



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ**

**ΣΥΝΕΡΓΑΣΙΑ ΗΛΙΑΚΩΝ ΣΥΛΛΕΚΤΩΝ ΜΕ ΘΕΡΜΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ  
ΓΙΑ ΘΕΡΜΑΝΣΗ ΚΑΙ ΨΥΞΗ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΤΟΥ**

**ΔΗΜΗΤΡΙΟΥ ΚΟΥΤΣΟΣΤΑΘΗ**

Επιβλέπουσα: Κορωνάκη Ειρήνη

Αναπληρώτρια Καθηγήτρια ΕΜΠ



## Περίληψη

Στην παρούσα διπλωματική μελετάται η ηλιακή θέρμανση και η ηλιακή ψύξη. Πιο συγκεκριμένα εξετάζονται 3 συστήματα που αποτελούνται από μια θερμική μηχανή σε συνεργασία με θερμικούς ηλιακούς συλλέκτες. Οι μηχανές αυτές είναι μια αντλία θερμότητας, ένας ψύκτης απορρόφησης και ένας ψύκτης προσρόφησης. Στα πλαίσια της εργασίας γίνεται ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση των παραπάνω συστημάτων. Στη συνέχεια γίνεται παρουσίαση των αποτελεσμάτων και εξετάζεται η βελτίωση των συστημάτων. Τέλος ακολουθούν συμπεράσματα.

Οι υπολογισμοί γίνονται στην υπολογιστική πλατφόρμα του Matlab όπου γίνεται κυρίως χρήση των συναρτήσεων του εργαλείου Coolprop. Τέλος για την κατασκευή κάποιων διαγραμμάτων γίνεται χρήση του Excel. Οι κώδικες που κατασκευάστηκαν για τον υπολογισμό των συστημάτων μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την επίλυση οποιουδήποτε συστήματος ίδιου τύπου.



<b>1</b>	<b>Εισαγωγή</b> .....	<b>7</b>
1.1	Αντικείμενο Διπλωματικής .....	7
1.2	Συνεισφορά .....	7
1.3	Οργάνωση κειμένου .....	8
<b>2</b>	<b>Στοιχεία Θεωρίας</b> .....	<b>9</b>
2.1	Συνεργασία ηλιακών με αντλία θερμότητας συμπιεστή .....	9
2.2	Συνεργασία ηλιακών με ψύκτη απορρόφησης .....	10
2.3	Συνεργασία ηλιακών με ψύκτη προσρόφησης .....	12
<b>3</b>	<b>Υπολογιστική ανάλυση συστήματος αντλίας θερμότητας σε συνεργασία με ηλιακούς συλλέκτες για θέρμανση</b> .....	<b>13</b>
3.1	Παρουσίαση .....	13
3.2	Μοντελοποίηση .....	14
3.3	Case Study .....	17
3.4	Ανάλυση Ευαισθησίας .....	23
3.5	Δυνατότητες Βελτίωσης .....	29
<b>4</b>	<b>Υπολογιστική ανάλυση συστήματος ψύκτη απορρόφησης σε συνεργασία με ηλιακούς συλλέκτες για ψύξη</b> .....	<b>31</b>
4.1	Παρουσίαση .....	31
4.2	Μοντελοποίηση .....	33
4.3	Case Study .....	37
4.4	Ανάλυση Ευαισθησίας .....	43
4.5	Δυνατότητες Βελτίωσης .....	51
<b>5</b>	<b>Υπολογιστική ανάλυση συστήματος ψύκτη προσρόφησης σε συνεργασία με ηλιακούς συλλέκτες για ψύξη</b> .....	<b>53</b>
5.1	Παρουσίαση .....	53
5.2	Μοντελοποίηση .....	55
5.3	Case Study .....	60
5.4	Ανάλυση Ευαισθησίας .....	65
5.5	Δυνατότητες Βελτίωσης .....	72
<b>6</b>	<b>Επίλογος</b> .....	<b>73</b>
6.1	Συμπεράσματα για την συνεργασία ηλιακών και αντλίας θερμότητας .....	73
6.2	Συμπεράσματα για την συνεργασία ηλιακών και ψύκτη απορρόφησης .....	73
6.3	Συμπεράσματα για την συνεργασία ηλιακών και ψύκτη προσρόφησης .....	74

7	<b>Βιβλιογραφία .....</b>	<b>75</b>
	<b>Παράρτημα.....</b>	<b>76</b>
I	Κώδικας υπολογισμού του συστήματος αντλίας θερμότητας-ηλιακών συλλεκτών .....	76
II	Κώδικας υπολογισμού του συστήματος αντλίας θερμότητας-ηλιακών συλλεκτών .....	79
III	Κώδικας υπολογισμού του συστήματος αντλίας θερμότητας-ηλιακών συλλεκτών .....	85

# 1

## Εισαγωγή

### 1.1 Αντικείμενο Διπλωματικής

Αντικείμενο αυτής της διπλωματικής είναι η εξέταση της ηλιακής θέρμανσης και ψύξης μέσα από την μελέτη τριών συστημάτων και η μαθηματική επίλυση τους σε υπολογιστικό περιβάλλον. Σκοπός αυτής της μελέτης είναι να διερευνήσει σε βάθος την λειτουργία ενός συνδυασμού μια θερμικής μηχανής με ηλιακούς συλλέκτες και να εξετάσει τις περιπτώσεις εφαρμογής τέτοιων συστημάτων.

### 1.2 Συνεισφορά

Αρχικά γίνεται θεωρητική αναφορά στην συνεργασία της μηχανής κάθε συστήματος με θερμικούς ηλιακούς συλλέκτες. Το πρώτο σύστημα εκτελεί ηλιακή θέρμανση και περιλαμβάνει υποβοήθηση μιας αντλίας θερμότητας για θέρμανση, ενώ τα άλλα δυο συστήματα εκτελούν ηλιακή ψύξη όπου έχουμε λειτουργία ψύκτη εξ ολοκλήρου με ηλιακή ενέργεια.

Στην συνέχεια ακολουθεί το υπολογιστικό μέρος για κάθε μηχανή ξεχωριστά το οποίο χωρίζεται σε 5 τμήματα τα οποία εκτελούνται με συγκεκριμένη σειρά:

- 1) **Παρουσίαση** του συστήματος όπου επεξηγούνται τα διάφορα μέρη της κατασκευής.
- 2) **Μοντελοποίηση** των επιμέρους τμημάτων του κάθε συστήματος χρησιμοποιώντας εξισώσεις διατήρησης μάζας, ενέργειας και εξέργειας και επεξήγηση των θερμοκρασιακών συσχετίσεων ανάμεσα στα διαφορετικά τμήματα.
- 3) **Case Study** σε κάθε ένα από τα συστήματα όπου μετά από επιλογή δεδομένων και παραδοχών, γίνεται επίλυση του θερμοδυναμικού κύκλου κάθε θερμικής μηχανής και προσδιορισμός των ιδιοτήτων κάθε σημείου τους. Στην συνέχεια γίνεται ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση με σκοπό τον υπολογισμό όλων των ροών ενέργειας και εξέργειας κάθε συστήματος. Τέλος υπολογίζονται οι ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης καθώς και η καταστροφή της εξέργειας σε κάθε τμήμα ξεχωριστά.

- 4) **Ανάλυση ευαισθησίας** όπου φαίνεται η μεταβολή των βαθμών απόδοσης και της καταστρεφόμενης εξέργειας σε σχέση με την μεταβολή ενός, κάθε φορά, δεδομένου εισόδου.
- 5) **Τρόποι Βελτίωσης** για κάθε σύστημα που αφορά διάφορες προτάσεις για την βελτίωση της απόδοσης του, δηλαδή τη μείωση της καταναλισκόμενης ενέργειας.

### 1.3 Οργάνωση κειμένου

Στο **κεφάλαιο 2** αναπτύσσονται θεωρητικά οι δυνατότητες συνδυασμού των ηλιακών συλλεκτών με την εκάστοτε μηχανή του κάθε συστήματος. Σε περιπτώσεις που μια μηχανή μπορεί να συνεργαστεί με διαφορετικούς τρόπους με την διάταξη των ηλιακών, γίνεται σύγκριση των τρόπων αυτών μεταξύ τους.

Στο **κεφάλαιο 3** γίνεται υπολογιστική επίλυση, ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση ενός συστήματος που περιλαμβάνει την συνεργασία Αντλίας Θερμότητας Συμπιεστή με ηλιακούς συλλέκτες σε μια περίπτωση οικιακής θέρμανσης

Στο **κεφάλαιο 4** γίνεται υπολογιστική επίλυση, ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση ενός συστήματος που περιλαμβάνει την συνεργασία Ψύκτη Απορρόφησης με ηλιακούς συλλέκτες σε μια περίπτωση ψύξης σε μεγάλη εγκατάσταση.

Στο **κεφάλαιο 5** γίνεται υπολογιστική επίλυση, ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση ενός συστήματος που περιλαμβάνει την συνεργασία Ψύκτη Προσρόφησης με ηλιακούς συλλέκτες σε μια περίπτωση ψύξης σε μεγάλη εγκατάσταση.

Στο **κεφάλαιο 6** γίνεται παρουσιάζονται συμπεράσματα για κάθε σύστημα.

Στο **κεφάλαιο 7** παρουσιάζεται η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε για την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής.



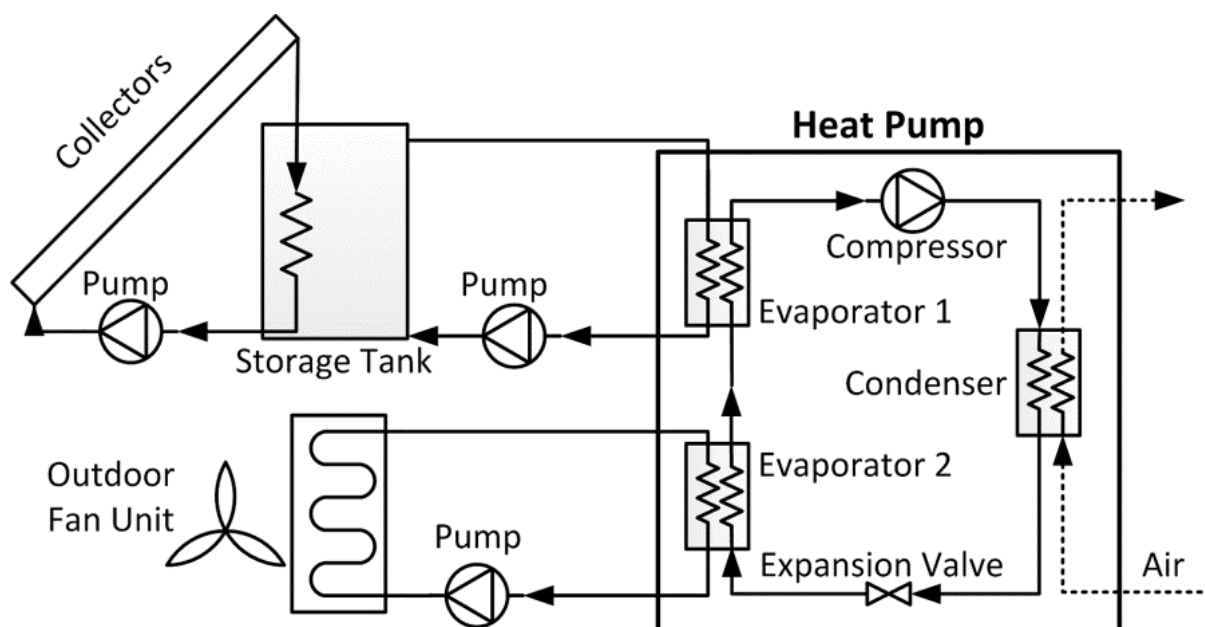
# 2

## Στοιχεία Θεωρίας

### 2.1 Συνεργασία ηλιακών με αντλία θερμότητας συμπιεστή

Η συνεργασία της αντλίας θερμότητας με θερμικούς ηλιακούς συλλέκτες έχει νόημα μόνο στην θέρμανση. Υπάρχουν 2 τρόποι με τους οποίους μπορούμε να συνδυάσουμε μια αντλία θερμότητας συμπιεστή με θερμικά ηλιακά συστήματα:

- 1) Με την χρήση ηλιακού συλλέκτη για την θέρμανση νερού για τον εξατμιστή (σύνδεση σε σειρά). Η διάταξη φαίνεται παρακάτω:

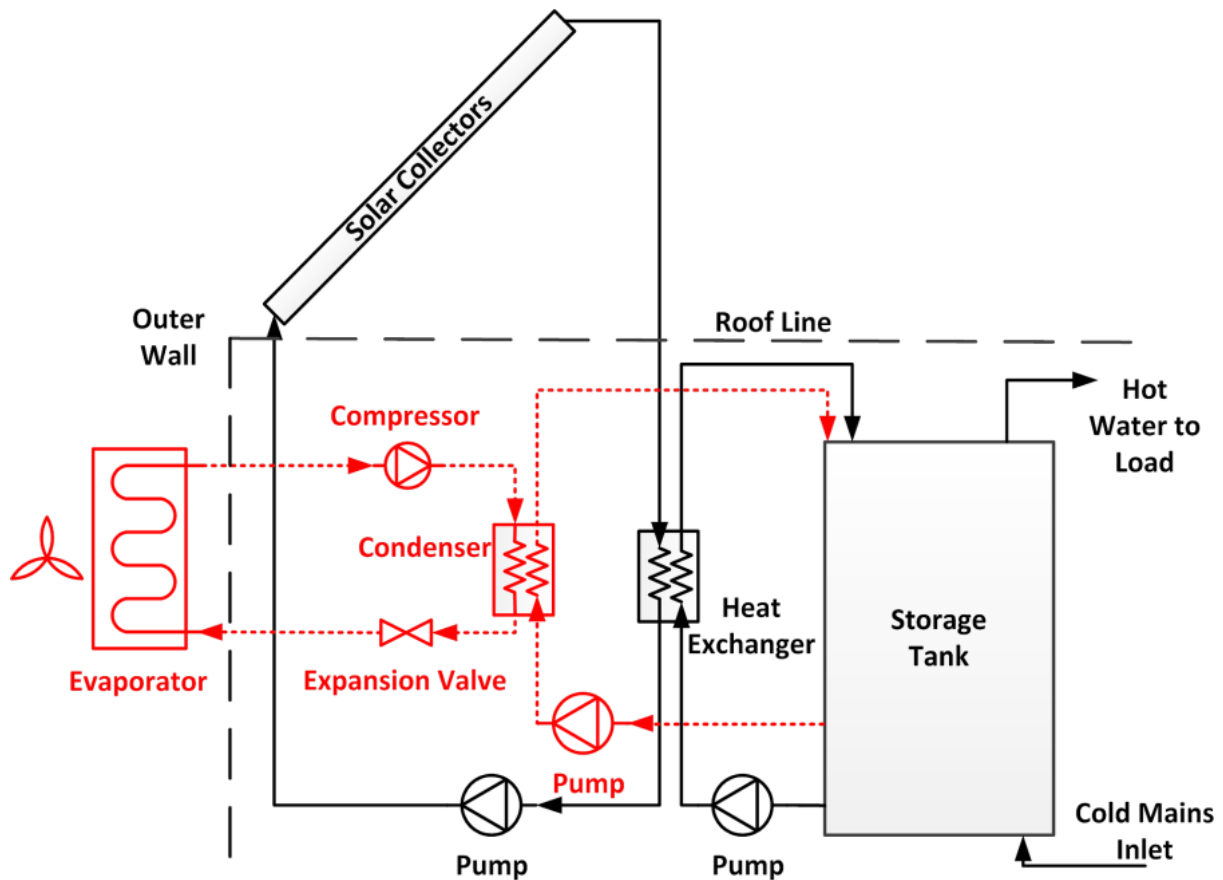


Εικόνα 2-1. Σύνδεση αντλίας θερμότητας με ηλιακούς συλλέκτες σε σειρά.

Στην παραπάνω εικόνα ο εξατμιστής (evaporator 1) της αντλίας θερμότητας θερμαίνεται από ηλιακούς συλλέκτες, ενώ υπάρχει και ένας δεύτερος αερόψυκτος εξατμιστής (evaporator 2)

συνδεδεμένος σε σειρά με τον πρώτο. Το κέρδος αυτής της διάταξης είναι ότι ο εξατμιστής έχει τη δυνατότητα να λειτουργεί σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες (άρα και πιέσεις) βελτιώνοντας έτσι το COP της αντλίας. Το θέμα είναι ότι αν το ηλιακό κέρδος δεν είναι αρκετό και πρέπει να μπει σε λειτουργία ο αερόψυκτος εξατμιστής τότε αναγκαστικά η εξάτμιση του κύκλου θα γίνει σε χαμηλότερη πίεση προκειμένου να μπορεί να γίνει η συναλλαγή θερμότητας στον αερόψυκτο evaporator, πράγμα που σημαίνει ότι δεν κερδίζουμε κάποια βελτίωση στην απόδοση με αυτόν τον τρόπο, δηλαδή η συνεργασία της αντλίας θερμότητας με τα ηλιακά αποχέει και αδυνατούμε να αξιοποιήσουμε την διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια. Κάτι τέτοιο είναι πολύ λογικό να συμβεί τους χειμερινούς μήνες γιατί τότε τα ηλιακά κέρδη είναι χαμηλότερα. Το πρόβλημα με την ηλιακή θέρμανση, ως γνωστόν, είναι ότι τους πιο ψυχρούς μήνες και τις βραδινές ώρες όπου τα θερμικά φορτία είναι υψηλότερα, η διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια είναι ελάχιστη αν όχι ανύπαρκτη. Οπότε σε ένα τέτοιο σύστημα σε πολλές χρονικές περιόδους θα υπάρχει πρόβλημα στην αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας

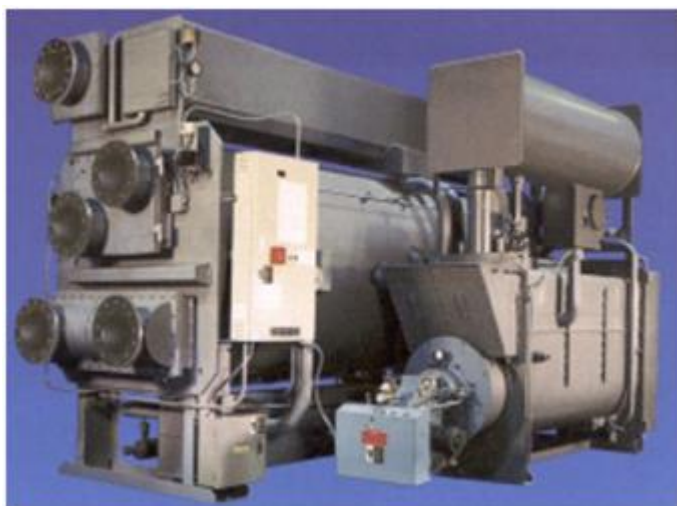
- 2) Με την χρήση ηλιακού συλλέκτη για την θέρμανση νερού με σκοπό την μερική κάλυψη του φορτίου (παράλληλη σύνδεση). Ένα παράδειγμα φαίνεται την συνέχεια:



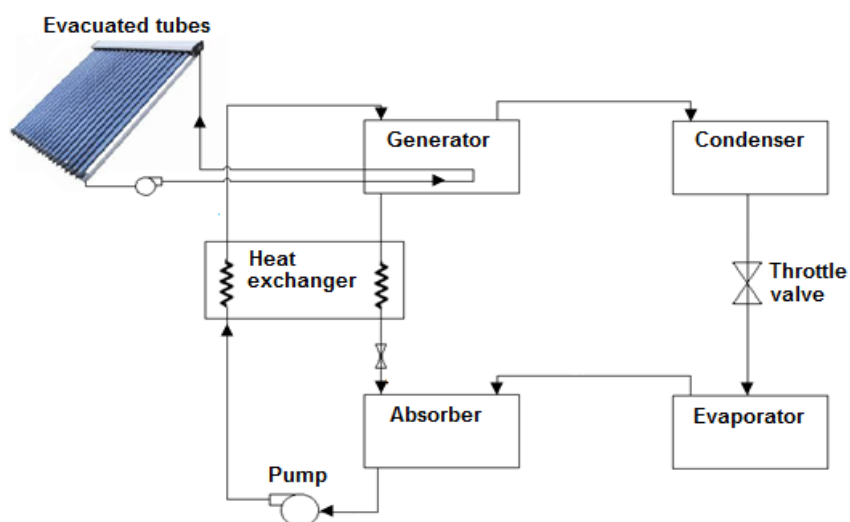
Εικόνα 2-2. Παράλληλη σύνδεση αντλίας θερμότητας με ηλιακούς συλλέκτες σε σειρά.

Στην παραπάνω εικόνα ο condenser είναι υδρόψυκτος και ζεσταίνει νερό σε δοχείο το οποίο παράλληλα θερμαίνεται και από ηλιακούς συλλέκτες. Το πλεονέκτημα είναι ότι η αντλία θερμότητας λειτουργεί με τον ίδιο COP που θα λειτουργούσε και μόνη της απλά σε μικρότερο φορτίο, οπότε καταναλώνει και λιγότερο έργο. Αυτό σημαίνει ότι το σύστημα έχει κάθε στιγμή την δυνατότητα να αξιοποιεί την διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια ανεξάρτητα από την ποσότητα της. Στην παρούσα διπλωματική θα εξετάσουμε την παράλληλη σύνδεση μιας και αυτή χρησιμοποιείται κυρίως στην αγορά και είναι λιγότερο πολύπλοκη στην λειτουργία της.

## 2.2 Συνεργασία ηλιακών με ψύκτη απορρόφησης



Εικόνα 2-3. Ψύκτης Απορρόφησης



Εικόνα 2-4. Σύνδεση ψύκτη απορρόφησης με ηλιακούς συλλέκτες.

Η συνεργασία ηλιακών συστημάτων με ψύκτη απορρόφησης γίνεται με την χρήση ηλιακών συλλεκτών. Προφανώς πλέον μιλάμε για ηλιακή ψύξη. Ένα σημαντικό πλεονέκτημα της ηλιακής ψύξης σε σχέση με την ηλιακή θέρμανση είναι ότι τις περιόδους του έτους που η θερμοκρασία είναι υψηλή, οπότε έχουμε ψυκτικά φορτία, έχουμε παράλληλα και μεγαλύτερη ηλιοφάνεια για να τα καλύψουμε.

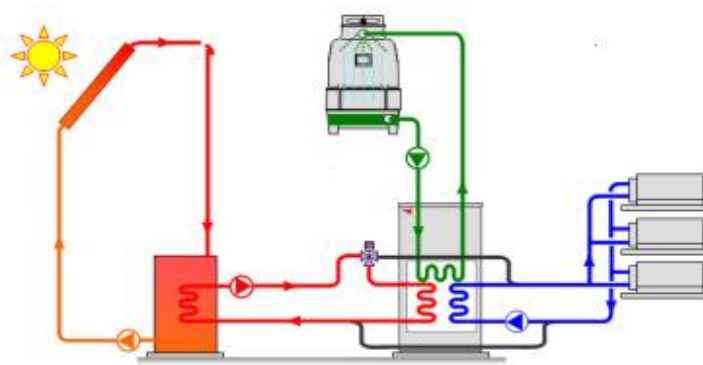
Ο ψύκτης απορρόφησης χρησιμοποιεί σαν πηγή ενεργείας θερμότητα και μάλιστα η ποιότητα της ενέργειας αυτής μπορεί να είναι πολύ χαμηλότερη από αυτήν που προσφέρουν τα καύσιμα. Εδώ λοιπόν έρχεται ο ηλιακός συλλέκτης ο οποίος δεσμεύει ηλιακή ισχύ και την μετατρέπει σε θερμότητα η οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης.

Παρόλο που και στο προηγούμενο σύστημα (αντλία θερμότητας με συμπιεστή) πάλι ηλιακό συλλέκτη χρησιμοποιούμε, εδώ τα πράγματα είναι πολύ διαφορετικά. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι στο προηγούμενο σύστημα είχαμε ηλιακή θέρμανση με τους συλλέκτες να λειτουργούσαν συμπληρωματικά και ενώ το απαιτούμενο φορτίο καλύπτεται σε κάθε περίπτωση, το απαιτούμενο έργο μειώνεται όσο αυξάνεται η θερμική ισχύ που μπορούμε να αξιοποιήσουμε από τον ήλιο. Στον ηλιακό ψύκτη απορρόφησης από την άλλη, η ψυκτική ισχύ που παράγει ο ψύκτης είναι ανάλογη με την θερμική ηλιακή ισχύ που παρέχουν οι συλλέκτες, οπότε το κατά πόσο καλύπτεται το απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο εξαρτάται σε πολύ μεγάλο βαθμό από την ηλιοφάνεια και την επιφάνεια των χρησιμοποιούμενων συλλεκτών.

### 2.3 Συνεργασία ηλιακών με ψύκτη προσρόφησης



Εικόνα 2-5. Ψύκτης Προσρόφησης



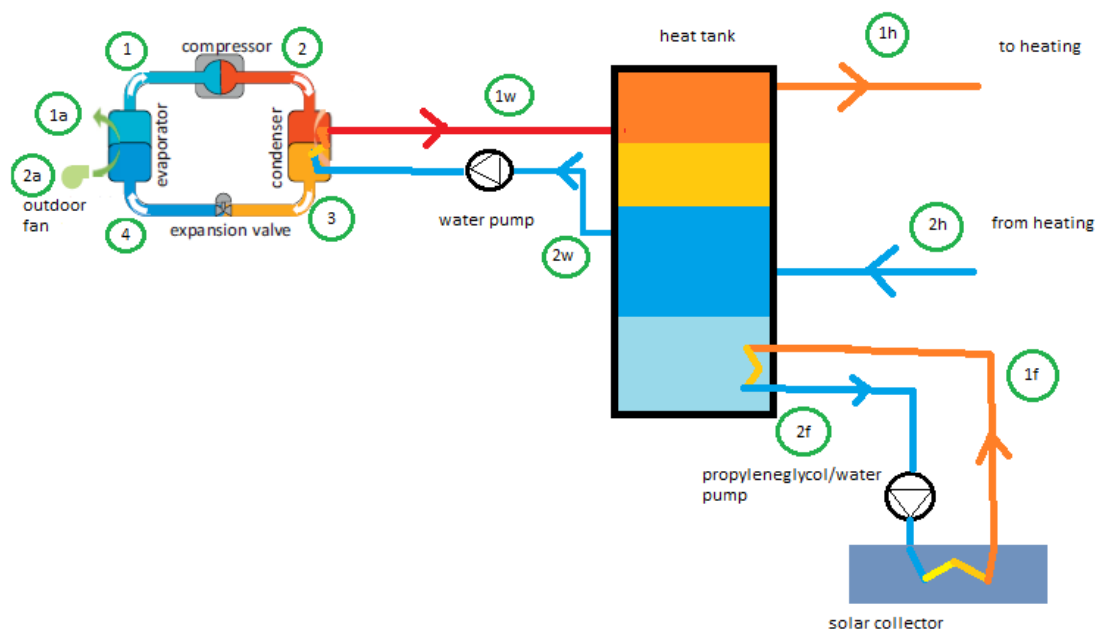
Εικόνα 2-6. Σύνδεση ψύκτη προσρόφησης με ηλιακούς συλλέκτες.

