



Πανεπιστήμιο Δυτικής Αττικής
Σχολή Μηχανικών, Τμήμα Ναυπηγών Μηχανικών

Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών
«Προηγμένες Τεχνολογίες στη Ναυπηγική και
Ναυτική Μηχανολογία»

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Δυνατότητες εκμετάλλευσης απόβλητης θερμότητας
καυσαερίων μηχανής DIESEL

Συγγραφέας:

ΘΕΟΦΥΛΑΚΤΟΣ ΝΤΑΛΑΓΙΑΝΝΗΣ (Α.Μ. 1705)

Επιβλέπων: Δημήτριος Κουμπογιάννης, Αναπλ. Καθηγητής ΠΑ.ΔΑ.

ΑΘΗΝΑ

Ιούνιος, 2021

Εξεταστική Επιτροπή Μεταπτυχιακής Εργασίας:

Δημήτριος Κουμπογιάννης, Αναπληρωτής Καθηγητής ΠΑ.ΔΑ.

Γεώργιος Λιβανός, Αναπληρωτής Καθηγητής ΠΑ.ΔΑ.

Χατζηαποστόλου Αντώνιος, Αναπληρωτής Καθηγητής ΠΑ.ΔΑ.

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος **Θεοφύλακτος Νταλαγιάννης** του **Δημητρίου**, με αριθμό μητρώου **1705** φοιτητής του Προγράμματος Μεταπτυχιακών Σπουδών **Προηγμένες Τεχνολογίες στη Ναυπηγική και Ναυτική Μηχανολογία** του Τμήματος **Ναυπηγών Μηχανικών** της Σχολής **Μηχανικών** του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής, δηλώνω ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της μεταπτυχιακής 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

Θεοφύλακτος Νταλαγιάννης



Ευχαριστίες

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Αναπληρωτή Καθηγητή κο. Δημήτριο Κουμπογιάννη, επιβλέποντα καθηγητή της διπλωματικής μου εργασίας, για την καθοδήγησή του αλλά και για την γενικότερη βοήθειά του.

Στη συνέχεια, θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους τους καθηγητές της σχολής Ναυπηγών, με οποίους συνεργάστηκα από το προπτυχιακό μου, για την μετάδοση πολύτιμων γνώσεων, αλλά το πιο σημαντικό, για την κτίση ισχυρής θεμελιώδους γνωσιακής βάσης και κριτικής σκέψης, όπου με βοήθησαν ιδιαίτερα στον εργασιακό χώρο.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους συνεργάτες μου, για την συμπαράστασή τους και την υπομονή τους για την εκπόνηση αυτής της εργασίας.

Τέλος, θα ήθελα να αφιερώσω αυτήν την εργασία στην μνήμη της μητέρας μου, όπου αποτελούσε και αποτελεί κινητήριο δύναμη για την πορεία μου.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	8
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	11
1.1 ΣΥΜΒΑΣΗ MARPOL - ANNEX VI	11
1.2 ΔΕΙΚΤΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ EEDI (ENERGY EFFICIENCY DESIGN INDEX)	12
1.3 Ship Energy Efficiency Plan (SEEMP)	13
1.4 ΑΠΟΒΛΗΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΣΤΑ ΠΛΟΙΑ	15
2. ΒΑΣΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	22
2.1 ΣΥΜΒΑΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE.....	23
2.2 ΟΡΓΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE	24
2.3 ΥΠΕΡΚΡΙΣΙΜΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE	26
2.4 ΘΕΡΜΟΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ.....	28
2.5 ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΨΥΞΗΣ	29
2.6 ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΑΦΑΛΑΤΩΣΗΣ	30
2.7 ΧΡΗΣΗ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ	30
2.7.1 Στροβιλοϋπερπληρωτής	30
2.7.2 Υβριδικός στροβιλοϋπερπληρωτής.....	31
2.7.3 Χρήση στροβίλου ισχύος.....	32
2.7.4 Μηχανικό σύστημα turbo-compounding.....	32
2.7.5 Ηλεκτρικό σύστημα turbo-compounding	33
2.7.6 Υδραυλικό σύστημα turbo-compounding	34
3. ΕΣΤΙΑΣΗ ΣΤΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ TURBO-COMPOUNDING	36
3.1 Εισαγωγή - Μηχανικό turbo-compounding	36
3.2 ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΓΙΑ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΕΚΜΕΤΑΛΛΕΥΣΗ.....	38
3.3 ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ TURBO-COMPOUNDING	38
3.4 ΑΠΟΔΟΣΗ TURBO-COMPOUNDING	43
3.4.1 Αντίθλιψη καυσαερίων (back pressure).....	43
3.4.2 Βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος.....	45
3.4.3 Λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου.....	46
3.4.4 Ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος	46
3.4.5 Λόγος συμπίεσης της μηχανής και λόγος πίεσης του συμπιεστή	47
3.4.6 Εισαγωγή και χρονισμός βαλβίδων	47
3.4.7 Χρόνος έναρξης της καύσης	48
3.4.8 Σύστημα ανακύκλωσης καυσαερίων (EGR)	48

3.4.9 Σύστημα μετεπεξεργασίας καυσαερίων	49
3.6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ TURBO-COMPOUNDING	49
4. ΠΡΑΚΤΙΚΗ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	51
4.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΕΚΜΕΤΑΛΕΥΣΗΣ ΑΠΟΒΛΗΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ – WASTE HEAT RECOVERY SYSTEMS	51
4.1.1 Συστήματα ανάκτησης - Έννοια και διάταξη ισχύος	51
4.1.2 Ηλεκτρικό σύστημα turbo - Compounding (PTG)	53
4.1.3 Ηλεκτρικό σύστημα turbo – Compounding με χρήση αμοστρόβιλου PTG54	
4.1.4 Συνδυασμένη εφαρμογή Ηλεκτρικού συστήματος turbo-compounding (ST-PT).....	55
4.1.5 Εφαρμογή στρόβιλου ισχύος WHRS	57
4.1.6 Στρόβιλος ατμού WHRS	57
4.1.7 Πλήρης διάταξη συνδυασμένου ηλεκτρικού turbo-compounding με στρόβιλο ατμού και στρόβιλο ισχύος WHRS	59
4.1.8 Κύρια Μηχανή και σύστημα έλεγχου WHRS	62
4.1.9 Δεδομένα απόδοσης κυρίας μηχανής.....	65
5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	74

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα εργασία πραγματοποιείται μια εισαγωγή στην διεθνή ναυτιλιακή νομοθεσία, όπου αποσκοπεί στην μείωση των περιβαλλοντικών ρύπων που προέρχονται κυρίως από την καύση ναυτικών καυσίμων στα πλοία. Το νομοθετικό πλαίσιο αυτό θέτει ως στόχο στις ναυτιλιακές εταιρίες, την μείωση της κατανάλωσης καυσίμων, και συνεπώς την μείωση των περιβαλλοντικών ρύπων. Αυτό επιτυγχάνεται με διάφορους τρόπους, όπως με την χρήση συστημάτων ανάκτησης θερμότητας από τα καυσαέρια, που περιγράφεται παρακάτω.

Στο σημείο αυτό γίνεται μια ανασκόπηση σε διάφορα συστήματα ανάκτησης θερμότητας με εφαρμογή σε πλοία, παρουσιάζονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά τους ως προς την διάταξη, τα οφέλη καθώς και την σκοπιμότητα εφαρμογής.

Βασική ιδέα αποτελεί η καλύτερη κατανόηση των διαθέσιμων επιλογών για την ανάκτηση και χρήση της απόβλητης θερμότητας σε διάφορες εφαρμογές στα πλοία με σκοπό τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και της περιβαλλοντικής συμμόρφωσης με τους ισχύοντες διεθνείς κανονισμούς.

Στη συνέχεια, η παρούσα εργασία εστιάζει στην εφαρμογή ενός συγκεκριμένου συστήματος ανάκτησης θερμότητας, του turbo-compounding σε κινητήρες πλοίων και συμπεραίνονται τα μειονεκτήματα και πλεονεκτήματα εφαρμογής του turbo-compounding, καθώς και τα τεχνικά χαρακτηριστικά κάθε διάταξης.

Τέλος, πραγματοποιείται μια ανασκόπηση συστημάτων WHR από την εταιρεία MAN που υπάρχουν διαθέσιμα στην αγορά. Συγκεκριμένα, παρουσιάζονται διάφορες διατάξεις και συνδυασμένα συστήματα WHR, όπου στα οποία έχουν πραγματοποιηθεί μετρήσεις σε συνθήκες λειτουργίας είτε σε περιβάλλον προσομοίωσης, είτε σε πραγματικό.

ΟΡΟΛΟΓΙΑ – ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ

IMO = International Maritime Organization

Παγκόσμιος Ναυτιλιακός Οργανισμός

MARPOL = International Convention for the Prevention of pollution from Ships

Παγκόσμιο Συνέδριο για την Πρόβλεψη Θαλάσσιας ρύπανσης από Πλοία

ECA = Emission Control Area

Περιοχή ελεγχόμενων Εκπομπών

NOx = Nitrogen Oxides

Οξειδία Αζώτου

SOx = Sulfuric Oxides

Οξειδία του Θείου

CO2 = Carbon Dioxide

Διοξείδιο του Άνθρακα

MEPC = Marine Environmental Protection Committee

Επιτροπή Ναυτιλιακής Προστασίας του περιβάλλοντος

EEDI = Energy Efficiency Design index

Δείκτης Ενεργειακής Απόδοσης Σχεδιασμού

EEOI = Energy Efficiency Operational Index

Επιχειρησιακός Δείκτης Ενεργειακής Απόδοσης

EEXI = Energy Efficiency Design Index of Existing vessels

Δείκτης Ενεργειακής απόδοσης Σχεδιασμού υπαρχόντων πλοίων

DWT = Dead Weight

GT = Gross Tonnage

WHRS = Waste Heat Recovery System

Σύστημα Ανάκτησης Απόβλητης Θερμότητας

MED = Multi-Effect Flash desalination / Evaporation

MSF = Multistage Flash Desalination

MCR = Maximum Continuous Rating

NCR = Normal Continuous Rating

T/C = Turbocharger

Στροβιλοσυμπιεστής

TCS = Turbo compound system

PT = Power Turbine

Στρόβιλος Ισχύος

Hy-T/C = Hybrid turbocharger

Υβριδικός Στροβιλοσυμπιεστής

THS = Turbocharger Hydraulic System
Υδραυλικός Στροβίλος

AC = Alternating Current
Εναλλασσόμενο Ρεύμα

DC = Direct Current
Συνεχές Ρεύμα

TEG = Thermo-Electric Generator
Θερμο-ηλεκτρική γεννήτρια

RC = Rankine Cycle

ORC = Organic Rankine Cycle

SCRC = Super-Critical Rankine Cycle

KC = Kalina Cycle

JCW = Jacket Cooling Water

FWG = Fresh Water Generator

PTG = Power Turbine Generator

STG = Steam Turbine Generator

LP = Low pressure

HP = High Pressure

CFD = Computational Fluid Dynamics

ME = Main Engine

SFOC = Specific Fuel Oil Consumption

HCCI = Homogenous Charge Compression Ignition

PMS = Power Management System

PTI = Power Turbine Input

PTO = Power Turbine Output

EGB = Exhaust Gas By-pass

EGR = Exhaust Valve Re-circulation

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η εξοικονόμηση ενέργειας και η μείωση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων από την κατανάλωσή της, αποτελεί βασική μέριμνα παγκοσμίως και σε όλους τους τομείς της τεχνολογίας. Στον τομέα των θαλασσίων μεταφορών, γίνονται ιδιαίτερες προσπάθειες για την εξέλιξη υπαρχόντων τεχνολογιών και εξεύρεση νέων που οδηγούν στη μείωση κατανάλωσης καυσίμου στα πλοία.

Μία τέτοια τεχνολογία αποτελεί και η εκμετάλλευση της απόβλητης θερμότητας σε πλοία, την οποία πραγματεύεται η παρούσα εργασία. Ειδικότερα, στο εισαγωγικό αυτό κεφάλαιο αναλύονται τα κίνητρα για μια τέτοια προσέγγιση και η σκοπιμότητά της με αναφορές στη διεθνή νομοθεσία.

Αρχικά γίνεται μία αναφορά στη διεθνή ναυτιλιακή νομοθεσία που ιστορικά απαιτεί ολοένα και μικρότερη κατανάλωση καυσίμου χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο, καθώς και αντίστοιχη μείωση σε εκπομπές οξειδίων του αζώτου.

1.1 ΣΥΜΒΑΣΗ MARPOL - ANNEX VI ¹

Η κύρια νομοθεσία είναι η Διεθνής Σύμβαση για την Πρόληψη της Ρύπανσης από Πλοία (MARPOL) εξαιτίας λειτουργικής ή άλλης τυχαίας αιτίας, η οποία εγκρίθηκε αρχικά στις 2 Νοεμβρίου 1973 στον IMO (International Maritime Organization) ως μέτρο με αφορμή ατυχήματα δεξαμενόπλοιων που έλαβαν χώρα την περίοδο 1976-1977. Με τη Σύμβαση MARPOL του 1973 να μην έχει τεθεί ακόμη σε ισχύ, το Πρωτόκολλο MARPOL του 1978 απορρόφησε τη μητρική Σύμβαση και η συνδυασμένη πράξη τέθηκε τελικά σε ισχύ στις 2 Οκτωβρίου 1983. Το 1997, εγκρίθηκε ένα πρωτόκολλο για την τροποποίηση της σύμβασης και προστέθηκε ένα νέο παράρτημα VI το οποίο τέθηκε σε ισχύ στις 19 Μαΐου 2005.

Η Σύμβαση περιλαμβάνει κανονισμούς που αποσκοπούν στην πρόληψη και την ελαχιστοποίηση της ρύπανσης από τα πλοία - τόσο της τυχαίας ρύπανσης όσο και εκείνης από τις συνήθεις εργασίας, ενώ σε παραρτήματά της περιλαμβάνονται ειδικές περιοχές με αυστηρούς ελέγχους στις λειτουργικές απορρίψεις.

Στοχεύοντας στην προοδευτική μείωση παγκοσμίως των εκπομπών SO_x, NO_x και σωματιδίων, στο παράρτημα MARPOL Annex IV τίθενται όρια στις εκπομπές οξειδίων του θείου (SO_x) και του αζώτου (NO_x) από τα καυσαέρια του πλοίου και απαγορεύονται οι σκόπιμες εκπομπές ουσιών που καταστρέφουν το όζον. Επιπλέον, γίνεται η εισαγωγή περιοχών ελέγχου εκπομπών (ECAs – Emission Control Areas) για τη μείωση των εκπομπών ατμοσφαιρικών ρύπων σε καθορισμένες θαλάσσιες περιοχές, όπου τίθενται ακόμη αυστηρότερα μέτρα για SO_x, NO_x. Τέλος, ένα κεφάλαιο που εγκρίθηκε το 2011 αναφέρεται σε υποχρεωτικά τεχνικά και επιχειρησιακά μέτρα

ενεργειακής απόδοσης με στόχο τη μείωση των εκπομπών αερίων θερμοκηπίου από πλοία.

Βάσει του αναθεωρημένου παραρτήματος VI της MARPOL, το συνολικό όριο θείου μειώνεται από το τότε τρέχον 3,50% σε 0,50%, με ισχύ από την 1η Ιανουαρίου 2020 για περιοχές εκτός ECA, ενώ για περιοχές εντός ECA το όριο είναι 0,10% σε θείο.

1.2 ΔΕΙΚΤΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ EEDI (ENERGY EFFICIENCY DESIGN INDEX) ²

Ο Δείκτης Σχεδιασμού Ενεργειακής Απόδοσης (EEDI) κατέστη υποχρεωτικός για νέα πλοία και το Σχέδιο Διαχείρισης Ενεργειακής Απόδοσης Πλοίων (SEEMP) για όλα τα πλοία στο MEPC 62 (Ιούλιος 2011) με την έγκριση τροποποιήσεων στο Παράρτημα VI της MARPOL, κάτι που αποτέλεσε την πρώτη νομικά δεσμευτική συνθήκη για την κλιματική αλλαγή που εγκρίθηκε μετά το Πρωτόκολλο του Κιότο.

Ο δείκτης EEDI για νέα πλοία είναι το πιο σημαντικό τεχνικό μέτρο και στοχεύει στην προώθηση της χρήσης πιο ενεργειακά αποδοτικού (λιγότερο ρυπογόνου) εξοπλισμού και κινητήρων. Το EEDI απαιτεί ένα ελάχιστο επίπεδο ενεργειακής απόδοσης ανά μίλι χωρητικότητας (π.χ. τόνο-μίλι) για διαφορετικούς τύπους και μεγέθη πλοίων. Από την 1η Ιανουαρίου 2013, μετά από μια αρχική διετή φάση, ο νέος σχεδιασμός πλοίου πρέπει να πληροί το επίπεδο αναφοράς για τον τύπο του πλοίου. Το επίπεδο πρέπει να αυξάνεται σταδιακά κάθε πέντε χρόνια, και έτσι ο EEDI αναμένεται να τονώσει τη συνεχή καινοτομία και την τεχνική ανάπτυξη όλων των εξαρτημάτων που επηρεάζουν την απόδοση καυσίμου ενός πλοίου από τη φάση σχεδιασμού του. Το EEDI είναι ένας μη προδιαγεγραμμένος, βασισμένος στην απόδοση μηχανισμός που αφήνει την επιλογή των τεχνολογιών που θα χρησιμοποιηθούν στη σχεδίαση ενός πλοίου. Με στόχο την επίτευξη του απαιτούμενου επιπέδου ενεργειακής απόδοσης, οι σχεδιαστές και οι κατασκευαστές πλοίων είναι ελεύθεροι να χρησιμοποιούν τις πιο οικονομικά αποδοτικές λύσεις ώστε το πλοίο να συμμορφώνεται με τους κανονισμούς. Ο δείκτης EEDI παρέχει συγκεκριμένη μέγιστη τιμή για κάθε μεμονωμένο πλοίο, εκφρασμένο σε γραμμάρια διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) ανά τόνο-μίλι (όσο μικρότερος είναι ο EEDI τόσο πιο ενεργειακά αποδοτικό είναι το πλοίο).

Το επίπεδο μείωσης CO₂ (γραμμάρια CO₂ ανά τόνο-μίλι) για την πρώτη φάση ορίζεται σε 10% και θα γίνεται αυστηρότερο κάθε πέντε χρόνια για να συμβαδίζει με τις τεχνολογικές εξελίξεις των νέων μέτρων αποτελεσματικότητας και μείωσης. Τα ποσοστά μείωσης έχουν καθοριστεί μέχρι την περίοδο 2025 και μετά, όταν απαιτείται μείωση 30% για τους ισχύοντες τύπους πλοίων που υπολογίζονται από μια γραμμή αναφοράς που αντιπροσωπεύει τη μέση απόδοση για τα πλοία που κατασκευάστηκαν μεταξύ 2000 και 2010. Το EEDI έχει αναπτυχθεί για το μεγαλύτερο και πιο ενεργειακά εντατικό τμήματα του

παγκόσμιου εμπορικού στόλου και συμπεριλαμβάνει εκπομπές από νέα πλοία που καλύπτουν τους ακόλουθους τύπους πλοίων: δεξαμενόπλοια, χύδην μεταφορείς, μεταφορείς φυσικού αερίου, γενικά φορτηγά πλοία, πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, ψυγεία και συνδυασμένους μεταφορείς. Το 2014, η MEPC ενέκρινε τροποποιήσεις των κανονισμών EEDI για να επεκτείνει το πεδίο εφαρμογής του EEDI σε: αερομεταφορείς ΥΦΑ, φορτηγά πλοία ro-ro (μεταφορείς οχημάτων), φορτηγά πλοία ro-ro, επιβατηγά πλοία ro-ro και επιβατηγά κρουαζιερόπλοια με μη συμβατική πρόωση. Αυτές οι τροποποιήσεις σημαίνουν ότι οι τύποι πλοίων που είναι υπεύθυνοι για περίπου το 85% των εκπομπών CO₂ από τη διεθνή ναυτιλία ενσωματώνονται στο διεθνές κανονιστικό καθεστώς.

Βασική ιδέα στην εφαρμογή του EEDI είναι η βελτίωση του μοντέλου της γάστρας πλοίων καθώς και της διαχείρισης των μηχανημάτων με σκοπό την μείωση των εκπομπών CO₂, βελτιώνοντας έτσι την αποδοτικότητα των νεότευκτων πλοίων.³

Η σχέση που υπολογίζεται ο Δείκτης ενεργειακής απόδοσης EEDI εκφράζεται ως εξής:

$$EEDI = \frac{\text{Impact to environment}}{\text{Benefit to society (transport work)}} = \frac{\text{Power} \times \text{Fuel Consumption} \times \text{CO}_2 \text{ Emission Factor}}{\text{Capacity} \times \text{Ship Speed}} \quad 4$$

1.3 Ship Energy Efficiency Plan (SEEMP)

Ο Παγκόσμιος ναυτιλιακός Οργανισμός (IMO) έχει αναπτύξει και δομήσει ένα ειδικό εργαλείο που ονομάζεται Πρόγραμμα Διαχείρισης Ενεργειακής Απόδοσης (SEEMP) για την μέτρηση και τον έλεγχο των απόβλητων αερίων Θερμοκηπίου για τα ήδη υπάρχοντα πλοία.

Το Πρόγραμμα Διαχείρισης Ενεργειακής Απόδοσης παρέχει μια πρακτική προσέγγιση στις ναυτιλιακές εταιρίες για την διαχείριση των διαφόρων λειτουργιών και της ενεργειακής απόδοσης των πλοίων, στον χρόνο, χρησιμοποιώντας έναν Επιχειρησιακό Δείκτη Ενεργειακής Απόδοσης (EEOI – Energy Efficiency Operation index) ως εποπτικό εργαλείο.

Για τη βελτίωση της αποδοτικότητας ενός πλοίου το πρόγραμμα διαχείρισης ενεργειακής απόδοσης μπορεί να εφαρμοστεί με διάφορες μεθόδους όπως, η βελτιστοποίηση της ταχύτητας του πλοίου η αλλαγή πορείας κατά τη διάρκεια του ταξιδιού για την αποφυγή δυσμενών καιρικών φαινομένων, ο καθαρισμός της γάστρας του πλοίου, και εγκατάσταση Συστημάτων ανάκτησης θερμότητας. Όλες αυτές οι μέθοδοι που βοηθούν στην αύξηση της συνολικής αποδοτικότητας του πλοίου και των λειτουργιών του.

Το πρόγραμμα διαχείρισης ενεργειακής απόδοσης πρέπει να είναι ειδικό για κάθε πλοίο και πρέπει να εφαρμοστεί σύμφωνα με τον τύπο του πλοίου το

φορτίο που μεταφέρει τα ταξίδια του και άλλους σχετικούς παράγοντες. Συνεπώς, το πρόγραμμα διαχείρισης ενεργειακής απόδοσης το πλοίο μπορεί να εφαρμοστεί σε μία εταιρεία γενικότερα ή σε στόλο παρόμοιων πλοίων.

Οι βασικοί στόχοι δημιουργώντας ένα πρόγραμμα διαχείρισης ενεργειακής απόδοσης πλοίου για ένα συγκεκριμένο πλοίο είναι η εκτίμηση και ο καθορισμός της ενέργειας καταναλώσεις του πλοίου και η εφαρμογή διαφόρων μέτρων για τη μείωση της.

Βασικοί παράγοντες του προγράμματος διαχείρισης ενεργειακής απόδοσης πλοίου:

1. Βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης του πλοίου
2. Μείωση της κατανάλωσης καυσίμου
3. Μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου από το πλοίο

Ένας βασικός παράγοντας του προγράμματος διαχείρισης ενεργειακής απόδοσης πλοίου είναι επιχειρησιακός δείκτης ενεργειακής απόδοσης, ο οποίος αποτελεί ένα κοπτικό εργαλείο της διαχείρισης ενεργειακής απόδοσης του πλοίου.

Ο επιχειρησιακός δείκτης ενεργειακής απόδοσης μπορεί να καθοριστεί από την κατανάλωση καυσίμου ενός πλοίου σε ένα συγκεκριμένο ταξίδι μεταφέροντας μία συγκεκριμένη ποσότητα φορτίου.

Για να υπολογιστεί ενεργειακός επιχειρησιακός δείκτης διαχείρισης ενεργειακής απόδοσης τα παρακάτω χρειάζονται:

1. Ο τύπος καυσίμου (j)
2. Ο αριθμός ταξιδιού (i)
3. Η μάζα καυσίμου που έχει καταναλωθεί κατά τη διάρκεια ενός ταξιδιού (FC_i)
4. Η απόσταση που έχει μεταφερθεί το φορτίο σε ναυτικά μίλια (D_i)
5. Ο λόγος μάζας καυσίμου προς μάζα διοξειδίου του άνθρακα ($m_{cargo,i}$)

$$EEOI = \frac{\sum_i FC_i \cdot C_{carbon}}{\sum_i m_{cargo,i} \cdot D_i}$$

1.4 ΑΠΟΒΛΗΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΣΤΑ ΠΛΟΙΑ

Κατά τη λειτουργία των πλοίων απαιτείται η κατανάλωση ορυκτών καυσίμων για την παραγωγή της απαιτούμενης ενέργειας για την πρόωσή τους, καθώς και ενέργειας για τις βοηθητικές τους λειτουργίες. Η κατανάλωση ορυκτών καυσίμων αυξάνεται ραγδαία τα τελευταία χρόνια λόγω των αυξημένων αναγκών για θαλάσσιες μεταφορές, γεγονός που οδήγησε τους θεσμικούς παράγοντες στη νομοθέτηση κανονισμών (για τους οποίους έγινε αναφορά σε προηγούμενες ενότητες), με στόχο τον περιορισμό των εκπομπών ατμοσφαιρικών ρύπων.

Ο διεθνής ναυτιλιακός στόλος κυριαρχείται από τον εμπορικό στόλο, ο οποίος με τη σειρά του απαρτίζεται κυρίως από τα εξής τρία είδη πλοίων:

- τα πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου (bulk carriers),
- τα δεξαμενόπλοια (oil tankers) και
- τα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων (container ships).

Οι τρεις παραπάνω κατηγορίες, αντιπροσωπεύουν στο σύνολό τους, περίπου το 84% της συνολικής χωρητικότητας⁵ και σχεδόν 80% του συνόλου των πλοίων που παραγγέλλονται και ναυπηγούνται κάθε χρόνο. Το μεγαλύτερο μέρος της ποσότητας καυσίμου που καταναλώνεται από αυτά αφορά τη λειτουργία της κύριας μηχανής του πλοίου για την παραγωγή της απαιτούμενης ενέργειας πρόωσης. Ο **Πίνακας 1** παρέχει αντιπροσωπευτικές τιμές και ποσοστά σχετικά με τη μέση κατανάλωση καυσίμου για κάθε μία από τις τρεις σημαντικότερες κατηγορίες πλοίων του συνόλου του διεθνούς στόλου.

Ship Type	Tonnage (million DWT)	Percentage of total tonnage (%)	Number of ships	Fuel consumption (M tons/Year)
Bulk carriers	726	42.9	10018	53.4
Oil tankers	482	28.5	9317	39.7
Container Ships	216	12.8	5077	66

[Πίνακας 1 Κατανάλωση Καυσίμου σε κύριες κατηγορίες πλοίων⁶]

Πέραν της πρόωσής τους, τα περισσότερα από τα σκάφη για την κάλυψη των απαιτήσεών τους σε ηλεκτρική ισχύ, χρησιμοποιούν κινητήρα Diesel ή ατμοστρόβιλο ή και πιο σπάνια αεριοστρόβιλο, με τον κινητήρα Diesel να αποτελεί μακράν την περισσότερο χρησιμοποιούμενη επιλογή σε ευρύ φάσμα τύπων πλοίων. Το 96% της μέγιστης εγκατεστημένης ισχύος του συνόλου των εμπορικών πλοίων άνω των 100 GRT παράγεται από κινητήρες Diesel⁷. Μεταξύ αυτών, το 85% τροφοδοτούνται από δίχρονες Diesel μηχανές, με το υπόλοιπο ποσοστό να χρησιμοποιεί τετράχρονους Diesel κινητήρες⁸. Ο δίχρονος κινητήρας Diesel διαθέτει οικονομικά και λειτουργικά οφέλη. Με την χαμηλή περιστροφή του, η ταχύτητα κάνει εφικτή τη χαμηλή τριβή και την υψηλότερη απόδοση. Επιπλέον, καίει φθηνότερο καύσιμο.

Οι μοντέρνοι πετρελαιοκινητήρες υψηλής ισχύος, τόσο οι δίχρονοι όσο και οι τετράχρονοι, έχουν περίπου 50% αποδοτικότητα ως προς την αξιοποίηση της χημικής ενέργειας του καυσίμου σε χρήσιμη θερμική ενέργεια (που μετατρέπεται δηλαδή σε μηχανική ενέργεια), ενώ το υπόλοιπο χάνεται στο περιβάλλον στη μορφή απόβλητης θερμότητας. Λόγω του ότι εναλλακτικά συστήματα πρόωσης δεν διατίθενται με παρόμοια απόδοση, αναμένεται ότι ο κινητήρας Diesel θα εξακολουθήσει να χρησιμοποιείται ευρέως για εύλογο χρονικό διάστημα.

Όλα τα κινητήρια συστήματα που αναφέρθηκαν παραπάνω χρησιμοποιούν ορυκτά καύσιμα για να μετατρέψουν τη χημική τους ενέργεια σε θερμική ενέργεια καύσης και στη συνέχεια σε μηχανική ισχύ, η οποία εύκολα μετατρέπεται περαιτέρω σε άλλες μορφές ενέργειας, ανάλογα με τις απαιτήσεις. Η μετατροπή της χημικής ενέργειας του καυσίμου σε θερμική ενέργεια πραγματοποιείται μέσω μιας διεργασίας καύσης, η οποία αποτελεί την κύρια πηγή εκπομπών ρύπων ενός πλοίου. Οι ρύποι αυτοί είναι τα προϊόντα και υποπροϊόντα της καύσης (δηλαδή αέρια συστατικά των καυσαερίων και σωματίδια). Λόγω του ότι οι ρύποι των πλοίων συμβάλλουν σημαντικά στην ανθρωπογενή επίδραση στο περιβάλλον και προκειμένου να προστατευθεί το κλίμα της Γης, καταβάλλονται σημαντικές προσπάθειες προς την κατεύθυνση σχεδίασης και υλοποίησης του «πράσινου πλοίου» (Green Ship) στο κοντινό μέλλον.

Μία κατεύθυνση έρευνας για το σκοπό αυτό αφορά τις τεχνολογίες καθαρότερης καύσης ή/και επεξεργασίας (after treatment) των καυσαερίων. Επίσης, σε διαρκή εξέλιξη βρίσκονται ερευνητικές εργασίες που αφορούν προηγμένες τεχνολογίες καύσης και στοχεύουν στη βελτίωση της θερμικής απόδοσης, βελτιστοποιώντας τη διαμόρφωση του κινητήρα με σκοπό την επίτευξη μικρότερης κατανάλωσης καυσίμου, όπως η HCCI⁹, η καύση με φτωχό μίγμα αέρα-καυσίμου και η στρωματοποιημένη (stratified)¹⁰ καύση. Λόγω όμως του γεγονότος ότι έχει επέλθει σχετική ωρίμανση στις τεχνολογίες αυτές, καθίσταται αργή και δυσκολότερη η περαιτέρω βελτίωσή τους. Επιπλέον, παρά την εξέλιξη των τεχνολογιών αυτών, εξακολουθεί να είναι δύσκολο να τηρηθούν οι αυστηροί κανονισμοί που τίθενται για τις εκπομπές ρύπων.

Λόγω του γεγονότος ότι η ποσότητα των εκπομπών ρύπων αυξάνει με την αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου, πέραν της βελτίωσης των συνθηκών καύσης, η ζητούμενη μείωση ρύπων μπορεί να επιτευχθεί και μέσω της βελτίωσης του συνολικού βαθμού απόδοσης των διατάξεων παραγωγής ενέργειας του πλοίου (ενεργειακά συστήματα πλοίου). Με βελτιωμένο βαθμό απόδοσης, συγκεκριμένη ποσότητα καυσίμου θα παράγει περισσότερη ισχύ ή ισοδύναμα για την παραγωγή δεδομένης ισχύος θα απαιτείται λιγότερη ποσότητα καυσίμου, οπότε και θα εκλύονται λιγότεροι ρύποι. Για το λόγο αυτό γίνεται επίσης πολλή έρευνα στην κατεύθυνση βελτίωσης του θερμοδυναμικού κύκλου του κινητήρα και των επιμέρους ενεργειακών συστημάτων του πλοίου στοχεύοντας στην αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσής τους.

