



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ**

Τμήμα Μηχανικών Βιομηχανικής
Σχεδίασης και Παραγωγής

&

**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΑΙΓΑΙΟΥ**

Τμήμα Ναυτιλίας και
Επιχειρηματικών Υπηρεσιών



**ΔΙΔΡΥΜΑΤΙΚΟ
ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ
«ΝΕΕΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΣΤΗ ΝΑΥΤΙΛΙΑ ΚΑΙ ΤΙΣ ΜΕΤΑΦΟΡΕΣ»**

ΤΙΤΛΟΣ

***ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE ΓΙΑ ΤΗΝ ΑΝΑΚΤΗΣΗ
ΤΗΣ ΑΠΟΡΡΙΠΤΟΜΕΝΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΗΧΑΝΩΝ ΠΛΟΙΟΥ ΚΑΙ
ΜΕΤΑΤΡΟΠΗΣ ΤΗΣ ΣΕ ΙΣΧΥ***

ΤΙΤΛΟΣ ΑΓΓΛΙΚΑ

***ORGANIC RANKINE CYCLE APPLIANCE ON THE RECOVERY OF
WASTED HEAT OF MARINE ENGINES AND ITS
CONVERSION INTO POWER***

Όνοματεπώνυμο Σπουδαστή:

ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ ΓΙΑΝΝΙΟΣ

Όνοματεπώνυμο Υπεύθυνου Καθηγητή:

ΠΑΠΟΥΤΣΙΔΑΚΗΣ ΜΙΧΑΗΛ

ΦΕΒΡΟΥΑΡΙΟΣ 2022



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ**

Τμήμα Μηχανικών Βιομηχανικής
Σχεδίασης και Παραγωγής

&

**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΑΙΓΑΙΟΥ**

Τμήμα Ναυτιλίας και
Επιχειρηματικών Υπηρεσιών



Μέλη Εξεταστικής Επιτροπής

ΠΑΠΟΥΤΣΙΔΑΚΗΣ ΜΙΧΑΗΛ

ΔΡΟΣΟΣ ΧΡΗΣΤΟΣ

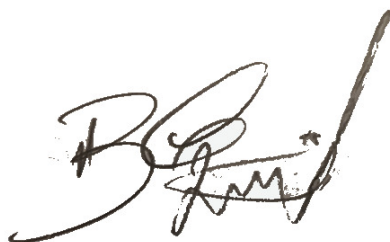
ΣΥΜΕΩΝΑΚΗ ΕΛΕΝΗ

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος ΓΙΑΝΝΙΟΣ ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ του ΑΣΤΕΡΙΑΔΗ, με αριθμό μητρώου 8066204 φοιτητής του Διϊδρυματικού Προγράμματος Μεταπτυχιακών Σπουδών «Νέες Τεχνολογίες στη Ναυτιλία και τις Μεταφορές» του Τμήματος Μηχανικών Βιομηχανικής Σχεδίασης και Παραγωγής της Σχολής Μηχανικών Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής, δηλώνω υπεύθυνα 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 διπλώματός μου».

Ο δηλών

Ημερομηνία 10/3/2022



ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1. Εισαγωγή.....	7
1.1 Απορριπτόμενη θερμότητα	8
1.2 Θερμότητα καυσαερίων.....	8
1.3 Οφέλη της Ανάκτησης Απορριπτόμενης Θερμότητας.....	10
1.4 Απορριπτόμενη Θερμότητα στη Ναυτιλία.....	11
2. Οργανικός Κύκλος Rankine.....	14
2.1 Βασικά Στοιχεία.....	14
2.2 Καμπύλη Κορέσμου	17
2.3 Θερμοδυναμική Ανάλυση	21
2.3.1 Λέβητας.....	22
2.3.2 Στρόβιλος	23
2.3.3 Συμπυκνωτής.....	24
2.3.4 Αντλία	24
2.3.5 Απόδοση του συστήματος ORC.....	25
3. Παραλλαγές του Κύκλου Rankine.....	26
3.1 Υποκρίσιμος και Υπερκρίσιμος κύκλος Rankine	26
3.2 Κύκλος Rankine με αναθέρμανση.....	29
3.3 Κύκλος Rankine με αναγεννητική προθέρμανση.....	30
3.4 Διβάθμιος Κύκλος Rankine.....	31
4. ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΙ ΕΠΙΛΟΓΗ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟΥ ΜΕΣΟΥ.....	33
4.1 Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου	33
4.2 Νερό ως εργαζόμενο μέσο	36
4.3 Αποτελέσματα Μέλετης.....	38
4.4 Συμπεράσματα	47
5. Εφαρμογές Οργανικού Κύκλου Rankine	48
5.1 Καύση βιομάζας.....	49
5.2 Ανάκτηση θερμότητας από μηχανές εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ).....	51
5.3 Γεωθερμία.....	52
6. Ενεργειακή ανάλυση.....	55
6.1 Παγκόσμιος Στόλος.....	55
6.2 Λειτουργικά Προφίλ	61
6.2.1 Πλοία εμπορευματοκιβωτίων	62
6.2.2 Πλοίο Μεταφοράς χύδην φορτίου	63
6.2.3 Πετρελαιοφόρο.....	65
6.3 Βασικά Συμπεράσματα της Ενεργειακής Ανάλυσης.....	66
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	68



ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Σκοπός της εργασίας αυτής είναι η πληροφόρηση σχετικά με την απορριπτόμενη ενέργεια και τις τεχνολογίες ανακύκλωσης της, συγκεκριμένα του Οργανικού Κύκλου Rankine. Η ζήτηση για τεχνολογίες ανάκτησης της απορριπτόμενης θερμότητας αυξάνεται ραγδαία τις τελευταίες δεκαετίες, καθώς διεθνείς οργανισμοί όπως η Marpol, θέτουν σε ισχύ ποικίλες νομοθεσίες με στόχο τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμων και τον περιορισμό των εκπομπών καταστροφικών για το περιβάλλον αερίων. Αρχικά γίνεται ο ορισμός του όρου απορριπτόμενη θερμότητα και αναλύονται οι πηγές της σε μία μηχανή πρόωσης πλοίου. Γίνεται αναφορά στον Οργανικό Κύκλο Rankine, των βασικών επιμέρους στοιχείων του και πραγματοποιείται θερμοδυναμική ανάλυση προκειμένου να εξαχθεί η συνάρτηση που υπολογίζεται η απόδοση του Κύκλου. Στη συνέχεια γίνεται αναφορά των διαφόρων παραλλαγών του κύκλου, ανάλογα με τις θερμοκρασίες και πιέσεις εισόδου και εξόδου του εργαζόμενου μέσου σε ορισμένα στοιχεία του κύκλου. Επίσης αναφέρεται και ο διβάθμιος κύκλος, που είναι η ένωση δύο οργανικών Κύκλων Rankine. Ύστερα πραγματοποιείται ανάλυση της διαδικασίας επιλογής εργαζόμενου μέσου, η οποία αποτελεί και τη σημαντικότερη διαδικασία, καθώς επηρεάζει άμεσα την απόδοση και το κόστος του Κύκλου. Αναφέρονται τα αποτελέσματα που εξάχθηκαν από προηγούμενες έρευνες, οι οποίες ανέλυσαν διάφορα οργανικά μέσα με βάση την απόδοση, το κόστος και τους δείκτες GWP (Global Warming Potential) και ODP (Ozone Depletion Potential). Τέλος γίνεται αναφορά στις ήδη υπάρχουσες εφαρμογές του Οργανικού Κύκλου Rankine σε εγκαταστάσεις καύσης βιομάζας και ανάκτησης γεωθερμίας, και γίνεται αναφορά σε μια έρευνα κατά την οποία αναλύθηκαν οι συνθήκες λειτουργίας διαφόρων τύπων πλοίων (Δεξαμενόπλοιο, ΧΥΔΗΝ φορτίου, εμπορευματοκιβωτίων) και έγινε προσδιορισμός των καταλληλότερων εργαζόμενων μέσων, με βάση το κόστος, την απόδοση και τις συνθήκες λειτουργίας. Τεχνολογίες όπως ο Οργανικός Κύκλος Rankine αποτελούν σημαντικές αναβαθμίσεις των ήδη υπάρχουσων μηχανών, και σε συνδυασμό με το χαμηλότερο κόστος λειτουργίας τους και τη δυνατότητα επιλογής εργαζόμενου μέσου ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας με σκοπό τη μεγιστοποίηση της απόδοσης, είναι αναμενόμενη η εφαρμογή τους σε όλο και περισσότερες εγκαταστάσεις.

ABSTRACT

The purpose of this paper is to provide information on waste heat and its recycling technologies, namely the Rankine Organic Cycle. Demand for waste heat recovery technologies has grown rapidly in recent decades as international organizations such as Marpol enact a variety of laws aimed at reducing fuel consumption and reducing environmentally harmful emissions. First, the term *waste heat* is defined and its sources are analyzed in a ship propulsion engine. Reference is made to the Rankine Organic Cycle, its basic components and a thermodynamic analysis is performed in order to derive the function that calculates the yield of the Cycle. Then the different variants of the cycle are reported, depending on the temperatures and pressures of inlet and outlet of the working medium in certain elements of the cycle. Also mentioned is the two-step cycle, which is the union of two organic Rankine Cycles. Then an analysis of the process of selecting a working fluid is performed, which is the most important process, as it directly affects the performance and cost of the Cycle. The results obtained from previous surveys, which analyzed various organic instruments based on performance, cost and indicators GWP (Global Warming Potential) and ODP (Ozone Depletion Potential) are reported. Finally, reference is made to the existing applications of the Organic Rankine Cycle in biomass combustion plants and geothermal recovery, and reference is made to a research in which the operating conditions of various types of ships (Tanker, Bulk, Container) were analyzed and suitable workers were identified. based on cost, performance and operating conditions. Technologies such as the Organic Rankine Cycle are significant upgrades to existing machines, and in combination with their lower operating costs and the ability to select a working medium depending on operating conditions in order to maximize performance, their application is expected in more and more facilities.



1. Εισαγωγή

Η ναυτιλία αποτελεί το κύριο μέσο μεταφοράς εμπορευμάτων παγκοσμίως. Περίπου το 90% του παγκόσμιου εμπορίου μεταφέρεται μέσω θαλάσσης [1]. Ο όγκος του θαλάσσιου εμπορίου αναπτύσσεται προοδευτικά με την αύξηση του παγκόσμιου πληθυσμού και της οικονομίας. Η ναυτιλία αποτελεί επί του παρόντος τον πιο αποδοτικό και φιλικό προς το περιβάλλον τρόπο μεταφοράς, καθώς παρουσιάζει τις χαμηλότερες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) ανά μετρικό τόνο φορτίου και ανά χιλιόμετρο μεταφοράς. Θεωρώντας ένα τυπικό φορτίο μεσαίου μεγέθους, οι εκπομπές CO₂ ανά χιλιόμετρο καθώς μεταφέρει ένα τόνο αγαθών, είναι δύο φορές χαμηλότερες σε σύγκριση με ένα φορτηγό βαρέως τύπου με ρυμουλκούμενο, και είκοσι φορές χαμηλότερες σε σύγκριση με ένα αεροσκάφος εμπορευμάτων. Ωστόσο, η ναυτιλία εξακολουθεί να είναι υπεύθυνη για το 2,4% των συνολικών παγκόσμιων εκπομπών CO₂. Οι μετοχές των οξειδίων του αζώτου (NO_x) και των οξειδίων του θείου (SO_x) είναι περίπου 15% και 13% αντίστοιχα, των παγκόσμιων εκπομπών ρυπογόνων ουσιών από ανθρωπογενείς πηγές [2].

Περισσότερο από το 90% των μεγάλων λειτουργικών σκαφών χρησιμοποιούν κινητήρες diesel και τροφοδοτούνται από βαρύ καύσιμο (HFO). Συζητήσεις για τρόπους μείωσης της κατανάλωσης καυσίμων και περιορισμού ανάπτυξης ρύπων στην ατμόσφαιρα εξακολουθούν να υπάρχουν, δεδομένου ότι περίπου το 50% της ενέργειας του καυσίμου αποβάλλεται στο περιβάλλον σε μορφή θερμότητας σε διάφορα επίπεδα θερμοκρασίας. Ο Διεθνής Ναυτιλιακός Οργανισμός (IMO) εξέτασε πρόσφατα κανονισμούς για να μειώσει τις εκπομπές ρυπογόνων ουσιών της ναυτιλιακής βιομηχανίας. Οι πιο κοινές προσεγγίσεις για τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου το 2014 ήταν η μείωση της ταχύτητας λειτουργίας (slow steaming), η βελτιστοποίηση της τεχνολογίας πλοήγησης και ο τακτικός καθαρισμός της πρύμνης και της προπέλλας [3]. Τα κύρια κριτήρια που οδηγούν στη λήψη απόφασης σχετικά με τα μέτρα που θα υιοθετηθούν είναι η περίοδος απόσβεσης, η ηλικία του σκάφους και το κόστος επένδυσης. Ο Διεθνής Ναυτιλιακός Οργανισμός (IMO) έχει εισάγει δύο μέτρα αξιολόγησης: τον δείκτη ενεργειακής απόδοσης πλοίων (EEOI) και τον νέο δείκτη ενεργειακής απόδοσης του πλοίου (EEDI) για την ενεργειακή απόδοση των πλοίων, προκειμένου να εφαρμοστεί η πράσινη ναυπήγηση και να περιοριστούν οι εκπομπές αερίων θερμοκηπίου των πλοίων [3]. Για τη λειτουργία του πλοίου, το EEDI είναι τροποποιημένο για σύγχρονα πλοία και καθορίζει ξεκάθαρα το χρονοδιάγραμμα υλοποίησης για αυτά τα δύο πρότυπα. Σύμφωνα με στοιχεία του IMO, το 2021, η ναυπηγική βιομηχανία εξέπεμψε $9,40 \times 10^8$ τόνους CO₂, αντιπροσωπεύοντας το 2,5% των συνολικών παγκόσμιων εκπομπών CO₂, παρουσιάζοντας μείωση 10% σε σχέση με το 2007 ($10,47 \times 10^8$ τόνοι CO₂, 3,4% των παγκόσμιων εκπομπών) [3]. Μπορεί να φανεί ότι η ανάπτυξη τεχνολογιών εξοικονόμησης ενέργειας και μείωσης των εκπομπών των πλοίων έχει μεγάλη σημασία για την οικοδόμηση μιας κοινωνίας που εξοικονομεί πόρους και είναι φιλική προς το περιβάλλον.



Μια συμπληρωματική λύση είναι η χρήση ενός συστήματος ανάκτησης απορρίπτομενης θερμότητας (WHRS), δηλαδή μιας μονάδας ικανής να μετατρέπει τη θερμική ενέργεια που εκκενώνεται από τον κινητήρα diesel σε ηλεκτρική ή μηχανική ισχύ.

1.1 Απορριπτόμενη θερμότητα

Η απορριπτόμενη θερμότητα είναι η αχρησιμοποίητη ενέργεια που διοχετεύεται στο περιβάλλον (με τη μορφή θερμικής ενέργειας) από μια θερμική μηχανή (π.χ. Diesel) σε μια θερμοδυναμική διαδικασία μετατροπής χημικής ενέργειας σε μηχανική. Ο δεύτερος νόμος της θερμοδυναμικής δηλώνει ότι η σπατάλη θερμότητας είναι αναπόφευκτο προϊόν κατά τη μετατροπή χημικής ενέργειας σε μηχανική ενέργεια (η οποία συχνά μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια σε σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής). Η σπατάλη θερμότητας είναι αναπόφευκτη για κάθε θερμικό κινητήρα και η ποσότητα που παράγει σε σύγκριση με την ποσότητα θερμότητας εισόδου είναι παράγοντες που συνθέτουν τη θερμική του απόδοση.

Η άχρηστη θερμότητα συχνά διαχέεται στην ατμόσφαιρα ή σε μεγάλα υδάτινα σώματα όπως ποτάμια, λίμνες και ακόμη και στον ωκεανό[4]. Δεδομένου ότι η απορριπτόμενη θερμότητα είναι απαραίτητο προϊόν των θερμικών μηχανών, οι αποδόσεις των σταθμών ηλεκτροπαραγωγής είναι περιορισμένες και επομένως απαιτείται η κατανάλωση περισσότερων καυσίμων, προκειμένου να επιτευχθεί το απαραίτητο ενεργειακό αποτέλεσμα. Το γεγονός αυτό αυξάνει τις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου και συμβάλλει περισσότερο στην υπερθέρμανση του πλανήτη.

1.2 Θερμότητα καυσαερίων

Η απορριπτόμενη θερμότητα από τα καυσαέρια αντιπροσωπεύει σχεδόν το 40% της συνολικής θερμικής ενέργειας. Η θερμοκρασία των καυσαερίων κυμαίνεται μεταξύ 350 °C και 410 °C. Η συνολική ποσότητα θερμότητας που περιέχεται στα καυσαέρια ενός κινητήρα diesel είναι [5]:

$$Q = C_p^{T_2} * M * T_2 - C_p^{T_1} * M * T_1 ,$$

όπου:

Q---η θερμότητα που περιέχεται στα καυσαέρια του κινητήρα diesel,

$C_p^{T_1}$, $C_p^{T_2}$ --- Η ειδική θερμότητα σταθερής πίεσης των καυσαερίων σε θερμοκρασίες T_1 και T_2 , αντίστοιχα,

M--- ο συντελεστής ποιότητας της εξάτμισης καπνού,

T_1 --- η θερμοκρασία περιβάλλοντος,

T_2 ---η θερμοκρασία στην έξοδο του στρόβιλου.



Συνοπτικά, όσο μεγαλύτερος είναι ο όγκος των καυσαερίων του κινητήρα diesel, τόσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία των καυσαερίων και τόσο μεγαλύτερη είναι η θερμότητα που διαχέεται στο περιβάλλον μέσω αυτών.

Επομένως, η μείωση της μεταφερόμενης μέσω των καυσαερίων θερμότητας μπορεί να πραγματοποιηθεί με τη μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων.

Όταν η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι μικρότερη από 125°C, το οξείδιο που σχηματίζεται από το θείο των καυσαερίων και το οξυγόνο στον ατμοσφαιρικό αέρα προκαλεί όξινη διάβρωση σε χαμηλή θερμοκρασία στον εξοπλισμό. Προκειμένου να περιοριστεί η διάβρωση σε χαμηλή θερμοκρασία, η θερμοκρασία των καυσαερίων θα πρέπει να είναι μεγαλύτερη από 150°C. Επομένως, η υπολειπόμενη θερμότητα που μπορεί πραγματικά να χρησιμοποιηθεί στα καυσάερια:

$$Q = C_P^{150} * M * T_2 - C_P^{30} * M * T_1 ,$$

όπου

$$C_P^{150} = 1.083 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$C_P^{30} = 1.0412 \frac{kJ}{kg * K}$$

Κατά τη διάρκεια της λειτουργίας ενός κινητήρα diesel θαλάσσης, πολλά εξαρτήματα λειτουργούν σε υψηλές θερμοκρασίες. Για να εξασφαλιστεί η συνολική αντοχή και η διάρκεια ζωής του κινητήρα, τα μεταλλικά εξαρτήματα πρέπει να ψύχονται. Ως εκ τούτου, είναι συχνά απαραίτητη η κατανάλωση μεγάλης ποσότητας νερού ψύξης σε έναν κινητήρα diesel. Ο αέρας, ένα αδρανές αέριο ή ορυκτέλαιο χρησιμοποιούνται επίσης ως ψυκτικά μέσα. Κανονικά, η συνολική ποσότητα θερμότητας που αφαιρείται από το νερό ψύξης υπολογίζεται ως εξής [6]:

$$Q = C_{P1}^{T1} * \dot{m}_1 * T_1 + C_{P2}^{T2} * \dot{m}_2 * T_2 ,$$

όπου:

C_{P1} , C_{P2} --- Η ειδική θερμότητα σταθερής πίεσης του ψυκτικού υγρού του κυλίνδρου και του ψυκτικού υγρού του εμβόλου αντίστοιχα,

$\dot{m}_{1,2}$ --- Ο ρυθμός ροής μάζας του νερού ψύξης του κυλίνδρου και του ψυκτικού του εμβόλου αντίστοιχα,

T_1 --- Η θερμοκρασία του νερού ψύξης κατά την είσοδο του στο κύλινδρο

T_2 --- Η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου του εμβόλου



1.3 Οφέλη της Ανάκτησης Απορριπτόμενης Θερμότητας

Περίπου το 16% της συνολικής ενέργειας που παράγεται από την καύση καυσίμου διαχέεται στο περιβάλλον. Το μεγαλύτερο μέρος αυτής της υπολειπόμενης θερμότητας χάνεται μέσω του ίδιου του κινητήρα diesel, της συσκευής ψύξης αέρα, του αέρα φόρτισης, της συσκευής ψύξης λαδιού κ.λπ. Τα οφέλη της ανάκτησης θερμότητας μπορούν γενικά να ταξινομηθούν σε δύο κατηγορίες [7]:

Άμεσα οφέλη:

- Η ανάκτηση θερμότητας έχει άμεση επίδραση στον βαθμό απόδοσης της διεργασίας. Αυτό ανακλάται στη μείωση της κατανάλωσης και του κόστους της διεργασίας.

Έμμεσα οφέλη:

- Μείωση της μόλυνσης: Μεγάλος αριθμός τοξικών αποβλήτων όπως το μονοξείδιο του άνθρακα, όξινα αέρια, αιθάλη, λυματολάσπη, ακρυλονιτρίλιο και άλλα πλαστικά χημικά που απελευθερώνονται στην ατμόσφαιρα, μπορούν να καούν σε αποτεφρωτήρες εξυπηρετώντας διπλό σκοπό: ανάκτηση θερμότητας και μείωση των επιπέδων της μόλυνσης του περιβάλλοντος.
- Μείωση στο μέγεθος του εξοπλισμού: Η ανάκτηση θερμότητας μειώνει την κατανάλωση καυσίμου, γεγονός που οδηγεί σε περαιτέρω μείωση των καυσαερίων που παράγονται. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα τη μείωση του μεγέθους όλου του εξοπλισμού που μετέρχεται των καυσαερίων, όπως ανεμιστήρες, σωληνώσεις, καπνοδόχοι, καυστήρες κλπ.
- Μείωση της κατανάλωσης σε βοηθητική ενέργεια: Η μείωση στα μεγέθη του εξοπλισμού προσφέρει επιπρόσθετα οφέλη στην κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας για ανεμιστήρες, αντλίες, κλπ.

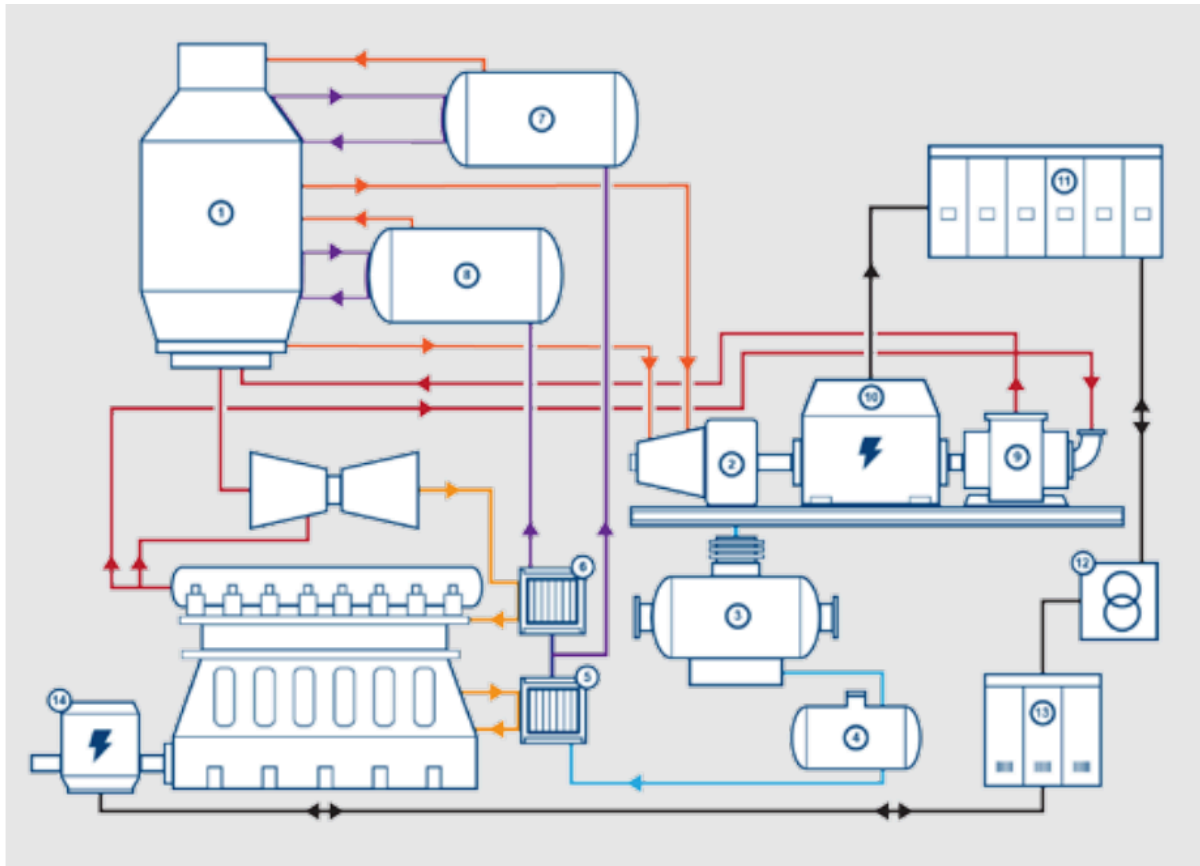
Υπάρχουν διάφορες προσεγγίσεις για την μετατροπή της θερμικής σε ηλεκτρική ενέργεια, που βρίσκονται ακόμη σε πρώιμο στάδιο. Μια από αυτές είναι ο Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC) όπου ένα οργανικό ρευστό αντικαθιστά το νερό στον θερμοδυναμικό κύκλο του Rankine. Το πλεονέκτημα αυτής της μεθόδου είναι ότι η αξιοποίηση της για εκμετάλλευση θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών και τη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας μέσω αυτής.

1.4 Απορριπτόμενη Θερμότητα στη Ναυτιλία

Η ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας έχει σημαντική δυνατότητα χρήσης σε θαλάσσια συστήματα πρόωσης. Ακόμη και με την τρέχουσα συμβατική μονάδα δίχρονης πρόωσης, περίπου το 50% του ενεργειακού περιεχομένου του καυσίμου χάνεται, σε μορφή θερμότητας, χωρίς να χρησιμοποιηθεί για μηχανικές εργασίες. Με τη συμπλήρωση της κύριας μονάδας πρόωσης του πλοίου με ένα σύστημα ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας (WHRS), το καύσιμο μπορεί να χρησιμοποιηθεί πιο αποτελεσματικά, καθώς θα καθιστάται δυνατή η εκμετάλλευση του παραπροϊόντος (θερμότητας) για τροφοδοσία άλλων διεργασιών, υπό τη μορφή μηχανικής ή ηλεκτρικής ενέργειας. Ως περαιτέρω περιβαλλοντικά ευεργετική συνέπεια, η ποσότητα του CO₂ οι εκπομπές σε σχέση με τη μηχανική ισχύ του κινητήρα μπορούν να μειωθούν. Μέσω του WHRS, η ανακτώμενη ενέργεια, η οποία συνήθως ανέρχεται στο 10% της ισχύος του κύριου άξονα πρόωσης [8], μετατρέπεται ξανά για μηχανική εργασία. Όταν το WHRS είναι εφοδιασμένο με γεννήτρια/κινητήρα άξονα προπέλας, επιτυγχάνεται περαιτέρω εξοικονόμηση μέσω της βελτίωσης της κατάστασης φόρτωσης του κύριου κινητήρα σε διάφορα σημεία εντός του προφίλ λειτουργίας του πλοίου. Επιπλέον, η ενέργεια που ανακτάται από την κύρια εξάτμιση του κινητήρα μπορεί να μετατραπεί σε μηχανική εργασία και να προστεθεί και πάλι στον άξονα της προπέλας.

