα πλοία, όπου η κατανάλωση ισχύος αντιστοιχεί στην υψηλή παραγωγή του συνδυασμένου κύκλου [83].

3.4 Ολίσθηση Μεθανίου (*Methane Slip*)

Όπως έχει ήδη αναλυθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο, το *LNG* αποτελείται, σε συντριπτικά υψηλό ποσοστό από μεθάνιο (CH_4) και ως καύσιμο προσφέρει σημαντικά πλεονεκτήματα αναφορικά με τις εκπομπές αέριων ρύπων, σε σύγκριση με άλλους υδρογονάνθρακες. Παρ' όλα αυτά, το άκαυστο μεθάνιο ανήκει στα αέρια που συντελούν στην ενίσχυση του φαινομένου του θερμοκηπίου όντας, μάλιστα, αρκετές φορές ισχυρότερο από το CO_2 . Συγκεκριμένα, σε πρόσφατη έρευνα υπολογίστηκε η ικανότητα συνεισφοράς του μεθανίου στο φαινόμενο του θερμοκηπίου (*Global Warming Potential – GWP*) σε 84 – 86 μονάδες για εύρος 20 ετών και σε 28 – 34 μονάδες για εύρος 100 ετών. Ουσιαστικά η ικανότητα συγκεκριμένης ποσότητας μεθανίου, να κατακρατεί θερμότητα στην ατμόσφαιρα, αποδείχθηκε 84 – 86 φορές υψηλότερη από αντίστοιχη ποσότητα CO_2 για εύρος 20 ετών και 28 – 34 φορές υψηλότερη για εύρος 100 ετών [114].

Ο κλάδος της ναυτιλίας συνεισφέρει στην διάδοση του μεθανίου στην ατμόσφαιρα, κατά κύριο λόγο, μέσω της ολίσθησης του μεθανίου (*Methane Slip*), κατά την οποία, ποσότητα μεθανίου που προορίζονταν για καύση, διαφεύγει άκαυστη στην ατμόσφαιρα. Το φαινόμενο αυτό εμφανίζεται σε κινητήρες πλοίων κατά την λειτουργία με αέριο και οφείλεται κυρίως στους νεκρούς όγκους που σχηματίζονται ανάμεσα στα εξαρτήματα των μονάδων των κυλίνδρων, εξ' αιτίας της διαμόρφωσης και των ανοχών, αλλά και στην ατελή καύση που λαμβάνει χώρα στα ψυχρότερα σημεία του θαλάμου καύσης κατά την λειτουργία με περίσσεια αέρα [115]. Το άκαυστο αυτό μεθάνιο διαφεύγει στην ατμόσφαιρα μέσω του συστήματος αποβολής των καυσαερίων του κινητήρα ή του εξαερισμού του στροφαλοθαλάμου [114].

Οι εκπομπές μεθανίου επηρεάζονται από έναν σημαντικό αριθμό παραγόντων, που συμπεριλαμβάνουν:

- Τον τύπο του κινητήρα.
- Τον θερμοδυναμικό κύκλο που διέπει την λειτουργία του.
- Την ταχύτητα του κινητήρα (αργόστροφος, μεσόστροφος, ταχύστροφος).
- Το μέγεθός του (μεγαλύτεροι κύλινδροι έχουν λιγότερους νεκρούς όγκους).
- Την φόρτισή του (*engine load*).
- Το χρησιμοποιούμενο καύσιμο.
- Την διάρκεια κατά την οποία η ενεργοποίηση της βαλβίδας εξαγωγής, συμπίπτει με την έγχυση αερίου ή την ενεργοποίηση της βαλβίδας εισαγωγής. [115]

Παρ' όλο που όλοι οι κινητήρες επηρεάζονται από το φαινόμενο της ολίσθησης μεθανίου, το ίδιο εμφανίζεται εντονότερα στους κινητήρες αερίου, η λειτουργία των οποίων διέπεται από τον κύκλο *Otto* με προ-ανάμειξη αέρα καυσίμου, επηρεάζοντας τόσο τους κινητήρες που χρησιμοποιούν αναφλεκτήρες, όσο και αυτούς που χρησιμοποιούν οδηγό καύσιμο [114].

Ο Πίνακας 13 παραθέτει εκτιμήσεις αντιπροσωπευτικών χαρακτηριστικών, τριών διαφορετικών τύπων κινητήρων (*ME-GI*, *X-DF*, *DFDE*), με σκοπό την ανάδειξη της τάξης μεγέθους της ολίσθησης μεθανίου για κάθε τύπο κινητήρα.

Estimated emissions from 1,5 MW Medium Speed DF engine.					
Load	%	25%	50%	75%	100%
Methane slip	g/kWh	15,1	7,1	4,5	3,6
Gas consumption	g/kWh	205,4	185,2	173,9	166,2
Pilot fuel consumption	g/kWh	10,5	7	5,5	3,5
CO2 eq.due to methane slip (GWP: 34)	t/day	4,56	4,29	4,08	4,35
Total CO2 eq.	t/day	9,51	13,38	16,96	20,63
Estimated emissions from 12,5 MW Slow Speed High Pressure engine (ME-GI).					
Load	%	25%	50%	75%	100%
Methane slip	g/kWh	0,35	0,41	0,33	0,21
Gas consumption	g/kWh	136	133,4	135,1	140,7
Pilot fuel consumption	g/kWh	16,5	10,8	8,5	7
CO2 eq.due to methane slip (GWP: 34)	t/day	0,89	2,12	2,57	2,11
Total CO2 eq.	t/day	33,07	62,6	92,73	125,63
Estimated emissions from 12,5 MW Slow Speed Low Pressure engine (X-DF).					
Load	%	25%	50%	75%	100%
Methane slip	g/kWh	2,3	2,1	1,8	1,6
Gas consumption	g/kWh	152	150,1	143,9	132,5
Pilot fuel consumption	g/kWh	2,9	1,7	0,7	0,6
CO2 eq.due to methane slip (GWP: 34)	t/day	5,86	10,7	13,76	16,31
Total CO2 eq.	t/day	37,41	72,52	102,12	124,79

Πίνακας 13. Χαρακτηριστικά διαφόρων τύπων κινητήρων, αναφορικά με την ολίσθηση CH₄ [115].

Ο παραπάνω πίνακας επιβεβαιώνει την προαναφερθείσα τάση των κινητήρων κύκλου *Otto* για αυξημένη ολίσθηση μεθανίου σε σχέση με τους κινητήρες κύκλου *Diesel*, ενώ καταδεικνύεται η τάση του φαινομένου για εντατικοποίηση σε χαμηλότερα φορτία.

Λόγω του σημαντικού αριθμού διαφορετικών τύπων, μεγεθών και θερμοδυναμικών κύκλων λειτουργίας των κινητήρων αερίου, ο *IMO* στην 4^η Έρευνα των αερίων *GHG* του 2020 (*FOURTH IMO GREENHOUSE GAS STUDY 2020*), προτείνει τις παρακάτω ενδεικτικές κεντρικές – παραγοντοποιημένες τιμές (*central values*), αναφορικά με την ολίσθηση μεθανίου κατ’ αναλογία με τον τύπο του κινητήρα. Οι παρακάτω τιμές προέκυψαν από εκτενή έρευνα των *Pavlenko et. al. (2020)*.

Engine Type	Fuel Type	CH ₄ (g/kWh)
SSD	HFO	0,01
	MDO	0,01
	MeoH	0,01
MSD	HFO	0,01
	MDO	0,01

	MeoH	0,01
HSD	HFO	0,01
	MDO	0,01
	LNG	5,5
LNG-Otto (dual fuel, medium speed)	LNG	5,5
LNG-Otto (dual fuel, slow speed)	LNG	2,5
LNG-Diesel (dual fuel)	LNG	0,2
LSBI (single fuel, spark ignited)	LNG	4,1
Gas Turbines	HFO	0,002
	MDO	0,002
	LNG	0,06
Steam Turbines (and boilers)	HFO	0,002
	MDO	0,002
	LNG	0,04
Auxiliary Engines	HFO	0,01
	MDO	0,01
	LNG	Depends on engine type

Πίνακας 14. Προτεινόμενες τιμές εκπομπών CH_4 , για την 4^η Έρευνα αερίων GHG του *IMO* [116].

Ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι σημαντικά μειωμένες τιμές ολίσθησης μεθανίου των αεριοστρόβιλων και των ατμοστρόβιλων. Σύμφωνα με τους *Pavlenko et. al. (2020)*, η αναφορά του *Thinkstep (2019)* παρουσίασε τιμές της τάξης του $0,08 \text{ g/kWh}$ για κύκλο αεριοστρόβιλου και $0,05 \text{ g/kWh}$ για συνδυασμένο κύκλο αεριοστρόβιλου. Συγκεκριμένα οι *General Electric* και *Siemens*, χαρακτηρίζουν τα συστήματα ΣΚΑΑ που παράγουν, ως συστήματα μηδενικών εκπομπών μεθανίου. Κατ' αντιστοιχία για τους ατμοστρόβιλους δίνεται ως τυπική τιμή τα $0,04 \text{ g/kWh}$ ενώ αναφέρεται ότι η ταυτόχρονη καύση του *LNG* με *HFO* οδηγεί σε περεταίρω μείωση εκπομπών μεθανίου [117].

Για την αντιμετώπιση του προβλήματος της ολίσθησης μεθανίου, σύμφωνα με τις εταιρίες *MAN* [114] και *Wärtsilä* [118], διερευνώνται τα παρακάτω:

- Βελτιστοποίηση του θαλάμου καύσης για αποφυγή ψυχρών σημείων αλλά και νεκρών όγκων.
- Μείωση της διάρκειας όπου η βαλβίδα εισαγωγής και η βαλβίδα εξαγωγής είναι ταυτόχρονα ενεργοποιημένες.
- Πρόσθεση ποσότητας υδρογόνου στην διαδικασία της καύσης (αύξηση θερμοκρασίας και πίεσης της καύσης).
- Χρήση καταλυτών οξειδωσης μεθανίου (*Methane Oxidation Catalyst* – Τύπος συστήματος κατεργασίας καυσαερίων για αφαίρεση του μεθανίου.)

Και οι δύο εταιρίες υπόσχονται σημαντικές μειώσεις του φαινομένου μέσα στο κοντινό μέλλον.

4. Μοντελοποίηση του συνδυασμένου κύκλου

4.1 Μοντελοποίηση στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας

Η μοντελοποίηση του συνδυασμένου κύκλου αεριοστρόβιλου – ατμοστρόβιλου, στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, προσεγγίστηκε μέσω της διάσπασης του κύκλου σε επιμέρους προβλήματα προς επίλυση. Συγκεκριμένα το πρόβλημα διασπάστηκε σε τρία επιμέρους τμήματα τα οποία αφορούν:

- 1) Την μοντελοποίηση του κύκλου αεριοστρόβιλου και τον υπολογισμό των επιδόσεών του.
- 2) Την ανάλυση για την εύρεση του σημείου της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ της θερμοκρασίας των καυσαερίων και αυτής του εργαζόμενου μέσου (*Pinch Point Analysis*).
- 3) Την μοντελοποίηση του κύκλου *Rankine*, τον υπολογισμό των επιδόσεών του αλλά και τον υπολογισμό των επιδόσεων του συνδυασμένου κύκλου.

Για την διεκπεραίωση της εν λόγω μοντελοποίησης η λειτουργία του αεριοστρόβιλου θεωρείται ως σταθερής κατάστασης (*steady state operation*), ενώ ως εργαζόμενο μέσο του κύκλου *Rankine* επιλέχθηκε το νερό. Η επιλογή του νερού, έναντι άλλου οργανικού εργαζόμενου μέσου, οφείλεται στο χαρακτηριστικό γνώρισμα των αεριοστρόβιλων για υψηλή θερμοκρασία των αποβαλλόμενων καυσαερίων. Αποτελεσματικά, αποδεικνύεται σχετικά εύκολη η υπέρθερμη έξοδος του ατμού από τον υπερθερμαντήρα, που απαιτείται για την ομαλή λειτουργία και προστασία του ατμοστρόβιλου.

Η παραπάνω μοντελοποίηση και επίλυση του συνδυασμένου κύκλου καταστρώθηκε στο προγραμματιστικό πακέτο *MATLAB*, στο οποίο εγκαταστάθηκε η βάση δεδομένων *CoolProp*, από την οποία αντλείται η απαιτούμενη πληροφορία σχετικά με τα χαρακτηριστικά μεγέθη του νερού – ατμού στις διάφορες καταστάσεις του (θερμοκρασία, ενθαλπία, εντροπία κλπ.).

4.1.1 Κύκλος αεριοστρόβιλου και υπολογισμός επιδόσεών του

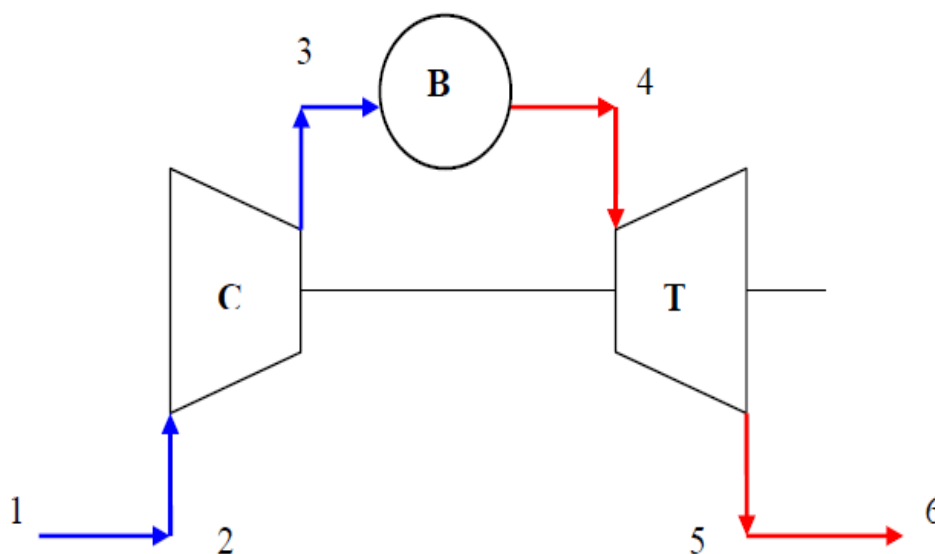
Η επίλυση κύκλου αεριοστρόβιλου αφορά την εξακρίβωση των τιμών των πιέσεων και θερμοκρασιών του αέρα και του καυσαερίου στα διάφορα τμήματα του κινητήρα, από την σάρωση του πρώτου έως και την αποβολή του δεύτερου. Μέσω των προαναφερθέντων τιμών υπολογίζονται εύκολα οι αναζητούμενες επιδόσεις του κινητήρα.

Ως δεδομένα απαιτούνται:

- Η περιβαλλοντική επικρατούσα πίεση: P_0 (bar)
- Η περιβαλλοντική επικρατούσα θερμοκρασία: T_0 (K)
- Ο λόγος συμπίεσης του αέρα: π_c
- Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή: $\eta_{is,c}$
- Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στρόβιλου: $\eta_{is,T}$
- Η κατώτερη θερμογόνος δύναμη του καυσίμου: LHV ($\frac{kJ}{kg}$)
- Ο βαθμός απόδοσης του θαλάμου καύσης: η_b
- Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης: η_m
- Ο ποσοστιαίος συντελεστής απωλειών αγωγού εισόδου: K_{in}
- Ο ποσοστιαίος συντελεστής απωλειών θαλάμου καύσης: K_b
- Ο ποσοστιαίος συντελεστής απωλειών αγωγού αποβολής: K_{ex}
- Η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου: Tt_4 (K)
- Ο συντελεστής ειδικής θερμοχωρητικότητας του αέρα: C_{pa} ($\frac{kJ}{kg \cdot K}$)
- Ο συντελεστής ειδικής θερμοχωρητικότητας του καυσαερίου: C_{pg} ($\frac{kJ}{kg \cdot K}$)
- Η παροχή μάζας του αέρα: \dot{m}_a ($\frac{kg}{s}$)
- Ισεντροπικός συντελεστής εκτόνωσης αέρα: γ_a
- Ισεντροπικός συντελεστής εκτόνωσης καυσαερίου: γ_g

Οι τιμές των συντελεστών ειδικής θερμοχωρητικότητας του αέρα και του καυσαερίου θεωρούνται σταθερές σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος του προβλήματος.

Μετά τον καθορισμό των απαιτούμενων δεδομένων μπορεί να πραγματοποιηθεί η επίλυση του κύκλου αεριοστρόβιλου απλής ατράκτου όπως φαίνεται στο **Σχήμα 61**.



Σχήμα 61. Αεριοστρόβιλος απλής ατράκτου [119].

Θέση 1: Σάρωση του αέρα.

- Η πίεση στην Θέση 1 είναι:

$$Pt_1 = P_0 \text{ (bar)}$$

- Η θερμοκρασία στην Θέση 1 είναι:

$$Tt_1 = T_0 \text{ (K)}$$

Θέση 2: Διόρθωση λόγω απωλειών σάρωσης.

- Η πίεση στην Θέση 2 είναι:

$$Pt_2 = (1 - K_{in}) * Pt_1 \text{ (bar)}$$

- Η θερμοκρασία στην Θέση 2 είναι:

$$Tt_2 = Tt_1 \text{ (K)}$$

Θέση 3: Έξοδος του αέρα από τον συμπιεστή.

- Η πίεση στην Θέση 3 είναι:

$$Pt_3 = \pi_c * Pt_2 \text{ (bar)}$$

- Η θερμοκρασία στην Θέση 3 είναι:

$$Tt_3 = Tt_2 * \left(1 + \left(\frac{1}{\eta_{is,c}} \right) * (\pi_c^{\varepsilon_a} - 1) \right) \text{ (K)}$$

Όπου,

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\gamma_{\alpha} - 1}{\gamma_{\alpha}}$$

Θέση 4: Έξοδος του καυσαερίου από τον θάλαμο καύσης.

- Η πίεση στην Θέση 4 είναι:

$$Pt_4 = (1 - K_b) * Pt_3 \text{ (bar)}$$

- Η θερμοκρασία στην Θέση 4 είναι δεδομένη.

Θέση 5: Έξοδος του καυσαερίου από τον στρόβιλο.

- Η πίεση στην Θέση 5 είναι:

$$Pt_5 = \frac{Pt_6}{1 - K_{ex}} \text{ (bar)}$$

Όπου,

$$Pt_6 = P_0 \text{ (bar)}$$

- Η θερμοκρασία στην Θέση 5 είναι:

$$Tt_5 = Tt_4 * \left(1 - \eta_{is,T} * \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\varepsilon_g} \right) \right) \text{ (K)}$$

Όπου,

π_T :ο λόγος εκτόνωσης του καυσαερίου στον στρόβιλο:

$$\pi_T = \frac{Pt_4}{Pt_5}$$

και

$$\varepsilon_g = \frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}$$

Θέση 5: Αποβολή καυσαερίου.

- Η πίεση στην Θέση 6 είναι ίση με την επικρατούσα περιβαλλοντική.

$$Pt_6 = P_0 \text{ (bar)}$$

- Η θερμοκρασία στην Θέση 6 είναι ίση με την θερμοκρασία στην Θέση 5.

$$Tt_6 = Tt_5 \text{ (K)}$$

Υπολογισμός Επιδόσεων:

- Κατανάλωση ειδικού έργου από τον συμπιεστή:

$$w_c = Cpa * (Tt_3 - Tt_2) \left(\frac{kJ}{kg_A} \right)$$

- Παραγωγή ειδικού έργου από τον στρόβιλο:

$$w_T = (1 + f) * Cpg * (Tt_4 - Tt_5) \left(\frac{kJ}{kg_g} \right)$$

Όπου,

ο λόγος καυσίμου – αέρα (f) είναι:

$$f = \frac{Cp_g * Tt_4 - Cp_a * Tt_3}{\eta_b * LHV - Cp_g * Tt_4}$$

- Καθαρό ειδικό έργο:

$$w_{GT} = w_T * \eta_m - w_c \left(\frac{kJ}{kg_g} \right)$$

- Θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$\eta_{\theta_{GT}} = \frac{w_{GT}}{f * LHV}$$

- Καθαρή ισχύς:

$$W_{GT} = \dot{m}_a * w_{GT} (kW)$$

- Ειδική κατανάλωση καυσίμου:

$$sfc = \frac{3600}{\eta_{\theta_{GT}} * LHV} \left(\frac{kg_f}{kWh} \right)$$

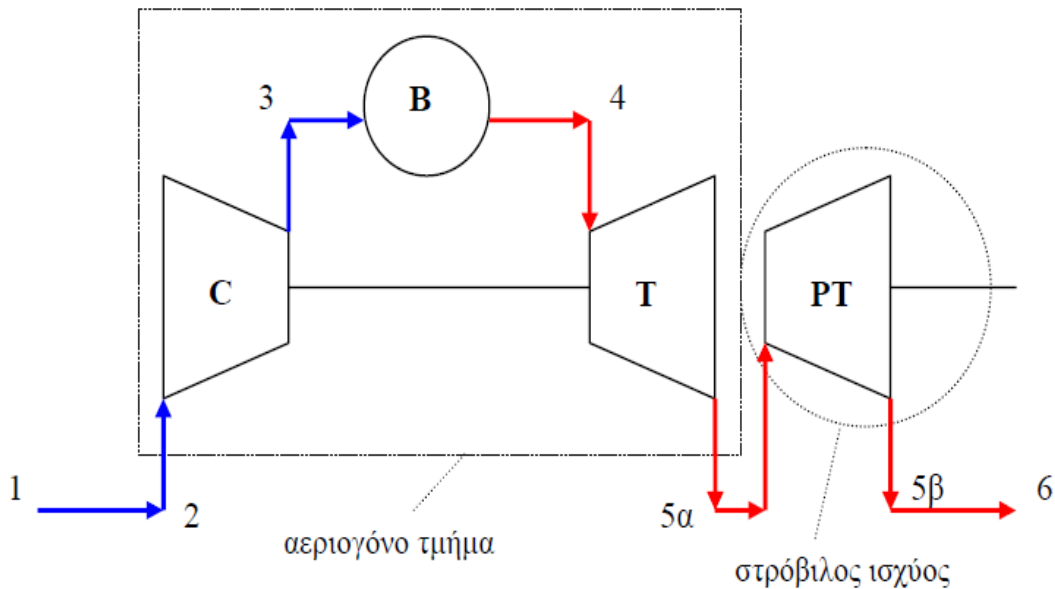
- Παροχή μάζας καυσαερίων:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a * (1 + f) \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Για την περίπτωση που ο αεριοστρόβιλος είναι τύπου διδύμων ατράκτων απαιτούνται ως συμπληρωματικά δεδομένα:

- Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στρόβιλου ισχύος: $\eta_{is,PT}$
- Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης άξονα ισχύος: $\eta_{m,2}$

Η διαδικασία επίλυσης μέχρι και την Θέση 4 είναι πανομοιότυπη με αυτή του αεριοστρόβιλου μονού άξονα που περιγράφεται παραπάνω. Στην συνέχεια η Θέση 5 διασπάται σε 2 μέρη όπως καταδεικνύεται στο **Σχήμα 62**.



Σχήμα 62. Αεριοστρόβιλος διδύμων ατράκτων [119].

Θέση 5α: Έξοδος του καυσαερίου από τον στρόβιλο της «γεννήτριας αερίων».

- Το ειδικό έργο που καταναλώνει ο συμπιεστής είναι:

$$w_c = C_p a * (T t_3 - T t_2) \left(\frac{kJ}{kg_A} \right)$$

- Το ειδικό έργο που παράγει ο στρόβιλος της «γεννήτριας αερίων» είναι:

$$w_T = w_c \left(\frac{kJ}{kg_A} \right)$$

- Η θερμοκρασία στην Θέση 5α είναι:

$$Tt_{5a} = Tt_4 - \left(\frac{w_T}{(1+f) * Cp_g * \eta_m} \right) (K)$$

- Η πίεση στην Θέση 5α είναι:

$$Pt_{5a} = \frac{Pt_4}{\pi_T} (bar)$$

Όπου,

π_T : ο λόγος εκτόνωσης των καυσαερίων στον στρόβιλο της «γεννήτριας αερίων»:

$$\pi_T = \left(1 + \eta_{is,T} * \left(\frac{Tt_4}{Tt_{5a}} - 1 \right) \right)^{\left(\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1} \right)}$$

Θέση 5β: Έξοδος του καυσαερίου από τον στρόβιλο ισχύος.

- Η πίεση στην Θέση 5β είναι:

$$Pt_{5\beta} = \frac{Pt_6}{1 - K_{ex}} (bar)$$

Όπου,

$$Pt_6 = P_0 (bar)$$

- Η θερμοκρασία στην Θέση 5β είναι:

$$Tt_{5\beta} = Tt_{5\alpha} * \left(1 - \eta_{is,PT} * \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_{PT}} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \right) \right) \quad (K)$$

Όπου,

π_{PT} : ο λόγος εκτόνωσης των καυσαερίων στον στρόβιλο ισχύος:

$$\pi_{PT} = \frac{Pt_{5\alpha}}{Pt_{5\beta}}$$

Θέση 6: Αποβολή καυσαερίου.

- Η πίεση στην Θέση 6 είναι:

$$Pt_6 = P_0 \text{ (bar)}$$

- Η θερμοκρασία στην Θέση 6 είναι:

$$Tt_6 = T_0 \text{ (K)}$$

Υπολογισμός επιδόσεων:

- Καθαρό ειδικό έργο:

$$w_{GT} = w_{PT} = \left((1 + f) * Cp_g * (Tt_{5\alpha} - Tt_{5\beta}) \right) * \eta_{m,2} \left(\frac{kJ}{kg_g} \right)$$

- Καθαρή ισχύς:

$$W_{GT} = \dot{m}_a * w_{\kappa} \text{ (kW)}$$

- Θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$\eta_{\theta_{GT}} = \frac{W_{GT}}{f * LHV}$$

- Ειδική κατανάλωση καυσίμου:

$$sfc = \frac{3600}{\eta_{\theta_{GT}} * LHV} \left(\frac{kg_f}{kWh} \right)$$

- Παροχή μάζας καυσαερίων:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a * (1 + f) \left(\frac{kg}{s} \right)$$

4.1.2 Ανάλυση Pinch Point για την σύζευξη των κύκλων Brayton και Rankine

Σε εναλλάκτες θερμότητας με τον όρο *Pinch Point* περιγράφεται το σημείο στο οποίο η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ θερμού (καυσαέριο) και ψυχρού (νερό – ατμός) ρευστού είναι ελάχιστη. Το εν λόγω σημείο αποτελεί παράγοντα υψίστης σημασίας κατά την σχεδίαση εναλλακτών θερμότητας, καθώς πρόκειται για δείκτη μέσω του οποίου επιτυγχάνεται μεταφορά θερμότητας με τον πλέον αποδοτικό τρόπο και τις λιγότερες δυνατές απώλειες. Η μεγάλη αξία της ανάλυσης για την εύρεση του *Pinch Point* δικαιολογείται από την πληροφορία που η ίδια προσφέρει, αναφορικά με την βελτίωση της μετάδοσης θερμότητας, χωρίς να απαιτείται πληροφορία σχετικά με τις επιδόσεις ή τον εξοπλισμό του εναλλάκτη.

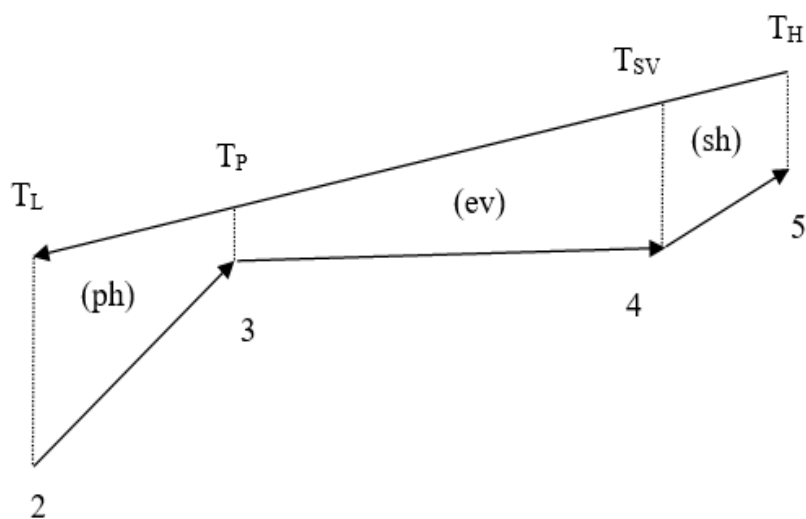
Για την προαναφερθείσα ανάλυση έχουν ληφθεί οι εξής παραδοχές:

- Οι απώλειες πίεσης ατμού στο *HRSG* θεωρούνται αμελητέες.
- Οι απώλειες πίεσης νερού στον συμπυκνωτή (*condenser*) θεωρούνται αμελητέες.
- Η ατμοποίηση αλλά και η συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου θεωρούνται μεταβολές ισόθλιπτες.

Το *HRSG* θεωρείται τύπου μονής διέλευσης (*once through*), μονής πίεσης και εξαναγκασμένης ροής (χρήση αντλίας για την αύξηση της πίεσης του ρευστού πριν την είσοδό του στον προθερμαντήρα).

Ως δεδομένα χρησιμοποιούνται:

- Η παροχή μάζας καυσαερίων: $\dot{m}_g \left(\frac{kg}{s} \right)$
- Η θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων από τον αεριοστρόβιλο: $T_{t_6} = T_H \text{ (K)}$
- Η ελάχιστη δυνατή θερμοκρασία για την αποφυγή του σημείου δρόσου των καυσαερίων: $T_{L,min} \text{ (K)}$
- Αρχική υπόθεση της θερμοκρασιακής διαφοράς στο σημείο *Pinch Point*: $\Delta T_{PP} \text{ (K)}$
- Η μέγιστη πίεση του κύκλου *Rankine*: $P_3 \text{ (Pa)}$
- Η μέγιστη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου, που ορίζεται από τον ατμοστρόβιλο: $T_5 \text{ (K)}$
- Η ελάχιστη θερμοκρασία του κύκλου, που ορίζεται από τον συμπυκνωτή και το ψυκτικό μέσο: $T_{cond} \text{ (K)}$
- Ο βαθμός απόδοσης της αντλίας: η_{pump}
- Ο βαθμός απόδοσης του *HRSG*: η_{HRSG}



Σχήμα 63. Τυπική αναπαράσταση διαγράμματος T-H, για συνδυασμένο κύκλο. Το άνω ευθύγραμμο τμήμα αντιστοιχεί στην ροή των καυσαερίων και το κάτω σύμπλεγμα ευθύγραμμων τμημάτων αντιστοιχεί στον κύκλο του νερού – ατμού.

Σύμφωνα με το **Σχήμα 63**, διακρίνονται τρία διαφορετικά τμήματα του *HRSG* κατά τα οποία αφαιρείται θερμότητα από τα καυσαέρια και προστίθεται στο νερό.

Το τμήμα (2 → 3) αφορά τον προθερμαντήρα (*preheater*). Στο σημείο 2, το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται στην μέγιστη πίεση του κύκλου (αμέσως μετά την αντλία) και εισέρχεται στον προθερμαντήρα. Εκεί θερμαίνεται μέχρι το σημείο 3 όπου είναι πλέον κορεσμένο υγρό.

Το τμήμα (3 → 4) αφορά τον ατμοποιητή (*evaporator*). Στο κορεσμένο υγρό προσδίδεται η απαιτούμενη θερμότητα για την αλλαγή φάσης σε ατμό. Στο σημείο 4 το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού και πίεση την μέγιστη του κύκλου.

Το τμήμα (4 → 5) αφορά τον υπερθερμαντήρα (*superheater*). Ο κορεσμένος ατμός θερμαίνεται περαιτέρω μέχρις ότου να επιτευχθεί η θερμοκρασία T_5 που ορίζεται από τον αμοστρόβιλο. Στο σημείο 5 ο ατμός είναι υπέρθερμος και η πίεση είναι η μέγιστη του κύκλου.

Αρχικά υποθέτουμε πως το σημείο του *Pinch Point* συναντάται στην Θέση 3 του κύκλου του νερού. Επομένως η θερμοκρασία των καυσαερίων στο σημείο 3 θα είναι ίση με:

$$T_P = T_3 + \Delta T_{PP} \text{ (K)} \quad (1)$$

Βάσει του 1^{ου} Νόμου της Θερμοδυναμικής το ισοζύγιο θερμοτήτων ανάμεσα σε οποιαδήποτε δύο σημεία του παραπάνω σχήματος είναι μηδενικό. Αποτελεσματικά ισχύει ότι ο ισολογισμός ενέργειας για τον ατμοποιητή και τον υπερθερμαντήρα θα είναι (3 → 5):

$$\eta_{HRSG} * \dot{m}_g * C_{pg} * (T_H - T_P) = \dot{m}_w * (h_5 - h_3) \quad (2)$$

Όπου,

\dot{m}_w : η παροχή του εργαζόμενου μέσου,

h_5 : η ενθαλπία του υπέρθερμου ατμού κατά την έξοδο από τον υπερθερμαντήρα (για πίεση P_3),

h_3 η ενθαλπία κορεσμού του νερού (για πίεση P_3)

Λύνοντας την (2) ως προς \dot{m}_w υπολογίζεται η παροχή του κύκλου:

$$\dot{m}_w = \frac{\eta_{HRSG} * \dot{m}_g * C_{pg} * (T_H - T_P)}{(h_5 - h_3)} \left(\frac{kg}{s} \right) \quad (3)$$

Εφαρμόζοντας τον 1^ο Θερμοδυναμικό Νόμο και για τον υπερθερμαντήρα, ισχύει η παρακάτω σχέση (4 → 5):

$$\eta_{HRSG} * \dot{m}_g * C_{pg} * (T_H - T_{SV}) = \dot{m}_w * (h_5 - h_4) \quad (4)$$

Όπου,

T_{SV} : η θερμοκρασία των καυσαερίων στο σημείο 4,

h_4 : η ενθαλπία του κορεσμένου ατμού (για πίεση P_3)

Λύνοντας την (4) ως προς T_{SV} είναι:

$$T_{SV} = T_H - \frac{\dot{m}_w * (h_5 - h_4)}{\eta_{HRSG} * \dot{m}_g * C_{pg}} \quad (K) \quad (5)$$

Από συνολικό θερμικό ισοζύγιο για τον προθερμαντήρα, τον ατμοποιητή και τον υπερθερμαντήρα προκύπτει η παρακάτω σχέση:

$$\eta_{HRSG} * \dot{m}_g * C_{pg} * (T_H - T_L) = \dot{m}_w * (h_5 - h_2) \quad (6)$$

Όπου,

T_L : η ελάχιστη θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων που προκύπτει από την ανάλυση του *Pinch Point*,

h_2 : η ενθαλπία του υπόψυκτου υγρού (για πίεση P_3)

Λύνοντας την (6) ως προς T_L είναι:

$$T_L = T_H - \frac{\dot{m}_w * (h_5 - h_2)}{\eta_{HRSG} * \dot{m}_g * C_{pg}} \quad (K) \quad (7)$$

Οι τιμές των ενθαλπιών h_1, h_3, h_4, h_5 είναι γνωστές, καθώς είναι ορισμένο το ζεύγος πίεσης και θερμοκρασίας ή το ζεύγος πίεσης και κατάστασης εργαζόμενου μέσου που τις χαρακτηρίζει.

- $h_1 \rightarrow h(P_1, T_{cond}) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$, όπου η πίεση P_1 εκτιμάται από την θερμοκρασία συμπύκνωσης (T_{cond}) και ξηρότητα $\chi = 0$ (υπόψυκτο υγρό).
- $h_3 \rightarrow h(P_3, \chi = 0) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$, το *CoolProp* για ζεύγος πίεσης ξηρότητας επιστρέφει την ενθαλπία κορεσμένου υγρού ($\chi = 0$) ή κορεσμένου ατμού ($\chi = 1$).
- $h_4 \rightarrow h(P_3, \chi = 1) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$
- $h_5 \rightarrow h(P_3, T_5) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$

Για την ενθαλπία h_2 απαιτείται διόρθωση της ιδεατής ισεντροπικής συμπίεσης, καθώς η πραγματική μεταβολή, εξ' αιτίας των απωλειών της αντλίας δεν είναι ισεντροπική. Με γνωστές τις P_1, T_{cond} εκτιμάται η εντροπία στο σημείο 1:

$$s_1 = s(P_1, T_{cond})$$

Επίσης, για την ιδεατή μεταβολή ισχύει ότι:

$$s_1 = s_{2,is}$$

Επομένως για την ενθαλπία της ισεντροπικής μεταβολής θα ισχύει ότι:

$$h_{2,is} = h(P_3, s_{2,is})$$

Άρα η πραγματική ενθαλπία στο σημείο 2 θα είναι:

$$h_2 = h_1 + \frac{(h_{2,is} - h_1)}{\eta_{pump}} \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (8)$$

Επομένως από τις (7) και (8) υπολογίζεται η ελάχιστη θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων T_L .

Εφόσον οι θερμοκρασίες της γραμμής των καυσαερίων είναι πλέον γνωστές, για τα διάφορα σημεία του κύκλου υπολογίζονται οι παρακάτω διαφορές.

- $\Delta T_{2L} = T_L - T_2 (K)$, όπου $T_2 = T(P_3, h_2)$
- $\Delta T_{3P} = T_P - T_3 (K)$, όπου $T_3 = T(P_3, h_3)$
- $\Delta T_{4SV} = T_{SV} - T_4 (K)$, όπου $T_4 = T_3$
- $\Delta T_{5H} = T_H - T_5 (K)$, όπου T_5 ορίζεται από τον αμοστρόβιλο

Το τελικό *Pinch Point* βρίσκεται στο σημείο που παρουσιάζεται η μικρότερη θερμοκρασιακή διαφορά εκ των παραπάνω:

$$\Delta T_{PP,Final} = \min(\Delta T_{2L}, \Delta T_{3P}, \Delta T_{4SV}, \Delta T_{5H}) (K) \quad (9)$$

Βασική προϋπόθεση για να ισχύει η διαδικασία που αρχίζει από την (1) και τελειώνει στην (9) αποτελεί η ανισότητα – κριτήριο:

$$T_L \geq T_{L,min} \quad (10)$$

Σε περίπτωση που η παραπάνω ανισότητα δεν ικανοποιείται, η τιμή του αρχικού ΔT_{PP} αυξάνεται κατά μία μονάδα και η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι να βρεθεί η ελάχιστη δυνατή τιμή του ΔT_{PP} για την οποία η ίδια ικανοποιείται (10).

4.1.3 Κύκλος Rankine και υπολογισμός των επιδόσεων συνδυασμένου κύκλου του

Μετά την ανάλυση για την εύρεση της θέσης του *Pinch Point* και με δεδομένες πλέον τις θερμοκρασίες T_L και T_P , αλλά και την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου (\dot{m}_w) έπεται η ολοκλήρωση της επίλυσης του κύκλου *Rankine*. Ως επιπλέον δεδομένο χρησιμοποιείται ο βαθμός απόδοσης του αμοστρόβιλου η_{st} .

Για το σημείο 1 ισχύει:

- $P_1 \rightarrow P(T_{cond}, \chi = 0) (MPa)$
- $h_1 \rightarrow h(P_1, T_{cond}) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$
- $s_1 \rightarrow s(P_1, T_{cond}) \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$

Για το σημείο 2 ισχύει:

- $P_2 = P_3$ (MPa)
- $h_2 \rightarrow$ υπολογίστηκε κατά την ανάλυση για την εύρεση του *Pinch Point*
- $s_2 = s(P_2, h_2) \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$

Για το σημείο 3 ισχύει:

- $P_3 \rightarrow$ δεδομένη
- $h_3 \rightarrow h(P_3, \chi = 0) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$
- $s_3 \rightarrow s(P_3, h_3) \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$

Για το σημείο 4 ισχύει:

- $P_4 = P_3$ (MPa)
- $h_4 = h(P_4, \chi = 1) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$
- $s_4 = s(P_4, h_4) \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$

Για το σημείο 5 ισχύει:

- $P_5 = P_3$ (MPa)
- $h_5 \rightarrow h(P_3, T_5) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$
- $s_5 \rightarrow s(P_3, h_5) \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$

Για το σημείο 6 ισχύει:

Επειδή ο βαθμός απόδοσης του αμοστρόβιλου είναι μικρότερος της μονάδας, η πραγματική εκτόνωση του ατμού δεν είναι ισεντροπική. Επομένως επιβάλλεται διόρθωση των ισεντροπικών τιμών της ενθαλπίας και της εντροπίας όπως φαίνεται παρακάτω.

- $P_6 = P_1$ (MPa)
- $T_6 = T_{cond}$ (K)

- $s_{6,is} = s_5 \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$
- $h_{6,is} = h(P_6, s_{6,is}) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$
- $h_6 = h_5 - \eta_{st} * (h_5 - h_{6,is}) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$
- $s_6 \rightarrow s(P_6, h_6) \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$

Με την επίλυση του κύκλου του ατμού μπορούν να υπολογιστούν τόσο οι επιδόσεις του *Rankine*, όσο και οι επιδόσεις του συνδυασμένου κύκλου αεριοστρόβιλου – ατμοστρόβιλου.

- Ειδικό έργο ατμοστρόβιλου:

$$w_{st} = (h_5 - h_6) \left(\frac{kJ}{kg_{vapor}} \right)$$

- Ειδικό έργο που καταναλώνει η αντλία:

$$w_{pump} = (h_2 - h_1) \left(\frac{kJ}{kg_{water}} \right)$$

- Καθαρό ειδικό έργο ατμοστρόβιλου:

$$w_{st_{net}} = w_{st} - w_{pump} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

- Καθαρή ισχύς κύκλου *Rankine*:

$$W_{RC} = \dot{m}_w * w_{st_{net}} (kW)$$

- Εκμεταλλεούμενη θερμότητα καυσαερίων:

$$Q_{EXH} = \dot{m}_g * c_{pg} * (T_H - T_L) (kW)$$

- Θερμικός βαθμός απόδοσης κύκλου *Rankine*:

$$\eta_{RC} = \frac{W_{RC}}{Q_{EXH}}$$

- Ισχύς συνδυασμένου κύκλου:

$$W_{cc} = W_{GT} + W_{RC} \text{ (kW)}$$

- Ποσοστό ισχύος κύκλου *Rankine* συγκριτικά με την ισχύ του αεριοστρόβιλου:

$$A = \frac{W_{RC}}{W_{GT}} \%$$

- Ποσοστό ισχύος κύκλου *Rankine* συγκριτικά με την ισχύ του συνδυασμένου κύκλου:

$$B = \frac{W_{RC}}{W_{cc}} \%$$

- Θερμικός βαθμός απόδοσης συνδυασμένου κύκλου:

$$\eta_{cc} = \frac{W_{cc}}{f * \dot{m}_a * LHV}$$

Όπου,

f : ο λόγος καυσίμου αέρα του αεριοστρόβιλου,

\dot{m}_a : η παροχή αέρα του αεριοστρόβιλου

4.2 Ορισμός περίπτωσης μελέτης και αποτελέσματα

4.2.1 Επιλογή χαρακτηριστικών αεριοστρόβιλου

Ο αλγόριθμος που κατασκευάστηκε στο προγραμματιστικό περιβάλλον *MATLAB*, προσφέρει αποτελέσματα σχετικά με τις επιδόσεις αεριοστρόβιλου που διέπεται από τα δεδομένα που εισήχθησαν από τον χρήστη. Αποτελεσματικά, μπορεί να εξετασθεί ένα ευρύ φάσμα αεριοστρόβιλων διαφορετικών χαρακτηριστικών και να ληφθούν στοιχεία τόσο για τον ίδιο όσο και για τον συνδυασμένο κύκλο. Παρ' όλα αυτά, με στόχο την, κατά το δυνατό, ρεαλιστική μοντελοποίηση του συνδυασμένου κύκλου, μέσω δοκιμών για διάφορες τιμές των δεδομένων εισόδου, προσομοιώθηκε η λειτουργία και οι επιδόσεις του αεριοστρόβιλου *LM2500* της εταιρίας *General Electric*, για το ονομαστικό σημείο λειτουργίας (@ 100% *MCR*). Πρόκειται για μοντέλο προερχόμενο από κινητήρα αεροπορικού τύπου, η επιλογή του οποίου έγκειται στην ευρέως διαδεδομένη βιομηχανική χρήση του καθώς και εγκατάστασή του ως σύστημα πρόωσης πλοίων, με την μορφή διαφόρων συνδυασμένων κύκλων. Στον **Πίνακα 15** παρατίθενται οι τιμές που χρησιμοποιήθηκαν για την εν λόγω προσομοίωση, τα αποτελέσματα αυτής καθώς και οι αντίστοιχες τιμές επιδόσεων που υποστηρίζει ο κατασκευαστής.

Δεδομένα Εισόδου (ISO)	-	Μονάδες Μέτρησης
Επικρατούσα θερμοκρασία (ISO)	15	<i>Celsius</i>
Επικρατούσα Πίεση (ISO)	1.01315	<i>bar</i>
Μέγιστη θερμοκρασία κύκλου	1249.8	<i>Celsius</i>
Κατώτερη θερμογόνος δύναμη καυσίμου	48620	<i>kJ/kg</i>
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου	0.9	-
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	0.83	-
Βαθμός απόδοσης θαλάμου καύσης	0.98	-
Μηχανικός βαθμός απόδοσης	1	
Συντελεστής απωλειών αγωγού εισόδου	0.015	-
Συντελεστής απωλειών θαλάμου καύσης	0.04	-
Συντελεστής απωλειών αγωγού καυσαερίων	0.03	
Ειδική θερμοχωρητικότητα αέρα	1.005	<i>kJ/kg*K</i>
Ειδική θερμοχωρητικότητα καυσαερίου	1.15	<i>kJ/kg*K</i>
Λόγος ειδικών θερμοτήτων αέρα	1.4	-
Λόγος ειδικών θερμοτήτων καυσαερίου	1.33	-
Παροχή μάζας αέρα	68.76	<i>kg/s</i>
Αποτελέσματα Προσομοίωσης (ISO)		Μονάδες Μέτρησης
Καθαρή παραγόμενη ισχύς	24635	<i>kW</i>
Θερμικός βαθμός απόδοσης	32.89%	-
Ειδική κατανάλωση καυσίμου	0.2251	<i>kg/kWh</i>
Παροχή μάζας καυσαερίων	70.3	<i>kg/s</i>
Θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων	569.4	<i>Celsius</i>
Δεδομένα από τον κατασκευαστή (ISO)	-	Μονάδες Μέτρησης
Καθαρή παραγόμενη ισχύς	25060	<i>kW</i>
Θερμικός βαθμός απόδοσης	34.70%	-
Ειδική κατανάλωση καυσίμου	0.2269	<i>kg/kWh</i>
Παροχή μάζας καυσαερίων	70.3	<i>kg/s</i>
Θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων	566	<i>Celsius</i>

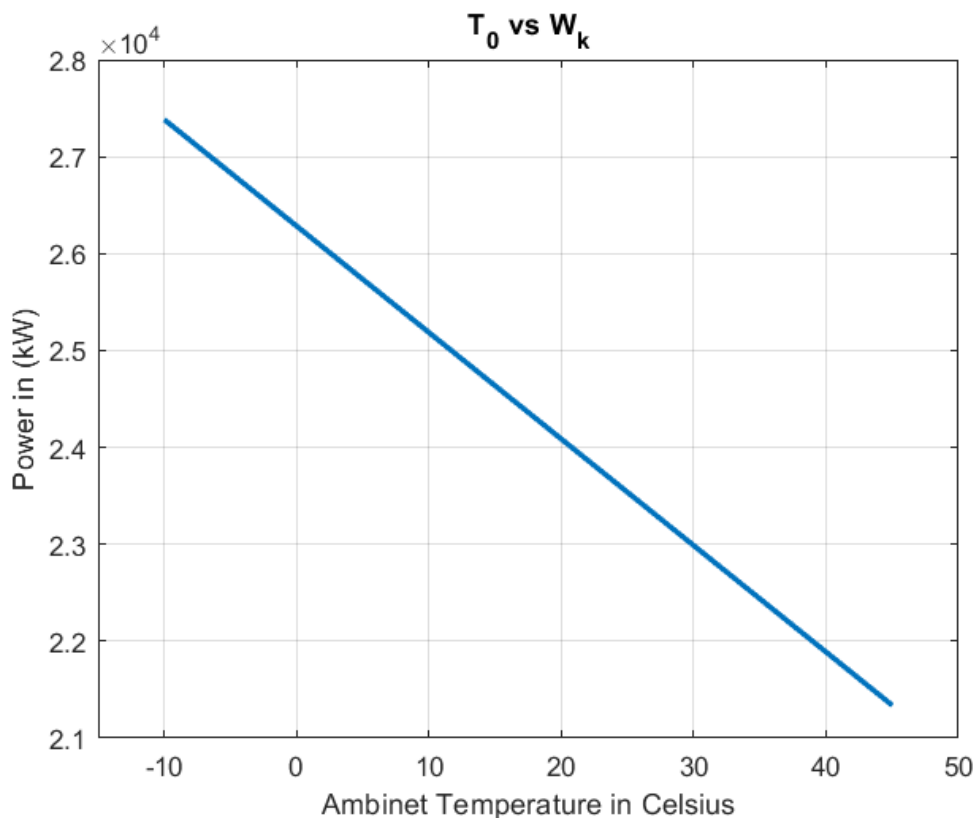
Πίνακας 15. Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης *LM2500* με δεδομένα κατασκευαστή.

