



Πανεπιστήμιο Δυτικής Αττικής  
Σχολή Μηχανικών  
Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών

Διπλωματική Εργασία

## Μελέτη συστήματος οργανικού κύκλου Rankine (ORC) για ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας σε εφαρμογές ναυτιλίας



Αρβανίτης Σπυρίδων  
ΑΜ:272017023

Επιβλέποντες Καθηγητές  
Ιωάννης Σαρρής, Απόστολος Γκούντας

Αθήνα  
Ιούλιος 2022

## Μέλη Εξεταστικής Επιτροπής

Η παρούσα διπλωματική εργασία εξετάστηκε από την ακόλουθη Εξεταστική Επιτροπή:

ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ	ΒΑΘΜΙΔΑ/ΙΔΙΟΤΗΤΑ	ΨΗΦΙΑΚΗ ΥΠΟΓΡΑΦΗ
ΣΑΡΡΗΣ ΙΩΑΝΝΗΣ	Καθηγητής	
ΓΚΟΥΝΤΑΣ ΑΠΟΣΤΟΛΟΣ	Διδάσκων ΕΣΠΑ	
ΝΑΖΟΣ ΑΝΤΩΝΙΟΣ	Λέκτορας <del>Εφαρμογών</del>	

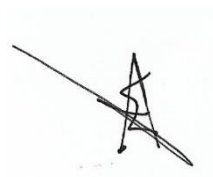
## ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Αρβανίτης Σπυρίδων του Κωνσταντίνου, με αριθμό μητρώου 272017023 φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

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

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

Ο Δηλών



## Ευχαριστίες

Με την ολοκλήρωση την παρούσας διπλωματικής εργασίας θα ήθελα να ευχαριστήσω τους ανθρώπους που με βοήθησαν στην διάρκεια της συγγραφής της. Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους καθηγητές Ιωάννη Σαρρή και Απόστολο Γκούντα που ήταν δίπλα μου σε κάθε απορία και προβληματισμό μου. Ειδικότερα ο κ. Γκούντας μου πρότεινε το θέμα της διπλωματικής εργασίας και με βοήθησε καταλυτικά κατά την διάρκεια διεξαγωγής όλης της πειραματικής πορείας, της έρευνας και της ανάλυσης των αποτελεσμάτων.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους τους καθηγητές του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του ΠΑΔΑ για τα ερεθίσματα και τις γνώσεις που μου παρείχαν και την οικογένεια μου για την υποστήριξη σε όλη μου την ακαδημαϊκή πορεία.

(Σκόπιμα κενή σελίδα)

## Περίληψη

Η μεγάλη αύξηση στις τιμές των ορυκτών καυσίμων, η αυστηροποίηση των νόμων σχετικά με τις εκπομπές του διοξειδίου του άνθρακα (IMO) και ο μικρός βαθμός απόδοσης των κινητήρων ντίζελ έχουν κινήσει το ενδιαφέρον για εφαρμογές που μειώνουν τις θερμικές απώλειες και κάνουν τους κινητήρες αποδοτικότερους. Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η μελέτη του Οργανικού Κύκλου Ανάκτησης Ενέργειας ORC και η σύγκριση δύο πιθανών οργανικών ρευστών, του R245fa και του R1233zd, που είναι ψυκτικά 4<sup>ης</sup> γενιάς και φιλικά προς το περιβάλλον για ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας σε ναυτικές μηχανές.

Πιο συγκεκριμένα, πραγματοποιήθηκε θερμοδυναμική ανάλυση για να υπολογιστούν τα κύρια χαρακτηριστικά των επιμέρους συνιστωσών που αποτελούν τον οργανικό κύκλο και του θερμικού βαθμού απόδοσης για το κάθε οργανικό ρευστό που φτάνει μέχρι 14%. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την μελέτη αυτή συγκρίθηκαν με τα αποτελέσματα εμπορικού λογισμικού παρουσιάζοντας μία μικρή απόκλιση σε ορισμένα χαρακτηριστικά από 0,1% έως 10%. Επιπλέον, χρησιμοποιώντας τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη μελέτη έγινε υπολογισμός του κόστους αγοράς και εγκατάστασης του συστήματος και τελικά υπολογίστηκε το χρονικό εύρος απόσβεσης του συστήματος ORC σε 2,9-3 έτη.

Λέξεις κλειδιά: Οργανικός Κύκλος Rankine, Ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας, ψυκτικά ρευστά, πράσινη ναυτιλία

# Abstract

The increase of cost in fossil fuels, the restrictive of carbon emissions laws (IMO) as well as the low efficiency of diesel engines, have sparked interest in applications that reduce heat loss and make engines more efficient. Aim of the present thesis is to study the Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery ORC and to compare two possible organic fluids, R245fa and R1233zd, 4<sup>th</sup> generation liquids, friendly to the environment for recovering discarded heat energy in marine engines.

More specifically, a thermodynamic analysis was performed in order to calculate the main characteristics of the different components, which comprise the organic cycle's system and the thermal efficiency of each organic fluid which reach up to 14%. The results of this study were compared with the results of the commercial software. The final outcomes showed minor differences varying from 0,1% up to 10%. Furthermore, using the results obtained from the study, was possible to calculate the purchasing and installation costs of the system and finally we can calculate the depreciation period of the system ORC in 2,9 to 3 years' time.

Keywords: Organic Rankine Cycle (ORC), Discarded Heat Energy Recovery, Refrigerant Fluids, Ecofriendly Marine

# Πίνακας περιεχομένων

Περίληψη .....	6
Abstract .....	7
<b>Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή</b> .....	<b>13</b>
1.1 Σκοπός .....	13
1.2 Θερμικές μηχανές .....	14
1.3 Θερμότητα και Οργανικοί κύκλοι .....	15
1.3.1 Οργανικός κύκλος Rankine .....	16
1.3.2 Ο κύκλος Kalina .....	17
1.3.3 Κύκλος με εργαζόμενο ρευστό το $CO_2$ .....	18
1.4 Ανάκτηση Ενέργειας .....	18
1.5 Νομοθεσία και θερμικές απώλειες.....	19
<b>Κεφάλαιο 2: Θεωρητικό Μέρος</b> .....	<b>23</b>
2.1 Τρόποι βελτίωσης του Rankine .....	23
2.1.1 Υπέρθερμος οργανικός κύκλος Rankine.....	24
2.1.2 Υπερκρίσιμοι κύκλοι .....	25
2.1.3 Αναθέρμανση .....	25
2.1.4 Αναγέννηση .....	26
2.2 Είδη Εκτονωτών .....	27
2.2.1 Εκτονωτές δυναμικής ροής.....	28
2.2.1.1 Ακτινικοί εκτονωτές .....	28
2.2.2 Ογκομετρικοί εκτονωτές (θετικής εκτόνωσης) .....	29
2.2.2.1 Εμβολοφόροι εκτονωτές .....	31
2.2.2.2 Εκτονωτές τύπου scroll.....	31
2.2.2.3 Εκτονωτές τύπου κοχλιωτοί .....	33
2.2.2.4 Εκτονωτές τύπου Vane .....	34
2.3 Αντλίες για ORC.....	36
2.3.1 Δυναμικές αντλίες .....	36
2.3.2 Αντλίες θετικής εκτόπισης .....	38
2.3.2.1 Παλινδρομικές αντλίες .....	38
2.3.2.2 Περιστροφικές αντλίες .....	39
2.3.3 Περιορισμοί αντλιών.....	42
2.4 Εναλλάκτες θερμότητας .....	43



2.4.1	Είδη Εναλλακτών Θερμότητας .....	43
2.4.1.1	Πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας .....	44
2.4.1.2	Εναλλάκτες αυλών-κελύφους .....	45
2.4.1.3	Εναλλάκτες εγκάρσιας ροής .....	46
2.4.1.4	Εναλλάκτες παράλληλης ροής και αντιρροής .....	46
2.5	Ψυκτικά ρευστά .....	47
2.6	Εφαρμογή στη Ναυτιλία .....	51
<b>Κεφάλαιο 3:</b>	<b>Μοντελοποίηση συστήματος</b> .....	<b>54</b>
3.1	Περιγραφή συστήματος .....	54
3.2	Θερμοδυναμική μοντελοποίηση .....	55
3.3	Υπολογισμοί κριτηρίων επιλογής συστημάτων .....	57
<b>Κεφάλαιο 4:</b>	<b>Αποτελέσματα</b> .....	<b>61</b>
4.1	Παρουσίαση αποτελεσμάτων .....	61
4.1.1	Παραγόμενη ισχύς με βάση τη θερμοκρασία συμπύκνωσης .....	63
4.1.2	Παραγόμενη ισχύς σαν συνάρτηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης .....	64
4.1.3	Λόγος πιέσεων εκτονωτή .....	65
4.1.4	Θερμικός βαθμός απόδοσης .....	66
4.1.5	Σύγκριση αποτελεσμάτων .....	66
4.2	Συγκριτική αξιολόγηση με αποτελέσματα εμπορικού λογισμικού. ....	70
4.3	Οικονομική μελέτη .....	76
<b>Συμπεράσματα</b>	.....	<b>79</b>
<b>Μελλοντική εργασία</b>	.....	<b>80</b>
<b>Βιβλιογραφία</b>	.....	<b>81</b>

## Πίνακας καταγραφής πινάκων

Πίνακας 1. Εύρος λειτουργίας εκτονωτών. ....	35
Πίνακας 2. Αρχικές τιμές δεδομένων. ....	54
Πίνακας 3. Σύγκριση αποτελεσμάτων με βάση τα οργανικά ρευστά. ....	61
Πίνακας 4. Κριτήρια επιλογής εναλλάκτη-Δεδομένα εισαγωγής. ....	62
Πίνακας 5. Κριτήρια επιλογής εναλλάκτη-Αποτελέσματα.....	62
Πίνακας 6. Σύγκριση των δύο μεθόδων που πραγματοποιήθηκαν για το οργανικό ρευστό R245fa.....	75
Πίνακας 7. Σύγκριση των δύο μεθόδων που πραγματοποιήθηκαν για το οργανικό ρευστό R1233zd. ....	75
Πίνακας 8. Κόστος εγκατάστασης. ....	76

## Πίνακας σχημάτων

Σχήμα 1. Διαφορά T-s <sup>63</sup> .....	17
Σχήμα 2. Διακύμανση πετρελαίου <sup>6</sup> .....	19
Σχήμα 3. Λειτουργία και εκπομπή CO <sub>2</sub> από μηχανές πρόωσης <sup>8</sup> .....	20
Σχήμα 4. Ποσοστά χρήσης δίχρονων και τετράχρονων μηχανών <sup>8</sup> .....	21
Σχήμα 5. Διαγράμματα υπέρθερμου κύκλου Rankine για τις 3 κατηγορίες ρευστών <sup>10</sup> . .....	24
Σχήμα 6. Διάταξη υπερκρίσιμου ORC και διάγραμμα λειτουργίας <sup>13</sup> .....	25
Σχήμα 7. Διάγραμμα οργανικού κύκλου Rankine με αναθέρμανση .....	26
Σχήμα 8. Διάταξη και διάγραμμα λειτουργίας οργανικού κύκλου Rankine με προθερμαντήρα. <sup>14</sup> .....	27
Σχήμα 9. Διαφορά υπο-εκτόνωσης και υπερ-εκτόνωσης <sup>23</sup> . .....	30
Σχήμα 10. Έργο Εκτονωτών για κάθε εφαρμογή <sup>28</sup> .....	36
Σχήμα 11. Διάγραμμα T-s για τις διάφορες κατηγορίες ψυκτικών <sup>52</sup> . .....	51
Σχήμα 12. Διαφορά πραγματικού και ιδεατού κύκλου Rankine <sup>57</sup> . .....	55
Σχήμα 13. Επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας σε σχέση με την ταχύτητα του ατμού και του υγρού. ....	63
Σχήμα 14. Έργο στροβίλου με βάση την θερμοκρασία του συμπυκνωτή.....	64
Σχήμα 15. Έργο στροβίλου με βάση την θερμοκρασία του εναλλάκτη. ....	64
Σχήμα 16. Λόγος πιέσεων με βάση την θερμοκρασία του εκτονωτή. ....	65
Σχήμα 17. Θερμικός βαθμός απόδοσης σε σχέση με τις θερμοκρασίες συμπυκνωτή και εναλλάκτη. ....	66
Σχήμα 18. Σύγκριση έργου στροβίλου για τις διάφορες θερμοκρασίες συμπυκνωτή.....	67
Σχήμα 19. Σύγκριση έργου στροβίλου για θερμοκρασία ατμοποίησης 110°C, 120°C και 130°C. ....	68
Σχήμα 20. Λόγος πιέσεων σε σχέση με τη θερμοκρασία συμπύκνωσης. ....	69
Σχήμα 21. Θερμικός βαθμός απόδοσης σε σχέση με τις θερμοκρασίες του εναλλάκτη για τις διάφορες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή. ....	70
Σχήμα 22. Διάγραμμα T-s οργανικού ρευστού R245fa. ....	73
Σχήμα 23. Διάγραμμα P-h οργανικού ρευστού R1233zd. ....	73
Σχήμα 24. Διάγραμμα T-s οργανικού ρευστού R1233zd. ....	74
Σχήμα 25. Διάγραμμα P-h για το οργανικό ρευστό R1233zd.....	74
Σχήμα 26. Κόστος εγκατάστασης του συστήματος ORC. ....	77

## Πίνακας εικόνων

<b>Εικόνα 1.</b> Ατμομηχανή Thomas Newcomen <sup>61</sup> .....	14
<b>Εικόνα 2.</b> Σύστημα ORC <sup>62</sup> .....	17
<b>Εικόνα 3.</b> Εκτονωτής ακτινικής ροής <sup>21</sup> .....	29
<b>Εικόνα 4.</b> Διαδικασία εμβολοφόρου στροβίλου για την παραγωγή έργου <sup>20</sup> .....	31
<b>Εικόνα 5.</b> Τύποι εκτονωτών scroll. <sup>20</sup> .....	32
<b>Εικόνα 6.</b> Λειτουργία εκτονωτών scroll. <sup>20</sup> .....	32
<b>Εικόνα 7.</b> Λειτουργία στροβίλου τύπου screw. <sup>20</sup> .....	33
<b>Εικόνα 8.</b> Εκτονωτές τύπου Vane <sup>27</sup> .....	35
<b>Εικόνα 9.</b> Φυγοκεντρική αντλία <sup>30</sup> .....	37
<b>Εικόνα 10.</b> Πολυβάθμια φυγοκεντρική αντλία <sup>64</sup> .....	37
<b>Εικόνα 11.</b> Τύποι παλινδρομικών αντλιών <sup>33</sup> .....	38
<b>Εικόνα 12.</b> Τύποι γραναζωτών αντλιών <sup>33</sup> .....	40
<b>Εικόνα 13.</b> Αντλία κοχλία <sup>35</sup> .....	41
<b>Εικόνα 14.</b> Πλακοειδείς Εναλλάκτες <sup>40</sup> .....	44
<b>Εικόνα 15.</b> Εναλλάκτης αυλών-κελύφους <sup>42</sup> .....	45
<b>Εικόνα 16.</b> Εναλλάκτες εγκάρσιας ροής <sup>44</sup> .....	46
<b>Εικόνα 17.</b> Εναλλάκτες παράλληλης ροής και αντιρροής <sup>47</sup> .....	47
<b>Εικόνα 18.</b> Κατηγορίες οργανικών ρευστών <sup>49</sup> .....	49
<b>Εικόνα 19.</b> Πορεία ψυκτικών <sup>51</sup> .....	50
<b>Εικόνα 20.</b> Εγκατάσταση ORC στην Ναυτιλία <sup>55</sup> .....	52
<b>Εικόνα 21.</b> Περιγραφή κυκλώματος ανάκτησης ενέργειας. <sup>56</sup> .....	54
<b>Εικόνα 22.</b> eThermo Calculation Platform <sup>58</sup> .....	57
<b>Εικόνα 23.</b> Δεδομένα Genetron .....	71
<b>Εικόνα 24.</b> Σχηματική απεικόνιση οργανικού κύκλου με την χρήση του λογισμικού Genetron. 72	

# Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

## 1.1 Σκοπός

Το παγκόσμιο εμπόριο αλλά και ένα μεγάλο μέρος των μεταφορών παγκοσμίως γίνεται μέσω της ναυτιλίας. Για την πρόωση των πλοίων χρησιμοποιούνται συνήθως κινητήρες Diesel μεγάλης ισχύος, οι οποίοι καταναλώνουν τεράστιες ποσότητες καυσίμων. Στα συστήματα αυτά οι απώλειες που υπάρχουν είναι κυρίως θερμικές οι οποίες καταλήγουν στο περιβάλλον ανεκμετάλλευτες. Οι απώλειες αυτές προέρχονται κυρίως από τα καυσαέρια, τα συστήματα ψύξης (νερό και αέρα) και το λάδι ψύξης που χρησιμοποιείται για τη λίπανση των μηχανών.

Προκειμένου να αξιοποιηθούν αυτές οι απώλειες, έχουν μελετηθεί θερμοδυναμικοί κύκλοι με σκοπό να μειωθεί η κατανάλωση καυσίμου και να περιοριστούν οι ατμοσφαιρικοί ρύποι. Ανάμεσα στις τεχνολογίες που μελετήθηκαν πιο διαδεδομένος και αξιόπιστος θερμοδυναμικός κύκλος αποδείχθηκε ο Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC). Ο κύκλος (ORC) αποδεικνύεται ο πιο αποδοτικός σε σχέση με ανταγωνιστικές τεχνολογίες, ιδιαίτερα για χαμηλές θερμοκρασίες (<150°C) όπως αυτές προκύπτουν από τα σύστημα ψύξης μιας μηχανής Diesel.

Οι στόχοι της παρούσας εργασίας είναι: (i) να μελετηθούν διάφορες αρχιτεκτονικές του κύκλου Rankine για ανάκτηση θερμότητας σε ναυτικές εφαρμογές, (ii) να πραγματοποιηθεί συγκριτική ανάλυση διαφόρων πιθανών οργανικών ρευστών για ORC και (iii) να καθοριστούν τα κριτήρια επιλογής τους.

Προκειμένου να εκπληρωθούν οι παραπάνω στόχοι κατασκευάστηκε ένα θερμοδυναμικό μοντέλο προσομοίωσης του κύκλου Rankine, λαμβάνοντας υπόψη τη θερμοκρασία του συστήματος ψύξης της μηχανής Diesel. Σε αυτό το σημείο ακολούθησε υπολογισμός της πίεσης λειτουργίας, της θερμότητας που θα αξιοποιείται από τα καυσαέρια, του μεγέθους του ωφέλιμου έργου του κύκλου, του θερμικού βαθμού απόδοσης και τέλος της ποσότητας ενέργειας που θα ανακτάμε μέσω αυτού. Οι υπολογισμοί έγιναν για δύο οργανικά ρευστά που εμφανίζουν παρόμοια χαρακτηριστικά: το R245 που αποτελεί ένα ρευστό που συχνά χρησιμοποιείται σε τέτοια θερμοκρασιακά εύρη και το R1233zd(E) που παρουσιάζει παρόμοιες θερμοδυναμικές ιδιότητες, αλλά είναι ψυκτικό ρευστό 4<sup>ης</sup> γενιάς με χαμηλό GWP και ODP.

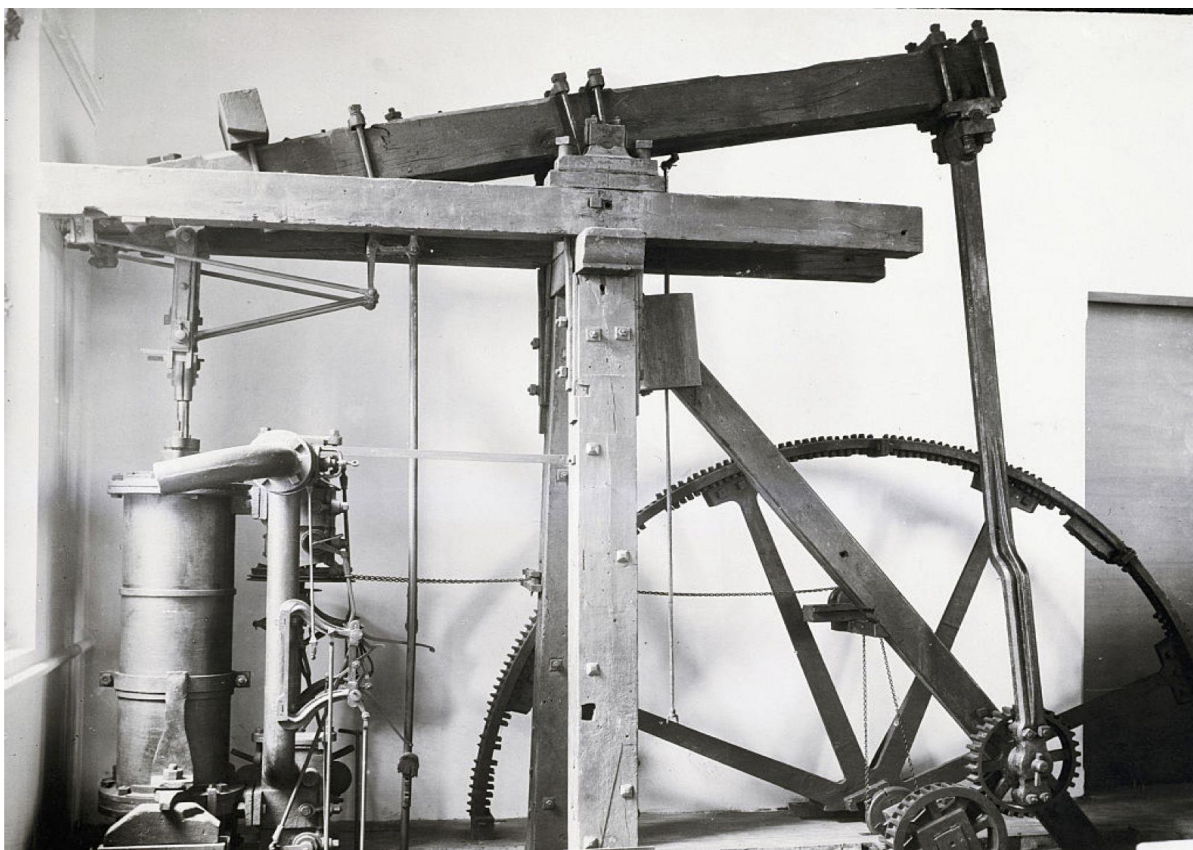
Κατά την οικονομική μελέτη του προβλήματος έγινε υπολογισμός του κόστους της εγκατάστασης και ο χρόνος απόσβεσης της εγκατάστασης, ώστε να εκτιμηθεί αν το οικονομικό όφελος είναι αξιόλογο.

## 1.2 Θερμικές μηχανές

Η πρώτη θερμική ατμομηχανή επινοήθηκε το 1712 από τον Thomas Newcomen με σκοπό την άντληση νερού από υπόγειους ορίζοντες (Εικόνα 1). Η αρχή λειτουργίας των θερμικών μηχανών βασίζεται στο να υποβάλλουν ένα << μέσο >> σε μια μεταβολή κυκλική, καθώς η μηχανή μετατρέπει συνεχώς την θερμότητα σε μηχανικό έργο. Οι διεργασίες που ακολουθούνται στον παραπάνω κύκλο είναι απορρόφηση θερμότητας με μια υψηλή θερμοκρασία, παραγωγή έργου και στην συνέχεια επιστροφή του μέσου που χρησιμοποιείται στις αρχικές του συνθήκες σε χαμηλή θερμοκρασία ώστε το σύστημα να επαναλάβει τις διεργασίες. Έτσι, ο θερμικός βαθμός απόδοσης του συστήματος προκύπτει ως εξής<sup>1</sup>:

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q} \quad (1.1)$$

όπου  $W$  (kW) είναι το έργο που παράγεται από το σύστημα και  $Q$  (kJ) η θερμότητα η οποία τροφοδοτούμε την μηχανή μας. Το έργο  $W$  προκύπτει από την διαφορά θερμότητας στην υψηλή θερμοκρασία  $Q_h$  (kJ) και την θερμότητα που έχουμε στην χαμηλή θερμοκρασία  $Q_c$  (kJ).



Εικόνα 1. Ατμομηχανή Thomas Newcomen<sup>61</sup>

Οι θερμικές μηχανές διαχωρίζονται σε δυο μεγάλες κατηγορίες, τις μηχανές εσωτερικής καύσης και τις μηχανές εξωτερικής καύσης.

- Στην πρώτη κατηγορία η καύση και η παραγωγή έργου γίνεται στον ίδιο χώρο με παρουσία αέρα και καυσίμου, οι μηχανές αυτές μπορεί να είναι εμβολοφόρες, παλινδρομικές και αεροστρόβιλοι με τους πιο γνωστούς κινητήρες Otto, Diesel και Brayton.
- Στην δεύτερη κατηγορία η καύση δεν γίνεται στον ίδιο χώρο που γίνεται και η παραγωγή έργου με πιο γνωστές εξωτερικής καύσης μηχανές να είναι οι Ericsson και Stirling.

Καμία από αυτές τις θερμικές μηχανές δεν έχει βαθμό απόδοσης μεγαλύτερο του 60% για αυτόν τον λόγο χρησιμοποιείται μια δεύτερη μηχανή, η οποία πολλές φορές χρησιμοποιεί διαφορετικό εργαζόμενο μέσο για τις διεργασίες ώστε να εκμεταλλεύεται τις απώλειες αυτές και το σύστημα να δουλεύει σε συνδυασμό.

### 1.3 Θερμότητα και Οργανικοί κύκλοι

Η θερμότητα που εκλύεται στο περιβάλλον πολλές φορές προέρχεται από πηγές χαμηλών θερμοκρασιών γι' αυτό και είναι ασύμφορο οικονομικά να κάνουμε ανάκτηση ενέργειας με συμβατικούς κύκλους όπως Diesel, Stirling και συμβατικό κύκλο Rankine. Επίσης, το νερό θεωρείται αναποτελεσματικό ρευστό για θερμοκρασίες μικρότερες από 370°C. Κατά συνέπεια χρησιμοποιούνται διαφορετικές μέθοδοι για την ανάκτηση ενέργειας από χαμηλές θερμοκρασίες, όπως ο Οργανικός κύκλος Rankine που είναι παρόμοιος με εκείνον του Clausius-Rankine αλλά το συμβατικό ρευστό είναι οργανικό με σημείο βρασμού μικρότερο του νερού.

Οι οργανικοί κύκλοι Rankine (ORC) δεν χρησιμοποιούνται ευρέως αφού δεν υπάρχει μεγάλη εμπειρία πάνω στο αντικείμενο. Επιπλέον, η μεταβολή της θερμότητας σε μηχανικό έργο είναι μικρή άρα και ο βαθμός απόδοσης τους είναι μικρός με αποτέλεσμα το κόστος να είναι υψηλό για την εγκατάσταση ενός τέτοιου συστήματος. Παρόλα αυτά, αποτελούν μια εύκολη λύση για την ανάκτηση θερμότητας από χαμηλές θερμοκρασίες αφού όλο ένα και περισσότερο τα ψυκτικά υγρά εξελίσσονται και ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται<sup>2</sup>.

Στην μέθοδο έμμεσης ανάκτησης θερμότητας σε συνδυασμένο κύκλο μεταφέρεται θερμότητα από το ψυκτικό ρευστό στο ρευστό εργασίας του ORC με την χρήση ενός εναλλάκτη θερμότητας. Η θερμότητα που αποβάλλεται μπορεί να είναι σε οποιαδήποτε θερμοκρασία. Γενικότερα όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία τόσο μεγαλύτερο είναι το έργο και η ισχύς που παράγεται από τον κύκλο. Μέσω της θερμομετρίας μπορούμε να υπολογίσουμε την μέγιστη θερμότητα ανάκτησης από ένα σύστημα από τον εξής τύπο:

$$Q = V * \rho * C_p * \Delta T \quad (1.2)$$

Το  $V$  είναι ο ρυθμός εισροής της μάζας σε ( $m^3/s$ ), το  $\rho$  η πυκνότητα του συνεργαζόμενου ρευστού σε ( $kg/m^3$ ), το  $C_p$  εκφράζει την ειδική θερμότητα του συστήματος σε ( $J/kg * K$ ), το  $\Delta T$  δηλώνει την μέγιστη διαφορά θερμοκρασιών μεταξύ των  $T_{in}$  και το  $T_{out}$  σε (K) και το γινόμενο των παραπάνω εκφράζει την θερμότητα  $Q$  σε (Joule).

Στη ναυτιλία τα τελευταία χρόνια όλο και πιο συχνά γίνονται εγκαταστάσεις τέτοιων οργανικών κύκλων καθώς η ενεργειακή κρίση έχει δημιουργήσει μεγάλο οικονομικό πρόβλημα. Οι πρώτες μελέτες έγιναν για αργούς τετράχρονους diesel κινητήρες και σιγά σιγά εξελίσσονται τεχνολογίες και για δίχρονους αργόστροφους κινητήρες diesel αλλά και για κινητήρες φυσικού αερίου.

Ένα από τα πρώτα συστήματα που χρησιμοποιήθηκαν στην ναυτιλία για ανάκτηση θερμότητας χρησιμοποιούσε σύστημα OPCON/POWERBOX με συνεργαζόμενο ρευστό το R236fa (το οποίο πλέον έχει απαγορευτεί, αφού είναι επιβλαβές για το περιβάλλον) κι είχε ως αποτέλεσμα 4-6% εξοικονόμηση καυσίμου<sup>3</sup>.

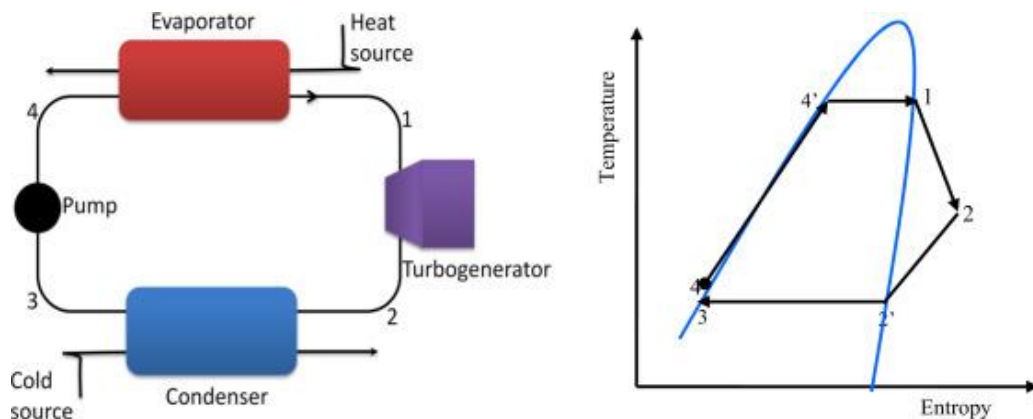
Η εξέλιξη ήρθε μέσω της μοντελοποίησης των συστημάτων σε λογισμικά προσομοίωσης, όπως το MATLAB, χρησιμοποιώντας έναν αλγόριθμο για τη βελτιστοποίηση της διαδικασίας επίλυσης. Από αυτά, ο κύκλος Rankine έδειξε την μεγαλύτερη πρόοδο σε αντίθεση με τον κύκλο Kalina ο οποίος δεν έδειξε κανένα σημάδι βελτίωσης<sup>1</sup>.

### 1.3.1 Οργανικός κύκλος Rankine

Ο όρος οργανικός αποδίδεται σε έναν κύκλο ο οποίος έχει δεχθεί κάποιες αλλαγές ώστε να μπορούμε να τον ενσωματώσουμε σε δικές μας εφαρμογές. Ο οργανικός κύκλος Rankine είναι η πιο διαδεδομένη μέθοδος η οποία χρησιμοποιείται για μεγάλο εύρος λειτουργιών όπως σε μεγάλους ηλεκτροπαραγωγικούς σταθμούς, σε ανάκτηση ενέργειας από γεωθερμικές πηγές, σε ηλιακά πάνελ, σε πυρηνικούς αντιδραστήρες αλλά και τα τελευταία χρόνια στην ναυτιλία.