Μία μονάδα ανακύκλωσης απορριπτόμενης θερμότητας είναι ένας συνδυασμός εξοπλισμού που είναι εγκατεστημένος στο πλοίο για να βοηθήσει τα κύρια μηχανήματα πρόωσης του πλοίου να ανακτήσουν ένα μέρος της ενέργειας που περιέχεται στο καύσιμο που δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί αποτελεσματικά από τον κύριο κινητήρα. Χωρίς το WHRS, αυτή η ενέργεια θα χανόταν ως θερμότητα στην ατμόσφαιρα και το θαλασσίνο νερό. Οι τεχνικές λεπτομέρειες του WHRS μπορούν να προσαρμοστούν ώστε να ταιριάζουν σε κάθε εφαρμογή, αλλά συνήθως παρέχονται τα ακόλουθα κύρια στοιχεία (λεπτομέρειες φαίνονται στο Σχήμα 1.2)[9]:

- Λέβητας καυσαερίων διπλής πίεσης
- Μονάδα γεννήτριας αμοστροβίλου με συμπυκνωτή κενού
- Στρόβιλος ισχύος καυσαερίων
- Θερμοσίφωνα νερού τροφοδοσίας λέβητα από αέρα καθαρισμού του κύριου κινητήρα
- Γεννήτρια/μοτέρ προπέλας με μετατροπέα συχνότητας
- Ένα σύστημα για τη διανομή και τον έλεγχο της παραγωγής και της ροής ενέργειας



Σχήμα 1.4 Παρουσιάζονται: 1. Λέβητας καυσαερίων, 2. Ατμοστρόβιλος, 3. Συμπυκνωτής κενού, 4. Δεξαμενή νερού τροφοδοσίας απαερισμού, 5. Θερμοσίφωνα νερού, 6. Θερμοσίφωνα νερού τροφοδοσίας, 7. Λέβητας ατμού τυμπάνου (χαμηλής πίεσης), 8. Λέβητας ατμού τυμπάνου (υψηλής πίεσης), 9. Στρόβιλος ισχύος καυσαερίων, 10. Γεννήτρια στροβίλου, 11. Πίνακας μεταγωγής, 12. Μετασχηματιστής, 13. Γεννήτρια /μετατροπέας συχνότητας κινητήρα, 14. Γεννήτρια άξονα/ μοτέρ

Η μηχανική απόδοση του κύριου κινητήρα είναι κοντά στο 50% . Η υπόλοιπη ενέργεια που περιέχεται στο καύσιμο που καταναλώνει ο κινητήρας δεν μετατρέπεται σε ισχύ άξονα, αλλά χάνεται, κυρίως λόγω θερμότητας και τριβής. Το WHRS έχει σχεδιαστεί για να ανακτά τόση ενέργεια από αυτές τις απώλειες όπως είναι οικονομικά βιώσιμο.

Η ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας ξεκινά στον λέβητα καυσαερίων (Σχήμα 1.2). Σε σύγκριση με τους συμβατικούς λέβητες καυσαερίων, ο λέβητας καυσαερίων διπλής πίεσης του WHRS έχει σχεδιαστεί για να παράγει αποτελεσματικά ατμό με χαρακτηριστικά που τον καθιστούν κατάλληλο για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Για βέλτιστη απόδοση, ο ατμός παράγεται σε δύο επίπεδα πίεσης - υψηλή και χαμηλή. Στη συνέχεια, τόσο οι ροές ατμού υψηλής όσο και χαμηλής πίεσης οδηγούνται μέσω του συστήματος σωληνώσεων ατμού του πλοίου σε έναν ατμοστρόβιλο συμπύκνωσης, ο οποίος συνδέεται με τη γεννήτρια. Ο στρόβιλος



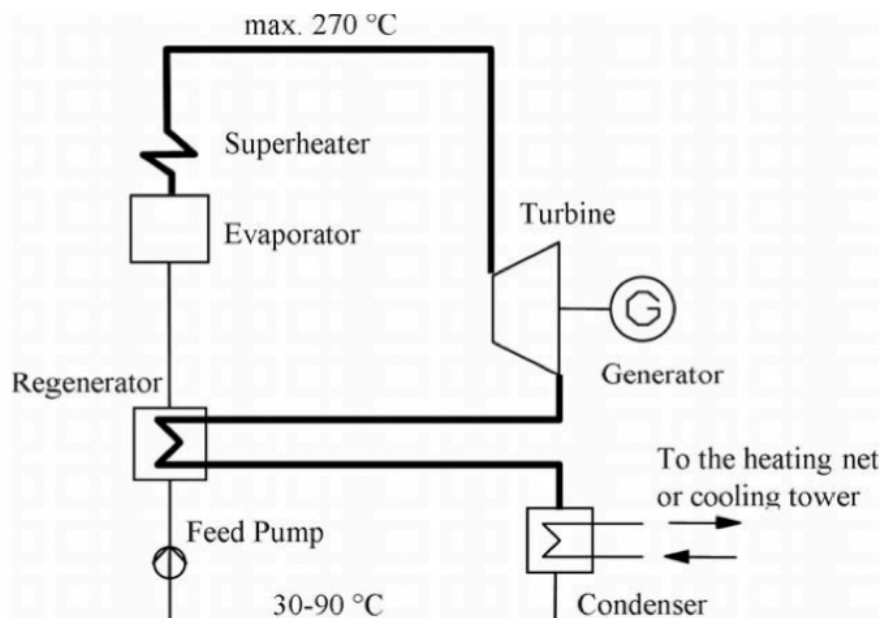
στη συνέχεια θα μετατρέψει τη θερμική ενέργεια του ατμού σε μηχανική ενέργεια για να λειτουργήσει η γεννήτρια.

Ο ατμός στη συνέχεια θα εξέλθει από τον στρόβιλο και συμπυκνώνονται στον θαλάσσιο υδρόψυκτο συμπυκνωτή κενού που είναι προσαρτημένος κάτω από τον αμοστρόβιλο. Αυτό το συμπυκνωμένο νερό συλλέγεται σε μια δεξαμενή νερού τροφοδοσίας απαέρωσης και αντλείται πίσω στο λέβητα καυσαερίων. Στο δρόμο του προς τα εκεί, το συμπύκνωμα θα ανακτήσει τη θερμότητα από το νερό ψύξης του κύριου κινητήρα ή/και τον αέρα που συλλέγει ρέοντας μέσω των αντίστοιχων εναλλακτών θερμότητας. Αυτό το μέρος της διαδικασίας ονομάζεται θέρμανση νερού τροφοδοσίας. Η διαδικασία κυκλοφορίας του ατμού και του συμπυκνωμένου νερού ολοκληρώνεται και παρακολουθείται η ποιότητα του ατμού/συμπυκνώματος [9].

2. Οργανικός Κύκλος Rankine

2.1 Βασικά Στοιχεία

Η διαφορά ενός οργανικού κύκλου Rankine από τον κλασσικό κύκλο Rankine είναι η χρήση κάποιου οργανικού μέσου αντί για νερό-ατμό. Στο Σχήμα 2.1α [10] φαίνονται τα βασικά στοιχεία ενός συστήματος ORC. Η αρχή λειτουργίας ενός κύκλου ORC είναι ακριβώς η ίδια με ένα κύκλο Rankine νερού - ατμού. Συνήθως η πρόσδοση θερμότητας γίνεται με την βοήθεια ειδικού θερμικού ελαίου, για την αποφυγή τοπικής υπερθέρμανσης του οργανικού ρευστού και για την εξασφάλιση της λειτουργίας του εναλλάκτη θερμότητας υπό συνθήκες ατμοσφαιρικών πιέσεων. Στις σύγχρονες εφαρμογές συνήθως ως στρόβιλος χρησιμοποιείται μια μηχανή τύπου scroll (Σχ. 2.1β) ή screw (Σχ. 2.1γ) [10]. Ωστόσο, μελετάται η χρήση εμβολοφόρου εκτόνωτή καθώς έχει το πλεονέκτημα να μην επηρεάζεται από την ύπαρξη σταγονιδίων κατά την εκτόνωση και έτσι μπορεί να λειτουργεί με κορεσμένο ή ελαφρώς υπερθερμασμένο ατμό και να περνά από την υγρή περιοχή χωρίς προβλήματα. Οι προσπάθειες στη διαθέσιμη διεθνή βιβλιογραφία επικεντρώνονται στη μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου ORC.



Σχήμα 2.1α Τα βασικά στοιχεία του κύκλου



Σχήμα 2.1β Συμπιεστής Scroll

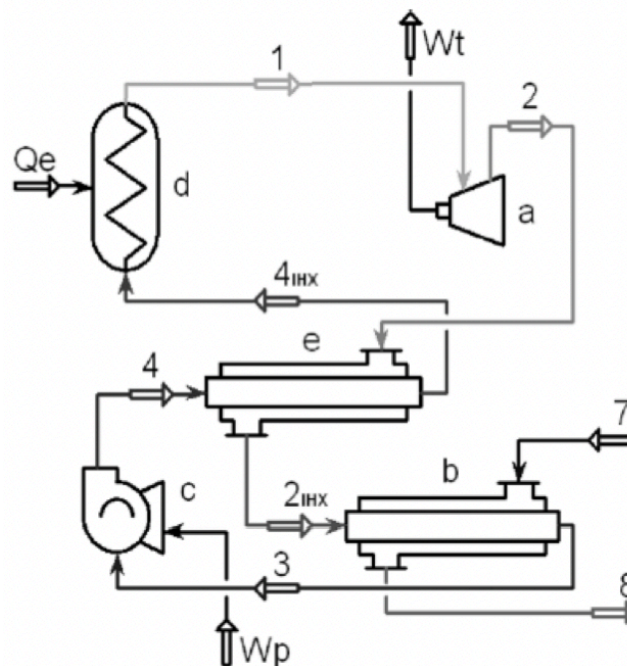


Σχήμα. 2.1γ Συμπιεστής Screw

Τα βασικά στοιχεία του συστήματος, στην απλούστερη δυνατή μορφή του, είναι τα εξής:

- 1) Λέβητας: Προσδίδει θερμότητα από την πηγή ενέργειας στο εργαζόμενο μέσο με τη βοήθεια ενός θερμικού ελαίου. Ο λέβητας συνήθως αποτελείται από τους εξής εναλλάκτες θερμότητας:
 - Προθερμαντήρας: Αύξηση της θερμοκρασίας του μέσου.
 - Εξατμιστής: Το μέσο βρίσκεται σε θερμοκρασία κορεσμού και αρχίζει η ατμοποίησή του.
 - Υπερθερμαντήρας: Περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας του ατμού.
- 2) Στρόβιλος: Πραγματοποίηση της εκτόνωσης του εργαζόμενου μέσου κατά την έξοδο του από τον λέβητα, με αποτέλεσμα η ενθαλπική πτώση ΔH να μετατρέπεται σε μηχανική ενέργεια. Ο στρόβιλος κινεί το φορτίο (προπέλα πλοίου, γεννήτρια, κλπ.).
- 3) Συμπυκνωτής: Εναλλάκτης επιφάνειας, στον οποίο συλλέγεται και συμπυκνώνεται ο ατμός κατά την έξοδο του από τον στρόβιλο, απορρίπτοντας θερμότητα στο περιβάλλον.
- 4) Τροφοδοτική Αντλία: Άντληση του εργαζόμενου μέσου από τον συμπυκνωτή και τροφοδότησή του στον λέβητα.

Η διάταξη του Οργανικού Κύκλου Rankine είναι πολύ παρόμοια με τους Κύκλους Rankine Ατμού, μια τυπική διάταξη ενός συστήματος ORC παρουσιάζεται στο σχήμα 2.1α:



Σχήμα 2.1δ Διάγραμμα ενός συστήματος ORC. (α) Στρόβιλος, (β) Συμπηκνωτής, (γ) Αντλία τροφοδοσίας, (δ) Λέβητας, (ε) Αναγεννητικός Εναλλάκτης Θερμότητας

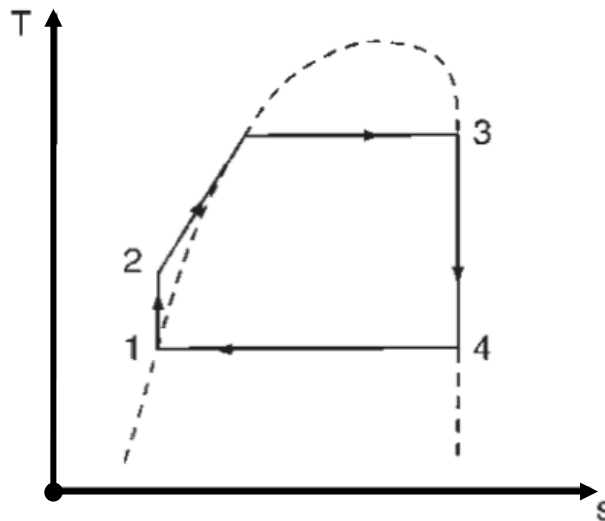
Η θερμή πηγή αντιπροσωπεύεται από τη ροή θερμότητας Q_e και η ψυχρή πηγή από τις ροές εισόδου και εξόδου του ψυκτικού ρευστού (συνήθως αέρα ή νερού), αντίστοιχα ροές 7 και 8. Η πιο σημαντική διαφορά μεταξύ των κύκλων ατμού και του οργανικού είναι η χρήση διαφορετικού εργαζόμενου μέσου για την εκτέλεση του κύκλου.

2.2 Καμπύλη Κορέσμου

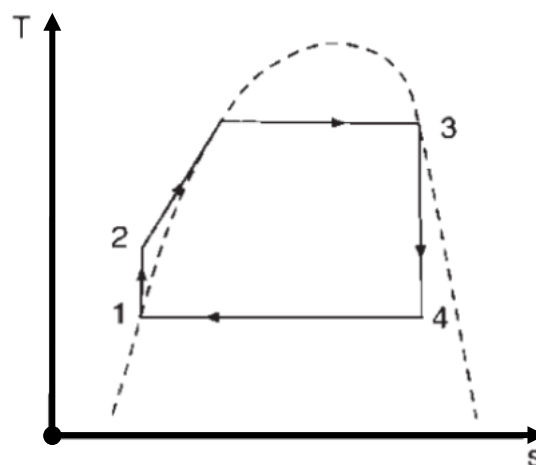
Ένα άλλο σημαντικό χαρακτηριστικό είναι η καμπύλη κορέσμου ατμών, καθώς επηρεάζει την ικανότητα εφαρμογής του μέσου, την αποδοτικότητα του κύκλου, αλλά ακόμη και τον τρόπο διάταξης του σχετικού εξοπλισμού σε ένα σύστημα παραγωγής ενέργειας.

Εάν η κλίση της καμπύλης είναι αρνητική, το ρευστό ονομάζεται «υγρό» (wet), αν είναι θετική ονομάζεται “dry” (ξηρό), αν είναι άπειρη ή ίση με το μηδέν ονομάζεται ισεντροπικό.

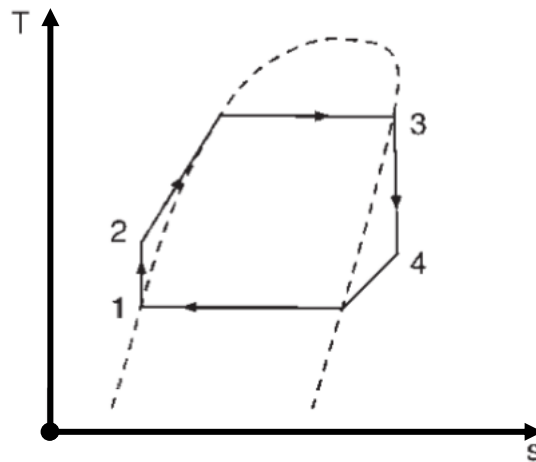
Η κλίση της καμπύλης κορέσμου στο διάγραμμα $s - T$ εξαρτάται απ' το τύπο του ρευστού. Γενικά, τα ξηρά και τα ισεντροπικά υγρά είναι καλύτερα εργαζόμενα μέσα για έναν ORC καθώς δεν συμπυκνώνονται μόλις το μέσο περάσει από το στρόβιλο[11].



Σχήμα 2.2α Καμπύλη κορέσμου ισεντροπικού ρευστού ($\theta_{curve} = 0$)

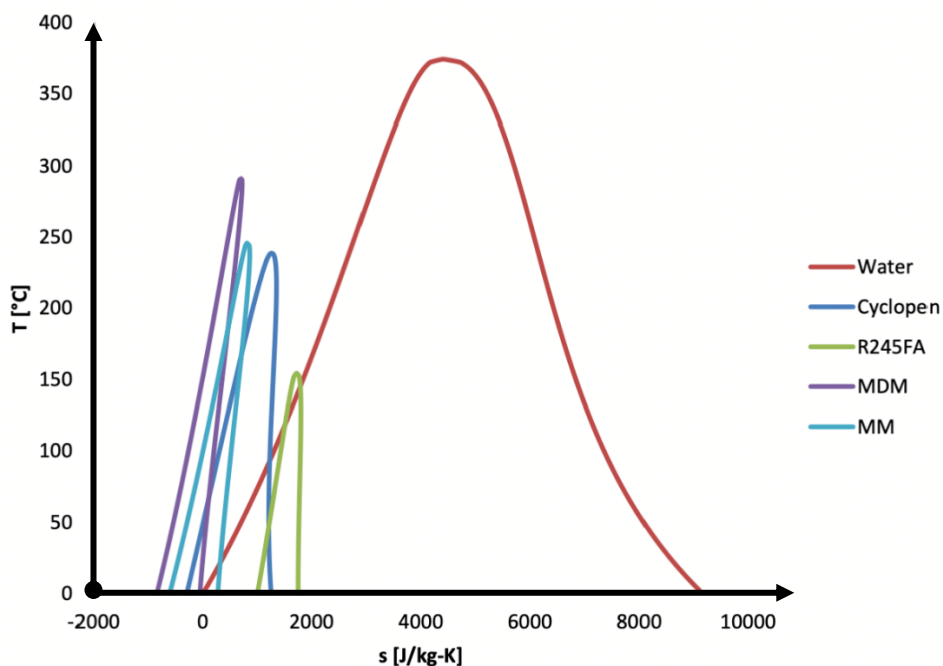


Σχήμα 2.2β Καμπύλη κορέσμου υγρού ρευστού ($\theta_{curve} < 0$)



Σχήμα 2.2γ Καμπύλη κορεσμού ξηρού ρευστού ($\theta_{curve} > 0$)

Στο Σχήμα 2.2δ [11] παρουσιάζεται η καμπύλη κορεσμού του νερού και ορισμένων οργανικών ρευστών που χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές ORC σε ένα διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας:



Σχήμα 2.2δ Διάγραμμα s [J/kg·K] – T [°C]



Δύο κύριες σημαντικές διαφορές μεταξύ της καμπύλης κορεσμού του νερού με των οργανικών ρευστών είναι [12]:

- Η κλίση της καμπύλης κορεσμένων ατμών είναι αρνητική για το νερό, ενώ θετική ή κοντά στην κατακόρυφο για τα οργανικά ρευστά.
- Η διακύμανση της εντροπίας για τα οργανικά ρευστά, από κορεσμένο υγρό και κορεσμένο ατμό σε καθορισμένο επίπεδο θερμοκρασίας είναι πολύ μικρότερη σε σύγκριση με το νερό.

Αυτές οι ιδιαιτερότητες οδηγούν σε πολλές διαφορές μεταξύ των οργανικών κύκλων Rankine και των κύκλων ατμού:

- Οι εγκαταστάσεις ατμού απαιτούν είσοδο υπερθερμασμένου ατμού στον στρόβιλο προκειμένου να αποφευχθεί ο κίνδυνος πολύ χαμηλής ποιότητας ατμού στα τελευταία στάδια της εκτόνωσης. Αντίθετα, τα οργανικά ρευστά παραμένουν υπερθερμασμένα στην έξοδο του στρόβιλου λόγω της θετικής κλίσης της καμπύλης. Συνεπώς για τις εγκαταστάσεις ORC η υπερθέρμανση δεν είναι απολύτως απαραίτητη. Ωστόσο, το οργανικό υγρό μπορεί ούτως ή άλλως να υπερθερμανθεί για να βελτιωθούν οι αποδόσεις του κύκλου.
- Στις εγκαταστάσεις ατμού ο λέβητας συνήθως αποτελείται από έναν εξοικονομητή, ένα θερμό τύμπανο ανακυκλοφορίας και υπερθερμαντήρες. Στα συστήματα ORC υπάρχει η δυνατότητα να τοποθετηθούν λέβητες μόνο μια φορά, καθιστώντας το ένα συμπαγές σύστημα χαμηλότερου κόστους. Αυτή η διαμόρφωση είναι δυνατή όταν η θερμοκρασία της θερμής πηγής είναι χαμηλότερη από τη μέγιστη θερμοκρασία που μπορεί να φτάσει το ρευστό χωρίς κίνδυνο διάβρωσης. Όταν αυτή η συνθήκη δεν συναντάται, ο εξατμιστής μπορεί να χωριστεί σε τρεις εναλλάκτες: εξοικονομητή, εξατμιστή/βραστήρα και υπερθερμαντήρα (εάν ληφθεί υπόψη ο κύκλος υπερθέρμανσης). Με αυτόν τον τρόπο, ο απλός εναλλάκτης μπορεί εν μέρει να παρακαμφθεί από το ζεστό ρευστό και έτσι να ελέγχεται η μέγιστη θερμοκρασία που φτάνει το εργαζόμενο μέσο.
- Η πτώση της ενθαλπίας κατά τη διαστολή είναι πολύ χαμηλότερη σε σύγκριση με αυτή στον κύκλο ατμού. Αυτή η ιδιαιτερότητα επηρεάζει τόσο τον στρόβιλο όσο και την αντλία. Για την ίδια παραγόμενη μηχανική ισχύ, οι οργανικοί κύκλοι Rankine χρειάζονται υψηλότερη τιμή ροής μάζας κυκλοφορίας που συνεπάγεται μεγαλύτερη κατανάλωση από μέρους της αντλίας. Ωστόσο, με τον υψηλότερο ρυθμό ροής μάζας που επεξεργάζεται ο στρόβιλος συνήθως επιτυγχάνεται η αποφυγή της ανάγκης για μερικοποίηση του ρευστού πριν την είσοδο του στον στρόβιλο.



- Οι πιέσεις εξάτμισης είναι συνήθως 60 -70 bar για τις εγκαταστάσεις ατμού, ενώ σπάνια υπερβαίνουν τα 30 bar στα συστήματα ORC. Αυτό συνεπάγεται έναν λιγότερο περίπλοκο και ακριβό εξατμιστήρα στους οργανικούς κύκλους.
Οι πιέσεις συμπύκνωσης στις εγκαταστάσεις ατμού είναι συνήθως χαμηλότερες από 100 mbar, δημιουργώντας την αναγκαιότητα εισαγωγής απαερωτή για την εξαγωγή μη συμπυκνώσιμων αερίων. Ρευστά όπως οι σιλοξάνες και οι υδρογονάνθρακες έχουν πίεση συμπύκνωσης χαμηλότερη από την ατμοσφαιρική, με αποτελέσματα να αποφεύγεται ο κίνδυνος εισόδου μη συμπυκνώσιμων αερίων στο σύστημα.
- Η δυνατότητα επιλογής από μια μεγάλη ποικιλία ρευστών δίνει τη δυνατότητα δημιουργίας κύκλων υψηλής απόδοσης και για πηγές θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών, όπου οι κύκλοι ατμού δεν έχουν καλή απόδοση. Επιπλέον, η χαμηλότερη ενθαλία εξάτμισης επιτρέπει καλύτερη θερμική σύζευξη με τη θερμή πηγή χαμηλών θερμοκρασιών.

Τα συστήματα ORC είναι γενικά ευκολότερα στη διαχείριση, λόγω όλων των διαφορών που αναφέρθηκαν. Για εγκαταστάσεις μικρού μεγέθους, εκτός από την υψηλότερη απόδοση στην εκμετάλλευση πηγών χαμηλών θερμοκρασιών, τα συστήματα ORC είναι πιο ανταγωνιστικά σε σύγκριση με τους συμβατικούς κύκλους Rankine ατμού.



2.3 Θερμοδυναμική Ανάλυση

Οι εξισώσεις που υπολογίζουν την απόδοση των διαφόρων κύκλων, καθώς επίσης και τη μη αναστρεψιμότητα του ORC παρουσιάζονται σε αυτή την ενότητα. Εφαρμόζοντας τον Πρώτο και τον Δεύτερο Νόμο της Θερμοδυναμικής, η αποδότη ενός ORC μπορεί να υπολογιστεί για ποικίλα εργαζόμενα μέσα υπό διαφορετικές συνθήκες.

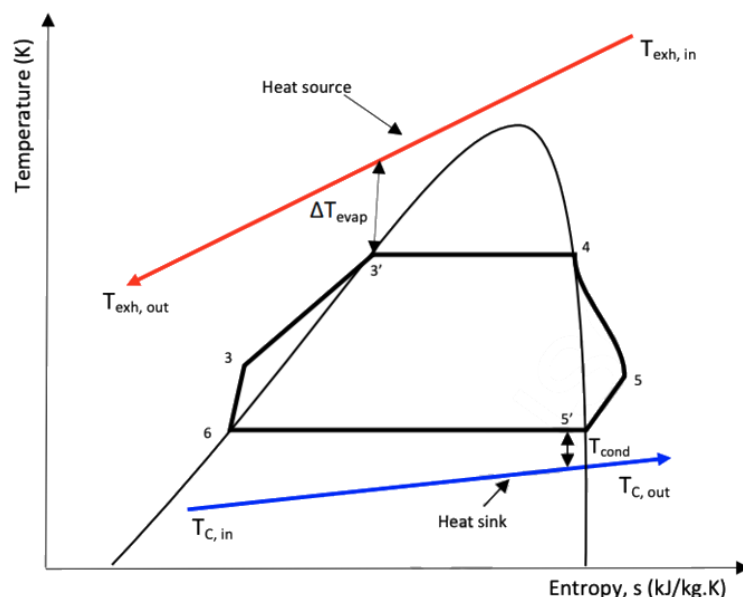
Για την παρακάτω ανάλυση θεωρούνται σε ισχύ:

- ❖ Συνθήκες σταθεράς κατάστασης,
- ❖ Καμία απώλεια πίεσης στον ατμοποιητή, συμπιεστή, και στις σωληνώσεις της διάταξης,
- ❖ Ισεντροπικές αποδόσεις για τον στρόβιλο και την αντλία.

Μία απλή διαμόρφωση του ORC για την μετατροπή απορριπτόμενης θερμότητας σε χρήσιμη ηλεκτρική ενέργεια φαίνεται στο Σχήμα 2.2.

Παρατηρείται πως υπάρχουν τέσσερις (4) διαφορετικές διαδικασίες:

- 1→2 : διαδικασία άντλησης
- 2→3: ισοβαρής μεταφορά θερμότητας
- 3→4 : διαδικασία εκτόνωσης
- 4→1 : Ισοβαρής μεταφορά θερμότητας



Σχήμα 2.2 Θερμοδυναμικός Κύκλος ORC

2.3.1 Λέβητας

Η ενέργεια που μπορεί να εξαχθεί από τα καυσαέρια ενός κινητήρα diesel υπολογίζεται ως εξής [13]:

$$Q_{evap,out} = \dot{m}_{exh} C_{p_{exh}} (T_{exh,in} - T_{exh,out}) \quad (1),$$

όπου:

$C_{p_{exh}}$ --- η σταθερά ειδικής θερμότητας των καυσαερίων [kJ/(kg*K)],

\dot{m} --- η ροή μάζας των καυσαερίων

$T_{exh,in} (T_1)$ --- η θερμοκρασία των καυσαερίων κατά την είσοδο τους στο λέβητα

$T_{exh,out} (T_2)$ --- η θερμοκρασία των καυσαερίων κατά την έξοδο τους από το λέβητα στο περιβάλλον

Στα ρεύματα εργαζόμενου μέσου, θερμότητα μεταφέρεται από τα καυσαέρια στο εργαζόμενο μέσο από χαμηλή θερμοκρασία σε υψηλή θερμοκρασία πριν εισέλθει στον στρόβιλο. Η διαδικασία 3 \Rightarrow 4 στον λέβητα μπορεί να προσδιοριστεί με βάση την εξίσωση [13]:

$$Q_{evap,in} = \frac{\dot{m}_{wf}(h_4 - h_3)}{1 - \varepsilon} \quad (2),$$

η οποία μπορεί να απλοποιηθεί στη μορφή:

$$Q_{evap,in} = \frac{\dot{m}_{wf} C_{p_{wf}} (T_{wf,out} - T_{wf,in})}{1 - \varepsilon} \quad (3),$$

όπου:

Q_{evap} --- η θερμότητα που μεταφέρεται από τα καυσαέρια στο εργαζόμενο μέσο,

ε --- η σταθερά απώλειας θερμότητας του εναλλάκτη θερμότητας.