Η συνεργασία των ηλιακών με ψύκτη προσρόφησης γίνεται, όπως και στον ψύκτη απορρόφησης, με τη χρήση ηλιακών συλλεκτών. Ο ψύκτης προσρόφησης χρησιμοποιεί θερμική ενέργεια η οποία μπορεί να είναι χαμηλής ποιότητας και το ενδιαφέρον είναι ότι μπορεί να αξιοποιήσει πηγές ενέργειας μικρότερης θερμοκρασίας από τον ψύκτη απορρόφησης.

# 3

## Υπολογιστική ανάλυση συστήματος αντλίας θερμότητας σε συνεργασία με ηλιακούς συλλέκτες για θέρμανση.

### 3.1 Παρουσίαση



Εικόνα 3-1. Σύστημα συνεργασίας αντλίας θερμότητας με ηλιακά.

1	Εργαζόμενο μέσο R134-a σε κατάσταση κορεσμένου ατμού
2	Εργαζόμενο μέσο R134-a σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού
3	Εργαζόμενο μέσο R134-a σε κατάσταση κορεσμένου υγρού
4	Εργαζόμενο μέσο R134-a σε διφασική κατάσταση
1α	Αέρας στην έξοδο του εξατμιστή
2α	Αέρας στην είσοδο του εξατμιστή
1w	Νερό στην έξοδο του συμπυκνωτή
2w	Νερό κατευθυνόμενο στον συμπυκνωτή
1f	Διάλυμα προπυλενογλυκόλης σε νερό (60%) στην έξοδο του ηλιακού συλλέκτη
2f	Διάλυμα προπυλενογλυκόλης σε νερό (60%) κατευθυνόμενο στον συλλέκτη
1h	Ρεύμα νερού προσαγωγής στο μέσο θέρμανσης
2h	Ρεύμα νερού επιστροφής από το μέσο θέρμανσης

Το παραπάνω σύστημα αποτελεί μια συχνά χρησιμοποιούμενη λύση για την θέρμανση σπιτιών. Μια αντλία θερμότητας θερμαίνει νερό από ένα δοχείο αδρανείας στον συμπυκνωτή της. Στο ίδιο δοχείο έχουμε προσθέσει έναν εναλλάκτη τύπου σερπαντίνα στον οποίο διοχετευτούμε ένα ρεύμα νερού-προπυλενογλυκόλης το οποίο θερμαίνεται από τον ηλιακό συλλέκτη. Από το δοχείο αυτό προσάγουμε νερό στο μέσο θέρμανσης και δεχόμαστε την επιστροφή. Ουσιαστικά το δοχείο ζεσταίνεται από την συνεργασία της αντλίας θερμότητας με τον ηλιακό συλλέκτη, τα οποία καλούνται να καλύψουν το απαιτούμενο φορτίο. Ο συλλέκτης αποδίδει ισχύ που εξαρτάται από την ηλιοφάνεια κάθε χρονική στιγμή και την υπόλοιπη την καλύπτει η αντλία θερμότητας.

### 3.2 Μοντελοποίηση

Προκειμένου να δούμε την ενεργειακή και την εξεργειακή συμπεριφορά του συστήματος πρέπει να το χωρίσουμε σε επιμέρους τμήματα και να τα μελετήσουμε ξεχωριστά. Ουσιαστικά σε κάθε τμήμα θα εφαρμόσουμε τις σχέσεις τις ενέργειας και της εξέργειας που φαίνονται παρακάτω.

(Θεωρούμε ότι σε όλα τα υποσυστήματα οι απώλειες ενέργειας είναι αμελητέες)

$$[\text{Συνολική Ενέργεια εισόδου}] = [\text{Σ υνολική Ενέργεια εξόδου}]$$

$$[\text{Συνολική Εξέργεια εισόδου}] = [\text{Συνολική Εξέργεια Εξόδου}] + [\text{Εξέργεια που καταστρέφεται}]$$

## Συμπιεστής

Ενέργεια:  $W_{comp}=m_{ref}*(h_2-h_1)$

Εξέργεια:  $W_{comp}+m_{ref}*e_1=m_{ref}*e_2+EI_{comp}$

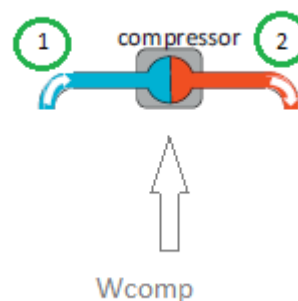
$W_{comp}$ : Το έργο που δίνουμε στον συμπιεστή

$h$ : ειδική ενθαλπία σε δεδομένο σημείο

$e$ : ειδική εξέργεια σε δεδομένο σημείο

$m_{ref}$ : παροχή εργαζόμενου μέσου

$EI_{comp}$ = Εξέργεια που καταστρέφεται



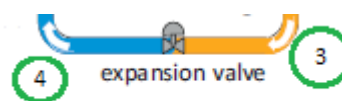
Εικόνα 3-2. Συμπιεστής

## Στραγγαλιστική Βαλβίδα

Ενέργεια:  $h_3=h_4$

Εξέργεια:  $m_{ref}*e_3=m_{ref}*e_4+EI_{valv}$

$EI_{valv}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 3-3. Στραγγαλιστική Βαλβίδα

## Εξατμιστής

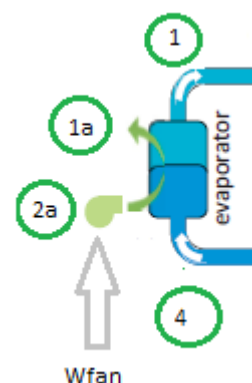
Ενέργεια:  $W_{fan}+ m_{air}*h_{2a}+m_{ref}*h_4=m_{air}*h_{1a}+m_{ref}* h_1$

Εξέργεια:  $W_{fan}+ m_{air}*e_{2a}+m_{ref}*e_4=m_{air}*e_{1a}+m_{ref}* e_1+EI_{evap}$

$m_{air}$ : παροχή αέρα

$W_{fan}$ : έργο που καταναλώνεται στον ανεμιστήρα

$EI_{evap}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 3-4. Εξατμιστής

### Συμπυκνωτής

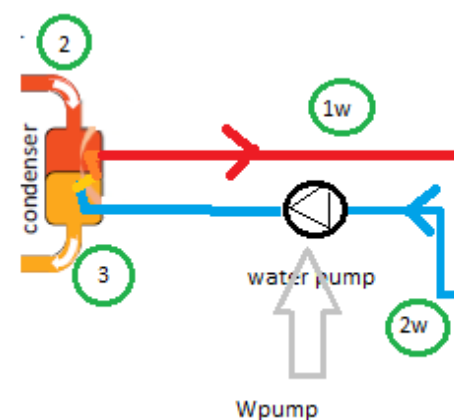
$$\text{Ενέργεια: } W_{\text{pump}} + m_w \cdot h_{2w} + m_{\text{ref}} \cdot h_2 = m_w \cdot h_{1w} + m_{\text{ref}} \cdot h_3$$

$$\text{Εξέργεια: } W_{\text{pump}} + m_w \cdot e_{2w} + m_{\text{ref}} \cdot e_2 = m_w \cdot e_{1w} + m_{\text{ref}} \cdot e_3 + EI_{\text{cond}}$$

$m_w$ : παροχή νερού του συμπυκνωτή

$W_{\text{pump}}$ : Έργο που καταναλώνεται για την λειτουργία της αντλίας

$EI_{\text{cond}}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 3-5. Συμπυκνωτής

### Ηλιακός συλλέκτης

$$\text{Ενέργεια: } Q_{\text{sun}} + W_{\text{pumpsun}} + m_f \cdot h_{2f} = m_f \cdot h_{1f}$$

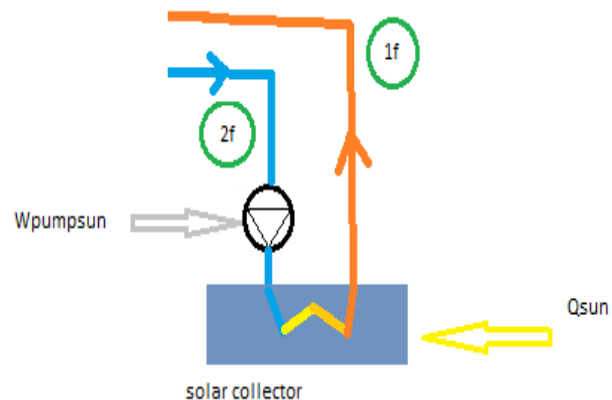
$$\text{Εξέργεια: } Q_{\text{sun}} \cdot (1 - T_{\text{amb}}/T_c) + W_{\text{pumpsun}} + m_f \cdot e_{2f} = m_f \cdot e_{1f} + EI_{\text{panel}}$$

$Q_{\text{sun}}$ : Απορροφώμενη από τον ήλιο ισχύς

$T_{\text{amb}}$ : Θερμοκρασία περιβάλλοντος

$T_c$ : Θερμοκρασία συλλέκτη

$EI_{\text{panel}}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 3-6. Ηλιακός συλλέκτης

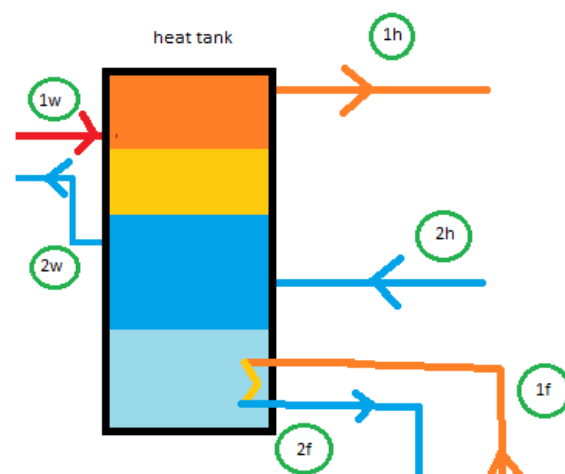
### Δοχείο Αδράνειας

$$\text{Ενέργεια: } m_h \cdot h_{2h} + m_w \cdot h_{1w} + m_f \cdot h_{1f} = m_h \cdot h_{1h} + m_w \cdot h_{2w} + m_f \cdot h_{2f}$$

$$\text{Εξέργεια: } m_h \cdot e_{2h} + m_w \cdot e_{1w} + m_f \cdot e_{1f} = m_h \cdot e_{1h} + m_w \cdot e_{2w} + m_f \cdot e_{2f} + EI_{\text{tank}}$$

$m_h$ : Παροχή νερού στην θέρμανση

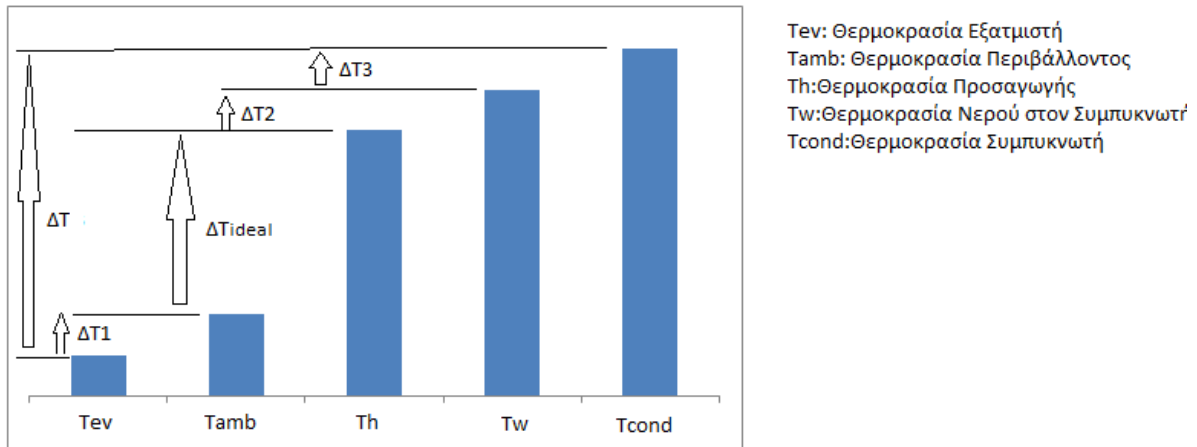
$EI_{\text{tank}}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 3-7. Δοχείο Αδράνειας



## Συσχετίσεις Θερμοκρασιών



Εικόνα 3-8. Διάγραμμα Θερμοκρασιών

Ιδανικά η διάφορα θερμοκρασίας( $\Delta T_{ideal}$ ) που καλείται να επιτύχει το σύστημα είναι από τον την θερμοκρασία του περιβάλλοντος( $T_{amb}$ ) στην θερμοκρασία του νερού προσαγωγής στην θέρμανση. Προκειμένου όμως να το πετύχει αυτό στην πραγματικότητα πρέπει να καλύψει μεγαλύτερη θερμοκρασιακή διαφορά η οποία είναι  $\Delta T = \Delta T_{ideal} + \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 = T_{con} - T_{ev}$ . Επιπρόσθετα, όπως θα φανεί και παρακάτω, το έργο που πρέπει να καταναλωθεί για να γίνει η διαδικασία **ιδανικά** εξαρτάται από τις  $T_{amb}$ ,  $T_h$  και την διαφορά τους ( $\Delta T_{ideal}$ ) ενώ το έργο που καταναλώνεται στην πραγματικότητα εξαρτάται από τις  $T_{con}$ ,  $T_{ev}$  και την  $\Delta T$ . Επομένως προκειμένου να βελτιώσουμε την απόδοση του συστήματος ενεργειακά και εξεργειακά, πρέπει να επιλέξουμε τέτοιες θερμοκρασίες συμπύκνωσης και εξάτμισης έτσι ώστε το  $\Delta T$  να είναι όσο ο δυνατόν μικρότερο.

### 3.3 Case Study

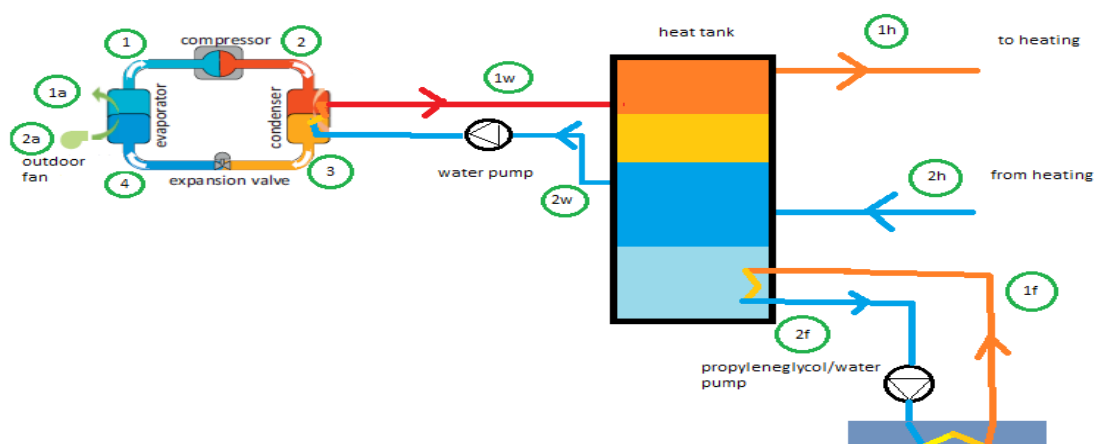
Θα μελετήσουμε το παραπάνω σύστημα σε μία περίπτωση λειτουργίας για να δούμε πως συμπεριφέρεται ενεργειακά και εξεργειακά. Η μελέτη θα γίνει σε θερμοκρασία περιβάλλοντος  $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$  και για φορτίο  $Q = 12\text{ KW}$ . Επιλέγουμε τις εξής παραμέτρους λειτουργίας:

- Θερμοκρασία εξατμιστή  $T_{ev} = -10^\circ\text{C}$  (η αντλία θερμότητας παρόλο που λειτουργεί στους  $10^\circ\text{C}$  σε αυτό το παράδειγμα, θα πρέπει να μπορεί να ανταπεξέλθει και σε μικρότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος, ακόμα και υπό του μηδενός)
- Θερμοκρασία νερού προσαγωγής στην θέρμανση  $T_h = 65^\circ\text{C}$  και επιστροφή στους  $50^\circ\text{C}$

- Θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον συμπυκνωτή  $T_{1w}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$  και διαφορά θερμοκρασίας  $\Delta T_w=10\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Θερμοκρασία συμπύκνωσης  $T_{con}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$  (προκειμένου να θερμαίνει το νερό στους  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ )
- Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή  $\eta_{is}=0.8$
- Θεωρούμε ότι την χρονική στιγμή που κάνουμε την μελέτη, έχουμε την δυνατότητα αξιοποίησης  $1\text{ KW}$  από τον ήλιο, άρα  $Q_{sun}=1\text{ KW}$  (η υπόλοιπη θερμική ισχύς παράγεται από την αντλία θερμότητας, άρα  $Q_{con}=11\text{ KW}$ )
- Θερμοκρασία συλλέκτη  $T_c=80\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Θερμοκρασία εξόδου από συλλέκτη διαλύματος νερού/προπυλενογλυκόλης  $T_{1f}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$  και διαφορά θερμοκρασίας  $\Delta T=10$
- Για απλοποίηση της μελέτης θεωρούμε μηδενική υπερθέρμανση και υπόψυξη στην αντλία θερμότητας.
- Διαφορά θερμοκρασίας αέρα εισόδου/εξόδου στον εξατμιστή  $\Delta T_{air}=5$
- Τα κυκλώματα νερού και προπυλενογλυκόλης νερού είναι σε πίεση  $2\text{ bar}$  (η πίεση στα ασυμπίεστα ρευστά επηρεάζει πολύ λίγο τις τιμές ενθαλπίας και εντροπίας)

### Παραδοχές

- Θεωρούμε ότι έχουμε μηδενικές απώλειες πίεσης στους αγωγούς όλων των κυκλωμάτων.
- Θέλουμε να δώσουμε τιμές στην ισχύ που καταναλώνεται στις βοηθητικές αντλίες και τον ανεμιστήρα. Θεωρούμε ότι χρειαζόμαστε  $1\text{ KW}$  έργου για κάθε κιλό παροχής του διακινούμενου υγρού και  $0.25\text{ KW}$  παροχής για κάθε κιλό διακινούμενου αέρα.



Εικόνα 3-9. Το σύστημα που αναλύουμε.

Βάσει των παραπάνω παραδοχών και επιλογών μπορούμε να προσδιορίσουμε όλα τα σημεία του κύκλου, τα οποία φαίνονται στον παρακάτω πίνακα:

(Η ειδική εξέργεια υπολογίστηκε από την σχέση  $e=h-h_{amb}-T_{amb}*(s-s_{amb})$  όπου  $h_{amb}$  και  $s_{amb}$  η ειδική ενθαλπία και εντροπία αντίστοιχα στην θερμοκρασία του περιβάλλοντος. )

Σημείο	Ουσία	Θερμοκρασία T(°C)	Πίεση P(Pa)	Ειδική Ενθαλπία h (KJ/Kg)	Ειδική Εντροπία s (KJ/(kg*K))	Ειδική Εξέργεια e (KJ/Kg)
1	R-134a	-10	$2.004*10^5$	392.6	1.733	15.82
2	R-134a	93.77	$23.64*10^5$	456.81	1.7687	69.94
3	R-134a	75	$21.16*10^5$	313.12	1.358	42.55
4	R-134a	-10	$2.004*10^5$	313.12	1.431	21.86
1w	Νερό	70	$2*10^5$	293.2	0.955	23.44
2w	Νερό	60	$2*10^5$	251.33	0.831	16.66
1h	Νερό	65	$2*10^5$	272.26	0.893	19.9
2h	Νερό	50	$2*10^5$	209.5	0.703	10.9
1f	Προπυλενογλυκόλη/Νερό	70	$2*10^5$	172.72	0.543	19.475
2f	Προπυλενογλυκόλη/Νερό	60	$2*10^5$	137.29	0.438	13.71
1a	αέρας	5	$1.01325*10^5$	278.32	6.79	0.044
2a	αέρας	10	$1.01325*10^5$	283.35	6.808	0

Από τους ενεργειακούς υπολογισμούς προκύπτουν τα εξής για το σύστημα:

Παροχή ψυκτικού	$m_r=0.0765$ kg/s
Παροχή Νερού στον συμπυκνωτή	$m_w=0.2627$ kg/s
Παροχή Αέρα στον εξατμιστή	$m_{air}=1.21$ kg/s
Παροχή Προπυλενογλυκόλης/Νερού	$m_f=0.029822$ kg/s
Παροχή Νερού στην Θέρμανση	$m_h=0.1912$ kg/s
Συναλλασσόμενη ισχύ στον Εξατμιστή	$Q_{ev}=6.088$ KW
Έργο Συμπιεστή	$W_{comp}=4.911$ KW
Έργο Ανεμιστήρα	$W_{fan}=0.302$ KW

Έργο Αντλίας Συμπυκνωτή	$W_{\text{pump}}=0.262 \text{ KW}$
Έργο Αντλίας Ηλιακών	$W_{\text{pumpsun}}=0.028 \text{ KW}$

$$\text{Συντελεστής Απόδοσης A/Θ: COP}=\frac{Q_{\text{ev}}}{W_{\text{pump}}}=2.2398$$

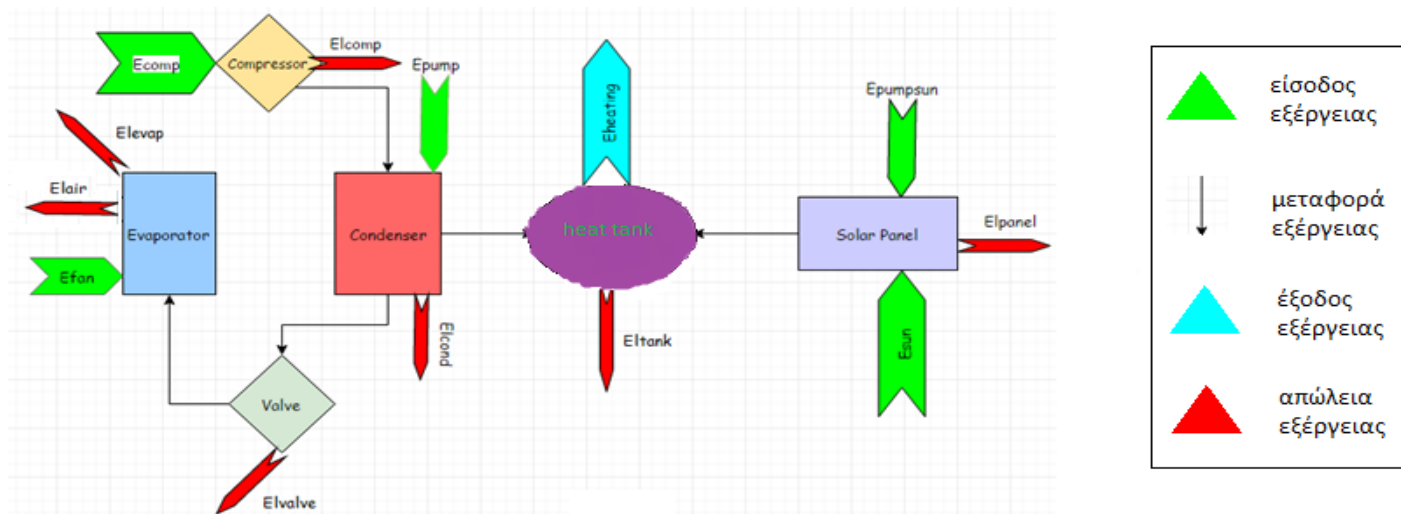
Από τους εξεργειακούς υπολογισμούς προκύπτουν τα εξής:

Εξέργεια Εισόδου (KW)	Εξέργεια Εξόδου (KW)	Απώλεια Εξέργειας (KW)
Έργο συμπιεστή: $E_{\text{comp}}=4.911$	Στο νερό Θέρμανσης:	Στο συμπυκνωτή: $E_{\text{Icond}}=0.5709$
Έργο ανεμιστήρα: $E_{\text{fan}}=0.302$	$E_h=m_h*(e_{1h}-e_{2h})=1.61$	Στον εξατμιστή: $E_{\text{Iev}}=0.7109$
Έργο Αντλίας Συμπυκνωτή: $E_{\text{pump}}=0.262$		Στην βαλβίδα: $E_{\text{Ivalv}}=1.583$
Έργο Αντλίας Ηλιακών: $E_{\text{pumpsun}}=0.028$		Στον συμπιεστή: $E_{\text{Icomp}}=0.767$
Εξέργεια από τον Ήλιο: $E_{\text{sun}}=Q_{\text{sun}}*(1-\frac{T_{\text{amb}}}{T_c})=0.198$		Στο δοχείο Αδράνειας: $E_{\text{I tank}}=0.2289$
		Στον ηλιακό συλλέκτη: $E_{\text{I panel}}=0.0638$
		Στον αέρα του εξατμιστή <sup>1</sup> : $E_{\text{air}}=m_{\text{air}}*(e_{2a}-e_{1a})=0.054$
<b>Σύνολο</b>	<b>Σύνολο</b>	<b>Σύνολο</b>
Ηλεκτρική: 5.503 & Ηλιακή: 0.198	1.722	3.979

1:Στον εξατμιστή εκτός από την εξέργεια που καταστρέφεται λόγω της μεταφοράς θερμότητας, προσμετρούμε σαν απώλεια και την έξοδο εξέργειας στον αέρα.