Σκοπός του κύκλου είναι μέσω μια πηγής θερμότητας να μετατραπεί το εργαζόμενο ρευστό σε μορφή ατμού ώστε με υψηλή πίεση να φτάσει σε έναν εκτονωτή ο οποίος θα μετατρέψει την θερμική ενέργεια σε μηχανική και θα αποδώσει ισχύ σε μια γεννήτρια η οποία παράγει ενέργεια. Η μέθοδος αυτή σε πιο απλοϊκή μορφή αναπτύχθηκε από τον J.M Rankine το 1859. Ένα διάγραμμα λειτουργίας θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) αλλά και μια σχηματική απεικόνιση του κύκλου φαίνεται στην παρακάτω Εικόνα 2:

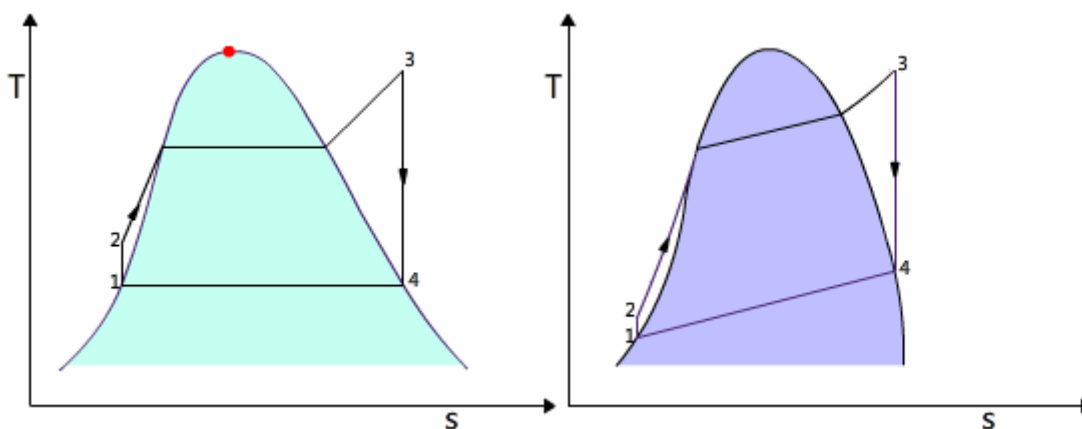




Εικόνα 2. Σύστημα ORC<sup>62</sup>

### 1.3.2 Ο κύκλος Kalina

Ο θερμοδυναμικός κύκλος Kalina είναι μια εξέλιξη του κύκλου Rankine που πρωτοεμφανίστηκε το 1970. Χρησιμοποιείται σε διάφορες εφαρμογές και έχει ως συνεργαζόμενο ρευστό ένα μείγμα αμμωνίας-νερού. Το εύρος θερμοκρασιών που έχει μεγάλη ανταπόκριση ο κύκλος είναι 80-130°C. Σε μια δοκιμή που έγινε στην ναυτιλία τα αποτελέσματα έδειξαν ότι για πίεση μείγματος 40 ( bar ) η απόδοση του συστήματος άγγιζε το 13%. Επίσης, το κόστος του κύκλου Kalina είναι μικρότερο από εκείνο των άλλων οργανικών κύκλων για ανάκτηση ενέργειας από χαμηλές θερμοκρασίες και αυτό τον κάνει πιο ελκυστικό. Μελέτες έχουν δείξει πως γίνεται και συνδυασμός αυτών των δύο κύκλων (ORC-OKC) αλλά αποτελεί μια πολύπλοκη διαδικασία. Στο παρακάτω (Σχήμα 1) φαίνεται η διαφορά ανάμεσα σε έναν κύκλο Orc και έναν OKC ( T-s ):



Σχήμα 1. Διαφορά T-s<sup>63</sup>

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1 οι δύο αυτοί κύκλοι έχουν παρόμοια συμπεριφορά με τη διαφορά ότι ο κύκλος Kalina αποδίδει το συμπύκνωμα του σε χαμηλότερες θερμοκρασίες και αυτός είναι ο λόγος που μπορεί και αποδίδει καλύτερα σε χαμηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος.

### 1.3.3 Κύκλος με εργαζόμενο ρευστό το $CO_2$

Μια άλλη εφαρμογή είναι αυτή που το  $CO_2$  χρησιμοποιείται ως μέσο για τις διάφορες διεργασίες που ακολουθεί ένας κύκλος. Οι έρευνες έχουν δείξει πως το  $CO_2$  είναι πιο οικονομική μέθοδος. Επιπρόσθετα, λόγω της ασφάλειας που έχουν τα συστήματα το  $CO_2$  έχει αποδειχθεί πως αποτελεί και την πιο οικολογική λύση. Σαν μέθοδος χρησιμοποιείται για διάφορα εύρη θερμοκρασιών είτε υψηλών είτε χαμηλών αλλά σε σύγκριση με διάφορα οργανικά ρευστά που χρησιμοποιούνται από συμβατούς ORC και Kalina αποδεικνύεται πως επιφέρει την μεγαλύτερη απόδοση λειτουργίας. Το  $CO_2$  είναι ευρέως γνωστό για την χρήση του σε συστήματα ψύξης και κλιματισμού. Υπάρχουν δυο μεγάλες κατηγορίες κύκλων που λειτουργούν με το διοξείδιο του άνθρακα ως ρευστό και αυτοί είναι<sup>4</sup>:

1. Ο υπερκρίσιμος κύκλος (super critical  $CO_2$  power cycle) όπου η εκμετάλλευση θερμότητας γίνεται στην υπερκρίσιμη ζώνη.
2. Ο συμβατικός κύκλος (transcritical  $CO_2$  power cycle) όπου και πάλι η εκμετάλλευση της θερμότητας γίνεται στην υπερκρίσιμη ζώνη απλώς η πίεση και η θερμοκρασία είναι πιο χαμηλές σε σχέση με τον υπερκρίσιμο.

Επειδή όμως είναι δύσκολο να έχουμε για κάθε σενάριο ένα ρευστό που θα μας δίνει την μεγαλύτερη αποτελεσματικότητα χρησιμοποιούμε διάφορες προσμίξεις ώστε να έχουμε το επιθυμητό αποτέλεσμα. Τα πρόσθετα δεν αντιδρούν πολλές φορές με χημικές διαδικασίες με το  $CO_2$  και είναι επιθυμητό να μην είναι τοξικά ή διαβρωτικά καθώς αυξάνεται το κόστος εγκατάστασης και συντήρησης<sup>5</sup>.

## 1.4 Ανάκτηση Ενέργειας

Τα τελευταία χρόνια όλο ένα και περισσότερο αντιμετωπίζουμε σε παγκόσμια κλίμακα το πρόβλημα της αυξανόμενης ζήτησης ενέργειας εξαιτίας της μεγάλης ανάπτυξης των χωρών του τρίτου κόσμου και της Κίνας. Οι υδρογονάνθρακες που χρησιμοποιούνται κυρίως ως καύσιμο για την παραγωγή ενέργειας εξαντλούνται, κι αυτό οδηγεί σε μια παγκόσμια ενεργειακή κρίση, στην αναζήτηση άλλων πηγών ενέργειας αλλά και στην εξοικονόμηση ενέργειας στις ήδη υπάρχουσες πηγές ενέργειας. Η εξοικονόμηση ενέργειας απαιτεί έξυπνους και οικονομικούς τρόπους αξιοποίησης της ενέργειας που σήμερα αποβάλλεται στο περιβάλλον. Ξέρουμε από την φυσική ότι η συνολική ενέργεια διατηρείται, όμως από την καύση των υδρογονανθράκων έχουμε υποβάθμιση της ενέργειας (θερμότητα) που η αξιοποίηση της γίνεται όσο υπάρχει ένα σύστημα θερμοκρασίας διαφορετικό από την θερμοκρασία του περιβάλλοντος.

Επίσης, τα τελευταία χρόνια εμπόλεμες καταστάσεις στην Μέση Ανατολή (Ιράκ-Ιράν-Συρία-Τουρκία) αλλά και στην Ευρώπη (Ουκρανία-Ρωσία) οδήγησαν όχι μόνο στην ενεργειακή κρίση αλλά και σε μια μεγάλη οικονομική κρίση λόγω της συνεχούς αύξησης των τιμών των υδρογονανθράκων. Επιπλέον, τα καύσιμα και η ενέργεια αποτελούν χρηματιστηριακά προϊόντα με αποτέλεσμα να αυξάνονται κατά περιόδους οι τιμές τους λόγω αισχροκέρδειας

ή οικονομικών αντιπαραθέσεων μεταξύ των 7 μεγάλων εταιριών καυσίμων οι οποίες διαχειρίζονται τα παγκόσμια ορυκτά καύσιμα<sup>6</sup>.



Σχήμα 2. Διακύμανση πετρελαίου<sup>6</sup>

Όπως φαίνεται και στο παραπάνω Σχήμα 2 η τιμή βαρελιού του πετρελαίου δεν είναι σταθερή. Το 2020 είχε παρατηρηθεί ίσως μια από τις μεγαλύτερες πτώσεις στην τιμή του βαρελιού αφού με την παγκόσμια πανδημία οι μετακινήσεις και η παραγωγή είχε μειωθεί σε μεγάλο βαθμό έτσι και η ζήτηση για καύσιμα. Με την επιστροφή στην πραγματικότητα, μετά την πανδημία, η τιμή επέστρεψε σε φυσιολογικά πλαίσια μέχρι που έγινε η επίθεση της Ρωσίας στην Ουκρανία όπου οι τιμές ξανά ανέβηκαν εκεί που ήταν το 2014<sup>7</sup>.

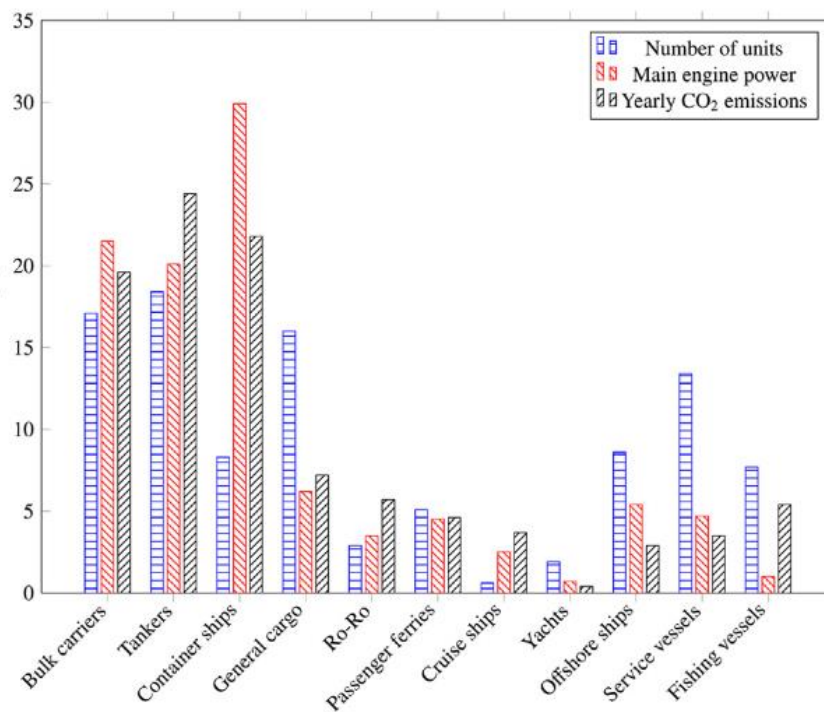
Με βάση τα παραπάνω, τα τελευταία χρόνια αναπτύσσεται συνεχώς η τοποθέτηση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας αλλά και υβριδικών συστημάτων ώστε να αντιμετωπίζουμε τέτοιου είδους προβλήματα. Βέβαια στην ναυτιλία πέρα από τους οργανικούς κύκλους και τα υβριδικά συστήματα για την εκμετάλλευση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας είναι σε πολύ πρώιμο στάδιο και αυτό έχει μεγάλη επίδραση στην ναυτιλία σε κάθε περίπτωση.

## 1.5 Νομοθεσία και θερμικές απώλειες

Όπως είναι γνωστό, οι θαλάσσιες μεταφορές στο μεγαλύτερο τους μέρος γίνονται σε διεθνή ύδατα. Συνέπεια αυτού, είναι ότι τα πλοία πρέπει να ακολουθούν διεθνής περιβαλλοντικούς κανονισμούς. Για τον λόγο αυτό στις 17 Μαρτίου του 1948 ιδρύθηκε ο διεθνής οργανισμός

IMO ( International Maritime Organization ) υπό την αιγίδα των Ηνωμένων Εθνών. Μετά το πρωτόκολλο του Κιότο ο οργανισμός αυτός καθιέρωσε τον δείκτη σχεδιασμού ενεργειακής απόδοσης, ο οποίος λέγεται EEDI (Energy Efficiency Design Index) και συσχετίζει την αναλογία των εκπομπών του  $CO_2$  από τις κύριες και δευτερεύουσες μηχανές του πλοίου με την χωρητικότητα και την ταχύτητα του. Για τον υπολογισμό του λαμβάνεται υπόψιν ο τύπος καυσίμου αλλά και οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας που διαθέτει. Ο στόχος μείωσης των ρύπων επιτεύχθηκε κατά 10% μέχρι το 2015 και τέθηκε στόχος μείωσης αυτών κατά 30% μέχρι το 2030. Στα πλαίσια αυτά, μειώθηκε το ποσοστό  $SO_x$  στα καύσιμα των πλοίων από 1,5% στο 0,1%, ενώ καθορίστηκε όριο 0,5% από το 2020. Για το  $NO_x$  ο οργανισμός IMO έχει ορίσει κάποια όρια τα οποία βασίζονται στην μέγιστη ταχύτητα που μπορεί να φτάσει το πλοίο αλλά και σε σχέση με την χρονολογία κατασκευής του. Οι περιορισμοί που τέθηκαν αφορούν μόνο την κύρια μηχανή ισχύος καθώς οι εκπομπές του  $NO_x$  οφείλονται κυρίως σε υψηλές πιέσεις καύσης και μεγάλες θερμοκρασίες.

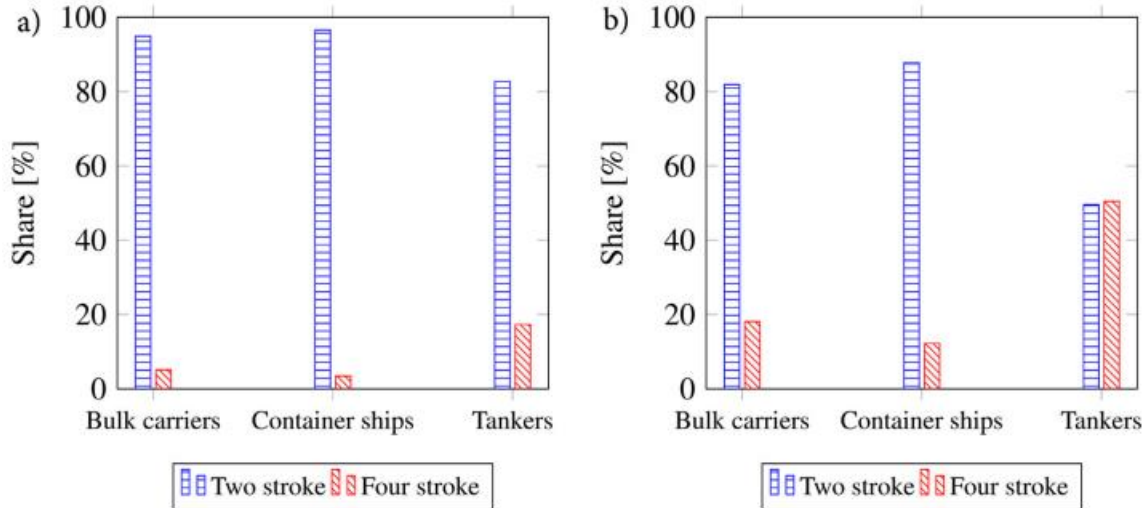
Ο θαλάσσιος στόλος με βάση την IMO το 2012 άγγιζε τα 108.000 πλοία εκ των οποίων το 60% είναι φορτηγά και ψυγεία (σε αυτό το ποσοστό συμπεριλαμβάνονται και τα επιβατικά πλοία), το 30% είναι container ships και τέλος το 10% είναι τα σκάφη αναψυχής και διάφορα μικρά αλιευτικά. Τα φορτηγά πλοία είναι υπεύθυνα για το 65% των εκπομπών του  $CO_2$ , τα container ships εκπέμπουν το 30% και το υπόλοιπο ποσοστό προκύπτει από τα σκάφη αναψυχής και τα μικρά αλιευτικά. Τα παραπάνω ποσοστά προκύπτουν κατά 70% από τις κύριες μηχανές των πλοίων, το 21% από τις δευτερεύουσες μηχανές και το 9% από διάφορους λέβητες που υπάρχουν στα πλοία.



Σχήμα 3. Λειτουργία και εκπομπή  $CO_2$  από μηχανές πρόωσης<sup>8</sup>

Στο Σχήμα 3 παρατηρούμε το ποσοστό πλοίων που ελέγχθηκαν σε συσχέτιση με την λειτουργία της κύριας μηχανής πρόωσης και την εκπομπή  $CO_2$ . Τα στοιχεία δόθηκαν από την IMO κι αφορούν 200 ημέρες πλεύσης για το έτος 2012. Οι κύριες μηχανές των πλοίων διαχωρίζονται σε δυο μεγάλες κατηγορίες: (i) στις αργόστροφες δίχρονες μηχανές diesel και (ii) στις τετράχρονες μηχανές diesel. Οι δίχρονες μηχανές αποδίδουν μεγαλύτερη ισχύ σε σχέση με τις τετράχρονες μηχανές και ο κινητήρας τους έχει καλύτερη σύζευξη με την προπέλα. Έτσι, μειώνονται οι διάφορες απώλειες<sup>8</sup>. Οι τετράχρονοι κινητήρες αν και έχουν μικρότερη παραγωγή ισχύος απελευθερώνουν υψηλότερης θερμοκρασίας καυσαέρια και το γεγονός αυτό κάνει πιο εφικτή την συνεργασία τους με συστήματα ανάκτησης ενέργειας. Οι

διαφορές αυτές οδηγούν τις εταιρίες να χρησιμοποιούν περισσότερο δίχρονους κινητήρες σε διάφορες κατηγορίες πλοίων όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (Σχήμα 4 a). Στο Σχήμα 4b φαίνεται το ποσοστό των πλοίων που ελέγχθηκαν με βάση τα στοιχεία που δόθηκαν από την IMO το 2012.



**Σχήμα 4.** Ποσοστά χρήσης δίχρονων και τετράχρονων μηχανών<sup>8</sup>

Η ενέργεια που χάνεται, όπως έχει προαναφερθεί, οφείλεται στα καυσαέρια των μηχανών, στο νερό ψύξης, στο φίλτρο του αέρα και στο λάδι που λιπαίνουμε την μηχανή. Όμως τα λάδια που χρησιμοποιούνται ως λιπαντικά δεν αναπτύσσουν μεγάλες θερμοκρασίες (45°C) κι έτσι δεν χρησιμοποιούνται για ανάκτηση ενέργειας. Το ποσοστό που μπορούμε να ανακτήσουμε από τις υπόλοιπες απώλειες είναι 60%-70% από τα καυσαέρια, 90% από το φίλτρο του αέρα και 90% από το νερό που χρησιμοποιείται για την ψύξη της μηχανής. Τα παραπάνω ποσοστά αναφέρονται σε ονομαστικές τιμές οι οποίες δεν απέχουν πολύ από τις πραγματικές. Η ενέργεια που προκύπτει από τα συστήματα ανάκτησης ενέργειας μπορεί να είναι περισσότερη από εκείνη που χρειάζεται το πλοίο. Σε αυτήν την περίπτωση η περισσευούμενη ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί με έναν ηλεκτρικό κινητήρα για την πρόωση του πλοίου ή να αντικαταστήσει τους δευτερεύοντες βοηθητικούς κινητήρες που έχουν μέση κατανάλωση 210gr/kWh. Η εξοικονόμηση καυσίμου με βάση την κατανάλωση της κύριας μηχανής είναι περίπου 7%-8% και αυτό το ποσοστό είναι ανάλογο της ροής μάζας των καυσαερίων και του συνεργαζόμενου ρευστού<sup>8</sup>.

(Σκόπιμα κενή σελίδα)

## Κεφάλαιο 2: Θεωρητικό Μέρος

### 2.1 Τρόποι βελτίωσης του Rankine

Με την πάροδο των ετών και την απόκτηση εμπειρίας διαμορφώθηκαν και άλλες αρχιτεκτονικές του ORC με σκοπό την βελτιστοποίηση του βαθμού απόδοσης των εγκαταστάσεων. Υπάρχουν διάφορες διαμορφώσεις του κύκλου είτε πειραματικές είτε σε διατάξεις που ήδη χρησιμοποιούνται. Αρχικά, θα αναφερθούν οι τρόποι που χωρίς καμία αλλαγή στα συστήματα αυξάνουν τον θερμικό βαθμό απόδοσης.

Ο ιδανικός κύκλος Rankine αποτελείται από 4 αντιστρεπτές διεργασίες οι οποίες είναι:

1. Η ισεντροπική αδιαβατική κατάσταση της αύξησης της πίεσης μέσω μιας αντλίας
2. Η αύξηση της θερμοκρασίας υπό σταθερή πίεση με διάφορους τρόπους (λέβητας, εναλλάκτη θερμότητας)
3. Η ισεντροπική εκτόνωση στον εκτονωτή όπου παράγεται το έργο της εγκατάστασης.
4. Η ισοβαρής απόρριψη θερμότητας στον συμπυκνωτή

Όλες οι διεργασίες που αφορούν την θερμότητα γίνονται με σταθερή πίεση, ενώ οι διεργασίες που σχετίζονται με την παραγωγή ή κατανάλωση ισχύος γίνονται με σταθερή εντροπία.

Ο ιδανικός κύκλος Rankine σαν βασικά στοιχεία λειτουργίας έχει δύο θερμοκρασίες και δύο πιέσεις οι οποίες συνδυάζονται μεταξύ τους. Η υψηλή συναντάται στον ατμοποιητή και η χαμηλή στον συμπυκνωτή.

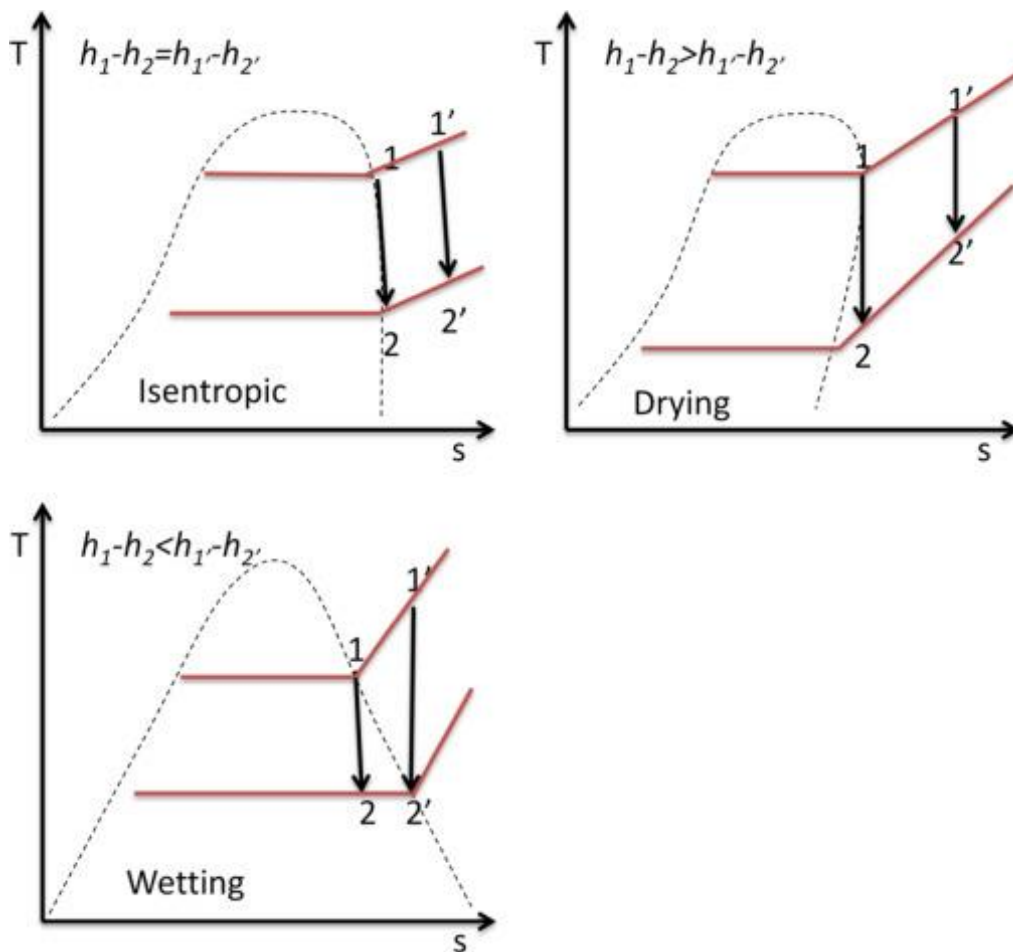
Οι πρώτοι τρόποι που παρατηρήθηκαν για την βελτίωση του κύκλου είναι:

- (i) Η αύξηση της υψηλής θερμοκρασίας από τον ατμοποιητή,
- (ii) Η μείωση της θερμοκρασίας που απορρίπτουμε θερμότητα στον συμπυκνωτή,
- (iii) Η μείωση της πίεσης του συμπυκνωτή καθώς μειώνοντας την πίεση του μειώνεται και η θερμοκρασία που χάνουμε θερμότητα,
- (iv) Η αύξηση της πίεσης του ατμοποιητή καθώς αυξάνετε ταυτόχρονα και η θερμοκρασία κορεσμού και αυξάνεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης.

Βέβαια, οι παραπάνω τρόποι δεν είναι πάντα εφικτοί. Γι' αυτόν ακριβώς τον λόγο προστέθηκαν στο κύκλο κάποιες διεργασίες που επηρεάζουν την αρχιτεκτονική του με σκοπό την βελτιστοποίηση του βαθμού απόδοσης. Οι αρχιτεκτονικές αυτές θα αναλυθούν παρακάτω<sup>9</sup>.

### 2.1.1 Υπέρθερμος οργανικός κύκλος Rankine

Όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω η λειτουργία και οι επιδώσεις των συστημάτων επηρεάζονται σημαντικά από της θερμοφυσικές ιδιότητες (θερμοκρασία, ενθαλπία, πυκνότητα) για αυτό τον λόγο τα ρευστά με υψηλότερη ενθαλπία και πυκνότητα προτιμώνται. Τα υγρά διαχωρίζονται σε τρεις κατηγορίες υγρά (wetting), ξηρά (dry) και ισεντροπικά (isentropic). Η υπερθέρμανση του ρευστού έχει ως αποτέλεσμα την αλλαγή της ενθαλπίας στην έξοδο του στροβίλου και μέσω αυτού, προκύπτει αύξηση του έργου που παίρνουμε από τον εκτονωτή. Επιπλέον, η διεργασία της υπερθέρμανσης αποτελεί την πιο ασφαλή λύση για την λειτουργία του στροβίλου καθώς το ρευστό είναι 100% ατμός<sup>10</sup>. Στο Σχήμα 5 φαίνεται η μεταβολή που προκύπτει εάν κάνουμε υπερθέρμανση των ρευστών σε κάθε περίπτωση ξεχωριστά.

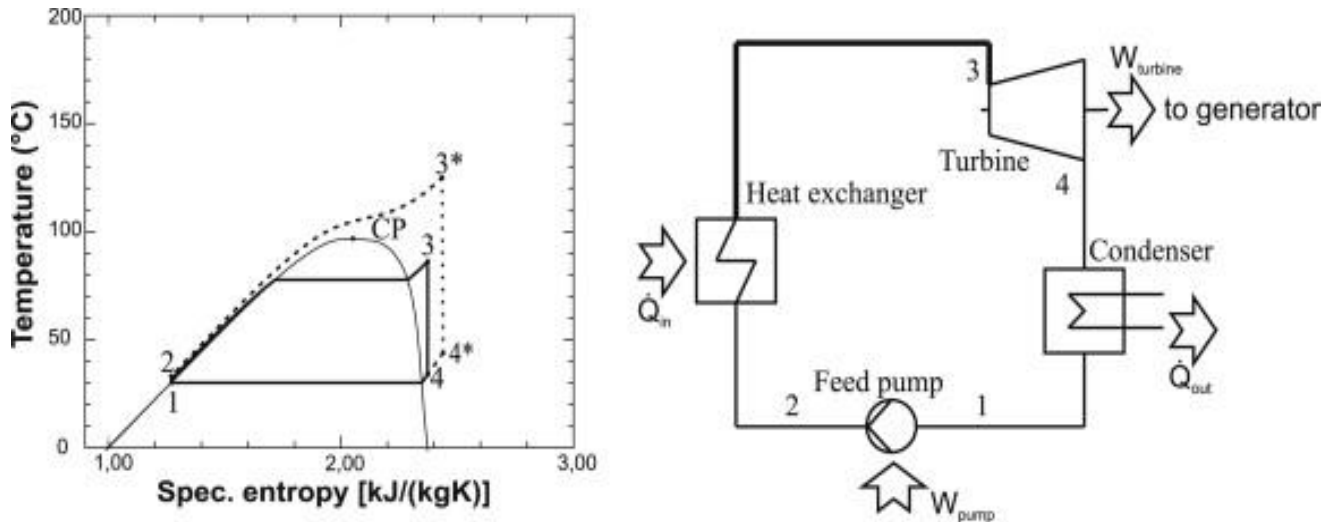


Σχήμα 5. Διαγράμματα υπέρθερμου κύκλου Rankine για τις 3 κατηγορίες ρευστών<sup>10</sup>.



## 2.1.2 Υπερκρίσιμοι κύκλοι

Τα εργαζόμενα ρευστά έχουν όλα ένα σημείο το οποίο βρίσκεται στην κορυφή της κωδωνοειδούς καμπύλης στο όριο του θόλου κορεσμού (Σχήμα 5) και αν το ξεπεράσουμε, με την αύξηση της πίεσης ή με μεγάλη αύξηση της θερμοκρασίας περνάμε στο υπερκρίσιμο πεδίο<sup>11</sup>. Σε έναν υπερκρίσιμο οργανικό κύκλο Rankine το ρευστό εργασίας θερμαίνεται απευθείας από την υγρή του μορφή στην υπερκρίσιμη θερμοκρασία αυτό συμβαίνει καθώς προκύπτουν λιγότερες εξεργειακές απώλειες και έχουμε καλύτερη θερμική απόδοση<sup>12</sup>.



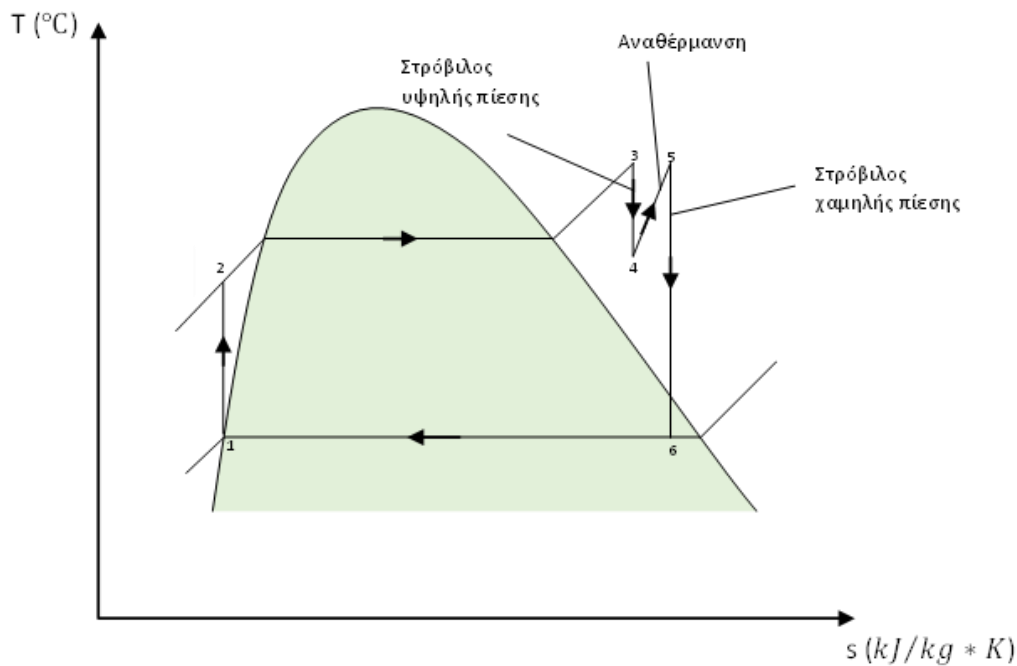
Σχήμα 6. Διάταξη υπερκρίσιμου ORC και διάγραμμα λειτουργίας<sup>13</sup>

Στο Σχήμα 6 φαίνεται η αρχή λειτουργίας που δείχνει την διαφορά του απλού κύκλου από έναν υπερκρίσιμο. Στο σχήμα αυτό φαίνεται πόσο αυξάνεται η θερμοκρασία και η πίεση για ένα τέτοιο σύστημα για το ίδιο ρευστό λειτουργίας.

## 2.1.3 Αναθέρμανση

Μια αρχιτεκτονική που χρησιμοποιείται είναι η αναθέρμανση όπου απομαστεύεται μέρος του ατμού (συνεργαζόμενο ρευστό) μετά τον εκτονωτή έτσι ώστε να αναθερμανθεί για να ξανά εκτονωθεί ξανά σε εκτονωτή χαμηλότερης πίεσης. Στην έξοδο του στροβίλου έχουμε αύξηση της υγρασίας όμως με την αναθέρμανση εξαλείφουμε το φαινόμενο αυτό και μπορούμε να έχουμε υψηλότερες πιέσεις στον λέβητα. Έτσι, με αυτόν τον τρόπο ο θερμικός βαθμός της εγκατάστασης αυξάνεται και το σύστημα χρειάζεται λιγότερη θερμότητα για να παράγεται η ίδια σχεδόν ποσότητα ισχύος. Για να μπορεί να λειτουργήσει η εγκατάσταση πρέπει ο ατμός να βρίσκεται στην υπέρθερμη κατάσταση, ενώ η ψύξη του συνεργαζόμενου ρευστού να μην είναι σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία, γιατί αν συμβαίνει αυτό δεν υπάρχει κάποια βελτίωση στην παραγωγή ισχύος. Επίσης, για την σωστή λειτουργία και την μείωση βλαβών στον εκτονωτή πρέπει να φτάνει μόνο υδρατμός καθώς το νερό έχει άλατα τα οποία δημιουργούν την διάβρωση του. Μια ιδανική θερμοκρασία για τα καυσαέρια είναι 100°C με

130°C. Η μορφή του διαγράμματος λειτουργίας T-s δεν απέχει από τον βασικό κύκλο και είναι ως εξής Σχήμα 7<sup>14</sup>:



Σχήμα 7. Διάγραμμα οργανικού κύκλου Rankine με αναθέρμανση

Σε γενική μορφή οι θερμοκρασίες που μπορεί να αναπτυχθούν για την λειτουργία ενός στροβίλου είναι μέχρι 600°C-700°C καθώς σε υψηλότερες θερμοκρασίες υπάρχει αλλοίωση των πτερυγίων, για αυτόν τον λόγο για υψηλότερες θερμοκρασίες χρησιμοποιούνται ή διάφοροι τρόποι εσωτερικής ψύξης των πτερυγίων του στροβίλου ή κάποιος άλλος κύκλος.

