



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*Ενεργειακή και Εξεργειακή Μελέτη
Διάταξεων Σύζευξης Οργανικού Κύκλου
Rankine και Ψυκτικού Κύκλου Προσρόφησης*

Του Φοιτητή

Χρήστου Θωμά

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Ιούλιος 2017

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει στόχο τη μελέτη ενός συστήματος σύζευξης ενός οργανικού κύκλου Rankine με ένα ψυκτικό κύκλο προσρόφησης, με σκοπό τη συμπαραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και ψύξης αξιοποιώντας μια πηγή απορριπτόμενης θερμότητας. Συγκεκριμένα μοντελοποιείται ο ψυκτικός κύκλος προσρόφησης στο πεδίο του χρόνου και σχεδιάζονται διαφορετικές διατάξεις σύζευξης αυτού με ένα οργανικό κύκλο Rankine.

Στο πρώτο κεφάλαιο πραγματοποιείται μια συνοπτική παρουσίαση βασικών εννοιών για την τριπαραγωγή, δηλαδή την ταυτόχρονη παραγωγή ηλεκτρισμού, θερμότητας και ψύξης με ένα σύστημα που λειτουργεί καταναλώνοντας αποκλειστικά ένα καύσιμο ή μία μόνο πηγή ενέργειας. Παρουσιάζονται συνοπτικά οι γνωστότεροι κύκλοι ψύξης και ο οργανικός κύκλος Rankine μαζί με τον συμβατικό κύκλο νερού ατμού.

Στο δεύτερο κεφάλαιο περιγράφεται αναλυτικά ο ψυκτικός κύκλος προσρόφησης και οι εξισώσεις που τον διέπουν, ώστε να μοντελοποιηθεί με βάση αυτές. Το μοντέλο δοκιμάζεται και διακριβώνεται για ορισμένο εύρος θερμοκρασιών τροφοδοσίας, για τις οποίες και παρουσιάζονται αποτελέσματα από ορισμένα βασικά μεγέθη του κύκλου ψύξης.

Στο τρίτο κεφάλαιο παρουσιάζεται η κύρια μελέτη της εργασίας, με τις διατάξεις σύζευξης του κύκλου προσρόφησης με έναν απλό οργανικό κύκλο Rankine. Δοκιμάζονται τέσσερις διαφορετικές διατάξεις στις οποίες το σύστημα οργανικού κύκλου-ψυκτικού κύκλου τροφοδοτείται από τα καυσαέρια ενός λέβητα. Ο οργανικός κύκλος Rankine σε κάθε διάταξη που μελετάται είναι απλός, αφού σκοπός δεν είναι η βελτιστοποίηση της λειτουργίας του αλλά το κατά πόσο θα μπορούσε να συζευχθεί με ένα ψυκτικό κύκλο προσρόφησης. Σε κάθε διάταξη σύζευξης δοκιμάζονται διαφορετικά οργανικά μέσα στον κύκλο Rankine για να υπάρχουν διαφορετικές περιπτώσεις προς σύγκριση. Τέλος, υιοθετήθηκε και ένας συμβατικός κύκλος ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών, που παράγει την ίδια ψυκτική ισχύ με νερό ίδιας θερμοκρασίας με τον κύκλο προσρόφησης ώστε να συγκριθούν εξεργειακά τα συστήματα συμπαραγωγής στις δύο περιπτώσεις.

Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στα συμπεράσματα της διπλωματικής εργασίας και προτείνονται ιδέες για επιπλέον μελέτη και εμβάθυνση στο αντικείμενο αυτό.

Abstract

This diploma thesis aims at studying a system of coupling an Organic Rankine Cycle (ORC) with an adsorption refrigeration cycle to produce combined electrical energy and cooling by utilizing a source of waste heat. In particular, the adsorption cycle is modeled in the time domain, and different coupling configurations are designed for it with an ORC.

The first chapter introduces the basic concepts for trigeneration, i.e. the simultaneous generation of electricity, heat and cooling with a system that operates by consuming a single fuel or a single source of energy. The most well-known cooling cycles and the Organic Rankine Cycle together with the conventional steam water cycle are presented briefly.

The second chapter describes the adsorption refrigeration cycle and the equations that govern it so that it can be modeled. The model is tested and calibrated for a certain range of hot water temperatures, for which some basic calculations are presented.

The third chapter presents the main study of this work, with the adsorption cycle coupling configurations with a simple Organic Rankine Cycle. Four different arrangements are tested in which the organic cycle-refrigerant cycle system is fed by the exhaust gases of a boiler. The Organic Rankine Cycle in each configuration being studied is simple, since the purpose is not optimizing the ORC itself but the extent to which it could be coupled with an adsorption refrigeration cycle. On each coupling configuration a few different organic fluids in the ORC are tested in order to have different cycles to compare. Finally, a conventional vapor compression cycle (VCC) has been adopted, which produces the same cooling power with water of the same temperature as the adsorption cycle, to compare the cogeneration systems in both cases.

The fourth chapter refers to the conclusions of the thesis and proposes ideas for further study and deepening of this subject.

Πρόλογος

Για την εκπόνηση και τη διεκπαιρέωση αυτής της διπλωματικής εργασίας οφείλω καταρχάς να ευχαριστήσω τον Αναπληρωτή Καθηγητή κ. Σωτήριο Καρέλλα, ο οποίος με εμπιστεύτηκε και μου την ανέθεσε.

Ακόμη θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαιτέρως τον Τρύφωνα Ρουμπεδάκη για τη συνεχή βοήθεια και συμβολή του καθ' όλη τη διάρκεια της μελέτης και της συγγραφής αυτής της εργασίας, καθώς και τον Κωνσταντίνο Μπραϊμάκη που ήταν εκεί για να με διευκολύνει όταν το χρειαζόμουν.

Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω την οικογένειά μου και όλους όσους με στήριξαν με τον τρόπο τους.

Περιεχόμενα

Περίληψη.....	i
Abstract	ii
Πρόλογος.....	iii
Περιεχόμενα Σχημάτων.....	vi
Περιεχόμενα Πινάκων.....	ix
Πίνακας Συμβόλων.....	xi
1. Εισαγωγή στην Τρι-παραγωγή	1
1.1. Ο Κύκλος Rankine	1
1.2. Ο Οργανικός Κύκλος Rankine	2
1.3. Τεχνολογίες Ψύξης.....	4
1.3.1. Ο Ψυκτικός Κύκλος Μηχανικής Συμπύεσης.....	5
1.3.2. Ο Ψυκτικός Κύκλος Απορρόφησης	7
1.3.3. Ο Ψυκτικός Κύκλος Προσρόφησης	9
2. Μοντελοποίηση Ψυκτικού Κύκλου Προσρόφησης.....	13
2.1. Ο Κύκλος Ψύξης Προσοφητή	13
2.1.1. Φάση 1.....	13
2.1.2. Φάση 2.....	13
2.1.3. Φάση 3.....	13
2.1.4. Φάση 4.....	13
2.2. Θερμοδυναμικό Μοντέλο	15
2.2.1. Βασικές Παραδοχές.....	15
2.2.2. Ισοθερμοκρασιακές Προσρόφησης και Κινητική.....	15
2.2.3. Ατμοποιητής.....	15
2.2.4. Προσοφητής.....	16
2.2.6. Συμπυκνωτής.....	17
2.2.7. Δείκτες Απόδοσης	17
2.2.8. Οριακές Συνθήκες.....	18
2.3. Σύνοψη Μοντελοποίησης	18
2.4. Η Πειραματική Εγκατάσταση και τα Μετρητικά Όργανα	20
2.4.1. Ο Ψύκτης Προσρόφησης SorTech eZea	20
2.4.2. Μετρητικές Συσκευές.....	22
2.5. Αποτελέσματα Μοντέλου	24
3. Σύζευξη ORC με Ψυκτικό Κύκλο Προσρόφησης.....	32

3.1.	Διάταξη 1.....	32
3.1.1.	Επίλυση ORC.....	33
3.1.2.	Συμβατική Ψύξη VCC.....	39
3.1.3.	Σύγκριση Μεθόδων Ψύξης.....	41
3.2.	Διάταξη 2.....	44
3.2.1.	Επίλυση ORC.....	45
3.2.2.	Συμβατική Ψύξη VCC.....	50
3.2.3.	Σύγκριση Μεθόδων Ψύξης.....	50
3.3.	Διάταξη 3.....	52
3.3.1.	Επίλυση ORC.....	53
3.3.2.	Συμβατική Ψύξη VCC.....	59
3.3.3.	Σύγκριση Μεθόδων Ψύξης.....	59
3.4.	Διάταξη 4.....	61
3.4.1.	Επίλυση ORC.....	61
3.4.2.	Συμβατική Ψύξη VCC.....	66
3.4.3.	Σύγκριση Μεθόδων Ψύξης.....	66
3.5.	Σύνοψη.....	68
4.	Συμπεράσματα και Μελλοντική Μελέτη.....	71
	Βιβλιογραφία.....	73
	Παράθεμα.....	76

Περιεχόμενα Σχημάτων

Σχήμα 1.1: (α) Απλός κύκλος Rankine (β) Βελτιωμένος κύκλος Rankine. [2, 3].....	1
Σχήμα 1.2: Διάγραμμα T-s των τριών ειδών οργανικών μέσων. [7]	3
Σχήμα 1.3: Κύκλος ψύξης με συμπίεση ατμών. [2]	6
Σχήμα 1.4: Κύκλος ψύξης με απορρόφηση.	8
Σχήμα 1.5: Σχηματική απεικόνιση προσρόφησης και απορρόφησης ατμού. [20].....	10
Σχήμα 1.6: Ψύκτης προσρόφησης δύο κλινών. [26]	10
Σχήμα 1.7: Σύγκριση λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης σε σχέση με απορρόφησης. [33]....	12
Σχήμα 2.1: Ακολουθία των φάσεων σε έναν κύκλο λειτουργίας του μοντέλου του ψύκτη προσρόφησης: (α) Φάση 1 (β) Φάση 2 (γ) Φάση 3 (δ) Φάση 4	14
Σχήμα 2.2: Επίλυση υποσυστήματος κύκλου για συγκεκριμένο χρονικό διάστημα.....	18
Σχήμα 2.3: Σχηματικό διάγραμμα ροής για την επίλυση της λειτουργίας του ψύκτη προσρόφησης.....	19
Σχήμα 2.4: Εικόνα του εμπορικού ψύκτη προσρόφησης eZea 10 IPS.....	20
Σχήμα 2.5: Πειραματική εγκατάσταση του ψύκτη προσρόφησης.	22
Σχήμα 2.6: Πειραματική εγκατάσταση του ψύκτη προσρόφησης μαζί με τις εγκατεστημένες μετρητικές συσκευές.....	23
Σχήμα 2.7: Ψυκτική ισχύς συναρτήσει του χρόνου λειτουργίας του μοντέλου του ψύκτη....	24
Σχήμα 2.8: Θερμοκρασία παραγόμενου ψυχρού νερού.....	25
Σχήμα 2.9: Συντελεστής συμπεριφοράς κύκλου σε σχέση με τον αντίστοιχο ιδανικό.	25
Σχήμα 2.10: Ειδική ψυκτική ισχύς.....	26
Σχήμα 2.11: Θερμοκρασία κλινών προσρόφησης.....	26
Σχήμα 2.12: Θερμοκρασία συμπυκνωτή και ατμοποιητή.....	27
Σχήμα 2.13: Θερμοκρασία εισόδου και εξόδου νερού των τριών κυκλωμάτων.	27
Σχήμα 2.14: Προσοφθητική ικανότητα στις δυο κλίνες.	28
Σχήμα 2.15: Μέση τιμή ψυκτικής ισχύος.....	29
Σχήμα 2.16: Μέση τιμή θερμοκρασίας ψυχρού νερού.....	29
Σχήμα 2.17: Μέση τιμή COP και COP_{carnot}	30
Σχήμα 2.18: Μέση τιμή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του ψύκτη.....	30
Σχήμα 2.19: Μέση τιμή ειδικής ψυκτικής ισχύος.....	31
Σχήμα 3.1: Διάταξη 1: Κύκλωμα ORC σε σειρά με κύκλωμα ψύξης με προσρόφηση.	32
Σχήμα 3.2: Διάγραμμα T-s του ORC για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 1.....	35

Σχήμα 3.3: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 1.	36
Σχήμα 3.4: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη για τροφοδοσία του ψύκτη, για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 1.	36
Σχήμα 3.5: Διάγραμμα T-s του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 1.	38
Σχήμα 3.6: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 1.	38
Σχήμα 3.7: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη για τροφοδοσία του ψύκτη, για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 1.	39
Σχήμα 3.8: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος Διάταξης 1.	42
Σχήμα 3.9: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 1 εάν η ψύξη πραγματοποιούνταν με VCC.	43
Σχήμα 3.10: Σύγκριση εξεργειακών βαθμών απόδοσης – Διάταξη 1.	44
Σχήμα 3.11: Διάταξη 2: Κύκλωμα ORC σε σειρά με κύκλωμα ψύξης με προσρόφηση.	45
Σχήμα 3.12: Διάγραμμα T-s του ORC για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 2.	46
Σχήμα 3.13: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 2.	46
Σχήμα 3.14: Διάγραμμα Q-T του συμπυκνωτή του ORC για την τροφοδοσία του ψύκτη, για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 2.	47
Σχήμα 3.15: Διάγραμμα T-s του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 2.	48
Σχήμα 3.16: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa - Διάταξη 2.	49
Σχήμα 3.17: Διάγραμμα Q-T του συμπυκνωτή του ORC για την τροφοδοσία του ψύκτη, για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa - Διάταξη 2.	49
Σχήμα 3.18: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος Διάταξης 2.	51
Σχήμα 3.19: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 2 εάν η ψύξη πραγματοποιούνταν με VCC.	51
Σχήμα 3.20: Σύγκριση εξεργειακών βαθμών απόδοσης – Διάταξη 2.	52
Σχήμα 3.21: Διάταξη 3: Κύκλωμα ORC σε σειρά με κύκλωμα ψύξης με προσρόφηση.	53
Σχήμα 3.22: Διάγραμμα T-s του ORC για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 3.	54
Σχήμα 3.23: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 3.	55

Σχήμα 3.24: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη για τροφοδοσία του ψύκτη, για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 3.....	55
Σχήμα 3.25: Διάγραμμα T-s του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 3.....	57
Σχήμα 3.26: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 3.	57
Σχήμα 3.27: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη για τροφοδοσία του ψύκτη, για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 3.....	58
Σχήμα 3.28: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος Διάταξης 3.....	59
Σχήμα 3.29: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 3 εάν η ψύξη πραγματοποιούταν με VCC.	60
Σχήμα 3.30: Σύγκριση εξεργειακών βαθμών απόδοσης – Διάταξη 3.	60
Σχήμα 3.31: Διάταξη 4: Χρήση ΛΑΘ για τη λειτουργία κυκλώματος ORC και ψύξης με προσρόφηση.....	61
Σχήμα 3.32: Διάγραμμα T-s του ORC για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 4.	63
Σχήμα 3.33: Διάγραμμα Q-T του Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 4.	63
Σχήμα 3.34: Διάγραμμα T-s του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 4.....	65
Σχήμα 3.35: Διάγραμμα Q-T του Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 4.....	65
Σχήμα 3.36: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος Διάταξης 4.....	67
Σχήμα 3.37: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 4 εάν η ψύξη πραγματοποιούνταν με VCC.....	67
Σχήμα 3.38: Σύγκριση εξεργειακών βαθμών απόδοσης – Διάταξη 4.	68
Σχήμα 3.39: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος βέλτιστων κύκλων κάθε διάταξης.	69
Σχήμα 3.40: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος βέλτιστων κύκλων κάθε διάταξης εάν η ψύξη πραγματοποιούνταν με VCC.	69
Σχήμα 3.41: Σύγκριση εξεργειακών βαθμών απόδοσης βέλτιστων κύκλων κάθε διάταξης. .	70

Περιεχόμενα Πινάκων

Πιν. 1: Αρχικές συνθήκες ($t=0$) όπως ορίστηκαν για την επίλυση του μοντέλου.	18
Πιν. 2: Τεχνικά χαρακτηριστικά του χύκτη SorTech eZea. [48]	20
Πιν. 3: Χαρακτηριστικά λέβητα φυσικού αερίου.	21
Πιν. 4: Τεχνικά χαρακτηριστικά της αντλίας θερμότητας, των fan coils και των κυκλοφορητών.	21
Πιν. 5: Τεχνικές προδιαγραφές των εγκατεστημένων μετρητικών συσκευών.	23
Πιν. 6: Μέσες τιμές χαρακτηριστικών μεγεθών κύκλου ψύξης με προσρόφηση.....	28
Πιν. 7: Δεδομένα επίλυσης Διάταξης 1.	33
Πιν. 8: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 1 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.....	34
Πιν. 9: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υποκρίσιμο κύκλο – Διάταξη 1.....	37
Πιν. 10: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υποκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 1. ..	37
Πιν. 11: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 1 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.	37
Πιν. 12: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υπερκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 1.	39
Πιν. 13: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υπερκρίσιμο κύκλο – Διάταξη 1.....	39
Πιν. 14: Βασικά δεδομένα του κύκλου ψύξης μηχανικής συμπίεσης ατμών.	40
Πιν. 15: Αποτελέσματα βασικών υπολογισμών ψύξης VCC.....	41
Πιν. 16: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 2 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.	45
Πιν. 17: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υποκρίσιμο κύκλο - Διάταξη 2.	47
Πιν. 18: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υποκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 2. ..	47
Πιν. 19: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 2 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.	48
Πιν. 20: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υπερκρίσιμο κύκλο - Διάταξη 2.....	50
Πιν. 21: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υπερκρίσιμου κύκλου - Διάταξη 2. ..	50
Πιν. 22: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 3 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.	53
Πιν. 23: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υποκρίσιμο κύκλο – Διάταξη 3.....	56
Πιν. 24: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υποκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 3. ..	56
Πιν. 25: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 3 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.	56
Πιν. 26: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υπερκρίσιμο κύκλο - Διάταξη 3.....	58

Πιν. 27: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υπερκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 3.	58
Πιν. 28: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 4 ως προς το <i>pinch point</i> του ΛΑΘ για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa.	62
Πιν. 29: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υποκρίσιμο κύκλο – Διάταξη 4.	64
Πιν. 30: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υποκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 4 ...	64
Πιν. 31: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 4 ως προς το <i>pinch point</i> του ΛΑΘ για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa.	64
Πιν. 32: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υπερκρίσιμο κύκλο – Διάταξη 4.	66
Πιν. 33: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υπερκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 4 .	66
Πιν. 34: Αποτελέσματα υπολογισμών βέλτιστου κύκλου κάθε διάταξης.	70

Πίνακας Συμβόλων

A	Επιφάνεια	$[m^2]$
COP	Συντελεστής συμπεριφοράς	–
COP_{carnot}	Συντελεστής συμπεριφοράς του Carnot	–
c_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα	$[J/kgK]$
D_{so}	Προεκθετικός συντελεστής εξίσωσης LDF	$[m^2/s]$
E_a	Ενέργεια ενεργοποίησης	$[J/kg]$
h	Ενθαλπία	$[J/kg]$
h_{fg}	Θερμότητα ατμοποίησης	$[J/kg]$
m	Συνολική μάζα	$[kg]$
\dot{m}	Παροχή μάζας	$[kg/s]$
n	Σταθερά ανομοιογένειας	–
P	Πίεση	$[Pa]$
P_s	Πίεση κορεσμού	$[Pa]$
P_w	Μερική πίεση ατμού	$[Pa]$
\dot{Q}	Ροή θερμότητας (Θερμική ισχύς)	$[W]$
\dot{Q}_{Abs}	Θερμική ισχύς απορροφητή	$[W]$
\dot{Q}_{Cond}	Θερμική ισχύς συμπυκνωτή	$[W]$
\dot{Q}_{Evap}	Θερμική ισχύς ατμοποιητή (Ψυκτική ισχύς)	$[W]$
\dot{Q}_{Gen}	Θερμική ισχύς ατμογεννήτριας	$[W]$
Q_{st}	Ισοθερμική θερμότητα προσρόφησης	$[J/kg]$
R	Σταθερά αερίων	$[J/kgK]$
R_p	Μέση ακτίνα πόρων	$[m]$
SCP	Ειδική ψυκτική ισχύς	$[W/kg]$
T	Θερμοκρασία	$[K]$
t	Χρόνος	$[s]$
U	Ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας	$[W/m^2K]$
\dot{W}	Έργο συμπίεστή	$[W]$
\dot{W}_P	Έργο αντλίας	$[W]$
x	Ικανότητα προσρόφησης	$[kg/kg]$
x^*	Οριακή ικανότητα προσρόφησης	$[kg/kg]$

Ελληνικά Σύμβολα

θ	Θερμοκρασία	$[^{\circ}C]$
----------	-------------	---------------

Δείκτες

ads	Προσροφητής
c	Συμπύκνωση
ch, w	Κρύο νερό
des	Εκροφητής

<i>e</i>	Εξάτμιση
<i>HT</i>	Νερό υψηλής θερμοκρασίας συνδεδεμένο με τον εκροφητή
<i>MT1</i>	Νερό μέσης θερμοκρασίας συνδεδεμένο με τις κλίνες
<i>MT2</i>	Νερό μέσης θερμοκρασίας συνδεδεμένο με τον συμπυκνωτή
<i>refr</i>	Ψυκτικό (νερό στο κύκλωμα κύκλου προσρόφησης)
<i>st</i>	Ανοξείδωτος χάλυβας 314L (υλικό τοίχου)
<i>w</i>	Νερό
<i>ze</i>	Ζεόλιθος

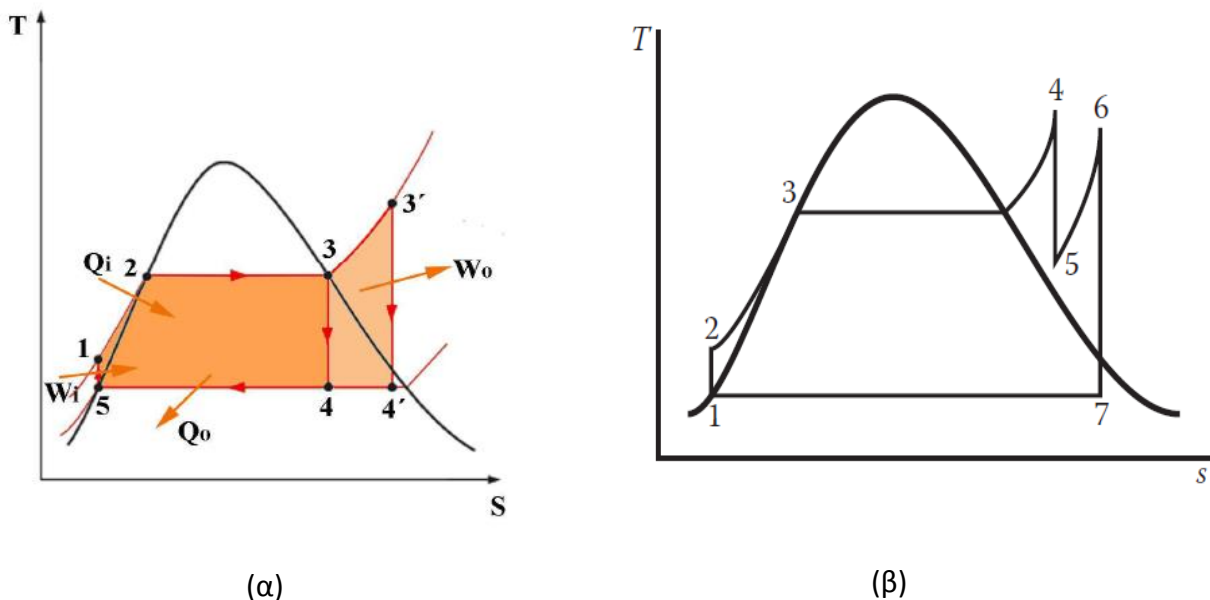
1. Εισαγωγή στην Τρι-παραγωγή

1.1. Ο Κύκλος Rankine

Ο συμβατικός κύκλος Rankine αποτελεί τον θερμοδυναμικό κύκλο που υλοποιείται στους ατμοηλεκτρικούς σταθμούς και συνίσταται, στη βασική μορφή του, από τέσσερις συνιστώσες [1]:

- Ένα στρόβιλο (turbine) που εκμεταλλεύεται την υψηλή πίεση και θερμοκρασία του ατμού για να παράξει μηχανικό έργο που μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια μέσω μιας γεννήτριας.
- Ένα συμπυκνωτή (condenser) για να αποβάλλει θερμότητα στο περιβάλλον και να επαναφέρει τον υγρό ατμό που αποτονώθηκε στο στρόβιλο σε κατάσταση κορεσμένου υγρού.
- Μια αντλία (pump) που χρησιμεύει τόσο ως κυκλοφορητής του νερού εντός του κυκλώματος όσο και για την αύξηση της πίεσης του νερού.
- Ένα λέβητα (boiler), όπου αξιοποιώντας τη χημική ενέργεια ενός καυσίμου, προσδίδει θερμότητα στο υγρό υψηλής πίεσης και το ατμοποιεί.

Ένα παράδειγμα τυπικού κύκλου Rankine κορεσμένου ή υπέρθερμου ατμού παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.1α. Για τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine χρησιμοποιούνται διάφορες μέθοδοι, όπως μεταξύ άλλων η αναθέρμανση του ατμού κατά τη διάρκεια της αποτόνωσης στον στρόβιλο. Το σημείο κατά την αποτόνωση στο οποίο επιλέγεται να γίνει η αναθέρμανση του ατμού, αποτελεί αντικείμενο βελτιστοποίησης αφού επηρεάζει τον βαθμό απόδοσης του συστήματος. Στο Σχήμα 1.1β φαίνεται ένας τέτοιος κύκλος υπέρθερμου ατμού με αναθέρμανση.



Σχήμα 1.1: (α) Απλός κύκλος Rankine (β) Βελτιωμένος κύκλος Rankine. [2, 3]

Στον τυπικό κύκλο Rankine, το εργαζόμενο μέσο είναι νερό-ατμός. Χαρακτηριστικά του νερού για τέτοιο κύκλο είναι η υψηλή θερμοκρασία ατμοποίησης (~100°C για πίεση 1 bar) καθώς και οι υψηλές πιέσεις λειτουργίας. Λειτουργώντας σε υψηλές πιέσεις (π.χ. 140 bar) το νερό μπορεί να ατμοποιηθεί και να υπερθερμανθεί έπειτα σε θερμοκρασία που φτάνει τους 550°C. Το ιδανικό θα ήταν η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου να είναι όσο γίνεται μεγαλύτερη, καθώς ο ατμοστρόβιλος μπορεί να παράγει όλο και μεγαλύτερη ισχύ, όσο η ενθαλπία του υπέρθερμου ατμού που τροφοδοτείται είναι μεγάλη. Στην πραγματικότητα όμως, λόγω της ανάγκης για αντοχή των υλικών του στροβίλου σε υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες, υπάρχει πάντα ένα άνω όριο στη μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου. Η υπερθέρμανση επίσης βοηθά στην δυναμική κόπωση που υφίσταται ο στρόβιλος, αφού μειώνεται το διάστημα κατά το οποίο ο ατμοστρόβιλος αποτονώνει υγρό ατμό, του οποίου τα σταγονίδια καταπονούν τα πτερύγια της μηχανής [4].

Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine, οριζόμενος ως η ωφέλιμη ηλεκτρική ισχύς προς τη θερμοχημική ισχύ του προσδιδόμενου στο σύστημα καυσίμου, φτάνει μέχρι και 40 – 45% στους πιο εξελιγμένους ατμοηλεκτρικούς σταθμούς, ενώ τυπικές τιμές για τους παλαιότερους σταθμούς σε λειτουργία είναι περίπου 30 – 35% [5]. Οι παράγοντες οι οποίοι περιορίζουν το βαθμό απόδοσης είναι κυρίως τρεις: το καυσαέριο στον λέβητα μπορεί να έχει θερμοκρασία 1000 – 1500°C, τιμές οι οποίες είναι πολύ μεγαλύτερες από τη μέγιστη θερμοκρασία του ατμού στον κύκλο [5]. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την κατακόρυφη αύξηση την εντροπίας κατά τη μετάδοση θερμότητας στον λέβητα. Ο δεύτερος σημαντικός λόγος είναι το γεγονός πως τα καυσαέρια βγαίνουν στο περιβάλλον σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες, το οποίο σημαίνει ότι σημαντικό ποσό ενέργειας μένει ανεκμετάλλευτο. Ο τελευταίος λόγος είναι περισσότερο χημικός και έχει να κάνει με το γεγονός ότι η καύση ως διεργασία είναι εκ φύσεως καθαρά μη-αναστρέψιμη, κάτι το οποίο επίσης αυξάνει την εντροπία στο σύστημα κατά την πρόσδοση θερμότητας στον λέβητα.

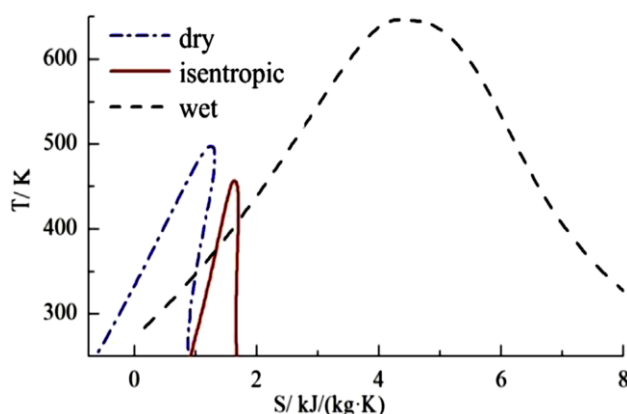
Όπως προαναφέρθηκε, οι βασικότεροι τρόποι για την βελτίωση του βαθμού απόδοσης είναι η υπερθέρμανση του ατμού στον λέβητα και η αναθέρμανση αυτού αφού έχει αποτονωθεί μέχρι ένα σημείο στον ατμοστρόβιλο. Συνήθως γίνονται μία ή δύο αναθερμάνσεις [6]. Άλλη μέθοδος είναι η προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού, ώστε να απαιτείται μικρότερο ποσό πρόσδοσης θερμότητας στον λέβητα. Η προθέρμανση αυτή συχνά γίνεται χρησιμοποιώντας ατμό, κάνοντας απομάστευση από ενδιάμεσες βαθμίδες του ατμοστρόβιλου. Είναι ουσιώδες να τονιστεί πως η αύξηση του βαθμού απόδοσης σε έναν κύκλο παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας είναι υψίστης σημασίας, αφού εκτός των οικονομικών ωφελειών που προφανώς προσφέρει, έχει άμεση επίδραση στην μείωση των εκπομπών του διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) [6].

1.2. Ο Οργανικός Κύκλος Rankine

Ο οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC) έχει την ίδια φιλοσοφία με τον συμβατικό κύκλο Rankine, όμως το εργαζόμενο μέσο αντί για νερό είναι κάποιο οργανικό ρευστό. Η τεχνολογία του ORC είναι πολλά υποσχόμενη στον τομέα της ανάκτησης θερμότητας κάτι το οποίο την κάνει ιδιαίτερα ελκυστική σε έναν κόσμο που αναπτύσσεται

η νοοτροπία της διαχείρισης και εξοικονόμησης ενέργειας τόσο στον κλάδο της παραγωγής ενέργειας όσο και στην πλευρά των καταναλωτών. Η τεχνολογία αυτή έχει το πλεονέκτημα ότι μπορεί να εκμεταλλεύεται χαμηλές πηγές θερμότητας για την ατμοποίηση του οργανικού μέσου, όπως θέρμανση από ηλιακούς συλλέκτες, γεωθερμία ή εκμετάλλευση απορριπτόμενης θερμότητας (πχ. μέσω καυσαερίων μιας μηχανής Diesel). Ο κύκλος αυτός ενδείκνυται για εφαρμογές μικρής και μέσης κλίμακας καθώς μπορεί να τροφοδοτηθεί από μία πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας, όπου αδυνατεί να λειτουργήσει ο κλασικός κύκλος νερού-ατμού που εφαρμόζεται στους μεγάλους θερμοηλεκτρικούς σταθμούς. Τα πλεονεκτήματα αυτά βασίζονται κυρίως στη χαμηλή θερμοκρασία ατμοποίησης των οργανικών μέσων και τις υψηλές πιέσεις λειτουργίας, κάτι που επιτρέπει την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας.

Τα οργανικά μέσα χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες: ξηρά (dry), ισεντροπικά (isentropic) και υγρά (wet), αναλόγως με την κλίση της καμπύλης κορεσμένου αερίου, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.2 [7]. Όπως παρατηρείται στο διάγραμμα, τα ξηρά και ισεντροπικά οργανικά μέσα λειτουργούν σε πολύ μικρότερες θερμοκρασίες από το νερό, το οποίο παρουσιάζεται στην καμπύλη του υγρού εργαζόμενου μέσου.



Σχήμα 1.2: Διάγραμμα T-s των τριών ειδών οργανικών μέσων. [7]

Η σωστή επιλογή του οργανικού μέσου είναι βασικό σημείο στη μελέτη ενός ORC. Λόγω των χαμηλών θερμοκρασιών των μέσων αυτών, είναι σύνηθες κατά τη μετάδοση θερμότητας να υπάρχουν απώλειες. Το αν θα γίνεται αποδοτικά η μεταφορά θερμότητας ή όχι εξαρτάται σημαντικά από τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του εργαζόμενου μέσου και τις συνθήκες λειτουργίας, καθώς και από τα θερμοδυναμικά στοιχεία του δευτερεύοντος κυκλώματος. Εκτός της ζήτησης για αποδοτική μετάδοση θερμότητας, το εργαζόμενο οργανικό μέσο πρέπει να έχει επιλεχθεί με βάση και άλλα κριτήρια. Επιθυμητά χαρακτηριστικά του οργανικού μέσου είναι: ισεντροπική καμπύλη κορεσμένου ατμού, χαμηλό σημείο στερεοποίησης (πολύ πιο κάτω από τη χαμηλότερη θερμοκρασία του κύκλου), υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης, χαμηλές τιμές σε παραμέτρους επιδείνωσης της τρύπας του όζοντος (Ozone Depletion Potential – ODP) και της υπερθέρμανσης του πλανήτη (Global Warming Potential – GWP), να είναι ασφαλές, να λειτουργεί σε ανεκτές πιέσεις και να είναι χαμηλού κόστους και εύκολης προσβασιμότητας [8]. Επιλέγοντας για παράδειγμα ένα ξηρό ή ισεντροπικό οργανικό μέσο, δεν υπάρχει ανάγκη για υπερθέρμανση μετά την ατμοποίηση καθώς κατά την αποτόνωση στο στρόβιλο

το εργαζόμενο μέσο σίγουρα θα παραμείνει στην αέρια φάση και δε θα εισέλθει στη διφασική περιοχή, ή τουλάχιστον θα έχει πάνω από 90% ξηρότητα.

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει ο υπερκρίσιμος ORC, δηλαδή ο κύκλος κατά τον οποίο το εργαζόμενο μέσο κατά την ατμοποίηση υπερβαίνει το κρίσιμο σημείο του και μετέρχεται στη λεγόμενη υπερκρίσιμη κατάσταση. Με αυτή τη διεργασία η απόδοση του κύκλου αυξάνεται λόγω των μειωμένων εξεργειακών απωλειών [9].

Τα πλεονεκτήματα των ORC συγκριτικά με τους συμβατικούς κύκλους Rankine μπορούν να παρουσιαστούν συνοπτικά ως εξής:

- Κατάλληλοι για εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών.
- Δεν υπάρχει ανάγκη υπερθέρμανσης.
- Χαμηλές ταχύτητες περιστροφής στον εκτονωτή.
- Η απουσία διφασικού ρευστού κατά την αποτόνωση έχει συνέπεια τη λειτουργία του εκτονωτή χωρίς προβλήματα, άρα με μεγαλύτερη διάρκεια ζωής.
- Ιδανικοί για εφαρμογές όπου απαιτείται γρήγορη εκκίνηση-παύση.
- Ευέλικτη σχεδίαση με επιλογή για χρήση του βέλτιστου διαθέσιμου εργαζόμενου μέσου.
- Υπάρχει μεγάλη αγορά διαθέσιμη για οργανικά ρευστά, με την αναπλήρωσή τους να απαιτείται σπάνια.
- Χαμηλό κόστος συντήρησης.

Η ισχύς ενός συστήματος με ORC μπορεί να κυμαίνεται από μεγέθη μερικών Watt μέχρι και 30 MW, ενώ υπάρχουν μονάδες ως και 125 MW [10, 11]. Πιο συγκεκριμένα, ο ORC μπορεί να βρει εφαρμογές σε:

- Εκμετάλλευση πηγών γεωθερμίας χαμηλών ενθαλπιών (65 – 350°C) [12].
- Ανάκτηση θερμότητας, από:
 - βιομηχανικές διεργασίες (πχ. παρασκευή γυαλιού, παρασκευή μετάλλου, φούρνοι κτλ.)
 - ηλεκτροπαραγωγή (πχ. βιοαέριο, diesel, ατμομηχανές)
 - σταθμούς συμπίεσης ατμών
 - θερμικούς σταθμούς βιομάζας

1.3. Τεχνολογίες Ψύξης

Πέραν του ηλεκτρισμού και της θερμότητας που παράγεται με έναν θερμοδυναμικό κύκλο σαν αυτούς που αναφέρθηκαν στις ενότητες 1.1 και 1.2, ένα σύστημα συμπαραγωγής μετατρέπεται σε τρι-παραγωγής όταν μπορεί να παράξει και ψύξη από την ίδια αρχική πηγή ενέργειας. Η μέθοδος της τρι-παραγωγής βρίσκει εφαρμογή στον κτηριακό τομέα κυρίως σε νοσοκομεία, ξενοδοχεία, κτήρια γραφείων, εμπορικά κέντρα και αεροδρόμια ή σε συστήματα τηλεθέρμανσης – τηλεψύξης. Γενικά χρησιμοποιείται σε κτήρια με ταυτόχρονες συνεχείς ανάγκες για ηλεκτρισμό, θέρμανση ή/και ψύξη που υπερβαίνουν τις 4500 – 5000 ώρες ετησίως [13].

Για να γίνει αυτό, πρέπει να ενσωματωθεί ένας ψυκτικός κύκλος, ο οποίος στην επικρατέστερη μορφή του, αυτή της μηχανικής συμπίεσης ατμών, αποτελείται από τέσσερις συνιστώσες:

- Έναν ατμοποιητή (evaporator), ο οποίος ατμοποιεί το εργαζόμενο ψυκτικό μέσο σε μια (εν γένει) χαμηλή πίεση και χαμηλή θερμοκρασία, ώστε να παράξει το απαραίτητο ψυκτικό φορτίο.
- Έναν συμπιεστή (compressor), ο οποίος συμπιέζει σε υψηλή πίεση το αέριο εργαζόμενο μέσο.
- Έναν συμπυκνωτή (condenser), ο οποίος αποβάλλει τη θερμότητα και συμπυκνώνει το αέριο εργαζόμενο μέσο σε υγρό.
- Μια εκτονωτική βαλβίδα (expansion valve), που επιστρέφει το υγρό σε χαμηλή πίεση, σε διφασική κατάσταση για να οδηγηθεί ξανά στον ατμοποιητή και να επανεκκινήσει ο κύκλος.

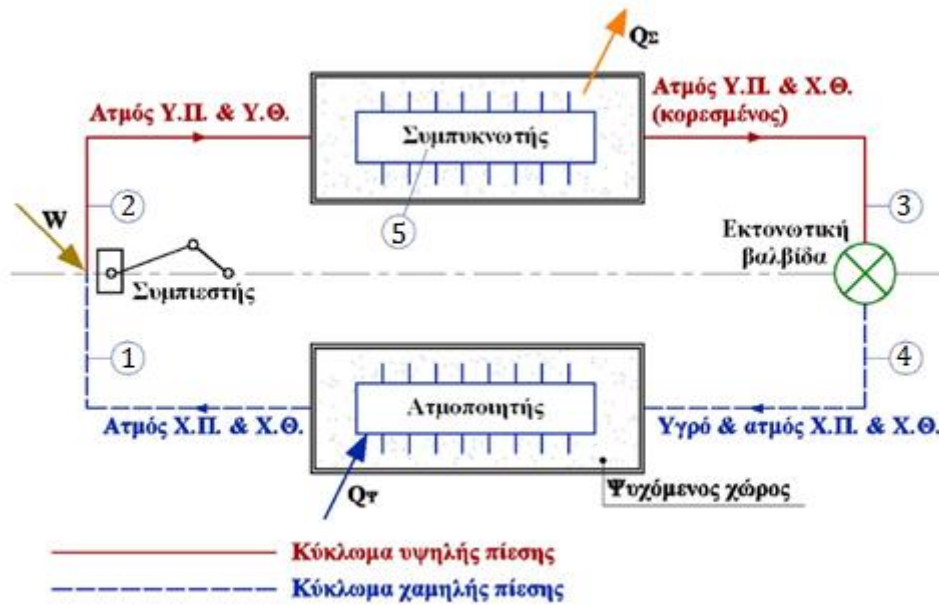
Το εργαζόμενο μέσο που κυκλοφορεί σε τέτοιους κύκλους είναι ένα ψυκτικό μέσο, που χαρακτηριστικό του είναι κυρίως η χαμηλή θερμοκρασία ατμοποίησης. Πολλά ψυκτικά μέσα είναι είτε τοξικά, είτε εύφλεκτα, είτε έχουν επίπτωση στο φαινόμενο της υπερθέρμανσης του πλανήτη ή στην τρύπα του όζοντος. Πέρα από τα περιβαλλοντικά κριτήρια, η ταυτότητα του εργαζόμενου μέσου επηρεάζει και την απόδοση της εγκατάστασης. Οπότε καθίσταται σαφές ότι η επιλογή του εργαζόμενου ψυκτικού μέσου σε μια τέτοια εγκατάσταση είναι σημαντική.

Οι ψυκτικοί κύκλοι έχουν όλοι την ίδια φιλοσοφία με αυτόν της συμπίεσης ατμών που περιγράφηκε, διαφοροποιούνται όμως ως προς τη μέθοδο αύξησης της πίεσης του ρευστού καθώς δε χρησιμοποιείται συμπιεστής σε κάθε τεχνολογία. Συνηθέστερες τεχνολογίες είναι η μηχανική συμπίεση ατμών που προαναφέρθηκε, η απορρόφηση και η προσρόφηση.

1.3.1. Ο Ψυκτικός Κύκλος Μηχανικής Συμπίεσης

Η πιο διαδεδομένη μορφή ψυκτικού κύκλου είναι αυτή της μηχανικής συμπίεσης ατμών (Vapor Compression Cycle – VCC). Χρησιμοποιείται σε μεγάλες μονάδες κλιματισμού κτηρίων, αυτοκινήτων, αλλά και σε θαλάμους ψύξης για συντήρηση ή κατάψυξη τροφίμων.

Ο κύκλος αυτός που παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.3, έχει το χαρακτηριστικό ότι ο ατμός συμπιέζεται καταναλώνοντας ισχύ σε ένα συμβατικό συμπιεστή [2]. Ο συμπιεστής αυτός μπορεί να είναι εμβολοφόρος, κοχλιωτός, φυγοκεντρικός (ή ακτινικός), αξονικός, σπειροειδής, διαφράγματος και διαφόρων άλλων κατηγοριών.



Σχήμα 1.3: Κύκλος ψύξης με συμπίεση ατμών. [2]

Συνήθως χρησιμοποιείται ο εμβολοφόρος συμπιεστής, που αξιοποιεί τη μετατόπιση του εμβόλου σε ένα κύλινδρο για να συμπίεσει το αέριο εργαζόμενο μέσο, καταναλώνοντας μηχανικό έργο.

Ιδιαίτερης σημασίας για τη λειτουργία των συμπιεστών αποτελεί η λίπανσή τους, καθώς εκ φύσεως αποτελούνται από κινούμενα μέρη. Πιο συνηθισμένος τρόπος λίπανσης είναι η προσθήκη ειδικού λαδιού στο ψυκτικό μέσο [14]. Για την αποφυγή προβλημάτων στη λειτουργία του ψυκτικού κύκλου, το λιπαντικό λάδι διαχωρίζεται από το ψυκτικό με τη χρήση ελαιοπαγίδων αμέσως μετά τη συμπίεση και επιστρέφεται μετά ξανά στο συμπιεστή.