Εναλλακτική προσέγγιση για τη βελτίωση της συνολικής ενεργειακής απόδοσης των ενεργειακών συστημάτων ενός πλοίου αποτελεί η εκμετάλλευση της απόβλητης θερμικής τους ενέργειας, η οποία γενικά μπορεί να αφορά

- (α) την άμεση χρήση της στη μορφή θερμότητας για υπηρεσίες θέρμανσης (θέρμανση χώρων, πετρελαίου, θαλάσσιου έρματος) ή και ψύξης (μέσω “heat-driven” τεχνολογιών ψύξης),
- (β) τη μετατροπή της σε μηχανική ισχύ και πρόσδοσή της στον άξονα της προπέλας με σκοπό την προσαύξηση της μηχανικής ισχύος πρόωσης,
- (γ) τη μετατροπή της σε ηλεκτρική ισχύ, και τη διάθεσή της για την κάλυψη ενεργειακών αναγκών του πλοίου (π.χ. φωτισμός, ψύξη, κτλ).

Η συλλογή και αξιοποίηση της απόβλητης θερμότητας στο πλαίσιο των περιπτώσεων (β) και (γ) παραπάνω, πραγματοποιείται μέσω των λεγόμενων συστημάτων ανάκτησης απόβλητης θερμότητας (WHRS - Waste Heat Recovery Systems) και αποτελεί μία από τις πιο σημαντικές μεθόδους εξοικονόμησης ενέργειας. Στοχεύει στη βελτίωση της απόδοσης που συνεπάγεται την αποτελεσματικότερη χρήση των καυσίμων και συνακόλουθα οδηγεί στην επίτευξη μειωμένων εκπομπών ρύπων στο περιβάλλον. Ένα WHRS μπορεί να χρησιμοποιήσει την απόβλητη θερμότητα για την παραγωγή μηχανικής/ηλεκτρικής ενέργειας, η οποία στη συνέχεια μπορεί να συνδράμει στη ζήτηση ενέργειας για πρόωση ή/και τις βοηθητικές λειτουργίες, χωρίς επιπλέον κατανάλωση καυσίμου και άρα με μηδενικές εκπομπές CO₂.

Θα πρέπει να σημειωθεί ότι σε αντίθεση με τις συνθήκες λειτουργίας ενός αυτοκινήτου, ο κινητήρας ενός πλοίου, ειδικά εκείνων μεγάλης χωρητικότητας, εκ των πραγμάτων λειτουργεί με σταθερή ταχύτητα για μεγάλα χρονικά διαστήματα. Για το λόγο αυτό, και η απόβλητη θερμότητά του διατίθεται με σταθερό ρυθμό και εμφανίζει λιγότερες διακυμάνσεις σε σύγκριση με εκείνη του αυτοκινήτου. Δεδομένου και ότι ο ρυθμός απόρριψης θερμότητας στα πλοία είναι σημαντικού μεγέθους, το δυναμικό ανάκτησης θερμότητας σε μια τέτοιου είδους εφαρμογή είναι ιδιαίτερα ελπιδοφόρο.

Η ενέργεια που μπορεί να ανακτηθεί από τον κινητήρα ενός πλοίου εξαρτάται σημαντικά από το μέγεθός του, το φορτίο του και τη θερμοκρασία περιβάλλοντος σε ώρα λειτουργίας. Έτσι, το μέγεθος της μηχανής, η διαδρομή που ακολουθεί το πλοίο κατά τη λειτουργία του, η κατάσταση φόρτωσης και οι συνθήκες περιβάλλοντος είναι χαρακτηριστικά που πρέπει να λαμβάνονται υπόψη για την επιλογή του κατάλληλου τρόπου αξιοποίησης της απόβλητης θερμότητάς του. Πριν την εκπόνηση έρευνας σχετικά με την ανάκτηση της απόβλητης θερμότητας από ένα κινητήρα ντίζελ, είναι σκόπιμο να πραγματοποιείται ανάλυση του ενεργειακού του ισοζυγίου, ώστε να διαπιστωθεί το διαθέσιμο δυναμικό προς αξιοποίηση από το WHRS. Στη βιβλιογραφία υπάρχουν σχετικές μελέτες, όπως π.χ. αυτή των Scarpin F., Stefansson SH, Haglind F, Andreasen A, Larsen U.¹¹, όπου αξιολογήθηκε η απόδοση των θαλάσσιων δίχρονων κινητήρων Diesel, αναλύοντας το ενεργειακό τους ισοζύγιο σε συνδυασμό με τη χρήση των δυνατών επιλογών

για την ανάκτηση ενέργειας από τις διάφορες πηγές απόβλητης θερμότητας του κινητήρα.

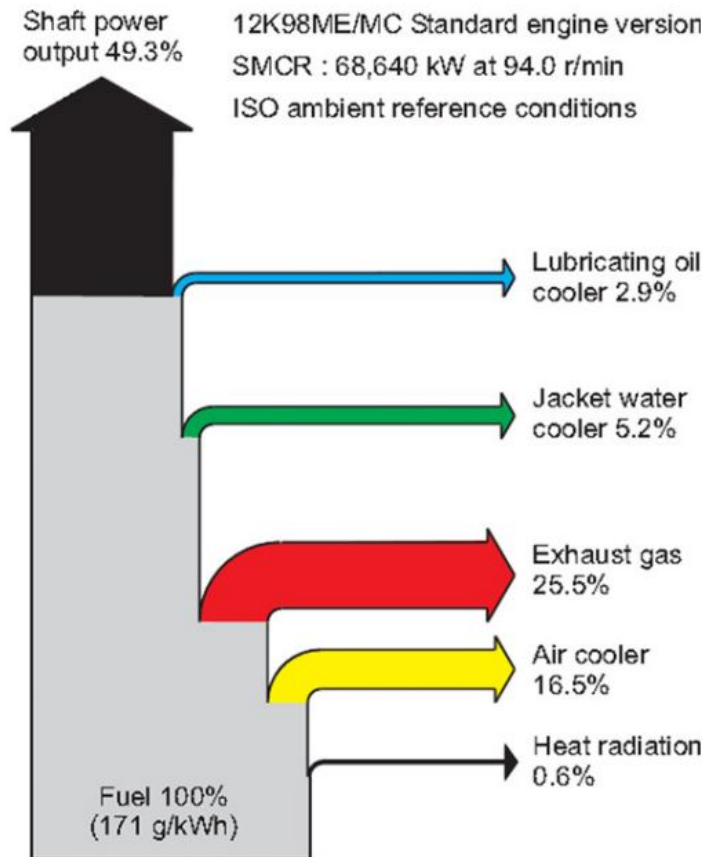
Η απόβλητη θερμότητα σε ένα πλοίο είναι ουσιαστικά μέρος της χημικής ενέργειας του καυσίμου που χάνεται στη μορφή θερμότητας στο περιβάλλον από διάφορες εργασίες κατά τη διάρκεια της κανονικής λειτουργίας της μηχανής. Για ένα κινητήρα Diesel που τροφοδοτείται για παράδειγμα με πετρέλαιο, το καυσαέριο του κινητήρα αποτελεί το σημαντικότερο ποσοστό απόβλητης θερμότητας. Το **Σχήμα 1**¹² απεικονίζει τυπικό ενεργειακό ισοζύγιο δίχρονου κινητήρα Diesel. Όπως φαίνεται, περίπου το 50% της συνολικής ενέργειας του καυσίμου απορρίπτεται στο περιβάλλον με διαφορετικούς επιμέρους τρόπους. Σε κάθε ένα από τα εικονιζόμενα ρεύματα απόβλητης θερμότητας είναι διακριτό και το διαφορετικό ποσοστό ενέργειας που μεταφέρεται, το οποίο ποικίλλει τόσο σε ποσότητα όσο και σε ποιότητα.

Κατά την ανάλυση ενός τέτοιου ισοζυγίου είναι σκόπιμο να διερευνηθεί κάθε επιμέρους ρεύμα απόβλητης θερμότητας, τόσο ως προς την ποσότητα θερμότητας που περιέχει όσο και ως προς την ποιότητά του που προσδιορίζεται με βάση τη θερμοκρασία του. Η ποσότητα της διαθέσιμης θερμότητας για κάθε ρεύμα εξαρτάται από την παροχή μάζας και τη θερμοκρασία του, ενώ η ποιότητά της εξαρτάται μόνο από τη θερμοκρασία του. Όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία στην οποία είναι διαθέσιμη η απόβλητη θερμότητα ενός ρεύματος, τόσο υψηλότερη η ποιότητά της και τόσο οικονομικότερη η ανάκτηση θερμότητας από το ρεύμα αυτό.

Σε ένα τυπικό κινητήρα Diesel, με βάση το **Σχήμα 1**, τρεις είναι οι κύριες πηγές με σημαντική δυνατότητα ανάκτησης θερμότητας με βάση τα τυπικά ποσοστά συμμετοχής τους στη συνολική απόβλητη θερμότητα (βλ. **Σχήμα 1**):

- η απορριπτόμενη θερμότητα μέσω του καυσαερίου,
- η απορριπτόμενη θερμότητα από το ψυγείο του αέρα και
- η απορριπτόμενη θερμότητα από το νερό ψύξης των χιτωνίων,

ενώ μάλλον αμελητέα είναι η απορριπτόμενη θερμότητα από την ψύξη του ελαίου λίπανσης και ακόμη περισσότερο αυτή που αντιστοιχεί σε άδηλες απώλειες της μηχανής μέσω ακτινοβολίας.



[Σχήμα 1 - Διάγραμμα ισορροπίας θερμότητας του ονομαστικού κινητήρα 12K98ME/MC της τυπικής έκδοσης του κινητήρα που λειτουργεί σε συνθήκες αναφοράς περιβάλλοντος ISO και 100 SMCR.¹²]

Το σημαντικό ποσοστό και η συνεχής παροχή απόβλητης θερμότητας καυσαερίου κατά τη λειτουργία του κινητήρα την καθιστά ιδιαίτερα ελκυστική. Επίσης, σε ένα τυπικό κινητήρα Diesel, ο αέρας σάρωσης υψηλής θερμοκρασίας στην έξοδο του από το στροβιλούπερπληρωτή (turbo), ψύχεται για να αυξήσει την πυκνότητα του αέρα πριν την εισαγωγή του στον κινητήρα. Παραδοσιακά, ο αέρας αυτός ψύχεται απορρίπτοντας τη θερμότητά του σε νερό ψύξης στον εναλλάκτη του αέρα σάρωσης (scavenging air). Το αντίστοιχο εύρος θερμοκρασιών της θερμότητας του αέρα σάρωσης, την καθιστά πιθανή πηγή για χρήση σε WHRS. Τέλος, η θερμότητα που μεταφέρεται από το νερό ψύξης των χιτωνίων του κινητήρα του καυσίμου χρησιμοποιείται είτε στη γεννήτρια γλυκού νερού για να παράγει καθαρό νερό από το θαλασσινό νερό για κατανάλωση στο πλοίο είτε να χαθεί από τους εναλλάκτες θερμότητας. Παρά το γεγονός ότι είναι μια πηγή χαμηλής ποιότητας θερμότητας, η θερμότητα του νερού του ζεστού νερού είναι μεγάλη, λόγω της υψηλής θερμοχωρητικότητας του νερού και συνεχώς διαθέσιμη κατά τη λειτουργία του κινητήρα. Με κατάλληλα επιλεγμένο WHRS την καθιστά και αυτή υποψήφια για τις εφαρμογές WHRS. Ένα WHRS μπορεί να σχεδιαστεί για να λειτουργεί τροφοδοτούμενο είτε από μία μόνο είτε από συνδυασμό διαφορετικών πηγών θερμότητας.

Σε κάθε περίπτωση πάντως, η σημαντικότερη πηγή θερμότητας προς εκμετάλλευση είναι με διαφορά αυτή του καυσαερίου. Γενικά, η μέγιστη θερμοκρασία καυσαερίου που παράγεται από ένα τυπικό δίχρονο κινητήρα πλοίου είναι χαμηλότερη σε σύγκριση με την αντίστοιχη ενός τετράχρονου κινητήρα. Από την άλλη μεριά, η παροχή μάζας καυσαερίων είναι μεγαλύτερη στην περίπτωση του δίχρονου κινητήρα, οπότε είναι δυνατό η προς εκμετάλλευση θερμική ενέργεια καυσαερίου να είναι συγκρίσιμη στους δύο κινητήρες, με την ποιότητά της να είναι γενικά καλύτερη στην περίπτωση του τετράχρονου κινητήρα.

Οι τιμές θερμοκρασιών των καυσαερίων ενός κινητήρα Diesel πλοίου ποικίλλουν ανάλογα με το φορτίο και τις συνθήκες περιβάλλοντος. Οι τυπικές τιμές τους για ονομαστικά φορτία είναι στην περιοχή 325-345°C για δίχρονους και 400-500°C για τετράχρονους κινητήρες. Δεδομένα από κατασκευαστές κινητήρων υποδεικνύουν ακόμη υψηλότερες θερμοκρασίες καυσαερίων για κινητήρες διπλού καυσίμου (dual fuel) σε λειτουργία φυσικού αερίου LPG. Οι θερμοκρασίες του νερού ψύξης του κινητήρα των 80-90°C είναι αρκετά τυπικές για τους περισσότερους κινητήρες. μολονότι για μερικούς κινητήρες διπλού καυσίμου και αερίου η θερμοκρασία του νερού ψύξης του κυλίνδρου μπορεί να φθάσει τους 125°C.¹³

Η ποιότητα της απόβλητης θερμότητας εξαρτάται όπως αναφέρθηκε από τη θερμοκρασία της. Ανάλογα με αυτή, χαρακτηρίζεται ως χαμηλή, μεσαία ή υψηλή, με ενδεικτικές τιμές των αντίστοιχων θερμοκρασιών να δίνονται στον **Πίνακα 2**.

Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί ότι, τα συστήματα WHR εξαρτώνται από πηγές υψηλής ποιότητας πηγές θερμότητας. Από τις πηγές απόβλητης θερμότητας που συναντώνται σε πλοία, το μεγαλύτερο μέρος τους ως προς εκμετάλλευση θερμότητας αφορά τιμές θερμοκρασίας μεταξύ χαμηλής και μεσαίας ποιότητας.

ΠΟΙΟΤΗΤΑ	ΕΥΡΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ (°C)
Υψηλή	>650
Μεσαία	232 – 649
Χαμηλή	<232

[Πίνακας 2 Ποιότητα θερμοκρασιών απόβλητης θερμότητας τυπικού κινητήρα πλοίου.^{14]}

Στον **Πίνακα 3** παρουσιάζονται οι κύριες πηγές απόβλητης θερμότητας, μαζί με τη χαρακτηριστική περιοχή θερμοκρασίας τους για τυπικό κινητήρα πλοίου. Από αυτές, η υψηλότερη ποιότητα παρέχεται από τα καυσαέρια του αποτεφρωτήρα σκουπιδιών (incinerator), οπότε έχει και το υψηλότερο δυναμικό από άποψη χρήσης σε ένα WHRS. Όμως, η λειτουργία του αποτεφρωτήρα είναι διακοπτόμενη (μη συνεχής) και η ποσότητα της παρεχόμενης θερμότητας είναι πολύ μικρή σε σύγκριση με άλλες πηγές. Η θερμότητα του αποτεφρωτήρα θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για τη λειτουργία ενός ειδικού WHRS ή για τη συμπλήρωση του WHRS που έχει

σχεδιαστεί για άλλες ροές για καλύτερη απόδοση σε ώρα λειτουργίας του αποτεφρωτήρα.

Τα καυσαέρια αποτελούν την καλύτερη πηγή θερμότητας από απόψεως ποσότητας και ποιότητας, αφού διατίθενται σε σημαντικές ποσότητες, με συνεχή τρόπο και σχετικά υψηλή θερμοκρασία. Η εκμετάλλευση της θερμότητας καυσαερίου οδηγεί στην ψύξη του και την ελάττωση της θερμοκρασίας του πριν την απόρριψη το περιβάλλον. Για το λόγο αυτό δεν είναι απεριορίστη, αλλά υπάρχει ελάχιστη τιμή θερμοκρασίας στην οποία επιτρέπεται να ψυχθεί σε έναν εναλλάκτη θερμότητας. Στην περίπτωση κινητήρων συμβατικού καυσίμου, η τιμή αυτή ονομάζεται σημείο δρόσου του καυσαερίου και σχετίζεται με τον κίνδυνο διάβρωσης της εγκατάστασης λόγω συμπύκνωσης θειικού οξέος στο ρεύμα καυσαερίων. Ως εκ τούτου, το WHRS που χρησιμοποιεί τη θερμότητα του καυσαερίου θα πρέπει να σχεδιάζεται έτσι ώστε να εξασφαλίζει ότι το καυσαέριο δεν ψύχεται κάτω από το σημείο δρόσου, γεγονός που θέτει περιορισμούς στην ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια. Στην πράξη (MAN Diesel) συνιστώνται ελάχιστες τιμές όχι μικρότερες των 165°C, ώστε να αποφεύγεται η όξινη διάβρωση και η συσσώρευση επικαθίσεων στους εναλλάκτες θερμότητας εκμετάλλευσης καυσαερίων. Η χρήση καυσίμων καθαρισμού στο μέλλον ίσως μειώσει τον κίνδυνο σχηματισμού οξέων και σε χαμηλότερες θερμοκρασίες και δώσει τη δυνατότητα αύξησης της ανάκτησης ενέργειας από τα καυσαέρια.

ΠΗΓΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	ΕΥΡΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ (°C)
Αποτεφρωτήρας – Incinerator	850 – 1200
Καυσαέριο Κινητήρα	200 - 500
Σάρωση	100 – 160
Νερό ψύξης κινητήρα	70 - 125

[Πίνακας 3 Θερμοκρασίες πηγών απόβλητης θερμότητας τυπικού κινητήρα πλοίου.¹⁵
]

Στη διεθνή βιβλιογραφία έχει προταθεί σημαντικός αριθμός τεχνολογιών WHRS για την παράγωγή μηχανικής ή ηλεκτρικής ενέργειας από την απόβλητη θερμότητα πλοίων. Η επιλογή του WHRS εξαρτάται άμεσα από την ποιότητα της διατιθέμενης θερμότητας. Στο επόμενο κεφάλαιο παρουσιάζονται κάποια βασικά γνωστά τέτοια συστήματα.

2. ΒΑΣΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται αναφορά σε κάποιες από τις υπάρχουσες βασικές τεχνολογίες εκμετάλλευσης της απόβλητης θερμότητας των καυσαερίων στα πλοία.

Ένα σύστημα ανάκτησης θερμότητας (WHRS) χαρακτηρίζεται ως τέτοιο, όταν παράγει ενέργεια εκμεταλλευόμενο μέρος της θερμικής ενέργειας που θα χανόταν εξ' ολοκλήρου στο περιβάλλον, χωρίς να απαιτείται επιπλέον κατανάλωση καυσίμου.

Όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, στα πλοία, περίπου το 50% της συνολικής ενέργειας του καυσίμου που παρέχεται από τους κινητήρες ντίζελ στο πλοίο, χάνεται τελικά στο περιβάλλον στην μορφή θερμότητας. Ενώ το συνολικό ποσό σπατάλης ενέργειας είναι σημαντικό, η ποιότητα της θερμικής ενέργειας που χάνεται δεν είναι υψηλή (βρίσκεται στην περιοχή χαμηλής και μεσαίας ποιότητας) λόγω της χαμηλής της θερμοκρασίας και έχει περιορισμένο δυναμικό παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Κατάλληλα για WHRS, είναι συστήματα και τεχνολογίες ικανές να χρησιμοποιούν τέτοιας ποιότητας ποσά θερμότητας για την παραγωγή μηχανικής/ηλεκτρικής ενέργειας.

Τέτοιες επιλογές WHR αναπτύχθηκαν βιομηχανικά για παραγωγή ενέργειας, π.χ. γεωθερμική παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Ειδικότερα για θαλάσσια χρήση, το WHRS θα πρέπει να έχει τα ακόλουθα χαρακτηριστικά:

- Να έχει υψηλή αποδοτικότητα στη χρήση της απόβλητης θερμότητας.
- Να έχει υψηλή πυκνότητα ισχύος για την παροχή μεγάλων απαιτήσεων ισχύος.
- Ικανότητα εκμετάλλευσης ιδιοτήτων μεταβατικής θερμότητας πηγής και απαγωγής θερμότητας.
- Να είναι προσαρμόσιμο στο μεταβαλλόμενο διαχειριστικό προφίλ του πλοίου, π.χ. slow steaming.
- Να έχει αξιόπιστη λειτουργία.
- Να είναι ασφαλές κατά το χειρισμό και τη λειτουργία του στο πλοίο.
- Η εγκατάστασή του στο πλοίο και η συνεργασία του με τα υπόλοιπα συστήματα παραγωγής ισχύος στο πλοίο να γίνεται με ευχέρεια.
- Να έχει μικρό αποτύπωμα (footprint) ως προς το χώρο που καταλαμβάνει και το βάρος του, λόγω των σχετικών περιορισμών στο πλοίο.

Μερικά από τα βασικά συστήματα για πλοία είναι:

- ✓ Συμβατικός κύκλος Rankine
- ✓ Οργανικός κύκλος Rankine
- ✓ Υπερκρίσιμος κύκλος Rankine
- ✓ Θερμοηλεκτρική παραγωγή ενέργειας
- ✓ Εγκατάσταση Ψύξης

- ✓ Εγκατάσταση αφαλάτωσης
- ✓ Διαταξη μηχανικής υπερπληρωσης
- ✓ Υπερσυμπιεστής ισχύος
- ✓ Διαταξη υβριδικής τουρμπινας καυσαερίων – exhaust gas turbine system
- ✓ Υδραυλικό σύστημα στροβιλοσυμπιεστών – hydraulic turbo-compound system
- ✓ Ηλεκτρικο-υδραυλικό σύστημα υπερπληρωσης - electrical turbo-compound system

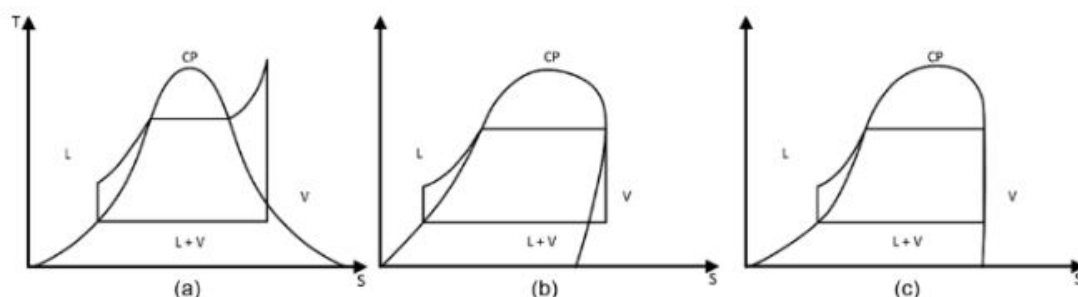
2.1 ΣΥΜΒΑΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE

Ο κύκλος Rankine είναι θερμοδυναμικός κύκλος που μετατρέπει τη θερμότητα σε έργο. Όπως φαίνεται στο **Σχήμα 2**, υπάρχουν τέσσερις βασικές συνιστώσες σε έναν συμβατικός κύκλο Rankine, με εργαζόμενο μέσο νερό: η αντλία κυκλοφορίας, ο εξατμιστής, ο ατμοστρόβιλος και ο συμπυκνωτής,. Το εργαζόμενο μέσο συνήθως κυκλοφορεί σε κλειστό κύκλωμα. Το νερό σε υγρή κατάσταση αντλείται από την έξοδο του συμπυκνωτή και οδηγείται στον εξατμιστή. Εκεί, η απόβλητη θερμότητα των καυσαερίων της μηχανής του πλοίου, χρησιμοποιείται για τη θέρμανσή του και τη μετατροπή του σε υδρατμό. Ο υδρατμός εκτονώνεται στον ατμοστρόβιλο και παράγει μηχανική ισχύ. Τέλος, ο ατμός ψύχεται στο συμπυκνωτή, μετατρέπεται σε υγρό και ο κύκλος αρχίζει από την αρχή. Η μηχανική ισχύς του ατμοστρόβιλου είτε μεταφέρεται σε ηλεκτρογεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος είτε στον άξονα της μηχανής, όπου συνεισφέρει στην απαιτούμενη μηχανικής ισχύ για την πρόωση του πλοίου.

Έρευνες που ξεκίνησαν το 1970 οδήγησαν στη ραγδαία ανάπτυξη των τελευταίων ετών, λόγω της ενεργειακής κρίσης και των περιβαλλοντικών παραγόντων. Οι Wang et al.¹⁶ στην ανασκόπηση τους σχετικά με την ανάκαμψη της θερμότητας των καυσαερίων μέσω του κύκλου Rankine, συμπεριλαμβάνοντας την επίδραση διαφόρων στη διατάξεων, κυκλοφορούντων υγρών και Συστημάτων ως προς την αποδοτικότητα. Το καυσαέριο που αποβάλλεται από μία μηχανή εσωτερικής καύσης μηχανή κιμά μηχανοκίνητα οχήματα λειτουργεί ως πηγή θερμότητας, η οποία είναι μεγαλύτερη από αυτήν ενός πλοίου. Ίδια τάξη καυσαερίων μόνο κυρία τάξη καυσαερίων και ψυκτικών μέσων έχουν ήδη αναλυθεί από το γκρουπ της BMW¹⁷. Αποτελέσματα προσομοιώσεις έδειξαν ότι το νερό συμπεριφέρεται καλύτερα πώς κυκλοφορούν υγρό για την διάταξη καυσαερίων. Εάν μία πηγή χαμηλής θερμότητας χρησιμοποιείται επιπλέον, όπως η αλκοόλη, αιθανόλη θα ήταν πολλά υποσχόμενο. Συνεπώς η επιλογή του κυκλοφορούν υγρού βασίζεται στην πηγή θερμότητας σε μεγάλο βαθμό. Παραμετρική ανάλυση της αποδοτικότητας θα έπρεπε να διεξαχθεί πριν την επιλογή συγκεκριμένες διατάξεις και κυκλοφορούν το υγρού.

καυσαερίων αεριοστροβίλου. Οι Larsen et al.²³ βρήκαν ότι η μέγιστη αποδοτικότητα του συστήματος ORC κυμαίνεται από 20% ως 30% για θερμοκρασίες καυσαερίων που κυμαίνονται από 180°C ως 360°C, αντίστοιχα, σε εφαρμογές πλοίων. Αυτό θα μπορούσε να μεταφραστεί σε μια βελτίωση της συνολικής απόδοσης ολόκληρης της εγκατάστασης πρόωσης 10% ως 15% περίπου. Οι αισιόδοξες προβλέψεις θεωρούν ότι η βελτίωση της συνολικής απόδοσης των εγκαταστάσεων με την τεχνολογία οργανικού κύκλου Rankine είναι 15%-20%, ενώ οι ρεαλιστικές προσδοκίες για το εύρος της βελτίωσης της τάξης του 7-10%. Οι Sofiatto et al.²⁴ ανέλυσε διαφορετικές διατάξεις οργανικού κύκλου Rankine, χρησιμοποιώντας απόβλητη θερμότητα από το νερό ψύξης του κινητήρα, του ψυγείου λαδιού λίπανσης και του ψυγείου του αέρα σάρωσης για επίδειξη της εφικτότητας της WHR χαμηλής ποιότητας με απόδοση απόδοσης έως και 8%.

Για τις εφαρμογές οργανικού κύκλου Rankine διατίθεται ένα εύρος λειτουργικών ρευστών και η αποτελεσματικότητα του συστήματος ποικίλλει σημαντικά ανάλογα με τις ιδιότητες του υγρού που χρησιμοποιείται. Ανάλογα με την κλίση της καμπύλης κορεσμένου ατμού στο διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s), τα οργανικά ρευστά ταξινομούνται ως **υγρά**, **ξηρά** και **ισεντροπικά**, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 3**. Για πηγές θερμότητας χαμηλής και μέσης θερμοκρασίας τα υγρά οργανικά ρευστά δεν είναι ιδιαίτερα επιθυμητά, λόγω του ότι δεν δίνεται η δυνατότητα υπερθέρμανσής του, γεγονός που μπορεί να προκαλέσει συμπύκνωση κατά την εκτόνωσή τους και οδηγεί σε διάβρωση του στροβίλου εκτόνωσης. Τα ξηρά, τα ισεντροπικά και τα ελαφρώς ρευστά υγρά είναι οι υποσχόμενοι υποψήφιοι. Στις εφαρμογές οργανικού κύκλου Rankine, το ιδανικό εργαζόμενο μέσο καθορίζεται με βάση τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας. Ζεοτροπικά μείγματα έχουν επίσης προταθεί για τη χρήση ORC λόγω της καλύτερης θερμικής τους απόδοσης, καθώς βελτιώνουν την αποτελεσματικότητα του συστήματος έως και 15% σε σύγκριση με καθαρά - οργανικά ρευστά. Η επιλογή του εργαζόμενου μέσου σε ORC είναι από τα θέματα που έχουν αρκετά μελετηθεί και συνεχίζουν να ερευνώνται για διάφορες εφαρμογές.



[ΣΧΗΜΑ 3 – Τύποι εργαζόμενων ρευστών: ξηρό (αριστερά), υγρό (κέντρο) και ισεντροπικό (δεξιά)]²⁵

Η εταιρεία OPCON Marine²⁶ έχει αναθέσει την πρώτη μονάδα WHR οργανικού κύκλου Rankine στο M/V Figaro και αναμένει εξοικονόμηση καυσίμων γύρω

στο 4-5%, ενώ αναμένουν δυνατότητες εξοικονόμησης 5-10% για άλλες εγκαταστάσεις. Η ίδια εταιρεία έχει επίσης αναπτύξει αντίστοιχο σύστημα για βιομηχανική χρήση στην ξηρά μέγιστης ισχύος 1,5MW, γεγονός που αποδεικνύει τις δυνατότητες της τεχνολογίας οργανικού κύκλου Rankine στην πράξη. Η Turboden SRL²⁷ της Ιταλίας, ισχυρίζεται ότι η απόδοση τέτοιων συστημάτων είναι 19% για θερμοκρασία πηγής 250-300°C και φτάνει περίπου στο 25% για θερμότερες πηγές. Μια λίστα των κατασκευαστών εμπορικών συστημάτων οργανικού κύκλου Rankine παρατίθεται από τους Schuster et al.²⁸

Ο οργανικός κύκλος Rankine έχει αρκετά πλεονεκτήματα έναντι του συμβατικού κύκλου για πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας. Τα οργανικά υγρά έχουν χαμηλότερα επίπεδα ειδικής θερμότητας ατμοποίησης και άρα απαιτούν λιγότερη θερμότητα για την εξάτμισή τους. Η τελευταία λαμβάνει χώρα σε χαμηλότερη πίεση και θερμοκρασία. Σε ξηρά οργανικά ρευστά, η εκτόνωση καταλήγει στην περιοχή του ατμού χωρίς να απαιτείται υπερθέρμανση και αποφεύγεται ο κίνδυνος διάβρωσης των πτερυγίων του στροβίλου. Η μικρότερη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ εξάτμισης και συμπύκνωσης σημαίνει ότι ο λόγος εκτόνωσης του στροβίλου θα είναι πολύ μικρότερος και επομένως μπορεί να χρησιμοποιηθεί μονοβάθμιος στροβίλος. Η ORC προσφέρει μεγάλες δυνατότητες για WHR και βελτίωση της συνολικής αποδοτικότητας των εγκαταστάσεων. Το σύστημα ORC μπορεί να σχεδιαστεί έτσι ώστε να χρησιμοποιεί χαμηλής και μεσαίας ποιότητας θερμική ενέργεια. Με προσεκτικά επιλεγμένο εργαζόμενο μέσο, χημικά σταθερό και ασφαλές στο χειρισμό και την αποθήκευσή του, ο οργανικός κύκλος Rankine μπορεί να προσφέρει μια καλή λύση στην επίτευξη υψηλότερης απόδοσης για το συνολικό σύστημα πρόωσης.