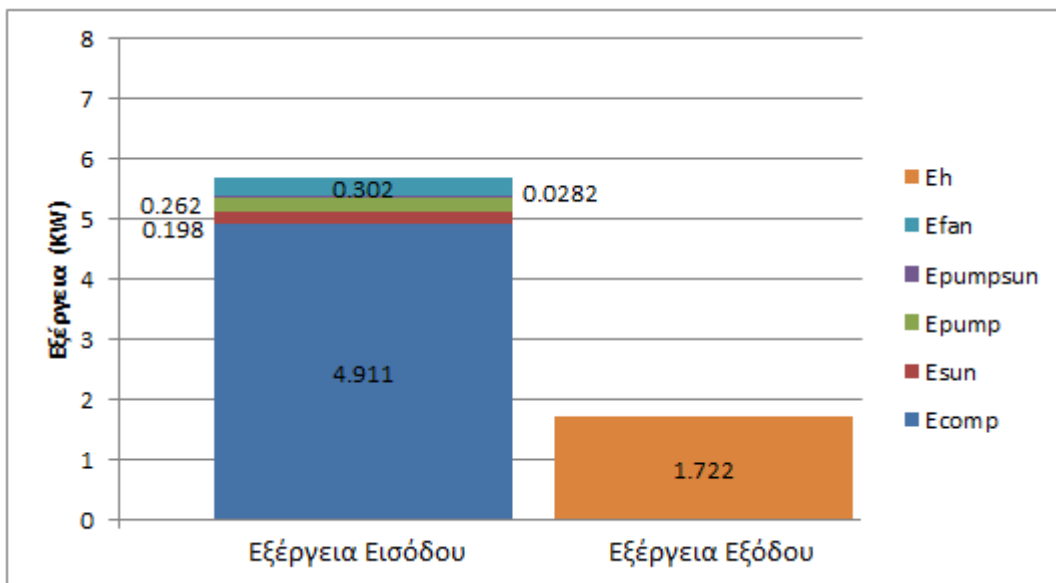
Από τον πίνακα καταλαβαίνουμε ότι στο σύστημα εισέρχεται εξέργεια 5.503 KW μέσω ηλεκτρικής ενέργειας που εμείς καταναλώνουμε στον συμπιεστή και τα παρελκόμενα του συστήματος, καθώς 0.198 KW εξέργεια από τον ηλιακό συλλέκτη δηλαδή τον ήλιο. Από την εξέργεια αυτή μόνο τα 1.722 KW χρησιμοποιούνται για τον σκοπό που θέλουμε, δηλαδή για την θέρμανση του νερού από τους 50 °C στους 65 °C, ενώ το υπόλοιπο είναι απώλειες.

Εδώ φαίνεται το διάγραμμα ροής της εξέργειας του συστήματος



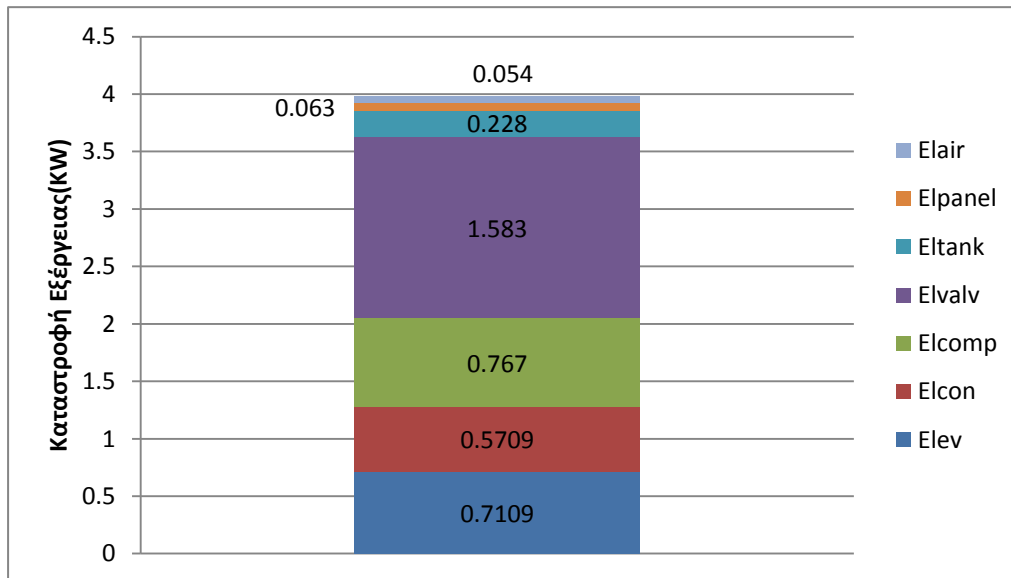
Εικόνα 3-10. Διάγραμμα ροής εξέργειας του συστήματος.

Παρακάτω φαίνονται διαγραμματικά η είσοδος και έξοδος της εξέργειας στο σύστημα



Εικόνα 3-11. Διάγραμμα εξεργειών εισόδου και εξόδου.

Στην συνέχεια παρουσιάζεται το διάγραμμα που δείχνει την κατανομή των απωλειών στα διάφορα στοιχεία του συστήματος



Εικόνα 3-12. Διάγραμμα καταστροφής εξέργειας στα επιμέρους στοιχεία του συστήματος.

Τέλος θα υπολογιστεί ένας άλλος σημαντικός συντελεστής της εγκατάστασης, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης. Αυτός μας δείχνει τον λόγο της εξέργειας εξόδου προς την συνολική **ηλεκτρική** εξέργεια εισόδου. Επίσης η εξέργεια εξόδου ισούνται με το έργο που θα χρειαζόταν για να γίνει η διαδικασία εάν δεν υπήρχαν απώλειες, ενώ η συνολική ηλεκτρική εξέργεια εισόδου ισούνται με το έργο που καταναλώνουμε στην πραγματικότητα. Όσο πιο κοντά λοιπόν είναι ο συντελεστής αυτός στο 100%, τόσο πιο κοντά είναι και το έργο που καταναλώνουμε με το ιδανικά απαιτούμενο έργο. Τροποποιώντας λοιπόν ένα σύστημα στα στοιχεία του με σκοπό να μειώσουμε τις απώλειες σε αυτά, το σύστημα μας να επιτελεί την ίδια διαδικασία που καλείται να κάνει, καταναλώνοντας λιγότερο έργο, άρα και ηλεκτρική ενέργεια, γίνεται δηλαδή πιο αποδοτικό. Ο Συντελεστής εξεργειακής απόδοσης στο παρόν σύστημα είναι:

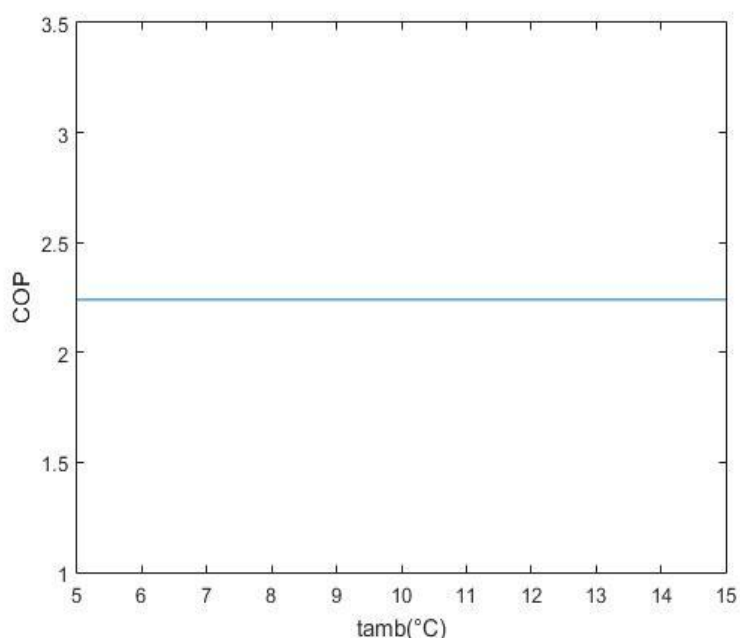
$$\eta_{ex} = \frac{\sum E_{out}}{\sum E_{in}} = 0.3129 = 31.29 \%$$

Από την τιμή του συντελεστή συμπεραίνουμε ότι το σύστημα έχει πολλά περιθώρια βελτίωσης, κάτι που θα αναλυθεί παρακάτω.

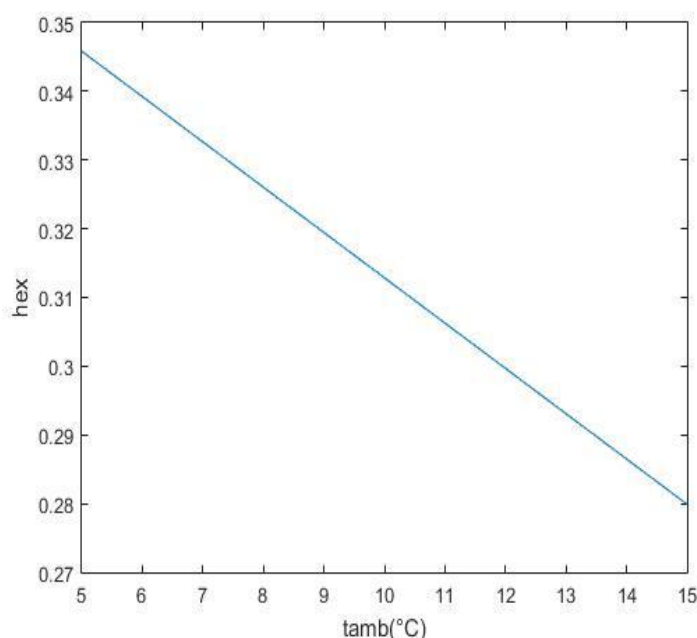
### 3.4 Ανάλυση Ευαισθησίας

Σε αυτό το σημείο θα δούμε πως συμπεριφέρεται το σύστημα μας εάν μεταβληθούν κάποιοι από τις παραμέτρους λειτουργίας. Μας ενδιαφέρει να δούμε πως θα μεταβληθεί το COP της αντλίας, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης  $\eta_{ex}$  της εγκατάστασης και οι απώλειες εξέργειας στα επιμέρους τμήματα, συναρτήσει μιας κάθε φορά από τις παραμέτρους που θα δούμε στη συνέχεια. Με βάση τα αποτελέσματα που θα αντλήσουμε, θα έχουμε στοιχεία για το τι μπορούμε να τροποποιήσουμε στο σύστημα μας προκειμένου να το κάνουμε πιο αποδοτικό.

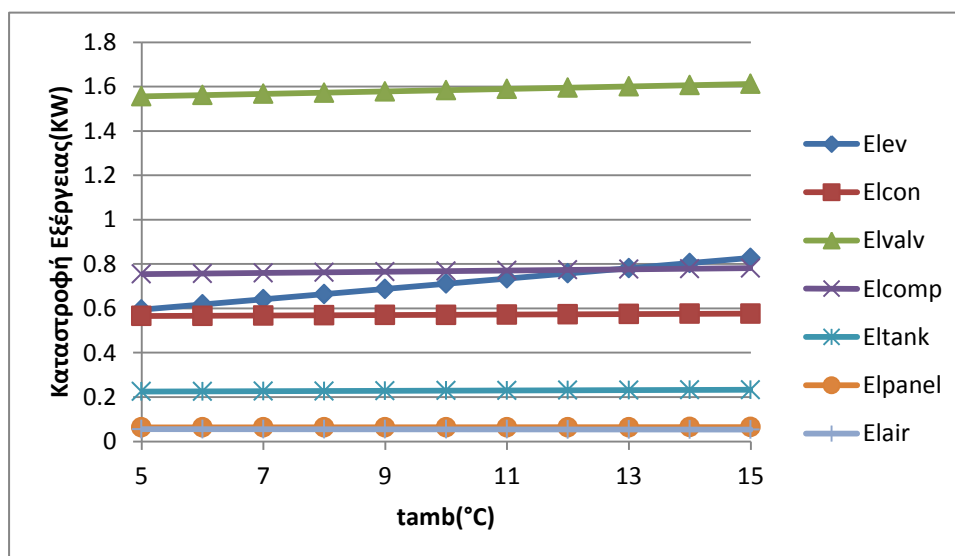
#### a) Επίδραση Θερμοκρασίας Περιβάλλοντος



Εικόνα 3-13. Μεταβολή του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.



Εικόνα 3-14. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

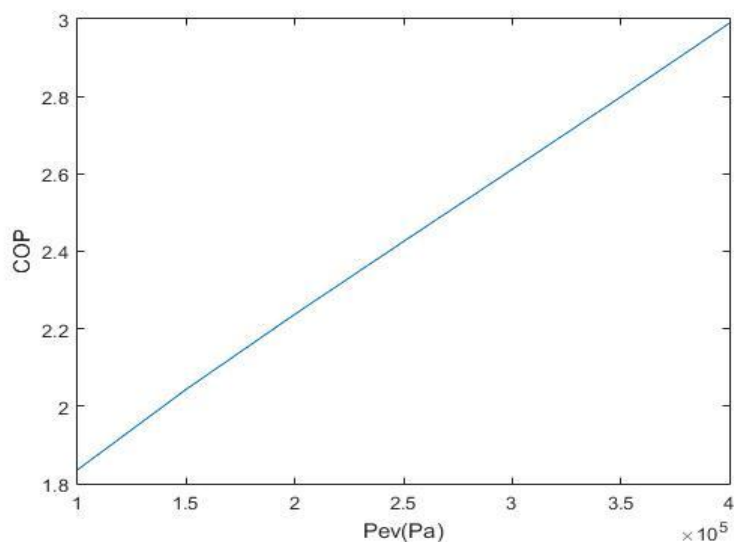


Εικόνα 3-15. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

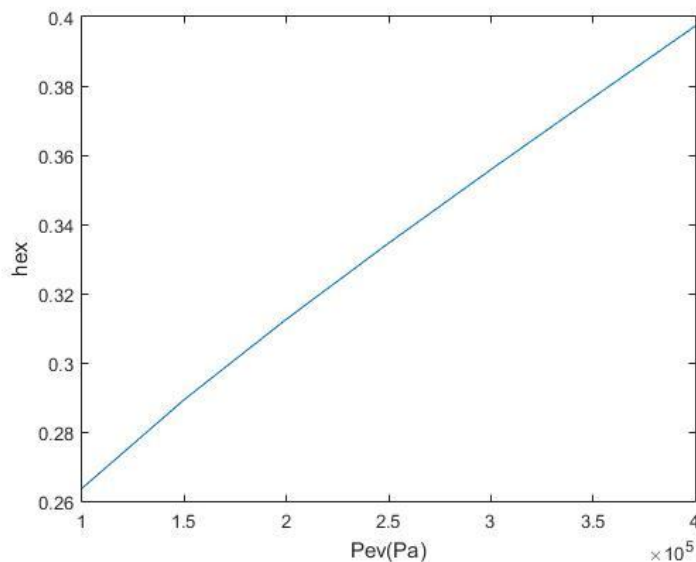
Αρχικά να αναφερθεί ότι θεωρήσαμε ότι για τις διάφορες θερμοκρασίες περιβάλλοντος το φορτίο που καλείται να καλύψει το σύστημα μας είναι το ίδιο, καθώς και η ισχύς που λαμβάνουμε από ήλιο.

Από τα διαγράμματα παρατηρούμε ότι για τις διαφορετικές θερμοκρασίες περιβάλλοντος η αντλία θερμότητας λειτουργεί στο ίδιο σημείο λειτουργίας με την ίδια απόδοση και άρα ίδιο έργο προς κατανάλωση. Παρόλα αυτά από στα άλλα 2 διαγράμματα βλέπουμε ότι με την αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος αυξάνονται οι συνολικές εξεργειακές απώλειες και παράλληλα μειώνεται ο συντελεστής ενεργειακής απόδοσης. Αυτό συμβαίνει γιατί όσο αυξάνεται η  $T_{amb}$  μειώνεται η ιδανική διαφορά θερμοκρασίας που καλείται να καλύψει η εγκατάσταση, δηλαδή το  $T_{heating}-T_{amb}$ , πράγμα που έχει σαν αποτέλεσμα τη μείωση του ιδανικού έργου. Ουσιαστικά με την αύξηση της θερμοκρασία περιβάλλοντος το σύστημα μας **ιδανικά** θα λειτουργούσε καταναλώνοντας λιγότερο έργο συνολικά, όμως από την στιγμή που στην πραγματικότητα το έργο που καταναλώνουμε είναι συνέχεια το ίδιο ( $\Delta T$  σταθερή), ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης όλο και μειώνεται.

### β) Επίδραση Πίεσης στον εξατμιστή (Pev)

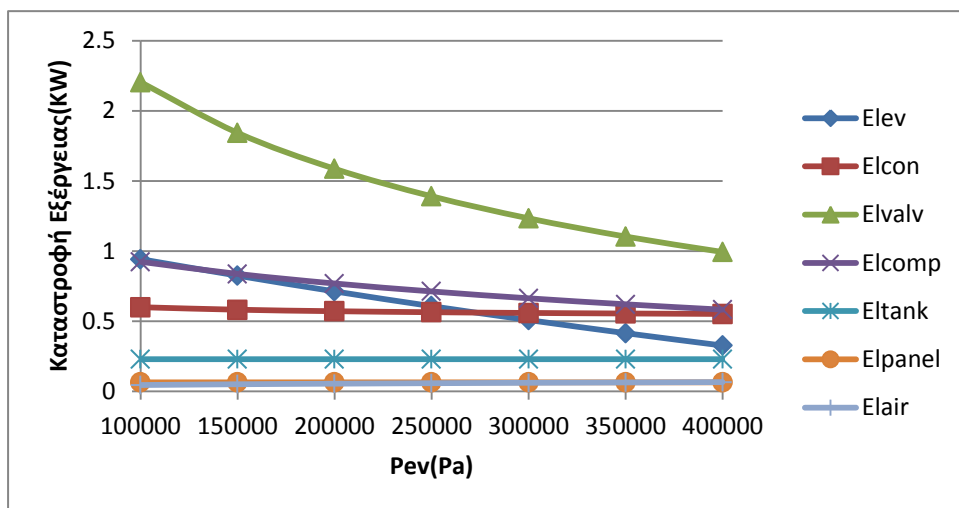


Εικόνα 3-16. Μεταβολή του COP συναρτήσει της πίεσης του εξατμιστή.



Εικόνα 3-17. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης εξατμιστή.

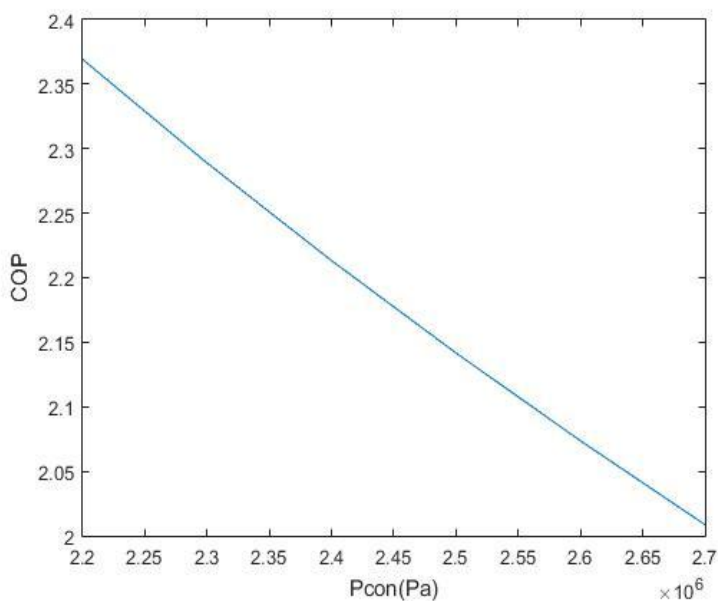




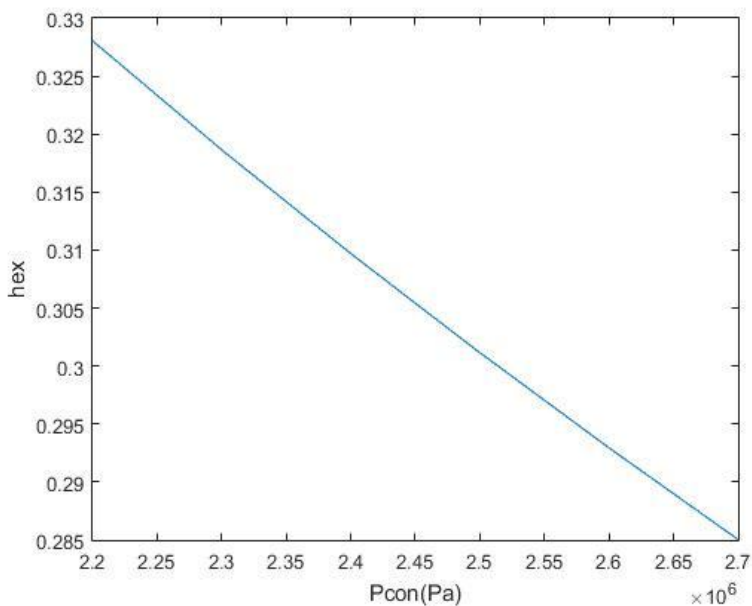
Εικόνα 3-18. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσεις της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Από τα διαγράμματα παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται η πίεση του evaporator τόσο αυξάνεται και το COP της αντλίας θερμότητας καθώς και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης. Εξάλλου όσο μειώνεται η διαφορά των 2 πιέσεων του κύκλου, έχουμε μείωση της  $\Delta T = T_{con} - T_{ev}$ , που όπως είπαμε επηρεάζει το έργο προς κατανάλωση. Επίσης αφού έτσι μειώνεται το έργο που καταναλώσουμε για την λειτουργία, ενώ το ιδανικό έργο παραμένει σταθερό, το αποτέλεσμα θα είναι η αύξηση του εξεργειακού βαθμού αποδόσεως.

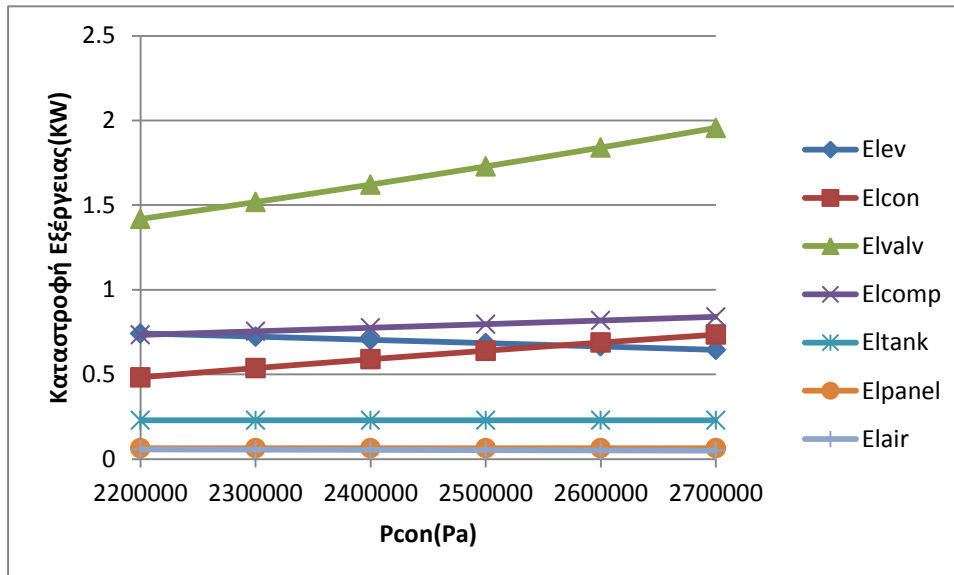
### γ) Επίδραση Πίεσης στον συμπυκνωτή ( $P_{con}$ )



Εικόνα 3-19. Μεταβολή του COP συναρτήσει της πίεσης του συμπυκνωτή.



Εικόνα 3-20. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης του συμπυκνωτή.



**Εικόνα 3-21.** Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσεις της πίεση του συμπυκνωτή.

Όμοια με τον εξατμιστή βλέπουμε ότι η αύξηση της πίεσης του συμπυκνωτή, δηλαδή η αύξηση της διαφοράς μεταξύ των 2 πιέσεων (άρα και θερμοκρασιών) του κύκλου της αντλίας θερμότητας, μειώνει το COP της, καθώς και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος.

#### δ) Επίδραση θερμοκρασίας του νερού στο συμπυκνωτή (Tw)

Το κύκλωμα νερού που έχουμε παρεμβάλει ανάμεσα στην αντλία θερμότητας και το δοχείο αδράνειας είναι για να αξιοποιήσουμε την ισχύ που προσφέρει η αντλία. Αρχικά η θερμοκρασία του θερμού ρεύματος πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την θερμοκρασία του νερού που προσάγουμε στην θέρμανση μικρότερη φυσικά από την θερμοκρασία συμπύκνωσης, οπότε αμέσως έχουμε ένα πάνω και ένα κάτω όριο για την θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον συμπυκνωτή. Πέρα από αυτό όμως, ακόμα και να μεταβάλουμε την θερμοκρασία αυτή ή ακόμα και την διαφορά θερμοκρασίας εισόδου/εξόδου, ο COP και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης θα παραμείνουν αμετάβλητα, αφού οι εισοδοί/έξοδοι της ενέργειας και της εξέργειας παραμένουν σταθερές. Στο μόνο σημείο που πρέπει αυτά να λυθούν υπόψη είναι στο σχεδιασμό του εναλλάκτη του συμπυκνωτή και στην επιλογή των σωλήνων (από την διαφορά θερμοκρασιών επηρεάζεται η παροχή του νερού), κάτι που δεν ανήκει στην μελέτη που κάνουμε.

### ε) Επίδραση θερμοκρασίας του μίγματος προπυλενογλυκόλης/νερό ( $T_f$ )

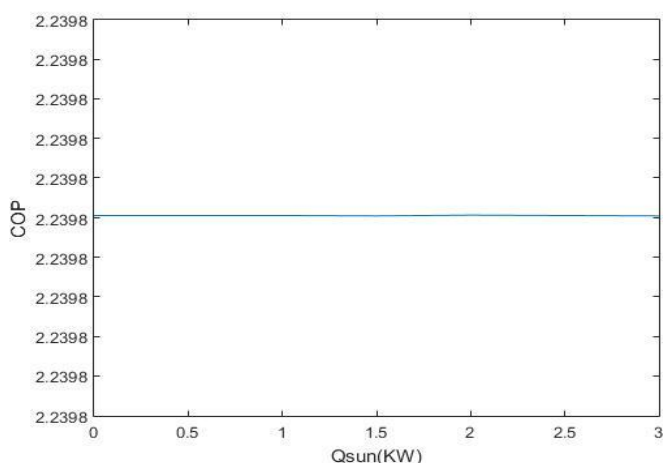
Όπως και το νερό του συμπυκνωτή έτσι και το κύκλωμα προπυλενογλυκόλης/νερού χρησιμοποιείται για την μεταφορά της ισχύος από τον συλλέκτη στο νερό της θέρμανσης. Εφόσον οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου που επιλέγουμε επιτρέπουν την μεταφορά αυτή, οι τιμές τους δεν επηρεάζουν το COP της αντλίας θερμότητας και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος. Προσοχή, θεωρούμε ότι η θερμοκρασία της πλάκας δεν αλλάζει, προκειμένου να μελετήσουμε την επίδραση των θερμοκρασιών της προπυλενογλυκόλης/νερού και μόνο. Οι θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου επηρεάζουν τα κριτήρια σχεδιασμού του εναλλάκτη σερπαντίνας και (μέσω της παροχής) επιλογής των σωλήνων του κυκλώματος του ηλιακού συλλέκτη.