4.2.2 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στις επιδόσεις του αεριοστρόβιλου

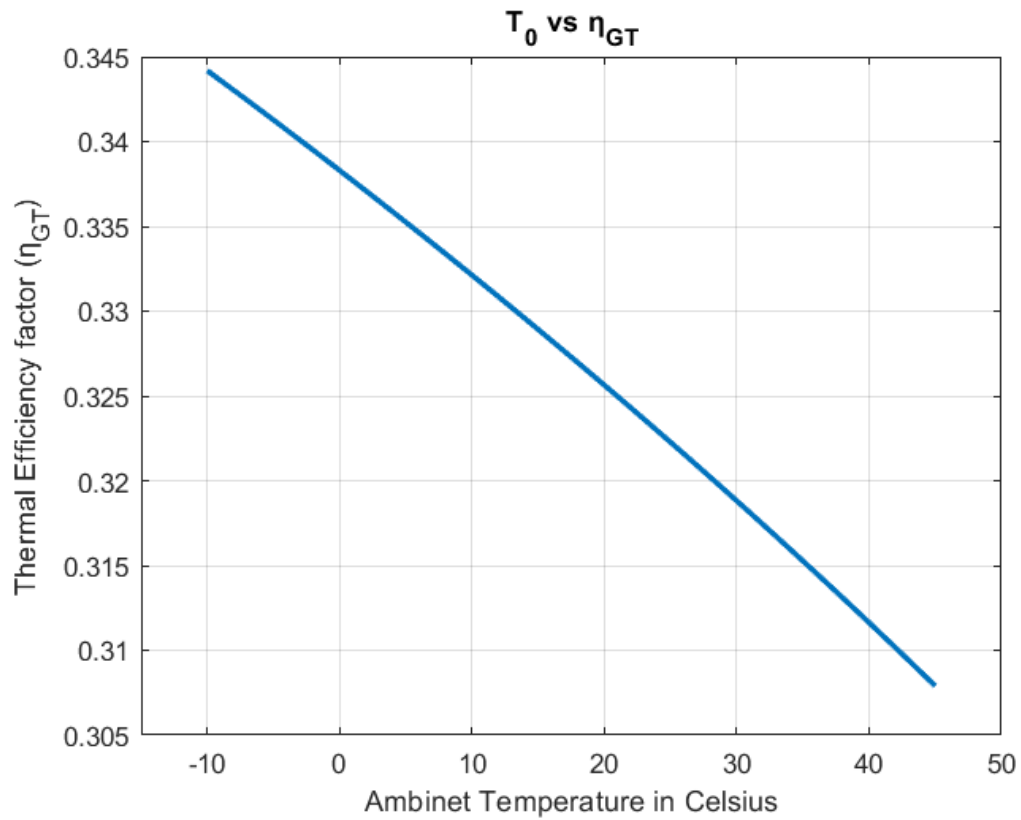
Τα χαρακτηριστικά μεγέθη και οι επιδόσεις που αποδόθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο, αφορούν την λειτουργία του αεριοστρόβιλου σε συνθήκες *ISO*. Δηλαδή η επικρατούσα πίεση είναι η ατμοσφαιρική ενώ η επικρατούσα θερμοκρασία είναι 15 βαθμοί *Celsius*. Σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας τα προαναφερθέντα μεγέθη είναι μεταβλητά, με αποτέλεσμα να επηρεάζουν τις επιδόσεις του αεριοστρόβιλου.

Στην περίπτωση χρήσης αεριοστρόβιλων σε πλοία, για ευνόητους λόγους, η επικρατούσα πίεση μπορεί να θεωρηθεί σταθερή και ίση με την ατμοσφαιρική, αλλά η επικρατούσα θερμοκρασία είναι μεταβλητή και εξαρτάται από την εκάστοτε θέση του πλοίου, την εποχή, αλλά και τις καιρικές συνθήκες. Επομένως η θερμοκρασία του περιβάλλοντος αποτελεί χαρακτηριστικό μέγεθος το οποίο επιδρά συνεχόμενα στην λειτουργία του αεριοστρόβιλου και αποτελεσματικά κρίνεται αναγκαία η εξακρίβωση της τάξης μεγέθους, της εν λόγω επίδρασης, στις επιδόσεις του.

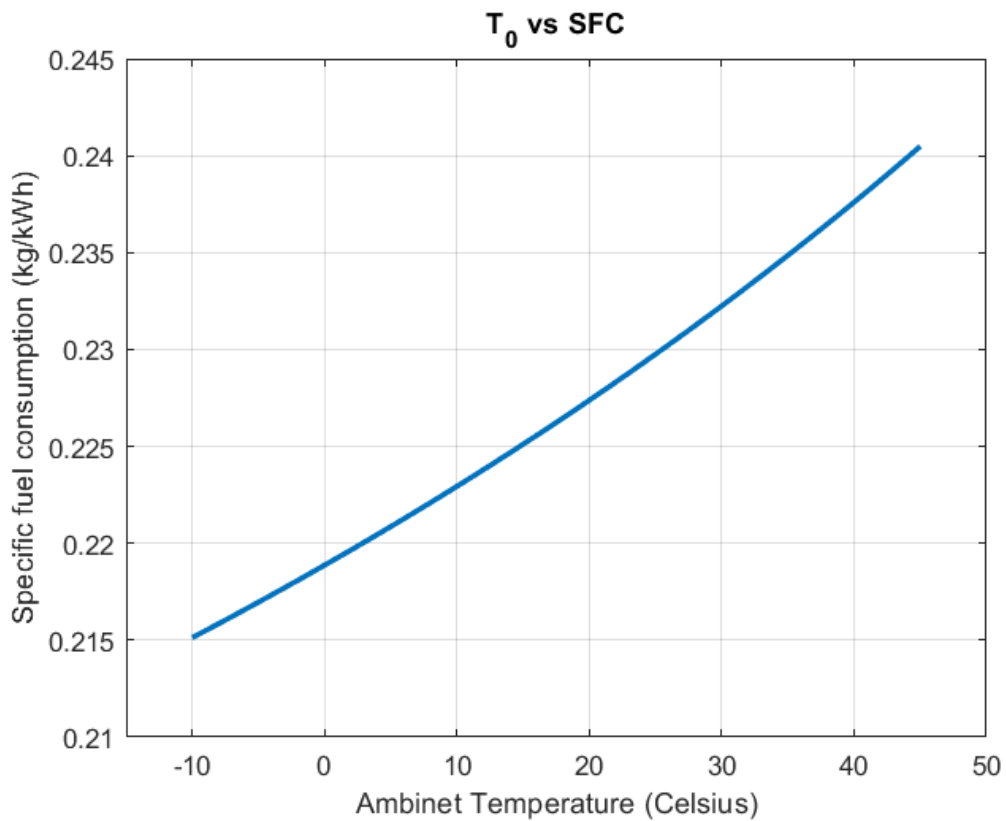
Δεδομένου ότι ο αεριοστρόβιλος αναρροφά αέρα κατευθείαν από την ατμόσφαιρα, χωρίς την παρέμβαση εναλλακτών θερμότητας, ως λογικό θερμοκρασιακό εύρος για την εν λόγω μελέτη θεωρείται το εύρος από -10 °C έως 45 °C, για το οποίο μέσω επαναληπτικής διαδικασίας λαμβάνονται τα παρακάτω γραφήματα.



Σχήμα 64. Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην ισχύ του αεριοστρόβιλου.



Σχήμα 65. Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στον θερμικό βαθμό απόδοσης.



Σχήμα 66. Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Τα γραφήματα της μεταβολής της ισχύος και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συγκριτικά με την περιβαλλοντική θερμοκρασία, επιβεβαιώνουν την επάρκεια αναφορικά με την ακρίβεια μοντελοποίησης του *LM2500*, καθώς η *General Electric* αναφέρει ότι για μία τυπική μέρα του ναυτικού των ΗΠΑ (*US Navy Standard Day - US NSD*), δηλαδή για θερμοκρασία περιβάλλοντος $T_0 = 38 \text{ }^\circ\text{C}$, η παραγόμενη ισχύς των εγκατεστημένων *LM2500* στα πλοία του ναυτικού των ΗΠΑ ανέρχεται σε 22070 kW , ενώ η ειδική κατανάλωση καυσίμου σε $0.233 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$ [120]. Για την περίπτωση της παρούσας μοντελοποίησης η αντίστοιχη ισχύς για θερμοκρασία $38 \text{ }^\circ\text{C}$, ανέρχεται σε 22107 kW , ενώ η ειδική κατανάλωση καυσίμου σε $0.2364 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$, που αντιστοιχούν σε ποσοστιαίες διαφορές της τάξης του 1.7 % και 1.44 % αντίστοιχα.

Από τα παραπάνω γραφήματα είναι εμφανές ότι για αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος οι επιδόσεις του αεριοστρόβιλου ελαττώνονται, γεγονός που αποτελεί αναμενόμενο αποτέλεσμα καθώς η περιβαλλοντική θερμοκρασία επιδρά στον αεριοστρόβιλο με τους εξής τρόπους:

- Για υψηλές περιβαλλοντικές θερμοκρασίες η πυκνότητα του αέρα μειώνεται και ως αποτέλεσμα η παροχή μάζας του αέρα που διέρχεται από τον συμπιεστή είναι επίσης μειωμένη. Δεδομένου ότι η ισχύς που παράγεται στον στρόβιλο είναι σχεδόν γραμμική συνάρτηση της παροχής μάζας αέρα, η ελάττωση του παραγόμενου έργου του στρόβιλου αποτελεί λογικό ακόλουθο. (Στην περίπτωση της παρούσας μελέτης η μείωση της παροχής μάζας προσομοιώνεται με αύξηση του λόγου καυσίμου – αέρα.)
- Η μείωση της πυκνότητας του αέρα για υψηλές περιβαλλοντικές θερμοκρασίες, οδηγεί και σε αύξηση του απαιτούμενου έργου του συμπιεστή και επομένως σε μείωση της καθαρής ισχύος του αεριοστρόβιλου.
- Η αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος μειώνει τον λόγο πίεσης του κύκλου (αφού απαιτείται μικρότερη πίεση για την διέλευση της μειωμένης συνολικής παροχής μάζας από τα ακροφύσια του στρόβιλου). Έτσι προκαλείται μείωση της πίεσης εξόδου από τον συμπιεστή και αποτελεσματικά μείωση της πίεσης εισόδου στον στρόβιλο. Επομένως, για δεδομένη τιμή της θερμοκρασίας εισόδου των καυσαερίων στον στρόβιλο, η παραπάνω πρόταση οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας των αποβαλλόμενων καυσαερίων και αποτελεσματικά σε μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης.
- Ο θερμικός βαθμός απόδοσης μπορεί να δοθεί από την σχέση $\eta_\theta = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}}$, όπου για ανοιχτό σύστημα, T_{min} η θερμοκρασία του περιβάλλοντος και T_{max} η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου. Βάσει του παραπάνω τύπου η τιμή του θερμικού βαθμού απόδοσης μειώνεται για αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

- Η μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης είναι αντιστρόφως ανάλογη της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, εξού και η ανοδική πορεία που εμφανίζεται στο αντίστοιχο γράφημα.

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν και οι ποσοστιαίες μεταβολές των επιδόσεων του αεριοστρόβιλου για αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, όπως δίνονται στους παρακάτω πίνακες.

Θερμοκρασία Περιβάλλοντος (°C)	Ισχύς (kW)	Απώλεια ισχύος για αύξηση 10 βαθμών (°C) %.
-10	27383	4.01
0	26283	4.18
10	25185	4.36
20	24086	4.56
30	22987	4.78
40	21887	2.50 (για 5 βαθμούς °C)
45	21338	

Πίνακας 16. Ποσοστιαία απώλεια ισχύος για αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος με βήμα 10 βαθμών °C.

Θερμοκρασία Περιβάλλοντος (°C)	Θερμικός Βαθμός Απόδοσης	Μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης για αύξηση 10 βαθμών (°C) %.
-10	0.3442	1.71
0	0.3383	1.83
10	0.3321	1.95
20	0.3256	2.08
30	0.3188	2.25
40	0.3116	1.18 (για 5 βαθμούς °C)
45	0.3079	

Πίνακας 17. Ποσοστιαία μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης για αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος με βήμα 10 βαθμών °C.

Θερμοκρασία Περιβάλλοντος (°C)	Sfc (kg/kWh)	Ποσοστιαία αύξηση ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για αύξηση 10 βαθμών (°C) %.
-10	0.2151	1.76
0	0.2189	1.87
10	0.223	1.97
20	0.2274	2.11
30	0.2322	2.32
40	0.2376	1.22 (για 5 βαθμούς °C)
45	0.2405	

Πίνακας 18. Ποσοστιαία αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος με βήμα 10 βαθμών °C.

Συμπερασματικά με την αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος οι επιδόσεις του αεριοστρόβιλου ελαττώνονται με ρυθμό συνεχώς αυξανόμενο (για αντίστοιχη αύξηση της θερμοκρασίας), ενώ για το σύννητες θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας του αεριοστρόβιλου σε πλοία, που κυμαίνεται από 20 °C έως 40 °C, η διακύμανση της παραγόμενης ισχύος ανέρχεται στο 9.1 % για την μεταξύ τους διαφορά. Κατ' αντιστοιχία για το ίδιο θερμοκρασιακό εύρος η διακύμανση του θερμικού βαθμού απόδοσης ανέρχεται στο 4.29 %, ενώ η διακύμανση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου ανέρχεται στο 4.48 %.

4.2.3 Επίδραση της πτώσης πίεσης των καυσαερίων στις επιδόσεις του αεριοστρόβιλου

Τα χαρακτηριστικά μεγέθη και οι επιδόσεις που αποδόθηκαν στις προηγούμενες παραγράφους, αφορούν την λειτουργία του αεριοστρόβιλου με αποβολή των καυσαερίων στο περιβάλλον. Στην περίπτωση της μελέτης του συνδυασμένου κύκλου, τα καυσαέρια του αεριοστρόβιλου εισέρχονται στο *HRSG*, ώστε να αξιοποιηθεί η θερμότητά τους, και στην συνέχεια αποβάλλονται από το σύστημα. Κατά την διέλευση των καυσαερίων από το *HRSG*, εξ' αιτίας της συναγωγής μεταξύ τους και των σωληνώσεων του εργαζόμενου μέσου, η απόβλητη θερμότητα του αεριοστρόβιλου μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσο προκαλώντας την αλλαγή φάσης. Η εν λόγω συναγωγή έχει ως αποτέλεσμα την δημιουργία δυνάμεων αντίστασης (*drag*) αλλά και δυνάμεων τριβής (*friction*) οι οποίες μεταφράζονται σε συνολική πτώση της πίεσης των καυσαερίων. Συμπληρωματικά, αρκετές φορές, με σκοπό την βελτίωση της κατεύθυνσης της ροής των καυσαερίων μέσα στο *HRSG*, εγκαθίστανται κατάλληλες γεωμετρίες σε αυτό (π.χ. εγκατάσταση πτερυγίων στις σωληνώσεις – *fins* κ.α.), οι οποίες είτε συνεισφέρουν είτε βελτιώνουν το φαινόμενο της πτώσης πίεσης των καυσαερίων. Η εν λόγω πτώση πίεσης πρέπει να εξακριβώνεται καθώς επιδρά στις επιδόσεις του αεριοστρόβιλου.

Ως λογική συνέχεια των παραπάνω, είναι εμφανές το γεγονός πως η πτώση πίεσης των καυσαερίων στο *HRSG* εξαρτάται αποκλειστικά από την σχεδίαση του ιδίου. Για τον υπολογισμό της, υπάρχουν διάφορες μέθοδοι που κυμαίνονται από την χρήση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (*CFD*), με αναλυτική κατάστρωση της γεωμετρίας του προβλήματος, έως και εμπειρικές σχέσεις (*correlations*), που απαιτούν συγκεκριμένα χαρακτηριστικά μεγέθη της γεωμετρίας, όπως η μέθοδος *Winpress*, (*Hydrocarbon Processing 1963*) για γυμνές σωληνώσεις, η μέθοδος *Escoa* για σωληνώσεις με πτερύγια και η μέθοδος *Muhlenforth*, για σωληνώσεις με ντίζες ή καρφιά [121].

Η σχεδίαση του *HRSG* αποτελεί αντικείμενο εκτός του εύρους μελέτης της παρούσας εργασίας, με αποτέλεσμα η ακριβής τιμή της πτώσης πίεσης των καυσαερίων στο *HRSG* να μην μπορεί να υπολογισθεί. Παρ' όλα αυτά βάσει της βιβλιογραφίας για σχετικά μικρά *HRSG*, μονής πίεσης εργαζόμενου μέσου, η πτώση πίεσης των καυσαερίων είναι της τάξης των 6 *inH₂O* ή 0.015 *bar*, ενώ για μεγάλα, σύνθετα *HRSG* η πτώση πίεσης είναι της τάξης των 10 – 12 *inH₂O* ή 0.025 – 0.03 *bar*. [122].

Δεδομένου ότι στην παρούσα μελέτη το *HRSG* είναι μονής πίεσης εργαζόμενου μέσου αλλά και μονής διέλευσης (γεγονός που συνεπάγεται μεγαλύτερη απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας), θεωρείται πτώση πίεσης της τάξης των 0.02 *bar*. Επομένως για τον υπολογισμό των νέων επιδόσεων είναι:

$$\Delta P = 0.02 \text{ bar},$$

$$Pt_{5,\Delta P} = \left(\frac{Pt_6}{1 - K_{ex}} \right) + \Delta P \text{ (bar)} \quad (11)$$

Με σκοπό την διατήρηση όλων των απωλειών με την μορφή ποσοστιαίων συντελεστών η (11) γίνεται:

$$Pt_{5,\Delta P} = \frac{Pt_6}{(1 - K_{ex}) * (1 - K_{HRSG})} \text{ (bar)}$$

Όπου για $\Delta P = 0.02 \text{ bar}$,

$$K_{HRSG} = 0.0188 \text{ ή } 1.88 \%$$

Οι επιδόσεις του αεριοστρόβιλου σε συνθήκες *ISO* γίνονται:

Επιδόσεις για $K_{HRSG} = 0.0188$ (ISO)		Μονάδες Μέτρησης
Καθαρή παραγόμενη ισχύς	24386	<i>kW</i>
Θερμικός βαθμός απόδοσης	32.55 %	-
Ειδική κατανάλωση καυσίμου	0.2275	<i>kg/kWh</i>
Παροχή μάζας καυσαερίων	70.3	<i>kg/s</i>
Θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων	572.6	<i>Celsius</i>

Πίνακας 19. Επιδόσεις αεριοστρόβιλου συμπεριλαμβανομένης της πτώσης πίεσης των καυσαερίων στο *HRSG*.

4.2.4 Επίδραση της μέγιστης πίεσης του ατμού στις επιδόσεις του συνδυασμένου κύκλου

Σκοπός της εξακρίβωσης της επίδρασης της μέγιστης πίεσης του ατμού στις επιδόσεις του συνδυασμένου κύκλου αποτελεί η εύρεση της οικονομικά βέλτιστης πίεσης του κύκλου, για την οποία η αποδοτικότητα του συνδυασμένου κύκλου είναι μέγιστη.

Η αύξηση της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου οδηγεί σε αύξηση του κινδύνου για το μηχανοστάσιο ενός πλοίου, γεγονός που με την σειρά του οδηγεί σε αύξηση των συντελεστών ασφαλείας του εμπλεκόμενου εξοπλισμού. Αποτελεσματικά η συνάρτηση κόστους – καθαρής ισχύος (που επέρχεται από αύξηση της μέγιστης πίεσης του κύκλου *Rankine*) δεν είναι γραμμική και επιβάλλεται διερεύνησή της.

Η εν λόγω παραμετρική μελέτη θα πραγματοποιηθεί για συνθήκες *ISO*. Η θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο *HRSG* είναι ίση με την θερμοκρασία αποβολής τους από τον αεριοστρόβιλο.

$$T_H = T_{t_6} = 572.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ως ελάχιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων από το *HRSG* (για την αποφυγή του σημείου δρόσου) θεωρείται:

$$T_{L,min} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$$

Η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του υπέρθερμου ατμού που εξέρχεται από τον υπερθερμαντήρα και των καυσαερίων που εισέρχονται στο *HRSG*, πρέπει να είναι μεγαλύτερη ή ίση των $20 \text{ }^\circ\text{C}$ [123]. Επομένως, με σκοπό την εκμετάλλευση της μέγιστης δυνατής ενέργειας των καυσαερίων είναι:

$$T_5 = T_H - 20 = 552.6 \text{ }^\circ\text{C} \approx 550 \text{ }^\circ\text{C}$$

Η απόλυτη πίεση στον συμπυκνωτή επιλέγεται από το εύρος $0.05 \leq P_1 \leq 0.08 \text{ bar}$ ώστε ο λόγος εκτόνωσης του αμοστρόβιλου να είναι ο κατά το δυνατό μεγαλύτερος με αποτέλεσμα το παραγόμενο μηχανικό έργο να μεγιστοποιείται. Για το συγκεκριμένο εύρος πιέσεων, η απαιτούμενη θερμοκρασία του νερού ψύξης στην είσοδο του συμπυκνωτή είναι $10 \leq T_{cond} \leq 25 \text{ }^\circ\text{C}$, που συνήθως ικανοποιείται [123].

Βάσει των παραπάνω για τον συμπυκνωτή ισχύει:

$$T_{cond} = 35 \text{ }^\circ\text{C},$$

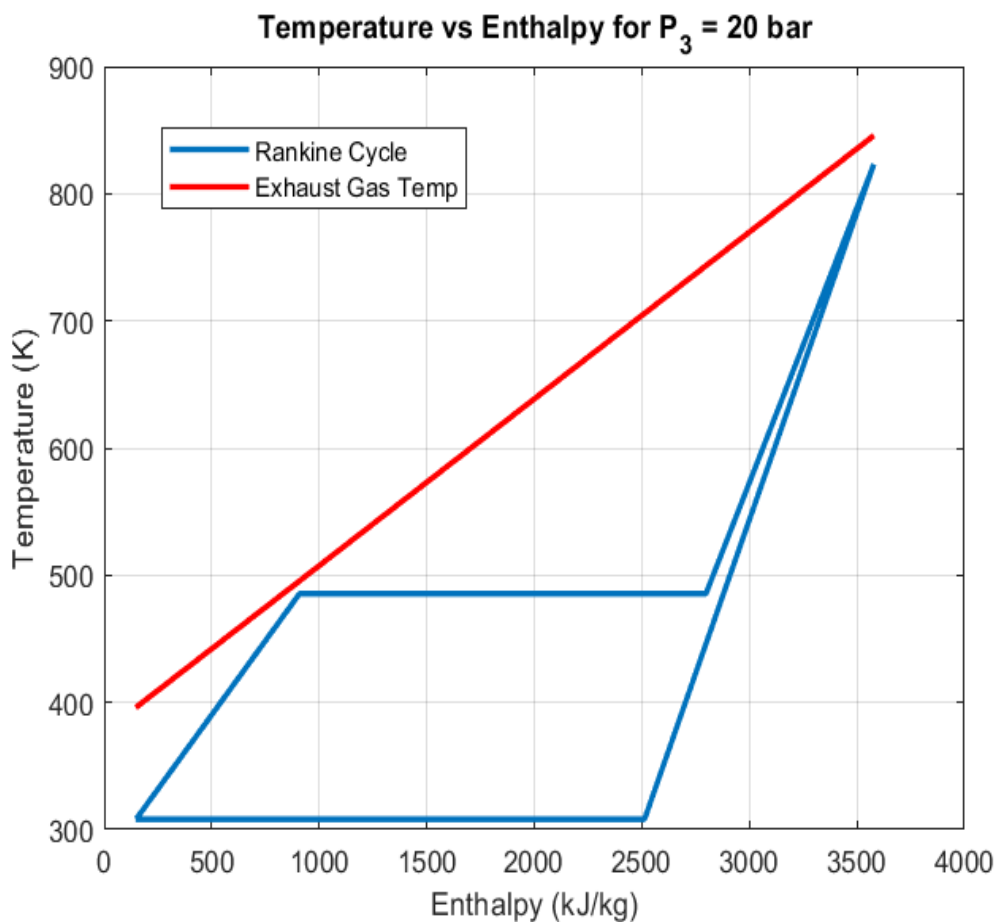
$$P_1 = 5629 \text{ Pa ή } 0,05629 \text{ bar}$$

Ως αρχική θερμοκρασιακή διαφορά *Pinch Point* ορίζεται:

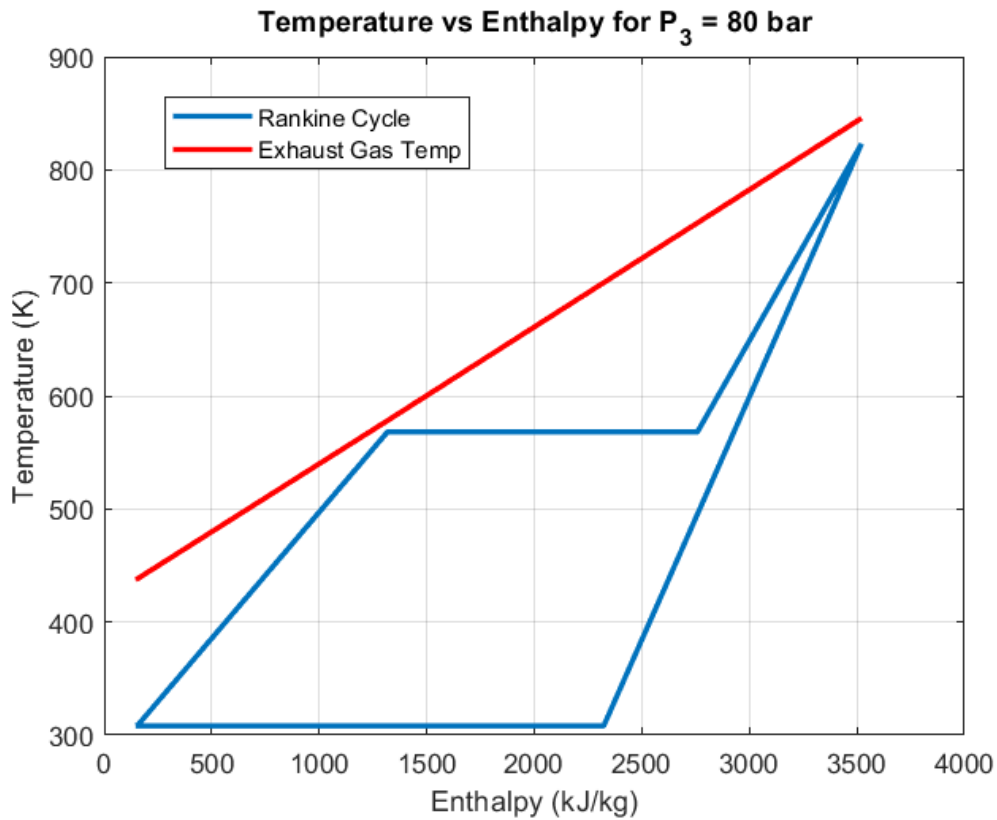
$$\Delta T_{PP} = 10 \text{ Kelvin}$$

Οι βαθμοί απόδοσης της αντλίας και του στροβίλου είναι $\eta_{pump} = 0.8$ και $\eta_{st} = 0.85$, ενώ ο βαθμός απόδοσης μεταφοράς θερμότητας του *HRSG* είναι $\eta_{HRSG} = 0.98$.

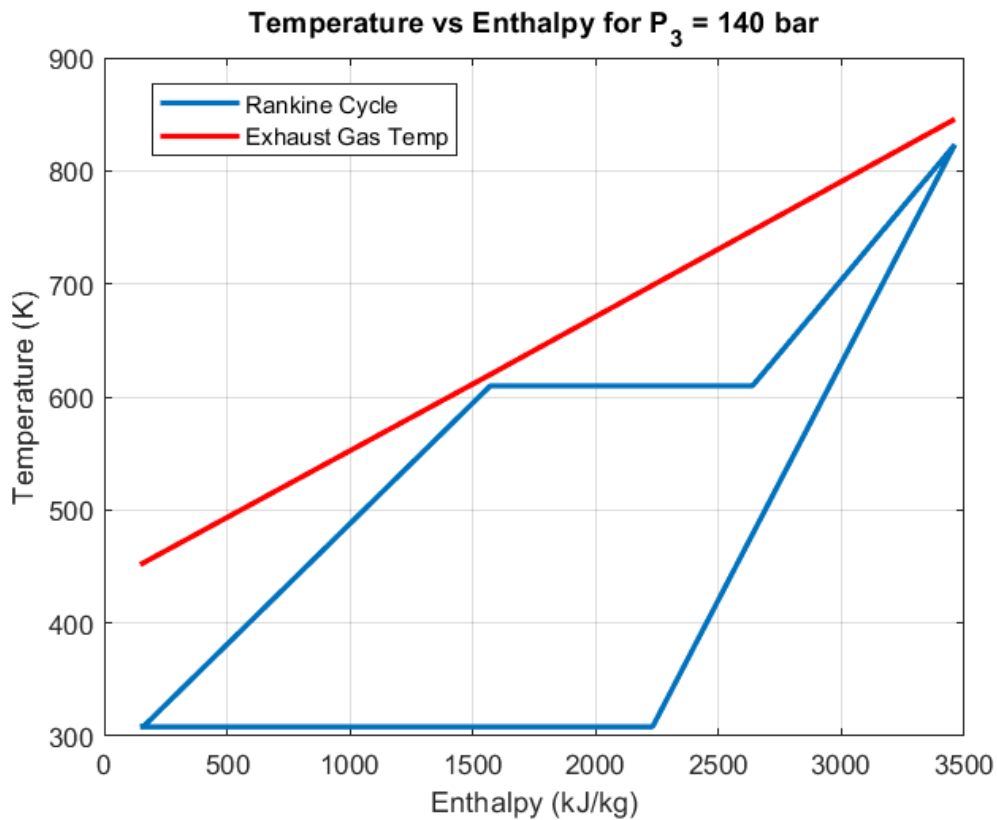
Ως πιθανό εύρος μέγιστης πίεσης λειτουργίας του κύκλου *Rankine*, επιλέγεται το εύρος 5 – 160 *bar*. Μέσω επαναληπτικής διαδικασίας, με βήμα επανάληψης 5 *bar*, υπολογίζονται οι ζητούμενες επιδόσεις του συνδυασμένου κύκλου, για κάθε βήμα πίεσης. Ενδεικτικά, παρατίθενται τα διαγράμματα θερμοκρασίας – ενθαλπίας για τις πιέσεις 20, 80 και 140 *bar*, ώστε να επιβεβαιωθεί η σωστή προσομοίωση του συνδυασμένου κύκλου.



Σχήμα 67. Διάγραμμα Θερμοκρασίας - Ενθαλπίας για μέγιστη πίεση εργαζόμενο μέσω $P = 20 \text{ bar}$.

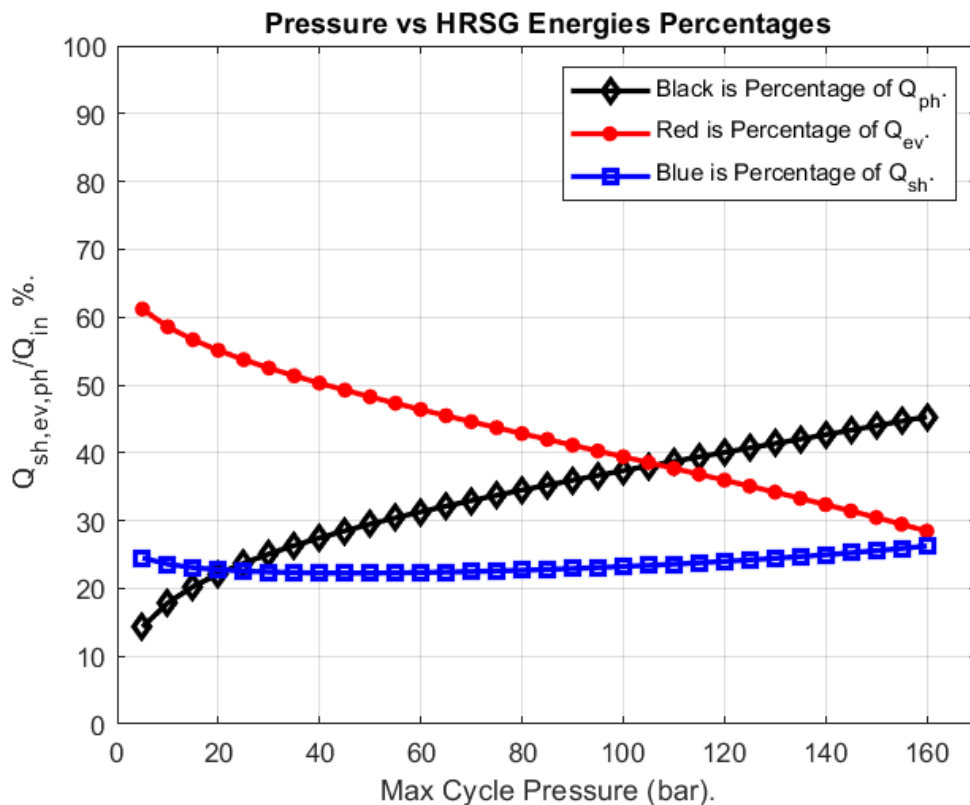


Σχήμα 68. Διάγραμμα Θερμοκρασίας - Ενθαλπίας για μέγιστη πίεση εργαζόμενο μέσον $P = 80$ bar.



Σχήμα 69. Διάγραμμα Θερμοκρασίας - Ενθαλπίας για μέγιστη πίεση εργαζόμενο μέσον $P = 140$ bar.

Η αύξηση της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου συνοδεύεται από αύξηση της θερμοκρασίας κορεσμού του ιδίου. Αποτελεσματικά, η ενθαλπία του ρευστού στην έξοδο του προθερμαντήρα και την είσοδο του ατμοποιητή εμφανίζεται αυξημένη. Η παραπάνω πρόταση οδηγεί σε αύξηση της απαιτούμενης ενέργειας που προσδίδεται στο εργαζόμενο μέσο για να φτάσει στην θερμοκρασία κορεσμού του. Εν αντιθέσει, για αύξηση της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου, παρατηρείται μείωση της απαιτούμενης ενέργειας για την ατμοποίηση του κορεσμένου ατμού. Το γεγονός αυτό δικαιολογείται από την μορφή του διαγράμματος Πίεσης - Ενθαλπίας ($P - h$), κατά το οποίο, για αύξηση της πίεσης, η λανθάνουσα ενθαλπία του ρευστού μειώνεται. Η πρόσδοση ενέργειας στον υπερθερμαντήρα εξαρτάται από τον ρυθμό μεταβολής της λανθάνουσας ενθαλπίας συγκριτικά με τον ρυθμό μεταβολής της απαιτούμενης ενθαλπίας υπερθέρμανσης του κορεσμένου ατμού. Συγκεκριμένα, για αύξηση της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου η λανθάνουσα ενθαλπία ($h_4 - h_3$) μειώνεται με συνεχόμενα αυξανόμενο ρυθμό, ενώ η ενθαλπία υπερθέρμανσης ($h_5 - h_4$) μειώνεται έως τα 55 bar και στην συνέχεια αυξάνεται. Η παραπάνω πρόταση επιβεβαιώνεται από την κατανομή της ενέργειας των καυσαερίων στα τμήματα του HRSG, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.

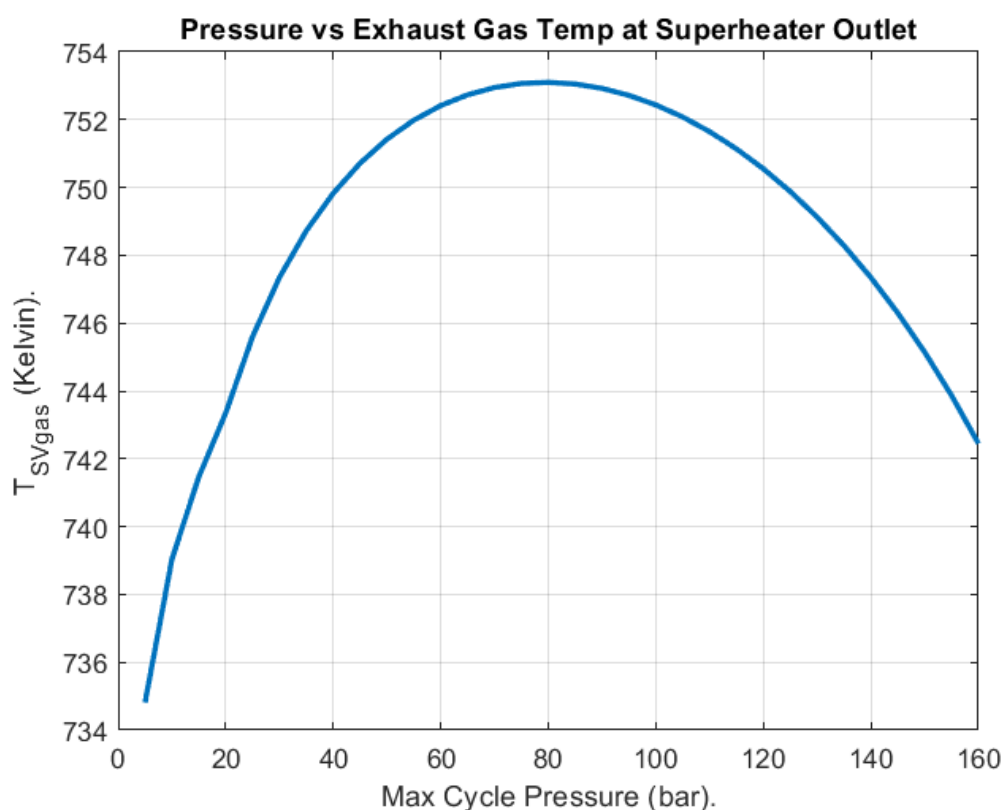


Σχήμα 70. Ποσοστιαία κατανομή της θερμότητας των καυσαερίων στα τμήματα του HRSG.

Όπως είναι ορατό, για χαμηλές πιέσεις, το μεγαλύτερο τμήμα της θερμότητας των καυσαερίων παρέχεται στον ατμοποιητή για την αλλαγή φάσης του εργαζόμενου μέσου. Με αύξηση της πίεσης και επομένως ελάττωση της λανθάνουσας ενθαλπίας, το

μεγαλύτερο τμήμα της ενέργειας των καυσαερίων μεταφέρεται στον προθερμαντήρα. Το ποσοστό της ενέργειας που προσδίδεται στον υπερθερμαντήρα ακολουθεί την πορεία που περιγράφεται παραπάνω, με αποτέλεσμα να μειώνεται ελαφρώς μέχρι τα 80 bar και στην συνέχεια να ακολουθεί αυξητική πορεία.

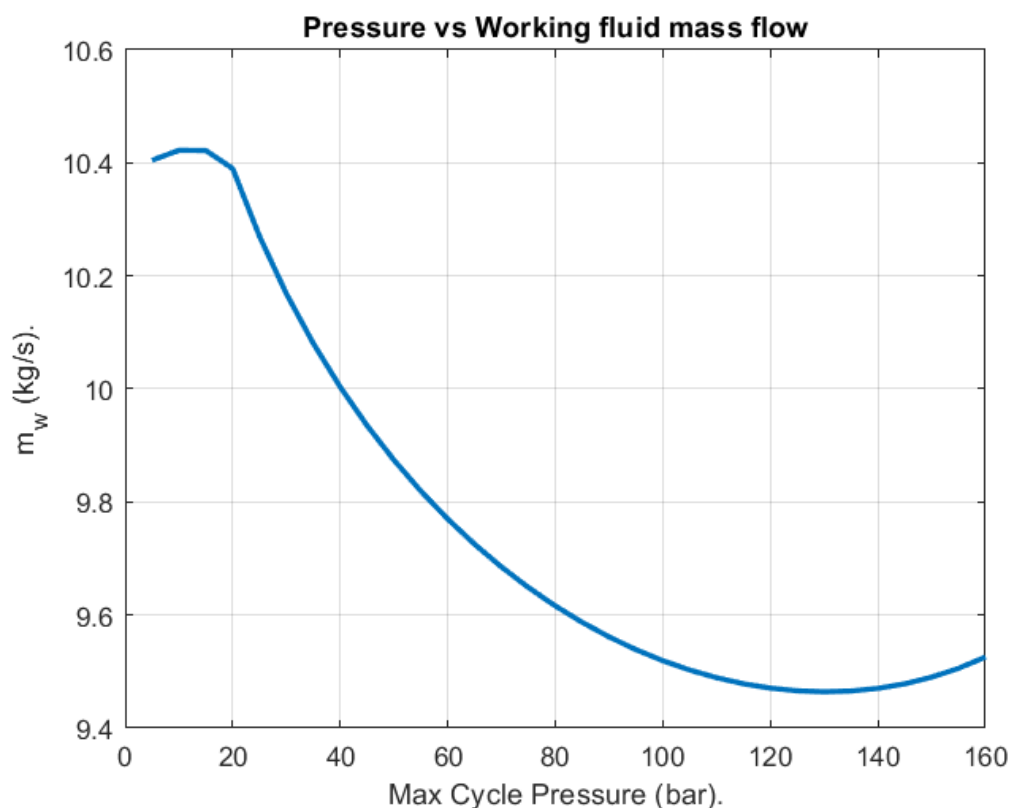
Το φαινόμενο της μεταβολής της απαιτούμενης ενέργειας υπερθέρμανσης του ατμού προβάλλει αντίστοιχο αντίκτυπο στην θερμοκρασία των καυσαερίων κατά την έξοδο από τον υπερθερμαντήρα. Συγκεκριμένα η πορεία της εν λόγω θερμοκρασίας είναι αυξητική μέχρι τα 80 bar ενώ μετά τα 80 bar η ίδια μειώνεται.



Σχήμα 71. Μέγιστη πίεση του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων από τον υπερθερμαντήρα.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει η μεταβολή της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου για αύξηση της μέγιστης πίεσης του κύκλου, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 72**. Η παροχή του εργαζόμενου μέσου ακολουθεί κατά κύριο λόγο πτωτική πορεία, γεγονός αναμενόμενο, εξ' αιτίας της αύξησης της θερμοκρασίας κορεσμού του νερού που οφείλεται σε αύξηση της πίεσης. Αποτελεσματικά μεγαλύτερο τμήμα της θερμότητας των καυσαερίων καταναλώνεται στην επίτευξη της απαιτούμενης θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού που οδηγεί σε παράλληλη μείωση της ποσότητάς του εργαζόμενου μέσου. Η αρχικά ανώμαλη πορεία που εμφανίζεται από τα 5 bar μέχρι τα 20 bar πίεσης, οφείλεται στο τρόπο λειτουργίας του αλγόριθμου. Για το συγκεκριμένο εύρος πιέσεων και $\Delta T_{PP} = 10$ το κριτήριο $T_L \geq T_{L,min}$ δεν ικανοποιείται με αποτέλεσμα να ενεργοποιείται επαναληπτική διαδικασία αύξησης του ΔT_{PP} μέχρις ότου το παραπάνω

κριτήριο να ικανοποιηθεί. Η περιγραφόμενη διαδικασία επηρεάζει και την παροχή του εργαζόμενου μέσου.

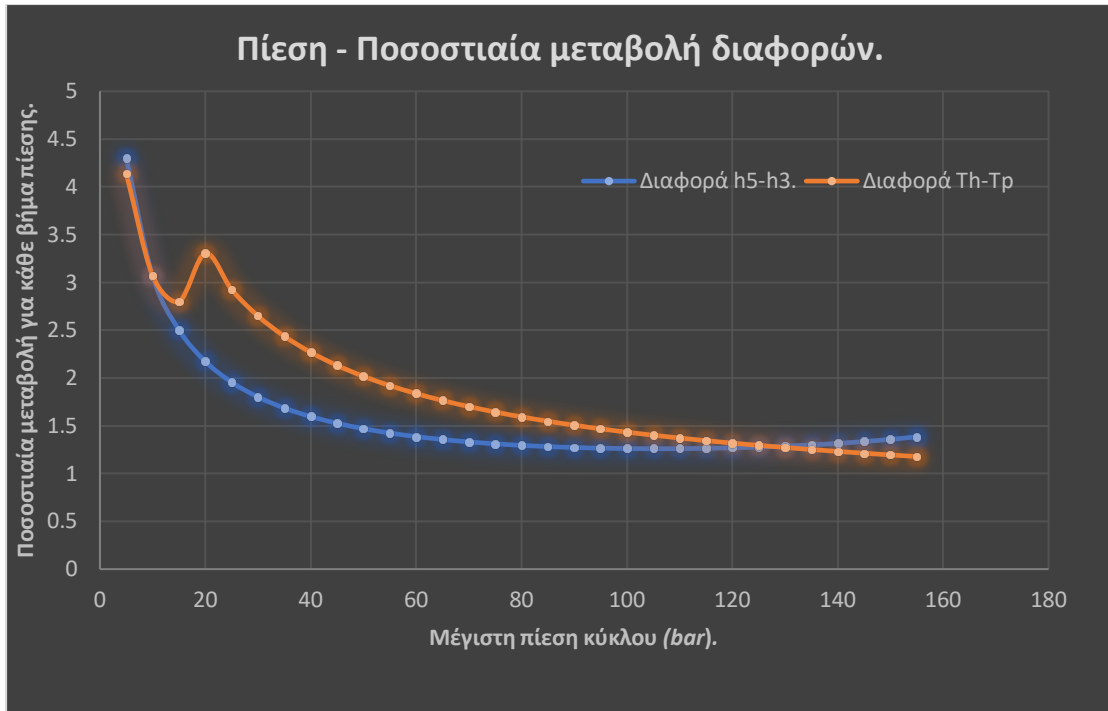


Σχήμα 72. Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του κύκλου.

Τέλος παρατηρείται αύξηση της παροχής μάζας μετά τα 130 *bar*. Αυτό αιτιολογείται από την συμπεριφορά του κλάσματος,

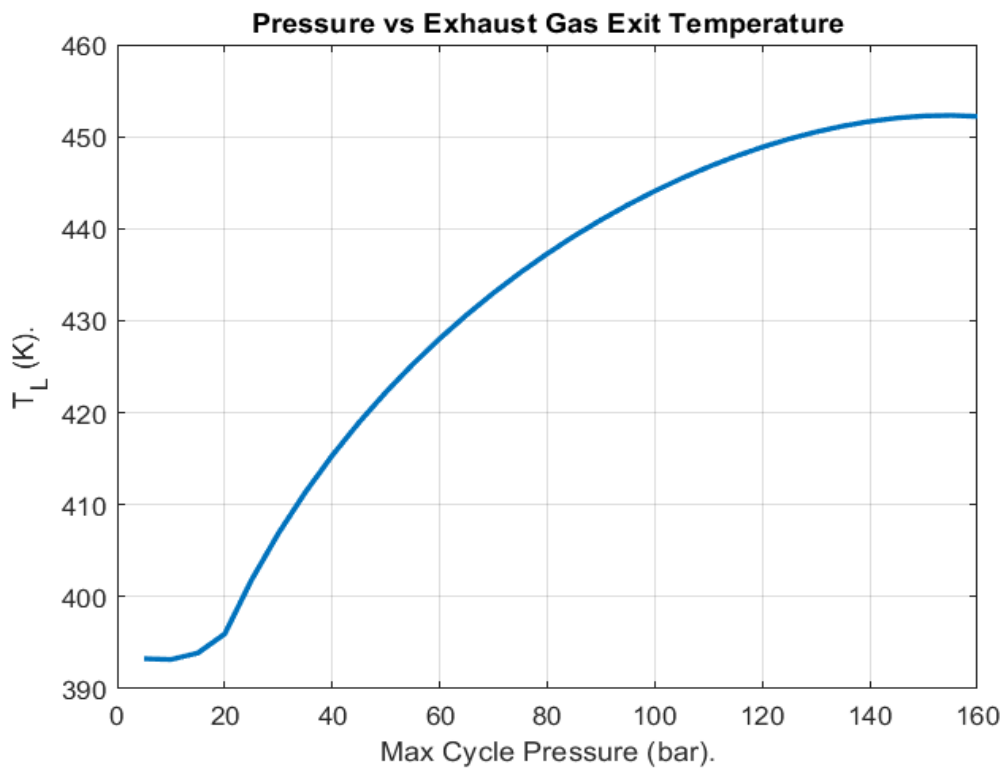
$$\frac{(T_H - T_P)}{(h_5 - h_3)}$$

από το οποίο εξαρτάται η παροχή μάζας. Συγκεκριμένα η πορεία της διαφοράς $T_H - T_P$ είναι πτωτική, ενώ η πορεία της διαφοράς $h_5 - h_3$ είναι πτωτική μέχρι τα 100 *bar* και στην συνέχεια αυξάνεται. Υπολογίζοντας τις ποσοστιαίες μεταβολές και των δύο κλασμάτων για κάθε βήμα πίεσης αποδεικνύεται εύκολα ότι το σημείο τομής τους βρίσκεται στα 130 *bar*, με αποτέλεσμα το παραπάνω κλάσμα να παρουσιάζει ελάχιστο στα 130 *bar*.