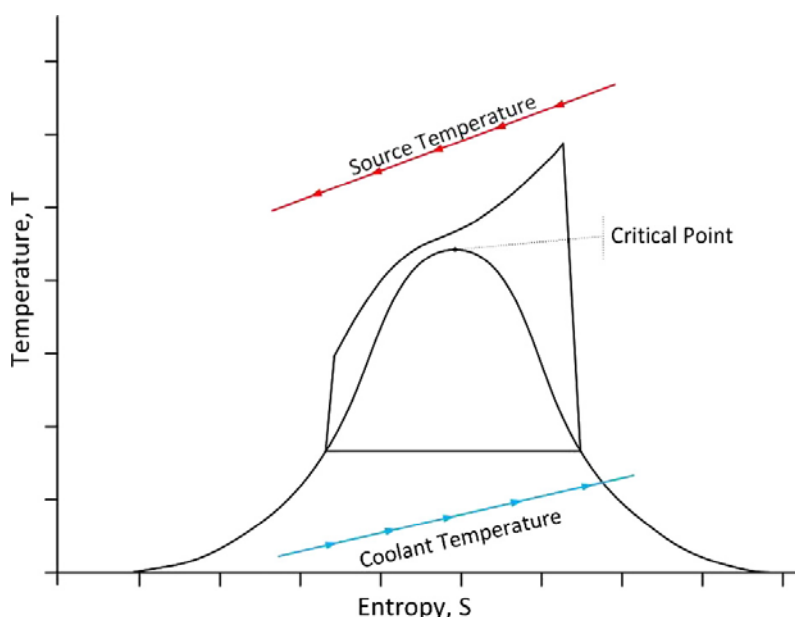
2.3 ΥΠΕΡΚΡΙΣΙΜΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE

Στις μονάδες συμβατικού και οργανικού κύκλου Rankine, το εργαζόμενο μέσο θερμαίνεται στον εξάτμιστή υπό πίεση χαμηλότερη από την κρίσιμη πίεσή του και περνά από την υγρή φάση αρχικά σε υγρό ατμό (διφασικό μίγμα) και τελικά σε αέρια φάση (ατμός). Σε αντίθεση με τα συστήματα συμβατικού και οργανικού κύκλου Rankine, στην περίπτωση του υπερκρίσιμου κύκλου Rankine, το εργαζόμενο υγρό εισέρχεται στον λέβητα σε πίεση υψηλότερη από την κρίσιμη πίεση του και κατόπιν θερμαίνεται απευθείας από την υγρή κατάσταση στην αέρια φάση, παρακάμπτοντας τη διφασική περιοχή, η οποία επιτρέπει να έχει καλύτερη θερμική αντιστοίχιση με την πηγή θερμότητας και αποδοτικότερη εκμετάλλευση της τελευταίας. Ένα τυπικό τέτοιου κύκλου σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας παρουσιάζεται στο **Σχήμα 4**, όπου η φάση δημιουργίας ατμού προσπαθεί να ακολουθήσει το θέρμανση.

Ο Mickielewicz²⁹ υπολόγισε βελτίωση της απόδοσης κατά περίπου 5% σε σύγκριση με τους υποκρίσιμους κύκλους για μια ποικιλία οργανικών ρευστών. Ο Schuster et al³⁰ συνέκρινε υποκρίσιμους και υπερκρίσιμους κύκλους κάτω από τις ίδιες παραμέτρους και διαπίστωσε ότι οι υπερκρίσιμοι κύκλοι είναι πιο αποτελεσματικοί κατά περίπου 8%, γεγονός που οφείλεται στην μείωση της καταστροφής εξέργειας. Ο Karellas³¹ βρήκε κέρδος περίπου 13% της σχετικής

αποτελεσματικότητας υπερκρίσιμων σε σχέση τους υποκρίσιμους κύκλους. Οι Chen et al τους διερεύνησαν χρησιμοποιώντας ζεοτροπικά μίγματα ως υγρά και απέκτησαν αποτελεσματικότητα στην περιοχή 10-13%, υψηλότερη κατά 3% σε σύγκριση με συστήματα οργανικού κύκλου Rankine με παρόμοιες συνθήκες και θερμοκρασίας πηγής 393-453 K.

Για την υιοθέτηση του υπερκρίσιμου κύκλου σε θαλάσσιες εφαρμογές, οι ιδιότητες του εργαζόμενου ρευστού είναι ιδιαίτερα κρίσιμες και το τελευταίο πρέπει να επιλεγεί προσεκτικά. Το κρίσιμο σημείο του ρευστού πρέπει να είναι χαμηλότερο από τη θερμοκρασία εξόδου του λέβητα, οπότε το υγρό βγαίνει σε υπέρθερμη κατάσταση. Σε θαλάσσιες εφαρμογές είναι δύσκολο να θερμανθεί το νερό στο κρίσιμο σημείο του και αποκλείεται η χρήση του σε υπερκρίσιμους κύκλους. Επίσης, η κρίσιμη θερμοκρασία πρέπει να είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία θαλάσσιου νερού, καθώς το υγρό θα μπορούσε να συμπυκνωθεί σε συμπυκνωτή. Για παράδειγμα, το CO₂ έχει κρίσιμη θερμοκρασία 31°C καθιστώντας δύσκολη την συμπύκνωση μέσω ψύξης του με θαλασσινό νερό, ειδικά σε θερμές περιοχές όπου η θερμοκρασία του θαλάσσιου νερού είναι μεγαλύτερη από 25°C, οπότε είναι μάλλον ακατάλληλο για εφαρμογές σε πλοία. Με σωστή επιλογή εργαζόμενου μέσου και προσεκτικά αναπτυγμένο σύστημα υπερκρίσιμου κύκλου μπορεί να προσφέρει μεγαλύτερα οφέλη σε σχέση με τις εγκαταστάσεις συμβατικού και οργανικού κύκλου Rankine, προσφέροντας καλύτερη απόδοση και χαμηλότερες εκπομπές. Στον **Πίνακα 4** δίνονται ερευνητικά ευρήματα σχετικά με την απόδοση συστημάτων κύκλου Rankine από την εργασία των Dig Vijay Singh, Eilif Pedersen³².



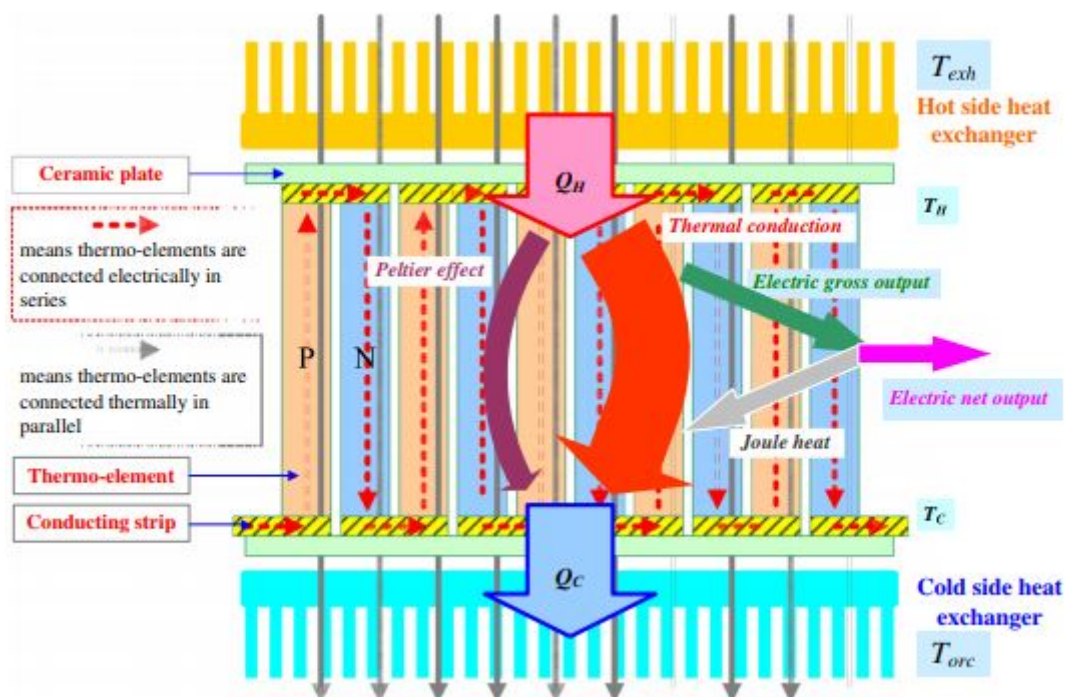
[ΣΧΗΜΑ 4 – Διάγραμμα Θερμοκρασίας-Εντροπίας σε υπερκρίσιμο κύκλο Rankine]³²

Cycle configuration	Reference	Efficiency (%)
SRC	[49]	2.5–3.5 [*]
SRC	[35,36]	0.5–3 [*] , 6–18 ^{**}
SRC	[50]	5 [*]
SRC	[51]	3–3.5 [*]
SRC	[52]	4.5–7.5 [*]
ORC	[54]	8–12 ^{**}
ORC	[55]	12 [*]
ORC	[24]	10 [*] , 18–21 ^{**}
ORC	[56]	20–30 ^{**}
ORC	[57]	10–15 [*] , 20–30 ^{**}
ORC	[29]	15–20 [*]
ORC	[67]	5–10 [*]
ORC	[69,70]	19–25 ^{**}
SCRC	[74]	+5 ^{***} over SRC
SCRC	[75]	+8 ^{***} over SRC
SCRC	[76]	+13 ^{***} over SRC
SCRC	[73]	+3 ^{***} over ORC

[ΠΙΝΑΚΑΣ 4 – Μελέτες του κύκλου Rankine]³³

2.4 ΘΕΡΜΟΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Οι θερμοηλεκτρικές διατάξεις είναι συσκευές όπου επιτυγχάνεται απευθείας μετατροπή της θερμικής ενέργειας σε ηλεκτρική. Η διαδικασία βασίζεται στο φαινόμενο Seebeck, που αφορά την εμφάνιση ηλεκτρικής τάσης, ως αποτέλεσμα της διαφοράς θερμοκρασίας κατά μήκος ενός υλικού. Η απλούστερη θερμοηλεκτρική γεννήτρια αποτελείται από ένα θερμοστοιχείο τύπου n (υλικό με περίσσεια ηλεκτρονίων) και ένα τύπου p (υλικό με έλλειψη ηλεκτρονίων), τα οποία συνδέονται ηλεκτρικά σε σειρά και θερμικά παράλληλα. Η θερμότητα εισάγεται στη μία πλευρά και απορρίπτεται από την άλλη, δημιουργώντας τάση στο θερμοηλεκτρικό ζεύγος. Ένα απλό δομικό διάγραμμα θερμοηλεκτρικών στοιχείων παρουσιάζεται στο **Σχήμα 5**. Η αποτελεσματικότητα μιας τέτοιας διάταξης μπορεί να εκφραστεί ως συνάρτηση της θερμοκρασίας στην οποία λειτουργεί και του λεγόμενου «συντελεστή μεταγωγής» Z $Z = \alpha^2 \sigma / \lambda$ όπου ο όρος $\alpha^2 \sigma$ αναφέρεται ως συντελεστής ηλεκτρικής ισχύος (α είναι ο συντελεστής Seebeck και λ η ηλεκτρική αγωγιμότητα). Τα θερμοηλεκτρικά φαινόμενα προκύπτουν από τη διάχυση ηλεκτρονίων και φωτονίων κατά μήκος της θερμοκρασιακής κλίσης σε ηλεκτρικά αγώγιμα στερεά. Αυτά τα ρεύματα διάχυσης καθορίζονται από το τη συγκέντρωση αυτών των σωματιδίων και την αλληλεπίδρασή μεταξύ τους. Ο λόγος που γίνεται αναφορά σε ένα τέτοιο σύστημα είναι η δυνατότητα χρησιμοποίησης πηγής θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας.



[ΣΧΗΜΑ 5 – Λειτουργικό διάγραμμα TEG] ³⁴

2.5 ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΨΥΞΗΣ

Οι συσκευές ψύξης είναι σημαντικές για την κάλυψη αναγκών όπως κλιματισμός, κατασκευή πάγου (π.χ. για τη λειτουργία παγομηχανής, σε αλιευτικά σκάφη), σε εφαρμογές ιατρικής ή συντήρησης τροφίμων.

Υπάρχουν διάφοροι τύποι τεχνολογίας ψύξης που χρησιμοποιούνται σε πλοία, συμπεριλαμβανομένης της ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών, την ψύξη απορρόφησης και της ψύξης με χρήση εγχυτήρα (τζιφάρι). Η πρώτη είναι η επικρατέστερη διότι είναι και η πιο αποδοτική, καταναλώνει όμως πολύτιμο καύσιμο, γιατί απαιτεί σημαντικά ποσά ηλεκτρικής ενέργειας. Η ενέργεια αυτή ποσοτικά είναι περισσότερη από αυτή που απαιτούν τα άλλα δύο συστήματα (απορρόφησης και έγχυσης), αλλά και ποιοτικά διαφορετική, καθώς τα άλλα δύο λειτουργούν με πρόσδοση θερμότητας (heat-driven).

Υπό το πρίσμα αυτό, η χρήση απόβλητης θερμότητας είναι πολλά υποσχόμενη για τη διαδικασία ψύξης σε πλοία και υπάρχουν μελέτες για την αξιοποίηση του τεράστιου ποσού της απόβλητης ενέργειας του πετρελαιοκινητήρα σε πλοία για ψύξη. Μια τέτοια αξιοποίηση μπορεί να εξοικονομήσει σημαντική ποσότητα καύσιμου και να αυξηθεί το εύρος υπηρεσίας του πλοίου. Ένα άλλο ελκυστικό χαρακτηριστικό είναι ότι ένα σύστημα ψύξης με απορρόφηση είναι σχεδόν αθόρυβο και με πολύ χαμηλότερες απαιτήσεις συντήρησης, ενώ αυτό της έγχυσης μπορεί να χρησιμοποιήσει εργαζόμενα μέσα φιλικά στο περιβάλλον (π.χ. νερό).

2.6 ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΑΦΑΛΑΤΩΣΗΣ

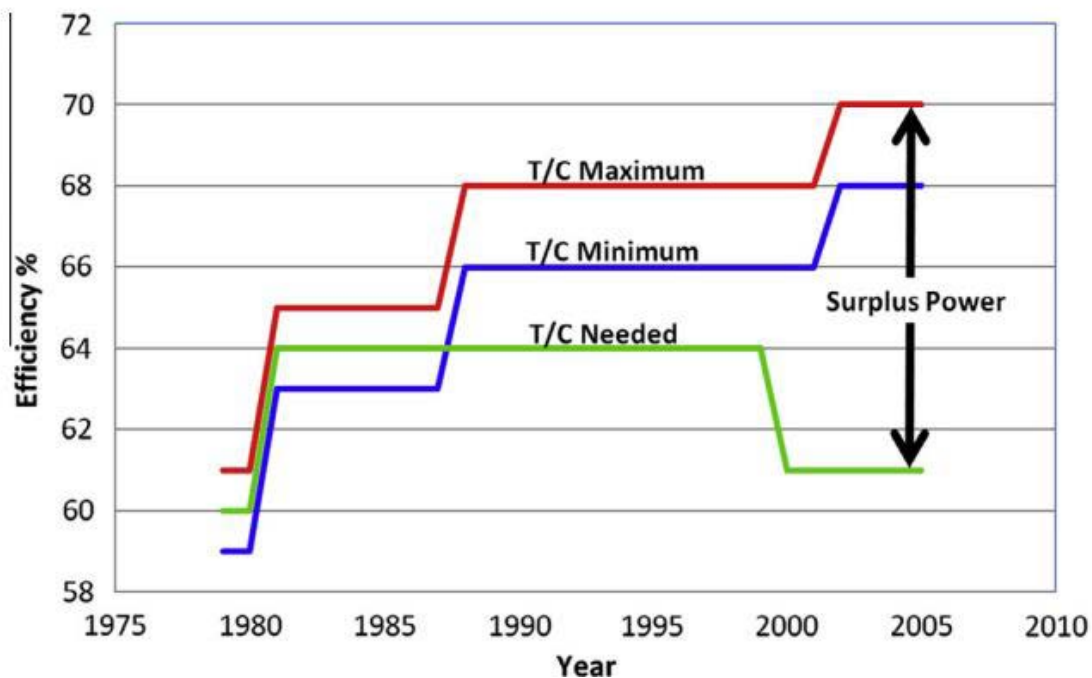
Κατά την λειτουργία τους τα πλοία, απαιτούν υπάρχουν μεγάλες ποσότητες γλυκού νερού για την κάλυψη των καθημερινών αναγκών. Αν το πλοίο έφερε όλα το νερό που χρειάζεται για τις ανάγκες λειτουργίας του, θα απαιτούνταν πάρα πολύς χώρος και θα μειωνόταν η χωρητικότητά του. Επομένως, είναι σκόπιμο να ληφθούν τα κατάλληλα μέτρα που χρησιμοποιούν θαλασσινό νερό για παραγωγή γλυκού νερού. Υπάρχουν πολλές μέθοδοι παραγωγής γλυκού νερού από αλμυρό νερό όπως τη θερμική απόσταξη, η αντίστροφη όσμωση, η ψύξη και η ηλεκτρόλυση. Όλες οι παραπάνω διαδικασίες αφαλάτωσης καταναλώνουν ενέργεια. Για το ειδικό περιβάλλον στα πλοία, η πιο προσιτή πρόσβαση είναι να ανακτηθεί η απόβλητη θερμότητα του κύριου κινητήρα για παραγωγή γλυκού νερού. Μεταξύ των διαφόρων σχετικών τεχνολογιών, έχει προταθεί και η θερμική απόσταξη μέσω αξιοποίησης της απόβλητης θερμότητας των καυσαερίων και του ψυκτικού νερού. Ειδικότερα τα συστήματα τύπου MSF (Multi stage flash) και MED (Multiple effect Distillation) ανήκουν σε μονάδες που λειτουργούν με θερμότητα³⁵.

2.7 ΧΡΗΣΗ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ

Το ενεργειακό περιεχόμενο (ενθαλπία) των καυσαερίων που εξάγονται από τον κινητήρα του πλοίου εξαρτάται από τη στατική πίεση και τη θερμοκρασία τους στην έξοδο της βαλβίδας εξαγωγής από τον κύλινδρο. Η διαφορά πίεσης στην είσοδο του αγωγού υποδοχής των καυσαερίων από εκείνη του περιβάλλοντος μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή έργου κατά την εκτόνωση των καυσαερίων σε διάταξη εκτόνωσης (expander), συνήθως στρόβιλο. Ο στρόβιλος είναι θερμική στροβιλομηχανή που μετατρέπει την ενθαλπία ενός αερίου σε μηχανική ισχύ σε περιστρεφόμενο άξονα.

2.7.1 Στροβιλοϋπερπληρωτής

Όταν η ισχύς του στρόβιλου καυσαερίων χρησιμοποιείται για την τροφοδοσία ενός συμπιεστή που έχει κοινό άξονα με το στρόβιλο, η συζευγμένη διάταξη στρόβιλου-συμπιεστή ονομάζεται **στροβιλοϋπερπληρωτής** (turbocharger) και ο ρόλος του συμπιεστή είναι να τροφοδοτεί τη μηχανή με συμπιεσμένο αέρα. Συνεχείς βελτιώσεις στην απόδοση του στροβιλοϋπερπληρωτή κατά το παρελθόν έχουν οδηγήσει στη δυνατότητα, το ρεύμα των καυσαερίων να έχει πλεόνασμα ενέργειας από εκείνη που απαιτείται για τη διαδικασία στροβιλοϋπερπλήρωσης κατά τη διάρκεια της κανονικής λειτουργίας και ονομαστικού φορτίου του κινητήρα. Το **Σχήμα 6** παρουσιάζει την τάση βελτίωσης της απόδοσης του στροβιλοϋπερπληρωτή κατά τις τελευταίες δεκαετίες.



[ΣΧΗΜΑ 6 – Χρονολογική βελτίωση απόδοσης της στροβιλοϋπερπλήρωσης] ³⁶

2.7.2 Υβριδικός στροβιλοϋπερπληρωτής

Ένας υβριδικός στροβιλοϋπερπληρωτής είναι μια τροποποιημένη μορφή συμβατικού στροβιλοϋπερπληρωτή, όπου η πλεονάζουσα ενέργεια των καυσαερίων συλλέγεται στον άξονά του, πάνω στον οποίο έχει τοποθετηθεί μία γεννήτρια. Ένα τέτοιο σύστημα εξυπηρετεί δύο σκοπούς: πρώτο, να βοηθήσει το στροβιλοϋπερπληρωτή στα χαμηλά φορτία του κινητήρα όταν η ενέργεια των καυσαερίων είναι ανεπαρκής, βελτιώνοντας έτσι τη μεταβατική του απόκριση και, δεύτερον, να ανακτήσει την ενέργεια των καυσαερίων στα υψηλά φορτία του κινητήρα, όπου η ενέργεια των καυσαερίων είναι υψηλότερη από την απαίτηση του συμπιεστή, οπότε η πρόσθετη ενέργεια αποδίδεται τελικά στην ηλεκτρική παροχή του πλοίου.

Τα ερευνητικά προγράμματα ClassNK³⁷ σχετικά με την ανάπτυξη υβριδικών στροβιλοϋπερπληρωτών για θαλάσσιες εφαρμογές έδειξαν πραγματική εξοικονόμηση 1,8% μέσω δοκιμών επί του σκάφους και στοχεύουν στην επίτευξη εξοικονόμησης περίπου 3% με περαιτέρω εξελίξεις. Η Mitsubishi Heavy Industries (MHI)³⁸, στην Ιαπωνία, άρχισε να αναπτύσσει το 2008 ένα μεγάλο υβριδικό στροβιλοϋπερπληρωτή για θαλάσσιες εφαρμογές, που το 2011 δοκιμάστηκε στο πλοίο φορτίου χύδην M/V Shin Koho. Στο τέστ τα αποτελέσματα έδειξαν ότι ο υβριδικός στροβιλοϋπερπληρωτής θα μπορούσε να παρέχει σταθερό και συνεχές ισχύ για όλη την ηλεκτρική ζήτηση του πλοίου, για φορτία κινητήρα πάνω από 75% του ονομαστικού. Μεταξύ των πλεονεκτημάτων, οι κατασκευάστρια εταιρεία δηλώνει ότι λίγες μόνο τροποποιήσεις απαιτούνται στον κινητήρα για την εγκατάσταση του υβριδικού στροβιλοϋπερπληρωτή και ο εκ των υστέρων εξοπλισμός είναι σχετικά εύκολος με ελαφρά αύξηση των εξωτερικών διαστάσεων. Ισχυρίζονται επίσης ότι το

σύστημα δεν έχει απώλειες θερμότητας και απώλειες λόγω πτώσης πίεσης και ο στρόβιλος παρέχει υψηλή απόδοση.

2.7.3 Χρήση στροβίλου ισχύος

Στην περίπτωση αυτή, η πλεονάζουσα ενέργεια των καυσαερίων του στροβιλοϋπερπληρωτή ανακτάται μέσω νέας εκτόνωση των καυσαερίων σε χωριστό στρόβιλο, που χρησιμοποιείται για το σκοπό αυτό και ονομάζεται **στρόβιλος ισχύος** (power turbine).

Για υψηλής απόδοσης βέλτιστη σχεδίαση στροβιλοϋπερπληρωτή, δεν χρειάζεται όλα τα καυσαέρια να διοχετεύονται μέσα από αυτόν στα διάφορα φορτία του κινητήρα, αλλά η περίσσεια καυσαερίων να οδηγείται από τον συλλέκτη καυσαερίων στο στρόβιλο ισχύος για την παραγωγή έργου. Για τις σύγχρονες διαθέσιμες διατάξεις στροβιλοϋπερπληρωτών υψηλής απόδοσης, περίπου το 10-12% της ροής των καυσαερίων μπορεί να διακλαδωθεί σε συνθήκες υψηλού φορτίου κινητήρα για την οδήγηση ενός στροβίλου ισχύος.

Η χρήση ξεχωριστού στροβίλου ισχύος, πέραν του στροβιλοϋπερπληρωτή, για εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων ονομάζεται **συνδυασμένη χρήση στροβίλων (ή σύστημα turbo-compounding)**. Η ισχύς που παράγει ο στρόβιλος ισχύος:

- παρέχεται ως μηχανική ισχύς και συνεισφέρει στην απαιτούμενη ισχύ για την πρόωση του πλοίου, για την κίνηση της προπέλας (**μηχανικό σύστημα turbo-compounding**) ή
- χρησιμοποιείται για την τροφοδοσία μιας ηλεκτρογεννήτριας (**ηλεκτρικό σύστημα turbo-compounding**) με στόχο την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος.

2.7.4 Μηχανικό σύστημα turbo-compounding

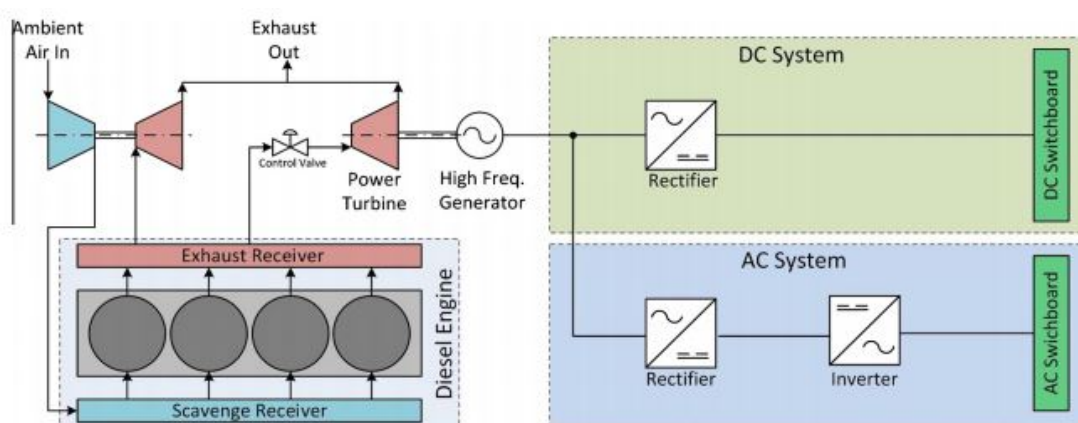
Στη διάταξη αυτή, η μηχανική ισχύς που λαμβάνεται από τον στρόβιλο μπορεί να τροφοδοτηθεί στον άξονα του κινητήρα αυξάνοντας έτσι τη συνολική ισχύ εξόδου του συστήματος πρόωσης. Σε ένα μηχανικό σύστημα turbo-compounding η παροχή ισχύος από το στρόβιλο τον άξονα του κινητήρα γίνεται μέσω διάταξης μειωτήρα στροφών. Ο μειωτήρας μειώνει την ταχύτητα του στροβίλου σε εκείνη του κινητήρα λειτουργώντας ως ζεύκτης μεταξύ των δύο συστημάτων άξονα. Κανονικά, η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου είναι μερικές χιλιάδες στροφές ανά λεπτό, ενώ ο άξονας του κινητήρα λειτουργεί πολύ αργά συγκριτικά, μεγέθους μόνο μερικών εκατοντάδων rpm. Αυτή η μεγάλη διαφορά στην ταχύτητα απαιτεί μια διάταξη μειωτήρα με μεγάλη αναλογία σχέσης μετάδοσης. Ο σταθερός λόγος μετάδοσης καθιστά το σύστημα ακατάλληλο για διαφορετική ταχύτητα του κινητήρα και του στροβίλου κατά το εύρος λειτουργίας του. Αυτό ξεπερνιέται με τη χρήση επιπλέον μηχανισμού ρύθμισης της ταχύτητας περιστροφής. Επιπλέον, πρέπει να υπάρχουν μηχανικές συνδέσεις μεταξύ του στροβίλου και του άξονα του κινητήρα για μεταφορά ισχύος που μπορεί να κάνει το σύστημα ογκώδες και να έχει επιπλέον απαιτήσεις σε χώρο.

2.7.5 Ηλεκτρικό σύστημα turbo-compounding

Η ηλεκτρική ενέργεια είναι εξελεγμένη και ευέλικτη μορφή ενέργειας. Μπορεί να δημιουργηθεί, να μεταδοθεί, και να μετατραπεί σε άλλες μορφές με υψηλή απόδοση και ο έλεγχος των ηλεκτρικών μηχανών είναι εύκολος. Τα πλεονεκτήματα της ηλεκτρικής ενέργειας μπορούν να συνδυαστούν σε ηλεκτρικό σύστημα turbo-compounding, όπου το ηλεκτρικό σύστημα λειτουργεί ως διασύνδεση μεταξύ του στροβίλου και του καταναλωτή. Τα κύρια συστατικά του ηλεκτρικού συστήματος είναι γεννήτρια υψηλής ταχύτητας περιστροφής, ανορθωτής τάσης και μετατροπέας.

Ο στρόβιλος οδηγεί την υψηλής ταχύτητας γεννήτρια που μετατρέπει τη μηχανική ισχύ σε ηλεκτρική. Η έξοδος ηλεκτρικής ισχύος από τη γεννήτρια είναι εναλλασσόμενο ρεύμα (AC) σε πολύ υψηλή συχνότητα και δεν μπορεί να τροφοδοτηθεί απευθείας στο σύστημα διανομής ισχύος του σκάφους εκτός εάν αυτό ταιριάζει με την τάση και τη συχνότητα του κεντρικού πίνακα διανομής. Για ένα σύστημα διανομής συνεχούς ρεύματος (DC), η υψηλής συχνότητας ισχύς του εναλλασσόμενου ρεύματος AC από τη γεννήτρια μετατρέπεται σε συνεχές ρεύμα DC χρησιμοποιώντας ανορθωτή και μετά τροφοδοτείται στον πίνακα. Στην περίπτωση συστήματος διανομής εναλλασσόμενου ρεύματος (AC), η ισχύς εναλλασσόμενου ρεύματος υψηλής τάσης πρώτα μετατρέπεται σε ισχύ συνεχούς ρεύματος (DC) με ανορθωτή και στη συνέχεια μετατρέπεται ξανά σε εναλλασσόμενο (AC) με μετατροπέα και συχνότητα που αντιστοιχεί σε αυτή του κύριου συστήματος διανομής. Μια βασική τέτοια διάταξη ηλεκτρικού συστήματος turbo-compounding εικονίζεται στο **Σχήμα 7**.

Η ηλεκτρική ισχύς εξόδου είναι ελαφρώς μικρότερη από την ισχύ του στροβίλου λόγω της μετατροπής της από μηχανική σε ηλεκτρική στη γεννήτρια, αλλά και των απωλειών μεταφοράς ισχύος μέσω του μειωτήρα, όμως η συνολική απόδοση του ηλεκτρικού συστήματος turbo-compounding μπορεί να είναι υψηλότερη από αυτή του αντίστοιχου μηχανικού συστήματος.



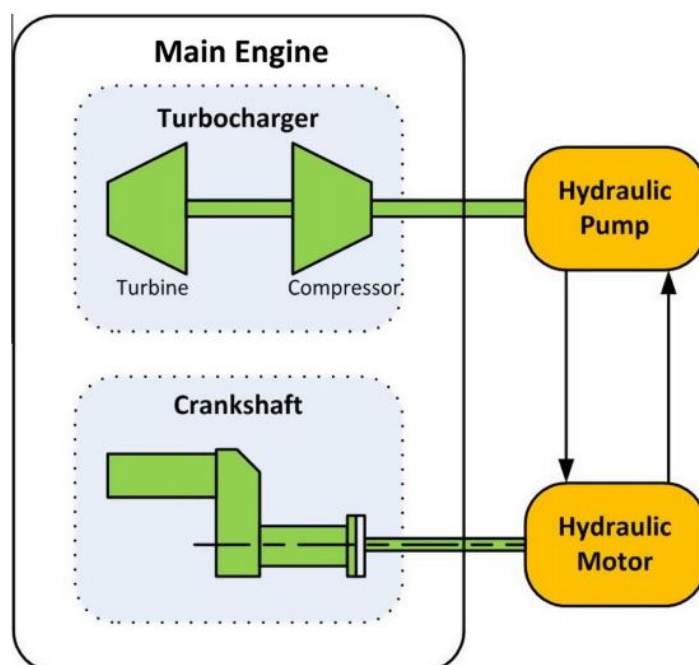
[ΣΧΗΜΑ 7 – Ηλεκτρο-υδραυλικός υπερσυμπιεστής για συνεχές AC & εναλλασσόμενο ρεύμα DC] ³⁹

2.7.6 Υδραυλικό σύστημα turbo-compounding

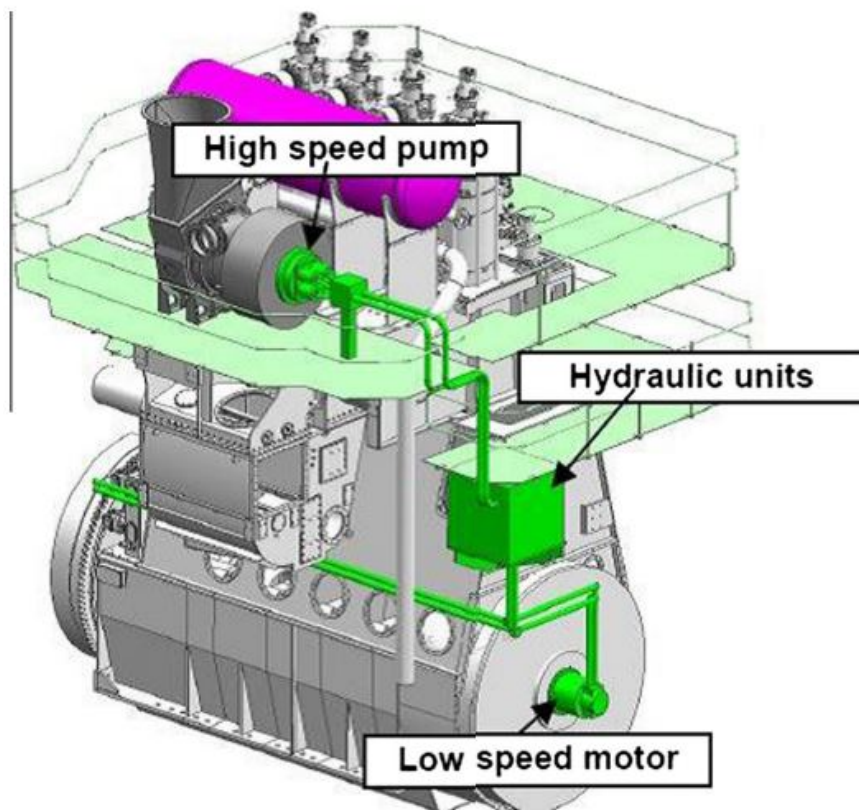
Ένα υδραυλικό σύστημα turbo-compounding μεταφέρει την ισχύ του στροβίλου στον άξονα του κινητήρα (περίπτωση μηχανικού turbo-compounding) ή στη γεννήτρια (ηλεκτρικό turbo-compounding) με την επιθυμητή ταχύτητα μέσω ενός υδραυλικού συστήματος. Τα κύρια εξαρτήματα του υδραυλικού συστήματος είναι υδραυλική αντλία υψηλής ταχύτητας, υδραυλικό μοτέρ χαμηλής ταχύτητας και ελεγκτής ταχύτητας.