### στ) Επίδραση θερμοκρασίας πλάκας απορόφησης ( $T_c$ )

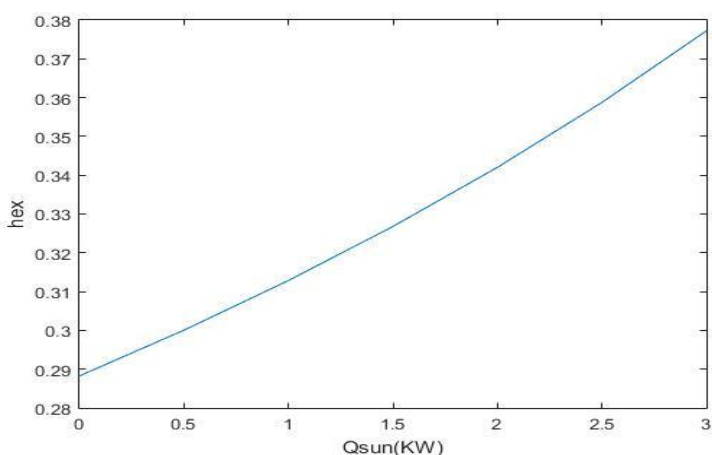
Για ίδιες τιμές απορροφημένης ισχύος από τον ήλιο ούτε η θερμοκρασία της πλάκας επηρεάζει ενεργειακά και εξεργειακά το σύστημα. Αυτό συμβαίνει γιατί δεν επηρεάζει καθόλου τις διαφορές  $\Delta T_{ideal}$  και  $\Delta T$  οπότε η αντλία λειτουργεί με ίδιο COP και αφού έχουμε σταθερή ισχύ από τον ήλιο, σταθερό θα είναι και το φορτίο που καλείται να καλύψει, άρα θα καταναλώνει την ίδια ποσότητα έργου. Επίσης ίδια θα είναι και η ποσότητα του έργου στην ιδανική λειτουργία ( $\Delta T_{ideal}$  σταθερό).

Παρόλο που η εξέργεια εισόδου εξαρτάται από την  $T_c$ , η εξέργεια που μεταφέρεται στο δοχείο αδράνειας είναι συγκεκριμένη για σταθερή τιμή  $Q_{sun}$  και θερμοκρασιών της προπυλενογλυκόλης/νερού. Οπότε για μεγαλύτερες τιμές της  $T_c$ , απλά έχουμε και περισσότερες απώλειες εξέργειας χωρίς καμία αλλαγή όσον αφορά το αποτέλεσμα. Στην πραγματικότητα μάλιστα αν λάβουμε υπόψη και τις απώλειες ισχύος του συλλέκτη, μεγαλύτερη  $T_c$  σημαίνει μεγαλύτερες απώλειες δηλαδή μικρότερη αξιοποίηση ηλιακής ισχύος.

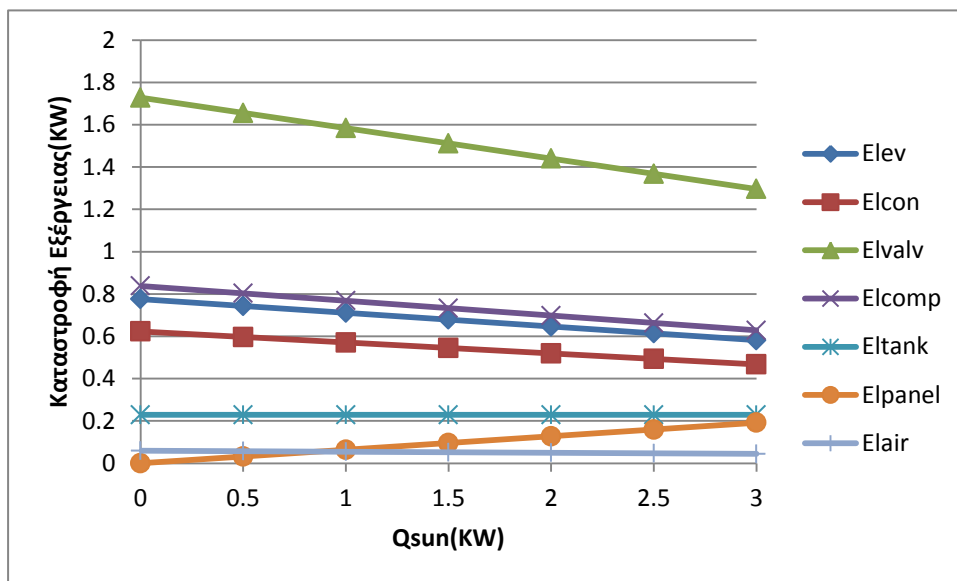
### ζ) Επίδραση αξιοποιήσιμης από ήλιο τον ήλιο ισχύ ( $Q_{sun}$ )



Εικόνα 3-22. Μεταβολή του COP συναρτήσει της ηλιακής ισχύος.



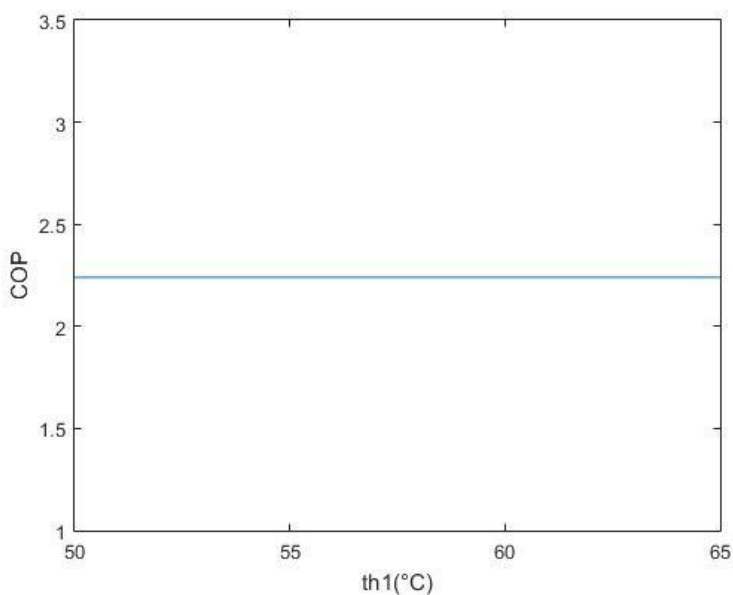
Εικόνα 3-23. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της ηλιακής ισχύος.



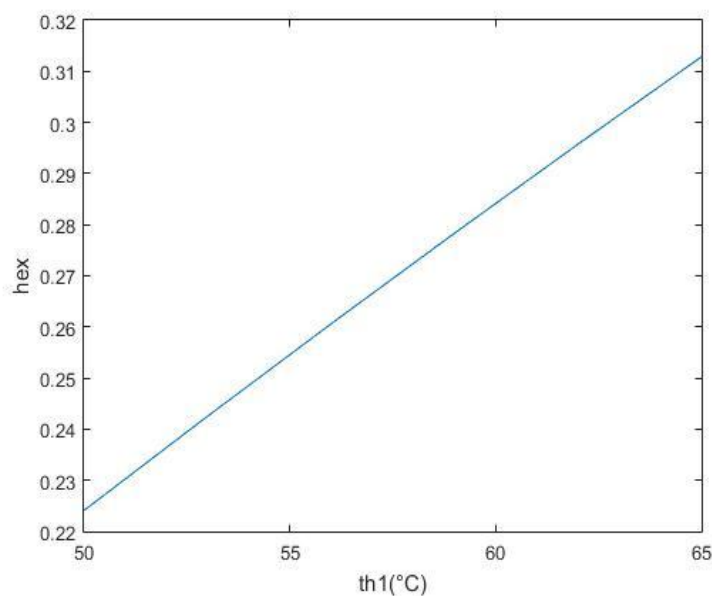
**Εικόνα 3-24.** Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσεις της ηλιακής ισχύος.

Αν και είναι προφανές ότι όση περισσότερη ισχύ αξιοποιούμε μέσω των ηλιακών τόσο λιγότερη ηλεκτρική ενέργεια καταναλώνουμε για να επιτευχθεί η επιθυμητή διαδικασία, παρακάτω παρουσιάζεται η επίδραση της ηλιακής ισχύος στα μεγέθη που εξετάσαμε και προηγουμένως. (Έχουμε υποθέσει ότι οι διαφορετικές τιμές της ηλιακής ισχύος έχουν ληφθεί στην ίδια θερμοκρασία περιβάλλοντος). Όπως φαίνεται η διαφοροποίηση στις τιμές της ηλιακής ισχύος δεν επηρεάζει την απόδοση της αντλίας θερμότητας, αλλά επειδή όσο αυξάνεται αυτή μειώνεται το έργο προς κατανάλωση, παρατηρούμε την βελτίωση στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

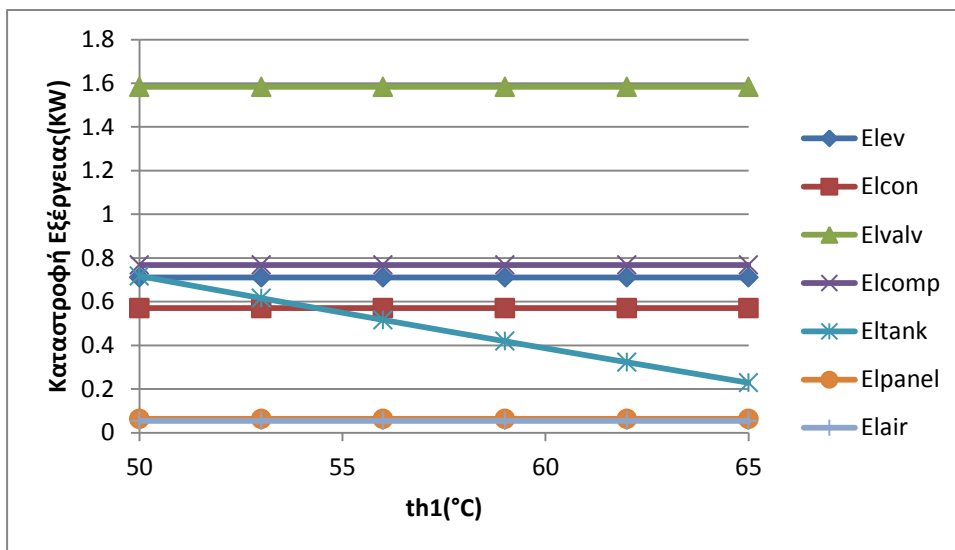
#### η) Επίδραση της θερμοκρασίας προσαγωγής (Th)



**Εικόνα 3-25.** Μεταβολή του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας προσαγωγής.



**Εικόνα 3-26.** Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας προσαγωγής.



Εικόνα 3-27. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσεις της θερμοκρασίας προσαγωγής.

Από τα διαγράμματα παρατηρούμε ότι η θερμοκρασία προσαγωγής δεν επηρεάζει το COP της αντλίας αφού δεν μεταβάλλεται το σημείο λειτουργίας της. Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης βελτιώνεται γιατί όσο αυξάνεται η  $t_{h1}$  αυξάνεται η ενέργεια εξόδου  $E_h$  ενώ η η συνολική εξέργεια εισόδου παραμένει σταθερή. Παρόλα αυτά η μεταβολή της θερμοκρασίας προσαγωγής μπορεί, όπως θα ειπωθεί παρακάτω, να βοηθήσει στην βελτίωση του COP της Α/Θ σε συνδυασμό με την ρύθμιση της πίεσης του συμπυκνωτή.

### 3.5 Δυνατότητες βελτίωσης

Βάσει των παραπάνω μπορούμε να προτείνουμε τις εξής αλλαγές στο σύστημα για να μειώσουμε την κατανάλωση του σε ρεύμα.

- **Αλλαγή συμπιεστή.** Πλέον κυκλοφορούν στο εμπόριο συμπιεστές με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 0.9 και πάνω. Όσο πιο κοντά είναι η συμπίεση στην ισεντροπική τόσο λιγότερο έργο καταναλώνει.
- **Ρύθμιση πίεσης του εξατμιστή.** Η πίεση του εξατμιστή έχει επιλεχτεί έτσι ώστε η θερμοκρασία εξάτμισης να είναι στους -10 βαθμούς, με σκοπό να επιτυγχάνεται η συναλλαγή θερμότητας με τον ψυχρό αέρα και για τις χαμηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Όταν όμως έχουμε πιο θερμές μέρες, όπως είδαμε, ενώ η διαδικασία ιδανικά απαιτεί λιγότερο έργο εμείς εξακολουθούμε να λειτουργούμε στην ίδια πίεση εξάτμισης. Αυτό που μπορούμε να κάνουμε είναι να ρυθμίσουμε με αυτοματισμό την αντλία θερμότητας έτσι ώστε η πίεση εξάτμισης να διαμορφώνεται με βάση την

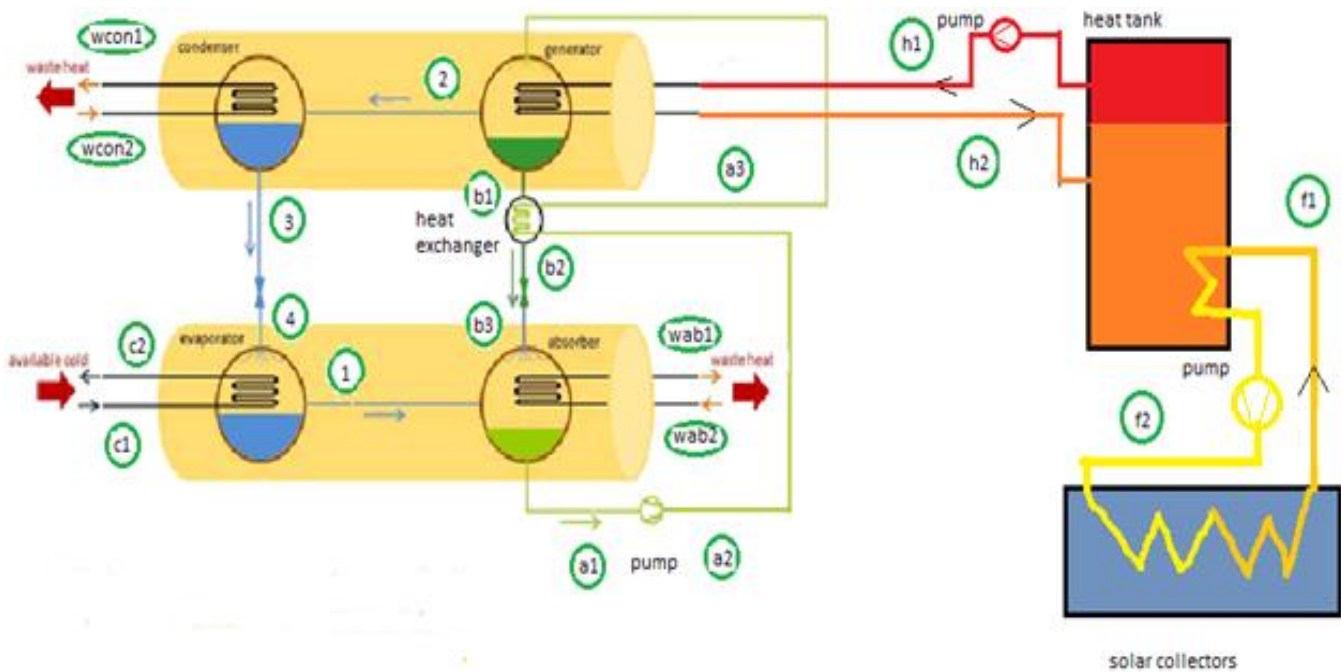
θερμοκρασία περιβάλλοντος, ώστε να υπάρχει κάθε φορά μια επιλεγμένη διαφορά ανάμεσα στην  $T_{amb}$  και την  $T_{ev}$  με σκοπό να επιτυγχάνεται η εξάτμιση στον εναλλάκτη για κάθε τιμή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Αυτό μας δίνει την δυνατότητα τις πιο θερμές μέρες να λειτουργούμε την αντλία θερμότητας με υψηλότερη  $T_{ev}$ , άρα μικρότερη διαφορά ανάμεσα στις 2 θερμοκρασίες του κύκλου, άρα και με καλύτερο COP.

- **Ρύθμιση πίεσης του συμπυκνωτή.** Αυτό προϋποθέτει και την ρύθμιση της θερμοκρασίας προσαγωγής στην θέρμανση καθώς και την ρύθμιση της θερμοκρασίας του νερού στην έξοδο του συμπυκνωτή. Τις πιο θερμές μέρες μπορούμε να πετύχουμε την κάλυψη του φορτίου με μικρότερες θερμοκρασίες προσαγωγής. Αυτό μας δίνει την δυνατότητα για μικρότερες θερμοκρασίες νερού στην έξοδο του συμπυκνωτή και προφανώς και για μικρότερη θερμοκρασία (άρα και πίεση) συμπύκνωσης. Ουσιαστικά όπως και πριν μέσω αυτοματισμού προσαρμόζουμε την θερμοκρασία προσαγωγής με βάση την θερμοκρασία περιβάλλοντος, ρυθμίζοντας την πίεση του συμπυκνωτή, άρα για τις πιο θερμές μέρες μπορούμε να δουλέψουμε με μικρότερη πίεση συμπυκνωτή, βελτιώνοντας την απόδοση.
- **Επιλογή μεγαλύτερης επιφάνειας συλλέκτη.** Όπως είδαμε όσο περισσότερη ηλιακή ισχύ αξιοποιούμε τόσο λιγότερο έργο καταναλώνει το σύστημα μας για να επιτύχει την θέρμανση, οπότε η αύξηση της επιφάνειας των συλλεκτών, αν συμφωνεί με τεχνικοοικονομικά κριτήρια βελτιώνει την εξεργειακή απόδοση του συστήματος.
- **Ελαχιστοποίηση της θερμοκρασίας της πλάκας απορρόφησης του συλλέκτη.** Όπως ειπώθηκε και παραπάνω, μεγαλύτερη  $T_c$  δημιουργεί και μεγαλύτερες απώλειες ισχύος στον συλλέκτη. Μπορούμε λοιπόν επιλέγοντας τον κατάλληλο εναλλάκτη σερπαντίνα να πετύχουμε μεταφορά της ηλιακής ισχύος στο δοχείο αδράνειας με μικρότερες θερμοκρασίες στο κύκλωμα της προπυλενογλύκολης/νερού άρα και με μικρότερη θερμοκρασία πλάκας απορρόφησης.
- **Επιλογή μεγαλύτερων εναλλακτών συμπυκνωτή και εξάτμιστή.** Αν μας το επιτρέπουν τα τεχνικοοικονομικά κριτήρια μια ακόμα ιδέα για την βελτίωση του συστήματος είναι να αυξήσουμε την επιφάνεια συναλλαγής των 2 κύριων εναλλακτών της αντλίας θερμότητας. Με αυτόν τον τρόπο θα έχουμε την δυνατότητα να επιτύχουμε την εξάτμιση και την συμπύκνωση με μικρότερες θερμοκρασιακές διαφορές, άρα έχουμε την δυνατότητα να μειώσουμε την  $T_{con}$  ή να αυξήσουμε την  $T_{ev}$  πράγμα που θα έχει σαν αποτέλεσμα την μείωση της διαφοράς  $\Delta T = T_{con} - T_{ev}$ , βελτιώνοντας έτσι το COP της αντλίας θερμότητας καθώς και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος.

# 4

Υπολογιστική ανάλυση συστήματος ψύκτη απορρόφησης σε συνεργασία με ηλιακούς συλλέκτες για ψύξη.

## 4.1 Παρουσίαση



Εικόνα 4-1. Συνεργασία ψύκτη απορρόφησης με ηλιακά

1	Κορεσμένος Ατμός Νερού	c1	Επιστροφή νερού από τα fan coil
2	Υπέρθερμος Ατμός Νερού	c2	Προσαγωγή νερού στα fan coil
3	Κορεσμένο Νερό	wab1	Προσαγωγή ψυκτική νερού στο απορροφητή
4	Νερό σε διφασική κατάσταση	wab2	Έξοδος ψυκτικού νερού από τον απορροφητή
a1	Ασθενές Διάλυμα Li-Br σε νερό(55%)	wcon1	Προσαγωγή ψυκτική νερού στο συμπυκνωτή
a2	Ασθενές Διάλυμα Li-Br σε νερό(55%)	wcon2	Έξοδος ψυκτικού νερού από τον συμπυκνωτή
a3	Ασθενές Διάλυμα Li-Br σε νερό(55%)	h1	Προσαγωγή Ζεστού νερού στον Αναγεννητή
b1	Ισχυρό διάλυμα Li-Br σε νερό (60%)	h2	Επιστροφή Ζεστού νερού από τον Αναγεννητή
b2	Ισχυρό διάλυμα Li-Br σε νερό (60%)	f1	Διάλυμα προπυλενογλυκόλης σε νερό (60%) στην έξοδο του ηλιακού συλλέκτη
b3	Ισχυρό διάλυμα Li-Br σε νερό (60%)	f2	Διάλυμα προπυλενογλυκόλης σε νερό (60%) κατευθυνόμενο στον συλλέκτη

Το παρακάτω σύστημα απεικονίζει το πως λειτουργεί ένας ηλιακός ψύκτης απορρόφησης. Ηλιακή ισχύς δεσμεύεται από τα πάνελ του συλλέκτη και ζεσταίνει ένα κλειστό κύκλωμα προπυλενογλυκόλης/νερού. Στην συνέχεια το κύκλωμα αυτό, ζεσταίνει νερό σε ένα δοχείο αδρανείας μέσω εναλλάκτη σερπαντίνας. Από το δοχείο αυτό διοχετεύουμε ζεστό νερό στον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης, μέσω ενός δεύτερου εναλλάκτη σερπαντίνας προσδίδοντας του έτσι την θερμική ισχύ που χρειάζεται για να λειτουργήσει. Το σύστημα ψύχει ένα κύκλωμα νερού στον εξατμιστή το οποίο χρησιμοποιείται σε fan coil για να ψύξει αέρα χώρων.

Να σημειωθεί ότι το δοχείο αδρανείας είναι πολύ σημαντικό καθώς μπορούμε να ελέγχουμε το ποσό της θερμικής ισχύος που προσδίδουμε ανεξάρτητα με την λειτουργία του συλλέκτη (εννοείται ότι, σε κατάσταση ισορροπίας, δεν μπορούμε να δώσουμε περισσότερη από την ηλιακή θερμική ισχύ) ελέγχοντας την παροχή του κυκλώματος του νερού και επίσης έχουμε την δυνατότητα να αποθηκεύσουμε προσωρινά ηλιακή ισχύ σε περίπτωση που ο ψύκτης δεν χρησιμοποιείται ή λειτουργεί σε χαμηλότερο φορτίο από αυτό που μπορεί να προσδώσει αξιοποιώντας όλη την ηλιακή ισχύ που του παρέχεται εκείνη την στιγμή. Γενικά η παρεμβολή του δοχείου αντιμετωπίζει κάποια από τα μειονεκτήματα που προκύπτουν από την αστάθεια της ηλιακής ισχύος που μπορούμε να αξιοποιήσουμε κάθε στιγμή και γενικά δίνει δυνατότητα στο σύστημα μας να λειτουργεί σε διαφορετικά κάθε φορά φορτία. Τέλος το νερό ψύξης του απορροφητή και του συμπυκνωτή προέρχεται από πύργο ψύξης.



## 4.2 Μοντελοποίηση

Όπως πριν θα χωρίσουμε το σύστημα σε επιμέρους τμήματα και θα τα μελετήσουμε ξεχωριστά.

