



ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«Θερμοδυναμική ανάλυση, σχεδιασμός και οικονομικά στοιχεία συστήματος συμπαραγωγής ZNX και ηλεκτρικής ενέργειας με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες και οργανικό κύκλο Rankine»

Του Μεταπτυχιακού Φοιτητή

*Διπλωματούχου Μηχανολόγου Μηχανικού ΑΠΘ,
Μαυροδημητράκη Δημήτρη*

Επιβλέπων

**Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ**

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2016

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική περιλαμβάνει τη θερμοδυναμική μελέτη, τη διαστασιολόγηση (σχεδιασμός των βασικών παραμέτρων του συστήματος), καθώς και τα οικονομικά στοιχεία κόστους αυτών. Το σύστημα αυτό εκμεταλλεύοντας μία χαμηλή πηγή θερμότητας, έχει ως στόχο την κάλυψη αναγκών σε ζεστό νερό χρήσης (ZNX) και ηλεκτρισμό σε επίπεδο οικιακής κλίμακας.

Το σύστημα αυτό έχει ως είσοδο ενέργειας την ηλιακή, η οποία δεσμεύεται μέσω επίπεδων ηλιακών συλλεκτών και μέσω εναλλακτών θερμότητας μεταφέρεται σε κατάλληλο συνθετικό έλαιο, το οποίο με τη σειρά του εισερχόμενο σε νέο εναλλάκτη θερμότητας εισάγει την ενέργεια αυτή σε έναν κλειστό θερμοδυναμικό κύκλο οργανικού ρευστού (Organic Rankine Cycle-ORC).

Λόγω των χαμηλών αυτών θερμοκρασιακών πεδίων, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε οργανικά ρευστά, τα οποία μπορούν να αξιοποιήσουν αυτή την ενέργεια προς ηλεκτροπαραγωγή, παρέχοντας μηχανικό έργο στο δρομέα μιας ηλεκτρογεννήτριας.

Η θερμοδυναμική ανάλυση που ακολουθείται οδηγεί στην επιλογή του κατάλληλου οργανικού ρευστού για τη συγκεκριμένη εφαρμογή. Τα υποψήφια οργανικά ρευστά έχουν τα κρίσιμα μεγέθη τους (θερμοκρασία και πίεση) στα επίπεδα της ενέργειας που εισάγεται στον κύκλο.

Τα κριτήρια βέβαια για την τελική επιλογή του κατάλληλου οργανικού ρευστού δεν είναι αποκλειστικά θερμοδυναμικά, αλλά σχετίζονται και με επίπεδα ασφαλούς λειτουργίας του συστήματος, όπως και με τη διαθεσιμότητα των οργανικών ρευστών αυτών.

Με την επιλογή του κατάλληλου οργανικού ρευστού, έχουμε παράλληλα υπολογίσει τα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου, άρα μπορούμε να προχωρήσουμε στη διαστασιολόγηση του συστήματος. Παραθέτονται οι επιλεχθέντες τύποι όλων των βασικών παραμέτρων του θερμοδυναμικού κύκλου και στη συνέχεια ακολουθούν υπολογισμοί των στοιχείων κόστους αυτών. Οι υπολογισμοί αυτοί προκύπτουν από σχέσεις που καταλήγουν στον υπολογισμό του κόστους μέσω των βασικών παραμέτρων διαστασιολόγησης των μηχανών αυτών.

Η διπλωματική αυτή δίνει το χώρο για περαιτέρω βελτιστοποίηση της λειτουργίας της, καθώς στην παρούσα δεν έχουν εξεταστεί αναλυτικά οι εναλλακτικοί τρόποι κάλυψης των φορτίων που αναφέραμε παραπάνω, καθώς και η βελτιστοποίηση της δυναμικής λειτουργίας του συστήματος μέσω κατάλληλων οργάνων και διατάξεων αυτοματισμού.

Abstract

The present thesis project includes the thermodynamic analysis, the dimensioning (design of the system's basic components) and the financial costs of these components. This system exploiting a low heat source is intended to cover loads of hot water and electricity in domestic scale level.

Solar energy is the input energy of this system and it is received by flat plate collectors, which are placed in an optimum stable angle for annual operation. This energy is transferred and temporarily is saved as thermal energy in an appropriate synthetic diathermic oil, which afterwards transfers this energy to a closed thermodynamic organic fluid cycle (Organic Rankine Cycle – ORC).

Due to the low temperature field, we can use organic fluids, which can exploit this energy in order to produce electricity, providing mechanical work to a generator.

The thermodynamic analysis leads us to the selection of an appropriate organic fluid for this application. The critical characteristics of the potential organic fluids must be in the same level as the energy that is introduced into the cycle.

The criteria for the final selection of the suitable organic fluid are not just about thermodynamics, but are also associated with safety operation levels of the system, as well as with the availability of these organic fluids.

By choosing the appropriate organic fluid, we have already calculated all the thermodynamic points of the cycle, so we can continue with the design of the system. All the types of the basic components are presented with their relevant mechanical drawings and also the calculations of the financial costs of these parameters. These calculations come as a result of equations that correlate this calculation of cost parameters with the main design parameters of these machines.

This thesis gives the possibility for further optimization of its operation, because in this thesis there is no analysis plan for the alternative ways of covering the loads mentioned above, as well as the optimization of dynamic system's operation through appropriate instruments and automation devices.

Πρόλογος

Η εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι το επιστέγασμα μιας μεγάλης προσωπικής διετούς προσπάθειας, συμπεριλαμβανομένου όλου του χρόνου παρακολούθησης του μεταπτυχιακού προγράμματος σπουδών 'Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας'.

Κατά τη διετή μου αυτή εμπειρία ήρθα σε επαφή με νέες προκλήσεις και είχα την ευκαιρία να εμπλουτίσω τις γνώσεις μου στον τομέα της ενέργειας, που αποτελεί το αντικείμενο της τωρινής μου επαγγελματικής ενασχόλησης και προτεραιότητά μου είναι να εξακολουθήσει να ισχύει αυτό και στα επόμενα επαγγελματικά μου βήματα.

Οι εμπειρίες συμφοιτητών θα αποτελέσουν πολύ χρήσιμες εμπειρίες και για μένα, ενώ η βοήθεια του Κωνσταντίνου Μπραϊμάκη και οι συμβουλές του για την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας αλλά και για τον τρόπο σκέψης ενός μηχανικού, ήταν υπερπολύτιμες.

Σε αυτό το σημείο οφείλω να ευχαριστήσω και τον επιβλέποντα Αναπληρωτή Καθηγητή κύριο Καρέλλα, ο οποίος μου έδωσε την ευκαιρία να αποτελέσω κομμάτι του εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του ΕΜΠ.

Πίνακας Περιεχομένων

| | |
|---|----|
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 ^ο : Συστήματα ORC..... | 13 |
| 1.1 Εισαγωγή..... | 13 |
| 1.2 Ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC)..... | 15 |
| | |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ^ο : Κατηγοριοποίηση οργανικών ρευστών και τα κριτήρια επιλογής τους..... | 18 |
| 2.1Κατηγορίες των ψυκτικών-εργαζόμενων μέσων..... | 18 |
| 2.2Δείκτες GWP και ODP..... | 18 |
| 2.3Κατηγοριοποίηση των οργανικών ρευστών..... | 19 |
| | |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3ο: Η διαχρονική πορεία και εναλλαγή των χρησιμοποιούμενων ψυκτικών με βάση την εκάστοτε ισχύουσα νομοθεσία..... | 24 |
| 3.1Η επιλογή των CFC και HCFC ως ψυκτικά μέσα..... | 24 |
| 3.2Από τα CFC's στα HFC's..... | 24 |
| 3.3Η αναβίωση των ψυκτικών: υδρογονάνθρακες, αμμωνία και CO ₂ | 27 |
| 3.4Ακόρεστοι υδροφθοράνθρακες (HFOs)..... | 28 |
| | |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4ο: Κριτήρια επιλογής οργανικών ρευστών για την εφαρμογή του ORC..... | 30 |
| 4.1Περιορισμοί οργανικού κύκλου Rankine..... | 30 |
| 4.2Περιορισμοί του ORC για την εφαρμογή του με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες..... | 30 |
| 4.3Πίνακας επιλογής οργανικών ρευστών..... | 31 |
| 4.4Τα οργανικά ρευστά που θα χρησιμοποιηθούν στην εφαρμογή μας..... | 32 |
| | |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5ο: Οργανικός κύκλος Rankine με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες | 35 |
| 5.1Εισαγωγή..... | 35 |
| 5.2Παραδοχές οργανικού κύκλου Rankine..... | 35 |
| 5.3Κλίση καμπύλης κορεσμού στη φάση ατμού..... | 38 |
| 5.4Η περίπτωση των ξηρών οργανικών ρευστών..... | 40 |
| 5.5Η περίπτωση των υγρών οργανικών ρευστών..... | 41 |
| 5.6Εναλλάκτες θερμότητας-η ανάλυση του Pinch Point..... | 42 |
| | |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6ο: Θερμοδυναμικά σημεία οργανικού κύκλου Rankine (ORC)..... | 44 |
| 6.1 Εισαγωγή..... | 44 |
| 6.2Αποτελέσματα των τεσσάρων επιλεχθέντων οργανικών ρευστών..... | 47 |
| 6.2.1Ο οργανικός κύκλος Rankine για το εργαζόμενο μέσο HFO-1234yf..... | 47 |
| 6.2.2 Ο οργανικός κύκλος Rankine για το εργαζόμενο μέσο HFO-1234zeE..... | 54 |

| | |
|---|-----|
| 6.2.3 Ο οργανικός κύκλος Rankine για το εργαζόμενο μέσο R152a..... | 60 |
| 6.2.4 Ο οργανικός κύκλος Rankine για το εργαζόμενο μέσο R290..... | 65 |
| 6.3 Σύγκριση των αποτελεσμάτων..... | 72 |
| 6.4 Υπολογισμοί για τη διαστασιολόγηση του συστήματος..... | 73 |
| | |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7ο: Ηλιακή γεωμετρία..... | 77 |
| 7.1 Υπολογισμός ολικής ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια..... | 77 |
| 7.1.1 Γεωγραφικό πλάτος και γωνία κλίσης του συλλέκτη..... | 77 |
| 7.1.2 Γωνιακή απόκλιση δ..... | 78 |
| 7.1.3 Φαινομενική ηλιακή ώρα (AST)..... | 80 |
| 7.1.4 Η εξίσωση του χρόνου (ET)..... | 80 |
| 7.1.5 Διόρθωση γεωγραφικού μήκους..... | 81 |
| 7.1.6 Η ωριαία γωνία του Ήλιου..... | 82 |
| 7.2 Ολική ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια..... | 82 |
| 7.2.1 Συντελεστής άμεσης ακτινοβολίας κεκλιμένης επιφάνειας..... | 82 |
| 7.2.2 Ισοτροπικό μοντέλο υπολογισμού της διάχυτης ηλιακής ακτινοβολίας..... | 82 |
| 7.2.3 Ανακλώμενη από το έδαφος ηλιακή ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια..... | 83 |
| 7.2.4 Διαδικασία υπολογισμού της συνολικής προσπίπτουσας ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια..... | 83 |
| 7.2.5 Επιλογή τιμής της ολικής προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια για τη διαστασιολόγηση του συστήματος..... | 83 |
| | |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8ο: Ηλιακά Θερμικά Συστήματα..... | 85 |
| 8.1 Εισαγωγή στα Ηλιακά Θερμικά Συστήματα..... | 85 |
| 8.2 Κατηγορίες Ηλιακών Συλλεκτών..... | 85 |
| 8.2.1 Συλλέκτες χωρίς κάλυμμα (πλαστικοί)..... | 86 |
| 8.2.2 Ηλιακοί συλλέκτες κενού..... | 86 |
| 8.2.3 Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες..... | 87 |
| 8.3 Απόδοση ηλιακών συλλεκτών..... | 89 |
| 8.3.1 Ενεργειακό κέρδος επίπεδου ηλιακού συλλέκτη..... | 89 |
| 8.3.2 Απαιτούμενη επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών..... | 90 |
| | |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9ο: Βασικά μέρη θερμοδυναμικού κύκλου..... | 91 |
| 9.1 Εναλλάκτες θερμότητας..... | 91 |
| 9.1.1 Εισαγωγή..... | 91 |
| 9.1.2 Είδη εναλλακτών θερμότητας..... | 91 |
| 9.1.3 Οι εναλλάκτες θερμότητας για το θερμοδυναμικό κύκλο της εφαρμογής..... | 94 |
| 9.1.3.1 Ο ατμοποιητής..... | 97 |
| 9.1.3.2 Ο συμπυκνωτής..... | 101 |
| 9.2 Αντλίες..... | 103 |
| 9.2.1 Εισαγωγή..... | 103 |
| 9.2.2 Ταξινόμηση αντλιών θετικής εκτοπίσεως..... | 104 |
| 9.2.3 Αντλίες διαφράγματος..... | 104 |
| 9.2.4 Η αντλία του ORC..... | 105 |
| 9.3 Εκτονωτής τύπου scroll..... | 109 |

| | |
|--|-----|
| 9.3.1 Εισαγωγή..... | 109 |
| 9.3.2 Παράμετροι επιλογής για τον εκτονωτή..... | 111 |
| 9.3.3 Η επιλογή του εκτονωτή τύπου scroll για την εφαρμογή μας..... | 112 |
| | |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 10ο: Οικονομικά στοιχεία και ανάλυση των βασικών παραμέτρων του οργανικού θερμοδυναμικού κύκλου Rankine..... | 114 |
| 10.1 Στοιχεία κόστους μηχανών εκτόνωσης..... | 114 |
| 10.2 Στοιχεία κόστους εναλλακτών θερμότητας..... | 116 |
| 10.3 Στοιχεία κόστους γεννητριών..... | 121 |
| 10.4 Στοιχεία κόστους αντλιών..... | 121 |
| 10.5 Συγκεντρωτικά αποτελέσματα..... | 123 |
| 10.6 Συνολικό κόστος εγκατάστασης για την εφαρμογή..... | 123 |
| | |
| ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ..... | 124 |
| Βιβλιογραφία-Παραπομπές..... | 162 |

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΕΙΚΟΝΩΝ

- Εικόνα 1: Σχηματική παράσταση των μορφών ενέργειας που μπορεί να εκμεταλλευτεί ένας οργανικός κύκλος Rankine
- Εικόνα 2: Σχηματική αναπαράσταση solar ORC για ηλεκτροπαραγωγή και αντίστροφη όσμωση για την παραγωγή φρέσκου νερού
- Εικόνα 3: Οργανικός κύκλος Rankine με εφαρμογή στη γεωθερμία
- Εικόνα 4: Απλός οργανικός κύκλος Rankine χωρίς υπερθέρμανση
- Εικόνα 5: Οργανικός κύκλος Rankine με υπερθέρμανση
- Εικόνα 6: Διάταξη μηχανών για τον κύκλο Rankine
- Εικόνα 7: Τιμές του δείκτη GWP για διάφορα ψυκτικά μέσα
- Εικόνα 8: Σύστημα κατάταξης "Radar"
- Εικόνα 9: Χαρακτηριστικά των κατηγοριών των ψυκτικών μέσων
- Εικόνα 10: Οι ρυθμίσεις που επιβάλλει το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ
- Εικόνα 11: Η δομή του R1234yf
- Εικόνα 12: Εφαρμογές των τεχνολογιών των ψυκτικών συστημάτων
- Εικόνα 13: Βαθμός απόδοσης της εκτόνωσης και του κύκλου σε συνάρτηση ενός πεδίου θερμοκρασιών συμπύκνωσης
- Εικόνα 14: Η καθαρή έξοδος ισχύος του ORC σε συνάρτηση με την ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη
- Εικόνα 15: Ισεντροπική και μη μεταβολή που συντελείται κατά τη μετάβαση του οργανικού ρευστού μέσω της αντλίας
- Εικόνα 16: Ισεντροπική και μη μεταβολή που συντελείται κατά τη μετάβαση του οργανικού ρευστού μέσω του εκτονωτή
- Εικόνα 17: Καμπύλη κορεσμού ξηρού οργανικού ρευστού
- Εικόνα 18: Καμπύλες κορεσμού ξηρού, ισεντροπικού και υγρού οργανικού ρευστού
- Εικόνα 19: Καμπύλες κορεσμού πεντάνιου(ξηρού), νερού(υγρού) και του R245fa(ισεντροπικού)
- Εικόνα 20: Καμπύλη κορεσμού του R-1234yf
- Εικόνα 21: Καμπύλη κορεσμού του R-1234zeE
- Εικόνα 22: Καμπύλη κορεσμού για την περίπτωση των υγρών οργανικών ρευστών
- Εικόνα 23: Απεικόνιση της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ θερμού και ψυχρού ρεύματος του εναλλάκτη
- Εικόνα 24: Αντλία διαφράγματος για την ανύψωση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου
- Εικόνα 25: Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας (ατμοποιητής)
- Εικόνα 26: Συμπιεστής scroll τον οποίο χρησιμοποιούμε ανάστροφα για εκτόνωση
- Εικόνα 27: Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας (συμπυκνωτής)
- Εικόνα 28: Καμπάνα κορεσμού του HFO-1234yf μαζί με το βέλτιστο κύκλο
- Εικόνα 29: Διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για τον κύκλο του HFO-1234yf
- Εικόνα 30: Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC σε όλο το εύρος των επαναλήψεων που πραγματοποιήθηκαν
- Εικόνα 31: Θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου στο εύρος των πιέσεων λειτουργίας που επιλέχθηκε
- Εικόνα 32: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την πίεση λειτουργίας και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του HFO-1234yf

Εικόνα 33: Καμπάνα κορεσμού του HFO-1234zeE μαζί με το βέλτιστο κύκλο

Εικόνα 34: Διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για τον κύκλο του HFO-1234zeE

Εικόνα 35: Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC σε όλο το εύρος των επαναλήψεων που πραγματοποιήθηκαν

Εικόνα 36: Θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου στο εύρος των πιέσεων λειτουργίας που επιλέχθηκε

Εικόνα 37: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την πίεση λειτουργίας και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του HFO-1234zeE

Εικόνα 38: Καμπάνα κορεσμού του HFC-152a μαζί με το βέλτιστο κύκλο

Εικόνα 39: Διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για τον κύκλο του HFC-152a

Εικόνα 40: Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC σε όλο το εύρος των επαναλήψεων που πραγματοποιήθηκαν

Εικόνα 41: Θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου στο εύρος των πιέσεων λειτουργίας που επιλέχθηκε

Εικόνα 42: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την πίεση λειτουργίας και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του HFC-152a

Εικόνα 43: Καμπάνα κορεσμού του HC-290 μαζί με το βέλτιστο κύκλο

Εικόνα 44: Διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για τον κύκλο του HC-290

Εικόνα 45: Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC σε όλο το εύρος των επαναλήψεων που πραγματοποιήθηκαν

Εικόνα 46: Θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου στο εύρος των πιέσεων λειτουργίας που επιλέχθηκε

Εικόνα 47: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την πίεση λειτουργίας και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του HC-290

Εικόνα 48: Γεωγραφικό πλάτος (για την Αθήνα $\phi=37.97^\circ$)

Εικόνα 49: Κλίση τοποθέτησης επίπεδου ηλιακού συλλέκτη ($\beta=\phi$ για ετήσια λειτουργία του συστήματος)

Εικόνα 50: Ορισμός του γεωγραφικού πλάτους, της γωνιακής απόκλισης και της ωριαίας γωνίας του ήλιου

Εικόνα 51: Διάγραμμα της εξίσωσης του χρόνου για ένα έτος

Εικόνα 52: Συλλέκτες χωρίς κάλυμμα

Εικόνα 53: Ηλιακοί συλλέκτες κενού

Εικόνα 54: Επίπεδοι συλλέκτες

Εικόνα 55: Απορροφητής με στρώμα επιλεκτικής βαφής

Εικόνα 56: Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης

Εικόνα 57: Εναλλάκτης κελύφους μικτής ροής

Εικόνα 58: Σχηματική απεικόνιση πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας με πλάκες πλαισίου, παρουσιάζονται και οι διαδρομές των ρευστών

Εικόνα 59: Συμπαγής εναλλάκτης ατμού-αέρα που χρησιμοποιείται για την ανάκτηση θερμότητας σε μονάδες παραγωγής ατμού

Εικόνα 60: Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας της εταιρείας Alfa Laval

Εικόνα 61: Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας ενός περάσματος

Εικόνα 62: Δισδιάστατη σχεδίαση πλάκας ατμοποιητή

Εικόνα 63: Τρισδιάστατη απεικόνιση των πλακών του εναλλάκτη

Εικόνα 64: Τρισδιάστατη απεικόνιση κελύφους του ατμοποιητή

Εικόνα 65: Οι πλάκες του πλακοειδή εναλλάκτη με το σωλήνα του ενός ρευστού

Εικόνα 66: Το εσωτερικό πλακοειδή εναλλάκτη ενός περάσματος

Εικόνα 67: Δισδιάστατη σχεδίαση πλάκας συμπτυκνωτή

Εικόνα 68: Αντλία διαφράγματος Hydra Cell

Εικόνα 69: Κατασκευαστικά σχέδια αντλίας Hydra Cell σειρά D/G-03
Εικόνα 70: Όψη αντλίας διαφράγματος της Hydra Cell
Εικόνα 71: Σχέδιο βάσης της αντλίας
Εικόνα 72: Τρισδιάστατη απεικόνιση αντλίας διαφράγματος
Εικόνα 73: Χάρτης της ταχύτητας περιστροφής του εκτονωτή τύπου scroll σε συνάρτηση με τη μετατόπιση και την πίεση εξάτμισης
Εικόνα 74: Εσωτερική διαμόρφωση εκτονωτή scroll
Εικόνα 75: Τρισδιάστατη απεικόνιση του εκτονωτή scroll μέσω του σχεδιαστικού προγράμματος SolidWorks
Εικόνα 76 : Βασικές διαστάσεις για τον ατμοποιητή CBH16 της Alfa Laval
Εικόνα 77 : Βασικές διαστάσεις για τον συμπυκνωτή CBH110 της Alfa Laval

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

- Πίνακας 1 : Αντιστοιχία μεταξύ κατηγοριών ασφάλειας και κατάταξης SR
- Πίνακας 2:Κατηγοριοποίηση με κριτήρια τοξικότητας και ευφλεκτότητας
- Πίνακας 3:Κατηγοριοποίηση των οργανικών ρευστών με βάση τα παραπάνω κριτήρια
- Πίνακας 4:Χρονοδιάγραμμα μείωσης της παραγωγής και εμπορίας των HCFC's σύμφωνα με το άρθρο 5 του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ
- Πίνακας 5:Τομείς εφαρμογής των CFC's
- Πίνακας 6:Τομείς εφαρμογής των HCFC's
- Πίνακας 7:Κύρια HFC's που αντικατέστησαν HCFC's και CFC's
- Πίνακας 8:Οργανικά ρευστά για τον ηλιακό οργανικό κύκλο Rankine
- Πίνακας 9:Πληροφορίες και ιδιότητες του οργανικού ρευστού HFO-1234yf
- Πίνακας 10:Θερμοκρασίες στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234yf
- Πίνακας 11:Τιμές της εντροπίας στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234yf
- Πίνακας 12: Πιέσεις στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234yf
- Πίνακας 13: Αποτελέσματα για το οργανικό ρευστό HFO-1234yf
- Πίνακας 14:Πληροφορίες και ιδιότητες του οργανικού ρευστού HFO-1234zeE
- Πίνακας 15:Θερμοκρασίες στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234zeE
- Πίνακας 16:Τιμές της εντροπίας στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234zeE
- Πίνακας 17: Πιέσεις στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234zeE
- Πίνακας 18: Αποτελέσματα για το οργανικό ρευστό HFO-1234zeE
- Πίνακας 19: Πληροφορίες και ιδιότητες του οργανικού ρευστού HFC-152a
- Πίνακας 20:Θερμοκρασίες στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFC-152a
- Πίνακας 21:Τιμές της εντροπίας στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFC-152a
- Πίνακας 22: Πιέσεις στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFC-152a
- Πίνακας 23: Αποτελέσματα για το οργανικό ρευστό HFC-152a
- Πίνακας 24:Πληροφορίες και ιδιότητες του οργανικού ρευστού HC-290
- Πίνακας 25:Θερμοκρασίες στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HC-290
- Πίνακας 26:Τιμές της εντροπίας στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HC-290
- Πίνακας 27: Πιέσεις στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HC-290
- Πίνακας 28: Αποτελέσματα για το οργανικό ρευστό HC-290
- Πίνακας 29:Συγκεντρωτικά αποτελέσματα για τα οργανικά ρευστά που χρησιμοποιήθηκαν στη βελτιστοποίηση
- Πίνακας 30:Υπολογισμοί για τον ατμοποιητή και το συμπυκνωτή
- Πίνακας 31:Τιμές μέσης ημέρας κάθε μήνα, μέσης ημέρας του έτους και ηλιακής απόκλισης
- Πίνακας 32: Αποτελέσματα υπολογισμών ηλιακής γεωμετρίας

Πίνακας 33: Τιμές των γινομένων $FR^*(\tau^*a)_n$ και FR^*UL για διάφορους τύπους ηλιακών συλλεκτών

Πίνακας 34: Αποτελέσματα υπολογισμών για την απαιτούμενη επιφάνεια των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών

Πίνακας 35: Πυκνότητα επιφάνειας για τους διάφορους τύπους εναλλακτών θερμότητας

Πίνακας 36: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των δύο ρευμάτων του ατμοποιητή

Πίνακας 37: Χαρακτηριστικά μοντέλου CBH16 της Alfa Laval

Πίνακας 38: Κύρια χαρακτηριστικά στοιχεία των δύο ρευμάτων του συμπυκνωτή

Πίνακας 39: Τεχνικά χαρακτηριστικά μοντέλου CBH110

Πίνακας 40: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά οργανικού ρευστού R1234ze(E) στην είσοδο και έξοδο της αντλίας

Πίνακας 41: Μοντέλα αντλιών της Hydra Cell, σειρά D/G-03

Πίνακας 42: Χαρακτηριστικά στοιχεία εκτονωτή

Πίνακας 43: Χαρακτηριστικά εκτονωτών τύπου scroll της σειράς TRSA

Πίνακας 44: Τύποι μηχανών εκτόνωσης των εργαζόμενων μέσων και εξισώσεις υπολογισμού του κόστους τους

Πίνακας 45: Τύποι εναλλακτών θερμότητας και οι εξισώσεις υπολογισμού του κόστους τους

Πίνακας 46: Τύποι γεννητριών και οι εξισώσεις υπολογισμού του κόστους τους

Πίνακας 47: Τύποι αντλιών και οι εξισώσεις υπολογισμού του κόστους τους

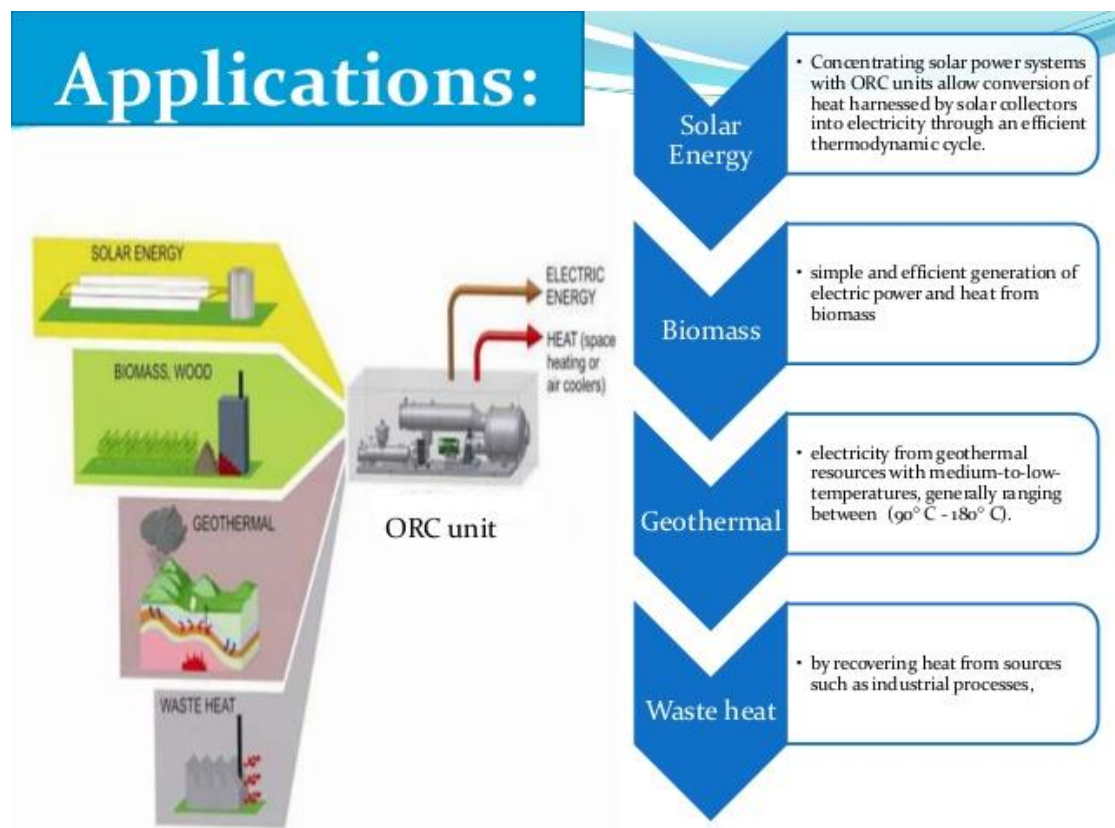
Πίνακας 48: Συγκεντρωτικά στοιχεία κόστους των βασικών παραμέτρων του ORC

Πίνακας 49: Κόστος του παραγόμενου kW για την εγκατάσταση

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο: Συστήματα ORC

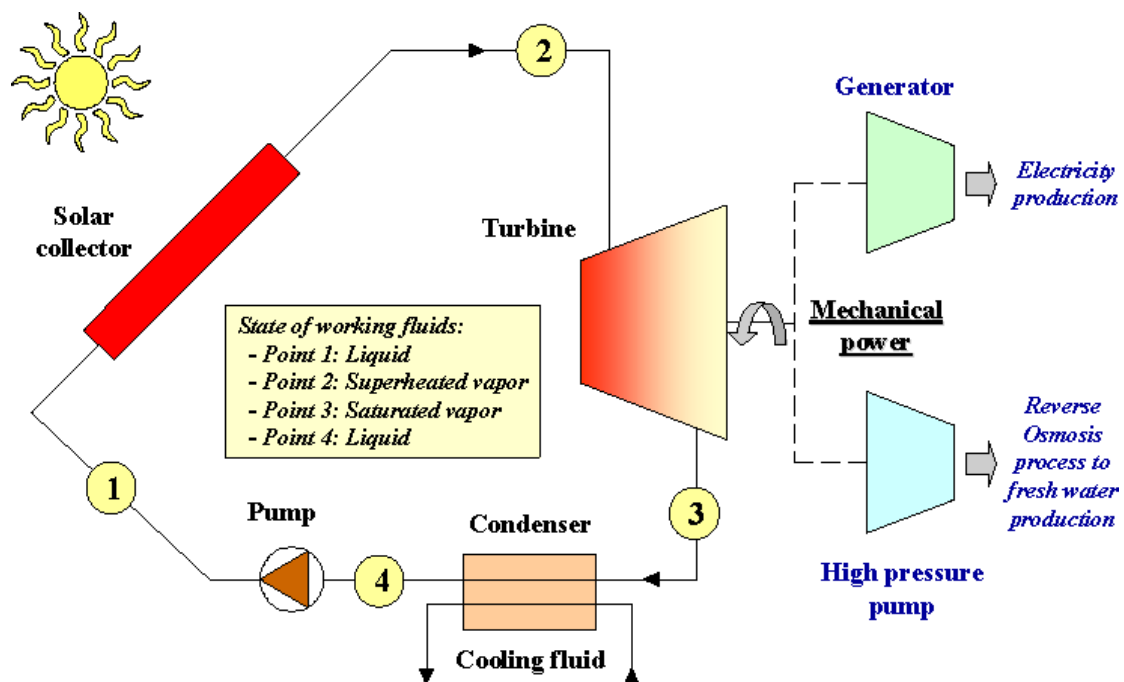
1.1 Εισαγωγή

Σε σχέση με τον κύκλο νερού-ατμού η διαφοροποίηση έγκειται στο ότι πλέον το εργαζόμενο μέσο αντί για νερό-ατμός είναι κάποιο οργανικό ρευστό. Βασικό πλεονέκτημα αυτής της τεχνολογίας είναι η δυνατότητα εκμετάλλευσης πηγών θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας αξιοποιώντας τα χαμηλά σημεία βρασμού των χρησιμοποιούμενων οργανικών ρευστών. Συνηθέστερα ο ORC, Organic Rankine Cycle, χρησιμοποιείται σε εφαρμογές μικρής κλίμακας, όπως δηλαδή ισχύει και στην προκειμένη περίπτωση. Σε αυτή την περίπτωση η ενέργεια που παρέχεται στον κύκλο του οργανικού ρευστού είναι η ηλιακή ενέργεια, μια μορφή ΑΠΕ δηλαδή, αλλά ο ORC βρίσκει εφαρμογή και σε περιπτώσεις εκμετάλλευσης και άλλων μορφών ενέργειας, όπως βιόμαζας, γεωθερμίας αλλά και της ενέργειας των καυσαερίων. Η τελευταία περίπτωση είναι πιο συνηθισμένη σε μεγαλύτερης κλίμακας εφαρμογές που καλύπτουν μεγαλύτερες ενεργειακές απαιτήσεις. Στο σχήμα που ακολουθεί φαίνονται παραστατικά οι διαφορετικές μορφές ενέργειας εισόδου για ένα σύστημα ORC.

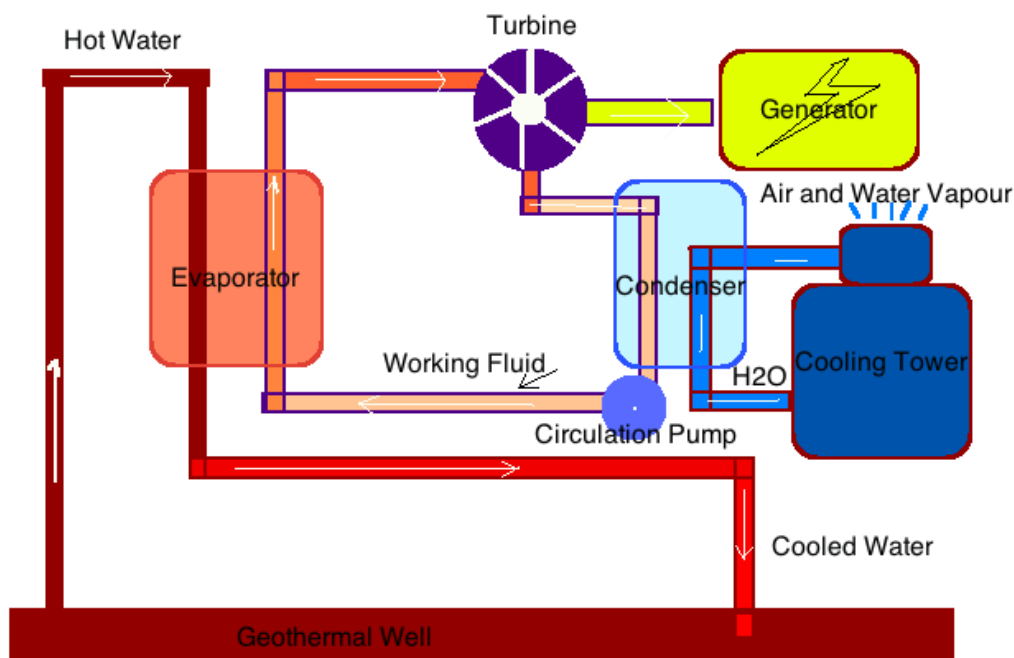


Εικόνα 1: Σχηματική παράσταση των μορφών ενέργειας που μπορεί να εκμεταλλευτεί ένας οργανικός κύκλος Rankine [24]

-Το "κύκλωμα" του ORC χαρακτηρίζεται από ευελιξία, γιατί πέρα από το γεγονός ότι μπορεί να προσαρτηθεί σε υπάρχοντα συστήματα για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, μπορεί επιπλέον να εκμεταλλευτεί την παραγόμενη ενέργεια εξόδου του με άλλη μορφή. Δηλαδή υπάρχουν εφαρμογές που δε μας ενδιαφέρει μόνο το ηλεκτρικό ενεργειακό output να εκμεταλλευτούμε, αλλά εκμεταλλευόμαστε και ένα μέρος της ενέργειας εξόδου με τη μορφή της μηχανικής ενέργειας. Στην παρακάτω εικόνα παρατηρούμε μία τέτοια περίπτωση, όπου εκτός από την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας μέσω της γεννήτριας, εκμεταλλευόμαστε τη μηχανική ενέργεια στην άτρακτο του εκτονωτή, χρησιμοποιώντας την για τη λειτουργία αντλίας υψηλής πίεσης που έχει σα σκοπό την επίτευξη αντίστροφης όσμωσης. Άρα βλέπουμε πως η μηχανική ενέργεια της ατράκτου εξόδου του εκτονωτή, αξιοποιείται ένας μέρος της για να κινήσει το δρομέα μιας γεννήτριας και ένα άλλο μέρος της για να περιστρέψει την άτρακτο αντλίας υψηλής πίεσης για την παραγωγή φρέσκου νερού.[1]



Εικόνα 2: Σχηματική αναπαράσταση solar ORC για ηλεκτροπαραγωγή και αντίστροφη όσμωση για την παραγωγή φρέσκου νερού[24]



Organic Rankine Cycle of a Geothermal Binary Power Plant

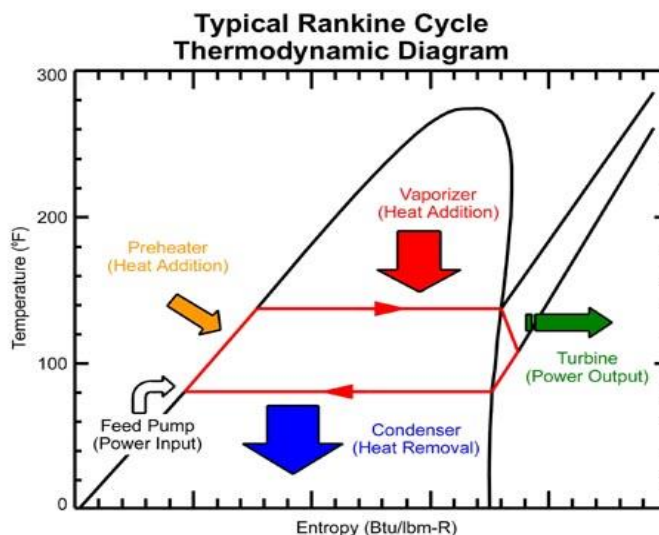
Εικόνα 3: Οργανικός κύκλος Rankine με εφαρμογή στη γεωθερμία[24]

-Ένα σύστημα οργανικού κύκλου Rankine παρέχει ευελιξία γιατί μπορεί να προσαρτηθεί σε υπάρχοντα συστήματα, ενώ σε σύγκριση με τα φωτοβολταϊκά έχει το συγκριτικό πλεονέκτημα της δυνατότητας αποθήκευσης ενέργειας. Τα φωτοβολταϊκά συστήματα μετατρέπουν άμεσα την ηλιακή σε ηλεκτρική ενέργεια, ενώ στα συστήματα ORC η μετατροπή της ενέργειας σε ηλεκτρική γίνεται μέσω της θερμικής ενέργειας, η οποία μπορεί να αποθηκευτεί και να χρησιμοποιηθεί όποτε χρειαστεί για να καλύψει τα φορτία που ακολουθεί.

1.2 Ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC)

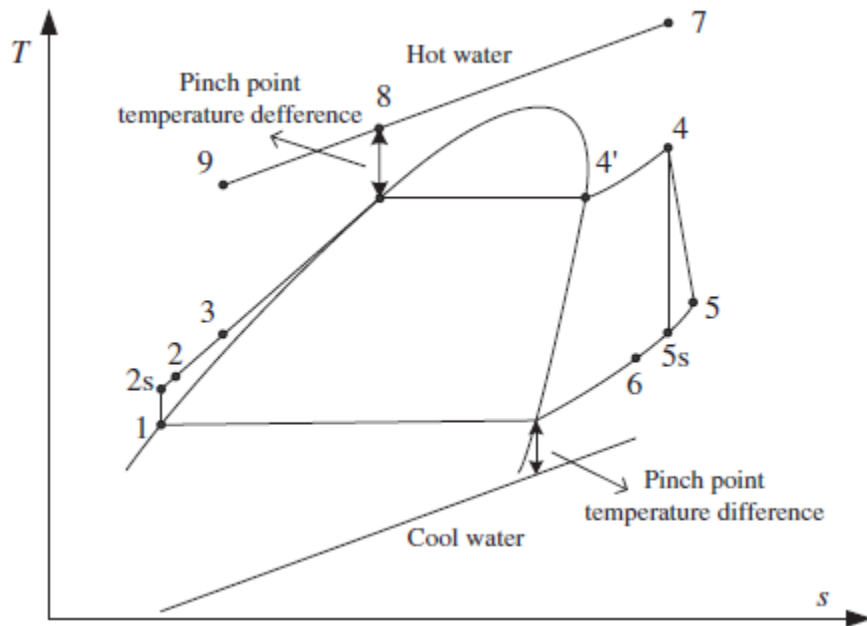
Ο οργανικός κύκλος Rankine στην απλή του μορφή είναι όμοιος με τον κύκλο νερού-ατμού. Τα κύρια στοιχεία που αποτελούν μια εγκατάσταση ORC είναι παρόμοια με μιας συμβατικής ατμοηλεκτρικής εγκατάστασης. Συγκεκριμένα το εργαζόμενο μέσο (οργανικό ρευστό), περνάει αρχικά μέσα από αντλία, η οποία καθορίζει την πίεση λειτουργίας του κύκλου και στη συνέχεια εισέρχεται στον ατμοποιητή, σε εναλλάκτη θερμότητας όπου ο κύκλος δέχεται την ενέργεια που θέλουμε να εκμεταλλευτούμε ανεξάρτητα από την πηγή από την οποία προέρχεται. Στη συνέχεια ακολουθεί η εκτόνωση. Η εκτόνωση του οργανικού ρευστού πραγματοποιείται σε στρόβιλο για εφαρμογές μεσαίας και μεγάλης κλίμακας. Σε εφαρμογές μικρής κλίμακας όπως είναι

η διάταξη της εν λόγω διπλωματικής εργασίας, η εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου πραγματοποιείται σε μηχανή θετικής μετατόπισης, γνωστή και ως scroll expander. Ακολούθως ο εκτονωτής έχοντας μηχανική ενέργεια στην άτρακτό του, διοχετεύει την ενέργεια αυτή είτε στο δρομέα της γεννήτριας προς την ηλεκτροπαραγωγή, είτε αξιοποιεί τη μηχανική ενέργεια σε κάποια άλλη εφαρμογή όπως αναφέρθηκε παραπάνω. Τέλος ο συμπυκνωτής επαναφέρει το οργανικό ρευστό στην αρχική του κατάσταση έτοιμο να εισέλθει στην αντλία.

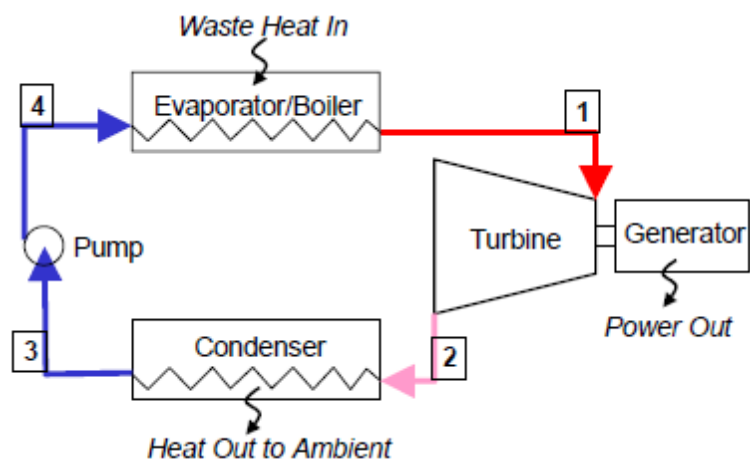


Εικόνα 4: Απλός οργανικός κύκλος Rankine χωρίς υπερθέρμανση[24]

-Σε ό,τι αφορά στην πολυπλοκότητα του συστήματος ORC, είναι πιο απλό από αντίστοιχο σύστημα νερού-ατμού, γιατί δεν υπάρχει η ανάγκη ύπαρξης τυμπάνου σε σύνδεση με το λέβητα. Αντί αυτό αρκεί ένας εναλλάκτης θερμότητας, ο ατμοποιητής για να πραγματοποιήσει τα στάδια της θέρμανσης του εργαζόμενου μέσου. Τα στάδια θέρμανσης του οργανικού μέσου μπορεί να είναι δύο και όχι απαραίτητα τρία, καθώς δεν απαιτείται σε κάθε περίπτωση η υπερθέρμανσή του.



Εικόνα 5: Οργανικός κύκλος Rankine με υπερθέρμανση[2]



Εικόνα 6: Διάταξη μηχανών για τον κύκλο Rankine[24]

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο: Κατηγοριοποίηση οργανικών ρευστών και τα κριτήρια επιλογής τους

2.1 Κατηγορίες των ψυκτικών-εργαζόμενων μέσων

- **CFC** : Chloro-Fluoro-Carbons, είναι ψυκτικά που προέρχονται από μεθάνιο ή αιθάνιο, όπου όλα τα άτομα υδρογόνου αντικαθιστούνται από άτομα χλωρίου ή φθορίου.
- **HCFC** : Hydro-Chloro-Fluoro-Carbons, είναι τα ψυκτικά που προέρχονται από μεθάνιο ή αιθάνιο, αλλά η αντικατάσταση των ατόμων υδρογόνου από αντίστοιχα άτομα χλωρίου ή φθορίου είναι μερική και όχι ολική όπως στην περίπτωση των CFC.
- **HFC** : Hydro-Chloro-Carbons, είναι τα ψυκτικά που προέρχονται από μεθάνιο ή αιθάνιο, όπου η αντικατάσταση των ατόμων υδρογόνου από άτομα φθορίου είναι μερική.
- **HCFO** : Hydro-Chloro-Fluoro-Olefins, είναι τα ψυκτικά που προέρχονται από το πολυπροπυλένιο, όπου η αντικατάσταση των ατόμων υδρογόνου από άτομα χλωρίου ή φθορίου είναι ημιτελής. Ο διπλός δεσμός του αιθυλαινίου εξασθενεί αυτό το ψυκτικό στην ατμόσφαιρα, όπου αποσυντίθεται από το υδροξύλιο.
- **HFO** : Hydro-Fluoro-Olefins, είναι τα ψυκτικά που προέρχονται από το πολυπροπυλένιο, όπου η αντικατάσταση των ατόμων υδρογόνου από άτομα φθορίου είναι ημιτελής. Ο διπλός δεσμός του αιθυλαινίου εξασθενεί αυτό το ψυκτικό στην ατμόσφαιρα, όπου αποσυντίθεται από το υδροξύλιο. [10]

2.2 Δείκτες GWP και ODP

Δύο πολύ σημαντικοί δείκτες των οργανικών-ψυκτικών μέσων που τα χαρακτηρίζουν σε σχέση με τις επιπτώσεις τους στο περιβάλλον είναι ο GWP και ο ODP.

- ❖ **GWP** : Global Warming Potential, το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) αποτελεί το μόριο αναφοράς του οποίου ο δείκτης GWP είναι ίσος με τη μονάδα (1), ακόμα και αν η ενοποίηση του ορίζοντα λαμβάνει υπόψη τη διάρκεια ζωής του στην ατμόσφαιρα. Ο δείκτης GWP των άλλων μορίων είναι μία αναλογία προς το δείκτη GWP του CO₂ που λαμβάνει υπόψη την ατμοσφαιρική διάρκεια ζωής του προϊόντος και την ικανότητα απορρόφησής του στο υπέρυθρο φάσμα της ατμόσφαιρας.

- ❖ **ODP** : Ozone Depleting Potential. Ο δείκτης ODP είναι ο λόγος της απορρόφησης του όζοντος από το μόριο προς την αντίστοιχη του ψυκτικού CFC-11. Αυτές οι μετρήσεις στην ατμόσφαιρα έγιναν το έτος 1950. Εξ ορισμού ο δείκτης ODP του CFC-11 είναι 1. Η κλίμακα είναι επομένως η ικανότητα του κάθε μορίου να καταστρέψει μια ποσότητα από μόρια όζοντος, μεγαλύτερη ή μικρότερη από την αντίστοιχη ικανότητα του CFC-11.[7]

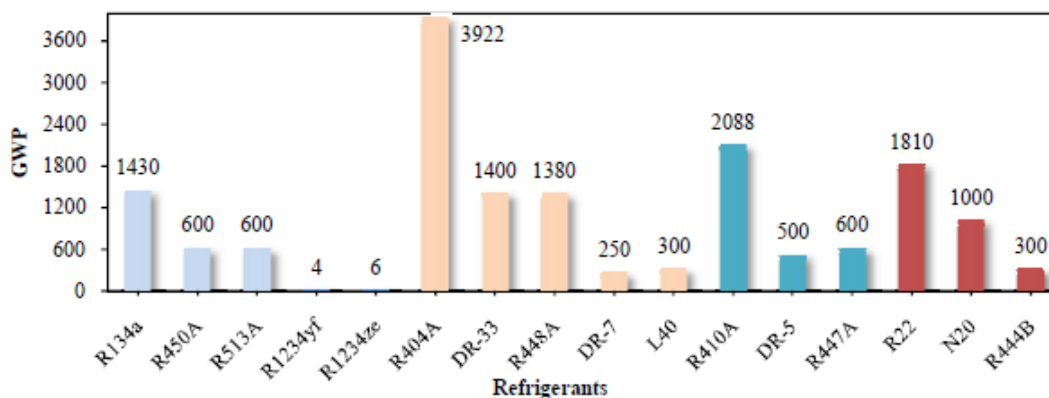
2.3 Κατηγοριοποίηση των οργανικών ρευστών

Ένα πολύ καθοριστικό βήμα για την κάθε εφαρμογή του ORC είναι και η εκλογή του κατάλληλου οργανικού ρευστού. Είναι πολύ σημαντικό να πληρούνται τα παρακάτω βασικά κριτήρια.[10]

- (1).EI (Environmental Impact)
- (2).EC (Energy Consumption)
- (3).SR (Safety Risks)
- (4).CO (Cost of the Option, maintenance not included)
- (5).AV (Availability)
- (6).VC (Volumetric Capacity),[kJ/m³]

(1).Ο δείκτης GWP (Global Warming Potential) χρησιμοποιείται για να συγκρίνει την επίδραση στο περιβάλλον από την αντικατάσταση ενός ψυκτικού μέσου με μια ισοδύναμη κατηγορία ψυκτικών μέσων. Εξετάζοντας την εισαγωγή των συστημάτων έμμεσης εκτόνωσης, η μείωση της κατηγοριοποίησης αυτής συνδέεται με το αν λάβουμε υπόψη το δείκτη GWP στην EI κατάταξη. Οι δείκτες GWP κατηγοριοποιούνται με την ακόλουθη συμβατική ονοματολογία:

- 1=πολύ χαμηλό(<10)
- 2=χαμηλό(<150)
- 3=μεσαίο(<750)
- 4=υψηλό(>750)
- 5=πολύ υψηλό(>1500)
- 6=υπερβολικά υψηλό(>2500)



Εικόνα 7: Τιμές του δείκτη GWP για διάφορα ψυκτικά μέσα[8]

(2). Αυτό το κριτήριο εκτιμάται στη βάση των αντίστοιχων μαθημάτων που έχουν διδαχθεί και των διαθέσιμων αποτελεσμάτων που υπάρχουν στη βιβλιογραφία. Όμως, σε αρκετές περιπτώσεις, συγκρίσεις από διαφορετικές εγκαταστάσεις απουσιάζουν, επειδή όλες οι συνθήκες δεν είναι ισοδύναμες. Αυτό ισχύει για παράδειγμα στην περίπτωση της μαζικής ψύξης, όπου είναι συχνά δύσκολο να ληφθούν συγκριτικά αποτελέσματα των δοκιμών που πραγματοποιήθηκαν στο εργαστήριο. Γι αυτό το λόγο το κριτήριο εκτιμάται από την κατηγοριοποίηση των ποικίλων διαθέσιμων εναλλακτικών λύσεων και από την τεχνική που χρησιμοποιείται ευρέως και λαμβάνεται ως αναφορά. Αυτή η κατάταξη αναλύεται στην κλίμακα μεταξύ 0 και 6, από τη λιγότερο ενεργοβόρα λύση προς την περισσότερο ενεργοβόρα, άρα προς τη χειρότερη κατάσταση από άποψη ενεργειακής κατανάλωσης.