Ο στρόβιλος κινεί την υδραυλική αντλία και κυκλοφορεί το ρευστό σε υψηλή πίεση μέσα στο υδραυλικό κύκλωμα. Το υγρό υπό πίεση, οδηγεί τον υδραυλικό κινητήρα ο οποίος είναι συνδεδεμένος στον άξονα πρόωσης ή τη γεννήτρια, με την επιθυμητή ταχύτητα. Ο έλεγχος ταχύτητας του υδραυλικού κινητήρα επιτυγχάνεται από τον ελεγκτή ο οποίος ρυθμίζει την ταχύτητα του κινητήρα ώστε να είναι ίση με εκείνη του άξονα του καταναλωτή

Η Mitsui Engineering⁴⁰ και η Ναυπηγική βιομηχανία της Ιαπωνίας, έχει αναπτύξει ένα υδραυλικό σύστημα για τους θαλάσσιους δίχρονους κινητήρες, το οποίο ονομάζεται στροβιλο-υδραυλικό σύστημα. Ένα βασικό σχήμα του συστήματος αυτού φαίνεται στο **Σχήμα 8** και μαζί με τη διάταξη του σε πραγματικό κινητήρα στο **Σχήμα 9**. Το στροβιλο-υδραυλικό σύστημα μειώνει την κατανάλωση καυσίμου, συμπληρώνοντας την κανονική παραγωγή ροπής κινητήρα με την ανάκτηση της υδραυλικής ενέργειας. Δοκιμές έχουν δείξει μείωση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 3% και 4% στο 85% και 100% φορτίο κινητήρα, αντίστοιχα.



[ΣΧΗΜΑ 8 – Διάταξη υδραυλικού συστήματος turbo-compounding] ⁴¹



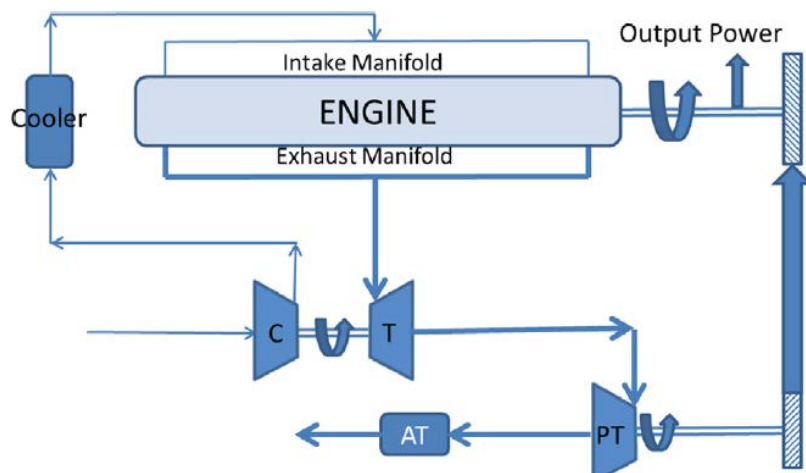
[ΣΧΗΜΑ 9 – Διάταξη υδραυλικού συστήματος turbo-compounding σε δίχρονο κινητήρα] ⁴²

3.ΕΣΤΙΑΣΗ ΣΤΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ TURBO-COMPOUNDING

3.1 Εισαγωγή - Μηχανικό turbo-compounding

Όπως αναφέρθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο, σε ένα σύστημα turbo-compounding, ένας στρόβιλος ισχύος προστίθεται στην έξοδο καυσαερίων και αξιοποιεί την ενέργεια των καυσαερίων. Το **Σχήμα 10** απεικονίζει ένα τέτοιο συμβατικό σύστημα turbo-compounding εγκατεστημένο σε κινητήρα, όπου ένας στρόβιλος ισχύος έχει εγκατασταθεί μετά το στρόβιλο του στροβιλοϋπερπληρωτή (turbo) και έχει συνδεθεί μηχανικά απευθείας με τον στρόφαλο της μηχανής.

Σε αντίθεση με τον κύκλο Rankine και τις θερμοηλεκτρικές γεννήτριες, ο στρόβιλος ισχύος αλληλεπιδρά με την ροή των καυσαερίων και προκαλεί αντίθλιψη στον κινητήρα. Το γεγονός αυτό επάγει επιπλέον αρνητικό «υδραυλικό» έργο στον κινητήρα, προκειμένου να μπορέσει το καυσαέριο να στρέψει το στρόβιλο και να βγει στο περιβάλλον. Το επακόλουθο είναι η σχετική μείωση του BSFC συγκριτικά με άλλα συστήματα WHR. Επιπροσθέτως, η αντίθλιψη οδηγεί σε περισσότερα εναπομείναντα αέρια στον κύλινδρο, καθυστερημένη καύση, αυξημένη μεταφορά θερμότητας στον κύλινδρο και διατάραξη της συνολικής θερμοδυναμικής ισορροπίας.



[Σχήμα 10 – Διάταξη μηχανικού turbo-compounding]⁴²

Μελετώντας προσεκτικά τα προτερήματα και μειονεκτήματα κάθε εφαρμογής WHR, προκύπτει ότι η επιλογή turbo-compounding αποτελεί μια ελκυστική προοπτική όταν υπάρχει περιορισμός στο διαθέσιμο χώρο και στο πρόσθετο βάρος στο πλοίο. Τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα εφαρμογής κάποιων από τα βασικά συστήματα WHR παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.

Σύστημα WHR	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Turbo-compounding	Σχετικά απλό σύστημα	Αλληλεπίδραση με τη μηχανή (αύξηση πίεσης αντίθλιψης)
	Σχετικά καλή ελάττωση του BSFC	Χωρίς κέρδος στο BSFC σε χαμηλά φορτία
	Μικρές απαιτήσεις σε όγκο	Χαμηλή απόδοση στροβίλου με την τρέχουσα τεχνολογία
	Χαμηλό κόστος	
Συμβατικός κύκλος Rankine	Καλή BSFC ελάττωση	Πολυπλοκότητα και κόστος
	Όχι αλληλεπίδραση με τη μηχανή	Απαιτήσεις σε όγκο και βάρος Χαμηλή απόδοση στροβίλου με την τρέχουσα τεχνολογία
Οργανικός κύκλος Rankine	Πολύ καλή ελάττωση του BSFC	Πολυπλοκότητα και κόστος
	Όχι αλληλεπίδραση με τη μηχανή	Τοξικότητα εργαζόμενου μέσου
	Μικρότερη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας σε σχέση με το συμβατικό κύκλο	
Θερμοηλεκτρική γεννήτρια	Καλή ελάττωση του BSFC	Χαμηλός θερμικός βαθμός απόδοσης
	Μικρό βάρος	Μεγάλη επιφάνεια απόρριψης καυσαερίου
	Όχι αλληλεπίδραση με τη μηχανή	Μη αποδοτικό από πλευράς κόστους

[Πίνακας 5, Σύγκριση συστημάτων WHR]⁴³

Σύμφωνα με τους Aghaali και Ångström⁴⁴, η στροβιλοϋπερπλήρωση (turbocharging) θεωρείται επίσης μία μορφή συστήματος εκμετάλλευσης απόβλητης θερμότητας (WHR), μόνο που σε αυτή την περίπτωση η ισχύς που παράγεται από τον στρόβιλο, καταναλώνεται πλήρως από το συμπιεστή ώστε να προκαλέσει υπερπλήρωση του κυλίνδρου με αέρα (δεν υπάρχει περίσσεια ισχύος).

Οι Brands et al.⁴⁵, αναφέρουν καλή συμπεριφορά ενός μηχανικού συστήματος turbo-compounding σε μηχανή Diesel σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας. Όσο όμως αυξανόταν η συνολική ισχύς εξόδου, υπήρχε περιορισμός στην απόδοση και τη σωστή λειτουργία του στροβιλοϋπερπληρωτή. Εντούτοις, με την αύξηση της συνολικής ισχύος εξόδου της μηχανής με χρήση turbo-compounding, παρατηρούνταν βελτίωση της συνολικής μεταβατικής συμπεριφοράς του κινητήρα.

Υπολογισμός ισχύος στροβίλου ισχύος

Η ισχύς του στροβίλου ισχύος υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$P = \eta_{ts} * m * c_p * T_{o,in} = \left[1 - \left(\frac{P_{out}}{P_{o,in}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad (1)$$

όπου η_{ts} , $T_{o,in}$, p_{out} , $p_{o,in}$, είναι αντίστοιχα ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου, η ολική θερμοκρασία εισόδου, η πίεση εξόδου, η ολική πίεση εισόδου του στροβίλου, και, m , c_p , είναι αντίστοιχα, η παροχή μάζας και ο συντελεστής θερμοχωρητικότητας των καυσαερίων, ενώ γ είναι ο ισεντροπικός εκθέτης. Τα παραπάνω μεγέθη είναι και αυτά που επηρεάζουν την ισχύ του στροβίλου.

Σύμφωνα με τους Aghaali et al.⁴⁶, τη μεγαλύτερη επίδραση στην αύξηση της ισχύος του στροβίλου έχει η ολική πίεση εισόδου. Κατά δεύτερο λόγο, είναι σημαντική η μεταβολή της πίεσης εξόδου των καυσαερίων, της οποίας η αύξηση έχει αρνητική επίδραση στη συνολική λειτουργία. Στη συνέχεια, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου είναι η παράμετρος που επηρεάζει την παραγόμενη ισχύ από το στρόβιλο. Η παροχή μάζας και η ολική θερμοκρασία εισόδου του καυσαερίου ακολουθούν σε σειρά προτεραιότητας ως προς την επίδρασή τους στην αύξηση της παραγόμενης ισχύος από το στρόβιλο. Τέλος, η αύξηση του συντελεστή θερμοχωρητικότητας υπό σταθερή πίεση και του ισεντροπικού εκθέτη αντισταθμίζουν η μία την άλλη ως προς την επίδρασή τους στην αύξηση της ισχύος του στροβίλου.

Με βάση τη σχέση (1), για δεδομένο καυσαέριο (παροχή μάζας, ιδιότητες και ολική θερμοκρασία εισόδου), υψηλότερη ανάκτηση ενέργειας από το καυσαέριο και παραγωγή μηχανικής ενέργειας μέσω του στροβίλου ισχύος επιτυγχάνεται, με την αύξηση του να αυξηθεί ο λόγος εκτόνωσης ή/και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου.

3.2 ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΓΙΑ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΕΚΜΕΤΑΛΛΕΥΣΗ

Η εξέλιξη των μηχανών εσωτερικής καύσης θα βασιστεί διεθνείς κανονισμούς, και προηγμένες τεχνολογίες γνώμονα την οικονομία καυσίμου.⁴⁷

Η οικονομία καυσίμου μπορεί να επέλθει με τη χρήση καινοτόμων θερμοδυναμικό κύκλων, θερμοηλεκτρικών γεννητριών και φυσικά με το Turbo compounding.

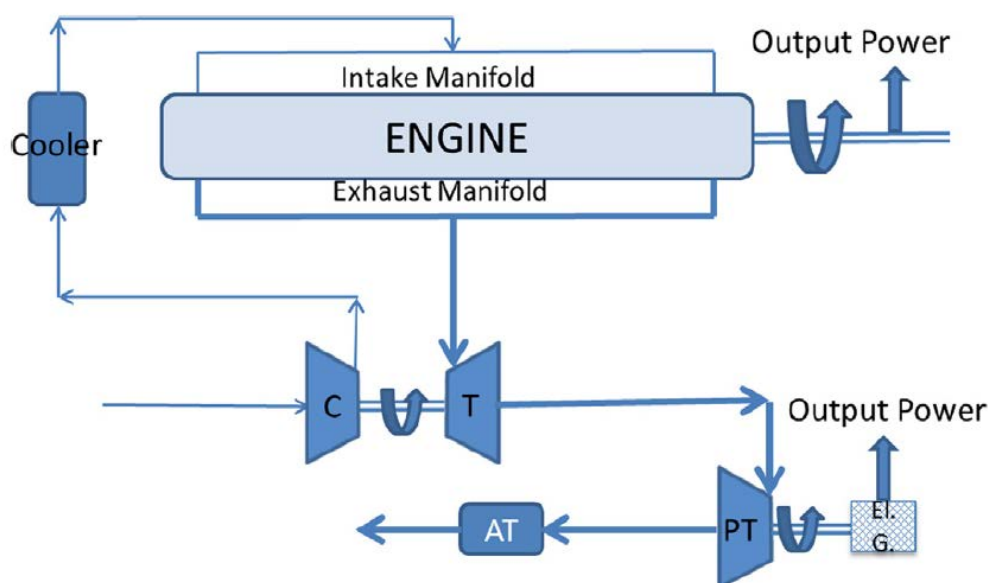
Πέρα από τη μείωση της κατανάλωσης υπάρχει ένα ενδιαφέρον για τη μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα CO₂ με τη χρήση WHR⁴⁸, λόγω κανονισμών για προστασία του περιβάλλοντος.

3.3 ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ TURBO-COMPOUNDING

Υπάρχουν διάφοροι τρόποι κατηγοριοποίησης διατάξεων turbo-compounding στη βιβλιογραφία, όπως σε η χρήση του σε σειρά ή παράλληλα με το στρόβιλο του στροβιλοϋπερπληρωτή, η χρήση ενός ή δύο σταδίων turbo-compounding, μηχανικό ή ηλεκτρικό, κάποιες από τις οποίες έχουν αναφερθεί στο

προηγούμενο κεφάλαιο. Ένας διαφορετικός τρόπος, που έχει ως επίκεντρο το στρόβιλο ισχύος, είναι η διάκριση των συστημάτων turbo-compounding είναι σε χαμηλής πίεσης (Low Pressure turbo-compounding) και υψηλής πίεσης (High Pressure turbo-compounding), με βάση το λόγο εκτόνωσης του στρόβιλου ισχύος.

Η διάταξη χαμηλής πίεσης (LP) είναι συμβατική διάταξη turbo-compounding, στην οποία χρησιμοποιείται ένας επιπλέον στρόβιλος (στρόβιλος ισχύος) μετά το στροβιλοϋπερπληρωτή και λειτουργεί με χαμηλό λόγο εκτόνωσης. Η ανακτώμενη από αυτόν ενέργεια μπορεί είτε να προσδοθεί ως μηχανική ενέργεια στον άξονα της μηχανής (μηχανικό turbo-compounding, είτε να μετατραπεί σε ηλεκτρική μέσω ηλεκτρογεννήτριας (ηλεκτρικό turbo-compounding, βλ. **Σχήμα 11**). Ο μειωτήρας στροφών σε μια διάταξη μηχανικού turbo-compounding μπορεί να έχει σταθερό λόγο μετάδοσης ή συνεχώς μεταβαλλόμενο (CVT). Όταν η γεννήτρια είναι απευθείας συνδεδεμένη στον στρόβιλο καυσαερίων, η διάταξη ονομάζεται στροβιλογεννήτρια (turbogenerator) και αποτελεί σημαντική συνιστώσα στην περίπτωση του ηλεκτρικού turbo-compounding.

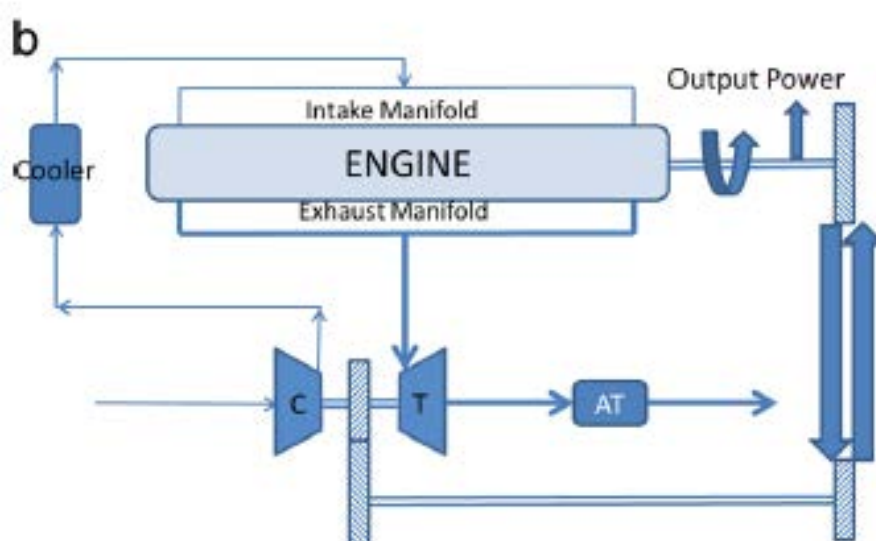


[Σχήμα 11 – Διάταξη ηλεκτρικού turbo-compounding]⁴⁹

Οι διατάξεις υψηλής πίεσης (HP turbo-compounding), χρησιμοποιούν στρόβιλο που λειτουργεί με υψηλό λόγο πίεσης και παράγει περισσότερη ισχύ από αυτή που απαιτεί ο συμπιεστής. Η περίσσεια ισχύος του στρόβιλου μεταφέρεται και πάλι είτε στη μηχανή είτε σε ηλεκτρογεννήτρια. Παραδείγματα τέτοιου είδους turbo-compounding αποτελούν ο υπερ-στροβιλοϋπερπληρωτής (SuperTurbo) (**Σχήμα 12**) και ο ηλεκτρικός στροβιλοϋπερπληρωτής με γεννήτρια (**Σχήμα 13**).

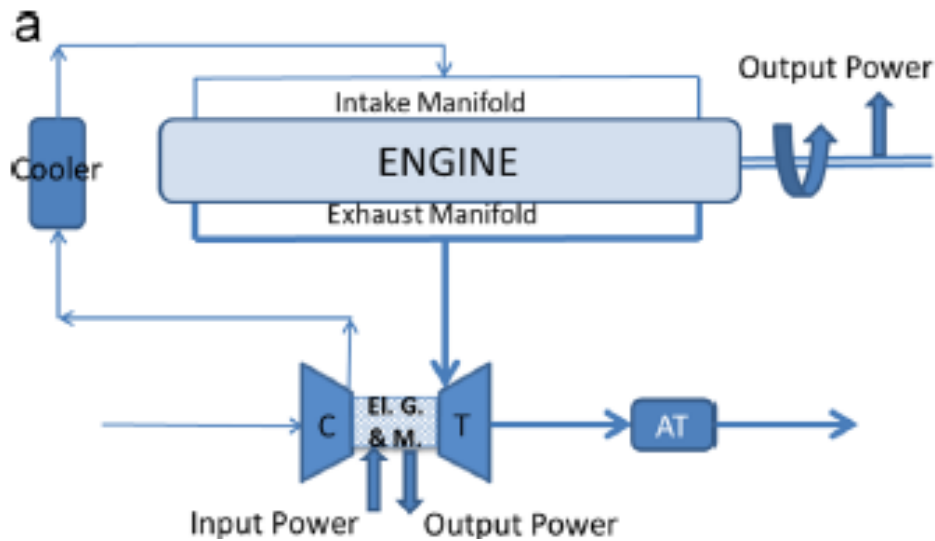
Οι παραπάνω διατάξεις υλοποιούν συνήθως turbo-compounding σε ένα στάδιο⁵⁰.

Η διάταξη SuperTurbo⁵¹ (**Σχήμα 12**) είναι ουσιαστικά ένας στροβιλοϋπερπληρωτής με ενσωματωμένο σύστημα συνεχούς μεταβολής στροφών (CVT), όπου ο λόγος μετάδοσης του κιβωτίου είναι ελεγχόμενος. Το SuperTurbo στις χαμηλές στροφές της μηχανής λειτουργεί ως στροβιλοϋπερπληρωτής, λαμβάνοντας ενέργεια από τον στρόφαλο του κινητήρα (αντί από τα καυσαέρια). Αντίθετα, στις υψηλές στροφές της μηχανής λειτουργεί ως turbo-compounding, όπου η περίσσεια ισχύος που παράγεται από το στρόβιλο μεταδίδεται στον στρόφαλο της μηχανής.



[Σχήμα 12 – Διάταξη SuperTurbo με ενσωματωμένο κιβώτιο γρναζιών μετάδοσης]⁵²

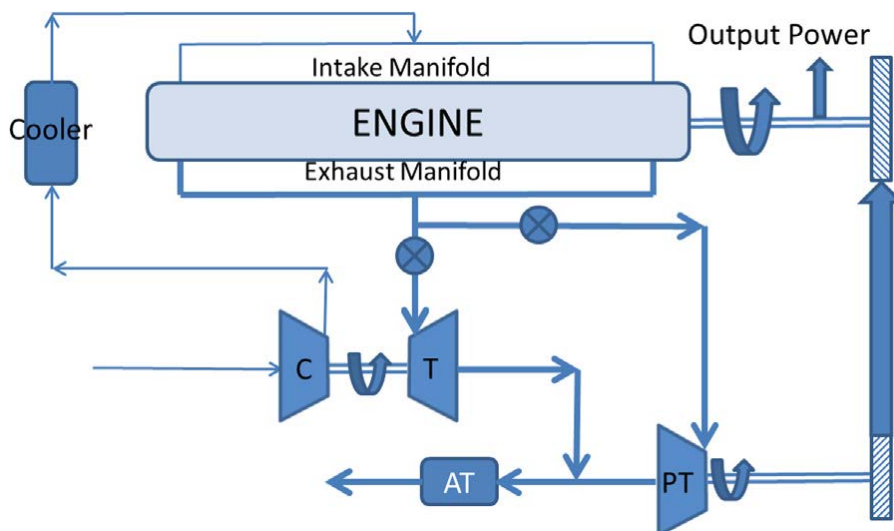
Σε έναν ηλεκτρικό στροβιλοϋπερπληρωτή (**Σχήμα 13**), όταν η ισχύς που παράγεται στον στροβιλοσυμπιεστή υπερβαίνει την απαίτηση ισχύος του συμπιεστή, η περίσσεια μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια μέσω γεννήτριας που είναι συνδεδεμένη στον άξονα του στροβιλοϋπερπληρωτή. Στην περίπτωση όπου η απαίτηση ισχύος του συμπιεστή δεν πληρείται, χρησιμοποιείται ηλεκτρική ισχύς από τη γεννήτρια που λειτουργεί ως κινητήρας προκειμένου να περιστρέψει το συμπιεστή του στροβιλοϋπερπληρωτή.⁵³



[Σχήμα 13 – Διάταξη Electric turbocharger με ενσωματωμένη γεννήτρια] ⁵⁴

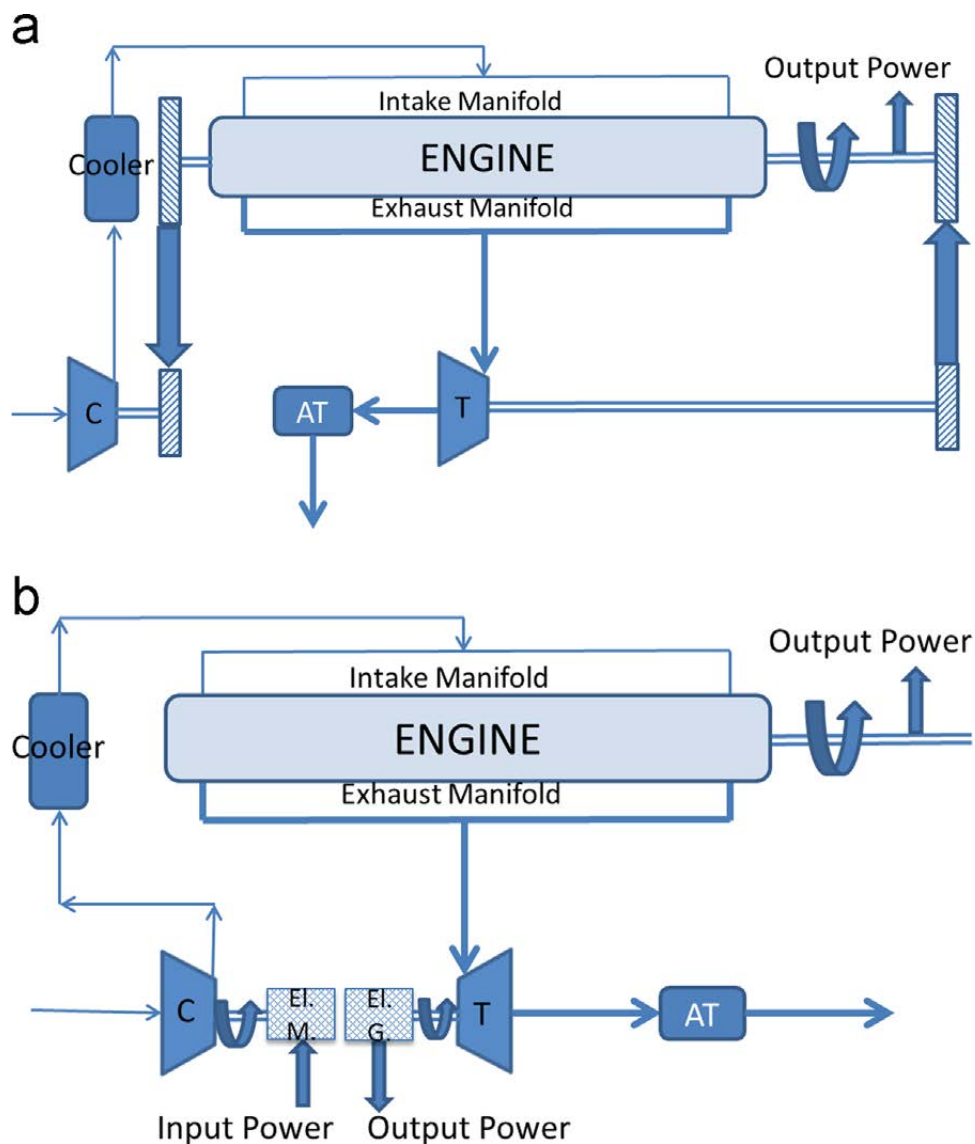
Με βάση τα παραπάνω, το ηλεκτρικό turbo-compounding μπορεί να επιτευχθεί είτε με τη χρήση διάταξης στροβιλογεννήτριας (turbogenerator) σε χαμηλής πίεσης turbo-compounding (Σχήμα 11), είτε με χρήση ηλεκτρικού στροβιλοϋπερπληρωτή (electric turbocharger) (Σχήμα 13). Μια σημαντική πρόκληση στη χρήση του στροβίλου-γεννήτριας αποτελεί η ικανότητα αποβολής θερμότητας που αναπτύσσεται στη διάταξη εντός του φυσικού μεγέθους γεννήτριας/ηλεκτροκινητήρα. Οι περισσότερες ηλεκτρογεννήτριες λειτουργούν σε χαμηλές ταχύτητες, και έχουν σχετικά αυξημένο βάρος και μέγεθος. Η τεχνολογία ηλεκτρικού turbo-compounding χρησιμοποιεί πολύ μικρές και ελαφρές γεννήτριες, υψηλών ταχυτήτων περιστροφής, και υψηλής αποδοτικότητας. Η αποθήκευση ενέργειας μπορεί να πραγματοποιηθεί με τη χρήση υπερπυκνωτών, μπαταριών ή συνδυασμό των δύο.

Το Σχήμα 14 δείχνει μια παράλληλη διάταξη μηχανικού turbo-compounding χαμηλής πίεσης (LP). Στα συστήματα αυτά το καυσαέριο διανέμεται παράλληλα σε δύο στροβίλους, το στρόβιλο του στροβιλοϋπερπληρωτή που κινεί το συμπιεστή και στο στρόβιλο ισχύος.



[Σχήμα 14 – Διάταξη παράλληλης σύνδεσης μηχανικού turbo-compounding] ⁵⁵

Το Turbo-compounding μπορεί επίσης να επιτευχθεί με ξεχωριστό στρόβιλο και συμπιεστή. Στο **Σχήμα 15** φαίνονται δυο συνδυασμοί turbo-compounding στις οποίες ο στρόβιλος και ο συμπιεστής λειτουργούν ξεχωριστά. Συγκεκριμένα, στο **Σχήμα 15α**, και ο στρόβιλος και ο συμπιεστής είναι συνδεδεμένα με τον στρόφαλο της μηχανής μηχανικά, ενώ στο **Σχήμα 15β**, ο στρόβιλος είναι συνδεδεμένος με μια ηλεκτρική γεννήτρια, και ο συμπιεστής είναι συνδεδεμένος σε ένα ηλεκτρικό μοτέρ. Τέλος, turbo-compounding μπορεί επίσης να σχεδιαστεί τοποθετώντας τον στρόβιλο ισχύος πριν από αυτόν του στροβιλοϋπερπληρωτή σε σειρά.



[Σχήμα 15 – (α) διάταξη ξεχωριστού στρόβιλου-συμπιεστή (β) διάταξη ξεχωριστού στρόβιλου-συμπιεστή με γεννήτρια και μοτέρ ^{56,57}]

Αξίζει να σημειωθεί ότι, για περαιτέρω μείωση των ρύπων (CO₂) υπάρχει η δυνατότητα εγκατάστασης συστήματος ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR-Exhaust Gas Recirculation) που μειώνουν τη θερμοκρασία καύσης, και κατά συνέπεια την παραγωγή οξειδίων του αζώτου (NO_x). Ως προς τη θέση τοποθέτησης του EGR, αυτή μπορεί να είναι συνήθως τέτοια ώστε να ανακυκλοφορεί καυσαέριο μεταξύ δύο σημείων υψηλής πίεσης (από την πολλαπλή εξαγωγή εξόδου προς την πολλαπλή εισαγωγή εισόδου της μηχανής) ή δύο σημείων χαμηλής πίεσης (από τον αγωγό εξόδου καυσαερίων προς την είσοδο του συμπιεστή).

Σχετικά με την πρακτική εφαρμογή των παραπάνω συστημάτων, ο Martinez-Botas κ.α.⁵⁸ βρήκαν ότι η απόδοση της μηχανής δεν συσχετίζεται με τον αριθμό των σταδίων συμπίεσης ή εκτόνωσης. Διαφορετικές αποδόσεις μπορούν να επιτευχθούν, ανάλογα με την διάταξη. Η διάταξη Superturbo βελτιώνει τη κατανάλωση καυσίμου, συγκριτικά περισσότερο από τον ηλεκτρικό υπερσυμπιεστή, εξαιτίας της αυξημένης αδράνειας της διάταξης του ζεύγους στροβιλοϋπερπληρωτή – ηλεκτρικής γεννήτριας. Επίσης, ο Millo κ.α.⁵⁹ συμπέραναν ότι ένα σύστημα υψηλής πίεσης ηλεκτρικού turbo-compounding, προσέφερε οικονομία καυσίμου από 1 έως 6%. Ο Varnier⁶⁰ αναφέρει σχετικά, ότι οι εφαρμογές μηχανικού και ηλεκτρικού turbo-compounding δίνουν την καλύτερη κατανάλωση καυσίμου και αποτελούν ελκυστική λύση όταν υπάρχει περιορισμό όγκου/βάρους και κόστους. Τέλος, σύμφωνα με τους Ismail κ.α.⁶¹, το παράλληλο turbo-compounding επιφέρει μικρότερη εξοικονόμηση καυσίμου σε σχέση με το σε σειρά turbo-compounding, παρόλο που δημιουργεί μικρότερη αντίθλιψη καυσαερίων, λόγω της μικρότερης παροχής καυσαερίου στο στρόβιλο του στροβιλοϋπερπληρωτή.

