

Τεχνο-οικονομική μελέτη
συστήματος πολυ-παραγωγής με
συλλέκτες τύπου Fresnel και
Οργανικό Κύκλο Rankine στην
Ελλάδα

Τομέας: Θερμότητας

Επιβλέπων: Σωτήριος Καρέλλας, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2021





Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα Καθηγητή της διπλωματικής μου εργασίας, κ. Σωτήριο Καρέλλα που με εμπιστεύτηκε με την ανάθεση του πολύ ενδιαφέροντος αυτού θέματος. Ο κ. Καρέλλας συνέβαλε τόσο στην ακαδημαϊκή μου πρόοδο, όσο και στην επαγγελματική μου εξέλιξη και προσανατολισμό.

Θα ήθελα επίσης να αποδώσω ειδικές ευχαριστίες στον υποψήφιο Διδάκτορα Τρύφωνα Ρουμπεδάκη, ο οποίος καθ' όλη την διάρκεια της διπλωματικής αυτής με κατεύθυνε και με συμβούλευε παρά το δικό του επιβαρυνμένο πρόγραμμα. Ο Τρύφωνας υπήρξε καταλυτικός παράγοντας στην επιτυχή ολοκλήρωση της παρούσας διπλωματικής και του εύχομαι καλή επιτυχία με την διδακτορική διατριβή του.

Τέλος ένα μεγάλο ευχαριστώ σε όσους πίστεψαν σε εμένα καθ' όλη την πορεία μου προς την ολοκλήρωση των σπουδών μου.



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.

Ονοματεπώνυμο

Αναστάσιος Θωμαδάκης

Σύνοψη

Το αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η τεχνοοικονομική μελέτη συστήματος πολυ-παραγωγής με χρήση ηλιακών συλλεκτών Fresnel. Στην προς μελέτη εγκατάσταση ο ηλεκτρισμός παράγεται με τη βοήθεια ηλιακού οργανικού κύκλου Rankine (ORC) και η ψύξη είτε με ψύκτη προσρόφησης (adsorption chiller) είτε με αντιστρεπτή αντλία θερμότητας. Ο σκοπός της διάταξης αυτής είναι η πλήρης κάλυψη των αναγκών μιας πολυκατοικίας πεντακοσίων τετραγωνικών μέτρων, σε θέρμανση, ψύξη και ζεστό νερό χρήσης, αλλά και η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από το σύστημα. Για την τοποθεσία στην οποία θα μπορούσε να υλοποιηθεί ένα τέτοιο έργο ερευνήθηκαν πόλεις από τις τέσσερις κλιματικές ζώνες της Ελλάδας.

Στην διπλωματική αυτή μελετήθηκαν τα οικονομικά οφέλη μιας τέτοιας εγκατάστασης αυτοπαραγωγής και η διερεύνηση της πιθανότητας ένταξης της σε μηχανισμούς επιδοτήσεων κατά την πώληση της παραγομένης ενέργειας. Με τον τρόπο αυτό, οι κάτοικοι της πολυκατοικίας θα μπορούν αν σχηματίσουν μια ενεργειακή κοινότητα και να επενδύσουν σε ένα τέτοιο έργο έτσι ώστε να απολαμβάνουν έσοδα από την πώληση της ηλεκτρικής ενέργειας.

Πιο συγκεκριμένα η προς μελέτην εγκατάσταση αποτελείται από μία σειρά ηλιακών συλλεκτών Fresnel οι οποίοι εκμεταλλευόμενοι την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία θερμαίνουν ένα εργαζόμενο ρευστό, το οποίο σε αυτήν την περίπτωση είναι θερμικό έλαιο. Έπειτα το ρευστό αυτό αποθηκεύεται σε μια δεξαμενή αποθήκευσης, και στην συνέχεια εισέρχεται στο κύκλωμα του ORC μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας ο οποίος λειτουργεί ως λέβητας ανάκτησης θερμότητας. Στον κύκλο ORC παράγεται ηλεκτρικό ρεύμα, θέρμανση και μέσω ενός ψύκτη προσρόφησης ο οποίος τοποθετείται στον συμπυκνωτή, παράγεται η ψύξη.

Η βελτιστοποίηση πραγματοποιήθηκε με την αξιολόγηση πολλών σεναρίων ως προς το εργαζόμενο μέσο, το είδος των συλλεκτών και διαφορετικά σενάρια εκμετάλλευσης της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας. Οι παράμετροι σύμφωνα με τις οποίες προέκυψαν τα τελικά αποτελέσματα ήταν η περίοδος αποπληρωμής και ο συνολικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει της συνολικής επιφάνειας των συλλεκτών και του όγκου του δοχείου αποθήκευσης. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα που εξήχθησαν, οι συλλέκτες Fresnel εμφάνισαν ελαφρώς μειωμένη ενεργειακή απόδοση συγκριτικά με τους παραβολικούς συλλέκτες, ωστόσο λαμβάνοντας υπόψιν και τα οικονομικά αποτελέσματα, αναδείχθηκαν ως η βέλτιστη λύση. Η μέγιστη ενεργειακή απόδοση που καταγράφηκε από τη βελτιστοποίηση ήταν της τάξης του 10-11%, ενώ ο ελάχιστος χρόνος αποπληρωμής κυμάνθηκε στα 10 με 14 χρόνια για τις πόλεις των Χανίων και της Αθήνας, με βέλτιστα εργαζόμενα μέσα το εξάνιο και το ισοεξάνιο. Μάλιστα στην περίπτωση των Χανίων το κόστος της παραγόμενης ενέργειας υπολογίστηκε ίσο με το παρόν κόστος πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας γεγονός το οποίο καθιστά τα Χανιά την οικονομικά προτιμότερη τοποθεσία για μια τέτοια εγκατάσταση. Η προσομοίωση και η βελτιστοποίηση της εγκατάστασης έγιναν σε ωραία βάση με την βοήθεια υπολογιστικού προγράμματος, και συγκεκριμένα της MATLAB.



Abstract

The subject of this dissertation is the feasibility study of a polygeneration system using Fresnel solar collectors. In this study, electricity is generated with the use of an Organic Rankine Cycle (ORC) and cooling either with an adsorption chiller or with a reversible heat-pump. Its purpose is to fully cover the needs of an apartment building of five hundred square meters, in heating, cooling and domestic hot water, but also the production of electricity. Cities from all four climatic zones of Greece were surveyed for the location in which such a project could be implemented.

In this dissertation, the economic advantages of such a self-generating decentralized plant were studied in the context of its inclusion in subsidy mechanisms during the sale of the produced energy. By doing that, the residents of the apartment building will be able to form an energy community and use net metering so that they can experience financial benefits from the sale of electricity.

More specifically, this installation consists of a series of Fresnel solar collectors which, taking advantage of the direct solar radiation, provide heating to a working fluid, which in this case is thermal oil. This fluid is then stored in a storage tank, and then enters the ORC circuit via a heat exchanger which acts as an evaporator. In the ORC cycle electricity and heating are generated, and through an adsorption cooling cycle which is placed in the condenser, cooling is produced.

The optimization was carried out by evaluating several scenarios in terms of the working medium, the type of collectors and different scenarios of exploitation of the heat produced. The parameters according to which the final results were obtained were the payback period and the total efficiency of the system, depending on the total surface of the collectors and the volume of the storage tank.

According to the results obtained, Fresnel collectors showed slightly reduced energy efficiency compared to parabolic collectors, however, considering the economic results, they emerged as the best solution. The maximum energy efficiency recorded by the optimization process was in the range of 10-11%, while the minimum payback period ranged from 10 to 14 years for the cities of Chania and Athens, with hexane and isohexane being the optimal working fluids. In fact, in the case of Chania, the cost of energy produced was calculated equal to the current cost of electricity sold, which makes Chania the economically preferred location for such an installation. The simulation and optimization were done on an hourly basis with the help of MATLAB.



Ονοματολογία

A	Επιφάνεια	[m ²]
A_a	Επιφάνεια ανοίγματος	[m ²]
A_r	Επιφάνεια δέκτη	[m ²]
b	Σταθερά	[-]
c	Λόγος συγκέντρωσης	[-]
C	Κόστος	[€]
C_f	Ετήσια εξοικονόμηση κόστους καυσίμου	[€]
CAPEX	Κεφαλαιουχικές δαπάνες	[€]
COP	Συντελεστής συμπεριφοράς	[-]
C_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα	[KJ/KgK]
$c_{0,1,\dots}$	Σταθερές βαθμού απόδοσης συλλέκτη	[-]
D	Διάμετρος	[m]
D_p	Πτώση πίεσης	[bar]
f	Ετήσια αύξηση των δαπανών λειτουργίας	[%]
f_f	Ετήσια αύξηση των τιμών καυσίμων	[%]
ff	Παράγοντας πλήρωσης	[-]
FIT	Feed in tariff	[€/kWh]
GWP	Δυναμικό Πλανητικής Υπερθέρμανσης	[-]
H	Ύψος	[m]
h	Ειδική ενθαλπία	[J/Kg]
I	Ωριαία ηλιακή ακτινοβολία	[W/m ²]
L	Μήκος	[m]
L_{LOC}	Γεωγραφικό μήκος	[deg]
L_{ST}	Γεωγραφικό πλάτος μεσημβρινού	[deg]
LCOE	Ισοσταθμισμένο κόστος ενέργειας	[€/kWh]
m	Μάζα	[Kg]
\dot{m}	Παροχή μάζας	[Kg/s]
M	Μάζα δοχείου αποθήκευσης	[Kg]



η	Βαθμός απόδοσης	[%]
N	Στροφές	[rpm]
NPV	Καθαρή Παρούσα Αξία	[1]
Nt	Αριθμός πλακών	[-]
ODP	Δυναμικό Καταστροφής του Όζοντος	[-]
$OPEX$	Κόστος Συντήρησης	[€]
P	Πίεση	[bar]
PP	Περίοδος αποπληρωμής	[χρόνια]
P_{el}	Ηλεκτρική ισχύς	[W]
Q	Ισχύς	[W]
r_p	Λόγος πίεσης	[-]
s	Ειδική εντροπία	[J/KgK]
T	Θερμοκρασία	[K]
t	Χρονικό διάστημα	[s]
U	Ειδική θερμική διαπερατότητα	[W/m ² K]
V	Όγκος	[m ³]
\dot{V}_s	Όγκος σάρωσης	[m ³ /rev]
\dot{W}	Έργο	[W]
<u>Ελληνικά Σύμβολα</u>		
β	Γωνία κλίσης συλλεκτών	[deg]
ZNX	Ζεστό Νερό Χρήσης	[-]
θ	Γωνία πρόσπτωσης	[deg]
ρ	Πυκνότητα	[kg/m ³]
Σ	Σενάριο	[-]
τ	Ροπή	[Nm]
φ	Γεωγραφικό πλάτος	[deg]
χ	Βαθμός ξηρότητας	[-]
<u>Δείκτες</u>		
abs	Απόλυτη τιμή	
amb	Περιβάλλον	
b	Άμεση	
$Cash$	Ταμειακές εισροές	
$Flows$		
$Cogen$	Συμπαραγωγή	
col	Ηλιακός συλλέκτης	



<i>cold</i>	Ψυχρό ρεύμα
<i>cond</i>	Συμπυκνωτής
<i>cool</i>	Ψυκτικό φορτίο
<i>CRF</i>	Συντελεστής ανάκτησης κεφαλαίου
<i>critical</i>	Κρίσιμο σημείο
<i>dh</i>	Τηλεθέρμανση
<i>el</i>	Ηλεκτρική
<i>ETC</i>	Συλλέκτης με σωλήνα κενού
<i>evap</i>	Ατμοποιητής
<i>exp</i>	Εκτονωτής
<i>FPC</i>	Επίπεδος συλλέκτης
<i>gas</i>	Φυσικό αέριο
<i>gen</i>	Γεννήτρια
<i>heat</i>	Θερμικό φορτίο
<i>hot</i>	Θερμό ρεύμα
<i>hp</i>	Αντλία θερμότητας
<i>htf</i>	Εργαζόμενο ρευστό
<i>i</i>	Ωριαία χρονική στιγμή
<i>i</i>	Επιτόκιο
<i>in</i>	Είσοδος
<i>inv</i>	Αναστροφέας
<i>iorc</i>	Σύστημα ORC
<i>is</i>	Ισεντροπικός
<i>LFR</i>	Γραμμικός ανακλαστής Fresnel
<i>loss</i>	Απώλειες
<i>max</i>	Μέγιστο
<i>mech</i>	Μηχανική
<i>motor</i>	Κινητήρας
<i>net</i>	Καθαρή
<i>nom</i>	Ονομαστικό
<i>out</i>	Έξοδος
<i>PCM</i>	Υλικό αλλαγής φάσης
<i>PDC</i>	Συλλέκτης παραβολικού πιάτου
<i>ripping</i>	Σωληνώσεις
<i>PTC</i>	Επιμήκης παραβολοειδής συλλέκτης
<i>pump</i>	Αντλία



<i>recup</i>	Ανακτητής θερμότητας
<i>sol</i>	Ηλιακός
<i>st</i>	Τροφοδοτικό δοχείο
<i>super</i>	Υπερκρίσιμο
<i>T</i>	Κεκλιμένο επίπεδο
<i>tank</i>	Δοχείο
<i>th</i>	Θερμικός
<i>threshold</i>	Οριακή τιμή
<i>total</i>	Ολικός
<i>water</i>	Νερό



Περιεχόμενα

1. Εισαγωγή	12
1.1 Στατιστικά στον κλάδο της Ενέργειας	12
1.2 Συστήματα Παραγωγής Ενέργειας	15
1.2.1 Κύκλος Rankine	16
1.2.2 Οργανικός Κύκλος Rankine	19
1.2.3 Συμπαραγωγή	22
1.2.4 Τηλεθέρμανση	25
1.3 Ηλιακά Συστήματα	26
1.4 Παραγωγή Θερμότητας και Ψύξης	27
1.4.1 Ψύξη με συμπίεση ατμών (VCC)	28
1.4.2 Ψύξη με απορρόφηση (absorption cooling)	29
1.4.3 Ψύξη με προσρόφηση (adsorption cooling)	30
1.5 Αντικείμενο Διπλωματικής Εργασίας	32
2. Ηλιακά Συστήματα	33
2.1 Συστήματα αξιοποίησης ηλιακής ενέργειας	33
2.1.1 Ηλιακοί Συλλέκτες Fresnel	36
2.1.2 Εφαρμογές Ηλιακών Συλλεκτών Fresnel	40
2.2 Μοντελοποίηση Ηλιακών Συλλεκτών	42
2.2.1 Υπολογισμός του βαθμού απόδοσης των συλλεκτών	44
2.3 Συστήματα Αποθήκευσης	48
2.3.1 Δεξαμενή Αποθήκευσης	49
2.4 Λειτουργία Συστήματος	54
3. Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC)	59
3.1 Μοντελοποίηση Οργανικού Κύκλου Rankine	59
3.2 Εργαζόμενα Μέσα	65
3.3 Αποτελέσματα σχεδιασμού στο σημείο λειτουργίας	66
3.4 Εναλλάκτες Θερμότητας	73
3.4.1 Ατμοποιητής	75
3.4.2 Συμπυκνωτής	78
3.4.3 Ανακτητής Θερμότητας	80
3.5 Αντλία	81
3.6 Κινητήρας, Γεννήτριας και Inverter	84
3.7 Εκτονωτής	86
3.8 Αποτελέσματα διαστασιολόγησης	91



3.9	Σχεδιασμός εκτός σημείων λειτουργίας (Off Design)	93
4.	Συνολική Λειτουργία Συστήματος	98
4.1	Συνολική Διαμόρφωση Συστήματος	99
4.2	Ανάλυση συνολικής απόδοσης συστήματος	105
4.3	Οικονομική ανάλυση συστήματος	106
4.3.1	Κόστος Ηλιακού Συστήματος	106
4.3.2	Κόστος ORC	108
4.4	Οικονομικοί Δείκτες	111
4.5	Συνολικά Αποτελέσματα	115
5.	Βελτιστοποίηση Συστήματος	121
5.1	Αποτελέσματα Βελτιστοποίησης	122
5.2	Συγκεντρωτικά Αποτελέσματα	139
5.3	Σύγκριση με βιβλιογραφία	141
5.4	Ανάλυση Ευαισθησίας	142
6.	Συμπεράσματα - Προτάσεις	147
7.	Κατάλογος Πινάκων	149
8.	Κατάλογος Εικόνων	150
9.	Βιβλιογραφία	154

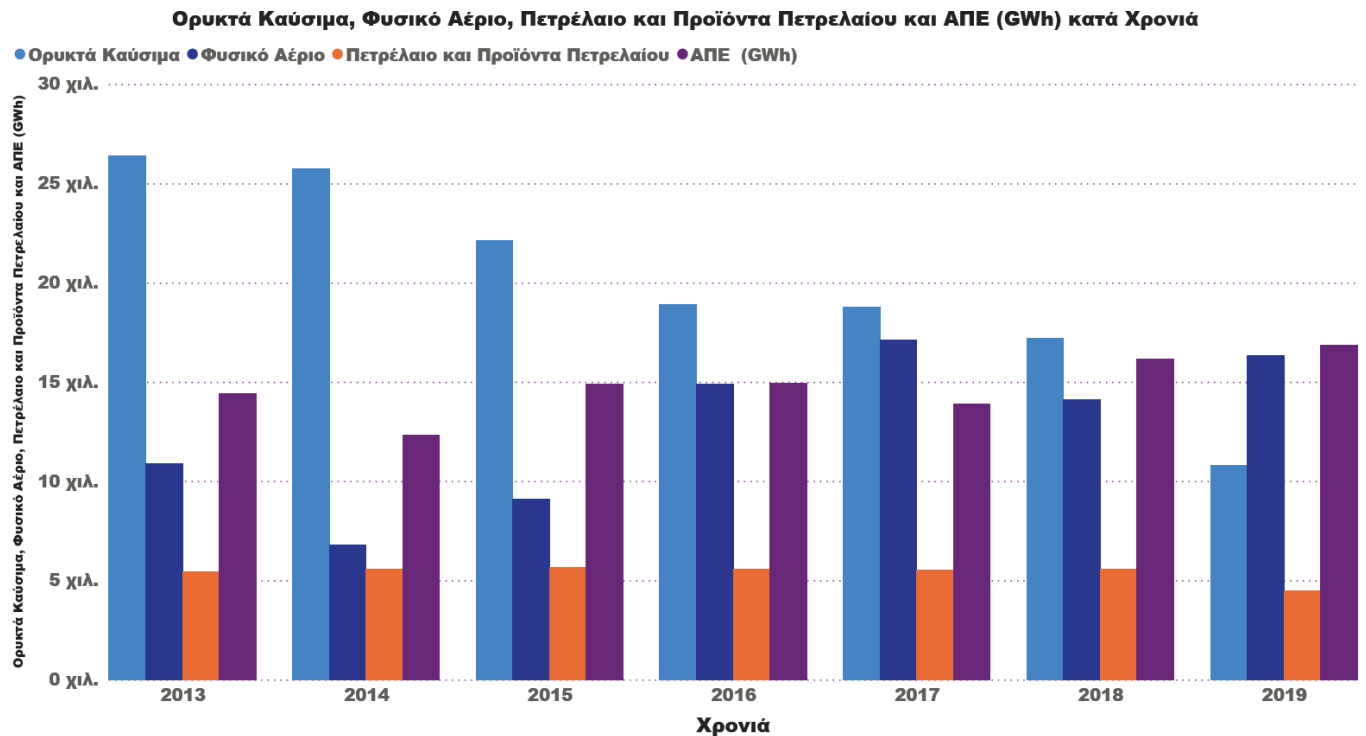
1. Εισαγωγή

Η ενέργεια διαδραματίζει έναν πολύ σημαντικό ρόλο στην οικονομική και τεχνολογική εξέλιξη μιας χώρας και ως αποτέλεσμα, τα τελευταία χρόνια λαμβάνουν χώρα πολλές προσπάθειες για την επίτευξη αποδοτικότερης χρήσης της σε όλα τα στάδια της ενεργειακής αλυσίδας. Η παραγωγή, διανομή και κατανάλωση της ενέργειας με αποτελεσματικό και ταυτόχρονα περιβαλλοντικά υπεύθυνο τρόπο αποτελεί μια βασική πρόκληση των ημερών μας η οποία ωστόσο συμβάλει στην κατεύθυνση της αειφόρου ανάπτυξης. Σήμερα το μεγαλύτερο μέρος της ενέργειας που καταναλώνεται παγκοσμίως προέρχεται από υδρογονάνθρακες, με το αργό πετρέλαιο να είναι η κυρίαρχη πηγή καυσίμων μεταφοράς. Ακόμη και με σημαντικά βήματα προς την βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης, η παγκόσμια ζήτηση ενέργειας αναμένεται να αυξηθεί κατά περίπου 25% από το 2017 έως το 2040 [3]. Η ενεργειακή βιωσιμότητα λοιπόν σχετίζεται με την παροχή επαρκούς, αξιόπιστης και προσιτής ενέργειας η οποία θα καλύπτει τις ανάγκες της κοινωνίας. Με δεδομένο λοιπόν την κορεσμένη ποσότητα ορυκτών καυσίμων αλλά και την συνεχόμενα αυξητική ζήτηση σε ηλεκτρική ενέργεια, πολλές χώρες στρέφονται σε ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (ΑΠΕ) για να συνεισφέρουν στο ενεργειακό τους ισοζύγιο.

1.1 Στατιστικά στον κλάδο της Ενέργειας

Το 2019 η Ευρωπαϊκή Ένωση (ΕΕ) ολοκλήρωσε μια ενημέρωση του πλαισίου της ενεργειακής πολιτικής της για να διευκολύνει τη μετάβαση από τα ορυκτά καύσιμα προς “καθαρότερες” μορφές ενέργειας και να επιτύχει τη συμφωνία «του Παρισιού». Η συμφωνία αυτή καθορίζει ένα παγκόσμιο ρυθμιστικό πλαίσιο για την αποφυγή επικίνδυνων κλιματικών αλλαγών περιορίζοντας με αυτόν τον τρόπο την υπερθέρμανση του πλανήτη κάτω από τους 2°C και συνεχίζοντας τις προσπάθειές για περιορισμό στους 1.5°C [4]. Στοχεύει επίσης στην ενίσχυση της ικανότητας των χωρών να αντιμετωπίζουν τις επιπτώσεις της κλιματικής αλλαγής. Οι νέοι κανόνες θα αποφέρουν σημαντικά οφέλη από την προοπτική των καταναλωτών, από περιβαλλοντική άποψη και από οικονομική άποψη. Η Ευρώπη έχει υιοθετήσει μία από τις πιο φιλόδοξες πολιτικές για τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας στον κόσμο. Αυτή η πολιτική ενισχύει τον ηγετικό ρόλο της Ευρώπης με στόχο τουλάχιστον 32% της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας να προέρχεται από ΑΠΕ [4]. Επιπλέον, η πολιτική αυτή επιτρέπει στους καταναλωτές να μετατραπούν σε παραγωγούς καθαρής ενέργειας, και σε εθνικό επίπεδο μειώνονται, ταυτόχρονα, οι σχέσεις εξάρτησης από ενεργειακές εισαγωγές. Τέλος, δημιουργούνται ευκαιρίες και θέσεις εργασίας καθώς και προσελκύονται νέες επενδύσεις. Η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα βασίζεται κυρίως σε ορυκτά καύσιμα. Έχοντας περάσει σε μια φάση απολιγνιτοποίησης με στόχο την σταδιακή μείωση και παύση χρήσης λιγνίτη για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας μέχρι το 2028, παρατηρείται μια μεγάλη διείσδυση του φυσικού αερίου στο ενεργειακό μείγμα της χώρας. Όσον αφορά τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, ενώ την προηγούμενη δεκαετία (2000-2010) είχε παρουσιαστεί αύξηση στην ζήτηση τους, εν συνεχεία ακολούθησε ύφεση με πολλά νέα θεσμικά πλαίσια να απαιτούνται προκειμένου να υπάρξει μια νέα διείσδυση των ΑΠΕ στο ενεργειακό σύστημα της Ελλάδας.

Παρόλα αυτά, όπως φαίνεται και στο παρακάτω διάγραμμα το οποίο αναπαριστά την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ανά πηγή και χρονιά, τα τελευταία χρονιά η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με χρήση λιγνίτη έχει μειωθεί αισθητά με ανανεώσιμες πηγές και φυσικό αέριο να καταλαμβάνουν τα μεγαλύτερα ποσοστά πλέον στο ενεργειακό μείγμα της χώρας. Αξίζει να σημειωθεί εδώ πως πάνω από το 90% του παραγομένου φυσικού αερίου εισάγεται στην Ελλάδα από χώρες, όπως η Ρωσία και η Αλγερία σε υδροποιημένη μορφή (LNG), με δεξαμενόπλοια στον Τερματικό Σταθμό Υδροποιημένου Φυσικού Αερίου της Ρεβυθούσας.

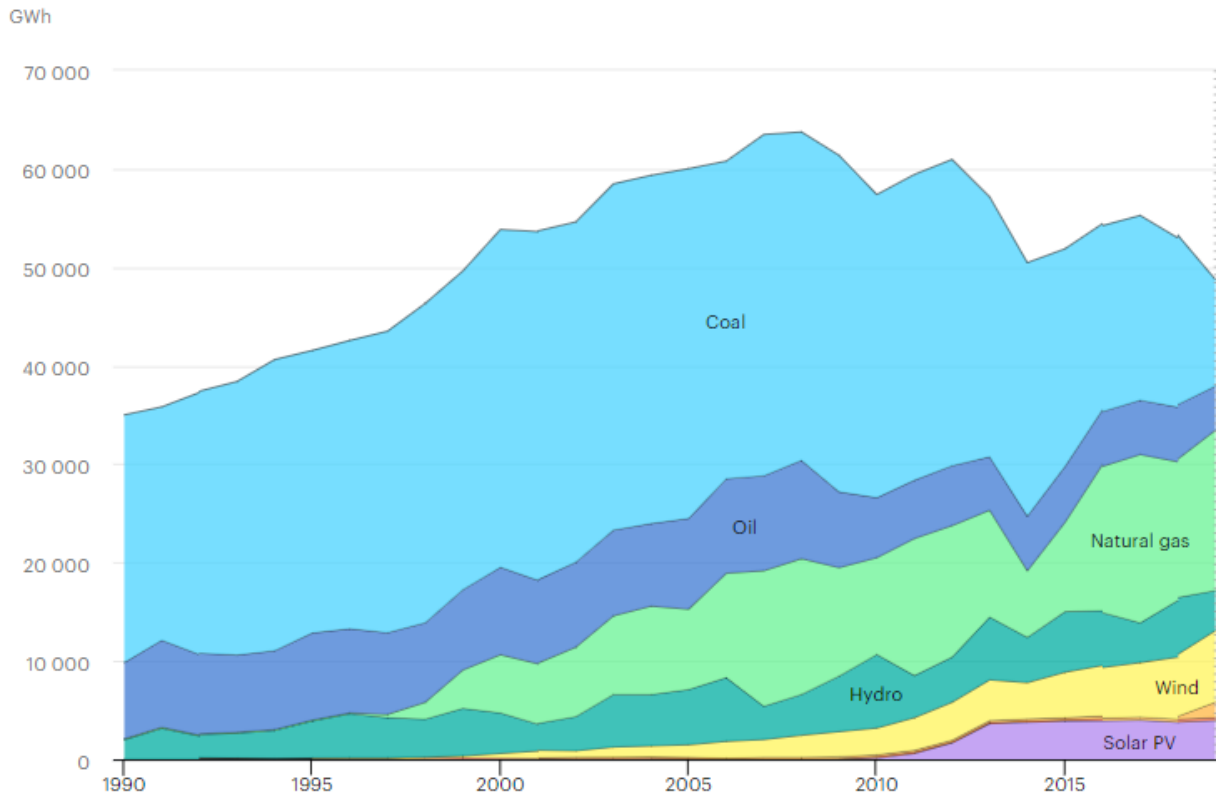


Εικόνα 1.1: Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα ανά πηγή.

Επιπρόσθετα, με την υιοθέτηση κοινών ευρωπαϊκών κανονισμών στον ενεργειακό τομέα, με σκοπό τον περιορισμό των εκπομπών αέριων ρύπων, στην Ελλάδα επιτυγχάνεται τα τελευταία χρόνια μια εκ νέου ανάπτυξη των ΑΠΕ τόσο στην ηλεκτροπαραγωγή, όσο και στην τελική χρήση ενέργειας, ενώ ήδη έχουν εφαρμοστεί μέτρα και πολιτικές για την επίτευξη εξοικονόμησης ενέργειας στα κτήρια, αλλά και την ενίσχυση της συμπαραγωγής.

Το 2010 η Ελλάδα παρήγαγε 30,8 TWh ηλεκτρικής ενέργειας από την χρήση λιγνίτη με τον αριθμό αυτόν να πέφτει στις 10,8 TWh το 2019, δείχνοντας την τάση προς πλήρη παύση χρήσης του στο μέλλον. Από την άλλη, αύξηση της τάξης του 65% έχει σημειωθεί στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από φυσικό αέριο με 16,3TWh για το 2019 σε αντίθεση με 9,83 TWh για το 2010. Παράλληλα όμως με την μειωμένη χρήση λιγνίτη η οποία παρατηρείται τα τελευταία

χρονιά σημειώνεται και αύξηση παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας από ΑΠΕ, με το 2019 η Ελλάδα να παράγει 16,86 TWh ηλεκτρικής ενέργειας από ΑΠΕ, το οποίο ισούται με το 35% της συνολικής παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας, ποσοστό αρκετά μεγαλύτερο του 18% το οποίο συνέβαλε στη συνολική ενεργειακή παραγωγή το 2010 [5].



Εικόνα 1.2: Καταμερισμός ΑΠΕ στο ενεργειακό μείγμα της Ελλάδας κατά την περίοδο 1990-2019 [5].

Η σημαντικότερη ανάπτυξη, ωστόσο προέρχεται από την ηλιακή ενέργεια, η οποία περιλαμβάνει ηλιακά φωτοβολταϊκά και ηλιακά θερμικά, καθώς ενώ το 2010 αντιπροσώπευε μικροσκοπικό ποσοστό του ενεργειακού ισολογισμού, το 2019 απαρτίζει το 24% των ανανεώσιμων και μάλιστα σύμφωνα και με το νέο Σχέδιο Δίκαιης Αναπτυξιακής Μετάβασης των Λιγνιτικών Περιοχών της κυβέρνησης αναμένεται περαιτέρω επέκταση του ποσοστού αυτού με νέα Φωτοβολταϊκά πάρκα συνολικής ισχύος 2,3 GW σε Δ.Μακεδονία και Μεγαλόπολη. Έτσι, αναμένεται στα επόμενα χρόνια η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας να αναπτυχθεί περαιτέρω στην Ελλάδα διαδραματίζοντας έως και το 21% της συνολικής ενεργειακής παραγωγής το 2030 [5]. Στα πλαίσια της ενεργειακής αυτής μετάβασης καθώς και της προσπάθειας ενσωμάτωσης της ηλιακής ενέργειας στην Ελληνική κοινωνία, παρατηρείται μεγαλύτερη ζήτηση πλέον σε σπίτια με φωτοβολταϊκά στις στέγες και σε οικιακά ηλιακά πάνελ τα οποία εκμεταλλεύονται την ηλιοφάνεια που επικρατεί ως επί των πλείστων στην Ελλάδα,

παράγουν ηλεκτρική ενέργεια και εξασφαλίζουν στον καταναλωτή ενεργειακή αυτάρκεια. Με το κόστος τους να μειώνεται, και με το καθεστώς της "ταρίφας" δηλαδή της αποζημίωσης από το κράτος της ενέργειας που εγχέεται στο δημόσιο δίκτυο (ΔΕΗ), ολοένα και περισσότερο ενδιαφέρον συγκεντρώνεται στην χρήση φωτοβολταϊκών/ηλιοθερμικών συλλεκτών, είτε σε κτήρια του τριτογενούς τομέα είτε σε κατοικίες [6].

Επιπλέον μέσω του ενεργειακού συμψηφισμού (net metering), την αυτοκατανάλωση δηλαδή της παραγόμενης ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές, όπως είναι τα φωτοβολταϊκά, τα οποία είναι διασυνδεδεμένα με το δίκτυο, υπάρχει η δυνατότητα, ο χρήστης να εξοικονομεί χρήματα καθώς πληρώνει μονάχα την διάφορα καταναλισκόμενης – παραγόμενης ενέργειας. Σε περίπτωση μικρότερης κατανάλωσης από παραγωγή ο χρήστης πιστώνεται την ενέργεια για τα επόμενα 3 έτη. Ακόμη σύμφωνα και με την υπό αριθμό ΥΠΕΝ/ΔΑΠΕΕΚ/30971/1190, (ΦΕΚ 1045B/26.3.2020) [6], ο οικιακός καταναλωτής έχει την δυνατότητα πώλησης του παραγόμενου ρεύματος στο δίκτυο με τα φωτοβολταϊκά σε προκαθορισμένη τιμή πώλησης (Feed-in Tariff).

Συμπερασματικά, κρίνεται σημαντική η αξιολόγηση των τεχνολογιών που θα πλαισιώσουν τα ηλιακά αυτά συστήματα για επίτευξη μέγιστης απόδοσης και οικονομικής βιωσιμότητας, έτσι ώστε πέρα των προδιαγεγραμμένων μεγάλων επενδύσεων να εξεταστούν νέες εγκαταστάσεις, τοποθετημένες κοντά στους καταναλωτές καλύπτοντας τόσο ηλεκτρικές όσο και θερμικές/ψυκτικές ανάγκες.



Εικόνα 1.3: Εγκατάσταση μεμονωμένων ηλιακών συστημάτων παραγωγής ζεστού νερού στην ταράτσα κατοικίας.

1.2 Συστήματα Παραγωγής Ενέργειας

Τα συστήματα παραγωγής ενέργειας αντιμετωπίζονται ως θερμικές μηχανές μετατροπής θερμότητας σε έργο και παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Η αρχική πηγή θερμότητας στην



είσοδο μπορεί να αποτελείται από ορυκτά καύσιμα (άνθρακας, πετρέλαιο, φυσικό αέριο), βιομάζα, πυρηνικά καύσιμα ή ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Οι συμβατικοί σταθμοί παραγωγής ενέργειας περιλαμβάνουν πολλαπλές μονάδες παραγωγής που έχουν σχεδιαστεί για να λειτουργούν με το ονομαστικό τους φορτίο όταν λειτουργούν βέλτιστα. Οι σταθμοί παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας συνδυάζονται με τους υποσταθμούς και τις γραμμές μεταφοράς/διανομής για την ικανοποίηση της ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας στους καταναλωτές χωρίς περικοπές παροχής ισχύος και χωρίς παρεκκλίσεις από τις προδιαγραφές λειτουργίας του συστήματος, αναφορικά με την ονομαστική τάση και συχνότητα του εναλλασσόμενου ρεύματος. Μερικά συμβατικά συστήματα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας μπορεί να περιλαμβάνουν μηχανές εσωτερικής καύσης, όπως κινητήρες ανάφλεξης με σπινθήρα ή κινητήρες ανάφλεξης με συμπίεση, κύκλο νερού-ατμού Rankine ή οργανικό κύκλο Rankine, ατμοστρόβιλο, σταθμό με συνδυασμένο κύκλο, πυρηνικό, αιολικό ή και υδροηλεκτρικό σταθμό παραγωγής ενέργειας.

1.2.1 Κύκλος Rankine

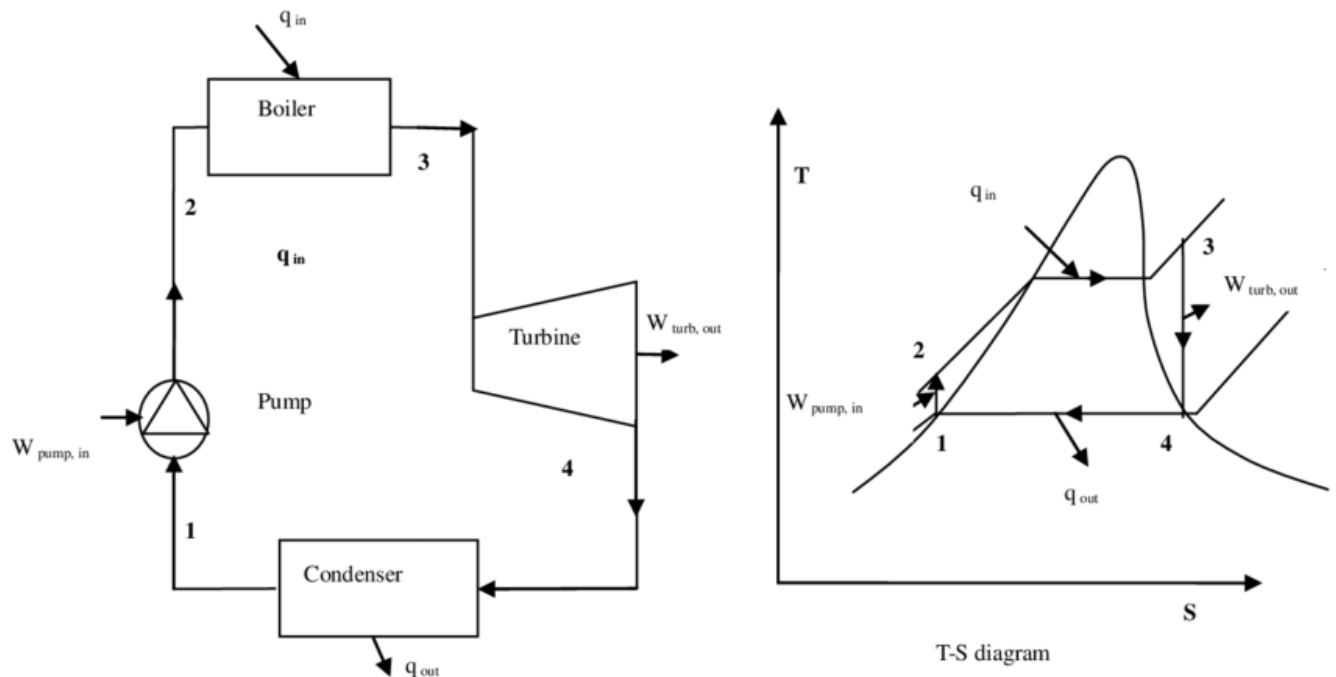
Ο κύκλος Rankine πήρε το όνομα του από τον William John Macquorn Rankine. Αποτελεί σήμερα πρότυπο για ατμοηλεκτρικούς σταθμούς και συνιστά τον πιο συχνά εφαρμοσμένο κύκλο για παραγωγή ενέργειας. Εφαρμόζεται σε πολλά είδη μονάδων όπως μονάδες με λιγνίτη, πετρέλαιο ή πυρηνικά. Ωστόσο, αξίζει να σημειωθεί πως τέτοιες εγκαταστάσεις έχουν σημαντικές περιβαλλοντικές επιπτώσεις και ως εκ τούτου διερευνώνται διαφορετικοί κύκλοι οι οποίοι να εφαρμόζονται σε ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, πιο φιλικές προς το περιβάλλον όπως η γεωθερμία, η βιομάζα και τα ηλιακά.

Στην βασική του μορφή, ο κύκλος Rankine αποτελείται από τέσσερις συνιστώσες : ένα λέβητα ο οποίος είναι ο ατμοπαραγωγός (θερμαίνοντας το νερό σε ατμό), μια τροφοδοτική αντλία, έναν ατμοστρόβιλο, ο οποίος εκτονώνει τον ατμό και μετατρέπει την ενέργεια του σε μηχανική ενέργεια και έναν συμπυκνωτή, που συμπυκνώνει τον ατμό σε νερό. Ακόμη στον άξονα του εκτονωτή είναι συνδεδεμένη η γεννήτρια η οποία μετατρέπει την μηχανική ενέργεια του ατμού από τον στρόβιλο σε ηλεκτρική ενέργεια. Στα αριστερά του σχήματος στην Εικόνα 1.4: παρουσιάζεται ένα μονογραμμικό διάγραμμα της εγκατάστασης του ιδεατού κύκλου Rankine ενώ στα δεξιά μας βλέπουμε το αντίστοιχο διάγραμμα T-s για τον ιδεώδη κύκλο. Ωστόσο, πέραν του βασικού κύκλου Rankine μπορούν να χρησιμοποιηθούν και περισσότερες διατάξεις οι οποίες να περιλαμβάνουν προθερμαντήρες, αναθερμαντήρες ή και λέβητες ανάκτησης θερμότητας.

Το πιο συνηθισμένο εργαζόμενο ρευστό για τον κύκλο αυτόν είναι το νερό. Εξαιτίας της επιλογής αυτού του «υγρού» ρευστού (wet fluid), απαιτείται υπερθέρμανση του ατμοποιημένου νερού προκειμένου να αποφευχθεί διάβρωση του στρόβιλου. Για το λόγο αυτό, σε πηγές θερμότητας με χαμηλές θερμοκρασίες γίνεται χρήση οργανικών μέσων, που δεν χρειάζονται υπερθέρμανση.

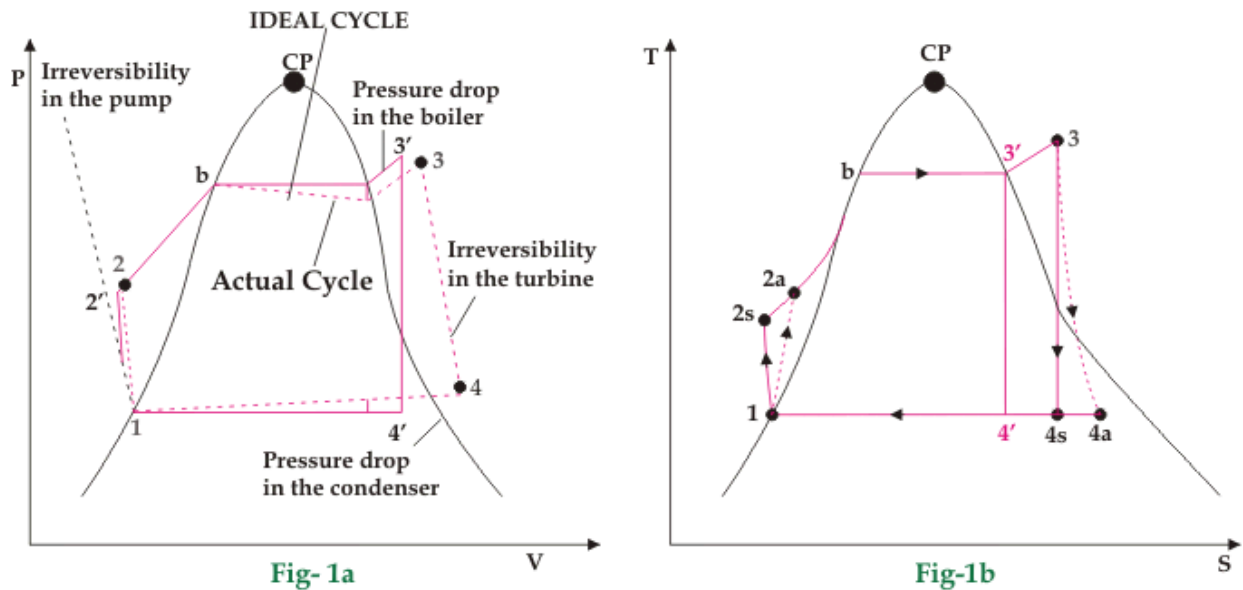
Στον ιδανικό κύκλο Rankine λαμβάνουν χώρα τέσσερις διεργασίες, η αρίθμηση των οποίων είναι σύμφωνη με το σχεδιάγραμμα στην Εικόνα 1.4.

- 1-2: Ισεντροπική εκτόνωση
- 2-3: Ισόθλιπτη απόρριψη θερμότητας
- 3-4: Ισεντροπική συμπίεση
- 4-1: Ισόθλιπτη πρόσληψη θερμότητας



Εικόνα 1.4: Σχηματικό διάγραμμα ατμοπαραγωγού και διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας (T-s).

Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως οι παραπάνω διεργασίες λαμβάνουν χώρα στον ιδανικό κύκλο Rankine. Ωστόσο, ο κύκλος διεργασίας που εφαρμόζεται σε πραγματικές θερμικές εγκαταστάσεις δεν αποτελείται από ιδανικές αναστρέψιμες διαδικασίες. Η συμπίεση και η συμπύκνωση (διεργασίες 1-2 και 3-4) δεν είναι μεταβολές ισεντροπικές. Στην πρώτη περίπτωση η πραγματική λειτουργία της αντλίας περιλαμβάνει και επιδράσεις τριβής του ρευστού με αποτέλεσμα η εντροπία του νερού να αυξάνει όπως γίνεται στο διάγραμμα T-s κατά την διαδρομή 1-2a. Σε αντίθεση με έναν ιδανικό κύκλο μέσα στον ατμολέβητα παρατηρείται πτώση πίεσης (άλλη μια περίπτωση μη αντιστρεψιμότητας) εξαιτίας και πάλι της τριβής του ρευστού. Μια άλλη πηγή αντιστρεψιμότητας είναι η μεταφορά θερμότητας που συμβαίνει από το νερό στον στρόβιλο προς το περιβάλλον. Η μεταβολή αυτή στον πραγματικό κύκλο φαίνεται στην διαδρομή 3-4a σε αντίθεση με 3-4s του ιδανικού. Τέλος και η πτώση πίεσης στο συμπυκνωτή δημιουργεί μια ακόμη μείωση θερμικής απόδοσης στον κύκλο [7].

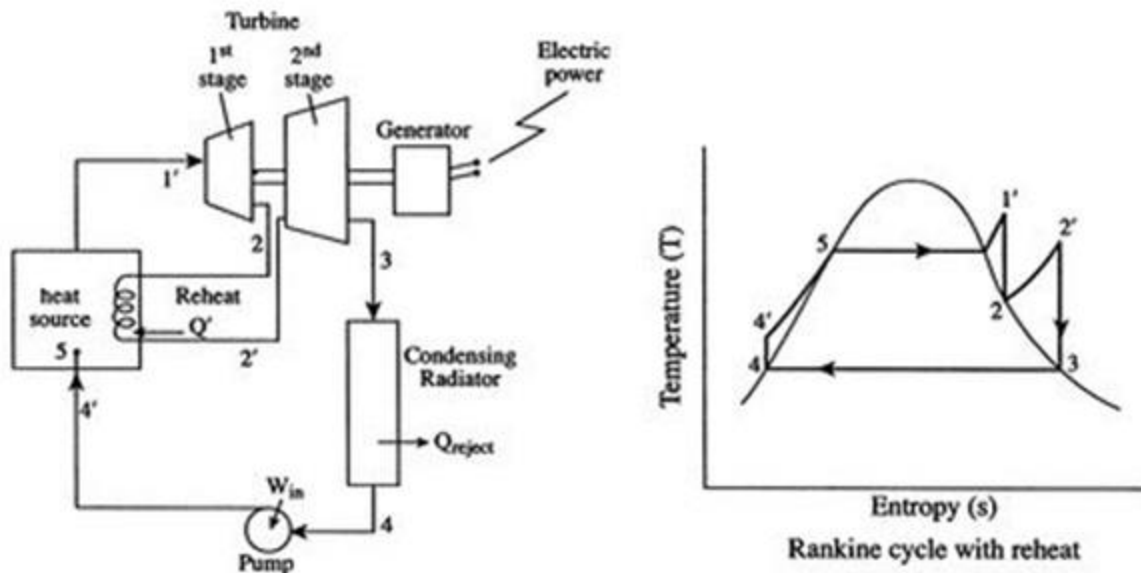


Εικόνα 1.5: Απλός ιδανικός κύκλος Rankine (Fig-1a) και πραγματικός κύκλος Rankine (Fig-1b).

Όπως αναφέρθηκε, αυτή είναι η συμβατική διαμόρφωση του κύκλου νερού-ατμού Rankine, ο οποίος στις περισσότερες περιπτώσεις τροποποιείται κατάλληλα για να ενισχύσει τη θερμική του απόδοση. Οι βελτιώσεις αφορούν την αλλαγή των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του νερού και του ατμού σε κάθε στάδιο και μπορούν να επιτευχθούν είτε με την αλλαγή των συνθηκών εργασίας είτε με την προσθήκη βοηθητικών συστατικών στην εγκατάσταση.

Η βελτίωση των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του κύκλου, μπορεί να γίνει με αύξηση της μέσης θερμοκρασιακής στάθμης πρόσδοσης θερμότητας κατά το στάδιο της ατμοποίησης, με αύξηση της ενθαλπίας του παραγομένου ατμού, ή με μείωση της εντροπίας στο ίδιο σημείο. Ωστόσο, η υψηλότερη θερμοκρασία στην οποία μπορεί να παραχθεί ο παραγόμενος ατμός περιορίζεται από την υψηλή αντοχή των υλικών των πτερυγίων του στροβίλου όπως και των σωληνώσεων. Εναλλακτικά, η μέση θερμοκρασία θέρμανσης μπορεί να αυξηθεί αυξάνοντας τον λόγο πίεσης της συμπίεσης που πραγματοποιείται από την αντλία αυξάνοντας την πίεση του υγρού μέσα στο λέβητα το οποίο θα προκαλέσει αυξημένη πτώση ενθαλπίας και συνεπώς υψηλότερη παραγωγή ενέργειας.

Η απόδοση του κύκλου μπορεί να βελτιωθεί και με την προσθήκη αναθέρμανσης στον κύκλο η οποία πραγματοποιείται μετά από μια πρώτη αποτόνωση του ατμού στις βαθμίδες υψηλής πίεσης του στροβίλου και μέχρι μια θερμοκρασία παρόμοια με τις υπερθέρμανσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της μέσης θερμοκρασίας πρόσδοσης θερμότητας που επιζητούμε καθώς και του βαθμού απόδοσης του κύκλου [8].



Εικόνα 1.6: Κύκλος Rankine με αναθέρμανση στρόβιλο χαμηλής και υψηλής πίεσης.

Τέλος, ένας άλλος τρόπος αύξησης της απόδοσης του κύκλου είναι με αναγεννητική προθέρμανση όπου προθερμαίνουμε το τροφοδοτικό νερό με ατμό που απομαστεύεται από συγκεκριμένες βαθμίδες του στρόβιλου. Έτσι μειώνεται η ενέργεια που θα απαιτούνταν από τον ατμοπαραγωγό για προθέρμανσή του νερού, ωστόσο μειώνεται έτσι η αποδιδόμενη ενέργεια στον στρόβιλο, με αποτέλεσμα να χρειάζεται προσεκτικός σχεδιασμός έτσι ώστε να αποφευχθούν απώλειες ισχύος στον στρόβιλο.

1.2.2 Οργανικός Κύκλος Rankine

Η μονάδα Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC) είναι ένα σύστημα βασισμένο σε έναν θερμοδυναμικό κύκλο κλειστού βρόχου για την παραγωγή ηλεκτρικής και θερμικής ισχύος, ιδιαίτερα κατάλληλο για κατανεμημένη παραγωγή. Τα συστήματα ORC μπορούν να παράγουν ηλεκτρική και θερμική ισχύ εκμεταλλευόμενα πολλές πηγές, όπως ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (βιομάζα, γεωθερμική ενέργεια, ηλιακή ενέργεια), παραδοσιακά ορυκτά καύσιμα και απορριπτόμενη θερμότητα από βιομηχανικές διεργασίες, αποτεφρωτήρες αποβλήτων, κινητήρες ή αεριοστρόβιλους. Ο κύκλος Rankine με βάση το νερό παρέχει περίπου το 85% της παγκόσμιας παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας [9].

Η αρχή του ORC βασίζεται σε έναν εκτονωτή που λειτουργεί ως συμβατικός ατμοστρόβιλος για τη μετατροπή της θερμικής ενέργειας σε μηχανική ενέργεια και τελικά σε ηλεκτρική ενέργεια μέσω μιας ηλεκτρικής γεννήτριας. Σε αντίθεση με έναν συμβατικό κύκλο Rankine, ο ORC αντί να παράγει ατμό από νερό, εξατμίζει ένα οργανικό υγρό, που χαρακτηρίζεται από μια μοριακή μάζα υψηλότερη από εκείνη του νερού, η οποία οδηγεί σε χαμηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες.

Η επιλογή ενός εργαζόμενου μέσου καθορίζεται κυρίως από τη θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας τον κύκλο. Εκτός από τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου, θα πρέπει κατά την επιλογή του να ληφθούν υπόψη και κάποιες περιβαλλοντικές παράμετροι, οι οποίες είναι η ευφλεξιμότητα, η διαβρωτικότητα και η τοξικότητα. Η σημαντικότερη παράμετρος παρόλα αυτά αφορά τον περιβαλλοντικό αντίκτυπο που έχουν τα εργαζόμενα αυτά μέσα, ο οποίος καθορίζεται από την επίδραση που διαδραματίζει το κάθε ρευστό στην επιδείνωση του φαινομένου της τρύπας του όζοντος (Ozone Depletion Potential, ODP) και στην επίδραση του ρευστού στην υπερθέρμανση του πλανήτη (Global Warming Potential, GWP) [8].

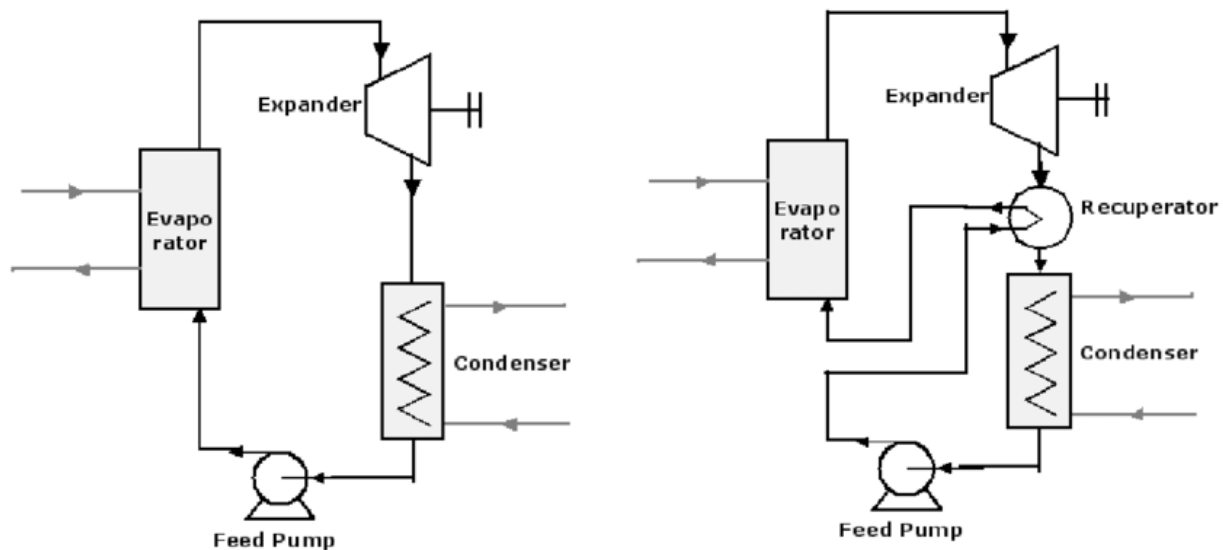
	Physical Data					Environmental and Safety Data					
	Fluid	Molar mass (kg/kmol)	T _{cr} (°C)	P _{cr} (MPa)	Type	GWP	ODP	Toxicity	Flammability	Corrosiveness	
1	RC318	200.3	115.23	2.77	Dry	8200	0	NO	NO	NO	
2	Butane	58.122	151.98	3.79	Dry	3	0	NO	YES	NO	
3	Iso-butane	58.122	134.66	3.62	Dry	3	0	NO	YES	NO	
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 1.7: Λίστα εργαζόμενων οργανικών μέσων [10].

Στην Εικόνα 1.7 φαίνεται μια λίστα εργαζόμενων μέσων όπου εξετάζεται η τοξικότητα, ευφλεκτότητα και διαβρωτικότητα καθώς και η κρίσιμη θερμοκρασία και πίεση τους. Ρευστά τα οποία έχουν υψηλή θερμοκρασία, επιτρέπουν υψηλότερες θερμοκρασίες βρασμού, αλλά χαμηλότερους λόγους πίεσης στον εκτονωτή. Πρέπει ωστόσο πέραν της απόδοσης του κύκλου να λαμβάνεται υπό εξέταση το εργαζόμενο μέσο με χαμηλό δείκτη GWP και ODP, ώστε να περιορίζεται ο περιβαλλοντικός αντίκτυπος από την καύση τέτοιων χημικών ενώσεων.

Η βασική διάταξη ενός οργανικού κύκλου Rankine δεν διαφέρει σχεδόν καθόλου από εκείνη ενός απλού κύκλου νερού-ατμού Rankine. Αποτελείται από έναν εκτονωτή, μια τροφοδοτική αντλία έναν συμπυκνωτή και έναν εκτονωτή. Όπως και στον ιδανικό κύκλο Rankine μετά τον συμπυκνωτή έχουμε κορεσμένο υγρό το οποίο συμπιέζεται ισεντροπικά μέχρι τον λέβητα με την βοήθεια τροφοδοτικής αντλίας. Κατά την ισεντροπική συμπίεση πραγματοποιείται μικρή αύξηση θερμοκρασίας του υγρού εξαιτίας μείωσης του ειδικού του όγκου. Ο λέβητας στον οποίο γίνεται η ατμοποίηση του υγρού αποτελεί έναν εναλλάκτη θερμότητας όπου η θερμότητα προέρχεται από αέρια καύσης ή άλλες πηγές όπως είναι η περίπτωση των

ανανεώσιμων και συγκεκριμένα των ηλιακών συλλεκτών που θα μελετήσουμε στην επόμενη ενότητα. Στον ατμοποιητή έχουμε μεταφορά θερμότητας στο ρευστό χωρίς ωστόσο να φτάσει σε κατάσταση υπερθέρμανσης που μπορεί να είχαμε στον ιδανικό Rankine. Μετά την ατμοποίηση το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στον εκτονωτή όπου απελευθερώνεται η ενέργεια του για την παραγωγή έργου και η μετατροπή της μηχανικής ενέργειας σε ηλεκτρική από την γεννήτρια. Μια τροποποίηση στον απλό κύκλο ORC αποτελεί η τοποθέτηση ενός αναγεννητή θερμότητας (regenerator) μετά τον εκτονωτή για την προθέρμανση του υγρού που εισέρχεται στον ατμοποιητή [8].



Εικόνα 1.8: Οργανικός κύκλος Rankine (αριστερά) και Οργανικός κύκλος Rankine με αναγεννητή (δεξιά).

Μέσω ενός οργανικού κύκλου Rankine, μπορεί να αξιοποιηθεί, για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητα παραγόμενη από την ηλιακή ακτινοβολία μέσω ενός ηλιακού συλλέκτη. Ο ORC ανταγωνίζεται τον συμβατικό κύκλο νερού-ατμού αφού επιτρέπει παραγωγή ενέργειας σε χαμηλότερες θερμοκρασίες όπως αυτές που αναμένονται από ηλιακούς συλλέκτες. Δεδομένου ότι η απόδοση του συλλέκτη μειώνεται με αύξηση της θερμοκρασίας, στην περίπτωση του ORC η απόδοση συλλέκτη είναι υψηλότερη. Έτσι μπορούν να δημιουργηθούν μικρές μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας χαμηλού κόστους και υψηλής απόδοσης. Ορισμένα επιπρόσθετα πλεονεκτήματα του ORC περιλαμβάνουν :

1. Εύκολη και οικονομικά αποδοτική λειτουργία & συντήρηση
2. Υψηλή αποδοτικότητα κύκλου
3. Αυτόματη και αθόρυβη λειτουργία
4. Υψηλός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή

- Μεγάλη εμβέλεια: διαφορετικές θερμοκρασίες της πηγής εισόδου (ορυκτά καύσιμα, ανανεώσιμες πηγές)
- Λειτουργία Συμπαγωγής

1.2.3 Συμπαγωγή

Ως συμπαγωγή 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 [11]. Η βασική αρχή της συμπαγωγής βασίζεται στην μετατροπή της χημικά δεσμευμένης ενέργειας του καυσίμου σε μηχανική και θερμική ενέργεια. Μέσω της γεννήτριας η μηχανική ενέργεια μετατρέπεται σε ηλεκτρική και η θερμική ενέργεια που ανακτάται μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη θέρμανση ή ψύξη στη βιομηχανία ή τα κτήρια. Ως αποτέλεσμα λοιπόν της εκμετάλλευσης της απορριπτόμενης θερμότητας που θα λάμβανε χώρα σε ένα συμβατικό σύστημα παραγωγής ηλεκτρικής ή μηχανικής ενέργειας, η απόδοση των συστημάτων ΣΗΘ είναι πολύ μεγαλύτερη. Τα αποδοτικότερα συστήματα ΣΗΘ είναι εκείνα τα οποία βασίζονται στη ζήτηση θερμότητας η οποία αξιοποιείται μέσω εναλλακτών θερμότητας, με την ηλεκτρική ενέργεια να αποτελεί το δευτερεύον προϊόν του κύκλου [12].



Εικόνα 1.9: Κατανομή παραγόμενης ενέργειας σε συμβατικό σύστημα ηλεκτροπαραγωγής και σε σύστημα συμπαγωγής.

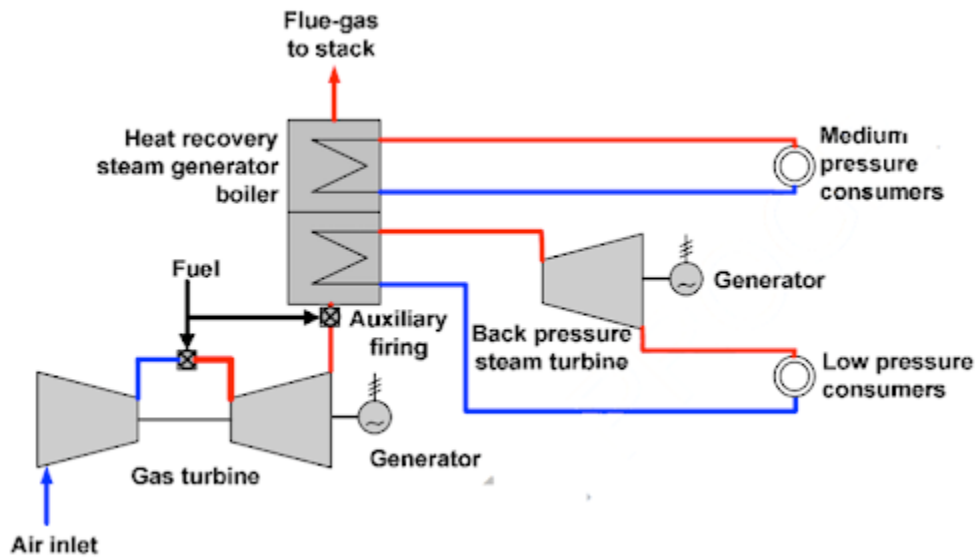
Στις συμβατικές μονάδες ηλεκτροπαραγωγής, ο βαθμός απόδοσης είναι αρκετά χαμηλός καθώς αξιοποιείται περί το 30-40% της χημικής ενέργειας του καυσίμου για μετατροπή σε ηλεκτρική ενέργεια ενώ το υπόλοιπο 60-70% αποβάλλεται στο περιβάλλον ως θερμικές απώλειες [7]. Ωστόσο αυτή τη θερμική ενέργεια μπορούμε να την εκμεταλλευτούμε και να την χρησιμοποιήσουμε σε βιομηχανικές διεργασίες είτε για την θέρμανση χώρων, ζεστού νερού ή



ατμού στον οικιακό ή τριτογενή τομέα(ξενοδοχεία, νοσοκομεία, εμπορικά κέντρα, μεγάλα κτήρια, σχολεία). Με αυτόν τον τρόπο, μπορούμε να επιτύχουμε βαθμό εκμετάλλευσης καυσίμου από 60-80% μέχρι και 90%, σε μονάδες συμπαραγωγής υψηλής απόδοσης (ΣΗΘΥΑ), περιορίζοντας έτσι τις απώλειες στο 10% [13]. Επιπρόσθετα, κατά την συμπαραγωγή μπορεί να εξοικονομηθεί καύσιμο σε ποσοστό 15-40% σε σύγκριση με τους συμβατικούς ηλεκτροπαραγωγικούς σταθμούς και λέβητες [12]. Ακόμη τέτοια συστήματα συμβάλλουν στην μείωση των εκπομπών του διοξειδίου του άνθρακα ανά παραγόμενη ηλεκτρική kWh καθώς επίσης και τη μείωση του κόστους.

Οι κυριότερες τεχνολογίες συμπαραγωγής είναι συστήματα αεριοστροβίλου (ανοιχτού ή κλειστού κύκλου), συστήματα ατμοστροβίλου (ανοιχτού ή κλειστού κύκλου), μονάδες συνδυασμένου κύκλου, μηχανές Stirling, κυψέλες καυσίμου, συστήματα εμβολοφόρου κινητήρα εσωτερικής καύσης (Otto/ Diesel). Σε εφαρμογές μικρής κλίμακας δεν προτιμώνται μικροστρόβιλοι και μηχανές Stirling αλλά μηχανές εσωτερικής καύσης ενώ για μεγάλα φορτία επικρατεί η χρήση αεριοστροβίλων.

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η συμπαραγωγή με συνδυασμένο κύκλο, κατά την οποία η θερμότητα που περιέχεται στα καυσαέρια, τα οποία εξέρχονται από έναν αεριοστρόβιλο, ανακτώνται για να χρησιμοποιηθούν σε μια δεύτερη διεργασία με έναν ατμοστρόβιλο. Πιο συγκεκριμένα στους συνδυασμένους κύκλους στον θάλαμο καύσης ενός αεριοστροβίλου καίγεται αέριο ή υγρό καύσιμο και το καυσαέριο αφού αποτονωθεί στο στρόβιλο, εισέρχεται σε έναν λέβητα ανάκτησης θερμότητας όπου παράγεται υπέρθερμος ατμός με τον οποίο παράγεται έργο για να τον ατμοστρόβιλο και εν συνέχεια για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ο βαθμός απόδοσης σταθμών με συνδυασμένο κύκλο προσεγγίζει το 60% με παραγόμενο ατμό κοντά στους 450-500°C [14]. Το μοναδικό μειονέκτημα σε έναν τέτοιο κύκλο είναι η χαμηλή εκμετάλλευση της διαθέσιμης θερμότητας του καυσαερίου λόγω του υψηλού λόγου αέρα καύσης στον αεριοστρόβιλο, ο οποίος οδηγεί σε μεγάλες θερμοκρασίες εξόδου του καυσαερίου από το λέβητα, αυξάνοντας έτσι τις ενεργειακές και εξεργειακές απώλειες.



Εικόνα 1.10: Σχεδιάγραμμα συνδυασμένου κύκλου συμπαραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας.

Η πιο συνηθισμένη πηγή ενέργειας σε μονάδες συμπαραγωγής στις μέρες μας και ιδιαίτερα στους αεριοστροβίλους και στις μηχανές εσωτερικής καύσης είναι το φυσικό αέριο κυρίως για οικονομικούς και περιβαλλοντικούς λόγους (χαμηλές εκπομπές αέριων ρύπων), χωρίς ωστόσο αυτό να σημαίνει ότι δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν ορυκτά καύσιμα ή ακόμα και βιομάζα ή βιοαέριο.

Ορισμένα περαιτέρω πλεονεκτήματα της συμπαραγωγής περιλαμβάνουν: αυξημένο ενεργειακό βαθμό απόδοσης, δυνατότητα για αποκεντρωμένη ηλεκτροπαραγωγή και ενίσχυση τοπικών ενεργειακών κοινοτήτων, οικονομική ενίσχυση παραγωγών ΣΗΘ με δυνατότητα έγχυσης συμπαραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας στο δίκτυο και ανταμοιβή με Feed-in-tariff, μείωση των εκπομπών αέριων ρύπων σε σχέση με συμβατικά συστήματα, εξοικονόμηση καυσίμου και ενεργειακή αυτονομία. Οι ενεργειακές κοινότητες είναι αστικοί συνεταιρισμοί που έχουν ως στόχο την ενίσχυση της κοινωνικής και αλληλέγγυας οικονομίας και καινοτομίας στον ενεργειακό τομέα για την αυτοπαραγωγή, αποθήκευση, ιδιοκατανάλωση, διανομή και προμήθεια ενέργειας.

Η συμπαραγωγή στην Ελλάδα ξεκίνησε την δεκαετία του '70 με τις αρχικές εγκαταστάσεις να χρησιμοποιούν πετρέλαιο ή προϊόντα πετρελαίου ως κύριο τους καύσιμο. Ωστόσο οι συνθήκες για την συμπαραγωγή βελτιώθηκαν το 1999 με την θέσπιση του Ν2773/1999 ΦΕΚ 286/Α/22-12-1999, με την απελευθέρωση της αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας. Συγκεκριμένα στο Κεφάλαιο Γ της συγκεκριμένης διάταξης δόθηκαν λεπτομερείς κανονισμοί σχετικά με την τιμολόγηση της ηλεκτρικής ενέργειας μέσω συμπαραγωγής, τα όρια ισχύος των παραγωγών όπως ο προσδιορισμός των διαθέσιμων εγκαταστάσεων στις οποίες θα μπορεί να παράγεται ηλεκτρική ενέργεια μέσω συμπαραγωγής [15]. Ακόμη αναλύθηκαν αδειοδοτήσεις και συμβάσεις οι

οποίες δημιούργησαν πρόσφορο έδαφος για επενδύσεις σε εγκαταστάσεις συμπαραγωγής. Η εγκαταστημένη ισχύς για ΣΗΘ το 2005 ήταν 168 MWe με το μεγαλύτερο ποσοστό να απασχολείται στην βιομηχανία πετρελαίου και χημικών [15]. Στα επόμενα 5 χρόνια αλλά και στην δεκαετία του 2010 παρατηρήθηκε αύξηση της συμπαραγόμενης ενέργειας από μονάδες ΣΗΘΥΑ, ωστόσο έχουμε μείωση 60% του συνολικού ποσοστού της ΣΗΘ στην συνολική παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από το 2010 μέχρι το 2019 όταν μονάχα 1,4% επι της συνολικής παραγομένης ηλεκτρικής ενέργειας προερχόταν από συμπαραγωγή. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην συνεχόμενα αυξανόμενη ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας αλλά και στις πρωτοβουλίες για επενδύσεις σε εγκαταστάσεις ΑΠΕ όπως αυτά των ηλιακών τα οποία την τελευταία δεκαετία είδαν ανάπτυξη από 132 GWh, το 2010 σε 3,962 GWh το 2019 [15]. Συμπερασματικά γίνεται αντιληπτό, ότι πρέπει να δοθούν νέα κίνητρα για περισσότερη διεϊσδυση των ΣΗΘ στο ενεργειακό μείγμα της χώρας, την στιγμή όπου ο COGEN (Ευρωπαϊκός Οργανισμός για την Προώθηση της Συμπαραγωγής) προωθεί την συμπαραγωγή ως μια οικονομικά αποδοτική λύση για μελλοντικά ενεργειακά συστήματα η οποία μπορεί να συνεισφέρει στην ευέλικτη και αποτελεσματική λειτουργία σε περιόδους μέγιστης ζήτησης, συνεισφέροντας σε ένα μεγαλύτερο ποσοστό της συνολικής ισχύος και παραγομένης θερμότητας.

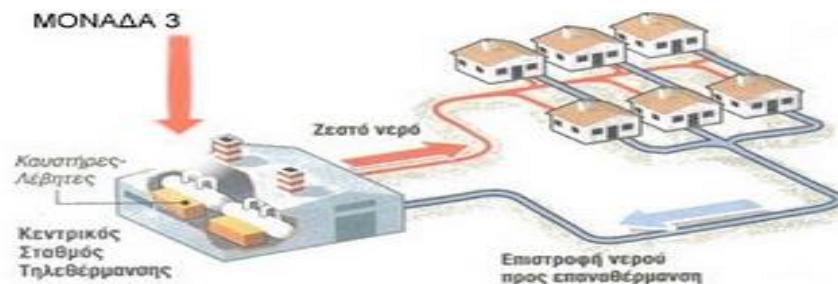
1.2.4 Τηλεθέρμανση

Η τηλεθέρμανση είναι ένα σύστημα διανομής θερμότητας για την εξυπηρέτηση θερμικών αναγκών όπως θέρμανση χώρων καθώς και παραγωγή ζεστού νερού χρήσης για οικίες, κτήρια, κοινότητες ή βιομηχανίες, από έναν κεντρικό σταθμό παραγωγής θερμότητας. Μέσω του συστήματος της τηλεθέρμανσης, η εγκατάσταση παραγωγής θερμότητας αντλεί με θερμό νερό τους καταναλωτές μέσω τροφοδοτικών αντλιών, το οποίο χρησιμοποιείται για τη θέρμανση χώρων και για την παραγωγή μέσω εναλλακτών θερμότητας ζεστό νερό χρήσης. Η πρωτογενής ενεργειακή πηγή μπορεί να είναι πετρέλαιο, φυσικό αέριο βιομάζα, απόβλητα, γεωθερμία, ηλιακά ή και απορριπτόμενης θερμότητα από βιομηχανικές διεργασίες, παρέχοντας έτσι στον καταναλωτή ένα μεγάλο εύρος πηγών από το οποίο μπορεί να εφοδιαστεί με θερμότητα. Η τηλεθέρμανση συνήθως συνδέεται με μονάδες συμπαραγωγής και παρέχει υψηλή αποδοτικότητα και αξιοπιστία καθώς και οικονομικά πλεονεκτήματα. Πιο συγκεκριμένα, απαλλάσσει τον καταναλωτή από την συντήρηση και λειτουργία λεβήτων, εξοικονομώντας παράλληλα καύσιμο και περιορίζοντας σημαντικά τη ρύπανση του περιβάλλοντος, αντικαθιστώντας την λειτουργία διασκορπισμένων καπνοδόχων η άλλων επιβλαβών προς το περιβάλλον εγκαταστάσεων κεντρικής θέρμανσης.

Στη σύγχρονη εποχή τα εκτενέστερα δίκτυα Τ/Θ συναντώνται στις πόλεις: Μόσχα, Αγ. Πετρούπολη, Πεκίνο, Νέα Υόρκη, Κίεβο, Σεούλ, Βαρσοβία, Βερολίνο, Αμβούργο, Ελσίνκι, Στοκχόλμη, Κοπεγχάγη, Παρίσι, Πράγα, Σόφια, Βουκουρέστι, Βιέννη και Μιλάνο. Με στοιχεία του 2013, εκτιμάται ότι υφίστανται 80.000 συστήματα Τ/Θ, εκ των οποία τα 6.000 στην Ευρώπη. Σύμφωνα με την ίδια πηγή [16], η διασυνδεδεμένη θερμική ισχύς σε δίκτυα Τ/Θ ανερχόταν σε 49.691MWth, ενώ το 10% των ετήσιων ενεργειακών αναγκών για θέρμανση σε

επίπεδο χώρας, παραδόθηκε μέσω δικτύων Τ/Θ. Το 81%, δε, εξ αυτών προήλθε από εγκαταστάσεις ΣΗΘ.

Η ηλιακή θέρμανση έχει πολλά πλεονεκτήματα σε εφαρμογές τηλεθέρμανσης. Αρχικά, τα ηλιακά συστήματα είναι πιο οικονομικά, λιγότερο ρυπογόνα από ότι μπορεί να είναι η θέρμανση μέσω καύσης ορυκτών καυσίμων. Η ηλιακή τηλεθέρμανση βρίσκεται σε εξέλιξη για πάνω από δύο δεκαετίες, γεγονός που οδήγησε σε σημαντική αύξηση αυτών των συστημάτων για εμπορική χρήση. Οι ηλιακές εγκαταστάσεις τηλεθέρμανσης (DH) αποτελούνται από μεγάλα πεδία ηλιακών θερμικών συλλεκτών που τροφοδοτούν την παραγόμενη ηλιακή θερμότητα στα δίκτυα. Αυτές οι εγκαταστάσεις μπορούν να ενσωματωθούν σε τοπικά δίκτυα τηλεθέρμανσης και μπορούν να αντικαταστήσουν τα ορυκτά καύσιμα και άλλες πηγές κατά τους θερμότερους μήνες και μπορούν να αποθηκεύσουν ένα μέρος της θερμότητας που συλλέγεται το καλοκαίρι για χρήση τους χειμερινούς μήνες. Σύμφωνα με εκτιμήσεις, περισσότερα από 300 εργοστάσια ηλιακής τηλεθέρμανσης με χωρητικότητα άνω των 350 kWth έχουν δημιουργηθεί στην Ευρώπη [17].



Εικόνα 1.11: Σύστημα τηλεθέρμανσης σε κοινότητα.

1.3 Ηλιακά Συστήματα

Η ηλιακή ενέργεια είναι η πιο άφθονη πηγή ενέργειας. Το ενδιαφέρον για την ανάπτυξη αποδοτικών τεχνολογιών για τη μετατροπή της ηλιακής ενέργειας σε ηλεκτρική ή θερμική ενέργεια αυξάνεται διαρκώς. Τα συστήματα ηλιακής ενέργειας, μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε εφαρμογές παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, ψύξης, θέρμανσης, προκειμένου να εξυπηρετήσουν τον τελικό χρήστη με την βέλτιστη μετατροπή της ενέργειας και την επιλογή της κατάλληλης τεχνολογίας. Οι ηλιακές τεχνολογίες αναλύονται κυρίως ως προς την απόδοση και το κόστος εγκατάστασης. Σε αυτές ενσωματώνονται πάντα τα συστήματα αποθήκευσης της ενέργειας, τα οποία επιτρέπουν την αύξηση της ποσότητας ενέργειας που καταναλώνεται και εγγυούνται μια πιο συνεχή τροφοδοσία, εξασφαλίζοντας καλύτερη αντιστοιχία μεταξύ παραγωγής και ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας. Έτσι γίνεται αντιληπτή η ανάγκη περαιτέρω διεύθυνσης των ηλιακών συστημάτων με την αύξηση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Ωστόσο μια τέτοια διεύθυνση δεν μπορεί να εγχυθεί παθητικά στο δίκτυο χωρίς να θέσει σε κίνδυνο την ασφάλεια και την αξιοπιστία του δικτύου. Έτσι η σημασία των συστημάτων αποθήκευσης και διαχείρισης ενέργειας αυξάνεται, οδηγώντας στην ανάπτυξη της έννοιας του

μικροδίκτυου και των ευέλικτων αποκεντρωμένων συστημάτων [18]. Τέτοια δίκτυα εκμεταλλευόμενα την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από τα ηλιακά συστήματα έχουν την δυνατότητα να ελέγχουν την παραγωγή και τη ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας για την επίτευξη των στόχων παροχής τοπικής ισχύος, βοηθητικών υπηρεσιών και έγχυσης ισχύος στο δίκτυο, εάν απαιτείται.

Στην συνέχεια θα εξεταστούν τόσο θερμικά όσο και ηλεκτρικά ηλιακά συστήματα όπως οι θερμικοί συλλέκτες και τα φωτοβολταϊκά πάνελ καθώς και οι τεχνολογίες με τις οποίες μπορούν να παράγουν θέρμανση, ψύξη ή παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ακόμα θα αναλυθεί ο συνδυασμός των ηλιοθερμικών συλλεκτών Fresnel με τον οργανικό κύκλο Rankine.

1.4 Παραγωγή Θερμότητας και Ψύξης

Ως ψύξη ορίζεται μία διεργασία κατά την οποία έχουμε μεταφορά θερμότητας από περιοχή χαμηλής θερμοκρασίας σε μία περιοχή υψηλής θερμοκρασίας [19]. Για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος προσδίδεται στο σύστημα έργο ή θερμότητα τα οποία δαπανώνται για την άντληση θερμότητας από το μέσο που καλείται να ψυχθεί. Υπάρχουν διάφοροι μέθοδοι παραγωγής ψυκτικής ισχύος οι οποίοι έχουν αναπτυχθεί για την κάλυψη των αντίστοιχων απαιτήσεων για ψύξη στην καθημερινότητα και ιδιαιτέρως στην βιομηχανία, όπου η απαίτηση για αρκετά χαμηλές θερμοκρασίες είναι επιτακτική. Η ηλιακή ενέργεια μπορεί να αξιοποιηθεί για την παροχή κλιματισμού και στην βιομηχανία αλλά και για οικιακή χρήση. Για την μετατροπή της θερμικής ενέργειας σε ψύξη χρησιμοποιούνται μηχανές απορρόφησης/προσορόφησης. Η αποδοτικότητα-αποτελεσματικότητα της ψυκτικής εγκατάστασης εκφράζεται από τον συντελεστή συμπεριφοράς (Coefficient of Performance, COP), ο οποίος ορίζεται ως το πηλίκο της πραγματικής αποδιδόμενης ψυκτικής ισχύος προς την πραγματική κατανάλωση θερμικής ισχύος.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cooling}}{\dot{Q}_{in}} \quad (1-1)$$

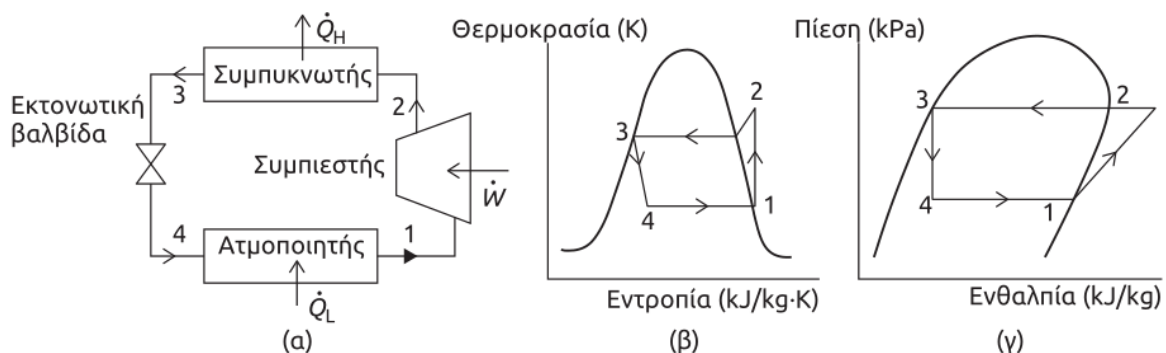
Ο συντελεστής συμπεριφοράς αυτών των μηχανών κυμαίνεται σε τιμές μικρότερες της μονάδας (συνήθως 0.7), αλλά όταν χρησιμοποιούνται σύνθετες πολυβάθμιες μηχανές φτάνει έως και 1.4 περίπου. Για να λειτουργήσουν αυτές οι μηχανές απαιτούν η πηγή θερμότητας να έχει θερμοκρασίες από 65°C και πάνω, κάτι που δίνει τη δυνατότητα για σύζευξη με ηλιοθερμικό σύστημα [20].

Οι πιο διαδεδομένες τεχνολογίες ψύξης χωρίζονται σε 3 κατηγορίες:

- Ψύξη με συμπίεση ατμών (VCC)
- Ψύξη με απορρόφηση (absorption chiller)
- Ψύξη με προσρόφηση (adsorption chiller)

1.4.1 Ψύξη με συμπίεση ατμών (VCC)

Η ψύξη με συμπίεση ατμών ή σύστημα ψύξης με συμπίεση ατμών, είναι ένας από τους κύκλους ψύξης και η πιο ευρέως διαδεδομένη μέθοδος για κλιματισμό κτηρίων. Χρησιμοποιείται επίσης σε οικιακά και εμπορικά ψυγεία, σε αποθήκες μεγάλης κλίμακας για ψυκτική ή κατεψυγμένη αποθήκευση τροφίμων και κρεάτων, ψυκτικών φορτηγών και σιδηροδρομικών αυτοκινήτων, καθώς και σε πολλές άλλες εμπορικές και βιομηχανικές εγκαταστάσεις. Κατά την ψύξη με συμπίεση ατμών η παραγωγή της ψυκτικής ισχύος λαμβάνει χώρα αναμεσα σε 2 θερμοκρασίες, την θερμοκρασία ατμοποίησης του ψυκτικού μέσου (χαμηλή θερμοκρασία) και τη θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψυκτικού μέσου (υψηλή θερμοκρασία). Το σύστημα αυτό όπως φαίνεται και στην παρακάτω εικόνα αποτελείται από έναν ατμοποιητή (evaporator), τον συμπιεστή (compressor), έναν συμπυκνωτή (condenser) και την εκτονωτική βαλβίδα (expansion valve). Στην μεταβολή 4-1, κατά την ατμοποίηση, το ψυκτικό ρευστό εισέρχεται στον ατμοποιητή και αρχίζει να ατμοποιείται απορροφώντας θερμότητα από τον ψυχόμενο χώρο μέχρι να εξατμιστεί πλήρως και να βγει στην θέση 1 ως κορεσμένος ατμός. Έπειτα στο στάδιο 1-2, το ψυκτικό αέριο αναρροφάται από τον συμπιεστή και συμπιέζεται αυξάνοντας έτσι την θερμοκρασία και πίεση του. Λόγω της συμπίεσης, το ψυκτικό υπερθερμαίνεται ελαφρώς κατά την εκφόρτιση του συμπιεστή. Στην συνέχεια στο στάδιο της συμπύκνωσης 2-3, το υπέρθερμο ψυκτικό αέριο οδηγείται με τη γραμμή κατάθλιψης εντός του συμπυκνωτή όπου υγροποιείται απελευθερώνοντας τη θερμότητα που είχε προς το μέσο συμπύκνωσης το οποίο μπορεί να είναι νερό αέρας κλπ. Τέλος στο στάδιο της εκτόνωσης 3-4, το ψυκτικό υγρό σε αυτήν τη φάση το οποίο έχει υψηλή πίεση και θερμοκρασία εισέρχεται στην εκτονωτική βαλβίδα όπου η πίεση και θερμοκρασία του μειώνονται στα επίπεδα εκείνα του ατμοποιητή για να επαναληφθεί ξανά ο κύκλος.



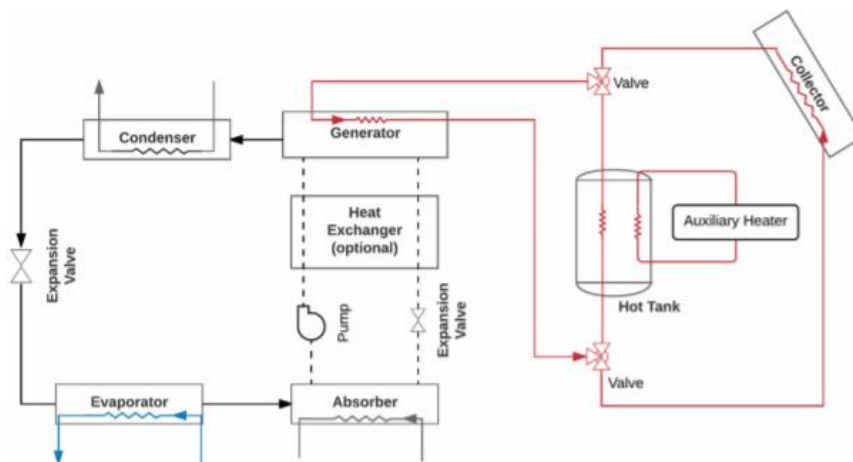
Εικόνα 1.12: Κύκλωμα ψύξης με συμπίεση ατμών και αντίστοιχα διαγράμματα (T-s), (P,h).

Ο κύκλος που αναφέρθηκε, ωστόσο, περιγράφει τον ιδανικό κύκλο συμπίεσης ατμού. Σε πραγματικές εφαρμογές, ο κύκλος αυτός αποκλίνει από την συμπεριφορά του ιδανικού κυρίως εξαιτίας της μη - αντιστρεψιμότητας του συμπιεστή και των εξεργειακών απωλειών που συναντώνται στους εναλλάκτες θερμότητας όπως και τις θερμικές απώλειες που εμφανίζονται στα εξαρτήματα του κύκλου [20].

1.4.2 Ψύξη με απορρόφηση (absorption cooling)

Η χρήση κύκλων ψύξης απορρόφησης - συμπίεσης παρέχει εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας σε σύγκριση με τους κύκλους συμπίεσης ατμών. Η δομή του συστήματος είναι πιο περίπλοκη, αλλά χρησιμοποιούν τα πλεονεκτήματα τόσο των κύκλων ψύξης απορρόφησης όσο και συμπίεσης ατμών. Αυτά τα συστήματα παρέχουν ταυτόχρονα τη χρήση ηλεκτρικής ενέργειας και θερμικής ενέργειας για ψύξη. Επιπλέον, μη συμβατικές πηγές ενέργειας όπως η ηλιακή, η γεωθερμική και η απόβλητη θερμότητα θα μπορούσαν να παρέχονται ως θερμική ενέργεια για αυτούς τους κύκλους [21]. Στους κύκλους αυτούς γίνεται χρήση δύο εργαζομένων μέσων, του ψυκτικού και του μέσου απορρόφησης. Έχουν διερευνηθεί διάφορα ζεύγη ψυκτικού / απορροφητικού μέσου ωστόσο, το νερό / LiBr (βρωμιούχο λίθιο) και η αμμωνία / νερό για χαμηλότερες θερμοκρασίες κυρίως σε βιομηχανικές εφαρμογές, είναι τα πιο συχνά χρησιμοποιούμενα. Ο κύκλος βρωμιούχου λιθίου παράγει ψύξη σε θερμοκρασίες άνω των 4°C διότι το ψυκτικό του μέσο είναι το νερό το οποίο σε χαμηλότερες θερμοκρασίες παγώνει [20]. Τα συστήματα με LiBr (βρωμιούχο λίθιο) μπορεί να είναι μονοβάθμια ή διβάθμια, τα οποία είναι πιο αποδοτικά αλλά και πιο σύνθετα, ενώ απαιτούν και πηγή θερμότητας σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες.

Ένας τυπικός κύκλος απορρόφησης φαίνεται στο παρακάτω σχήμα όπου επισημαίνονται και οι συνδέσεις με έναν θερμικό συλλέκτη και μια δεξαμενή αποθήκευσης θερμού νερού. Ένας συμβατικός ψυκτής απορρόφησης αποτελείται από έναν εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας, μια γεννήτρια και έναν απορροφητή. Με μπλε χρώμα φαίνεται το ψυκτικό μέσο (νερό) ενώ το μέσο απορρόφησης κυκλοφορεί στις διακεκομμένες γραμμές του παρακάτω σχήματος. Τα δυο ρεύματα λειτουργούν σε διαφορετικές πιέσεις με το σύστημα όπου ρέει το απορροφητικό εργαζόμενο μέσο να λειτουργεί στην χαμηλή πίεση, έτσι ώστε να μπορεί να ψυχθεί. Αντί για την συμπίεση του ατμού του ψυκτικού ρευστού στον προηγούμενο κύκλο, στον κύκλο απορρόφησης υπάρχει η απορρόφηση του ατμού από τον απορροφητή, η άντληση του διαλύματος σε μια υψηλότερη πίεση και τέλος χρήση θερμότητας, ώστε να εξατμιστεί το ψυκτικό ρευστό από το διάλυμα.



Εικόνα 1.13: Κύκλωμα ψύξης με απορρόφηση.

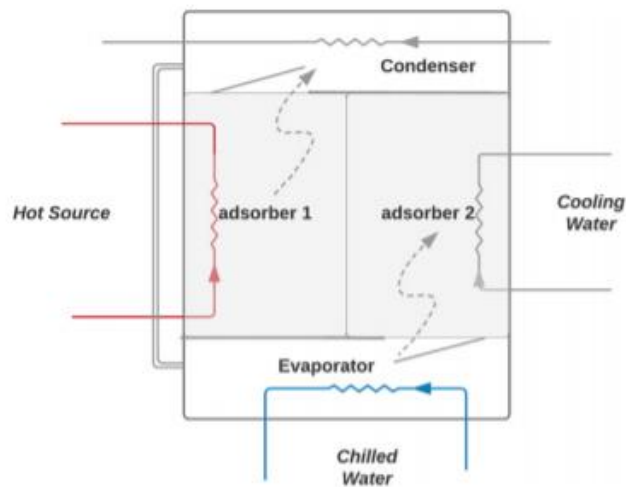
Οι ψύκτες απορρόφησης εμφανίζουν χαμηλό βαθμός αποδοτικότητας (COP). Ωστόσο το ζεύγος απορρόφησης νερού / LiBr επιτρέπει COP από 0,6 έως και 0,8 σε σύγκριση με 0,5-0,6 που εμφανίζεται από το ζεύγος αμμωνίας / νερού. Ακόμη τα μονοβάθμια συστήματα προσφέρουν βαθμούς αποδοτικότητας της τάξεως 0,7-0,80 και τα διβάθμια συστήματα μπορούν να επιτύχουν βαθμό αποδοτικότητας της τάξεως του 1,20 [22].

Ωστόσο ο πιο σημαντικός παράγοντας ο οποίος επηρεάζει την αποδοτικότητα του ψύκτη απορροφήσεως είναι η θερμοκρασία της θερμαντικής πηγής η οποία προκειμένου ο COP να είναι σε ικανοποιητικά επίπεδα, πρέπει να είναι υψηλή. Οι μονοβάθμιες μηχανές βρωμιούχου λιθίου απαιτούν η πηγή θερμότητας να έχει θερμοκρασία 80°C με 110°C, ενώ οι διβάθμιες μηχανές απαιτούν θερμοκρασία της πηγής θερμότητας στους 140°C με 180°C [20].

1.4.3 Ψύξη με προσρόφηση (adsorption cooling)

Τα συστήματα προσρόφησης βασίζονται στη φυσική ή χημική αλληλεπίδραση μεταξύ των μορίων του ψυκτικού και της προσροφητικής επιφάνειας. Οι δύο κύριες φάσεις ενός κύκλου προσρόφησης είναι η εκρόφηση και η προσρόφηση. Σε αντίθεση με τον προηγούμενο κύκλο, στον κύκλο αυτό έχουμε προσρόφηση και όχι απορρόφηση του αερίου που εξέρχεται από τον ατμοποιητή. Το προσροφητικό υλικό περιέχεται σε δύο θαλάμους συνδεδεμένα με τον εξατμιστή και τον συμπυκνωτή. Ταυτόχρονα στο διπλανό θάλαμο, αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο ατμός να απελευθερωθεί στη μεγαλύτερη πίεση και να πάει στο συμπυκνωτή. Στο συμπυκνωτή τώρα θα συμπυκνωθεί και θα αποβάλλει θερμότητα στο περιβάλλον. Μόλις παραχθεί το συμπύκνωμα οδηγείται στον ατμοποιητή και ο κύκλος συνεχίζεται.

Προκειμένου να γίνει αντιληπτή η λειτουργία ενός τέτοιου κύκλου επισυνάπτεται η παρακάτω Εικόνα 1.14. Σε έναν κύκλο προσρόφησης έχουμε δυο θαλάμους, τον θάλαμο ο οποίος είναι συνδεδεμένος με τον ατμοποιητή και εκείνον που είναι συνδεδεμένος με τον συμπυκνωτή. Αρχικά, ο ατμός που παράγεται από τον ατμοποιητή προσροφάται στο υλικό το οποίο ταυτόχρονα ψύχεται με τη βοήθεια κρύου νερού (chilled water), όπως φαίνεται στον δεξιό θάλαμο της παρακάτω εικόνας. Η άνω βαλβίδα του δεξιού θαλάμου αυτού, η οποία τον συνδέει με τον συμπυκνωτή, αρχικά είναι κλειστή. Απο την απέναντι πλευρά (αριστερός θάλαμος), το υλικό το οποίο περιέχει ατμό μέσα του θερμαίνεται από ζεστή πηγή θερμότητας η οποία μπορεί να είναι τα ηλιακά, και αυξάνεται η πίεση του, με αποτέλεσμα να αναγεννάται και να απελευθερώνει τον ατμό, τον οποίο είχε συλλέξει στην προηγούμενη φάση, στην υψηλή πίεση του συμπυκνωτή. Το συμπύκνωμα που παράγεται έπειτα οδηγείται στον ατμοποιητή έτσι ώστε να έχουμε επανάληψη του κύκλου. Στην φάση αυτή οι βαλβίδες αντιστρέφονται. Στον πρώτο θάλαμο ανοίγει η βαλβίδα του συμπυκνωτή και κλείνει αυτή του ατμοποιητή, ενώ το αντίστροφο συμβαίνει με τον δεύτερο θάλαμο.



Εικόνα 1.14: Κύκλωμα ψύξης με προσρόφηση.

Σε αντίθεση με τις συμβατικές αντλίες θερμότητας, τα συστήματα προσρόφησης δεν απαιτούν ηλεκτρική ή μηχανική ενέργεια, αλλά μόνο θερμική ενέργεια. Εξαιτίας του γεγονότος ότι οι ψύκτες προσρόφησης μπορούν να αποδώσουν σε χαμηλές θερμοκρασίες της πηγής θερμότητας, δίνουν δυνατότητα σε ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες να αποτελέσουν την πηγή αυτή. Μια επισκόπηση των διαφορετικών επιλογών σύζευξης των συστημάτων προσρόφησης με FPC, ETC και CPC δείχνει τον συλλέκτη να εξαρτάται από την απαιτούμενη θερμοκρασία και συνεπώς από το χρησιμοποιούμενο ψυκτικό / προσροφητικό ζεύγος [18].

Το silica gel-νερό, ο ενεργός άνθρακας-αμμωνία ή η μεθανόλη, ο ζεόλιθος-νερό / αμμωνία είναι τα πιο πολλά υποσχόμενα ζεύγη εργασίας καθώς έχουν ισχυρή επίδραση στη λειτουργία και την απόδοση του συστήματος προσρόφησης. Το ζεύγος σιλικάζέλ-νερό είναι το πιο διαδεδομένο ζεύγος εργαζόμενων μέσων για εφαρμογές ψύξης προσρόφησης, κυρίως λόγω της αποδοτικότερης απόδοσής του. Για έναν κύκλο προσρόφησης μίας βαθμίδας με μερική πίεση κενού και θερμοκρασία εξάτμισης $6,7^{\circ}\text{C}$, θερμοκρασία συμπύκνωσης $29,4^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία αναγέννησης 80°C , το θεωρητικό COP για ψύξη μπορεί να είναι τόσο υψηλό όσο 0,68 [20]. Από την άλλη πλευρά, ένας COP με ζεόλιθο-νερό κυμαίνεται από 0,5-0,55 για θερμοκρασία εξάτμισης 15°C , θερμοκρασία συμπύκνωσης 30°C και θερμοκρασία αναγέννησης 90°C [20]. Παρά τα πλεονεκτήματα, τη σιωπηλή λειτουργία και τις χαμηλές περιβαλλοντικές επιπτώσεις του ζεύγους ψυκτικού / προσροφητικού, αυτά τα συστήματα εξακολουθούν να μην είναι ανταγωνιστικά λόγω του χαμηλού COP, των μεγάλων διαστάσεων και βάρους τους, τον σύνθετο σχεδιασμό, και του υψηλού αρχικού κόστους.



1.5 Αντικείμενο Διπλωματικής Εργασίας

Βάσει και της παραπάνω ανάλυσης, παρατηρείται ότι παρά το γεγονός πώς υπάρχει μεγάλη έκταση βιβλιογραφία για τον Οργανικό κύκλο Rankine και ήδη υπάρχουν αρκετές εμπορικές εφαρμογές αυτού, η σύζευξη του με ηλιακά συστήματα καθώς και η υβριδοποίησή του μέσω της σύνδεσης με συστήματα ψύξης/θέρμανσης είναι ένα αντικείμενο σχετικά περιορισμένο. Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής θα επιχειρηθεί να γίνει μια μελέτη της βιωσιμότητας ηλιακά εκκινούμενων συστημάτων ORC με και χωρίς τη σύζευξη συστημάτων ψύξης/θέρμανσης σε εφαρμογές στην ελληνική επικράτεια. Πιο συγκεκριμένα, τα ερωτήματα που θα απαντηθούν εντός της εργασίας είναι τα εξής:

- Πώς μοντελοποιείται ένα ηλιακά εκκινούμενο σύστημα ORC;
- Πώς μπορεί να υλοποιηθεί η σύζευξη αυτού με ένα σύστημα ψύξης/θέρμανσης;
- Ποιος είναι ο τεχνο-οικονομικά βέλτιστος σχεδιασμός ενός ηλιακά εκκινούμενο σύστημα ORC σε σύζευξη με συστήματα ψύξης/θέρμανσης;
- Πόσο ανταγωνιστικό είναι ένα τέτοιο σύστημα σε περίπτωση που η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια πωλείται εξ ολοκλήρου στο δίκτυο υπό το καθεστώς αυτό-παραγωγού μικρής κλίμακας και πόσο στην περίπτωση που εφαρμόζεται ενεργειακός συμψηφισμός με τις ανάγκες μιας ενεργειακής κοινότητας;

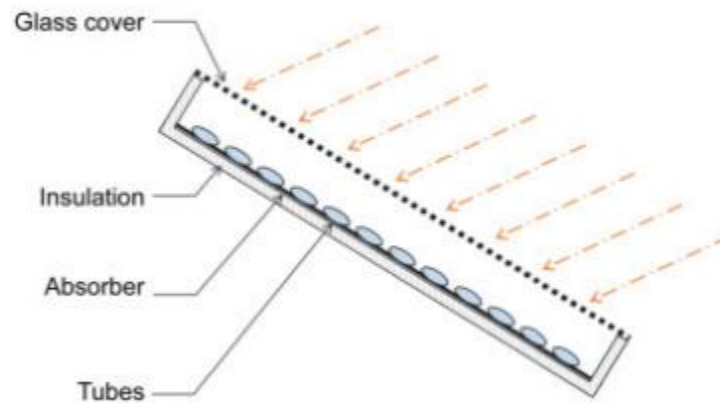
2. Ηλιακά Συστήματα

Με τη θεσμοθέτηση των αυτοπαραγωγών κοινοτήτων, τα επερχόμενα ζητήματα στον ενεργειακό τομέα είναι η κάλυψη των αναγκών, ηλεκτρικών και θερμικών/ψυκτικών από 100% ανανεώσιμες πηγές. Στο εγχείρημα αυτό θα συμβάλει η πληθώρα αειφόρων πηγών ενέργειας, όπως η ηλιακή, η αιολική, η γεωθερμική κ.α. Η ηλιακή ενέργεια αποτελεί μια από τις πιο διαδεδομένες, τόσο για παραγωγή ηλεκτρισμού όσο και για παραγωγή θέρμανσης/ψύξης, αφού η μέση μηνιαία ολική οριζόντια ακτινοβολία στον ελλαδικό χώρο ξεπερνά τις $1.800 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2}$ [23].

2.1 Συστήματα αξιοποίησης ηλιακής ενέργειας

Μέσω των θερμικών ηλιακών συστημάτων επιτυγχάνεται η μετατροπή της ηλιακής ακτινοβολίας σε θερμότητα. Οι ηλιακοί συλλέκτες αποτελούν ειδικής μορφής εναλλάκτες θερμότητας οι οποίοι αξιοποιούν την ηλιακή ακτινοβολία για να θερμάνουν κάποιο ρευστό. Τα ηλιακά συστήματα κάνουν χρήση συλλεκτών για την απορρόφηση της ηλιακής ακτινοβολίας καθώς και δεξαμενών αποθήκευσης προκειμένου να αποθηκεύεται η συλλεγόμενη θερμότητα, όταν δεν υπάρχει ζήτηση. Οι ιδιαιτερότητες που συναντώνται κατά την μελέτη ηλιακών συλλεκτών έγκεινται στις χαμηλές και συνεχώς μεταβαλλόμενες τιμές της προσπίπτουσας ακτινοβολίας. Η θερμική ενέργεια που απορροφάται από τους ηλιακούς συλλέκτες μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσο, το οποίο ανάλογα με τον τύπο του συλλέκτη και τη μέγιστη επιτευχθείσα θερμοκρασία μπορεί να είναι αέρας, νερό, θερμικό λάδι ή άλλο οργανικό υγρό. Η θερμότητα που μεταφέρεται από το ρευστό μπορεί να αξιοποιηθεί για οικιακές εφαρμογές (ζεστό νερό χρήσης, θέρμανση) ή σε συστήματα ηλιακής ψύξης με ψύκτες απορρόφησης/προσρόφησης, είτε να αποθηκευτεί σε δεξαμενές αποθήκευσης θερμικής ενέργειας για μελλοντική χρήση σε περίοδο αυξημένης ζήτησης.

Οι ηλιακοί συλλέκτες χωρίζονται σε 2 κατηγορίες, στους μη συγκεντρωτικούς συλλέκτες όπου δεν έχουμε συγκέντρωση ακτινοβολίας και στους συγκεντρωτικούς. Με τους επίπεδους συλλέκτες (την κύρια τεχνολογία μη συγκεντρωτικών συλλεκτών) εκμεταλλευόμαστε τόσο την άμεση όσο και τη διάχυτη ακτινοβολία, οι οποίες απορροφούνται σε μια πλάκα απορρόφησης. Η χρήση επίπεδων ηλιακών συλλεκτών συναντάται κυρίως σε εφαρμογές που απαιτούν απόδοση ενέργειας σε μέσες θερμοκρασίες, μέχρι 100°C πάνω από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, και εφαρμόζονται για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, την θέρμανση κτηρίων αλλά και για κλιματισμό και παραγωγή θερμότητας στην βιομηχανία [24]. Για θερμοκρασίες υψηλότερες συνίσταται η χρήση συγκεντρωτικών συλλεκτών. Τα κύρια εξαρτήματα τα οποία απαρτίζουν έναν επίπεδο συλλέκτη είναι ο απορροφητήρας η πλάκα απορρόφησης η οποία είναι η επιφάνεια που απορροφά την ηλιακή ακτινοβολία, το κάλυμμα η τα καλύμματα και το πλαίσιο της επιφάνειας αυτής προκειμένου να ελαχιστοποιούνται οι θερμικές απώλειες δια συναγωγής και τέλος η μόνωση, η οποία περιβάλλει την εγκατάσταση για περιορισμό θερμικών απωλειών προς και από το περιβάλλον.



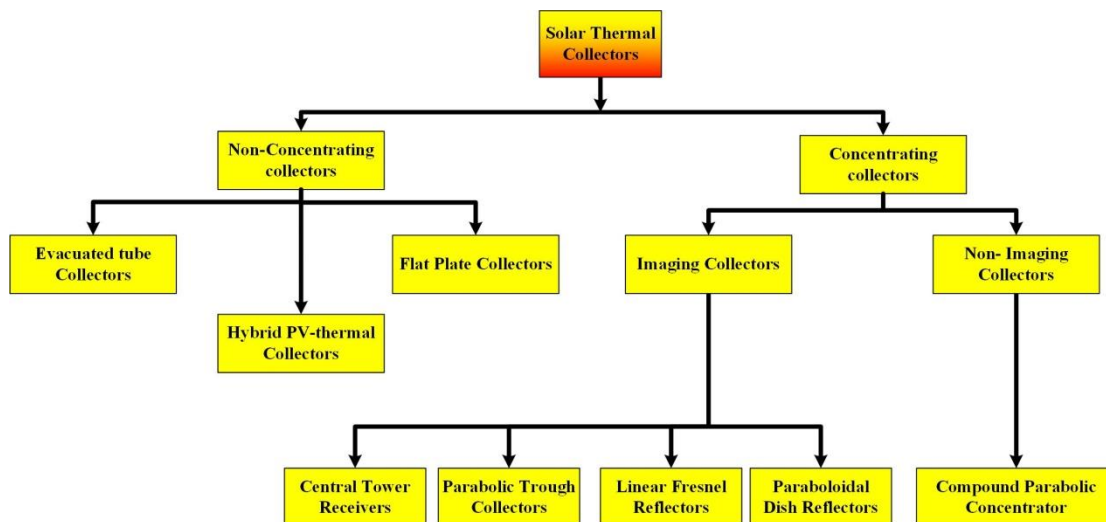
Εικόνα 2.1: Απεικόνιση επίπεδου μη συγκεντρωτικού συλλέκτη.

Από την άλλη στους συγκεντρωτικούς συλλέκτες αξιοποιείται μονάχα η άμεση ακτινοβολία. Στους συγκεντρωτικούς συλλέκτες, η απορρόφηση της άμεσης ακτινοβολίας αποσκοπεί συνήθως στην παραγωγή ατμού, τη θέρμανση κάποιου ελαίου ή ζεστού αέρα, ο οποίος μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε κύκλους μετατροπής ενέργειας για παραγωγή ηλεκτρισμού σε πληθώρα εφαρμογών στην βιομηχανία. Στους συγκεντρωτικούς συλλέκτες μπορεί να αποδοθεί ενέργεια σε υψηλότερες θερμοκρασίες από αυτές των επιπέδων καθώς η ηλιακή ακτινοβολία συγκεντρώνεται σε μικρότερες επιφάνειες απορρόφησης και αυτό έχει ως αποτέλεσμα τον περιορισμό των θερμικών απωλειών προς το περιβάλλον. Οι συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες αποτελούνται από τους ανακλαστήρες, τον δέκτη, τα απαραίτητα καλύμματα, τις μονώσεις καθώς και μηχανισμούς μετατροπής της γωνίας πρόσπτωσης των ηλιακών ακτίνων, ανάλογα με την κίνηση του ηλίου. Κατά την τυπική λειτουργία των συγκεντρωτικών συλλεκτών, οι ανακλαστήρες με βάση με την κίνηση του ηλίου περιστρέφονται σε έναν άξονα με την ηλιακή ακτινοβολία αν ανακλάται από την επιφάνεια τους προς τον δέκτη. Έπειτα στους σωλήνες απορρόφησης, στους οποίους διέρχεται το θερμικό εργαζόμενο μέσο, μεταφέρεται η ακτινοβολία η οποία μετατρέπεται σε θερμότητα. Το εργαζόμενο ρευστό, το οποίο συνήθως είναι νερό-ατμός, μεταλλικό έλαιο ή συνθετικό έλαιο, μπορεί να φτάσει θερμοκρασίες από 150 έως 400°C [25]. Για υψηλότερες θερμοκρασίες αναφέρεται στην βιβλιογραφία η χρήση τηγμένων αλάτων. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες παρουσιάζουν πολλά πλεονεκτήματα σε αντίθεση με τους επίπεδους όπως :

- Υψηλότεροι θερμοκοί βαθμοί απόδοσης ως αποτέλεσμα των υψηλότερων θερμοκρασιών που μπορούν να επιτευχθούν και των μικρότερων επιφανειών συλλογής που δεν επιτρέπουν την ύπαρξη υψηλών θερμικών απωλειών.
- Χαμηλότερο κόστος επένδυσης και συντήρησης ανά μονάδα επιφάνειας

- Δυνατότητα απευθείας παραγωγής ατμού για ηλεκτροπαραγωγή μέσω γεννήτριας ή άλλες βιομηχανικές διεργασίες.

Στην κατηγορία των συγκεντρωτικών συλλεκτών ανήκουν οι γραμμικοί συλλέκτες Fresnel οι οποίοι θα μελετηθούν στην παρούσα διπλωματική εργασία, οι παραβολικοί, οι παραβολοειδείς συλλέκτες (PTC), οι συλλέκτες με κεντρικό δέκτη, οι σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες (CPC), οι συλλέκτες παραβολικών πιάτων (PDC) καθώς και οι ηλιακοί πύργοι.

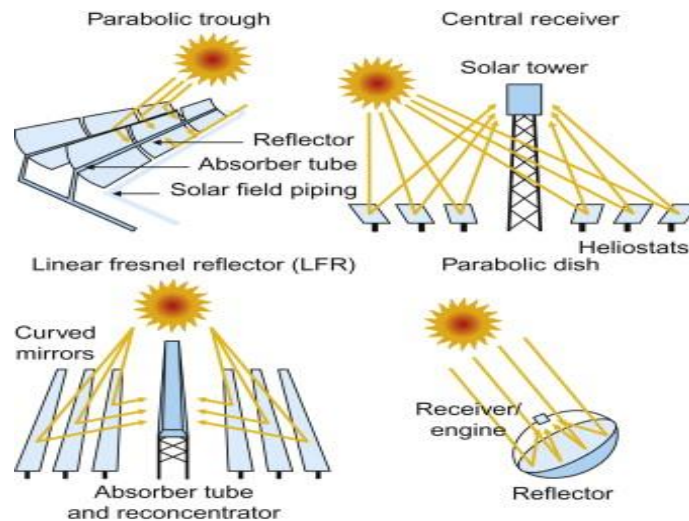


Εικόνα 2.2: Διαχωρισμός ηλιακών θερμικών συλλεκτών.

Βασικό χαρακτηριστικό των συγκεντρωτικών συλλεκτών είναι ο λόγος συγκέντρωσης :

$$c = \frac{A_a}{A_r} \quad (2-1)$$

Όπου $A_a (m^2)$ είναι η επιφάνεια ανοίγματος, δηλαδή η επιφάνεια από την οποία εισέρχεται η ηλιακή ακτινοβολία και $A_r (m^2)$ η επιφάνεια του δέκτη, δηλαδή η επιφάνεια που απορροφά την συγκεντρωμένη ηλιακή ακτινοβολία. Ο λόγος συγκέντρωσης εκφράζει την συγκέντρωση της ακτινοβολίας και μπορεί να λάβει τιμές από το 1,5 μέχρι το 10000 [24]. Οι γραμμικοί ανακλαστήρες Fresnel είναι μια τεχνολογία με λόγο συγκέντρωσης από 10 έως 50. Όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος αυτός, τόσο ψηλότερες θερμοκρασίες θα αναμένονται στις οποίες μπορεί να μεταφερθεί ενέργεια, οπότε γίνεται αντιληπτό ότι για υψηλούς βαθμούς συγκέντρωσης θα απαιτείται και πιο προσεκτικός σχεδιασμός του συστήματος. Το γεγονός αυτό συνεπάγεται και υψηλότερο κόστος κατασκευής τόσο στους ηλιακούς συλλέκτες και στο σύστημα αποθήκευσης της θερμότητας όσο και στα περιφερειακά συστήματα που έχουν αναφερθεί όπως οι σωληνώσεις, τα καλύμματα και οι μονώσεις.



Εικόνα 2.3: Είδη συγκεντρωτικών ηλιακών συλλεκτών.

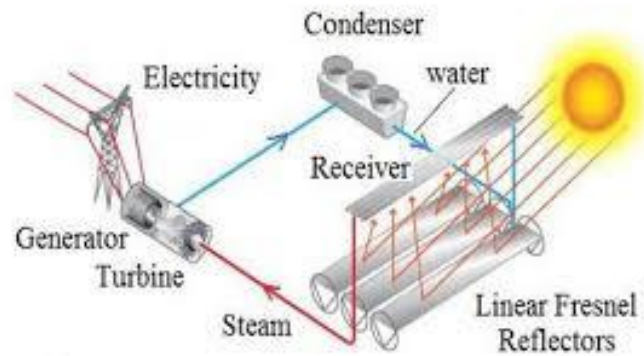
2.1.1 Ηλιακοί Συλλέκτες Fresnel

Ο γραμμικός ανακλαστήρας τεχνολογίας Fresnel πήρε το όνομά της από τον φακό Fresnel, που αναπτύχθηκε από τον Γάλλο φυσικό Augustin-Jean Fresnel για φάρους κατά τον 18ο αιώνα. Ο συλλέκτης Fresnel αποτελεί έναν τύπο συγκεντρωτικού συλλέκτη ο οποίος εστιάζει τις ακτίνες του ήλιου σε έναν κεντρικό σωλήνα με την βοήθεια κατόπτρων τα οποία μπορούν να είναι είτε επίπεδα είτε ελαφρώς παραβολικά[26].

Έως και σήμερα οι παραβολικοί συλλέκτες αντιπροσωπεύουν την βέλτιστη λύση για τεχνολογίες συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας λόγω της υψηλής τους απόδοσης. Στην κατηγορία των συγκεντρωτικών συλλεκτών, οι επιμήκεις παραβολικοί ηλιακοί συλλέκτες (Parabolic Trough Collectors-PTC) είναι οι πιο διαδεδομένοι ενώ οι γραμμικοί συλλέκτες Fresnel (Linear Fresnel Reflectors-LFR) αποτελούν μια ανερχόμενη τεχνολογία. Ο κύριος λόγος για την τάση αυτή είναι τα οικονομικά πλεονεκτήματα των συλλεκτών αυτών καθώς και ο απλός σχεδιασμός, ο οποίος αντικατοπτρίζεται και στο σχετικά χαμηλό κόστος παραγωγής και εγκατάστασης. Ακόμη, ξεχωρίζουν καθώς το θερμοκρασιακό εύρος που έχουν οι εφαρμογές με χρήση των συγκεκριμένων συλλεκτών, μπορεί να φτάσει τους 500°C. Σαν εργαζόμενα μέσα ξεχωρίζουν το θερμικό λάδι, νερό / ατμός και τα τηγμένα άλατα για υψηλότερες θερμοκρασίες άνω των 400°C.

Επιπλέον, τα ηλιακά πεδία Fresnel επιτρέπουν υψηλότερη αποδοτικότητα χρήσης γης (land use efficiency) από οποιονδήποτε άλλο τύπο ηλιακών πεδίων. Σημαντικά οφέλη περιλαμβάνουν επίσης τη σταθερή θέση του δέκτη και την απουσία περιστρεφόμενων αρθρώσεων, οι οποίες συνδέονται με ένα σύστημα σωληνώσεων μεγάλης συνδεσιμότητας για μια ευρεία σειρά βιομηχανικών διεργασιών. Επίσης λόγω της επιπεδότητας του ανακλαστήρα, τα φορτία του ανέμου είναι περιορισμένα αλλά και λόγω της άμεσης παραγωγής ατμού, ως αποτέλεσμα των υψηλών θερμοκρασιών, δε χρειάζεται η χρήση εναλλάκτη θερμότητας. Αυτά τα πλεονεκτήματα

μπορούν να αντισταθμίσουν τη χαμηλότερη απόδοση ηλιακής-θερμότητας, καθώς ο λόγος συγκέντρωσης είναι χαμηλότερος, γεγονός που μειώνει την απόδοση σε σύγκριση με το PTC [27], και ως αποτέλεσμα οι σταθμοί ηλεκτροπαραγωγής LFR να αντιπροσωπεύουν μια ενδιαφέρουσα εναλλακτική λύση έναντι των σταθμών ηλεκτροπαραγωγής με PTC.



Εικόνα 2.4: Γραμμικοί ανακλαστήρες Fresnel συζευγμένοι με κύκλο παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας.

Οι γραμμικοί συλλέκτες Fresnel δεν διαφέρουν κατά πολύ από τους παραβολικούς (PTCs). Η βασική διαφορά έγκειται στο γεγονός ότι τα κάτοπτρα στα Fresnel είναι επίπεδα ή έχουν μια μικρή καμπυλότητα.

Οι μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας που λειτουργούν με την τεχνολογία Fresnel αποτελούνται όπως και στα παραβολικά κάτοπτρα, από το ηλιακό πεδίο όπου βρίσκονται οι βασικοί συλλέκτες τα κάτοπτρα και ο σωλήνας απορρόφησης με έναν προαιρετικό δευτερεύοντα ανακλαστήρα και μια μονάδα παραγωγής ενέργειας.

Οι συλλέκτες αυτοί αποτελούνται από τα εξής στοιχεία:

- Πρωτεύοντα ανακλαστικά κάτοπτρα

Οι συλλέκτες Fresnel αποτελούνται από έναν μεγάλο αριθμό παραβολικών κατόπτρων, τα οποία είναι τοποθετημένα σε παράλληλες συστοιχίες, έτσι ώστε η ηλιακή ακτινοβολία να αντανακλάται και να συγκεντρώνεται στον αγωγό/απορροφητή, ο οποίος πρόκειται συνήθως για σωλήνα κενού, και βρίσκεται σε ορισμένο ύψος πάνω από αυτά. Οι ακτίνες ανακλώνται στους πρωτεύοντες ανακλαστήρες και με τη βοήθεια και του δευτέρου κατόπτρου συγκεντρώνονται στον δεκτή, προκειμένου να ελαχιστοποιηθούν οι απώλειες λόγω της ανάκλασης.

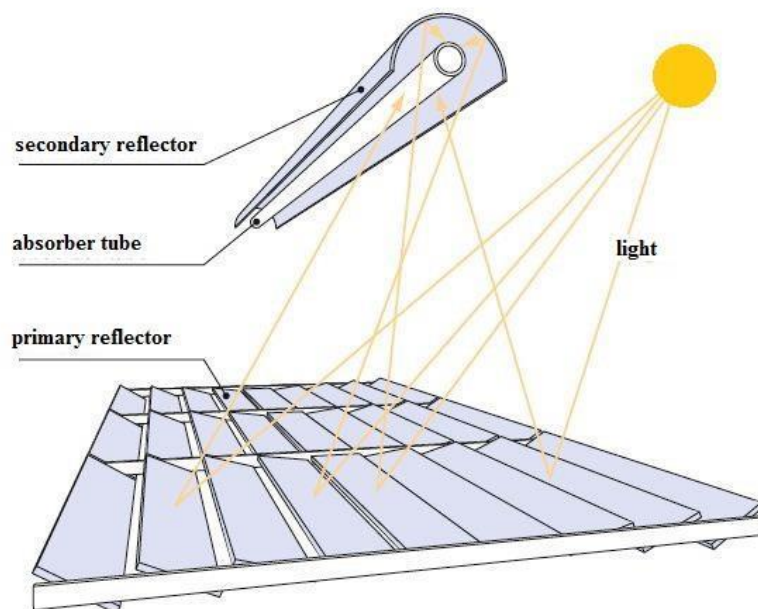
- Δευτερεύοντα ανακλαστικά κάτοπτρα

Το δευτερεύον κάτοπτρο μπορεί να είναι παραβολοειδές ή τραπεζοειδές. Χρησιμοποιούνται προκειμένου να ελαχιστοποιηθούν οι απώλειες λόγω της ανάκλασης με τα πρωτεύοντα

κάτοπτρα, η οποία προσπίπτει με κωνικό σχήμα με αποτέλεσμα οι ακτίνες του ηλίου να αποκλίνουν όσο απομακρύνονται.

- Σωλήνας απορρόφησης

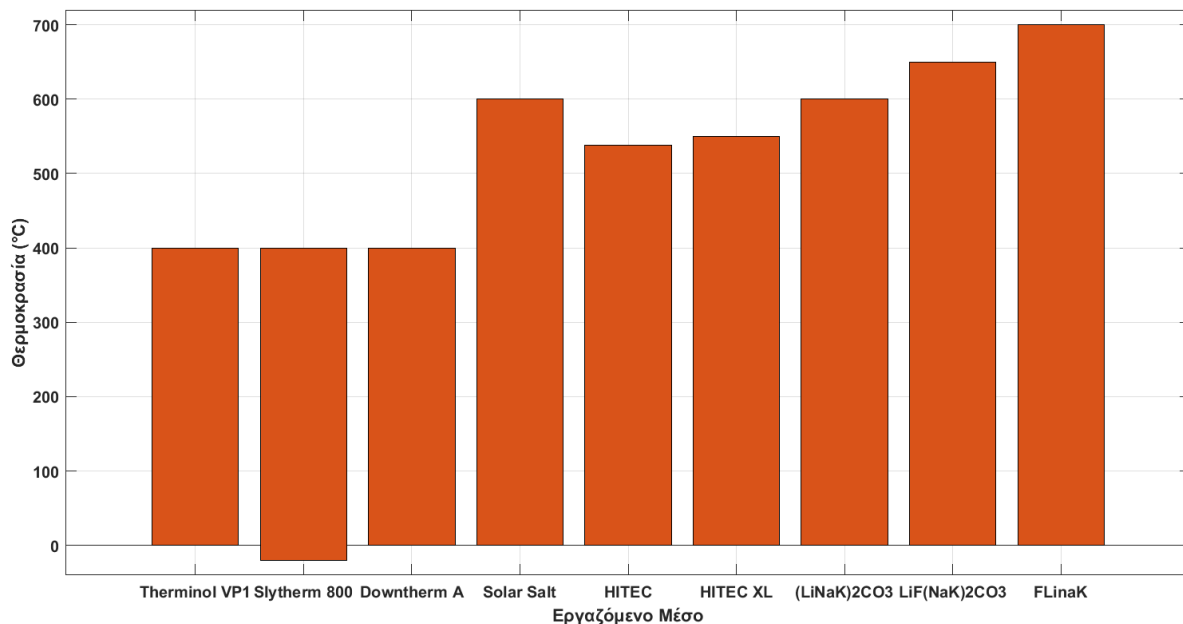
Τα πρωτεύοντα κάτοπτρα συγκεντρώνουν την άμεση ακτινοβολία στον στατικό δέκτη και έτσι η ηλιακή ακτινοβολία μεταφέρεται στον σωλήνα απορρόφησης (receiver-absorber tube), ο οποίος περιέχει το θερμικό εργαζόμενο μέσο που μπορεί να είναι νερό, λάδι ή ακόμα και τηγμένο άλας σε ορισμένες εφαρμογές. Το νερό χρησιμοποιείται ως ρευστό μεταφοράς θερμότητας σε χαμηλές θερμοκρασίες, το λάδι καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία, ατμός για πολύ υψηλότερες θερμοκρασίες και τηγμένο άλας για τις ακόμα υψηλότερες περιοχές.



Εικόνα 2.5: Γραμμικοί συλλέκτες Fresnel.

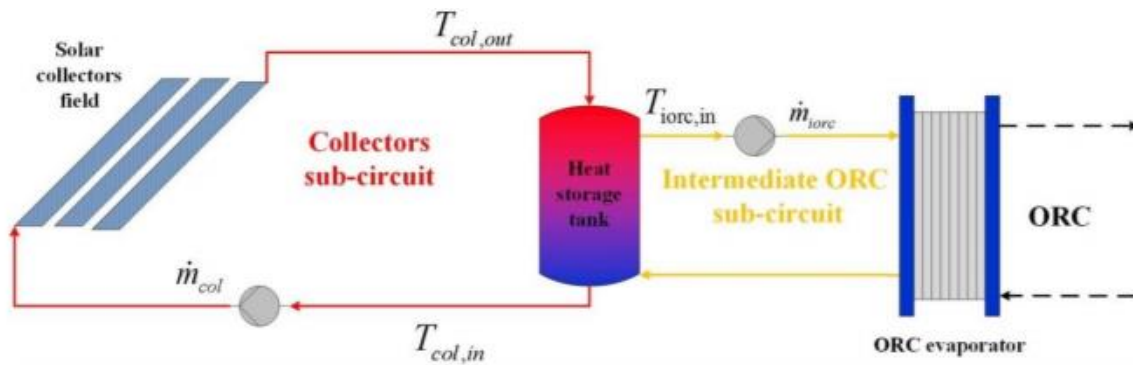
Οι γραμμικού τύπου συλλέκτες Fresnel (Linear Fresnel Reflectors) ενσωματώνουν πολλές λωρίδες καθρεπτών, οι οποίες παρακολουθούν την πορεία του ήλιου και αντανακλούν το φως στον δέκτη κατά τη διάρκεια της ημέρας. Η απόδοση αυτών των συστημάτων επηρεάζεται από έναν αριθμό παραμέτρων συμπεριλαμβανομένου του αριθμού, της θέσης, του πλάτους, της απόστασης και των γωνιών κλίσης των καθρεπτών, του τύπου και του μεγέθους του δέκτη, του σχήματος του δευτερεύοντος ανακλαστήρα, εάν υπάρχει, καθώς και την ποιότητα των υλικών που χρησιμοποιούνται για τις επιφάνειες ανάκλασης και απορρόφησης [20]. Η απόδοση των ηλιακών συλλεκτών εξαρτάται κυρίως από το συντελεστή απορρόφησης και τον συντελεστή εκπομπής της επιφάνειας, στην οποία η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία μετατρέπεται σε θερμότητα. Οι ηλιακοί συλλέκτες Fresnel μπορούν να φτάσουν σε οπτικούς βαθμούς απόδοσης μέχρι και 80% [28]. Οι παρεμβολές που δέχεται η ακτινοβολία καθώς ανακλάται αρκετές φορές

μέχρι τον δέκτη περιορίζει τον βαθμό απόδοσης από το να φτάσει σε ακόμη υψηλότερα ποσοστά. Πιο συγκεκριμένα για τα εργαζόμενα μέσα, η επιλογή νερού/ατμού είναι μια συνήθης εύλογη την οποία μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε και απευθείας για τον εκτονωτή στο κύκλωμα ORC. Ακόμη όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως για διάφορες θερμικές εφαρμογες και θερμοκρασίες έως 400°C μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε θερμικά έλαια όπως το Therminol VP1, το Slytherm 800 η το Downtherm A [22]. Ακόμη, η λειτουργία με τηγμένα άλατα οδηγεί σε υψηλότερη θερμική απόδοση σε σύγκριση με τη λειτουργία με θερμικό λάδι και επίσης επισημαίνεται ότι τα τηγμένα άλατα δίνουν τη δυνατότητα λειτουργίας σε υψηλότερες θερμοκρασίες έως 600°C [29].



Εικόνα 2.6: Εύρος λειτουργίας για τα επιλεγμένα εργαζόμενα μέσα.

Στην συγκεκριμένη εργασία θα μελετηθεί η λειτουργία ενός συστήματος ORC σε μεσαίες και υψηλές θερμοκρασίες. Για το εύρος αυτό επιλέγονται οι συλλέκτες Fresnel και εξετάζεται υπό ποιες προϋποθέσεις μπορούν να παρουσιάσουν μια οικονομικά και θερμικά αποδοτική εναλλακτική λύση στον χώρο των συγκεντρωτικών ηλιακών συστημάτων. Η πηγή θερμότητας η οποία θα τροφοδοτεί το σύστημα αποτελείται από δυο κύρια υποσυστήματα, τους ηλιακούς συλλέκτες και τη δεξαμενή αποθήκευσης θερμότητας όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα.



Εικόνα 2.7: Μοντελοποίηση ηλιακού υπο-κυκλώματος εγκατάστασης.

2.1.2 Εφαρμογές Ηλιακών Συλλεκτών Fresnel

Οι εφαρμογές για ηλιακούς συλλέκτες Fresnel περιλαμβάνουν :

- Άμεση παραγωγή θερμότητας
- Άμεση παραγωγή ατμού
- Συμπληρωματική παραγωγή θερμότητας ή ατμού για σταθμούς παραγωγής ενέργειας

Οι καθρέφτες Fresnel χρησιμοποιούνται και ως βοηθητικό μέσο για πρόσδοση επιπλέον θερμότητας σε θερμικούς σταθμούς. Μέρη του κύκλου, όπως η προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας στον λέβητα, τα οποία χρησιμοποιούσαν πηγές θερμότητας χαμηλής έως μέσης θερμοκρασίας, τώρα μπορούν να εξασφαλίζουν αυτήν τη θερμότητα από τα ηλιακά θερμικά συστήματα. Τυπικές εφαρμογές είναι η αντικατάσταση του ατμού εξαέρωσης που χρησιμοποιείται για την προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας του λέβητα. Η αυξημένη έξοδος ατμού επιτρέπει την συνεχή παραγωγή ισχύος από τον στρόβιλο (λειτουργία ηλιακής ενίσχυσης) καθώς και λειτουργία εξοικονόμησης καυσίμου. Ακόμη το γεγονός ότι μπορούν να επιτευχθούν ψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες και ως εκ τούτων υπέρθερμος ατμός καθιστά δυνατή την παραγωγή ηλεκτρισμού μέσω του συμβατικού θερμοδυναμικού κύκλου Rankine ή με κύκλο οργανικού μέσου (Organic Rankine Cycle – ORC) [30].

Αυτήν τη στιγμή υπάρχουν περισσότερα από 200 MW σε εγκατεστημένη ισχύ από ηλιακούς συλλέκτες Fresnel. Μετά από μια πρώτη εφαρμογή πιλοτικής κλίμακας στην Αυστραλία, μερικά νέα πιλοτικά εργοστάσια αναπτύχθηκαν και δοκιμάστηκαν στην Ισπανία και τις Ηνωμένες Πολιτείες. Το 2012, το πρώτο εμπορικό εργοστάσιο Puerto-Errado 2 ισχύος 30 MW άρχισε να λειτουργεί στην Ισπανία. Το Puerto Errado 2 (PE2), ο ηλιακός θερμοηλεκτρικός σταθμός 30MW που κατασκευάστηκε από τη Novatec Solar χρησιμοποιώντας αποκλειστικά ηλιακά, έχει ολοκληρωθεί και βρίσκεται σε λειτουργία. Ο ηλιακός λέβητας PE2 περιλαμβάνει μια επιφάνεια κάτοπτρου 302.000 m² καθιστώντας τον, τον μεγαλύτερο λειτουργικό σταθμό ηλιακής θερμικής ενέργειας στον κόσμο με βάση την τεχνολογία γραμμικών συλλεκτών Fresnel [31].

Η ηλεκτρική παραγωγή 30 MW του PE2 παράγεται αποκλειστικά από ηλιακή ενέργεια και θα παράγει περίπου 50 GWh ηλεκτρικής ενέργειας ετησίως. Αυτό ισοδυναμεί με μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα άνω των 16.000 μετρικών τόνων και αρκετή “καθαρή” ενέργεια για να τροφοδοτήσει 12.000 ισπανικά νοικοκυριά [32].

Η Γαλλία έχει ήδη κατασκευάσει δύο πιλοτικές εγκαταστάσεις LFR και επί του παρόντος κατασκευάζει δύο επιπλέον εμπορικές μονάδες με αυτήν την τεχνολογία. Με μέγεθος 9 MW και 12 MW, και ονομασίες Llo και Alba Nova 1, αυτά τα δύο εργοστάσια κατασκευάζονται από τις εταιρείες CNIM και SOLAR EUROMED, αντίστοιχα. Στην Αυστραλία, δύο μονάδες λειτουργούν αυτήν τη στιγμή με αυτήν την τεχνολογία, μεγέθους 6 MW και 9,3 MW. Ένα εργοστάσιο 44 MW είναι επίσης υπό κατασκευή στο Kogan Creek. Στην Ινδία, η Reliance Power ολοκλήρωσε και συνέδεσε στο δίκτυο μια μονάδα Compact LFR 125 MW, που σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε από την AREVA Solar, τον Νοέμβριο του 2014 [31].

Η Κίνα, η οποία έχει ήδη τη μεγαλύτερη εγκατεστημένη ισχύ στην φωτοβολταϊκή ενέργεια και εν μέρει στην αιολική, αρχίζει να αναπτύσσει εγκαταστάσεις ηλιακής θερμικής ενέργειας και αποθήκευσης με ηλιακούς συλλέκτες Fresnel. Το έργο Lanzhou Dacheng Dunhuang ισχύος 50 MW με τεχνολογία αποθήκευσης της ηλιακής ενέργειας σε τηγμένα άλατα (c), έγινε η πρώτη επίδειξη αξιοποίησης ηλιακής ενέργειας μέσω Fresnel στην Κίνα και του μεγαλύτερου παγκοσμίως ηλιακού θερμοηλεκτρικού σταθμού που χρησιμοποιεί την τεχνολογία Fresnel για συγκεντρωτικά ηλιακά συστήματα [33].



Εικόνα 2.8: Εγκατάσταση συλλεκτών Fresnel στην Κίνα [33].

Εκτός από την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, η τεχνολογία LFR είναι επίσης πολύ χρήσιμη για άμεσες θερμικές εφαρμογές, όπως διεργασίες θέρμανσης ψύξης ή βιομηχανικών έργων. Οι συλλέκτες LFR παρέχουν επίσης πολύ χαμηλού κόστους λύσεις ατμού σε θερμοκρασίες 200°C-300°C με ανταγωνιστικό κόστος για εφαρμογές θερμικής επεξεργασίας όπως αφαλάτωση, επεξεργασία τροφίμων και φαρμακευτικές βιομηχανίες. Από την άλλη για θερμοκρασίες ατμού 250°C – 500°C μπορούν να χρησιμοποιηθούν εγκαταστάσεις με ηλιακά Fresnel για εφαρμογές συνδυασμένου κύκλου ή εφαρμογές ανάκτησης λαδιού [31]. Στην συνέχεια, στον παρακάτω



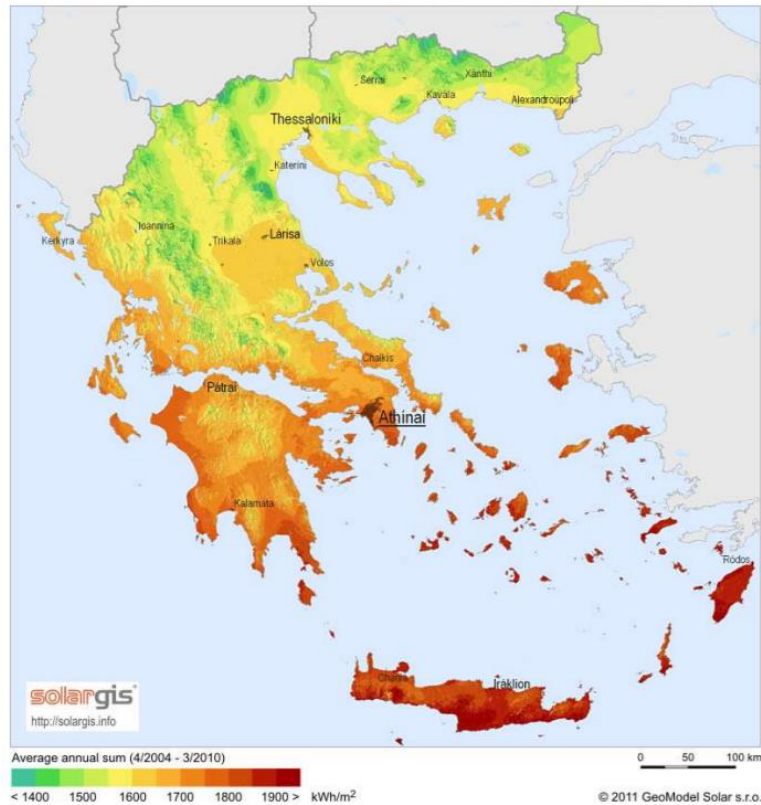
πίνακα γίνεται μια παρουσίαση με περισσότερες εγκαταστάσεις με ηλιακά Fresnel παγκοσμίως.

Πίνακας 2.1: Εγκαταστάσεις χρήσης συλλεκτών LFR [34], [35].

Όνομα	Χώρα	Ισχύς (MWel)	Εργαζόμενο Μέσο	Χρονολογία
Alba Nova 1	Γαλλία	12	Νερό/Ατμός	2015
Augustin Fresnel 1	Γαλλία	0,25	Νερό/Ατμός	2012
Dacheng Dunhuang	Κίνα	50	Τηγμένα άλατα	-
Dadri ISCC Plan	Ινδία	14	Νερό	2017
Dhursar	Ινδία	125	Νερό/Ατμός	2014
eCare	Μαρόκο	1	Νερό	2010
eLLO	Γαλλία	9	Νερό	2018
FRESEMO	Ισπανία	0,8	Νερό/Ατμός	2007
Huaneng	Κίνα	1,5	Νερό/Ατμός	2012
IRESN	Μαρόκο	1	Ορυκτέλαιο	2016
Kimberlina	Η.Π.Α	5	Νερό	2008
Liddel	Αυστραλία	3	Νερό/Ατμός	2012
Puerto Errado 1	Ισπανία	1,4	Νερό	2009
Puerto Errado 2	Ισπανία	30	Νερό	2012
Urat	Κίνα	50	Θερμικό λάδι	-

2.2 Μοντελοποίηση Ηλιακών Συλλεκτών

Όπως φαίνεται και στην παραπάνω εικόνα, η ηλιακή ακτινοβολία στην Ελλάδα είναι αρκετά υψηλή και κυμαίνεται στα $1400-1900 \frac{kWh}{m^2 \cdot yr}$ σε οριζόντιο επίπεδο ανάλογα και το γεωγραφικό πλάτος και το ανάγλυφο της περιοχής όπου μελετάται. Η μέγιστη ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας παρουσιάζεται όταν το ηλιακό ύψος είναι μέγιστο, δηλαδή της ώρες του μεσημεριού, καθ' όλη τη διάρκεια του χρόνου ενώ η ενέργεια είναι μεγαλύτερη τη θερινή περίοδο, λόγω της θέσης του ήλιου στον ουράνιο θόλο καθώς επίσης και λόγω της αύξησης των ωρών ακτινοβολίας και της μείωσης των νεφώσεων [26].



Εικόνα 2.9: Μέση ετήσια ακτινοβολία στην Ελλάδα [36].

Για τον υπολογισμό σε κεκλιμένη επιφάνεια, είναι απαραίτητη η γνώση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας σε οριζόντιο επίπεδο. Έτσι λοιπόν, σύμφωνα με την τεχνική οδηγία από το ΤΕΕ (Τεχνικό Επιμελητήριο Ελλάδας) θα έχουμε τα παρακάτω μετεωρολογικά δεδομένα σχετικά με την οριζόντια ολική, άμεση και διάχυτη ακτινοβολία στις διάφορες περιοχές που θα μελετηθούν, δεδομένα τα οποία έχουμε προκύψει μετά από επεξεργασία μετρήσεων τουλάχιστον 30 ετών [37].

Τα κριτήρια με τα οποία έγινε η επιλογή των πόλεων έχουν να κάνουν με την απόφαση να εξεταστούν πιθανές πόλεις σε ολόκληρη την Ελληνική επικράτεια και στις 4 κλιματικές ζώνες της χώρας έτσι ώστε να εξεταστούν πόλεις με μεγαλύτερη συγκέντρωση ηλιακής ακτινοβολίας αλλά και μικρότερη, όπως φαίνεται και στον παραπάνω χάρτη, τόσο στην ηπειρωτική χώρα όσο και στα νησιά, με σκοπό την επίτευξη ενεργειακής αυτάρκειας σε επίπεδο ενεργειακών κοινοτήτων αλλά και την εξασφάλιση περιβαλλοντικών και οικονομικών πλεονεκτημάτων.

Πίνακας 2.2: Οριζόντια ακτινοβολία επιλεγμένων πόλεων [37].

	Αθήνα	Χανιά	Καστοριά	Θεσσαλονίκη
Μέση ετήσια ολική ηλιακή ακτινοβολία στο οριζόντιο επίπεδο kWh/(m ² a)	136,38	142	110,38	122,18
Μέση ετήσια διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία στο οριζόντιο επίπεδο kWh/(m ² a)	53,65	54,83	47,15	51,88

2.2.1 Υπολογισμός του βαθμού απόδοσης των συλλεκτών

Όπως έχει αναφερθεί και προηγουμένως, τους συγκεντρωτικούς συλλέκτες έχουμε αξιοποίηση μονάχα της άμεσης ακτινοβολίας I_{bT} . Ωστόσο, απορροφάται μόνο ένα μέρος του I_{bT} και μετατρέπεται σε θερμική ενέργεια που μεταφέρεται περαιτέρω στο σύστημα ORC. Για να υπολογιστεί η αξιοποιήσιμη θερμική ενέργεια, πρέπει να εκτιμηθεί η θερμική απόδοση του συλλέκτη. Η απόδοση των ηλιακών συλλεκτών μπορεί να μοντελοποιηθεί χρησιμοποιώντας εμπειρικές πολυωνυμικές εκφράσεις που συσχετίζουν την αλλαγή της απόδοσης με την ηλιακή ακτινοβολία και τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου στο κύκλωμα των συλλεκτών και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Η απόδοση του ηλιακού συλλέκτη εκτιμήθηκε χρησιμοποιώντας το εμπειρικό πολυώνυμο (Infante Ferreira and Kim 2014) και φαίνεται στην παρακάτω εξίσωση.

$$\eta_{col} = c_0 - c_1\theta - c_2I_{sol}\theta^2 \text{ με} \quad (2-2)$$

$$\theta = \frac{T_{col} - T_{amb}}{I_{sol}} \quad (2-3)$$

Όπου I_{sol} η μέση ωριαία ηλιακή ακτινοβολία για τους μη συγκεντρωτικούς συλλέκτες και η άμεση ακτινοβολία για συλλέκτες συγκεντρωτικούς,

T_{amb} η θερμοκρασία περιβάλλοντος,

T_{col} η μέση θερμοκρασία του ρευστού που ρέει στο σύστημα του συλλέκτη,

c_0, c_1, c_2 σταθερές οι οποίες εξαρτώνται από τον τύπο του συλλέκτη.

Για να εκτιμηθούν αυτές οι παράμετροι, λαμβάνονται υπόψη τα αποτελέσματα διαφόρων μελετών από την βιβλιογραφία.



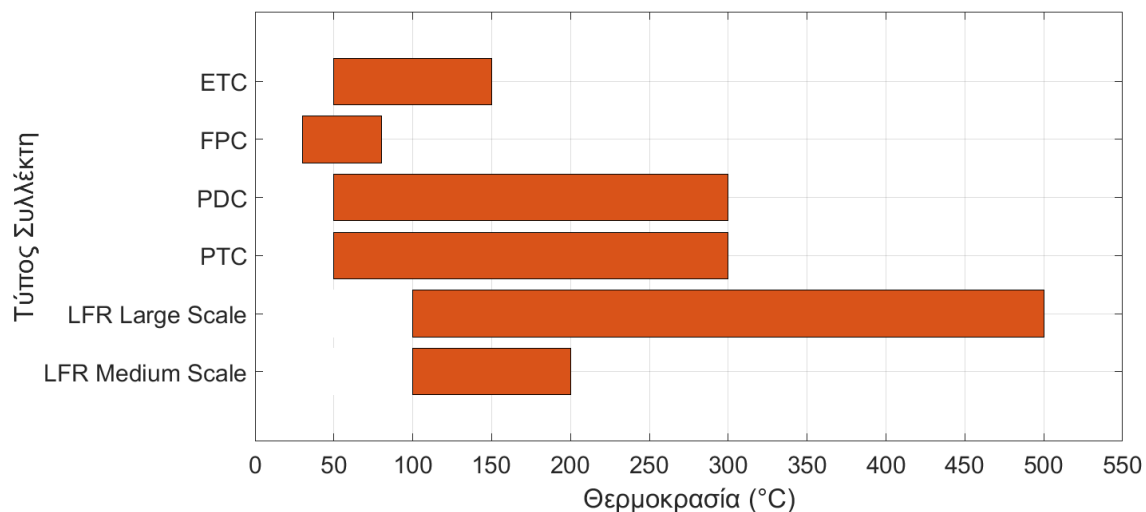
Στη συνέχεια παρατίθενται οι τιμές των συντελεστών για κάθε τύπο συλλέκτη στον παρακάτω πίνακα. Αρχικά έχουμε τους συντελεστές για τους συλλέκτες Fresnel που θα μελετηθούν και εν συνεχεία παρατίθεται οι συντελεστές για επιμήκεις παραβολικούς συλλέκτες (PTC), παραβολικά πιάτα (PDC), επίπεδους συλλέκτες (FPC) και συλλέκτες με σωλήνα κενού (ETC).

Πίνακας 2.3: Σταθερές για τον βαθμό απόδοσης των συλλεκτών.

C_0	C_1 (W/m ² K)	C_2 (W/m ² K ²)	Τύπος Συλλέκτη	Αναφορά
0,76	1,9	0	LFR	IEA SHC Task 49 [38]
0,635	0,0265	0,00043	LFR	IEA SHC Task 49 [38]
0,68	0,535	0,00108	LFR	Sultana, T. A. N. Z. E. E. N., et al [39]
0,75	0,1123	0,00128	PTC	IEA SHC Task 49 [38]
0,76	0,22	0	PTC	Ferreira et al. [40]
0,700664	0,8659	0	PTC	Sotte [41]
0,68	0,4	0,0015	PTC	Cabrera et al. [42]
0,642	0,441	0	PTC	Kalogirou et al. [43]
0,641	0,4201	0,00119	PTC	IEA SHC Task 49 [38]
0,6	2,756	0,07	PTC	IEA SHC Task 49 [38]
0,82	0,22	0	PDC	Ferreira et al. [40]
0,7053	1,2503	0	PDC	Loni et al. [44]
0,653	2,1264	0	PDC	Loni et al. [44]
0,8	3,02	0,0113	FPC	Ferreira et al. [40]
0,7059	0,508	0,007	FPC	IEA SHC Task 49 [38]

0,55	0,67	0	FPC	IEA SHC Task 49 [38]
0,84	2,02	0,0046	ETC	Ferreira et al. [40]
0,745	2,007	0,005	ETC	Cabrera et al. [42]

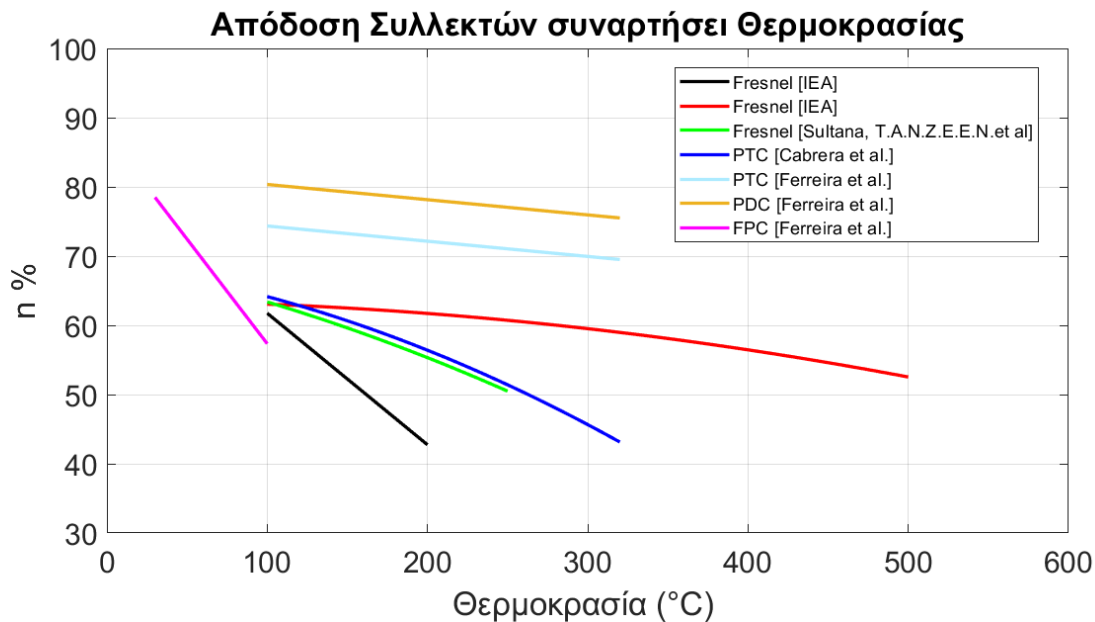
Λόγω της εξάρτησης της θερμοκρασίας λειτουργίας με τις θερμικές απώλειες ηλιακού συλλέκτη, η επιλογή της καταλληλότερης τεχνολογίας ηλιακού συλλέκτη σχετίζεται άμεσα με τη θερμοκρασία ζήτησης της θερμότητας. Λαμβάνοντας υπόψη τόσο το εύρος της θερμοκρασίας διεργασίας σε διαφορετικούς βιομηχανικούς τομείς όσο και το καταλληλότερο εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας των διαφόρων ηλιακών τεχνολογιών, το σχήμα που παρουσιάζεται στην Εικόνα 2.10 συνοψίζει αυτές τις πληροφορίες και μπορεί να θεωρηθεί ως προκαταρκτικό βήμα στον καθορισμό των καταλληλότερων τεχνολογιών για τις συνθήκες λειτουργίας που βρίσκονται σε μια καθορισμένη εγκατάσταση.



Εικόνα 2.10: Θερμοκρασιακό εύρος συλλεκτών.

Παρατηρείται πως ανάλογα με τον απορροφητή αλλά και την εφαρμογή μπορούν να χρησιμοποιηθούν συλλέκτες Fresnel για μεσαίες θερμοκρασίες αλλά και για υψηλές γεγονός το οποίο τους διαφοροποιεί από τους παραβολικούς οι οποίοι δεν συνιστώνται για μεγάλες θερμοκρασίες άνω των 300°C. Για τις προαναφερθείσες αποδόσεις συλλεκτών και τα εύρη θερμοκρασιών που αναφέρονται στην Εικόνα 2.11 για κάθε τύπο συλλέκτη, παρουσιάζεται μια αναπαράσταση της απόδοσης κάθε τύπου για διαφορετικές θερμοκρασίες του εργαζόμενου ρευστού. Οι συνθήκες κάτω από τις οποίες υπολογίζονται οι βαθμοί απόδοσης περιλαμβάνουν

σταθερή θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$ και ηλιακή ακτινοβολία $I_{sol} = 1000 \text{ W/m}^2$.



Εικόνα 2.11: Απόδοση συλλεκτών Fresnel, παραβολικών και επίπεδων, συναρτήσει θερμοκρασίας.

Από τις καμπύλες, που φαίνονται στην Εικόνα 2.11 οι δύο πρώτες εξισώσεις για τους βαθμούς απόδοσης των Fresnel εξήχθησαν από δημοσιευμένα δεδομένα από την Διεθνή Οργάνωση Ενέργειας (IEA – International Energy Agency) και αφορούν πραγματικές εγκαταστάσεις συλλεκτών Fresnel στην Κόρδοβα της Ισπανίας και στο Φράιμπουργκ της Γερμανίας αντίστοιχα [38]. Όπως αποτυπώνεται και στο διάγραμμα, στην πρώτη περίπτωση έχουμε μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας τους 150°C και όπως φαίνεται για υψηλότερες από αυτήν θερμοκρασίες έχουμε σημαντική μείωση του βαθμού απόδοσης κάτω του 50%. Στην δεύτερη περίπτωση, και στο σταθμό της εταιρείας Industrial Solar έχουμε μεγαλύτερο θερμοκρασιακό εύρος στους 400°C το οποίο μπορεί να αυξηθεί περαιτέρω με την χρήση τηγμένων αλάτων ως εργαζόμενου μέσου, αντί για θερμικά έλαια τα οποία έχουμε μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας τους 400°C . Στην συγκεκριμένη εγκατάσταση παρατηρείται μικρότερη μείωση του βαθμού απόδοσης σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες γεγονός που την καθιστά κατάλληλη για αντίστοιχες εφαρμογές. Τέλος για τα ηλιακά Fresnel, παρατίθεται μια πειραματική μελέτη για το συνέδριο " Australian Solar Energy Society Annual Conference (AuSE)" από τους T. Sultana, G. Morrison, R. Taylor και G. Rosengarten. Ωστόσο, αυτό το μοντέλο ισχύει και αυτό για μικρότερες θερμοκρασίες έως 200°C . Στην συνέχεια παρατίθενται και ορισμένα αποτελέσματα που παράγονται σε χαμηλότερες θερμοκρασιακές περιοχές από παραβολικούς συλλέκτες και μάλλον υψηλή θερμική απόδοση, γεγονός το οποίο έχει ήδη αναφερθεί ως το πρωτεύον των παραβολικών συλλεκτών έναντι των συλλεκτών Fresnel. Ως εκ τούτου, παρατηρούνται

υψηλότεροι βαθμοί απόδοσης της τάξης του 70-80%, περιορίζοντας ωστόσο τις εφαρμογές για μεσαίες θερμοκρασίες.

Με βάση την εξίσωση (2.1) για να εκτιμηθεί η αποτελεσματικότητα του συλλέκτη, η θερμοκρασία του συλλέκτη πρέπει να έχει ήδη καθοριστεί. Σε αυτό το σημείο, πρέπει να αναφερθεί, ότι η θερμοκρασία που χρησιμοποιήθηκε στην εξίσωση (2.1), θεωρήθηκε ότι αντιστοιχεί στη θερμοκρασία εξόδου του συλλέκτη. Ωστόσο, αυτή η θερμοκρασία είναι η κύρια παράμετρος εξόδου που απαιτείται από τη μοντελοποίηση των ηλιακών συλλεκτών. Ως εκ τούτου, λαμβάνεται υπόψη μια αρχική θερμοκρασία η οποία στην αρχή λειτουργεί ως υπόθεση και εφαρμόζεται ένας βρόχος για τον καθορισμό της θερμοκρασίας του συλλέκτη. Μέσα στο βρόχο χρησιμοποιείται η υπόθεση για την θερμοκρασία για τον προσδιορισμό της αντίστοιχης απόδοσης. Χρησιμοποιώντας τον ορισμό της απόδοσης των συλλεκτών, μπορεί να προσδιοριστεί η θερμότητα που απορροφάται από τους συλλέκτες ως εξής:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}}{A_{col}I_{sol}} \Rightarrow \dot{Q} = \eta_{col}A_{col}I_{sol} \quad (2-4)$$

Και έτσι υπολογίζεται και η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου που εξέρχεται των συλλεκτών ως:

$$T_{col,out,i} = T_{col,in,i} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{col}Cp_{T_{col,in}}} \quad (2-5)$$

Με αυτόν τον τρόπο, από την εξίσωση (2.5) προκύπτει μια νέα τιμή για $T_{col,out,new,i}$, διαφορετική από την αρχική υπόθεση. Χρησιμοποιώντας αυτήν την τελευταία τιμή και εφαρμόζοντας ξανά τις εξισώσεις (2.2), (2.4), (2.5) η θερμική απόδοση υπολογίζεται εκ νέου, όπως και η απορροφούμενη ισχύς και η θερμοκρασία εξόδου αντίστοιχα. Αυτή η επαναληπτική διαδικασία συνεχίζεται και αυτές οι παράμετροι ανανεώνονται έως ότου $T_{col,out,i}$ συγκλίνει με ένα αποδεκτό σχετικό σφάλμα, το οποίο ορίστηκε σε 0,1%.

$$abs(relative\ error) = \left| \frac{T_{col,out,new,i} - T_{col,out,i}}{T_{col,out,i}} \right| < 0,1\% \quad (2-6)$$

2.3 Συστήματα Αποθήκευσης

Με την ταχεία αύξηση της ενσωμάτωσης των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στο ενεργειακό μείγμα, παρουσιάζονται όλο και πιο συχνά διακυμάνσεις ισχύος στα συστήματα διανομής. Η αναδυόμενη λοιπόν χρήση των συστημάτων ηλιακής ενέργειας, τόσο των συγκεντρωτικών όσο και των μη συγκεντρωτικών συνιστά κρίσιμη την ύπαρξη και αποδοτικών μεθόδων αποθήκευσης της συλλεγόμενης ενέργειας. Η συλλεχθείσα ενέργεια μπορεί να αποθηκευτεί ως θερμότητα, (π.χ. για αποθήκευση ζεστού νερού) για χρήση κατά τη διάρκεια της νύχτας ή ως ηλεκτρική ενέργεια (μπαταρίες ή ηλεκτρικό δίκτυο) για την κάλυψη ηλεκτρικών αναγκών.

Έτσι, γίνεται δυνατή η παραγωγή σταθερής ισχύος με ανανεώσιμη ενέργεια και καθίσταται εφικτή η εξομάλυνση της παραγωγής για την εξυπηρέτηση της ζήτησης σε ηλεκτρισμό ή θέρμανση, ακόμα και όταν δεν υπάρχει αρκετή ηλιακή ακτινοβολία ή για περιοχές οι οποίες καταλαμβάνουν μεγάλο φορτίο της διασυνδεδεμένης ηλεκτροπαραγωγής.

Η αποθήκευση θερμικής ενέργειας υπό υψηλή θερμοκρασία είναι ιδιαίτερα σημαντική για συγκεντρωτικούς ηλιακούς συλλέκτες. Από τις πιο διαδεδομένους τρόπους αποθήκευσης είναι οι δεξαμενές αποθήκευσης (δοχεία) στα οποία περιέχεται πεπιεσμένο νερό ή κάποιο θερμικό έλαιο στις οποίες αποθηκεύεται ενέργεια για μερικές ώρες λειτουργίας έτσι ώστε να είναι αξιοποιήσιμο σε περιόδους απουσίας ηλιακής ακτινοβολίας τις βραδινές ώρες.

Μία ενδεδειγμένη τεχνολογία αποθήκευσης ενέργειας αποτελεί την αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας σε επαναφορτιζόμενες μπαταρίες. Αυτή η τεχνολογία έχει αποδειχθεί μέσω της χρήσης ναοφωτοκαταλυτών υψηλής απόδοσης για την καταγραφή της ηλιακής ενέργειας σε μπαταρίες μόλυβδου-οξέος. Η ανάπτυξη υπερπυκνωτών θα συμβάλλει ακόμη περισσότερο στην εξέλιξη των επαναφορτιζόμενων μπαταριών με ηλιακή ενέργεια καθώς καταβάλλεται σημαντική ερευνητική προσπάθεια για την προηγμένη αυτή τεχνολογία [45].

Άλλες μέθοδοι αποθήκευσης της ηλιακής ενέργειας περιλαμβάνουν την μέθοδο της παθητικής αποθήκευσης η οποία αφορά αποθήκευση θερμικών φορτίων σε κτήρια με υλικά αλλαγής φάσης (PCM), ή η χρήση τηγμένων αλάτων, μία αρκετά υποσχόμενη τεχνολογία για αποθήκευση ενέργειας σε υψηλότερες θερμοκρασίες 450°C - 550°C με υψηλότερο βαθμό απόδοσης, ειδικά στον κύκλο Rankine [20].

Παρότι η ενσωμάτωση ενός συστήματος αποθήκευσης ενέργειας σε μια μονάδα συγκεντρωτικών συλλεκτών αυξάνει το κόστος κατασκευής της, στην πραγματικότητα μειώνει το σταθμευμένο κόστος της ενέργειας (Levelized Cost of Energy-LCOE) διότι επιτρέπει στον σταθμό να λειτουργεί για περισσότερες ώρες [46]. Για την αποθήκευση της ενέργειας υπάρχουν πολλές διαθέσιμες τεχνολογίες οι οποίες κατατάσσονται ανάλογα με παραμέτρους όπως ο χρόνος αποθήκευσης, η πυκνότητα και η απόδοση της ενέργειας.

2.3.1 Δεξαμενή Αποθήκευσης

Ένα σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας επιτρέπει την εκμετάλλευση του πλεονάσματος της θερμικής παραγωγής σε περιόδους χαμηλής ζήτησης και τη χρήση του όταν η ζήτηση είναι υψηλή. Τα συστήματα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας παρέχουν περιβαλλοντικά και οικονομικά οφέλη μειώνοντας την ανάγκη καύσης καυσίμων, βελτιώνοντας ταυτόχρονα τη χρήση μονάδων συμπαραγωγής και επιτρέποντας την ανάκτηση ενέργειας από τις διαδικασίες παραγωγής.

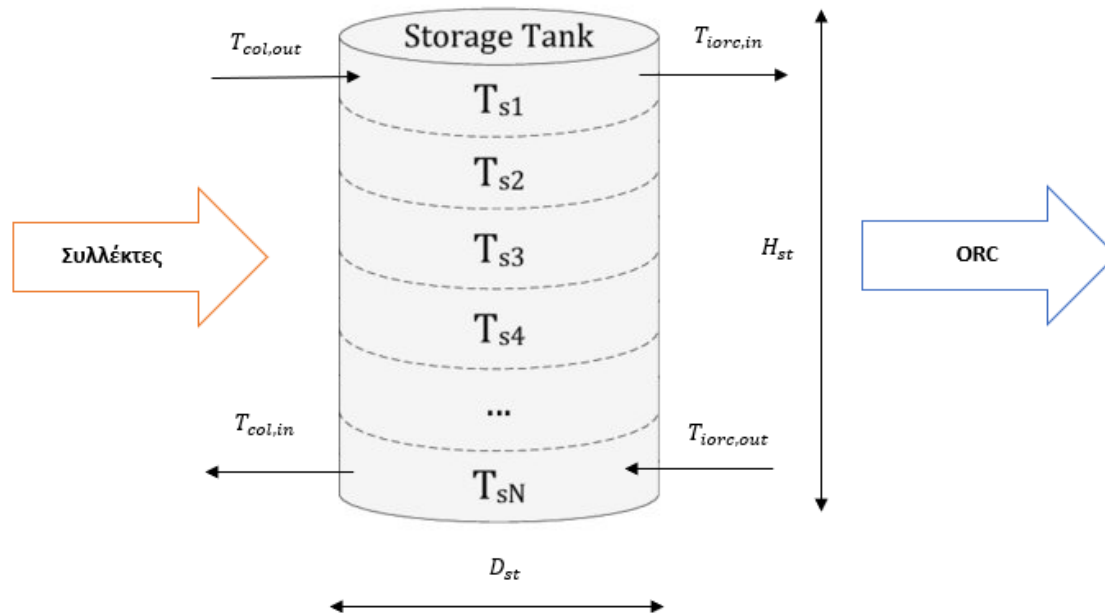
Εντός της δεξαμενής αποθήκευσης, θα πρέπει να έχουμε κατακόρυφη κατανομή του νερού ανάλογα με την θερμοκρασία, να δημιουργείται δηλαδή κατάλληλη θερμική διαστρωμάτωση. Η υψηλότερη θερμοκρασία βρίσκεται πάντα στο άνω μέρος της δεξαμενής καθώς εκεί το



ρευστό είναι πιο αραιό. Η δεξαμενή θεωρείται ότι χωρίζεται σε οριζόντιες ζώνες μέσα σε κάθε μία από τις οποίες το υγρό αποθήκευσης έχει ομοιόμορφη θερμοκρασία. Από το υψηλότερο μέρος της δεξαμενής, θα έχουμε το ζεστό νερό το οποίο θα οδηγείται προς κατανάλωση ενώ το κάτω μέρος (ψυχρό) θα οδηγείται πίσω στους συλλέκτες.

Οι παράμετροι που διαμορφώνουν την θερμοκρασία εντός της δεξαμενής αποθήκευσης αποτελούνται από τις διαστάσεις της δεξαμενής, τη θερμική ικανότητα του υγρού αποθήκευσης, καθώς και τη μόνωση της δεξαμενής και τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Επιπλέον, μια μονάδα αποθήκευσης θερμότητας προσφέρει μια πιο σταθερή λειτουργία του εξατμιστή, καθώς εισάγει θερμική αδράνεια μεταξύ του ηλιακού κυκλώματος και του κυκλώματος ORC και απορροφά τις διακυμάνσεις ενέργειας σε περίπτωση μη κανονικών κλιματικών συνθηκών [22]. Κάθε ζώνη μέσα στο κυλινδρικό δοχείο έχει το ίδιο ύψος και έτσι περιέχει τον ίδιο όγκο υγρού. Μεταξύ των ζωνών λαμβάνουν χώρα φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας και μάζας που συμβάλλουν στην τελική διαστρωμάτωση της θερμοκρασίας, οδηγώντας όπως έχει ήδη αναφερθεί σε υψηλότερες θερμοκρασίες στην κορυφή της δεξαμενής (πρώτη ζώνη) οι οποίες σταδιακά μειώνονται και φτάνουν την ελάχιστη τιμή τους στο κάτω μέρος (τελευταία ζώνη).

Η μοντελοποίηση του δοχείου αποθήκευσης βασίζεται στην υπόθεση ύπαρξης ενός αριθμού ζωνών ανάμιξης εντός αυτού [47]. Σε κάθε ζώνη εφαρμόζεται ισοζύγιο ενέργειας και μάζας προκειμένου να μοντελοποιηθεί η μεταφορά θερμότητας και μάζας μεταξύ των ορίων αυτής. Εφόσον το μοντέλο του δοχείου αποθήκευσης θα χρησιμοποιηθεί σε ένα πιο σύνθετο σύστημα με μεταβλητές ακτινοβολίες και θερμοκρασίες περιβάλλοντος σε ωριαία βάση, θα πραγματοποιηθεί διακριτοποίηση με την έμμεση μέθοδο του Euler για την επίτευξη υψηλότερης ευστάθειας του συστήματος κάθε χρονική στιγμή[48].



Εικόνα 2.12: Αναπαράσταση θερμικής διαστρωμάτωσης δεξαμενής αποθήκευσης.

Όπως φαίνεται και στην Εικόνα 2.12 για έναν αριθμό N (n) ζωνών της δεξαμενής και για ένα χρονικό διάστημα Δt μιας ώρας (για χρόνο $t-1$ έως t) θα πρέπει να ικανοποιούνται τα παρακάτω ισοζύγια μάζας και ενέργειας [49].

Ισοζύγιο μάζας:

Λόγω του ίσου όγκου κάθε ζώνης και υποθέτοντας ότι η πυκνότητα είναι σταθερή σε ολόκληρη τη δεξαμενή (αμελητέα διαφορά πυκνότητας μεταξύ των ζωνών) θα έχουμε:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = 0 \quad (2-7)$$

Ισοζύγιο ενέργειας:

$$\frac{dQ}{dt} = Q_{in} - Q_{out} - Q_{loss} \quad (2-8)$$

Ζώνη Πρώτη $j=1$:

$$\frac{M_{st}}{n} C_p \frac{T_{st}(t, 1) - T_{st}(t-1, 1)}{\Delta t} = \dot{m}_{col} C_{p,colout} [T_{col,out} - T_{st}(t, 1)] + \quad (2-9)$$

$$\dot{m}_{iorc} C_{p,iorcout} [T_{st}(2, 1) - T_{st}(t, 1)] - U_l A_{st}(1) [T_{st}(t, 1) - T_{amb}]$$

Ενδιάμεσες Ζώνες $j=2, \dots, n-1$:

$$\frac{M_{st}}{n} C_p \frac{T_{st}(t,j) - T_{st}(t-1,j)}{\Delta t} = \dot{m}_{col} C_{p,colout} [T_{st}(t,j-1) - T_{st}(t,j)] + \dot{m}_{iorc} C_{p,iorc} [T_{st}(t,j+1) - T_{st}(t,j)] - U_l A_{st}(j) [T_{st}(t,j) - T_{amb}] \quad (2-10)$$

Τελευταία Ζώνη j=n:

$$\frac{M_{st}}{n} C_p \frac{T_{st}(t,n) - T_{st}(t-1,n)}{\Delta t} = \dot{m}_{col} C_{p,colout} [T_{st}(t,n-1) - T_{st}(t,n)] + \dot{m}_{iorc} C_{p,iorc} [T_{iorc} - T_{st}(t,n)] - U_l A_{st}(n) [T_{st}(t,n) - T_{amb}] \quad (2-11)$$

Όπου:

$T_{st}(t,j)$ η θερμοκρασία του δοχείου την χρονική στιγμή t για την ζώνη j,

$\dot{m}_{col}, \dot{m}_{iorc}$ η παροχή μάζας του κυκλώματος των συλλεκτών και του κυκλώματος ORC αντίστοιχα,

$T_{col,out}, T_{iorc}$ οι θερμοκρασίες εξόδου από τα παραπάνω αναφερθέντα συστήματα,

$C_{p,colout}, C_{p,iorc}$ οι θερμοχωρητικότητες των παραπάνω θερμοκρασιών.

T_{amb} η θερμοκρασία περιβάλλοντος, Δt το εξεταζόμενο χρονικό διάστημα,

U_l ο συντελεστής απωλειών του δοχείου, ο οποίος λαμβάνεται ίσος με $U_l = 0,5 \frac{W}{m^2K}$ [50],

M_{st} η συνολική μάζα του δοχείου αποθήκευσης ίση με $M_{st} = \rho_{st} V_{st}$, με V_{st} τον συνολικό όγκο του δοχείου.

C_p η θερμοχωρητικότητα του ρευστού, A_{st} η επιφάνεια του δοχείου η οποία ισούται με:

Για την πρώτη και τελευταία ζώνη:

$$A_{st}(1) = \frac{\pi D_{st}^2}{4} + \frac{\pi D_{st} * H_{st}}{n} \quad (2-12)$$

Για τις ενδιάμεσες ζώνες:

$$A_{st}(j) = \frac{\pi D_{st} * H_{st}}{n} \quad (2-13)$$

Όπου D_{st} η διάμετρος του δοχείου, η οποία επιλέγεται στα $0,8m$. Το ύψος του δοχείου υπολογίζεται από τον τύπο $H_{st} = \frac{V_{st}}{\frac{\pi D_{st}^2}{4}}$. Η συνολική επιφάνεια ων συλλεκτών Fresnel

επιλέχθηκε $A_{col} = 400m^2$. Ο όγκος της δεξαμενής ορίζεται με τον παρακάτω τύπο:

$$V_{st} = \frac{A_{col}}{60} = \frac{400}{60} = 6,67 m^3 \quad (2-14)$$

Η παροχή στους συλλέκτες υπολογίστηκε σύμφωνα με την (2-15) ως εξής [50]:

$$\dot{m}_{col} = 0,02 * A_{col} \quad (2-15)$$

ενώ η παροχή για το ενδιάμεσο σύστημα το οποίο συνδέει το κύκλωμα των συλλεκτών με αυτό του Οργανικού κύκλου Rankine η παροχή ορίστηκε χαμηλότερη εκείνης των συλλεκτών έτσι ώστε να επιτευχθεί υψηλότερη διαφορά θερμοκρασίας στα δυο άκρα των ρευμάτων και να γίνει μια πιο αποτελεσματική διαστρωμάτωση των θερμοκρασιών στις ζώνες του δοχείου αποθήκευσης. Επιλέχθηκε λοιπόν $\dot{m}_{iorc} = 0,8 kg/s$.

Το σύστημα εξισώσεων που προκύπτει από τις εξισώσεις (2-9) - (2-11), με όλες τις παραπάνω παραμέτρους, σχηματίζει έναν πίνακα διαστάσεων $n \times n$ το οποίο επιλύεται στο προγραμματιστικό περιβάλλον της Matlab και από το οποίο παίρνουμε τις θερμοκρασίες σε κάθε ζώνη του δοχείου αποθήκευσης. Ως παραμέτρους εισόδου θα έχουμε τις παροχές μάζας του κυκλώματος του συλλέκτη και του ενδιάμεσου κυκλώματος, την θερμοκρασία εξόδου του συλλέκτη $T_{col,out}$, και την θερμοκρασία εξόδου από τον ατμοποιητή $T_{iorcout}$. Η θερμοκρασία της πρώτης ζώνης στην κορυφή του δοχείου αποθήκευσης θεωρείται ότι είναι ίση με τη θερμοκρασία του ρεύματος που επιστρέφει στο ενδιάμεσο κύκλωμα ORC T_{iorcin} , ενώ η θερμοκρασία της τελευταίας ζώνης στο κάτω μέρος του δοχείου είναι ίση με τη θερμοκρασία του ρεύματος που επιστρέφει στους συλλέκτες $T_{col,in}$.

Καθώς υπάρχει η περίπτωση η θερμοκρασία εξόδου του συστήματος ORC να έχει υψηλή τιμή, η θερμοκρασία στο εσωτερικό της δεξαμενής δεν θα μειώνεται σταδιακά από το πάνω μέχρι το κάτω μέρος της, αλλά θα υπάρχουν μερικά στρώματα με υψηλότερες τιμές θερμοκρασίας σε σύγκριση με τα ανώτερα με αποτέλεσμα να μην ικανοποιείται πλήρως η θερμοκρασιακή στρωματοποίηση της δεξαμενής. Προκειμένου να λυθεί αυτό το ζήτημα θεωρείται στην συγκεκριμένη περίπτωση ότι το θερμότερο υγρό ανεβαίνει προς τα πάνω και το ψυχρότερο πηγαίνει προς τα κάτω, καταλήγοντας σε μια εντελώς αναμεμιγμένη ζώνη με ομοιόμορφη θερμοκρασία, ίση με τη μέση θερμοκρασία των δύο αρχικών ζωνών. Η παραπάνω θεώρηση εκτιμάται πως δεν επηρεάζει σοβαρά την ακρίβεια του μοντέλου [51].

Προκειμένου να προσδιοριστεί ο αριθμός θερμικών ζωνών, ελέγχεται το παραγόμενο αποτέλεσμα, για διάφορους αριθμούς στρωμάτων προκειμένου να καθοριστεί η ελάχιστη τιμή που δεν διαταράσσει την ακρίβειά του κυκλώματος. Για την εξεταζόμενη περίπτωση, η θερμοκρασία που εξέρχεται από τη δεξαμενή ορίστηκε ίση με $T_{st} = 200^\circ C$ και η θερμοκρασία



που εισέρχεται στη δεξαμενή από το κύκλωμα ORC ίση με $T_{iorcout} = 250^{\circ}\text{C}$ και τέλος η θερμοκρασία περιβάλλοντος $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$. Επιπλέον, χρησιμοποιώντας ως αναφορά τα αποτελέσματα που παράγονται για 50 ζώνες, υπολογίζεται και η κατανομή της θερμοκρασίας εντός του δοχείου αποθήκευσης με την σχετική θερμική διαστρωμάτωση από στρώμα σε στρώμα.

Όπως έχει αναφερθεί και προηγουμένως, και για τα δύο υποκυκλώματα που ανήκουν στον ηλιακό βρόχο, το επιλεγμένο ρευστό μεταφοράς θερμότητας είναι το ίδιο. Ωστόσο εφόσον το ρευστό δεν φτάσει υψηλές θερμοκρασίες άνω των 400°C μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί το θερμικό λάδι Therminol VP-1 αντί για τηγμένο άλας, με τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά και των δύο μέσων (πυκνότητα, ειδική θερμοχωρητικότητα θερμική αγωγιμότητα, ιξώδες) να έχουν προκύψει από καταλόγους δεδομένων καθώς και από σχετική βιβλιογραφία [52].

2.4 Λειτουργία Συστήματος

Η εφαρμογή του μοντέλου βασίζεται στην ανεξάρτητη λειτουργία του βρόχου συλλεκτών και του ενδιάμεσου βρόχου μεταφοράς θερμότητας, καθώς και οι δύο συνδέονται ή αποσυνδέονται από το συνολικό σύστημα ανάλογα με τις επικρατούσες συνθήκες. Προκειμένου να περιγράψει αυτή η διαδικασία υπολογισμού, το i αναφέρεται σε μια τυχαία ώρα του έτους.

Η βασική στρατηγική που θα ακολουθηθεί για την συνολική λειτουργία του συστήματος συνοψίζεται στο Διάγραμμα Ροής και για το βασικό σενάριο περιλαμβάνει την επίλυση κάθε χρονικής στιγμής του συνδυασμένου συστήματος ηλιακών συλλεκτών - ενδιάμεσου υποσυστήματος -κυκλώματος ORC με την στρατηγική ON/OFF. Σε εύρος χρόνου ενός έτους, τις ώρες όπου δεν υπάρχει ακτινοβολία οι ηλιακοί συλλέκτες Fresnel θα αποσυνδέονται από την δεξαμενή αποθήκευσης και συμπερασματικά και από το σύστημα. Αντιθέτως όταν υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία, το εργαζόμενο ρευστό μεταφοράς θερμότητας κυκλοφορεί στο κύκλωμα και θερμαίνει την δεξαμενή. Σε αυτήν την περίπτωση εξετάζεται η θερμοκρασία εισόδου στο κύκλωμα του ORC, T_{iorcin} η οποία συγκρίνεται με ένα όριο θερμοκρασίας κάτω από το οποίο δεν θα υπάρχει αρκετή θερμότητα έτσι ώστε να λειτουργήσει ο ατμοποιητής στο κύκλωμα ORC. Η θερμοκρασία αυτή ονομάστηκε $T_{threshold}$ και ορίστηκε στους 300°C . Πάνω από τη συγκεκριμένη θερμοκρασία θα υπάρχει ένας κυκλοφορητής ο οποίος θα επιτρέπει την τροφοδοσία προς τον ατμοποιητή του ORC. Δεδομένου ότι το υποσύστημα ORC δεν έχει ακόμη σχεδιαστεί, θεωρείται ότι απορροφά συνεχώς 250 kW, έτσι ώστε το φορτίο του ORC να αξιολογείται στη δεξαμενή αποθήκευσης. Πιο συγκεκριμένα για την λειτουργία του συνολικού συστήματος:

Εάν $I_{col} = 0$:

Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως δεν υπάρχει παροχή μάζας στους συλλέκτες και επομένως και ο βαθμός απόδοσης τους ισούται με 0. Σε αυτήν την περίπτωση λοιπόν η θερμοκρασία εξόδου των συλλεκτών θα ισούται με αυτήν της εισόδου :

$$\dot{m}_{col} = 0, \eta_{col} = 0, \dot{Q} = 0, T_{col,out} = T_{col,in}$$

Εάν $I_{col} > 0$:

Σε αυτήν την περίπτωση ακολουθείται η συλλογιστική πορεία που περιγράφουν οι εξισώσεις (2-4), (2-5), (2-6) από τις οποίες παίρνω την νέα θερμοκρασία εξόδου από τους συλλέκτες την $T_{col,out,new}$ η οποία εισέρχεται στο πάνω μέρος της δεξαμενής όπως φαίνεται και στην Εικόνα 2.7:.

Έχοντας επιλύσει το κύκλωμα του συλλέκτη παίρναμε όπως έχει αναφερθεί στο ενδιάμεσο κύκλωμα όπου ελέγχεται με βάση την $T_{threshold}$ η λειτουργία η μη του κυκλώματος ORC με βάση την θερμοκρασία στην πρώτη ζώνη της δεξαμενής T_{st1} .

Εάν $T_{st1} < T_{threshold}$:

Σε αυτήν την περίπτωση δεν υπάρχει επαρκής θερμικής ενέργειας έτσι ώστε να λειτουργήσουν οι συλλέκτες ως πηγή ενέργειας του ORC και επομένως ο βρόχος μεταφοράς θερμότητας παραμένει κλειστός και η παροχή μάζας θα είναι ίση με το 0. Η ισχύς που απορροφάται σε αυτήν την περίπτωση είναι επίσης 0, ενώ η θερμοκρασία εξόδου αυτού του υπο-κυκλώματος είναι ίση με την είσοδο. Με τις θερμοκρασίες εξόδου τόσο των συλλεκτών όσο και των ενδιάμεσων κυκλωμάτων που έχουν ήδη καθοριστεί, η λειτουργία της δεξαμενής αποθήκευσης μπορεί να λυθεί όπως αναλύθηκε και προηγουμένως και ως έξοδο θα έχουμε τη θερμοκρασία σε όλες τις ζώνες της. Από το κάτω και το πάνω στρώμα αντίστοιχα προκύπτει η θερμοκρασία που εισέρχεται στους συλλέκτες $T_{col,in,i+1}$ και η θερμοκρασία που εισέρχεται στο ενδιάμεσο κύκλωμα μεταφοράς θερμότητας $T_{iorc,in,i+1}$ την επόμενη στιγμή του υπολογισμού, θερμοκρασίες οι οποίες θα χρησιμοποιηθούν ως είσοδοι για τους υπολογισμούς της επόμενης ώρας.

Εάν $T_{st1} \geq T_{threshold}$:

Τέλος, σε αυτήν την περίπτωση το εργαζόμενο μέσο κυκλοφορεί μεταφέροντας θερμότητα από τη δεξαμενή αποθήκευσης στον ατμοποιητή με παροχή μάζας ίση εφαρμογή ενός απλού ενεργειακού ισοζυγίου προκύπτει για την θερμοκρασία εξόδου από το κύκλωμα ORC:

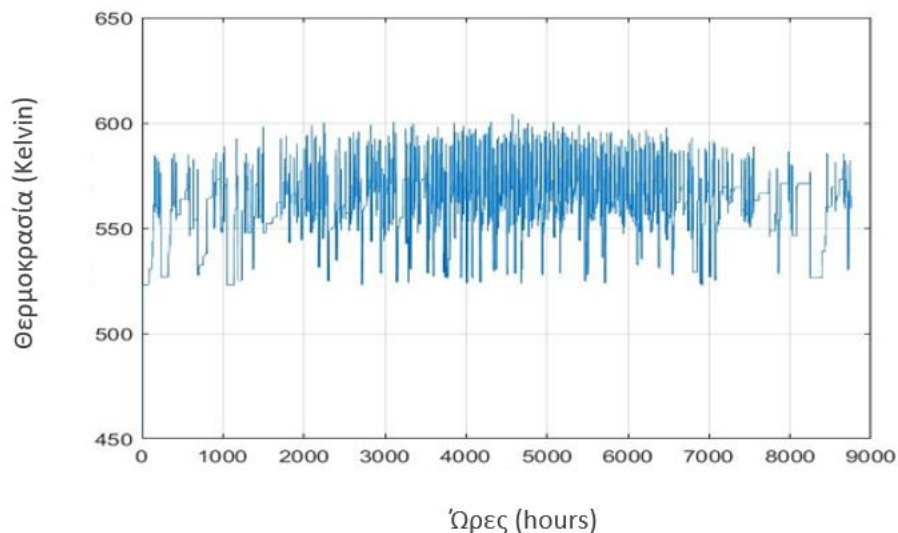
$$T_{orc,out,t} = T_{orc,in,t} + \frac{Q_{iorc}}{\dot{m}_{iorc} C p_{T_{orc,in,t}}} \quad (2-16)$$

Με βάση αυτές τις συνθήκες (μία για κάθε υπο-βρόχο), δημιουργούνται τέσσερις περιπτώσεις που αφορούν τη λειτουργία του ηλιακού συστήματος. Τέλος, εκτός από αυτές τις τέσσερις βασικές περιπτώσεις που εξετάζονται για την επίλυση του συστήματος, υπάρχει μια άλλη προϋπόθεση που πρέπει να ληφθεί υπόψη και να έχει σχέση με τη μέγιστη αποδεκτή θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού στο ρεύμα που βγαίνει από το βρόχο των συλλεκτών.

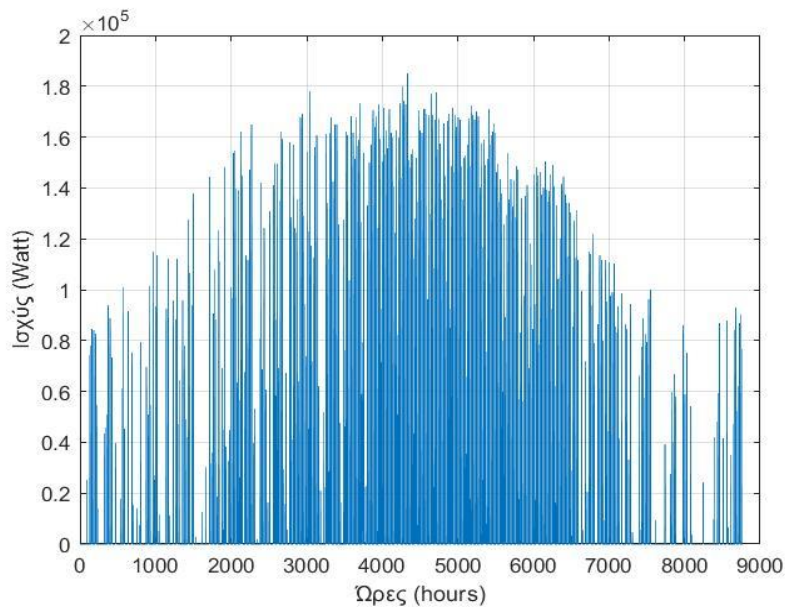
Αυτό το όριο καθορίζεται σύμφωνα με το εύρος λειτουργίας των συλλεκτών καθώς και τη συμπεριφορά του χρησιμοποιημένου εργαζόμενου ρευστού και ορίζεται στους 300°C.

Δεδομένου ότι το σύστημα δεν έχει ακόμη μοντελοποιηθεί, παρουσιάζονται στην συνέχεια τα πρώτα αποτελέσματα των ετήσιων προσομοιώσεων, για τα μετεωρολογικά δεδομένα της Αθήνας για την περίπτωση των συλλεκτών Fresnel. Ο συνολικός χρόνος που απαιτείται για την ετήσια προσομοίωση ήταν περίπου 600 δευτερόλεπτα, δείχνοντας την αναγκαιότητα μιας υπολογιστικής βελτιστοποίησης του σεναρίου για την ενεργοποίηση πολλαπλών επαναλήψεων και διαφορετικών σεναρίων. Για την ελαχιστοποίηση του υπολογιστικού κόστους του μοντέλου θεωρήθηκε σφάλμα το οποίο να αντιστοιχεί στην θερμοκρασία εξόδου του συλλέκτη για τον προσδιορισμό της συγκλίνουσας κατάστασης της λειτουργίας του συλλέκτη.

Με βάση την παραπάνω ανάλυση και την περιγραφείσα διαδικασία, το μοντέλο στην Matlab χρησιμοποιεί τα μετεωρολογικά δεδομένα, τα ηλιακά αποτελέσματα που προκύπτουν από αυτά και τις λειτουργίες προσομοίωσης των ηλιακών συλλεκτών και της δεξαμενής αποθήκευσης προκειμένου να προσομοιώσει την λειτουργία του συστήματος. Για την καθορισμένη επιφάνεια των συλλεκτών, η απορροφούμενη θερμότητα από τους συλλέκτες είναι σχετικά χαμηλή σε σύγκριση με την επιβαλλόμενη τιμή της ισχύος που λαμβάνει το σύστημα ORC, η οποία ορίζεται ίση με $Q_{iorc} = 250 \text{ KW}$, μέγεθος το οποίο στην συνέχεια θα προσδιοριστεί υπολογιστικά μέσω της λειτουργίας του συστήματος ORC. Ενδεικτικά από τα αποτελέσματα του κώδικα των ηλιακών συλλεκτών παρατίθενται τα παρακάτω διαγράμματα για την πόλη της Αθήνας ενώ σε επόμενη ενότητα κατά την διαδικασία της βελτιστοποίησης θα συγκριθούν τα αντίστοιχα μεγέθη με τις υπόλοιπες πόλεις.

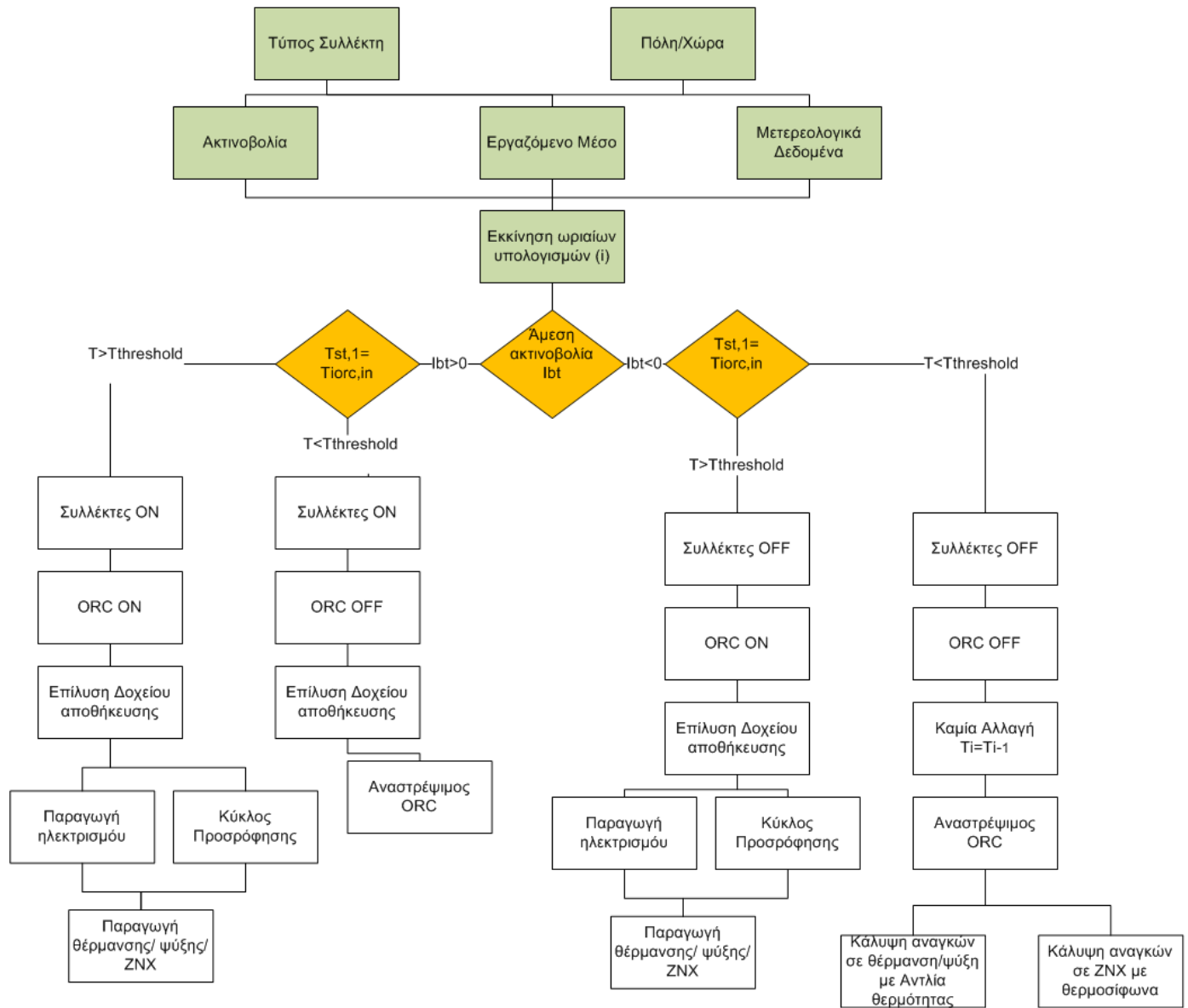


Εικόνα 2.13: Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου των συλλεκτών συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες Fresnel στην την πόλη της Αθήνας με σταθερή κατανάλωση 250 KW.



Εικόνα 2.14: Διάγραμμα Ισχύος των συλλεκτών συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες Fresnel στην την πόλη της Αθήνας με σταθερή κατανάλωση 250 KW.

Στη διαδικασία βελτιστοποίησης θα εξεταστεί η λειτουργία και η απόδοση ολόκληρου του συστήματος σε σχέση με την παραγωγή ορισμένων από τις επιλεγμένες παραμέτρους, οι οποίες μπορεί να δημιουργήσουν εκ νέου διαφορετικά προφίλ θερμοκρασιών και ισχύος. Στην συνέχεια, παρατίθεται ένα διάγραμμα ροής το οποίο συνοψίζει την διαδικασία μοντελοποίησης σχετικά με το σύστημα συλλεκτών καθώς και με την σύζευξή του με το δοχείο αποθήκευσης και τον Οργανικό κύκλο Rankine. Τα στοιχεία τα οποία επαφίονται στην χρήση του κύκλου ORC θα αναλυθούν στην συνέχεια στο Κεφάλαιο 3.

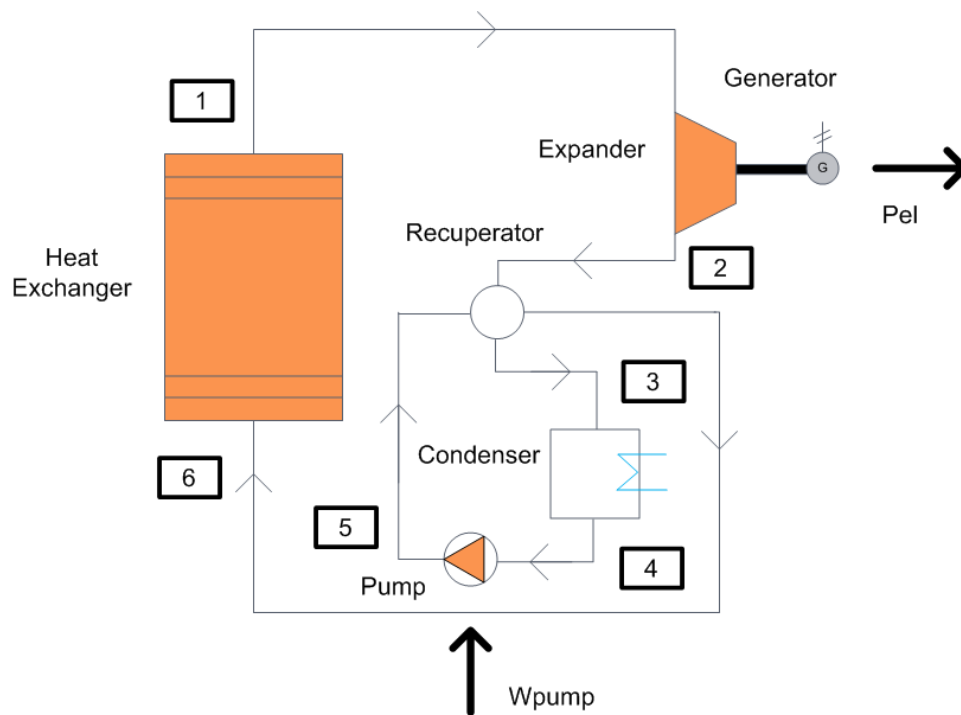


Εικόνα 2.15: Διάγραμμα ροής της μοντελοποίησης του κυκλώματος Ηλιακών συλλεκτών Fresnel-συστήματος ORC.

3. Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC)

3.1 Μοντελοποίηση Οργανικού Κύκλου Rankine

Η βασική μοντελοποίηση ενός κύκλου ORC καθώς και τα βασικά συστατικά που απαρτίζουν τον κύκλο παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 1. Στο Κεφάλαιο 3 θα ακολουθήσει μια μαθηματική μοντελοποίηση των εξαρτημάτων του κύκλου, έτσι ώστε να προσομοιωθεί σε συνθήκες λειτουργίας. Η διάταξη που θα μελετηθεί θα είναι παρόμοια της Εικόνας 3.1. Καθώς για ηλιακές εφαρμογές το εύρος θερμοκρασίας λειτουργίας είναι σχετικά υψηλό μπορεί να είναι θερμοδυναμικά και οικονομικά κερδοφόρο να εισαχθεί ένας εναλλάκτης ανάκτησης θερμότητας (recuperator) προκειμένου να αυξηθεί η εκμετάλλευση της διαθέσιμης θερμότητας και να αυξηθεί η συνολική θερμική απόδοση. Μάλιστα με μια ενδεικτική καμπύλη T-s ενός απλού κύκλου, όπως έχει ήδη περιγραφεί χωρίς ανάκτηση παρατηρείται πως η εκτόνωση τελειώνει σε κατάσταση υψηλότερη από εκείνη της συμπύκνωσης, με αποτέλεσμα η εκμεταλλεύσιμη θερμότητα να αυξάνεται και η ανάκτηση να είναι ωφέλιμη. Ο εναλλάκτης θερμότητας, για να είναι τεχνικά υλοποιήσιμος, είναι αναγκαίο η θερμοκρασία του θερμού ρεύματος να είναι κατά ένα ποσό μεγαλύτερη από αυτή του ψυχρού.



Εικόνα 3.1: Μονογραμμικό σχεδιάγραμμα εξεταζόμενου οργανικού κύκλου Rankine.



Ο στόχος της παραπάνω διάταξης είναι να υπολογιστούν οι θερμοδυναμικές τιμές σε κάθε σημείο του κύκλου. Για την εκτέλεση των απαραίτητων υπολογισμών, υπάρχουν ορισμένες μεταβλητές που χαρακτηρίζουν τον κύκλο και πρέπει να οριστούν και να εκχωρηθούν εξωτερικά ως είσοδοι του κύκλου. Ορισμένες από αυτές περιλαμβάνουν την θερμοκρασία και πίεση ατμοποίησης, την επιθυμητή θερμοκρασία συμπύκνωσης (στην περίπτωση των δύο εκτονωτών), την επιθυμητή παραγόμενη ισχύ και την θερμοκρασία που εισάγεται στον ORC από το κύκλωμα των συλλεκτών Fresnel.

Η επίλυση ξεκινά με την υπόθεση μιας αρχικής τιμής για την πίεση και τη θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή στο υπό μελέτη σύστημα. Στο σημείο αυτό θα έχουμε κορεσμένο ατμό.

Αρχικά για την υψηλή πίεση, δηλαδή την πίεση του σημείου 1, στην έξοδο του εναλλάκτη θα έχουμε τον παρακάτω περιορισμό για να διατηρήσουμε το σύστημα υποκρίσιμο:

$$P_1 \leq 0,9 * P_{critical} \quad (3-1)$$

Όσον αφορά την θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή, αρχικά γίνεται η θεώρηση ότι από το θερμό ρεύμα εισέρχεται θερμοκρασία ίση με 250°C. Λαμβάνοντας υπόψιν ένα περιθώριο απωλειών της τάξης των 25°C ορίζεται η θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή ίση με 225°C. Στην συνέχεια θα εξεταστεί και η περίπτωση θερμοκρασίας εισαγωγής στον ατμοποιητή ίση με 300°C. Στο σημείο 1 για τα ρευστά που θα αναλυθούν στην συνέχεια, πραγματοποιείται μια υπερθέρμανση η οποία κυμαίνεται από 5 έως 35K στην περίπτωση όπου η θερμοκρασία ατμοποίησης στο σημείο 1 είναι 250°C και από 55 έως 85K στην περίπτωση όπου η θερμοκρασία ατμοποίησης στο σημείο 1 είναι 300°C έτσι ώστε να προκύψει στα αποτελέσματα το ζητούμενο Pinch Point στον ατμοποιητή. Κατά την διάρκεια των επαναλήψεων ο κώδικας που υλοποιήθηκε στην MATLAB για τον υπολογισμό όλων των θερμοδυναμικών μεγεθών ορίζει την πίεση σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο:

$$P_1 = P(T_1 - T_{super}, x = 0) \quad (3-2)$$

Σε περίπτωση που κατά τις επαναλήψεις η πίεση στο σημείο 1 υπερβεί τον περιορισμό της εξίσωσης (3-3) θα ισχύει η ισότητα από την παραπάνω ανισο-ισότητα. Οι επαναλήψεις συμβαίνουν μέχρις ότου το Pinch Point στον εναλλάκτη που συνδέει το κύκλωμα του ORC με τον ηλιακό κύκλο φτάσει σε τιμές οι οποίες κυμαίνονται από 5 έως 7,5, ρυθμίζοντας την παροχή του θερμού ρεύματος ώστε να πληρείται πάντα η παραπάνω προϋπόθεση. Στο σημείο αυτό πρέπει να τονιστεί ότι η πτώση πίεσης του οργανικού μέσου στους εναλλάκτες, θεωρείται αμελητέα στην λειτουργία του κύκλου στον ονομαστικό σημείο, ωστόσο θα μελετηθεί στην συνέχεια κατά την διαστασιολόγηση των επιμέρους εξαρτημάτων για την λειτουργία του κύκλου εκτός του ονομαστικού σημείου.



Με την θερμοκρασία στο σημείο 1, έχοντας και την πίεση μπορούν να υπολογιστούν όλα τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά.

$$h_1 = h(P_1, T = T_1) \quad (3-3)$$

$$s_1 = s(P_1, T = T_1) \quad (3-4)$$

Αντίστοιχα, η θερμοκρασία συμπύκνωσης θα οριστεί στην συνέχεια στην περίπτωση των δύο εκτονωτών ίση με 90°C ώστε να μπορεί να υποστηρίξει και το σύστημα ψύξης το οποίο θα αναλυθεί στην συνέχεια. Προς το παρόν η θερμοκρασία συμπύκνωσης θα προκύψει ως αποτέλεσμα της πίεσης και της ιδιότητας του ρευστού ως κορεσμένο εξερχόμενο από τον συμπυκνωτή. Η πίεση στο σημείο 2, η οποία θα είναι ίση με την πίεση συμπύκνωσης, με την παραδοχή πτώσης πίεσης στον εκτονωτή προκύπτει από τον παρακάτω τύπο:

$$P_2 = \frac{P_1}{dp}, dp = 6 \text{ bar} \quad (3-5)$$

Ο κύκλος έτσι χωρίζεται σε δύο περιοχές, αυτήν την υψηλής πίεσης και αυτήν της χαμηλής πίεσης. Για τον υπολογισμό των υπόλοιπων θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του σημείου 2, προσδιορίζεται πρώτα το ισεντροπικό σημείο 2_{is} που αντιστοιχεί στη συγκεκριμένη πίεση και κατόπιν μέσω της ενθαλπίας αυτού και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή προσδιορίζεται η ενθαλπία του πραγματικού σημείου 2_{is}:

$$h_{2,is} = h(P_2, s = s_1) \quad (3-6)$$

Χρησιμοποιώντας την πίεση και την ενθαλπία προσδιορίζονται η ενθαλπία, η θερμοκρασία και η εντροπία του σημείου 2 με χρήση του λογισμικού Refprop.

$$n_{is,exp} = \frac{h_1 - h_2}{(h_1 - h_{2,is})} \Rightarrow h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2,is}) * \eta_{is,exp} \quad (3-7)$$

$$T_2 = T(P_2, h = h_2) \quad (3-8)$$

Για το σημείο 4 δηλαδή την έξοδο του συμπυκνωτή έχοντας θέσει την πίεση συμπύκνωσης και καθώς πρόκειται για κορεσμένο υγρό μπορούμε να υπολογίσουμε τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά.

$$P_4 = P_2, T_4 = T(P_4, x = 0) \quad (3-9)$$



Η πίεση σε αυτό το σημείο έχει υπολογιστεί προηγουμένως καθώς είναι ίση με την πίεση στην είσοδο της αντλίας δηλαδή στην έξοδο του συμπυκνωτή. Έχοντας προσδιορίσει το σημείο 4 μπορούμε για τη δεδομένη πίεση να προσδιορίσουμε το ισεντροπικό σημείο 5_{is} . Με τη βοήθεια της ενθαλπίας του ισεντροπικού σημείου 6 και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας, υπολογίζεται η ενθαλπία και τα υπόλοιπα μεγέθη του σημείου 5:

$$h_{5,is} = h(P_5 = P_1, s = s_4) \quad (3-10)$$

$$\eta_{is,exp} = \frac{(h_{5,is} - h_4)}{(h_5 - h_4)} \Rightarrow h_5 = h_4 + \frac{(h_{5,is} - h_4)}{\eta_{is,pump}} \quad (3-11)$$

$$T_5 = T(P_5, h = h_5) \quad (3-12)$$

Στην συνέχεια αναλύεται ο αναγεννητής θερμότητας. Στο θερμό ρεύμα, δηλαδή στην έξοδο στο σημείο 3 ορίζεται ένα ΔT το οποίο ισούται με 5 K και το οποίο έχει την ίδια πίεση με αυτήν στην έξοδο του εκτονωτή.

$$P_3 = P_2, T_3 = T_5 + \Delta T_{recup} \quad (3-13)$$

Από την άλλη, στο ψυχρό άκρο του αναγεννητή, εφαρμόζεται ισολογισμός ενέργειας από τον οποίο προκύπτει η παροχή στο σημείο 6. Καθώς η παροχή παραμένει σταθερή στον αναγεννητή, μπορεί να παραληφθεί από τον ισολογισμό.

$$P_6 = P_1, h_6 = h_5 + h_2 - h_3 \quad (3-14)$$

Επίσης υπολογίζεται και για την εύρεση και του Pinch Point στον εναλλάκτη και το κορεσμένο υγρό στην έξοδο του προθερμαντήρα όπως και ο κορεσμένος ατμός στην έξοδο του ατμοποιητή του εναλλάκτη.

$$h_{61a} = h(P = P_1, x = 0) \quad (3-15)$$

$$h_{61b} = h(P = P_1, x = 1) \quad (3-16)$$

Καθώς έχουν υπολογιστεί όλα τα σημεία του κύκλου, μπορούν να υπολογιστούν η ισχύς του κάθε στοιχείου της διάταξης καθώς και οι βαθμοί απόδοσης της διάταξης που θα αποτελέσουν τους δείκτες για την τελική εκλογή του οργανικού μέσου με μια διαδικασία που αναλυθεί σε επόμενο στάδιο. Για τον εκτονωτή έχοντας ορίσει ότι επιζητείται ενέργεια ισχύος $Q_{exp} = 50$ KW για την κάλυψη των αναγκών που θα αναλυθούν στην συνέχεια, θα έχουμε :



$$Q_{exp} = m_{orc} * (h_3 - h_2) \Rightarrow m_{orc} = \frac{Q_{exp}}{(h_3 - h_2)} \quad (3-17)$$

Άρα και η πραγματική ηλεκτρική ισχύς που παράγεται από τη γεννήτρια είναι ίση με:

$$P_{el,net} = Q_{exp} * \eta_g * \eta_{mech} \quad (3-18)$$

Η θερμότητα που προσφέρεται στο κύκλωμα του O.R.C. είναι ίση με:

$$Q_{orc} = m_{orc} * (h_1 - h_6) \quad (3-19)$$

Η ισχύς της αντλίας ισούται με:

$$W_{mech} = \frac{50 * N_{pump}}{84428} + \frac{\Delta p \dot{V}_{pump}^{out}}{511}, \quad (3-20)$$
$$N_{pump} = 1000,$$
$$\dot{V}_{pump}^{in} = \frac{\dot{m}}{\rho^{in}}$$

Ο παραπάνω τύπος προκύπτει από την επιλογή αντλίας από τον ιστότοπο της *Hydracell* και συγκεκριμένα το μοντέλο *G25-E*. Η επιλογή αυτή θα αναλυθεί λεπτομερώς στην συνέχεια. Έτσι στην συνέχεια προκύπτουν ο ηλεκτρικός και ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου.

$$\eta_{el} = \frac{P_{el,net} - W_{pump}/\eta_{motor}}{Q_{orc}}, \eta_{th} = \frac{Q_{exp} - W_{pump}}{Q_{orc}} \quad (3-21)$$

Ακόμη θέτουμε τους εξής τυπικούς βαθμούς απόδοσης:

Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή: $\eta_{is,exp} = 0,7$

Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας: $\eta_{is,pump} = 0,75$

Μηχανικός βαθμός απόδοσης ατράκτου: $\eta_{mech} = 0,98$

Βαθμός απόδοσης ηλεκτροκινητήρα: $\eta_{motor} = 0,85$

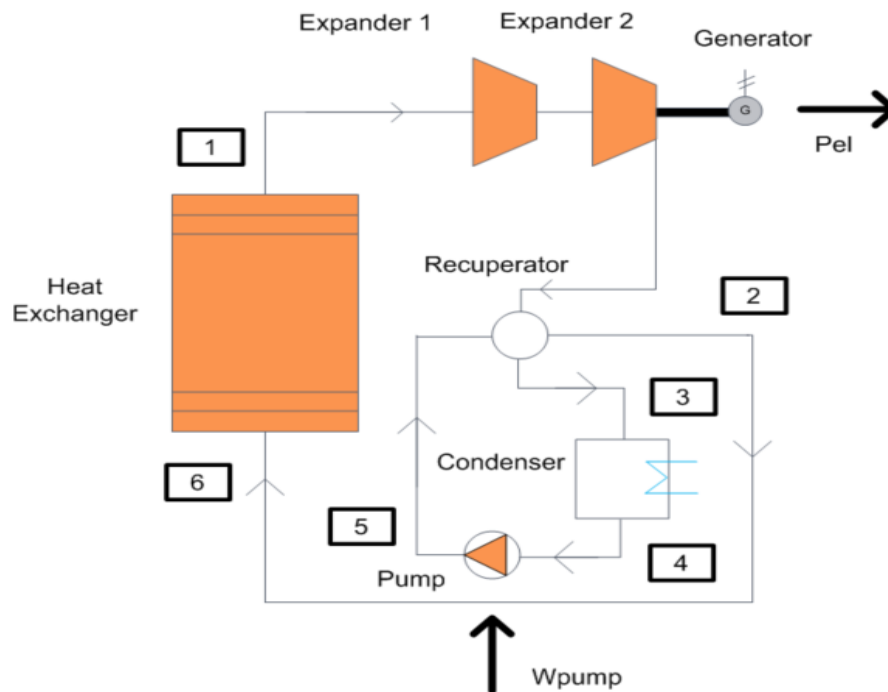
Τέλος μπορεί να υπολογιστεί ακόμη και η παροχή του νερού ψύξης. Το νερό ψύξης που χρησιμοποιείται για την ψύξη του οργανικού μέσου στον συμπυκνωτή λαμβάνεται να έχει πίεση, θερμοκρασία και παροχή μάζας σταθερά για αυτό το σενάριο με θερμοκρασία εισόδου 20°C και πίεση εισόδου 2,5 bar. Στην έξοδο στο ψυχρό ρεύμα του συμπυκνωτή το νερό

θεωρήθηκε πως εξέρχεται με 80°C ώστε να μπορεί να καλύψει τις ανάγκες της κοινότητας που θα αναφερθεί στην συνέχεια.

Η παροχή του νερού υπολογίζεται μετά από ισολογισμό της ενέργειας στον συμπυκνωτή σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο:

$$m_{water} = \frac{m_{iorc} * (h_{condin} - h_{condout})}{cp * (T_{condout} - T_{waterin})} \quad (3-22)$$

Κριτήριο βελτιστοποίησης του παραπάνω κύκλου, και άρα χαρακτηρισμού ως σημείο σχεδιασμού, είναι η μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης του συστήματος ORC. Προκειμένου να επιτραπούν υψηλότερες θερμοκρασίες και πιέσεις ατμοποίησης, εξετάστηκε το ενδεχόμενο της εισαγωγής ενός δεύτερου εκτονωτή σε σειρά με τον ήδη υπάρχοντα. Η τροποποιημένη διάταξη του ORC φαίνεται στην Εικόνα 3.2.



Εικόνα 3.2: Μονογραμμικό σχεδιάγραμμα εξεταζόμενου οργανικού κύκλου Rankine με χρήση δεύτερου εκτονωτή.

Για την εξεταζόμενη διαμόρφωση, πραγματοποιήθηκαν διάφορες αξιολογήσεις του κύκλου για διαφορετικά επίπεδα θερμοκρασίας υπερθέρμανσης και ατμοποίησης.

Για την παραπάνω διαμόρφωση ακολουθήθηκε παραπλήσια λογική με την διαμόρφωση του ενός εκτονωτή με κάποιες μικρές διαφοροποιήσεις. Επιλέχθηκε ο λόγος πίεσης εξόδου εισόδου στους εκτονωτές να μην είναι σταθερός αλλά να υπολογίζεται από τον λόγο της υψηλής προς

την χαμηλή πίεση. Η πίεση ατμοποίησης υπολογίζεται όπως και προηγουμένως. Όσον αφορά την πίεση συμπύκνωσης η οποία είναι ίση με την πίεση στην έξοδο του δεύτερου εκτονωτή προκύπτει από την θεώρηση της θερμοκρασίας εξόδου από τον συμπυκνωτή στους 90°C. Με βάση την θερμοκρασία αυτή και την ιδιότητα του ρευστού στην έξοδο του συμπυκνωτή ως κορεσμένο ρευστό, υπολογίζονται όλα τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά στο σημείο αυτό και ως αποτέλεσμα και η πίεση του η οποία θα είναι και η χαμηλή πίεση του συστήματος που μελετάται. Πραγματοποιώντας την διαίρεση της μεγάλης με την μικρή πίεση έτσι προκύπτει και ο νέος λόγος πίεσης. Στο υπολογιστικό κομμάτι της προαναφερθείσας διαδικασίας τοποθετήθηκε και η συνθήκη κατά την οποία εάν ο λόγος πίεσης στο τέλος του δεύτερου εκτονωτή υπερβαίνει τα 36 τότε ο λόγος πίεσης στο μεταξύ, δίνεται ως 6 όπως και στην περίπτωση του ενός εκτονωτή. Εναλλακτικά δέχεται την ρίζα από την τιμή του συνολικού λόγου πίεσης. Τέλος με επαναληπτική διαδικασία υπολογίζεται και πάλι ο βαθμός απόδοσης του κύκλου για διάφορες τιμές της θερμοκρασία ατμοποίησης όπως και για διαφορετικές τιμές της εισερχόμενης στον κύκλο παροχής, η οποία και εδώ προσαρμόζεται έτσι ώστε το pinch point να βρίσκεται στο επιθυμητό εύρος. Η διαδικασία αυτή θα ακολουθηθεί για όλα τα οργανικά μέσα που θα εξεταστούν έτσι ώστε να προκύψουν τα ονομαστικά στοιχεία για την πλήρη διαστασιολόγηση του οργανικού κύκλου.

3.2 Εργαζόμενα Μέσα

Σύμφωνα και με το Κεφάλαιο 1 η επιλογή ενός εργαζόμενου ρευστού είναι κριτικής σημασίας απόφαση για το σύστημα που μελετάμε καθώς επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό πληθώρα παραγόντων όπως η απόδοση του κύκλου, τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά αλλά και την χημική του σύσταση. Ακόμη πρόκειται για μια δυναμική διαδικασία καθώς μεταβάλλονται οι συνθήκες λειτουργίας του κάθε ρευστού ανάλογα με τον τύπο του ηλιακού συλλέκτη που χρησιμοποιείται. Αρχικά το οργανικό μέσο δεν έχει καθοριστεί και έτσι θα συγκριθούν τα αποτελέσματα για διαφορετικά οργανικά μέσα και θα επιλεγεί το κατάλληλο για την επίλυση του θερμοδυναμικού κύκλου. Ένας βασικός περιορισμός στην επιλογή των οργανικών μέσων θα είναι το γεγονός ότι θα θερμανθούν από το θερμικό έλαιο Therminol VP 1 το οποίο θα προέρχεται από την πηγή που στην συγκεκριμένη εργασία θα είναι οι συλλέκτες Fresnel σε θερμοκρασίες 250-300°C. Έτσι θα επιλέγουν ρευστά με υψηλές κρίσιμες θερμοκρασίες άνω των 200°C στα οποία θα τοποθετηθεί ο περιορισμός του Pinch Point το οποίο θα είναι της τάξης των 5,5-6.5°C. Ακόμα για την επιλογή οργανικών μέσων με παραπλήσια χαρακτηριστικά θα τοποθετηθεί και ο περιορισμός της κρίσιμης πίεσης κάτω από τα 50 bar έτσι ώστε να μην κινδυνέψουν εξαρτήματα όπως οι εναλλάκτες και ο εκτονωτής από σφάλματα αντοχής υλικών.

Αρχικά θα μελετηθούν ορισμένα ρευστά ως προς τα κρίσιμα χαρακτηριστικά τους (πίεση, θερμοκρασία) και θα εφαρμοστούν στον οργανικό κύκλο, προκειμένου να επιλεγεί η τελική διαμόρφωση με βάση τον τελικό βαθμό απόδοσης.

Ο κατάλογος των εξεταζόμενων υγρών εργασίας μαζί με τις κρίσιμες ιδιότητές του παρουσιάζεται παρακάτω.



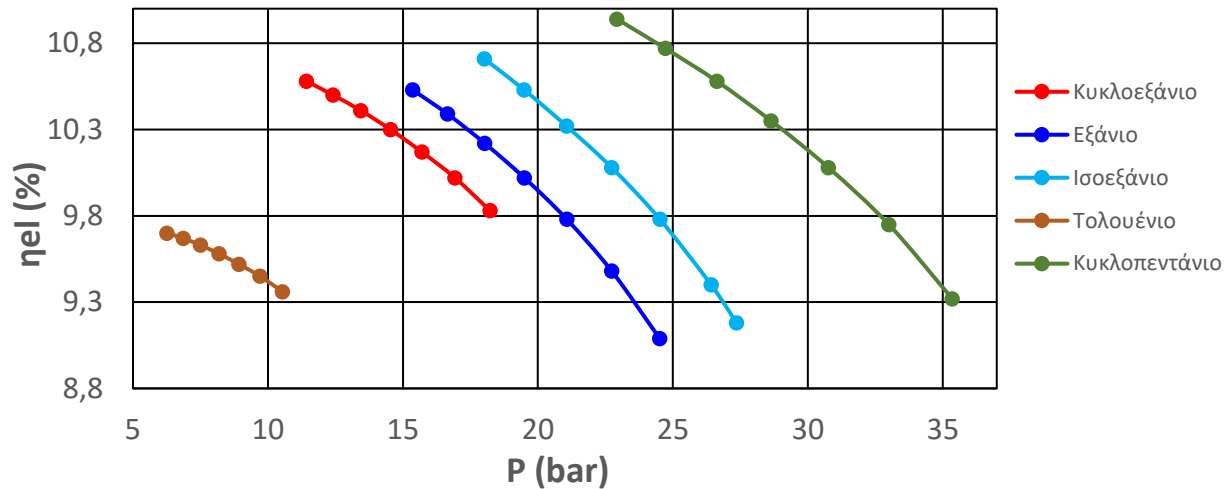
Πίνακας 3.1: Κρίσιμη Πίεση και Θερμοκρασία για τα εξεταζόμενα εργαζόμενα ρευστά.

Εργαζόμενο Ρευστό	Κρίσιμη Πίεση (Μρα)	Κρίσιμη Θερμοκρασία (°C)
Toluene	4,13	318,60
Cyclohexane	4,08	280,45
Isohexane	3,04	224,55
Cyclopentane	4,52	238,54
Hexane	3,03	234,67

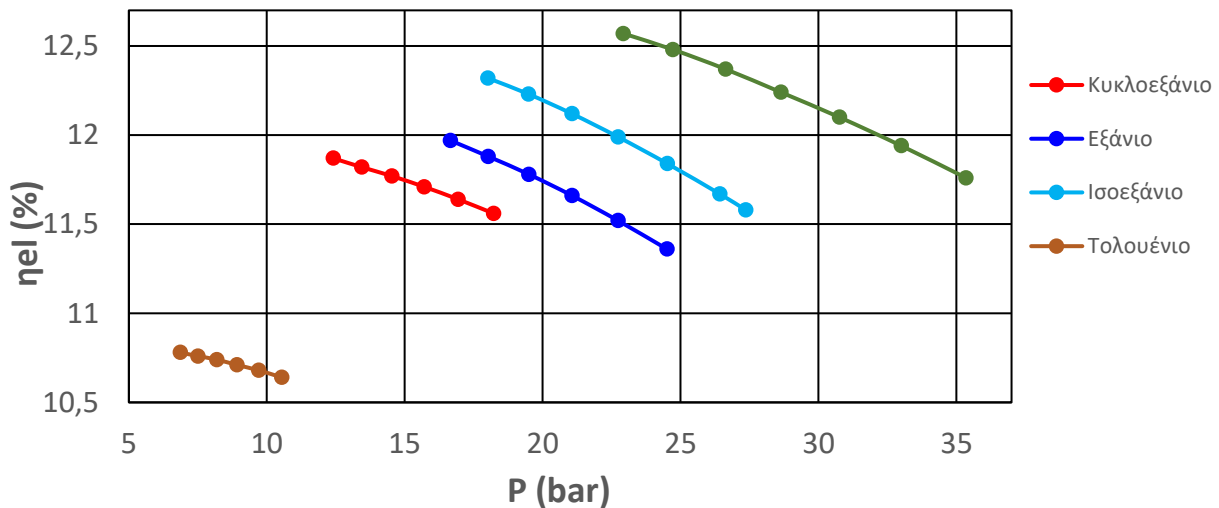
Στις περισσότερες εφαρμογές η μέγιστη απόδοση επιτυγχάνεται με ρευστά των οποίων η κρίσιμη θερμοκρασία είναι κοντά στη μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου και ελαφρώς υψηλότερη προκειμένου να επιτευχθεί η μέγιστη μεταφορά θερμότητας από την πηγή θερμότητας [53]. Επομένως θα επιλεγθούν ρευστά με κρίσιμη θερμοκρασία μεγαλύτερη των 220 που είναι και η μέγιστη θεωρούμενη θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου.

3.3 Αποτελέσματα σχεδιασμού στο σημείο λειτουργίας

Στην περίπτωση του σταθερού λόγου πίεσης στο σενάριο του ενός εκτονωτή, παρατηρείται μείωση της απόδοσης του κύκλου με την αύξηση της πίεσης τόσο στην περίπτωση των 250°C όσο και στην 300°C στην είσοδο του ατμοποιητή. Ακόμη το κυκλοπεντάνιο φαίνεται πως έχει την καλύτερη απόδοση 12,57% σε πίεση ατμοποίησης 23 bar ενώ αντιθέτως το τολουένιο παρουσιάζει την χαμηλότερη απόδοση με το μέγιστο το οποίο μπορεί να φτάσει να περιορίζεται στους 10,79% για πίεση ατμοποίησης 6,26 bar και θερμοκρασία υπερθέρμανσης τους 85 K. Το τολουένιο σε σχέση με τα υπόλοιπα ρευστά παρατηρείται πως βρίσκεται πολύ μακριά από το κρίσιμο του (318°C), ιδίως στους 250°C.



Εικόνα 3.3: Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης για όλα τα εργαζόμενα μέσα σε θερμοκρασία ατμοποίησης 250°C.

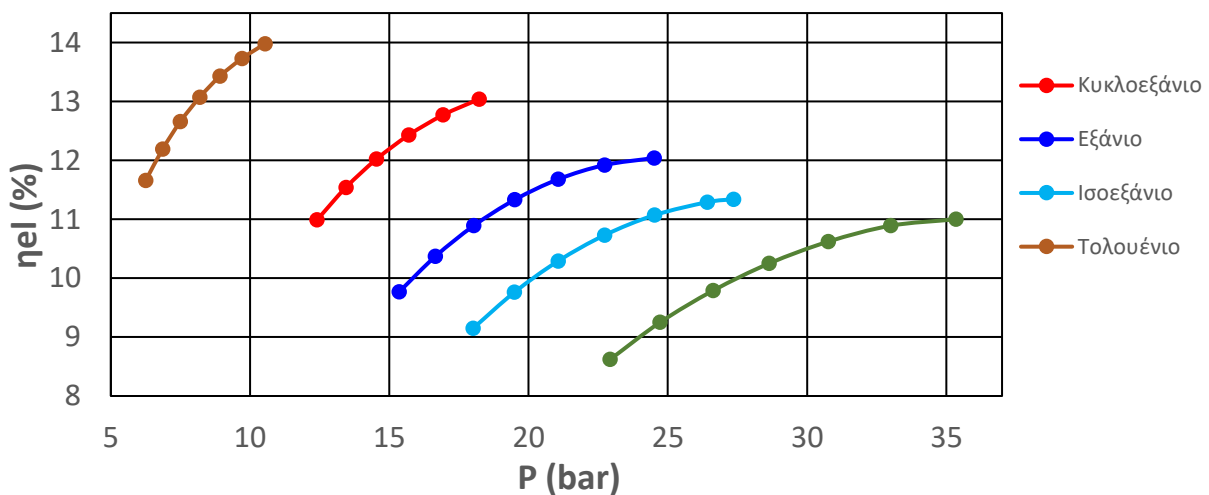


Εικόνα 3.4: Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης για όλα τα εργαζόμενα μέσα σε θερμοκρασία ατμοποίησης 300°C.

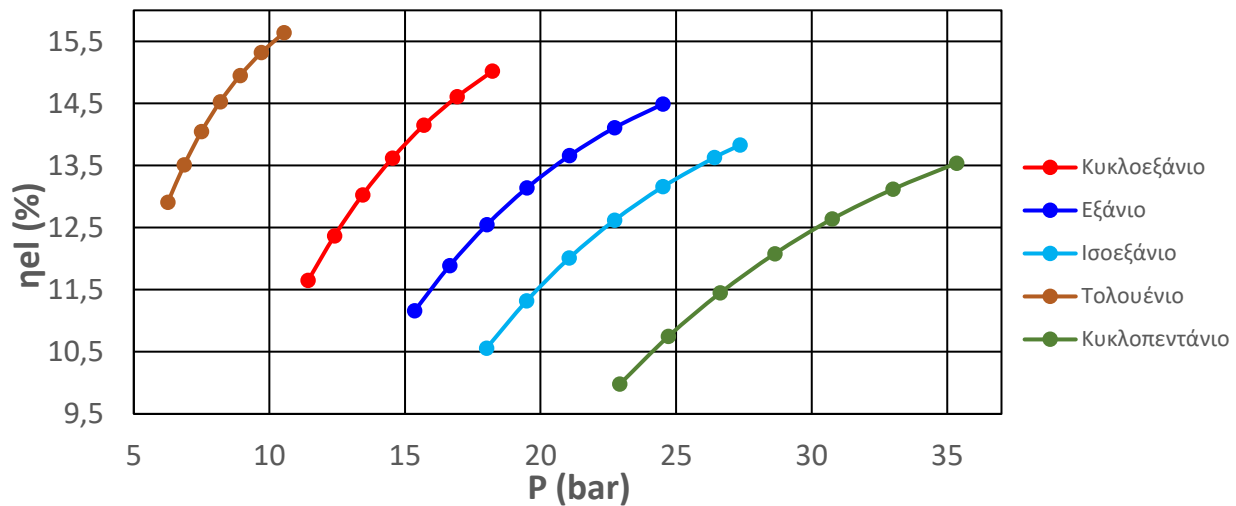
Ο λόγος ύπαρξης αυτής της μονοτονίας στα παραπάνω διαγράμματα, της πτωτικής τάσης δηλαδή του βαθμού απόδοσης με την αύξηση της πίεσης ατμοποίησης (η οποία προκύπτει με την αύξηση της υπερθέρμανσης στην έξοδο του ατμοποιητή, έχει να κάνει με το γεγονός ότι παρότι αυξάνεται ο κύκλος προς τα πάνω αυξάνοντας την πίεση, υπάρχει ως δεσμευμένη μεταβλητή η παραγόμενη ισχύς στα 50 KW και έτσι δεν μπορεί να εκμεταλλευτεί αφενός τον κύκλο όσο χρειάζεται το ρευστό, αφετέρου αυξάνοντας τον κύκλο αλλάζει ο λόγος πίεσης ο οποίος έρχεται σε ρήξη με την αρχική υπόθεση και μειώνεται έτσι ο βαθμός απόδοσης.

Αυξάνοντας την θερμοκρασία υπερθέρμανσης, μειώνοντας δηλαδή την πίεση ατμοποίησης ωστόσο παρατηρήθηκε ένα μέγιστο στον βαθμό απόδοσης μετά από το οποίο ο βαθμός ξανά μειωνόταν. Το μέγιστο αυτό παρουσιάστηκε χονδρικά στους 50 και στους 100 K για τις περιπτώσεις των 250°C και στων 300°C αντιστοίχα.

Στην συνέχεια θα αναλυθεί το σενάριο διπλού εκτονωτή σε σειρά κατά το οποίο ο λόγος πίεσης υψηλής προς χαμηλής δεν είναι σταθερός. Στο σενάριο αυτό δηλαδή ακολουθείται αντίθετη διαδικασία με την προηγούμενη. Στην περίπτωση αυτή, όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως διατηρείται και πάλι η ισχύς στα 50 KW αλλά η θερμοκρασία συμπύκνωσης προσδιορίζεται στους 90°C χάριν εξυπηρέτησης των μελλοντικών αναγκών ψύξης που θα έχει η πολυκατοικία η οποία θα τροφοδοτείται από το ηλιοθερμικό σύστημα.



Εικόνα 3.5: Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης για όλα τα εργαζόμενα μέσα σε θερμοκρασία ατμοποίησης 250°C για δεύτερο εκτονωτή.



Εικόνα 3.6: Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης για όλα τα εργαζόμενα μέσα σε θερμοκρασία ατμοποίησης 300°C για δεύτερο εκτονωτή.

Ο λόγος για τον οποίο επιλέχθηκε αυτή η προσέγγιση είναι καθώς η μέγιστη παραγωγή επιτυγχάνεται όταν ο συνολικός λόγος πίεσης “σπάει” σε δυο ίσα μέρη. Με βάση λοιπόν και τον λόγο πίεσης υπολογίζονται και σε αυτό το σενάριο τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του κύκλου.

Στο δεύτερο σενάριο, κατά το οποίο ο λόγος πίεσης βρίσκεται σε χαμηλότερα επίπεδα, με την εισαγωγή του δεύτερου εκτονωτή, πρακτικά υπάρχουν αρκετά μεγαλύτερα περιθώρια επέκτασης της εκτόνωσης και οδηγείται ο κύκλος σε μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης. Όπως είναι εμφανές και από το πρώτο διάγραμμα καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία και η πίεση ατμοποίησης αυξάνεται και ο βαθμός απόδοσης των εργαζόμενων μέσων, έως ότου, για τα περισσότερα φθάσει ένα σημείο καμψής που παρουσιάζει μέγιστο βαθμό απόδοσης. Το κριτήριο βελτιστοποίησης του κύκλου ορίζεται ως η μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης, και αναζητούνται για κάθε ένα οργανικό μέσο ξεχωριστά η κατάλληλη πίεση σε συνάρτηση με ένα αποδεκτό pinch point για τα οποία μεγιστοποιείται ο βαθμός απόδοσης του κύκλου. Στα δύο επόμενα διαγράμματα παρατηρείται πως η σειρά με την οποία κατατάσσονται τα εργαζόμενα μέσα ως προς την απόδοσή τους είναι αντίθετη του προηγούμενου σεναρίου, καθώς τώρα και στις δυο περιπτώσεις θερμοκρασιών του ατμοποιητή παρουσιάζει βέλτιστο βαθμό απόδοσης το τολουένιο και μάλιστα σε αρκετά χαμηλή πίεση ατμοποίησης ενώ το κυκλοπεντάνιο το οποίο για σταθερό λόγο πίεσης είχε εμφανίσει τα καλύτερα αποτελέσματα εδώ φαίνεται να υστερεί των υπολοίπων.

Ο λόγος για αυτή τη συμπεριφορά ειδικά για το τολουένιο και το κυκλοεξάνιο τα οποία φαίνονται να είναι τα πιο αποδοτικά, επαφίεται στο γεγονός ότι έχουν τις υψηλότερες κρίσιμες θερμοκρασίες οπότε και στους 250°C αλλά ακόμη περισσότερο για τους 300°C βρίσκονται πολύ πιο κοντά στο κρίσιμο σημείο λειτουργίας τους, και πιο συγκεκριμένα η υψηλή πίεση δηλαδή



η πίεση ατμοποίησης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να υπερτερούν σε επίπεδο απόδοσης γιατί υπάρχει μικρή λανθάνουσα θερμότητα, δηλαδή το κομμάτι που βρίσκεται εντός της διφασικής είναι μικρό, άρα τείνει να μειωθεί ο παρονομαστής του βαθμού απόδοσης και να αυξάνεται η απόδοση για τα ίδια κιλοβάτ. Η τάση αυτή συνεχίζεται και στα υπόλοιπα ρευστά με εξαίρεση το κυκλοπεντάνιο έχει τη χειρότερη απόδοση καθώς με τα δεδομένα τα οποία έχουμε θέσει έχει ελαφρώς χαμηλότερους λόγους πίεσης να υλοποιήσει. Ιδίως για τα τρία τελευταία ρευστά, το εξάνιο, το ισοεξάνιο και το κυκλοπεντάνιο επειδή έχουν αισθητά χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία φαίνεται πως παρουσιάζουν χαμηλότερους λόγους πίεσης συγκριτικά με το κυκλοεξάνιο και ειδικά με το τολουένιο το οποίο εμφανίζει μέγιστο λόγο πίεσης 4,41 ενώ τα υπόλοιπα δεν υπερβαίνουν το 3,6.

Συγκριτικά με το πρώτο σενάριο επιβάλλοντας ένα μέγιστο επιτρεπτό λόγο πίεσης (6) πρακτικά αυτό παρεμβάινει με τις ιδιότητες του ρευστού, καθώς το κάθε ένα βγαίνει σε διαφορετική θερμοκρασία και πίεση συμπίκνωσης οπότε είναι καλύτερα τα ρευστά με χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία όπως το κυκλοπεντάνιο. Ωστόσο, όπως φαίνεται και από την Εικόνα 3.3 και την Εικόνα 3.5 για την περίπτωση των 250°C η βέλτιστη υλοποιήσιμη απόδοση είναι στο 10,94% σε πίεση 23 bar με το κυκλοπεντάνιο ενώ με το σενάριο του δεύτερου εκτονωτή, η μέγιστη απόδοση “ανεβαίνει” στους 13,98% αυτή τη φορά στο τολουένιο για 11 bar. Επιτυγχάνεται δηλαδή μια άνοδος του βαθμού απόδοσης με ταυτόχρονη πτώση πίεσης δρα θετικά τον κύκλο γεγονός το οποίο υποδεικνύει ότι θερμοδυναμικά βέλτιστη είναι η επιλογή του ρευστού αυτού σε ένα σενάριο με δυο εκτονωτές. Ακόμη με υψηλότερο βαθμό απόδοσης στο ίδιο σύστημα θα απαιτούνται μικρότερη επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών το οποίο σημαίνει μειωμένο κόστος στην εγκατάσταση.

Παρακάτω παρατίθενται οι συγκεντρωτικού πίνακες με τα αποτελέσματα για το σενάριο των δύο εκτονωτών για θερμοκρασία εισόδου στον ατμοποιητή 250°C και 300°C.

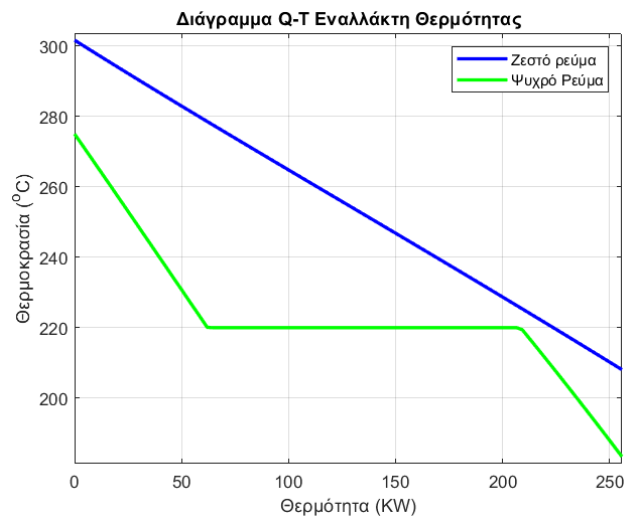
Πίνακας 3.2: Αποτελέσματα για θερμοκρασία ρευστών 250°C, θερμοκρασία υπερθέρμανσης 5 K για δύο εκτονωτές σε σειρά.

Εργαζόμενο Ρευστό	Πίεση Ατμοποίησης (bar)	$P_{el,net}$ (kw)	η_{el} (%)	Λόγος πίεσης (gr)	Pinch Point
Toluene	10,54	40,15	13,98	4,41	5,08
Cyclohexane	18,23	39,13	13,04	3,71	5,17
Isohexane	27,36	36,74	11,34	3,38	7,37
Cyclopentane	35,35	36,78	11	3,28	7,49
Hexane	24,51	37,55	12,04	3,6	7,21

Πίνακας 3.3: Αποτελέσματα για θερμοκρασία ρευστών 300°C, θερμοκρασία υπερθέρμανσης 55 K για δύο εκτονωτές σε σειρά.

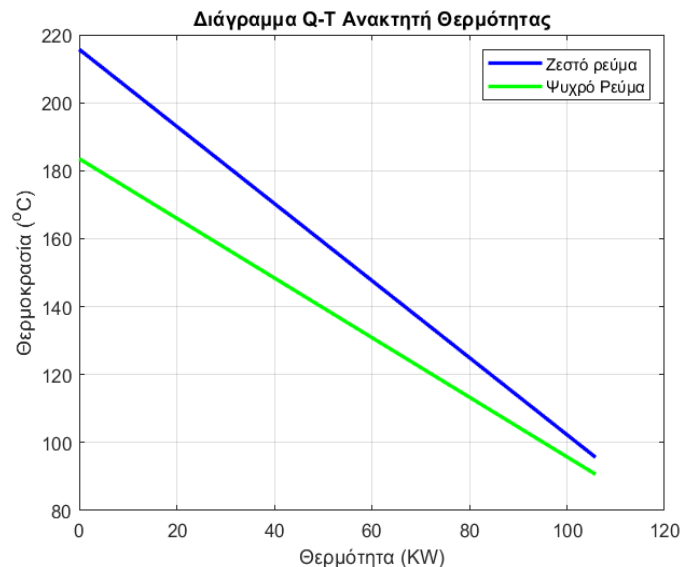
Εργαζόμενο Ρευστό	Πίεση Ατμοποίησης (bar)	$P_{el,net}$ (kw)	$\eta_{el}(\%)$	Λόγος πίεσης (rp)	Pinch Point
Toluene	10,54	40,26	15,64	4,41	5,93
Cyclohexane	18,23	39,41	15,02	3,71	7,21
Isohexane	27,36	37,55	13,83	3,38	6,29
Cyclopentane	35,35	37,62	13,54	3,28	5,39
Hexane	24,51	38,19	14,49	3,6	5,94

Παρακάτω παρουσιάζονται διαγράμματα για τους δύο εναλλάκτες της εγκατάστασης με τη βοήθεια του λογισμικού της Matlab. Στα παρακάτω διαγράμματα φαίνεται και η ελάχιστη διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου και της θερμοκρασίας του νερού θέρμανσης στον ατμοποιητή, το λεγόμενο pinch point. Απεικονίζεται για την περίπτωση του θερμοδυναμικού κύκλου του τολουενίου σε συμβατικό ORC με υπερθέρμανση της τάξης των 55 Kelvin. Ένα άλλο σημείο που χρήζει μελέτης και βελτιστοποίησης, είναι το Pinch Point του διαγράμματος Q-T της μεταφοράς θερμότητας από το θερμικό έλαιο στο οργανικό μέσο του ORC. Η θερμότητα ρέει από το θερμό σώμα στο ψυχρό και έτσι καθίσταται αναγκαίο να μελετήσουμε και στην συνέχεια ποια είναι η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά θερμικού ελαίου και οργανικού μέσου, για την οποία πραγματοποιείται ικανοποιητικά η μεταφορά θερμότητας και σε σχεδιασμό εκτός σημείου λειτουργίας.



Εικόνα 3.7: Διάγραμμα (Q-T) και προσδιορισμός pinch point για τον εναλλάκτη του κυκλώματος (προθερμαντήρας, ατμοποιητής, υπερθερμαντήρας).

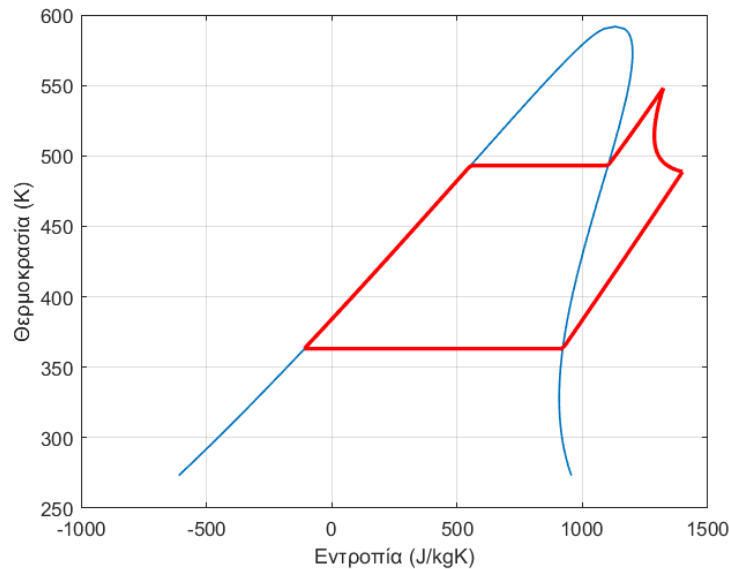
Δεδομένου ότι ο κύκλος ORC λειτουργεί σε σχετικά υψηλές θερμοκρασίες, είναι σημαντικό να μελετηθεί η βελτίωση της θερμικής απόδοσης με την εφαρμογή ενός ανακτητή θερμότητας. Δεδομένου ότι η έξοδος του ψυχρού ρεύματος πρέπει να είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή, και οι δύο ροές ανάντι και κατάντι του ανακτητή δεν υφίστανται αλλαγή φάσης.



Εικόνα 3.8: Διάγραμμα (Q-T) για τον αναγεννητή (recuperator).

Τέλος παρουσιάζεται ένα διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας για το επιλεγμένο ρευστό στον ιδανικό του κύκλο του σημείου λειτουργίας, προκειμένου να συγκριθεί στην συνέχεια με τον

πραγματικό κύκλο κατά τον οποίο λαμβάνονται υπόψιν και οι πτώσεις πίεσης στους εναλλάκτες οι οποίοι θα μελετηθούν στη συνέχεια.



Εικόνα 3.9: Διάγραμμα (T-S) για το επιλεγμένο ρευστό τολουένιο στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας στο σενάριο με δύο εκτονωτές.

Στην συνέχεια θα ακολουθήσει η διαστασιολόγηση των εναλλακτών για τον ORC για το τολουένιο έτσι ώστε να προκύψει η πραγματική καμπύλη λειτουργίας για το ρευστό.

3.4 Εναλλάκτες Θερμότητας

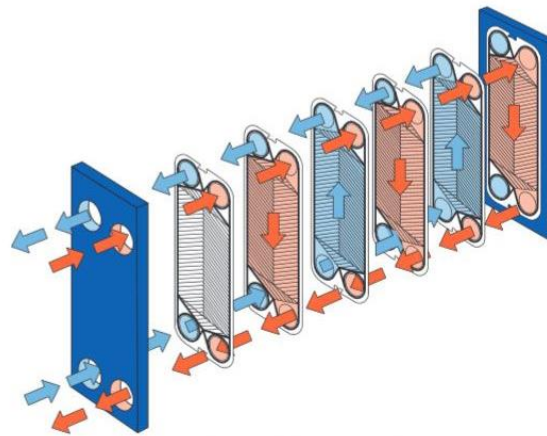
Ο εναλλάκτης θερμότητας είναι μια συσκευή που χρησιμοποιείται για τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών σε διαφορετικές θερμοκρασίες. Με βάση την κατεύθυνση της ροής των δύο ρευστών, οι εναλλάκτες διακρίνονται σε εναλλάκτες ομοροής (co-current heat exchangers), τους εναλλάκτες αντιροής (counter-current heat exchangers) και τους εναλλάκτες σταυροροής (cross-flow heat exchangers). Ακόμη οι εναλλάκτες μπορούν να ταξινομηθούν με βάση τη μορφή της ροής των ρευστών ή με βάση τις κατασκευαστικές ιδιαιτερότητες τους. Τυπικοί εναλλάκτες θερμότητας είναι οι πλακοειδείς (plate heat) και οι αυλών-κελύφους (shell & tube).

Ο τύπος εναλλάκτη θερμότητας που χρησιμοποιείται σε μεγάλο εύρος εφαρμογών είναι ο εναλλάκτης θερμότητας με κέλυφος και αυλούς, καθώς μπορεί να αποδώσει αποτελεσματικά μέχρι συνθήκες υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών, για υγρά είτε υγρής είτε αέριας φάσης. Αυτός ο τύπος εναλλάκτη θερμότητας αποτελείται από ένα δοχείο (κέλυφος) στο οποίο οι κυλινδρικοί σωλήνες τοποθετούνται σε κατεύθυνση παράλληλη προς τον άξονα του κελύφους [54]. Το ένα ρευστό ρέει δια μέσου των αυλών και το άλλο ρέει εξωτερικά από αυτούς, μέσω

του κελύφους, και έτσι επιτυγχάνεται η μεταφορά θερμότητας. Ανάλογα με την εφαρμογή και την απαιτούμενη ροή θερμότητας, καθορίζεται ο κατάλληλος αριθμός σωλήνων προκειμένου να επιτευχθεί η απαιτούμενη επιφάνεια ανταλλαγής στους εναλλάκτες. Χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία σε συνθήκες λειτουργίας που κυμαίνονται σε υψηλές πιέσεις έως 1000 bar, και θερμοκρασίες έως 1100 °C [55]. Ωστόσο, δεδομένου ότι είναι μη συμπαγείς εναλλάκτες θερμότητας, έχουν υψηλότερες απαιτήσεις χώρου και κόστους.

Η δεύτερη πιο διαδεδομένη κατηγορία εναλλακτών μεταφοράς θερμότητας είναι οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας. Αποτελούνται από έναν αριθμό λεπτών, συνήθως ορθογώνιων, μεταλλικών πλακών που τοποθετούνται διαδοχικά η μία μετά την άλλη και συγκρατούνται μαζί σε ένα πλαίσιο, όπως στην Εικόνα 3.10. Οι πλάκες σφραγίζονται γύρω από τις άκρες είτε με σύσφιξη και την παρεμβολή ελαστικών περιεμβυσμάτων και μαζί με τα ακραία καλύμματα συσφίγγονται μαζί με μπουλόνια [55]. Μεταξύ των αυλακώσεων που δημιουργούνται σε κάθε πλευρά με την τοποθέτηση δυο πλακών κατοπτρικά διέρχεται το εργαζόμενο ρευστό. Από την μία πλευρά, όπως φαίνεται και στην παρακάτω εικόνα με τα δύο χρώματα, διαρρέεται ο εναλλάκτης από το ένα ρευστό το οποίο θα επικοινωνεί με ένα ψυχρό ρεύμα και από την άλλη στην αντιρροής θα διαρρέεται από ένα θερμό ρεύμα. Τα ρευστά εισέρχονται στους αγωγούς των εναλλακτών μέσω οπών που βρίσκονται στις γωνίες της κάθε πλάκας.

Το πλεονέκτημα των πλακοειδών εναλλακτών είναι ότι έχουν αισθητά μεγαλύτερο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από τους εναλλάκτες κελύφους-αυλών, με αποτέλεσμα να απαιτούν πολύ μικρότερο όγκο για να επιτύχουν την ίδια μεταφορά θερμότητας σε αντίθεση με τους σχετικά ογκώδεις εναλλάκτες κελύφους-αυλών. Ένα επιπλέον πλεονέκτημα των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας είναι ότι μπορούν να χρησιμοποιηθούν με μεγαλύτερη ευελιξία. Τα υλικά τα οποία συνήθως απαρτίζουν τους εναλλάκτες είναι ανοξείδωτος χάλυβας και εξασφαλίζουν καλή αντοχή στη διάβρωση, εύκολη τοποθέτηση, χαμηλή κατανάλωση ενέργειας, υψηλή απόδοση μεταφοράς θερμότητας και χαμηλό κόστος.



Εικόνα 3.10: Σχηματική αναπαράσταση πλακοειδή εναλλάκτη [56].

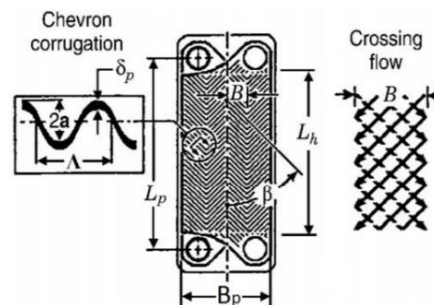
3.4.1 Ατμοποιητής

Ο ατμοποιητής είναι ένα σύστημα παραγωγής ατμού με ορισμένα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά και καθορισμένη παροχή [57]. Μπορεί να θεωρηθεί ως ένας εναλλάκτης μεταφοράς θερμότητας μεταξύ ενός ρεύματος θερμού καυσαερίου και ενός ρεύματος ρευστού το οποίο καθώς διαρρέει τον ατμοποιητή μετασχηματίζεται βαθμιαία σε κορεσμένο και υπέρθερμο ατμό. Με την χρήση των εναλλακτών αυτών διευκολύνεται η μεταφορά θερμότητας από το θερμότερο ρευστό προς το ψυχρότερο, με ή χωρίς ανάμειξη των ρευστών [58]. Στην παρούσα διπλωματική, ο ατμοποιητής συνδέει το κύκλωμα των ηλιακών συλλεκτών με το σύστημα ORC μεταφέροντας τη δεσμευμένη θερμότητα από τη δεξαμενή αποθήκευσης στο ρευστό λειτουργίας του ORC. Η διαδικασία που ακολουθείται στοχεύει στη διαστασιολόγηση του εναλλάκτη θερμότητας πλάκας και στον υπολογισμό της κύριας γεωμετρίας του, καθώς και των τιμών μεταφοράς θερμότητας και πτώσης πίεσης κατά την μεταφορά.

Στον σχεδιασμό που πραγματοποιήθηκε στο Κεφάλαιο 3.3 δεν λήφθηκαν υπόψιν πτώσεις πίεσης στους εναλλάκτες. Ωστόσο τα μεγέθη αυτά είναι πολύ σημαντικά και θα υπολογιστούν για την ανάλυση του σημείου εκτός λειτουργίας καθώς η προκύπτουσα μείωση της πίεσης επηρεάζει το ρεύμα εξόδου του εναλλάκτη και έτσι τροποποιεί τη λειτουργία των υπολοίπων εξαρτημάτων που απαιτούν πιθανώς την προσαρμογή των συνθηκών λειτουργίας τους, ειδικά για την αντλία και τους εκτονωτές.

Τα γεωμετρικά δεδομένα που απαιτούνται για τους υπολογισμούς προέρχονται από τα τεχνικά έγγραφα των εμπορικών εναλλακτών θερμότητας που επιλέχθηκαν για να μελετηθούν. Τέσσερα εμπορικά μοντέλα πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας από την Alfa Laval επιλέχθηκαν των οποίων οι βασικές διαστάσεις αναπαρίστανται και στην Εικόνα 3.11.

Η διαστασιολόγηση του ατμοποιητή καθώς και τον υπολοίπων εναλλακτών πραγματοποιήθηκε με την βοήθεια λογισμικού του εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.



Εικόνα 3.11: Διαστάσεις πλάκας ενός εναλλάκτη.

Το παραπάνω λογισμικό εστιάζει στον υπολογισμό της μεταφοράς θερμότητας και της πτώσης πίεσης, αφού πρώτα διαχωρίσει τον εναλλάκτη σε τρία στάδια, στον οικονομητήρα (economizer), όπου το ρευστό προθερμαίνεται από υπόψυκτο υγρό μέχρι να φτάσει σε θερμοκρασία ατμοποίησης σε κατάσταση κορεσμένου υγρού, στον ατμοποιητή (evaporator), όπου λαμβάνει χώρα η αλλαγή φάσης μέχρι το ρευστό να γίνει κορεσμένος ατμός και στον υπερθερμαντήρα (superheater) όπου αυξάνεται η θερμοκρασία του ρευστού πάνω από τον βρασμό.

Για τον ατμοποιητή παρουσιάζονται παρακάτω οι εναλλάκτες οι οποίοι θα μελετηθούν και ορισμένα από τα βασικά τους χαρακτηριστικά:

Πίνακας 3.4: Χαρακτηριστικά εναλλακτών θερμότητας για τον ατμοποιητή από την εταιρεία Alfa Naval.

Alfa Laval AC30EQ [56]	
Διάμετρος οπών D_p (m)	0,02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p (m)	0,269
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w (m)	0,095
Ελάχιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	4
Μέγιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	120
Μέγιστη ροή ρευστού (m^3/h)	8,8

Alfa Laval AC112 [59]	
Διάμετρος οπών D_p (m)	0,02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p (m)	0,519
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w (m)	0,191
Ελάχιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	10
Μέγιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	300
Μέγιστη ροή ρευστού (m^3/h)	51

Alfa Laval AC70X [60]	
Διάμετρος οπών D_p (m)	0,02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p (m)	0,466
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w (m)	0,111
Ελάχιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	4
Μέγιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	124



Μέγιστη ροή ρευστού (m ³ /h)	8,8
--	-----

Alfa Laval CB200 [61]	
Διάμετρος οπών D_p (m)	0,02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p (m)	0,624
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w (m)	0,324
Ελάχιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	10
Μέγιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	230
Μέγιστη ροή ρευστού (m ³ /h)	128

Τα παραπάνω μοντέλα AC30EQ, AC70X, AC112, είναι εναλλάκτες για εφαρμογές μικρής κλίμακας ενώ ο εναλλάκτης CB200 πρόκειται για εναλλάκτη που χρησιμοποιείται για μεγαλύτερη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και μεγαλύτερη παροχή. Τα δεδομένα που απαιτούνται για την εκλογή του κατάλληλου εναλλάκτη και τα οποία εισάγονται ως είσοδοι στον κώδικα του εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων είναι το εργαζόμενο ρευστό στον κύκλο ORC, η παροχή του κύκλου ORC m_{iorc} , η παροχή η οποία εισέρχεται στον κύκλο από την δεξαμενή αποθήκευσης m_{st} , η θερμοκρασία και πίεση στην έξοδο του εναλλάκτη στο ψυχρό ρεύμα (θέση 1), η επιθυμητή θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρεύματος στον εναλλάκτη $T_{evap,in}$ η οποία ορίζεται σύμφωνα με το βέλτιστο σενάριο που παρουσιάστηκε και προηγουμένως στους 300°C και τέλος η πίεση του θερμού ρευστού στην είσοδο του εναλλάκτη η οποία ορίζεται στα 2,5 bar.

Ως έξοδοι λαμβάνονται ο αριθμός K από το 1 έως τα 4 που μας υποδηλώνει ποιος είναι ο καταλληλότερος εναλλάκτης για την συγκεκριμένη εφαρμογή, ο αριθμός των πλακών $Nt_{evaporator}$ που απαιτείται για την μετάδοση της απαραίτητης θερμότητας, η απαιτούμενη συνολική επιφάνεια των πλακών για την συγκεκριμένη εφαρμογή $A_{evaporator}$ και οι συνολικές απώλειες πίεσης τόσο στο θερμό ρευστό όσο και στο ψυχρό ρευστό Dp_{hot}, Dp_{cold} .

Όλα τα παραπάνω συνοψίζονται στον παρακάτω πίνακα που χρησιμοποιήθηκε για τους απαραίτητους υπολογισμούς.

Πίνακας 3.5: Δεδομένα επίλυσης για την διαστασιολόγηση του εναλλάκτη.

Επίλυση εναλλάκτη	
Δεδομένα εισόδου	Δεδομένα εξόδου
m_{st}, m_{iorc}	$A_{evaporator}$
P_{evap}, T_{evap}	$Nt_{evaporator}$

$T_{evap,in}$	K
$P_{hot,in}, T_{hot,in}$	Dp_{hot}
Εργαζόμενο μέσο	Dp_{cold}

3.4.2 Συμπυκνωτής

Οι συμπυκνωτές είναι εναλλάκτες θερμότητας οι οποίοι χρησιμεύουν για τη συμπύκνωση του ατμού που βγαίνει από τον εκτονωτή. Ο ατμός υπο χαμηλή πίεση και θερμοκρασία συμπυκνώνεται με τη βοήθεια ψυκτικού μέσου που μπορεί να είναι νερό ή αέρας. Όσο χαμηλότερη είναι η πίεση του ατμού στο συμπυκνωτή τόσο αυξάνει ο συνολικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης, αφού αυξάνει η θερμική πτώση στον εκτονωτή, επομένως ο συμπυκνωτής είναι βασικό τμήμα της εγκατάστασης, αλλά επίσης και ο φορέας της μέγιστης θερμικής απώλειας της εγκατάστασης αφού η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης απάγεται με το νερό ψύξης [57]. Καθορίζεται λοιπόν κρίσιμη η διαστασιολόγηση ενός τέτοιου εξαρτήματος.

Για την διαστασιολόγηση του συμπυκνωτή ακολουθείται παρόμοια λογική με εκείνη του ατμοποιητή. Στην συγκεκριμένη περίπτωση το εργαζόμενο ρευστό του ORC θα βρίσκεται στο θερμό ρεύμα της συναλλαγής θερμότητας ενώ το νερό ρέει στο ψυχρό ρεύμα. Όπως και πριν, θα δοθούν αρχικές μεταβλητές στον κώδικα του εργαστηρίου, από τις οποίες θα προκύψουν τα απαραίτητα χαρακτηριστικά του εναλλάκτη έτσι ώστε να προσδιοριστούν οι διαστάσεις του και το τελικό μοντέλο που θα επιλεγεί.

Όσον αφορά τα εμπορικά μοντέλα που εξετάστηκαν για τον συμπυκνωτή, είναι και πάλι της εταιρείας Alfa Laval που παρουσιάζονται παρακάτω και προστίθεται ένα επιπλέον μικρότερο μοντέλο, καθώς η θερμότητα είναι ελαφρώς χαμηλότερη στην περίπτωση του συμπυκνωτή. Αυτά τα μοντέλα παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα μαζί με τις χαρακτηριστικές διαστάσεις τους.

Πίνακας 3.6: Χαρακτηριστικά εναλλακτών θερμότητας για τον συμπυκνωτή από την εταιρεία Alfa Naval.

Alfa Laval CB400 [62]	
Διάμετρος οπών D_p (m)	0,02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p (m)	0,825
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w (m)	0,39
Ελάχιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	10
Μέγιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	270



Μέγιστη ροή ρευστού (m ³ /h)	200
--	-----

Alfa Laval CB200 [61]	
Διάμετρος οπών D_p (m)	0,02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p (m)	0,624
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w (m)	0,324
Ελάχιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	10
Μέγιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	230
Μέγιστη ροή ρευστού (m ³ /h)	128

Και στην περίπτωση του συμπυκνωτή, χωρίζεται ο εναλλάκτης σε τρεις ζώνες, στην πρώτη όπου πραγματοποιείται η αφαίρεση της υπερθέρμανσης (desuperheating), στην δεύτερη όπου λαμβάνει χώρα η συμπύκνωση και την τελική όπου γίνεται η υποψυξη του υγρού. Σκοπός της επιλογής του κατάλληλου μοντέλου εναλλάκτη είναι η επιλογή του μοντέλου με τις λιγότερες δυνατές πλάκες που αποδίδουν επαρκή επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας για να επιτύχουν την επιθυμητή λειτουργία και να εισάγουν μια αποδεκτή πτώση πίεσης στα ακόλουθα εξαρτήματα του συστήματος.

Τα απαραίτητα δεδομένα που απαιτούνταν για την επιλογή του κατάλληλου εναλλάκτη είναι το εργαζόμενο ρευστό του ORC, η παροχή μάζας του θερμού ρευστού m_{iorc} , η παροχή μάζας του ψυχρού ρευστού m_{water} που στην περίπτωση αυτή είναι το νερό, η θερμοκρασία (25°C) και πίεση (2,5 bar) εισόδου του ψυχρού ρευστού στον εναλλάκτη ($T_{cold,in}$, $P_{cold,in}$), η ενθαλπία εισόδου του θερμού στον εναλλάκτη $h_{cond,in}$, η θερμοκρασία T_{cond} εξόδου του θερμού οργανικού ρευστού από τον εναλλάκτη η οποία έχει οριστεί στους 90°C, και η πίεση P_{cond} του θερμού ρευστού στην έξοδο του εναλλάκτη (σημείο 4).

Πίνακας 3.7: Δεδομένα επίλυσης για την διαστασιολόγηση του εναλλάκτη.

Επίλυση εναλλάκτη	
Δεδομένα εισόδου	Δεδομένα εξόδου
m_{water}, m_{iorc}	$A_{condenser}$
P_{cond}, T_{cond}	$Nt_{condenser}$
$h_{cond,in}$	K
$P_{cold,in}, T_{cold,in}$	Dp_{hot}
Εργαζόμενο μέσο	Dp_{cold}

Ως έξοδοι λαμβάνονται ο αριθμός K από το 1 έως 2 που μας υποδηλώνει ποιος είναι ο καταλληλότερος εναλλάκτης, ο αριθμός των πλακών $Nt_{condenser}$ που απαιτείται για την μετάδοση της απαραίτητης θερμότητας, η απαιτούμενη συνολική επιφάνεια των πλακών για την συγκεκριμένη εφαρμογή $A_{condenser}$ και οι συνολικές απώλειες πίεσης τόσο στο θερμό ρευστό όσο και στο νερό Dp_{hot}, Dp_{cold} .

3.4.3 Ανακτητής Θερμότητας

Δεδομένου ότι ο κύκλος ORC λειτουργεί σε σχετικά υψηλές θερμοκρασίες με τους συλλέκτες Fresnel μελετάται ο κύκλος ORC με την χρήση ενός ανακτητή θερμότητας έτσι ώστε η έξοδος του ζεστού ρεύματος πρέπει να είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή.

Για τη μοντελοποίηση του ανακτητή θερμότητας ακολουθείται ίδια διαδικασία με τους προηγούμενους εναλλάκτες. Χρησιμοποιούνται ως είσοδο οι θερμοδυναμικές τιμές (θερμοκρασία και πίεση) της εισόδου και των δύο ρευμάτων (ORC), το επιλεγμένο ρευστό εργασίας και η παροχή του κύκλου. Χρησιμοποιώντας αυτές τις τιμές και το Coolprop μπορούμε να προσδιορίσουμε τις αντίστοιχες ενθαλπίες και στη συνέχεια με μια ενεργειακό ισολογισμό τη μεταφερόμενη θερμότητα καθώς και την έξοδο του ψυχρού ρεύματος.

Η γεωμετρία του εξεταζόμενου εναλλάκτη θερμότητας πλάκας είναι η ίδια με τις περιπτώσεις του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή και οι διαστάσεις τους που χρησιμοποιούνται στους ακόλουθους υπολογισμούς προέρχονται από τον παρακάτω πίνακα, πάλι από την εταιρεία Alfa Naval.

Πίνακας 3.8: Χαρακτηριστικά εναλλακτών θερμότητας για τον ανακτητή από την εταιρεία Alfa Naval.

Alfa Laval CB10 [63]	
Διάμετρος οπών D_p (m)	0,013
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p (m)	0,154
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w (m)	0,074
Ελάχιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	4
Μέγιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	60
Μέγιστη ροή ρευστού (m^3/h)	4,1

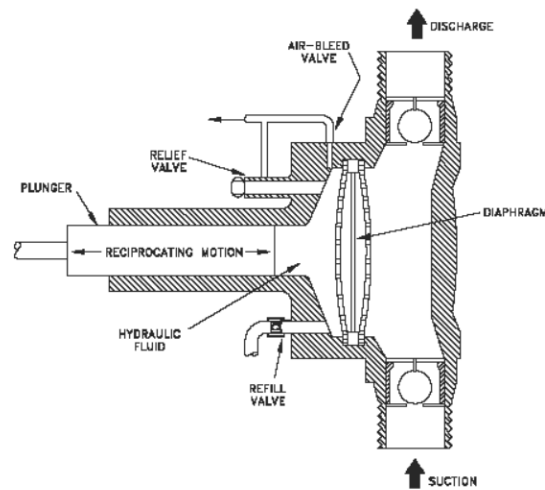
Alfa Laval CB200 [61]	
Διάμετρος οπών D_p (m)	0,02
Κατακόρυφη απόσταση μεταξύ των οπών L_p (m)	0,624
Οριζόντιο μήκος της πλάκας L_w (m)	0,324

Ελάχιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	10
Μέγιστος αριθμός πλακών εναλλάκτη	230
Μέγιστη ροή ρευστού (m ³ /h)	128

3.5 Αντλία

Το επόμενο εξάρτημα το οποίο χρήζει μοντελοποίησης είναι η αντλία. Το μοντέλο της αντλίας που επιλέχθηκε είναι τύπου πολλαπλού διαφράγματος, θετικής μετατόπισης και συγκεκριμένα το μοντέλο G25-E της εταιρείας Hydra-Cell [64]. Πρόκειται για ευέλικτες και αξιόπιστες αντλίες για ευρύ φάσμα εφαρμογών.

Τα κύρια μέρη μιας τέτοιας αντλίας διαφράγματος είναι ο κινητήριος άξονας περιστροφής, το διάφραγμα και οι βαλβίδες αναρρόφησης και κατάθλιψης που φαίνονται και στην παρακάτω εικόνα. Κατά την περιστροφή του άξονα της αντλίας, ένα έμβολο μεταφέρει την κίνηση στο διάγραμμα και συμπιέζει η αποσυμπιέζει το ρευστό που υπάρχει στον κύριο θάλαμο. Η ροή ελέγχεται από δύο αντεπίστροφες βαλβίδες στην είσοδο και την έξοδο της αντλίας. Όταν η βαλβίδα αναρρόφησης είναι ανοιχτή, το ρευστό ρέει μέσα στον θάλαμο, ενώ το έμβολο υποχωρεί προκαλώντας την παραμόρφωση του διαφράγματος. Από την άλλη, με την βαλβίδα αναρρόφησης σφραγισμένη το έμβολο μετατοπίζει το διάφραγμα μετακινώντας το πίσω στην αρχική του θέση και ωθεί το υγρό προς τα έξω.



Εικόνα 3.12: Απεικόνιση τομής του σκαριφήματος αντλίας διαφράγματος.

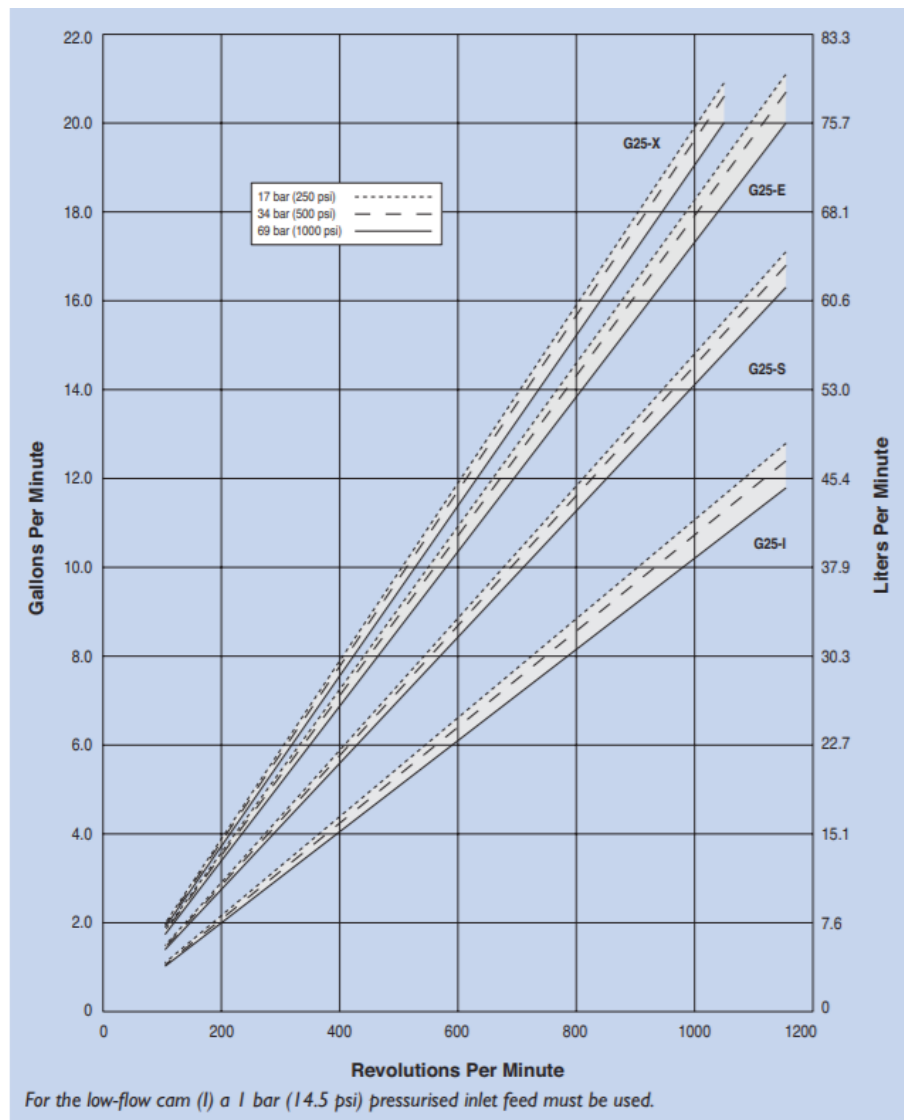
Στην συνέχεια παρατίθενται ορισμένες βασικές παράμετροι και χαρακτηριστικά της αντλίας από τον κατάλογο της εταιρείας Hydra-Cell [64].



Πίνακας: 3.9 Βασικά χαρακτηριστικά της αντλίας.

Παράμετρος	Τιμή
Μέγιστη παροχή όγκου (lt/min)	76
Μέγιστη πίεση εξόδου (bar)	69
Μέγιστη πίεση εισόδου (bar)	17
Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας (°C)	121
Μέγιστη ταχύτητα περιστροφής (rpm)	1150

Για την επιλεγμένη αντλία, ο κατάλογος που παρέχει ο κατασκευαστής παρέχει ένα γράφημα που συσχετίζει τον ογκομετρική παροχή με την ταχύτητα περιστροφής και παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.13.



Εικόνα 3.13: Ογκομετρική παροχή αντλίας συναρτήσει των στροφών της [64].

Όσον αφορά την έξοδο της αντλίας, ορίζεται η είσοδος του ατμοποιητή, σε περίπτωση απλούστερης διαμόρφωσης του κύκλου, είτε η είσοδος στον ανακτητή θερμότητας όταν μπορεί να χρησιμοποιηθεί επαρκής θερμότητα για την προθέρμανση του υγρού όπως έχει περιγραφεί και προηγουμένως.

Όπως φαίνεται και στην Εικόνα 3.13 παροχή όγκου της αντλίας είναι ανάλογη των στροφών ενώ το μανομετρικό της καθορίζεται αποκλειστικά από την υδραυλική αντίσταση της γραμμής, η οποία για έναν κύκλο ORC ορίζεται κατά κύριο λόγο από τον εκτονωτή [58]. Από το παραπάνω σχήμα για την επιλεγμένη αντλία, σχηματίζεται μια πολυωνυμική συνάρτηση που ταιριάζει στα παραπάνω δεδομένα με την χρήση του εργαλείου EXCEL. Το πολυώνυμο παρουσιάζεται

παρακάτω στην αντίστοιχη συνάρτηση από την οποία προκύπτει η ταχύτητα περιστροφής (σε rpm) σε σχέση με την ογκομετρική παροχή (σε lt / min) η οποία το προηγούμενο στάδιο είχε οριστεί στην ονομαστική της τιμή στα 1000 rpm.

$$N_{pump} = 14,66 * \dot{V}_{pump} + 1,26 \quad (3-23)$$

Στην συνέχεια υπολογίζεται το υδραυλικό έργο για το ρευστό με τον παρακάτω τύπο [64]:

$$W_{mech,pump} = \frac{50 * N_{pump}}{84428} + \frac{\Delta p \dot{V}_{pump}^{out}}{511} \quad (3-24)$$

Όπου Δp είναι η διαφορά πίεσης εντός και εκτός της αντλίας και \dot{V}_{pump}^{out} η ογκομετρική παροχή στην έξοδο της αντλίας υπολογίζεται από τον τύπο:

$$\dot{V}_{pump}^{out} = \frac{\dot{m}}{\rho^{out}} \quad (3-25)$$

Υποθέτοντας ότι δεν υπάρχουν απώλειες ενέργειας στην αντλία, το παραγόμενο έργο μεταφέρεται στο ρευστό και οδηγεί σε αύξηση της ενθαλπίας. Τέλος, η ηλεκτρική ισχύς που απορροφάται από την αντλία για να επιτευχθεί η επιθυμητή αύξηση πίεσης δεν είναι ίση με το μηχανικό έργο καθώς προέρχεται από την εξίσωση (2-87) και όχι μέσω διαφοράς ενθαλπίας εντός και εκτός της αντλίας πολλαπλασιασμένη με την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου. Ακόμη, η κατανάλωση ενέργειας εξαρτάται από τις ηλεκτρικές αποδόσεις του κινητήρα και της γεννήτριας που είναι συνδεδεμένοι στην αντλία. Τα δύο αυτά εξαρτήματα περιγράφονται παρακάτω.

3.6 Κινητήρας, Γεννήτριας και Inverter

Σε κάθε εγκατάσταση παραγωγής ηλεκτρικού ρεύματος υπάρχουν κάποιες απώλειες που σχετίζονται με τη σύνδεση των μηχανών με το ηλεκτρικό δίκτυο και την αντίστοιχη μεταφορά ενέργειας. Ως αποτέλεσμα, η παραγόμενη ενέργεια είναι ελαφρώς χαμηλότερη από το υπολογισμένο μηχανικό έργο και είναι αναγκαίος ο υπολογισμός της απόδοσης εξαρτημάτων όπως ο αντιστροφέας (inverter), η γεννήτρια και ο κινητήρας. Σε αντίθεση με τη λειτουργία στο ονομαστικό σημείο του προηγούμενου κεφαλαίου, θα προστεθεί η λειτουργία του αντιστροφέα οι βαθμοί αυτοί θα υπολογιστούν για την ακριβέστερη αναπαράσταση της λειτουργίας του κύκλου σε σημείο εκτός του ονομαστικού.

Η γεννήτρια η οποία θα επιλεγεί για την εγκατάσταση θα ανήκει στην κατηγορία των ασύγχρονων γεννητριών και η οποία θα συνδέεται με τον εκτονωτή, παράγοντας έτσι ηλεκτρικό ρεύμα. Από την άλλη ο κινητήρας θα παρέχει την απαραίτητη ηλεκτρική ενέργεια στην αντλία και ταυτόχρονα θα επιτρέπει την λειτουργία σε ευρύτερο φάσμα στροφών.

Στην συνέχεια, υπολογίζονται οι ακόλουθες μεταβλητές σχετικά με την ταχύτητα, την ισχύ και την ροπή που αναπτύσσονται στους άξονες της αντλίας και του εκτονωτή [65] με τις οποίες θα προκύψουν οι βαθμοί απόδοσης των παραπάνω εξαρτημάτων.

$$\hat{N} = \frac{N}{N_{nom}} \quad (3-26)$$

$$\hat{W} = \frac{W_{mech}}{W_{mech,nom}} \quad (3-27)$$

$$\hat{\tau} = \frac{\tau}{\tau_{nom}} \quad \mu\epsilon \quad \tau = \frac{W_{mech}}{\frac{2\pi N}{60}} \quad (3-28)$$

Όπου N οι στροφές του εκτονωτή N_{nom} οι ονομαστικές στροφές του εκτονωτή, W_{mech} η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, η ονομαστική παραγόμενη ηλεκτρικής ισχύς, τ η ροπή στον άξονα του εκτονωτή, και τ_{nom} η ονομαστική ροπή. Μιας και η ονομαστική παραγόμενη ισχύς βρίσκεται πολύ κοντά στην παραγόμενη ο λόγος \hat{W} τέθηκε ίσος με 1,

Συνδυάζοντας τις τρεις προηγούμενες εξισώσεις προκύπτει:

$$\hat{\tau} = \frac{\frac{W_{mech}}{N}}{\frac{W_{mech,nom}}{N_{nom}}} = \frac{\hat{W}}{\hat{N}} \quad (3-29)$$

Στην συνέχεια υπολογίζεται ο βαθμός απόδοσης των παραπάνω εξαρτημάτων σύμφωνα με τις παρακάτω εξισώσεις της βιβλιογραφίας [66].

$$\begin{aligned} \eta_{motor} = & b_0 + b_1 \ln(\hat{N}) + b_2 \ln(\hat{N})^2 + b_3 \ln(\hat{N})^3 + b_4 \ln(\hat{\tau}) \\ & + b_5 \ln(\hat{\tau})^2 + b_6 \ln(\hat{\tau})^3 + b_7 \ln(\hat{N}) \ln(\hat{\tau}) + b_8 \ln(\hat{N}) \ln(\hat{\tau})^2 \\ & + b_9 \ln(\hat{N})^2 \ln(\hat{\tau}) + b_{10} \ln(\hat{N})^2 \ln(\hat{\tau})^2 \end{aligned} \quad (3-30)$$

$$\begin{aligned} \eta_{inverter} = & a_0 + a_1 \ln(\hat{N}) + a_2 \ln(\hat{N})^2 + a_3 \ln(\hat{N})^3 + a_4 \ln(\hat{W}) \\ & + a_5 \ln(\hat{W})^2 + a_6 \ln(\hat{W})^3 \end{aligned} \quad (3-31)$$

Όπου $a_0, \dots, a_6, b_0, \dots, b_{10}$ σταθερές οι τιμές των οποίων παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα [67], [66].

Πίνακας: 3.10 Σταθερές για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης της γεννήτριας και του κινητήρα.

Σταθερά b	Τιμή	Σταθερά a	Τιμή
b_0	0,893747915	a_0	0,955726922
b_1	0,0323048796	a_1	0,0260983262
b_2	-0,0191761519	a_2	0,0242349302
b_3	0,0152204756	a_3	0,0121191602
b_4	0,00732867448	a_4	0,04948283748
b_5	-0,031706182	a_5	0,0334143316
b_6	0,021641508	a_6	0,0227446360
b_7	0,0163125253		
b_8	0,00437556935		
b_9	-0,0411952262		
b_{10}	-0,0162681324		

Η ηλεκτρομηχανική απόδοση της γεννήτριας, δίνεται από τον ίδιο τύπο με αυτόν του κινητήρα (3-32) καθώς θεωρείται ότι λειτουργεί με τον ίδιο τρόπο όπως ο κινητήρας αλλά σε αντίστροφη λειτουργία.

Τέλος, η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς από το σύστημα δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$P_{el,pump} = \frac{W_{mech,pump}}{\eta_{motor} * \eta_{inverter}} \quad (3-33)$$

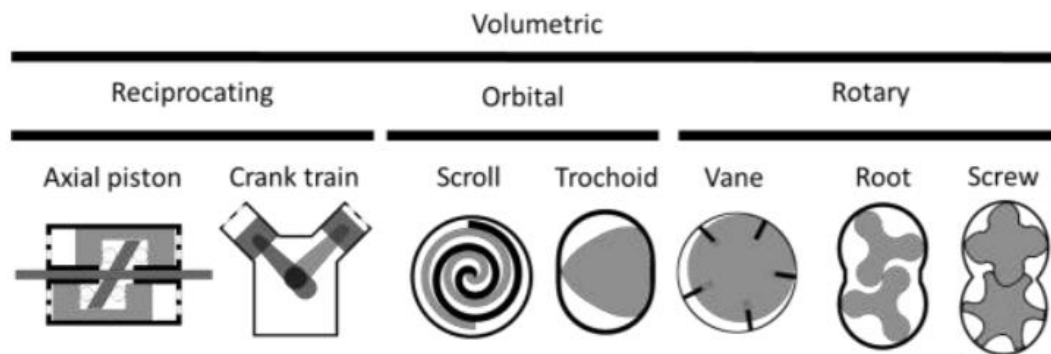
3.7 Εκτονωτής

Ο εκτονωτής είναι ένα βασικό στοιχείο σε ένα σύστημα ORC. Η επιλογή του εκτονωτή εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τις συνθήκες λειτουργίας και από το μέγεθος της εγκατάστασης και είναι πολύ σημαντική καθώς καθορίζει σε μεγάλο βαθμό την απόδοση της εγκατάστασης. Ο εκτονωτής τοποθετείται μετά τον ατμοποιητή και εκτονώνει τον ατμό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας, παράγοντας έτσι μηχανικό έργο το οποίο περιστρέφει τον άξονα της γεννήτριας και ως αποτέλεσμα παράγεται ηλεκτρική ενέργεια. Διακρίνονται δύο κύριοι τύποι εκτονωτών: οι στροβιλομηχανές και οι θετικής μετατόπισης (ογκομετρικές). Οι τελευταίες μειώνουν την πίεση του ρευστού αυξάνοντας τον όγκο του και είναι οι πιο κατάλληλες για τη μονάδα ORC μικρής κλίμακας (< 100 kW_e) όπως αυτή που ερευνάται σε αυτή τη διπλωματική, επειδή

χαρακτηρίζονται από χαμηλότερους ρυθμούς ροής, υψηλότερους λόγους πίεσης και πολύ χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής από τις στροβιλομηχανές. Επιπλέον μπορούν να λειτουργήσουν σε διφασικές συνθήκες, οι οποίες μπορεί να εμφανίζονται στο τέλος της εκτόνωσης σε ορισμένες συνθήκες λειτουργίας [68].

Οι εκτονωτές θετικής μετατόπισης για δεδομένη παροχή όγκου μπορούν να παρουσιάσουν ταχύτητες περιστροφής ανάλογες του όγκου σάρωσης τους, που σημαίνει ότι είναι δυνατό να εκλεγεί μηχανή μικρού μεγέθους που να μην απαιτεί τη χρήση μειωτήρα, μειώνοντας έτσι το κόστος και την πολυπλοκότητα της εγκατάστασης [58].

Η εκτόνωση πραγματοποιείται είτε με τη χρήση βαλβίδων είτε από τη γεωμετρία του εκτονωτή [69]. Από τις κατηγορίες ογκομετρικών εκτονωτών θετικής μετατόπισης που παρουσιάζονται παρακάτω, οι πιο κατάλληλες για εξόδους ισχύος μικρότερες ή ίσες με 50 kW, είναι οι εμβολοφόροι εκτονωτές (piston expanders), οι σπειροειδείς (scroll expanders) και οι ελικοειδείς εκτονωτές (screw expanders) [68].



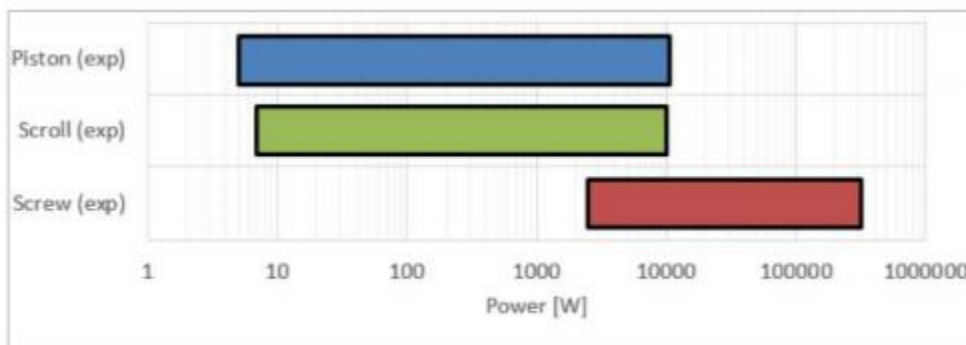
Εικόνα 3.14: Διαφορετικές τεχνολογίες εκτονωτών [70].

Για συστήματα ORC μικρής κλίμακας συχνή λύση αποτελούν οι σπειροειδείς εκτονωτές. Συνήθως είναι σπειροειδείς συμπιεστές που χρησιμοποιούνται σε αντίστροφη λειτουργία αλλά με σταθερή ογκομετρική αναλογία όπως οι ογκομετρικές μηχανές θετικής μετατόπισης. Αποτελούνται από δύο σπείρες, συμμετρικά ή μία της άλλης. Η μία από τις σπείρες είναι σταθερή, ενώ η άλλη κινείται διαδοχικά στους θαλάμους αναρρόφησης, διαστολής και εκκένωσης [69]. Ανάμεσα στις δύο σπείρες υπάρχει το εργαζόμενο μέσο σε ένα θάλαμο, του οποίου ο όγκος μεγαλώνει, ενώ περιστρέφεται ο εκτονωτής, με αποτέλεσμα την εκτόνωση του μέσου. Ο λόγος πίεσης της εκτόνωσης καθορίζεται από τον λόγο των όγκων εισαγωγής-εξαγωγής και κυμαίνεται έως και 11, ενώ ο λόγος παροχής όγκου εισόδου εξόδου μπορεί να πάρει τιμή έως και 4 [58].

Από την άλλη οι ελικοειδείς ή αλλιώς κοχλιοειδείς συμπιεστές χρησιμοποιούν δύο ελικοειδείς δρομείς, οι οποίοι έχουν τη μορφή κοχλίας για τη συμπίεση του αερίου. Η γεωμετρία του κάθε δρομέα είναι τέτοια ώστε, όταν και οι δύο περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα περιστροφής

το κυρτό σπείρωμά του κοχλία να εισέρχεται στο κοίλο τμήμα του άλλου δρομέα. Καθώς περιστρέφονται οι δύο κοχλίες, το αέριο περνάει από θαλάμους των οποίων ο όγκος αυξάνεται κατά μήκος του κοχλία και έτσι πραγματοποιείται η εκτόνωση. Η άτρακτος εξόδου είναι συνδεδεμένη στον ένα ρότορα ενώ ο ίδιος λαμβάνει κίνηση μέσω του γραναζιού από τον πρώτο [71].

Τέλος, Οι εμβολοφόροι εκτονωτές, παρότι παρουσιάζουν μεγάλο εύρος λόγων πίεσης, εξαιτίας του συστήματος βαλβίδων εισαγωγής-εξαγωγής, που αυξάνει την πολυπλοκότητα και του μικρότερου βαθμού απόδοσης εξαιτίας των έντονων μεταβολών της θερμοκρασίας, καθώς η εκτόνωση γίνεται σε 2 χρόνους (αναρρόφηση και αποτόνωση) δεν προτιμώνται και δεν θα μελετηθούν στην παρούσα διπλωματική εργασία.

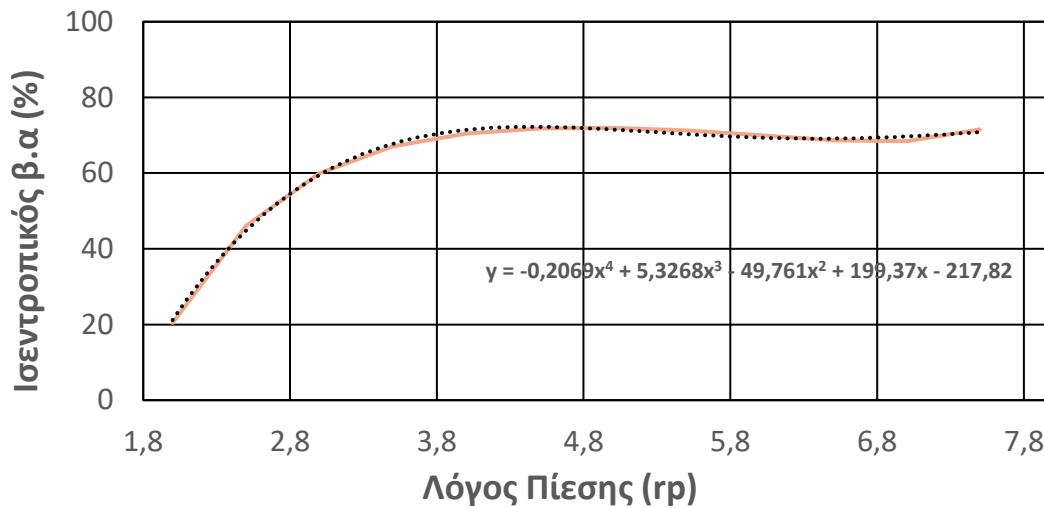


Εικόνα 3.15: Εύρος ισχύος εμβολοφόρων σπειροειδών και ελικοειδών εκτονωτών [70], [72].

Η τελική επιλογή του εκτονωτή που πρόκειται να μελετηθεί και να ενσωματωθεί στο σύστημα εξαρτάται βασικά από την ισχύ εξόδου και τη θερμοδυναμική του απόδοση. Από το παραπάνω διάγραμμα και με την βοήθεια της έρευνας που έκανε ο S. Quoilin [73] με διάφορες προσομοιώσεις κύκλων ORC, για εφαρμογές ισχύος μεγαλύτερης των 10 kW, θα επιλεγεί ο ελικοειδής εκτονωτής για περαιτέρω μοντελοποίηση.

Για τη μοντελοποίηση του εκτονωτή χρησιμοποιήθηκε ένα μοντέλο με βάση την ανάλυση των Lemort et al. Ως είσοδοι στο σύστημα λαμβάνονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της ροής στην είσοδο (πίεση, ενθαλπία και παροχή) και η πίεση εξόδου. Ο λόγος πίεσης λαμβάνει τιμές σε ένα εύρος που κυμαίνεται μεταξύ 3 έως 7, ενώ η ταχύτητα περιστροφής είναι περίπου 3600 στροφές, η οποία θα χρησιμοποιηθεί ως ονομαστική τιμή στην ανάλυση του εκτονωτή.

Από την πειραματική μελέτη των Dumont et al και τα γραφήματα που αναφέρονται στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης μπορεί να εξαχθεί μια πολυωνυμική συνάρτηση 5^{ου} βαθμού για την απόδοση συνάρτηση του λόγου πίεσης του ελικοειδή εκτονωτή. Παρακάτω φαίνεται το διάγραμμα του βαθμού απόδοσης και στην συνέχεια το πολυώνυμο το οποίο εξήχθη.



Εικόνα 3.16: Γράφημα απόδοσης εκτονωτή.

$$\eta_{is,expander} = -0,2069 * r_p^4 + 5,33 * r_p^3 - 49,761 * r_p^2 + 199,37 * r_p - 217,82 \quad (3-34)$$

Όπου για τον λόγο πίεσης ισχύει:

$$r_p = \frac{p_{in}}{p_{out}} = \frac{p_{evap}}{p_{cond}} \quad (3-35)$$

Όσον αφορά τον ισηντροπικό βαθμό απόδοσης στον εκτονωτή αυτός με την σειρά του θα ισούται με:

$$\eta_{is,exp} = \frac{h_{exp}^{in} - h_{exp}^{out}}{h_{exp}^{in} - h_{is,exp}^{out}} \quad (3-36)$$

Επομένως η ενθαλπία εξόδου του ρευστού από τον εκτονωτή υπολογίζεται με την βοήθεια του τύπου:

$$h_{exp}^{out} = h_{exp}^{in} - \eta_{is,exp} * (h_{exp}^{in} - h_{is,exp}^{out}) \quad (3-37)$$

Ο καθορισμός της θερμοδυναμικής κατάστασης εξόδου από τον εκτονωτή γίνεται με χρήση της βιβλιοθήκης του Refprop, αφού είναι γνωστές δύο από τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου. Υποθέτοντας ότι οι απώλειες ενέργειας στον εκτονωτή είναι αμελητέες, η αύξηση της ενθαλπίας του ρευστού είναι ίση με ο παραγόμενο έργο, το οποίο μεταφέρεται στη γεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ως εκ τούτου, η ισχύς του εκτονωτή προέρχεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$W_{mech,exp} = \dot{m} * (h_{exp}^{in} - h_{exp}^{out}) \quad (3-38)$$

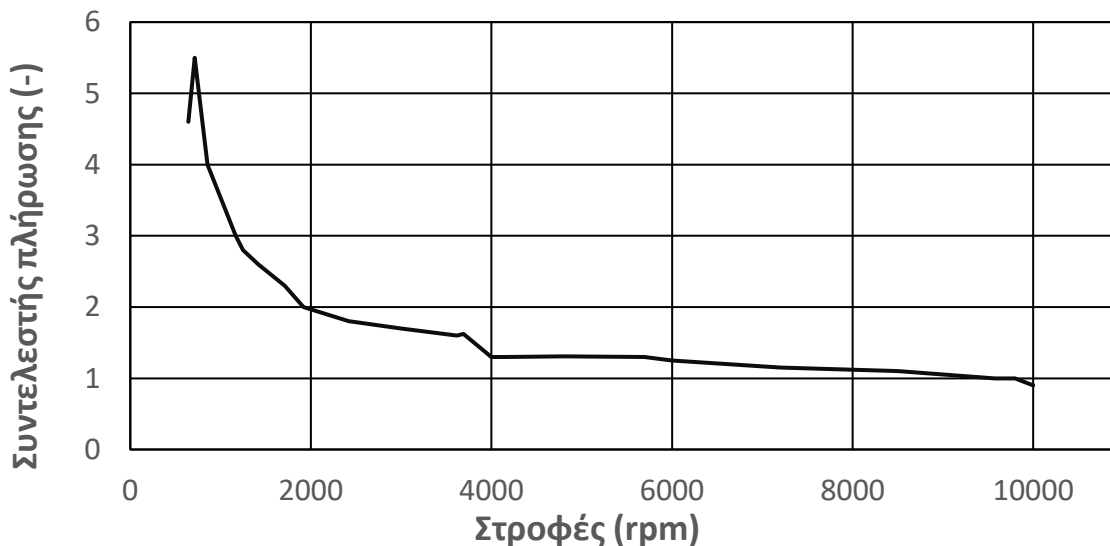
Στην συνέχεια υπολογίζεται η ογκομετρική παροχή του εκτονωτή σε $\frac{m^3}{rpm}$. Η ογκομετρική παροχή δεν εκλέγεται σταθερή για τις επαναλήψεις, αλλά γίνεται μία αρχική εκτίμηση της και στην συνέχεια υπολογίζεται εκ νέου με σκοπό τον υπολογισμό του βέλτιστου όγκου κατά την διαδικασία της βελτιστοποίησης.

$$V_s = \frac{60 * \dot{m}}{N_{exp} * \rho_{exp}^{in}} \quad (3-39)$$

Ωστόσο, λόγω διαρροών μεταξύ των δύο κοχλιών του εκτονωτή και του περιβλήματος, η πραγματική τιμή της ογκομετρικής παροχής μπορεί να εκτιμηθεί εισάγοντας τον συντελεστή πλήρωσης (ff). Με την εισαγωγή της παραμέτρου, η παραπάνω εξίσωση γίνεται:

$$V_s = \frac{60 * \dot{m}}{N_{exp} * \rho_{exp}^{in} * ff} \quad (3-40)$$

Ο παράγοντας πλήρωσης, είναι μια συνάρτηση της ταχύτητας περιστροφής και υπολογίζεται με την βοήθεια πειραματικών δεδομένων από τους Dumont et al. Με βάση αυτήν τη μελέτη, τα δεδομένα για τον παράγοντα πλήρωσης των διαστολέων βιδών προσαρμόζονται όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.17, χρησιμοποιώντας ένα πολυώνυμο 6^{ου} βαθμού.



Εικόνα 3.17: Διάγραμμα βαθμού πληρώσεως συναρτήσει στροφών εκτονωτή.

$$ff = 4 * 10^{-22} * N_{exp}^6 - 10^{-17} * N_{exp}^5 + 2 * 10^{-13} * N_{exp}^4 - 10^{-9} * N_{exp}^3 + 5 * 10^{-6} * N_{exp}^2 - 0,0104 * N_{exp} + 9,8902 \quad (3-41)$$

Η λειτουργία του κινητήρα είναι ακριβώς η ίδια όπως παρουσιάστηκε στην προηγούμενη υποενότητα για την αντλία. Όσον αφορά τη γεννήτρια, θεωρείται ότι λειτουργεί με τον ίδιο



τρόπο όπως ο κινητήρας αλλά σε αντίστροφη λειτουργία και ως εκ τούτου μπορούμε να εφαρμόσουμε τους ίδιους συσχετισμούς με πριν. Τέλος, η συνολική παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στο δίκτυο ισούται με:

$$P_{el,exp} = W_{mech,exp} * n_{generator} * n_{mech} * n_{inverter} \quad (3-42)$$

3.8 Αποτελέσματα διαστασιολόγησης

Η παραπάνω διαδικασία επιλογής και διαστασιολόγησης του κύκλου ακολουθήθηκε για όλα τα οργανικά μέσα που επιλέχθηκαν. Έτσι προέκυψαν τα ονομαστικά σημεία λειτουργίας για την εγκατάσταση μερικά από τα οποία παρουσιάζονται στους παρακάτω πίνακες. Αυτά περιλαμβάνουν τον τύπο του εναλλάκτη θερμότητας (ατμοποιητής, συμπυκνωτής, ανακτητής) καθώς και τον απαιτούμενο αριθμό πλακών. Με τα στοιχεία αυτά, ολοκληρώνεται η διαστασιολόγηση του οργανικού κύκλου και στην συνέχεια θα ακολουθήσει η ανάλυση σε λειτουργία εκτός των ονομαστικών σημείων.

Πίνακας 3.11: Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για το Τολουένιο.

Τύπος ατμοποιητή	CB200
Τύπος συμπυκνωτή	CB400
Τύπος ανακτητή	CB200
Αριθμός πλακών ατμοποιητή	78
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή	29
Αριθμός πλακών ανακτητή	42
Πτώση πίεσης ατμοποιητή (Kpa) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	7,8/24,84
Πτώση πίεσης συμπυκνωτή (Kpa) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	17,26/1,09
Πτώση πίεσης ανακτητή (Kpa) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	19,72/0,043
Ονομαστική παροχή μάζας $m_{iorc} \left(\frac{kg}{s}\right)$	0,54
Όγκος σάρωσης του εκτονωτή $V_s \left(\frac{m^3}{rpm}\right)$	$2,28 * 10^{-4}$



Πίνακας 3.12: Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για το Εξάνιο.

Τύπος ατμοποιητή	CB200
Τύπος συμπυκνωτή	CB400
Τύπος ανακτητή	CB200
Αριθμός πλακών ατμοποιητή	88
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή	20
Αριθμός πλακών ανακτητή	61
Πτώση πίεσης ατμοποιητή (Kpa) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	6,02/10,84
Πτώση πίεσης συμπυκνωτή (Kpa) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	11,86/2,32
Πτώση πίεσης ανακτητή (Kpa) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	6,81/0,056
Ονομαστική παροχή μάζας $m_{iorc} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$	0,64
Όγκος σάρωσης του εκτονωτή $V_s \left(\frac{\text{m}^3}{\text{rpm}}\right)$	$1,078 * 10^{-4}$

Πίνακας 3.13: Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για το Κυκλοπεντάνιο.

Τύπος ατμοποιητή	CB200
Τύπος συμπυκνωτή	CB400
Τύπος ανακτητή	CB200
Αριθμός πλακών ατμοποιητή	113
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή	20
Αριθμός πλακών ανακτητή	34
Πτώση πίεσης ατμοποιητή (Kpa) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	3,76/7,67
Πτώση πίεσης συμπυκνωτή (Kpa) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	8,76/2,6
Πτώση πίεσης ανακτητή (Kpa) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	6,45/0,081
Ονομαστική παροχή μάζας $m_{iorc} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$	0,62
Όγκος σάρωσης του εκτονωτή $V_s \left(\frac{\text{m}^3}{\text{rpm}}\right)$	$8,626 * 10^{-5}$



Πίνακας 3.14: Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για το Ισοεξάνιο.

Τύπος ατμοποιητή	CB200
Τύπος συμπυκνωτή	CB400
Τύπος ανακτητή	CB200
Αριθμός πλακών ατμοποιητή	83
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή	22
Αριθμός πλακών ανακτητή	71
Πτώση πίεσης ατμοποιητή (Κρα) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	6,88/9,4
Πτώση πίεσης συμπυκνωτή (Κρα) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	9,49/2,06
Πτώση πίεσης ανακτητή (Κρα) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	6,07/0,061
Ονομαστική παροχή μάζας $m_{iorc} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$	0,7
Όγκος σάρωσης του εκτονωτή $V_s \left(\frac{\text{m}^3}{\text{rpm}}\right)$	$1,038 * 10^{-4}$

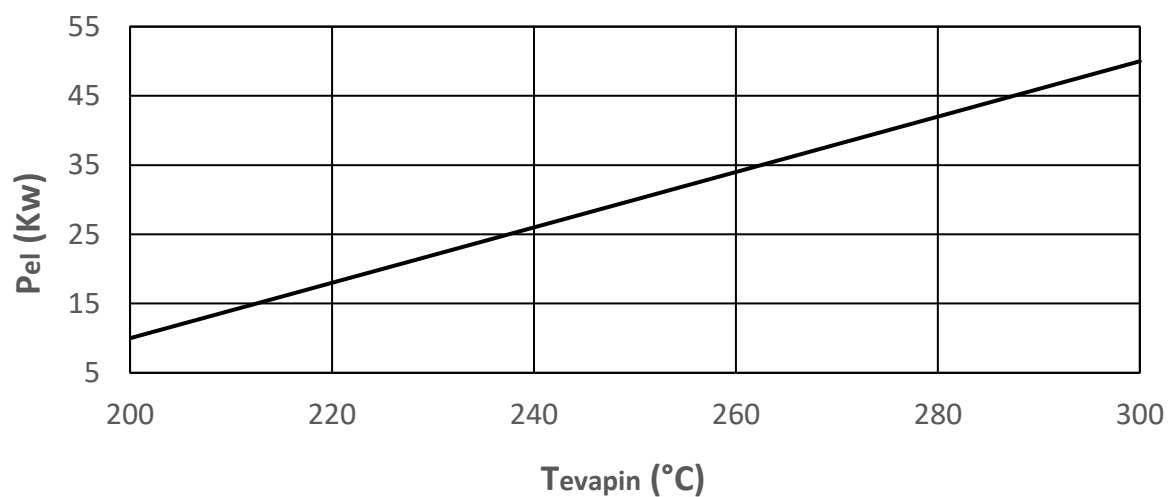
Πίνακας 3.15: Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για το Κυκλοεξάνιο.

Τύπος ατμοποιητή	CB200
Τύπος συμπυκνωτή	CB400
Τύπος ανακτητή	CB200
Αριθμός πλακών ατμοποιητή	71
Αριθμός πλακών συμπυκνωτή	21
Αριθμός πλακών ανακτητή	54
Πτώση πίεσης ατμοποιητή (Κρα) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	9,99/24,95
Πτώση πίεσης συμπυκνωτή (Κρα) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	17,38/2,095
Πτώση πίεσης ανακτητή (Κρα) (Θερμό ρεύμα/Ψυχρό ρεύμα)	8,99/0,046
Ονομαστική παροχή μάζας $m_{iorc} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$	0,59
Όγκος σάρωσης του εκτονωτή $V_s \left(\frac{\text{m}^3}{\text{rpm}}\right)$	$1,484 * 10^{-4}$

3.9 Σχεδιασμός εκτός σημείων λειτουργίας (Off Design)

Όπως έχει γίνει ήδη κατανοητό και από το Κεφάλαιο 2 η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στον ατμοποιητή από την πλευρά της δεξαμενής αποθήκευσης, ποικίλλει σε ετήσια λειτουργία του συστήματος ανάλογα με την δεδομένη ηλιακή ακτινοβολία που επικρατεί. Ως αποτέλεσμα

κάθε εργαζόμενο μέσο θα έχει μεταβλητές συνθήκες λειτουργίας και ως συνέπεια θα επηρεάζονται οι συνθήκες λειτουργίας του κύκλου και κατά συνέπεια η θερμική του απόδοση. Η διακύμανση αυτή της θερμοκρασίας ορίζεται από τους 200°C έως τους 300°C στους οποίους είναι και το ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Στον σχεδιασμό εκτός του ονομαστικού σημείου, η διακύμανση αυτή θα επηρεάζει και την παραγόμενη ισχύ η οποία δεν θα είναι σταθερή όπως στην προηγούμενη περίπτωση στα 50 KW. Γίνεται λοιπόν η παραδοχή ότι η ισχύς προκύπτει ως μια γραμμική συνάρτηση σε σχέση με την θερμοκρασία εισόδου. Ακόμη η γραμμή αυτή συνάρτηση αφορά και την θερμοκρασία υπερθέρμανσης στον ατμοποιητή η οποία κυμαίνεται από 5 K έως και 55 K στους 300°C δηλαδή όπως και στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Το προφίλ της συνάρτησης αυτής φαίνεται στην εικόνα παρακάτω.



Εικόνα 3.18: Διάγραμμα συσχέτισης παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος με θερμοκρασία εισόδου στον ατμοποιητή.

Στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας για 300°C η ισχύς είναι 50 KW ενώ στους 200°C θα παράγονται 10 KW.

Αρχικά για κάθε ένα από τα πέντε εξεταζόμενα οργανικά ρευστά διαστασιολογήθηκαν τα στοιχεία της εγκατάστασης με την βοήθεια των πινάκων που παρουσιάστηκαν στην προηγούμενη παράγραφο. Από τα αποτελέσματα αυτά δίνεται έμφαση στις πτώσεις πίεσης στους εναλλάκτες. Η διαδικασία που ακολουθείται είναι παραπλήσια εκείνης για το ονομαστικό σημείο λειτουργίας με ορισμένες διαφορές. Στην θέση 1 σύμφωνα πάντα με το σχεδιάγραμμα της Εικόνας 3.2 στην πίεση που εξέρχεται από τον ατμοποιητή αφαιρείται η πτώση πίεσης στο ψυχρό ρεύμα για κάθε ρευστό. Αντίστοιχα στο σημείο 4 στην έξοδο δηλαδή του συμπυκνωτή αφαιρείται η αντίστοιχη πτώση πίεσης αλλά αυτή τη φορά για το θερμό ρεύμα. Ακόμη στην έξοδο του ανακτητή θερμότητας στο ψυχρό ρεύμα (θέση 3) αφαιρείται και εδώ η αντίστοιχη πτώση πίεσης. Στην έξοδο του εκτονωτή από την άλλη προστίθεται η πτώση πίεσης

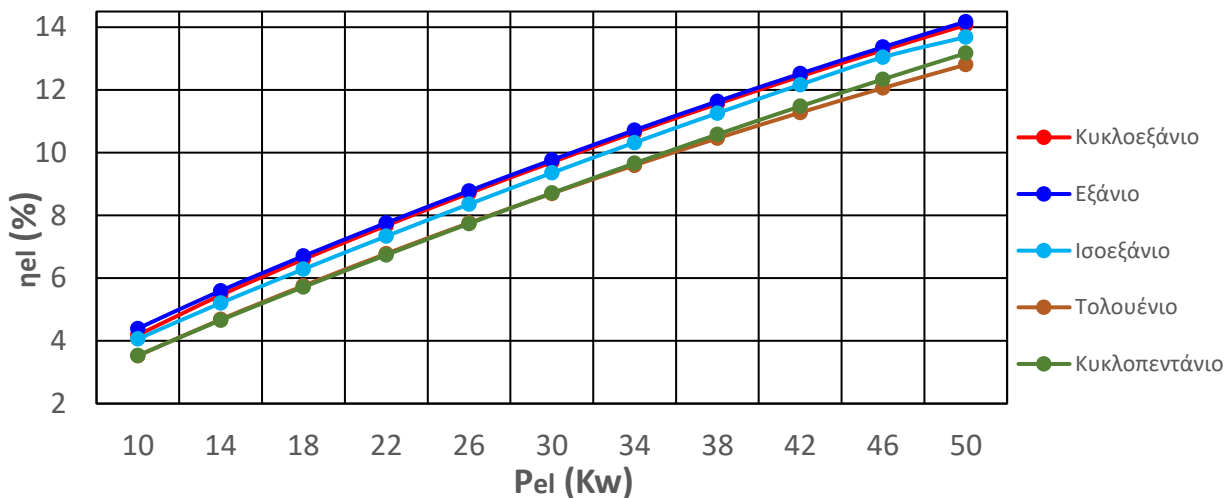
του συμπυκνωτή όπως και του ανακτητή του θερμού ρεύματος. Αντίστοιχα προσαρμόζεται ο κώδικας και για τις υπόλοιπες πτώσεις πίεσης.

Έπειτα μετά την διαστασιολόγηση των εξαρτημάτων υπολογίζονται όλοι οι απαραίτητοι βαθμοί απόδοσης τους και στην συνέχεια υπολογίζονται όλες οι θερμοδυναμικές τιμές του κύκλου. Και στην λειτουργία εκτός του ονομαστικού σημείου ο κώδικας έχει ως σκοπό την ελαχιστοποίηση του Pinch Point.

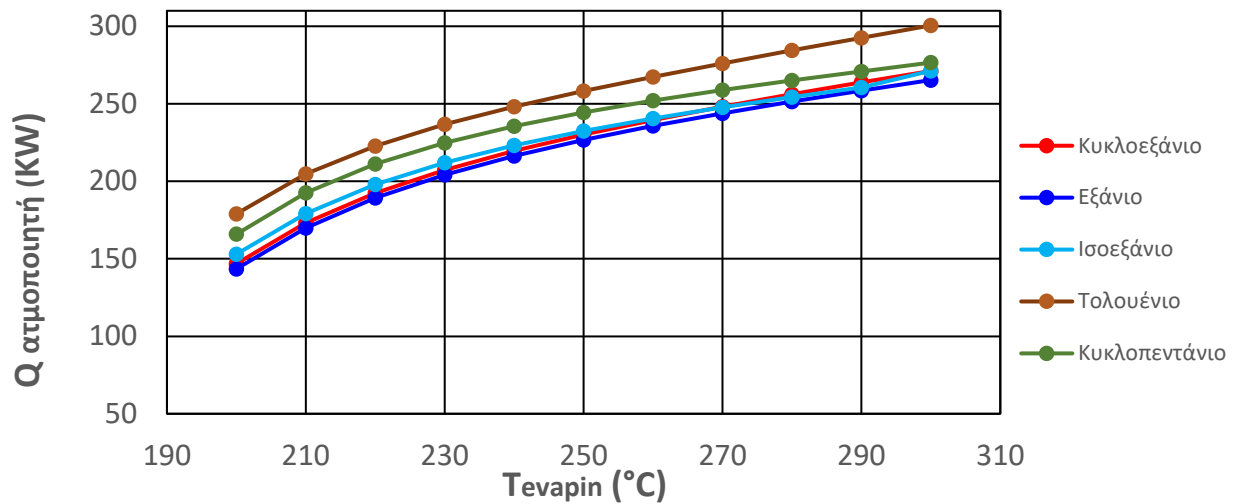
Κατά την επίλυση του κύκλου γίνεται αρχικά υπόθεση για την τιμή της παροχής του ρευστού που εξέρχεται από την δεξαμενή και εισέρχεται στον ατμοποιητή m_{st} . Για τον ατμοποιητή οι συνθήκες αποδοχής είναι το Pinch Point να βρίσκεται μεταξύ 5 και 7,5 K.

Ακόμη συγκριτικά και με την προηγούμενη επίλυση στο ονομαστικό σημείο, στο συγκεκριμένο σχεδιασμό με βάση την τιμή της παροχής στον ORC διακρίνονται και δυο περιπτώσεις ως προς την λειτουργία ενός ή και των δυο εκτονωτών. Έχοντας την ονομαστική παροχή για κάθε ρευστό, εάν η παροχή του κύκλου είναι μεγαλύτερη από το μισό της ονομαστικής παροχής τότε ο δεύτερος εκτονωτής αποσυνδέεται από το σύστημα. Σε αντίθετη περίπτωση λειτουργεί ο κύκλος με δυο εκτονωτές.

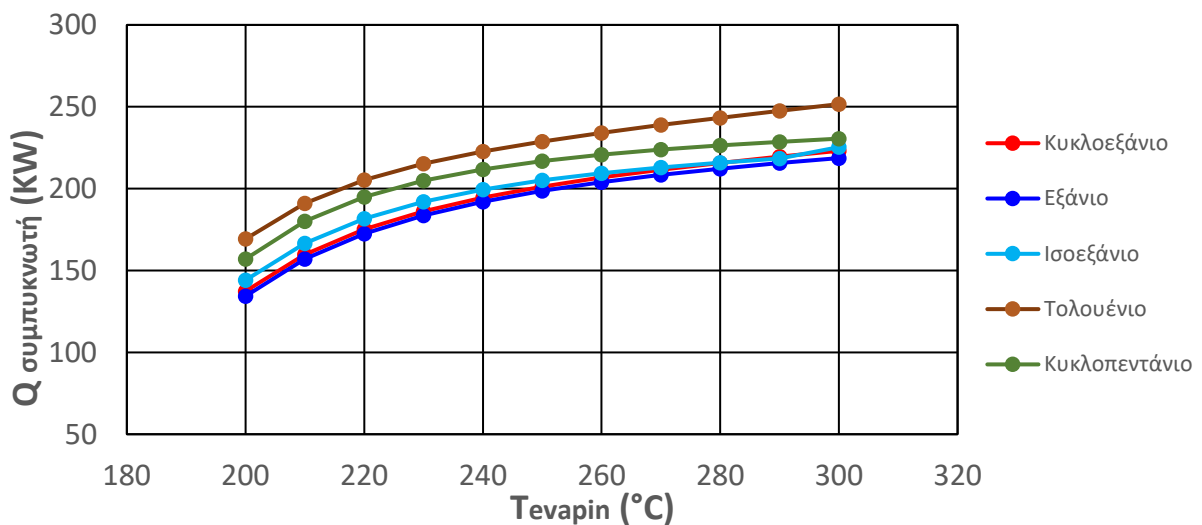
Παρακάτω παρουσιάζονται μερικά από τα αποτελέσματα που προκύπτουν για τους δύο εναλλάκτες της εγκατάστασής όπου φαίνονται οι παραγόμενες ισχύεις για τον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή συναρτήσει της απαγόμενης θερμοκρασίας από την δεξαμενή αποθήκευσης και ο βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης συναρτήσει της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος.



Εικόνα 3.19: Διάγραμμα απόδοσης του κύκλου συναρτήσει της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος για όλα τα επιλεγμένα οργανικά μέσα.



Εικόνα 3.20: Διάγραμμα ισχύος του ατμοποιητή συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου στον ατμοποιητή για όλα τα επιλεγμένα οργανικά μέσα.



Εικόνα 3.21: Διάγραμμα ισχύος του συμπυκνωτή συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου στον ατμοποιητή για όλα τα επιλεγμένα οργανικά μέσα.

Όπως είναι εμφανές από το πρώτο διάγραμμα καθώς αυξάνεται η παραγόμενη ισχύς αυξάνεται και ο βαθμός απόδοσης των εργαζόμενων μέσων. Η αύξηση αυτή φυσικά έχει και ένα σημείο καμπής το οποίο ωστόσο δεν παρουσιάζεται καθώς είναι εμφανές μονάχα σε θερμοκρασίες υπερθέρμανσης άνω των 100 βαθμών κέλβιν για την εφαρμογή των 2 εκτονωτών. Αυτή η αύξηση είναι λογική καθώς αυξανόμενης της ισχύος και άρα και της πίεσης αυξάνεται και η δυνατότητα πτώσης πίεσης για την παραγωγή ωφέλιμου έργου. Από το δεύτερο και το τρίτο

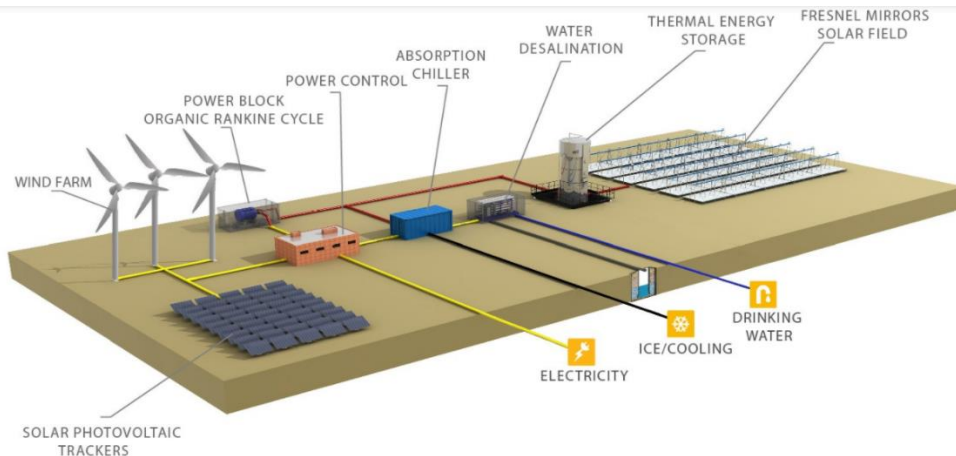


διάγραμμα επίσης παρατηρούμε ότι αυξάνοντας την θερμοκρασία εισόδου του ατμοποιητή, αυξάνονται και οι ισχύεις στους εναλλάκτες θερμότητας. Εδώ όμως φαίνεται να παρουσιάζεται σημείο καμπής καθώς έχει τεθεί περιορισμός στην θερμοκρασία συμπυκνώσεως στους 90°C. Εφόσον, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, κριτήριο βελτιστοποίησης του κύκλου τίθεται η μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης στις παραπάνω συνθήκες αναδεικνύεται ως βέλτιστο ρευστό το κυκλοεξάνιο. Ο λόγος για τον οποίο το τολουένιο παρουσιάζει αντίστροφη συμπεριφορά σε σχέση με τον σχεδιασμό στο σημείο λειτουργίας, οφείλεται στο γεγονός ότι στον σχεδιασμό εκτός σημείου λειτουργίας, έχουμε πολύ μεγάλες πτώσεις πίεσης στους εναλλάκτες θερμότητας. Εφόσον η πίεση ατμοποίησης είναι αρκετά χαμηλή στα 10 bar ειδικά όταν έχουμε 2 εκτονωτές με συνολικό λόγο πίεσης κοντά στο 16, ο συμπυκνωτής θα βρίσκεται σε υποπίεση και έτσι έχουμε ακόμα χαμηλότερες πιέσεις και βαθμό απόδοσης.

4. Συνολική Λειτουργία Συστήματος

Στα πλαίσια της διπλωματικής, όπως έχει ήδη αναφερθεί εξετάζεται το σενάριο χρήσης της παρακάτω εγκατάστασης όπως αυτής της Εικόνας 4.1 για μια μικρού εύρους ενεργειακή κοινότητα η οποία με χρήση ηλιακών Fresnel θα μπορεί να καλύπτει τις ανάγκες της σε θερμότητα/ ψύξη και ΖΝΧ και παράλληλα θα μπορεί να πουλάει το παραγόμενο ηλεκτρικό ρεύμα. Η κοινότητα αυτή μπορεί να αποτελείται από μια πολυκατοικία σε αστική περιοχή, οι ιδιοκτήτες της οποίας επιθυμούν να εξοικονομούν ενέργεια και να είναι αυτόνομοι του κεντρικού δικτύου. Το σύστημα το οποίο μελετάται αποτελείται από μία τέτοια πολυκατοικία συνολικού εμβαδού $500 m^2$. Παρότι τέτοιες εφαρμογές απασχολούν συνηθώς φωτοβολταϊκά η μικρές ανεμογεννήτριες, ενδιαφέρον παρουσιάζει το εάν μπορούν συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες να αποτελέσουν αντίστοιχες πρωτοβουλίες. Παράδειγμα παραπλήσιας εφαρμογής έχει παρατηρηθεί σε ενεργειακές κοινότητες της Αιτωλοακαρνανίας και πιο συγκεκριμένα στην περιοχή της Κατούνας, όπου κατασκευάζεται ένα σύμπλεγμα φωτοβολταϊκών πάρκων, δυναμικότητας περί τα 100 MW. Τα πάρκα αυτά αποτελούν μια επένδυση στην οποία μετέχουν περί τις 500 οικογένειες της τάξης των 90 εκατ. Ευρώ.

Όπως και στο παραπάνω παράδειγμα έτσι και στην παρούσα εγκατάσταση που εξετάζεται κεντρικός στόχος είναι η ενδυνάμωση του ρόλου των πολιτών και των τοπικών φορέων στον ενεργειακό τομέα, καθώς βασική επιδίωξη είναι η παραγωγή προστιθέμενης αξίας για τις τοπικές κοινωνίες [74].



Εικόνα 4.1: Απεικόνιση αποκεντρωμένης εγκατάστασης τριπαραγωγής με ηλιακούς συλλέκτες Fresnel.

4.1 Συνολική Διαμόρφωση Συστήματος

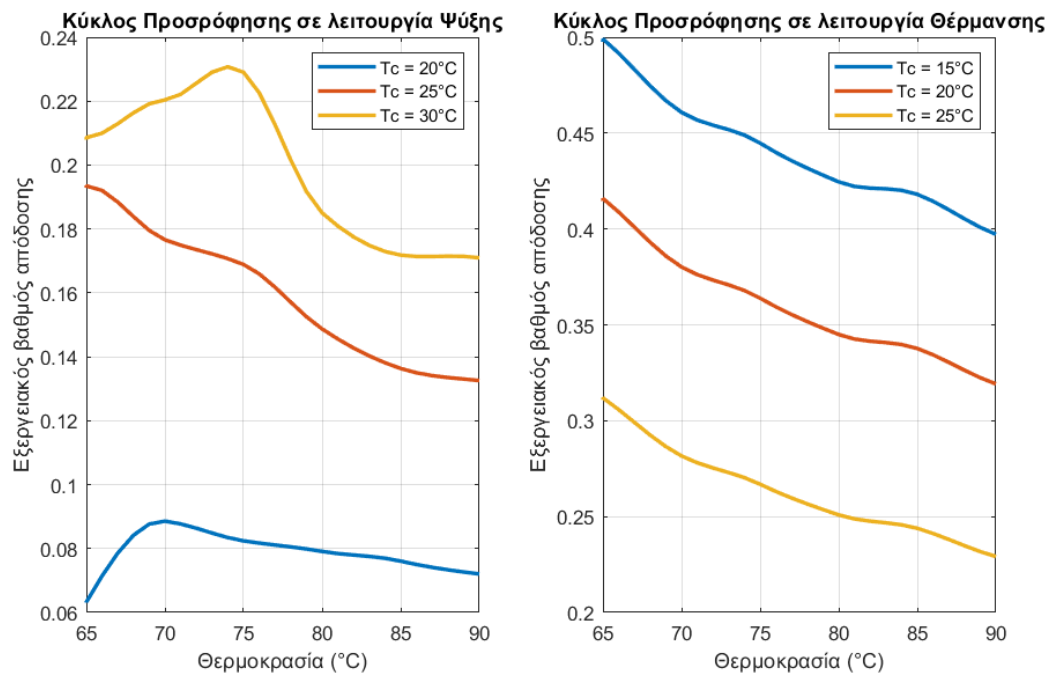
Η συνολική διαμόρφωση του συστήματος αποτελείται από το ηλιακό κύκλωμα και το σύστημα ORC που συνδέονται μεταξύ τους μέσω του συστήματος αποθήκευσης, όπως έχει ήδη αναφερθεί. Η πηγή θερμότητας του συστήματος είναι οι ηλιακοί συλλέκτες Fresnel η οποία παρέχει θερμότητα στον ατμοποιητή ο οποίος τροφοδοτεί με την σειρά του το κύκλωμα ORC. Από εκεί και πέρα ανάλογα με τις περιπτώσεις που έχουν διακριθεί, αποφασίζεται εάν θα παράγεται ηλεκτρικό ρεύμα η θερμότητα/ψύξη/ZNX από το σύστημα ORC. Λαμβάνεται υπόψη η ωριαία διακύμανση της θερμοκρασίας και της ηλιακής ακτινοβολίας για μια ετήσια χρονική περίοδο. Η βασική διαφοροποίηση του κύκλου σε σχέση με την λειτουργία εντός και εκτός ονομαστικού σημείου είναι ότι η ισχύς του ατμοποιητή η οποία μέχρι προηγουμένως λαμβανόταν ίση με 250 KW, τώρα θα υπολογίζεται ανάλογα με την θερμοκρασία απαγωγής της θερμότητας από την δεξαμενή θερμότητας και ανάλογα με το κάθε ρευστό θα δίνει την ισχύ στον ατμοποιητή. Με την βοήθεια της ισχύος αυτής θα υπολογίζεται ξανά η θερμοκρασία εξόδου από τον ατμοποιητή η οποία θα επιστρέφει στο κατώτερο στρώμα της δεξαμενής θερμότητας και με αυτόν τον τρόπο θα επαναλαμβάνεται ο βρόγχος. Ο παραπάνω υπολογισμός της ισχύος του ατμοποιητή πραγματοποιήθηκε με τη δημιουργία μιας πολυωνμική συνάρτησης στα ήδη υπολογιζόμενα αποτελέσματα για λειτουργία εκτός σχεδιασμού. Με αυτόν τον τρόπο από το ηλιακό κύκλωμα μπορούν να λαμβάνονται σε βάθος χρόνου ενός έτους, ωριαία αποτελέσματα για τον βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης, την παραγόμενη ισχύ αλλά και την απαγόμενη θερμότητα/ψύξη. Αυτή η διαδικασία επαναλαμβάνεται για καθένα από τα πέντε εξεταζόμενα ψυκτικά υγρά, για τους δύο τύπους συλλεκτών και τις πέντε επιλεγμένες πόλεις.

Ακόμη στον ήδη υπάρχοντα οργανικό κύκλο Rankine συνδέουμε ένα κύκλωμα προσρόφησης με το οποίο ανάλογα με τις απαιτήσεις σε θέρμανση/ ψύξη καλύπτονται οι καταναλώσεις της παραπάνω κοινότητάς ανάλογα με χειμερινά και θερινά φορτία που καταναλώνονται.

Προκειμένου να αξιολογηθεί η ακρίβεια του μοντέλου προσρόφησης, πραγματοποιήθηκαν ορισμένες δοκιμές μεταβάλλοντας τις βασικές θερμοκρασίες εισόδου των δευτερευόντων ρευμάτων στον προσροφητή. Στο πρώτο σετ δοκιμών , διερευνήθηκε η επίδραση της θερμοκρασίας θερμού ρεύματος στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης καθώς και στον συντελεστή συμπεριφοράς, όταν κυμαίνεται σε εύρος 65-90°C έτσι ώστε να ταιριάζει με της προδιαγραφές των καταναλώσεων.

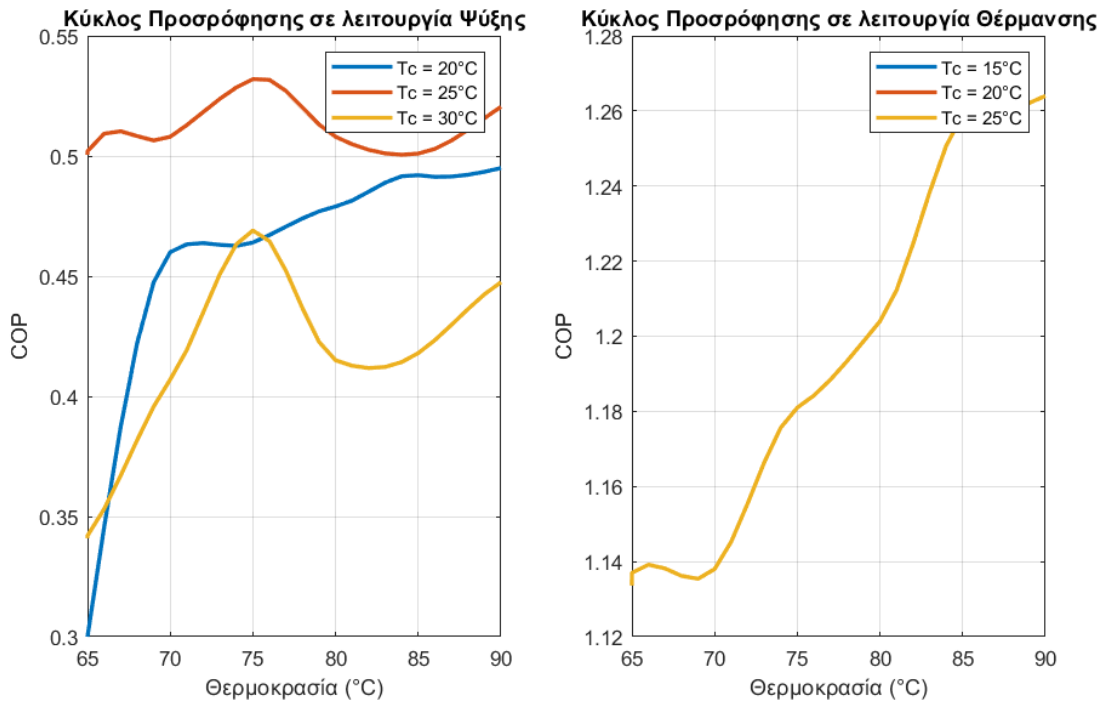
Επίσης, μεταβάλλοντας τη θερμοκρασία εισόδου για τρεις διαφορετικές τιμές 20, 25, 30°C, το αποτέλεσμα αξιολογείται σε λειτουργία ψύξης ενώ για θερμοκρασίες 15, 20, 25°C σε θέρμανση. Όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.2 ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης της ψύξης είναι υψηλότερος καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία που εισέρχεται από το περιβάλλον, καθώς το διαθέσιμο προς εκμετάλλευση ποσό ενέργειας του συστήματος από το περιβάλλον είναι μεγαλύτερο. Όπως είναι επόμενο, όσο χαμηλότερη είναι η θερμοκρασία στον προσροφητή, τόσο ευκολότερα άρα και πιο αποτελεσματικά λειτουργεί η προσρόφηση τόσο σε λειτουργία

ψύξης όσο και λειτουργία θέρμανσης. Επίσης, σε υψηλές θερμοκρασίες σε συνθήκες περιβάλλοντος καύσιμα, υπάρχει πρόβλημα με την χρήση του προσροφητή γεγονός το οποίο είναι και το σημαντικότερο αρνητικό της συγκεκριμένης μεθόδου ψύξης.



Εικόνα 4.2: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης κύκλου προσρόφησης σε λειτουργία ψύξης και θέρμανσης για μεταβλητή θερμοκρασία ψυχρού ρεύματος T_c.

Κατά τη χρήση κύκλου προσρόφησης το COP αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας τροφοδοσίας του κύκλου. Σε λειτουργία θέρμανσης, αξιοποιείται η μέση θερμοκρασία για το εύρος 65-90°C. Εκεί είναι πολύ μικρή η επίδραση των χαμηλών θερμοκρασιών για αυτό και δεν παρατηρείται κάποια μεταβολή στο διάγραμμα σε λειτουργία θέρμανσης. Από την άλλη σε λειτουργία ψύξης, η ικανότητα ψύξης αυξάνεται απότομα καθώς οι θερμοκρασίες στον προσροφητή κυμαίνονται από 65 έως 75°C. Αυτό οφείλεται στην αύξηση της ποσότητας του ψυκτικού που απορροφάται σε υψηλότερες θερμοκρασίες εισόδου ζεστού νερού [75]. Στην συνέχεια το διάγραμμα δείχνει σταδιακή αύξηση για σχετικά υψηλότερες θερμοκρασίες πηγής θερμότητας.



Εικόνα 4.3: Συντελεστής συμπεριφοράς κύκλου προσρόφησης σε λειτουργία ψύξης και θέρμανσης για μεταβλητή θερμοκρασία ψυχρού ρεύματος T_c.

Ο τρόπος μοντελοποίησης του παραπάνω κυκλώματος προσαρμόζεται πάνω στον συμπυκνωτή του κύκλου και λειτουργεί με την λογική ON/OFF. Πιο συγκεκριμένα διαχωρίζονται 2 περιπτώσεις και οι 2 όμως όταν το κριτήριο της θερμοκρασίας εισόδου τηρείται, έτσι ώστε να τεθεί ο κύκλος σε λειτουργία. Αρχικά, ο κώδικας διαβάζει τα ψυκτικά και τα θερμικά φορτία τα οποία επιζητούνται προς κατανάλωση. Στην συνέχεια καλείται υπορουτίνα ανάλογα με τη θερμοκρασία που έχει το νερό στο κύκλωμα απόρριψης θερμότητας (298,15K για ψύξη και 293,15K για θέρμανση) και την θερμοκρασία που έρχεται από το συμπυκνωτή του ORC. Τέλος, ανάλογα με τις περιπτώσεις που θα αναλυθούν παρακάτω, αποφασίζεται και η λειτουργία με το δείκτη k (όπου k=1 για θέρμανση και k=2 για ψύξη). Τα δεδομένα λήφθηκαν από το εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Με τα δεδομένα αυτά, λαμβάνεται ο COP και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης. Με δεδομένο τον ορισμό του COP για προσρόφηση, υπολογίζεται πόση ψύξη/θέρμανση μπορεί να παραχθεί από το σύστημα.

- Σε περίπτωση που τα ψυκτικά φορτία σε κάθε ωριαία χρονική στιγμή είναι μεγαλύτερα του 0 τότε ενεργοποιείται η λειτουργία της ψύξης. Με δεδομένο ότι η θερμοκρασία που εξέρχεται από το συμπυκνωτή του ORC έχει οριστεί και από προηγούμενα κεφάλαια στους 80°C, υπολογίζεται ο COP από το κύκλωμα του adsorption. Έπειτα σύμφωνα με

την παρακάτω εξίσωση υπολογίζεται πόση ψύξη χρειάζεται να παραχθεί από το σύστημα.

$$Q_{cond_{required}} = \frac{Q_{cooling}}{cop} \quad (4-1)$$

Εάν $Q_{cond_{required}} > Q_{cond}$ η οποία είναι η ισχύς από τον συμπυκνωτή του κυκλώματος, τότε υπάρχει έλλειμμα ενέργειας, οπότε υπολογίζεται η διαφορά της προδιδομένης από την απαιτούμενη για την πολυκατοικία.

$$Q_{deficit} = Q_{cond_{required}} - Q_{cond} \quad (4-2)$$

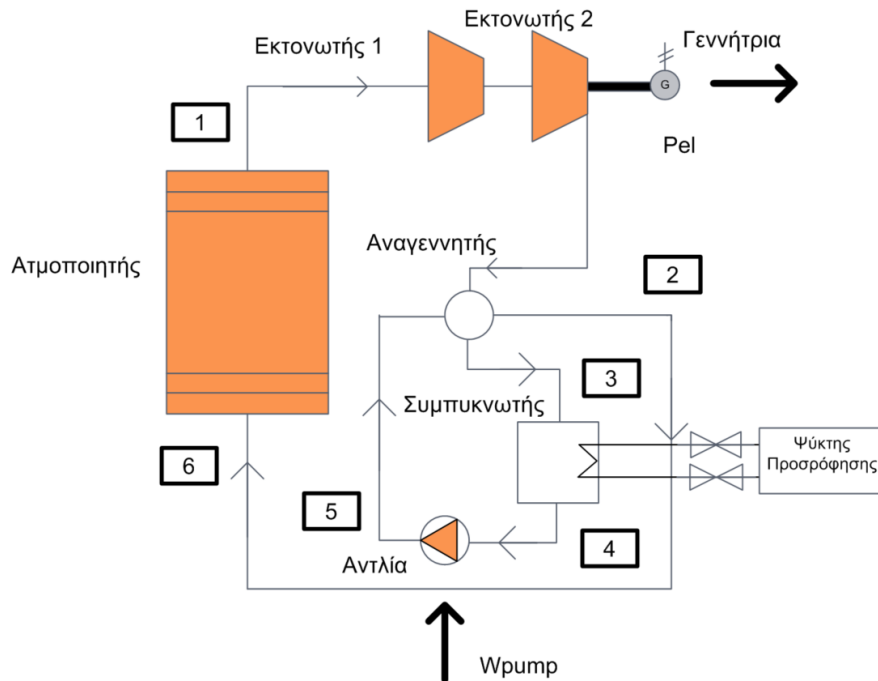
Το έλλειμμα αυτό στην συνέχεια πολλαπλασιάζεται με τον COP και δίνει πόσα KW δεν μπορεί να παράξει η προσρόφηση. Στην συνέχεια η διαφορά αυτή διαιρείται με το 2,5 ο οποίος είναι ένας τυπικός COP για μια αντλία τη θερινή περίοδο.

$$Q_{needed} = Q_{deficit} * \frac{cop}{2,5} \quad (4-3)$$

Συμπερασματικά για να καλυφθεί το έλλειμμα σε θερμότητας που ενδέχεται να δημιουργηθεί θα χρειαστεί να υπάρξει επιπλέον και μια ηλεκτρική κατανάλωση από μια μονάδα κλιματισμού.

- Από την άλλη, σε περίπτωση που τα ψυκτικά φορτία σε κάθε ωριαία χρονική στιγμή είναι μικρότερα του 0, τότε υπάρχει ανάγκη για θέρμανση και ως εκ τούτου χρησιμοποιούνται τα θερμικά φορτία $Q_{heating}$ αντί για τα ψυκτικά. Κατά τα άλλα ακολουθείται η ίδια διαδικασία με προηγουμένως με μοναδική διαφορά τον συντελεστή 2,5 ο οποίος αντικαθίσταται με 1,9 για την περίπτωση της θέρμανσης.

Παρακάτω φαίνεται το μονογραμμικό σχεδιάγραμμα εξεταζόμενου οργανικού κύκλου Rankine με το κύκλωμα της προσρόφησης.



Εικόνα 4.4: Μονογραμμικό σχεδιάγραμμα εξεταζόμενου οργανικού κύκλου Rankine με κύκλωμα ψύξης προσρόφησης.

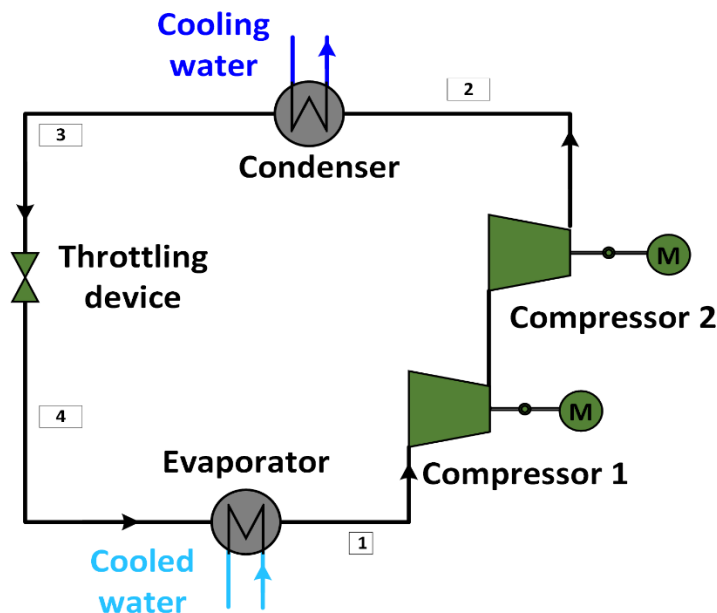
Όπως έχει σχεδιαστεί η παρούσα εγκατάσταση, σε περίπτωση όπου υπάρχει πλεόνασμα ενέργειας στον συμπυκνωτή του ORC, τότε η θερμότητα αυτή αξιοποιείται με τη μορφή θέρμανσης, ψύξης ή ζεστού νερού χρήσης (ZNX) προκειμένου να καλυφθεί το πλεόνασμα αυτό. Όταν δεν υπάρχει επαρκής θερμική ισχύς ωστόσο στον συμπυκνωτή, δηλαδή όταν η παραγόμενη θερμότητα στον συμπυκνωτή είναι μικρότερη της απαιτούμενης για την κάλυψη των αναγκών, ή στην περίπτωση όπου ο κύκλος είναι κλειστός, τότε ορίζεται σύμφωνα με την μελετώμενη κτηριακή εγκατάσταση, και η αντίστοιχη κατανάλωση η οποία θα χρειαστεί να καταναλωθεί εξωτερικά για οποιαδήποτε από τις τρεις αναφερθείσες περιπτώσεις.

Πιο συγκεκριμένα όσον αφορά το ZNX, όταν υπάρχει πλεόνασμα ισχύος στον συμπυκνωτή διακρίνονται οι παρακάτω δύο περιπτώσεις.

- Εάν το πλεόνασμα αυτό είναι μεγαλύτερο του απαιτούμενου φορτίου για κάλυψη αναγκών σε ZNX τότε το σύστημα προχωράει απλά στην επόμενη εξεταζόμενη χρονική στιγμή καθώς καλύπτεται πλήρως η ανάγκη για ZNX.
- Σε αντίθετη περίπτωση, εάν δηλαδή υπάρχει μεν παραπάνω παραγωγή θερμότητας από την επιζητούμενη αλλά η διαφορά αυτή δεν είναι ικανή να ικανοποιήσει και την ζήτηση για ZNX, τότε η ενέργεια αυτή θα πρέπει να "πληρωθεί", αφαιρώντας την από την καθαρά παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ και παράγοντας την εξωτερικά με την χρήση ενός ηλιακού θερμοσίφωνα.

Αξίζει να τονιστεί στο σημείο αυτό πως και οι 2 παραπάνω περιπτώσεις λαμβάνουν χώρα εντός των συνθηκών που συμβαίνουν όταν το σύστημα ORC είναι σε λειτουργία ON.

Ωστόσο ανάγκη για θέρμανση ψύξη και ZNX υπάρχει και όταν δεν υφίσταται η απαραίτητη ακτινοβολία για να ενεργοποιηθεί ο ORC. Σε αυτήν την περίπτωση, πρέπει και πάλι να υπολογίζονται από το σύστημα τα ποσά θερμότητας στα οποία θα πρέπει να καλυφθούν εξωτερικά με τη μορφή κάποιας αντλίας θερμότητας ή ενός ηλιακού θερμοσίφωνα. Στην περίπτωση αυτή το κύκλωμα θα λειτουργεί ως ένας αντιστρέψιμος οργανικός κύκλος Rankine (Reversible ORC). Στην θέση δηλαδή του κυκλώματος προσρόφησης που υπήρχε προηγουμένως, όταν λειτουργούσε ο ORC στην πλευρά του συμπυκνωτή, θα συμβαίνει τώρα συμπίεση ατμών. Οι εκτονωτές σε σειρά του οργανικού κύκλου μπαίνουν σε λειτουργία συμπίεστων και αντιστρέφεται ο ρόλος του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή στον κύκλο. Η λειτουργία αυτή βέβαια συνεπάγεται και μια κατανάλωση για την παραγωγή των απαιτούμενων φορτίων, η οποία υπολογίζεται με την μορφή ρεύματος για την παραγωγή της αντίστοιχης θέρμανσης/ ψύξης για το κτήριο σε κάθε εξεταζόμενη πόλη. Η ανάγκη σε ψύξη μπορεί να εξυπηρετηθεί με την τοποθέτηση κλιματισμού, ενώ για την οικονομική ανάλυση που θα ακολουθήσει, θεωρήθηκε πως η κάλυψη φορτίων θέρμανσης και ZNX, όταν δεν επαρκεί το παραγόμενο φορτίο, θα επέρχεται από φυσικό αέριο.



Εικόνα 4.5: Συμπίεση ατμών σε λειτουργία αντιστρέψιμου ORC.

Το κύριο πλεονέκτημα της προτεινόμενης έννοιας του αντιστρέψιμου ORC, είναι ότι η διαδικασία απαιτεί ένα μόνο εξάρτημα, αυτό του εκτονωτή ο οποίος μετατρέπεται σε συμπίεστή. Τα περισσότερα εξαρτήματα μιας αντλίας θερμότητας μπορούν να χρησιμεύσουν ως εξαρτήματα για έναν οργανικό κύκλο Rankine. Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, οι

εναλλάκτες θερμότητας μπορούν να λειτουργήσουν τόσο ως συμπυκνωτές όσο και ως ατμοποιητές σε λειτουργία αντλίας θερμότητας καθώς και σε λειτουργία ORC. Στην εγκατάσταση προστίθεται μονάχα μια ρυθμιστική βαλβίδα της αντλίας θερμότητας η οποία αντικαθιστά την αντλία όπως φαίνεται στην παραπάνω εικόνα. Ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας της εγκατάστασης, το ρευστό κυκλοφορεί δεξιόστροφα (λειτουργία ORC) ή αριστερόστροφα (λειτουργία HP) [72], [49].

Η συνολική διάταξη της εγκατάστασης παρουσιάζεται στην Εικόνα 2.14 στο διάγραμμα ροής της μοντελοποίησης. Στόχος της ανάλυσης που θα ακολουθήσει είναι η μελέτη του κατά πόσο μία τέτοια τεχνολογία είναι συμφέρουσα ή όχι για την προοπτική επένδυσης σε αυτήν για μία ενεργειακή κοινότητα στις περιοχές που έχουν αναφερθεί. Τα μεγέθη τα οποία αποτελούν τα αντικείμενα βελτιστοποίησης της εγκατάστασης και με τα οποία θα εξεταστεί το παραπάνω εγχείρημα είναι ο συνολικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης καθώς και οι οικονομικοί δείκτες οι οποίοι θα προκύψουν από την οικονομική ανάλυση του συστήματος.

4.2 Ανάλυση συνολικής απόδοσης συστήματος

Όσον αφορά τις θερμοδυναμικές παραμέτρους, για την περιγραφή της λειτουργίας του κύκλου, η πιο συνηθισμένη είναι ο συνολικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης. Στην περίπτωση μας υπολογίζεται όπως έχει ήδη αναφερθεί, λαμβάνοντας υπόψιν την καθαρά παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ καθώς και την θέρμανση/ψύξη, η οποία παράγεται μαζί με το ZNX χρησιμοποιώντας την ακόλουθη εξίσωση:

$$\eta_{total} = \frac{Pel_{total}}{Q_{evap}} = \frac{Pel_{net} + Q_{cooling} + Q_{heating} + Q_{dhw}}{Q_{evap}} \quad (4-4)$$

Ωστόσο, για τη συνολική ενεργειακή απόδοση του συστήματος πρέπει να ληφθεί υπόψιν και ο ηλιακός βρόχος. Ως εκ τούτου προκύπτει:

$$\eta_{total} = \frac{Pel_{total}}{Q_{col}} \quad (4-5)$$

Όπου Q_{col} , η ηλιακή ενέργεια στην επιφάνεια των συλλεκτών.

$$Q_{col} = I_{col} * A_{col} \quad (4-6)$$

Για κάθε εργαζόμενο μέσο, πραγματοποιούνται οι υπολογισμοί για κάθε ώρα του έτους. Έχοντας δημιουργήσει πολυώνυμα τα οποία συσχετίζουν τις θερμοδυναμικές τιμές οι οποίες προκύπτουν από την επίλυση του κύκλου ORC με την θερμοκρασία εξόδου από την δεξαμενή αποθήκευσης λαμβάνονται τα ζητούμενα αποτελέσματα του κύκλου όπως οι παραγόμενες ισχύς σε ωριαία βάση. Χρησιμοποιώντας αυτές τις τιμές και τις παραπάνω εξισώσεις καθορίζεται επίσης η συνολική ετήσια παραγόμενη ισχύς και η απόδοση της εγκατάστασης.

4.3 Οικονομική ανάλυση συστήματος

Η υλοποίηση ενός κύκλου παραγωγής ενέργειας δεν θα μπορούσε ωστόσο να βασίζεται μονάχα σε θερμοδυναμικές παραμέτρους. Για την δημιουργία μιας τέτοιας εγκατάστασης είναι αναγκαίο να ενσωματωθούν στην μελέτη δείκτες που να αξιολογούν τις οικονομικές επιδόσεις σε διαφορετικά σενάρια. Στην ενότητα αυτή θα εξεταστεί ο τρόπος με τον οποίο το συνολικό κόστος κεφαλαίου για το σύστημα που παρουσιάζεται σε αυτή την διπλωματική εργασία, επηρεάζει παραμετρικά την απόδοση του συστήματος, σε μια προσπάθεια για ταυτόχρονη, θερμοδυναμικά και οικονομικά, βελτιστοποίηση. Η συνολική οικονομική ανάλυση του συστήματος περιέχει την αξιολόγηση του κόστους κάθε εξαρτήματος που απαρτίζει την συνολική εγκατάσταση. Η συνολική επένδυση θα αποτελείται από το άθροισμα των κοστών που θα αναφερθούν στην συνέχεια. Επιπλέον τα έσοδα τα οποία θα λαμβάνονται από την πώληση της ηλεκτρικής ενέργειας, θα προκύπτουν από την συνολική ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ανάλογα με το κάθε εξεταζόμενο σενάριο. Όλες οι τιμές που παρουσιάζονται παρακάτω εκφράζονται σε Ευρώ (€).

4.3.1 Κόστος Ηλιακού Συστήματος

Η πρώτη παράμετρος που θα αξιολογηθεί είναι το κόστος των ηλιακών συλλεκτών. Η αγορά συγκεντρωτικών συλλεκτών επεκτείνεται ραγδαία με αρκετές νέες δημοσιεύσεις για τη μείωση του κόστους τους [22]. Με την πρόοδο στην τεχνολογία συγκεντρωτικών συλλεκτών, οι τιμές των συλλεκτών μειώνονται συνεχώς και επομένως μια τέτοια έρευνα παρέχει μια χρήσιμη επισκόπηση για την απόδοση ενός τέτοιου συστήματος για μεγαλύτερη χρονική περίοδο.

Ηλιακοί Συλλέκτες

Το κόστος αγοράς ηλιακών συλλεκτών διαφέρει ανάλογα με το είδος τους. Ενδεικτικά στον παρακάτω πίνακα έχουμε το κόστος των επικρατέστερων συγκεντρωτικών συλλεκτών.

Πίνακας 4.1: Κόστος ηλιακών συλλεκτών ανά τετραγωνικό μέτρο επιφάνειας.

Είδος συλλέκτη	Κόστος (€/m ²)
Fresnel [76]	150
PDC [77]	235
PTC [78]	178

Και έτσι λοιπόν προκύπτουν:

$$\begin{aligned} C_{sol}^{Fresnel} &= 150 * A_{col}(m^2) \\ C_{sol}^{PTC} &= 178 * A_{col}(m^2) \end{aligned} \quad (4-7)$$



$$C_{sol}^{PDC} = 235 * A_{col}(m^2)$$

Σωληνώσεις

Στις σωληνώσεις περιλαμβάνεται η διάταξη μεταξύ του κυκλώματος των συλλεκτών όπως και του ενδιάμεσου κυκλώματος με την δεξαμενή αποθήκευσης. Προκύπτει λοιπόν [79]:

$$C_{pipe} = (0,89 + 0,21 * D_{pipe}) * L_{pipe} \quad (4-8)$$

Η διάμετρος των σωληνώσεων λαμβάνεται ίση με $D_{pipe} = 22,25 \text{ mm}$ και το μήκος λαμβάνεται ανάλογο με την συνολική επιφάνεια των συλλεκτών:

$$L_{pipe}(m) \sim A_{col}(m^2) \quad (4-9)$$

Δοχείο Αποθήκευσης

Το κόστος του δοχείου αποθήκευσης εξαρτάται από την χωρητικότητα η οποία επιλέγεται. Ανάλογα με αυτήν επιλέγεται και διαφορετικό μοντέλο δεξαμενής από την εταιρεία Cerbos [80]. Έτσι με το σύνολο των προϊόντων διαμορφώνεται γραμμική εξίσωση κόστους δεξαμενής συναρτήσει του όγκου του δοχείου:

$$C_{storage,tank} = 82,825 + 1129 * V_{st}(m^3) \quad (4-10)$$

Εργαζόμενο ρευστό

Το κόστος για το τηγμένο άλας ή για το Therminol VP1 είναι ίσο με τον όγκο του ρευστού επί το κόστος ανά λίτρο για κάθε εργαζόμενο μέσο επαυξημένο με ένα 10% το οποίο θα ρέει στις σωληνώσεις:

$$C_{HTF} = 1,1 * V_{st}(lt) * C_{0,HTF} \quad (4-11)$$

Όπου $C_{0,HTF}$ το κόστος του κάθε ρευστού τα οποία παρατίθενται στον πίνακα παρακάτω. Για το υπολογισμό πραγματοποιήθηκε και η μετατροπή του κόστους ανά κιλό σε κόστος ανά λίτρο.

Πίνακας 4.2: Κόστος εργαζόμενου ρευστού ηλιακού βρόγχου [81].

Εργαζόμενο Ρευστό	Κόστος (€/kg)
HITEC	0,93
SOLAR SALT	0,49
THERMINOL VP1	3,96
HITEC XL	1,19

Έτσι λοιπόν προκύπτει το συνολικό κόστος του ηλιακού κυκλώματος ίσο με :

$$C_{total,solar\ loop} = C_{sol} + C_{pipe} + C_{HTF} + C_{storage,tank} \quad (4-12)$$

4.3.2 Κόστος ORC

Αντίστοιχη διαδικασία με εκείνη της προηγούμενης ενότητας ακολουθείται και για το κύκλωμα του ORC. Έτσι θα αναλυθούν ένα προς ένα τα εξαρτήματα του κύκλου ώστε να προσδιοριστεί και το συνολικό κόστος.

Αυτόματος έλεγχος και λογισμικό

Το κόστος αυτό για την αγορά μηχανημάτων και συστημάτων ελέγχου λαμβάνεται σταθερό σύμφωνα με την βιβλιογραφία [53] και ίσο με:

$$C_{hardware} = 3000 \text{ €} \quad (4-13)$$

Σωληνώσεις

Το κόστος αυτό αναφέρεται στις σωληνώσεις που συνδέουν τα εξαρτήματα στον οργανικό κύκλο. Πρόκειται για την ίδια εξίσωση με προηγουμένως :

$$C_{pipe} = (0,89 + 0,21 * D_{pipe}) * L_{pipe} \quad (4-14)$$

Ωστόσο, σε αυτό το σημείο, διακρίνονται δύο διαφορετικές περιπτώσεις ανάλογα με τη φάση του υγρού μέσα στους σωλήνες. Για υγρά ρευστά, επιλέχθηκε διάμετρος ίση με $D_{pipe} = 22,25 \text{ mm}$. Ωστόσο, για το μέρος που χειρίζεται το εργαζόμενο ρευστό σε αέρια φάση, η πυκνότητα είναι πολύ χαμηλότερη και παρόλο που η επιτρεπόμενη ταχύτητα της ροής είναι υψηλότερη, απαιτείται μεγαλύτερη διατομή σωλήνα. Σε αυτήν την περίπτωση επιλέχθηκε $D_{pipe} = 44,45 \text{ mm}$. Όσον αφορά το μήκος τους, χρησιμοποιήθηκε η ίδια τιμή και για τις δύο περιπτώσεις, $L_{pipe} = 6 \text{ m}$.

Δοχείο Αποθήκευσης

Για εφαρμογές μικρής κλίμακας με χαμηλές τιμές παροχής του υγρού, όπως σε αυτή τη μελέτη, απαιτείται μια μικρή δεξαμενή τροφοδοσίας. Στην περίπτωση αυτή εξετάστηκε μια δεξαμενή με όγκο ίσο με $V_{feed} = 50 \text{ lt}$. Το κόστος υπολογίζεται με βάση μια γραμμική προσαρμογή στο κόστος των δεδομένων για τις δεξαμενές που παρέχονται από την εταιρεία Zilmet [82], ανάλογα με τον όγκο της (V_{feed}):

$$C_{feeding,tank} = 259,37 + 1,211 * V_{feeding,tank} (lt) \quad (4-15)$$

Αντλία

Το κόστος της αντλίας εξαρτάται από το ονομαστικό έργο της αντλίας $W_{mech,pump}$ σε Watt σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο [79]:



$$C_{pump} = 1,7073 * 900 * \left(\frac{W_{mech,pump}}{300}\right)^{0,25} \quad (4-16)$$

Η ονομαστική μηχανική ισχύς της αντλίας για όλα τα υπό μελέτη εργαζόμενα μέσα έχει υπολογιστεί στο κεφάλαιο 3 για το ονομαστικό σημείο κάθε ρευστού:

Εκτονωτής

Η συνάρτηση κόστους για τους δύο εκτονωτές εκφράζεται σε σχέση με τον όγκο σάρωσης τους, $V_{s,exp}$ σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο από το εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων:

$$C_{expander} = 2 * 10^7 * V_{s,exp1} + 416,01 + 2 * 10^7 * V_{s,exp2} + 416,01 \quad (4-17)$$

Γεννήτρια και κινητήρας

Το κόστος τους εξαρτάται από την ηλεκτρική ισχύ που παράγουν ή απορροφούν αντίστοιχα. Με ισχύ σε kW ισχύουν τα ακόλουθα [83]:

$$C_{gen} = 71,7 * (P_{el,gen})^{0,95} \quad (4-18)$$

$$C_{motor} = \left(58,6 * \left(\frac{W_{mech,pump}}{1000}\right) + 80,563\right) * 1,5$$

Εναλλάκτες Θερμότητας

Το κόστος των εναλλακτών είναι ανάλογο της συνολικής επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας σύμφωνα με τους παρακάτω τύπους [53]:

$$C_{evaporator} = 190 + 310 * A_{evap}, \quad (4-19)$$

$$C_{condenser} = 190 + 310 * A_{condenser},$$

$$C_{recuperator} = 190 + 310 * A_{recuperator}$$

Ο υπολογισμός των συνολικών επιφανειών θερμότητας έχει πραγματοποιηθεί κατά την διαστασιολόγηση των εναλλακτών στο Κεφάλαιο 3 για κάθε οργανικό ρευστό.

Εργαζόμενα μέσα

Παρόμοια με τον τρόπο εργασίας στο προηγούμενο κύκλωμα έτσι και στο ORC το κόστος θα εξαρτάται από τον ζητούμενο όγκο ο οποίος λαμβάνεται διπλάσιος του δοχείου σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο:

$$C_{working\ fluid} = 2 * V_{feeding,tank}(lt) * C_{workingfluid}^{lt} \quad (4-20)$$

Ο διπλασιασμός στην παραπάνω εξίσωση χρησιμοποιείται καθώς το οργανικό μέσο καταλαμβάνει χώρο σε όλα τα στοιχεία του κύκλου αλλά και στο τροφοδοτικό δοχείο. Το



κόστος αγοράς του οργανικού ρευστού παρουσιάζεται για όλα τα υπό μελέτη ρευστά στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 4.3: Τιμές εργαζόμενων ρευστών για τον κύκλο ORC [67].

Εργαζόμενο Ρευστό	$C_{workingfluid}^{lt}$ (€/lt)
Cyclopentane	1,32
Cyclohexane	2,84
Isohexane	0,85
Hexane	0,82
Toluene	0,92

Έτσι προκύπτει το συνολικό κόστος του κυκλώματος του ORC:

$$C_{orc} = C_{hardware} + C_{pipe} + C_{feeding,tank} + C_{pump} + C_{expander} + \quad (4-21)$$

$$C_{gen} + C_{motor} + C_{evaporator} + C_{condenser} + C_{recuperator} + C_{working\ fluid}$$

Τέλος, προκειμένου να συμπεριληφθούν τα έξοδα εγκατάστασης και εξοπλισμού, ορίζεται ότι το συνολικό κόστος είναι 20% υψηλότερο από το άθροισμα των διακριτών δαπανών. Ως εκ τούτου:

$$C_{TOTAL}(CAPEX) = 1,2 * (C_{total,solar\ loop} + C_{orc}) \quad (4-22)$$

Κατά την διερεύνηση διαφόρων περιπτώσεων στην συνέχεια θα αξιολογηθούν 2 σενάρια. Στο πρώτο όλη η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια από τον ORC θα πωλείται από την κοινότητα, η οποία έχει τον ρόλο του αυτοπαραγωγού, στο δίκτυο με σκοπό το κέρδος μετά το πέρας της αποπλήρωσης του αρχικού κεφαλαίου. Σε αυτήν την περίπτωση το συνολικό κεφάλαιο το οποίο θα δαπανηθεί είναι το παραπάνω. Στο δεύτερο σενάριο θα γίνεται χρήση της παραγόμενης θερμότητας/ ψύξης και ZNX, έτσι ώστε να καλύπτονται όλες οι ανάγκες της πολυκατοικίας. Σε αυτήν την περίπτωση φυσικά θα πρέπει να συνυπολογιστεί και το κόστος του κύκλου προσρόφησης καθώς και ενός πύργου ψύξης. Όσον αφορά τον αντιστρέψιμο κύκλο ORC δεν θεωρήθηκε πως προσθέτει κάποιο επιπλέον κόστος καθώς δεν προστίθεται κάποιο παραπάνω εξάρτημα στον κύκλο.

Το κόστος του κύκλου προσρόφησης ορίζεται εμπειρικά από τον παρακάτω τύπο:

$$C_{adsorption} = 1300 * \max(\text{cool}) \quad (4-23)$$

Όπου $\max(\text{cool})$ είναι το μέγιστο ποσό ψύξης που μπορεί να χρειαστεί το κτήριο ε πέρας ενός έτους. Τα δεδομένα για την ζήτηση σε θέρμανση/ ψύξη, ZNX για ένα κτήριο $500\ m^2$ για κάθε



μία από τις 4 πόλεις που θα μελετηθούν δόθηκαν από το εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Τέλος για τον πύργο ψύξης ορίστηκε από τον παρακάτω τύπο:

$$C_{cooling} = 15 * \max(cool) * 1,6 \quad (4-24)$$

Στην περίπτωση όπου ερευνάται το δεύτερο σενάριο προστίθενται τα δύο τελευταία κόστη στον συνολικό κεφάλαιο επένδυσης και προκύπτει το τελικό CAPEX.

4.4 Οικονομικοί Δείκτες

Μία εγκατάσταση τριπαραγωγής και παραγωγής ZNX, με πηγή την ηλιακή ενέργεια, παρουσιάζει πολλά οφέλη τόσο οικονομικά όσο και περιβαλλοντικά. Ωστόσο λόγω της αρχικής επένδυσης η οποία χρειάζεται για το έργο αυτό, κρίνεται αναγκαία η ανάλυση των οικονομικών της δεικτών. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης παρουσιάζονται στην παρούσα υποενότητα. Από αυτή την ανάλυση καθώς και από τη θερμοδυναμική ανάλυση του 3^{ου} κεφαλαίου προκύπτει η τελική επιλογή των διαστάσεων και των χαρακτηριστικών της εγκατάστασης. Οι δείκτες που παρουσιάζονται στη συνέχεια σε μορφή διαγραμμάτων είναι από τους πιο διαδεδομένους οικονομικούς δείκτες που λαμβάνονται υπόψιν για την υλοποίηση μιας επένδυσης. Μέσω αυτών προκύπτουν αποτελέσματα τα οποία ενδέχεται να κρίνουν την επένδυση ως προς τα έτη που χρειάζονται για την αποπληρωμή του κεφαλαίου και το ποσοστό της αρχικής επένδυσης που επιστρέφεται στον επενδυτή κάθε χρόνο από τα έσοδα της λειτουργίας της εγκατάστασης.

Για να είναι πιο ρεαλιστική η αξιολόγηση της επένδυσης πρέπει να ληφθούν υπόψιν τα συνολικά έξοδα εγκατάστασης (Capital Expenditures CAPEX) και τα έξοδα λειτουργίας και συντήρησης (Λειτουργικά Έξοδα OPEX) τα οποία θα εξαρτώνται και από τη διάρκεια ζωής του έργου (n).

Τα ετήσια λειτουργικά έξοδα της παραπάνω εγκατάστασης είναι σχετικά μικρά και αφορούν κυρίως έξοδα συντήρησης των παραπάνω εξαρτημάτων καθώς δεν καταναλώνεται ενέργεια από εξωτερική πηγή. Η μόνη χρέωση στο σύστημα μπορεί να θεωρηθεί η παροχή του νερού στον συμπυκνωτή, ωστόσο δεδομένης και της κλίμακας της εγκατάστασης, το ποσό αυτό είναι αμελητέο. Έτσι τα λειτουργικά έξοδα λαμβάνονται ίσα με το 2% του συνολικού κόστους επένδυσης σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$OPEX = 0,02 * C_{TOTAL}(CAPEX) \quad (4-25)$$

Επιπλέον, δεδομένου ότι τόσο το εισόδημα όσο και τα έξοδα υπολογίζονται σε ετήσια χρονική περίοδο ορίζεται και ένα προεξοφλητικό επιτόκιο (i). Εξαιτίας του γεγονότος ότι η αξία του χρήματος αλλάζει με την πάροδο του χρόνου, το προεξοφλητικό επιτόκιο χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό της καθαρής παρούσας αξίας των μελλοντικών ταμειακών ροών. Τέλος, όσον αφορά το εισόδημα, έγινε η παραδοχή ότι η παραγόμενη ενέργεια χρησιμοποιείται για

κατανάλωση από τον παραγωγό. Αυτό σημαίνει ότι αφαιρείται από τη συνολική του κατανάλωση ενέργειας, μειώνοντας την ενέργεια που λαμβάνει από το δίκτυο. Αξίζει να τονιστεί επίσης ότι η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας δεν είναι σταθερή και λαμβάνεται ωριαία στην πάροδο ενός χρόνου ανάλογα με τις μετεωρολογικές συνθήκες και τις συνθήκες που έχουν επιβληθεί στο δοχείο αποθήκευσης αλλά και στον ORC. Έτσι, οι εισροές από την συνολική ετήσια παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος θα υπολογίζονται από την παρακάτω εξίσωση με C_{el} να είναι το κόστος του ηλεκτρισμού:

$$Cash\ Flows = P_{el,net}(KWh) * C_{el}\left(\frac{\text{€}}{KWh}\right) \quad (4-26)$$

Όπου $P_{el,net}$ είναι το άθροισμα της συνολικής παραγόμενης ενέργειας. Ωστόσο όπως έχει αναφερθεί και στην προηγούμενη υποενότητα σε περίπτωση όπου λαμβάνεται υπόψιν και την παραγόμενη θερμότητα, ψύξη και ZNX, οι ετήσιες εισροές είναι διαφορετικές και προκύπτουν από τον παρακάτω τύπο:

$$\begin{aligned} Cash\ Flows = & P_{el,net}(KWh) * C_{el}\left(\frac{\text{€}}{KWh}\right) \quad (4-27) \\ & - C_{el}\left(\frac{\text{€}}{KWh}\right) * (Q_{Heat\ pump} + Q_{dhw}) + C_{el}\left(\frac{\text{€}}{KWh}\right) * \frac{Q_{cool}}{1,9} \\ & + C_{gas}\left(\frac{\text{€}}{KWh}\right) * \frac{(Q_{heat} + Q_{ZNX})}{0,95} \end{aligned}$$

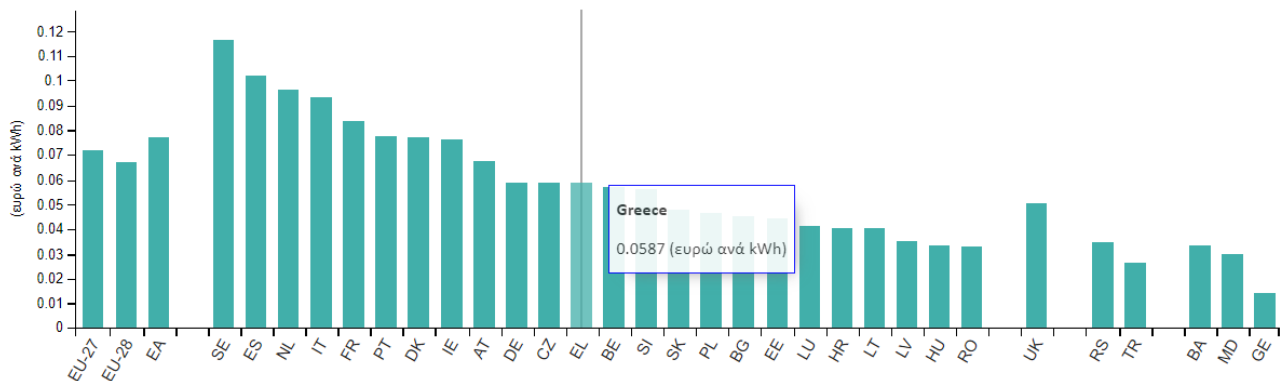
Όπου $P_{el,net}(KWh)$ το άθροισμα της συνολικής παραγόμενης ενέργειας, Q_{cool} το ποσό ενέργειας ψύξης το οποίο “γλιτώνουμε” με την προσρόφηση, το οποίο υπό κανονικές συνθήκες η πολυκατοικία θα έπρεπε να πληρώνει με την μορφή τυπικών κλιματιστικών με cop 1,9. Αντίστοιχα Q_{heat} και Q_{ZNX} είναι τα ποσά θερμότητας τα οποία εξοικονομούνται από την διάταξη τα οποία σε αντίθετη περίπτωση θα μπορούσε η πολυκατοικία να τα προμηθευτεί από έναν λέβητα συμπύκνωσης φυσικού αερίου με βαθμό απόδοσης 95%. Τέλος από τις εισροές αφαιρούνται τα ποσά θερμότητας/ ψύξης και ζεστού νερού χρήσης τα οποία σε συγκεκριμένες ώρες εξαιτίας της απουσίας ικανής ακτινοβολίας δεν μπορεί να προμηθεύσει ο κύκλος. Τα φορτία αυτά θα καταναλώνονται ηλεκτρικά από κάποια αντλία θερμότητας και κάποιον ηλιακό θερμοσίφωνα.

Οι τιμές του κόστους του ηλεκτρισμού τόσο για νοικοκυριά όσο και για τις επιχειρήσεις, σύμφωνα με την Global Petrol Prices [84] όπως και του φυσικού αερίου [85] παρουσιάζονται παρακάτω:

Ελλάδα οι τιμές της ηλεκτρικής ενέργειας	Νοικοκυριό, kWh	Επιχείρηση, kWh
Euro	0.186	0.117
U.S. Dollar	0.226	0.142

Εικόνα 4.6: Τιμή αγοράς ηλεκτρικού ρεύματος στην Ελλάδα [84].

Τιμές φυσικού αερίου (συμπεριλαμβανομένων των φόρων) για οικιακούς καταναλωτές, δεύτερο εξάμηνο 2019



Εικόνα 4.7: Τιμή αγοράς φυσικού αερίου στην Ελλάδα [85].

Υπάρχουν διάφοροι δείκτες που περιγράφουν την οικονομική απόδοση ενός συστήματος. Οι πιο χρήσιμοι για την εγκατάσταση είναι η καθαρή παρούσα αξία (Net Present Value), η περίοδος αποπληρωμής (Payback Period) και το ισοσταθμισμένο κόστος ενέργειας (Levelized Cost of Energy). Η καθαρή παρούσα αξία είναι το άθροισμα της παρούσας αξίας όλων των μελλοντικών εισροών μειωμένων με την παρούσα αξία όλων των μελλοντικών εκροών (λειτουργικά κόστη και αρχική επένδυση) και προκύπτει από τις παρακάτω εξισώσεις.

$$NPV (ΚΠΑ) = -CAPEX + \sum_{t=1}^{t=n} \frac{Cash Flows - OPEX}{(1+i)^t} \quad (4-28)$$

$$NPV (ΚΠΑ) = -CAPEX + \sum_{t=0}^{t=n} \frac{C_f * (1+f_f)^{t-1} - OPEX * (1+f)^{t-1}}{(1+i)^t} [86] \quad (4-29)$$

Όπου f η ετήσια αύξηση των δαπανών λειτουργίας και συντήρησης, f_f η ετήσια αύξηση των τιμών των καυσίμων και C_f η ετήσια εξοικονόμηση κόστους καυσίμου.

Εάν η τελική της αξία είναι θετική, σημαίνει ότι η επένδυση θα είναι οικονομικά κερδοφόρα και βιώσιμη κατά τη διάρκεια της ζωής της. Αντιθέτως, το αρνητικό NPV αντιπροσωπεύει ένα μη βιώσιμο επενδυτικό έργο.

Στην συνέχεια υπάρχει η περίοδος αποπληρωμής. Η περίοδος αποπληρωμής ορίζεται ως η διάρκεια ζωής κατά την οποία ένα συνολικό NPV είναι μηδέν. Προκειμένου μια επένδυση να είναι κερδοφόρα, ο χρόνος αυτός θα πρέπει να είναι σημαντικά χαμηλότερο από την αντίστοιχη επιλεγμένη διάρκεια ζωής.

$$Payback\ Period(PB) = \frac{CAPEX}{Cash\ Flows - C_{operating}} \quad (4-30)$$

Στην συνέχεια υπάρχει η προεξοφλημένη περίοδος επανείσπραξης/ αποπληρωμής (Discounted Payback Period) ο οποίος είναι ένας δείκτης που μετρά την απόδοση μιας μακροχρόνιας επένδυσης, εξισώνοντας την παρούσα αξία των μελλοντικών ταμειακών ροών πλέον της τελικής αγοραίας αξίας, με την τρέχουσα αγοραία αξία της επένδυσης. Η προεξοφλημένη περίοδος αποπληρωμής είναι μια τροποποιημένη έκδοση της περιόδου αποπληρωμής που λαμβάνει υπόψιν και τη χρονική αξία του χρήματος [1]. Και οι δύο μετρήσεις χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό του χρονικού διαστήματος που θα χρειαστεί για ένα έργο να φτάσει στο σημείο όπου οι καθαρές ταμειακές ροές που δημιουργούνται καλύπτουν το αρχικό κόστος του έργου. Τόσο η περίοδος αποπληρωμής όσο και η προεξοφλημένη περίοδος αποπληρωμής μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την αξιολόγηση της κερδοφορίας και της σκοπιμότητας ενός συγκεκριμένου έργου.

$$Discounted\ Payback\ Period(DPB) = \frac{\ln\left(\frac{1 - i * CAPEX}{Cash\ Flows - OPEX}\right)}{\ln(1 + i)} \quad (4-31)$$

Τέλος, το Κόστος Ενέργειας υπολογίζει το κόστος της παραγόμενης ενέργειας κατά τη διάρκεια ζωής του συστήματος. Υπολογίζεται διαιρώντας τα ετήσια έξοδα παραγωγής, με την αντίστοιχη ετήσια ενέργεια και καθορίζει το κόστος μιας ηλεκτρικής κιλοβατώρας. Οι τύποι που χρησιμοποιούνται είναι :

$$LCOE = \frac{\frac{CAPEX * i}{1 - (1 + i)^{-n}} + OPEX}{P_{elnet}(Annual)} \quad (4-32)$$

$$LCOE = CRF * \frac{CAPEX + \sum_{t=0}^{t=n} \frac{OPEX * (1+i)^{t-1}}{(1+i)^t}}{P_{elnet}(Annual)} \quad [86] \quad (4-33)$$

Στην ουσία ο δείκτης αυτός αναπαριστά την ελάχιστη τιμή στην οποία θα πρέπει να πουληθεί η ενέργεια ώστε το έργο να υπερβεί το «νεκρό σημείο» (break even).



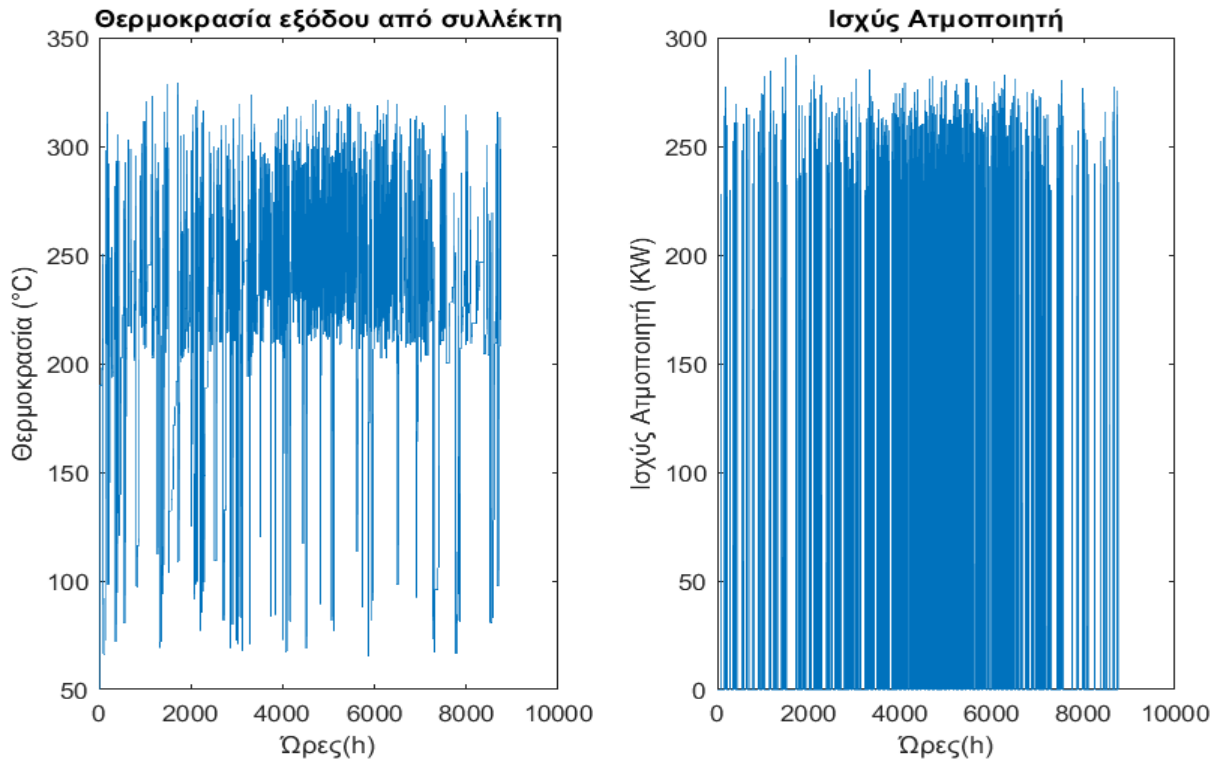
4.5 Συνολικά Αποτελέσματα

Με βάση την προαναφερθείσα μεθοδολογία και το σύνολο των παραμέτρων με τις οποίες θα αξιολογηθούν τα αποτελέσματα, υπολογίστηκαν οι επιθυμητές τιμές για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Έτσι συνολικά θα ερευνηθούν περιπτώσεις για τρεις συλλέκτες, δύο της τεχνολογίας Fresnel και ένας παραβολικός επιμήκης, τέσσερις πόλεις και πέντε οργανικά υγρά. Σε αυτό το σημείο, ολόκληρη η διάταξη δεν έχει βελτιστοποιηθεί ακόμη όσον αφορά την επιφάνεια των συλλεκτών και τον όγκο της δεξαμενής αποθήκευσης. Επομένως, τα αποτελέσματα τα οποία θα παρουσιαστούν στην συνέχεια για αυτό το κεφάλαιο αντιστοιχούν στον προκαταρκτικό σχεδιασμό. Η βελτιστοποίηση του συστήματος περιγράφεται στο κεφάλαιο 5 μαζί με τα τελικά συμπεράσματα.

Οι παράμετροι που πρέπει να καθοριστούν για την εκτέλεση αυτών των υπολογισμών είναι η επιφάνεια των συλλεκτών και ο όγκος της δεξαμενής. Καθώς οι ενεργειακές ανάγκες που καλείται να καλύψει η εγκατάσταση της παρούσας εργασίας είναι μεγάλες, η επιφάνεια των συλλεκτών θα είναι αντίστοιχα και αυτή κοντά στο μισό στρέμμα. Η προσέγγιση αυτή έγινε κατά αναλογία του εργοστασίου Puerto Errado στην πόλη Calasparra της Ισπανίας το οποίο τέθηκε σε λειτουργία τον Απρίλιο του 2009. Συγκεκριμένα για παραγωγή συνολικής ισχύος 1,4 MW αξιοποιούνται 17,5 στρέμματα σε επιφάνεια συλλεκτών Fresnel με θερμοκρασία εξόδου των συλλεκτών παραπλήσιες των αποτελεσμάτων στην εργασία δηλαδή κυμαινόμενα μεταξύ 250°C και 300°C [87]. Για τις αρχικές εκτιμήσεις οι παράμετροι λαμβάνονται σταθερές και ίσες με :

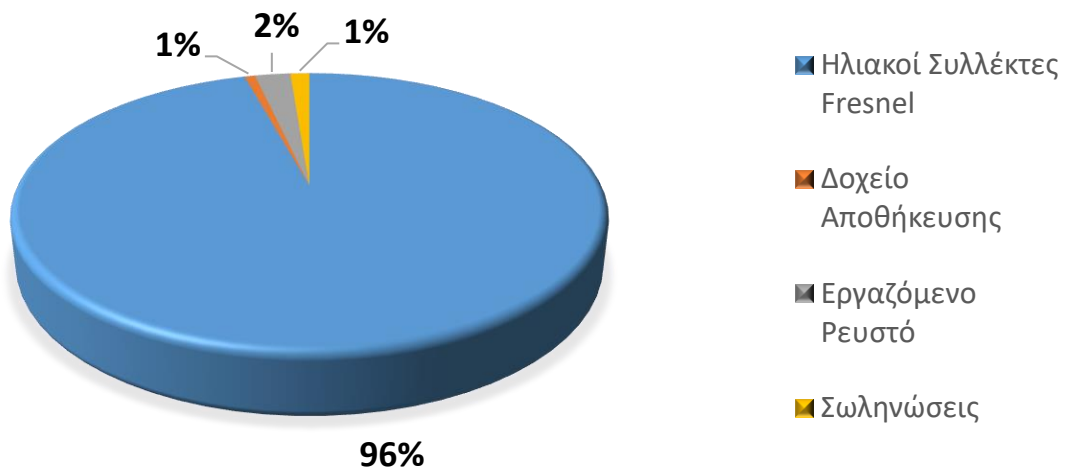
$$A = 600\text{m}^2, V_{st} = 0,5\text{m}^3 \quad (4-34)$$

Καθώς το σύστημα δεν είναι πλήρως βελτιστοποιημένο, επιλέχθηκαν να παρουσιαστούν μόνο κάποια πρώτα αποτελέσματα των ετήσιων προσομοιώσεων, για τα μετεωρολογικά δεδομένα της Αθήνας. Με τις παραπάνω παραμέτρους παρουσιάζεται η ωριαία μεταβολή για συλλέκτη Fresnel, όπου φαίνεται η κατανομή της θερμοκρασίας στην έξοδο του συλλέκτη η οποία κυμαίνεται μεταξύ 200°C και 300°C. Ορισμένες απότομες μειώσεις στην θερμοκρασία οφείλονται στο γεγονός ότι ο κύκλος ORC εκείνη την ώρα απορροφά μεγάλο ποσό θερμότητας γεγονός το οποίο ρίχνει τη θερμοκρασία στο δοχείο. Αυτό συμβαίνει καθώς η πηγή, δηλαδή οι ηλιακοί συλλέκτες, δεν τροφοδοτούν με αρκετή θερμότητα τον κύκλο ORC με αποτέλεσμα εκείνες τις χρονικές στιγμές, ο κύκλος να είναι κλειστός.

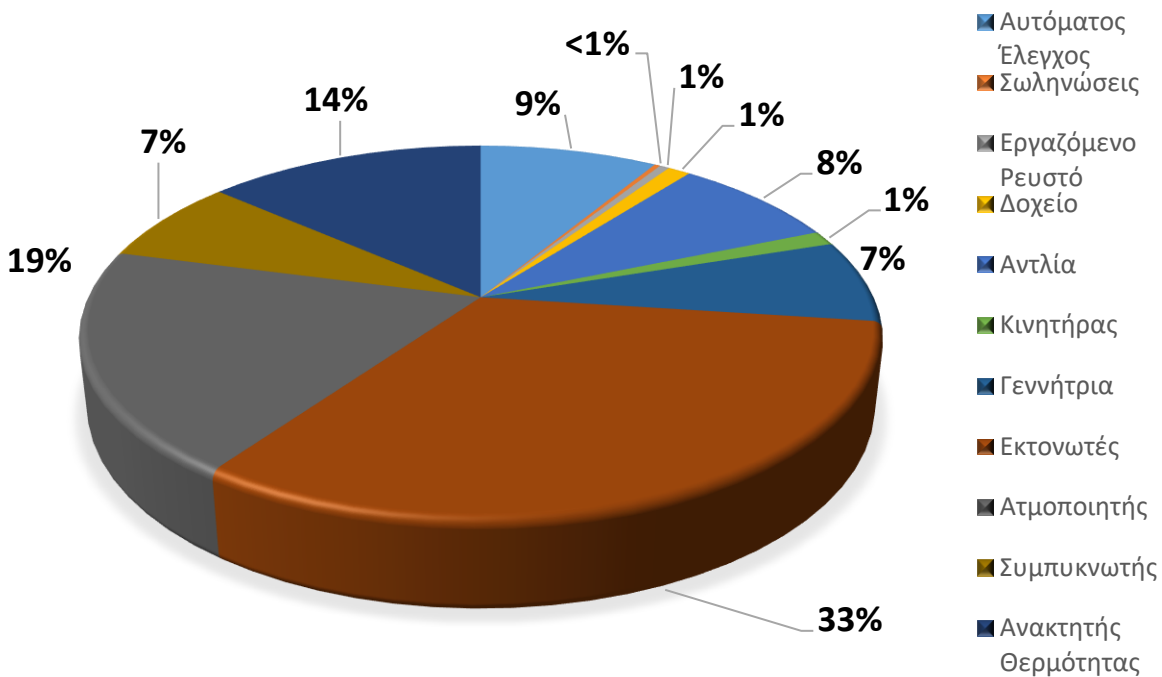


Εικόνα 4.8: Διαγράμματα ωριαίας μεταβολής για συλλέκτη Fresnel στην Αθήνα, α) Θερμοκρασίας εξόδου από τους ηλιακούς συλλέκτες και β) Ισχύος στον ατμοποιητή στο πέρας ενός έτους.

Στην συνέχεια, με δεδομένες προς τα παρόν τις παραπάνω παραμέτρους παρουσιάζεται η κατανομή κόστους της επένδυσης. Στα δύο παρακάτω διαγράμματα πίτας φαίνεται το ποσοστό των δαπανών για καθένα από τα συστατικά των δύο υποσυστημάτων, του ηλιακού και του ORC. Στο πρώτο παρατηρείται πως το κύριο κόστος αποτελούν οι συλλέκτες λόγω της μεγάλης επιφάνειάς τους. Από την άλλη στον ORC, το κόστος κατανέμεται πιο ομοιόμορφα με τα πιο ακριβά εξαρτήματα να είναι οι δύο εκτονωτές και στην συνέχεια οι εναλλάκτες θερμότητας συνοδευόμενοι από την αντλία και την γεννήτρια.

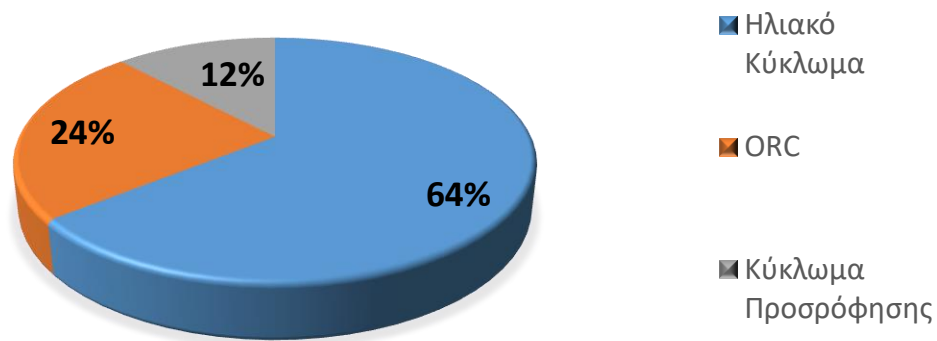


Εικόνα 4.9: Κατανομή κόστους ηλιακού κυκλώματος.



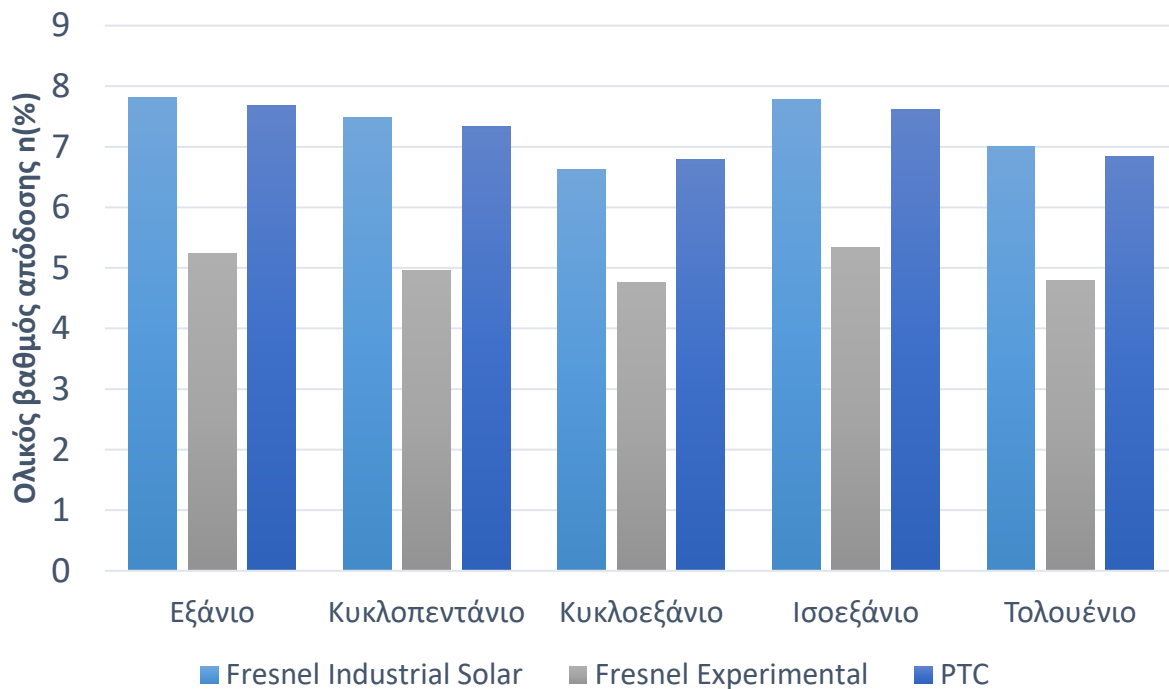
Εικόνα 4.10: Κατανομή κόστους Οργανικού Κύκλου Rankine.

Στην συνέχεια έχοντας υπολογίσει όλα τα επιμέρους κόστη για τα δύο προαναφερόμενα συστήματα, παρατίθεται παρακάτω ένα διάγραμμα πίτας με την συνολική κατανομή του κόστους λαμβάνοντας υπόψιν και τον κύκλο προσρόφησης. Παρατηρείται πως και σε αυτήν την περίπτωση το υψηλότερο κεφάλαιο που θα χρειαστεί να δαπανηθεί σε μια εγκατάσταση τέτοιας κλίμακας είναι οι ηλιακοί συλλέκτες οι οποίοι μαζί με τα υπόλοιπα εξαρτήματα του ηλιακού βρόγχου διαδραματίζουν πάνω από το 60% της συνολικής επένδυσης.



Εικόνα 4.11: Συνολική κατανομή κόστους επιμέρους συστημάτων της εγκατάστασης.

Για μια πιο εμπειρισταωμένη παρουσίαση των θερμοδυναμικών και οικονομικών αποτελεσμάτων, στα ακόλουθα ραβδόγραμμα απεικονίζονται ο συνολικός βαθμός απόδοσης ανά εργαζόμενο μέσο και είδος συλλέκτη, καθώς και το LCOE στην περίπτωση της Αθήνας για όλα τα εξεταζόμενα εργαζόμενα υγρά εργασίας.



Εικόνα 4.12: Συνολικός βαθμός απόδοσης εγκατάστασης ανάλογα με ρευστό και ηλιακό συλλέκτη.

Όπως μπορεί να παρατηρηθεί από το παραπάνω διάγραμμα, υψηλότερο βαθμό απόδοσης παρουσιάζουν οι παραβολικού συλλέκτες γεγονός το οποίο αναμέναμε όπως έχει ήδη αιτιολογηθεί και στο Κεφάλαιο 1. Ωστόσο, τα θεμελιώδη μειονεκτήματα της απόδοσης των συλλεκτών Fresnel πρέπει να αντισταθμιστούν με τη μείωση του κόστους που παρουσιάζουν έναντι των συλλεκτών PTC [27]. Όσον αφορά τα εργαζόμενα μέσα, υψηλότερο βαθμό απόδοσης παρουσιάζει το εξάνιο και το κυκλοεξάνιο. Από οικονομικής άποψης παρακάτω παρουσιάζεται για την περίπτωση της Αθήνας και των παραμέτρων της εξίσωσης (4-35) ο παρακάτω πίνακας με τα ειδικά κόστη ανά ρευστό.

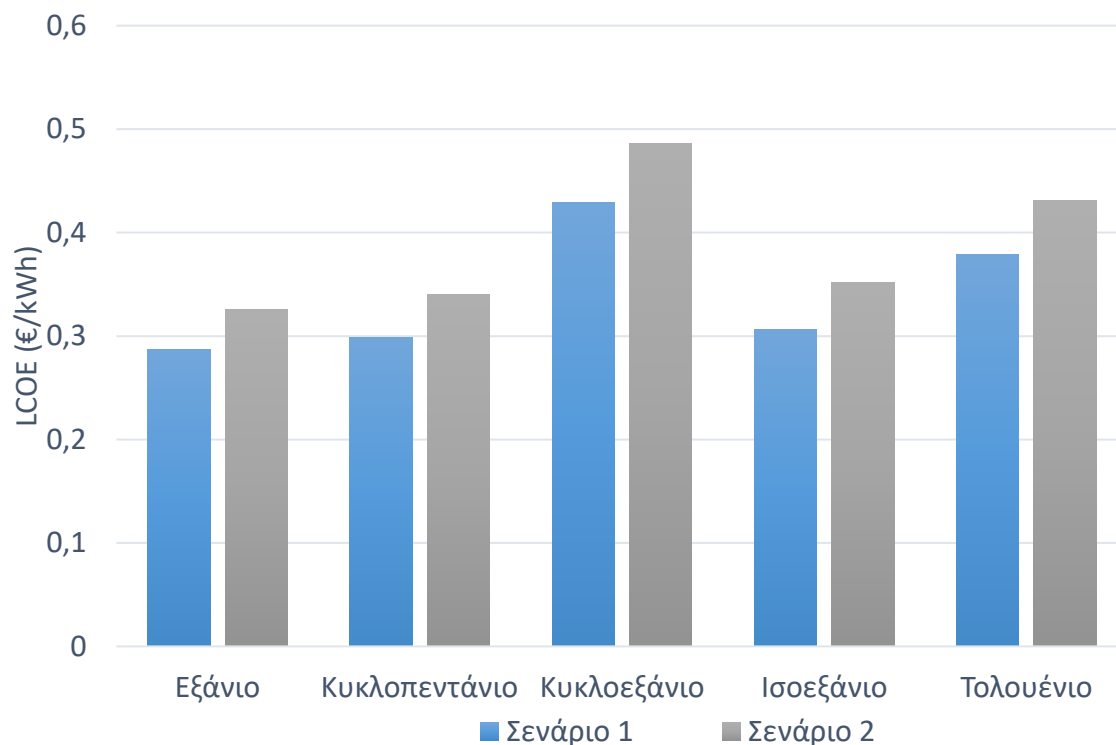
Πίνακας 4.4: Ειδικό κόστος εγκατάστασης ανά εργαζόμενο ρευστό.

Εργαζόμενο Ρευστό	C_{ORC} Ειδικό κόστος (€/kW)
Cyclopentane	935
Cyclohexane	1088
Isohexane	982
Hexane	997
Toluene	1411

Πραγματοποιώντας την οικονομική ανάλυση σε όλα τα ρευστά, παρατηρείται μεγάλη διαφορά στο κόστος των εκτονωτών ανά ρευστό. Αυτό αποτελεί συνέπεια της μεγάλης διαφοράς στον όγκο σάρωσης που διαρρέει τους εκτονωτές σε κάθε ρευστό. Με τις ίδιες περίπου θερμοκρασίες και καθαρή παραγωγή ισχύος κοντά στα 40KW για κάθε ρευστό έχουμε διαφορά στις πυκνότητες γεγονός το οποίο προκαλεί και διαφορά στους όγκους σάρωσης. Όσο πιο μεγάλος είναι ο όγκος του ρευστού για δεδομένα κιλά, τόσο μεγαλύτερο θα είναι και το κόστος. Ο λόγο για τον οποίο το τολουένιο παρουσιάζει σημαντικά υψηλότερο κόστος ως προς τους εκτονωτές είναι το ότι όλα τα υπόλοιπα ρευστά ανήκουν στην ίδια οικογένεια, σε αυτήν των κορεσμένων υδρογονανθράκων. Από την άλλη το τολουένιο ή αλλιώς τολουόλιο ανήκει στους αρωματικούς υδρογονάνθρακες. Το τολουένιο είναι βαρύτερος υδρογονάνθρακας οπότε αναμένεται και μεγαλύτερος όγκος σάρωσης για παραπλήσιες παροχές. Πιο συγκεκριμένα η μοριακή μάζα το τολουενίου είναι 92,14 amu (ατομική μονάδα μάζας $1 \text{ amu} = 1,6 * 10^{-24} \text{ gr}$) ενώ για το κυκλοπεντάνιο είναι 70 amu [88].

Παρότι στην διαδικασία της βελτιστοποίησης θα εξεταστούν και οι τρεις συλλέκτες, για τα παρόντα αποτελέσματα εξετάζεται ο πρώτος συλλέκτης Fresnel της εταιρείας Industrial Solar καθώς ο δεύτερος συλλέκτης που εξετάζεται και έχει σχεδιαστεί από το Πανεπιστήμιο της Νέας Νότιας Ουαλίας σε συνεργασία με το Πανεπιστήμιο RMIT της Αυστραλίας για λειτουργία σε θερμοκρασίες έως 220°C. Το γεγονός αυτό αντικατοπτρίζεται και στην Εικόνα 4.10 καθώς οι συγκεκριμένοι συλλέκτες παρουσιάζουν και την μικρότερη απόδοση.

Τέλος, στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται το ισοσταθμισμένο κόστος της ενέργειας ανά ρευστό και σενάριο λειτουργίας. Ως Σ1 ορίζεται το σενάριο κατά το οποίο γίνεται πλήρης πώληση της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται από τα μέλη της πολυκατοικίας ενώ ως Σ2 ορίζεται το σενάριο στο οποίο συμπεριλαμβάνεται και το κόστος του κύκλου προσρόφησης και κατά το οποίο λαμβάνεται υπόψη η εξοικονόμηση των κοστών θέρμανσης, ψύξης και ΖΝΧ. Το LCOE κυμαίνεται γύρω από πολύ υψηλές τιμές σε σύγκριση με τις τιμές ηλεκτρικής ενέργειας που φαίνονται στην Εικόνα 4.4 ειδικά για το κυκλοεξάνιο και το τολουένιο. Αυτό οφείλεται στο πολύ υψηλό CAPEX όλων των λειτουργικών συστημάτων, και ειδικά του τολουενίου. Επίσης καθώς το κόστος του κύκλου προσρόφησης αντανακλά ένα σημαντικό ποσοστό του συνολικού κόστους, στο 2ο σενάριο παρατηρούμε και μία αύξηση στο LCOE.



Εικόνα 4.13: Ισοσταθμισμένο κόστος της ενέργειας ανά ρευστό και σενάριο λειτουργίας.

Η μελέτη που θα γίνει στην συνέχεια αφορά την βελτιστοποίηση του συστήματος για όλα τα αναφερόμενα σενάρια, πόλεις, εργαζόμενα μέσα και συλλέκτες. Μέσα από αυτήν θα αναδειχθεί η περίπτωση και οι τελικές παράμετροι με την βέλτιστη θερμοδυναμική και οικονομική απόδοση.

5. Βελτιστοποίηση Συστήματος

Στο παρόν κεφάλαιο πραγματοποιείται η μελέτη της συνολικής διαμόρφωσης της εγκατάστασης έτσι ώστε να προκύψει ο τελικός προσδιορισμός των παραμέτρων καθώς και των σεναρίων που την καθιστούν βιώσιμη οικονομικά αλλά και βέλτιστη θερμοδυναμικά. Η διαδικασία της βελτιστοποίησης που θα ακολουθήσει, θα είναι πολυ-κριτηριακή και θα περιλαμβάνει πολλαπλά χαρακτηριστικά τόσο από οικονομικής άποψης, (Περίοδος αποπληρωμής, ΚΠΑ, Ισοσταθμισμένο Κόστος Ενέργειας) όσο και από θερμοδυναμικής (συνολικός θερμικός βαθμός απόδοσης). Στην συνέχεια τα αποτελέσματα στο σύνολο τους θα κριθούν με βάση κυρίως την οικονομική βιωσιμότητα τους προκειμένου η επένδυση να μπορεί να υλοποιηθεί. Η μέθοδος αυτή προσομοιάζει την λειτουργία ενός γενετικού αλγορίθμου, όπου στόχος είναι η επανειλημμένη τροποποίηση ενός μεγάλου πληθυσμού λύσεων ώστε σαν επόμενο βήμα, να παράγεται νέα γενιά λύσεων, που προσεγγίζουν κάθε φορά καλύτερα τις τοπικά μέγιστες λύσεις [2]. Στην συγκεκριμένη περίπτωση όμως το πλήθος δεν τροποποιείται αλλά παρουσιάζονται όλα τα αποτελέσματα από το σετ με τις δοκιμές, προκειμένου να αποκτηθεί μια καθολική εικόνα των προσομοιώσεων.

Η επίτευξη μιας βέλτιστης τεχνο-οικονομικά λύσης βασίζεται σε αντικρουόμενους στόχους καθώς ενώ η εγκατάσταση μπορεί να επιτύχει αποτελεσματική εκμετάλλευση της διαθέσιμης ηλιακής ενέργειας από τους συλλέκτες Fresnel, η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια καθώς και η κάλυψη των θερμικών/ ψυκτικών αναγκών της πολυκατοικίας, δεν θα είναι επαρκής για να καλύψει το επενδυτικό της κόστος. Έτσι πρέπει να αναζητηθεί η βέλτιστη λύση έτσι ώστε το σύστημα αυτό να μπορεί να υλοποιηθεί μελλοντικά και να εξυπηρετήσει τις ανάγκες που έχουν ήδη αναφερθεί.

Τα μεγέθη τα οποία θα αναλυθούν με την μέθοδο βελτιστοποίησης που αναφέρθηκε είναι :

- Η συνολική επιφάνεια των συλλεκτών A_{col}
- Ο όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης V_{st}

Στις δύο αυτές μεταβλητές επιβάλλονται κάποια όρια προκειμένου να προσδιοριστεί το εύρος αποτελεσμάτων με βάση τιμές για εγκαταστάσεις παρόμοιας ισχύος και έκτασης. Η συνολική επιφάνεια των συλλεκτών A_{col} θα ποικίλει από 400-800 m^2 ενώ ο όγκος της δεξαμενής από 0,5-4,5 m^3 . Με τα δεδομένα αυτά, ο αλγόριθμος θα εξετάσει πληθώρα συνδυασμών στα εύρη αυτά και θα παρουσιάσουν τα τελικά αποτελέσματα από τα οποία θα προκύψει ο βέλτιστος συνδυασμός τους. Η βελτιστοποίηση του συστήματος εξετάζει στο σύνολο 120 περιπτώσεις, οι οποίες αφορούν 4 πόλεις, 5 εξεταζόμενα εργαζόμενα ρευστά στον ORC, 3 ηλιακούς συλλέκτες και 2 σενάρια αξιοποίησης της παραγόμενης ενέργειας.

5.1 Αποτελέσματα Βελτιστοποίησης

Στην συνέχεια θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Δεδομένου ότι όλοι οι πιθανοί συνδυασμοί είναι αρκετοί και πολύ εκτενείς, θα παρουσιαστεί για κάθε περίπτωση το βέλτιστο σενάριο. Τα σενάρια αναλύονται με περισσότερες λεπτομέρειες παρακάτω.

Στο πρώτο σενάριο, οι κάτοικοι σχηματίζουν μια κοινότητα και κάνουν μια επένδυση κατά την οποία πουλάνε όλη την παραγόμενη ενέργεια έτσι ώστε μετά από λίγα χρόνια να την αποσβέσουν και να αποκομίσουν οικονομικά οφέλη. Στο σενάριο αυτό στην συνολική επένδυση δεν συμπεριλαμβάνεται το κόστος του κύκλου προσρόφησης καθώς δεν χρησιμοποιείται για την εγκατάσταση. Σύμφωνα με τον τρόπο αυτό η κοινότητα δεν πουλάει την ηλεκτρική ενέργεια με ενεργειακό συμψηφισμό καθώς τότε πρακτικά δεν θα ίσχυε ο τιμοκατάλογος που έχουμε χρησιμοποιήσει και η ενέργεια θα έπρεπε να πωληθεί στα 118,6 €/MWh λεπτά ανά κιλοβατώρα. Από την άλλη, όντας αυτοπαραγωγός συμφέρει περισσότερο τους κατοίκους της κοινότητας για μια πιο γρήγορη απόσβεση του κεφαλαίου.

Στο δεύτερο σενάριο, η εγκατάσταση χρησιμοποιείται πρωτίστως για την παραγωγή θέρμανσης/ ψύξης και ΖΝΧ στην πολυκατοικία. Ακόμη, όπως έχει ήδη αναφερθεί εδώ προσμετράται το κόστος του κύκλου προσρόφησης ενώ η αντιστρεπτή αντλία θερμότητας θεωρείται πως δεν εισάγει κάποιο νέο κόστος μιας και τα εξαρτήματα της έχουν ήδη υπολογιστεί στο συνολικό κόστος. Στην περίπτωση αυτή ως έσοδα της εγκατάστασης λαμβάνονται τα έξοδα τα οποία θα είχαμε εάν καταναλώναμε εξωτερικά ενέργεια για την κάλυψη των παραπάνω αναγκών. Βέβαια, για τις χρονικές στιγμές στις οποίες ο κύκλος αδυνατεί να τις καλύψει, αφαιρείται από τα έσοδα το ποσό αυτό το οποίο καλύπτεται είτε με κάποιο κλιματιστικό είτε με κάποιον λέβητα φυσικού αερίου. Στο σενάριο αυτό και πάλι δεν γίνεται χρήση ενεργειακού συμψηφισμού. Η κοινότητα έχει ένα ηλιοθερμικό σύστημα το οποίο δεν είναι συνδεδεμένο με το δίκτυο και παράγει αυτόνομα την ενέργεια η οποία πληροί τις θερμικές και ψυκτικές ανάγκες της πολυκατοικίας. Παράλληλα έχει την δυνατότητα να πουλάει το πλεόνασμα της ενέργειας στο δίκτυο με τον τιμοκατάλογο όμως του αυτοπαραγωγού. Το δεύτερο σενάριο αποτελεί ένα πιο ρεαλιστικό σενάριο καθώς στοχεύει στην πλήρη ικανοποίηση των φορτίων που ζητούνται προς κατανάλωση από την πολυκατοικία ανεξαρτήτως της παραγόμενης ενέργειας από τον κύκλο ORC.

Για την διαδικασία της βελτιστοποίησης το κόστος πώλησης της ενέργειας, αποφασίστηκε να οριστεί στα 268 €/MWh. Ο λόγος πίσω από αυτήν την αύξηση επαφίεται στην ύπαρξη feed in tariffs (FIT). Το FIT αναφέρεται σε έναν μηχανισμό πολιτικής που αναπτύχθηκε για την υποστήριξη τεχνολογιών ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, παρέχοντας μακροπρόθεσμη ασφάλεια τιμών ανά kWh για ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από ανανεώσιμες πηγές και τροφοδοτείται στο δίκτυο [89]. Όσον αφορά τα Ελληνικά δεδομένα, υπάρχουν συμβάσεις πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται από ηλιοθερμικούς σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής για έως και είκοσι πέντε (25) έτη. Για την εγκατάσταση που μελετάται στην

διπλωματική αυτή και ηλιακή ενέργεια που αξιοποιείται με ηλιοθερμικούς σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με σύστημα αποθήκευσης, το οποίο εξασφαλίζει τουλάχιστον 2 ώρες λειτουργίας στο ονομαστικό φορτίο, η τιμή ενέργειας ορίζεται στα 268 €/MWh [90].

Παρακάτω φαίνονται ομαδοποιημένα τα αποτελέσματα για κάθε πόλη και συλλέκτη, όπου φαίνονται οι οικονομικές μεταβλητές που αναφέρθηκαν συναρτήσει του συνολικού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης. Σε κάθε περίπτωση, το πρώτο σχήμα απεικονίζει όλα τα πιθανά αποτελέσματα που ορίζονται από τον αλγόριθμο, και η διακύμανση των βελτιστοποιημένων στόχων, που συνδυάζονται, αποτελεί την καμπύλη των λύσεων που παρουσιάζεται στις υπόλοιπες 3 εικόνες.

Στα παρακάτω γραφήματα αποτυπώθηκε η μέθοδος βελτιστοποίησης που ακολουθήθηκε με τις δοκιμές για κάθε πιθανό σενάριο και περίπτωση. Μπορεί να παρατηρηθεί πως σε όλα τα διαγράμματα και στις αντίστοιχες καμπύλες, παρουσιάζεται η ίδια μονοτονία. Ο συνολικός βαθμός της εγκατάστασης συμβαδίζει με τα οικονομικά μεγέθη, καθώς οι χρόνοι αποπληρωμής παρατηρείται πως σταδιακά μειώνονται, όταν αυξάνεται η απόδοση. Αυτό είναι αναμενόμενο καθώς αξιοποιείται πιο αποτελεσματικά η διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία με αποτέλεσμα την παραγωγή υψηλοτέρων ποσών ενέργειας.

Σε όλες τις πόλεις και για όλους τους συλλέκτες η συνολική απόδοση που αποδίδεται στο σύστημα, φτάνει τιμές έως και 11%, πράγμα που σημαίνει ότι η διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία αξιοποιείται επαρκώς από το σύστημα για τέτοιου εύρους εγκατάσταση.

Ωστόσο παρατηρήθηκε από τον κώδικα που δημιουργήθηκε, πως αυξάνοντας περαιτέρω την επιφάνεια των συλλεκτών και έτσι την επιφάνεια συλλογής της ηλιακής με την βοήθεια αγοράς επιπλέον συλλεκτών, αυξάνεται το CAPEX, χωρίς να προσφέρει κανένα όφελος από την άποψη της παραγωγής ενέργειας. Οι χρόνοι αποπληρωμής μειώνονται σταδιακά με την αύξηση του συνολικού βαθμού απόδοσης, ωστόσο φτάνουν σε ένα σημείο καμψής μετά το πέρας του οποίου, παρά την αύξηση του βαθμού απόδοσης δεν παρατηρείται σημαντική μείωση του χρόνου αποπληρωμής. Αξίζει να σημειωθεί πως την συμπεριφορά του χρόνου αποπληρωμής ακολουθεί και το ισοσταθμισμένο κόστος ενέργειας όπως και η ΚΠΑ καθώς έχουμε παρόμοια συμπεράσματα και για τους τρεις αυτούς οικονομικούς δείκτες.

Τα παραπάνω διαγράμματα θα σχολιαστούν με βάση τις κατηγορίες με τις οποίες έγινε επιλογή των συνολικών σεναρίων, δηλαδή με βάση την πόλη, το εργαζόμενο ρευστό, τον συλλέκτη και το σενάριο με το οποίο θα υπολογίζονται τα έσοδα από την πώληση της ηλεκτρικής ενέργειας.

Όσον αφορά τα εργαζόμενα ρευστά παρατηρούνται αρκετές ομοιότητες μεταξύ των περιπτώσεων που παρουσιάζονται καθώς οι διάφορες καμπύλες είναι σχετικά κοντά μεταξύ τους. Παρότι ανά πόλη και συλλέκτη το βέλτιστο ρευστό μπορεί να διαφέρει, στα περισσότερα από τα παραπάνω διαγράμματα ιδανική συμπεριφορά στους παράγοντες βελτιστοποίησης που έχουν επιβληθεί παρουσιάζει το εξάνιο, το ισοεξάνιο και το κυκλοπεντάνιο. Ο κύριος

παράγοντας που διαφοροποιεί τα ρευστά είναι η θερμοδυναμική απόδοσή τους καθώς και το κόστος τους. Το γεγονός αυτό παρατηρείται ειδικά στην περίπτωση του τολουενίου το οποίο έχει το υψηλότερο κόστος από τα υπόλοιπα ρευστά. Κατά την θερμοδυναμική βελτιστοποίηση είχε παρουσιάσει την καλύτερη απόδοση, ωστόσο συνεκτιμώντας την συνολική οικονομική αποτίμηση της εγκατάστασης, φθηνότερα ρευστά όπως αυτά που αναφέρθηκαν προηγουμένως θα προτιμηθούν. Πιο συγκεκριμένα στις περιπτώσεις των Χανίων και της Αθήνας στις οποίες παρουσιάζονται και οι καλύτεροι χρόνοι αποπληρωμής, το εξάνιο παρουσιάζει χρόνους αποπληρωμής στα 11 και 14 χρόνια αντίστοιχα, γεγονός το οποίο συνιστά μια τέτοια επένδυση πολύ συμφέρουσα για μια μικρή ενεργειακή κοινότητα.

Ο επόμενος παράγοντας με τον οποίο μπορούν να συγκριθούν τα ρευστά είναι ο γεωγραφικός. Με βάση τις Εικόνες 5.1-5.12 παρατηρείται πως στην περίπτωση των Χανίων έχουμε τον μικρότερο χρόνο αποπληρωμής στα 11 χρόνια. Δεδομένου του χρόνου ζωής της εγκατάστασης στα 25 χρόνια, η επένδυση αυτή θεωρείται βιώσιμη και η πόλη των Χανίων θα ήταν η βέλτιστη τοποθεσία για την τοποθέτηση των συλλεκτών. Το γεγονός αυτό αποδίδεται στην σημαντική συγκέντρωση ηλιακής ακτινοβολίας στην πόλη των Χανίων, καθώς και στις υψηλές θερμοκρασίες που επικρατούν καθ' όλη τη διάρκεια του χρόνου.

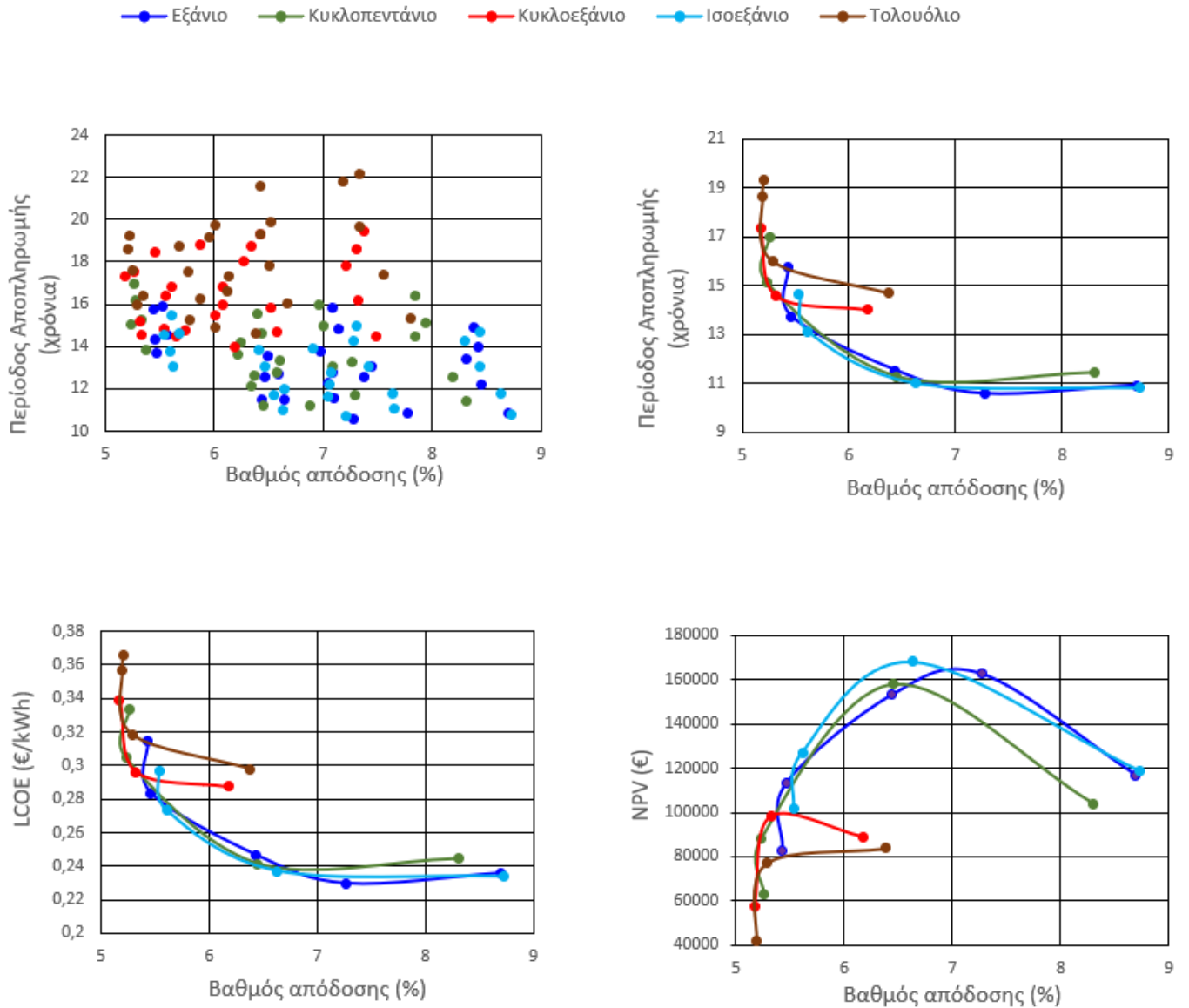
Ενθαρρυντικά ωστόσο είναι και τα αποτελέσματα στην πόλη της Αθήνας με βέλτιστο χρόνο αποπληρωμής στα 13 χρόνια γεγονός το οποίο σημαίνει απόσβεση της επένδυσης, με αποτέλεσμα η επένδυση αυτή να έχει και εκεί νόημα. Από την άλλη στην Κοζάνη και στη Θεσσαλονίκη οι οικονομικοί δείκτες παρουσιάζουν βέλτιστους χρόνους αποπληρωμής στα 15 χρόνια. Αυτό συμβαίνει επειδή στην περίπτωση των βόρειων πόλεων η διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια είναι περιορισμένη, γεγονός που οδηγεί σε χαμηλότερη θερμοκρασία εισόδου στον ORC. Παρότι η απόδοση του συστήματος είναι σχετικά υψηλή εκεί, ωστόσο, η καθαρή ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται μειώνεται μαζί με τις εισροές, γεγονός που αυξάνει το τελικό LCOE. Αντίθετα για νότιες και πιο ηλιόλουστες πόλεις, αν και η συσσωρευμένη ηλιακή ακτινοβολία δεν χρησιμοποιείται με την ίδια απόδοση, η καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια είναι υψηλότερη και το LCOE μειώνεται. Αυτό φαίνεται κιόλας στο γεγονός ότι στην Θεσσαλονίκη και στην Κοζάνη η εγκατάσταση εμφανίζει υψηλότερο χρόνο αποπληρωμής και LCOE ενώ ο συνολικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης ξεπερνάει το 10%, κάτι το οποίο δεν συμβαίνει σε πόλεις όπως η Αθήνα και τα Χανιά όπου η απόδοση είναι μικρότερη. Παρόλα αυτά, οι τιμές που αναφέρθηκαν αφορούν τις περιπτώσεις με τον βέλτιστο τύπο συλλέκτη.

Όσον αφορά τους συλλέκτες, οι πειραματικού τύπου συλλέκτες Fresnel παρουσιάζουν μειωμένο βαθμό απόδοσης καθώς αξιοποιούν μικρότερο ποσό ακτινοβολίας ενώ έχουν και μικρότερα θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας όπως έχει ήδη αναφερθεί. Ενδεικτικά για την περίπτωση της Αθήνας, ο μέγιστος βαθμός απόδοσης ο οποίος μπορεί να επιτευχθεί είναι κοντά στο 7%, ενώ ο βιομηχανικός συλλέκτης Fresnel και ο παραβολικός κυμαίνονται με μέγιστα στο 10%. Και στις υπόλοιπες πόλεις επαναλαμβάνονται τα παραπάνω ενώ στην Θεσσαλονίκη καλύτερος συλλέκτης αναδεικνύεται ο παραβολικός. Ωστόσο μιας και οι δυο τελευταίοι συλλέκτες είναι πολύ κοντά μεταξύ τους για αυτό το εύρος θερμοκρασιών, θα

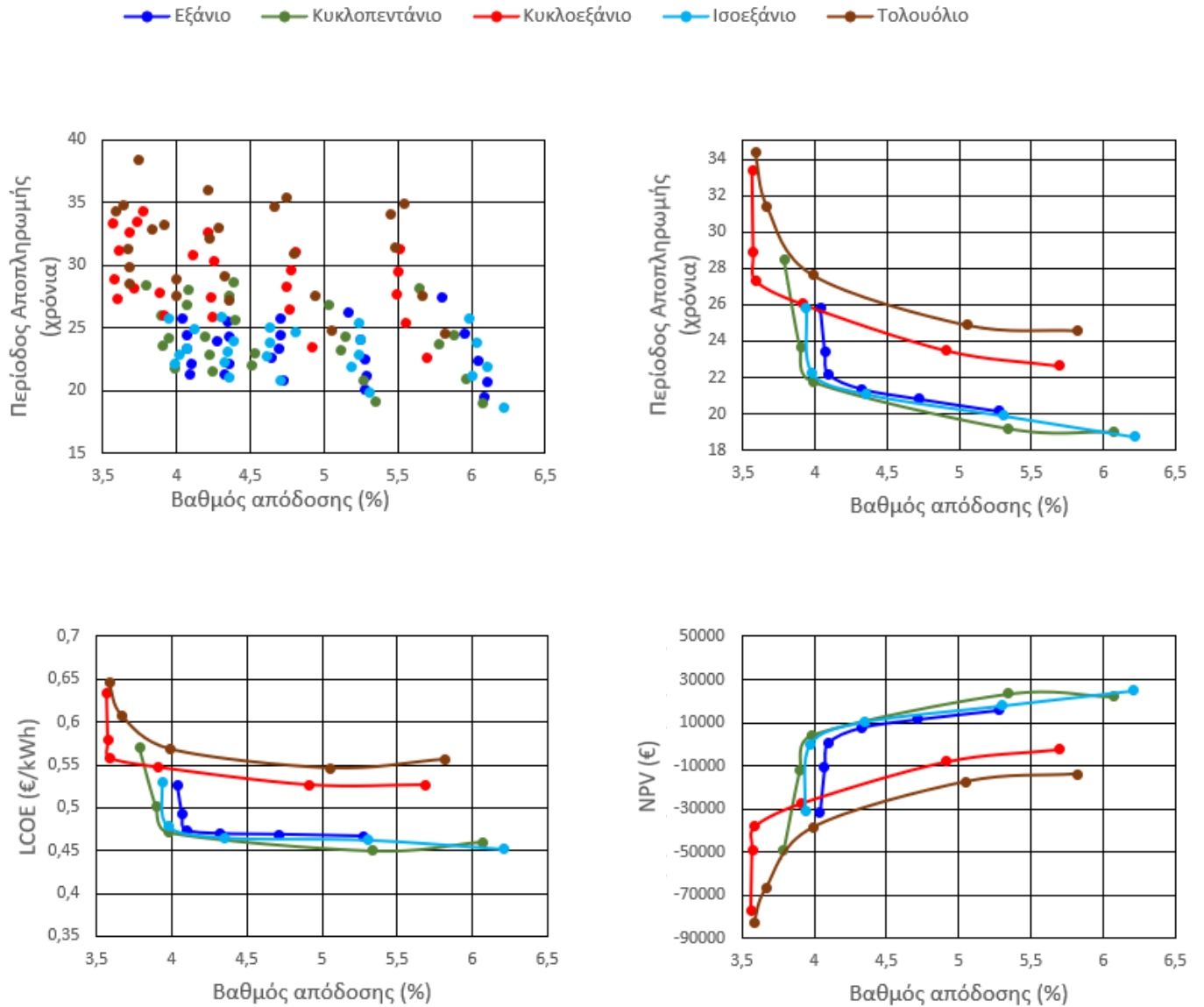


επιλέγεται κάθε φορά ο συλλέκτης Fresnel καθώς έχει συγκριτικά πολύ χαμηλότερο κόστος και έτσι, λαμβάνοντας υπόψιν και την οικονομική τους σύγκριση, αποδεικνύεται η καλύτερη επιλογή για όλες τις περιπτώσεις.

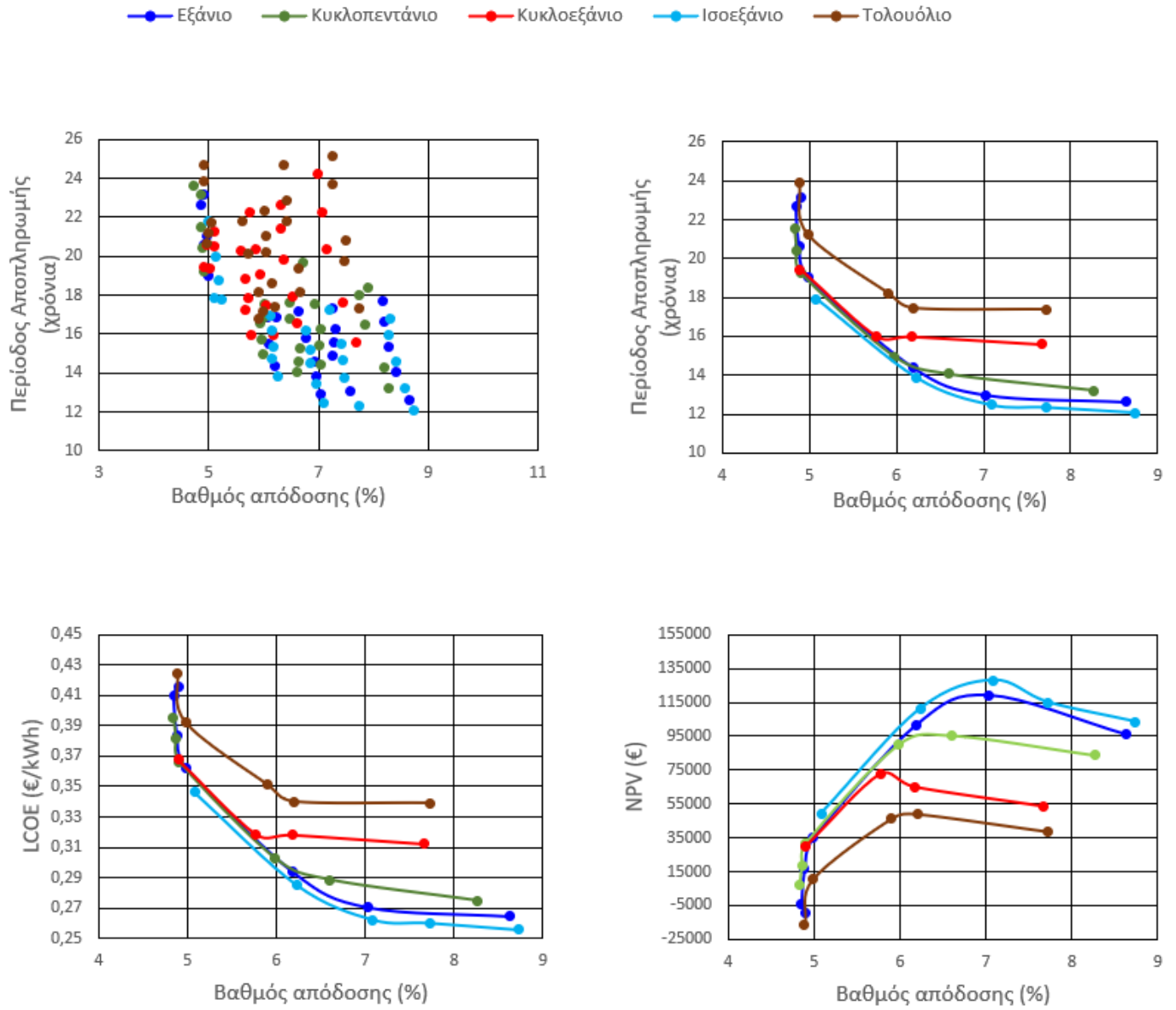
Τέλος μεταξύ των σεναρίων περί του τρόπου αξιοποίησης της προς πωλήσεως ενέργειας, δεν παρατηρούνται μεγάλες διαφορές μεταξύ των δύο. Σε πόλεις όπως η Αθήνα το σενάριο κατά το οποίο πωλείται η ενέργεια στη ΔΕΗ φαίνεται το πιο κερδοφόρο. Ωστόσο σε πόλεις όπως η Κοζάνη και η Θεσσαλονίκη, πιο επικερδής φαίνεται η μέθοδος κατά την οποία προκειμένου να καλυφθούν όλες οι ανάγκες της πολυκατοικίας, αφαιρείται το ποσό ηλεκτρικής ενέργειας από τα έσοδα, προσθέτοντας ωστόσο το κέρδος που θα είχαμε από την χρήση διάφορων άλλων συμβατικών τρόπων θέρμανσης/ ψύξης ΖΝΧ. Παρόλα αυτά μιας και οι δυο τρόποι παρουσιάζουν παραπλήσια αποτελέσματα, στα τελικά αποτελέσματα και συμπεράσματα επιλέγεται να μελετηθεί το σενάριο 2 ως ένα πιο ρεαλιστικό σενάριο για μια μικρή ενεργειακή κοινότητα, η οποία θέλει μεν να ανεξαρτητοποιηθεί από το δίκτυο και να πουλάει την ενέργεια με την βοήθεια των προκαθορισμένων τιμών αλλά από την άλλη να καλύπτει εξ ολοκλήρου τις ανάγκες τις σε θέρμανσή ,ψύξη και ζεστό νερό χρήσης.



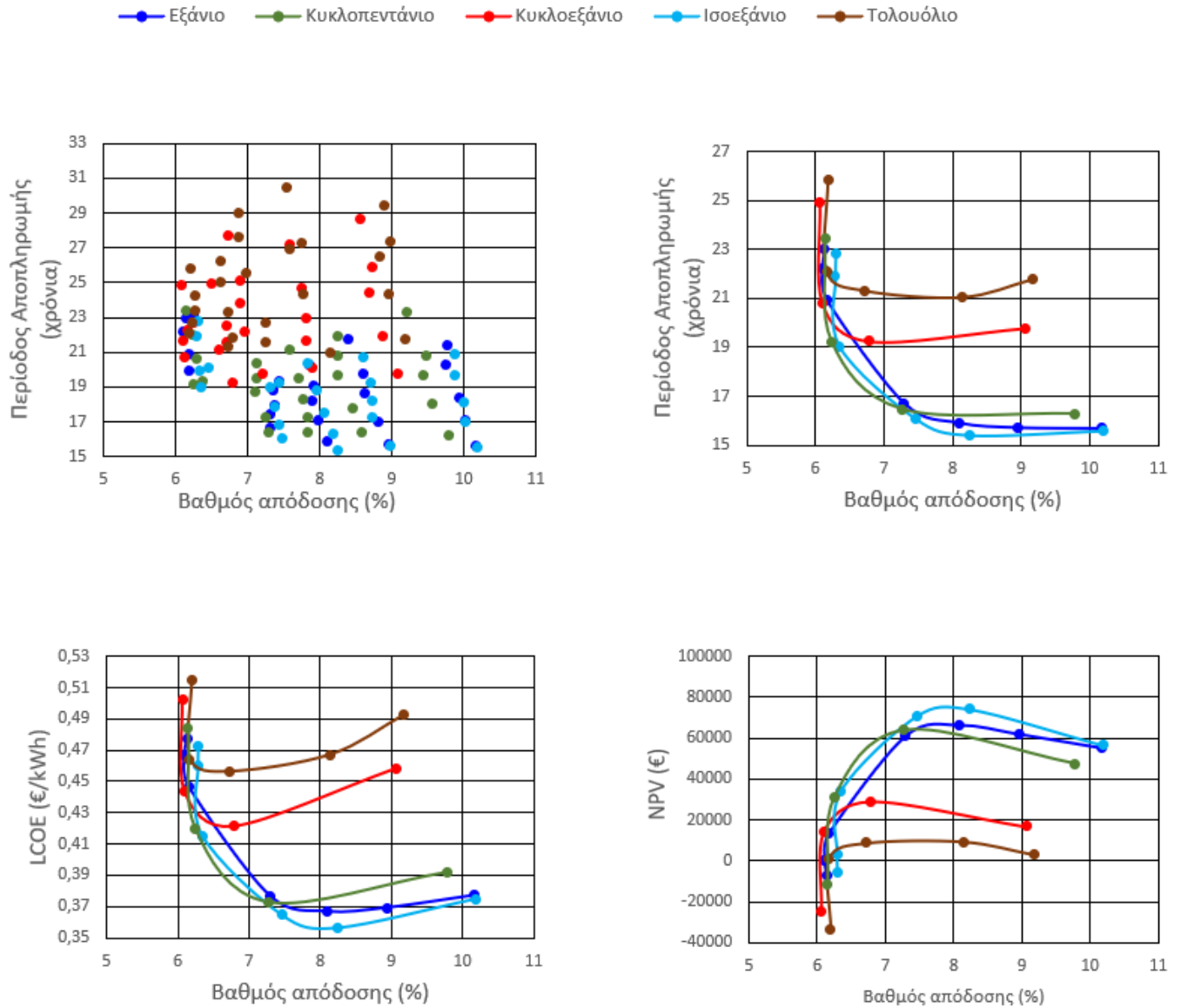
Εικόνα 5.1: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσει του β.α για την περίπτωση του βιομηχανικού συλλέκτη Fresnel στα Χανιά για το 1^ο Σενάριο.



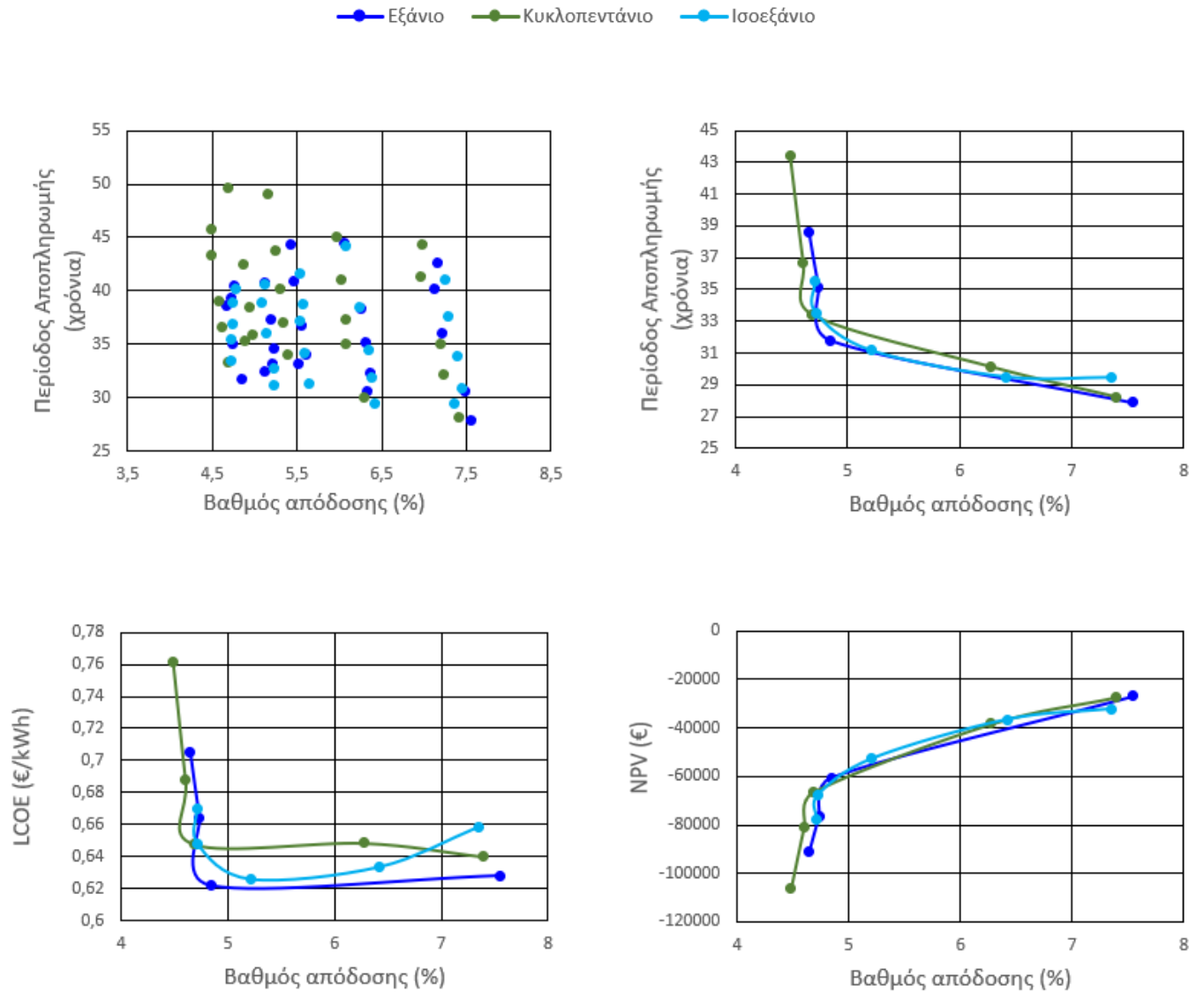
Εικόνα 5.2: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσει του β.α για την περίπτωση του πειραματικού συλλέκτη Fresnel στα Χανιά για το 2^ο Σενάριο.



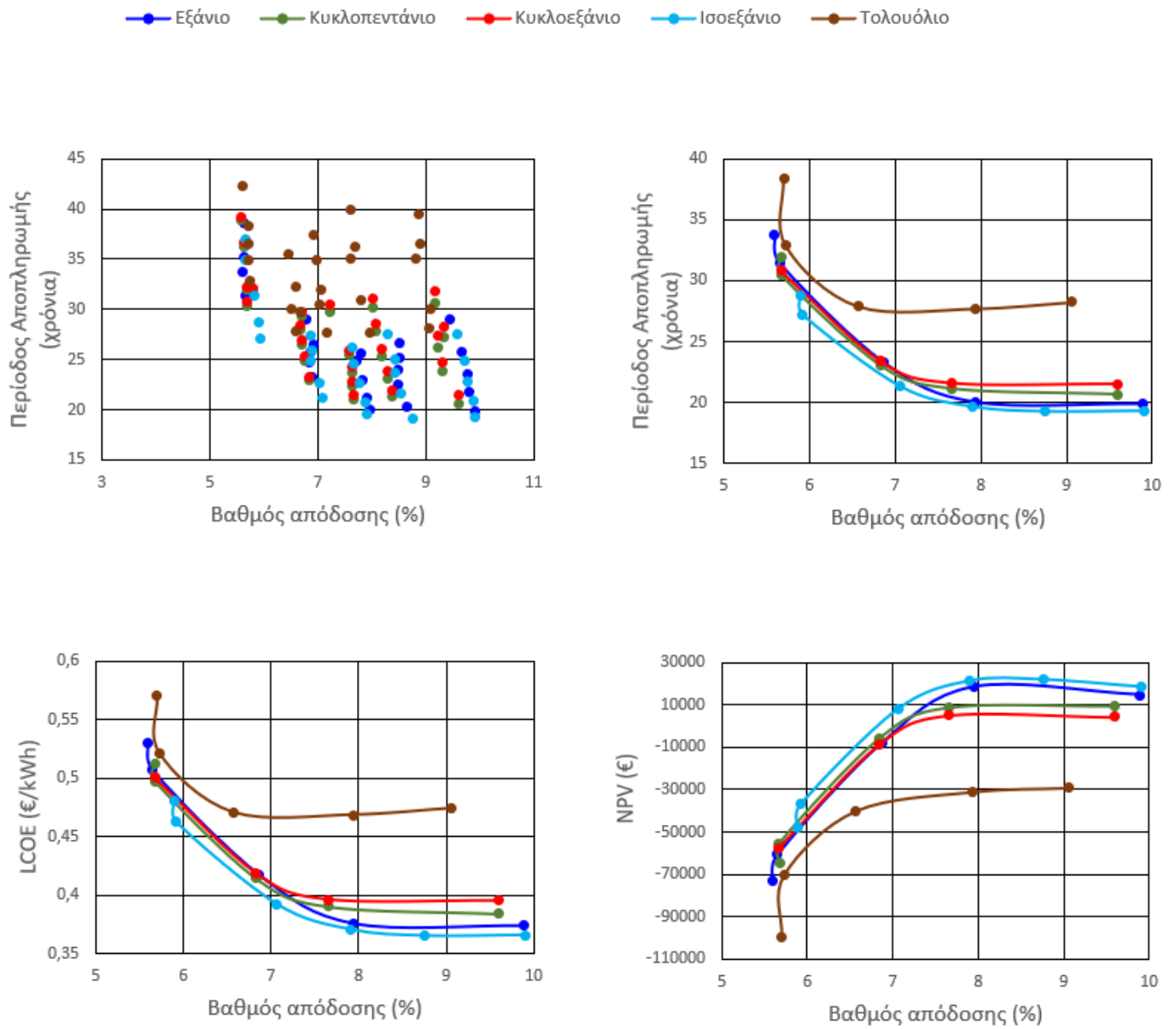
Εικόνα 5.3: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεσι του β.α για την περίπτωση του PTC στα Χανιά για το 1^ο Σενάριο.



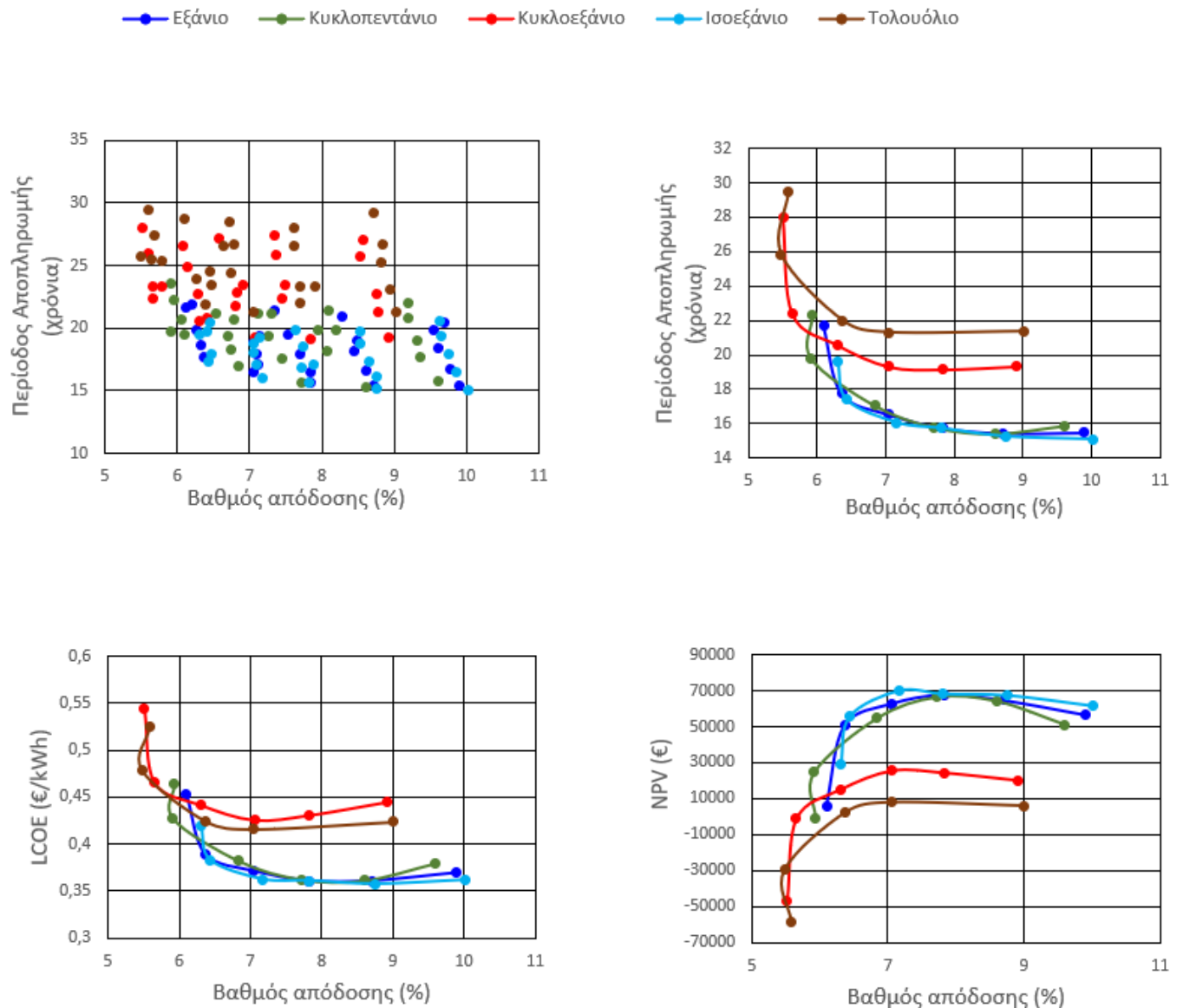
Εικόνα 5.4: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεσι του β.α για την περίπτωση του βιομηχανικού συλλέκτη Fresnel στην Θεσσαλονίκη για το 2^ο Σενάριο.



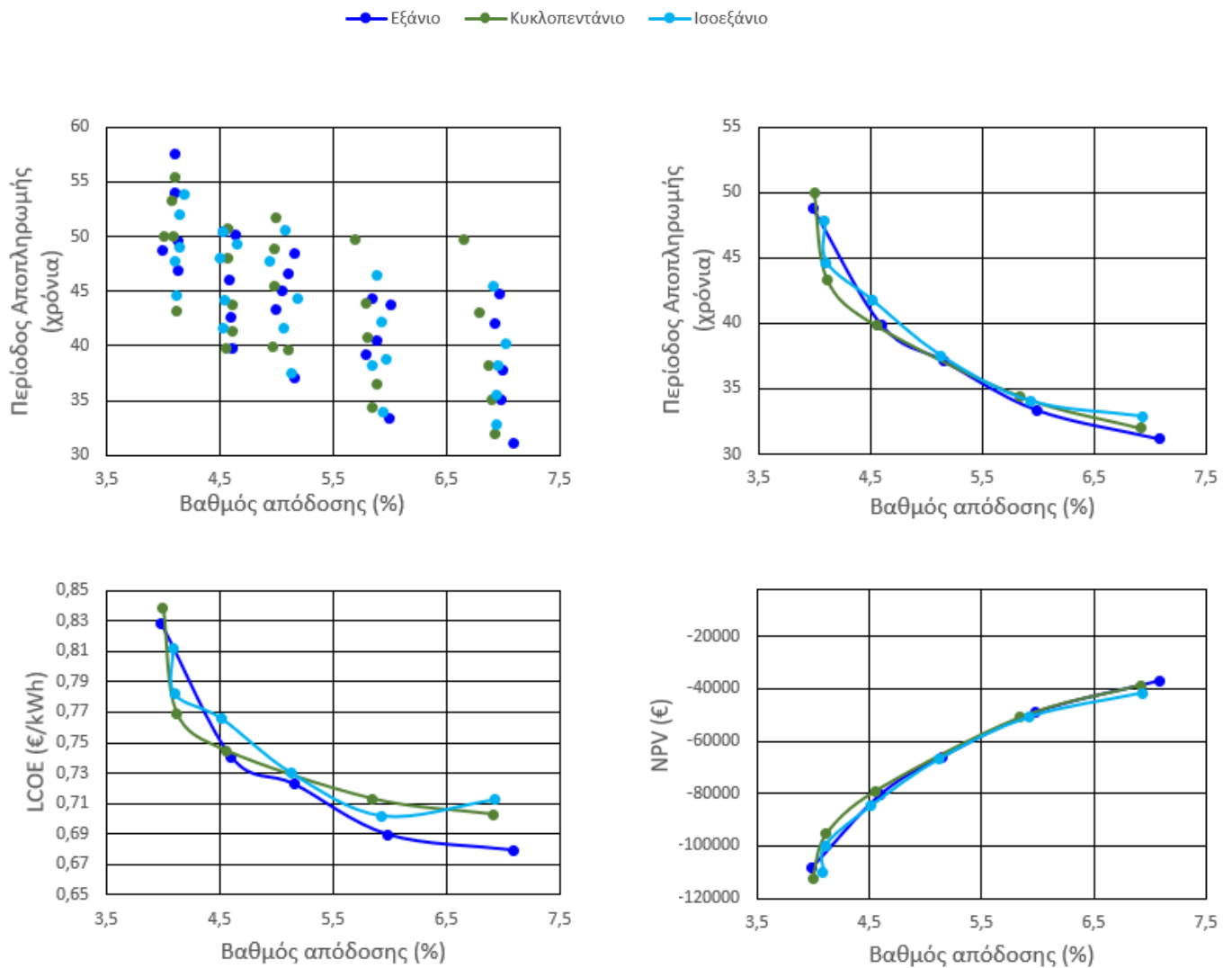
Εικόνα 5.5: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεσι του β.α για την περίπτωση του πειραματικού συλλέκτη Fresnel στην Θεσσαλονίκη για το 2^ο Σενάριο.



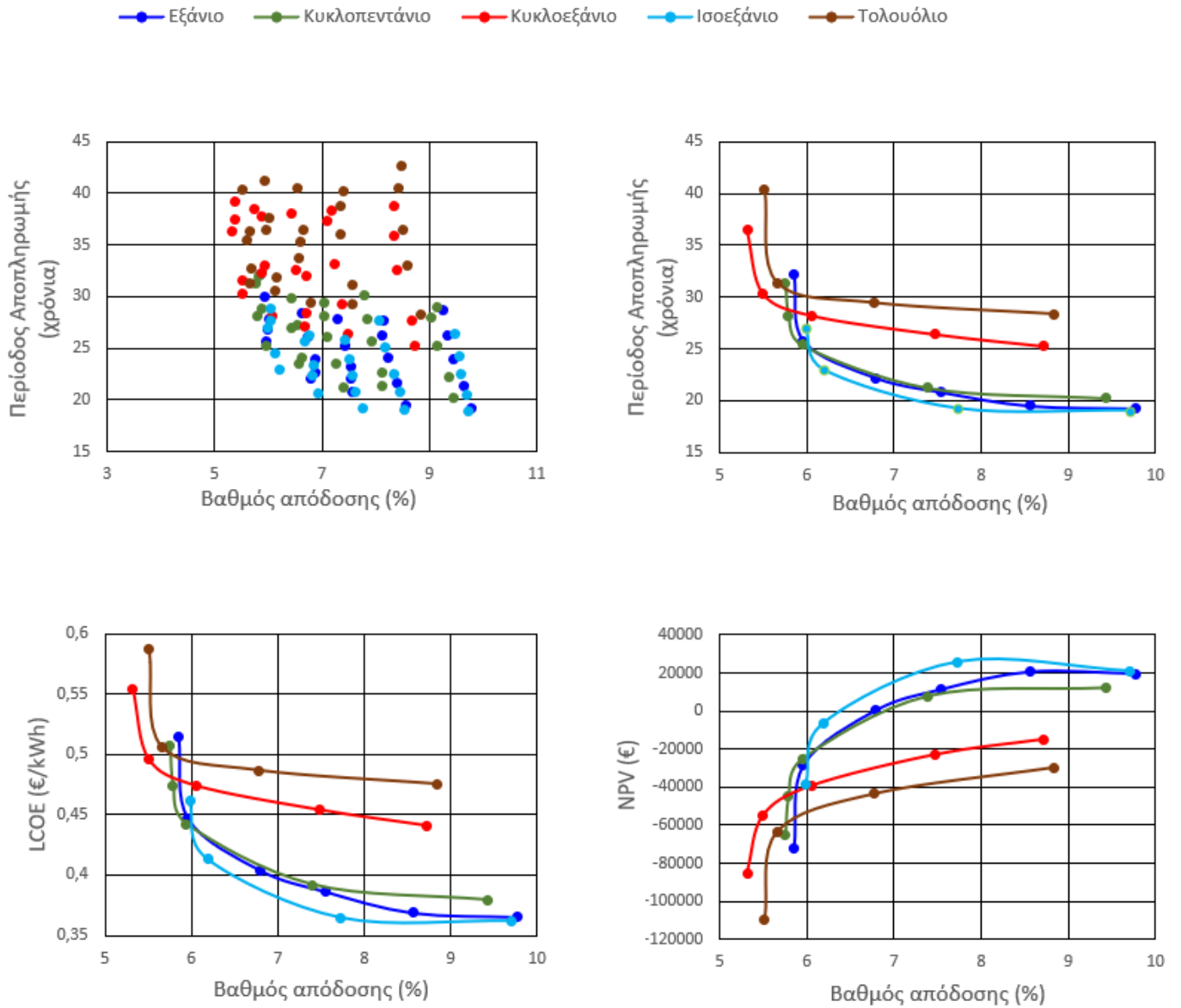
Εικόνα 5.6: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεϊ του β.α για την περίπτωση του PTC στην Θεσσαλονίκη για το 1^ο Σενάριο.



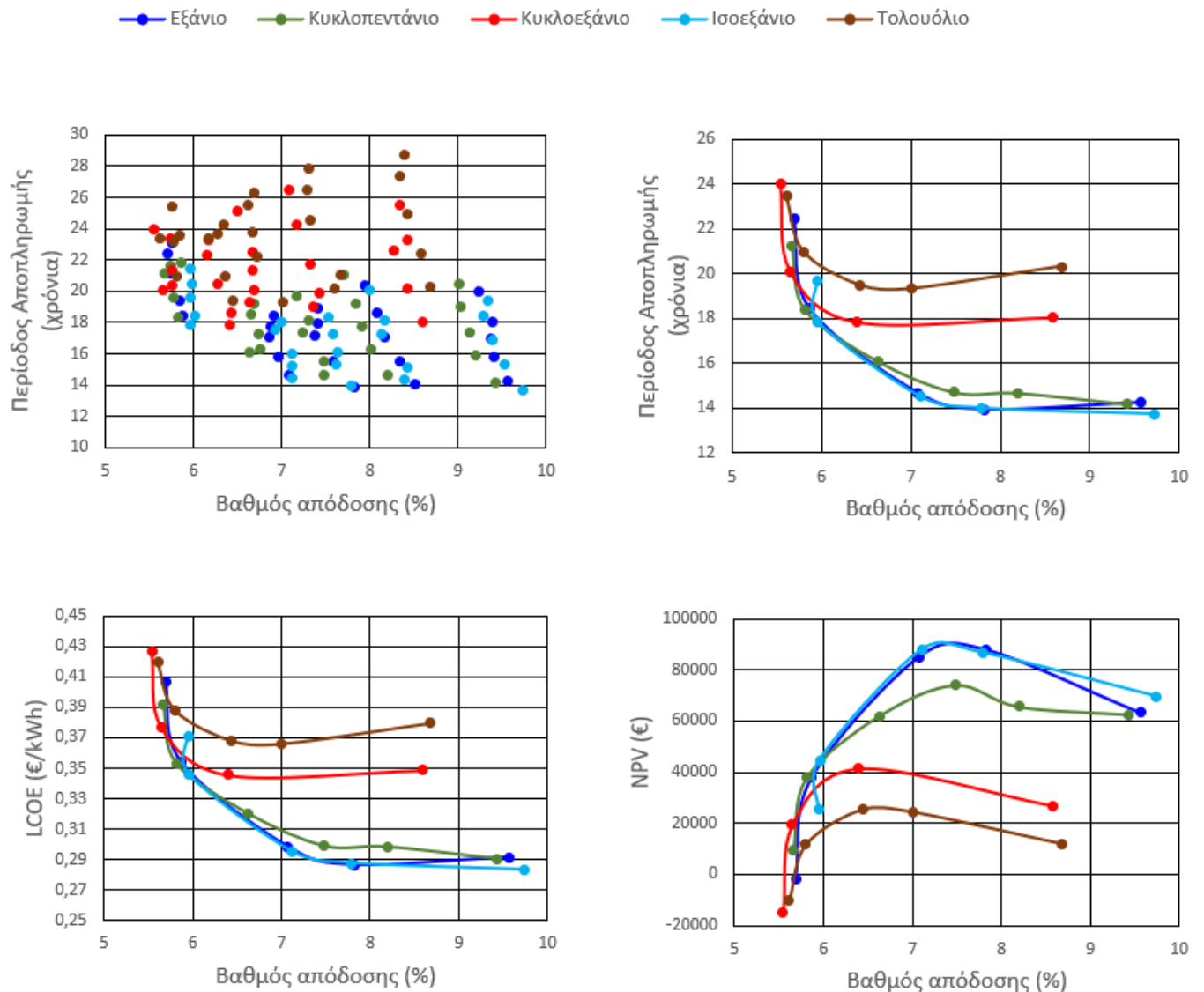
Εικόνα 5.7: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσει του β.α για την περίπτωση του βιομηχανικού συλλέκτη Fresnel στην Κοζάνη για το 2^ο Σενάριο.



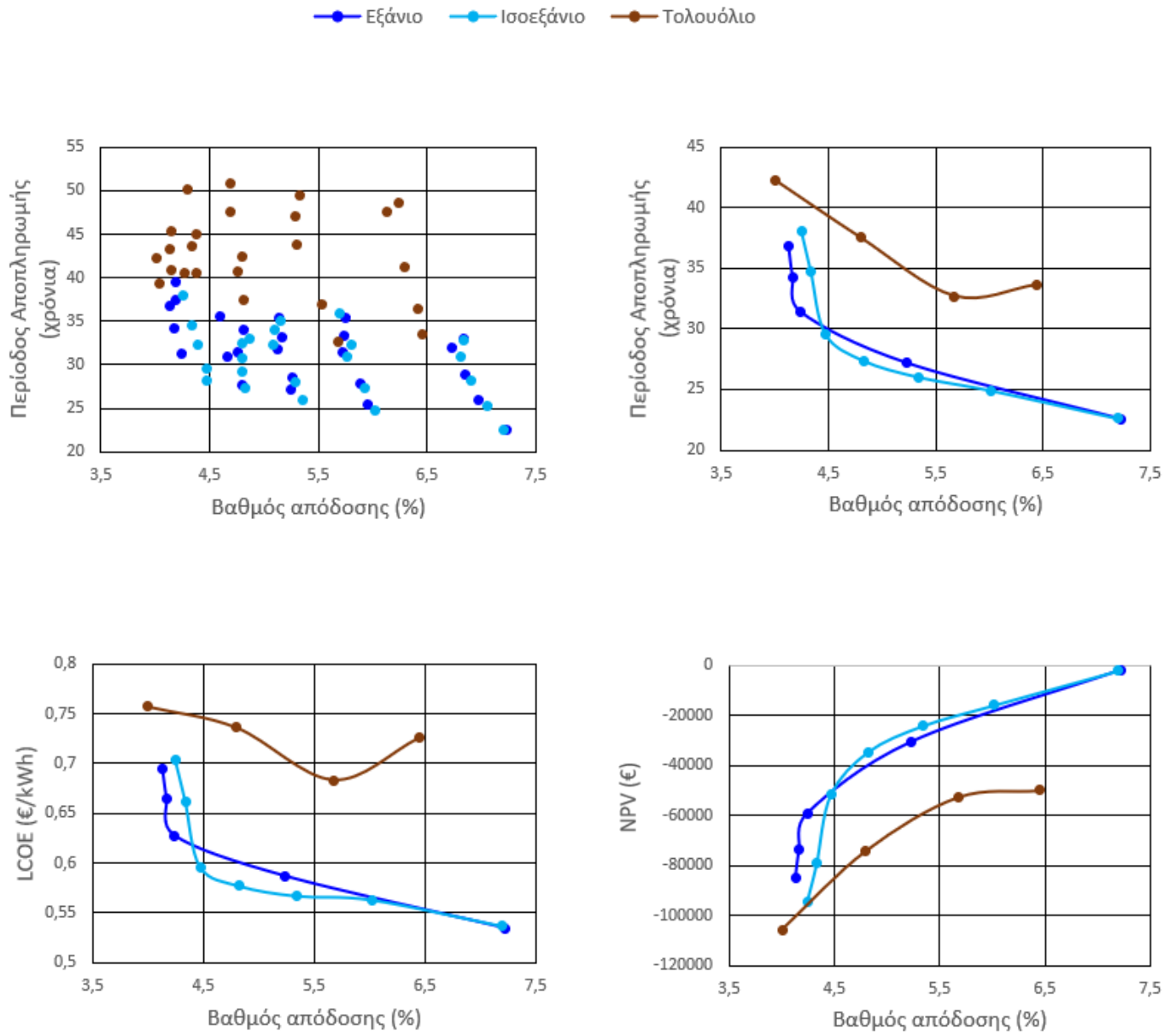
Εικόνα 5.8 Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεϊ του β.α για την περίπτωση του πειραματικού συλλέκτη Fresnel στην Κοζάνη για το 2^ο Σενάριο.



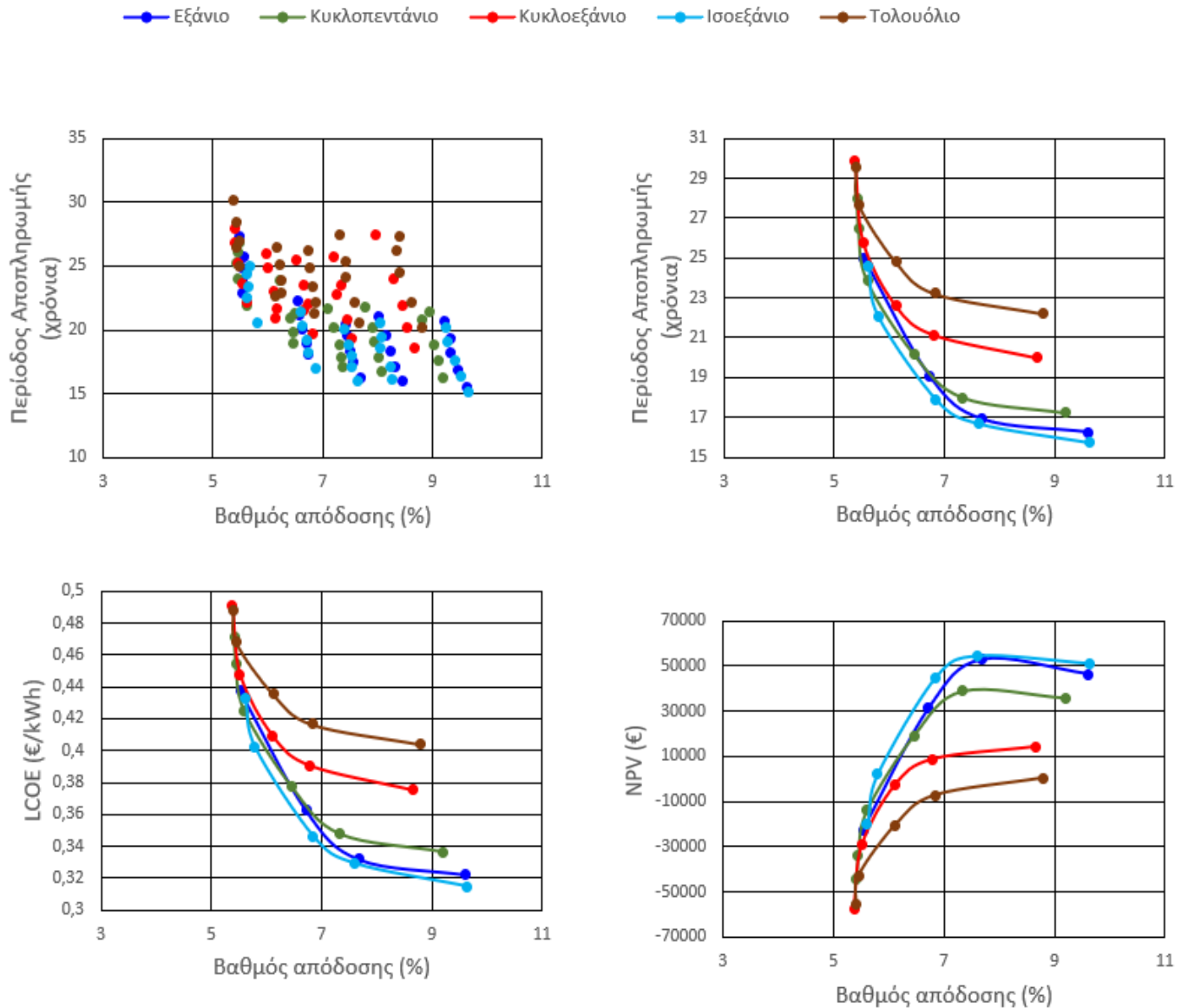
Εικόνα 5.9: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσει του β.α για την περίπτωση του PTC στην Κοζάνη για το 2^ο Σενάριο.



Εικόνα 5.10: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσει του β.α για την περίπτωση του βιομηχανικού συλλέκτη Fresnel στην Αθήνα για το 1^ο Σενάριο.



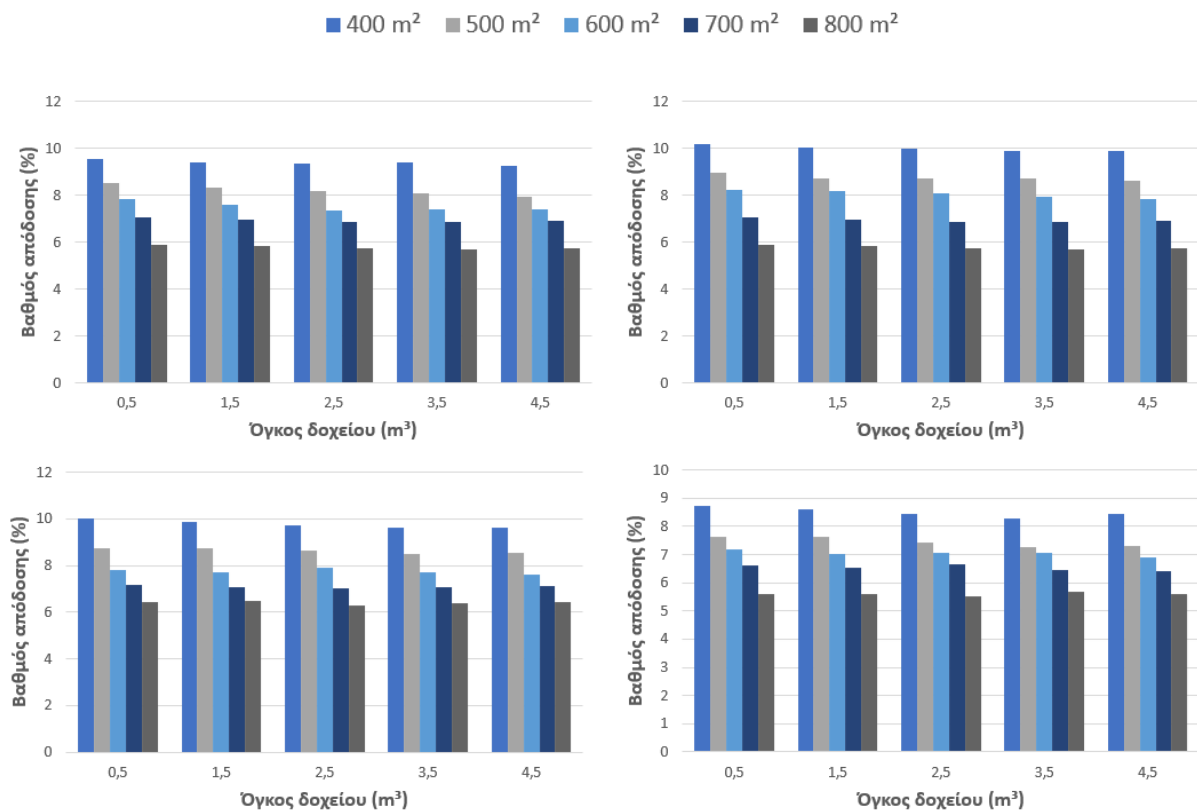
Εικόνα 5.11: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσει του β.α για την περίπτωση του πειραματικού συλλέκτη Fresnel στην Αθήνα για το 2^ο Σενάριο.



Εικόνα 5.12: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσε του β.α για την περίπτωση του PTC στην Αθήνα για το 2^ο Σενάριο.

Όσον αφορά τα συμπεράσματα για τον όγκο δεξαμενής και την επίδραση του στην συνολική απόδοση της εγκατάστασης, τα βέλτιστα αποτελέσματα παρατηρήθηκαν σε μια σειρά σχετικά μικρών δεξαμενών. Όπως είναι εύκολα κατανοητό δεξαμενή αποθήκευσης υψηλότερου όγκου συνεπάγεται και αυξημένο κόστος κεφαλαίου της και έτσι επηρεάζεται το CAPEX της συνολικής επένδυσης και ως αποτέλεσμα, και οι δείκτες PP, LCOE, NPV. Επιπρόσθετα όμως, από

Θερμοδυναμικής απόψεως, μια μεγαλύτερη δεξαμενή αυξάνει τη θερμική αδράνεια του συστήματος. Μεγαλύτερες δεξαμενές θα απαιτούσαν πολύ μεγαλύτερη θερμική ισχύ από τους συλλέκτες προκειμένου να αυξήσουν τη θερμοκρασία τους, καθώς περιέχουν μεγαλύτερες ποσότητες εργαζόμενου ρευστού και έχουν μεγαλύτερες απώλειες έναντι του περιβάλλοντος. Εξαιτίας αυτών των δεδομένων όπως φαίνεται και στον παρακάτω πίνακα αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί δεξαμενή με όγκο 500 λίτρα σε όλες τις πόλεις.



Εικόνα 5.13: Συσχέτιση μεταξύ της επιφάνειας συλλογής, του όγκου του δοχείου και των αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης για την Αθήνα (άνω αριστερά) , την Θεσσαλονίκη (άνω δεξιά), την Κοζάνη (κάτω αριστερά) και τα Χανιά (κάτω δεξιά).

Η συσχέτιση μεταξύ της επιφάνειας συλλογής, του όγκου του δοχείου και των αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης φαίνεται στα διαγράμματα της Εικόνας 5.13. Όπως φαίνεται, παρότι δεν είναι μεγάλη η διαφορά, η αύξηση των συλλεκτικών πάνελ μειώνει την αποδοτικότητα του συστήματος. Στις περισσότερες πόλεις για δεδομένο ίδιο όγκο δοχείου όταν με την αύξηση των συλλεκτών από 400 σε 800 m² επέρχεται και μια μείωση του συνολικού βαθμού απόδοσης κατά 1%. Όταν η επιφάνεια είναι μικρή, η απορροφούμενη ισχύς είναι επίσης περιορισμένη γεγονός το οποίο οδηγεί σε σχεδόν πλήρη χρήση εξωτερικής ενέργειας προκειμένου να

καλυφθούν οι θερμικές ανάγκες του ORC. Ωστόσο, η παραγωγή ισχύος είναι επίσης περιορισμένη και συνεπώς οι συνολικές εισροές μειώνονται.

5.2 Συγκεντρωτικά Αποτελέσματα

Στην υποενότητα αυτή πραγματοποιείται μια συνολική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων, όπου για κάθε πόλη εμφανίζονται οι συνδυασμοί που οδηγούν στη βελτιστοποίηση των δύο στόχων, των οικονομικών και των θερμοδυναμικών. Τα συνολικά αποτελέσματα παρουσιάζονται παρακάτω, όπου φαίνεται το επιλεγμένο ρευστό για κάθε πόλη σε συνδυασμό με την βέλτιστη διαστασιολόγηση των ηλιακών συλλεκτών και του δοχείου αποθήκευσης. Τέλος παρουσιάζονται ο βέλτιστος χρόνος αποπληρωμής και το ισοσταθμισμένο κόστος ενέργειας.

Πίνακας 5.1: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα για τις βέλτιστες συνθήκες σε κάθε πόλη.

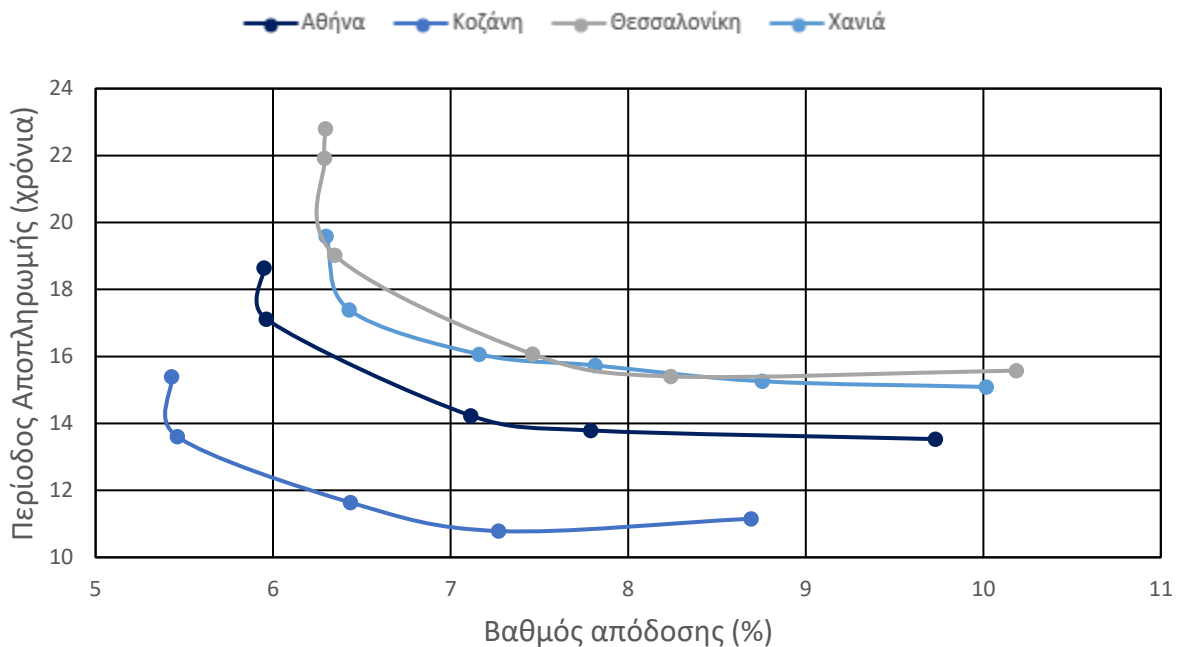
Πόλη	Εργαζόμενο Ρευστό	η_{total} (%)	A_{col} (m ²)	V_{st} (m ³)	PP (χρόνια)	LCOE (€/kWh)
Αθήνα	Ισοεξάνιο	9,73	400	0,5	13,5	0,33
Θεσσαλονίκη	Ισοεξάνιο	8,24	600	0,5	15,4	0,36
Κοζάνη	Ισοεξάνιο	10,02	400	0,5	15,1	0,36
Χανιά	Εξάνιο	7,27	600	0,5	10,8	0,26

Όσον αφορά τη συνολική απόδοση της εγκατάστασης, οι μέγιστες τιμές που αποδίδονται κυμαίνονται γύρω στο 10% και αυτό για την πόλη της Κοζάνης, την πόλη δηλαδή με τις πιο ψυχρές συνθήκες περιβάλλοντος. Παρόλα αυτά αντικρουόμενα φαίνονται εδώ τα μεγέθη του βαθμού απόδοσης και της οικονομικής βιωσιμότητας της εγκατάστασης καθώς στην Κοζάνη παρατηρείται και σχετικά μεγάλος χρόνος αποπληρωμής. το βέλτιστο LCOE για κάθε πόλη λαμβάνει τιμές μεταξύ 0,26 - 0,33 €/kWh. Σε κάθε περίπτωση, εξαιρουμένης εκείνης των Χανιών, αυτές οι τιμές είναι υψηλότερες από την αντίστοιχη τιμή του ηλεκτρικού ρεύματος. Αυτό σημαίνει ότι από οικονομικής απόψεως, δεν είναι επικερδές η εγκατάσταση ενός τέτοιου συστήματος σε αυτές τις πόλεις. Από την άλλη δεδομένου ότι έχει τεθεί χρόνος ζωής στα 25 χρόνια, ο χρόνος αποπληρωμής καταδεικνύει πως ένα τέτοιο έργο θα μπορούσε να λάβει χώρα και στις 4 πόλεις καθώς θα προσέδιδε τουλάχιστον 10 χρόνια οικονομικών ωφελειών.

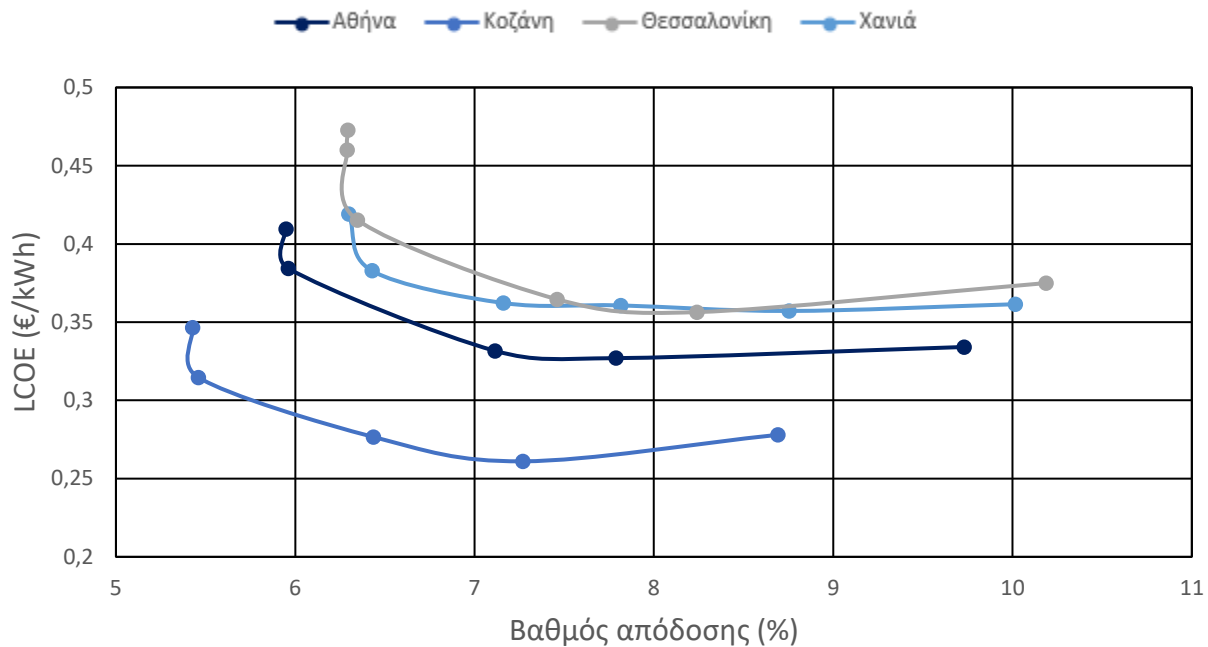
Όσον αφορά τις βέλτιστες τιμές διαστασιολόγησης, οι ιδανικότεροι συλλέκτες θα πρέπει να κυμαίνονται από 400 έως 600 m². Ο λόγος για αυτήν την σχετικά μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας αποδίδεται στο γεγονός ότι για την κάλυψη των αναγκών ενός κτηρίου πεντακοσίων τετραγωνικών μέτρων, απαιτείται σχετικά σημαντική ποσότητα θερμικής ενέργειας στον ατμοποιητή. Ο λόγος ωστόσο που παρότι εξετάστηκαν μεγαλύτερες επιφάνειες (800 m²) αλλά δεν χρησιμοποιήθηκαν είναι ότι επιπλέον συλλεκτική επιφάνεια θα οδηγήσει

σε μεγαλύτερη πρόσληψη θερμότητας, η οποία ωστόσο θα αντισταθμιστεί και μάλιστα δυσανάλογα από την αύξηση του κόστους.

Παρακάτω παρατίθενται συγκεντρωτικά τα διαγράμματα με τους παραπάνω οικονομικούς δείκτες συναρτήσει του συνολικού βαθμού απόδοσης. Για ακόμη μια φορά παρουσιάζεται ως βέλτιστη λύση η επιλογή της πόλης των Χανίων για την τοποθέτηση ηλιακών συλλεκτών Fresnel καθώς συνιστά μια πολύ κερδοφόρα επένδυση, η οποία αξιοποιεί και ικανοποιητικά από θερμικής άποψης την συλλεγόμενη θερμική ακτινοβολία. Επίσης σαν βέλτιστο σενάριο επιλέγεται η συνολική επιφάνεια των συλλεκτών να είναι στα 400 m^2 , ένα μέγεθος το οποίο δεν είναι πολύ μεγάλο και θα μπορούσε να ενισχύσει και τις τοπικές αγροτικές κοινότητες με μία ενοικίαση ενός τέτοιου χώρου για όλη τη διάρκεια ζωής του έργου.



Εικόνα 5.14: Διάγραμμα περιόδου αποπληρωμής συναρτήσει του ολικού θερμικού βαθμού απόδοσης για τις βέλτιστες συνθήκες για κάθε πόλη με χρήση συλλέκτη Fresnel.



Εικόνα 5.15: Διάγραμμα LCOE συναρτήσει του ολικού θερμικού βαθμού απόδοσης για τις βέλτιστες συνθήκες για κάθε πόλη με χρήση συλλέκτη Fresnel.

5.3 Σύγκριση με βιβλιογραφία

Προκειμένου να εξεταστεί η εγκυρότητα των αποτελεσμάτων, θα πραγματοποιηθεί στην συνέχεια μια αξιολόγηση των αποτελεσμάτων σε σύγκριση με την υπάρχουσα βιβλιογραφία για ηλιοθερμικά συστήματα Fresnel σε όλο τον κόσμο.

Το 2015, ο Υπουργός Περιβάλλοντος της Ιορδανίας, εγκαινίασε το πρώτο ηλιακό σύστημα ατμού στην Ιορδανία. Το εργοστάσιο με χρήση συλλεκτών Fresnel ιδρύθηκε στην οροφή του παραγωγού φαρμακευτικών προϊόντων Ram Pharma, που βρίσκεται περίπου 15 χλμ. από το Αμμάν, την πρωτεύουσα της Ιορδανίας. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες Fresnel που κατασκευάζονται από την Industrial Solar της Γερμανίας, η οποία είναι και η εταιρεία από την οποία προέκυψε και ο εξεταζόμενος συλλέκτης παρέχουν ατμό στους 160 °C. Το πεδίο συλλογής αποτελείται από 18 συλλέκτες Fresnel LF-11 με συνολική επιφάνεια ανοίγματος 396 m² και θερμική ισχύς έως 223 kWth. Τα δεδομένα αυτά, είναι αρκετά θετικά ως προς την εγκυρότητα των αποτελεσμάτων αυτής της διπλωματικής καθώς με παρόμοια επιφάνεια συλλογής ακτινοβολίας στα 400 m² η θερμική ισχύς στον ατμοποιητή κυμαίνεται μεταξύ 250 και 300 kWth. Το επενδυτικό κόστος της ηλιακής εγκατάστασης δεν έχει δημοσιευτεί, ωστόσο η Industrial Solar επιβεβαίωσε ότι η περίοδος αποπληρωμής είναι επτά χρόνια, συμπεριλαμβανομένων των επιδοτήσεων γεγονός το οποίο είναι μόλις 3 χρόνια συντομότερα από την δική μας εκτίμηση[91].



Ο ίδιος κατασκευαστής συλλεκτών Fresnel Industrial Solar έχει δηλώσει πως τα τελευταία χρόνια παρατηρείται μια αυξανόμενη ζήτηση σε όλο τον κόσμο για συλλέκτες Fresnel. Η Industrial Solar προσφέρει στους δυνητικούς πελάτες έναν υπολογισμό της καθαρής παρούσας αξίας (NPV) και του εσωτερικού ποσοστού απόδοσης (IRR). Σύμφωνα με τον διευθύνοντα σύμβουλο, μια οικονομική ανάλυση που βασίζεται σε αυτές τις παραμέτρους δείχνει συχνά ότι οι επενδύσεις σε μια τέτοια τεχνολογία κυμαίνονται σε ποσά όπως 720.000 € για συλλέκτες επιφάνειας 1.760 m² [92]. Αυτό συνεπάγεται πως για μια εγκατάσταση 400 m² το κόστος αναλογικά θα έπρεπε να υπολογίζεται στις 160.000 € ένα ποσό πολύ κοντά στο υπολογιζόμενο CAPEX το οποίο για την βέλτιστη περίπτωση της Αθήνας υπολογίστηκε στις 154.000 €.

Από τον Ιούνιο του 2014, ένα πεδίο συλλογής Fresnel με 242 kWth τροφοδοτεί το σύστημα τηλεψύξης του ομίλου MTN στο Γιοχάνεσμπουργκ της Νότιας Αφρικής. Η MTN είναι ένας από τους κορυφαίους παρόχους κινητής τηλεφωνίας στη Νότια Αφρική. Η ηλιακή θερμική εγκατάσταση τροφοδοτεί το ψυκτικό συγκρότημα απορρόφησης του οποίου η ικανότητα ψύξης 330 kW διατηρεί τις θερμοκρασίες χαμηλές [93]. Γίνεται επομένως αντιληπτό πως με μία ηλιοθερμική εγκατάσταση με συλλέκτες Fresnel μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε λειτουργία ψύξης είτε με κύκλο απορρόφησης είτε με προσρόφησης.

Το τιμολόγιο FIT της Ιταλίας για μεσαίου μεγέθους συγκεντρωτικά εργοστάσια ηλιακής ενέργειας υποστήριξε την εγκατάσταση μιας συστοιχίας συλλεκτών Fresnel 10.000 m² στη Σαρδηνία. Οι συλλέκτες συνδέονται με μονάδα ORC με 600 kW ονομαστικής ηλεκτρικής ισχύος. Η εγκατάσταση θερμαίνει το θερμικό λάδι μεταξύ 250 και 300°C και το χρησιμοποιεί για να μεταφέρει θερμότητα απευθείας από τα ηλιακά πάνελ στις μονάδες ORC με ηλεκτρική τους απόδοση έως και 25% [94]. Όσον αφορά την συνολική παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος, η εγκατάσταση που μελετάται παράγει χαμηλό βαθμό ηλεκτρικής απόδοσης στο 15% για το ίδιο εύρος θερμοκρασίας, το οποίο σημαίνει ότι επιδέχεται βελτίωσης για βέλτιστη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος.

5.4 Ανάλυση Ευαισθησίας

Η μελέτη και τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν επηρεάζονται από πιθανές μεταβολές βασικών μεγεθών. Για αυτόν το λόγο θα πραγματοποιηθεί μια ανάλυση ευαισθησίας των μεγεθών αυτών, ώστε να παρουσιαστεί η βιωσιμότητα του συστήματος στις οποιοσδήποτε μεταβολές.

Η ανάλυση πραγματοποιήθηκε για τη μεταβολή βασικών οικονομικών μεγεθών όπως ο χρόνος αποπληρωμής, το ισοσταθμισμένο κόστος ενέργειας και η καθαρή παρούσα αξία. Η ανάλυση ευαισθησίας πραγματοποιήθηκε μόνο για την περίπτωση παραγωγής θέρμανσης/ψύξης και ZNX μιας και είναι το πιο ρεαλιστικό σενάριο και το σενάριο κάτω από το οποίο η επένδυση είναι πιο κερδοφόρα. Οι παράγοντες οι οποίοι θα μεταβάλλονται κατά την ανάλυση αυτή θα είναι ο χρόνος ζωής της εγκατάστασης και το κόστος πώλησης του ηλεκτρικού ρεύματος. Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία, ο χρόνος ζωής ενός ηλιακού ORC κυμαίνεται συνήθως κοντά στα

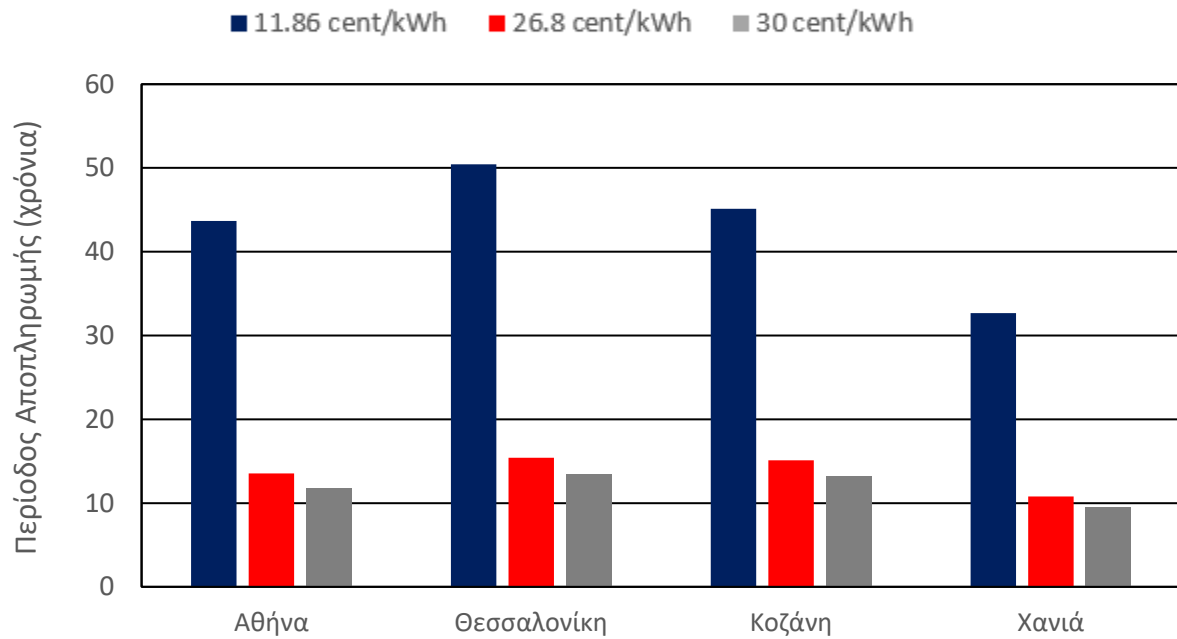


25 χρόνια [95], [96]. Ωστόσο παρατηρήθηκαν και διαφορετικοί χρόνοι ζωής για ένα έργο τέτοιου εύρους στα 20 [97] και στα 30 χρόνια [98]. Έτσι θα προσδιοριστεί το κατά πόσο η αύξηση ή η μείωση του αναμενόμενου χρόνου ζωής για ένα τέτοιο έργο μπορούν να επηρεάσουν την οικονομική βιωσιμότητα ενός τέτοιου έργου.

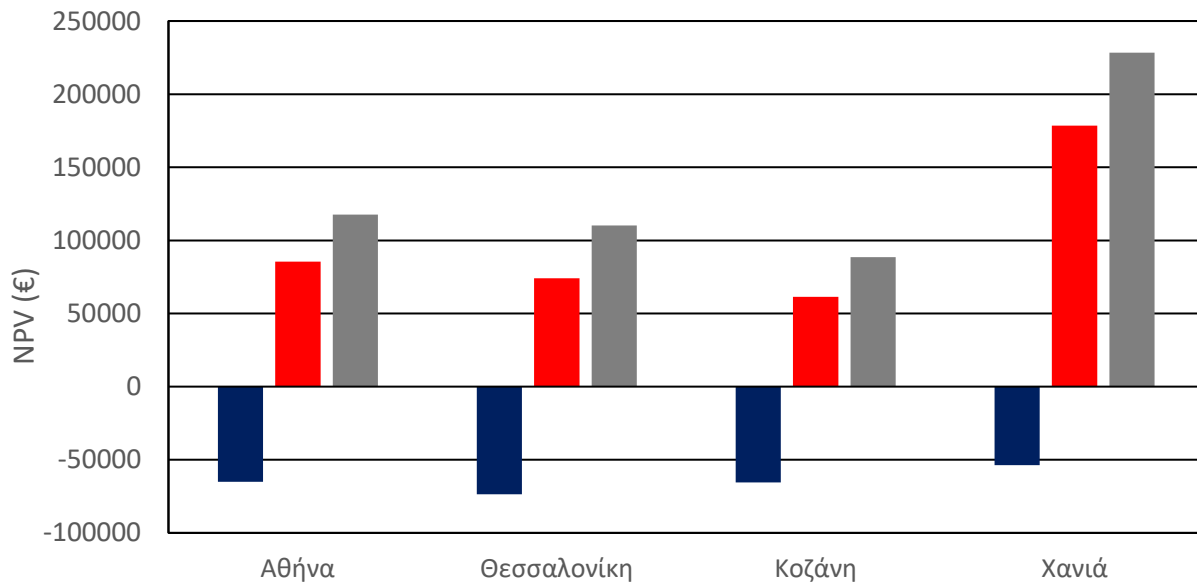
Στην συνέχεια θα εξεταστούν οι περιπτώσεις αυξομείωσης του κόστους της ενέργειας με βάση πραγματικά σενάρια και υφιστάμενη πολιτική προκειμένου να εντοπιστεί το κατά πόσο αλλαγές στη νομοθεσία και στον τιμοκατάλογο πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας μπορούν να επηρεάσουν την οικονομική απόδοση του συστήματος.

Η ανάλυση ευαισθησίας θα προσδιορίσει τον βαθμό στον οποίο το κόστος πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας θα επηρέαζε την οικονομική αποδοτικότητα του συστήματος. Αυτή η αλλαγή του κόστους θα μπορούσε να προέλθει από μια τροποποίηση της νομοθεσίας. Στην μια περίπτωση λαμβάνεται ίσο με 300 €/MWh και αντικατοπτρίζει την πιθανή αύξηση της τιμής πώλησης της ενέργειας σε περίπτωση αύξησης του τιμοκατάλογου της ΔΕΗ στα πλαίσια της υλοποίησης του πλάνου απολιγνιτοποίησης. Στην δεύτερη περίπτωση με το κόστος στα 118,6 €/MWh εξετάζεται πρακτικά η περίπτωση της ένταξης της εγκατάστασης στην πολιτική του εικονικού ενεργειακού συμψηφισμού. Με αυτόν τον τρόπο, θεωρείται πως πωλείται ένα συγκεκριμένο ποσό ενέργειας το οποίο αντιστοιχεί στο ποσοστό το οποίο καταναλώνει η εγκατάσταση. Έτσι η κοινότητα από αυτοπαραγωγοί, περνούν στο πλαίσιο του ενεργειακού συμψηφισμού.

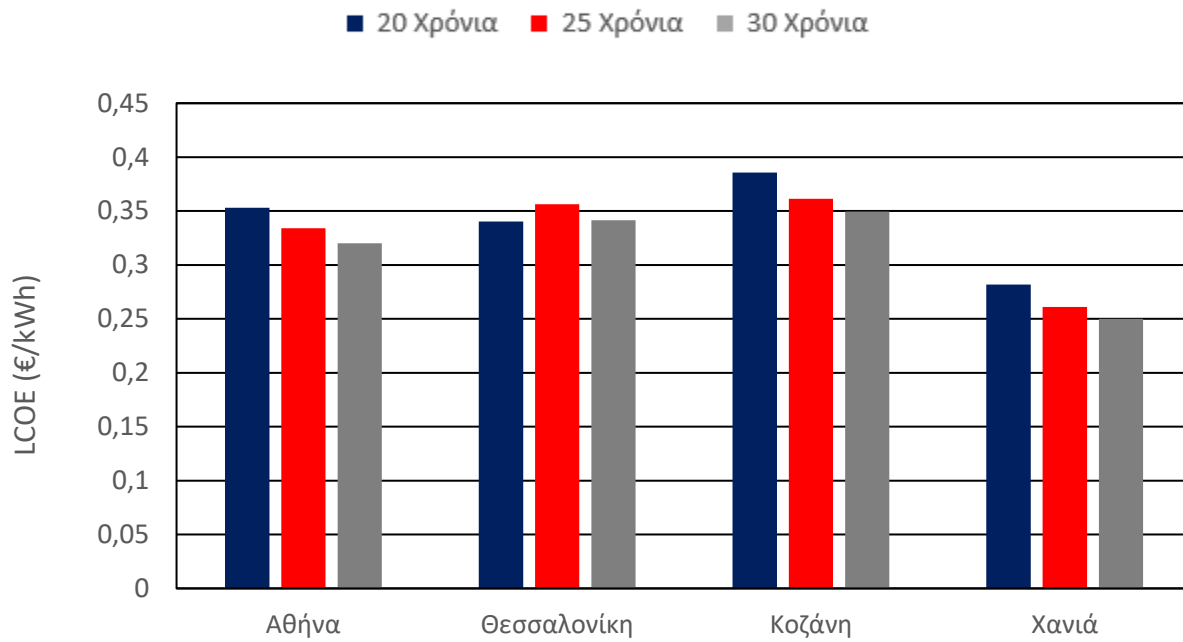
Οι αναλύσεις ευαισθησίας παρουσιάζονται παρακάτω αρχικά με μεταβλητό μέγεθος την τιμή πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας και έπειτα με τον χρόνο ζωής του συστήματος.



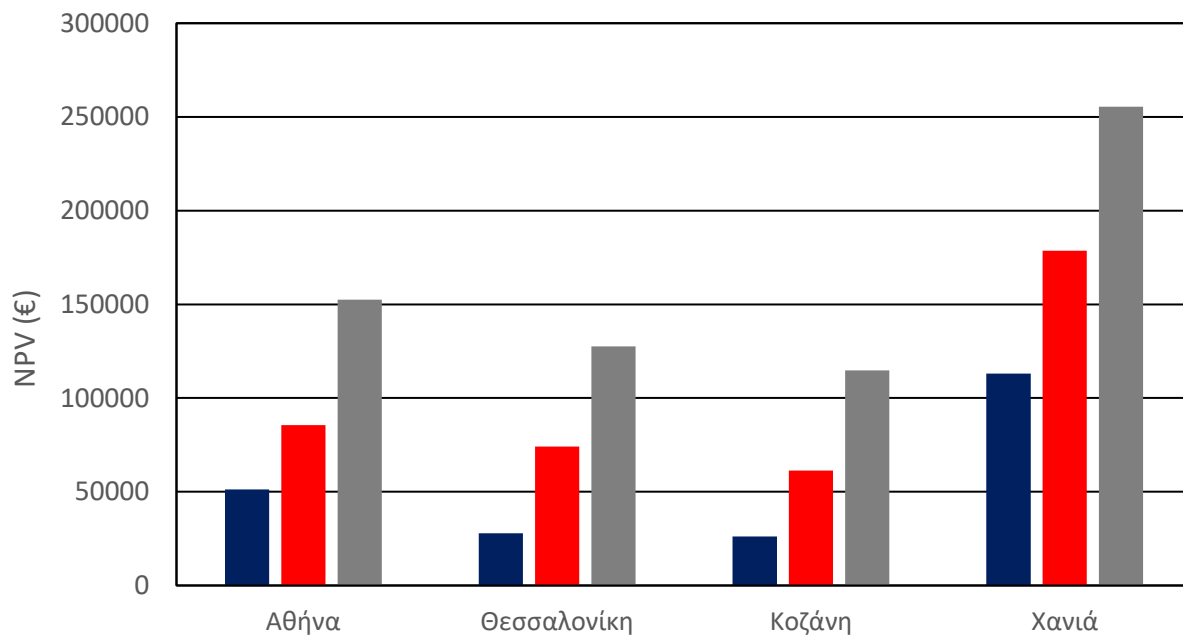
Εικόνα 5.16: Διάγραμμα περιόδου αποπληρωμής για διαφορετικές τιμές πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας, στις βέλτιστες συνθήκες.



Εικόνα 5.17: Διάγραμμα καθαρής παρούσας αξίας για διαφορετικές τιμές πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας, στις βέλτιστες συνθήκες.



Εικόνα 5.18: Διάγραμμα LCOE συναρτήσει του βαθμού απόδοσης, για διαφορετικούς χρόνους ζωής του έργου, στις βέλτιστες συνθήκες.



Εικόνα 5.19: Διάγραμμα καθαρής παρούσας αξίας συναρτήσει του βαθμού απόδοσης, για διαφορετικούς χρόνους ζωής του έργου, στις βέλτιστες συνθήκες.

Με βάση την ανάλυση ευαισθησίας, έγιναν οι ακόλουθες βασικές παρατηρήσεις:

Η διακύμανση της τιμής της ηλεκτρικής ενέργειας δείχνει ότι όσο ψηλότερο είναι το κόστος πώλησης αυτής, τόσο πιο εύκολα αποσβένεται η επένδυση και τόσο μεγαλύτερη είναι η παρούσα αξία της εγκατάστασης. Ωστόσο, αυτό που έχει μεγαλύτερη σημασία είναι η εξέταση του σεναρίου του ενεργειακού συμψηφισμού. Εκεί παρατηρείται πως μεταβάλλοντας την τιμή σε 118,6 €/MWh η επένδυση παρουσιάζει αρνητική καθαρή παρούσα αξία, γεγονός το οποίο δεν συνέβη σε καμία πόλη στην περίπτωση που η κοινότητα έχει ρόλο αυτοπαραγωγού. Ακόμη οι χρόνοι αποπληρωμής κυμαίνονται πάνω από τα 40 χρόνια γεγονός το οποίο ενισχύει το παραπάνω συμπέρασμα του ότι σε ένα τέτοιο σενάριο, η επένδυση δεν θα μπορούσε να αποφέρει κέρδη.

Όσον αφορά τον χρόνο ζωής της εγκατάστασης, όπως αναμενόταν για μεγαλύτερη διάρκεια ζωής του έργου, η καθαρή παρούσα αξία αυξάνεται, και ως αποτέλεσμα, οι επενδυτές έχουν περισσότερες ετήσιες εισροές. Η ίδια τάση ισχύει και για το ισοσταθμισμένο κόστος ενέργειας. Αυτή τη φορά όσο μεγαλώνει η διάρκεια ζωής που δίνεται ένα έργο το LCOE πέφτει και μάλιστα σε κόστος κάτω του τρέχοντος κόστους πώλησης της ενέργειας. Ωστόσο αυτό που παρατηρείται είναι ότι για τις δυο βέλτιστες συνθήκες για 25 και 30 χρόνια, στην πόλη των Χανίων η διαφορά αυτή είναι πολύ μικρή κοντά στο 1 λεπτό ανά κιλοβατώρα. Αυτό σημαίνει πως τα πέντε επιπλέον χρόνια σε ένα τέτοιο σενάριο μπορεί να μην έχουν τόσο μεγάλη επίδραση στα συνολικά οφέλη. Μάλιστα, πριν αποφασιστεί η επιλογή ενός υψηλού αριθμού ετών για την ζωή ενός έργου, πρέπει να ληφθούν υπόψιν και παράμετροι όπως η συντήρηση των μηχανημάτων του κύκλου, ο χρόνος ζωής των ρευστών καθώς και διάφορες φθορές η διαβρώσεις που μπορεί μια τέτοια επιλογή να αποφέρει και να έχουν αρνητικό αντίκτυπο στην απόδοση της εγκατάστασης.

Με βάση τα αποτελέσματα της ανάλυσης ευαισθησίας συμπεραίνεται πως συμφέρει η πώληση της ηλεκτρικής ενέργειας σαν αυτοπαραγωγοί αντί μέσω ενεργειακού συμψηφισμού. Ακόμη ιδιαίτερη αξία έχει προκειμένου να εξεταστεί μελλοντικά πιο διεξοδικά η περίπτωση του ενεργειακού συμψηφισμού, ο σχεδιασμός του συστήματος έτσι ώστε να παράγει ακριβώς την ποσότητα της ενέργειας που καταναλώνει δίχως την ύπαρξη πλεονασμάτων.

6. Συμπεράσματα - Προτάσεις

Στην παρούσα διπλωματική εξετάστηκε η λειτουργία ενός συστήματος τριπαραγωγής με χρήση ηλιακών συλλεκτών Fresnel. Προκειμένου να αποφασιστεί εάν μια τέτοια τεχνολογία μπορεί να καταστεί κερδοφόρα μοντελοποιήθηκε σε συνδυασμό με τους 2 συλλέκτες Fresnel και ένας συμβατικός παραβολικός συλλέκτης PTC έτσι ώστε να συγκριθούν η απόδοση και τα οικονομικά τους χαρακτηριστικά. Ενδεχομένως να έχει δοκιμαστεί ένας από τους καλύτερους συλλέκτες Fresnel που υπάρχει στην αγορά για τόσο μεγάλες θερμοκρασίες και για τέτοιου εύρους εφαρμογές. Ο λόγος για τον βιομηχανικό συλλέκτη Fresnel της εταιρείας Industrial Solar στο Φράιμπουργκ της Γερμανίας ο οποίος κατάφερε να συνδυάσει τόσο έναν ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης, όσο και αποδεκτά, βιώσιμα οικονομικά αποτελέσματα τα οποία στις περισσότερες περιπτώσεις αναδείχθηκαν καλύτερα του παραβολικού συλλέκτη. Ωστόσο, καθώς δεν υπάρχει στην βιβλιογραφία πληθώρα αναφορών συλλεκτών Fresnel μαζί με τις οπτικές και θερμικές τους παραμέτρους, δεν μπορούμε να έχουμε μια πλήρη εικόνα της αγοράς καθώς σε μια πιο ευρεία μελέτη, υπάρχει η πιθανότητα να βρεθεί παραβολικός συλλέκτης, για εγκατάσταση παρόμοιας της εξεταζόμενης, ο οποίος να είναι πιο ανταγωνιστικός.

Όσον αφορά το σύστημα ORC, η λειτουργία του διερευνήθηκε χρησιμοποιώντας πέντε διαφορετικά εργαζόμενα ρευστά τα οποία κρίθηκαν ειδικά για το συγκεκριμένο εύρος θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας. Σε πρώτο στάδιο με βάση το ονομαστικό σημείο λειτουργίας για το κάθε ρευστό, έγινε μια πρώτη εκτίμηση σχετικά με τα βέλτιστα ρευστά τα οποία θα επιλεγόντουσαν. Στην συνέχεια με βάση τα αποτελέσματα της ανάλυσης αυτής, έγινε η διαστασιολόγηση της εγκατάστασης για κάθε ρευστό.

Στην συνέχεια πραγματοποιήθηκε ανάλυση και εκτός του ονομαστικού σημείου, από την οποία προέκυψαν τα τελικά σημεία με τα οποία επιτυγχάνεται η πιο αποτελεσματική λειτουργία του συστήματος σε ένα εύρος θερμοκρασιών. Αφού διαστασιολογήθηκε κάθε εξάρτημα του κύκλου ακολούθησε η ενσωμάτωση τους στην συνολική διάταξη στην οποία προστέθηκε και ο ψύκτης προσρόφησης, ο οποίος εγκαταστάθηκε στον συμπυκνωτή της εγκατάστασης.

Με όλα τα εξαρτήματα του κύκλου έτοιμα για χρήση, ξεκίνησε η βελτιστοποίηση της εγκατάστασης όπου με την βοήθεια πολλών σετ δοκιμών και με βάση την επιφάνεια των συλλεκτών και του όγκου του δοχείου, λήφθηκαν όλα τα πιθανά αποτελέσματα για τον κύκλο. Τα αποτελέσματα κρίθηκαν θερμοδυναμικά ως προς τον συνολικό βαθμό απόδοσης του κύκλου και οικονομικά ως προς την βιωσιμότητα της επένδυσης σε βάθος χρόνου, τόσο σε επίπεδο αποπληρωμής του αρχικού κεφαλαίου, όσο και στο κόστος της ενέργειας που τα μέλη της ενεργειακής κοινότητας θα μπορούν να την πωλήσουν.

Με βάση λοιπόν τα συνολικά αποτελέσματα της μελέτης συμπεραίνεται ότι:

- Σε όλα τα εξεταζόμενα σενάρια οι συλλέκτες Fresnel αποδίδουν οικονομικά πιο κερδοφόρα αποτελέσματα. Πιο συγκεκριμένα ο βιομηχανικός συλλέκτης παρουσιάζει εμφανώς καλύτερη απόδοση από τον πειραματικό ο οποίος είχε σχεδιαστεί για

ελαφρώς χαμηλότερο θερμοκρασιακό εύρος με αποτέλεσμα να μην μπορεί να φτάσει σε υψηλούς βαθμούς απόδοσης.

- Η επιλογή του εργαζόμενου ρευστού σχετίζεται σημαντικά με τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας. Η βέλτιστη απόδοση για εύρος θερμοκρασιών από 250 έως 300 °C επιτυγχάνεται στις περισσότερες περιπτώσεις με το εξάνιο και το ισοεξάνιο.
- Σύμφωνα και με τα αποτελέσματα της ανάλυσης ευαισθησίας, το σενάριο με το οποίο επιτυγχάνεται η μέγιστη αξιοποίηση του αρχικού κεφαλαίου αφορά την πώληση του παραγόμενου ηλεκτρικού ρεύματος ως αυτοπαραγωγοί και όχι με την μορφή εικονικού ενεργειακού συμψηφισμού. Ωστόσο από τα έσοδα θα αφαιρείται το ποσό της θέρμανσης/ψύξης ZNX το οποίο απαιτείται αλλά δεν μπορεί να αποδοθεί στο κτήριο από το σύστημα. Το ποσό αυτό θα καλύπτεται με μια εξωτερική κατανάλωση είτε με την μορφή ενός κλιματιστικού είτε με λέβητα φυσικού αερίου. Το υπόλοιπο ποσό καλύπτεται κανονικά από τον κύκλο ORC και τον ψύκτη προσρόφησης.
- Η μέγιστη συνολική ενεργειακή απόδοση είναι περίπου 10% -11%. Τα καλύτερα αποτελέσματα λαμβάνονται για βόρειες τοποθεσίες όπως Κοζάνη και Θεσσαλονίκη και για χαμηλότερες τιμές της συλλεκτικής επιφάνειας.
- Ο χρόνος αποπληρωμής και το κόστος της παραγόμενης ενέργειας ελαχιστοποιείται για τις νότιες τοποθεσίες όπως η Αθήνα και το Χανιά. Μάλιστα, η ελάχιστη τιμή για την πόλη των Χανίων είναι ίση με το τρέχον κόστος της ενέργειας.
- Από τα παραπάνω συμπεραίνουμε πως μια τεχνολογία ηλιακού ORC με συλλέκτες Fresnel συνιστά μια πολύ αποδοτική επένδυση, η οποία μπορεί να καλύψει τις ενεργειακές ανάγκες μιας πολυκατοικίας, και μάλιστα να μπορέσει να συνεισφέρει σε κέρδη μετά το πέρας των πρώτων 10 ετών.

Η παρούσα μελέτη αφήνει επίσης και περιθώρια για περαιτέρω διερεύνηση ενός παρόμοιου συστήματος με αυτό που έχει ήδη εξεταστεί. Όσον αφορά τη μελλοντική εργασία, ενδεικτικά αναφέρονται ορισμένες προτάσεις που θα μπορούσαν να παρουσιάσουν σημαντικό ενδιαφέρον:

- Η μελέτη εγκατάστασης με συλλέκτες Fresnel σε πόλεις του εξωτερικού με διαφορετικά μετεωρολογικά δεδομένα και διαφορετικό κόστος ενέργειας.
- Η σύγκριση των συλλεκτών Fresnel με συλλέκτες PDC αλλά και άλλων συλλεκτών για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης.
- Η επέκταση της χωρητικότητας ισχύος του συστήματος. Ανάλυση εγκατάστασης μεγαλύτερης ισχύος για κάλυψη αναγκών σε εύρος μικρού οικισμού ή βιομηχανικής εγκατάστασης.



7. Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 2.1: Εγκαταστάσεις χρήσης συλλεκτών LFR [34], [35].	42
Πίνακας 2.2: Οριζόντια ακτινοβολία επιλεγμένων πόλεων [37].	44
Πίνακας 2.3: Σταθερές για τον βαθμό απόδοσης των συλλεκτών.	45
Πίνακας 3.1: Κρίσιμη Πίεση και Θερμοκρασία για τα εξεταζόμενα εργαζόμενα ρευστά.	66
Πίνακας 3.2: Αποτελέσματα για θερμοκρασία ρευστών 250°C, θερμοκρασία υπερθέρμανσης 5 Κ για δύο εκτονωτές σε σειρά.	70
Πίνακας 3.3: Αποτελέσματα για θερμοκρασία ρευστών 300°C, θερμοκρασία υπερθέρμανσης 5 Κ για δύο εκτονωτές σε σειρά.	71
Πίνακας 3.4: Χαρακτηριστικά εναλλακτών θερμότητας για τον ατμοποιητή από την εταιρεία Alfa Naval.	76
Πίνακας 3.5: Δεδομένα επίλυσης για την διαστασιολόγηση του εναλλάκτη.	77
Πίνακας 3.6: Χαρακτηριστικά εναλλακτών θερμότητας για τον συμπυκνωτή από την εταιρεία Alfa Naval.	78
Πίνακας 3.7: Δεδομένα επίλυσης για την διαστασιολόγηση του εναλλάκτη.	79
Πίνακας 3.8: Χαρακτηριστικά εναλλακτών θερμότητας για τον ανακτητή από την εταιρεία Alfa Naval.	80
Πίνακας: 3.9 Βασικά χαρακτηριστικά της αντλίας.	82
Πίνακας: 3.10 Σταθερές για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης της γεννήτριας και του κινητήρα.	86
Πίνακας 3.11: Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για το Τολουένιο.	91
Πίνακας 3.12: Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για το Εξάνιο.	92
Πίνακας 3.13: Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για το Κυκλοπεντάνιο.	92
Πίνακας 3.14: Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για το Ισοεξάνιο.	93
Πίνακας 3.15: Ονομαστικά στοιχεία κύκλου για το Κυκλοεξάνιο.	93
Πίνακας 4.1: Κόστος ηλιακών συλλεκτών ανά τετραγωνικό μέτρο επιφάνειας.	106
Πίνακας 4.2: Κόστος εργαζόμενου ρευστού ηλιακού βρόγχου [81].	107
Πίνακας 4.3: Τιμές εργαζόμενων ρευστών για τον κύκλο ORC [67].	110
Πίνακας 4.4: Ειδικό κόστος εγκατάστασης ανά εργαζόμενο ρευστό.	119
Πίνακας 5.1: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα για τις βέλτιστες συνθήκες σε κάθε πόλη.	139

8. Κατάλογος Εικόνων

Εικόνα 1.1: Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα ανά πηγή.....	13
Εικόνα 1.2: Καταμερισμός ΑΠΕ στο ενεργειακό μείγμα της Ελλάδας κατά την περίοδο 1990-2019 [5].....	14
Εικόνα 1.3: Εγκατάσταση μεμονωμένων ηλιακών συστημάτων παραγωγής ζεστού νερού στην ταραύσα κατοικίας.....	15
Εικόνα 1.4: Σχηματικό διάγραμμα ατμοπαραγωγού και διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας (T-s).....	17
Εικόνα 1.5: Απλός ιδανικός κύκλος Rankine (Fig-1a) και πραγματικός κύκλος Rankine (Fig-1b).	18
Εικόνα 1.6: Κύκλος Rankine με αναθέρμανση στρόβιλο χαμηλής και υψηλής πίεσης.....	19
Εικόνα 1.7: Λίστα εργαζόμενων οργανικών μέσων [10].....	20
Εικόνα 1.8: Οργανικός κύκλος Rankine (αριστερά) και Οργανικός κύκλος Rankine με αναγεννητή (δεξιά).	21
Εικόνα 1.9: Κατανομή παραγόμενης ενέργειας σε συμβατικό σύστημα ηλεκτροπαραγωγής και σε σύστημα συμπαραγωγής.....	22
Εικόνα 1.10: Σχεδιάγραμμα συνδυασμένου κύκλου συμπαραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας.....	24
Εικόνα 1.11: Σύστημα τηλεθέρμανσης σε κοινότητα.....	26
Εικόνα 1.12: Κύκλωμα ψύξης με συμπίεση ατμών και αντίστοιχα διαγράμματα (T-s), (P,h)....	28
Εικόνα 1.13: Κύκλωμα ψύξης με απορρόφηση.....	30
Εικόνα 1.14: Κύκλωμα ψύξης με προσρόφηση.....	31
Εικόνα 2.1: Απεικόνιση επίπεδου μη συγκεντρωτικού συλλέκτη.....	34
Εικόνα 2.2: Διαχωρισμός ηλιακών θερμικών συλλεκτών.....	35
Εικόνα 2.3: Είδη συγκεντρωτικών ηλιακών συλλεκτών.....	36
Εικόνα 2.4: Γραμμικοί ανακλαστήρες Fresnel συζευγμένοι με κύκλο παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας.....	37
Εικόνα 2.5: Γραμμικοί συλλέκτες Fresnel.....	38
Εικόνα 2.6: Εύρος λειτουργίας για τα επιλεγμένα εργαζόμενα μέσα.....	39
Εικόνα 2.7: Μοντελοποίηση ηλιακού υπο-κυκλώματος εγκατάστασης.....	40
Εικόνα 2.8: Εγκατάσταση συλλεκτών Fresnel στην Κίνα [33].....	41
Εικόνα 2.9: Μέση ετήσια ακτινοβολία στην Ελλάδα [36].....	43
Εικόνα 2.10: Θερμοκρασιακό εύρος συλλεκτών.....	46
Εικόνα 2.11: Απόδοση συλλεκτών Fresnel, παραβολικών και επίπεδων, συναρτήσει θερμοκρασίας.....	47
Εικόνα 2.12: Αναπαράσταση θερμικής διαστρωμάτωσης δεξαμενής αποθήκευσης.....	51
Εικόνα 2.13: Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου των συλλεκτών συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες Fresnel στην την πόλη της Αθήνας με σταθερή κατανάλωση 250 KW.....	56

Εικόνα 2.14: Διάγραμμα Ισχύος των συλλεκτών συναρτήσει των ωρών του έτους για συλλέκτες Fresnel στην την πόλη της Αθήνας με σταθερή κατανάλωση 250 KW.....	57
Εικόνα 2.15: Διάγραμμα ροής της μοντελοποίησης του κυκλώματος Ηλιακών συλλεκτών Fresnel-συστήματος ORC.....	58
Εικόνα 3.1: Μονογραμμικό σχεδιάγραμμα εξεταζόμενου οργανικού κύκλου Rankine.....	59
Εικόνα 3.2: Μονογραμμικό σχεδιάγραμμα εξεταζόμενου οργανικού κύκλου Rankine με χρήση δεύτερου εκτονωτή.	64
Εικόνα 3.3: Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης για όλα τα εργαζόμενα μέσα σε θερμοκρασία ατμοποίησης 250°C.	67
Εικόνα 3.4: Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης για όλα τα εργαζόμενα μέσα σε θερμοκρασία ατμοποίησης 300°C.	67
Εικόνα 3.5: Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης για όλα τα εργαζόμενα μέσα σε θερμοκρασία ατμοποίησης 250°C για δεύτερο εκτονωτή.	68
Εικόνα 3.6: Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης για όλα τα εργαζόμενα μέσα σε θερμοκρασία ατμοποίησης 300°C για δεύτερο εκτονωτή.	69
Εικόνα 3.7: Διάγραμμα (Q-T) και προσδιορισμός pinch point για τον εναλλάκτη του κυκλώματος (προθερμαντήρας, ατμοποιητής, υπερθερμαντήρας).	72
Εικόνα 3.8: Διάγραμμα (Q-T) για τον αναγεννητή (recuperator).	72
Εικόνα 3.9: Διάγραμμα (T-S) για το επιλεγμένο ρευστό τολουένιο στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας στο σενάριο με δύο εκτονωτές.	73
Εικόνα 3.10: Σχηματική αναπαράσταση πλακοειδή εναλλάκτη [56].	74
Εικόνα 3.11: Διαστάσεις πλάκας ενός εναλλάκτη.....	75
Εικόνα 3.12: Απεικόνιση τομής του σκαριφήματος αντλίας διαφράγματος.....	81
Εικόνα 3.13: Ογκομετρική παροχή αντλίας συναρτήσει των στροφών της [64].	83
Εικόνα 3.14: Διαφορετικές τεχνολογίες εκτονωτών [70].	87
Εικόνα 3.15: Εύρος ισχύος εμβολοφόρων σπειροειδών και ελικοειδών εκτονωτών [70], [72].	88
Εικόνα 3.16: Γράφημα απόδοσης εκτονωτή.	89
Εικόνα 3.17: Διάγραμμα βαθμού πληρώσεως συναρτήσει στροφών εκτονωτή.	90
Εικόνα 3.18: Διάγραμμα συσχέτισης παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος με θερμοκρασία εισόδου στον ατμοποιητή.....	94
Εικόνα 3.19: Διάγραμμα απόδοσης του κύκλου συναρτήσει της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος για όλα τα επιλεγμένα οργανικά μέσα.....	95
Εικόνα 3.20: Διάγραμμα ισχύος του ατμοποιητή συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου στον ατμοποιητή για όλα τα επιλεγμένα οργανικά μέσα.	96
Εικόνα 3.21: Διάγραμμα ισχύος του συμπυκνωτή συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου στον ατμοποιητή για όλα τα επιλεγμένα οργανικά μέσα.	96
Εικόνα 4.1: Απεικόνιση αποκεντρωμένης εγκατάστασης τριπαραγωγής με ηλιακούς συλλέκτες Fresnel.....	98
Εικόνα 4.2: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης κύκλου προσρόφησης σε λειτουργία ψύξης και θέρμανσης για μεταβλητή θερμοκρασία ψυχρού ρεύματος Tc.....	100

Εικόνα 4.3: Συντελεστής συμπεριφοράς κύκλου προσρόφησης σε λειτουργία ψύξης και θέρμανσης για μεταβλητή θερμοκρασία ψυχρού ρεύματος T_c	101
Εικόνα 4.4: Μονογραμμικό σχεδιάγραμμα εξεταζόμενου οργανικού κύκλου Rankine με κύκλωμα ψύξης προσρόφησης.	103
Εικόνα 4.5: Συμπύση ατμών σε λειτουργία αντιστρέψιμου ORC.	104
Εικόνα 4.6: Τιμή αγοράς ηλεκτρικού ρεύματος στην Ελλάδα [84].....	113
Εικόνα 4.7: Τιμή αγοράς φυσικού αερίου στην Ελλάδα [85].....	113
Εικόνα 4.8: Διαγράμματα ωριαίας μεταβολής για συλλέκτη Fresnel στην Αθήνα, α) Θερμοκρασίας εξόδου από τους ηλιακούς συλλέκτες και β) Ισχύος στον ατμοποιητή στο πέρας ενός έτους.	116
Εικόνα 4.9: Κατανομή κόστους ηλιακού κυκλώματος.	117
Εικόνα 4.10: Κατανομή κόστους Οργανικού Κύκλου Rankine.	117
Εικόνα 4.11: Συνολική κατανομή κόστους επιμέρους συστημάτων της εγκατάστασης.	118
Εικόνα 4.12: Συνολικός βαθμός απόδοσης εγκατάστασης ανάλογα με ρευστό και ηλιακό συλλέκτη.	118
Εικόνα 4.13: Ισοσταθμισμένο κόστος της ενέργειας ανά ρευστό και σενάριο λειτουργίας.	120
Εικόνα 5.1: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του βιομηχανικού συλλέκτη Fresnel στα Χανιά για το 1 ^ο Σενάριο.	126
Εικόνα 5.2: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του πειραματικού συλλέκτη Fresnel στα Χανιά για το 2 ^ο Σενάριο.	127
Εικόνα 5.3: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του PTC στα Χανιά για το 1 ^ο Σενάριο.....	128
Εικόνα 5.4: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του βιομηχανικού συλλέκτη Fresnel στην Θεσσαλονίκη για το 2 ^ο Σενάριο.	129
Εικόνα 5.5: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του πειραματικού συλλέκτη Fresnel στην Θεσσαλονίκη για το 2 ^ο Σενάριο.	130
Εικόνα 5.6: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του PTC στην Θεσσαλονίκη για το 1 ^ο Σενάριο.....	131
Εικόνα 5.7: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του βιομηχανικού συλλέκτη Fresnel στην Κοζάνη για το 2 ^ο Σενάριο.	132
Εικόνα 5.8 Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του πειραματικού συλλέκτη Fresnel στην Κοζάνη για το 2 ^ο Σενάριο.	133
Εικόνα 5.9: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του PTC στην Κοζάνη για το 2 ^ο Σενάριο.....	134
Εικόνα 5.10: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του βιομηχανικού συλλέκτη Fresnel στην Αθήνα για το 1 ^ο Σενάριο.	135
Εικόνα 5.11: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του πειραματικού συλλέκτη Fresnel στην Αθήνα για το 2 ^ο Σενάριο.	136
Εικόνα 5.12: Οικονομικοί παράμετροι βελτιστοποίησης συναρτήσεως του β.α για την περίπτωση του PTC στην Αθήνα για το 2 ^ο Σενάριο.....	137



Εικόνα 5.13: Συσχέτιση μεταξύ της επιφάνειας συλλογής, του όγκου του δοχείου και των αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης για την Αθήνα (άνω αριστερά) , την Θεσσαλονίκη (άνω δεξιά), την Κοζάνη (κάτω αριστερά) και τα Χανιά (κάτω δεξιά). 138

Εικόνα 5.14: Διάγραμμα περιόδου αποπληρωμής συναρτήσε του ολικού θερμικού βαθμού απόδοσης για τις βέλτιστες συνθήκες για κάθε πόλη με χρήση συλλέκτη Fresnel. 140

Εικόνα 5.15: Διάγραμμα LCOE συναρτήσε του ολικού θερμικού βαθμού απόδοσης για τις βέλτιστες συνθήκες για κάθε πόλη με χρήση συλλέκτη Fresnel. 141

Εικόνα 5.16: Διάγραμμα περιόδου αποπληρωμής για διαφορετικές τιμές πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας, στις βέλτιστες συνθήκες. 144

Εικόνα 5.17: Διάγραμμα καθαρής παρούσας αξίας για διαφορετικές τιμές πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας, στις βέλτιστες συνθήκες. 144

Εικόνα 5.18: Διάγραμμα LCOE συναρτήσε του βαθμού απόδοσης, για διαφορετικούς χρόνους ζωής του έργου, στις βέλτιστες συνθήκες..... 145

Εικόνα 5.19: Διάγραμμα καθαρής παρούσας αξίας συναρτήσε του βαθμού απόδοσης, για διαφορετικούς χρόνους ζωής του έργου, στις βέλτιστες συνθήκες..... 145

9. Βιβλιογραφία

- [1] P. Maghsoudi and S. Sadeghi, "A novel economic analysis and multi-objective optimization of a 200-kW recuperated micro gas turbine considering cycle thermal efficiency and discounted payback period," *Applied Thermal Engineering*, vol. 166, p. 114644, 2020.
- [2] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, and T. Meyarivan, "A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II," *IEEE transactions on evolutionary computation*, vol. 6, pp. 182-197, 2002.
- [3] I. E. N. E. (IENE), "Ο Ελληνικός Ενεργειακός Τομέας. [online] Αθήνα, Ελλάδα: Ινστιτούτο Ενέργειας ΝΑ Ευρώπης (IENE)," *Ινστιτούτο Ενέργειας ΝΑ Ευρώπης (IENE) 2019*.
- [4] P. Capros, M. Kannavou, S. Evangelopoulou, A. Petropoulos, P. Siskos, N. Tasios, *et al.*, "Outlook of the EU energy system up to 2050: The case of scenarios prepared for European Commission's "clean energy for all Europeans" package using the PRIMES model," *Energy strategy reviews*, vol. 22, pp. 255-263, 2018.
- [5] I. E. Agency. (2020, 10/10/2020). *Data and statistics*. Available: <https://www.iea.org/data-and-statistics?country=GREECE&fuel=Electricity%20and%20heat&indicator=ElecGenByFuel>
- [6] M. Energy. (9/10/2020). *Φωτοβολταϊκα Σε Στέγες. Μάθετε Τα Πάντα* Available: [Www.Mp-Energy.Gr](http://www.Mp-Energy.Gr)
- [7] Σ. Κ. Ε. Κακαράς, *Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα*, 2015.
- [8] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, and M. B. Bailey, *Fundamentals of engineering thermodynamics*: John Wiley & Sons, 2010.
- [9] Turboden.com. (2020, 12/10/2020). *ORC System*. Available: <https://www.turboden.com/products/2463/orc-system>
- [10] A. Javanshir and N. Sarunac, "Effect of the working fluid on performance of the ORC and combined Brayton/ORC cycle," in *Energy Sustainability*, 2017, p. V001T12A001.
- [11] Ε. α. Κακαράς and Σ. Καρέλλας, *Αντιρρυπαντική τεχνολογία θερμικών σταθμών*, 2008.
- [12] Hacchp.gr. (2020, 16/11/2020). *Γνωρίστε Τη ΣΗΘ | ΕΣΣΗΘ*. Available: <http://hacchp.gr/gnoriste-ti-sith>
- [13] Κ. Γ. Θ. Μ. Δ. Ε. Μ. Ε. Ε. C. EUROPE, "Η ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗ ΗΛΕΚΤΡΙΣΜΟΥ & ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΤΟ ΝΕΟ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΤΟΠΙΟ ΤΗΣ ΧΩΡΑΣ," *Το άρθρο περιλαμβάνεται στην ετήσια έκδοση Greek Energy 2020 του energypress*, 2009.
- [14] J. H. W. Black, *Εφαρμοσμένη Θερμοδυναμική*, 1995.
- [15] energypress.gr. (2020, 16/11/2020). *Ανασκόπηση Της Πορείας Της Συμπααραγωγής Ηλεκτρισμού Και Θερμότητας, Στην Ελλάδα Από Το 1970 Έως Σήμερα*. Available: <https://energypress.gr/news/anaskopisi-tis-poreias-tis-symparagogis-ilektrismoy-kai-thermotitas-stin-ellada-apo-1970-eos>
- [16] Anon. (16/11/2020). *Ο ΡΟΛΟΣ ΤΗΣ ΤΗΛΕΘΕΡΜΑΝΣΗΣ. ΘΕΡΜΗ ΣΕΡΡΩΝ*. Available: thermie.gr/tilethermansis



- [17] S. d. h. (SDH). (16/10/2020). *Solar district heating Market & Applications*. Available: <https://www.solar-district-heating.eu/en/about-sdh>
- [18] J. Settino, T. Sant, C. Micallef, M. Farrugia, C. S. Staines, J. Licari, *et al.*, "Overview of solar technologies for electricity, heating and cooling production," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 90, pp. 892-909, 2018.
- [19] I. Dincer, *Refrigeration systems and applications*: John Wiley & Sons, 2017.
- [20] Ε. ΜΠΕΛΛΟΣ, "ΑΞΙΟΠΟΙΗΣΗ ΚΑΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΤΗΣ ΧΡΗΣΗΣ ΗΛΙΑΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΣΤΑ ΚΤΙΡΙΑ," PhD, ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ, ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ 2016.
- [21] C. Cimsit and I. T. Ozturk, "Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles," *Applied Thermal Engineering*, vol. 40, pp. 311-317, 2012.
- [22] T. Roumpedakis, "Techo-economic investigations of a solar driven ORC-sorption system for combined cooling, heating and power," 2018.
- [23] T. Katopodis, I. Markantonis, N. Politi, D. Vlachogiannis, and A. J. A. Sfetsos, "High-Resolution Solar Climate Atlas for Greece under Climate Change Using the Weather Research and Forecasting (WRF) Model," vol. 11, p. 761, 2020.
- [24] Κ. Αντωνόπουλος, *ΘΕΡΜΙΚΑ-ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ*. Αθήνα, 2011.
- [25] A. Vouros, E. Mathioulakis, E. Papanicolaou, and V. Belessiotis, "Performance evaluation of a linear Fresnel collector with catoptric subsets," *Renewable Energy*, 2020.
- [26] Χ. Λώρα, "Μελέτη Ηλιοθερμικής Μονάδας Παραβολικών Κατόπτρων 50MW," ΤΜΗΜΑ ΗΛΕΚΤΡΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΚΑΙ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΩΝ ΤΟΜΕΑΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ, ΑΡΙΣΤΟΤΕΛΕΙΟ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΟΝΙΚΗΣ ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ, 2016.
- [27] G. Morin, J. Dersch, W. Platzer, M. Eck, and A. Häberle, "Comparison of linear Fresnel and parabolic trough collector power plants," *Solar Energy*, vol. 86, pp. 1-12, 2012.
- [28] R. Abbas and J. Martínez-Val, "A comprehensive optical characterization of linear Fresnel collectors by means of an analytic study," *Applied Energy*, vol. 185, pp. 1136-1151, 2017.
- [29] E. Bellos, C. Tzivanidis, and A. Papadopoulos, "Optical and thermal analysis of a linear Fresnel reflector operating with thermal oil, molten salt and liquid sodium," *Applied Thermal Engineering*, vol. 133, pp. 70-80, 2018.
- [30] J. Santamarta. (2020, 23/11/2020). *Linear Fresnel Systems and The Future For Concentrated Solar Power*. . Available: <http://helioscsp.com/linear-fresnel-systems-and-the-future-for-concentrated-solar-power>
- [31] Stelaworld.org. (2020, 23/11/2020). *STELA World | STE/CSP Technologies > Linear Fresnel Reflector*. Available: <http://www.stelaworld.org/linear-fresnel-reflectors>
- [32] HELIOSCSP. (2020, 19/11/2020). *World's Largest Linear Fresnel Solar Power Station Commences Operation*. Available: <http://helioscsp.com/worlds-largest-linear-fresnel-solar-power-station-commences-operation>



- [33] Ewind.es. (2020, 20/11/2020). *Fresnel Concentrated Solar Power Project Operates In Dunhuang China | REVE News Of The Wind Sector In Spain And In The World*. Available: <https://www.ewind.es/2020/01/02/fresnel-concentrated-solar-power-project-operates-in-dunhuang-china/72902>
- [34] Y.-L. He, K. Wang, Y. Qiu, B.-C. Du, Q. Liang, and S. Du, "Review of the solar flux distribution in concentrated solar power: non-uniform features, challenges, and solutions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 149, pp. 448-474, 2019.
- [35] E. Bellos, "Progress in the design and the applications of linear Fresnel reflectors—A critical review," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 10, pp. 112-137, 2019.
- [36] (2007, Χάρτες Φωτοβολταϊκού Δυναμικού σε Ευρώπη, Ελλάδα και Κύπρο. Available: http://exikonomisi.blogspot.com/2007/11/blog-post_26.html
- [37] Γ. Α. ΑΡΓΥΡΙΟΥ ΑΘΑΝΑΣΙΟΣ, ΔΑΣΚΑΛΑΚΗ ΕΛΕΝΑ, ΖΑΧΑΡΙΑΣ ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ, ΚΑΤΣΑΝΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ, ΚΟΝΤΟΓΙΑΝΝΙΔΗΣ ΣΙΜΩΝ, ΛΑΔΟΠΟΥΛΟΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ, ΛΑΔΟΠΟΥΛΟΣ ΙΩΑΝΝΗΣ, "ΚΛΙΜΑΤΙΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΕΛΛΗΝΙΚΩΝ ΠΕΡΙΟΧΩΝΣ," ΤΕΧΝΙΚΟ ΕΠΙΜΕΛΗΤΗΡΙΟ ΕΛΛΑΔΑΣ, Αθήνα Ιούλιος 2010 2010.
- [38] F. I. Pedro Horta, "Process Heat Collectors: State of the Art and available medium temperature collectors," International Energy Agency 2016-05-19 2016.
- [39] T. Sultana, G. Morrison, R. Taylor, and G. Rosengarten, "Performance of a linear fresnel rooftop mounted concentrating solar collector," in *Proceedings of the 50th Australian Solar Energy Society Annual Conference (AuSE), Melbourne, Australia, 2012*, pp. 6-7.
- [40] C. I. Ferreira and D.-S. Kim, "Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data," *International Journal of Refrigeration*, vol. 39, pp. 23-37, 2014.
- [41] G. Coccia, G. Latini, and M. Sotte, "Mathematical modeling of a prototype of parabolic trough solar collector," *Journal of Renewable and sustainable energy*, vol. 4, p. 023110, 2012.
- [42] F. Cabrera, A. Fernández-García, R. Silva, and M. Pérez-García, "Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 20, pp. 103-118, 2013.
- [43] S. Kalogirou, "Parabolic trough collector system for low temperature steam generation: design and performance characteristics," *Applied Energy*, vol. 55, pp. 1-19, 1996.
- [44] R. Loni, A. Kasaeian, E. A. Asli-Ardeh, B. Ghobadian, and S. Gorjian, "Experimental and numerical study on dish concentrator with cubical and cylindrical cavity receivers using thermal oil," *Energy*, vol. 154, pp. 168-181, 2018.
- [45] Q. Li, Y. Liu, S. Guo, and H. Zhou, "Solar energy storage in the rechargeable batteries," *Nano Today*, vol. 16, pp. 46-60, 2017.
- [46] D. Y. Goswami, F. Kreith, and J. F. Kreider, *Principles of solar engineering*: CRC Press, 2000.
- [47] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*: John Wiley & Sons, 2013.



- [48] Κ. Χ. Γιαννάκογλου, Λ. Αναγνωστόπουλος, Γ. Μπεργελές, *Αριθμητική Ανάλυση για Μηχανικούς* vol. 3η Αθήνα: Εκδόσεις Ε.Μ.Π. , 2003.
- [49] S. Wischhusen, "An enhanced discretization method for storage tank models within energy systems," in *Proc. of the 5-th International Modelica Conference*, 2006, pp. 243-248.
- [50] E. Bellos, C. Tzivanidis, and K. A. Antonopoulos, "Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types," *Applied Thermal Engineering*, vol. 102, pp. 749-759, 2016.
- [51] A. Rahman, A. D. Smith, and N. Fumo, "Performance modeling and parametric study of a stratified water thermal storage tank," *Applied Thermal Engineering*, vol. 100, pp. 668-679, 2016.
- [52] Z. Chang, X. Li, C. Xu, C. Chang, and Z. J. E. P. Wang, "The design and numerical study of a 2MWh molten salt thermocline tank," vol. 69, pp. 779-789, 2015.
- [53] S. Quoilin, S. Declaye, B. F. Tchanche, and V. J. A. t. e. Lemort, "Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles," vol. 31, pp. 2885-2893, 2011.
- [54] A. Bejan and A. D. Kraus, *Heat transfer handbook* vol. 1: John Wiley & Sons, 2003.
- [55] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and Y. I. Cho, *Handbook of heat transfer* vol. 3: McGraw-Hill New York, 1998.
- [56] "Alfa Laval AC30EQ / ACH30EQ, Brazed plate heat exchanger for air conditioning and refrigeration."
- [57] ΕΜΜ.Κ.Κακαράς, *Θερμοηλεκτρικοί Σταθμοί* vol. Δεύτερη Έκδοση: ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΦΟΥΝΤΑΣ, 2009.
- [58] Γ. Λουμπάρδης, "Εξεργειακή και οικονομική ανάλυση συστημάτων ηλιακά τροφοδοτούμενου Οργανικού Κύκλου Rankine με χρήση γενετικού αλγόριθμου πολυ-βελτιστοποίησης," 2018.
- [59] Y. Hsieh, T. J. I. J. ο. H. Lin, and M. Transfer, "Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger," vol. 45, pp. 1033-1044, 2002.
- [60] "Alfa Laval AC70X / ACH70X / ACP70X, Brazed plate heat exchanger for air conditioning and refrigeration."
- [61] "Alfa Laval CB200 / CBH200, Brazed plate heat exchanger."
- [62] Alfa Laval CB400, Brazed plate heat exchanger. Available: <https://www.lenntech.com/Data-sheets/Alfa-Laval-cb400-L.pdf>
- [63] A. L. CB10. Available: https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/product-leaflets-languages/finnish/alfa-laval-cb10-ja-cbh10_che00021fi.pdf
- [64] "G25 Series Performance," hydra-cell, Ed., ed. <https://www.hydra-cell.co.uk/>: Wanner Hydra Cell.
- [65] Z. Zeleny, V. Vodicka, V. Novotny, and J. J. E. P. Mascuch, "Gear pump for low power output ORC—an efficiency analysis," vol. 129, pp. 1002-1009, 2017.



- [66] D. Ziviani, S. Gusev, S. Lecompte, E. Groll, J. Braun, W. T. Horton, *et al.*, "Characterizing the performance of a single-screw expander in a small-scale organic Rankine cycle for waste heat recovery," vol. 181, pp. 155-170, 2016.
- [67] N. Fostieris, "Techno-economic assessment of solar driven Organic Rankine Cycle using medium to high grade heat sources, with the use of a genetic algorithm optimization," 2019.
- [68] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, and J. J. A. T. E. Lebrun, "Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle," vol. 29, pp. 3094-3102, 2009.
- [69] E. Macchi and M. Astolfi, *Organic rankine cycle (ORC) power systems: technologies and applications*: Woodhead Publishing, 2016.
- [70] V. Lemort and A. Legros, "Positive displacement expanders for Organic Rankine Cycle systems," in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, ed: Elsevier, 2017, pp. 361-396.
- [71] Ε. Μπίτσης, "Μελέτη συστήματος μετάδοσης κίνησης από εκτονωτή οργανικού κύκλου Rankine (ORC) σε συμπιεστή ψυκτικής μηχανής (VCC)," 2016.
- [72] O. Dumont, "Investigation of a heat pump reversible in an organic Rankine cycle and its application in the building sector," Université de Liège, Liege, Belgique, 2017.
- [73] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, L. Guillaume, and V. Lemort, "Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines," in *Proceedings of the 21st international compressor conference at Purdue*, 2012, p. 10.
- [74] Θ. Παναγούλης. (06 Μαΐου 2021, Το μεγαλύτερο "πράσινο" έργο στη χώρα είναι φωτοβολταϊκό και συνεταιριστικό. Available: <https://www.news247.gr/energia/to-megalytero-prasino-ergo-sti-chora-einai-fotovoltaiiko-kai-synetairistiko.9222046.html>
- [75] M. G. Gado, E. Elgandy, K. Elsayed, and M. Fatouh, "Parametric study of an adsorption refrigeration system using different working pairs," in *International Conference on Aerospace Sciences and Aviation Technology*, 2017, pp. 1-15.
- [76] M. Günther, M. Eickhoff, T. Khalil, and M. J. e. Meyer-Grünefeldt, Kassel, Germany, accessed Nov, "Advanced CSP Teaching Materials Chapter 6 Linear Fresnel Technology," vol. 23, p. 2014, 2011.
- [77] T. Mancini, P. Heller, B. Butler, B. Osborn, W. Schiel, V. Goldberg, *et al.*, "Dish-Stirling systems: An overview of development and status," vol. 125, pp. 135-151, 2003.
- [78] P. Kurup and C. S. Turchi, "Parabolic trough collector cost update for the system advisor model (SAM)," National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States)2015.
- [79] S. Lecompte, H. Huisseune, M. Van den Broek, S. De Schampheleire, and M. J. A. E. De Paepe, "Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system," vol. 111, pp. 871-881, 2013.
- [80] Cerbos. *Cerbos Storage Tanks*. Available: <https://cerbos.ee/en/20-storage-tanks>
- [81] B. K. D. Kearney, R. Cable, N. Potrovitza, U. Herrmann, P. Nava, R. Mahoney, J. Pacheco, D. Blake, H. Price "Overview on use of a Molten Salt HTF in a Trough Solar Field," NREL Parabolic Trough Thermal Energy Storage Workshop

Golden, CO2003.



- [82] P. S. Direct. *Zilmet Expansion Vessels*. Available: <https://www.pumpsalesdirect.co.uk/manufacturers/zilmet.html>
- [83] F. A. Boyaghchi, P. J. E. c. Heidarnejad, and Management, "Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on Organic Rankine Cycle for domestic application," vol. 97, pp. 224-234, 2015.
- [84] Ελλάδα οι τιμές της ηλεκτρικής ενέργειας. Available: https://gr.globalpetrolprices.com/Greece/electricity_prices/
- [85] Στατιστικά στοιχεία για τις τιμές φυσικού αερίου. Available: <https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Archive:%CE%A3%CF%84%CE%B1%CF%84%CE%B9%CF%83%CF%84%CE%B9%CE%BA%CE%AC%CF%83%CF%84%CE%BF%CE%B9%CF%87%CE%B5%CE%AF%CE%B1%CE%B3%CE%B9%CE%B1%CF%84%CE%B9%CF%82%CF%84%CE%B9%CE%BC%CE%AD%CF%82%CF%86%CF%85%CF%83%CE%B9%CE%BA%CE%BF%CF%8D%CE%B1%CE%B5%CF%81%CE%AF%CE%BF%CF%85>
- [86] P. Pallis, E. Varvagiannis, K. Braimakis, T. Roupedakis, A.-D. Leontaritis, and S. Karellas, "Development, experimental testing and techno-economic assessment of a fully automated marine organic rankine cycle prototype for jacket cooling water heat recovery," *Energy*, vol. 228, p. 120596, 2021.
- [87] T. M. Pavlović, I. S. Radonjić, D. D. Milosavljević, and L. S. Pantić, "A review of concentrating solar power plants in the world and their potential use in Serbia," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 3891-3902, 2012.
- [88] C. M. Invernizzi, P. Iora, G. Manzolini, and S. Lasala, "Thermal stability of n-pentane, cyclo-pentane and toluene as working fluids in organic Rankine engines," *Applied Thermal Engineering*, vol. 121, pp. 172-179, 2017.
- [89] T. Letcher, *Comprehensive renewable energy*: Newnes, 2012.
- [90] "ΦΕΚ 1045/Β/26-3-2020 Προσθήκη νέων κατηγοριών σταθμών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας από Α.Π.Ε. και Σ.Η.Θ.Υ.Α. και καθορισμός των Τ.Α."
- [91] B. Epp. (May 26, 2015, Jordan: Fresnel Collectors Supply 160 °C Steam to Pharmaceuticals Producer Ram Pharma. Available: <https://www.solarthermalworld.org/news/jordan-fresnel-collectors-supply-160-degc-steam-pharmaceuticals-producer-ram-pharma>
- [92] B. Epp. (September 25, 2014, Germany: Excel-Based IRR Commercial Project Calculations. Available: <https://www.solarthermalworld.org/news/germany-excel-based-irr-commercial-project-calculations>
- [93] B. Epp. (August 28, 2014, South Africa: Fresnel Collectors Keep It Cool in MTN's Server Rooms. Available: <https://www.solarthermalworld.org/news/south-africa-fresnel-collectors-keep-it-cool-mtns-server-rooms>
- [94] B. Epp. (September 19, 2017, Italy: 10,000 m² ORC-Connected Fresnel and Parabolic Trough Fields. Available: <https://www.solarthermalworld.org/news/italy-10000-m2-orc-connected-fresnel-and-parabolic-trough-fields>



- [95] T. C. Roumpedakis, N. Fostieris, K. Braimakis, E. Monokrousou, A. Charalampidis, and S. Karellas, "Techno-Economic Optimization of Medium Temperature Solar-Driven Subcritical Organic Rankine Cycle," *Thermo*, vol. 1, pp. 77-105, 2021.
- [96] V. R. Patil, V. I. Biradar, R. Shreyas, P. Garg, M. S. Orosz, and N. Thirumalai, "Techno-economic comparison of solar organic Rankine cycle (ORC) and photovoltaic (PV) systems with energy storage," *Renewable energy*, vol. 113, pp. 1250-1260, 2017.
- [97] S. Baral, "Experimental and techno-economic analysis of solar-geothermal organic Rankine cycle technology for power generation in Nepal," *International Journal of Photoenergy*, vol. 2019, 2019.
- [98] F. Zaversky, I. Les, M. Sánchez, B. Valentin, J.-F. Brau, F. Siros, *et al.*, "Techno-Economic Optimization and Benchmarking of a Solar-Only Powered Combined Cycle with High-Temperature TES Upstream the Gas Turbine," in *Green Energy and Environment*, ed: IntechOpen, 2019.