(3). Το κριτήριο αυτό βασίζεται στην ταξινόμηση των προτύπων ASHRAE 34 και EN 378 και με την ενσωμάτωση των νέων κατηγοριών κινδύνου, οι οποίες είναι επί του παρόντος υπό συζήτηση στο πλαίσιο της τυποποίησης ad hoc groups. Το ρίσκο ως προς την ασφάλεια εκτιμάται με βάση την αναφλεξιμότητα και την τοξικότητα. Για μια δεδομένη εφαρμογή, τα πρότυπα EN 378 και ASHRAE 15 καθορίζουν τα κριτήρια της αποδοχής ή αντίστοιχα της απόρριψης για κάθε ψυκτικό μέσο για μια δεδομένη εφαρμογή και για μια δεδομένη κατηγορία ψυκτικών μέσων. Εάν τα ισχύοντα πρότυπα συνεπάγονται απόρριψη της λύσης, το γεγονός αυτό αναφέρεται στα εμπόδια που σχετίζονται με την επέκταση των ψυκτικών μέσων που έχουμε λάβει υπόψη. Αυτή η ταξινόμηση παρουσιάζεται από δύο αλφαριθμητικούς χαρακτήρες, για παράδειγμα A2, όπου το κεφαλαίο γράμμα αντιστοιχεί στην τοξικότητα και ο αριθμός στην αναφλεξιμότητα.

i. Ταξινόμηση με κριτήριο την τοξικότητα

- η κατηγορία A για την οποία δεν υπάρχει απόδειξη της τοξικότητας των ψυκτικών για συγκεντρώσεις μικρότερες ή ίσες με 400 ppm
- η κατηγορία B για την οποία υπάρχουν αποδείξεις τοξικότητας για συγκεντρώσεις κάτω από 400 ppm

ii. **Ταξινόμηση με κριτήριο την αναφλεξιμότητα-ευφλεκτότητα**

- Κατηγορία 1: Το ψυκτικό δεν επιτρέπει τη διάδοση φλόγας στον αέρα σε θερμοκρασία 21°C και πίεση 101 kPa;
- Κατηγορία 2: Το ψυκτικό έχει ένα κατώτερο όριο αναφλεξιμότητας μεγαλύτερο από 0.10 kg/m³ σε θερμοκρασία 21°C και πίεση 101 kPa και μία θερμότητα καύσης χαμηλότερη από 19 kJ/kg.
- Κατηγορία 3: Το ψυκτικό πολύ εύφλεκτο με ένα χαμηλότερο όριο αναφλεξιμότητας κατώτερο ή ίσο του από 0.10 kg/m³ σε θερμοκρασία 21°C και πίεση 101 kPa ή μία θερμότητα καύσης μεγαλύτερη ή ίση με 19 kJ/kg.

| <i>Standard Class</i> | <i>Criterion Value</i> |
|-----------------------------------|------------------------|
| <i>0 = Class A1</i> | <i>0</i> |
| <i>A2L (class under creation)</i> | <i>2</i> |
| <i>A2 and B2</i> | <i>4</i> |
| <i>A3 and B3</i> | <i>6</i> |

Πίνακας 1 : Αντιστοιχία μεταξύ κατηγοριών ασφάλειας και κατάταξης SR[9]

| | | SAFETY GROUP | |
|---|-------------------------|---------------------|--------------------|
| F I N C R E A S I N G | Higher Flammability | A3 | B3 |
| | Lower Flammability | A2 A2L* | B2 B2L* |
| | No Flame Propagation | A1 | B1 |
| | | Lower Toxicity | Higher Toxicity |
| | | INCREASING TOXICITY | |

Πίνακας 2:Κατηγοριοποίηση με κριτήρια τοξικότητας και ευφλεκτότητας[10]

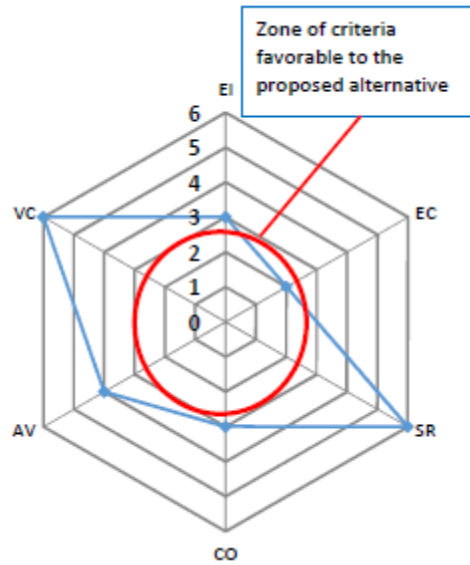
(4).Το κόστος εκτιμάται σε σχέση με αντικειμενικά κριτήρια, όπως είναι η φύση του υλικού που χρησιμοποιείται στο σχεδιασμό του εξοπλισμού ψύξης ή τα συστήματα ασφαλείας που απαιτούνται για παράδειγμα στην περίπτωση της χρήσης ενός εύφλεκτου ψυκτικού μέσου από τη συγκεκριμένη εφαρμογή. Τα κόστη συντήρησης ή τα αντίστοιχα κόστη της απόσβεσης δε λαμβάνονται υπόψη από τον εν λόγω δείκτη. Το κριτήριο αυτό αξιολογείται από τα κόστη των διαφορετικών διαθέσιμων εναλλακτικών λύσεων σε ψυκτικά μέσα και η τεχνική που χρησιμοποιείται ως αναφορά του υπό μελέτη συστήματος προέρχεται από τις γνώμες των εμπειρογνώμων. Αυτή η κατάταξη στη συνέχεια αναλύεται στην κλίμακα από το 0 μέχρι το 6. Αυτό μόνο μπορεί να αλλάξει στην περίπτωση που μελετήσουμε εφαρμογή σε βιομηχανική κλίμακα.

(5).Η διαθεσιμότητα εκτιμάται μεταξύ του 0 και του 6. Στην κλίμακα το 0 αναφέρεται σε βιομηχανική κλίμακα ενώ το 6 αντίστοιχα σε εργαστηριακή μελέτη. Μία ενδιάμεση κατάταξη αξιολογεί την ύπαρξη της υλοποίησης αυτής της εναλλακτικής για δοκιμές πεδίου. Δοκιμή πεδίου σημαίνει το να έχεις εξοπλισμό για πλήρη λειτουργία, υποκαθιστώντας μία λύση αναφοράς με κανονική χρήση και μέσα σε έναν αντιπροσωπευτικό χρόνο λειτουργίας της υπό εξέταση εγκατάστασης.

(6).Αυτός είναι ο λόγος της ικανότητας ψύξης ή της ικανότητας θέρμανσης στην περίπτωση μιας αντλίας θερμότητας, μετρούμενη σε kJ/s προς τη μετατόπιση ή αλλιώς εκτόπιση 1 m³/s του όγκου συμπίεσης. Αυτή η ογκομετρική χωρητικότητα χαρακτηρίζει ένα ψυκτικό για ορισμένες θερμοκρασίες συμπύκνωσης και εξάτμισης. Η υψηλότερη ογκομετρική χωρητικότητα οδηγεί στο μικρότερο μέγεθος συμπιεστή για πανομοιότυπη ταχύτητα περιστροφής.

| <i>Criteria</i> | <i>Code</i> | <i>Values</i> | | | | | |
|----------------------|-------------|-------------------|---------------|-----------------------|----------------|----------------------|---------------------------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| - | - | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| GWP | EI | <10 (very low) | <150 (low) | <750 (medium) | >750 (high) | >1500 (very high) | >2500 (extremely high) |
| Energy Consumption | EC | Low | | Medium | | High | |
| Safety Risk | SR | A1 | A2L | | A2/B2 | | A3/B3 |
| Cost of the solution | CO | Low | | Medium | | High | |
| Availability | AV | Industrialized | | Prototype(field test) | | Laboratory | |
| Volumetric capacity | VC | Sufficient | | Medium | | Insufficient | |

Πίνακας 3:Κατηγοριοποίηση των οργανικών ρευστών με βάση τα παραπάνω κριτήρια[11]



Εικόνα 8: Σύστημα κατάταξης "Radar" [10]

| Comparison of Alternatives | | | | | |
|----------------------------|------|-----|---------|-----------------|-------------|
| Refrigerant | HFCs | HCs | Ammonia | CO ₂ | Low GWP FCs |
| GWP | ✘✘ | ✓ | ✓✓ | ✓✓ | ✓ |
| Toxicity | ✓✓ | ✓✓ | ✘✘ | ✓ | ✓✓ |
| Flammability | ✓✓ | ✘✘ | ✘ | ✓✓ | ? ✘ |
| Efficiency | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |
| Materials | ✓ | ✓ | ✘ | ✓ | ✓ |
| Pressure | ✓ | ✓ | ✓ | ✘✘ | ✓ |
| Cost | ✓ | ✓✓ | ✓✓ | ✓✓ | ? |
| Availability | ✓✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✘✘ |
| Familiarity | ✓✓ | ✓ | ✓ | ✘ | ✘ |

Very poor ✘✘ Poor ✘ Good ✓ Very Good ✓✓

F Gas Stakeholder Group, 14th October 2009 Slide 6

Εικόνα 9: Χαρακτηριστικά των κατηγοριών των ψυκτικών μέσων [11]

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο: Η διαχρονική πορεία και εναλλαγή των χρησιμοποιούμενων ψυκτικών με βάση την εκάστοτε ισχύουσα νομοθεσία

3.1 Η επιλογή των CFC και HCFC ως ψυκτικά μέσα

- Το CFC-12 εφευρέθηκε το 1930 από το Midgley για να αντικαταστήσει το προπάνιο και το διοξείδιο του θείου (SO₂) στον τομέα των οικιακών ψυγείων, προκειμένου να είναι διαθέσιμο σε αυτές τις περιπτώσεις ένα ψυκτικό που δεν είναι ούτε εύφλεκτο, ούτε τοξικό. Αυτό το ψυκτικό αντικαθιστά προοδευτικά το προπάνιο, το διοξείδιο του θείου (SO₂) και το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) σε διαφορετικές εφαρμογές ψύξης.
- Το HCFC-22 εφευρέθηκε τη δεκαετία του '50, προκειμένου να είναι διαθέσιμο ένα μόριο που να έχει ογκομετρική χωρητικότητα μεγαλύτερη από εκείνη του CFC-12, και στην πραγματικότητα κοντά στην αντίστοιχη της αμμωνίας. Τέλος, διάφορα ψυκτικά, όπως το CFC-11 έχουν εφευρεθεί για διαφορετικές χρήσεις από την ψύξη, για παράδειγμα ως διαλύτες σε αφρούς μόνωσης.[10]

3.2 Από τα CFC's στα HFC's

- *Η τρύπα του όζοντος*

Μόλις το 1970, ως αποτέλεσμα των μελετών που διεξάγονται από τη NOAA στις ΗΠΑ, προκειμένου να γίνει η ανάλυση των πιθανών διαταραχών που προκαλούνται από τα υπερηχητικά αεροσκάφη Concorde στη στρατόσφαιρα, ένα σημαντικό περιεχόμενο του CFC-11 έχει ταυτοποιηθεί. Στα τέλη της δεκαετίας του '80 ανακαλύφθηκε η τρύπα του όζοντος πάνω από την Ανταρκτική. Η εκτενής ανάλυση δέκα ολόκληρων ετών έδειξε το ρόλο της καταλυτικής καταστροφής του όζοντος (O₃) από το μονοξείδιο του χλωρίου (ClO), η οποία προέρχεται από την καταστροφή των CFC από τη 'σκληρή' υπεριώδη UV όταν συναντήθηκαν σε ύψος μεταξύ των 10 και 50 km. Η τρύπα που βρίσκεται στο τέλος του νότιου χειμώνα σχετίζεται με την έλλειψη ηλίου κατά τη διάρκεια κάποιων μηνών, που εμποδίζει τη δημιουργία του όζοντος και δημιουργεί μια πολύ σημαντική και επαληθεύσιμη τρύπα του όζοντος στη ζώνη της Ανταρκτικής. Αυτή η τρύπα είναι σχετικά απομονωμένη από το υπόλοιπο της ατμόσφαιρας της Γης, εξαιτίας της ίδιας της ηπείρου της Ανταρκτικής, σε αντίθεση με το Βόρειο Πόλο, όπου δεν αποτελεί τόσο σημαντική μάζα της Γης.

- *Το πρωτόκολλο του Montreal*

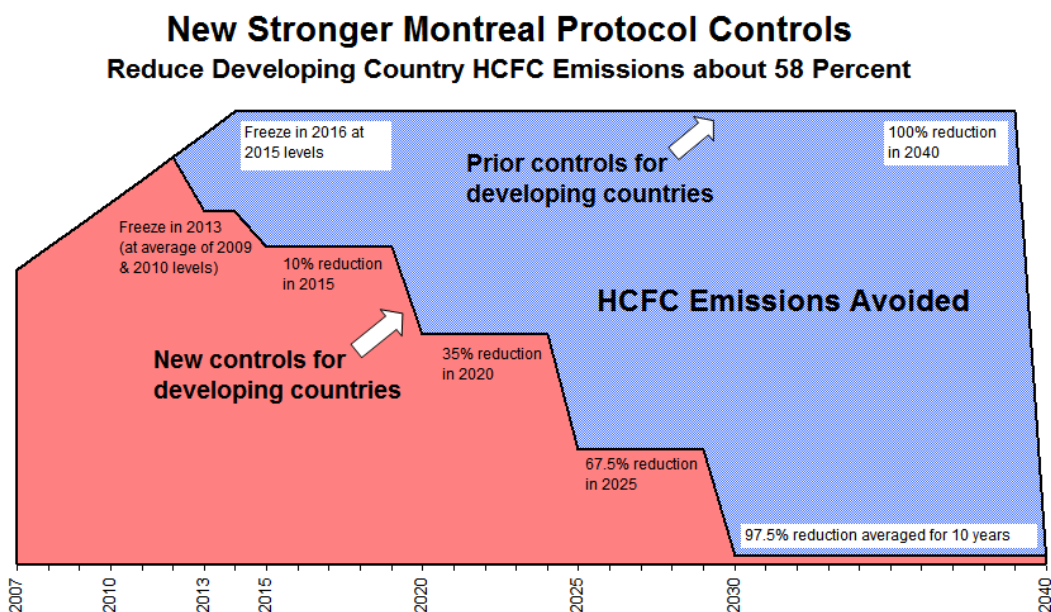
Αυτές οι αναλύσεις που εκτελούνται προοδευτικά αποτέλεσαν το έναυσμα που οδήγησε σε κάποιες διαμάχες, αλλά η επιστημονική και πολιτική συναίνεση

επιτεύχθηκε κατά τη διάσκεψη της Βιέννης το 1985. Στη συνέχεια το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ(1987) επέβαλλε ένα παγκόσμιο πρόγραμμα για να σταματήσει την παραγωγή και την εμπορία των CFC's μέχρι την 1^η Ιανουαρίου του έτους 1995 για τις ανεπτυγμένες χώρες και 10 χρόνια αργότερα για τις αναπτυσσόμενες χώρες, γνωστό και ως άρθρο 5 του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ. Στη συνέχεια ένα άλλο πρόγραμμα έχει εφαρμοστεί για να σταματήσει την παραγωγή και εμπορευματοποίηση των HCFC's, με το Δεκέμβριο του 2010 να είναι η καταληκτική ημερομηνία για τις ανεπτυγμένες χώρες, έχοντας η Ευρώπη απαγορεύσει τη χρήση τους το έτος 2000. Το χρονοδιάγραμμα για την απαγόρευση των HCFC's είναι υπό την εφαρμογή του άρθρου 5, με οριστική καταληκτική ημερομηνία το έτος 2030, με εξαίρεση ένα ποσοστό 2,5% για συντήρηση.[10]

Η απόφαση XIX/6 όλων των μερών που αποτελούν το πρωτόκολλο του Σεπτεμβρίου του 2007, καθορίζει το χρονοδιάγραμμα της μείωσης που παρουσιάζεται στον πίνακα που ακολουθεί, για τα επίπεδα κατανάλωσής τους το έτος 2013.

| <i>Ποσοστό μείωσης</i> | <i>Ημερομηνία</i> |
|-------------------------|------------------------------|
| -10% | 31/12/2015 |
| -35% | 31/12/2020 |
| -67,5% | 31/12/2025 |
| Recharge in maintenance | 2,5% από το 2030 έως το 2040 |

Πίνακας 4:Χρονοδιάγραμμα μείωσης της παραγωγής και εμπορίας των HCFC's σύμφωνα με το άρθρο 5 του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ[10]



Εικόνα 10:Οι ρυθμίσεις που επιβάλλει το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ[24]

Για τα κύρια CFC's, ο πίνακας που ακολουθεί δίνει ιστορικούς τομείς εφαρμογής αυτών των ψυκτικών μέσων.

| <i>Εμπορευματοποιημένα CFC's</i> | <i>Τομείς εφαρμογής</i> |
|----------------------------------|---|
| CFC-12 | Οικιακή ψύξη, μικρού μεγέθους εμπορική ψύξη, κινητά συστήματα κλιματισμού, φυγοκεντρικοί ψύκτες |
| CFC-11 | φυγοκεντρικοί ψύκτες |
| CFC-114 | Βιομηχανικές αντλίες θερμότητας, υποβρύχια |
| R-502(HCFC-22/115 48.8/51.2) | εμπόριο |

Πίνακας 5:Τομείς εφαρμογής των CFC's[10]

Ο παρακάτω πίνακας περιλαμβάνει τους τομείς εφαρμογής των κύριων HCFC's. Και για τους δύο τύπους των ψυκτικών οι εξειδικευμένες εφαρμογές τους δεν αναφέρονται.

| <i>Εμπορευματοποιημένα CFC's</i> | <i>Τομείς εφαρμογής</i> |
|----------------------------------|---|
| HCFC-22 | Κλιματισμού αέρα-αέρα, ογκομετρικοί ψύκτες, εμπορική ψύξη, βιομηχανική ψύξη |
| HCFC-142b | Βιομηχανικές αντλίες θερμότητας |

Πίνακας 6:Τομείς εφαρμογής των HCFC's[10]

Με την εφαρμογή του Πρωτόκολλου του Μόντρεαλ, τα HFC's έχουν αντικαταστήσει τα CFC's, όπως και τα HCFC's, ενώ είναι σε ανταγωνισμό με τους υδρογονάνθρακες, την αμμωνία και το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂). Όπως είναι γνωστό, τα HFC's κυριάρχησαν από το 1992 μέχρι και σήμερα, αλλά οι υψηλές τιμές του δείκτη GWP είναι και ο λόγος που περιορίστηκαν αρχικά μέχρι και την απαγόρευση στη χρήση τους.

Ο πίνακας που ακολουθεί μας δείχνει ποια HFC's αντικατέστησαν τα αντίστοιχα CFC's και HCFC's, τα οποία απαγορεύτηκαν από το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ.

| <i>Ψυκτικά μέσα απογορευμένα με βάση το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ</i> | <i>HFC's</i> |
|---|--|
| CFC-12 | HFC-134a |
| R-502 (HCFC-22/115 48.8/51.2) | R-404A (HFC-125/143a/134a - 44/52/4) R-507AA (HFC-125/143a - 50/50) |
| HCFC-22 | R-404A (HFC-125/143a/134a - 44/52/4) R-410A (HFC-32/125 - 50/50) R-407C (HFC-32/125/134a - 23/25/52) |

Πίνακας 7:Κύρια HFC's που αντικατέστησαν HCFC's και CFC's[10]

3.3Η αναβίωση των ψυκτικών:υδρογονάνθρακες, αμμωνία και CO₂

(1).Υδρογονάνθρακες

Από τη στιγμή της εισόδου του HFC-134a, αναπτύσσεται ένα κύμα δυσπιστίας για τα HFC's ως προς την επικείμενη αντικατάσταση των CFC's και των HCFC's. Η Green Pease υπογράμμισε συγκεκριμένα την αντικατάσταση του CFC-12 από τους υδρογονάνθρακες. Η κίνηση αυτή ανάγκασε μέσα σε πολύ λίγα χρόνια, τους Ευρωπαίους ηγέτες της οικιακής ψύξης (Bosch Siemens, AEG, Electrolux) να μετατοπίσουν την παραγωγή τους από το HFC-134a στο ισοβουτάνιο(R-600a). Το φορτίο του ισοβουτανίου είναι χαμηλό (μεταξύ 20 και 70 g) και για το σχεδιασμό του ατμοποιητή τα μέτρα ασφαλείας έχουν ληφθεί και είναι ακόμα αποδεκτά. Τα μόνα σημαντικά περιστατικά που έχουν αναφερθεί αφορούν τη φόρτωση στα εργοστάσια.

Σε μικρής κλίμακας εμπορική ψύξη, το προπάνιο χρησιμοποιείται κυρίως για τις ικανότητες ψύξης που κυμαίνονται από 300 W έως και 5kW. Συστήματα υπάρχουν με φορτία που κυμαίνονται από 50 g έως 1.5 kg. Όσο χαμηλότερο είναι το φορτίο, τόσο πιο σημαντική η εμπορευματοποίηση των συστημάτων αυτών.

Επίσης, οι αντλίες θερμότητας αέρα-νερού λειτουργούν με προπάνιο, όπως και άλλα μικρής κλίμακας κλιματιστικά συστήματα. Αντλίες θερμότητας αέρα-νερού μπορούν να λειτουργούν με το R-290, να είναι εγκατεστημένες σε εξωτερικούς χώρους και η θερμότητα μεταφέρεται στο εσωτερικό του σπιτιού μέσω ενός κυκλώματος νερού-γλυκόλης.[10]

(2).Αμμωνία

Η πρώτη επίσημη εμπορική χρήση της αμμωνίας ως ψυκτικό μέσο πραγματοποιήθηκε το 1858 για την ψύξη ενός πλοίου. Το σύστημα νερού-αμμωνίας σχεδιάστηκε από το Ferdinand Carré. Το 1872, η πρώτη μηχανή συμπίεσης ατμού που χρησιμοποιούσε ως εργαζόμενο μέσο την αμμωνία, αναπτύχθηκε από τον Boyle. Η αμμωνία έχει χρησιμοποιηθεί σε όλο το φάσμα των εφαρμογών, άρα και τεχνολογιών ψύξης. Η αμμωνία παράγεται μαζικά και αποτελεί βασικό συστατικό των λιπασμάτων και επομένως αποτελεί ένα μόριο με αποδεκτό κόστος. Είναι μετρίως εύφλεκτο, αλλά είναι τοξικό από συγκέντρωση της τάξης των 50 ppm, γεγονός που αποτελεί κατασταλτικό παράγοντα για την ευρεία χρήση του σε βιομηχανικές εγκαταστάσεις. Η αμμωνία χρησιμοποιείται σε μεγάλο βαθμό στις διεργασίες τροφίμων.

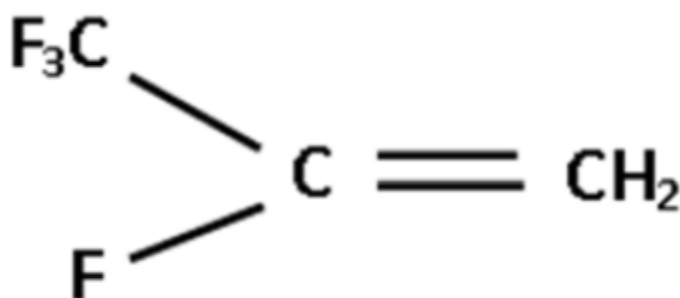
(3).Διοξείδιο του άνθρακα (CO₂)

Το διοξείδιο του άνθρακα και αυτό χρησιμοποιείται από τις αρχές του 20^{ου} αιώνα στα συστήματα ψύξης. Σε αντίθεση με την αμμωνία, η χρήση του έχει εξαφανιστεί από τη δεκαετία του '50, λόγω των υψηλών πιέσεων λειτουργίας. Από το 1995 όμως, λόγω του Lorentzen, ο οποίος πρότεινε και κατοχύρωσε έναν εναλλάκτη θερμότητας ατμού-υγρού, το διοξείδιο του άνθρακα επανήλθε στο προσκήνιο των εφαρμογών

ψύξης. Το πρώτο κύριο γεγονός ήταν η ανάπτυξη του προγράμματος Ecocute στην Ιαπωνία, όπου τα τεχνικά χαρακτηριστικά του CO₂, καθιστούν δυνατή τη λειτουργία μιας αντλίας θερμότητας για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης για οικιακή εφαρμογή, με ετήσιο συντελεστή λειτουργίας COP με τιμές από 3,5 έως 4. Η χρήση της επεκτείνεται σε εμπορικά συστήματα ψύξης στην Ευρώπη, ιδιαίτερα στα σούπερ μάρκετ σε μεσοκρίσιμη λειτουργία, δηλαδή στην περιοχή μεταξύ της υποκρίσιμης και της υπερκρίσιμης περιοχής. Σε χαμηλά θερμοκρασιακά πεδία σε μεγάλα σούπερ μάρκετ, χρησιμοποιείται καταρράκτης CO₂, ενώ σε μέσες θερμοκρασίες συνήθως χρησιμοποιείται κάποιο άλλο ψυκτικό μέσο, όπως για παράδειγμα το HFC-134a.[10]

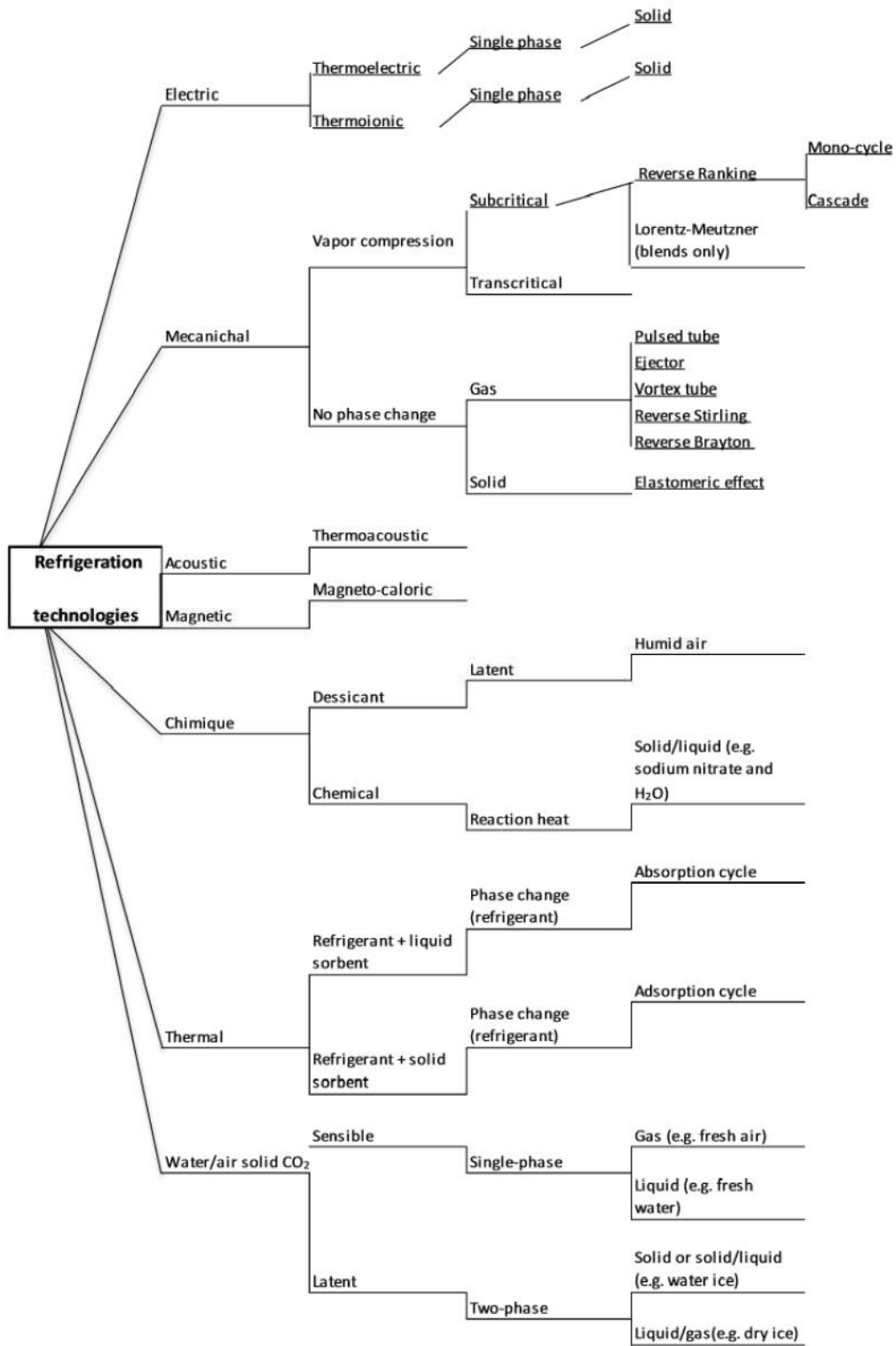
3.4 Ακόρεστοι υδροθωράνθρακες (HFOs)

Τα HFO's είναι ακόρεστα HFC's, επειδή όλα έχουν ένα διπλό δεσμό αιθυλενίου, όπως φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί. Η ονομασία HFO χρησιμοποιείται συνήθως προκειμένου να τα διαφοροποιήσει από τα κορεσμένα HFC's, των οποίων ο δείκτης GWP είναι υψηλός. Ο πιο ορθός επιστημονικά τρόπος είναι να τα αποκαλούμε ακόρεστα HFC.



Εικόνα 11: Η δομή του R1234yf[24]

Αυτός ο διπλός δεσμός σπάει εύκολα με την παρουσία υδροξυλίου (OH), το οποίο υπάρχει άφθονο στην ατμόσφαιρα και γι αυτό το λόγο συντελείται εξαιρετικά ταχεία καταστροφή αυτού του ψυκτικού στην ατμόσφαιρα, με διάρκεια ζωής μεταξύ 10 και 15 ημερών και συνεπώς με χαμηλό δείκτη GWP.



Εικόνα 12: Εφαρμογές των τεχνολογιών των ψυκτικών συστημάτων[10]

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο: Κριτήρια επιλογής οργανικών ρευστών για την εφαρμογή του ORC

4.1 Περιορισμοί οργανικού κύκλου Rankine

Καθοριστικής σημασίας απόφαση για κάθε οργανικό κύκλο Rankine είναι η εκλογή του κατάλληλου οργανικού ρευστού-εργαζόμενου μέσου με βάση πάντα τους περιορισμούς που προκύπτουν από την εκάστοτε εφαρμογή. Οι περιορισμοί αυτοί είναι θερμοδυναμικοί, γιατί τα θερμοκρασιακά πεδία διαφέρουν ανάλογα με τη διάταξη και το μηχανισμό που παρέχει την ενέργεια στον κύκλο. Για παράδειγμα άλλες θερμοκρασίες αναπτύσσονται σε ηλιακά παραβολικά κάτοπτρα και άλλες σε επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες και άλλες σε απορριπτόμενα καυσαέρια. Πέρα όμως από τους θερμοδυναμικούς, υπάρχουν και περιορισμοί περιβαλλοντικοί ανάλογα με την εφαρμογή του συγκεκριμένου κύκλου. Η κατεύθυνση είναι προς τα ψυκτικά μέσα με χαμηλό δείκτη GWP, καθώς και όσο το δυνατό με χαμηλή τοξικότητα και ευφλεκτότητα, προκειμένου να εξασφαλίσουμε εκ των προτέρων την όσο το δυνατό ασφαλή λειτουργία της διάταξης.

4.2 Περιορισμοί του ORC για την εφαρμογή του με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες

Η διάταξη μας εκμεταλλεύεται την ηλιακή ενέργεια μέσω επίπεδων ηλιακών συλλεκτών και προορίζεται για εφαρμογή σε οικιακή χρήση.

❖ Θερμοδυναμικοί περιορισμοί

Οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες μέσω των οποίων απορροφάται η ηλιακή ενέργεια μας καθορίζει ένα εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας του συστήματος. Με δεδομένο πως οι θερμοκρασίες που αναπτύσσονται στο νερό των συλλεκτών δεν ξεπερνούν κατά πολύ τους 100 °C, η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου, άρα του οργανικού ρευστού πρέπει να ναι κάτω από αυτή την τιμή και λόγω του τεχνικού περιορισμού του εναλλάκτη θεμρότητας. Το Pinch Point είναι πολύ σημαντική παράμετρος για το σωστό σχεδιασμό του συστήματος. Επομένως με βάση την προσέγγιση αυτή, τα κατάλληλα οργανικά ρευστά για τη βελτιστοποίηση του κύκλου θα πρέπει να έχουν μία κρίσιμη τιμή θερμοκρασίας κοντά στη μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου.

Η εφαρμογή προορίζεται για οικιακή χρήση και εμπειρικά η πίεση λειτουργίας, δηλαδή η μέγιστη πίεση του κύκλου δεν πρέπει να υπερβαίνει τα 40 bar. Αυτός ο περιορισμός προκύπτει από τη διαστασιολόγηση του συστήματος και είναι προφανώς άρρηκτα συνδεδεμένος με το κόστος της εν λόγω εγκατάστασης. Με βάση αυτή την προσέγγιση τα κατάλληλα οργανικά ρευστά θα πρέπει να έχουν κρίσιμη πίεση κοντά σε αυτή την τάξη μεγέθους των 40 bar.

❖ Περιβαλλοντικοί περιορισμοί

Όπως έχουμε ήδη αναφέρει, με το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, η επιδίωξη είναι για οποιαδήποτε εφαρμογή και αν μελετάμε, η χρησιμοποίηση ψυκτικών μέσων ως εργαζόμενα μέσα με χαμηλούς δείκτες ODP και GWP. Οι απαιτήσεις για την εφαρμογή μας είναι ο δείκτης ODP να είναι μηδενικός και ο δείκτης GWP να είναι αρκετά χαμηλός, σίγουρα κάτω από 100, με επιθυμητό πεδίο τιμών 0-10.

Πέρα από τους δείκτες GWP και ODP, μας ενδιαφέρουν επίσης η τοξικότητα και η αναφλεξιμότητα του υπό εξέταση ψυκτικού μέσου καθώς αυτές οι δύο κατηγορίες αποτελούν βασικά κριτήρια σε θέματα ασφάλειας της λειτουργίας του συστήματος.

❖ Λοιποί περιορισμοί

Εκτός από τους περιβαλλοντικούς και θερμοδυναμικούς περιορισμούς που ήδη παρατέθηκαν σχετικά με την εφαρμογή μας, εξίσου μείζουσας σημασίας είναι η διαθεσιμότητα των ψυκτικών μέσων καθώς η μελέτη γίνεται με σκοπό αυτή η διάταξη να μπορεί να δοκιμαστεί και να λειτουργήσει. Άρα τα οργανικά ρευστά για να κριθούν μετέπειτα ως κατάλληλα υποψήφια για την εφαρμογή μας, θα πρέπει πρώτα να είναι διαθέσιμα στο εμπόριο. Επίσης το κόστος να συνάδει με την εφαρμογή δηλαδή να αποσβένεται άμεσα με τη λειτουργία του συστήματος και προφανώς να μην έχει οριστεί μελλοντική απαγόρευση τους βάση νομοθεσίας.

4.3 Πίνακας επιλογής οργανικών ρευστών

| <i>fluids</i> | <i>ODP</i> | <i>GWP</i> | <i>Categ ory</i> | <i>Critical Temp</i> | <i>Critical Pressure</i> | <i>Safety Group</i> |
|----------------------------------|------------|--------------|----------------------|--------------------------|------------------------------|-------------------------|
| R290 (propane)(wet fluid) | 0 | 5 | HC | 96.7 | 42.5 | A3 |
| R-1270 (propylene) | 0 | 2 | HC | 91.1 | 46.6 | A3 |
| R600a (isobutane) | 0 | 4 | HC | 134.7 | 36.5 | A3 |
| butane | 0 | 0 | HC | 152 | 38 | A3 |
| R12 | 1 | 10720 | CFC | 112 | | A1 |
| R152a(wet fluid) | 0 | 122 | HFC | 113 | 45.2 | A2 |
| R1234zeE(dry fluid) | 0 | 6 | HFO | 109.4 | 36.3 | A2L |
| R1234yf(dry fluid) | 0 | 4 | HFO | 94.7 | 33.8 | A2L |
| R450A | 0 | 547 | HFC/ HFO | 100.18 | | A1 |
| R513A | 0 | 631 | HFC/ HFO | 97.51 | | A1 |

Πίνακας 8: Οργανικά ρευστά για τον ηλιακό οργανικό κύκλο Rankine

Παραπάνω στον πίνακα 8 υπάρχει μία λίστα με οργανικά ρευστά και οι βασικές τους προδιαγραφές, που αποτελούν κριτήρια για την καταλληλότητά τους σε σχέση με τις απαιτήσεις της εφαρμογής μας.

- Έτσι παρατηρούμε ότι το προπυλένιο (R-1270) δεν πληρεί τις θερμοδυναμικές προδιαγραφές που θέλουμε. Η κρίσιμη πίεση του είναι πολύ υψηλή, ενώ η κρίσιμη θερμοκρασία του είναι χαμηλή για την εφαρμογή μας καθώς θέλουμε λειτουργία της εγκατάστασης στην υποκρίσιμη περιοχή του οργανικού ρευστού και όχι στην υπερκρίσιμη. Επίσης είναι κατηγορίας A3, που σημαίνει πως δεν είναι τοξικό, αλλά είναι όμως αρκετά εύφλεκτο.
- Το ισοβουτάνιο (R600a) και το βουτάνιο έχουν υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία και είναι αρκετά εύφλεκτα κι αυτό καθώς ανήκουν στην κατηγορία A3.
- Το R-12 έχει υπερβολικά υψηλό δείκτη GWP και για το λόγο αυτό έχει απαγορευτεί η εμπορική του χρήση από το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ.
- Τα R-450A και R-513A ενώ ανήκουν στην κατηγορία A1, άρα δεν είναι ούτε τοξικά ούτε εύφλεκτα, έχουν πολύ υψηλές τιμές GWP και για το λόγο αυτό κρίνονται ακατάλληλα για τη συγκεκριμένη εφαρμογή.

4.4 Τα οργανικά ρευστά που θα χρησιμοποιηθούν στην εφαρμογή μας

Από τον παραπάνω πίνακα, τα οργανικά ρευστά που πληρούν τις προδιαγραφές όπως τις θέσαμε παραπάνω είναι το προπάνιο (R-290), που είναι υδρογονάνθρακας (HC), το R-152a, που είναι HFC και τα HFO, R-1234yf, R-1234ze(E). Τα δύο τελευταία αποτελούν θεωρητικά τις δύο καλύτερες επιλογές για τον κύκλο μας, καθώς πληρούν όλες τις προδιαγραφές που έχουμε θέσει για τη συγκεκριμένη εφαρμογή.

Θα αναφερθούμε λίγο εκτενέστερα στις υδρο-φθοριο-ολεφίνες (HFO) R-1234yf και R-1234ze(E) γι' αυτό το λόγο.

HFO-1234yf

Κύρια χαρακτηριστικά: GWP:4, $T_{critical}=94.7\text{ }^{\circ}\text{C}$, Κανονικό σημείο βρασμού: -29°C

Το HFO-1234yf είναι ένα καθαρό ψυκτικό που μπορεί να αντικαταστήσει το HFC-134a, στα ίδια συστήματα (εφαρμογές). Και αυτό γιατί τα χαρακτηριστικά πίεσης-θερμοκρασίας είναι οίονει τα ίδια. Επιπλέον ανήκει στην κατηγορία A2L, γεγονός που το καθιστά μη τοξικό και πολύ ελαφρώς εύφλεκτο, σύμφωνα με την κατάταξη της ASHRAE 34.

Η παραγωγή του ήταν περιορισμένη μέχρι τα μέσα του 2013, όπου και ξεκίνησε η μαζική παραγωγή του.

Ενεργειακή απόδοση: Λαμβάνοντας υπόψη τις συνθήκες περιβάλλοντος, το ψυκτικό αυτό παρουσιάζει ενεργειακή απόδοση παρόμοια με αυτή του HFC-134a, ακόμα και εάν θεωρητικά ο συντελεστής λειτουργίας COP είναι για κάποιες εκατοστιαίες (%) μονάδες χαμηλότερος.

Κόστη-κερδοφορία: Δεδομένου ότι αυτό το ψυκτικό είναι ένα νέο μόριο που απαιτεί μια εξελιγμένη διαδικασία παραγωγής, η τιμή του σήμερα είναι αρκετά υψηλότερη από εκείνη του HFC-134a, στην κλίμακα από 30 έως και 50 €/kg.

Φραγμοί και περιορισμοί: Νέα εμπόδια συνδέονται με την ασφαλή χρήση ενός ψυκτικού μέσου χαμηλής ευφλεκτότητας, δηλαδή της κατηγορίας A2L σύμφωνα με το πρότυπο ASHRAE 34. Πρότυπα όπως το EN -378 και το IEC-60335-2-40, θα πρέπει να αναβαθμιστούν, προκειμένου να λάβουν υπόψη τους τη χαμηλή ευφλεκτότητα. Επομένως, αυτό σημαίνει πως τα συστήματα που είναι εγκατεστημένα σε εσωτερικούς χώρους συχνά απαγορεύονται. Οι τεχνικοί θα πρέπει να είναι κατάλληλα εκπαιδευμένοι και ικανοί να διαχειριστούν το ψυκτικό μέσο, ακόμα και αν πρόκειται για ψυκτικό μέσο με χαμηλή ευφλεκτότητα. Ανησυχίες από την άλλη πλευρά, έχουν εκφραστεί για την αποσύνθεση του HFO-1234yf στην ατμόσφαιρα και πιο συγκεκριμένα για το τριφθορικό οξύ, TFA (Trifluoroacetic acid) που εκλύεται. Μία ιαπωνική μελέτη πάνω σε αυτό τον προβληματισμό, αποδεικνύει ότι οι μέγιστες δυνατές ποσότητες τριφθορικού οξέος δεν είναι ικανές να βλάψουν το υδάτινο περιβάλλον.[10]

HFO-1234ze(E)

Κύρια χαρακτηριστικά: GWP:6, $T_{critical}=109.4\text{ }^{\circ}\text{C}$, Κανονικό σημείο βρασμού:-19°C

Το HFO-1234ze(E) είναι ένα καθαρό ψυκτικό που θα μπορούσε να αντικαταστήσει το HFC-134a σε εφαρμογές που χρησιμοποιούν σύγχρονο εξοπλισμό, καθώς η χαμηλή ογκομετρική χωρητικότητά του θα μπορούσε να βοηθήσει στο σχεδιασμό του εκάστοτε συστήματος. Ανήκει στην κατηγορία A2L σύμφωνα με το πρότυπο FDIS ISO 817, δηλαδή πρόκειται για οργανικό ρευστό με χαμηλή τοξικότητα και χαμηλή ευφλεκτότητα.

Το ψυκτικό αυτό ήδη παράγεται σε βιομηχανική κλίμακα και αποτελεί βασικό συστατικό των αφρών μόνωσης.

Ενεργειακή απόδοση: Λαμβάνοντας υπόψη τις συνθήκες περιβάλλοντος, όταν το ψυκτικό αυτό χρησιμοποιείται σε συμπιεστές scroll ή σε παλινδρομικούς συμπιεστές, παρουσιάζει αποδοτικότητα όμοια με αυτή του HFC-134a.

Κόστη-κερδοφορία: Αυτό το ψυκτικό είναι ένα νέο μόριο, το κόστος του οποίου είναι υψηλό σε σχέση με το HFC-134a και ανέρχεται σε 30 έως 40 €/kg. Το γεγονός αυτό οφείλεται κυρίως στην κοστοβόρα διαδικασία παραγωγής του.

Φραγμοί και περιορισμοί: Τα σημαντικότερα εμπόδια αφορούν την ασφαλή χρήση ενός ψυκτικού μέσου με χαμηλή ευφλεκτότητα. (A2L σύμφωνα με το πρότυπο FDIS ISO 817). Πρότυπα όπως τα EN-378 και IEC-60335-2-40 πρόκειται να ανανεωθούν, ώστε να λάβουν υπόψη τους λιγότερο περιοριστικές απαιτήσεις για τη νέα αυτή κατηγορία (A2L). Τα συστήματα που είναι εγκατεστημένα σε εσωτερικούς χώρους και χρησιμοποιούν το εν λόγω ψυκτικό μέσο, συχνά απαγορεύονται. Επίσης, λόγω της αβεβαιότητας σχετικά με τη μελλοντική αποδοχή αυτού του ψυκτικού μέσου, θα υπάρξουν κενά σε πολλά βασικά μέρη του εξοπλισμού, όπως είναι για παράδειγμα οι συμπιεστές. Επιπλέον, οι ψυκτικοί θα πρέπει να είναι καλά εκπαιδευμένοι για τη σωστή διαχείριση ενός ψυκτικού με χαμηλή ευφλεκτότητα, όπου η ευφλεκτότητα αποτελεί παράγοντα-κλειδί για την ασφάλεια της εγκατάστασης. Ορισμένα πρότυπα που αφορούν κτιριακές εφαρμογές μπορεί να απαγορεύσουν τη χρήση εύφλεκτων ψυκτικών. Και στην περίπτωση του HFO-1234ze(E), υπάρχουν οι ίδιες ανησυχίες που σχετίζονται με το εκλυόμενο τριφθορικό οξύ κατά την αποσύνθεση του ψυκτικού στην ατμόσφαιρα. Η απάντηση είναι ακριβώς η ίδια που δόθηκε και στην περίπτωση του HFO-1234yf. Δηλαδή το μέγιστο επίπεδο τριφθορικού οξέος που μπορεί να φανταστεί κανείς βρίσκεται πολύ χαμηλότερα από τα όρια που προξενούν προβλήματα στα θαλάσσια οικοσυστήματα.[10]

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο: Οργανικός κύκλος Rankine με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες

5.1 Εισαγωγή

Έχουμε ήδη επιλέξει βάσει των περιορισμών μας, και αυτών που επιβάλλει η συγκεκριμένη εφαρμογή αλλά και βάσει τον περιορισμό που επιβάλλουν τα περιβαλλοντικά πρότυπα, ότι τα 4 υποψήφια οργανικά ρευστά για τον κύκλο μας είναι οι δύο χλωρο-φθοριο-ολεφίνες (HFO), δηλαδή τα R-1234yf και R-1234ze(E), το προπάνιο R-290 και το R-152a. Οι δύο χλωρο-φθοριο-ολεφίνες είναι ξηρά οργανικά ρευστά, ενώ το προπάνιο που είναι υδρογονάνθρακας (HC) και το R-152a που είναι HFC είναι και αμφοτέρα υγρά οργανικά ρευστά. Και για τα 4 οργανικά ρευστά έγινε βελτιστοποίηση της συμπεριφοράς τους σε κύκλο Rankine, με σκοπό να επιλεγθεί το οργανικό ρευστό εκείνο με τον καλύτερο θερμικό βαθμό απόδοσης με απώτερο σκοπό την ηλεκτροπαραγωγή ισχύος ικανής να καλύψει οικιακά ηλεκτρικά φορτία.

Για την υπολογιστική αυτή διαδικασία του υπολογισμού του θερμικού βαθμού απόδοσης του οργανικού κύκλου Rankine, χρησιμοποιήθηκε το υπολογιστικό πρόγραμμα Matlab, και συγκεκριμένα η έκδοση Matlab R2014a. Απαραίτητη για αυτή τη διαδικασία της προσομοίωσης και των θερμοδυναμικών υπολογισμών, ήταν η χρησιμοποίηση της βιβλιοθήκης CoolProp, η οποία παρείχε στο Matlab τις θερμοδυναμικές προδιαγραφές όλων των οργανικών ρευστών που είναι διαθέσιμα στο εμπόριο. Γνωρίζοντας δύο θερμοδυναμικά στοιχεία για κάθε κατάσταση του οργανικού ρευστού, μέσω της εξίσωσης CoolProp μπορούμε να υπολογίσουμε οποιοδήποτε άλλο θερμοδυναμικό μέγεθος χρειαζόμαστε για την εκάστοτε κατάστασή του.

5.2 Παραδοχές οργανικού κύκλου Rankine

Το σύστημα για τη διαστασιολόγησή του και μόνο, έχουμε δεχθεί πως η θερμική ενέργεια που αποθηκεύεται στο νερό των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών αποδίδει την ενέργεια αυτή μέσω εναλλάκτη (ατμοποιητή) στον οργανικό κύκλο Rankine. Αυτή η θεώρηση έγινε για διευκόλυνση των υπολογισμών διαστασιολόγησης του συστήματος και επίσης στόχος είναι να διαστασιολογηθεί το σύστημα λίγο παραπάνω από τις ακριβείς απαιτήσεις των φορτίων και γενικότερα της εφαρμογής.

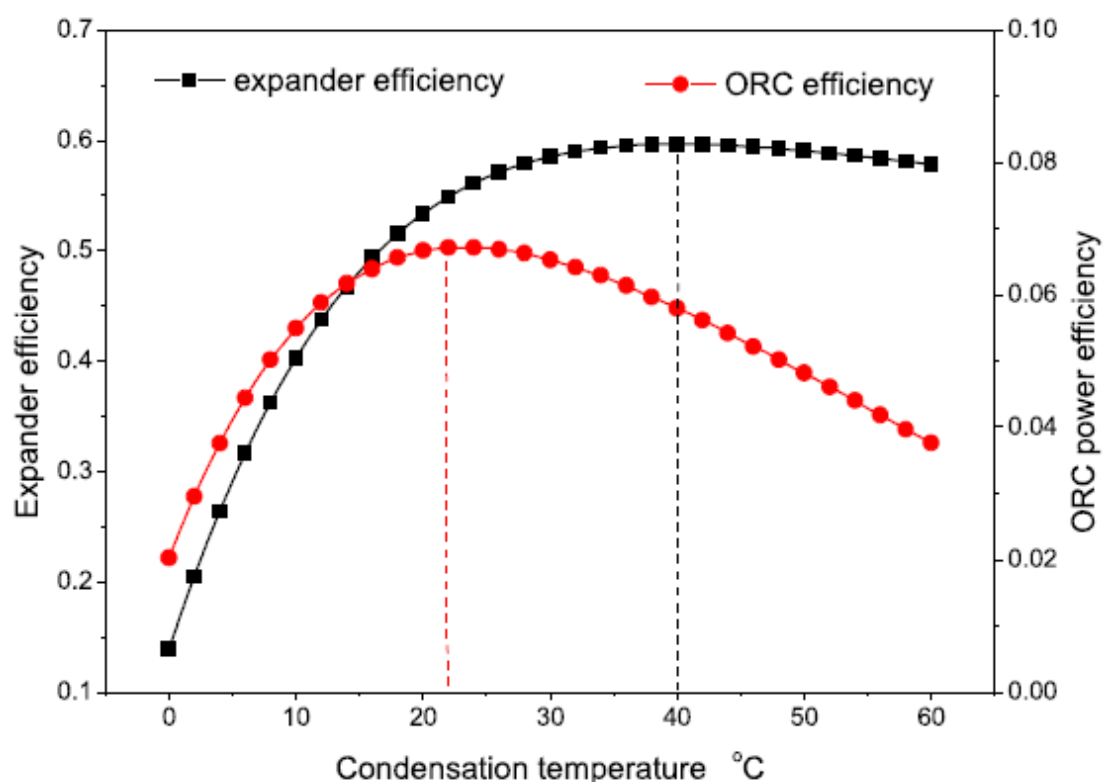
Στην πραγματικότητα μεσολαβεί ένας άλλος εναλλάκτης θερμότητας, που μεσολαβεί μεταξύ των δύο συστημάτων, δηλαδή μεταξύ του ηλιακού συστήματος (επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες – FPC) και του οργανικού κύκλου Rankine (ORC). Αυτός ο εναλλάκτης θερμότητας μεταφέρει την ενέργεια του νερού των συλλεκτών σε ένα συνθετικό έλαιο με υψηλό βαθμό απόδοσης κατά τη μεταφορά της θερμικής ενέργειας. Επίσης θεωρούμε πως στο σύστημα του ORC δεν υπάρχουν πτώσεις πίεσης στις σωληνώσεις που συνδέουν όλες τις μηχανές μεταξύ τους, ενώ κανονικά μεταξύ των δύο διαδοχικών μηχανών συνήθως λαμβάνεται υπόψη μία μέση πτώση

πίεσης της τάξεως του 2%. Πέρα από τη μεταφορά του οργανικού ρευστού διά μέσω των σωληνώσεων χωρίς απώλειες ενέργειας, θεωρούμε επίσης πως δεν υπάρχουν πτώσεις πίεσης και στους δύο εναλλάκτες θερμότητας, ούτε στον ατμοποιητή ούτε στο συμπυκνωτή.

- Δε λαμβάνεται υπόψη εναλλάκτης θερμότητας νερού-συνθετικού ελαίου κατά τη διαδικασία της διαστασιολόγησης
- Μηδενικές πτώσεις πίεσης στις σωληνώσεις
- Μηδενικές πτώσεις πίεσης σε ατμοποιητή και συμπυκνωτή

Από την επιστημονική βιβλιογραφία που είναι διαθέσιμη, για εφαρμογές ORC στο θερμοκρασιακό πεδίο που μας αφορά, η θερμοκρασία συμπύκνωσης του οργανικού ρευστού που εμφανίζει υψηλό θερμικό βαθμό απόδοσης στον κύκλο είναι οι 35 °C.

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

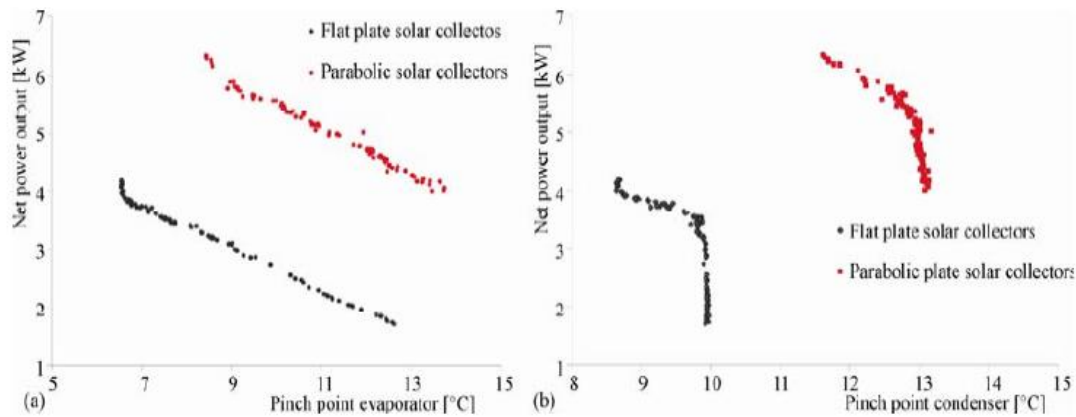


Εικόνα 13:Βαθμός απόδοσης της εκτόνωσης και του κύκλου σε συνάρτησι ενός πεδίου θερμοκρασιών συμπύκνωσης[4]

Σε ό,τι αφορά το εύρος των πιέσεων λειτουργίας για το οποίο ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου μεγιστοποιείται, αυτό κυμαίνεται βάσει εμπειρικής προεπιλογής, μεταξύ της πίεσης του οργανικού ρευστού σε υγρή κορεσμένη φάση και θερμοκρασία 10 °C υψηλότερη από την προεπιλεγθείσα θερμοκρασία συμπύκνωσης

του οργανικού ρευστού και του 90% της κρίσιμης πίεσης του εκάστοτε οργανικού ρευστού.

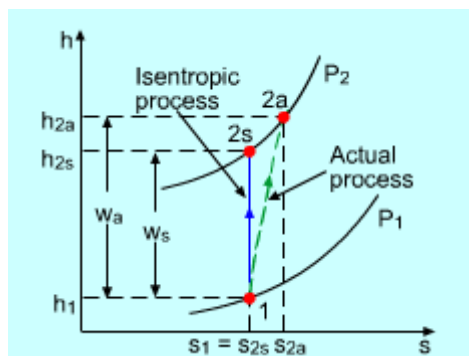
- P_{min} =πίεση κορεσμού σε θερμοκρασία 10 °C υψηλότερη από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης
- $P_{max}=0.9 \cdot p_{crit}$



Εικόνα 14: Η καθαρή έξοδος ισχύος του ORC σε συνάρτηση με την ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη[3]

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας του ORC λαμβάνεται ίσος με 65%, πάλι λαμβάνοντας υπόψη τη βιβλιογραφία που αφορούν τις εφαρμογές ORC. Συγκρίνει τη θερμοδυναμική αλλαγή κατάστασης που συντελείται στην αντλία χωρίς να μεταβάλλεται η εντροπία και την αντίστοιχη με τη μεταβολή της εντροπίας. Άρα είναι ο λόγος της ιδανικής (ελάχιστης) μεταβολής της ενθαλπίας προς την πραγματική μεταβολή της εντροπίας.