Όπως φαίνεται και από το Σχήμα 1.3, στις τρεις από τις τέσσερις συνιστώσες του κύκλου αντιστοιχεί και μία μεταβολή ισχύος. Ο ατμοποιητής απορροφά θερμική ισχύ, ο συμπυκνωτής αποδίδει θερμική ισχύ στο περιβάλλον ενώ ο συμπιεστής καταναλώνει μηχανική ισχύ για να λειτουργήσει. Ο ενεργειακός ισολογισμός σε έναν τέτοιο κύκλο ψύξης θεωρώντας τις απώλειες αμελητέες θα είναι:

$$\dot{Q}_{Cond} \cong \dot{Q}_{Evap} + \dot{W} \quad (1.1)$$

Από αυτές τις μεταβολές της ισχύος, η μόνη κατανάλωση είναι η μηχανική ισχύς που δαπανάται στο συμπιεστή, ενώ η ωφέλιμη είναι ψυκτική ισχύς που απορροφάται στον ατμοποιητή. Στην επιστήμη της Ψύξης, έχει επικρατήσει να εκτιμάται η απόδοση ενός ψυκτικού κύκλου βάσει της κάτωθι σχέσης:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{W}} \quad (1.2)$$

Ο λόγος της ωφέλιμης προς τη δαπανούμενη ισχύ σε ένα ψυκτικό κύκλο, όπως αυτό ορίζεται στην Εξίσωση (1.2), ονομάζεται συντελεστής συμπεριφοράς (Coefficient of Performance – COP) της ψυκτικής διάταξης, ο οποίος εκφράζει την αποδοτικότητα του

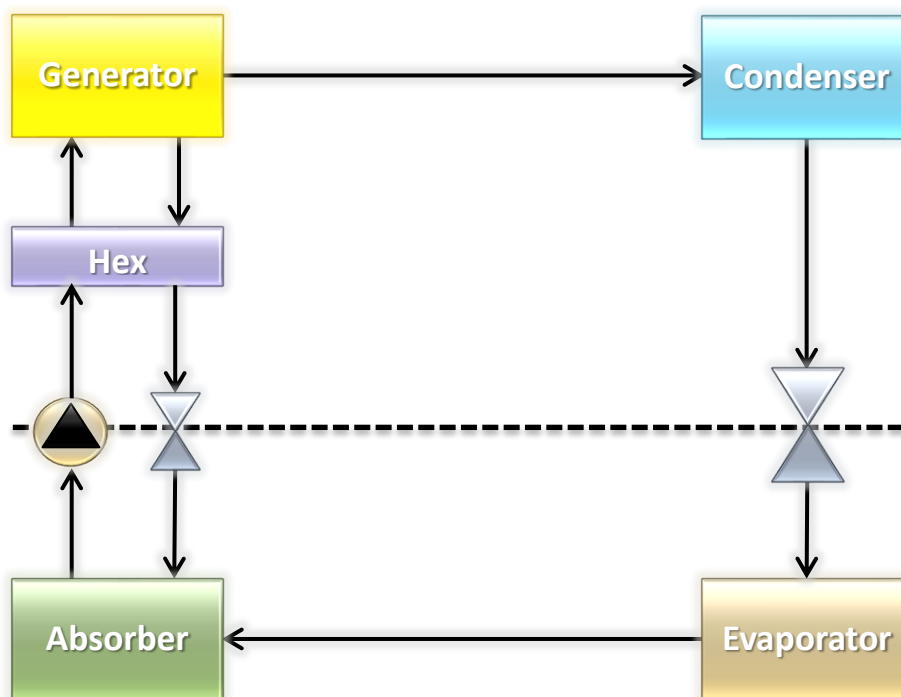
κύκλου. Σημαντικό είναι να διευκρινιστεί πως ο συντελεστής συμπεριφοράς έχει οριστεί καθαρά για την εποπτεία της αποτελεσματικότητας της ψυκτικής διάταξης και δεν προκύπτει από κάποιο θερμοδυναμικό αξίωμα. Ο συντελεστής συμπεριφοράς μπορεί να παίρνει τιμές ακόμα και πάνω από τη μονάδα, κάτι το οποίο είναι αρκετά συνηθισμένο σε κύκλο ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών.

Το κυριότερο πλεονέκτημα της ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών είναι πως είναι μια τεχνολογία αρκετά εξελιγμένη εδώ και χρόνια. Λόγω αυτού, υπάρχει ήδη μεγάλη τεχνογνωσία και ευρεία τεχνολογική εφαρμογή. Αυτό έχει επίσης ως συνέπεια να μη θεωρούνται πολύ ακριβοί, λόγω της εξάπλωσής τους στην αγορά εδώ και τόσα χρόνια. Σημαντικό πλεονέκτημα είναι επίσης ότι ο κύκλος με την τεχνολογία αυτή έχει συνήθως αρκετά υψηλούς συντελεστές συμπεριφοράς, σε σχέση με τις άλλες τεχνολογίες ψύξης (απορρόφηση, προσρόφηση). Για μια τεχνολογία τόσο ανεπτυγμένη ως προς την κατασκευή και τη λειτουργία των συμπιεστών, είναι δυνατόν να παραχθεί ψυκτική ισχύς σε πολύ μεγάλα εύρη.

Σημαντικό μειονέκτημα της συμπίεσης ατμών είναι το κόστος του συμπιεστή κατά τη λειτουργία, κάτι που οδήγησε στην ανάγκη να βρεθούν άλλες τεχνολογίες ψύξης που δεν απαιτούν συμπίεση ατμού. Εξίσου σημαντικό μειονέκτημα στη συμπίεση ατμών είναι πως υπάρχουν διαρροές ψυκτικού προς το περιβάλλον. Δεδομένου ότι τα περισσότερα ψυκτικά μέσα είναι επιβλαβή (τοξικά, εύφλεκτα, επιβαρύνουν την τρύπα του όζοντος ή/και το φαινόμενο υπερθέρμανσης του πλανήτη), τυχόν διαρροή ψυκτικού σε μεγάλες ποσότητες μπορεί να συνεπάγεται σοβαρές συνέπειες. Από τη θεσμοθέτηση του πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ και στα επόμενα χρόνια, ξεκίνησε η κατάργηση των CFC οργανικών μέσων. Το πρωτόκολλο τροποποιήθηκε ώστε να συμπεριλάβει και τη σταδιακή κατάργηση των HCFCs, ενώ σήμερα έχουν ήδη απαγορευτεί να λειτουργούν ως εργαζόμενα μέσα σε νέες εγκαταστάσεις στην Ευρώπη. Σταδιακά θα καταργηθούν επίσης πολλά από τα ευρέως διαδεδομένα ψυκτικά μέσα (π.χ. R404a, R507a, R134a, R407C, R410a κ.α.) [15, 16].

1.3.2. Ο Ψυκτικός Κύκλος Απορρόφησης

Ο ψυκτικός κύκλος απορρόφησης (absorption refrigeration cycle) λειτουργεί με παρόμοιο τρόπο σε σχέση με την τεχνολογία της συμπίεσης ατμών. Και στα δύο συστήματα, το εργαζόμενο ψυκτικό μέσο συμπυκνώνεται σε υψηλή πίεση, αποτονώνεται μέσω μιας βαλβίδας και οδηγείται στον ατμοποιητή για να εξατμιστεί. Η διαφορά με την ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμών έγκειται στον τρόπο με τον οποίο ο ατμός αποκτά ξανά υψηλή πίεση μετά την εξάτμισή του. Στη θέση του συμπιεστή, υπάρχει ένα κύκλωμα απορρόφησης το οποίο αντί για μηχανικό έργο δέχεται κατά κύριο λόγο ως είσοδο θερμική ισχύ. Το γεγονός αυτό κάνει αυτή την τεχνολογία αρκετά ελκυστική σε περιπτώσεις που υπάρχει αφθονία σε πηγές θερμότητας, όπως για παράδειγμα μέσω ηλιακών συλλεκτών ή απορριπτόμενης θερμότητας από ένα σύστημα ηλεκτροπαραγωγής ή συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας. Επίσης σημαντική εφαρμογή μπορεί να έχει ένα τέτοιο σύστημα σε περιοχές που είναι δύσκολη ή υψηλού κόστους η πρόσβαση σε ηλεκτρικό ρεύμα [17]. Ένα τυπικό κύκλωμα ψύξης με απορρόφηση φαίνεται στο Σχήμα 1.4.



Σχήμα 1.4: Κύκλος ψύξης με απορρόφηση.

Στο σύστημα αυτό, το εργαζόμενο ψυκτικό μέσο μετά τον ατμοποιητή μεταφέρεται στον απορροφητή (absorber) και αναμιγνύεται με ένα διάλυμα πλούσιο σε απορροφητικό μέσο. Μετά την ανάμιξη, το υγρό μίγμα που προκύπτει (το οποίο είναι φτωχό σε απορροφητικό μέσο πλέον) οδηγείται σε μια αντλία κυκλοφορίας ώστε να μεταφερθεί στην υψηλή πίεση και να κατευθυνθεί προς την ατμογεννήτρια (generator). Η γεννήτρια αυτή είναι ουσιαστικά η μηχανή στην οποία προσδίδεται θερμότητα για να λειτουργήσει ο κύκλος, αφού η αντλία λειτουργεί ως κυκλοφορητής. Στην γεννήτρια το φτωχό διάλυμα διαχωρίζεται, έτσι ώστε να κατευθυνθεί προς τον συμπυκνωτή μόνο ο (συνήθως) κορεσμένος ατμός ψυκτικού μέσου ενώ το πλούσιο διάλυμα που μένει θα οδηγηθεί πάλι προς τον απορροφητή για να επανεκκινήσει ο κύκλος. Για να έρθει στην ίδια πίεση με τον απορροφητή, το πλούσιο διάλυμα πρέπει να περάσει από μια στραγγαλιστική βαλβίδα. Συχνά χρησιμοποιείται και ένας εναλλάκτης διαλύματος (Solution Heat Exchanger) ώστε να προθερμάνει το φτωχό διάλυμα, ελαττώνοντας έτσι την απαραίτητη θερμική ισχύ που πρέπει να προσδοθεί στη γεννήτρια [18]. Η διακεκομμένη γραμμή στο Σχήμα 1.4 έχει βοηθητικό χαρακτήρα ώστε να καταστήσει διακριτά τα δύο επίπεδα πίεσης στον κύκλο απορρόφησης.

Ο ενεργειακός ισολογισμός στον κύκλο ψύξης απορρόφησης είναι ο ακόλουθος:

$$\dot{Q}_{Gen} + \dot{Q}_{Evap} + \dot{W}_P = \dot{Q}_{Cond} + \dot{Q}_{Abs} \quad (1.3)$$

Ενώ ο συντελεστής συμπεριφοράς αυτού του κύκλου, είναι ίσος με:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_{Gen} + \dot{W}_P} \quad (1.4)$$

Αμελώντας την ισχύ του κυκλοφορητή του διαλύματος ο ενεργειακός ισολογισμός και ο συντελεστής συμπεριφοράς από τις Εξισώσεις (1.3) και (1.4) και μπορούν να ξαναγραφούν στην πιο συνηθισμένη μορφή τους:

$$\dot{Q}_{Gen} + \dot{Q}_{Evap} = \dot{Q}_{Cond} + \dot{Q}_{Abs} \quad (1.5)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_{Gen}} \quad (1.6)$$

Τα συνηθέστερα ζεύγη ψυκτικών – απορροφητικών μέσων για κύκλους απορρόφησης είναι:

- Νερό (H_2O) – Βρωμιούχο Λίθιο ($LiBr$)
- Αμμωνία (NH_3) – Νερό (H_2O)

Στην πρώτη περίπτωση το βρωμιούχο λίθιο είναι το απορροφητικό μέσο (ή άλας) και το νερό το ψυκτικό, ενώ στη δεύτερη περίπτωση η αμμωνία είναι το ψυκτικό μέσο και το νερό το μέσο απορρόφησης.

Παρά το σημαντικό πλεονέκτημα των συστημάτων απορρόφησης ότι δεν απαιτούν το δαπανηρό έργο για μηχανική συμπίεση ατμών, οι συντελεστές συμπεριφοράς είναι αισθητά χαμηλότεροι, συχνά και κάτω της μονάδας. Αυτό βέβαια δεν αποτελεί πάντα πρόβλημα, διότι ακόμα κι αν το σύστημα δεν είναι πολύ αποδοτικό ως προς την θερμική ισχύ που δόθηκε για τη λειτουργία του, η θερμική ισχύς αυτή μπορεί να προέρχεται από κάποια πηγή απορριπτόμενης θερμότητας.

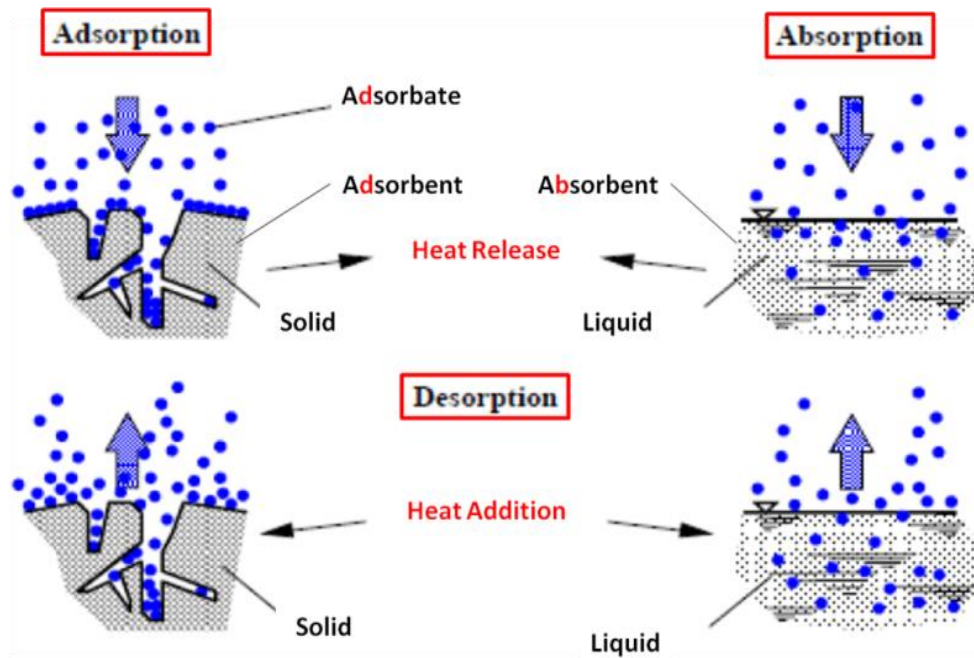
Ο κύκλος απορρόφησης νερού – βρωμιούχου λιθίου είναι πιο συνηθισμένος και πιο απλός στην εφαρμογή, ειδικά για κλιματιστικές εγκαταστάσεις. Από την άλλη η χρήση του ζεύγους αμμωνίας – νερού είναι πιο προηγμένη και χρειάζεται κι άλλες συσκευές πέρα από αυτές του απλού κύκλου στο Σχήμα 1.4. Λόγω του ότι η αμμωνία μπορεί να ατμοποιείται μέχρι και στους $-77^\circ C$, η εφαρμογή αυτού του ζεύγους συναντάται κυρίως σε βιομηχανικές εγκαταστάσεις ψύξης, για παράδειγμα συντήρηση τροφίμων σε θερμοκρασίες κοντά στους $0^\circ C$ ή κατάψυξη τροφίμων στους $-10^\circ C$ και τους $-20^\circ C$ [18].

Ο ψυκτικός κύκλος απορρόφησης μπορεί να λειτουργεί σε ένα εύρος συντελεστών συμπεριφοράς 0.25 – 1.7 ανάλογα με τη διάταξη και το ζεύγος ψυκτικού-απορροφητικού μέσου, ενώ η ψυκτική ικανότητα μπορεί να είναι 10 – 11630 kW [19].

1.3.3. Ο Ψυκτικός Κύκλος Προσρόφησης

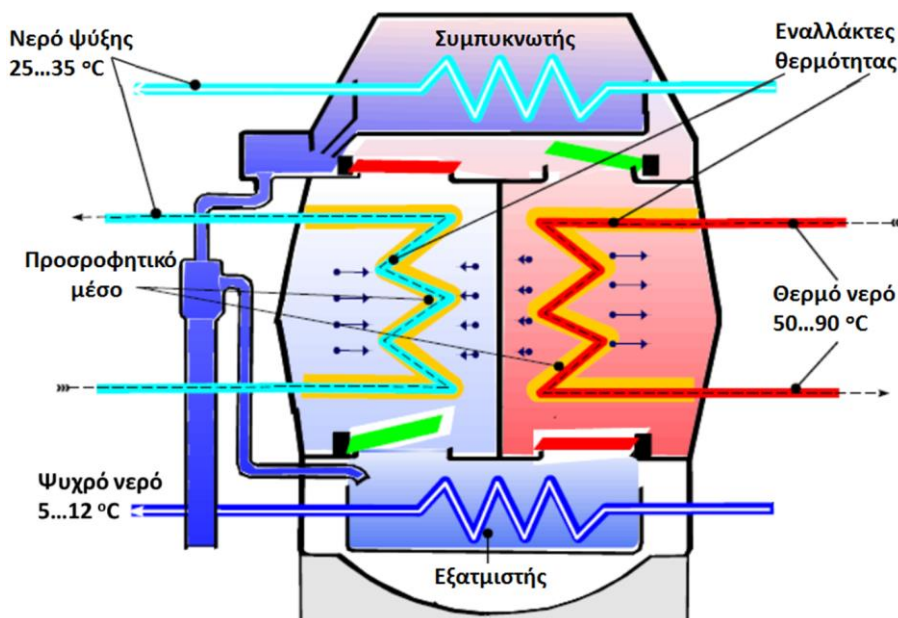
Ο ψυκτικός κύκλος της προσρόφησης (adsorption refrigeration cycle) έχει επίσης παρόμοια φιλοσοφία τόσο με την ψύξη απορρόφησης όσο και με την ψύξη μηχανικής συμπίεσης. Σε αντίθεση με την απορρόφηση όπου μια ουσία διαχέεται στον όγκο ενός υγρού με αποτέλεσμα να δημιουργηθεί ένα διάλυμα, στην προσρόφηση ιόντα ή μόρια μιας ουσίας συσσωρεύονται στους πόρους ενός προσροφητή (στερεού).

Στο Σχήμα 1.5 στα αριστερά φαίνεται η διαδικασία της προσρόφησης και της εκρόφησης του ατμού, ενώ στα δεξιά η διαδικασία της απορρόφησης.



Σχήμα 1.5: Σχηματική απεικόνιση προσρόφησης και απορρόφησης ατμού. [20]

Στους ψύκτες αυτούς ο θάλαμος προσρόφησης λειτουργεί σαν θερμικός συμπίεστής αντικαθιστώντας τον μηχανικό συμπίεστή. Τυπικά προσροφητικά υλικά είναι το silica gel, ο ενεργός άνθρακας και ο ζεόλιθος. Ο συντελεστής συμπεριφοράς σε τέτοιους ψύκτες παίρνει τιμές 0.05 – 0.8, ενώ η ψυκτική ικανότητα μπορεί να είναι από μερικά kW έως και 1000 kW [19, 21-23]. Οι θερμοκρασίες αναγέννησης κυμαίνονται σε μεγάλο εύρος και συνήθως είναι 40 – 300°C [24, 25].



Σχήμα 1.6: Ψύκτης προσρόφησης δύο κλινών. [26]

Ένας ψύκτης προσρόφησης δύο κλινών (adsorbent beds) φαίνεται στο Σχήμα 1.6, με ενδεικτικές τιμές θερμοκρασίας για τη λειτουργία του.

Η διαδικασία της ψύξης με προσρόφηση σε ένα τέτοιο ψύκτη γίνεται σε τέσσερα στάδια:

- Ισοστερική θέρμανση
- Ισόθλιπτη θέρμανση
- Ισοστερική ψύξη
- Ισόθλιπτη ψύξη

Αρχικά όλες οι βαλβίδες που φαίνονται στο Σχήμα 1.6 του ψύκτη προσρόφησης παραμένουν κλειστές. Στη φάση “Α” ο δεξιά θάλαμος θερμαίνεται ενώ ο αριστερά θάλαμος ψύχεται ισοστερικά. Στη φάση “Β” ανοίγουν οι δυο βαλβίδες που φαίνονται ανοιχτές στο Σχήμα 1.6, ενώ οι άλλες δύο παραμένουν κλειστές. Τότε ο αριστερά θάλαμος ψύχεται ισόθλιπτα κάνοντας προσρόφηση ενώ ο δεξιά θάλαμος θερμαίνεται ισόθλιπτα κάνοντας εκρόφηση. Στη φάση “C” όλες οι βαλβίδες κλείνουν, ο δεξιά θάλαμος ψύχεται ισοστερικά ενώ ο αριστερά θάλαμος θερμαίνεται ισοστερικά. Τέλος, στη φάση “D” ανοίγουν οι 2 βαλβίδες που ήταν κλειστές στη φάση “B”, ο δεξιά θάλαμος ψύχεται ισόθλιπτα κάνοντας προσρόφηση ενώ ο αριστερά θερμαίνεται ισόθλιπτα κάνοντας εκρόφηση.

Παρατίθενται μερικά από τα χαρακτηριστικά των τριών συνηθέστερων προσροφητών:

Ενεργός άνθρακας

- Είναι ο κοινότερος προσροφητής
- Παράγεται από πολλά ανθρακούχα υλικά (τσόφλι καρύδας, οστά, ξύλο, κάρβουνο κ.α.)
- Υψηλές τιμές ειδικής επιφάνειας ($600 - 1744 \text{ m}^2/\text{g}$) [15, 27]
- Χαμηλές τιμές θερμότητας προσρόφησης ($1800 - 2000 \text{ kJ}/\text{kg}_{ads}$) [19]
- Χαμηλές τιμές ικανότητας προσρόφησης ($0.03 - 0.33 \text{ kg}_{ref}/\text{kg}_{ads}$) [28]
- Μέση διάμετρος πόρου $0.4 - 3 \text{ nm}$ [15]

Silica gel

- Το συνηθέστερο προσροφητικό στους ψύκτες προσρόφησης
- Χαμηλές θερμοκρασίες αναγέννησης ($60 - 90^\circ\text{C}$) [19]
- Ειδική επιφάνεια $320 - 650 \text{ m}^2/\text{g}$ [15, 29]
- Θερμότητα προσρόφησης $2800 \text{ kJ}/\text{kg}_{ads}$ [19]
- Μέση διάμετρος πόρου $2.5 - 25 \text{ nm}$ [15]

Ζεόλιθοι

- Κρυσταλλική δομή
- Πάνω από 200 τύποι κρυσταλλικών δομών [30]
- Υψηλές τιμές ειδικής επιφάνειας ($800 - 1200 \text{ m}^2/\text{g}$) [5]
- Υψηλές τιμές θερμότητας προσρόφησης ($3300 - 4200 \text{ kJ}/\text{kg}_{ads}$) [19]
- Απαιτεί υψηλές θερμοκρασίες αναγέννησης ($> 150^\circ\text{C}$) [19]

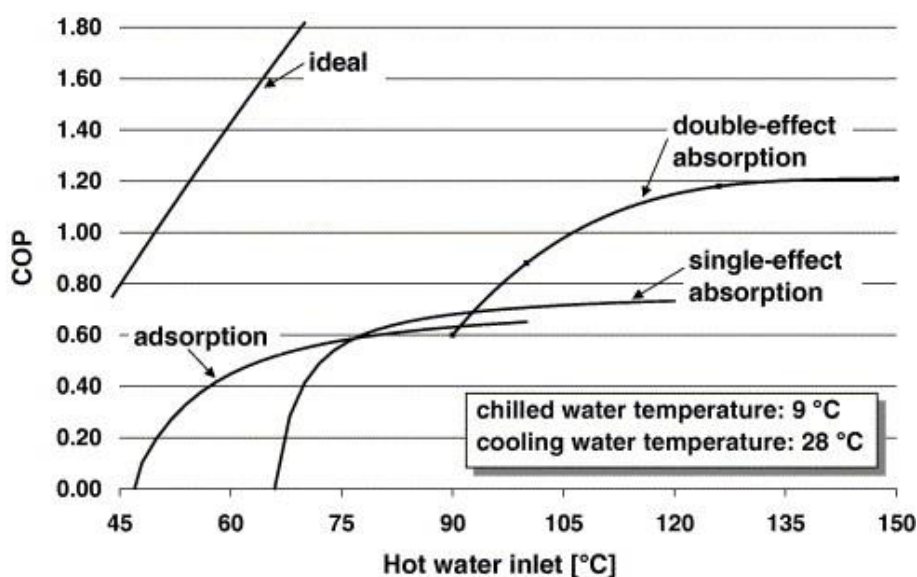
Τα συνηθέστερα ζεύγη προσροφητή – ψυκτικού είναι:

- Silica gel – Νερό
- Ζεόλιθος – Νερό
- Ενεργός άνθρακας – Αμμωνία

Τα πλεονεκτήματα των ψυκτών προσρόφησης μπορούν να παρουσιαστούν συνοπτικά:

- Μπορεί να τροφοδοτηθεί από πηγές θερμότητας μεγάλου εύρους θερμοκρασιών.
- Ακόμα και 40 – 50°C μπορεί να είναι αρκετοί ως πηγή θερμότητας, ενώ και υψηλές θερμοκρασίες (πχ. 500°C) μπορούν να χρησιμοποιηθούν χωρίς να δημιουργούν προβλήματα διάβρωσης [31].
- Δεν υπάρχει περιορισμός στη θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας καθώς δεν υφίσταται κίνδυνος κρυστάλλωσης [32].
- Χρησιμοποιούν στερεούς προσροφητές, οπότε είναι κατάλληλοι για χρήση σε συνθήκες λειτουργίας με υψηλές δονήσεις (πχ. αλιευτικά σκάφη, τρένα).
- Είναι σχεδόν αθόρυβα συστήματα, με πολύ λίγα κινούμενα μέρη.
- Πιθανή λειτουργία για περισσότερες από 3000 ώρες το χρόνο [32].
- Μικρές απαιτήσεις ως προς τη συντήρηση (σε αντίθεση με ψύκτες απορρόφησης που έχουν διαβρώσεις από τα άλατα).
- Απαιτείται καθαρισμός των σωλήνων του συμπυκνωτή μια φορά το χρόνο.
- Χρειάζεται ένα απλό σύστημα ελέγχου.
- Έχουν σχετικά μεγάλη διάρκεια ζωής.

Οι ψύκτες προσρόφησης, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.7, μπορούν να εκμεταλλευτούν πηγές θερμότητας πολύ χαμηλότερης θερμοκρασίας όπου η απορρόφηση δε θα λειτουργούσε καθόλου [33]. Στον αντίποδα, έχουν χαμηλότερους συντελεστές συμπεριφοράς σε σχέση με τους ψύκτες απορρόφησης.



Σχήμα 1.7: Σύγκριση λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης σε σχέση με απορρόφησης. [33]

2. Μοντελοποίηση Ψυκτικού Κύκλου Προσρόφησης

2.1. Ο Κύκλος Ψύξης Προσοροφητή

Ο ψύκτης προσρόφησης που θα μοντελοποιηθεί λειτουργεί σε κύκλο τεσσάρων φάσεων. Η ακολουθία των φάσεων παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.1.

2.1.1. Φάση 1

Στην πρώτη φάση ενός κύκλου λειτουργίας, νερό υψηλής θερμοκρασίας (High Temperature – HT) ρέει στον Προσοροφητή 1 και η εκρόφηση εκκινεί. Αυτό οδηγεί σε ροή νερού που έχει συσσωρευτεί πάνω στην εσωτερική επιφάνεια του ζεόλιθου, μέσα στον συμπυκνωτή. Η θερμότητα από τη συμπύκνωση απορρίπτεται στο κύκλωμα νερού μέσης θερμοκρασίας (Medium Temperature – MT). Ταυτόχρονα λαμβάνεται θερμότητα από το κύκλωμα νερού χαμηλής θερμοκρασίας (Low Temperature – LT) για να εξατμιστεί το νερό στον εξατμιστή (Evaporator). Ο υδρατμός κατόπιν τροφοδοτείται στον Προσοροφητή 2, στον οποίο προσροφάται. Η διαδικασία προσρόφησης οδηγεί σε παραγωγή θερμότητας, η οποία απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω του κυκλώματος νερού MT. Η Φάση 1 συνεχίζεται έως ότου επιτευχθεί η καθορισμένη από τον χρήστη θερμοκρασία στην έξοδο του κυκλώματος νερού LT.

2.1.2. Φάση 2

Στη συνέχεια ακολουθεί ένα βήμα παραγωγής θερμότητας. Οι τρίοδες βάνες ενεργοποιούνται έτσι ώστε μέσω μιας ανακυκλοφορίας του κυκλώματος νερού MT να επιτρέπεται η μεταφορά θερμότητας από τον Προσοροφητή 1 στον Προσοροφητή 2, ώσπου να επιτευχθεί μία ορισμένη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο κλινών. Κατά τη διάρκεια αυτής της Φάσης, ο Προσοροφητής 1 ψύχεται και έτσι αρχίζει να προσροφά το νερό, ενώ ο Προσοροφητής 2 έχει αρχίσει τη διαδικασία εκρόφησης.

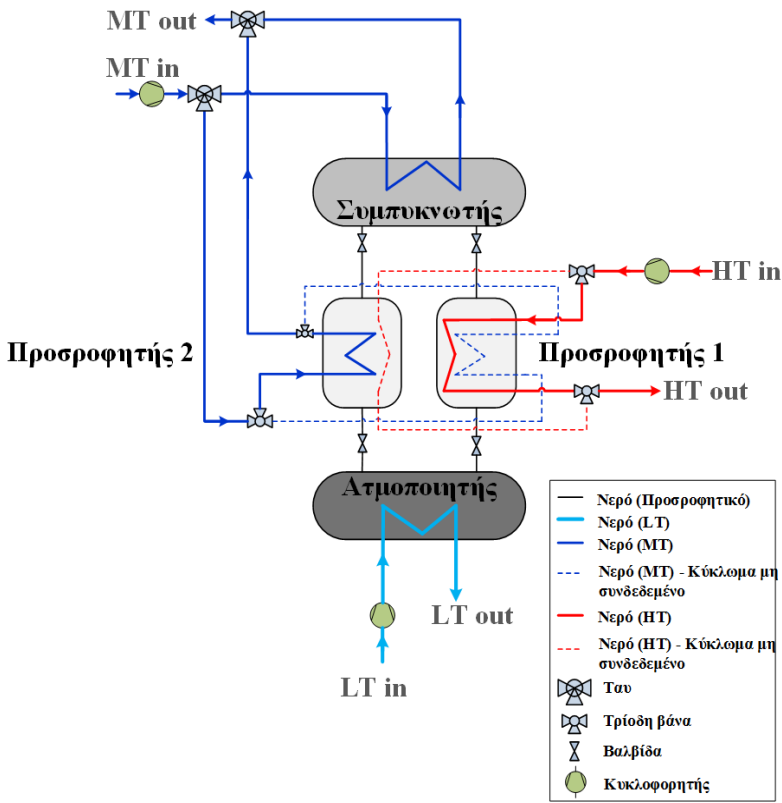
2.1.3. Φάση 3

Η Φάση 3 είναι η αντίστροφη διαδικασία της Φάσης 1. Σε αυτή τη Φάση, οι τρίοδες βάνες, όπως φαίνονται στο Σχήμα 2.1, ενεργοποιούνται έτσι ώστε ο Προσοροφητής 2 να είναι συνδεδεμένος με το κύκλωμα νερού HT. Έτσι, ο Προσοροφητής 2 είναι εκροφητής σε αυτήν την Φάση, ενώ ο Προσοροφητής 1 είναι συνδεδεμένος με το κύκλωμα νερού MT και προσροφά νερό. Η Φάση 3 συνεχίζεται μέχρι να επιτευχθεί η καθορισμένη από τον χρήστη θερμοκρασία στην έξοδο του κυκλώματος νερού LT.

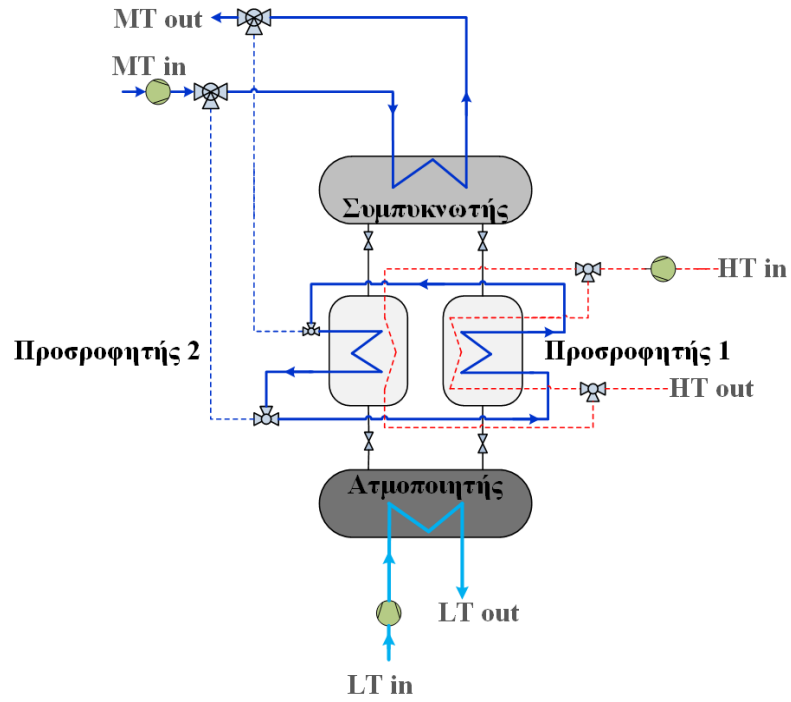
2.1.4. Φάση 4

Μετά τη Φάση 3, οι τρίοδες βάνες λειτουργούν έτσι ώστε το κύκλωμα νερού MT να συνδέεται με τον Προσοροφητή 2 και ανταλλάσσει θερμότητα με τον Προσοροφητή 1. Ο Προσοροφητής 2 προσροφά νερό, απορρίπτοντας θερμότητα που μεταφέρεται στον Προσοροφητή 1, που βρίσκεται στη διαδικασία της εκρόφησης, μέχρις ότου επιτευχθεί μία καθορισμένη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο κλινών. Μετά την ολοκλήρωση της Φάσης 4, ο κύκλος εκκινεί εκ νέου.

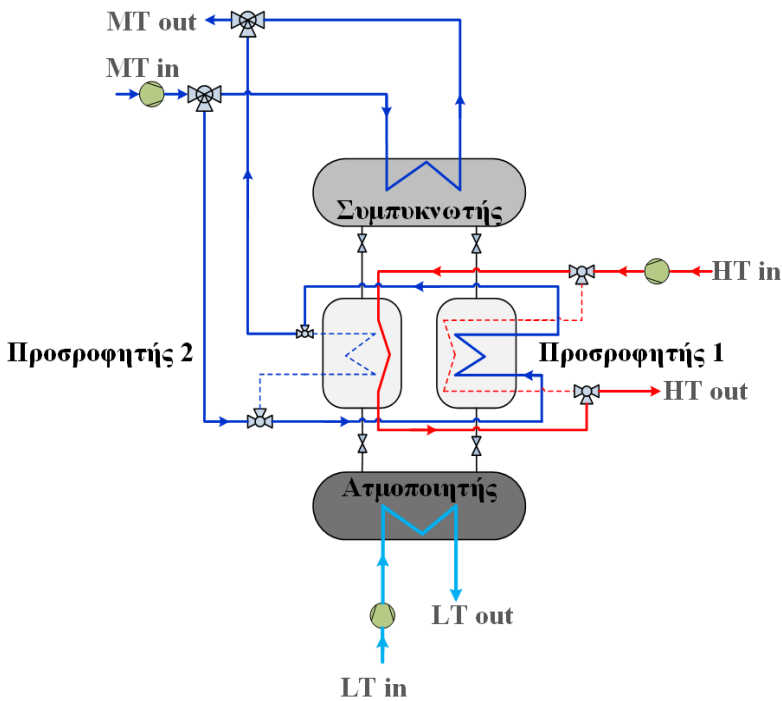
Φάση 1



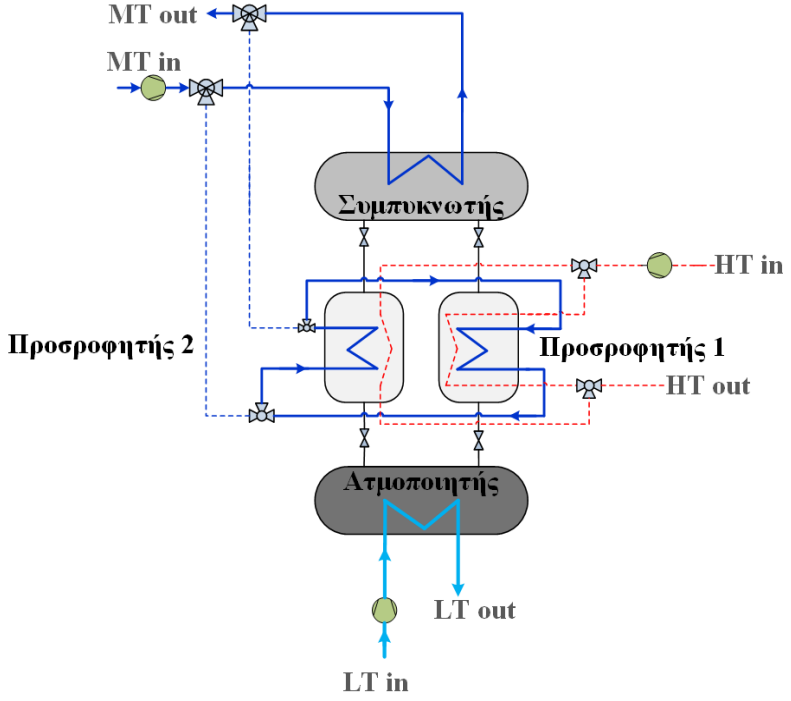
Φάση 2



Φάση 3



Φάση 4



Σχήμα 2.1: Ακολουθία των φάσεων σε έναν κύκλο λειτουργίας του μοντέλου του ψύκτη προσρόφησης: (α) Φάση 1 (β) Φάση 2 (γ) Φάση 3 (δ) Φάση 4

2.2. Θερμοδυναμικό Μοντέλο

Στην ακόλουθη ενότητα παρουσιάζεται το μοντέλο το οποίο αναπτύχθηκε για την προσομοίωση του υπό μελέτη ψύκτη προσρόφησης δύο κλινών με ζεόλιθο-νερό ως ζεύγος προσροφητή-ψυκτικού.

2.2.1. Βασικές Παραδοχές

Για την απλοποίηση της διαδικασίας πραγματοποιήθηκαν οι ακόλουθες παραδοχές:

- Τα σωματίδια του προσροφητή έχουν ίδιο μέγεθος και ιδιότητες και είναι ομοιόμορφα καταναμημένα και στις δύο κλίνες. Η ειδική θερμότητα και η πυκνότητα του προσροφητή παραμένουν σταθερές.
- Το ψυκτικό, τα σωματίδια προσροφητή και το υλικό των κλινών θεωρούνται πως έχουν την ίδια θερμοκρασία τόσο στον προσροφητή όσο και στον εκροφητή.
- Δεν υπάρχει διακύμανση θερμοκρασίας και πίεσης στον συμπυκνωτή.
- Οι απώλειες θερμότητας έχουν αμεληθεί, καθώς θεωρείται πως έχει εφαρμοστεί επαρκής μόνωση.
- Η θερμική αντίσταση μεταξύ προσροφητή και προσροφόμενου αμελείται.
- Η ατμώδης φάση συμπεριφέρεται σαν τέλειο αέριο.
- Στην έξοδο από τον συμπυκνωτή είναι κορεσμένο υγρό.
- Στην έξοδο από τον ατμοποιητή είναι κορεσμένος ατμός.

2.2.2. Ισοθερμοκρασιακές Προσρόφησης και Κινητική

Οι ισόθερμες της προσρόφησης (adsorption isotherms) του εργαζόμενου ζεύγους νερό-ζεόλιθος θα εκτιμηθεί χρησιμοποιώντας το μοντέλο Dubinin-Astakhov [34, 35].

$$\frac{x^*}{x_o} = \exp \left\{ - \left[\frac{R \cdot T}{E_a} \ln \left(\frac{P_s}{P_w} \right) \right]^n \right\} \quad (2.1)$$

Για το μελετώμενο εργαζόμενο ζεύγος, η ενέργεια ενεργοποίησης E_a θεωρήθηκε ίση με 1192.3 kJ/kg [36]. Η οριακή προσροφητική ικανότητα x_o θεωρήθηκε ίση με 0.21 kg/kg , ενώ η σταθερά ανομοιογένειας n είναι ίση με 5 [35].

Η κινητική της προσρόφησης υπολογίστηκε χρησιμοποιώντας το μοντέλο γραμμικής κινητήριας δύναμης (Linear Driving Force – LDF) [37-39].

$$\frac{dx}{dt} = \frac{15 \cdot D_{so} \exp \left(- \frac{E_a}{R \cdot T} \right)}{R_p^2} (x^* - x) \quad (2.2)$$

Η μέση ακτίνα σωματιδίου θεωρήθηκε ίση με 50 nm , ενώ ο προεκθετικός συντελεστής D_{so} θα είναι μία από τις τιμές προς βαθμονόμηση, με βάση τα πειραματικά αποτελέσματα [40].