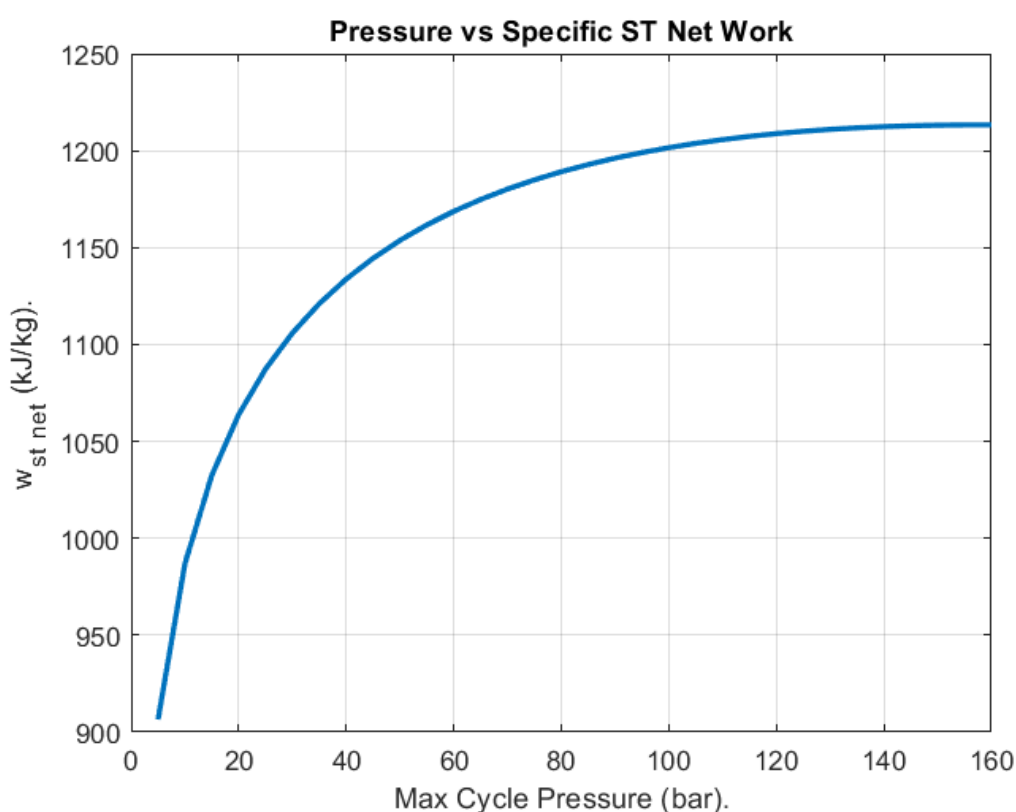
Σχήμα 73. Ποσοστιαία μεταβολή διαφορών $h_5 - h_3$ και $T_H - T_P$ συναρτήσει της πίεσης.

Αντίθετη συμπεριφορά από αυτή της παροχής μάζας, ακολουθεί η θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων από το HRSG, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 74**.



Σχήμα 74. Θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων από το HRSG συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του κύκλου.

Η αύξηση της θερμοκρασίας αποβολής των καυσαερίων, για αύξηση της μέγιστης πίεσης του κύκλου, αποτελεί αναμενόμενο αποτέλεσμα λαμβάνοντας υπ' όψη την εξάρτησή της από την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου. Η μείωση της παροχής του εργαζόμενου μέσου, που οφείλεται στην αύξηση της πίεσης, οδηγεί σε αντίστοιχη αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην έξοδο του προθερμαντήρα. Κατ' αντιστοιχία με την περίπτωση της παροχής του ατμού, για το εύρος πιέσεων από 5 bar μέχρι 20 bar η καμπύλη της θερμοκρασίας αποβολής των καυσαερίων εμφανίζεται αλλοιωμένη εξ' αιτίας επαναληπτικής διαδικασίας για την ικανοποίηση του κριτηρίου $T_L \geq T_{L,min}$, ενώ η πορεία της δείχνει να αλλάζει από αυξανόμενη σε μειούμενη περί τα 155 bar, γεγονός που αποτελεί απόρροια της αύξησης της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου για μεγάλες πιέσεις.

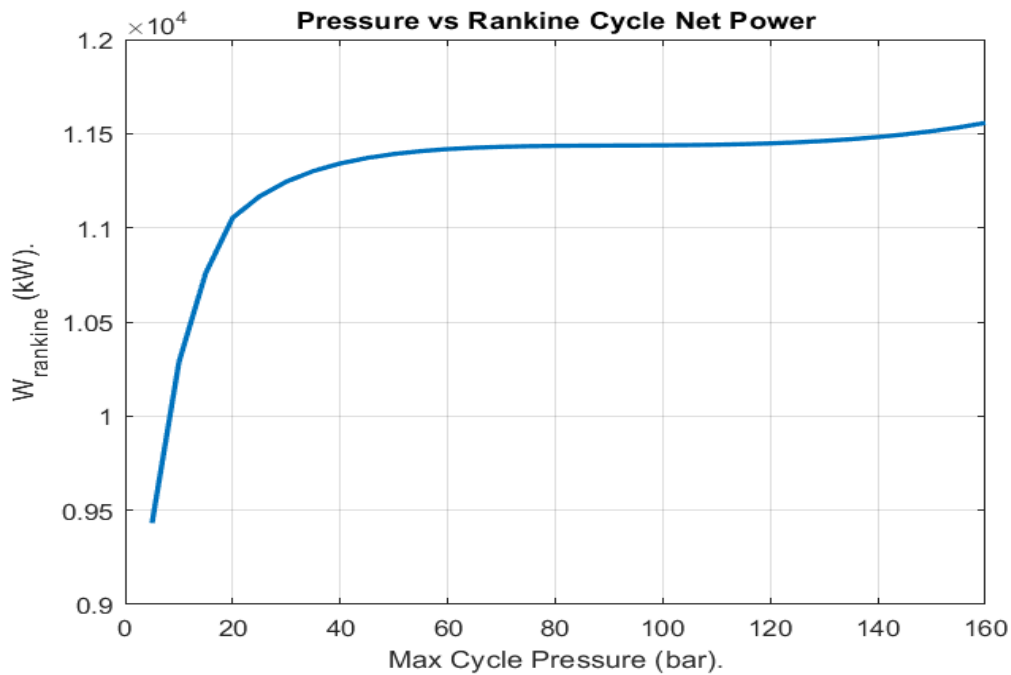


Σχήμα 75. Καθαρό ειδικό έργο στροβίλου συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του κύκλου.

Η αύξηση της μέγιστης πίεσης του κύκλου οδηγεί σε αύξηση του καθαρού ειδικού έργου του στροβίλου, εξ' αιτίας της αύξησης του λόγου εκτόνωσης στον στρόβιλο (η πίεση στον συμπυκνωτή είναι σταθερή). Παρ' όλα αυτά η αύξηση της προαναφερθείσας πίεσης οδηγεί σε αντίστοιχη αύξηση του απαιτούμενου ειδικού έργου της αντλίας, με αποτέλεσμα για μεγάλες πιέσεις, ο ρυθμός αύξησης του καθαρού ειδικού έργου στροβίλου να εμφανίζεται μειωμένος.

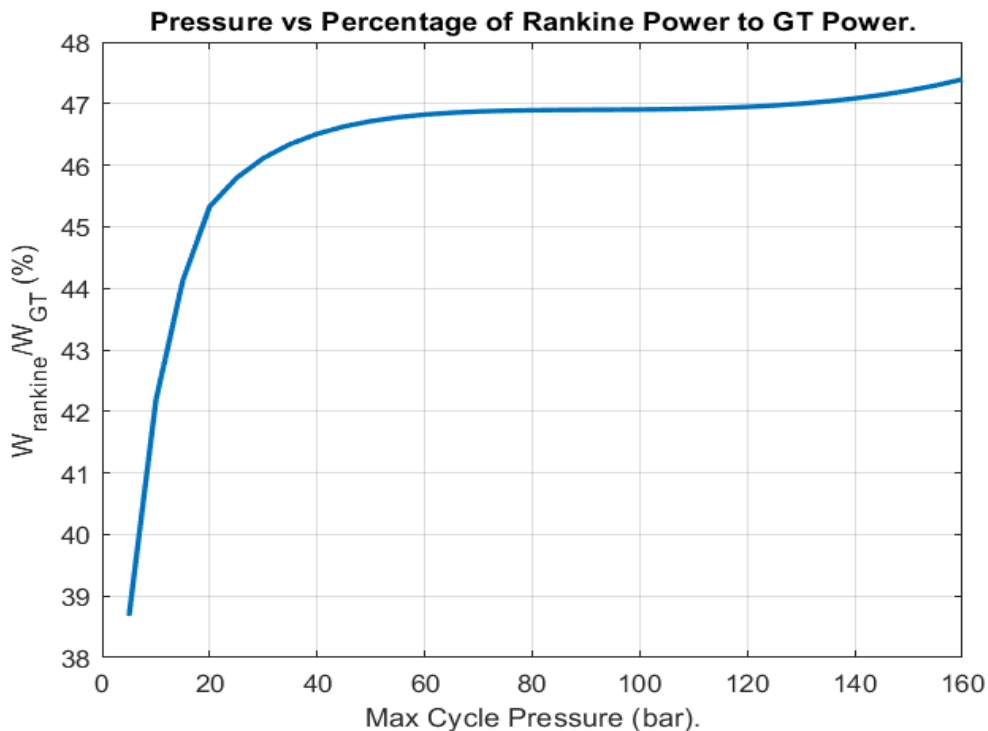
Βάσει των παραπάνω η αναμενόμενη πορεία της καθαρής ισχύος του κύκλου Rankine είναι όμοια με αυτή του καθαρού ειδικού έργου, αφού η ισχύς του αμοστρόβιλου

συσχετίζεται γραμμικά με το καθαρό ειδικό έργο και την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου.



Σχήμα 76. Καθαρή ισχύς κύκλου Rankine συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.

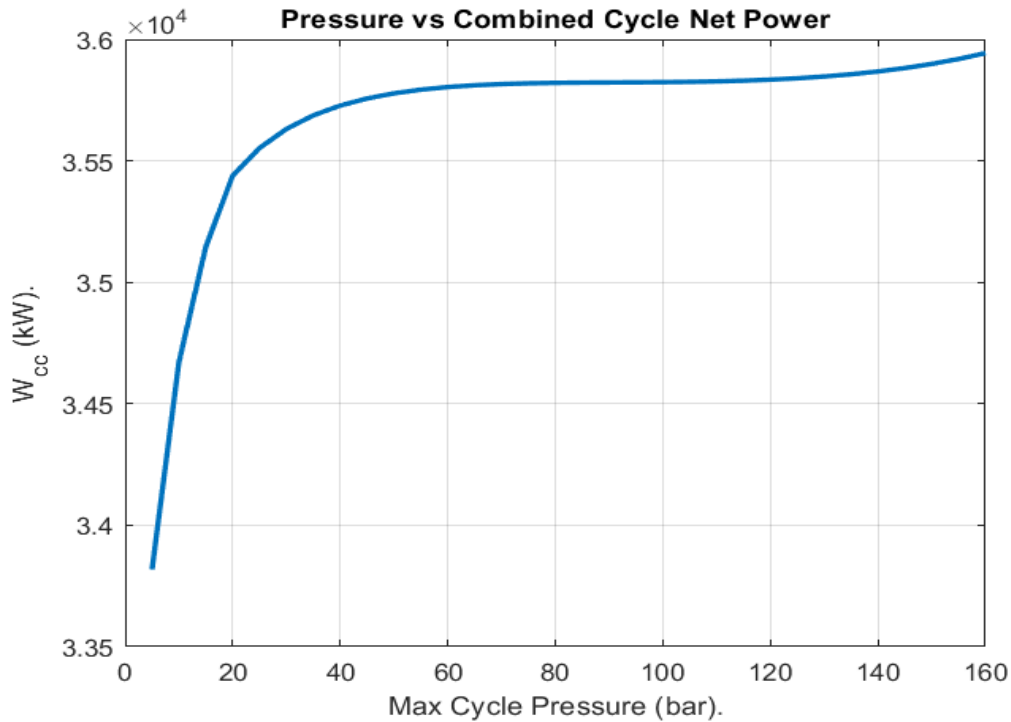
Αξιοσημείωτη παρατήρηση αποτελεί η συμπεριφορά της ισχύος μετά τα 130 bar όπου ο ρυθμός αύξησής της εμφανίζεται μεγαλύτερος. Αίτιο της εν λόγω παρατήρησης αποτελεί η αυξητική πορεία της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου μετά τα 130 bar.



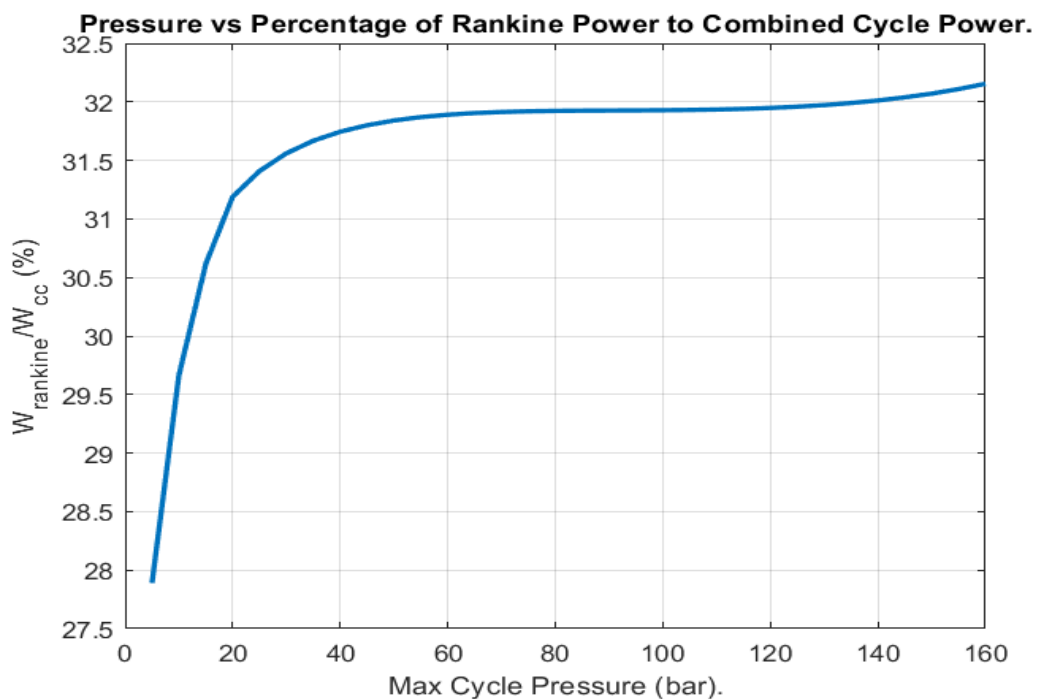
Σχήμα 77. Ποσοστό ισχύος Rankine ως προς την ισχύ του αεριοστρόβιλου συναρτήσει της πίεσης.

Όπως φαίνεται στο **Σχήμα 77**, από τα 5 bar μέχρι τα 20 bar η αύξηση της ισχύος του κύκλου Rankine σε σύγκριση με την ισχύ του αεριοστρόβιλου αντιστοιχεί σε 6.65 %. Από τα 20 bar μέχρι και τα 160 bar η αντίστοιχη αύξηση αντιστοιχεί σε 2%.

Προσθέτοντας στον κύκλο Rankine την ισχύ του αεριοστρόβιλου, καταλήγουμε στα παρακάτω σχήματα για τον συνδυασμένο κύκλο.

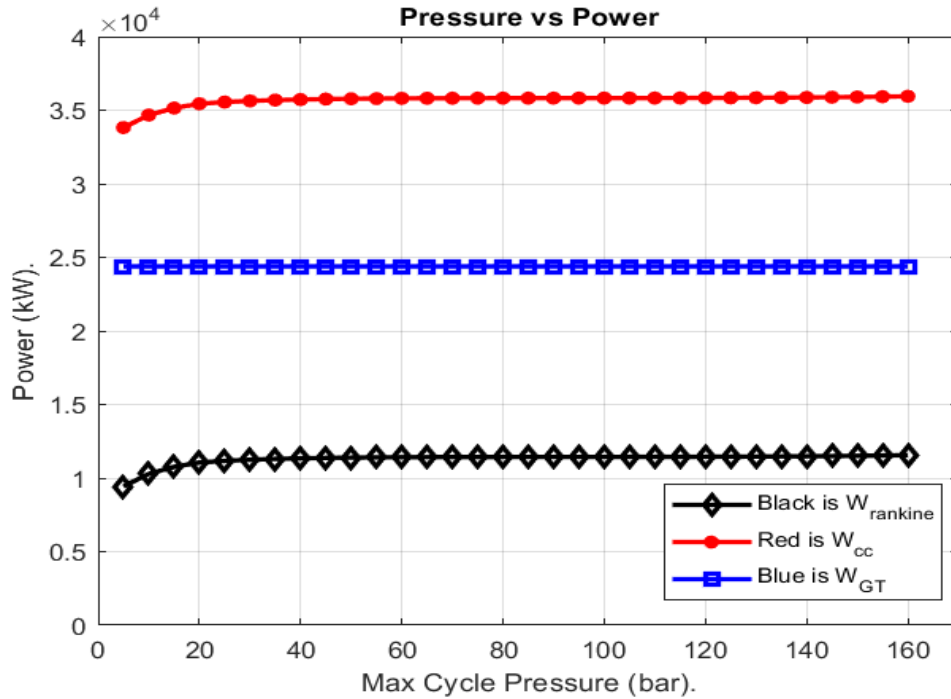


Σχήμα 78. Ισχύς συνδυασμένου κύκλου αεριοστρόβιλου - ατμοστρόβιλου συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.

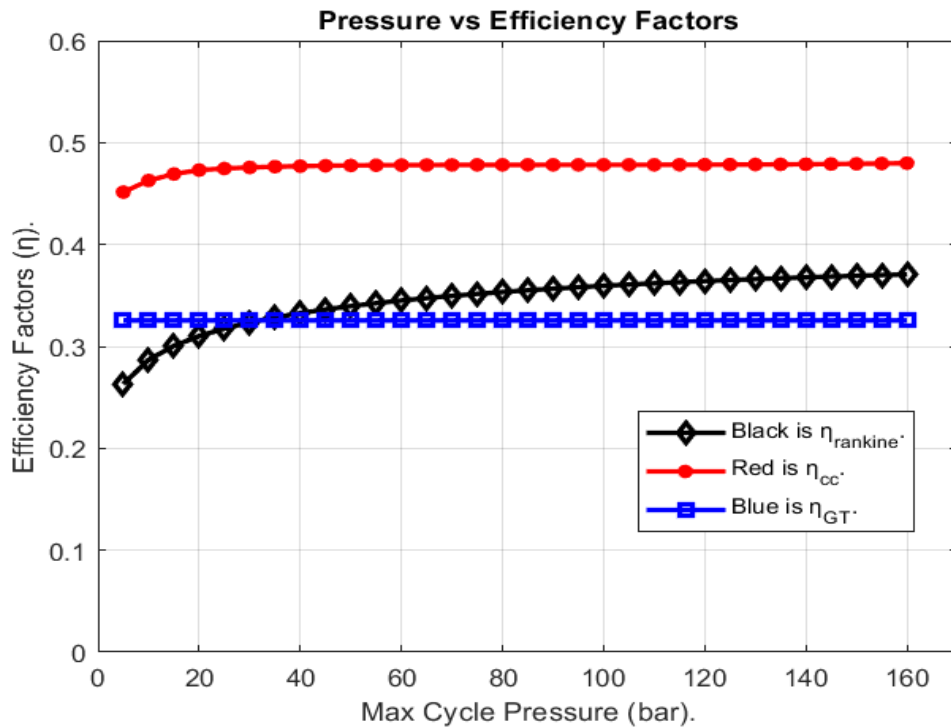


Σχήμα 79. Ποσοστό ισχύος Rankine ως προς την ισχύ του συνδυασμένου κύκλου συναρτήσει της πίεσης.

Από τα 5 bar μέχρι και τα 20 bar η αύξηση του ποσοστού ισχύος του αμμοστρόβιλου συγκριτικά με την ισχύ του συνδυασμένου κύκλου αντιστοιχεί σε 3.29 %. Από τα 20 bar έως και τα 160 bar το αντίστοιχο ποσοστό είναι 0.97 %.



Σχήμα 80. Ισχύς αμμοστρόβιλου, αεριοστρόβιλου και συνδυασμένου κύκλου συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.



Σχήμα 81. Θερμικός βαθμός απόδοσης αμμοστρόβιλου, αεριοστρόβιλου και συνδυασμένου κύκλου συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.

Βήμα Αύξησης Πίεσης (<i>bar</i>)	Αύξηση Ισχύος Ατμοστρόβιλου (%)
5 - 10	9.0521
10 - 15	4.6157
15 - 20	2.7207
20 - 25	1.0294
25 - 30	0.7035
30 - 35	0.4964
35 - 40	0.3563
40 - 45	0.2577
45 - 50	0.1861
50 - 55	0.1333
55 - 60	0.0939
60 - 65	0.0645
65 - 70	0.0427
70 - 75	0.0269
75 - 80	0.016
80 - 85	0.009
85 - 90	0.0054
90 - 95	0.0047
95 - 100	0.0066
100 - 105	0.0108
105 - 110	0.0173
110 - 115	0.0258
115 - 120	0.0364
120 - 125	0.049
125 - 130	0.0637
130 - 135	0.0807
135 - 140	0.1001
140 - 145	0.1222
145 - 150	0.1474
150 - 155	0.1764
155 - 160	0.2097

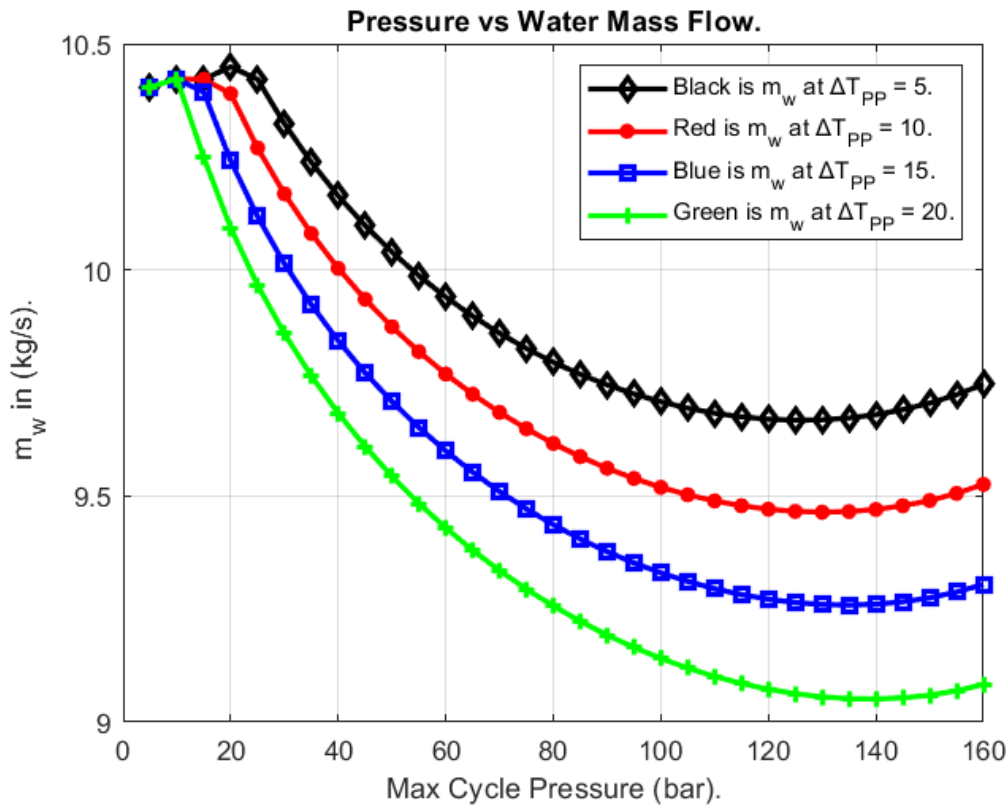
Πίνακας 20. Ποσοστιαία αύξηση ισχύος ατμοστρόβιλου για αύξηση της πίεσης με βήμα 5 *bar*.

Στα **Σχήματα 80 και 81**, παρατίθενται τα διαγράμματα ισχύος και θερμικών βαθμών απόδοσης για τον ατμοστρόβιλο, τον αεριοστρόβιλο και τον συνδυασμένο κύκλο, ενώ στον **Πίνακα 20** παρατίθεται η ποσοστιαία αύξηση της ισχύος του κύκλου *Rankine* για κάθε βήμα πίεσης.

4.2.5 Επίδραση της θερμοκρασιακής διαφοράς του *Pinch Point* στις επιδόσεις του συνδυασμένου κύκλου

Όπως έχει ήδη αναφερθεί σε προηγούμενη παράγραφο, η θερμοκρασιακή διαφορά του *Pinch Point* αποτελεί παράγοντα μεγάλης σημασίας αναφορικά με τον βαθμό εκμετάλλευσης της θερμότητας των καυσαερίων. Σκοπός της εν λόγω μελέτης αποτελεί η εξακρίβωση των μεγεθών που επηρεάζονται και της συμπεριφοράς τους για μεταβολή της τιμής ΔT_{PP} .

Ως λογικό εύρος της θερμοκρασιακής διαφοράς του *Pinch Point*, επιλέγεται το εύρος από 5 έως 20 βαθμούς *Kelvin*. Διατηρώντας τα δεδομένα εισόδου της προηγούμενης παραγράφου σταθερά, μέσω επαναληπτικής διαδικασίας, με βήμα επανάληψης 5 βαθμούς *Kelvin*, , για το παραπάνω εύρος υπολογίζονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη και οι επιδόσεις του συνδυασμένου κύκλου.



Σχήμα 82. Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου συναρτήσει της πίεσης.

Αναφορικά με την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου, η ίδια εμφανίζεται μειωμένη για αύξηση του ΔT_{PP} . Το γεγονός αυτό δικαιολογείται από την καλύτερη εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων για μικρότερα ΔT_{PP} . Συγκεκριμένα, μικρότερη θερμοκρασιακή διαφορά στο σημείο *Pinch Point* ισοδυναμεί με υψηλότερο ποσοστό θερμότητας που μεταφέρεται από τα καυσαέρια στο εργαζόμενο μέσο. Αποτελεσματικά, για δεδομένες θερμοκρασίες εισόδου στον αμοστρόβιλο (T_5), αποβολής καυσαερίων από τον αεριοστρόβιλο (T_H) και κορεσμού του εργαζόμενου μέσου (T_3), η περίσσεια θερμότητα μεταφράζεται σε αύξηση της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου. Ενδιαφέρον παρουσιάζει η σταθεροποίηση της εκάστοτε καμπύλης του **Σχήματος 82**. Με αύξηση του ΔT_{PP} η καμπύλη της παροχής, σταθεροποιείται ταχύτερα, πράγμα που οφείλεται στην ταχύτερη ικανοποίηση του κριτηρίου $T_L \geq T_{L,min}$, εξ' αιτίας του μεγαλύτερου θερμοκρασιακού εύρους του ΔT_{PP} . Συμπληρωματικά με αύξηση του ΔT_{PP} το ολικό ακρότατο (ελάχιστο) της καμπύλης της παροχής, φαίνεται να μεταφέρεται δεξιότερα, δηλαδή σε υψηλότερες πιέσεις. Το φαινόμενο αυτό αιτιολογείται από την συμπεριφορά του κλάσματος:

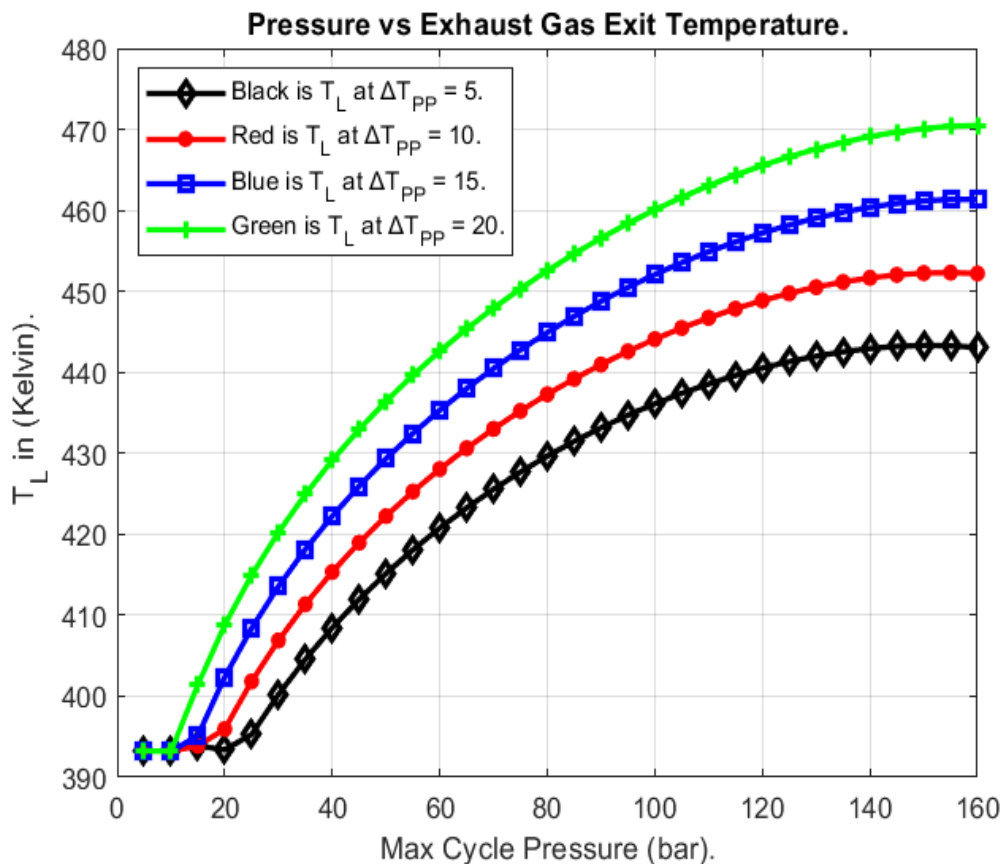
$$\frac{(T_H - T_P)}{(h_5 - h_3)}$$

Δεδομένου ότι η θερμοκρασία T_H είναι σταθερή και ότι η διαφορά $(h_5 - h_3)$ είναι ανεξάρτητη του ΔT_{PP} , η συμπεριφορά του παραπάνω κλάσματος εξαρτάται από την θερμοκρασία T_P , όπου:

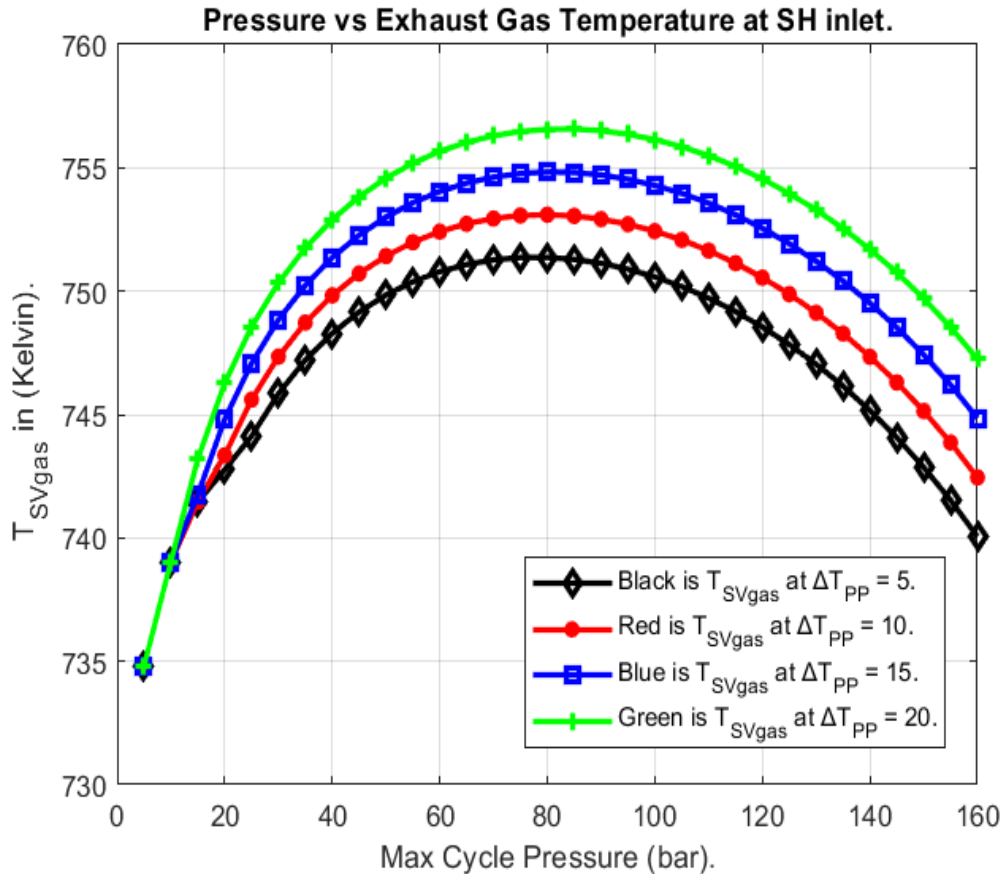
$$T_P = T_3 + \Delta T_{PP}$$

Η αύξηση της θερμοκρασίας T_P , που επέρχεται με αύξηση του ΔT_{PP} , οδηγεί σε μετακίνηση του σημείου τομής των ποσοστιαίων μεταβολών του αριθμητή και παρονομαστή του παραπάνω κλάσματος, σε υψηλότερη πίεση.

Για τον ίδιο λόγο παρατηρείται αύξηση στην διαφορά της τιμής της παροχής, με αντίστοιχη αύξηση της πίεσης, καθώς ο ρυθμός μεταβολής του χαρακτηριστικού κλάσματος εξάρτησης της παροχής, τείνει να επιβραδύνεται για μεγαλύτερα ΔT_{PP} .



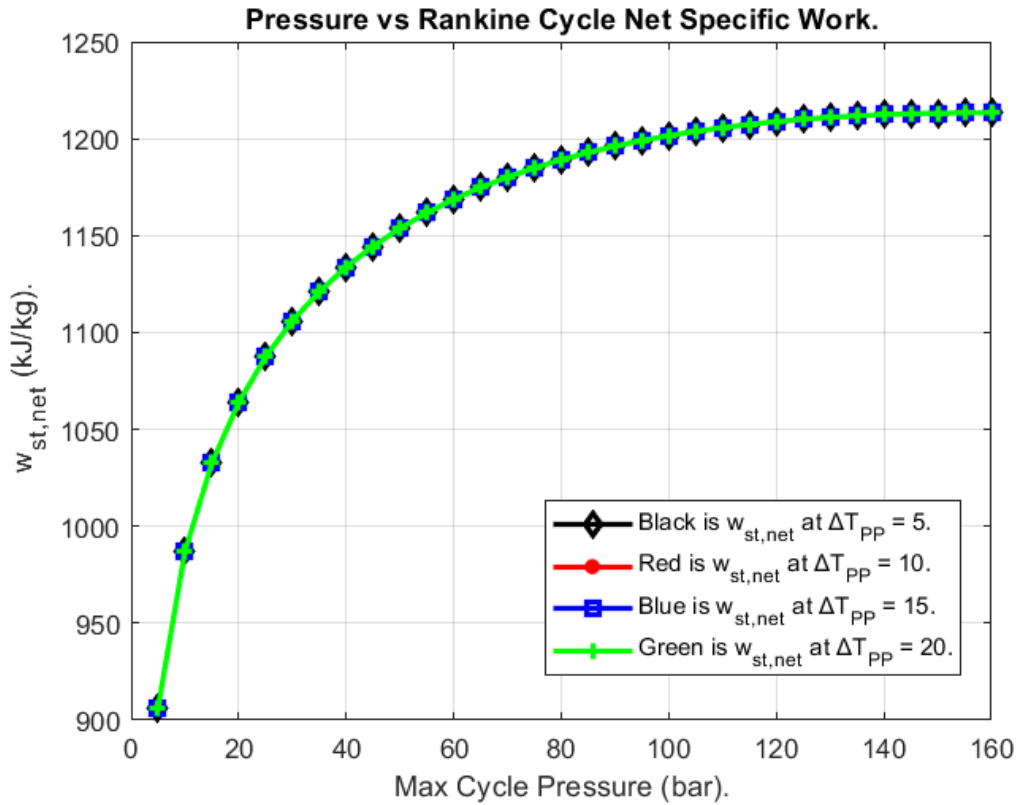
Σχήμα 83. Θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων από το HRSG συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του κύκλου.



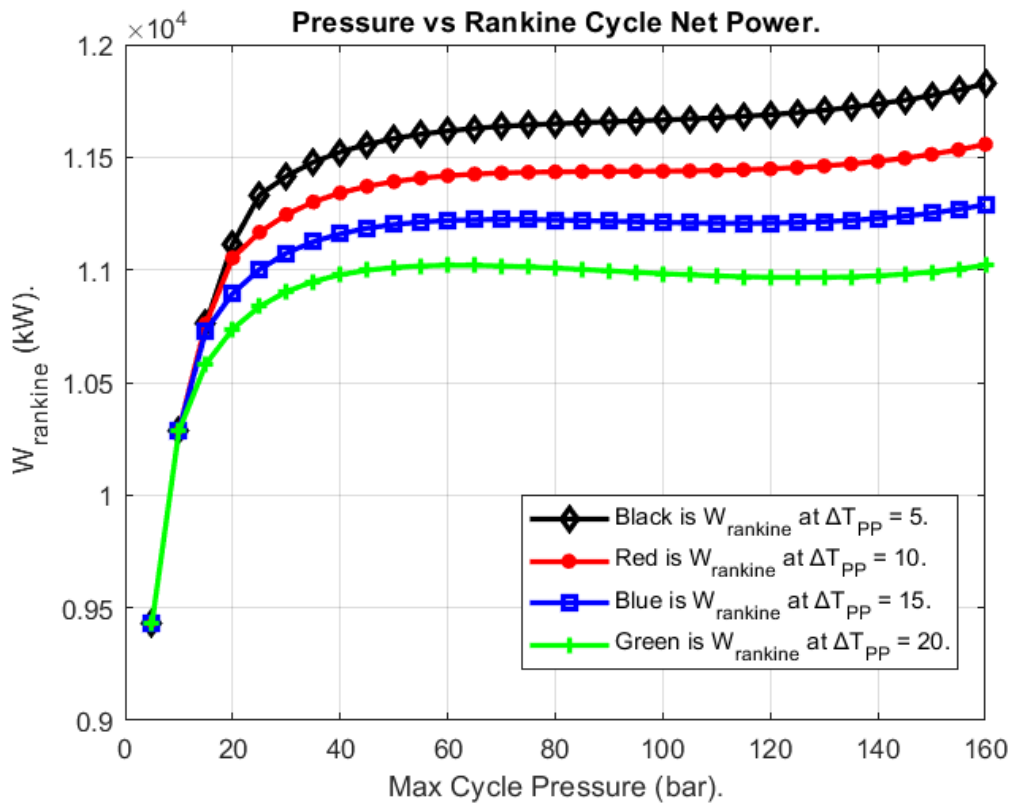
Σχήμα 84. Μέγιστη πίεση του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων από τον υπερθερμαντήρα.

Αντίστοιχη αλλά αντίθετη συμπεριφορά ακολουθεί η θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων από το *HRSG*, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 83**. Ο βαθμός εξάρτησης της εν λόγω θερμοκρασίας από την παροχή μάζας καταδείχθηκε στην προηγούμενη παράγραφο και αποτελεσματικά η συμπεριφορά των καμπυλών του **Σχήματος 83** είναι η αναμενόμενη. Επιπρόσθετα, είναι προφανές ότι για μεγαλύτερο ΔT_{PP} η θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων από το *HRSG* εμφανίζεται αυξημένη. Παρόμοια αποτελέσματα εμφανίζονται και για την θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από τον υπερθερμαντήρα (**Σχήμα 84**).

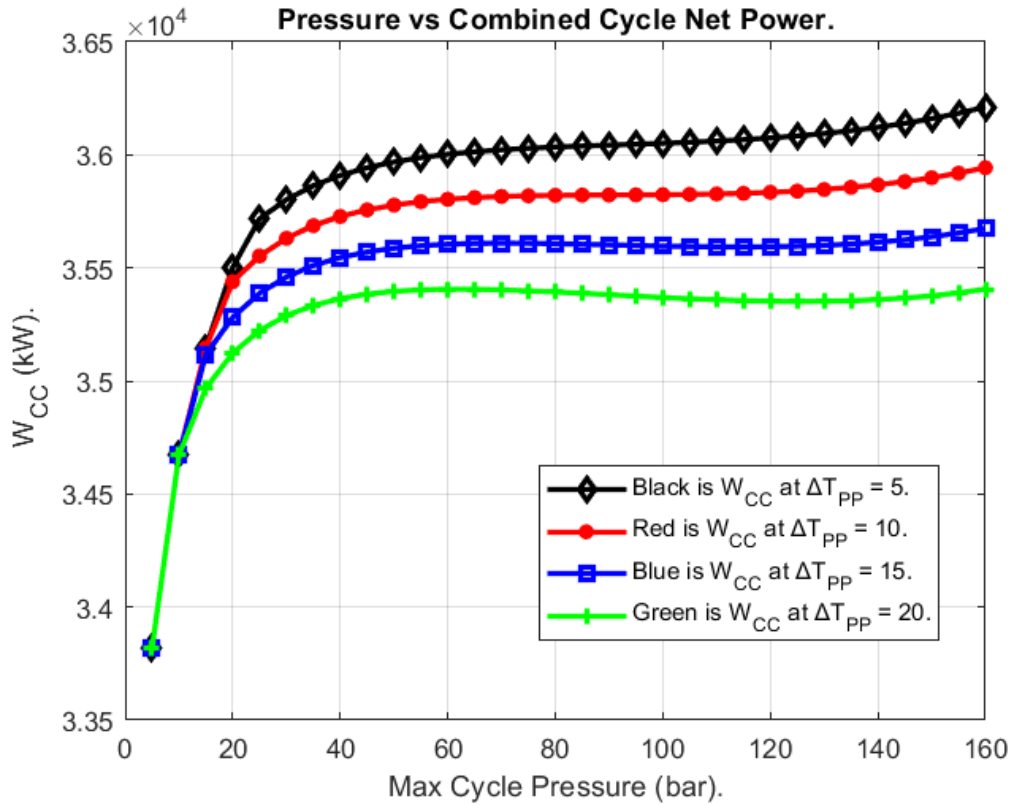
Το καθαρό ειδικό έργο του αμοστρόβιλου αποδεικνύεται αμετάβλητο (**Σχήμα 85**), γεγονός αναμενόμενο, αφού το ίδιο είναι ανεξάρτητο του ΔT_{PP} . Αντιθέτως, εξαρτάται από την διαφορά $h_5 - h_6$, δηλαδή τα ζεύγη πίεσης και θερμοκρασίας στην είσοδο του αμοστρόβιλου και στον συμπυκνωτή. Παρ' όλα αυτά η καθαρή ισχύς του κύκλου *Rankine* επηρεάζεται από την θερμοκρασιακή διαφορά του *Pinch Point*, καθώς η ίδια αποτελεί γραμμική συνάρτηση του καθαρού ειδικού έργου αλλά και της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου. Αποτελεσματικά, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 86**, για μικρότερο ΔT_{PP} (που οδηγεί σε υψηλότερη παροχή μάζας ατμού), η ισχύς του κύκλου *Rankine* αυξάνεται. Την ίδια συμπεριφορά παρουσιάζει και η ισχύς του συνδυασμένου κύκλου.



Σχήμα 85. Καθαρό ειδικό έργο στροβίλου συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του κύκλου.



Σχήμα 86. Καθαρή ισχύς κύκλου Rankine συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.

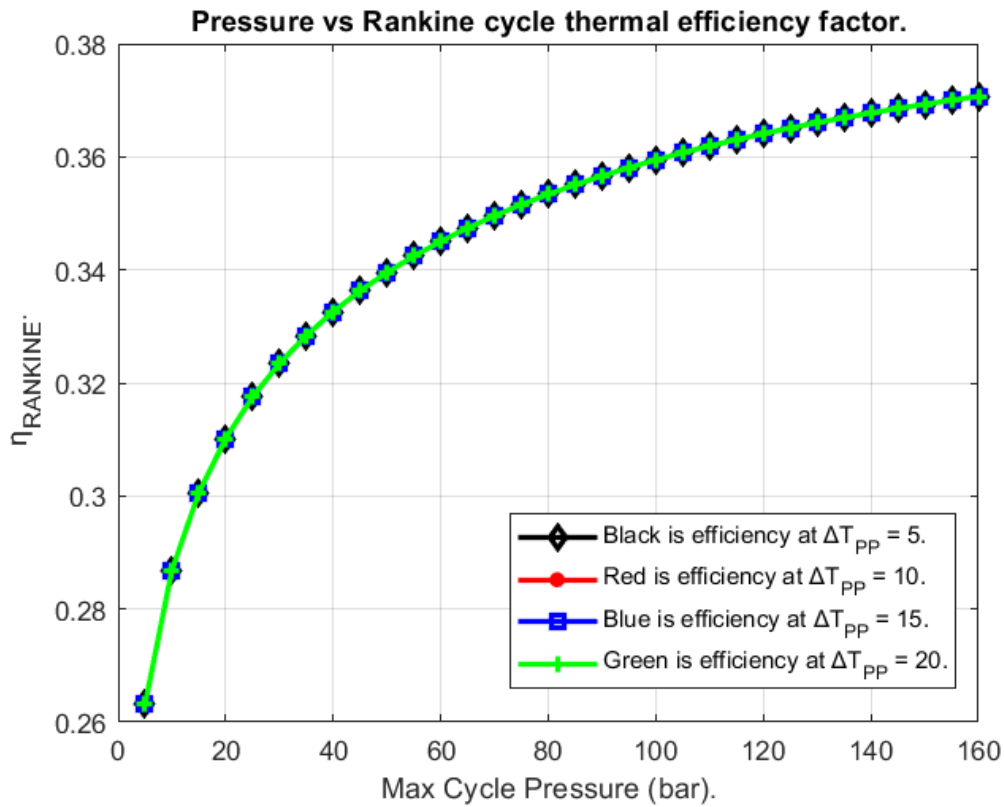


Σχήμα 87. Ισχύς συνδυασμένου κύκλου αεριοστρόβιλου - αμμοστρόβιλου συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.

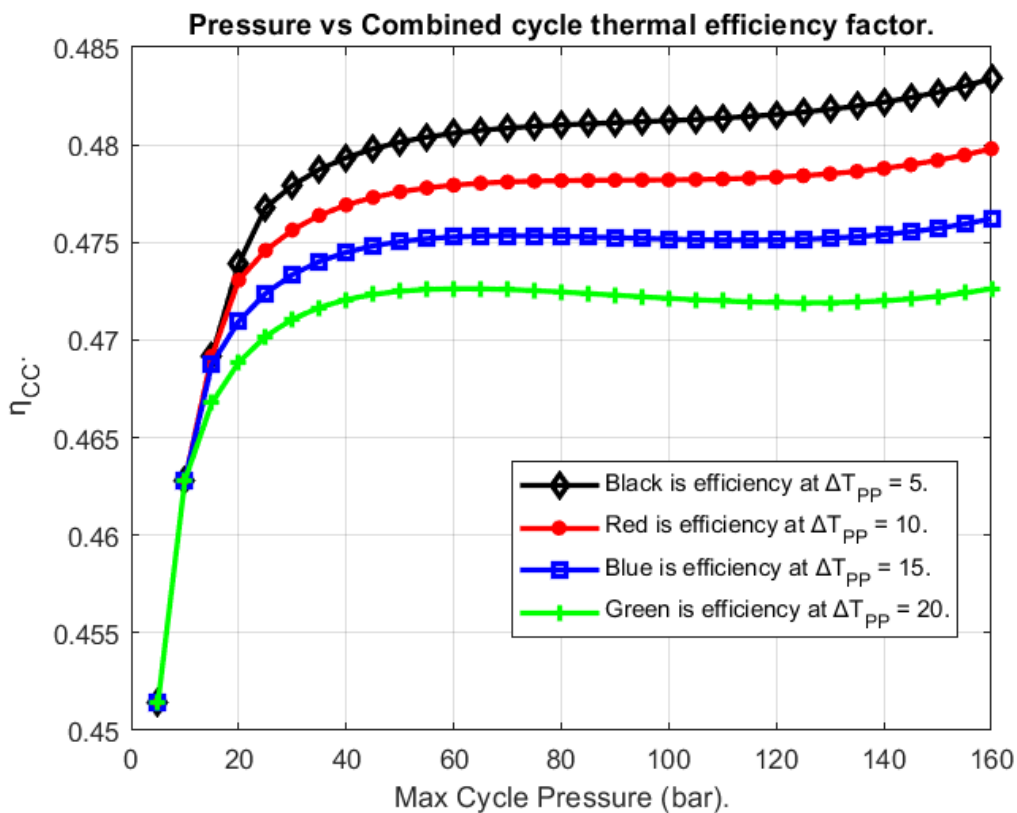
Αναφορικά με τον βαθμό απόδοσης του κύκλου *Rankine*, παρά την αύξηση της καθαρής ισχύος, για μείωση του ΔT_{PP} , ο ίδιος παραμένει αμετάβλητος, καθώς η μείωση του ΔT_{PP} οδηγεί σε ταυτόχρονη μείωση της θερμοκρασίας αποβολής των καυσαερίων από το *HRSG*, που με την σειρά της οδηγεί σε αύξηση του ποσοστού της εκμεταλλευόμενης θερμότητας των καυσαερίων. Ουσιαστικά ισχύει ότι:

$$\eta_{RC} = \frac{W_{RC}}{Q_{EXH}} = \text{σταθερό}$$

Αντίθετα, ο βαθμός απόδοσης του συνδυασμένου κύκλου αυξάνεται για αντίστοιχη μείωση του ΔT_{PP} , αφού παρατηρείται αύξηση της ισχύος του κύκλου *Rankine*, διατηρώντας σταθερή την συνολική ενέργεια που προσφέρεται στον συνδυασμένο κύκλο.