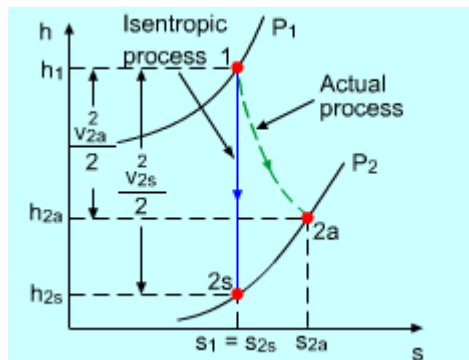
- $n_{pumpis} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$
- $n_{pumpis} = 0.65$



Εικόνα 15: Ισεντροπική και μη μεταβολή που συντελείται κατά τη μετάβαση του οργανικού ρευστού μέσω της αντλίας[24]

Επειδή πρόκειται για εφαρμογή που προορίζεται να καλύψει οικιακά φορτία και συνεπώς το power output είναι της τάξεως των λίγων kW, για την εκτόνωση του οργανικού ρευστού χρησιμοποιείται συμπιεστής scroll αντί για στρόβιλο (τουρμπίνα). Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή λαμβάνεται 75%, δηλαδή 10% μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο της αντλίας. Αυτή είναι μια συνηθισμένη ποσοστιαία διαφορά μεταξύ συμπίεσης και εκτόνωσης σε ένα κύκλο.

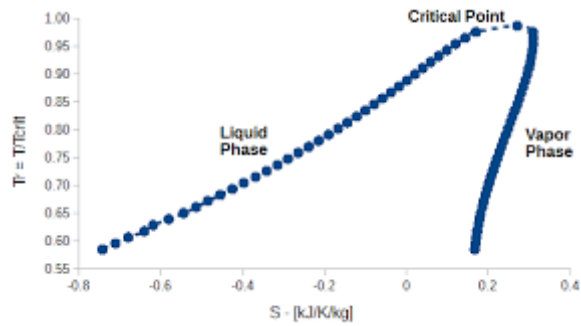
- $n_{\text{expis}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$
- $n_{\text{expis}} = 0.75$



Εικόνα 16: Ισεντροπική και μη μεταβολή που συντελείται κατά τη μετάβαση του οργανικού ρευστού μέσω του εκτονωτή[24]

5.3 Κλίση καμπύλης κορεσμού στη φάση ατμού

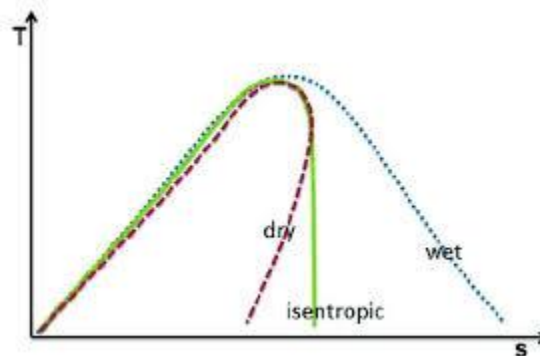
Στο σχήμα που ακολουθεί βλέπουμε μια καμπάνα κορεσμού ενός οργανικού ρευστού. Έχοντας ως στόχο η εκτόνωση να επιτευχθεί εκτός διαφασικής περιοχής, άρα εκτός της καμπάνας κορεσμού του εκάστοτε οργανικού ρευστού μας διαφοροποιεί τη διαχείριση αυτή η κλίση της καμπύλης κορεσμού του ατμού. Στο σχήμα που ακολουθεί η κλίση αυτή είναι αρνητική, άρα πρόκειται για ξηρό οργανικό ρευστό.



Εικόνα 17:Καμπύλη κορεσμού ξηρού οργανικού ρευστού[24]

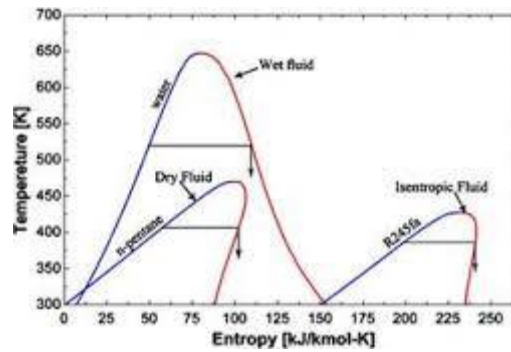
Ο στόχος μας είναι το οργανικό ρευστό να πραγματοποιήσει την εκτόνωσή του στο συμπιεστή scroll, χωρίς να βρεθεί εντός διφασικής περιοχής, δηλαδή θέλουμε να βρίσκεται αποκλειστικά και μόνο στην περιοχή ατμού. Αυτό γιατί τα διφασικά φαινόμενα θα δυσχεράνουν τη λειτουργία του.

Παρακάτω παριστάνονται οι τρεις διαφορετικοί τύποι καμπυλών κορεσμού, που προκύπτουν ανάλογα με το οργανικό ρευστό, δηλαδή εάν αυτό είναι ξηρό, ισεντροπικό ή υγρό αντίστοιχα. Η μπλε διακεκομμένη γραμμή θα μπορούσε να αντιστοιχεί στην καμπάνα κορεσμού του νερού.



Εικόνα 18:Καμπύλες κορεσμού ξηρού, ισεντροπικού και υγρού οργανικού ρευστού[24]

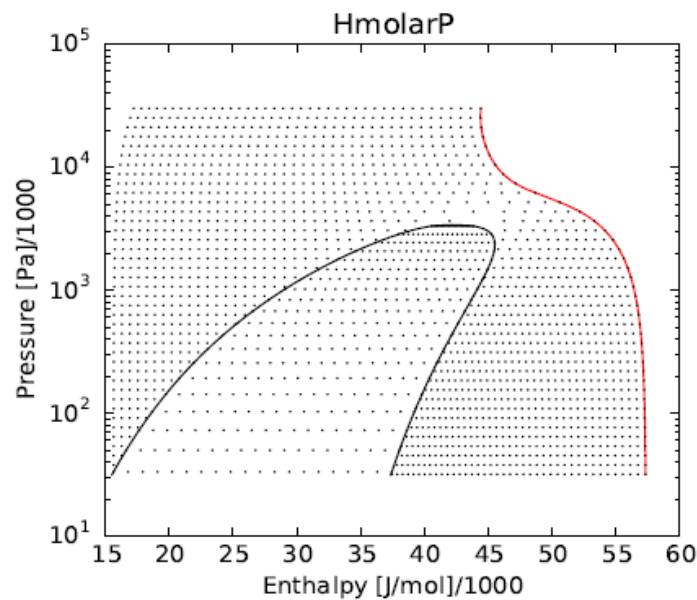
Ακολουθούν οι καμπύλες κορεσμού τριών διαφορετικών ρευστών, ενός για κάθε κατηγορία. Το νερό ως υγρό, το πεντάνιο ως ξηρό και το R245fa ως ισεντροπικό οργανικό ρευστό.



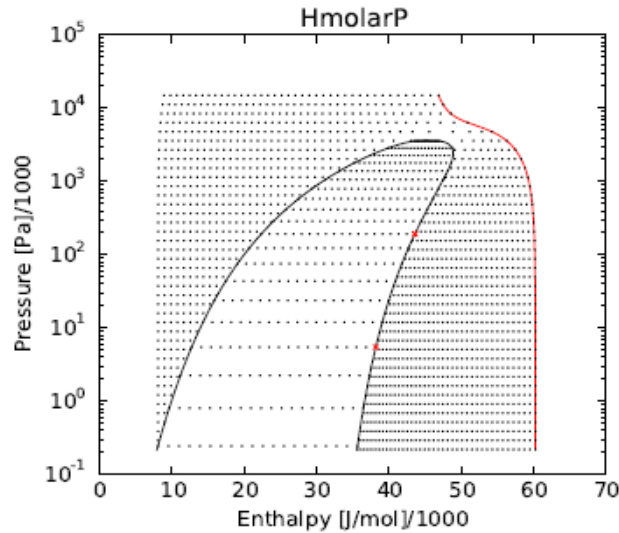
Εικόνα 19:Καμπύλες κορεσμού πεντάνιου(ξηρού), νερού(υγρού) και του R245fa(ισεντροπικού)[5]

5.4Η περίπτωση των ξηρών οργανικών ρευστών

Σε αυτή την κατηγορία των οργανικών ρευστών ανήκουν οι δύο υδρο-φθοριο-ολεφίνες (HFO) που θα χρησιμοποιηθούν στο θερμοδυναμικό κύκλο. Ανήκουν σε αυτή την κατηγορία δηλαδή η κλίση της καμπύλης κορεσμού του ατμού τους είναι αρνητική. Παρακάτω, ακολουθούν οι καμπύλες κορεσμού των δύο αυτών οργανικών ρευστών.



Εικόνα 20:Καμπύλη κορεσμού του R-1234yf[25]



Εικόνα 21: Καμπύλη κορεσμού του R-1234zeE[25]

Σε αυτή την περίπτωση συγκρίνουμε την πίεση λειτουργίας του ORC (μέγιστη πίεση του κύκλου) με την πίεση που αντιστοιχεί στο σημείο της καμπάνας κορεσμού του οργανικού ρευστού που εμφανίζεται η μέγιστη τιμή της εντροπίας.

Άρα στην περίπτωση που η πίεση λειτουργίας είναι μικρότερη ή ίση της πίεσης στη μέγιστη εντροπία, τότε έχει αποφευχθεί η περίπτωση να γίνει η εκτόνωση εντός διφασικής περιοχής, άρα τυπικά κάνουμε μια υπερθέρμανση στο οργανικό ρευστό της τάξεως των 2 K.

Στην αντίθετη περίπτωση που η πίεση λειτουργίας είναι μεγαλύτερη από την πίεση που αντιστοιχεί στη μέγιστη τιμή της εντροπίας της καμπάνας κορεσμού, γίνεται υπερθέρμανση μέχρι την τιμή της μέγιστης εντροπίας.

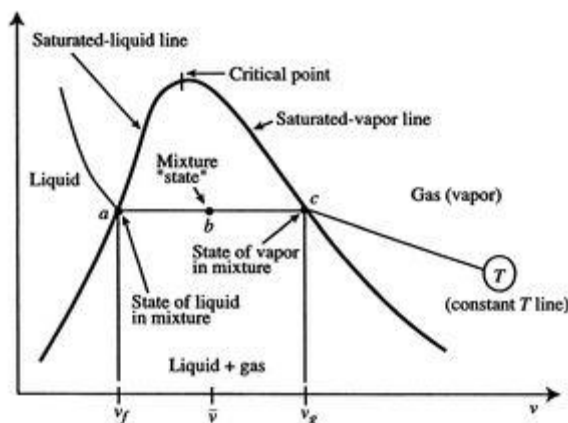
Συνοψίζοντας,

- ❖ Αν $p_{\text{cycle}} \leq p_{\text{sGmax}}$
 - $\Delta T = 2 \text{ K}$, άρα στοιχειώδης υπερθέρμανση του οργανικού ρευστού
- ❖ ενώ αν $p_{\text{cycle}} > p_{\text{sGmax}}$
 - $s(5) = s_{\text{Gmax}}$, άρα πραγματοποιείται υπερθέρμανση μέχρι το σημείο που εμφανίζεται η μέγιστη τιμή της εντροπίας της καμπάνας του εκάστοτε ξηρού οργανικού ρευστού

5.5Η περίπτωση των υγρών οργανικών ρευστών

Σε αυτή την περίπτωση των οργανικών ρευστών ανήκουν τα άλλα δύο οργανικά ρευστά, τα οποία θα χρησιμοποιήσουμε στο θερμοδυναμικό κύκλο. Δηλαδή ο υδρογανάνθρακας (HC) προπάνιο R290 και ο υδρο-φθοριο-άνθρακας (HFC) R152a. Αυτά τα δύο οργανικά ρευστά είναι υγρά (wet fluids), γι αυτό το λόγο η κλίση της

καμπύλης κορεσμού του ατμού τους έχει θετική κλίση, όπως συμβαίνει και στην περίπτωση του νερού-ατμού. Παρακάτω, στην εικόνα που ακολουθεί φαίνεται ξεκάθαρα η διαφορά στην κλίση της καμπάνας κορεσμού σε σχέση με την περίπτωση των ξηρών οργανικών ρευστών, των οποίων η περίπτωση εξετάστηκε παραπάνω.



Εικόνα 22: Καμπύλη κορεσμού για την περίπτωση των υγρών οργανικών ρευστών[6]

Το σημείο όπου εμφανίζεται η μέγιστη τιμή της εντροπίας για το οργανικό ρευστό είναι το σημείο όπου ξεκινάει η συμπίκνωσή του, δηλαδή η αλλαγή φάσης του οργανικού ρευστού από αέρια σε υγρή υπό σταθερή θερμοκρασία. Στόχος μας είναι η εκτόνωση να πραγματοποιηθεί εκτός διαφασικής περιοχής (εκτός καμπάνας) του οργανικού ρευστού. Άρα γίνεται υπερθέρμανση (superheating) μέχρι το σημείο του οποίου η εντροπία να είναι ίση με την εντροπία στην αρχή της συμπίκνωσης. Αν η θερμοκρασία σε εκείνο το σημείο, δημιουργεί υπερθέρμανση χαμηλότερη του 1 K, τότε λαμβάνουμε υπόψη πως πραγματοποιείται υπερθέρμανση ίση με 1 K.

Συνοψίζοντας,

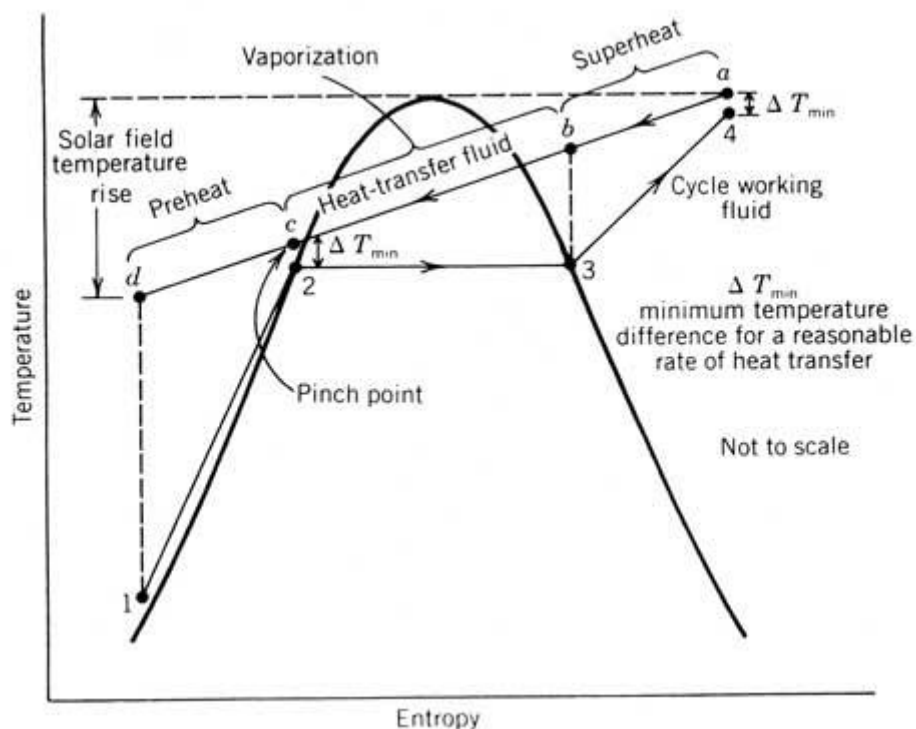
- ❖ $s_{inexp} = s_{Gcond}$, δηλαδή η εντροπία στην είσοδο του εκτονωτή ίση με την εντροπία στο ξεκίνημα της συμπίκνωσης
- ❖ Αν $\Delta T_{sh} > 1$,
- η T_{inexp} είναι η θερμοκρασία στην οποία αντιστοιχεί η s_{inexp}
 - ❖ ενώ αν $\Delta T_{sh} < 1$,
- τότε λαμβάνουμε την υπερθέρμανση του οργανικού ρευστου ίση με 1 K

5.6 Εναλλάκτες θερμότητας-η ανάλυση του Pinch Point

Η ανάλυση του Pinch Point για τους εναλλάκτες θερμότητας είναι καθοριστικής σημασίας. Βασίζεται στο δεύτερο νόμο της Θερμοδυναμικής, ο οποίος περιγράφει τις αυθόρμητες διεργασίες που πραγματοποιούνται σε μη αναστρέψιμους κύκλους.

Ο Clausius σχετικά με το δεύτερο νόμο της Θερμοδυναμικής διατύπωσε: 'Είναι αδύνατο για οποιοδήποτε σύστημα να λειτουργεί με τέτοιο τρόπο ώστε, η θερμότητα να μεταφέρεται από το ψυχρό ρεύμα στο θερμότερο ρεύμα'. Επίσης: 'Ένα θερμό ρεύμα δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να θερμάνει ένα ψυχρότερο ρεύμα σε θερμοκρασία υψηλότερη του θερμού ρεύματος'.

Ο Kelvin-Planck διατύπωσε: 'Τα θερμά ρεύματα δεν μπορούν να μεταφέρουν όλη τους την ενέργεια στα αντίστοιχα ψυχρά ρεύματα, καθώς υπάρχει και ένα ποσό θερμότητας που χάνεται ως αποτέλεσμα της διεργασίας τις μεταφοράς θερμότητας (απώλειες).



Εικόνα 23: Απεικόνιση της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ θερμού και ψυχρού ρεύματος του εναλλάκτη [13]

Το Pinch Point είναι στην ουσία μία τιμή θερμοκρασίας. Είναι η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη. Διαιρεί το εύρος της θερμοκρασίας σε δύο περιοχές. Πάνω από αυτό γίνεται η θέρμανση και κάτω από αυτό η ψύξη.

Τόσο στην περίπτωση του ατμοποιητή, όσο και στην περίπτωση του συμπυκνωτή, λαμβάνουμε ελάχιστη αποδεκτή τιμή του Pinch Point τα 5 K.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο: Θερμοδυναμικά σημεία οργανικού κύκλου Rankine (ORC)

6.1 Εισαγωγή

Στο σημείο αυτό θα αναφερθούμε στα βασικά θερμοδυναμικά σημεία του κύκλου, για τα οποία θα δοθούν στη συνέχεια θερμοδυναμικές τιμές για τα τέσσερα οργανικά ρευστά που έχουν επιλεγεί για τη βελτιστοποίηση.

Σημείο 1

- Πρόκειται για το σημείο που αντιστοιχεί στην είσοδο του οργανικού ρευστού στην αντλία διαφράγματος που θα χρησιμοποιηθεί στην εγκατάσταση. Το οργανικό ρευστό είναι κορεσμένο υγρό σε θερμοκρασία 35 °C, δηλαδή στη θερμοκρασία που έχει επιλεγεί για τη συμπύκνωση του οργανικού ρευστού.



Εικόνα 24: Αντλία διαφράγματος για την ανύψωση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου[24]

Σημείο 2

- Πρόκειται για το σημείο εξόδου από την αντλία, όπου χρησιμοποιώντας ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 65%, μέσω της ισεντροπικής διεργασίας καταλήγουμε στον υπολογισμό των θερμοδυναμικών παραμέτρων της πραγματικής διεργασίας. Το ρευστό εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας και αποτελεί το ψυχρό του ρεύμα.

Σημείο 3

- Πρόκειται για το σημείο όπου το οργανικό ρευστό είναι κορεσμένο υγρό και σε αυτό το σημείο ξεκινά η ατμοποίησή του, θεωρώντας πως δεν υπάρχουν απώλειες πίεσης κατά τη διεργασία αυτή.



Εικόνα 25:Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας (ατμοποιητής)[24]

Σημείο 4

- Είναι το σημείο όπου έχει πραγματοποιηθεί η ατμοποίηση του οργανικού ρευστού. Είναι σε κατάσταση κορεσμένου ατμού στην ίδια πίεση αφού έχουμε θεωρήσει πως δεν υπάρχουν πτώσεις πίεσης διά μέσω των δύο εναλλακτών.

Σημείο 5

- Είναι το σημείο στο οποίο καταλήγει το εργαζόμενο μέσο με την υπερθέρμανσή του. Σε αυτή τη θερμοδυναμική κατάσταση έχει τη μέγιστη πίεση και θερμοκρασία του κύκλου και με αυτά τα χαρακτηριστικά εισέρχεται στον εκτονωτή.



Εικόνα 26:Συμπιεστής scroll τον οποίο χρησιμοποιούμε ανάστροφα για εκτόνωση[24]

Σημείο 6

- Είναι η έξοδος του εργαζόμενου μέσου από τον εκτονωτή. Έχει ήδη μετατραπεί η θερμική του ενέργεια σε μηχανική στην άτρακτο του εκτονωτή, η οποία συνδέεται με το δρομέα της γεννήτριας της εγκατάστασης. Το οργανικό ρευστό επανέρχεται στη χαμηλή πίεση του κύκλου, δηλαδή στην πίεση συμπύκνωσής του και εισέρχεται στο δεύτερο εναλλάκτη θερμότητας του κύκλου, δηλαδή στο συμπυκνωτή.

Σημείο 7

- Το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού στην πίεση συμπύκνωσης. Ακολουθεί η συμπύκνωσή του υπό τη σταθερή επιλεχθείσα θερμοκρασία, χωρίς να λαμβάνονται υπόψη πτώσεις πίεσεως κατά τη διεργασία της συμπύκνωσης.



Εικόνα 27: Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας (συμπυκνωτής)[24]

Σημείο 8

- Ταυτίζεται με το σημείο 1, ολοκληρώθει δηλαδή ένας πλήρης θερμοδυναμικός κύκλος και το οργανικό ρευστό (εργαζόμενο μέσο) επανήλθε στην αρχική του κατάσταση (κορεσμένο υγρό).

6.2 Αποτελέσματα των τεσσάρων επιλεχθέντων οργανικών ρευστών

6.2.10 οργανικός κύκλος Rankine για το εργαζόμενο μέσο *HFO-1234yf*

| Γενικές πληροφορίες | |
|--------------------------------------|--------------|
| <i>Μοριακή μάζα [kg/mol]</i> | 0.1140415928 |
| <i>Αριθμός CAS</i> | 754-12-1 |
| <i>Κατηγορία ASHRAE</i> | A2L |
| <i>Μοριακός τύπος</i> | - |
| Όρια | |
| <i>Μέγιστη θερμοκρασία [K]</i> | 410.0 |
| <i>Μέγιστη πίεση [Pa]</i> | 30000000.0 |
| Τριπλό σημείο | |
| <i>Θερμοκρασία [K]</i> | 220.0 |
| <i>Πίεση [Pa]</i> | 315075587937 |
| Κρίσιμο σημείο | |
| <i>Θερμοκρασία [K]</i> | 367.85 |
| <i>Πυκνότητα [kg/m³]</i> | 475553441976 |
| <i>Πυκνότητα [mol/m³]</i> | 4170.0 |
| <i>Πίεση [Pa]</i> | 3382200.0 |

Πίνακας 9: Πληροφορίες και ιδιότητες του οργανικού ρευστού HFO-1234yf[25]

Στη συνέχεια ακολουθούν πίνακες με όλα τα θερμοδυναμικά μεγέθη του ρευστού όπως προέκυψαν από το πρόγραμμα βελτιστοποίησης. Το πρόγραμμα βελτιστοποίησης εκπονήθηκε σε *Matlab* με τη χρήση της βιβλιοθήκης *CoolProp*. Οι πίνακες περιλαμβάνουν τιμές των θερμοδυναμικών μεγεθών του οργανικού ρευστού σε όλα τα σημεία του κύκλου που αναφέρθηκαν παραπάνω.

Ακολουθούν οι τιμές της θερμοκρασίας του οργανικού ρευστού στα διάφορα σημεία του κύκλου, που περιγράφηκαν παραπάνω.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| T [K] | 308.15 | 310.56 | 362.38 | 362.38 | 365.65 | 313.46 | 308.15 | 308.15 |

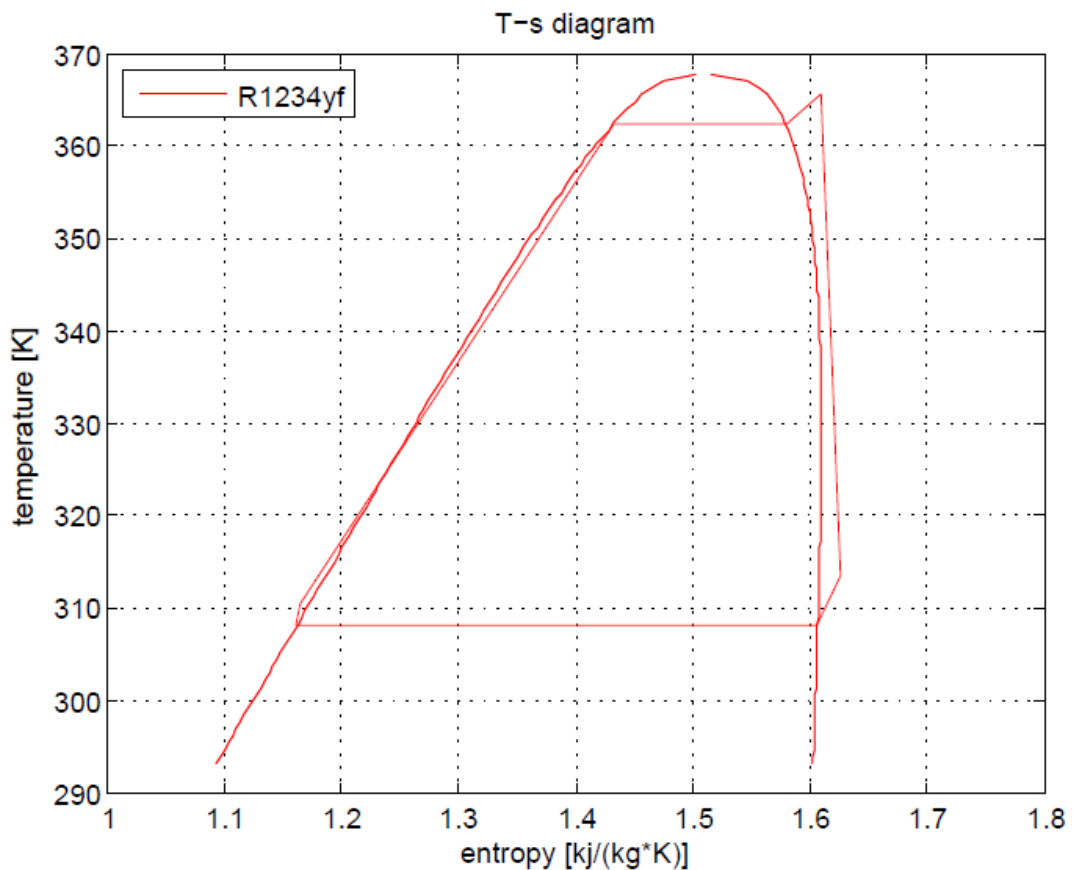
Πίνακας 10: Θερμοκρασίες στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234yf

Ακολουθεί ο πίνακας με τις τιμές της εντροπίας του κύκλου του οργανικού ρευστού.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| s [kJ/(kg*K)] | 1.1622 | 1.1657 | 1.4316 | 1.5792 | 1.6095 | 1.6254 | 1.6064 | 1.1622 |

Πίνακας 11: Τιμές της εντροπίας στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234yf

Στον κώδικα βελτιστοποίησης του θερμοδυναμικού κύκλου του οργανικού μέσου περιλαμβάνεται και μία συνάρτηση για τη σχεδιαστική απεικόνιση της καμπάνας κορεσμού του οργανικού ρευστού. Ακολουθεί ο κύκλος που προκύπτει από τη βελτιστοποίηση μαζί με την καμπάνα κορεσμού. Υποκρίσιμος οργανικός κύκλος Rankine με κατάλληλη υπερθέρμανση, ώστε η εκτόνωση να πραγματοποιείται εκτός καμπάνας.



Εικόνα 28: Καμπάνα κορεσμού του HFO-1234yf μαζί με το βέλτιστο κύκλο

Παρακάτω ακολουθεί ο πίνακας με τις πιέσεις του συγκεκριμένου εργαζόμενου μέσου. Έχουμε θεωρήσει για την απλούστευση της διαδικασίας διαστασιολόγησης του συστήματος ότι όλες οι διεργασίες γίνονται σε δύο πιέσεις, την υψηλή πίεση της ατμοποίησης και τη χαμηλή πίεση της συμπύκνωσης του οργανικού ρευστού. Η

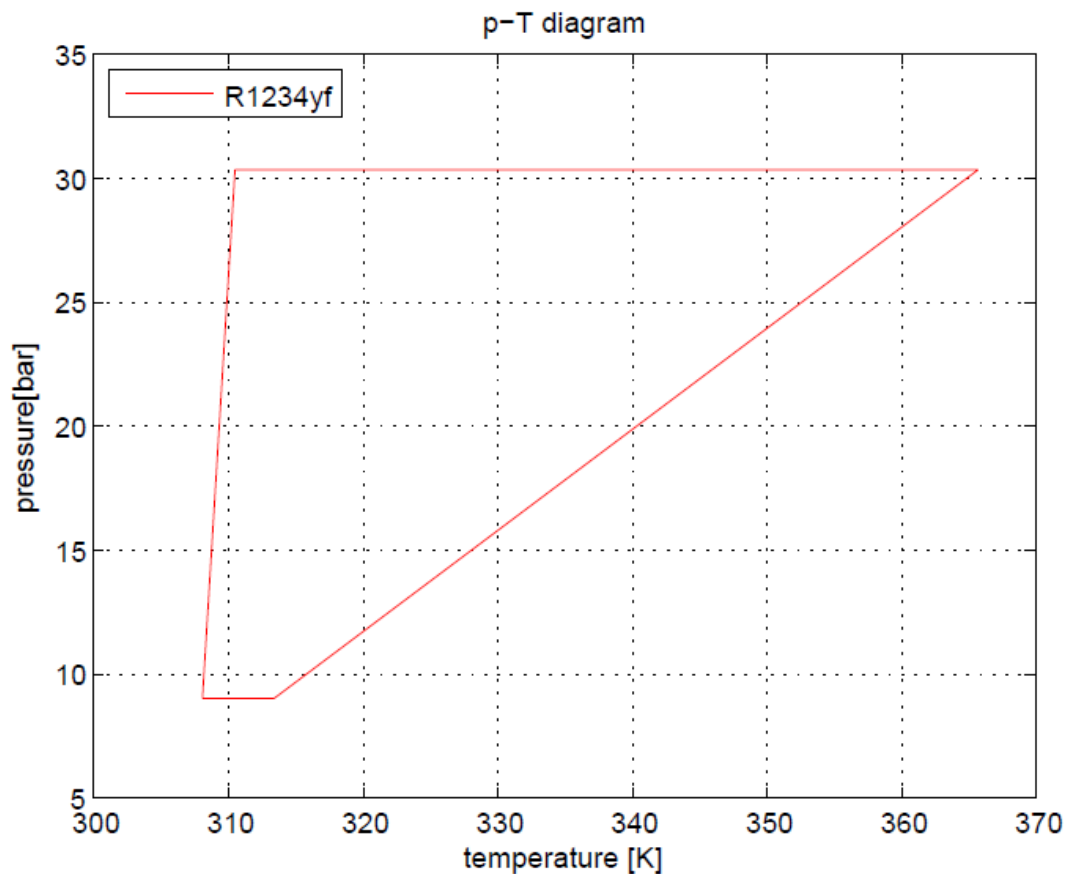
αντλία και ο συμπιεστής scroll είναι υπεύθυνοι για τη μετάβαση του ρευστού μεταξύ των δύο αυτών πιέσεων.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------|------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|
| p [bar] | 8.95 | 30.34 | 30.34 | 30.34 | 30.34 | 8.95 | 8.95 | 8.95 |

Πίνακας 12: Πιέσεις στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234yf

- ❖ Υψηλή πίεση κύκλου: 30.34 bar
- ❖ Χαμηλή πίεση κύκλου: 8.95 bar

Ακολουθεί το διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για το θερμοδυναμικό κύκλο.



Εικόνα 29: Διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για τον κύκλο του HFO-1234yf

- ❖ Θερμικός βαθμός απόδοσης

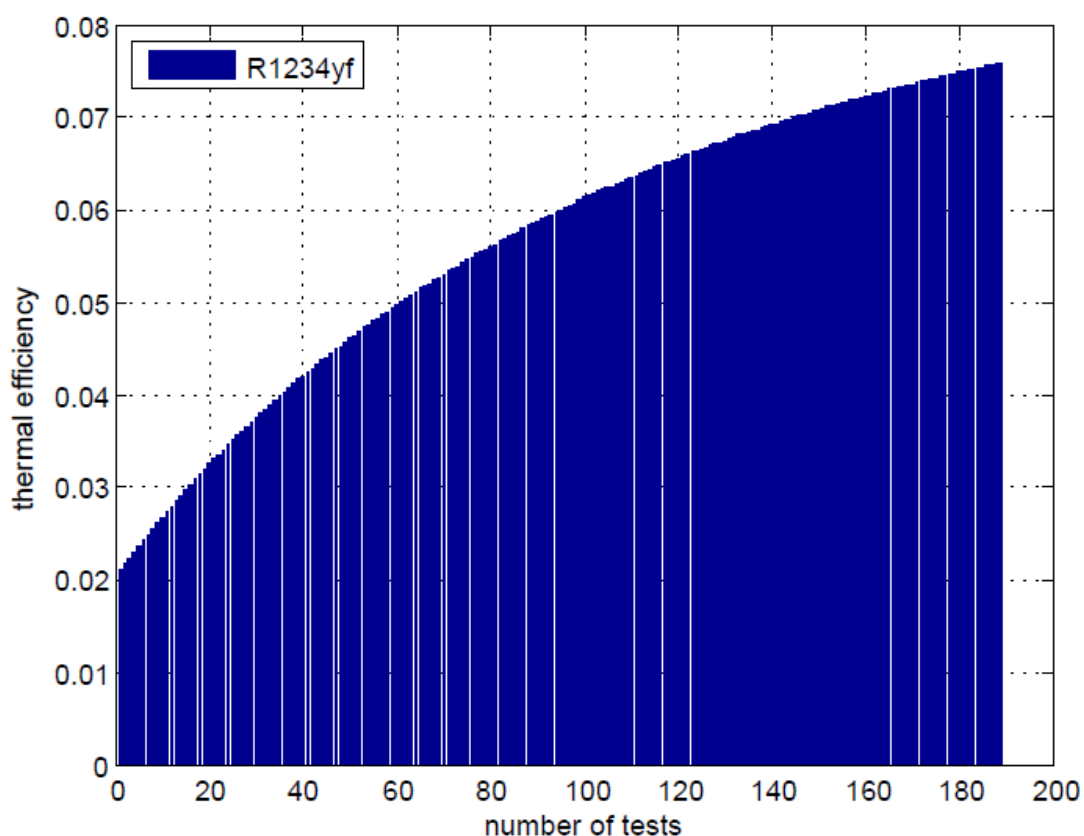
Στόχος της διαδικασίας αυτής είναι η μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου, υπό τους υπάρχοντες και προαναφερθέντες περιορισμούς.

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου είναι ο λόγος της ενέργειας που εκμεταλλευόμαστε περιστρέφοντας την άτρακτο, στην οποία είναι συνδεδεμένος ο συμπιεστής scroll και περιστρέφει το δρομέα της γεννήτριας, προς την ενέργεια που εισέρχεται στο θερμοδυναμικό κύκλο ORC.

$$\text{➤ } n_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}}$$

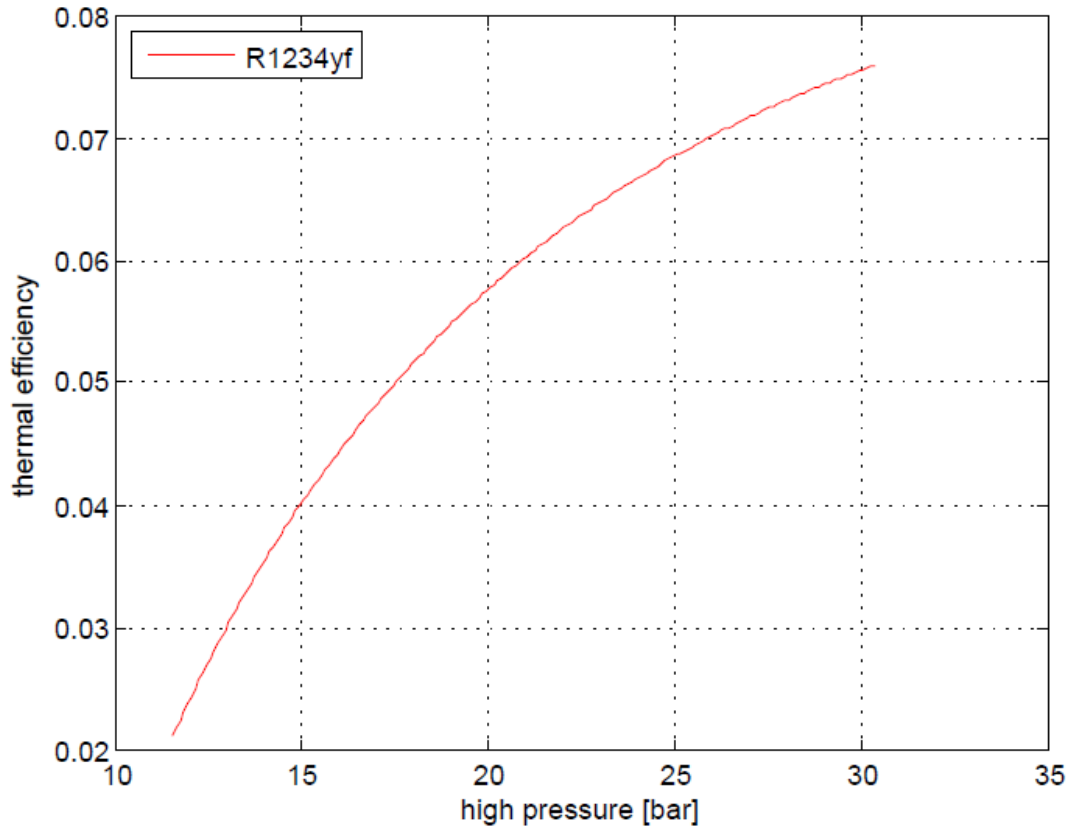
- $w_{net} = w_{exp} - w_{pump} = (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)$
- $q_{in} = h_5 - h_2$

Ακολουθεί διάγραμμα για το θερμικό βαθμό απόδοσης που προέκυψε σε όλες τις επαναλήψεις που έγιναν, δηλαδή σε όλο το εύρος πιέσεων λειτουργίας του θερμοδυναμικού κύκλου.



Εικόνα 30:Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC σε όλο το εύρος των επαναλήψεων που πραγματοποιήθηκαν

Στο παρακάτω διάγραμμα βλέπουμε το θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου σε όλο το εύρος των πιέσεων λειτουργίας που χρησιμοποιήσαμε για τη βελτιστοποίηση.

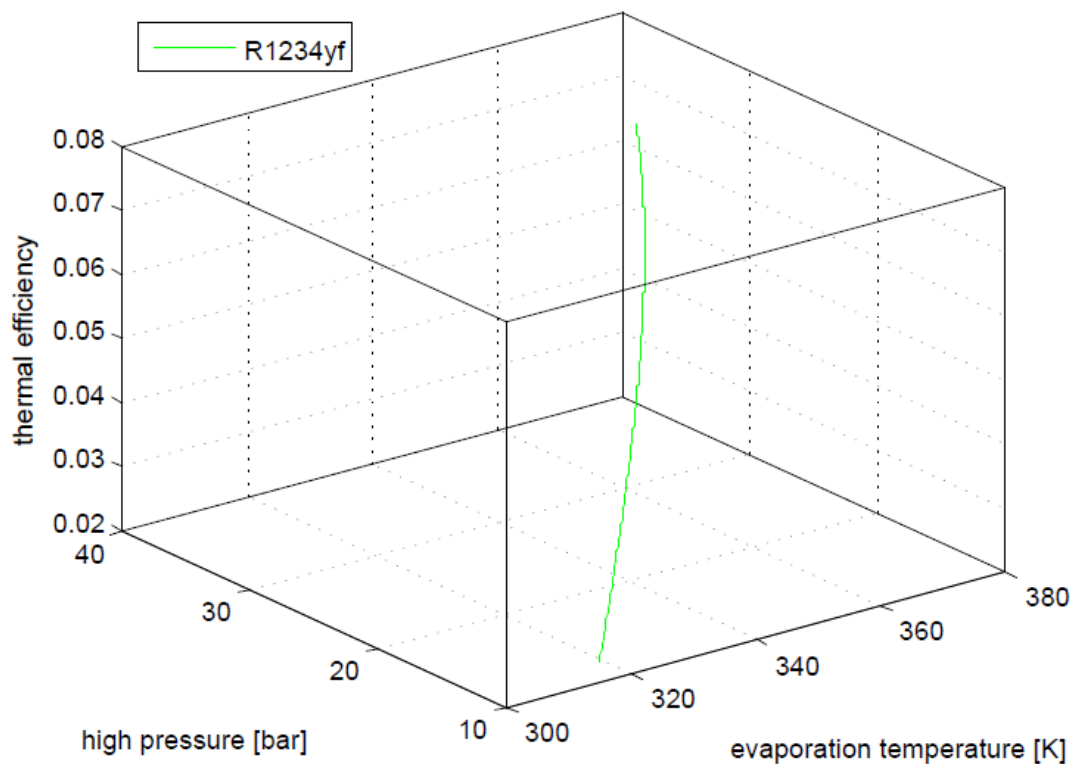


Εικόνα 31:Θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου στο εύρος των πιέσεων λειτουργίας που επιλέχθηκε

- **Volume Flow Rate (VFR)**
- $VFR = \frac{d_{in}}{d_{out}}$

Είναι ο λόγος της πυκνότητας του οργανικού ρευστού κατά την είσοδό του στον εκτονωτή προς την αντίστοιχη στην έξοδό του. Από επιστημονική βιβλιογραφία, έχει αποδειχθεί πως σε ένα εύρος τιμών του 3-5, μεγιστοποιείται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή. Αν η τιμή του VFR είναι υψηλότερη τότε δεν αρκεί ένας μόνο συμπιεστής scroll για την εκτόνωση.

Ακολουθεί διάγραμμα που συνδέει το θερμικό βαθμό απόδοσης με την πίεση λειτουργίας του και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του εργαζόμενου μέσου.



Εικόνα 32: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την πίεση λειτουργίας και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του HFO-1234yf

| | |
|---------------------------------------|------------|
| <i>εργαζόμενο μέσο</i> | HFO-1234yf |
| <i>θερμικός βαθμός απόδοσης [%]</i> | 7.5923 |
| <i>πίεση λειτουργίας [bar]</i> | 30.34 |
| <i>πίεση συμπύκνωσης [bar]</i> | 8.95 |
| <i>μέγιστη θερμοκρασία κύκλου [K]</i> | 365.65 |
| <i>VFR</i> | 4.602 |
| <i>PR (pressure ratio)</i> | 3.389 |
| <i>παροχή μάζας [kg/sec]</i> | 0.21055 |

Πίνακας 13: Αποτελέσματα για το οργανικό ρευστό R-1234yf

6.2.20 οργανικός κύκλος Rankine για το εργαζόμενο μέσο HFO-1234zeE

| <i>Γενικές πληροφορίες</i> | |
|--------------------------------------|--------------|
| <i>Μοριακή μάζα [kg/mol]</i> | 0.1140415928 |
| <i>Αριθμός CAS</i> | 29118-24-9 |
| <i>Κατηγορία ASHRAE</i> | A2L |
| <i>Μοριακός τύπος</i> | - |
| <i>Όρια</i> | |
| <i>Μέγιστη θερμοκρασία [K]</i> | 420.0 |
| <i>Μέγιστη πίεση [Pa]</i> | 15000000.0 |
| <i>Τριπλό σημείο</i> | |
| <i>Θερμοκρασία [K]</i> | 168.62 |
| <i>Πίεση [Pa]</i> | 218580020061 |
| <i>Κρίσιμο σημείο</i> | |
| <i>Θερμοκρασία [K]</i> | 382.52 |
| <i>Πυκνότητα [kg/m³]</i> | 489238433112 |
| <i>Πυκνότητα [mol/m³]</i> | 4290.0 |
| <i>Πίεση [Pa]</i> | 3636250.0 |

Πίνακας 14: Πληροφορίες και ιδιότητες του οργανικού ρευστού HFO-1234zeE[25]

Ακολουθούν οι τιμές της θερμοκρασίας του οργανικού ρευστού στα διάφορα σημεία του κύκλου, που περιγράφηκαν παραπάνω.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| T [K] | 308.15 | 310.07 | 367.81 | 367.81 | 370.21 | 315.56 | 308.15 | 308.15 |

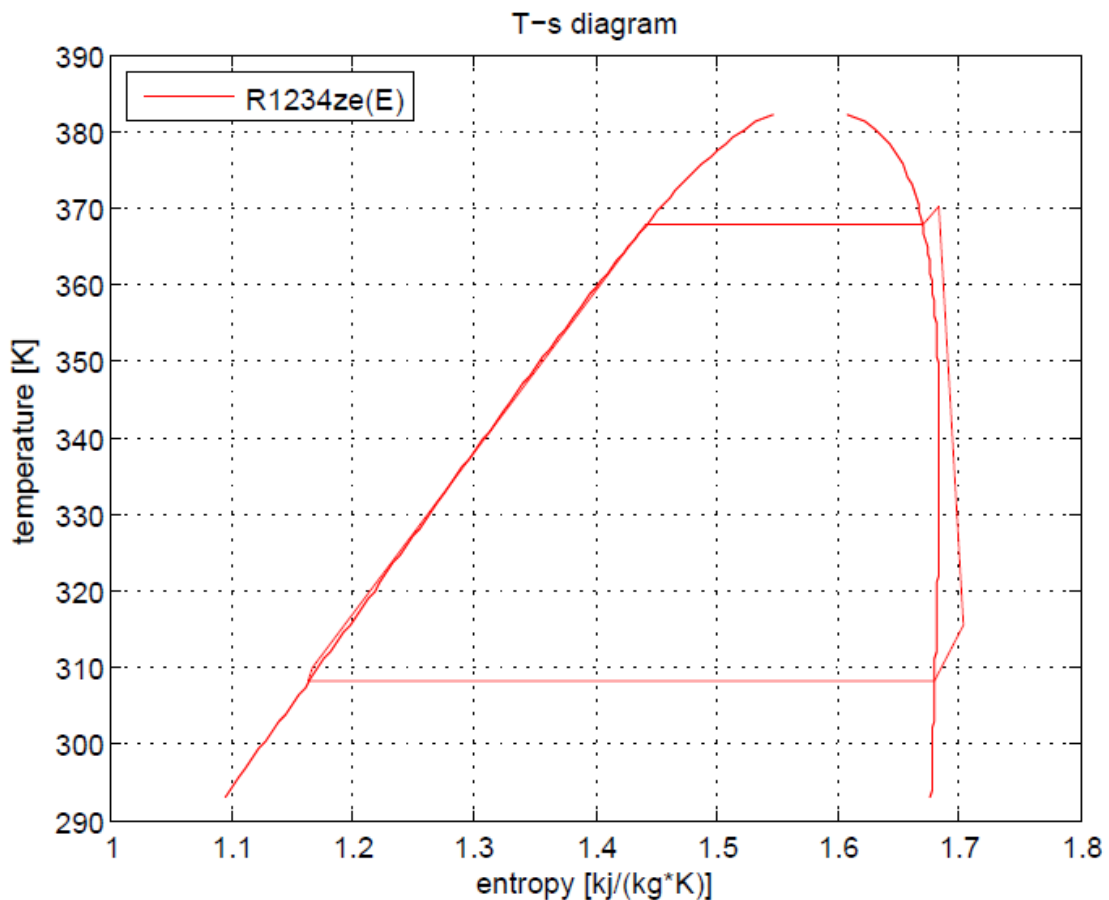
Πίνακας 15: Θερμοκρασίες στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234zeE

Ακολουθεί ο πίνακας με τις τιμές της εντροπίας του κύκλου του οργανικού ρευστού.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| s [kJ/(kg*K)] | 1.1634 | 1.1665 | 1.4417 | 1.6696 | 1.6837 | 1.7037 | 1.6795 | 1.1634 |

Πίνακας 16: Τιμές της εντροπίας στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234zeE

Ακολουθεί ο κύκλος που προκύπτει από τη βελτιστοποίηση μαζί με την καμπάνα κορεσμού. Υποκρίσιμος οργανικός κύκλος Rankine με κατάλληλη υπερθέρμανση, ώστε η εκτόνωση να πραγματοποιείται εκτός καμπάνας.



Εικόνα 33: Καμπάνα κορεσμού του HFO-1234zeE μαζί με το βέλτιστο κύκλο

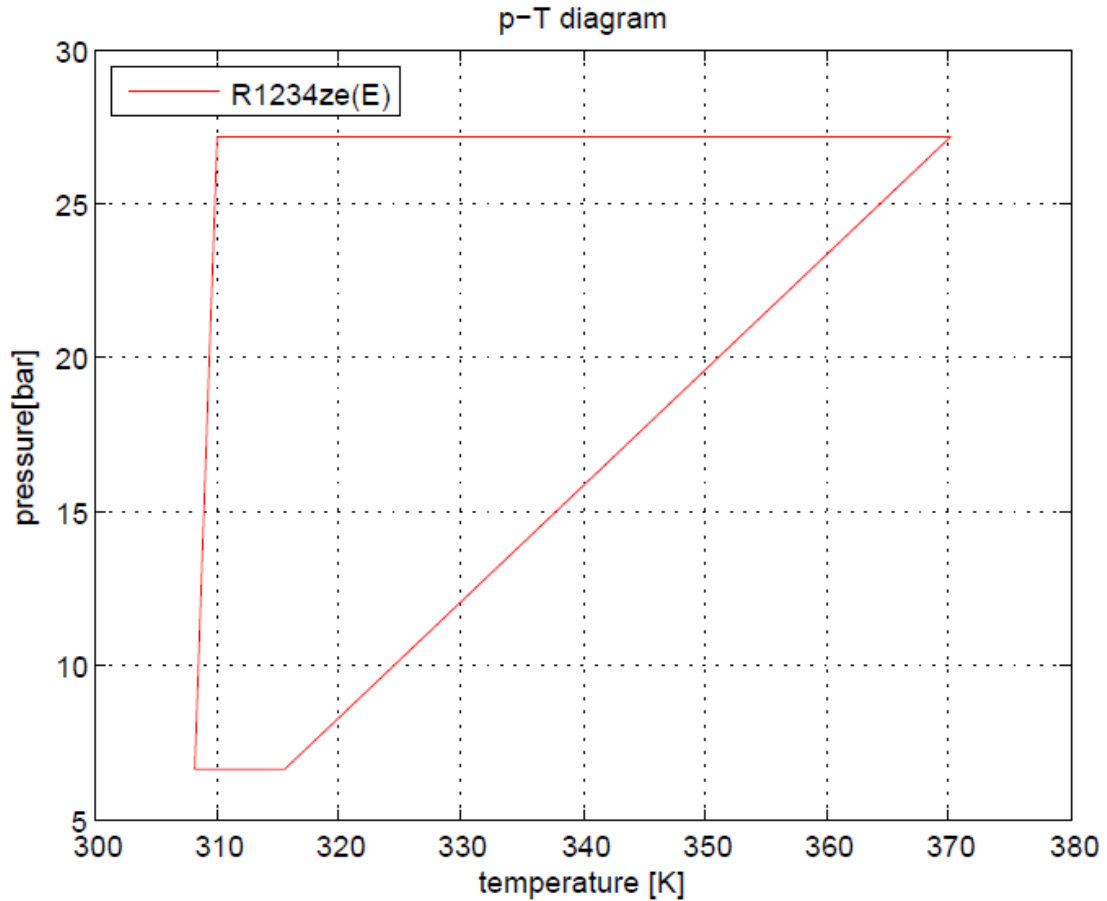
Παρακάτω ακολουθεί ο πίνακας με τις πιέσεις του συγκεκριμένου εργαζόμενου μέσου. Έχουμε θεωρήσει για την απλούστευση της διαδικασίας διαστασιολόγησης του συστήματος ότι όλες οι διεργασίες γίνονται σε δύο πιέσεις, την υψηλή πίεση της ατμοποίησης και τη χαμηλή πίεση της συμπύκνωσης του οργανικού ρευστού. Η αντλία και ο συμπιεστής scroll είναι υπεύθυνοι για τη μετάβαση του ρευστού μεταξύ των δύο αυτών πιέσεων.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| p [bar] | 6.67 | 27.2 | 27.2 | 27.2 | 27.2 | 6.67 | 6.67 | 6.67 |

Πίνακας 17: Πιέσεις στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFO-1234zeE

- ❖ Υψηλή πίεση κύκλου: 27.2 bar
- ❖ Χαμηλή πίεση κύκλου: 6.67 bar

Ακολουθεί το διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για το θερμοδυναμικό κύκλο.



Εικόνα 34: Διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για τον κύκλο του HFO-1234zeE

❖ Θερμικός βαθμός απόδοσης

Στόχος της διαδικασίας αυτής είναι η μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου, υπό τους υπάρχοντες και προαναφερθέντες περιορισμούς.