2.2.3. Ατμοποιητής

Το ενεργειακό ισοζύγιο στον ατμοποιητή δείχνει ότι στο ισοζύγιο κυριαρχεί η θερμική αλληλεπίδραση μεταξύ του προσροφητή και του ατμοποιητή και η θερμική αλληλεπίδραση

στο εσωτερικό του ίδιου του ατμοποιητή μεταξύ του ψυχόμενου νερού, του τοιχώματος του εναλλάκτη και του ψυκτικού. Το συνολικό ενεργειακό ισοζύγιο εκφράζεται από την ακόλουθη διαφορική εξίσωση:

$$\frac{dT_e}{dt} (m_{st,e} C_{p,st} + m_{refr} C_{p,refr}) = -[h_{fg} + h_{refr}(P_e, T_{ads}) - h_{refr}(T_e)] m_{ze} \frac{dx_{ads}}{dt} + \dot{Q}_{ch,w} \quad (2.3)$$

Όπου το $\dot{Q}_{ch,w}$ αναφέρεται στην θερμική ροή προς το ψυχόμενο νερό του κυκλώματος, η οποία είναι ίση με:

$$\dot{Q}_{ch,w} = \dot{m}_{ch,w} C_{p,ch,w} (T_{ch,w,in} - T_{ch,w,out}) \quad (2.4)$$

Η θερμοκρασία του ψυχρού νερού στην έξοδο υπολογίζεται χρησιμοποιώντας τη μέθοδο της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς (Logarithmic Mean Temperature Difference – LMTD), όπως φαίνεται στην παρακάτω εξίσωση [41, 42]:

$$T_{ch,w,out} = T_e + (T_{ch,w,in} - T_e) \exp \left[-\frac{(UA)_e}{\dot{m}_{ch,w} C_{p,ch,w}} \right] \quad (2.5)$$

2.2.4. Προσοφητής

Υπό την προϋπόθεση ίδιας θερμοκρασίας για το ψυκτικό, τα τοιχώματα της κλίνης και του προσροφητικού, το ενεργειακό ισοζύγιο στον προσροφητή παρουσιάζεται στην ακόλουθη έκφραση [43-46]:

$$\frac{dT_{ads}}{dt} (m_{st,ads} C_{p,st} + m_{ze} C_{p,ze} + m_{ze} C_{p,refr} \frac{dx_{ads}}{dt}) = [Q_{st} + h_{refr}(P_e, T_{ads}) - h_{refr}(T_e)] m_{zeol} \frac{dx_{ads}}{dt} + \dot{m}_{MT1,w} C_{p,MT1,w} (T_{MT1,w,in} - T_{MT1,w,out}) \quad (2.6)$$

Η ισοθερμική θερμότητα της προσρόφησης Q_{st} θεωρείται ίση με $3.2 \cdot 10^6 J/kg$. Η θερμοκρασία νερού MT1 στην έξοδο υπολογίζεται χρησιμοποιώντας τη μέθοδο της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς (LMTD) όπως φαίνεται στην παρακάτω εξίσωση [41, 42]:

$$T_{MT1,w,out} = T_{ads} + (T_{MT1,w,in} - T_{ads}) \exp \left[-\frac{(UA)_{ads}}{\dot{m}_{MT1,w} C_{p,MT1,w}} \right] \quad (2.7)$$

2.2.5. Εκροφητής

Οι εξισώσεις για τη μοντελοποίηση του εκροφητή είναι ανάλογες με αυτές του προσροφητή, με τη διαφορά πως το ισοζύγιο στον εκροφητή καθορίζεται από τον συμπυκνωτή [43-46].

$$\frac{dT_{des}}{dt} (m_{st,des} C_{p,st} + m_{ze} C_{p,ze} + m_{ze} C_{p,refr} \frac{dx_{des}}{dt}) = [Q_{st} + h_{refr}(P_c, T_{des}) - h_{refr}(T_c)] m_{zeol} \frac{dx_{des}}{dt} + \dot{m}_{HT,w} C_{p,HT,w} (T_{HT,w,in} - T_{HT,w,out}) \quad (2.8)$$

Η θερμοκρασία του νερού HT στην έξοδο υπολογίζεται χρησιμοποιώντας τη μέθοδο της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς (LMTD) όπως φαίνεται παρακάτω [41, 42]:

$$T_{HT,w,out} = T_{des} + (T_{HT,w,in} - T_{des}) \exp \left[-\frac{(UA)_{des}}{\dot{m}_{HT,w} C_{p,HT,w}} \right] \quad (2.9)$$

2.2.6. Συμπυκνωτής

Το ενεργειακό ισοζύγιο στον συμπυκνωτή δείχνει πως το ισοζύγιο κυριαρχείται από την θερμική αλληλεπίδραση μεταξύ του εκροφητή και του συμπυκνωτή και τη θερμική αλληλεπίδραση μέσα στον ίδιο τον συμπυκνωτή μεταξύ του νερού μέσης θερμοκρασίας (MT2), των τοιχωμάτων του εναλλάκτη και του ψυκτικού. Η εξίσωση του ολικού ενεργειακού ισοζυγίου εκφράζεται από την παρακάτω διαφορική εξίσωση [39, 43, 47]:

$$\frac{dT_c}{dt} (m_{st,c} C_{p,st} + m_{refr} C_{p,refr}) = -[h_{fg} + h_{refr}(P_c, T_{des}) - h_{refr}(T_c)] m_{ze} \frac{dx_{des}}{dt} + \dot{Q}_{MT2,w} \quad (2.10)$$

Όπου το $\dot{Q}_{MT2,w}$ αναφέρεται στη ροή θερμότητας προς το κύκλωμα νερού MT2 και ισούται με:

$$\dot{Q}_{MT2,w} = \dot{m}_{MT2,w} C_{p,MT2,w} (T_{MT2,w,in} - T_{MT2,w,out}) \quad (2.11)$$

Η θερμοκρασία του νερού MT2 στην έξοδο υπολογίζεται χρησιμοποιώντας τη μέθοδο της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς (LMTD) όπως φαίνεται παρακάτω [41, 42]:

$$T_{MT2,w,out} = T_c + (T_{MT2,w,in} - T_c) \exp \left[-\frac{(UA)_c}{\dot{m}_{MT2,w} C_{p,MT2,w}} \right] \quad (2.12)$$

2.2.7. Δείκτες Απόδοσης

Το ολικό μέσο ψυκτικό φορτίο που παράγεται στον κύκλο υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την ακόλουθη έκφραση:

$$\dot{Q}_e = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \dot{m}_{ch,w} C_{p,ch,w} (T_{ch,w,in} - T_{ch,w,out}) dt}{t_{cycle}} \quad (2.13)$$

Από την άλλη, η μέση θερμική ισχύς που εισάγεται στον κύκλο υπολογίζεται από την ακόλουθη έκφραση:

$$\dot{Q}_{des} = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \dot{m}_{HT,w} C_{p,HT,w} (T_{HT,w,in} - T_{HT,w,out}) dt}{t_{cycle}} \quad (2.14)$$

Η ειδική ψυκτική ισχύς του μελετούμενου κύκλου προσρόφησης υπολογίζεται από τη ακόλουθη εξίσωση:

$$SCP = \frac{\dot{Q}_e}{m_{zeol}} \quad (2.15)$$

Ενώ ο αντίστοιχος συντελεστής συμπεριφοράς του κύκλου είναι:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{des}} \quad (2.16)$$

2.2.8. Οριακές Συνθήκες

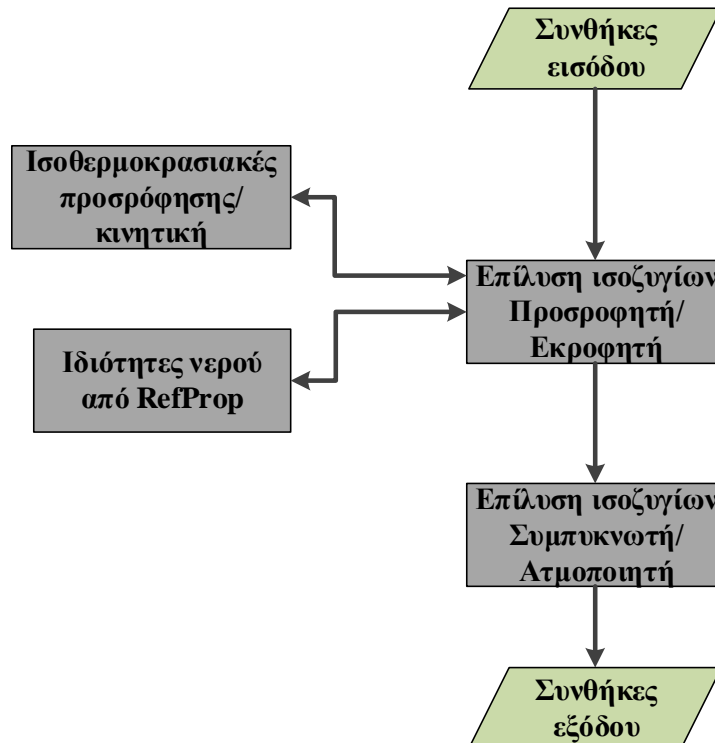
Προκειμένου να καθοριστεί πλήρως και να επιλυθεί το μαθηματικό πρόβλημα που αναπτύχθηκε με τις προαναφερθείσες εξισώσεις ορίστηκαν οι αρχικές συνθήκες όπως παρουσιάζονται στον Πιν. 1.

Πιν. 1: Αρχικές συνθήκες ($t=0$) όπως ορίστηκαν για την επίλυση του μοντέλου.

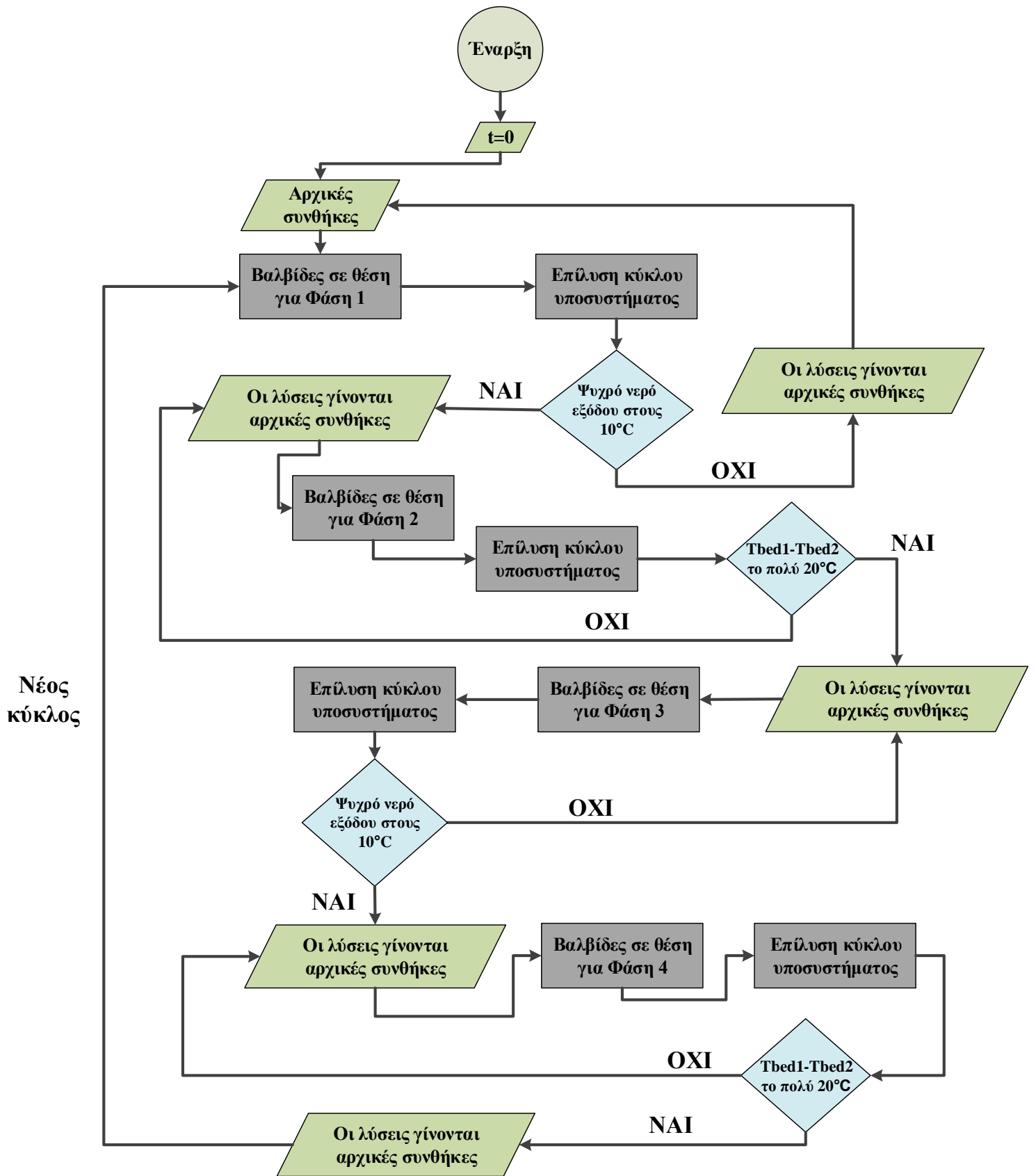
Παράμετρος	Τιμή
θ_{des} (°C)	30
θ_c (°C)	30
θ_e (°C)	30
θ_{ads} (°C)	85
$\theta_{ch,w,in}$ (°C)	15
$\theta_{MT1,w,in}$ (°C)	25
$\theta_{MT2,w,in}$ (°C)	25
$\theta_{HT,w,in}$ (°C)	90

2.3. Σύνοψη Μοντελοποίησης

Στο Σχήμα 2.2 και το Σχήμα 2.3 παρουσιάζεται με μορφή διαγραμμάτων ροής η λύση του θερμοδυναμικού μοντέλου στο Simulink. Το Σχήμα 2.2 παρουσιάζει τη διαδικασία για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του κύκλου σε κάθε στιγμή, ενώ το Σχήμα 2.3 παρουσιάζει την υλοποίηση της αλληλουχίας των φάσεων του κύκλου στο μοντέλο.



Σχήμα 2.2: Επίλυση υποσυστήματος κύκλου για συγκεκριμένο χρονικό διάστημα.



Σχήμα 2.3: Σχηματικό διάγραμμα ροής για την επίλυση της λειτουργίας του ψύκτη προσρόφησης.

2.4. Η Πειραματική Εγκατάσταση και τα Μετρητικά Όργανα

2.4.1. Ο Ψύκτης Προσρόφησης SorTech eZea

Ο ψύκτης προσρόφησης με βάση τον οποίο χτίστηκε βαθμονομήθηκε το μοντέλο, είναι το εμπορικό προϊόν eZea 10 IPS (Σχήμα 2.4) από την κατασκευάστρια εταιρία SorTech AG [48]. Τα κύρια χαρακτηριστικά του ψύκτη παρουσιάζονται στον Πιν. 2.



Σχήμα 2.4: Εικόνα του εμπορικού ψύκτη προσρόφησης eZea 10 IPS.

Πιν. 2: Τεχνικά χαρακτηριστικά του ψύκτη SorTech eZea. [48]

Παράμετρος	Τιμή
Εύρος Εφαρμογών	
Θερμοκρασία ζεστού νερού (°C)	75-95
Θερμοκρασία νερού ΜΤ (°C)	22-45
Θερμοκρασία κρύου νερού (°C)	8-21
Βασικά Δεδομένα Απόδοσης	
Ψυκτική Ισχύς	up to 13 kW
COP	0.53 (maximum)
Διαστάσεις	
W (mm) x D (mm) x H (mm)	670 x 560 x 1652
Βάρος (kg)	περίπου 234.5
Παροχές Όγκου	
Κύκλωμα ζεστού νερού (L/h)	1600-2500
Κύκλωμα νερού ΜΤ (L/h)	4100-5100
Κύκλωμα κρύου νερού (L/h)	2000-2900

Η απαιτούμενη θερμότητα για το κύκλωμα ζεστού νερού προσδίδεται μέσω ενός λέβητα φυσικού αερίου ονομαστικής ισχύος 35 kW, συνδεδεμένος απευθείας στο κύκλωμα ζεστού νερού. Τα χαρακτηριστικά του λέβητα παρουσιάζονται στον Πιν. 3.

Πιν. 3: Χαρακτηριστικά λέβητα φυσικού αερίου.

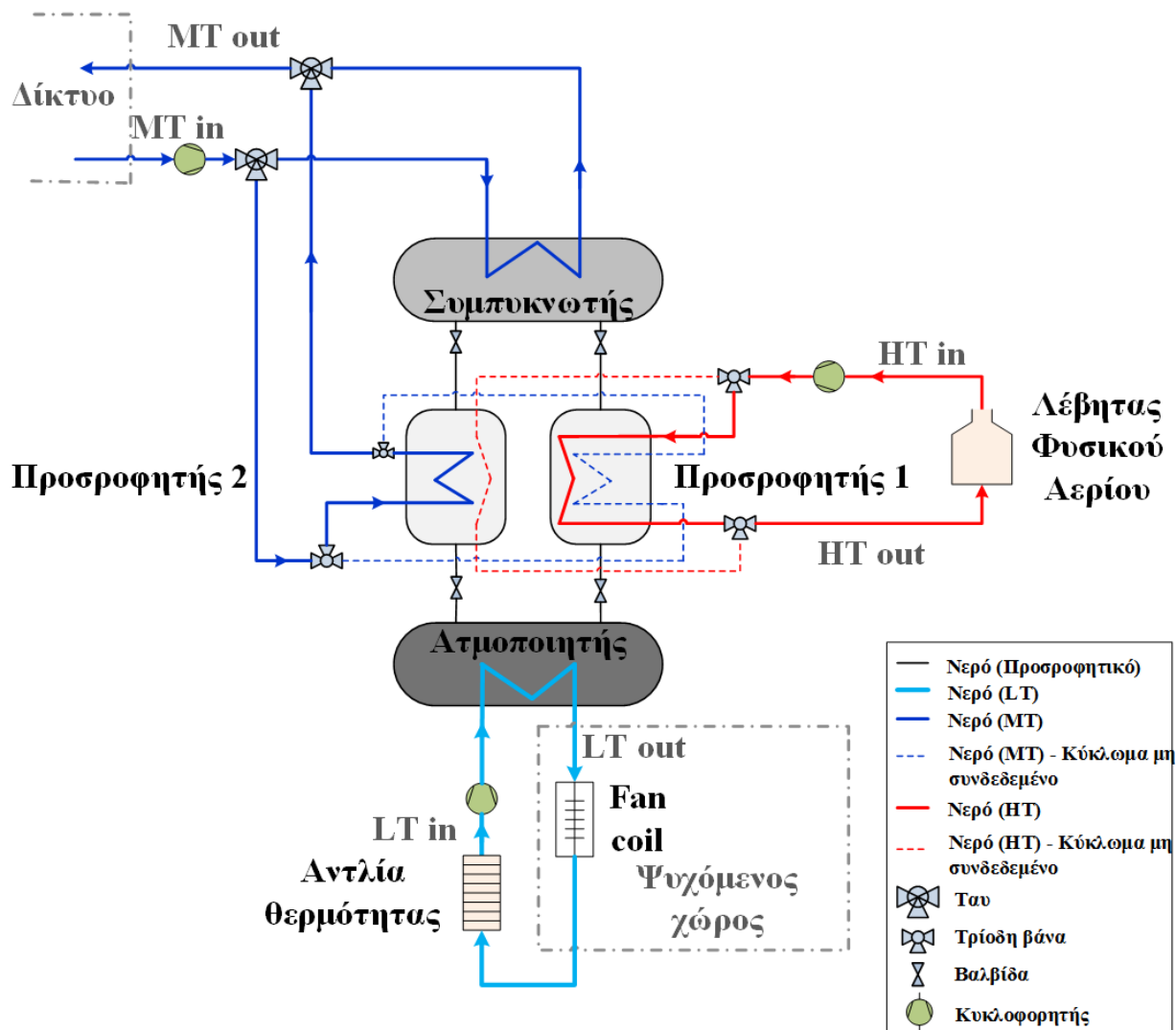
Παράμετρος	Τιμή
Ονομαστική Ισχύς (kW)	35
Μέγιστη θερμοκρασία νερού (°C)	100
Μέγιστη πίεση λειτουργίας (bar)	4
Διαδρομές	2
Διαστάσεις φλογοσωλήνα ID (mm) x L (mm)	270 x 400
Αριθμός σωλήνων καυσαερίου	10
Εσωτερική διάμετρος σωλήνων καυσαερίου (mm)	39
Διαστάσεις: W (mm) x D (mm) x H (mm)	350 x 450 x 1000

Το κύκλωμα νερού MT είναι άμεσα συνδεδεμένο με το δίκτυο. Η είσοδος νερού LT, προκειμένου να δοκιμαστούν διάφορες θερμοκρασίες εισόδου, έχει συνδεθεί με μια αντλία θερμότητας, ενώ το κρύο νερό παρέχεται σε fan coil για να ψύξει ένα δωμάτιο, προτού επιστρέψει μέσω ενός κλειστού βρόχου στην αντλία θερμότητας. Αξίζει να σημειωθεί πως η κυκλοφορία του νερού σε όλες τις ροές επιτυγχάνεται μέσω τριών παρόμοιων κυκλοφορητών, οι οποίοι ελέγχονται από μετατροπείς, ώστε να επιτευχθεί η κατάλληλη ονομαστική παροχή σε κάθε κύκλωμα [49]. Τα χαρακτηριστικά της αντλίας θερμότητας, των fan coils και των κυκλοφορητών παρουσιάζονται στον Πιν. 4.

Πιν. 4: Τεχνικά χαρακτηριστικά της αντλίας θερμότητας, των fan coils και των κυκλοφορητών.

Αντλία Θερμότητας	
Μοντέλο	DAIKIN ERHQ016A
Ψυκτική Ισχύς (kW)	13.1
COP	4.18
EER	2
Εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας (λειτουργία ψύξης) (°C)	10/46
Διαστάσεις (mm)	1170 x 900 x 320
Fan Coil (x2)	
Μοντέλο	DAIKIN FWV10DT
Ψυκτική Ισχύς (kW)	8.02
Διαστάσεις (mm)	564 x 1404 x 251
Κυκλοφορητής (x3):	
Μοντέλο	WILO Stratos PARA 25/1-12
Εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας (°C)	-10/110
Μέγιστη πίεση λειτουργίας (bar)	10

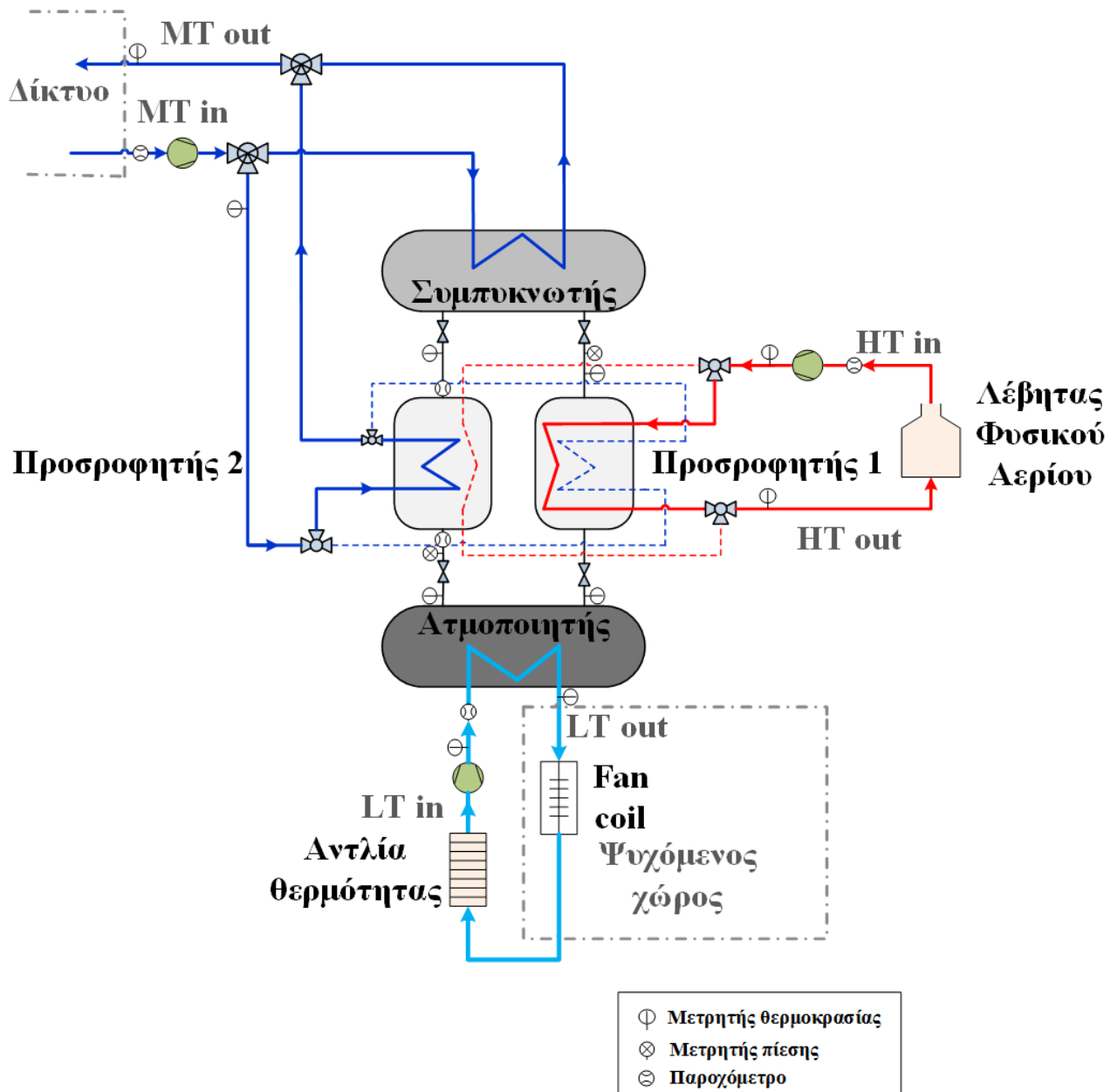
Στο Σχήμα 2.5 παρουσιάζεται μια σφαιρική εικόνα του συστήματος για την πειραματική αξιολόγηση της απόδοσης του ψύκτη προσρόφησης.



Σχήμα 2.5: Πειραματική εγκατάσταση του ψύκτη προσρόφησης.

2.4.2. Μετρητικές Συσκευές

Προκειμένου να μετρηθεί η απόδοση του ψύκτη προσρόφησης και να υπάρξει δυνατότητα βαθμονόμησης του μοντέλου που παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο 2, έχουν εφαρμοστεί αρκετές μετρητικές διατάξεις στην πειραματική εγκατάσταση. Το Σχήμα 2.6 παρουσιάζει μια σφαιρική εικόνα της εγκατάστασης μαζί με τα εγκατεστημένα μετρητικά συστήματα που χρησιμοποιήθηκαν για την αξιολόγηση της απόδοσης του ψύκτη. Οι αισθητήρες θερμοκρασίας που χρησιμοποιήθηκαν ήταν θερμοστοιχεία Pt100. Τα μετρητές παροχής που εγκαταστάθηκαν στα κυκλώματα νερού HT, MT και LT είναι τρία πανομοιότυπα ροόμετρα, ενώ η μέτρηση της παροχής μάζας στην είσοδο και την έξοδο της κλίνης 2 του προσροφητή πραγματοποιήθηκε χρησιμοποιώντας ένα κινητό ροόμετρο υπερηχητικής ροής. Τέλος, δύο μορφομετατροπείς πίεσης έχουν εφαρμοστεί στον κύκλο προσρόφησης, προκειμένου να μετρηθούν τα δύο επίπεδα πίεσης του κύκλου. Οι τεχνικές προδιαγραφές για όλες τις μετρητικές συσκευές συνοψίζονται στον Πιν. 5.



Σχήμα 2.6: Πειραματική εγκατάσταση του ψύκτη προσρόφησης μαζί με τις εγκατεστημένες μετρητικές συσκευές.

Πιν. 5: Τεχνικές προδιαγραφές των εγκατεστημένων μετρητικών συσκευών.

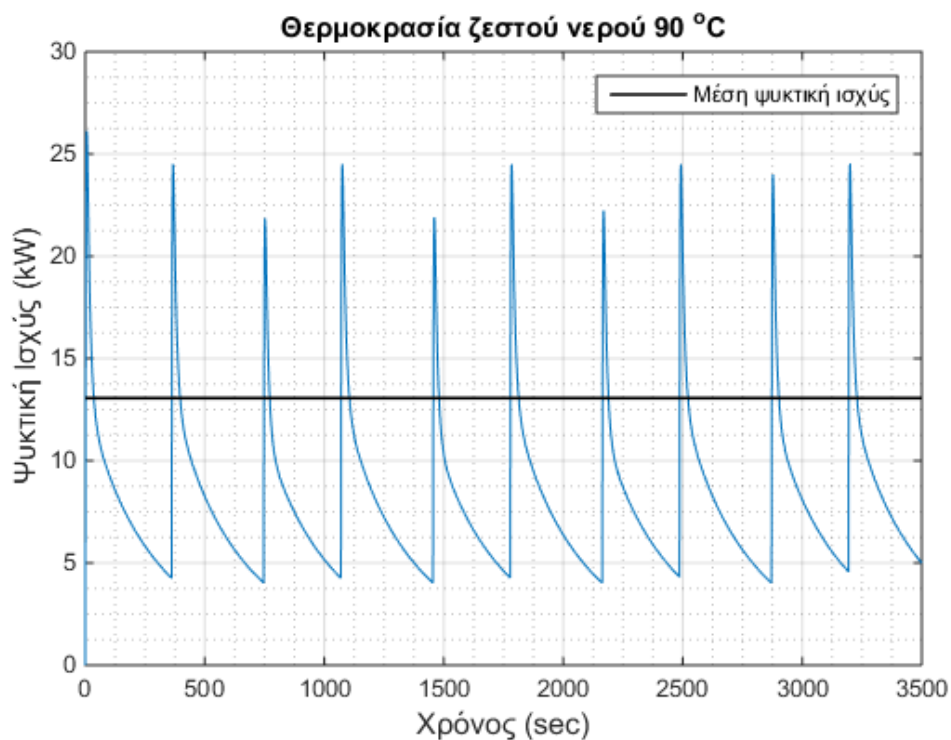
Θερμοστοιχεία Pt100	
Εύρος μετρήσεων (°C)	-55 / 250
Μέγιστη πίεση λειτουργίας (bar)	40
Ακρίβεια (°C)	0.3
Υπερηχητικό ροόμετρο	
Εύρος μετρήσεων (m/s)	-12.2 / 12.2
Εύρος θερμοκρασιών (°C)	-20 / 55
Ακρίβεια (%)	1

2.5. Αποτελέσματα Μοντέλου

Χρησιμοποιώντας το μοντέλο που αναπτύχθηκε και περιγράφηκε σε αυτό το κεφάλαιο, είναι χρήσιμο να παρουσιαστούν κάποια βασικά αποτελέσματα, πριν την ανάλυση των σεναρίων συνδυασμένου κύκλου με ORC. Βασική παράμετρος που θα καθορίσει το πώς θα λειτουργήσει το μοντέλο του ψύκτη προσρόφησης είναι η θερμοκρασία του νερού που τον τροφοδοτεί.

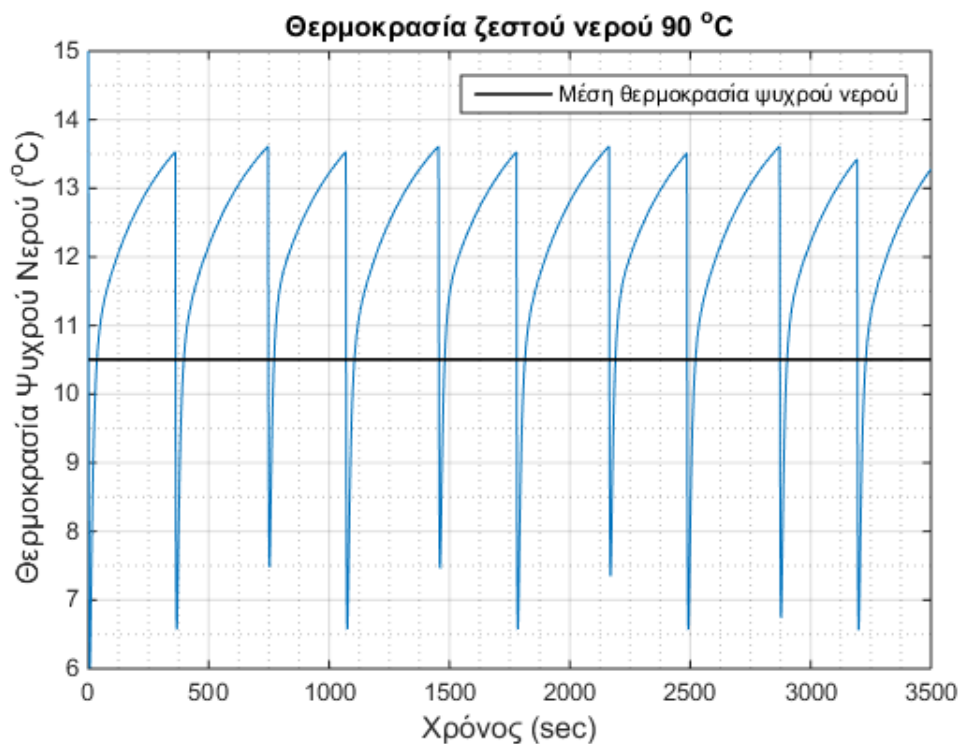
Στην ενότητα αυτή θα παρουσιαστούν τα βασικά μεγέθη του κύκλου ψύξης συναρτήσει του χρόνου λειτουργίας του μοντέλου. Επειδή το φαινόμενο της ψύξης με προσρόφηση είναι εκ φύσεως περιοδικό, όλα τα μεγέθη που αφορούν τον κύκλο ψύξης είναι χρονικά μεταβαλλόμενα.

Για θερμοκρασία του νερού που τροφοδοτεί τον ψύκτη στους 90°C, στο Σχήμα 2.7 παρουσιάζεται η ψυκτική ισχύς του ατμοποιητή του κύκλου προσρόφησης συναρτήσει του χρόνου που λειτούργησε το μοντέλο του ψύκτη. Παρατηρείται πως κατά τη διάρκεια των 750 s, που αντιστοιχεί χονδρικά σε έναν κύκλο ψύξης, η ψυκτική ισχύς μεταβάλλεται ραγδαία. Στιγμιαία εμφανίζονται από 5 ως και 25 kW ψυκτικής ισχύος, συνεπώς μια μέση τιμή είναι πιο χρήσιμη για την ορθότερη αντίληψη της λειτουργίας του υπό μελέτη ψύκτη.



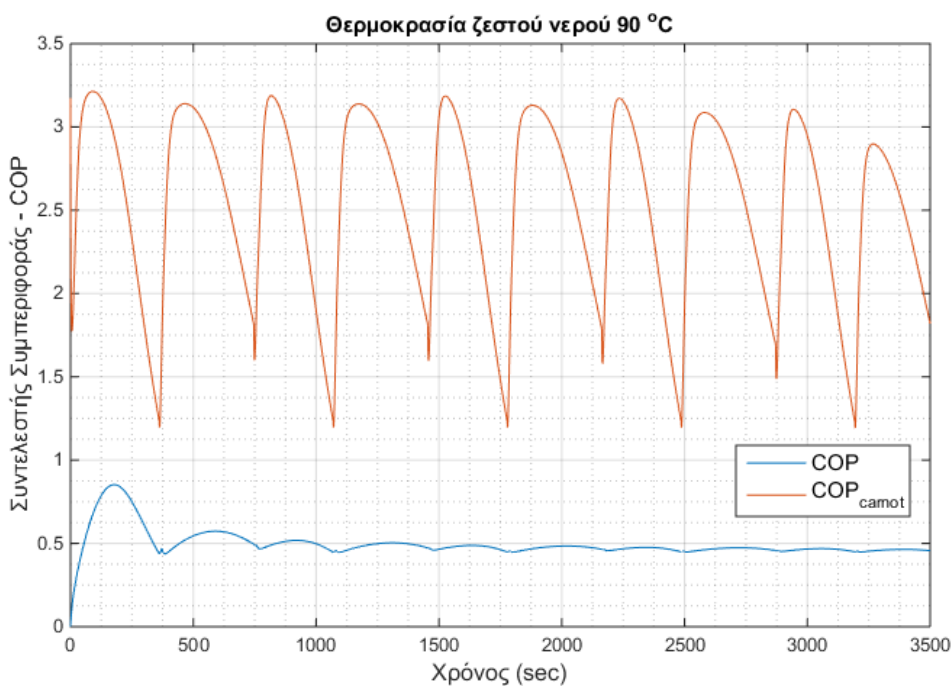
Σχήμα 2.7: Ψυκτική ισχύς συναρτήσει του χρόνου λειτουργίας του μοντέλου του ψύκτη.

Αντίστοιχα με το διάγραμμα της ψυκτικής ισχύος, στο Σχήμα 2.8 παρουσιάζεται η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του ψυχρού νερού που παράγεται στον ατμοποιητή. Ομοίως φαίνεται ότι η θερμοκρασία του νερού εμφανίζει μεγάλες μεταβολές, παρουσιάζοντας τοπικά ελάχιστα και τοπικά μέγιστα με μια περιοδικότητα, κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις τέσσερις φάσεις. Όπως και με την ψυκτική ισχύ, θα σημειωθεί η μέση τιμή της θερμοκρασίας αυτής ως πιο ευέλικτο μέγεθος για περαιτέρω χρήση.



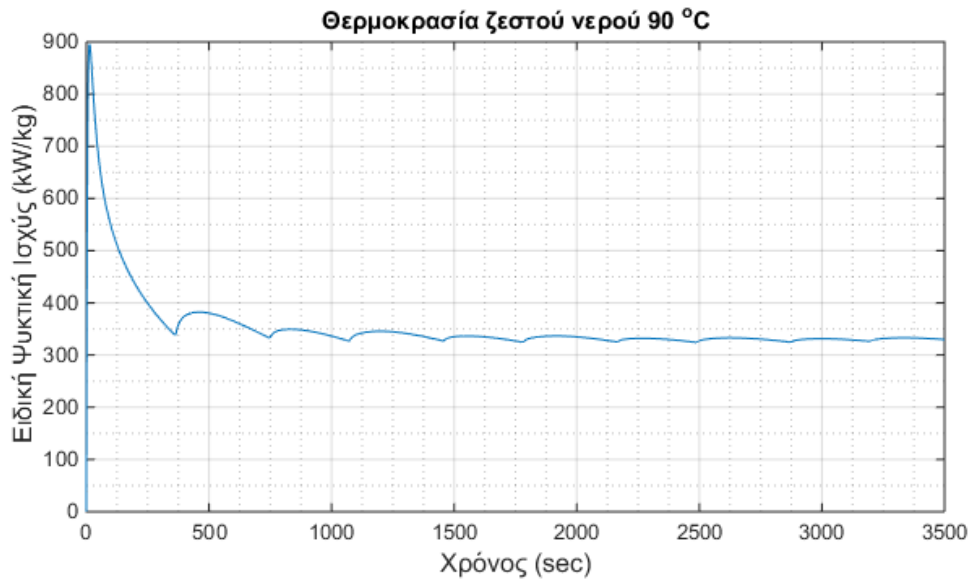
Σχήμα 2.8: Θερμοκρασία παραγόμενου ψυχρού νερού.

Σημαντικός δείκτης για τις επιδόσεις του κύκλου ψύξης με προσρόφηση είναι και ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) του κύκλου, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.9. Η τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς είναι αρκετά χαμηλή συγκριτικά με την ιδανική (του Carnot), όμως πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι ο κύκλος ψύξης λειτουργεί με απορριπτόμενη θερμότητα, οπότε η αποτελεσματικότητα δεν είναι η πρώτη προτεραιότητα.



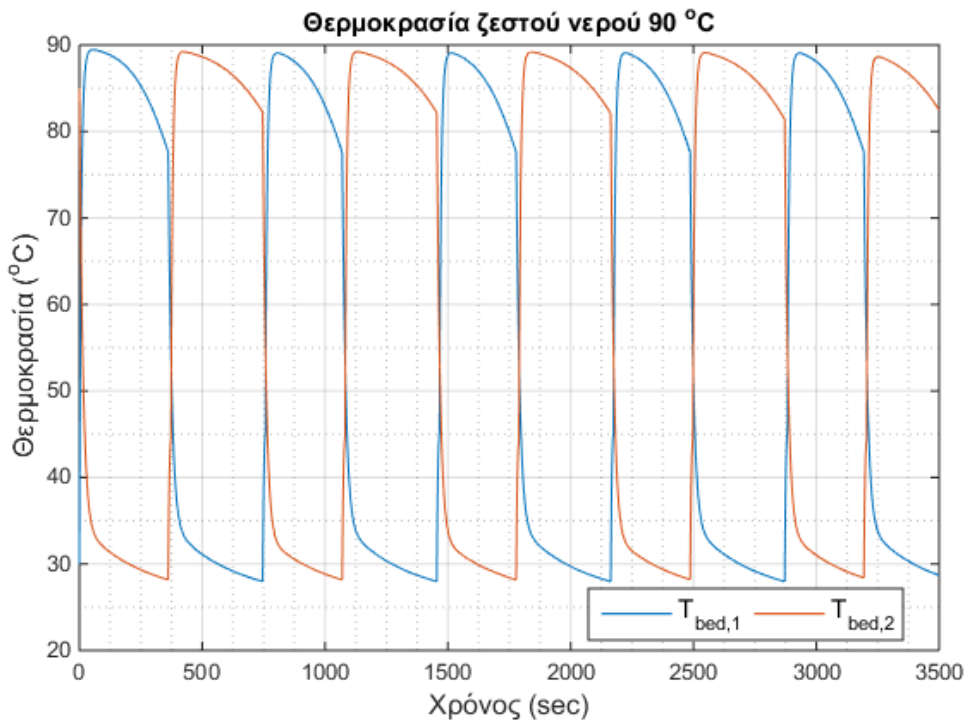
Σχήμα 2.9: Συντελεστής συμπεριφοράς κύκλου σε σχέση με τον αντίστοιχο ιδανικό.

Στο Σχήμα 2.10 παρουσιάζεται η ειδική ψυκτική ισχύς (SCP) συναρτήσει του χρόνου λειτουργίας του ψύκτη. Παρατηρείται πως, όπως και ο συντελεστής συμπεριφοράς από το Σχήμα 2.9, η τιμή παραμένει περίπου σταθερή και ανεξάρτητη του χρόνου. Αξίζει να σημειωθεί ότι για τα πρώτα δευτερόλεπτα διαπιστώνονται ορισμένες ακραίες τιμές που οφείλονται κατά βάση σε μεταβατικά φαινόμενα και γι αυτό δεν λαμβάνονται υπόψη.



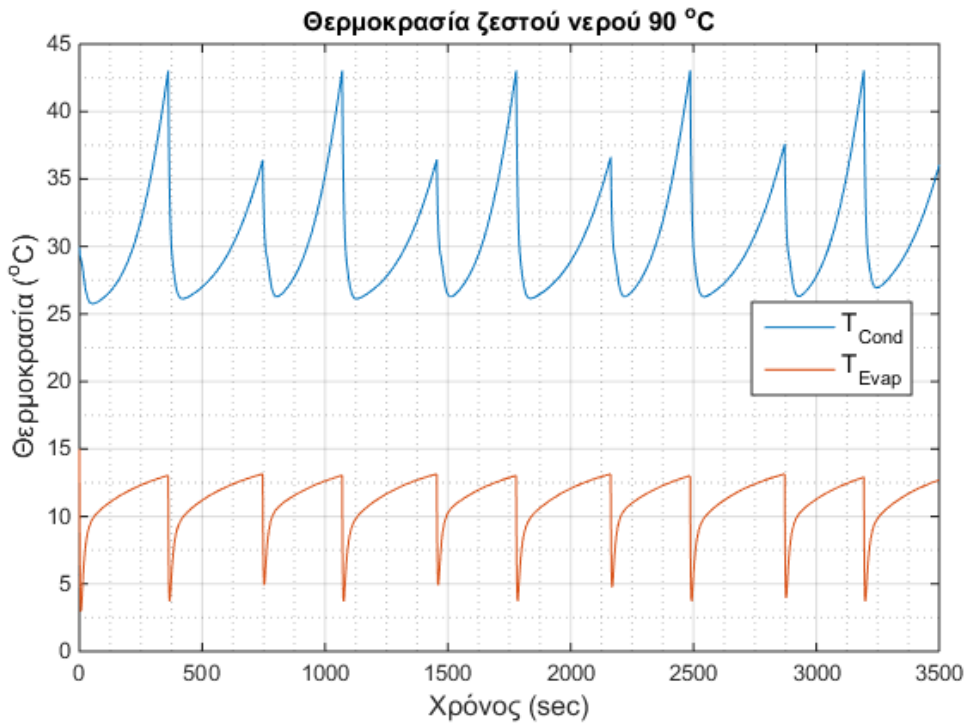
Σχήμα 2.10: Ειδική ψυκτική ισχύς.

Η θερμοκρασία στις δύο κλίνες προσρόφησης παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.11. Είναι φανερό πως οι δυο κλίνες βρίσκονται σε διαφορά φάσης, καθώς παρατηρείται πως όταν στη μία η θερμοκρασία είναι μέγιστη, στην άλλη είναι ελάχιστη και αντίστροφα.