3.4 ΑΠΟΔΟΣΗ TURBO-COMPOUNDING

3.4.1 Αντίθλιψη καυσαερίων (back pressure)

Λαμβάνοντας υπόψη την σχέση (1) για τον υπολογισμό της ισχύος του στροβίλου, η βασική μελέτη σε κινητήρα που χρησιμοποιεί turbo-compounding, αφορά την επίδραση του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος στη συμπεριφορά τόσο του στροβίλου ισχύος και του συνολικού συστήματος. Η χρήση του turbo-compounding καθίσταται ρεαλιστική μόνο επιβάλλοντας υψηλή πίεση καυσαερίων πριν τον στρόβιλο ισχύος.⁶²

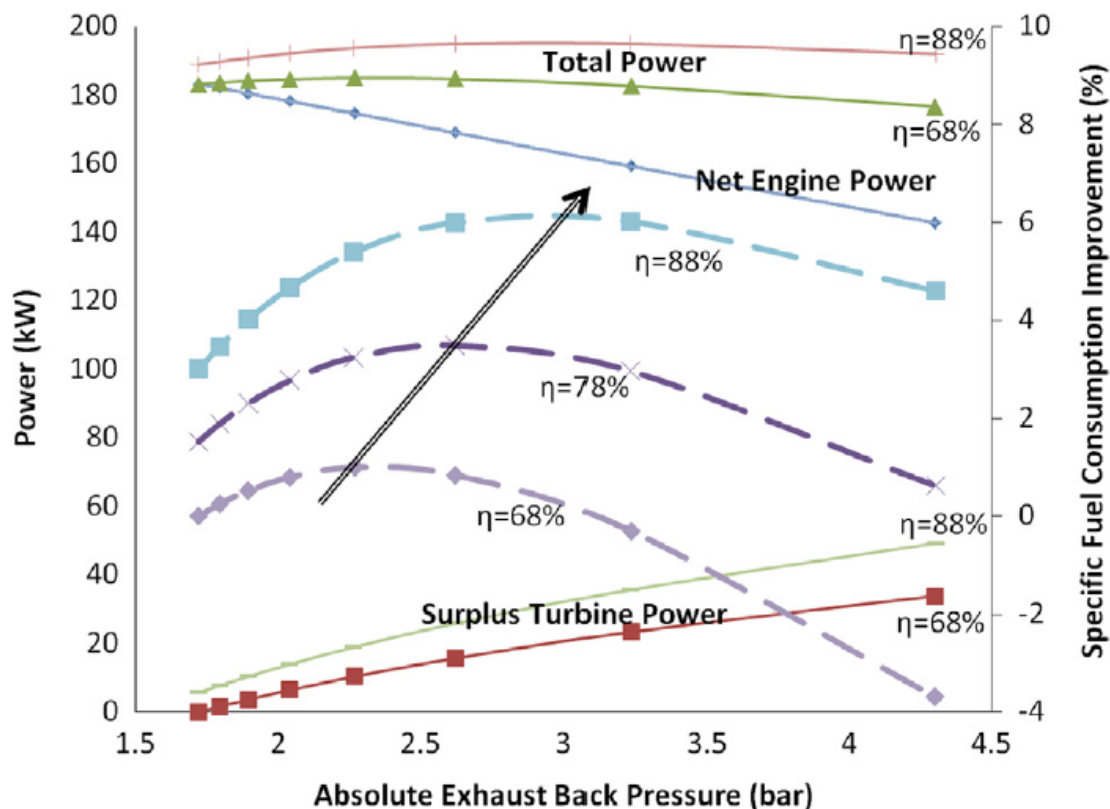
Σε μια επιστημονική μελέτη κινητήρα υψηλής πίεσης Diesel με ηλεκτρικό turbo-compounding (βλ. **Σχήμα 15β**), η αντίθλιψη των καυσαερίων μεταβαλλόταν με μεταβολή του μεγέθους του στροβίλου όταν η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου διατηρούνταν σταθερή, για τρεις διαφορετικούς ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης του στροβίλου.⁶³ Ο λόγος πίεσης του συμπιεστή, η ταχύτητα του συμπιεστή και η ταχύτητα του στροβίλου διατηρήθηκαν επίσης σταθερές, στη μελέτη αυτή.

Το **Σχήμα 16** παρουσιάζει την καθαρή ισχύ του κινητήρα, τη συνολική ισχύ του συστήματος και την πλεονάζουσα ισχύ του στροβίλου (ισχύς στροβίλου μείον ισχύ συμπίεστη) συναρτήσει της απόλυτης αντίθλιψης καυσαερίων. Το ίδιο σχήμα δείχνει επίσης τη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα.

Φαίνεται ότι, καθώς η αντίθλιψη του κινητήρα αυξάνεται, ο στρόβιλος παράγει περισσότερη ισχύ, αλλά το έργο που απαιτείται για την αποβολή των καυσαερίων από τον θάλαμο καύσης αυξάνει επίσης, και αυτό έχει αρνητικό αντίκτυπο στην καθαρή ισχύ του κινητήρα.

Γενικά, το turbo-compounding έχει αρνητική επίδραση στην καθαρή ισχύ του κινητήρα λόγω αυξημένων απωλειών άντλησης. Η συνολική ισχύς του συστήματος, ωστόσο, αυξάνεται λόγω της ισχύος που παράγεται από τον στρόβιλο. Έτσι, υπάρχει μια ανταλλαγή (trade-off) μεταξύ καθαρής ισχύος του κινητήρα και ισχύος του στροβίλου. Επίσης, φαίνεται ότι για κάθε τιμή του βαθμού απόδοσης του στροβίλου, υπάρχει βέλτιστη τιμή του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου (άρα και βέλτιστη αντίθλιψη), υπό την έννοια ότι τότε παρέχεται η μέγιστη συνολική ισχύς του κινητήρα με turbo compounding και επιτυγχάνεται η μεγαλύτερη βελτίωση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Όπως ανέφεραν οι Hountalas κ.λπ.⁶⁴, η καθαρή ισχύς του κινητήρα μειώνεται γραμμικά με την αντίθλιψη της εξαγωγής καυσαερίων και η κλίση είναι ίδια για όλα τα φορτία του κινητήρα. Η παραγόμενη ισχύς στροβίλου, από την άλλη πλευρά, αυξάνεται πολυωνυμικά με την αύξηση του λόγου εκτόνωσης και η κλίση του μειώνεται στις υψηλότερες τιμές του τελευταίου. Η κλίση της καμπύλης ισχύος του στροβίλου αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα. Έχει εξαχθεί το συμπέρασμα ότι το όφελος του turbo compounding είναι σημαντικά χαμηλότερο στα χαμηλά φορτία.⁶⁵ Αυτό συμβαίνει επειδή η διαθέσιμη ενέργεια στον στρόβιλο είναι πολύ χαμηλή σε χαμηλή μηχανή φορτία, λόγω χαμηλότερης πίεσης και θερμοκρασίας καυσαερίων.



Σχήμα 16 – Διάγραμμα συνολικής βελτίωσης SFOC σε ένα κινητήρα Heavy duty Diesel με ηλεκτρικό υπερσυμπιεστή, με διαφορετικές αποδόσεις του ρομπίνης] ⁶⁶

Μείωση του μεγέθους του στροβίλου οδηγεί σε αύξηση της αντίθλιψης καυσαερίων και υψηλότερους λόγους εκτόνωσης στο στρόβιλο. Αυτό από τη μία αυξάνει την ισχύ του στροβίλου, ενώ από την άλλη μειώνει την ισχύ της μηχανής εξαιτίας των υψηλότερων υδραυλικών απωλειών. Συνεπώς και πάλι υπάρχει ανταλλαγή μεταξύ καθαρής ισχύος του κινητήρα και ισχύος του στροβίλου. Τέλος, η χρήση στροβίλων μεταβλητής γωνίας πτερυγίων είτε στο στροβιλοϋπερπληρωτή είτε στο στρόβιλο ισχύος μπορεί να οδηγήσει σε βελτιωμένο όφελος της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε κινητήρες με turbo-compounding, κάτι που αποτελεί πρακτική λύση, εξαιτίας της αντίστοιχης χρήσης της τεχνολογίας μεταβλητής γεωμετρίας σε υπερτροφοδοτούμενους κινητήρες. ⁶⁷

3.4.2 Βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος

Αύξηση του βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος δεν επηρεάζει την παραγόμενη από τη μηχανή ισχύ υπό σταθερή πίεση αέρα εισόδου παροχή καυσίμου και χρονοισμό βαλβίδων. Οδηγεί όμως σε υψηλότερη παραγόμενη ισχύ από το στρόβιλο ισχύος και τελικά σε αύξηση της ισχύος του συνολικού συστήματος του κινητήρα με turbo-compounding και μείωση της ειδικής

κατανάλωσης καυσίμου. Επιπλέον, επιτρέπει υψηλότερη τιμή αντίθλιψης και άρα μεγαλύτερη ανάκτηση ενέργειας. Το βέλος στο **Σχήμα 16** δείχνει την τάση μετακίνησης της βέλτιστης αντίθλιψης, η οποία γίνεται μεγαλύτερη (πηγαίνει προς τα δεξιά) για μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης του στροβίλου ισχύος.

3.4.3 Λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου

Σύμφωνα με τη σχέση (1), μία παράμετρος που επηρεάζει την ισχύ του στροβίλου είναι και η ολική θερμοκρασία εισαγωγής καυσαερίου στο στρόβιλο. Η θερμοκρασία των καυσαερίων μπορεί να μεταβληθεί αλλάζοντας τον λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου.⁶⁸

Αναφέρθηκε παραπάνω ότι οι εφαρμογές turbo-compounding έχουν καλύτερη απόδοση σε υψηλά φορτία κινητήρα. Επιπλέον σε χαμηλούς λόγους ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου, κοντά στη στοιχειομετρική του τιμή (κοντά στο πλήρες φορτίο κινητήρα, πλούσιο μείγμα), οδηγούν σε βελτίωση της απόδοσης. Ειδικότερα, για κάθε λόγο αέρα-καυσίμου, πάρχει μία βέλτιστη τιμή ισχύος του στροβίλου σε ποσοστό της συνολικής ισχύος του συστήματος.⁶⁹

3.4.4 Ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος

Η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου είναι μία από τις παραμέτρους που καθορίζουν το σημείο λειτουργίας του και την απόδοσή του. Η επίδρασή της εξετάζεται μελετώντας τον αδιάστατο λόγο ταχύτητας (U/C) του στροβείου του στροβίλου⁷⁰, όπου U είναι η ταχύτητα του πτερυγίου, ενώ C είναι η ταχύτητα η οποία μπορεί να επιτευχθεί εάν τα καυσαέρια διαστέλλονταν σε ιδανικό ακροφύσιο. Ο λόγος αυτός μπορεί να υπολογιστεί με την παρακάτω εξίσωση:

$$\frac{U}{C} = \frac{U}{2C_p T_{o,in} \left[1 - \left(\frac{P_{out}}{P_{o,in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

όπου $T_{o,in}$, p_{out} , $p_{o,in}$, είναι η ολική θερμοκρασία εισαγωγής, η πίεση εξαγωγής και η ολική πίεση εισαγωγής, αντίστοιχα, του καυσαερίου στο στρόβιλο. C_p και γ είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα και ο ισεντροπικός εκθέτης των καυσαερίων.

Η απόδοση του στροβίλου χαρακτηρίζεται από μία πολυωνυμική συνάρτηση δεύτερου βαθμού ως προς τον παραπάνω λόγο ταχύτητας (U/C). Η απόδοση ενός συμβατικού στροβίλου φτάνει το μέγιστο της για τιμή του λόγου U/C ίση περίπου με 0,7⁷¹. Επομένως, η ταχύτητα του στροβίλου μπορεί να ελεγχθεί, ώστε να διατηρείται η τιμή του λόγου U/C κοντά στην παραπάνω τιμή όπου επιτυγχάνεται η μέγιστη απόδοση.

Ένα από τα προβλήματα στις συμβατικές εφαρμογές μηχανικού turbo-compounding, είναι ότι ο στρόβιλος ισχύος λειτουργεί σε ταχύτητες ανάλογες με αυτές της μηχανής εξαιτίας του σταθερού μειωτήρα στροφών που είναι συνδεδεμένος με το στροφαλοφόρο άξονα της μηχανής. Αυτό προκαλεί μείωση της απόδοσης του στροβίλου ειδικά σε χαμηλά φορτία της μηχανής.

Όπως έχει μελετηθεί⁷², εάν η μηχανή με turbo-compounding είναι εξοπλισμένη με στρόβιλογεννήτρια ή κιβώτιο ταχυτήτων CVT, η ταχύτητα του στρόβιλου ισχύος μπορεί να ελεγχθεί ανεξάρτητα από την ταχύτητα της μηχανής επιτρέποντας έτσι την μεγιστοποίηση της απόδοσής της.

3.4.5 Λόγος συμπίεσης της μηχανής και λόγος πίεσης του συμπιεστή

Ο Thomson⁷³ έδειξε ότι αύξηση του λόγου συμπίεσης σε έναν κινητήρα διπλού καυσίμου με turbo-compounding, επιφέρει αύξηση στην ισχύ, ενώ η ανάκτηση ενέργειας από το στρόβιλο ισχύος μειώνεται. Στο αντιστάθμισμα μεταξύ της συνολικής ισχύος του κινητήρα και της ισχύος του στρόβιλου, καθώς ο λόγος συμπίεσης αυξάνει, η συνολική ισχύς του συστήματος αυξάνει επίσης. Υπάρχουν βέβαια κάποιοι περιορισμοί στην βελτιστοποίηση της ισχύος του κινητήρα, αυξάνοντας την πίεση συμπίεσης και αυξάνοντας επίσης τον λόγο συμπίεσης. Οι παραπάνω αλλαγές μπορούν να επιφέρουν προαναφλεξη.

Ο Ishii⁷⁴ έκανε μία Μελέτη σε έναν Turbo compound κινητήρα diesel με ξεχωριστό στρόβιλο και συμπιεστή. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι υπάρχει μία βέλτιστη πίεση του συμπιεστή η οποία δίνει μέγιστη ισχύ στον κινητήρα. Επιπλέον, σε κάθε λόγο συμπίεσης, αντιστοιχεί ένας βέλτιστος λόγος εκτόνωσης του στρόβιλου που μεγιστοποιεί την απόδοση του κινητήρα. Τέλος, υπάρχει ένας βέλτιστος συνδυασμός του λόγου συμπίεσης του κινητήρα και του λόγου πίεσης συμπίεσης ο οποίος μεγιστοποιεί τη θερμική απόδοση της μηχανής με turbo-compounding για σταθερές τιμές λόγω αέρα-καυσίμου.

Εν κατακλείδι, μειώνοντας το λόγο συμπίεσης του κινητήρα και αυξάνοντας το λόγω πίεσης του συμπιεστή αυξάνει η διαθέσιμη ενέργεια στο στρόβιλο ισχύος, και συνεπώς αυξάνεται η ανάκτηση ενέργειας στο στρόβιλο. Παρόλα αυτά, η συνολική απόδοση του κινητήρα με turbo-compounding θα μειωθεί, εξαιτίας της χαμηλότερης καθαρής ισχύος του, και της αυξημένης απαιτούμενης ισχύος του συμπιεστή.

3.4.6 Εισαγωγή και χρονισμός βαλβίδων

Σύμφωνα με μελέτες σχετικά με στρατηγικές μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων σε μονοκύλινδρο κινητήρα⁷⁵, τόσο το πρώιμο άνοιγμα των βαλβίδων εξαγωγής, όσο και το καθυστερημένο άνοιγμα των βαλβίδων, αυξάνει τις υδραυλικές απώλειες του κινητήρα. Καθυστερημένο άνοιγμα των βαλβίδων εισαγωγής και πρώιμο κλείσιμο των βαλβίδων εξαγωγής οδηγούν σε συντομότερη χρονική αλληλοκάλυψη (overlap) μεταξύ εισαγωγής και εξαγωγής το οποίο μπορεί να αυξήσει τις υδραυλικές απώλειες. Οι βαλβίδες εισαγωγής έχουν ένα κυρίαρχο ρόλο στη μείωση των υδραυλικών απωλειών ενώ ο έλεγχος των βαλβίδων εξαγωγής είναι πολύ χρήσιμος στην επίτευξη μιας μορφής εσωτερικού συστήματος ανακύκλωσης καυσαερίων EGR. Συμπεραίνεται ότι, και το πρώιμο κλείσιμο των βαλβίδων εισαγωγής και το πρώιμο άνοιγμα μειώνουν απώλειες. Συνεπώς, υδραυλικές απώλειες μπορεί να μειωθούν με πρώιμο άνοιγμα των

βαλβίδων εισαγωγής και καθυστερημένο κλείσιμο των βαλβίδων εξαγωγής οδηγώντας σε ένα μεγαλύτερο overlap, παρά το γεγονός ότι μπορεί να οδηγήσει σε διαφυγή φρέσκου αέρα εισαγωγής από το θάλαμο καύσης.⁷⁶

Σε ένα κινητήρα με πρώιμο ελέγχοντας το χρονισμό μπορούμε να ελέγξουμε και την ισορροπία μεταξύ καθαρής ισχύος του κινητήρα και ισχύος του στρόβιλου, επειδή αλλάζει ωφέλιμος λόγος εκτόνωσης και η διαθέσιμη ενέργεια στο στρόβιλο ισχύος. Σύμφωνα με μελέτες σε έναν κινητήρα με turbo-compounding εξοπλισμένο με στρόβιλο γεννήτρια ο χρονισμός των βαλβίδων εξαγωγής έχει μεγαλύτερη επιρροή στην απόδοση του κινητήρα από ότι ο χρονισμός των βαλβίδων εισαγωγής, εφόσον η διάρκεια είναι ίδια. Αυτό οφείλεται κυρίως στο γεγονός ότι ανοίγοντας τις βαλβίδες εξαγωγής πριν το άνω νεκρό σημείο αλλάζει τον ωφέλιμο λόγω εκτόνωσης κινητήρα. Έτσι, θεωρώντας την διάρκεια των βαλβίδων σταθερή, κλείνοντας τις βαλβίδες εξαγωγής σχετικά νωρίς οδηγούμαστε σε ένα πρώιμο άνοιγμα των βαλβίδων εξαγωγής επιφέροντας έτσι μεγαλύτερο έλεγχο στην καθαρή ισχύ του κινητήρα με turbo-compounding. Επιπλέον, πρώιμο κλείσιμο των βαλβίδων εισαγωγής μπορεί να επιφέρει μείωση της αναστροφής ροής το εργαζόμενο υγρού στον κύλινδρο, επιφέροντας έτσι μία αύξηση στη συνολική ισχύ του κινητήρα με turbo-compounding.

Εν κατακλείδι ο χρονισμός των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής μπορούν να παραμετροποιηθούν ώστε να επιτευχθεί καλύτερη συνολική απόδοση του συστήματος.

3.4.7 Χρόνος έναρξης της καύσης

Ο χρόνος έναρξης της καύσης στους Diesel κινητήρες, καθώς και στους κινητήρες διπλού καυσίμου είναι σημαντικοί παράγοντες στους κινητήρες με turbo-compounding, επειδή ή καθυστερημένη καύση οδηγεί στην αύξηση της ωφέλιμης ισχύος των καυσαερίων για τον στρόβιλο. Επομένως δύναται ή καθυστερημένη καύση σε εφαρμογές turbo-compounding, με σκοπό την χρήση όσο το δυνατόν περισσότερο όγκου καυσαερίων για το στρόβιλο.

Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι στους Diesel κινητήρες, η εφαρμογή καθυστερημένης καύσης μειώνει εκπομπές οξειδίων του αζώτου και την απόδοση του κινητήρα. Παρόλα αυτά το συνολικό όφελος σε ένα κινητήρα με turbo-compounding είναι μεγαλύτερο.⁷⁷

3.4.8 Σύστημα ανακύκλωσης καυσαερίων (EGR)

Υψηλότερες τιμές αντίθλιψης, προλαμβάνουν την μερική εξαγωγή των καυσαερίων από το θάλαμο καύσης σε κινητήρα με turbo-compounding, μειώνοντας την ροή των καυσαερίων και την θερμοκρασία τους, αλλά και τη συγκέντρωση οξυγόνου στο θάλαμο καύσης κατά την φάση της συμπίεσης⁷⁸. Κατά συνέπεια, η χρήση συστήματος EGR καθυστερεί την καύση.

Ένας κινητήρα με turbo-compounding έχει μεγαλύτερες δυνατότητες EGR συγκριτικά με έναν υπερτροφοδοτούμενο κινητήρα, διότι η πίεση εξαγωγής των

καυσαερίων είναι μεγαλύτερη στον πρώτο. Αν και η χρήση βρόχου EGR υψηλής πίεσης ελαττώνει τις υδραυλικές απώλειες, εντούτοις ελαττώνει επίσης και τη διαθέσιμη ενέργεια καυσαερίων για αξιοποίηση από τα στρόβιλο ισχύος.

Βάση μιας Μελέτης σε έναν κινητήρα diesel με Turbo compound με EGR, με την αφαίρεση του EGR επέρχεται μείωση του BSFC σε μεγαλύτερα φορτία. Η βελτίωση αυτή μειώνεται χαμηλά φορτία ειδικά σε υψηλές ταχύτητες του κινητήρα ⁷⁹. Με την εφαρμογή του EGR και την αρνητική επίδραση στα χαμηλά φορτία μειώνονται οι δυνατότητες εφαρμογής ενός τέτοιου συστήματος με τεχνική Turbo compound. ⁸⁰

3.4.9 Σύστημα μετεπεξεργασίας καυσαερίων

Συστήματα όπως καταλύτες, θερμικοί αντιδραστήρες, φίλτρα σωματιδίων κτλ., χρησιμοποιούνται ευρέως στους κινητήρες diesel για την απομάκρυνση και εξουδετέρωση ρυπογόνων σωματιδίων που παράγονται κατά την καύση. Το σημαντικό είναι ότι, δημιουργούν κάποια αντίθλιψη στη μηχανή, και κατά συνέπεια έχουν αρνητική επίδραση στην κατανάλωση καυσίμου. Επιπλέον, πέραν από τη πτώση πίεσης, λόγω της χρήσης των συστημάτων αυτών υπάρχουν και θερμικές απώλειες.

Στη βιβλιογραφία συζητείται η ενδεικνύμενη θέση του συστήματος μετεπεξεργασίας καυσαερίων σε σχέση με τις διατάξεις WHRS ⁸¹

3.5 Σχεδίαση Στροβίλου

Ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου παίζει πολύ σημαντικό ρόλο στην μείωση της ειδικής κατανάλωσης BSFC σε ένα κινητήρα με turbo-compounding. Η σχεδίαση του στροβίλου προς αυτή την κατεύθυνση είναι πολύ σημαντική. Για τη σχεδίαση του στροβίλου χρησιμοποιούνται κάποιες αδιάστατες παράμετροι, όπως ειδική ταχύτητα, ειδική διάμετρος, συντελεστής ροής, και διάφοροι άλλοι συντελεστές⁸², ενώ σημαντική παράμετρος είναι η γεωμετρία των πτερυγίων του στροβίλου.

Οι επιλογές για διατάξεις χαμηλής πίεσης turbo-compounding, είναι είτε αξονικός στρόβιλος είτε ακτινικός. Ο αξονικός στρόβιλος μπορεί να προσφέρει υψηλότερη απόδοση από ότι ο αντίστοιχος ακτινικός. Αντίστοιχα, οι επιλογές για διατάξεις υψηλής πίεσης turbo-compounding, είναι είτε ακτινικός στρόβιλος είτε μικτής ροής.

3.6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ TURBO-COMPOUNDING

Δεδομένου ότι η απόβλητη ενέργεια από τα καυσαέρια των μηχανών εσωτερικής καύσης αποτελεί το 1/3 της ενέργειας, ένα σύστημα WHR όπως το Turbo compounding, μπορεί θεωρητικά να ανακτήσει περίπου τα δύο τρίτα της απόβλητης αυτής ενέργειας. Ωστόσο η επίτευξη της μέγιστης ανάκτησης ενέργειας είναι πρακτικά αδύνατη λόγω πολλών περιορισμών, ειδικά λόγω της

χαμηλής απόδοσης του στροβίλου ισχύος και της επιπλέον αντίθλιψη καυσαερίων στον κινητήρα, όπου οδηγούν σε υψηλότερες υδραυλικές απώλειες.

Γενικά το Turbo compound σε κινητήρες βελτιώνει την οικονομία καυσίμου με χαμηλές απαιτήσεις σε όγκο και βάρος. Το turbo-compounding δίνει τη δυνατότητα στον κινητήρα για προπορεία ανάφλεξης και υψηλότερες δυνατότητες ανακύκλωσης καυσαερίων EGR.

Γενικά υπάρχει μεγαλύτερη ελευθερία στο σχεδιασμό και στη βελτιστοποίηση του κινητήρα, μέσω της τροποποίησης κάποιων παραμέτρων όπως το μέγεθος, χρονισμός βαλβίδων λόγω συμπίεσης κινητήρα προπορεία η αργοπορία, κτλ.

Για να επιτευχθεί η ανάκαμψη τις ενέργειες καυσαέρια σε ένα κινητήρα με πιο αποδοτικό τρόπο, μερικές τεχνολογίες και ιδέες θα πρέπει να ληφθούν υπόψιν κατά την εφαρμογή του Turbo compounding, όπως μεγαλύτερη απόδοση στροβίλου σε κάθε συνθήκη φορτίου κινητήρα, η χρήση ηλεκτρογεννητριών μέσω ηλεκτρικού στροβιλοσυμπιεστή η turbogenerator.

Συνεπώς, το τούρμπο compounding είναι μία ώριμη, οικονομικά βέλτιστη και πολλά υποσχόμενη τεχνολογία με γνώμονα τη μείωση κατανάλωσης καυσίμου, όπου την επόμενη δεκαετία αναμένεται να βελτιωθεί περαιτέρω.⁸³

4. ΠΡΑΚΤΙΚΗ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ⁸⁴

Σήμερα με την εξέλιξη της τεχνολογίας υπάρχουν αρκετά διαφορετικά συστήματα WHRS διαθέσιμα. Ανάλογα με το επίπεδο πολυπλοκότητας που είναι αποδεκτό από τον ιδιοκτήτη και το ναυπηγείο και την πραγματική κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας του πλοίου, δύναται η επιλογή μεταξύ των ακόλουθων συστημάτων:

- ST-PT – Συνδυασμένη εφαρμογή Ηλεκτρικού συστήματος turbo-compounding (Μονάδα γεννήτριας Steam Turbine-Power Turbine. Στρόβιλος ισχύος, στρόβιλος ατμού, γρανάζι και μονάδα γεννήτριας με μονό ή διπλό ατμό στρόβιλο υπό πίεση)
- STG – Ηλεκτρικό σύστημα turbo - Compounding (Μονάδα γεννήτριας στροβίλου ατμού: στρόβιλος ατμού, μονάδα μετάδοσης και γεννήτριας, μονή ή διπλή πίεση ατμού)
- PTG – Ηλεκτρικό σύστημα turbo - Compounding (Μονάδα γεννήτριας στροβίλου ισχύος: Στρόβιλος ισχύος, γρανάζι και γεννήτρια μονάδα).

Στο μέλλον, ενδέχεται να υπάρχουν ειδικές παραλλαγές και συνδυασμοί των παραπάνω συστημάτων, ιδίως με την εκπλήρωση της TIER III σχετικά με τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου Nox από το 2016 και άλλους μελλοντικούς κανονισμούς.

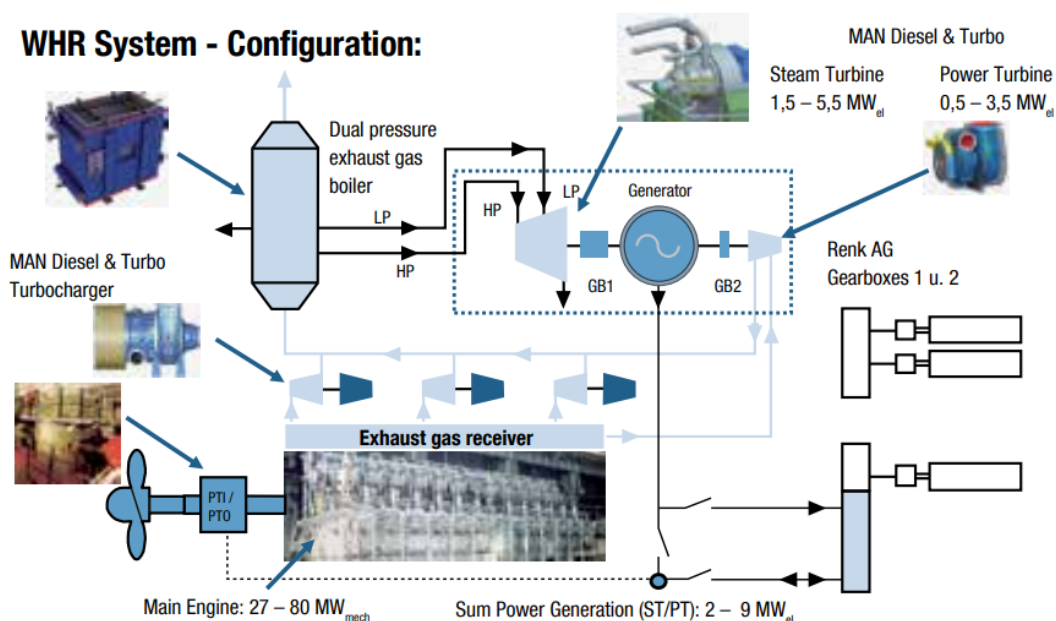
4.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΕΚΜΕΤΑΛΕΥΣΗΣ ΑΠΟΒΛΗΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ – WASTE HEAT RECOVERY SYSTEMS

4.1.1 Συστήματα ανάκτησης - Έννοια και διάταξη ισχύος

Η αρχή του βραδύστροφου, δίχρονου κινητήρα MAN B&W όπου έχει ρυθμιστεί για εφαρμογή συστήματος ανάκτησης θερμότητας (WHRs) είναι ότι ένα μέρος της ροής καυσαερίων παρακάμπτεται από τον υπερσυμπιεστή (Turbo) της κύριας μηχανής μέσω μιας διάταξης παράκαμψης καυσαερίων.

Ως αποτέλεσμα, η συνολική ποσότητα πρόσληψης αέρα και εξαγωγής καυσαερίων μειώνεται. Ο μείωση της ποσότητας αέρα εισαγωγής και η ποσότητα καυσαερίων έχει ως αποτέλεσμα την αυξημένη θερμοκρασία καυσαερίων μετά τον κύριο υπερσυμπιεστή του κινητήρα και την παράκαμψη καυσαερίων. Αυτό σημαίνει αύξηση της μέγιστης δυνατής ισχύος παραγωγής ατμού για το λέβητα καυσαερίων - ατμού, ο οποίος μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε ατμοστρόβιλο για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Επίσης, η αναθεωρημένη πτώση πίεσης στη παράκαμψη καυσαερίων, η οποία αποτελεί μέρος του WHRS, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας εφαρμόζοντας στρόβιλο ισχύος. Οι κύριες αρχές της διάταξης εμφανίζονται στο **Σχήμα 17**.

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, ένα WHRS αποτελείται από διαφορετικά μέρη και μπορεί να είναι διαφέρει ως αυτόνομη εγκατάσταση ή συνδυασμένη εγκατάσταση. Η επιλογή ενός συστήματος εξαρτάται από τη ζήτηση ισχύος επί του πλοίου (ηλεκτρικό φορτίο στη θάλασσα), το προφίλ λειτουργίας του πλοίου (ώρες λειτουργίας - φορτία κύριου κινητήρα στη θάλασσα), τον χρόνο αποπληρωμής της επένδυσης. Η λύση WHRS βασίζεται στην τρέχων λειτουργικό προφίλ και του διαθέσιμου χώρου του πλοίου, μεταξύ άλλων.