$T_{wf,in} (T_3)$ --- η θερμοκρασία εισόδου του μέσου στο λέβητα,

$T_{wf,out} (T_4)$ --- η θερμοκρασία εξόδου του μέσου από το λέβητα.

Η μεταβολή της ενθαλπίας και της θερμότητας του εργαζόμενου μέσου μπορούν να υπολογιστούν χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις (2) και (4).

$$\Delta H = \int_{T_3}^{T_4} C_p dT \quad (4).$$



2.3.2 Στρόβιλος

Το εργαζόμενο μέσο φεύγει από τον λέβητα και εισέρχεται στο στρόβιλο ώστε να παράξει έργο, και επομένως η γεννήτρια (να παράξει) ηλεκτρική ενέργεια. Το παραγόμενο έργο στο στρόβιλο κατά τη διαδικασία $4 \Rightarrow 5$ υπολογίζεται [14]:

$$W_{turb,out} = \eta_{turb} * W_{turb,ideal} = \eta_{turb} \dot{m}_{wf} (h_4 - h_5) \quad (5),$$

όπου $W_{turb,out}$ το παραγόμενο έργο του κύκλου Rankine.

Η εξίσωση (5) μπορεί να απλοποιηθεί ως εξής:

$$W_{turb,out} = \eta_{turb} * \dot{m}_{wf} * C_{p_{wf}} (T_{wf,out} - T_{wf,in}) \quad (6),$$

όπου:

$W_{turb,ideal}$ --- η ιδανική ισχύς του στρόβιλου

η_{turb} --- η ισεντροπική αποδοτικότητα του στρόβιλου

\dot{m}_{wf} --- ο ρυθμός ροής μάζας του εργαζόμενου μέσου

$C_{p_{wf}}$ --- η ειδική θερμοχωρητικότητα του εργαζόμενου μέσου

$T_{wf,in}$ (T_4) --- η θερμοκρασία εισόδου του μέσου στο στρόβιλο

$T_{wf,out}$ (T_5) --- η θερμοκρασία εξόδου του μέσου από το στρόβιλο

2.3.3 Συμπυκνωτής

Στον συμπυκνωτή, το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται και από τη φάση του σε μίγμα κορεσμένου ατμού μετατρέπεται στην υγρή φάση όπου διοχετεύει θερμότητα στο περιβάλλον χρησιμοποιώντας το θαλασσινό νερό ως ψυκτικό μέσο. Η διαδικασία 5->6 στον οργανικό συμπυκνωτή δίνεται από[15]:

$$Q_{cond,out} = \frac{\dot{m}_{wf} * C_{p_{wf}} (T_{wf,out} - T_{wf,in})}{1 - \varepsilon} \quad (7),$$

όπου

Q_{cond} --- η θερμότητα που μεταφέρεται απ' το μέσο στο θαλασσινό νερό

ε --- η σταθερά απώλειας θερμότητας του εναλλάκτη θερμότητας

C_p --- η θερμοχωρητικότητα του εργαζόμενου μέσου

$T_{wf,in}$ (T_6) --- η θερμοκρασία εισόδου του μέσου στο συμπυκνωτή

$T_{wf,out}$ (T_7) --- η θερμοκρασία εξόδου του μέσου από το συμπυκνωτή

2.3.4 Αντλία

Το εργαζόμενο μέσο από τον συμπυκνωτή εισέρχεται στην αντλία στην υγρή φάση και το υγρό αντλείται στη μονάδα εξάτμισης. Η διαδικασία 6 έως 3 στην αντλία ρευστού εργασίας δίνεται από[15]:

$$W_{pump,in} = \frac{W_{pump,ideal}}{\eta_{pump}} = \frac{\dot{m}_{wf}(h_3 - h_6)}{\eta_{pump}} = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_6) \quad (8)$$

όπου:

W_{pump} --- το παραγόμενο έργο της αντλίας

h_3 --- η ισεντροπική ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου μετά την συμπίεση του στην αντλία

η_{pump} --- ο συντελεστής ισεντροπικής απόδοσης της αντλίας.

Η εξίσωση (8) απλοποιείται:

$$W_{pump,in} = \frac{\dot{m}_{wf} * C_{p_{wf}} (T_{wf,out} - T_{wf,in})}{\eta_{pump}} \quad (9)$$

όπου:

$C_{p,exh}$ --- η σταθερά ειδικής θερμότητας του εργαζόμενου μέσου (kJ/(kg*K)),

\dot{m}_{wf} --- η ροή μάζας του εργαζόμενου μέσου

η_{pump} --- ο συντελεστής ισεντροπικής απόδοσης της αντλίας

$T_{wf,in}$ (T_3) --- η θερμοκρασία εισόδου του μέσου στην αντλία

$T_{wf,out}$ (T_6) --- η θερμοκρασία εξόδου του μέσου από την αντλία

2.3.5 Απόδοση του συστήματος ORC

Το συνολικό παραγόμενο έργο ενός συστήματος ORC υπολογίζεται ως η διαφορά [15]:

$$W_{ORC,total} = W_{turb,out} - W_{pump,in} \quad (10)$$

και η ο συντελεστής θερμικής απόδοσης του συστήματος ως:

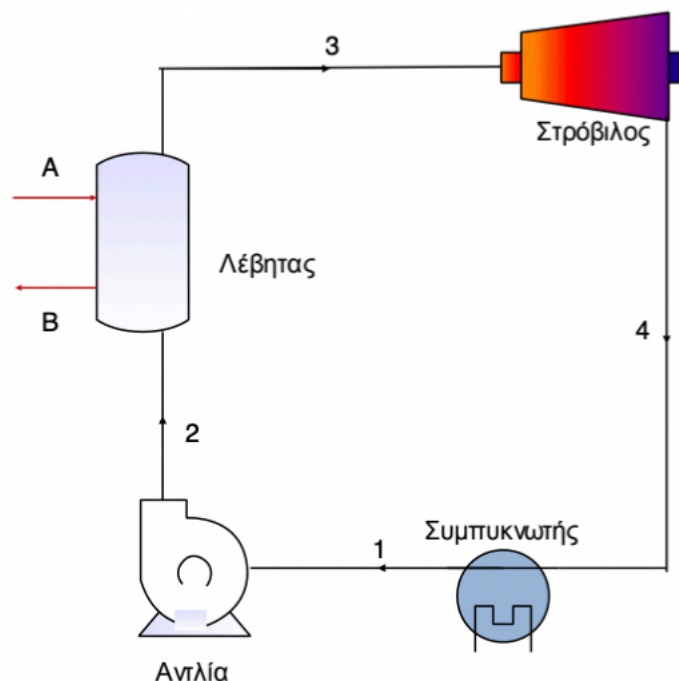
$$\eta_{sys} = \frac{W_{ORC,total}}{Q_{evap,out}} = \frac{W_{turb,out} - W_{pump,in}}{Q_{evap,out}} \quad (11)$$

3. Παραλλαγές του Κύκλου Rankine

3.1 Υποκρίσιμος και Υπερκρίσιμος κύκλος Rankine

Οι κύκλοι Rankine, ανάλογα με την πίεση εισόδου του στρόβιλου, ταξινομούνται σε δυο κατηγορίες, τους υποκρίσιμους και τους υπερκρίσιμους [16]. Και οι δυο κατηγορίες αποτελούνται από τις εξής μεταβολές κατάστασης του ρευστού:

- (1) Συμπύεση: Άντληση από το ψυγείο και τροφοδότηση στον λέβητα,
- (2) Πρόσδοση θερμότητας στον λέβητα,
- (3) Εκτόνωση στον στρόβιλο,
- (4) Αποβολή θερμότητας στη ψυχρή πηγή.



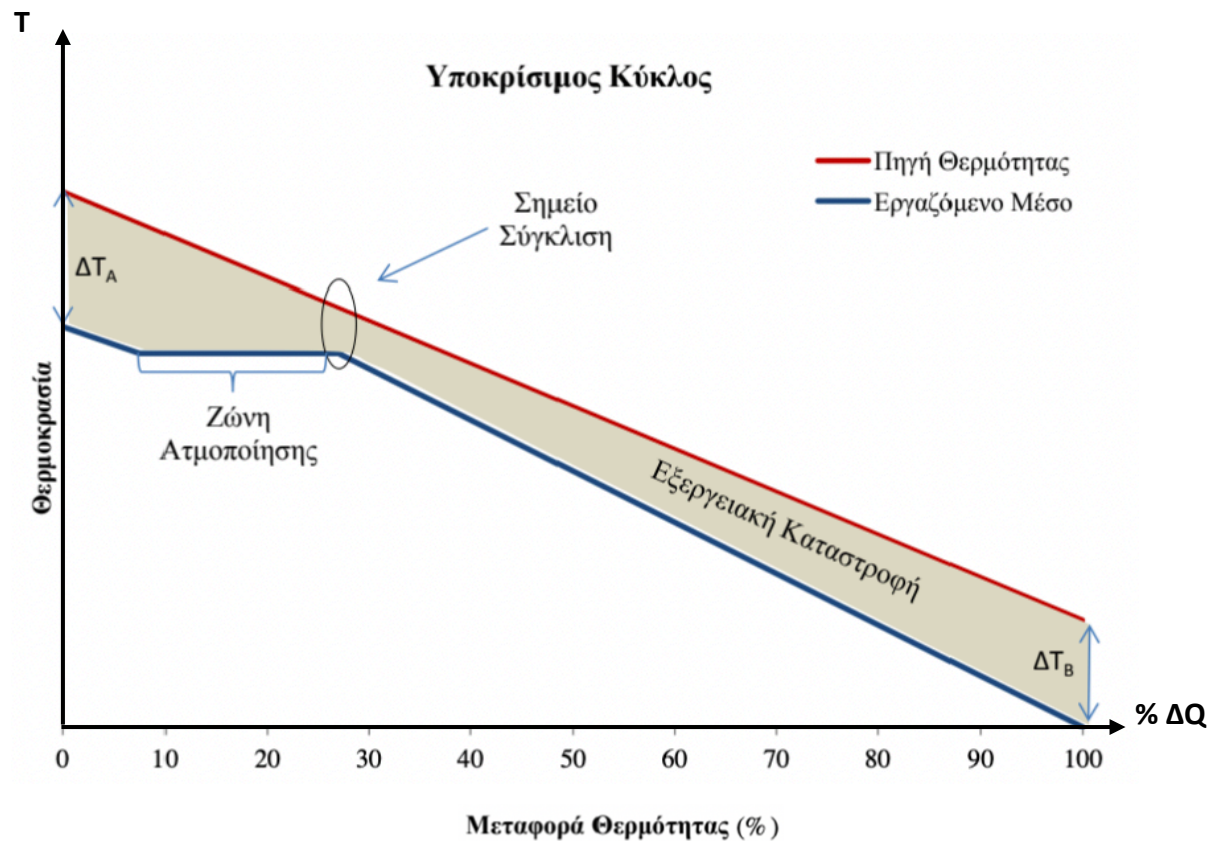
Σχήμα 3.1α Σχεδιάγραμμα συστήματος ORC

Αρκετές μελέτες [17] έχουν αποδείξει πως η εφαρμογή των υπερκρίσιμων ORC επιφέρει μικρότερη ενεργειακή καταστροφή, και κατά συνέπεια αποτελεσματικότερη αξιοποίηση της πηγής θερμότητας – άρα και αύξηση του βαθμού απόδοσης του συστήματος – ιδιαίτερα σε εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών. Δεδομένου ότι το κρίσιμο σημείο των περισσότερων οργανικών ρευστών παρουσιάζεται σε χαμηλές πιέσεις και θερμοκρασίες, ένα σύστημα ORC μπορεί εύκολα να λειτουργήσει σε υπερκρίσιμες συνθήκες. Ένα σημαντικό πρόβλημα που παρουσιάζεται στην υλοποίηση τέτοιων συστημάτων είναι ο κατάλληλος σχεδιασμός των εναλλακτών θερμότητας, ο οποίος περιλαμβάνει λεπτομερή μελέτη των μηχανισμών μεταφοράς θερμότητας σε υπερκρίσιμες συνθήκες.

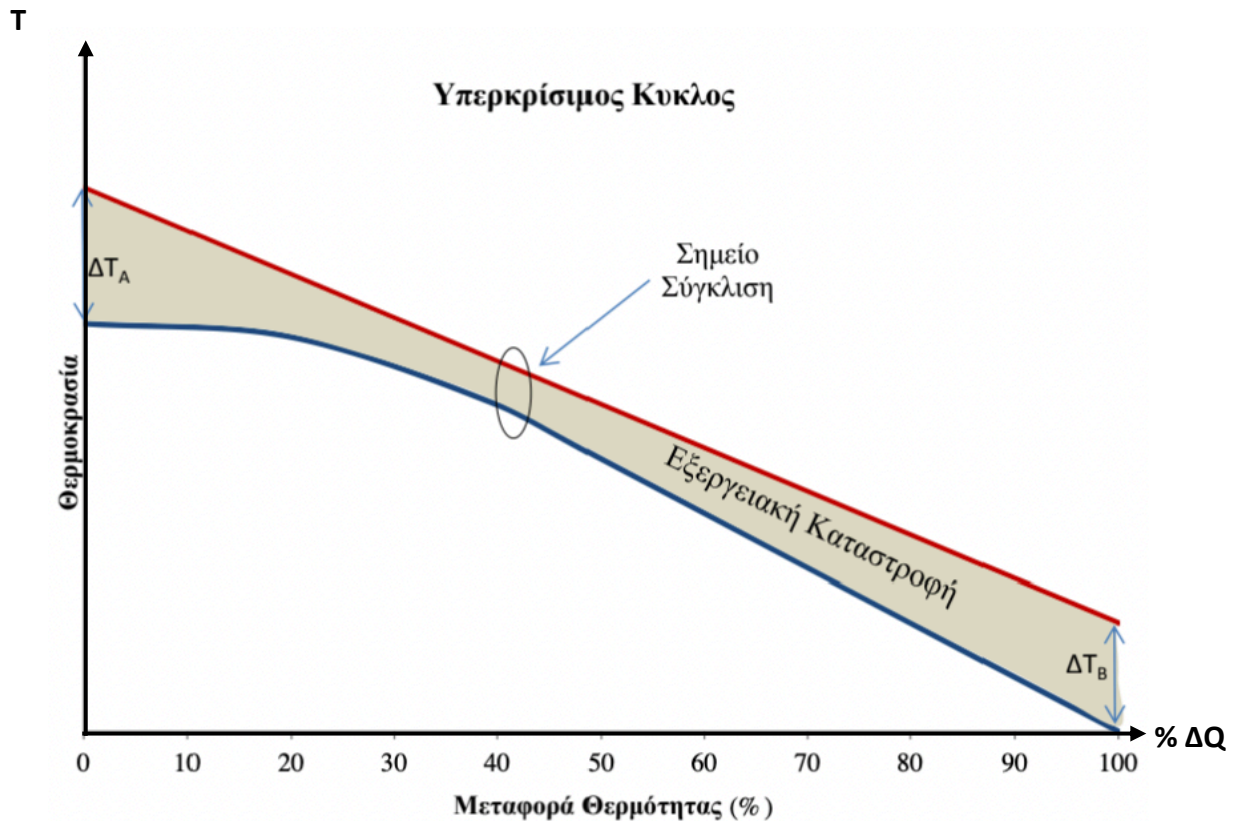


Στα Σχήματα 3.1β και 3.1γ παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά διαγράμματα Q-T συναλλαγής θερμότητας για τον υποκρίσιμο και υπερκρίσιμο κύκλο, αντίστοιχα [17]. Το εμβαδόν της περιοχής που ορίζεται μεταξύ των δύο γραμμών παριστά την απώλεια της ενέργειας κατά τη διεργασία της μεταφοράς θερμότητας. Όσο περισσότερο πλησιάζουν οι δυο καμπύλες, τόσο μικρότερη είναι η ενεργειακή καταστροφή κατά τη διεργασία. Στον υπερκρίσιμο κύκλο δεν παρατηρείται ζώνη ατμοποίησης, ενώ στον υποκρίσιμο κύκλο η διεργασία της εξάτμισης του ρευστού – η οποία αποτελεί το οριζόντιο ευθύγραμμο τμήμα στο αντίστοιχο διάγραμμα – εξελίσσεται ισοθερμικά.

Ως αποτέλεσμα, οι δύο καμπύλες βρίσκονται πιο κοντά μεταξύ τους όταν το ρευστό βρίσκεται σε υπερκρίσιμες συνθήκες και κατά συνέπεια η ενεργειακή καταστροφή είναι σημαντικά μικρότερη, σε σύγκριση με τον υποκρίσιμο κύκλο. Από θερμοδυναμικής άποψης, το κριτήριο βελτιστοποίησης για ένα σύστημα ανάκτησης θερμότητας είναι ο συνολικός βαθμός απόδοσής του.



Σχήμα 3.1β Διάγραμμα T - %ΔQ υποκρίσιμου κύκλου

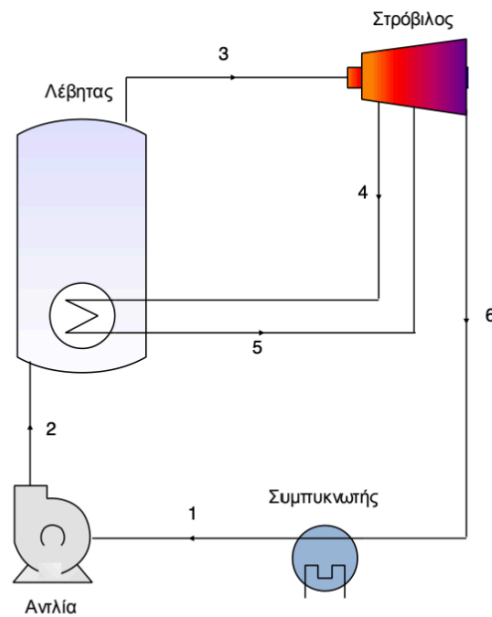


Σχήμα 3.1γ Διάγραμμα $T - \% \Delta Q$ υπερκρίσιμου κύκλου

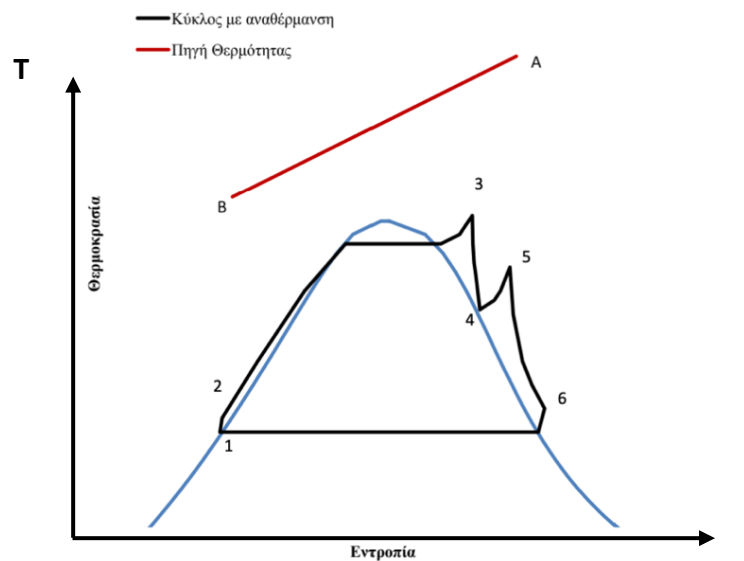
Με σκοπό την αύξηση της απόδοσης του κύκλου ή τη μείωση διάφορων απωλειών και ιδιοκαταναλώσεων που παρουσιάζονται, έχουν αναπτυχθεί διάφορες παραλλαγές του κύκλου Rankine. Σε αυτές περιλαμβάνονται ο κύκλος Rankine με αναθέρμανση, με αναγεννητική προθέρμανση αλλά και το σύστημα δύο συνδεδεμένων κύκλων [18].

3.2 Κύκλος Rankine με αναθέρμανση

Προκειμένου να μην αυξηθεί επικίνδυνα η υγρασία του ρευστού στις τελευταίες βαθμίδες του στρόβιλου χρησιμοποιείται αναθέρμανση (Σχήμα 3.2). Το ρευστό εκτονώνεται μερικώς στον στρόβιλο (διεργασία 3 → 4) από τον οποίο εξέρχεται προς αναθέρμανση στον λέβητα (διεργασία 4 → 5), και στη συνέχεια οδηγείται εκ νέου στον στρόβιλο (διεργασία 5 → 6) για να ολοκληρωθεί η διεργασία της εκτόνωσης.



Σχήμα 3.2α Κύκλος Rankine με αναθέρμανση

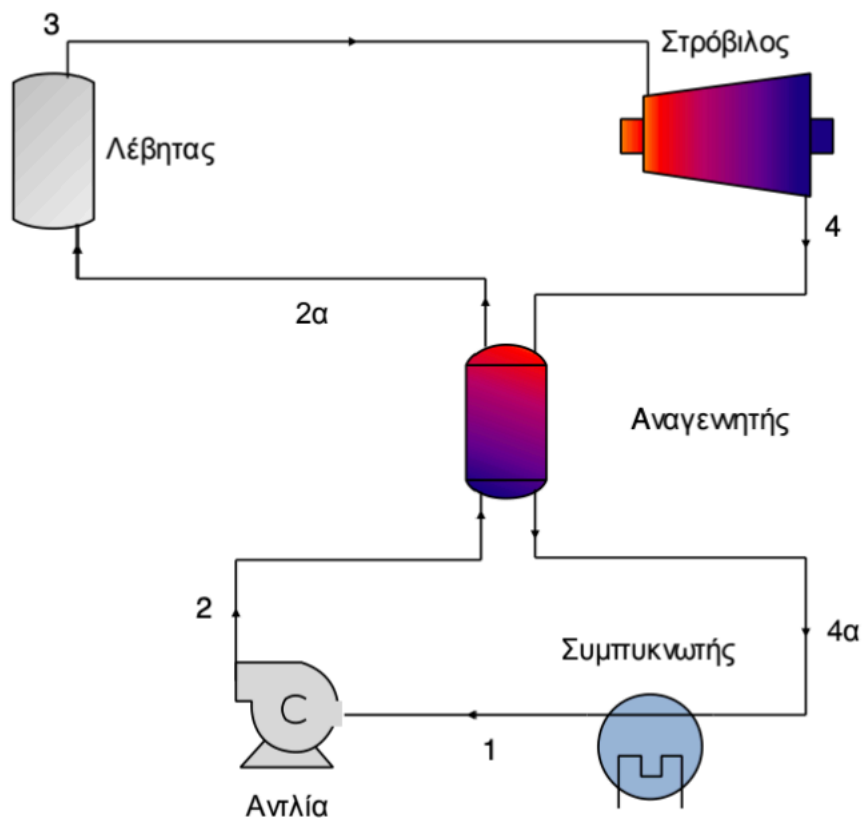


Σχήμα 3.2β Διάγραμμα $T-s$

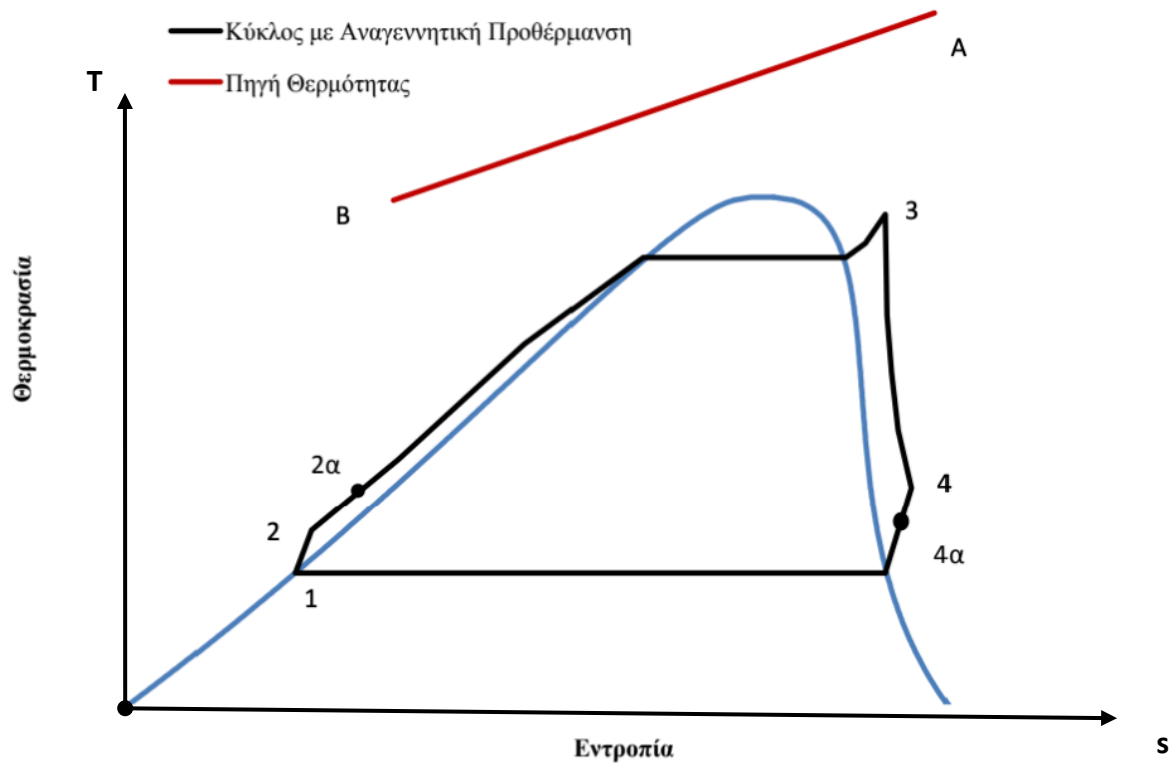
3.3 Κύκλος Rankine με αναγεννητική προθέρμανση

Ένας τρόπος αύξησης της αποδιδόμενης ισχύος είναι η εφαρμογή αναγεννητικής προθέρμανσης [18]. Σε πολλές περιπτώσεις το εργαζόμενο μέσο, κατά την έξοδό του από τον στρόβιλο εξακολουθεί να βρίσκεται σε υψηλή θερμοκρασία και η διαφορά ενθαλπίας είναι πολύ μικρή για να μπορέσει να παράξει το μέγιστο δυνατό έργο. Από θερμοδυναμικής άποψης, ο πιο ενδεδειγμένος τρόπος αύξησης της ισχύος του συστήματος είναι η προσθήκη ενός αναγεννητικού προθερμαντήρα.

Ο προθερμαντήρας αυτός είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας, ο οποίος από τη μία πλευρά της επιφάνειας συναλλαγής του διοχετεύεται το ρεύμα του εργαζόμενου μέσου μετά την εκτόνωσή του στον στρόβιλο και από την άλλη πλευρά διοχετεύεται το ρεύμα του εργαζόμενου μέσου που εξέρχεται από την τροφοδοτική αντλία. Η εσωτερική αναγέννηση καθιστά δυνατή τη λειτουργία του κύκλου με μεγαλύτερη ροή μάζας από τον απλό κύκλο, γεγονός που σημαίνει μεγαλύτερη παραγόμενη ισχύ στον στρόβιλο.