Σχήμα 88. Θερμικός βαθμός απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.



Σχήμα 89. Θερμικός βαθμός απόδοσης συνδυασμένου κύκλου συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.

4.3 Μοντελοποίηση σε μερικά φορτία

4.3.1 Μοντελοποίηση λειτουργίας αεριοστρόβιλου σε μερικά φορτία

Για την μοντελοποίηση αεριοστρόβιλου σε μερικά φορτία οι *Facchini et al. (1993)* [124] σύγκριναν πέντε μεθόδους ελέγχου της ισχύος:

- 1) Στραγγαλισμό της παροχής του αέρα στην είσοδο του συμπιεστή.
- 2) Έλεγχο της μεταβολής της παροχής του αέρα μέσω της χρήσης οδηγών πτερυγίων εισόδου (*Inlet Guide Vanes*).
- 3) Ελεγχόμενη αποβολή τμήματος του αέρα μετά την συμπίεση.
- 4) Ανακυκλοφορία τμήματος του αέρα από την έξοδο του συμπιεστή, στην είσοδό του.
- 5) Μεταβολή της παροχής καυσίμου στον θάλαμο καύσης, με σκοπό τον έλεγχο της θερμοκρασίας εισόδου των καυσαερίων στον στρόβιλο (*Turbine Inlet Temperature – TIT*).

Μέσω της σύγκρισης των πέντε μεθόδων παρατηρήθηκε ότι κύρια μέθοδος ελέγχου των μερικών φορτίων αποτελεί ο έλεγχος της παροχής καυσίμου, καθώς οι υπόλοιπες μέθοδοι επιδρούν σημαντικά στον συμπιεστή. Συγκεκριμένα, οι μέθοδοι 1, 3 και 4 επιφέρουν διάχυση της ενέργειας, αφού τμήμα της προσδιδόμενης ενέργειας καταλήγει ανεκμετάλλευτη. Η παραπάνω πρόταση συνοδεύεται από επιβλαβές αντίκτυπο στην συνολική αποδοτικότητα του αεριοστρόβιλου. Αποτελεσματικά οι συνήθεις μέθοδοι για την επίτευξη μερικών φορτίων είναι η μείωση της παροχής μάζας μέσω των *IGV's* και η μείωση της *TIT* μέσω του ελέγχου της παροχής καυσίμου.

Σύμφωνα με τους *Facchini et al. (1993)* [124] και *Kim and Ro et al. (1995)* [125], το λειτουργικό εύρος για την μέθοδο μείωσης του φορτίου μέσω των *IGV's*, οριοθετείται για μείωση της παροχής αέρα που αντιστοιχεί στο 20% της παροχής στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Ταυτόχρονα με σκοπό την διατήρηση σταθερής *TIT*, επιβάλλεται και έλεγχος της παροχής του καυσίμου στον θάλαμο καύσης. Όταν η εν λόγω τιμή μείωσης της παροχής του αέρα επιτευχθεί, η ίδια παραμένει σταθερή, και περεταίρω μεταβολή του φορτίου του κινητήρα επιτυγχάνεται μέσω της μεθόδου μεταβολής της παροχής καυσίμου στον θάλαμο καύσης.

Βάσει των παραπάνω, κάνοντας χρήση των χαρακτηριστικών αναλυτικών σχέσεων επίλυσης του αεριοστρόβιλου, για ονομαστικό φορτίο, όπως δίνονται στο κεφάλαιο 4.1.1 αλλά και των ημι-εμπειρικών σχέσεων που προτείνονται από τους *El-Sayed et al. (1997)* [126] καταστρώθηκε στο πακέτο *MATLAB* αλγόριθμος για την μοντελοποίηση του προβλήματος.

Αρχικά, ως δεδομένα θεωρήθηκαν τα μεγέθη και οι σχέσεις του κεφαλαίου 4.1.1 που χρησιμοποιήθηκαν για την επίλυση του κύκλου στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, με σκοπό την εξακρίβωση τόσο των επιδόσεων όσο και των πιέσεων και θερμοκρασιών των διαφόρων θέσεων του **Σχήματος 61**. Στην συνέχεια το πρόβλημα της μοντελοποίησης του αεριοστρόβιλου σε μερικά φορτία διασπάστηκε σε δύο μέρη. Το πρώτο μέρος αφορά την κατάστρωση του αλγόριθμου για έλεγχο του φορτίου μέσω των *IGV's* και το δεύτερο μέρος αφορά την κατάστρωση του αλγόριθμου για έλεγχο του φορτίου μέσω της *TIT*.

- Αλγόριθμος για έλεγχο του φορτίου μέσω των *IGV's*.

Ως δεδομένα για τον εν λόγω αλγόριθμο χρησιμοποιούνται οι επιδόσεις καθώς και οι τιμές για τις πιέσεις και θερμοκρασίες του κύκλου στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Επιπρόσθετα, απαιτούνται οι παρακάτω αρχικοποιήσεις τιμών:

$$\varepsilon_m = 10^{-5}$$

$$\dot{m}''_a = p_{LOAD} * \dot{m}_a \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$\pi'_c = \pi_c$$

$$c' = 1$$

όπου,

ε_m : κριτήριο για την σύγκλιση της παροχής μάζας του αέρα

p_{LOAD} : μερικό φορτίο ως ποσοστό του ονομαστικού

\dot{m}''_a : η αρχική τιμή της παροχής μάζας σε μερικό φορτίο

π'_c : αρχική τιμή λόγου συμπίεσης του αέρα σε μερικό φορτίο

c' : αρχική τιμή συντελεστή της συνάρτησης ροής στην είσοδο του στροβίλου

Στην συνέχεια πραγματοποιούνται οι υπολογισμοί για την εύρεση της νέας παροχή μάζας του αέρα σε μερικό φορτίο.

$$\dot{m}'_a = \dot{m}''_a \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Όπου \dot{m}'_a μία πλασματική παροχή μάζας αέρα που χρησιμοποιείται παρακάτω για την επιβεβαίωση ή μη του κριτηρίου σύγκλισης.

$$M_r = \frac{\dot{m}'_a}{\dot{m}_a}$$

Όπου, M_r ο λόγος των παροχών αέρα για μερικό και ονομαστικό φορτίο.

Σύμφωνα με τους *El-Sayed et al. (1997)* [126] ο νέος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή δίνεται από την:

$$\eta'_{is,c} = \eta_{is,c} * (0.371 + 1.213 * M_r - 0.584 * M_r^2)$$

Για τον λόγο καυσίμου – αέρα ισχύει:

$$f' = \frac{C_{pg} * Tt_4 - C_{pa} * Tt'_3}{\eta_b * LHV - C_{pg} * Tt_4} = \frac{C_{pg} * Tt_4 - C_{pa} * T_0 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta'_{is,c}} * (\pi'^{\varepsilon_a} - 1) \right\}}{\eta_b * LHV - C_{pg} * Tt_4}$$

Αφού,

$$Tt'_3 = Tt'_2 * \left\{ 1 + \frac{1}{\eta'_{is,c}} * (\pi'^{\varepsilon_a} - 1) \right\} \quad (K)$$

Για τις απώλειες ισχύει:

$$K'_{in} = K_{in} * M_r^2$$

$$K'_b = K_b * \left(\frac{\dot{m}'_g}{\dot{m}_g} \right)^2$$

$$K'_{ex} = K_{ex} * \left(\frac{\dot{m}'_g}{\dot{m}_g} \right)^2$$

Όπου,

$$\frac{\dot{m}'_g}{\dot{m}_g} = \frac{(1+f')}{(1+f)} * \frac{\dot{m}'_a}{\dot{m}_a} = \frac{(1+f')}{(1+f)} * M_r$$

Για την συνάρτηση ροής στην είσοδο του στρόβιλου ισχύει:

$$\frac{\dot{m}'_g * \sqrt{Tt_4}}{Pt'_4} = c' * \frac{\dot{m}_g * \sqrt{Tt_4}}{Pt_4} \Rightarrow \frac{(1+f') * \dot{m}'_a}{Pt'_4} = c' * \frac{(1+f) * \dot{m}_a}{Pt_4} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Pt'_4 = Pt_4 * \frac{1}{c'} * \frac{\dot{m}'_g}{\dot{m}_g} \text{ (bar)}$$

Για την πίεση στην Θέση 5 ισχύει:

$$Pt'_5 = \frac{P_o}{(1 - K'_{ex}) * (1 - K_{HRSG})} \text{ (bar)}$$

Για τον νέο λόγο εκτόνωσης στον στρόβιλο ισχύει:

$$\pi'_T = \frac{Pt'_4}{Pt'_5} = \frac{Pt_4}{P_o} * \frac{1}{c'} * \frac{\dot{m}'_g}{\dot{m}_g} * (1 - K'_{ex}) * (1 - K_{HRSG})$$

$$P_r = \frac{\pi'_T}{\pi_T}$$

Όπου, P_r ο λόγος των λόγων εκτόνωσης στον στρόβιλο για μερικό και ονομαστικό φορτίο.

Με γνωστό P_r για τον νέο συντελεστή c' ισχύει:

$$c' = \begin{cases} 1 & , P_r \geq 0.53 \\ 0.1228 + 2.8283 * P_r - 2.2145 * P_r^2 & , P_r < 0.53 \end{cases}$$

Σύμφωνα με τους *El-Sayed et al. (1997)* [126] ο νέος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου δίνεται από την:

$$\eta'_{is,T} = \eta_{is,T} * (0.685 + 0.687 * P_r - 0.371 * P_r^2)$$

Για τον λόγο συμπίεσης του αέρα σε μερικό φορτίο ισχύει:

$$\pi'_c = \frac{\pi'_T}{\varphi'}$$

Όπου, $\varphi' = (1 - K'_{ex}) * (1 - K'_b) * (1 - K'_{in})$

$$\begin{aligned} [\text{Απόδειξη: } P_o = Pt_6 &= (1 - K_{ex}) * Pt_5 = (1 - K_{ex}) * \frac{1}{\pi_T} * Pt_4 = \\ &= (1 - K_{ex}) * \frac{1}{\pi_T} * (1 - K_b) * Pt_3 = (1 - K_{ex}) * \frac{1}{\pi_T} * (1 - K_b) * \pi_c * Pt_2 = \\ &= (1 - K_{ex}) * \frac{1}{\pi_T} * (1 - K_b) * \pi_c * (1 - K_{in}) * Pt_1 \\ &\Rightarrow (1 - K_{ex}) * \frac{1}{\pi_T} * (1 - K_b) * \pi_c * (1 - K_{in}) * P_o \\ \Rightarrow \pi_T &= (1 - K_{ex}) * (1 - K_b) * (1 - K_{in}) * \pi_c \Rightarrow \pi_T = \varphi * \pi_c] \end{aligned}$$

Για το καθαρό ειδικό έργο του αεριοστροβίλου ισχύει:

$$\begin{aligned} w'_{GT} = \eta'_{is,T} * (1 + f') * C_{pg} * Tt_4 * \left[1 - \frac{1}{(\pi'_T)^{\varepsilon_g}} \right] - \frac{C_{pa} * T_0}{\eta'_{is,c}} \\ * [(\pi'_c)^{\varepsilon_a} - 1] \left(\frac{kJ}{kg} \right) \end{aligned}$$

Αφού,

$$w_{GT} = w_T - w_c \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

Όπου,

$$w_T = (1 + f) * C_{pg} * (Tt_4 - Tt_5) = \eta_{is,T} * (1 + f) * C_{pg} * Tt_4 * \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\varepsilon_g}} \right) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

Αφού,

$$Tt_5 = Tt_4 * \left\{ 1 - \eta_{is,T} * \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\varepsilon_g}} \right) \right\} \Rightarrow (Tt_4 - Tt_5) = \eta_{is,T} * Tt_4 * \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\varepsilon_g}} \right) (K)$$

Και

$$w_c = C_{pa} * (Tt_3 - Tt_2) = \frac{C_{pa} * T_0}{\eta_{is,c}} * (\pi_C^{\varepsilon_a} - 1) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

Αφού,

$$Tt_3 = Tt_2 * \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{is,c}} * (\pi_C^{\varepsilon_a} - 1) \right\} \Rightarrow (Tt_3 - Tt_2) = \frac{T_0}{\eta_{is,c}} * (\pi_C^{\varepsilon_a} - 1) (K)$$

Η νέα τιμή παροχής μάζας σε μερικό φορτίο μετά τις παραπάνω διορθώσεις είναι:

$$\dot{m}''_a = \frac{W'_{GT}}{W'_{GT}} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Όπου,

$$W'_{GT} = p_{LOAD} * W_k (kW)$$

Στο σημείο αυτό η τιμή της \dot{m}''_a έχει διορθωθεί και συγκρίνεται με την τιμή της πλασματικής \dot{m}'_a για να επιβεβαιωθεί η σύγκλιση.

$$\left| \frac{\dot{m}''_a - \dot{m}'_a}{\dot{m}'_a} \right| \leq \varepsilon_m$$

Στα πλαίσια επαναληπτικής διαδικασίας, αν το παραπάνω κριτήριο ικανοποιείται η διαδικασία τερματίζεται και οι τιμές για τα χαρακτηριστικά μεγέθη της λειτουργίας του αεριοστρόβιλου σε μερικά φορτία έχουν συγκλίνει. Αν το παραπάνω κριτήριο δεν ικανοποιείται ο αλγόριθμος διατηρεί την νέα τιμή της \dot{m}''_a και επιστρέφει στην σχέση $\dot{m}'_a = \dot{m}''_a$. Από εκεί η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι να υπάρξει σύγκλιση. Όταν το κριτήριο σύγκλισης ικανοποιηθεί υπολογίζονται οι υπολειπόμενες επιδόσεις του αεριοστρόβιλου.

$$\eta'_{GT} = \frac{W'_{GT}}{f' * LHV}$$

$$sf'_{c'_{GT}} = \frac{3600}{\eta'_{GT} * LHV} \left(\frac{g}{kWh} \right)$$

$$\dot{m}'_g = (1 + f') * \dot{m}''_a \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$T_{exh} = Tt'_6 = Tt_4 * \left\{ 1 - \eta'_{is,T} * \left(1 - \frac{1}{\pi'^{\varepsilon_g}} \right) \right\} (K)$$

Όλη η παραπάνω διαδικασία, επαναλαμβάνεται για διάφορα φορτία μέχρις ότου να ισχύει ότι:

$$\dot{m}''_a - (\dot{m}_a - (\dot{m}_a * 20\%)) \leq 0$$

Στο σημείο αυτό η μέθοδος ελέγχου για μερικά φορτία μέσω των *IGV's* τερματίζεται καθώς η παροχή μάζας αέρα του μερικού φορτίου έχει ξεπεράσει το 20% της παροχής μάζας αέρα του ονομαστικού φορτίου.

- Αλγόριθμος για έλεγχο του φορτίου μέσω TIT.

Ο αλγόριθμος για έλεγχο του φορτίου μέσω TIT εφαρμόζεται όταν ο έλεγχος μέσω IGV έχει πλέον περατώσει την λειτουργία του και αφορά μερικά φορτία, το εύρος των οποίων κυμαίνεται από το τελικό φορτίο του προηγούμενου αλγόριθμου έως και το ελάχιστο δυνατό φορτίο του αεριοστρόβιλου.

Ως δεδομένα για την διαδικασία που πρόκειται να παρατεθεί χρησιμοποιούνται οι επιδόσεις και οι τιμές για τις πιέσεις και θερμοκρασίες του κύκλου στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, ενώ ως τιμές αρχικοποίησης χρησιμοποιούνται, μεταξύ άλλων, παράμετροι από την τελευταία επανάληψη για τον έλεγχο μέσω των IGV's. Συγκεκριμένα οι εν λόγω παράμετροι είναι:

$$\dot{m}''_a = \dot{m}_a \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$\pi'_c = \pi_c$$

$$\eta'_{is,T} = \eta_{is,T}$$

$$\pi'_T = \pi_T$$

$$f' = f$$

Οι παράμετροι με τους τόνους αποτελούν τιμές τις τελευταίας επανάληψης του αλγόριθμου για έλεγχο μέσω IGV's. Για την λειτουργία του αλγόριθμου απαιτούνται επίσης:

$$W'_{GT} = p_{LOAD} * W_k (kW)$$

Όπου, p_{LOAD} το εύρος των ποσοστιαίων φορτίων που κυμαίνονται από το τελικό φορτίο του προηγούμενου αλγόριθμου έως και το ελάχιστο δυνατό φορτίο του αεριοστρόβιλου.

$$W'_{GT} = \frac{W'_{GT}}{m''_a}$$

$$c' = 1$$

$$\varepsilon_T = 10^{-4}$$

Όπου ε_T το κριτήριο για την σύγκλιση των μέγιστων θερμοκρασιών του κύκλου.

Λύνοντας την σχέση του ειδικού έργου ως προς Tt_4 καταλήγουμε στην παρακάτω σχέση για αρχικοποίηση της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου.

$$Tt''_4 = \frac{W'_{GT} + \frac{C_{pa} * T_0}{\eta'_{is,c}} * [(\pi'_c)^{\varepsilon_a} - 1]}{\eta'_{is,T} * (1 + f') * C_{pg} * \left[1 - \frac{1}{(\pi'_T)^{\varepsilon_g}}\right]}$$

Στην συνέχεια ακολουθείται η ίδια διαδικασία με αυτή του παραπάνω αλγόριθμου, όμως αυτή την φορά η παροχή μάζας αέρα είναι σταθερή ενώ η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου (TIT) είναι μεταβλητή.

$$Tt''_4 = Tt'_4$$

Όπου Tt'_4 μία πλασματική θερμοκρασία που χρησιμοποιείται παρακάτω για την επιβεβαίωση ή μη του κριτηρίου σύγκλισης.

$$M_r = \frac{\dot{m}'_a}{\dot{m}_a}$$

$$\eta'_{is,c} = \eta_{is,c} * (0.371 + 1.213 * M_r - 0.584 * M_r^2)$$

$$f' = \frac{C_{pg} * Tt'_4 - C_{pa} * Tt'_3}{\eta_b * LHV - C_{pg} * Tt'_4} = \frac{C_{pg} * Tt'_4 - C_{pa} * T_0 \left\{1 + \frac{1}{\eta'_{is,c}} * (\pi'^{\varepsilon_a} - 1)\right\}}{\eta_b * LHV - C_{pg} * Tt'_4}$$

$$\frac{\dot{m}'_g}{\dot{m}_g} = \frac{(1+f')}{(1+f)} * \frac{\dot{m}'_a}{\dot{m}_a} = \frac{(1+f')}{(1+f)} * M_r$$

$$K'_{in} = K_{in} * M_r^2$$

$$K'_b = K_b * \left(\frac{\dot{m}'_g}{\dot{m}_g}\right)^2$$

$$K'_{ex} = K_{ex} * \left(\frac{\dot{m}'_g}{\dot{m}_g}\right)^2$$

$$\frac{\dot{m}'_g * \sqrt{Tt'_4}}{Pt'_4} = c' * \frac{\dot{m}_g * \sqrt{Tt_4}}{Pt_4} \Rightarrow \frac{(1+f') * \dot{m}'_a}{Pt'_4} = c' * \frac{(1+f) * \dot{m}_a}{Pt_4} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Pt'_4 = Pt_4 * \frac{1}{c'} * \frac{\dot{m}'_g}{\dot{m}_g} \text{ (bar)}$$

$$Pt'_5 = \frac{P_o}{(1 - K'_{ex}) * (1 - K_{HRSG})} \text{ (bar)}$$

$$\pi'_T = \frac{Pt'_4}{Pt'_5} = \frac{Pt_4}{P_o} * \frac{1}{c'} * \frac{\dot{m}'_g}{\dot{m}_g} * (1 - K'_{ex}) * (1 - K_{HRSG})$$

$$P_r = \frac{\pi'_T}{\pi_T}$$

$$c' = \begin{cases} 1 & , P_r \geq 0.53 \\ 0.1228 + 2.8283 * P_r - 2.2145 * P_r^2 & , P_r < 0.53 \end{cases}$$

$$\eta'_{is,T} = \eta_{is,T} * (0.685 + 0.687 * P_r - 0.371 * P_r^2)$$

$$\varphi' = (1 - K'_{ex}) * (1 - K'_{b}) * (1 - K'_{in})$$

$$\pi'_c = \frac{\pi'_T}{\varphi'}$$

$$Tt''_4 = \frac{w'_{GT} + \frac{C_{pa} * T_0}{\eta'_{is,c}} * [(\pi'_c)^{\varepsilon_a} - 1]}{\eta'_{is,T} * (1 + f') * C_{pg} * \left[1 - \frac{1}{(\pi'_T)^{\varepsilon_g}}\right]}$$

Στο σημείο αυτό η τιμή της Tt''_4 έχει διορθωθεί και συγκρίνεται με την τιμή της πλασματικής Tt'_4 για να επιβεβαιωθεί η σύγκλιση.

$$\left| \frac{Tt''_4 - Tt'_4}{Tt'_4} \right| \leq \varepsilon_T$$

Μέσω επαναληπτικής διαδικασίας, αν το παραπάνω κριτήριο ικανοποιείται η διαδικασία τερματίζεται και οι τιμές για τα χαρακτηριστικά μεγέθη της λειτουργίας του αεριοστρόβιλου σε μερικά φορτία έχουν συγκλίνει. Αν το παραπάνω κριτήριο δεν ικανοποιείται ο αλγόριθμος διατηρεί την νέα τιμή της Tt''_4 και επιστρέφει στην σχέση $Tt''_4 = Tt'_4$. Η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρις ότου το εν λόγω κριτήριο να ικανοποιείται. Όταν η σύγκλιση επιτευχθεί υπολογίζονται οι υπολειπόμενες επιδόσεις του κύκλου.

$$\eta'_{GT} = \frac{w'_{GT}}{f' * LHV}$$

$$sf'_{c'_{GT}} = \frac{3600}{\eta'_{GT} * LHV} \left(\frac{g}{kWh} \right)$$

$$\dot{m}'_g = (1 + f') * \dot{m}''_a \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$T_{exh} = Tt'_6 = Tt''_4 * \left\{ 1 - \eta'_{is,T} * \left(1 - \frac{1}{\pi'^{\varepsilon_g}_T} \right) \right\} (K)$$

Ολόκληρος ο αλγόριθμος για έλεγχο της *TIT* επαναλαμβάνεται για τα διάφορα μερικά φορτία, από το τελικό φορτίο του αλγόριθμου για έλεγχο των *IGV's* έως και την ελάχιστη τιμή του p_{LOAD} που ορίζεται από τον χρήστη.

4.3.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης αεριοστρόβιλου σε μερικά φορτία

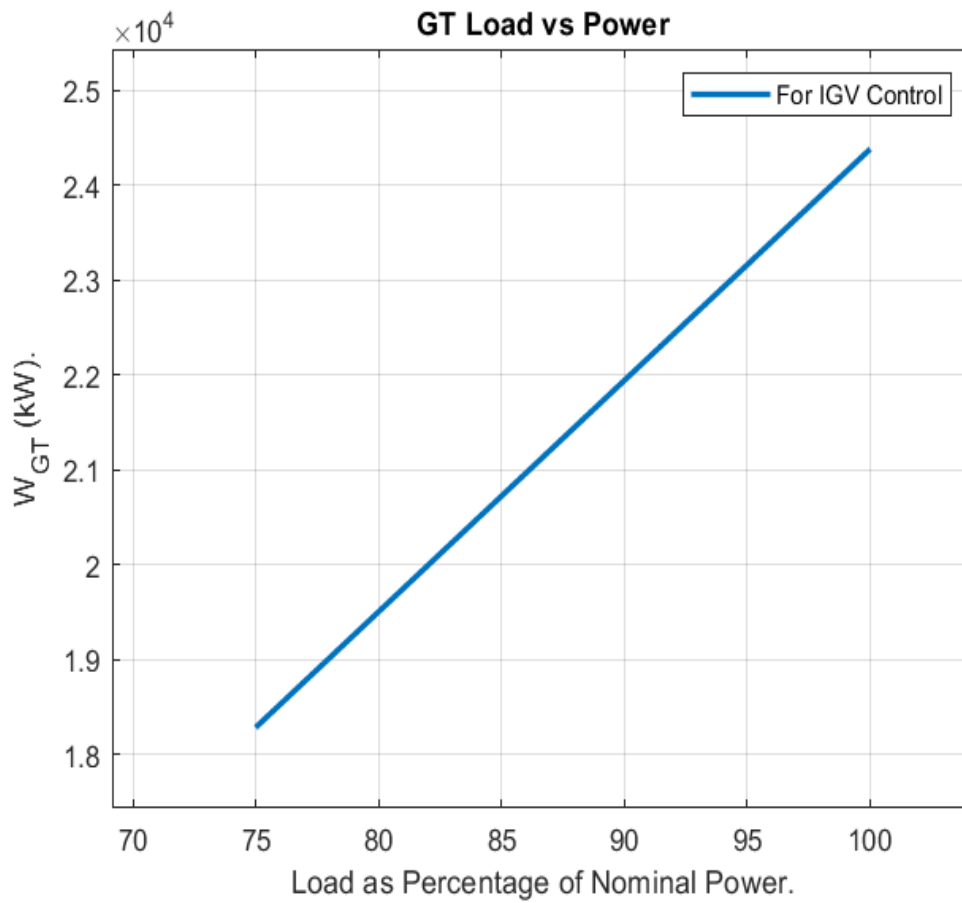
Βάσει της παραπάνω μοντελοποίησης η λειτουργία του αεριοστρόβιλου προσομοιώθηκε για μερικά φορτία από το 100%, με βήμα -5%, έως και το 10% της ονομαστικής ισχύος. Αρχικά από το 100% έως και το 75% της ονομαστικής ισχύος χρησιμοποιήθηκε ο αλγόριθμος για τον έλεγχο του φορτίου μέσω της μεταβολής της κλίσης των *IGV's*. Στο 75% φορτίο του κινητήρα η παροχή μάζας του αέρα είναι $\dot{m}'_a = 52,49 \frac{kg}{s}$ που αντιστοιχεί στο 23,67% της παροχής μάζας της ονομαστικής ισχύος. Στην προσπάθεια υπολογισμού των επιδόσεων για φορτίο 70% του ονομαστικού η παροχή μάζας του αέρα μειώνεται περισσότερο από το 20% της ονομαστικής με αποτέλεσμα η λειτουργία του αλγόριθμου να διακόπτεται. Για τα εν λόγω μερικά φορτία προκύπτουν τα παρακάτω αποτελέσματα αναφορικά με τις επιδόσεις του αεριοστρόβιλου.

Part Load (%)	100.00	95.00	90.00	85.00	80.00	75.00
Number of Iterations	6.00	5.00	5.00	6.00	8.00	11.00
π_c	17.36	16.30	15.40	14.61	13.87	13.18
π_T	15.96	15.13	14.40	13.75	13.13	12.54
$\eta_{is,c}$	0.83	0.82	0.82	0.81	0.80	0.79
$\eta_{is,t}$	0.901	0.902	0.902	0.900	0.898	0.894
K_{in}	0.0145	0.0130	0.0117	0.0106	0.0096	0.0087
K_{ex}	0.0291	0.0259	0.0234	0.0212	0.0193	0.0175
K_b	0.0388	0.0346	0.0312	0.0283	0.0257	0.0234
f	0.0226	0.0257	0.0234	0.0232	0.0234	0.0235
m_a (kg/s)	67.68	63.91	60.68	57.77	55.06	52.49
w_{GT} (kJ/kg)	360.29	362.50	361.66	358.78	354.30	348.45
W_{GT} (kW)	24386	23166	21947	20728	19509	18289
η_{GT}	0.328	0.327	0.323	0.318	0.312	0.305
SFC (g/kWh)	0.2256	0.2268	0.2294	0.2329	0.2375	0.2429
m_g (kg/s)	69.21	65.37	62.08	59.12	56.35	53.72
T_{EXH} (K)	847.74	856.18	865.09	874.52	884.53	895.17

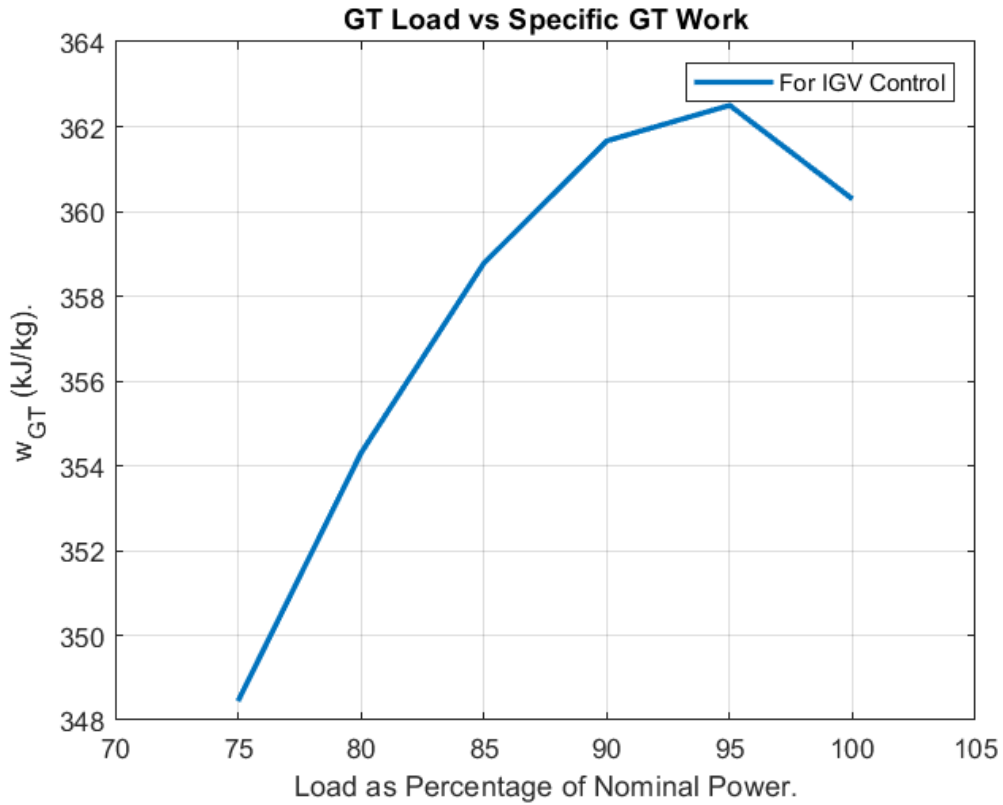
Πίνακας 21. Επιδόσεις αεριοστρόβιλου σε μερικά φορτία (*IGV Control*).

Σε αυτό το σημείο πρέπει να τονιστεί η σημασία του ημι-εμπειρικού χαρακτήρα των σχέσεων υπολογισμού των επιδόσεων του αεριοστρόβιλου σε μερικά φορτία. Όπως είναι εμφανές από τον παραπάνω πίνακα, παρ' ότι η ισχύς του αεριοστρόβιλου ακολουθεί γραμμική μείωση βάσει του φορτίου που μειώνεται, για το 100% και 95% φορτίο, το καθαρό ειδικό έργο του κινητήρα αυξάνεται με αποτέλεσμα να επηρεάζονται και οι επακόλουθες τιμές του. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται στην

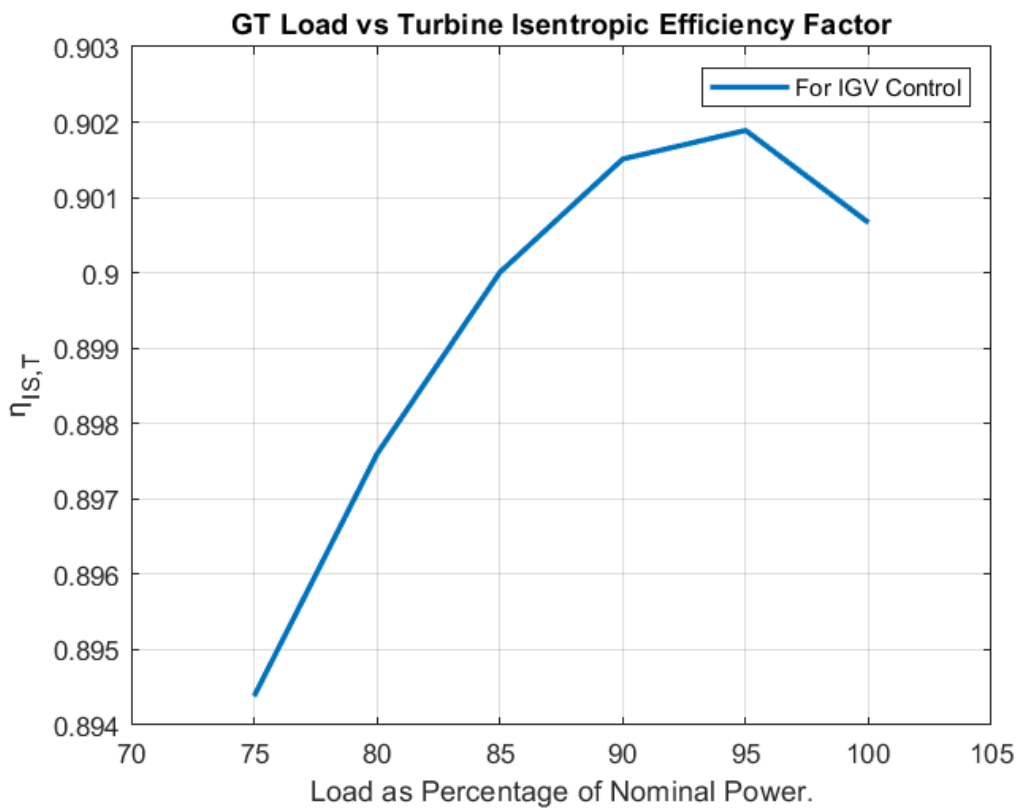
προσέγγιση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου η οποία για τα πρώτα δύο φορτία αυξάνει ενώ στην συνέχεια επέρχεται σταθεροποίηση της μεθόδου και ο ίδιος μειώνεται. Η τάση αυτή είναι ορατή και στα παρακάτω σχήματα.



Σχήμα 90. Καθαρή ισχύς συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).



Σχήμα 91. Καθαρό ειδικό έργο συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).



Σχήμα 92. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).

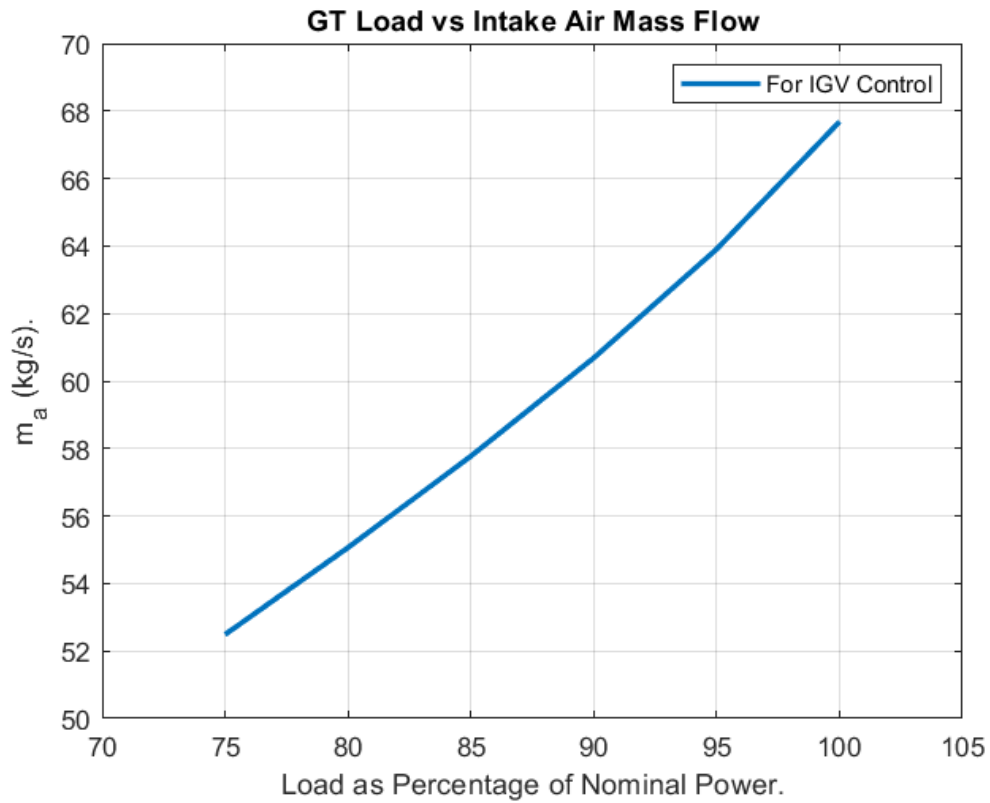
Στον **Πίνακα 22** παρατίθενται οι ποσοστιαίες αποκλίσεις των χαρακτηριστικών μεγεθών του αεριοστρόβιλου, για φορτίο 100%, όπως προκύπτουν από τις μεθόδους του κεφαλαίου 4.1.1 και ελέγχου μέσω των *IGV's*.

	<i>Load = 100 %</i>		
	<i>IGV Control Method</i>	<i>Analytical Method</i>	<i>Difference (% Analytical)</i>
π_c	17.36	18	3.57
π_T	15.96	16.2	1.46
$\eta_{is,c}$	0.83	0.83	0.08
$\eta_{is,t}$	0.901	0.9	-0.08
K_{in}	0.0145	0.015	3.33
K_{ex}	0.0291	0.03	3.00
K_b	0.0388	0.04	3.00
f	0.0226	0.0224	-0.89
m_a (kg/s)	67.68	68.76	1.57
w_{GT} (kJ/kg)	360.29	354.65	-1.59
W_{GT} (kW)	24386	24386	0.00
η_{GT}	0.328	0.3255	-0.83
<i>SFC</i> (g/kWh)	0.2256	0.2275	0.84
m_g (kg/s)	69.21	70.30	1.55
T_{EXH} (K)	847.74	845.72	-0.24

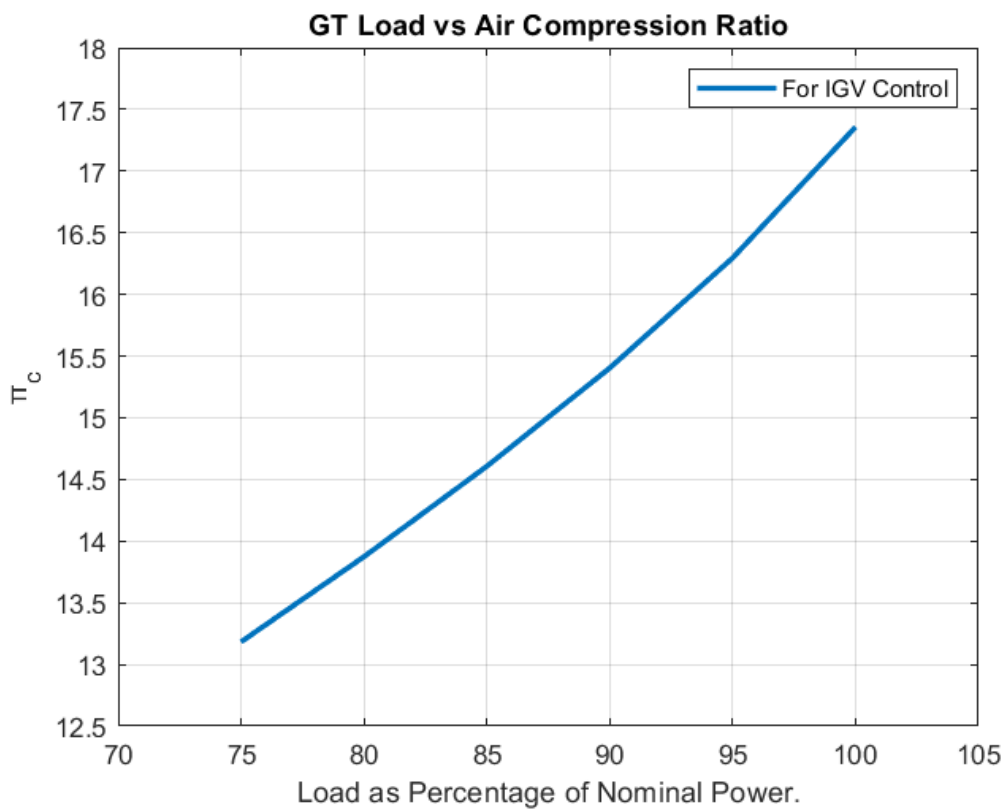
Πίνακας 22. Ποσοστιαίες αποκλίσεις μεγεθών αεριοστρόβιλου μεταξύ των μεθόδων *IGV Control* και της αναλυτικής μεθόδου, για 100% φορτίο.

Όπως φαίνεται στον **Πίνακα 22**, οι ποσοστιαίες αποκλίσεις κυμαίνονται από 0,2 % έως και 3,6 %. Έτσι, η ασυνέπεια ορισμένων αποτελεσμάτων συγκαταλέγεται στα σφάλματα προσέγγισης της μεθόδου και όπως θα καταδειχθεί παρακάτω δεν επηρεάζει σημαντικά τα αποτελέσματα του συνδυασμένου κύκλου για μερικά φορτία του αεριοστρόβιλου. Αποτελεσματικά η μέθοδος θεωρείται έγκυρη.

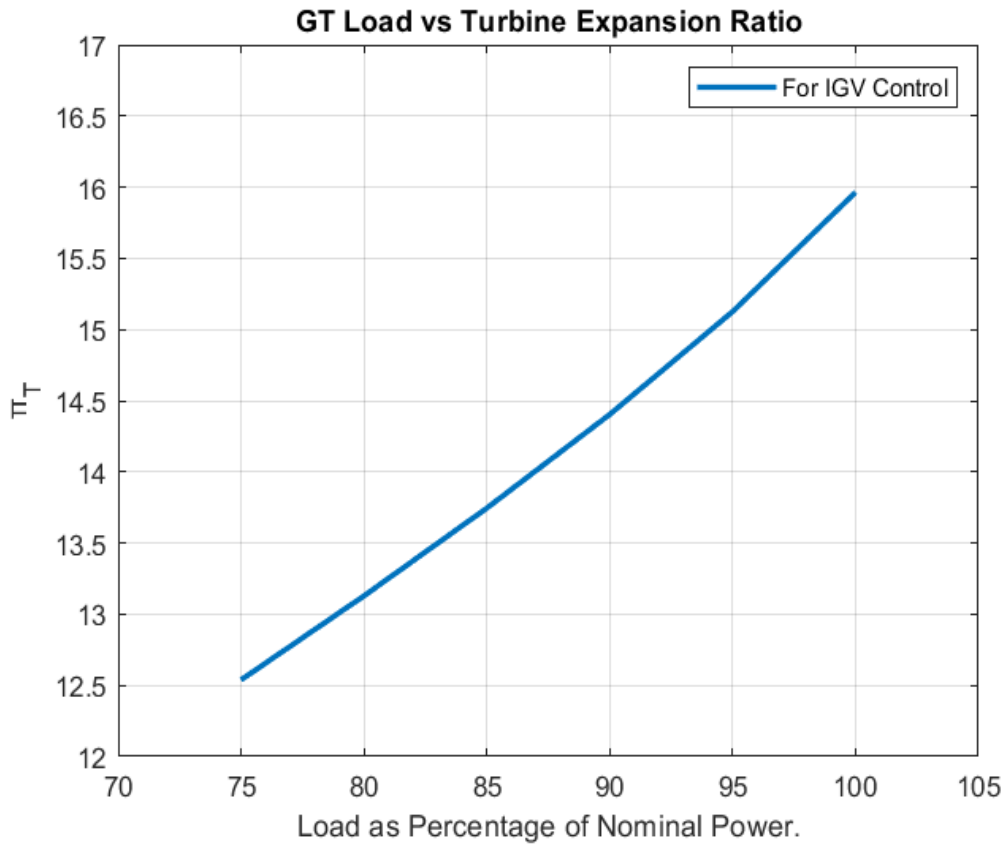
Λογική απόρροια της μεταβολής της γωνίας των *IGV's* αποτελεί η μείωση της παροχής μάζας του αέρα. Η εν λόγω μείωση έχει ως αποτέλεσμα αντίστοιχη μείωση των λόγων συμπίεσης του αέρα και εκτόνωσης των καυσαερίων στον στρόβιλο. Ο πρώτος εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τον βαθμό απόδοσης του συμπιεστή και δεύτερος συνδέεται αναλογικά με τον πρώτο. Ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή, για μειωμένη παροχή αέρα, θα είναι ελαττωμένος σε σχέση με τον ονομαστικό. Η παραπάνω πρόταση αιτιολογείται από την φύση της σχεδίασης των συμπιεστών, βάσει της οποίας οι ίδιοι λειτουργούν βέλτιστα για την ονομαστική τιμή της παροχής μάζας αέρα. Αποτελεσματικά προκύπτουν τα παρακάτω σχήματα για την παροχή μάζας, τους λόγους πίεσης και εκτόνωσης και τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή.



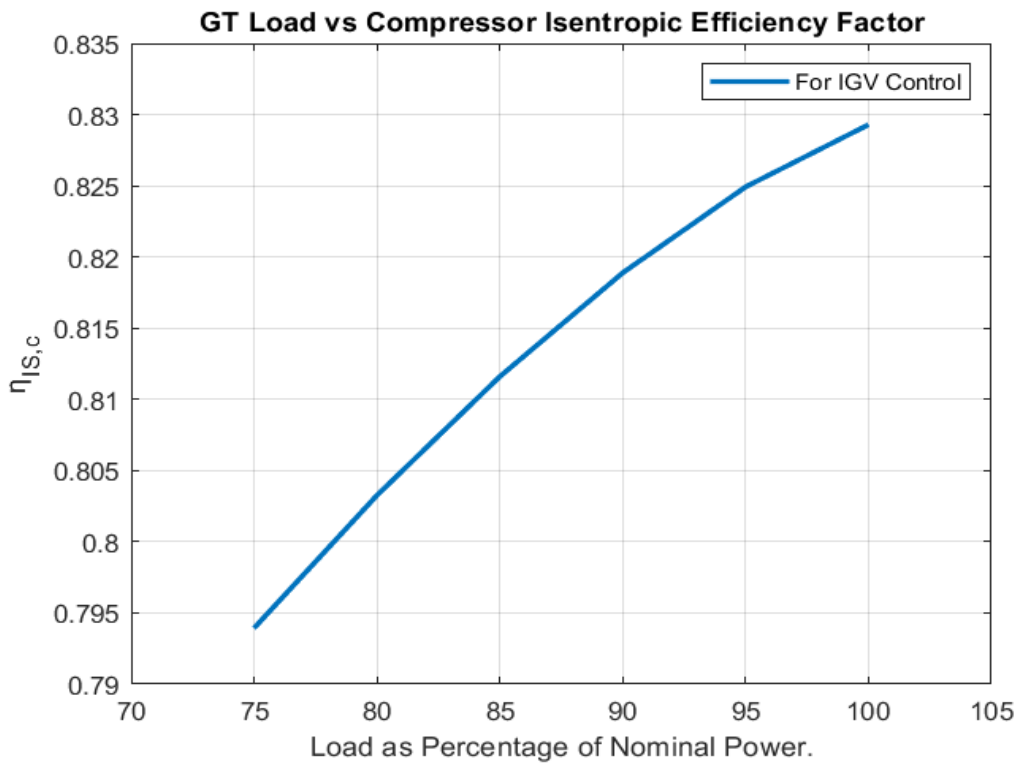
Σχήμα 93. Παροχή μάζας αέρα συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).



Σχήμα 94. Λόγος συμπίεσης αέρα συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).

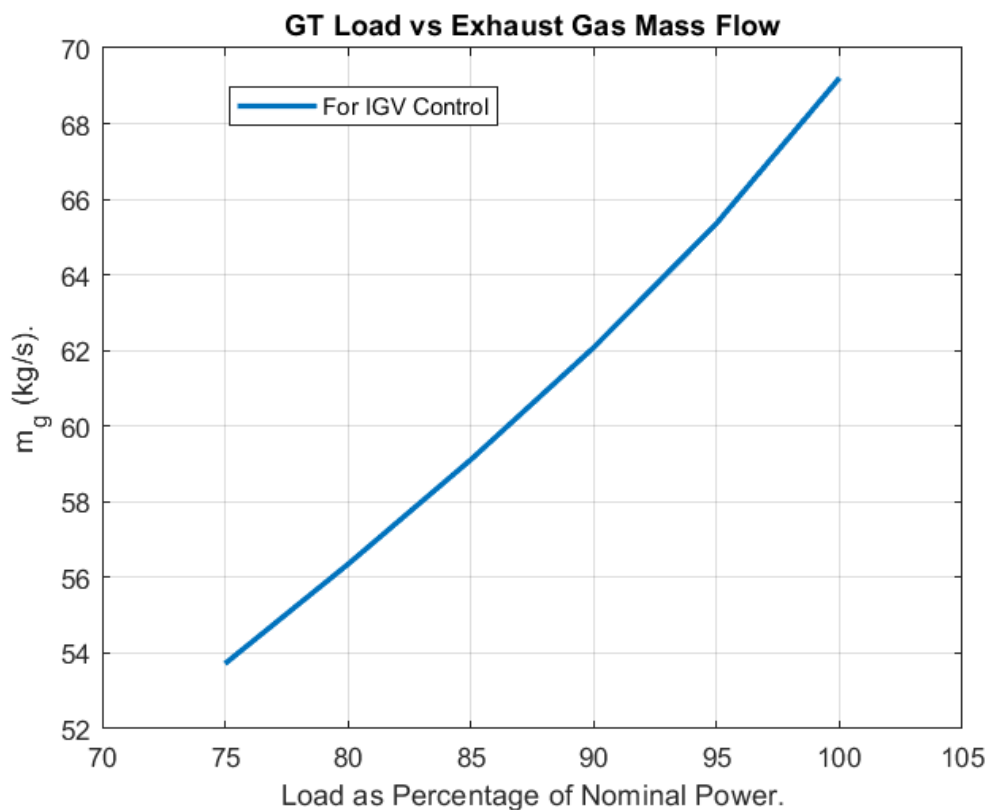


Σχήμα 95. Λόγος εκτόνωσης καυσαερίου συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).