[Σχήμα 17: Αρχές του συστήματος ανάκτησης θερμότητας αποβλήτων] ⁸⁴

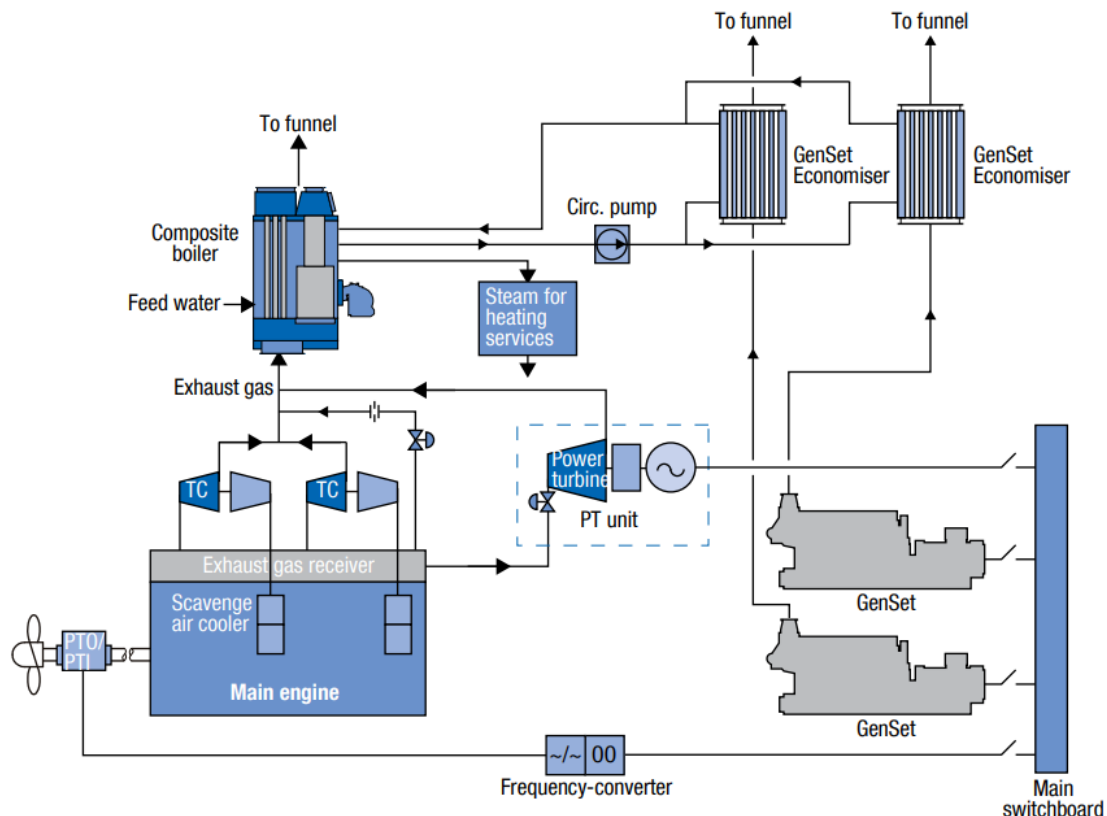
Ένα πολύ σημαντικό μέρος της επιλογής του καλύτερου WHRS για μία μελέτη εφαρμογής σε πλοίο η επιλογή της καταλληλότερη δύναμης πρόωσης και ρυθμού περιστροφής του κινητήρα για το πλοίο - όσο το δυνατόν μεγαλύτερη έλικα - έτσι ώστε να διασφαλίζεται η χαμηλότερη πιθανή κατανάλωση καυσίμου για τη βασική απόδοση του πλοίου.

Σε πολλές περιπτώσεις, το σύστημα WHRS θα είναι σε θέση παρέχει τη συνολική ανάγκη ηλεκτρικής ενέργειας του πλοίου ως αυτόνομη πηγή ενέργειας, αλλά μπορεί επίσης να τρέξει παράλληλα με μια γεννήτρια άξονα, κινητήρα άξονα και βοηθητικά σετ ηλεκτροκινητήρων. Αυτός ο τύπος απαιτεί ένα προηγμένο σύστημα ισχύος αλλά και ένα προηγμένο σύστημα διαχείρισης ισχύος (PMS – Power Management System), με το οποίο το σύστημα ελέγχου κινητήρα & Στροβιλοσυμπιεστή (Turbo) έχει σχεδιαστεί για επικοινωνία.

Ειδικά για σχέδια πλοίων μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, η τεχνολογία WHRS αποτελεί ένα τεχνολογικό βήμα προόδου στη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών CO₂ του πλοίου, αλλά το ενδιαφέρον για εφαρμογές συστημάτων WHRS εξαπλώνεται σε άλλους τύπους πλοίων με σκοπό την συνολική μείωση του κόστους μέσω μείωσης των καυσίμων καθώς και του Δείκτη EEDI.

4.1.2 Ηλεκτρικό σύστημα turbo - Compounding (PTG)

Το απλούστερο και φθηνότερο σύστημα αποτελείται από μια τουρμπίνα καυσαερίων (επίσης που ονομάζεται στρόβιλος ισχύος) εγκατεστημένη στη παράκαμψη καυσαερίων και γεννήτρια που μετατρέπει τη δύναμη από τη περιστροφή του στρόβιλου σε ηλεκτρική ενέργεια επί του πλοίου, βλέπε **Σχήμα 18**.



[Σχήμα 18: Σχηματικό διάγραμμα της διάταξης WHRS-PTG] ⁸⁴

Σε εφαρμογές στρόβιλου ισχύος, ο κύριος δέκτης - κινητήρα θα είναι εξοπλισμένος με δύο συνδέσεις καυσαερίων, μία για παράκαμψη καυσαερίων κινητήρα (EGB – Exhaust Gas Bypass) και μία για τον στρόβιλο ισχύος. Συνήθως, η σύνδεση για τον στρόβιλο πρέπει να είναι μεγαλύτερη καθώς η μονάδα του στρόβιλου είναι συνήθως τοποθετημένη αρκετά μέτρα μακριά από τον κύριο κινητήρα. Η παράκαμψη καυσαερίων με τη βαλβίδα ελέγχου παράκαμψης καυσαερίων και την οπή - orifice είναι μέρος της απόδοσης του κινητήρα και θα δοκιμαστεί στη δοκιμή του κινητήρα.

Ο στρόβιλος ισχύος και η γεννήτρια τοποθετούνται σε κοινή βάση διάταξης. Το εύρος του MAN Diesel & Turbo TCS-PTG ισχύος φαίνεται στο **Σχήμα 19**.

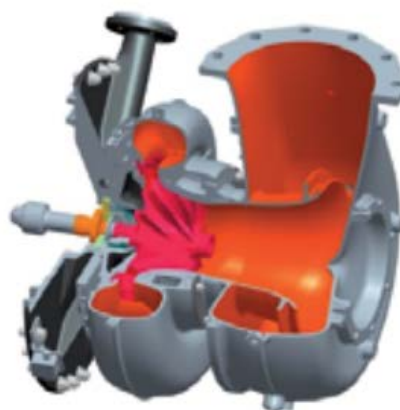
Το TCS-PTG σημαίνει Turbo Compound Σύστημα - Γεννήτρια ισχύος στρόβιλου και είναι ένα προϊόν της MAN Diesel & Turbo.

Ο στρόβιλοςυμπιεστής τροφοδοτείται από ένα μέρος της η ροής καυσαερίων που παρακάμπτουν οι υπερσυμπιεστές. Ο στρόβιλος ισχύος παράγει επιπλέον ισχύ εξόδου για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, η οποία εξαρτάται από ποσό των καυσαερίων που παρακάμπτονται.

Η λύση PTG WHRS μπορεί να είναι και αυτόνομη ή / και παράλληλη λειτουργία προμήθειας ηλεκτρικής ενέργειας για το πλοίο. Η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων θα είναι κλειστή με ισχύ κινητήρα χαμηλότερη από περίπου 40% του SMCR, σε ένα σημείο φορτίου της κύριας μηχανής όπου η χρήση ισχύος για η ανεμογεννήτρια είναι οικονομικά επιθυμητή, η οποία σταματά όταν ξεκινά ο βοηθητικός ανεμιστήρας (blower) κινητήρα.

TCS-PTG based on TCR - Series

Type	max. P_{el}
TCS-PTG18	1,070 kW
TCS-PTG20	1,560 kW
TCS-PTG22	2,700 kW



[Σχήμα 19: Διακύμανση ισχύος MAN Diesel & Turbo TCS-PTG WHRS] ⁸⁴

Η χρήση μιας λύσης TCS-PTG WHRS θα παρέχει αναλογία ανάκτησης 3-5%, ανάλογα με το μέγεθος και τον τύπο της κύριας μηχανής.

4.1.3 Ηλεκτρικό σύστημα turbo – Compounding με χρήση ατμοστρόβιλου PTG

Το δεύτερο σύστημα βασίζεται στην βασική παράκαμψη καυσαερίων και, ως εκ τούτου, στην αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων πριν από το λέβητα χωρίς χρήση τουρμπίνας ισχύος.

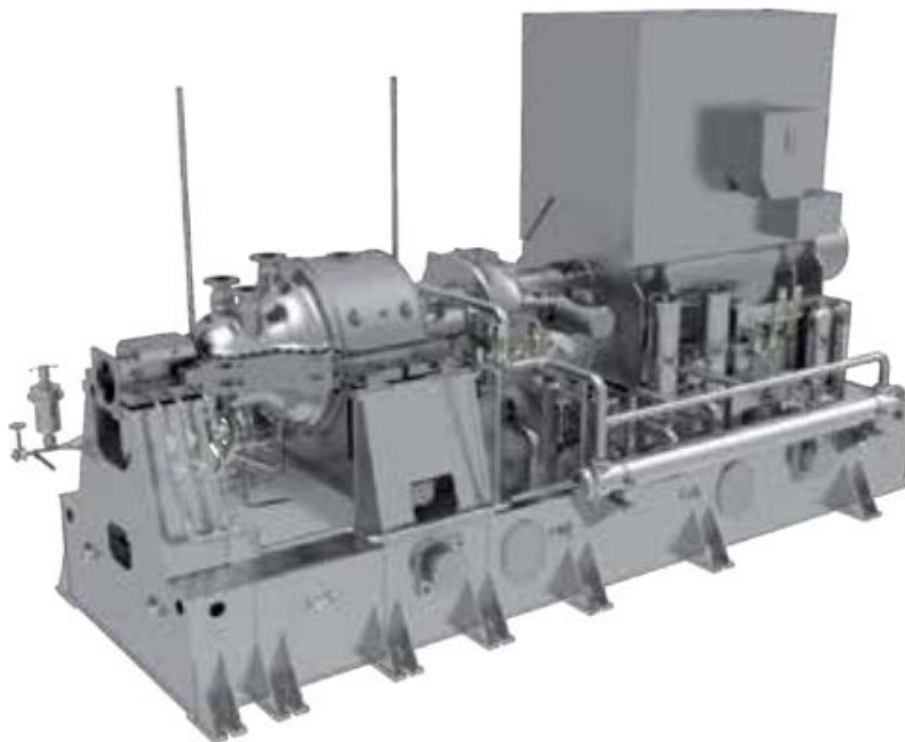
Κατά την εφαρμογή του ατμοστροβίλου (ST – Steam Turbine) ως αυτόνομη λύση, το ρεύμα παράκαμψης καυσαερίων αναμιγνύεται με την έξοδο καυσαερίων από τον υπερσυμπιεστή, αυξάνοντας τη θερμοκρασία καυσαερίων πριν από την είσοδο του λέβητα.

Όταν μέρος της ροής καυσαερίων παρακάμπτεται από τον υπερσυμπιεστή, το σύνολο της ποσότητας του αέρα και του αερίου θα μειωθεί, και η θερμοκρασία των καυσαερίων μετά τον υπερσυμπιεστή και την παράκαμψη αυξάνουν. Αυτό

θα αυξήσει την αποκτηθείσα ισχύ παραγωγής ατμού για τον λέβητα καυσαερίων.

Εγκαθιστώντας ατμοστρόβιλο (συχνά ονομάζεται turbo generator), η αποκτηθείσα παραγωγή ατμού που παράγεται από την το σύστημα λέβητα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ο ατμοστρόβιλος είναι εγκατεστημένος σε μια κοινή διάταξη με τη γεννήτρια με τον ίδιο τρόπο όπως ο στρόβιλος ισχύος και η γεννήτρια. Το **σχήμα 20** δείχνει την διάταξη STG (Steam Turbine Generator).

Όπως και ο σχεδιασμός PTG, η λύση STG μπορεί να λειτουργήσει και ως αυτόνομη και ως παράλληλη ηλεκτρική πηγή ισχύος για το πλοίο ανάλογα με τη πραγματική ζήτηση του υπο μελέτη πλοίου.



[Σχήμα 20: WHRS γεννήτρια στροβιλοσυμπιεστή] ⁸⁴

Χρησιμοποιώντας ένα σύστημα WHRS STG, θα είναι είναι δυνατή η ανάκτηση περίπου 5 έως 8%, ανάλογα με το κύριο μέγεθος του κινητήρα, την απόδοσή του και τις συνθήκες περιβάλλοντος.

4.1.4 Συνδυασμένη εφαρμογή Ηλεκτρικού συστήματος turbo-compounding (ST-PT)

Εάν η ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας στο πλοίο είναι πολύ υψηλή, π.χ. ένα πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, ο στρόβιλος ισχύος και ο ατμοστρόβιλος

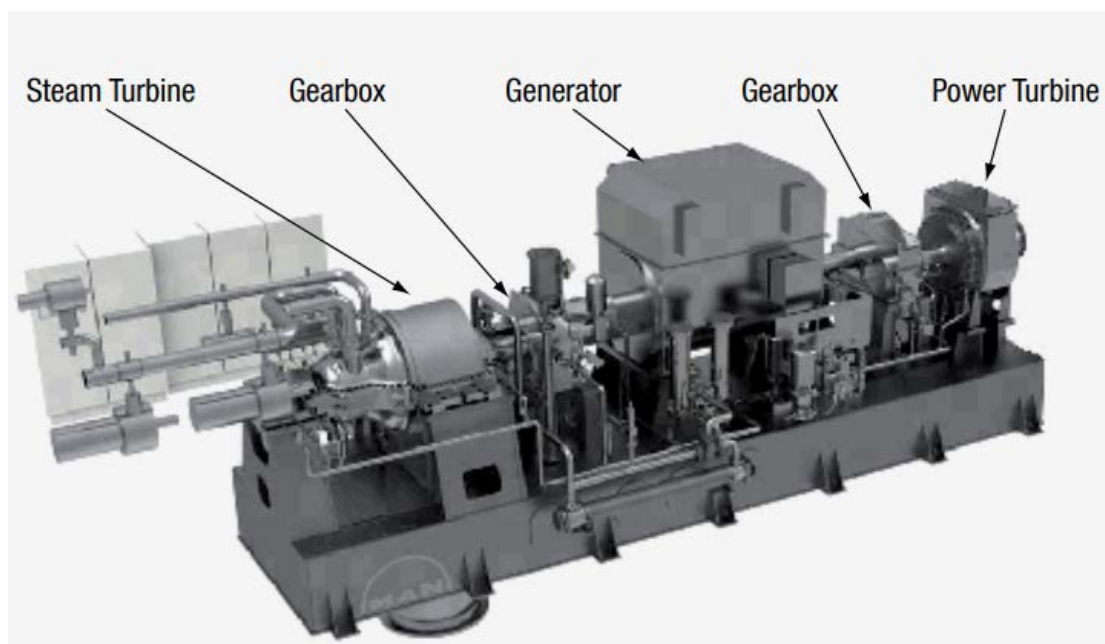
μπορούν να κατασκευαστούν μαζί για να σχηματίσουν ένα συνδυασμένο σύστημα. Ο στρόβιλος ισχύος και ο ατμοστρόβιλος είναι ενσωματωμένοι σε μια κοινή βάση και, μέσω μειωτήρα, συνδεδεμένα σε ένα κοινή γεννήτρια, βλέπε **Σχήμα 21**.

Η έξοδος ισχύος από τον στρόβιλο μπορεί να προστεθεί στη γεννήτρια μέσω μειωτήρα με ειδικό συμπλέκτη. Ωστόσο, πρώτα θα ξεκινήσει ο ατμοστρόβιλος σε ισχύ 30 - 35% SMCR της κύριας μηχανής που ακολουθείται από τον στρόβιλο ισχύος που ξεκινά την παραγωγή ενέργειας από 40 έως 50% SMCR.

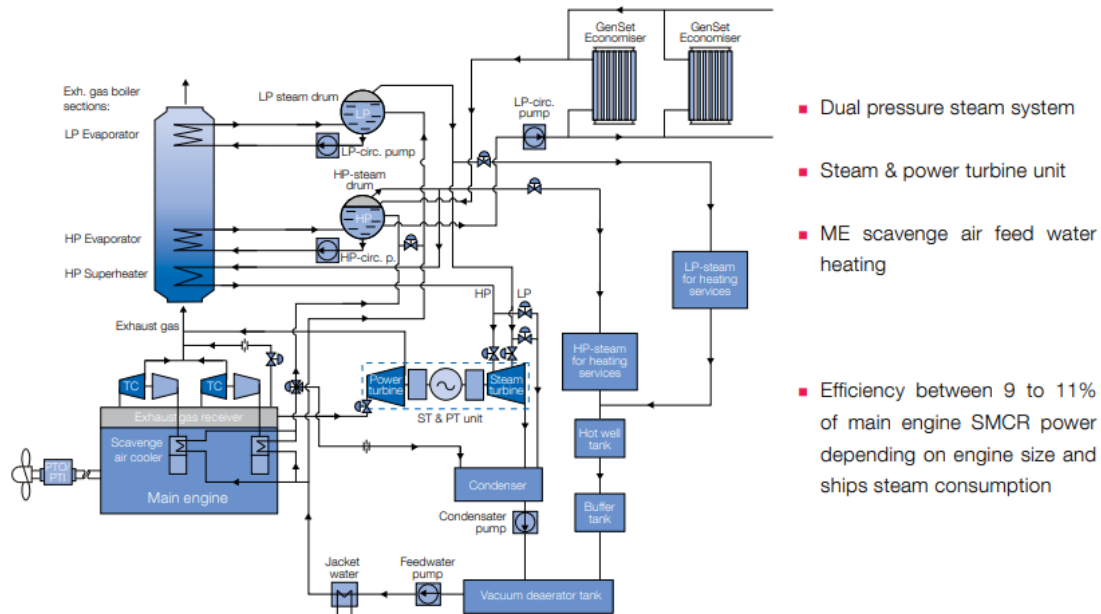
Το συνδυασμένο σχηματικό διάγραμμα WHRS ST & PT που φαίνεται στο **Σχήμα 22**, το οποίο δείχνει ένα σύστημα που, σε πολλές συνθήκες, μειώνει σημαντικά το κόστος καυσίμου του πλοίου με την ικανότητα κάλυψης των συνολικών αναγκών ηλεκτρικής ενέργειας σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Διαφορετικά, ένας άξονας κινητήρα / γεννήτριας (PTI / PTO) που είναι συνδεδεμένος στον κύριο άξονα του κινητήρα θα μπορούσε να είναι μια επιλογή, βλέπε **Σχήμα 22**, καθιστώντας δυνατή την προσθήκη είτε ηλεκτρικής ισχύος στο δίκτυο του πλοίου, εάν χρειάζεται, ή για την ενίσχυση της προώθησης με την παροχή του ηλεκτρικής ενέργειας στο PTI.

Κατά την επιλογή του πλήρους WHRS συστήματος, οι στρόβιλοι ατμού και ισχύος – μερικές η ισχύς 8-11% μπορεί να ανακτηθεί, ανάλογα με το κύριο μέγεθος του κινητήρα, την βαθμολογία του κινητήρα και τις συνθήκες περιβάλλοντος.

Επιλέγοντας το κατάλληλο σύστημα ένα συγκεκριμένο έργο πλοίου απαιτεί προσεκτική αξιολόγηση βάσει των απαιτήσεων σχετικά με την απόδοση καυσίμου, τις απαιτήσεις εκπομπών, επιχειρησιακό προφίλ του πλοίου, οχρόνος αποπληρωμής κ.λπ.



[Σχήμα 21 - Full WHRS steam and power turbine unit] ⁸⁴



[Σχήμα 22 - Σχηματικό διάγραμμα του συστήματος WHRS ST-PT] ⁸⁴

Ως γενικός κανόνας, προτείνονται τα κάτωθι συστήματα:

Main engine power > 25,000 kW → Combined ST and PT

Main engine power < 25,000 kW → PTG or STG (e.g. with super heater)

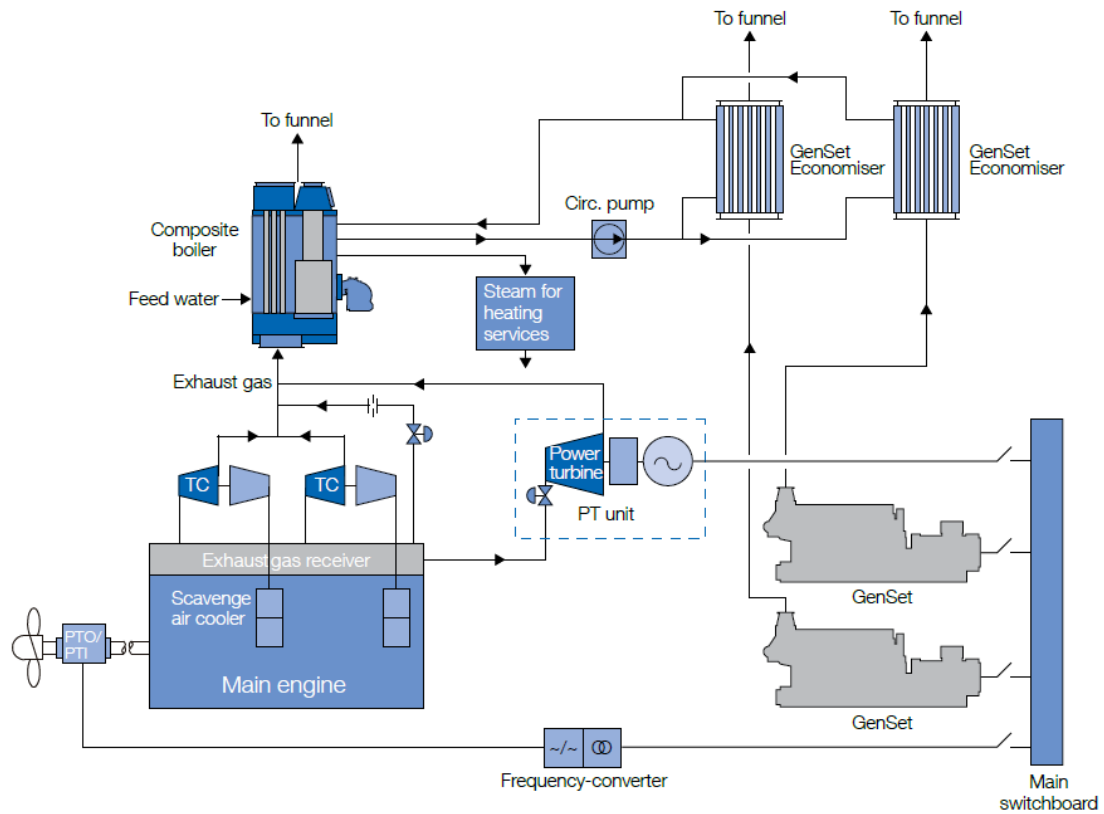
Main engine power < 15,000 kW → PTG or ORC (Organic Rankine Cycle) *

4.1.5 Εφαρμογή στρόβιλου ισχύος WHRS

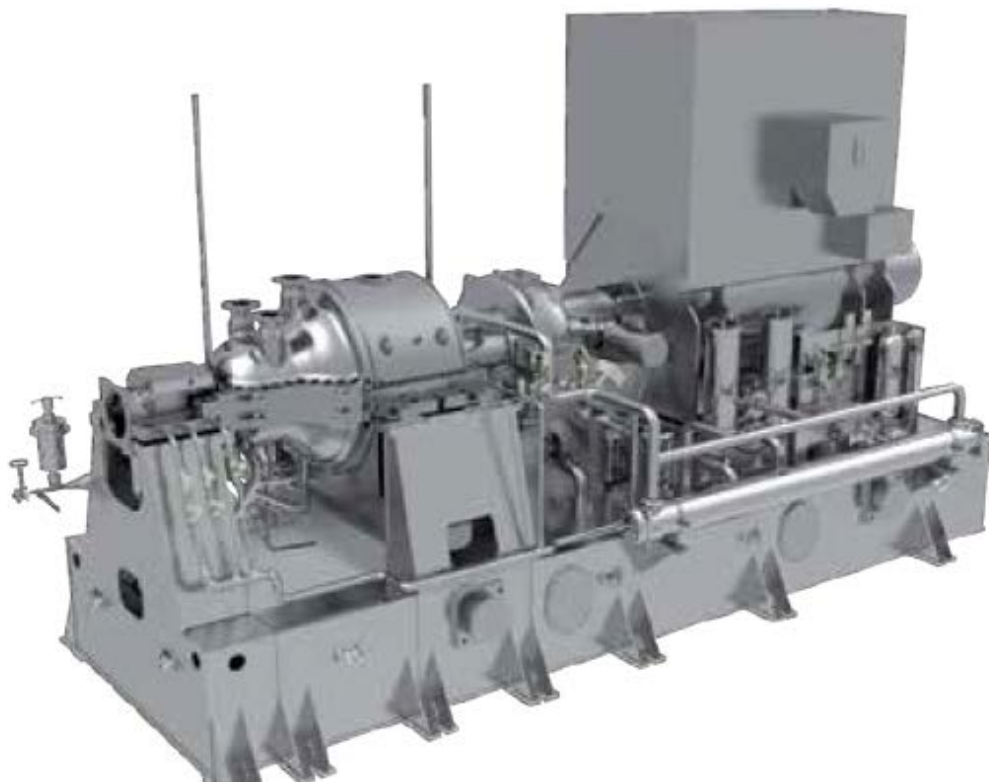
Η απλούστερη εγκατάσταση φαίνεται να είναι το σύστημα WHRS PTG, καθώς το σύστημα είναι το μικρότερο από τα διαφορετικά συστημάτων και επειδή η κύρια σύνδεση μεταξύ του WHRS PTG και του κινητήρα MAN B&W είναι μόνο η γραμμή παράκαμψης καυσαερίων. Το **Σχήμα 23** δείχνει ένα παράδειγμα διαγράμματος.

4.1.6 Στρόβιλος ατμού WHRS

Στην εγκατάσταση ατμοστρόβιλων, από το λέβητα, ένας ή δύο σωλήνες πρέπει να είναι συνδεδεμένοι στον ατμοστρόβιλο. Ο συμπυκνωτής πρέπει να εγκατασταθεί κάτω από την βάση του ατμοστρόβιλου και, σε ορισμένες περιπτώσεις, μπορεί να είναι τόσο μεγάλο όσο ο ατμοστρόβιλος με την εγκατάσταση γεννήτριας. Ο συμπυκνωτής, οι σωληνώσεις συνδέονται με το λέβητα έτσι ώστε το νερό να μπορεί να ανακυκλωθεί. Ο συμπυκνωτής είναι επιπλέον εξοπλισμένος με σωληνώσεις νερού ψύξης. Το **Σχήμα 24** δείχνει την τυπική τουρμπίνα ατμού ως αυτόνομη λύση.



[Σχήμα 23 – Διάγραμμα στροβίλου ισχύος]⁸⁴



[Σχήμα 24 – Διάταξη γεννήτριας-τουρμπίνας]⁸⁴

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, το σύστημα αμοστροβίλου ως WHRS απαιτεί χώρο για την εγκατάσταση μεγάλου συμπυκνωτή, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 25**, μια πτυχή που το ναυπηγείο πρέπει να λάβει σοβαρά υπ' όψιν.

4.1.7 Πλήρης διάταξη συνδυασμένου ηλεκτρικού turbo-compounding με στρόβιλο ατμού και στρόβιλο ισχύος WHRS

Εάν ληφθεί υπόψη το συνδυασμένο σύστημα PT-TG, μια σειρά από επιλογές εγκατάστασης θα πρέπει να μελετηθούν. Ο στρόβιλος ισχύος θα χρειαστεί μία εισαγωγή και εξαγωγή καυσαερίων συνδεδεμένη με την υπάρχουσα διάταξη οχετού εξαγωγής καυσαερίων.

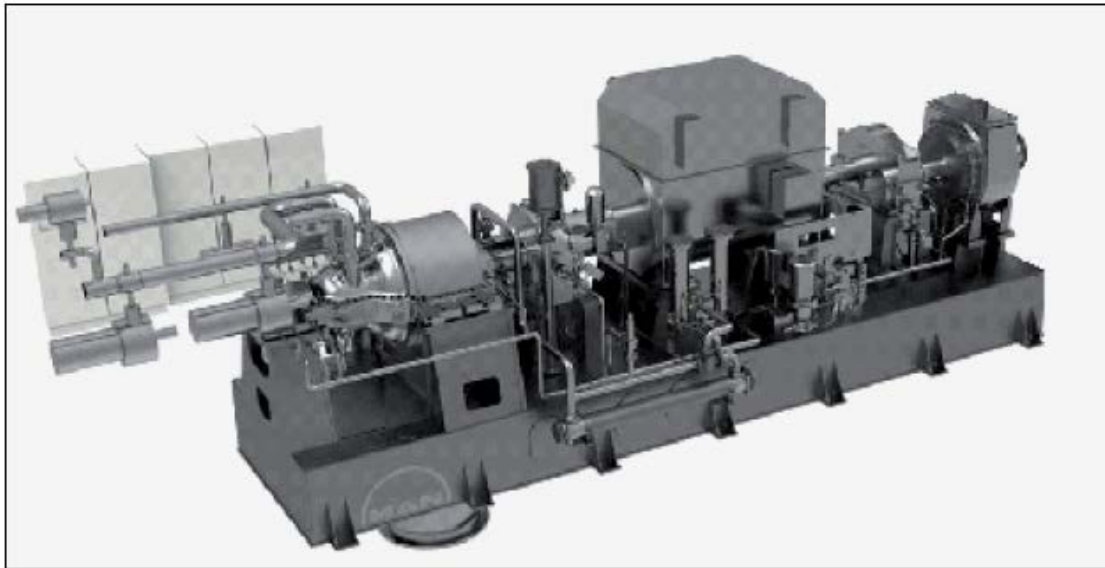
Μια παράμετρος της εγκατάστασης που αποτελεί πρόκληση, είναι το γεγονός ότι παίρνει ο στρόβιλος ισχύος τα καυσαέρια από τον οχετό καυσαερίων, που βρίσκεται στον κινητήρα, και ο αμοστρόβιλος λαμβάνει ατμό από το σύστημα λέβητα, το οποίο μπορεί να τοποθετηθεί σε κάποια απόσταση από τον κινητήρα. Το **Σχήμα 26** δείχνει τη σχέση της εγκαταστάσεις στροβίλων, γεννητριών και συμπυκνωτών.

Με το σύστημα WHRS συμπεριλαμβανομένου του αμοστρόβιλου, απαιτείται περισσότερος χώρος στο μηχανοστάσιο. Λέβητες ατμού, συνήθως ως συστήματα διπλής πίεσης, θα περιλαμβάνουν τα ακόλουθα υποσυστήματα:

- Εξοικονομητής LP
- Τύμπανο ατμού LP
- Economizer HP
- Σούπερ θερμαντήρας HP
- HP τύμπανο ατμού
- Αντλίες κ.λπ.