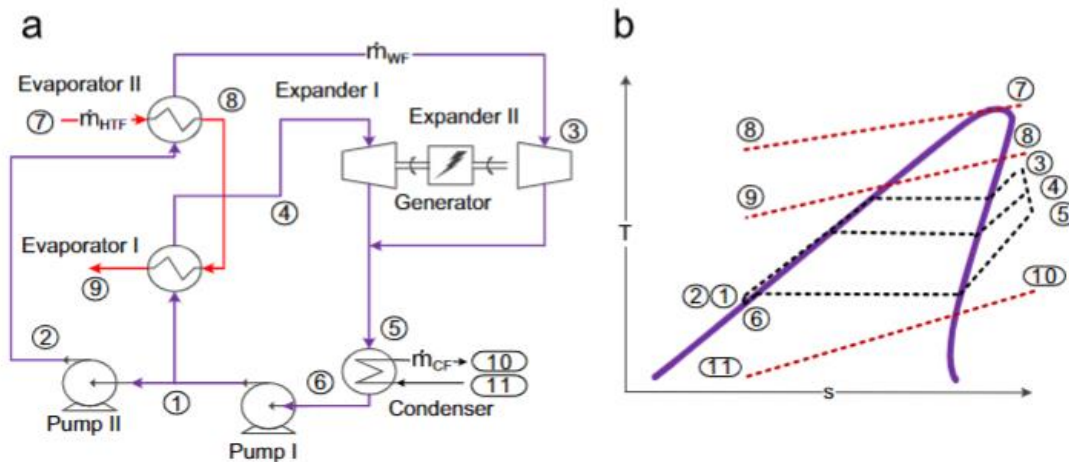
#### 2.1.4 Αναγέννηση

Η μέθοδος της αναγέννησης είναι παρόμοια με εκείνη της αναθέρμανσης καθώς και οι δύο μέθοδοι έχουν ως στόχο την ελάττωση της θερμότητας που προσδίδει στο σύστημα ο λέβητας. Με τον όρο αναγέννηση ορίζεται η διαδικασία που λαμβάνει μέρος ατμού από τον εκτονωτή και τον οδηγεί σε προθερμαντήρες με σκοπό την προθέρμανση του εργαζόμενου ρευστού<sup>14</sup>. Μελέτες έχουν δείξει πως οι αναγεννητικοί κύκλοι έχουν μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης από αυτούς της αναθέρμανσης. Βασικό ρόλο σε αυτό παίζει το ρευστό που χρησιμοποιείται, καθώς για κάποια ρευστά δεν υπάρχουν διαφορές<sup>14</sup>.

Τις περισσότερες φορές η μέθοδος της αναγέννησης και της αναθέρμανσης χρησιμοποιείται με δυο στροβίλους καθώς αυτό επιτυγχάνει 16,5% αύξηση του θερμικού απόδοσης σε σχέση με εκείνο του απλού κύκλου που χρησιμοποιεί έναν εκτονωτή. Μετά από σύγκριση του

απλού κύκλου με έναν κύκλο που χρησιμοποιεί προθερμαντήρα για το ίδιο ρευστό η διαφορά στο θερμικό βαθμό απόδοσης αγγίζει το 2%. Το ποσοστό αυτό μπορεί να είναι μικρό αλλά μας εξασφαλίζει μεγάλο ενεργειακό κέρδος<sup>15</sup>.

Υπάρχουν δύο είδη προθερμαντήρων που χρησιμοποιούνται στους αναγεννητικούς κύκλους: (i) οι προθερμαντήρες ανάμιξης (open feedwater heater), στους οποίους υπάρχουν δύο εισοδοί (η είσοδος του ατμού από τον εκτονωτή και η είσοδος του υγρού από τον συμπυκνωτή όπου έχουν ίδια πίεση και οδηγούνται σαν μείγμα στην έξοδο προς τον λέβητα) και μια έξοδος και (ii) οι προθερμαντήρες επαφής οι οποίοι αποτελούνται από δύο εισόδους και δύο εξόδους, το υγρό που οδηγείται στον λέβητα και ο ατμός που απομαστεύεται από τον εκτονωτή μπορεί να μην έχουν την ίδια πίεση. Ο ατμός οδηγείται στον συμπυκνωτή, ενώ το υγρό που έχει θερμανθεί στον λέβητα<sup>16</sup>. Στο παρακάτω σχήμα (Σχήμα 8 a) φαίνεται η διάταξη ενός οργανικού κύκλου Rankine με προθερμαντήρα επαφή ενώ το Σχήμα 8 b μας δείχνει το λειτουργικό του κομμάτι σε ένα διάγραμμα T-s.



Σχήμα 8. Διάταξη και διάγραμμα λειτουργίας οργανικού κύκλου Rankine με προθερμαντήρα.<sup>14</sup>

## 2.2 Είδη Εκτονωτών

Ως στροβιλομηχανές χαρακτηρίζονται όλες εκείνες οι συσκευές στις οποίες ενέργεια μεταφέρεται είτε προς ή από, ένα συνεχές κινούμενο ρευστό μέσω της δυναμικής δράσης μίας ή περισσοτέρων πτερυγώσεων. Εκτονωτής ή τουρμπίνα είναι λατινική λέξη και υπονοεί περιστροφή ή στροβιλισμό. Μια περιστρεφόμενη πτερύγωση, ένας ρότορας ή μια πτερωτή μεταβάλλει την ενθαλπία ανακοπής του ρευστού που κινείται δια μέσου αυτής με αποτέλεσμα να παράγεται θετικό ή αρνητικό έργο ανάλογα με την λειτουργία της μηχανής. Οι παραπάνω μεταβολές της ενθαλπίας συνδέονται άμεσα με ταυτόχρονες μεταβολές της πίεσης ρευστού. Υπάρχουν στροβιλομηχανές οι οποίες απορροφούν ισχύ και εκτονωτές που παράγουν ισχύ<sup>17</sup>. Οι μηχανές που απορροφούν έργο από το ρευστό και το αποδίδουν ως μηχανική ισχύ στην άτρακτο ονομάζονται εκτονωτές.

Ο εκτονωτής ενός συστήματος αποτελεί ίσως την σημαντικότερη διάταξη καθώς καθορίζει σε μεγάλο βαθμό τον βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης. Ο λόγος που χρησιμοποιούνται διαφορετικοί τύποι εκτονωτών είναι γιατί υπάρχουν σχεδόν άπειρες τεχνολογικές εφαρμογές, ενώ για κάθε δεδομένη λειτουργική απαίτηση υπάρχει μόνο ένας συγκεκριμένος τύπος στροβίλου που επιτυγχάνει βέλτιστες συνθήκες λειτουργίας.

Οι εκτονωτές διαχωρίζονται σε δυο περαιτέρω κατηγορίες με βάση την αρχή λειτουργίας τους. Η πρώτη κατηγορία είναι οι εκτονωτές δυναμικής ροής, που έχουν ως στόχο την συμπίεση του ατμού που ρέει και την αλλαγή της κατεύθυνσης ροής του, ενώ η δεύτερη μεγάλη κατηγορία αφορά τους ογκομετρικούς στροβίλους με την συμπίεση του ατμού να πραγματοποιείται σε ένα θάλαμο μεταβλητού όγκου<sup>18</sup>. Στις δυο παραπάνω κατηγορίες κατατάσσονται πολλά είδη εκτονωτών.

### 2.2.1 Εκτονωτές δυναμικής ροής

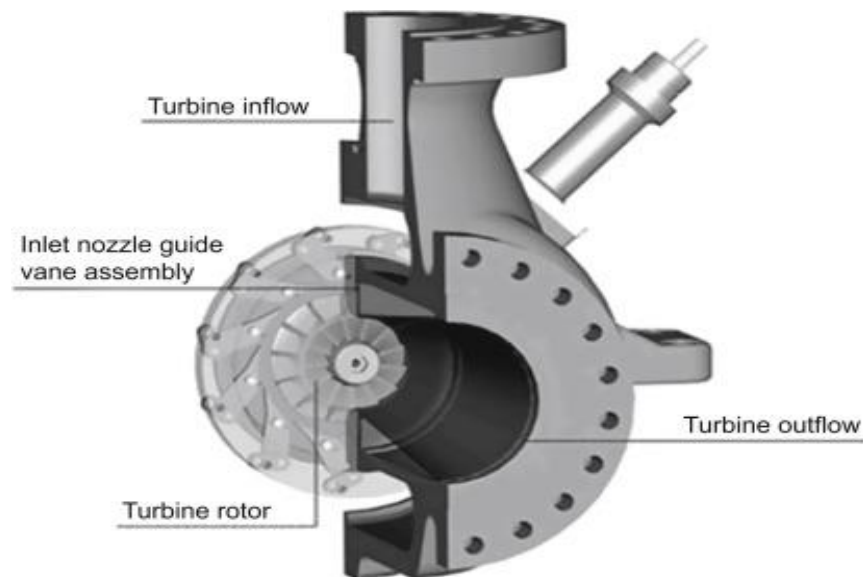
Οι εκτονωτές δυναμικής ροής είναι δύο ειδών, οι εκτονωτές ακτινικής ροής (radial inflow turbine) και οι αξονικής ροής (axial inflow turbine). Η κύρια διαφορά μεταξύ των δύο είναι ο τρόπος ροής του αέρα στον εκτονωτή. Στον ακτινικό εκτονωτή η ροή αέρα εισόδου είναι ακτινική ως προς στον άξονα, ενώ στον αξονικό εκτονωτή η ροή εισόδου είναι παράλληλη ως προς τον άξονα<sup>19</sup>.

#### 2.2.1.1 Ακτινικοί εκτονωτές

Ο ακτινικός εκτονωτής εισροής RIT (radial inflow turbine) αποτελείται από τα εξής τμήματα: το ακίνητο σπειροειδές περίβλημα, την κινητή πτερύγωση (ρότορα) η οποία συνήθως είναι κωνικού τύπου και από έναν αποκλίνοντα αγωγό (ακροφύσιο). Η αρχή λειτουργίας του για την παραγωγή έργου βασίζεται στην συστροφή της ροής για αυτόν τον λόγο ανήκει σε αυτήν την κατηγορία. Για να παραχθεί έργο έχουμε είσοδο της ροής στο ακροφύσιο όπου το ρευστό επιταχύνεται (και έτσι έχουμε πτώση πίεσης) με σκοπό να περάσει στην κινητή πτερύγωση και να εξέλθει από αυτήν αξονικά. Το ακροφύσιο σε μικρές μονάδες παραλείπεται καθώς η μείωση στο βαθμό απόδοσης είναι μικρή, αλλά η μείωση στο κόστος κατασκευής του συστήματος είναι σημαντική<sup>18</sup>. Οι εκτονωτές RIT είναι αρκετά ελκυστικοί για μικρής κλίμακας εγκαταστάσεις με χαμηλή ροή μάζας και συνήθως χρησιμοποιούνται για παραγωγή έργου έως 250 kW. Τα πλεονεκτήματα των RIT σε σχέση με τους αξονικούς στροβίλους είναι<sup>20</sup> ότι:

- οι ακτινικοί εκτονωτές κατασκευάζονται με τη διαδικασία της χύτευσης και της σφυρηλάτησης, ενώ οι αξονικοί ρότορες αποτελούνται συχνά από πολυβάθμιες διατάξεις
- η διαδικασία της χύτευσης προσφέρει μεγαλύτερη ανθεκτικότητα και ακαμψία στην πτερύγωση και μειώνει το κόστος της εγκατάστασης
- τα RIT μπορούν να βελτιώσουν την απόδοσή τους και μετά τον σχεδιασμό τους με αλλαγές στην γεωμετρία των ακροφύσιων

- για εφαρμογές μικρής κλίμακας, οι αξονικοί εκτονωτές απαιτούν περισσότερα και μικρότερα πτερύγια, τα οποία αυξάνουν την περιοχή ροής με αποτέλεσμα να έχουμε μεγαλύτερες απώλειες λόγω τριβών και να αυξάνεται η πιθανότητα απόφραξης των πτερυγίων
- το διάκενο που απαιτείται μεταξύ του άκρου του ρότορα και του περιβλήματος είναι ένα σημαντικό κλάσμα του ύψους της λεπίδας που δημιουργεί ανάλογα υψηλότερες απώλειες διαρροής
- τα RIT μπορούν να έχουν και αναλογία πίεσης έως και 10 φορές μόνο σε μια βαθμίδα ενώ στους αξονικούς στροβίλους απαιτούνται 3 στάδια για να πετύχουμε τον ίδιο λόγο πίεσης



Εικόνα 3. Εκτονωτής ακτινικής ροής <sup>21</sup>

Στους ακτινικούς στροβίλους (Εικόνα 3) υπάρχει και άλλος ένας τύπος ο Radial outflow Turbine (ROT) όπου η κατεύθυνση της ροής του ρευστού είναι αντίθετη εκείνης των RIT εκτονωτών. Η ροή εισέρχεται στον ROT στο κέντρο, κοντά στον άξονα περιστροφής, αξονικά, και στη συνέχεια ταξιδεύει προς τα έξω κατά την ακτινική κατεύθυνση, ενώ περνά μέσα από συστοιχίες πτερυγίων ρότορα και στάτορα. Οι εκτονωτές εκροής είναι γνωστοί και ως φυγοκεντρικοί εκτονωτές. Στην Εικόνα 3 φαίνεται η διαδρομή που ακολουθάει το ρευστό σε κάθε περίπτωση<sup>22</sup>.

### 2.2.2 Ογκομετρικοί εκτονωτές (θετικής εκτόνωσης)

Σε αυτήν την κατηγορία κατατάσσονται περισσότερα είδη εκτονωτών οι οποίοι σαν αρχή λειτουργίας έχουν την κυκλική κίνηση του ρευστού σε αντίθεση με την κατηγορία των εκτονωτών δυναμικής ροής όπου η κίνηση είναι συνεχής. Η κατηγορία αυτή περιλαμβάνει τους εμβολοφόρους στροβίλους, τους στροβίλους κύλισης (scroll), τους στροβίλους τύπου βίδας (screw) και τους στροβίλους με περιστροφικά πτερύγια. Το έργο που παράγεται

οφείλεται στην πτώση πίεσης, η οποία επέρχεται με την μετατόπιση του όγκου του ρευστού. Για τον έλεγχο του συμπιεσμένου ρευστού τόσο στους εμβολοφόρους όσο και στους κύλινδρους χρησιμοποιούμε βαλβίδες.

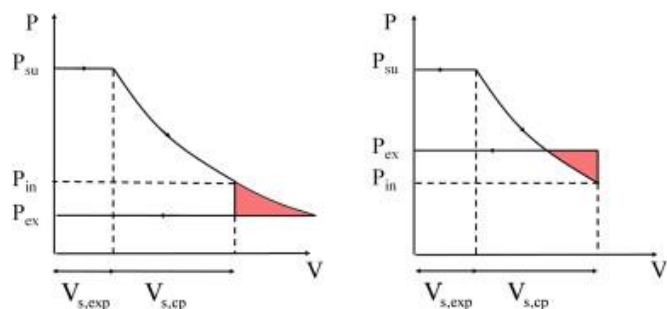
Σε αυτό το σημείο αξίζει να σημειωθεί πως σε αυτήν την κατηγορία οι εκτονωτές απαιτούν μια μορφή λίπανσης, καθώς κάποια τμήματα τους έρχονται σε επαφή<sup>22</sup>. Το λιπαντικό που επιλέγουμε για την λίπανση τοποθετείται είτε μέσω του συνεργαζόμενου ρευστού και ακολουθεί τον κύκλο όπου κάνει και το ρευστό, είτε είναι ανεξάρτητο από το συνεργαζόμενο ρευστό και με ειδικούς μηχανισμούς κυκλοφορεί μόνο στο σημείο που επιθυμούμε στον εκτονωτή<sup>20</sup>. Ο τρόπος λίπανσης είναι ένα δύσκολο κομμάτι για την εγκατάσταση του συστήματος, καθώς τα συστήματα λίπανσης του στροβίλου αυξάνουν πολύ το κόστος και την πολυπλοκότητα της εγκατάστασης ενώ εάν συμπληρώνουμε λιπαντικό στο εργαζόμενο ρευστό προκαλούμε βλάβη στον λέβητα την εγκατάσταση. Για τους δυο παραπάνω λόγους επιλέγουμε συχνά εργαζόμενα ρευστά που έχουν από μόνα τους καλές λιπαντικές ιδιότητες<sup>22</sup>.

Οι ογκομετρικοί εκτονωτές έχουν σταθερή ογκομετρική αναλογία, επομένως ο θερμοδυναμικός κύκλος πρέπει να σχεδιαστεί για τον βέλτιστο λόγο εκτόνωσης. Είναι πιθανό ότι ένας υψηλότερος λόγος πίεσης θα αποδίδει μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης<sup>22</sup>.

Δυο τύποι απωλειών μπορούν να προκύψουν εάν η συγκεκριμένη αναλογία όγκων του συστήματος δεν είναι ίση με την ονομαστική αναλογία όγκου του διαστολέα<sup>23</sup>:

- η υπο-εκτόνωση (under-expansion), που προκύπτει όταν η εσωτερική αναλογία όγκου του διαστολέα είναι χαμηλότερη από την ονομαστική αναλογία. Στην περίπτωση που η πίεση στους θαλάμους εκτόνωσης στο τέλος της διαδικασίας εκτόνωσης ( $P_{in}$ ) είναι υψηλότερη από την γραμμή εξόδου
- η υπερ-εκτόνωση (over-expansion), που προκύπτει όταν η εσωτερική αναλογία όγκου που επιβάλλεται από τον διαστολέα είναι υψηλότερη από την ονομαστική αναλογία του συστήματος

Αυτά τα δύο αποτελέσματα μπορούν να μειώσουν σε μεγάλο βαθμό την απόδοση της διαδικασίας εκτόνωσης, η πιο συνηθισμένη περίπτωση είναι εκείνη της υπο-εκτόνωσης<sup>23</sup>. Συνεπώς, οι ογκομετρικοί διαστολείς είναι γενικά λιγότερο λειτουργικοί σε υψηλές αναλογίες εκτόνωσης σε σχέση με της στροβιλομηχανές<sup>23</sup>. Στο διπλανό σχήμα (Σχήμα 9) αριστερά φαίνεται ο κύκλος της υπο-εκτόνωσης και δεξιά ο κύκλος της υπερ-εκτόνωσης.

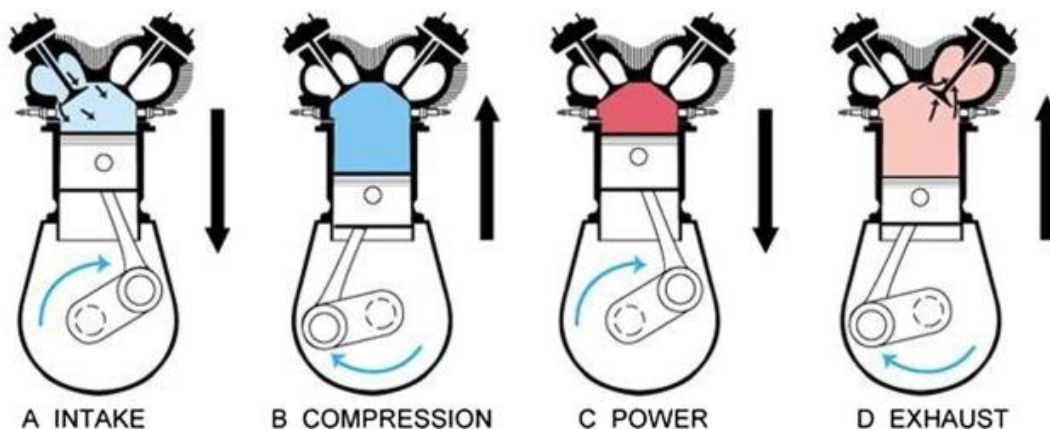


Σχήμα 9. Διαφορά υπο-εκτόνωσης και υπερ-εκτόνωσης<sup>23</sup>.

### 2.2.2.1 Εμβολοφόροι εκτονωτές

Οι εμβολοφόροι εκτονωτές είναι αρκετά πολύπλοκες διατάξεις που απαιτούν ακριβή χρονισμό καθώς η εναλλαγή του όγκου του ρευστού γίνεται μέσω δυο βαλβίδων, μιας εισαγωγής και μιας εξαγωγής<sup>20</sup>. Σε αυτές τις διατάξεις ο σωστός χρονισμός είναι ίσως το βασικότερο κριτήριο για τη σωστή λειτουργία του, διότι σε διαφορετική περίπτωση λόγω των πολλών μελών που κινούνται δημιουργούνται τριβές οι οποίες είναι καταστροφικές. Παρόλα αυτά, χρησιμοποιούνται σε μεγάλο βαθμό στους οργανικούς κύκλους Rankine καθώς αν έχουμε ρευστό το οποίο δεν βρίσκεται υπό την μορφή ατμού και γίνει εισαγωγή του στον θάλαμο δεν επηρεάζεται καθόλου η λειτουργία του συστήματος<sup>20</sup>.

Η Εικόνα 4 δείχνει την διαδικασία που ακολουθεί το έμβολο για την παραγωγή έργου καθώς και τις λειτουργίες των βαλβίδων για την κάθε κατάσταση του εμβόλου: A) την εισαγωγή του ρευστού μέσω της βαλβίδας, B) την συμπίεση του, C) την εκτόνωση και παραγωγή έργου και τέλος D) την έξοδο του ρευστού μέσω της δεύτερης βαλβίδας.



Εικόνα 4. Διαδικασία εμβολοφόρου στροβίλου για την παραγωγή έργου<sup>20</sup>.

Σε συστήματα που χρησιμοποιούνται για οργανικούς κύκλους, μελέτες έδειξαν πως το μέγιστο έργο που μπορεί να αποδίδει ένας εκτονωτής με εργαζόμενο ρευστό το νερό αυτής της μορφής είναι 18,6kW, ενώ ο ισεντροπικός βαθμό απόδοσης κυμαίνεται στο 55%-70%<sup>24</sup>. Γενικά, χρησιμοποιούνται για αρκετά υψηλές πιέσεις τύπου 9 MPa και για θερμοκρασίες από 380°C-550°C σε 600-2000 rpm. Η μηχανική απόδοση του συστήματος και η ογκομετρική απόδοση συνδέονται με την ταχύτητα περιστροφής του εμβόλου<sup>25</sup>.

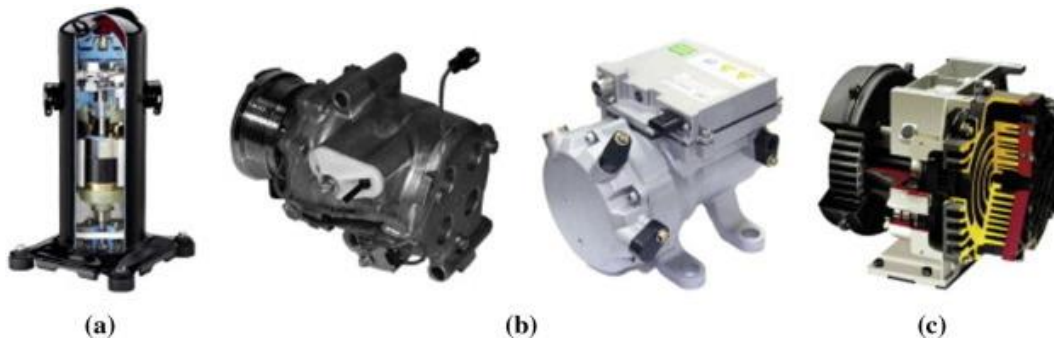
### 2.2.2.2 Εκτονωτές τύπου scroll

Στην κατηγορία αυτή ανήκουν και οι εκτονωτές τύπου scroll οι οποίοι χρησιμοποιούνται για συστήματα ψύξης (air-conditioning και ψυγεία). Οι αρχικές κατασκευές κρίθηκαν προβληματικές για μικρά συστήματα ανάκτησης ενέργειας καθώς οι πειραματικές εφαρμογές απέκλιναν από τις θεωρητικές αναλύσεις<sup>20</sup>. Τα προβλήματα που



δημιουργήθηκαν ήταν απώλειες λόγω τριβών, εσωτερικές διαρροές, πτώση πίεσης της ροής και απώλειες θερμότητας. Για αυτόν τον λόγο δημιουργήθηκαν τροποποιημένες εκδόσεις scroll για τους ORC.

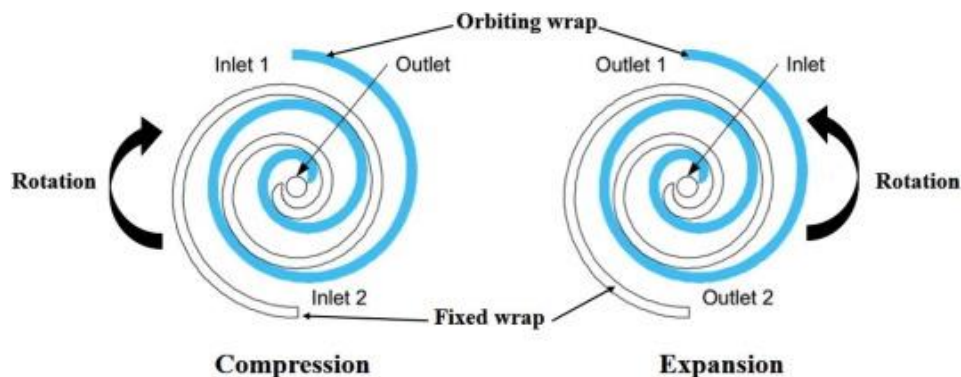
Οι εκτονωτές scroll διαχωρίζονται σε τρεις τύπους οι οποίοι είναι: (a) hermetic refrigeration compressor (χρησιμοποιούνται σε όλα τα οικιακά ψυγεία και τις καταψύξεις χαμηλών θερμοκρασιών), (b) automotive air-conditioning compressor (είναι τα κλιματιστικά κάθε είδους) και (c) open drive air compressor (ψυγεία για θερμοκρασιακό εύρος από  $-45^{\circ}\text{C}$  έως  $10^{\circ}\text{C}$ )<sup>20</sup>. Στην Εικόνα 5 φαίνονται οι διάφοροι τύποι εκτονωτών.



Εικόνα 5. Τύποι εκτονωτών scroll.<sup>20</sup>

Γενικά, οι εκτονωτές scroll type συνδυάζουν δυο ελικοειδείς αναδιπλώσεις όπου η μια είναι ακίνητη και η άλλη περιστρέφεται. Όταν η κατεύθυνση περιστροφής της κινούμενης έλικας συμπίπτει με τις αναδιπλώσεις (κατεύθυνση των πτερυγίων) της ακίνητης έλικας μειώνεται ο χώρος ανάμεσα τους και το σύστημα λειτουργεί ως συμπιεστής. Το σύστημα μπορεί να λειτουργεί έως  $8,2\text{ MPa}$  πίεση και θερμοκρασία  $180^{\circ}\text{C}$ .

Αν η κινούμενη έλικα περιστρέφεται αντίστροφα από την κατεύθυνση των αναδιπλώσεων της σταθερής έλικας ο όγκος ανάμεσα τους αυξάνεται και το σύστημα λειτουργεί ως διαστολέας<sup>24</sup>. Ο τρόπος των δύο λειτουργιών τους παρουσιάζεται παρακάτω (Εικόνα 6).



Εικόνα 6. Λειτουργία εκτονωτών scroll.<sup>20</sup>



Ο βαθμός απόδοσης αυτών των μηχανών αγγίζει το 65%, ενώ ο ισηντροπικός τους βαθμός απόδοσης κυμαίνεται ανάμεσα το 80%-85%.

### 2.2.2.3 Εκτονωτές τύπου κοχλιωτοί

Screw είναι ένα ακόμα είδος ογκομετρικού εκτονωτή, που συναντάται κυρίως σαν συσκευές εκτόνωσης των ORC, στις εφαρμογές ανάκτησης ενέργειας και στην γεωθερμία<sup>26</sup>. Ο εκτονωτής screw αποτελείται από δυο ελικοειδής ρότορες οι οποίοι ονομάζονται αρσενικός και θηλυκός. Το ζεύγος αυτό βρίσκεται σε ένα θάλαμο του οποίου τα διάκενα είναι της τάξης των 50μm<sup>20</sup>. Τα διάκενα αυτά ορίζουν τον βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης αλλά και το κόστος κατασκευής. Η διαδικασία εκτόνωσης των εκτονωτών αποτελείται από τρεις φάσεις (Εικόνα 7):

- a) **Εισαγωγή:** η εισαγωγή του ρευστού υψηλής πίεσης στο χώρο (διάκενο) ανάμεσα στους δυο ρότορες με αποτέλεσμα την έναρξη της περιστροφής
- b) **Εκτόνωση:** ο χώρος ανάμεσα στις αυλακώσεις (tooth-spacing) αυξάνεται λόγω της πίεσης του εισαγόμενου ρευστού και παράγεται ενέργεια καθώς οι δυο συνεργαζόμενοι ρότορες περιστρέφονται
- c) **Απόρριψη:** όταν ο χώρος ανάμεσα στις αυλακώσεις συνδεθεί στην έξοδο αρχίζει η εξαγωγή του ρευστού και ο όγκος επανέρχεται στο μηδέν



Εικόνα 7. Λειτουργία στροβίλου τύπου screw.<sup>20</sup>

Τα μειονεκτήματα των screw είναι<sup>26</sup>:

- αρκετά υψηλό κόστος κατασκευής, περίπου 1400€-1850€/kW
- πολύπλοκο σύστημα λίπανσης, καθώς τα μέλη που περιστρέφονται είναι πολλά (ρουλεμάν) και οι απώλειες λόγω τριβών είναι μεγάλες
- συχνά προβλήματα διαρροής στη βαλβίδα εισαγωγής του εργαζόμενου ρευστού λόγω υψηλών πιέσεων

Οι εκτονωτές τύπου screw χρησιμοποιούνται για ισχύ από 1,5kW έως 1MW και έχουν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 20%-70%. Πιο συγκεκριμένα, για τους ORC το έργο παραγωγής κυμαίνεται από 5kW έως 50kW που είναι ανάλογο με την ταχύτητα περιστροφής και τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης<sup>24</sup>. Ο λόγος πίεσης μπορεί να είναι από 2 έως 10 και αυτό έχει ως αποτέλεσμα να μεταβάλλεται ο λόγους του όγκου από 2 έως 8. Ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου τύπου screw είναι μικρός σε σχέση με τους υπόλοιπους στροβίλους κι αγγίζει σχεδόν το 30%<sup>24</sup>.

Με την εξέλιξη της τεχνολογίας, οι εκτονωτές που κατασκευάζονται είναι πιο συγχρονισμένοι και δεν απαιτούν κάποια μορφή λίπανσης, καθώς έχουν πιο απλή δομή και περισσότερα περιθώρια τριβών και απωλειών λόγω διαρροής. Αν και το εύρος λειτουργίας για την ισχύ των εκτονωτών ξεκινάει από μόλις 1,5kW δεν χρησιμοποιούνται σε διατάξεις μικρότερης των 10kW. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο αρκετά υψηλό κόστος κατασκευής τους αλλά και στην αύξηση των απωλειών λόγω της υπολειτουργίας τους<sup>24</sup>. Οι βέλτιστες συνθήκες λειτουργίας είναι περίπου στο 1,6MPa και για θερμοκρασία 190°C.

#### 2.2.2.4 Εκτονωτές τύπου Vane

Κλείνοντας την κατηγορία των ογκομετρικών εκτονωτών, το τελευταίο είδος είναι οι εκτονωτές τύπου Vane. Οι εκτονωτές περιστροφικών πτερυγίων (Rotary Vane expander) έχουν τα περισσότερα θετικά χαρακτηριστικά για μικρές εγκαταστάσεις ORC. Μερικά από αυτά είναι:

- πολύ απλή δομή και εύκολη κατασκευή
- χαμηλό κόστος κατασκευής
- υψηλή ογκομετρική απόδοση
- ανταπόκριση σε αρκετά υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες

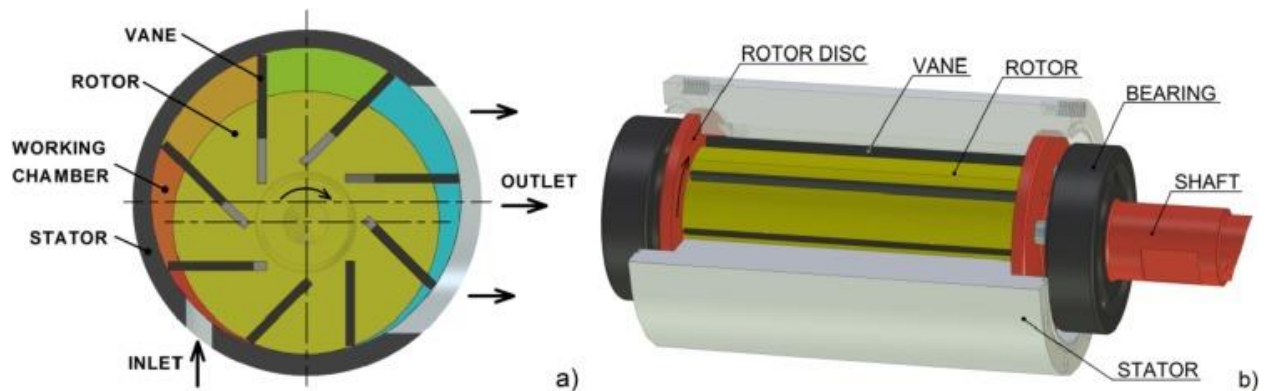
Πιο συγκεκριμένα, η αναλογία όγκου μπορεί να είναι από 2 έως 8, ενώ η πίεση μπορεί να αγγίζει τα 8MPa για θερμοκρασίες της τάξεως των 150°C. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης μπορεί να είναι μέχρι 70%, ενώ η μηχανική απόδοση του συστήματος είναι 57%, η ισχύ που παράγεται μπορεί να είναι από μερικά Watt έως 2,2kW<sup>24</sup>. Η χαμηλή τιμή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης οφείλεται σε απώλειες και τριβές. Η ταχύτητα περιστροφής των πτερυγίων είναι περίπου 2000-3000rpm και έχουν την ικανότητα να συνδέονται απευθείας με την γεννήτρια για την παραγωγή ρεύματος.