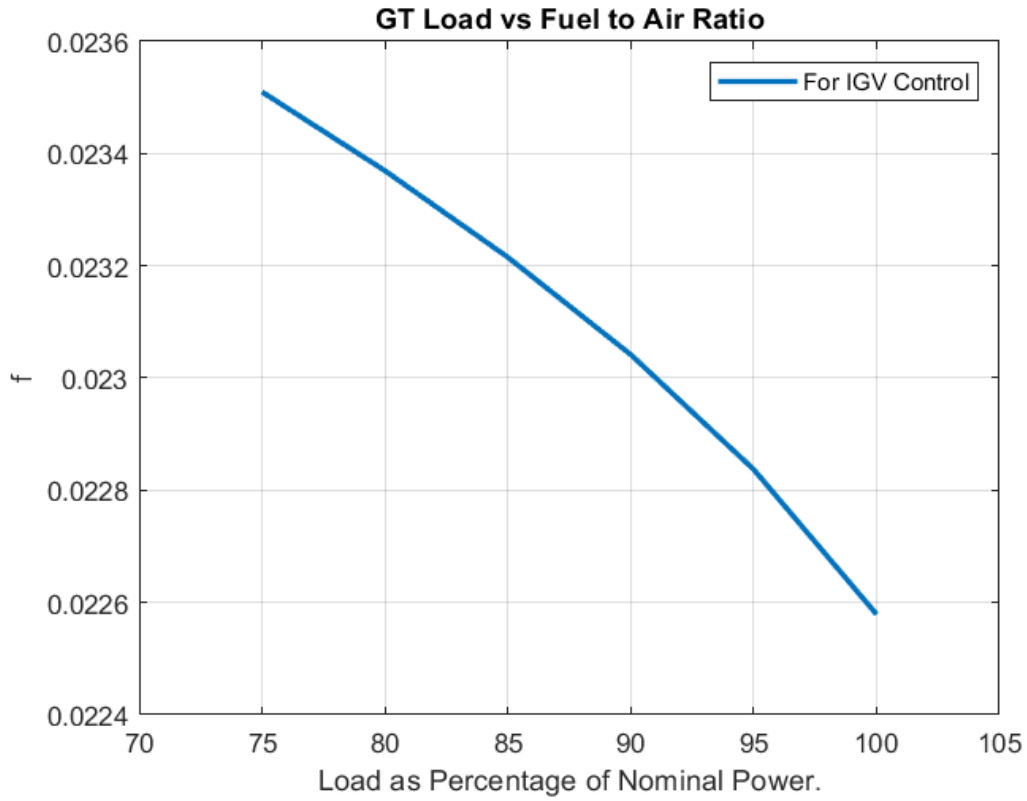
Σχήμα 96. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).

Αξίζει να σημειωθεί ότι μειωμένη παροχή μάζας έχει ως αποτέλεσμα μειωμένη παροχή καυσαερίων στην έξοδο από τον στρόβιλο. Η μειωμένη παροχή καυσαερίων σε συνδυασμό με ελάττωση του λόγου εκτόνωσης οδηγεί σε μείωση των συντελεστών απωλειών του θαλάμου καύσης αλλά και των απωλειών εξόδου των καυσαερίων. Βάσει του ίδιου μοντέλου, για μείωση της παροχής μάζας αέρα παρατηρείται αντίστοιχη μείωση των απωλειών εισόδου του αέρα στον συμπιεστή.

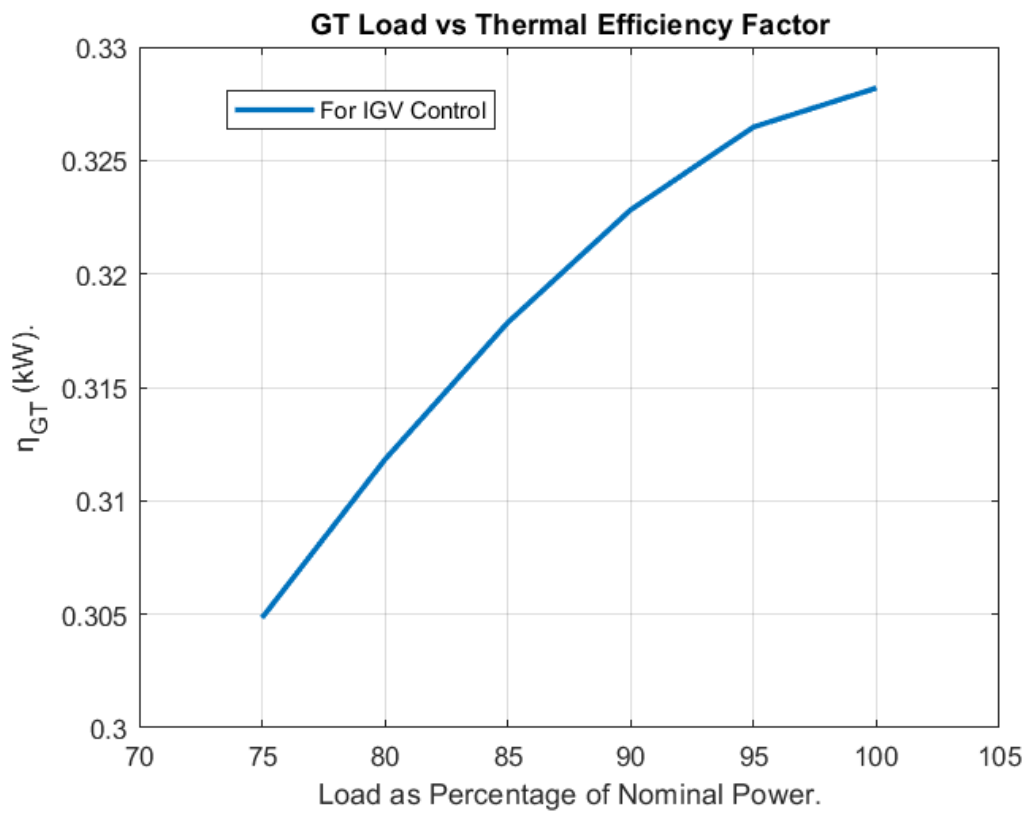


Σχήμα 97. Παροχή μάζας καυσαερίων συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).

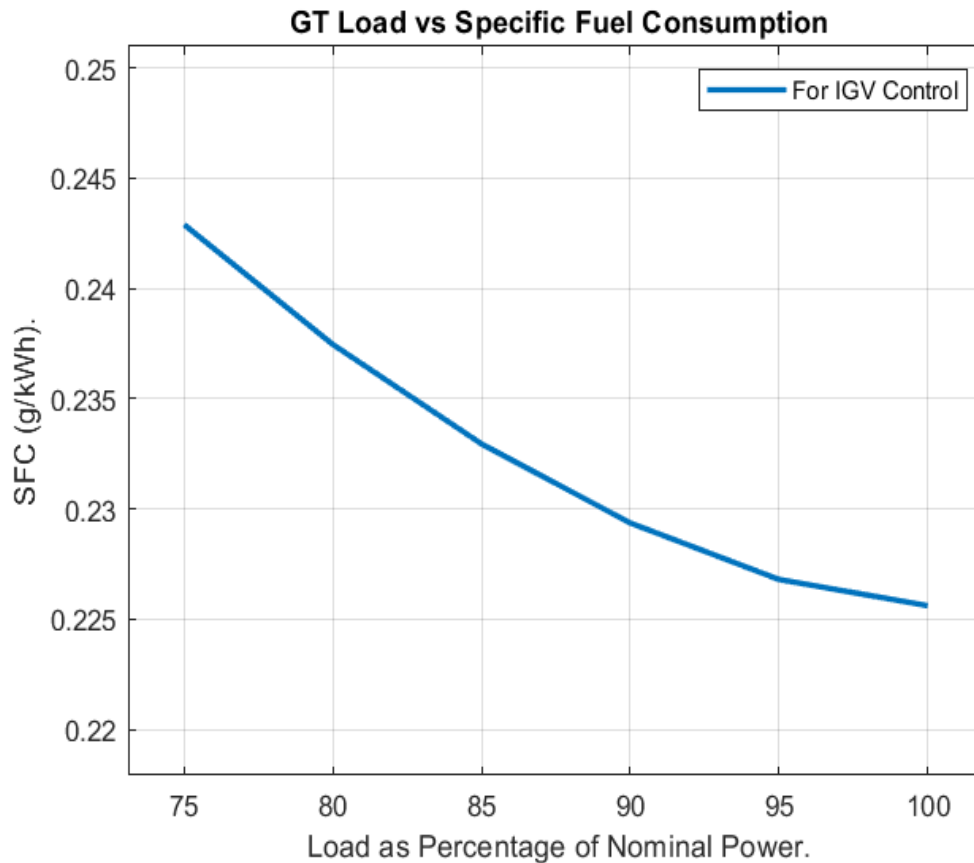
Αναφορικά με τον λόγο καυσίμου – αέρα, ο ίδιος αυξάνεται για μείωση του φορτίου, πράγμα λογικό αφού μειωμένη παροχή μάζας αέρα επιφέρει και μειωμένη ποσότητα οξυγόνου που προσφέρεται για καύση. Αποτελεσματικά, προκειμένου να διατηρείται η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου σταθερή, απαιτείται μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου. Η αύξηση της ποσότητας του καυσίμου στο θάλαμο καύσης με ταυτόχρονη μείωση του καθαρού ειδικού έργου του κινητήρα, έχει σαν λογικό ακόλουθο την μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης και την αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (αφού είναι αντιστρόφως ανάλογη του θερμικού βαθμού απόδοσης).



Σχήμα 98. Λόγος καυσίμου - αέρα συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).

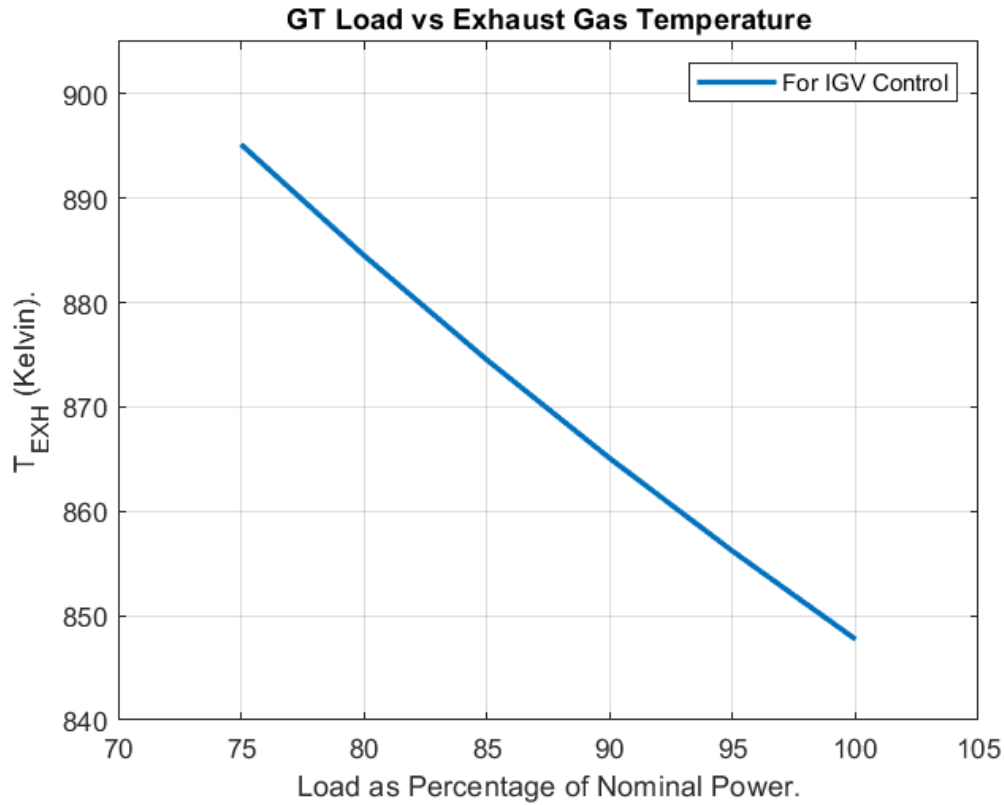


Σχήμα 99. Θερμικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).



Σχήμα 100. Ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).

Σημαντικό αντίκτυπο στις επιδόσεις του συνδυασμένου κύκλου επιφέρει η θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων από τον αεριοστρόβιλο. Η εν λόγω θερμοκρασία για μερικά φορτία έχει αυξητική πορεία (για αντίστοιχη μείωση του φορτίου). Η αιτιολόγηση της παραπάνω πρότασης προκύπτει από τον τρόπο λειτουργίας της μεθόδου ελέγχου μέσω των *IGV's*. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, βάσει της μεθόδου αυτής η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου παραμένει σταθερή ενώ το φορτίο ελέγχεται μέσω της μεταβολής της παροχής μάζας του αέρα. Η διατήρηση σταθερής μέγιστης θερμοκρασίας σε συνδυασμό με την συνεχή μείωση του λόγου εκτόνωσης των καυσαερίων και του ισεντροπικού βαθμού εκτόνωσης του στροβίλου, έχουν σαν αποτέλεσμα την αποβολή των καυσαερίων με περίσσεια ποσά ενέργειας. Ουσιαστικά η θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων αυξάνεται συνεχόμενα αφού για μείωση του φορτίου όλο και περισσότερη θερμική ενέργεια αποβάλλεται ανεκμετάλλευτη.



Σχήμα 101. Θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων συναρτήσει του φορτίου (IGV Control).

Οι ποσοστιαίες μεταβολές των εμπλεκόμενων μεγεθών για κάθε βήμα μείωσης του φορτίου δίνονται στον **Πίνακα 23**.

Part Load	100% - 95%	95% - 90%	90% - 85%	85% - 80%	80% - 75%
π_c	-6.12	-5.48	-5.17	-5.02	-4.98
π_T	-5.25	-4.78	-4.57	-4.49	-4.49
$\eta_{is,c}$	-0.53	-0.73	-0.89	-1.03	-1.16
$\eta_{is,t}$	0.14	-0.04	-0.17	-0.27	-0.36
f	1.14	0.90	0.75	0.67	0.60
m_a (kg/s)	-5.58	-5.04	-4.80	-4.69	-4.68
w_{GT} (kJ/kg)	0.61	-0.23	-0.80	-1.25	-1.65
W_{GT} (kW)	-5.26	-5.56	-5.88	-6.25	-6.67
η_{GT}	-0.53	-1.13	-1.56	-1.94	-2.29
SFC (g/kWh)	0.52	1.12	1.54	1.90	2.24
m_g (kg/s)	-5.88	-5.29	-5.02	-4.91	-4.89
T_{EXH} (K)	0.99	1.03	1.08	1.13	1.19

Πίνακας 23. Ποσοστιαίες μεταβολές χαρακτηριστικών μεγεθών αεριοστρόβιλου, για κάθε βήμα μείωσης του φορτίου (IGV Control).

Αξιοσημείωτη παρατήρηση αποτελεί ο ρυθμός μεταβολής του θερμικού βαθμού απόδοσης. Παρ' ότι ο λόγος καυσίμου – αέρα αυξάνεται με συνεχώς μειούμενο ρυθμό, ο θερμικός βαθμός απόδοσης μειώνεται με συνεχώς αυξανόμενο ρυθμό. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται στον ρυθμό μείωσης του καθαρού ειδικού έργου, ο οποίος εξαρτάται από τους ρυθμούς μεταβολής των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου καθώς και τους λόγους συμπίεσης του αέρα και εκτόνωσης των καυσαερίων στον στρόβιλο. Οι ρυθμοί μεταβολής των παραπάνω παραγόντων διαφέρουν. Παρ' όλα αυτά η συνολικά μειωτική πορεία που ακολουθούν οδηγεί σε μείωση του ειδικού έργου με συνεχόμενα μειούμενο ρυθμού.

Όπως έχει αναφερθεί και προηγουμένως, μετά τον τερματισμό της λειτουργίας του αλγόριθμου για έλεγχο του φορτίου μέσω των *IGV's* αρχίζει η λειτουργία του αλγόριθμου για τον έλεγχο του φορτίου μέσω της *TIT*. Ως ελάχιστο φορτίο του αεριοστρόβιλου επιλέχθηκε το 10% του ονομαστικού. Επομένως για φορτία από 70% έως και 10% του ονομαστικού προκύπτει ο Πίνακας 24 αναφορικά με τις επιδόσεις του κινητήρα.

Part Load (%)	70	65	60	55	50	45	40	35	30	25	20	15	10
N. of It.	2	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
π_c	13.17	13.15	13.13	13.11	13.1	13.08	13.06	13.05	13.03	13.02	13	12.98	12.97
π_T	12.52	12.5	12.49	12.47	12.46	12.45	12.43	12.42	12.41	12.39	12.38	12.36	12.35
$\eta_{is,c}$	0.794	0.794	0.794	0.794	0.794	0.794	0.794	0.794	0.794	0.794	0.794	0.794	0.794
$\eta_{is,t}$	0.894	0.894	0.894	0.894	0.894	0.894	0.894	0.894	0.894	0.894	0.893	0.893	0.893
K_{in}	0.0087	0.0087	0.0087	0.0087	0.0087	0.0087	0.0087	0.0087	0.0087	0.0087	0.0087	0.0087	0.0087
K_{ex}	0.0175	0.0174	0.0174	0.0173	0.0173	0.0173	0.0172	0.0172	0.0171	0.0171	0.0171	0.017	0.017
K_b	0.0233	0.0232	0.0232	0.0231	0.0231	0.023	0.023	0.0229	0.0229	0.0228	0.0228	0.0227	0.0227
f	0.022	0.0208	0.0196	0.0185	0.0173	0.0161	0.015	0.0138	0.0126	0.0115	0.0103	0.0091	0.0079
m_a (kg/s)	52.49	52.49	52.49	52.49	52.49	52.49	52.49	52.49	52.49	52.49	52.49	52.49	52.49
w_{GT} (kJ/kg)	325.22	301.99	278.76	255.53	232.30	209.07	185.84	162.61	139.38	116.15	92.92	69.69	46.46
W_{GT} (kW)	17070	15851	14631	13412	12193	10974	9754	8535	7316	6069	4877	3658	2439
η_{GT}	0.304	0.299	0.292	0.284	0.276	0.266	0.255	0.242	0.227	0.208	0.186	0.157	0.120
T_{max}	1474.6	1428.9	1382.9	1336.9	1290.7	1244.4	1197.9	1151.3	1104.5	1057.6	1010.5	963.3	915.9
SFC (g/kWh)	0.243	0.248	0.254	0.260	0.268	0.278	0.290	0.306	0.326	0.355	0.399	0.471	0.616
m_g (kg/s)	53.64	53.58	53.52	53.46	53.40	53.33	53.27	53.21	53.15	53.09	53.03	52.97	52.90
T_{EXH} (K)	860.3	833.8	807.3	780.6	753.9	727.0	700.1	673.0	645.9	618.6	591.3	563.8	536.3

Πίνακας 24. Επιδόσεις αεριοστρόβιλου σε μερικά φορτία (*TIT Control*).

Βασική παρατήρηση αποτελεί το γεγονός ότι οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου είναι πρακτικά σταθεροί. Αυτό οφείλεται στο γεγονός πως πλέον η παροχή μάζας αέρα είναι επίσης αμετάβλητη.

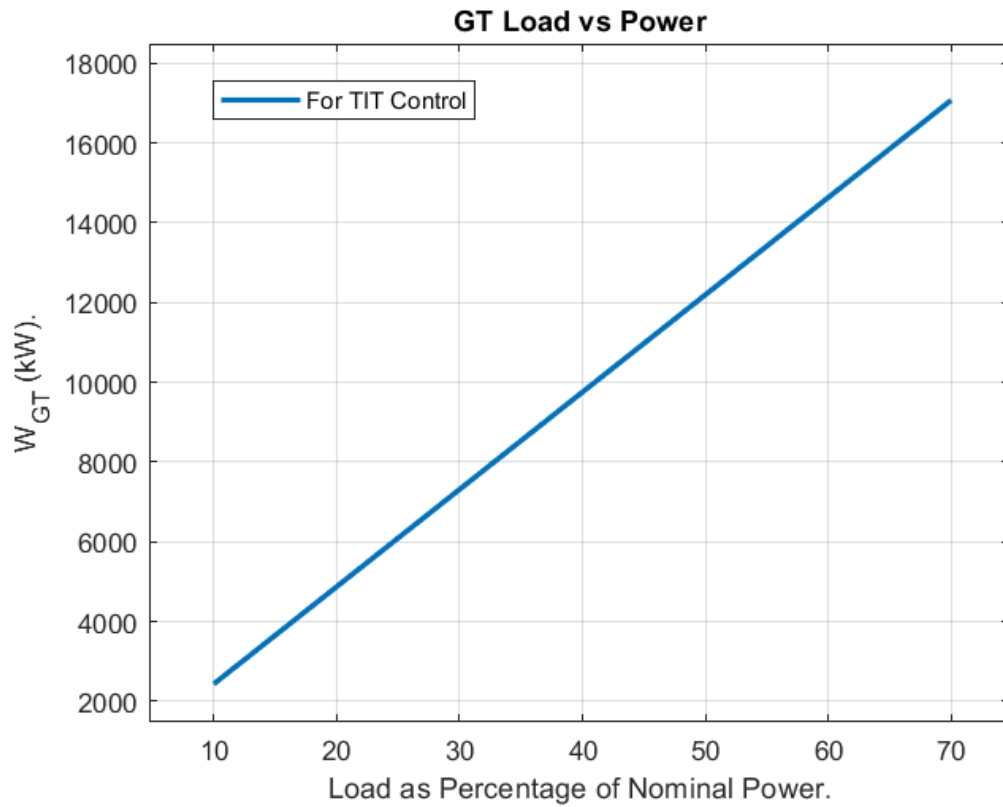
Όπως και για την μέθοδο με έλεγχο των *IGV's*, έτσι και ο εδώ ο προσεγγιστικός χαρακτήρας υπολογισμού ορισμένων από τις εμπλεκόμενες μεταβλητές επιφέρει ποσοστό σφάλματος.

	<i>Load = 100 %</i>		
	<i>TIT Control Method</i>	<i>Analytical Method</i>	<i>Difference (% Analytical)</i>
π_c	17.65	18.00	1.93
π_T	16.19	16.20	0.06
$\eta_{is,c}$	0.83	0.83	0.00
$\eta_{is,t}$	0.90	0.90	0.00
K_{in}	0.02	0.02	0.00
K_{ex}	0.03	0.03	0.00
K_b	0.04	0.04	0.00
f	0.0219	0.0224	2.23
$w_{GT} (kJ/kg)$	354.61	354.65	0.01
$W_{GT} (kW)$	24386	24386	0
η_{GT}	0.333	0.326	-2.243
$SFC (g/kWh)$	0.223	0.228	2.198
$m_g (kg/s)$	70.27	70.30	0.04
$T_{max} (K)$	1512.10	1535.00	1.49
$T_{EXH} (K)$	833.18	845.72	1.48

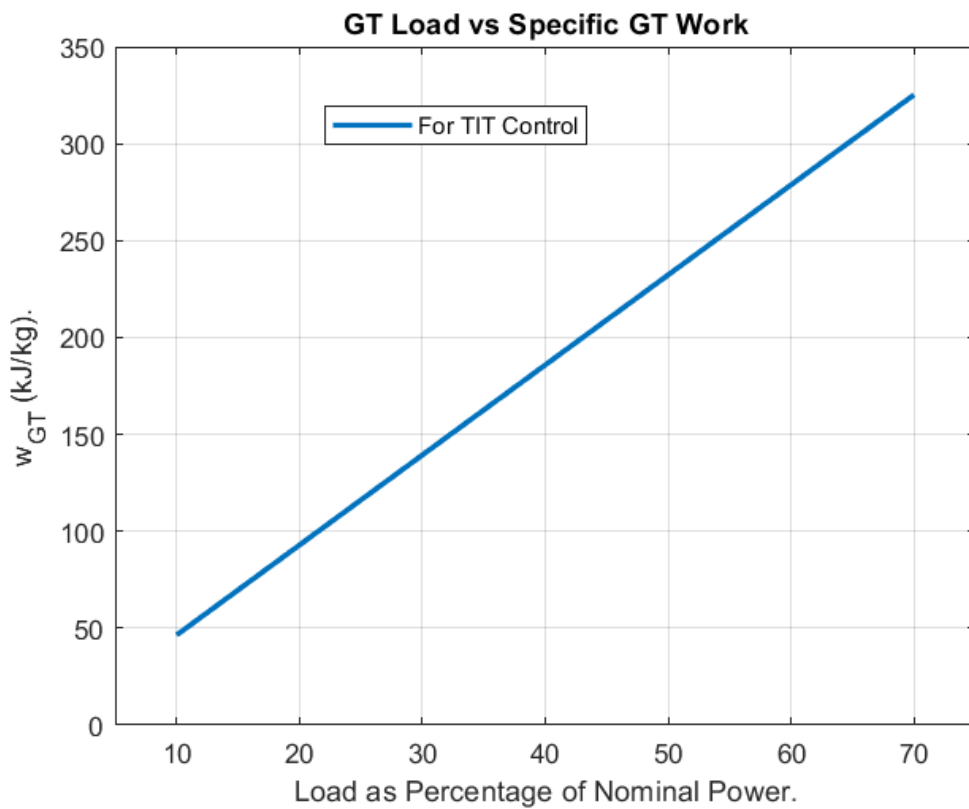
Πίνακας 25. Ποσοστιαίες αποκλίσεις μεγθών αεριοστρόβιλου μεταξύ των μεθόδων *TIT Control* και της αναλυτικής μεθόδου, για 100% φορτίο.

Όπως φαίνεται στον **Πίνακα 25**, τα ποσοστά σφάλματος των τιμών της μεθόδου, κυμαίνονται από 0.04 % έως και 2.243% (κατά απόλυτη τιμή), συγκριτικά με τις τιμές της αναλυτικής μεθόδου. Η μεγαλύτερη απόκλιση εμφανίζεται στον θερμικό βαθμό απόδοσης γεγονός που οφείλεται στην μειωμένη τιμή του λόγου καυσίμου – αέρα της μεθόδου ελέγχου του φορτίου μέσω *TIT*. Παρ' όλα αυτά, οι τιμές των εν λόγω σφαλμάτων είναι αρκετά μικρές ώστε η μέθοδος να θεωρείται έγκυρη.

Όπως ειπώθηκε και προηγουμένως η ισχύς του κινητήρα αποτελεί γραμμική συνάρτηση του φορτίου επομένως η μορφή του **Σχήματος 102** είναι αναμενόμενη. Αναφορικά με το καθαρό ειδικό έργο του αεριοστρόβιλου στην περίπτωση εφαρμογής της μεθόδου *TIT*, η παροχή του αέρα είναι σταθερή ενώ το ίδιο το ειδικό έργο αποτελεί γραμμική συνάρτηση της ισχύος και της παροχής μάζας. Εκ του αποτελέσματος η μορφή του **Σχήματος 103** θα είναι όμοια με αυτή του **Σχήματος 102**.



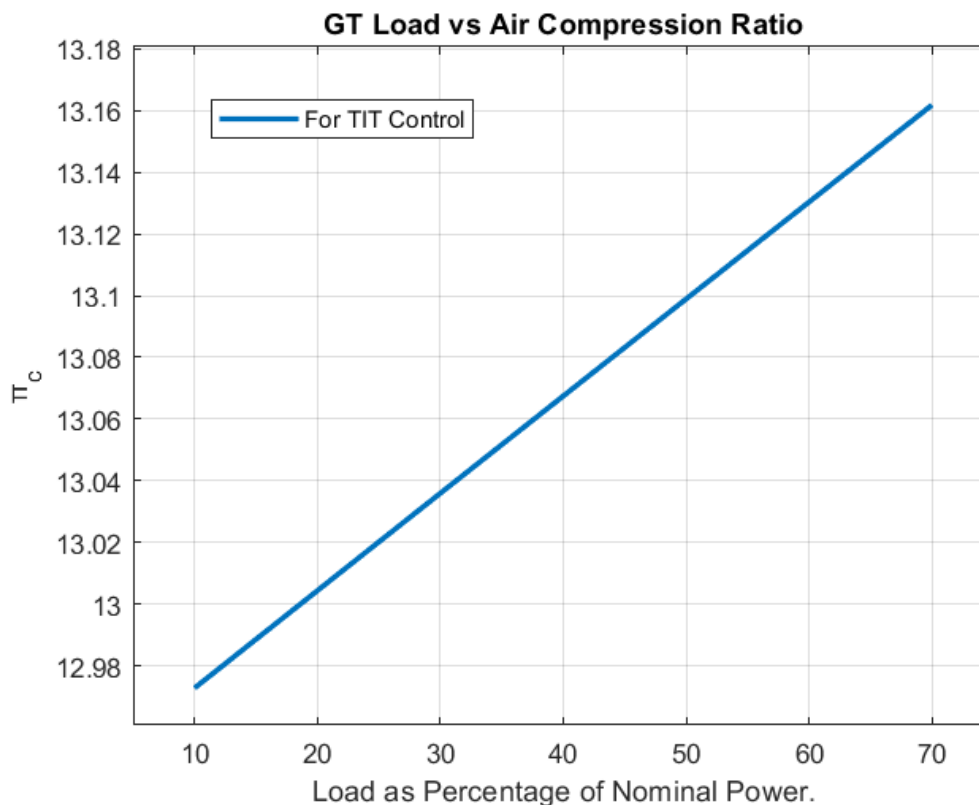
Σχήμα 102. Καθαρή ισχύς συναρτήσει του φορτίου (TIT Control).



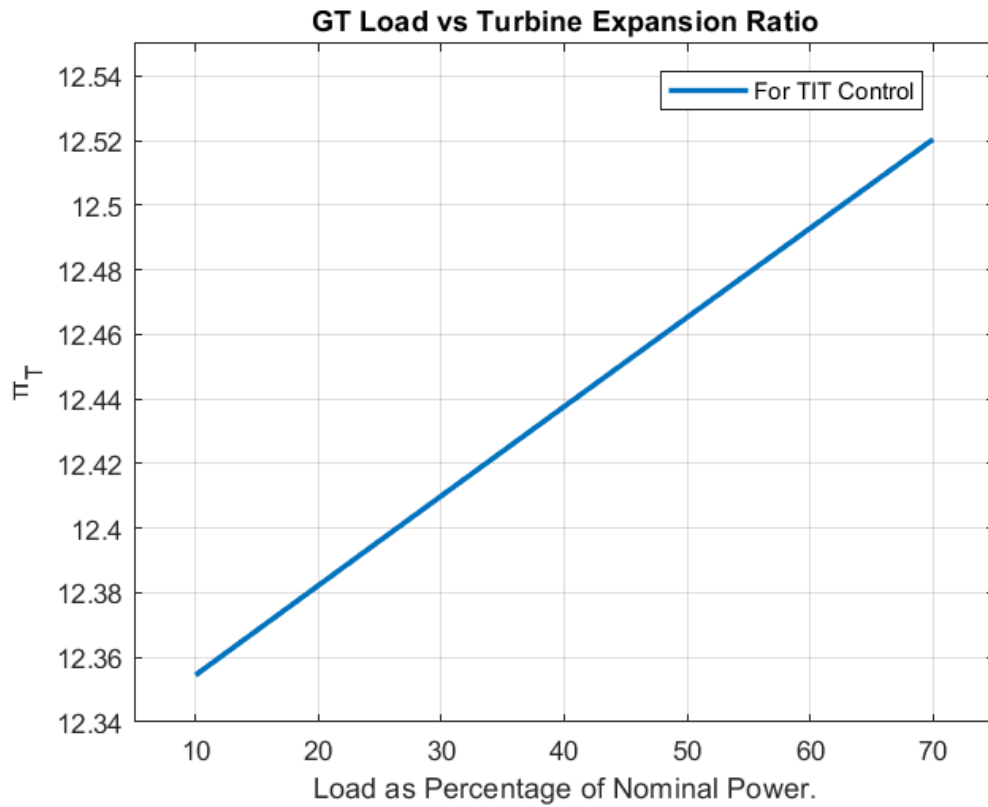
Σχήμα 103. Καθαρό ειδικό έργο συναρτήσει του φορτίου (TIT Control).

Ο λόγος συμπίεσης του αέρα, για σταθερή παροχή μάζας αέρα (που συνεπάγεται σταθερή λειτουργία του συμπιεστή), βάσει της θεωρίας θα έπρεπε να παραμένει σταθερός. Παρ' όλα αυτά για μείωση του φορτίου του αεριοστρόβιλου παρατηρείται και ταυτόχρονη, μικρή, μείωση του λόγου συμπίεσης του αέρα. Ο λόγος συμπίεσης του αέρα συνδέεται αναλογικά με τον λόγο εκτόνωσης του καυσαερίου στον στρόβιλο. Ο δεύτερος παρουσιάζει, επίσης, μείωση για αντίστοιχη μείωση του φορτίου. Το γεγονός αυτό οφείλεται στις πιέσεις του καυσαερίου πριν την είσοδό του στον στρόβιλο και μετά την εκτόνωσή του. Η πρώτη εξαρτάται από την παροχή μάζας των καυσαερίων, η οποία για μείωση του φορτίου τείνει να μειώνεται, με αποτέλεσμα η πίεση στην είσοδο του στρόβιλου να εμφανίζεται μειωμένη. Η εν λόγω μείωση της παροχής μάζας των καυσαερίων εξηγείται από την μικρότερη ποσότητα καυσίμου που εγχέεται στο θάλαμο καύσης προκειμένου να μειώνεται η *TIT*, για αντίστοιχη μείωση φορτίου. Η δεύτερη εξαρτάται από την επικρατούσα περιβαλλοντική πίεση αλλά και τις απώλειες του αγωγού εξόδου και του *HRSG*. Δεδομένου ότι η επικρατούσα περιβαλλοντική πίεση είναι σταθερή αλλά και ότι οι προαναφερθείσες απώλειες μεταβάλλονται αμελητέα, το κλάσμα του λόγου εκτόνωσης του στρόβιλου εμφανίζεται ελαφρώς μειωμένο. Αποτελεσματικά, προκειμένου να διατηρείται το ενεργειακό ισοζύγιο κατά μήκος του κινητήρα, ο λόγος συμπίεσης του αέρα μειώνεται.

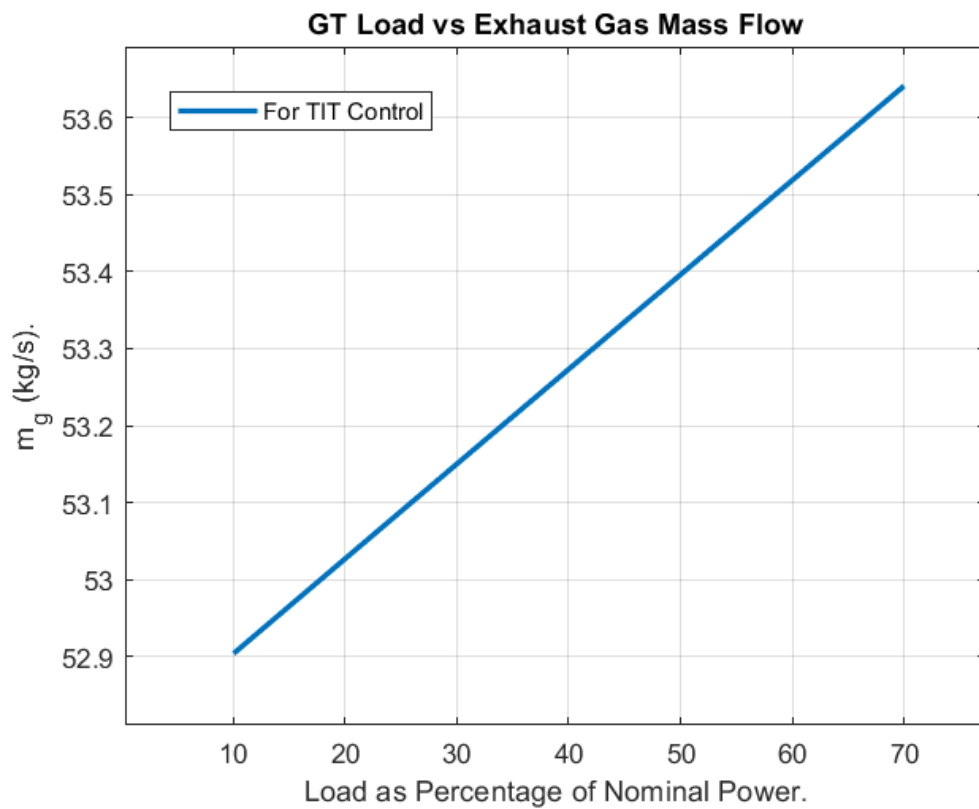
Η παραπάνω παράγραφος εξηγεί και την μορφή των διαγραμμάτων του λόγου συμπίεσης, του λόγου εκτόνωσης, της παροχής μάζας καυσαερίων και του λόγου καυσίμου – αέρα, συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.



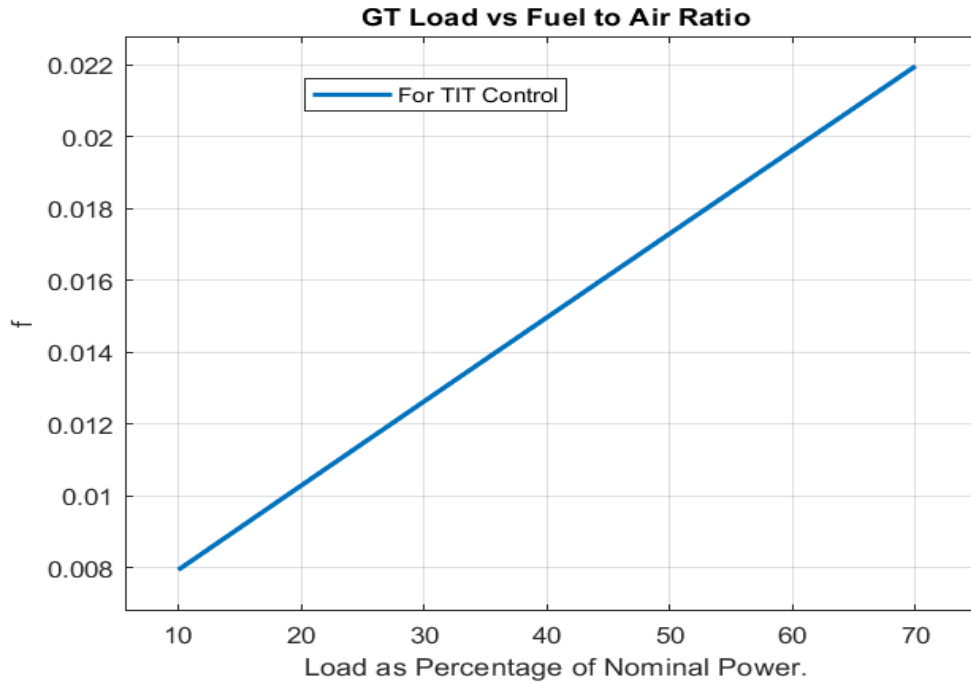
Σχήμα 104. Λόγος συμπίεσης του αέρα συναρτήσει του φορτίου (*TIT Control*).



Σχήμα 105. Λόγος εκτόνωσης του καυσαερίου συναρτήσει του φορτίου (TIT Control).



Σχήμα 106. Παροχή μάζας καυσαερίου συναρτήσει του φορτίου (TIT Control).



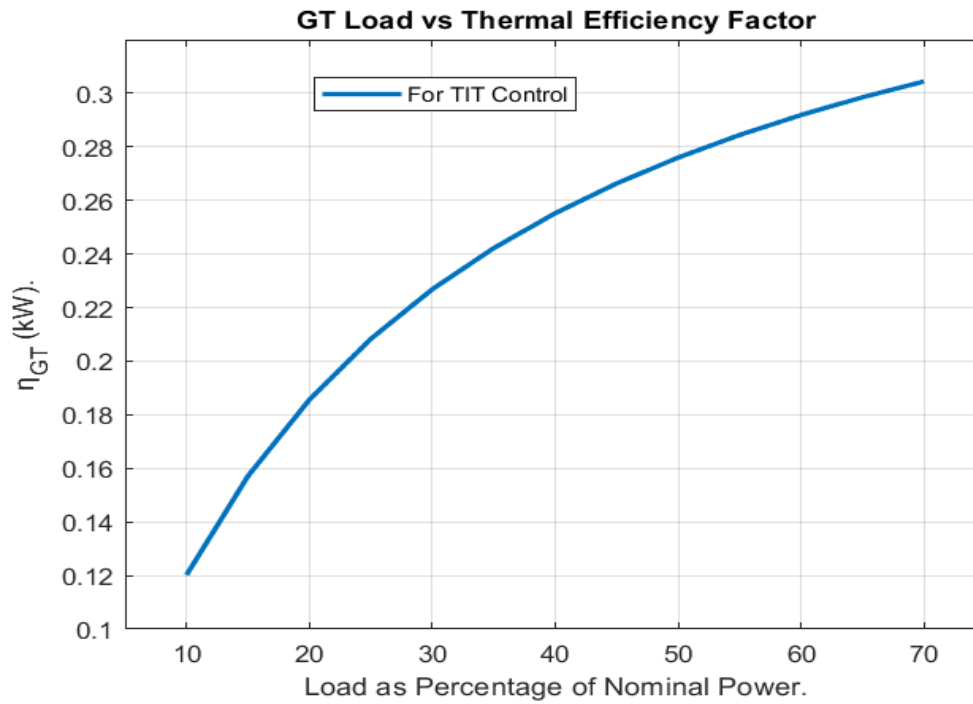
Σχήμα 107. Λόγος καυσίμου – αέρα συναρτήσει του φορτίου (TIT Control).

Στην περίπτωση της μεθόδου ελέγχου μέσω *TIT*, όπως φαίνεται στο παραπάνω σχήμα, ο λόγος καυσίμου – αέρα μειώνεται για μείωση του φορτίου. Παρ’ όλα αυτά ο θερμικός βαθμός απόδοσης του αεριοστρόβιλου επίσης μειώνεται και μάλιστα με συνεχόμενα αυξανόμενο ρυθμό (όπως φαίνεται στον Πίνακα 27). Το γεγονός αυτό οφείλεται στον ρυθμό μεταβολής του κλάσματος $\frac{w_{GT}}{f}$. Παρ’ ότι ο λόγος καυσίμου – αέρα μειώνεται, πράγμα που βελτιώνει τον θερμικό βαθμό απόδοσης, το καθαρό ειδικό έργο μειώνεται με γρηγορότερο ρυθμό, γεγονός που οδηγεί σε συνολική μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης του αεριοστρόβιλου.

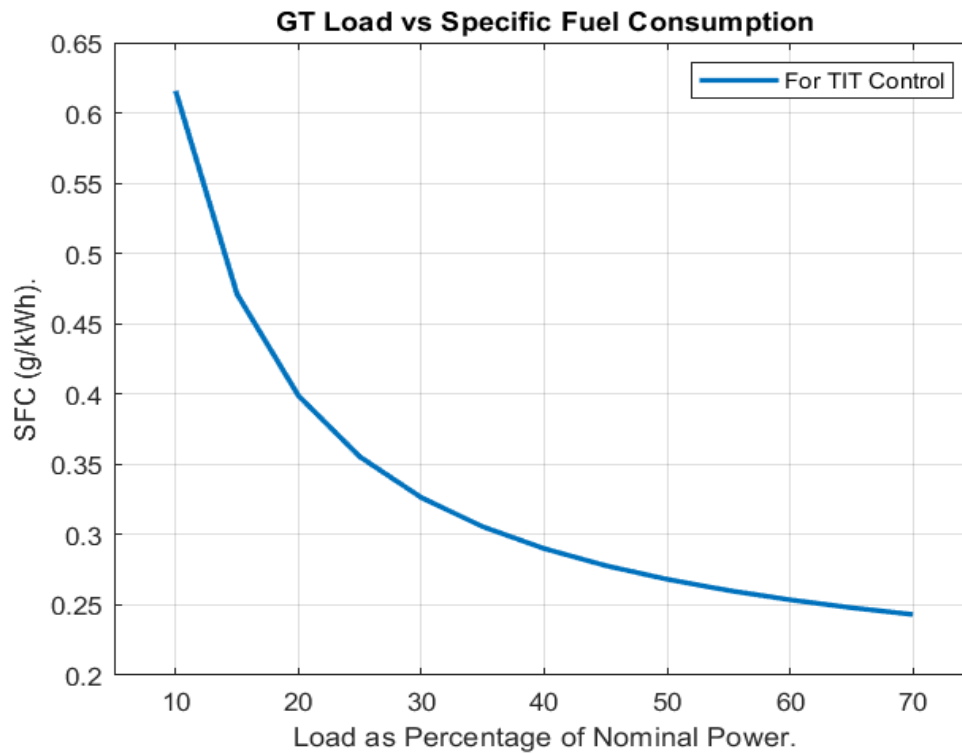
Load (% of Nominal)	$\frac{\frac{w_{GT}}{f}(i+1) - \frac{w_{GT}}{f}(i)}{\frac{w_{GT}}{f}(i+1)} \%$
70 – 65	1.79
65 – 60	2.04
60 – 55	2.88
55 – 50	2.79
50 – 45	3.29
45 – 40	4.59
40 – 35	4.89
35 – 30	6.12
30 – 25	8.70
25 – 20	10.68
20 – 15	15.11
15 – 10	23.21

Πίνακας 26. Ποσοστιαία μεταβολή του $\frac{w_{GT}}{f}$ για κάθε βήμα φορτίου.

Λογικό αποτέλεσμα της μείωσης του θερμικού βαθμού απόδοσης αποτελεί η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

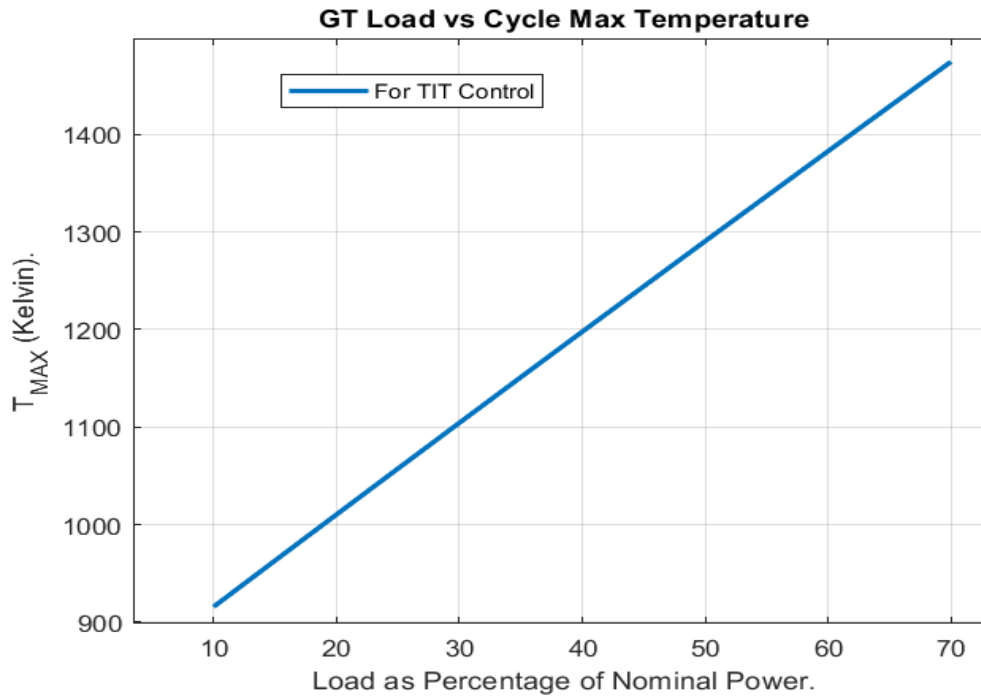


Σχήμα 108. Θερμικός βαθμός απόδοσης, συναρτήσει του φορτίου (TIT Control).