Σχήμα 3.3α Κύκλος Rankine με αναγεννητική προθέρμανση

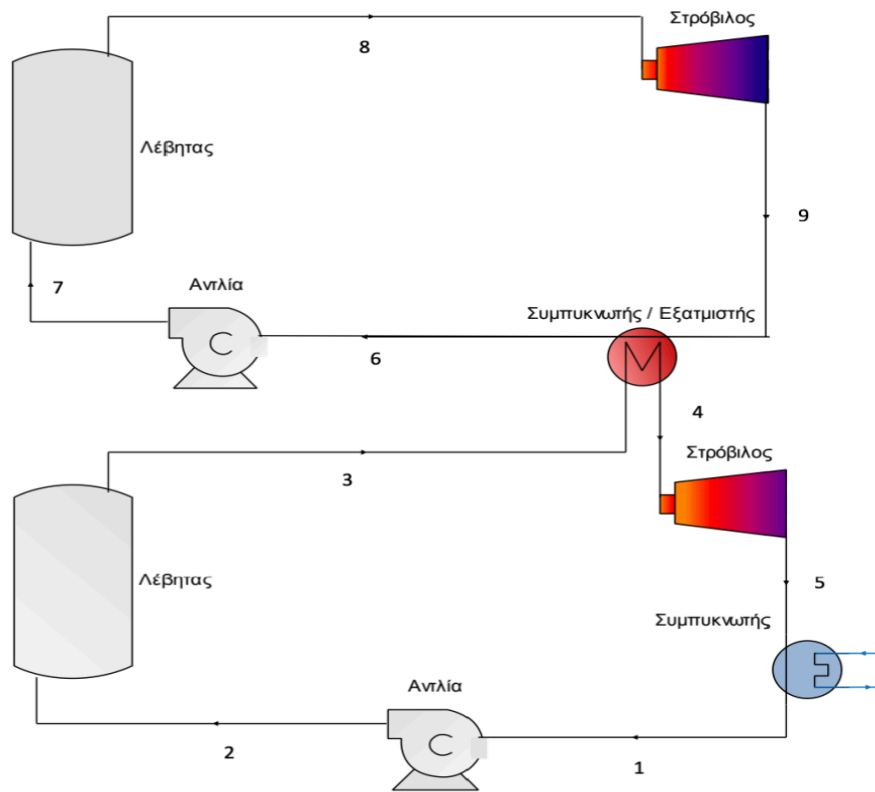


Σχήμα 3.3β Μεταβολές καταστάσεων ρευστού στον αναγεννητικό κύκλο Rankine

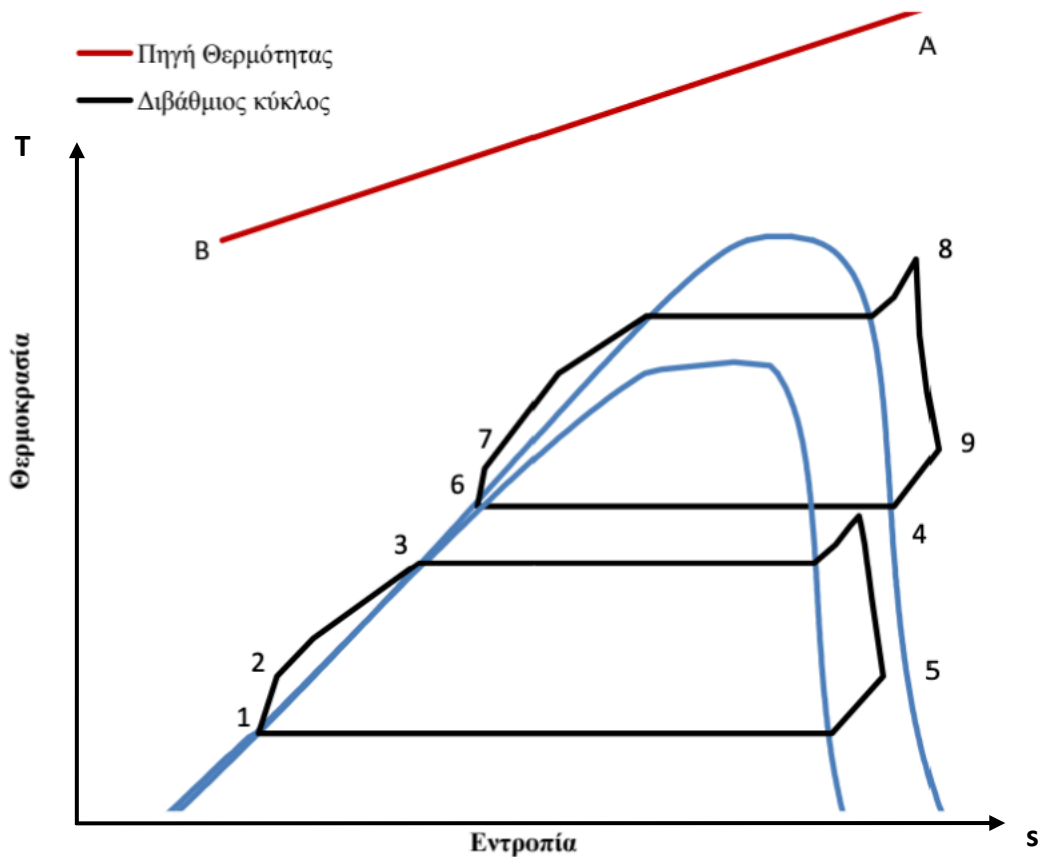
3.4 Διβήθμιος Κύκλος Rankine

Ένας ακόμα τρόπος αύξησης της απόδοσης του κύκλου Rankine είναι το σύστημα συνδεδεμένων κύκλων Rankine. Στην περίπτωση αυτή το σύστημα λειτουργεί με δυο κύκλους διαφορετικής θερμοκρασίας, οι οποίοι μπορούν να συνδεθούν μεταξύ τους με δύο διαφορετικούς τρόπους:

1. Το εργαζόμενο μέσο του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας κατά την έξοδό του από τον στρόβιλο εισέρχεται σε έναν εναλλάκτη θερμότητας με σκοπό τη θέρμανση του εργαζόμενου μέσου του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας, λειτουργώντας με αυτόν τον τρόπο ως ατμοποιητής.
2. Το εργαζόμενο μέσο του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας έχει ξεχωριστό ατμοποιητή και ο εναλλάκτης θερμότητας μεταξύ των δύο κύκλων λειτουργεί ως υπερθερμαντήρας για τον κύκλο χαμηλής θερμοκρασίας. Με τον τρόπο αυτόν, το εργαζόμενο μέσο του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας έχει μεγαλύτερη θερμοκρασία (και ενθαλπία) κατά την είσοδό του στον στρόβιλο, γεγονός που συμβάλλει στην αύξηση της ισχύος του κύκλου αυτού.



Σχήμα 3.4α Σύστημα δύο συνδεδεμένων κύκλων Rankine



Σχήμα 3.4β Μεταβολές καταστάσεων ρευστού στο διβήθμιο κύκλο Rankine

Σημειώνεται πως κάθε κύκλος μπορεί να λειτουργήσει με διαφορετικό εργαζόμενο μέσο προς μεγιστοποίηση της παραγόμενης ισχύος. Ο μοναδικός περιορισμός είναι πως η ελάχιστη θερμοκρασία του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας πρέπει να είναι μεγαλύτερη της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας.

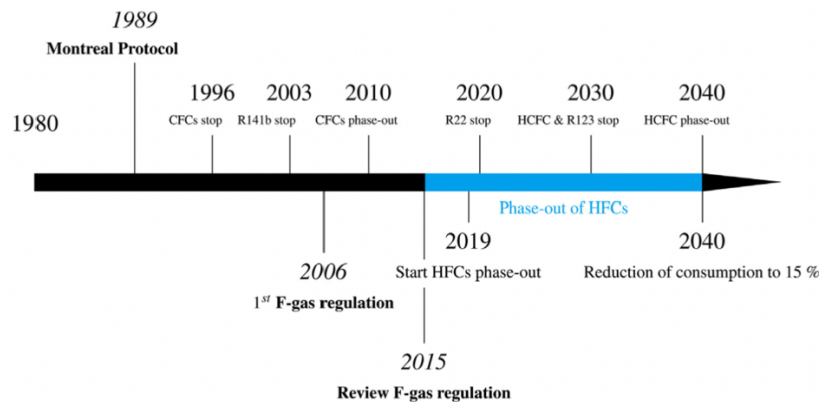
4. Ανάλυση και Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου

4.1 Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου

Μία από τις σημαντικότερες προκλήσεις στην εφαρμογή του οργανικού κύκλου Rankine είναι η επιλογή του εργαζόμενου μέσου. Το εργαζόμενο μέσο αποτελεί κρίσιμο παράγοντα, καθότι επηρεάζει σημαντικά το βαθμό απόδοσης του κύκλου, το ποσοστό αξιοποίησης της διαθέσιμης – από την πηγή – θερμότητας, άρα και το συνολικό κόστος του συστήματος.

Μια σημαντική πτυχή που σχετίζεται με την επιλογή του εργαζόμενου ρευστού είναι

η νομοθεσία που αφορά τα περιβαλλοντικά χαρακτηριστικά του. Από την άποψη αυτή, το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ που διέπει τη σταδιακή κατάργηση των ουσιών με υψηλή ικανότητα καταστροφής του όζοντος (ODP), και η ρύθμιση για φθοριούχα αέρια του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου που διέπουν τη μερική ή πλήρης απομάκρυνση φθοριούχων ουσιών, πρέπει να εξεταστούν [19]. Το Σχήμα 4.1 δείχνει το ημερολόγιο σταδιακής κατάργησης που αναφέρεται στο Μόντρεαλ Πρωτόκολλο και ο κανονισμός για τα φθοριούχα αέρια (το λεγόμενο F-gas regulation). Το χρονοδιάγραμμα επιβάλλει τη σταδιακή κατάργηση επιβλαβών προς το όζον ουσιών και μειώνει τη χρήση ουσιών με υψηλό GWP (Global Warming Potential). Αυτό ισχύει για έναν αριθμό εργαζόμενων μέσων που χρησιμοποιούνται συνήθως στα ORC συστήματα (π.χ. R134a, R236fa, R245fa, R245ca).



Σχήμα 4.1 Χρονολόγιο φάσεων απόσυρσης διαφόρων ουσιών υπό το Πρωτόκολλο του Μοντρεάλ

Σύμφωνα με το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, ο αναθεωρημένος κανονισμός 12 του παραρτήματος VI της Marpol [19], που τέθηκε σε ισχύ το 2010, απαγορεύει τη χρήση CFC σε οποιαδήποτε σύστημα του πλοίου, και αναφέρει μια φάση μετάβασης από υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC) με τη σταδιακή μείωση της χρήσης τους μέχρι την τελική τους κατάργηση που πραγματοποιήθηκε τον Ιανουάριο του 2020. Τόσο το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ όσο και ο κανονισμός 12 επιτρέπουν τη χρήση υδροφθορανθράκων (HFC), δεδομένου ότι θεωρούνται ως ουσίες που δεν καταστρέφουν το όζον [20]. Ωστόσο, αυτές οι χημικές ενώσεις έχουν υψηλές ή μέτριες τιμές GWP. Έτσι, η χρήση τους μπορεί να είναι περιορισμένη σε χώρες που ακολουθούν το Πρωτόκολλο του Κιότο. Ως μέρος των δεσμεύσεων της ΕΕ στο Πρωτόκολλο του Κιότο, νέοι περιορισμοί περιορίσαν την εκπομπή φθοριούχων αερίων του θερμοκηπίου (και επομένως η χρήση HFC) στην ΕΕ.



Οι νέοι κανονισμοί για τα φθοριούχα αέρια τέθηκαν σε ισχύ τον Ιανουάριο του 2015 ενισχύοντας τον ήδη σε ισχύ κανονισμό για τα φθοριούχα αέρια που είχε θεσπιστεί το 2006. Αυτοί οι κανονισμοί περιορίζουν τις πωλήσεις των πιο συνηθισμένων φθοριούχων αερίων:

- (i) απαγορεύοντας τη χρήση τους σε εξοπλισμούς όπου υπάρχουν λιγότερο επιβλαβείς εναλλακτικές λύσεις,
- (ii) υποχρεώνοντας για περιοδικούς ελέγχους για διαρροές στον εξοπλισμό και
- (iii) υποχρεώνοντας την ανακύκλωση των καυσαερίων πριν από την αποβολή τους.

Ο κανονισμός για τα φθοριούχα αέρια είχε ως αποτέλεσμα τη σταδιακή κατάργηση των HFC, κατ' αναλογία με τη ρύθμιση για υγρά υψηλής ODP από το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ. Επιπλέον, απαιτούνται νέες δραστηριότητες για την ανάκτηση του υγρού στο τέλος της διάρκειας ζωής του εξοπλισμού. Το 2017, κατέστη υποχρεωτικός ο έλεγχος εξοπλισμού συστημάτων ORC χρησιμοποιώντας υγρά υψηλής GWP με συσκευές ανίχνευση διαρροών. Επιπλέον, πρέπει να σημειωθεί ότι παρόλο που ο κανονισμός για τα φθοριούχα αέρια ισχύει εντός της ΕΕ, μια τροπολογία για την επέκταση του κανονισμού για τα φθοριούχα αέρια παγκοσμίως, σύμφωνα με την το πεδίο εφαρμογής του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ, εγκρίθηκε στις 15 Οκτωβρίου 2016 από συνολικά 197 χώρες [21]. Αυτή η τροπολογία είδε διαφορετική εφαρμογή ανάλογα με το επίπεδο ανάπτυξης καθεμιάς από τις υπογράφοντες χώρες, και είχε σημαντικό αντίκτυπο στις υπάρχουσες μονάδες ισχύος ORC που χρησιμοποιούσαν HFC. Η αναζήτηση υγρών με χαμηλότερο GWP θα μπορούσε να οδηγήσει σε ουσίες με υψηλότερη ευφλεκτότητα. Το ρευστό είναι, στις περισσότερες περιπτώσεις, ένας υδρογονάνθρακας. Αυτές οι ενώσεις είναι εύφλεκτες, επομένως αποτελούν μια σημαντική ανησυχία στα πλοία. Ωστόσο, δεν υπάρχει κανονισμός αναφερόμενος συγκεκριμένα στη χρήση εύφλεκτων εργαζόμενων μέσων σε λέβητες θαλάσσης σήμερα.

Στους Κανόνες και Κανονισμούς για την κατάταξη των πλοίων από Lloyd's Register [22], τα καύσιμα ταξινομούνται σε δύο ομάδες ανάλογα με το εάν η θερμοκρασία flash είναι κάτω ή πάνω από 60 °C. Αν και τίποτα δεν διευκρινίζεται σχετικά με τον εύφλεκτο χαρακτήρα των ψυκτικών ρευστών, μπορεί να συναχθεί ότι ψυκτικά με θερμοκρασίες flash κάτω από 60 °C θα θεωρούνταν δυνητικά πιο εύφλεκτα. Παραδείγματα εργαζόμενων μέσων με θερμοκρασίες flash κάτω από αυτό το όριο είναι υδρογονάνθρακες (π.χ. ισοβουτένιο, κυκλοπεντάνιο), αλλά και κάποιοι HFC (π.χ. R245fa). Όσον αφορά τα συστήματα ψύξης, αναφέρεται [22] ότι ψυκτικά μηχανήματα που χρησιμοποιούν τοξικά ή/και εύφλεκτα ψυκτικά υγρά θα πρέπει να βρίσκονται έξω από το κύριο μηχανοστάσιο σε ξεχωριστό αεροστεγές χώρο. Αυτή η απαίτηση θα μπορούσε να επηρεάσει την ενσωμάτωση συστημάτων ORC επί του σκάφους όταν χρησιμοποιούνται εύφλεκτα εργαζόμενα μέσα.



Επιπλέον, ανεξάρτητα από την ευφλεκτότητα του εργαζόμενου ρευστού, διευκρινίζεται ότι είναι απαραίτητη η εγκατάσταση ανιχνευτών διαρροής σε όλες τις περιπτώσεις, και στις περιπτώσεις όπου η μάζα του εργαζόμενου μέσου είναι πάνω από 300 kg απαιτούνται μνηιαίοι έλεγχοι. Ο λόγος που οργανικά μέσα χρησιμοποιούνται στον κύκλο Rankine είναι γιατί είναι ρευστά με μεγάλη μοριακή μάζα, και τα σημεία αλλαγής φάσης βρίσκονται σε χαμηλότερες θερμοκρασίες απ' το νερό και τον ατμό.

Τα χαρακτηριστικά ενός οργανικού ρευστού που πρέπει να ληφθούν υπόψη είναι [23]:

- I. θερμοκρασία βρασμού (να είναι χαμηλή)
- II. θερμοκρασία αυτανάφλεξης (η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου πρέπει να είναι μικρότερη από αυτή τη τιμή)
- III. θερμοκρασία τήξης (πρέπει να είναι μικρότερη της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, ώστε σε περίπτωση μη λειτουργίας της εγκατάστασης να μην στερεοποιηθεί το ρευστό)
- IV. Αποδεκτές Πιέσεις (οι υψηλές πιέσεις τείνουν να έχουν αρνητική επίδραση στην σταθερότητα του κύκλου)
- V. Σταθερότητα του ρευστού και συμβατότητα με τα υλικά κατά την επαφή με αυτά (μη διαβρωτικό)

4.2 Νερό ως εργαζόμενο μέσο

Όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, ο συμβατικός κύκλος Rankine λειτουργεί με νερό – ατμό. Τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζει η χρήση του νερού ως εργαζόμενου μέσου είναι τα εξής [23] :

- Πολύ καλή θερμοκή/χημική σταθερότητα (δεν παρουσιάζεται κίνδυνος διάβρωσης).
- Χαμηλό ιξώδες (μικρότερες ενεργειακές απαιτήσεις κατά την άντληση).
- Μη τοξικό, μη εύφλεκτο, και δεν αποτελεί απειλή για το περιβάλλον (μηδενικοί δείκτες ODP, GWP).
- Φτηνό και βρίσκεται σε αφθονία στη φύση.

Παρ' όλα αυτά, με τη χρήση του νερού δημιουργούνται και αρκετά προβλήματα στο σύστημα.

Ενδεικτικά [23]:

- Ανάγκη για υπερθέρμανση, προς αποφυγή συμπύκνωσης κατά την εκτόνωση.
- Κίνδυνος διάβρωσης των πτερυγίων του στροβίλου.
- Υψηλή πίεση εξάτμισης.
- Ανάγκη για χρήση πολύπλοκων (άρα και υψηλού κόστους) στροβίλων.

Για τους λόγους αυτούς, το νερό ως εργαζόμενο μέσο είναι πιο κατάλληλο για εφαρμογές υψηλών θερμοκρασιών και σε μεγάλο μέγεθος συστήματα. Σε περιπτώσεις συστημάτων μικρού ή μεσαίου μεγέθους, τα προβλήματα που συναντώνται με τη χρήση νερού μπορούν να αντισταθμιστούν μερικώς χρησιμοποιώντας οργανικά ρευστά, με υψηλότερη μοριακή μάζα, κατώτερο σημείο βρασμού και χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία από το νερό.

4.3 Αποτελέσματα Μέλετης

Στη μελέτη [24] χρησιμοποιήθηκαν επτά οργανικά υγρά με διαφορετικά σημεία βρασμού που κυμαίνονται από 243°C έως 488°C. Αυτά τα οργανικά υγρά είναι R134a, R113, R245ca, R245fa, R123, ισοβουτάνιο και προπάνιο. Τα αποτελέσματα για τα διάφορα οργανικά υγρά συγκρίθηκαν με αυτά του νερού υπό παρόμοιες συνθήκες λειτουργίας. Μερικές από τις ιδιότητες των υγρών που χρησιμοποιήθηκαν σε αυτήν την έρευνα παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.3.

Fluid	Type	Molecular weight (kg/mol)	Boiling point (°C)	Critical properties			Range of application		
				P (MPa)	T (°C)	Density (kg/m ³)	Minimum temperature (°C)	Maximum temperature (°C)	Maximum pressure (MPa)
R134a [16]	Wet	102.03	-26.07	4.059	101.06	511.9	-103.3	180.0	70
R113 [17]	Dry	187.38	47.59	3.392	214.06	560.0	-36.2	251.9	200
R123 [18]	Dry	152.93	27.82	3.662	183.68	550.0	-107.2	326.9	40
R245ca [19, 20]	Dry	134.05	25.13	3.925	174.42	523.6	-73.2	226.9	60
Propane [21]	Wet	44.10	-42.09	4.248	96.70	220.5	-187.3	326.9	733
Isobutane [21]	Dry	58.12	-11.61	3.64	134.7	224.4	-159.6	326.9	35
R245fa [22]	Dry	134.05	14.90	4.25	154.05	517.0	-73.2	226.9	60

Πίνακας 4.3 Ιδιότητες των οργανικών ρευστών που εξετάστηκαν στη μελέτη

Το σχήμα 3 δείχνει την παραλλαγή του θερμικού συστήματος απόδοση με τη θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου. Βασικά, αυτό το σχήμα δείχνει την επίδραση της υπερθέρμανσης του εργαζόμενου μέσου στη θερμική απόδοση του κύκλου. Το εύρος της θερμοκρασίας που χρησιμοποιείται για την ανάλυση κάθε υγρού κυμαίνεται από τη θερμοκρασία κορεσμού έως την κρίσιμη θερμοκρασία. Για να δημιουργηθεί αυτό το σχήμα, η πίεση του εξατμιστή και η θερμοκρασία του συμπυκνωτή διατηρήθηκαν σταθερά στα 1,5 MPa και 298 K, αντίστοιχα.

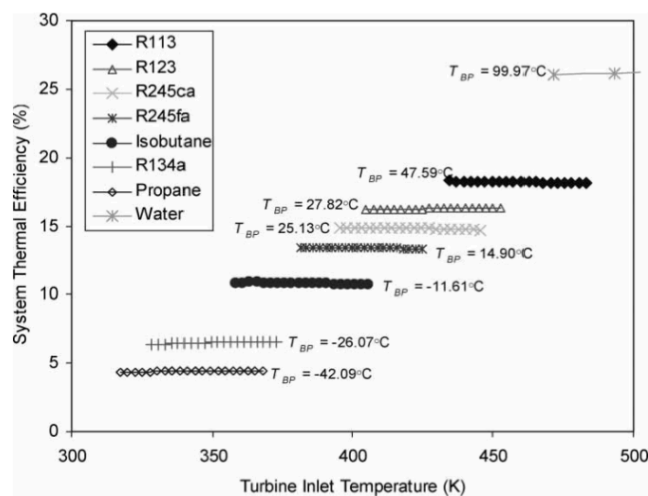


Fig. 3 Variation of the system thermal efficiency with the turbine inlet temperature ($P_e = 1.5$ MPa and $T_c = 298$ K)



Οι ισεντροπικές αποδόσεις του στροβίλου και της αντλίας ήταν 80% και 85%, αντίστοιχα, αν και η διαφορά θερμοκρασίας διατηρήθηκε σταθερή στους 15 K για όλες τις περιπτώσεις. Αυτό το σχήμα δείχνει ότι η αποτελεσματικότητα του κύκλου για τα οργανικά υγρά που αξιολογήθηκαν είναι μια ασθενής συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου του στροβίλου, επειδή παραμένει περίπου σταθερή ή ελαττώνεται ελαφρά με την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του στροβίλου. Αυτό αντικατοπτρίζει το γεγονός ότι τα οργανικά υγρά δεν χρειάζεται να υπερθερμανθούν για να αυξήσουν τη θερμική απόδοση του κύκλου σε αντίθεση με το νερό, το οποίο με την αύξηση της θερμοκρασίας στην είσοδο του στροβίλου αυξάνεται η θερμική απόδοση. Ακόμα κι αν φαίνεται μόνο μία πίεση εξατμιστή στο Σχ. 3, οι συγγραφείς επιβεβαίωσαν ότι η απόδοση άλλων πιέσεων είναι παρόμοια με αυτήν που παρουσιάζεται εδώ.

Το Σχ. 3 μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να αναλυθεί η επίδραση του σημείου βρασμού στην θερμική απόδοση του συστήματος. Οι θερμοκρασίες του σημείου βρασμού φαίνονται δίπλα σε κάθε ρευστό στο Σχ. 3. Μπορεί να παρατηρηθεί ότι το υγρό που δείχνει την καλύτερη θερμική απόδοση είναι το R113, το οποίο έχει το υψηλότερο σημείο βρασμού μεταξύ των επιλεγμένων υγρών (47.59° C), ενώ το υγρό με τη χειρότερη θερμική απόδοση είναι προπάνιο, το οποίο έχει το χαμηλότερο σημείο βρασμού (-42.09° C). Παρόμοια τάση παρατηρείται για τα εναπομένοντα εργαζόμενα μέσα που επιλέχθηκαν σε αυτήν την έρευνα. Επομένως, μπορεί κανείς να καταλήξει στο συμπέρασμα ότι όσο υψηλότερο είναι το σημείο βρασμού του μέσου, τόσο καλύτερη είναι η θερμική απόδοση του κύκλου. Από το Σχήμα 3, μπορεί επίσης να παρατηρηθεί ότι το R113 δείχνει τη μέγιστη απόδοση μεταξύ των οργανικών υγρών για θερμοκρασίες >430 K, ενώ τα R123, R245ca και R245fa δείχνουν την καλύτερη απόδοση για θερμοκρασίες μεταξύ 380 και 430 K. Για θερμοκρασίες <380 K, το ισοβουτάνιο δείχνει την καλύτερη απόδοση, ενώ το νερό είναι το καλύτερο μέσο όταν οι θερμοκρασίες φτάνουν 470 K για τις συνθήκες που προαναφέρθηκαν. Το Σχ.3 δείχνει επίσης ότι τα επιλεγμένα οργανικά ξηρά υγρά (R113, R123, R245ca, R245fa και ισοβουτάνιο) δείχνουν καλύτερη απόδοση από τα επιλεγμένα οργανικά υγρά υγρά (R134a και προπάνιο). Ένας από τους λόγους για τους οποίους τα ξηρά υγρά δείχνουν καλύτερες θερμικές αποδόσεις από τα «υγρά» υγρά είναι επειδή δεν συμπυκνώνονται αφού το υγρό διέρχεται από το στροβίλο, σε αντίθεση με τα «υγρά» υγρά, τα οποία συμπυκνώνονται μετά την έξοδο τους από το στροβίλο. Ωστόσο, είναι σημαντικό να επισημάνουμε εδώ ότι ανεξάρτητα από την ταξινόμηση, τα οργανικά υγρά μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την παραγωγή ενέργειας από απορριπτόμενη ενέργεια χαμηλών θερμοκρασιών. Ωστόσο, τα οργανικά υγρά περιορίζονται σε ένα μικρό εύρος εφαρμογών, ανάλογα με τις θερμοδυναμικές τους συνθήκες.

Το Σχήμα 4 δείχνει το εύρος αναστρεψιμότητας ανάλογα με το σύστημα σε συνάρτηση με την θερμοκρασία στην είσοδο του στροβίλου, υπό τις ίδιες συνθήκες με αυτές του Σχ.3.

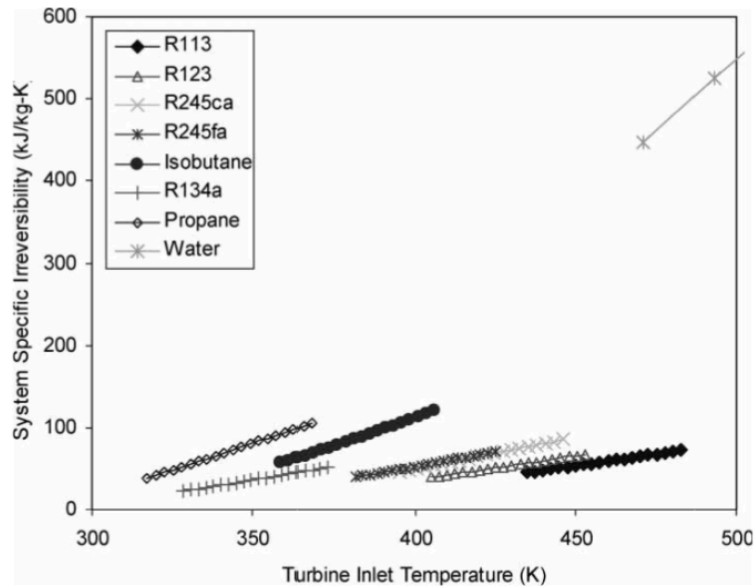


Fig. 4 Variation of the system irreversibility with the turbine inlet temperature ($P_e = 1.5 \text{ MPa}$ and $T_c = 298 \text{ K}$)

Μπορεί να παρατηρηθεί ότι η συνολική μη αναστρεψιμότητα του συστήματος αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του στρόβιλου για όλα τα μέσα.

Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται σε αυτό το σχήμα δείχνουν τη σημασία της ενεργειακής ανάλυσης με βάση τον Δεύτερο ΘΔ Νόμο. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στο Σχ. 3, η θερμική απόδοση είναι περίπου σταθερή με την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του στρόβιλου. Ωστόσο, μια συνδυασμένη ανάλυση πρώτου και δεύτερου νόμου δείχνει ότι το καλύτερο σενάριο επιτυγχάνεται όταν το υγρό λειτουργεί σε κορεσμένες συνθήκες πριν την είσοδο του στο στρόβιλο. Αυτό αποδίδει την ίδια θερμική απόδοση με χαμηλότερη μη αναστρεψιμότητα από την λειτουργία υπό συνθήκες υπερθέρμανσης. Στο Σχήμα 4 απεικονίζεται επίσης πώς τα συστήματα με υψηλότερες (R113) και χαμηλότερες (προπάνιο) θερμικές αποδόσεις παρουσιάζουν τις χαμηλότερες και υψηλότερες μη αναστρεψιμότητες, αντίστοιχα. Μεταξύ όλων των υγρών που αξιολογήθηκαν, το νερό δείχνει την υψηλότερη ειδική μη αναστρέψιμη ικανότητα. Η επίδραση της θερμοκρασίας του σημείου βρασμού σε αυτό το σχήμα δεν παρουσιάζει σταθερή τάση, όπως αυτή που φαίνεται στο σχήμα 3.

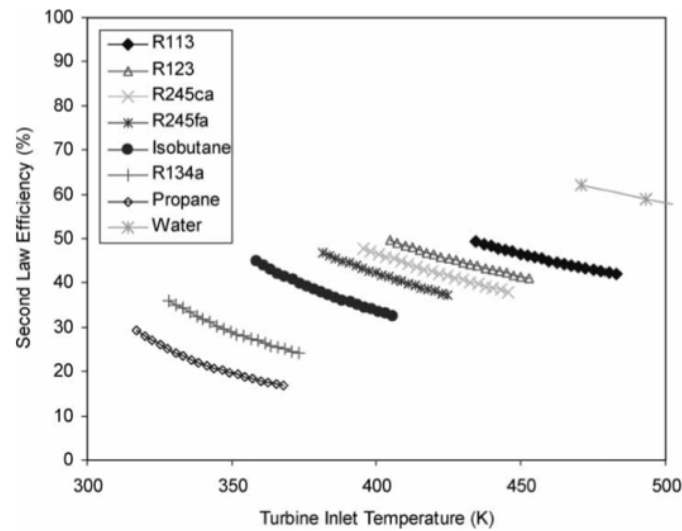


Fig. 5 Variation of the system second-law efficiency with the turbine inlet temperature ($P_e = 1.5$ MPa and $T_c = 298$ K)

Το σχήμα 5 απεικονίζει το αποτέλεσμα της εισόδου του στροβίλου θερμοκρασία στην απόδοση του δεύτερου νόμου του συστήματος. Μπορεί να παρατηρηθεί πως, για όλα τα υγρά, η απόδοση σύμφωνα με τον Δεύτερο Θερμοδυναμικό Νόμο μειώνεται με τη θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου. Αυτά τα αποτελέσματα συμφωνούν με τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στο Σχ.4, καθώς μια αύξηση στη μη αναστρεψιμότητα του συστήματος αποφέρει μείωση της απόδοσης του συστήματος σύμφωνα με τον Δεύτερο ΘΔ νόμο. Για θερμοκρασίες μεταξύ 430 και 525 K, το R113 δείχνει την καλύτερη απόδοση δεύτερου νόμου. Για εύρος θερμοκρασιών 400-430 K, το R123 δείχνει την καλύτερη απόδοση. Τα R245ca και R245fa παρουσιάζουν την καλύτερη απόδοση δεύτερου νόμου για θερμοκρασίες μεταξύ 380 και 400 K.

Το ισοβουτάνιο δείχνει την καλύτερη απόδοση για θερμοκρασίες μεταξύ 360-380K και το R134a για εύρος θερμοκρασίας 330-360 K, ενώ το προπάνιο δείχνει τη χαμηλή απόδοση δεύτερου νόμου μεταξύ όλων των μέσων που αξιολογήθηκαν. Αξιολογήθηκε επίσης η επίδραση της ισεντροπικής απόδοσης του στροβίλου στην απόδοση του δεύτερου νόμου του συστήματος. Διαπιστώθηκε ότι μια αύξηση στην ισεντροπική απόδοση του στροβίλου αντιπροσωπεύει μια αύξηση της απόδοσης του δεύτερου νόμου για όλα τα εξεταζόμενα μέσα.

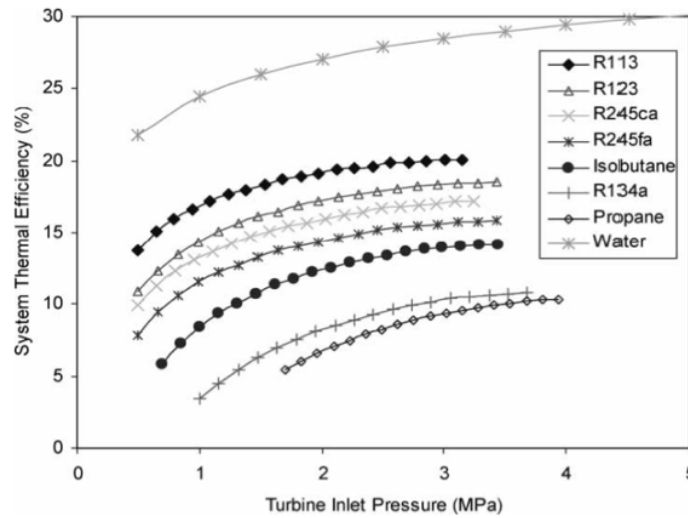


Fig. 6 Variation of the system thermal efficiency with the turbine inlet pressure ($T_c = 298$ K)

Το σχήμα 6 απεικονίζει τη διακύμανση της θερμικής απόδοσης του συστήματος με την πίεση εισόδου του στροβίλου διατηρώντας ταυτόχρονα σταθερή τη θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου σε κορεσμένες συνθήκες. Για αυτήν την περίπτωση, η θερμοκρασία του συμπυκνωτή διατηρήθηκε σταθερή στα 298 K, και η μέγιστη πίεση που χρησιμοποιήθηκε για κάθε ρευστό ήταν η κρίσιμη πίεση.

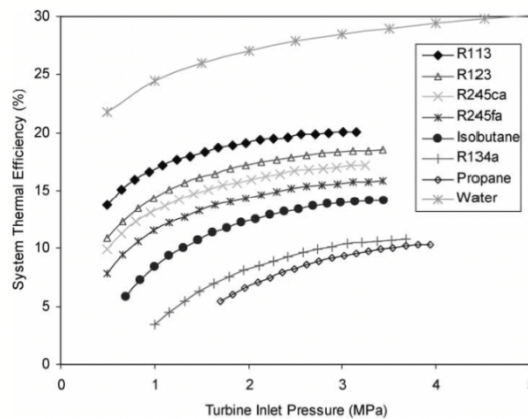


Fig. 6 Variation of the system thermal efficiency with the turbine inlet pressure ($T_c = 298$ K)

Παρόμοια με το Σχ. 3, οι ισεντροπικές αποδόσεις της τουρμπίνας και της αντλίας ήταν 80 και 85 τοις εκατό, αντίστοιχα, και η διαφορά θερμοκρασίας διατηρήθηκε σταθερή στους 15 K. Τα αποτελέσματα είναι συνεπή για όλα τα υγρά, καθώς η θερμική απόδοση του συστήματος αυξάνεται με την αύξηση της πίεσης εισόδου του στροβίλου για όλα αυτά. Αυτό μπορεί να εξηγηθεί καθώς με την αύξηση της πίεσης του στροβίλου εισόδου, τόσο το καθαρό έργο όσο και η θερμότητα του εξατμιστή αυξάνονται. Ωστόσο, το ποσοστό αύξησης του καθαρού έργου είναι υψηλότερο από την αύξηση της θερμότητας του εξατμιστή. Επομένως, ο λόγος του

καθαρού έργου προς τη θερμότητα του εξατμιστή αυξάνεται με την πίεση εισόδου του στροβίλου. Παρόμοια με τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στο Σχ. 3, αυτό το σχήμα δείχνει ότι το R113 έχει την καλύτερη απόδοση μεταξύ των οργανικών υγρών για πιέσεις <3,4 MPa. Τα R123 και R245ca παρουσιάζουν τις καλύτερες αποδόσεις στο εύρος πιέσεων μεταξύ 3,4 και 3,6 MPa και το R134a παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση στο εύρος πιέσεων μεταξύ 3,6 και 4,2 MPa. Το νερό δείχνει την καλύτερη θερμική απόδοση υπό τις συνθήκες που αναλύονται σε αυτήν την περίπτωση.

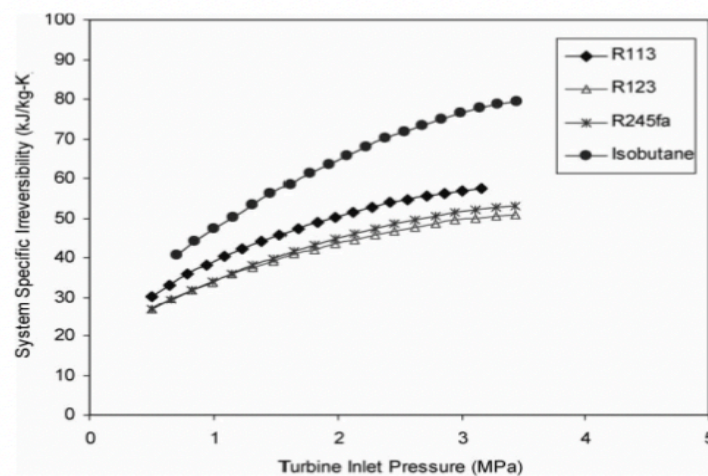


Fig. 7 Variation of the system irreversibility with the turbine inlet temperature ($T_c = 298$ K) for R113, R123, R245fa, and isobutane

Το Σχήμα 7 δείχνει τη συνολική ειδική μη αντιστρεψιμότητα έναντι της πίεσης εισόδου του στροβίλου για τις ίδιες συνθήκες που χρησιμοποιήθηκαν για τη δημιουργία του Σχ. 4, για τα R113, R123, R245fa και ισοβουτάνιο. Μερικά από τα ρευστά παραλείφθηκαν από τη γραφική παράσταση για να βελτιωθεί η αναγνωσιμότητα της. Μπορεί να παρατηρηθεί ότι η μη αναστρεψιμότητα για κάθε ρευστό αυξάνεται με την αύξηση της πίεσης στο εσωτερικό της τουρμπίνας. Το νερό εμφανίζει τις μεγαλύτερες τιμές μη-αναστρεψιμότητας, αλλά έχουν παραλειφθεί απ'το διάγραμμα για την καλύτερη αναγνωσιμότητα των υπολοίπων υγρών. Ανάμεσα στα οργανικά ρευστά, το ισοβουτάνιο και το R134fa δείχνουν τις μεγαλύτερες και τις χαμηλότερες τιμές μη αναστρεψιμότητας, αντίστοιχα.

Το εύρος τιμών της απαιτούμενης ροής για την παραγωγή εξίσου ενέργειας σε συνάρτηση με την πίεση στην είσοδο της τουρμπίνας φαίνεται στο Σχήμα 8.

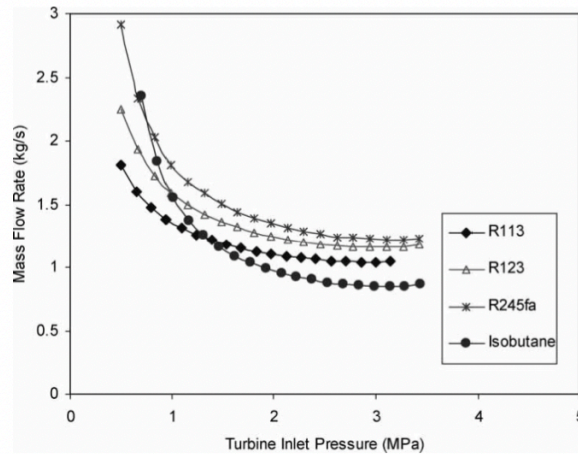


Fig. 8 Mass flowrate needed to produce 50 kW power versus turbine inlet pressure ($T_c = 298$ K) for R113, R123, R245fa, and isobutane

Οι τιμές προέρχονται από τις ίδιες συνθήκες με αυτές που χρησιμοποιήθηκαν για το σχήμα 6, με σταθερή απόδοση 50kW. Μπορεί να παρατηρηθεί πως, η απαιτούμενη ροή για κάθε ρευστό μειώνεται με την αύξηση της πίεσης στην είσοδο της τουρμπίνας. Αυτά τα αποτελέσματα συμφωνούν με αυτά του Σχ.6 καθώς η αύξηση της συνολικής εξερχόμενης ενέργειας σημαίνει αύξηση της απόδοσης του κύκλου. Σύμφωνα με το Σχ.8, το R134fa απαιτεί την μεγαλύτερη τιμή ροής απ'όλα τα οργανικά υγρά, ενώ για πιέσεις >1.5 MPa, το R113 και το ισοβουτάνιο απαιτούν τις μικρότερες τιμές ροής.

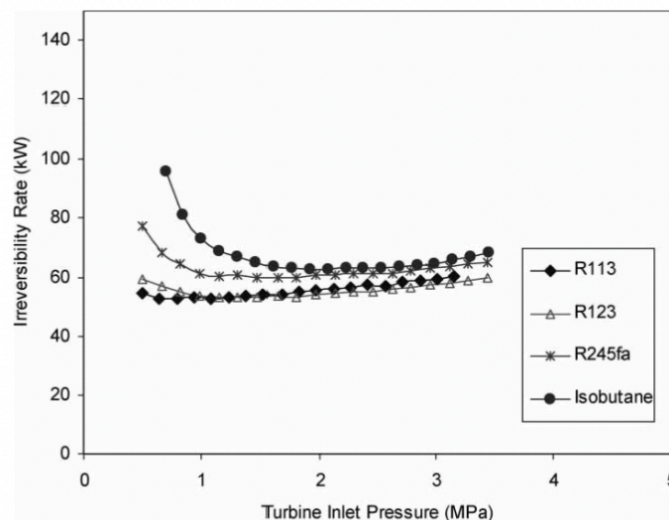


Fig. 9 Total irreversibility rate of the system for a power output of 50 kW versus turbine inlet pressure ($T_c = 298$ K) for R113, R123, R245fa, and isobutane

Το Σχ.9 δείχνει τις τιμές μη-αναστρεψιμότητας για κάθε υγρό που χρησιμοποιήθηκε για το Σχ.8. Απ' το συγκεκριμένο διάγραμμα, φαίνεται ότι οι τιμές μη-αναστρεψιμότητας είναι υψηλές για χαμηλές πιέσεις, και μειώνονται με την αύξηση της πίεσης εισόδου. Μία μικρή αύξηση εμφανίζεται στις τιμές για υψηλές πιέσεις εισόδου. Παρατηρείται ότι για πιέσεις $>0.5\text{MPa}$ και $<3.5\text{MPa}$, τα R113 και R123 παρουσιάζουν τις μικρότερες τιμές μη-αναστρεψιμότητας απ' όλα τα οργανικά ρευστά.

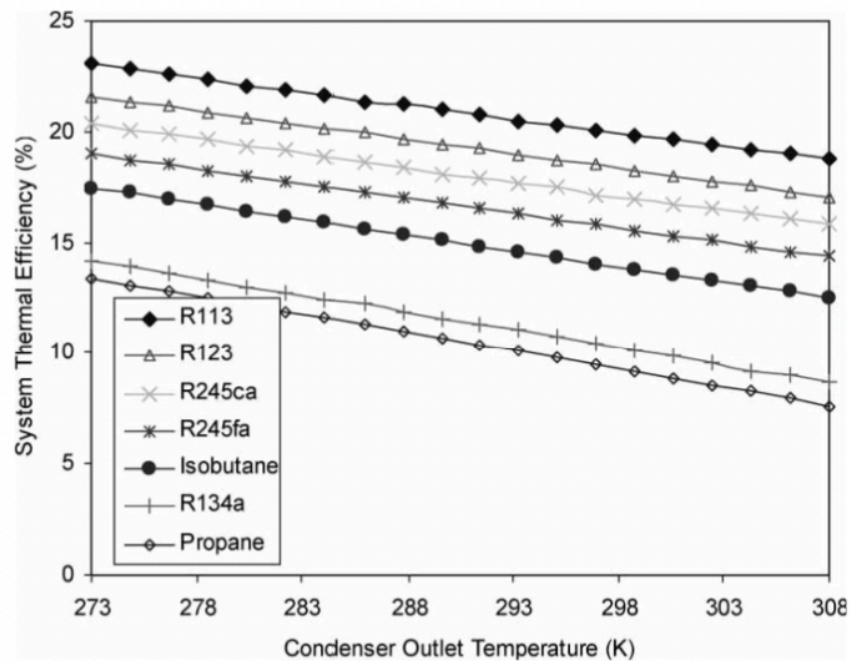


Fig. 10 Variation of the system thermal efficiency with the condenser outlet temperature ($P_e = 3\text{ MPa}$)

Στο Σχ.10 φαίνεται το εύρος τιμών της απόδοσης του κύκλου σε συνάρτηση με την θερμοκρασία στην έξοδο του συμπυκνωτή. Το διάγραμμα δημιουργήθηκε κρατώντας σταθερή την πίεση του λέβητα στα 3MPa . Οι ισεντροπικές αποδόσεις της τουρμπίνας και της αντλίας ήταν 80 και 85 τοις εκατό, αντίστοιχα. Παρατηρείται σε όλα τα εργαζόμενα μέσα, ότι η απόδοση του συστήματος μειώνεται γραμμικά με την αύξηση της θερμοκρασίας στην έξοδο του συμπυκνωτή.

Αυτό συμφωνεί με τα Σχήματα 3 & 6, όπου τα R113 και R123 δείχνουν τις καλύτερες αποδόσεις, ενώ το προπάνιο δείχνει την χειρότερη, ανάμεσα σε όλα τα εργαζόμενα μέσα του πειράματος. Επίσης μπορεί να παρατηρηθεί ξανά η επιρροή του σημείου βαθμού στην απόδοση του συστήματος, καθώς τα υγρά με τα υψηλότερα σημεία βρασμού παρουσιάζουν τις υψηλότερες αποδόσεις, και αντίστροφα.



Το Σχήμα 11 παρουσιάζει το εύρος των τιμών της απόδοσης (με βάση τον Δεύτερο Θερμοδυναμικό Νόμο) σε συνάρτηση με την θερμοκρασία εξόδου του συμπυκνωτή, για τα R113, το ισοβουτάνιο και το προπάνιο (μερικά υγρά παραλείφθηκαν για την καλύτερη ανάγνωση του διαγράμματος). Παρατηρείται ότι η απόδοση με βάση τον Δεύτερο ΘΔ Νόμο μειώνεται για όλα τα μέσα, με την αύξηση της θερμοκρασίας στην έξοδο του συμπυκνωτή.

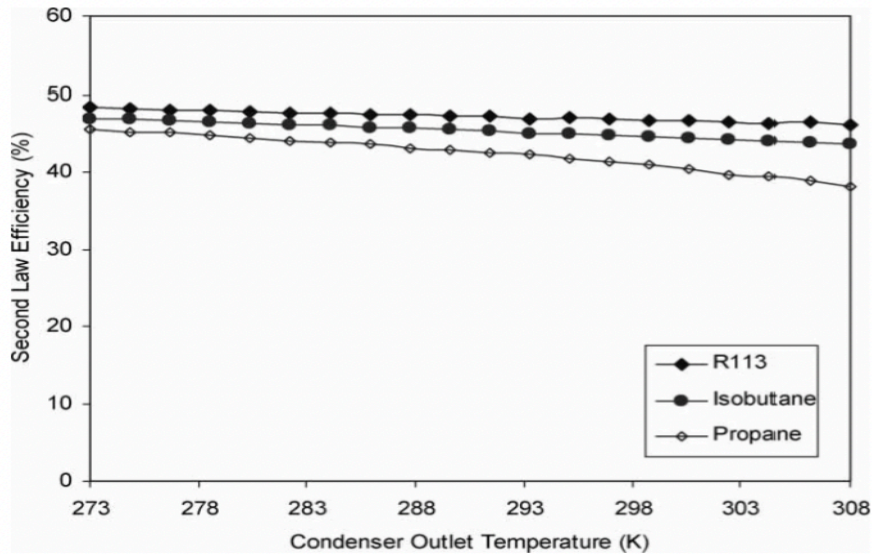


Fig. 11 Variation of the system second-law efficiency with the condenser outlet temperature ($P_e = 3$ MPa) for R113, isobutane, and propane



4.4 Συμπεράσματα

Στο άρθρο [23] παρουσιάστηκε μια ανάλυση της απόδοσης του ORC χρησιμοποιώντας R134a, R113, R245a, R245fa, R123, ισοβουτάνιο και προπάνιο και μια σύγκριση των αποτελεσμάτων τους με εκείνα του νερού σε λειτουργία υπό παρόμοιες συνθήκες. Αυτή η ανάλυση βασίστηκε στον Πρώτο και Δεύτερο Νόμο της θερμοδυναμικής, και παράμετροι όπως η θερμική απόδοση και η μη αναστρεψιμότητα αξιολογήθηκαν και συγκρίθηκαν με τα αποτελέσματα του νερού κάτω από τις ίδιες συνθήκες. Αποδείχθηκε ότι τα εξεταζόμενα οργανικά ρευστά θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν για την παραγωγή ενέργειας με τη χρήση απορριπτόμενης θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών. Τα οργανικά υγρά δεν χρειάζεται να υπερθερμαίνονται καθώς η θερμική απόδοση του κύκλου παραμένει περίπου σταθερή όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του στρόβιλου. Ωστόσο, χρησιμοποιώντας την ανάλυση του δεύτερου νόμου, φαίνεται ότι η υπερθέρμανση των οργανικών ρευστών αυξάνει την μη αναστρεψιμότητα του συστήματος. Ως εκ τούτου, τα οργανικά υγρά πρέπει να λειτουργούν σε κορεσμένες συνθήκες ώστε να μειωθεί η συνολική μη αναστρεψιμότητα του συστήματος. Επίσης, η θερμική απόδοση του ORC αυξάνεται όταν η θερμοκρασία του συμπυκνωτή μειώνεται, επομένως η χρήση του ORC σε περιοχές με χαμηλές μέσες θερμοκρασίες περιβάλλοντος είναι η πιο αποτελεσματική.

Τα οργανικά ξηρά ρευστά (R113, R123, R245ca, R245fa και ισοβουτάνιο) παρουσιάζουν καλύτερη απόδοση από τα υγρά ρευστά (R134a και προπάνιο). Αυτό συμβαίνει επειδή τα ξηρά ρευστά δεν συμπυκνώνονται αφού το μέσο περάσει μέσα από το στρόβιλο, σε αντίθεση με τα υγρά ρευστά, τα οποία συμπυκνώνονται μετά τον στρόβιλο.

Έγινε επίσης προσδιορισμός της επίδρασης της θερμοκρασίας του σημείου βρασμού επάνω στη θερμική απόδοση του συστήματος. Το ρευστό που παρουσιάζει την καλύτερη θερμική απόδοση είναι αυτό που έχει το υψηλότερο σημείο βρασμού μεταξύ των επιλεγμένων υγρών (R113, $T_{bp} = 47,59 \text{ }^\circ\text{C}$), ενώ το ρευστό που παρουσιάζει τη χειρότερη θερμική απόδοση έχει τη χαμηλότερη θερμοκρασία σημείου βρασμού (προπάνιο, $T_{bp} = 242,09 \text{ }^\circ\text{C}$). Επομένως, μπορεί να συναχθεί το συμπέρασμα ότι όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία σημείου βρασμού του οργανικού ρευστού, τόσο καλύτερη είναι η θερμική απόδοση που θα επιτευχθεί από το ORC. Για τα διαφορετικά σενάρια που αναλύθηκαν στην έρευνα, τα συστήματα ORC που χρησιμοποιούν R113 δείχνουν την καλύτερη θερμική απόδοση, ενώ αυτά που χρησιμοποιούν προπάνιο παρουσιάζουν τη χειρότερη απόδοση. Ωστόσο, είναι σημαντικό να επισημανθεί ότι ορισμένα οργανικά υγρά παρουσιάζουν καλύτερη απόδοση σε ένα εύρος θερμοκρασιών. Επομένως, οι σχεδιαστές πρέπει να παρακολουθούν στενά τις συνθήκες λειτουργίας προκειμένου να επιλέξουν το σωστό οργανικό υγρό.