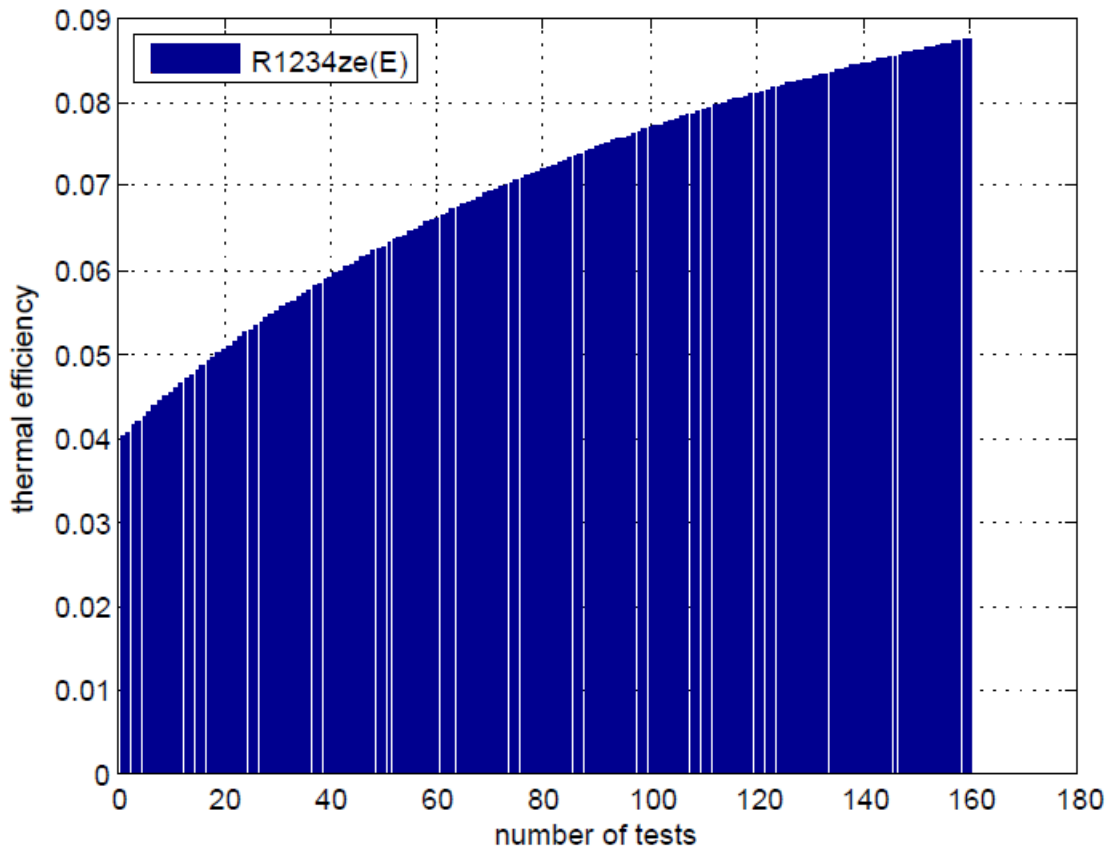
Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου είναι ο λόγος της ενέργειας που εκμεταλλευόμαστε περιστρέφοντας την άτρακτο, στην οποία είναι συνδεδεμένος ο συμπιεστής scroll και περιστρέφει το δρομέα της γεννήτριας, προς την ενέργεια που εισέρχεται στο θερμοδυναμικό κύκλο ORC.

$$\triangleright n_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}}$$

- $w_{net} = w_{exp} - w_{pump} = (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)$

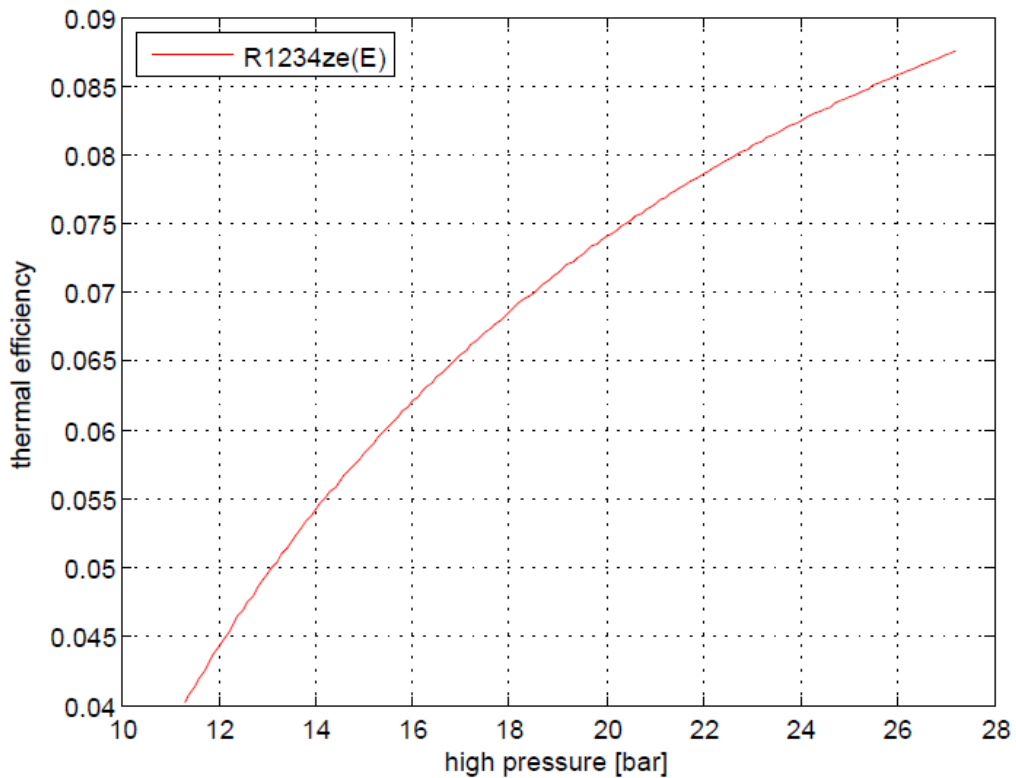
- $q_{in}=h_5-h_2$

Ακολουθεί διάγραμμα για το θερμικό βαθμό απόδοσης που προέκυψε σε όλες τις επαναλήψεις που έγιναν, δηλαδή σε όλο το εύρος πιέσεων λειτουργίας του θερμοδυναμικού κύκλου.



Εικόνα 35:Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC σε όλο το εύρος των επαναλήψεων που πραγματοποιήθηκαν

Στο παρακάτω διάγραμμα βλέπουμε το θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου σε όλο το εύρος των πιέσεων λειτουργίας που χρησιμοποιήσαμε για τη βελτιστοποίηση.

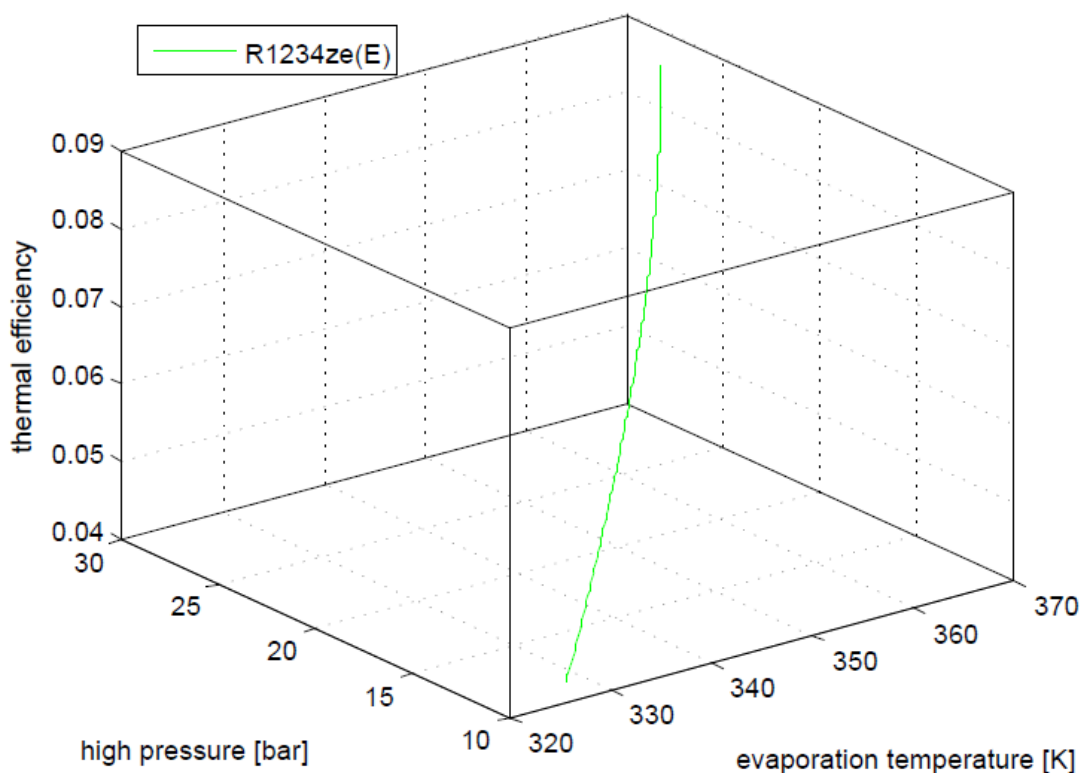


Εικόνα 36:Θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου στο εύρος των πιέσεων λειτουργίας που επιλέχθηκε

- **Volume Flow Rate (VFR)**
- $VFR = \frac{d_{in}}{d_{out}}$

Είναι ο λόγος της πυκνότητας του οργανικού ρευστού κατά την είσοδό του στον εκτονωτή προς την αντίστοιχη στην έξοδό του. Από επιστημονική βιβλιογραφία, έχει αποδειχθεί πως σε ένα εύρος τιμών του 3-5, μεγιστοποιείται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή. Αν η τιμή του VFR είναι υψηλότερη τότε δεν αρκεί ένας μόνο συμπιεστής scroll για την εκτόνωση.

Ακολουθεί διάγραμμα που συνδέει το θερμικό βαθμό απόδοσης με την πίεση λειτουργίας του και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του εργαζόμενου μέσου.



Εικόνα 37: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την πίεση λειτουργίας και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του HFO-1234zeE

| | |
|---------------------------------------|-------------|
| <i>εργαζόμενο μέσο</i> | HFO-1234zeE |
| <i>θερμικός βαθμός απόδοσης [%]</i> | 8.7557 |
| <i>πίεση λειτουργίας [bar]</i> | 27.2 |
| <i>πίεση συμπύκνωσης [bar]</i> | 6.67 |
| <i>μέγιστη θερμοκρασία κύκλου [K]</i> | 370.21 |
| <i>VFR</i> | 5.2023 |
| <i>PR (pressure ratio)</i> | 4.0765 |
| <i>παροχή μάζας [kg/sec]</i> | 0.1664 |

Πίνακας 18: Αποτελέσματα για το οργανικό ρευστό HFO-1234zeE

6.2.3Ο οργανικός κύκλος Rankine για το εργαζόμενο μέσο R152a

Ολοκληρώθηκε η ανάλυση για τις δύο υδρο-φθοριο-ολεφίνες (HFO) και τώρα θα παρατεθούν τα αποτελέσματα για τα δύο άλλα οργανικά ρευστά, τα οποία επιλέχθηκαν για τη βελτιστοποίηση του ORC. Πρώτα ξεκινάμε με τον υδρο-φθοριο-άνθρακα (HFC) R152a. Πρόκειται για υγρό οργανικό ρευστό, άρα ο κώδικας βελτιστοποίησης διαφοροποιείται, καθώς η κλίση της καμπάνας κορεσμού του ατμού είναι διαφορετική. (θετική κλίση)

| <i>Γενικές πληροφορίες</i> | |
|--------------------------------------|--|
| <i>Μοριακή μάζα [kg/mol]</i> | 0.066051 |
| <i>Αριθμός CAS</i> | 75-37-6 |
| <i>Κατηγορία ASHRAE</i> | A2 |
| <i>Μοριακός τύπος</i> | C ₂ F ₂ H ₄ |
| <i>Όρια</i> | |
| <i>Μέγιστη θερμοκρασία [K]</i> | 471.0 |
| <i>Μέγιστη πίεση [Pa]</i> | 58000000.0 |
| <i>Τριπλό σημείο</i> | |
| <i>Θερμοκρασία [K]</i> | 154.56 |
| <i>Πίεση [Pa]</i> | - |
| <i>Κρίσιμο σημείο</i> | |
| <i>Θερμοκρασία [K]</i> | 386.411 |
| <i>Πυκνότητα [kg/m³]</i> | 368.0 |
| <i>Πυκνότητα [mol/m³]</i> | - |
| <i>Πίεση [Pa]</i> | 4520000.0 |

Πίνακας 19: Πληροφορίες και ιδιότητες του οργανικού ρευστού HFC-152a[25]

Ακολουθούν οι τιμές της θερμοκρασίας του οργανικού ρευστού στα διάφορα σημεία του κύκλου, που περιγράφηκαν παραπάνω.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| T [K] | 308.15 | 309.72 | 355.81 | 355.81 | 367.01 | 315.14 | 308.15 | 308.15 |

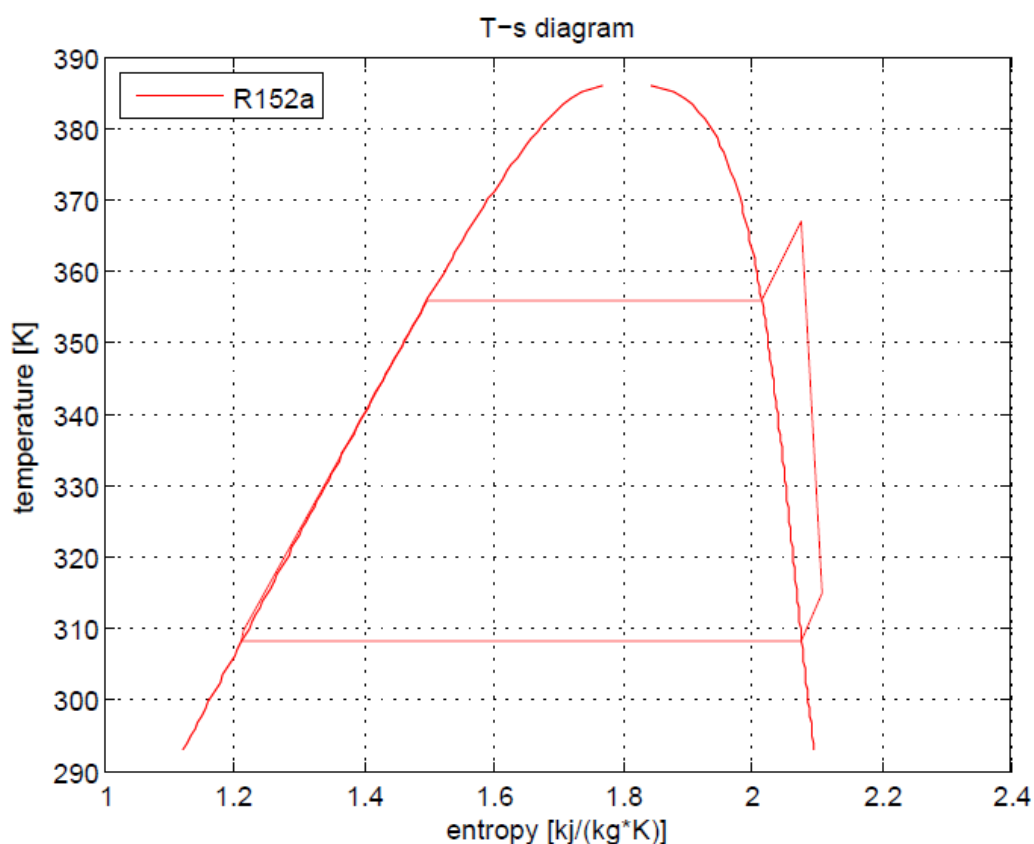
Πίνακας 20:Θερμοκρασίες στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFC-152a

Ακολουθεί ο πίνακας με τις τιμές της εντροπίας του κύκλου του οργανικού ρευστού.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| s [kJ/(kg*K)] | 1.2114 | 1.2148 | 1.4977 | 2.0151 | 2.0769 | 2.1065 | 2.0769 | 1.2114 |

Πίνακας 21: Τιμές της εντροπίας στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFC-152a

Ακολουθεί ο κύκλος που προκύπτει από τη βελτιστοποίηση μαζί με την καμπάνα κορεσμού. Υποκρίσιμος οργανικός κύκλος Rankine με κατάλληλη υπερθέρμανση μέχρι την τιμή της εντροπίας στην αρχή της συμπύκνωσης, ώστε η εκτόνωση να πραγματοποιείται εκτός καμπάνας.



Εικόνα 38: Καμπάνα κορεσμού του HFC-152a μαζί με το βέλτιστο κύκλο

Παρακάτω ακολουθεί ο πίνακας με τις πιέσεις του συγκεκριμένου εργαζόμενου μέσου. Έχουμε θεωρήσει για την απλούστευση της διαδικασίας διαστασιολόγησης του συστήματος ότι όλες οι διεργασίες γίνονται σε δύο πιέσεις, την υψηλή πίεση της ατμοποίησης και τη χαμηλή πίεση της συμπύκνωσης του οργανικού ρευστού. Η

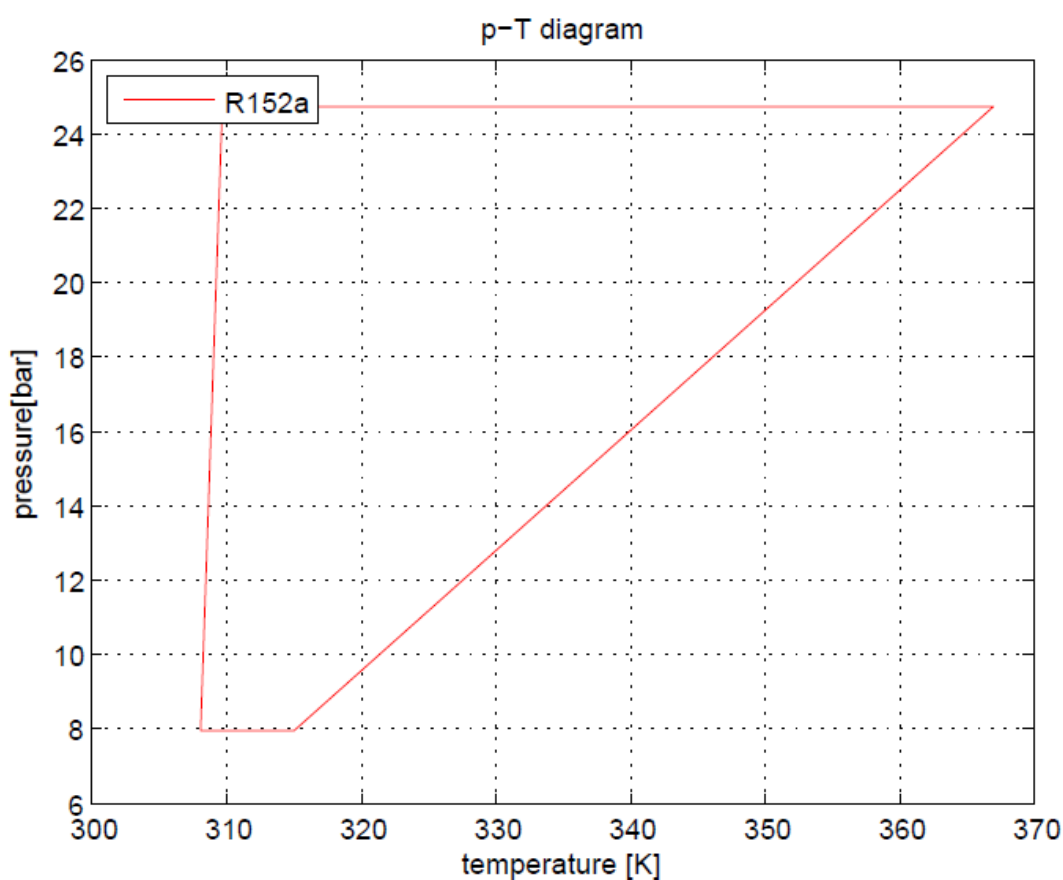
αντλία και ο συμπιεστής scroll είναι υπεύθυνοι για τη μετάβαση του ρευστού μεταξύ των δύο αυτών πιέσεων.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------|------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|
| p [bar] | 7.94 | 24.77 | 24.77 | 24.77 | 24.77 | 7.94 | 7.94 | 7.94 |

Πίνακας 22: Πιέσεις στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HFC-152a

- ❖ *Υψηλή πίεση κύκλου: 24.77 bar*
- ❖ *Χαμηλή πίεση κύκλου: 7.94 bar*

Ακολουθεί το διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για το θερμοδυναμικό κύκλο.



Εικόνα 39: Διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για τον κύκλο του HFC-152a

❖ Θερμικός βαθμός απόδοσης

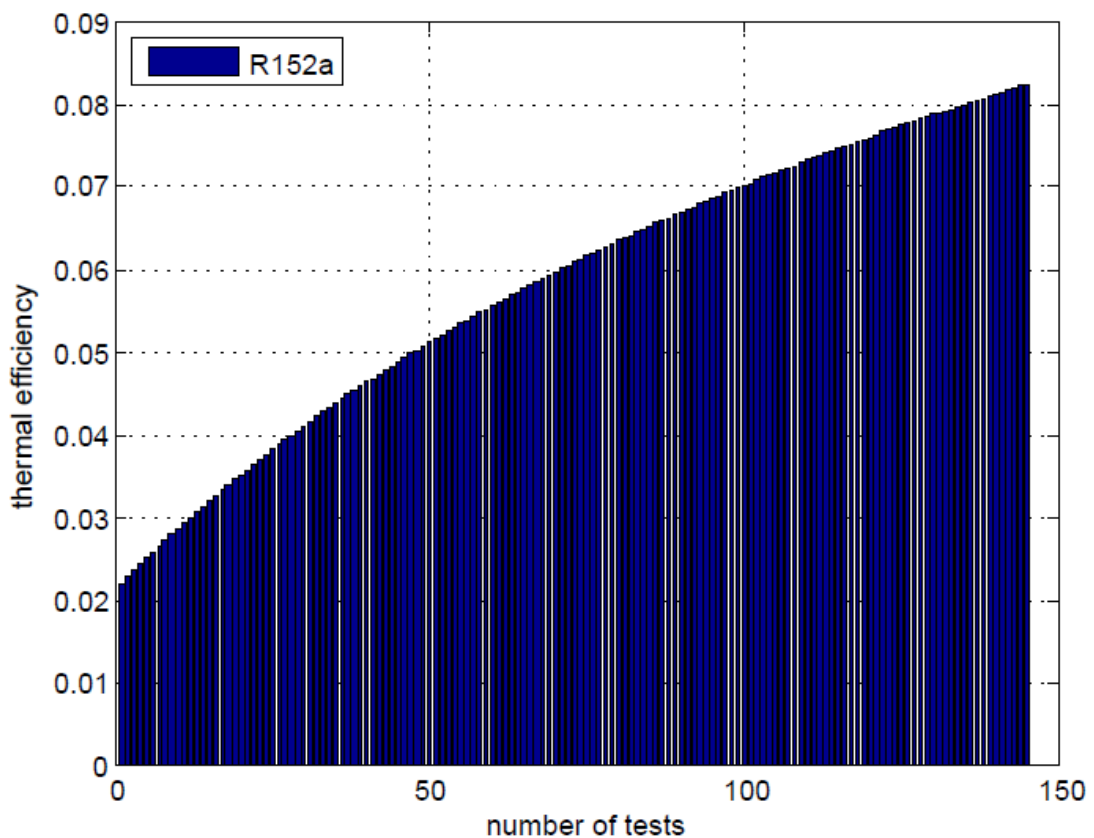
Στόχος της διαδικασίας αυτής είναι η μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου, υπό τους υπάρχοντες και προαναφερθέντες περιορισμούς.

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου είναι ο λόγος της ενέργειας που εκμεταλλευόμαστε περιστρέφοντας την άτρακτο, στην οποία είναι συνδεδεμένος ο συμπιεστής scroll και περιστρέφει το δρομέα της γεννήτριας, προς την ενέργεια που εισέρχεται στο θερμοδυναμικό κύκλο ORC.

$$\text{➤ } \eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}}$$

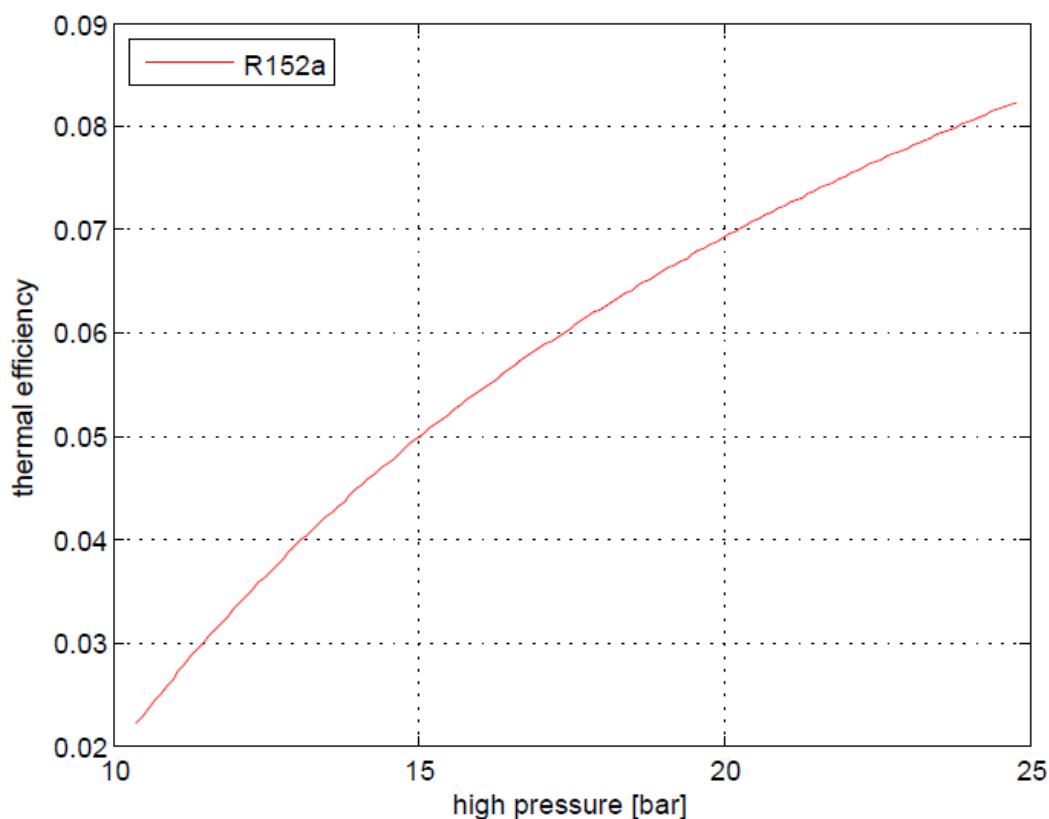
- $w_{net} = w_{exp} - w_{pump} = (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)$
- $q_{in} = h_5 - h_2$

Ακολουθεί διάγραμμα για το θερμικό βαθμό απόδοσης που προέκυψε σε όλες τις επαναλήψεις που έγιναν, δηλαδή σε όλο το εύρος πιέσεων λειτουργίας του θερμοδυναμικού κύκλου.



Εικόνα 40: Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC σε όλο το εύρος των επαναλήψεων που πραγματοποιήθηκαν

Στο παρακάτω διάγραμμα βλέπουμε το θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου σε όλο το εύρος των πιέσεων λειτουργίας που χρησιμοποιήσαμε για τη βελτιστοποίηση.

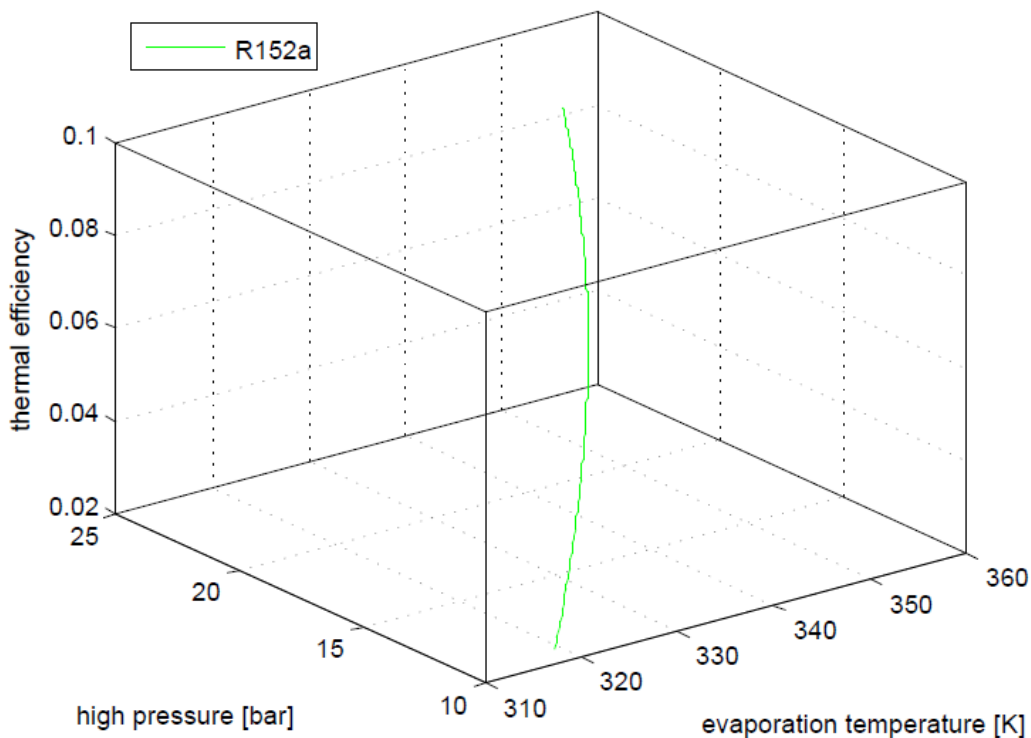


Εικόνα 41:Θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου στο εύρος των πιέσεων λειτουργίας που επιλέχθηκε

- **Volume Flow Rate (VFR)**
- $VFR = \frac{d_{in}}{d_{out}}$

Είναι ο λόγος της πυκνότητας του οργανικού ρευστού κατά την είσοδό του στον εκτονωτή προς την αντίστοιχη στην έξοδό του. Από επιστημονική βιβλιογραφία, έχει αποδειχθεί πως σε ένα εύρος τιμών του 3-5, μεγιστοποιείται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή. Αν η τιμή του VFR είναι υψηλότερη τότε δεν αρκεί ένας μόνο συμπιεστής scroll για την εκτόνωση.

Ακολουθεί διάγραμμα που συνδέει το θερμικό βαθμό απόδοσης με την πίεση λειτουργίας του και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του εργαζόμενου μέσου.



Εικόνα 42: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την πίεση λειτουργίας και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του HFC-152a

| | |
|---------------------------------------|----------|
| <i>εργαζόμενο μέσο</i> | HFC-152a |
| <i>θερμικός βαθμός απόδοσης [%]</i> | 8.2363 |
| <i>πίεση λειτουργίας [bar]</i> | 24.77 |
| <i>πίεση συμπύκνωσης [bar]</i> | 7.94 |
| <i>μέγιστη θερμοκρασία κύκλου [K]</i> | 367.01 |
| <i>VFR</i> | 3.2703 |
| <i>PR (pressure ratio)</i> | 3.12 |
| <i>παροχή μάζας [kg/sec]</i> | 0.11268 |

Πίνακας 23: Αποτελέσματα για το οργανικό ρευστό HFC-152a

6.2.40 οργανικός κύκλος Rankine για το εργαζόμενο μέσο R290

Όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις, αρχικά παραθέτουμε γενικές πληροφορίες και ιδιότητες του οργανικού ρευστού HC-290.

| <i>Γενικές πληροφορίες</i> | |
|--------------------------------------|-------------------------------|
| <i>Μοριακή μάζα [kg/mol]</i> | 0.04409562 |
| <i>Αριθμός CAS</i> | 74-98-6 |
| <i>Κατηγορία ASHRAE</i> | A3 |
| <i>Μοριακός τύπος</i> | C ₃ H ₈ |
| <i>Όρια</i> | |
| <i>Μέγιστη θερμοκρασία [K]</i> | 650.0 |
| <i>Μέγιστη πίεση [Pa]</i> | 1000000000.0 |
| <i>Τριπλό σημείο</i> | |
| <i>Θερμοκρασία [K]</i> | 85.53 |
| <i>Πίεση [Pa]</i> | 0.000171650634674 |
| <i>Κρίσιμο σημείο</i> | |
| <i>Θερμοκρασία [K]</i> | 369.89 |
| <i>Πυκνότητα [kg/m³]</i> | 2204781 |
| <i>Πυκνότητα [mol/m³]</i> | 5000.0 |
| <i>Πίεση [Pa]</i> | 4251200.0 |

Πίνακας 24: Πληροφορίες και ιδιότητες του οργανικού ρευστού HC-290[25]

Ακολουθούν οι τιμές της θερμοκρασίας του οργανικού ρευστού στα διάφορα σημεία του κύκλου, που περιγράφηκαν παραπάνω.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| T [K] | 308.15 | 311.35 | 364.03 | 364.03 | 371.77 | 313.93 | 308.15 | 308.15 |

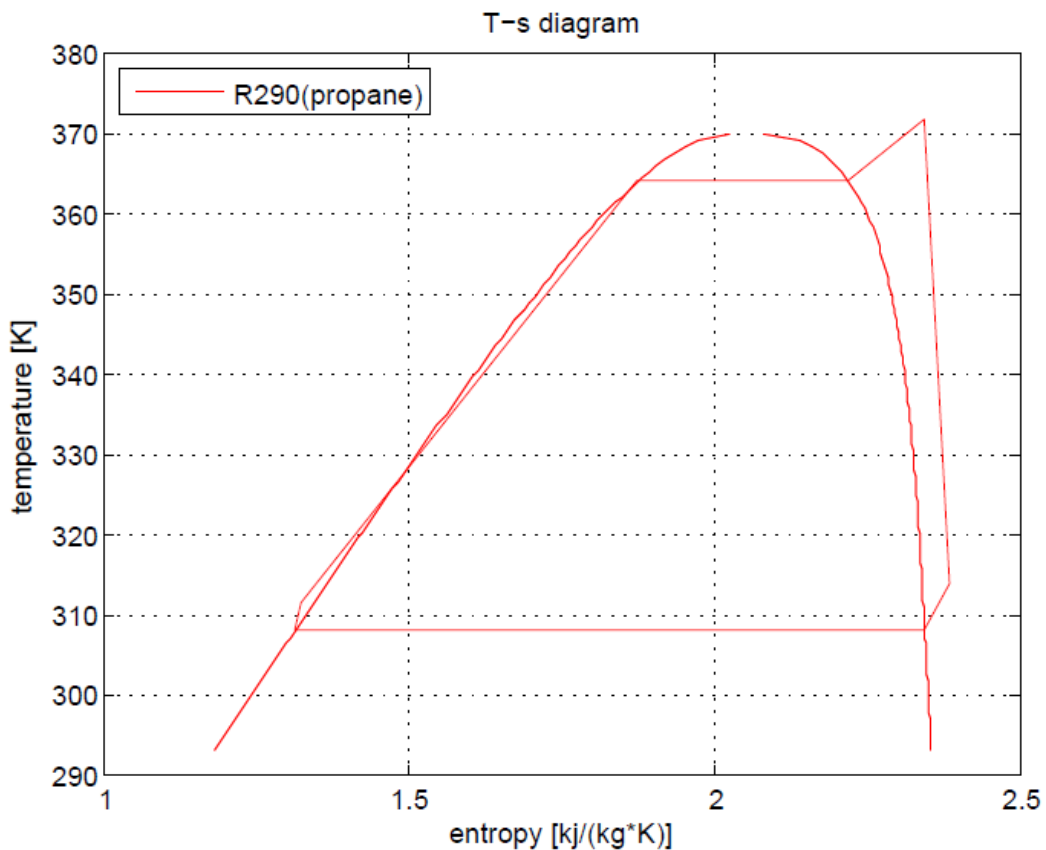
Πίνακας 25: Θερμοκρασίες στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HC-290

Ακολουθεί ο πίνακας με τις τιμές της εντροπίας του κύκλου του οργανικού ρευστού.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| s [kJ/(kg*K)] | 1.3143 | 1.3238 | 1.8741 | 2.2197 | 2.3436 | 2.3836 | 2.3436 | 1.3143 |

Πίνακας 26: Τιμές της εντροπίας στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HC-290

Ακολουθεί ο κύκλος που προκύπτει από τη βελτιστοποίηση μαζί με την καμπάνα κορεσμού. Υποκρίσιμος οργανικός κύκλος Rankine με κατάλληλη υπερθέρμανση μέχρι την τιμή της εντροπίας στην αρχή της συμπύκνωσης, ώστε η εκτόνωση να πραγματοποιείται εκτός καμπάνας.



Εικόνα 43: Καμπάνα κορεσμού του HC-290 μαζί με το βέλτιστο κύκλο

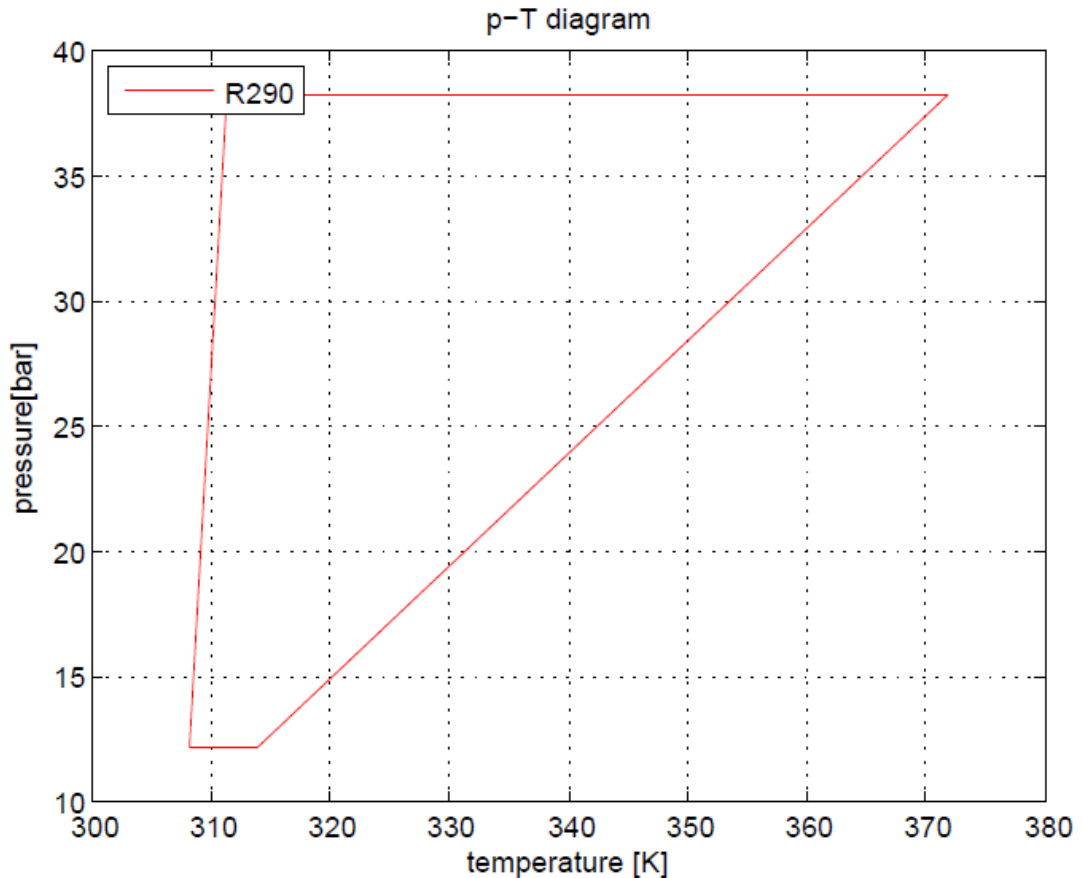
Παρακάτω ακολουθεί ο πίνακας με τις πιέσεις του συγκεκριμένου εργαζόμενου μέσου. Έχουμε θεωρήσει για την απλούστευση της διαδικασίας διαστασιολόγησης του συστήματος ότι όλες οι διεργασίες γίνονται σε δύο πιέσεις, την υψηλή πίεση της ατμοποίησης και τη χαμηλή πίεση της συμπύκνωσης του οργανικού ρευστού. Η αντλία και ο συμπιεστής scroll είναι υπεύθυνοι για τη μετάβαση του ρευστού μεταξύ των δύο αυτών πιέσεων.

| Σημεία | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| p [bar] | 12.18 | 38.24 | 38.24 | 38.24 | 38.24 | 12.18 | 12.18 | 12.18 |

Πίνακας 27: Πιέσεις στα διάφορα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου του HC-290

- ❖ *Υψηλή πίεση κύκλου:* 38.24 bar
- ❖ *Χαμηλή πίεση κύκλου:* 12.18 bar

Ακολουθεί το διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για το θερμοδυναμικό κύκλο.



Εικόνα 44: Διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας για τον κύκλο του HC-290

❖ Θερμικός βαθμός απόδοσης

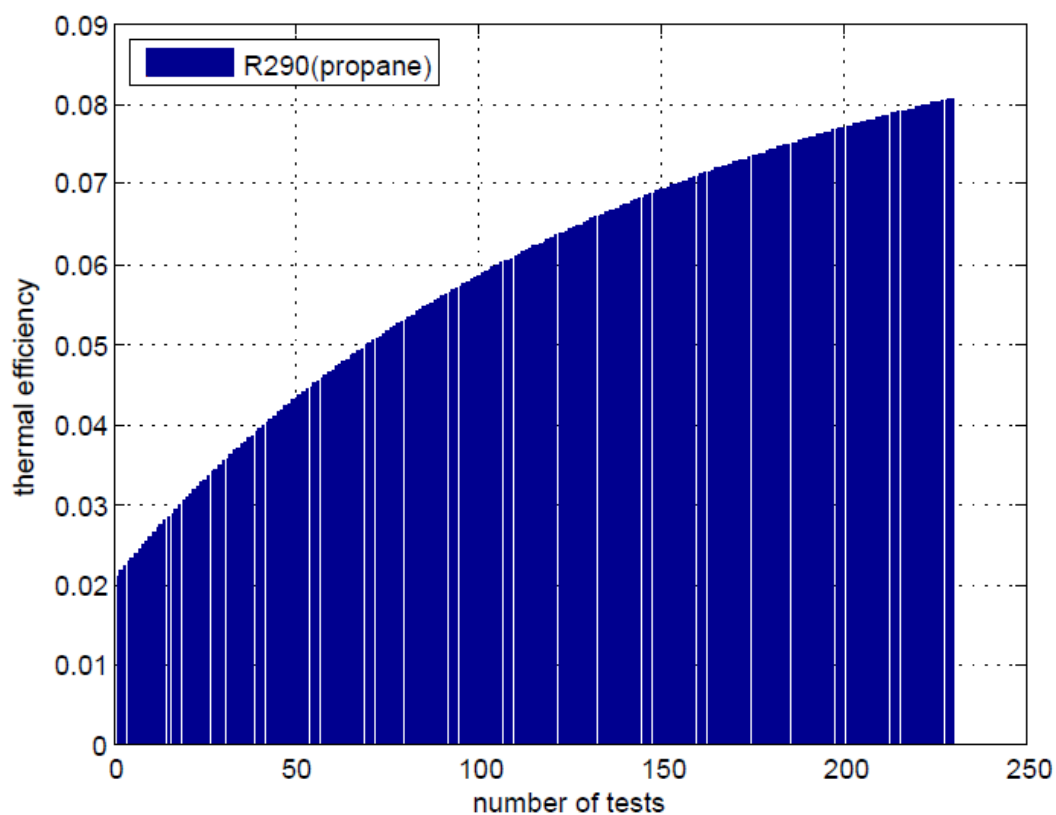
Στόχος της διαδικασίας αυτής είναι η μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου, υπό τους υπάρχοντες και προαναφερθέντες περιορισμούς.

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου είναι ο λόγος της ενέργειας που εκμεταλλευόμαστε περιστρέφοντας την άτρακτο, στην οποία είναι συνδεδεμένος ο συμπιεστής scroll και περιστρέφει το δρομέα της γεννήτριας, προς την ενέργεια που εισέρχεται στο θερμοδυναμικό κύκλο ORC.

$$\triangleright n_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}}$$

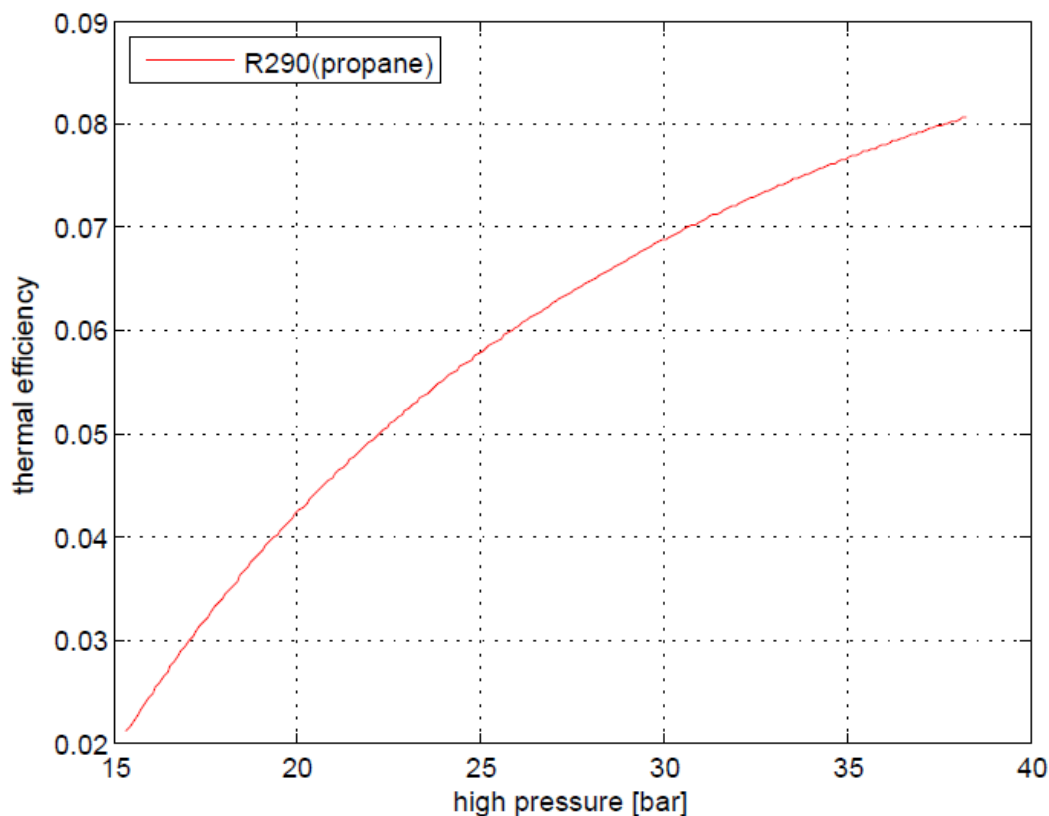
- $w_{net} = w_{exp} - w_{pump} = (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)$
- $q_{in} = h_5 - h_2$

Ακολουθεί διάγραμμα για το θερμικό βαθμό απόδοσης που προέκυψε σε όλες τις επαναλήψεις που έγιναν, δηλαδή σε όλο το εύρος πιέσεων λειτουργίας του θερμοδυναμικού κύκλου.



Εικόνα 45:Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC σε όλο το εύρος των επαναλήψεων που πραγματοποιήθηκαν

Στο παρακάτω διάγραμμα βλέπουμε το θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου σε όλο το εύρος των πιέσεων λειτουργίας που χρησιμοποιήσαμε για τη βελτιστοποίηση.



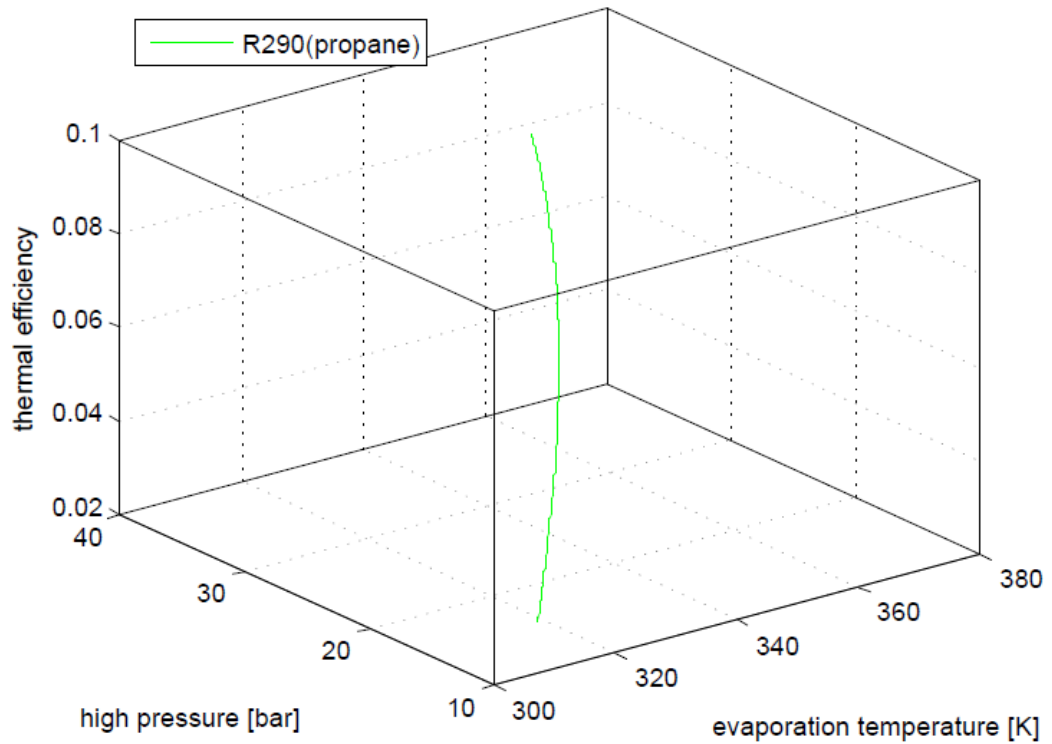
Εικόνα 46:Θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου στο εύρος των πιέσεων λειτουργίας που επιλέχθηκε

- **Volume Flow Rate (VFR)**

- $VFR = \frac{d_{in}}{d_{out}}$

Είναι ο λόγος της πυκνότητας του οργανικού ρευστού κατά την είσοδό του στον εκτονωτή προς την αντίστοιχη στην έξοδό του. Από επιστημονική βιβλιογραφία, έχει αποδειχθεί πως σε ένα εύρος τιμών του 3-5, μεγιστοποιείται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή. Αν η τιμή του VFR είναι υψηλότερη τότε δεν αρκεί ένας μόνο συμπιεστής scroll για την εκτόνωση.

Ακολουθεί διάγραμμα που συνδέει το θερμικό βαθμό απόδοσης με την πίεση λειτουργίας του και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του εργαζόμενου μέσου.



Εικόνα 47: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την πίεση λειτουργίας και τη θερμοκρασία ατμοποίησης του HC-290

| | |
|---------------------------------------|----------|
| <i>εργαζόμενο μέσο</i> | HC-290 |
| <i>θερμικός βαθμός απόδοσης [%]</i> | 8.0706 |
| <i>πίεση λειτουργίας [bar]</i> | 38.24 |
| <i>πίεση συμπύκνωσης [bar]</i> | 12.18 |
| <i>μέγιστη θερμοκρασία κύκλου [K]</i> | 371.77 |
| <i>VFR</i> | 3.779 |
| <i>PR (pressure ratio)</i> | 3.1401 |
| <i>παροχή μάζας [kg/sec]</i> | 0.083729 |

Πίνακας 28: Αποτελέσματα για το οργανικό ρευστό HC-290

6.3 Σύγκριση των αποτελεσμάτων της βελτιστοποίησης

Παρακάτω ακολουθεί συγκεντρωτικός πίνακας με τα αποτελέσματα για κάθε ένα από τα τέσσερα οργανικά ρευστά, όπως αυτά προέκυψαν από τον κώδικα βελτιστοποίησης. Ο κώδικας έχει συμπεριλάβει όλους τους τεχνικούς και μη περιορισμούς που αναφέραμε εκτενώς παραπάνω, άρα μοναδικό κριτήριο για την επιλογή μας είναι ο μέγιστος θερμικός βαθμός απόδοσης του ORC.

| <i>εργαζόμενο μέσο</i> | R1234yf | R1234zeE | R152a | R290 |
|---------------------------------------|----------------|-----------------|--------------|-------------|
| <i>θερμικός βαθμός απόδοσης [%]</i> | 7.5923 | 8.7557 | 8.2363 | 8.0706 |
| <i>πίεση λειτουργίας [bar]</i> | 30.34 | 27.2 | 24.77 | 38.24 |
| <i>πίεση συμπίκνωσης [bar]</i> | 8.95 | 6.67 | 7.94 | 12.18 |
| <i>μέγιστη θερμοκρασία κύκλου [K]</i> | 365.65 | 370.21 | 367.01 | 371.77 |
| <i>VFR</i> | 4.602 | 5.2023 | 3.2703 | 3.779 |
| <i>PR (pressure ratio)</i> | 3.389 | 4.0765 | 3.12 | 3.1401 |
| <i>παροχή μάζας [kg/sec]</i> | 0.21055 | 0.1664 | 0.11268 | 0.083729 |

Πίνακας 29: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα για τα οργανικά ρευστά που επιλέχθηκαν

Όπως παρατηρούμε από τα αποτελέσματα του παραπάνω πίνακα, ο μέγιστος θερμικός βαθμός απόδοσης για το θερμοδυναμικό κύκλο εμφανίζεται στην περίπτωση της υδρο-φθοριο-ολεφίνης *HFO-1234zeE*. Άρα στη συνέχεια για τις υπόλοιπους υπολογισμούς διαστασιολόγησης του συστήματος θα πορευτούμε με το συγκεκριμένο εργαζόμενο μέσο.

Ο υπολογισμός της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου, που απαιτείται στη συγκεκριμένη εφαρμογή υπολογίστηκε με γνώμονα την απαίτηση της ισχύος εξόδου της γεννήτριας. Συγκεκριμένα παίρνουμε την ονομαστική ισχύ της γεννήτριας δεδομένη βάσει των φορτίων που θέλουμε να καλύψουμε κι έτσι υπολογίζουμε και την απαραίτητη παροχή μάζας.

Πιο συγκεκριμένα,

Ονομαστική ισχύς της γεννήτριας: $P_{el}=3 \text{ Kw}$

Μηχανικός βαθμός απόδοσης της γεννήτριας: $n_{mg}=0.98$

Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης της γεννήτριας: $n_{elg}=0.98$

Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου:

$$m_{of} = \frac{P_{el}}{n_{mg} * n_{elg} * w_{exp}}$$

6.4 Υπολογισμοί για τη διαστασιολόγηση του συστήματος

Γνωρίζοντας την παροχή μάζας του οργανικού ρευστού που απαιτείται για να δουλεύει η διάταξή μας ονομαστικά, προχωράμε στον υπολογισμό όλων αυτών των μεγεθών που είναι απαραίτητα για τη διαστασιολόγηση του συστήματος.

Αρχικά ξεκινάμε με τους υπολογισμούς που αφορούν στον πρώτο εναλλάκτη θερμότητας, δηλαδή στον ατμοποιητή, εκεί όπου η θερμική ενέργεια μεταφέρεται στο θερμοδυναμικό κύκλο του οργανικού ρευστού. Το θερμό ρεύμα του εναλλάκτη είναι κανονικά ένα συνθετικό έλαιο, στο οποίο αποθηκεύεται η θερμική ενέργεια που αποθηκεύουν οι συλλέκτες από τον ήλιο. Όμως για χάρη απλούστευσης της διαδικασίας διαστασιολόγησης του συστήματος, θεωρούμε πως στον εναλλάκτη το θερμό ρεύμα είναι νερό.

Άρα, βάσει βιβλιογραφίας για εφαρμογές επίπεδων ηλιακών συλλεκτών, επιλέγουμε τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του νερού στον εναλλάκτη. Τις λαμβάνουμε ως δεδομένες, προκειμένου να μπορούμε να υπολογίσουμε την παροχή του νερού που απαιτείται στην ονομαστική λειτουργία του συστήματος.