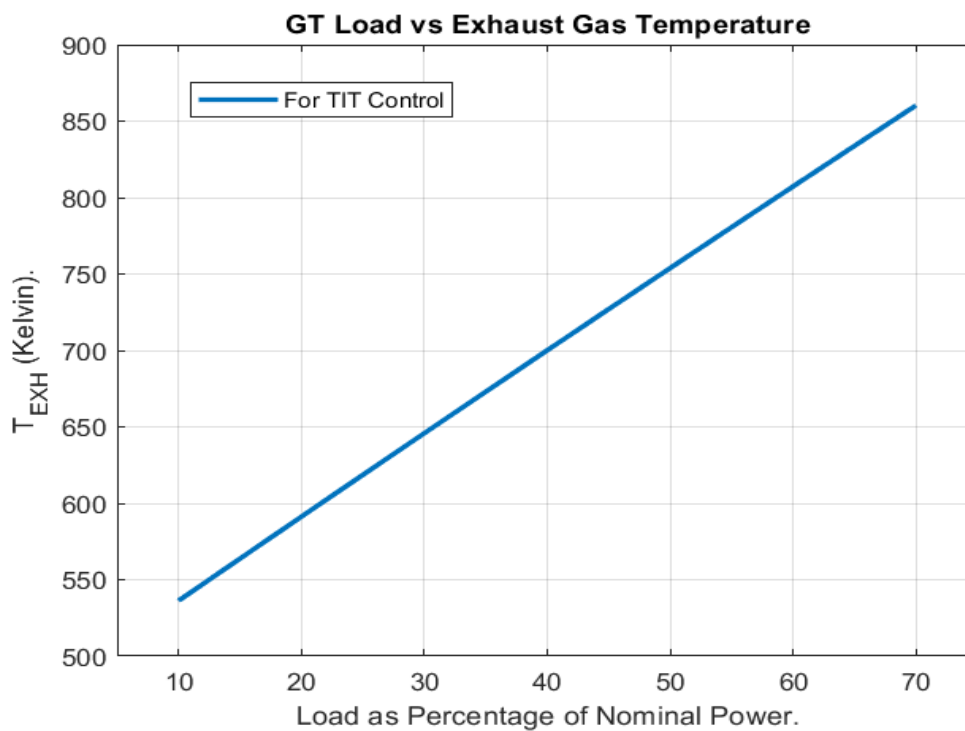


Σχήμα 109. Ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει του φορτίου (TIT Control).

Τέλος, αναφορικά με την μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου, για προφανείς λόγους, η ίδια μειώνεται για μείωση του φορτίου, συμπαρασύροντας και την θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων από τον αεριοστροβίλο.



Σχήμα 110. Μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου συναρτήσει του φορτίου (TIT Control).



Σχήμα 111. Θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων συναρτήσει του φορτίου (TIT Control).

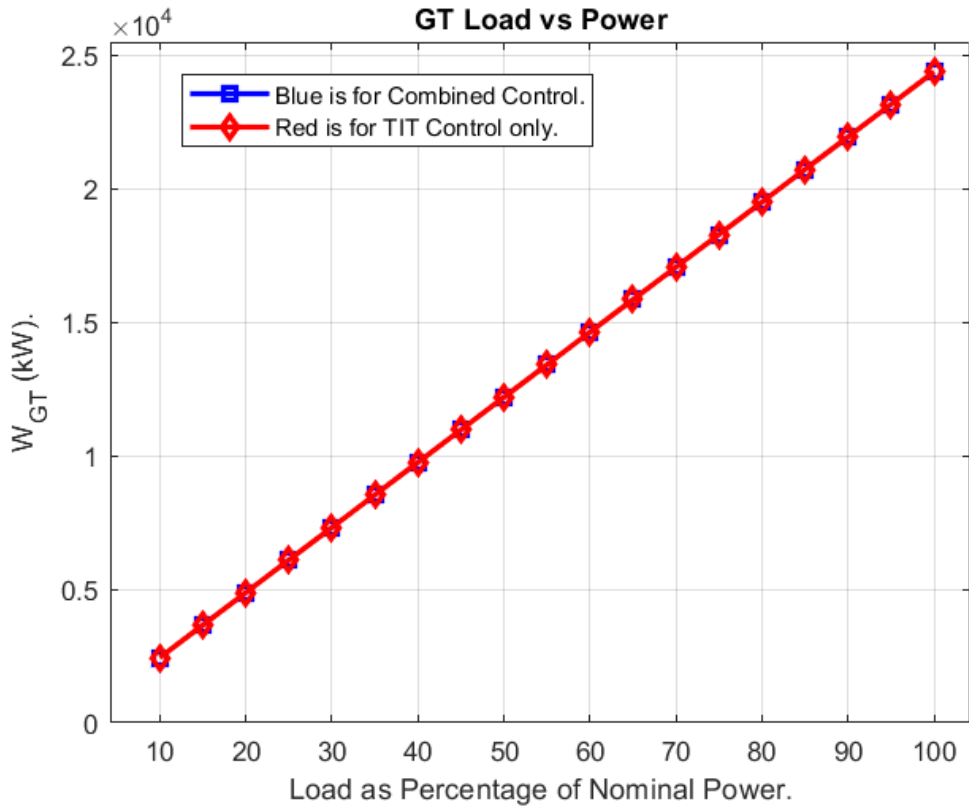
Οι ποσοστιαίες μεταβολές των εμπλεκόμενων μεγεθών για κάθε βήμα μείωσης του φορτίου δίνονται στον **Πίνακα 27**.

Load	70% - 65%	65% - 60%	60% - 55%	55% - 50%	50% - 45%	45% - 40%	40% - 35%	35% - 30%	30% - 25%	25% - 20%	20% - 15%	15% - 10%
π_c	-0,120	-0,120	-0,120	-0,120	-0,120	-0,121	-0,121	-0,121	-0,121	-0,121	-0,122	-0,122
π_T	-0,110	-0,110	-0,110	-0,111	-0,111	-0,111	-0,111	-0,112	-0,112	-0,112	-0,112	-0,112
f	-5,61	-5,93	-6,31	-6,74	-7,23	-7,80	-8,47	-9,26	-10,21	-11,39	-12,86	-14,77
w_{GT} (kJ/kg)	-7,69	-8,33	-9,09	-10,00	-11,11	-12,50	-14,29	-16,67	-20,00	-25,00	-33,33	-50,00
W_{GT} (kW)	-7,69	-8,33	-9,09	-10,00	-11,11	-12,50	-14,29	-16,67	-20,00	-25,00	-33,33	-50,00
η_{GT}	-1,97	-2,27	-2,62	-3,06	-3,62	-4,36	-5,36	-6,78	-8,88	-12,22	-18,14	-30,69
SFC (g/kWh)	1,94	2,22	2,55	2,97	3,49	4,18	5,09	6,35	8,15	10,89	15,35	23,48
m_g (kg/s)	-0,11	-0,11	-0,11	-0,11	-0,11	-0,12	-0,12	-0,12	-0,12	-0,12	-0,12	-0,12
T_{max}	-3,20	-3,32	-3,44	-3,58	-3,72	-3,88	-4,05	-4,23	-4,44	-4,66	-4,90	-5,17
T_{EXH} (K)	-3,17	-3,29	-3,41	-3,55	-3,69	-3,85	-4,02	-4,20	-4,41	-4,63	-4,87	-5,14

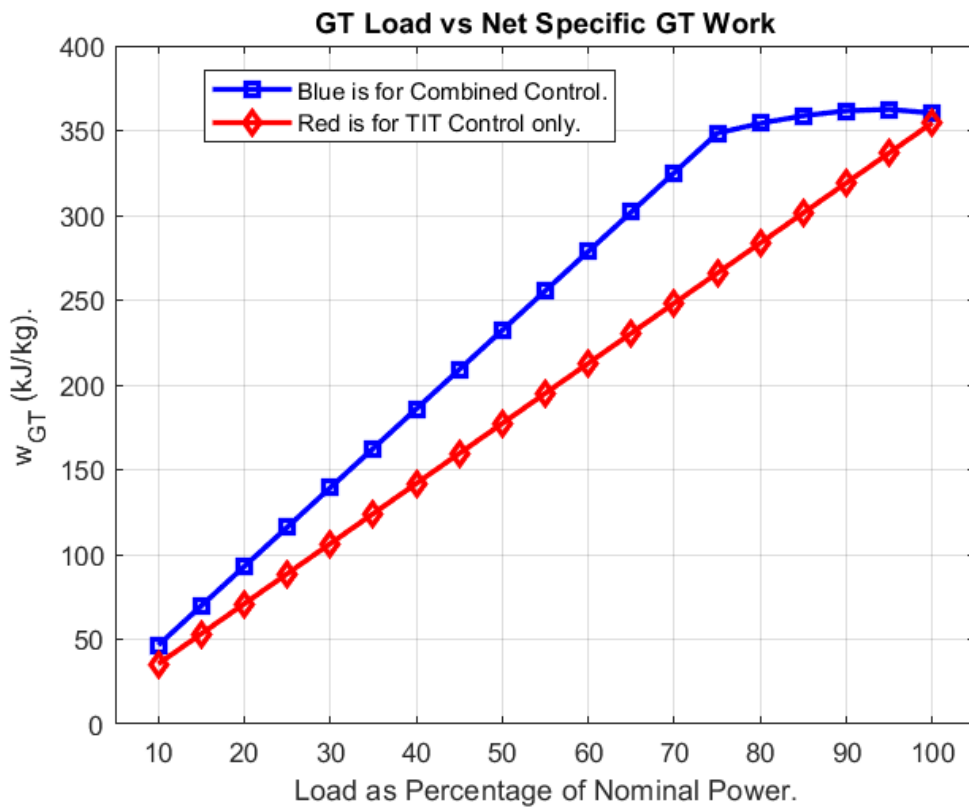
Πίνακας 27. Ποσοστιαίες μεταβολές χαρακτηριστικών μεγεθών αεριοστρόβιλου, για κάθε βήμα μείωσης του φορτίου (*TIT Control*).

Για μερικό φορτίο που αντιστοιχεί στο 10% του ονομαστικού, η λειτουργία του αλγόριθμου ελέγχου του φορτίου μέσω της *TIT* τερματίζεται και συνδυάζοντας τα αποτελέσματα των αλγορίθμων για έλεγχο μέσω *IGV's* και *TIT* καταλήγουμε στα παρακάτω γραφήματα.

Θεωρητικά ο έλεγχος του φορτίου του αεριοστρόβιλου μπορεί να πραγματοποιηθεί εξ' ολοκλήρου μέσω του ελέγχου της *TIT*. Με σκοπό την σύγκριση των αποτελεσμάτων, στα παρακάτω διαγράμματα των συνδυαστικών επιδόσεων των δύο μεθόδων, συμπεριλαμβάνεται και η καμπύλη ελέγχου του φορτίου, εξ' ολοκλήρου μέσω της *TIT*.



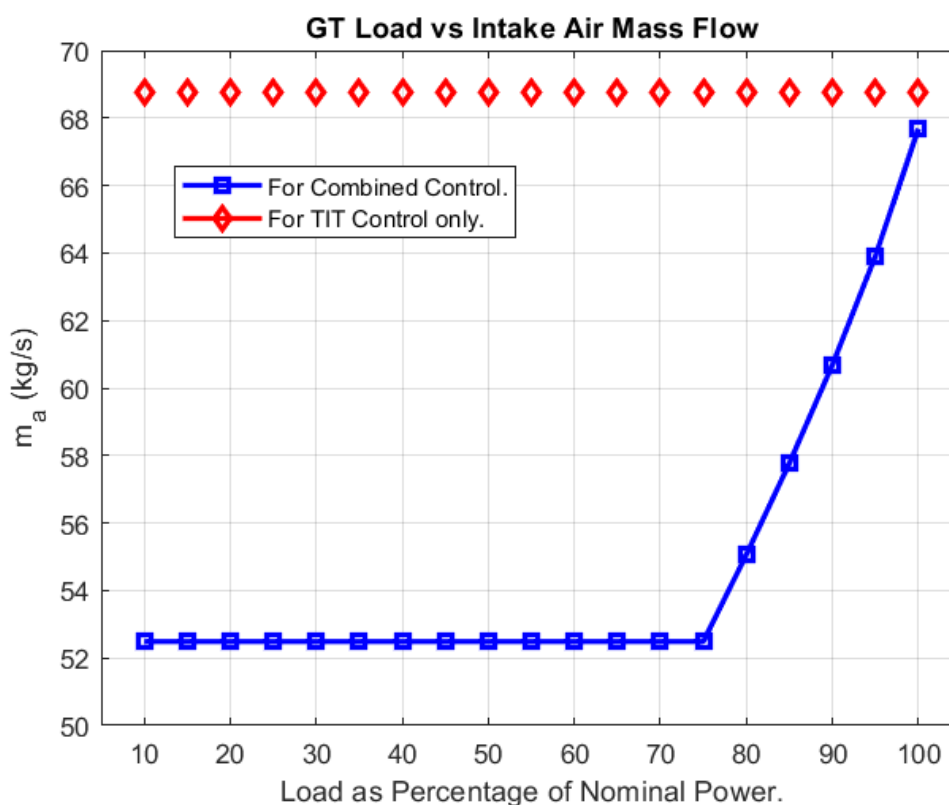
Σχήμα 112. Ισχύς συναρτήσει του φορτίου (Combined Control).



Σχήμα 113. Καθαρό ειδικό έργο συναρτήσει του φορτίου (Combined Control).

Η ισχύς του κινητήρα σε μερικά φορτία επιλέγεται από τον χρήστη του αλγόριθμου και επομένως οι τιμές της σε μερικά φορτία είναι πανομοιότυπες για χρήση της συνδυαστικής μεθόδου καθώς και της μεθόδου ελέγχου μέσω *TIT*. Αναφορικά με το καθαρό ειδικό έργο η μορφή των καμπυλών για τις δύο μεθόδους διαφέρει, γεγονός που οφείλεται στην συνεχώς μεταβαλλόμενη παροχή μάζας αέρα που προκύπτει από την χρήση της μεθόδου για έλεγχο μέσω των *IGV's*. Αξιοσημείωτη παρατήρηση αποτελεί το γεγονός ότι το καθαρό ειδικό έργο εμφανίζεται, κατά το σύνολό του, αυξημένο για χρήση της συνδυαστικής μεθόδου. Εξ' αιτίας του προσεγγιστικού χαρακτήρα των μεθόδων οι τιμές για το ονομαστικό φορτίο του αεριοστρόβιλου αποκλίνουν κατά 1.57%. Επιπρόσθετα, από την μορφή της καμπύλης της συνδυαστικής μεθόδου συμπεραίνεται ότι η επίδραση της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου, στο καθαρό ειδικό έργο, είναι μεγαλύτερη από αυτή της παροχής μάζας αέρα.

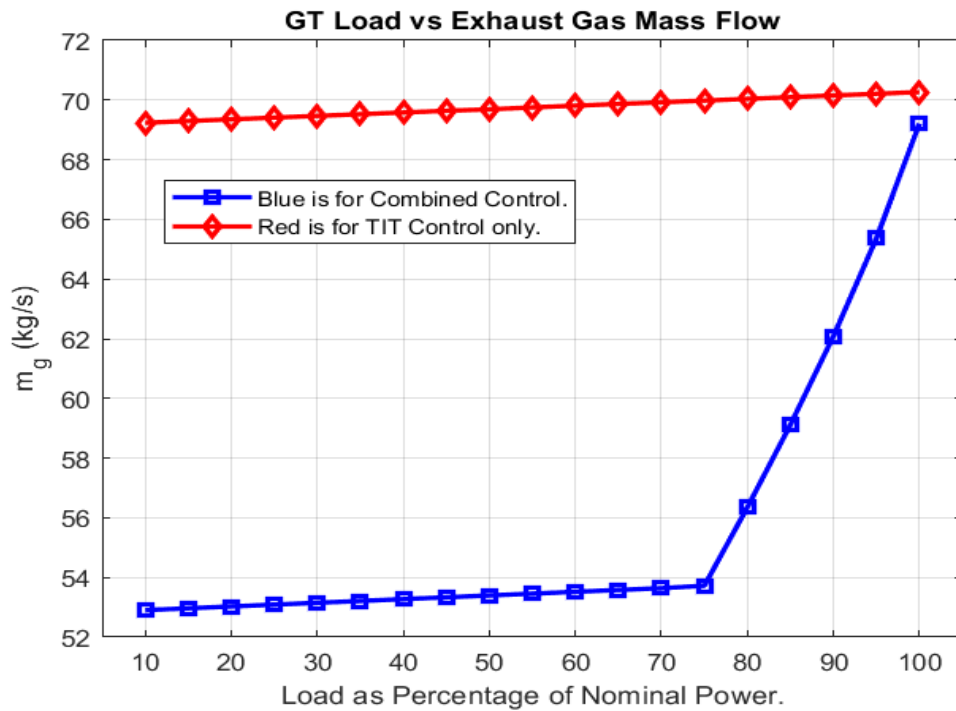
Στο **Σχήμα 114** είναι ορατή η συμπεριφορά της παροχής μάζας αέρα για τις δύο μεθόδους. Η απόκλιση μεταξύ των δύο στο ονομαστικό φορτίο είναι 1.57%. Η ποσοστιαία μεταβολή της παροχής μάζας μεταξύ του ονομαστικού φορτίου έως και την σταθεροποίησή της, για την συνδυαστική μέθοδο είναι 22.45%.



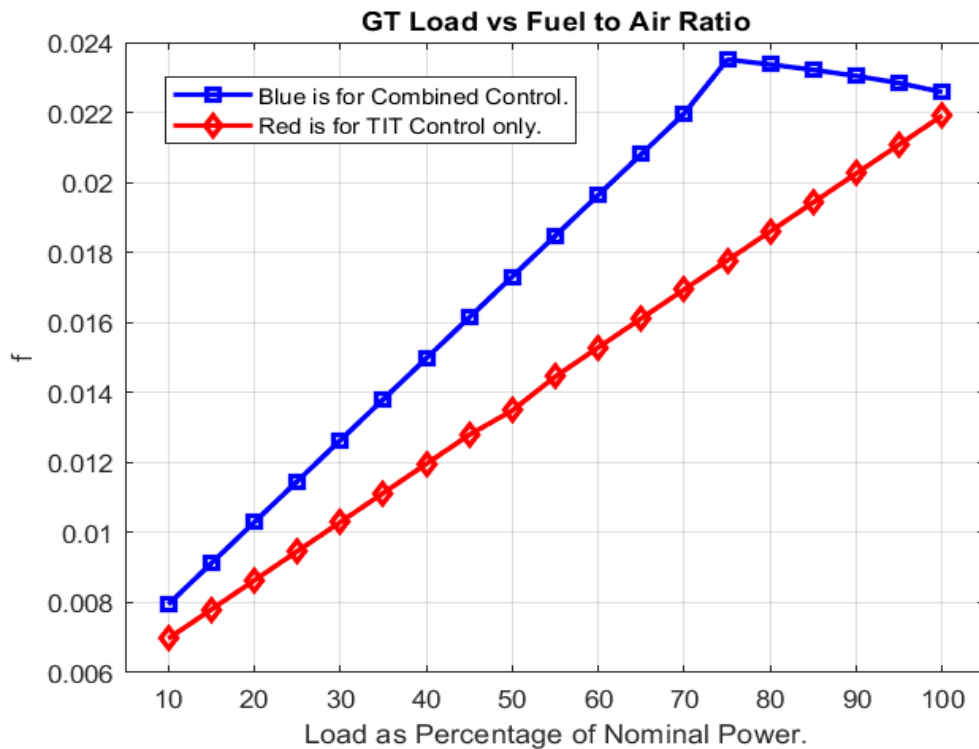
Σχήμα 114. Παροχή μάζας αέρα συναρτήσει του φορτίου (Combined Control).

Αντίστοιχη συμπεριφορά με αυτή της παροχής μάζας αέρα ακολουθεί, για προφανείς λόγους η παροχή μάζας καυσαερίων. Χαρακτηριστική διαφορά συγκριτικά με το προηγούμενο σχήμα, αποτελεί η τάση για συνεχή μείωση της παροχής των

καυσαερίων, εξ' αιτίας της συνεχούς μείωσης του λόγου καυσίμου αέρα. Η απόκλιση μεταξύ των δύο μεθόδων στο ονομαστικό σημείο είναι 1.5% ενώ η ποσοστιαία μεταβολή της παροχής μάζας καυσαερίων μεταξύ του ονομαστικού σημείου και του σημείου σταθεροποίησης της παροχής μάζας αέρα, για την συνδυαστική μέθοδο είναι 22.38%.

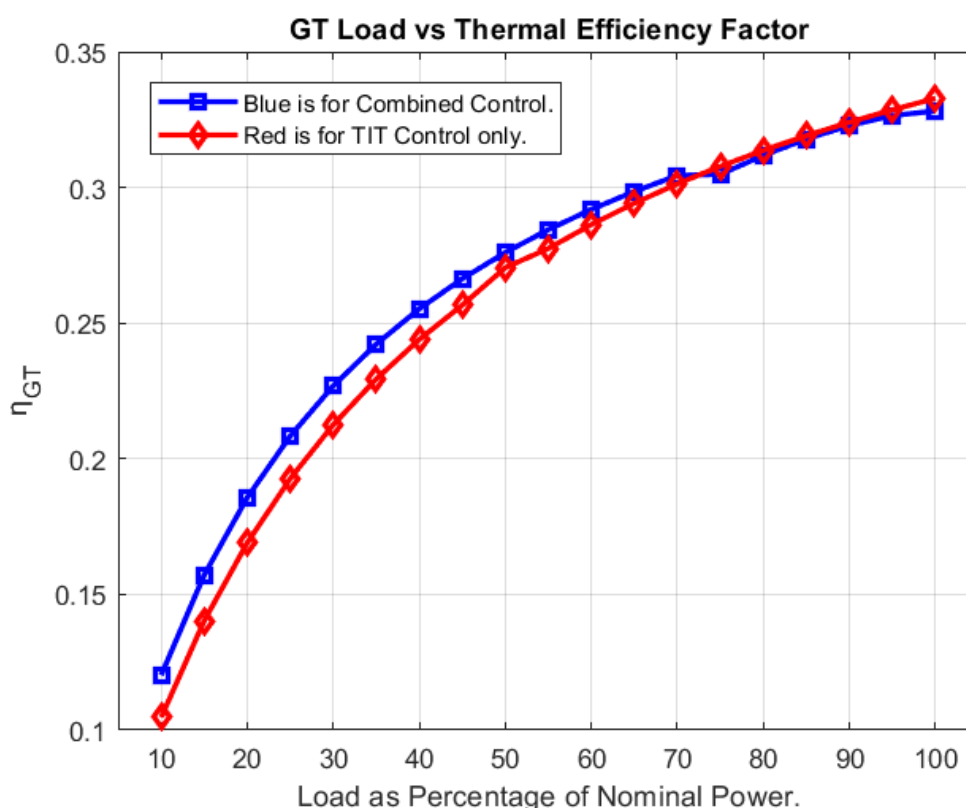


Σχήμα 115. Παροχή μάζας καυσαερίων συναρτήσει του φορτίου (Combined Control).



Σχήμα 116. Λόγος καυσίμου - αέρα συναρτήσει του φορτίου (Combined Control).

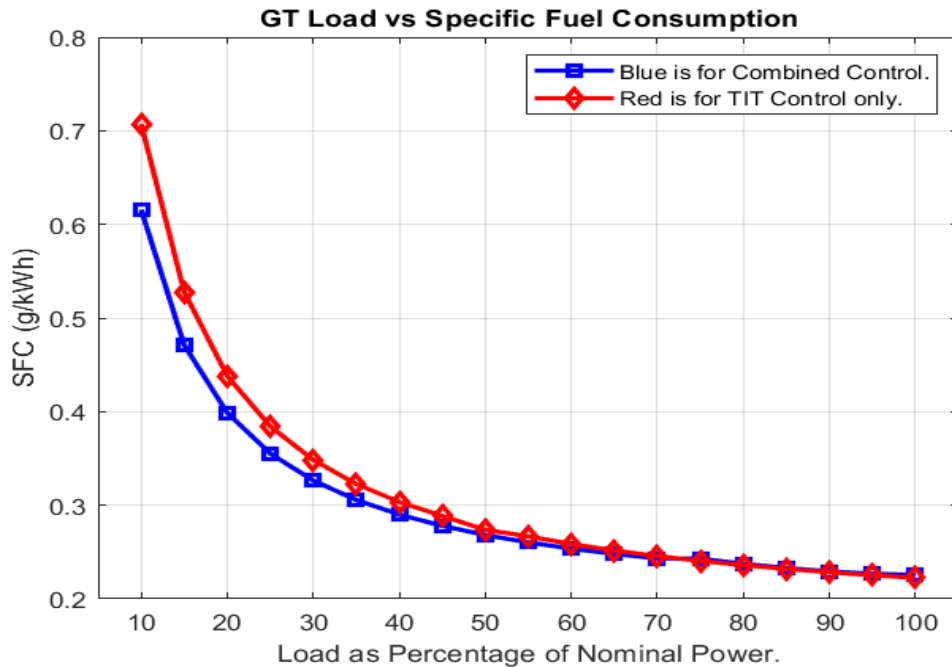
Αναφορικά με τον λόγο καυσίμου – αέρα, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 116**, ο ίδιος αυξάνεται για χρήση της μεθόδου ελέγχου μέσω των *IGV's*, ενώ μειώνεται για χρήση της μεθόδου ελέγχου μέσω της *TIT*. Όπως έχει ήδη σημειωθεί, η συμπεριφορά αυτή οφείλεται στην διατήρηση σταθερής μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου για μεταβλητή παροχή μάζας. Το γεγονός αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο λόγος καυσίμου – αέρα της συνδυαστικής μεθόδου να εμφανίζεται αυξημένος, στο σύνολό του, συγκριτικά με αυτόν της μεθόδου εξ' ολοκλήρου ελέγχου μέσω της *TIT*. Η απόκλιση λόγω προσέγγισης μεταξύ των δύο μεθόδων στο ονομαστικό σημείο είναι 1.94%, ενώ η αύξηση του λόγου αέρα – καυσίμου μεταξύ του ονομαστικού σημείου και του σημείου τερματισμού του αλγόριθμου για έλεγχο μέσω των *IGV's* είναι 3.96%.



Σχήμα 117. Θερμικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει του φορτίου (Combined Control).

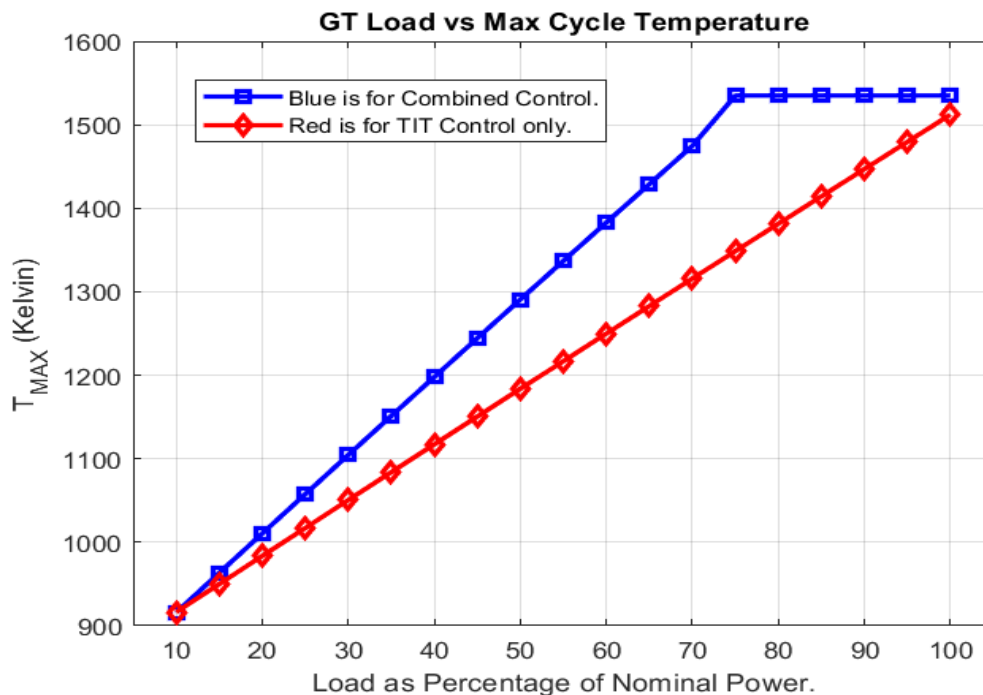
Αναφορικά με τον θερμικό βαθμό απόδοσης από το ονομαστικό φορτίο έως και το 75% του ίδιου, οι τιμές για τις δύο μεθόδους, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 117**, συγκλίνουν σε μεγάλο βαθμό (η ποσοστιαία διαφορά στο ονομαστικό φορτίο είναι 1.4%). Παρ' όλα αυτά στο σημείο τερματισμού της μεθόδου ελέγχου μέσω των *IGV's*, εξαιτίας της υψηλά διατηρημένης μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου, ο θερμικός βαθμός απόδοσης της συνδυαστικής μεθόδου εμφανίζεται αυξημένος ενώ ο ρυθμός μείωσής του εμφανίζεται μειωμένος συγκριτικά με την μέθοδο εξ' ολοκλήρου ελέγχου μέσω της *TIT*. Η μεγαλύτερη ποσοστιαία διαφορά στις τιμές μεταξύ των δύο μεθόδων εμφανίζεται στο σημείο που αντιστοιχεί στο 10% του ονομαστικού φορτίου και είναι της τάξης του 13%. Αντίστροφη συμπεριφορά από αυτή του θερμικού βαθμού

απόδοσης ακολουθούν οι καμπύλες για την ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η σχέση αντίστροφης αναλογίας μεταξύ του θερμικού βαθμού απόδοσης και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου έχει τονιστεί σε προηγούμενες παραγράφους, επομένως η συμπεριφορά των καμπυλών του **Σχήματος 118** είναι η αναμενόμενη.

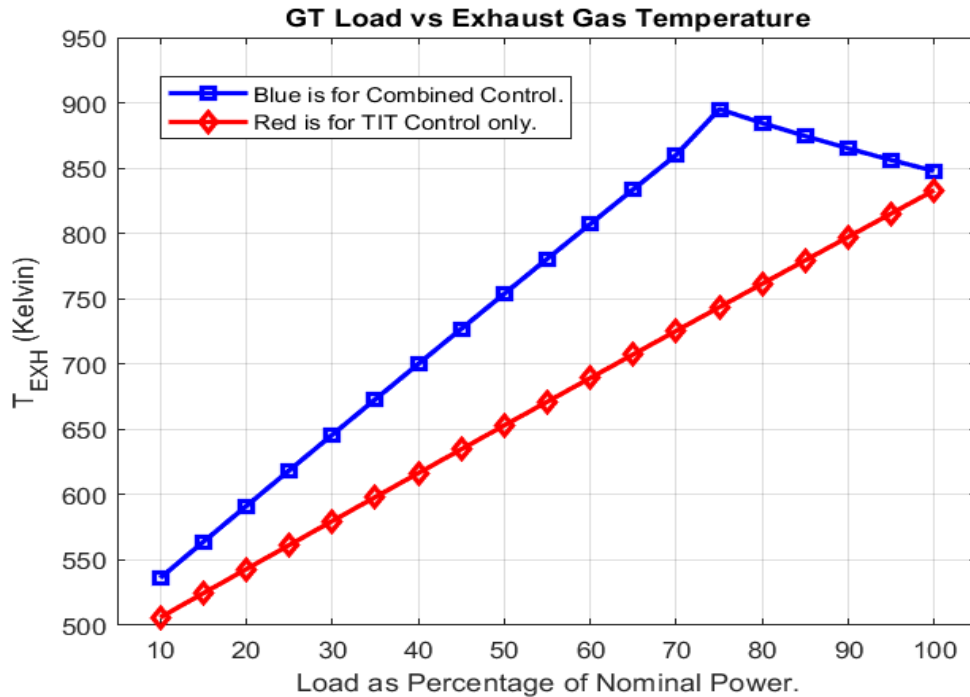


Σχήμα 118. Ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει του φορτίου (Combined Control).

Η μέγιστη ποσοστιαία διαφορά μεταξύ των τιμών των δύο μεθόδων εμφανίζεται στο σημείο που αντιστοιχεί στο 10% του ονομαστικού φορτίου και είναι της τάξης του 13%.



Σχήμα 119. Μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου συναρτήσει του φορτίου (Combined Control).



Σχήμα 120. Θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων συναρτήσει του φορτίου (Combined Control).

Η θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων αποτελεί παράγοντα μεγάλης σημασίας για το θέμα που πραγματεύεται η παρούσα εργασία, καθώς επιφέρει ισχυρό αντίκτυπο στην λειτουργία και στις επιδόσεις του συνδυασμένου κύκλου. Όπως είναι ορατό στο **Σχήμα 120** η θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων είναι υψηλότερη για την μέθοδο συνδυασμένου ελέγχου, γεγονός που την καθιστά καταλληλότερη για εφαρμογή σε συνδυασμένο κύκλο [127]. Το χαρακτηριστικό αυτό οφείλεται στις επιδόσεις της μεθόδου ελέγχου μέσω των *IGV's*, η οποία διατηρεί υψηλό βαθμό απόδοσης, για υψηλά φορτία, με ταυτόχρονη διατήρηση της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου (**Σχήμα 119**). Σύμφωνα με τους *Facchini et al.*, η μέθοδος ελέγχου μέσω των *IGV's* συνεισφέρει στην επίτευξη υψηλότερου βαθμού απόδοσης του συνδυασμένου κύκλου, εξ' αιτίας της καθυστερημένης μείωσης της θερμοκρασίας των καυσαερίων που την χαρακτηρίζει. Το σφάλμα προσέγγισης ανάμεσα στις δύο μεθόδους για το ονομαστικό φορτίο είναι της τάξης του 1.72%. Η μεγαλύτερη ποσοστιαία διαφορά μεταξύ των δυο μεθόδων εμφανίζεται για φορτίο που αντιστοιχεί στο 75% του ονομαστικού κατά το οποίο η συνδυαστική μέθοδος παρουσιάζει 16% υψηλότερη θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων.

4.3.3 Μοντελοποίηση λειτουργίας ατμοστρόβιλου και συνδυασμένου κύκλου σε μερικά φορτία

Βάσει των *Guoqiang Zhang et al. (2016)* [128], ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του ατμοστρόβιλου αποτελεί συνάρτηση της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου και

μπορεί να διορθωθεί σύμφωνα με την μέθοδο που χρησιμοποιείται στο εμπορικό λογισμικό *Epsilon 11*.

Βάσει της εν λόγω μεθόδου και θεωρώντας ότι ο βαθμός απόδοσης του *HRSG* και η μέγιστη πίεση του κύκλου *Rankine* παραμένουν αμετάβλητα για λειτουργία σε μερικά φορτία, η αλληλουχία που ακολουθήθηκε αναφορικά με τον τρόπο υπολογισμού έχει ως εξής:

- Υπολογισμός λόγου παροχών μάζας εργαζόμενου μέσου:

$$M_w = \frac{\dot{m}'_w}{\dot{m}_w}$$

όπου,

\dot{m}'_w : η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου στο εκάστοτε φορτίο αεριοστρόβιλου και μέγιστη πίεση κύκλου *Rankine*.

\dot{m}_w : η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου στο ονομαστικό φορτίο του αεριοστρόβιλου και στην εκάστοτε μέγιστη πίεση του κύκλου *Rankine*.

- Διόρθωση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης αμοστρόβιλου:

$$\eta'_{st} = \eta_{st}(0.701 + 1.0535M_w - 2.1812M_w^2 + 2.4443M_w^3 - 1.0176M_w^4)$$

- Υπολογισμός ενθαλπίας στην Θέση 6 του κύκλου *Rankine* (Σχήμα 57):

$$h'_6 = h_5 - \eta'_{st} * (h_5 - h_{6,is}) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

- Υπολογισμός ειδικού έργου αμοστρόβιλου:

$$w'_{st} = (h_5 - h'_6) \left(\frac{kJ}{kg_{vapor}} \right)$$

- Υπολογισμός καθαρού ειδικού έργου αμοστρόβιλου:

$$w'_{st_{net}} = w'_{st} - w_{pump} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

- Υπολογισμός καθαρής ισχύος κύκλου *Rankine*:

$$W'_{RC} = \dot{m}'_w * w'_{st_{net}} \text{ (kW)}$$

- Υπολογισμός εκμεταλλεόμενης θερμότητας καυσαερίων:

$$Q_{EXH} = \dot{m}_g * C_{pg} * (T_H - T_L) \text{ (kW)}$$

- Υπολογισμός θερμικού βαθμού απόδοσης κύκλου *Rankine*:

$$\eta'_{RC} = \frac{W'_{RC}}{Q'_{EXH}}$$

Για τον συνδυασμένο κύκλο οι επιδόσεις γίνονται:

- Υπολογισμός ισχύος συνδυασμένου κύκλου:

$$W'_{cc} = W'_{GT} + W'_{RC} \text{ (kW)}$$

- Υπολογισμός ποσοστού ισχύος κύκλου *Rankine* συγκριτικά με την ισχύ του αεριοστρόβιλου:

$$A' = \frac{W'_{RC}}{W'_{GT}} \%$$

- Υπολογισμός ποσοστού ισχύος κύκλου *Rankine* συγκριτικά με την ισχύ του συνδυασμένου κύκλου:

$$B' = \frac{W'_{RC}}{W'_{cc}} \%$$

- Υπολογισμός θερμικού βαθμού απόδοσης συνδυασμένου κύκλου:

$$\eta'_{cc} = \frac{W'_{cc}}{f' * \dot{m}'_a * LHV}$$

4.3.4. Αποτελέσματα προσομοίωσης συνδυασμένου κύκλου σε μερικά φορτία

Για την λήψη αποτελεσμάτων αναφορικά με την λειτουργία του συνδυασμένου κύκλου, πραγματοποιήθηκε συνδυασμός των παραγράφων 4.3.1 και 4.3.3. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν στην παράγραφο 4.3.2 αναφορικά με την παροχή μάζας καυσαερίων και την θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων από τον αεριοστρόβιλο, για κάθε τιμή του φορτίου, χρησιμοποιήθηκαν ως δεδομένα εισόδου για τον υπολογισμό των επιδόσεων του κύκλου Rankine και κατ' επέκταση του συνδυασμένου κύκλου. Σύμφωνα με την περιγραφόμενη διαδικασία υπολογίστηκαν οι επιδόσεις του συνδυασμένου κύκλου για μέγιστη πίεση εργαζόμενου μέσου 20, 40, 60 και 80 bar και φορτίο αεριοστρόβιλου από το ονομαστικό έως και το 10% του ίδιου, με βήμα μείωσης 10%. Ενδεικτικά, στον **Πίνακα 28**, παρατίθενται οι τιμές των προαναφερθέντων επιδόσεων για μέγιστη πίεση κύκλου Rankine ίση με 60 bar. Οι τιμές των αποτελεσμάτων για τις υπόλοιπες πιέσεις παρατίθενται στο **Παράρτημα Β**.

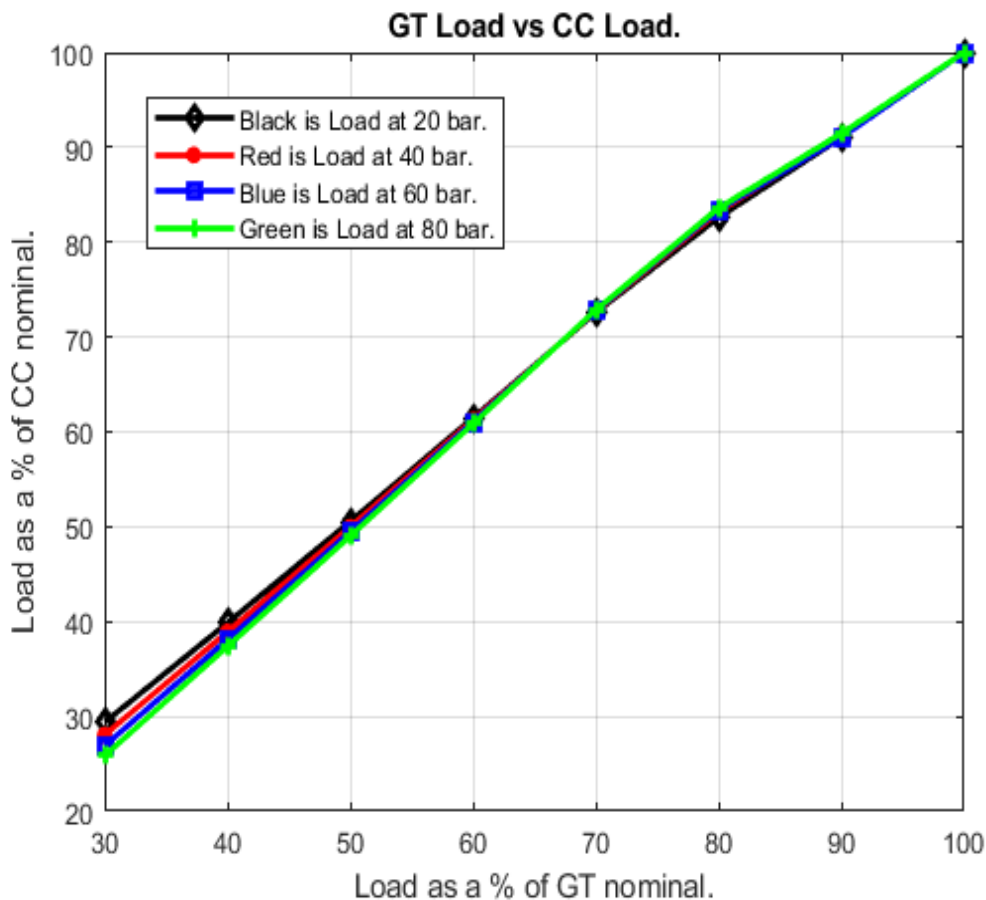
60 bar								
GT Load %	$\dot{m}_w \left(\frac{kg}{s}\right)$	$T_L (K)$	$T_{sv} (K)$	$w_{stnet} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$W_{RC} (kW)$	$W_{cc} (kW)$	η_{RC}	η_{cc}
100	9.770	428.1	752.4	1168.7	11418	35804	0.345	0.4779
90	9.010	422.3	761	1194.8	10765	32713	0.3475	0.4812
80	8.533	416.3	769.8	1213.7	10357	29865	0.3483	0.4774
70	7.700	423.8	758.8	1167.2	8987	26057	0.3406	0.4647
60	6.684	441.3	732.8	1080.1	7220	21851	0.3271	0.4359
50	5.552	461	703.7	1059.8	5517	17710	0.313	0.4009
40	4.282	483.2	670.7	907.9	3887	13642	0.2985	0.357
30	2.841	508.5	633.2	814.8	2315	9630	0.2812	0.2986
20	1.168	538	589.4	686.6	802.1	5679.3	0.252	0.2162
10	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

Πίνακας 28. Τιμές επιδόσεων συνδυασμένου κύκλου για μέγιστη πίεση Rankine, 60 bar.

60 bar								
GT Load %	$\dot{m}_w \left(\frac{kg}{s}\right)$	$T_L (K)$	$T_{SV} (K)$	$w_{stnet} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$W_{RC} (kW)$	$W_{CC} (kW)$	η_{RC}	η_{CC}
100-90	-8.43	-1.37	1.13	2.18	-6.07	-9.45	0.72	0.69
90-80	-5.59	-1.42	1.14	1.56	-3.94	-9.54	0.23	-0.80
80-70	-10.83	1.75	-1.45	-3.98	-15.24	-14.61	-2.26	-2.73
70-60	-15.19	3.97	-3.55	-8.06	-24.47	-19.25	-4.13	-6.61
60-50	-20.39	4.27	-4.14	-1.92	-30.87	-23.38	-4.50	-8.73
50-40	-29.67	4.59	-4.91	-16.73	-41.93	-29.82	-4.86	-12.30
40-30	-50.73	4.98	-5.93	-11.43	-67.90	-41.66	-6.15	-19.56
30-20	-143.16	5.49	-7.43	-18.67	-188.62	-69.56	-11.59	-38.11

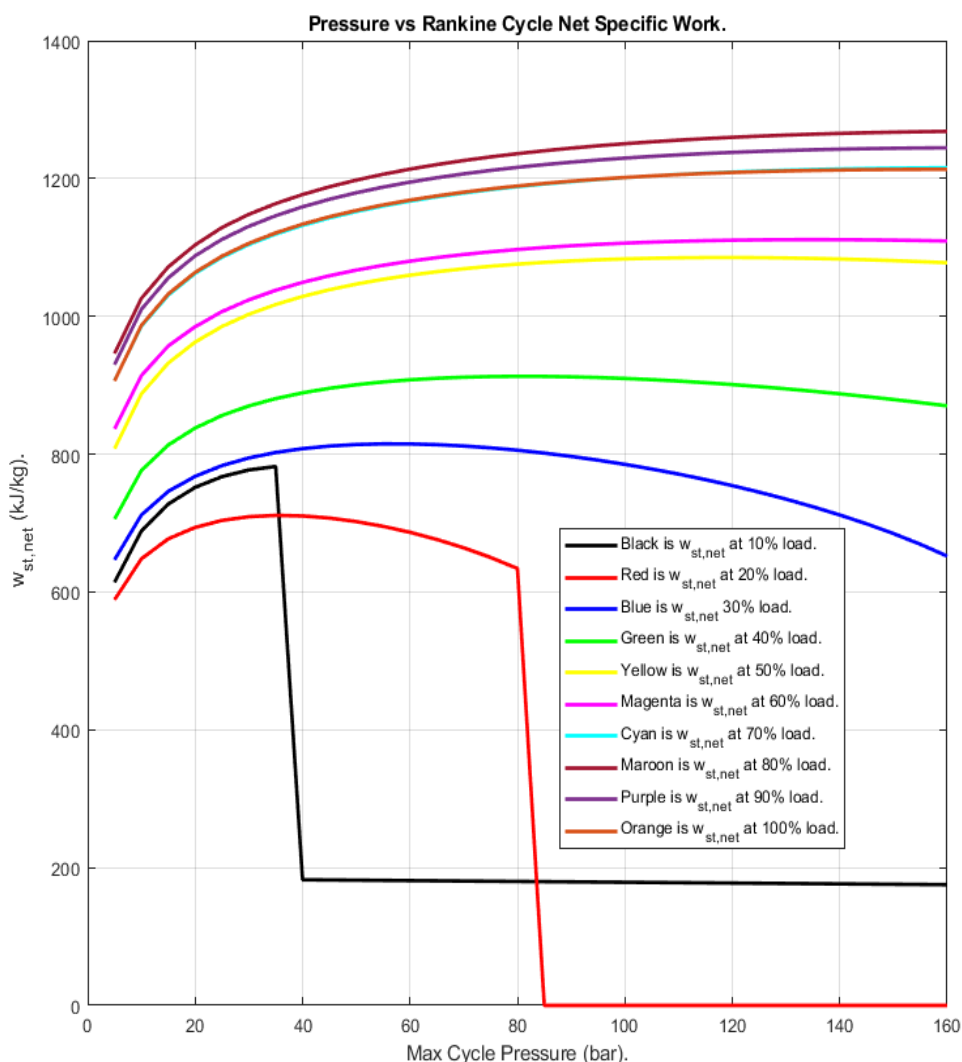
Πίνακας 29. Ποσοστιαίες μεταβολές επιδόσεων συνδυασμένου κύκλου, για κάθε βήμα μείωσης φορτίου του αεριοστρόβιλου.

Οι τιμές των παραπάνω πινάκων αφορούν τις επιδόσεις του συνδυασμένου κύκλου συγκριτικά με το φορτίο του αεριοστρόβιλου. Παρ' όλα αυτά, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 121**, το φορτίο του αεριοστρόβιλου δεν ταυτίζεται με αυτό του συνδυασμένου κύκλου.

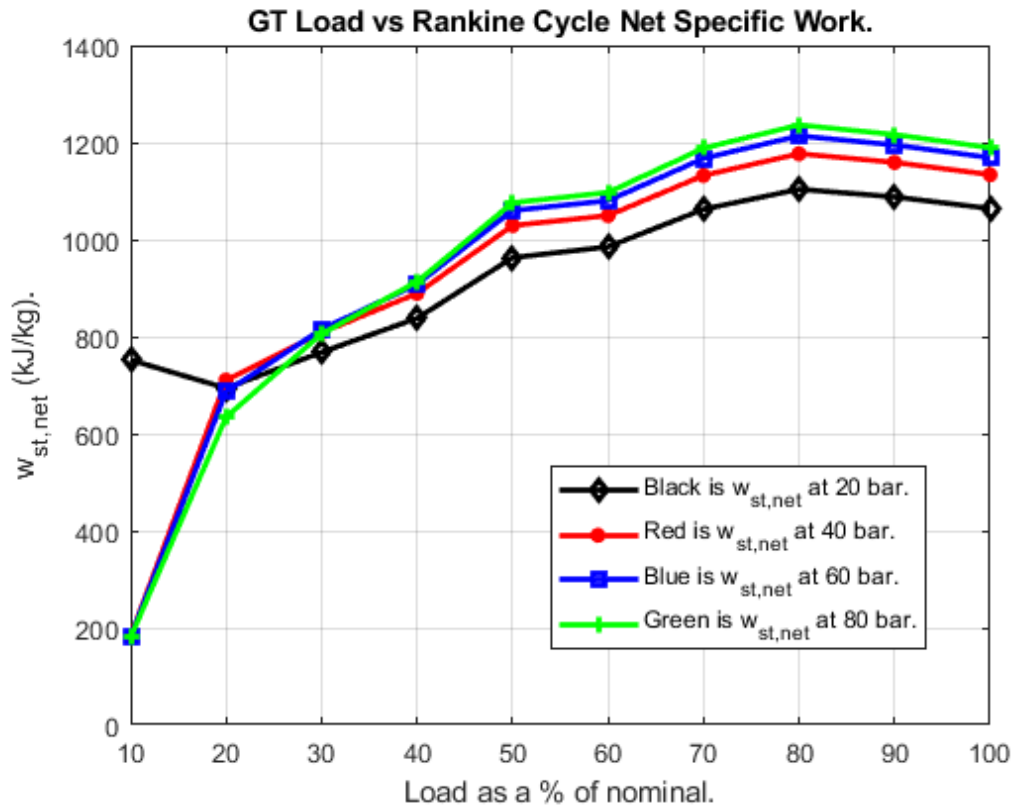


Σχήμα 121. Ποσοστιαίο φορτίο αεριοστρόβιλου συγκριτικά με το φορτίο του συνδυασμένου κύκλου.