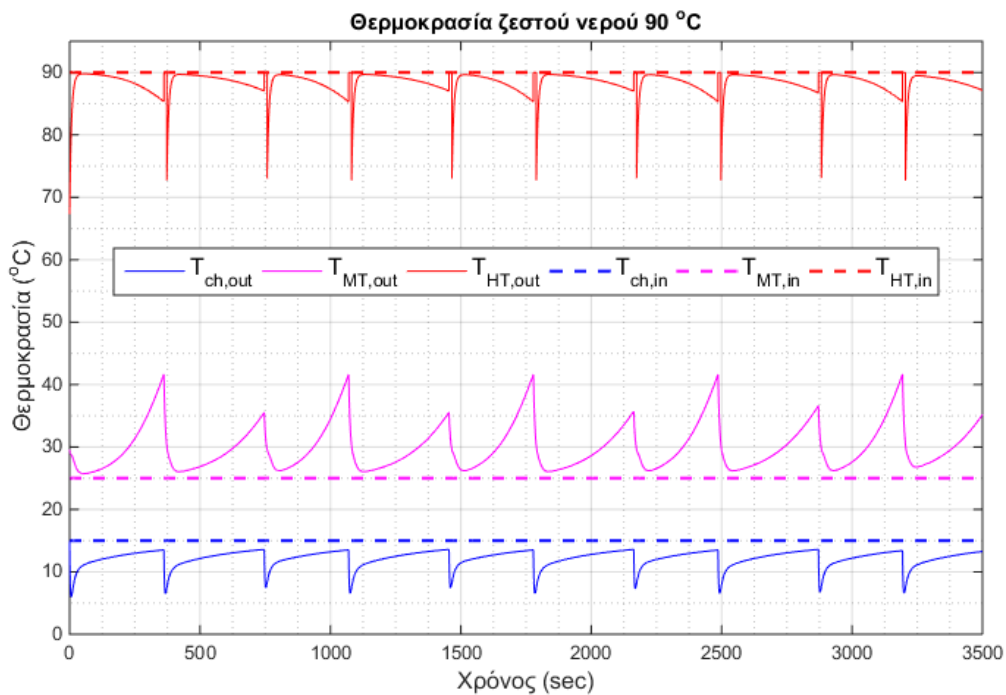


Σχήμα 2.11: Θερμοκρασία κλινών προσρόφησης.

Ενδιαφέρον έχει επίσης να παρατηρηθεί η μεταβολή της θερμοκρασίας στον ατμοποιητή και το συμπυκνωτή. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.12 κατά τη διάρκεια των τεσσάρων φάσεων λειτουργίας του ψύκτη, η θερμοκρασία στο συμπυκνωτή παρουσιάζει δύο διαφορετικά μέγιστα καθώς αυξάνεται. Αντίθετα η θερμοκρασία στον ατμοποιητή αυξάνεται σταθερά μέχρι το ίδιο σημείο σε κάθε φάση.

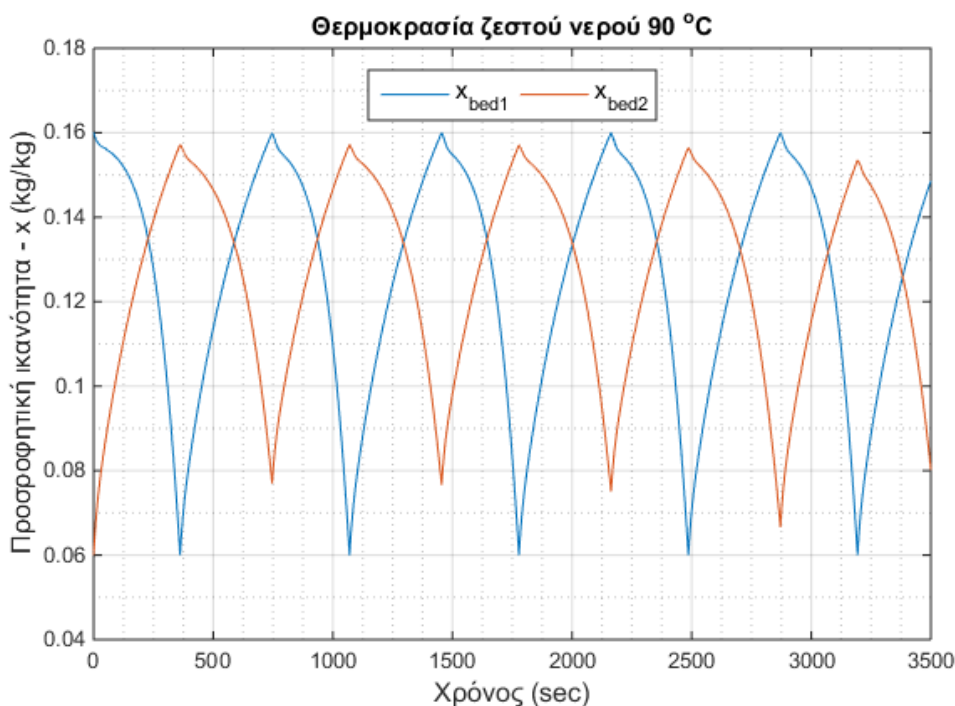


Σχήμα 2.12: Θερμοκρασία συμπυκνωτή και ατμοποιητή.



Σχήμα 2.13: Θερμοκρασία εισόδου και εξόδου νερού των τριών κυκλωμάτων.

Χαρακτηριστικό είναι επίσης το Σχήμα 2.13 όπου φαίνονται οι θερμοκρασίες των τριών κυκλωμάτων νερού στον ψύκτη: το κύκλωμα ψυχρού νερού (η θερμοκρασία εξόδου του οποίου παρουσιάστηκε και μόνη της στο Σχήμα 2.8), το κύκλωμα νερού ΜΤ και το κύκλωμα νερού ΗΤ. Τέλος, στο Σχήμα 2.14 φαίνεται η προσροφητική ικανότητα στον Προσοροφητή 1 και τον Προσοροφητή 2 κατά τη λειτουργία του ψύκτη.



Σχήμα 2.14: Προσοροφητική ικανότητα στις δυο κλίνες.

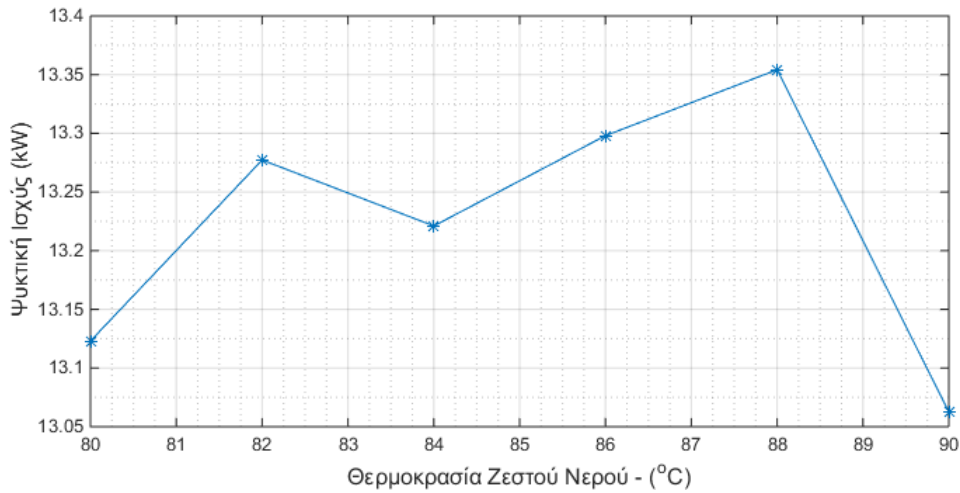
Τα διαγράμματα που παρουσιάστηκαν αφορούν τη λειτουργία του ψύκτη με θερμοκρασία του ζεστού νερού που τον τροφοδοτεί στους 90°C. Μεταβάλλοντας τη θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού στον ψύκτη θα αλλάζουν και όλα τα μεγέθη που εξαρτώνται από τη λειτουργία του.

Στον Πιν. 6 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά οι μέσες τιμές από τα πιο χαρακτηριστικά μεγέθη του κύκλου ψύξης με προσρόφηση για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του ζεστού νερού. Είναι σημαντικό να τονιστεί πως για τον υπολογισμό των μέσων τιμών, δε λαμβάνεται υπόψη ο πρώτος κύκλος λειτουργίας του ψύκτη, δηλαδή τα πρώτα 750 sec, λόγω των μεταβατικών φαινομένων που παρουσιάζονται.

Πιν. 6: Μέσες τιμές χαρακτηριστικών μεγεθών κύκλου ψύξης με προσρόφηση.

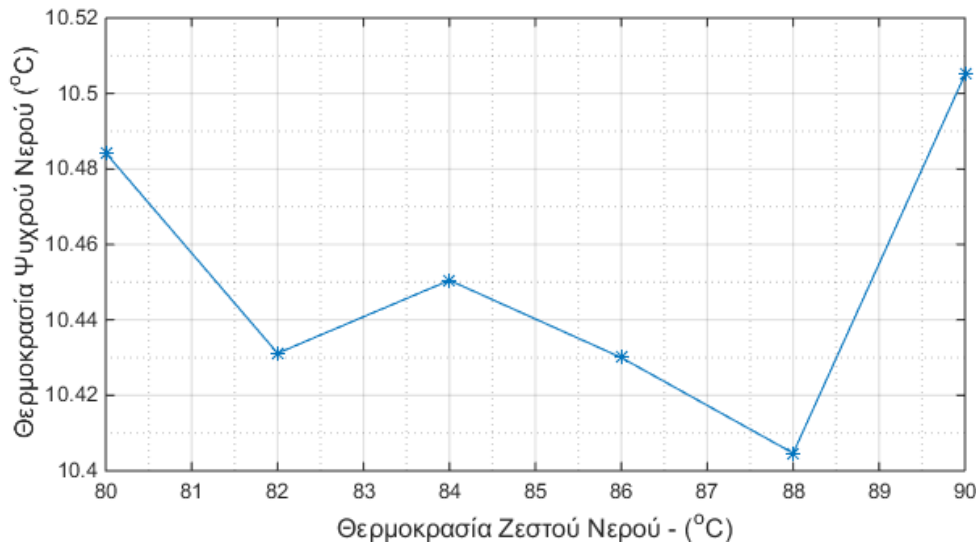
Παράμετρος	Τιμή					
Θερμοκρασία νερού τροφοδοσίας (°C)	80	82	84	86	88	90
Ψυκτική ισχύς (kW)	13.123	13.277	13.221	13.298	13.354	13.063
Θερμοκρασία ψυχρού νερού (°C)	10.484	10.431	10.450	10.430	10.405	10.505
Συντελεστής συμπεριφοράς – COP	0.4664	0.4649	0.4648	0.4634	0.4610	0.4630
Συντελεστής συμπεριφοράς Carnot – COP _{Carnot}	1.9442	1.9611	2.0003	2.0336	2.1350	2.1753
COP/COP _{Carnot}	0.2495	0.2487	0.2444	0.2412	0.2312	0.2311
Ειδική ψυκτική ισχύς – SCP (kW/kg)	324.93	343.41	345.06	342.28	336.89	331.45

Τα αποτελέσματα του Πιν. 6 μπορούν να σχεδιαστούν σε διαγράμματα, όπου θα γίνεται καλύτερα αντιληπτή η μεταβολή των μέσων τιμών των μεγεθών αυτών συναρτήσει της θερμοκρασίας του ζεστού νερού που τροφοδοτεί τον ψύκτη. Στο Σχήμα 2.15 φαίνεται η μεταβολή της μέσης ψυκτικής ισχύος με τη μεταβολή της θερμοκρασίας τροφοδοσίας του ψύκτη.



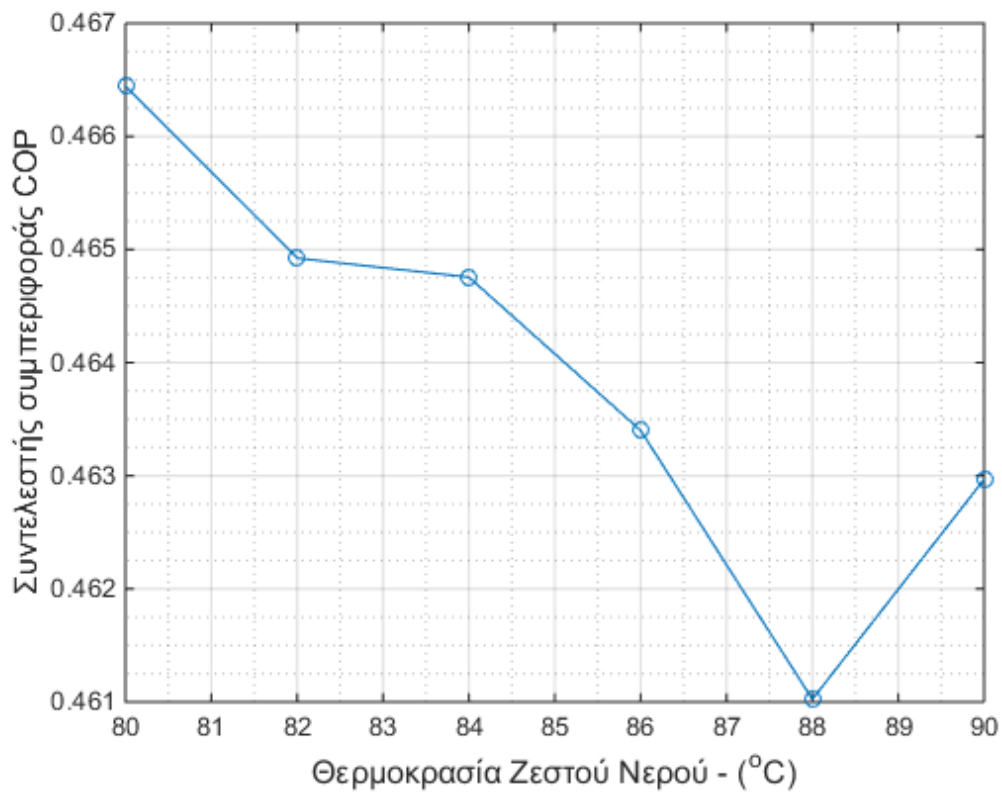
Σχήμα 2.15: Μέση τιμή ψυκτικής ισχύος.

Η θερμοκρασία του παραγόμενου ψυχρού νερού μεταβάλλεται με βάση το Σχήμα 2.16 σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία του ζεστού νερού τροφοδοσίας.

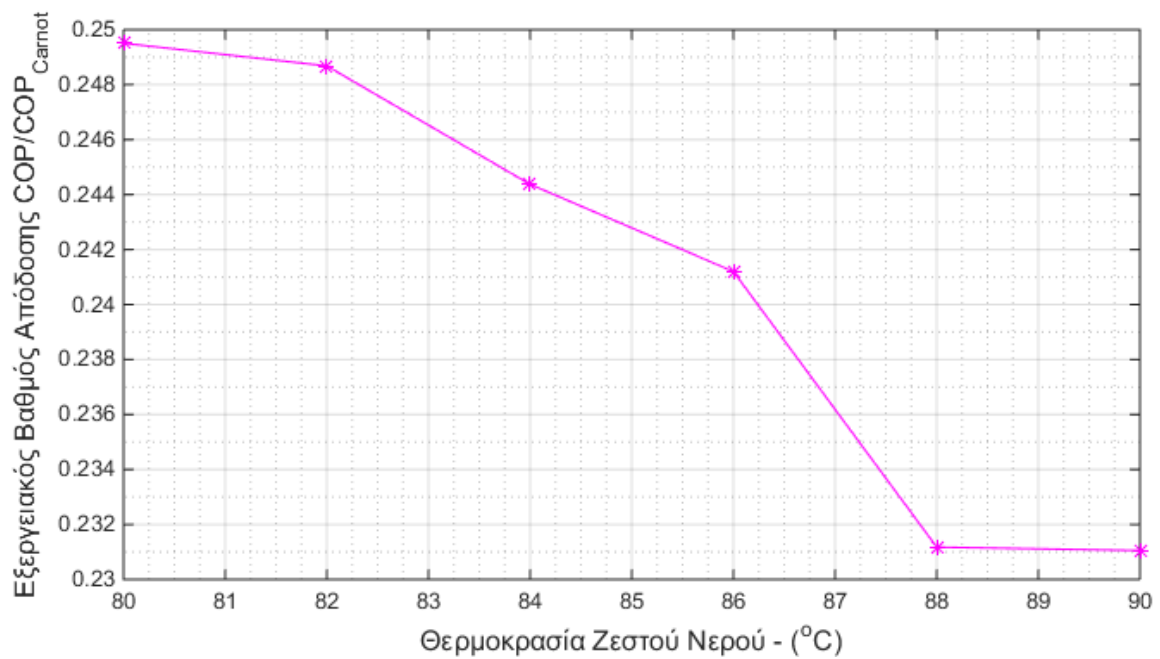


Σχήμα 2.16: Μέση τιμή θερμοκρασίας ψυχρού νερού.

Σημαντική είναι και η αλλαγή στον συντελεστή συμπεριφοράς και τον αντίστοιχο του Carnot σε σχέση με τη θερμοκρασία. Στο Σχήμα 2.17 παρουσιάζεται η μεταβολή του μέσου συντελεστή συμπεριφοράς και του μέσου συντελεστή συμπεριφοράς Carnot, ενώ στο Σχήμα 2.18 φαίνεται η μέση τιμή του λόγου τους ο οποίος μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας.

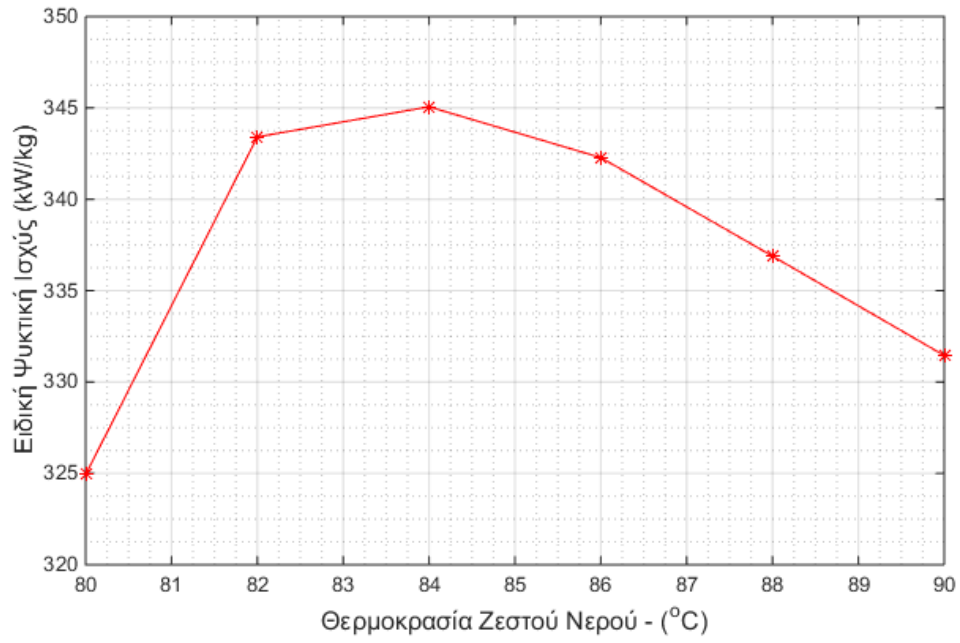


Σχήμα 2.17: Μέση τιμή COP και COP_{carnot} .



Σχήμα 2.18: Μέση τιμή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του ψύκτη.

Τέλος, στο Σχήμα 2.19 παρουσιάζεται η μέση τιμή της ειδικής ψυκτικής ισχύος συναρτήσει της θερμοκρασίας του ζεστού νερού.



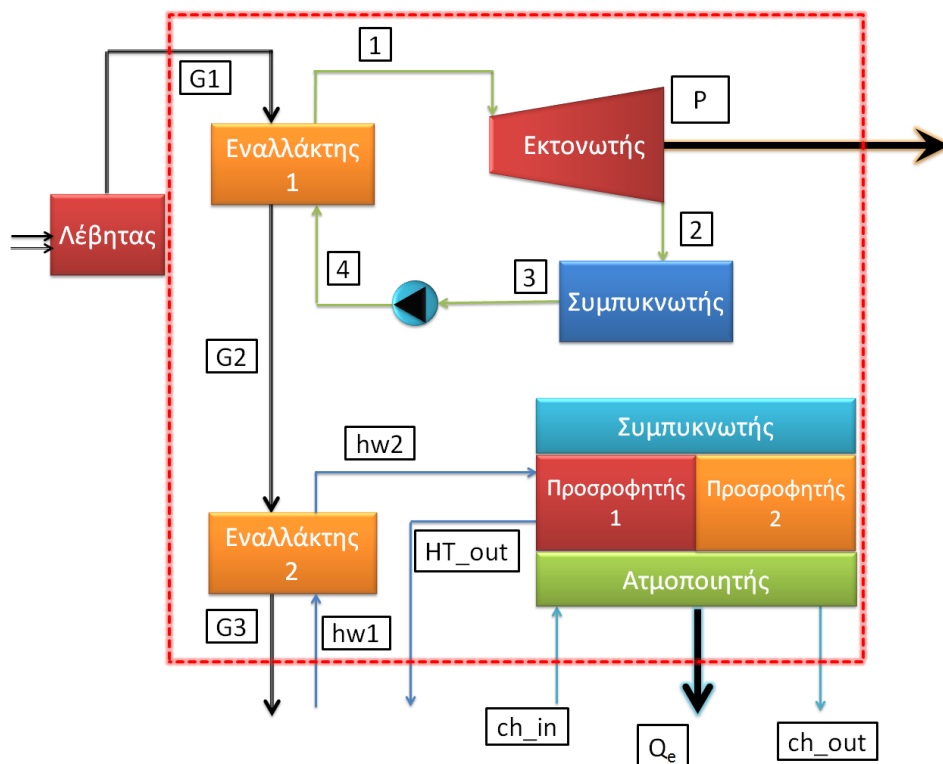
Σχήμα 2.19: Μέση τιμή ειδικής ψυκτικής ισχύος.

3. Σύζευξη ORC με Ψυκτικό Κύκλο Προσρόφησης

Στην παρούσα μελέτη θα ερευνηθεί η σύζευξη ενός οργανικού κύκλου Rankine με τον ψυκτικό κύκλο προσρόφησης που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 2. Ο οργανικός κύκλος Rankine που θα διερευνηθεί είναι απλός, καθώς σκοπός της μελέτης είναι η συμπεριφορά του σε σύζευξη με τον κύκλο προσρόφησης για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος ενώ το σύστημα τροφοδοτείται από μία δεδομένη πηγή θερμότητας ενώ η προσθήκη ειδικών διατάξεων θα αυξήσει σημαντικά την πολυπλοκότητα του συστήματος και θα το καταστήσει οικονομικά μη ανταγωνιστικό. Θα μελετηθούν διαφορετικές διατάξεις της σύζευξης των δύο κύκλων, με τη διαφοροποίηση να έγκειται κάθε φορά στον τρόπο με τον οποίο προσδίδεται θερμότητα στο κύκλωμα ψύξης, καθώς και στο οργανικό μέσο του ORC, το οποίο θα βελτιστοποιείται κατά περίπτωση. Επίσης για τον ίδιο οργανικό κύκλο θα μελετηθεί σε κάθε σενάριο και η σύζευξη με έναν συμβατικό κύκλο ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών που θα παράγει το ίδιο ψυκτικό αποτέλεσμα με τον κύκλο προσρόφησης, ώστε να μπορεί να γίνει μια σύγκριση μεταξύ των δύο εναλλακτικών για την παραγωγή της απαιτούμενης ψυκτικής ισχύος.

3.1. Διάταξη 1

Η πρώτη διάταξη που θα μελετηθεί αφορά ένα ORC που τροφοδοτείται από το καυσαέριο ενός λέβητα μέσω ενός εναλλάκτη (Εναλλάκτης 1). Σε σειρά με τον κύκλο ORC υπάρχει ένας δεύτερος εναλλάκτης θερμότητας (Εναλλάκτης 2), ο οποίος θερμαίνει το νερό που τροφοδοτεί τον κύκλο ψύξης με προσρόφηση. Η διάταξη αυτή παρουσιάζεται σχηματικά στο Σχήμα 3.1. Το σύστημα προς μελέτη περιβάλλεται από την κόκκινη διακεκομμένη γραμμή που αποτελεί το όριό του.



Σχήμα 3.1: Διάταξη 1: Κύκλωμα ORC σε σειρά με κύκλωμα ψύξης με προσρόφηση.

Το καυσαέριο ενός λέβητα τροφοδοτεί τον Εναλλάκτη 1 και προσδίδει θερμότητα στον οργανικό κύκλο. Έτσι το οργανικό μέσο πραγματοποιεί έναν απλό κύκλο Rankine στις θέσεις 1-2-3-4 και παράγει μηχανική ισχύ στον εκτονωτή. Το καυσαέριο στη συνέχεια (θερμοκρασίας T_{G2}) εισέρχεται στον Εναλλάκτη 2 για να προσδώσει θερμότητα στο νερό το οποίο θα τροφοδοτήσει τον κύκλο ψύξης ως πηγή θερμότητας.

3.1.1. Επίλυση ORC

Τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για την επίλυση του κύκλου παρουσιάζονται συνοπτικά στον Πιν. 7.

Πιν. 7: Δεδομένα επίλυσης Διάταξης 1.

Παράμετρος	Τιμή
Οργανικό μέσο	R245fa
Ισεντροπικός β.α. αντλίας – $\eta_{is,p}$	0.50
Ισεντροπικός β.α. εκτονωτή – $\eta_{is,e}$	0.65
Παροχή μάζας καυσαερίου – \dot{m}_G (kg/s)	0.4
Θερμοκρασία καυσαερίου τροφοδοσίας ORC – T_{G1} (°C)	260
Θερμοκρασία νερού εισόδου στον Εναλλάκτη 2 – T_{hw1} (°C)	20
Θερμοκρασία νερού τροφοδοσίας του ψύκτη – T_{hw2} (°C)	90
Πίεση καυσαερίου (bar)	1.01325
Πίεση νερού τροφοδοσίας του ψύκτη (bar)	1.01325

Οι βασικές παραδοχές που θεωρήθηκαν για την απλοποίηση της επίλυσης του κύκλου είναι οι ακόλουθες:

- Η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου (Σημείο 1) καθορίζεται μονοσήμαντα από το οργανικό μέσο και τις πιέσεις λειτουργίας στον κύκλο που υλοποιεί.
- Η κατάσταση του ρευστού στο Σημείο 3 του κύκλου είναι κορεσμένο υγρό.
- Για τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του καυσαερίου χρησιμοποιήθηκαν ιδιότητες αέρα.
- Ηλεκτρικές και μηχανικές απώλειες στην παραγόμενη ισχύ θεωρούνται αμελητέες.

Για την επίλυση του συστήματος της διάταξης αυτής είναι απαραίτητα και άλλα δεδομένα, όπως για παράδειγμα οι πιέσεις λειτουργίας του οργανικού κύκλου ή η παραγόμενη ισχύς στον εκτονωτή. Τα δεδομένα που λείπουν έχουν επιλεγεί ως μεταβλητές σχεδιασμού σε ένα κύκλο βελτιστοποίησης με τελικό στόχο την επίτευξη δεδομένου pinch point στους δύο εναλλάκτες. Οι εναλλάκτες έχουν επιλεγεί να λειτουργούν με pinch point στους 10°C. Το σημείο αυτό θα βρεθεί χωρίζοντας τα δυο ρεύματα κάθε εναλλάκτη σε κόμβους και υπολογίζοντας την διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των δυο ρευμάτων σε κάθε κόμβο, μέχρι να υπολογιστεί η ελάχιστη. Στόχος της βελτιστοποίησης είναι να μεταβάλλονται οι μεταβλητές σχεδιασμού ώστε να επιτευχθεί το επιθυμητό pinch point, μέσω της διαδικασίας που περιγράφηκε, στους δύο εναλλάκτες.

Η διαδικασία βελτιστοποίησης εξαρτάται από τις αρχικές τιμές που θα δοθούν στις μεταβλητές σχεδίασης, κάτι που σημαίνει πως υπάρχουν πολλές διαφορετικές λύσεις-συνδυασμοί των μεταβλητών αυτών που μπορούν να δώσουν το ζητούμενο αποτέλεσμα.

Πέρα από τον καθορισμό των σημείων του κύκλου, μπορούν να υπολογιστούν και κάποια περαιτέρω βασικά μεγέθη. Η παροχή μάζας του κύκλου υπολογίζεται ως εξής:

$$\dot{m} = \frac{P}{h_1 - h_2} \quad (3.1)$$

ενώ η ισχύς που καταναλώνεται στην αντλία είναι:

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (3.2)$$

Η θερμική ισχύς που προσδίδεται στον κύκλο μέσω του Εναλλάκτη 1 είναι

$$\dot{Q}_{Hex,1} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.3)$$

Έτσι, ο θερμικός βαθμός απόδοσης του ORC υπολογίζεται:

$$\eta_{th} = \frac{P - \dot{W}_P}{\dot{Q}_{Hex,1}} \quad (3.4)$$

Στον Πιν. 8 παρουσιάζονται οι τέσσερις μεταβλητές σχεδίασης για ένα υποκρίσιμο κύκλο, όπως προέκυψαν με την επίτευξη του επιθυμητού pinch point.

Πιν. 8: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 1 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.

Μεταβλητή Σχεδίασης	Τιμή
Χαμηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_L (bar)	9.60
Υψηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_H (bar)	25.02
Παραγόμενη ισχύς στον εκτονωτή – P (kW)	4.170
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 2 – T_{G3} (°C)	80.00

Η ενθαλπία του καυσαερίου στην έξοδο του ατμοποιητή του ORC υπολογίζεται με βάση τη θερμότητα συναλλαγής στον Εναλλάκτη 1:

$$h_{G2} = h_{G1} - \frac{\dot{Q}_{Hex,1}}{\dot{m}_G} \quad (3.5)$$

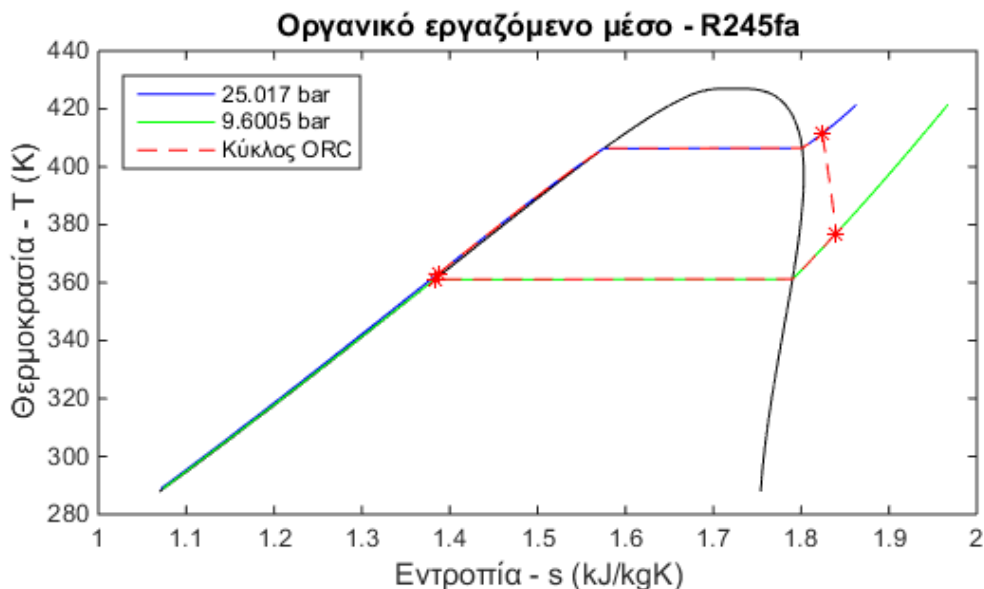
Ενώ η θερμοκρασία του καυσαερίου στην ίδια θέση προκύπτει θερμοδυναμικά για την ενθαλπία της εξίσωσης (3.5) και την ατμοσφαιρική πίεση του καυσαερίου που δηλώθηκε στον Πιν. 7. Η θερμότητα συναλλαγής στον Εναλλάκτη 2 μπορεί να υπολογιστεί με τον ενεργειακό ισολογισμό στον εναλλάκτη από το ρεύμα του καυσαερίου:

$$\dot{Q}_{Hex,2} = \dot{m}_G(h_{G2} - h_{G3}) \quad (3.6)$$

Η παροχή μάζας του νερού τροφοδοσίας του κύκλου ψύξης με προσρόφηση υπολογίζεται από τον ίδιο ενεργειακό ισολογισμό, για το ρεύμα του νερού:

$$\dot{m}_{hw} = \frac{\dot{Q}_{Hex,2}}{h_{hw2} - h_{hw1}} \quad (3.7)$$

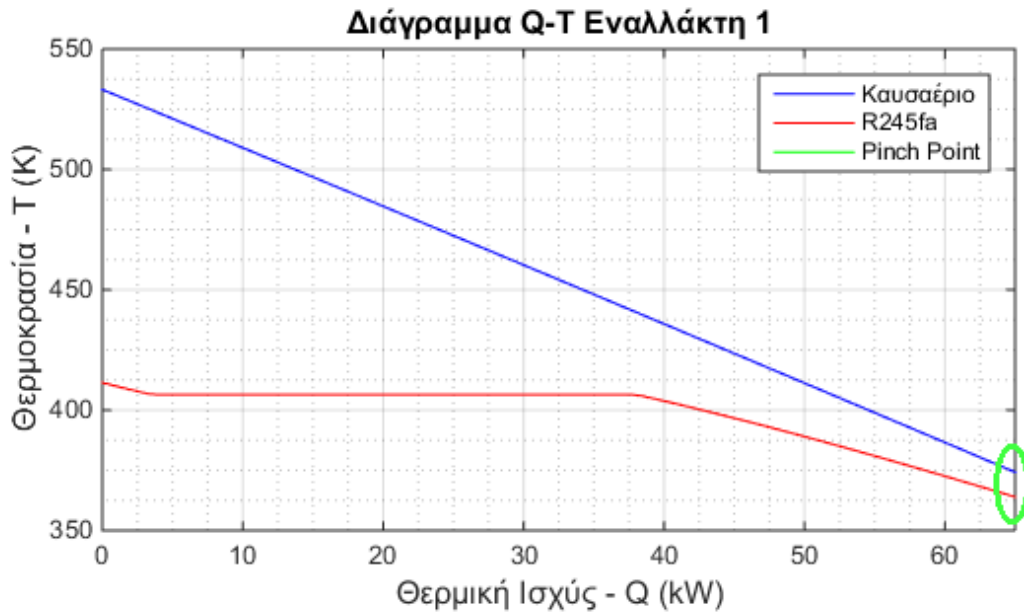
Στο Σχήμα 3.2 παρουσιάζεται διάγραμμα T-s του κύκλου. Με αστερίσκους σημειώνονται τα τέσσερα χαρακτηριστικά σημεία του κύκλου, με διακεκομμένη γραμμή ο ίδιος ο κύκλος δηλαδή οι μεταβολές του ρευστού από το κάθε σημείο στο επόμενο, ενώ έχουν σχεδιαστεί και οι δυο ισόθλιπτες καμπύλες για τις δυο πιέσεις λειτουργίας του κύκλου.



Σχήμα 3.2: Διάγραμμα T-s του ORC για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 1.

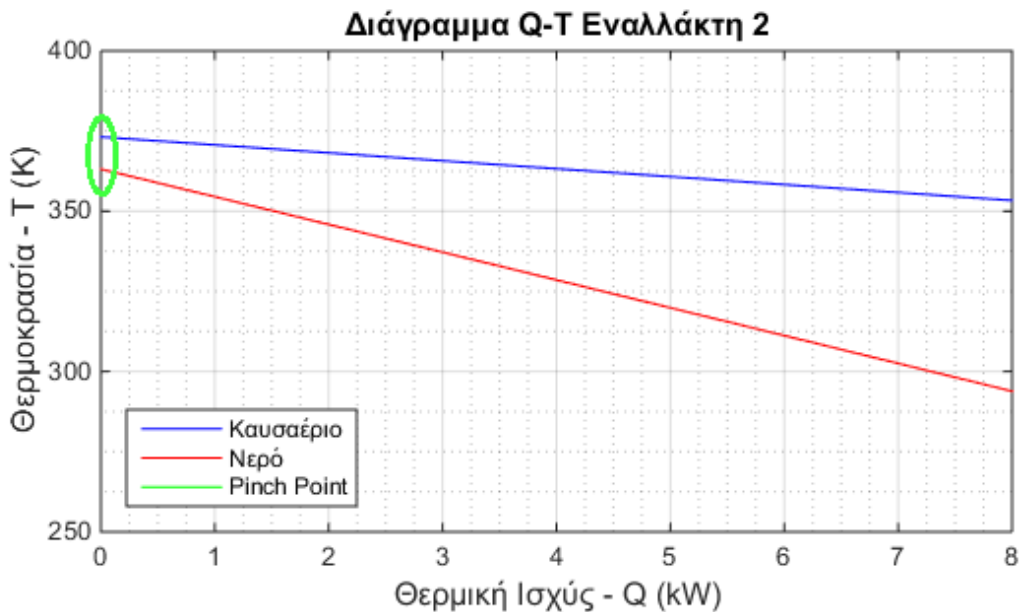
Για τον ίδιο κύκλο παρουσιάζονται τα διαγράμματα Q-T των δυο εναλλακτών, για τους οποίους έγινε και η βελτιστοποίηση ως προς το pinch point.

Στο Σχήμα 3.3 παρουσιάζεται το διάγραμμα Q-T του Εναλλάκτη 1, με το καυσαέριο να δίνει θερμότητα στο εργαζόμενο οργανικό μέσο και να το ατμοποιεί, ώστε να λειτουργήσει ο ORC. Το σημείο ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς παρατηρείται πως εμφανίζεται κατά την είσοδο του ρευστού στον εναλλάκτη. Η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά των 10°C που ήταν το επιθυμητό φαίνεται πως έχει επιτευχθεί στον Εναλλάκτη 1.



Σχήμα 3.3: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 1.

Από την άλλη, στο Σχήμα 3.4 φαίνεται το αντίστοιχο διάγραμμα Q-T για τον Εναλλάκτη 2, όπου το καυσαέριο αφού έχει πρώτα τροφοδοτήσει τον οργανικό κύκλο Rankine, δίνει θερμότητα στο νερό το οποίο θα τροφοδοτήσει έπειτα τον ψύκτη προσρόφησης. Και σε αυτό το διάγραμμα παρατηρείται ότι έχει επιτευχθεί το ζητούμενο, δηλαδή ο εναλλάκτης λειτουργεί με 10°C ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των δύο ρευμάτων.



Σχήμα 3.4: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη για τροφοδοσία του ψύκτη, για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 1.

Στον Πιν. 9 φαίνονται συγκεντρωτικά τα αποτελέσματα των υπολογισμών για τα βασικά μεγέθη του κύκλου, όπως προέκυψαν από τις εξισώσεις (3.1) ως (3.7). Στον Πιν. 10 παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά (πίεση, θερμοκρασία, ενθαλπία, εντροπία) για τις τέσσερις θέσεις του κύκλου, όπως αυτές φαίνονται στο διάγραμμα T-s στο Σχήμα 3.2.

Πιν. 9: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υποκρίσιμο κύκλο – Διάταξη 1.

Μεταβλητή	Τιμή
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου – \dot{m} (kg/s)	0.3766
Ισχύς αντλίας – \dot{W}_p (kW)	1.014
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 1 – $\dot{Q}_{Hex,1}$ (kW)	65.431
Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC – η (%)	4.824
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 1 – T_{G2} (°C)	100.00
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 2 – $\dot{Q}_{Hex,2}$ (kW)	8.083
Παροχή μάζας ζεστού νερού – \dot{m}_{hw} (kg/s)	0.02758

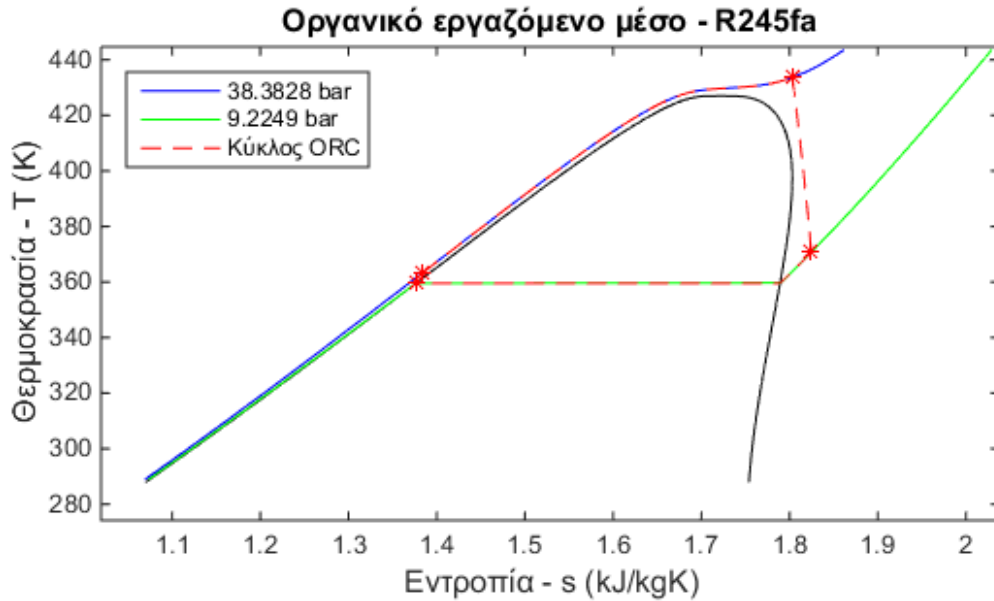
Πιν. 10: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υποκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 1.

Θέση	1	2	3	4
p (bar)	25.02	9.60	9.60	25.02
T (°C)	138.27	103.89	88.03	90.00
h (kJ/kg)	498.23	487.18	321.81	324.50
s (kJ/kgK)	1.821	1.840	1.383	1.387

Για το ίδιο οργανικό μέσο και τα ίδια ακριβώς δεδομένα όπως παρουσιάζονται στον Πιν. 7, η διαδικασία επαναλαμβάνεται δίνοντας διαφορετικές αρχικές τιμές στις μεταβλητές σχεδίασης, ώστε να προκύψει και μια περίπτωση υπερκρίσιμου κύκλου που ικανοποιεί το ζητούμενο της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς στους εναλλάκτες. Στον Πιν. 11 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για τις μεταβλητές σχεδίασης για ένα υπερκρίσιμο κύκλο με οργανικό μέσο το R245fa.

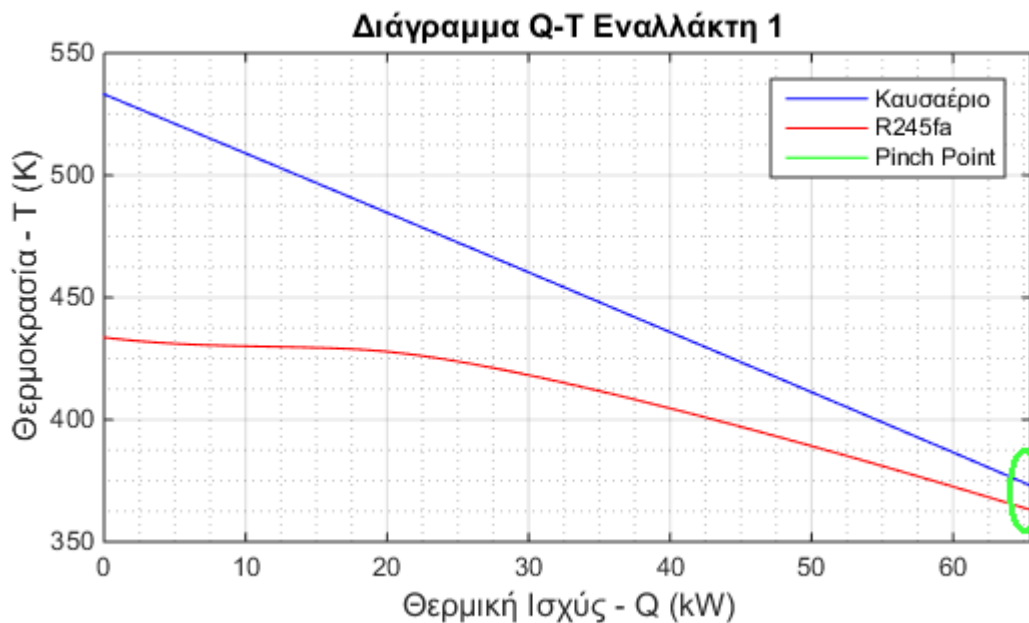
Πιν. 11: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 1 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.