Δεδομένα θερμού ρεύματος ατμοποιητή

- $\theta_{win}=110 \text{ }^\circ\text{C}$, είναι η θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρεύματος στον εναλλάκτη
- $\theta_{wout}=90 \text{ }^\circ\text{C}$, είναι η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρεύματος από τον εναλλάκτη
- $c_{pw}=4.187 \text{ kJ}/(\text{kg}*\text{K})$, η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού υπό σταθερή πίεση

Άρα με τα παραπάνω δεδομένα, υπολογίζουμε την ενθαλπία εισόδου και εξόδου του θερμού ρεύματος.

- $h_{win} = c_{pw} * \theta_{win}$, η ενθαλπία εισόδου του θερμού ρεύματος στον εναλλάκτη
- $h_{wout} = c_{pw} * \theta_{wout}$, η ενθαλπία εξόδου του θερμού ρεύματος από τον εναλλάκτη

Άρα από το ισοζύγιο ενέργειας στον εναλλάκτη θερμότητας (ατμοποιητή), υπολογίζουμε την απαραίτητη παροχή μάζας του θερμού ρεύματος, ώστε το σύστημα να λειτουργεί ονομαστικά. Ιδανικά θεωρούμε πως δεν υπάρχει πτώση πίεσης στον εναλλάκτη, άρα δεν έχουμε απώλεια ενέργειας. Επομένως όλη η θερμική ενέργεια του νερού μεταφέρεται στο ψυχρό ρεύμα του εναλλάκτη, δηλαδή στο οργανικό ρευστό.

Ισοζύγιο ενέργειας ατμοποιητή

- $m_{of} * (h_{expin} - h_{pumpout}) = m_{wvap} * (h_{win} - h_{wout})$

Ιδανικές συνθήκες μεταφοράς ενέργειας χωρίς απώλειες. Όλο το ποσό της θερμικής ενέργειας του νερού μεταφέρεται στο οργανικό ρευστό. Τα δεδομένα για το ψυχρό ρεύμα έχουν ήδη υπολογιστεί από το βέλτιστο θερμοδυναμικό κύκλο του συστήματος (ενθαλπίες, θερμοκρασίες, πιέσεις, παροχή μάζας του οργανικού ρευστού).

Στη συνέχεια, χρησιμοποιήθηκε συνάρτηση για τον υπολογισμό της μικρότερης θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των δύο ρευμάτων. Με δεδομένα τις θερμοκρασίες, τις ενθαλπίες, τις παροχές μάζας και τις πιέσεις των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη, υπολογίζεται το pinch point του ατμοποιητή. Βάσει ορίων βιβλιογραφίας, για τη σωστή λειτουργία και διαστασιολόγηση του εναλλάκτη, το pinch point δεν πρέπει να υπερβαίνει τους 5 K. Η πίεση του θερμού ρεύματος λαμβάνεται 2 bar, κατά ένα bar υψηλότερη από την πίεση του νερού σε κατάσταση κορεσμού στους 100 °C.

Αντίστοιχη διαδικασία ακολουθείται και για τον άλλο εναλλάκτη θερμότητας του συστήματος, δηλαδή για το συμπυκνωτή. Σε αυτή την περίπτωση όμως, τα δύο ρεύματα αντιστρέφονται, αφού θερμό ρεύμα του συμπυκνωτή είναι το οργανικό ρευστό και ψυχρό ρεύμα είναι το νερό. Άρα στο συμπυκνωτή, η θερμική ενέργεια

αποβάλλεται από το θερμοδυναμικό κύκλο, δηλαδή έχουμε αντίστροφη διαδικασία σε σχέση με τον ατμοποιητή.

Δεδομένα ψυχρού ρεύματος συμπυκνωτή

- $\theta_{win}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$, είναι η θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρεύματος στον εναλλάκτη
- $\theta_{wout}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, είναι η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρεύματος από τον εναλλάκτη
- $c_{pw}=4.187\text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού υπό σταθερή πίεση

Άρα με τα παραπάνω δεδομένα, υπολογίζουμε την ενθαλπία εισόδου και εξόδου του θερμού ρεύματος.

- $h_{win}=c_{pw}\cdot\theta_{win}$, η ενθαλπία εισόδου του ψυχρού ρεύματος στον εναλλάκτη
- $h_{wout}=c_{pw}\cdot\theta_{wout}$, η ενθαλπία εξόδου του ψυχρού ρεύματος από τον εναλλάκτη

Άρα από το ισοζύγιο ενέργειας στον εναλλάκτη θερμότητας (συμπυκνωτή), υπολογίζουμε την απαραίτητη παροχή μάζας του ψυχρού ρεύματος, ώστε το σύστημα να λειτουργεί ονομαστικά. Ιδανικά θεωρούμε πως δεν υπάρχει πτώση πίεσης στον εναλλάκτη, άρα δεν έχουμε απώλεια ενέργειας. Επομένως όλη η θερμική ενέργεια του οργανικού ρευστού μεταφέρεται στο ψυχρό ρεύμα του εναλλάκτη, δηλαδή στο νερό.

Ισοζύγιο ενέργειας συμπυκνωτή

- $m_{of}\cdot(h_{expout}-h_{pumpin})=m_{wcond}\cdot(h_{wout}-h_{win})$

Ιδανικές συνθήκες μεταφοράς ενέργειας χωρίς απώλειες. Όλο το ποσό της θερμικής ενέργειας του οργανικού ρευστού μεταφέρεται στο νερό. Τα δεδομένα για το θερμό ρεύμα έχουν ήδη υπολογιστεί από το βέλτιστο θερμοδυναμικό κύκλο του συστήματος (ενθαλπίες, θερμοκρασίες, πιέσεις, παροχή μάζας του οργανικού ρευστού).

Αντίστοιχα με την περίπτωση του ατμοποιητή, καλείται και εδώ η συνάρτηση για τον υπολογισμό της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των δύο ρευμάτων. Και σε αυτή την περίπτωση, το pinch point δε θα πρέπει να υπερβαίνει τα 5 Κ. Η πίεση του ψυχρού ρεύματος (νερού) λαμβάνεται ίση με 1 bar.

| <i>εργαζόμενο μέσο</i> | R1234yf | R1234zeE | R152a | R290 |
|--------------------------------------|----------------|-----------------|--------------|-------------|
| <i>water(evap,hot stream,kg/sec)</i> | 0,38854 | 0,3628 | 0,4046 | 0,35849 |
| <i>pinch point (evaporator)</i> | 7,38 | 5,52 | 8,58 | 9,5 |
| <i>water(cond,hot stream,kg/sec)</i> | 0,71808 | 0,66206 | 0,74255 | 0,65912 |
| <i>pinch point (condenser)</i> | 5,56 | 5,56 | 5,46 | 5,46 |

Πίνακας 30:Υπολογισμοί για τον ατμοποιητή και το συμπυκνωτή

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7^ο: Ηλιακή γεωμετρία

7.1 Υπολογισμός ολικής ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια

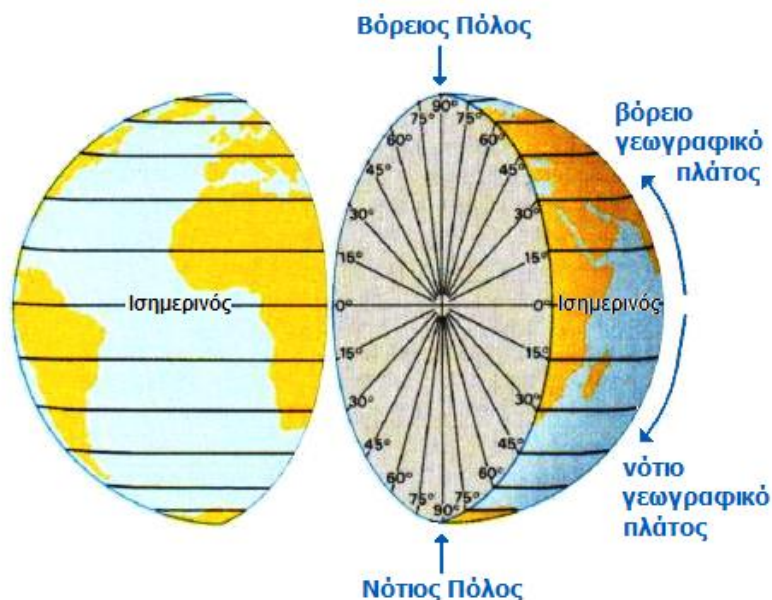
Η εφαρμογή μας περιλαμβάνει σύστημα παράλληλων ηλιακών συλλεκτών, προκειμένου αρχικώς να δεσμεύσει την ηλιακή ενέργεια και εν συνεχεία να τη μεταφέρει στο θερμοδυναμικό κύκλο του οργανικού ρευστού.

Επομένως είναι πολύ μεγάλη η σημασία των ηλιακών δεδομένων, τα οποία θα ληφθούν υπόψη, καθώς βάση αυτών θέλουμε να εξετάσουμε την επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών που χρειαζόμαστε ώστε να μπορεί το σύστημά μας να λειτουργεί ονομαστικά.

Οι υπολογισμοί αφορούν την περιοχή της Αθήνας, άρα λαμβάνουμε υπόψη τα ηλιακά δεδομένα που αφορούν την Αθήνα, προκειμένου να υπολογίσουμε μία μέση αντιπροσωπευτική τιμή της προσπίπτουσας ολικής ακτινοβολίας αναγόμενη στη μονάδα επιφάνειας ενός ηλιακού συλλέκτη.

7.1.1 Γεωγραφικό πλάτος και γωνία κλίσης του συλλέκτη

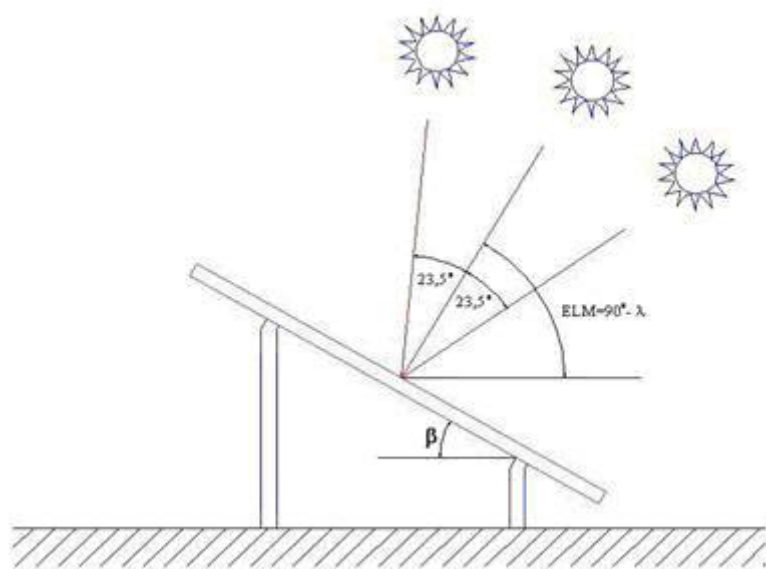
Μελετάμε την περιοχή των νοτίων προαστίων, άρα βάσει πινάκων της οδηγίας του ΚΕΝΑΚ, το γεωγραφικό πλάτος που θα χρησιμοποιήσουμε είναι 37.97 μοίρες.



μετάφραση: podiatros8.blogspot.com

Εικόνα 48: Γεωγραφικό πλάτος (για την Αθήνα $\varphi=37.97^\circ$)[24]

Επίσης επειδή το σύστημα το εξετάζουμε για ετήσια λειτουργία, καθώς θέλουμε να καλύπτει φορτία σε όλη την περίοδο του έτους, η βέλτιστη κλίση των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών που θα χρησιμοποιηθούν είναι ίση με το γεωγραφικό πλάτος της περιοχής.



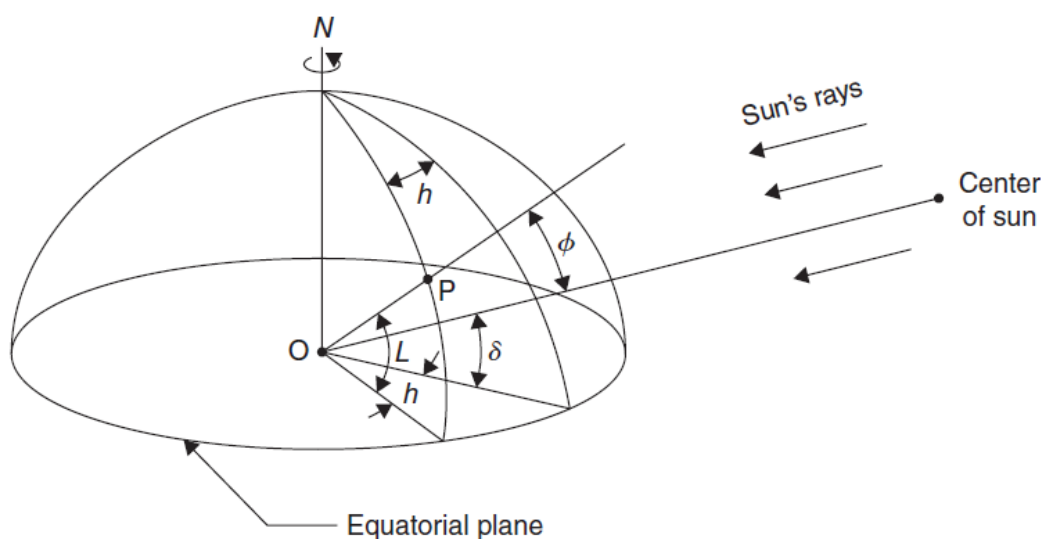
Εικόνα 49:Κλίση τοποθέτησης επίπεδου ηλιακού συλλέκτη ($\beta=\varphi$ για ετήσια λειτουργία του συστήματος)[19]

7.1.2Γωνιακή απόκλιση δ

Γωνιακή απόκλιση είναι η γωνιακή απόσταση των ακτίνων του ήλιου, βόρεια ή νότια του Ισημερινού, με τη βόρεια γωνιακή απόκλιση να ορίζεται ως θετική. Είναι η γωνία μεταξύ της κεντρικής γραμμής που ενώνει τη Γη και τον ήλιο και της προβολής της γραμμής αυτής στο επίπεδο του Ισημερινού. Αποκλίσεις βόρεια του Ισημερινού είναι θετικές (το καλοκαίρι στο βόρειο ημισφαίριο), ενώ εκείνες στα νότια είναι αρνητικές. Η γωνιακή απόκλιση είναι 0° στη χειμερινή και εαρινή ισημερία, $+23.45^\circ$ στη μεγαλύτερη διάρκεια της ημέρας και -23.45° στη μεγαλύτερη διάρκεια της νύχτας.[19]

Η ηλιακή απόκλιση για κάθε ημέρα του έτους (N) μπορεί να υπολογιστεί προσεγγιστικά από τη σχέση που ακολουθεί σύμφωνα με το ASHRAE 2007:

$$\diamond \delta=23.45 \times \sin\left(\frac{360}{365} * (284+N)\right)$$



Εικόνα 50:Ορισμός του γεωγραφικού πλάτους, της γωνιακής απόκλισης και της ωριαίας γωνίας του ήλιου[19]

Εκτός όμως από τον υπολογιστικό τρόπο που αναφέρθηκε παραπάνω, για τον υπολογισμό της ηλιακής απόκλισης μπορούν να χρησιμοποιηθούν τιμές για τη μέση ημέρα κάθε μήνα. Ακολουθεί πίνακας με τη μέση ημέρα κάθε μήνα και τη μέση τιμή της ηλιακής απόκλισης για κάθε μήνα.

| <i>Μήνας</i> | <i>Μέση ημέρα του μήνα</i> | <i>Μέση ημέρα του έτους (N)</i> | <i>Ηλιακή απόκλιση δ (σε μοίρες)</i> |
|--------------------|----------------------------|---------------------------------|--------------------------------------|
| Ιανουάριος | 17 | 17 | -20.92 |
| Φεβρουάριος | 16 | 47 | -12.95 |
| Μάρτιος | 16 | 75 | -2.42 |
| Απρίλιος | 15 | 105 | 9.41 |
| Μάιος | 15 | 135 | 18.79 |
| Ιούνιος | 11 | 162 | 23.09 |
| Ιούλιος | 17 | 198 | 21.18 |
| Αύγουστος | 16 | 228 | 13.45 |
| Σεπτέμβριος | 15 | 258 | 2.22 |
| Οκτώβριος | 15 | 288 | -9.60 |
| Νοέμβριος | 14 | 318 | -18.91 |
| Δεκέμβριος | 10 | 344 | -23.05 |

Πίνακας 31:Τιμές μέσης ημέρας κάθε μήνα, μέσης ημέρας του έτους και ηλιακής απόκλισης[19]

Στους υπολογισμούς λαμβάνεται η μέση τιμή της γωνίας ηλιακής απόκλισης, δηλαδή ο αριθμητικός μέσος όρος που προκύπτει από τις τιμές της τελευταίας στήλης του παραπάνω πίνακα.

7.1.3 Φαινομενική ηλιακή ώρα (AST)

Στους υπολογισμούς της ηλιακής ενέργειας, η AST χρησιμοποιείται για να εκφράσει την ώρα της ημέρας. Βασίζεται στην εμφανή γωνιακή κίνηση του ήλιου στον ουρανό. Η ώρα που ο ήλιος διασχίζει το μεσημβρινό του παρατηρητή είναι το τοπικό ηλιακό μεσημέρι, το οποίο συνήθως δεν ταυτίζεται με την τοπική ώρα 12:00 του μεσημεριού. Για τη μετατροπή της τοπικής ώρας σε φαινομενική ηλιακή ώρα, χρειάζονται δύο διορθώσεις. Μία είναι η εξίσωση του χρόνου και μία η διόρθωση του γεωγραφικού μήκους.[19]

7.1.4 Η εξίσωση του χρόνου (ET)

Εξαιτίας παραγόντων που σχετίζονται με την τροχιά της Γης γύρω από τον Ήλιο, η ταχύτητα της Γης διαφέρει μεταβάλλεται καθ' όλη τη διάρκεια του έτους με αποτέλεσμα η AST να διαφέρει ελαφρώς από το μέσο χρόνο που τηρείται από ένα ρολόι. Αυτή η μεταβολή ονομάζεται εξίσωση του χρόνου και προκύπτει από το γεγονός ότι ο χρόνος που απαιτείται από τη Γη για να ολοκληρώσει μία πλήρη περιστροφή γύρω από τον άξονά της σε σχέση με τον Ήλιο δεν είναι ομοιόμορφος καθ' όλη τη διάρκεια του έτους.

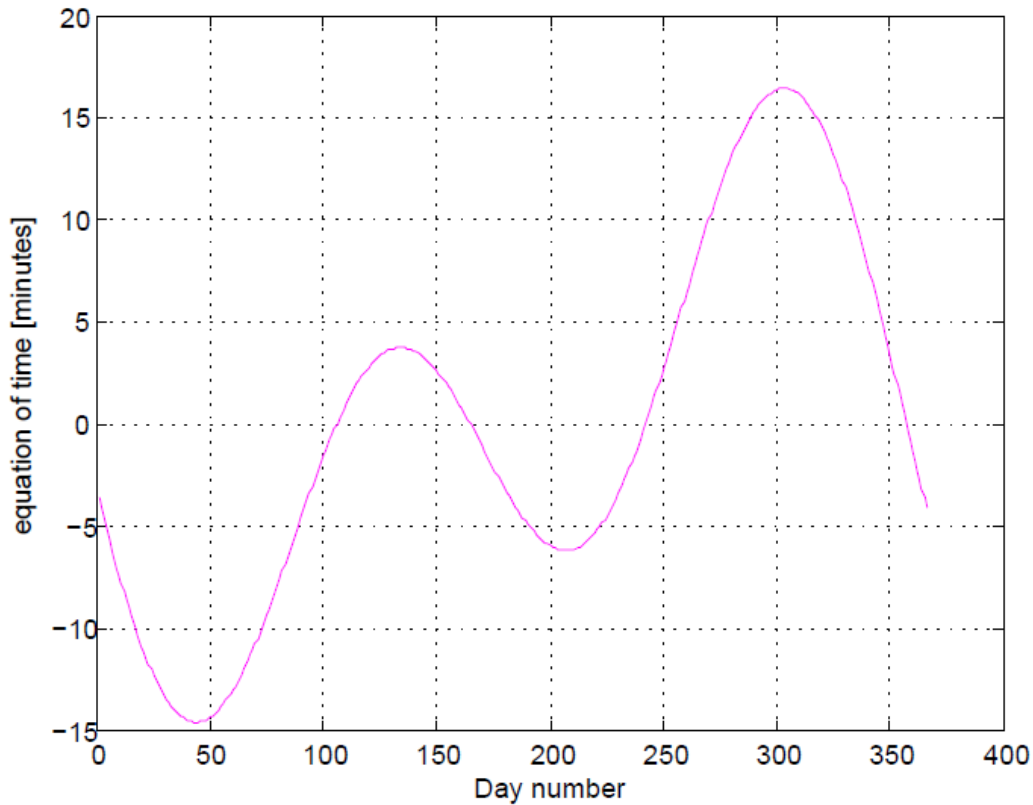
Κατά τη διάρκεια του έτους, η μέση διάρκεια της ημέρας είναι 24 ώρες. Ωστόσο το ήμηκος της ημέρας ποικίλλει λόγω της εκκεντρότητας της τροχιάς της Γης και της κλίσης του άξονα της Γης από το επίπεδο της τροχιάς της. Λόγω της ελλειπτικής τροχιάς της, η Γη είναι πιο κοντά στον Ήλιο στις 3 του Γενάρη και πιο μακριά στις 4 Ιουλίου. Επομένως η τροχιακή ταχύτητα της Γης είναι μεγαλύτερη από τη μέση τιμή της για το ήμισυ του έτους (περίπου από τον Οκτώβριο μέχρι το Μάρτιο) και μικρότερη απ' ό,τι η μέση τιμή της για το υπόλοιπο εξάμηνο του έτους, δηλαδή από τον Απρίλιο μέχρι και το Σεπτέμβριο.[19]

Η εξίσωση του χρόνου είναι:

$$ET=9.87*\sin(2*B)-7.53*\cos(B)-1.5*\sin(B) \quad [\text{min}]$$

$$\text{όπου } B=(N-81)*\frac{360}{364}$$

Ακολουθεί το διάγραμμα της εξίσωσης του χρόνου στη διάρκεια ενός έτους.



Εικόνα 51:Διάγραμμα της εξίσωσης του χρόνου για ένα έτος

7.1.5Διόρθωση γεωγραφικού μήκους

Το πρότυπο ρολόι είναι ρυθμισμένο με βάση το πρότυπο μεσημβρινό του Greenwich, που βρίσκεται σε μηδενικό γεωγραφικό μήκος. Δεδομένου ότι ο Ήλιος χρειάζεται 4 λεπτά για να μεταβληθεί το γεωγραφικό μήκος κατά μία μονάδα, είναι συντελεστής διόρθωσης του γεωγραφικό μήκους της τάξεως του 4 χρησιμοποιείται και θα πρέπει είτε να προστεθεί είτε να αφαιρεθεί από το πρότυπο ρολόι του χρόνου θέσης. Αυτή η διόρθωση είναι συναθροιστική για ένα δεδομένο γεωγραφικό μήκος και ο παρακάτω κανόνας που ακολουθεί θα πρέπει να τηρείται ανάλογα με το πρόσημο. Αν η τοποθεσία βρίσκεται ανατολικά του πρότυπου μεσημβρινού, τότε η διόρθωση προστίθεται στο ρολόι του χρόνου, ενώ αν βρίσκεται δυτικά τότε αφαιρείται. Η γενική εξίσωση για τον υπολογισμό της φαινομενικής ηλιακής ώρας είναι:[19]

$$AST=LST+ET\pm 4*(SL-LL), \text{ όπου}$$

LST=ο τοπικός χρόνος

ET=η εξίσωση του χρόνου

SL=30°, το σταθερό γεωγραφικό μήκος

LL=23.45°, το τοπικό γεωγραφικό μήκος για την περιοχή της Αθήνας

7.1.6 Η ωριαία γωνία του Ήλιου

Η ωριαία γωνία ενός σημείου στην επιφάνεια της Γης ορίζεται ως η γωνία μέσα από την οποία η Γη θα περιστρεφόταν προκειμένου να φέρει το μεσημβρινό του σημείου ακριβώς κάτω από τον Ήλιο. Η παραπάνω εικόνα δείχνει την ωριαία γωνία του σημείου P ως τη γωνία που μετράται στο επίπεδο του Ισημερινού της Γης μεταξύ της προβολής του OP και της προβολής της ευθείας που συνδέει τον Ήλιο και τη Γη στην κεντρική γραμμή.[19]

Η τοπική ωριαία γωνία του Ήλιου μπορεί να υπολογιστεί με τη βοήθεια της εξής σχέσης:

$$h=(AST-12)*15$$

7.2 Ολική ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια

Οι συλλέκτες δεν εγκαθίστανται οριζόντια, αλλά σε μια γωνία προκειμένου να βελτιστοποιούν την αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας, μειώνοντας την αντανάκλαση και τις απώλειες συνημιτόνου. Γι αυτό το λόγο οι σχεδιαστές τέτοιων συστημάτων χρειάζονται δεδομένα της ηλιακής ακτινοβολίας σε οριζόντια επιφάνεια, προκειμένου να μπορούν να τα μετατρέψουν σε αντίστοιχα δεδομένα κεκλιμένων επιφανειών.[19]

$$G_t = G_{Bt} + G_{Dt} + G_{Gt}$$

G_{Bt} = η άμεση ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο

G_{Dt} = η διάχυτη ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο

G_{Gt} = η ανακλώμενη από το έδαφος ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο

7.2.1 Συντελεστής άμεσης ακτινοβολίας κεκλιμένης επιφάνειας

$$R_B = \frac{\sin(\varphi - \beta) * \sin(\delta) + \cos(\varphi - \beta) * \cos(\delta) * \cos(h)}{\sin(\varphi) * \sin(\delta) + \cos(\varphi) * \cos(\delta) * \cos(h)}$$

$G_B = 900 \text{ W/m}^2$, δεδομένο για άμεση ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο

$$G_{Bt} = R_B * G_B$$

7.2.2 Ισοτροπικό μοντέλο υπολογισμού της διάχυτης ηλιακής ακτινοβολίας

Υπάρχουν πολλά διαφορετικά μοντέλα που υπολογίζουν τη διάχυτη ποσότητα ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια. Η πρώτη προσέγγιση υπολογισμού αναπτύχθηκε επίσημα από τους Hottel και Woertz (1942) και τελειοποιήθηκε από

τους Liu και Jordan (1960). Σύμφωνα με αυτό το μοντέλο, η ακτινοβολία υπολογίζεται ως εξής:

$$G_{D1} = \int_0^{\frac{\pi}{2}-\beta} G_R * \cos(\Phi) d\Phi + \int_0^{\frac{\pi}{2}} G_R * \cos(\Phi) d\Phi$$

Όπου $G_R = 70 \text{ W/m}^2$ από βιβλιογραφία

7.2.3 Ανακλώμενη από το έδαφος ηλιακή ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια

$$G_{G1} = \rho_G * (G_B + G_D) * \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right)$$

Όπου $\rho_G = 0.2$, μία μέση τιμή για την ανακλαστικότητα του εδάφους

7.2.4 Διαδικασία υπολογισμού της συνολικής προσπίπτουσας ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια

Θέλουμε να υπολογίσουμε τη μέγιστη τιμή της ολικής ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια, άρα οι υπολογισμοί μας πραγματοποιούνται σε συνθήκες όπου μεγιστοποιείται το ποσό της ηλιακής ακτινοβολίας. Άρα, επιλέγουμε από τον παραπάνω πίνακα ως μέση ημέρα του έτους τη μέση ημέρα του μήνα Ιουλίου και τοπική ώρα 3:00 μμ, ώστε να έχουμε τη μέγιστη τιμή της ηλιακής ακτινοβολίας.

Συνοψίζοντας,

$N = 198$, δηλαδή η τιμή που αντιστοιχεί στη μέση ημέρα του Ιουλίου

και $LST = 15$, ώστε να αντιστοιχεί στις 3:00 μμ

7.2.5 Επιλογή τιμής της ολικής προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια για τη διαστασιολόγηση του συστήματος

Παραπάνω είδαμε τον τρόπο με τον οποίο υπολογίστηκε η μέγιστη τιμή της ολικής προσπίπτουσας ακτινοβολίας. Όμως για τη διαστασιολόγηση του συστήματος των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών, δε χρησιμοποιούμε τη μέγιστη τιμή, αλλά το 80% αυτής.

Παρακάτω ακολουθεί πίνακας στον οποίο καταγράφονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών που προηγήθηκαν και αναφέρθηκαν παραπάνω.

| | |
|---|-----------|
| <i>Γεωγραφικό πλάτος φ (μοίρες)</i> | 37.97° |
| <i>Κλίση τοποθέτησης συλλέκτη β(μοίρες)</i> | 37.97° |
| <i>Μέση ημέρα του έτους N</i> | 198 |
| <i>Γωνιακή απόκλιση δ (μοίρες)</i> | 21.1837° |
| <i>Τοπικός χρόνος (3:00 μμ) LST [min]</i> | 900 |
| <i>Γεωγραφικό μήκος του μεσημβρινού</i> | 30° |
| <i>Γεωγραφικό μήκος Αθήνας LL (μοίρες)</i> | 23.45° |
| <i>Συντελεστής B (μοίρες)</i> | 115.7143° |
| <i>Εξίσωση του χρόνου ET (μοίρες)</i> | -5.8010° |
| <i>Φαινομενική ηλιακή ώρα AST [min]</i> | 867.999 |
| <i>Ωριαία γωνία του Ήλιου h</i> | 36.9998° |
| <i>Συντελεστής άμεσης ακτινοβολίας R_B</i> | 0.9201 |
| <i>Άμεση ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια G_{Bt} [W/m^2]</i> | 828.0518 |
| <i>Διάχυτη ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια G_{Dt} [W/m^2]</i> | 137.4474 |
| <i>Ανακλώμενη από την επιφάνεια του εδάφους ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια G_{Gt} [W/m^2]</i> | 22.0134 |
| <i>Ολική ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια G_t [W/m^2]</i> | 987.5125 |
| <i>Ολική ακτινοβολία διαστασιολόγησης του συστήματος [W/m^2]</i> | 790.01 |

Πίνακας 32: Αποτελέσματα υπολογισμών ηλιακής γεωμετρίας

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8^ο: Ηλιακά Θερμικά Συστήματα

8.1 Εισαγωγή στα Ηλιακά Θερμικά Συστήματα

Σε αυτά τα συστήματα η συλλογή της ηλιακής ακτινοβολίας είναι βασισμένη στο "φαινόμενο του θερμοκηπίου".

- Ο ηλιακός συλλέκτης τοποθετείται σε νότιο προσανατολισμό.
- Μεγάλο ποσοστό της ακτινοβολίας του Ήλιου διαπερνά το γυάλινο παράθυρο του συλλέκτη και χτυπά την εσωτερική του επιφάνεια (απορροφητής).
- Ο απορροφητής μετατρέπει την ηλιακή ακτινοβολία σε θερμότητα, της οποίας η διαφυγή αποτρέπεται από τους υαλοπίνακες, τα πλευρικά τοιχώματα και τη μόνωση του συλλέκτη.
- Σε επαφή με την απορροφητική επιφάνεια του συλλέκτη, βρίσκονται οι σωληνώσεις, στις οποίες κυκλοφορεί το νερό και αποσπών τη συγκεντρωμένη σε αυτό ενέργεια.
- Αυτή την ενέργεια, τη μεταφέρουμε με τη μορφή ζεστού νερού, σε μονωμένη δεξαμενή αποθήκευσης και θα τη χρησιμοποιήσουμε όποτε τη χρειαστούμε.

8.2 Κατηγορίες Ηλιακών Συλλεκτών

Οι ηλιακοί συλλέκτες χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες:

(1). Συλλέκτες χωρίς κάλυμμα (πλαστικοί)



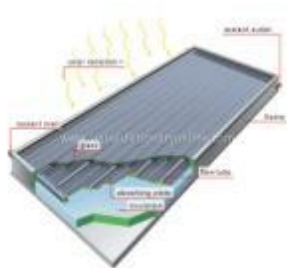
Εικόνα 52: Συλλέκτες χωρίς κάλυμμα[20]

(2). Ηλιακοί συλλέκτες κενού



Εικόνα 53: Ηλιακοί συλλέκτες κενού[20]

(3).Επίπεδοι συλλέκτες



Εικόνα 54: Επίπεδοι συλλέκτες[20]

8.2.1 Συλλέκτες χωρίς κάλυμμα (πλαστικοί)

Πλεονεκτήματα

- Δεν απαιτείται επιπρόσθετος εξοπλισμός, όπως μονάδα αποθήκευσης ή εναλλάκτες θερμότητας, που επιβαρύνουν το αρχικό κόστος επένδυσης.
- Χαμηλό κόστος, που αποτυπώνεται στο μικρό χρόνο αποπληρωμής (1-5 έτη).
- Η αισθητική ένταξη των συλλεκτών του συστήματος είναι εξαιρετικά ομαλή.

Ιδιότητες

- Εφαρμογές μόνο σε κολυμβητικές δεξαμενές, όπου η επιθυμητή θερμοκρασία είναι σχετικά χαμηλή (25°C).
- Απαιτούμενη επιφάνεια συλλεκτών: το 80% της αντίστοιχης επιφάνειας της πισίνας (Ελλάδα)

8.2.2 Ηλιακοί συλλέκτες κενού

Ιδιότητες

- Υψηλό κόστος
- Κύλινδροι από γυαλί με εσωτερικό απορροφητή, εκκενωμένοι (10^{-5} bar)
- Ευαίσθητοι

- Υψηλή θερμοκρασία λειτουργίας
- Ιδανικοί για ψυχρά κλίματα
- Απώλειες θερμότητας μόνο λόγω ακτινοβολίας και όχι λόγω συναγωγής

Εφαρμογές

- Δε συνιστώνται σε κατοικίες, αφού η θερμοκρασία στο εσωτερικό τους το καλοκαίρι ξεπερνάει τους 300°C.
- Κυρίως χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές που απαιτούνται θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 80°C.

8.2.3 Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες

Στην εφαρμογή μας για την κάλυψη των αναγκών μας, δηλαδή των οικιακών φορτίων μας θα χρησιμοποιηθούν επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες. Σκοπός του συστήματος είναι η κάλυψη των αναγκών σε ΖΝΧ (ζεστό νερό χρήσης) και της κάλυψης των ηλεκτρικών φορτίων για οικιακή χρήση.

Ιδιότητες

- Μέσου κόστους
- Υψηλή θερμοκρασία λειτουργίας (150°C)
- Βαρύτεροι (23-32 kg/m²) και πιο εύθραυστοι
- Κάλυμμα από γυαλί ή πλαστικό, πάχους 3-4 mm, με συντελεστή διαπερατότητας 91%.
- Απορροφητική επιφάνεια: διατίθεται σε διάφορους τύπους: μαύρη μπογιά, ημιεπιλεκτική επιφάνεια και επιλεκτική επιφάνεια.
- Επιλεκτική επιφάνεια: Διακρίνεται από μεγάλη απορροφητικότητα (90-95%) και ελάχιστη ανάκλαση (5-15%) στα μικρά μήκη κύματος της ηλιακής ακτινοβολίας και από ελάχιστη ανάκλαση στα μεγαλύτερα μήκη κύματος. Δηλαδή απορροφά την ενέργεια του Ήλιου χωρίς να την αντανακλά.
- Συντελεστής απώλειας θερμότητας $U < 3.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

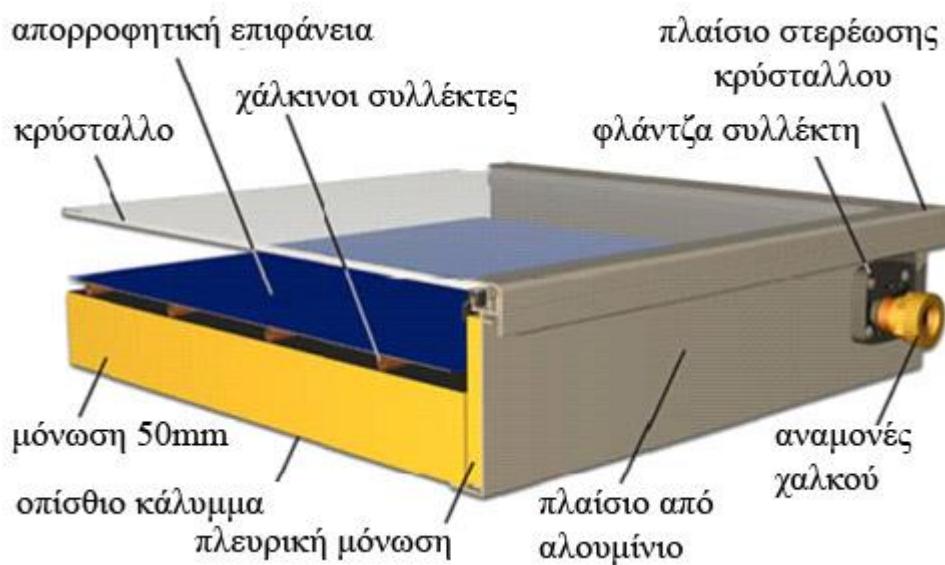
Η σημασία του απορροφητή

- Είναι το πλεόν σημαντικό κομμάτι ενός ηλιακού συλλέκτη. Απορροφά την ηλιακή ακτινοβολία, η οποία μετατρέπεται σε θερμότητα.

- Συνήθως είναι επικαλυμμένος με στρώμα μαύρου χρώματος ή με στρώμα επιλεκτικής βαφής.
- Οι συλλέκτες με επιλεκτική βαφή στον απορροφητή μπορεί να έχουν μέχρι και 30% μεγαλύτερη απόδοση, σε σχέση με τους επίπεδους συλλέκτες με απλή μαύρη βαφή λόγω της μείωσης των απωλειών λόγω ανάκλασης.



Εικόνα 55:Απορροφητής με στρώμα επιλεκτικής βαφής[20]



Εικόνα 56:Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης[17]

8.3 Απόδοση ηλιακών συλλεκτών

8.3.1 Ενεργειακό κέρδος επίπεδου ηλιακού συλλέκτη

Το ωφέλιμο ενεργειακό κέρδος από έναν επίπεδο ηλιακό συλλέκτη είναι η διαφορά του ποσού της ηλιακής ακτινοβολίας που απορροφάται από τον απορροφητήρα και των απωλειών ισχύος στο περιβάλλον:[16]

$$Q_u = A_c * G_{\text{design}} * [F_R * (\tau * \alpha)_n] - A_c * [F_R * U_L] * (T_m - T_a)$$

Q_u : η ωφέλιμη συλλεγόμενη θερμική ισχύς [W]

A_c : επιφάνεια συλλέκτη [m^2]

G_{design} : ολική προσπίπτουσα ακτινοβολία σε κεκλιμένη επιφάνεια για τη διαστασιολόγηση του συστήματος [W/m^2]

F_R : συντελεστής θερμικής απολαβής του συλλέκτη

τ : η διαπερατότητα του διαφανούς καλύμματος του συλλέκτη στην ηλιακή ακτινοβολία

α : η απορροφητικότητα του απορροφητήρα για την ηλιακή ακτινοβολία

U_L : ο συντελεστής ενεργειακών απωλειών του συλλέκτη [$W/(m^2 * K)$]

T_m : μέση θερμοκρασία του νερού του συλλέκτη [$(T_{\text{win}} + T_{\text{wout}})/2$]

T_a : θερμοκρασία περιβάλλοντος

- Οι συντελεστές τ και α εξαρτώνται από τα υλικά κατασκευής του συλλέκτη και τη γωνία πρόσπτωσης της ηλιακής ακτινοβολίας.
- Το γινόμενο του συντελεστή απωλειών του συλλέκτη U_L και της θερμοκρασιακής διαφοράς $(T_{\text{win}} - T_a)$ αντιπροσωπεύει τις απώλειες του συλλέκτη εφόσον η θερμοκρασία του απορροφητήρα είναι ομοιόμορφη και ίση με τη θερμοκρασία εισαγωγής του ρευστού στο συλλέκτη.
- Η θερμοκρασία όμως του απορροφητήρα είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία εισόδου όταν συλλέγεται ενέργεια. Αυτό είναι απαραίτητο για να μεταδίδεται η θερμότητα από τον απορροφητήρα στο ρευστό.
- Συνεπώς οι απώλειες του συλλέκτη είναι μεγαλύτερες από το γινόμενο $U_L * (T_{\text{win}} - T_a)$. Η διαφορά λαμβάνεται υπόψη με το συντελεστή θερμικής απολαβής F_R .
- Οι τιμές των γινομένων $F_R * (\tau * \alpha)_n$ και $F_R * U_L$ προκύπτουν από δοκιμές του συγκεκριμένου τύπου συλλέκτη και είναι διαθέσιμες είτε από τον κατασκευαστή είτε από το Κέντρο Δοκιμών Ηλιακών Συλλεκτών του Δημόκριτου.

| Τύπος | Περιγραφή | $F_R^*(\tau*\alpha)_n$ | $F_R^*U_L$ [W/(m ² *K)] |
|------------|---|------------------------|---------------------------------------|
| <i>I</i> | Μαύρο χρώμα, ένα τζάμι (μονού υαλοπίνακα) | 0.82 | 7.5 |
| <i>II</i> | <i>Μαύρο χρώμα, διπλού υαλοπίνακα ή επιλεκτική επιφάνεια μονού υαλοπίνακα</i> | <i>0.75</i> | <i>5.0</i> |
| <i>III</i> | Σωλήνες κενού | 0.45 | 1.25 |
| <i>IV</i> | Πλαστικός συλλέκτης χωρίς τζάμι και μόνωση (ταχύτητα ανέμου 2.2 [m/sec]) | 0.86 | 21.5 |

Πίνακας 33: Τιμές των γινομένων $F_R^*(\tau*\alpha)_n$ και $F_R^*U_L$ για διάφορους τύπους ηλιακών συλλεκτών[16]

8.3.2 Απαιτούμενη επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών

Στη δική μας εφαρμογή χρησιμοποιήθηκαν επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες διπλού υαλοπίνακα, γι' αυτό το λόγο έχει τονισθεί με έντονα γράμματα στον παραπάνω πίνακα ο τύπος *II*. Ακολουθεί πίνακας με τα αποτελέσματα για τη διαστασιολόγηση των ηλιακών συλλεκτών, ώστε να επιτύχουν την επιθυμητή μετάδοση θερμότητας στο θερμοδυναμικό κύκλο για δεδομένη τιμή της προσπίπτουσας ακτινοβολίας (επιλογή του σχεδιαστή να επιλεγεί το 80% της μέγιστης υπολογισθείσας τιμής).

| | |
|--|-----------|
| $F_R^*(\tau*\alpha)_n$ | 0.75 |
| $F_R^*U_L$ [W/(m ² *K)] | 5.0 |
| Επιφάνεια συλλέκτη A (m ²) | 2.5 |
| Θερμοκρασία περιβάλλοντος T_a [K] | 273.15+25 |
| Μέση θερμοκρασία συλλέκτη T_m [K] | 273.15+80 |
| Ωφέλιμη θερμική ισχύς συλλέκτη [kW] | 30.3805 |
| Ολική προσπίπτουσα διαστασιολόγησης G_{design} [W/m ²] | 790.01 |
| Ολική απαιτούμενη επιφάνεια συλλεκτών A_c [m ²] | 95.7 |
| Απαιτούμενος αριθμός συλλεκτών n | 39 |

Πίνακας 34: Αποτελέσματα υπολογισμών για την απαιτούμενη επιφάνεια των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9^ο: Βασικά μέρη θερμοδυναμικού κύκλου

9.1 Εναλλάκτες θερμότητας

9.1.1 Εισαγωγή

Σε πολλές εφαρμογές απαιτείται η μετάδοση θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών. Οι διεργασίες αυτές λαμβάνουν χώρα σε συσκευές που καλούνται εναλλάκτες θερμότητας (heat exchangers). Ως εναλλάκτης θερμότητας ορίζεται μια συσκευή που διευκολύνει τη μετάδοση του θερμικού φορτίου από ένα ρευστό σε ένα άλλο και συναντάται σε συστήματα θέρμανσης, ψύξης και κλιματισμού, σε κύκλους παραγωγής ισχύος, σε συσκευές ανάκτησης θερμότητας, σε χημικές διεργασίες και αλλού.

Στους πιο απλούς εναλλάκτες θερμότητας το θερμό και το ψυχρό ρεύμα αναμιγνύονται απευθείας. Πιο συνηθισμένοι ωστόσο είναι οι εναλλάκτες στους οποίους τα δύο ρευστά δεν έρχονται σε επαφή, εξαιτίας της ύπαρξης κάποιου παρεμβαλλόμενου τοιχώματος. Αυτός ο τύπος εναλλάκτη μπορεί να φέρει είτε ένα απλό επίπεδο τοίχωμα, ώστε να επιτυγχάνεται η απομόνωση των δύο ρευστών, είτε πιο πολύπλοκες γεωμετρίες με πολλαπλές διαδρομές, όπως πτερύγια (fins) και ανακλαστήρες (baffles). Σε αυτή την περίπτωση, για την περιγραφή της μεταφοράς ενέργειας, χρησιμοποιούνται οι αρχές μετάδοσης της θερμότητας με αγωγή, συναγωγή και σπανιότερα με ακτινοβολία. Πολλοί παράγοντες υπεισέρχονται στο σχεδιασμό των εναλλακτών, όπως η θερμική ανάλυση, το μέγεθος, το βάρος, η κατασκευαστική αντοχή, η πτώση πίεσης και το κόστος.

9.1.2 Είδη εναλλακτών θερμότητας

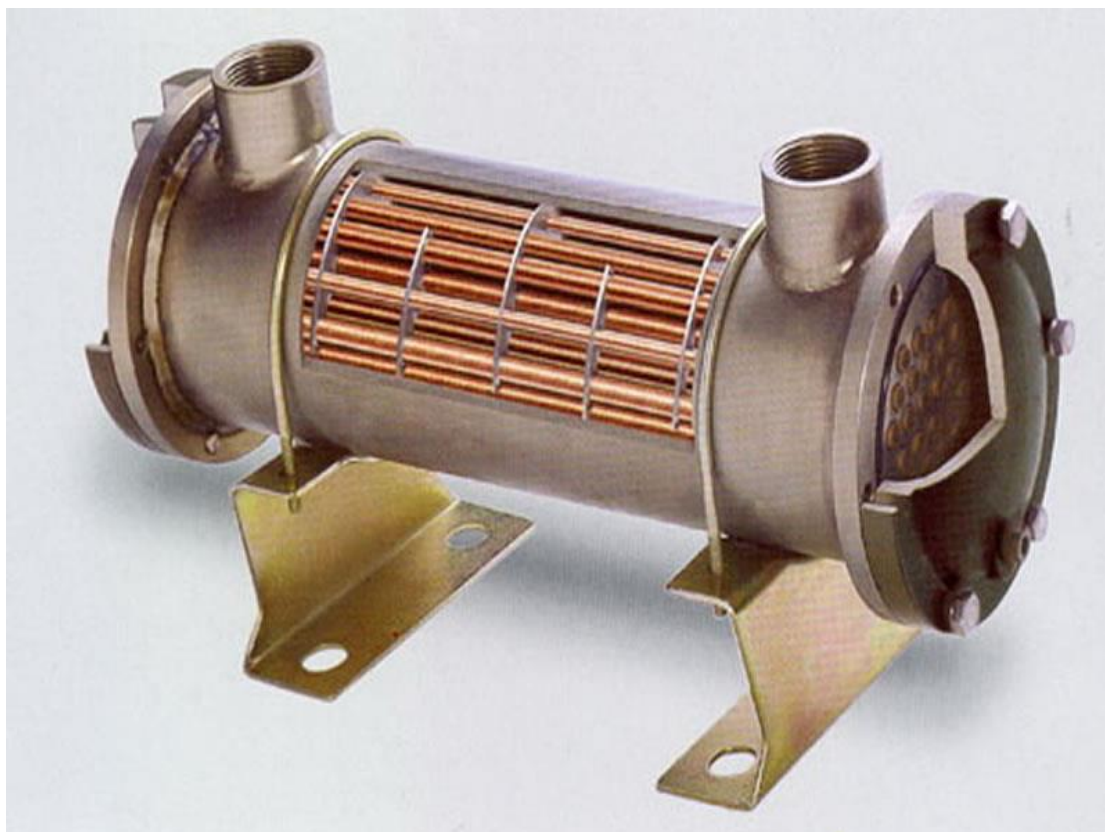
Οι εναλλάκτες, ανάλογα με τη διαδικασία μεταφοράς της θερμότητας, μπορούν να διαχωριστούν σε άμεσης και έμμεσης επαφής. Στους άμεσης επαφής εναλλάκτες, δύο διαφορετικής φάσης ρευστά έρχονται σε άμεση επαφή, ανταλλάσσουν θερμότητα και διαχωρίζονται και πάλι. Στους έμμεσης επαφής, τα δύο ρευστά παραμένουν χωρισμένα και η θερμότητα μεταφέρεται μέσω μιας διαχωριστικής επιφάνειας.[12]

Στην περίπτωση που η επιφάνεια θερμοεναλλαγής έχει αρκετά μεγάλη θερμοχωρητικότητα, ώστε να παίζει σημαντικό ρόλο στο φαινόμενο της μεταφοράς, οι έμμεσης επαφής εναλλάκτες ονομάζονται αλλιώς, αναγεννητές (regenerators). Ανάλογα με το μηχανισμό μεταφοράς της θερμότητας οι εναλλάκτες διακρίνονται σε:

- I. Συναγωγής μίας φάσης και από τις δύο πλευρές
- II. Συναγωγής μίας φάσης από τη μία πλευρά και συναγωγής δύο φάσεων από την άλλη πλευρά
- III. Συναγωγής δύο φάσεων και από τις δύο πλευρές
- IV. Και συνδυασμένης συναγωγής και μεταφοράς θερμότητας με ακτινοβολία

Οι εναλλάκτες θερμότητας ανάλογα με την κατασκευή τους, διακρίνονται σε:

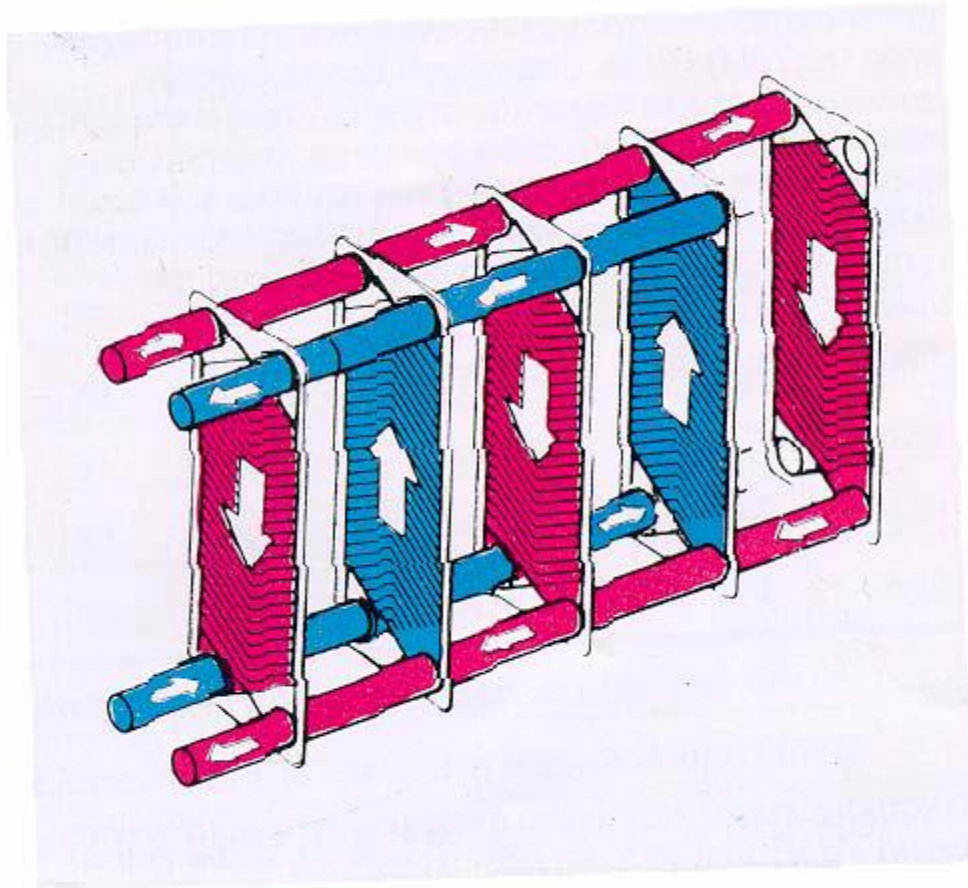
1. Ομοκεντρικούς κυκλικής διατομής
2. Εναλλάκτες κελύφους
3. Πλακοειδείς εναλλάκτες
4. Προεκτεταμένης επιφάνειας με πτερύγια, τα οποία αυξάνουν την επιφάνεια συναλλαγής από την πλευρά του αέρα και επομένως το συντελεστή συναγωγής
5. Εναλλάκτες αναγέννησης (αναγεννητές)



Εικόνα 57:Εναλλάκτης κελύφους μικτής ροής[24]

Τέλος, ανάλογα με το είδος της ροής μέσα στους εναλλάκτες, αυτοί διακρίνονται σε:

- a. Εναλλάκτες ομορροής
- b. Εναλλάκτες αντιρροής
- c. Εναλλάκτες σταυρορροής
- d. Σύνθετους



Εικόνα 58:Σχηματική απεικόνιση πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας με πλάκες πλαισίου, παρουσιάζονται και οι διαδρομές των ρευστών[24]

Ανάλογα με την πυκνότητα των κατασκευαστικών τους στοιχείων, οι εναλλάκτες διαχωρίζονται σε συμπαγείς και μη συμπαγείς. Οι συμπαγείς εναλλάκτες παρουσιάζουν υψηλές τιμές του λόγου της επιφάνειας θερμοεναλλαγής προς τον όγκο τους και εξ ορισμού, ο λόγος αυτός (πυκνότητα επιφάνειας), λαμβάνει τιμές μεγαλύτερες από $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Ο λόγος αυτός όμως αναφέρεται στην πλευρά του αερίου μέρους ενός εναλλάκτη αερίου-υγρού, επομένως ως συμπαγείς εναλλάκτες γενικότερα, ορίζονται οι παρακάτω:

| Τύπος εναλλάκτη | Πυκνότητα επιφάνειας |
|--------------------------------|---------------------------------|
| <i>Εναλλάκτες υγρού-υγρού</i> | $>300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ |
| <i>Εναλλάκτες αερίου-υγρού</i> | $>700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ |
| <i>Εναλλάκτες στρωτής ροής</i> | $>3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ |
| <i>Μικροεναλλάκτες</i> | $>10000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ |

Πίνακας 35:Πυκνότητα επιφάνειας για τους διάφορους τύπους εναλλακτών θερμότητας[24]



Εικόνα 59: Συμπαγής εναλλάκτης ατμού-αέρα που χρησιμοποιείται για την ανάκτηση θερμότητας σε μονάδες παραγωγής ατμού[24]

Οι συμβατικοί σωληνωτοί εναλλάκτες κελύφους με σωλήνες διαμέτρου 19 mm, που έχουν πυκνότητα επιφάνειας μεγαλύτερη από $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$, χαρακτηρίζονται επίσης ως συμπαγείς. Οι συμπαγείς εναλλάκτες θερμότητας, λόγω της μεγάλης επιφάνειας θερμοεναλλαγής που παρουσιάζουν, χρησιμοποιούνται συνήθως για τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ αερίων, ή γενικά μεταξύ ρευστών με μικρό συντελεστή συναγωγής.