Συγκεκριμένα, η διαφορά μεταξύ των δύο αυξάνεται για μείωση του φορτίου του αεριοστρόβιλου και αντίστοιχη αύξηση της μέγιστης πίεσης του κύκλου Rankine. Η μεγαλύτερη διαφορά τους εμφανίζεται για φορτίο 30% και μέγιστη πίεση εργαζόμενου μέσου 80 bar και είναι της τάξης του 13.8 %. Παρ' ότι η εν λόγω διαφορά αποτελεί επιλήψιμο αποτέλεσμα, δεδομένου ότι για το μεγαλύτερο εύρος των εν λόγω φορτίων η μεταξύ τους διαφορά είναι της τάξης του 1 – 2 %, καθώς και της πρόθεσης για σύγκριση αποτελεσμάτων με διαφορετικές πιέσεις εργαζόμενου μέσου, σε κοινά γραφήματα (πράγμα αδύνατο για μεταβαλλόμενο φορτίο μεταξύ των πιέσεων), τα αποτελέσματα των επιδόσεων του συνδυασμένου κύκλου θα δίνονται συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.



Σχήμα 122. Μέγιστη πίεση εργαζόμενου μέσου συναρτήσει του καθαρού ειδικού έργου του αμμοστρόβιλου.



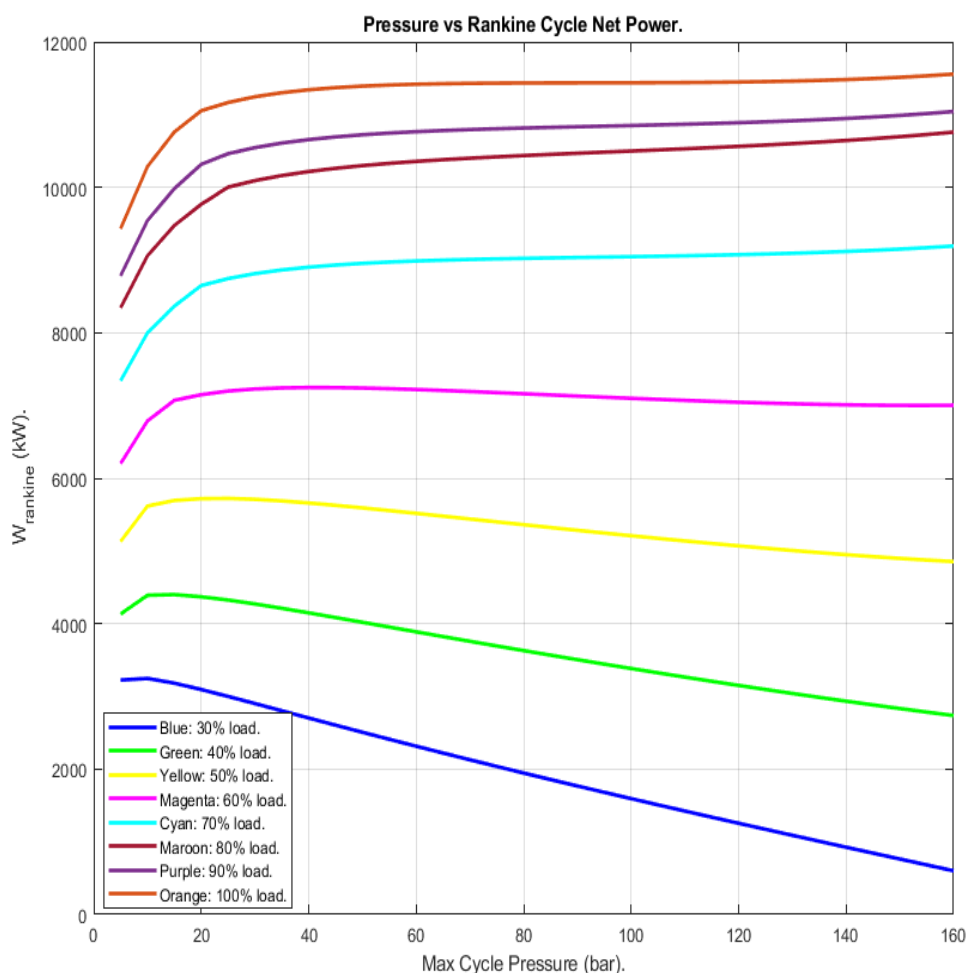
Σχήμα 123. Καθαρό ειδικό έργο ατμοστρόβιλου συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.

Όπως έχει ήδη επεξηγηθεί στο κεφάλαιο 4.2.4, το καθαρό ειδικό έργο του ατμοστρόβιλου αυξάνεται για αύξηση της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου και επομένως η γενικότερη συμπεριφορά των καμπυλών των **Σχημάτων 122** και **123** είναι η αναμενόμενη. Παρ' όλα αυτά από το **Σχήμα 122** παρατηρείται πως το έργο που αντιστοιχεί σε φορτίο αεριοστρόβιλου 80% είναι στο σύνολό του υψηλότερο από αυτό που αντιστοιχεί σε φορτίο 100%. Η εξήγηση του φαινομένου αυτού κείται στο **Σχήμα 120**. Για υψηλά φορτία αεριοστρόβιλου (έως και 75%) η χρησιμοποιούμενη μέθοδος ελέγχου της ισχύος του είναι η μέθοδος μεταβολής της γωνίας των *IGV*, η οποία συνεπάγεται αύξηση της θερμοκρασίας αποβολής των καυσαερίων. Εκ του αποτελέσματος για φορτίο 80% η θερμοκρασία των καυσαερίων που εισέρχονται στο *HRSG* είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη για φορτίο 100%. Το γεγονός αυτό συνεπάγεται υψηλότερη θερμοκρασία υπερθέρμανσης του ατμού και επομένως αύξηση του ειδικού έργου του ατμοστρόβιλου. Το ίδιο ισχύει και για φορτίο 90%.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει επίσης η συμπεριφορά των καμπυλών για φορτίο 10 και 20% του **Σχήματος 122**. Για τα φορτία αυτά, το χρησιμοποιούμενο μοντέλο βγαίνει εκτός προδιαγραφών λειτουργίας και η αλληλουχία υπολογισμών καταρρέει. Ουσιαστικά, για πιέσεις μεγαλύτερες των 35 bar, για την καμπύλη του 10% του ονομαστικού φορτίου, και μεγαλύτερες των 80 bar, για την καμπύλη του 20% του ονομαστικού φορτίου, η θερμότητα των καυσαερίων δεν είναι αρκετή για την παραγωγή ατμού των προδιαγραφών που τέθηκαν (*T,P*). Το φαινόμενο αυτό είναι ορατό και στο **Σχήμα 123**,

καθώς για 10% φορτίο αεριοστρόβιλου, μόνο η καμπύλη των 20 bar προσφέρει έγκυρα αποτελέσματα.

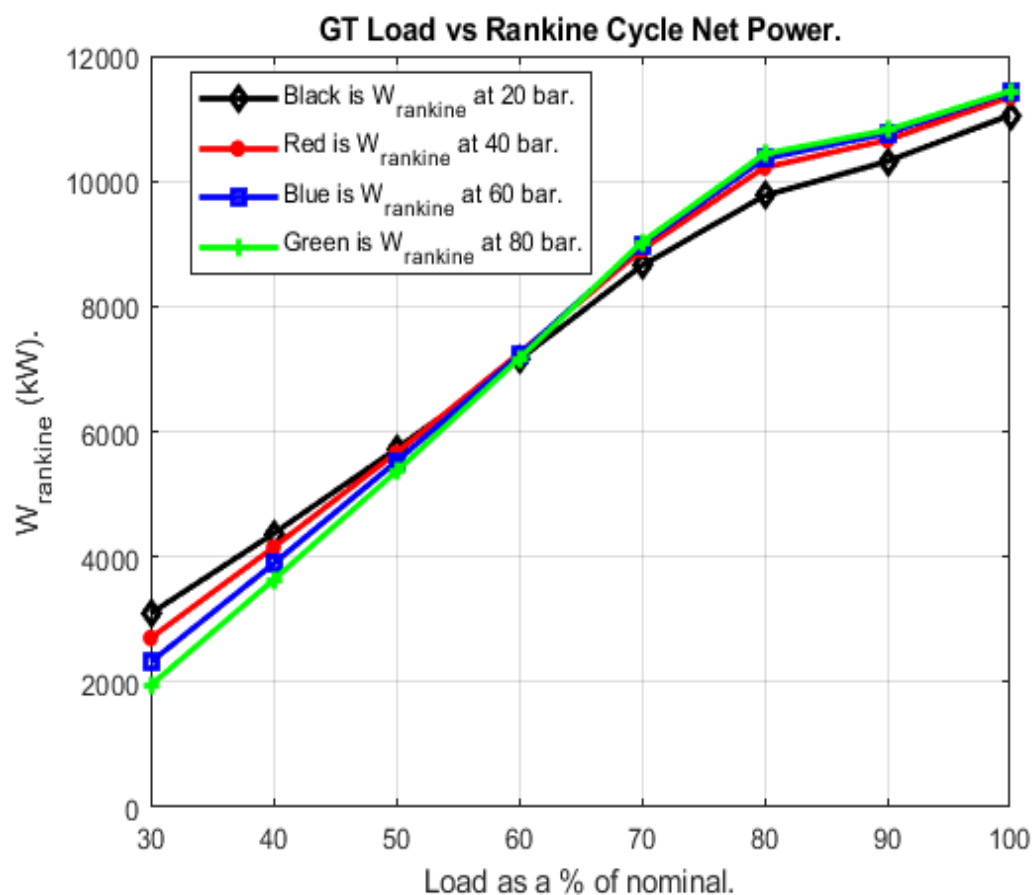
Σύμφωνα με τα παραπάνω, από τα αποτελέσματα των μεγεθών που ακολουθούν, οι τιμές για τα φορτία 10% και 20% του αεριοστρόβιλου έχουν αφαιρεθεί.



Σχήμα 124. Ισχύς ατμοστρόβιλου συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του κύκλου.

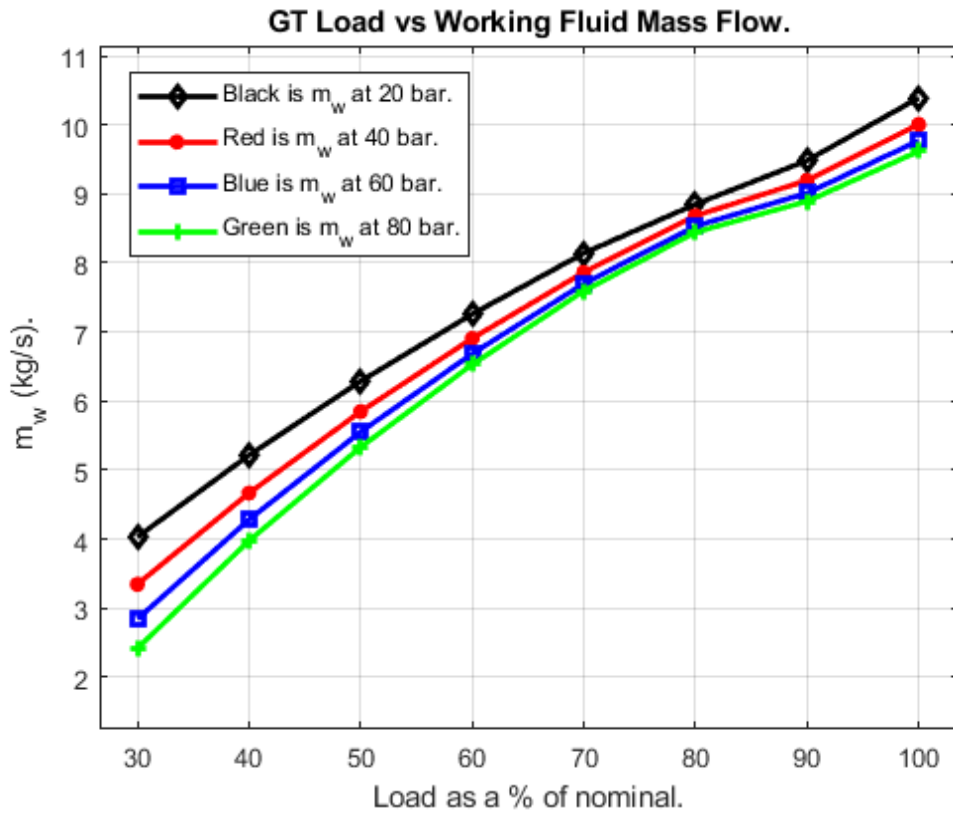
Αναφορικά με την ισχύ του κύκλου Rankine, από το Σχήμα 124 προκύπτει ότι η μέγιστη ισχύς εμφανίζεται για το ονομαστικό φορτίο του αεριοστρόβιλου, παρ' όλο που το καθαρό ειδικό έργο του ατμοστρόβιλου είναι μέγιστο για φορτίο 80% του ονομαστικού. Η παραπάνω πρόταση αιτιολογείται από την εξάρτηση της ισχύος του ατμοστρόβιλου από την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου. Για ονομαστικό φορτίο λειτουργίας του αεριοστρόβιλου, η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine είναι μέγιστη, πράγμα που οφείλεται στην παροχή μάζας των καυσαερίων η οποία είναι επίσης μέγιστη καθώς τα IGV είναι πλήρως ανοιχτά. Η αναλογική σχέση

της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου και της παροχής μάζας των καυσαερίων είναι εμφανής στην σχέση (3).

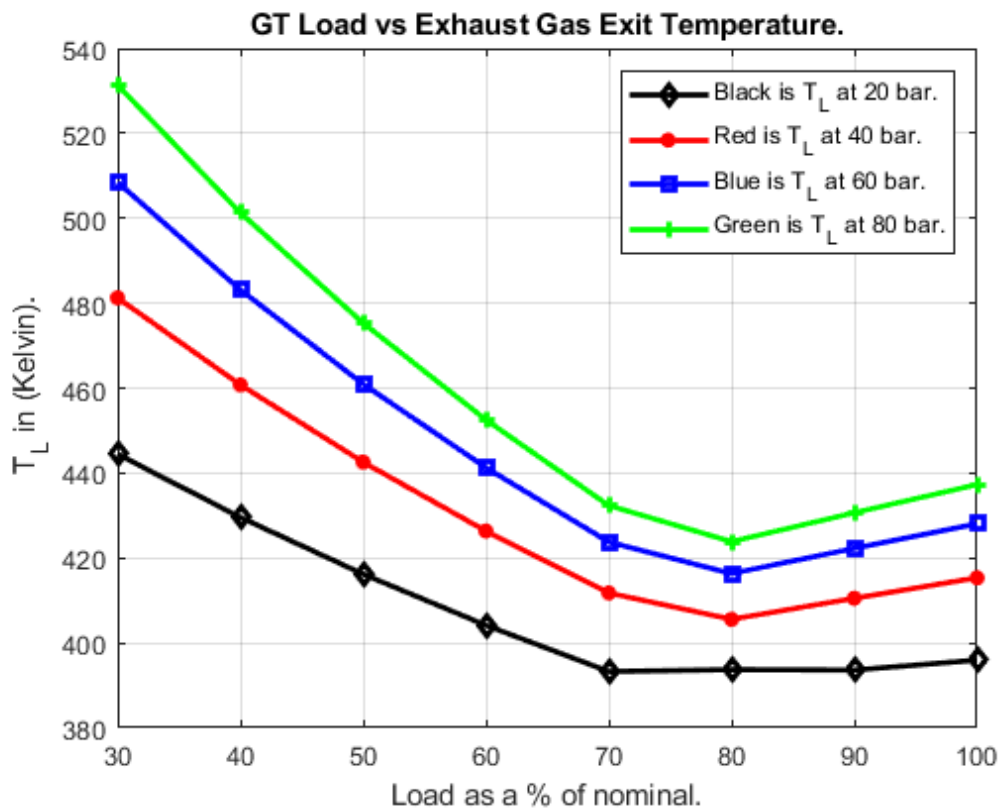


Σχήμα 125. Ισχύς κύκλου Rankine συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.

Από το **Σχήμα 125** προκύπτει η παρατήρηση πως για αύξηση της πίεσης του ατμού η ισχύς εμφανίζεται μειωμένη για χαμηλότερα φορτία (έως και 60%) ενώ το φαινόμενο αυτό αντιστρέφεται για μεγαλύτερα φορτία (πάνω από 60%). Αυτό οφείλεται σε συνδυασμό της συμπεριφοράς της θερμοκρασίας κορεσμού του νερού, για την εκάστοτε πίεση, με την προσφερόμενη θερμότητα που προκύπτει από την θερμοκρασία των καυσαερίων. Συγκεκριμένα για χαμηλότερες πιέσεις του κύκλου Rankine, η θερμοκρασία κορεσμού του νερού είναι αισθητά χαμηλότερη με αποτέλεσμα η προσφερόμενη θερμότητα των καυσαερίων να επαρκεί για υπερθέρμανση μεγαλύτερης ποσότητας ατμού στις καθορισμένες παραμέτρους (P, T). Με αύξηση του φορτίου, που συνεπάγεται αύξηση της προσφερόμενης θερμότητας των καυσαερίων, επιτρέπεται πλέον η αύξηση της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου. Αποτελεσματικά, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 126**, η διαφορά μεταξύ των παροχών για τις πιέσεις 20 και 80 bar, μειώνεται από 40.2%, για φορτίο αεριοστρόβιλου 30%, σε 7.41%, για φορτίο αεριοστρόβιλου 100%. Σε συνδυασμό με την αυξημένη πίεση του ατμού η ισχύς για μεγάλες πιέσεις εμφανίζεται, επίσης, αυξημένη.

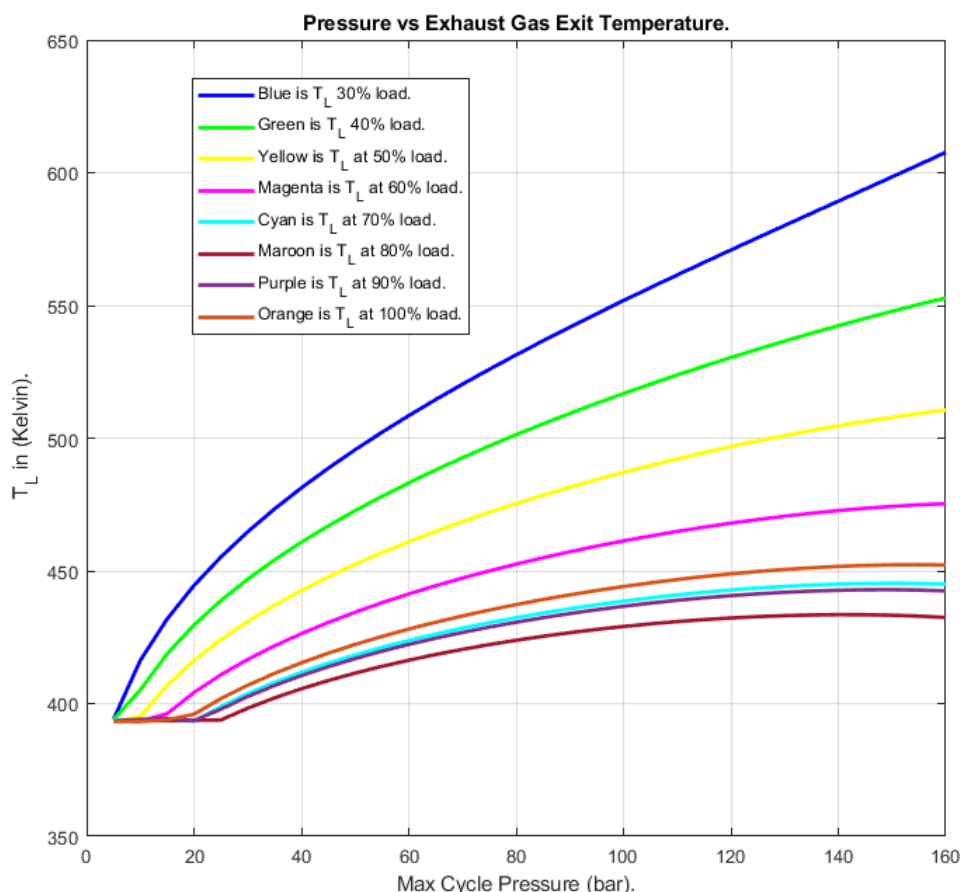


Σχήμα 126. Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.



Σχήμα 127. Θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.

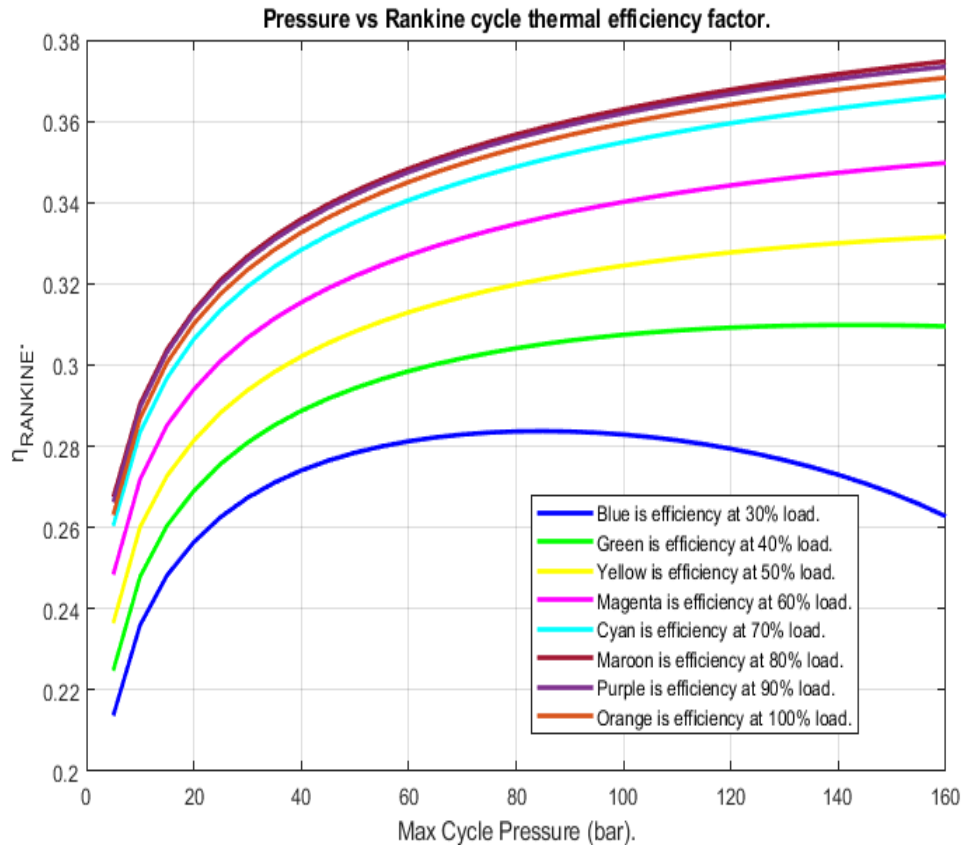
Όπως έχει ήδη αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο, η θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων από το *HRS*G είναι αντιστρόφως ανάλογη της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου και επομένως η μορφή του **Σχήματος 127** είναι αναμενόμενη.



Σχήμα 128. Θερμοκρασία αποβολής καυσαερίων συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.

Αντίστοιχη συμπεριφορά ακολουθείται και από το **Σχήμα 128**. Οι καμπύλες των θερμοκρασιών αποβολής των καυσαερίων κατανέμονται με σειρά φθίνουσα για αντίστροφα, αύξουσα κατανομή της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου, όπως καταδεικνύεται στον **Πίνακα 29**, ενώ για υψηλά φορτία (από 80 έως 100%) εξ' αιτίας της αλλαγής μεθόδου ελέγχου της ισχύος του αεριοστρόβιλου, που συνεπάγεται σταθεροποίηση της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου, οι καμπύλες της T_L εμφανίζονται ελαφρώς αυξημένες συγκριτικά με τις αναμενόμενες τιμές τους.

Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου *Rankine* εξαρτάται αναλογικά από την ισχύ του ίδιου και αντιστρόφως ανάλογα από την εκμεταλλεύσιμη θερμότητα των καυσαερίων. Δεδομένου ότι η ισχύς έχει αυξητική πορεία για αύξηση της μέγιστης πίεσης του κύκλου, και ότι η εκμεταλλεύσιμη θερμότητα των καυσαερίων έχει μειούμενη πορεία εξ' αιτίας της αύξησης της θερμοκρασίας αποβολής καυσαερίων, η συμπεριφορά των καμπυλών του **Σχήματος 129** είναι αναμενόμενη.



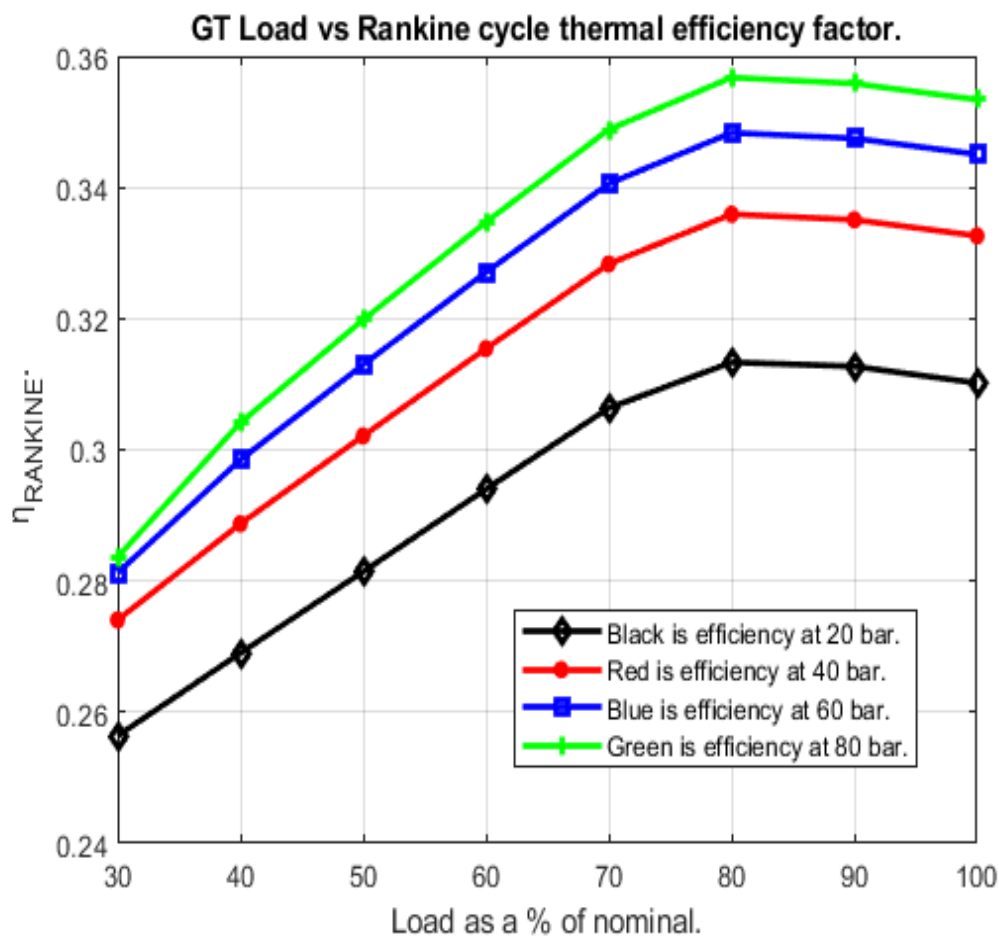
Σχήμα 129. Βαθμός απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.

Όπως και για το καθαρό ειδικό έργο του αμοστροβίλου, έτσι και εδώ ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine εμφανίζεται υψηλότερος για τα φορτία 80% και 90% του αεριοστροβίλου, συγκριτικά με το ονομαστικό φορτίο. Αυτό δικαιολογείται από τον ρυθμό μεταβολής των εμπλεκόμενων μεγεθών, ο οποίος παρουσιάζεται στον Πίνακα 30.

60 bar				
Load (%)	$W_{RC}(kW)$	$\frac{W_{RC(i+1)} - W_{RC(i)}}{W_{RC(i+1)}} \%$	$Q_{EXH}(kW)$	$\frac{Q_{EXH(i+1)} - Q_{EXH(i)}}{Q_{EXH(i+1)}} \%$
100	11418	-6.07	33065	-6.72
90	10765	-3.94	30983	-4.20
80	10357	-15.24	29733	-12.67
70	8987	-24.51	26389	-19.54
60	7218	-30.83	22075	-25.23
50	5517	-41.93	17627	-35.34
40	3887	-67.90	13024	-58.23
30	2315		8231	

Πίνακας 30. Ποσοστιαίες μεταβολές ισχύος Rankine και εκμεταλλεύσιμης θερμότητας καυσαερίων για κάθε βήμα μείωσης του φορτίου (60 bar).

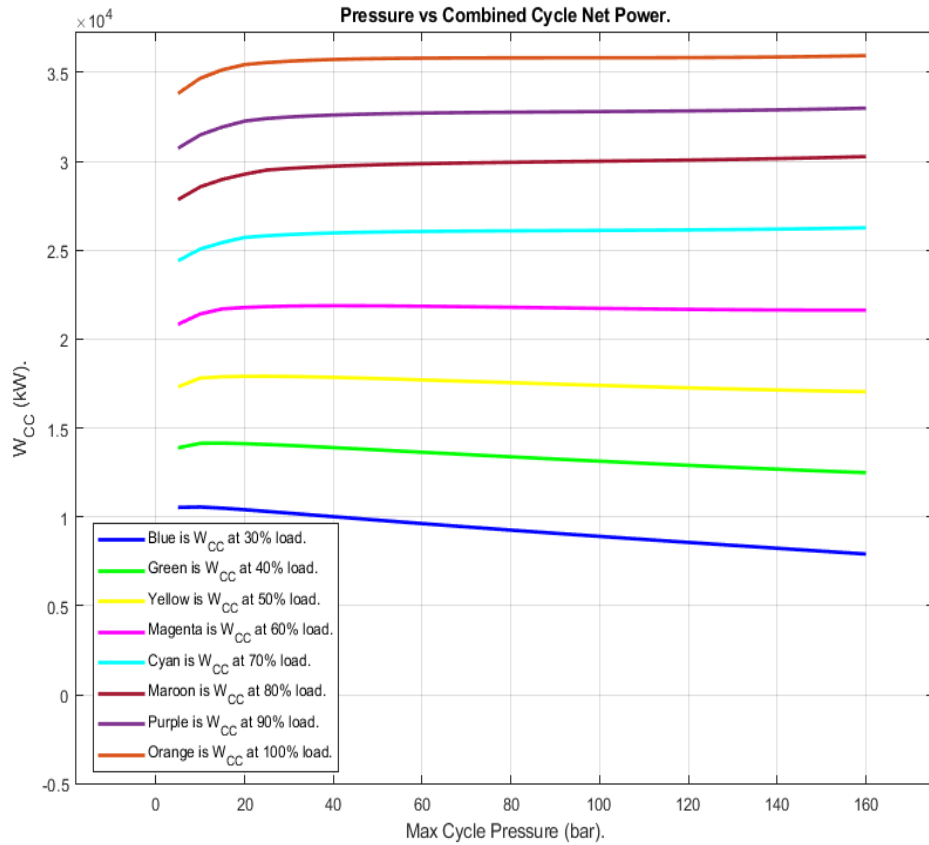
Η ποσοστιαία μείωση της ισχύος από το 100% φορτίο έως και το 90% είναι μικρότερη από αυτή της εκμεταλλευμένης θερμότητας των καυσαερίων με αποτέλεσμα το κλάσμα $\frac{W_{RANKINE}}{Q_{exhaust}}$ να αυξάνεται. Αυτό επαναλαμβάνεται για τις ποσοστιαίες μεταβολές από το 90% στο 80% φορτίο. Για όλες τις επόμενες μεταβολές, η ποσοστιαία μείωση της ισχύος είναι μεγαλύτερη από αυτή της εκμεταλλευμένης θερμότητας με αποτέλεσμα το κλάσμα του βαθμού απόδοσης να μειώνεται.



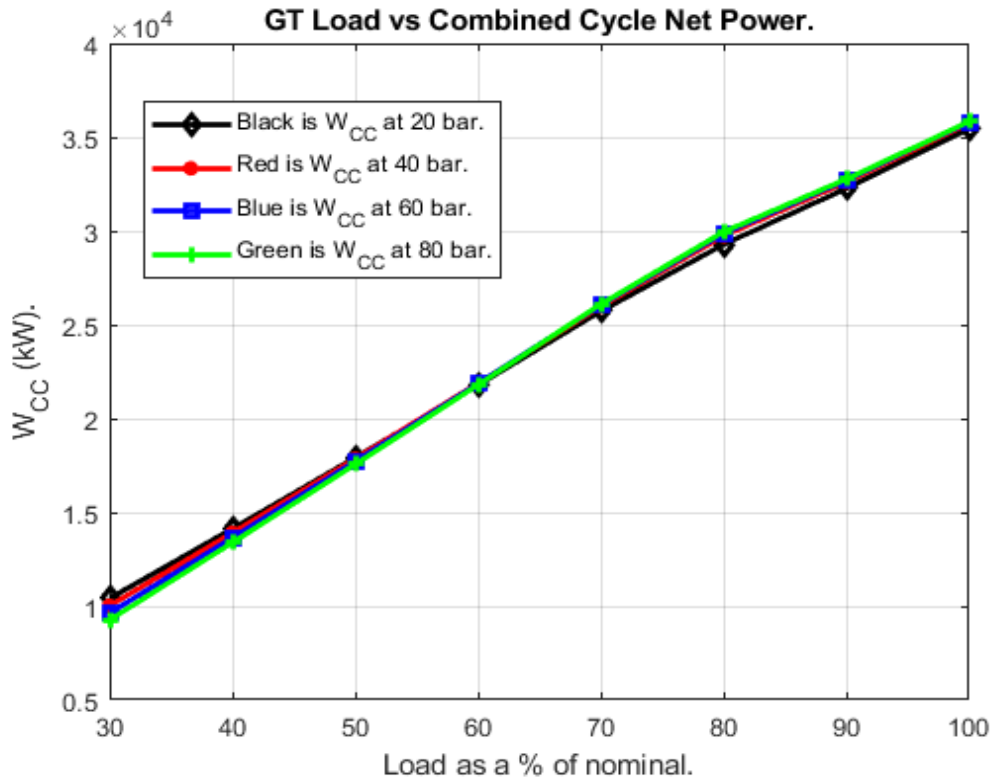
Σχήμα 130. Θερμικός βαθμός απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.

Η παραπάνω περιγραφόμενη αλληλουχία είναι εμφανής και στο **Σχήμα 130**.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει, επίσης, η τάση της καμπύλης για φορτίο 30% του **Σχήματος 129**. Η εν λόγω καμπύλη για σχετικά υψηλές πιέσεις (πάνω από 80 bar) μειώνεται. Αυτό οφείλεται στην αντίστοιχη μείωση της ισχύος του **Σχήματος 124**, η οποία προκύπτει για τους λόγους που αναφέρθηκαν παραπάνω.

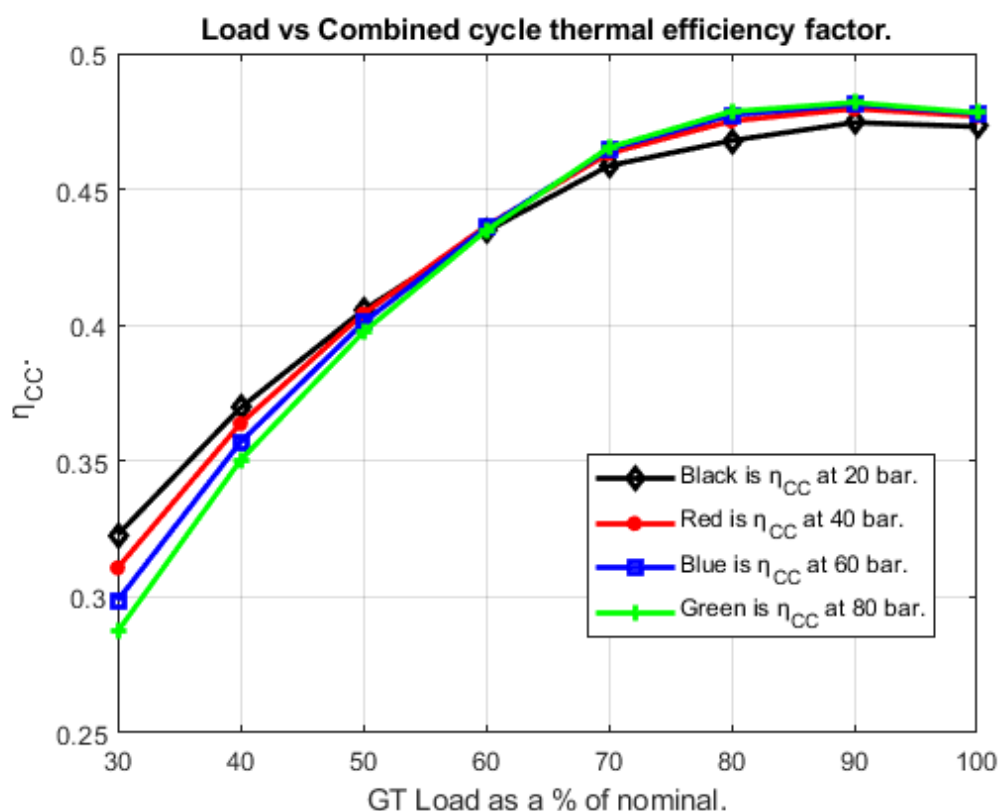


Σχήμα 131. Ισχύς συνδυασμένου κύκλου συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.



Σχήμα 132. Ισχύς συνδυασμένου κύκλου συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.

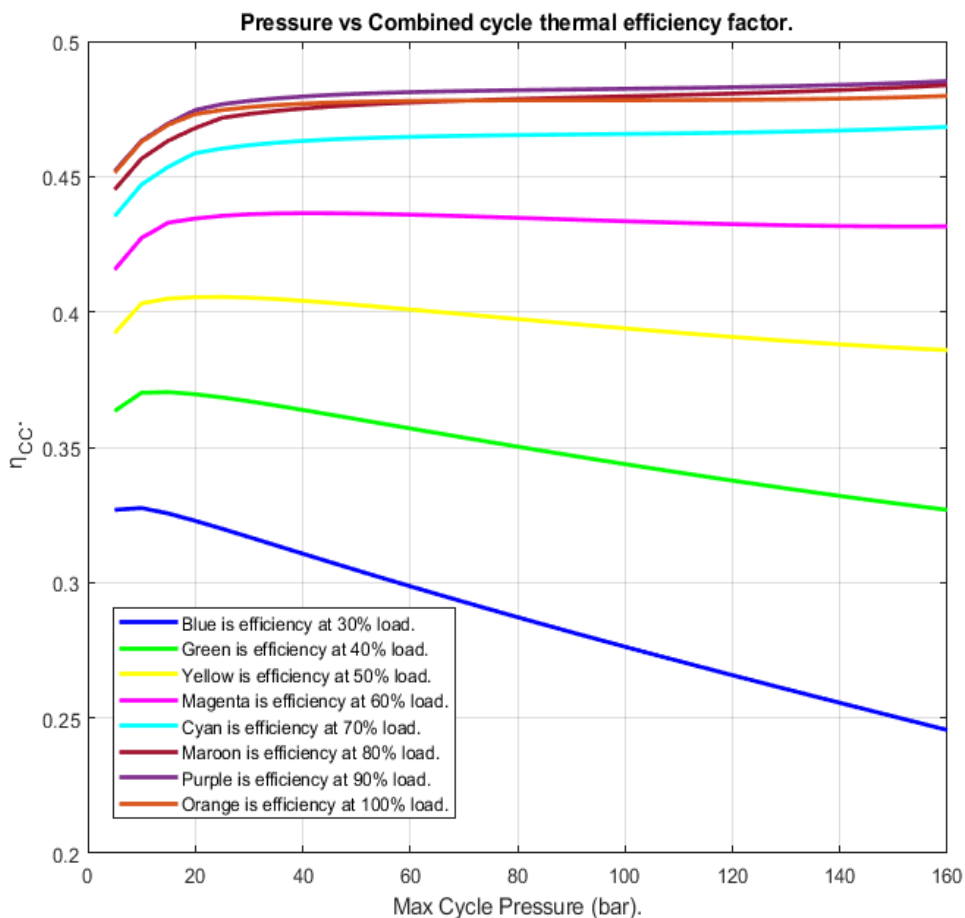
Η ισχύς του συνδυασμένου κύκλου προκύπτει προσθέτοντας στην ισχύ του αεριοστρόβιλου, για το εκάστοτε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα, την ισχύ του κύκλου *Rankine*. Δεδομένου ότι η ισχύς του αεριοστρόβιλου μειώνεται γραμμικά για κάθε βήμα μείωσης του φορτίου (**Σχήμα 112**) και ότι η ισχύς του κύκλου *Rankine* έχει, επίσης, φθίνουσα πορεία για μείωση του φορτίου του αεριοστρόβιλου (**Σχήμα 124**), η μορφή του **Σχήματος 131** είναι αναμενόμενη. Ενδιαφέρον παρουσιάζει η συμπεριφορά των καμπυλών του **Σχήματος 132**, η οποία είναι όμοια με αυτή του **Σχήματος 125**. Η εν λόγω συμπεριφορά έγκειται στην ισχύ του κύκλου *Rankine* και η αιτιολόγησή της έχει ήδη δοθεί παραπάνω. Παρ' όλα αυτά οι ποσοστιαίες διαφορές των τιμών των καμπυλών της εκάστοτε πίεσης, για το ίδιο φορτίο, είναι ορατά μικρότερες σε σχέση με αυτές του **Σχήματος 125**. Αυτό οφείλεται στο υψηλότερο αντίκτυπο που επιφέρει ο κύκλος υψηλής ισχύος (κύκλος αεριοστρόβιλου), συγκριτικά με τον κύκλο χαμηλής ισχύος (κύκλος *Rankine*), στις επιδόσεις του συνδυασμένου κύκλου. Η ισχύς του αεριοστρόβιλου θα μπορούσε να παρομοιαστεί με γραμμή τάσης του διαγράμματος της ισχύος του συνδυασμένου κύκλου, ενώ η ισχύς του κύκλου *Rankine* με την διασπορά του ίδιου διαγράμματος.



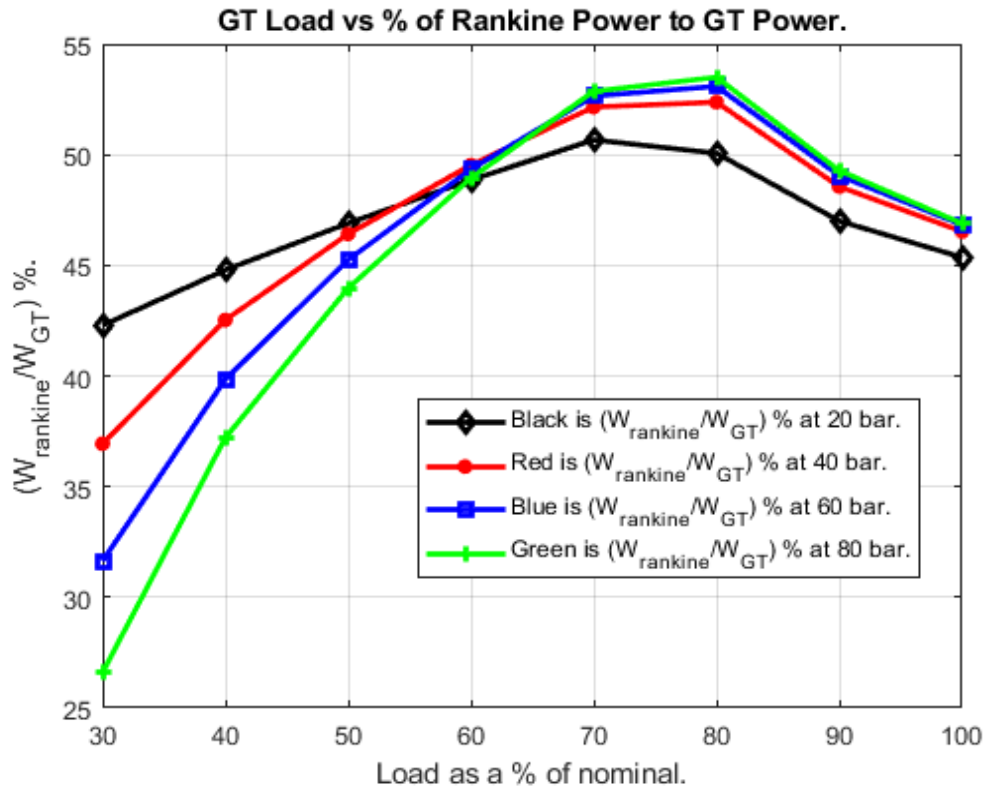
Σχήμα 133. Βαθμός απόδοσης συνδυασμένου κύκλου συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.

Αντίστοιχη είναι και η συμπεριφορά του **Σχήματος 133**. Για αύξηση του φορτίου ο θερμοκός βαθμός απόδοσης του συνδυασμένου κύκλου αυξάνεται. Αυτό οφείλεται στην σημαντικά αυξημένη θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων από τον αεριοστρόβιλο συγκριτικά με την μικρή αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου. Η

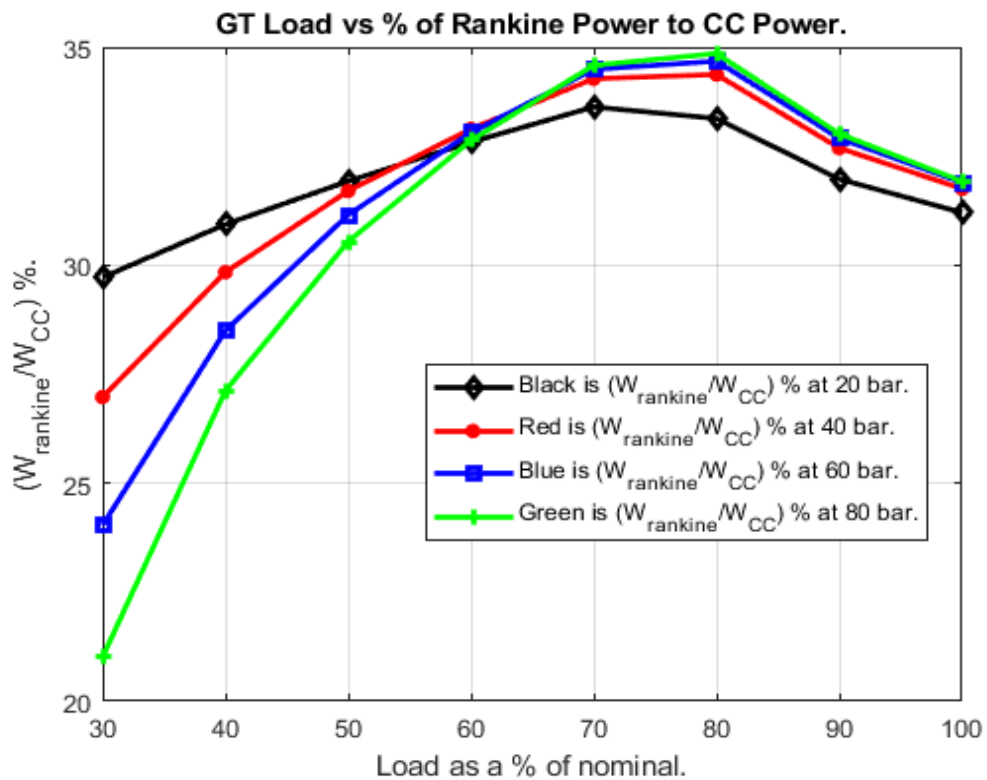
αυξημένη θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων επιτρέπει την αύξηση της ισχύος του κύκλου *Rankine* και αποτελεσματικά του συνδυασμένου κύκλου. Η ποσοστιαία αύξηση της ισχύος του συνδυασμένου κύκλου για κάθε βήμα αύξησης του φορτίου του αεριοστρόβιλου είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη αύξηση του όρου $f' * \dot{m}'_a * LHV$, με αποτέλεσμα το κλάσμα του βαθμού απόδοσης να αυξάνεται συνεχώς. Αξιοσημείωτη παρατήρηση αποτελεί το γεγονός ότι ο ρυθμός αύξησης του βαθμού απόδοσης του συνδυασμένου κύκλου ελαττώνεται για τα φορτία από 80% έως και 100%. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην αλλαγή της μεθόδου ελέγχου του φορτίου του αεριοστρόβιλου. Στα φορτία αυτά η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου σταθεροποιείται και η αύξηση του φορτίου επέρχεται από την αύξηση της παροχής μάζας του αέρα. Συμπληρωματικά ο βαθμός απόδοσης για φορτίο 100% εμφανίζεται ελαφρώς μειωμένος έναντι του ίδιου για φορτία 80% και 90%, για όλες τις πιέσεις (**Σχήμα 133 και 134**). Αυτό οφείλεται στην μορφή του **Σχήματος 121**. Για έλεγχο του φορτίου του αεριοστρόβιλου μέσω των *IGV*, η θερμοκρασία αποβολής των καυσαερίων αυξάνεται με αποτέλεσμα να αυξάνεται η προσφερόμενη θερμότητα στον κύκλο *Rankine*. Η προηγούμενη πρόταση σε συνδυασμό με την μείωση της παροχής μάζας αέρα οδηγεί σε αύξηση του κλάσματος $\frac{W'_{cc}}{f' * \dot{m}'_a * LHV}$ για τα φορτία 80% και 90%.