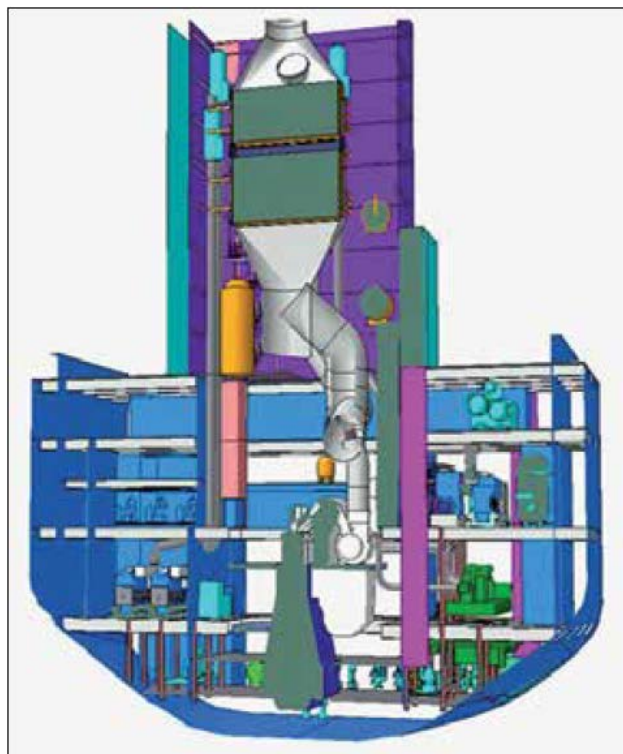


[Σχήμα 25 – Διάταξη γεννήτριας-τουρμπίνας ατμού]⁸⁴

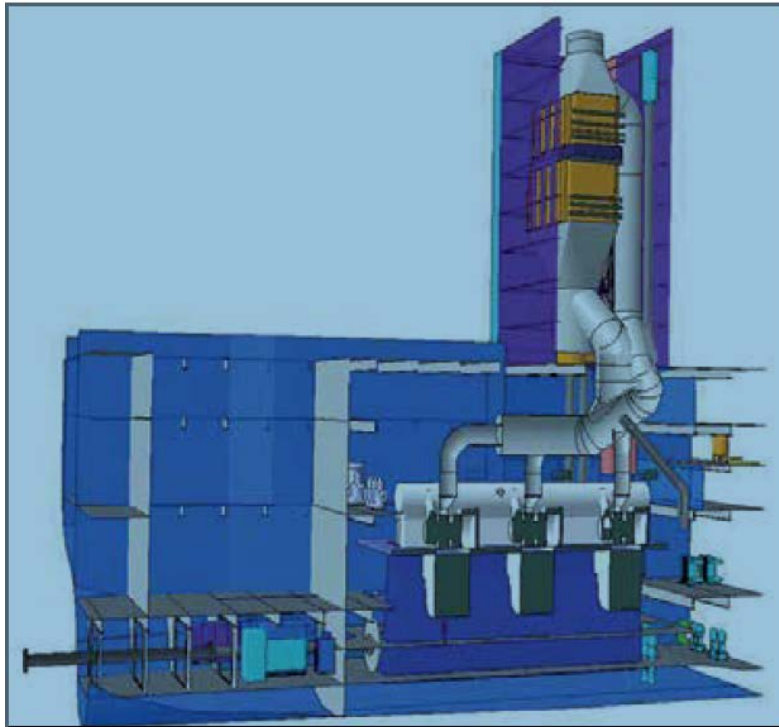


[Σχήμα 26 – Διάταξη γεννήτριας-τουρμπίνας ατμού] ⁸⁴

Οι μελετητές πρέπει να εξοικονομήσουν χώρο για όλα τα υποσυστήματα. Μια τυπική διάταξη για πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων φαίνεται στα **Σχήματα 26 και 27**. Ο λέβητας καυσαερίων (LP & HP) μπορεί να είναι τόσο μεγάλος όσο ο κύριος κινητήρας, βλέπε **Σχήμα 27**, ένα σημείο που συχνά εκπλήσσει τα ναυπηγεία που δεν έχουν κατασκευάσει πλοία με προεγκατεστημένο WHRS.



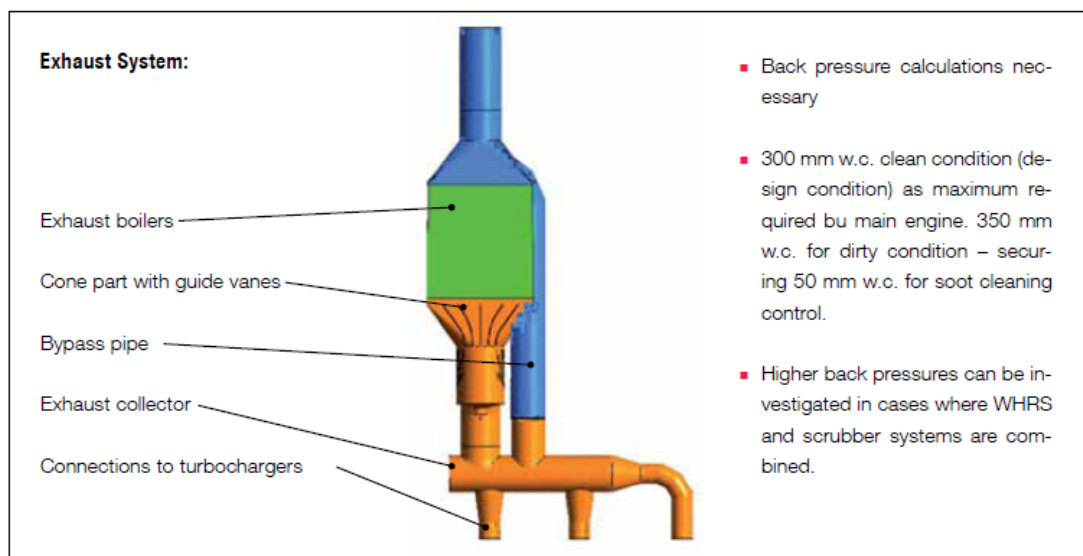
[Σχήμα 27 – Διάταξη μηχανοστασίου – Εγκάρσια τομή - Πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων] ⁸⁴



[Σχήμα 28 – Διάταξη μηχανοστασίου – Διαμήκης τομή - Πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων]⁸⁴

Το **Σχήμα 28** δείχνει ότι λέβητες καυσαερίων, ο τύπος σωληνώσεων, απαιτούν την εγκατάσταση της παράκαμψης του οχετού εξαγωγής. Συνιστάται αυτή η παράκαμψη να είναι ανοιχτή όποτε το κύριο φορτίο του κινητήρα είναι κάτω από 30% και η βαλβίδα εξαγωγής πριν από τον οχετό καυσαερίων κλειστή. Το χαμηλό φορτίο κινητήρα σημαίνει επίσης χαμηλή ταχύτητα ροής καυσαερίων, η οποία αυξάνει τον κίνδυνο αποθέσεις αιθάλης που οδηγούν σε αυξημένο κίνδυνο πυρκαγιάς. Η ροή καυσαερίων στον λέβητα είναι πολύ σημαντική ώστε να διασφαλιστεί η καλύτερη ροή ατμού στο λέβητα και στο σύστημα WHRS στην έξοδο της γεννήτριας. Μία ομοιόμορφη κατανομή ταχύτητας καυσαερίου κάτω από τον λέβητα για την ασφαλή παραγωγή ατμού, βλέπε **Σχήμα 55**. Υπολογιστικές μέθοδοι ρευστοδυναμικής (CFD) μπορεί να χρησιμοποιηθούν για να την οπτικοποίηση και τον υπολογισμό της κατανομή της ροής καυσαερίων στο σύστημα σωληνώσεων.

Η υποπίεση της διάταξης εξαγωγής καυσαερίων πρέπει επίσης να ελέγχεται προσεκτικά για να διασφαλιστεί ότι η λειτουργία της κύριας μηχανής δεν επηρεάζεται. Δείτε το **Σχήμα 29**.



[Σχήμα 29 – Διάταξη WHRS]⁸⁴

Εάν προστεθούν διατάξεις απόπλυσης καυσαερίων (exhaust gas scrubbers) για την εκπλήρωση του IMO ή τοπικούς κανονισμούς θείου περιοχών ECA (Emission Control Areas), τα δεδομένα του κινητήρα μπορούν να υπολογιστούν για υψηλότερες αρνητικές πιέσεις, εάν απαιτείται.

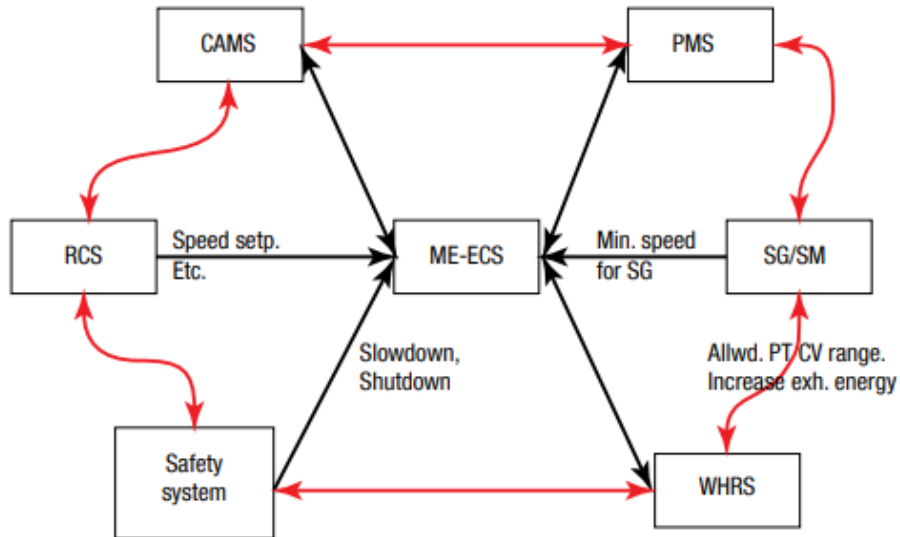
4.1.8 Κύρια Μηχανή και σύστημα έλεγχου WHRS

Ο έλεγχος της κύριας μηχανής και του συστήματος WHRS πρέπει να μπορεί να λειτουργεί ως αυτόνομο μέρος του συνολικού συστήματος ελέγχου του πλοίου, πράγμα που σημαίνει ότι πρέπει να υπάρχει διασύνδεση μεταξύ των συστημάτων που αναφέρονται στο **Σχήμα 30**.

Η ανάπτυξη του WHRS και τα κύρια συστήματα ελέγχου του κινητήρα βασίζονται στις απαιτήσεις του πλοιοκτήτη για πλήρη έλεγχο και βέλτιστη κατανάλωση καυσίμου σε όλους τους τρόπους λειτουργίας. Υπάρχει μεγάλη εστίαση στην οικονομία καυσίμου λόγω των συνεχώς αυξανόμενων τιμών του καυσίμου.

Κεντρικό μέρος αυτού είναι το σύστημα διαχείρισης ισχύος του πλοίου, το οποίο ελέγχει τις διάφορες πηγές ισχύος επί του πλοίου, έτσι ώστε να επιτυγχάνεται η ελάχιστη κατανάλωση καυσίμου για τις διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας του πλοίου.

Είναι επομένως πολύ σημαντικό να κατανοήσουμε την πολυπλοκότητα των συστημάτων εγκατεστημένης ισχύος (πρόωση και ηλεκτρικές πηγές ενέργειας) και τη διασύνδεσή τους όταν σχεδιάζονται οι λειτουργίες ελέγχου και διεπαφών για τον κύριο κινητήρα και τον έλεγχο WHRS.



[Σχήμα 30 – Τα συνήθη συστήματα ελέγχου πλοίων]⁸⁴

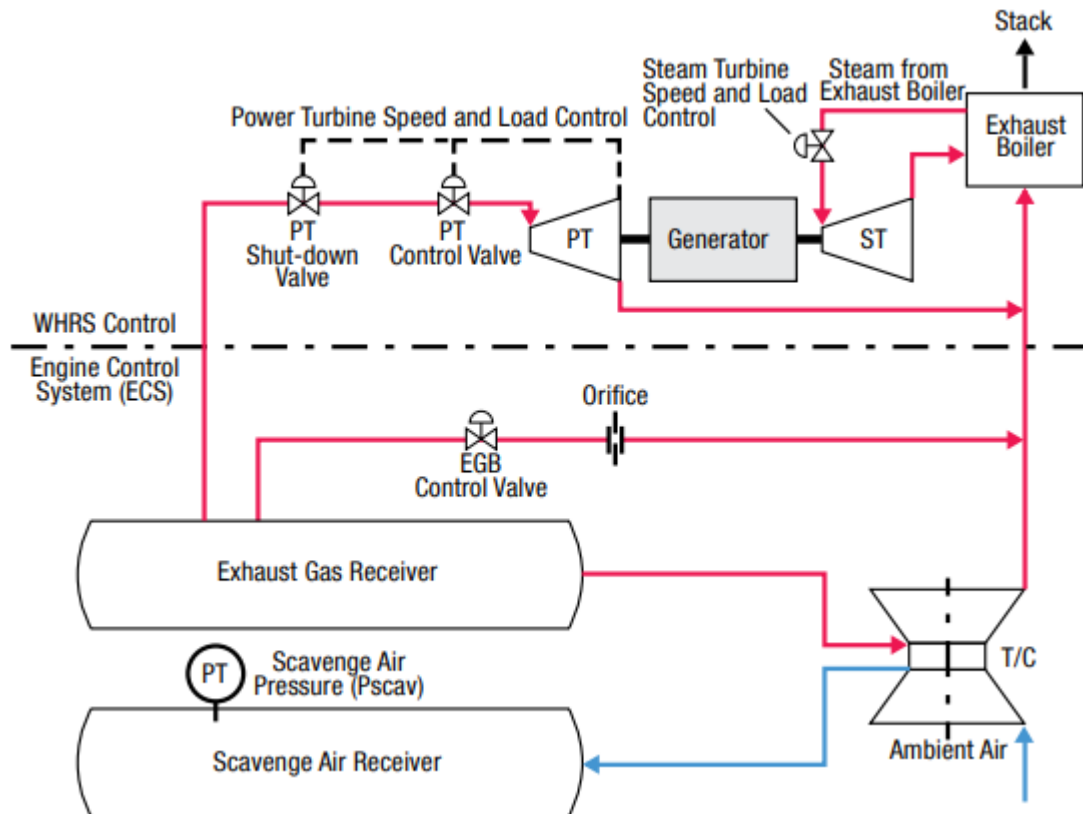
Ο έλεγχος του κινητήρα και του συστήματος WHRS πρέπει να ενσωματωθούν, επειδή ο αμοστρόβιλος του συστήματος WHRS και ο στρόβιλος ισχύος χρησιμοποιούν την ενέργεια των καυσαερίων για την ανάκτηση ενέργειας. Η δυναμική του κύριου κινητήρα θα επηρεάσει τη συμπεριφορά του αμοστρόβιλου και του στρόβιλου ισχύος.

Η σύνδεση μεταξύ του κύριου κινητήρα και του WHRS όπως φαίνεται στο **Σχήμα 30**, δείχνει τη ροή καυσαερίων μεταξύ κινητήρα, στρόβιλου και λέβητα. Απαιτείται παράκαμψη καυσαερίων στην εξαγωγή καυσαερίων της κύριας μηχανής για την διάταξη WHRS συμπεριλαμβανομένης της τουρμπίνας ισχύος.

Η βάση για αυτήν τη διάταξη των συνδέσεων μεταξύ του κινητήρα και των εξαρτημάτων WHRS είναι διπλής σημασίας, καθώς το σύστημα ελέγχου πρέπει πρώτα να είναι σε θέση να προστατεύει τον κινητήρα από μη αποδεκτές συνθήκες, και δεύτερον να εξασφαλίζει τη μέγιστη διαθέσιμη δύναμη για το σύστημα WHRS. Αυτό πραγματοποιείται από τον έλεγχο της ποσότητας των καυσαερίων στην παράκαμψη, διατηρώντας το εντός αποδεκτών ορίων.

Αυτό διασφαλίζεται με τον έλεγχο της βαλβίδας ελέγχου παράκαμψης καυσαερίων (EGB) μέσω του συστήματος ελέγχου κινητήρα και της βαλβίδας ελέγχου στρόβιλου ισχύος. Το άθροισμα των παρακαμπτούμενων καυσαερίων πρέπει πάντα να είναι εντός του επιτρεπόμενου ποσού παράκαμψης που έχει επιλεγεί για τον συγκεκριμένο κινητήρα σε συνδυασμό με το σύστημα WHRS. Το **Σχήμα 30** δείχνει την αρχή ελέγχου αυτών των βαλβίδων.

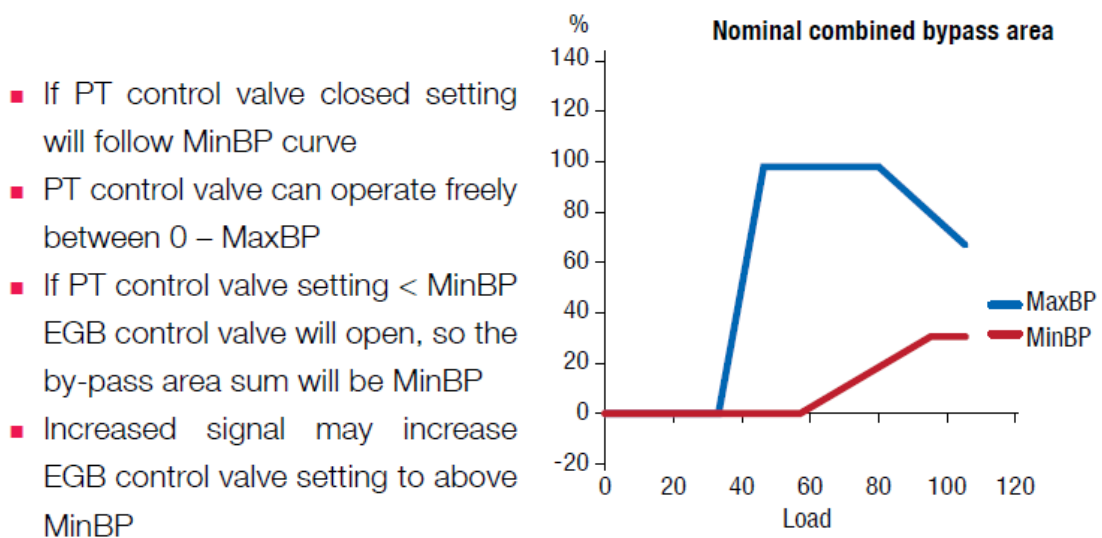
Η μπλε καμπύλη στο **Σχήμα 31** κλίνει προς τα κάτω μετά από 100% κύριο φορτίο κινητήρα. Αυτό γίνεται για την εξισορρόπηση της θερμικής προστασίας του κύριου κινητήρα ενώ ταυτόχρονα μεγιστοποιώντας την ενέργεια για το στρόβιλο ισχύος, και οι δύο εντός της μέγιστης επιτρεπόμενης πίεσης στρόβιλου (pscav).



[Σχήμα 30 – Στρατηγική ελέγχου του συστήματος WHRS ST-PT]⁸⁴

Το σύστημα ελέγχου WHRS πρέπει να δώσει τη θέση της βαλβίδας ελέγχου του στροβίλου ισχύος, έτσι ώστε το σύστημα ελέγχου του κινητήρα να μπορεί να αντισταθμίσει ελέγχοντας τη θέση της βαλβίδας EGB.

Η βαλβίδα ελέγχου του στροβίλου ισχύος ελέγχει το ποσό των καυσαερίων στο στρόβιλο ισχύος και, επομένως, ελέγχει την έξοδο του στροβίλου ισχύος στη γεννήτρια.



[Σχήμα 31 – Στρατηγική ελέγχου του συστήματος WHRS ST-PT – έλεγχος παράκαμψης]⁸⁴

Με τον ίδιο τρόπο το σύστημα ελέγχου του ατμοστρόβιλου (Governor) ελέγχει την ποσότητα του ατμού που τροφοδοτείται στον ατμοστρόβιλο και, ως εκ τούτου, την έξοδο προς η γεννήτρια. Επιπλέον, το σύστημα ελέγχου στροβίλου (governor) ελέγχει επίσης τη συχνότητα εξόδου της γεννήτριας λόγω της αργής αντίδρασης στις αλλαγές του ατμού.

Όταν παράγεται πάρα πολλή ηλεκτρική ισχύς, ο (υψηλής πίεσης) υπέρθερμος ατμός στον ατμοστρόβιλο, ελέγχεται από ένα σύστημα (Governor) με τη ρύθμιση της ταχύτητα μέσω ενόζεπιστομίου (Butterfly valve), που σημαίνει ότι το πλεόνασμα ατμού απορρίπτεται μέσω συμπυκνωτή ντάμπινγκ. Όταν η γεννήτρια λειτουργεί παράλληλα με τις βοηθητικές γεννήτριες ντίζελ, ο governor λειτουργεί με τον κανονικό τρόπο, ώστε να δίνει σωστή κοινή χρήση φορτίου.

Το σύστημα διαχείρισης ισχύος (PMS – Power Management System) του πλοίου έχει διαμορφωθεί έτσι ώστε να δίνει προτεραιότητα στις πηγές ισχύος με τους ακόλουθους τρόπους:

1. Γεννήτρια WHRS
2. Γεννήτρια PTO (εάν είναι εγκατεστημένη)
3. Βοηθητικές γεννήτριες ντίζελ
4. Μοτέρ PTI (εάν έχει εγκατασταθεί)

Έτσι, εάν η ισχύς από τη γεννήτρια WHRS είναι διαθέσιμη, θα χρησιμοποιηθεί πρώτα. Εάν απαιτείται περισσότερη ισχύς, τότε η γεννήτρια PTO θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί και, μετά από αυτό, οι γεννήτριες ντίζελ. Αυτό θα υποστηρίξει μία χαμηλή κατανάλωση καυσίμου για το πλοίο. Ο κινητήρας PTI θα χρησιμοποιηθεί για την ενίσχυση της πρόωσης εάν η γεννήτρια WHRS παράγει περισσότερη ισχύ από όση χρειάζεται το πλοίο.

4.1.9 Δεδομένα απόδοσης κυρίας μηχανής

Η MAN Diesel & Turbo προσφέρει κύριους κινητήρες σχεδιασμένους για WHRS, με αποτέλεσμα την αύξηση της συνολικής αποτελεσματικότητας του συστήματος όπως περιγράφεται στην εισαγωγή – λεπτομέρειες για το συντονισμό WHRS των κινητήρων μας δίνονται στα ακόλουθα.

Παράκαμψη καυσαερίων με τουρμπίνα ισχύος

Η παράκαμψη και η τουρμπίνα καυσαερίων είναι διαθέσιμα με τα ακόλουθα περίπου. υπάρχοντα, σε σύγκριση με μια τυπική υψηλή απόδοση κύρια έκδοση κινητήρα χωρίς παράκαμψη καυσαερίων, **Πίνακα 6**.

Παράκαμψη καυσαερίων χωρίς τουρμπίνα ισχύος

Εάν η εφαρμογή του ατμοστρόβιλου επιλεγεί, η παράκαμψη καυσαερίων επιτυγχάνεται με την χρήση οπής-orifice. Οι παραμέτροι κινητήρα για αυτήν την εφαρμογή φαίνονται στον **Πίνακα 7**.

Exhaust gas bypass, approx.	8 to 12%
Reduction of total exhaust gas amount, approx.	-13%
Total increase of mixed exhaust gas temperature after bypass, up to	+50°C
Increased fuel consumption	1.2% i.e. 2 g/kWh

[Πίνακας 6 – Ανοικτή παράκαμψη καυσαερίων στροβιλοσυμπιεστή ισχύος]

Exhaust gas bypass, approx.	8 to 12%
Reduction of total exhaust gas amount, approx.	-13%
Total increase of mixed exhaust gas temperature after bypass, up to	+65°C
Increased fuel consumption	1.2% i.e. 2 g/kWh

[Πίνακας 7 – Ανοικτή παράκαμψη καυσαερίων για αυξημένη απόδοση]⁸⁴

Επειδή η παράκαμψη καυσαερίων δεν είναι εφοδιασμένη με στροβιλοσυμπιεστή καυσαερίων, η θερμοκρασία των μικτών καυσαερίων θα αυξηθεί περαιτέρω κατά περίπου 15 ° C, όπως αναφέρεται στον **Πίνακα 6**.

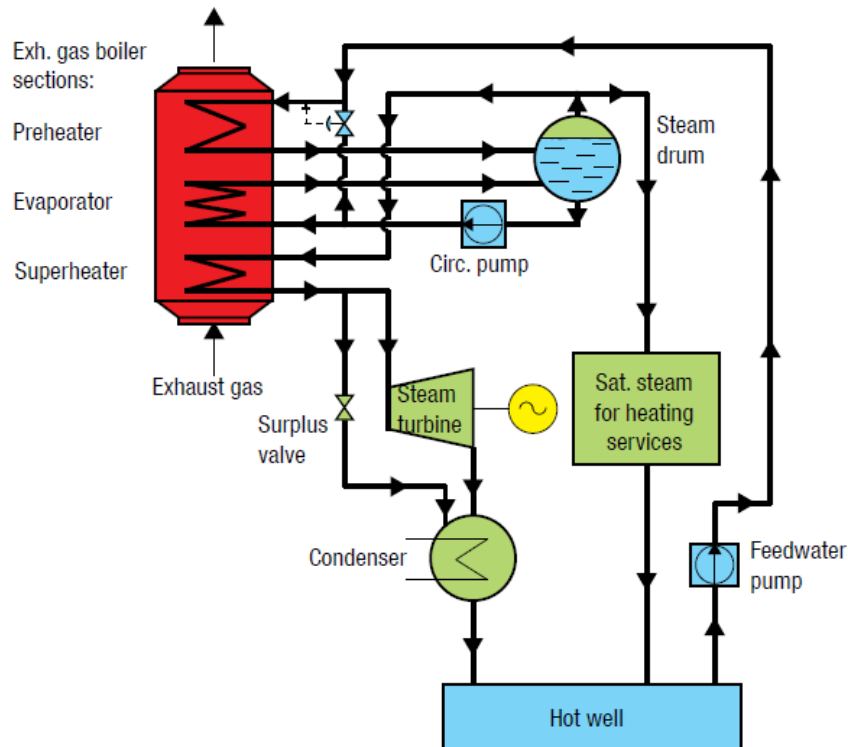
Συστήματα λέβητα καυσαερίων και ατμού

Ο λέβητας καυσαερίων και τα συστήματα αμοστροβιλίων που αναλύονται σε αυτό το έγγραφο είναι με βάση το μονό και το διπλό σύστημα πίεσης ατμού. Ένας υψηλότερος αριθμός των επιπέδων πίεσης είναι δυνατό, όπως χρησιμοποιείται στην τεχνολογία των εγκαταστάσεων παραγωγής ενέργειας, αλλά για θαλάσσιες εφαρμογές, οι εγκαταστάσεις μονής και διπλής πίεσης είναι το κανονικό στάνταρντ.

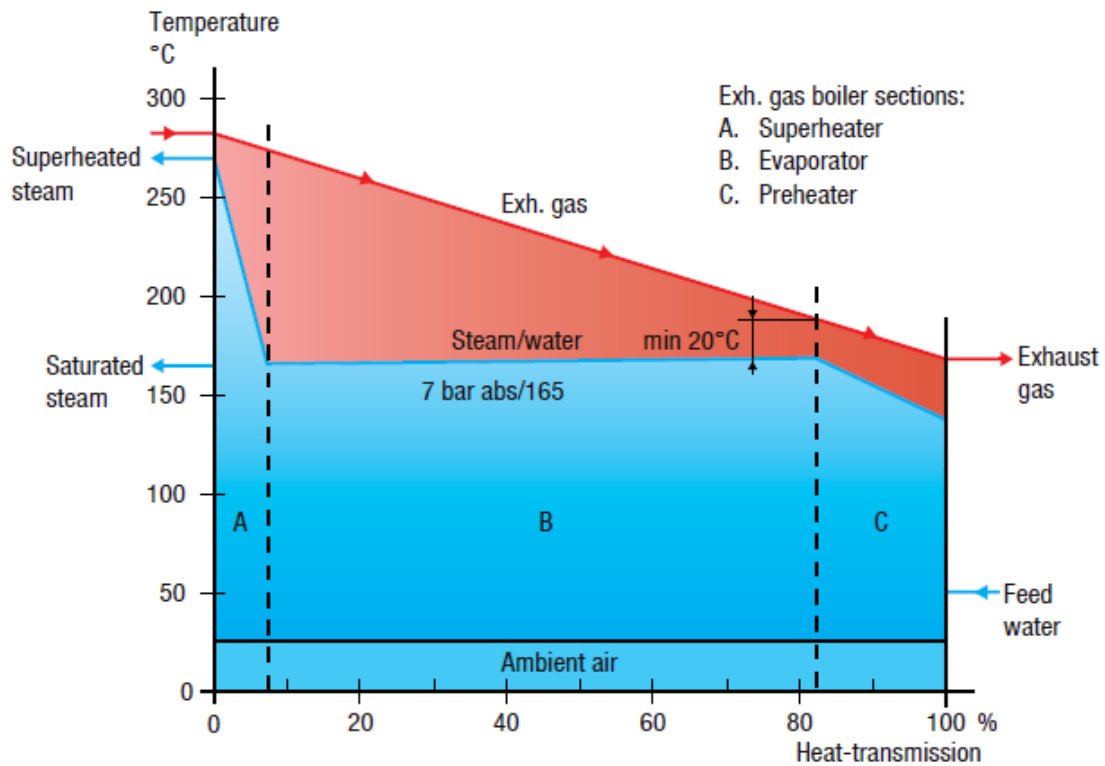
Σύστημα ατμού μονής πίεσης

Το απλό σύστημα ατμού μονής πίεσης χρησιμοποιεί μόνο τη θερμότητα καυσαερίων, όπως φαίνεται στο διάγραμμα στα **Σχήμα 32** και στο αντίστοιχο **Σχήμα 33** θερμοκρασία / θερμότητα διάγραμμα μετάδοσης. Το τύμπανο ατμού από το λέβητα με λάδι μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί αντί για ξεχωριστό τύμπανο ατμού.

Το μονό σύστημα πίεσης ατμού είναι λιγότερο περίπλοκο και εύκολο στη χρήση, αλλά η πιθανή απόδοση του συνόλου κύκλωμα ατμού (λέβητας εξάτμισης και ατμός στρόβιλος) θα είναι λιγότερη από ό,τι περισσότερο χρησιμοποιείται σύστημα ατμού διπλής πίεσης.



[Σχήμα 32 – Διάγραμμα επεξεργασίας για το σύστημα λέβητα ατμού μονής πίεσης]⁸⁴

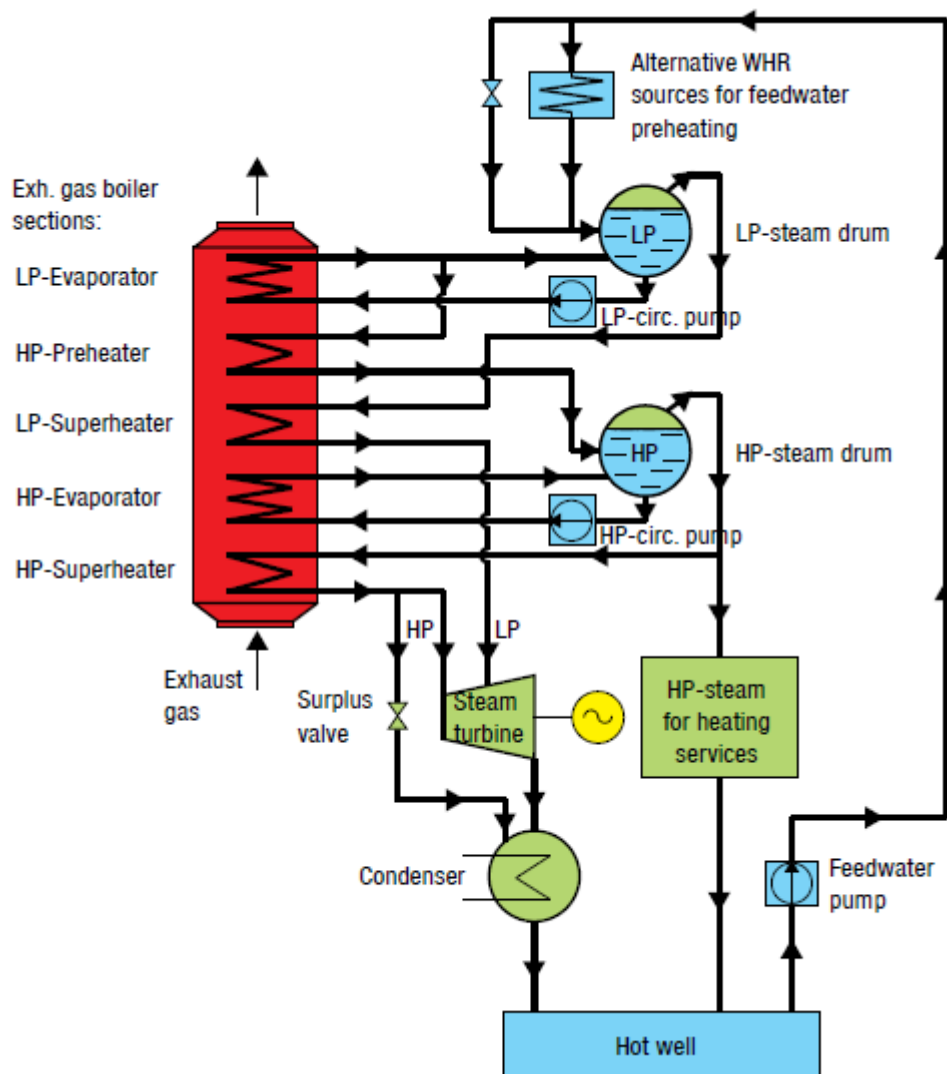


[Σχήμα 33 – Διάγραμμα Θερμοκρασίας/Ατμού για σύστημα ατμού μονής πίεσης]⁸⁴

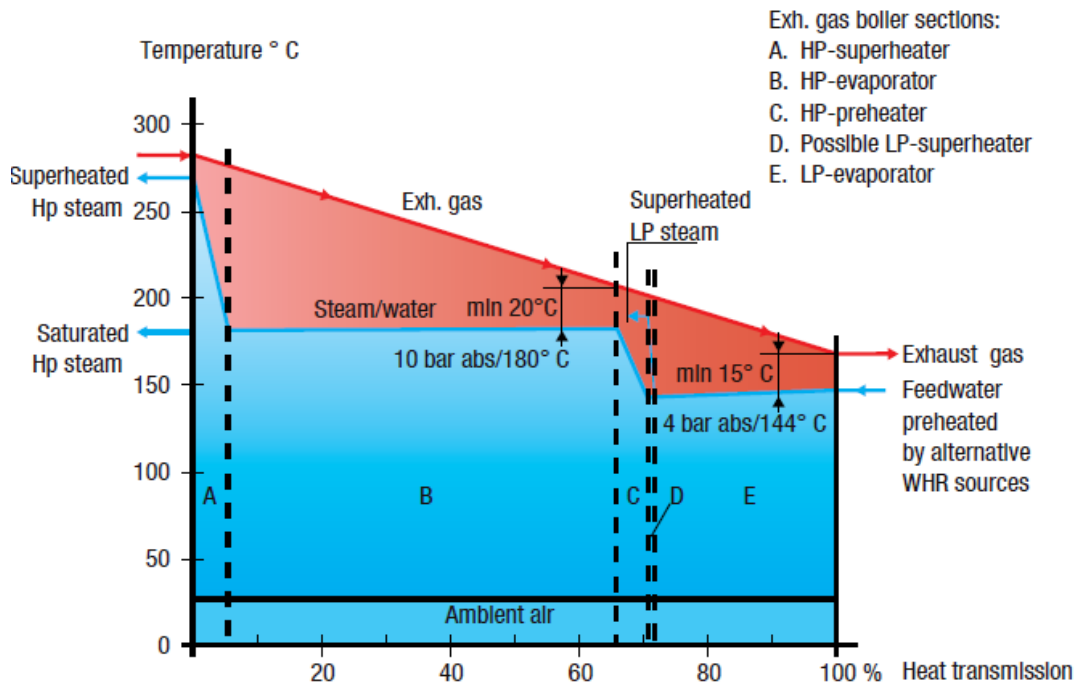
Σύστημα ατμού διπλής πίεσης (Low pressure – high pressure)

Όταν χρησιμοποιείται ατμός διπλής πίεσης σύστημα, δεν είναι δυνατή η εγκατάσταση ενός προθερμαντήρα χαμηλής πίεσης καυσαερίων τμήμα του λέβητα καυσαερίων, επειδή η θερμοκρασία έξοδου του λέβητα καυσαερίων διαφορετικά η θερμοκρασία θα ήταν πολύ χαμηλή και αυξάνει τον κίνδυνο εναποθέσεων αιθάλης στους σωλήνες του λέβητα. Πολύ χαμηλή θερμοκρασία εξαγωγής λέβητα εξάτμισης μπορεί να προκαλέσει διάβρωση στο σωληνοδίκτυο των καυσαερίων όταν λειτουργεί με κάυσιμο HFO με περιεκτικότητα σε θείο.