9.1.3 Οι εναλλάκτες θερμότητας για το θερμοδυναμικό κύκλο της εφαρμογής

Το εργαστήριο λεβήτων και ατμοκινητήρων για την κάλυψη των πειραματικών του αναγκών έχει μία μονάδα συμπαραγωγής και μία μονάδα τριπαραγωγής, οι οποίες αμφότερες λειτουργούν με εργαζόμενο μέσο οργανικό ρευστό. Το οργανικό ρευστό πραγματοποιεί το θερμοδυναμικό οργανικό κύκλο Rankine. Οι εναλλάκτες θερμότητας που χρησιμοποιούνται και στις δύο προαναφερθείσες διατάξεις, είναι οι συγκολλητοί πλακοειδείς εναλλάκτες της εταιρείας Alfa Laval. Άρα και για τη συγκεκριμένη εφαρμογή, για την κάλυψη των αναγκών της πρόσδωσης θερμότητας

στον κύκλο (ατμοποιητής), αλλά και της απόρριψης θερμότητας από αυτόν (συμπυκνωτής), επιλέγονται εναλλάκτες θερμότητας, από τα φυλλάδια της Alfa Laval. Η Alfa Laval έχει μακρόχρονη πορεία στο χώρο της αποδοτικής σχεδίασης και κατασκευής εναλλακτών θερμότητας και μάλιστα παρουσίασε επίσημα τον πρώτο πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας στον κόσμο το 1977. Από τότε γίνονται διαρκή βήματα για τη βελτίωση της απόδοσης και της αξιοπιστίας των εναλλακτών θερμότητας. Η τεχνολογία της συγκόλλησης εξαλείφει την ανάγκη ύπαρξης τσιμούχας, καθώς η πιθανότητα διαρροής είναι πολύ μικρή, ενώ ο σχεδιασμός παρέχει εξαιρετική αντοχή σε πιέσεις και υψηλές θερμικές καταπονήσεις σε ένα ευρύ φάσμα εφαρμογών θέρμανσης και ψύξης.[22]



Εικόνα 60: Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας της εταιρείας Alfa Laval[22]

Πλεονεκτήματα επιλογής πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας

- Χαμηλού κόστους επένδυση

Χάρη στους υψηλούς συντελεστές μετάδοσης θερμότητας, η απαιτούμενη επιφάνεια των πλακών μπορεί να είναι αρκετά μικρή. Μειώνοντας την ποσότητα του απαιτούμενου υλικού, επιτυγχάνεται σημαντική εξοικονόμηση κατά κύριο λόγο χρημάτων και κατά δευτερεύοντα λόγο και εξοικονόμηση χώρου.

➤ Χαμηλό κόστος εγκατάστασης

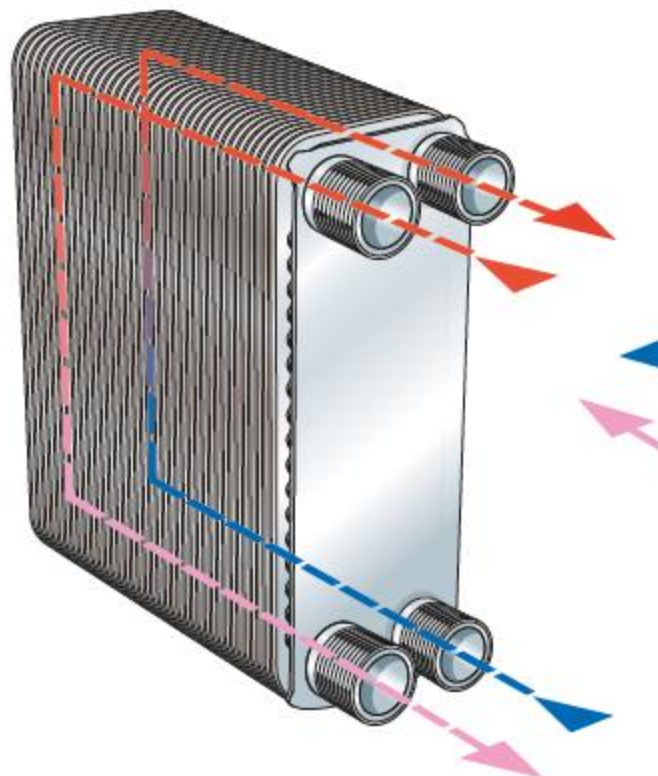
Οι παράλληλες και αντίθετης ροής συνδέσεις καθιστούν εύκολη τη διαδικασία της εγκατάστασης, μελώνοντας τα κόστη για σωλήνες και βαλβίδες.

➤ Ελάχιστος χρόνος διακοπής (μη λειτουργίας)

Χάρη στον τέλειο σχεδιασμό της πλακοειδούς αλάκωσης και συνεπώς στα υψηλά επίπεδα τύρβης που αναπτύσσονται εντός των εναλλακτών θερμότητας, βελτιστοποιείται ο αυτοκαθαρισμός τους. Αφού δεν υπάρχουν τσιμούχες, το ρίσκο της πιθανότητας διαρροής είναι σχεδόν ανύπαρκτο.

➤ Μέγιστη αξιοπιστία

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας δοκιμάζονται για πιθανές διαρροές διά μέσω των σωληνώσεών τους, αλλά και υπόκεινται σε τεστ δοκιμών πίεσης λειτουργίας, για την εξασφάλιση και διακρίβωση της ποιότητας πρώτης τάξης. Η εταιρεία Alfa Laval έχει πιστοποιήσεις από πολλούς μεγάλους φορείς πιστοποίησης.



One-pass

Εικόνα 61: Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας ενός περάσματος[22]

9.1.3.1 Ο ατμοποιητής

Σε αυτό το σημείο θα αναφερθούμε στον εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος είναι υπεύθυνος για τη μεταφορά της θερμικής ενέργειας που δεσμεύεται μέσω των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών στο θερμοδυναμικό κύκλο του οργανικού ρευστού. Το ζεστό ρεύμα για την απλούστευση της διαδικασίας διαστασιολόγησης του συστήματος είναι το νερό αντί για ένα συνθετικό έλαιο. Το ψυχρό ρεύμα του ατμοποιητή είναι το οργανικό ρευστό R1234ze(E), το οποίο και γίνεται αποδέκτης του ποσού της θερμικής ενέργειας που μεταφέρεται.

Ακολουθούν τόσο τα υπολογιστικά αποτελέσματα των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη, δηλαδή νερού και οργανικού ρευστού, καθώς και τα τεχνικά χαρακτηριστικά του μοντέλου της Alfa Laval, που ταιριάζει στα θερμοδυναμικά αποτελέσματα που προκύπτουν από τον κώδικα βελτιστοποίησης του θερμοδυναμικού κύκλου.

Εν συνεχεία θα παρατεθούν σχέδια μέσω του SolidWorks, τόσο των πλακών του εναλλάκτη, όσο και του κελύφους του.

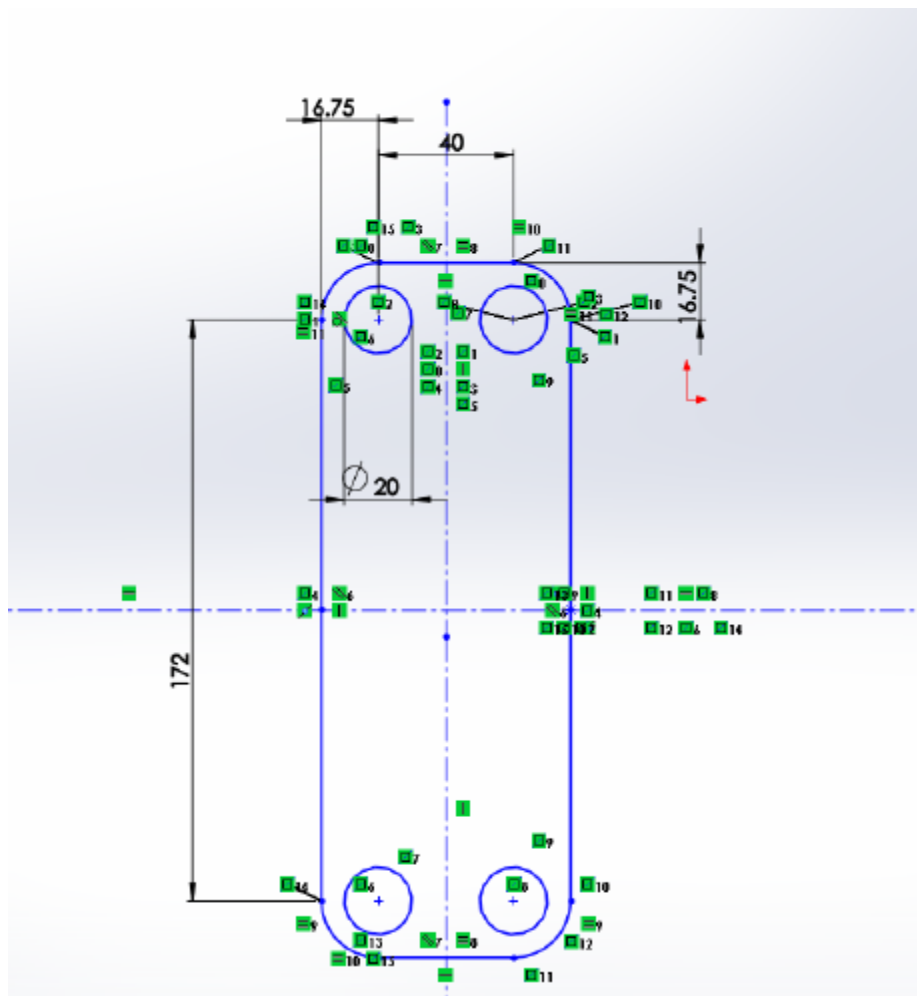
| Ατμοποιητής | Θερμό ρεύμα | Ψυχρό ρεύμα |
|---|--------------------|--------------------|
| <i>Ρευστό</i> | <i>Νερό</i> | <i>R1234ze(E)</i> |
| <i>Θερμοκρασία εισόδου [K],(θ)</i> | 383.15 (110) | 310.07 (36.92) |
| <i>Θερμοκρασία εξόδου [K],(θ)</i> | 363.15 (90) | 370.21 (97.06) |
| <i>Πίεση [bar]</i> | 2 | 27.2 |
| <i>Παροχή μάζας [kg/s]</i> | 0.3628 | 0.1664 |
| <i>Παροχή όγκου εισόδου [m³/h]</i> | 1.3821 | 0.5277 |
| <i>Παροχή όγκου εξόδου [m³/h]</i> | 1.3821 | 3.4032 |

Πίνακας 36: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των δύο ρευμάτων του ατμοποιητή

Με τα δεδομένα του παραπάνω πίνακα, βλέπουμε ότι από τους πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας της εταιρείας Alfa Laval, τα μοντέλα CBH16 και CBH18 καλύπτουν τις ανάγκες των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη, τόσο του θερμού όσο και του ψυχρού. Άρα, αφού βάσει θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών μας καλύπτουν και τα δύο προαναφερθέντα μοντέλα, η επιλογή θα γίνει με κριτήριο χωροθέτησης, δηλαδή γεωμετρικών χαρακτηριστικών. Συνεπώς, κρίνεται καταλληλότερο το μοντέλο CBH16. Ο μόνος λόγος που μπορεί να μας αλλάξει αυτή την επιλογή, είναι το αποτέλεσμα του κώδικα υπολογισμού του απαιτούμενου αριθμού παράλληλων πλακών. Αν το αποτέλεσμα αυτό υπερβεί τον αριθμό 60, τότε αυτόματα οι δύο παραπάνω επιλογές εναλλακτών δε μας καλύπτουν. Ακολουθούν τα τεχνικά χαρακτηριστικά του μοντέλου CBH16.

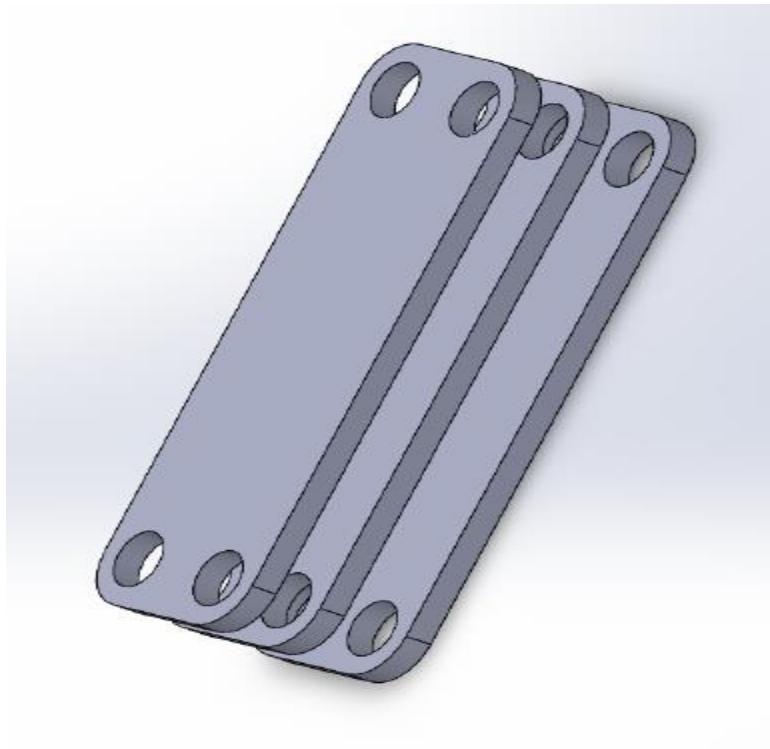
| | |
|---|----------|
| <i>Μοντέλο ατμοποιητή</i> | CBH16 |
| <i>Μέγιστη πίεση λειτουργίας [bar]</i> | 32 |
| <i>Μέγιστη παροχή όγκου [m³/h]</i> | 3.6 |
| <i>Μέγιστος αριθμός πλακών</i> | 60 |
| <i>Υλικό κατασκευής πλακών</i> | AISI 316 |
| <i>Υλικό συγκόλλησης</i> | χαλκός |

Πίνακας 37: Χαρακτηριστικά μοντέλου CBH16 της Alfa Laval[22]

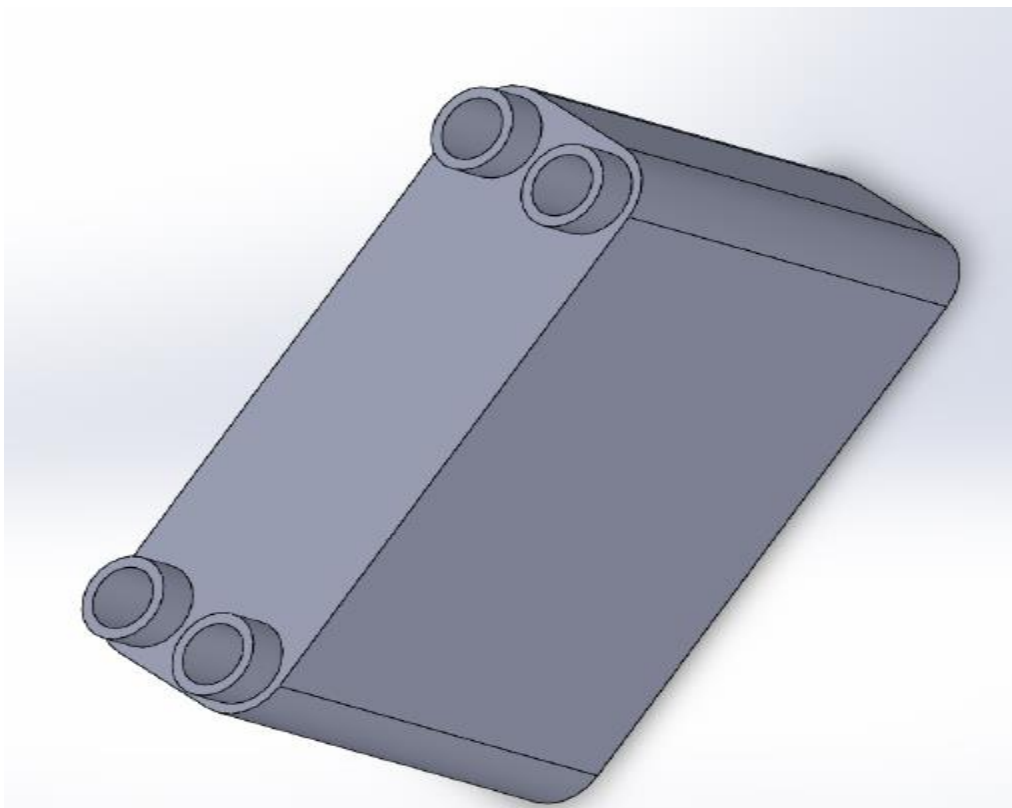


Εικόνα 62: Δισδιάστατη σχεδίαση πλάκας ατμοποιητή

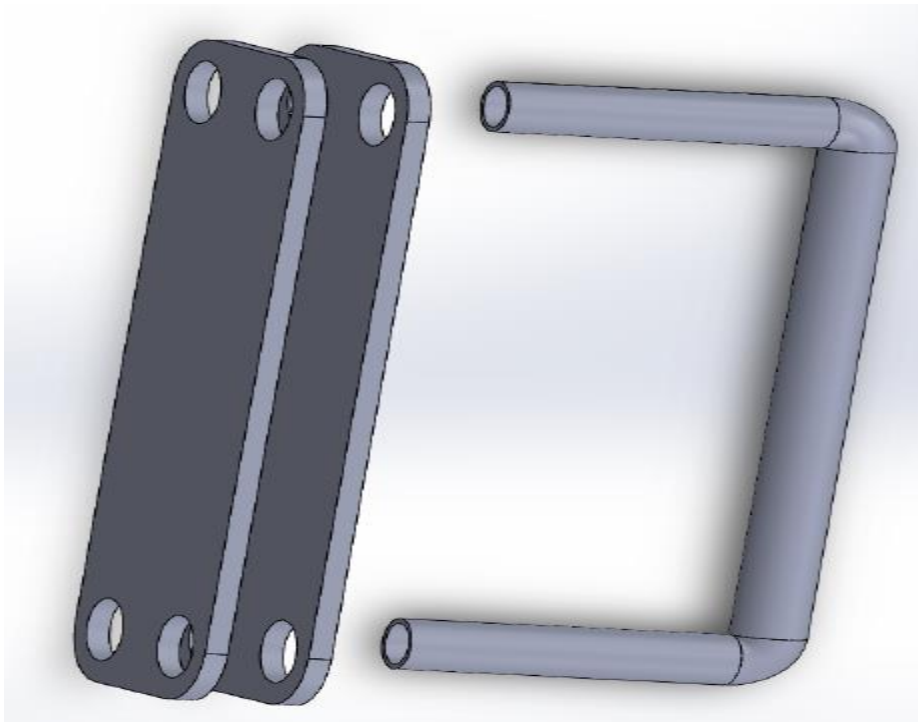
Ακολουθεί η τρισδιάστατη απεικόνιση των πλακών του πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας.



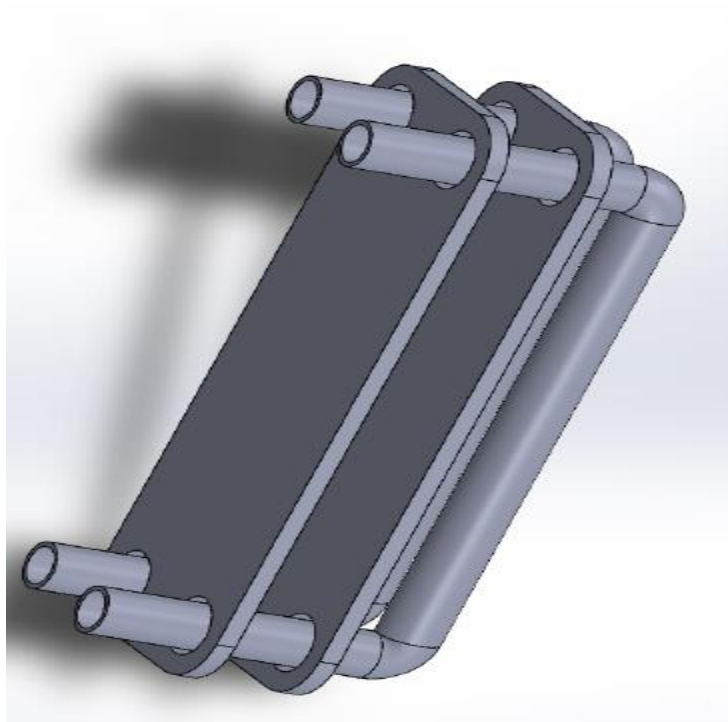
Εικόνα 63: Τρισδιάστατη απεικόνιση των πλακών του εναλλάκτη



Εικόνα 64: Τρισδιάστατη απεικόνιση κελύφους του ατμοποιητή



Εικόνα 65: Οι πλάκες του πλακοειδή εναλλάκτη με το σωλήνα του ενός ρευστού



Εικόνα 66: Το εσωτερικό πλακοειδή εναλλάκτη ενός περάσματος

9.1.3.2 Ο συμπυκνωτής

Ο συμπυκνωτής είναι ο δεύτερος εναλλάκτης που χρησιμοποιείται στην εφαρμογή μας. Έπεται του εκτονωτή, του συμπιεστή τύπου scroll δηλαδή και είναι υπεύθυνος για την κατάλληλη απόρριψη της θερμικής ενέργειας από το θερμοδυναμικό οργανικό κύκλο Rankine, προκειμένου να επανέλθει το οργανικό μέσο στην αρχική του κατάσταση, κατά την οποία είναι έτοιμο να εισέλθει στην αντλία διαφράγματος του ORC.

Σε αυτή την περίπτωση το οργανικό ρευστό R1234ze(E) αποτελεί το θερμό ρεύμα του εναλλάκτη, ενώ το κρύο ρεύμα του είναι νερό. Άρα θερμική ενέργεια προσδίδεται στο νερό από το οργανικό ρευστό. Ακολουθεί πίνακας που παραθέτει τα βασικά στοιχεία των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη και αφορούν τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου, τις παροχές μάζας και όγκου, καθώς και τις πιέσεις των δύο ρευμάτων. Έχουμε θεωρήσει πως δε λαμβάνονται υπόψη τυχόν πτώσεις πίεσης διά μέσω των εναλλακτών.

| Συμπυκνωτής | Θερμό ρεύμα | Ψυχρό ρεύμα |
|---|-------------------|-------------|
| <i>Ρευστό</i> | R1234ze(E) | Νερό |
| <i>Θερμοκρασία εισόδου [K],(θ)</i> | 315.56 (42.41) | 293.15 (20) |
| <i>Θερμοκρασία εξόδου [K],(θ)</i> | 308.15 (35) | 303.15 (30) |
| <i>Πίεση [bar]</i> | 6.67 | 1 |
| <i>Παροχή μάζας [kg/s]</i> | 0.1664 | 0.6621 |
| <i>Παροχή όγκου εισόδου [m³/h]</i> | 17.7046 | 2.395 |
| <i>Παροχή όγκου εξόδου [m³/h]</i> | 8.971 | 2.395 |

Πίνακας 38: Κύρια χαρακτηριστικά στοιχεία των δύο ρευμάτων του συμπυκνωτή

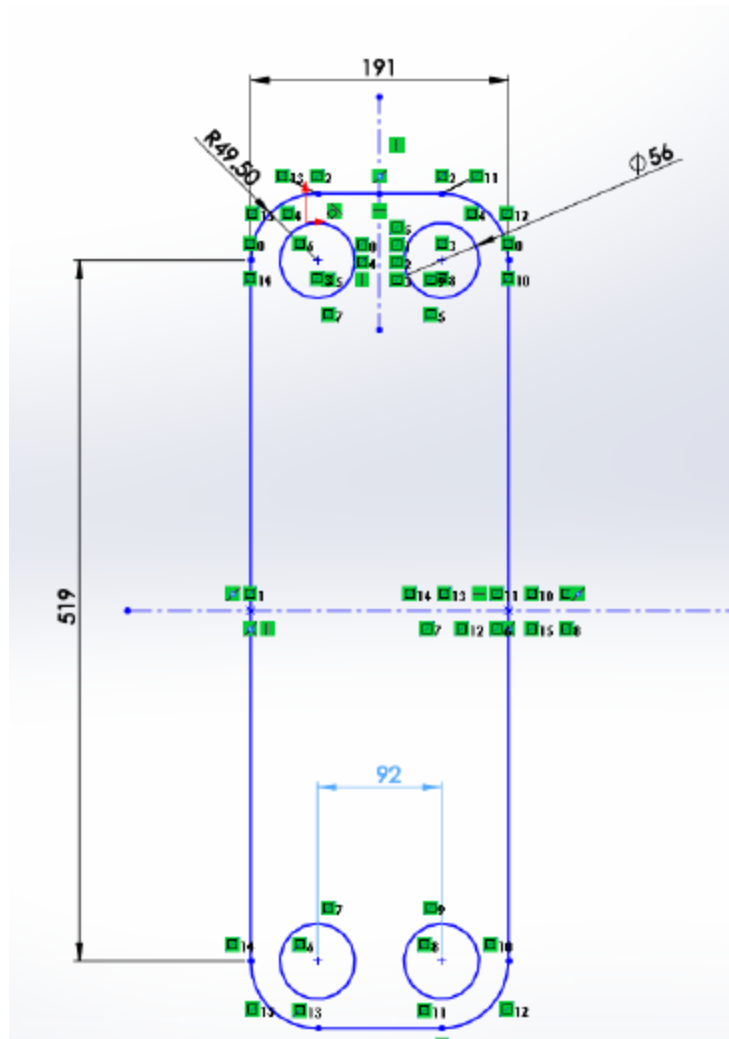
Με βάση τα χαρακτηριστικά αυτά θα πρέπει να επιλέξουμε από το φυλλάδιο της Alfa Laval, τον εναλλάκτη που ανταποκρίνεται στα παραπάνω χαρακτηριστικά στοιχεία του πίνακα. Και σε αυτή την περίπτωση η επιλογή αφορά πλακοειδή εναλλάκη θερμότητας και συγκεκριμένα το μοντέλο CBH110.

Ακολουθεί πίνακας με τα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του συγκεκριμένου μοντέλου εναλλάκτη της κατασκευάστριας εταιρείας Alfa Laval.

| | |
|---|----------|
| <i>Μοντέλο συμπυκνωτή</i> | CBH110 |
| <i>Μέγιστη πίεση λειτουργίας [bar]</i> | 32 |
| <i>Μέγιστη παροχή όγκου [m³/h]</i> | 51 |
| <i>Μέγιστος αριθμός πλακών</i> | 240 |
| <i>Υλικό κατασκευής πλακών</i> | AISI 316 |
| <i>Υλικό συγκόλλησης</i> | χαλκός |

Πίνακας 39: Τεχνικά χαρακτηριστικά μοντέλου CBH110[22]

Ακολουθεί το δισδιάστατο σχέδιο που απεικονίζει τις βασικές κατασκευαστικές διαστάσεις της κάθε πλάκας που βρίσκονται εντός του εναλλάκτη θερμότητας (συμπυκνωτή).



Εικόνα 67: Δισδιάστατη σχεδίαση πλάκας συμπυκνωτή

Παραπάνω φαίνονται οι κατασκευαστικές διαστάσεις της πλάκας που βρίσκεται εντός του συμπυκνωτή. Ειδική συνάρτηση του προγράμματος Matlab θα μας δώσει απάντηση για τον αριθμό των παράλληλων αυτών πλακών που απαιτούνται για να επιτευχθεί η επιθυμητή μετάδοση θερμότητας εντός του πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας. Τα υπόλοιπα σχέδια είναι αντίστοιχα με του ατμοποιητή, καθώς είναι και αυτός πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας ενός περάσματος.

9.2 Αντλίες

9.2.1 Εισαγωγή

Οι αντλίες είναι μηχανικές διατάξεις με τις οποίες προσδίδεται ενέργεια σε ένα υγρό, προκειμένου να επιτευχθεί η διακίνησή του από μία στάθμη σε μία υψηλότερη στάθμη και από μία πίεση σε μία υψηλότερη πίεση.

Η ταξινόμηση των αντλιών και η κατάταξή τους σε κατηγορίες μπορεί να γίνει με διάφορα κριτήρια όπως: η αρχή λειτουργίας τους, ο αριθμός των βαθμίδων τους, οι κατασκευαστικές λεπτομέρειες κτλ. Η βασικότερη και πλέον γνωστή είναι η κατάταξη των αντλιών με βάση την αρχή λειτουργίας τους, δηλαδή το μηχανισμό με τον οποίο προσδίδεται ενέργεια στο υγρό. Με βάση το κριτήριο αυτό, μπορούμε να κατατάξουμε τις αντλίες σε δύο μεγάλες κατηγορίες: [26]

- ❖ Δυναμικές (ή κινητικού τύπου)
- ❖ Θετικής εκτόπισης (ή στατικού τύπου)

Στις δυναμικές αντλίες προσδίδεται στο υγρό κινητική ενέργεια με φυγοκεντρικές δυνάμεις, ηλεκτρομαγνητικές δυνάμεις, μεταφορά ορμής ή μηχανική ώθηση. Οι κύριες κατηγορίες δυναμικών αντλιών είναι:

- Φυγοκεντρικές
 - Ακτινικής ροής
 - Αξονικής ροής
 - Μικτής ροής

- Περιφερικές ή στροβιλαντλίες ή αναγεννητικές αντλίες
- Δυναμικές αντλίες ειδικού τύπου
 - Εγχυτήρες (τζιφάρια)
 - Διατάξεις ανύψωσης με πεπεισμένο αέριο
 - Ηλεκτρομαγνητικές αντλίες

Στις αντλίες θετικής εκτοπίσεως το υγρό εκτοπίζεται από ένα χώρο και προωθείται προς έναν άλλο είτε με ένα μηχανικό μέσο (έμβολο, παλλόμενο διάφραγμα ή περιστρεφόμενο μηχανισμό), είτε με ένα άλλο ρευστό, όπως για παράδειγμα ο αέρας. Οι κύριες κατηγορίες αντλιών θετικής εκτοπίσεως είναι οι ακόλουθες:

- ✓ Παλινδρομικές
- ✓ Περιστροφικές
- ✓ Πιεστικού θαλάμου

Σε ό,τι αφορά τη χρήση των αντλιών και το διακινούμενο υγρό, οι αντλίες κατατάσσονται σε αντλίες νερού, αντλίες μιγμάτων, αντλίες λυμάτων, αντλίες ιλύος, αντλίες καυσίμου, αντλίες λιπαντικών, αντλίες ποτών και τροφίμων (π.χ. τοματοπολτού) και αντλίες χημικών ουσιών. Η επιλογή της κατάλληλης για κάθε χρήση αντλίας έχει σχέση τόσο με το είδος, όσο και με το μηχανισμό λειτουργίας της, (ώστε να είναι κατάλληλη για την εφαρμογή για την οποία προορίζεται και να μην επιφέρει βλάβες στο διακινούμενο υγρό), όσο και με τα υλικά κατασκευής της.[26]

9.2.2 Ταξινόμηση αντλιών θετικής εκτοπίσεως

- Παλινδρομικές αντλίες
 - ✓ Αντλίες με πιστόνι
 - ✓ Αντλίες με στρόφαλο
 - ✓ Αντλίες άμεσης ενέργειας (Ιπάρια)
 - ✓ Αντλίες με βυθιζόμενο έμβολο
 - ✓ Αντλίες με διάφραγμα

- Περιστροφικές αντλίες
 - ✓ Γραναζωτές αντλίες
 - ✓ Με εξωτερικά γρανάζια
 - ✓ Με εσωτερικό γρανάζι
 - ✓ Αντλίες με λοβούς
 - ✓ Αντλίες με κοχλίες
 - ✓ Αντλίες με ολισθαίνοντα πτερύγια
 - ✓ Αντλίες με σύρτες
 - ✓ Αντλίες με εύκαμπτα πτερύγια
 - ✓ Περιστροφικές αντλίες με έμβολα
 - ✓ Περισταλτικές αντλίες

- Αντλίες πιεστικού θαλάμου

9.2.3 Αντλίες διαφράγματος

Είναι παλινδρομικού τύπου αντλίες και το κινητήριο στέλεχός τους που παλινδρομεί είναι ένα εύκαμπτο διάφραγμα. Το διάφραγμα είναι συνήθως κυκλικής διατομής και είναι στερεωμένο περιφερειακά. Στο κέντρο του συνδέεται με τον άξονα που του δίνει την παλινδρομική κίνηση. Συνηθέστερα το διάφραγμα κινείται με υδραυλικό σύστημα (πίεση λαδιού) ή ακόμα με πνευματικό σύστημα (πίεση αέρα).

Τα διαφράγματα κατασκευάζονται από μια μεγάλη ποικιλία υλικών, όπως διάφορα συνθετικά πολυμερή, τεφλόν ή ανθεκτικά στη διάβρωση και εύκαμπτα μέταλλα.

Τα πλεονεκτήματα των αντλιών με διάφραγμα, σε σύγκριση με τις άλλες παλινδρομικές αντλίες, είναι ότι έχουν πολύ λιγότερα κινούμενα μέρη, δεν απαιτούν στυπιοθλίπτες για στεγανότητα και κυρίως το γεγονός ότι το αντλούμενο υγρό έρχεται σε επαφή μόνο με το διάφραγμα και τις βαλβίδες. Αυτό κάνει τις αντλίες με διάφραγμα κατάλληλες για τη διακίνηση τοξικών ή διαβρωτικών υγρών ή υγρών που περιέχουν αιωρήματα στερεών (τα οποία προκαλούσαν σοβαρές φθορές στις άλλες παλινδρομικές αντλίες).

Το κύριο μειονέκτημά τους είναι ότι το διάφραγμα καταπονείται με τις συνεχείς κάμψεις και σε κάποιο χρόνο αναλόγως με την αντοχή και το υλικό κατασκευής του, μπορεί να σπάσει. Αυτό πρέπει να λαμβάνεται σοβαρά υπόψη, ιδιαίτερα όταν διακινούνται τοξικά ή διαβρωτικά υγρά και να εντείνονται οι προληπτικοί έλεγχοι και η συντήρηση της αντλίας. Σε πολύ κρίσιμες εφαρμογές μπορούν να τοποθετηθούν στην αντλία αισθητήρες καταστροφής του διαφράγματος.

Παρεμπιπτόντως να αναφέρουμε ότι και η καρδιά των ζώντων οργανισμών είναι αντλία με διάφραγμα που κινείται με τις συσπάσεις των μυών.[26]

9.2.4 Η αντλία του ORC

Για την εφαρμογή μας θα χρησιμοποιηθεί αντλία διαφράγματος. Αυτός ο τύπος αντλίας χρησιμοποιείται και στις δύο πειραματικές διατάξεις του εργαστηρίου. Η εταιρεία από την οποία θα προμηθευτούμε την αντλία είναι η Wanner Hydra-Cell. Όλες οι αντλίες διαφράγματος του εργαστηρίου είναι αυτής της εταιρείας.



Εικόνα 68: Αντλία διαφράγματος Hydra Cell[21]

Η εταιρεία Hydra Cell παρέχει μια μεγάλη ποικιλία αντλιών, η οποία καλύπτει ένα μεγάλο πεδίο βιομηχανικών εφαρμογών. Αντλίες για πολλά εργαζόμενα μέσα, όπως νερό, διαθερμικά (ορυκτά έλαια), ψυκτικά μέσα, όπως στη δικιά μας εφαρμογή.

Βάσει των θερμοδυναμικών υπολογισμών που έχουν προηγηθεί, το οργανικό ρευστό R1234ze(E) στην είσοδο και έξοδο της αντλίας έχει τα ακόλουθα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά.

| | |
|---------------------------------------|--------|
| <i>Πίεση στην είσοδο (bar)</i> | 6.67 |
| <i>Πίεση στην έξοδο (bar)</i> | 27.2 |
| <i>Ογκοπαροχή στην είσοδο (L/min)</i> | 10 |
| <i>Ογκοπαροχή στην έξοδο (L/min)</i> | 8.7953 |

Πίνακας 40: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά οργανικού ρευστού R1234ze(E) στην είσοδο και έξοδο της αντλίας

Επομένως θα πρέπει η αντλία να μπορεί να ανταποκριθεί στις εκτιμώμενες αυτές θερμοδυναμικές αλλαγές του οργανικού ρευστού κατά την είσοδό του στο θερμοδυναμικό οργανικό κύκλο Rankine.

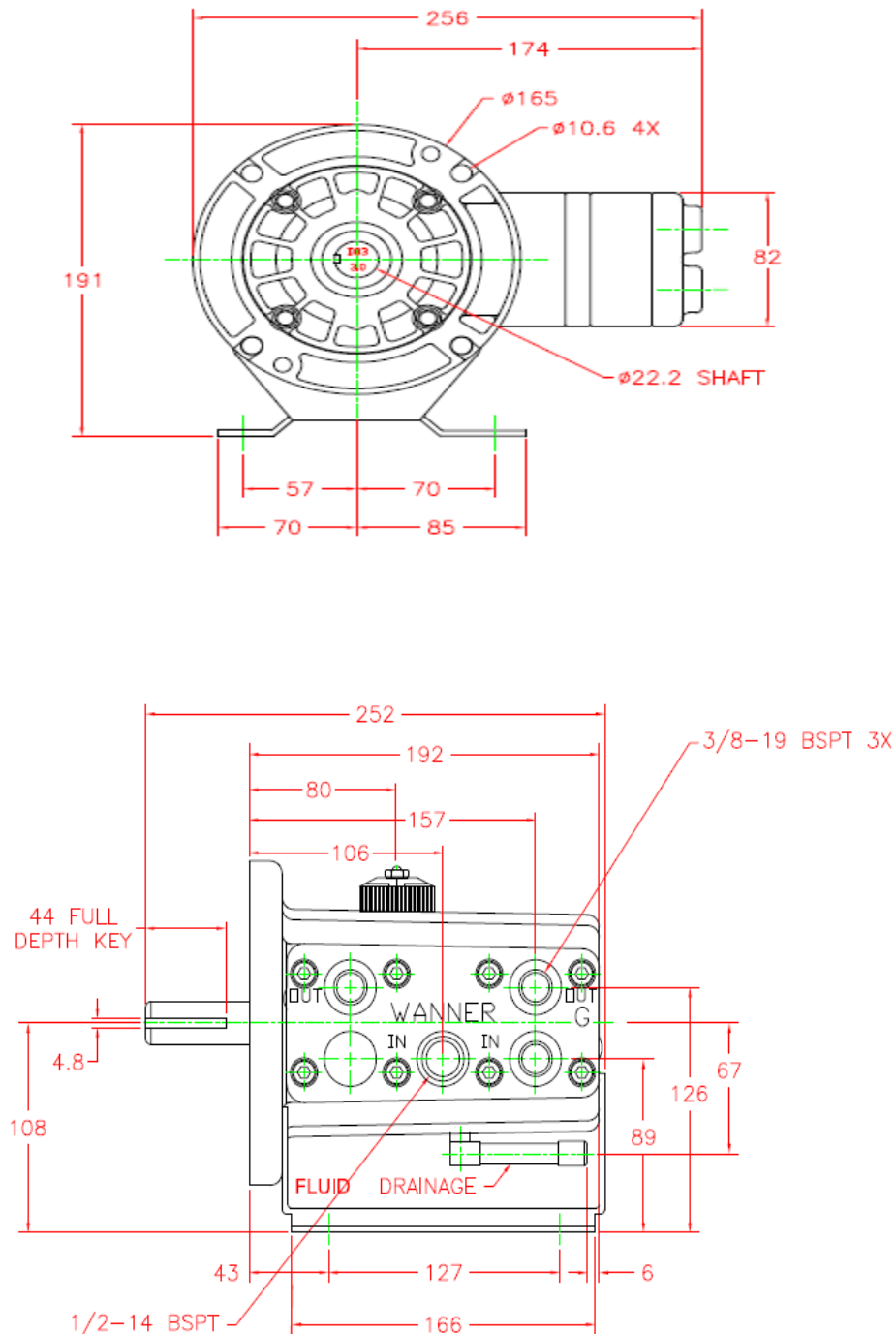
| <i>Μοντέλο αντλίας σειράς D/G-03</i> | <i>Περιστροφική ταχύτητα (rpm)</i> | <i>Ογκοπαροχή (L/min)</i> | <i>Μέγιστη πίεση εισόδου (bar)</i> | <i>Μέγιστη πίεση αντοχής μεταλλικής κεφαλής (bar)</i> | <i>Μέγιστη πίεση αντοχής μη μεταλλικής κεφαλής (bar)</i> |
|--------------------------------------|------------------------------------|---------------------------|------------------------------------|---|--|
| D/G-03-X | 1750 | 11.3 | 17.3 | 69 | 17.3 |
| D/G-03-E | 1750 | 8.3 | 17.3 | 83 | 17.3 |
| D/G-03-S | 1750 | 6.8 | 17.3 | 83 | 17.3 |
| D/G-03-B | 1750 | 4.2 | 17.3 | 83 | 17.3 |
| D/G-03-G | 1750 | 1.9 | 17.3 | 83 | 17.3 |

Πίνακας 41: Μοντέλα αντλιών της Hydra Cell, σειρά D/G-03[21]

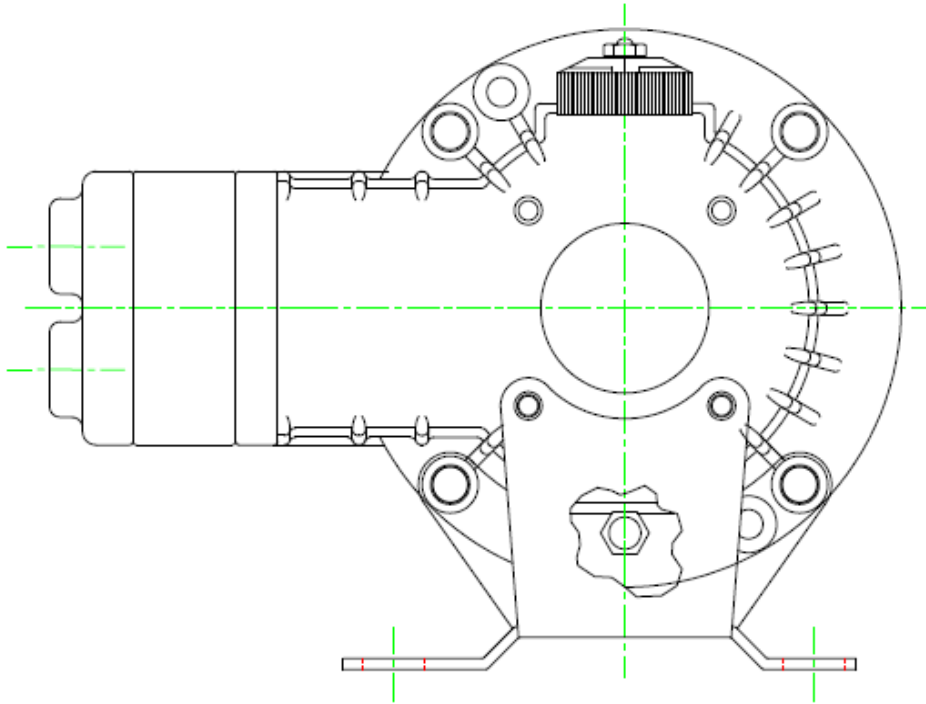
Άρα από τα παραπάνω μοντέλα αυτό που ανταποκρίνεται στις απαιτήσεις του κύκλου είναι η αντλία διαφράγματος τύπου D/G-03-X, με κριτήρια και παροχής όγκου του οργανικού μέσου αλλά και αντοχής σε μέγιστη πίεση.

9.2.5 Κατασκευαστικά σχέδια της αντλίας του θερμοδυναμικού κύκλου

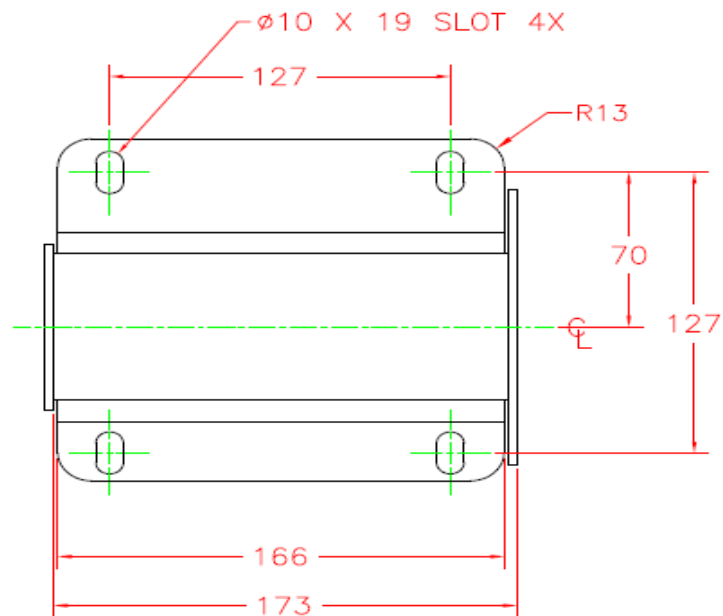
Από το φυλλάδιο της Hydra Cell έχει ήδη γίνει η επιλογή της αντλίας, που μπορεί να ανταποκριθεί στις ανάγκες του θερμοδυναμικού μας κύκλου.



Εικόνα 69: Κατασκευαστικά σχέδια αντλίας Hydra Cell σειρά D/G-03



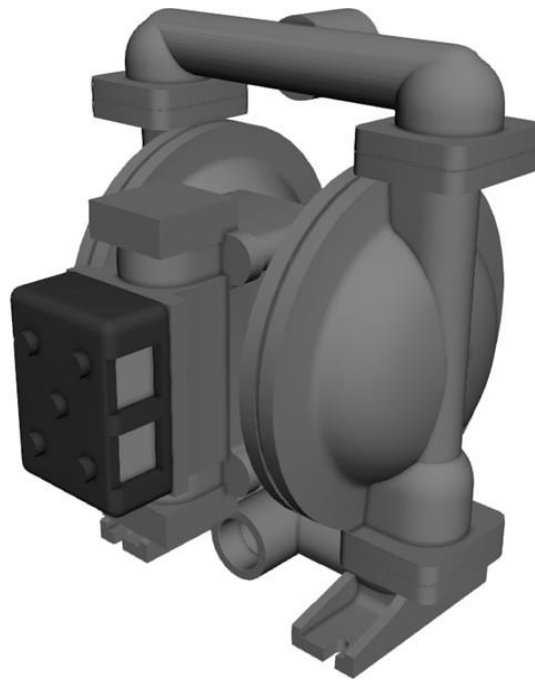
Εικόνα 70: Όψη αντλίας διαφράγματος της Hydra Cell



TOP VIEW BASE

Εικόνα 71: Σχέδιο βάσης της αντλίας

Ακολουθεί η τρισδιάστατη απεικόνιση της αντλίας διαφράγματος που θα χρησιμοποιηθεί στο θερμοδυναμικό κύκλο.



Εικόνα 72: Τρισδιάστατη απεικόνιση αντλίας διαφράγματος

9.3 Ο εκτονωτής τύπου scroll

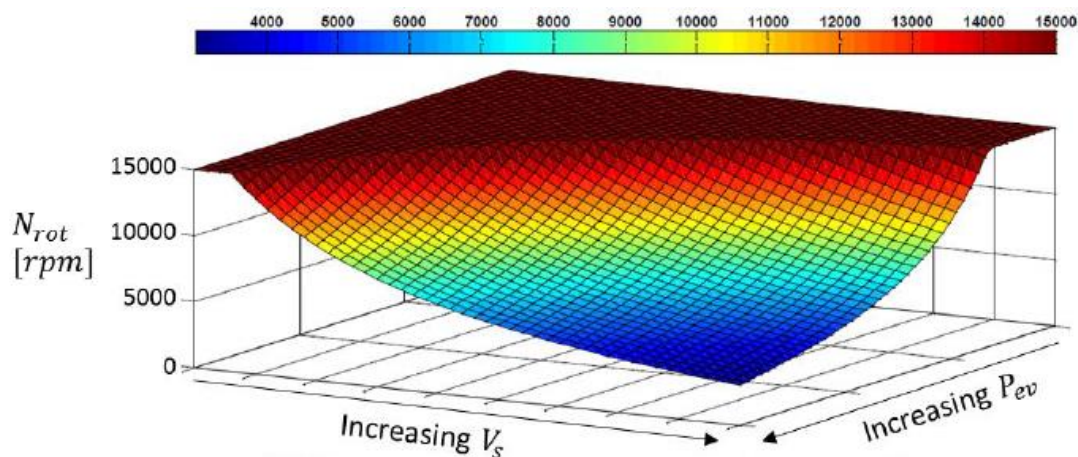
9.3.1 Εισαγωγή

Σε εφαρμογές όπου η απαίτηση σε ηλεκτροπαραγωγή είναι χαμηλή, δηλαδή στόχος είναι η κάλυψη οικιακών φορτίων, όπως για παράδειγμα συμβαίνει στην εφαρμογή μας, ο εκτονωτής του συστήματος που μετατρέπει την ενέργεια του εργαζόμενου μέσου σε μηχανική ενέργεια στο δρομέα της ηλεκτρογεννήτριας είναι εκτονωτής τύπου scroll, αντί για ένα στρόβιλο.

Οι πιο συνηθισμένοι τύποι των εκτονωτών αυτών, που ονομάζονται μηχανές θετικής μετατόπισης είναι οι scroll, screw και αυτοί με οι εμβολοφόροι. Η ισεντροπική αποδοτικότητα των μηχανών αυτών είναι πολύ καθοριστική παράμετρος, γιατί η ενέργεια που πρέπει να απελευθερωθεί στο συμπυκνωτή θα είναι χαμηλότερη με μία μεγαλύτερη απόδοση για ένα δεδομένο ενεργειακό περιεχόμενο που μεταφέρεται στον εξατμιστή.

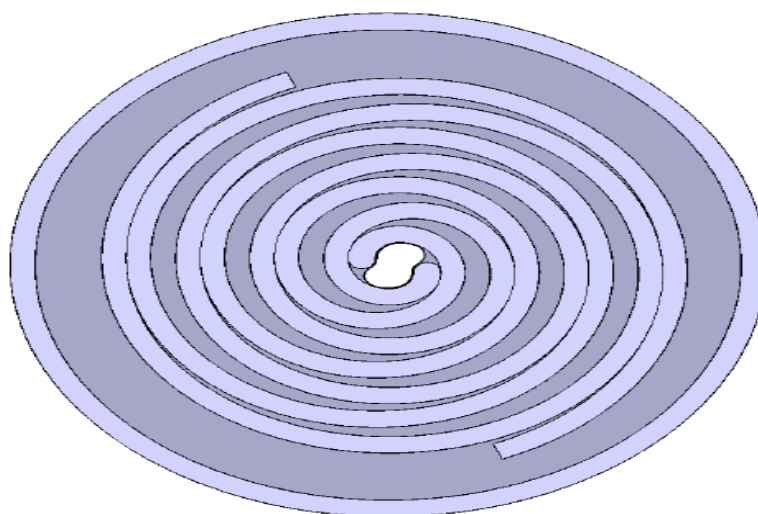
Συνηθέστερα οι εκτονωτές τύπου scroll παρουσιάζουν μεγαλύτερη αποδοτικότητα από τους αντίστοιχους εμβολοφόρους εκτονωτές, ενώ οι εκτονωτές τύπου screw είναι κατάλληλοι για εφαρμογές μεγαλύτερης κλίμακας.

Η μετατόπιση της είναι καθοριστική παράμετρος λειτουργίας που θα πρέπει να βελτιστοποιηθεί από τον εκτονωτή. Είναι συνάρτηση πολλών παραμέτρων, όπως είναι η φύση του εργαζόμενου μέσου, η πίεση εξάτμισης και ο ροή μάζας διά μέσω της μηχανής.



Εικόνα 73: Χάρτης της ταχύτητας περιστροφής του εκτονωτή τύπου scroll σε συνάρτηση με τη μετατόπιση και την πίεση εξάτμισης[24]

Το ανώτατο όριο της ταχύτητας περιστροφής καθορίζεται από το τι είναι τεχνικά εφικτό για τις μηχανές scroll.