Σχήμα 134. Βαθμός απόδοσης συνδυασμένου κύκλου συναρτήσει της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου.

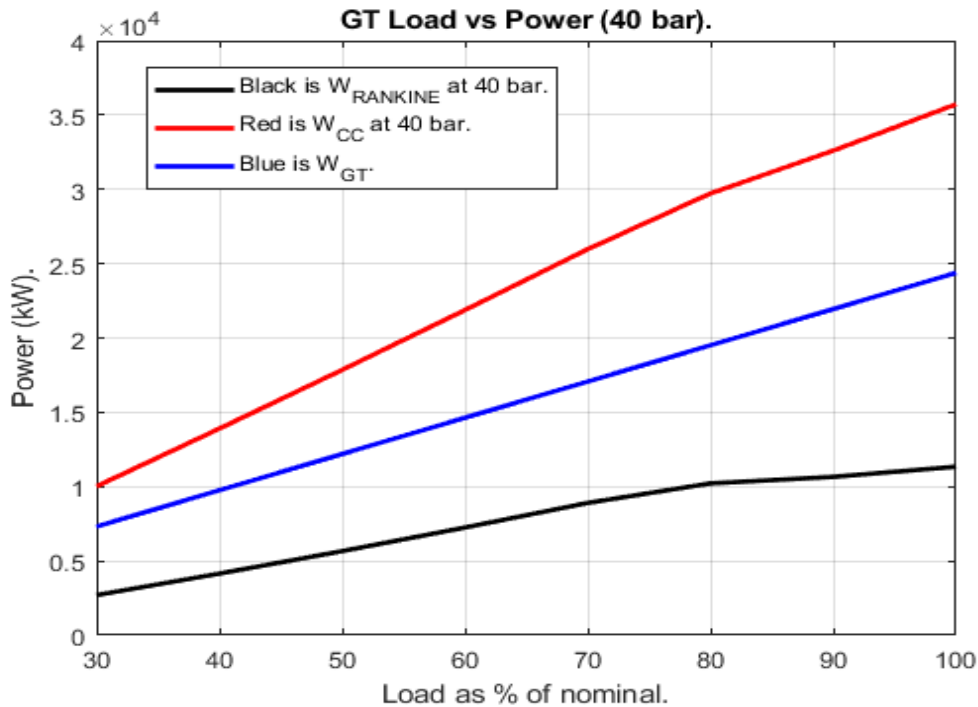


Σχήμα 135. Ποσοστό ισχύος Rankine ως προς την ισχύ του αεριοστρόβιλου συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.

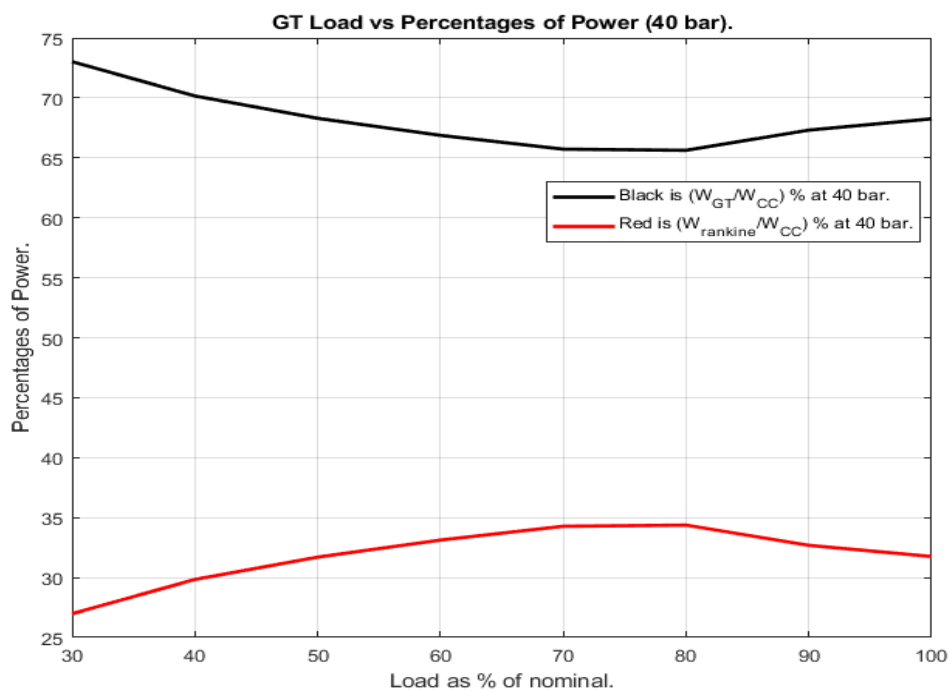


Σχήμα 136. Ποσοστό ισχύος Rankine ως προς την ισχύ του συνδυασμένου κύκλου συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.

Από τα ποσοστά της ισχύος του ατμοστρόβιλου ως προς την ισχύ του αεριοστρόβιλου αλλά και την ισχύ του συνδυασμένου κύκλου (Σχήμα 135 και 136), γίνεται ορατή η μεγάλη επιρροή της θερμοκρασίας αποβολής των καυσαερίων από τον αεριοστρόβιλο, στον συνδυασμένο κύκλο. Στα σημεία όπου η ίδια μεγιστοποιείται (80% φορτίο) μεγιστοποιείται και το ποσοστό της ισχύος που παράγεται από τον κύκλο Rankine και αντίστροφα.

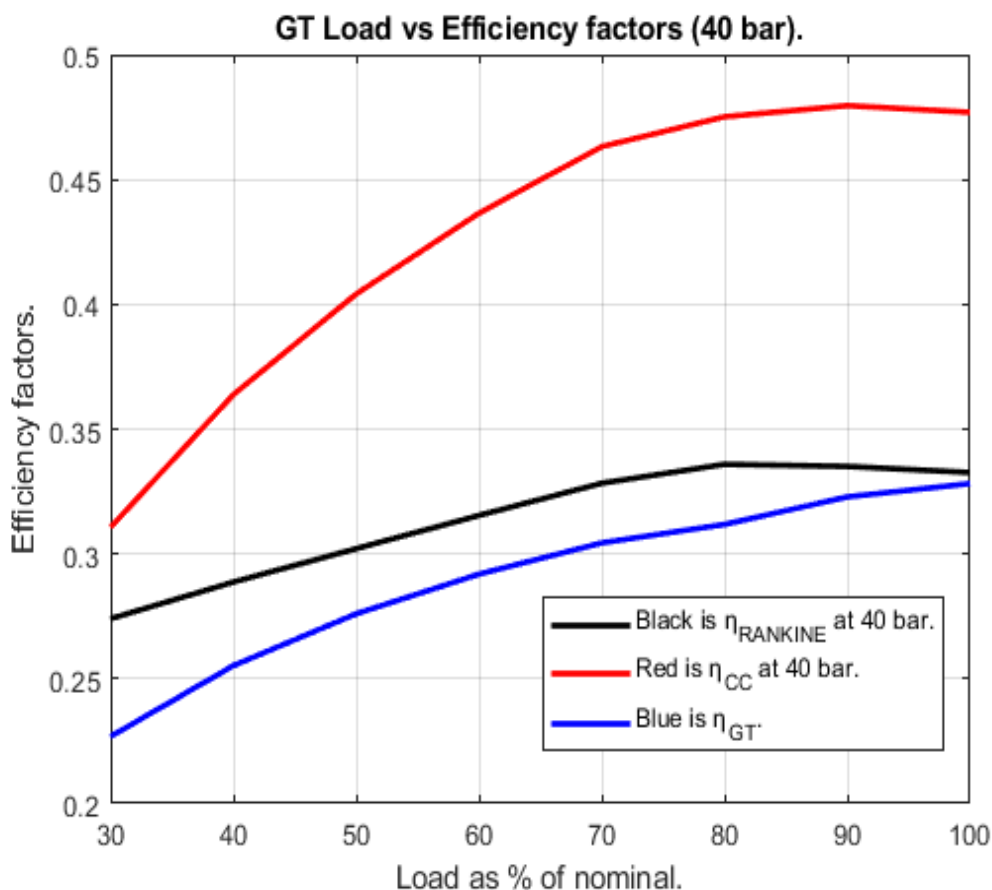


Σχήμα 137. Ισχύς σε μερικά φορτία συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.



Σχήμα 138. Ποσοστά ισχύος αεριοστρόβιλου και ατμοστρόβιλου συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.

Το αποτέλεσμα αυτό είναι ορατό και στα **Σχήματα 137** και **138** για το οποίο απομονώθηκε η πίεση των 40 bar, ως μια εκ των πιθανότερων επιλογών μέγιστης πίεσης εργαζόμενου μέσου, για εφαρμογή σε πλοία. Για χαμηλά φορτία όπου η θερμοκρασία των αποβαλλόμενων καυσαερίων από τον αεριοστρόβιλο είναι επίσης χαμηλή το ποσοστό της ισχύος του ατμοστρόβιλου αντιστοιχεί στο 26 % του συνολικού ενώ στα σημεία της μεγιστοποίησης της θερμοκρασίας των καυσαερίων το ίδιο ποσοστό αντιστοιχεί σε περίπου 35 % της συνολικής ισχύος.



Σχήμα 139. Βαθμοί απόδοσης σε μερικά φορτία συναρτήσει του φορτίου του αεριοστρόβιλου.

Από το **Σχήμα 139** προκύπτει ότι ο συνδυασμένος κύκλος δεν βελτιώνει απλά τον βαθμό απόδοσης του αεριοστρόβιλου αλλά, για σχετικά υψηλά φορτία (60% – 100%), τον διατηρεί σε επίπεδα συγκρίσιμα με τον ονομαστικό. Ουσιαστικά, εξ' αιτίας της θερμοκρασίας των καυσαερίων για τα φορτία αυτά, ο βαθμός απόδοσης του συνδυασμένου κύκλου μειώνεται με αργότερο ρυθμό, για μείωση του φορτίου, συγκριτικά με τον βαθμό απόδοσης του αεριοστρόβιλου. Το φαινόμενο αυτό δικαιολογείται από την βελτίωση του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine για τα φορτία 80% και 90%. Ως αποτέλεσμα της παραπάνω πρότασης, ο βαθμός απόδοσης του συνδυασμένου κύκλου εμφανίζει κοίλη μειωτική πορεία σε αντίθεση με την αντίστοιχη καμπύλη του αεριοστρόβιλου, όπου ο ρυθμός μείωσης είναι σχεδόν γραμμικός.

Βάσει των παραπάνω αποτελεσμάτων προκύπτει το συμπέρασμα ότι για χρήση του συνδυασμένου κύκλου ως σύστημα πρόωσης πλοίων, ο συνολικός βαθμός απόδοσης της προωστήριας εγκατάστασης βελτιώνεται σημαντικά, σε σύγκριση με αεριοστρόβιλο απλού κύκλου. Εκτός από την βελτίωση του βαθμού απόδοσης στο ονομαστικό φορτίο, σημαντικό αποτέλεσμα αποτελεί και η βελτίωση των βαθμών απόδοσης για τα φορτία από το 100% έως και το 60%, δημιουργώντας έτσι προϋποθέσεις παραγωγής ενέργειας σε ένα μεγάλο εύρος φορτίων που ανταποκρίνεται αποδοτικότερα στις ανάγκες του πλοίου. Αποτελεσματικά η παραγωγή ενέργειας γίνεται οικονομικότερη, ποσοτικά υψηλότερη αλλά περιβαλλοντικά φιλικότερη.

5. Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

Κατά την διάρκεια της ανωτέρω μελέτης, προέκυψαν ενδιαφέροντα θέματα, είτε με την μορφή προβλημάτων είτε με την μορφή αποριών, που εξ' αιτίας της φύσης τους ή χρονικού περιορισμού, δεν συμπεριλήφθηκαν στην εν λόγω εργασία. Ορισμένα από τα σημαντικότερα αυτών των θεμάτων, παρουσιάζονται παρακάτω ως προτάσεις για μελλοντική έρευνα και εμπλουτισμό της παρούσας.

- Μοντελοποίηση της λειτουργίας του *HRSG* μονής πίεσης (χρήση σχέσεων μεταφοράς θερμότητας και πτώσης πίεσης σε εναλλάκτες), για σύστημα ΣΚΑΑ.
- Μελέτη επιδόσεων ΣΚΑΑ για *HRSG* και αμοστρόβιλους πολλαπλών πιέσεων, σε πλοία.
- Διεξαγωγή οικονομοτεχνικής μελέτης συστήματος πρόωσης ΣΚΑΑ, για δεδομένο πλοίο και ταξίδι.
- Σύγκριση εναλλακτικής χρήσης ΣΚΑΑ ή συστήματος πρόωσης συνδυασμένου κύκλου που χρησιμοποιεί κινητήρα *Diesel* και κύκλο *Rankine* (συμβατικό ή οργανικό), για το ίδιο πλοίο.
- Βέλτιστη σχεδίαση των παραμέτρων (π.χ. πίεση κύκλου *Rankine*, μέγεθος αμοστρόβιλου κ.α.) του ΣΚΑΑ και τρόπου μετάδοσης της κίνησης για δεδομένο πλοίο.

6. Παραρτήματα

6.1 Παράρτημα Α

	ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΠΡΟΩΣΗΣ ΠΛΟΙΩΝ LNG							Combined GT - ST MDO/LNG
	ST	UST	DFDE	SSDRL	ME-GI	X-DF	GT	
Καύσιμο	HFO/MDO/LNG	HFO/MDO/LNG	HFO/MDO/LNG	HFO/MDO	HFO/MDO/LNG	HFO/MDO/LNG	MDO/LNG	MDO/LNG
Κατανάλωση (g/kWh)	238	202	145.8	155 - 175	136 - 138	140 - 142	225	225
Θερμικός βαθμός απόδοσης (η)	30% - 35%	41%	40%	40%	51%	47%	35%	42%
Πίεση έγχυσης καυσίμου (bar)	-	-	5 - 6	250 - 300	250 - 300	5 - 15	20 - 40	20 - 40
BMEP @ MCR (bar)	-	-	20	21	21	17,3	-	-
Θερμοκρασία ατμού (Celsius)	520	560	-	-	-	-	-	550
Πίεση ατμού (bar)	60	100	-	-	-	-	-	20 - 80
Θερμοκρασία καυσαερίων @ MCR, after TC (Celsius)	120-300	120-300	330 - 400	240 - 260	236 - 256	250 - 340	550 - 600	120 - 300
IMO Tier (LNG)	Tier III	Tier III	Tier III	Tier II	Tier II	Tier III	Tier III	Tier III
IMO Tier (MDO)	Tier III	Tier III	Tier II	Tier II	Tier II	Tier II	Tier III	Tier III
Nox (g/kWh) σε λειτουργία με LNG	1	0.8	1,7	12.9	10.1	2.68	2,5	2,5
Particulate Matter (g/kWh) [65]	2.5	1.87	0.05	0.5	0.31	0.01	0.01	0.01
CO2 (g/kWh)	930	697	500	550	430	430	590	590
Methane Slip σε λειτουργία με αερίου (g/kWh)	0.04	0.03	5.5	0.01	0.2	2.5	0.06	0.05
Σύστημα επανυγροποίησης	Όχι	Όχι	Κατ' επιλογή	Ναι	Κατ' επιλογή	Κατ' επιλογή	Κατ' επιλογή	Κατ' επιλογή
Αναγκαιότητα για σύστημα καθαρισμού καυσαερίων	Όχι	Όχι	Ναι	Ναι	Ναι	Όχι	Όχι	Όχι
Εκμετάλλευση απόβλητης θερμότητας	Όχι	Ναι	Όχι	Όχι	Όχι	Όχι	Όχι	Ναι
Οδηγό καύσιμο (% συνολικού όγκου έγχυσης)	-	-	1%	-	5% - 8%	0,5% - 1%	-	-
Θερμodynamικός κύκλος σε λειτουργία με αερίο	Rankine	Rankine με αναθέρμανση	Lean Otto	-	Diesel	Lean Otto	Brayton	Brayton - Rankine
Θερμodynamικός κύκλος σε λειτουργία με Diesel	Rankine	Rankine με αναθέρμανση	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Brayton	Brayton - Rankine
Τύπος πρόωσης	Μειωτήρας - Ηλεκτροπρόωση	Μειωτήρας - Ηλεκτροπρόωση	Ηλεκτροπρόωση	Άμεση μετάδοση κίνησης	Άμεση μετάδοση κίνησης	Άμεση μετάδοση κίνησης	Μειωτήρας - Ηλεκτροπρόωση	Μειωτήρας - Ηλεκτροπρόωση
Διαθέσιμη Εφεδρεία	Χαμηλή	Χαμηλή	Υψηλή	Υψηλή	Υψηλή	Υψηλή	Ανάλογα με την διαμόρφωση	Ανάλογα με την διαμόρφωση
Ανάγκες λίπανσης	Χαμηλές	Χαμηλές	Μέτριες	Υψηλές	Υψηλές	Υψηλές	Χαμηλές	Χαμηλές

Συγκεντρωτικός πίνακας ενδεικτικών τιμών χαρακτηριστικών μεγεθών των διαφόρων συστημάτων πρόωσης LNG Carriers.

*Οι τιμές είναι ενδεικτικές και ενδέχεται να διαφέρουν από διαμόρφωση συστήματος σε άλλη διαμόρφωση του ίδιου συστήματος.

6.2 Παράρτημα Β

20 bar								
Part Load %	$\dot{m}_w \left(\frac{kg}{s}\right)$	$T_L (K)$	$T_{SV} (K)$	$w_{stnet} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$W_{RC} (kW)$	$W_{CC} (kW)$	η_{RC}	η_{CC}
100	10.390	396.0	743.4	1063.8	11053	35439	0.310	0.473
90	9.483	393.6	752.7	1087.8	10316	32263	0.313	0.475
80	8.849	393.7	762.9	1103.6	9766	29275	0.313	0.468
70	8.141	393.3	750.0	1062.4	8649	25719	0.306	0.459
60	7.257	404.2	722.9	984.9	7148	21780	0.294	0.435
50	6.286	416.2	692.9	962.6	5718	17911	0.281	0.406
40	5.215	429.6	659.7	837.8	4369	14123	0.269	0.370
30	4.029	444.5	622.6	767.8	3094	10409	0.256	0.323
20	2.710	461.1	581.2	693.7	1880	6757	0.242	0.257
10	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

Πίνακας 31. Τιμές επιδόσεων συνδυασμένου κύκλου για μέγιστη πίεση Rankine, 20 bar.

20 bar								
Part Load %	$\dot{m}_w \left(\frac{kg}{s}\right)$	$T_L (K)$	$T_{SV} (K)$	$w_{stnet} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$W_{RC} (kW)$	$W_{CC} (kW)$	η_{RC}	η_{CC}
100-90	-9.57	-0.59	1.24	2.21	-7.14	-9.84	0.80	0.32
90-80	-7.16	0.03	1.34	1.43	-5.63	-10.21	0.19	-1.43
80-70	-8.70	-0.11	-1.71	-3.88	-12.91	-13.83	-2.25	-2.01
70-60	-12.17	2.69	-3.75	-7.87	-21.00	-18.09	-4.22	-5.57
60-50	-15.46	2.90	-4.33	-2.32	-25.01	-21.60	-4.48	-7.15
50-40	-20.54	3.11	-5.04	-14.90	-30.88	-26.82	-4.61	-9.71
40-30	-29.42	3.35	-5.95	-9.11	-41.21	-35.68	-4.91	-14.50
30-20	-48.67	3.61	-7.12	-10.69	-64.57	-54.04	-6.13	-25.46

Πίνακας 32. Ποσοστιαίες μεταβολές επιδόσεων συνδυασμένου κύκλου, για κάθε βήμα μείωσης φορτίου του αεριοστρόβιλου και 20 bar.

40 bar								
Part Load %	$\dot{m}_w \left(\frac{kg}{s}\right)$	$T_L (K)$	$T_{SV} (K)$	$w_{stnet} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$W_{RC} (kW)$	$W_{CC} (kW)$	η_{RC}	η_{CC}
100	10.003	415.4	749.8	1133.8	11342	35727	0.333	0.477
90	9.195	410.5	758.7	1158.9	10657	32604	0.335	0.480
80	8.682	405.6	767.7	1176.8	10217	29726	0.336	0.475
70	7.864	411.8	756.4	1132.0	8902	25972	0.328	0.463
60	6.907	426.3	729.7	1049.3	7247	21879	0.315	0.437
50	5.846	442.6	700.0	1028.9	5659	17852	0.302	0.404
40	4.666	460.8	666.7	889.0	4148	13903	0.289	0.364
30	3.345	481.3	629.2	808.0	2702	10018	0.274	0.311
20	1.847	504.6	586.5	710.4	1312	6190	0.253	0.236
10	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

Πίνακας 33. Τιμές επιδόσεων συνδυασμένου κύκλου για μέγιστη πίεση Rankine, 40 bar.

40 bar								
Part Load %	$\dot{m}_w \left(\frac{kg}{s}\right)$	$T_L (K)$	$T_{SV} (K)$	$w_{stnet} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$W_{RC} (kW)$	$W_{CC} (kW)$	η_{RC}	η_{CC}
100-90	-8.79	-1.18	1.17	2.17	-6.43	-9.58	0.75	0.56
90-80	-5.91	-1.22	1.18	1.52	-4.31	-9.68	0.24	-0.95
80-70	-10.40	1.51	-1.50	-3.96	-14.77	-14.45	-2.31	-2.57
70-60	-13.86	3.42	-3.66	-7.88	-22.84	-18.71	-4.09	-6.12
60-50	-18.14	3.67	-4.25	-1.98	-28.06	-22.56	-4.40	-8.02
50-40	-25.29	3.95	-4.99	-15.74	-36.43	-28.40	-4.64	-11.08
40-30	-39.51	4.26	-5.96	-10.02	-53.52	-38.78	-5.36	-17.09
30-20	-81.05	4.62	-7.28	-13.74	-105.89	-61.85	-8.17	-31.88

Πίνακας 34. Ποσοστιαίες μεταβολές επιδόσεων συνδυασμένου κύκλου, για κάθε βήμα μείωσης φορτίου του αεριοστρόβιλου και 40 bar.

80 bar								
Part Load %	$\dot{m}_w \left(\frac{kg}{s}\right)$	$T_L (K)$	$T_{SV} (K)$	$w_{stnet} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$W_{RC} (kW)$	$W_{CC} (kW)$	η_{RC}	η_{CC}
100	9.616	437.3	753.1	1189.1	11435	35821	0.353	0.478
90	8.893	430.6	761.4	1216.3	10816	32763	0.356	0.482
80	8.443	423.9	769.8	1236.1	10437	29945	0.357	0.479
70	7.594	432.4	759.2	1188.2	9023	26093	0.349	0.465
60	6.528	452.5	734.2	1097.0	7161	21793	0.335	0.435
50	5.331	475.3	705.8	1075.8	53661	17554	0.320	0.397
40	3.976	501.3	673.6	912.9	3630	13384	0.304	0.350
30	2.415	531.4	636.3	805.6	1946	9262	0.284	0.287
20	0.537	567.7	591.1	637.1	341	5218	0.242	0.199
10	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

Πίνακας 35. Τιμές επιδόσεων συνδυασμένου κύκλου για μέγιστη πίεση Rankine, 80 bar.

80 bar								
Part Load %	$\dot{m}_w \left(\frac{kg}{s}\right)$	$T_L (K)$	$T_{SV} (K)$	$w_{stnet} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$W_{RC} (kW)$	$W_{CC} (kW)$	η_{RC}	η_{CC}
100-90	-8.14	-1.54	1.08	2.24	-5.72	-9.33	0.67	0.77
90-80	-5.32	-1.60	1.10	1.60	-3.63	-9.41	0.25	-0.69
80-70	-11.19	1.97	-1.39	-4.03	-15.67	-14.76	-2.26	-2.86
70-60	-16.33	4.46	-3.41	-8.31	-26.00	-19.73	-4.21	-7.01
60-50	-22.45	4.79	-4.01	-1.97	86.66	-24.15	-4.66	-9.41
50-40	-34.10	5.18	-4.79	-17.84	-1378.26	-31.16	-5.16	-13.48
40-30	-64.62	5.66	-5.87	-13.32	-86.54	-44.50	-7.23	-21.94
30-20	-349.39	6.40	-7.64	-26.45	-471.13	-77.50	-17.19	-44.61

Πίνακας 36. Ποσοστιαίες μεταβολές επιδόσεων συνδυασμένου κύκλου, για κάθε βήμα μείωσης φορτίου του αεριοστρόβιλου και 80 bar.

7. Πηγές και Βιβλιογραφία

- [1] - *The outlook for energy: a view to 2030*. - www.exxonmobil.com
- [2] - *A review of the properties and hazards of some alternative fuels*. Process Safety and Environmental Protection, Astbury G. (2008)
- [3] - *NATURAL GAS SPECS SHEET*, North American Energy Standards Board - https://www.naesb.org/pdf2/wgq_bps100605w2.pdf
- [4] - Chamberlain GA. *Management of large LNG hazards. (2006)*, International Gas Union Conference Papers, Vol. 5
- [5] - Shukri, T., *LNG Technology Selection*, Hydrocarbon Engineering, Vol. 9, Iss. 2, 2004
- [6] - *LNG: An eco-friendly cryogenic fuel for sustainable development. (2011)* Satish Kumar, Hyouk-Tae Kwon, Kwang-Ho Choi, Wonsub Lim, Jae Hyun Cho, Kyungjae Tak, Il Moon, Yonsei University, Department of Chemical and Biomolecular Engineering.
- [7] - https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-higher-calorific-values-d_169.html - <https://h2tools.org/hyarc/calculator-tools/lower-and-higher-heating-values-fuels>.
- [8] - BP, 2019. *BP statistical review of world energy 2019*. - <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>
- [9] - *Shell LNG Outlook 2019* - <https://www.shell.com/energy-and-innovation/natural-gas/liquefied-natural-gas-lng/lng-outlook-2019.html>
- [10] - *Energy Economics. (2018)*, Alrajhi, A., Abdullah, M., King Saud University Press, Riyadh, Saudi Arabia
- [11] - *Options and Evaluations on Propulsion Systems of LNG Carriers (2018)*, Tu Huan, Fan Hongjun, Lei Wei and Zhou Guoqiang.
- [12] - <http://naturalgas.org/naturalgas/>
- [13] - *Earth exploration*, Encyclopedia Britannica from Encyclopedia Britannica Premium Service. <<http://www.britannica.com/eb/article?eu=120713>>
- [14] - Richard C. Selley, Stephen A. Sonnenberg, *Elements of Petroleum Geology (Third Edition) 2015*.
- [15] - *Oil and Natural Gas Exploration*, Marlan W. Downey, Southern Methodist University, Dallas, Texas, United States.
- [16] - <https://www.cred.org/seven-steps-of-oil-and-natural-gas-extraction/>
- [17] - <https://www.eia.gov/energyexplained/natural-gas/>
- [18] - https://www.energy.gov/sites/prod/files/2013/04/f0/how_is_shale_gas_produced.pdf.

- [19] - *Natural gas quality enhancement: A review of the conventional treatment processes, and the industrial challenges facing emerging technologies (2016)*, Y. Alcheikhhamdon, M. Hoorfar, University of British Columbia, School of Engineering, Canada, Journal of Natural Gas Science and Engineering.
- [20] - F. Manning, R. Thompson, *Oilfield Processing of Petroleum: Crude Oil (1991)*, PennWell Books, Tulsa, Oklahoma.
- [21] - *Centre for Energy Economics at Bureau of Economic Geology (2004)*.
- [22] - J. Klinkenbijl, M. Dillon, E. Heyman, *Gas pre-treatment and their impact on liquefaction processes*, Shell International Oil Products, Research & Technology Center Amsterdam, GPA Nashville TE Meeting (1999)
- [23] - R. Tennyson, R. Schaaf, *Guidelines can help choose proper process for gas treating plants*, Oil Gas J., 10 (75) (1977)
- [24] - J. Carroll, *Natural Gas Hydrates*, Gulf Professional Publishing, Waltham, Massachusetts (2014)
- [25] - R. Kurz, C. Etheridge, R. Kaiser, *On fuel suitability for gas turbines*, Thirty Third Turbomachinery Symposium, Houston, Texas (2004)
- [26] - C. Anyadiegwu, A. Kerunwa, P. Oviawe, *Natural gas dehydration using triethylene glycol (TEG)*, Petroleum & Coal, Coal 56(4) 407-417, (2014), Department of Petroleum Engineering, Federal University of Technology, Owerri, Nigeria
- [27] – H. Farag, M. Ezzat, H. Amer, A. Nashed, *Natural gas dehydration by desiccant materials*, Alexandria Eng. J. (2011)
- [28] – R. Kurz, S. Mokhatab, *Important properties for industrial gas turbine fuels*, Pipeline & Gas J. (2012)
- [29] – S. Wilhelm, *Risk analysis for operation of aluminum heat exchangers contaminated by mercury*, Process Safety Progress., 28 (3) (2009)
- [30] – M. Mitariten, *New technology improves nitrogen-removal economics (2001)*, Oil and Gas Journal, Vol. 99
- [31] – A. Finn, *Nitrogen rejection strategies*, Hydrocarb. Eng. (2007)
- [32] – T. Atwood, H. Hughes, *Refrigerants and energy efficiency*, Int. J. Refrig., 13 (4) (1990)
- [33] – Δ. Καρώνης, Ε. Λόης, Φ. Ζαννίκος, *Τεχνολογία Πετρελαίου και Φυσικού Αερίου*, Σχολή Χημικών Μηχανικών, ΕΜΠ (2007 – 2018).
- [34] – *Review on the design and optimization of natural gas liquefaction processes for onshore and offshore applications (2018)*, Tianbiao He, Iftekhar A. Karimi, Yonglin Ju, Chemical Engineering Research and Design, Vol. 132
- [35] – D. Andress, *The Phillips Optimized Cascade LNG Process: A Quarter-of-a-Century of Improvements*, American Institute of Chemical Engineers (1996)

- [36] – S. Mokhtab, J.Y. Mak, J.V. Valappil, D.A. Wood, *Handbook of Liquefied Natural Gas*, Gulf Professional Publishing (2013)
- [37] – W. Schmidt, B. Kennington, *Air Products meets requirements of full range of Floating LNG concepts*, LNG J. (2011)
- [38] – T. He, Y. Ju, *Optimal synthesis of expansion liquefaction cycle for distributed-scale LNG (liquefied natural gas) plant (2015)*, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China.
- [39] – <https://group.met.com/energy-insight/natural-gas-transportation/12>
- [40] – <http://naturalgas.org/naturalgas/transport/>
- [41] – <http://naturalgas.org/naturalgas/storage/>
- [42] – *Comparative Risk Assessment for Different LNG-Storage Tank Concepts (2013)*, Stefan Rath, Marian Krol, The Italian Association of Chemical Engineering, AIDIC.
- [43] – *Natural gas as a ship fuel: Assessment of greenhouse gas and air pollutant reduction potential (2019)*, Amir Sharafian, Paul Blomerus, Walter Mérida, Clean Energy Research Centre, The University of British Columbia.
- [44] – N. Olmer, B. Comer, B. Roy, X. Mao, D. Rutherford, *Greenhouse Gas Emissions from Global Shipping, 2013–2015*, The International Council on Clean Transportation (2017)
- [45] - T.W.P. Smith, J.P. Jalkanen, B.A. Anderson, J.J. Corbett, J. Faber, S. Hanayama, et al., *Third IMO greenhouse gas study 2014*.
- [46] – *Sulphur Emission Control Areas*, Hallmark Fuels Int. Ltd, (n.d.) - <http://www.hallmarkfuels.com/eca>
- [47] – <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Air-Pollution.aspx>
- [48] – *Emission Standards, Internal: IMO marine engine regulations* - <https://www.dieseln.net/standards/inter/imo.php#other>
- [49] – <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Technical-and-Operational-Measures.aspx>
- [50] - Alicia Milner, *Liquefied Natural Gas: A Marine Fuel for Canada's West Coast*, Canadian Natural Gas Vehicle Alliance (2014).
- [51] – <https://www.imo.org/en/OurWork/Safety/Pages/IGC-Code.aspx>
- [52] – *Carefully to Carry*, Consolidated Edition 2018, UK P&I - **Chapter 23**, Liquefied Natural Gas.
- [53] – *THE LARGER LNG CARRIER (145,000 m3 TYPE) AIMING AT LOW OPERATION COST (2003)*, Keiji Miyashita, Kazuya Kobayashi, Yuukichi Takaoka, Kazuyuki Ebira, Yoshihiko Toma, Masaji Kubo, Initial Design Department, Kawasaki Shipbuilding Corporation.

- [54] – *Ship Construction (Seventh Edition) (2012), Chapter 23 – Liquefied gas carriers*, D.J.Eyres M.Sc., F.R.I.N.A., Kidlington, Oxford [U.K.] ; Waltham, Mass. : Butterworth-Heinemann, 2012.
- [55] – Netherlands Regulatory Framework (NeRF) – Maritime, https://puc.overheid.nl/nsi/doc/PUC_2389_14/7/
- [56] – <https://www.gtt.fr/en/technologies/no96-systems>
- [57] – <https://www.gtt.fr/en/technologies/markiii-systems>
- [58] – <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/understanding-design-liquefied-gas-carriers/>
- [59] – *Safety features on LNG ships (1993)*, F.S.Harris, F.S. Harris Ltd, 14 Karen Close, Hethersett, Norwich NR9 3DG, UK
- [60] – <https://www.wartsila.com/encyclopedia/term/cargo-tank-of-gas-carrier>
- [61] – *IHI-SPB Tank for LNG-Fueled Ship*, NAGATA Yoshinori, TANOUE Akira, KIDA Takayuki, KAWAI Takashi, Japan Marine United Corporation - https://www.ihico.jp/var/ezwebin_site/storage/original/application/2a3d86c65e8f5449d87ef0e7ccb7860c.pdf
- [62] – <https://www.maritimeoptima.com/blogdata/different-type-and-sizes-of-liquefied-natural-gas-lng-carriers>
- [63] – *International Safety Guide for Inland Navigation Tank-barges and Terminals, Chapter 33* - https://www.isgintt.org/files/documents/Chapter_33en_isgintt_062010.pdf
- [64] – *Proposed Method for Dealing with Boil-off Gas on board LNG Carriers during Loaded Passage (2015)*, Walid M. Bahgat, International Journal of Multidisciplinary and Current Research.
- [65] – *Review of propulsion systems on LNG carriers (2017)*, Ignacio Arias Fernández, Manuel Romero Gómez, Javier Romero Gómez, Álvaro Baaliña Insua, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 67.
- [66] – *Problem of Boil - off in LNG Supply Chain (2013)*, Đorđe Dobrota, Branko Lalić, Ivan Komar, Transactions on Maritime Science.
- [67] – [https://www.wartsila.com/encyclopedia/term/boil-off-gas-\(bog\)](https://www.wartsila.com/encyclopedia/term/boil-off-gas-(bog))
- [68] – *PROBLEMS WITH DETERMINATION OF EVAPORATION RATE AND PROPERTIES OF BOIL-OFF GAS ON BOARD LNG CARRIERS (2011)*, Paweł Głomski, Ryszard Michalski, Journal of Polish CIMAC, Gdansk University of Technology, The Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology.
- [69] – <https://www.gtt.fr/en/media-center/gtt-inside/boil-off-clarifications>
- [70] – *BOIL-OFF IN LARGE- AND SMALL-SCALE LNG CHAINS*, Diploma Thesis, Rafał Sedlaczek.

- [71] – *Analysis and efficiency enhancement of a boil-off gas reliquefaction system with cascade cycle on board LNG carriers (2015)*, J. Romero Gómez, M. Romero Gómez, J. Lopez Bernal, A. Baaliña Insua, Energy Convention and Management Journal, Vol. 94
- [72] – *Weathering prediction model for stored liquefied natural gas (LNG) (2015)*, Calogero Migliore, Cristina Tubilleja, Velisa Vesovic, Journal of Natural Gas Science and Engineering, Vol 26.
- [73] – *ANALYSIS OF LIQUEFIED NATURAL GAS THERMODYNAMIC PROPERTIES INVOLVING PHASE EQUILIBRIA CALCULATIONS (2016)*, Tomasz Wlodek, AGH University of Science and Technology.
- [74] – M.M. Faruqe Hasan, A.M. Zheng, I.A. Karimi, *Minimizing Boil-Off Losses in liquefied natural gas transport (2009)*, *Industrial & Engineering Chemistry Research* **2009** 48 (21), 9571-9580
- [75] – M.S. Zakaria, K. Osman, A.A. Yusof, M.H.M Hanafi, M.N.A. Saadun, M.Z.A. Manaf, *Parametric analysis of Boil-Off Gas rate inside liquefied natural gas storage tank (2014)*, Journal of Mechanical Engineering and Sciences, Vol. 6
- [76] – M.S. Zakaria, K. Osman, M.N. Musa, *Boil-Off formation inside large scale liquefied natural gas (LNG) tank based on specific parameters (2012)*, Journal of Applied Mechanics and Materials.
- [77] – M.S. Zakaria, K. Osman, M.N.A. Saadun, M.Z.A. Manf, M.H.M Hanafi, *Computational simulation of Boil-Off Gas formation inside liquefied natural tank using evaporation model in ANSYS fluent (2013)*, Journal of Applied Mechanics and Materials.
- [78] – O. Khemis, M. Boumaza, M. Ait Ali, M.X. Francois, *Experimental analysis of heat transfers in a cryogenic tank without lateral insulation (2003)*, Journal of Applied Thermal Engineering
- [79] – O. Khemis, R. Bessih, M. Ait Ali, M.X. Francois, *Measurement of heat transfers in cryogenic tank with several configurations (2004)*, Journal of Applied Thermal Engineering
- [80] – T. Kanazawa, K. Kudo, A. Kuroda, M. Tsui, *Experimental study on heat and fluid flow in LNG tank heated from the bottom and the sidewalls (2004)*, Journal of Heat Transfer – Asian Research
- [81] – *Calculation of Boil-Off Rate of Liquefied Natural Gas in Mark III tanks of ship carriers by numerical analysis (2016)*, Mario Miana, Regina Legorburo, David Diez, Young Ho Hwang, Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 93
- [82] – <http://www.mossw.com/home/lng/>
- [83] – *PROPULSION ALTERNATIVES FOR MODERN LNG CARRIERS*, Dongil Yeo, Byungsam Ahn, Jinmo Kim, Ilyong Kim, Marine Samsung Heavy Industries Co., Ltd, Geoje-Si, Kyeongsangnam-Do, South Korea

- [84] – *H₂ production by the steam reforming of excess boil off gas on LNG vessels (2017)*, Ignacio Arias Fernández, Manuel Romero Gómez, Javier Romero Gómez, Luis M. López-González, Energy Conversion and Management, Vol. 134.
- [85] – *R P Sinha and Wan Mohd Norsani Wan Nik 2012 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 36 012004*
- [86] – *A Process Modelling Approach to the Evaluation of Ship Machinery Configuration Alternatives of LNG Carriers (2016)*, George G. Dimopoulos, Iason V. Stefanatos and Nikolaos M.P. Kakalis, DNV GL Maritime Research & Development, Piraeus, Greece, International Journal of Thermodynamics.
- [87] – *SELECTED PROBLEMS OF BOIL-OFF GAS UTILIZATION ON LNG CARRIERS (2011)*, Paweł Głomski, Ryszard Michalski, Journal of Polish CIMAC
- [88] – *On board LNG reliquefaction technology: a comparative study*, J. Romero Gómez, Ph. D., M. Romero Gómez, Ph. D., R. Ferreiro Garcia, Prof., A. De Miguel Catoira, Ph. D., University of A Coruna, Spain, Polish Maritime Research, Vol.21
- [89] – *LNG carrier two-stroke propulsion systems: A comparative study of state of the art reliquefaction technologies (2020)*, Dimopoulos G. George, Koukouloupoulos D. Eleftherios, Georgopoulou A. Chariklia, DNV GL, Piraeus, Greece, Journal of Energy, Vol. 195.
- [90] – *Development and analysis of a natural gas re-liquefaction plant for small gas carriers (2010)*, P. Nekså, E. Brendeng, M. Drescher, B. Norberg, Journal of Natural Gas Science and Engineering, Vol. 2.
- [91] – *A new boil-off gas re-liquefaction system for LNG carriers based on dual mixed refrigerant cycle (2018)*, Hongbo Tan, Siyu Shan, Yang Nie, Qingxuan Zhao, Department of Refrigeration and Cryogenic Engineering, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Cryogenics, Vol. 92.
- [92] – IGU World LNG Repot (2017)
- [93] – <https://tradingeconomics.com/commodity/natural-gas>
- [94] – Dynagas LNG Partners LP
- [95] – *Alternative Propulsion Plants for Modern LNG Carriers (2018)*, Szymon Grzesiak MSc., Maritime University of Szczecin, Poland, New Trends in Production Engineering, Vol. 1
- [96] – E. Vanem, P. Antão, I. Østvik, F.D.C. de Comas, *Analyzing the risk of LNG carrier operations*, Reliab Eng Syst Saf, 93 (9) (2008)
- [97] – *Fuzzy reliability analysis of dual-fuel steam turbine propulsion system in LNG carriers considering data uncertainty (2015)*, Komal, Daejun Chang, Seong-yeob Lee, Journal of Natural Gas Science and Engineering, Vol. 23
- [98] – *The Low Duty Centrifugal Compressor Control System and its Impact on the Surge Pressure (2019)*, Igor Poljak, Josip Orović, Vlatko Knežević, Jure Vulić, Journal of Maritime and Transportation Science, Vol. 57

- [99] – *Development of High Efficiency Marine Propulsion Plant (Ultra Steam Turbine)*, MAKOTO ITO, KAZUYOSHI HIRAOKA, SHOICHI MATSUMOTO, KENJI TSUMURA, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol. 44 No. 3 (Sep. 2007).
- [100] – *ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas*, MAN Diesel & Turbo - <https://primeserv.man-es.com/docs/librariesprovider5/primeserv-documents/me-gi-dual-fuel.pdf?sfvrsn=12>
- [101] – *ANALYSIS OF THE POSSIBILITY OF USING LOW SPEED TWO-STROKE DUAL-FUEL ENGINES FOR PROPULSION OF SEA-GOING VESSELS (2019)*, Mariusz Giernalczyk, Gdynia Maritime University, Marine Power Plants Department, Journal of KONES, Vol. 26
- [102] – *ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΔΙΧΡΟΝΩΝ ΝΑΥΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ WARTSILA X-DF & MAN ME-GI*, ΚΑΡΑΓΙΑΝΝΙΔΗΣ ΘΕΟΔΩΡΟΣ, Πτυχιακή Εργασία, Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Δυτικής Ελλάδος, Σχολή Τεχνολογικών Εφαρμογών, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών ΤΕ
- [103] – *The 2-stroke Low-Pressure Dual-Fuel Technology: From Concept to Reality*, Marcel Ott, Winterthur Gas & Diesel, Ingemar Nylund, Intec Ab, Roland Alder, Winterthur Gas & Diesel Ltd., Takayuki Hirose, IHI Corporation, Yoshiyuki Umemoto, Diesel United Ltd., Takeshi Yamada, IHI Corporation, 28th CIMAC World Congress, 2016
- [104] – *Process Plant Machinery, 2nd edition*, Bloch & Soares, C. pub: Butterworth Heinemann, 1998
- [105] – *Αξονικοί Συμπιεστές*, Σημειώσεις μαθήματος: Θερμικές Στροβιλομηχανές Ι, Δημήτριος Κουμπογιάννης, Τμήμα Ναυπηγών Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Δυτικής Αττικής.
- [106] – Treager, Irwin, *Aircraft Gas Turbine Engine Technology*, McGraw Hill Education, 1995
- [107] – *Gas Turbines (Second Edition) (2014), A Handbook of Air, Land and Sea Applications, Chapter 4 - Gas Turbine Major Components and Modules*, Claire Soares, Butterworth-Heinemann 2014
- [108] – *GAS TURBINES IN SIMPLE CYCLE & COMBINED CYCLE APPLICATIONS*, Claire Soares, Condensed extracts from selected chapters of “*Gas Turbines (Second Edition) (2014), A Handbook of Air, Land and Sea Applications, Chapter 4 - Gas Turbine Major Components and Modules*” - <https://netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/1-1.pdf>
- [109] – *Combined gas and steam turbine as prime mover in marine applications (2017)*, Sebastian Packalén, Niklas Karlsson Nord, Diploma Thesis, Department of Shipping and Marine Technology, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY.
- [110] – *A review on the use of gas and steam turbine combined cycles as prime movers for large ships. Part III: Fuels and emissions (2008)*, Fredrik Haglund, Technical

University of Denmark, Department of Mechanical Engineering, Energy Conversion and Management, Vol. 49

[111] – *Waste Heat Recovery from Marine Gas Turbines and Diesel Engines (2017)*, Marco Altosole, Giovanni Benvenuto, Ugo Campora, Michele Laviola, Alessandro Trucco, Energies 2017, Vol. 10

[112] – *A review on the use of gas and steam turbine combined cycles as prime movers for large ships. Part I: Background and design (2008)*, Fredrik Haglind, Technical University of Denmark, Department of Mechanical Engineering, Energy Conversion and Management, Vol. 49

[113] – *EXERGOECONOMIC ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF COMBINED CYCLE POWER PLANTS WITH COMPLEX CONFIGURATION (2015)*, Mohammed Saleh Mohammed, M.Sc., University of Belgrade

[114] – *Managing methane slip*, MAN Energy Solutions, https://man-es.com/docs/default-source/man-primerserv/sustainability/man_es_methane_slip_technical_paper.pdf?sfvrsn=fde9a343_4

[115] – *LNG as marine fuel and methane slip (2021)*, Stamatias Fradelos, SAFETY4SEA, <https://safety4sea.com/cm-lng-as-marine-fuel-and-methane-slip/>

[116] – *FOURTH IMO GREENHOUSE GAS STUDY (2020)*, <https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/OurWork/Environment/Documents/Fourth%20IMO%20GHG%20Study%202020%20-%20Full%20report%20and%20annexes.pdf>

[117] – *The climate implications of using LNG as a marine fuel (2020), Appendix B*, International Council on Clean Transportation 2020, Nikita Pavlenko, Bryan Comer, PhD, Yuanrong Zhou, Nigel Clark, PhD, Dan Rutherford, PhD

[118] – *Cutting greenhouse gas emissions from LNG engines*, Wärtsilä Corporation, News, 6 April 2020 - <https://www.wartsila.com/media/news/06-04-2020-cutting-greenhouse-gas-emissions-from-lng-engines>

[119] - Σημειώσεις Μαθήματος Ειδικά Κεφάλαια Θερμικών Στροβιλομηχανών, Δρ. Κουμπογιάννης Δημήτριος, Τμήμα Ναυπηγών Μηχανικών, ΠΑΔΑ.

[120] - *LM2500 Marine Gas Turbine*, 25 MW (ISO1) or 22 MW (US NSD2) Ratings of Reliable Power, data sheet.

[121] - *ESTEEM CONSTRUCTIVE SOLUTIONS*, https://www.esteemprojects.com/web/static/HRSG-Design/page6_6.html

[122] - *Heat Recovery Steam Generator Technology*, 2017, Vernon L. Ericksen, Woodhead Publishing.

[123] - *Techno-economical analysis of single pressure exhaust gas waste heat recovery systems in marine propulsion plants*, Gerasimos Theotokatos, George Livanos, Department of Naval Architecture, Faculty of Technological Applications,

TEI of Athens, Ag. Spyridonos Str., 12210 Egaleo, GREECE, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part, Journal of Engineering for the Maritime Environment.

[124] - Facchini, B., 1993, *A simplified approach to off-design performance evaluation of single shaft heavy duty gas turbines.*, ASME Cogen-Turbo, IGTI, Vol.8

[125] – Kim, T.S. and Ro, S.T., 1995, *Effect of control modes and turbine cooling on the part load performance of combined cycle plants. Part 1: gas turbine*, Proceedings of Institution of Mechanical Engineers – PART A: Journal of Power and Energy, Vol.211

[126] – El-Sayed, Y.M.,1997, *Predicting part-load performance of an energy system concept*, Proceedings of TAIES, Beijing, China

[127] - Gomes, C.M., 2001, *Thermodynamic, exergetic and thermoeconomic analysis of a cogeneration combined cycle plant.*, Faculty of Mechanical Engineering, State University of Campinas, Brazil, M.Sc. Thesis

[128] - *Thermodynamic performance simulation and concise formulas for triple-pressure reheat HRSG of gas-steam combined cycle under off-design condition (2016)*, Guoqiang Zhang, Jiongzhi Zheng, Yongping Yang, Wenyi Liu, Energy Conversion Management, Vol. 122