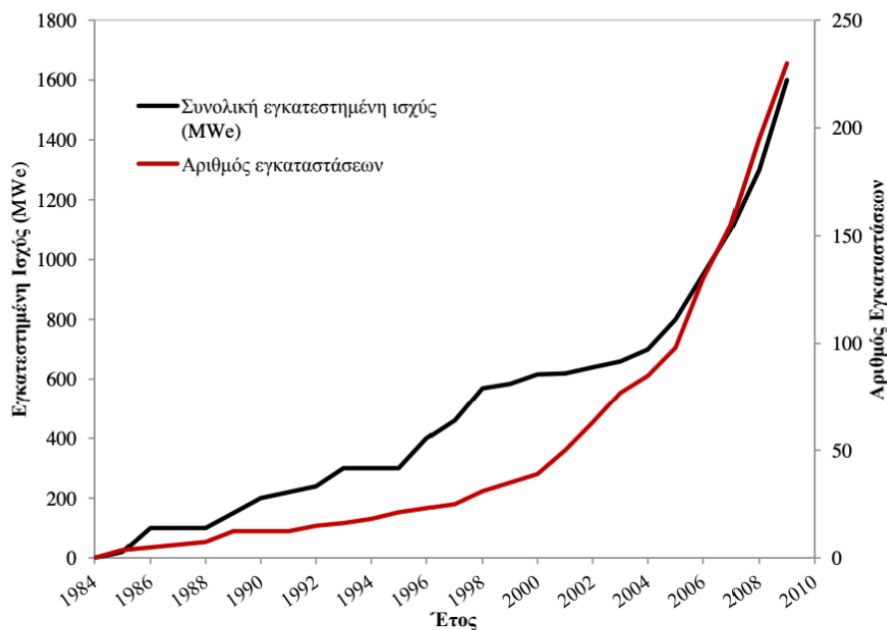


5. Εφαρμογές Οργανικού Κύκλου Rankine

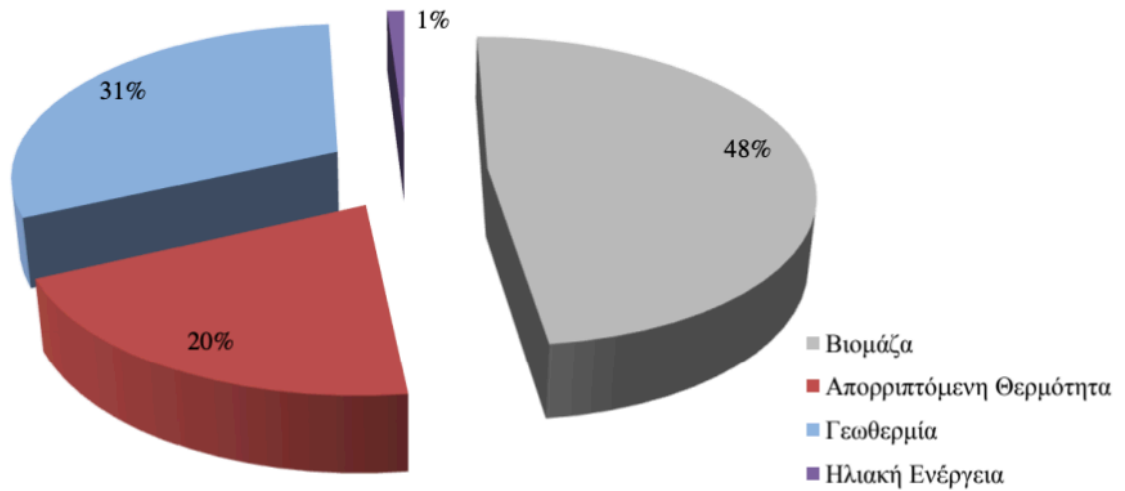
Παρόλο που ερευνήθηκαν από τη δεκαετία του 1960 (το πρώτο σύστημα ORC αναπτύχθηκε το 1961) [27], οι οργανικοί κύκλοι Rankine (ORC) δεν έχουν βρει μέχρι σήμερα ευρεία εφαρμογή. Την τελευταία εικοσαετία, με την αυξανόμενη ανησυχία για τη μελλοντική εξάντληση των ορυκτών καυσίμων και την παγκόσμια περιβαλλοντική καταστροφή έχει στραφεί το ενδιαφέρον των ερευνητών σε συστήματα ανάκτησης ενέργειας χαμηλών θερμοκρασιών. Λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας λειτουργίας του, ένας ORC μπορεί να ανακτήσει θερμότητα από διάφορες πηγές, όπως έχει ήδη αποδειχθεί από την επιτυχή λειτουργία διαφόρων εγκαταστάσεων στις ΗΠΑ, τον Καναδά, την Ιταλία, την Αυστρία, τη Γερμανία, την Ολλανδία, τη Σουηδία και αλλού:

- Γεωθερμική ενέργεια
- Ηλιακή ενέργεια
- Βιομάζα
- Απορριπτόμενη θερμότητα

Ο αριθμός των ORC που έχει εγκατασταθεί σε παγκόσμιο επίπεδο αυξάνεται σταθερά, αλλά όχι με τον ίδιο ρυθμό για όλες τις εφαρμογές. Στο Σχήμα 5α παρουσιάζεται η εμπορική εξέλιξη των εγκαταστάσεων OKR για τα τελευταία 30 έτη, και στο Σχήμα 5α το μερίδιο των διαφόρων εφαρμογών σε αυτήν.



Σχ.5α: Εξέλιξη αριθμού εγκαταστάσεων ORC 1984-2010 [28]



Σχ.5β: Μερίδια εφαρμογών των εγκαταστάσεων ORC [28]

5.1 Καύση βιομάζας

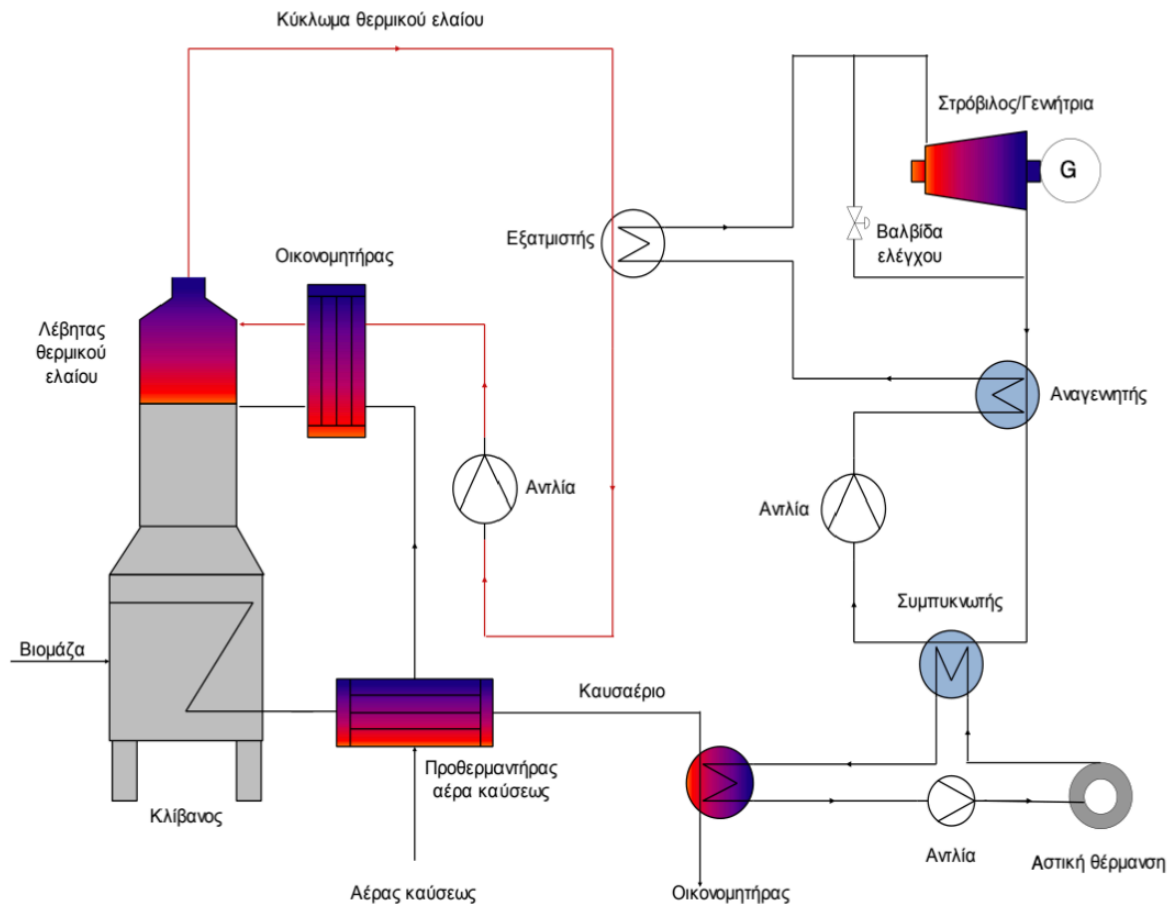
Η βιομάζα είναι η τέταρτη μεγαλύτερη πηγή ενέργειας στον κόσμο, προσφέροντας σχεδόν το 10% της παγκόσμιας ζήτησης πρωτογενούς ενέργειας, ενώ στις αναπτυσσόμενες χώρες, η συμβολή της βιομάζας στην εγχώρια πρωτογενή ενεργειακή ζήτηση είναι αρκετά μεγαλύτερη, φτάνοντας σε ορισμένες περιπτώσεις ποσοστά της τάξεως 70-90% [International Energy Agency (2020)]. Με τον όρο βιομάζα εννοείται οποιοδήποτε υλικό παράγεται από ζωντανούς οργανισμούς (όπως το ξύλο και άλλα προϊόντα του δάσους, υπολείμματα καλλιεργειών, κτηνοτροφικά απόβλητα, απόβλητα βιομηχανιών τροφίμων, κ.λπ.) και μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως καύσιμο για τη παραγωγή θερμικής ή ηλεκτρικής ενέργειας.

Η χρήση του κύκλου ORC για τη συμπαραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας (Combined Heat and Power production ή CHP) με καύση βιομάζας, έχει μελετηθεί εκτεταμένα την τελευταία δεκαετία [30]. Σήμερα λειτουργούν αρκετές μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας ή/και θερμότητας με βάση τον κύκλο ORC (Π.χ. Stadtwärme Lienz Austria 1000 kWel, Sauerlach Bavaria 700 kWel, Toblach South Tyrol 1100 kWel, Fußach Austria 1500 kWel) [27].

Εγκαταστάσεις μέσης κλίμακας (100 – 1500 kW) έχουν αναπτυχθεί και είναι εμπορικά διαθέσιμες, ενώ εγκαταστάσεις μικρής κλίμακας (μερικών kW) είναι υπό ανάπτυξη. Στον Πίνακα 5.1 αναφέρονται ενδεικτικές εγκαταστάσεις. Ο κύριος λόγος για τον αυξανόμενο αριθμό τέτοιου τύπου εγκαταστάσεων είναι ότι η τεχνολογία ORC είναι η μόνη αποδεδειγμένη τεχνολογία για αποκεντρωμένη παραγωγή ισχύος μέχρι και 1 MWel από στερεά καύσιμα όπως η βιομάζα. Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης κυμαίνεται από 6-17% [28].

Πίνακας 5.1 Ενδεικτικές Εγκαταστάσεις ORC σε συστήματα καύσης βιομάζας

Τοποθεσία	Stadtwarne Lienz, Αυστρία	Sauerlack, Βαυαρία	Toblach, Alto Atige, Ιταλία	Fubach, Αυστρία
Ηλεκτρική ισχύς (kW _e)	1000	700	1100	1500



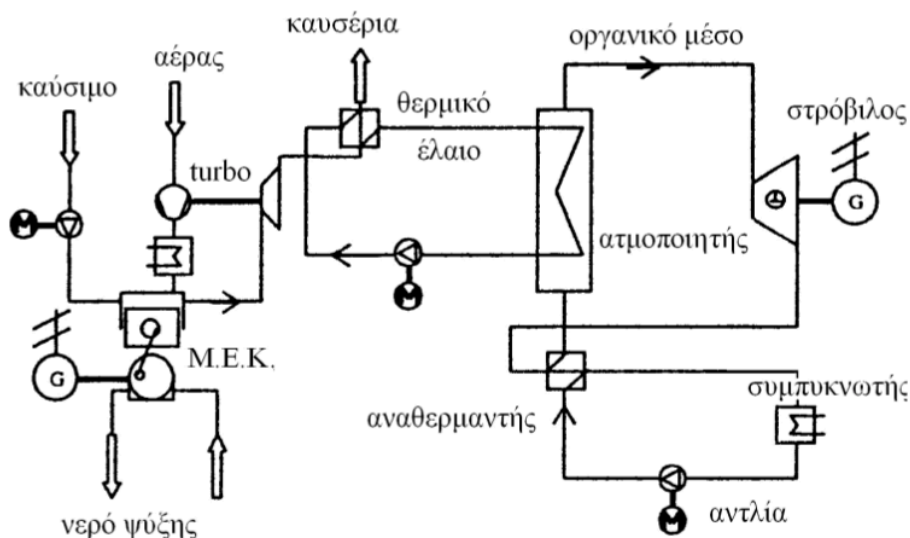
Σχήμα 5.1β Σύστημα ORC καύσεως βιομάζας προς συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας [27].

Όμως παρόλο τον μικρό βαθμό απόδοσης, υπάρχουν αρκετά πλεονεκτήματα. Η εγκατάσταση δεν απαιτεί μεγάλα κόστη προσωπικού. Επίσης, το οργανικό μέσο έχει, σε σχέση με το νερό, χαμηλότερη διαφορά ενθαλπίας μεταξύ υψηλής και χαμηλής πίεσης. Αυτό οδηγεί σε μεγαλύτερες παροχές μάζας σε σχέση με το νερό. Άρα χρησιμοποιούνται μεγαλύτεροι στρόβιλοι (για την ίδια παραγωγή ισχύος), και έτσι μειώνονται οι απώλειες κενού

(gap losses)[31]. Τέλος, ο βαθμός απόδοσης ενός στροβίλου σε οργανικό κύκλο Rankine είναι της τάξης του 85% και έχει πολύ καλή συμπεριφορά σε μερικά φορτία.

5.2 Ανάκτηση θερμότητας από μηχανές εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ)

Στις περισσότερες περιπτώσεις, οι μηχανές εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ.), απορρίπτουν στο περιβάλλον μεγάλες ποσότητες θερμότητας, υπό τη μορφή θερμών καυσαερίων. Λόγω της χαμηλής τους θερμοκρασίας, μόνο η τεχνολογία ORC είναι ικανή να εκμεταλλευτεί τέτοιες θερμές πηγές. Έτσι, τα καυσαέρια μπορούν να θερμαίνουν ένα κλειστό κύκλωμα ορυκτελαίου το οποίο στη συνέχεια θερμαίνει το οργανικό ρευστό (Σχήμα 5.2α).



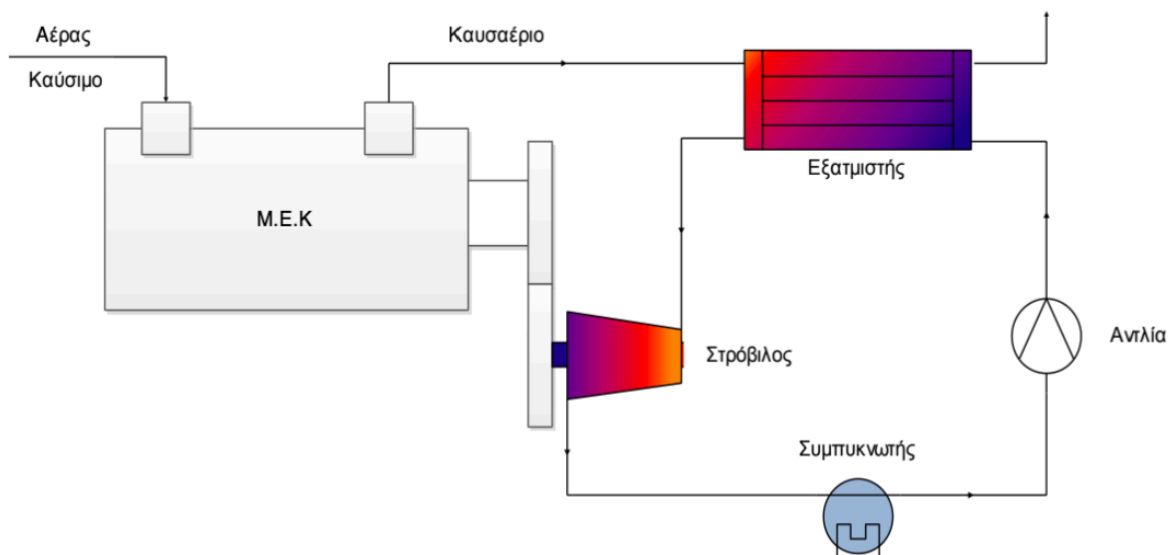
Σχήμα 5.2α Αναπαράσταση εγκατάστασης ανάκτησης θερμότητας από Μ.Ε.Κ

Η τεχνολογία εκμετάλλευσης τμήματος της αποβαλλόμενης θερμότητας καυσαερίων ενός κινητήρα Diesel με τη χρήση οργανικού κύκλου Rankine έχει εξεταστεί στο παρελθόν, με τις πρώτες μελέτες να διεξάγονται κατά τη διάρκεια της ενεργειακής κρίσης τη δεκαετία του 1970 [33].

Στη συνέχεια αναφέρονται οι σημαντικότερες προσπάθειες, που έγιναν τις τελευταίες δεκαετίες, για την εφαρμογή της συγκεκριμένης τεχνικής σε κινητήρα Diesel βαρέως οχήματος, ενώ αρχίζουν να εμφανίζονται και μελέτες εφαρμογής σε πλοία. Η πρώτη έρευνα στη συγκεκριμένη τεχνολογία διεξήχθη με χρηματοδότηση του υπουργείου ενέργειας των Η.Π.Α (DOE), από την εταιρία Mack Trucks το 1976. [34]. Οι συγκεκριμένοι ερευνητές σχεδίασαν και κατασκεύασαν ένα πρωτότυπο συστήματος OKR, το οποίο εκμεταλλευόταν το καυσαέριο ενός 4-κύλινδρου κινητήρα diesel 288 HP, κατασκευασμένο ειδικά για φορτηγά οχήματα από τη Ford Motor Co. Δοκιμές 450 km απέδειξαν την τεχνική σκοπιμότητα και τα οικονομικά πλεονεκτήματα του συστήματος, με το οποίο επιτεύχθηκε βελτίωση της τάξεως

του 12.5% στην κατανάλωση καυσίμου. Ακολουθώντας το πνεύμα της έρευνας αυτής, το 1981 η εταιρία Thermo – Electron Corporation υποστήριξε ότι είναι εφικτή μια μείωση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 10-15%, με την εγκατάσταση ενός συστήματος OKR σε 4-κύλινδρο κινητήρα Diesel της Volkswagen Co.

Προχωρώντας σε πιο σύγχρονες έρευνες και εφαρμογές της συγκεκριμένης τεχνολογίας, παράδειγμα χρήσης βασικού OKR για ανάκτηση θερμότητας από Μ.Ε.Κ., οι μελετητές Srinivasan και Mago συζεύξαν ένα απλό σύστημα OKR σε έναν υπερτροφοδοτούμενο κινητήρα ALPING (Advanced Injection Low Pilot Ignited Natural Gas engine – οι συγκεκριμένου τύπου κινητήρες έχουν προταθεί ως εναλλακτική επιλογή των συμβατικών κινητήρων διπλού καυσίμου και των κινητήρων Diesel, λόγω των αρκετά μειωμένων εκπομπών NOx [35])(Σχήμα 5.2δ). Απεδείχθη πως το σύστημα ORC απέφερε απέφερε βελτίωση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 10% διατηρώντας τα χαμηλά επίπεδα εκπομπών NOx.



Σχήμα 5.2β Σύστημα ORC ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων

5.3 Γεωθερμία

Μια άλλη περίπτωση, στην οποία εφαρμόζεται η τεχνολογία ORC είναι η εκμετάλλευση της γεωθερμικής ενέργειας. Γεωθερμική ενέργεια ορίζεται το ποσό της θερμότητας που απελευθερώνεται στην ατμόσφαιρα από τον φλοιό της Γης. Ποικίλλει ανάλογα με την τοποθεσία πάνω στην επιφάνεια της γης, αλλά και με τον χρόνο για μία συγκεκριμένη τοποθεσία.

Ιστορικά, αξίζει να αναφερθεί πως η πρώτη εμπορική μονάδα εκμετάλλευσης γεωθερμικής ενέργειας, ισχύος 250 kW_e, ανεγέρθη το 1913 στο Larderello της Ιταλίας[36]. Επί του παρόντος, υπάρχουν 504 γεωθερμικές εγκαταστάσεις παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας σε λειτουργία σε 27 χώρες με τη συνολική παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια να

ανέρχεται σε 10 GW [37]. Οι κύριοι τύποι γεωθερμικών σταθμών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας είναι [37]:

- Ξηρού Ατμού
- Ακαριαίας Εξάτμισης, απλής βαθμίδας (Single-flash)
- Ακαριαίας Εξάτμισης, διπλής βαθμίδας (Double-flash)
- Δυαδικού συστήματος

Πίνακας 5.3α Σύγκριση διαφόρων τυπων γεωθερμικών εγκαταστάσεων.

Τύπος εγκατάστασης	Θερμοκρασία πηγής (°C)	Βαθμός απόδοσης (%)	Κόστος – Πολυπλοκότητα
Ξηρού ατμού	240 – 320	35 – 45	Μέτρια – Υψηλή
Single – flash	180 – 300	50 – 65	Χαμηλή – Μέτρια
Double – flash	200 – 260	30 – 35	Μέτρια
Δυαδικού κύκλου	125 – 165	25 – 45	Μέτρια – Υψηλή

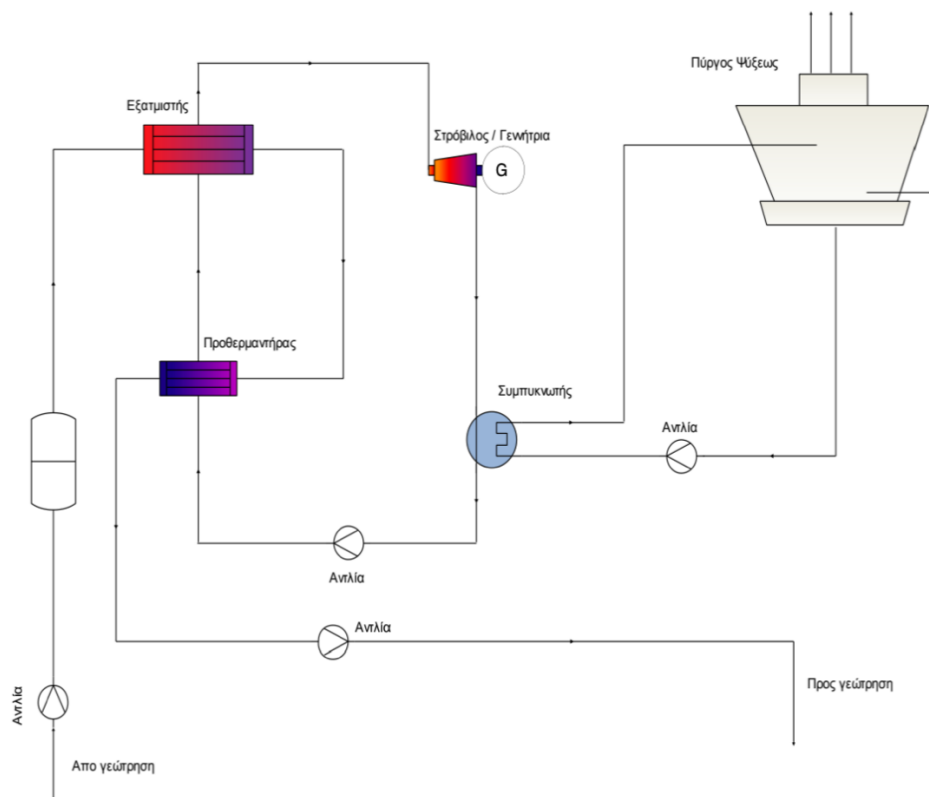
Από τις ανωτέρω κατηγορίες, οι ευρύτερα χρησιμοποιούμενες εγκαταστάσεις είναι του δυαδικού κύκλου. Η πρώτη εξ αυτών τέθηκε σε λειτουργία στην Paratunka της Ρωσίας το 1967, με παραγόμενη ισχύ 680 kW, η οποία και απέδειξε την εφικτότητα των εγκαταστάσεων δυαδικού κύκλου. Σήμερα λειτουργούν 108 μονάδες παγκοσμίως, συνολικής ισχύος 73 MW. Αποτελούν το 31% του συνόλου των γεωθερμικών εγκαταστάσεων αλλά παράγουν μονάχα το 4% της συνολικής ισχύος [38]. Από τη δεκαετία του 1980 και μετά, η συγκεκριμένη τεχνολογία αναπτύσσεται και είναι εμπορικά διαθέσιμη. Εγκαταστάσεις δυαδικού κύκλου παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.3β [39].



Πίνακας 5.3β Γεωθερμικές εγκαταστάσεις δυαδικού κύκλου

Τοποθεσία	Amedee, Η.Π.Α	Wineagle, Η.Π.Α	Altheim, Αυστρία	Otake, Ιαπωνία	Nigorikawa, Ιαπωνία
Θερμοκρασία Πηγής (°C)	104	110	106	130	140
Παροχή μάζας πηγής	205 l/s	63 l/s	86 l/s	14.6 kg/s	50 kg/s
Εργαζόμενο μέσο	R-114	Ισοβουτάνιο	R-114	Ισοβουτάνιο	R-114
Θερμικός βαθμός απόδοσης (%)	12,4	11,3	10,2	12,9	9,8

Δεν είναι τυχαίο πως στις εγκαταστάσεις δυαδικού κύκλου εφαρμόζεται η τεχνολογία OKR. Στις συγκεκριμένες εγκαταστάσεις η θερμική ενέργεια της πηγής (υγρής μορφής) μεταφέρεται μέσω εναλλακτών θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο του OKR, μέσω του οποίου παράγεται μηχανική ενέργεια. Στο Σχήμα 5.3γ παρουσιάζεται διάγραμμα ροής μιας τυπικής εγκατάστασης δυαδικού κύκλου.



Σχήμα 5.3γ Γεωθερμικός σταθμός δυαδικου κύκλου ORC[35]

6. Ενεργειακή ανάλυση

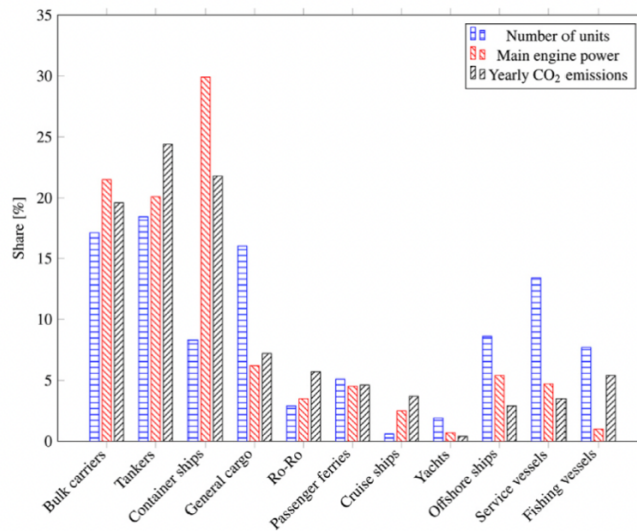
Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζεται μια ανάλυση των ικανοτήτων του ORC στη ναυτιλία. Αναλύονται αρχικά οι τύποι σκαφών που ευθύνονται για τις υψηλότερες εκπομπές CO₂. Δεύτερον, αναφέρονται τα χαρακτηριστικά μιας τυπικής μηχανής πρόωσης πλοίου. Μια ενεργειακή ανάλυση των τριών επιλεγμένων σκαφών παρουσιάζεται στη συνέχεια. Ενεργειακή ανάλυση τριών επιλεγμένων λειτουργιών ώστε να δοθεί μια ιδέα για το μέγεθος της απορριπτόμενης θερμότητας και της ανακυκλώσιμης απ' τον ORC. Τέλος, αναφέρονται σημαντικά αποτελέσματα και συμπεράσματα.

6.1 Παγκόσμιος Στόλος

Ο συνολικός παγκόσμιος στόλος περιελάμβανε 107.749 λειτουργικές μονάδες το 2012 σύμφωνα με δεδομένα που παρακολουθούνται από το σύστημα αυτόματης αναγνώρισης (AIS)[41]. Το Σχ. 6.1 δείχνει τον αριθμό των πλοίων, τα εγκατεστημένα συστήματα πρόωσης και τις εκπομπές CO₂ ανά τύπο πλοίου. Οι τιμές ισχύς πρόωσης αναφέρονται μόνο στην κύρια μηχανή. Οι εκπομπές CO₂ υπολογίστηκαν λαμβάνοντας υπόψη. Τα δεδομένα λήφθηκαν απ' την Τρίτη μελέτη του φαινομένου του θερμοκηπίου απ' τον IMO, επάνω στις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου από μηχανές πλοίων. Στην κατηγορία Tanker συμπεριλήφθησαν πλοία που μεταφέρουν πετρέλαιο, αέριο, χημικά και υγρά.

Πλοία μεταφοράς Χύδην Φορτίου, πετρελαιοφόρα, και υπηρεσιακά πλοία αποτελούν το 60% του παγκόσμιου στόλου[42]. Περίπου το 30% της ισχύος χρησιμοποιείται από container ships, παρόλου που ο αριθμός τους είναι σχετικά μικρός (8.3%). Κατά μέσο όρο, αυτού του είδους πλοία χαρακτηρίζονται από υψηλές ταχύτητες (21 kn) και αδρανής μάζα (42.231 t.). Μια μέση μηχανή πρόωσης έχει ισχύ 27MW.

Τα πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου και τα δεξαμενόπλοια έχουν σχετικά χαμηλότερες ταχύτητες (< 15 kn) και υψηλό μέσο όρο αδρανούς μάζας (> 70.000 t), κατατάσσοντας έτσι τη δεύτερη θέση (21,5%) και τρίτη (20,1%), αντίστοιχα, ως προς την εγκατεστημένη ισχύ.