Μεταβλητή Σχεδίασης	Τιμή
Χαμηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_L (bar)	9.22
Υψηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_H (bar)	38.38
Παραγόμενη ισχύς στον εκτονωτή – P (kW)	5.627
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 2 – T_{G3} (°C)	80.00

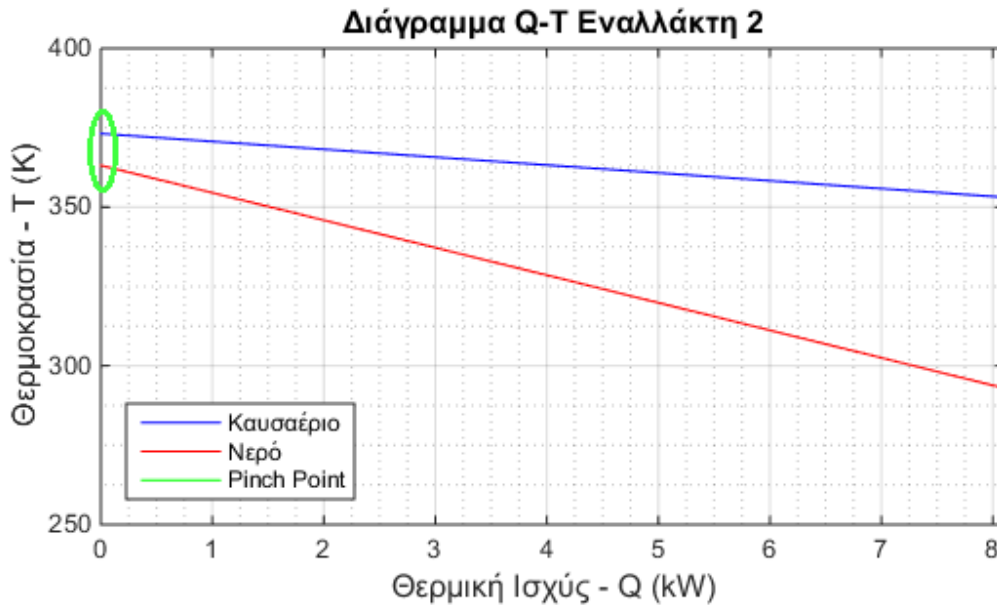


Σχήμα 3.5: Διάγραμμα T-s του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 1.

Στο Σχήμα 3.5 παρουσιάζεται σε διάγραμμα T-s ο κύκλος που υλοποιεί το εργαζόμενο μέσο, για την παραγωγή της ηλεκτρικής ισχύος στον εκτονωτή, μεταβολή η οποία φαίνεται στην πτώση από την υψηλή πίεση του κύκλου στη χαμηλή. Σε αντιστοιχία, στο Σχήμα 3.6 φαίνεται το διάγραμμα Q-T του Εναλλάκτη 1 για τον υπερκρίσιμο κύκλο που μελετήθηκε, ενώ στο Σχήμα 3.7 παρουσιάζεται το αντίστοιχο διάγραμμα για τον Εναλλάκτη 2. Παρατηρείται πως και πάλι το επιθυμητό σημείο ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς έχει επιτευχθεί.



Σχήμα 3.6: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 1.



Σχήμα 3.7: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη για τροφοδοσία του ψύκτη, για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 1.

Στον Πιν. 12 παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά για τα τέσσερα σημεία του υπερκρίσιμου κύκλου, ενώ στον Πιν. 13 τα αποτελέσματα των υπολογισμών από τις εξισώσεις (3.1) ως (3.7).

Πιν. 12: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υπερκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 1.

Θέση	1	2	3	4
p (bar)	37.65	9.25	9.25	37.65
T (°C)	189.99	146.69	86.46	90.01
h (kJ/kg)	556.19	536.41	319.44	324.35
s (kJ/kgK)	1.940	1.966	1.377	1.383

Πιν. 13: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υπερκρίσιμο κύκλο – Διάταξη 1.

Μεταβλητή	Τιμή
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου – \dot{m} (kg/s)	0.3826
Ισχύς αντλίας – \dot{W}_p (kW)	1.931
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 1 – $\dot{Q}_{Hex,1}$ (kW)	65.431
Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC – η (%)	5.648
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 1 – T_{G2} (°C)	100.00
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 2 – $\dot{Q}_{Hex,2}$ (kW)	8.083
Παροχή μάζας ζεστού νερού – \dot{m}_{hw} (kg/s)	0.02758

3.1.2. Συμβατική Ψύξη VCC

Για τον ORC που υπολογίστηκε θα μελετηθεί και ένας ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών (VCC), όπως αυτός στο Σχήμα 1.3, ο οποίος παράγει το ίδιο ψυκτικό αποτέλεσμα με τον αντίστοιχο κύκλο ψύξης με προσρόφηση. Τέλος θα υπολογιστεί ο

εξεργειακός βαθμός απόδοσης όλης της διάταξης συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-ψύξης ώστε να συγκριθούν οι μέθοδοι παραγωγής της ψυκτικής ισχύος.

Ο συμβατικός κύκλος ψύξης συμπίεσης ατμών θα επιλυθεί με τις εξής βασικές παραδοχές για το ψυκτικό εργαζόμενο μέσο:

- Ατμοποιείται χωρίς υπερθέρμανση.
- Δε συμπιέζεται ισεντροπικά.
- Συμπυκνώνεται μέχρι κορεσμού, χωρίς υπόψυξη.
- Στραγγαλίζεται ισενθαλπικά.
- Χρησιμοποιείται η ίδια αρίθμηση των σημείων με αυτή στο Σχήμα 1.3.

Πιν. 14: Βασικά δεδομένα του κύκλου ψύξης μηχανικής συμπίεσης ατμών.

Παράμετρος	Τιμή
Ψυκτικό εργαζόμενο μέσο	R134a
Χαμηλή πίεση λειτουργίας VCC – p_L (bar)	3.00
Υψηλή πίεση λειτουργίας VCC – p_H (bar)	8.00
Ισεντροπικός β.α. συμπιεστή – $\eta_{is,comp}$	0.80
Θερμοκρασία εισόδου ψυχρού νερού – $T_{ch,w,in}$ (°C)	15.00
Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού νερού – $T_{ch,w,out}$ (°C)	10.51
Ψυκτική ισχύς ατμοποιητή – \dot{Q}_{ev} (kW)	13.063

Τα δεδομένα για την επίλυση του ψυκτικού κύκλου παρουσιάζονται στον Πιν. 14 .

Η ψυκτική ισχύς και η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού νερού επιλέχθηκαν να είναι ίδιες με τις αντίστοιχες μέσες τιμές για τον ψύκτη προσρόφησης από τον Πιν. 6, όταν αυτός λειτουργεί με θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού ίση με 90°C, ώστε να ταιριάζει με αυτή τη μελέτη.

Με την εύρεση των θερμοδυναμικών μεγεθών των σημείων του κύκλου ψύξης, μπορούν να υπολογιστούν ορισμένα επιπλέον βασικά μεγέθη. Η παροχή μάζας ψυκτικού είναι:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_{ev}}{h_1 - h_4} \quad (3.8)$$

Το δαπανώμενο έργο στο συμπιεστή υπολογίζεται:

$$\dot{W} = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad (3.9)$$

Η παροχή μάζας του ψυχρού νερού που παράγεται είναι:

$$\dot{m}_{ch,w} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{h_{ch,w,in} - h_{ch,w,out}} \quad (3.10)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς του κύκλου είναι:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.11)$$

Στον Πιν. 15 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των εξισώσεων (3.8) ως (3.11) για τα δεδομένα του κύκλου από τον Πιν. 14.

Πιν. 15: Αποτελέσματα βασικών υπολογισμών ψύξης VCC.

Παράμετρος	Τιμή
Παροχή μάζας ψυκτικού μέσου – \dot{m}_R (kg/s)	0.0841
Ισχύς συμπιεστή – \dot{W} (kW)	2.139
Παροχή μάζας ψυχρού νερού – $\dot{m}_{ch,w}$ (kg/s)	0.6934
Συντελεστής συμπεριφοράς – COP	6.11

3.1.3. Σύγκριση Μεθόδων Ψύξης

Για την επίτευξη μιας πετυχημένης σύγκρισης μεταξύ των δυο μεθόδων ψύξης, θα οριστεί ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος με δύο τρόπους: αρχικά χρησιμοποιώντας ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμών για την παραγωγή της ψυκτικής ισχύος, και έπειτα με την ψύξη με προσρόφηση, όπως ακριβώς είναι σχεδιασμένη η Διάταξη 1.

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης όλου του συστήματος, με χρήση VCC για την παραγωγή της ψυκτικής ισχύος, μπορεί να εκτιμηθεί ως

$$\eta_{ex,ORC-VCC} = \frac{(P_{el} - \dot{W}_P - \dot{W}) + \dot{E}_{ch,w}}{\dot{E}_{hs}} \quad (3.12)$$

όπου στον αριθμητή βρίσκεται η εξέργεια της καθαρής ισχύος που είναι η ίδια η καθαρή ισχύς (η παραγόμενη στον εκτονωτή του ORC μείον το δαπανώμενο έργο στην αντλία του ORC και το συμπιεστή του VCC) και η εξέργεια του ρεύματος ψυχρού νερού, ενώ στον παρονομαστή βρίσκεται η εξέργεια του ρεύματος της πηγής θερμότητας (heat source) που τροφοδοτεί τη διάταξη. Συγκεκριμένα η εξέργεια του ρεύματος του παραγόμενου κρύου νερού είναι:

$$\dot{E}_{ch,w} = \dot{m}_{ch,w} \cdot [h_{ch,w,out} - h_{w,ref} - T_{ref} \cdot (s_{ch,w,out} - s_{w,ref})] \quad (3.13)$$

και η εξέργεια του ρεύματος καυσαερίου που τροφοδοτεί με θερμότητα τη διάταξη:

$$\dot{E}_{hs} = \dot{m}_G \cdot [h_{G1} - h_{G,ref} - T_{ref} \cdot (s_{G1} - s_{G,ref})] \quad (3.14)$$

με θερμοκρασία και πίεση αναφοράς $T_{ref} = 298 \text{ K}$ και $p_{ref} = 1.01325 \text{ bar}$ αντίστοιχα, με βάση τις οποίες υπολογίστηκαν και οι ενθαλπίες και εντροπίες αναφοράς, αναλόγως το ρευστό που αφορούν (νερό ή καυσαέριο).

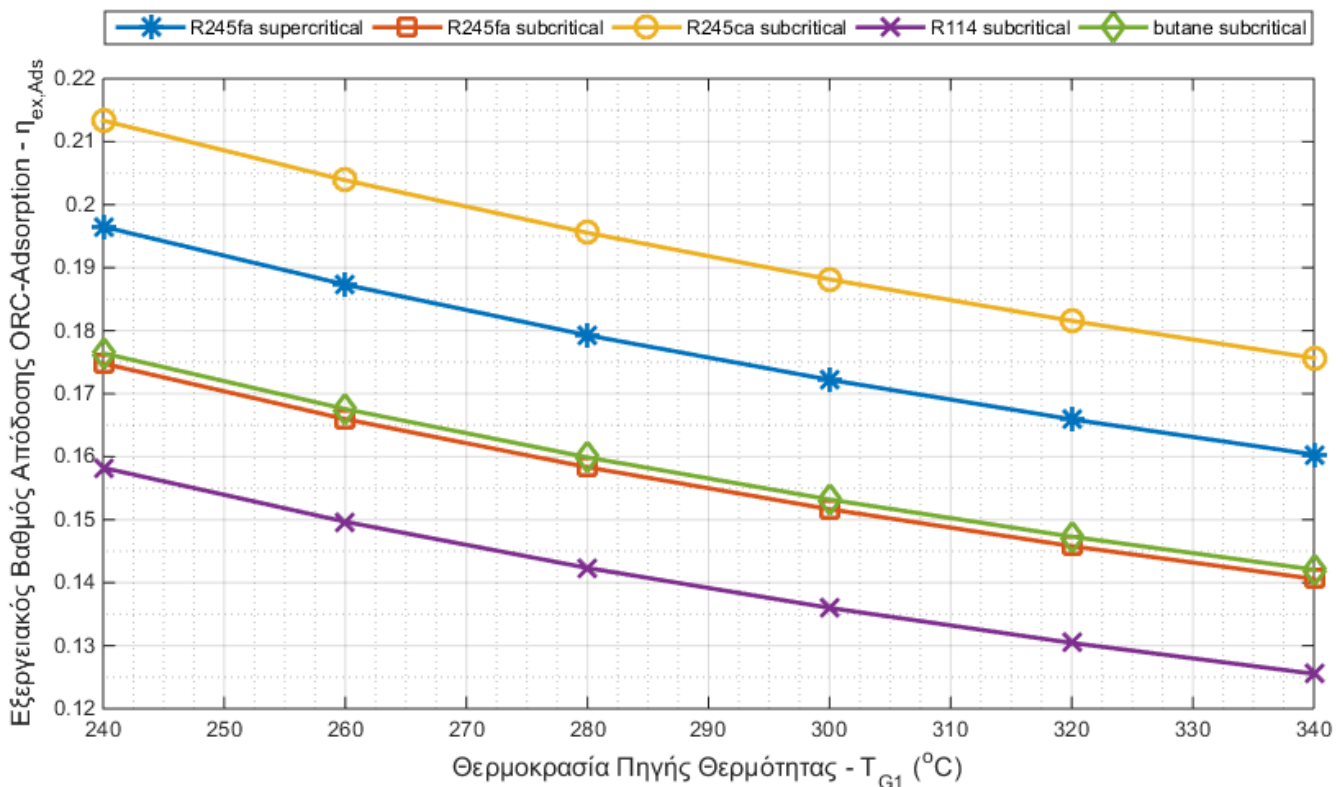
Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης όλου του συστήματος, με τον ψύκτη προσρόφησης αυτή τη φορά για την παραγωγή της ψυκτικής ισχύος, θα είναι:

$$\eta_{ex,ORC-Ads} = \frac{(P_{el} - P_p) + \dot{E}_{ch,w}}{\dot{E}_{hs}} \quad (3.15)$$

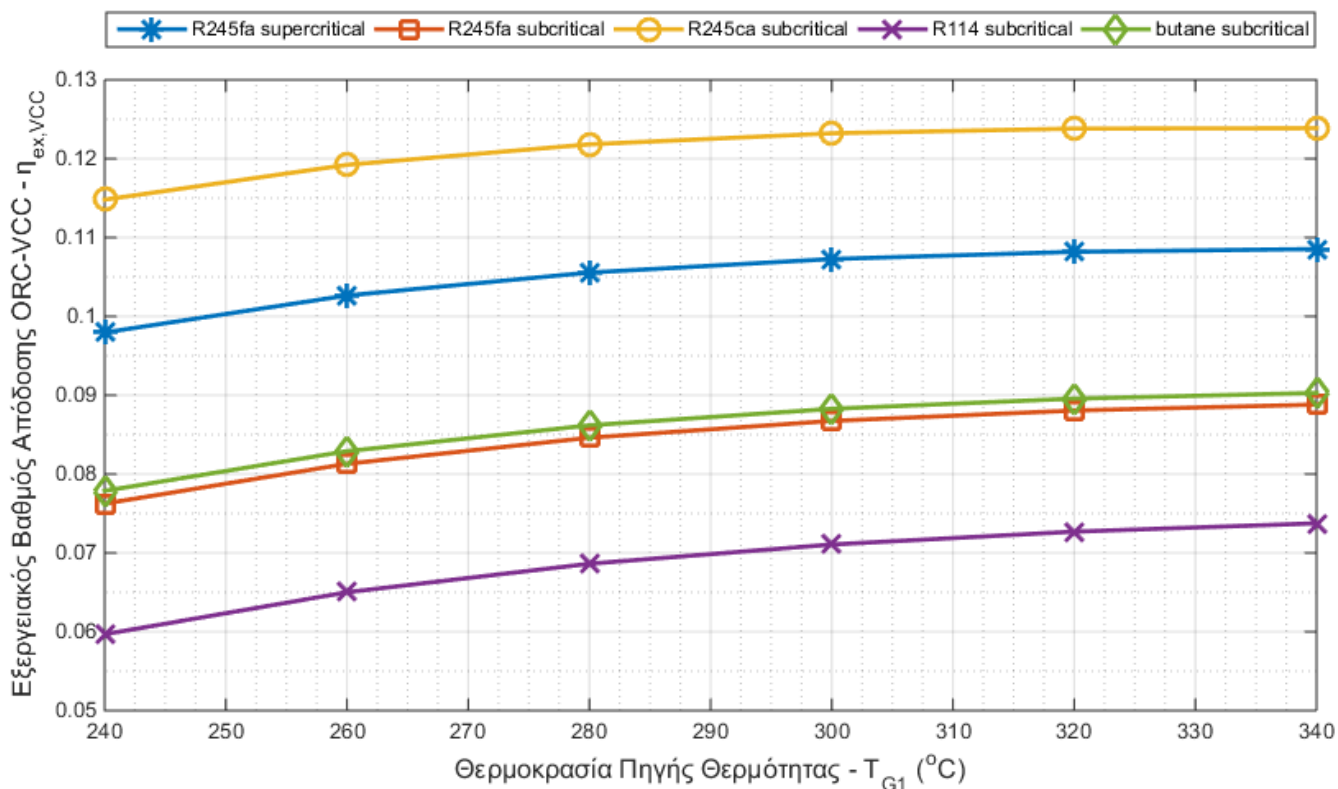
όπου οι όροι των εξεργειών είναι ίδιοι από τις εξισώσεις (3.13), (3.14). Η εξέργεια του ρεύματος ψυχρού νερού είναι η ίδια αφού παράγεται ίδια ψυκτική ισχύς και στις δυο

περιπτώσεις. Ο όρος της εξέργειας του ρεύματος της πηγής θερμότητας είναι επίσης ίδιος με προηγουμένως, αφού το καυσαέριο τροφοδοτεί και πάλι με τον ίδιο τρόπο (ίδια παροχή, θερμοκρασία) τον ORC, ανεπηρέαστα από τη ψύξη που λαμβάνει χώρα στη συνέχεια. Η ουσιαστική διαφορά είναι πως δεν υπάρχει ο όρος της μηχανικής ισχύος συμπιεστή, αφού η τροφοδοσία για τη λειτουργία της ψύξης με προσρόφηση γίνεται με θερμότητα. Σημειώνεται πως η θερμότητα που δαπανάται για την τροφοδοσία του κύκλου ψύξης με προσρόφηση δεν λαμβάνεται υπόψη στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, αφού η πρόσδοση θερμότητας στον ψύκτη είναι μια διεργασία που συμβαίνει στο εσωτερικό των ορίων του συστήματος της Διάταξης 1, σύμφωνα με το Σχήμα 3.1. Αντίθετα, η μηχανική ισχύς του συμπιεστή λαμβάνεται υπόψη καθώς ναί μεν είναι διεργασία που επίσης λαμβάνει χώρα στο εσωτερικό των ορίων του συστήματος, όμως η καθαρή ισχύς που παράγεται και βγαίνει από το σύστημα επηρεάζεται από αυτήν.

Δοκιμάζοντας μερικά οργανικά μέσα με παρόμοια χαρακτηριστικά με το R245fa, μπορούν να κατασκευαστούν διαγράμματα με τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 1 συναρτήσει της θερμοκρασίας τροφοδοσίας. Στο Σχήμα 3.8 παρουσιάζεται το διάγραμμα αυτό για τέσσερα διαφορετικά οργανικά μέσα. Για το R245fa, συμπεριλαμβάνεται η περίπτωση και του υποκρίσιμου και του υπερκρίσιμου κύκλου που μελετήθηκε χωριστά στην ενότητα 3.1.1.



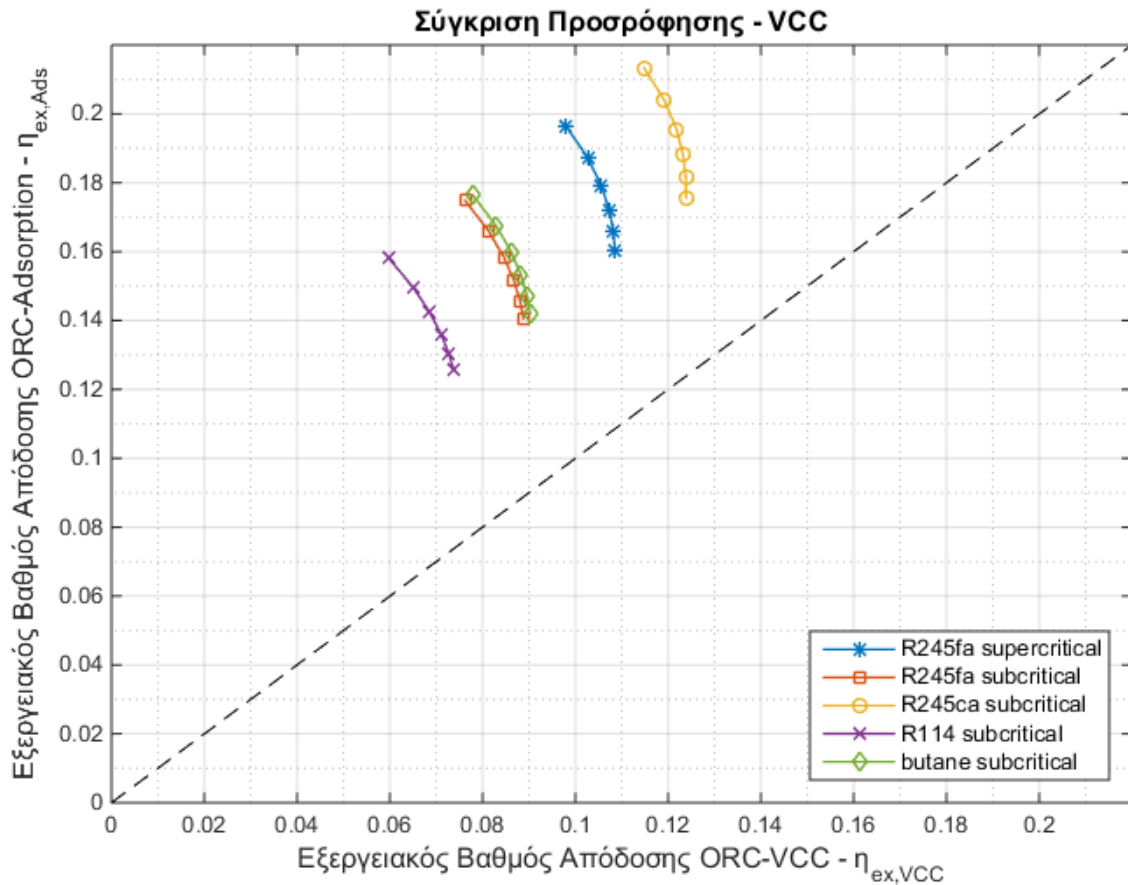
Σχήμα 3.8: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος Διάταξης 1.



Σχήμα 3.9: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 1 εάν η ψύξη πραγματοποιούνταν με VCC.

Ομοίως, στο Σχήμα 3.9 παρουσιάζεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος εάν για την παραγωγή της ψυκτικής ισχύος χρησιμοποιηθεί η τεχνολογία μηχανικής συμπίεσης ατμών (VCC) όπως παρουσιάστηκε στην ενότητα 3.1.2.

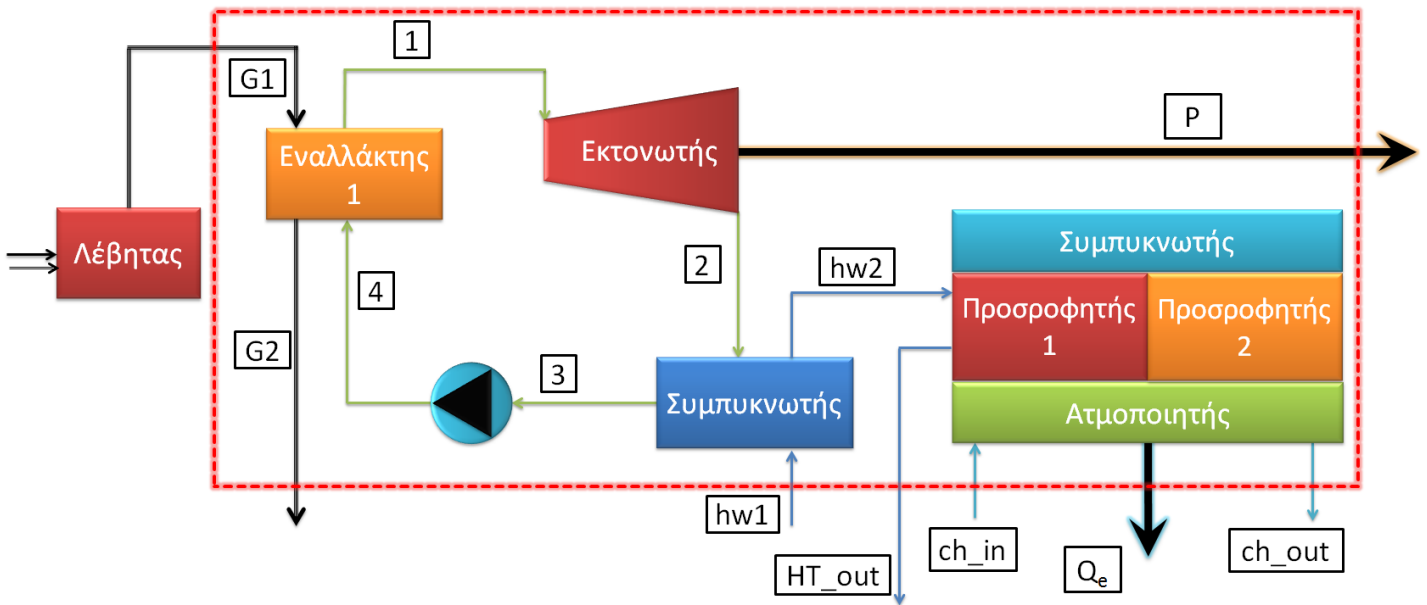
Όπως ήταν εξ αρχής προφανές, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης στη διάταξη με την ψύξη προσρόφησης είναι αισθητά μεγαλύτερος λόγω της απουσίας του δαπανώμενου έργου σε συμπίεση. Αυτό επαληθεύεται και στο Σχήμα 3.10 όπου φαίνονται μαζί οι εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης για κάθε μία περίπτωση που μελετήθηκε. Κάθε σημείο των καμπυλών αυτών στο Σχήμα 3.10 αντιστοιχεί σε καθεμία από τις έξι θερμοκρασίες πηγής θερμότητας που μελετήθηκαν.



Σχήμα 3.10: Σύγκριση εξεργειακών βαθμών απόδοσης – Διάταξη 1.

3.2. Διάταξη 2

Στη δεύτερη διάταξη που θα μελετηθεί ο ORC λειτουργεί και πάλι αξιοποιώντας τη θερμότητα του καυσαερίου από έναν λέβητα μέσω του Εναλλάκτη 1, όμως το καυσαέριο στη συνέχεια ελευθερώνεται στο περιβάλλον. Το ζεστό νερό που πρέπει να τροφοδοτήσει τον ψύκτη προσρόφησης θα λαμβάνει θερμότητα από τον συμπυκνωτή του ORC, ο οποίος θα έχει τον ρόλο που είχε ο Εναλλάκτης 2 στην Διάταξη 1. Στο Σχήμα 3.11 φαίνεται αναλυτικά η Διάταξη 2, μαζί με την κόκκινη γραμμή που αποτελεί το όριο του μελετώμενου συστήματος.



Σχήμα 3.11: Διάταξη 2: Κύκλωμα ORC σε σειρά με κύκλωμα ψύξης με προσρόφηση.

3.2.1. Επίλυση ORC

Στη μελέτη αυτή ισχύουν και πάλι τα δεδομένα του Πιν. 7. Ίδιες θα είναι επίσης και οι βασικές παραδοχές που σημειώθηκαν στην ενότητα 3.1.1, όπως επίσης και οι εξισώσεις (3.1)-(3.4) για τον υπολογισμό του κύκλου. Οι μεταβλητές σχεδίασης θα είναι τρεις αντί για τέσσερις, αφού πλέον δεν υπάρχει η θέση G3 του καυσαερίου όπως στη Διάταξη 1.

Δίνοντας αρχικές τιμές στις μεταβλητές σχεδίασης ώστε να προκύψει ένας υποκρίσιμος κύκλος του R245fa με περίπου ίδιες πιέσεις όπως στην αντίστοιχη περίπτωση στη Διάταξη 1, οι τελικές τιμές των μεταβλητών σχεδίασης για την επίτευξη του επιθυμητού pinch point στον Εναλλάκτη 1 και τον συμπυκνωτή θα είναι αυτές που παρουσιάζονται στον Πιν. 16.

Πιν. 16: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 2 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.

Μεταβλητή Σχεδίασης	Τιμή
Χαμηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_L (bar)	10.60
Υψηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_H (bar)	25.07
Παραγόμενη ισχύς στον εκτονωτή – P (kW)	3.756

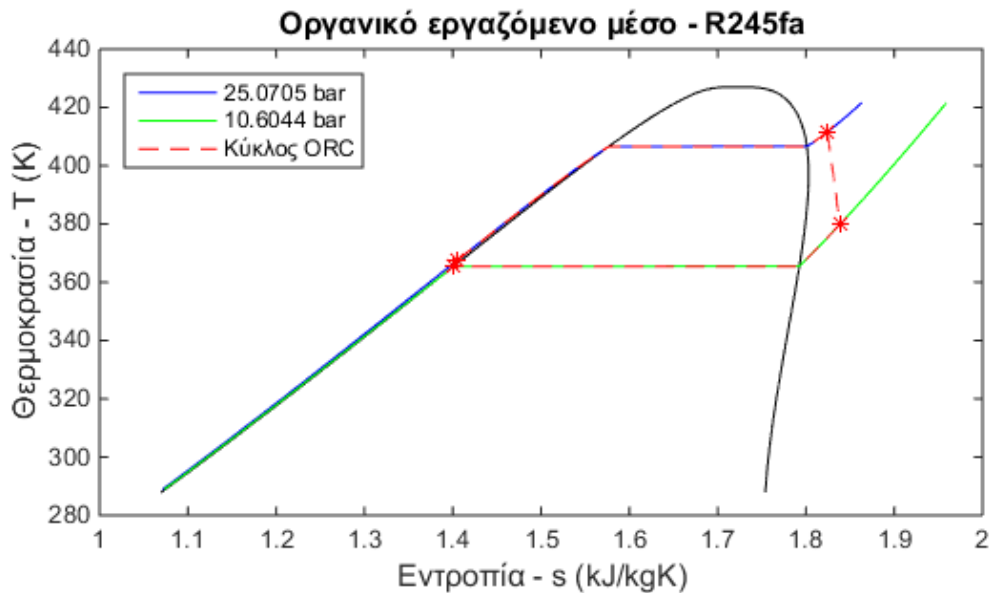
Η ενθαλπία του καυσαερίου στην έξοδο του ατμοποιητή του ORC προκύπτει από την εξίσωση (3.5), ενώ η θερμική ισχύς του συμπυκνωτή θα είναι:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.16)$$

Η παροχή μάζας του νερού τροφοδοσίας του κύκλου ψύξης με προσρόφηση είναι:

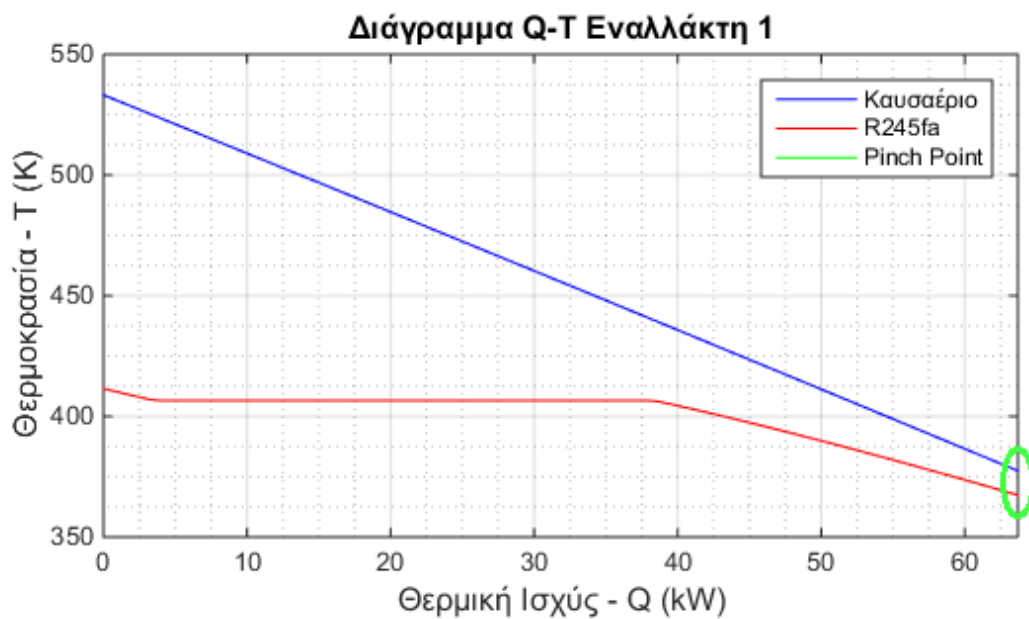
$$\dot{m}_{hw} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{h_{hw2} - h_{hw1}} \quad (3.17)$$

Στο Σχήμα 3.12 παρουσιάζεται ο υποκρίσιμος κύκλος σε διάγραμμα T-s, ενώ φαίνονται στο διάγραμμα και οι γραμμές σταθερής πίεσης για τις δυο πιέσεις λειτουργίας του κύκλου. Με διακεκομμένη κόκκινη γραμμή φαίνεται ο ίδιος ο κύκλος.



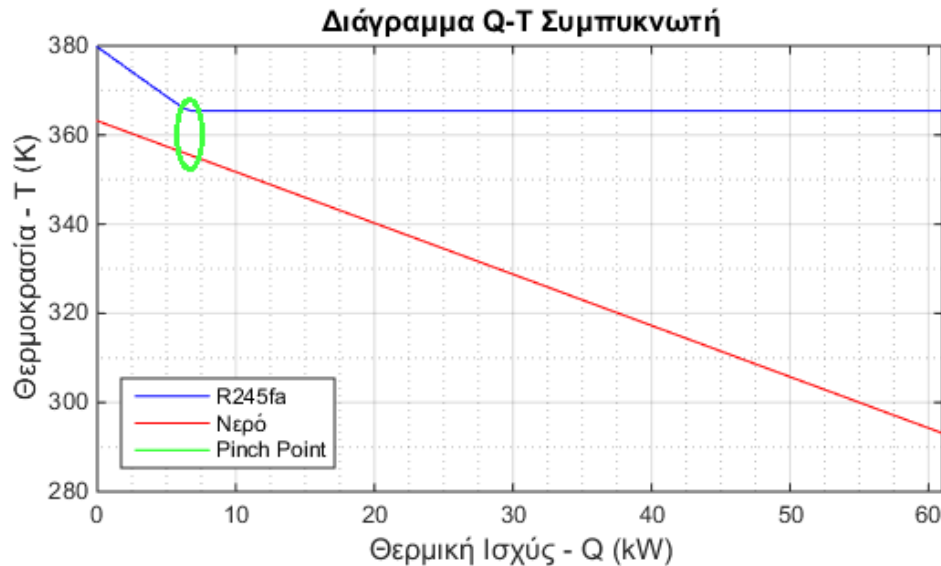
Σχήμα 3.12: Διάγραμμα T-s του ORC για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 2.

Η επίτευξη του επιθυμητού pinch point των 10°C για τον Εναλλάκτη 1, τον ατμοποιητή του ORC, φαίνεται στο διάγραμμα Q-T στο Σχήμα 3.13. Το σημείο αυτό έχει εμφανιστεί στην είσοδο του οργανικού ρευστού στον εναλλάκτη, δηλαδή κατά την έξοδο του καυσαερίου από αυτόν.



Σχήμα 3.13: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 2.

Ο συμπυκνωτής, ο οποίος αποτελεί το μέσο πρόσδοσης θερμότητας στο νερό που τροφοδοτεί τον κύκλο ψύξης με προσρόφηση, λειτουργεί επίσης με ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά 10°C όπως φαίνεται στο διάγραμμα Q-T στο Σχήμα 3.14. Εδώ το pinch point εμφανίζεται στο σημείο στο οποίο αρχίζει η συμπύκνωση του οργανικού μέσου στον συμπυκνωτή.



Σχήμα 3.14: Διάγραμμα Q-T του συμπυκνωτή του ORC για την τροφοδοσία του ψύκτη, για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 2.

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών για τα βασικά μεγέθη του υποκρίσιμου ORC με εργαζόμενο μέσο το R245fa, για τη Διάταξη 2, παρουσιάζονται στον Πιν. 17 όπως προέκυψαν από τις εξισώσεις (3.1) ως (3.5) και (3.16), (3.17). Τα χαρακτηριστικά του ρευστού στις τέσσερεις θέσεις του κύκλου παρουσιάζονται στον Πιν. 18.

Πιν. 17: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υποκρίσιμο κύκλο - Διάταξη 2.

Μεταβλητή	Τιμή
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου – \dot{m} (kg/s)	0.3807
Ισχύς αντλίας – \dot{W}_p (kW)	0.9750
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 1 – $\dot{Q}_{Hex,1}$ (kW)	63.743
Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC – η (%)	4.3633
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 1 – T_{G2} (°C)	104.17
Θερμική ισχύς συμπυκνωτή – \dot{Q}_{Cond} (kW)	60.962
Παροχή μάζας ζεστού νερού – \dot{m}_{hw} (kg/s)	0.2080

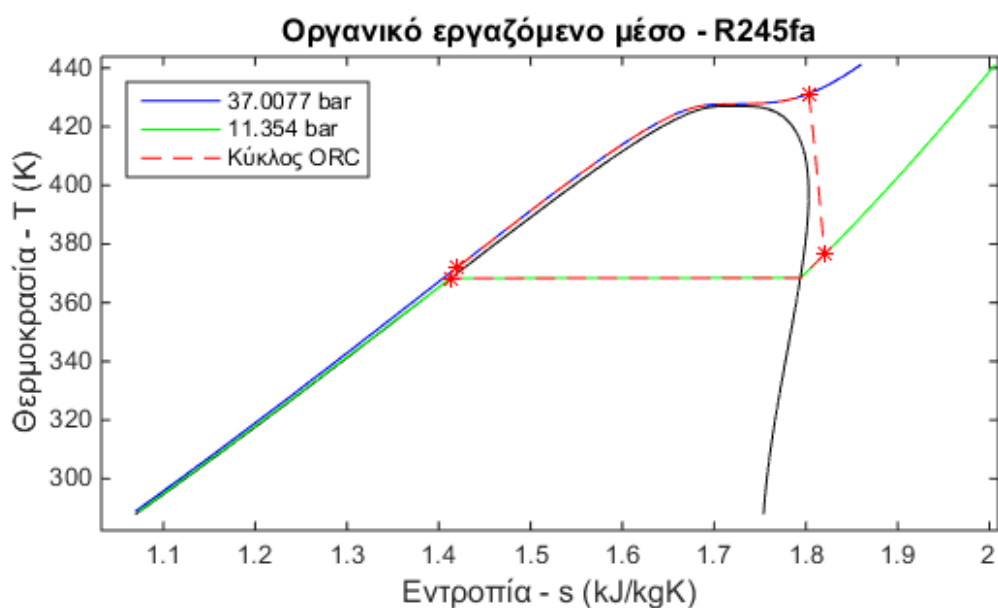
Πιν. 18: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υποκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 2.

Θέση	1	2	3	4
p (bar)	25.07	10.60	10.60	25.07
T (°C)	138.40	106.59	92.25	94.17
h (kJ/kg)	498.29	488.42	328.27	330.84
s (kJ/kgK)	1.824	1.838	1.401	1.404

Όπως και στη Διάταξη 1, θα μελετηθεί και ένας υπερκρίσιμος κύκλος με το ίδιο οργανικό μέσο και τα ίδια δεδομένα με τον υποκρίσιμο, πλην των τριών μεταβλητών σχεδιασμού. Δίνοντας κατάλληλες αρχικές τιμές ώστε να προκύψει υπερκρίσιμος κύκλος, οι μεταβλητές σχεδίασης έχουν τελικά τις τιμές που παρουσιάζονται στον Πιν. 19.

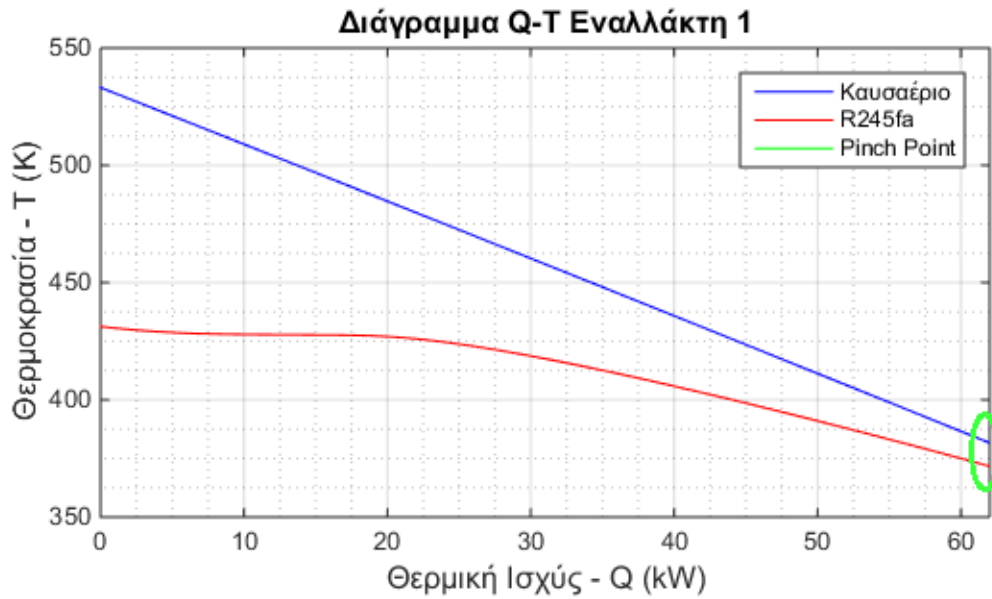
Πιν. 19: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 2 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.

Μεταβλητή Σχεδίασης	Τιμή
Χαμηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_L (bar)	11.35
Υψηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_H (bar)	37.01
Παραγόμενη ισχύς στον εκτονωτή – P (kW)	4.702

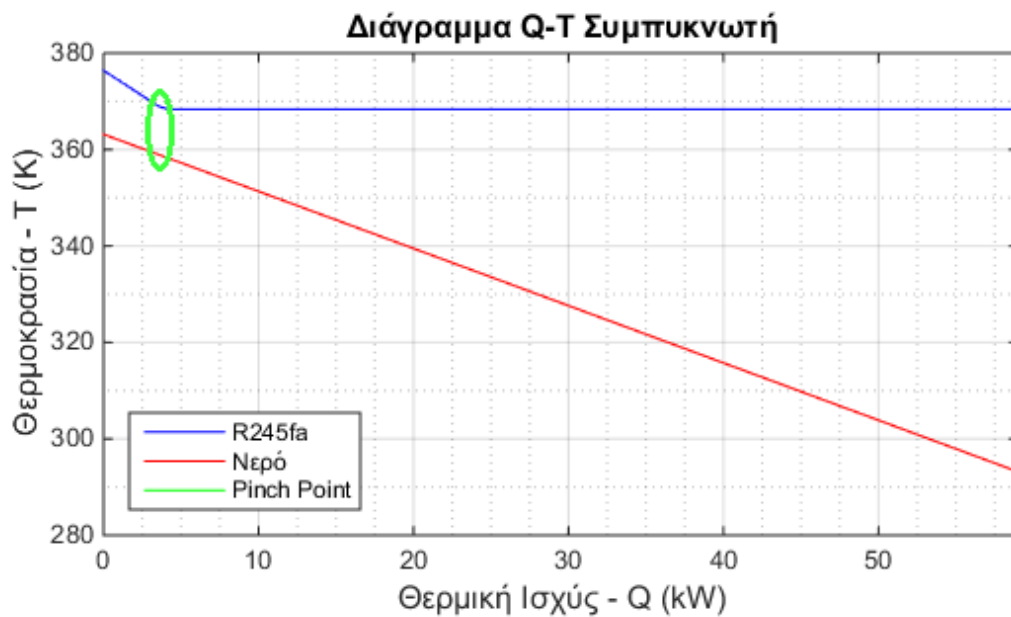


Σχήμα 3.15: Διάγραμμα T-s του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 2.

Στο Σχήμα 3.15 παρουσιάζεται σε διάγραμμα T-s ο υπερκρίσιμος κύκλος που υλοποιεί το εργαζόμενο μέσο, με τους αστερίσκους να αναπαριστούν τις τέσσερις χαρακτηριστικές θέσεις του κύκλου. Το διάγραμμα Q-T του αμφοποιητή του ORC φαίνεται στο Σχήμα 3.16, ενώ για τον συμπυκνωτή το διάγραμμα Q-T παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.17. Και στα δύο αυτά διαγράμματα Q-T, έχει σημειωθεί η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά των 10°C που ήταν το ζητούμενο.



Σχήμα 3.16: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa - Διάταξη 2.



Σχήμα 3.17: Διάγραμμα Q-T του συμπυκνωτή του ORC για την τροφοδοσία του ψύκτη, για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa - Διάταξη 2.

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών για τα βασικά μεγέθη του υπερκρίσιμου ORC με εργαζόμενο μέσο το R245fa, για τη Διάταξη 2, παρουσιάζονται στον Πιν. 20 όπως προέκυψαν από τις εξισώσεις (3.1) ως (3.5) και (3.16), (3.17), με τον ίδιο τρόπο που υπολογίστηκαν και τα αντίστοιχα μεγέθη του υποκρίσιμου κύκλου της Διάταξης 2.

Τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του ρευστού στις τέσσερις θέσεις του υπερκρίσιμου κύκλου παρουσιάζονται στον Πιν. 21.

Πιν. 20: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υπερκρίσιμο κύκλο - Διάταξη 2.

Μεταβλητή	Τιμή
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου – \dot{m} (kg/s)	0.3932
Ισχύς αντλίας – \dot{W}_p (kW)	1.799
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 1 – $\dot{Q}_{Hex,1}$ (kW)	61.922
Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC – η (%)	4.689
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 1 – T_{G2} (°C)	108.67
Θερμική ισχύς συμπυκνωτή – \dot{Q}_{Cond} (kW)	59.02
Παροχή μάζας ζεστού νερού – \dot{m}_{hw} (kg/s)	0.2014

Πιν. 21: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υπερκρίσιμου κύκλου - Διάταξη 2.

Θέση	1	2	3	4
p (bar)	37.01	11.35	11.35	37.01
T (°C)	158.10	103.26	95.21	98.67
h (kJ/kg)	494.92	482.96	332.96	337.43
s (kJ/kgK)	1.803	1.820	1.413	1.419

3.2.2. Συμβατική Ψύξη VCC

Στη συνέχεια θα μελετηθεί, όπως και στην Διάταξη 1, ένας ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών, ώστε να εξαχθούν συμπεράσματα σε σχέση με τον ψυκτικό κύκλο προσρόφησης.

Ο συμβατικός κύκλος VCC θα είναι πανομοιότυπος με αυτόν στην ενότητα 3.1.2, τόσο ως προς τη διάταξη (Σχήμα 1.3) όσο και ως προς τα δεδομένα (Πιν. 14). Για τον κύκλο αυτό ισχύουν οι εξισώσεις (3.8) ως (3.11), όπως και τα αποτελέσματα αυτών του Πιν. 15.

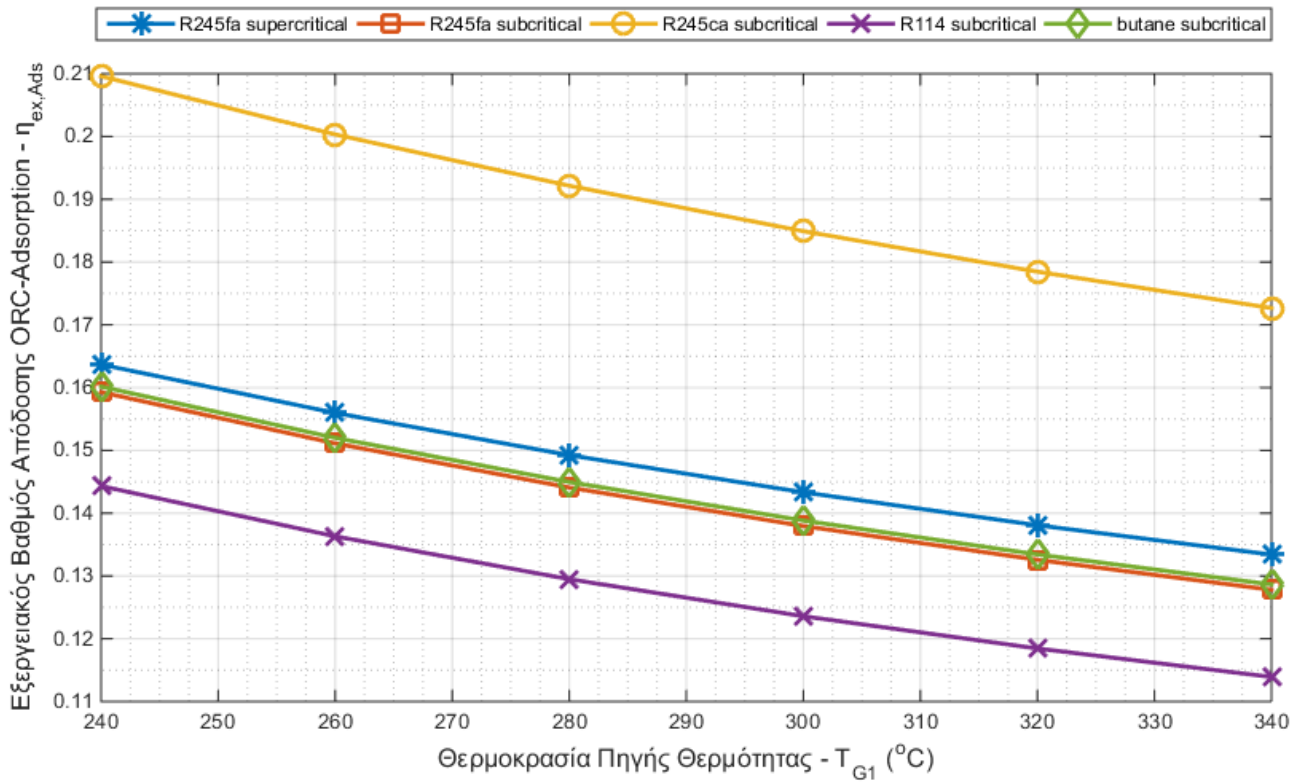
3.2.3. Σύγκριση Μεθόδων Ψύξης

Η σύγκριση των μεθόδων ψύξης για αυτή τη διάταξη θα γίνει και πάλι μέσω του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος.

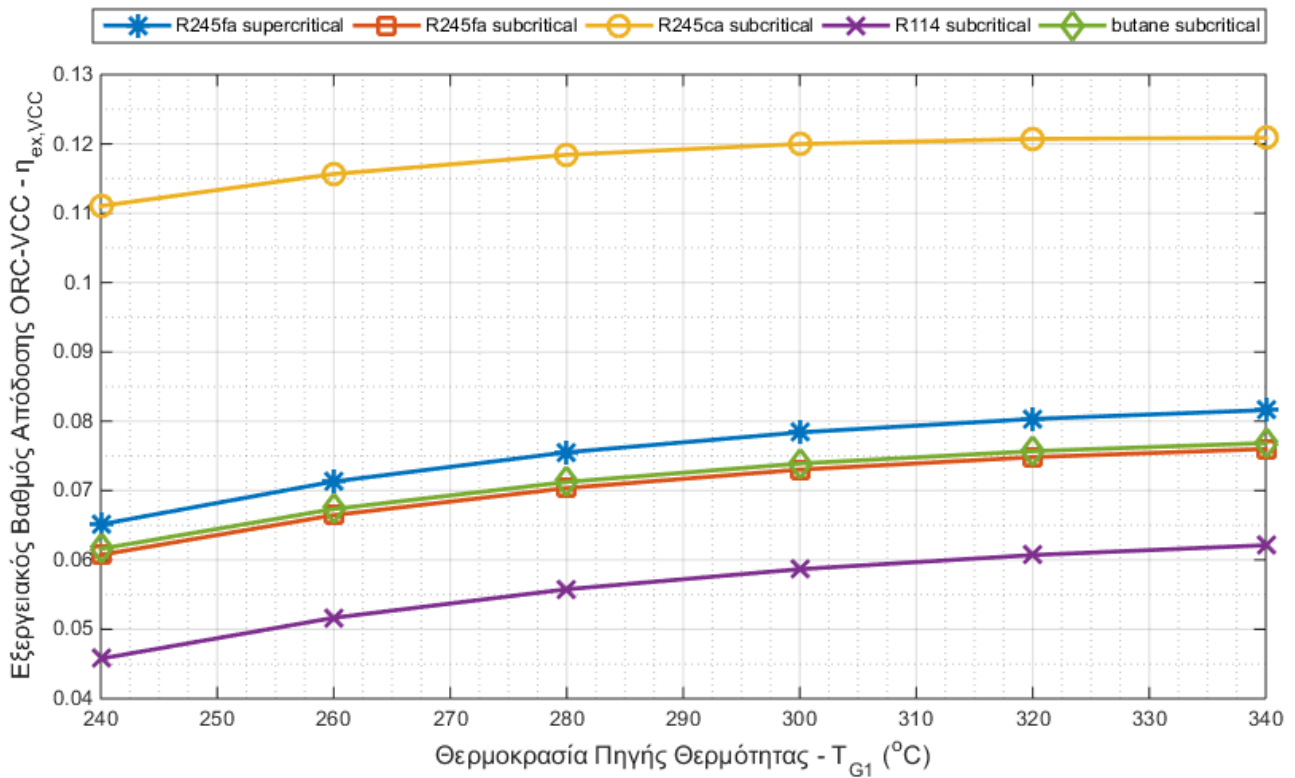
Η εξίσωση (3.12) δίνει τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης για το σύστημα της Διάταξης 2, εάν στη θέση της ψύξης με προσρόφηση γινόταν ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμών, όπως αυτή που μελετήθηκε στην ενότητα 3.1.2.

Ομοίως, η εξίσωση (3.15) θα δώσει τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 2 με τη χρήση ψύξης με προσρόφηση, δηλαδή αγνοώντας το δαπανώμενο έργο στον συμπιεστή που περιλαμβάνεται στην ψύξη με VCC.

Για τα ίδια οργανικά μέσα που δοκιμάστηκαν και στη Διάταξη 1, κατασκευάζονται διαγράμματα των εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος όπως αναλύθηκε, συναρτήσει της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας. Στο Σχήμα 3.18 παρουσιάζεται το διάγραμμα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για ψύξη με προσρόφηση, ενώ στο Σχήμα 3.19 η περίπτωση που η ψύξη γίνεται με VCC.

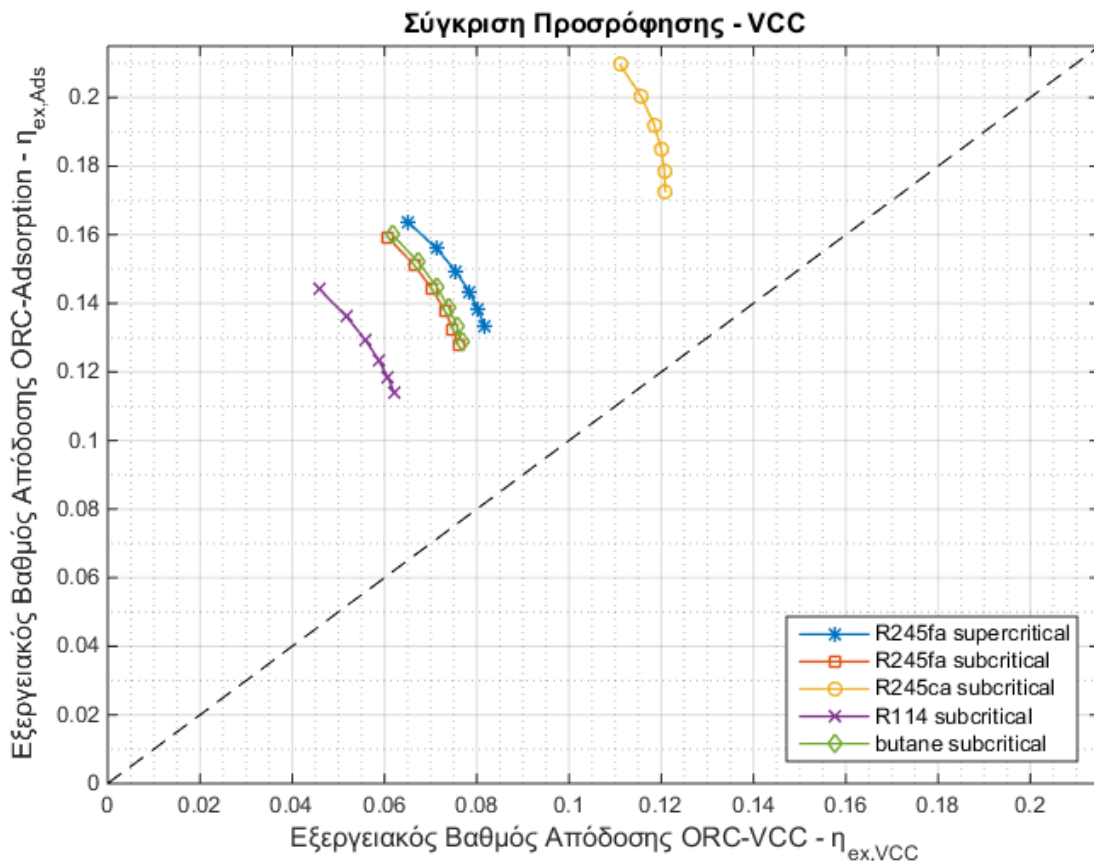


Σχήμα 3.18: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος Διάταξης 2.



Σχήμα 3.19: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 2 εάν η ψύξη πραγματοποιούνταν με VCC.

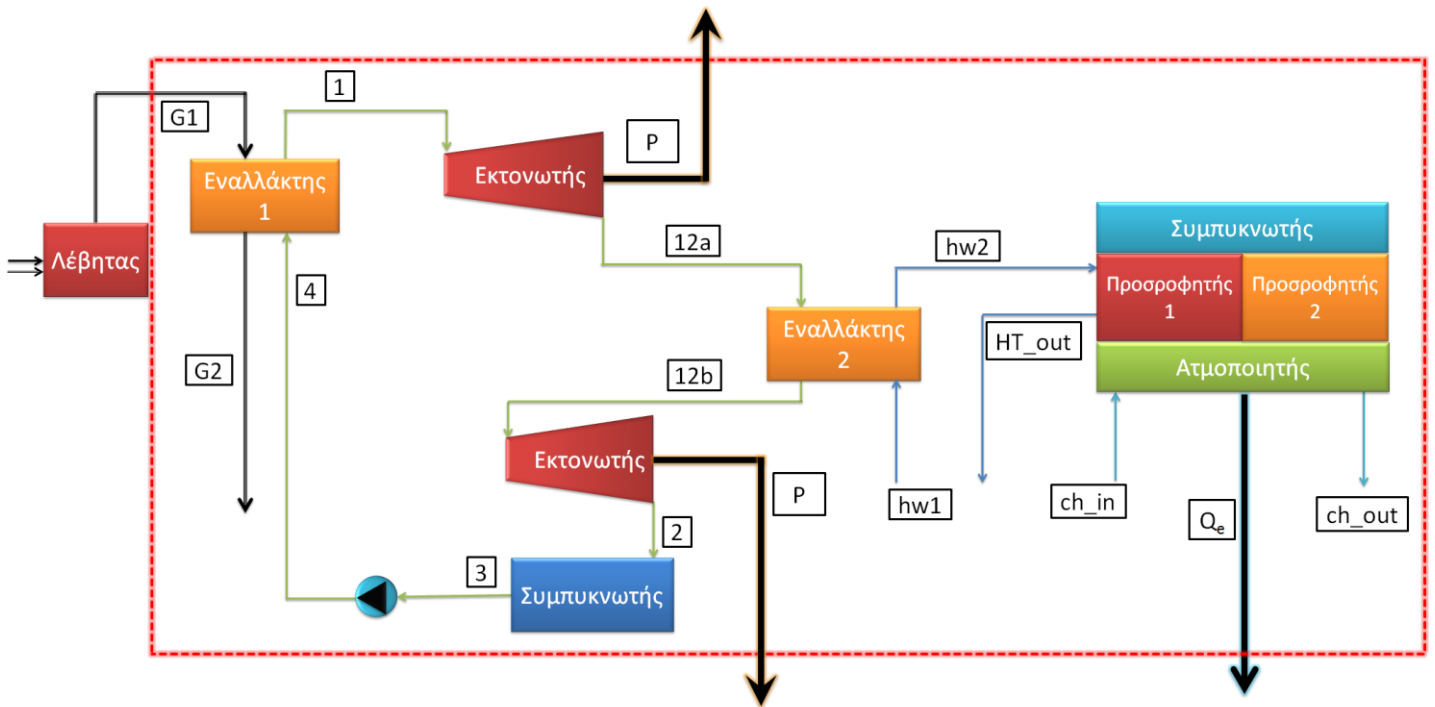
Συγκεντρωτικά, για τις θερμοκρασίες πηγής θερμότητας που εξετάστηκαν, το Σχήμα 3.20 δείχνει ένα διάγραμμα με άμεση σύγκριση των δύο περιπτώσεων ψύξης μέσω των αντίστοιχων εξεργειακών βαθμών απόδοσης. Όπως και στη Διάταξη 1, η βασική παρατήρηση είναι πως για κάθε περίπτωση που μελετήθηκε, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης για ψύξη με προσρόφηση είναι πάντα μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο της ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών.



Σχήμα 3.20: Σύγκριση εξεργειακών βαθμών απόδοσης – Διάταξη 2.

3.3. Διάταξη 3

Στην τρίτη διάταξη που θα μελετηθεί ο ORC λειτουργεί και πάλι αξιοποιώντας τη θερμότητα του καυσαερίου από έναν λέβητα μέσω του Εναλλάκτη 1 και στη συνέχεια το καυσαέριο ελευθερώνεται στο περιβάλλον, όπως και στη Διάταξη 2. Κατά την αποτόνωση του οργανικού μέσου στον εκτονωτή, σε μια ενδιάμεση πίεση, το εργαζόμενο μέσο οδηγείται στον Εναλλάκτη 2 ώστε να θερμάνει το νερό που θα τροφοδοτήσει τον ψύκτη προσρόφησης. Μετά τον Εναλλάκτη 2, το εργαζόμενο μέσο επιστρέφει σε ένα εκτονωτή και συνεχίζει την αποτόνωση μέχρι την τελική πίεση συμπυκνωτή. Η Διάταξη 3 παρουσιάζεται σχηματικά στο Σχήμα 3.21.



Σχήμα 3.21: Διάταξη 3: Κύκλωμα ORC σε σειρά με κύκλωμα ψύξης με προσρόφηση.

3.3.1. Επίλυση ORC

Για αυτή τη μελέτη ισχύουν, όπως και προηγουμένως, τα δεδομένα του Πιν. 7, καθώς και οι βασικές παραδοχές για την επίλυση όπως αναφέρθηκαν στην ενότητα 3.1.1. Οι τέσσερις μεταβλητές σχεδίασης για τη μελέτη αυτής της διάταξης θα είναι οι τρεις πιέσεις λειτουργίας του κύκλου (χαμηλή, υψηλή, ενδιάμεση) καθώς και η συνολική παραγόμενη ισχύς στους εκτονωτές. Η παροχή μάζας του κύκλου θα προκύπτει πλέον ως:

$$\dot{m} = \frac{P_{el}}{h_1 - h_{12a} + h_{12b} - h_2} \quad (3.18)$$

Η ισχύς που καταναλώνεται στην αντλία, η προσδιδόμενη θερμική ισχύς στον ORC μέσω του Εναλλάκτη 1 και ο θερμικός βαθμός απόδοσης του ORC υπολογίζεται από τις εξισώσεις (3.2) ως (3.4).

Για εργαζόμενο μέσο και πάλι το R245fa προκύπτει ο υποκρίσιμος κύκλος του οποίου οι τιμές των μεταβλητών σχεδίασης παρουσιάζονται στον Πιν. 22.

Πιν. 22: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 3 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.

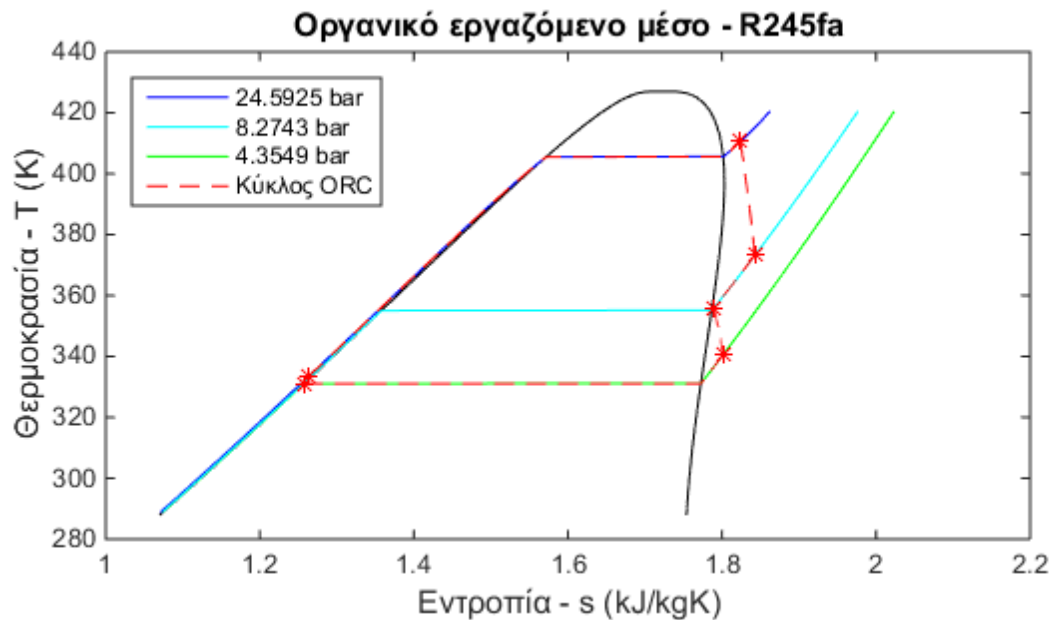
Μεταβλητή Σχεδίασης	Τιμή
Χαμηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_L (bar)	4.35
Υψηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_H (bar)	24.59
Ενδιάμεση πίεση λειτουργίας ORC – p_{12} (bar)	8.27
Παραγόμενη ισχύς στους εκτονωτές – P (kW)	7.308

Από την εξίσωση (3.5) θα προκύψει η ενθαλπία του καυσαερίου στην έξοδο του Εναλλάκτη 1, και κατ' επέκταση η θερμοκρασία του. Η θερμική ισχύς στον Εναλλάκτη 2 τότε θα υπολογίζεται ως:

$$\dot{Q}_{Hex,2} = \dot{m}(h_{12a} - h_{12b}) \quad (3.19)$$

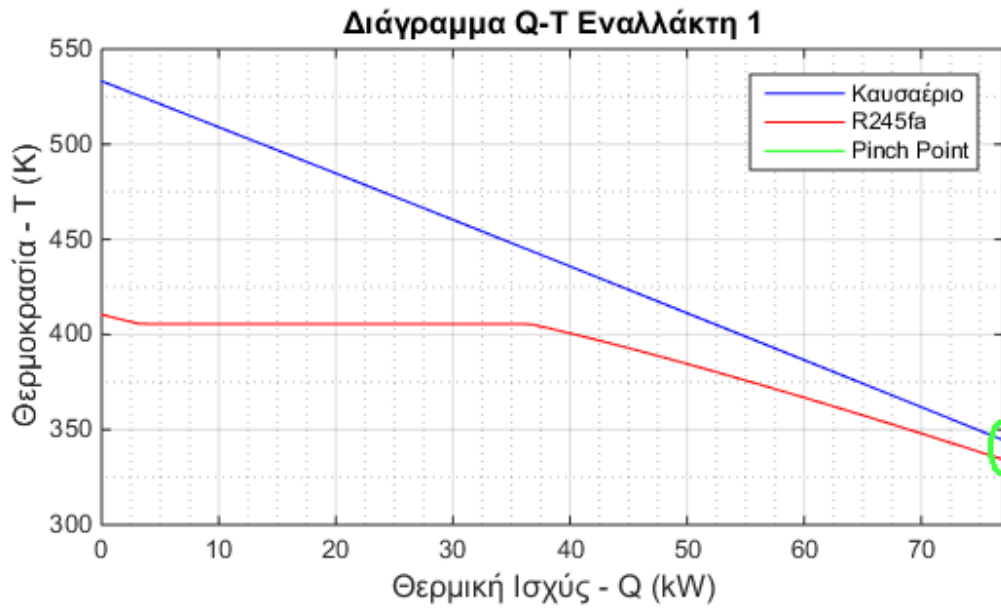
Ενώ η παροχή μάζας του νερού τροφοδοσίας του κύκλου ψύξης με προσρόφηση υπολογίζεται από την εξίσωση (3.7).

Στο Σχήμα 3.22 παρουσιάζεται το διάγραμμα T-s του κύκλου. Με αστερίσκους σημειώνονται οι έξι χαρακτηριστικές θέσεις στον κύκλο και με διακεκομμένη γραμμή οι μεταβολές του ρευστού, ενώ έχουν σημειωθεί και οι τρεις ισόθλιπτες καμπύλες για τις τρεις πιέσεις λειτουργίας του κύκλου.



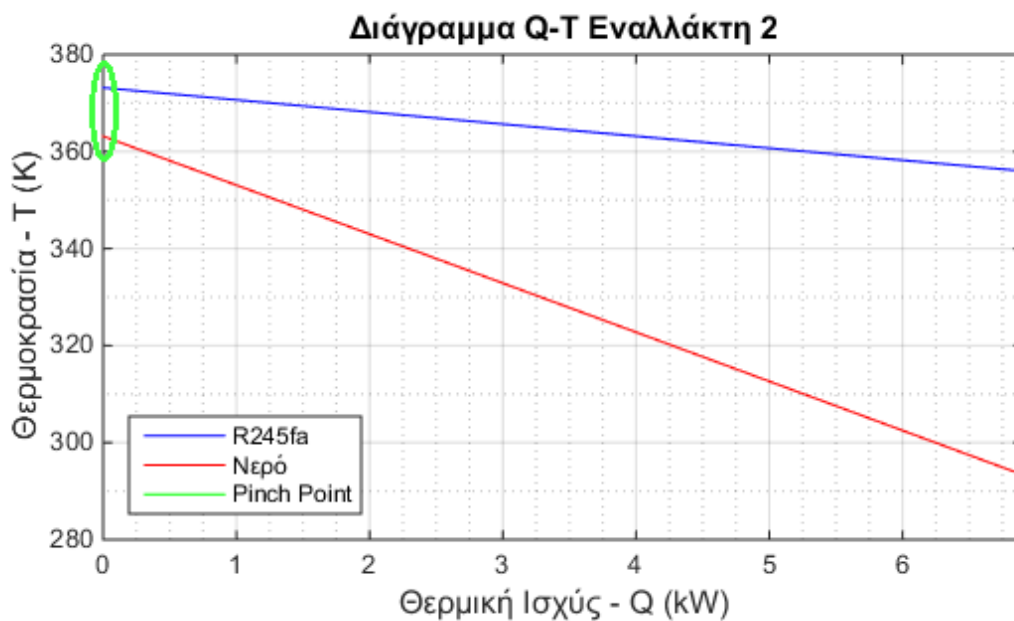
Σχήμα 3.22: Διάγραμμα T-s του ORC για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 3.

Για αυτό τον κύκλο παρουσιάζονται και τα διαγράμματα Q-T των δυο εναλλακτών, για τους οποίους έγινε η βελτιστοποίηση ως προς το pinch point. Στο Σχήμα 3.23 παρουσιάζεται το διάγραμμα Q-T για τον Εναλλάκτη 1, στο οποίο φαίνονται το ρεύμα του καυσαερίου που δίνει θερμότητα στο ρεύμα του οργανικού μέσου. Στην είσοδο του οργανικού μέσου στον εναλλάκτη εμφανίζεται το σημείο ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των ρευμάτων.



Σχήμα 3.23: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 3.

Στο Σχήμα 3.24 παρουσιάζεται το διάγραμμα Q-T για τον Εναλλάκτη 2 αυτής της διάταξης, όπου το θερμό εργαζόμενο οργανικό μέσο του ORC δίνει θερμότητα στο νερό το οποίο προορίζεται για να τροφοδοτήσει τον ψύκτη προσρόφησης. Το σημείο ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς εμφανίζεται στην είσοδο του θερμού ρεύματος στον εναλλάκτη, ενώ παρατηρείται πως τελικά τόσο ο Εναλλάκτης 1 όσο και ο Εναλλάκτης 2 λειτουργούν με τους επιθυμητούς 10°C ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των δύο ρευμάτων.



Σχήμα 3.24: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη για τροφοδοσία του ψύκτη, για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 3.

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών για τα βασικά μεγέθη του υποκρίσιμου ORC που μελετήθηκε παρουσιάζονται στον Πιν. 23, ενώ τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του ρευστού στις έξι θέσεις του κύκλου παρουσιάζονται στον Πιν. 24.

Πιν. 23: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υποκρίσιμο κύκλο – Διάταξη 3.

Μεταβλητή	Τιμή
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου – \dot{m} (kg/s)	0.3574
Ισχύς αντλίας – \dot{W}_p (kW)	1.160
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 1 – $\dot{Q}_{Hex,1}$ (kW)	77.537
Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC – η (%)	7.929
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 1 – T_{G2} (°C)	70.03
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 2 – $\dot{Q}_{Hex,2}$ (kW)	6.923
Παροχή μάζας ζεστού νερού – \dot{m}_{hw} (kg/s)	0.02362

Πιν. 24: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υποκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 3.

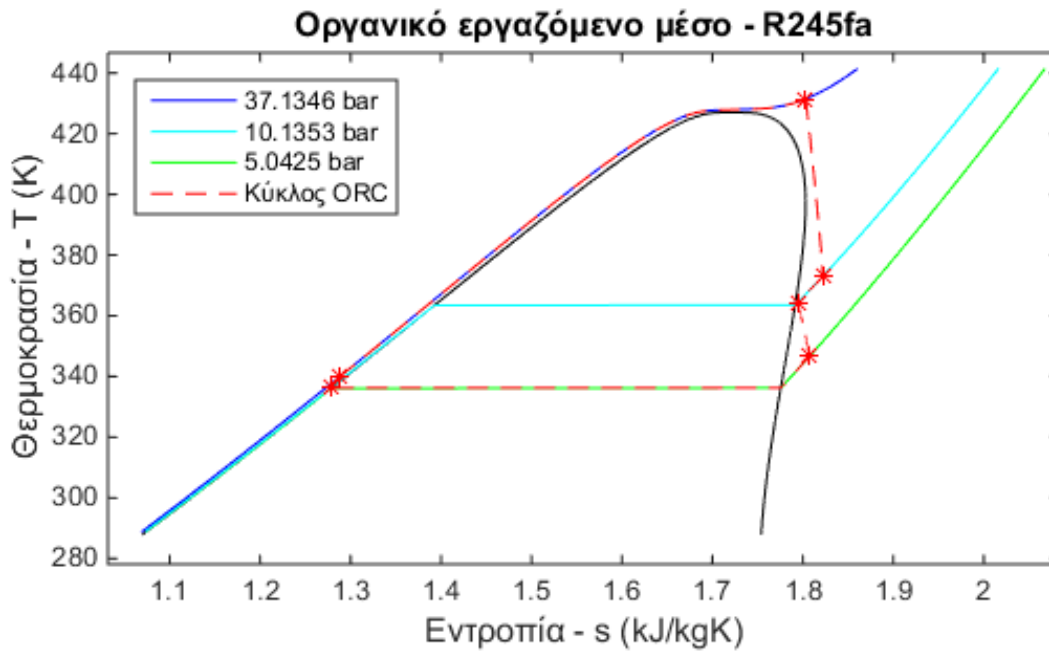
Θέση	1	12a	12b	2	3	4
p (bar)	24.59	8.27	8.27	4.35	4.35	24.59
T (°C)	137.39	100.00	82.79	67.50	57.91	60.02
h (kJ/kg)	497.98	485.24	465.87	458.17	277.79	281.04
s (kJ/kgK)	1.824	1.843	1.789	1.802	1.257	1.262

Για το ίδιο οργανικό μέσο και τα ίδια δεδομένα, επιλύεται και ένας υπερκρίσιμος κύκλος στην Διάταξη 3 δίνοντας διαφορετικές αρχικές τιμές στις μεταβλητές σχεδίασης. Τελικά οι μεταβλητές αυτές θα έχουν τις τιμές που παρουσιάζονται στον Πιν. 25.

Πιν. 25: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 3 ως προς τα pinch point των εναλλακτών για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R245fa.

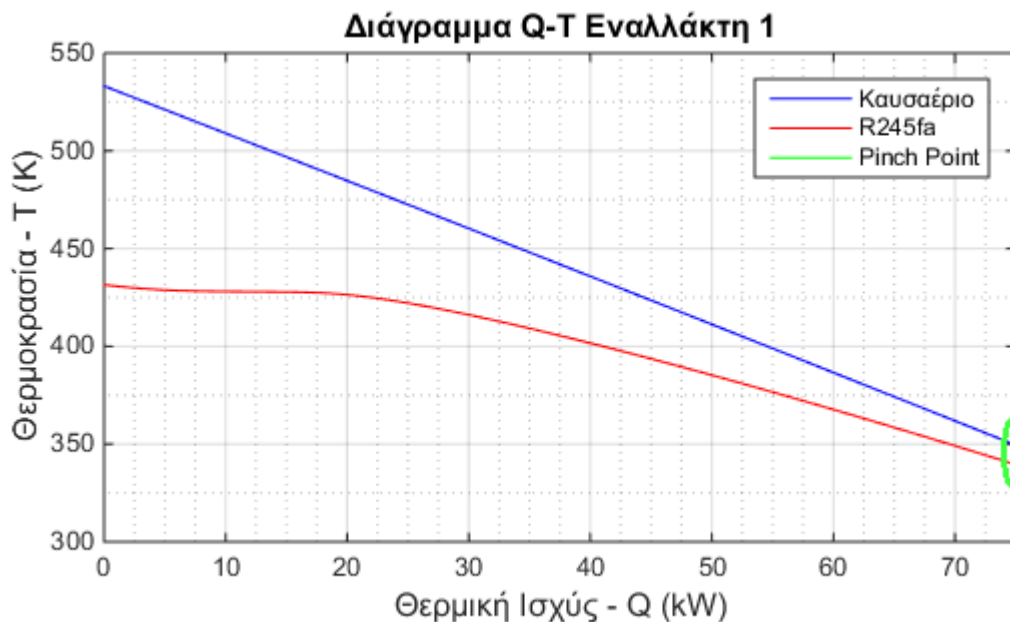
Μεταβλητή Σχεδίασης	Τιμή
Χαμηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_L (bar)	5.04
Υψηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_H (bar)	37.13
Ενδιάμεση πίεση λειτουργίας ORC – p_{12} (bar)	10.14
Παραγόμενη ισχύς στους εκτονωτές – P (kW)	7.940

Στο Σχήμα 3.25 παρουσιάζεται το διάγραμμα T-s του υπερκρίσιμου κύκλου που υλοποιεί το εργαζόμενο μέσο R245fa. Οι έξι χαρακτηριστικές θέσεις στον κύκλο σημειώνονται με αστερίσκους στο διάγραμμα, ενώ φαίνονται και οι τρεις πιέσεις λειτουργίας του κύκλου.



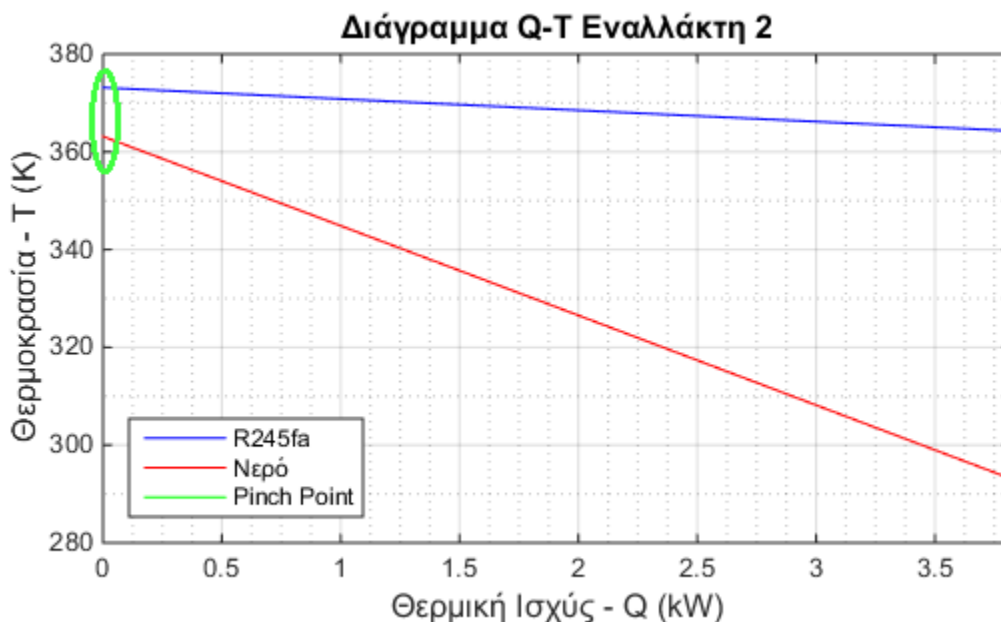
Σχήμα 3.25: Διάγραμμα T-s του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 3.

Στο Σχήμα 3.26 παρουσιάζεται το διάγραμμα Q-T του Εναλλάκτη 1, στον οποίο το θερμό καυσάεριο δίνει θερμότητα στο εργαζόμενο οργανικό μέσο και το ατμοποιεί. Το σημείο της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς των 10°C μεταξύ των ρευμάτων έχει εμφανιστεί στην είσοδο του οργανικού ρευστού στον Εναλλάκτη 1.



Σχήμα 3.26: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη-ατμοποιητή του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 3.

Στο Σχήμα 3.27 παρουσιάζεται το διάγραμμα Q-T για τον Εναλλάκτη 2 της Διάταξης 3, όπου θερμαίνεται το νερό το οποίο θα τροφοδοτήσει τον ψύκτη προσρόφησης. Και πάλι παρατηρείται πως έχει επιτευχθεί η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά των 10°C μεταξύ των δυο ρευμάτων, στην είσοδο του οργανικού ρευστού στον Εναλλάκτη 2.



Σχήμα 3.27: Διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη για τροφοδοσία του ψύκτη, για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 3.

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών για τα βασικά μεγέθη του υπερκρίσιμου κύκλου παρουσιάζονται στον Πιν. 26, ενώ στον Πιν. 27 παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του ρευστού στις έξι θέσεις του κύκλου.

Πιν. 26: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υπερκρίσιμο κύκλο - Διάταξη 3.

Μεταβλητή	Τιμή
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου – \dot{m} (kg/s)	0.3661
Ισχύς αντλίας – \dot{W}_p (kW)	1.906
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 1 – $\dot{Q}_{Hex,1}$ (kW)	74.930
Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC – η (%)	8.053
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 1 – T_{G2} (°C)	76.49
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 2 – $\dot{Q}_{Hex,2}$ (kW)	3.818
Παροχή μάζας ζεστού νερού – \dot{m}_{hw} (kg/s)	0.01303

Πιν. 27: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υπερκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 3.

Θέση	1	12a	12b	2	3	4
p (bar)	37.13	10.13	10.13	5.04	5.04	37.13
T (°C)	158.32	100.00	91.16	73.45	63.07	66.49
h (kJ/kg)	494.97	481.64	471.21	462.85	285.10	290.31
s (kJ/kgK)	1.803	1.822	1.794	1.807	1.279	1.287

3.3.2. Συμβατική Ψύξη VCC

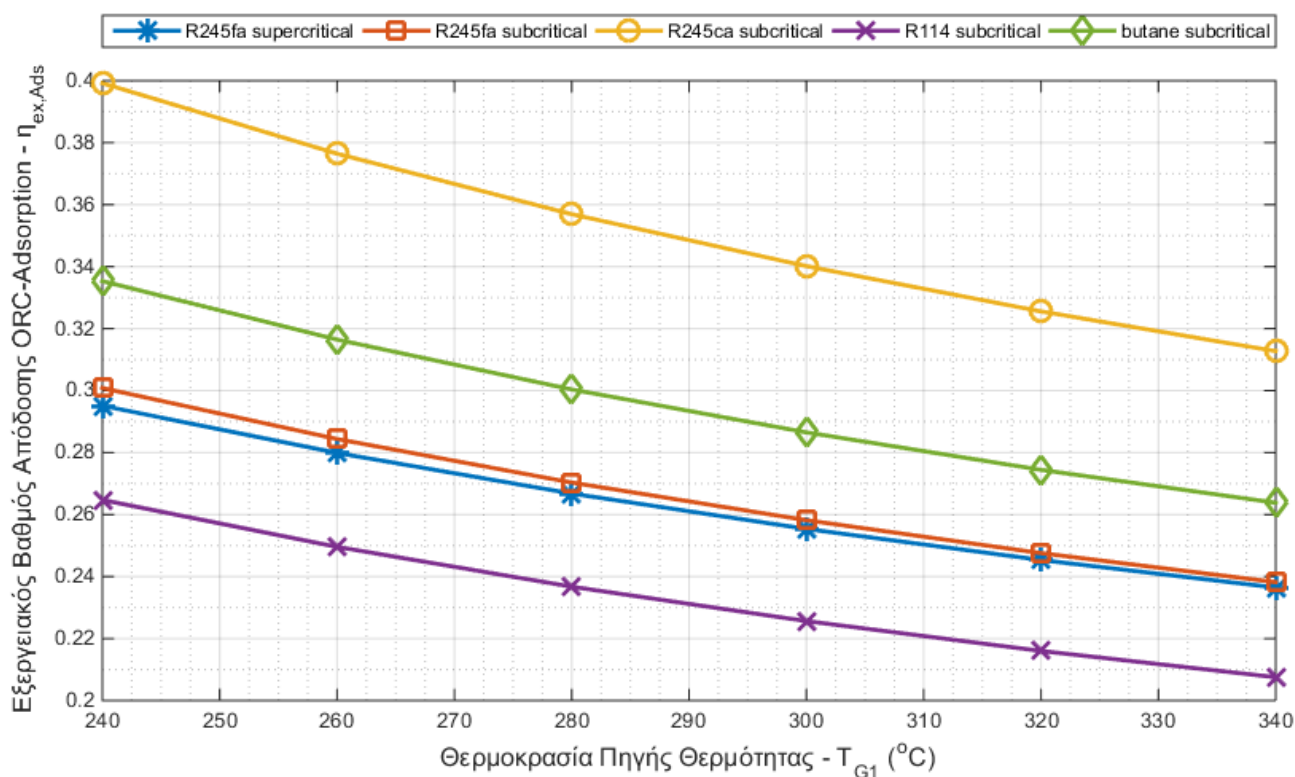
Στην ενότητα αυτή θα μελετηθεί ένας ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών, ίδιος με αυτόν της Διάταξης 1, ώστε να εξαχθούν συμπεράσματα σε σχέση με τον ψυκτικό κύκλο προσρόφησης.

Ο συμβατικός κύκλος VCC θα είναι πανομοιότυπος με αυτόν στην ενότητα 3.1.2, τόσο ως προς τη διάταξη (Σχήμα 1.3) όσο και ως προς τα δεδομένα (Πιν. 14). Για τον κύκλο αυτό ισχύουν οι εξισώσεις (3.8) ως (3.11), όπως και τα αποτελέσματα αυτών του Πιν. 15.

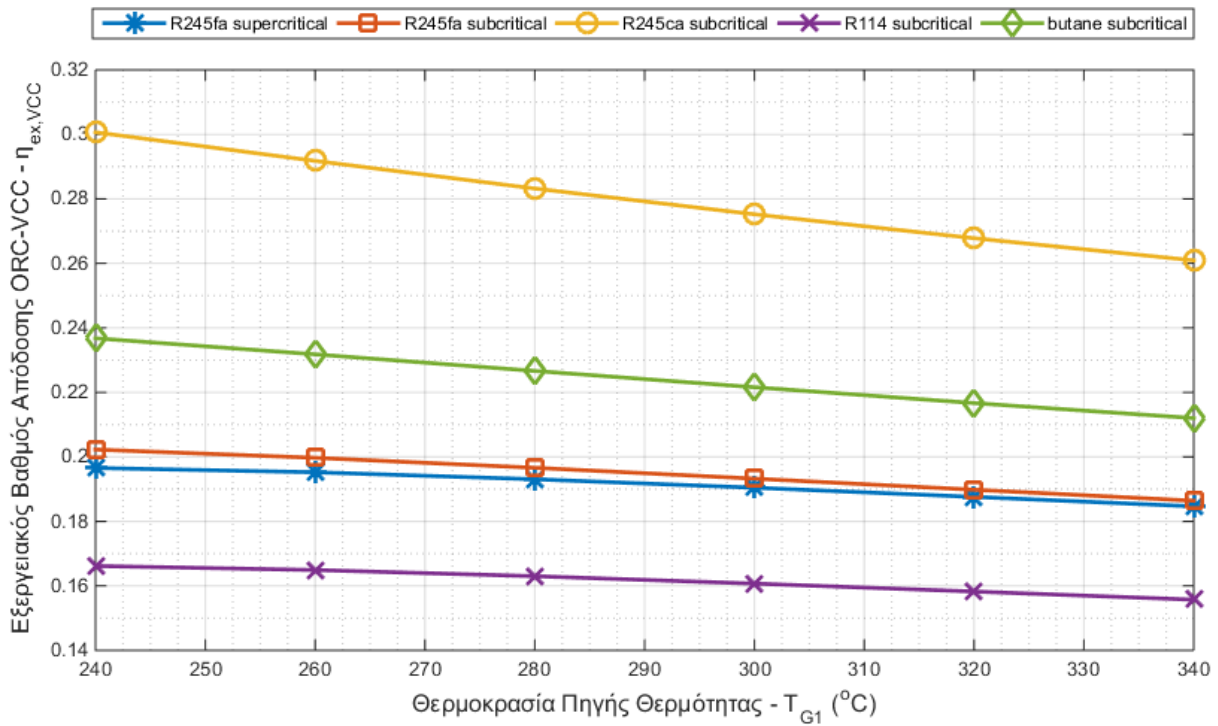
3.3.3. Σύγκριση Μεθόδων Ψύξης

Όπως και για τη Διάταξη 1 και 2, η σύγκριση των μεθόδων ψύξης θα γίνει μέσω του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος, συγκρίνοντας αυτόν της εξίσωσης (3.15) που αφορά τη διάταξη ως έχει με αυτόν της εξίσωσης (3.12) που θα ίσχυε αν στη διάταξη η ψυκτική ισχύς παράγονταν μέσω κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών.

Στο Σχήμα 3.28 παρουσιάζεται το διάγραμμα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 3 ως έχει με την ψύξη προσρόφησης, για πέντε διαφορετικούς κύκλους ORC με διαφορετικά οργανικά μέσα, συναρτήσει της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας. Ομοίως, στο Σχήμα 3.29 παρουσιάζεται ο αντίστοιχος εξεργειακός βαθμός απόδοσης αν η ψύξη πραγματοποιούνταν με VCC αντί για προσρόφηση.

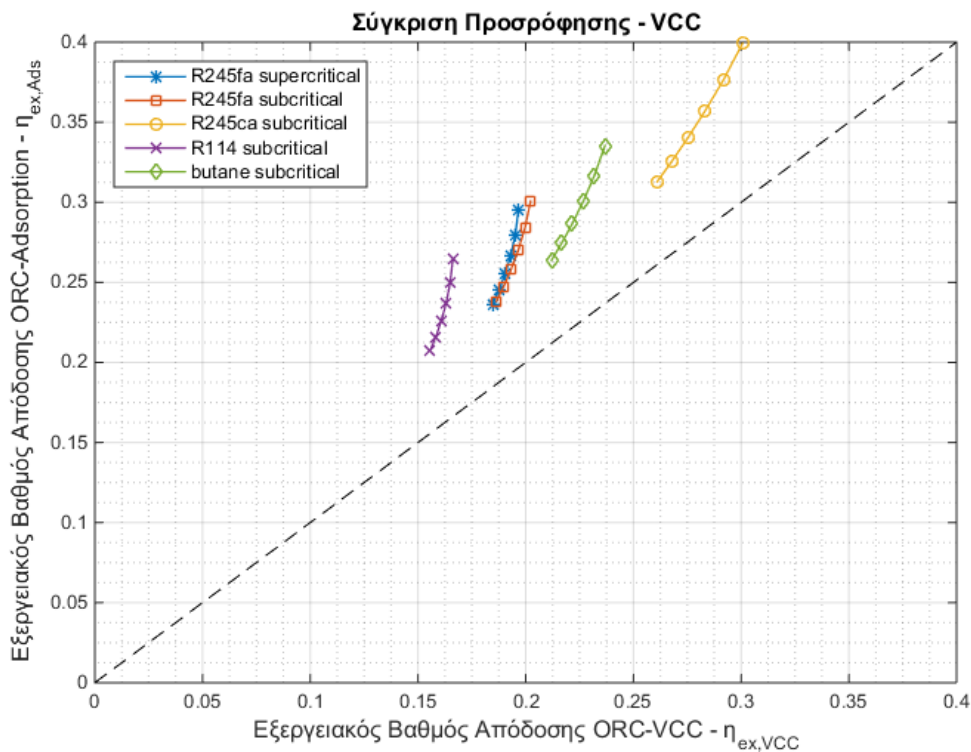


Σχήμα 3.28: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος Διάταξης 3.



Σχήμα 3.29: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 3 εάν η ψύξη πραγματοποιούταν με VCC.

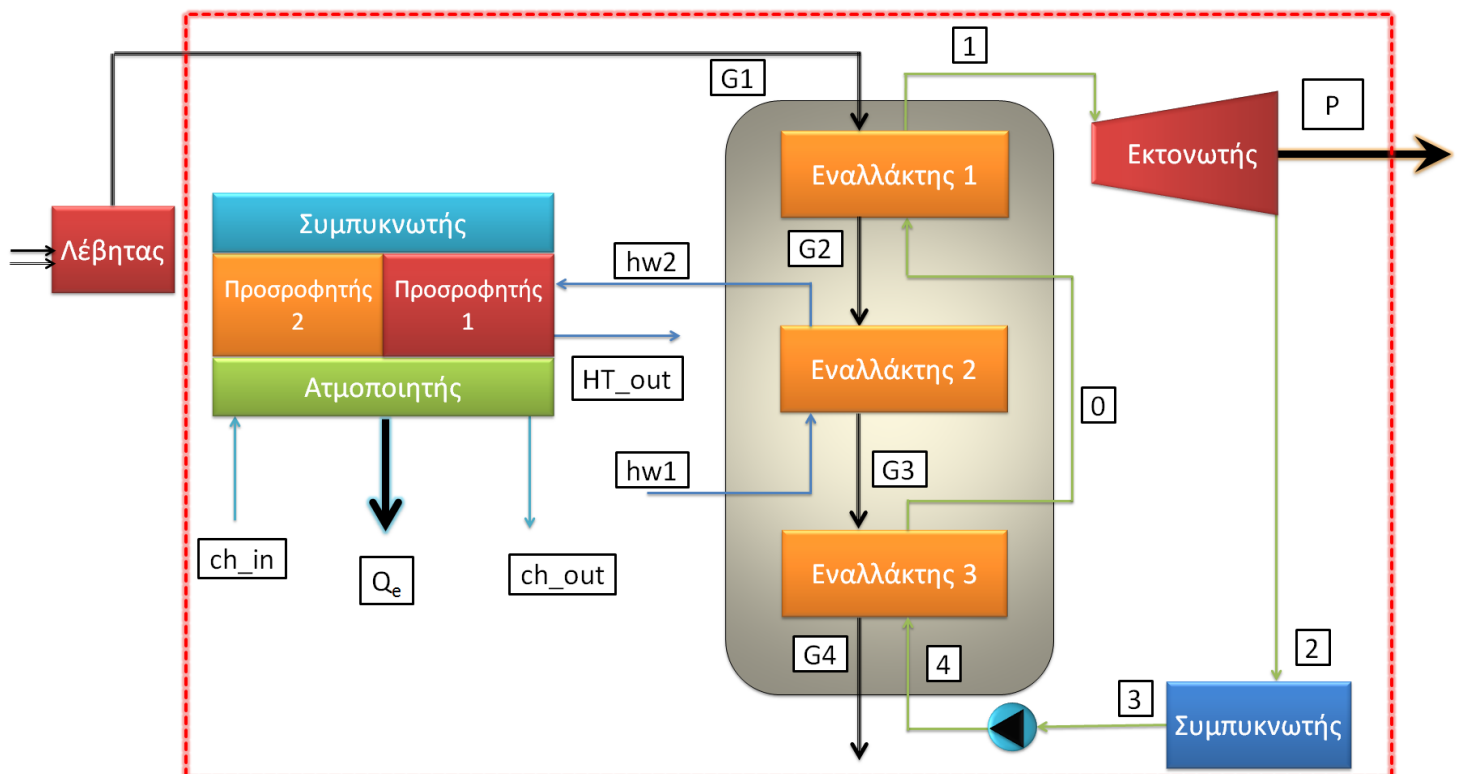
Στο Σχήμα 3.30 φαίνεται μια άμεση σύγκριση των εξεργειακών βαθμών απόδοσης για τους πέντε κύκλους που μελετήθηκαν, για σταθερή θερμοκρασία πηγής θερμότητας 260°C.



Σχήμα 3.30: Σύγκριση εξεργειακών βαθμών απόδοσης – Διάταξη 3.

3.4. Διάταξη 4

Στην τέταρτη διάταξη που θα μελετηθεί ο ORC λειτουργεί εκμεταλλευόμενος τη θερμότητα του καυσαερίου από ένα λέβητα χρησιμοποιώντας ένα Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας (ΛΑΘ). Συγκεκριμένα, το οργανικό ρευστό μετά τη συμπίεσή του προθερμαίνεται στον Εναλλάκτη 3 του ΛΑΘ και στη συνέχεια ατμοποιείται και υπερθερμαίνεται στον Εναλλάκτη 2. Εκτός από τον ORC, τη θερμότητα του ΛΑΘ αξιοποιεί και το νερό που ζεσταίνεται μέσω του Εναλλάκτη 2 ώστε να τροφοδοτήσει τον ψύκτη προσρόφησης, ενώ το καυσαέριο καθώς εξέρχεται από τον ΛΑΘ ελευθερώνεται στο περιβάλλον. Η Διάταξη 4 απεικονίζεται αναλυτικά στο Σχήμα 3.31.



Σχήμα 3.31: Διάταξη 4: Χρήση ΛΑΘ για τη λειτουργία κυκλώματος ORC και ψύξης με προσρόφηση.

3.4.1. Επίλυση ORC

Για τη μελέτη αυτή ισχύουν, όπως και προηγουμένως, τα δεδομένα του Πιν. 7, καθώς και οι βασικές παραδοχές όπως αυτές ορίστηκαν στην ενότητα 3.1.1 αλλά και οι εξισώσεις (3.1),(3.2) και (3.4) για τον υπολογισμό του κύκλου. Οι μεταβλητές σχεδίασης θα είναι οι δυο πιέσεις λειτουργίας του ORC, η παραγόμενη ισχύς καθώς και η θερμοκρασία του καυσαερίου στη θέση G3, όπως αυτή ορίζεται στο Σχήμα 3.31.

Δίνοντας αρχικές τιμές στις μεταβλητές σχεδίασης για υποκρίσιμο κύκλο του οργανικού μέσου R245fa προκύπτουν οι τελικές τους τιμές ώστε να επιτευχθεί η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά των 10°C στον ΛΑΘ. Οι τιμές των μεταβλητών σχεδίασης παρουσιάζονται στον Πιν. 28. Παρατηρείται ότι για την επίτευξη του ζητούμενου pinch point πρακτικά οι πιέσεις λειτουργίας έμειναν αμετάβλητες στην αρχική τιμή που τους είχε δοθεί κι έτσι δόθηκε βάρος στις άλλες δυο μεταβλητές.

Πιν. 28: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 4 ως προς το pinch point του ΛΑΘ για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa.

Μεταβλητή Σχεδίασης	Τιμή
Χαμηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_L (bar)	7.00
Υψηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_H (bar)	30.00
Παραγόμενη ισχύς στον εκτονωτή – P (kW)	4.323
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 2 – T_{G3} (°C)	146.55

Το οργανικό ρευστό προθερμαίνεται στον Εναλλάκτη 3 μέχρι θερμοκρασίας 20°C κάτω από τη θερμοκρασία κορεσμού στην πίεση που βρίσκεται ή κάτω από την κρίσιμη θερμοκρασία, αν μελετάται υπερκρίσιμος κύκλος. Η θερμική ισχύς στον Εναλλάκτη 1 του ΛΑΘ υπολογίζεται ως:

$$\dot{Q}_{Hex,1} = \dot{m}(h_1 - h_0) \quad (3.20)$$

Η ενθαλπία του καυσαερίου στην έξοδο του Εναλλάκτη 1 υπολογίζεται από την εξίσωση (3.5), ενώ η θερμική ισχύς στον Εναλλάκτη 2 και η παροχή μάζας του νερού τροφοδοσίας του ψύκτη υπολογίζονται από τις εξισώσεις (3.6) και (3.7). Τέλος, η θερμική ισχύς στον Εναλλάκτη 3 του ΛΑΘ υπολογίζεται ως:

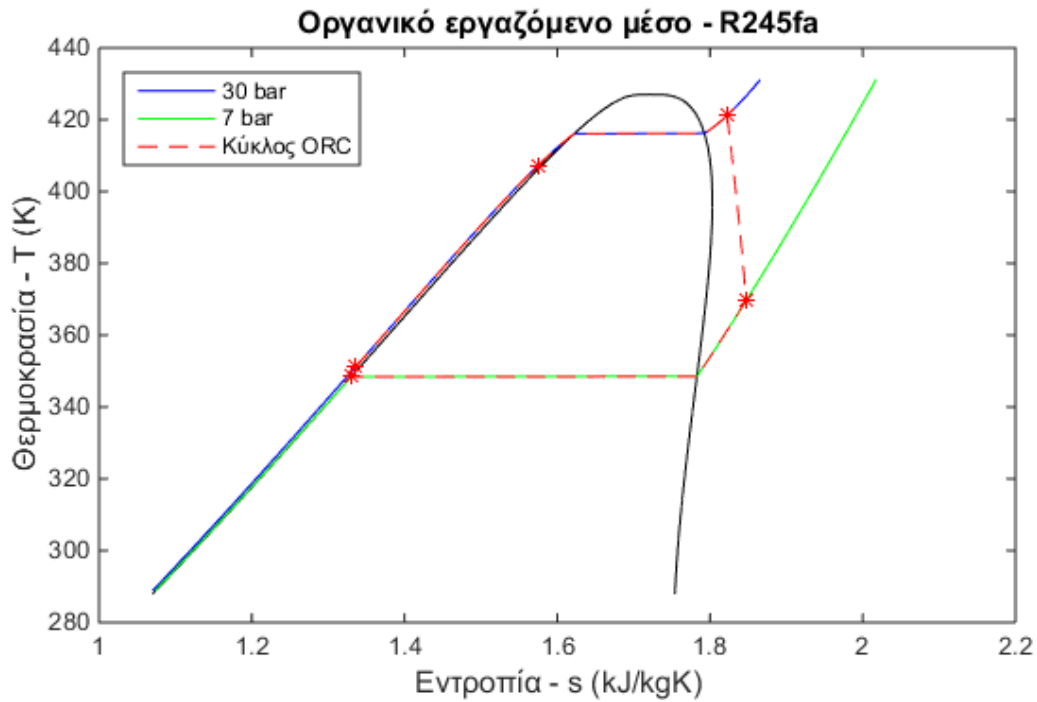
$$\dot{Q}_{Hex,3} = \dot{m}(h_0 - h_4) \quad (3.21)$$

Οπότε η ενθαλπία, και κατά συνέπεια η θερμοκρασία, του καυσαερίου στην έξοδο από τον Εναλλάκτη 3 και τον ΛΑΘ υπολογίζεται:

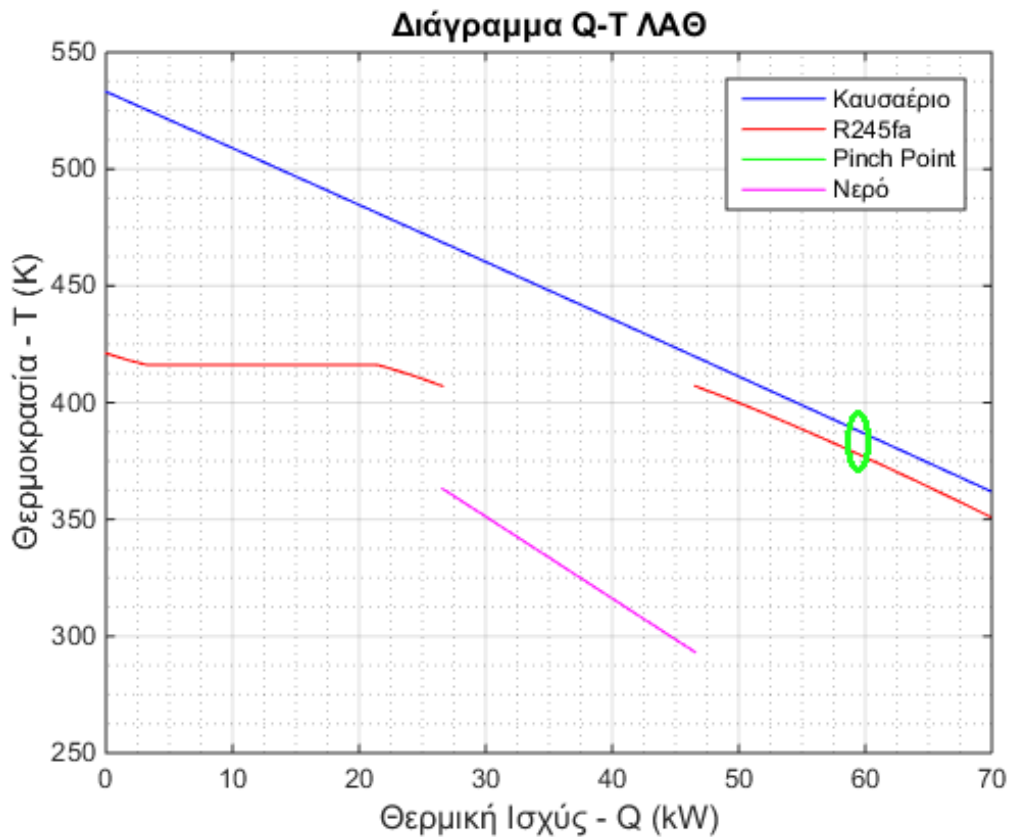
$$h_{G4} = h_{G3} - \frac{\dot{Q}_{Hex,3}}{\dot{m}_G} \quad (3.22)$$

Στο Σχήμα 3.32 παρουσιάζεται ο υποκρίσιμος ORC σε διάγραμμα T-s. Όπως και στα προηγούμενα αντίστοιχα διαγράμματα, με διακεκομμένη κόκκινη γραμμή φαίνεται ο κύκλος του εργαζόμενου μέσου, ενώ με αστερίσκους οι χαρακτηριστικές θέσεις σε αυτόν. Αξίζει να σημειωθεί ότι στο διάγραμμα αυτό φαίνεται το σημείο 0 (κατά το Σχήμα 3.31), το οποίο βρίσκεται λίγο χαμηλότερα από τη θερμοκρασία ατμοποίησης όπως προαναφέρθηκε.

Στο Σχήμα 3.33 παρουσιάζεται το διάγραμμα Q-T του ΛΑΘ, όπου φαίνεται η συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του καυσαερίου, και των ρευμάτων οργανικού μέσου και νερού. Παρατηρείται επίσης ότι το σημείο ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς των 10°C έχει επιτευχθεί και εμφανίζεται στον Εναλλάκτη 3.



Σχήμα 3.32: Διάγραμμα T-s του ORC για υποκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 4.



Σχήμα 3.33: Διάγραμμα Q-T του Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας για υποκρίσιμο κύκλο εργαζόμενο μέσου R245fa – Διάταξη 4.

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών για τα βασικά μεγέθη του υποκρίσιμου ORC με εργαζόμενο μέσο το R245fa, για τη Διάταξη 4, παρουσιάζονται στον Πιν. 29. Τα χαρακτηριστικά του ρευστού στις πέντε θέσεις του κύκλου παρουσιάζονται στον Πιν. 30.

Πιν. 29: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υποκρίσιμο κύκλο – Διάταξη 4.

Μεταβλητή	Τιμή
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου – \dot{m} (kg/s)	0.2578
Ισχύς αντλίας – \dot{W}_p (kW)	0.9948
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 1 – $\dot{Q}_{Hex,1}$ (kW)	26.594
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 2 – $\dot{Q}_{Hex,2}$ (kW)	19.961
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 3 – $\dot{Q}_{Hex,3}$ (kW)	23.331
Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC – η (%)	6.667
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 1 – T_{G2} (°C)	195.46
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 3 – T_{G4} (°C)	88.98
Παροχή μάζας ζεστού νερού – \dot{m}_{hw} (kg/s)	0.0681

Πιν. 30: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υποκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 4

Θέση	0	1	2	3	4
p (bar)	30.00	30.00	7.00	7.00	30.00
T (°C)	133.95	148.03	96.38	75.29	77.95
h (kJ/kg)	397.14	500.31	483.53	302.78	306.64
s (kJ/kgK)	1.574	1.822	1.847	1.330	1.336

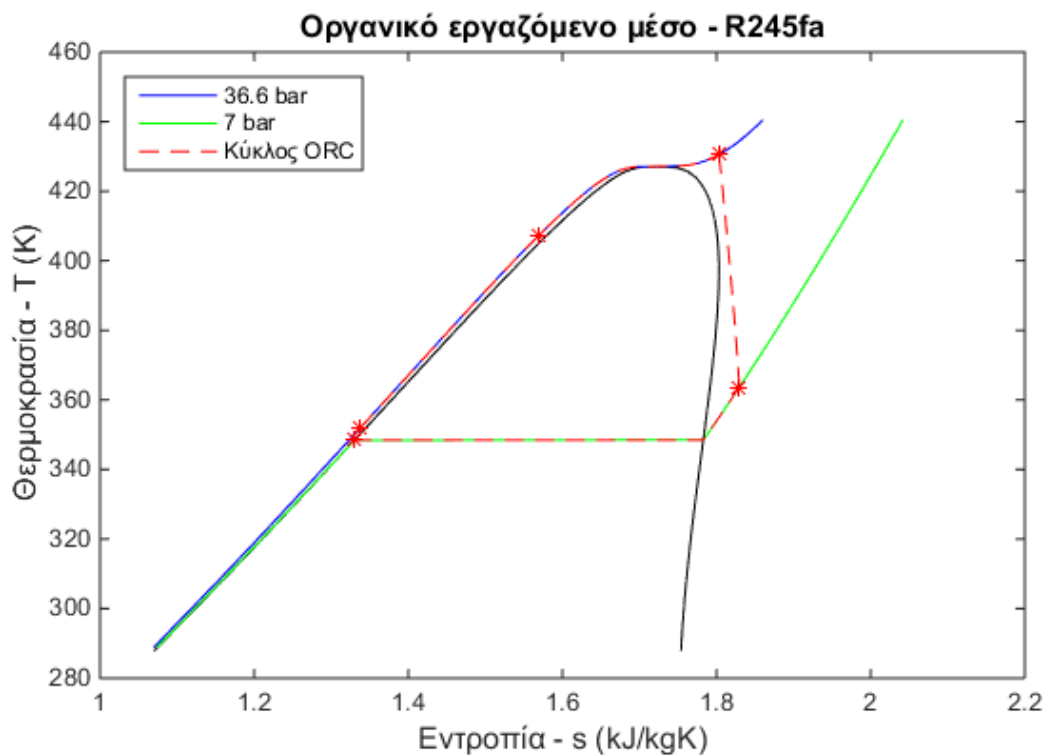
Για το ίδιο οργανικό μέσο και τα ίδια δεδομένα, επιλύεται και ένας υπερκρίσιμος κύκλος στην Διάταξη 4 δίνοντας διαφορετικές αρχικές τιμές στις μεταβλητές σχεδίασης. Τελικά οι μεταβλητές αυτές θα έχουν τις τιμές που παρουσιάζονται στον Πιν. 31.

Πιν. 31: Μεταβλητές βελτιστοποίησης της Διάταξης 4 ως προς το pinch point του ΛΑΘ για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa.

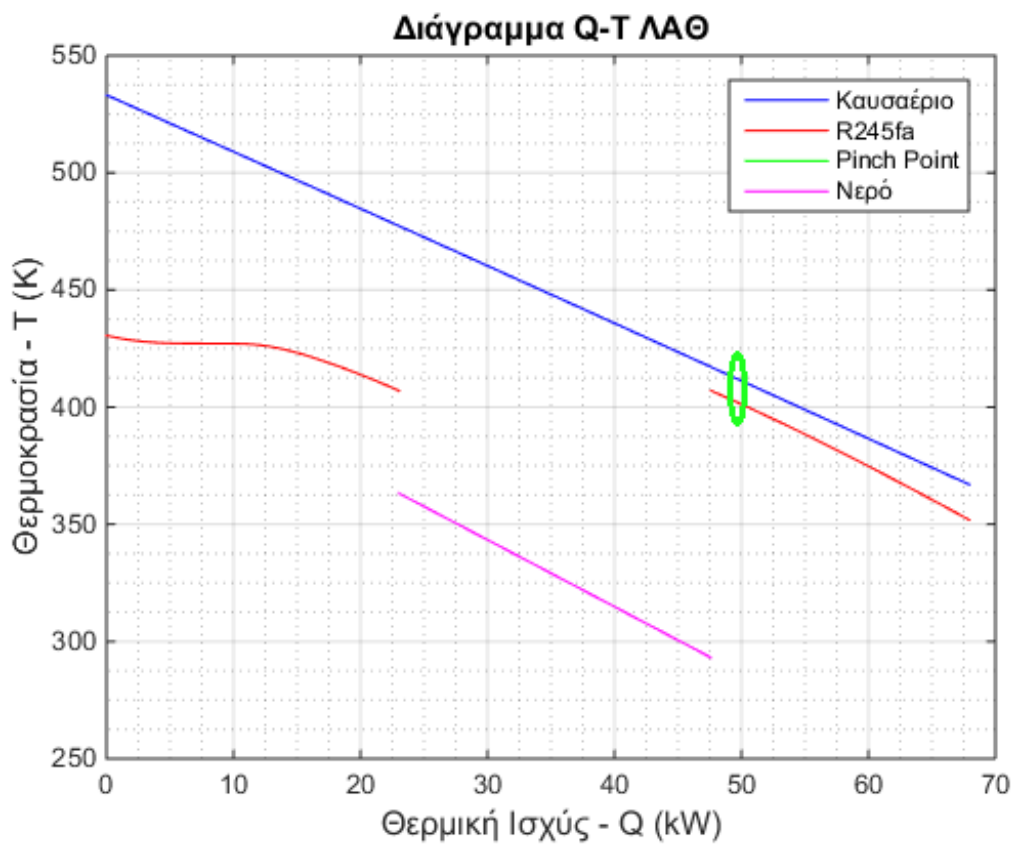
Μεταβλητή Σχεδίασης	Τιμή
Χαμηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_L (bar)	7.00
Υψηλή πίεση λειτουργίας ORC – p_H (bar)	36.60
Παραγόμενη ισχύς στον εκτονωτή – P (kW)	4.100
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 2 – T_{G3} (°C)	143.99

Στο Σχήμα 3.34 παρουσιάζεται το διάγραμμα T-s του υπερκρίσιμου κύκλου που υλοποιεί το εργαζόμενο μέσο, με τους αστερίσκους και πάλι να σημειώνουν τις πέντε χαρακτηριστικές θέσεις του κύκλου.

Το διάγραμμα Q-T του ΛΑΘ παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.35 όπου φαίνονται το ρεύμα του καυσαερίου και τα τρία ρεύματα που θερμαίνονται: η υπερθέρμανση του οργανικού μέσου, η θέρμανση του νερού και η προθέρμανση του οργανικού μέσου. Όπως και στον υποκρίσιμο κύκλο, το σημείο ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς έχει εμφανιστεί στον Εναλλάκτη 3.



Σχήμα 3.34: Διάγραμμα T-s του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο με εργαζόμενο μέσο R245fa – Διάταξη 4.



Σχήμα 3.35: Διάγραμμα Q-T του Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας του ORC για υπερκρίσιμο κύκλο εργαζόμενου μέσου R245fa – Διάταξη 4.

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών για τα βασικά μεγέθη του υπερκρίσιμου ORC με εργαζόμενο μέσο το R245fa, για τη Διάταξη 4, παρουσιάζονται στον Πιν. 32. Τα χαρακτηριστικά του ρευστού στις πέντε θέσεις του κύκλου παρουσιάζονται στον Πιν. 33.

Πιν. 32: Αποτελέσματα υπολογισμών για τον υπερκρίσιμο κύκλο – Διάταξη 4.

Μεταβλητή	Τιμή
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου – \dot{m} (kg/s)	0.2320
Ισχύς αντλίας – \dot{W}_p (kW)	1.1509
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 1 – $\dot{Q}_{Hex,1}$ (kW)	23.049
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 2 – $\dot{Q}_{Hex,2}$ (kW)	24.546
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 3 – $\dot{Q}_{Hex,3}$ (kW)	20.349
Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC – η (%)	6.795
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 1 – T_{G2} (°C)	204.11
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 3 – T_{G4} (°C)	93.79
Παροχή μάζας ζεστού νερού – \dot{m}_{hw} (kg/s)	0.08376

Πιν. 33: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ρευστού του υπερκρίσιμου κύκλου – Διάταξη 4

Θέση	0	1	2	3	4
p (bar)	36.60	36.60	7.00	7.00	36.60
T (°C)	133.86	157.38	90.49	75.29	78.70
h (kJ/kg)	395.45	494.79	477.12	302.78	307.74
s (kJ/kgK)	1.568	1.803	1.830	1.330	1.337

3.4.2. Συμβατική Ψύξη VCC

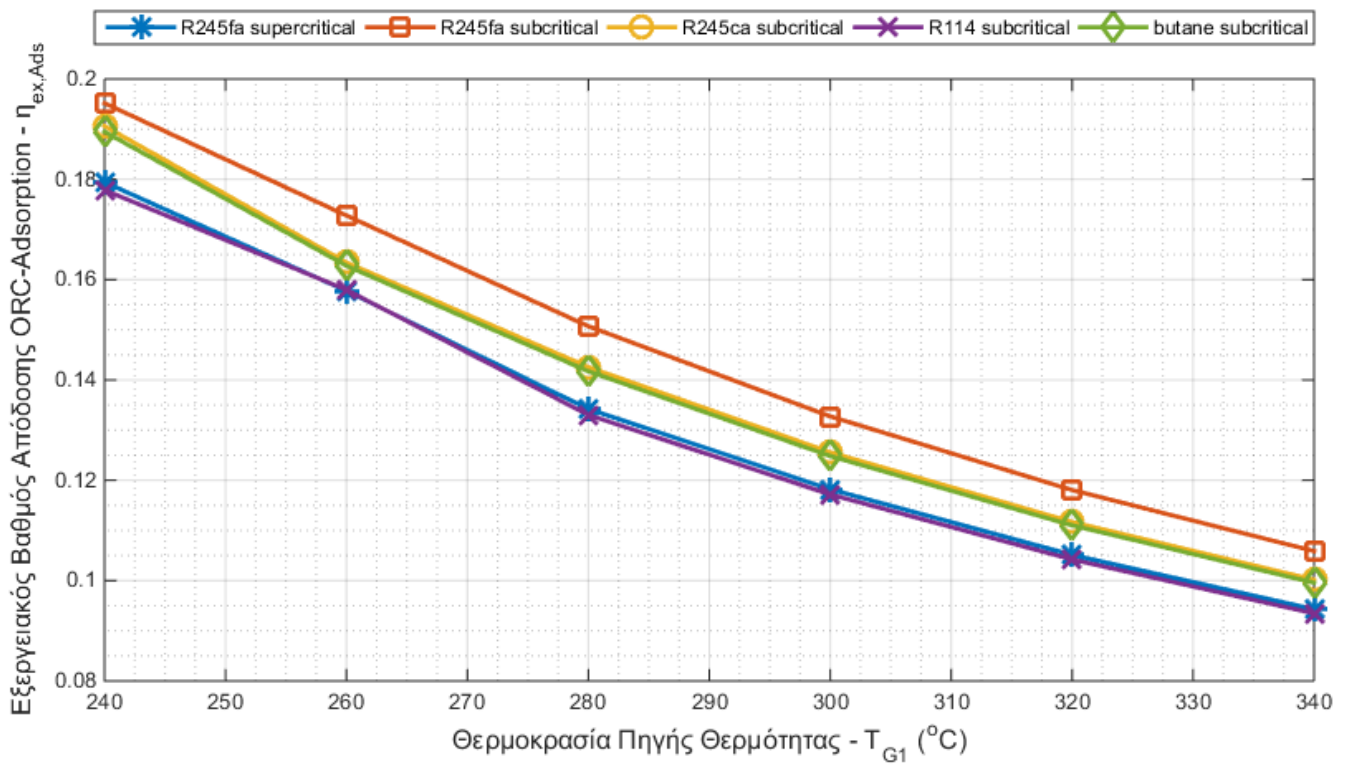
Στην ενότητα αυτή θα μελετηθεί ένας ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών, ίδιος με αυτόν της Διάταξης 1, ώστε να εξαχθούν συμπεράσματα σε σχέση με τον ψυκτικό κύκλο προσρόφησης.

Ο συμβατικός κύκλος VCC θα είναι πανομοιότυπος με αυτόν στην ενότητα 3.1.2, τόσο ως προς τη διάταξη (Σχήμα 1.3) όσο και ως προς τα δεδομένα (Πιν. 14). Για τον κύκλο αυτό ισχύουν οι εξισώσεις (3.8) ως (3.11), όπως και τα αποτελέσματα αυτών του Πιν. 15.

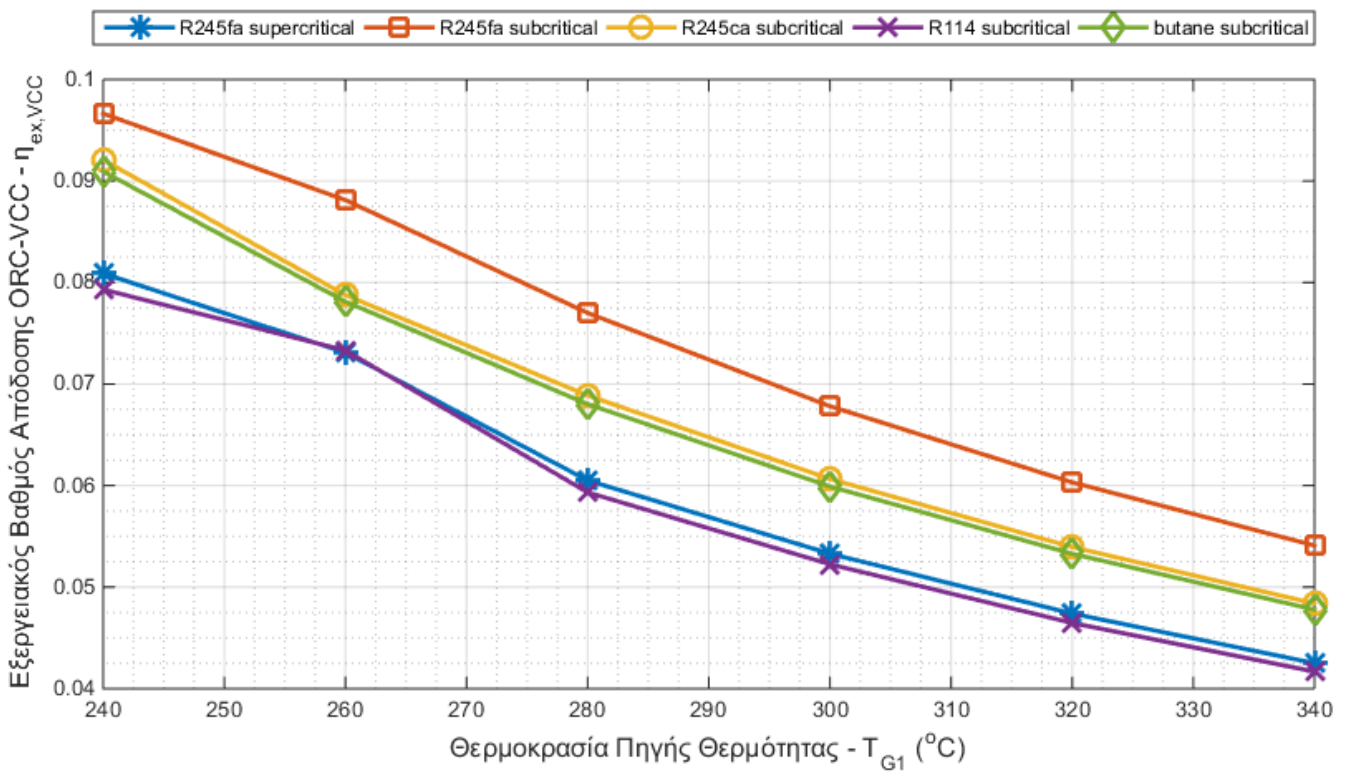
3.4.3. Σύγκριση Μεθόδων Ψύξης

Όπως και στις Διατάξεις 1,2 και 3, η σύγκριση των μεθόδων ψύξης θα γίνει μέσω του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος, συγκρίνοντας αυτόν της εξίσωσης (3.15) που αφορά τη διάταξη ως έχει με αυτόν της εξίσωσης (3.12) που θα ίσχυε αν στη διάταξη η ψυκτική ισχύς παράγονταν μέσω κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών.

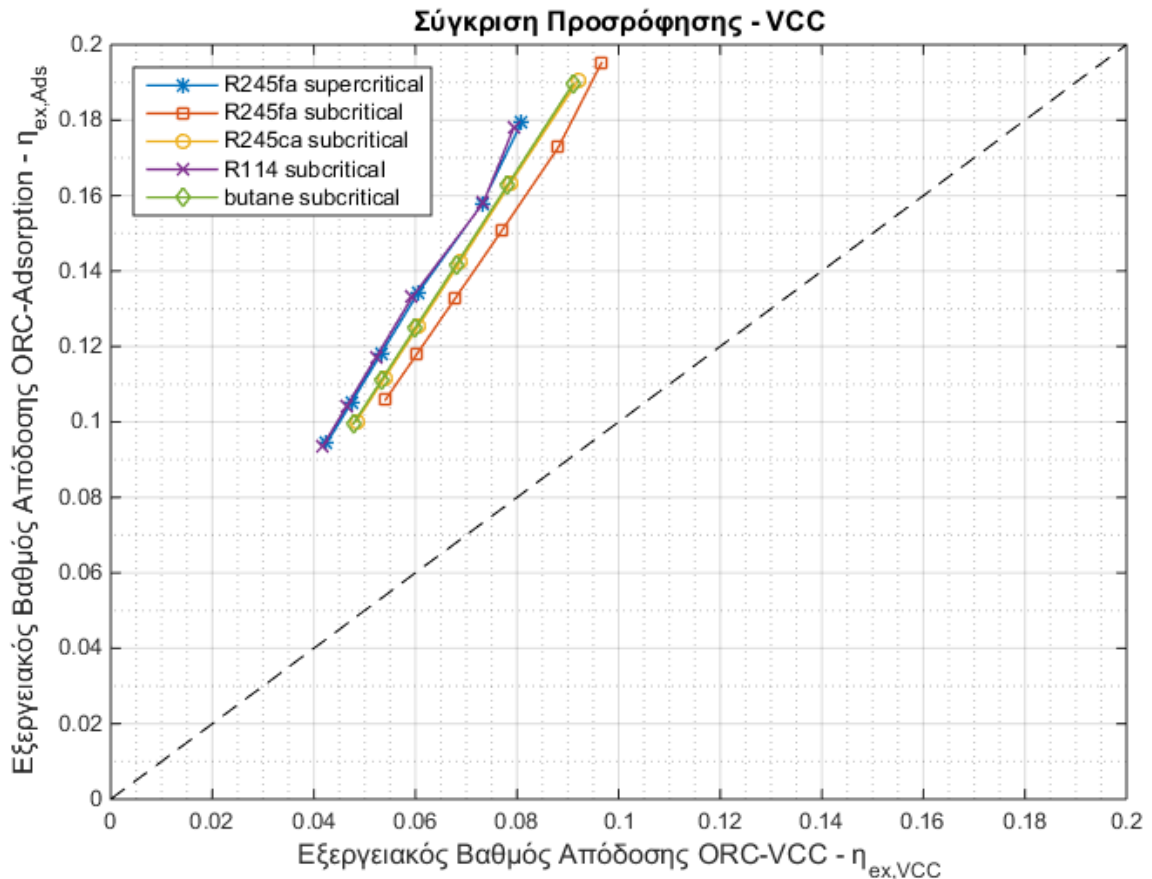
Στο Σχήμα 3.36 παρουσιάζεται το διάγραμμα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 3 ως έχει με την ψύξη προσρόφησης, για πέντε διαφορετικούς κύκλους ORC με διαφορετικά οργανικά μέσα, συναρτήσει της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας. Ομοίως, στο Σχήμα 3.37 παρουσιάζεται ο αντίστοιχος εξεργειακός βαθμός απόδοσης αν η ψύξη πραγματοποιούνταν με VCC αντί για προσρόφηση.



Σχήμα 3.36: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος Διάταξης 4.



Σχήμα 3.37: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος της Διάταξης 4 εάν η ψύξη πραγματοποιούνταν με VCC.



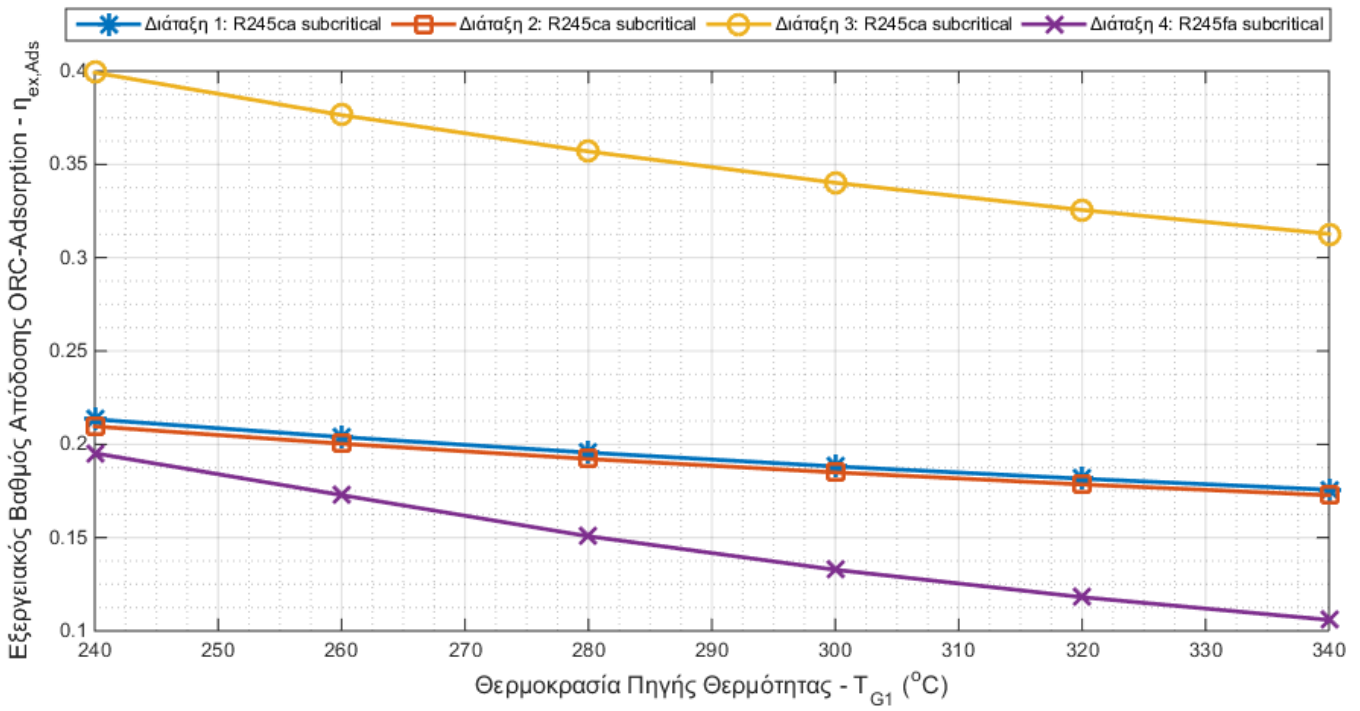
Σχήμα 3.38: Σύγκριση εξεργειακών βαθμών απόδοσης – Διάταξη 4.