### Εξατμιστής

$$\text{Ενέργεια: } m_{\text{ref}} \cdot h_4 + m_c \cdot h_{c1} = m_{\text{ref}} \cdot h_1 + m_c \cdot h_{c2}$$

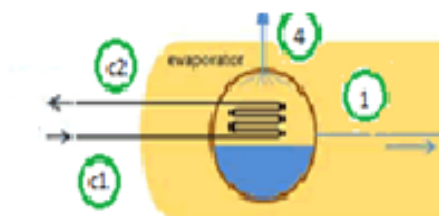
$$\text{Εξέργεια: } m_{\text{ref}} \cdot e_4 + m_c \cdot e_{c1} = m_{\text{ref}} \cdot e_1 + m_c \cdot e_{c2} + EI_{\text{ev}}$$

**h**: ειδική ενθαλπία σε δεδομένο σημείο

**e**: ειδική εξέργεια σε δεδομένο σημείο

**m<sub>ref</sub>**: παροχή εργαζόμενου μέσου (νερό)

**EI<sub>comp</sub>**: Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 4-2. Εξατμιστής

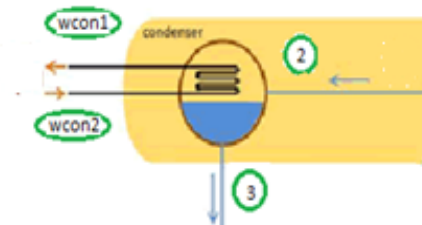
### Συμπυκνωτής

$$\text{Ενέργεια: } m_{\text{ref}} \cdot h_2 + m_{\text{wcon}} \cdot h_{\text{wcon}2} = m_{\text{ref}} \cdot h_3 + m_{\text{wcon}} \cdot h_{\text{wcon}1}$$

$$\text{Ενέργεια: } m_{\text{ref}} \cdot e_2 + m_{\text{wcon}} \cdot e_{\text{wcon}2} = m_{\text{ref}} \cdot e_3 + m_{\text{wcon}} \cdot e_{\text{wcon}1} + EI_{\text{cond}}$$

**m<sub>wcon</sub>**: παροχή νερού από τον πύργο ψύξης

**EI<sub>cond</sub>**: Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 4-3. Συμπυκνωτής

### Απορροφητής

$$\text{Ενέργεια: } m_b \cdot h_{b3} + m_{wab} \cdot h_{wab2} + m_{ref} \cdot h_1 = m_a \cdot h_{a1} + m_{wab} \cdot h_{wab1}$$

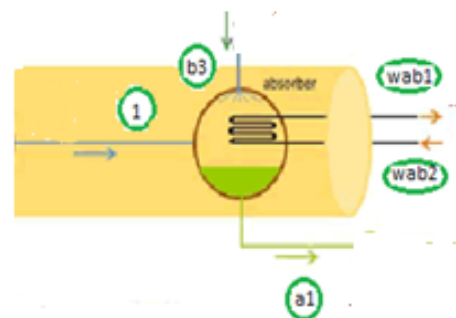
$$\text{Εξέργεια: } m_{ref} \cdot e_2 + m_{wcon} \cdot e_{wcon2} = m_{ref} \cdot e_3 + m_{wcon} \cdot e_{wcon1} + EI_{abs}$$

$m_a$ : παροχή ασθενούς διαλύματος

$m_b$ : παροχή ισχυρού διαλύματος

$m_{wab}$ : παροχή νερού από τον πύργο ψύξης

$EI_{abs}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 4-4. Απορροφητής

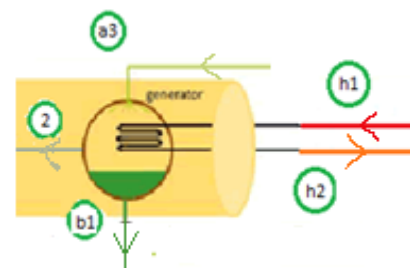
### Αναγεννητής

$$\text{Ενέργεια: } m_a \cdot h_{a3} + m_h \cdot h_{h1} + m_{ref} \cdot h_1 = m_{b1} \cdot h_{b1} + m_h \cdot h_{h2} + m_{ref} \cdot h_2$$

$$\text{Εξέργεια: } m_a \cdot e_{a3} + m_h \cdot e_{h1} + m_{ref} \cdot e_1 = m_{b1} \cdot e_{b1} + m_h \cdot e_{h2} + m_{ref} \cdot e_2 + EI_{gen}$$

$m_h$ : παροχή νερού από το δοχείο αδρανείας

$EI_{gen}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 4-5. Αναγεννητής

### Εναλλάκτης Θερμότητας

$$\text{Ενέργεια: } m_a \cdot h_{a2} + m_b \cdot h_{b1} = m_a \cdot h_{a3} + m_b \cdot h_{b2}$$

$$\text{Εξέργεια: } m_a \cdot e_{a2} + m_b \cdot e_{b1} = m_a \cdot e_{a3} + m_b \cdot e_{b2} + EI_{hex}$$

$EI_{hex}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 4-6. Εναλλάκτης Θερμότητας

### Δοχείο Αδράνειας

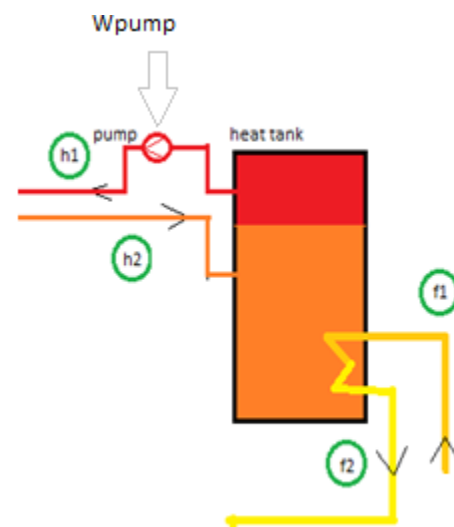
$$\text{Ενέργεια: } m_{h2} * h_{h2} + m_{f1} * h_{f1} + W_{\text{pump}} = m_{h1} * h_{h1} + m_{f2} * h_{f2}$$

$$\text{Εξέργεια: } m_{h2} * e_{h2} + m_{f1} * e_{f1} + W_{\text{pump}} = m_{h1} * e_{h1} + m_{f2} * e_{f2} + EI_{\text{tank}}$$

$m_f$ : παροχή υγρού ηλιακών συλλεκτών

$W_{\text{pump}}$ : καταναλισκόμενο έργο στον κυκλοφορητή

$EI_{\text{tank}}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 4-7. Δοχείο Αδράνειας

### Ηλιακοί Συλλέκτες

$$\text{Ενέργεια: } m_{f2} * h_{h2} + Q_{\text{sun}} + W_{\text{pumpsun}} = m_{f1} * h_{f1}$$

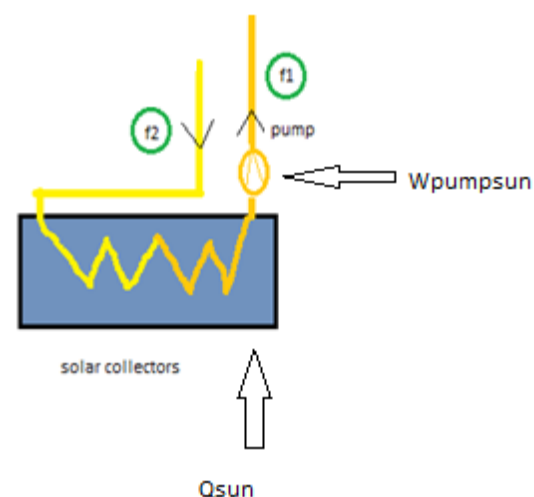
$$\text{Εξέργεια: } m_{f2} * h_{h2} + Q_{\text{sun}} * (1 - T_{\text{amb}}/T_p) + W_{\text{pumpsun}} = m_{f1} * h_{f1} + EI_{\text{panel}}$$

$T_{\text{amb}}$ : Θερμοκρασία Περιβάλλοντος

$T_p$ : Θερμοκρασία Συλλεκτών

$W_{\text{pumpsun}}$ : καταναλισκόμενο έργο στον κυκλοφορητή

$EI_{\text{panel}}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 4-8. Ηλιακοί Συλλέκτες

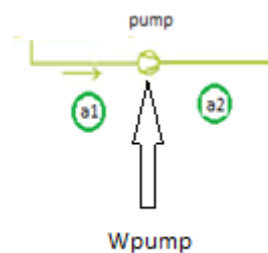
### Αντλία Li-Br

$$\text{Ενέργεια: } m_{a1} * h_{a1} + W_{\text{pump}} = m_{a2} * h_{a2}$$

$$\text{Εξέργεια: } m_{a1} * e_{a1} + W_{\text{pump}} = m_{a2} * e_{a2} + EI_{\text{pump}}$$

$W_{\text{pump}}$ : καταναλισκόμενο έργο στην αντλία

$EI_{\text{pump}}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 4-9. Αντλία Βρωμιούχου Λιθίου

### Στραγγαλιστική Βαλβίδα νερού

Ενέργεια:  $m_{ref} \cdot h_3 = m_{ref} \cdot h_4$

Εξέργεια:  $m_{ref} \cdot e_3 = m_{ref} \cdot e_4 + EI_{valv}$

$EI_{valv}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 4-10. Στραγγαλιστική Βαλβίδα Νερού

### Στραγγαλιστική Βαλβίδα Li-Br

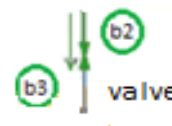
Ενέργεια:  $m_b \cdot h_{b2} = m_b \cdot h_{b3}$

Εξέργεια:  $m_{ref} \cdot e_{b2} = m_{ref} \cdot e_{b3}$

(Η βαλβίδα αυτή μοντελοποιείται

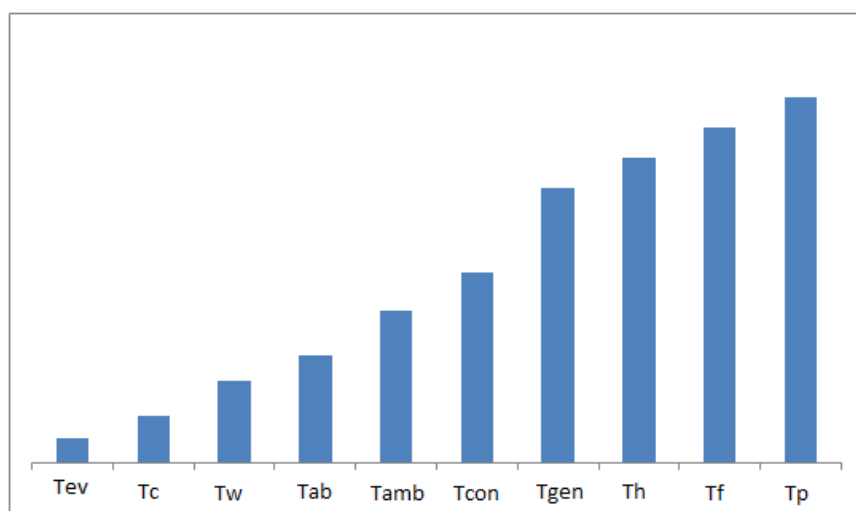
και σαν ισεντροπική

χωρίς να δημιουργεί μεγάλη απόκλιση στα αποτελέσματα)



Εικόνα 4-11. Στραγγαλιστική Βαλβίδα Βρωμιούχου Λιθίου

### Συσχετίσεις Θερμοκρασιών



Tcv: Θερμοκρασία Εξατμιστή  
 Tc: Θερμοκρασία Προσαγωγής στην Ψύξη  
 Tw: Θερμοκρασία Νερού απο Πυργυ Ψύξης  
 Tab: Θερμοκρασία Απορροφητή  
 Tamb: Θερμοκρασία Περιβάλλοντος  
 Tgen: Θερμοκρασία Αναγεννητή  
 Th: Θερμοκρασία Θερμού Νερού στον Αναγεννητή  
 Tf: Θερμοκρασία Υγρού Ηλιακών Συλλεκτών  
 Tr: Θερμοκρασία Συλλεκτών

Εικόνα 4-12. Διάγραμμα Θερμοκρασιών

Στο παραπάνω διάγραμμα φαίνονται οι διάφορες θερμοκρασίες που λειτουργεί το σύστημα μας. Με εξαίρεση της θερμοκρασίας συμπυκνωτή  $T_{con}$  η οποία θα μπορούσε να είναι και μικρότερη ή ίση με την θερμοκρασία περιβάλλοντος, οι υπόλοιπες πρέπει να ακολουθούν την παραπάνω σειρά προκειμένου να λειτουργήσει η μηχανή μας. Η σειρά αυτή προκύπτει από την παρακάτω διαδικασία:

- 1) Για μια επιθυμητή θερμοκρασία προσαγωγής  $T_c$ , επιλέγεται μια κατάλληλη θερμοκρασία εξατμιστή  $T_{ev}$  η οποία, προκειμένου να επιτυγχάνεται συνναλαγή θερμότητας, πρέπει να είναι μικρότερη από την  $T_c$ . Βάσει της  $T_{ev}$  προκύπτει και η πίεση του εξατμιστή δηλαδή η μικρή πίεση του κύκλου η οποία ισούνται και με την πίεση του απορροφητή.
- 2) Από τη πίεση του απορροφητή προκύπτει και μια θερμοκρασία απορροφητή  $T_{ab}$ . Προκειμένου να ψύξουμε τον απορροφητή χρειαζόμαστε νερό μικρότερης θερμοκρασίας  $T_w$  το οποίο ψύχουμε σε πύργο ψύξης.
- 3) Το ίδιο νερό ψύχει και τον συμπυκνωτή, άρα επιλέγεται κατάλληλη θερμοκρασία συμπύκνωσης  $T_{con}$ , από την οποία προκύπτει και μια πίεση συμπύκνωσης  $P_{con}$ , η οποία ισούνται με την πίεση στον αναγεννητή.
- 4) Από την πίεση του αναγεννητή προκύπτει η θερμοκρασία της  $T_{gen}$ . Προφανώς για να μπορούμε να προσδώσουμε θερμική ισχύ στον αναγεννητή χρειαζόμαστε νερό μεγαλύτερης θερμοκρασίας  $T_h$ .
- 5) Για να μπορούμε να ζεστάνουμε νερό στο δοχείο αδράνειας σε θερμοκρασία  $T_h$ , πρέπει η θερμοκρασία του διαλύματος προπυλενογλυκόλης  $T_f$  να είναι ακόμα μεγαλύτερη.
- 6) Τέλος για να παράγουμε στον συλλέκτη υγρό στην παραπάνω θερμοκρασία, ο συλλέκτης πρέπει να έχει θερμοκρασία  $T_p$  μεγαλύτερη από την  $T_f$ .

### 4.3 Case Study

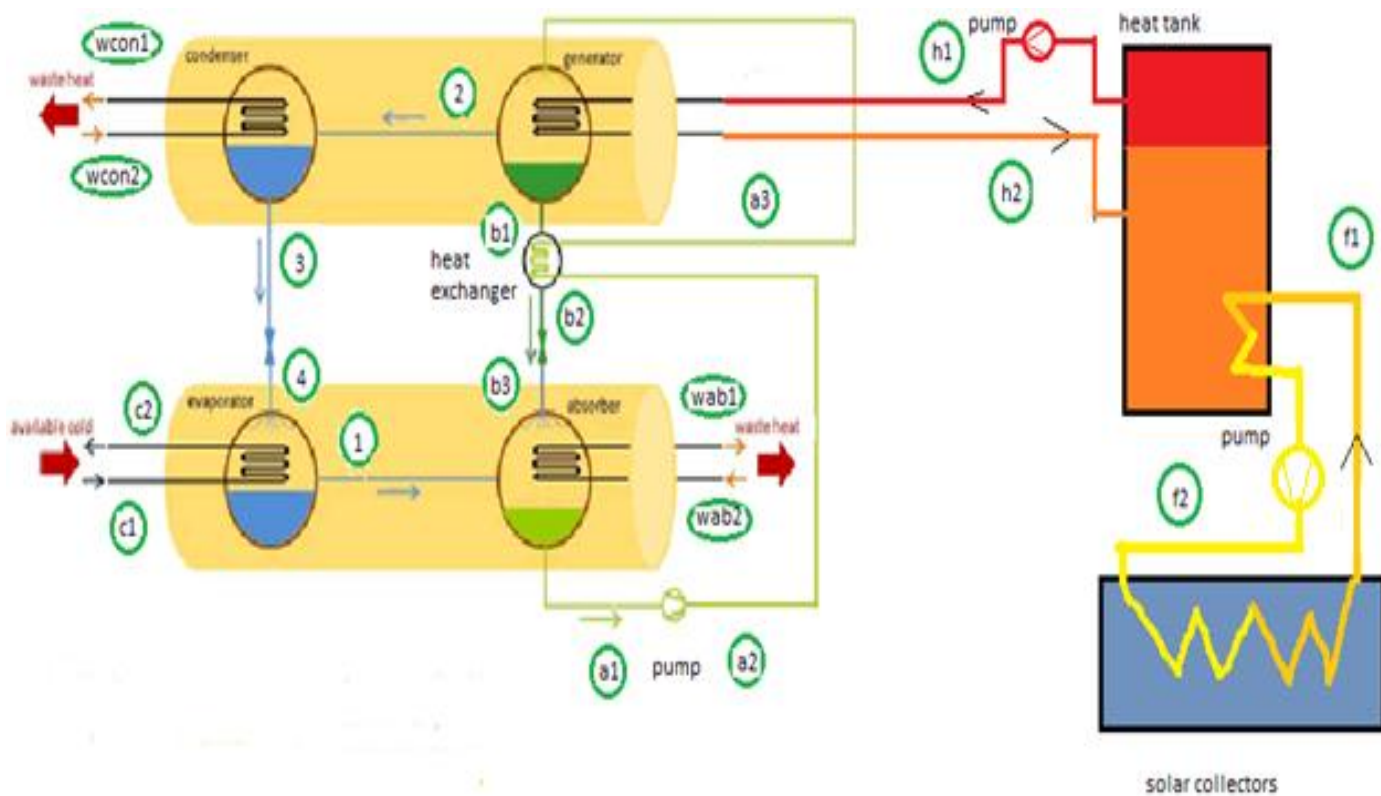
Θα μελετήσουμε το παραπάνω σύστημα σε μία περίπτωση λειτουργίας για να δούμε πως συμπεριφέρεται ενεργειακά και εξεργειακά. Η μελέτη θα γίνει σε θερμοκρασία περιβάλλοντος  $T_{amb}=40\text{ }^\circ\text{C}$  και για ψυκτικό φορτίο  $Q=500\text{ KW}$  (Οι ψύκτες απορρόφησης χρησιμοποιούνται συνήθως σε μεγάλες εγκαταστάσεις). Επιλέγουμε τις εξής παραμέτρους λειτουργίας:

- Θερμοκρασία Νερού προσαγωγής  $t_{c2}=10\text{ }^\circ\text{C}$  στα fan coil και επιστροφής  $t_{c1}=15\text{ }^\circ\text{C}$
- Θερμοκρασία Εξατμιστή  $t_{ev}=8\text{ }^\circ\text{C}$
- Θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον πύργο ψύξης  $t_{w2}=28\text{ }^\circ\text{C}$  και επιστροφής σε αυτόν  $t_{w1}=33\text{ }^\circ\text{C}$
- Θερμοκρασία Συμπυκνωτή  $t_{con}=45\text{ }^\circ\text{C}$
- Θερμοκρασία εισόδου του νερού στον Αναγεννητή  $t_{h1}=105\text{ }^\circ\text{C}$  και εξόδου από αυτήν  $t_{h2}=95\text{ }^\circ\text{C}$
- Θερμοκρασία εισόδου διαλύματος προπυλενογλυκόλης νερού στους συλλέκτες  $T_{f2}=110\text{ }^\circ\text{C}$  και έξοδος από αυτούς  $T_{f1}=120\text{ }^\circ\text{C}$

- Θερμοκρασία πλάκας συλλεκτών  $T_p=130\text{ }^\circ\text{C}$

### Παραδοχές

- Αμελούνται οι απώλειες πίεσης σε όλα τα κυκλώματα
- Αμελούνται οι θερμικές απώλειες σε όλα τα στοιχεία
- Όπως και πριν για να βρούμε το έργο που καταναλώνεται στους κυκλοφορητές θα θεωρήσουμε ότι χρειαζόμαστε 1 KW έργου για κάθε κίλο παροχής του διακινούμενου υγρού.



Εικόνα 4-13. Το σύστημα που αναλύουμε.

Βάσει των παραπάνω επιλογών και παραδοχών και με την βοήθεια του Matlab υπολογίζονται όλα τα σημεία του παραπάνω συστήματος.

Σημείο	Ουσία	Θερμοκρασία T(°C)	Πίεση P(Pa)	Ειδική Ενθαλπία h (KJ/Kg)	Ειδική Εντροπία s (KJ/(kg*K))	Ειδική Εξέργεια e (KJ/Kg)
1	Νερό	8	$1.0729 \cdot 10^3$	2515.55	8.949	-275.23
2	Νερό	89.65	$9.5949 \cdot 10^3$	2667.7	8.414	44.421
3	Νερό	45	$9.5949 \cdot 10^3$	188.43	0.6386	0.07264
4	Νερό	8	$1.0729 \cdot 10^3$	188.43	0.6719	-10.369
a1	Ασθενές διάλυμα LiBr(55%)	36.9349	$1.0729 \cdot 10^3$	87.3135	0.23677	-0.1194
a2	Ασθενές διάλυμα LiBr(55%)	36.9379	$9.5949 \cdot 10^3$	87.3188	0.23679	-0.1203
a3	Ασθενές διάλυμα LiBr(55%)	65	$9.5949 \cdot 10^3$	145.379	0.413	2.781
b1	Ισχυρό διάλυμα LiBr(60%)	46.62	$1.0729 \cdot 10^3$	148.17	0.328	1.484
b2	Ισχυρό διάλυμα LiBr(60%)	56.83	$9.5949 \cdot 10^3$	148.17	0.328	1.484
b3	Ισχυρό διάλυμα LiBr(60%)	89.647	$9.5949 \cdot 10^3$	211.5	0.5102	7.998
c1	Νερό	15	$4 \cdot 10^5$	63.171	0.2244	4.5098
c2	Νερό	10	$4 \cdot 10^5$	42.215	0.151	6.5279
h1	Λερό	105	$4 \cdot 10^5$	440.48	1.363	25.239
h2	Νερό	95	$4 \cdot 10^5$	398.32	1.2501	18.463
f1	Προπυλενογλυκόλη/Νερό	120	$4 \cdot 10^5$	355.73	1.0457	30.50
f2	Προπυλενογλυκόλη/Νερό	110	$4 \cdot 10^5$	318.77	0.9465	24.60
wab1	Νερό	33	$2 \cdot 10^5$	138.45	0.4778	0.4313
wab2	Νερό	28	$2 \cdot 10^5$	117.55	0.4090	1.0856
wcon1	Νερό	33	$2 \cdot 10^5$	138.45	0.4778	0.4313
wcon2	Νερό	28	$2 \cdot 10^5$	117.55	0.4090	1.0856

Αξίζει να σημειωθεί ότι η θερμοκρασία του αναγεννητή είναι  $T_{gen}=T_{b3}=89.647$  °C που σημαίνει ότι ο ψύκτης για να λειτουργήσει χρειάζεται πηγή ενέργειας θερμοκρασίας μεγαλύτερης από αυτήν. Σε αυτή την περίπτωση η πηγή ενέργειας είναι το νερό του δοχείου αδρανείας το οποίο είναι στους  $T_{h1}=105$  °C.

Από τους ενεργειακούς υπολογισμούς προκύπτουν τα εξής για το σύστημα:

Παροχή ψυκτικού Νερού	$m_{ref}= 0.2148 \text{ kg/s}$
Παροχή Νερού στον Συμπυκνωτή	$m_{wcon}=25.491 \text{ kg/s}$
Παροχή Νερού στον Απορροφητή	$m_{wab}=31.848 \text{ kg/s}$
Παροχή Νερού στον Αναγεννητή	$m_h=16.565 \text{ kg/s}$
Παροχή Προπυλενογλυκόλης/Νερού	$m_f=18.894 \text{ kg/s}$
Παροχή Ασθενούς Διαλύματος	$m_a=2.578 \text{ kg/s}$
Παροχή Ισχυρού Διαλύματος	$m_b=2.363 \text{ kg/s}$
Συναλλασσόμενη ισχύ στον Συμπυκνωτή	$Q_{con}=532.7 \text{ KW}$
Συναλλασσόμενη ισχύ στον Απορροφητή	$Q_{ab}=665.55 \text{ KW}$
Συναλλασσόμενη ισχύ στον Αναγεννητή	$Q_{gen}=698.25 \text{ KW}$
Απαιτούμενη ηλιακή ισχύς	$Q_{sun}=698.25 \text{ KW}$
Έργο Αντλίας LiBr	$W_{pump1}=0.01356 \text{ KW}$
Έργο Κυκλοφορητή	$W_{pumpw}=16.565 \text{ KW}$
Έργο κυκλοφορητή Ηλιακών	$W_{pumpsun}=18.594 \text{ KW}$

Ο ψύκτης λειτουργεί με συντελεστή απόδοσης  $COP=Q_{ev}/Q_{gen}=0.761$ .

Η ισχύς που καταναλώνεται στην αντλία του Βρωμιούχου Λιθίου δεν συμπεριλαμβάνεται στον υπολογισμό του COP χωρίς την μεγάλη απόκλιση του αποτελέσματος γιατί είναι αρκετά μικρότερη από την  $Q_{ev}$  ( $Q_{ev}=500 \text{ KW}$ ,  $W_{pump1}=0.01356 \text{ KW}$ ). Παρόλα αυτά θα ληφθεί υπόψη στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

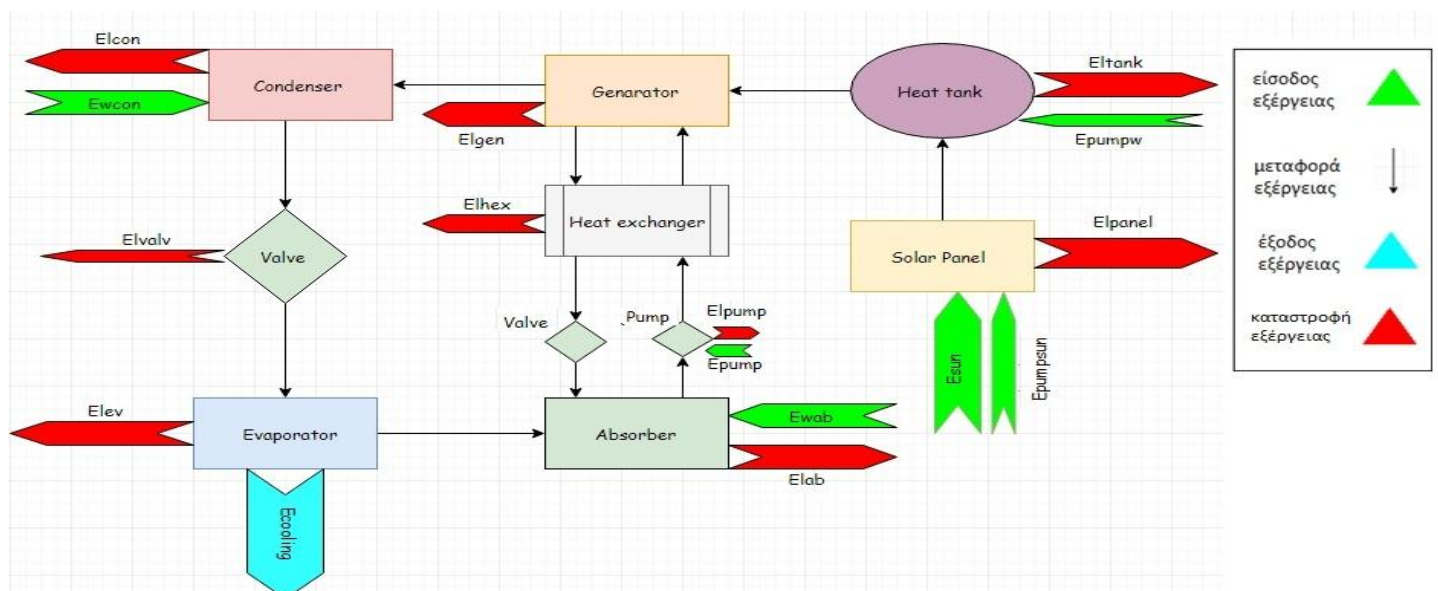


Από τους εξεργειακούς υπολογισμούς προκύπτουν τα εξής:

Εξέργεια Εισόδου (KW)	Εξέργεια Εξόδου (KW)	Απώλεια Εξέργειας (KW)
Εξέργεια από τον Ήλιο: $E_{sun} = Q_{sun} * (1 - T_{amb}/T_c) = 155.87$	Στο νερό Ψύξης: $E_c = m_c * (e_{c2} - e_{c1}) = 48.151$	Στο συμπυκνωτή: $E_{Icond} = 26.207$
Έργο Αντλίας LiBr: $E_{pump} = 0.01356$		Στον εξατμιστή: $E_{Iev} = 8.758$
Έργο Αντλίας Νερού: $E_{pumpw} = 16.56$		Στην βαλβίδα: $E_{Ivalv} = 2.243$
Έργο Αντλίας Ηλιακών: $E_{pumpsun} = 18.894$		Στον απορροφητή: $E_{Iabs} = 21.724$
Ψυκτικό νερό απορροφητή <sup>1</sup> $E_{wab} = m_{wab} * (e_{wab2} - e_{wab1}) = 20.838$		Στον Αναγεννητή: $E_{Igen} = 34.759$
Ψυκτικό νερό συμπυκνωτή <sup>1</sup> $E_{wcon} = m_{wcon} * (e_{wcon2} - e_{wab1}) = 16.678$		Στον εναλλάκτη: $E_{Ihex} = 7.912$
		Στην Αντλία: $E_{I_{pump}} = 0.016$
		Στο δοχείο Αδράνειας: $E_{Itank} = 34.704$
<b>Σύνολο</b>		Στον ηλιακό συλλέκτη: $E_{Ipanel} = 44.391$
Ηλιακή: 155.87 & Ηλεκτρική: 35.467 & Ψυκτική: 37.516	<b>Σύνολο</b>	<b>Σύνολο</b>
228.853	48.151	180.702

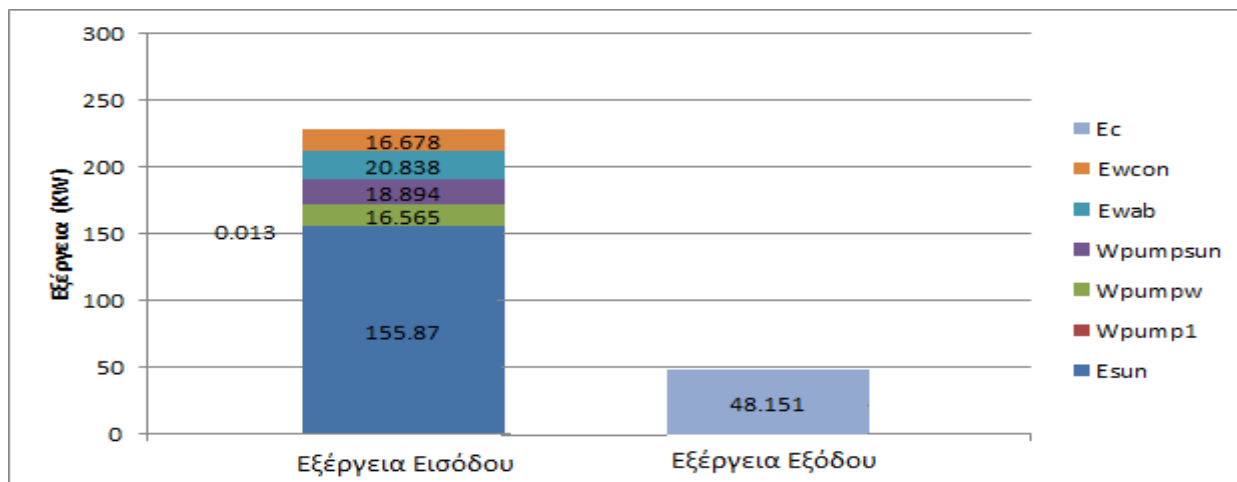
1) Το ψυκτικό νερό που χρησιμοποιούμε στον απορροφητή και τον συμπυκνωτή έχει θερμοκρασία μικρότερη από αυτήν του περιβάλλοντος και μάλιστα η εξέργεια εξόδου είναι μικρότερη από την εξέργεια εισόδου στα 2 στοιχεία, άρα οι 2 ροές αυτές μοντελοποιούνται σαν εισοδοί εξέργειας στο σύστημα.

Το διάγραμμα ροής της εξέργειας φαίνεται παρακάτω



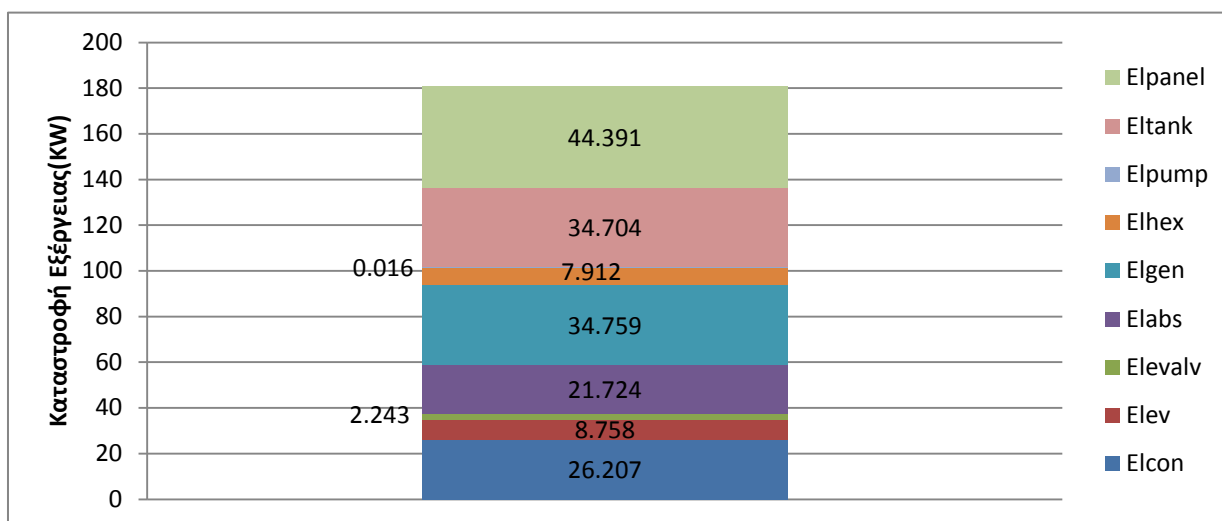
Εικόνα 4-14. Διάγραμμα Ροής Εξέργειας του συστήματος

Οι διάφορες ροές εξέργειας φαίνονται και στα παρακάτω διαγράμματα



Εικόνα 4-15. Διάγραμμα εισόδου και εξόδου εξέργειας

Παρακάτω φαίνεται η καταστροφή εξέργειας στα επιμέρους τμήματα του συστήματος



Εικόνα 4-16. Διάγραμμα καταστροφής εξέργειας

Τέλος θα υπολογιστεί ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης τη εγκατάστασης ( $\eta_{ex}$ ). Σε αντίθεση με την προηγούμενη περίπτωση, εδώ ο ήλιος είναι η κύρια πηγή ενέργειας, άρα η εξέργεια εισόδου του ηλίου θα συμπεριληφθεί στον παρονομαστή για τον υπολογισμού του  $\eta_{ex}$ . Επίσης, στον παρονομαστή δεν θα συμπεριληφθούν οι εισοδοί εξέργειας στον απορροφητή και τον συμπυκνωτή, καθώς ο πύργος ψύξης δεν φαίνεται στη μοντελοποίηση, παρά μόνο η είσοδος και

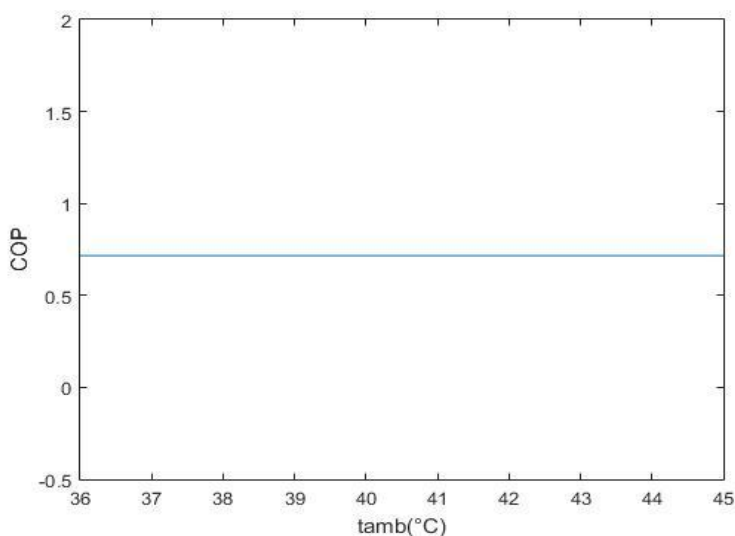
έξοδος της του νερού σε αυτόν και οι ροές ισχύος άρα και εξέργειας στα 2 στοιχεία δεν επηρεάζουν την λειτουργία του συστήματος, καθώς καθορίζονται από όλα τα υπόλοιπα στοιχεία.

$$\eta_{ex} = E_c / (W_{\text{pump}1} + W_{\text{pump}w} + W_{\text{pump}sun} + E_{\text{sun}}) = 0.2516$$

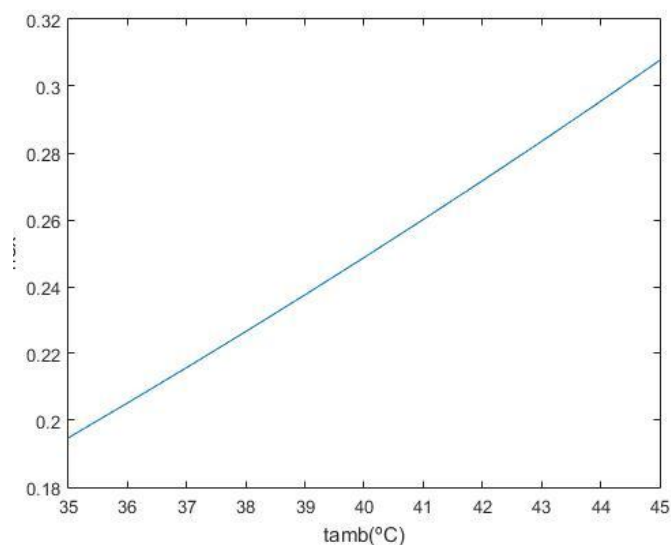
## 4.4 Ανάλυση Ευαισθησίας

### α) Επίδραση Θερμοκρασίας Περιβάλλοντος ( $T_{amb}$ )

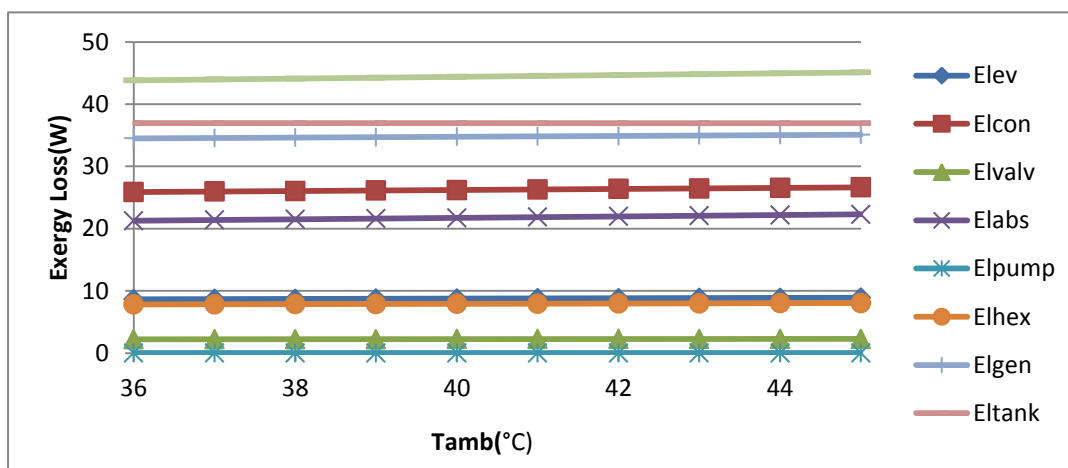
Δεδομένου ότι στην θερμοκρασία περιβάλλοντος έχουμε θέσει το σημείο αναφοράς για τον υπολογισμό της εξέργειας καθώς και της εξέργειας εισόδου από τον ήλιο  $E_{\text{sun}}$ , άρα η μεταβολή της θα επηρεάσει τους εξεργειακούς υπολογισμούς.



Εικόνα 4-17. Μεταβολή του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος



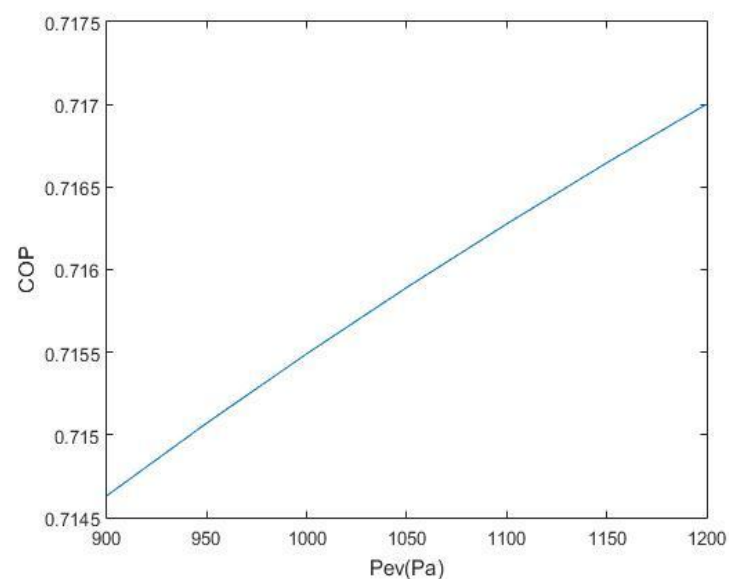
Εικόνα 4-18. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος



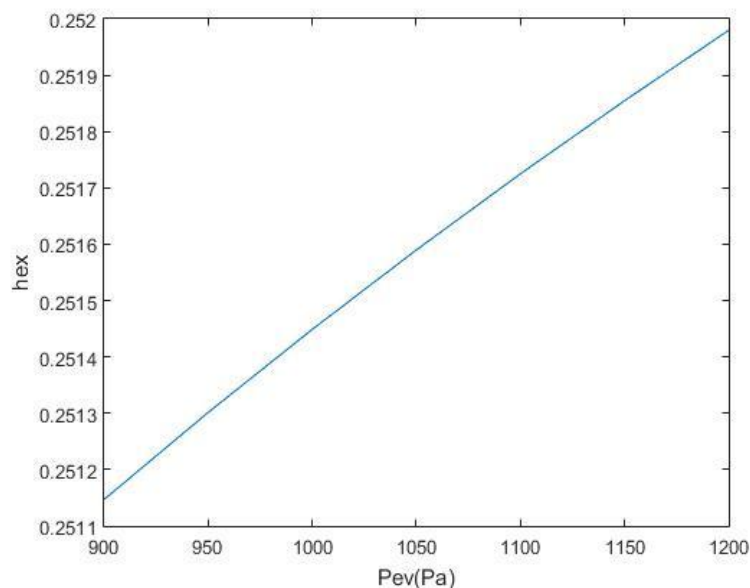
Εικόνα 4-19. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

### β) Επίδραση Πίεσης Εξατμιστή ( $P_{ev}$ )

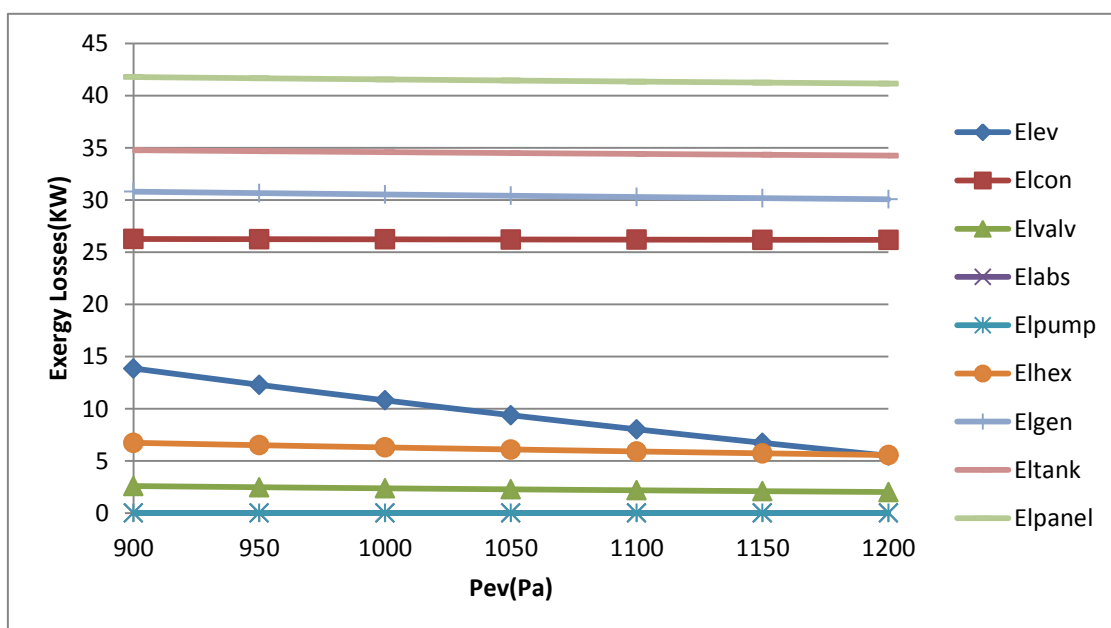
Η πίεση του εξατμιστή δηλαδή της χαμηλής πίεσης του κύκλου πρέπει να κινείται μέσα σε κάποια όρια. Αρχικά επηρεάζει την θερμοκρασία του εξατμιστή ή οποία πρέπει να είναι αρκετά χαμηλή έτσι ώστε να παράγει ψυκτικό νερό επιθυμητής θερμοκρασία. Ταυτόχρονα όμως υπάρχει και ένα κάτω όριο, καθώς όσο μικρότερη είναι η χαμηλή πίεση του κύκλου, τόσο χαμηλότερη είναι και η θερμοκρασία του απορροφητή, η οποία όμως δεν μπορεί να είναι να είναι πιο χαμηλή από την θερμοκρασία του νερού που παράγει ο πύργος ψύξης.



Εικόνα 4-20. Μεταβολή του COP συναρτήσει της πίεσης του εξατμιστή.



Εικόνα 4-21. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης του εξατμιστή.

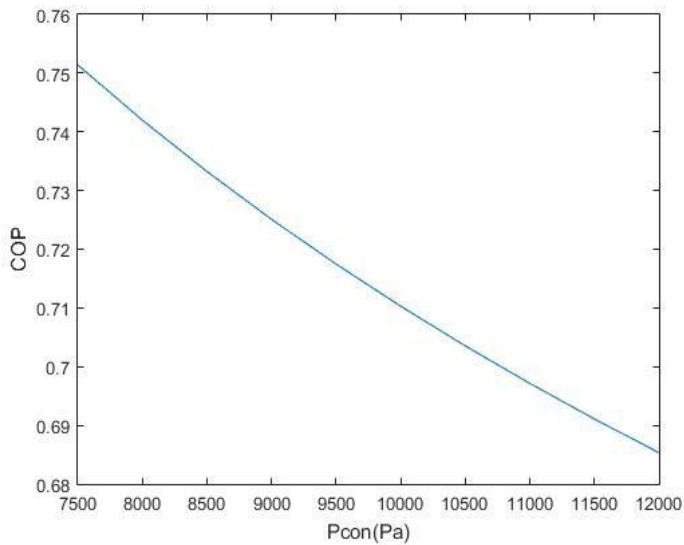


Εικόνα 4-22. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσει της πίεσης του εξατμιστή.

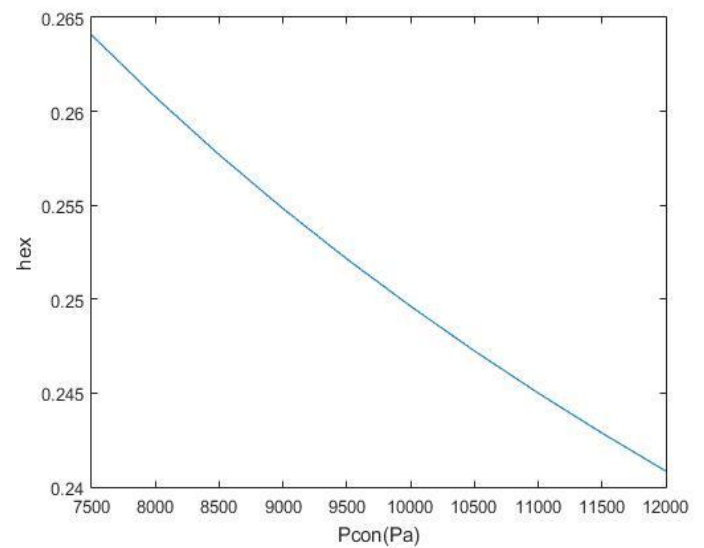
Παρατηρούμε ότι η μεταβολή της πίεσης του εξατμιστή επηρεάζει ελάχιστα το σύστημα.

### γ) Επίδραση Πίεσης Συμπυκνωτή ( $P_{con}$ )

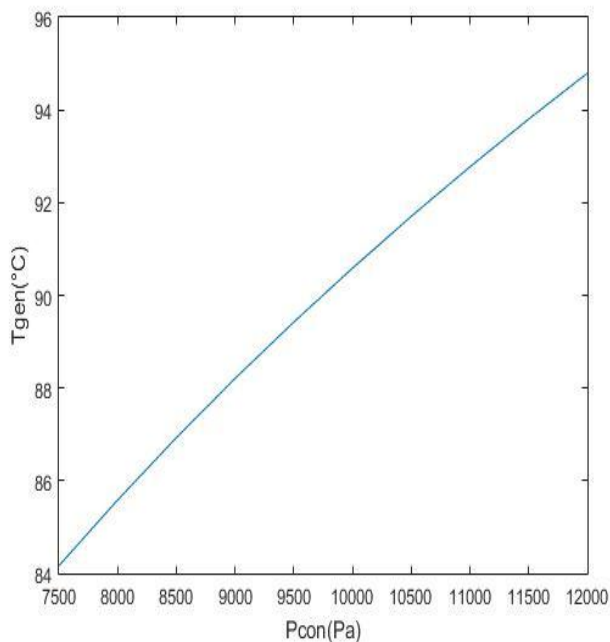
Η πίεση του συμπυκνωτή ταυτίζεται με την μεγάλη πίεση του κύκλου, άρα ισούνται και με την πίεση του αναγεννητή.



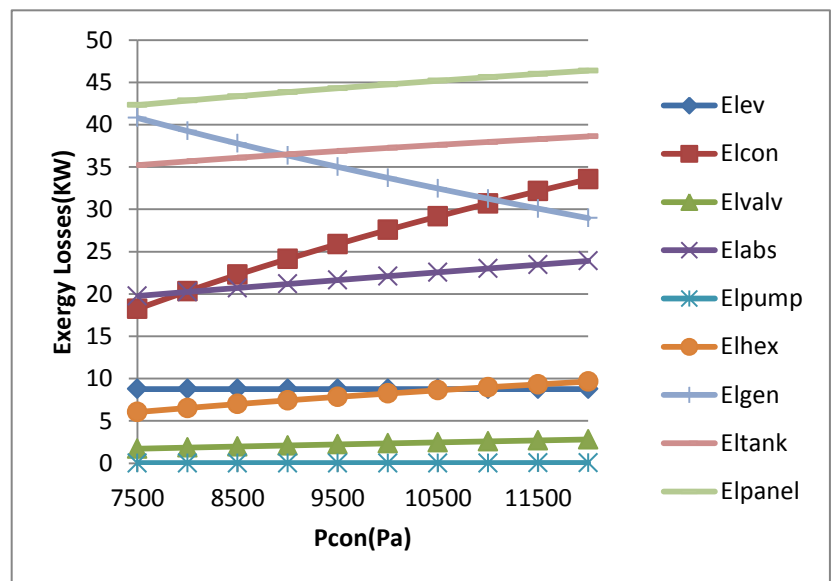
Εικόνα 4-23. Μεταβολή του COP συναρτήσει της πίεσης του συμπυκνωτή.



Εικόνα 4-24. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης του συμπυκνωτή.



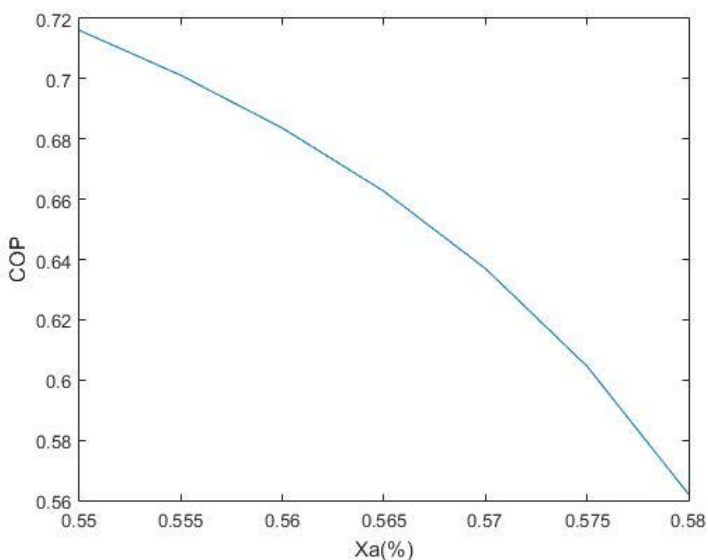
Εικόνα 4-25. Μεταβολή της θερμοκρασίας του αναγεννητή συναρτήσει της πίεσης του συμπυκνωτή.



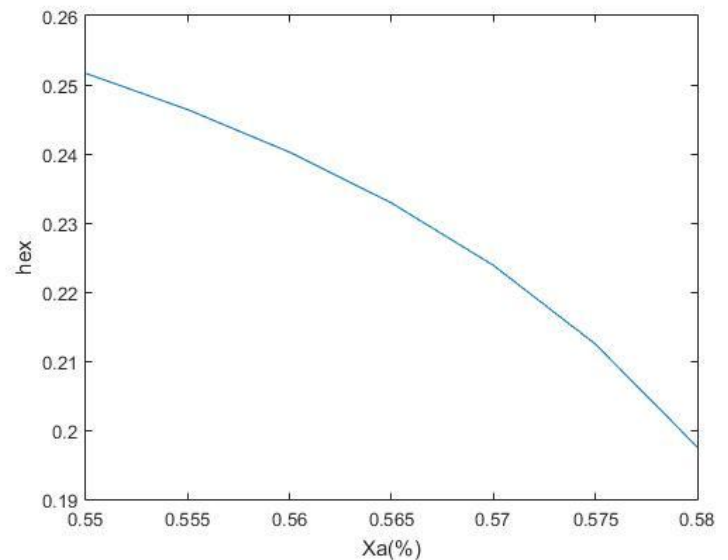
Εικόνα 4-26. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσεις της πίεσης του συμπυκνωτή.

Παρατηρούμε ότι όσο χαμηλότερη είναι η πίεση του συμπυκνωτή τόσο πιο αποδοτικά λειτουργεί το σύστημα. Παρόλα αυτά υπάρχει ένα κάτω όριο στην πίεση αυτή καθώς όσο μειώνεται αυτή τόσο μειώνεται και θερμοκρασία συμπύκνωσης, ή οποία όμως δεν μπορεί να είναι χαμηλότερη από την θερμοκρασία του νερού που παράγουμε στον πύργο ψύξης. Επίσης φαίνεται και η μεταβολή της θερμοκρασίας του Αναγεννητή σε σχέση με τη πίεση του συμπυκνωτή. Αυτή η θερμοκρασία είναι πολύ σημαντική καθώς δείχνει την ελάχιστη θερμοκρασία που πρέπει να έχει η διαθέσιμη πηγή θερμότητας για την λειτουργία του ψύκτη.

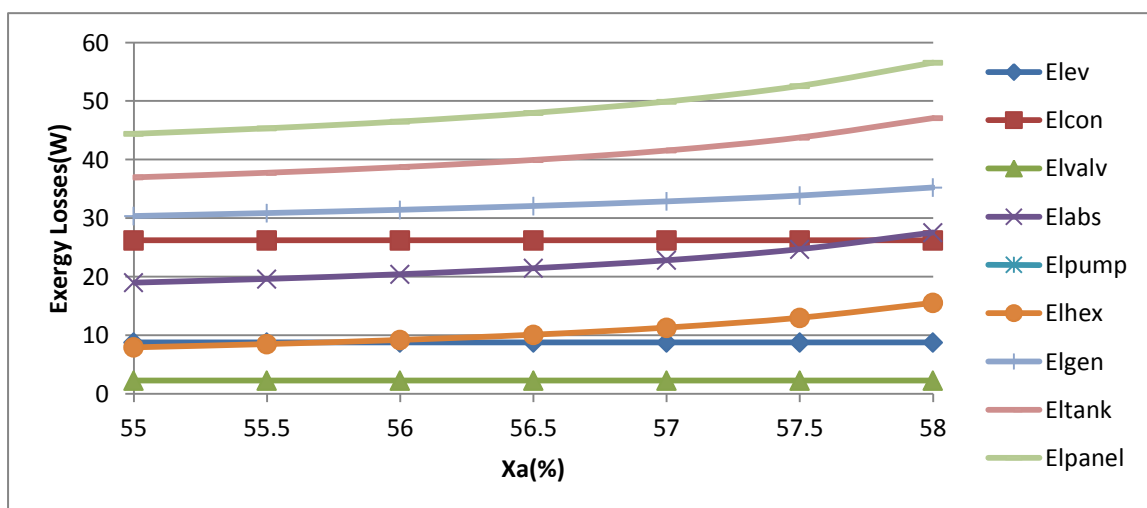
#### δ) Επίδραση συγκέντρωσης ασθενούς διαλύματος (Χα)



Εικόνα 4-27. Μεταβολή του COP συναρτήσει της συγκέντρωσης ασθενούς.

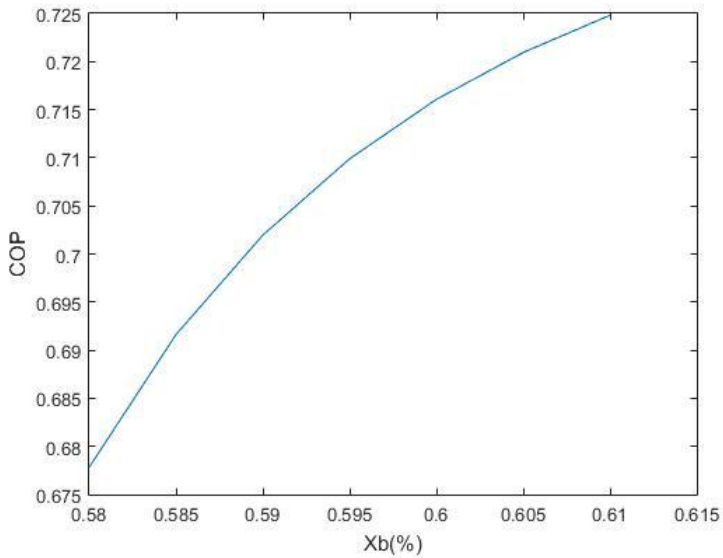


Εικόνα 4-28. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της συγκέντρωσης ασθενούς.

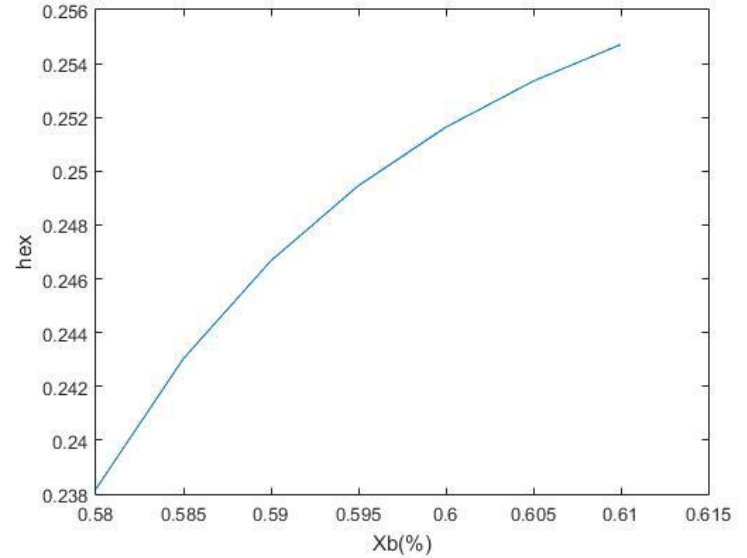


Εικόνα 4-29. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσει της συγκέντρωσης ασθενούς.

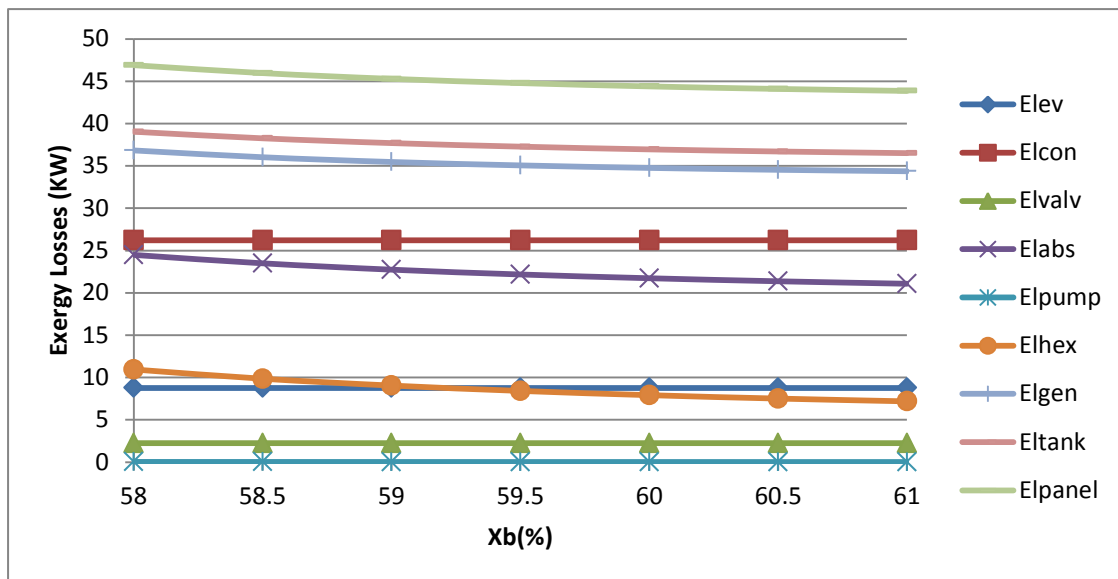
### ε) Επίδραση συγκέντρωσης Ασθενούς διαλύματος ( $X_b$ )



Εικόνα 4-30. Μεταβολή του COP συναρτήσει της συγκέντρωσης ισχυρού.



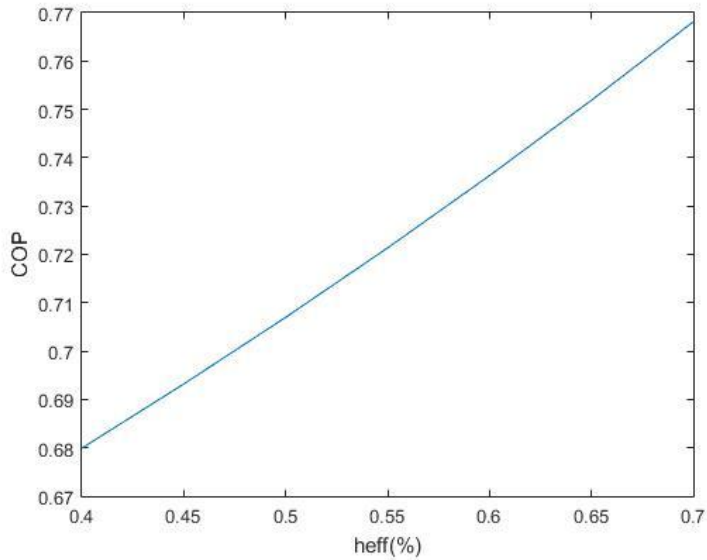
Εικόνα 4-31. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της συγκέντρωσης ασθενούς.



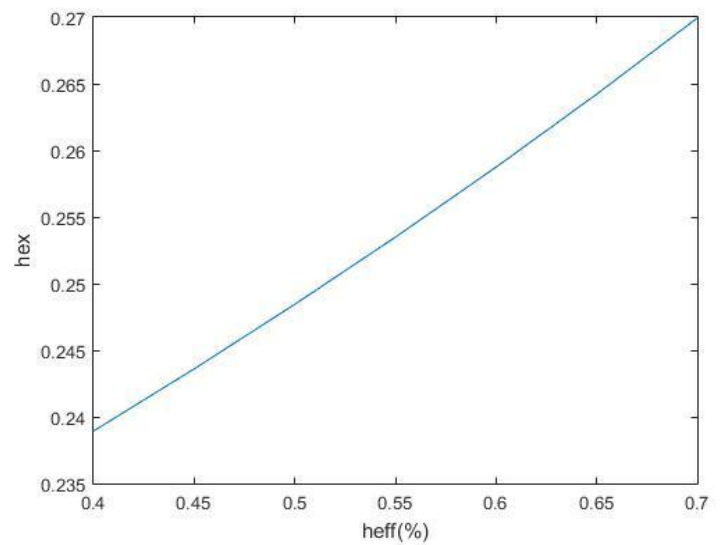
Εικόνα 4-32. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσει της συγκέντρωσης ισχυρού.

Από τα διαγράμματα των συγκεντρώσεων παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται η διαφορά μεταξύ της συγκέντρωσης του ασθενούς και του ισχυρού, τόσο πιο αποδοτικά λειτουργεί το σύστημα.

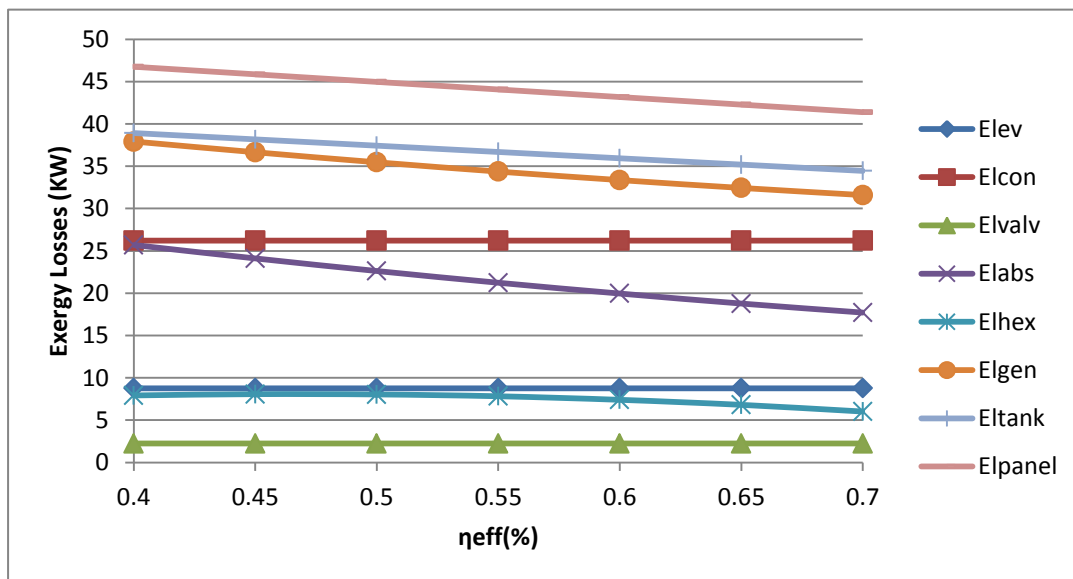
### στ) Επίδραση βαθμού αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη ( $\eta_{eff}$ )



Εικόνα 4-33. Μεταβολή του COP συναρτήσει του βαθμού αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη.



Εικόνα 4-34. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του βαθμού αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη.

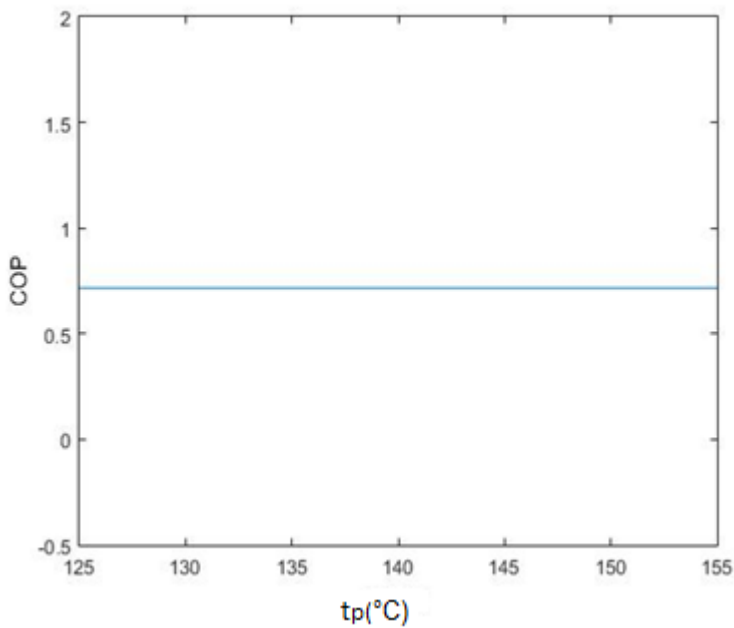


Εικόνα 4-35. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσει του βαθμού αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη.

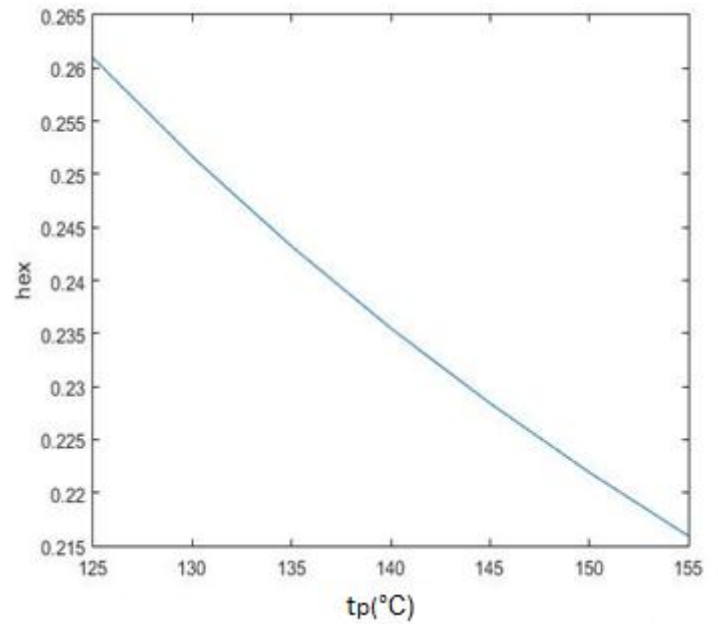
Παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται ο βαθμός αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη, δηλαδή η επιφάνειά του, τόσο αυξάνεται και η αποδοτικότητα του συστήματος.



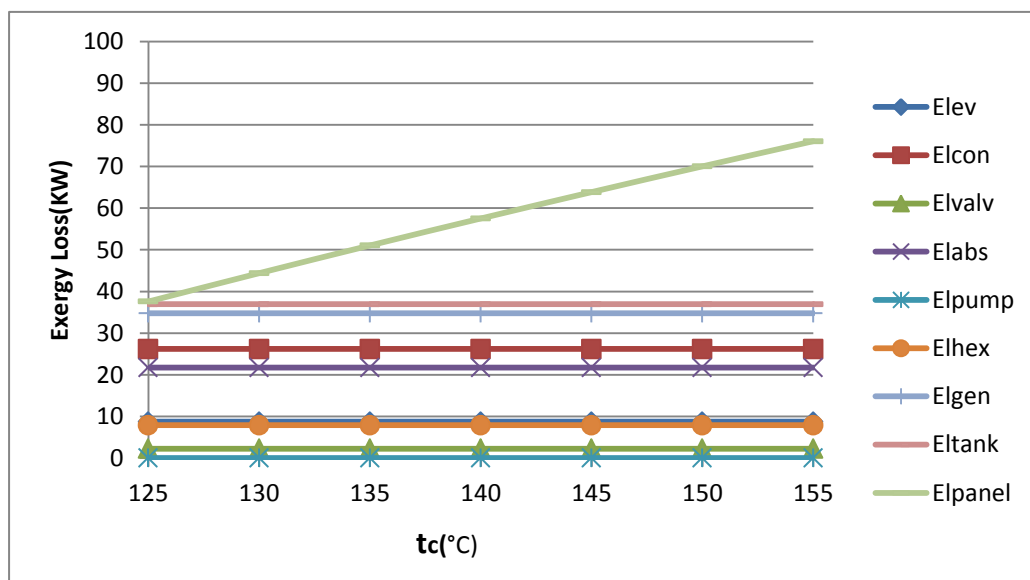
### ζ) Επίδραση θερμοκρασίας συλλέκτη ( $t_p$ )



Εικόνα 4-36. Μεταβολή του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας των συλλεκτών.



Εικόνα 4-37. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας των συλλεκτών.



Εικόνα 4-38. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα στοιχεία του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας των συλλεκτών.

Παρατηρούμε ότι η θερμοκρασία του συλλέκτη δεν επηρεάζει τον COP της εγκατάστασης. Επίσης όσο μεγαλύτερη  $T_c$  έχουμε τόσο μεγαλύτερη είναι η υποβάθμιση της ποιότητας της ενέργειας που λαμβάνουμε από τον ήλιο, κάτι που φαίνεται και στην αυξανόμενη καταστροφή εξέργειας στους συλλέκτες και γι αυτό όπως βλέπουμε μειώνεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης. Στην πραγματικότητα επίσης όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία του συλλέκτη τόσο μεγαλύτερες απώλειες έχουμε σε αυτόν (εδώ δεν τις λάβαμε υπόψη), άρα επιθυμούμε όσο το δυνατόν μικρότερη θερμοκρασία συλλέκτη. Υπάρχει βέβαια ένα κάτω όριο σε αυτήν, καθώς θέλουμε τον συλλέκτη να ζεσταίνει το διάλυμα προπυλενογλυκόλης/νερού σε θερμοκρασίες τέτοιες, ώστε με την σειρά του το κύκλωμα του συλλέκτη να ζεσταίνει το νερό του δοχείου αδρανείας σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες από αυτές του αναγεννητή, προκειμένου να είναι δυνατή η πρόσδοση ισχύος σε αυτήν. Δηλαδή, όσο μικρότερη είναι η θερμοκρασία του αναγεννητή τόσο μικρότερη μπορεί να είναι και η θερμοκρασία του συλλέκτη. Η θερμοκρασία του αναγεννητή εξαρτάται από την μεγάλη πίεση του κύκλου, οπότε επιθυμώντας μείωση της  $T_{gen}$  μειώνουμε την μεγάλη πίεση του κύκλου, και όπως φαίνεται παραπάνω αυξάνουμε και την απόδοση του ψύκτη. Καταλήγουμε λοιπόν στο εξής ενδιαφέρον συμπέρασμα. **Το σύστημα μας όταν λειτουργεί σε χαμηλότερες μεγάλες πιέσεις, όχι μόνο λειτουργεί αποδοτικότερα από άποψη COP αλλά αφού μειώνονται οι απώλειες των συλλεκτών, η εγκατάσταση αξιοποιεί και μεγαλύτερη ηλιακή ισχύ αυξάνοντας έτσι περαιτέρω την παραγόμενη ψυκτική ισχύ.**

#### η) Επίδραση Θερμοκρασίας Νερού στον Αναγεννητή ( $T_n$ )

Το κύκλωμα του νερού χρησιμοποιείται για την μεταφορά ισχύος στον αναγεννητή. Η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του νερού θέρμανσης του αναγεννητή δεν επηρεάζει κάπως τον εξεργειακό και ενεργειακό βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης. Πέρα από αυτό θα πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την θερμοκρασία του αναγεννητή, προκειμένου να επιτυγχάνεται η πρόσδοση ισχύος σε αυτόν. Επίσης πρέπει να ληφθεί υπόψη και στη διαστασιολόγηση του εναλλάκτη του αναγεννητή, καθώς και του εναλλάκτη του δοχείου αδρανείας.

#### η) Επίδραση Θερμοκρασίας Υγρού Συλλεκτών ( $T_f$ )

Το κύκλωμα του υγρού των συλλεκτών χρησιμοποιείται για την μεταφορά της ηλιακής ισχύος στο δοχείο αδρανείας. Η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του διαλύματος προπυλενογλυκόλης δεν επηρεάζει τον ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος. Προφανώς οι θερμοκρασίες αυτές θα πρέπει να είναι μεγαλύτερες από την θερμοκρασία νερού του δοχείου αδρανείας προκειμένου να επιτυγχάνεται η μεταφορά της ισχύος σε αυτό. Τέλος οι θερμοκρασίες

αυτές επηρεάζουν την διαστασιολόγηση του εναλλάκτη στο δοχείο καθώς και τις κατασκευαστικές παραμέτρους των ηλιακών συλλεκτών.

### θ) Επίδραση θερμοκρασίας Νερού πύργου ψύξης ( $T_w$ )

Οι θερμοκρασίες του νερού από τον πύργο ψύξης παρόλο που καθορίζουν τις εξέργειες εισόδου στον απορροφητή και τον συμπυκνωτή, εν τέλη δεν επηρεάζουν ούτε τον ενεργειακό ούτε τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος. Παρόλα αυτά είναι ένα από τις πιο σημαντικές παραμέτρους για την ανάλυση που κάνουμε καθώς καθορίζουν το πόσο χαμηλά μπορούμε να ρίξουμε την πίεση του συμπυκνωτή ή οποία επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό τον ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης της κατασκευής. Επίσης οι θερμοκρασίες αυτές λαμβάνονται υπόψη στην διαστασιολόγηση του πύργου ψύξης.

## 4.5 Δυνατότητες βελτίωσης

Βάσει των παραπάνω μπορούμε να προτείνουμε τις εξής αλλαγές στο σύστημα για να αυξήσουμε την παραγόμενη ψυκτική ισχύ για μια δεδομένη επιφάνεια συλλεκτών:

- **Ελαχιστοποίηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού νερού από τον πύργο ψύξης με ταυτόχρονη ελαχιστοποίηση της πίεσης του συμπυκνωτή.** Όσο χαμηλότερη είναι η μεγάλη πίεση του κύκλου τόσο πιο αποδοτικά λειτουργεί το σύστημα. Όπως ειπώθηκε παραπάνω όμως κάτω όριο στην πίεση αυτή βάζει η θερμοκρασία του νερού από τον πύργο ψύξης, η οποία πρέπει επίσης να ελαχιστοποιηθεί.
- **Επιλογή εναλλάκτη Li-Br μεγαλύτερης επιφάνειας, δηλαδή μεγαλύτερου βαθμού αποτελεσματικότητας.** Μεγαλύτερη επιφάνεια εναλλάκτη όπως φαίνεται παραπάνω βελτιώνει την απόδοση του ψύκτη απορρόφησης, άρα με δεδομένη επιφάνεια συλλεκτών δηλαδή δεδομένη θερμική ισχύς εισόδου, αυξάνεται η παραγόμενη ψυκτική ισχύ.
- **Τροποποίηση του απορροφητή και του αναγεννητή με σκοπό ο ψύκτης απορρόφησης να λειτουργεί με μεγαλύτερη διαφορά  $X_b-X_a$ .** Μεγαλύτερη διαφορά στις συγκεντρώσεις σημαίνει μεγαλύτερη απόδοση του ψύκτη απορρόφησης.
- **Ελαχιστοποίηση της θερμοκρασίας των ηλιακών συλλεκτών.** Αυτό επιτυγχάνεται με εφαρμογή συστήματος ρύθμισης της παροχής στο κύκλωμα υγρού του και με επιλογή του

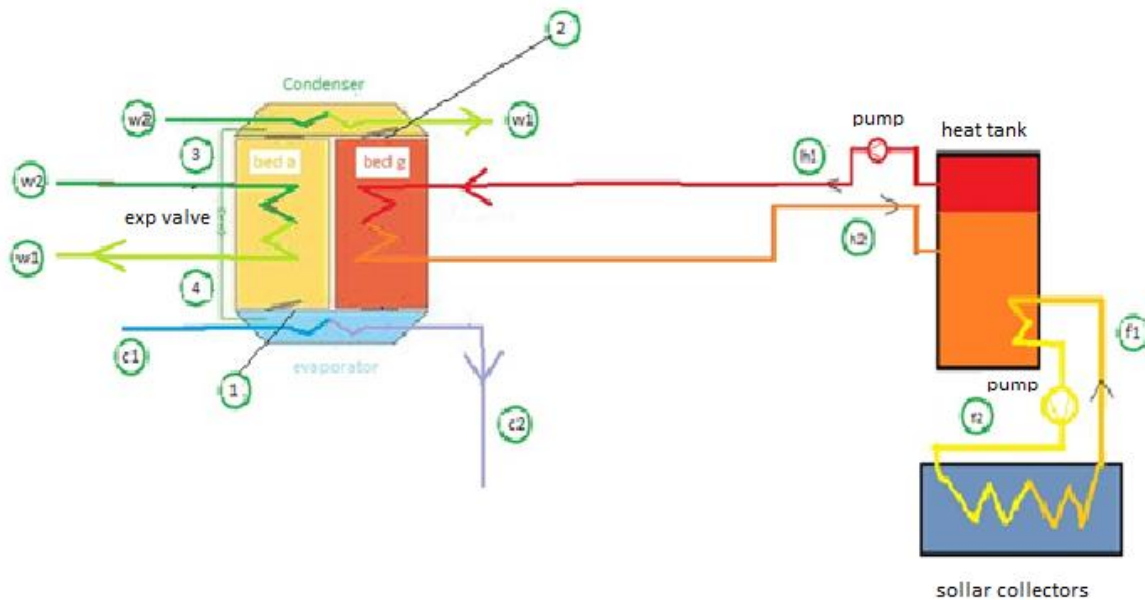
κατάλληλου εναλλάκτη σερπαντίνα στο δοχείο αδρανείας και στον αναγεννητή, προκειμένου να επιτυγχάνεται η μεταφορά της ηλιακής ισχύος.

- **Επιλογή εναλλάκτη του συμπυκνωτή μεγαλύτερης επιφάνειας.** Αυτό δίνει την δυνατότητα λειτουργίας του συμπυκνωτή με μικρότερη θερμοκρασία συμπύκνωσης για δεδομένη θερμοκρασία ψυκτικού νερού από τον πύργο ψύξης. Μικρότερη θερμοκρασία συμπύκνωσης σημαίνει και μικρότερη πίεση συμπυκνωτή, άρα και μεγαλύτερη απόδοση.

# 5

## Υπολογιστική ανάλυση συστήματος ψύκτη προσρόφησης σε συνεργασία με ηλιακούς συλλέκτες για ψύξη.

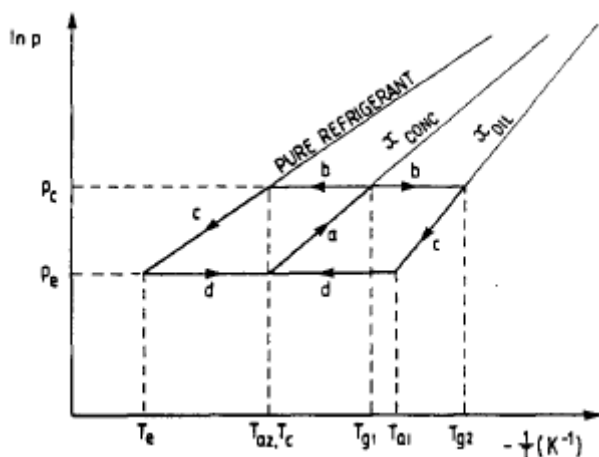
### 5.1 Παρουσίαση



Εικόνα 5-1. Συνεργασία ψύκτη προσρόφησης με ηλιακούς συλλέκτες.