Εικόνα 74: Εσωτερική διαμόρφωση εκτονωτή scroll[24]

9.3.2 Παράμετροι επιλογής για τον εκτονωτή

Ακολουθεί συγκεντρωτικός πίνακας που περιλαμβάνει όλες τις βασικές παραμέτρους που υπολογίστηκαν και από τον κώδικα βελτιστοποίησης του θερμοδυναμικού κύκλου και αφορούν το οργανικό ρευστό στην είσοδο και την έξοδο από τον εκτονωτή.

| Scroll expander | Sanden |
|---|-----------------|
| <i>πίεση εισόδου [bar]</i> | 27.2 |
| <i>πίεση εξόδου [bar]</i> | 6.67 |
| <i>θερμοκρασία εισόδου [K] (°C)</i> | 370.21 (97.06) |
| <i>θερμοκρασία εξόδου [K] (°C)</i> | 315.56 (42.41) |
| <i>παροχή όγκου στην είσοδο [m³/h]</i> | 3.4032 |
| <i>παροχή όγκου στην έξοδο [m³/h]</i> | 17.7046 |
| <i>εκτόπισμα [m³/h]</i> | 14.3014 |
| <i>Μέγιστη ισχύς εξόδου του εκτονωτή scroll [kW] (hp)</i> | 3.1237 (4.1873) |

Πίνακας 42: Χαρακτηριστικά στοιχεία εκτονωτή

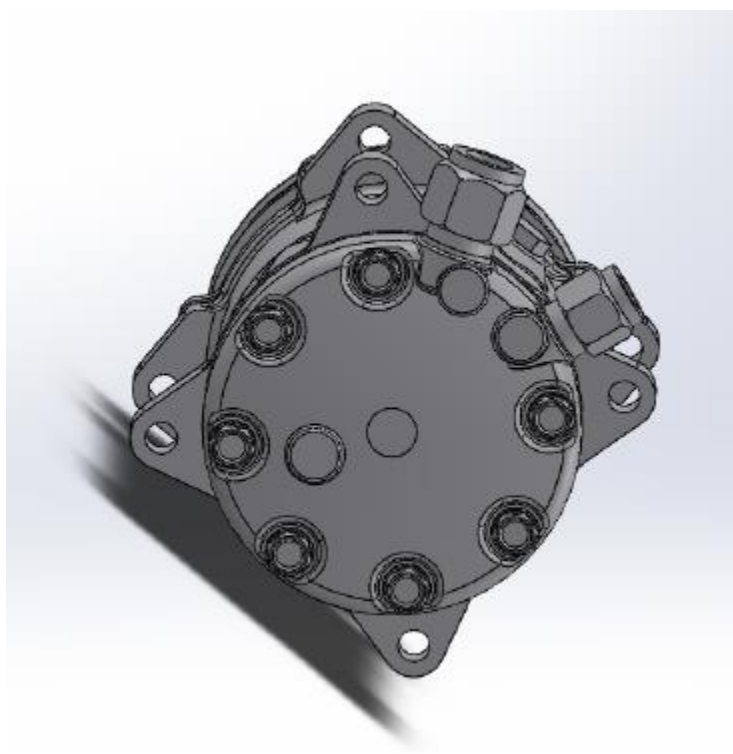
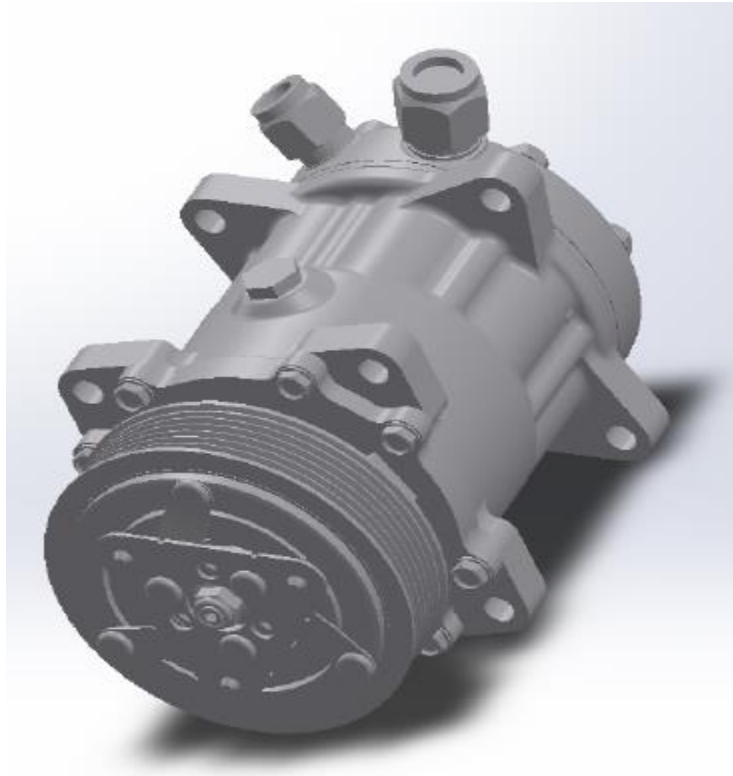
9.3.3 Η επιλογή του εκτονωτή τύπου scroll για την εφαρμογή μας

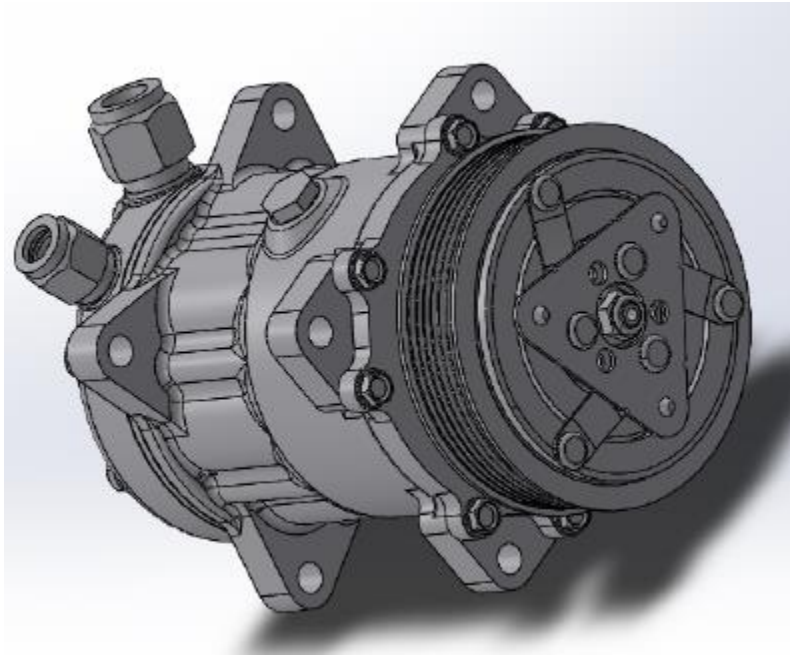
Έχει προηγηθεί η επιλογή του κατάλληλου μοντέλου, προκειμένου να επιτευχθεί η επιθυμητή εκτόνωση και το επιθυμητό εκτόπισμα αντίστοιχα. Άρα από τους καταλόγους της Sanden, επιλέγουμε τον τύπο TRSA05.

| Model | Maximum displacement | Maximum continuous speed |
|---------------|-----------------------------|---------------------------------|
| TRSA05 | 53.9 cc | 1000 rpm |
| TRSA09 | 85.7 cc | 1000 rpm |
| TRSA12 | 121.1 cc | 1000 rpm |

Πίνακας 43: Χαρακτηριστικά εκτονωτών τύπου scroll της σειράς TRSA[27]

- Ακολουθούν σε τρισδιάστατη μορφή τα σχέδια του εκτονωτή.





Εικόνα 75: Τρισδιάστατη απεικόνιση του εκτονωτή scroll μέσω του σχεδιαστικού προγράμματος SolidWorks

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 10^ο: Οικονομικά στοιχεία και ανάλυση των βασικών παραμέτρων του οργανικού θερμοδυναμικού κύκλου Rankine

Υπάρχουν πολλά υπολογιστικά μοντέλα που έχουν χρησιμοποιηθεί και τα οποία θεωρούνται αξιόπιστα για τον υπολογισμό του κόστους του εξοπλισμού ενός οργανικού και μη θερμοδυναμικού κύκλου Rankine.

Ξεκινάμε πρώτα με τα στοιχεία κόστους που αφορούν τις μηχανές εκτόνωσης. Ο πίνακας που ακολουθεί περιέχει συγκεντρωτικά στοιχεία για όλων των ειδών τις μηχανές εκτόνωσης. Στη δική μας περίπτωση ένας συμπιεστής τύπου scroll με ανάστροφη λειτουργία επιτυγχάνει τη μετατροπή τη μετατροπή της ενέργειας του οργανικού μέσου σε μηχανικό έργο απαραίτητο για την ηλεκτροπαραγωγή.

10.1 Στοιχεία κόστους μηχανών εκτόνωσης

| ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΚΤΟΝΩΣΗΣ | | | | |
|--|--------------------------------------|---|---|----------------------|
| ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ | 1 ^η αναφορά | Επίσημη αναφορά | Εξίσωση | Νόμισμα |
| Ατμοστρόβιλος | (Nafey and Sharaf 2010) | (Voros, Kiranoudis, and Maroulis 1998) | $C=4750 \cdot kW^{0.75}$ $OM=0.25 \cdot C$ | 1985 or 1998 dollars |
| Ατμοστρόβιλος | (Evangelista 1985) | (Carcasci et al. 2015) based on in house formulations | $C=3197280 \cdot A^{0.261} + 823 \cdot kW$ A: exit turbine section $A=m \cdot x \cdot v_{out} / Vx$ m: mass flow rate v_{out} : volume flow rate x: quality Vx : axial velocity | 2001 dollars |
| Ατμοστρόβιλος | (Attala, Facchini, and Ferrara 2001) | (Carcasci et al. 2015) | $C_{ST} = c_{s1} \cdot P_{ST}^{0.7} \left(1 + \left(\frac{0.05}{1 - \eta_{sST}} \right)^3 \right) \times \left(1 + 5 \cdot \exp\left(\frac{T_{in} - 866 \text{ K}}{10.42 \text{ K}} \right) \right)$ $c_{s1} = 3880.5 \text{ \$} \cdot kW^{-0.7}$ | 2003 dollars |
| Ατμοστρόβιλος n=στάδια εκτόνωσης=1 ή 2 | (Roosen, Uhlenbruck, and Lucas 2003) | (Desai and Bandyopadhyay 2016) | $C_{turb} = C_0 \left(\frac{n}{n_0} \right)^{0.5} \left(\frac{SP}{SP_0} \right)^{1.1}$ with $C_0 = 1230 \text{ k€}$, $n_0 = 2$, $SP_0 = 0.18 \text{ m}$ $SP = \frac{\sqrt{V}}{\Delta h_{is,Stage}^{1/4}}$ $Ns = \frac{RPM}{60} \frac{\sqrt{V}}{\Delta h_{is,Stage}^{3/4}}$ | 2014 dollars |

| | | | | |
|-------------------------------|--|---|--|--------------|
| Ατμοστρόβιλος | (Astolfi et al. 2014; Gutiérrez-Arriaga et al. 2014) | (Bruno et al. 1998; Peters, Timmerhaus, and West 2003) | The investment cost for the turb $CAP_{turb} = 2237 W_T^{0.41}$, where W_T is the power generat | Dollars 2015 |
| Ατμοστρόβιλος | (Ponce-Ortega et al. 2011) | - | 31,093·(kW) ^{0.41} (for SRC); | Dollars 2015 |
| Συμπιεστής scroll | (Quoilin et al. 2011) | | $C=1.5*(225+170*V_{out})$ | Euros 2011 |
| Εκτονωτής screw | (Miltiadis and Christos 2014) | ? | Screw expander 63.9 | Euros 2014 |
| Εκτονωτής screw αποδοτικότητα | (Astolfi 2015) | (http://gr.etl.sourceforge.net/) | Vr: VFR $\eta = c[0.9403305 + 0.02932$ $c = 1 - 0.264 \ln$ | |
| Εκτονωτής screw κόστος | (Astolfi 2015) | from market data regarding range from 3.7 to 184 kW _{el} | $C=3143.7+217423*V_{out}$ | Dollars 2013 |

Πίνακας 44: Τύποι μηχανών εκτόνωσης των εργαζόμενων μέσων και εξισώσεις υπολογισμού του κόστους τους[28]

Από τον παραπάνω πίνακα, έχει χρωματιστεί με έντονο χρώμα ο τύπος μηχανής εκτόνωσης που μας αφορά. Όπως παρατηρούμε ο κόστος προκύπτει ανάλογο με την παροχή όγκου στην έξοδο του συμπιεστή τύπου scroll.

Άρα,

$$C1=1.5*(225+170*V_{out})= 1.5*(225+170*17.7046)= \mathbf{4,852 \text{ €}}$$

Στον παραπάνω υπολογισμό κόστους της μηχανής εκτόνωσης οδηγήθηκαμε χρησιμοποιώντας την εξίσωση που υπάρχει στο επιστημονικό άρθρο του Quoilin που δημοσιεύτηκε το 2011 και περιέχει οικονομικά στοιχεία μονάδων ORC.

Ακολουθεί πίνακας με όλα τα είδη των εναλλακτών θερμότητας που υπάρχουν στην αγορά μαζί με τις αντίστοιχες εξισώσεις υπολογισμού του κόστους τους.

10.2 Στοιχεία κόστους εναλλακτών θερμότητας

| ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ – ΛΕΒΗΤΕΣ | | | | |
|--|---|---|---|----------------------|
| | 1 ^η αναφορά | Επίσημη αναφορά | Εξίσωση | Νόμισμα |
| Λέβητας | (Quoilin et al. 2011) | (Gutiérrez-Arriaga et al. 2014; Bruno et al. 1998; Peters, Timmerhaus, and West 2003) | $CAP_{\text{boiler}} = 11.6779 Q^{\text{ORC}} + \dots$ | Dollars 2015 |
| Μικροί πλακοειδείς εναλλάκτες | (Ponce-Ortega et al. 2011) | - | $C=388+480*A$ A: area in m ² | Euros 2010 |
| Πλακοειδείς εναλλάκτες | (Tchanche 2010) | | $C=190+310*A$ A: area in m² | Euros 2011 |
| Εναλλάκτες κελύφους-σωλήνων | (Quoilin et al. 2011) | - | Small (<100 m ²) $C=3256.9*A^{0.4792}$ Large (>100 m ²) $C=796.75*A^{0.7759}$ | Euros 2016 |
| Πλακοειδείς συμπυκνωτές | (Robert and Don; Nafey and Sharaf 2010) | (Voros, Kiranoudis, and Maroulis 1998) | $C=150*A^{0.8}$ | 1985 or 1998 dollars |
| Πλακοειδείς αναγεννητές | (Evangelista 1985) | | $C_{\text{PHE,rec}} = C_0 \left(\frac{UA}{UA_0} \right)^{0.9} a$ $a = 10^{(a_1+a_2 \log(p)+a_3 \log^2(p))}$ Recuperator Co=260 UAo=650 a1=-0.00164 a2=-0.00627 | Euros 2014 |

| | | | | |
|-----------------------------|--|---|--|--------------|
| | | | $a_3=0.0123$ | |
| Πλακοειδείς θερμαντήρες | (Astolfi et al. 2014) | - | Co=1500 UAo=4000 a1=0.03881 a2=-0.11272 a3=0.08183 | Euros 2014 |
| Συμπυκνωτές | (Astolfi et al. 2014) | (Gutiérrez-Arriaga et al. 2014; Bruno et al. 1998; Peters, Timmerhaus, and West 2003) | $CAP_{cond} = 43 Q_L^{0.68}$, QL in kW | Dollars 2015 |
| Συμπυκνωτές | (Ponce-Ortega et al. 2011) | | $235 \cdot (kW_{th})^{0.75}$ | Dollars 2015 |
| Αερόψυκτοι συμπυκνωτές | (Astolfi et al. 2014) | | Co=530 000 Ao=3563 $\delta = \Delta T^*_{pp,cond} / \Delta T_{ap,cond}$ $U = -9.84 \cdot 10^3 \delta^2 + 3.61 \cdot 10^3 \delta + 9.7$ $C_{cond} = C_0 \left(\frac{A}{A_0} \right)^{0.9}$ | |
| Εναλλάκτες σωλήνων-κελύφους | (Hajabdollahi, Naderi, and Adimi 2016) | (Caputo, Pelagagge, and Salini 2008) | $C_{in} = 8500 + (409 \times A_t^{0.85})$ | Euros 2016 |
| Πλακοειδείς εναλλάκτες | (Hajabdollahi, Naderi, and Adimi 2016) | (Caputo, Pelagagge, and Salini 2008) | $C_{in} = 635.14 \times A_t^{0.778}$ | Euros 2016 |

Πίνακας 45: Τύποι εναλλακτών θερμότητας και οι εξισώσεις υπολογισμού του κόστους τους[28]

Στον παραπάνω πίνακα υπάρχουν τα είδη των εναλλακτών θερμότητας της αγοράς καθώς και οι εξισώσεις που υπολογίζουν το κόστος τους σε συνάρτηση με τη θερμαινόμενη επιφάνειά τους. Στην περίπτωση μας και για τους δύο εναλλάκτες του ORC, θα χρησιμοποιήσουμε την εξίσωση που είναι με έντονα γράμματα. Η εξίσωση αυτή αναφέρεται στο επιστημονικό άρθρο του Tchanche που δημοσιεύτηκε το 2010.

- $C2=190+310*Area$, όπου Area είναι η θερμαινόμενη επιφάνεια του εναλλάκτη σε m^2

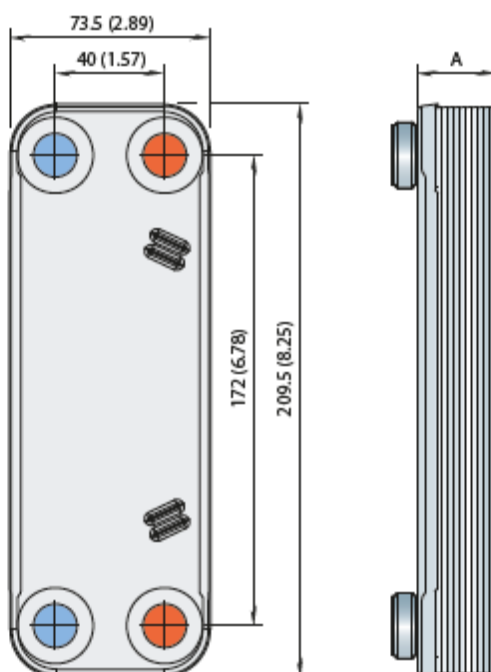
Αλλά το κόστος C2 περιέχει δύο τιμές, δηλαδή αφορά και τους δύο εναλλάκτες του ORC, και τον ατμοποιητή και το συμπυκνωτή.

Όπως παρατηρούμε το κόστος αυτό είναι ανάλογο της θερμαινόμενης επιφάνειας των εναλλακτών, άρα θα πρέπει να γνωρίζουμε τον ακριβή αριθμό των παράλληλων πλακών που απαιτείται προκειμένου να επιτευχθεί η επιθυμητή μετάδοση θερμότητας.

Ο αριθμός αυτός των πλακών σε κάθε περίπτωση προκύπτει από συνάρτηση του MATLAB.

Για παράδειγμα για το μοντέλο του ατμοποιητή CB16, οι βασικές του διαστάσεις είναι αυτές που ακολουθούν στην παρακάτω εικόνα.

Standard dimensions mm (inch)



Εικόνα 76: Βασικές διαστάσεις για τον ατμοποιητή CBH16 της Alfa Laval[22]

Η παραπάνω εικόνα προέρχεται από το επίσημο έντυπο της εταιρείας Alfa Laval, που περιλαμβάνει όλους τους εναλλάκτες θερμότητας.

Για τον υπολογισμό της θερμαινόμενης επιφάνειας του ατμοποιητή, απαιτείται ο υπολογισμός της διάστασης A που φαίνεται στην παραπάνω εικόνα στη δεξιά όψη του εναλλάκτη.

Από την Alfa Laval, για το συγκεκριμένο μοντέλο δίνεται η ακόλουθη σχέση:

- $A1=5.7 + 2.16 \cdot n + 3$ [mm], όπου n ο αριθμός των παράλληλων πλακών
- $B1=0.0154 \text{ m}^2$, είναι η επιφάνεια της κάθε πλάκας

Άρα η θερμαινόμενη επιφάνεια του ατμοποιητή υπολογίζεται ως εξής:

$$\text{Area1}=A1 \cdot B1$$

Άρα για n=25 ο αριθμός των παράλληλων πλακών του ατμοποιητή, έχουμε τα εξής αποτελέσματα:

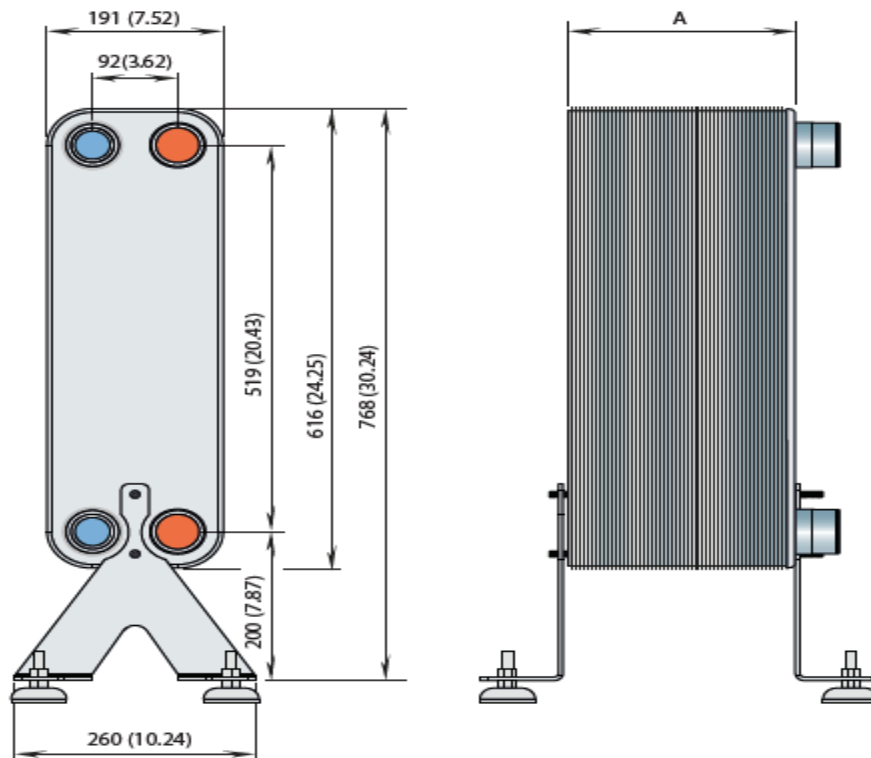
$$A1=62.17$$

$$B1=0.0154 \quad \text{και} \quad \text{Area1}=0.957418$$

$$\text{Άρα } C2=486.8 \text{ €}$$

Η ίδια διαδικασία θα ακολουθηθεί και για τον υπολογισμό της θερμαινόμενης επιφάνειας του συμπυκνωτή. Ακολουθούν οι βασικές διαστάσεις της πλάκας του συμπυκνωτή, όπως αυτή μας δίδεται από την Alfa Laval.

Standard dimensions
mm (inch)



Εικόνα 77: Βασικές διαστάσεις για τον συμπυκνωτή CBH110 της Alfa Laval[22]

Για το συγκεκριμένο μοντέλο εναλλάκτη θερμότητας της Alfa Laval, δίνεται ο τύπος υπολογισμού της διάστασης A:

- $A_2 = 15 + 2.56 * n + 2$, όπου n ο απαραίτητος αριθμός των παράλληλων πλακών του εναλλάκτη για την επίτευξη της επιθυμητής μεταφοράς θερμότητας
- $B_2 = 0.118 \text{ m}^2$, η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας της κάθε πλάκας

Άρα η θερμαινόμενη επιφάνεια του συμπυκνωτή υπολογίζεται ως εξής:

$$\text{Area}_2 = A_2 * B_2$$

Για n=4 ο αριθμός των πλακών του συμπυκνωτή έχουμε ότι:

$$A_2 = 68.2$$

$$B_2 = 0.118 \quad \text{και} \quad \text{Area}_2 = 3.21432$$

Άρα, $C_3=1,186.44 \text{ €}$

10.3 Στοιχεία κόστους γεννητριών

| ΓΕΝΗΤΡΙΕΣ | | | | |
|------------------------|------------------------------|---------------------------|--|-----------------|
| | 1 ^η δημοσίευση | Επίσημη δημοσίευση | Εξίσωση | Νόμισμα |
| Ηλεκτρική γεννήτρια | (Carcasci et al. 2015) | | $C_{gen} = C_0 \cdot \left(\frac{W_{el}}{W_{el,0}} \right)^{0.67}$ <p>where $W_{el,0} = 5000 \text{ kW}$ and $C_0 = 200 \text{ k€}$ present, its cost is considered equal to 40% of cost.</p> | Euros 2014 |
| Ηλεκτρική γεννήτρια | (Astolfi et al. 2014) | (Carcasci et al. 2015) | $2,447 \cdot (kW_e)^{0.49}$ | Dollars 2015 |

Πίνακας 46: Τύποι γεννητριών και οι εξισώσεις υπολογισμού του κόστους τους[28]

Ονομαστικά το σύστημα μας σχεδιάστηκε για να αποδίδει 3 kW_{el} , άρα χρησιμοποιώντας την πρώτη σχέση που δίνει τιμή σε €, έχουμε ότι:

- ✓ $C_{gen}=1,388 \text{ €}$, με την αναγωγή του τύπου των 3 kW που θέλουμε εμείς στα 5 MW της παραπάνω σχέσης. $C_0=200,000 \text{ €}$

Ακολουθεί ο αντίστοιχος υπολογισμός για την αντλία του ORC.

10.4 Στοιχεία κόστους αντλιών

| ΑΝΤΛΙΕΣ | | | | |
|---------|--|-----------------------|---|---------------|
| | 1 ^η δημοσίευση | Επίσημη δημοσίευση | Εξίσωση | Νόμισμα |
| Αντλίες | (Gutiérrez- Arriaga et al. 2014) | | $C_{pump} = C_0 \cdot \left(\frac{W_{el}}{W_{el,0}} \right)^{0.67}$ <p>where $W_{el,0} = 200 \text{ kW}$ and $C_0 = 14 \text{ k€}$</p> | Euros 2014 |

| | | | | |
|-----------------------|--|---|---|----------------------|
| Φυγοκεντρικές αντλίες | (Astolfi et al. 2014) | (Gutiérrez-Arriaga et al. 2014; Bruno et al. 1998; Peters, Timmerhaus, and West 2003) | $CAP_{\text{pump}} = (475.3 + 34.95 W_p - W_p \text{ in kW})$ $f_{pw}=1$ for pressures <10.30 bar $f_{pw}=1.62$ for pressures <34.50 bar and >10.30 bar $f_{pw}=2.12$ for pressures >34.50 bar | Dollars 2015 |
| Αντλίες | A. S. Nafey and M. A. Sharaf 2010; N. G. Voros, C. T. Kiranoudis, and Z. B. Maroulis 1998) | (Ponce-Ortega et al. 2011) | $C=3500 \cdot kW^{0.47}$ | 1985 or 1998 dollars |
| Αντλίες | (Evangelista 1985) | | $C=(W/300)^{0.25};$ | |

Πίνακας 47: Τύποι αντλιών και οι εξισώσεις υπολογισμού του κόστους τους[28]

Οι παραπάνω εξισώσεις μας δείχνουν πως το κόστος της κάθε αντλίας εξαρτάται από τα ηλεκτρικά kW που απαιτούνται προκειμένου να λειτουργήσει ονομαστικά. Άρα σε αυτό το σημείο θα γίνει διαστασιολόγηση της αντλίας του ηλεκτροκινητήρα που απαιτεί η αντλία, με βάση τον υπολογιστικό τύπο που έχουμε πάρει από τον κατασκευαστή. Άρα,

$$P \text{ (kW)} = \frac{15 \cdot (rpm)}{84428} + \frac{\left(\frac{L}{\text{min}}\right) \cdot \text{bar}}{511} = \frac{15 \cdot 1750}{84428} + \frac{10 \cdot 27.2029}{511} = 0.8433 \text{ kW}$$

Άρα χρησιμοποιώντας την πρώτη σχέση του παραπάνω πίνακα, έχουμε ότι:

$$C_{\text{pump}} = C_0 \cdot \left(\frac{W_{el}}{W_{el0}}\right)^{0.67} = 14,000 \cdot \left(\frac{1}{200}\right)^{0.67} = 402.2 \text{ €}$$

10.5 Συγκεντρωτικά αποτελέσματα

| Component | Type-Model | Constructor | Cost |
|------------------------|------------|-------------|------------|
| <i>diaphragm pump</i> | D/G-03X | Hydra cell | 402.2 € |
| <i>evaporator</i> | CBH16 | Alfa laval | 486.8 € |
| <i>condenser</i> | CBH110 | Alfa laval | 1,186.44 € |
| <i>scroll expander</i> | TRSA05 | Sanden | 4,852 € |
| <i>generator</i> | - | - | 1,388 € |

Πίνακας 48: Συγκεντρωτικά στοιχεία κόστους των βασικών παραμέτρων του ORC

10.6 Συνολικό κόστος εγκατάστασης για την εφαρμογή

- Ο παραπάνω πίνακας (πίνακας 48) περιλαμβάνει το συνολικό κόστος για το σύστημα του ORC και αυτό ανέρχεται στις 8,300 €.
- Το ηλιακό πεδίο το οποίο τροφοδοτεί το σύστημα με ενέργεια αποτελείται από 39 επίπεδους συλλέκτες των 2.5 m².
 - Μία μέση τιμή για το επίπεδο ηλιακό συλλέκτη διπλού υαλοπίνακα είναι 170 €/συλλέκτη. Στην εφαρμογή μας χρειαζόμαστε 39 συλλέκτες με επιφάνεια 2.5 m², άρα το κόστος για όλο το ηλιακό πεδίο ανέρχεται σε 6,600 €.
- ❖ Επομένως το συνολικό κόστος της εγκατάστασης ανέρχεται στα 14,900 € για την παραγωγή 3 kW ηλεκτρικής ενέργειας για την κάλυψη οικιακών φορτίων, άρα το κόστος ανέρχεται περίπου σε **5,000 €/kW_{el}**.

| | |
|--|----------|
| Κόστος συστήματος ORC | 8,315 € |
| Μέση τιμή κόστους επίπεδου ηλιακού συλλέκτη 2.5 m ² με διπλό υαλοπίνακα | 170 € |
| Συνολικό κόστος ηλιακού πεδίου | 6,630 € |
| Συνολικό κόστος εγκατάστασης | 14,945 € |
| Κόστος ανά παραγόμενο kW | 4,982 € |

Πίνακας 49: Κόστος του παραγόμενου kW για την εγκατάσταση

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

Κώδικας βελτιστοποίησης κύκλου για το οργανικό ρευστό R-1234zeE

```
fluid='R1234zeE'; %dry fluid, HFO
p_crit=36.3;
T_min=20+273.15;
T_crit=109+273.15;
p_step=100;
[p1,hL,hG,hLG,sL,sG,sLG,TsGmax,psGmax,sGmax,T1] =
sat_curve_no_function(p_step,fluid,T_min,T_crit);

j=0; %metrhts gia tis
epanalhpsis pou tha ginoun
T_cond=35+273.15;
T_arx=T_cond+20;
p_min=CoolProp.PropsSI('P','T',T_arx,'Q',0,fluid)/10^5;
p_max=0.75*p_crit;
for i=p_min:0.1:p_max %epanalhptiko loop gia diafores
times ths pieshs, to i ekfrazei pososto ths krisimhs pieshs
j=j+1; %i=p_cycle
if i<=psGmax

T(1,j)=35+273.15; %thermokrasia sumpuknwshs
p(1,j)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/10^5;
h(1,j)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;
s(1,j)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;

s2is=s(1,j);
p(2,j)=i;
h2is=CoolProp.PropsSI('H','P',p(2,j)*10^5,'S',s2is*1000,fluid)/1000;
npis=0.65; %isentropikos vathmos
apodoshs antlias
h(2,j)=h(1,j)+(h2is-h(1,j))/npis
s(2,j)=CoolProp.PropsSI('S','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid)/1000;
T(2,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid);

p(3,j)=p(2,j);
h(3,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
s(3,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
T(3,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(3,j)*1000,'P',p(3,j)*10^5,fluid);

T(4,j)=T(3,j);
p(4,j)=p(3,j);
h(4,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(4,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
```

```

T(5,j)=T(4,j)+2; %2 vathmoi to superheating,
giati de xreizetai, apofeugetai h difasikh perioxh sthn ektonwsh
p(5,j)=p(4,j);
h(5,j)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
s(5,j)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
d_in(j)=CoolProp.PropsSI('D','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
s5is=s(5,j);
h5is=CoolProp.PropsSI('H','S',s5is*1000,'P',p(1,j)*10^5,fluid)/1000;

ntis=0.75; %isentropikos vathmos
apodoshs ektonwth scroll
p(6,j)=p(1,j);
h(6,j)=h(5,j)-(h(5,j)-h5is)*ntis;
s(6,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;
T(6,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid);
d_out(j)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;

VFR(j)=d_in(j)/d_out(j);
p(7,j)=p(1,j);
h(7,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(7,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
T(7,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid);

p(8,j)=p(1,j);
T(8,j)=T(1,j);
h(8,j)=h(1,j);
s(8,j)=s(1,j);

w_expander=h(5,j)-h(6,j); %ergo ektonwth
n_exp(j)=w_expander/(h(5,j)-h(2,j));
w_pump=h(2,j)-h(1,j); %ergo antlias
w_net=w_expander-w_pump; %katharo ergo kuklou
q_in=h(5,j)-h(2,j); %energeia pou prosdidetai ston
kuklo ORC mesw enallakth thermohtas
n_th(j)=w_net/q_in; %thermikos vathmos apodoshs
tou kuklou
pres(j)=p(2,j); %euros ths megisths pieshs tou
kuklou
temp_3(j)=T(3,j); %euros thermokrasias kata thn
prosdosh eergeias sto organiko reusto
temp_5(j)=T(5,j); %statherh megisth thermokrasia
tou kuklou
DT(j)=temp_5(j)-temp_3(j);

elseif i>psGmax
T(1,j)=35+273.15; %thermokrasia
sumpuknwshs
p(1,j)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/10^5;

```

```

h(1,j)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;
s(1,j)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;

s2is=s(1,j);
p(2,j)=i;
h2is=CoolProp.PropsSI('H','P',p(2,j)*10^5,'S',s2is*1000,fluid)/1000;
npis=0.65; %isentropikos vathmos
apodoshs antlias
h(2,j)=h(1,j)+(h2is-h(1,j))/npis
s(2,j)=CoolProp.PropsSI('S','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid)/1000;
T(2,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid);

p(3,j)=p(2,j);
h(3,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
s(3,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
T(3,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(3,j)*1000,'P',p(3,j)*10^5,fluid);

T(4,j)=T(3,j);
p(4,j)=p(3,j);
h(4,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(4,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;

s(5,j)=sGmax; %megisth thermokrasia kuklou 90
vathmoi kelsiou
p(5,j)=p(4,j);
h(5,j)=CoolProp.PropsSI('H','S',s(5,j)*1000,'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
T(5,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(5,j)*10^5,'S',s(5,j)*1000,fluid);

d_in(j)=CoolProp.PropsSI('D','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
s5is=s(5,j);
h5is=CoolProp.PropsSI('H','S',s5is*1000,'P',p(1,j)*10^5,fluid)/1000;

ntis=0.75; %isentropikos vathmos
apodoshs ektonwth scroll
p(6,j)=p(1,j);
h(6,j)=h(5,j)-(h(5,j)-h5is)*ntis;
s(6,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;
T(6,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid);
d_out(j)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;

VFR(j)=d_in(j)/d_out(j);
p(7,j)=p(1,j);
h(7,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(7,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
T(7,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid);

p(8,j)=p(1,j);
T(8,j)=T(1,j);
h(8,j)=h(1,j);
s(8,j)=s(1,j);

```

```

w_expander=h(5,j)-h(6,j); %ergo ektonwth
n_exp(j)=w_expander/(h(5,j)-h(2,j));
w_pump=h(2,j)-h(1,j); %ergo antlias
w_net=w_expander-w_pump; %katharo ergo kuklou
q_in=h(5,j)-h(2,j); %energeia pou prosdidetai ston
kuklo ORC mesw enallakth thermohtas
n_th(j)=w_net/q_in; %thermikos vathmos apodoshs
tou kuklou
pres(j)=p(2,j); %euros ths megisths pieshs tou
kuklou
temp_3(j)=T(3,j); %euros thermokrasias kata thn
prosdosh eergeias sto organiko reusto
temp_5(j)=T(5,j); %statherh megisth thermokrasia
tou kuklou
DT(j)=temp_5(j)-temp_3(j);

end
end

max_n=n_th(1);
for j=1:160
    if (n_th(j))>=max_n
        max_n=n_th(j);
        max_T=temp_5(j);
        T_evap=temp_3(j);
        max_p=pres(j);
        low_p=p(1,j);
        d_in_opt=CoolProp.PropsSI('D','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;

d_out_opt=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;

        VFR_opt=d_in_opt/d_out_opt; %an einai mexri 5,
megistopoieitai o isentropikos vathmos apodoshs tou ektonwth kai arkei ena
scroll
        PR=p(5,j)/p(6,j); %o logos tw n 2 piesewn tou
kuklou(pressure ratio)
        pos=j;

        w_expander=h(5,j)-h(6,j); %ergo ektonwth se kj/kg
        P_el=3; %electric output se kW
        n_mg=0.98; %mechanical efficiency of the
generator
        n_elg=0.98; %electrical efficiency of the
generator
        m_of=P_el/(n_mg*n_elg*w_expander); %mass
flow rate of the organic fluid
    end
end

```

```

end
figure(1)
    plot(s(:,pos),T(:,pos),'r-');
    plot(sL,T1,'r-',sG,T1,'r-');
    title('T-s diagram');
    box on;
    grid on;
    xlabel('entropy [kj/(kg*K)]');
    ylabel('temperature [K]');
    legend('R1234ze(E)', 'Location', 'Northwest');
    figure(2)
        plot(T(:,pos),p(:,pos),'r-');
        title('p-T diagram');
    box on;
    grid on;
    xlabel('temperature [K]');
    ylabel('pressure[bar]');
    legend('R1234ze(E)', 'Location', 'Northwest');
    figure(3)
        plot(h(:,pos),p(:,pos),'r-');
        title('p-h diagram');
    box on;
    grid on;
    xlabel('enthalpy[kj/kg]');
    ylabel('pressure[bar]');
    legend('R1234ze(E)', 'Location', 'Northwest');
    figure(4)
        plot(s(:,pos),p(:,pos),'r-');
        title('p-s diagram');
    box on;
    grid on;
    xlabel('entropy[kj/(kg*K)]');
    ylabel('pressure[bar]');
    legend('R1234ze(E)', 'Location', 'Northwest');
max_nn=max_n*100;
disp(['The maximum thermal efficiency is: ',num2str(max_nn),'%'])
disp(['The high pressure is: ',num2str(max_p),'bar'])
disp(['The low pressure is: ',num2str(low_p),'bar'])
disp(['The maximum temperature is: ',num2str(max_T),'K'])
disp(['The evaporation temperature is: ',num2str(T_evap),'K'])

disp(['The Volume Flow Ratio is: ',num2str(VFR_opt)])
disp(['The Pressure Ratio is: ',num2str(PR)])
disp(['The mass flow rate of the organic fluid R1234ze(E)
is:',num2str(m_of),'kg/s'])

figure(5);
plot(n_th,'DisplayName','n_th');
bar(n_th,'DisplayName','n_th');
area(n_th,'DisplName','n_th');

```



```

pie(n_th);
hist(n_th);
bar(n_th,'DisplayName','n_th');
xlabel('number of tests');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R1234ze(E)','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(6);
plot(pres(:),n_th(:),'r-');
xlabel('high pressure [bar]');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R1234ze(E)','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(7);
plot(temp_3(:),n_th(:),'b-');
xlabel('evaporation temperature [K]');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R1234ze(E)','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(8)
plot(VFR,n_exp,'m-');
xlabel('Volume Flow Ratio [VFR]');
ylabel('expansion efficiency');
legend('R1234ze(E)','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(9)
plot3(temp_3,pres,n_th,'g-');
xlabel('evaporation temperature [K]');
ylabel('high pressure [bar]');
zlabel('thermal efficiency');
legend('R1234ze(E)','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

%isozygio energeias (metaforas thermothtas ston evaporator)
%thewroume pws den uparxoun apwleies kata th metafora, ara olo to poso
ths
%thermikhs energeias tou nerou metaferetai sto organiko reusto

```

```

%stoixeia thermou reumatou tou enallakth

```

```

T_win=110+273.15; %thermokrasia eisodou tou
nerou, tautizetai me th thermokrasia eksodou tou nerou ap to sullekth
T_wout=90+273.15; %thermokrasia eksodou tou
nerou, tautizetai me th thermokrasia eisodou tou nerou sto sullekth
c_pw=4.187; %cp nerou se kj/(kg*K)
h_win=c_pw*110; %enthalpia eisodou se (kj/kg)
h_wout=c_pw*90; %enthalpia eksodou se (kj/kg)

```

%paroxh mazas nerou(hot stream)-evaporator

```

m_w1=(m_of*(h(5,pos)-h(2,pos)))/(c_pw*(T_win-T_wout));

```

```

disp(['The mass flow rate of the water (evaporator hot stream)
is:',num2str(m_w1),'kg/s'])

```

```

Npart=100;
fluid1='water'; %hot stream
fluid2='R1234zeE'; %cold stream
p_w1=2; %piesh thermou
reumatos(nerou), 2 bar, ektimatai 1 bar panw apo thn piesh koresmou stous
100 vathmous kelsiou

```

%kaloume th sunarthsh gia ton upologismo tou pinch point, ths mikroterhs
%dhladh thermokrasiakhs diaforas metaksy tw'n dyo reumatwn tou enallakth
%apo vivliografia, elaxisth epitrepth thermokrasiakh diafora metaksy tw'n
%dyo reumatwn einai ta 5 K

```

[p_p1,Tc1,hc1,sc1,Th1,hh1,sh1,Q1] =
pinch_point(Npart,fluid2,m_of,max_p,T(2,pos),T(5,pos),h(2,pos),h(5,pos),fluid
1,m_w1,p_w1,T_win,T_wout,h_win,h_wout);

```

```

disp(['Pinh point (evaporator) is:',num2str(p_p1),'K'])

```

%akolouthei antistoixh diadikasia gia ton upologismo tou pinch point sto
%sumpuknwth (condenser)
%edw pleon to thermo reuma tou enallakth einai to organiko reusto kai to
%psyxro reuma einai to nero

```

T_win2=20+273.15;
T_wout2=30+273.15;
c_pw=4.187; %se kj/(kg*K)
h_win2=c_pw*20; %enthalpia eisodou se (kj/kg)
h_wout2=c_pw*30; %enthalpia eksodou se (kj/kg)

```

%paroxh mazas nerou(cold stream)-condenser

```

m_w2=(m_of*(h(6,pos)-h(8,pos)))/(c_pw*(T_wout2-T_win2));

```

```

disp(['The mass flow rate of the water (condenser cold stream)
is:',num2str(m_w2),'kg/s'])

```

```

Npart=100;

```

```

fluid1='R1234zeE'; %hot stream
fluid2='water'; %cold stream
p_w2=1; %piesh psyxrou
reumatos(nerou), 1 bar , 0.04241:h piesh koresmou stous 30 vatmhous gia to
nero

```

```

%kaloume th sunarthsh gia ton upologismo tou pinch point, ths mikroterhs
%dhladh thermokrasiakhs diaforas metaksy tw n dyo reumatwn tou enallakth
%apo vivliografia, elaxisth epitrepth thermokrasiakh diafora metaksy tw n
%dyo reumatwn einai ta 5 K
[p_p2,Tc2,hc2,sc2,Th2,hh2,sh2,Q2] =
pinch_point(Npart,fluid2,m_w2,p_w2,T_win2,T_wout2,h_win2,h_wout2,fluid1,
m_of,low_p,T(6,pos),T(8,pos),h(6,pos),h(8,pos));

```

```

disp(['Pinh point (condenser) is:',num2str(p_p2),'K'])

```

```

%upologismos paroxhs ogkou tou organikou reustou
V_mof=(m_of/d_in_opt)*3600/1000;
disp(['The volume flow rate of R1234ze(E) is:',num2str(V_mof),'m3/h'])

```

```

%wfelimh thermikh isxys nerou sullekth
Q_u=m_w1*c_pw*(T_win-T_wout); %se kW

```

```

f=37.97; %gewgrafiko platos gia thn
perioxh ths athinas
b=37.97; %klish epipedou syllekth gia
ethsia leitoyrgia

```

```

%periptwsh megisths prospitousas, ara ioulio mhna kai wra 15:00
%ara pairnoume apo pinakes th mesh mera tou iouniou
N=198
d=23.45*sind(360*(284+N)/365); %h gwnia hliakhs apoklisis, h
provolh ths gwnias ghs-hliou sto epipedo tou ishmerinou

```

```

%topikh wra 3 h wra to meshmeri gia aixmh
LST=15*60; %topikos xronos se min
SL=30; %to gewgrafiko mhkos tou
meshmvrinou ston opoio vasizetai o topikos xronos
LL=23.45; %to gewgrafiko mhkos ths
athinas
%AST=LST+ET-4*(SL-LL); typos upologismou ths fainomenikhs hliakhs
wras

```

```

%upologismos ths eksiswshs toy xronoy
B=(360*(N-81))/364;
ET=9.87*sind(2*B)-7.53*cosd(B)-1.5*sind(B);
AST=LST+ET-4*(SL-LL); %se min
h_wr=((AST/60)-12)*15; %wriaia gwnia tou hliou

```

```

R_b=abs((cosd(f-b)*cosd(d)*cosd(h_wr)+sind(f-
b)*sind(d))/(cosd(f)*cosd(d)*cosd(h_wr)+sind(f)*sind(d)));

%amesh aktinovia se orizontio epipedo
G_b=900; %se W/m2
%amesh aktinovia se keklimeno epipedo
G_bt=R_b*G_b;

%Isotropic sky model
G_r=70; %diffuse sky radiance se W/m2
G_d=2*G_r;
G_dt=quad('70*cos(f_f)',0,pi/2-b)+quad('70*cos(f_f)',0,pi/2);
%diffuse radiation on tilted surface

%ground-reflected radiation
r_g=0.2;
G_gt=r_g*(G_b+G_d)*((1-cosd(b))/2);

%olikh aktinovia se keklimenh epifaneia
G_t=G_bt+G_dt+G_gt;

%h G_t pou upoloisthke einai h megisth timh ths prospitousas aktinovoli-
%se keklimeno epipedo, ara sxediastika xrhsimopoioume to 70% ayths

G_design=0.8*G_t;

disp(['Total radiation on tilted surface for the design is the 80% of the max
value:',num2str(G_design),'W/m2'])

i=0.75; %syntelesths F_r*ta_n
j=5; %syntelesths F_r*U_I

%oi 2 parapanw suntelestes parthikan apo to tee gia epipedo hliako syllekth
%diplou ualopinaka me mavrh epistrwsh
A=2.5; %epifaneia(diatomh) syllekth
2.5x1.0 [m2]
T_a=273.15+25; %thermokratia perivallontos
T_m=273.15+80;

A_c=(Q_u*1000)/(i*G_design-j*(T_m-T_a));

disp(['Total area of flat solar collectors needed is:',num2str(A_c),'m2'])

n_col=A_c/A;

```

```

disp(['Number of plate collectors:',num2str(n_col)])

ceff=(Q_u*1000)/(G_t*A_c);
disp(['Collector efficiency is:',num2str(ceff)])

%enallaktikos tropos upologismou ths epifaneias tw n sullektnw po apaiteitai
%xrhsimopoiwntas to prospectus ths Green Line
%exontas hdh upologisei mesw hlikahs gewmetrias thn prospiptousa olikh
%hliakh aktinovolias, h opoia einai ths taksews tw n 1300W/m2
%elegxoume tous sullektes pou einai diathesimoi apo th Green Line

%upologismos sunolikhs epifaneias epipedwn sullektnw
n_o=0.764; %collector efficiency
T_m=273.15+100; %mean absorber temperature
a_1=3.953; %heat transfer coefficient
(W/(m2*K))
a_2=0.008; %temperature depending heat
transfer coefficient (W/(m2*K2))
F=n_o-(a_1*(T_m-T_a)/G_t)-(a_2*((T_m-T_a)^2)/G_t);
A_gls=(Q_u*1000)/(G_t*F);
A_1=2; %epifaneia tou kathe sullekth
number_col=A_gls/A_1;

disp(['Number of Green Line plate collectors:',num2str(number_col)])

%stoixeia ekloghs tupou antlias tou ORC
d_2=CoolProp.PropsSI('D','T',T(2,pos),'P',p(2,pos)*10^5,fluid);
V2_out=(m_of/d_2)*3600; %paroxh ogkou sthn eksodo
ths antlias, m3/h
d_1=CoolProp.PropsSI('D','T',273.15+36,'P',p(1,pos)*10^5,fluid);
V1_in=(m_of/d_1)*3600; %paroxh ogkou sthn eisodo ths
antlias,m3/h

disp(['Volume flow rate inlet pump:',num2str(V1_in*1000/60),'L/min'])
disp(['Volume flow rate outlet pump:',num2str(V2_out*1000/60),'L/min'])

disp(['Outlet temperature of scroll expander:',num2str(T(6,pos)),'K'])

%diastasiologhsh hlektrokinhthra antlias
%epilogh ektonwth, sumpiesths scroll se anastrofh leitourgia
V5_in=m_of/d_in_opt;
V6_out=m_of/d_out_opt;

disp(['Volume flow rate inlet scroll expander:',num2str(V5_in*3.6),'m3/h'])
disp(['Volume flow rate outlet scroll expander:',num2str(V6_out*3.6),'m3/h'])

%onomastikh isxys ektonwth scroll expander
%P_onexp=m_of*(h(5,pos)-h(6,pos));
%disp(['Maximum power of scroll expander:',num2str(P_onexp),'kW'])

```

```

%heat_exchanger(evaporator)
disp(['Inlet temperature of evaporator:',num2str(T(2,pos)), 'K'])

%calculation of the horsepower needed for the pump
%gia paroxes ogkou ths taksews twm 10L/min, h antlia peristrefetai me
%1100rpm apo th xarakthristikh kampulh leitourgias ths sugkekrimenhs
%antlias

%etairia Hydra Cell, D/G-10-I
rpm=1100;
P_elmotor=(15*rpm)/84428+(10*max_p)/511; %required
horsepower se kW

disp(['The required horsepower to rotate the pump
is:',num2str(P_elmotor),'kW'])

%ara theloume hlektrokinhthra onomastikhhs isxuws sto 1kW, lamvanontas
%upopsh kai tis apwleies isxuws

%etairia valiadis gia thn eklogh tou katallhlou hlektrokinhthra

```

Κώδικας βελτιστοποίησης κύκλου για το οργανικό ρευστό R-1234yf

```

fluid='R1234yf'; %dry fluid, HFO
p_crit=33.8;
T_min=20+273.15;
T_crit=94.7+273.15;
p_step=100;
[p1,hL,hG,hLG,sL,sG,sLG,TsGmax,psGmax,sGmax,T1] =
sat_curve_no_function(p_step,fluid,T_min,T_crit);

j=0; %metrhts gia tis
epanalhpsis pou tha ginoun
T_cond=35+273.15;
T_arx=T_cond+10;
p_min=CoolProp.PropsSI('P','T',T_arx,'Q',0,fluid)/10^5;
p_max=0.9*p_crit;
for i=p_min:0.1:p_max %epanalhptiko loop gia diafores
times ths pieshs, to i ekfrazei pososto ths krisimhs pieshs
j=j+1; %i=p_cycle
if i<=psGmax

T(1,j)=35+273.15; %thermokratia sumpuknwshs
p(1,j)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/10^5;
h(1,j)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;

```

```

s(1,j)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;

s2is=s(1,j);
p(2,j)=i;
h2is=CoolProp.PropsSI('H','P',p(2,j)*10^5,'S',s2is*1000,fluid)/1000;
npis=0.65; %isentropikos vathmos
apodoshs antlias
h(2,j)=h(1,j)+(h2is-h(1,j))/npis
s(2,j)=CoolProp.PropsSI('S','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid)/1000;
T(2,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid);

p(3,j)=p(2,j);
h(3,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
s(3,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
T(3,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(3,j)*1000,'P',p(3,j)*10^5,fluid);

T(4,j)=T(3,j);
p(4,j)=p(3,j);
h(4,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(4,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;

T(5,j)=T(4,j)+2; %2 vathmoi to superheating,
giati de xreizetai, apofeugetai h difasikh perioxh sthn ektonwsh
p(5,j)=p(4,j);
h(5,j)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
s(5,j)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
d_in(j)=CoolProp.PropsSI('D','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
s5is=s(5,j);
h5is=CoolProp.PropsSI('H','S',s5is*1000,'P',p(1,j)*10^5,fluid)/1000;

ntis=0.75; %isentropikos vathmos
apodoshs ektonwth scroll
p(6,j)=p(1,j);
h(6,j)=h(5,j)-(h(5,j)-h5is)*ntis;
s(6,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;
T(6,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid);
d_out(j)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;

VFR(j)=d_in(j)/d_out(j);
p(7,j)=p(1,j);
h(7,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(7,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
T(7,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid);

p(8,j)=p(1,j);
T(8,j)=T(1,j);
h(8,j)=h(1,j);
s(8,j)=s(1,j);

```

```

w_expander=h(5,j)-h(6,j); %ergo ektonwth
n_exp(j)=w_expander/(h(5,j)-h(2,j));
w_pump=h(2,j)-h(1,j); %ergo antlias
w_net=w_expander-w_pump; %katharo ergo kuklou
q_in=h(5,j)-h(2,j); %energeia pou prosdidetai ston
kuklo ORC mesw enallakth thermothtas
n_th(j)=w_net/q_in; %thermikos vathmos apodoshs
tou kuklou
pres(j)=p(2,j); %euros ths megisths pieshs tou
kuklou
temp_3(j)=T(3,j); %euros thermokrasias kata thn
prosdosh eergeias sto organiko reusto
temp_5(j)=T(5,j); %statherh megisth thermokrasia
tou kuklou
DT(j)=temp_5(j)-temp_3(j);

elseif i>psGmax
T(1,j)=35+273.15; %thermokrasia
sumpuknwshs
p(1,j)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/10^5;
h(1,j)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;
s(1,j)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;

s2is=s(1,j);
p(2,j)=i;
h2is=CoolProp.PropsSI('H','P',p(2,j)*10^5,'S',s2is*1000,fluid)/1000;
npis=0.65; %isentropikos vathmos
apodoshs antlias
h(2,j)=h(1,j)+(h2is-h(1,j))/npis
s(2,j)=CoolProp.PropsSI('S','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid)/1000;
T(2,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid);

p(3,j)=p(2,j);
h(3,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
s(3,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
T(3,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(3,j)*1000,'P',p(3,j)*10^5,fluid);

T(4,j)=T(3,j);
p(4,j)=p(3,j);
h(4,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(4,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;

s(5,j)=sGmax; %megisth thermokrasia kuklou 90
vathmoi kelsiou
p(5,j)=p(4,j);
h(5,j)=CoolProp.PropsSI('H','S',s(5,j)*1000,'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
T(5,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(5,j)*10^5,'S',s(5,j)*1000,fluid);

d_in(j)=CoolProp.PropsSI('D','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
s5is=s(5,j);

```



```

h5is=CoolProp.PropsSI('H','S',s5is*1000,'P',p(1,j)*10^5,fluid)/1000;

ntis=0.75; %isentropikos vathmos
apodoshs ektonwth scroll
p(6,j)=p(1,j);
h(6,j)=h(5,j)-(h(5,j)-h5is)*ntis;
s(6,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;
T(6,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid);
d_out(j)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;

VFR(j)=d_in(j)/d_out(j);
p(7,j)=p(1,j);
h(7,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(7,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
T(7,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid);

p(8,j)=p(1,j);
T(8,j)=T(1,j);
h(8,j)=h(1,j);
s(8,j)=s(1,j);

w_expander=h(5,j)-h(6,j); %ergo ektonwth
n_exp(j)=w_expander/(h(5,j)-h(2,j));
w_pump=h(2,j)-h(1,j); %ergo antlias
w_net=w_expander-w_pump; %katharo ergo kuklou
q_in=h(5,j)-h(2,j); %energeia pou prosdidetai ston
kuklo ORC mesw enallakth thermohtas
n_th(j)=w_net/q_in; %thermikos vathmos apodoshs
tou kuklou
pres(j)=p(2,j); %euros ths megisths pieshs tou
kuklou
temp_3(j)=T(3,j); %euros thermokrasias kata thn
prosdosh eergeias sto organiko reusto
temp_5(j)=T(5,j); %statherh megisth thermokrasia
tou kuklou
DT(j)=temp_5(j)-temp_3(j);

end
end

max_n=n_th(1);
for j=1:189
    if (n_th(j))>=max_n
        max_n=n_th(j);
        max_T=temp_5(j);
        T_evap=temp_3(j);
        max_p=pres(j);
        low_p=p(1,j);
        d_in_opt=CoolProp.PropsSI('D','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
    end
end