Όσο πιο περίπλοκα τα συστήματα διπλή πίεσης τόσο το σύστημα ατμού χρειάζεται συμπληρωματική ανάκτηση θερμότητας αποβλήτων καυσαερίων (WHR) από πηγές (Cooling Jacket κτλ.) για προθέρμανση νερού τροφοδοσίας, το οποίο θα αυξήσει τον παραγόμενο ατμό και παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας του WHRS, όπως φαίνεται στο διάγραμμα διαδικασίας στα **Σχήμα 34** και στο αντίστοιχο διάγραμμα μετάδοσης θερμότητας/θερμότητας στο **Σχήμα 35**.



[Σχήμα 34– Διάγραμμα Διεργασίας για σύστημα ατμού διπλής πίεσης] ⁸⁴



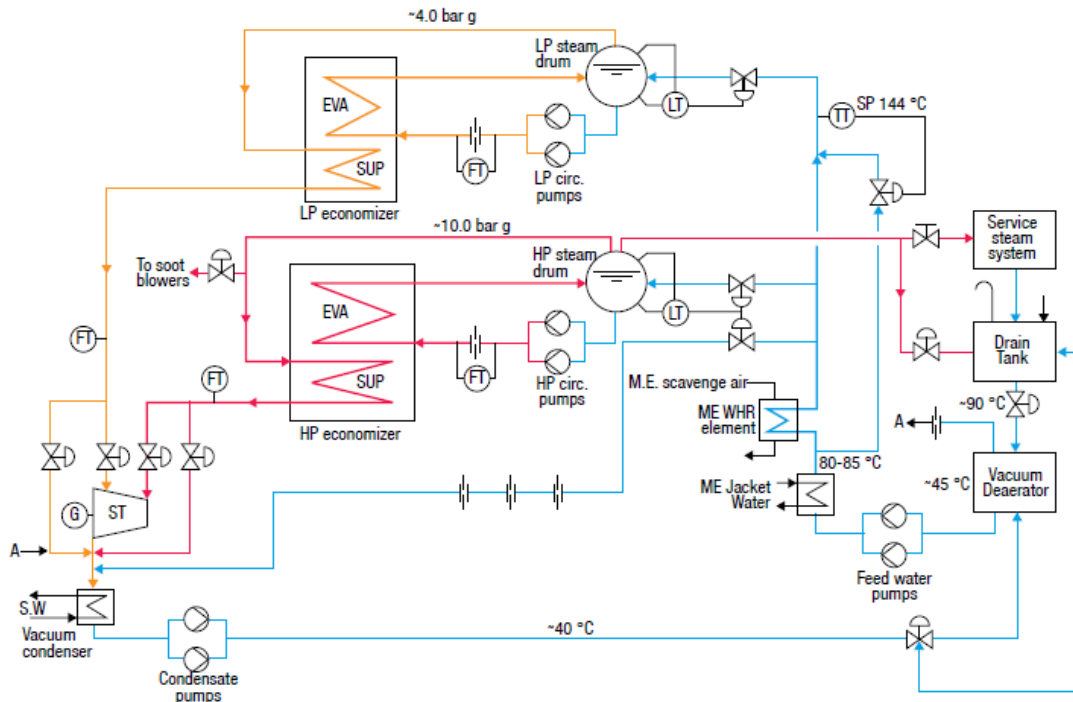
[Σχήμα 35 – Διάγραμμα Θερμοκρασίας/Ατμού για σύστημα διπλής πίεσης]⁸⁴

Εάν δεν υπάρχει εναλλακτική ανάκτηση θερμότητας αποβλήτων, χρησιμοποιούνται πηγές για την προθέρμανση της ροής νερού, ο ατμός χαμηλής πίεσης (LP) μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας, με τη περίπου 16% μείωση της συνολικής παραγωγής ατμού. Ο διαθέσιμος υπερθερμαινόμενος ατμός για τον αμοστρόβιλο είναι ίσος με το πλεόνασμα ατμού μετά την αφαίρεση του που απαιτείται κορεσμένος ατμός για χρήση θέρμανσης.

Διάγραμμα ατμού και νερού με WHRS

Όπως περιγράφεται στην εισαγωγή, το σύστημα WHRS χρησιμοποιεί την κατά τα άλλα δαπανώμενη ενέργεια των καυσαερίων, αλλά χρησιμοποιείται επίσης η ενέργεια του νερού του κύριου κινητήρα (κύκλωμα ψύξης γλυκού νερού υψηλής θερμοκρασίας) και την κύρια σάρωση του κινητήρα, εφαρμόζοντας ένα σύστημα WHR στην κύρια μηχανή. Και οι δύο αυτοί εναλλάκτες θερμότητας χρησιμοποιούνται για τη θέρμανση της τροφοδοσίας ατμού νερό σε επίπεδο θερμοκρασίας ακριβώς κάτω τη θερμοκρασία εξάτμισης για τους επιλεγμένους βαθμούς πίεσης ατμού.

Το διάγραμμα ατμού νερού, **Σχήμα 36**, δείχνει τις συνδέσεις μεταξύ των διαφορετικών τμημάτων του συστήματος.



[Σχήμα 36 – Προτεινόμενο διάγραμμα ατμού/νερού για σύστημα διπλής πίεσης]⁸⁴

Προσβάσιμη ηλεκτρική ισχύς του WHRS

Το **Σχήμα 37** δίνει μία ένδειξη τις δυνατότητες με την εγκατάσταση WHRS - ανάλογα με το επιλεγμένο τύπο συστήματος WHRS.

Waste Heat Recovery Systems	
	Max. electrical recovery %
TCS – PTG:	3 to 5
STG – Single pressure system:	4 to 7
STG – Dual pressure system:	5 to 8
Full WHRS (ST - PT):	8 to 11

All depending of engine type, size and rating

[Σχήμα 37 – WHRS αναλογίες ανάκτησης]⁸⁵

Γεννήτρια στρόβιλου ισχύος και ατμού έξοδος - διπλής πίεσης

Το **Σχήμα 38** παρουσιάζει ένα τυπικό σύνολο δεδομένων για ένα μεγάλο πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων με πλήρη διάταξη WHRS με στρόβιλους ατμού και ισχύος.

		Load Point	100%	90%	85%	70%	60%	50%
WHS data based on:		SMCR	SCMR	SCMR	SCMR	SCMR	SCMR	SCMR
MAN B&W 10S90ME-C9.2	HP Steam at Turbine Inlet							
	Pressure	bar(a)	10.0	9.2	8.6	7.4	6.7	6.5
	Temperature	°C	259	258	257	254	254	256
Power: 48,510 kW	Flow	t/h	11.83	10.88	10.31	8.99	8.10	6.97
	HP Service Steam							
Bypass: 11.6%	Flow	t/h	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	Pressure	bar(a)	10.7	9.7	9.2	7.7	6.9	6.8
Recovery rate: 8.6% at 90% SMCR	LP Steam at Turbine inlet							
	Pressure	bar(a)	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5
	Temperature	°C	148	148	148	148	148	148
Service steam: 1.0 ton/h	Flow	t/h	3.92	3.39	3.09	2.28	1.787	1.45
	Condensing Steam							
At ISO conditions	Pressure	bar(a)	0.057	0.052	0.049	0.045	0.045	0.045
	Temperature	°C	35.3	33.6	32.5	31.0	31.0	31.0
	Flow	t/h	15.75	14.27	13.40	11.27	9.88	8.42
Output								
	Steam turbine	kW	2,477	2,248	2,108	1,766	1,539	1,280
	Power turbine	kW	1,836	1,515	1,360	1,766	754	526
	Total Generator Output	kW	4,313	3,763	3,468	2,747	2,293	1,806

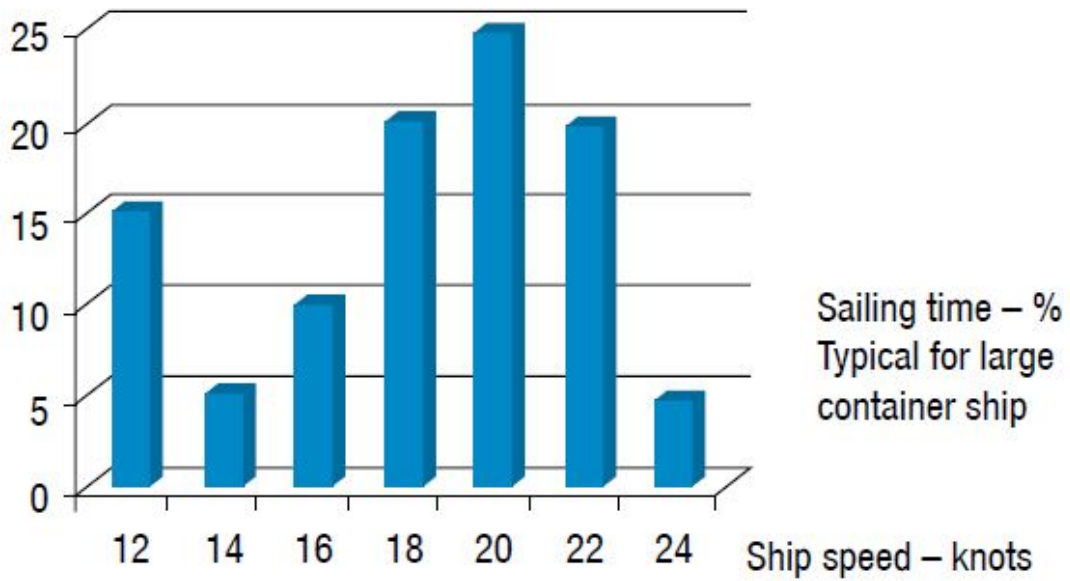
[Σχήμα 38 – WHRS - ανάκτηση για πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων]⁸⁴

Χρόνος απόσβεσης συστήματος WHRS

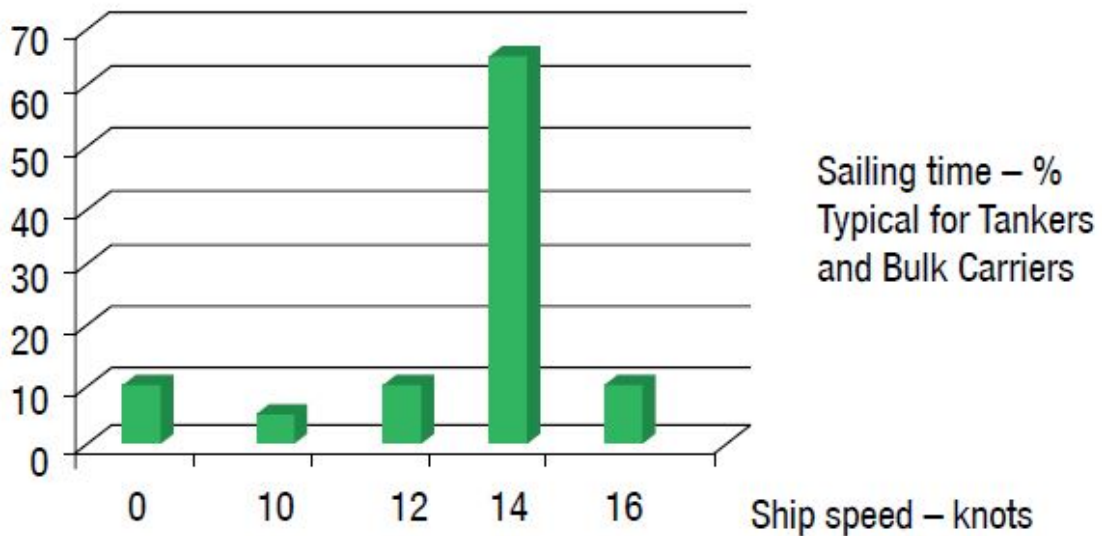
Κατά την εξέταση μιας νέα εγκατάστασης σε πλοίο, και αξιολογώντας εάν η εγκατάσταση ενός συστήματος WHRS στο έργο είναι μια καλή ιδέα, προκύπτει το ερώτημα για τον χρόνο απόσβεσης. Προκειμένου να αξιολογηθεί ο χρόνος απόσβεσης για ένα έργο, ένα από τα βασικά στοιχεία είναι οι πληροφορίες σχετικά με το αναμενόμενο επιχειρησιακό προφίλ για το νέο πλοίο.

Το επιχειρησιακό προφίλ του πλοίου ποικίλλει ανάλογα σε σχέση με τους τύπους πλοίων, βλέπε **Σχήμα 39**.

Sailing time – %



Sailing time – %



[Σχήμα 39 – Τυπικά διαχειριστικά προφίλ]⁸⁴

Επίδραση εκπομπών από τη χρήση WHRS

Βαση της εξοικονόμηση καυσίμου HFO 3.555 τόνους ετησίως (με περιεκτικότητα σε θείο 3%), η εγκατάσταση ενός WHRS σε ένα μεγάλο πλοίο εμπορευματοκιβωτίων, θα επιφέρει σημαντική μείωση εκπομπών ρύπων στο περιβάλλον:

CO₂: 11,260 tons

NO_x: 319 tons

SO_x: 214 tons

Αιωρούμενα σωματίδια: 29 tons

Επίδραση του συστήματος WHRS στο EEDI του πλοίου

Το WHRS δεν ωφελεί μόνο στην εξοικονόμηση καυσίμου του πλοίου, αλλά και στον ενεργειακό δείκτη σχεδιασμού ενεργειακής απόδοσης (EEDI), ο οποίος απαιτείται για όλα τα νέα πλοία με κτίση μετά την 1η Ιανουαρίου 2013.

5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Έπειτα από την ανασκόπηση διαφόρων συστημάτων ανάκτησης της απόβλητης θερμότητας καυσαερίων, με σκοπό τη μείωση της κατανάλωσης και των εκπομπών, συμπεραίνεται ότι, η τεχνολογία Turbo compounding έχει υιοθετηθεί και εφαρμόζεται ήδη σε πλοία με πολλά υποσχόμενο μέλλον. Θεωρητικά, η τεχνολογία της ψύξης προσφέρει ψύξη από την απόβλητη θερμότητα, ωστόσο δεν υπάρχουν εφαρμογές που αποδεικνύουν ότι ισχύει αυτό. Ο κυκλος rankine, και η αφαλάτωση είναι τεχνολογίες ώριμες αλλά με ορισμένα μειονεκτήματα. Ενώ διάφορα συνδυασμένα συστήματα δεν εφαρμόζονται ευρέως, στο μέλλον όμως θα λάβουν μεγαλύτερη προσοχή από τους ερευνητές με στόχο την επίτευξη υψηλής θερμικής απόδοσης και τη ρύθμιση της περιβαντολοντικού αποτυπώματος του πλοίου.

Η απόρριψη ενέργειας μέσω της αποβολής καυσαερίων από τις ναυτικές μηχανές DIESEL είναι περίπου το ένα τρίτο της ενέργειας καυσίμου εισόδου, ακόμη και σε σύγχρονους βαρέως τύπου DIESEL κινητήρες, και μικρούς κινητήρες. Ένα σύστημα WHR, όπως το turbo-compounding, μπορεί θεωρητικά να ανακτήσει έως ένα το πολύ δύο τρίτα αυτής της σπατάλης ενέργειας. Ωστόσο, η επίτευξη αυτού του βέλτιστου στόχου δεν είναι πρακτική καθώς υπόκειται σε αρκετούς περιορισμούς, ειδικά τη χαμηλή απόδοση του στροβίλου ισχύος και την προστιθέμενη αντίθλιψη στην εξαγωγή καυσαερίων στον κινητήρα που οδηγεί σε υψηλότερες υδραυλικές απώλειες κατά την εξαγωγή των καυσαερίων.

Εκτός από τη εξοικονόμηση καυσίμων, ένα WHRS συμβάλλει σε σημαντικό βαθμό στη μείωση εκπομπών σωματιδίων CO₂, NO_x, SO_x προς όφελος του περιβάλλοντος. Ο χρόνος απόσβεσης, οι διαστάσεις και όγκος αποτελούν σημαντικά κριτήρια την επιλογή ενός κατάλληλου συστήματος WHR. Επιπλέον, ένα σύστημα WHRS μάλλον ουσιαστικά θα μειώσει τον δείκτη ενεργειακής απόδοσης του πλοίου (EEDI) βοηθώντας έτσι τον πλοιοκτήτη να συμμορφωθεί με ακόμη πιο αυστηρές απαιτήσεις του IMO στο μέλλον όπως τον δείκτη EEXI.

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. ¹ <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Index-of-MEPC-Resolutions-and-Guidelines-related-to-MARPOL-Annex-VI.aspx>
2. ² <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Index-of-MEPC-Resolutions-and-Guidelines-related-to-MARPOL-Annex-VI.aspx>
3. ³ <https://www.marineinsight.com/maritime-law/what-is-ship-energy-efficiency-management-plan/>
4. ⁴ Luis Guerrero Gómez, Montserrat Espín García - Energy Efficiency: an opportunity for Research and Improvement
5. ⁵ Asariotis R et al. Review of maritime transport 2014, in review of maritime transport. Geneva, Switzerland: United Nations; 2014.
6. ⁶ A review of waste heat recovery technologies for maritime applications Dig Vijay Singh, Eilif Pedersen Norwegian University of Science and Technology, Department of Marine Technology, 7491 Trondheim, Norway, Energy Convention Management, Elsevier
7. ⁷ V. Eyring H. W. Köhler A. Lauer B. Lemper Emissions from international shipping: 2. Impact of future technologies on scenarios until 2050 Journal of Geophysical Research: Atmospheres Volume 110, Issue D17
8. ⁸ Wartsila LTD. Solution for merchant vessels; 2010
9. ⁹ Gan S, Ng HK, Pang KM. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) combustion: implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines. Applied Energy 2011;88:559–67.
10. ¹⁰ Lu X, Shen Y, Zhang Y, Zhou X, Ji L, Yang Z. Controlled three-stage heat release of stratified charge compression ignition (SCCI) combustion with a two-stage primary reference fuel supply. Fuel 2011;90:2026–38.
11. ¹¹ Scappin F, Stefansson SH, Haglind F, Andreassen A, Larsen U. Validation of a zero-dimensional mode I for prediction of NO_x and engine performance for electronically controlled marine two-stroke diesel engines. Applied Thermal Engineering 2012;37:344–52.
12. ¹² MANB&W Diesel LTD. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission. Copenhagen, Denmark: MAN B&W Diesel A/S, July 2005.
13. ¹³ Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants-I, vol. 1. Onnen, The Netherlands: Target Global Energy Training; 2008.
14. ¹⁴ BCS I. Waste heat recovery: technology and opportunities in US industry. Department of Energy (US); 2008..
15. ¹⁵ Shu G et al. A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships. Renew Sustain Energy Rev 2013;19:385–401.

-
16. 16 Wang T, Zhang Y, Peng Z, Shu G. A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15:2862–71.
 17. 17 Ringler J, Seifert M, Guyotot V, Hubner W. Rankine cycle for waste heat recovery of IC engines. SAE paper 2009-01-0174; 2009.
 18. 18 A review of waste heat recovery technologies for maritime applications Dig Vijay Singh, Eilif Pedersen Norwegian University of Science and Technology, Department of Marine Technology, 7491 Trondheim, Norway, *Energy Convention Management*, Elsevier
 19. 19 Thekdi A, Belt C. Waste heat reduction and recovery options for metals industry. In: *Energy technology*. John Wiley & Sons, Inc.; 2011. p. 17–24.
 20. 20 Vaja I, Gambarotta A. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs). *Energy* 2010;35(2):1084–93.
 21. 21 Song J, Song Y, Gu C-W. Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. *Energy* 2015;82:976–85.
 22. 22 Pierobon L, Kandepu R, Haglind F. Waste heat recovery for offshore applications. In: *ASME 2012 international mechanical engineering congress and exposition*. American Society of Mechanical Engineers; 2012.
 23. 23 Larsen U et al. Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection. *Energy* 2013;55:803–12.
 24. 24 Soffiato M et al. Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier. *Energy Convers Manage* 2015;92:523–34.
 25. 25 A review of waste heat recovery technologies for maritime applications Dig Vijay Singh ↑, Eilif Pedersen
 26. 26 OPCON Marine. Commissioning and testing of first reference installation of Opcon technology for ships. In: *Marine O* (editor). Stockholm, Sweden.
 27. 27 Vescovo R. ORC recovering industrial heat-power generation from waste energy streams. *Cogener On-site Power Prod* 2009.
 28. 28 Schuster A et al. Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications. *Appl Therm Eng* 2009;29(8–9):1809–17.
 29. 29 Mikielewicz D, Mikielewicz J. A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP. *Appl Therm Eng* 2010;30(16):2357–62.
 30. 30 Schuster A, Karellas S, Aumann R. Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles. *Energy* 2010;35(2):1033–9.
 31. 31 Karellas S, Schuster A. Supercritical fluid parameters in organic Rankine cycle applications. *Int J Thermodynam* 2008;11(3):101–8.

-
32. 32 33 A review of waste heat recovery technologies for maritime applications Dig Vijay Singh, Eilif Pedersen, Norwegian University of Science and Technology, Department of Marine Technology, 7491 Trondheim, Norway
 - 33.
 34. 34 A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships Gequn Shu, Youcai Liang, Haiqiao Wei n, Hua Tian ,JianZhao, Lina Liu State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China
 35. 35 Borsani R, Rebagliati R. Fundamentals and costing of MSF desalination plants and comparison with other technologies. *Desalination* 2005;182:9–37.
 36. 36 Fischer S. Energy efficient hydraulic systems for large engines. *MTZ Ind* 2013;3(2):50–5.
 37. 37 ClassNK. Eco-ship technology in association with ClassNK. In: *The Naval Architect*. London: The Royal Institute of Naval Architects; 2013.
 38. 38 Ono Y, Shiraishi K, Yamashita Y. Application of a large hybrid turbocharger for marine electric-power generation. *Mitsubishi Heavy Indus. Tech. Rev.* 2012;49(1):29.
 39. 39 A review of waste heat recovery technologies for maritime applications Dig Vijay Singh ↑, Eilif Pedersen
 40. 40 Sakairi N et al. Development of turbo hydraulic system on large marine diesel engine. In: *CIMAC*. Shanghai, China: CIMAC World Congress on Combustion Engine; 2013.
 41. 41 Sakairi N et al. Development of turbo hydraulic system on large marine diesel engine. In: *CIMAC*. Shanghai, China: CIMAC World Congress on Combustion Engine; 2013.
 42. 42 Aghaali H. and Angstrom H-E. A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2015;49:813-824.
 43. 43 Saidur R, Rezaei M, Muzammil WK, Hassan MH. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16(8):5649–59.
 44. 44 Aghaali H. and Angstrom H-E. A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2015;49:813-824.
 45. 45 Brands M, Werner J, Hoehne J, Kramer S. Vehicle Testing of Cummins Turbocompound Diesel Engine. SAE Technical Paper, 810073. 1981.
 46. 46 Aghaali H. and Angstrom H-E. A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2015;49:813-824.

-
47. 47 Taylor AMKP. Science review of internal combustion engines. *Energy Policy* 2008;36(12):4657–67.
 48. 48 Tchanche BF, Lambrinos G, Frangoudak A. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – a review of various applications. *Renew Sustain Energy Rev* 2011;15(8):3963–79.
 49. 49 Aghaali H. and Angstrom H-E. A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2015;49:813-824.
 50. 50 VanDynEA, GendronTA., Superturbocharger.US7,490,594B2.2009.
 51. 51 VanDynEA, GendronTA., Superturbocharger.US7,490,594B2.2009.
 52. 52 VanDyn EA, Gendron TA., Superturbocharger.US7,490,594B2.2009.
 53. 53 A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines Habib Aghaali n, Hans-Erik Ångström Royal Institute of Technology, KTH-CCGEx, Internal Combustion Engines, Stockholm, Sweden
 54. 54 Hountalas D, Katsanos C, Lamaris V., Recovering energy from the diesel engine exhaust using mechanical and electrical turbocompounding. *SAE Technical Paper*, 2007-01-1563. 2007.
 55. 55 Y. Ismail Y, D. Durrieu, P. Menegazzi, P. Chesse, D. Chalet, Study of parallel turbocompounding for small displacement engines. *SAE Technical Paper*, 2013-01-1637. 2013.
 56. 56 M. Ishii, System optimization of turbo-compound engine (First report: compressor and turbine pressure ratio). *SAE Technical Paper*, 2009-01-1940. 2009.
 57. 57 Eriksson L, Lindell T, Leufven O, Thomasson A. Scalable component-based modeling for optimizing engines with supercharging, e-boost and turbo-compound concepts. *SAE Int J Engines* 2012;5(2):579–95.
 58. 58 Martinez-Botas R, Pesiridis A, MingYang Y. Overview of boosting options for future downsized engines. *Sci China Technol Sci* 2011;54(2):318–31.
 59. 59 F. Millo, F. Mallamo, E. Pautasso, Ganio Mego, The potential of electric exhaust gas turbocharging for hd diesel engines. *SAE Technical Paper*, 2006-01-0437. 2006.
 60. 60 Varnier ON. Trends and limits of two-stage boosting systems for automotive diesel engines. [Doctoral thesis]. 2012 Universidad Politecnica De Valencia, Spain.
 61. 61 Y. Ismail Y, D. Durrieu, P. Menegazzi, P. Chesse, D. Chalet, Study of parallel turbocompounding for small displacement engines. *SAE Technical Paper*, 2013-01-1637. 2013.
 62. 62 G. Hindi, C. Zabeu, M. Langeani. Turbocharged vs. turbo-compounded ethanol engine: fuel air equivalence ratio impact. *SAE Technical Paper*, 2009-36-0050. 2009.
 63. 63 Aghaali H, Angstrom HE. Demonstration of Air-Fuel Ratio Role in One-Stage Turbocompound Diesel Engines. *SAE Technical Paper*, 2013-01-2703. 2013.

-
64. 64 Hountalas D, Katsanos C, Lamarinis V., Recovering energy from the diesel engine exhaust using mechanical and electrical turbocompounding. SAE Technical Paper, 2007-01-1563. 2007.
 65. 65 Hountalas D, Mavropoulos G. Potential for improving HD diesel truck engine fuel consumption using exhaust heat recovery techniques. In: Meng Joo Er (Ed.), *New Trends in Technologies: Devices, Computer, Communication and Industrial Systems* Chapter 17 2010 pp. 313-340.
 67. 66 Aghaali H, Angstrom HE. Demonstration of Air-Fuel Ratio Role in One-Stage Turbocompound Diesel Engines. SAE Technical Paper, 2013-01-2703. 2013.
 68. 67 Baines NC. *Fundamentals of turbocharging*. USA: Concepts NREC; 2005.
 69. 68 G. Hindi, C. Zabeu, M. Langeani. Turbocharged vs. turbo-compounded ethanol engine: fuel-air equivalence ratio impact. SAE Technical Paper, 2009-36-0050. 2009.
 70. 69 Vuk CT. Turbo compounding, a technology who's time has come. Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) Conference, USA. 2005
 71. 70 Japikse D, Baines NC. *Introduction to turbomachinery*. Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press; 1995.
 72. 71 Thompson I, Spence S, McCartan C, Thornhill D, Talbot-Weiss J., Investigations into the performance of a turbogenerated biogas engine during speed transients. ASME Turbo Expo, GT2011-45317. 2011.
 73. 72 A. Teo Sheng Jye, A. Pesiridis, S. Rajoo, Effects of mechanical turbo compounding on a turbocharged diesel engine. SAE Technical Paper, 2013- 01-0103. 2013.
 74. 73 Thompson IGM. *Investigations into the effects of turbocompounding*. [Ph.D. thesis]. Ireland: Queen's University Belfast; 2011.
 75. 74 M. Ishii, System optimization of turbo-compound engine (First report: compressor and turbine pressure ratio). SAE Technical Paper , 2009-01- 1940. 2009.
 76. 75 Hong H, Parvate-Patil GB, Gordon B. Review and analysis of variable valve timing strategies – eight ways to approach. *J Automob Eng* 2004;218 (10):1179–200.
 77. 76 Thompson I, Spence S, McCartan C, Talbot-Weiss J, Thornhill D. One dimensional modeling of a turbogenerated spark ignition engine operating on biogas. *SAE Int J Engines* 2011;4(1):1354–64.
 78. 77 Brands M, Werner J, Hoehne J, Kramer S. *Vehicle Testing of Cummins Turbocompound Diesel Engine*. SAE Technical Paper, 810073. 1981.
 79. 78 Cong S, Garner CP, McTaggart-Cowan GP. The effects of exhaust back pressure on conventional and low-temperature diesel combustion. *Proc Inst Mech Eng, Part D: J Automob Eng* 2011;225(2):222–35.

-
80. 79 Kruijswyk RW. The role of turbocompound in the era of emissions reduction. In: Proceedings of the 10th international conference on turbochargers and turbocharging. 2012.
 81. 80 Boretti AA. Numerical evaluation of the performance of a compression ignition cng engine for heavy duty trucks with an optimum speed power turbine. Int J Eng Technol Innov 2011;1(1):12–26.
 82. 81 Aghaali H. and Angstrom H-E. A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2015;49:813-824.
 83. 82 Japikse D, Baines NC. Introduction to turbomachinery. Concepts ETI, Inc. And Oxford University Press; 1995.
 84. 83 2.Aghaali H, Angstrom HE. Demonstration of Air-Fuel Ratio Role in One-Stage Turbocompound Diesel Engines. SAE Technical Paper, 2013-01-2703. 2013.
 85. 84 MAN Diesel & Turbo, Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI