

Ενεργειακή και Οικονομική  
Αξιολόγηση Συστήματος Αντλίας  
Θερμότητας με Αντιστροφή  
Οργανικού Κύκλου Rankine για  
Συνδυασμένη Παραγωγή  
Θερμότητας και Ηλεκτρικής  
Ενέργειας σε Οικιακές Εφαρμογές

Τομέας: Θερμότητας

Επιβλέπων: Τζιβανίδης Χρήστος, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2023

Υπεύθυνη δήλωση για λογοκλοπή και για κλοπή πνευματικής ιδιοκτησίας:

Έχω διαβάσει και κατανοήσει τους κανόνες για τη λογοκλοπή και τον τρόπο σωστής αναφοράς των πηγών που περιέχονται στον οδηγό συγγραφής Διπλωματικών Εργασιών. Δηλώνω ότι, από όσα γνωρίζω, το περιεχόμενο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι προϊόν δικής μου εργασίας και υπάρχουν αναφορές σε όλες τις πηγές που χρησιμοποίησα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτή τη Διπλωματική εργασία είναι του συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ή του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Παππάς Λάμπρος

## Σύνοψη

Το σύστημα αντλίας θερμότητας με αντιστροφή Οργανικού Κύκλου Rankine (Reverse Rankine Organic Cycle, RROC) είναι μια νέα τεχνολογία που μπορεί να παρέχει τόσο θέρμανση όσο και ισχύ για οικιακές εφαρμογές. Το σύστημα αποτελείται από μια αντλία θερμότητας που αναβαθμίζει τη θερμότητα χαμηλής θερμοκρασίας από ανανεώσιμες πηγές ή σπατάλη θερμότητας και έναν οργανικό κύκλο Rankine που μετατρέπει την αναβαθμισμένη θερμότητα σε ηλεκτρική ενέργεια. Το σύστημα μπορεί να λειτουργήσει σε δύο λειτουργίες: λειτουργία αντλίας θερμότητας, όπου η αντλία θερμότητας καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια για να παράγει θερμότητα υψηλής θερμοκρασίας και λειτουργία ισχύος, όπου ο οργανικός κύκλος Rankine παράγει ηλεκτρική ενέργεια και απορρίπτει τη θερμότητα χαμηλής θερμοκρασίας. Το σύστημα μπορεί να εναλλάσσεται μεταξύ των δύο λειτουργιών ανάλογα με τη ζήτηση και τη διαθεσιμότητα ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας. Αυτή η εργασία παρουσιάζει την ενεργειακή και οικονομική αξιολόγηση του συστήματος αντλίας θερμότητας RROC για διαφορετικά σενάρια και το συγκρίνει με συμβατικές τεχνολογίες όπως λέβητες αερίου, φωτοβολταϊκά πάνελ και μπαταρίες. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι το σύστημα αντλίας θερμότητας RROC μπορεί να επιτύχει υψηλότερη ενεργειακή απόδοση και χαμηλότερες εκπομπές αερίων θερμοκηπίου από τις συμβατικές τεχνολογίες και μπορεί επίσης να μειώσει το κόστος ηλεκτρικής ενέργειας και να αυξήσει την ιδιοκατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές. Η περίοδος απόσβεσης του συστήματος αντλίας θερμότητας RROC εξαρτάται από το αρχικό κόστος επένδυσης, τις τιμές ηλεκτρικής ενέργειας και φυσικού αερίου και τις επιδοτήσεις για ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Η εργασία καταλήγει στο συμπέρασμα ότι το σύστημα αντλίας θερμότητας RROC είναι μια πολλά υποσχόμενη τεχνολογία για συνδυασμένη παραγωγή θερμότητας και ενέργειας σε οικιακές εφαρμογές και παρέχει συστάσεις για μελλοντική έρευνα και ανάπτυξη.

## Abstract

The Reverse Rankine Organic Cycle (RROC) heat pump system is a novel technology that can provide both heating and power for domestic applications. The system consists of a heat pump that upgrades low-temperature heat from renewable sources or waste heat, and an organic Rankine cycle that converts the upgraded heat into electricity. The system can operate in two modes: heat pump mode, where the heat pump consumes electricity to produce high-temperature heat, and power mode, where the organic Rankine cycle generates electricity and rejects low-temperature heat. The system can switch between the two modes according to the demand and availability of electricity and heat. This paper presents the energy and economic evaluation of the RROC heat pump system for different scenarios and compares it with conventional technologies such as gas boilers, photovoltaic panels, and batteries. The results show that the RROC heat pump system can achieve higher energy efficiency and lower greenhouse gas emissions than the conventional technologies, and can also reduce the electricity cost and increase the self-consumption of renewable electricity. The payback period of the RROC heat pump system depends on the initial investment cost, the electricity and gas prices, and the subsidies for renewable energy. The paper concludes that the RROC heat pump system is a promising technology for combined heat and power production in domestic applications, and provides recommendations for future research and development.

## Περιεχόμενα

1.	Εισαγωγή.....	9
1.1	Γενικά στοιχεία για τον κλάδο της ενέργειας.....	9
1.2	Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC).....	9
1.3	Αντλία Θερμότητας.....	11
1.4	Έννοια αντιστροφής ORC.....	12
1.5	Εφαρμογές αντιστροφής ORC.....	13
1.5.1	Κινητήρας εσωτερικής καύσης σε βιομηχανικές εφαρμογές .....	13
1.5.2	Αντλία θερμότητας οικιακής χρήσης με ηλιακούς συλλέκτες ή λέβητα βιομάζας	14
1.5.3	Μονάδα κλιματισμού με ηλιακούς συλλέκτες ή λέβητα βιομάζας.....	14
1.5.4	Κλιματισμός κέντρου δεδομένων.....	14
1.5.5	Κλιματισμός αυτοκινήτου με ανάκτηση θερμότητας στα καυσαέρια ή κινητήρα ψύξης	15
1.5.6	Φορτηγό ψυγείο ή πλοίο ψυγείο .....	15
1.5.7	Απόβλητα θερμικής ενέργειας τηλεθέρμανσης.....	15
1.5.8	Ψύξη άμεσης διαστολής (DX Cooling).....	15
1.5.9	Αντλούμενη αποθηκευμένη θερμική ενέργεια.....	16
1.6	Παράγοντες καταλληλότητας συστημάτων αντιστροφής ORC.....	17
1.7	Ηλιακά Συστήματα.....	18
1.8	Συστήματα Συμπαγωγής .....	18
1.9	Κτίρια θετικής ενέργειας (PEB).....	19
1.10	Αντικείμενο Διπλωματικής Εργασίας .....	20
2.	Ανάλυση κυρίων μηχανημάτων εγκατάσταση.....	21
2.1	Διερεύνηση αναστρέψιμων ογκομετρικών αντλιών.....	21
2.1.1	Εμβολοφόρες αντλίες.....	23
2.1.2	Σπειροειδείς αντλίες.....	25
2.1.3	Κοχλιωτές αντλίες.....	26
2.2	Εύρος ισχύος λειτουργίας.....	27
2.3	Εναλλάκτες θερμότητας.....	29
2.4	Εκτονωτική βαλβίδα .....	30
3.	Σύστημα αντιστρεπτής αντλίας θερμότητας σε συνδυασμό με ηλιακή θερμική στέγη	31
3.1	Επιλογή αρχιτεκτονικής συστήματος.....	31
3.1.1	Συμβατικός ή αντίστροφος κύκλος.....	31
3.1.2	Μια αντιστρέψιμη ογκομετρική μηχανή ή ένας συμπιεστής και ένας εκτονωτής	34
3.1.3	Αντλία ως βαλβίδα εκτόνωσης.....	35
3.2	Περιγραφή συστήματος αναστρέψιμης μονάδας σε συνδυασμό με μεγάλη ηλιακή θερμική στέγη	35
3.2.1	Αρχιτεκτονική και τρόποι λειτουργίας .....	37
3.2.2	Οργανικός κύκλος Rankine .....	38
3.3	Επιλογή στοιχείων -Τεχνολογίας .....	39
3.4	Ονομαστικές Συνθήκες- Συνθήκες Λειτουργίας.....	39

4.	Ανάλυση βασικών θερμοδυναμικών κύκλων, συνθηκών λειτουργίας και εκλογή εργαζόμενου μέσου	42
4.1	Θερμοδυναμικός κύκλος ORC .....	42
4.2	Θερμοδυναμικός κύκλος αντλίας θερμότητας.....	43
4.3	Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου .....	44
5.	Μοντελοποίηση αναστρέψιμου συστήματος αντλίας θερμότητας/ ORC.....	49
5.1	Περιγραφή συστήματος.....	49
5.2	Μοντελοποίηση συμπιεστή/ εκτονωτή.....	50
5.3	Μοντελοποίηση εναλλάκτη θερμότητας .....	67
5.4	Μοντελοποίηση αντλίας.....	69
5.5	Μοντελοποίηση ηλιακής στέγης .....	69
5.6	Αποθήκευση και ζήτηση .....	70
5.7	Σύστημα αντιστροφής αντλίας θερμότητας – ORC.....	71
5.7.1	Λειτουργία ORC.....	72
5.7.2	Λειτουργία αντλίας θερμότητας.....	75
6.	Συνολική λειτουργία συστήματος και ανάλυση αποτελεσμάτων .....	77
6.1	Συνολική Διαμόρφωση Συστήματος.....	77
6.1.1	Αντλία θερμότητας .....	77
6.1.2	Organic Rankine Cycle.....	83
6.1.3	Μελέτη συστήματος για διαφορετικές επιφάνειες συλλέκτη .....	88
6.2	Οικονομική Αξιολόγηση.....	92
6.2.1	Ανάλυση κόστους.....	93
7.	Συμπεράσματα- Προτάσεις .....	96
8.	Παράρτημα .....	98
8.1	Κώδικας Matlab αντλίας θερμότητας.....	98
8.1.1	Κύριος κώδικας αντλίας θερμότητας .....	98
8.1.2	Υποκώδικες αντλίας θερμότητας.....	101
8.2	Κώδικας Matlab ORC .....	105
8.2.1	Κύριος κώδικας ORC .....	105
8.2.2	Υποκώδικες ORC .....	108
9.	Κατάλογος Πινάκων .....	110
10.	Κατάλογος εικόνων.....	111
11.	Κατάλογος διαγραμμάτων.....	113
12.	Βιβλιογραφία .....	115

## Ονοματολογία

$A$	Επιφάνεια	[m <sup>2</sup> ]
$COP$	Συντελεστής απόδοσης αντλίας θερμότητας	[-]
$Q$	Θερμότητα	[W]
$T$	Θερμοκρασία	[°C]
$S$	Ειδική εντροπία	[J/kg K]
$AU$	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας	[W/K]
$V$	Όγκος	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{M}$	Παροχή μάζας	[kg/s]
$C$	Ειδική θερμοχωρητικότητα	[J/kg]
$P$	Πίεση	[bar]
$h$	Ειδική ενθαλπία	[J/kgK]
$\rho$	Πυκνότητα	[kg/m <sup>3</sup> ]
$r_v$	Λόγος όγκων	[-]
$\eta$	Βαθμός απόδοσης	[-]
$N$	Ταχύτητα περιστροφής	[rpm]
$\dot{W}$	Μηχανική ισχύς	[W]
$w$	Ειδικό έργο	[W/kg]
$T$	Ροπή	[Nm]
$v$	Ειδικός όγκος	[m <sup>3</sup> /kg]
$FF$	Βαθμός πλήρωσης εκτονωτή	[-]
$P_{el}$	Ηλεκτρική ισχύς	[W]
$error$	Απόκλιση	[-]
$\dot{V}$	Παροχή όγκου	[lt/min]
<u>Ελληνικά Σύμβολα</u>		
$\gamma$	Συντελεστής αδιαβατικής μεταβολής	[-]
$\alpha$	Ποσοστιαία μεταβλητή	[-]
$\beta$	Ποσοστιαία μεταβλητή	[-]
<u>Δείκτες</u>		
sh	Υπερθέρμανση (Superheating)	
sbc	Υπόψυξη (Subcooling)	
evap	Ατμοποιητής (Evaporator)	
cond	Συμπυκνωτής (Condenser)	
ads	Ψύκτη προσρόφησης (Adsorption chiller)	
crit	Κρίσιμο (Critical)	
amb	Περιβάλλον (Ambient)	

n	Ονομαστικό (Nominal)
su	Αναρρόφηση (Suction)



## 1. Εισαγωγή

### 1.1 Γενικά στοιχεία για τον κλάδο της ενέργειας

Στις μέρες μας, η ζήτηση και η κατανάλωση ενέργειας της ανθρώπινης δραστηριότητας αυξάνεται διαρκώς. Ταυτόχρονα, αυξάνεται η χρήση υδρογονανθράκων και αργού πετρελαίου προκειμένου να παραχθούν αυτά τα ποσά ενέργειας. Βασικός στόχος των κρατών ωστόσο, είναι η μείωση της εξάρτησης από τα παραπάνω καύσιμα καθώς συμβάλουν σε αυξημένες εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου και επιβάρυνση του περιβάλλοντος καθώς επίσης και λόγω περιορισμένης διαθεσιμότητας τους. Ειδικότερα η Ευρωπαϊκή Ένωση στην οδηγία 2012/27/ΕΕ θέτει ως στόχο τη μετάβαση σε μια ενεργειακά αποδοτικότερη οικονομία και την επιτάχυνση της εξάπλωσης καινοτόμων τεχνολογικών λύσεων. Σκοπός είναι η εξοικονόμηση της κατανάλωσης πρωτογενούς ενέργειας στην Ένωση κατά 20 %. [1] Ο στόχος αυτός θα επιτευχθεί τόσο μέσω της αύξησης του ποσοστού των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας από 9% σε 27%, όσο και μέσω της αύξησης της απόδοσης του ενεργειακού συστήματος. Σύμφωνα με τον Οδικό Χάρτη της ΕΕ 2050, οι ενεργειακές εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου θα μπορούσαν να μειωθούν κατά 80% το 2050. Αυτή η διαδικασία περιλαμβάνει αρκετές τροποποιήσεις του τρέχοντος ενεργειακού συστήματος. Καταρχάς, μείωση της ενεργειακής έντασης των κτιρίων (μείωση 950 TWh/έτος έως το 2050) και της βιομηχανίας (μείωση 450 TWh/έτος). Επιπλέον, σταδιακή απεξάρτηση από τα ορυκτά καύσιμα σε τομείς όπως μεταφορές και θέρμανση χώρων με στροφή προς την ηλεκτρική ενέργεια. Η ενέργεια αυτή θα πρέπει να παράγεται από αιολική ενέργεια κατά 25%, από φωτοβολταϊκά πάνελ κατά 19%, από βιομάζα κατά 12%, από μεγάλα υδροηλεκτρικά κατά 12%, από συγκεντρωμένη ηλιακή ενέργεια κατά 5% και από γεωθερμία κατά 2%. [2] Στην προαναφερθείσα οδηγία αναφέρεται ότι τα κτίρια αντιστοιχούν στο 40% της τελικής κατανάλωσης ενέργειας της Ευρωπαϊκής Ένωσης, επομένως είναι φανερό ότι είναι απαραίτητη η γρήγορη και αποδοτική μετάβαση σε παραγωγή ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (ΑΠΕ), όχι μόνο από μεγάλους παραγωγούς αλλά ακόμα και στο πλαίσιο των ίδιων κατοικιών.

Πιο συγκεκριμένα οι ενεργειακές απαιτήσεις των κτιρίων αφορούν στη θέρμανση, στην ψύξη και στις ανάγκες για ηλεκτρισμό. Για την κάλυψη των παραπάνω αναγκών εφαρμόζονται δυο πρακτικές. Είτε κάθε απαίτηση να καλύπτεται χωριστά είτε με συνδυασμένη παραγωγή (συστήματα συμπαραγωγής, τριπαραγωγής και πολυπαραγωγής). Η πρώτη μέθοδος έχει αυξημένο μέγεθος και πολυπλοκότητα συστημάτων χωρίς να επιτυγχάνεται η μέγιστη απόδοση, ενώ ο δεύτερος εξασφαλίζει μέγιστη απόδοση και είναι συμβατός με ανανεώσιμες μορφές ενέργειας όπως φωτοβολταϊκά συστήματα με συνδυασμό με αντλία θερμότητας, κύκλος ORC και κυψέλες καυσίμου. [3]

### 1.2 Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC)

Ο οργανικός κύκλος Rankine είναι παρόμοιος με τον κύκλο ατμού Rankine αλλά χρησιμοποιεί ένα οργανικό ρευστό όπως ψυκτικά μέσα και υδρογονάνθρακες αντί για νερό ως εργαζόμενο μέσο. [4] Ο συνηθισμένος κύκλος Rankine χρησιμοποιεί θερμική ισχύ για να μετατρέψει το νερό σε ατμό, ο οποίος διαστέλλεται μέσω ενός στρόβιλου για να παράγει ηλεκτρική ενέργεια. Ο οργανικός κύκλος Rankine λειτουργεί με τον ίδιο τρόπο, ωστόσο αντί να χρησιμοποιείται νερό, το οποίο έχει σχετικά υψηλό σημείο βρασμού (100°C),

χρησιμοποιεί ένα οργανικό μέσο που έχει πολύ χαμηλότερο σημείο βρασμού από το νερό. Ένα ιδανικό ρευστό για αυτό θα πρέπει να έχει χαμηλό σημείο βρασμού, ώστε να εξατμίζεται σε χαμηλότερες θερμοκρασίες, μαζί με χαμηλό σημείο πήξης, ώστε να αποφευχθεί η μετατροπή του σε στερεό καθόλη τη διάρκεια του κύκλου. Χρησιμοποιούνται συνήθως ενώσεις βουτανίου ή πεντανίου οι οποίες ικανοποιούν αυτές τις απαιτήσεις. Εκτός από τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου πρέπει να ληφθούν υπόψη και κάποιες περιβαλλοντικές παράμετροι, οι οποίες είναι η διαβρωτικότητα, η τοξικότητα, η ευφλεξιμότητα αλλά κυρίως οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις που έχει το κάθε ρευστό στη διόγκωση της τρύπας του όζοντος (Ozone Depletion Potential, ODP) και στην υπερθέρμανση του πλανήτη (Global Warming Potential, GWP) [5]

	Physical Data					Environmental and Safety Data				
	Fluid	Molar mass (kg/kmol)	T <sub>cr</sub> (°C)	P <sub>cr</sub> (MPa)	Type	GWP	ODP	Toxicity	Flammability	Corrosiveness
1	RC318	200.3	115.23	2.77	Dry	8200	0	NO	NO	NO
2	Butane	58.122	151.98	3.79	Dry	3	0	NO	YES	NO
3	Iso-butane	58.122	134.66	3.62	Dry	3	0	NO	YES	NO
4	Ammonia	17.03	132.25	11.33	Wet	0	0	YES	NO	YES
5	R11	137.37	197.96	4.40	Isentropic	4000	1	NO	NO	NO
6	R141b	116.95	204.35	4.21	Isentropic	600	0.11	YES	NO	NO
7	R152a	66.051	113.26	4.51	Wet	140	0	NO	YES	NO
8	R142b	100.5	137.11	4.05	Isentropic	1800	0.065	YES	YES	NO
9	R134a	102.03	101.06	4.05	Wet	1300	0	NO	NO	NO
10	R245fa	134.05	154.01	3.65	Dry	1030	0	NO	NO	NO
11	R236ea	152.04	139.29	3.50	Dry	9810	0	NO	NO	NO
12	R236fa	152.04	124.92	3.20	Dry	1300	0	NO	NO	NO
13	Ethanol	46.068	240.75	6.14	Wet	n.a.	n.a.	NO	YES	NO
14	Methanol	32.042	239.45	8.10	Wet	n.a.	n.a.	YES	YES	NO
15	R12	120.91	111.97	4.13	Isentropic	10890	1	NO	NO	NO
16	Pentane	72.149	196.55	3.37	Dry	5	0	YES	YES	NO
17	R227ea	170.03	101.75	2.92	Dry	3220	0	NO	NO	NO
18	R123	152.93	183.68	3.66	Isentropic	77	0.02	YES	NO	NO
19	R22	86.468	96.145	4.99	Wet	1700	0.05	NO	NO	NO
20	R32	52.024	78.105	5.78	Wet	675	0	NO	YES	NO
21	R113	187.38	214.06	3.39	Dry	6130	1	NO	NO	NO
22	Iso-pentane	72.149	187.2	3.37	Dry	5	0	YES	YES	NO
23	R114	170.92	145.68	3.25	Dry	10.04	1	NO	NO	NO

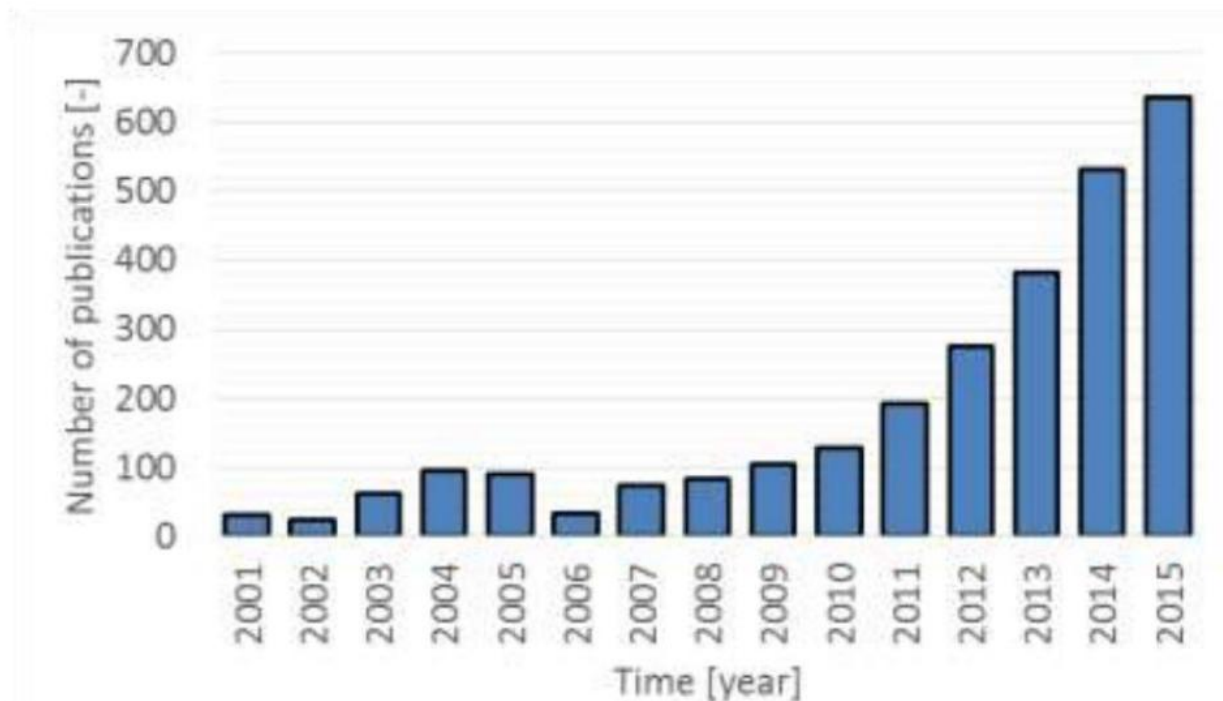
Εικόνα 1.1 : Λίστα εργαζόμενων οργανικών μέσων [6]

Στην **Εικόνα 1.1** παρατίθεται μια λίστα διαφόρων εργαζόμενων μέσων στην οποία φαίνονται διάφορες σημαντικές παράμετροι που επηρεάζουν την επιλογή τους.

Όπως και στον κλασικό κύκλο νερού ατμού Rankine έτσι και στον οργανικό κύκλο η διάταξη αποτελείται από έναν εκτονωτή, μια τροφοδοτική αντλία και ένα συμπυκνωτή. Μέτα το συμπυκνωτή το κορεσμένο υγρό συμπιέζεται ισεντροπικά μέχρι το λέβητα μέσω τροφοδοτικής αντλίας. Σε αυτό το στάδιο έχουμε μικρή αύξηση της θερμοκρασίας του υγρού λόγω της μείωσης του ειδικού όγκου. Ρόλο εναλλάκτη θερμότητας διαδραματίζει ο λέβητας και στον ατμοποιητή έχουμε μεταφορά θερμότητας στο ρευστό χωρίς όμως να υπάρξει υπερθέρμανση. Στη συνέχεια, το εργαζόμενο μέσο διέρχεται από τον εκτονωτή όπου απελευθερώνεται η ενέργεια για την παραγωγή έργου και μετατροπή της μηχανικής ενέργειας σε μηχανική.

Στα πλεονεκτήματα του οργανικού κύκλου Rankine είναι ότι έχει τη δυνατότητα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας από χαμηλότερες θερμοκρασίες, η οικονομική του συντήρηση, η υψηλή απόδοση, η αυτόματη και αθόρυβη λειτουργία καθώς και ο ψηλός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή. Επιπλέον, έχει

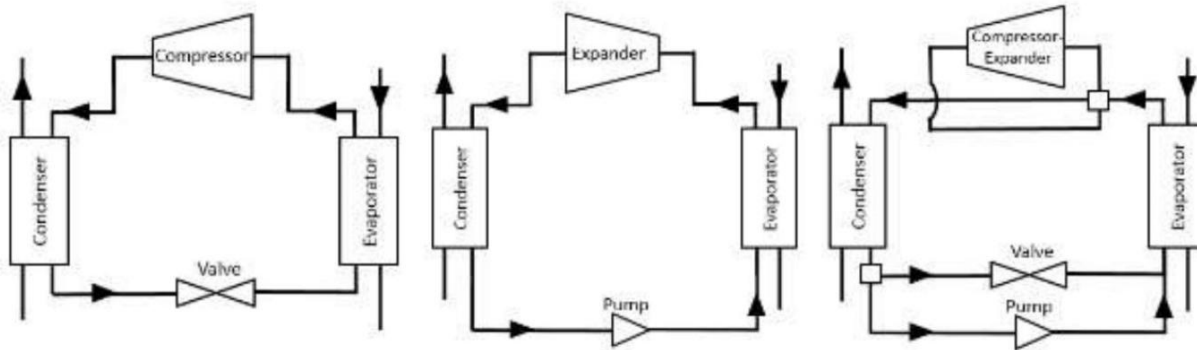
μεγάλο εύρος λειτουργίας καθώς ως πηγές μπορούν να χρησιμοποιηθούν από ορυκτά καύσιμα έως ανανεώσιμες πηγές ενέργειας αλλά και λειτουργία συμπαραγωγής. Όλα τα παραπάνω συνηγορούν στο ολοένα και αυξανόμενο ενδιαφέρον για τη συγκεκριμένη τεχνολογία όπως απεικονίζεται στην **Εικόνα 1.2**.



**Εικόνα 1.2:** Αριθμός δημοσιεύσεων που σχετίζονται με συστήματα οργανικού κύκλου Rankine [7]

### 1.3 Αντλία Θερμότητας

Η αντλία θερμότητας (HP) μπορεί να θεωρηθεί ως μια ώριμη τεχνολογία στις μέρες μας. Σε αντίθεση με άλλες τεχνολογίες θέρμανσης, που μετατρέπουν τη χημική ενέργεια σε θερμική ενέργεια, η αντλία θερμότητας είναι τεχνολογία μη καύσης. Στην πράξη, μεταφέρει την ελεύθερη θερμική ενέργεια σε χαμηλή θερμοκρασία που περιέχεται στον αέρα, το νερό και το έδαφος και χρησιμοποιεί ηλεκτρική ή μηχανική ενέργεια για παροχή θερμότητας (μεγαλύτερη παραγωγή θερμότητας από κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας). Με αυτόν τον τρόπο, μειώνονται οι εκπομπές ρύπων και βελτιώνονται η ενεργειακή απόδοση στη θέρμανση και ψύξη των κτιρίων. Υπολογίζεται ότι στην Ευρωπαϊκή Ένωση, θα μπορούσε να επιτευχθεί μείωση κατά 54% των εκπομπών CO<sub>2</sub> με την εισαγωγή αντλιών θερμότητας στον κτιριακό τομέα [8]. Βασικά, μια αντλία θερμότητας απορροφά θερμότητα από μια ψυχρή πηγή θερμότητας και την απελευθερώνει σε μια θερμότερη δεξαμενή. Η βασική σχηματική αναπαράσταση μιας αντλίας θερμότητας φαίνεται στην **Εικόνα 1.3**.



**Εικόνα 1.3: Διάταξη αντλίας θερμότητας (α), σύστημα οργανικού κύκλου Rankine (β), παράδειγμα αντλίας θερμότητας με αντιστροφή οργανικού κύκλου Rankine (γ)**

Η αντλία θερμότητας αποτελείται από τέσσερα κύρια εξαρτήματα: έναν συμπυκνωτή, έναν εξατμιστή, έναν συμπιεστή και μια βαλβίδα εκτόνωσης. Πρώτον, ο συμπιεστής αυξάνει την πίεση και τη θερμοκρασία του ρευστού εργασίας. Το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται σε κατάσταση ατμού και στη συνέχεια ψύχεται, συμπυκνώνεται και υποψύχεται στον συμπυκνωτή, απελευθερώνοντας θερμότητα σε μια ψύκτρα. Το εργαζόμενο μέσο περνάει στη συνέχεια από τη βαλβίδα εκτόνωσης, η οποία μειώνει την πίεσή του από την πίεση συμπύκνωσης μέχρι την πίεση εξατμίσωσης. Έπειτα, εξατμίζεται και τελικά υπερθερμαίνεται στον εξατμιστή, απορροφώντας θερμότητα από την πηγή θερμότητας Εικόνα 1.3. Για τη χρήση αντλιών θερμότητας σε κτίρια, η πηγή θερμότητας είναι συνήθως εξωτερικός αέρας ή νερό (προερχόμενος για παράδειγμα από γεωθερμία). Ενώ ο οργανικός κύκλος Rankine περιγράφει έναν κύκλο ισχύος η αντλία θερμότητας περιγράφει έναν κύκλο ψύξης. Στον οργανικό κύκλο Rankine η θερμότητα από μια πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας (συνήθως κάτω από 250°C) μετατρέπεται σε χρήσιμο έργο.

## 1.4 Έννοια αντιστροφής ORC

Είναι ενδιαφέρον να σημειωθεί ότι οι μονάδες συστημάτων ισχύος ORC χαμηλής χωρητικότητας είναι παρόμοιες με τα συστήματα HP από πολλές απόψεις: οι ογκομετρικές μηχανές προτιμώνται από τις στροβιλομηχανές λόγω της χαμηλότερης ταχύτητας περιστροφής τους [9], οι εναλλάκτες θερμότητας πλάκας είναι ο πιο οικονομικός τύπος των εναλλακτών θερμότητας και των κοινών εργαζόμενων μέσων που περιλαμβάνουν ψυκτικά υγρά για εφαρμογές θέρμανσης, αερισμού, κλιματισμού (Heat, Ventilation, Air Conditioning, HVAC). Εξετάζεται λοιπόν, ένα καινοτόμο σύστημα ικανό να λειτουργεί είτε ως λειτουργία αντλίας θερμότητας είτε σε λειτουργία ORC. Το προτεινόμενο σύστημα εκμεταλλεύεται την ομοιότητα μεταξύ της αντλίας θερμότητας και του ORC: προσθέτοντας μια αντλία και μια βαλβίδα τεσσάρων κατευθύνσεων (για να επιτρέπεται η εναλλαγή μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του συμπιεστή) σε μια κλασική αντλία θερμότητας, το σύστημα μπορεί να αναστραφεί και εργασία σε λειτουργία ORC (Εικόνα 1.3). Το κύριο πλεονέκτημα αυτού του συστήματος είναι να παρέχει την πρόσθετη ικανότητα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας σε μια αντλία θερμότητας με μικρό πρόσθετο κόστος.

Περιορισμένη βιβλιογραφία μπορεί να βρεθεί για το αναστρέψιμο σύστημα HP/ORC. Το 2005, αναφέρεται ότι η αντλία θερμότητας ενός οχήματος θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για την ανάκτηση ενέργειας με βάση την απορριπτόμενη θερμότητα από τον ψυκτικό κινητήρα μέσω της αναστρεψιμότητας της αντλίας θερμότητας σε έναν οργανικό κύκλο Rankine [10]. Το 2006, κατοχυρώθηκε ένα δίπλωμα ευρεσιτεχνίας σχετικά με την ενεργειακή βελτιστοποίηση στην εφαρμογή της αυτοκινητοβιομηχανίας. Πιο συγκεκριμένα, μια αναστρέψιμη μονάδα HP/ORC θα μπορούσε να παρέχει ισχύ μέσω της απορριπτόμενης θερμότητας από τον ψυκτικό κινητήρα ή τα καυσαέρια [11]. Η πρώτη θεωρητική έρευνα για ένα τέτοιο αναστρέψιμο σύστημα HP/ORC στον κτιριακό τομέα εισήχθη το 2011 [12]. Το σύστημα που ερευνήθηκε είναι μια οικιακή αντλία θερμότητας νερού συνδεδεμένη με έναν μικρής έκτασης ηλιακό συλλέκτη ( $12 \text{ m}^2$ ) και έναν κατακόρυφο εναλλάκτη θερμότητας. Στόχος είναι η παροχή ηλεκτρικής ενέργειας τους καλοκαιρινούς μήνες μέσω της λειτουργίας ORC και θέρμανση από την αντλία θερμότητας τους χειμερινούς μήνες. Ο κατακόρυφος εναλλάκτης θερμότητας χρησιμοποιείται για την ψύξη του συμπυκνωτή του συστήματος ORC. Το 2013 εγκρίνεται ένα δίπλωμα ευρεσιτεχνίας για μια τέτοια αίτηση κατοικίας [13]. Σε αυτήν την εφαρμογή, ο εξατμιστής του ORC συνδέεται με έναν καινοτόμο μεγάλο ηλιακό συλλέκτη οροφής και ο συμπυκνωτής του ORC ψύχεται από έναν οριζόντιο εναλλάκτη θερμότητας. Άλλες τεχνολογίες που παρουσιάζουν την ίδια «αναστρεψιμότητα» είναι ο θερμοηλεκτρισμός και οι κυψέλες καυσίμου οι οποίες συγκρίθηκαν [14] και οι συγγραφείς κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι όλες αυτές οι τεχνολογίες δεν μπορούν να θεωρηθούν ως ώριμες καθώς και ότι το επενδυτικό τους κόστος είναι επί του παρόντος πολύ υψηλό για τους επενδυτές. Πολλές εφαρμογές είναι δυνατές για το αναστρέψιμο HP/ORC όπως παρουσιάζονται παρακάτω, αλλά η τεχνική σκοπιμότητα θα πρέπει να αξιολογηθεί ανάλογα με τις προδιαγραφές τους.

## 1.5 Εφαρμογές αντιστροφής ORC

---

Παρακάτω παρουσιάζονται εν συντομία μερικές εφαρμογές όπου θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί ένα αναστρέψιμο HP/ORC. Μια δεδομένη εφαρμογή μπορεί να έχει διαφορετικές εισόδους όσον αφορά τα επίπεδα θερμικής ισχύος και θερμοκρασίας. Αυτό θα οδηγούσε σε διαφορετικά αποτελέσματα, ωστόσο στο σημείο αυτό θα γίνει μια σύγκριση κάποιων εφαρμογών με τυπικές εισόδους. Για την ακριβή αξιολόγηση της απόδοσης θα πρέπει να πραγματοποιηθεί ακριβέστερη μοντελοποίηση.

### 1.5.1 Κινητήρας εσωτερικής καύσης σε βιομηχανικές εφαρμογές

Σε βιομηχανικές εφαρμογές, απαιτείται θερμότητα σε πολλές διεργασίες (στεγνωτήριο, ατμοπαραγωγή, κ.λπ.). Είναι χρήσιμο να αναβαθμιστεί μια ροή απορριπτόμενης θερμότητας από χαμηλή θερμοκρασία σε υψηλότερη με αντλία θερμότητας για μια δεδομένη διαδικασία. Αυτό επιτρέπει την αύξηση της αποδοτικότητας της βιομηχανικής μονάδας. Οι κινητήρες εσωτερικής καύσης (ICE) χρησιμοποιούνται ευρέως στη συνδυασμένη παραγωγή θερμότητας και ενέργειας λόγω της δυνατότητας ανάκτησης θερμότητας που περιέχονται κυρίως στα καυσαέρια και το νερό ψύξης. Ωστόσο, η χαμηλή θερμοκρασία του κυκλώματος νερού ψύξης δεν επιτρέπει πάντα αυτή την εφαρμογή και η θερμική ενέργεια συχνά απορρίπτεται στο περιβάλλον. Ωστόσο, από περίπου  $90^\circ\text{C}$  απορριπτόμενης θερμότητας νερού ψύξης, μια αντλία θερμότητας μπορεί να παρέχει χρήσιμη θερμότητα για διεργασίες έως και  $140^\circ\text{C}$ . Ένα αναστρέψιμο σύστημα HP/ORC σε αυτό το πλαίσιο θα μπορούσε να χρησιμοποιήσει το νερό ψύξης του κινητήρα ως πηγή



θερμότητας όταν η αντλία θερμότητας δεν λειτουργεί [15]. Ο συμπυκνωτής ψύχεται με νερό και το κύκλωμα ψύξης είναι συνδεδεμένο με ψύκτη ξηρού αέρα.

### 1.5.2 Αντλία θερμότητας οικιακής χρήσης με ηλιακούς συλλέκτες ή λέβητα βιομάζας

Η ενσωμάτωση μιας αντλίας θερμότητας και των ηλιακών θερμικών πάνελ σε ένα κτίριο κατοικιών είναι ένας πολλά υποσχόμενος τρόπος για την αύξηση της ενεργειακής απόδοσης και την αύξηση του μεριδίου των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στον κτιριακό τομέα [16]. Ωστόσο, μεγάλες ποσότητες θερμικής ενέργειας που παράγονται από τα ηλιακά θερμικά πάνελ δεν χρησιμοποιούνται, ιδιαίτερα το καλοκαίρι, όταν τα ηλιακά κέρδη του κτιρίου είναι υψηλά και η ζήτηση θερμότητας του κτιρίου είναι χαμηλή. Ένας τρόπος για τη βελτίωση της απόδοσης του συστήματος είναι η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας μέσω ενός αναστρέψιμου συστήματος HP/ORC με την πλεονάζουσα θερμότητα που παρέχεται από την ηλιακή οροφή. Αυτό το σύστημα είναι επομένως ευέλικτο με τρεις τρόπους λειτουργίας. Η αντλία θερμότητας ενεργοποιείται για να καλύψει τις θερμικές απαιτήσεις του κτιρίου σε περίπτωση χαμηλής ηλιακής ακτινοβολίας. Η λειτουργία άμεσης θέρμανσης (ηλιακή θερμική ενέργεια έως θερμική αποθήκευση για ζεστό νερό οικιακής χρήσης και θέρμανση δαπέδου) ενεργοποιείται μόλις η θερμοκρασία της ηλιακής στέγης είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία αποθήκευσης. Τέλος, όταν η αποθήκευση έχει φτάσει στο σημείο ρύθμισης υψηλής θερμοκρασίας, η λειτουργία ORC ενεργοποιείται για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας [17]. Ο συμπυκνωτής σε λειτουργία ORC θα μπορούσε να ψύχεται είτε από έναν οριζόντιο εναλλάκτη θερμότητας εδάφους (HGHE) είτε από έναν αερόψυκτο συμπυκνωτή. Αντί να χρησιμοποιεί ηλιακούς συλλέκτες, το σύστημα θα μπορούσε να ενσωματώσει έναν λέβητα βιομάζας συνδυασμένης θερμότητας και ισχύος (CHP).

### 1.5.3 Μονάδα κλιματισμού με ηλιακούς συλλέκτες ή λέβητα βιομάζας

Σε εύκρατα κλίματα, η ζήτηση ψύξης των νέων κτιρίων κατοικιών είναι πολύ υψηλότερη από τις απαιτήσεις θέρμανσης. Η ίδια ιδέα με την οικιακή αντλία θερμότητας σε συνδυασμό με ηλιακούς συλλέκτες όπως περιγράφηκε παραπάνω θα μπορούσε να εφαρμοστεί με μια μονάδα κλιματισμού.

### 1.5.4 Κλιματισμός κέντρου δεδομένων

Σκοπός της τεχνολογίας ψύξης του κέντρου δεδομένων είναι η διατήρηση των περιβαλλοντικών συνθηκών κατάλληλων για τη λειτουργία εξοπλισμού τεχνολογίας πληροφοριών. Η επίτευξη αυτού του στόχου απαιτεί την αφαίρεση της θερμότητας που παράγεται από τα πληροφοριακά συστήματα και τη μεταφορά αυτής της θερμότητας σε κάποια ψύκτρα. Το 2020, τα κέντρα δεδομένων υπολογίζεται ότι καταναλώνουν το 1% με 2% της παγκόσμιας ηλεκτρικής ενέργειας. [18] Αυτά τα κέντρα δεδομένων θα πρέπει να εγκατασταθούν σε βόρειες χώρες με ψυχρά κλίματα με τρόπο που να μειώνεται η μεγάλη ζήτηση ψύξης. Ωστόσο, όταν η εξωτερική θερμοκρασία είναι κοντά ή υψηλότερη από τη μέγιστη αποδεκτή θερμοκρασία εντός του κέντρου δεδομένων (21°C-27°C), είναι απαραίτητο ένα σύστημα κλιματισμού. Ένα αναστρέψιμο σύστημα κλιματισμού/ORC θα μπορούσε να χρησιμοποιήσει τη θερμική ενέργεια που παράγεται από τα πληροφοριακά συστήματα για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας όταν η εξωτερική θερμοκρασία είναι χαμηλή.

### 1.5.5 Κλιματισμός αυτοκινήτου με ανάκτηση θερμότητας στα καυσαέρια ή κινητήρα ψύξης

Η αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας σε κινητήρες εσωτερικής καύσης (αυτοκίνητο, φορτηγό, τρακτέρ...) είναι υψίστης σημασίας για την επίτευξη των κανόνων όσον αφορά τις εκπομπές CO<sub>2</sub>. Τα συστήματα ORC (και κύκλου Rankine) έχουν μελετηθεί εντατικά κατά την τελευταία δεκαετία για την ανάκτηση της θερμότητας από τον κινητήρα ψύξης ή από τα καυσαέρια [19]. Αυτή η απορριπτόμενη θερμότητα, που μετατρέπεται σε μηχανικό έργο μέσω ενός ORC, μπορεί να εγχυθεί απευθείας για να τροφοδοτήσει τους τροχούς ή να φορτίσει την μπαταρία μέσω ενός εναλλάκτη. Επομένως, η αντλία θερμότητας του οχήματος θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί σε λειτουργία ORC για την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας. Ο συμπυκνωτής θα μπορούσε να είναι ένας αερόψυκτος συμπυκνωτής στο μπροστινό μέρος του οχήματος (όπως αυτός που χρησιμοποιείται για τον κινητήρα ψύξης). Το κατώτερο όριο θερμοκρασίας καυσαερίων είναι 120°C για να αποφευχθεί η συμπύκνωση οξέος.

### 1.5.6 Φορτηγό ψυγείο ή πλοίο ψυγείο

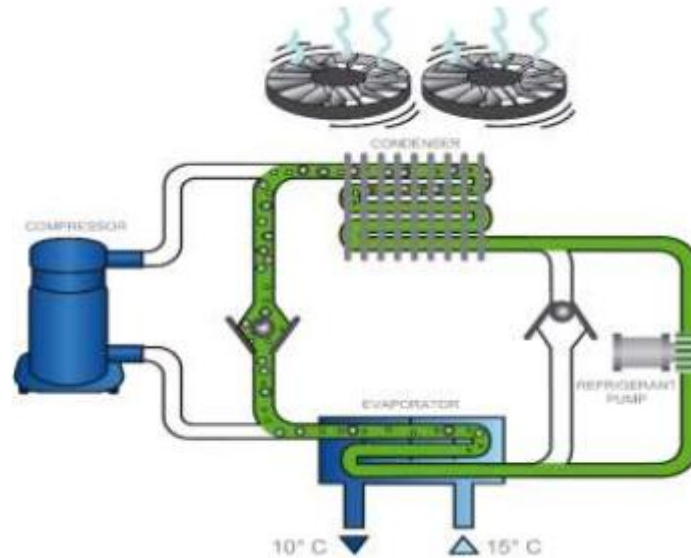
Τα συστήματα κλιματισμού που χρησιμοποιούνται για φορτηγά ψυγεία ή πλοία ψυγεία χρησιμοποιούνται μόνο για την επίτευξη μιας δεδομένης θερμοκρασίας κρύου περιβάλλοντος για το μεταφερόμενο μέσο. Το 2012, ο αριθμός των φορτηγών ψύξης είναι 1,2 εκατομμύρια παγκοσμίως και οι μέσες ετήσιες εκπομπές CO<sub>2</sub> υπολογίζονται σε 50 τόνους [20]. Αυτά τα φορτηγά θα μπορούσαν να μετατρέψουν τη θερμική ενέργεια του κινητήρα ψύξης ή των καυσαερίων σε μηχανική ενέργεια μέσω της αναστρεψιμότητας του συστήματος κλιματισμού. Ο συμπυκνωτής ενός τέτοιου συστήματος ORC σε ένα φορτηγό θα μπορούσε να είναι αερόψυκτος. Στην περίπτωση ενός πλοίου, το θαλασσινό νερό θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί σε ανοιχτό βρόχο για την ψύξη του συμπυκνωτή ORC.

### 1.5.7 Απόβλητα θερμικής ενέργειας τηλεθέρμανσης

Μια μεγάλη ποσότητα απορριπτόμενης θερμότητας παράγεται σε βιομηχανικές εφαρμογές και κατά την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Αυτή η θερμική ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε δίκτυο τηλεθέρμανσης. Λόγω των πιθανών διακυμάνσεων της θερμοκρασίας της χαμηλής θερμοκρασίας απορριπτόμενης θερμικής ενέργειας, μπορεί να χρησιμοποιηθεί μια αντλία θερμότητας για την επίτευξη ενός δεδομένου σημείου ρύθμισης θερμοκρασίας για το δίκτυο τηλεθέρμανσης. Αυτή η αντλία θερμότητας δεν λειτουργεί συνεχώς και θα μπορούσε να παρέχει ηλεκτρική ενέργεια επαναφέροντας τον κύκλο της χρησιμοποιώντας τη ροή θερμότητας από την απορριπτόμενη θερμότητα.

### 1.5.8 Ψύξη άμεσης διαστολής (DX Cooling)

Συνήθως τα συστήματα ψύξης άμεσης διαστολής που έχουν σχεδιαστεί για συγκεκριμένες εφαρμογές χρησιμοποιούνται σε εμπορικά κτίρια και απαιτούν τη χρήση διαλύματος νερού/γλυκόλης, υπερμεγέθεις αντλίες κυκλοφορίας, μειωμένη ενεργειακή απόδοση εκτός της περιόδου λειτουργίας ελεύθερης ψύξης και αυξημένο κόστος επένδυσης. Η Carrier [21] προτείνει έναν κύκλο ψύξης χωρίς συμπιεστές όπου μόνο μια μικρή αντλία κυκλοφορίας και οι ανεμιστήρες εξασφαλίζουν την ψύξη του νερού (**Εικόνα 1.4**).



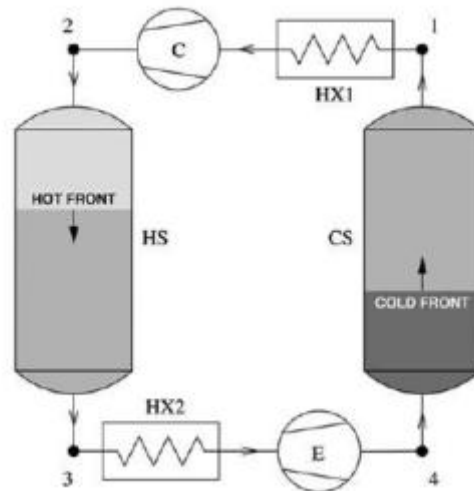
**Εικόνα 1.4: Διάγραμμα συστήματος DX cooling**

Στον εξατμιστή, το νερό που κυκλοφορεί στο κτίριο απελευθερώνει τη θερμότητά του στο ψυκτικό που εξατμίζεται. Αυτοί οι ατμοί ενώνονται απευθείας με τον συμπυκνωτή χωρίς να περάσουν από τον συμπιεστή. Σε αυτόν τον εναλλάκτη θερμότητας το υγρό ψυκτικό απελευθερώνει τη θερμότητά του στον κρύο εξωτερικό αέρα και επιστρέφει από την κατάσταση ατμού στην υγρή κατάσταση. Μια μικρή αντλία κυκλοφορίας εξασφαλίζει την επιστροφή του υγρού ψυκτικού μέσου στον εξατμιστή και επιτρέπει την επανάληψη του κύκλου ψύξης. Ένα COP 24 μπορεί να επιτευχθεί για ανύψωση 10 K [21]. Αυτό το σύστημα δεν είναι πλήρως αναστρέψιμο σύστημα HP/ORC, αλλά παρουσιάζει πολλές ομοιότητες. Απαιτείται απλώς μια μηχανή εκτόνωσης αντί για μια βαλβίδα εκτόνωσης για την παραγωγή ενέργειας.

### 1.5.9 Αντλούμενη αποθηκευμένη θερμική ενέργεια

Η αποθήκευση ηλεκτρικής ενέργειας γίνεται πρωταρχικής σημασίας με την αύξηση του μεριδίου ανανεώσιμης ενέργειας στο ενεργειακό σύστημα. Τα τελευταία χρόνια έχει διερευνηθεί μια νέα τεχνολογία: η αντλούμενη αποθηκευμένη θερμική ενέργεια (PTES). Κατά τη φόρτιση, το PTES χρησιμοποιεί μια αντλία θερμότητας υψηλής αναλογίας θερμοκρασίας για τη μετατροπή της ηλεκτρικής ενέργειας σε θερμική που αποθηκεύεται ως «αισθητή θερμότητα» σε δύο θερμικές δεξαμενές, μία ζεστή και μία κρύα (**Εικόνα 1.5**).





Εικόνα 1.5: Σύστημα αντλούμενης αποθηκευμένης θερμικής ενέργειας

Όταν απαιτείται, η θερμική ενέργεια στη συνέχεια μετατρέπεται ξανά σε ηλεκτρική ενέργεια λειτουργώντας αποτελεσματικά την αντλία θερμότητας προς τα πίσω ως θερμική μηχανή [22] [23]. Αυτή η εφαρμογή θα μπορούσε να χρησιμοποιήσει ένα αναστρέψιμο σύστημα HP/ORC με το ίδιο μηχάνημα για διαστολή και συμπίεση του ρευστού εργασίας.

Αυτό το σύστημα θα μπορούσε επίσης να αξιοποιηθεί με μια ροή απορριπτόμενης θερμότητας. Με αυτόν τον τρόπο, η αντλία θερμότητας μπορεί να λειτουργεί με υψηλότερη θερμοκρασία ψυχρής πηγής (τη θερμοκρασία της ροής απορριπτόμενης θερμότητας) και λειτουργεί με υψηλότερο COP από ένα συμβατικό σύστημα αντλούμενης αποθηκευμένης ενέργειας [24].

## 1.6 Παράγοντες καταλληλότητας συστημάτων αντιστροφής ORC

Τρεις κύριοι παράγοντες λαμβάνονται υπόψη για να αποφασιστεί εάν θα μπορούσε να επιτευχθεί η αναστρεψιμότητα της αντλίας θερμότητας.

1. Η ηλεκτρική ισχύς (ή η απόδοση) που παράγεται από το ORC θα πρέπει να είναι θετική. Αυτή η ελάχιστη απόδοση απαιτεί ένα ελάχιστο όριο θερμοκρασίας εξάτμισης για το σύστημα ORC για δεδομένες ονομαστικές συνθήκες αντλίας θερμότητας. Για δεδομένες ονομαστικές συνθήκες αντλίας θερμότητας (πίεση συμπίκνωσης, πίεση εξάτμισης, χωρητικότητα υγρού και θερμότητας), είναι δυνατό να αξιολογηθεί η βέλτιστη αναλογία όγκου συμπιεστή. Πάντα υποτίθεται ότι ο συμπιεστής έχει μέγεθος σύμφωνα με τις απαιτήσεις της αντλίας θερμότητας όσον αφορά την αναλογία όγκου. Ωστόσο, είναι δυνατό να επιτευχθεί υψηλότερη συνολική απόδοση του αναστρέψιμου συστήματος HP/ORC βελτιστοποιώντας τη γεωμετρία συμπιεστή/διαστολέα με βάση τις συνθήκες HP και ORC και το κλάσμα του χρόνου λειτουργίας κάθε διεργασίας.
2. Ένας συμπιεστής παρουσιάζει μια δεδομένη ονομαστική ισχύ. Η επίλυση αυτών των συνθηκών θα οδηγήσει σε κακή απόδοση. Η μηχανική ισχύς που παράγεται από το ORC θα πρέπει επομένως να είναι σχετικά κοντά σε αυτήν που καταναλώνει ο συμπιεστής στην

αντλία θερμότητας. Πρέπει να υπάρχει μια ελάχιστη αναλογία μεταξύ των θερμικών δυνάμεων του εξατμιστή σε λειτουργίες ORC και HP. Για παράδειγμα, μια αντλία θερμότητας με υψηλή ανύψωση (διαφορά μεταξύ θερμοκρασιών συμπύκνωσης και εξατμίσσης) οδηγεί σε υψηλή αναλογία θερμικής ισχύος μεταξύ ORC και αντλίας θερμότητας.

3. Τέλος, ένα τρίτο κριτήριο είναι το ανώτατο όριο της θερμικής ισχύος ORC. Πρακτικά, δεν είναι δυνατόν ένα σύστημα να λειτουργεί αποτελεσματικά με οποιαδήποτε θερμική ισχύς. Πρώτον, η ροή πρέπει να περιοριστεί για να αποφευχθεί η πολύ μεγάλη πτώση πίεσης στους σωλήνες και στους εναλλάκτες θερμότητας. Δεύτερον, οι μηχανές θετικού εκτοπίσματος μπορούν να απορροφήσουν μόνο περιορισμένο ρυθμό ροής. Τέλος, οι αριθμοί Reynolds θα πρέπει να είναι της ίδιας τάξης μεγέθους για να διατηρηθεί ο αξιοπρεπής συντελεστής ανταλλαγής θερμότητας στους εναλλάκτες. Για αυτούς τους λόγους, μια τελική προσέγγιση για να ληφθούν υπόψη αυτά τα αποτελέσματα είναι ο περιορισμός του αριθμού Reynolds του συστήματος ORC (στην έξοδο του διαστολέα) στην τάξη μεγέθους της αντλίας θερμότητας (στην είσοδο του συμπιεστή). Αυτές οι δύο θέσεις επιλέγονται επειδή αντιστοιχούν στις θέσεις υψηλότερων απωλειών πίεσης. Αυτός ο προτεινόμενος περιορισμός που βασίζεται στον αριθμό Reynolds δεν έχει επικυρωθεί, αλλά θα πρέπει να διαδραματίσει σημαντικό ρόλο για την αποφυγή τεράστιας αναντιστοιχίας μεταξύ των συνθηκών εργασίας ORC και HP. Φυσικά, αυτή η προσέγγιση χρησιμοποιείται μόνο για την προεπιλογή μιας δεδομένης εφαρμογής, αλλά απαιτούνται πιο ακριβή μοντέλα για την ακριβή αξιολόγηση της απόδοσης του συστήματος.

Θα μπορούσαν να τεθούν και άλλα κριτήρια, αλλά υπόκεινται περισσότερο σε συγκεκριμένες εφαρμογές (περιορισμοί θερμοκρασίας ή πίεσης, περιορισμοί βάρους ή χώρου, κλάσμα του χρόνου χρήσης της αντλίας θερμότητας, λίπανση ελαίου κτλ.).

## 1.7 Ηλιακά Συστήματα

---

Η ηλιακή ενέργεια είναι μια άφθονη πηγή ενέργειας και υπάρχει ένα διαρκώς αυξανόμενο ενδιαφέρον για την ανάπτυξη τεχνολογιών που θα μπορούσαν να μετατρέψουν την ηλιακή ενέργεια σε ηλεκτρική ή θερμική καθώς και εφαρμογών για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, ψύξης και θέρμανσης από την ηλιακή ενέργεια μέσω κατάλληλων τεχνολογιών. Αυτές αξιολογούνται ως προς την απόδοση και το κόστος εγκατάστασης και ενσωματώνουν συστήματα αποθήκευσης ενέργειας, ώστε να υπάρχει μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας μέσω της συνεχούς τροφοδοσίας, ακόμα και σε περιπτώσεις που δεν επαρκεί η ηλιακή ακτινοβολία, όπως σε περιπτώσεις συννεφιάς ή κατά τη διάρκεια της νύχτας. Τα συστήματα αυτά αποκτούν ιδιαίτερη σημασία και οδηγούν στην ανάπτυξη της έννοιας του μικροδικτύου και των ευέλικτων αποκεντρωμένων συστημάτων [25]. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται έλεγχος παραγωγής και ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας για την επίτευξη στόχων παροχής ισχύος και εάν απαιτείται τροφοδοσία του δικτύου ηλεκτρικής ενέργειας.

## 1.8 Συστήματα Συμπαραγωγής

---

Ως συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας ή ΣΗΘ ορίζεται η ταυτόχρονη παραγωγή εκμεταλλεύσιμης ή αξιοποιήσιμης ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας, από την ίδια ενεργειακή πηγή, στα πλαίσια μιας διεργασίας [26]. Η συμπαραγωγή βασίζεται στη μετατροπή της χημικά δεσμευμένης

ενέργειας του καυσίμου σε μηχανική και θερμική και έπειτα μέσω γεννήτριας η μηχανική ενέργεια μπορεί να μετατραπεί σε ηλεκτρική ενώ η θερμική μπορεί να χρησιμοποιηθεί για θέρμανση ή ψύξη. Με αυτόν τον τρόπο η απόδοση συστημάτων ΣΗΘ είναι πολύ μεγαλύτερη με αποτέλεσμα να μπορούμε να επιτύχουμε βαθμό εκμετάλλευσης καυσίμου μέχρι και 90% [27].



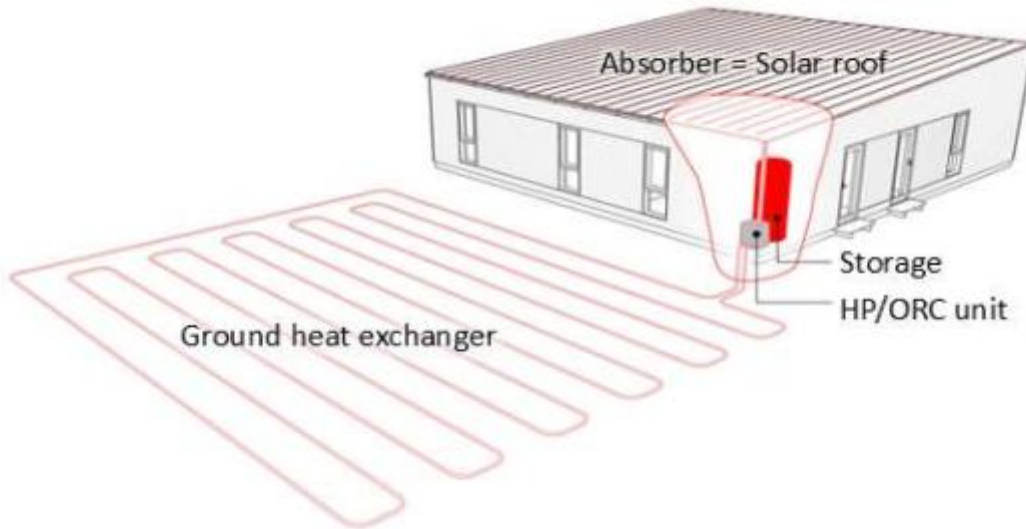
Εικόνα 1.6 Τυπική σύγκριση ως προς τον βαθμό απόδοσης συμβατικού συστήματος με σύστημα συμπαραγωγής

Επιπλέον, με τη συμπαραγωγή μπορούμε να επιτύχουμε εξοικονόμηση καυσίμου σε ποσοστό 15-40% σε σχέση με τους συμβατικούς σταθμούς [28] και έτσι επιτυγχάνεται και μείωση των εκπομπών CO<sub>2</sub> ανά παραγόμενη kWh καθώς και μείωση κόστους παραγωγής.

## 1.9 Κτίρια θετικής ενέργειας (PEB)

Ο κτιριακός τομέας είναι ένας από τους βασικούς οικονομικούς τομείς που παρουσιάζει υψηλές δυνατότητες κατανάλωσης ενέργειας και μείωσης των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου. Τα νοικοκυριά αντιπροσωπεύουν το 27% της τελικής κατανάλωσης ενέργειας [2] και ως εκ τούτου μπορούν να αποτελέσουν σημαντικό μέρος της λύσης. Διάφορες τεχνολογίες και έννοιες διερευνώνται, αναπτύσσονται και εφαρμόζονται στον κτιριακό τομέα. Κτίρια Net Zero Energy [29] αναμένεται να αποκτήσουν σημαντική σημασία: έως το 2019, όλα τα νέα κτίρια στην Ευρωπαϊκή Ένωση θα πρέπει να παρουσιάζουν παραγωγή ανανεώσιμης ενέργειας υψηλότερη από την κατανάλωση πρωτογενούς ενέργειας σε ετήσια βάση [1]. Τα Κτίρια Καθαρής Μηδενικής Ενέργειας και τα Κτίρια Θετικής Ενέργειας (PEB) θα διαδραματίσουν επομένως σημαντικό ρόλο στο μέλλον. Τα κτίρια θετικής ενέργειας προσφέρουν διαφορετικά πλεονεκτήματα: σχετικά υψηλή ανεξαρτησία από τις τιμές ενέργειας, χαμηλότερο μακροπρόθεσμο κόστος λειτουργίας και μηδενική κατανάλωση ορυκτών καυσίμων. Μεταξύ των διαφορετικών διαθέσιμων πηγών ενέργειας, η ηλιακή ενέργεια επισημαίνεται ως μια πολύ ενδιαφέρουσα επιλογή για το PEB επειδή είναι δωρεάν, 100% ανανεώσιμη και διατίθεται σε αφθονία. Μεταξύ άλλων, οι αντλίες θερμότητας (HP) είναι μια πολλά υποσχόμενη τεχνολογία για την παροχή ενεργειακά αποδοτικού χώρου και ζεστού νερού υγιεινής. Η

τεχνολογία HP θα μπορούσε να συμβάλει σε έως και 54% των μειώσεων των εκπομπών CO<sub>2</sub> στον τομέα των κτιρίων (οικιστικών και μη) στην Ευρωπαϊκή Ένωση έως το 2030 [16]. Για αυτούς τους λόγους, καθώς και εξαιτίας του υψηλού χρόνου λειτουργίας, της σχετικά υψηλής απόδοσης και συμβατότητας όσον αφορά τις θερμικές ενέργειες αυτής της εφαρμογής, θα διερευνηθεί η σύζευξη μιας αναστρέψιμης μονάδας HP/ORC σε ένα παθητικό σπίτι για τη επίτευξη ενός PEB (Εικόνα 1.7).



Εικόνα 1.7: Αναστρέψιμη μονάδα HP/ORC ενσωματωμένη στο σπίτι [17]

## 1.10 Αντικείμενο Διπλωματικής Εργασίας

Με βάση την καινοτομία της αναστρέψιμης μονάδας HP/ORC και τον πολύ μικρό αριθμό αναφορών σε σχέση με αυτό το θέμα στη βιβλιογραφία, η παρούσα εργασία θα προσπαθεί να δώσει απαντήσεις στα ακόλουθα ερωτήματα, αναπτύσσοντας εργαλεία μοντελοποίησης και γενικευμένες μεθοδολογίες:

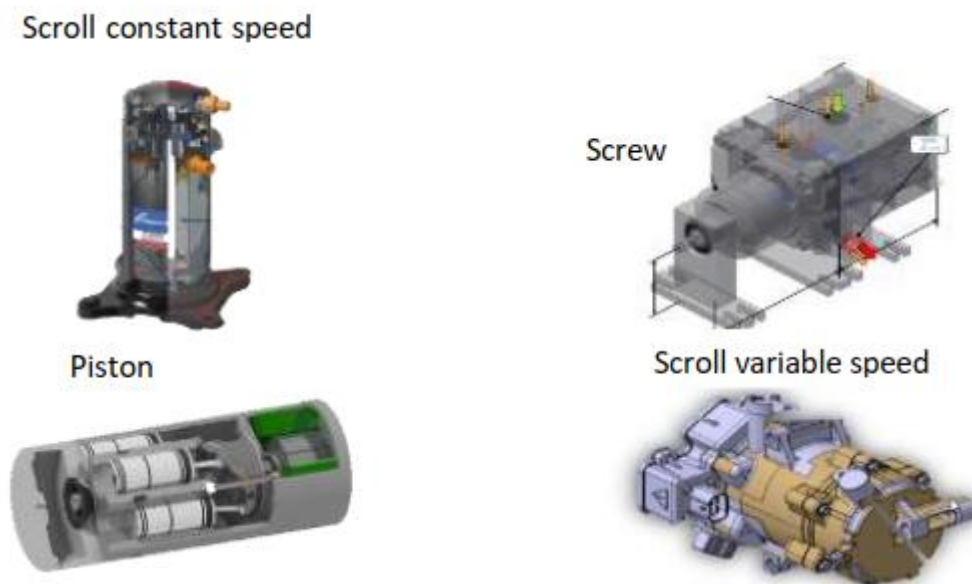
- Πώς μοντελοποιείται ένα ηλιακά εκκινούμενο σύστημα ORC;
- Ποια τεχνολογία ογκομετρικής μηχανής είναι η πιο προσαρμοσμένη για μια δεδομένη εφαρμογή;
- Ποια διάταξη και αρχιτεκτονική πρέπει να χρησιμοποιηθεί ανάλογα με την εφαρμογή;
- Πώς μπορεί να διαστασιολογηθεί το βέλτιστο μέγεθος μιας αναστρέψιμης μονάδας HP/ORC;
- Πώς μπορεί να προβλεφθεί η ρεαλιστική απόδοση του συστήματος;
- Πόσο τεχνο-οικονομικά ανταγωνιστικό είναι ένα τέτοιο σύστημα;

## 2. Ανάλυση κυρίων μηχανημάτων εγκατάστασης

### 2.1 Διερεύνηση αναστρέψιμων ογκομετρικών αντλιών

Η τεχνολογία των ογκομετρικών αντλιών μπορεί να θεωρηθεί ώριμη για τη χρήση τους ως συμπιεστές αλλά όχι για χρήση ως εκτονωτή. Επομένως, απαιτείται πειραματική έρευνα ώστε να καταλήξουμε σε ένα συμπέρασμα για το ποια ογκομετρική αντλία έχει τη δυνατότητα να παρέχει και τις δυο λειτουργίες. Με βάση τα πειραματικά αποτελέσματα και την επέκτασή τους μέσω ενός ημιεμπειρικού μοντέλου, καταλήγουμε σε συμπεράσματα σχετικά με τον προσδιορισμό της τεχνολογίας η οποία θα είναι βέλτιστη για μια δεδομένη περίπτωση.

Αυτές οι ογκομετρικές αντλίες αποτελούν το πιο σημαντικό εξάρτημα σε ένα αναστρέψιμο HP/ORC. Οι περισσότεροι κατασκευαστές παρέχουν καμπύλες απόδοσης για τις μηχανές τους. Οι αντλίες θερμότητας μικρού και μεσαίου μεγέθους (<350 kW) χρησιμοποιούν σχεδόν αποκλειστικά τρεις τύπους συμπιεστών: εμβολοφόρους, κοχλιωτούς και σπειροειδείς (ο συμπιεστής περιστροφικού πτερυγίου χρησιμοποιείται περιστασιακά και για ισχύ κάτω των 50 kW). [30]

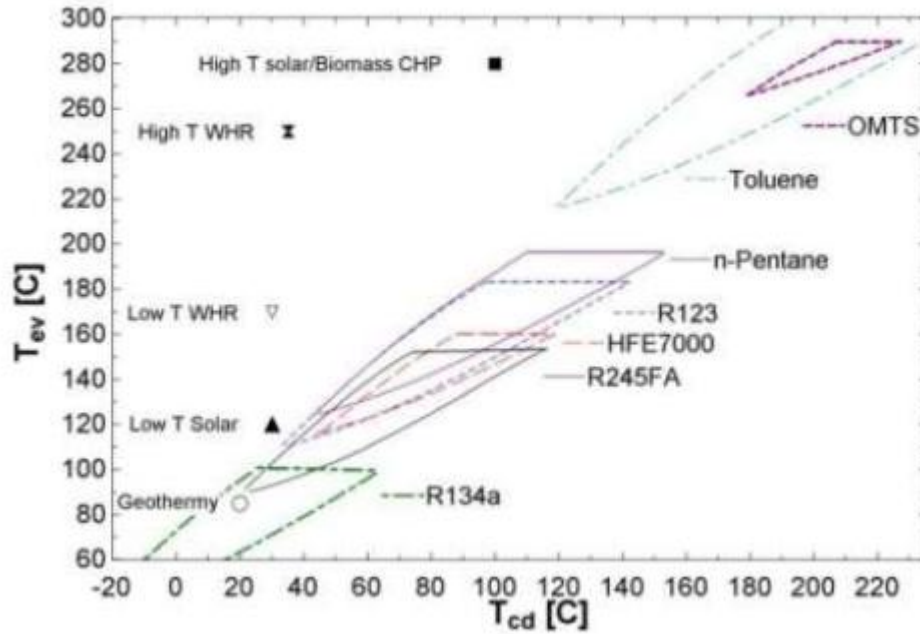


Εικόνα 2.1: Σχηματική απεικόνιση ατμοποιητών

Πολλές εξελίξεις έχουν γίνει πρόσφατα σε μικρής κλίμακας εκτονωτές, αλλά καμία τεχνολογία δεν έχει ωριμάσει ακόμη. Πολλές θεωρητικές έρευνες έχουν αποδείξει τη σημαντική επίδραση της αποτελεσματικότητας του εκτονωτή στην απόδοση των συστημάτων ORC [31] [32]. Η βέλτιστη τεχνολογία εξαρτάται από μεγάλο αριθμό παραμέτρων: συνθήκες εργασίας, διαστάσεις, κόστος και διαθεσιμότητα μεταξύ άλλων. Είναι επομένως σημαντικό να αξιολογηθεί και να συγκριθεί η απόδοση διαφορετικών τεχνολογιών προκειμένου να επιλεγεί η βέλτιστη λύση για μια δεδομένη εφαρμογή. Οι χάρτες λειτουργίας (Εικόνα 2.2) βοηθούν στην επιλογή της τεχνολογίας ρευστού και εκτονωτή με βάση τις θερμοκρασίες

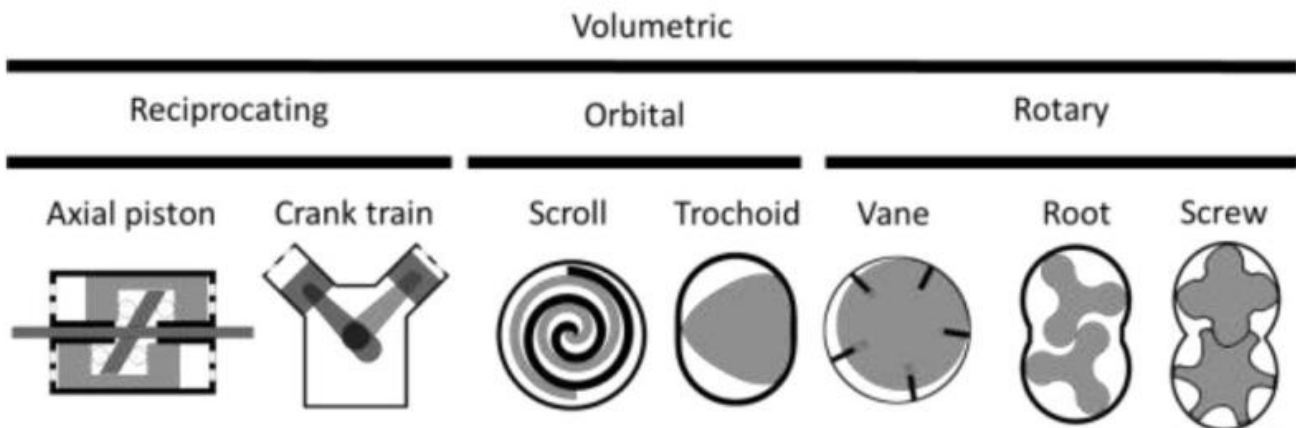


εξάτμισης και συμπύκνωσης και σε πρακτικές και θεωρητικές εκτιμήσεις [33]. Αυτοί οι χάρτες λειτουργίας καθορίζονται με μια γενική βασική προσέγγιση, συμπεριλαμβανομένων μόνο των απωλειών αποτόνωσης και ενός συντελεστή ροής όγκου που βασίζεται σε δεδομένα συμπιεστή.



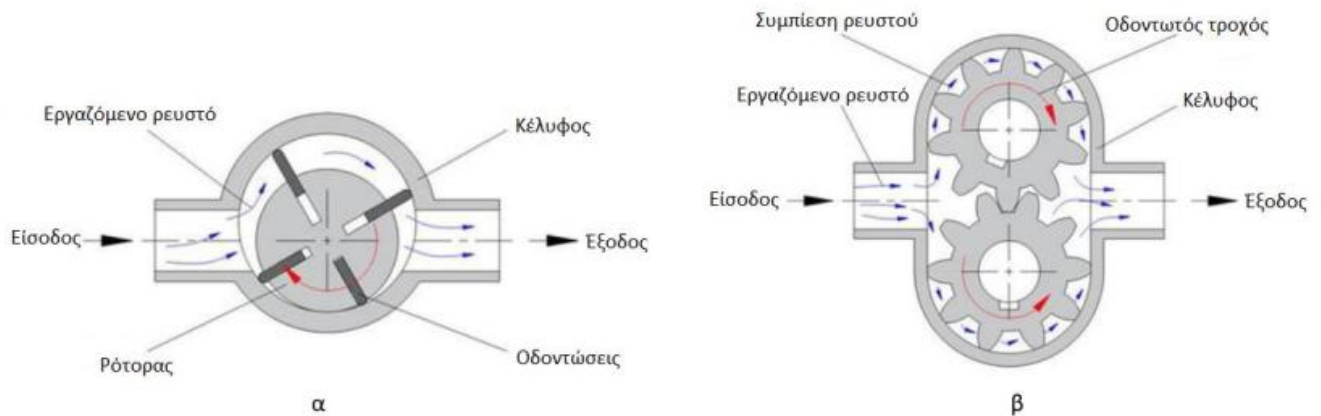
Εικόνα 2.2: Καμπύλες λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή

Οι ογκομετρικές αντλίες επιλέγονται συχνά για εφαρμογές μικρής κλίμακας λόγω της χαμηλής ταχύτητας περιστροφής, του χαμηλού ρυθμού ροής για μια σχετικά υψηλή διαφορά πίεσης και της συμβατότητας με συνθήκες δύο φάσεων, που μπορεί να εμφανιστούν στο τέλος της αποτόνωσης σε ορισμένες συνθήκες λειτουργίας [32].



Εικόνα 2.3: Χαρακτηριστικοί τύποι ογκομετρικών συμπιεστών [34]

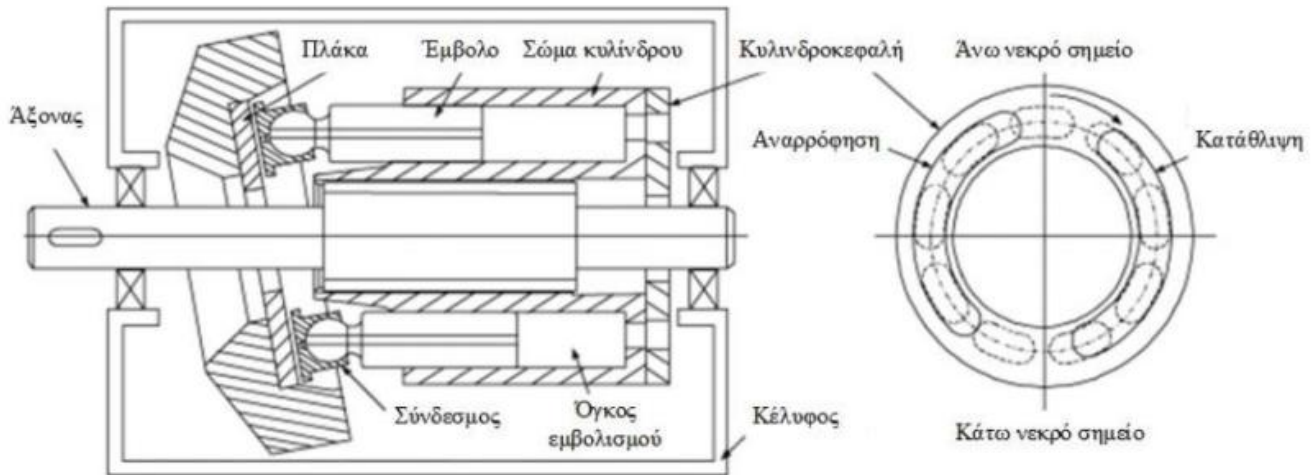
Οι αντλίες θετικής μετατόπισης διακρίνονται σε μικρότερες κατηγορίες όπως περιστροφικές (rotary) και παλινδρομικές (reciprocating). Με τη σειρά τους οι περιστροφικές αντλίες χωρίζονται σε γριναζωτές και πτερυγιοφόρες, ενώ οι παλινδρομικές σε εμβολοφόρες και διαφράγματος.



**Εικόνα 2.4: Απεικόνιση λειτουργίας βασικών τύπων περιστροφικών αντλιών: πτερυγιοφόρας αντλίας (α), γριναζωτής αντλίας (β)**

### 2.1.1 Εμβολοφόρες αντλίες

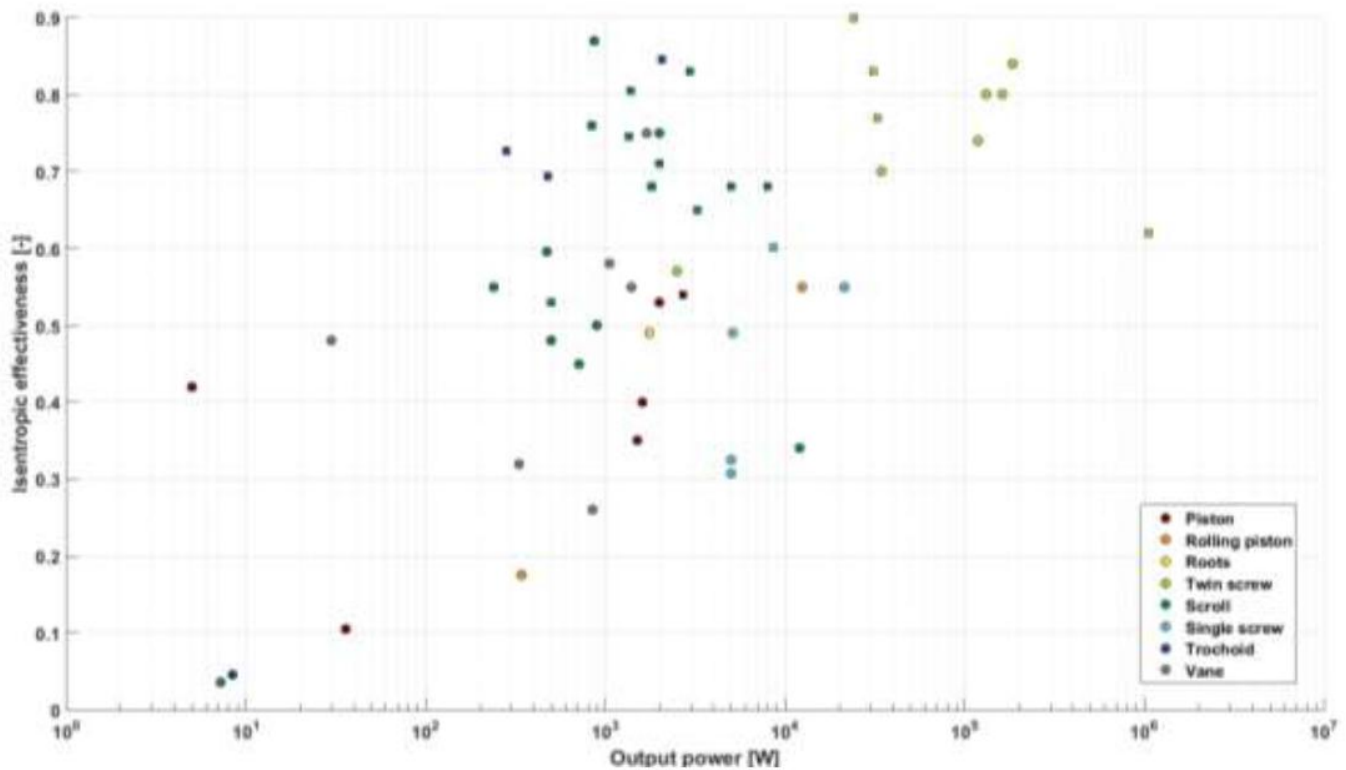
Σε έναν συμπιεστή εμβόλου, το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στην πολλαπλή αναρρόφησης, στη συνέχεια ρέει στον κύλινδρο συμπίεσης όπου συμπιέζεται υπό τη δράση ενός εμβόλου που κινείται με παλινδρομική κίνηση μέσω ενός στροφαλοφόρου άξονα και στη συνέχεια εκτονώνεται. Στη συνέχεια, στη θέση όπου ο όγκος του κυλίνδρου είναι ελάχιστος και ίσος με τον όγκο διάκενου  $V_0$  (θέση στο επάνω νεκρό σημείο), το έμβολο ξεκινά την πορεία του προς τα κάτω. Εφόσον η θύρα εισαγωγής είναι ανοιχτή, το ρευστό στην εισέρχεται στον κύλινδρο. Η διαδικασία εκτείνεται μέχρι να κλείσει η βαλβίδα εισαγωγής. Στη συνέχεια, ξεκινά η φάση εκτόνωσης. Ανοίγει η θύρα εξαγωγής και ξεκινά η διαδικασία εκτόνωσης. Τέλος, η μάζα που παγιδεύεται μέσα στον κύλινδρο συμπεριφέρεται ως κλειστό σύστημα και καθώς το έμβολο συνεχίζει την κίνηση προς τα πάνω, η πίεση αυξάνεται. Αυτή η παγιδευμένη μάζα συνδέεται με το εργαζόμενο μέσο όταν ανοίξει η θύρα τροφοδοσίας στον επόμενο κύκλο.



**Εικόνα 2.5: Απεικόνιση λειτουργίας εμβολοφόρας αντλίας**

Ένας εμβολοφόρος συμπιεστής μπορεί να λειτουργήσει ως εκτονωτής ρυθμίζοντας τις βαλβίδες εισόδου και εξόδου (ή τα ανοίγματα του κυλίνδρου) για την εισαγωγή και την έξοδο υγρού. Οι εκτονωτές εμβόλων χρησιμοποιούνται επί του παρόντος για εξειδικευμένες εφαρμογές της αγοράς: μικρής κλίμακας συμπαραγωγή ηλεκτρισμού θερμότητας (ΣΗΘ) και ανάκτηση απορριμμάτων θερμότητας σε κινητήρες εσωτερικής καύσης [35] [36]. Αυτός ο τύπος διαστολέα είναι κατάλληλος για εφαρμογές χαμηλής μετατόπισης και ισχύος. Παρουσιάζει το πλεονέκτημα να μπορεί να λειτουργήσει με υψηλές θερμοκρασίες εισόδου, πιέσεις εισόδου και αναλογία πίεσης. Το 2005, το COP ενός συστήματος κλιματισμού αυξήθηκε κατά 10% αντικαθιστώντας τη βαλβίδα εκτόνωσης με έναν εκτονωτή εμβόλου παρά τη χαμηλή ισεντροπική του απόδοση 11% [37]. Το 2012, ένας παλινδρομικός διαστολέας 7 kW έφτασε στο 70% αδιαβατική απόδοση σε έναν κύκλο Rankine [38]. Το 2013, ένας διαστολέας μονοκύλινδρου εμβόλου χωρίς λάδι 3 kWe δοκιμάζεται με αδιαβατική απόδοση 47% με νερό [39]. Η **Εικόνα 2.6** δείχνει την εξέλιξη της μέγιστης ισεντροπικής αποτελεσματικότητας που επιτυγχάνεται από τους άλλους εκτονωτές εμβόλου που βρίσκονται στη βιβλιογραφία.





Εικόνα 2.6: Εξέλιξη μέγιστης μετρούμενης ισεντροπικής αποτελεσματικότητας με τη μέγιστη μετρούμενη ισχύ εξόδου για 67 μηχανές που περιγράφονται στη βιβλιογραφία [34]

### 2.1.2 Σπειροειδείς αντλίες

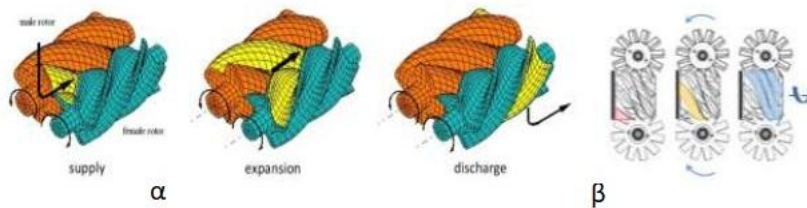
Οι σπειροειδείς αντλίες χρησιμοποιούνται για διακίνηση ρευστών μεγαλύτερων παροχών σε μικρότερες πιέσεις σε σύγκριση με τις παλινδρομικές αντλίες [40]. Διακρίνονται για το μικρό τους όγκο ενώ χαρακτηρίζονται από τις ογκομετρικές απώλειες που παρατηρούνται στα στα διάκενα μεταξύ των οδοντώσεων και του κελύφους. Η πίεση λειτουργίας τους μπορεί να φτάσει τα 250 bar και 175 bar αντίστοιχα [41]. Ο θάλαμος αναρρόφησης (που βρίσκεται στο κέντρο του μηχανήματος) επικοινωνεί με την παροχή. Από τη θέση όπου ο θάλαμος αναρρόφησης βρίσκεται στον ελάχιστο όγκο του («όγκος διάκενου»), ο όγκος του αυξάνεται κατά τη διάρκεια μιας ολόκληρης περιστροφής άξονα. Ο θάλαμος αναρρόφησης χωρίζεται σε δύο θαλάμους διαστολής και σχηματίζει δύο διαφορετικές διαδρομές διαστολής. Ο όγκος του θαλάμου διαστολής αυξάνεται, έτσι ώστε η πίεση του υγρού να μειώνεται από την πίεση τροφοδοσίας στην εσωτερική πίεση διαστολέα. Τέλος, όταν οι θάλαμοι διαστολής ανοίγουν στη γραμμή εξάτμισης, οι θάλαμοι διαστολής γίνονται θάλαμοι εκκένωσης.

Ένας σπειροειδής συμπιεστής τροποποιείται εύκολα σε έναν σπειροειδή εκτονωτή αφαιρώντας τη βαλβίδα ελέγχου και, εάν είναι απαραίτητο, ένα σύστημα για να ωθήσει την στεγανοποίηση προς τα πάνω [42].

### 2.1.3 Κοχλιωτές αντλίες

Οι κοχλιωτοί συμπιεστές χρησιμοποιούν δύο ελικοειδείς βίδες πλέξης για τη συμπίεση του αερίου. Επί του παρόντος, οι περισσότεροι από τους κοχλιωτούς εκτονωτές είναι αντλίες διπλού κοχλία ενώ η χρήση εκτονωτών μονού κοχλία είναι σπάνια.

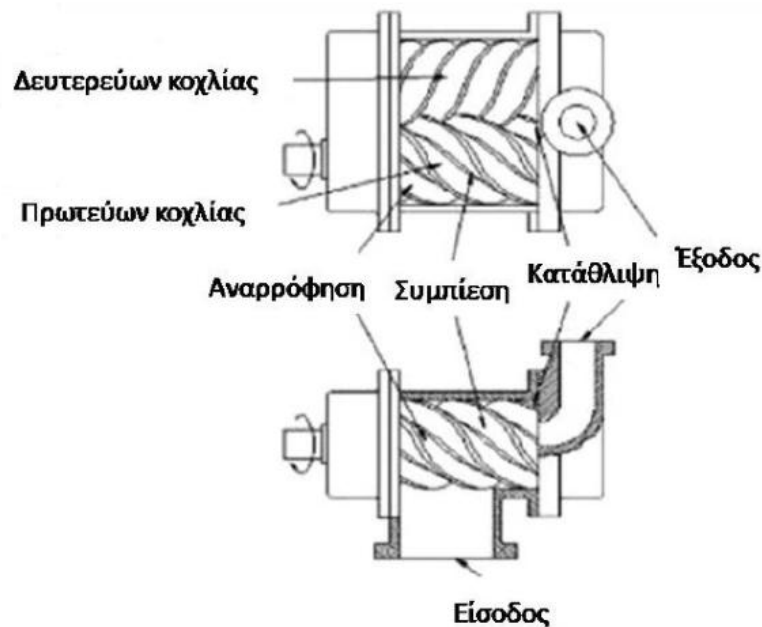
Ένας εκτονωτής διπλού κοχλία αποτελείται από δύο ελικοειδείς οδοντωτούς ρότορες που οριοθετούν μια σειρά από θαλάμους εργασίας με το περίβλημα (Εικόνα 2.7). Ο ίδιος θάλαμος γίνεται διαδοχικά θάλαμος αναρρόφησης, θάλαμος διαστολής και τέλος θάλαμος εκκένωσης. Η θύρα τροφοδοσίας επιτρέπει την πλήρωση του θαλάμου με το υγρό υψηλής πίεσης. Η επέκταση ξεκινά όταν ο θάλαμος παύσει να επικοινωνεί με τη θύρα τροφοδοσίας. Ο θάλαμος φτάνει στη θύρα εκκένωσης μόλις ο όγκος του φτάσει στο μέγιστο. Στη συνέχεια, η ένταση μειώνεται μέχρι να εξαφανιστεί ο θάλαμος.



Εικόνα 2.7: Εκτονωτής διπλού κοχλία (α), εκτονωτής μονού κοχλία (β) [43] [44]

Ο κοχλιωτός συμπιεστής δεν απαιτεί ιδιαίτερη τροποποίηση για να λειτουργήσει ως εκτονωτής. Οι τελευταίοι παρουσιάζουν μεταξύ άλλων πλεονεκτήματα όπως υψηλή επιτρεπόμενη ταχύτητα περιστροφής και συμπαγής κατασκευή. Το 2000, ένας διαστολέας διπλού κοχλία 20 kW έφτασε σε 70% αδιαβατική ισοεντροπική απόδοση με υγρό R113 για να αντικαταστήσει μια βαλβίδα γκαζιού σε ένα ψυκτικό συγκρότημα [45].

Ένας εκτονωτής μονού κοχλία αποτελείται από έναν κεντρικό ρότορα με ελικοειδή αυλακώσεις που εμπλέκονται με δύο οδοντωτούς ρότορες πύλης. Αυτό το πλέγμα οριοθετεί έναν θάλαμο εργασίας σε κάθε πλευρά του ρότορα, με αποτέλεσμα τη συμμετρική και ταυτόχρονη εξέλιξη του ρευστού σε σχέση με τον κεντρικό άξονα περιστροφής του ρότορα. Σύμφωνα με τους He et al. (2013) [46], οι εκτονωτές μονού κοχλία θα μπορούσαν να καλύπτουν ισχύ που κυμαίνονται από 1 kW έως 200 kW. Με τέτοιες μηχανές θα μπορούσαν να επιτευχθούν λόγοι όγκου 7. Ένας εκτονωτής μονού κοχλία με θερμαινόμενο πεπιεσμένο αέρα ως ρευστό εργασίας παρήγαγε έως και 4 kW με θερμοκρασία εισόδου 80°C [47]. Το 2014, και πάλι σε αντλία μονού κοχλία 10 kW δοκιμάστηκε με ψυκτικά SES36 και R245fa και παρουσίασε μέγιστη ισοεντροπική απόδοση 65% [48]. Ένας διαστολέας μονού κοχλία 10 kW έχει δοκιμαστεί με ψυκτικό R123 και παρουσιάζει απόδοση έως και 58% [49].



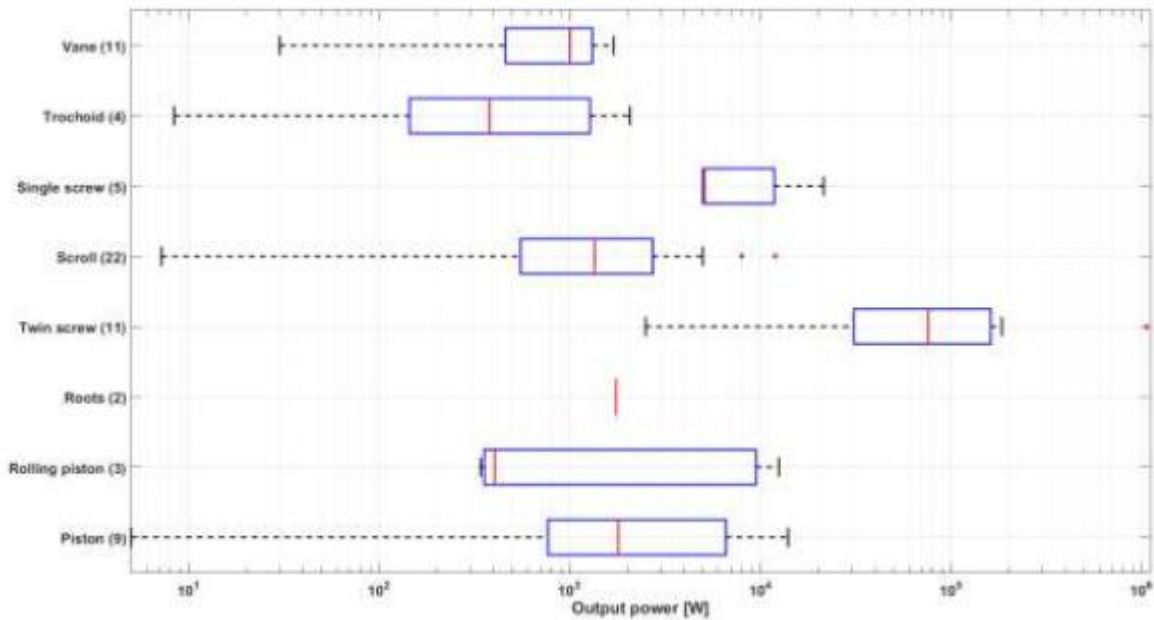
Εικόνα 2.8: Απεικόνιση λειτουργίας κοχλιωτού συμπιεστή

## 2.2 Εύρος ισχύος λειτουργίας

Οι τρεις πιο διαδεδομένοι τύποι συμπιεστών για αντλίες θερμότητας μικρής και μεσαίας κλίμακας (<350 kW) είναι ο εμβολοφόρος, κοχλιωτός και περιστροφικός. Μεταξύ αυτών, οι περιστροφικοί και οι κοχλιωτοί συμπιεστές έχουν αυξήσει το μερίδιο αγοράς τους την τελευταία δεκαετία. Παλινδρομικοί συμπιεστές εξακολουθούν να χρησιμοποιούνται λόγω του χαμηλού κόστους τους και επειδή είχαν καθιερωθεί στην αγορά στο παρελθόν. Ωστόσο, αυτός ο τύπος συμπιεστή αντικαθίσταται σιγά σιγά από περιστροφικούς συμπιεστές.

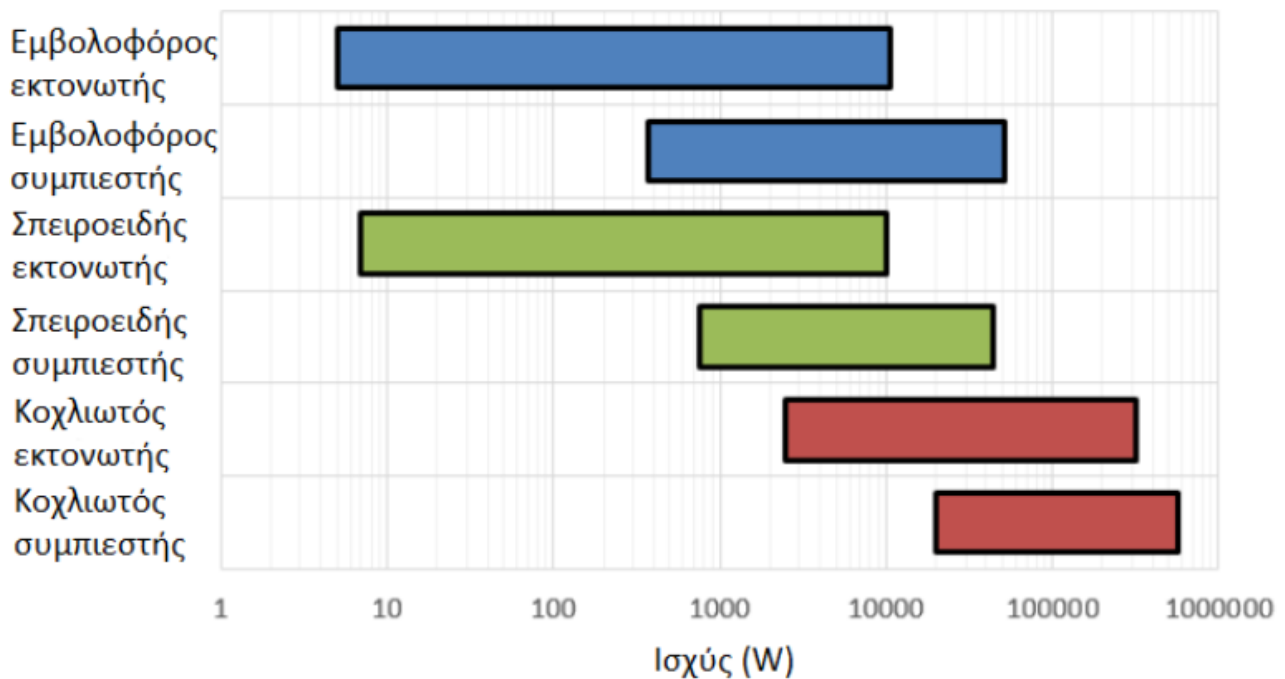
Οι εμβολοφόροι συμπιεστές αντιπροσωπεύουν λιγότερο από το 15% της ασιατικής αγοράς και η αξία των πωλήσεών τους στην Ευρωπαϊκή Ένωση μειώθηκε από 31% το 1999 σε 27% το 2000 [50]. Οι κοχλιοφόροι συμπιεστές χρησιμοποιούνται κυρίως στην περιοχή των 100-1000 kW.

Οι εκτονωτές κοχλία συνήθως παράγουν τις μεγαλύτερες δυνάμεις, με υψηλή αποτελεσματικότητα. Στην περιοχή 100 W - 10 kW, οι παλινδρομικές αντλίες παρουσιάζουν την καλύτερη απόδοση. Οι εμβολοφόροι και περιστροφικοί εκτονωτές καλύπτουν το ίδιο εύρος ισχύος, αλλά με χαμηλότερη απόδοση. Οι εκτονωτές μονού κοχλία παράγουν χαμηλότερη ισχύ από τους αντίστοιχους διπλού κοχλία και με χαμηλότερη αποτελεσματικότητα [34].



Εικόνα 2.9: Εύρος ισχύος που παράγεται από διάφορες τεχνολογίες εκτονωτών

Μια σύγκριση των περιοχών ισχύος (σε λειτουργίες συμπιεστή και εκτονωτή) των πιο διαδεδομένων τεχνολογιών στις αντλίες θερμότητας (περιστροφικές, εμβολοφόρες και κοχλιωτές) παρουσιάζεται στην Σχήμα 6.



Εικόνα 2.10: Εύρος ισχύος για περιστροφικούς, εμβολοφόρους και κοχλιωτούς εκτονωτές και συμπιεστές [51]

Παρατηρείται ότι για τη λειτουργία ORC, μέγιστη ενέργεια και με καλύτερο βαθμό απόδοσης παράγεται από τους κοχλιωτούς συμπιεστές/ εκτονωτές. Όμως, για το διάστημα των 100 W έως 10 kW που αφορά και τις περιπτώσεις μελέτης μας (κατοικίες ή κτίρια γραφείων μικρής εκτάσεως), οι σπειροειδείς συμπιεστές/ εκτονωτές έχουν καλύτερη απόδοση. Για τους λόγους αυτούς και σε συνδυασμό με τις μειωμένες απώλειες στο εσωτερικό των σπειροειδών μηχανημάτων, καταλήγουμε στο σπειροειδή συμπιεστή.

Επίσης, και για τους τρεις τύπους τεχνολογιών, οι εκτονωτές καλύπτουν μικρότερες τιμές ισχύος για τους εξής λόγους:

- Για μια δεδομένη ενδεικνυόμενη ισχύ, ένας δεδομένος εκτονωτής παράγει λιγότερη μηχανική ισχύ από αυτή που καταναλώνει ο συμπιεστής καθώς οι απώλειες αφαιρούνται από την υποδεικνυόμενη ισχύ στην περίπτωση ενός εκτονωτή ενώ προστίθενται στην υποδεικνυόμενη ισχύ στην περίπτωση ενός συμπιεστή.
- Επιπλέον, η ηλεκτρική μηχανή είναι υπερμεγέθης (και επομένως λιγότερο αποδοτική) σε λειτουργία γεννήτριας για την ίδια υποδεικνυόμενη ισχύ [52].
- Επειδή η ογκομετρική απόδοση είναι πάντα χαμηλότερη από ένα, ο συμπιεστής καταναλώνει περισσότερη ενέργεια λόγω των διαρροών ενώ ένας εκτονωτής παράγει λιγότερη ενέργεια όταν αυξάνει τις διαρροές.
- Τέλος, οι τεχνολογίες εκτονωτή σε μικρή και μεσαία κλίμακα είναι λιγότερο ώριμες από ό,τι για το συμπιεστή πράγμα που οδηγεί σε χαμηλότερη ισοεντροπική απόδοση και χαμηλότερη παραγωγή ισχύος.

### 2.3 Εναλλάκτες Θερμότητας

---

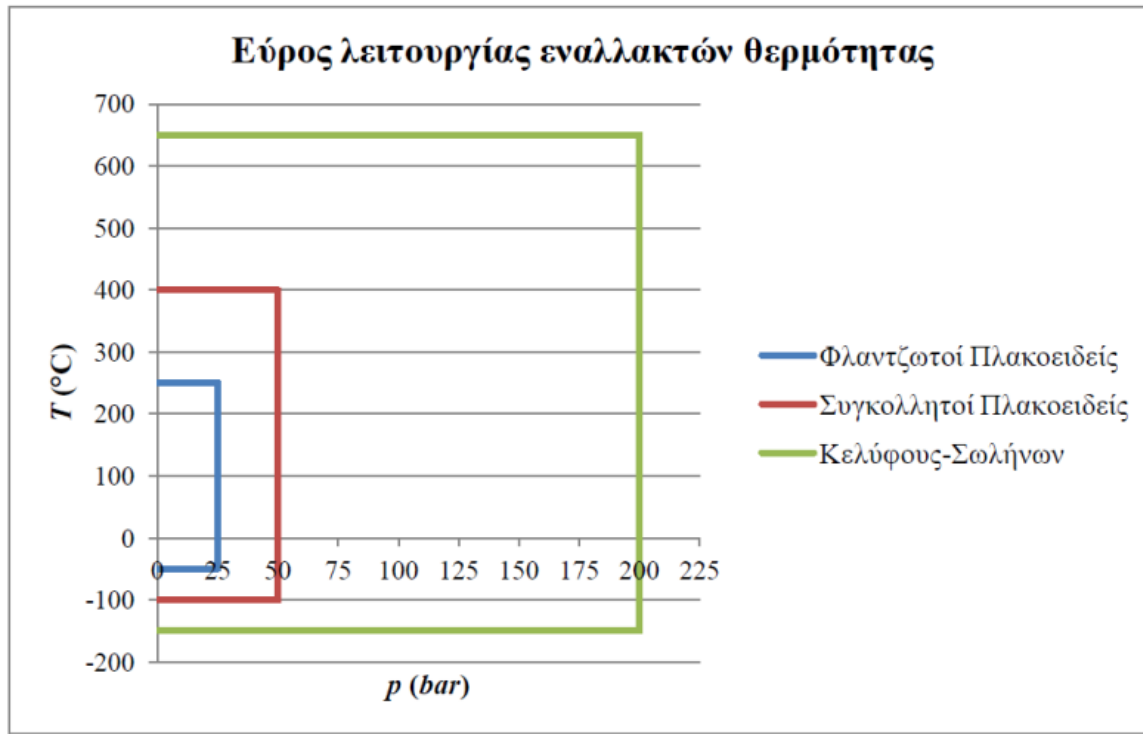
Εναλλάκτης θερμότητας είναι μια συσκευή που χρησιμοποιείται για τη μεταφορά της θερμικής ενέργειας μεταξύ δύο ρευστών που έχουν διαφορετική θερμοκρασία. Διακρίνονται δύο τύποι εναλλακτών θερμότητας: ο άμεσης επαφής και ο έμμεσης επαφής. Στον άμεσης επαφής υπάρχουν ρευστά σε διαφορετική φάση που έρχονται σε άμεση επαφή, ανταλλάσσουν θερμότητα και στη συνέχεια διαχωρίζονται πάλι. Στον έμμεσης επαφής, τα δύο ρευστά παραμένουν συνεχώς χωρισμένα και η θερμότητα μεταφέρεται μέσω διαχωριστικής επιφάνειας με συναγωγή μεταξύ της διαχωριστικής επιφάνειας και των ρευστών και μεταφορά θερμότητας με αγωγή στη διαχωριστική επιφάνεια [53].

Οι εναλλάκτες θερμότητας μπορούν να διακριθούν σε τρεις κατηγορίες ανάλογα με την κατεύθυνση της ροής των ρευστών:

- Εναλλάκτες ομορροής
- Εναλλάκτες αντιρροής
- Εναλλάκτες σταυρορροής

Επιπλέον μπορούν να διαχωριστούν σε επιμέρους κατηγορίες ανάλογα με τη γεωμετρία ή την κατασκευή τους, με τις πιο διαδεδομένες να είναι οι εναλλάκτες κελύφους- σωλήνων (shell and tube heat exchangers) και οι πλακοειδείς (plate heat exchangers) οι οποίοι με τη σειρά τους ανάλογα με τη μέθοδο σύνδεσης των πλακών χωρίζονται σε εναλλάκτες με φλάντζα (gasketed) ή εναλλάκτες με συγκόλληση (brazed). Αναλόγως

του τρόπου κατασκευής επηρεάζεται και το ασφαλές εύρος πιέσεων και θερμοκρασιών όπως φαίνεται στην **Εικόνα 2.11**.



**Εικόνα 2.11:** Εύρος πιέσεων και θερμοκρασιών ασφαλούς λειτουργίας εναλλακτών θερμότητας [54]

Παρατηρώντας την **Εικόνα 2.11** φαίνεται ότι οι συγκολλητοί πλακοειδείς και οι εναλλάκτες θερμότητας κελύφους σωλήνων μπορούν να ικανοποιήσουν τις απαιτήσεις του συστήματος (μέγιστη πίεση και θερμοκρασία 30 bar και 100 °C) και σε συνδυασμό με την εξοικονόμηση χώρου που επιτυγχάνεται προκύπτει η τελική επιλογή αυτού του τύπου εναλλακτών θερμότητας.

## 2.4 Εκτονωτική βαλβίδα

Για την επίτευξη των βασικών λειτουργιών της ισενθαλπικής εκτόνωσης από την υψηλή πίεση του κύκλου στη χαμηλή και τον έλεγχο της ακριβούς ποσότητας του εργαζόμενου μέσου, ώστε να αποφευχθεί η υπερφόρτωση της μονάδας γίνεται χρήση μιας διάταξης που ονομάζεται εκτονωτική βαλβίδα [55]. Ανάλογα τη μέθοδο ρύθμισης τους διακρίνονται σε θερμοστατικές, αυτόματες, ηλεκτρονικές και τριχοειδείς [56]. Οι θερμοστατικές βαλβίδες λειτουργούν βάση της διατήρησης σταθερής υπερθέρμανσης του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο του ατμοποιητή, προς αποφυγή συμπυκνωμάτων στο συμπυκνωτή. Κατ αναλογία, οι αυτόματες διατηρούν σταθερή την πίεση στην έξοδό τους και οι ηλεκτρονικές ρυθμίζονται μέσω ενός συστήματος ελέγχου [57].

### 3. Σύστημα αντιστρεπτής αντλίας θερμότητας σε συνδυασμό με ηλιακή θερμική στέγη

Μετά την περιγραφή των στοιχείων που αποτελούν ένα αναστρέψιμο σύστημα αντλίας θερμότητας HP/ORC, παρουσιάζεται μια μελέτη περίπτωσης για την περίπτωση κτιρίου κατοικιών σε συνδυασμό με ηλιακή θερμική στέγη.

Στη συγκεκριμένη εφαρμογή, η απόδοση του ORC είναι σχετικά υψηλή και ο χρόνος λειτουργίας του συστήματος ORC είναι μεγάλος καθώς η λειτουργία ORC και η λειτουργία HP δεν λειτουργούν κατά τις ίδιες περιόδους.

#### 3.1 Επιλογή αρχιτεκτονικής συστήματος

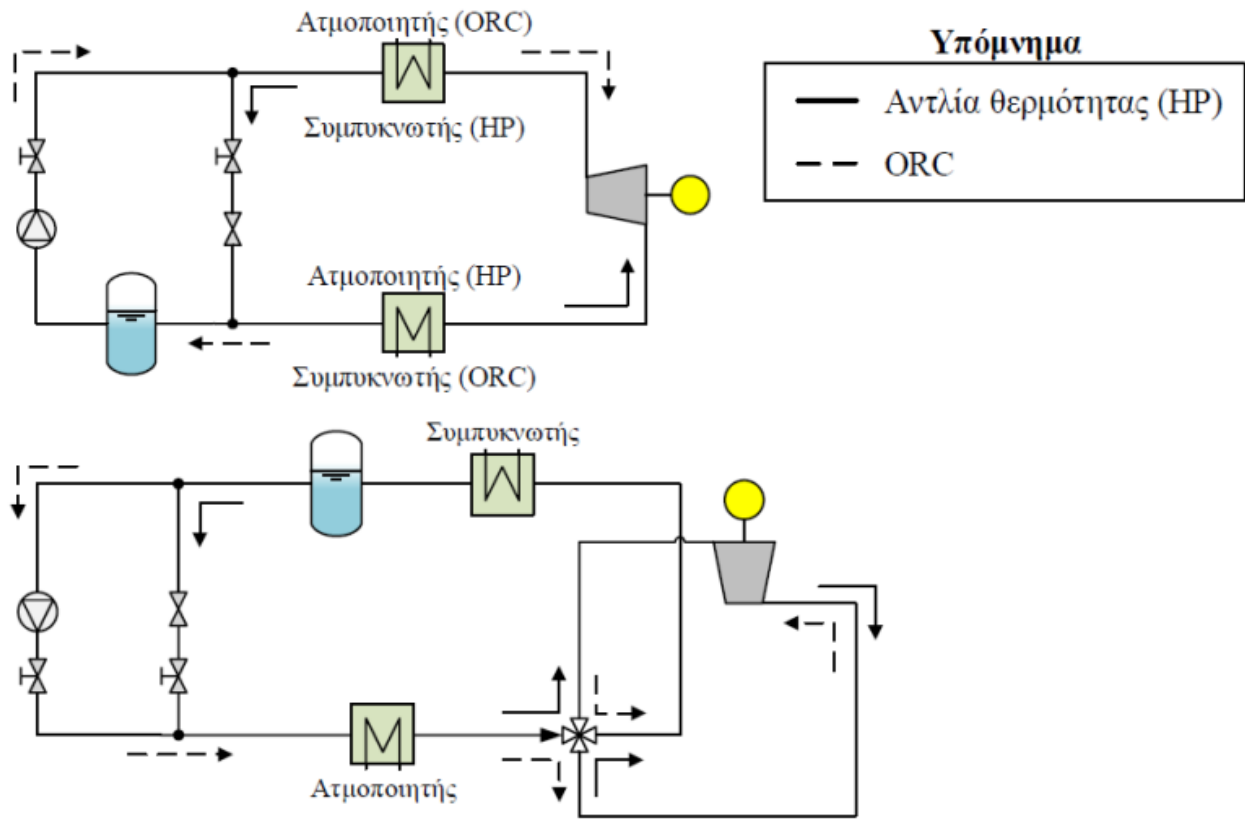
---

Εντοπίζονται τρία κύρια κριτήρια για την επιλογή της αρχιτεκτονικής ενός αναστρέψιμου συστήματος HP/ORC: ο συμβατικός ή ανεστραμμένος κύκλος, η χρήση της αντλίας ORC για να λειτουργεί ως βαλβίδα εκτόνωσης ή όχι και η χρήση ενός ή δύο ογκομετρικών μηχανών.

##### 3.1.1 Συμβατικός ή αντίστροφος κύκλος

Υπάρχουν δύο δυνατότητες για τη διάταξη ενός αναστρέψιμου συστήματος HP/ORC. Στον συμβατικό κύκλο (Εικόνα 3.2), τόσο ο εξατμιστής όσο και ο συμπυκνωτής διατηρούν το ρόλο τους στους τρόπους λειτουργίας (ORC και HP). Ο συμπυκνωτής βρίσκεται στη γραμμή υψηλής πίεσης στη λειτουργία αντλίας θερμότητας και στη γραμμή χαμηλής πίεσης στη λειτουργία ORC. Ένας δέκτης υγρού μπορεί τελικά να εγκατασταθεί στην έξοδο του συμπυκνωτή για να απορροφήσει τις διακυμάνσεις της στάθμης του υγρού. Εάν υπάρχει, αυτός ο δέκτης χρησιμοποιείται και στις δύο λειτουργίες. Μια βαλβίδα τεσσάρων κατευθύνσεων τοποθετείται μεταξύ του συμπυκνωτή, του εξατμιστή και της σπειροειδούς αντλίας για αλλαγή του τρόπου λειτουργίας (συμπυκνωτή ή ατμοποιητή)(Εικόνα 3.1).

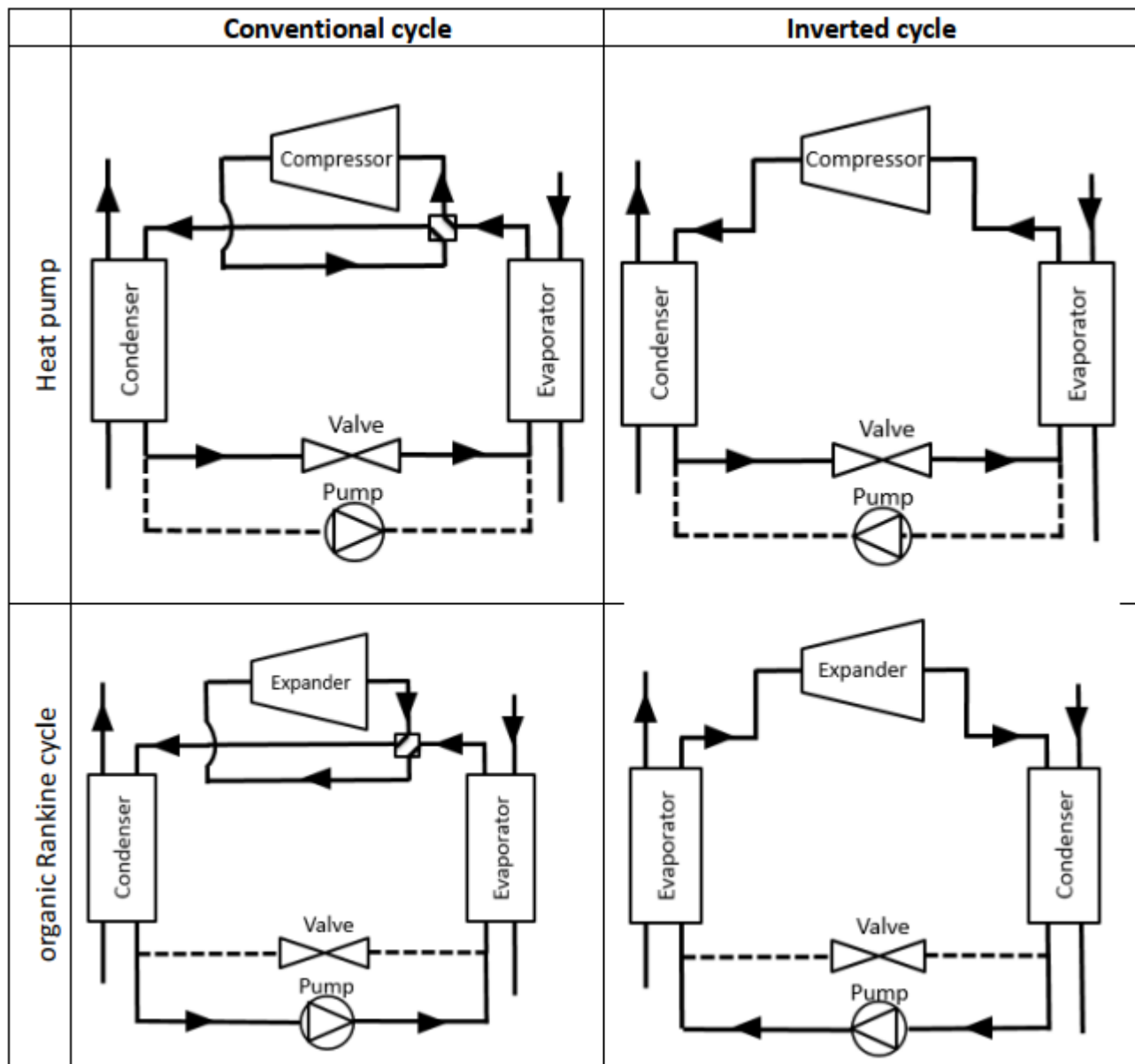




Εικόνα 3.1: Διατάξεις συστήματος αντλίας θερμότητας/ORC: με αλλαγή φοράς (πάνω), με σταθερή φορά (κάτω) [58]

Η βαλβίδα τεσσάρων κατευθύνσεων παράγει μια μικρή ανταλλαγή θερμότητας μεταξύ του ρευστού εργασίας υψηλής και χαμηλής πίεσης και επίσης μια πτώση πίεσης που μπορεί να οδηγήσει σε μείωση της απόδοσης. Στον ανεστραμμένο κύκλο, κάθε εναλλάκτης θερμότητας παίζει το ρόλο του συμπυκνωτή ή του εξατμιστή ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας (Εικόνα 3.2). Ο εναλλάκτης στα αριστερά βρίσκεται πάντα στη γραμμή υψηλής πίεσης και ο δεξιός στη γραμμή χαμηλής πίεσης. Εξαιτίας αυτού, οι ιδιότητες του ρευστού είναι πιο κοντά στη λειτουργία HP και ORC από ότι με τον συμβατικό κύκλο σε κάθε εναλλάκτη. Οδηγεί σε χαμηλότερο εύρος λειτουργίας για τους αισθητήρες πίεσης και, επομένως, σε μεγαλύτερη ακρίβεια μέτρησης. Ο δέκτης υγρού, που δεν είναι υποχρεωτικός, αλλά χρησιμοποιείται συνήθως πριν από την αντλία σε ένα σύστημα ORC για τη ρύθμιση της στάθμης του ψυκτικού, δεν μπορεί να λειτουργήσει χωρίς πρόσθετη βαλβίδα σε αυτήν τη διαμόρφωση.





Εικόνα 3.2: Σύγκριση των δύο διαφορετικών αρχιτεκτονικών για ένα αναστρέψιμο σύστημα HP/ORC. Οι γραμμές ψυκτικού μέσου χωρίς ροή είναι διακεκομμένες.

Ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας, το εργαζόμενο μέσο κυκλοφορεί δεξιόστροφα (λειτουργία ORC) ή αριστερόστροφα (λειτουργία HP). Επίσης, επειδή η ροή του εργαζόμενου μέσου είναι ανεστραμμένη, θα οδηγήσει σε παράλληλη ροή ατμοποιητή και συμπυκνωτή (χαμηλότερη απόδοση). Επιπλέον, μπορούν να χρησιμοποιηθούν βαλβίδες τριών κατευθύνσεων στην πλευρά του δευτερεύοντος ρευστού για την τοποθέτηση ενός εναλλάκτη θερμότητας αντίθετης ροής. Μια σύγκριση και των δύο συστημάτων γίνεται στον Πίνακα 3-1.

**Πίνακας 3-1: Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα μεταξύ συμβατικών και ανεστραμμένων κύκλων**

Κριτήριο	Συμβατικός	Ανεστραμμένος
Οι εναλλάκτες θερμότητας διατηρούν το ρόλο τους	Ναι	Όχι
Υψηλή πίεση-> αριστερή πλευρά Χαμηλή πίεση-> δεξιά πλευρά	Όχι	Ναι
Εύρος/ ακρίβεια αισθητήρα πίεσης	Χαμηλότερη	Υψηλότερη
Προσθήκη τετράοδης βαλβίδας	Ναι	Όχι
Δευτερεύουσα αναστροφή κατεύθυνσης υγρού	Όχι	Ναι
Τοποθέτηση δέκτη υγρού για βελτιστοποίηση της φόρτισης του εργαζόμενου μέσου	Ευκολότερη	Δυσκολότερη
Συγκρίσιμες ιδιότητες εργαζόμενου μέσου σε εναλλάκτες θερμότητας	Όχι	Ναι

### 3.1.2 Μια αντιστρέψιμη ογκομετρική μηχανή ή ένας συμπιεστής και ένας εκτονωτής

Η χρήση ενός μόνο ογκομετρικού μηχανήματος για τη διεργασία είτε ως συμπιεστής είτε ως εκτονωτής είναι ενδιαφέρουσα λόγω του μειωμένου αριθμού εξαρτημάτων, του χαμηλότερου κόστους, της απλότητας και της συμπαγούς κατασκευής. Όμως δυο ογκομετρικές μηχανές (μια για συμπίεση και μια για εκτόνωση) θα μπορούσαν επίσης να είναι κατάλληλες ανάλογα με την εφαρμογή καθώς:

- Η ισοεντροπική απόδοση ενός εκτονωτή (ή συμπιεστή) αποκλειστικά για τη συγκεκριμένη διεργασία είναι ελαφρώς υψηλότερη από την απόδοση ενός αναστρέψιμου μηχανήματος συμπιεστή/διαστολέα.
- Επιτρέπει την αύξηση της απόδοσης και στις δύο λειτουργίες, προσαρμόζοντας τον όγκο και την αναλογία όγκου σάρωσης συμπιεστή και εκτονωτή για καλύτερη αντιστοίχιση με τις απαιτήσεις μιας εφαρμογής.

Ωστόσο, μια αρχιτεκτονική με δύο μηχανήματα για τις ανωτέρω διεργασίες μπορεί να περιλαμβάνει ζητήματα επιστροφής λαδιού ή μεταφοράς φορτίου. Όταν ένα από τα δύο μηχανήματα λειτουργεί, το εργαζόμενο μέσο συμπυκνώνεται στο δεύτερο και ψυχρότερο. Αυτό τροποποιεί το συνολικό φορτίο ψυκτικού που ταξιδεύει στον κύκλο και μπορεί να προκαλέσει αρνητικά αποτελέσματα όπως σπηλαίωση της αντλίας. Επίσης, το μείγμα εργαζόμενου μέσου και λιπαντικού ελαίου μπορεί να παρασυρθεί έξω από το κέλυφος του συμπιεστή. Εάν η επιστροφή ελαίου δεν είναι επαρκής, μπορεί να προκύψει πρόβλημα λίπανσης στο ογκομετρικό μηχανήμα.

**Πίνακας 3-2: Σύγκριση εγκατάστασης μιας αναστρέψιμης ογκομετρικής μηχανής σε σχέση με δυο ογκομετρικές μηχανές**

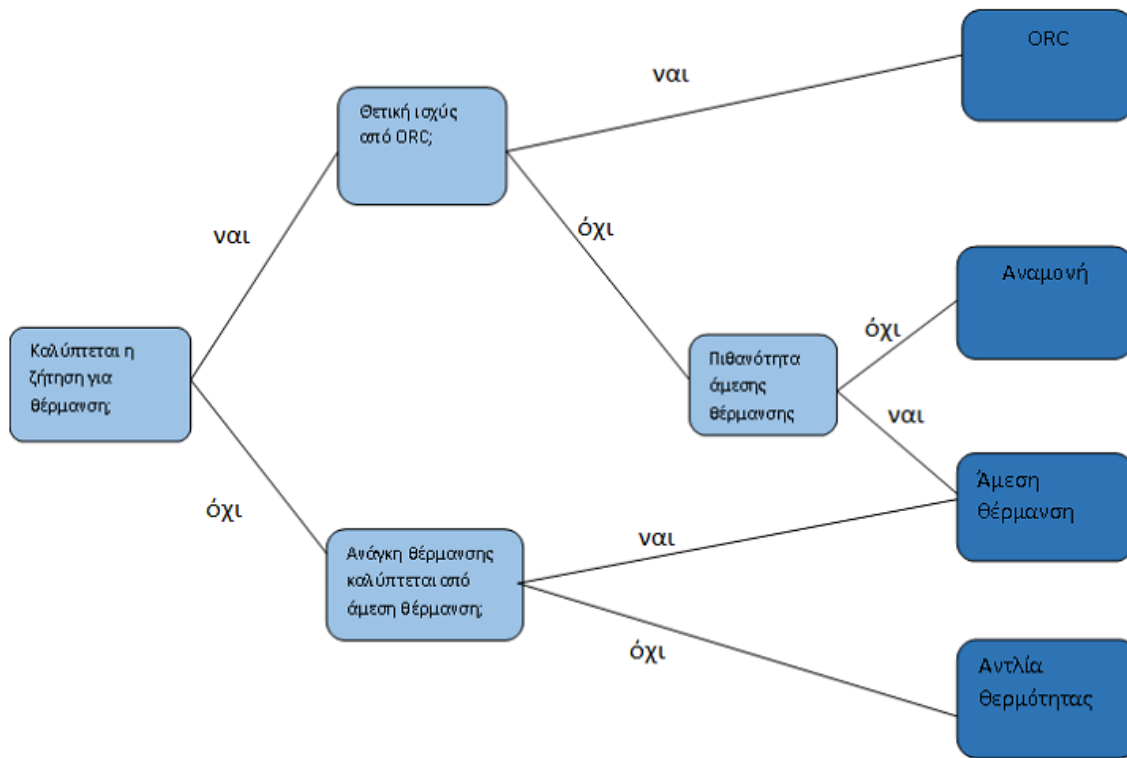
Κριτήριο	Μια μηχανή	Δυο μηχανές
Αποδοτικότητα	Χαμηλότερη	Υψηλότερη
Συμπαγής κατασκευή	Ναι	Όχι
Απλότητα κατασκευής	Ναι	Όχι
Κόστος λειτουργίας	Χαμηλό	Υψηλό
Θέματα μεταφοράς φορτίου ή λίπανσης	Λιγότερα	Περισσότερα

### 3.1.3 Αντλία ως βαλβίδα εκτόνωσης

Ο τρόπος για να επιτευχθεί ένα αναστρέψιμο σύστημα HP/ORC με τον μικρότερο αριθμό εξαρτημάτων είναι να χρησιμοποιηθεί η αντλία του συστήματος ORC ως βαλβίδα εκτόνωσης στη λειτουργία αντλίας θερμότητας. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα χαμηλότερο κόστος, απλούστερη αρχιτεκτονική και επιπλέον, η ενέργεια θα μπορούσε να ανακτηθεί από τον εκτονωτή στη λειτουργία αντλίας θερμότητας. Η ανάκτηση της ενέργειας κατά τη διάρκεια μιας διαδικασίας εκτόνωσης δεν είναι νέα ιδέα και έχει ερευνηθεί από αρκετούς συγγραφείς. Το 2000, ένας διαστολέας διπλού κοχλία 20 kW έφτασε το 70% αδιαβατική ισοεντροπική απόδοση με υγρό R113 για να αντικαταστήσει μια βαλβίδα γκαζιού σε ένα ψυκτικό συγκρότημα [45]. Ομοίως, το 2005, το COP ενός συστήματος κλιματισμού αυξήθηκε κατά 10% αντικαθιστώντας τη βαλβίδα εκτόνωσης με εκτονωτή εμβόλου παρά τη χαμηλή ισοεντροπική απόδοση 11% [59].

## 3.2 Περιγραφή συστήματος αναστρέψιμης μονάδας σε συνδυασμό με μεγάλη ηλιακή θερμική στέγη

Όπως περιγράφηκε παραπάνω η αναστρέψιμη μονάδα σε συνδυασμό με μια μεγάλη ηλιακή θερμική στέγη και έναν εναλλάκτη θερμότητας εδάφους αποτελεί ένα συνδυασμένο σύστημα ικανό να παρέχει ηλεκτρική ενέργεια και θερμότητα στην οικία. Το σύστημα μπορεί να λειτουργήσει σε τρεις τρόπους λειτουργίας: η λειτουργία άμεσης θέρμανσης (DH) χρησιμοποιεί τη θερμότητα που συλλέγεται από την οροφή για την παροχή της θερμικής ενέργειας σε μια δεξαμενή ζεστού νερού που τροφοδοτεί την θέρμανση δαπέδου (FH) και το Ζεστό Νερό Οικιακής Χρήσης (ZNX). Σε περίπτωση δυσμενών μετεωρολογικών συνθηκών, η λειτουργία αντλίας θερμότητας (HP) επιτρέπει την αποτελεσματική φόρτιση της δεξαμενής ζεστού νερού. Από την άλλη πλευρά, σε περίπτωση διαθεσιμότητας ηλιακής ενέργειας, η τελευταία συλλέγεται και χρησιμοποιείται για την κάλυψη της ζήτησης θερμότητας. Η ψύξη του χώρου επιτυγχάνεται μέσω της αντλίας θερμότητας όπου η θερμότητα απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω του dry-cooler. Τέλος, μεγάλη ποσότητα θερμότητας παράγεται από την οροφή κατά τη διάρκεια της μέσης και καλοκαιρινής περιόδου. Αυτή η πλεονάζουσα θερμότητα μπορεί να μετατραπεί σε ηλεκτρική ενέργεια μέσω του ORC. Ο εναλλάκτης θερμότητας δαπέδου χρησιμοποιείται για την ψύξη του συμπυκνωτή του συστήματος ORC [17]. Το Διάγραμμα 3-1 συνοψίζει τη στρατηγική ελέγχου του συστήματος.



**Διάγραμμα 3-1: Λογικό διάγραμμα οικιακής εφαρμογής αντιστρέψιμου συστήματος αντλίας θερμότητας/ORC [17]**

Η πρώτη έρευνα για ένα τέτοιο σύστημα έγινε το 2011 [12] όπου αναπτύχθηκε ένα θερμο-οικονομικό εργαλείο. Το 2013 έγινε αποδεκτή η πατέντα «Σύστημα θερμικής ηλιακής απορρόφησης που παράγει θερμότητα και ηλεκτρική ενέργεια» από τη Δανική εταιρία Innogie [60]. Η μελετούμενη ηλιακή στέγη παρουσιάζει μια δομή όπως φαίνεται στην **Εικόνα 3.3**.

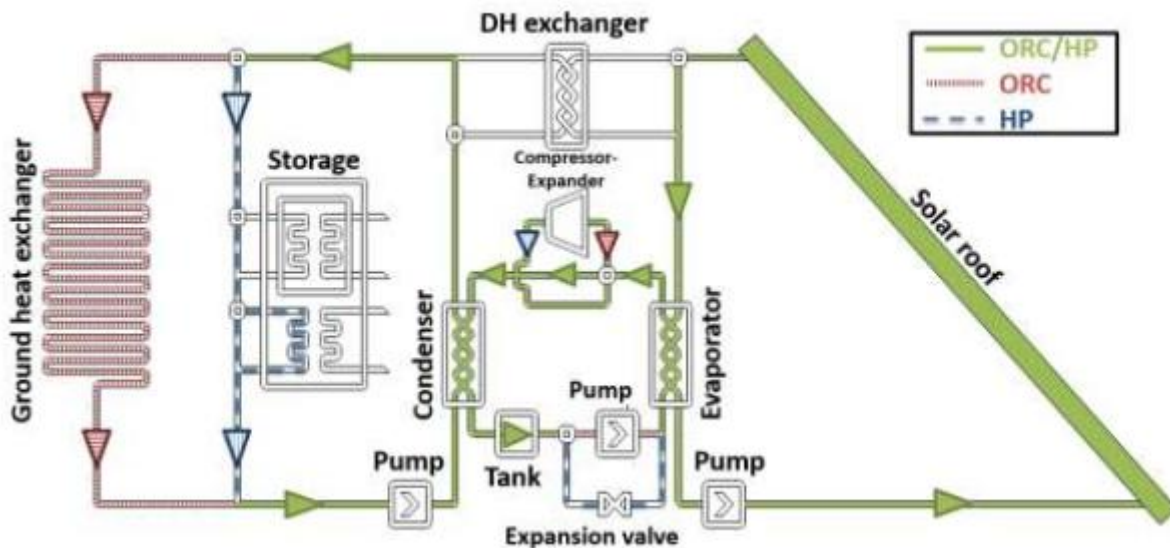


Εικόνα 3.3: Ηλιακή στέγη [61]

### 3.2.1 Αρχιτεκτονική και τρόποι λειτουργίας

Αυτό το μικρής κλίμακας αναστρέψιμο σύστημα αντλίας θερμότητας/ORC πρέπει να είναι ανταγωνιστικό με τις υπόλοιπες τεχνολογίες (για παράδειγμα αντλία θερμότητας σε συνδυασμό με Φ/Β πάνελ). Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίο το κόστος πρέπει να είναι ελάχιστο και επομένως η αρχιτεκτονική του συστήματος να είναι όσο το δυνατόν πιο απλή. Για το σκοπό αυτό, επιλέγεται ο συμβατικός κύκλος με μια ογκομετρική αντλία που λειτουργεί ως συμπιεστής και ως εκτονωτής. Με βάση αυτή την αρχιτεκτονική, μπορεί να σχεδιαστεί το υδραυλικό σχήμα του συστήματος όπως παρουσιάζεται στην **Εικόνα 3.4**.





Εικόνα 3.4: Αρχιτεκτονική συστήματος που απεικονίζει τους τρεις τρόπους λειτουργίας

Οι διαφορετικοί τρόποι λειτουργίας περιγράφονται παρακάτω.

### 3.2.2 Οργανικός κύκλος Rankine

Αυτή η λειτουργία μετατρέπει τη θερμική ενέργεια που απορροφάται από τον ηλιακό συλλέκτη στην οροφή σε ηλεκτρική ενέργεια. Η λειτουργία ORC (Εικόνα 5) εκτελείται όταν οι κλιματολογικές συνθήκες είναι επαρκείς για να επιτευχθεί καθαρή ηλεκτρική παραγωγή και η ζήτηση θερμότητας του σπιτιού μπορεί να καλυφθεί από θερμική ενέργεια στο σημείο αποθήκευσης (Εικόνα 5). Η αντλία αυξάνει την πίεση του εργαζόμενου μέσου, το οποίο στη συνέχεια περνά μέσα από έναν ατμοποιητή, όπου το ρευστό εξατμίζεται απορροφώντας τη θερμική ενέργεια από την ηλιακή οροφή. Μετά από αυτό, το ρευστό εργασίας ρέει στον διαστολέα (τροποποιημένος συμπιεστής) όπου παράγεται ηλεκτρική ενέργεια. Στη συνέχεια, η θερμική ενέργεια μεταφέρεται από το εργαζόμενο μέσο στον εναλλάκτη θερμότητας εδάφους και το ρευστό συμπυκνώνεται. Εκτός από αυτά τα εξαρτήματα, μια δεξαμενή χρησιμοποιείται για τον χειρισμό της μεταβολής της πλήρωσης ψυκτικού και μια βαλβίδα τεσσάρων κατευθύνσεων επιτρέπει την εναλλαγή μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του συμπιεστή.

#### 3.2.2.1 Λειτουργία άμεσης θέρμανσης (DH)

Σε αυτή τη λειτουργία, η θερμότητα που απορροφάται από την ηλιακή οροφή κατευθύνεται στη δεξαμενή αποθήκευσης συλλεκτών μέσω ενός ενδιάμεσου εναλλάκτη θερμότητας. Εάν δεν επαρκεί η ηλιακή ακτινοβολία αξιοποιείται η θερμότητα περιβάλλοντος μέσω dry cooler.

#### 3.2.2.2 Λειτουργία αντλίας θερμότητας (HP)

Όταν η άμεση θέρμανση δεν επαρκεί για την κάλυψη της ζήτησης θερμότητας του σπιτιού, ενεργοποιείται η λειτουργία αντλίας θερμότητας για να αυξηθεί η θερμοκρασία αποθήκευσης. Κατά πρώτον, ο συμπιεστής

αυξάνει την πίεση και τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου για να απελευθερώσει τη ενέργειά του στη δεξαμενή αποθήκευσης μέσω του συμπυκνωτή. Στη συνέχεια, το ψυκτικό ρέει στη βαλβίδα εκτόνωσης και εξατμίζεται περαιτέρω σε χαμηλή θερμοκρασία απορροφώντας τη θερμική ενέργεια από την ηλιακή οροφή.

### 3.3 Επιλογή στοιχείων -Τεχνολογίας

---

Οι εναλλάκτες θερμότητας πρέπει να είναι αποδοτικοί, οικονομικοί και να λειτουργούν σε εύρος πίεσης που συνήθως συναντάται σε τυπικές εγκαταστάσεις ORC (περίπου 30 bar). Οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας είναι πιθανώς η τεχνολογία που πληροί όλα αυτά τα κριτήρια. Αυτός ο τύπος εναλλάκτη θερμότητας χρησιμοποιείται επομένως για τον συμπυκνωτή, τον εξατμιστή και τον εναλλάκτη άμεσης θέρμανσης. Από τις τεχνολογίες αναστρέψιμων ογκομετρικών μηχανών που αναφέρθηκαν στο Κεφάλαιο 2 έχει αποδειχθεί ότι οι κοχλιωτές θα μπορούσαν να λειτουργήσουν με χαμηλή ισχύ εξόδου, αλλά δεν είναι τόσο αποδοτικές σε μεγαλύτερα μηχανήματα [62]. Αντίθετα, οι εμβολοφόρες και οι σπειροειδείς παρουσιάζουν ικανοποιητικό εύρος ισχύος. Σε σύγκριση με τις κοχλιωτές, οι εμβολοφόρες παρουσιάζουν την ικανότητα να λειτουργούν με υψηλή θερμοκρασία και πίεση. Τελικά, η τεχνολογία που επιλέγεται είναι η σπειροειδής αντλία καθώς:

- Παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση σε αυτό το εύρος ισχύος.
- Έχει αποδειχθεί ότι λειτουργεί αποτελεσματικά τόσο ως συμπιεστής όσο και ως εκτονωτής σε εργαστηριακές δοκιμές [63]
- Παρουσιάζει ικανοποιητικές λειτουργικές παραμέτρους όσον αφορά την εκτόνωση.

Η επιλογή του συμπιεστή έγινε συγκρίνοντας την καθαρή παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (παραγωγή ORC μείον κατανάλωση αντλίας θερμότητας) για ένα έτος [42]. Το ιδανικό μέγεθος της σπειροειδούς αντλίας είναι αποτέλεσμα ενός συμβιβασμού μεταξύ χειμερινών και καλοκαιρινών συνθηκών. Η επιλογή ενός εκτονωτή (ή συμπιεστή) με γενικά μικρό όγκο εμβολισμού θα περιορίζει τη μέγιστη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και ως εκ τούτου αποτρέπει τη μέγιστη εκμετάλλευση της θερμότητας που παράγεται τους καλοκαιρινούς μήνες. Αντίθετα, μεγάλος όγκος εμβολισμού οδηγεί σε χαμηλή παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας καθώς η αντλία θα δουλεύει με μερικό φορτίο τον περισσότερο χρόνο. Ο συμπιεστής είναι συνδεδεμένος με το ηλεκτρικό δίκτυο (50 Hz), οπότε στρέφει με σταθερή ταχύτητα, αμελώντας την ολίσθηση του επαγωγικού κινητήρα. Ο συμπιεστής τροποποιήθηκε σύμφωνα με τη μεθοδολογία που προτείνει ο Quoilin [64]. Οι τροποποιήσεις αυτές περιλαμβάνουν το άνοιγμα του περιβλήματος, την αφαίρεση της βαλβίδας ελέγχου και την προσθήκη ενός ελατηρίου κάτω από τη στεγανοποίηση.

### 3.4 Ονομαστικές Συνθήκες- Συνθήκες Λειτουργίας

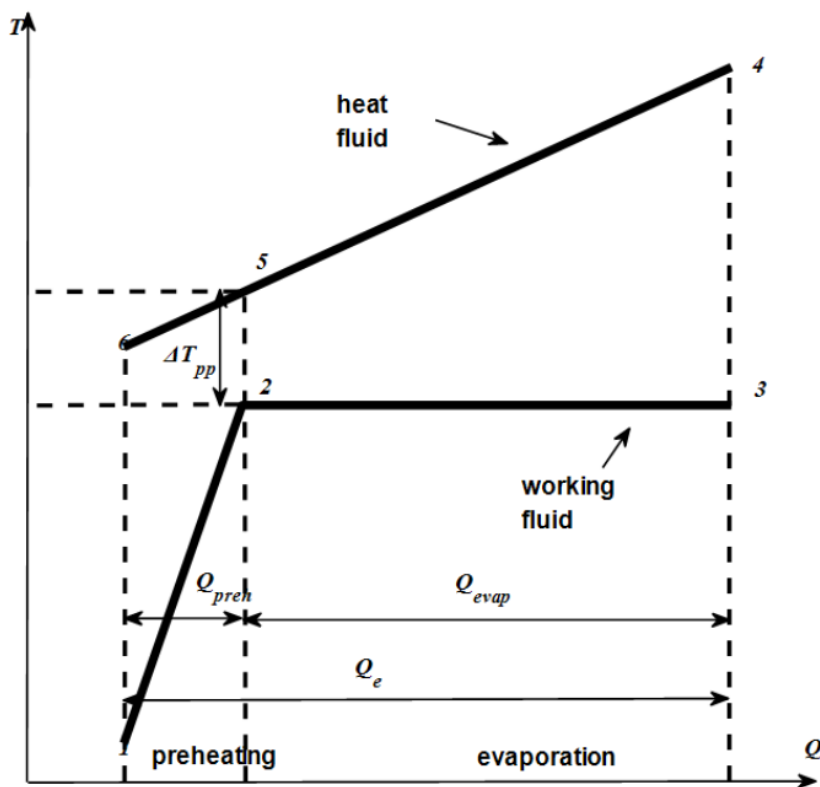
---

Η εγκατάσταση θα χρησιμοποιείται προς αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας, οπότε στο κτίριο απαιτείται εάν σύστημα το οποίο αξιοποιεί θερμότητα χαμηλής θερμοκρασίας, όπως για παράδειγμα η ενδοδαπέδια θέρμανση. Επίσης, υποθέτουμε ότι οι χρήσεις του κτιρίου αποτελούνται από, θέρμανση και ψύξη χώρου καθώς και παραγωγή ζεστού νερού ψύξης (ZNX).

Ο τρόπος λειτουργίας ORC είναι αυτός που περιλαμβάνει την υψηλότερη ροή θερμότητας μέσω του συστήματος (πάνω από 50 kWth) και είναι επομένως αυτός που επιλέγεται για το μέγεθος των στοιχείων

του συστήματος. Ένα ονομαστικό σημείο μεγέθους ορίζεται με τις ακόλουθες παραμέτρους, αντιπροσωπευτικές των μέσων συνθηκών λειτουργίας στη μέση της σεζόν (Πίνακας 3-3):

- Η θερμοκρασία εξάτμισης έχει ρυθμιστεί στους 90°C, η οποία αντιστοιχεί περίπου στη μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση στην είσοδο του διαστολέα με ψυκτικό R134a.
- Για το νερό ψύξης, θεωρείται θερμοκρασία εισόδου 15°C και θερμοκρασία εξόδου 20°C.
- Η διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας της γλυκόλης εισόδου και εξόδου στον απορροφητή, έχει ρυθμιστεί σε 25 °K. Στην πραγματικότητα, μια μικρότερη διαφορά θερμοκρασίας θα απαιτούσε έναν ασυνήθιστα μεγάλο ρυθμό ροής γλυκόλης, προκαλώντας σημαντικές πτώσεις πίεσης.
- Τα pinch points (η μικρότερη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και του δευτερεύοντος ρευστού στην ίδια θέση στον εναλλάκτη) έχουν ρυθμιστεί σε 5 °K για τον εξατμιστή και 7,5 °K για τον συμπυκνωτή [48].
- Η υπερθέρμανση και η υποψύξη στον εξατμιστή και στον συμπυκνωτή έχουν ρυθμιστεί στα 10 °K και 2 °K, αντίστοιχα.



Εικόνα 3.5: Απεικόνιση pinch point σε διάγραμμα [T-Q]

Αφού οριστούν οι παράμετροι συνεχούς βελτιστοποίησης, μπορούν επίσης να εισαχθούν στο μοντέλο της αντλίας θερμότητας για την αξιολόγηση της απόδοσής της σε ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας. Για το σκοπό αυτό, ορίζονται δυο διαφορετικά ονομαστικά σημεία λειτουργίας:

- Θερμοκρασία εξάτμισης: -11°C ή 15°C.
- Η θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι σταθερή στους 60°C για να ληφθεί μια θερμοκρασία νερού



- περίπου 55°C στην αποθήκευση θερμότητας.
- Για την παραγωγή ζεστού νερού, θεωρείται διαφορά θερμοκρασίας 5°K μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του συμπυκνωτή.
- Η υπερθέρμανση και η υποψύξη του εξατμιστή και του συμπυκνωτή έχουν ρυθμιστεί σε 3°K και 2°K, αντίστοιχα.

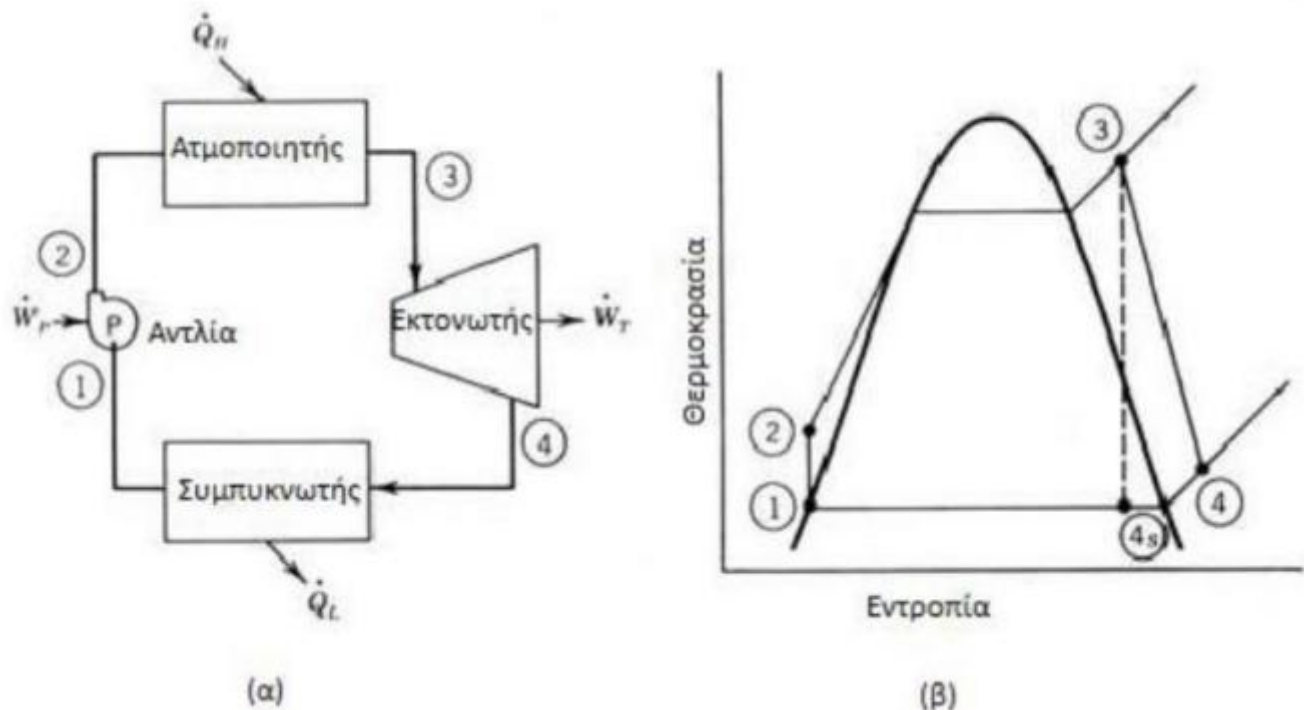
**Πίνακας 3-3: Ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας σε λειτουργία ORC και Αντλία Θερμότητας**

<b>ΟΡΓΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE</b>		
Θερμοκρασία εξάτμισης	$t_{ev}$ [°C]	90
Θερμοκρασία εισόδου/ εξόδου νερού ψύξης	$t_{w,su} / t_{w,ex}$ [°C]	15/20
Διαφορά θερμοκρασίας γλυκόλης	$\Delta t_{gw}$ [°K]	25
Pinch point ατμοποιητή	$pinch_{ev}$ [°K]	5
Pinch point συμπυκνωτή	$pinch_{cd}$ [°K]	7,5
Υπερθέρμανση (είσοδος εξατμιστή)	$\Delta t_{oh}$ [°K]	10
Υπόψυξη (έξοδος συμπυκνωτή)	$\Delta t_{sc}$ [°K]	2
Θερμοκρασία περιβάλλοντος	$t_{amb}$ [°C]	25
Πτώση πίεσης ατμοποιητή	$\Delta p_{ev}$ [mbar]	200
Πτώση πίεσης συμπυκνωτή	$\Delta p_{cd}$ [mbar]	200
<b>ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ</b>		
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	$t_{cd}$ [°C]	60
Διαφορά θερμοκρασίας γλυκόλης στο συμπυκνωτή	$\Delta t_{gw,cd}$ [°K]	5
Υπερθέρμανση στον ατμοποιητή	$\Delta t_{oh}$ [°K]	3
Υπόψυξη στο συμπυκνωτή	$\Delta t_{sc}$ [°K]	2
Ρυθμός ροής γλυκόλης	$\dot{V}_{gw,ev}$ [l/min]	0,2567
Θερμοκρασία εξάτμισης	$t_{ev}$ [°C]	-11/15
Θερμοκρασία περιβάλλοντος	$t_{amb}$ [°C]	0/10

## 4. Ανάλυση βασικών θερμοδυναμικών κύκλων, συνθηκών λειτουργίας και εκλογή εργαζόμενου μέσου

### 4.1 Θερμοδυναμικός κύκλος ORC

Η λειτουργία ενός απλού κύκλου ORC και το θερμοδυναμικό διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας – εντροπίας απεικονίζονται στην **Εικόνα 4.1**.

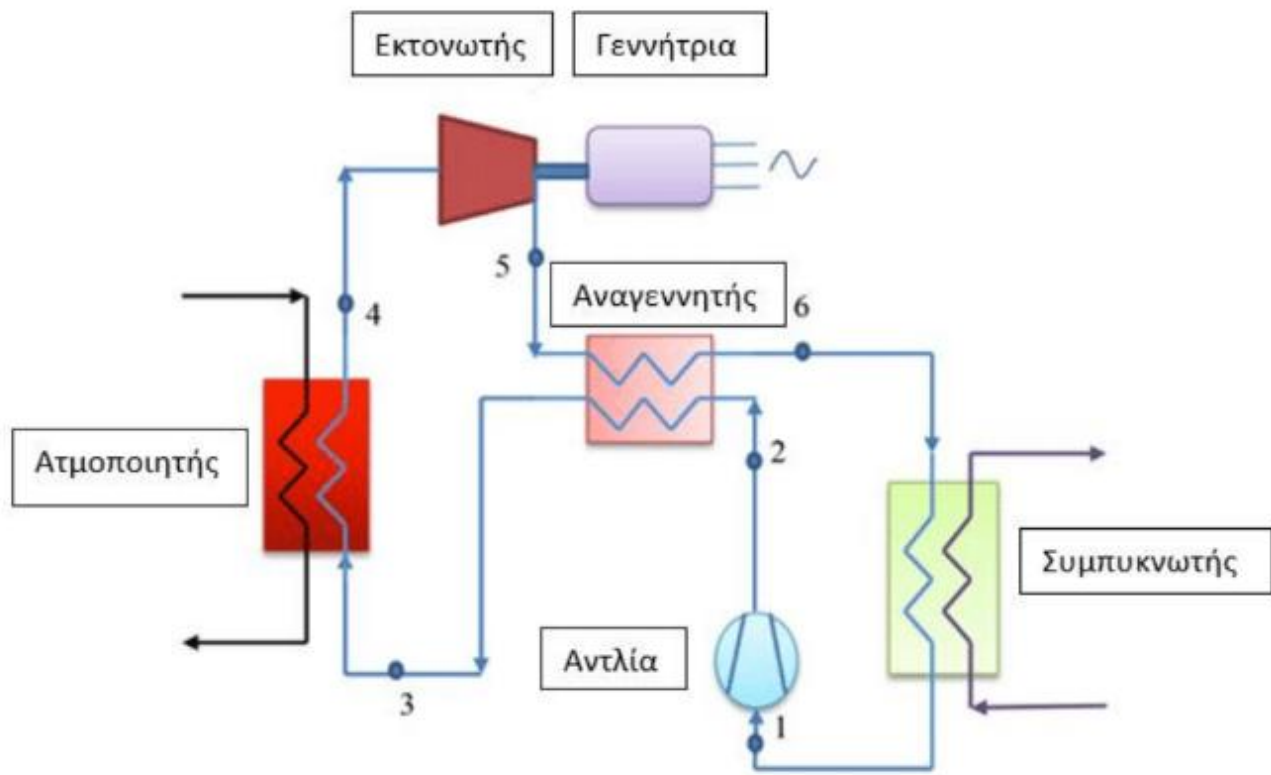


**Εικόνα 4.1: (α) Μονογραμμικό κύκλωμα απλού κύκλου ORC, (β) θερμοδυναμικό διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας- εντροπίας κύκλου ORC [65]**

- Διεργασία 1-2: Διέλευση εργαζόμενου μέσου από την τροφοδοτική αντλία και αύξηση πίεσης.
- Διεργασία 2-3: Διέλευση εργαζόμενου μέσου από τον ατμοποιητή, ατμοποίηση και υπερθέρμανση.
- Διεργασία 3-4: Διέλευση εργαζόμενου μέσου από τον εκτονωτή και εκτόνωση του.
- Διεργασία 4-1: Διέλευση εργαζόμενου μέσου από το συμπυκνωτή και συμπύκνωσή του.

Φυσικά, υπάρχουν και διάφορες παραλλαγές στη λειτουργία του κύκλου ORC, με πιο συνηθισμένη την προσθήκη ενός αναγεννητή θερμότητας στον κύκλο ORC, όπου το εργαζόμενο μέσο μετά τον εκτονωτή εισέρχεται στον αναγεννητή θερμότητας και αποδίδει τμήμα της θερμότητας για την προθέρμανση του, πριν τον ατμοποιητή και τέλος εισέρχεται στο συμπυκνωτή. Στα θετικά αυτής της διεργασίας είναι το μικρότερο ποσό θερμότητας που χρειάζεται να προσδοθεί στον ατμοποιητή για την ατμοποίηση του εργαζόμενου

μέσου. Από την άλλη πλευρά, στα μειονεκτήματα συγκαταλέγεται η μειωμένη παραγωγή ισχύος εξαιτίας επίτευξης μεγαλύτερης πίεσης εκτόνωσης, αλλά και η ανάγκη εγκατάστασης ενός ακόμα εναλλάκτη το οποίο οδηγεί σε αύξηση κόστους και όγκου εγκατάστασης. Στη συγκεκριμένη διπλωματική εργασία, το σύστημα θα αξιοποιεί την ηλιακή ενέργεια που αποδίδει θερμότητα με θερμοκρασία χαμηλότερη των 120 °C, επομένως η εγκατάσταση αναγεννητή θερμότητας δεν έχει κάποιο όφελος.



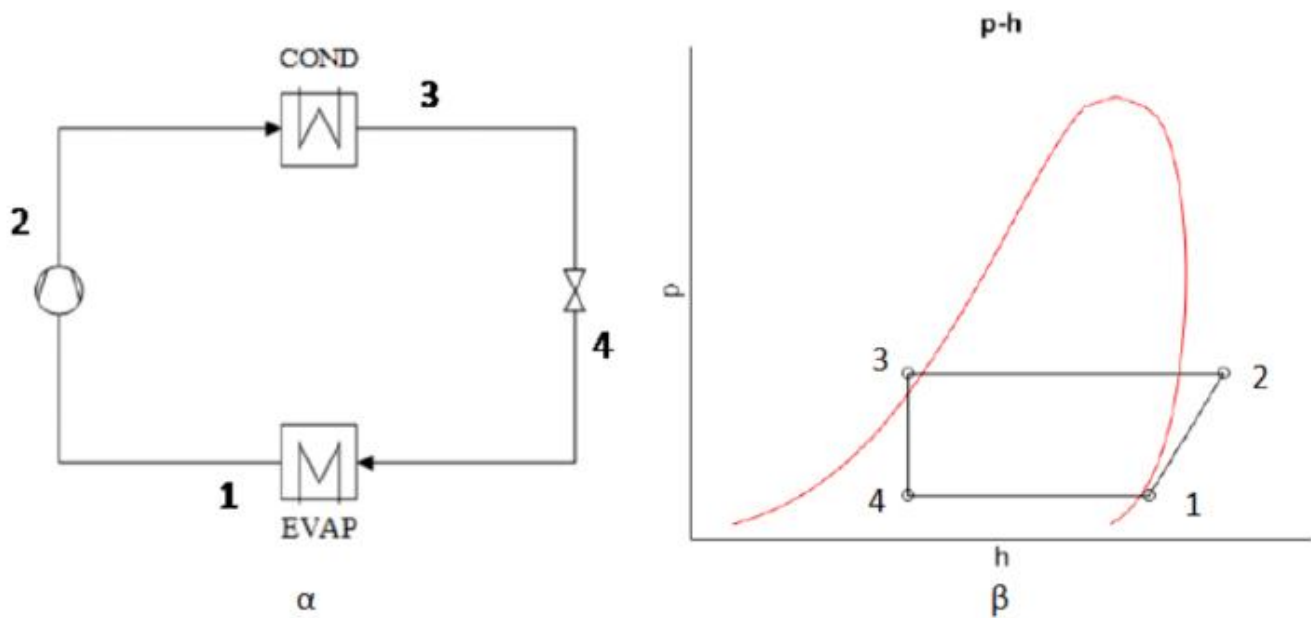
Εικόνα 4.2: Διάταξη ORC με αναγεννητή. [58]

## 4.2 Θερμοδυναμικός κύκλος αντλίας θερμότητας

Η λειτουργία του κύκλου αντλίας θερμότητας φαίνεται στην **Εικόνα 4.3**, καθώς και το θερμοδυναμικό διάγραμμα μεταβολής της πίεσης συναρτήσει της ειδικής ενθαλπίας.

- Διεργασία 1-2: Διέλευση εργαζόμενου μέσου από το συμπιεστή και αύξηση πίεσης
- Διεργασία 2-3: Διέλευση εργαζόμενου μέσου από το συμπυκνωτή και συμπύκνωσή του
- Διεργασία 3-4: Διέλευση εργαζόμενου μέσου από την εκτονωτική βαλβίδα και εκτόνωση
- Διεργασία 4-5: Διέλευση εργαζόμενου μέσου από τον ατμοποιητή και ατμοποίηση αυτού.

Ανάλογα τη ζήτηση, η αντλία θερμότητας μπορεί να χρησιμοποιείται είτε για την παραγωγή ψύξης είτε για την παραγωγή θέρμανσης. Στην **Εικόνα 4.3(α)** φαίνεται ότι η παραγωγή θέρμανσης γίνεται στο συμπυκνωτή ενώ η παραγωγή ψύξης στον ατμοποιητή.



Εικόνα 4.3: (α) Διάγραμμα κύκλου αντλίας θερμότητας, (β) θερμοδυναμικό διάγραμμα μεταβολής πίεσης συναρτήσει ενθαλπίας κύκλου αντλίας θερμότητας [66]

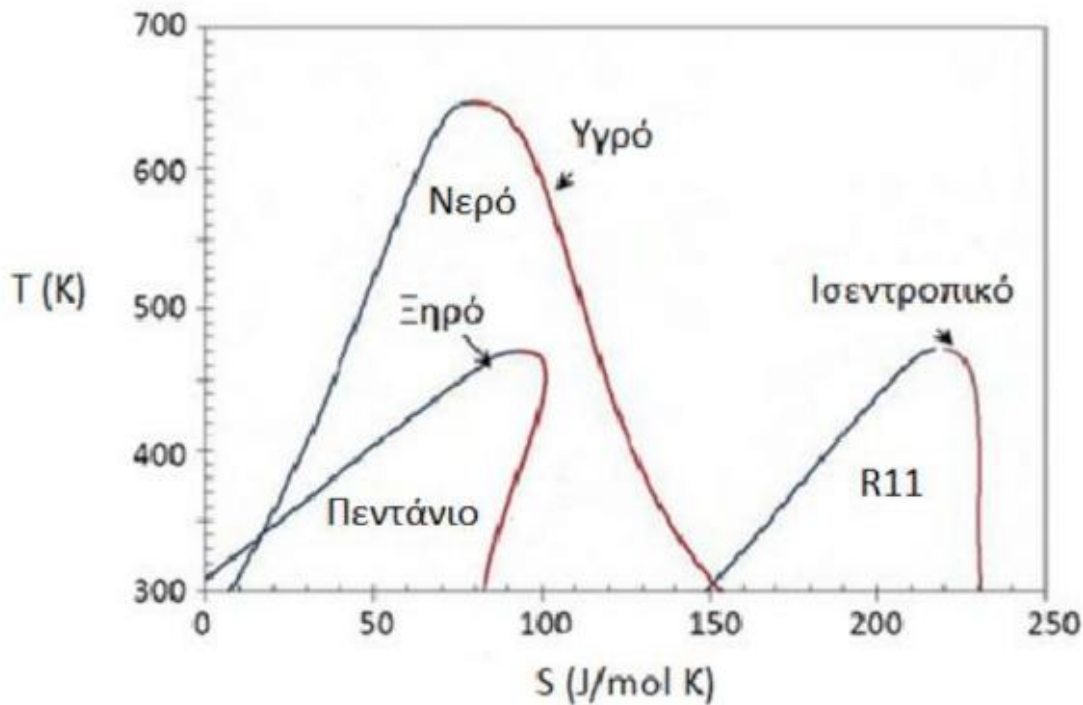
### 4.3 Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου

Στην αγορά υπάρχει ποικιλία οργανικών μέσων οπότε θα επιλέξουμε ποιο θα χρησιμοποιήσουμε μέσω μιας ανάλυσης. Είναι σημαντική η επιλογή του κατάλληλου μέσου καθώς επηρεάζεται η απόδοση του κύκλου αλλά και γενικότερα η λειτουργία όλου του συστήματος. Η ανάλυση αυτή περιλαμβάνει πολλούς παράγοντες καθώς οι συνθήκες λειτουργίας του οργανικού ρευστού μεταβάλλονται αναλόγως τη διεργασία και το εύρος θερμοκρασιών που λειτουργούν.

Γενικότερα, για τα ρευστά η κατάσταση στην οποία εισάγονται ή εξάγονται από το συμπιεστή ή εκτονωτή αντίστοιχα, καθορίζεται από την κλίση της κορεσμένης καμπύλης ατμού στο διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει της εντροπίας και ταξινομούνται σε τρεις κατηγορίες:

- Στα υγρά ρευστά για τα οποία η κλίση της καμπύλης κορεσμένου ατμού είναι αρνητική. Σε αυτά, πριν την είσοδο στον εκτονωτή υπάρχει απαίτηση υπερθέρμανσης, ώστε να αποφευχθεί η είσοδος υγρών σε αυτόν και προκληθούν διαβρώσεις. Παράδειγμα τέτοιου ρευστού είναι το νερό.
- Τα ρευστά για τα οποία η κλίση της καμπύλης είναι κάθετη και ονομάζονται ισεντροπικά. Παράδειγμα τέτοιου ρευστού είναι το Freon R-11 (Trichlorofluoromethane).
- Στα ξηρά ρευστά για τα οποία η κλίση της καμπύλης κορεσμένου ατμού είναι θετική. Στην έξοδό τους βρίσκονται σε συνθήκες ατμού και παράδειγμα τέτοιου ρευστού είναι το πεντάνιο.

Οι δυο τελευταίες κατηγορίες προτιμώνται καθώς εξασφαλίζεται η μη ύπαρξη υγρασίας στο εσωτερικό του συμπιεστή ή εκτονωτή [67]. Συνοπτικά τα τρία είδη φαίνονται στο **Διάγραμμα 4-1** Σφάλμα! Το αρχείο προέλευσης της αναφοράς δεν βρέθηκε..



**Διάγραμμα 4-1: Καμπύλες κορεσμού για διαφορετικούς τύπους οργανικών ρευστών [68].**

Επιπλέον αυτών, είναι πολύ σημαντικό να πληρούνται τα παρακάτω κριτήρια:

1. Μειωμένες περιβαλλοντικές επιπτώσεις

Η χρήση κάθε οργανικού ρευστού έχει συγκεκριμένες περιβαλλοντικές επιπτώσεις στο περιβάλλον. Αυτές ποσοτικοποιούνται βάση κάποιων δεικτών όπως GWP (Global Warming Potential) και ODP (Ozone Depletion Potential). Είναι σημαντικό να διατηρούμε αυτούς τους δείκτες χαμηλά διατηρώντας παράλληλα την ομαλή λειτουργία του θερμοδυναμικού κύκλου.

2. Ασφαλής χρήση

Πρέπει να λαμβάνεται υπόψη η κατηγοριοποίηση κατά ASHRAE, ώστε παράγοντες όπως η τοξικότητα και η ευφλεκτότητα του οργανικού μέσου να περιορίζονται κατά το περισσότερο δυνατό.

3. Αποδοτικότητα θερμοδυναμικού κύκλου

Η απόδοση του θερμοδυναμικού κύκλου επηρεάζεται από παράγοντες όπως η πυκνότητα του εργαζόμενου μέσου, η θερμοχωρητικότητά του καθώς και το εύρος θερμοκρασιών που μπορεί να δουλέψει. Το ρευστό που θα επιλεγεί θα πρέπει να έχει θερμοκρασία μεγαλύτερη των 110 °C, καθώς έχει επιλεγεί υποκρίσιμη λειτουργία του θερμοδυναμικού κύκλου. Ακόμα, προτιμούνται τα ρευστά με χαμηλό ιξώδες που η χρήση τους οδηγεί σε μείωση πτώσης πίεσης και βέλτιστη μετάδοση θερμότητας. [69]

4. Κόστος

Είναι αναγκαίο να εξεταστεί το αρχικό κόστος αγοράς του ρευστού αλλά και το μέγεθος της εγκατάστασης που επηρεάζει άμεσα και το ολικό κόστος της εγκατάστασης. Το τελευταίο, επηρεάζεται από την παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου. Για να πετύχουμε μειωμένη παροχή όγκου αυξάνουμε την πυκνότητα του

εργαζόμενου μέσου. Επομένως, συνηθίζεται η λειτουργία του κύκλου να γίνεται κοντά στο κρίσιμο σημείο του εργαζόμενου μέσου, ώστε να αποδίδονται στο αέριο οι ιδιότητες της υγρής φάσης.

5. Συμβατότητα λειτουργίας εργαζόμενου μέσου με το συμπιεστή- εκτονωτή

Το εύρος των θερμοκρασιών που λαμβάνει ο συμπιεστής- εκτονωτής επηρεάζει την απόδοσή του, επομένως και την επιλογή του εργαζόμενου μέσου.

Μπορούμε να κατηγοριοποιήσουμε τα οργανικά ρευστά σύμφωνα με το Standard 34 της ASHRAE, βάση της ευφλεκτότητας και της τοξικότητάς τους. Χαρακτηρίζονται από ένα γράμμα A ή B και έναν αριθμό 1, 2 ή 3 όπου αύξησή τους σημαίνει και αύξηση της τοξικότητας και ευφλεκτότητας του ρευστού αντίστοιχα. (Πίνακας 4-1)

Πίνακας 4-1: Πρότυπο τυποποίησης ασφάλειας ρευστών ASHRAE (Standard 34) [70]

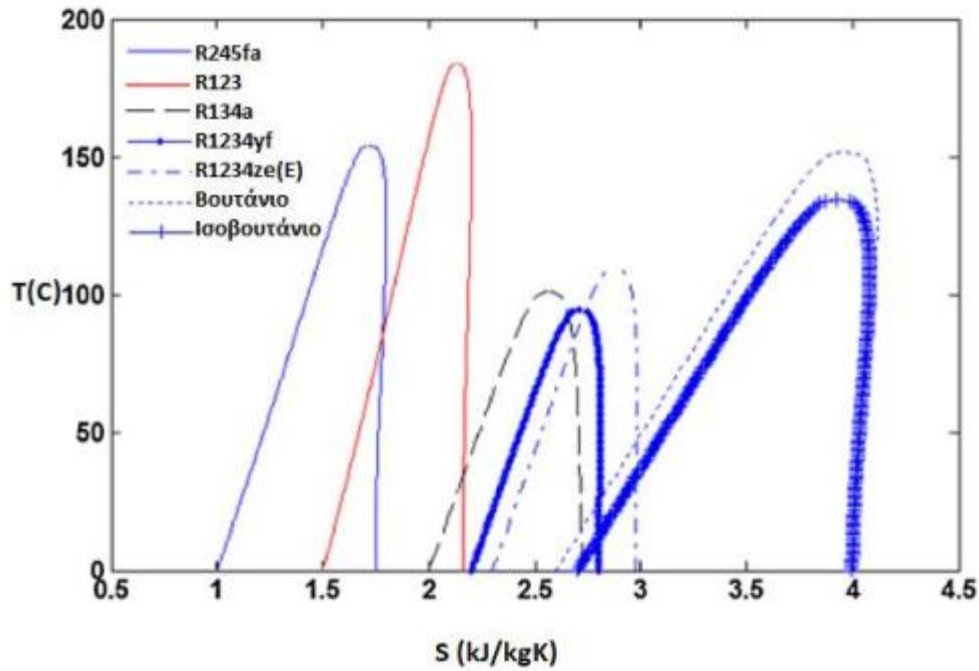
		Κατηγορία ασφάλειας	
		A	B
Αύξηση ευφλεκτότητας	Αυξημένη ευφλεκτότητα	A3	B3
	Χαμηλή ευφλεκτότητα	A2 A2L*	B2 B2L*
	Μηδενική ευφλεκτότητα	A1	B1
		Χαμηλή τοξικότητα	Αυξημένη τοξικότητα
		Αύξηση τοξικότητας	

Πίνακας 4-2: Κύρια χαρακτηριστικά οργανικών ρευστών

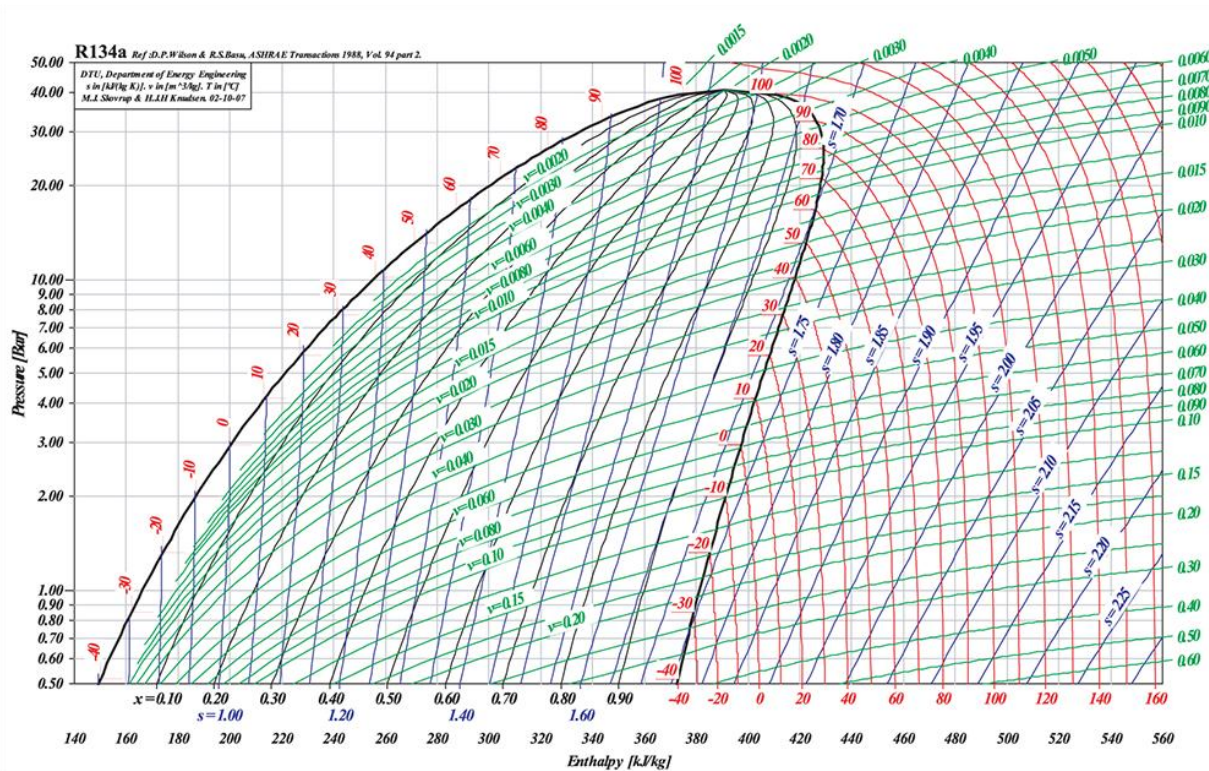
Τύπος	Ονομασία ρευστού	ODP	GWP	Tcrit (°C)	Pcrit (bar)	Κατηγοριοποίηση κατά ASHRAE
Χλωροφθοράνθρακες (CFC) (Εξαλείφθηκαν το 1999)	R11	1	4750	197	44.1	A1
	R12	1	10900	111	41.4	A1
Υδροφθοράνθρακες (HFC)	RC318	0	10300	114	28	A1
	R143a	0	4470	73	38	A2L
	R507	0	3985	71	38	A1
	R404A	0	3922	72	37	A1
	R125	0	3500	66	36	A1
	R442A	0	3238	78	39	A1
	R227ea	0	3220	101	29	A1
	R422A	0	3143	72	38	A1
	R424A	0	2440	89	40	A1
	R407A	0	2107	82	45	A1
	R410A	0	2088	73	49	A1
	R407F	0	1825	83	48	A1
	R407C	0	1774	86	46	A1
	R426A	0	1508	101	41	A1
	R134a	0	1430	101	41	A1
	R236ea	0	1200	139	34.2	-
R245fa	0	950	154	36.51	B1	
R245ca	0	693	174	38.9	-	
Εναλλακτικά ρευστά HFC και μίγματα HFC/HFO χαμηλού δείκτη GWP	R452A	0	2140	75	40	A1
	R449A	0	1397	82	44	A1
	R448A	0	1387	84	47	A1
	R32	0	675	78	54	A2L
	R513A	0	631	97	38	A1
	R450A	0	604	104	38	A1
	R1234zeE	0	6	110	36	A2L
	R1233zdE	0	4.5	166	36	A2L
R1234yf	0	4	95	34	A2L	
Υδρογονάνθρακες (HC)	R600a (Ισοβουτάνιο)	0	4	135	36	A3
	R290 (Προπάνιο)	0	3.3	97	42	A3
	R1270 (Προπυλένιο)	0	2	92	46	A3
	R170 (Αιθάνιο)	0	3	32	-	A3

Είναι φανερό από τον Πίνακα 4-2 ότι τα ρευστά με μηδενικό δείκτη ODP και χαμηλό δείκτη GWP είναι οι υδρογονάνθρακες που όμως παρουσιάζουν υψηλή ευφλεκτότητα οπότε και δεν αποτελούν λύση. Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, οι μέγιστες τιμές θερμοκρασίας του κύκλου (100- 110 °C) θα πρέπει να είναι κοντά με την τιμή της κρίσιμης θερμοκρασίας, οπότε και προτιμάται το R134a.





Διάγραμμα 4-2: Διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει εντροπίας καμπυλών κορεσμού ορισμένων οργανικών ρευστών



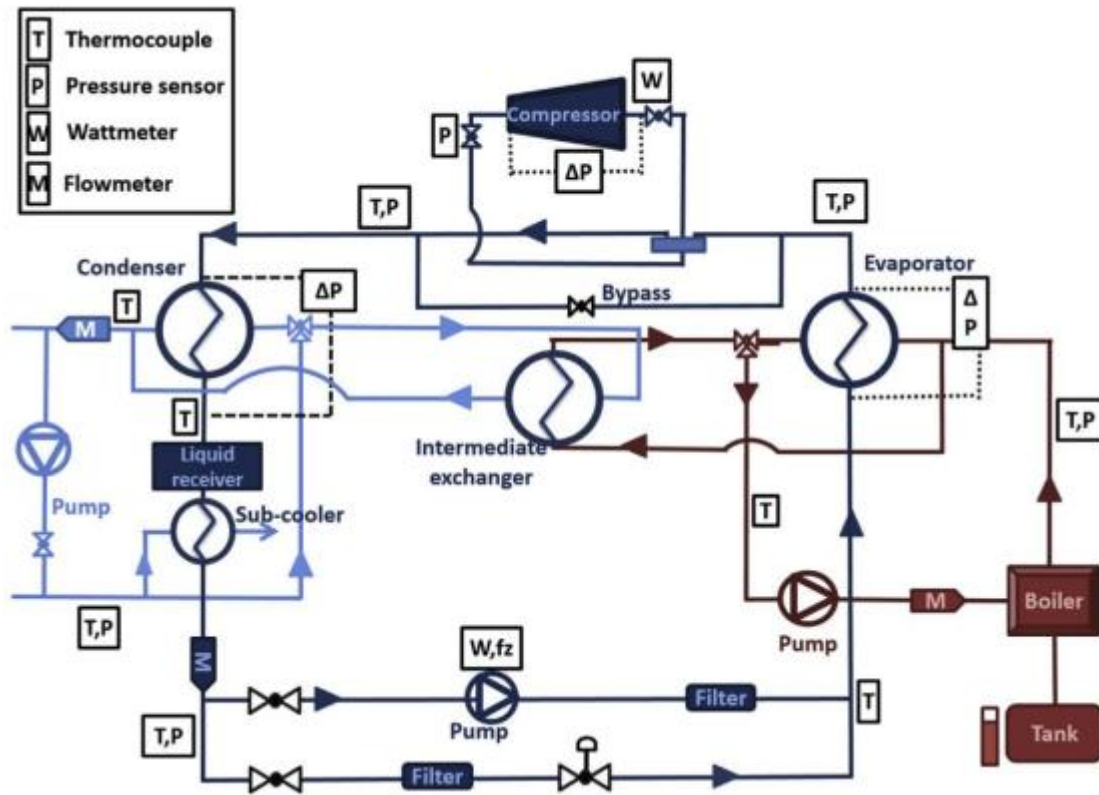
Διάγραμμα 4-3: Διάγραμμα πίεσης συναρτήσει ειδικής ενθαλπίας της καμπύλης κορεσμού ρευστού R134a



## 5. Μοντελοποίηση αναστρέψιμου συστήματος αντλίας θερμότητας/ ORC

### 5.1 Περιγραφή συστήματος

Μελετάται ένα σύστημα με κύρια στοιχεία όπως φαίνονται στην **Εικόνα 5.1**, συμπιεστή, εξαμιστή, συμπυκνωτή, αντλία και βαλβίδες.



**Εικόνα 5.1:** Λεπτομερές σχήμα πειραματικής διάταξης αντιστρέψιμου συστήματος αντλίας θερμότητας/ ORC

Ο βρόχος ψυκτικού (μπλε) περιλαμβάνει επίσης έναν δέκτη υγρού για διακυμάνσεις φόρτισης και έναν υποψύκτη που χρησιμοποιείται για την παροχή επαρκούς βαθμού υποψύξης στην είσοδο της αντλίας. Αυτός ο βρόχος περιλαμβάνει επίσης μια βαλβίδα τεσσάρων κατευθύνσεων που επιτρέπει την εναλλαγή μεταξύ των λειτουργιών ORC και HP και μια βαλβίδα παράκαμψης που είναι απαραίτητη για την εκκίνηση του διαστολέα σε λειτουργία ORC. Ο εξαμιστής τροφοδοτείται από ένα βρόχο ζεστού νερού (κόκκινο) συνδεδεμένο με έναν ηλεκτρικό λέβητα (150 kW). Ο συμπυκνωτής ψύχεται με νερό βρύσης (γαλάζιο) για προσομοίωση της ροής του αποθηκευμένου ψυχρού ύδατος ή του εναλλάκτη θερμότητας του εδάφους, αναλόγως του τρόπου λειτουργίας.

Στη μελέτη αυτή, μόνο οι στέγες με νότιο προσανατολισμό θα ληφθούν υπόψη ώστε να μειωθεί ο αριθμός των ήδη πολλών περιπτώσεων μελέτης. Λαμβάνονται υπόψη δυο διαφορετικές γωνίες κλίσης ( $5^\circ$  και  $35^\circ$ ). Η γωνία κλίσης παίζει ρόλο στη στιγμιαία παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Μια οριζόντια ηλιακή στέγη

οδηγεί σε υψηλότερη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας τους καλοκαιρινούς μήνες (ενώ η κατανάλωση της οικίας έχει ήδη καλυφθεί με κλίση 35 °) και χαμηλότερη παραγωγή κατά τους χειμερινούς μήνες και συνεπώς χαμηλότερη ιδιοκατανάλωση του συστήματος.

Η ίδια σπειροειδής (scroll) αντλία χρησιμοποιείται ως εκτονωτής (ORC) αλλά και ως συμπιεστής (HP). Ο συγκεκριμένος τύπος αντλίας χρησιμοποιείται αρκετά για τη συμπίεση ψυκτικών μέσων σε μικρά συστήματα με συγκεκριμένη δυνατότητα θέρμανσης. Στη λειτουργία εκτονωτή είναι επίσης κατάλληλη για μικρή παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος (<10 kW) [32].

## 5.2 Μοντελοποίηση συμπιεστή/ εκτονωτή

Πίνακας 5-1: Τιμές λόγου όγκων ανάλογα με τον τύπο συμπιεστή [69]

Τύπος συμπιεστή	Λόγος όγκων ( $r_v$ )
Εμβολοφόρος	6-14
Κοχλιωτός	5
Σπειροειδής	1.5-4
Πτερυγιοφόρος	2-8

$$\dot{W}_{cmp} = C_{i0} + C_{i1} * t_{ev} + C_{i2} * t_{cd} + C_{i3} * t_{ev}^2 + C_{i4} * t_{ev} * t_{cd} + C_{i5} * t_{cd}^2 + C_{i6} * t_{ev}^3 + C_{i7} * t_{cd} * t_{ev}^2 + C_{i8} * t_{ev} * t_{cd}^2 + C_{i9} * t_{cd}^3 \quad (5-1)$$

$$\dot{m}_{cmp} = C_{m0} + C_{m1} * t_{ev} + C_{m2} * t_{cd} + C_{m3} * t_{ev}^2 + C_{m4} * t_{ev} * t_{cd} + C_{m5} * t_{cd}^2 + C_{m6} * t_{ev}^3 + C_{m7} * t_{cd} * t_{ev}^2 + C_{m8} * t_{ev} * t_{cd}^2 + C_{m9} * t_{cd}^3 \quad (5-2)$$

Όπου  $C_{ix}$  και  $C_{mx}$  είναι συσταεστές που σχετίζονται με τον τύπο του συμπιεστή και παρέχονται στον ιστότοπο του κατασκευαστή. Η πρώτη εξίσωση υπολογίζει την κατανάλωση ισχύος του συμπιεστή ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εξάτμισης ( $t_{ev}$ ) και της θερμοκρασίας συμπύκνωσης ( $t_{cd}$ ), ενώ η δεύτερη εκτιμά τον ρυθμό ροής μάζας ψυκτικού. Αυτό επιτρέπει τον υπολογισμό της ενθαλπίας εξόδου (και συνεπώς της θερμοκρασίας) μέσω της ακόλουθης έκφρασης, που ισχύει στην υπόθεση των ερμητικών και αδιαβατικών συμπιεστών:

$$h_{ex,cmp} = h_{su,cmp} + \frac{\dot{W}_{cmp}}{\dot{m}_{cmp}} \quad (5-3)$$

Αποδεικνύεται ότι η βέλτιστη αναλογία όγκου για το σύστημα ισχύος ORC (3,75) είναι διαφορετική από τη βέλτιστη αναλογία όγκου για την αντλία θερμότητας (2,8). Αυτό σημαίνει ότι γενικά, ο επιλύτης πρέπει να βελτιστοποιήσει την αναλογία όγκου λαμβάνοντας υπόψη τόσο την απόδοση της αντλίας θερμότητας όσο και της μονάδας ORC αλλά και τη συνολική περίοδο κατά τη διάρκεια λειτουργίας κάθε λειτουργίας. Για παράδειγμα, εάν το ORC λειτουργεί το 90% του χρόνου, θα ήταν πιο λογικό να χρησιμοποιηθεί η βέλτιστη αναλογία όγκου ORC. Ωστόσο, η αναλογία όγκου γενικά είναι καθορισμένη κατά την αγορά του συμπιεστή λόγω της απλότητας και του χαμηλού κόστους του.

Ενώ η απόδοση των εμβολοφόρων μηχανών σε λειτουργία συμπιεστή είναι γνωστή λόγω της ευρείας χρήσης τους στη βιομηχανία HVAC, αυτό δεν συμβαίνει εάν το μηχάνημα χρησιμοποιείται ως εκτονωτής. Σε

αυτήν την εργασία, η απόδοση του εκτονωτή βασίζεται σε μια προηγούμενη πειραματική διαδικασία, η οποία βαθμονομήθηκε και επικυρώθηκε με τα πειραματικά δεδομένα [33]. Αντιπροσωπεύει τους ακόλουθους τύπους απωλειών: ηλεκτρομηχανικές απώλειες, απώλειες τριβής, εσωτερικές διαρροές, πτώση πίεσης αναρρόφησης, εσωτερικές μεταφορές θερμότητας και απώλειες θερμότητας περιβάλλοντος. Το μοντέλο απαιτεί μόνο οκτώ παραμέτρους (όγκος σάρωσης, αναλογία ενσωματωμένου όγκου, τρεις συντελεστές μεταφοράς θερμότητας, ροπή τριβής, περιοχή διαρροής και περιοχή στομίου ισοδύναμης πτώσης πίεσης). Αυτές οι οκτώ παράμετροι, που ορίζονται για έναν συγκεκριμένο τύπο διαστολέα και για ένα συγκεκριμένο ρευστό εργασίας, λαμβάνονται από τους Lemort et al. [33] και φαίνονται στον **Πίνακα 5-2**.

Πίνακας 5-2: Παράμετροι μοντελοποίησης εκτονωτή

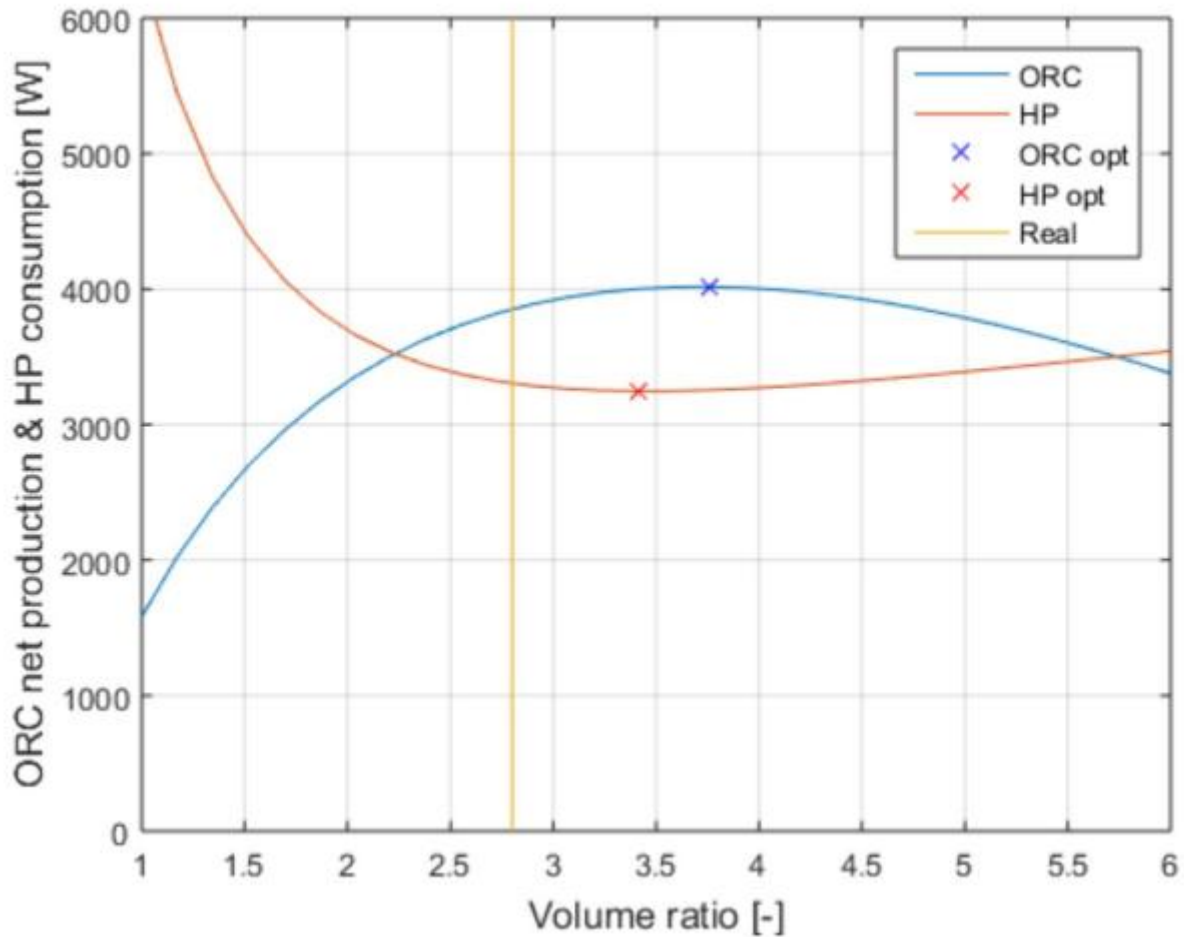
Παράμετρος	Τιμή
Όγκος σάρωσης	$V_s [cm^3] = 22.4$
Εσωτερική αναλογία όγκου	$r_{vin} = 2.85$
Ισοδύναμη περιοχή πτώσης πίεσης εισόδου	$A_{su} [mm^2] = 30$
Αγωγιμότητα απωλειών περιβάλλοντος	$AU_{amb} [W/K] = 3.4$
Αγωγιμότητα θερμότητας εισόδου	$AU_{su} [W/K] = 30$
Αγωγιμότητα θερμότητας εξόδου	$AU_{ex} [W/K] = 30$
Ισοδύναμη περιοχή διαρροής	$A_{leak} [mm^2] = 0.68 - 0.116(10 - P_{su})$
Μηχανική απόδοση	$\eta_{mec} = 0.9$

Για να είναι εφαρμόσιμο το μοντέλο του εκτονωτή και σε μια σειρά διαφορετικών γίνεται χρήση των παρακάτω εξισώσεων.

$$\frac{A_{leak}}{A_{leak,nom}} = \left( \frac{V_s}{V_{s,nom}} \right)^{2/3} \quad (5-4)$$

$$\frac{A_{su}}{A_{su,nom}} = \left( \frac{V_s}{V_{s,nom}} \right)^{2/3} \quad (5-5)$$

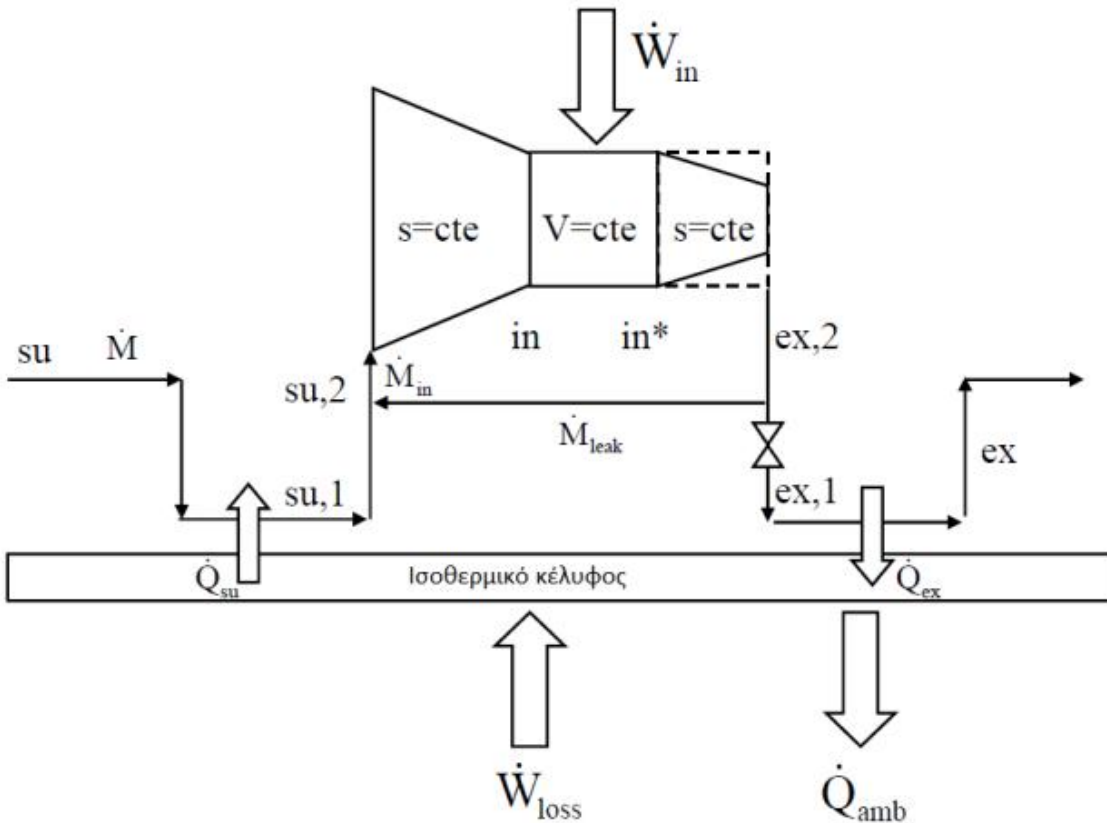
Οι ονομαστικές τιμές, που υποδεικνύονται από τον δείκτη "nom", λαμβάνονται από τον **Πίνακα 5-2**



Διάγραμμα 5-1: Επιρροή της βελτιστοποίησης του λόγου όγκου

Όπως φαίνεται και από τον Πίνακα 3-1 το σύστημα λειτουργεί με λόγους πιέσεων της τάξης 1,5- 4, οπότε θεωρούμε ότι δεν εφαρμόζεται βαλβίδα εκτόνωσης. Κατά την προσομοίωση λειτουργίας του συμπιεστή θεωρούμε τις επιμέρους μεταβολές που πραγματοποιούνται κατά τη συμπίεση, δηλαδή:

1. Είσοδος και θέρμανση ( $\dot{Q}_{su}$ ) του ρευστού
2. Ανάμειξη παροχής ρευστού στην είσοδο με παροχή από εσωτερικές απώλειες
3. Ισεντροπική συμπίεση ρευστού
4. Αδιαβατική συμπίεση ρευστού με σταθερό όγκο
5. Ισεντροπική συμπίεση ρευστού
6. Διαχωρισμός παροχής μάζας ρευστού σε παροχή ροής απωλειών και εξόδου. Πτώση πίεσης ροής εξόδου
7. Ψύξη ( $\dot{Q}_{ex}$ ) ρευστού στην έξοδο



Εικόνα 5.2: Σχηματική απεικόνιση μοντέλου συμπιεστή [71]

Κατά την παραπάνω διεργασία έχουμε μεταφορά θερμότητας μεταξύ ρευστού και ενός θεωρητικά ισοθερμικού κελύφους θερμοκρασίας  $T_w$ .

Συνολικά, έχουμε:

- απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} * (T_w - T_{amb}) \quad (5-6)$$

όπου,  $\dot{Q}_{amb}$  οι απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον και  $AU_{amb}$  ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μεταξύ κελύφους συμπιεστή και περιβάλλοντος, οποίος υπολογίζεται από τον τύπο

$$AU_{amb} = AU_{amb,n} * \left( \frac{V_s}{V_{s,n}} \right)^{2/3} \quad (5-7)$$

με  $AU_{amb,n}$  ο συντελεστής θερμότητας μεταξύ κελύφους και περιβάλλοντος που αντιστοιχεί στον ονομαστικό όγκο εμβολισμού,  $V_s$  ο πραγματικός όγκος εμβολισμού και  $V_{s,n}$ , ο ονομαστικός όγκος εμβολισμού.

- μετάδοση θερμότητας κατά την είσοδο του ρευστού ( $\dot{Q}_{su}$ )

$$\dot{Q}_{su} = \dot{M} * C_p * (T_{su1} - T_{su}) = \varepsilon_{su} * \dot{M} * C_p * (T_w - T_{su}) \rightarrow \quad (5-8)$$

$$\dot{Q}_{su} = \left( 1 - e^{\left( \frac{AU_{su}}{\dot{M} * C_p} \right)} \right) * \dot{M} * C_p * (T_w - T_{su})$$

όπου  $AU_{su}$  ο συντελεστής θερμότητας μεταξύ ρευστού εισόδου και του κελύφους και υπολογίζεται συναρτήσει της ονομαστικής παροχής μάζας ( $\dot{M}_n$ ), της πραγματικής παροχής μάζας ( $\dot{M}$ ) και του συντελεστή θερμότητας που αντιστοιχεί στην ονομαστική παροχή ( $AU_{su,n}$ )

$$AU_{su} = AU_{su,n} * \left( \frac{\dot{M}}{\dot{M}_n} \right)^{0.8} \quad (5-9)$$

- μετάδοση θερμότητας κατά την έξοδο του ρευστού ( $\dot{Q}_{ex}$ )

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{M} * C_p * (T_{ex} - T_{ex1}) = \varepsilon_{ex} * \dot{M} * C_p * (T_w - T_{ex1}) \rightarrow \quad (5-10)$$

$$\dot{Q}_{ex} = \left( 1 - e^{\left( \frac{AU_{ex}}{\dot{M} * C_p} \right)} \right) * \dot{M} * C_p * (T_w - T_{ex1})$$

όπου  $AU_{ex}$  ο συντελεστής θερμότητας μεταξύ ρευστού εξόδου και του κελύφους και υπολογίζεται συναρτήσει της ονομαστικής παροχής μάζας ( $\dot{M}_n$ ), της πραγματικής παροχής μάζας ( $\dot{M}$ ) και του συντελεστή θερμότητας που αντιστοιχεί στην ονομαστική παροχή ( $AU_{ex,n}$ )

$$AU_{ex} = AU_{ex,n} * \left( \frac{\dot{M}}{\dot{M}_n} \right)^{0.8} \quad (5-11)$$

- μηχανικές απώλειες που τις θεωρούμε σαν μια ισοδύναμη θερμότητα που εισέρχεται στο κέλυφος

$$\dot{W}_{loss} + \dot{Q}_{ex} - \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} = 0 \quad (5-12)$$

- εσωτερικές απώλειες (ογκομετρικές) οι οποίες είναι είτε ακτινικές (radial) είτε πλευρικές (flank). Οι πρώτες δημιουργούνται εξαιτίας του διάκενου μεταξύ της κάτω ή άνω βαλβίδας και των σπειρών και οι δεύτερες λόγω του διάκενου μεταξύ των πλευρικών τμημάτων των σπειρών.

Θεωρείται ότι η ροή των απωλειών (leak) γίνεται μέσω ενός συγκλίνοντος ακροφυσίου με επιφάνεια διατομής ( $A_{leak}$ ), οπότε η πίεση στη ροή θα ισούται με την πίεση στην είσοδο (su2). Η



ροή πρέπει να είναι μικρότερη από την κρίσιμη ελάχιστη πίεση που αντιστοιχεί σε συνθήκες στραγγαλισμένης ροής.

$$P_{thr,leak} = \max(P_{su2}, P_{crit,leak}) \quad (5-13)$$

Η κρίσιμη πίεση  $P_{crit,leak}$  υπολογίζεται ως

$$P_{crit,leak} = P_{ex2} * \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)} \quad (5-14)$$

Η παροχή μάζας ροής απωλειών προκύπτει ως

$$\dot{M}_{leak} = \frac{A_{leak}}{v_{thr,leak}} * \sqrt{2 * (h_{ex2} - h_{thr,leak})} \quad (5-15)$$

Ενώ το εμβαδόν της διατομής

$$A_{leak} = A_{leak,n} * \left(\frac{V_s}{V_{s,n}}\right)^{4/9} \quad (5-16)$$

- Η ενθαλπία στην έξοδο su1 ισούται με

$$h_{su1} = h_{su} + \frac{\dot{Q}_{su}}{\dot{M}} \quad (5-17)$$

Ενώ η πίεση στο ίδιο σημείο είναι ίση με την πίεση στην είσοδο

$$P_{su1} = P_{su} \quad (5-18)$$

- Η τελική παροχή εισόδου στο συμπιεστή είναι το άθροισμα της παροχής ρευστού εισόδου και της παροχής εσωτερικών απωλειών

$$\dot{M}_{in} = \dot{M}_{leak} + \dot{M} \quad (5-19)$$

Η ενθαλπία στην έξοδο su2 μέσω της αρχής διατήρησης ενέργειας υπολογίζεται ως

$$h_{su2} = \frac{\dot{M} * h_{su1} + \dot{M}_{leak} * h_{ex2}}{\dot{M}_{in}} \quad (5-20)$$

Και τέλος η πίεση στην έξοδο είναι ίση με την πίεση στην είσοδο

$$P_{su2} = P_{su1} \quad (5-21)$$

- Κατά τη είσοδο στο συμπιεστή η εντροπία παραμένει σταθερή έχουμε

$$s_{su2} = s_{in} \quad (5-22)$$

$$\rho_{in} = \frac{\rho_{su2}}{r_{v,in}} \quad (5-23)$$

- Στη συνέχεια ο όγκος διατηρείται σταθερός και έχουμε

$$\rho_{in*} = \rho_{in} \quad (5-24)$$

- Στην έξοδο του συμπιεστή η εντροπία διατηρείται σταθερή και η πίεση στην έξοδο είναι ίση με την πίεση εξόδου

$$s_{ex2} = s_{in*} \quad (5-25)$$

$$P_{ex2} = P_{ex} \quad (5-26)$$

- Κατά την έξοδο από το συμπιεστή η ενθαλπία παραμένει σταθερή ενώ η παροχή μάζας διαχωρίζεται σε παροχή μάζας απωλειών και στην τελική παροχή μάζας εξόδου

$$\dot{M}_{ex2} = \dot{M}_{leak} + \dot{M}_{ex1} \quad (5-27)$$

$$h_{ex1} = h_{ex2} \quad (5-28)$$

- Κατά την έξοδο από το σύστημα μπορούμε να υπολογίσουμε την ενθαλπία και θερμοκρασία εξόδου ως εξής

$$h_{ex} = h_{ex1} + \frac{\dot{Q}_{ex}}{\dot{M}} \quad (5-29)$$

$$T_{ex} = f(h_{ex}, P_{ex}) \quad (5-30)$$

Συμβολίζοντας με  $ex, is$  το σημείο στην έξοδο του μοντέλου εάν η μεταβολή ήταν ισεντροπική, υπολογίζουμε το βαθμό απόδοσης του συμπιεστή

$$n_{is,comp} = \frac{h_{ex,is} - h_{su}}{h_{ex} - h_{su}} \quad (5-31)$$

Και τις στροφές του συμπιεστή (rpm)

$$N_{comp} = \frac{\dot{M}_{in}}{V_s * \rho_{su2}} * 60 \quad (5-32)$$

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης είναι ο λόγος της ποσότητας του ρευστού που εισέρχεται κατά την είσοδο προς την ποσότητα που εξέρχεται

$$n_{vol} = \frac{\dot{M}_{in}}{M} \quad (5-33)$$

Το εσωτερικό έργο συμπίεσης είναι

$$\dot{W}_{in} = \dot{M}_{in} * (\dot{w}_{su2-in} + \dot{w}_{in-ex2}) = \dot{M}_{in} * \left( (h_{in} - h_{su2}) + \frac{P_{ex2} - P_{in}}{\rho_{in}} \right) \quad (5-34)$$

Ενώ το συνολικό έργο είναι το άθροισμα του εσωτερικού έργου συμπίεσης και των ηλεκτρομηχανικών απωλειών ( $\dot{W}_{loss}$ ), οι οποίες χωρίζονται σε απώλειες εσωτερικού έργου συμπίεσης ( $\dot{W}_{in}$ ) και απώλειες αναμονής ( $\dot{W}_{loss,0}$ ). Για τον υπολογισμό τους εισάγεται η μεταβλητή  $\alpha$  [72].

$$\dot{W}_{comp} = \dot{W}_{in} + \dot{W}_{loss} = (1 + \alpha) * \dot{W}_{in} + \dot{W}_{loss,0} \quad (5-35)$$

Οι ηλεκτρομηχανικές απώλειες αναμονής υπολογίζονται μέσω της ροπής μηχανικών απωλειών ( $T_{loss}$ ), που με τη σειρά της υπολογίζεται συναρτήσει της ονομαστικής ροπής μηχανικών απωλειών ( $T_{loss,n}$ )

$$T_{loss} = T_{loss,n} * \left( \frac{V_s}{V_{s,n}} \right)^{2/3} \quad (5-36)$$

$$\dot{W}_{loss,0} = 2 * \pi * N_{comp} * T_{loss} \quad (5-37)$$

Μπορούμε να υπολογίσουμε την ενέργεια που πρέπει να προσδοθεί στο σύστημα από το δίκτυο ως

$$\dot{W}_{inv} = \frac{\dot{W}_{comp}}{n_{inv} * n_{mot}} \quad (5-38)$$

Με  $n_{inv}$  την απόδοση του μετατροπέα- inverter και  $n_{mot}$  την απόδοση του κινητήρα.

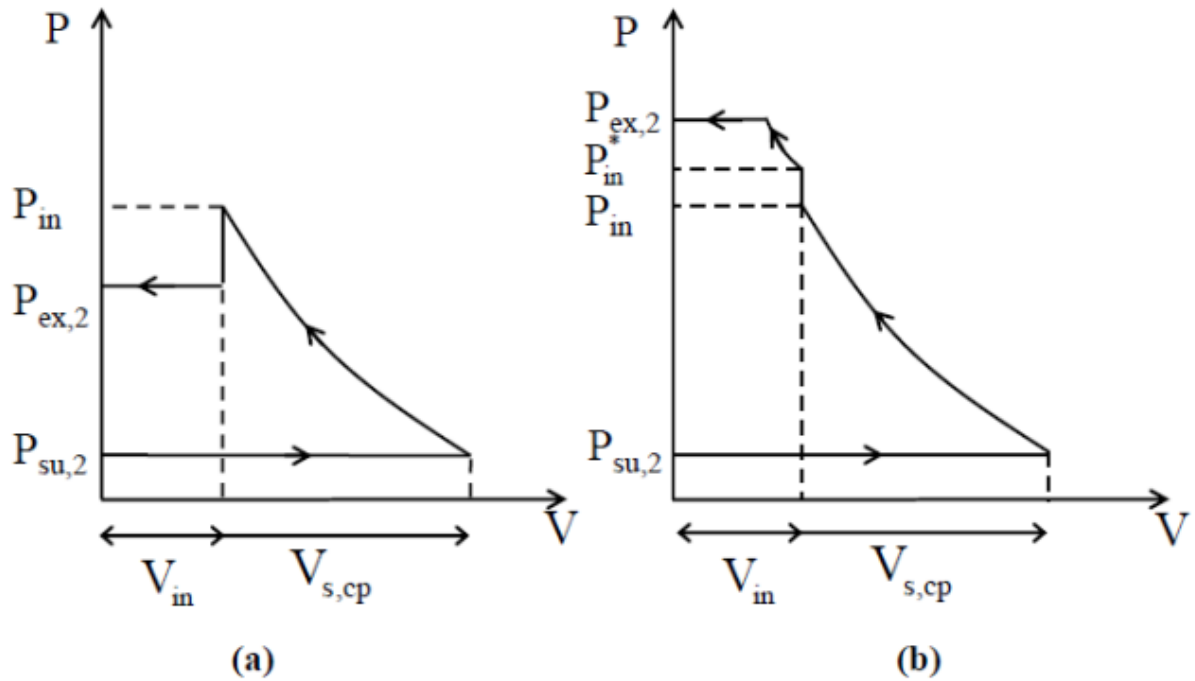
Ο ολικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή υπολογίζεται ως ο λόγος καταναλισκόμενης ισχύς από το δίκτυο προς την αποδιδόμενη ισχύ αν η μεταβολή ήταν ισεντροπική

$$n_{tot,comp} = \frac{\dot{M} * (h_{ex,is} - h_{su})}{\dot{W}_{inv}} \quad (5-39)$$

Για το ημι-εμπειρικό μοντέλο προσομοίωσης, θεωρούμε κάποιες παραμέτρους οι οποίες έχουν υπολογιστεί με βάση κάποια πειραματικά δεδομένα και ανάγονται στα δεδομένα της συγκεκριμένης ανάλυσης. Θεωρούμε ακόμα κάποιες μεταβλητές εισόδου και υπολογίζονται συγκεκριμένες μεταβλητές εξόδου. Στον **Πίνακα 5-3** φαίνονται οι μεταβλητές που ελήφθησαν για τις ανάγκες της συγκεκριμένης εργασίας καθώς και οι τιμές σύμφωνα με το μοντέλο του Lemort.

**Πίνακας 5-3: Μεταβλητές λειτουργίας και τιμές παραμέτρων εισόδου ημι-εμπειρικού μοντέλου συμπιεστή [73]**

ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ	ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΕΙΣΟΔΟΥ	ΤΙΜΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΜΟΝΤΕΛΟΥ	ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΕΞΟΔΟΥ
Παροχή μάζας ( $\dot{M}$ )	Ονομαστικός συντελεστής θερμότητας περιβάλλοντος ( $AU_{amb,n}$ )	$3 \left(\frac{W}{K}\right)$	Καταναλώσεις ισχύος ( $\dot{W}$ )
Πίεση εισόδου ( $P_{su}$ )	Ονομαστικός συντελεστής θερμότητας εισόδου ( $AU_{su,n}$ )	$30 \left(\frac{W}{K}\right)$	Θερμοκρασία εξόδου ( $T_{ex}$ )
Θερμοκρασία εισόδου ( $T_{su}$ )	Ονομαστικός συντελεστής θερμότητας εξόδου ( $AU_{ex,n}$ )	$20 \left(\frac{W}{K}\right)$	Στροφές συμπιεστή ( $N_{compr}$ )
Πίεση εξόδου ( $P_{ex}$ )	Ονομαστική ροπή μηχανικών απωλειών ( $T_{loss,n}$ )	$0,273 (Nm)$	
Θερμοκρασία περιβάλλοντος ( $T_{amb}$ )	Ονομαστικός ανηγμένος όγκος συμπιεστή ( $V_{s,n}$ )	$5,92 \left(\frac{m^3}{h}\right)$	
Λόγος όγκων ( $r_{v,in}$ )	Ονομαστικός λόγος όγκων ( $r_{v,in,n}$ )	3,075	
Ανηγμένος όγκος συμπιεστή ( $V_{s,comp}$ )	Ονομαστική παροχή μάζας ( $\dot{M}_n$ )	$0,091 \left(\frac{Kg}{s}\right)$	
	Ποσοστιαίος συντελεστής ( $\alpha$ )	0,23	
	Ονομαστικό εμβαδόν διατομής απωλειών ( $A_{leak,n}$ )	$0,39 * 10^{-6} (m^2)$	



**Διάγραμμα 5-2: Λειτουργία συμπιεστή απεικονιζόμενη σε διάγραμμα πίεσης- όγκου για συνθήκες (a) υπο-πίεσης και (b) υπερ-πίεσης**

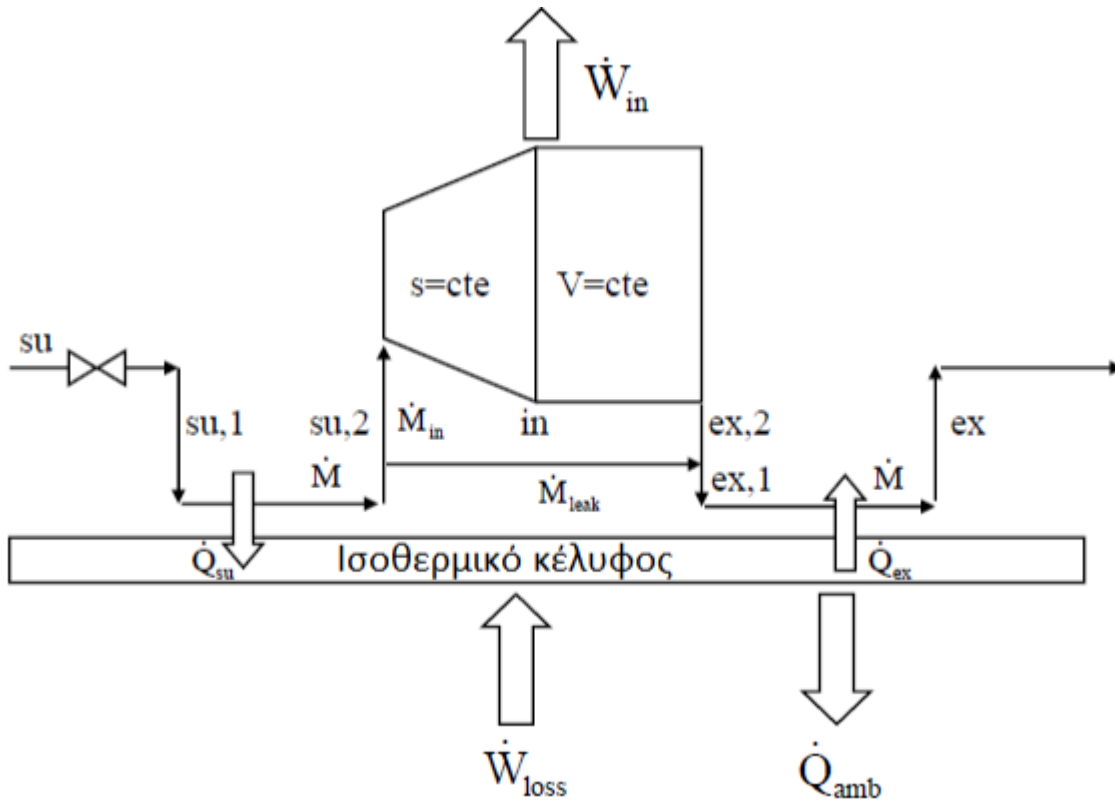
Όσον αφορά στον εκτονωτή ο ανηγμένος όγκος του υπολογίζεται βάση του ανηγμένου όγκου του συμπιεστή και του λόγου όγκων

$$V_{s,exp} = \frac{V_{s,comp}}{r_{v,in}} \quad (5-40)$$

Κατά την προσομοίωση λειτουργίας του εκτονωτή κατ' αντιστοιχία με το συμπιεστή, θεωρούμε τις επιμέρους μεταβολές που πραγματοποιούνται κατά τη συμπίεση, δηλαδή:

1. Πτώση πίεσης της ροής εξόδου
2. Ψύξη ( $\dot{Q}_{su}$ ) του ρευστού στην είσοδο και διαχωρισμός παροχής μάζας ρευστού σε παροχή μάζας ροής απωλειών και παροχή εισόδου στον εκτονωτή
3. Ανάμιξη παροχής ρευστού στην είσοδο με παροχή από εσωτερικές απώλειες
4. Ισεντροπική εκτόνωση ρευστού
5. Αδιαβατική εκτόνωση ρευστού με σταθερό όγκο
6. Ανάμιξη παροχών εξόδου του εκτονωτή και της μάζας ροής απωλειών
7. Θέρμανση ( $\dot{Q}_{ex}$ ) ρευστού στην έξοδο





Εικόνα 5.3: Σχηματική απεικόνιση μοντέλου εκτονωτή [71]

Συνολικά, έχουμε:

- Μεταφορά θερμότητας στο περιβάλλον

$$\dot{W}_{loss} + \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{ex} - \dot{Q}_{amb} = 0 \quad (5-41)$$

- Εσωτερικές απώλειες

$$P_{thr,leak} = \max(P_{su2}, P_{crit,leak}) \quad (5-42)$$

Με την κρίσιμη πίεση ( $P_{crit,leak}$ ) να υπολογίζεται ως

$$P_{crit,leak} = P_{su1} * \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5-43)$$

Και η παροχή μάζας απωλειών ( $\dot{M}_{leak}$ )

$$\dot{M}_{leak} = \frac{A_{leak}}{v_{thr,leak}} * \sqrt{2 * (h_{su2} - h_{thr,leak})} \quad (5-44)$$

- Κατά την πτώση πίεσης της ροής εισόδου η ενθαλπία στην έξοδο, θεωρώντας αμελητέα τη μεταβολή τιμής του ειδικού όγκου

$$\dot{M} = \frac{A_{su}}{v_{su}} * \sqrt{2 * (h_{su} - h_{su1})} \rightarrow h_{su1} = h_{su} - \frac{\left(\frac{\dot{M}}{A_{su} * \rho_{su}}\right)^2}{2} \quad (5-45)$$

$$\rho_{su1} = \rho_{su} = \frac{1}{v_{su}} \quad (5-46)$$

- Κατά την ψύξη του ρευστού και το διαχωρισμό της παροχής μάζας ροής

$$\dot{M}_{in} = \dot{M} - \dot{M}_{leak} \quad (5-47)$$

και η ενθαλπία υπολογίζεται ως

$$h_{su2} = h_{su1} - \frac{\dot{Q}_{su}}{\dot{M}} \quad (5-48)$$

- Κατά την ισεντροπική εκτόνωση η εντροπία διατηρείται σταθερή

$$\rho_{in} = \frac{\rho_{su2}}{r_{v,in}} \quad (5-49)$$

$$s_{in} = s_{su2} \quad (5-50)$$

- Κατά την αδιαβατική εκτόνωση ρευστού υπό σταθερό όγκο, η ενθαλπία υπολογίζεται ως

$$w_{in-ex2} = h_{in} - h_{ex2} = \frac{P_{in} - P_{ex}}{\rho_{in}} \rightarrow h_{ex2} = h_{in} - \frac{P_{in} - P_{ex}}{\rho_{in}} \quad (5-51)$$

- Κατά έξοδο της ροής και την ανάμειξη των ροών εξόδου και εσωτερικών απωλειών, η ενθαλπία διατηρείται σταθερή

$$\dot{M} = \dot{M}_{leak} + \dot{M}_{in} \quad (5-52)$$

$$h_{su2} = h_{in} \quad (5-53)$$

- Η θερμοκρασία και η ενθαλπία στην έξοδο

$$h_{ex} = h_{ex1} + \frac{\dot{Q}_{ex}}{\dot{M}} \quad (5-54)$$

$$T_{ex} = f(h_{ex}, P_{ex}) \quad (5-55)$$

Συμβολίζοντας με  $ex, is$  το σημείο στην έξοδο του μοντέλου εάν η μεταβολή ήταν ισεντροπική, υπολογίζουμε το βαθμό απόδοσης του εκτονωτή

$$n_{exp, is} = \frac{h_{su} - h_{ex}}{h_{su} - h_{ex, is}} \quad (5-56)$$

Και τις στροφές του εκτονωτή (rpm)

$$N_{exp} = \frac{\dot{M}_{in}}{V_s * \rho_{su2}} * 60 \quad (5-57)$$

Ως βαθμό πλήρωσης του εκτονωτή (FF- Filling Factor) ορίζουμε το λόγο της ποσότητας του ρευστού που θεωρητικά έπρεπε να εισέλθει στον εκτονωτή προς την ποσότητα που πραγματικά εισέρχεται λόγω της ύπαρξης απωλειών, δηλαδή

$$FF = \frac{\dot{M}}{\dot{M}_{in}} \quad (5-58)$$

Το εσωτερικό έργο εκτόνωσης είναι

$$\dot{W}_{in} = \dot{M}_{in} * (\dot{w}_{su2-in} + \dot{w}_{in-ex2}) = \dot{M}_{in} * \left( (h_{su2} - h_{in}) + \frac{P_{in} - P_{ex2}}{\rho_{in}} \right) \quad (5-59)$$

Και το συνολικό έργο εκτόνωσης

$$\dot{W}_{exp} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} \quad (5-60)$$

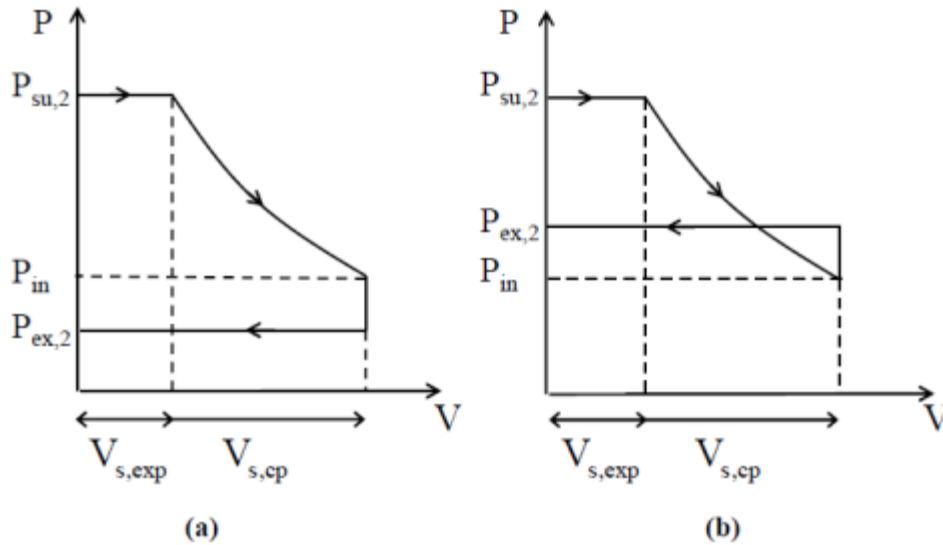
Εάν λάβουμε υπόψη τις απώλειες του μετατροπέα ( $n_{inv}$ ) και του κινητήρα/ γεννήτριας ( $n_{mot}$ ). Ο συνολικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή δίνεται από τον τύπο

$$n_{exp,tot} = \frac{\dot{W}_{inv}}{\dot{M} * (h_{su} - h_{ex,is})} \quad (5-61)$$

Για το ημι-εμπειρικό μοντέλο προσομοίωσης, θεωρούμε κάποιες παραμέτρους οι οποίες έχουν υπολογιστεί με βάση κάποια πειραματικά δεδομένα και ανάγονται στα δεδομένα της συγκεκριμένης ανάλυσης. Θεωρούμε ακόμα κάποιες μεταβλητές εισόδου και υπολογίζονται συγκεκριμένες μεταβλητές εξόδου. Στον **Πίνακα 5-4** φαίνονται οι μεταβλητές που ελήφθησαν για τις ανάγκες της συγκεκριμένης εργασίας καθώς και οι τιμές σύμφωνα με το μοντέλο του Lemort.

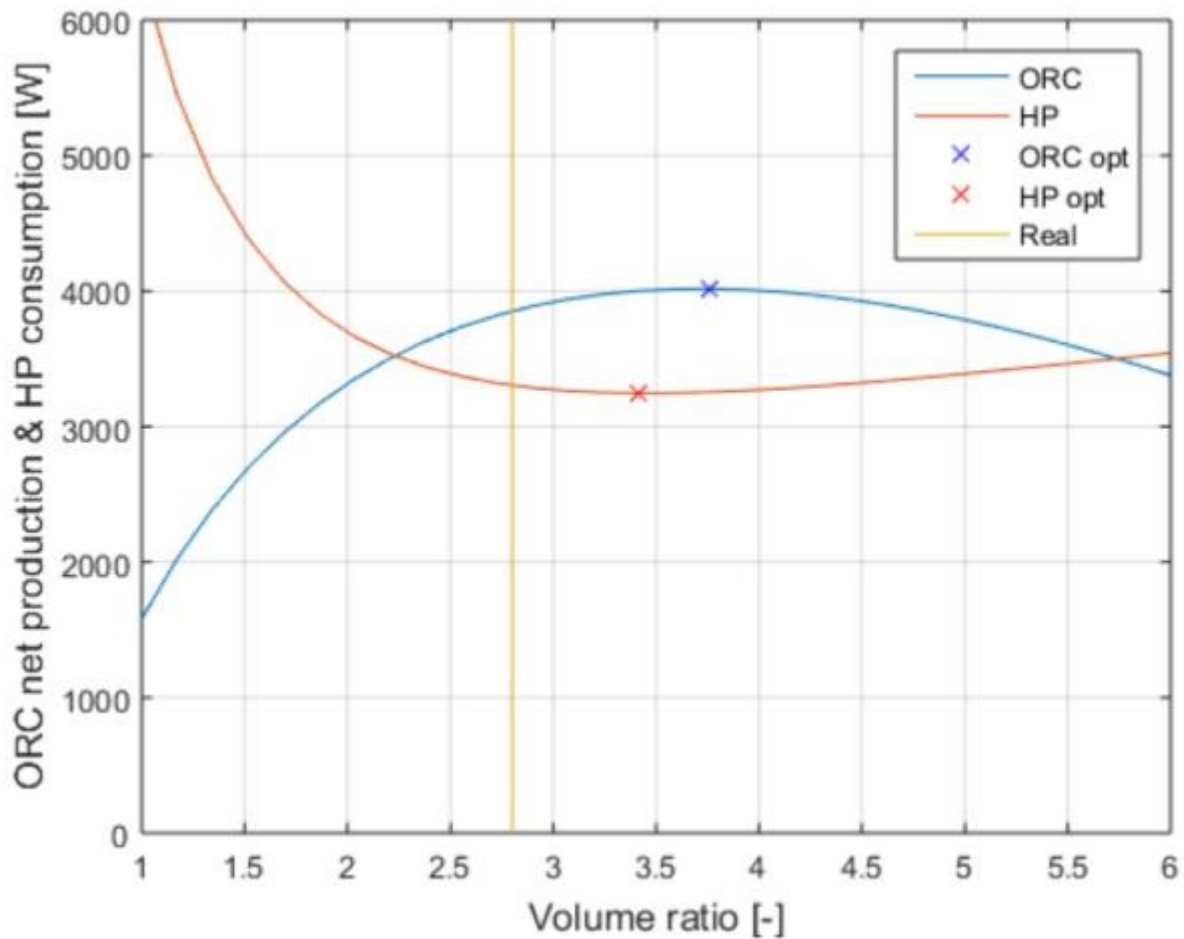
**Πίνακας 5-4: Μεταβλητές λειτουργίας και τιμές παραμέτρων εισόδου ημι-εμπειρικού μοντέλου εκτονωτή [73]**

ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ	ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΕΙΣΟΔΟΥ	ΤΙΜΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΜΟΝΤΕΛΟΥ	ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΕΞΟΔΟΥ
Παροχή μάζας ( $\dot{M}$ )	Ονομαστικός συντελεστής θερμότητας περιβάλλοντος ( $AU_{amb,n}$ )	6,4 ( $\frac{W}{K}$ )	Παραγόμενες ισχύεις ( $\dot{W}$ )
Πίεση εισόδου ( $P_{su}$ )	Ονομαστικός συντελεστής θερμότητας εισόδου ( $AU_{su,n}$ )	21,2 ( $\frac{W}{K}$ )	Θερμοκρασία εξόδου ( $T_{ex}$ )
Θερμοκρασία εισόδου ( $T_{su}$ )	Ονομαστικός συντελεστής θερμότητας εξόδου ( $AU_{ex,n}$ )	34,2 ( $\frac{W}{K}$ )	Στροφές εκτονωτή ( $N_{exp}$ )
Πίεση εξόδου ( $P_{ex}$ )	Ονομαστική ροπή μηχανικών απωλειών ( $T_{loss,n}$ )	0,47 (Nm)	
Θερμοκρασία περιβάλλοντος ( $T_{amb}$ )	Ονομαστικός ανηγμένος όγκος συμπιεστή ( $V_{s,n}$ )	36,54 ( $\frac{cm^3}{rev}$ )	
Λόγος όγκων ( $r_{v,in}$ )	Ονομαστικός λόγος όγκων ( $r_{v,in,n}$ )	4,05	
Ανηγμένος όγκος συμπιεστή ( $V_{s,exp}$ )	Ονομαστική παροχή μάζας ( $\dot{M}_n$ )	0,12 ( $\frac{Kg}{s}$ )	
	Ποσοστιαίος συντελεστής ( $\alpha$ )	0,01	
	Ονομαστικό εμβαδόν διατομής απωλειών ( $A_{leak,n}$ )	4,6 *10 <sup>-6</sup> (m <sup>2</sup> )	
	Ονομαστικό εμβαδόν διατομής εισόδου ( $A_{su,n}$ )	27,43 *10 <sup>-6</sup> (m <sup>2</sup> )	



Διάγραμμα 5-3 : Λειτουργία εκτονωτή απεικονιζόμενη σε διάγραμμα πίεσης- όγκου για συνθήκες (a) υπο-εκτόνωσης και (b) υπερ-εκτόνωσης





Διάγραμμα 5-4: Επιρροή της βελτιστοποίησης του λόγου όγκου

### 5.3 Μοντελοποίηση εναλλάκτη θερμότητας

Τόσο ο εξατμιστής όσο και ο συμπυκνωτής είναι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας στους οποίους το οργανικό μέσο αλλάζει φάση μεταξύ τριών κύριων καταστάσεων: ατμού, διφασικού και υγρού. Οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας μοντελοποιούνται μέσω των μεθόδων  $\epsilon$ -NTU (ή LMTD) για εναλλάκτες θερμότητας αντίθετης ροής. Υποδιαιρούνται σε 3 ζώνες, καθεμία από τις οποίες χαρακτηρίζεται από μια περιοχή μεταφοράς θερμότητας  $A$  και έναν συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $U$ . Κάθε συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $U$  υπολογίζεται λαμβάνοντας υπόψη δυο συναγωγές θερμότητας σε σειρά

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_f} + \frac{1}{U_{sf}} \quad (5-62)$$

Η αγώγιμη αντίσταση του τοίχου αμελείται καθώς είναι πολύ μικρή σε σύγκριση με αυτή της συναγωγής (περίπου  $5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ K/W}$  συγκριτικά με περίπου  $2,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ K/W}$  για μονοφασικά ρευστά). Η αντίστοιχη μεταφορά θερμότητας κάθε περιοχής προκύπτει με την επιβολή της συνολικής επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη θερμότητας.

$$A_l + A_{tp} + A_v = (N_p - 2) * L * W_i \quad (5-63)$$

όπου  $N_p$  είναι ο αριθμός των πλακών,  $L$  είναι το μήκος των πλακών μεταξύ των θυρών εισόδου και εξόδου και  $W_i$  το πλάτος της πλάκας μεταξύ των παρεμβυσμάτων. Οι εναλλάκτες θερμότητας που εξετάστηκαν στις εφαρμογές που μελετήθηκαν εμφανίζουν σχετικά χαμηλές πτώσεις πίεσης (συνήθως όχι περισσότερες από 200 mbar). Επομένως, για να διευκολυνθεί η σύγκλιση της διαδικασίας αριθμητικής επανάληψης, αυτές οι πτώσεις πίεσης αθροίζονται και συγκεντρώνονται σε μία μόνο πτώση πίεσης που βρίσκεται στη γραμμή ατμού.

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_l + \Delta p_{tp} + \Delta p_v \quad (5-64)$$

Η γραμμή ατμού επιλέγεται επειδή οι πτώσεις πίεσης στη ζώνη υγρής φάσης είναι σχετικά μικρές στους πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας. Στη μονοφασική κατάσταση, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και οι συντελεστές τριβής υπολογίζονται χρησιμοποιώντας τη συσχέτιση Thonon (Thonon, 1995). Αμελώντας την είσοδο, την πτώση πίεσης της πολλαπλής και της επιτάχυνσης, η πτώση πίεσης λόγω τριβής υπολογίζεται από την Εξίσωση

$$\Delta p = \frac{2 * f * v * G^2}{d_h} * L \quad (5-65)$$

όπου  $f$  ο παράγοντας τριβής Fanning,  $G$  η ταχύτητα της μάζας,  $d_h$  η υδραυλική διάμετρος (όπου  $d_h = 2 * d$  για πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας),  $v$  ο ειδικός όγκος και  $L$  το μήκος της πλάκας.

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας συμπύκνωσης και η πτώση πίεσης υπολογίζονται χρησιμοποιώντας τη συσχέτιση Kuo και ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας εξάτμισης υπολογίζεται με τη συσχέτιση Hsieh. Και οι δύο συσχετίσεις καθορίστηκαν στην περίπτωση ενός κατακόρυφου πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας που τροφοδοτείται με R134a. Στην περιοχή ροής δύο φάσεων, η μεταφορά θερμότητας και οι πτώσεις πίεσης εξαρτώνται από την ποιότητα των ατμών. Ωστόσο, σε αυτό το μοντέλο λαμβάνεται υπόψη ένας μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για λόγους απλότητας. Για το λόγο αυτό, οι σχέσεις μεταφοράς θερμότητας δύο φάσεων είναι συνάρτηση της ποιότητας του ατμού.

$$\bar{h}_{tp} = \int_0^1 h_{tp} dx \quad (5-66)$$

Όπου  $x$  η ποιότητα του ατμού. Η πτώση πίεσης στην περιοχή ροής του διφασικού μέσου εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την ποιότητα των ατμών. Γενικά, εκφράζεται από την εξίσωση

$$\frac{\Delta P_{tp}}{dL} = \frac{2 * f_{tp} * \bar{v} * G^2}{D_h} \quad (5-67)$$

Ο συντελεστής τριβής Fanning εξαρτάται από την ποιότητα των ατμών και  $\bar{v} = x * v_g + (1 - x) * v_l$  με την υπόθεση ότι έχουμε ομογενή διφασική ροή). Έτσι, η συνολική πτώση πίεσης με την ολοκλήρωση της

τελευταίας σχέσης στο μήκος το εναλλάκτη και με την υπόθεση ότι η ποιότητα του ατμού εξελίσσεται γραμμικά στον εναλλάκτη θερμότητας κατά μήκος της αξονικής συντεταγμένης.

$$\Delta p_{tp} = \int_0^1 \frac{2 * f_{tp} \bar{v} * G^2}{D_h} dx * L \quad (5-68)$$

Στη λειτουργία ταξινόμησης μεγέθους, επιβάλλονται οι συνθήκες εισόδου, το σημείο διαχωρισμού και η πτώση πίεσης. Το μοντέλο υπολογίζει την απαιτούμενη περιοχή ανταλλαγής θερμότητας και την περιοχή διατομής για να πληρούνται αυτές οι προϋποθέσεις (συνολικό πλάτος  $(N_p - 2) * W$ ).

Στη λειτουργία προσομοίωσης, επιβάλλεται η γεωμετρία του εναλλάκτη θερμότητας ( $N_p$  και  $W$ ), οι συνθήκες εισόδου και το μοντέλο υπολογίζει εκ νέου τις συνθήκες εξόδου.

## 5.4 Μοντελοποίηση αντλίας

Η ογκομετρική αντλία μοντελοποιείται χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο σταθερών παραμέτρων. Η ισεντροπική απόδοση ορίζεται σε 0,5 και η ογκομετρική απόδοση ορίζεται σε 1,0. Η εξίσωση

$$\epsilon_{pp,s} = \frac{\dot{m}(h_{pp,ex,is} - h_{pp,su})}{W_{el}} \quad (5-69)$$

Επιτρέπει τον υπολογισμό της ηλεκτρικής κατανάλωσης της αντλίας σε μερικό φορτίο, ενώ η εξίσωση

$$\epsilon_{pp,vol} = \frac{\dot{V}_{pp,su}}{S_{pp} * V_{pp,s}} \quad (5-70)$$

επιτρέπει τη διαστασιολόγηση της αντλίας από την άποψη του όγκου σάρωσης.

Υπό την υπόθεση μιας αδιαβάτικης αντλίας η ενθαλπία καυσαερίων δίνεται από την εξίσωση

$$h_{ex,pp} = h_{su,pp} + \frac{\dot{W}_{pp,mec}}{\dot{m}_{wf}} \quad (5-71)$$

## 5.5 Μοντελοποίηση ηλιακής στέγης

Η θερμική ενέργεια από την ηλιακή στέγη που αποτελεί και το συλλέκτη μας (Εικόνα 3.3) προσομοιώνεται με 3 εισόδους: τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, τη θερμοκρασία του υγρού μεταφοράς θερμότητας, την ηλιακή ακτινοβολία και την επιφάνεια του συλλέκτη. Βασική τιμή για την επιφάνεια του συλλέκτη θεωρήθηκαν τα  $100 \text{ m}^2$ , ενώ για τους σκοπούς της εργασίας μελετήθηκε παραμετρικά η επίδραση της αύξησης της στους λειτουργικούς δείκτες της εγκατάστασης. Επιπλέον, η θερμοκρασία περιβάλλοντος και η ηλιακή ακτινοβολία ελήφθησαν με βάση στατιστικά στοιχεία σχετικά με τη μηνιαία διακύμανσή τους σε βάθος ενός έτους. Επίσης, θεωρήθηκε σχετική μεταβολή αναφορικά με τη θερμοκρασία προσαγωγής και

επιστροφής από το συλλέκτη με βάση στοιχεία της ανοιχτής βιβλιογραφίας, από τα οποία υπολογίστηκε η μέση θερμοκρασιακή διαφορά προσαγωγής/ επιστροφής από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος ( $\Delta t_{abs}$ ). Ως εκ τούτου, η παραγόμενη θερμότητα στον ηλιακό συλλέκτη εκτιμήθηκε με βάση την ακόλουθη σχέση βασιζόμενη σε πειραματικές μετρήσεις [51], ενώ αντίστοιχα εκτιμήθηκε και ο βαθμός απόδοσης του συλλέκτη ως το πηλίκο της παραγόμενης θερμότητας προς αυτή της ηλιακής ακτινοβολίας, λαμβάνοντας υπόψη και την οπτική απόδοση του συλλέκτη. Αυτή η έκφραση βασίζεται σε δεδομένα πραγματικής απόδοσης για αυτόν τον τύπο απορροφητή. Η απόδοση του συλλέκτη επιτυγχάνεται με την προσαρμογή μιας γραμμικής καμπύλης στα δεδομένα που παρέχονται από τον κατασκευαστή. Εκφράζεται με τις παρακάτω εξισώσεις

$$\dot{Q}_{abs} = A_{abs} * (-26.2 - 1.22 * t_{amb} - 1.783 * \Delta t_{abs} + 0.9034 * I) \quad (5-72)$$

$$\Delta t_{abs} = \frac{T_{abs,in} + T_{abs,out}}{2} - T_{amb} \quad (5-73)$$

$$n_{overall,abs} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{A_{abs} * I} * n_{glazing} \quad (5-74)$$

Όπου  $\dot{Q}_{abs}$  είναι η αναρροφούμενη θερμική ισχύς,  $A_{abs}$  είναι η συνολική επιφάνεια απορρόφησης ( $100 \text{ m}^2$ ),  $n_{glazing}$  είναι η οπτική απόδοση (θεωρείται 88%),  $t_{amb}$  η θερμοκρασία περιβάλλοντος,  $I$  η τρέχουσα ηλιακή ακτινοβολία σε  $\text{W/m}^2$ , και  $\Delta t_{abs}$  η διαφορά μεταξύ της μέσης θερμοκρασίας του ρευστού μεταφοράς θερμότητας εντός του συλλέκτη και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

## 5.6 Αποθήκευση και ζήτηση

Για την απλούστευση του προβλήματος, η ζήτηση θερμότητας θεωρείται ως εισροή για κάθε μήνα του έτους και η αποθήκευση θερμότητας μαζί με το σύστημα ελέγχου της, μοντελοποιούνται με συνεχείς απώλειες αποθήκευσης. Η συνολική (μηνιαία) ζήτηση θερμότητας (θέρμανση χώρου, ζεστό νερό οικιακής χρήσης και θερμικές απώλειες περιβάλλοντος αποθήκευσης) πρέπει να καλύπτεται με έναν ή συνδυασμό και των δύο τρόπων θέρμανσης: λειτουργία άμεσης θέρμανσης και αντλίας θερμότητας.

Οι θερμικές απώλειες αποθήκευσης αξιολογούνται σε  $[\text{Wh}/\text{ημέρα}]$  σε σχέση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, χρησιμοποιώντας τη σχέση από τους Kreider et al. [74].

$$Q_{sto} = V_{sto} * 4.2 * V_{sto}^{-0.53} * (t_{sto} - t_{amb}) \quad (5-75)$$

Όπου  $V_{sto}$ , είναι ο όγκος αποθήκευσης σε λίτρα,  $t_{sto} = 55^\circ$  είναι η θερμοκρασία αποθήκευσης,  $t_{amb}$  είναι η μηνιαία μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος και είναι σταθερή, ανάλογα με τον όγκο αποθήκευσης. Για την παρούσα εργασία, θεωρείται μεγάλος όγκος αποθήκευσης  $1000$  λίτρων. Η υπερδιαστασιολόγηση του όγκου

αποθήκευσης είναι απαραίτητη για να εκπληρωθεί η υπόθεση της ιδανικής εναλλαγής μεταξύ των διαφορετικών τρόπων λειτουργίας.

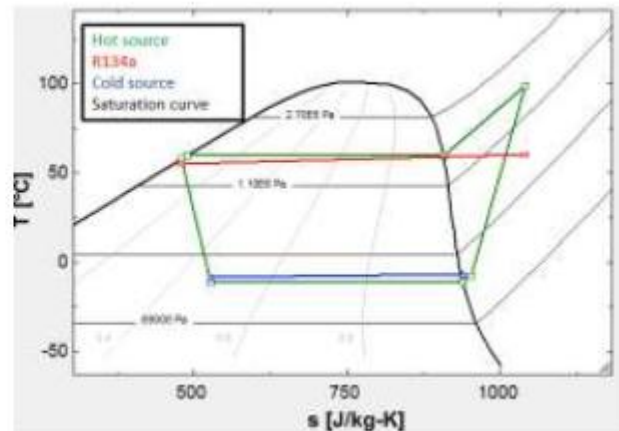
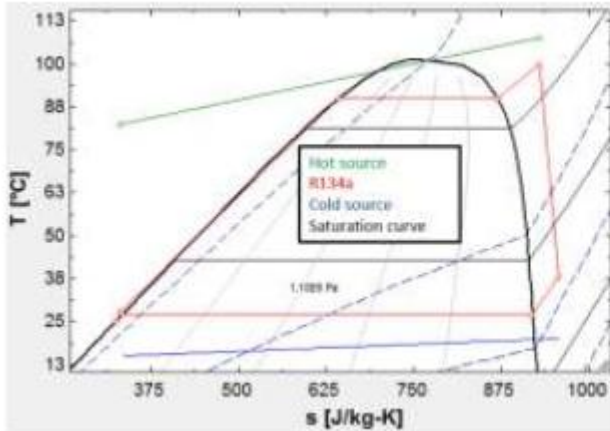
## 5.7 Σύστημα αντιστροφής αντλίας θερμότητας – ORC

Το μοντέλο έχει κατασκευαστεί ώστε επιβάλλοντας τις συνθήκες λειτουργίας (**Πίνακας 3-3**) να υπολογίζεται εκ νέου η σωστή γεωμετρία του συστήματος. Από τις ονομαστικές συνθήκες, είναι δυνατό να αξιολογηθεί η απόδοση της λειτουργίας ORC και αντλίας θερμότητας για ένα δεδομένο ρευστό και μέγεθος εκτονωτή (αντίστοιχα R134a και 98,04 cm<sup>3</sup> σε αυτή την εργασία) όπως παρουσιάζεται στον **Πίνακας 5-5**. Το Διάγραμμα 5-5 δείχνει το διάγραμμα Ts και για τους δύο τρόπους λειτουργίας στο ονομαστικό σημείο.

**Πίνακας 5-5: Ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας**

ΟΡΓΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE		
Ελάχιστη απαιτούμενη ηλιακή ακτινοβολία	$I$ [W/m <sup>2</sup> ]	660,5
Ρυθμός ροής νερού γλυκόλης	$\dot{V}_{gw}$ [l/min]	0,2567
Θερμοκρασία απορροφητή	$T_{abs}$ [°C]	82,5/ 107,5
Θερμική ισχύς απορροφητή	$\dot{Q}_{abs}$ [kW]	62,3
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	$t_{cd}$ [°C]	27,2
Ρυθμός ροής νερού ψύξης	$\dot{V}_w$ [l/s]	3,067

Κατανάλωση ισχύος αντλίας	$\dot{W}_{pp}$ [kWe]	1,252	
Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας	$\dot{W}_{net}$ [kWe]	4,733	
Απόδοση πρώτου θερμοδυναμικού νόμου	$n_{ORC}$ [%]	7,6	
Ονομαστική απόδοση εκτονωτή	$\varepsilon_{exp,is}$ [%]	68	
Ονομαστική απόδοση απορροφητή	$n_{abs}$ [%]	55,31	
<b>ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ</b>			
Ελάχιστη απαιτούμενη ηλιακή ακτινοβολία	$I$ [W/m <sup>2</sup> ]	47,3	157,2
Θερμοκρασία απορροφητή	$t_{abs}$ [°C]	-8,5/ -6,7	15,9/ 21,3
Θερμική ισχύς μέσω απορροφητή	$\dot{Q}_{abs}$ [kW]	4,5	13,2
Ρυθμός ροής νερού ψύξης	$\dot{M}_w$ [kg/s]	0,40	0,66
Ρυθμός ροής ψυκτικού μέσου	$\dot{M}_{ref}$ [kg/s]	0,041	0,104
Κατανάλωση συμπιεστή	$\dot{W}_{cmp}$ [kWe]	3,2	4,1
Θερμική ισχύς	$\dot{Q}_{cd}$ [kWe]	7,7	17,3
COP	COP [-]	2,4	4,2

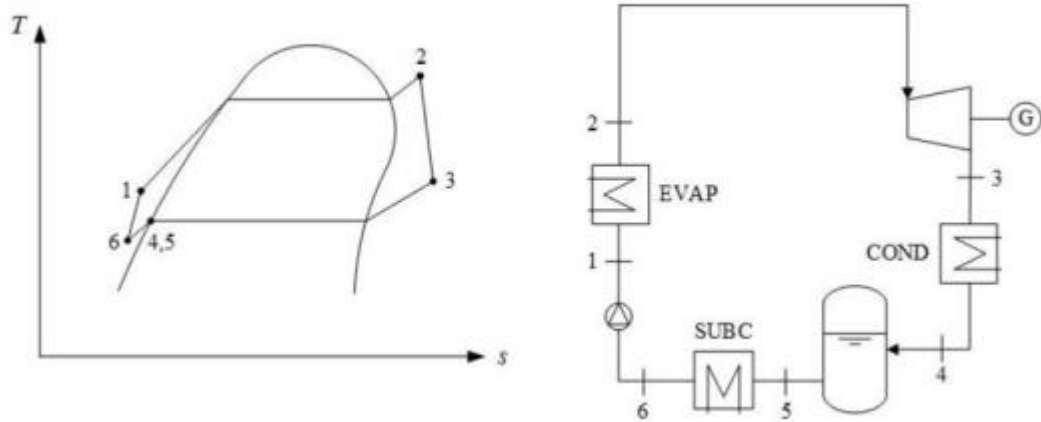


**Διάγραμμα 5-5: Διάγραμμα T-s στις ονομαστικές συνθήκες για ORC αριστερά και αντλία θερμότητας δεξιά**

Για την εκτέλεση μιας ετήσιας προσομοίωσης, η απόδοση της μονάδας ORC/HP πρέπει να υπολογιστεί για ένα ευρύ φάσμα συνθηκών λειτουργίας. Για τον υπολογισμό της απόδοσης μερικού φορτίου, το παραπάνω μοντέλο μετατρέπεται σε μοντέλο προσομοίωσης επιβάλλοντας τις «βελτιστοποιημένες γεωμετρικές παραμέτρους» από το ονομαστικό σημείο.

### 5.7.1 Λειτουργία ORC

Στην παρακάτω Εικόνα 5.4 φαίνονται το διάγραμμα με την αρίθμηση που θα χρησιμοποιηθεί και ένα σκαρίφημα του κυκλώματος ORC.



Εικόνα 5.4: Διάγραμμα T-s [δεξιά], απεικόνιση κυκλώματος ORC [αριστερά] [69]

Οπότε μπορούμε να γράψουμε τις εξισώσεις που χαρακτηρίζουν τις μεταβολές του κύκλου ORC.

- Ατμοποιητής – Μεταβολή 1-2

Θεωρείται ισόθλιπτη μεταβολή και με την εφαρμογή ισοζυγίου ενέργειας στα δυο ρεύματα προκύπτει

$$\dot{m} * (h_2 - h_1) = \dot{m}_h * \Delta h_{evap} \quad (5-76)$$

με  $\dot{m}$  την παροχή μάζας του οργανικού ρευστού,  $\dot{m}_h$  την παροχή μάζας νερού στον ατμοποιητή και  $\Delta h_{evap}$  τη μείωση της ειδικής ενθαλπίας λόγω ψύξης το νερό του ατμοποιητή.

- Εκτονωτής – Μεταβολή 2-3

Έχοντας υποθέσει σπειροειδή εκτονωτή και μη ισεντροπική μεταβολή, θεωρούμε ως εξόδους του μοντέλου τη θερμοκρασία  $T_{ex}$  στη θέση 3, τις στροφές περιστροφής του εκτονωτή  $N_{exp}$  και το έργο εκτόνωσης  $W_{exp}$ , οι οποίες υπολογίζονται συναρτήσει των εισόδων που δίνουμε δηλαδή την πίεση  $P_{su}$  και τη θερμοκρασία εισόδου  $T_{su}$  στη θέση 2, την πίεση εξόδου  $P_{ex}$  στη θέση 3 και την παροχή  $\dot{M}$

$$(T_{exp}, N_{exp}, W_{exp}) = f(P_{su}, T_{su}, P_{ex}, \dot{M}) \quad (5-77)$$

- Συμπυκνωτής- Μεταβολή 3-4

Θεωρούμε ότι η μεταβολή είναι ισόθλιπτη και ότι λαμβάνουμε κορεσμένο υγρό στην έξοδο του συμπυκνωτή.

$$\dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m}_c * \Delta h_{cond} \quad (5-78)$$



με  $\dot{m}_c$  την παροχή μάζας στο συμπυκνωτή και  $\Delta h_{cond}$  την αύξηση της ειδικής ενθαλπίας του νερού του συμπυκνωτή λόγω θέρμανσης.

- Τροφοδοτικό δοχείο – Μεταβολή 4-5

Η παροχή του κορεσμένου υγρού που λαμβάνεται στην έξοδο είναι ίση με αυτή στην είσοδο.

- Εναλλάκτης θερμότητας – Μεταβολή 5-6

Για ισόθλιπτη μεταβολή και μηδενικές απώλειες στο περιβάλλον το ισοζύγιο ενέργειας προκύπτει ως

$$\dot{m}(h_5 - h_6) = \dot{m}_{sbc} * \Delta h_{sbc} \quad (5-79)$$

- Τροφοδοτική αντλία – Μεταβολή 6-1

Θεωρείται ως μη ισεντροπική μεταβολή οπότε ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης είναι

$$n_{is,p} = \frac{h_{1,is} - h_6}{h_1 - h_6} \quad (5-80)$$

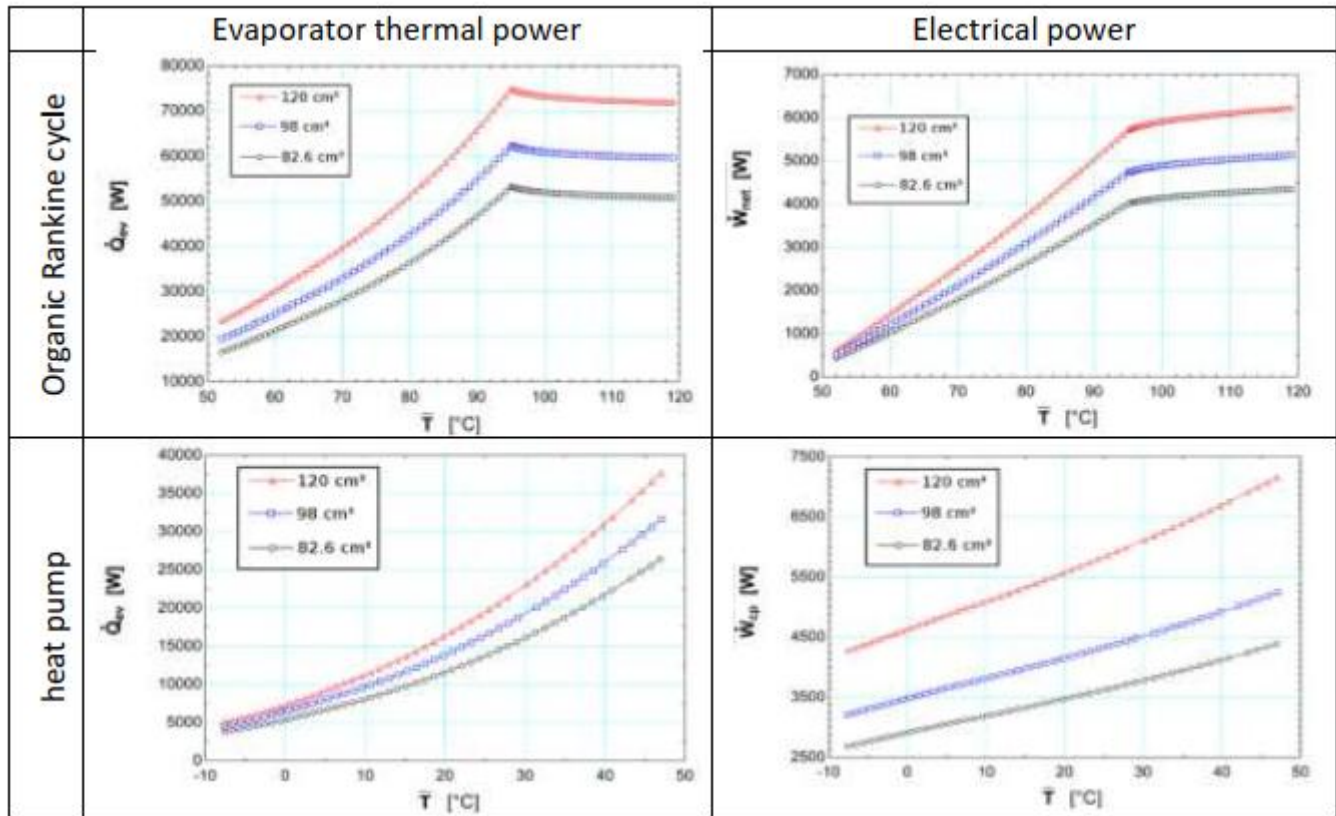
Με το σημείο 1,is να είναι η έξοδος της αντλίας αν είχαμε ισεντροπική μεταβολή.

Για τη θεωρητική υδραυλική ισχύ έχουμε:

$$\dot{W}_{th,p} = \dot{V}_6 * \Delta P_{th} \quad (5-81)$$

με  $\dot{V}_6$  την παροχή όγκου στην είσοδο της αντλίας, η οποία αν θεωρηθεί η ροή ασυμπίεστη ισούται με την παροχή όγκο στην έξοδο της αντλίας και διαφορά πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου της αντλίας είναι

$$\Delta P_{th} = P_1 - P_6 \quad (5-82)$$



Εικόνα 5.5: Θερμική και ηλεκτρική ισχύς εξατμιστή ως συνάρτηση της μέσης θερμοκρασίας απορρόφησης για την αντλία θερμότητας και τον οργανικό κύκλο Rankine.

### 5.7.2 Λειτουργία αντλίας θερμότητας

Για τις μεταβολές του κύκλου αντλίας θερμότητας έχουμε τα εξής:

- Συμπιεστής – Μεταβολή 1-2

Θεωρείται μη ισεντροπική

$$(T_{ex}, N_{exp}, \dot{W}_{comp}) = f(P_{su}, T_{su}, P_{ex}, \dot{M}) \quad (5-83)$$

με  $T_{ex}$  τη θερμοκρασία στη θέση 2,  $\dot{W}_{comp}$  το έργο συμπίεσης, πίεση εισόδου  $P_{su}$ , θερμοκρασία εισόδου  $T_{su}$ , πίεση εξόδου  $P_{ex}$  και παροχή  $\dot{M}$ .

- Συμπυκνωτής – Μεταβολή 2-3

Εδώ θεωρούμε τη μεταβολή ισόθλιπτη οπότε και το ισοζύγιο ενέργειας προκύπτει ως:

$$\dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m}_c * \Delta h_{cond} \quad (5-84)$$

με  $\Delta h_{cond}$  την αύξηση της ειδικής ενθαλπίας του νερού και  $\dot{m}_c$  τη μάζα νερού του συμπυκνωτή.

- Εκτονωτική βαλβίδα- Μεταβολή 3-4

Η μεταβολή γίνεται ισενθαλπικά οπότε:

$$h_4 = h_3 \quad (5-85)$$

- Ατμοποιητής – Μεταβολή 4-1

Θεωρούμε ισόθλιπη μεταβολή και με το ισοζύγιο ενέργειας προκύπτει

$$\dot{m}(h_1 - h_4) = \dot{m}_h * \Delta h_{evap} \quad (5-86)$$

με  $\Delta h_{evap}$  τη μείωση της ειδικής ενθαλπίας τη μείωση του νερού του ατμοποιητή.

Κλείνοντας, μπορούμε να ορίσουμε το συντελεστή συμπεριφοράς (COP: Coefficient of Performance) των κύκλων, ως το πηλίκο της μεταφερόμενης θερμότητας προς το καταναλισκόμενο έργο

$$COP = \frac{Q_u}{W_{comp}} \quad (5-87)$$

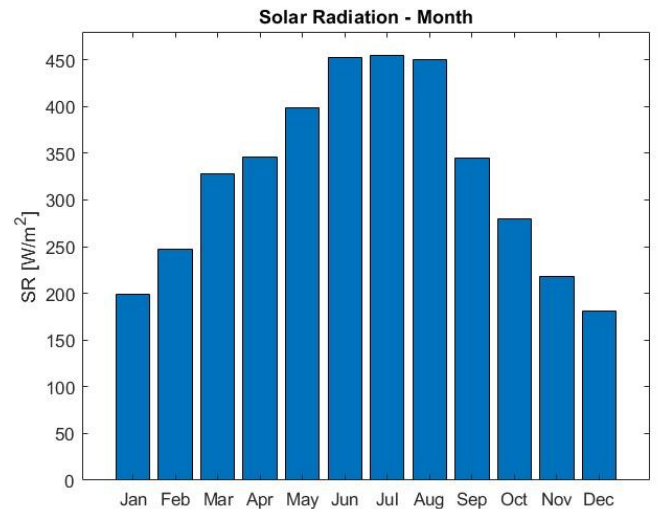
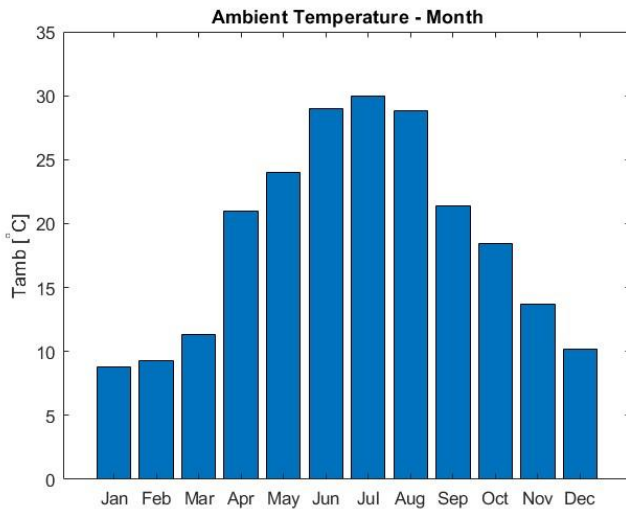
και συγκρίνεται με τον αντίστοιχο του κύκλου Carnot

$$COP_{carnot} = \frac{T_2}{T_2 - T_4} \quad (5-88)$$

## 6. Συνολική λειτουργία συστήματος και ανάλυση αποτελεσμάτων

### 6.1 Συνολική Διαμόρφωση Συστήματος

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω το σύστημα αποτελείται από το ηλιακό κύκλωμα και το σύστημα αντλίας θερμότητας με αντιστροφή ORC. Ο ηλιακός συλλέκτης είναι η πηγή θερμότητας του κυκλώματος και παρέχει θερμότητα στον ατμοποιητή ο οποίος τροφοδοτεί το κύκλωμα ORC. Στη συνέχεια και ανάλογα των περιπτώσεων που έχουν διακριθεί αποφασίζεται αν θα παραχθεί ηλεκτρική ενέργεια, θερμότητα, ψύξη, ΖΝΧ. Λαμβάνουμε υπόψη την ωριαία διακύμανση της θερμοκρασίας και ηλιακής ακτινοβολίας για περίοδο ενός έτους.



Διάγραμμα 6-1: Μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος ανά μήνα

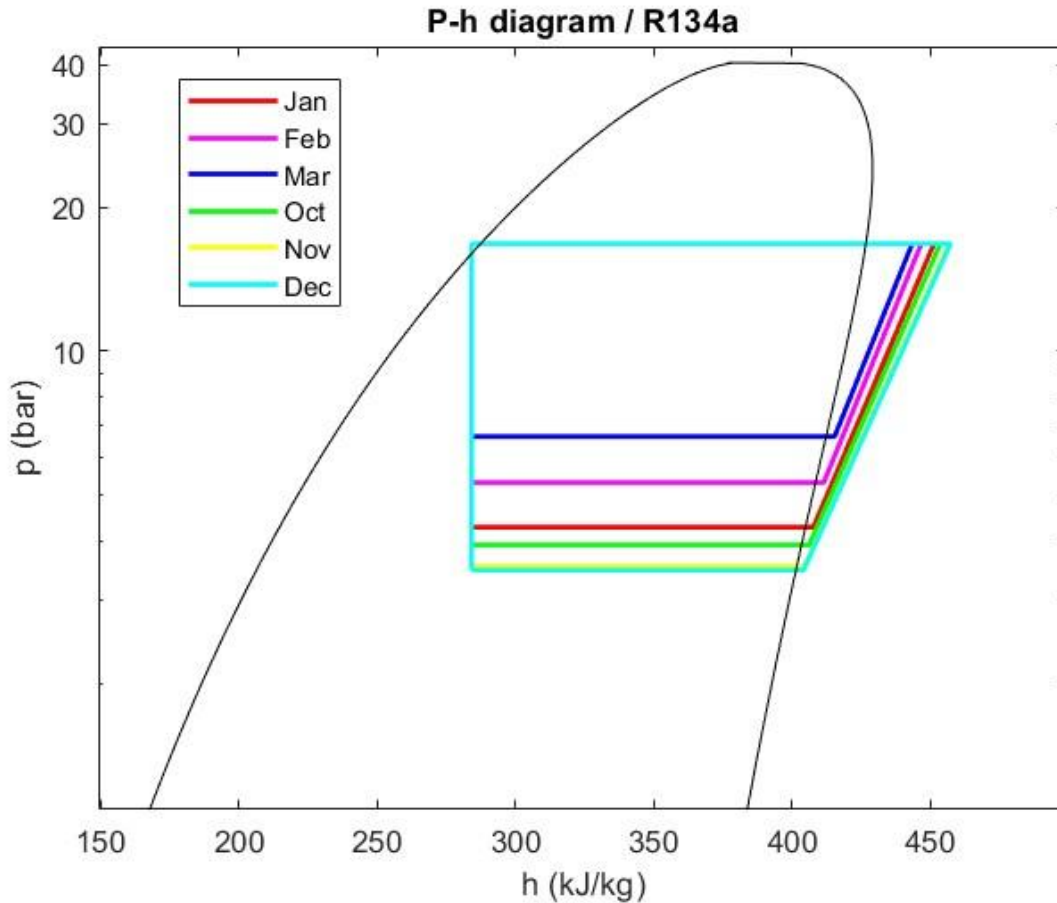
Διάγραμμα 6-2: Ηλιακή ακτινοβολία ανά μήνα

Θεωρούμε ότι λειτουργεί η αντλία θερμότητας και τους μήνες Ιανουάριο, Φεβρουάριο, Μάρτιο, Οκτώβριο, Νοέμβριο, Δεκέμβριο και το σύστημα ORC τους μήνες Απρίλιο, Μάιο, Ιούνιο, Ιούλιο, Αύγουστο, Σεπτέμβριο. Με χρήση του προγράμματος Matlab εξάγουμε τα παρακάτω αποτελέσματα.

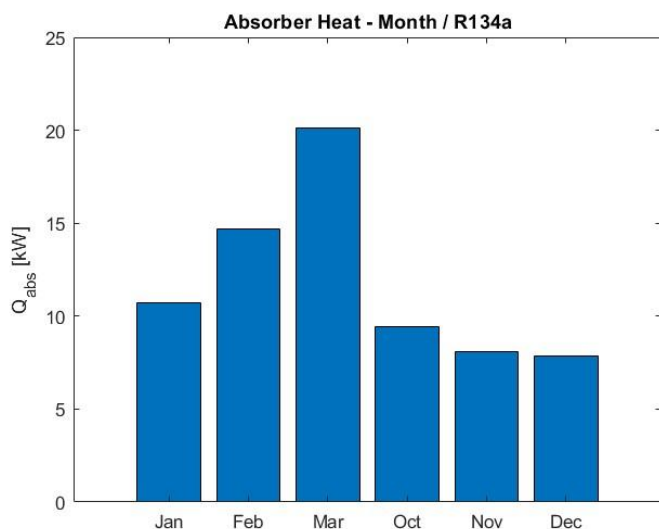
#### 6.1.1 Αντλία θερμότητας

Για τον κύκλο της αντλίας θερμότητας, το **Διάγραμμα 6-3** απεικονίζει το θερμικό κύκλο P-h για τους μήνες λειτουργίας. Για κάθε μήνα θεωρήθηκε σταθερή πίεση συμπύκνωσης ενώ η πίεση λειτουργίας του ατμοποιητή κυμαίνεται ανάλογα με τη θερμότητα ατμοποίησης που καθορίζεται από τον ηλιακό συλλέκτη. Ως εκ τούτου οι μήνες Μαρτίου και Φεβρουαρίου οι οποίοι είναι οι πιο θερμοί και υψηλότερης

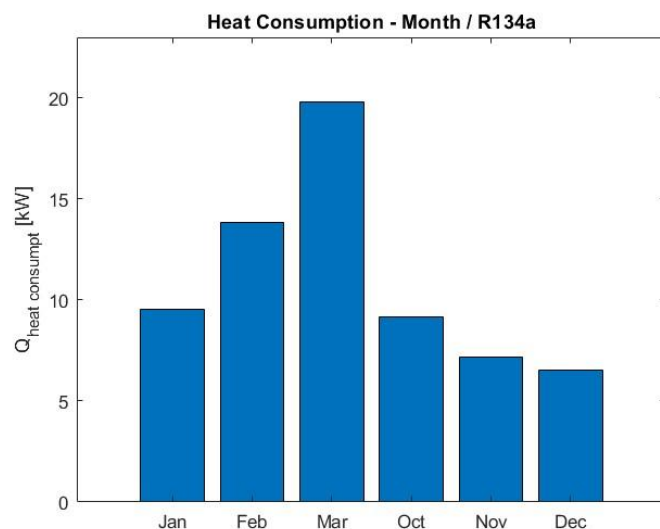
ακτινοβολίας μήνες λειτουργίας του κύκλου αντλίας θερμότητας, απέδωσαν την υψηλότερη θερμότητα στον ηλιακό συλλέκτη γεγονός που οδήγησε σε υψηλότερη πίεση ατμοποίησης. Αντίθετα, οι μήνες Νοεμβρίου και Δεκεμβρίου, λόγω χαμηλότερης θερμότητας συλλέκτη απέδωσαν χαμηλότερη πίεση ατμοποίησης και άρα υψηλότερο βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης.



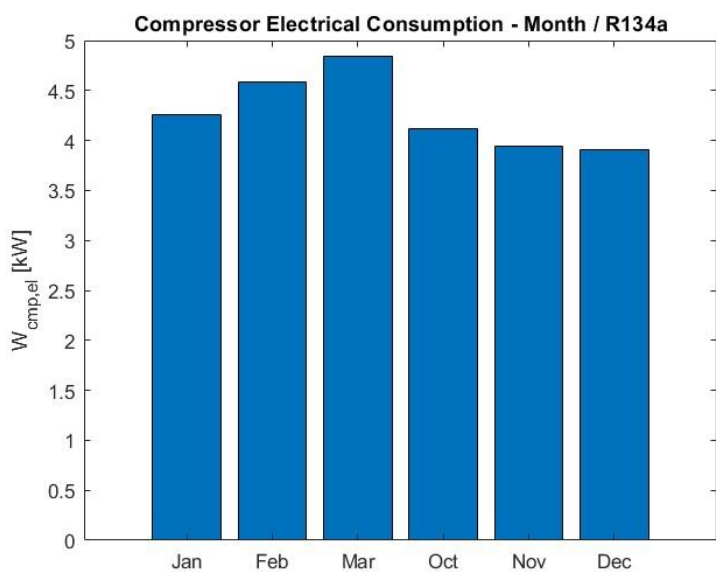
Διάγραμμα 6-3: Διάγραμμα p-h για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a



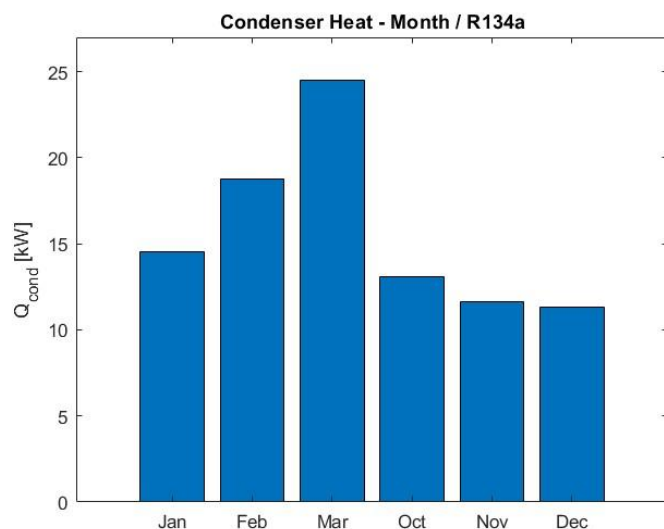
Διάγραμμα 6-4: Απορροφούμενη ενέργεια ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a



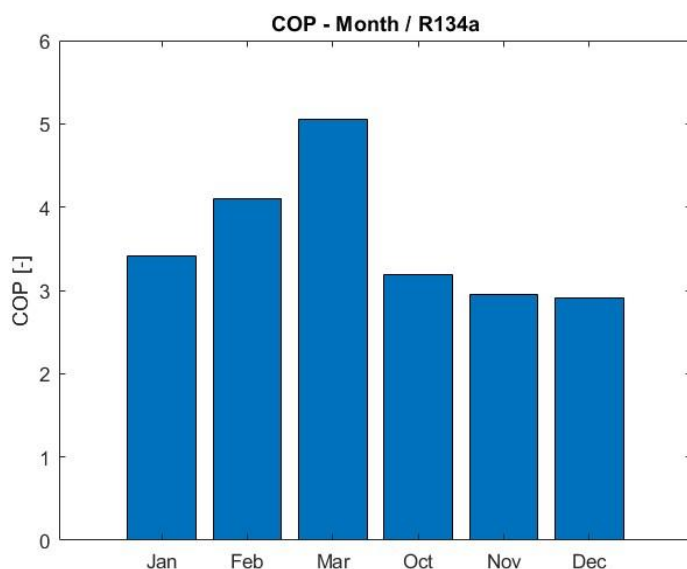
Διάγραμμα 6-5: Κατανάλωση θερμότητας ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a



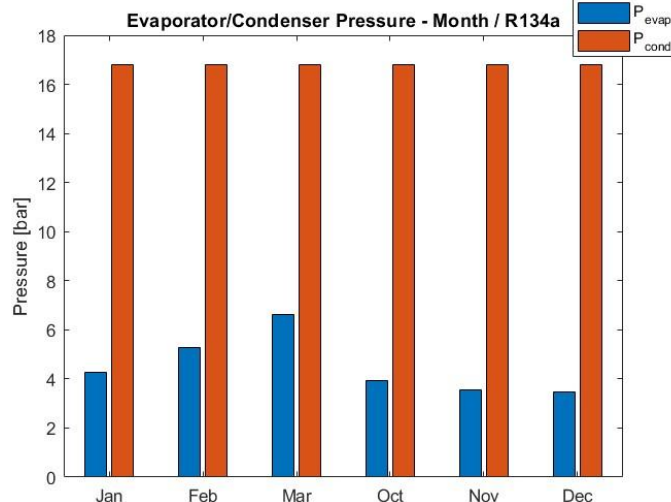
Διάγραμμα 6-6: Ηλεκτρική κατανάλωση συμπιεστή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a



Διάγραμμα 6-7: Θερμότητα συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a



**Διάγραμμα 6-8: Συντελεστής συμπεριφοράς COP ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a**

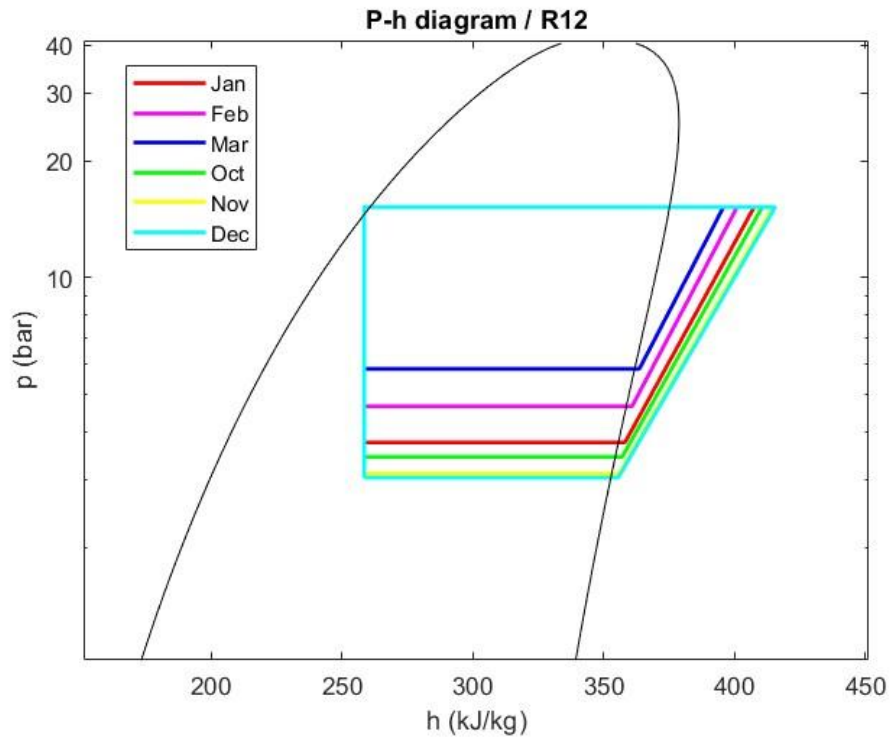


**Διάγραμμα 6-9: Σύγκριση πιέσεων εξατμιστή-συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a**

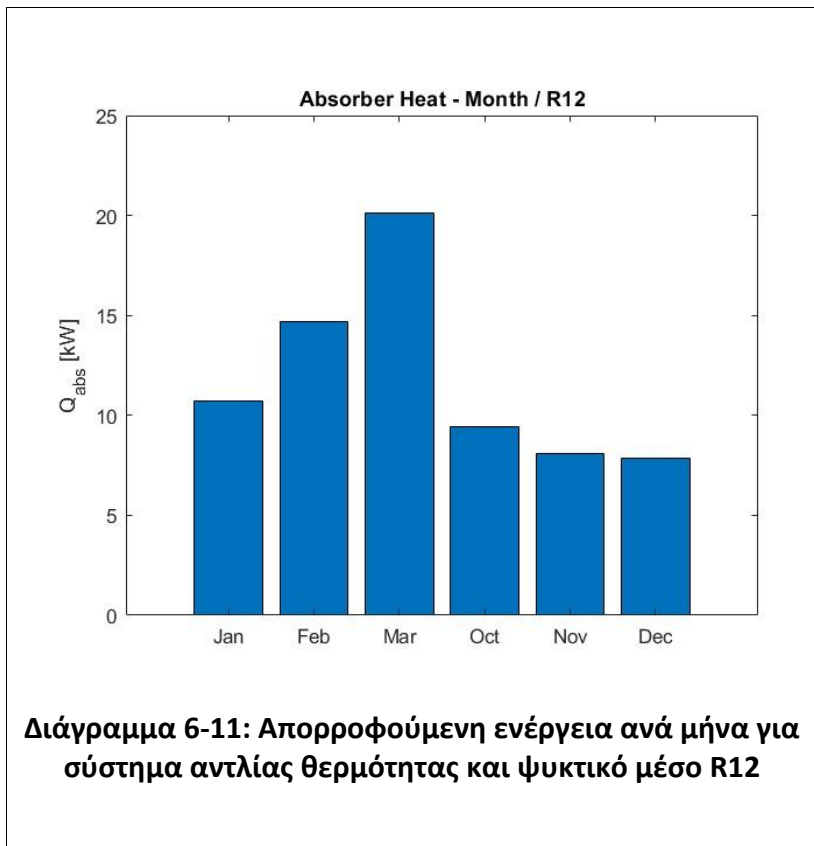
Αναφορικά με τη διαθέσιμη θερμική απαίτηση, αυτή καθορίζεται από το απορριπτόμενο ποσό θερμότητας από το συμπυκνωτή και την αποθηκευόμενη για χρήση θερμότητα η οποία λαμβάνεται σταθερή και αξιοποιείται για τη διατήρηση ζεστού νερού χρήσης 55 °C. Επομένως, η διαθέσιμη θερμική απαίτηση καθορίζεται από την απορριπτόμενη θερμότητα του συμπυκνωτή, η οποία τους πιο ζεστούς μήνες λειτουργίας του κύκλου αντλίας θερμότητας είναι υψηλότερη, λόγω αύξησης παροχής εφόσον ο συμπιεστής εργαζόταν σε μικρότερο λόγο πίεσης. Ως εκ τούτου, αυξάνεται και η ηλεκτρική κατανάλωση του συμπιεστή τους αντίστοιχους μήνες φτάνοντας μέχρι 4,8 kW το μήνα Μάρτιο. Ωστόσο, η διατήρηση σταθερής πίεσης συμπύκνωσης στον κύκλο, ανέδειξε ισχυρότερη επίδραση της θερμότητας ατμοποίησης στην απορριπτόμενη θερμότητα του συμπυκνωτή, γεγονός που οδήγησε στη μεγαλύτερη διακύμανση της κατά τους μήνες λειτουργίας σε αντίθεση με αυτή της ηλεκτρικής κατανάλωσης η οποία διακυμάνθηκε στο εύρος 4-5 kW. Τέλος, ο συντελεστής συμπεριφοράς ακολούθησε αντίστοιχη μεταβολή κατά τους μήνες λειτουργίας, εμφανίζοντας τη μέγιστη τιμή του κατά το θερμότερο μήνα Μάρτιο φτάνοντας την τιμή 5, ενώ τους ψυχρότερους μήνες ήταν μειωμένος κατά 40%.

Συγκριτικά μπορούμε να δούμε και τα αποτελέσματα αν είχαμε για εργαζόμενο μέσο το ψυκτικό R12 το οποίο καταργήθηκε για περιβαλλοντικούς λόγους και αντικαταστάθηκε από το R134a.

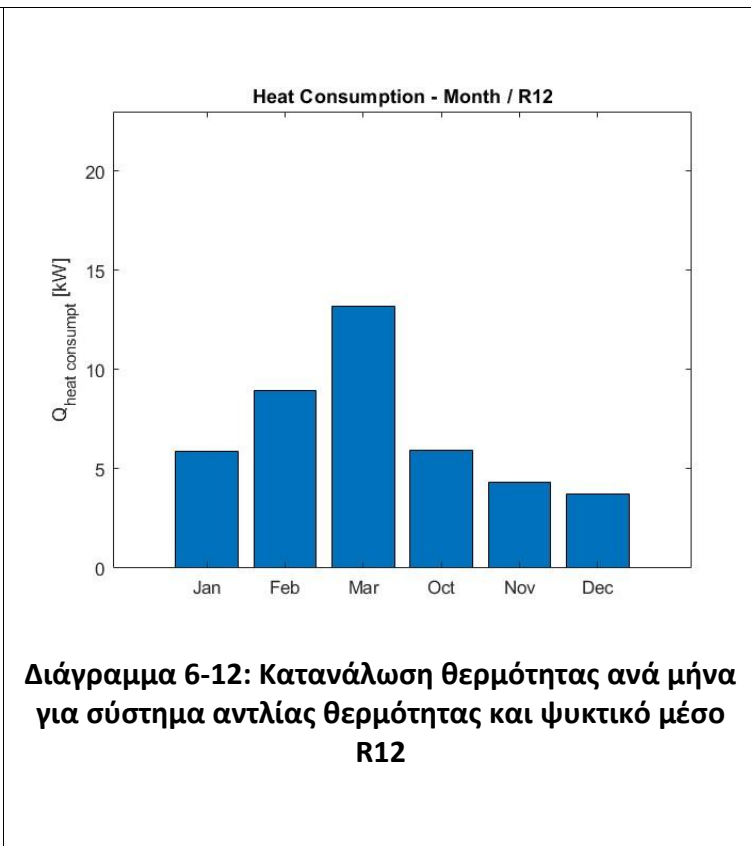




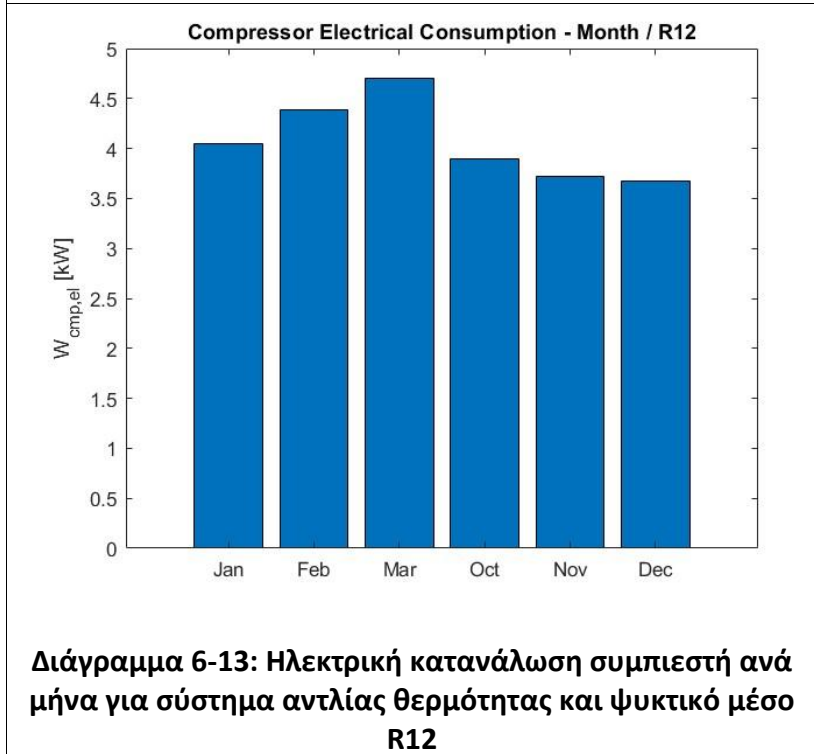
Διάγραμμα 6-10: Διάγραμμα  $p$ - $h$  για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12



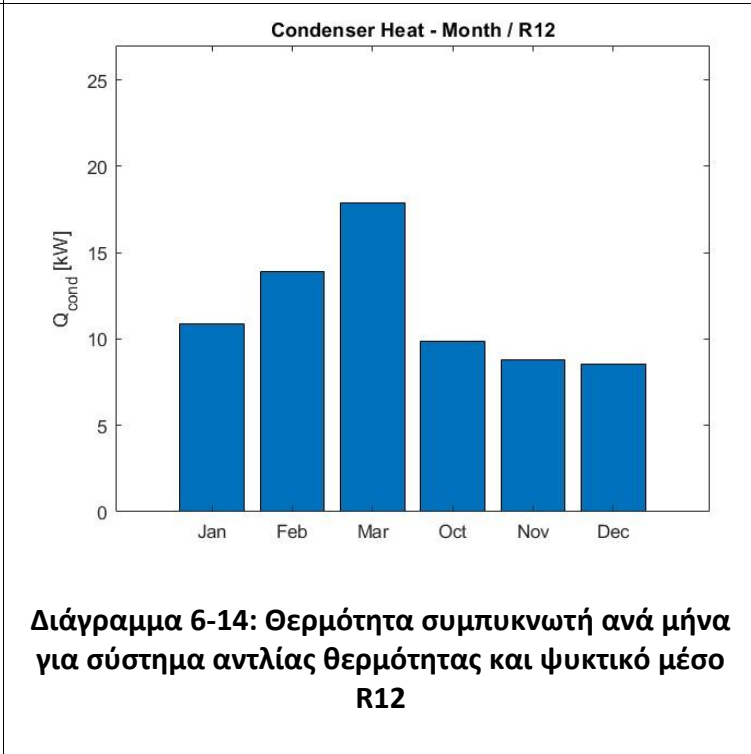
Διάγραμμα 6-11: Απορροφούμενη ενέργεια ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12



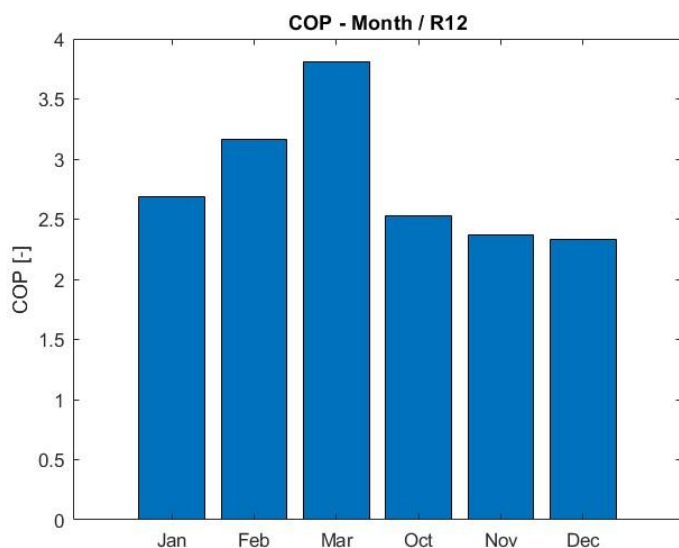
Διάγραμμα 6-12: Κατανάλωση θερμότητας ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12



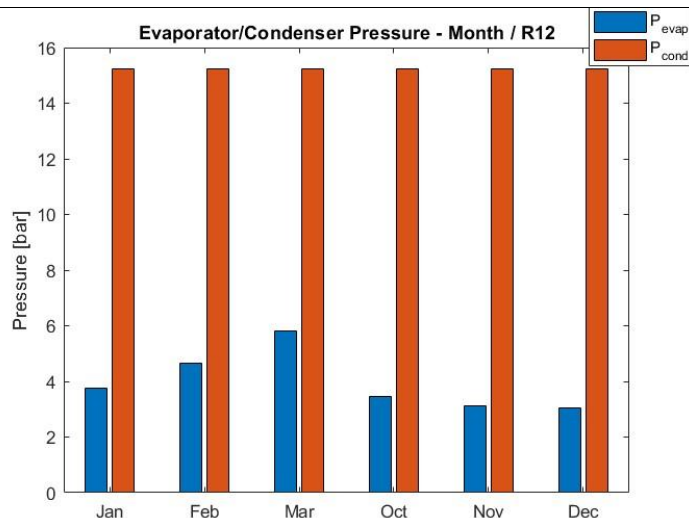
Διάγραμμα 6-13: Ηλεκτρική κατανάλωση συμπιεστή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12



Διάγραμμα 6-14: Θερμότητα συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12



**Διάγραμμα 6-15:** Συντελεστής συμπεριφοράς COP ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12

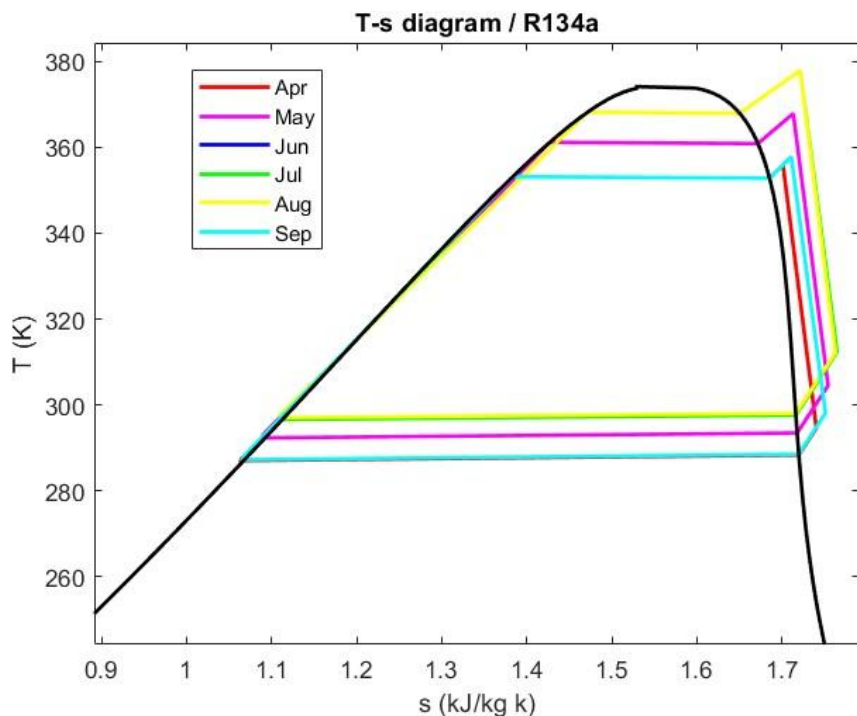


**Διάγραμμα 6-16:** Σύγκριση πιέσεων εξατμιστή-συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12

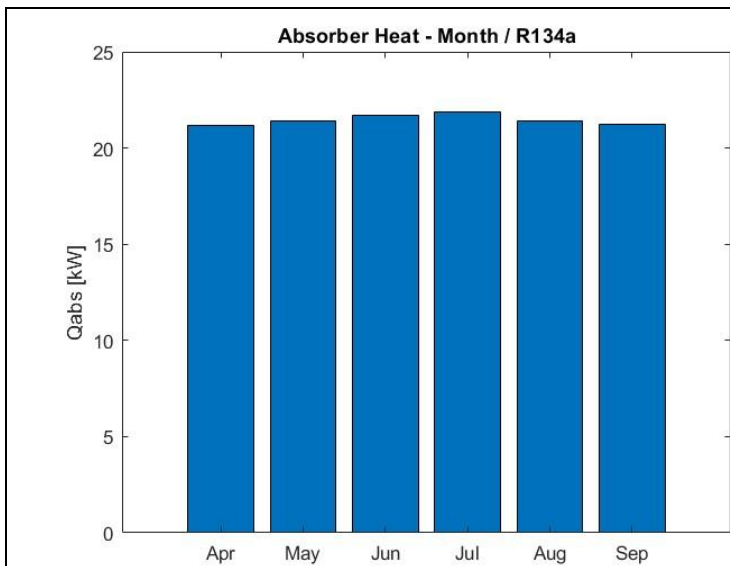
Αναφορικά με την παραμετρική ανάλυση ως προς το είδος του χρησιμοποιούμενου ψυκτικού ρευστού, μελετήθηκε και η χρήση του R12 εναλλακτικά, η οποία απέδωσε χαμηλότερη διαθέσιμη θερμική απαίτηση, λόγω της μείωσης της απορριπτόμενης θερμότητας στο συμπυκνωτή. Αυτό ακολουθώντας οδήγησε σε μειωμένο συντελεστή συμπεριφοράς ο οποίος κυμάνθηκε από 2,5 έως 3,8, εμφανίζοντας μείωση 24% συγκριτικά με τη χρήση ρευστού R134a για την ίδια ηλεκτρική κατανάλωση του συμπιεστή. Ωστόσο, η επίδραση του ψυκτικού ρευστού στην αναρροφητική ικανότητα του συμπιεστή και στο λόγο πίεσης του, δελήφθηκε υπόψη, γεγονός που αγνοεί την επίδρασή του στην παροχή του κύκλου και στην ηλεκτρική κατανάλωση του συμπιεστή, οδηγώντας επακόλουθα σε υπερεκτίμηση της διαφοράς στο συντελεστή συμπεριφοράς.

### 6.1.2 Organic Rankine Cycle

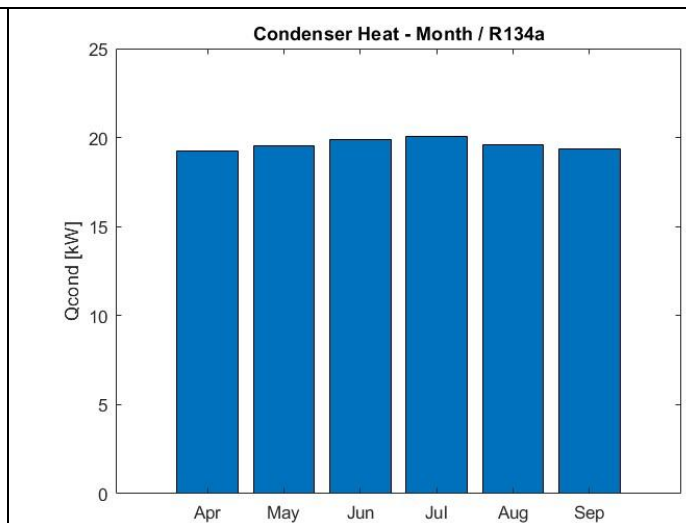
Όσον αφορά τον κύκλο ORC, το **Διάγραμμα 6-17** απεικονίζει το θερμικό κύκλο T-s για τους μήνες λειτουργίας. Για κάθε μήνα θεωρήθηκε πως τα όρια λειτουργίας του κύκλου μεταβάλλονται αντίστοιχα με την προσπίπτουσα ακτινοβολία στο συλλέκτη και τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, αποδίδοντας έτσι στους θερμότερους μήνες μεγαλύτερη πίεση ατμοποίησης και κατ'επέκταση συμπύκνωσης έναντι των ψυχρότερων μηνών. Ως εκ τούτου οι καλοκαιρινοί μήνες απέδωσαν τις υψηλότερες θερμοκρασίες στον κύκλο μετατοπίζοντας το διάγραμμα T-s προς τα πάνω. Μάλιστα, η μεγαλύτερη ηλιακή ακτινοβολία στο συλλέκτη κατά τους θερμότερους μήνες επέτρεψε και την πιο αυξημένη υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου, αυξάνοντας περαιτέρω τα όρια λειτουργίας του κύκλου.



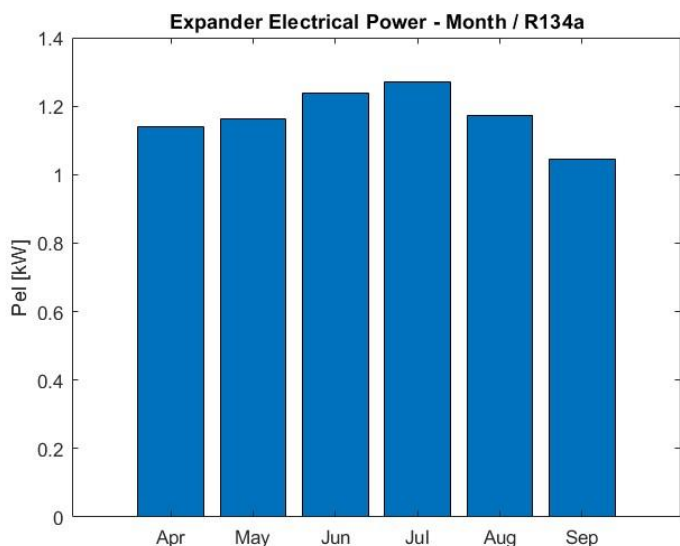
Διάγραμμα 6-17: Διάγραμμα T-s για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a



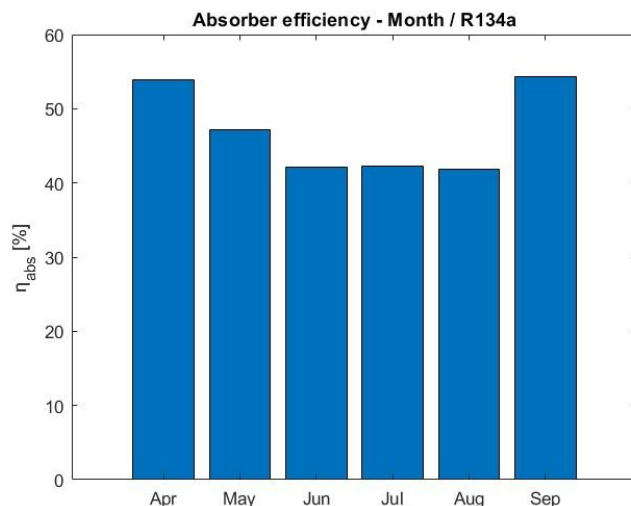
Διάγραμμα 6-18: Απορροφούμενη θερμότητα ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a



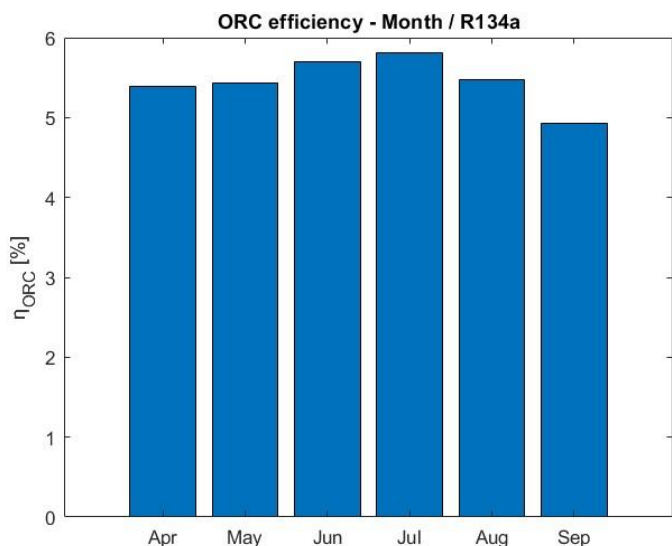
Διάγραμμα 6-19: Θερμότητα συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a



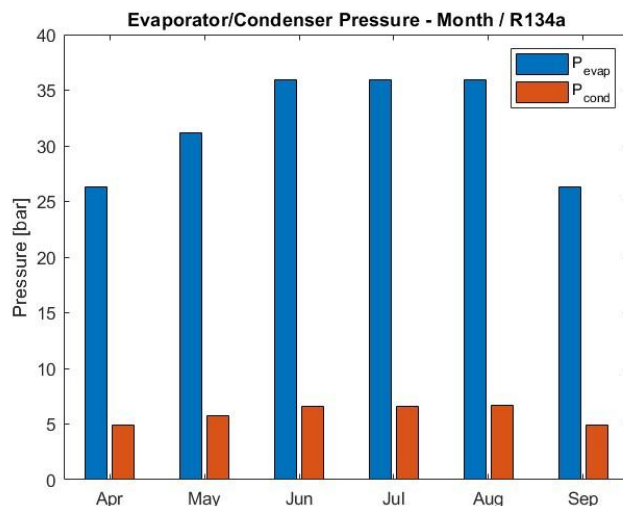
Διάγραμμα 6-20: Παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a



Διάγραμμα 6-21: Βαθμός απόδοσης συλλέκτη ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a



Διάγραμμα 6-22: Βαθμός απόδοσης ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a

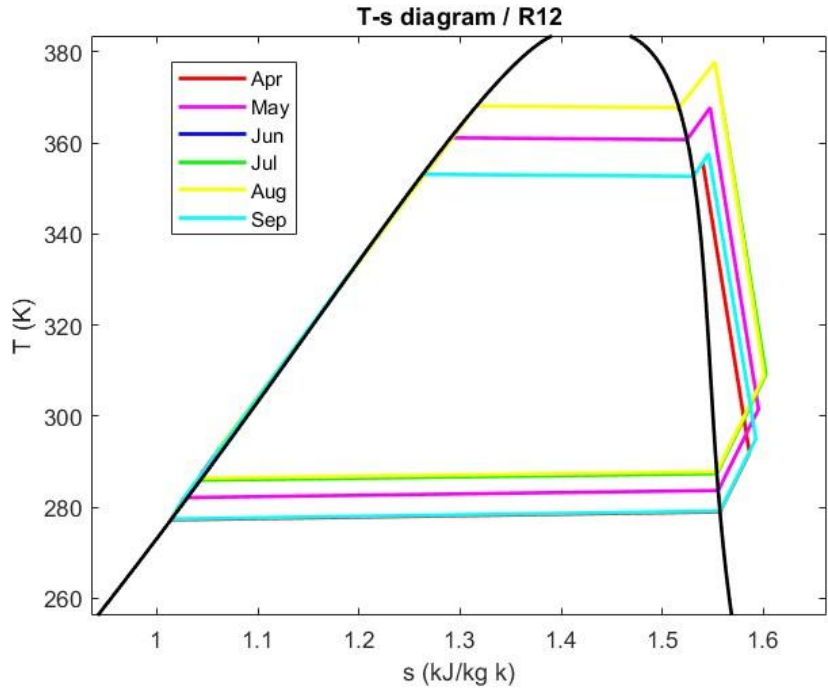


Διάγραμμα 6-23: Σύγκριση πιέσεων εξατμιστή-συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a

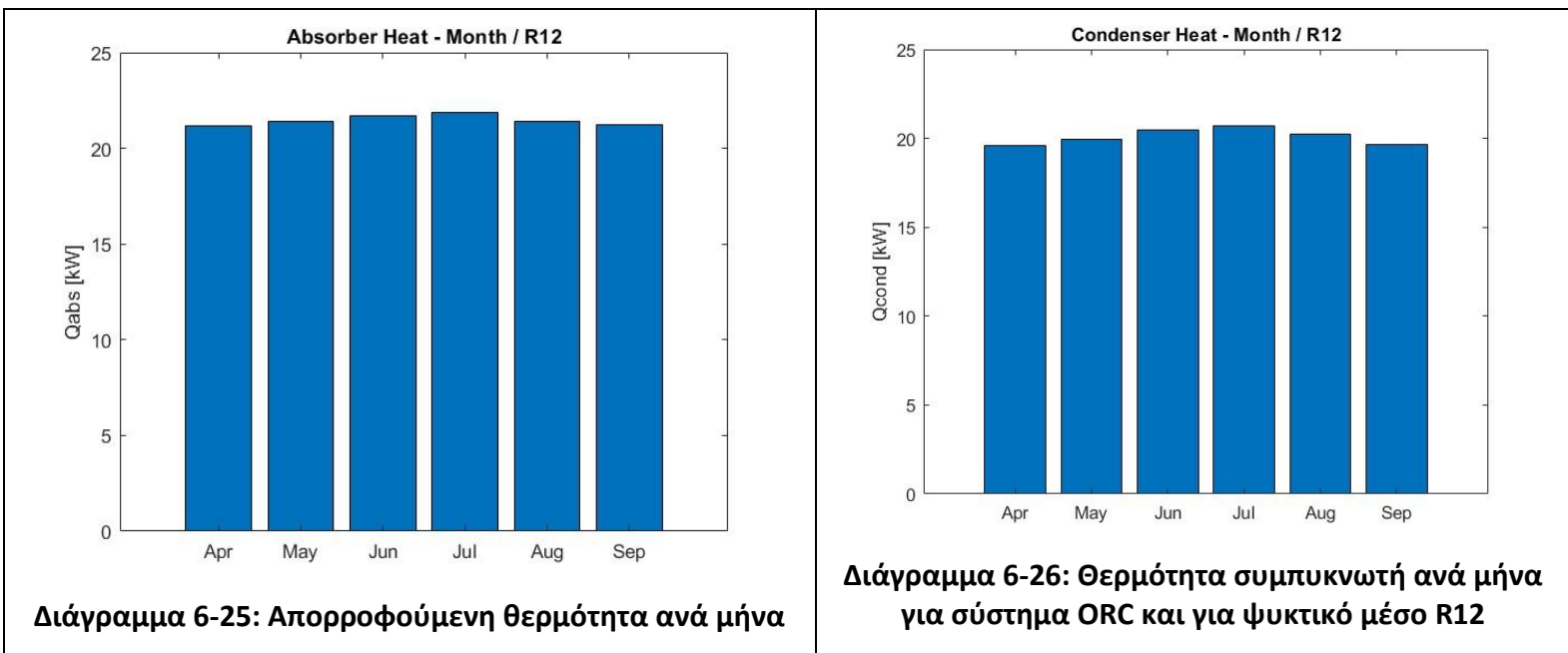
Αναφορικά με δείκτες λειτουργικής απόδοσης του κύκλου ORC, παρατηρήθηκε αυξημένη θερμότητα ατμοποίησης κατά τους πιο θερμούς μήνες λειτουργίας φτάνοντας περίπου τα 22 kW λόγω υψηλότερης θερμοκρασίας περιβάλλοντος και ηλιακής ακτινοβολίας. Ωστόσο, η διακύμανσή της κατά τους υπόλοιπους μήνες (άνοιξη- φθινόπωρο) ήταν σχετικά μικρή, εξαιτίας της τάσης μεταβολής της απόδοσης του ηλιακού συλλέκτη η οποία κυμάνθηκε από 40% έως 55% κατά τους θερμότερους και ψυχρότερους μήνες αντίστοιχα. Αυτό οδήγησε σε μειωμένη διακύμανση της θερμότητας ατμοποίησης στον κύκλο, επηρεάζοντας αντίστοιχα

την πίεση συμπύκνωσης (5-6 bar), τη θερμότητα συμπύκνωσης (~20 kW) και την ηλεκτροπαραγωγή η οποία κυμάνθηκε στα 1,3 kW. Τέλος, ο βαθμός απόδοσης του κύκλου εμφάνισε επίσης χαμηλή διακύμανση (5%-6%) λαμβάνοντας την υψηλότερη τιμή του κατά τους καλοκαιρινούς μήνες.

Ομοίως για το ψυκτικό R12 έχουμε



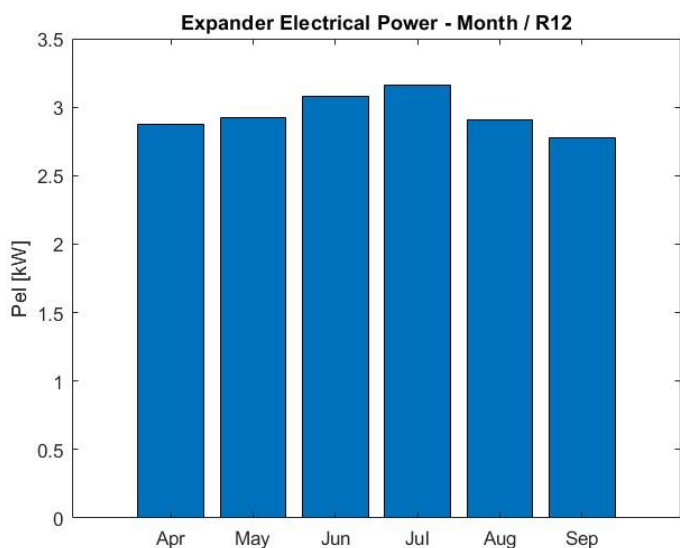
Διάγραμμα 6-24: Διάγραμμα T-s για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12



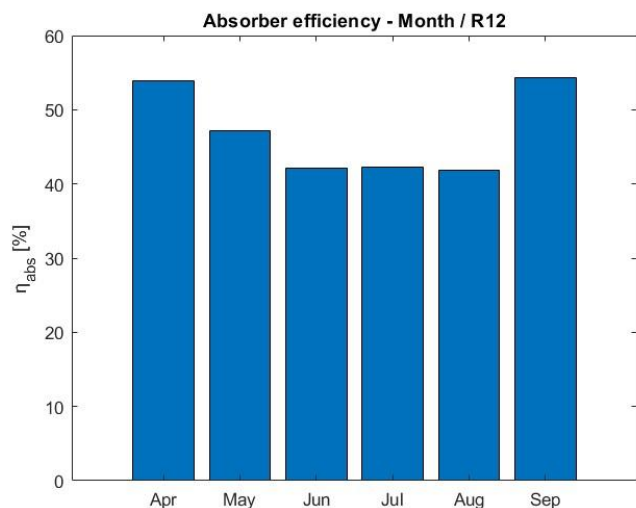
Διάγραμμα 6-25: Απορροφούμενη θερμότητα ανά μήνα

Διάγραμμα 6-26: Θερμότητα συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12

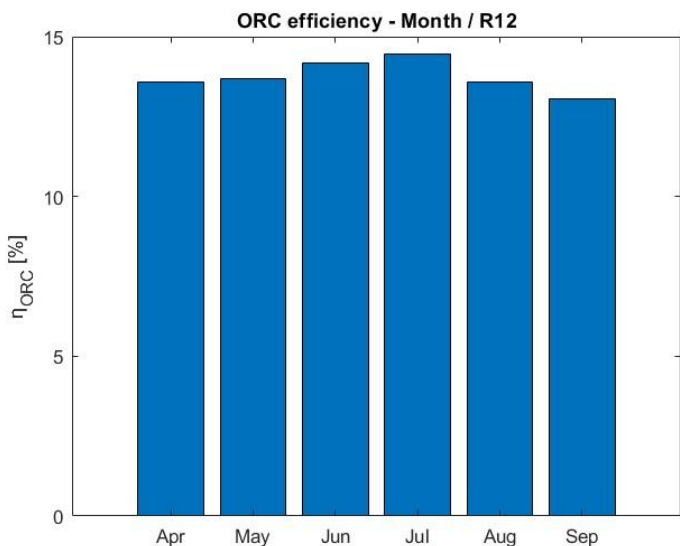
για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12



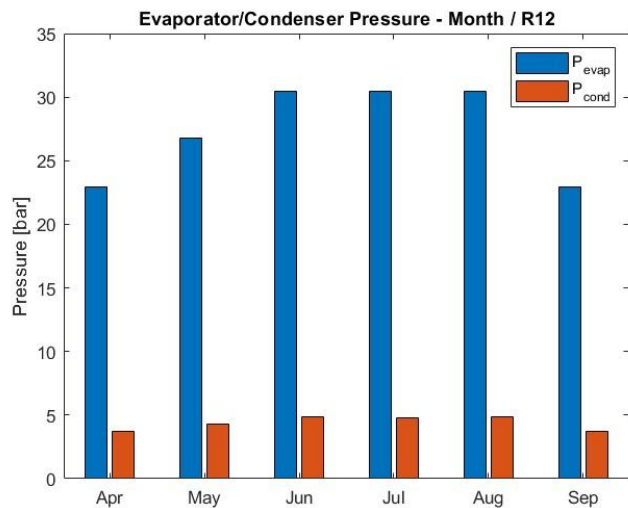
Διάγραμμα 6-27: Παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12



Διάγραμμα 6-28: Βαθμός απόδοσης συλλέκτη ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12



Διάγραμμα 6-29: Βαθμός απόδοσης ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12



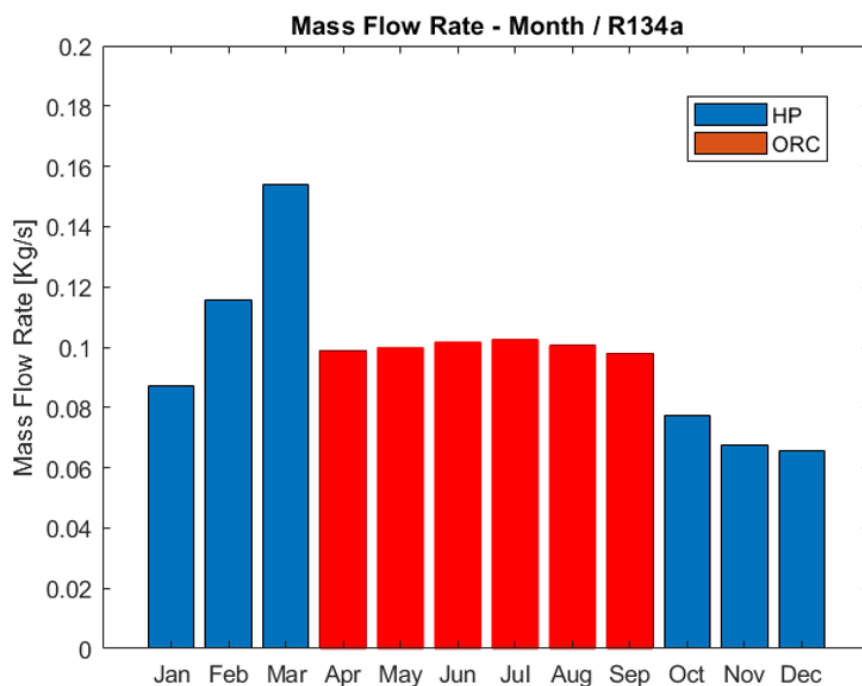
Διάγραμμα 6-30: Σύγκριση πιέσεων εξατμιστή-συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12

Αναφορικά με την παραμετρική ανάλυση ως προς το είδος του χρησιμοποιούμενου ψυκτικού ρευστού, όπου όπως παραπάνω μελετήθηκε η χρήση του R12, η οποία απέδωσε υψηλότερη ηλεκτροπαραγωγή φτάνοντας τα 3 kW. Η απόδοση του συλλέκτη και η απορριπτόμενη θερμότητα στο συμπυκνωτή δεν



επηρεάστηκαν, ενώ τέλος σημειώθηκε σημαντική αύξηση στο βαθμό απόδοσης του κύκλου ο οποίος έφτασε στο 13%-14% εμφανίζοντας υψηλότερη διακύμανση κατά τους μήνες λειτουργίας.

Τα αποτελέσματα αναδεικνύουν την αυξημένη αποτελεσματικότητα του ψυκτικού ρευστού R12 έναντι του R134a, όπως προβλέπεται και από τη σχετική βιβλιογραφία, αναφορικά με τα επίπεδα ηλεκτροπαραγωγής και το θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου.

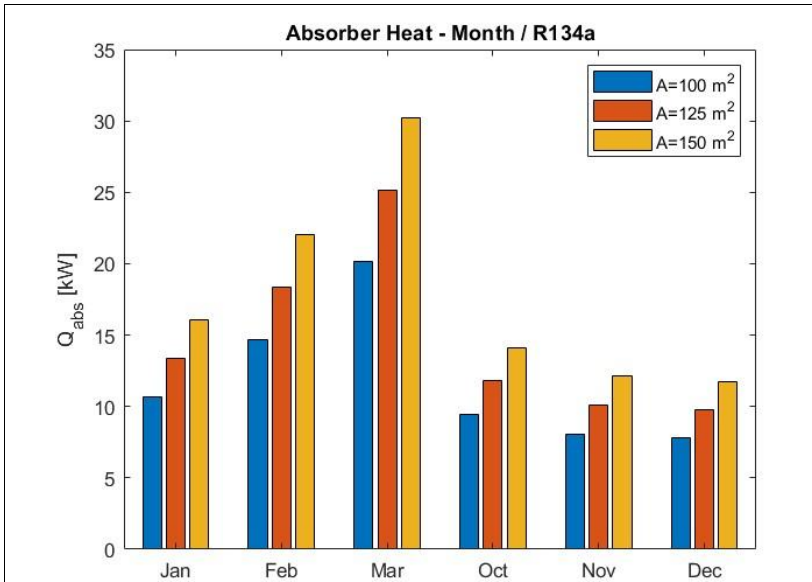


**Διάγραμμα 6-31: Ρυθμός ροής ποσότητας ψυκτικού μέσου για R134a σε λειτουργία καθόλη τη διάρκεια του έτους**

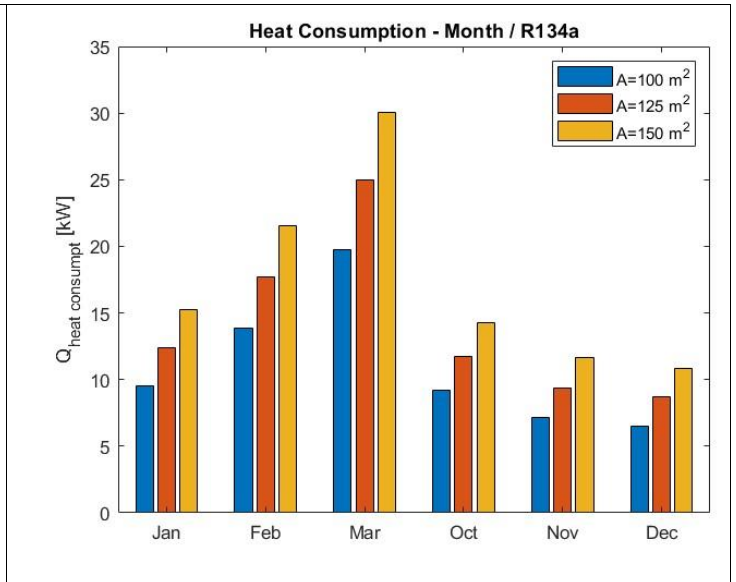
### 6.1.3 Μελέτη συστήματος για διαφορετικές επιφάνειες συλλέκτη

Για καλύτερη κατανόηση λειτουργίας του συστήματος μπορούμε να πάρουμε ως παράμετρο λειτουργίας το εμβαδό του συλλέκτη και ανάλογα τη διαφοροποίηση του να εξάγουμε αντίστοιχα συμπεράσματα. Υπολογίζουμε για τον αρχικό συλλέκτη των  $100 \text{ m}^2$  και επιπλέον για συλλέκτες εμβαδού  $125 \text{ m}^2$  και  $150 \text{ m}^2$ . Ως ψυκτικό μέσο χρησιμοποιείται το R134a, όπως είχε αρχικά επιλεγεί.

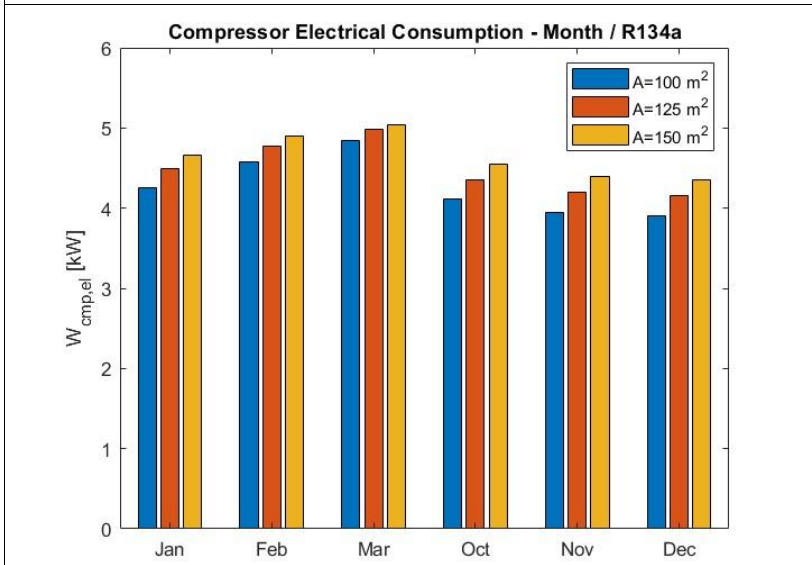
6.1.3.1 Σύστημα αντλίας θερμότητας



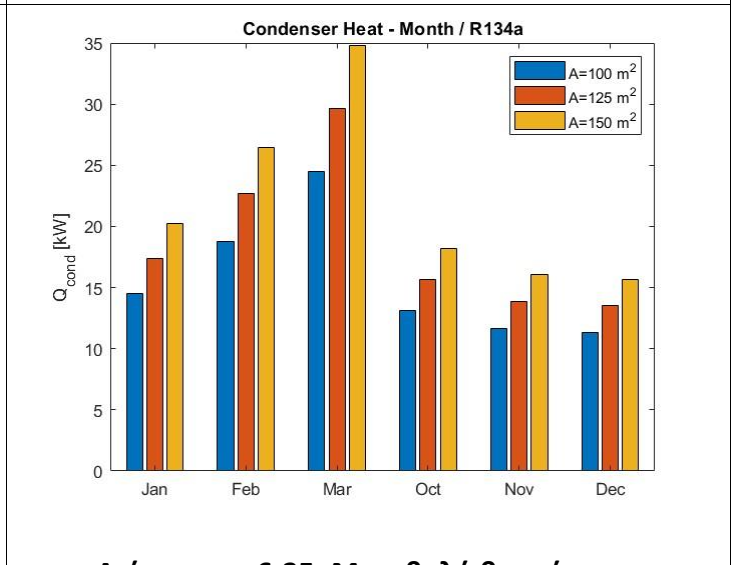
Διάγραμμα 6-32: Μεταβολή απορροφούμενης ενέργειας ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη



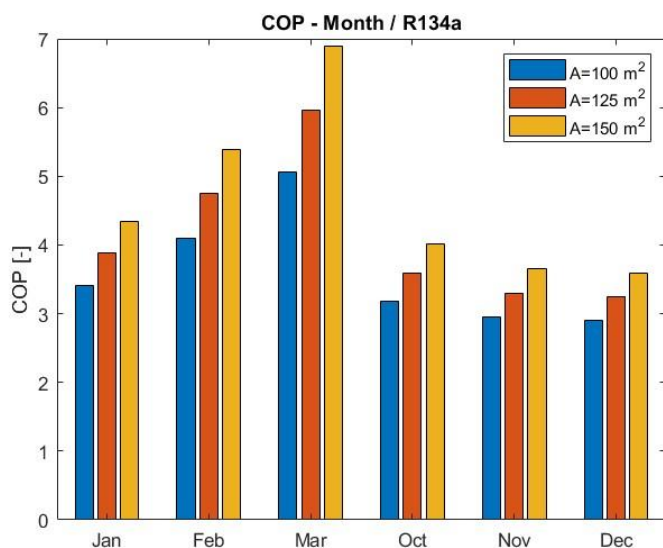
Διάγραμμα 6-33: Μεταβολή κατανάλωσης θερμότητας ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη



Διάγραμμα 6-34: Μεταβολή ηλεκτρικής κατανάλωσης συμπιεστή ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη



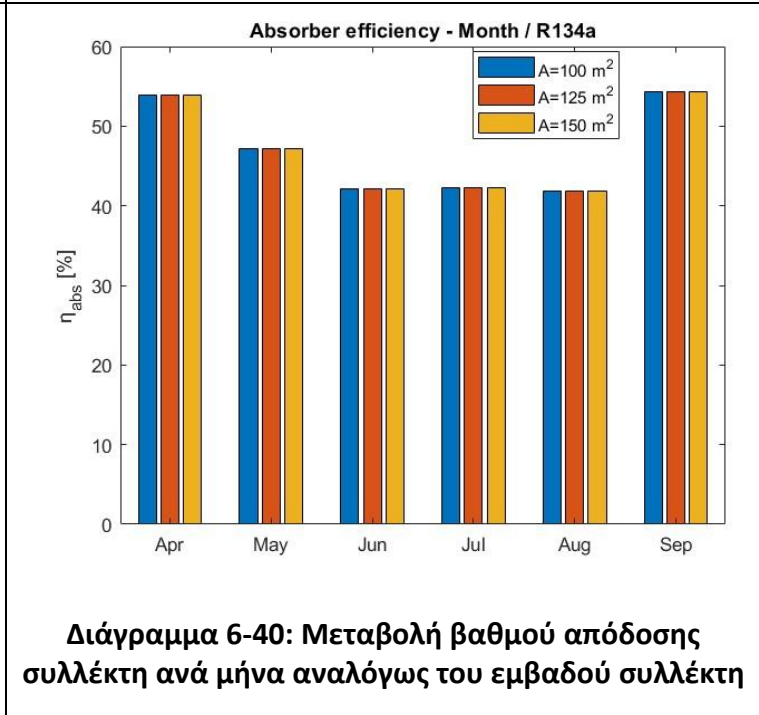
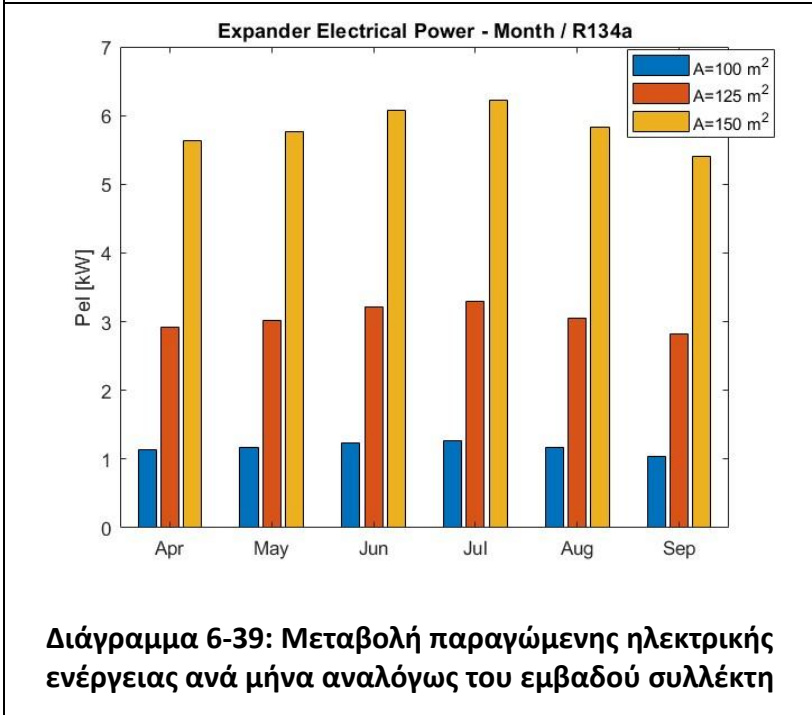
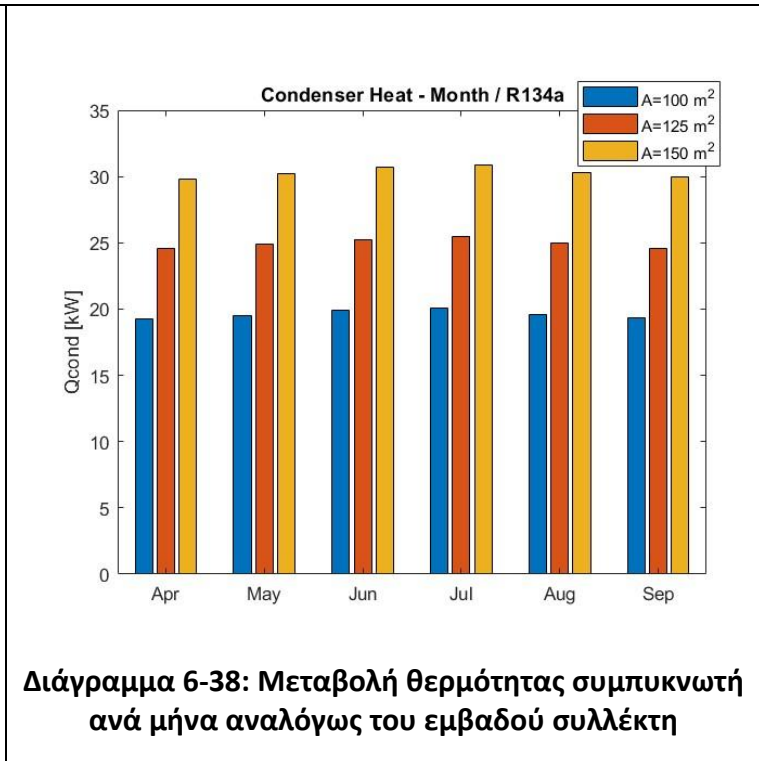
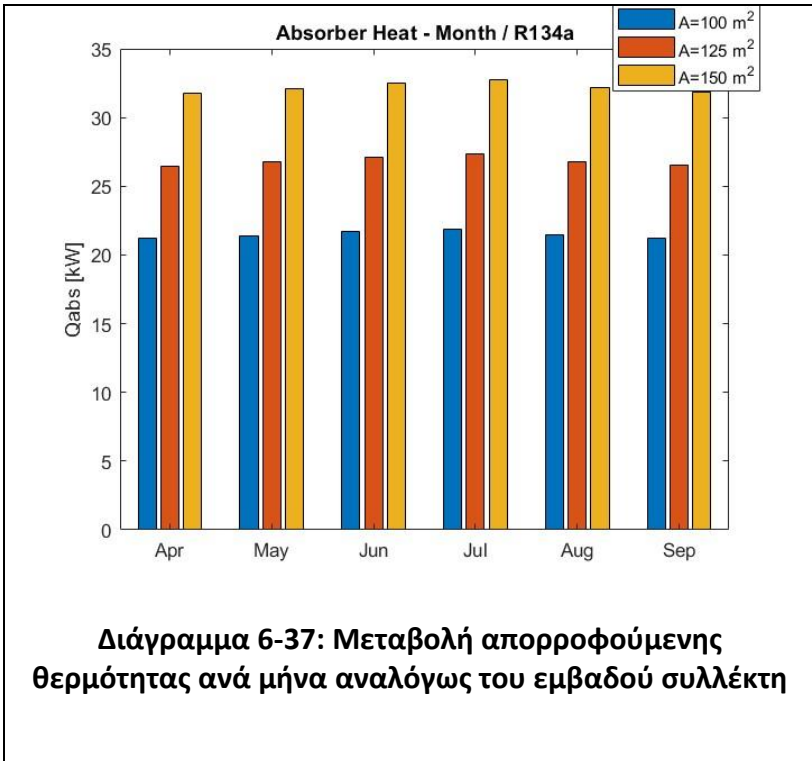
Διάγραμμα 6-35: Μεταβολή θερμότητας συμπυκνωτή ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη

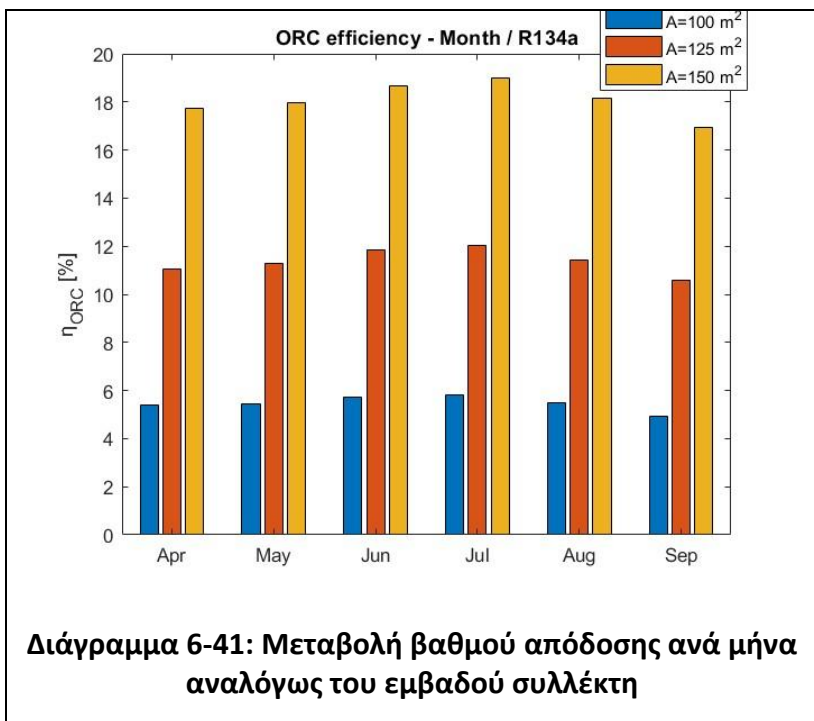


**Διάγραμμα 6-36: Μεταβολή συντελεστή συμπεριφοράς COP ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη**

Αναφορικά με τα αποτελέσματα της παραμετρικής ανάλυσης της επιφάνειας του συλλέκτη στον κύκλο αντλίας θερμότητας, παρατηρείται πως αύξηση του εμβαδού του συλλέκτη οδήγησε σε αύξηση της θερμότητας του συλλέκτη, λόγω καλύτερης αξιοποίησης της ηλιακής ακτινοβολίας. η ηλεκτρική κατανάλωση του συμπιεστή δεν εμφάνισε ισχυρή διακύμανση, καθώς η επακόλουθη αύξηση της με την αύξηση του εμβαδού του συλλέκτη ήταν σχετικά ασθενής. Κατά συνέπεια, το αυξημένο εμβαδό οδήγησε σε αυξημένη απορριπτόμενη θερμότητα στο συμπυκνωτή και άρα σε περισσότερη αξιοποιήσιμη διαθέσιμη θερμική απαίτηση. Ακόμη, ο συντελεστής συμπεριφοράς κατ' επέκταση αυξήθηκε με την αύξηση του εμβαδού, φτάνοντας μάλιστα την τιμή 7 κατά το θερμότερο μήνα στο μέγιστο εμβαδό συλλέκτη. Τέλος, η επίδραση του εμβαδού συλλέκτη στο συντελεστή συμπεριφοράς εμφανίστηκε πιο ισχυρή κατά τους θερμούς μήνες λειτουργίας οδηγώντας σε αύξησή του κατά 0,72% ανά τετραγωνικό μέτρο επιφάνειας.

6.1.3.2 Σύστημα ORC





Αναφορικά με τα αποτελέσματα της παραμετρικής ανάλυσης της επιφάνειας του συλλέκτη στον κύκλο ORC, όμοια με παραπάνω, παρατηρείται πώς αύξηση του εμβαδού του συλλέκτη οδήγησε σε αύξηση της θερμότητας του συλλέκτη, λόγω καλύτερης αξιοποίησης της ηλιακής ακτινοβολίας. Επιπλέον, αυξήθηκαν τα όρια λειτουργίας του κύκλου ORC αυξάνοντας κατ'επέκταση και το ποσό της απορριπτόμενης θερμότητας στο συμπυκνωτή. Επιπλέον, η ηλεκτροπαραγωγή εμφάνισε σημαντική αύξηση φτάνοντας τα 6 kW τους θερμότερους μήνες για το μέγιστο εμβαδό συλλέκτη, εμφανίζοντας ένα ρυθμό αύξησης 0,1 kW ανά τετραγωνικό μέτρο. Τέλος, ο βαθμός απόδοσης του κύκλου επίσης εμφάνισε σημαντική αύξηση για μεγαλύτερα εμβαδά συλλέκτη φτάνοντας μέχρι και το 18% , εμφανίζοντας ρυθμό αύξησης 0,24% ανά τετραγωνικό μέτρο.

Προφανώς, χωροταξικοί και οικονομικοί λόγοι, δημιουργούν περιορισμούς στο τελικό μέγεθος συλλέκτη που θα επιλεγεί.

## 6.2 Οικονομική Αξιολόγηση

Σε αυτή την ενότητα, διενεργούμε μια λεπτομερή οικονομική αξιολόγηση του αναστρέψιμου συστήματος ORC, η οποία περιλαμβάνει την ανάλυση του κόστους κεφαλαίου και μια ανάλυση των λειτουργικών εξόδων. Επιπλέον, υπολογίζουμε το δείκτη NPV (Net Present Value) δηλαδή την καθαρή παρούσα αξία, που είναι μια οικονομική μέτρηση που χρησιμοποιείται για την αξιολόγηση της κερδοφορίας μιας επένδυσης ή ενός έργου. Αντιπροσωπεύει τη διαφορά μεταξύ της παρούσας αξίας των ταμειακών εισροών που δημιουργούνται από την επένδυση και της παρούσας αξίας των ταμειακών εκροών για μια καθορισμένη χρονική περίοδο. Με άλλα λόγια, ο δείκτης NPV βοηθά στον προσδιορισμό του εάν μια επένδυση αναμένεται να δημιουργήσει θετική ή αρνητική απόδοση όταν οι μελλοντικές ταμειακές ροές προεξοφλούνται στην παρούσα αξία τους.

### 6.2.1 Ανάλυση κόστους

Θα εξεταστούν πέντε διαφορετικά σενάρια.

1. Θέρμανση με πετρέλαιο (Σενάριο Α)
2. Θέρμανση με φυσικό αέριο (Σενάριο Β)
3. Λειτουργία συστήματος αντλίας θερμότητας με αντιστροφή οργανικού κύκλου Rankine και συλλέκτη 100 m<sup>2</sup> (Σενάριο Γ)
4. Λειτουργία συστήματος αντλίας θερμότητας με αντιστροφή οργανικού κύκλου Rankine και συλλέκτη 125 m<sup>2</sup> (Σενάριο Δ)
5. Λειτουργία συστήματος αντλίας θερμότητας με αντιστροφή οργανικού κύκλου Rankine και συλλέκτη 150 m<sup>2</sup> (Σενάριο Ε)

Θεωρούμε τα κόστη εγκατάστασης του συστήματος και των βοηθητικών εξαρτημάτων τα ίδια οπότε επικεντρωνόμαστε στο κόστος του συλλέκτη.

Αρχικά, υπολογίζουμε το ετήσιο κόστος (ΑC) θέρμανσης με συμβατικά καύσιμα όπως φαίνεται στον **Πίνακα 6-1**.

**Πίνακας 6-1: Ετήσια κόστη θέρμανσης με χρήση καυσίμων**

ΕΤΗΣΙΑ ΚΟΣΤΗ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΚΑΥΣΙΜΩΝ		
	A	B
ΚΟΣΤΟΣ ΧΡΗΣΗΣ (€/ kWh <sub>th</sub> )	0,13	0,09
ΕΤΗΣΙΑ ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΠΑΙΤΗΣΗ (kWh <sub>th</sub> / year)	15000	15000
ΕΤΗΣΙΟ ΚΟΣΤΟΣ (€)	-1950	-1350

Έπειτα, θεωρώντας τιμή ρεύματος του δικτύου 0,16 €/ kWh<sub>el</sub> , υπολογίζουμε το κόστος χρήσης του συστήματος μας (**Πίνακας 6-2**).

**Πίνακας 6-2: Ετήσια κόστη χρήσης συστήματος αντλίας θερμότητας με αντιστροφή ORC για διαφορετικά εμβαδά συλλέκτη**

ΕΤΗΣΙΑ ΚΟΣΤΗ ΧΡΗΣΗΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΟΦΗ ORC ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΑ ΕΜΒΑΔΑ ΣΥΛΛΕΚΤΗ			
	Γ	Δ	Ε
ΕΤΗΣΙΑ ΗΛΕΚΤΡΟΠΑΡΑΓΩΓΗ ΑΠΌ ORC ( kWh/ year)	2441	6356	12115
ΕΤΗΣΙΑ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΡΕΥΜΑΤΟΣ ΑΠΌ ΗΡ ( kWh/ year)	9198	9671	10018
ΕΤΗΣΙΑ ΚΑΘΑΡΗ ΩΦΕΛΙΜΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ ( kWh/ year)	-6757	-3315	2097
ΕΤΗΣΙΑ ΟΦΕΛΗ/ ΚΟΣΤΗ (€/ year)	-1081	-530	336

**Πίνακας 6-3: Συγκεντρωτικά ετήσια κόστη ανά σενάριο**

ΕΤΗΣΙΑ ΚΟΣΤΗ (€)				
A	B	Γ	Δ	Ε
-1950	-1350	-1081	-530	336

Για την εγκατάσταση θεωρούμε ένα αρχικό κόστος εγκατάστασης (IC) για τους συλλέκτες της τάξεως των 200 €/ m<sup>2</sup>. Γίνεται η παραδοχή ότι στην κατοικία προϋπήρχε συμβατικό σύστημα θέρμανσης οπότε και για τα δυο πρώτα σενάρια δεν έχουμε κόστος εγκατάστασης.

**Πίνακας 6-4: Κόστος εγκατάστασης (€) ανά σενάριο**

ΚΟΣΤΟΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ					
	A	B	Γ	Δ	Ε
€/ m <sup>2</sup>	0	0	200	200	200
ΤΕΛΙΚΟ ΚΟΣΤΟΣ (€)	0	0	20000	25000	30000

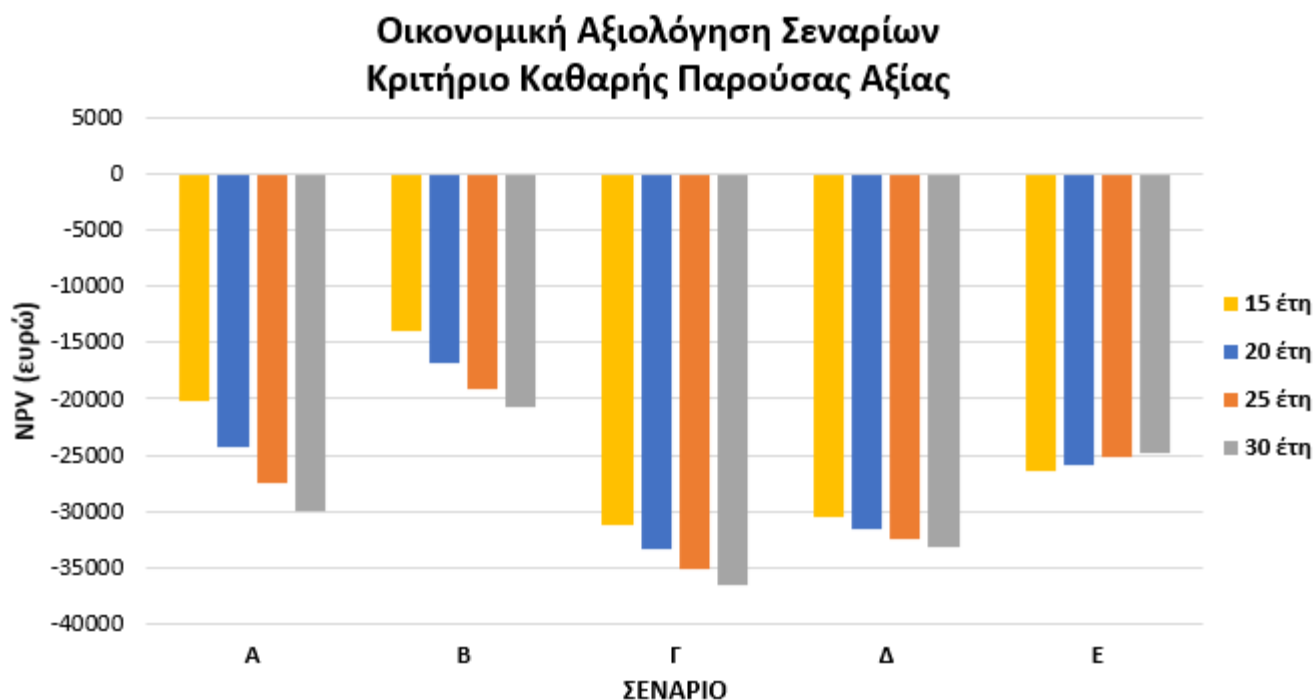
$$NPV = IC + AC * (P/R)_{n,r}$$

$$\text{Όπου } (P/R)_{n,r} = \frac{(1+r)^n - 1}{r * (1+r)^n}$$

Με η τα έτη που εμφανίζεται ταμειακή ροή και r το επιτόκιο (r= 5%).

Υπολογίζοντας τέσσερις περιπτώσεις δηλαδή για 15, 20, 25 και 30 έτη προκύπτει ότι σε χαμηλό χρονικό ορίζοντα (15 έτη), η πιο συμφέρουσα οικονομικά λύση είναι η διατήρηση δικτύου θέρμανσης ΦΑ όπως εναλλακτικά και αυτή του πετρελαίου, έναντι των σεναρίων εγκατάστασης συστήματος ORC/ HP παρόλο του χαμηλότερου ετήσιου κόστους λειτουργίας του τελευταίου. Ως εκ τούτου, σε χαμηλό χρονικό ορίζοντα δε μπορεί να αποσβεστεί το κόστος εγκατάστασης ενός τέτοιου συστήματος, και πρέπει να θεωρηθεί ως αποδοτικότερη λύση σε μεγαλύτερο χρονικό ορίζοντα. Μάλιστα το σενάριο E (ORC/ HP με μέγιστο εμβαδό συλλέκτη) είναι το μόνο που αυξάνει την καθαρή παρούσα αξία του με την πάροδο των ετών λόγω των ετήσιων ωφελειών που αποδίδει εξαιτίας της αυξημένης ηλεκτροπαραγωγής του, όπως παριστάνεται στο **Διάγραμμα 6-42**. Τέλος, σε μεγαλύτερο χρονικό ορίζοντα (30 έτη), η εγκατάσταση ORC/ HP με μέγιστο εμβαδό συλλέκτη είναι οικονομικά πιο συμφέρουσα από μια εγκατάσταση θέρμανσης πετρελαίου ενώ με περαιτέρω αύξηση ετών η διαφορά της με ένα δίκτυο ΦΑ τείνει να εξαληφθεί.





Διάγραμμα 6-42: Καθαρή παρούσα αξία εξεταζόμενων σεναρίων για διαφορετικό χρονικό ορίζοντα μελέτης

Πίνακας 6-5: Πίνακας τιμών NPV εξεταζόμενων σεναρίων

n (έτη)	NPV				
	A	B	Γ	Δ	Ε
15	-20240,3	-14012,5	-31220,4	-30501,2	-26512,4
20	-24301,3	-16824	-33471,6	-31605	-25812,7
25	-27483,2	-19026,8	-35235,6	-32469,8	-25264,4
30	-29976,3	-20752,8	-36617,6	-33147,4	-24834,9

## 7. Συμπεράσματα- Προτάσεις

Η εργασία αυτή αναδεικνύει τη σκοπιμότητα της ενσωμάτωσης μιας αναστρέψιμης αντλίας θερμότητας σε έναν οργανικό κύκλο Rankine (ORC) για αποτελεσματική χρήση ενέργειας στον κτιριακό τομέα. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης παρέχουν ισχυρές ενδείξεις ότι αυτό το καινοτόμο σύστημα μπορεί να αξιοποιήσει αποτελεσματικά τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Μπορούμε να συνοψίσουμε τα κυριότερα σημεία ως κάτωθι:

1. **Ενισχυμένη ενεργειακή απόδοση:** Η ενσωμάτωση μιας αναστρέψιμης αντλίας θερμότητας και του ORC έχει δείξει σημαντική βελτίωση στην ενεργειακή απόδοση σε σύγκριση με τα συμβατικά συστήματα θέρμανσης και ψύξης. Αυτή η πρόοδος έχει τη δυνατότητα να μειώσει την κατανάλωση ενέργειας των κτιρίων, οδηγώντας τελικά σε χαμηλότερο λειτουργικό κόστος και μειωμένες περιβαλλοντικές επιπτώσεις.
2. **Ευέλικτες εφαρμογές:** Η ευελιξία αυτού του συστήματος είναι ένα ακόμα πλεονέκτημα. Μπορεί να προσαρμοστεί σε διάφορους τύπους και μεγέθη κτιρίων, καθιστώντας το μια βιώσιμη επιλογή τόσο για οικιακούς όσο και για εμπορικούς τομείς. Επιπλέον, μπορεί να λειτουργήσει σε ένα ευρύ φάσμα περιβαλλοντικών συνθηκών, αυξάνοντας την εφαρμογή του σε διαφορετικά κλίματα.
3. **Περιβαλλοντικά οφέλη:** Η χρήση οργανικού κύκλου Rankine με ψυκτικά υγρά χαμηλής δυναμικής θέρμανσης του πλανήτη είναι σε συμφωνία με τους στόχους βιωσιμότητας. Αυτό το σύστημα μπορεί να μειώσει σημαντικά τις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου, συμβάλλοντας στον μετριασμό της κλιματικής αλλαγής ενώ ταυτόχρονα παρέχει αποτελεσματικές λύσεις θέρμανσης και ψύξης.
4. **Προκλήσεις και βελτιστοποίηση:** Η μελέτη εντόπισε ορισμένες προκλήσεις, όπως η επιλογή των κατάλληλων ρευστών λειτουργίας και η βελτιστοποίηση του συστήματος. Η μελλοντική έρευνα θα πρέπει να επικεντρωθεί στην αντιμετώπιση αυτών των προκλήσεων για την περαιτέρω βελτίωση της απόδοσης και της οικονομικής βιωσιμότητας του συστήματος.
5. **Οικονομική βιωσιμότητα:** Ενώ το σύστημα παρουσιάζει πολλά υποσχόμενα κέρδη ενεργειακής απόδοσης, η οικονομική του σκοπιμότητα παραμένει κρίσιμης σημασίας για ευρεία υιοθέτηση. Θα πρέπει να διερευνηθούν οι οικονομικά αποδοτικές στρατηγικές σχεδιασμού, κατασκευής και συντήρησης εξαρτημάτων για να καταστεί αυτή η τεχνολογία οικονομικά προσιτή σε ένα ευρύτερο φάσμα κτιριακών έργων.
6. **Επιπτώσεις πολιτικής:** Οι κυβερνητικές πολιτικές και τα κίνητρα που προωθούν την υιοθέτηση συστημάτων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στον κτιριακό τομέα είναι απαραίτητα για την επιτυχή εφαρμογή του συστήματος αναστρέψιμης αντλίας θερμότητας-ORC. Η συνεργασία μεταξύ ερευνητών, υπευθύνων χάραξης πολιτικής και ενδιαφερομένων μερών του κλάδου είναι ζωτικής σημασίας για την προώθηση της μετάβασης προς βιώσιμες πρακτικές κατασκευής.

Η εργασία αυτή ανοίγει πολλούς δρόμους για μελλοντικές συζητήσεις. Αυτές περιλαμβάνουν περαιτέρω βελτιστοποίηση των στοιχείων του συστήματος, ανάπτυξη προηγμένων στρατηγικών ελέγχου και διερεύνηση καινοτόμων τρόπων για την ενσωμάτωση αυτής της τεχνολογίας με άλλες ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, όπως η ηλιακή και η αιολική ενέργεια. Επίσης, η διερεύνηση συστημάτων αποθήκευσης ενέργειας που θα καθιστούν ενεργειακά αυτόνομο ένα κτίριο ανεξαρτήτως περιβαλλοντικών συνθηκών.

Συμπερασματικά, η ενσωμάτωση ενός συστήματος αναστρέψιμης αντλίας θερμότητας σε οργανικό κύκλο Rankine παρουσιάζει μια πολλά υποσχόμενη λύση για τη βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης στον κτιριακό τομέα με ταυτόχρονη μείωση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων. Αυτή η μελέτη παρέχει αρκετά στοιχεία σχετικά με τη σκοπιμότητα, τα πλεονεκτήματα και τις προκλήσεις ενός τέτοιου συστήματος, ανοίγοντας το δρόμο για ένα πιο βιώσιμο μέλλον στη διαχείριση της ενέργειας των κτιρίων.

## 8. Παράρτημα

### 8.1 Κώδικας Matlab αντλίας θερμότητας

#### 8.1.1 Κύριος κώδικας αντλίας θερμότητας

```
clear all
clc
AmbTemp= [8.8 9.3 11.3 18.4 13.7 10.2]; %C
SR= [198.75 247.77 327.986 279.86 218.36 180.93];%W/m2
for i=1:6
Tamb(i)=AmbTemp(i);
%solar%
Aabs(i)= 100; %m2
I(i)=SR(i);
T6(i)= 4.98*Tamb(i)-18.5; %C
T7(i)= 5.71*Tamb(i)-18.13; %C
Tabs(i)= 0.5*(T6(i)+T7(i));
DTabs(i)= Tabs(i)- Tamb(i);
Qabs(i)= Aabs(i)*(0.9034*I(i)-1.783*DTabs(i)-1.22*Tamb(i)-26.2);
%heat pump cycle%
Qevap(i)= Qabs(i);
Tcd_C(i)= 60; %C
Tcd(i)= Tcd_C(i)+ 273.15;
Pcd(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('P','T',Tcd(i),'Q',1,'R134a');
DTsb(i) = 2;
T4(i)= Tcd(i)- DTsb(i);
P4(i)= Pcd(i);
h4(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',P4(i),'T',T4(i),'R134a');
s4(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P4(i),'T',T4(i),'R134a');
[Tev(i),Pev(i)] = EvapTemp(h4(i), Qevap(i), Tcd(i), Pcd(i));
Tev_C(i)= Tev(i)-273.15;
T1(i)= Tev(i);
h1(i)= h4(i);
P1(i)= Pev(i);
Q1(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('Q','P',P1(i),'H',h1(i),'R134a');
s1(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P1(i),'Q',Q1(i),'R134a');
DToh(i)= 3;
T2(i)= Tev(i)+DToh(i);
P2(i)= Pev(i);
h2(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',P2(i),'T',T2(i),'R134a');
s2(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P2(i),'T',T2(i),'R134a');
[Wcmp(i)] = ScrollCmp(Tev_C(i),Tcd_C(i));
[Mcmp(i)] = Scroll_mass_flow(Tev_C(i),Tcd_C(i));
h3(i) = h2(i) + Wcmp(i)/Mcmp(i);
P3(i)= Pcd(i);
T3(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',P3(i),'H',h3(i),'R134a');
s3(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P3(i),'T',T3(i),'R134a');
h = [h1(i) h2(i) h3(i) h4(i) h1(i)];
P_Pa = [P1(i) P2(i) P3(i) P4(i) P1(i)];
Qcond(i) = Mcmp(i) * (h3(i)-h4(i)) %W
nmech= 0.9;
```

```
nmot= 0.99;
Wcmp_el(i) = Wcmp(i)/nmech/nmot %W
COP(i)= Qcond(i)/Wcmp_el(i);
%storage%
Tsto(i)=55 %C;
Vsto(i)=1000 %ltr;
Qsto(i)=4.2*Vsto(i)^0.47*(Tsto(i)-Tamb(i));
Qheatconsumpt(i)= Qcond(i) - Qsto(i);
if i ==1
    hh1=h;
    pp1=P_Pa;
end
if i ==2
    hh2=h;
    pp2=P_Pa;
end
if i ==3
    hh3=h;
    pp3=P_Pa;
end
if i ==4
    hh4=h;
    pp4=P_Pa;
end
if i ==5
    hh5=h;
    pp5=P_Pa;
end
if i ==6
    hh6=h;
    pp6=P_Pa;
end
end
N=401;
for i=1:N
    Pp(i)=0.1+(i-1)*(40.31848-0.1)/(N-1);
end
for i=1:N
    hf(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',10^5*Pp(i),'Q',0,'R134a');
    hg(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',10^5*Pp(i),'Q',1,'R134a');
end
for i=1:6
    month(i)=i;
end
figure(1)
plot(hh1/1000,pp1/10^5,'r-','LineWidth',1.6)
hold on
plot(hh2/1000,pp2/10^5,'m-','LineWidth',1.6)
hold on
plot(hh3/1000,pp3/10^5,'b-','LineWidth',1.6)
hold on
plot(hh4/1000,pp4/10^5,'g-','LineWidth',1.6)
hold on
plot(hh5/1000,pp5/10^5,'y-','LineWidth',1.6)
hold on
```

```
plot(hh6/1000,pp6/10^5,'c-', 'LineWidth',1.6)
hold on
plot(hf/1000,Pp, '-k')
hold on
plot(hg/1000,Pp, '-k')
xlabel('h (kJ/kg)')
ylim([1 40])
yticks([1 10 20 30 40 ])
ylabel('p (bar)')
legend('Jan', 'Feb', 'Mar','Oct', 'Nov', 'Dec')
title('P-h diagram / R134a')
set(gca, 'YScale', 'log')
figure(2)
bar(month,Qabs/1000)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Jan','Feb','Mar','Oct', 'Nov', 'Dec'})
ylabel('Q_{abs} [kW]')
title('Absorber Heat - Month / R134a')
figure(3)
bar(month,Wcmp_el/1000)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Jan','Feb','Mar','Oct', 'Nov', 'Dec'})
ylabel('W_{cmp,el} [kW]')
title('Compressor Electrical Consumption - Month / R134a')
figure(4)
bar(month,Qcond/1000)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Jan','Feb','Mar','Oct', 'Nov', 'Dec'})
ylabel('Q_{cond} [kW]')
ylim([0 27])
title('Condenser Heat - Month / R134a')
figure(5)
bar(month,Qheatconsumpt/1000)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Jan','Feb','Mar','Oct', 'Nov', 'Dec'})
ylabel('Q_{heat consumpt} [kW]')
ylim([0 23])
title('Heat Consumption - Month / R134a')
figure(6)
bar(month,COP)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Jan','Feb','Mar','Oct', 'Nov', 'Dec'})
ylabel('COP [-]')
title('COP - Month / R134a')
for i=1:2
    for j=1:6
        if i ==1
            P(j,i)=P1(j)
        end
        if i ==2
            P(j,i)=Pcd(j)
        end
    end
end
figure(7)
```

```
bar(month,P/100000)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Jan','Feb','Mar','Oct','Nov','Dec'})
ylabel('Pressure [bar]')
legend('P_{evap}','P_{cond}')
title('Evaporator/Condenser Pressure - Month / R134a')
```

### 8.1.2 Υποκώδικες αντλίας θερμότητας

- `function [c0,c1,c2,c3] = LeastSq(P,Tevap);`  
A=zeros(4,4);  
A(1,1)=9;  
for i=1:9  
A(1,2)=A(1,2)+Tevap(i);  
A(1,3)=A(1,3)+Tevap(i)^2;  
A(1,4)=A(1,4)+Tevap(i)^3;  
A(2,1)=A(2,1)+Tevap(i);  
A(2,2)=A(2,2)+Tevap(i)^2;  
A(2,3)=A(2,3)+Tevap(i)^3;  
A(2,4)=A(2,4)+Tevap(i)^4;  
A(3,1)=A(3,1)+Tevap(i)^2;  
A(3,2)=A(3,2)+Tevap(i)^3;  
A(3,3)=A(3,3)+Tevap(i)^4;  
A(3,4)=A(3,4)+Tevap(i)^5;  
A(4,1)=A(4,1)+Tevap(i)^3;  
A(4,2)=A(4,2)+Tevap(i)^4;  
A(4,3)=A(4,3)+Tevap(i)^5;  
A(4,4)=A(4,4)+Tevap(i)^6;  
end  
B=zeros(4,1);  
for i=1:9  
B(1)=B(1)+P(i);  
B(2)=B(2)+Tevap(i)\*P(i);  
B(3)=B(3)+Tevap(i)^2\*P(i);  
B(4)=B(4)+Tevap(i)^3\*P(i);  
end  
c=inv(A)\*B;  
c0=c(1);  
c1=c(2);



```
c2=c(3);
```

```
c3=c(4);
```

```
end
```

- **function** [P] = ScrollCmp(Tevap,Tcond)

```
Tev=[-30 -25 -20 -15 -10 -5 0 5 10];
```

```
Coef = 3977.82/16123;
```

```
P_30=Coef*[4426.5 5125.5 5777.8 6360.2 6919.4 7501.8 8154.1 8759.9 9272.4];
```

```
P_40=Coef*[4559.4 5471.2 6359.7 7154.7 7973.02 8651.08 9375.9 10054 10895.7];
```

```
P_50=Coef*[4746.4 5798.56 6874.1 7809.35 8838.13 9703.24 10568.3 11456.8 12321.9];
```

```
if Tcond == 30
```

```
    [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(P_30,Tev);
```

```
    P=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
```

```
end
```

```
if Tcond == 40
```

```
    [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(P_40,Tev);
```

```
    P=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
```

```
end
```

```
if Tcond == 50
```

```
    [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(P_50,Tev);
```

```
    P=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
```

```
end
```

```
if Tcond < 30
```

```
    [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(P_30,Tev);
```

```
    Plow=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
```

```
    [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(P_40,Tev);
```

```
    Phigh=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
```

```
    P=Plow-(30-Tcond)*(Phigh-Plow)/10;
```

```
end
```

```
if Tcond > 30 && Tcond < 40
```

```
    [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(P_30,Tev);
```

```
    Plow=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
```

```
    [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(P_40,Tev);
```

```
    Phigh=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
```

```
    P=Plow+(Tcond-30)*(Phigh-Plow)/10;
```

```
end
```

```
if Tcond > 50
    [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(P_40,Tev);
    Plow=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
    [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(P_50,Tev);
    Phigh=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
    P=Phigh+(Tcond-40)*(Phigh-Plow)/10;
end
end
```

- **function** [q] = Scroll\_mass\_flow(Tevap,Tcond)  
Tev=[-30 -25 -20 -15 -10 -5 0 5 10];  
Coeff = 0.104/0.3998;  
q\_30=Coeff\*[191.55 268.2 350.48 467.37 584.21 735.53 909.8 1118.7 1356.16];  
q\_40=Coeff\*[168.56 245.2 327.5 427.2 544.02 695.3 869.6 1084.2 1315.9];  
q\_50=Coeff\*[134 205 287.3 381.2 498 649.4 817.9 1026.7 1264.2];  
if Tcond == 30  
 [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(q\_30,Tev);  
 q=a0+a1\*Tevap+a2\*Tevap.^2+a3\*Tevap.^3;  
end  
if Tcond == 40  
 [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(q\_40,Tev);  
 q=a0+a1\*Tevap+a2\*Tevap.^2+a3\*Tevap.^3;  
end  
if Tcond == 50  
 [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(q\_50,Tev);  
 q=a0+a1\*Tevap+a2\*Tevap.^2+a3\*Tevap.^3;  
end  
if Tcond < 30  
 [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(q\_30,Tev);  
 qlow=a0+a1\*Tevap+a2\*Tevap.^2+a3\*Tevap.^3;  
 [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(q\_40,Tev);  
 qhigh=a0+a1\*Tevap+a2\*Tevap.^2+a3\*Tevap.^3;  
 q=qlow-(30-Tcond)\*(qhigh-qlow)/10;  
end  
if Tcond > 30 && Tcond < 40  
 [a0,a1,a2,a3]=LeastSq(q\_30,Tev);

```
q_low=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
[a0,a1,a2,a3]=LeastSq(q_40,Tev);
q_high=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
q=q_low+(Tcond-30)*(q_high-q_low)/10;
end
if Tcond > 50
[a0,a1,a2,a3]=LeastSq(q_40,Tev);
q_low=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
[a0,a1,a2,a3]=LeastSq(q_50,Tev);
q_high=a0+a1*Tevap+a2*Tevap.^2+a3*Tevap.^3;
q=q_high+(Tcond-40)*(q_high-q_low)/10;
end
q=q/3600;
end
```

- `function [Tevaporator,Pevaporator] = EvapTemp(H4, Qev, Tcond, Pcond)`  
NT= 10000;  
`for i= 1: NT`  
Pevap(i)=Pcond - i \* 1000;  
Tevap(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',Pevap(i),'Q',1,'R134a');  
DToh= 3;  
Tout(i)= Tevap(i)+ DToh;  
Hout(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',Tout(i),'P',Pevap(i),'R134a');  
Tl= Tevap(i)-273.15;  
Th= Tcond-273.15;  
[Mass(i)] = Scroll\_mass\_flow(Tl,Th);  
Hev\_out(i)= H4+ Qev/Mass(i);  
error= abs(Hout(i)-Hev\_out(i))/Hout(i);  
`if error< 0.001`  
Tevaporator=Tevap(i);  
Pevaporator=Pevap(i);  
`break`  
`end`  
`end`  
`end`

## 8.2 Κώδικας Matlab ORC

### 8.2.1 Κύριος κώδικας ORC

```
clear all
clc
AmbTemp= [21 24 29 30 28.8 21.4]; %C
SR= [345.81 399.20 452.63 455.11 450.045 344.60];%W/m2
Ppp=zeros(6,1);
T6=[37.7 66.7 97 97.5 96.88 37]; %C
T7=[59 83.60 107.24 108.14 107.64 58]; %C
Tev_C=[80 88 95 95 95 80];
OH=[3 7 10 10 10 5];
for i=1:6
Tamb(i)=AmbTemp(i);
%solar%
Aabs(i)= 100; %m2
I(i)=SR(i);
Tabs(i)= 0.5*(T6(i)+T7(i));
DTabs(i)= Tabs(i)- Tamb(i);
Qabs(i)= Aabs(i)*(0.9034*I(i)-1.783*DTabs(i)-1.22*Tamb(i)-26.2);
%ORC%
Qevap(i)= Qabs(i);
%Tev_C(i)= 90; %C
Tev(i)= Tev_C(i)+273.15; %K
P1(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('P','T',Tev(i),'Q',1,'R134a');
DPev= 0.2; %bar
P2(i)= P1(i)-DPev*10^5;
Tev2(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',P2(i),'Q',1,'R134a');
DToh= OH(i); %K
T2(i)= Tev2(i)+DToh;
h2(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',P2(i),'T',T2(i),'R134a');
s2(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P2(i),'T',T2(i),'R134a');
[Ppp(i)]= cond(P2(i),h2(i),P1(i),Qabs(i));
P3(i)=Ppp(i);
DPcd=0.2; %bar
P4(i)=P3(i)-DPcd*10^5;
expPR(i)= P2(i)/P3(i);
[Massfr(i),Pexp(i)]= expander(expPR(i));
h3(i)=h2(i)-Pexp(i)/Massfr(i);
Tcond(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',P3(i),'Q',1,'R134a');
s3(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P3(i),'H',h3(i),'R134a');
T3(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',P3(i),'H',h3(i),'R134a');
DTsc= 2;
T4(i)= Tcond(i)-DTsc;
h4(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',P4(i),'T',T4(i),'R134a');
s4(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P4(i),'T',T4(i),'R134a');
h1(i)= h2(i)-Qabs(i)/Massfr(i);
Wpump(i)= Massfr(i)*(h1(i)-h4(i));
s1(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P1(i),'H',h1(i),'R134a');
sev_f(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P1(i),'Q',0,'R134a');
sev_g(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P2(i),'Q',1,'R134a');
scd_f(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P4(i),'Q',0,'R134a');
scd_g(i)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P3(i),'Q',1,'R134a');
```

```

T1(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',P1(i),'S',s1(i),'R134a');
Tcd_g(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',P3(i),'Q',1,'R134a');
Tcd_f(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',P4(i),'Q',0,'R134a');
T = [T1(i) Tev(i) Tev2(i) T2(i) T3(i) Tcd_g(i) Tcd_f(i) T4(i) T1(i)];
s = [s1(i) sev_f(i) sev_g(i) s2(i) s3(i) scd_g(i) scd_f(i) s4(i) s1(i)];
if i==1
    T_april=T;
    s_april=s;
end
if i==2
    T_may=T;
    s_may=s;
end
if i==3
    T_june=T;
    s_june=s;
end
if i==4
    T_july=T;
    s_july=s;
end
if i==5
    T_august=T;
    s_august=s;
end
if i==6
    T_september=T;
    s_september=s;
end
nmech1(i)= 0.0045*Pexp(i)- 8.653;
nmech2(i)= 0.0001*Pexp(i)+ 0.9098;
ngen= nmech1(i);
nmotor= nmech2(i);
Pel(i)= nmech1(i)*ngen*Pexp(i)-Wpump(i)/(nmotor-1+nmech2(i));
nORC(i) = Pel(i)/Qabs(i);
nabs(i) = 0.88*Qabs(i)/Aabs(i)/SR(i);
Qcond(i)= Massfr(i)* (h3(i)-h4(i));
end
N=401;
for i=1:N
    Pp(i)=0.1+(i-1)*(40.31848-0.1)/(N-1);
end
for i=1:N
    s0(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',10^5*Pp(i),'Q',0,'R134a');
    s1(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',10^5*Pp(i),'Q',1,'R134a');
    T0(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',10^5*Pp(i),'Q',0,'R134a');
    T1(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',10^5*Pp(i),'Q',1,'R134a');
end
figure(1)
plot(s_april/1000,T_april,'r-','LineWidth',1.6)
hold on
plot(s_may/1000,T_may,'m-','LineWidth',1.6)
hold on
plot(s_june/1000,T_june,'b-','LineWidth',1.6)
hold on

```

```
plot(s_july/1000,T_july,'g-', 'LineWidth',1.6)
hold on
plot(s_august/1000,T_august,'y-', 'LineWidth',1.6)
hold on
plot(s_september/1000,T_september,'c-', 'LineWidth',1.6)
hold on
plot(s0/1000,T0,'k-', 'LineWidth',1.6)
hold on
plot(s1/1000,T1,'k', 'LineWidth',1.6)
xlabel('s (kJ/kg k)')
ylim([260 400])
ylabel('T (K)')
legend('Apr', 'May', 'Jun', 'Jul', 'Aug', 'Sep')
title('T-s diagram / R134a')
for i=1:6
month(i)=i;
end
figure(2)
bar(month,Qabs/1000)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Apr', 'May', 'Jun', 'Jul', 'Aug', 'Sep'})
ylabel('Qabs [kW]')
title('Absorber Heat - Month / R134a')
figure(3)
bar(month,Qcond/1000)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Apr', 'May', 'Jun', 'Jul', 'Aug', 'Sep'})
ylabel('Qcond [kW]')
title('Condenser Heat - Month / R134a')
figure(4)
bar(month,Pe1/1000)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Apr', 'May', 'Jun', 'Jul', 'Aug', 'Sep'})
ylabel('Pe1 [kW]')
title('Expander Electrical Power - Month / R134a')
figure(5)
bar(month,nORC*100)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Apr', 'May', 'Jun', 'Jul', 'Aug', 'Sep'})
ylabel('η_{ORC} [%]')
title('ORC efficiency - Month / R134a')
figure(6)
bar(month,nabs*100)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Apr', 'May', 'Jun', 'Jul', 'Aug', 'Sep'})
ylabel('η_{abs} [%]')
title('Absorber efficiency - Month / R134a')
for i=1:2
for j=1:6
if i ==1
P(j,i)=P1(j)
end
if i ==2
P(j,i)=P3(j)
end
end
```

```
end
end
figure(7)
bar(month,P/100000)
xticks([1 2 3 4 5 6])
xticklabels({'Apr', 'May', 'Jun', 'Jul', 'Aug', 'Sep'})
ylabel('Pressure [bar]')
legend('P_{evap}','P_{cond}')
title('Evaporator/Condenser Pressure - Month / R134a')
```

### 8.2.2 Υποκώδικες ORC

- `function` [Pcds] = cond(p2,H2,p1,Q\_abs)  
N=3100;  
`for` i=1:N  
Pcd(i)=32\*10<sup>5</sup>-i\*1000;  
exprr(i)= p2/Pcd(i);  
[Mfr(i),Pwr(i)]= expander(exprr(i));  
H3(i)=H2-Pwr(i)/Mfr(i);  
DPcond=0.2; %bar  
p4(i)=Pcd(i)-DPcond\*10<sup>5</sup>;  
Tcond(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',Pcd(i),'Q',1,'R134a');  
DTsc= 2;  
T4(i)= Tcond(i)-DTsc;  
H4(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',p4(i),'T',T4(i),'R134a');  
S4(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',p4(i),'T',T4(i),'R134a');  
S1is(i)= S4(i);  
H1is(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',p1,'S',S1is(i),'R134a');  
npis= 0.65;  
H1(i)= H4(i)+ (H1is(i)-H4(i))/npis;  
Qev(i)= Mfr(i)\*(H2-H1(i));  
error(i)= abs(Qev(i)-Q\_abs)/Q\_abs;  
`if` error(i)<0.005  
Pcds= Pcd(i);  
`break`  
`end`  
`end`  
`end`
- `function` [W,Power] = expander(pr)



```
if pr<=4.4967
    W= 1.3165*pr-5.8489;
    Power= 89472*pr-397560;
end
if pr>=4.4967 && pr<=4.524
    W= 0.154*pr-0.6216;
    Power= 7701.1*pr-29862;
end
if pr>=4.524 && pr<=4.57
    W= 0.0387*pr-0.0998;
    Power= 450.01*pr+2942;
end
if pr>=4.57 && pr<=4.61646
    W= 0.0387*pr-0.0998;
    Power= 450.01*pr+2942;
end
if pr>=4.61646 && pr<=4.66199
    W= 0.0208*pr-0.0175;
    Power= 625.37*pr+2132.5;
end
if pr>=4.66199
    W= 0.0292*pr-0.0565;
    Power= 312.34*pr+3580.4;
end
Power=0.4*Power;
End
```

## 9. Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 3-1: Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα μεταξύ συμβατικών και ανεστραμμένων κύκλων.....	34
Πίνακας 3-2: Σύγκριση εγκατάστασης μιας αναστρέψιμης ογκομετρικής μηχανής σε σχέση με δυο ογκομετρικές μηχανές.....	35
Πίνακας 3-3: Ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας σε λειτουργία ORC και Αντλία θερμότητας.....	41
Πίνακας 4-1: Πρότυπο τυποποίησης ασφάλειας ρευστών ASHRAE (Standard 34) [70].....	46
Πίνακας 4-2: Κύρια χαρακτηριστικά οργανικών ρευστών.....	47
Πίνακας 5-1: Τιμές λόγου όγκων ανάλογα με τον τύπο συμπιεστή [69].....	50
Πίνακας 5-2: Παράμετροι μοντελοποίησης εκτονωτή.....	51
Πίνακας 5-3: Μεταβλητές λειτουργίας και τιμές παραμέτρων εισόδου ημι-εμπειρικού μοντέλου συμπιεστή [73].....	59
Πίνακας 5-4: Μεταβλητές λειτουργίας και τιμές παραμέτρων εισόδου ημι-εμπειρικού μοντέλου εκτονωτή [73].....	65
Πίνακας 5-5: Ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας.....	71
Πίνακας 6-1: Ετήσια κόστη θέρμανσης με χρήση καυσίμων.....	93
Πίνακας 6-2: Ετήσια κόστη χρήσης συστήματος αντλίας θερμότητας με αντιστροφή ORC για διαφορετικά εμβαδά συλλέκτη.....	93
Πίνακας 6-3: Συγκεντρωτικά ετήσια κόστη ανά σενάριο.....	94
Πίνακας 6-4: Κόστος εγκατάστασης (€) ανά σενάριο.....	94
Πίνακας 6-5: Πίνακας τιμών NPV εξεταζόμενων σεναρίων.....	95

## 10. Κατάλογος εικόνων

Εικόνα 1.1 : Λίστα εργαζόμενων οργανικών μέσων [6] .....	10
Εικόνα 1.2: Αριθμός δημοσιεύσεων που σχετίζονται με συστήματα οργανικού κύκλου Rankine [7] .....	11
Εικόνα 1.3: Διάταξη αντλίας θερμότητας (α), σύστημα οργανικού κύκλου Rankine (β), παράδειγμα αντλίας θερμότητας με αντιστροφή οργανικού κύκλου Rankine (γ) .....	12
Εικόνα 1.4: Διάγραμμα συστήματος DX cooling .....	16
Εικόνα 1.5: Σύστημα αντλούμενης αποθηκευμένης θερμικής ενέργειας .....	17
Εικόνα 1.6 Τυπική σύγκριση ως προς τον βαθμό απόδοσης συμβατικού συστήματος με σύστημα συμπαραγωγής .....	19
Εικόνα 1.7: Αναστρέψιμη μονάδα HP/ORC ενσωματωμένη στο σπίτι [17] .....	20
Εικόνα 2.1: Σχηματική απεικόνιση ατμοποιητών .....	21
Εικόνα 2.2: Καμπύλες λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή .....	22
Εικόνα 2.3: Χαρακτηριστικοί τύποι ογκομετρικών συμπιεστών [34] .....	22
Εικόνα 2.4: Απεικόνιση λειτουργίας βασικών τύπων περιστροφικών αντλιών: πτερυγοφόρας αντλίας (α), γρاناζωτής αντλίας (β) .....	23
Εικόνα 2.5: Απεικόνιση λειτουργίας εμβολοφόρας αντλίας .....	24
Εικόνα 2.6: Εξέλιξη μέγιστης μετρούμενης ισεντροπικής αποτελεσματικότητας με τη μέγιστη μετρούμενη ισχύ εξόδου για 67 μηχανές που περιγράφονται στη βιβλιογραφία [34] .....	25
Εικόνα 2.7: Εκτονωτής διπλού κοχλία (α), εκτονωτής μονού κοχλία (β) [43] [44] .....	26
Εικόνα 2.8: Απεικόνιση λειτουργίας κοχλιωτού συμπιεστή .....	27
Εικόνα 2.9: Εύρος ισχύος που παράγεται από διάφορες τεχνολογίες εκτονωτών .....	28
Εικόνα 2.10: Εύρος ισχύος για περιστροφικούς, εμβολοφόρους και κοχλιωτούς εκτονωτές και συμπιεστές [51] .....	28
Εικόνα 2.11: Εύρος πιέσεων και θερμοκρασιών ασφαλούς λειτουργίας εναλλακτών θερμότητας [54] .....	30
Εικόνα 3.1: Διατάξεις συστήματος αντλίας θερμότητας/ORC: με αλλαγή φοράς (πάνω), με σταθερή φορά (κάτω) [58] .....	32
Εικόνα 3.2: Σύγκριση των δύο διαφορετικών αρχιτεκτονικών για ένα αναστρέψιμο σύστημα HP/ORC. Οι γραμμές ψυκτικού μέσου χωρίς ροή είναι διακεκομμένες. ....	33
Εικόνα 3.3: Ηλιακή στέγη [61] .....	37
Εικόνα 3.4: Αρχιτεκτονική συστήματος που απεικονίζει τους τρεις τρόπους λειτουργίας .....	38
Εικόνα 3.5: Απεικόνιση pinch point σε διάγραμμα [T-Q] .....	40
Εικόνα 4.1: (α) Μονογραμμικό κύκλωμα απλού κύκλου ORC, (β) θερμοδυναμικό διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας- εντροπίας κύκλου ORC [65] .....	42
Εικόνα 4.2: Διάταξη ORC με αναγεννητή. [58] .....	43
Εικόνα 4.3: (α) Διάγραμμα κύκλου αντλίας θερμότητας, (β) θερμοδυναμικό διάγραμμα μεταβολής πίεσης συναρτήσει ενθαλπίας κύκλου αντλίας θερμότητας [66] .....	44
Εικόνα 5.1: Λεπτομερές σχήμα πειραματικής διάταξης αντιστρέψιμου συστήματος αντλίας θερμότητας/ ORC .....	49
Εικόνα 5.2: Σχηματική απεικόνιση μοντέλου συμπιεστή [71] .....	53
Εικόνα 5.3: Σχηματική απεικόνιση μοντέλου εκτονωτή [71] .....	61
Εικόνα 5.4: Διάγραμμα T-s [δεξιά], απεικόνιση κυκλώματος ORC [αριστερά] [69] .....	73

Εικόνα 5.5: Θερμική και ηλεκτρική ισχύς εξατμιστή ως συνάρτηση της μέσης θερμοκρασίας απορρόφησης για την αντλία θερμότητας και τον οργανικό κύκλο Rankine..... 75

## 11. Κατάλογος διαγραμμάτων

Διάγραμμα 3-1: Λογικό διάγραμμα οικιακής εφαρμογής αντιστρέψιμου συστήματος αντλίας θερμότητας/ORC [17]	36
Διάγραμμα 4-1: Καμπύλες κορεσμού για διαφορετικούς τύπους οργανικών ρευστών [68].	45
Διάγραμμα 4-2: Διάγραμμα θερμοκρασίας συναρτήσει εντροπίας καμπυλών κορεσμού ορισμένων οργανικών ρευστών	48
Διάγραμμα 4-3: Διάγραμμα πίεσης συναρτήσει ειδικής ενθαλπίας της καμπύλης κορεσμού ρευστού R134a	48
Διάγραμμα 5-1: Επιρροή της βελτιστοποίησης του λόγου όγκου	52
Διάγραμμα 5-2: Λειτουργία συμπιεστή απεικονιζόμενη σε διάγραμμα πίεσης- όγκου για συνθήκες (a) υποπίεσης και (b) υπερ-πίεσης	60
Διάγραμμα 5-3 : Λειτουργία εκτόνωσης απεικονιζόμενη σε διάγραμμα πίεσης- όγκου για συνθήκες (a) υποεκτόνωσης και (b) υπερ-εκτόνωσης	66
Διάγραμμα 5-4: Επιρροή της βελτιστοποίησης του λόγου όγκου	67
Διάγραμμα 5-5: Διάγραμμα T-s στις ονομαστικές συνθήκες για ORC αριστερά και αντλία θερμότητας δεξιά	72
Διάγραμμα 6-1: Μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος ανά μήνα	77
Διάγραμμα 6-2: Ηλιακή ακτινοβολία ανά μήνα	77
Διάγραμμα 6-3: Διάγραμμα p-h για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a	78
Διάγραμμα 6-4: Απορροφούμενη ενέργεια ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a	79
Διάγραμμα 6-5: Κατανάλωση θερμότητας ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a	79
Διάγραμμα 6-6: Ηλεκτρική κατανάλωση συμπιεστή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a	79
Διάγραμμα 6-7: Θερμότητα συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a	79
Διάγραμμα 6-8: Συντελεστής συμπεριφοράς COP ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a	80
Διάγραμμα 6-9: Σύγκριση πιέσεων εξατμιστή- συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R134a	80
Διάγραμμα 6-10: Διάγραμμα p-h για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12	81
Διάγραμμα 6-11: Απορροφούμενη ενέργεια ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12	82
Διάγραμμα 6-12: Κατανάλωση θερμότητας ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12	82
Διάγραμμα 6-13: Ηλεκτρική κατανάλωση συμπιεστή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12	82
Διάγραμμα 6-14: Θερμότητα συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12	82
Διάγραμμα 6-15: Συντελεστής συμπεριφοράς COP ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12	83
Διάγραμμα 6-16: Σύγκριση πιέσεων εξατμιστή- συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα αντλίας θερμότητας και ψυκτικό μέσο R12	83

Διάγραμμα 6-17: Διάγραμμα T-s για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a	84
Διάγραμμα 6-18: Απορροφούμενη θερμότητα ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a	84
Διάγραμμα 6-19: Θερμότητα συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a	84
Διάγραμμα 6-20: Παραγώμενη ηλεκτρική ενέργεια ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a	85
Διάγραμμα 6-21: Βαθμός απόδοσης συλλέκτη ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a	85
Διάγραμμα 6-22: Βαθμός απόδοσης ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a	85
Διάγραμμα 6-23: Σύγκριση πιέσεων εξατμιστή- συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R134a	85
Διάγραμμα 6-24: Διάγραμμα T-s για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12	86
Διάγραμμα 6-25: Απορροφούμενη θερμότητα ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12	86
Διάγραμμα 6-26: Θερμότητα συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12	86
Διάγραμμα 6-27: Παραγώμενη ηλεκτρική ενέργεια ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12	87
Διάγραμμα 6-28: Βαθμός απόδοσης συλλέκτη ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12	87
Διάγραμμα 6-29: Βαθμός απόδοσης ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12	87
Διάγραμμα 6-30: Σύγκριση πιέσεων εξατμιστή- συμπυκνωτή ανά μήνα για σύστημα ORC και για ψυκτικό μέσο R12	87
Διάγραμμα 6-31: Ρυθμός ροής ποσότητας ψυκτικού μέσου για R134a σε λειτουργία καθόλη τη διάρκεια του έτους	88
Διάγραμμα 6-32: Μεταβολή απορροφούμενης ενέργειας ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη	89
Διάγραμμα 6-33: Μεταβολή κατανάλωσης θερμότητας ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη	89
Διάγραμμα 6-34: Μεταβολή ηλεκτρικής κατανάλωσης συμπιεστή ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη	89
Διάγραμμα 6-35: Μεταβολή θερμότητας συμπυκνωτή ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη	89
Διάγραμμα 6-36: Μεταβολή συντελεστή συμπεριφοράς COP ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη	90
Διάγραμμα 6-37: Μεταβολή απορροφούμενης θερμότητας ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη	91
Διάγραμμα 6-38: Μεταβολή θερμότητας συμπυκνωτή ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη	91
Διάγραμμα 6-39: Μεταβολή παραγώμενης ηλεκτρικής ενέργειας ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη	91
Διάγραμμα 6-40: Μεταβολή βαθμού απόδοσης συλλέκτη ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη	91
Διάγραμμα 6-41: Μεταβολή βαθμού απόδοσης ανά μήνα αναλόγως του εμβαδού συλλέκτη	92
Διάγραμμα 6-42: Καθαρή παρούσα αξία εξεταζόμενων σεναρίων για διαφορετικό χρονικό ορίζοντα μελέτης	95

## 12. Βιβλιογραφία

- [1] ΟΔΗΓΙΑ 2012/27/ΕΕ ΤΟΥ ΕΥΡΩΠΑΪΚΟΥ ΚΟΙΝΟΒΟΥΛΙΟΥ ΚΑΙ ΤΟΥ ΣΥΜΒΟΥΛΙΟΥ, 2012.
- [2] Ε. Ένωση, "Ευρωπαϊκό Σύμφωνο για το Κλίμα," 2010. [Online].
- [3] C. T. Evangelos Bellos, "Solar-driven polygeneration systems: Recent," 2020.
- [4] B. F. L. G. F. A. & P. G. Tchanche, "Μετατροπή θερμότητας χαμηλής ποιότητας σε ισχύ με χρήση οργανικών κύκλων Rankine – Ανασκόπηση διαφόρων εφαρμογών. Αναθεωρήσεις Ανανεώσιμων Πηγών & Αειφόρου Ενέργειας,," 2011.
- [5] H. N. S. D. D. B. a. M. B. B. M. J. Moran, "Fundamentals of engineering thermodynamics: John Wiley & Sons," 2010.
- [6] A. J. a. N. Sarunac, "Effect of the working fluid on performance of the ORC and," 2017.
- [7] Σ. α. μ. τ. ό. "ORC", "ScienceDirect," [Online].
- [8] Bettgenhauser, 2013.
- [9] J. G. Persson, *Performance Mapping Versus Design Parameters for Screw Compressors and Other Displacement Compressor Types, Screw Machine '90: Screw Compressors, Screw Loader, Screw Motors*, 1990.
- [10] I. S. H. S. H. T. H. Inaba, *Waste heat collecting system having Rankine cycle and heating cycle*, 2005.
- [11] G. O., "Système et procédé de gestion d'énergie d'un véhicule.". France Patent FR29132117, 2006.
- [12] S. K. U. a. R. S. Schimpf, *Simulation of a solar assisted combined heat pump-organic Rankine cycle system*, Sweden, 2011.
- [13] I. ApS, "Thermal solar absorber system generating heat and electricity". United States of America Patent US 2013/025778 A1, 2013.
- [14] C. D. O. N. M. E. B. Carmo, *Assessment of Emerging Renewable Energy-based Cogeneration Systems*, Aalborg, 2016.
- [15] D. O. Q. S. N.-E. J. Peris B., *Internal combustion engines cooling water valorization through invertible HTHP/ORC systems*, Kortrijk, Belgium, 2016.
- [16] K. O. M. B. T. B. M. G. J. v. M. B. a. S. N. Bettgenhauser, "Heat Pump Implementation Scenarios Until 2030: An Analysis of the Technology's Potential in the Building Sector of Austria, Belgium, Germany, Spain, France, Italy, Sweden and the United Kingdom,," ECOFYS Report, Koln, Germany, 2013.



- [17] O. Q. S. L. V. Dumont, *Experimental investigation of a reversible heat pump / organic Rankine cycle unit designed to be coupled with a passive house (Net Zero Energy Building)*, 2015.
- [18] ABB Group R&D and Technology, "ABB," 03 2020. [Online]. Available: [https://search.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=9AKK107680A9563&LanguageCode=en&DocumentPartId=&Action=Launch&\\_ga=2.264003787.616143954.1596556440-629929440.1594733669](https://search.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=9AKK107680A9563&LanguageCode=en&DocumentPartId=&Action=Launch&_ga=2.264003787.616143954.1596556440-629929440.1594733669).
- [19] A. G. L. D. M. H. Z. L. V. Legros, *Comparison and impact of waste heat recovery technologies on 7 passenger car fuel consumption on a normalized driving cycle*, 2014.
- [20] M. S. W. B. F. Liu, *Development of a novel refrigeration system for refrigerated trucks incorporating phase change material*, 2012.
- [21] Carrier, "DX free cooling," 2008. [Online]. Available: <https://www.climamarket.bg/wp-content/uploads/Brochure-Carrier-30XARBRQ.pdf>.
- [22] M. H. J. K. L. Z. A. C. Mercangöz, *Energy* 45, 2012.
- [23] W. Steinmann, *The CHEST (Compressed Heat Energy Storage) concept for facility scale thermo mechanical energy storage*, 2014.
- [24] G. A. M. D. U. Frate, *Pumped Thermal Electricity Storage: an interesting technology for power-to-heat applications*, San diego, USA, 2017.
- [25] T. S. C. M. M. F. C. S. S. J. L. e. a. J. Settino, "Overview of solar technologies for electricity, heating and cooling production," in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, pp. 892-909.
- [26] Σ. Κ. Ε. Κακαράς, *Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα*, Αθήνα, 2015.
- [27] Κ. Γ. Θ. Μ. Δ. Ε. Μ. Ε. Ε. C. EUROPE, *Η ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗ ΗΛΕΚΤΡΙΣΜΟΥ & ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΤΟ ΝΕΟ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΤΟΠΙΟ ΤΗΣ ΧΩΡΑΣ*, 2009.
- [28] Hacchp.gr, *Γνωρίστε Τη ΣΗΘ | ΕΣΣΗΘ*, 2020.
- [29] H. A. M. a. P. H. Lund, "Zero energy buildings and mismatch compensation factors," in *Energy and buildings*, 2011, pp. 43, 7, 1646-1654.
- [30] C. J. G. D. H. K. K. F. O. Butrymowicz D., *IPCC/TEAP Special Report: Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System, Residential and Commercial Air Conditioning and Heating*, 2005.
- [31] D. B. A. V. M. Ziviani, *Design, Analysis and Optimization of a Micro-CHP System Based on Organic Rankine Cycle for Ultralow Grade Thermal Energy Recovery*, 2013.
- [32] G. L. H. R. S. Qiu, *Expanders for micro-CHP systems with Organic Rankine Cycle*, 2011.

- [33] V. D. S. Q. S. Lemort, *Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle*, 2012.
- [34] V. L. A. Lemort, *Organic Rankine cycle (ORC) power systems technologies and applications, Positive displacement expanders for Organic Rankine Cycle systems*, 2016.
- [35] L. T. G. J. E. N. H. M. K. I. Seher D., *Waste Heat Recovery for Commercial Vehicles with a Rankine Process, Proceeding of the 21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2012*, 2012.
- [36] T. K. S. K. Y. T. K. B. T. I. S. T. T. S. M. Endo, *Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines*, Society of Automotive Engineers, 2007.
- [37] J. S. G. E. A. L. P. Baek, "Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation," *International Journal of Refrigeration* 28, p. 141–151, 2005.
- [38] Y. P. P. L. V. S. O. D. G. Glavatskaya, "Reciprocating Expander for an exhaust heat recovery Rankine cycle for a passenger car application," in *Energies* 5, 2012, pp. 1751-1765.
- [39] R. K. T. M. J. D. A. B. N. Daccord, "Automotive heat recovery with piston expanders and wet fluids," 2013.
- [40] Τ. Ρουμπεδάκης, Μελέτη της λειτουργίας και σχεδιασμός συστήματος τριπαραγωγής μικρής κλίμακας με χρήση υπερκρίσιμου κύκλου ORC, Αθήνα, 2014.
- [41] C. Lin, *Feasibility of Using power steering pumps in small scale solar thermal electrical systems*, Cambridge, 2015.
- [42] Q. S. L. V. Dumont O., "Experimental investigation of a Scroll unit used as a compressor and as an expander in a Heat Pump/ ORC reversible unit," 2014. [Online]. Available: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1471/>.
- [43] A. Brummer, *Energy efficiency – waste heat utilization with screw expanders, Pumps, compressors and process components*, 2012.
- [44] D. B. A. V. M. Ziviani, *Design, analysis and optimization of a micro-CHP system based on organic Rankine cycle system for ultralow grade thermal energy efficiency*, *Journal of energy resources technology*, 2014.
- [45] J. S. I. S. N. Brasz, *Development of a twin Screw expessor as a throttle valve replacement for water-cooled chillers*, 2000.
- [46] W. W. Y. P. Y. Z. Y. M. C. M. G. He, "Influence of intake pressure on the performance of single screw expander working with compressed air.," in *Applied Thermal Engineering* 51, 2013.
- [47] W. W. Y. M. C. L. L. Y. J. Wang, "Preliminary experimental study of single screw expander prototype," in *Applied Thermal Engineering* 31, 2011.
- [48] A. D. J. W. a. I. B. Quoilin S., "ThermoCycle: A Modelica library for the simulation of thermodynamic systems.," in *Proceedings of the 10th International Modelica Conference 2014.*, 2014.

- [49] J. Z. X. Z. Y. Z. Y. W. W. Wang, *Experimental study of single screw expander used in low medium temperature geothermal power system*, 2014.
- [50] Kreider, *Handbook of Heating, Ventilation, and Air Conditioning Handbook*, 2000.
- [51] O. Dumont, *Investigation of a heat pump reversible into an organic Rankine cycle and its*, Liege, Belgium, 2017.
- [52] Q. S. D. S. G. L. W. E. L. V. Oudkerk J, *Evaluation of the Energy Performance of an Organic Rankine Cycle-Based Micro Combined Heat and Power System Involving a Hermetic Scroll Expander*, 2013.
- [53] Δ. Χ. Μ. Φούντη, *Μεταφορά Θερμότητας II*, Αθήνα, 2003.
- [54] C. T. Evangelos Bellos, *Solar-driven polygeneration systems: Recent progress and outlook*, 2020.
- [55] Ν. Νικόλαος, *Ανάλυση υποβοηθούμενης αντλίας θερμότητας συζευγμένης με θερμικό φωτοβολταϊκό συλλέκτη με χρήση νανορευστού*, Αθήνα, 2018.
- [56] SWEP, "Thermal expansion valves (TEVs)," [Online]. Available: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/4.-expansion-valves/adf6/>. [Accessed 01 05 2022].
- [57] Μ. Γεώργιος, "Τεχνο-οικονομική αξιολόγηση συστημάτων ηλιακής ψύξης με φωτοβολταϊκά στην Ελλάδα," Αθήνα, 2019, p. 25.
- [58] Γ. Ε. Οδυσσέα, *Τεχνο-οικονομική αξιολόγηση συστήματος τριπαραγωγής αντιστρεπτής Αντλίας Θερμότητας - ORC*, 2020.
- [59] J. S. G. E. A. L. P. Baek, "Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation," *International Journal of Refrigeration* 28, p. 141–151, 2005.
- [60] I. ApS, "Thermal solar absorber system generating heat and electricity". United States Patent Application Publication Patent US 2013/025778 A1, 2013.
- [61] I. ApS, "Innogie website," 2014. [Online]. Available: <http://www.innogie.dk>. [Accessed 02 05 2022].
- [62] A. B. A. Nikolov, *Investigating a Small Oil-Flooded Twin-Screw Expander for Waste-Heat Utilisation in Organic Rankine Cycle Systems, energies*, 2017.
- [63] R. a. F. D. Zanelli, *Experimental Investigation of a Hermetic Scroll Expander–Generator*, 12th International Compressor Engineering Conference, West Lafayette, 1994.
- [64] Q. S., *Sustainable Energy Conversion through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*, Λιέγη, 2011.

- [65] Γ. Λουμπάρδη, Ενεργειακή και οικονομική ανάλυση συστημάτων ηλιακά τροφοδοτούμενου Οργανικού κύκλου Rankine με χρήση γενετικού αλγορίθμου πολυβελτιστοποίησης, Αθήνα, 2018.
- [66] Μ. Γεώργιος, Τεχνο-οικονομική αξιολόγηση συστημάτων ηλιακής ψύξης με φωτοβολταϊκά στην Ελλάδα, Αθήνα, 2019.
- [67] Χ. Πολίτης, Θερμοδυναμική ανάλυση ηλιακού κύκλου ORC και επιλογή βέλτιστου ψυκτικού μέσου, 2018.
- [68] S. Vasta, "Adsorption-compression cascade cycles: An experimental study," 2018.
- [69] Α. Χαραλαμπίδης, Σύζευξη συστήματος ORC μικρής ισχύος με οικιακό ηλιακό, Αθήνα, 2018.
- [70] ASHRAE, "ASHRAE Shaping Tomorrow's Built Environment Today," [Online]. Available: <https://www.ashrae.org/>. [Accessed 04 12 2022].
- [71] V. C. C. J. L. I. T. Lemort, Development of Simple Cooling Coil Models for Simulation of HVAC Systems, 2008.
- [72] L. J. Winandy E., Scroll Compressors using gas and liquid injection: experimental analysis and modelling, 2002.
- [73] V. Lemort, Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expander modes, Liege, 2008.
- [74] J. F. P. C. a. A. R. Kreider, Heating and Cooling of Buildings (2nd Edition), McGraw-Hill, 2009.
- [75] Κ. Κηρυττόπουλος, Εγχειρίδιο Διαχείρισης Κινδύνων Έργων, Αθήνα: Εκδόσεις Κλειδάριθμος, 2006.
- [76] Κ. Kazaras, Κ. Kirytopoulos and Α. Rentizelas, "Introducing the STAMP method in road tunnel safety assessment," *Safety Science*, vol. 50, no. 9, pp. 1806-1817, 2012.
- [77] Α. Ζερβός and Γ. Κάραλης, Σημειώσεις Αιολικής Ενέργειας, Αθήνα: ΕΜΠ, 2018.
- [78] Institute of Risk Management, "About Risk Management, Institute of Risk Management," Institute of Risk Management - IRM, 2016. [Online]. Available: <https://www.theirm.org/about/risk-management>. [Accessed 6 2 2017].
- [79] Κ. Ν. W. S. P. M. Elson JP, "Scroll Technology: An overview of Past, Present and Future Developments," in *International Compressor Engineering Conference*, 2008.
- [80] D. S. a. Q. S. Lemort V., "Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, pp. 126-136, 2011.