```

```

d_out_opt=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;
VFR_opt=d_in_opt/d_out_opt; %an einai mexri 5,
megistopoieitai o isentropikos vathmos apodoshs tou ektonwth kai arkei ena
scroll
PR=p(5,j)/p(6,j); %o logos twn 2 piesewn tou
kuklou(pressure ratio)
pos=j;

w_expander=h(5,j)-h(6,j); %ergo ektonwth se kj/kg
P_el=3; %electric output se kW
n_mg=0.98; %mechanical efficiency of the
generator
n_elg=0.98; %electrical efficiency of the
generator
m_of=P_el/(n_mg*n_elg*w_expander); %mass
flow rate of the organic fluid
end

end
figure(1)
plot(s(:,pos),T(:,pos),'r-');
plot(sL,T1,'r-',sG,T1,'r-');
title('T-s diagram');
box on;
grid on;
xlabel('entropy [kj/(kg*K)]');
ylabel('temperature [K]');
legend('R1234yf','Location','Northwest');
figure(2)
plot(T(:,pos),p(:,pos),'r-');
title('p-T diagram');
box on;
grid on;
xlabel('temperature [K]');
ylabel('pressure[bar]');
legend('R1234yf','Location','Northwest');
figure(3)
plot(h(:,pos),p(:,pos),'r-');
title('p-h diagram');
box on;
grid on;
xlabel('enthalpy[kj/kg]');
ylabel('pressure[bar]');
legend('R1234yf','Location','Northwest');
figure(4)
plot(s(:,pos),p(:,pos),'r-');
title('p-s diagram');
box on;
grid on;

```

```

        xlabel('entropy[kj/(kg*K)']);
        ylabel('pressure[bar]');
        legend('R1234yf','Location','Northwest');
max_nn=max_n*100;
disp(['The maximum thermal efficiency is: ',num2str(max_nn),'%'])
disp(['The high pressure is: ',num2str(max_p),'bar'])
disp(['The low pressure is: ',num2str(low_p),'bar'])
disp(['The maximum temperature is: ',num2str(max_T),'K'])
disp(['The evaporation temperature is: ',num2str(T_evap),'K'])
disp(['The Volume Flow Ratio is: ',num2str(VFR_opt)])
disp(['The Pressure Ratio is: ',num2str(PR)])
disp(['The mass flow rate of the organic fluid R1234yf
is:',num2str(m_of),'kg/s'])

```

```

figure(5);
plot(n_th,'DisplayName','n_th');
bar(n_th,'DisplayName','n_th');
area(n_th,'DisplayName','n_th');
pie(n_th);
hist(n_th);
bar(n_th,'DisplayName','n_th');
xlabel('number of tests');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R1234yf','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(6);
plot(pres(:),n_th(:),'r-');
xlabel('high pressure [bar]');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R1234yf','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(7);
plot(temp_3(:),n_th(:),'b-');
xlabel('evaporation temperature [K]');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R1234yf','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(8)
plot(VFR,n_exp,'m-');
xlabel('Volume Flow Ratio [VFR]');
ylabel('expansion efficiency');
legend('R1234yf','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(9)
plot3(temp_3,pres,n_th,'g-');
xlabel('evaporation temperature [K]');
ylabel('high pressure [bar]');
zlabel('thermal efficiency');
legend('R1234yf','Location','Northwest');
box on;
grid on;

%isozygio energeias (metaforas thermothtas ston evaporator)
%thewroume pws den uparxoun apwleies kata th metafora, ara olo to poso
ths
%thermikhs energeias tou nerou metaferetai sto organiko reusto

%stoixeia thermou reumatos tou enallakth
T_win=105+273.15; %thermokrasiia eisodou tou
nerou, tautizetai me th thermokrasiia eksodou tou nerou ap to sullekth
T_wout=85+273.15; %thermokrasiia eksodou tou
nerou, tautizetai me th thermokrasiia eisodou tou nerou sto sullekth
c_pw=4.187; %cp nerou se kj/(kg*K)
h_win=c_pw*105; %enthalpia eisodou se (kj/kg)
h_wout=c_pw*85; %enthalpia eksodou se (kj/kg)

%paroxh mazas nerou(hot stream)-evaporator
m_w1=(m_of*(h(5,pos)-h(2,pos)))/(c_pw*(T_win-T_wout));

disp(['The mass flow rate of the water (evaporator hot stream)
is:',num2str(m_w1),'kg/s'])

Npart=100;
fluid1='water'; %hot stream
fluid2='R1234yf'; %cold stream
p_w1=2; %piesh thermou
reumatos(nerou), 2 bar, ektimatai 1 bar panw apo thn piesh koresmou stous
100 vathmous kelsiou

%kaloume th sunarthsh gia ton upologismo tou pinch point, ths mikroterhs
%dhladh thermokrasiakh diaforas metaksy twv dyo reumatwn tou enallakth
%apo vivliografia, elaxisth epitrepth thermokrasiakh diafora metaksy twv
%dyo reumatwn einai ta 5 K
[p_p1,Tc1,hc1,sc1,Th1,hh1,sh1,Q1] =
pinch_point(Npart,fluid2,m_of,max_p,T(2,pos),T(5,pos),h(2,pos),h(5,pos),fluid
1,m_w1,p_w1,T_win,T_wout,h_win,h_wout);

disp(['Pinh point (evaporator) is:',num2str(p_p1),'K'])

%akolouthei antistoixh diadikasia gia ton upologismo tou pinch point sto

```

```

%sumpuknwth (condenser)
%edw pleon to thermo reuma tou enallakth einai to organiko reusto kai to
%psyxro reuma einai to nero

T_win2=20+273.15;
T_wout2=30+273.15;
c_pw=4.187; %se kj/(kg*K)
h_win2=c_pw*20; %enthalpia eisodou se (kj/kg)
h_wout2=c_pw*30; %enthalpia eksodou se (kj/kg)

%paroxh mazas nerou(cold stream)-condenser
m_w2=(m_of*(h(6,pos)-h(8,pos)))/(c_pw*(T_wout2-T_win2));

disp(['The mass flow rate of the water (condenser cold stream)
is:',num2str(m_w2),'kg/s'])

Npart=100;
fluid1='R1234yf'; %hot stream
fluid2='water'; %cold stream
p_w2=1; %piesh psyxrou
reumatos(nerou), 1 bar , 0.04241:h piesh koresmou stous 30 vatmhous gia to
nero

%kaloume th sunarthsh gia ton upologismo tou pinch point, ths mikroterhs
%dhladh thermokrasiakhs diaforas metaksy tw n dyo reumatwn tou enallakth
%apo vivliografia, elaxisth epitrepth thermokrasiakh diafora metaksy tw n
%dyo reumatwn einai ta 5 K
[p_p2,Tc2,hc2,sc2,Th2,hh2,sh2,Q2] =
pinch_point(Npart,fluid2,m_w2,p_w2,T_win2,T_wout2,h_win2,h_wout2,fluid1,
m_of,low_p,T(6,pos),T(8,pos),h(6,pos),h(8,pos));

disp(['Pinh point (condenser) is:',num2str(p_p2),'K'])

%upologismos paroxhs ogkou tou organikou reustou
V_mof=(m_of/d_in_opt)*3600/1000;
disp(['The volume flow rate of R1234yf is:',num2str(V_mof),'m3/h'])

%wfelimh thermikh isxys nerou sullekth
Q_u=m_w1*c_pw*(T_win-T_wout); %se kW

%logos ameshs hliakhs aktinovoliass se keklimeno epipedo pros auth tou
%orizontiou
f=37.97; %gewgrafiko platos gia thn
perioxh ths athinas
b=37.97; %klish epipedou syllekth gia
leitougia olo to xrono
n_t=[17 47 75 105 135 162 198 228 258 288 318 344];
%h mesh hmera kathe mhna
n=[1:366]; %oi meres tou etous

```

```

d_t=[-20.92 -12.95 -2.42 9.41 18.79 23.09 21.18 13.45 2.22 -9.6 -18.91 -
23.05];
d=23.45*sind(360*(284+n)/365);           %h gwnia hliakhs apoklishs, h
provohl ths gwnias ghs-hliou sto epipedo tou ishmerinou
d_m=sum(d_t)/12;

t=[1:1/60:24];                           %topikos xronos wres rologiou
L_st=30;                                   %to gewgrafiko mhkos tou
meshmvrinou ston opoio vasizetai o topikos xronos
L_loc=23.45;
B=360*(n-81)/364;
B_t=360*(n_t-81)/364;                    %paragontas B gia th mesh
mera kathe mhna
B_mm=sum(B_t)/12;
E_t=9.87*sind(2*B_mm)-7.53*cosd(B_mm)-1.5*sind(B_mm);
%h eksiswsh tou xronou pou lamvanetai gia kathe hmera tou etous,
apotelesma se min
E_t2=9.87*sind(2*B_t)-7.53*cosd(B_t)-1.5*sind(B_t);
E_h=E_t/60;
j=t-4*(L_st-L_loc)/60+E_h;              %o hliakos xronos vasei ths
fainomenhs kinshs tou hliou ston ourano

%upologismos wriaias gwnias tou hliou
w=(j-12)*15;
%mesh timh gia thn wriai gwnia tou hliou
w_m=sum(w)/1381;

R_b=(cosd(f-b)*cosd(d_m)*cosd(w_m)+sind(f-
b)*sind(d_m))/(cosd(f)*cosd(d_m)*cosd(w_m)+sind(f)*sind(d_m));
R_b1=(cosd(f-b)*cosd(d_t)*cosd(w_m)+sind(f-
b)*sind(d_t))/(cosd(f)*cosd(d_t)*cosd(w_m)+sind(f)*sind(d_t));

%amesh aktinovia se orizontio epipedo
G_b=900;                                  %se W/m2
%amesh aktinovia se keklimeno epipedo
G_bt=R_b*G_b;                             %se W/m2
G_bt1=R_b1*G_b;

%Isotropic sky model
G_r=70;                                   %diffuse sky radiance se W/m2
G_d=2*G_r;
G_dt=quad('70*cos(f_f)',0,pi/2-b)+quad('70*cos(f_f)',0,pi/2);
%diffuse radiation on tilted surface

%ground-reflected radiation
r_g=0.2;
G_gt=r_g*(G_b+G_d)*((1-cosd(b))/2);

%olikh aktinovia se keklimenh epifaneia

```

```

G_t=G_bt+G_dt+G_gt;

disp(['Total radiation on tilted surface is:',num2str(G_t),'W/m2'])

i=0.75; %syntelesths F_r*ta_n
j=5; %syntelesths F_r*U_l

%oi 2 parapanw suntelestes parthikan apo to tee gia epipedo hliako syllekth
%diplou ualopinaka me mavrh epistrwsh
A=1.75; %epifaneia(diatomh) syllekth
1.75x1.0
T_a=273.15+20; %thermokrasia perivallontos

A_c=(Q_u*1000)/(i*G_t-j*(T_wout-T_a));

disp(['Total area of flat solar collectors needed is:',num2str(A_c),'m2'])

n_col=A_c/A;
disp(['Number of plate collectors:',num2str(n_col)])

ceff=(Q_u*1000)/(G_t*A_c);
disp(['Collector efficiency is:',num2str(ceff)])

```

Κώδικας βελτιστοποίησης κύκλου για το οργανικό ρευστό R-290

```

fluid='R290'; %wet fluid, HC (HydroCarbon)
p_crit=42.5;

T_min=20+273.15;
T_crit=96.7+273.15;
p_step=100;
[p1,hL,hG,hLG,sL,sG,sLG,TsGmax,psGmax,sGmax,T1] =
sat_curve_no_function(p_step,fluid,T_min,T_crit);

j=0;
T_cond=35+273.15;
T_arx=T_cond+10;
p_min=CoolProp.PropsSI('P','T',T_arx,'Q',0,fluid)/10^5;
p_max=0.9*p_crit;
for i=p_min:0.1:p_max %elegxos sumperiforas
organikou reoustou se mia sugkekrimenh perioxh piesewn
j=j+1;

T(1,j)=35+273.15; %thermokrasia sumpuknwshs
p(1,j)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/10^5;

```

```

h(1,j)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;
s(1,j)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;
s2is=s(1,j);
p(2,j)=i;
h2is=CoolProp.PropsSI('H','P',p(2,j)*10^5,'S',s2is*1000,fluid)/1000;
npis=0.65; %isentropikos vathmos
apodoshs antlias
h(2,j)=h(1,j)+(h2is-h(1,j))/npis
s(2,j)=CoolProp.PropsSI('S','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid)/1000;
T(2,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid);

p(3,j)=p(2,j);
h(3,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
s(3,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
T(3,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(3,j)*1000,'P',p(3,j)*10^5,fluid);

T(4,j)=T(3,j);
p(4,j)=p(3,j);
h(4,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(4,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;

p(5,j)=p(4,j);
sGcond=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
ds=abs(s(4,j)-sGcond);
s(5,j)=s(4,j)+ds;
h(5,j)=CoolProp.PropsSI('H','S',s(5,j)*1000,'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
T_5=CoolProp.PropsSI('T','P',p(5,j)*10^5,'S',s(5,j)*1000,fluid);
DTshmin=1;
DTsh=max((T_5-T(4,j)),DTshmin);
T(5,j)=T(4,j)+DTsh;
d_in(j)=CoolProp.PropsSI('D','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
s5is=s(5,j);
h5is=CoolProp.PropsSI('H','S',s5is*1000,'P',p(1,j)*10^5,fluid)/1000;

ntis=0.75; %isentropikos vathmos
apodoshs ektonwth scroll
p(6,j)=p(1,j);
h(6,j)=h(5,j)-(h(5,j)-h5is)*ntis;
s(6,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;
T(6,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid);
d_out(j)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;

VFR(j)=d_in(j)/d_out(j);
p(7,j)=p(1,j);
h(7,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(7,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
T(7,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid);

```



```

p(8,j)=p(1,j);
T(8,j)=T(1,j);
h(8,j)=h(1,j);
s(8,j)=s(1,j);

w_expander=h(5,j)-h(6,j); %ergo ektonwth
n_exp(j)=w_expander/(h(5,j)-h(2,j));
w_pump=h(2,j)-h(1,j); %ergo antlias
w_net=w_expander-w_pump; %katharo ergo kuklou
q_in=h(5,j)-h(2,j); %energeia pou prosdidetai ston
kuklo ORC mesw enallakth thermohtas
n_th(j)=w_net/q_in; %thermikos vathmos apodoshs
tou kuklou
pres(j)=p(2,j); %euros ths megisths pieshs tou
kuklou
temp_3(j)=T(3,j); %euros thermokrasias kata thn
prosdosh eergeias sto organiko reusto
temp_5(j)=T(5,j); %statherh megisth thermokrasia
tou kuklou
DT(j)=temp_5(j)-temp_3(j);

```

end

```

max_n=n_th(1);
for j=1:230
    if (n_th(j)>=max_n)
        max_n=n_th(j);
        max_T=temp_5(j);
        T_evap=temp_3(j);
        max_p=pres(j);
        low_p=p(1,j);
        d_in_opt=CoolProp.PropsSI('D','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;

d_out_opt=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;
VFR_opt=d_in_opt/d_out_opt; %an einai mexri 5,
megistopoieitai o isentropikos vathmos apodoshs tou ektonwth kai arkei ena
scroll
PR=p(5,j)/p(6,j); %o logos twn 2 piesewn tou
kuklou(pressure ratio)
pos=j;

w_expander=h(5,j)-h(6,j); %ergo ektonwth se kj/kg
P_el=3; %electric output se kW
n_mg=0.98; %mechanical efficiency of the
generator
n_elg=0.98; %electrical efficiency of the
generator

```

```

        m_of=P_el/(n_mg*n_elg*w_expander); %mass
flow rate of the organic fluid
    end

end
figure(1)
    plot(s(:,pos),T(:,pos),'r-');
    plot(sL,T1,'r-',sG,T1,'r-');
    title('T-s diagram');
    box on;
    grid on;
    xlabel('entropy [kj/(kg*K)]');
    ylabel('temperature [K]');
    legend('R290(propane)', 'Location', 'Northwest');
    figure(2)
        plot(T(:,pos),p(:,pos),'r-');
        title('p-T diagram');
    box on;
    grid on;
    xlabel('temperature [K]');
    ylabel('pressure[bar]');
    legend('R290', 'Location', 'Northwest');
    figure(3)
        plot(h(:,pos),p(:,pos),'r-');
        title('p-h diagram');
    box on;
    grid on;
    xlabel('enthalpy[kj/kg]');
    ylabel('pressure[bar]');
    legend('R290', 'Location', 'Northwest');
    figure(4)
        plot(s(:,pos),p(:,pos),'r-');
        title('p-s diagram');
    box on;
    grid on;
    xlabel('entropy[kj/(kg*K)]');
    ylabel('pressure[bar]');
    legend('R290', 'Location', 'Northwest');
max_nn=max_n*100;
disp(['The maximum thermal efficiency is: ',num2str(max_nn),'%'])
disp(['The high pressure is: ',num2str(max_p),'bar'])
disp(['The low pressure is: ',num2str(low_p),'bar'])
disp(['The maximum temperature is: ',num2str(max_T),'K'])
disp(['The evaporation temperature is: ',num2str(T_evap),'K'])
disp(['The Volume Flow Ratio is: ',num2str(VFR_opt)])
disp(['The Pressure Ratio is: ',num2str(PR)])
disp(['The mass flow rate of the organic fluid R290
is:',num2str(m_of),'kg/s'])

figure(5);

```

```

plot(n_th,'DisplayName','n_th');
bar(n_th,'DisplayName','n_th');
area(n_th,'DisplayName','n_th');
pie(n_th);
hist(n_th);
bar(n_th,'DisplayName','n_th');
xlabel('number of tests');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R290(propane)', 'Location', 'Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(6);
plot(pres(:),n_th(:),'r-');
xlabel('high pressure [bar]');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R290(propane)', 'Location', 'Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(7);
plot(temp_3(:),n_th(:),'b-');
xlabel('evaporation temperature [K]');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R290(propane)', 'Location', 'Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(8)
plot(VFR,n_exp,'m-');
xlabel('Volume Flow Ratio [VFR]');
ylabel('expansion efficiency');
legend('R290(propane)', 'Location', 'Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(9)
plot3(temp_3,pres,n_th,'g-');
xlabel('evaporation temperature [K]');
ylabel('high pressure [bar]');
zlabel('thermal efficiency');
legend('R290(propane)', 'Location', 'Northwest');
box on;
grid on;

```

%isozygio energeias (metaforas thermothtas ston evaporator)
 %thewroume pws den uparxoun apwleies kata th metafora, ara olo to poso
 ths
 %thermikhs energeias tou nerou metaferetai sto organiko reusto

```

%stoixeia thermou reumatou tou enallakth
T_win=110+273.15; %thermokrasia eisodou tou
nerou, tautizetai me th thermokrasia eksodou tou nerou ap to sullekth
T_wout=90+273.15; %thermokrasia eksodou tou
nerou, tautizetai me th thermokrasia eisodou tou nerou sto sullekth
c_pw=4.187; %cp nerou se kj/(kg*K)
h_win=c_pw*110; %enthalpia eisodou se (kj/kg)
h_wout=c_pw*90; %enthalpia eksodou se (kj/kg)

```

```

%paroxh mazas nerou(hot stream)-evaporator
m_w1=(m_of*(h(5,pos)-h(2,pos)))/(c_pw*(T_win-T_wout));

```

```

disp(['The mass flow rate of the water (evaporator hot stream)
is:',num2str(m_w1),'kg/s'])

```

```

Npart=100;
fluid1='water'; %hot stream
fluid2='R290'; %cold stream
p_w=2; %piesh thermou
reumatou(nerou), 2 bar, 1 bar panw apo thn piesh koresmou tou nerou stous
100 vathmous kelsiou

```

```

%kaloume th sunarthsh gia ton upologismo tou pinch point, ths mikroterhs
%dhladh thermokrasiakhs diaforas metaksy tw n dyo reumatwn tou enallakth
%apo vivliografia, elaxisth epitrepeth thermokrasiakh diafora metaksy tw n
%dyo reumatwn einai ta 5 K
[p_p,Tc,hc,sc,Th,hh,sh,Q] =
pinch_point(Npart,fluid2,m_of,max_p,T(2,pos),T(5,pos),h(2,pos),h(5,pos),fluid
1,m_w1,p_w,T_win,T_wout,h_win,h_wout);

```

```

disp(['Pinh point is:',num2str(p_p),'K'])

```

```

%akolouthei antistoixh diadikasia gia ton upologismo tou pinch point sto
%sumpuknwth (condenser)
%edw pleon to thermo reuma tou enallakth einai to organiko reusto kai to
%psyxro reuma einai to nero

```

```

T_win2=20+273.15;
T_wout2=30+273.15;
c_pw=4.187;
h_win2=c_pw*20; %enthalpia eisodou se (kj/kg)
h_wout2=c_pw*30; %enthalpia eksodou se (kj/kg)

```

```

%paroxh mazas nerou(hot stream)-evaporator
m_w2=(m_of*(h(6,pos)-h(8,pos)))/(c_pw*(T_wout2-T_win2));

```

```

disp(['The mass flow rate of the water (condenser cold stream)
is:',num2str(m_w2),'kg/s'])

Npart=100;
fluid1='R290'; %hot stream
fluid2='water'; %cold stream
p_w=1; %piesh psyxrou
reumatos(nerou), 1 bar

%kaloume th sunarthsh gia ton upologismo tou pinch point, ths mikroterhs
%dhladh thermokrasiakhs diaforas metaksy tw'n dyo reumatwn tou enallakth
%apo vivliografia, elaxisth epitrepth thermokrasiakh diafora metaksy tw'n
%dyo reumatwn einai ta 5 K
[p_p2,Tc2,hc2,sc2,Th2,hh2,sh2,Q2] =
pinch_point(Npart,fluid2,m_w2,p_w,T_win2,T_wout2,h_win2,h_wout2,fluid1,m
_of,low_p,T(6,pos),T(8,pos),h(6,pos),h(8,pos));

disp(['Pinh point (condenser) is:',num2str(p_p2),'K'])

%upologismos paroxhs ogkou tou organikou reustou
V_mof=(m_of/d_in_opt)*3600/1000;
disp(['The volume flow rate of R290 is:',num2str(V_mof),'m3/h'])

%wfelimh thermikh isxys nerou sullekth
Q_u=m_w1*c_pw*(T_win-T_wout); %se kW

%logos ameshs hliakhs aktinovoliass se keklimeno epipedo pros auth tou
%orizontiou
f=37.97; %gewgrafiko platos gia thn
perioxh ths athinas
b=37.97; %klish epipedou syllekth gia
leitougia olo to xrono
n_t=[17 47 75 105 135 162 198 228 258 288 318 344];
%h mesh hmera kathe mhna
n=[1:366]; %oi meres tou etous
d_t=[-20.92 -12.95 -2.42 9.41 18.79 23.09 21.18 13.45 2.22 -9.6 -18.91 -
23.05];
d=23.45*sind(360*(284+n)/365); %h gwnia hliakhs apokliss, h
provolh ths gwnias ghs-hliou sto epipedo tou ishmerinou
d_m=sum(d_t)/12;

t=[1:1/60:24]; %topikos xronos wres rologiou
L_st=30; %to gewgrafiko mhkos tou
meshmvrinou ston opoio vasizetai o topikos xronos
L_loc=23.45;
B=360*(n-81)/364;
B_t=360*(n_t-81)/364; %paragontas B gia th mesh
mera kathe mhna
B_mm=sum(B_t)/12;

```

```

E_t=9.87*sind(2*B_mm)-7.53*cosd(B_mm)-1.5*sind(B_mm);
%h eksiswsh tou xronou pou lamvanetai gia kathe hmera tou etous,
apotelesma se min
E_t2=9.87*sind(2*B_t)-7.53*cosd(B_t)-1.5*sind(B_t);
E_h=E_t/60;
j=t-4*(L_st-L_loc)/60+E_h;           %o hliakos xronos vasei ths
fainomenhs kinshs tou hliou ston ourano

%upologismos wriaias gwnias tou hliou
w=(j-12)*15;
%mesh timh gia thn wriai gwnia tou hliou
w_m=sum(w)/1381;

R_b=(cosd(f-b)*cosd(d_m)*cosd(w_m)+sind(f-
b)*sind(d_m))/(cosd(f)*cosd(d_m)*cosd(w_m)+sind(f)*sind(d_m));
R_b1=(cosd(f-b)*cosd(d_t)*cosd(w_m)+sind(f-
b)*sind(d_t))/(cosd(f)*cosd(d_t)*cosd(w_m)+sind(f)*sind(d_t));

%amesh aktinovia se orizontio epipedo
G_b=900;           %se W/m2
%amesh aktinovia se keklimeno epipedo
G_bt=R_b*G_b;     %se W/m2
G_bt1=R_b1*G_b;

%Isotropic sky model
G_r=70;           %diffuse sky radiance se W/m2
G_d=2*G_r;
G_dt=quad('70*cos(f_f)',0,pi/2-b)+quad('70*cos(f_f)',0,pi/2);
%diffuse radiation on tilted surface

%ground-reflected radiation
r_g=0.2;
G_gt=r_g*(G_b+G_d)*((1-cosd(b))/2);

%olikh aktinovia se keklimenh epifaneia
G_t=G_bt+G_dt+G_gt;

disp(['Total radiation on tilted surface is:',num2str(G_t),'W/m2'])

i=0.75;           %syntelesths F_r*ta_n
j=5;             %syntelesths F_r*U_l

%oi 2 parapanw suntelestes parthikan apo to tee gia epipedo hliako syllekth
%diplou ualopinaka me mavrh epistrwsh
A=1.75;           %epifaneia(diatomh) syllekth
1.75x1.0
T_a=273.15+20;   %thermokratia perivallontos

```

```

A_c=(Q_u*1000)/(i*G_t-j*(T_wout-T_a));

disp(['Total area of flat solar collectors needed is:',num2str(A_c),'m2'])

n_col=A_c/A;
disp(['Number of plate collectors:',num2str(n_col)])

ceff=(Q_u*1000)/(G_t*A_c);
disp(['Collector efficiency is:',num2str(ceff)])

```

Κώδικας βελτιστοποίησης κύκλου για το οργανικό ρευστό R-152a

```

fluid='R152a'; %wet fluid, HFC
(HydroFloroCarbon)
p_crit=45.2;

T_min=20+273.15;
T_crit=113+273.15;
p_step=100;
[p1,hL,hG,hLG,sL,sG,sLG,TsGmax,psGmax,sGmax,T1] =
sat_curve_no_function(p_step,fluid,T_min,T_crit);

j=0;
T_cond=35+273.15;
T_arx=T_cond+10;
p_min=CoolProp.PropsSI('P','T',T_arx,'Q',0,fluid)/10^5;
p_max=0.55*p_crit; %megisth timh ths p_cycle
for i=p_min:0.1: p_max %perioxh timwn ths p_cycle
j=j+1;

T(1,j)=35+273.15; %thermokratia sumpuknwshs
p(1,j)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/10^5;
h(1,j)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;
s(1,j)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(1,j),'Q',0,fluid)/1000;

s2is=s(1,j);
p(2,j)=i;
h2is=CoolProp.PropsSI('H','P',p(2,j)*10^5,'S',s2is*1000,fluid)/1000;
npis=0.65; %isentropikos vathmos
apodoshs antlias
h(2,j)=h(1,j)+(h2is-h(1,j))/npis
s(2,j)=CoolProp.PropsSI('S','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid)/1000;
T(2,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(2,j)*1000,'P',p(2,j)*10^5,fluid);

p(3,j)=p(2,j);
h(3,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;

```

```
s(3,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(3,j)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
T(3,j)=CoolProp.PropsSI('T','H',h(3,j)*1000,'P',p(3,j)*10^5,fluid);
```

```
T(4,j)=T(3,j);
p(4,j)=p(3,j);
h(4,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(4,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(4,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
```

```
p(5,j)=p(4,j);
sGcond=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
ds=abs(s(4,j)-sGcond);
s(5,j)=s(4,j)+ds;
h(5,j)=CoolProp.PropsSI('H','S',s(5,j)*1000,'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
T_5=CoolProp.PropsSI('T','P',p(5,j)*10^5,'S',s(5,j)*1000,fluid);
DTshmin=1;
DTsh=max((T_5-T(4,j)),DTshmin);
T(5,j)=T(4,j)+DTsh;
d_in(j)=CoolProp.PropsSI('D','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;
s5is=s(5,j);
h5is=CoolProp.PropsSI('H','S',s5is*1000,'P',p(1,j)*10^5,fluid)/1000;
```

```
ntis=0.75; %isentropikos vathmos
apodoshs ektonwth scroll
p(6,j)=p(1,j);
h(6,j)=h(5,j)-(h(5,j)-h5is)*ntis;
s(6,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;
T(6,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid);
d_out(j)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;
```

```
VFR(j)=d_in(j)/d_out(j);
p(7,j)=p(1,j);
h(7,j)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
s(7,j)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
T(7,j)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1,j)*10^5,'Q',1,fluid);
```

```
p(8,j)=p(1,j);
T(8,j)=T(1,j);
h(8,j)=h(1,j);
s(8,j)=s(1,j);
```

```
w_expander=h(5,j)-h(6,j); %ergo ektonwth
n_exp(j)=w_expander/(h(5,j)-h(2,j));
w_pump=h(2,j)-h(1,j); %ergo antlias
w_net=w_expander-w_pump; %katharo ergo kuklou
q_in=h(5,j)-h(2,j); %energeia pou prosdidetai ston
kuklo ORC mesw enallakth thermothtas
```



```

n_th(j)=w_net/q_in; %thermikos vathmos apodoshs
tou kuklou %euros ths megisths pieshs tou
pres(j)=p(2,j); kuklou
temp_3(j)=T(3,j); %euros thermokrasias kata thn
prosdosh eergeias sto organiko reusto
temp_5(j)=T(5,j); %statherh megisth thermokrasia
tou kuklou
DT(j)=temp_5(j)-temp_3(j);

```

```
end
```

```

max_n=n_th(1);
for j=1:145
    if (n_th(j)>=max_n)
        max_n=n_th(j);
        max_T=temp_5(j);
        T_evap=temp_3(j);
        max_p=pres(j);
        low_p=p(1,j);
        d_in_opt=CoolProp.PropsSI('D','T',T(5,j),'P',p(5,j)*10^5,fluid)/1000;

d_out_opt=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1,j)*10^5,'H',h(6,j)*1000,fluid)/1000;
VFR_opt=d_in_opt/d_out_opt; %an einai mexri 5,
megistopoieitai o isentropikos vathmos apodoshs tou ektonwth kai arkei ena
scroll
PR=p(5,j)/p(6,j); %o logos tw n 2 piesewn tou
kuklou(pressure ratio)
pos=j;

w_expander=h(5,j)-h(6,j); %ergo ektonwth se kj/kg
P_el=3; %electric output se kW
n_mg=0.98; %mechanical efficiency of the
generator
n_elg=0.98; %electrical efficiency of the
generator
m_of=P_el/(n_mg*n_elg*w_expander); %mass
flow rate of the organic fluid
end

end
figure(1)
plot(s(:,pos),T(:,pos),'r-');
plot(sL,T1,'r-',sG,T1,'r-');
title('T-s diagram');
box on;
grid on;
xlabel('entropy [kJ/(kg*K)]');

```

```

ylabel('temperature [K]');
legend('R152a','Location','Northwest');
figure(2)
plot(T(:,pos),p(:,pos),'r-');
title('p-T diagram');
box on;
grid on;
xlabel('temperature [K]');
ylabel('pressure[bar]');
legend('R152a','Location','Northwest');
figure(3)
plot(h(:,pos),p(:,pos),'r-');
title('p-h diagram');
box on;
grid on;
xlabel('enthalpy[kj/kg]');
ylabel('pressure[bar]');
legend('R152a','Location','Northwest');
figure(4)
plot(s(:,pos),p(:,pos),'r-');
title('p-s diagram');
box on;
grid on;
xlabel('entropy[kj/(kg*K)]');
ylabel('pressure[bar]');
legend('R152a','Location','Northwest');
max_nn=max_n*100;
disp(['The maximum thermal efficiency is: ',num2str(max_nn),'%'])
disp(['The high pressure is: ',num2str(max_p),'bar'])
disp(['The low pressure is: ',num2str(low_p),'bar'])
disp(['The maximum temperature is: ',num2str(max_T),'K'])
disp(['The evaporation temperature is: ',num2str(T_evap),'K'])
disp(['The Volume Flow Ratio is: ',num2str(VFR_opt)])
disp(['The Pressure Ratio is: ',num2str(PR)])
disp(['The mass flow rate of the organic fluid R152a
is:',num2str(m_of),'kg/s'])

figure(5);
plot(n_th,'DisplayName','n_th');
bar(n_th,'DisplayName','n_th');
area(n_th,'DisplayName','n_th');
pie(n_th);
hist(n_th);
bar(n_th,'DisplayName','n_th');
xlabel('number of tests');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R152a','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(6);
plot(pres(:),n_th(:),'r-');
xlabel('high pressure [bar]');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R152a','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(7);
plot(temp_3(:),n_th(:),'b-');
xlabel('evaporation temperature [K]');
ylabel('thermal efficiency');
legend('R152a','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(8)
plot(VFR,n_exp,'m-');
xlabel('Volume Flow Ratio [VFR]');
ylabel('expansion efficiency');
legend('R152a','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

figure(9)
plot3(temp_3,pres,n_th,'g-');
xlabel('evaporation temperature [K]');
ylabel('high pressure [bar]');
zlabel('thermal efficiency');
legend('R152a','Location','Northwest');
box on;
grid on;

```

```

%isozygio energeias (metaforas thermosthas ston evaporator)
%thewroume pws den uparxoun apwleies kata th metafora, ara olo to poso
ths
%thermikhs energeias tou nerou metaferetai sto organiko reusto

```

```

%stoixeia thermou reumatos tou enallakth
T_win=105+273.15; %thermokratia eisodou tou
nerou, tautizetai me th thermokratia eksodou tou nerou ap to sullekth
T_wout=85+273.15; %thermokratia eksodou tou
nerou, tautizetai me th thermokratia eisodou tou nerou sto sullekth
c_pw=4.187; %cp nerou se kj/(kg*K)
h_win=c_pw*105; %enthalpia eisodou se (kj/kg)
h_wout=c_pw*85; %enthalpia eksodou se (kj/kg)

```

```

%paroxh mazas nerou(hot stream)-evaporator
m_w1=(m_of*(h(5,pos)-h(2,pos)))/(c_pw*(T_win-T_wout));

```

```
disp(['The mass flow rate of the water (evaporator hot stream)
is:',num2str(m_w1),'kg/s'])
```

```
Npart=100;
fluid1='water'; %hot stream
fluid2='R152a'; %cold stream
p_w=2; %piesh thermou
reumatos(nerou), 2 bar, 1 bar panw apo thn piesh koresmou tou nerou stous
100 vathmous kelsiou
```

```
%kaloume th sunarthsh gia ton upologismo tou pinch point, ths mikroterhs
%dhladh thermokrasiakhs diaforas metaksy tw n dyo reumatwn tou enallakth
%apo vivliografia, elaxisth epitrepth thermokrasiakh diafora metaksy tw n
%dyo reumatwn einai ta 5 K
[p_p,Tc,hc,sc,Th,hh,sh,Q] =
pinch_point(Npart,fluid2,m_of,max_p,T(2,pos),T(5,pos),h(2,pos),h(5,pos),fluid
1,m_w1,p_w,T_win,T_wout,h_win,h_wout);
```

```
disp(['Pinh point is:',num2str(p_p),'K'])
```

```
%akolouthei antistoixh diadikasia gia ton upologismo tou pinch point sto
%sumpuknwth (condenser)
%edw pleon to thermo reuma tou enallakth einai to organiko reusto kai to
%psyxro reuma einai to nero
```

```
T_win2=20+273.15;
T_wout2=30+273.15;
c_pw=4.187;
h_win2=c_pw*20; %enthalpia eisodou se (kj/kg)
h_wout2=c_pw*30; %enthalpia eksodou se (kj/kg)
```

```
%paroxh mazas nerou(hot stream)-evaporator
m_w2=(m_of*(h(6,pos)-h(8,pos)))/(c_pw*(T_wout2-T_win2));
```

```
disp(['The mass flow rate of the water (condenser cold stream)
is:',num2str(m_w2),'kg/s'])
```

```
Npart=100;
fluid1='R152a'; %hot stream
fluid2='water'; %cold stream
p_w=1; %piesh psyxrou
reumatos(nerou), 1 bar
```

```
%kaloume th sunarthsh gia ton upologismo tou pinch point, ths mikroterhs
%dhladh thermokrasiakhs diaforas metaksy tw n dyo reumatwn tou enallakth
```

```

%apo vivliografia, elaxisth epitrepth thermokrasiakh diafora metaksy twn
%dyo reumatwn einai ta 5 K
[p_p2,Tc2,hc2,sc2,Th2,hh2,sh2,Q2] =
pinch_point(Npart,fluid2,m_w2,p_w,T_win2,T_wout2,h_win2,h_wout2,fluid1,m
_of,low_p,T(6,pos),T(8,pos),h(6,pos),h(8,pos));

disp(['Pinh point (condenser) is:',num2str(p_p2),'K'])

%upologismos paroxhs ogkou tou organikou reustou
V_mof=(m_of/d_in_opt)*3600/1000;
disp(['The volume flow rate of R152a is:',num2str(V_mof),'m3/h'])

%wfelimh thermikh isxys nerou sullekth
Q_u=m_w1*c_pw*(T_win-T_wout);           %se kW

%logos ameshs hliakhs aktinovolias se keklimeno epipedo pros auth tou
%orizontiou
f=37.97;                               %gewgrafiko platos gia thn
perioxh ths athinas
b=37.97;                               %klish epipedou syllekth gia
leitougia olo to xrono
n_t=[17 47 75 105 135 162 198 228 258 288 318 344];
%h mesh hmera kathe mhna
n=[1:366];                             %oi meres tou etous
d_t=[-20.92 -12.95 -2.42 9.41 18.79 23.09 21.18 13.45 2.22 -9.6 -18.91 -
23.05];
d=23.45*sind(360*(284+n)/365);         %h gwnia hliakhs apoklisis, h
provolh ths gwnias ghs-hliou sto epipedo tou ishmerinou
d_m=sum(d_t)/12;

t=[1:1/60:24];                         %topikos xronos wres rologiou
L_st=30;                                %to gewgrafiko mhkos tou
meshmvrinou ston opoio vasizetai o topikos xronos
L_loc=23.45;
B=360*(n-81)/364;
B_t=360*(n_t-81)/364;                  %paragontas B gia th mesh
mera kathe mhna
B_mm=sum(B_t)/12;
E_t=9.87*sind(2*B_mm)-7.53*cosd(B_mm)-1.5*sind(B_mm);
%h eksiswsh tou xronou pou lamvanetai gia kathe hmera tou etous,
apotelesma se min
E_t2=9.87*sind(2*B_t)-7.53*cosd(B_t)-1.5*sind(B_t);
E_h=E_t/60;
j=t-4*(L_st-L_loc)/60+E_h;            %o hliakos xronos vasei ths
fainomenhs kinshs tou hliou ston ourano

%upologismos wriaias gwnias tou hliou
w=(j-12)*15;
%mesh timh gia thn wriaias gwnia tou hliou
w_m=sum(w)/1381;

```

```

R_b=(cosd(f-b)*cosd(d_m)*cosd(w_m)+sind(f-
b)*sind(d_m))/(cosd(f)*cosd(d_m)*cosd(w_m)+sind(f)*sind(d_m));
R_b1=(cosd(f-b)*cosd(d_t)*cosd(w_m)+sind(f-
b)*sind(d_t))/(cosd(f)*cosd(d_t)*cosd(w_m)+sind(f)*sind(d_t));

%amesh aktinovia se orizontio epipedo
G_b=900; %se W/m2
%amesh aktinovia se keklimeno epipedo
G_bt=R_b*G_b; %se W/m2
G_bt1=R_b1*G_b;

%Isotropic sky model
G_r=70; %diffuse sky radiance se W/m2
G_d=2*G_r;
G_dt=quad('70*cos(f_f)',0,pi/2-b)+quad('70*cos(f_f)',0,pi/2);
%diffuse radiation on tilted surface

%ground-reflected radiation
r_g=0.2;
G_gt=r_g*(G_b+G_d)*((1-cosd(b))/2);

%olikh aktinovia se keklimenh epifaneia
G_t=G_bt+G_dt+G_gt;

disp(['Total radiation on tilted surface is:',num2str(G_t),'W/m2'])

i=0.75; %syntelesths F_r*ta_n
j=5; %syntelesths F_r*U_I

%oi 2 parapanw suntelestes parthikan apo to tee gia epipedo hliako syllekth
%diplou ualopinaka me mavrh epistrwsh
A=1.75; %epifaneia(diatomh) syllekth
1.75x1.0
T_a=273.15+20; %thermokrasia perivallontos

A_c=(Q_u*1000)/(i*G_t-j*(T_wout-T_a));

disp(['Total area of flat solar collectors needed is:',num2str(A_c),'m2'])

n_col=A_c/A;
disp(['Number of plate collectors:',num2str(n_col)])

ceff=(Q_u*1000)/(G_t*A_c);
disp(['Collector efficiency is:',num2str(ceff)])

```

**Κώδικας σχεδιασμού καμπύλης κορεσμού των οργανικών ρευστών
(συνάρτηση Matlab)**

```
function [p,hL,hG,hLG,sL,sG,sLG,TsGmax,psGmax,sGmax,T] =
sat_curve_no_function(pstep,fluid,Tmin,Tcrit)
%upologismos gia kathe organiko reusto pou dinoume ta xarakthristika ths
%kampanas koresmou, dld entropies, enthalpies, pieseis kai thermokrasies
%gia Q=0 KAI Q=1, se katastash koresmou, gia koresmeno ygro kai
koresmeno
%atmo antistoixa

%fluid='R1234yf'                %Tcrit=94.7+273.15;
%fluid2='R290'(propane)        %Tcrit2=96.7+273.15;
%fluid3='R152a'                %Tcrit3=113+273.15;

%Tmin=20+273.15;
%pstep=100;
T=zeros(1,pstep);
p=zeros(1,pstep);
hL=zeros(1,pstep);
hG=zeros(1,pstep);
hLG=zeros(1,pstep);
sL=zeros(1,pstep);
sG=zeros(1,pstep);
sLG=zeros(1,pstep);
DS=zeros(1,pstep);

%i=1;
T(1)=Tmin;
p(1)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(1),'Q',0,fluid)/10^5;
hL(1)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(1)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
hG(1)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(1)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
hLG(1)=hG(1)-hL(1);                %enthalpia eksatmishs
sL(1)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
sG(1)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
sLG(1)=sG(1)-sL(1);                %entropia eksatmishs

Tmax=Tcrit-0.01;
dT=(Tmax-Tmin)/(pstep-1);

for i=1:pstep-1
    T(i+1)=T(i)+dT;

    p(i+1)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(i+1),'Q',0,fluid)/10^5;
    hL(i+1)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(i+1)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
    hG(i+1)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(i+1)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
    hLG(i+1)=hG(i+1)-hL(i+1);
    sL(i+1)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(i+1)*10^5,'Q',0,fluid)/1000;
    sG(i+1)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(i+1)*10^5,'Q',1,fluid)/1000;
```

```

sLG(i+1)=sG(i+1)-sL(i+1);
end
sGmax=max(sG);

for i=1:pstep
    DS(i)=abs(sG(i)-sGmax);
    i=i+1;
end
DSmin=min(DS);
for i=1:pstep
    if DS(i)==DSmin;
        TsGmax=T(i);
        psGmax=p(i);
    end
    i=i+1;
end

figure(1)
    plot(sL,T,'r-');
    hold on
    plot(sG,T,'r-');
    hold on
    grid on;
    box on;
    title('saturation curve');
    xlabel('entropy [kJ/(kg*K)]');
    ylabel('temperature [K]');
    legend('fluid','Location','Northwest');
end

```

Κώδικας υπολογισμού ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των δύο ρευμάτων των εναλλακτών θερμότητας (συνάρτηση Matlab)

Υπολογισμοί και για τον ατμοποιητή και το συμπυκνωτή

```

function [p_p,Tc,hc,sc,Th,hh,sh,Q] =
pinch_point(Npart,fluid2,mc,pc,Tcin,Tcout,hcin,hcout,fluid1,mh,ph,Thin,Thout,
hhin,hhout)
%sunarthsh gia ton upologismo tou pinch point tou evaporator

```

```

N=Npart;
hh=zeros(1,N);
hc=zeros(1,N);
Th=zeros(1,N);
Tc=zeros(1,N);
DT=zeros(1,N);
Q=zeros(1,N);

```



```

sh=zeros(1,N);
sc=zeros(1,N);

hh(1)=hhin;
hc(1)=hcout;
Th(1)=Thin;
Tc(1)=Tcout;
sh(1)=CoolProp.PropsSI('S','H',hh(1)*1000,'P',ph*10^5,fluid1)/1000;
sc(1)=CoolProp.PropsSI('S','H',hc(1)*1000,'P',pc*10^5,fluid2)/1000;
DT(1)=Th(1)-Tc(1);
dhh=(hhin-hhout)/(N-1);
Q(1)=0;
B=N-1;

for i=1:B
    hh(i+1)=hh(i)-dhh;
    Th(i+1)=CoolProp.PropsSI('T','H',hh(i+1)*1000,'P',ph*10^5,fluid1);
    hc(i+1)=hc(i)-mh/mc*(hh(i)-hh(i+1));
    Tc(i+1)=CoolProp.PropsSI('T','H',hc(i+1)*1000,'P',pc*10^5,fluid2);
    sh(i+1)=CoolProp.PropsSI('S','H',hh(i+1)*1000,'P',ph*10^5,fluid1)/1000;
    sc(i+1)=CoolProp.PropsSI('S','H',hc(i+1)*1000,'P',pc*10^5,fluid2)/1000;
    DT(i+1)=Th(i+1)-Tc(i+1);
    Q(i+1)=Q(i)+mh*(hh(i)-hh(i+1));
end
    p_p=min(DT);
end

```

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. F. Ferrara, A. Gimelli*, A. Luongo, Small-scale concentrated solar power (CSP) plant: ORCs comparison for different organic fluids, *Energy Procedia* 45 (2014), pg. 217-226
2. Man Wang a, Jiangfeng Wang a,*, Yuzhu Zhao b, Pan Zhao a, Yiping Dai a, Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors, *Applied Thermal Engineering* 50 (2013), pg. 816-825
3. Bertrand Fankam Tchance *, George Papadakis, Gregory Lambrinos, Antonios Frangoudakis, Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), pg. 2468–2476
4. Jing Li a, Gang Pei a, *, Jie Ji a, Xiaoman Bai b, Pengcheng Li a, Lijun Xia a, Design of the ORC (organic Rankine cycle) condensation temperature with respect to the expander characteristics for domestic CHP (combined heat and power) applications, *Energy* 77 (2014), pg. 579-590
5. Roberto Bracco a, Stefano Clemente b,*, Diego Micheli b, Mauro Reini b, Experimental tests and modelization of a domestic-scale ORC (Organic Rankine Cycle), *Energy* 58 (2013), pg. 107-116
6. Agustín M. Delgado-Torres a,*, Lourdes García-Rodríguez b, Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC), *Energy Conversion and Management* 51 (2010), pg.2846–2856
7. Pavel Makhnatcha,*, Rahmatollah Khodabandeha, The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerant, *Energy Procedia* 61 (2014), pg. 2460 – 2463
8. Atilla Gencer Devecioğlu*, Vedat Oruç, Characteristics of Some New Generation Refrigerants with Low GWP, *Energy Procedia* 75 (2015), pg. 1452 – 1457
9. J. Steven Brown , Claudio Zilio , Riccardo Brignoli & Alberto Cavallini, Thermophysical properties and heat transfer and pressure drop performance potentials of hydrofluoro-olefins, hydrochlorofluoro-olefins, and their blends, pg. 1-19
10. Denis CLODIC et Xueqin PAN – EreIE, Eric DEVIN, Thomas MICHINEAU – Cemafroid, Stéphanie BARRAULT - ARMINES CES, ALTERNATIVES TO HIGH GWP IN REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING APPLICATIONS, Study funded by ADEME, AFCE and Uniclimate FINAL REPORT, December 4 2013, pg. 1-119
11. Transitioning to low-GWP alternatives in commercial refrigeration, U.S. Environmental Protection Agency, October 2010
12. Θεωдорής Καραπάντσιος, ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
13. Giovanni A. Longo †, Claudio Zilio, Giulia Righetti, Condensation of the low GWP refrigerant HFC152a inside a Braze Plate Heat Exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science* 68 (2015), pg. 509–515

14. T.C. Hung a, S.K. Wang a,* , C.H. Kuo b, B.S. Pei c, K.F. Tsai d, A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources, *Energy* 35 (2010), pg. 1403–1411
15. Jacopo Vivian †, Giovanni Manente, Andrea Lazzaretto, A general framework to select working fluid and configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources, *Applied Energy* 156 (2015), pg. 727–746
16. Α. Επιθεώρηση κτηρίων, κατάρτιση ενεργειακών επιθεωρητών, εκπαιδευτικό υλικό, θεματική ενότητα: ΔΕ4, Τεχνολογίες ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, Α' έκδοση, Αθήνα, Ιούνιος 2011
17. Τεχνική οδηγία τεχνικού επιμελητηρίου Ελλάδας Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701—3/2010, Κλιματικά δεδομένα ελληνικών περιοχών, Α' έκδοση, Αθήνα, Ιούλιος 2010
18. Sylvain Quoilin a,* , Sébastien Declaye a, Bertrand F. Tchanche b, Vincent Lemort a, Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles, *Applied Thermal Engineering* 31 (2011), pg. 2885-2893
19. Soteris A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering, Processes and Systems*, Second Edition, First edition 2009, Second edition 2014
20. Μάριος Μανώλης, Λειτουργός Ενέργειας, Ηλιακά Θερμικά Συστήματα-Φωτοβολταϊκά
21. Hydra Cell Brochure, Seal-less pumps
22. Alfa Laval brochure, Heating and cooling solutions from Alfa Laval
23. Copeland brochure
24. Google
25. CoolProp Library
26. http://www.chemeng.ntua.gr/courses/sme/files/Diakinisi_Refstwn_Shmeiwseis.pdf (Διακίνηση ρευστών σημειώσεις)
27. <http://www.sanden.com/scrollcompressors.html>
28. Astolfi, M. 2015. Techno-economic Optimization of Low Temperature CSP Systems Based on ORC with Screw Expanders. *Energy Procedia* 69:1100-1112.
- Astolfi, Marco, Matteo C. Romano, Paola Bombarda, and Ennio Macchi. 2014. Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium–low temperature geothermal sources – Part B: Techno-economic optimization. *Energy* 66:435-446.
- Attala, L., B. Facchini, and G. Ferrara. 2001. Thermo-economic optimization method as design tool in gas–steam combined plant realization. *Energy Conversion and Management* 42 (18):2163-2172.
- Bruno, J. C., F. Fernandez, F. Castells, and I. E. Grossmann. 1998. A Rigorous MINLP Model for the Optimal Synthesis and Operation of Utility Plants. *Chemical Engineering Research and Design* 76 (3):246-258.
- Caputo, Antonio C., Pacifico M. Pelagagge, and Paolo Salini. 2008. Heat exchanger design based on economic optimisation. *Applied Thermal Engineering* 28 (10):1151-1159.
- Carcasci, Carlo, Beniamino Pacifici, Lorenzo Winchler, Lorenzo Cosi, and Riccardo Ferraro. 2015. Thermo-economic Analysis of a One-Pressure Level Heat Recovery Steam Generator Considering Real Steam Turbine Cost. *Energy Procedia* 82:591-598.

- Desai, Nishith B., and Santanu Bandyopadhyay. 2016. Thermo-economic analysis and selection of working fluid for solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 95:471-481.
- Evangelista, F. 1985. Industrial Engineering Chemistry Process Design and Development.
- Gutiérrez-Arriaga, César Giovanni, Faissal Abdelhady, Hisham S. Bamufleh, Medardo Serna-González, Mahmoud M. El-Halwagi, and José María Ponce-Ortega. 2014. Industrial waste heat recovery and cogeneration involving organic Rankine cycles. *Clean Technologies and Environmental Policy* 17 (3):767-779.
- Hajabdollahi, Hassan, Mehdi Naderi, and Sima Adimi. 2016. A comparative study on the shell and tube and gasket-plate heat exchangers: The economic viewpoint. *Applied Thermal Engineering* 92:271-282.
- <http://gretl.sourceforge.net/>.
- Miltiadis, Kalikatzarakis, and Frangopoulos Christos. 2014. Multi-criteria selection and thermo-economic optimization of Organic Rankine Cycle system for a marine application. In *THE 27TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS*. Turku, Finland.
- Nafey, A. S., and M. A. Sharaf. 2010. Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: Energy, exergy, and cost evaluations. *Renewable Energy* 35 (11):2571-2580.
- Peters, M., K. Timmerhaus, and R. West. 2003. *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*: McGraw-Hill Education.
- Ponce-Ortega, José María, Eman A. Tora, J. Betzabe González-Campos, and Mahmoud M. El-Halwagi. 2011. Integration of Renewable Energy with Industrial Absorption Refrigeration Systems: Systematic Design and Operation with Technical, Economic, and Environmental Objectives. *Industrial & Engineering Chemistry Research* 50 (16):9667-9684.
- Quoilin, Sylvain, Sébastien Declaye, Bertrand F. Tchanche, and Vincent Lemort. 2011. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering* 31 (14–15):2885-2893.
- Robert, Perry, and Green Don. *Perry's Chemical Engineer's Handbook*: McGraw-Hill.
- Roosen, Peter, Stefan Uhlenbruck, and Klaus Lucas. 2003. Pareto optimization of a combined cycle power system as a decision support tool for trading off investment vs. operating costs. *International Journal of Thermal Sciences* 42 (6):553-560.
- Tchanche, Fankam. 2010. Low-Grade heat conversion into power using small scale organic Rankine Cycles, Agricultural University of Athens.
- Voros, N. G., C. T. Kiranoudis, and Z. B. Maroulis. 1998. Solar energy exploitation for reverse osmosis desalination plants. *Desalination* 115 (1):83-101.
- Yang, Min-Hsiung, and Rong-Hua Yeh. 2015. Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery. *Energy* 82:256-268.

<http://www.mhhe.com/engcs/chemical/peters/data/ce.html>

Cost data analysis