Στο Σχήμα 3.38 φαίνεται μια άμεση σύγκριση των εξεργειακών βαθμών απόδοσης για τους πέντε κύκλους που μελετήθηκαν, για σταθερή θερμοκρασία πηγής θερμότητας 260°C.

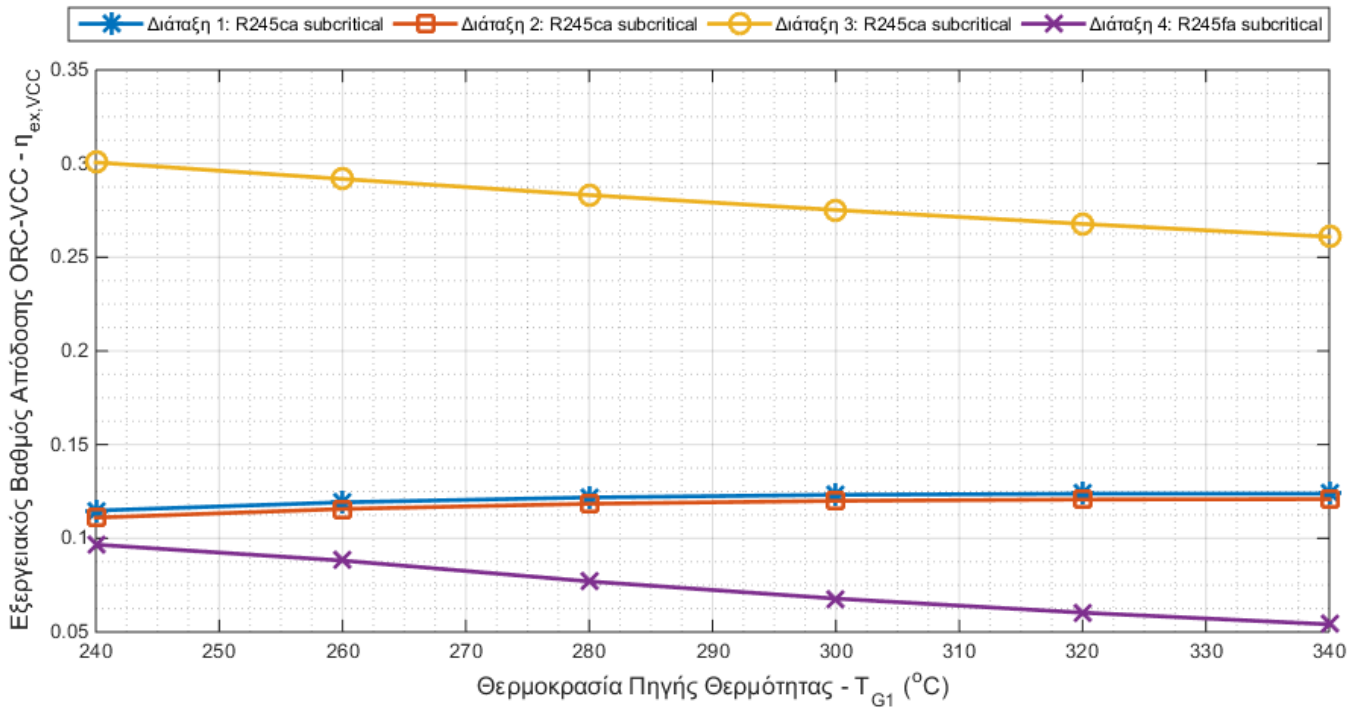
3.5. Σύνοψη

Συνοψίζοντας τη μελέτη των διαφορετικών διατάξεων σύζευξης του οργανικού κύκλου Rankine με τον ψυκτικό κύκλο προσρόφησης είναι χρήσιμο να παρουσιαστούν συγκεντρωμένα τα αποτελέσματα, ώστε να υπάρξει μια απευθείας σύγκριση μεταξύ των διατάξεων. Κρατώντας τη βέλτιστη από τις μελετηθείσες περίπτωση για κάθε μία από τις τέσσερις διατάξεις, χαράσσονται διαγράμματα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης.

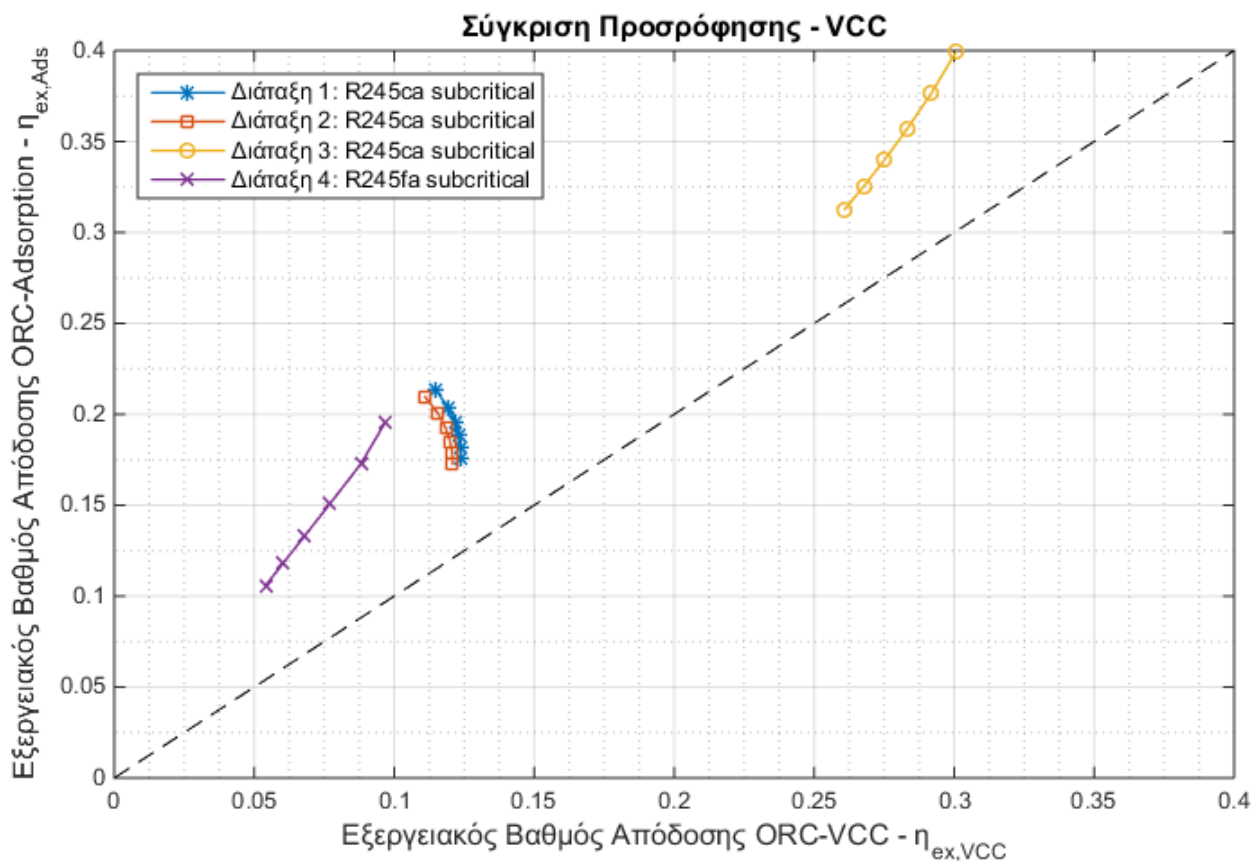
Στο Σχήμα 3.39 παρουσιάζεται το διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος σύζευξης του ORC με τον ψύκτη προσρόφησης, συναρτήσει της θερμοκρασίας πηγής θερμότητας. Κάθε καμπύλη αντιπροσωπεύει τη βέλτιστη περίπτωση για κάθε μια από τις διατάξεις που μελετήθηκαν. Αντίστοιχο διάγραμμα είναι και το Σχήμα 3.40, όμως ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης έχει υπολογιστεί με τη θεώρηση πως η ψύξη πραγματοποιείται με τον κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών που περιγράφηκε στην ενότητα 3.3.2. Τέλος, στο Σχήμα 3.41 παρουσιάζεται άμεση σύγκριση των δυο εξεργειακών βαθμών απόδοσης για το βέλτιστο κύκλο κάθε διάταξης.



Σχήμα 3.39: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος βέλτιστων κύκλων κάθε διάταξης.



Σχήμα 3.40: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος βέλτιστων κύκλων κάθε διάταξης εάν η ψύξη πραγματοποιούνταν με VCC.



Σχήμα 3.41: Σύγκριση εξεργειακών βαθμών απόδοσης βέλτιστων κύκλων κάθε διάταξης.

Στον Πιν. 34 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα αποτελέσματα των υπολογισμών για τις βέλτιστες περιπτώσεις που μελετήθηκαν σε κάθε διάταξη.

Πιν. 34: Αποτελέσματα υπολογισμών βέλτιστου κύκλου κάθε διάταξης.

Μεταβλητή	Διάταξη 1	Διάταξη 2	Διάταξη 3	Διάταξη 4
Οργανικό μέσο	R245ca	R245ca	R245ca	R245fa
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου - \dot{m} (kg/s)	0.3160	0.3163	0.3128	0.2578
Παραγόμενη ισχύς στον εκτονωτή - P (kW)	5.0478	4.9547	9.3460	4.3235
Ισχύς αντλίας - \dot{W}_p (kW)	0.9337	0.9304	0.8724	0.9948
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 1 - $\dot{Q}_{Hex,1}$ (kW)	65.431	65.027	83.257	26.594
Θερμικός βαθμός απόδοσης ORC - η (%)	6.2877	6.1886	10.1777	6.6673
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 1 (°C)	100.00	101.00	55.85	195.46
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 2 - $\dot{Q}_{Hex,2}$ (kW)	8.083	61.003	11.288	19.961
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 2 (°C)	80.00	-	-	146.55
Θερμική ισχύς Εναλλάκτη 3 - $\dot{Q}_{Hex,3}$ (kW)	-	-	-	23.331
Θερμοκρασία καυσαερίου μετά τον Εναλλάκτη 3 (°C)	-	-	-	88.98
Παροχή μάζας ζεστού νερού - \dot{m}_{hw} (kg/s)	0.02758	0.20816	0.03852	0.06811

4. Συμπεράσματα και Μελλοντική Μελέτη

Στην παρούσα εργασία μελετήθηκε η σύζευξη ενός οργανικού κύκλου Rankine με ένα ψυκτικό κύκλο προσρόφησης, με σκοπό την συμπαραγωγή μηχανικής και ψυκτικής ισχύος. Εξετάστηκαν τέσσερις διαφορετικές διατάξεις σύζευξης των δύο κύκλων, με πέντε διαφορετικούς οργανικούς κύκλους σε κάθε διάταξη. Το σύστημα αυτό τροφοδοτείται από μια σταθερή πηγή θερμότητας που μπορεί να είναι το καυσαέριο ενός λέβητα ή γενικότερα οποιασδήποτε μονάδας απορρίπτει καυσαέριο κατάλληλης θερμοκρασίας στο περιβάλλον. Η πηγή θερμότητας αυτή είναι αρκετή ώστε να λειτουργήσει τόσο ο ORC όσο και ο κύκλος ψύξης με προσρόφηση χωρίς να υπάρχει ανάγκη για επιπλέον δαπάνη έργου. Κάθε μελέτη είχε ως μέτρο σύγκρισης και έναν τυπικό κύκλο ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών, ο οποίος θα παράγει ψυχρό νερό ίδιας θερμοκρασίας με τον κύκλο ψύξης με προσρόφηση, και με ίδια ψυκτική ισχύ, ώστε να μπορεί να γίνει σύγκριση του συστήματος εξεργειακά σε κάθε μια από τις δυο περιπτώσεις για την παραγωγή ψύξης.

Η μελέτη αυτή έγινε χρησιμοποιώντας έναν απλό οργανικό κύκλο χωρίς συσκευές βελτίωσης των επιδόσεών του, καθώς ζητούμενο ήταν η απόδοση όλου του συστήματος συμπαραγωγής με την ψύξη προσρόφησης και όχι η βελτιστοποίηση του ίδιου του ORC. Σκοπός ήταν επίσης η κατάλληλη επιλογή παραμέτρων του οργανικού κύκλου, όπως οι πιέσεις λειτουργίας ή η παραγόμενη ισχύς, με στόχο την επίτευξη μιας ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς 10°C σε κάθε εναλλάκτη που χρησιμοποιείται για τη σύζευξη των δύο κύκλων ή την τροφοδοσία από την πηγή θερμότητας.

Για κάθε μία διάταξη χρησιμοποιήθηκαν οργανικά μέσα με παρόμοια χαρακτηριστικά ως προς την κρίσιμη θερμοκρασία και πίεση και μελετήθηκε η συμπεριφορά του συστήματος για διαφορετικές τιμές της θερμοκρασίας πηγής θερμότητας (240 – 260°C). Σε κάθε περίπτωση κάθε διάταξης υπολογίστηκε ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος ως έχει, και ο αντίστοιχος εάν η ψυκτική ισχύς παραγόταν με τον συμβατικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών που είχε μελετηθεί. Η ουσιαστική διαφορά ήταν ότι ενώ και τα δύο συστήματα τροφοδοτούνται από την ίδια πηγή θερμότητας και παράγουν την ίδια μηχανική και ψυκτική ισχύ, ο κύκλος συμπίεσης ατμών για να λειτουργήσει απαιτεί επιπλέον δαπάνη μηχανικής ισχύος, το οποίο έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της καθαρής παραγόμενης ισχύος που βγαίνει από το σύστημα. Έτσι ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης της κάθε διάταξης με την ψύξη προσρόφησης ήταν πάντα μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο με τη χρήση ψύξης με συμπίεση ατμών.

Η εργασία αυτή κλείνει συγκρίνοντας άμεσα τις καλύτερες περιπτώσεις που μελετήθηκαν σε κάθε διάταξη. Το ουσιαστικό συμπέρασμα είναι ότι η ίδια πηγή θερμότητας μπορεί να αξιοποιηθεί με πολλούς διαφορετικούς τρόπους ώστε να παραχθεί η ζητούμενη συμπαραγωγή, ακόμα και με τον πιο απλό οργανικό κύκλο Rankine.

Βασιζόμενος πάνω στην ιδέα αυτής της εργασίας, θα μπορούσε κανείς να την επεκτείνει μελετώντας σε μεγαλύτερο βάθος κάποια τμήματα ή προσθέτοντας επιπλέον ιδέες.

Ένα βασικό πράγμα που θα μπορούσε να μελετηθεί ως συνέχεια της εργασίας αυτής είναι ο σχεδιασμός και η μελέτη νέων τρόπων και επιπλέον διατάξεων για τη σύζευξη του οργανικού κύκλου με τον κύκλο ψύξης προσρόφησης. Αυτό έρχεται ως άμεση συνέχεια με

την παρούσα εργασία και τις τέσσερις διατάξεις που μελετήθηκαν, καθώς θεωρητικά θα μπορούσαν να έχουν σχεδιαστεί περισσότερες.

Επόμενο βήμα για αυτή τη μελέτη μπορεί να αποτελέσει η διαστασιολόγηση και ο σχεδιασμός των εναλλακτών που χρησιμοποιήθηκαν, ή ακόμη και η εύρεση εναλλακτών του εμπορίου που να ταιριάζουν στις απαιτούμενες προδιαγραφές για τη λειτουργία των κύκλων. Αυτό επιτρέπει και το επόμενο βήμα που μπορεί να είναι μια τεχνοοικονομική ανάλυση του συστήματος, με επιμέρους οικονομική ανάλυση για κάθε συνιστώσα του οργανικού κύκλου. Μια τέτοια ανάλυση θα επέτρεπε καλύτερη και πιο ουσιαστική σύγκριση μεταξύ των διατάξεων, καθώς πέρα από την ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση θα λαμβανόταν υπόψη και ο οικονομικός παράγοντας χρησιμοποιώντας βασικούς οικονομικούς δείκτες για την αξιολόγηση της επένδυσης σε κάθε περίπτωση που μελετάται.

Άλλη ιδέα που μπορεί να μελετηθεί στη συνέχεια είναι η βελτιστοποίηση του οργανικού κύκλου Rankine στις ίδιες διατάξεις που σχεδιάστηκαν εδώ, αντί για τη χρήση απλών οργανικών κύκλων. Αυτό θα είχε ως συνέπεια την αύξηση της απόδοσης του κύκλου όμως και την αύξηση της πολυπλοκότητάς του με την εισαγωγή επιπλέον συσκευών, κάτι το οποίο θα έκανε ακόμα πιο ενδιαφέρουσα μια τεχνοοικονομική ανάλυση στο σύστημα.

Τέλος, θα μπορούσε να μελετηθεί μαζί με όλα τα παραπάνω και ο λέβητας ο οποίος τροφοδοτεί με θερμότητα τις υπάρχουσες διατάξεις. Λαμβάνοντας υπόψη στο σύστημα και τον λέβητα ολοκληρώνεται η τρι-παραγωγή καθώς αυτός μπορεί να δίνει τη θερμότητα από την καύση σε ένα κλειστό κύκλωμα νερού για τη θέρμανση ενός χώρου. Η μελέτη για τον λέβητα μπορεί να βελτιστοποιηθεί ως προς το είδος του καυσίμου, τη θερμική ισχύ του αλλά και το βαθμό απόδοσής του, ειδικά αν το καυσαέριο εξέλθει στο περιβάλλον σε θερμοκρασία χαμηλότερη της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, αφού τροφοδοτήσει πρώτα τη διάταξη σύζευξης οργανικού κύκλου και ψύκτη προσρόφησης.

Βιβλιογραφία

1. Black, W.Z. and J.G. Hartley, *Εφαρμοσμένη Θερμοδυναμική*. 1 ed. 2008: ίων. 994.
2. Κατσαπρακάκης, Δ. and Μ. Μονιάκης, *Θέρμανση – Ψύξη – Κλιματισμός*. 2015. p. 690.
3. Granet, I. and M. Bluestein, *Thermodynamics and Heat Power*. 8th ed. 2015.
4. Παπαηλίου, Κ.Δ., Κ.Μ. Μαθιουδάκης, and Κ.Χ. Γιαννάκογλου, *ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΙΣ ΘΕΡΜΙΚΕΣ ΣΤΡΟΒΙΛΟΜΗΧΑΝΕΣ*. 2000, ΑΘΗΝΑ: ΕΚΔΟΣΗ ΕΘΝΙΚΟΥ ΜΕΤΣΟΒΙΟΥ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟΥ.
5. Κακαράς, Ε. and Σ. Καρέλλας, *Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα*. 2015, Αθήνα: ΤΣΟΤΡΑΣ. 652.
6. Κακαράς, Ε. and Σ. Καρέλλας, *Αντιρρυπαντική Τεχνολογία Θερμικών Σταθμών*. 2013, Αθήνα: ΤΣΟΤΡΑΣ. 723.
7. Song, J., Y. Song, and C.-w. Gu, *Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines*. *Energy*, 2015. **82**: p. 976-985.
8. Braimakis, K., et al., *Comparison of Environmentally Friendly Working Fluids for Organic Rankine Cycles*, in *Advances in New Heat Transfer Fluids: from Numerical to Experimental Techniques*, A.A. Minea, Editor. 2016, CRC Press: Boca Raton.
9. Roumpedakis, T., K. Braimakis, and S. Karellas, *INVESTIGATION AND EFFICIENCY MAXIMIZATION OF THE OPERATION AND DESIGN OF A SMALL SCALE EXPERIMENTAL TRIGENERATION SYSTEM POWERED BY A SUPERCRITICAL ORC*, in *ASME ORC 2015 3rd International Seminar on ORC Power Systems*. 2015: Brussels, Belgium. p. 11.
10. Kaplan, U., *Organic Rankine Cycle Configurations*. *Proceedings European Geothermal*, 2007.
11. Jiang, L., et al., *Performance prediction on a resorption cogeneration cycle for power and refrigeration with energy storage*. *Renewable Energy*, 2015. **83**: p. 1250-1259.
12. Quoilin, S., et al., *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013. **22**: p. 168-186.
13. Κατσαπρακάκης, Δ., *Σύνθεση Ενεργειακών Συστημάτων*. 2015. p. 385.
14. Παπαστεργίου, Α., *Σχεδιασμός και Υλοποίηση συστήματος αυτομάτου ελέγχου για εγκατάσταση αξιοποίησης απορριπτόμενης θερμότητας από μηχανές πλοίων με τεχνολογία ORC*, in *Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών*. 2014, Ε.Μ.Π.: Αθήνα.
15. Cooper, D.C. and F.C. Alley, *Έλεγχος Αέριας Ρύπανσης*. 3 ed. 2013: ΤΖΙΟΛΑ. 797.
16. Powell, R.L., *CFC phase-out: have we met the challenge?* *Journal of Fluorine Chemistry*, 2002. **114**(2): p. 237-250.
17. Santner, J., *Absorption Cooling*. 2009.
18. Χατζηδάκης, Σ., *ΣΗΜΕΙΩΣΕΙΣ ΨΥΞΗΣ*. Vol. 2. 2003, ΑΘΗΝΑ. 70.
19. Deng, J., R.Z. Wang, and G.Y. Han, *A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems*. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2011. **37**(2): p. 172-203.
20. Samer, M., *Biological and Chemical Wastewater Treatment Processes*. *Wastewater Treatment Engineering*, 2015.
21. Abdelmoussehel, E. and L. Fatiha, *Experimentation of a solar adsorption refrigerator in Morocco*. *Renewable Energy*, 2007.
22. El-Sharkawy, I.I., et al., *Experimental investigation on activated carbon–ethanol pair for solar powered adsorption cooling applications*. *International Journal of Refrigeration*, 2008. **31**(8): p. 1407-1413.
23. Wang, R.Z. and R.G. Oliveira, *Adsorption refrigeration—An efficient way to make good use of waste heat and solar energy*. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2006. **32**(4): p. 424-458.

24. Saha, B.B., et al., *Waste heat driven dual-mode, multi-stage, multi-bed regenerative adsorption system*. International Journal of Refrigeration, 2003. **26**(7): p. 749-757.
25. Lu, Y.Z., et al., *Practical experiments on an adsorption air conditioner powered by exhausted heat from a diesel locomotive*. Applied Thermal Engineering, 2004. **24**(7): p. 1051-1059.
26. GBU, *AdSORPTION CHILLER NAK*. 1999: Bensheim, Germany.
27. Barbieri, O., et al., *Capacitance limits of high surface area activated carbons for double layer capacitors*. Carbon, 2005. **43**(6): p. 1303-1310.
28. Tso, C.Y. and C.Y.H. Chao, *Activated carbon, silica-gel and calcium chloride composite adsorbents for energy efficient solar adsorption cooling and dehumidification systems*. International Journal of Refrigeration, 2012. **35**(6): p. 1626-1638.
29. Ng, K.C., et al., *Experimental investigation of the silica gel–water adsorption isotherm characteristics*. Applied Thermal Engineering, 2001. **21**(16): p. 1631-1642.
30. Baerlocher, C. and L.B. McCusker. *Database of Zeolite Structures*. [cited 2017 1/15]; Available from: <http://www.iza-structure.org/databases/>.
31. Infante Ferreira, C. and D.-S. Kim, *Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data*. International Journal of Refrigeration, 2014. **39**: p. 23-37.
32. Τσοῦτσος, Θ., et al., *Climasol - Οδηγός Ηλιακού Κλιματισμού*. 2004, Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας. p. 30.
33. Henning, H.-M., *Solar assisted air conditioning of buildings – an overview*. Applied Thermal Engineering, 2007. **27**(10): p. 1734-1749.
34. Llano-Restrepo, M. and M.A. Mosquera, *Accurate correlation, thermochemistry, and structural interpretation of equilibrium adsorption isotherms of water vapor in zeolite 3A by means of a generalized statistical thermodynamic adsorption model*. Fluid Phase Equilibria, 2009. **283**(1–2): p. 73-88.
35. Kayal, S., S. Baichuan, and B.B. Saha, *Adsorption characteristics of AQSOA zeolites and water for adsorption chillers*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016. **92**: p. 1120-1127.
36. Mette, B., et al., *Experimental and numerical investigations on the water vapor adsorption isotherms and kinetics of binderless zeolite 13X*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014. **71**: p. 555-561.
37. Liu, Y. and K.C. Leong, *Numerical modeling of a zeolite/water adsorption cooling system with non-constant condensing pressure*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2008. **35**(5): p. 618-622.
38. Wu, W.-D., H. Zhang, and D.-W. Sun, *Mathematical simulation and experimental study of a modified zeolite 13X–water adsorption refrigeration module*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(4): p. 645-651.
39. Saha, B.B., et al., *A new generation cooling device employing CaCl₂-in-silica gel–water system*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. **52**(1–2): p. 516-524.
40. Sayılğan, Ş.Ç., M. Mobedi, and S. Ülkü, *Effect of regeneration temperature on adsorption equilibria and mass diffusivity of zeolite 13x-water pair*. Microporous and Mesoporous Materials, 2016. **224**: p. 9-16.
41. Habib, K., et al., *Performance evaluation of combined adsorption refrigeration cycles*. International Journal of Refrigeration, 2011. **34**(1): p. 129-137.
42. Bergman, T.L. and F.P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7th ed. 2011, Hoboken, NJ: Wiley.
43. Askalany, A.A., et al., *Effect of improving thermal conductivity of the adsorbent on performance of adsorption cooling system*. Applied Thermal Engineering, 2017. **110**: p. 695-702.

44. Chua, H.T., et al., *Modeling the performance of two-bed, silica gel-water adsorption chillers*. International Journal of Refrigeration, 1999. **22**(3): p. 194-204.
45. Rezk, A.R.M. and R.K. Al-Dadah, *Physical and operating conditions effects on silica gel/water adsorption chiller performance*. Applied Energy, 2012. **89**(1): p. 142-149.
46. Yang, P.-z., *Heat and mass transfer in adsorbent bed with consideration of non-equilibrium adsorption*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(14–15): p. 3198-3203.
47. Wang, D.C., Z.Z. Xia, and J.Y. Wu, *Design and performance prediction of a novel zeolite–water adsorption air conditioner*. Energy Conversion and Management, 2006. **47**(5): p. 590-610.
48. ©SorTechAG. *SorTech AG: eZea*. 2016 [cited 2017 2/24]; Available from: <http://www.sortech.de/en/products/our-products/ezea/>.
49. Wilo, *Wilo-Yonos ECO BMS*. 2015.

Παράθεμα

Ακολουθεί ο κώδικας σε MATLAB που χρησιμοποιήθηκε για την επίλυση της Διάταξης 1. Με αντίστοιχο τρόπο επιλύθηκαν και οι άλλες τρεις διατάξεις, τροποποιώντας κατάλληλα τις εξισώσεις που απαιτούνται κατά περίπτωση.

Αποτελείται από 4 τμήματα τα οποία παρουσιάζονται κατά σειρά:

- τη συνάρτηση που γίνονται οι βασικοί υπολογισμοί και ο υπολογισμός των pinch point με σκοπό τον καθορισμό τους στην επιθυμητή τιμή
- το τμήμα κώδικα που εκτελεί τη βελτιστοποίηση της συνάρτησης για τα pinch point
- τη συνάρτηση που υπολογίζει τη μέγιστη θερμοκρασία του ORC
- τη συνάρτηση που λύνει τον ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών και υπολογίζει τους εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης

Συνάρτηση

```
function [f, n_ex_ORC_VCC, n_ex_ORC_Ads] = PP(x)

global ORCfluid TGI

HSfluid = 'air'; % ORC heat source fluid
Ads_HS_Fluid = 'Water'; % Adsorption chiller heat source fluid
mG = 0.4; % Παροχή μάζας καυσαερίου [kg/s]
n_is_p = 0.5; % Ισεντροπικός Β.Α. Αντλίας-Κυκλοφορητή
n_is_exp = 0.65; % Ισεντροπικός Β.Α. Expander
Pel = x(4); % Ισχύς Expander [kW]
pL = x(1); % Χαμηλή Πίεση Λειτουργίας [Pa]
pH = x(2); % Υψηλή Πίεση Λειτουργίας [Pa]
p1 = pH; p4 = pH; p2 = pL; p3 = pL; % [Pa]

Tmin = CoolProp.PropsSI('T','P',1e5,'Q',0,ORCfluid); % [K]
Tcrit = CoolProp.PropsSI('Tcrit',ORCfluid);
t = linspace(Tmin,Tcrit,2000);
for i = 1:length(t)
    sL(i) = CoolProp.PropsSI('S','T',t(i),'Q',0,ORCfluid)/1000;
    sV(i) = CoolProp.PropsSI('S','T',t(i),'Q',1,ORCfluid)/1000;
end
sGmax = max(sV);
PsGmax = CoolProp.PropsSI('P','S',sGmax*1000,'T',Tmin,ORCfluid);
Pcrit = CoolProp.PropsSI('Pcrit',ORCfluid);

% Σημείο 1 - Superheated Vapor
T1 = temp_calc(ORCfluid, Pcrit, pH, Tcrit, sGmax, PsGmax, pL); % [K]
h1 = CoolProp.PropsSI('H','P',p1,'T',T1,ORCfluid)/1000; % [kJ/kg]
s1 = CoolProp.PropsSI('S','P',p1,'T',T1,ORCfluid)/1000; % [kJ/kgK]

% Σημείο 2 - Superheated Vapor
h2is = CoolProp.PropsSI('H','P',p2,'S',s1*10^3,ORCfluid)/1000; % [kJ/kg]
h2 = h1 - (h1 - h2is)*n_is_exp; % [kJ/kg]
T2 = CoolProp.PropsSI('T','P',p2,'H',h2*10^3,ORCfluid); % [K]
s2 = CoolProp.PropsSI('S','P',p2,'H',h2*10^3,ORCfluid)/1000; % [kJ/kgK]

% Σημείο 3 - Saturated Liquid
T3 = CoolProp.PropsSI('T','P',p3,'Q',0,ORCfluid); % [K]
h3 = CoolProp.PropsSI('H','P',p3,'Q',0,ORCfluid)/1000; % [kJ/kg]
```

```

s3 = CoolProp.PropsSI('S','P',p3,'Q',0,ORCfluid)/1000; % [kJ/kgK]

% Σημείο 4 - Compressed Liquid
h4is = CoolProp.PropsSI('H','P',p4,'S',s3*10^3,ORCfluid)/1000; % [kJ/kg]
h4 = h3 + (h4is - h3)/n_is_p; % [kJ/kg]
T4 = CoolProp.PropsSI('T','P',p4,'H',h4*10^3,ORCfluid); % [K]
s4 = CoolProp.PropsSI('S','P',p4,'H',h4*10^3,ORCfluid)/1000; % [kJ/kgK]

n = ((h1 - h2) - (h4 - h3))/(h1 - h4); % Β.Α. Κύκλου
m = Pel/(h1 - h2); % Παροχή Μάζας Οργανικού Μέσου [kg/s]
Pp = m*(h4 - h3); % Μηχανική Ισχύς Αντλίας [kW]
QHex1 = m*(h1 - h4); % Θερμική Ισχύς Εναλλάκτη 1 [kW]

hG1 = CoolProp.PropsSI('H','T',TG1,'P',1.01325e5,HSfluid)/1000; % [kJ/kg]
hG2 = hG1 - Q/mG; % [kJ/kg]
TG2 = CoolProp.PropsSI('T','P',1.01325e5,'H',hG2*10^3,HSfluid); % [K]

% Εναλλάκτης 1
N = 100; % Διακριτοποίηση σε N κόμβους
Dh = (hG1 - hG2)/(N - 1);
Dq = Q/(N - 1);
% Υπολογισμός ζεστού ρεύματος: h
hh(1) = hG1;
Th(1) = TG1;
q(1) = 0;
for i = 1:N-1
    hh(i+1) = hh(i) - Dh;
    Th(i+1) = CoolProp.PropsSI('T','P',1.01325e5,'H',hh(i+1)*10^3,HSfluid);
    q(i+1) = q(i) + Dq;
end
% Υπολογισμός κρύου ρεύματος: c
hc(1) = h1;
Tc(1) = CoolProp.PropsSI('T','P',p1,'H',hc(1)*10^3,ORCfluid); % [K]
for i = 1:N-1
    hc(i+1) = hc(1) - mG*(hG1 - hh(i+1))/m;
    Tc(i+1) = CoolProp.PropsSI('T','P',p1,'H',hc(i+1)*10^3,ORCfluid); % [K]
end

for i = 1:N
    PP_Hex1(i) = Th(i) - Tc(i); % Θερμοκρασιακή διαφορά σε κάθε κόμβο
end
PP_Hex1 = min(PP_Hex1); % Εύρεση Pinch Point
f1 = (PP_Hex1 - 10)^2; % Ζητούμενο 1 προς ελαχιστοποίηση

clear TG hc q Tc hG

% Εναλλάκτης 2
TG3 = x(3); % Θερμοκρασία Καυσαερίων μετά 2ου Εναλλάκτη [K]
hG3 = CoolProp.PropsSI('H','T',TG3,'P',1.01325e5,HSfluid)/1000; % [kJ/kg]

T_hw2 = 90 + 273.15; % Θερμοκρασία νερού τροφοδοσίας του Adsorber [K]
T_hw1 = 20 + 273.15; % [K]
p_wat = 1.01325e5; % [Pa]
h_hw1 = CoolProp.PropsSI('H','T',T_hw1,'P',p_wat,Ads_HS_Fluid)/1000; % [kJ/kg]
h_hw2 = CoolProp.PropsSI('H','T',T_hw2,'P',p_wat,Ads_HS_Fluid)/1000; % [kJ/kg]

QHex2 = mG*(hG2 - hG3); % Θερμική Ισχύς Εναλλάκτη 2 [kW]
m_hw = QHex2/(h_hw2 - h_hw1); % Παροχή μάζας ζεστού νερού [kg/s]
N = 50; % Διακριτοποίηση σε N κόμβους

```

```

DhG = (hG2 - hG3)/(N - 1);
Dq = QHex2/(N - 1);
% Υπολογισμός ζεστού ρεύματος: h
hG(1) = hG2;
TG(1) = TG2;
q(1) = 0;
for i = 1:N-1
    hG(i+1) = hG(i) - DhG;
    TG(i+1) = CoolProp.PropsSI('T','P',1.01325e5,'H',hG(i+1)*10^3,HSfluid);
    q(i+1) = q(i) + Dq;
end
% Υπολογισμός κρύου ρεύματος: c
hc(1) = h_hw2;
Tc(1) = T_hw2; % [K]
for i = 1:N-1
    hc(i+1) = hc(1) - mG*(hG2 - hG(i+1))/m_hw;
    Tc(i+1) = CoolProp.PropsSI('T','H',hc(i+1)*10^3,'P',p_wat,Ads_HS_Fluid); %
[K]
end

for i = 1:N
    PP_Hex2(i) = TG(i) - Tc(i); % Θερμοκρασιακή διαφορά σε κάθε κόμβο
end
PP_Hex2 = min(PP_Hex2); % Εύρεση Pinch Point
f2 = (PP_Hex2 - 10)^2; % Ζητούμενο 2 προς ελαχιστοποίηση

% Επίλυση VCC - Υπολογισμός Εξεργειακών B.A.
sG1 = CoolProp.PropsSI('S','T',TG1,'P',1.01325e5,HSfluid)/1000;
[n_ex_ORC_VCC, n_ex_ORC_Ads] = VCC(mG,hG1,sG1,Pe1-Pp,HSfluid,PLOT);

f = f1 + f2 % Αντικειμενική συνάρτηση προς ελαχιστοποίηση

```

Κώδικας

```

global ORCfluid TG1

ORCfluid = 'R245fa';
TG1 = 260 + 273.15;

% Περιορισμοί:
% 1. pH <= 40 bar
% 2. pH/pL >= 1.9
% 3. pL >= 1 bar
% 4. TG3 >= 65oC
% 5. TG3 <= 95
% 6. P >= 3 kW
% 7. P <= 10 kW

A = [0 1 0 0;
    1.9 -1 0 0;
    -1 0 0 0;
    0 0 -1 0;
    0 0 1 0;
    0 0 0 -1;
    0 0 0 1];

```

```

b = [40e5;
    0;
    -1e5;
    -(65+273.15);
    95+273.15;
    -3;
    10];

x0 = [7e5;
    30e5;
    80 + 273.15;
    6];

[x, fval] = fmincon(@PP,x0,A,b);

```

Συνάρτηση

```

function [Tmax] = temp_calc(fluid, Pcrit, Pmax, Tcrit, sGmax, PsGmax, Pcond)
% Determination of maximum cycle temperature
% Inputs:  fluid, Pcrit (Pa), Pmax = pH (Pa), Tcrit (K),
%          sGmax (kJ/kgK), PsGmax (Pa)

% Determination if fluid is wet or dry
if PsGmax==Pcond
    fluidstate='wet';
else
    fluidstate='dry';
end
% Minimum superheating degree
DTshmin=5;
% Computational error prevention
DPlimit=2;
if abs(Pcrit-Pmax)<DPlimit
    DTlimit=5;
else
    DTlimit=0;
end
Tlim_min=Tcrit-DTlimit;
Tlim_max=Tcrit+DTlimit;
if Pmax<Pcrit
    % subcritical
    Tevap=CoolProp.PropsSI('T','P',Pmax,'Q',0,fluid);
    Tevapc=Tevap-273.15;
    if strcmp(fluidstate,'dry')==1
        % If fluid is dry and Pmax lower than PsGmax then no superheat is
needed
        if Pmax<PsGmax
            DTsh=DTshmin;
        else
            % if Pmax>PsGmax then superheat is necessary until s=sGmax
            Tsmax=CoolProp.PropsSI('T','P',Pmax,'S',sGmax*1000,fluid);
            DTsh=max((Tsmax-Tevap),DTshmin);
        end
    else
        % if fluid is wet superheat is necessary until s=scondG
        Tsmax=CoolProp.PropsSI('T','P',Pmax,'S',sGmax*1000,fluid);
        DTsh=max((Tsmax-Tevap),DTshmin);
    end
end
Tmax=Tevap+DTsh;

```

```

% Error prevention
if abs(Pcrit-Pmax)<DPlimit
    if Tevap+DTsh>Tlim_max || Tevap+DTsh<Tlim_min
        Tmax=Tevap+DTsh;
    else
        Tmax=Tlim_max;
    end
end
else
% supercritical
Tevap=Tcrit;
Tevapc=Tevap-273.15;
Tsmax=CoolProp.PropsSI('T','P',Pmax,'S',sGmax*1000,fluid);
Tsmaxc=Tsmax-273.15;
Tmax=Tsmax;
if abs(Pmax-Pcrit)<DPlimit
    if Tsmax>Tlim_max || Tsmax<Tlim_min
        Tmax=Tsmax;
    else
        Tmax=Tlim_max;
    end
end
% Temperature override
% Tmax=110+273.15;
DTsh=Tmax-Tcrit;
end
Tmaxc=Tmax-273.15;

```

Συνάρτηση

```

function [n_ex_ORC_VCC, n_ex_ORC_Ads] = VCC(m_hs,h_hs,s_hs,P,HSfluid,PLOT)

% Δεδομένα Κύκλου
CoolingFluid = 'R134a';
pL = 3e5; % [Pa]
pH = 8e5; % [Pa]
n_is_comp = 0.8;
Qev = 13.0626373; % [kW]
Tch_out = 10.505 + 273.15; % [K]
Tch_in = 15 + 273.15; % [K]

% Σημείο 1 - Saturated Vapor
p1 = pL; % [Pa]
T1 = CoolProp.PropsSI('T','P',p1,'Q',1,CoolingFluid); % [K]
h1 = CoolProp.PropsSI('H','P',p1,'Q',1,CoolingFluid)/1000; % [kJ/kg]
s1 = CoolProp.PropsSI('S','P',p1,'Q',1,CoolingFluid)/1000; % [kJ/kgK]

% Σημείο 2 - Superheated Vapor
p2 = pH; % [Pa]
h2is = CoolProp.PropsSI('H','P',p2,'S',s1*10^3,CoolingFluid)/1000; % [kJ/kg]
h2 = h1 + (h2is - h1)/n_is_comp; % [kJ/kg]
T2 = CoolProp.PropsSI('T','P',p2,'H',h2*1000,CoolingFluid); % [K]
s2 = CoolProp.PropsSI('S','T',T2,'P',p2,CoolingFluid)/1000; % [kJ/kgK]

% Σημείο 3 - Saturated Liquid
p3 = pH; % [Pa]
T3 = CoolProp.PropsSI('T','P',p3,'Q',0,CoolingFluid); % [K]
h3 = CoolProp.PropsSI('H','P',p3,'Q',0,CoolingFluid)/1000; % [kJ/kg]
s3 = CoolProp.PropsSI('S','P',p3,'Q',0,CoolingFluid)/1000; % [kJ/kgK]

```

```

% Σημείο 4 - Liquid Vapor
p4 = pL; % [Pa]
h4 = h3; % [kJ/kg]
T4 = CoolProp.PropsSI('T','P',p4,'H',h4*1000,CoolingFluid); % [K]
s4 = CoolProp.PropsSI('S','P',p4,'H',h4*1000,CoolingFluid)/1000; % [kJ/kgK]

Tcond = CoolProp.PropsSI('T','P',pH,'Q',0,CoolingFluid); % [K]
Tevap = CoolProp.PropsSI('T','P',pL,'Q',0,CoolingFluid); % [K]

Tref = 298; % [K]
Pref = 1.01325e5; % [Pa]
hrefHS = CoolProp.PropsSI('H','T',Tref,'P',Pref,HSfluid)/1000; % [kJ/kg]
hrefw = CoolProp.PropsSI('H','T',Tref,'P',Pref,'water')/1000; % [kJ/kg]
srefHS = CoolProp.PropsSI('S','T',Tref,'P',Pref,HSfluid)/1000; % [kJ/kg]
srefw = CoolProp.PropsSI('S','T',Tref,'P',Pref,'water')/1000; % [kJ/kg]

m = Qev/(h1 - h4); % [kg/s]
W = - m*(h2 - h1); % [kW]
COP = (h1 - h4)/(h2 - h1);

hwin = CoolProp.PropsSI('H','T',Tch_in,'P',Pref,'water')/1000; % [kJ/kg]
hwout = CoolProp.PropsSI('H','T',Tch_out,'P',Pref,'water')/1000; % [kJ/kg]
swout = CoolProp.PropsSI('S','T',Tch_out,'P',Pref,'water')/1000; % [kJ/kgK]
mw = Qev/(hwin - hwout); % [kg/s]
Ex_chw = mw*(hwout - hrefw - Tref*(swout - srefw));
Ex_hs = m_hs*(h_hs - hrefHS - Tref*(s_hs - srefHS));
n_ex_ORC_VCC = (P + W + Ex_chw)/Ex_hs; % ηex για ORC-VCC
n_ex_ORC_Ads = (P + Ex_chw)/Ex_hs; % ηex για ORC-Adsorption

```