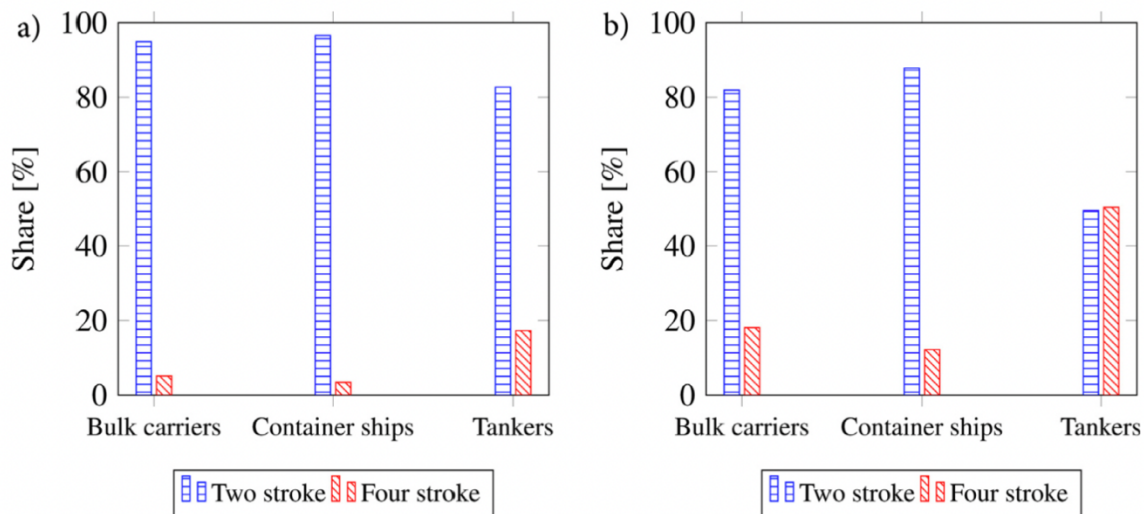


Σχήμα 6.1α: Αριθμός πλοίων, ισχύς κύριας μηχανής και εκπομπές CO₂ ανα τύπο πλοίου για το 2012.

Το Σχ. 6.1α δείχνει ότι τα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, τα δεξαμενόπλοια και τα πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου ευθύνονται για περισσότερο από το 65% των συνολικών ετήσιων εκπομπών CO₂ [43]. Αυτά τα πλοία έχουν επίσης τον υψηλότερο δείκτη χρήσης (> 200 d ετησίως εν πλω) με μέσες ταχύτητες που κυμαίνονται από 12 έως 15 kn. Αυτό, με τη σειρά του, συνεπάγεται υψηλές ετήσιες εκπομπές. Το μερίδιο για το γενικό φορτίο, τα αλιευτικά σκάφη και τα Ro-Ro κυμαίνεται μεταξύ 5% και 7%. Αυτά τα πλοία είναι κατά μέσο όρο περισσότερα από 160 ημέρες ετησίως στη θάλασσα και αντιπροσωπεύουν περίπου το 26,6% του συνολικού παγκόσμιου στόλου. Όλοι οι άλλοι τύποι πλοίων έχουν παραγωγή CO₂ μικρότερη από 5%.

Η κατανομή των εκπομπών CO₂ τονίζει την ανάγκη βελτίωσης την αποδοτικότητα μετατροπής ενέργειας των δεξαμενόπλοιων, των πλοίων μεταφοράς χύδην φορτίου και των εμπορευματοκιβωτίων πλοία, καθώς μοιράζονται την υψηλότερη συνεισφορά στον συνολικό παγκόσμιο στόλο ως προς τις εκπομπές ρύπων και διαθέτουν τις μεγαλύτερες μονάδες πρόωσης. Για αυτούς τους τύπους πλοίων, περισσότερο από το 70% των συνολικών εκπομπών αφορά την κύρια πρόωση κινητήρα. Οι βοηθητικοί κινητήρες αντιπροσωπεύουν το 21,9% και οι λέβητες το 6,1% της ετήσιας παραγωγή CO₂.

Το Σχ. 6.1β [44] απεικονίζει τον αριθμό των μονάδων και την ισχύ πρόωσης που παρέχεται από τετράχρονους και δίχρονους κινητήρες ντίζελ για φορτηγά χύδην, εμπορευματοκιβωτίο πλοία και δεξαμενόπλοια.



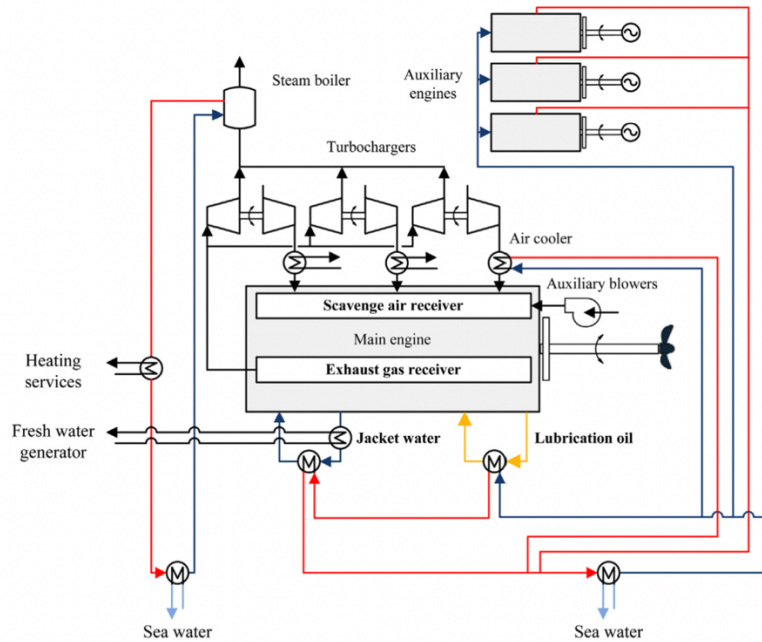
Σχήμα 6.1β: Ισχύς κινητήρα και αριθμός πλοίων εξοπλισμένων με τετράχρορους και δίχρορους κινητήρες ντίζελ ανά τύπο πλοίου (φορτηγά χύδην φορτίου, πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, δεξαμενόπλοια): α) Ισχύς κύριας μηχανής, β) Αριθμός μονάδων.

Το διάγραμμα δείχνει ότι οι δίχρονοι κινητήρες χαμηλής ταχύτητας κυριαρχούν στην αγορά. Εκτός από υψηλότερη απόδοση, τα πλεονεκτήματα σε σύγκριση με έναν αντίστοιχο τετράχρονο είναι [45]:

- (i) υψηλότερη πυκνότητα ισχύος kW/m^3 ,
- (ii) απευθείας σύζευξη με την προπέλα, αποφεύγοντας έτσι τις απώλειες που σχετίζονται με τη χρήση κιβωτίου ταχυτήτων,
- (iii) τη δυνατότητα σχεδιασμού προπέλας με μεγάλες διαμέτρους, βελτιώνοντας τη μηχανική απόδοση.

Αν και οι τετράχρονοι κινητήρες θα μπορούσαν αρχικά να είναι πιο ενδιαφέροντες από τη θέση απορριπτόμενης θερμότητας καθώς έχουν υψηλότερη θερμοκρασία καυσαερίων λόγω της χαμηλότερης απόδοσής τους, τα μικρότερα μεγέθη τους κάνουν την εφαρμογή συστημάτων όπως τον ORC πιο εφικτή σε δίχρορους κινητήρες.

Το Σχ. 6.1γ απεικονίζει ένα σκίτσο ενός υπερσύγχρονου συστήματος μηχανημάτων για μεγάλα πλοία. Ο κύριος κινητήρας είναι εξοπλισμένος με δέκτες για την εξάτμιση και καθαρίζει τον αέρα για να διευκολύνει τη λειτουργία σταθερής πίεσης των turbochargers. Σε φορτία κάτω από 40% ή 50%, βοηθητικοί φυσητήρες παρέχουν την απαιτούμενη ροή αέρα καθαρισμού. Αντίθετα, σε υψηλά φορτία, ένα κλάσμα της ροής των καυσαερίων μπορεί να παραλειφτεί και να μετατραπεί σε ισχύ σε ξεχωριστό στρόβιλο, π.χ. στο στρόβιλο ισχύος. Ένα SRC σύστημα μπορεί να προστεθεί για να γίνει εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων μετά το πέρασμα τους απ' το στρόβιλο ισχύος.

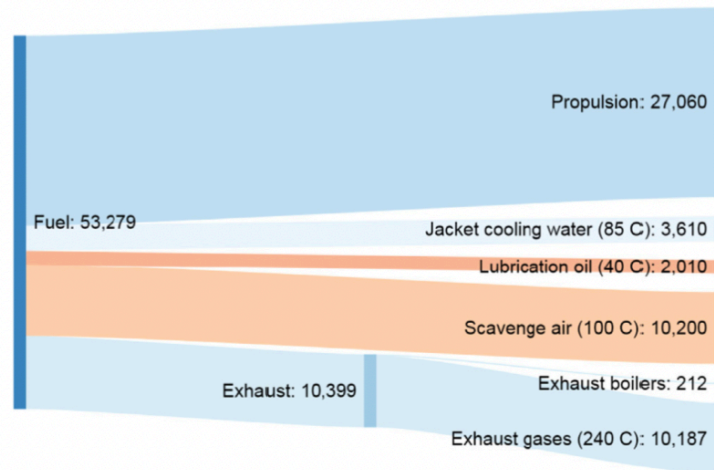


Σχήμα 6.1γ : Διάγραμμα συστήματος SRC σε πλοίο[46]

Σε μεγάλα πλοία, το ηλεκτρικό φορτίο είναι συνήθως μικρότερο απ'την ισχύ που μπορεί να ανακυκλωθεί απ'τη θερμότητα που εκπέμπει η κύρια μηχανή. Μία πρόταση για τη βελτίωση της απόδοσης είναι η χρήση ενός αξονικού κινητήρα ανάμεσα στη κύρια μηχανή και την προπέλα. Με αυτό τον τρόπο, το υπολοιπόμενο ηλεκτρικό φορτίο μπορεί να μετατραπεί σε μηχανική ενέργεια έτσι ώστε να επιτευχθεί μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπής ρύπων.

Ακολουθεί αξιολόγηση της ετήσιας διαθέσιμης απορριπτόμενης θερμότητας και της ανακτήσιμης ενέργειας χρησιμοποιώντας την τεχνολογία ORC, για τρία επιλεγμένα πλοία, δηλαδή ένα πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, ένα πλοίο μεταφοράς χύδην φορτίου και ένα πετρελαιοφόρο. Το πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων βασίζεται σε ένα πλοίο της Mærsk Line, παρόμοιο με αυτό που μελετήθηκε απ'τον Andreassen [50]. Το πλοίο μεταφοράς χύδην φορτίου και το πετρελαιοφόρο βασίζονται στα πλοία Nord Neptune και Nord Goodwill, αντίστοιχα, τα οποία ανήκουν στην Dampskibsselskabet NORDEN A/S. Εξετάστηκαν μόνο οι διαθέσιμες πηγές θερμότητας από τους κύριους κινητήρες, δεδομένης της σχετικά χαμηλής συμβολής των βοηθητικών κινητήρων. Ο Πίνακας 1 [46] παραθέτει τα κατά προσέγγιση μεγέθη των σκαφών και τις κύριες προδιαγραφές κινητήρα που χρησιμοποιούνται για την εκτίμηση του δυναμικού WHR. Όπως φαίνεται στο Σχ. 6.2β, υπάρχουν τέσσερα ρεύματα που μπορούν να αξιοποιηθούν για το WHR: καυσαέρια, νερό μπουφάν, λιπαντικό λάδι και αέρας καθαρισμού. Η χαμηλή θερμοκρασία του λιπαντικού λαδιού, γύρω στους 45 °C, αποθαρρύνει τη χρήση αυτής της πηγής για WHR. Ως εκ τούτου, η αξιολόγηση του δυναμικού WHR

περιελάμβανε μόνο τη χρήση καυσαερίων, του αέρα καθαρισμού και τη θερμότητα του ψυκτικού νερού. Ως παράδειγμα του μεριδίου αυτών των πηγών απορριπτόμενης θερμότητας, το Σχ. 6.2β δείχνει ένα διάγραμμα Sankey της κατανομής της ισχύος και των ροών θερμότητας, και των θερμοκρασιών τους, για τον κινητήρα MAN 6S80ME-C9.5 σε φορτίο 100%.



Σχήμα 6.1δ Διάγραμμα Sankey για τον κινητήρα MAN 6S80ME-C9.5 σε φορτίο 100%.
(Οι ροές θερμότητας και η ισχύς πρόωσης υποδεικνύονται σε kW.)

Μελετήθηκαν δύο περιπτώσεις για τα καυσαέρια: ένα σύγχρονο σενάριο όπου κινητήρες που χρησιμοποιούν καύσιμα με υψηλή περιεκτικότητα σε θείο(π.χ. HFO), και ένα μελλοντικό σενάριο όπου οι κινητήρες χρησιμοποιούν καύσιμα χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο. Για αυτές τις δύο περιπτώσεις, η απόδοση των μονάδων ORC συγκρίθηκε με την απόδοση των υπερσύγχρονων μονάδων SRC διπλής πίεσης. Στην περίπτωση του καυσίμου με υψηλή περιεκτικότητα σε θείο, ο ατμός λειτουργίας που παράγεται από τα καυσαέρια και η θερμοκρασία τροφοδοσίας του λέβητα είναι τουλάχιστον 148 °C. Για τη μονάδα SRC διπλής πίεσης, ο ατμός σέρβις εξάγεται από το τύμπανο ατμού υψηλής πίεσης, ενώ για τη μονάδα ORC ένας λέβητας ατμού υπηρεσίας βρίσκεται πριν από τη μονάδα ORC στο κανάλι καυσαερίων. Ο ατμός υπηρεσίας παρέχει θερμότητα για προθέρμανση HFO, θέρμανση δεξαμενής HFO και θέρμανση χώρου, ενώ ο περιορισμός θερμοκρασίας τροφοδοσίας του λέβητα χρησιμεύει για να διατηρεί το πιο κρύο σημείο στο λέβητα καυσαερίων πάνω από το σημείο δρόσου του θεικού οξέος. Για το πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, 1730 kg h⁻¹ ατμού λειτουργίας παρήχθησαν από τα καυσαέρια, ενώ μια παραγωγή 1250 kg h⁻¹ υποτέθηκε για το πλοίο μεταφοράς χύδην φορτίου και το πετρελαιοφόρο.

Η περίπτωση καυσίμου χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο αντιπροσωπεύει ένα ιδανικό σενάριο όπου υπάρχει η περιεκτικότητα σε θείο του καυσίμου είναι τόσο μικρή, ώστε ο κίνδυνος δημιουργίας θεικού οξέος να μην λαμβάνεται υπόψη. Σε αυτήν την περίπτωση, δεν επιβλήθηκε όριο ελαχίστης θερμοκρασίας στη τροφοδοσία του λέβητα. Η χρήση καυσίμων χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο, για παράδειγμα LNG σε κινητήρα διπλού καυσίμου με MDO ή MGO ως πιλοτικό καύσιμο ή LNG σε κινητήρα αερίου, μπορεί να εξαλείψει τη ανάγκη ατμού για προθέρμανση των καυσίμων και θέρμανση δεξαμενής. Υποθέτοντας ότι οι



απαιτήσεις θέρμανσης χώρου μπορούν να καλυφθούν από άλλες πηγές, για παράδειγμα από νερό με τζάκετ, δεν απαιτείται παραγωγή ατμού στην περίπτωση καυσίμου χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο. Η δυνατότητα εγκατάστασης μονάδων ORC για WHR ποσοτικοποιήθηκε με βάση τα αριθμητικά μοντέλα που παρουσιάζονται στους Andreassen [50]. Αρχικά, η ονομαστική απόδοση των συστημάτων WHR εκτιμήθηκε με βάση ένα μοντέλο σχεδιασμού για επιλεγμένο φορτίο κινητήρα (σημείο σχεδιασμού). Στη συνέχεια, χρησιμοποιήθηκε ένα μοντέλο εκτός σχεδίου για την πρόβλεψη της απόδοσης μερικού φορτίου της μονάδας ORC, στα λειτουργικά προφίλ των σκαφών και για την εκτίμηση του δυναμικού εξοικονόμησης καυσίμου. Για κάθε μονάδα WHR το σημείο σχεδιασμού επιλέχθηκε είτε στο 100%, στο 75% είτε στο 50% του κύριου φορτίου του κινητήρα, ανάλογα με το ποιο έδωσε τη μεγαλύτερη εξοικονόμηση καυσίμου. Για τη δεξαμενή του ψυκτικού νερού, εξετάστηκε επίσης η επιλογή σχεδιασμού της μονάδας με 30% φορτίο κύριου κινητήρα. Στις περιπτώσεις που οι κύριοι κινητήρες λειτουργούσαν με φορτία υψηλότερα από το επιλεγμένο σημείο σχεδιασμού, η ισχύς εξόδου της μονάδας ORC διατηρήθηκε στην ονομαστική τιμή. Το εργαλείο υπολογισμού κινητήρα CEAS χρησιμοποιήθηκε για την εκτίμηση της θερμικής ισχύος, του ρυθμού ροής μάζας και της θερμοκρασίας των πηγών θερμότητας. Επιλέγονται διαφορετικές αποδόσεις για τους στρόβιλους μονάδων ORC και SRC, καθώς προηγούμενες εργασίες έχουν δείξει ότι μπορεί να επιτευχθεί υψηλότερη απόδοση του στρόβιλου με οργανικά ρευστά σε σύγκριση με τον ατμό. Η απόδοση του στρόβιλου μονάδας ORC βασίστηκε σε περιπτώσεις δοκιμών που παρουσιάζονται στη βιβλιογραφία. Η απόδοση του ρευστού και του στρόβιλου θεωρήθηκε ότι είναι η ίδια με την θήκη του ψυκτικού νερού. Το σημείο σύσφιξης του λέβητα για τη περίπτωση του αέρα καθαρισμού θεωρήθηκε ίσο με αυτό των καυσαερίων, καθώς οι ιδιότητες μεταφοράς θερμότητας του αερίου και του αέρα είναι παρόμοιες. Οι υπόλοιπες συνθήκες μοντελοποίησης που χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις ήταν ίσες με τις τιμές που χρησιμοποιήθηκαν στο Andreassen.

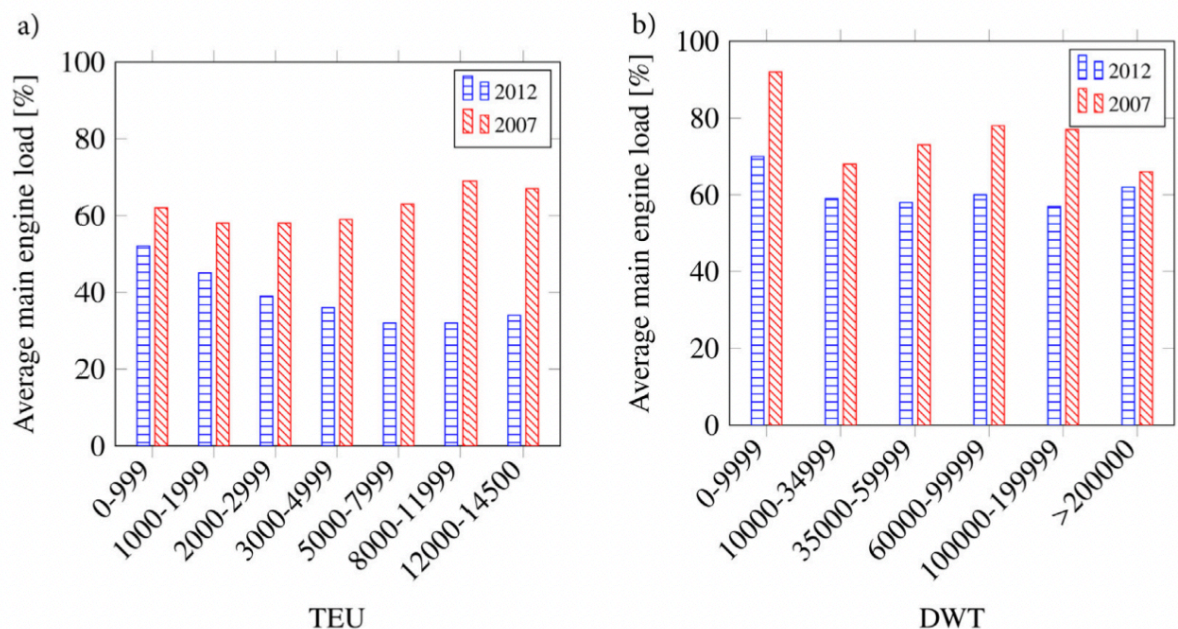


6.2 Λειτουργικά Προφίλ

Τα λειτουργικά προφίλ που χρησιμοποιούνται στις ενεργειακές αναλύσεις έχουν εξαιρετικά σημαντικό ρόλο στα αποτελέσματα του πειράματος καθώς καθορίζουν την θερμοκρασία και τη ροή μάζας καθεμιάς από τις διαθέσιμες πηγές θερμότητας, άρα και το οικονομικό κόστος του συστήματος.

Το πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων θεωρήθηκε ότι λειτουργούσε υπό συνθήκες <<αργού ατμού>> (slow-steaming). Υψηλότερες ενεργειακές αποδόσεις είναι συνήθεις για τα πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου (μικρό slow-steaming) και τα πετρελαιοφόρα (μέση ταχύτητα κοντά στο σημείο σχεδιασμού)[40]. Οι πλοιοκτήτες επιδιώκουν λειτουργίες slow-steaming σε περιόδους αύξησης των τιμών των καυσίμων, μείωσης των ναύλων και υψηλής πλεονάζουσας ικανότητας. Αυτοί οι παράγοντες εμφανίστηκαν ταυτόχρονα κατά το 2007 και το 2008 και οδήγησαν στη λειτουργία με μειωμένες ταχύτητες και στο σχεδιασμό νέων πλοίων με μικρότερους κινητήρες [41].

Το Σχ. 6.2γ δείχνει τον μέσο συντελεστή φορτίου της κύριας μηχανής κατά τη διάρκεια του ταξιδιού για τους στόλους των πλοίων μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων και μεταφοράς χύδην φορτίου το 2007 και το 2012, ως συνάρτηση του μεγέθους του σκάφους. Όπως συνηθίζεται, το μέγεθος του σκάφους εκφράζεται σε ισοδύναμη μονάδα είκοσι ποδιών (TEU) για πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων και σε χωρητικότητα νεκρού βάρους (DWT) για πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου. Τα δεδομένα ανακτώνται από την τρίτη μελέτη του IMO για τα αέρια του θερμοκηπίου που προέρχονται από τις εκπομπές των πλοίων. Τα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων ταξίδεψαν και τα δύο χρόνια με χαμηλότερη μέση ισχύ σε σύγκριση με τα πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου και τα πετρελαιοφόρα (δεν εμφανίζονται στο διάγραμμα).



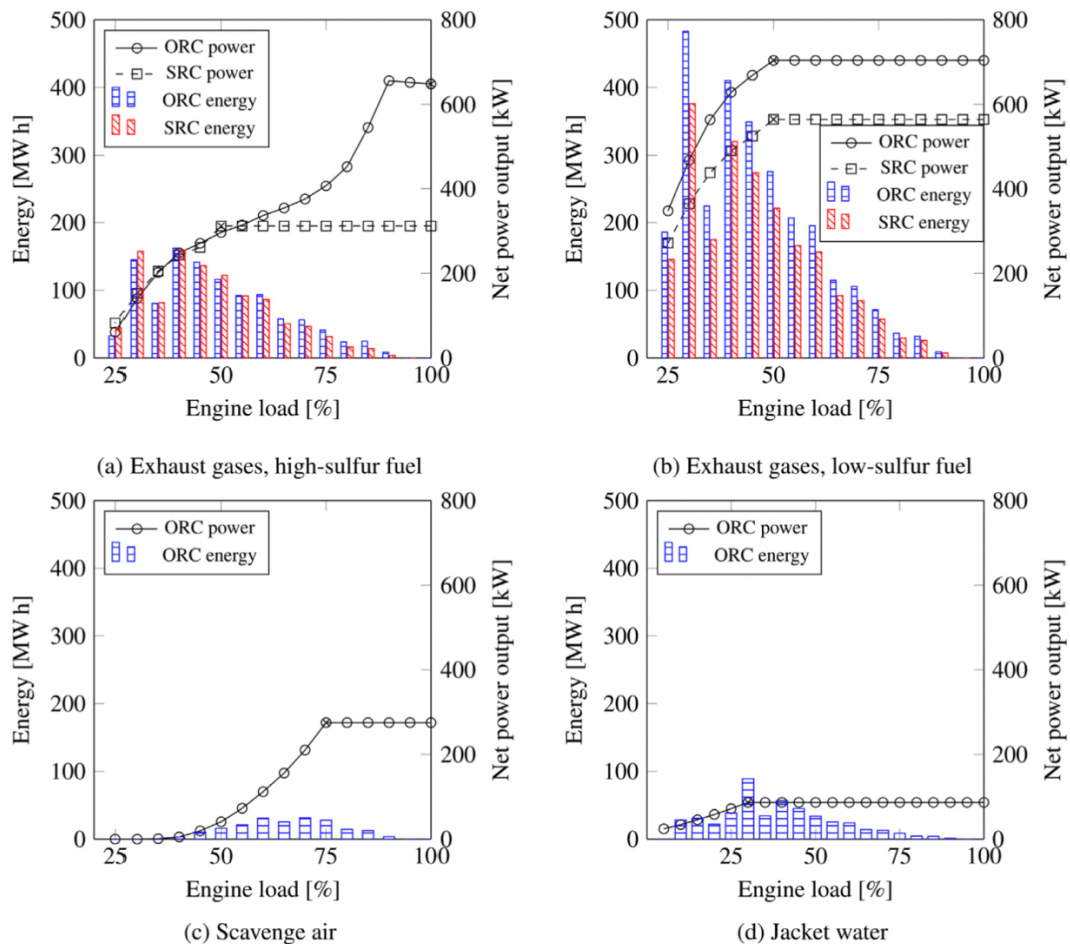
Σχήμα 6.2γ Μέσος συντελεστής φορτίου κύριας μηχανής πλοίου το 2007 και το 2012 ως συνάρτηση της κατηγορίας μεγέθους, η οποία δίνεται σε Twenty Foot Equivalent Unit (TEU) για πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων

(α) και σε χωρητικότητα νεκρού βάρους (DWT) για πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου (β).

Όλοι οι τύποι πλοίων παρουσίασαν μείωση της μέσης ταχύτητας. Μια τέτοια τάση είναι πιο έντονη για τα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων των οποίων ο μέσος συντελεστής φορτίου μειώθηκε κατά 40% σε πέντε χρόνια. Τα πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου και τα πετρελαιοφόρα παρουσίασαν πιο μέτρια μείωση της μέσης χωρητικότητας ισχύος, δηλαδή 18,8% και 26,0%, αντίστοιχα.

6.2.1 Πλοία εμπορευματοκιβωτίων

Το πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων υποθέθη ότι λειτουργεί με χαμηλή ταχύτητα, ανταποκρινόμενη στην τυπική λειτουργία αργού ατμού, με 30% της ισχύος του κύριου κινητήρα να είναι το πιο συχνό φορτίο (≈ 1000 h/year)[42]. Το Σχήμα 6.2.1α δείχνει την ενέργεια που ανακτάται με τις τεχνολογίες ORC και SRC και την καθαρή παραγωγή ενέργειας. Οι τιμές δίνονται σε συνάρτηση με το φορτίο του κινητήρα που υπολογίζει το ετήσιο λειτουργικό προφίλ του πλοίου.