Μια δεύτερη κατηγορία που ανήκει στους στροβίλους τύπου Vane είναι ο περιστρεφόμενος εκτονωτής (Revolving Vane expander). Οι δύο αυτές κατηγορίες έχουν διαφορετικό τρόπο λειτουργίας. Ο περιστρεφόμενος εκτονωτής έχει μικρότερες σχετικές ταχύτητες, με αποτέλεσμα χαμηλότερες απώλειες λόγω τριβών και μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης.

Αυτή η υποκατηγορία έχει τέσσερις διαφορετικές διαμορφώσεις: (i) η πρώτη είναι αυτή που το πτερύγιο να είναι συνδεδεμένο με το ρότορα και ο ρότορας να δίνει την κίνηση, (ii) το πτερύγιο να είναι συνδεδεμένο με τον ρότορα και ο κύλινδρος να δίνει την κίνηση, (iii) το

πτερύγιο να είναι συνδεδεμένο με τον κύλινδρο και η κίνηση να προέρχεται από τον ρότορα, (iv) το πτερύγιο να είναι συνδεδεμένο με τον κύλινδρο και ο κύλινδρος να δίνει την κίνηση<sup>24</sup>.

Η κατηγορία των Vane εκτονωτών έκανε την εμφάνιση της το 1986 για πρώτη φορά, αλλά είχε δοκιμαστεί σε πειραματικές διατάξεις από το 1984. Για αρκετά μικρές διατάξεις ORC (μικρότερες από 1kW) η διάταξη έχει ισεντροπικό βαθμό απόδοσης περίπου 48% ενώ ο θερμικός βαθμός απόδοσης είναι περίπου 3,08%<sup>24</sup>. Στην Εικόνα 8 φαίνεται η διαμόρφωση ενός Vane στροβίλου αλλά και τα συστήματα από τα οποία αποτελείται μια τέτοια διάταξη.

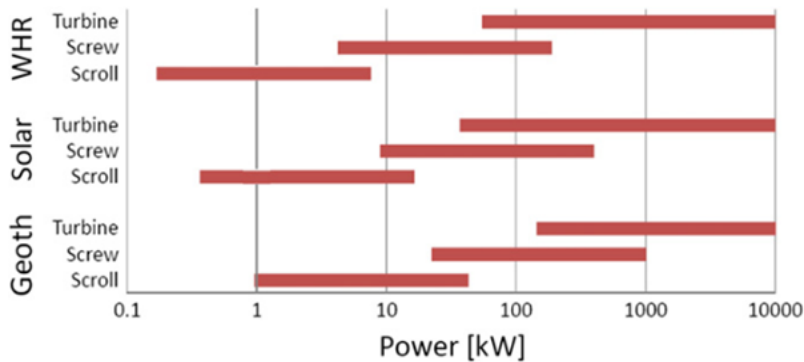


Εικόνα 8. Εκτονωτές τύπου Vane<sup>27</sup>.

Στο παρακάτω συγκεντρωτικό Πίνακα 1 διατυπώνεται το εύρος λειτουργίας για το έργο που παράγεται για τον κάθε εκτονωτή ξεχωριστά. Επιπλέον, το Σχήμα 10 δείχνει το έργο που προκύπτει από κάθε εφαρμογή ξεχωριστά (γεωθερμία, ηλιακή ενέργεια, ανάκτηση ενέργειας) για τα σημαντικότερα είδη εκτονωτών<sup>28</sup>.

Πίνακας 1. Εύρος λειτουργίας εκτονωτών.

Expander type	Power output $kW_e$
Scroll	0,25-5
Screw	5-1000
Rotary Vane	<1,5
Reciprocation piston	5-20
Radial inflow turbine	30-500



Σχήμα 10. Έργο Εκτονωτών για κάθε εφαρμογή<sup>28</sup>.

## 2.3 Αντλίες για ORC

Οι αντλίες είναι συστήματα των ORC, τα οποία είναι υπεύθυνα για την κυκλοφορία του λειτουργικού ρευστού και την αύξηση της πίεσης του. Το ρευστό το οποίο έρχεται από τον συμπυκνωτή, περνά από την αντλία για να καταλήξει τελικά στον λέβητα. Υπάρχουν πολλοί παράγοντες που επηρεάζουν την λειτουργία της αντλίας οι οποίοι είναι:

- (i) το θερμοκρασιακό εύρος του οργανικού ρευστού,
- (ii) οι ιδιότητες του οργανικού ρευστού,
- (iii) το επιθυμητό τελικό έργο που θέλουμε να λαμβάνουμε, (iv) ο βαθμός απόδοσης της αντλίας<sup>29</sup>.

Για την επιλογή της κατάλληλης αντλίας σε έναν οργανικό κύκλο Rankine πρέπει να ληφθούν υπόψιν πολλοί παραπάνω παράγοντες. Ο υπολογισμός των θερμοδυναμικών αλλά και των θερμοφυσικών ιδιοτήτων αποτελεί το αρχικό βήμα για την εύρεση της κατάλληλης αντλίας. Στην συνέχεια, πρέπει να μελετηθούν τα μέτρα ασφαλούς λειτουργίας του συστήματος.

Γενικά, οι αντλίες όπως και οι εκτονωτές διαχωρίζονται σε κατηγορίες βάσει των τύπων υγρού λειτουργίας ή των υλικών τα οποία έχουν χρησιμοποιηθεί για την κατασκευή τους ή αντίστοιχα των αριθμό των βαθμίδων που χρησιμοποιούν για την αύξηση της πίεσης. Παρόλα αυτά, η βασικότερη κατηγοριοποίηση τους είναι με βάση την αρχή λειτουργίας τους και με αυτόν τον τρόπο προκύπτουν δύο μεγάλες κατηγορίες οι οποίες είναι οι δυναμικές αντλίες (dynamic pump) και οι αντλίες θετικής εκτόπισης (positive displacement pump).

Η κύρια διαφορά μεταξύ μιας δυναμικής αντλίας και μιας αντλίας θετικού εκτοπίσματος είναι η μέθοδος λειτουργίας τους. Καθώς οι δυναμικές αντλίες χρησιμοποιούν μια περιστρεφόμενη πτερωτή για να δημιουργήσουν μια κοιλότητα, ενώ οι αντλίες εκτόπισης λειτουργούν μέσω παλινδρομικών εμβόλων για την δημιουργία κοιλότητας<sup>30</sup>.

### 2.3.1 Δυναμικές αντλίες

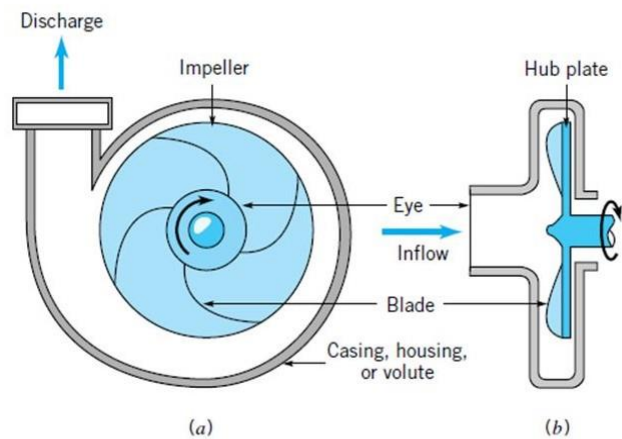
Η αρχή λειτουργίας της δυναμικής αντλίας είναι να προσδίδει στο εργαζόμενο ρευστό κινητική ενέργεια αυξάνοντας την ταχύτητα ροής. Η αύξηση της κινητικής ενέργειας

μετατρέπεται σε αύξηση της δυναμικής ενέργειας (δηλαδή της πίεσης) όταν η ταχύτητα μειώνεται πριν η κατά την διάρκεια της εξόδου από την αντλία στον σωλήνα εκτόνωσης<sup>30</sup>. Αυτή η μεταβολή εξηγείται μέσω του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου και μέσω του θεωρήματος Bernoulli.

Οι δυναμικές αντλίες μπορούν να υποδιαιρεθούν σε διάφορες κατηγορίες ανάλογα με τον τρόπο που επιτυγχάνεται η αύξηση της κινητικής ενέργειας. Τα πιο βασικά χαρακτηριστικά για την κατηγοριοποίηση τους είναι<sup>30</sup>:

- συνεχής ενέργειας
- μετατροπή της προστιθέμενης ενέργειας σε αύξηση της κινητικής ενέργειας
- μετατροπή αυξημένης ταχύτητας σε αύξηση της πίεσης

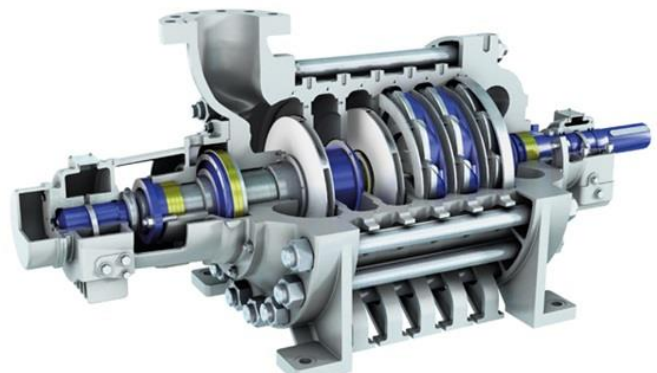
Από τα παραπάνω χαρακτηριστικά προκύπτουν οι εξής τύποι δυναμικών αντλιών<sup>30</sup>: (i) οι φυγοκεντρικές αντλίες, (ii) κάθετες φυγοκεντρικές αντλίες, (iii) οι οριζόντιες φυγοκεντρικές αντλίες, (iv) υποβρύχιες αντλίες και τέλος (v) οι αντλίες που χρησιμοποιούνται σε συστήματα πυροσβεστικών κρουνών. Στην Εικόνα 9 φαίνεται μια φυγοκεντρική αντλία και τα μέρη τα οποία αποτελείται.



Εικόνα 9. Φυγοκεντρική αντλία<sup>30</sup>.

Μια διαρροή σε ένα τέτοιο σύστημα μπορεί να προκαλέσει σπηλαιώση, η οποία έχει ως συνέπεια την υπερθέρμανση του συστήματος. Για αυτόν τον λόγο τοποθετείται ένα στόμιο ή μια βαλβίδα αμέσως μετά την έξοδο της αντλίας<sup>31</sup>.

Γενικά, σε εφαρμογές ORC χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο αντλίες θετικού εκτοπίσματος, παρόλα αυτά σε μεγάλης κλίμακας εφαρμογές (τύπου MW) χρησιμοποιούνται και φυγοκεντρικές αντλίες. Αυτό συμβαίνει γιατί σε αυτά τα συστήματα (μικρής κλίμακας) οι συνθήκες λειτουργίας του οργανικού κυκλώματος χαρακτηρίζονται από μικρούς ρυθμούς ροής μάζας και υψηλή αύξηση της πίεσης<sup>32</sup>. Συνήθως, οι φυγοκεντρικές αντλίες που χρησιμοποιούνται



Εικόνα 10. Πολυβάθμια φυγοκεντρική αντλία<sup>64</sup>.

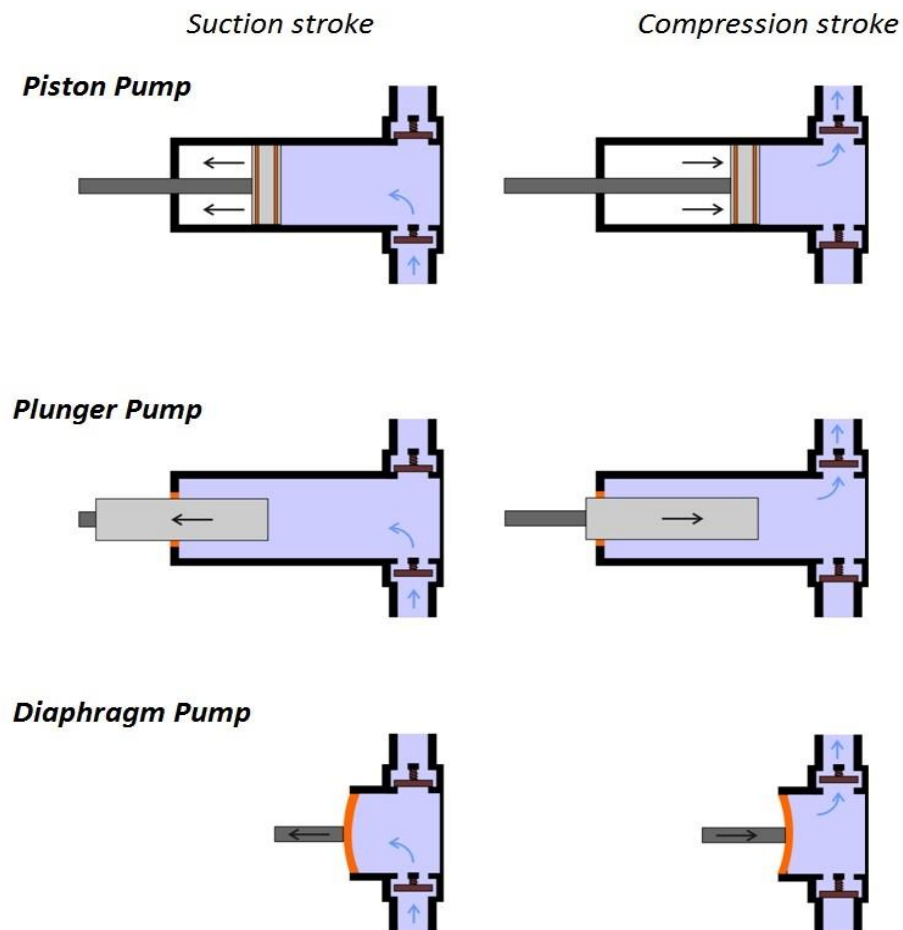
σε μεγάλης κλίμακας εγκαταστάσεις είναι πολυβάθμιες. Μια τέτοια εγκατάσταση φαίνεται στην Εικόνα 10.

### 2.3.2 Αντλίες θετικής εκτόπισης

Η αρχή λειτουργίας των αντλιών θετικής εκτόπισης βασίζεται στην συνεχή μετακίνηση ενός ρευστού σταθερού όγκου μηχανικά μέσα στο σύστημα. Η διαδικασία αυτή είναι κυκλική και μπορεί να υλοποιηθεί με έμβολα, γρανάζια, πτερύγια και διαφράγματα. Αυτού του τύπου οι αντλίες διαχωρίζονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες οι οποίες είναι: οι παλινδρομικές (reciprocating) και οι περιστροφικές (rotary)<sup>33</sup>.

#### 2.3.2.1 Παλινδρομικές αντλίες

Μια παλινδρομική αντλία θετικής εκτόπισης λειτουργεί με την επαναλαμβανόμενη κίνηση είτε ενός εμβόλου, είτε ενός κυλινδρικού εμβόλου, είτε ενός διαφράγματος. Η διαφορά στην αρχιτεκτονική αυτών των συστημάτων φαίνεται στο Εικόνα 11<sup>33</sup>.



Εικόνα 11. Τύποι παλινδρομικών αντλιών<sup>33</sup>.

Στις αντλίες που λειτουργούν με έμβολο η πρώτη μετακίνηση του εμβόλου γίνεται για να δημιουργηθεί κενό, να κλείσει η βαλβίδα εξόδου και να ανοίξει η βαλβίδα εισόδου, με σκοπό την αναρρόφηση ρευστού μέσα στον θάλαμο. Στην συνέχεια, όταν το έμβολο αντιστρέψει την κίνησή του, το ρευστό συμπιέζεται και ανοίγει η βαλβίδα εξόδου για την εκκένωση του θαλάμου<sup>33</sup>.

Σε πιο πολύπλοκη μορφή τους μπορούν να έχουν δύο βαλβίδες εισόδου και δύο βαλβίδες εξόδου για να πραγματοποιείται συμπίεση και αναρρόφηση σε κάθε κίνηση του εμβόλου ταυτόχρονα. Οι αντλίες αυτού του είδους έχουν αρκετά περιορισμένη ταχύτητα εμβόλου λόγω αδράνειας και η παροχή δεν αποτελεί σταθερή τιμή, καθώς το έμβολο παρουσιάζει περιοδική κίνηση.

Οι αντλίες τύπου κυλινδρικού εμβόλου (του οποίου το μήκος είναι αρκετά μεγαλύτερο της διαμέτρου του) λειτουργούν με παρόμοιο τρόπο. Βέβαια, ο όγκος που μετακινείται σε μια αντλία κλασικού εμβόλου εξαρτάται από τον όγκο του κυλίνδρου, ενώ σε μια αντλία κυλινδρικού εμβόλου ο όγκος που μπορούμε να μετακινήσουμε εξαρτάται από το μέγεθος του εμβόλου. Η στεγανοποίηση του εμβόλου είναι σημαντική για την διεργασία της άντλησης, καθώς μέσω αυτής γλιτώνουμε τυχόν διαρροές. Γενικά, σε αυτής της κατηγορίας αντλίες η στεγανοποίηση είναι ευκολότερη καθώς το έμβολο στην άκρη του είναι ακίνητο<sup>33</sup>.

Μια αντλία διαφράγματος αντί για κάποιο έμβολο χρησιμοποιεί μια εύκαμπτη μεμβράνη. Με την εκτόνωση του διαφράγματος ο όγκος θαλάμου αυξάνεται και το υγρό εισέρχεται στην αντλία, ενώ κατά την συμπίεση του διαφράγματος ο όγκος θαλάμου μειώνεται και λίγο υγρό αποβάλλεται μέσω μιας βαλβίδας<sup>33</sup>. Το πλεονέκτημα που έχουν αυτού του είδους αντλίες είναι η στεγανοποίηση και λόγω αυτού χρησιμοποιούνται για επικίνδυνα ρευστά.

Ο τρόπος λειτουργίας των παλινδρομικών αντλιών δημιουργεί ταλαντώσεις στο σύστημα κατά την φάση της συμπίεσης ή της αναρρόφησης. Αυτό το φαινόμενο είναι αρκετά επικίνδυνο καθώς μπορεί να προκαλέσει κραδασμούς στην εγκατάσταση για αυτόν τον λόγο συχνά χρησιμοποιούνται συστήματα εξομάλυνσης της ταλάντωσης<sup>33</sup>.

Οι αντλίες αυτού του είδους έχουν επαναλαμβανόμενη δράση. Έτσι, είναι κατάλληλες για εφαρμογές που θέλουμε συγκεκριμένη παροχή ρευστού. Επιπλέον, με την αλλαγή του ρυθμού διαδρομής ή με το μέγεθος του διαστολέα μπορούμε να αλλάξουμε την τιμή του όγκου του ρευστού που διαπερνά μέσα από την αντλία<sup>33</sup>. Το εύρος λειτουργίας είναι σε χαμηλές τιμές για την παροχή ενώ για την πίεση μπορούμε να έχουμε έως και 170bar<sup>34</sup>. Ο βαθμός απόδοσης είναι περίπου στο 80%.

### 2.3.2.2 Περιστροφικές αντλίες

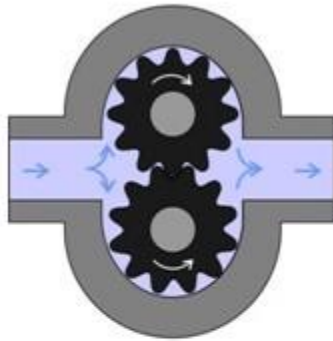
Οι περιστροφικές αντλίες αποτελούν την δεύτερη κατηγορία των αντλιών θετικού εκτοπίσματος. Η αρχή λειτουργίας τους βασίζεται στην μεταφορά υγρού μέσω περιστρεφόμενων γραναζιών και για αυτό το λόγο τα ρευστά που χρησιμοποιούνται έχουν



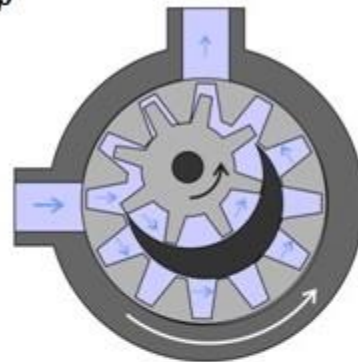
αυξημένο ιξώδες. Το περιστρεφόμενο μέρος δημιουργεί ένα φάσμα με τον θάλαμο της αντλίας και γίνεται η αναρρόφηση του ρευστού. Συγκρίνοντάς τις με τις παλινδρομικές αντλίες υπάρχει διαφορά, καθώς σε αυτήν την κατηγορία έχουμε μεγαλύτερες παροχές μάζας και μικρότερους λόγους πιέσεων<sup>33</sup>.

Το απλούστερο παράδειγμα περιστροφικών αντλιών είναι η γραναζωτή αντλία, η οποία διαχωρίζεται σε δυο αρχιτεκτονικές, την εξωτερικού τύπου (external gear) και την εσωτερικού τύπου (internal gear). Οι αντλίες αυτού του είδους αποτελούν το μεγαλύτερο ποσοστό που χρησιμοποιείται στην βιομηχανία. Στην Εικόνα 12 φαίνεται η διαφορά μεταξύ των δύο.

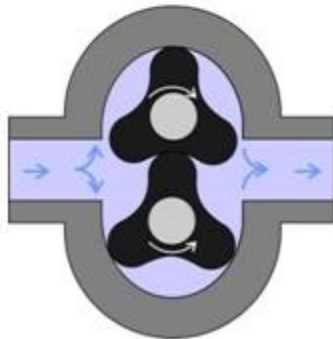
*External Gear Pump*



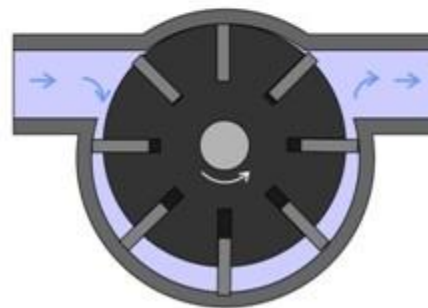
*Internal Gear Pump*



*Lobe Pump*



*Vane Pump*



**Εικόνα 12.** Τύποι γραναζωτών αντλιών<sup>33</sup>.

Μια εξωτερική γραναζωτή αντλία αποτελείται από δύο εμπλεκόμενα γρανάζια σε διαφορετικούς άξονες (που τουλάχιστον ο ένας περιστρέφεται). Κατά την περιστροφή των γραναζιών εγκλωβίζεται ρευστό ανάμεσα στα δόντια μετακινώντας το στο περίβλημα και οδηγώντας το από την είσοδο στην έξοδο. Δεν έχουμε επιστροφή εργαζόμενου ρευστού στην είσοδο καθώς τα γρανάζια είναι αλληλένδετα. Οι μικρές ανοχές μεταξύ των γραναζιών και



του περιβλήματος επιτρέπουν στην αντλία να δημιουργεί αναρρόφηση στην είσοδο και να αποτρέπει την διαρροή του ρευστού, από την περιοχή εκκένωσης πίσω στην περιοχή εισόδου<sup>33</sup>.

Η πιθανότητα να προκληθεί διαρροή αυξάνει όσο μικραίνει το ιξώδες του ρευστού.

Στις αντλίες εσωτερικών γραναζιών ακολουθείται η ίδια αρχή λειτουργίας με την διαφορά ότι οι δύο εμπλεκόμενοι δίσκοι γραναζιών είναι διαφορετικών ακτινών με τον έναν να περιστρέφεται στο εσωτερικό του άλλου. Το ρευστό οδηγείται στις κοιλότητες μεταξύ των δυο γραναζιών και μεταφέρεται στην περιοχή εκκένωσης, όπου τελικά αποβάλλεται με την βοήθεια του μικρότερου γραναζιού<sup>33</sup>.

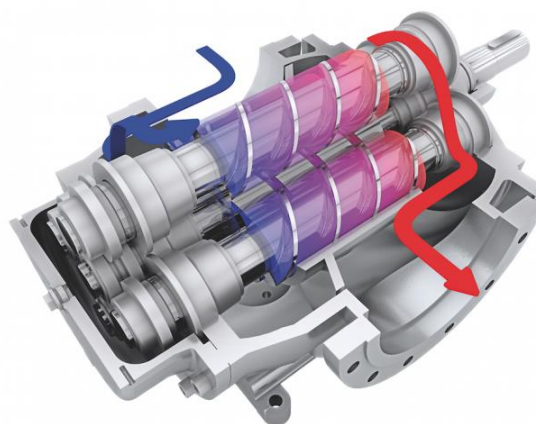
Οι γραναζωτές αντλίες πρέπει να λιπαίνονται από το αντλούμενο υγρό και για τον λόγο αυτό είναι ιδανικές για άντληση λαδιών και άλλων υγρών υψηλού ιξώδους. Οι μικρές ανοχές μεταξύ των γραναζιών και του περιβλήματος σημαίνουν ότι αυτοί οι τύποι αντλιών φθείρονται πιο εύκολα όταν χρησιμοποιούνται σε άντληση λειαντικών υγρών ή γενικότερα υγρών που περιέχουν παρασυρόμενα στερεά<sup>33</sup>.

Στην παραπάνω εικόνα (Εικόνα 12) φαίνονται επίσης άλλες δυο παρόμοιες κατηγορίες αντλιών, οι αντλίες με λοβό και οι αντλίες με πτερύγια.

Οι αντλίες με λοβό δεν έχουν γρανάζια αλλά περιστρεφόμενους λοβούς. Φαίνεται ότι οι δυο λοβοί δεν έρχονται σε επαφή κατά την διάρκεια της άντλησης, με αποτέλεσμα να μειώνεται η φθορά των δύο λοβών<sup>33</sup>.

Οι αντλίες με πτερύγια χρησιμοποιούν κινητά πτερύγια (συνδεδεμένα με ελατήρια υπό υδραυλική πίεση, είτε εύκαμπτα ελατήρια), τα οποία είναι συνδεδεμένα σε ρότορες μετατοπισμένους σε σχέση με το κέντρο της αντλίας, έτσι ώστε να αφήνεται κενό μεταξύ των πτερυγιών και του περιβλήματος, ώστε το εγκλωβισμένο ρευστό να μεταφέρεται στην θύρα εκκένωσης<sup>33</sup>.

Μια επιπλέον κατηγορία περιστροφικών αντλιών χρησιμοποιεί έναν ή περισσότερους δικτυωμένους κοχλίες για την μεταφορά του ρευστού κατά μήκος του άξονα του κοχλία. Η βασική αρχή λειτουργίας στηρίζεται στην αρχή λειτουργία του κοχλία του Αρχιμήδη. Λόγω της αύξησης της πολυπλοκότητας στην μεταφορά των ρευστών η τεχνολογία των κοχλιωτών αντλιών αποκτά μεγάλο ενδιαφέρον. Δίνεται έμφαση στην βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης και στην μείωση του κατασκευαστικού και λειτουργικού κόστους<sup>35</sup>. Στην Εικόνα 13 φαίνονται οι κοχλιωτοί άξονες της αντλίας.



Εικόνα 13. Αντλία κοχλία<sup>35</sup>.

Υπάρχουν διάφοροι τρόποι αρχιτεκτονικής των σπειροειδών αξόνων καθώς έχουμε είτε δύο είτε τρεις άξονες. Αυτό συνδυάζεται έντονα με την αύξηση της πίεσης που θέλουμε να πετύχουμε αλλά και το ιξώδες του συνεργαζόμενου ρευστού<sup>31</sup>. Όπως αναφέρθηκε και στην αρχή η περιστροφικές αντλίες μπορούν να λειτουργήσουν για παροχές μάζας αρκετά υψηλής της τάξεως των 185 κυβικών την ώρα, ενώ η πίεση για μια τέτοια παροχή μπορεί να είναι περίπου 175bar<sup>33</sup>.

### 2.3.3 Περιορισμοί αντλιών

Γενικά, από την σύγκριση των αντλιών θετικού εκτοπίσματος και των φυγοκεντρικών αντλιών, προκύπτει πως οι θετικού εκτοπίσματος αποτελούν πιο περίπλοκες κατασκευές και δεν μπορούν να παράγουν σε τόσο υψηλούς ρυθμούς ροής. Επίσης, οι θετικού εκτοπίσματος δεν είναι ικανές να χειριστούν ρευστά με χαμηλό ιξώδες<sup>33</sup>.

Οι ταλαντώσεις που δημιουργούνται κατά τη λειτουργία των παλινδρομικών αντλιών όπως έχει προαναφερθεί μπορούν να δημιουργήσουν κραδασμούς και θόρυβο κατά τη λειτουργία του συστήματος. Επίσης, μέσω των συνεχών ταλαντώσεων μπορούν να προκληθούν φαινόμενα σπηλαίωσης στους σωλήνες με αποτέλεσμα την ολική αστοχία της εγκατάστασης. Για την αντιμετώπιση τέτοιου είδους προβλημάτων συχνά επιλέγονται αντλίες με περισσότερα από ένα έμβολα συνήθως τρία τα οποία ονομάζονται «triplex»<sup>31</sup>.

Οι παλινδρομικές μηχανές λόγω της κίνησης του εμβόλου, πάνω-κάτω ή δεξιά-αριστερά, χρειάζονται ισχυρή βάση, ώστε να μένουν ακίνητες σαν συστήματα καθώς μέσω των ταλαντώσεων μετακινούνται. Επιπλέον, σε παλινδρομικές αντλίες προκύπτουν αρκετά υψηλές πιέσεις και χρειάζονται σημεία που το σύστημα να ανακουφίζεται και για λόγους ασφαλείας και ομαλής λειτουργίας. Από την άλλη πλευρά, οι φυγοκεντρικές αντλίες δεν χρειάζονται κάποιου είδους προστασία, σε περίπτωση υπερπιέσεων, καθώς σε τέτοιου είδους φαινόμενα το ρευστό ανακυκλώνεται<sup>33</sup>.

Για να γίνει αντιληπτό ένα φαινόμενο σπηλαίωσης στις δυναμικές φυγοκεντρικές αντλίες υπάρχει έντονος θόρυβος και διάφορες διακυμάνσεις στην πίεση εξόδου. Σαν πρόληψη αυτού παίρνονται ορισμένα μέτρα τα οποία είναι<sup>31</sup>:

- Γίνεται αύξηση της πίεσης αναρρόφησης.
- Το συνεργαζόμενο ρευστό κατά την είσοδο του πρέπει να έχει χαμηλή θερμοκρασία.
- Στεγανοποίηση της κεφαλής της αντλίας.
- Μείωση της ροής μάζας του ρευστού.
- Το κινητό μέρος της αντλίας να περιστρέφεται με μικρότερες ταχύτητες.

Η σπηλαίωση στις φυγοκεντρικές αντλίες μπορεί να επιφέρει βλάβες στην λειτουργία της αντλίας και συγκεκριμένα στην περρωτή. Επίσης ο βαθμός απόδοσης της αντλίας μειώνεται και αυξάνονται σε μεγάλο βαθμό οι κραδασμοί, γεγονός που μπορεί να δημιουργήσει πρόβλημα και στις σωληνώσεις<sup>31</sup>.

## 2.4 Εναλλάκτες Θερμότητας

Οι εναλλάκτες θερμότητας αποτελούν ένα σημαντικό τμήμα των ORC όσον αφορά τον θερμικό βαθμό απόδοσης, καθώς είναι υπεύθυνοι για ανάκτηση ενέργειας την οποία αξιοποιούν για την θέρμανση του εργαζόμενου ρευστού. Αυτά τα συστήματα αποτελούν ένα μεγάλο μερίδιο από το συνολικό κόστος της εγκατάστασης και για αυτόν τον λόγο χρειάζεται μεγάλη προσοχή κατά την βελτιστοποίησή τους. Δύο βασικά τους χαρακτηριστικά είναι: η πτώση πίεσης στον οργανικό κύκλο και η αποτελεσματικότητά τους. Μέσω αυτών των χαρακτηριστικών καθορίζεται το μέγεθος κάθε εναλλάκτη<sup>36</sup>.

Η αρχή λειτουργίας ενός εναλλάκτη είναι να εναλλάσσει θερμότητα μεταξύ δύο ρευστών. Η θερμότητα μεταφέρεται λόγω της θερμοκρασιακής διαφοράς. Τα δύο ρευστά διαχωρίζονται από ένα τοίχωμα το οποίο είναι υπεύθυνο για μικρές θερμικές απώλειες. Η αποτελεσματικότητά ενός εναλλάκτη καθορίζεται από: (i) την θερμική αγωγιμότητα του τοιχώματος, (ii) της θερμικές ιδιότητες των οργανικών ρευστών και τέλος (iii) από το είδος του εναλλάκτη<sup>36</sup>.

Ένα συνεργαζόμενο τμήμα των εναλλακτών που επηρεάζει σε αρκετά υψηλό βαθμό την λειτουργία τους είναι οι συμπυκνωτές. Σκοπός των οποίων είναι να υγροποιήσει τον ατμό χαμηλής πίεσης που εξέρχεται από τον εκτονωτή. Για να επιτευχθεί αυτό, οι συμπυκνωτές χρησιμοποιούν ένα ψυκτικό μέσο το οποίο βρίσκεται σε χαμηλότερη θερμοκρασία από το οργανικό ρευστό. Υπάρχουν πολλά είδη συμπυκνωτών εκ των οποίων οι υδρόψυκτοι κυριαρχούν σε εφαρμογές ORC.

### 2.4.1 Είδη Εναλλακτών Θερμότητας

Ανάλογα με τις ανάγκες που πρέπει να καλυφθούν σε ένα σύστημα υπάρχει και το ανάλογο είδος εναλλάκτη που πρέπει να τοποθετηθεί. Ένα είδος κατηγοριοποίησης των εναλλακτών είναι με βάση την συναλλαγή θερμότητας μεταξύ των δύο ρευστών. Με αυτών τον τρόπο προκύπτουν τρεις κατηγορίες οι οποίες είναι: (i) με ανάκτηση θερμότητας, (ii) με αναγέννηση, (iii) με επαφή<sup>37</sup>. Όμως μια πιο δόκιμη κατηγοριοποίηση τέτοιων συστημάτων είναι με βάση την ροή που ακολουθούν τα εργαζόμενα ρευστά και την κατασκευαστική τους ιδιαιτερότητα. Έτσι τελικά προκύπτουν οι εξής βασικές κατηγορίες<sup>38</sup>:

- Πλακοειδής εναλλάκτες θερμότητας (plate)
- Αυλών-κελύφους (shell-tube)
- Εναλλάκτες εγκάρσιας ροής (crossflow)

Ενώ μπορούμε να κατηγοριοποιήσουμε και με βάση την ροή που ακολουθούν τα δύο εργαζόμενα ρευστά σε:

- Παράλληλης ροής (parallel flow)
- Αντίρροης (counter flow)

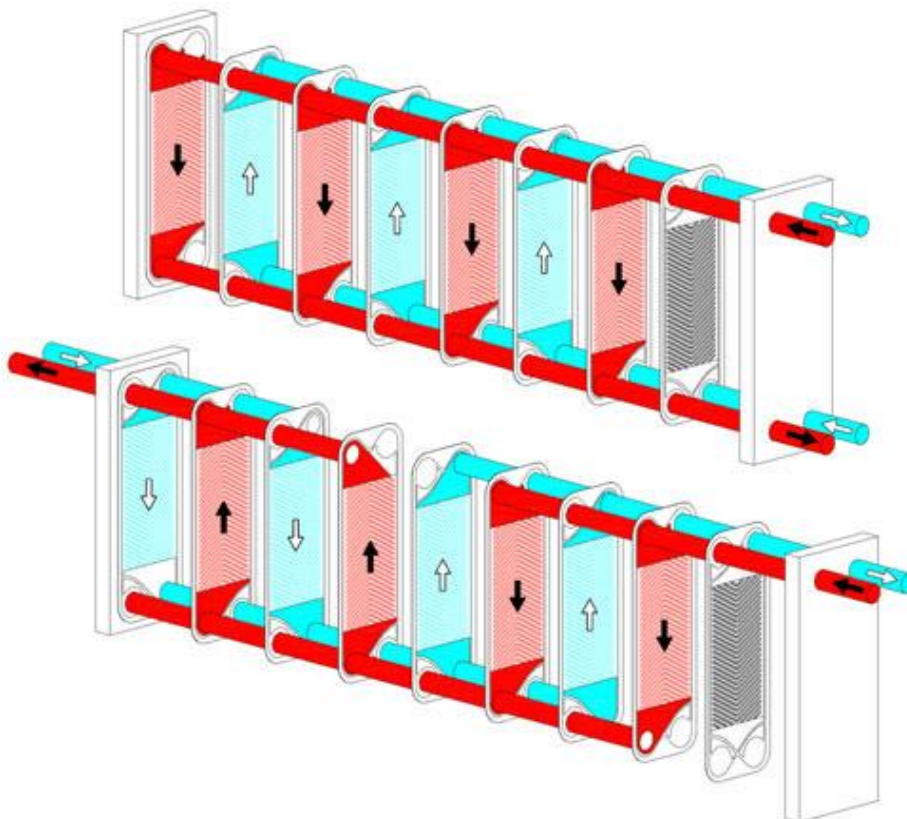
Η πιο διαδεδομένη κατηγορία για μεγάλης κλίμακας εγκαταστάσεις είναι εκείνη των shell-tube ενώ οι εναλλάκτες τύπου plate χρησιμοποιούνται κυρίως σε μικρής κλίμακας εγκαταστάσεις.

#### 2.4.1.1 Πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας

Ένας πλακοειδής εναλλάκτης είναι ουσιαστικά ένα πλαίσιο το οποίο αποτελείται από κυματοειδούς θερμαινόμενες πλάκες ενωμένες μεταξύ τους. Οι πλάκες είναι στεγανοποιημένες μεταξύ τους και σχηματίζουν μεταξύ τους ομάδες παράλληλων καναλιών ώστε να μπορεί να διακινείται το εργαζόμενο ρευστό. Η θερμοκρασιακή κατανομή μπορεί να διαφέρει ανάλογα με τις ομάδες που έχουν δημιουργηθεί από τα κανάλια και να έχουμε συντρέχουσες και αντίθετες ροές<sup>39</sup>.

Το σύστημα αποτελείται από δύο ανεξάρτητα μεταξύ τους κανάλια και δύο ρευστά τα οποία δεν έρχονται σε επαφή. Το ένα ρευστό είναι θερμό και το άλλο ψυχρό. Συνήθως υπάρχουν δύο εισοδοί και δύο έξοδοι οι οποίοι λαμβάνουν τα δυο αυτά ρευστά και τα οδηγούν στην όλη διεργασία<sup>39</sup>. Η αρκετά υψηλή τύρβη της ροής σε ένα τέτοιο σύστημα προκαλεί αρκετά υψηλές απώλειες πίεσης, το γεγονός αυτό όμως μειώνει την επιφανειακή ρύπανση και αυξάνει την διάρκεια ζωής της εγκατάστασης.

Οι πλακοειδής αποτελούν έναν από τους σημαντικότερους τύπους εναλλάκτη και την μορφή τους δείχνει η Εικόνα 14.



Εικόνα 14. Πλακοειδείς Εναλλάκτες<sup>40</sup>.

Μερικά από τα χαρακτηριστικά τους είναι<sup>37</sup>:

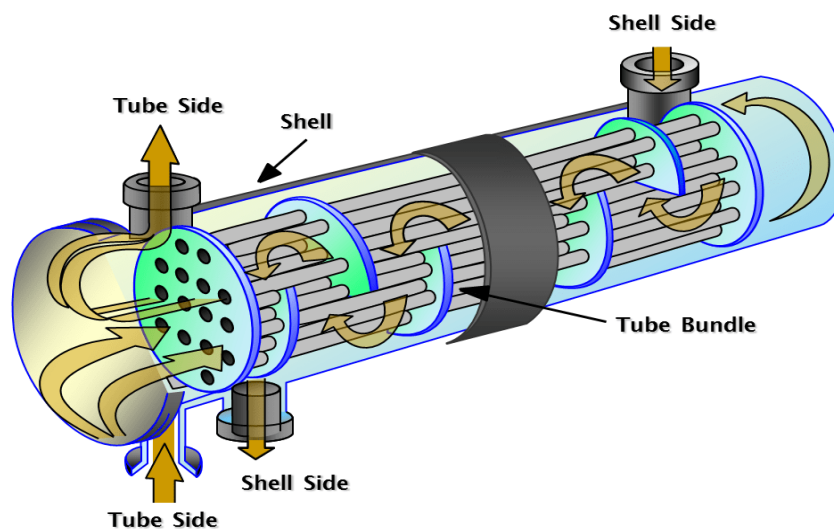
Μεγάλη πτώση πίεσης  
Υψηλοί συντελεστές συναγωγής  
Αρκετά συμπαγής κατασκευή  
Δεν υπάρχουν ανωμαλίες στο θερμοκρασιακό εύρος

#### 2.4.1.2 Εναλλάκτες αυλών-κελύφους

Ένας ακόμα τύπος εναλλάκτη είναι αυτός των αυλών-κελύφους ο οποίος πήρε το όνομα του από τον τρόπο που είναι κατασκευασμένος. Το σύστημα αποτελείται από ένα κυλινδρικό κέλυφος το οποίο στο εσωτερικό του περιέχει συμπιεσμένες δέσμες σωλήνων. Οι εναλλάκτες αυτής της κατηγορίας είναι αρκετά διαδεδομένοι καθώς αποτελούν την απλούστερη κατασκευή και έχουν αρκετά υψηλή ταχύτητα ανταλλαγής θερμότητας<sup>41</sup>.

Ο σκοπός ενός τέτοιου εναλλάκτη είναι να ανταλλάσσει θερμότητα από ένα θερμό ρευστό στην μια πλευρά του εναλλάκτη σε ένα ψυχρό στην άλλη πλευρά του εναλλάκτη. Έτσι λόγω της διαστολής και της συστολής των ενδιάμεσων μετάλλων πρέπει να υπάρχει το απαιτούμενο περιθώριο. Αν το περιθώριο δεν είναι αρκετό τότε μπορεί να υπάρξει στρέβλωση ανάμεσα στους σωλήνες και να επέλθει η αστοχία<sup>41</sup>.

Οι σωλήνες που είναι τοποθετημένες μέσα στο κέλυφος ακολουθούν ένα μοτίβο το οποίο είναι είτε τριγωνικό είτε τετράγωνο. Έχει αποδειχθεί πως το τετράγωνο μοτίβο μπορεί να καθαριστεί πιο εύκολα, οι υδρατμοί που δημιουργούνται κατά την λειτουργία μπορούν να διαφεύγουν πιο εύκολα με αποτέλεσμα να υπάρχει μικρότερη διάβρωση και υπάρχουν μικρότερες αναταράξεις. Επίσης μπορούμε να έχουμε μεγάλο εύρος σε πιέσεις και πτώσεις πιέσεων<sup>42</sup>. Στην παρακάτω Εικόνα 15 φαίνεται η διάταξη ενός τέτοιου εναλλάκτη.



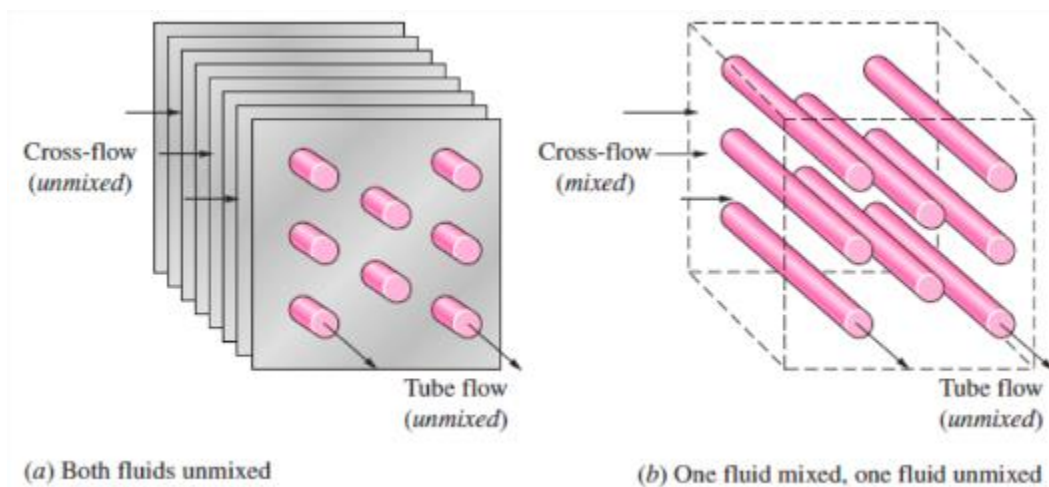
Εικόνα 15. Εναλλάκτης αυλών-κελύφους<sup>42</sup>.

### 2.4.1.3 Εναλλάκτες εγκάρσιας ροής

Ο εναλλάκτης σταυρωτής ροής μεταφέρει θερμότητα από ένα ρευστό σε ένα άλλο μέσω μιας διασταυρούμενης ροής κυρίως κάθετης και διακρίνεται ανάλογα με την κίνηση του ρευστού γύρω από τους θερμούς αγωγούς<sup>37</sup>. Οι εναλλάκτες αυτοί δεν μεταφέρουν υδατμούς και δεν διατρέχουν κίνδυνο τυρβώδους ροής (δυνορεύματα αέρα) του αέρα.

Αυτοί οι εναλλάκτες χρησιμοποιούνται κυρίως σε συστήματα εξαερισμού και ψύξης όπου η ροή της θερμότητας μετατοπίζεται από την μια ροή αέρα στην άλλη. Οι πιο απλές διατάξεις τέτοιων εναλλακτών έχουν βαθμό απόδοσης από 40% έως και 65% ενώ αν επιθυμούμε θερμική απόδοση υψηλότερης τάξεως (75%-85%) μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε εναλλάκτη διπλής διασταύρωσης ή αντίθετης ροής<sup>43</sup>.

Υπάρχουν τρία μοντέλα εναλλακτών διασταυρούμενης ροής: (i) δύο ρευστών που δεν αναμειγνύονται, (ii) αναμειγνυόμενων ρευστών και (iii) δευτερεύοντος αναμειγνυόμενου ρευστού<sup>44</sup>. Στην παρακάτω Εικόνα 16 φαίνεται η διαφορά μεταξύ των μοντέλων.



Εικόνα 16. Εναλλάκτες εγκάρσιας ροής<sup>44</sup>.

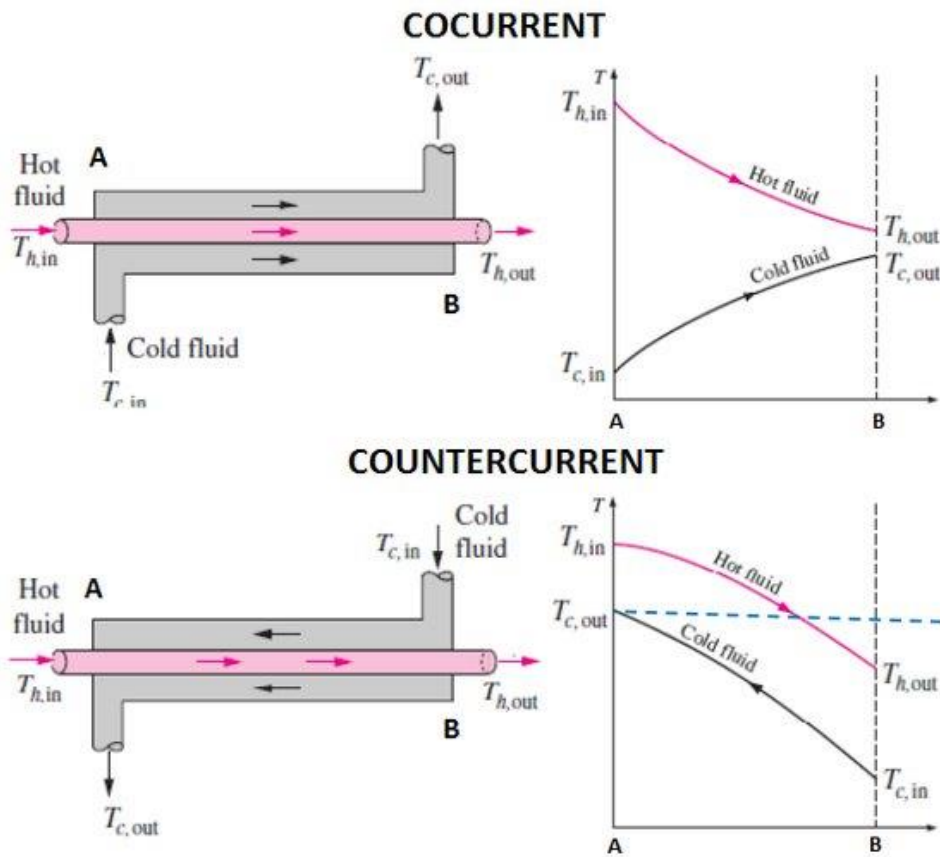
### 2.4.1.4 Εναλλάκτες παράλληλης ροής και αντιρροής

Η αρχή λειτουργίας αυτών των εναλλακτών είναι παρόμοια καθώς μέσω σωλήνων θερμαίνουν το ψυχρό ρευστό. Στην απλούστερη μορφή τους αποτελούνται από δύο σωλήνες διαφορετικών διαμέτρων οι οποίες περιέχουν τα δύο εργαζόμενα ρευστά<sup>45</sup>.

Στους εναλλάκτες παράλληλης ροής το ψυχρό και το θερμό ρευστό εισέρχονται από το ίδιο άκρο και ρέουν προς την ίδια κατεύθυνση, ενώ στους εναλλάκτες αντιρροής τα δύο ρευστά εισέρχονται από αντίθετα άκρα και κινούνται με αντίθετη ροή<sup>45</sup>.



Η βασική διαφορά μεταξύ αυτών των δύο κατηγοριών είναι πως οι εναλλάκτες αντιρροής έχουν αρκετά υψηλότερο θερμικό βαθμό απόδοσης<sup>46</sup>. Στην παρακάτω Εικόνα 17 φαίνεται η διαφορά των κατευθύνσεων που ακολουθούν τα ρευστά κατά την λειτουργία του συστήματος αλλά και οι θερμοκρασιακές τους τιμές αντίστοιχα<sup>47</sup>.



Εικόνα 17. Εναλλάκτες παράλληλης ροής και αντιρροής<sup>47</sup>.

## 2.5 Ψυκτικά ρευστά

Για συστήματα ανάκτησης ενέργειας από θερμότητα σε εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών η χρήση οργανικών ρευστών αντί για νερό είναι ένα σύνηθες φαινόμενο. Τα εργαζόμενα ρευστά αποτελούν ένα πολύ σημαντικό παράγοντα για την τελική απόδοση των συστημάτων. Η κατάλληλη επιλογή τους γίνεται μέσω των θερμοδυναμικών τους ιδιοτήτων οι οποίες καθορίζουν την λειτουργία του συστήματος αλλά και την περιβαλλοντική επίπτωση του<sup>48</sup>. Στην παρούσα εργασία θα γίνει μελέτη για τα οργανικά ρευστά R245fa και R1233zd

Η ταξινόμηση των ρευστών γίνεται μέσω της κλίσης της καμπύλης κορεσμού ( $ds/dT$ ) σε ένα διάγραμμα T-s (θερμοκρασίας-εντροπίας). Γενικά υπάρχουν τρεις κατηγορίες οργανικών ρευστών οι οποίες είναι<sup>49</sup>:

- Τα ξηρά (dry) των οποίων η καμπύλη κορεσμού έχει θετικές κλίσεις



- Τα υγρού τύπου (wet) όπου η κλίση της καμπύλης τους είναι αρνητική
- Τα ισεντροπικά (isentropic) με θετικά σχεδόν άπειρη κλίση

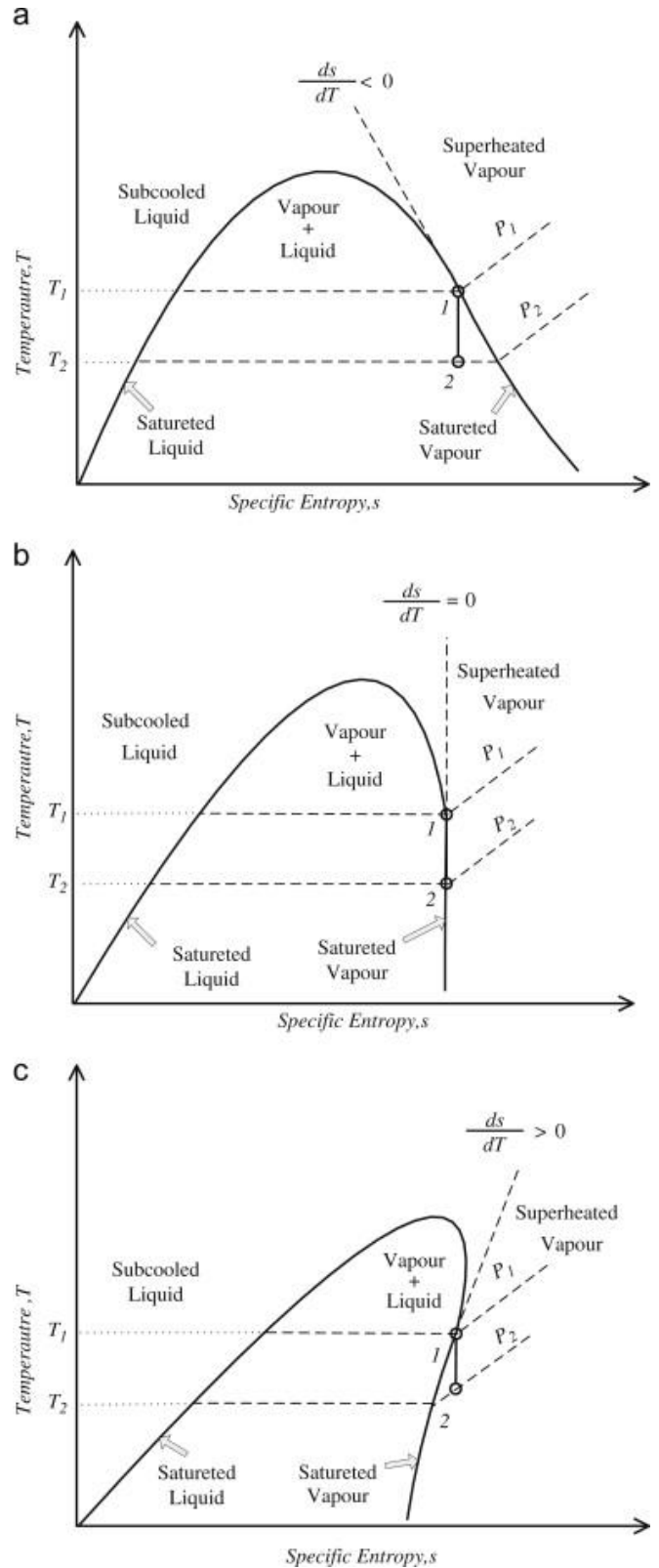
Στην Εικόνα 18 μπορεί κανείς να διακρίνει την μορφή της κλίσης που έχει ένα οργανικό ρευστό ανάλογα με την κατηγορία όπου ανήκει. Μερικά από τα wet ρευστά είναι το νερό και η αμμωνία ενώ στα dry ρευστά ανήκει το R11 του οποίου η καμπύλη είναι σχεδόν κάθετη.

Η συμπεριφορά του οργανικού ρευστού καθορίζει σημαντικά τη λειτουργία του στροβίλου καθώς σε περίπτωση που το ρευστό δε βρίσκεται σε αέρια κατάσταση κατά την είσοδο του στον εκτονωτή μειώνεται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, ενώ μπορεί να προκληθεί ακόμα και καταστροφή του εκτονωτή. Ένα εύρος τιμών ισεντροπικού βαθμού απόδοσης για εκτονωτές είναι 60-75%. Για την αποφυγή τέτοιων φαινομένων γίνεται τοποθέτηση υπερθερμαντήρα στα κυκλώματα που λειτουργούν με wet ρευστά. Όμως το κόστος τοποθέτησης ενός υπερθερμαντήρα είναι αρκετά υψηλό και για αυτόν τον λόγο στα ORC κυριαρχούν ισεντροπικά και ξηρά ρευστά<sup>49</sup>. Πιο συγκεκριμένα σε εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών τα ισεντροπικά ρευστά παρουσιάζουν πιο ευνοϊκά αποτελέσματα σε σχέση με τα ξηρά ρευστά<sup>50</sup>.

Με την πάροδο των ετών και την εξέλιξη της τεχνολογίας εξελίχθηκαν και τα οργανικά ρευστά σε μεγάλο βαθμό. Η πρώτη γενιά οργανικών ρευστών αποτελούταν από διάφορους διαλύτες και πτητικά υγρά τα οποία ήταν αρκετά εύφλεκτα και τοξικά<sup>51</sup>.

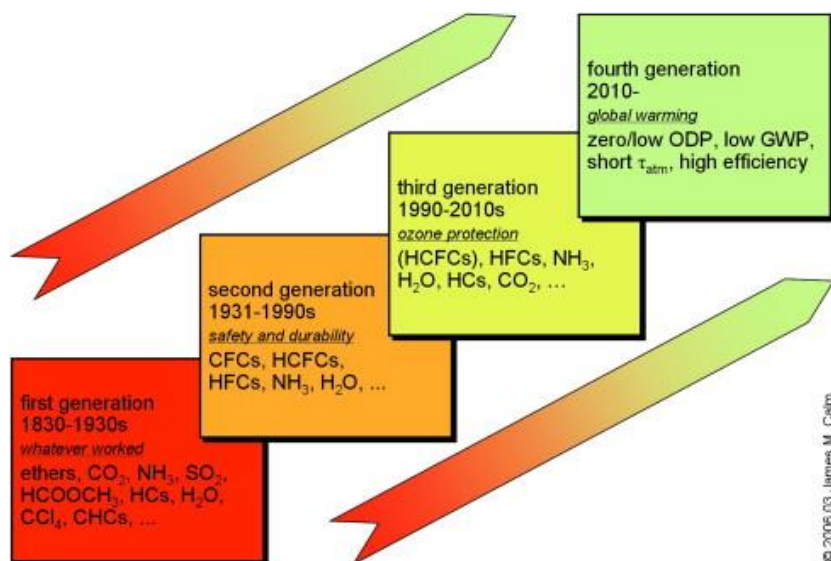
Αυτά ήταν διαθέσιμα μέχρι περίπου το 1928. Έπειτα άρχισαν να χρησιμοποιούνται τα οργανικά ρευστά της δεύτερης γενιάς με πιο διαδεδομένα το R-611 και το R-764. Τα ρευστά αυτά ήταν κυρίως φθοριοχημικά και είχαν χαρακτηριστεί από μεγάλη αντοχή και ασφάλεια<sup>51</sup>.

Η τρίτη γενιά αποτελεί γέφυρα καθώς από εκείνη και μετά ξεκινάει να υπολογίζεται μια νέα παράμετρος η οποία είναι η οικολογική



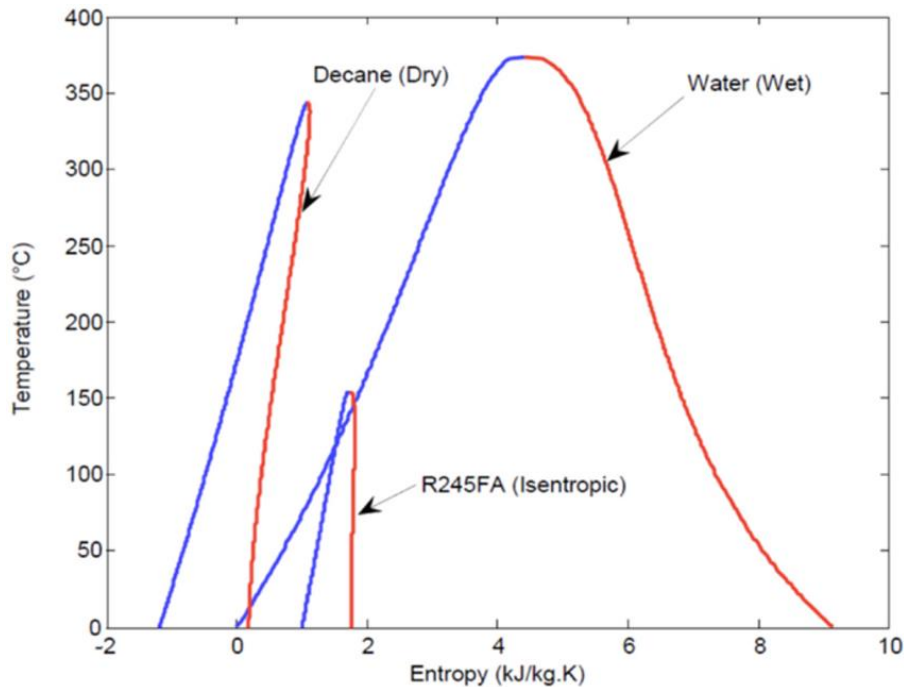
Εικόνα 18. Κατηγορίες οργανικών ρευστών<sup>49</sup>.

καταστροφή. Έτσι η γενιά αυτή απομάκρυνε όλα τα οργανικά ρευστά τα οποία επηρέαζαν την καταστροφή του όζοντος. Τα περισσότερα από αυτά ήταν φυσικά ρευστά όπως η αμμωνία, οι υδρογονάνθρακες, το διοξείδιο του άνθρακα και το νερό<sup>51</sup>. Το 2010, ίσως και λίγο νωρίτερα για κάποιες αναπτυγμένες χώρες, νέα ευρήματα για την υπερθέρμανση του πλανήτη οδήγησαν στην χρήση της τέταρτης γενιάς ψυκτικών η οποία χρησιμοποιείται μέχρι και σήμερα. Μετά την συνθήκη του Κγτο αποφασίστηκε να χρησιμοποιούνται ρευστά που είναι αρκετά ευγενικά προς το περιβάλλον τα οποία είναι είτε υπερφθοράνθρακες είτε εξαφθοριούχο θείο<sup>51</sup>. Χρήση παλαιότερων ψυκτικών γίνεται ακόμα και σήμερα αλλά με φορολογική επιβάρυνση. Η Εικόνα 19 μας δείχνει τις διάφορες γενιές των ψυκτικών ρευστών μέχρι και σήμερα.



Εικόνα 19. Πορεία ψυκτικών<sup>51</sup>.

Το Σχήμα 11 μας παρουσιάζει μια γενική εικόνα για το θερμοκρασιακό εύρος αλλά και την διακύμανση της εντροπίας για τις τρεις κατηγορίες ψυκτικών μέσων.



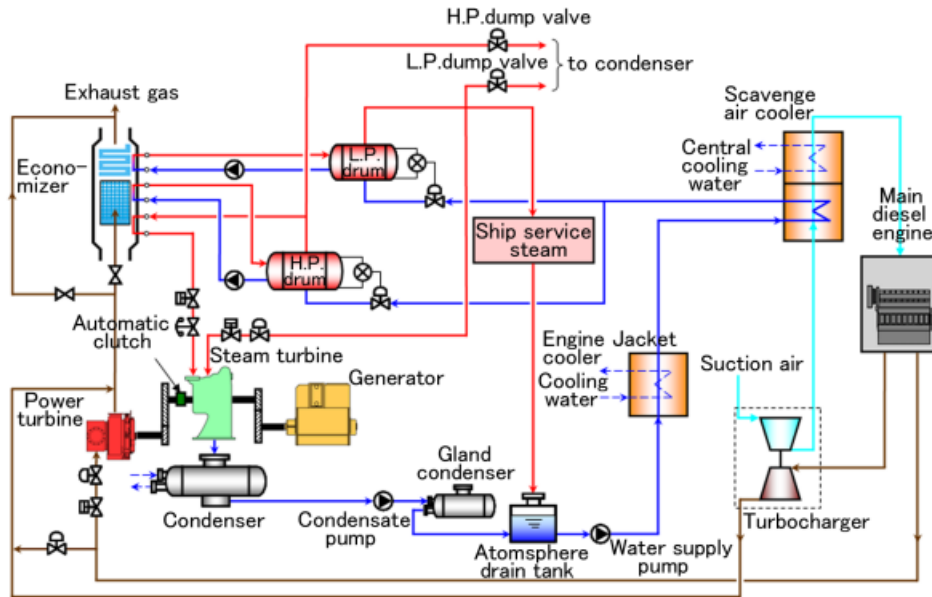
Σχήμα 11. Διάγραμμα T-s για τις διάφορες κατηγορίες ψυκτικών<sup>52</sup>.

## 2.6 Εφαρμογή στη Ναυτιλία

Για την ναυτιλία, οι εφαρμογές ORC θεωρούνται χαμηλών θερμοκρασιών καθώς η θερμότητα προέρχεται κυρίως από το σύστημα ψύξης της μηχανής (jacket water) και πιο σπάνια από τα καυσαέρια μέσω χρήσης εναλλάκτη θερμότητας. Σε αυτές τις εγκαταστάσεις χρησιμοποιούνται ισεντροπικά ρευστά με το R245fa να παρουσιάζει την πιο ευνοϊκή συμπεριφορά στο οικονομικό κομμάτι ενώ το R1234ze παρουσιάζει την μέγιστη θερμική απόδοση<sup>53</sup>.

Διάφορες εφαρμογές έχουν δείξει πως το R245fa αποτελεί ίσως το πιο αποτελεσματικό ψυκτικό για εφαρμογές χαμηλής θερμοκρασίας καθώς επιφέρει μείωση καυσίμου περίπου 10%. Επίσης έχει το μεγαλύτερο θερμικό βαθμό απόδοσης. Για εγκαταστάσεις που αποτελούνται από έναν εκτονωτή ο βαθμός απόδοσης είναι περίπου 6% ενώ για εγκαταστάσεις με δύο στροβίλους ο βαθμός απόδοσης αγγίζει το 12,7%<sup>53</sup>.

Γενικά η μέγιστη ανάκτηση ισχύος σε τέτοιες εγκαταστάσεις φτάνει το 5,4% της βασικής μηχανής. Το ποσοστό αυτό μπορεί να είναι μικρό αλλά αποτελεί τεράστια ποσά ενέργειας καθώς μιλάμε για MW<sup>54</sup>. Στην πραγματικότητα οι διατάξεις αυτών των συστημάτων είναι αρκετά πολύπλοκες. Για να αυξήσουμε το βαθμό απόδοσης τοποθετούμε διάφορα συστήματα που έχουν αναφερθεί παραπάνω. Η Εικόνα 20 μας δείχνει ένα σχεδιάγραμμα μιας τέτοιας εγκατάστασης.



Εικόνα 20. Εγκατάσταση ORC στην Ναυτιλία<sup>55</sup>.

Τέτοια συστήματα δεν ενεργοποιούνται στις χαμηλές στροφές του κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα για την προστασία των σωληνώσεων αλλά και του κυκλώματος αν ο κινητήρας δεν λειτουργεί με το 30% της συνολικής του ισχύος το σύστημα είναι ανενεργό. Σε ποσοστό λειτουργίας ισχύος άνω του 35% ξεκινάει η λειτουργία του ατμοστροβίλου<sup>55</sup>. Οι κύριοι παράγοντες που επηρεάζουν τη λειτουργία και την αποδοτικότητα του συστήματος είναι: (i) η παροχή καυσαερίων ή νερού ψύξης και (ii) η θερμοκρασία των καυσαερίων ή του νερού ψύξης.

(Σκόπιμα κενή σελίδα)

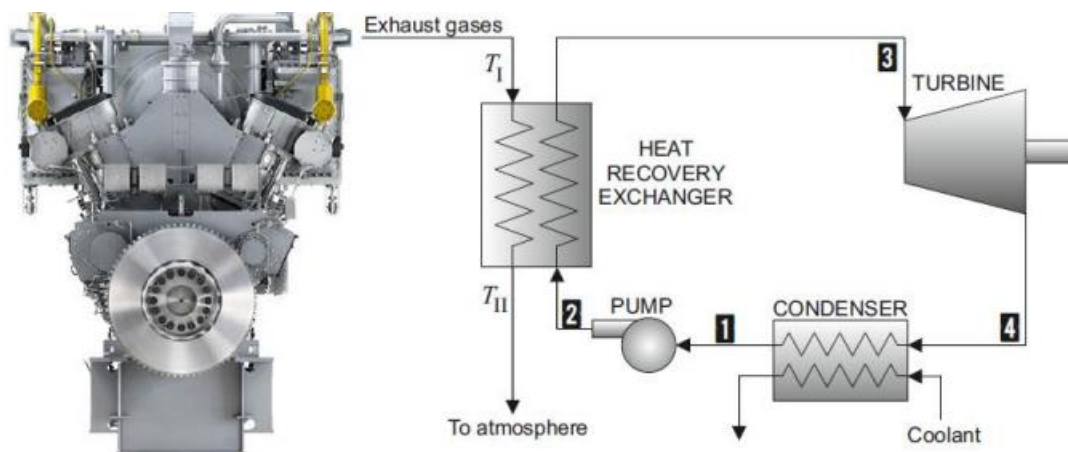
# Κεφάλαιο 3: Μοντελοποίηση συστήματος

## 3.1 Περιγραφή συστήματος

Σε εφαρμογές στην ναυτιλία η θερμική ενέργεια που μπορούμε να ανακτήσουμε είναι μικρής και μεσαίας ποιότητας. Για τον λόγο αυτό χρησιμοποιούνται οργανικά ρευστά που είναι αποδοτικότερα σε χαμηλές θερμοκρασίες. Στην παρούσα εργασία θα μελετήσουμε το ποσό ενέργειας που μπορούμε να ανακτήσουμε μόνο μέσω των καυσαερίων της κύριας μηχανής. Για να ανακτήσουμε την ενέργεια χρησιμοποιείται ένας εναλλάκτης (economizer) που αξιοποιεί τη θερμική ενέργεια των καυσαερίων. Στην παρούσα εργασία, η ιδέα είναι πως το κύκλωμα γλυκόλης λειτουργεί ως ενδιάμεσο κύκλωμα ώστε να απάγει θερμότητα από τα καυσαέρια και να την αποδίδει στον ατμοποιητή του ORC. Το κύκλωμα του ORC που χρησιμοποιείται για την ανάκτηση ενέργειας αποτελείται από:

- 1) Μια αντλία, για την αύξηση της πίεσης
- 2) Έναν ατμοποιητή, στον οποίο το οργανικό ρευστό ατμοποιείται πριν εκτονωθεί.
- 3) Ένα εκτονωτή, που μετατρέπει τη θερμική ενέργεια σε ηλεκτρική.
- 4) Έναν συμπυκνωτή, με σκοπό την μετατροπή του ατμού στην έξοδο του εκτονωτή σε υγρό.

Η παρακάτω Εικόνα 21 περιγράφει σχηματικά μια τέτοια διάταξη.



Εικόνα 21. Περιγραφή κυκλώματος ανάκτησης ενέργειας.<sup>56</sup>

Τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για τους διάφορους υπολογισμούς καταγράφονται στον παρακάτω Πίνακα 2:

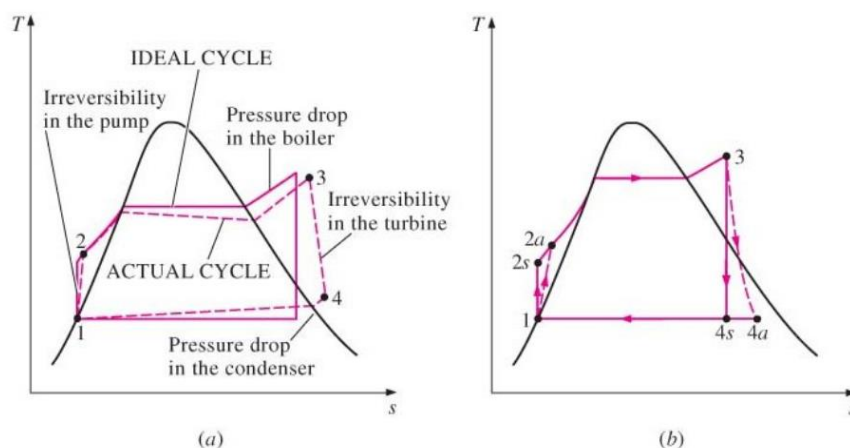
Πίνακας 2. Αρχικές τιμές δεδομένων.

Μεγέθη	Τιμές
Θερμοκρασία ατμοποίησης ( $T_{evap}$ )	120°C
Θερμοκρασία συμπύκνωσης ( $T_{cond}$ )	40°C
Παροχή μάζας	0,33 kg/s

## 3.2 Θερμοδυναμική μοντελοποίηση

Το μέγιστο ποσό ενέργειας που μπορούμε να ανακτήσουμε σε έναν οργανικό κύκλο είναι η ενέργεια που προέρχεται από τον εναλλάκτη. Βέβαια το τελικό ποσό που παίρνουμε είναι αρκετά μικρότερο καθώς υπάρχουν θερμικές απώλειες κατά την λειτουργία του συστήματος και επίσης για την λειτουργία του κυκλώματος δαπανάμε ενέργεια.

Οι πραγματικοί κύκλοι διαφέρουν από τον ιδεατό κύκλο Rankine, καθώς στην πραγματικότητα οι διαδικασίες που εκτελούν η αντλία και ο εκτονωτής δεν είναι ισεντροπικές. Με βάση το παραπάνω το Σχήμα 12 δείχνει την διαφορά στις μη αναστρέψιμες διαδικασίες και στην αύξηση της εντροπίας.



Σχήμα 12. Διαφορά πραγματικού και ιδεατού κύκλου Rankine<sup>57</sup>.

Για τον υπολογισμό της θερμότητας που εισάγει ο εναλλάκτης στο κύκλωμα χρειαζόμαστε την ενθαλπία εισόδου, εξόδου και την παροχή μάζας του ρευστού, άρα ο υπολογισμός προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{in} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.1)$$

Ο υπολογισμός του έργου που δαπανά η αντλία για την αύξηση της πίεσης και την κυκλοφορία του ρευστού υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

Η αντλία όμως παρουσιάζει ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 60% άρα η ενθαλπία εξόδου της υπολογίζεται με βάση τον τύπο:

$$n_{pump} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.3)$$

Ο εκτονωτής είναι κομμάτι του συστήματος που παράγει έργο και παίζει τον μεγαλύτερο ρόλο στον θερμικό βαθμό απόδοσης του συστήματος. Στην παρούσα εφαρμογή ο ισεντροπικός βαθμός του εκτονωτή θεωρήθηκε 75%. Έτσι η ενθαλπία εξόδου του υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$n_{expander} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.4)$$

Το έργο που παράγει ο εκτονωτής υπολογίζεται από τον τύπο:

$$W_{expander} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \quad (3.5)$$

Το τελευταίο τμήμα του κυκλώματος είναι ο συμπυκνωτής. Ο συμπυκνωτής έχει σαν είσοδο την έξοδο του εκτονωτή, ενώ η έξοδος του συμπύπτει με τις συνθήκες εισόδου της αντλίας. Το γεγονός αυτό είναι αρκετά σημαντικό καθώς η αντλία λειτουργεί αποκλειστικά με ρευστό υγρής φάσης, επομένως ο συμπυκνωτής διασφαλίζει την πλήρη υγροποίηση της ροής που βγαίνει από τον εκτονωτή. Αν στην αντλία εισαχθεί διφασικό μείγμα, αφενός επηρεάζεται ο βαθμός απόδοσης της, ενώ υπάρχει κίνδυνος σπηλαιώσης που θα ήταν καταστροφικός για την αντλία. Για τον υπολογισμό της θερμότητας που συμπυκνωτή χρησιμοποιείται η σχέση:

$$\dot{Q}_{condenser} = \dot{Q}_{out} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (3.6)$$

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης ενός τέτοιου συστήματος ORC προκύπτει από το έργο του συστήματος προς την θερμική ενέργεια που εισάγει ο εναλλάκτης. Άρα η σχέση που περιγράφει τον θερμικό βαθμό απόδοσης είναι η παρακάτω:

$$n_{th\ ORC} = \frac{\dot{W}_{expander} - \dot{W}_{pump}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (3.7)$$

Το  $\dot{W}_{net}$  είναι το τελικό έργο που παίρνουμε από το σύστημα.

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν από τους παραπάνω τύπους υπολογίστηκαν με την βοήθεια του διαδικτυακού υπολογιστή eThermo Calculation Platform<sup>58</sup>. Το περιβάλλον της εφαρμογής παρουσιάζεται στην παρακάτω Εικόνα 22.



Enter Keywords of the Fluid  Search

**R1233zd(E) Thermodynamic & Transport Properties (Based on Venus model)**

CAS number:   
 Name:   
 Category:   
 Pure/Mixture:   
 Short Name:   
 Full Name:   
 Chemical Formula:   
 Synonym: 1-chloro-3,3,3-trifluoroprop-1-ene ; HFO-1233zd(E)  
 Molecular Weight:  g/mol  
 Triple Point Temperature:  °C  
 Normal Boiling Point:  °C  
 Critical Temperature:  °C  
 Critical Pressure:  MPa(absolute)

Single Value Table

Temperature=  °C Acceptable Range :  < T <

Pressure=  MPa(absolute)  < P <

Density=  kg/m<sup>3</sup> Composition:

Specific Enthalpy=  kJ/kg

Specific Entropy=  kJ/(kg·K)

Internal Energy=  kJ/kg

Calculate Please Login before calculating [Login](#) or [Register](#) Reference

**R1233zd(E) : Thermodynamic & Transport Properties Calculated Result**

State:

Molecular Weight=  g/mol

Temperature=  °C

Pressure=  MPa(absolute)

Density=  kg/m<sup>3</sup>

Specific Volume=  m<sup>3</sup>/kg

Specific Enthalpy=  kJ/kg

Specific Entropy=  kJ/(kg·K)

Εικόνα 22. eThermo Calculation Platform<sup>58</sup>.

Η πίεση στην υψηλή θερμοκρασία αποτελεί την πίεση ατμοποίησης του ρευστού σε αυτή την θερμοκρασία. Επίσης, θεωρήθηκε μία θερμοκρασία υπερθέρμανσης 5°C μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία ατμοποίησης. Αφού λοιπόν είναι γνωστή η πίεση και η θερμοκρασία (δύο ανεξάρτητες μεταβλητές) υπολογίζονται όλα τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του ρευστού. Για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των ρευστών χρησιμοποιήθηκε η παραπάνω πλατφόρμα, τα αποτελέσματα της οποίας συγκρίθηκαν με πίνακες στη βιβλιογραφία για επιβεβαίωση.

### 3.3 Υπολογισμοί κριτηρίων επιλογής συστημάτων

Σε συνέχεια των παραπάνω, τα κύρια κριτήρια επιλογής των κατάλληλων συστημάτων για τη βέλτιστη λειτουργία του οργανικού κύκλου βασίζονται σε συγκεκριμένα χαρακτηριστικά. Αυτά τα χαρακτηριστικά είναι:

- Για την αντλία είναι το μανομετρικό ύψος και το έργο που δαπανά,
- Για τον εκτονωτή το έργο που παράγει και το πηλίκo των όγκων εισόδου/εξόδου ( $V_i$ ),

- Για τους εναλλάκτες θερμότητας απαιτείται η επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας για το υπολογισμένο θερμικό φορτίο

Οι εξισώσεις που χρειαζόμαστε επιπλέον για τον υπολογισμό αυτών των χαρακτηριστικών είναι οι ακόλουθες:

Για τον υπολογισμό του μανομετρικού ύψους της αντλίας χρησιμοποιείται η ακόλουθη σχέση:

$$\Delta p = \frac{P_{high}}{P_{low}} \quad (3.8)$$

Για τον εκτονωτή του συστήματος οι όγκοι εισόδου και εξόδου δίνονται από την εφαρμογή eThermo και ο τύπος για τον υπολογισμό είναι ο εξής:

$$Vi = \frac{V_{in}}{V_{out}} \quad (3.9)$$

Με την θερμότητα που εισάγει ο εναλλάκτης στο σύστημα γνωστή το βασικότερο χαρακτηριστικό που χρειάζεται κανείς για να επιλέξει κάποια διάταξη είναι η επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας. Η επιφάνεια αυτή δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD \Rightarrow A = \frac{Q}{U \cdot LMTD} \quad (3.10)$$

Ο όρος LMTD δηλώνει την μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά και υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$LMTD = \frac{\Delta T_{\psiυχρού} - \Delta T_{\thetaερμού}}{\ln \frac{\Delta T_{\psiυχρού}}{\Delta T_{\thetaερμού}}} \quad (3.11)$$

Στην παρούσα εργασία οι θερμοκρασίες του ψυχρού ρεύματος είναι κατά την είσοδο του στον εναλλάκτη 40°C και στην έξοδο 120°C, ενώ το θερμό ρεύμα κατά την είσοδο του στον εναλλάκτη έχει θερμοκρασία 150°C και κατά την έξοδο 120°C.

Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας U είναι αντιστρόφως ανάλογος με το άθροισμα των θερμικών αντιστάσεων και υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{hot}} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_{cold}}} \quad (3.12)$$

Στην σχέση 3.13 το  $\Delta x$  δηλώνει το πάχος του σωλήνα, το  $k$  είναι η θερμική αγωγιμότητα των τοιχωμάτων και για τους υπολογισμούς χρησιμοποιήθηκε ανοξειδωτο ατσάλι σαν υλικό κατασκευής και ο συντελεστής  $h$  αφορά την μεταφορά θερμότητας.

Για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $h$  πρέπει να υπολογιστεί δύο φορές ο αριθμός Nusselt μια για το θερμό ρεύμα και μια για το ψυχρό ρεύμα. Ο ακριβής υπολογισμός του αριθμού Nusselt προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k_{ref}} \quad (3.13)$$

Για να κατορθώσουμε να λύσουμε την παραπάνω σχέση και να υπολογίσουμε τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $h$  για τυρβώδη ροή χρησιμοποιούμε την ακόλουθη εμπειρική σχέση:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (3.14)$$

Ο αριθμός Reynolds υπολογίστηκε για τις ιδιότητες που έχει το ρευστό κατά την έξοδο από την αντλία:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (3.15)$$

(Σκόπιμα κενή σελίδα)

## Κεφάλαιο 4: Αποτελέσματα

### 4.1 Παρουσίαση αποτελεσμάτων

Στην παρούσα εργασία έγινε μελέτη για δυο οργανικά ρευστά (R245fa, R1233zd) τα οποία χρησιμοποιούνται ευρέως σε εγκαταστάσεις ORC. Τα ρευστά έχουν αρκετά κοινά χαρακτηριστικά όσον αφορά τις θερμοδυναμικές τους ιδιότητες, έτσι και τα αποτελέσματα που προέκυψαν χρησιμοποιώντας τους παραπάνω τύπους είναι πανομοιότυπα. Τα ρευστά αυτά επιλέχθηκαν, καθώς κυριαρχούν σε τέτοια συστήματα ανάκτησης ενέργειας μέσω οργανικών κύκλων Rankine. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της έρευνας. Τα παρακάτω σχήματα αποτυπώνουν το έργο στροβίλου σε σχέση με τη παροχή μάζας στις θερμοκρασίες 30°C, 40°C, 50°C, 60°C για συμπυκνωτή και στις θερμοκρασίες 110°C, 120°C, 130°C για εναλλάκτη. Η παρουσίαση των αποτελεσμάτων στοχεύει στην ανάδειξη των διαφορών που προκύπτουν μεταξύ των οργανικών ρευστών.

Στον Πίνακα 3 φαίνονται τα κύρια χαρακτηριστικά του συστήματος, τα μανομετρικά των αντλιών ( $\Delta p$ ) και ο λόγος των όγκων του στροβίλου (εισόδου/εξόδου,  $V_i$ ) για κάθε οργανικό ρευστό ξεχωριστά.

Πίνακας 3. Σύγκριση αποτελεσμάτων με βάση τα οργανικά ρευστά.

Παράμετροι	R245fa	R1233zd
Παροχή (kg/s)	0,33	0,33
Καθαρή παραγόμενη ισχύς (kW)	8,11	8,28
Θερμικό φορτίο ατμοποιητή (kW)	76,81	76,26
Θερμικό φορτίο συμπυκνωτή (kW)	68,70	67,98
Ισχύς αντλίας (kW)	0,51	0,44
Ισχύς εκτονωτή (kW)	8,62	8,72
Μανομετρικό ύψος αντλίας (m)	7,174	6,787
Λόγος όγκων εκτονωτή $V_i$	0,165	0,176

Για την επιλογή των κατάλληλων συστημάτων υπολογίστηκαν με τις παραπάνω σχέσεις (3.8-3.16) τα κύρια χαρακτηριστικά τους, με τη βοήθεια των θερμοδυναμικών βιβλιοθηκών του eThermo όπως αναφέρεται παραπάνω.

Στον Πίνακα 4 συναντάμε τα δεδομένα που επικρατούν στην είσοδο (40°C) και στην έξοδο του εναλλάκτη (120°C) για τα δύο οργανικά ρευστά. Τοποθετώντας αυτά τα δεδομένα στους θερμοδυναμικούς τύπους που προέρχονται από τις θερμοδυναμικές βιβλιοθήκες γίνονται οι υπολογισμοί της επιφάνειας εναλλαγής του εναλλάκτη. Τα αποτελέσματα των υπολογισμών παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.

**Πίνακας 4.** Κριτήρια επιλογής εναλλάκτη-Δεδομένα εισαγωγής.

T (°C)	R245		R1233zd	
	120	40	120	40
V (m/s)	10	0,4	10	0,4
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	85,6192	14,124	66,3745	11,6456
$\mu$ (Pa · s)	0,000014594	0,000010944	0,0000151947	0,000011607
Pr	0,8987	0,7894	0,8736	0,8736
D (m)	0,01	0,01	0,01	0,01
Kref (W/m · K)	0,013	0,087	0,011	0,081
Re	586673,9756	5162,281	436826,6567	4013,302318
Nu	907,5931129	19,540	708,7616202	16,63620973
h (W/m <sup>2</sup> · K)	1179,871047	169,996	779,6377823	134,7532988

**Πίνακας 5.** Κριτήρια επιλογής εναλλάκτη-Αποτελέσματα.

	R245fa	R1233zd
LTMD	50,9773	
K (stainless steel) (W/m · K)	15	15
$\Delta x$ (m)	0,01	0,01
U	135,1954	106,7204
Q (W)	76810,8	76266,3
A (m <sup>2</sup> )	11,15	14,02

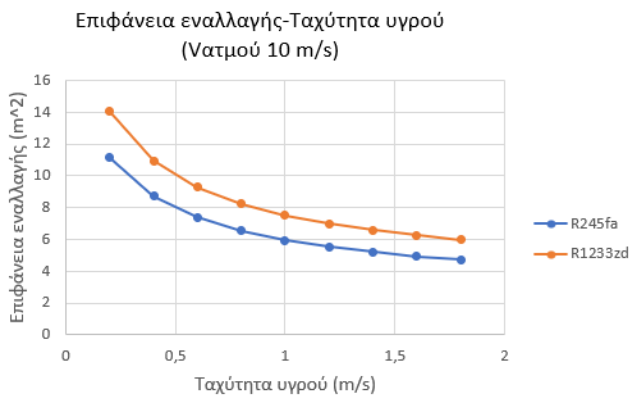
Με τον υπολογισμό του αριθμού Reynolds προκύπτει ότι η ροή του ρευστού μέσα στον αγωγό θα είναι τυρβώδης (πάνω από 2300). Στο Σχήμα 13 φαίνεται πως μεταβάλλεται η επιφάνεια εναλλαγής της θερμότητας σε σχέση με την ταχύτητα του υγρού (Σχήμα 13 A), κρατώντας σταθερή την ταχύτητα του ατμού 10 m/s, ενώ στο Σχήμα 13 B) το μέγεθος της επιφάνειας εναλλαγής παρουσιάζεται κρατώντας σταθερή την ταχύτητα του υγρού 0,2 m/s μεταβάλλοντας την ταχύτητα του ατμού.

Όσο πιο κοντά στην κρίσιμη τιμή του αριθμού Reynolds είμαστε τόσο μεγαλύτερη η επιφάνεια εναλλαγής. Αυτό παρατηρείται και στις δύο περιπτώσεις δηλαδή είτε μεταβάλλοντας την ταχύτητα του υγρού, είτε μεταβάλλοντας την ταχύτητα του ατμού. Παρατηρείται πως όσο αυξάνεται η ταχύτητα ο αριθμός Reynolds μεγαλώνει και απομακρυνόμαστε από την κρίσιμη

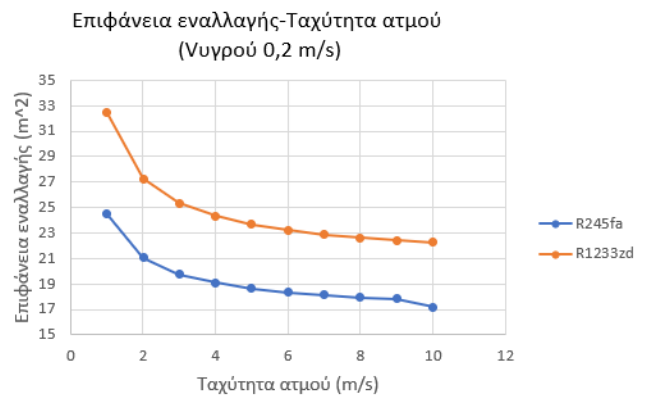
τιμή (τυρβώδης ροή). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η μεταβολή της επιφάνειας εναλλαγής του εναλλάκτη να μειώνεται.

Τέλος, συγκρίνοντας τα δύο οργανικά ρευστά φαίνεται ότι το ρευστό R1233zd απαιτεί μεγαλύτερη επιφάνεια εναλλαγής για παρόμοιες ταχύτητες υγρού και ατμού σε σχέση με το οργανικό ρευστό R245fa.

A)



B)



**Σχήμα 13.** Επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας σε σχέση με την ταχύτητα του ατμού και του υγρού.

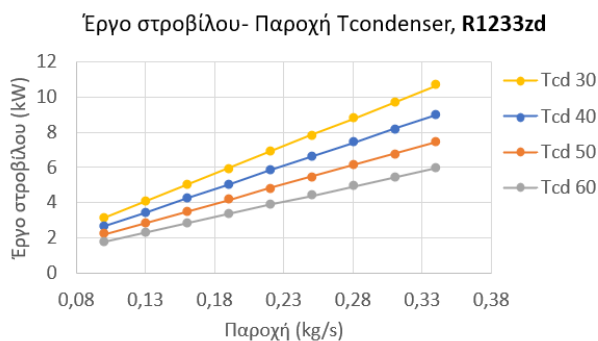
#### 4.1.1 Παραγόμενη ισχύς με βάση τη θερμοκρασία συμπύκνωσης

Όπως φαίνεται από την Εξίσωση 3.1 η μεταβολή της διαφοράς θερμοκρασίας έχει ως αποτέλεσμα τη μεταβολή μεταφοράς θερμότητας στο σύστημα μας. Η χαμηλή θερμοκρασία του συστήματος συναντάται στον συμπυκνωτή, ενώ η υψηλή θερμοκρασία συναντάται στην έξοδο του εναλλάκτη.

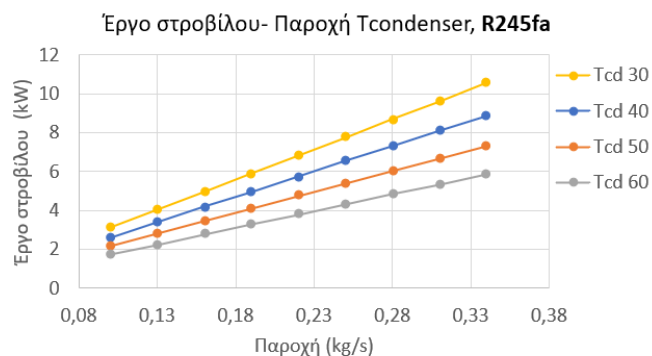
Με βάση αυτή τη διαφορά θερμοκρασίας κρατώντας σταθερή τη θερμοκρασία που λαμβάνουμε από τον εναλλάκτη και μεταβάλλοντας τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή το έργο που μας δίνει ο στρόβιλος μεταβάλλεται. Σημαντικό ρόλο στον υπολογισμό αυτό παίζει επιπλέον η παροχή μάζας.

Στο παρακάτω Σχήμα 14 βλέπουμε αναλυτικά τα αποτελέσματα που προκύπτουν μεταβάλλοντας την θερμοκρασία του συμπυκνωτή και την παροχή μάζας. Οι θερμοκρασίες που χρησιμοποιήθηκαν για να προκύψουν τα αποτελέσματα ήταν 30°C, 40°C, 50°C και 60°C.

A)



B)



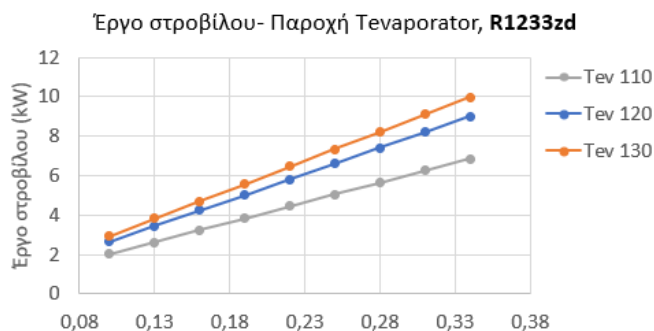
Σχήμα 14. Έργο στροβίλου με βάση την θερμοκρασία του συμπυκνωτή.

Στο Σχήμα 14 (A) βλέπουμε το πώς μεταβάλλεται το έργο του στροβίλου χρησιμοποιώντας ως οργανικό ρευστό το R1233zd, ενώ στο Σχήμα 14 (B) βλέπουμε πως μεταβάλλεται το έργο του στροβίλου αν το σύστημα μας λειτουργεί με το οργανικό ρευστό R245fa. Όπως γίνεται αντιληπτό όσο μικρότερη είναι η θερμοκρασία του συμπυκνωτή τόσο μεγαλύτερο είναι το έργο που λαμβάνουμε από τον στρόβιλο. Επίσης, αυξάνοντας την παροχή μάζας αυξάνεται και το έργο. Κοιτάζοντας προσεκτικά τα δύο αυτά ρευστά προκύπτει από τα διαγράμμά τους ότι έχουν παρόμοιες μεταβολές και σχεδόν ίδιο έργο στροβίλου σε κάθε περίπτωση.

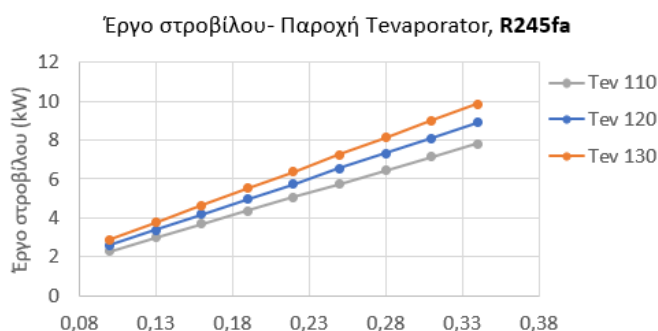
#### 4.1.2 Παραγόμενη ισχύς σαν συνάρτηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης

Για να εξετάσουμε την αντίστροφη περίπτωση μεταβάλλουμε την θερμοκρασία που λαμβάνουμε από τον εναλλάκτη και κρατάμε σταθερή την θερμοκρασία του συμπυκνωτή. Ακολουθώντας την ίδια διαδικασία με τις ίδιες τιμές για την παροχή και με θερμοκρασίες εναλλάκτη 110°C, 120°C, 130°C τα αποτελέσματα που προκύπτουν φαίνονται στο Σχήμα 15.

A)



B)



Σχήμα 15. Έργο στροβίλου με βάση την θερμοκρασία του εναλλάκτη.



Οι δοκιμές για να προκύψουν τα παραπάνω αποτελέσματα έγιναν στις θερμοκρασίες 110°C, 120°C και 130°C. Η διαφορά των 10°C ανάμεσα στις τρεις περιπτώσεις επιλέχθηκε με στόχο να παραμένει σταθερό το βήμα μεταβολής της θερμοκρασίας (10°C ) και ίδιο με την περίπτωση του συμπυκνωτή. Παρόλο που η μεταβολή είναι ίδια, τα αποτελέσματα διαφέρουν.

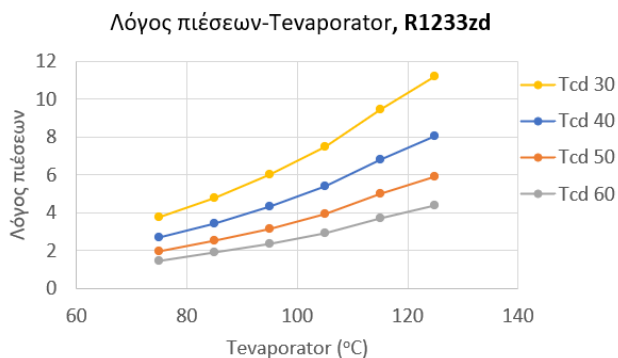
Στο Σχήμα 14 (A) παρατηρούμε πως στο ρευστό R1233zd για θερμοκρασία 110°C το έργο του στροβίλου είναι αρκετά χαμηλότερο σε σχέση με το έργο που προκύπτει από το ρευστό R245fa (Σχήμα 14 B). Παρόλα αυτά, στις δύο υψηλότερες θερμοκρασίες τα δύο ρευστά έχουν παρόμοια αποτελέσματα. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο θερμοκρασιακό εύρος που χρησιμοποιείται το κάθε ρευστό αλλά και τις πιέσεις που απαιτεί κάθε φορά για το βέλτιστο αποτέλεσμα. Το αποτέλεσμα αυτής της σύγκρισης είναι πως μεταβάλλοντας τις θερμοκρασίες του εναλλάκτη δεν παίρνουμε τα ίδια αποτελέσματα, ενώ αν αλλάζουμε την θερμοκρασία του συμπυκνωτή τα αποτελέσματα παρουσιάζουν το ίδιο μοτίβο για το έργο του στροβίλου.

#### 4.1.3 Λόγος πιέσεων εκτονωτή

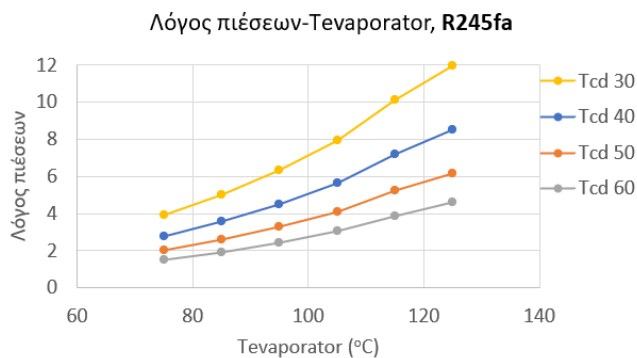
Τα συστήματα ανάκτησης ενέργειας μέσω οργανικών κύκλων Rankine λειτουργούν υπό δύο πιέσεις. Η μια πίεση είναι η υψηλή και η άλλη πίεση είναι η χαμηλή. Με τον λόγο αυτών των δύο πιέσεων μπορούμε να αντιληφθούμε πόσες φορές αυξάνει την πίεση η αντλία μας. Ο λόγος προκύπτει από την πίεση με την οποία μπαίνει το ρευστό στον στρόβιλο προς την πίεση που έχει το ρευστό στην έξοδο του στροβίλου.

Προκειμένου να έχουμε ένα εύρος δοκιμών χρησιμοποιούμε στον συμπυκνωτή τις θερμοκρασίες τις οποίες υπολογίσαμε και το έργο του στροβίλου (30°C, 40°C, 50°C, 60°C) και διατηρούμε σταθερή την θερμοκρασία του εναλλάκτη (άρα η πίεση του παραμένει σταθερή). Στο Σχήμα 16 φαίνονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν.

A)



B)

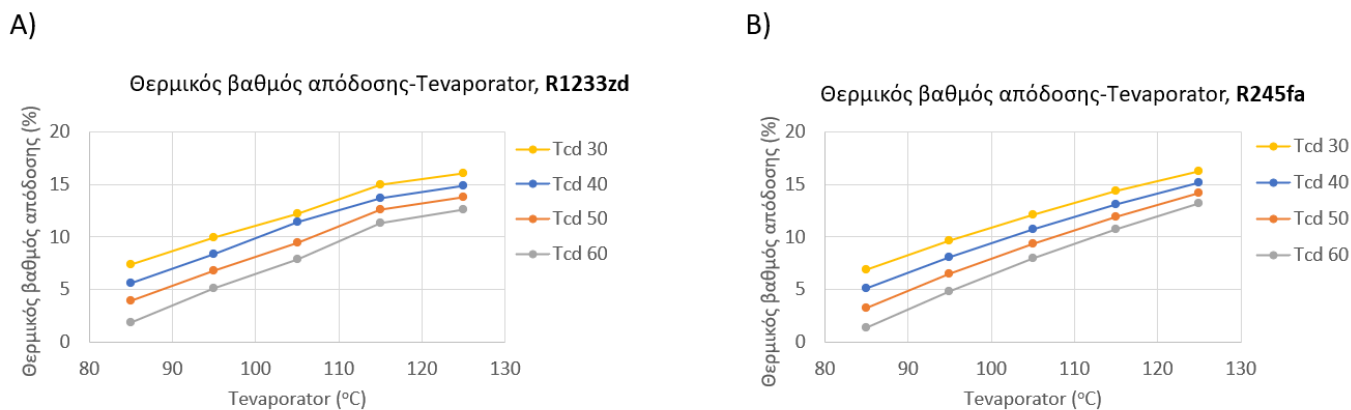


Σχήμα 16. Λόγος πιέσεων με βάση την θερμοκρασία του εκτονωτή.

Όπως είναι αναμενόμενο όσο αυξάνουμε την θερμοκρασία στο ρευστό (στον συμπυκνωτή) η πίεση του αυξάνεται και με αυτόν τον τρόπο ο λόγος πίεσης μειώνεται. Για τα δύο αυτά ρευστά ο λόγος πίεσης είναι αρκετά κοντά σε όλες τις θερμοκρασίες, με μια μικρή διαφορά να εμφανίζεται στην θερμοκρασία των 30°C. Πιο συγκεκριμένα, όπως παρατηρούμε στο Σχήμα 16 (B) ο λόγος πίεσης είναι κατά μία μονάδα μεγαλύτερος σε σχέση με εκείνον του Σχήματος 16 (A) για 30°C.

#### 4.1.4 Θερμικός βαθμός απόδοσης

Ένα σημαντικό κομμάτι για την λειτουργία του συστήματος είναι ο θερμικός βαθμός απόδοσης. Αυτός ο βαθμός απόδοσης δηλώνει πρακτικά το ποσοστό που εκμεταλλευόμαστε από την θερμική ενέργεια που αντλούμε από τα καυσαέρια. Σε πραγματικές συνθήκες αυτός κυμαίνεται μεταξύ του 10%-15%. Στην παρούσα εργασία έγινε μελέτη για το πως η μεταβαλλόμενη θερμοκρασία συμπυκνωτή και εναλλάκτη επηρεάζει τον θερμικό βαθμό απόδοσης. Τα αποτελέσματα των δύο οργανικών ρευστών είναι αρκετά κοντά, καθώς το θερμοκρασιακό εύρος και τα συστήματα που χρησιμοποιούνται για την ανάκτηση ενέργειας είναι ίδια (Σχήμα 17).



**Σχήμα 17.** Θερμικός βαθμός απόδοσης σε σχέση με τις θερμοκρασίες συμπυκνωτή και εναλλάκτη.

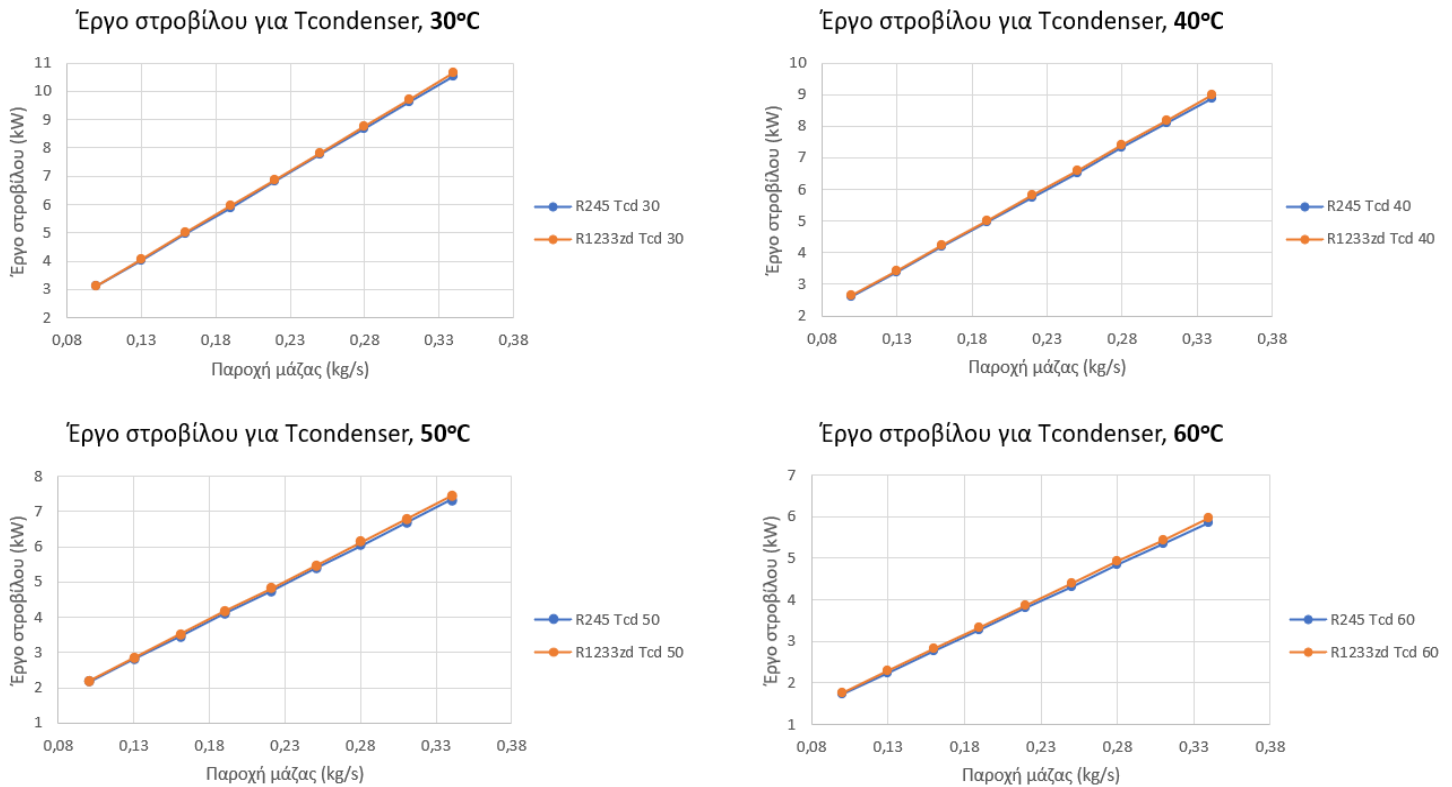
Όπως παρατηρούμε στο Σχήμα 17 (B) για το ρευστό R245fa στις δύο πιο υψηλές θερμοκρασίες συμπυκνωτή (50°C, 60°C) ο θερμικός βαθμός απόδοσης είναι ελάχιστα πιο χαμηλός σε σχέση με το ρευστό R1233zd (Σχήμα 17 A). Οι παραπάνω υπολογισμοί έγιναν για σταθερή παροχή μάζας 0,33kg/s. Η πιο ρεαλιστική περίπτωση είναι εκείνη της καμπύλης των 40°C με υψηλή θερμοκρασία 120°C η οποία αγγίζει το 15% στον θερμικό βαθμό απόδοσης.

#### 4.1.5 Σύγκριση αποτελεσμάτων

Για την καλύτερη κατανόηση θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα μεμονωμένα για κάθε μεταβολή θερμοκρασίας είτε στον συμπυκνωτή είτε στον εναλλάκτη. Με αυτόν τον τρόπο θα

είναι πιο εύκολο να φανεί το πόσο κοντά είναι αυτά τα δύο οργανικά ρευστά. Στο Σχήμα 18 για τις θερμοκρασίες συμπυκνωτή 30°C, 40°C, 50°C και 60°C γίνεται σύγκριση των δύο οργανικών ρευστών ως προς το έργο στροβίλου που παράγεται ανάλογα με την θερμοκρασία και την παροχή μάζας. Επίσης, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του συμπυκνωτή το έργο μειώνεται. Πιο συγκεκριμένα, η διαφορά που προκύπτει ανάμεσα στα δύο οργανικά ρευστά ως προς το έργο μπορεί να είναι μηδαμινή αλλά κατά την αλλαγή θερμοκρασίας η μείωση του έργου είναι σημαντική.

Για παράδειγμα η παροχή μάζας 0,22 kg/s στους 40°C έχει ως αποτέλεσμα μείωση έργου κατά 1,07 kW σε σχέση με την θερμοκρασία στους 30°C. Αντίστοιχα, η μείωση από τους 40°C

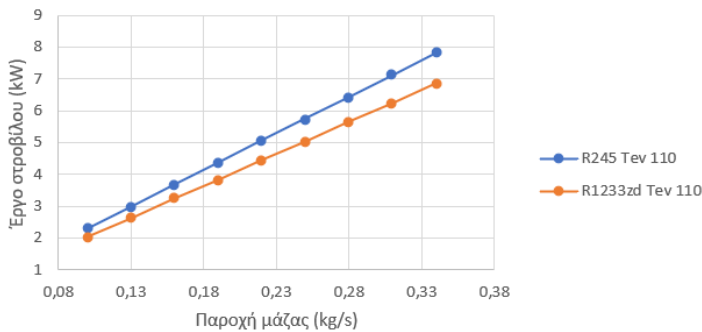


**Σχήμα 18.** Σύγκριση έργου στροβίλου για τις διάφορες θερμοκρασίες συμπυκνωτή.

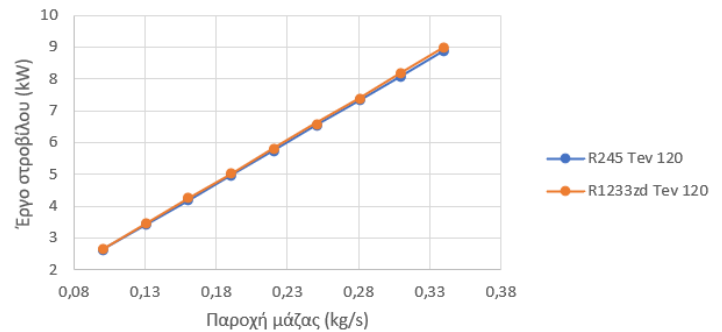
στους 50°C για την ίδια παροχή μάζας είναι 1,005 kW και για από τους 50°C στους 60°C 0,946 kW (οι διαφορές αυτές αναφέρονται στο οργανικό ρευστό R1233zd). Όσο η παροχή μάζας αυξάνεται αλλάζει και η διαφορά μεταξύ του έργου που παράγεται. Για την ακρίβεια το μέγιστο έργο που έχουμε στους 30°C είναι κατά 1,65 kW υψηλότερο σε σχέση με το μέγιστο έργο που συναντάμε στους 40°C για την μέγιστη παροχή μάζας (0,34 kg/s). Επιπλέον, από τους 40°C στους 50°C η διαφορά για την ίδια παροχή είναι 1,55kW και από τους 50°C στους 60°C η διαφορά είναι 1,46 kW.

Όμοια για τις θερμοκρασίες (110°C, 120°C και 130°C) του εναλλάκτη στο Σχήμα 19 παρουσιάζονται οι διαφορές που προκύπτουν στο έργο του στροβίλου. Όπως έχει σχολιαστεί παραπάνω η διαφορά των δύο οργανικών ρευστών εντοπίζεται στην θερμοκρασία των 110°C όπου το ρευστό R245fa παρουσιάζει υψηλότερο έργο στροβίλου κατά 0,96 kW σε σχέση με το ρευστό R1233zd στην μέγιστη παροχή λειτουργίας (0,34 kg/s). Αν παρατηρήσουμε πιο προσεκτικά το οργανικό ρευστό R1233zd για τις θερμοκρασίες 120°C και 130°C αποδίδει (ελάχιστα) μεγαλύτερο έργο από το ρευστό R245fa. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι το ρευστό R245fa με βάση τις θερμοδυναμικές του ιδιότητες αποδίδει σε μέγιστο βαθμό σε χαμηλότερες θερμοκρασίες από ότι το R1233zd. Έτσι, αν δούμε τις διαφορές που προκύπτουν με την αλλαγή της θερμοκρασίας για μέγιστη παροχή μάζας το ρευστό R245fa έχει αύξηση παραγόμενου έργου από τους 110°C στους 120°C κατά 1,06 kW, ενώ από τους 120°C στους 130°C υπάρχει αύξηση κατά 0,97 kW. Αντίστοιχα, το ρευστό R1233zd από τους 110°C στους 120°C παρουσιάζει αύξηση παραγόμενου έργου κατά 2,12 kW και από τους 120°C στους 130°C υπάρχει αύξηση 0,99 kW.

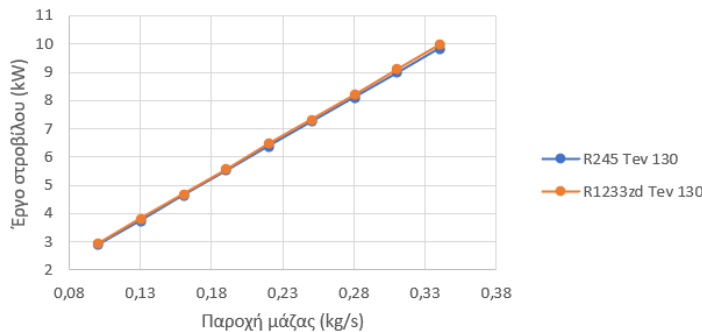
Έργο στροβίλου για Tεvaporator, 110°C



Έργο στροβίλου για Tεvaporator, 120 °C



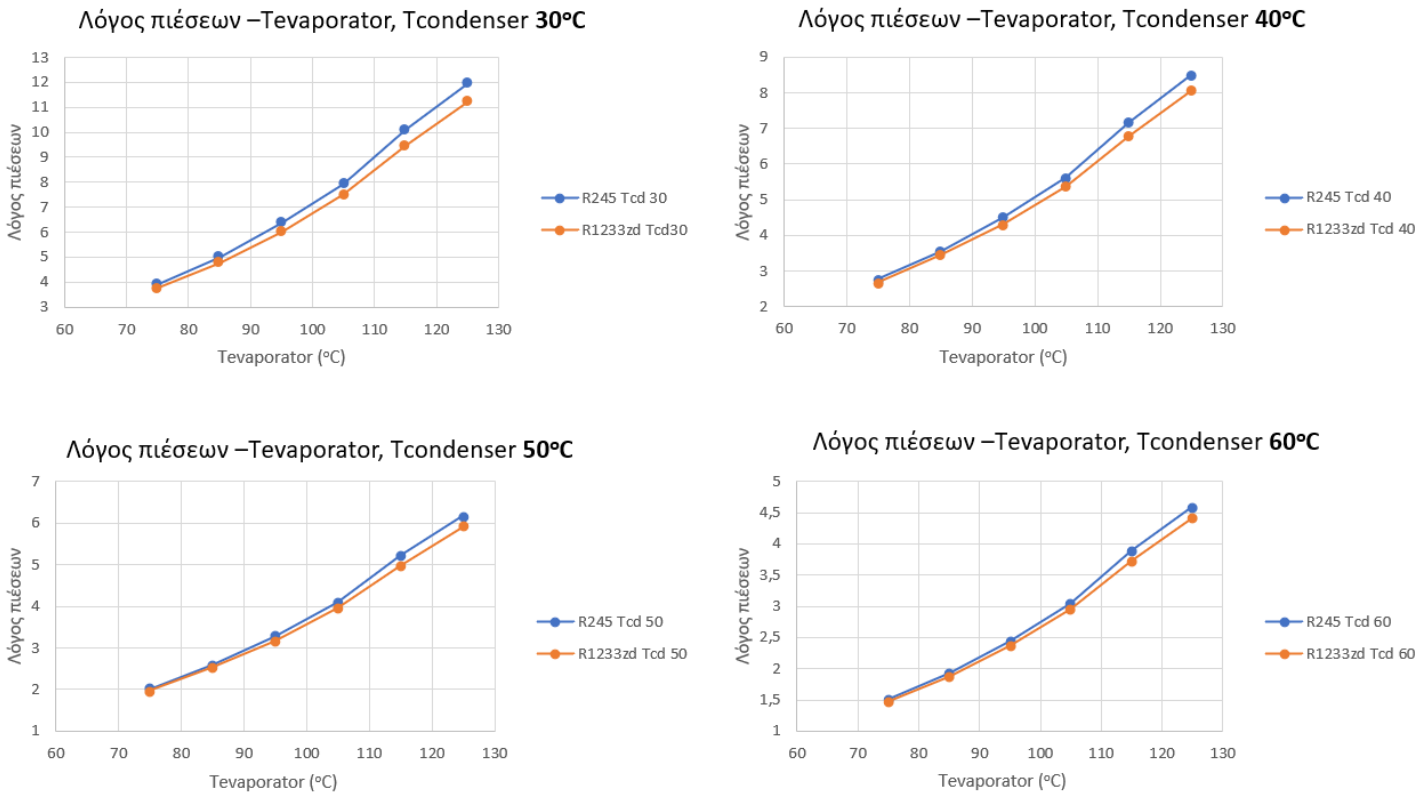
Έργο στροβίλου για Tεvaporator, 130 °C



Σχήμα 19. Σύγκριση έργου στροβίλου για θερμοκρασία ατμοποίησης 110°C, 120°C και 130°C.

Στη σύγκριση που προκύπτει από τους λόγους πιέσεων οι διαφορές είναι εμφανείς σε σχέση με τις υπόλοιπες συγκρίσεις (Σχήμα 20). Το γεγονός αυτό βασίζεται στις θερμοδυναμικές ιδιότητες που έχουν τα οργανικά ρευστά δηλαδή να βρίσκονται υπό διαφορετική πίεση για την ίδια θερμοκρασία. Επίσης, ο κατακόρυφος άξονας στο Σχήμα 20 δεν έχει σταθερό εύρος τιμών για τις διάφορες θερμοκρασίες. Πιο συγκεκριμένα, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία που λαμβάνουμε το ρευστό από τον συμπυκνωτή η πίεση του οργανικού ρευστού αυξάνεται και

ως αποτέλεσμα αυτού έχουμε την μείωση του λόγου πίεσης. Για παράδειγμα, για την θερμοκρασία συμπυκνωτή 30°C και για θερμοκρασία εναλλάκτη 125°C το ρευστό R245fa έχει λόγο πίεσης 11,9, ενώ για θερμοκρασία συμπυκνωτή 40°C ο λόγος πίεσης είναι περίπου 8,5. Για το ρευστό R1233zd στις ίδιες θερμοκρασίες ο λόγος πίεσης είναι 11,2 και 8,05, αντίστοιχα. Για την θερμοκρασία συμπυκνωτή 50°C το ρευστό R245fa παρουσιάζει λόγο πίεσης 6,2 και για 60°C ο λόγος πίεσης είναι 4,6, ενώ το R1233zd για τις ίδιες θερμοκρασίες έχει λόγο πίεσης 5,9 και 4,4, αντίστοιχα.

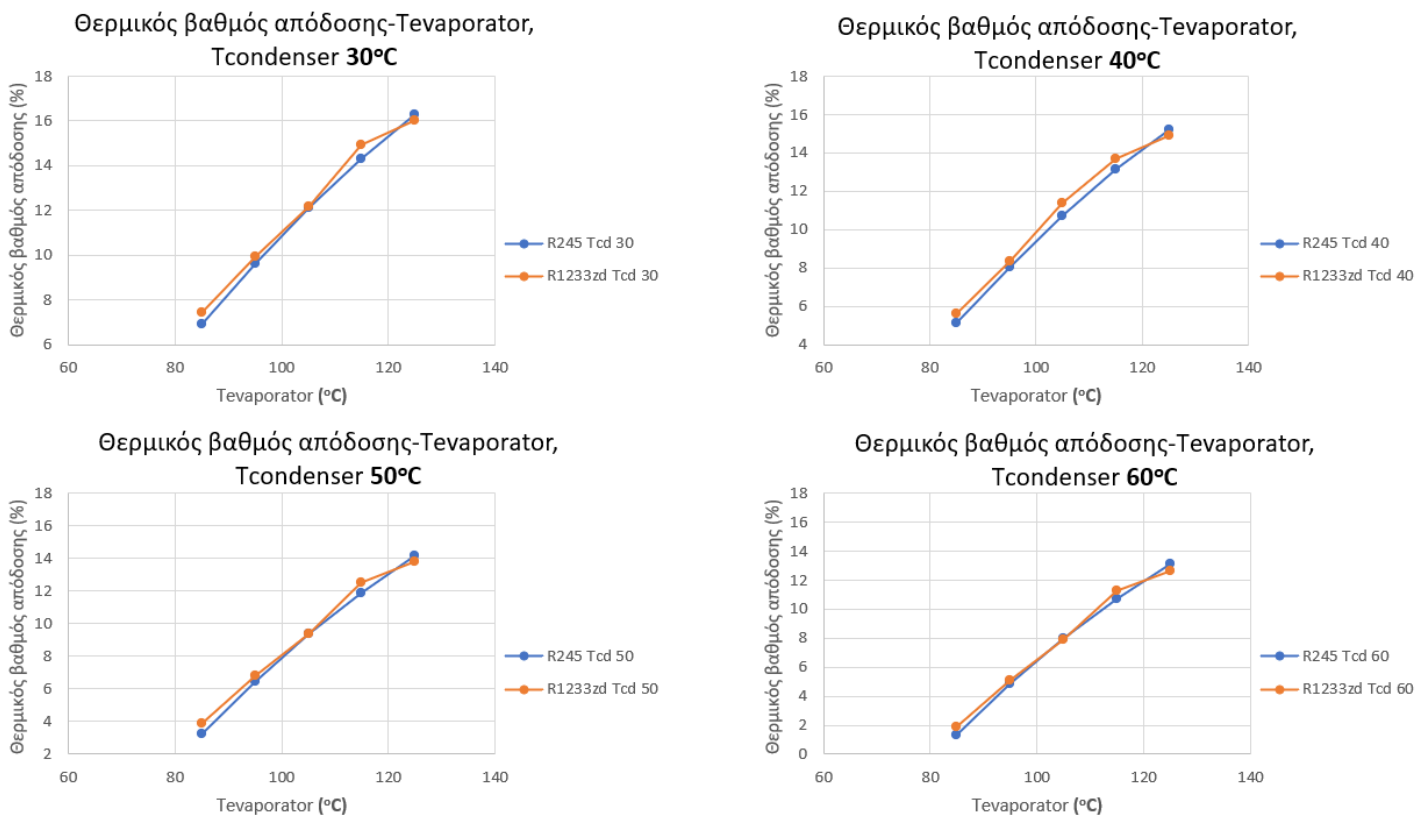


**Σχήμα 20.** Λόγος πιέσεων σε σχέση με τη θερμοκρασία συμπύκνωσης.

Για τις τέσσερις θερμοκρασίες του συμπυκνωτή που μελετήσαμε τον θερμικό βαθμό απόδοσης και για σταθερές θερμοκρασίες εναλλάκτη φαίνεται ότι αυξάνοντας την θερμοκρασία του συμπυκνωτή στην ίδια θερμοκρασία εναλλάκτη (85°C) ο θερμικός βαθμός απόδοσης μειώνεται και για τα δύο οργανικά ρευστά. Το ίδιο μοτίβο μεταξύ των διαφορετικών θερμοκρασιών συμπυκνωτή παρατηρείται για όλες τις θερμοκρασίες εναλλάκτη που εξετάστηκαν.

Όσον αφορά την μέγιστη θερμοκρασία εναλλάκτη (125°C) ο θερμικός βαθμός απόδοσης μειώνεται αυξάνοντας την θερμοκρασία του συμπυκνωτή. Πιο συγκεκριμένα, για θερμοκρασία συμπυκνωτή 30°C ο μέγιστος θερμικός βαθμός απόδοσης είναι περίπου 16%, για θερμοκρασία συμπυκνωτή 40°C ο μέγιστος βαθμός απόδοσης είναι περίπου 15% και για τις θερμοκρασίες 50°C και 60°C ο θερμικός βαθμός απόδοσης είναι 14% και 13%, αντίστοιχα.

Επιπλέον, αξιολογώντας συγκριτικά τον θερμικό βαθμό απόδοσης των δύο ρευστών φαίνεται ότι (Σχήμα 20) το ρευστό R1233zd αποδίδει υψηλότερη μεταφορά θερμότητας έως τους 115°C του εναλλάκτη και έπειτα αυξάνοντας την θερμοκρασία του εναλλάκτη στους 125°C το φαινόμενο αυτό αντιστρέφεται. Έτσι, στους 125°C το ρευστό R245fa παρουσιάζει υψηλότερο θερμικό βαθμό απόδοσης. Στο Σχήμα 21 φαίνονται τα διαγράμματα που προκύπτουν για τον θερμικό βαθμό απόδοσης σε σχέση με τις θερμοκρασίες του εναλλάκτη για τις διάφορες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή.



**Σχήμα 21.** Θερμικός βαθμός απόδοσης σε σχέση με τις θερμοκρασίες του εναλλάκτη για τις διάφορες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή.

## 4.2 Συγκριτική αξιολόγηση με αποτελέσματα εμπορικού λογισμικού.

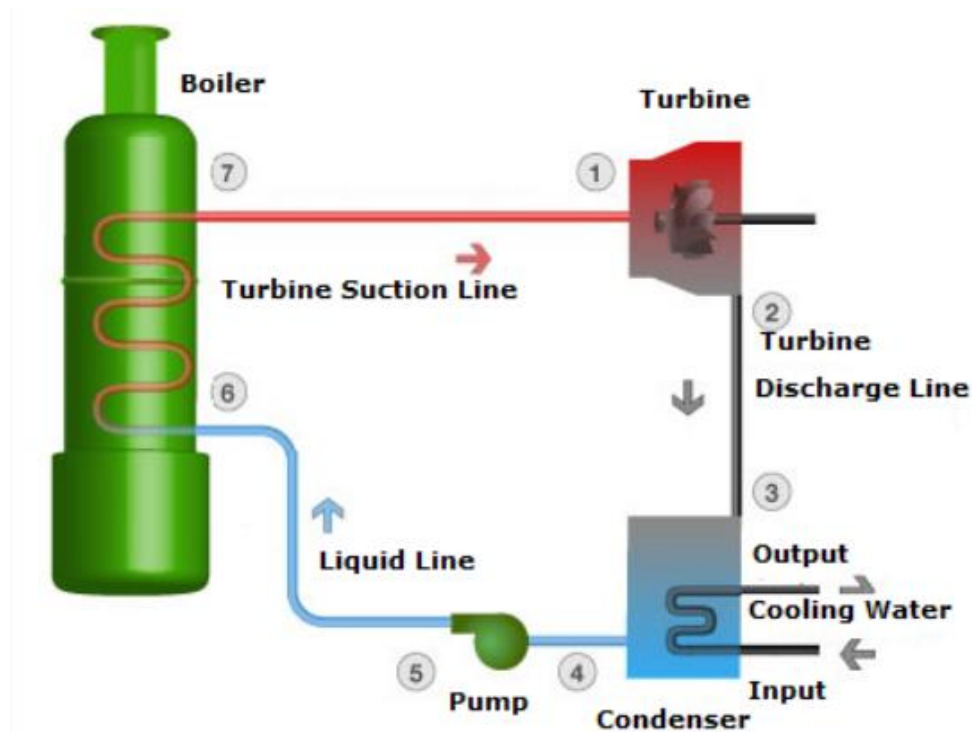
Το λογισμικό Genetron αποτελεί ένα εμπορικό λογισμικό για την εύκολη λύση-προσομοίωση τέτοιων θερμικών κύκλων. Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκε για την επαλήθευση των αποτελεσμάτων, καθώς με την εισαγωγή ορισμένων δεδομένων, όπως η υψηλή θερμοκρασία ατμού, η χαμηλή θερμοκρασία του ρευστού, η παραγόμενη ισχύς και οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης, παρέχει τη δυνατότητα υπολογισμού της ενθαλπίας, της εντροπίας και της πίεσης του ρευστού σε οποιαδήποτε κατάσταση μέσα στον οργανικό κύκλο.

Πιο συγκεκριμένα, οι παράμετροι που συμπληρώθηκαν για την συλλογή των αποτελεσμάτων του ρευστού R245fa φαίνονται στην Εικόνα 23:

Input Cycle				
	Parameters	Option	Unit	Value
	Refrigerant	R245fa		
	Project Description	Organic Rankine Cycle		
<b>▲ Boiler</b>				
?	Boiler Parameter	Evaporating Temper	°C	120
?	Temperature Setting	Outlet SuperHeat	°C	5
?	Pressure Setting	Drop Of Saturation	°C	0
<b>▲ High Pressure Vapor Line</b>				
?	Temperature Setting	Temperature Chang	°C	0
?	Pressure Setting	Drop Of Saturation	°C	0
<b>▲ Turbine</b>				
?	Potential Recovery of System	Output Turbine	kW	8.622
?	Isentropic Efficiency			0.75
<b>▲ Low Pressure Vapor Line</b>				
?	Temperature Setting	Temperature Chang	°C	0
?	Pressure Setting	Drop Of Saturation	°C	0
<b>▲ Condenser</b>				
?	Condensing Parameter	Condensing Temper	°C	40
?	Pressure Setting	Drop Of Saturation	°C	0
<b>▲ Pump</b>				
?	Isentropic Efficiency			0.75
<b>▼ Liquid Line</b>				

Εικόνα 23. Δεδομένα Genetron.

Το λογισμικό δίνει την δυνατότητα σχηματικής απεικόνισης του μοντέλου. Για τον οργανικό κύκλο που μελετήσαμε εμείς, η σχηματική απεικόνιση φαίνεται στην Εικόνα 24:

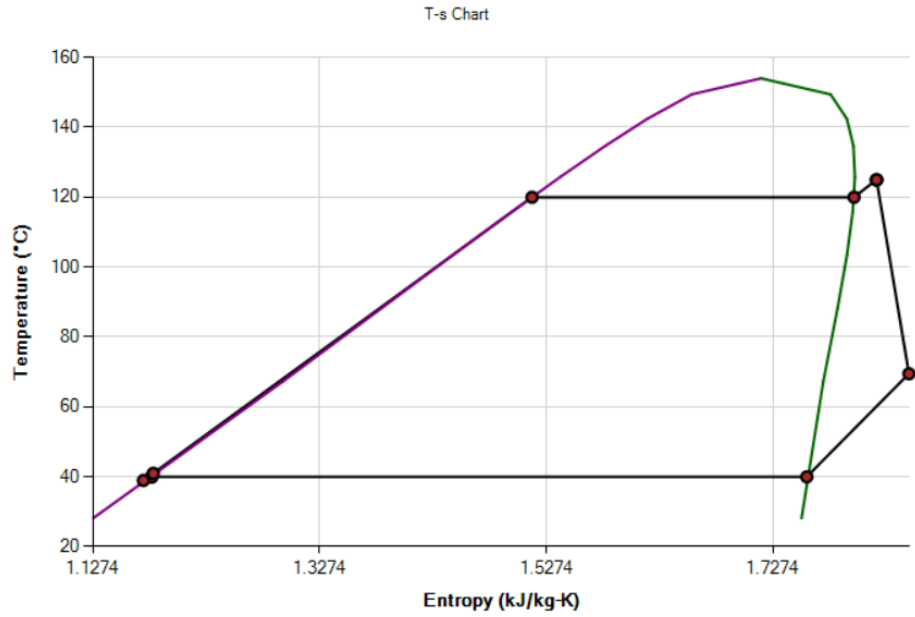


Εικόνα 24. Σχηματική απεικόνιση οργανικού κύκλου με την χρήση του λογισμικού Genetron.

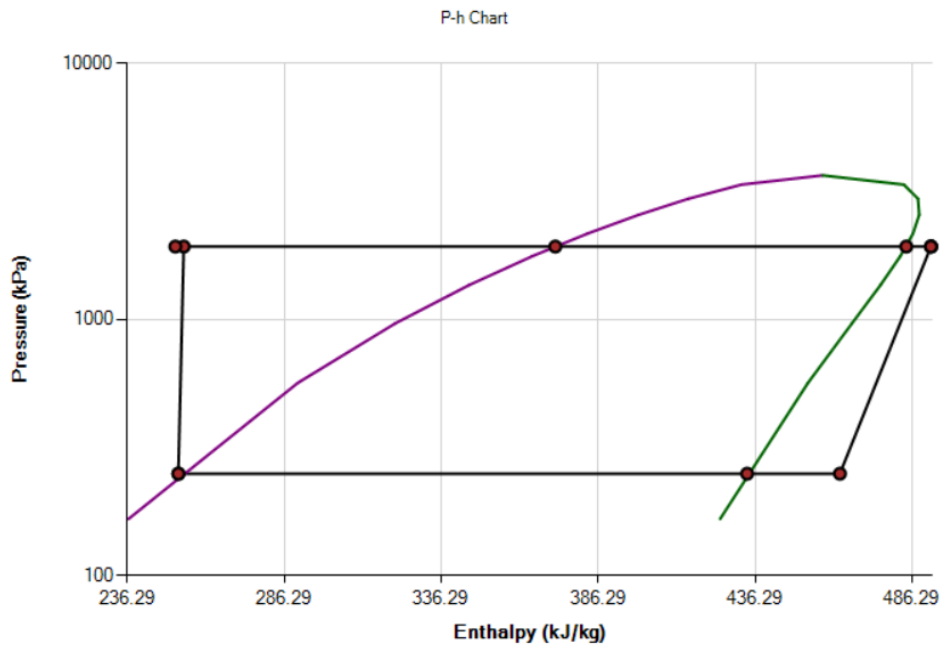
Όμοια διαδικασία ακολουθήθηκε για το οργανικό ρευστό R1233zd καθώς τα δεδομένα εισαγωγής είναι κοινά και για τα δύο ρευστά. Επιπλέον, το πρόγραμμα εξάγει αυτοματοποιημένα τα διαγράμματα θερμοκρασίας-εντροπίας και πίεσης-ενθαλπίας τα οποία είναι χαρακτηριστικά για κάθε οργανικό ρευστό.

Παρακάτω (Σχήμα 22-25) φαίνονται τα διαγράμματα που προαναφέρθηκαν. Αρχικά, παρουσιάζονται τα διαγράμματα (T-s και P-h) για το οργανικό ρευστό R245fa και στην συνέχεια για το οργανικό ρευστό R1233zd. Οι τιμές των θερμοκρασιών και των εντροπιών είναι παρόμοιες για τα δύο ρευστά όπως παρατηρείται στο Σχήμα 22 και στο Σχήμα 24. Επίσης, όπως φαίνεται στο Σχήμα 23 και στο Σχήμα 25 οι τιμές των πιέσεων και των ενθαλπιών δεν αποκλίνουν σε μεγάλο βαθμό.

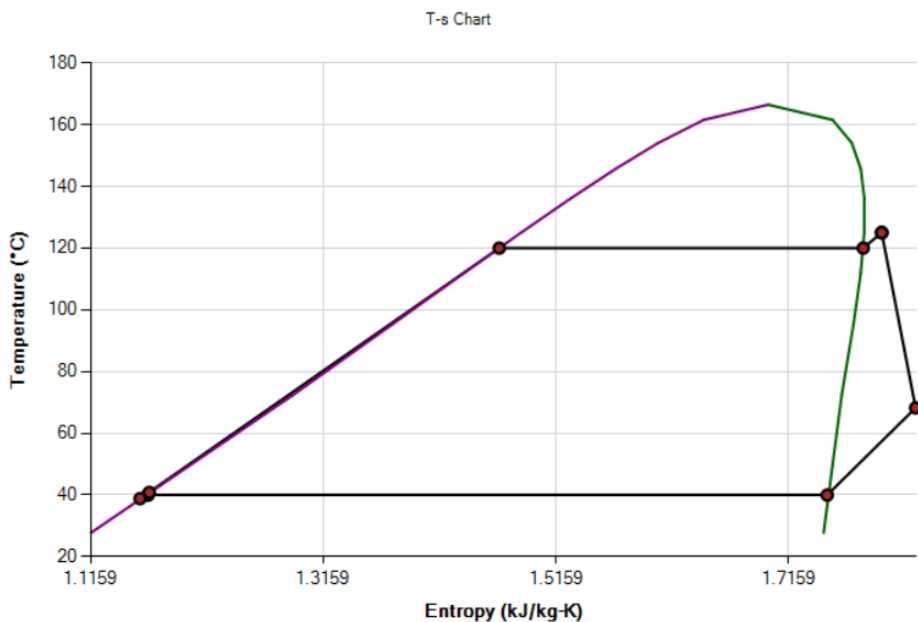




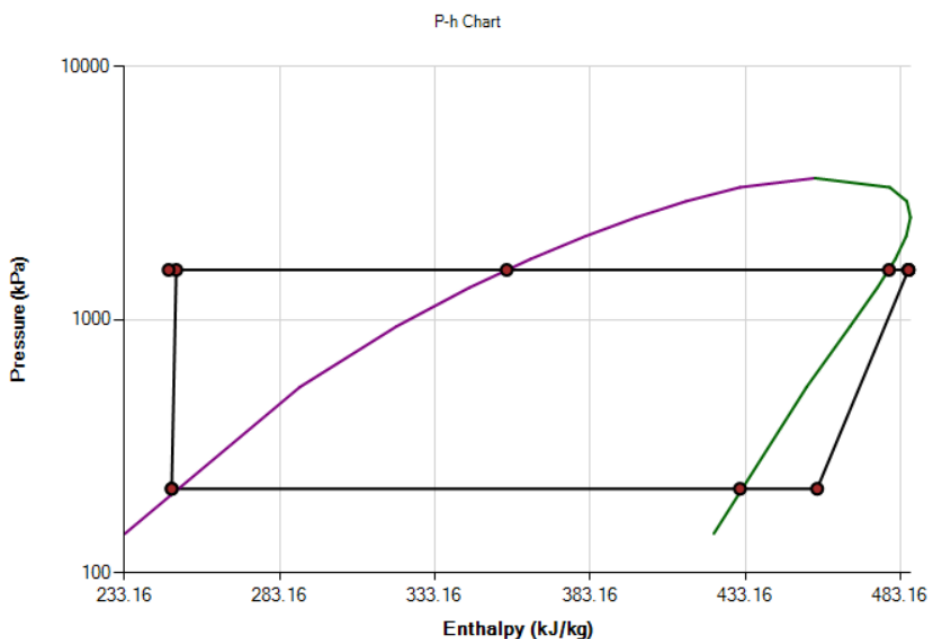
Σχήμα 22. Διάγραμμα T-s οργανικού ρευστού R245fa.



Σχήμα 23. Διάγραμμα P-h οργανικού ρευστού R1233zd.



Σχήμα 24. Διάγραμμα T-s οργανικού ρευστού R1233zd.



Σχήμα 25. Διάγραμμα P-h για το οργανικό ρευστό R1233zd.

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν από το πρόγραμμα είναι κατά βάση η βέλτιστη επιλογή καθώς δεν υπάρχουν σφάλματα μεταφοράς και στρογγυλοποίησης. Σε αυτό το σημείο θα πραγματοποιηθεί σύγκριση των αποτελεσμάτων για τις δύο διαφορετικές μεθόδους που πραγματοποιήθηκαν για τα δύο οργανικά ρευστά.

Αρχικά, θα πραγματοποιηθεί η σύγκριση για το οργανικό ρευστό R245fa. Στον Πίνακα 3 έχουν τοποθετηθεί οι σημαντικότεροι παράμετροι για έναν οργανικό κύκλο ανάκτησης ενέργειας. Οι κύριες διαφορές που προκύπτουν από την σύγκριση εντοπίζονται στην παροχή

μάζας, στην θερμότητα που μπαίνει στο σύστημα αλλά και στο έργο που δαπανάει η αντλία ώστε να αυξήσει την πίεση του ρευστού. Αυτές οι διαφορές έχουν ως αποτέλεσμα οι δύο μέθοδοι να διαφέρουν σε μικρό βαθμό ως προς το συνολικό έργο που παράγεται. Πιο συγκεκριμένα, οι διαφορές φαίνονται στον Πίνακα 6. Η σύγκριση πραγματοποιήθηκε με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν από το λογισμικό Genetron και τους θερμοδυναμικούς τύπους με την χρήση του Microsoft Excel.

**Πίνακας 6.** Σύγκριση των δύο μεθόδων που πραγματοποιήθηκαν για το οργανικό ρευστό R245fa.

<b>Παράμετροι</b>	<b>Current model</b>	<b>Genetron</b>	<b>Διαφορά (%)</b>
Παροχή μάζας (kg/s)	0,33	0,297	11,1111
Συνολικό έργο συστήματος (kWe)	8,1048	8,1109	-0,0752
Έργο αντλίας (kWe)	0,5181	0,512	1,1914
Έργο εκτονωτή (kWe)	8,6229	8,6229	0,0000
Θερμική αγωγιμότητα συμπυκνωτή (kW)	68,706	62,9331	9,1731
Θερμική αγωγιμότητα εναλλάκτη (kW)	76,8108	71,556	7,3436

Το πρόσημο στην στήλη με την ποσοστιαία διαφορά δηλώνει το αν τα αποτελέσματα της αντίστοιχης μεθόδου βγάζουν μεγαλύτερο (+) ή μικρότερο (-) αποτέλεσμα.

Όμοια διαδικασία ακολουθήθηκε για το οργανικό ρευστό R1233zd. Οι διαφορές που προέκυψαν συναντώνται στις ίδιες παραμέτρους σε διαφορετικό βαθμό. Έτσι, στον Πίνακα 7 παρουσιάζεται η σύγκριση των δύο μεθόδων.

**Πίνακας 7.** Σύγκριση των δύο μεθόδων που πραγματοποιήθηκαν για το οργανικό ρευστό R1233zd.

<b>Παράμετροι</b>	<b>Current model</b>	<b>Genetron</b>	<b>Διαφορά (%)</b>
Παροχή μάζας (kg/s)	0,33	0,2966	11,2610
Συνολικό έργο συστήματος (kWe)	8,2764	8,283	-0,0797
Έργο αντλίας (kWe)	0,4455	0,438	1,7123
Έργο εκτονωτή (kWe)	8,7219	8,721	0,0103
Θερμική αγωγιμότητα συμπυκνωτή (kW)	67,9899	61,969	9,7160
Θερμική αγωγιμότητα εναλλάκτη (kW)	76,2663	70,69	7,8884

Το συμπέρασμα που προκύπτει από τις δύο μελέτες είναι πως το ρευστό R1233zd αποδίδει μεγαλύτερο έργο σε έναν οργανικό κύκλο σαν εργαζόμενο ρευστό από το ρευστό R245fa. Επίσης, το έργο που καταναλώνεται από την αντλία για την αύξηση της πίεσης στο οργανικό ρευστό R245fa είναι μεγαλύτερο. Οι συγκρίσεις αυτές έγιναν για θερμοκρασία εναλλάκτη 120°C και θερμοκρασία εξόδου συμπυκνωτή 40°C.

### 4.3 Οικονομική μελέτη

Ο σκοπός της οικονομικής μελέτης του συστήματος είναι ο υπολογισμός του χρόνου που απαιτείται για να γίνει απόσβεση της εγκατάστασης. Για να επιτευχθεί αυτό αρχικά γίνεται υπολογισμός της εξοικονόμησης καυσίμου που προσφέρει η εγκατάσταση. Επιπλέον, το σύστημα αποδίδει περίπου 8,1 kWh με εργαζόμενο ρευστό το R245fa και περίπου 8,3 kWh για εργαζόμενο ρευστό το R1233zd για την θερμοκρασία στην έξοδο του εναλλάκτη να είναι 120°C. Με δεδομένο ότι οι γεννήτριες για την παραγωγή ρεύματος καταναλώνουν 0,175g/kWh προκύπτει πως το σύστημα με οργανικό ρευστό το R245fa εξοικονομεί 1,42 κιλά καυσίμου την ώρα εξοικονομεί και με οργανικό ρευστό το R1233zd 1,45 κιλά αντίστοιχα. Ο υπολογισμός είναι ο εξής:

$$\text{Εξοικονόμηση} = 0,175 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \cdot 8,1 \text{kWh} \quad (4.1)$$

Στην συνέχεια, υπολογίστηκε το συνολικό κόστος της εγκατάστασης, το οποίο προέκυψε μέσω επικοινωνίας με κατασκευάστρια εταιρεία. Οι τιμές για τα διάφορα εξαρτήματα που χρησιμοποιήθηκαν παρουσιάζονται στον παρακάτω Πίνακα 8.

Πίνακας 8. Κόστος εγκατάστασης.

Εξαρτήματα	Κόστος (€)
Αντλία	4000
Εναλλάκτης θερμότητας	3500
Εκτονωτής	7000
Γεννήτρια/Εκτονωτή	800
Ανακτητής (Recuperator)	1000
Συμπυκνωτής	4300
Κεντρικός ηλεκτρικός πίνακας	3000
Χαλκοσωλήνες	400
Δέκτης	200
Φίλτρα	100
Οργανικά ρευστά	1100
Λοιπά έξοδα (βαλβίδες, αισθητήρες)	1000
Εργατικά	2000
<b>Σύνολο</b>	<b>28400</b>

Οι τιμές που δίνονται στο πίνακα αφορούν μια εγκατάσταση η οποία έχει δυναμικότητα περίπου 8,5 kW. Στο Σχήμα 26 φαίνεται το μέρος του συνολικού κόστους που αποτελεί το κάθε εξάρτημα.



**Σχήμα 26.** Κόστος εγκατάστασης του συστήματος ORC.

Για να υπολογίσουμε τον χρόνο απόσβεσης της εγκατάστασης χρειάζεται να γνωρίζουμε την τρέχουσα τιμή του πετρελαίου, επειδή όμως το πετρέλαιο όμως είναι χρηματιστηριακό προϊόν η τιμή του δεν είναι σταθερή.

Η τιμή του πετρελαίου που προμηθεύονται τα πλοία ως καύσιμο τον Μάιο του 2022 βρίσκεται στα 920 € ανά τόνο<sup>60</sup>. Με βάση την τιμή αυτή έγινε και η οικονομική μελέτη για την απόσβεση του συστήματος. Οι κινητήρες των πλοίων λειτουργούν όλο το εικοσιτετράωρο οπότε και η λειτουργία του συστήματος μας είναι εικοσιτετράωρη. Τα πλοία κατά μέσο όρο ταξιδεύουν περίπου 300 μέρες το έτος. Τις υπόλοιπες ημέρες οι μηχανές είναι εκτός λειτουργίας είτε λόγω συντήρησης, είτε λόγω ανεφοδιασμού σε λιμάνια για να φορτώσουν και να ξεφορτώσουν το εμπόρευμα που μεταφέρουν. Επομένως, το σύστημα μας με βάση τα παραπάνω θα βρίσκεται σε λειτουργία περίπου 7200 ώρες ετησίως ( $7200 = 300 \cdot 24$ ).

Για τον μέσο χρόνο λειτουργίας του συστήματος και με εργαζόμενο ρευστό το R245fa προκύπτει εξοικονόμηση 10206 κιλά πετρελαίου ανά έτος. Αντίστοιχα, με εργαζόμενο ρευστό το R1233zd εξοικονομούνται 10458 κιλά πετρελαίου ανά έτος. Με βάση τα παραπάνω δεδομένα ο χρόνος απόσβεσης της εγκατάστασης με τιμή πετρελαίου 0,92€ το κιλό προκύπτει 3 χρόνια με εργαζόμενο ρευστό το R245fa ή 2,95 χρόνια με εργαζόμενο ρευστό το R1233zd, αντίστοιχα.

Ο παραπάνω υπολογισμός προκύπτει από τη σχέση:

$$\text{Χρόνος απόσβεσης} = \frac{\text{Κόστος εγκατάστασης}}{\text{Λίτρα που εξοικονομούμε} \cdot 7200 \cdot 0,92} \quad (4.4)$$

Η τιμή του πετρελαίου στην παρούσα χρονική περίοδο είναι αρκετά υψηλή εξαιτίας της παγκόσμιας ενεργειακής κρίσης, λόγω της μετάβασης στις ΑΠΕ και του πολέμου στην Ουκρανία. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα οι παραπάνω χρόνοι απόσβεσης να μην αντιστοιχούν σε χρόνους μιας «κανονικής» περιόδου. Παρακάτω υπολογίζουμε τον χρόνο απόσβεσης με την τιμή που είχε το πετρέλαιο πριν ξεσπάσει ο πόλεμος στην Ευρώπη μεταξύ Ουκρανίας και Ρωσίας.

Η τιμή προμήθειας του ναυτιλιακού πετρελαίου πριν την έναρξη του πολέμου και της ενεργειακής κρίσης ήταν 650 € ανά τόνο<sup>60</sup>. Με αυτή την τιμή ανά κιλό ο χρόνος απόσβεσης της εγκατάστασης αυξάνεται στα 4,2 χρόνια με εργαζόμενο ρευστό το R245fa ή 4,07 χρόνια για εργαζόμενο ρευστό το R1233zd.

Στην πραγματικότητα μπορούμε να υπολογίσουμε κατά προσέγγιση τον χρόνο απόσβεσης επειδή η τιμή του πετρελαίου είναι κυμαινόμενη, για αυτό χρησιμοποιούμε ως εύρος τιμών χρόνου απόσβεσης τις δύο παραπάνω χρονικές διάρκειες για κάθε εργαζόμενο ρευστό. Επιπρόσθετα, τόσο οι τιμές κατασκευής όσο και οι τιμές τοποθέτησης τέτοιων εγκαταστάσεων λόγω των διάφορων γεγονότων που βιώνουμε δεν παραμένουν σταθερές με τις περισσότερες φορές να αυξάνεται η τιμή τους.

## Συμπεράσματα

Στην παρούσα εργασία έγινε μελέτη του Οργανικού κύκλου Rankine (ORC) για ανάκτηση απορριπτόμενης ενέργειας σε εφαρμογές στη ναυτιλία. Από την θεωρητική μελέτη προέκυψε πως για εκμετάλλευση απορριπτόμενης ενέργειας χαμηλής θερμοκρασίας ο καταλληλότερος οργανικός κύκλος είναι ο Rankine καθώς αποδίδει τον μεγαλύτερο θερμικό βαθμό απόδοσης.

Επίσης, ένα σημαντικό κομμάτι της εργασίας ήταν η επιλογή κατάλληλων οργανικών ρευστών η οποία επήλθε κατόπιν θεωρητικής μελέτης. Τα δύο οργανικά ρευστά που επιλέχθηκαν είναι το R245fa και το R1233zd. Για τα δύο αυτά οργανικά ρευστά έγιναν θερμοδυναμικοί υπολογισμοί για να προκύψει μέσω της σύγκρισης τους η βέλτιστη επιλογή. Τα δύο αυτά οργανικά ρευστά είναι 4<sup>ης</sup> γενιάς και παρουσιάζουν κοινή συμπεριφορά. Από τους υπολογισμούς προκύπτει πως τα δύο οργανικά ρευστά έχουν μικρή διαφορά στο θερμικό βαθμό απόδοσης για τις θερμοκρασίες που μελετάμε (120°C υψηλή και 40°C χαμηλή), αλλά ο κύκλος παρουσιάζει διαφορετικά αποτελέσματα ως προς παραγόμενη ισχύς.

Με την χρήση του οργανικού ρευστού R1233zd η αντλία δαπανά μικρότερο έργο για την αύξηση της πίεσης και το έργο που παράγεται από τον στρόβιλο είναι μεγαλύτερο. Πιο συγκεκριμένα αν συγκρίνουμε τα δύο οργανικά ρευστά ως προς την συνολική παραγόμενη ισχύς που θα λαμβάνουμε από τον οργανικό κύκλο το ρευστό R1233zd παρουσιάζει 2,2% μεγαλύτερη παραγόμενη ισχύς. Αποτέλεσμα αυτού είναι και ο χρόνος απόσβεσης της εγκατάστασης να είναι μικρότερος χρησιμοποιώντας σαν οργανικό ρευστό το R1233zd.

Γενικότερα, ο χρόνο απόσβεσης της εγκατάστασης κυμαίνεται στα 3 έτη γεγονός που προσελκύει σε αρκετά μεγάλο βαθμό το ενδιαφέρον των επενδυτών. Επιπλέον, για την πραγματοποίηση της ιδέας της πράσινης ναυτιλίας μπορούν να χρησιμοποιούνται υβριδικά συστήματα για τα πλοία τα οποία θα αποτελούνται από:

- Οργανικούς κύκλους ORC
- Συστήματα Rotor Sail

Οι οργανικοί κύκλοι με την εκμετάλλευση της απορριπτόμενης ενέργειας και τα συστήματα Rotor sail μπορούν να αποτελέσουν ένα υβριδικό σύστημα το οποίο θα εξοικονομεί μεγάλα ποσά ενέργειας γεγονός που οδηγεί σε μεγάλη οικονομία καυσίμων και μείωση των εκπομπών των καυσαερίων.

## Μελλοντική εργασία

Σαν συνέχεια, της εργασίας μπορεί να πραγματοποιηθεί εξεργειακή μελέτη για την μείωση των απωλειών του συστήματος και την αύξηση του βαθμού απόδοσης του οργανικού κύκλου. Επίσης, απαιτείται διερεύνηση των υλικών που θα χρησιμοποιηθούν ώστε να μην υπάρξει διάβρωση του εναλλάκτη, επιπλέον μπορεί να πραγματοποιηθεί έρευνα με CFD για την αποτελεσματικότητα του. Τέλος, είναι αναγκαία μια ενδελεχής μελέτη του εκτονωτή για τη βελτιστοποίηση του βαθμού απόδοσης.



## Βιβλιογραφία

1. Simone Lion. Thermodynamic analysis of waste heat recovery using Organic Rankine Cycle (ORC) for a two-stroke low speed marine Diesel engine in IMO Tier II and Tier III operation. Published online 2019.
2. Minea V. Power generation with ORC machines using low-grade waste heat or renewable energy. *Applied Thermal Engineering*. 2014;69(1-2):143-154. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.04.054
3. Behrooz Mashadi. Low-temperature Rankine cycle to increase waste heat recovery from the internal combustion engine cooling system. Published online 2019.
4. Habibollahzade A, Petersen KJ, Aliahmadi M, Fakhari I, Brinkerhoff JR. Comparative thermoeconomic analysis of geothermal energy recovery via super/transcritical CO<sub>2</sub> and subcritical organic Rankine cycles. *Energy Conversion and Management*. 2022;251. doi:10.1016/j.enconman.2021.115008
5. Sun L, Wang D, Xie Y. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of combined supercritical CO<sub>2</sub> cycle and organic Rankine cycle using CO<sub>2</sub>-based binary mixtures for gas turbine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*. 2021;243. doi:10.1016/j.enconman.2021.114400
6. Today in Energy - Daily Prices - Prices - U.S. Energy Information Administration (EIA). Accessed March 15, 2022. <https://www.eia.gov/todayinenergy/prices.php>
7. Al Jazeera.
8. Mondejar ME, Andreasen JG, Pierobon L, Larsen U, Thern M, Haglind F. A review of the use of organic Rankine cycle power systems for maritime applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018;91:126-151. doi:10.1016/J.RSER.2018.03.074
9. G. Skodras. "Energy Resources: Technologies & Management."; 2022.
10. Tchanche BF, Pétrissans M, Papadakis G. Heat resources and organic Rankine cycle machines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014;39:1185-1199. doi:10.1016/J.RSER.2014.07.139
11. Chen H, Goswami DY, Rahman MM, Stefanakos EK. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power. *Energy*. 2011;36(1):549-555. doi:10.1016/J.ENERGY.2010.10.006
12. Sarkar J. Review and future trends of supercritical CO<sub>2</sub> Rankine cycle for low-grade heat conversion. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;48:434-451. doi:10.1016/J.RSER.2015.04.039
13. Vetter C, Wiemer HJ, Kuhn D. Comparison of sub- and supercritical Organic Rankine Cycles for power generation from low-temperature/low-enthalpy geothermal wells, considering specific net power output and efficiency. *Applied Thermal Engineering*. 2013;51(1-2):871-879. doi:10.1016/J.APPLTHERMALENG.2012.10.042
14. Lecompte S, Huisseune H, van den Broek M, Vanslambrouck B, de Paepe M. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;47:448-461. doi:10.1016/J.RSER.2015.03.089

15. Li M, Wang J, He W, et al. Construction and preliminary test of a low-temperature regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) using R123. *Renewable Energy*. 2013;57:216-222. doi:10.1016/J.RENENE.2013.01.042
16. E. Σακελλαρίου. Θερμικές Εγκαταστάσεις Παραγωγής Ενέργειας. In: ; 2022.
17. S.L. DIXIOM / C.A. HALL. *ΣΤΡΟΒΙΛΟΜΗΧΑΝΕΣ*.; 2014.
18. Ατμοκινητήρων Ε, Λεβήτων &, Θερμότητας Τ, et al. ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ «ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΑΠΟ ΕΚΤΟΝΩΤΗ ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE ΣΕ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ ΨΥΚΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ».
19. Alshammari F, Usman M, Pesyridis A. Expanders for Organic Rankine Cycle Technology. *Organic Rankine Cycle Technology for Heat Recovery*. Published online November 5, 2018. doi:10.5772/INTECHOPEN.78720
20. Rahbar K, Mahmoud S, Al-Dadah RK, Moazami N, Mirhadizadeh SA. Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. *Energy Conversion and Management*. 2017;134:135-155. doi:10.1016/J.ENCONMAN.2016.12.023
21. Valdimarsson P. Radial inflow turbines for Organic Rankine Cycle systems. *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications*. Published online January 1, 2017:321-334. doi:10.1016/B978-0-08-100510-1.00010-7
22. Alshammari F, Usman M, Pesyridis A. Expanders for Organic Rankine Cycle Technology. *Organic Rankine Cycle Technology for Heat Recovery*. Published online November 5, 2018. doi:10.5772/INTECHOPEN.78720
23. Quoilin S, Broek M van den, Declaye S, Dewallef P, Lemort V. Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013;22:168-186. doi:10.1016/J.RSER.2013.01.028
24. Imran M, Usman M, Park BS, Lee DH. Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016;57:1090-1109. doi:10.1016/J.RSER.2015.12.139
25. Glavatskaya Y, Podevin P, Lemort V, Shonda O, Descombes G. Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application. *Energies 2012, Vol 5, Pages 1751-1765*. 2012;5(6):1751-1765. doi:10.3390/EN5061751
26. Bao J, Zhao L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013;24:325-342. doi:10.1016/J.RSER.2013.03.040
27. Vodicka V, Novotny V, Zeleny Z, Mascuch J, Kolovratnik M. Theoretical and experimental investigations on the radial and axial leakages within a rotary vane expander. *Energy*. 2019;189. doi:10.1016/J.ENERGY.2019.116097
28. Ping X, Yang F, Zhang H, et al. Prediction and optimization of power output of single screw expander in organic Rankine cycle (ORC) for diesel engine waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*. 2021;182. doi:10.1016/J.APPLTHERMALENG.2020.116048
29. Borsukiewicz-Gozdur A. Pumping work in the organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*. 2013;51(1-2):781-786. doi:10.1016/J.APPLTHERMALENG.2012.10.033
30. What is A Dynamic Pump? | How does Dynamic Pump work? |. Accessed March 31, 2022. <https://mechanicalboost.com/dynamic-pump/>
31. Tawil E, Ap L. Centrifugal and Positive Displacement Pumps Credit: 3 PDH.

32. Bianchi G, Fatigati F, Murgia S, Cipollone R, Contaldi G. Modeling and Experimental Activities on a Small-scale Sliding Vane Pump for ORC-based Waste heat Recovery Applications. *Energy Procedia*. 2016;101:1240-1247. doi:10.1016/J.EGYPRO.2016.11.139
33. Useful information on positive displacement pumps. Accessed April 5, 2022. <https://www.michael-smith-engineers.co.uk/resources/useful-info/positive-displacement-pumps>
34. Reciprocating accurate positive displacement pumps. Accessed April 6, 2022. <https://www.michael-smith-engineers.co.uk/pumps/reciprocating-positive-displacement>
35. Screw Pump Applications in Pipelines, Refineries and Chemical Plants - Empowering Pumps and Equipment. Accessed April 6, 2022. <https://empoweringpumps.com/leistriz-screw-pump-applications-in-pipelines-refineries-and-chemical-plants/>
36. Hasanuzzaman M, Saidur R, Rahim NA. EFFECTIVENESS ENCHANCEMENT OF HEAT EXCHANGER BY USING NANOFUIDS. *IEEE First Conference on Clean Energy and Technology CET*. Published online 2011.
37. ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΚΑΙ ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΔΙΑΦΟΡΩΝ ΤΥΠΩΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ EXPERIMENTAL STUDY AND COMPARISON OF VARIOUS TYPES OF HEAT EXCHANGERS.
38. Καραπάντσιος Θ. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.
39. Arsenyeva OP, Tovazhnyansky LL, Kapustenko PO, Khavin GL. Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries. *Energy*. 2011;36(8):4588-4598. doi:10.1016/J.ENERGY.2011.03.022
40. Πλακοειδείς Εναλλάκτες. Accessed April 8, 2022. <https://genikithermanseon.gr/proionta-psiksis-thermansis/plakoeideis-enallaktes.html>
41. Shell and Tube Heat Exchanger: What Is It? Types, Process. Accessed April 8, 2022. <https://www.iqsdirectory.com/articles/heat-exchanger/shell-and-tube-heat-exchangers.html>
42. Basics of Shell & Tube Heat Exchangers - Arveng Training & Engineering. Accessed April 8, 2022. <https://arvengtraining.com/en/basics-of-shell-tube-heat-exchangers/>
43. Cross Flow Heat Exchanger | Working of Cross-Flow Heat Exchanger. Accessed April 8, 2022. <https://mechanicalboost.com/cross-flow-heat-exchanger/>
44. Modeling Heat Transfer in Heat Exchangers: an Exercise in AFT Fathom & AFT Arrow - Empowering Pumps and Equipment. Accessed April 8, 2022. <https://empoweringpumps.com/modeling-heat-transfer-in-heat-exchangers-applied-flow-technology/>
45. Parallel-flow and Counter-flow Heat Exchanger. Accessed April 11, 2022. <https://www.nuclear-power.com/nuclear-engineering/heat-transfer/heat-exchangers/parallel-flow-and-counter-flow-heat-exchanger/>
46. What is the Difference Between Counterflow and Parallel Flow Heat Exchanger | Compare the Difference Between Similar Terms. Accessed April 11, 2022. <https://www.differencebetween.com/what-is-the-difference-between-counterflow-and-parallel-flow-heat-exchanger/>
47. (2) What is the different between parallel flow and counter flow in heat exchangers? - Quora. Accessed April 11, 2022. <https://www.quora.com/What-is-the-different-between-parallel-flow-and-counter-flow-in-heat-exchangers>

48. Liu BT, Chien KH, Wang CC. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*. 2004;29(8):1207-1217. doi:10.1016/J.ENERGY.2004.01.004
49. Bao J, Zhao L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013;24:325-342. doi:10.1016/J.RSER.2013.03.040
50. Hung TC, Shai TY, Wang SK. A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*. 1997;22(7):661-667. doi:10.1016/S0360-5442(96)00165-X
51. Calm JM. The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*. 2008;31(7):1123-1133. doi:10.1016/J.IJREFRIG.2008.01.013
52. Saturation (phase equilibrium) curves for dry, wet, and isentropic... | Download Scientific Diagram. Accessed April 12, 2022. [https://www.researchgate.net/figure/Saturation-phase-equilibrium-curves-for-dry-wet-and-isentropic-fluids-on-a-T-S\\_fig2\\_286441460](https://www.researchgate.net/figure/Saturation-phase-equilibrium-curves-for-dry-wet-and-isentropic-fluids-on-a-T-S_fig2_286441460)
53. Mat Nawi Z, Kamarudin SK, Sheikh Abdullah SR, Lam SS. The potential of exhaust waste heat recovery (WHR) from marine diesel engines via organic rankine cycle. *Energy*. 2019;166:17-31. doi:10.1016/J.ENERGY.2018.10.064
54. Akman M, Ergin S. An investigation of marine waste heat recovery system based on organic Rankine cycle under various engine operating conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*. 2019;233(2):586-601. doi:10.1177/1475090218770947
55. Ichiki Y, Shiraishi K, Kanaboshi T, Ono Y, Ohta Y. Development of Super Waste-Heat Recovery System for Marine Diesel Engines. 2011;48(1).
56. Singh JP, Kaman K, Singh S. Working fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) exhaust heat recovery of an internal combustion engine power plant Thermodynamic analysis on ORC by using various refrigerants and refrigerant blends at various operating conditions. doi:10.1088/1757-899X/161/1/012087
57. Rankine Cycle - Chemical and Process Engineering. Accessed April 19, 2022. <https://www.arhse.com/rankine-cycle/>
58. R1233zd(E) Density | enthalpy entropy | saturation temperature | pressure | specific heat capacity | viscosity | thermal conductivity and so on - eThermo Thermodynamics & Transport Properties Calculation. Accessed April 20, 2022. <http://www.ethermo.us/ShowDetail2820.htm>
59. Σύγκριση καυσίμων & πηγών ενέργειας για τα συστήματα θέρμανσης. Accessed May 3, 2022. <https://www.andrianos.gr/gr/nea/arthra/sugkrisi-kausima-kai-phges-energeias>
60. Global 20 Ports Average Bunker Prices - Ship & Bunker. Accessed May 3, 2022. <https://shipandbunker.com/prices/av/global/av-g20-global-20-ports-average>
61. Η ιστορία της δημιουργίας ατμομηχανής και η εφαρμογή της. Accessed March 15, 2022. <https://el.ilovevaquero.com/obrazovanie/81587-istoriya-sozdaniya-parovoy-mashiny-i-ee-primenenie.html>
62. Tchanche BF, Pétrissans M, Papadakis G. Heat resources and organic Rankine cycle machines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014;39:1185-1199. doi:10.1016/J.RSER.2014.07.139
63. (35) Kalina Cycle Power Plant - YouTube. Accessed March 15, 2022. <https://www.youtube.com/watch?v=KZ9TzIqjHto>

64. How Horizontal Multistage Centrifugal Pump Works. Accessed April 8, 2022.  
<https://maintenanceskill.com/how-horizontal-multistage-centrifugal-pump-works/>