Σχήμα 6.2.1: Ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (αριστερός άξονας) και καθαρή ηλεκτρική ισχύς (δεξιός άξονας) από τις μονάδες WHR για το πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων με (x) την ένδειξη των σημείων σχεδιασμού.[48]

Τα συστήματα WHRS που εκμεταλλεύονται τη θερμότητα των καυσαερίων χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο αποδίδουν την υψηλότερη ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (ORC: 2,70 GW*h και SRC: 2,13 GW*h), ενώ η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από τα καυσαέρια υψηλής περιεκτικότητας σε θείο είναι η δεύτερη υψηλότερη (ORC: 1,08 GW h και



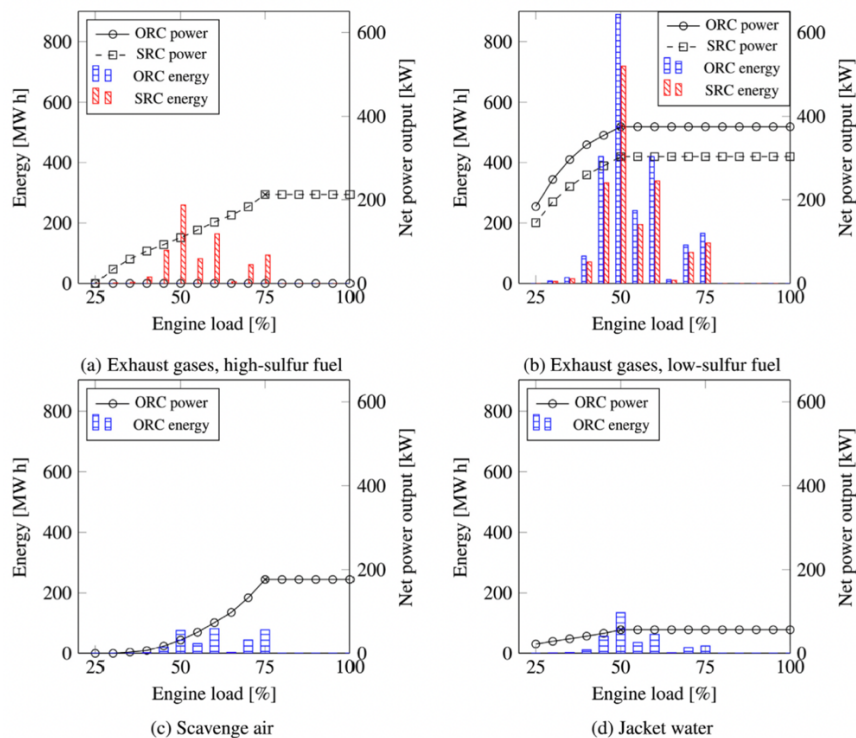
SRC: 1,04 GW h). Η χρήση των καυσαερίων με υψηλή περιεκτικότητα σε θείο εμποδίζεται λόγω της θέρμανσης του ατμού λειτουργίας και της ελάχιστης απαιτούμενης θερμοκρασίας τροφοδοσίας του λέβητα[52]. Οι μονάδες WHR που ανακτούν θερμότητα καυσαερίων χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο παράγουν σημαντικά περισσότερη ηλεκτρική ισχύ, καθώς αυτοί οι περιορισμοί δεν ισχύουν. Η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από τις μονάδες ORC από τον αέρα και το νερό είναι 0,20 GWh και 0,47 GWh, αντίστοιχα. Αν και μεγάλη ποσότητα ενέργειας είναι διαθέσιμη από τον αέρα καθαρισμού, αυτή η περίπτωση αντιπροσωπεύει το χαμηλότερο δυνατό αποτέλεσμα για το σύστημα. Η διαθέσιμη θερμότητα στο ψυγείο αέρα μειώνεται γρήγορα με το φορτίο του κινητήρα σε σύγκριση με αυτό του νερού του χιτωνίου, όπου η θερμοκρασία και ο ρυθμός ροής μάζας διατηρούνται σταθερές κατά τη λειτουργία. Αυτό συνεπάγεται χαμηλότερες αποδόσεις εκτός σχεδίου κατά τη χρήση της θερμότητας του αέρα καθαρισμού. Η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από τη μονάδα ORC παρέχεται στο δίκτυο επί του πλοίου, όπου διανέμεται σε διάφορους καταναλωτές ηλεκτρικής ενέργειας μέσω του συστήματος διαχείρισης ενέργειας.

Σε ορισμένες περιπτώσεις, η ηλεκτρική ισχύς των μονάδων WHR που χρησιμοποιούν καυσαέρια μπορεί να είναι υψηλότερη από τη ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας στο πλοίο. Εάν συμβαίνει αυτό, η εγκατάσταση ενός βοηθητικού άξονα θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί έτσι ώστε το υπόλοιπο ηλεκτρικό ρεύμα να μπορεί να χρησιμοποιηθεί για πρόωση. Κατά την κάλυψη των απαιτήσεων ηλεκτρικής ενέργειας επί του οχήματος, η ισχύς από τη μονάδα WHR αντικαθιστά αυτή των τετράχρονων βοηθητικών κινητήρων ντίζελ που λειτουργούν με χαμηλότερη απόδοση από τον κύριο κινητήρα. Η ικανότητα εξοικονόμησης καυσίμου της εγκατάστασης μονάδων WHR για την ανάκτηση της θερμότητας των καυσαερίων υπολογίστηκε λαμβάνοντας υπόψη τις ακόλουθες δύο ακραίες περιπτώσεις: (1) όλη η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια αντικαθιστά την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από τετράχρονους βοηθητικούς κινητήρες με μέση κατανάλωση καυσίμου 210 g kW/h, και (2) όλη η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια χρησιμοποιείται για την πρόωση του πλοίου μέσω κινητήρα.

Η εξοικονόμηση καυσίμου υπολογίστηκε ως το κλάσμα της ενέργειας καυσίμου που εξοικονομήθηκε από τις μονάδες WHR σε σύγκριση με την ενέργεια καυσίμου που χρησιμοποιείται στον κύριο κινητήρα. Τα κλάσματα υπολογίστηκαν λαμβάνοντας υπόψη μόνο τη λειτουργία μεταξύ 25% και 100% του κύριου φορτίου κινητήρα, καθώς τα δεδομένα του κινητήρα ήταν διαθέσιμα μόνο σε αυτό το εύρος φορτίου. Στην πρώτη περίπτωση η εξοικονόμηση καυσίμου ήταν 7,8% και στη δεύτερη περίπτωση ήταν 5,9%, όταν λήφθηκε υπόψη η μονάδα ORC που χρησιμοποιεί καυσαέρια χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο. Ο σχεδιασμός αυτής της μονάδας ORC χαρακτηρίζεται από αναλογία όγκου ροής 23 kg/s και διαφορά ενθαλπίας 119 kJ /kg κατά μήκος του στροβίλου. Η διαφορά χαμηλής ενθαλπίας επιτρέπει τη σχεδίαση στροβίλων με μέτριες περιφερειακές ταχύτητες και φυγόκεντρες τάσεις, ενώ η χαμηλή αναλογία όγκου -ροής επιτρέπει επίπεδα του στροβίλου με χαμηλούς αριθμούς Mach και μικρές διακυμάνσεις ύψους πτερυγίων ρότορα. Σε σύγκριση με τους αμοστρόβιλους, αυτά τα χαρακτηριστικά επιτρέπουν οικονομικά ελκυστικά και αποδοτικά σχέδια στροβίλων που χρησιμοποιούν λίγα επίπεδα. Αυτό δείχνει ότι είναι οικονομικά ρεαλιστικό να επιτευχθούν υψηλές αποδόσεις στροβίλου για τη μονάδα ORC κυκλοπεντανίου και ότι η απόδοση του στροβίλου (72%) είναι μια συντηρητική τιμή. Σε περίπτωση που η απόδοση του στροβίλου του στροβίλου κυκλοπεντανίου ήταν 90%, η εξοικονόμηση καυσίμου που επιτεύχθηκε για τη μονάδα ORC θα ήταν 10,0% όταν η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια αντικαταστήσει την παραγωγή από τους τετράχρονους βοηθητικούς κινητήρες.

6.2.2 Πλοίο Μεταφοράς χύδην φορτίου

Το Σχήμα 6.2.2 παρουσιάζει τα αποτελέσματα της ενεργειακής ανάλυσης. Συγκριτικά με το πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, ο κύριος κινητήρας λειτουργεί με υψηλότερα μέσα φορτία (πάνω από 2300 ώρες σε περίπου 50%). Το 2015 το φορτίο του κινητήρα διατηρήθηκε πάντα πάνω από το 30% και, ως εκ τούτου, το εύρος λειτουργίας ήταν στο εύρος μεταξύ 40% και 60% του κύριου φορτίου του κινητήρα[47]. Μεγάλη ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας μπορεί να παραχθεί από τα καυσαέρια χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο (ORC: 2,39 GW h και SRC: 1,92 GW h). Ωστόσο, για τα καυσαέρια υψηλής περιεκτικότητας σε θείο δεν είναι δυνατό να βρεθεί μια λύση μονάδας ORC που να σέβεται τον περιορισμό θερμοκρασίας τροφοδοσίας του λέβητα. Αυτό οφείλεται στη χαμηλή ποσότητα ενέργειας που διατίθεται μετά την παραγωγή ατμού. Η χρήση αέρα καθαρισμού για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου πριν από τον λέβητα καυσαερίων θα μπορούσε να επιτρέψει τη λειτουργία της μονάδας ORC σε αυτήν την περίπτωση. Και πάλι, η μεγαλύτερη εξοικονόμηση καυσίμου επιτυγχάνεται με τη μονάδα ORC που χρησιμοποιεί τα καυσαέρια χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο. Εξοικονόμηση καυσίμου 7,6% επιτυγχάνεται όταν όλη η ηλεκτρική ενέργεια χρησιμοποιείται στο πλοίο. Στην περίπτωση που η απόδοση του στροβίλου είναι 90% η εξοικονόμηση καυσίμου φτάνει το 9,7%. Η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από τον αέρα (0,34 GW h) είναι παρόμοια με εκείνη του τζάκετ νερού (0,35 GW h) για τη μεταφορά χύδην φορτίου. Η λειτουργία του κινητήρα σε υψηλότερα μέσα φορτία, αυξάνει την ενέργεια που ανακτάται από τη μονάδα ORC εκμεταλλευόμενη τη θερμότητα του αέρα καθαρισμού.



Σχήμα 6.2.2 Ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (κατακόρυφος άξονας) και καθαρή ηλεκτρική ισχύς (οριζόντιος άξονας) από τις μονάδες WHR για το φορτηγό χύδην με ένδειξη σημείων σχεδιασμού (×)

6.2.3 Πετρελαιοφόρο

Το 2015, το πετρελαιοφόρο λειτουργούσε με αρκετά υψηλά φορτία (70% – 80%). Η ζήτηση για ισχύ πρόωσης ήταν πάντα υψηλότερη από 40%, υπονοώντας έτσι σχετικά μεγαλύτερη ποσότητα απορριπτόμενης θερμότητας διαθέσιμη σε σύγκριση με τα δύο προηγούμενα πλοία. Το Σχ. 6.2.2 δείχνει ότι η ανακτώμενη θερμότητα από τον αέρα καθαρισμού αυξάνεται σημαντικά. Και πάλι, η μονάδα ORC που χρησιμοποιεί τα καυσαέρια χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο παράγει μεγάλη ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας (ORC: 2,36 GW h και SRC: 2,07 GW h). Η αντίστοιχη εξοικονόμηση καυσίμου είναι 6,5% για το ORC όταν η ηλεκτρική ενέργεια χρησιμοποιείται στο πλοίο. Για απόδοση τουρμπίνας 90%, η εξοικονόμηση καυσίμου φτάνει το 8,4%. Όσον αφορά το φορέα χύδην φορτίου, δεν είναι δυνατό να βρεθεί μια εφικτή λύση μονάδας ORC που να συμμορφώνεται με τον περιορισμό θερμοκρασίας τροφοδοσίας του λέβητα στην περίπτωση χρήσης καυσαερίων υψηλής περιεκτικότητας σε θείο. Όταν λειτουργεί σε υψηλές ταχύτητες, η θερμότητα στον αέρα καθαρισμού γίνεται πολύτιμη πηγή. Η συνολική ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από τον αέρα καθαρισμού με χρήση της τεχνολογίας ORC είναι 0,75 GWh, ενώ 0,35 GWh παράγεται από το ψυκτικό νερό.



6.3 Βασικά Συμπεράσματα της Ενεργειακής Ανάλυσης

Τα αποτελέσματα των ενεργειακών αναλύσεων συνεπάγονται τις ακόλουθες παρατηρήσεις:

1. Η θερμότητα των καυσαερίων είναι μια εξαιρετικά υποσχόμενη πηγή ενέργειας για την τεχνολογία ORC στις περιπτώσεις με κινητήρες που χρησιμοποιούν καύσιμο χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο. Όταν συνδυάζεται με προθέρμανση με τη θερμότητα νερού του τζάκετ, η μονάδα ORC μπορεί να μετατρέψει τη θερμότητα των καυσαερίων με σχετικά υψηλές θερμικές αποδόσεις, οδηγώντας σε ετήσια εξοικονόμηση καυσίμου έως και 10%.

Οι εκτιμήσεις της ανακτήσιμης ενέργειας με μονάδες ORC που παρέχονται σε αυτήν την ενότητα γίνονται χρησιμοποιώντας μια απλή μεθοδολογία σχεδιασμού, όπου τα Waste Heat Recovery Systems βελτιστοποιούνται με βάση το σημείο σχεδιασμού και χρησιμοποιώντας προκαθορισμένες ρυθμίσεις κινητήρα. Χρησιμοποιώντας τις προηγμένες μεθοδολογίες σχεδιασμού που αναπτύχθηκαν από τους Larsen και Baldi λαμβάνοντας υπόψη το συνδυασμό βελτιστοποίηση του συντονισμού του κινητήρα και του σχεδιασμού WHRS και της βελτιστοποίησης του WHRS με βάση το λειτουργικό προφίλ του πλοίου, είναι δυνατό να ενισχυθεί το ανακτώμενο ενεργειακό εύρος των WHRS. Με τέτοιες μεθοδολογίες σχεδιασμού, εκτιμάται ότι η ετήσια εξοικονόμηση καυσίμου θα μπορούσε να είναι 10-15% σε περιπτώσεις όπου η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια αξιοποιείται σε λοιπές διεργασίες στο πλοίο.

2. Η μετασκευή μονάδων ORC για την ανάκτηση της θερμότητας των καυσαερίων από κινητήρες με καύσιμο HFO (υψηλή περιεκτικότητα σε θείο) αποτελεί πρόκληση λόγω της ζήτησης θερμότητας για ατμό συντήρησης και των απαιτήσεων για υψηλές θερμοκρασίες τροφοδοσίας στο λέβητα. Η τεχνική σκοπιμότητα της ανάκτησης της θερμότητας των καυσαερίων αυξάνεται με το μέγεθος του πλοίου, καθώς το κλάσμα της απορριπτόμενης θερμότητας που χρησιμοποιείται για τον υπηρεσιακό ατμό μειώνεται με το μέγεθος του κινητήρα. Όπως συζητήθηκε στους Andreassen, η προθέρμανση του αέρα καθαρισμού ή νέων ρευστών με πολύ ξηρά χαρακτηριστικά μπορεί ενδεχομένως να επιτρέψει στη μονάδα ORC να φτάσει την απαιτούμενη θερμοκρασία τροφοδοσίας λέβητα.

3. Σε σύγκριση με την υπερσύγχρονη μονάδα SRC διπλής πίεσης, η μονάδα ORC έδειξε ανώτερη απόδοση για τη περίπτωση καυσίμου χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο. Στην περίπτωση καυσίμου υψηλής περιεκτικότητας σε θείο για το πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, οι μονάδες ORC και SRC ανέκτησαν παρόμοια ποσά ενέργειας. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι οι ονομαστικές εξόδοι ισχύος των μονάδων SRC που προσομοιώνονται στις ενεργειακές αναλύσεις είναι κάτω από 600 kW. Μονάδες SRC διπλής πίεσης σε αυτό το μέγεθος ισχύος σπάνια εμφανίζονται. Για αυτό το εύρος ισχύος, η μονάδα ORC είναι η προτιμώμενη τεχνολογία, η οποία εκφράζεται επίσης στα αποτελέσματα της ενεργειακής ανάλυσης.



4. Η θερμότητα του αέρα εξαερισμού είναι η μεγαλύτερη πηγή σπατάλης θερμότητας, όσον αφορά τη διαθέσιμη απορριπτόμενη ενέργεια. Ωστόσο, η ποσότητα της θερμότητας και η θερμοκρασία στην οποία είναι διαθέσιμη σχετίζεται έντονα με το φορτίο του κινητήρα, γεγονός που οδηγεί σε χαμηλή διαθεσιμότητα θερμότητας εάν το σκάφος υιοθετήσει μια στρατηγική αργού ατμού. Κατά συνέπεια, η θερμότητα μπορεί να μετατραπεί μόνο με μέτρια θερμική απόδοση χρησιμοποιώντας μια μονάδα ORC. Η χρήση της θερμότητας του αέρα εξαερισμού είναι πιο ελκυστική για τα πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου και τα δεξαμενόπλοια που πλέουν με υψηλότερα μέσα φορτία από τα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων. Από την άλλη πλευρά, οι πρακτικές slow-steaming ενδέχεται να εγκαταλειφθούν στο μέλλον λόγω της αύξησης των ναύλων, των χαμηλών τιμών των καυσίμων και της χρήσης κινητήρων μικρότερου μεγέθους. Σε αυτό το σενάριο, η ανάκτηση της θερμότητας στον αέρα εξαερισμού θα μπορούσε να γίνει κρίσιμη για τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών.

5. Η θερμότητα του ψυκτικού νερού εξαρτάται λιγότερο από το φορτίο του κινητήρα. Για χαμηλά φορτία του κύριου κινητήρα, είναι επομένως δυνατή η ανάκτηση περισσότερης ενέργειας από το νερό του χιτωνίου παρά από τον αέρα καθαρισμού.

ΕΠΙΛΟΓΟΣ

Η τεχνολογία Οργανικού Κύκλου Rankine αποτελεί μια υψηλά υποσχόμενη μέθοδο για την έμμεση αύξηση της απόδοσης ποικίλων διεργασιών, από κινητήρες πρόωσης πλοίων μέχρι και γεωθερμίας, και η συνεχόμενη εξέλιξη και εφαρμογή του, σε συνδυασμό με την ανθρώπινη ανάγκη για περιορισμό κατανάλωσης καυσίμων και εκπομπής ρυπογόνων ουσιών. Το χαρακτηριστικό του κύκλου είναι η λειτουργία σε συνθήκες χαμηλών θερμοκρασιών, αλλά και το χαμηλού κόστους συμπαγές σχέδιο κατασκευής του σε σχέση με άλλες τεχνολογίες ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] International Chamber of Shipping, www.ics-shipping.org
- [2] World Shipping Council. The Liner Shipping Industry and Carbon Emissions Policy; 2012
- [3] Smith TWP, Jalkanen JP, Anderson BA, Corbett JJ, Faber J, Hanayama S, O'Keeffe, Parker S, Johansson L, Aldous L, Raucci C, Traut M, Ettinger S, Nelissen D, Lee DS, Ng S, Agrawal A, Winebrake JJ, Hoen M, Chesworth S, Pandey A. Third IMO greenhouse gases study 2014, Tech. rep. London, United Kingdom: The International Maritime Organization; 2015.
- [4] Energy Systems, University of Liège, 7, chemins des chevreuils, Bât. B49 (P33), 4000 Liège, Belgium
- [5] Det Norske Veritas. Energy management study, Tech. rep. Det Norske Veritas; 2015.
- [6] Colonna P, Casati E, Trapp C, Mathijssen T, Larjola J, Turunen-Saaresti T, Uusitalo A. Organic Rankine cycle power systems: from the concept to current technology, applications, and an outlook to the future. ASME J Gas Eng Turbines Power 2015
- [7] Saidur R, Rezaei M, Muzammil W, Hassan M, Paria S, Hasanuzzaman M. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. Renew/Sustain Energy Rev 2012;16(8):5649–59.
- [8] Shu G, Liang Y, Wei H, Tian H, Zhao J, Liu L. A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships. Renew Sustain Energy Rev 2013;19:385–401.
- [9] Sprouse C, Depcik C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. Appl Therm Eng 2013;51(1):711–22.
- [10] Quoilin S, Lemort V, Lebrun J 2010 Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander Applied Energy 87 pp 1260-1268



- [11] Shu G, Zhao J, Tian H, Wei H, Liang X, Yu G, Liu L. Parametric and exergetic analysis of waste heat recovery system based on thermoelectric generator and organic rankine cycle utilizing R123. *Energy* 2012;45:806–16.
- [12] Hong-Hu Zhang, Ming-Jia Li, Yong-Qiang Feng, Huan Xi, Tzu-Chen Hung, Assessment and working fluid comparison of steam Rankine cycle -Organic Rankine cycle combined system for severe cold territories, *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 28, 2021, 101601
- [13] Angelino G, Gaia M, Macchi E. A review of Italian activity in the field of organic Rankine cycles. *VDI-Ber* 1984;539:465–82.
- [14] Sarkar J, Bhattacharyya S. Potential of organic Rankine cycle technology in India: working fluid selection and feasibility study. *Energy* 2015;90:1618–25.
- [15] Faisal A, Nugroho TF. Technical analysis of organic Rankine cycle system using low-temperature source to generate electricity in ship. *J Tek ITS* 2016;5(2):B394–9.
- [16] Boyce MP. *Gas turbine engineering handbook*. Oxford, Great Britain: Butterworth Heinemann; 2012. [ISBN: 9780123838421].
- [17] R. Vidhi, D.Y. Goswami, E.K. Stefanakos, Parametric Study of Supercritical Rankine Cycle and Earth-air-heat-exchanger for Low Temperature Power Generation, *Energy Procedia*, Volume 49, 2014, Pages 1228:1237-31
- [18] Pierobon L, Benato A, Scolari E, Haglind F, Stoppato A. Waste heat recovery technologies for offshore platforms. *Appl Energy* 2014;136:228–41.
- [19] The International Maritime Organisation. 2014 guidelines on the method of calculation of the attained energy efficiency design index (EEDI) for new ships, *Tech.rep.* The International Maritime Organisation; 2014.
- [20] The International Maritime Organisation. Sulphur oxides (SOx) Regulation 14, *Tech. rep.* The International Maritime Organisation; 2015.
- [21] The International Maritime Organisation. Nitrogen Oxides (NOx) Regulation 13, *Tech. rep.* The International Maritime Organisation; 2015.
- [22] *Rules and Regulations for the classification of ships*. Lloyd’s Register; 2017
- [23] Yang MH. Payback period investigation of the organic Rankine cycle with mixed working fluids to recover waste heat from the exhaust gas of a large marine diesel engine. *Energy Convers Manag* 2018;162:189–202. [Apr 15].
- [24] Sarkar J, Bhattacharyya S. Potential of organic Rankine cycle technology in India: working fluid selection and feasibility study. *Energy* 2015;90:1618–25.



- [25] Yang MH. Payback period investigation of the organic Rankine cycle with mixed working fluids to recover waste heat from the exhaust gas of a large marine diesel engine. *Energy Convers Manag* 2018;162:189–202. [Apr 15 2018].
- [26] Papadopoulos A, Stijepovic M, On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles. *Appl Therm Eng* 2010;30(6–7):760–9.
- [27] https://en.wikipedia.org/wiki/Organic_Rankine_cycle
- [28] Gu, W., Weng, Y., Wang, Y., & Zheng, B. 2009. Theoretical and experimental investigation of an organic Rankine cycle for a waste heat recovery system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 223(5), 523–533.
- [29] Hyeunguk Ahn, William Miller, Paul Sheaffer, Vestal Tutterow, Vi Rapp, Opportunities for installed combined heat and power (CHP) to increase grid flexibility in the U.S., *Energy Policy*, Volume 157, 2021, 112485, ISSN 0301-215
- [30] Pierobon L, Benato A, Scolari E, Haglind F, Stoppato A. Waste heat recovery technologies for offshore platforms. *Appl Energy* 2014; 136:228–41.
- [31] Pierobon L, Casati E, Casella F, Haglind F, Colonna P. Design methodology for flexible energy conversion systems accounting for dynamic performance. *Energy* 2014;68:667–79.
- [32] Cho SY, Cho CH. An experimental study on the organic Rankine cycle to determine as to how efficiently utilize fluctuating thermal energy. *Renew Energy* 2015; 80:73–9.
- [33] Tchanche B et al 2013 *Organic Rankine Cycle Systems: Principles, Opportunities, and Challenges*. *IEEE International Conference on Microelectronics* pp 296-299
- [34] Drescher U, Brüggemann D 2007 Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants *Applied Thermal Eng.* 27 pp 223-228
- [35] Astolfi M, Romano MC, Bombarda P, Macchi E. Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium–low temperature geothermal sources–Part B: techno-economic optimization. *Energy* 2014;66(0):435–46.
- [36] Quoilin S, Lemort V, Lebrun J 2010 Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander *Applied Energy* 87 pp 1260-1268
- [37] Ziviani D et al 2016 Development and a validation of charge sensitive Organic Rankine Cycle (ORC) simulation tool *Energies* pp 1-37
- [38] Sundel T. Rankine cycle device having multiple turbo-generators, patent US7665304 B2; 2010.



- [39] Lecompte S, Huisseune H, van den Broek M, De Schampheleire S, De Paepe M. Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system. *Appl Energy* 2013; 111:871–81.
- [40] Yıldırım C, Özkan DB, Onan C 2017 Theoretical study of R32 to replace R410A in variable refrigerant flow systems *Int J Ambient Energy* pp 1-6
- [41] Willis GR 2011 The use of R22 and R134a Refrigerants in the Cooling Machine (in Indonesian language) OSEATEK
- [42] Asimptote 2017 Cycle-Tempo technical notes [internet] [downloaded 2019 Apr 23] Available at: <http://www.asimptote.nl//Software/cycle-tempo/cycle-tempo- details>.
- [43] Douvartzides S, Karmalis I 2016 Working fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) exhaust heat recovery of an internal combustion engine power plant. *Materials Sci Eng.V.161 Issue 1* pp 012087
- [44] Gaos YS, Juarsa M, Marzuki E, Yulianto M 2015 Selection of working fluid in the development of organic rankine cycles (in Indonesian language) *AME (Aplikasi Mekanika dan Energi)*, Vol 1, No 1 pp 34-38.
- [45] Yu H, Feng X, Wang Y. 2016. Working fluid selection for Organic Rankine Cycle (ORC) considering the characteristics of waste heat sources *Ind & Eng Chemistry Res.* 55(5) pp 1309-1321
- [46] Saravanamuttoo H, Rogers GF, Cohen H. *Gas turbine theory*. Dorset, Great Britain: Pearson Education; 2001. [ISBN: 9780132224376].
- [47] Mirmobin P, Sellers C. Advanced controls of organic Rankine cycle for highly transient fluctuations during initial startup, in: *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems, Bruxelles, Belgium*, 1–9.
- [48] Vetter C, Wiemer HJ. Dynamic simulation of a supercritical ORC using low-temperature geothermal heat, in: *Proceedings of the World Geothermal Congress 2015, Melbourne, Australia*, 1–11; 2015.
- [49] Lecompte S, van den Broek M, De Paepe M. Thermodynamic analysis of the partially evaporating trilateral cycle, in: *Proceedings of the 2nd International Seminar on ORC Power Systems, Rotterdam, Netherlands*, 1–4.
- [50] *The New York Times*, New British engine - surpasses diesel, [accessed 6 August 2015].
- [51] Andreasen JG, Meroni A, Haglind F. [547]. A Comp Org Steam Rank Cycle Power Syst Waste Heat Recovery Large ships 2017;10(4):1–23.
- [52] Larsen U, Wronski J, Andreasen JG, Baldi F, Pierobon L. Expansion of organic Rankine cycle working fluid in a cylinder of a low-speed two-stroke ship engine.



Energy 2017;119:1212–20.

- [53] Larsen U, Pierobon L, Baldi F, Haglind F, Ivarsson A. Development of a model for the prediction of the fuel consumption and nitrogen oxides emission trade-off for large ships. Energy 2015;80:545–55.
- [54] Yuksek EL, Mirmobin P. Waste heat utilization of main propulsion engine jacket water in marine application, in: Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems, Bruxelles, Belgium, 2015, pp. 1–10.