1	Κορεσμένος Ατμός Νερού	w1	Επιστροφή νερού στον πύργο ψύξης
2	Υπέρθερμος Ατμός Νερού	w2	Έξοδος Νερού νερού από τον πύργο ψύξης
3	Κορεσμένο Νερό	h1	Προσαγωγή Ζεστού νερού στον Αναγεννητή
4	Νερό σε διφασική κατάσταση	h2	Επιστροφή Ζεστού νερού από στον Αναγεννητή
c1	Επιστροφή νερού από τα fan coil	f1	Διάλυμα προπυλενογλυκόλης σε νερό (60%) στην έξοδο του ηλιακού συλλέκτη
c2	Προσαγωγή νερού στα fan coil	f2	Διάλυμα προπυλενογλυκόλης σε νερό (60%) κατευθυνόμενο στον συλλέκτη

Παραπάνω φαίνεται η διάταξη ηλιακού ψύκτη προσρόφησης που θα μελετήσουμε. Ουσιαστικά το σύστημα είναι ίδιο με αυτό του ψύκτη απορρόφησης απλά με διαφορετική ψυκτική μηχανή. Η ψύξη του συμπυκνωτή και της εκάστοτε προσροφητικής κλίνης γίνεται και εδώ από πύργο ψύξης. Κάθε κλίνη περιέχει υλικό Silica Gel και το προσροφούμενο μέσο είναι το νερό. Στην επόμενη εικόνα φαίνεται ο κύκλος του ψυκτικού μέσου και του απορροφόμενου νερού σε διάγραμμα πίεσης και θερμοκρασίας.



- $P_e/T_e$ : Πίεση/Θερμοκρασία εξατμιστή
- $P_c/T_c$ : Πίεση/Θερμοκρασία συμπυκνωτή
- $X_{CONC}$ : Μεγάλη συγκέντρωση νερού στην προσροφητική κλίνη
- $X_{DIL}$ : Μικρή συγκέντρωση νερού στην προσροφητική κλίνη
- $T_{a1}/T_{a2}$ : Θερμοκρασίες κλίνης στην προσρόφηση
- $T_{g1}/T_{g2}$ : Θερμοκρασίες κλίνης στην εκρόφηση

Εικόνα 5-2. Διάγραμμα πίεσης και θερμοκρασίας κύκλου.

## 5.2 Μοντελοποίηση

Ο ψύκτης προσρόφησης σε αντίθεση με τις προηγούμενες αντλίες θερμότητας δεν έχει συνεχή λειτουργία και πέρα από αυτό λειτουργεί και με μεταβαλλόμενες ανά δευτερόλεπτο τιμές σε μερικές παραμέτρους λειτουργίας. Για τον λόγο αυτό η ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση έγινε στο διάστημα ενός κύκλου της μηχανής και όχι στη μονάδα του χρόνου.

### Εξατμιστής

Ενέργεια:  $M_{ref} \cdot h_4 + M_c \cdot h_{c1} = M_{ref} \cdot h_1 + M_c \cdot h_{c2}$

Εξέργεια:  $M_{ref} \cdot e_4 + M_c \cdot e_{c1} = M_{ref} \cdot e_1 + M_c \cdot e_{c2} + EI_{ev}$

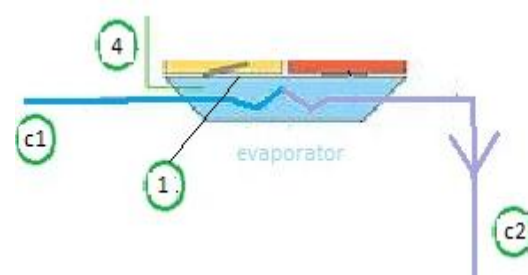
**h**: ειδική ενθαλπία σε δεδομένο σημείο

**e**: ειδική εξέργεια σε δεδομένο σημείο

**M<sub>ref</sub>**: Συνολική μάζα εργαζομένου μέσου (νερό) ανά κύκλο

**M<sub>c</sub>**: Συνολική μάζα ψυχόμενου νερού ανά κύκλο

**EI<sub>comp</sub>**: Εξέργεια που καταστρέφεται ανά κύκλο λειτουργία



Εικόνα 5-3. Εξατμιστής

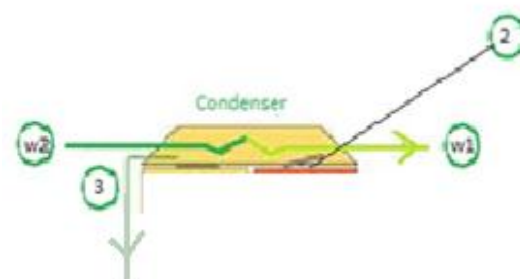
### Συμπυκνωτής

Ενέργεια:  $M_{ref} \cdot h_2 + M_{wcon} \cdot h_{w2} = M_{ref} \cdot h_3 + M_{wcon} \cdot h_w$

Εξέργεια:  $M_{ref} \cdot e_2 + M_{wcon} \cdot e_{w2} = M_{ref} \cdot e_3 + M_{wcon} \cdot e_{w1} + EI_{cond}$

**M<sub>wcon</sub>**: Συνολική ποσότητα νερού από τον πύργο ψύξης για τον συμπυκνωτή

**EI<sub>cond</sub>**: Εξέργεια που καταστρέφεται ανά κύκλο λειτουργίας



Εικόνα 5-4. Συμπυκνωτής

### Στραγγαλιστική βαλβίδα

Ενέργεια:  $m_{ref} \cdot h_3 = m_{ref} \cdot h_4$

Εξέργεια:  $M_{ref} \cdot e_3 = m_{ref} \cdot e_4 + EI_{valv}$

$EI_{valv}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται ανά κύκλο λειτουργίας



Εικόνα 5-5. Στραγγαλιστική Βαλβίδα

Στην παρούσα μοντελοποίηση η σχέση που συνδέει πίεση, θερμοκρασία και συγκέντρωση του προσροφώμενου νερού στην κλίνη είναι <sup>(17)</sup> :

$$C = \frac{0.8 * \left(\frac{P}{Ps(T)}\right)}{1 + 0.5 * \left(\frac{P}{Ps(T)}\right)}$$

**C**: κατά μάζα συγκέντρωση του προσροφημένου νερού στην κλίνη

**P**: πίεση του προσροφημένου νερού

**T**: Θερμοκρασία του προσροφώμενου νερού

Κατά μήκος λοιπόν μιας καμπύλης συγκέντρωσης, η θερμοκρασία και η πίεση του προσροφώμενου νερού συνδέονται μονοσήμαντα.

### Θέρμανση Κλίνης

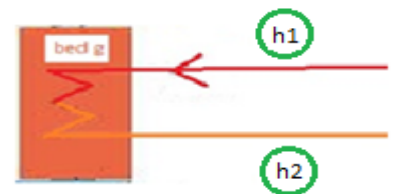
Ενέργεια:  $M_{h1} \cdot (h_{h1} - h_{h2}) = M_{sil} \cdot Cp_{sil} \cdot (T_{g1} - T_{a2}) + M_{sil} \cdot X_{CONC} \cdot (h_{g1} - h_{a2})$

Εξέργεια:  $M_{h1} \cdot (e_{h1} - e_{h2}) = M_{sil} \cdot X_{CONC} \cdot (e_{g1} - e_{a2}) + EI_{bh}$

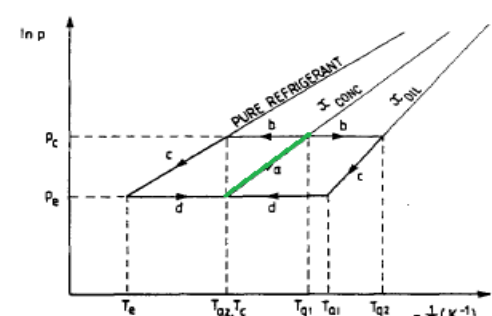
$Cp_{sil}$ : Θερμοχωρητικότητα Silica Gel

$EI_{bh}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται ανά κύκλο

$M_{h1}$ : Συνολική μάζα νερού θέρμανσης για την θέρμανση της κλίνης



Εικόνα 5-6. Κλίνη εκρόφησης



Εικόνα 5-7. Θέρμανση κλίνης στο διάγραμμα.



### Εκρόφηση στην κλίνη

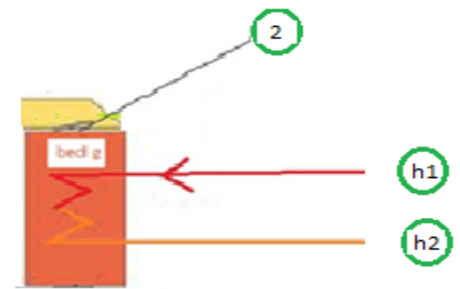
$$\text{Ενέργεια: } M_{h2} * (h_{h1} - h_{h2}) = M_{sil} * C_{p_{sil}} * (T_{g2} - T_{g1}) + M_{sil} * (X_{CONC} + X_{SIL}) * (h_{g1} - h_{a2}) + M_{sil} * (X_{CONC} - X_{SIL}) * DH$$

$$\text{Εξέργεια: } M_{h2} * (e_{h1} - e_{h2}) = M_{sil} * (X_{DIL} * e_{g2} - X_{CONC} * e_{a1}) + M_{ref} * e_2 + EI_{des}$$

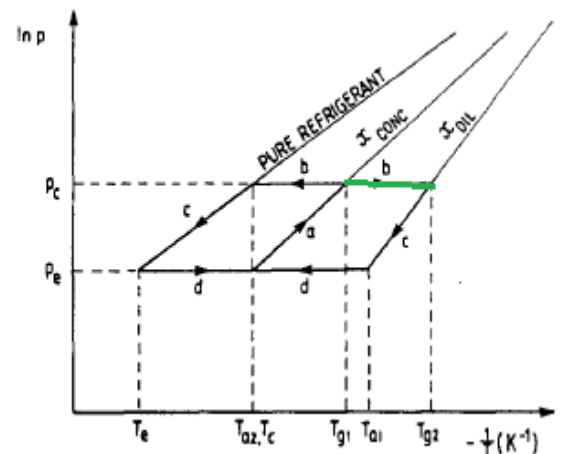
**M<sub>h2</sub>**: Συνολική μάζα νερού θέρμανσης για την ολοκλήρωση της εκρόφησης του κύκλου

**EI<sub>des</sub>**: Εξέργεια που καταστρέφεται ανά κύκλο

**DH**: Λανθάνουσα Θερμότητα εκρόφησης



Εικόνα 5-7. Κλίνη εκρόφησης



Εικόνα 5-8. Εκρόφηση στο διάγραμμα.

### Ψύξη κλίνης

$$\text{Ενέργεια: } M_{w1} * (h_{w1} - h_{w2}) = M_{sil} * C_{p_{sil}} * (T_{g2} - T_{a1}) + M_{sil} * X_{SIL} * (h_{g2} - h_{a1})$$

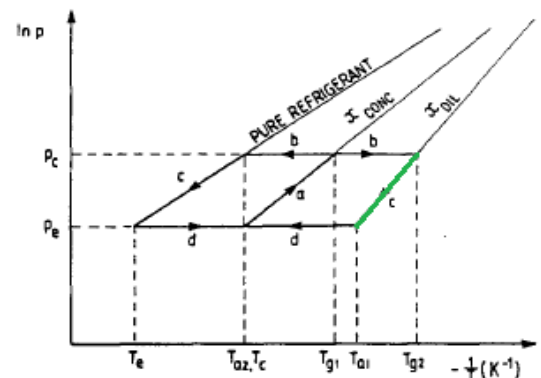
$$\text{Εξέργεια: } M_{h1} * (e_{h1} - e_{h2}) = M_{sil} * X_{CONC} * (e_{g1} - e_{a2}) + EI_{bh}$$

**EI<sub>bc</sub>**: Εξέργεια που καταστρέφεται ανά κύκλο

**M<sub>w1</sub>**: Συνολική μάζα νερού για την ψύξη της κλίνης



Εικόνα 5-9. Κλίνη προσρόφησης



Εικόνα 5-10. Ψύξη κλίνης στο διάγραμμα.

### Προσρόφηση στην Κλίνη

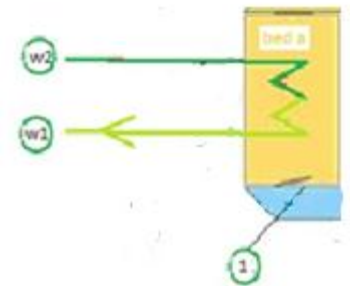
$$\text{Ενέργεια: } M_{w2} * (h_{w1} - h_{w2}) = M_{sil} * C_{p,sil} * (T_{a1} - T_{a2}) + M_{sil} * (X_{CONC} + X_{SIL}) * 0.5 * (h_{a1} - h_{a2}) + M_{sil} * (X_{CONC} - X_{SIL}) * DH$$

$$\text{Εξέργεια: } M_{w2} * (e_{w2} - e_{w1}) = M_{sil} * (X_{CONC} * e_{a2} - X_{DIL} * e_{a1}) - M_{ref} * e_1 + EI_{ads}$$

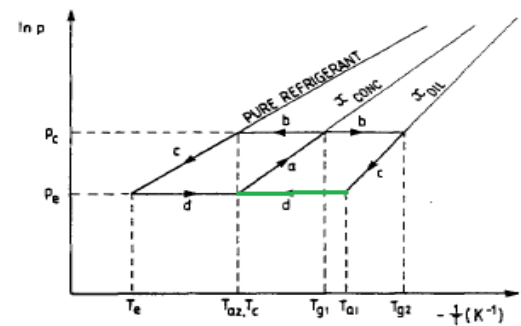
$M_{w2}$ : Συνολική μάζα νερού θέρμανσης για την

ολοκλήρωση της προσρόφησης του κύκλου

$EI_{ads}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται ανά κύκλο



Εικόνα 5-11. Κλίνη εκρόφησης



Εικόνα 5-12. Προσρόφηση στο διάγραμμα.

### Δοχείο Αδράνειας

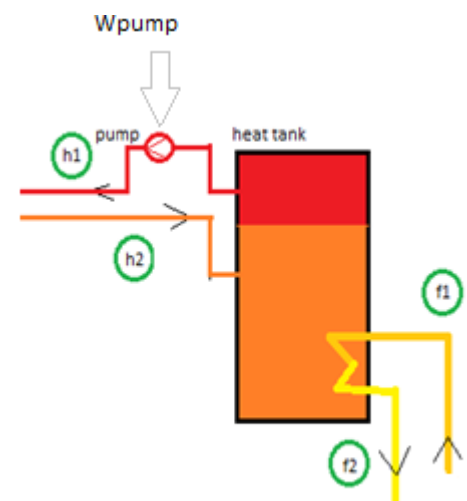
$$\text{Ενέργεια: } (M_{h1} + M_{h2}) * h_{h2} + M_{f1} * h_{f1} + W_{pump} = (M_{h1} + M_{h2}) * h_{h1} + M_{f2} * h_{f2}$$

$$\text{Εξέργεια: } (M_{h1} + M_{h2}) * e_{h2} + M_f * e_{f1} + W_{pump} = (M_{h1} + M_{h2}) * e_{h1} + M_f * e_{f2} + EI_{tank}$$

$M_f$ : συνολική μάζα διακινούμενου υγρού ηλιακών συλλεκτών κατά τη διάρκεια του κύκλου

$W_{pump}$ : καταναλισκόμενο έργο στον κυκλοφορητή

$EI_{tank}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται ανά κύκλο λειτουργίας



Εικόνα 5-13. Δοχείο Αδράνειας

### Ηλιακοί Συλλέκτες

$$\text{Ενέργεια: } M_f \cdot h_{f2} + Q_{\text{sun}} \cdot t + W_{\text{pumpsun}} = M_f \cdot h_{f1}$$

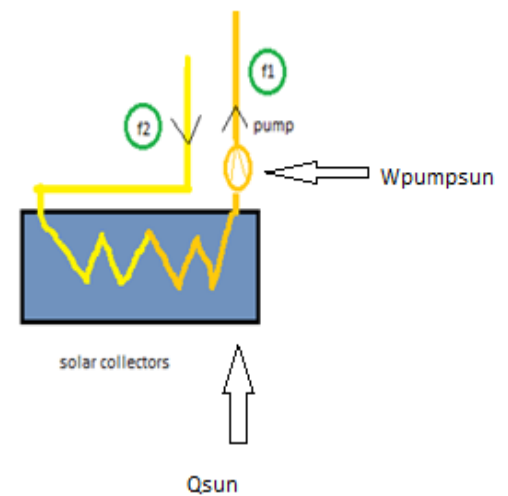
$$\text{Εξέργεια: } M_f \cdot h_{f2} + Q_{\text{sun}} \cdot t \cdot (1 - T_{\text{amb}}/T_p) + W_{\text{pumpsun}} = M_f \cdot h_{f1} + E_{\text{Ipanel}}$$

$T_{\text{amb}}$ : Θερμοκρασία Περιβάλλοντος

$T_p$ : Θερμοκρασία Συλλεκτών

$W_{\text{pumpsun}}$ : καταναλισκόμενο έργο στον κυκλοφορητή

$E_{\text{Ipanel}}$ : Εξέργεια που καταστρέφεται



Εικόνα 5-14. Ηλιακοί Συλλέκτες

Παρακάτω φαίνεται η διαδικασία με την οποία επιλέγουμε τις θερμοκρασίες στις οποίες μπορούμε να επέμβουμε:

- 1) Για μια επιθυμητή θερμοκρασία προσαγωγής  $T_c$  επιλέγεται μια κατάλληλη θερμοκρασία εξατμιστή  $T_{ev}$  η οποία προκειμένου να επιτυγχάνεται συναλλαγή θερμότητας, πρέπει να είναι μικρότερη από την  $T_c$ . Βάσει της  $T_{ev}$  προκύπτει και η πίεση του εξατμιστή δηλαδή η μικρή πίεση του κύκλου
- 2) Επιλέγουμε θερμοκρασία στο τέλος της προσρόφησης  $T_{a2}$  τέτοια, ώστε να είναι μικρότερη από την θερμοκρασία του νερού από τον πύργο ψύξης ώστε να επιτυγχάνεται η ψύξη της κλίνης
- 3) Το ίδιο νερό ψύχει και τον συμπυκνωτή, άρα επιλέγεται κατάλληλη θερμοκρασία συμπύκνωσης  $T_{con}$ , από την οποία προκύπτει και μια πίεση συμπύκνωσης  $P_{con}$ , η οποία είναι η μεγάλη πίεση του κύκλου.
- 4) Επιλέγουμε θερμοκρασία στο τέλος της εκρόφησης  $T_{g2}$
- 5) Επιλέγουμε θερμοκρασία νερού θέρμανσης  $T_n$ , η οποία θα είναι μεγαλύτερη από την  $T_{g2}$
- 6) Προκειμένου να ζεστάνουμε νερό στην παραπάνω θερμοκρασία χρειαζόμαστε υγρό συλλέκτη σε μεγαλύτερη θερμοκρασία  $T_f$
- 7) Προκειμένου να πετύχουμε την επιθυμητή θερμοκρασία υγρού συλλέκτη χρειαζόμαστε θερμοκρασία συλλέκτη  $T_p$  τέτοια, ώστε να είναι μεγαλύτερη από την  $T_f$

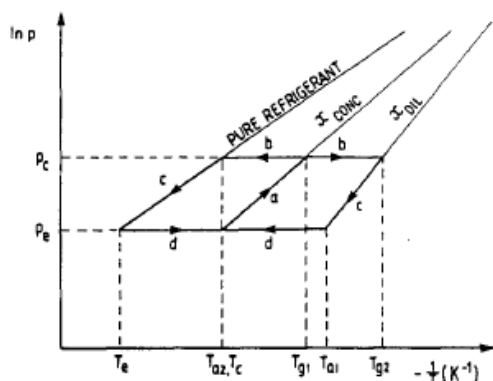
### 5.3 Case study

Θα μελετήσουμε το παραπάνω σύστημα για τις συνθήκες και το φορτίο που λάβαμε υπόψη στη περίπτωση του ηλιακού ψύκτη προσρόφησης, δηλαδή για θερμοκρασία περιβάλλοντος  $t_{amb}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$  και ψυκτικό φορτίο  $Q=500\text{ KW}$ , ενώ το ψυχρό νερό που παράγεται χρησιμοποιείται ήδη σε fan coil. Πρέπει να τονιστεί ότι η ανάλυση γίνεται σε χρόνο ενός κύκλου λειτουργίας οπότε θα υπολογιστούν ποσά ενέργειας και συνολικές μάζες ροών ρευστού στην διάρκεια αυτή, αντί για την ισχύ και την παροχή μάζας στη μονάδα του χρόνου. Για το σύστημα επιλέγουμε τις παρακάτω παραμέτρους λειτουργίας:

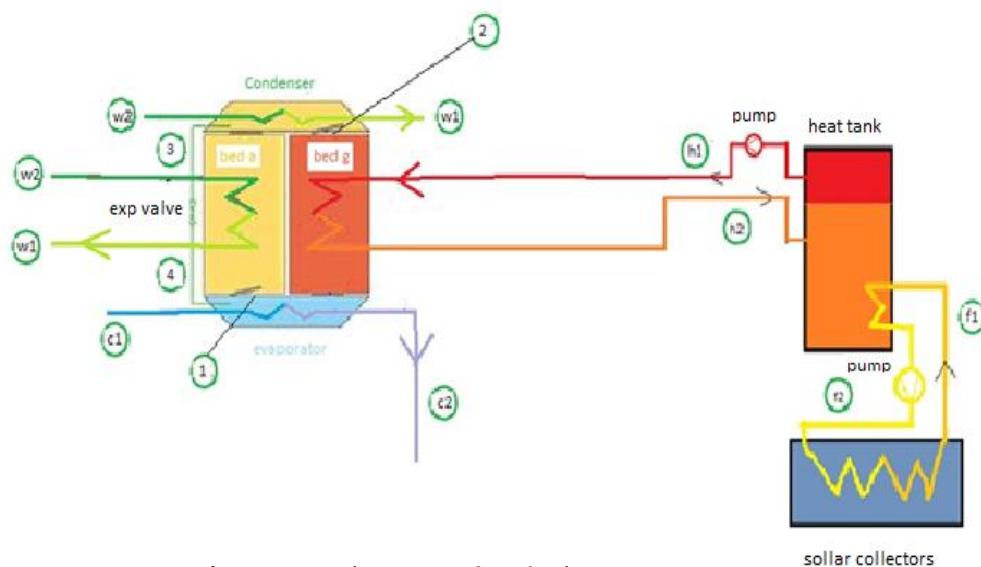
- Θερμοκρασία στο τέλος της προσρόφησης  $t_{a2}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Θερμοκρασία στο τέλος της εκρόφησης  $t_{g2}=80\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Θερμοκρασία Νερού προσαγωγής  $t_{c2}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$  στα fan coil και επιστροφής  $t_{c1}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Θερμοκρασία Εξατμιστή  $t_{ev}=8\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον πύργο ψύξης  $t_{w2}=28\text{ }^{\circ}\text{C}$  και επιστροφής σε αυτόν  $t_{w1}=33\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Θερμοκρασία Συμπυκνωτή  $t_{con}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Θερμοκρασία εισόδου του νερού στον Αναγεννητή  $t_{h1}=95\text{ }^{\circ}\text{C}$  και εξόδου από αυτήν  $t_{h2}=85\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Θερμοκρασία εισόδου διαλύματος προπολυλενογλυκόλης νερού στους συλλέκτες  $t_{f2}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$  και έξοδος από αυτούς  $t_{f1}=110\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Θερμοκρασία πλάκας συλλεκτών  $t_p=120\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Χρόνος ενός κύκλου λειτουργίας  $\tau=450\text{ s}$

#### Παραδοχές

- Ααμελείται η μάζα των υπόλοιπων τμημάτων της κάθε κλίνης εκτός από την μάζα του προσροφητικού υλικού
- Ααμελούνται οι απώλειες πίεσης σε όλα τα κυκλώματα
- Αμελούνται οι Θερμικές απώλειες σε όλα τα στοιχεία
- Για να βρούμε το έργο που καταναλώνεται στους κυκλοφορητές ανά κύκλο θα θεωρήσουμε ότι χρειαζόμαστε  $1\text{ KJ}$  έργου για κάθε κιλό του διακινούμενου υγρού.



Εικόνα 5-15. Διάγραμμα μεταβολών



Εικόνα 5-16. Το σύστημα που θα μελετήσουμε.

Σημείο	Ουσία	Θερμοκρασία T(°C)	Πίεση P(Pa)	Ειδική Ενθαλπία h (KJ/Kg)	Ειδική Εντροπία s (KJ/(kg*K))	Ειδική Εξέργεια e (KJ/Kg)
1	Νερό	8	$1.0729 \cdot 10^3$	2515.55	8.949	-275.23
2	Νερό	68.732	$5.629 \cdot 10^3$	2628.7	8.5492	-36.88
3	Νερό	35	$5.629 \cdot 10^3$	146.63	0.5051	0.07218
4	Νερό	8	$5.629 \cdot 10^3$	146.63	0.5232	-5.6114
a1	Προσορφώμενο Νερό	43.841	$1.0729 \cdot 10^3$	183.76	0.6232	0.1971
a2	Προσορφώμενο Νερό	35	$1.0729 \cdot 10^3$	146.808	0.505	0.268
g1	Προσορφώμενο Νερό	68.732	$5.629 \cdot 10^3$	287.89	0.9395	5.299
g2	Προσορφώμενο Νερό	80	$5.629 \cdot 10^3$	335.13	1.0754	9.967
w1	Νερό	33	$2 \cdot 10^5$	138.45	0.4778	0.4313
w2	Νερό	28	$2 \cdot 10^5$	117.55	0.4090	1.0856
c1	Νερό	15	$2 \cdot 10^5$	63.171	0.2244	4.5098
c2	Νερό	10	$2 \cdot 10^5$	42.215	0.151	6.5279
h1	Λερό	95	$4 \cdot 10^5$	398.32	1.2501	18.463
h2	Νερό	85	$4 \cdot 10^5$	356.28	1.1343	12.676
f1	Προπυλενογλυκόλη/Νερό	110	$4 \cdot 10^5$	318.77	0.9465	24.60
f2	Προπυλενογλυκόλη/Νερό	100	$4 \cdot 10^5$	281.82	0.8474	18.704

Από τους ενεργειακούς υπολογισμούς προκύπτουν τα εξής για το σύστημα:

Μεγάλη Συγκέντρωση	$X_{CONC}=0.13922$	Συναλλασσόμενη ενέργεια στον Εξατμιστή	$E_{chill}=225000$ KJ
Μικρή Συγκέντρωση	$X_{DIL}=0.08965$	Συναλλασσόμενη Ενέργεια στον Συμπυκνωτή	$E_{con}=235747$ KJ
Μάζα προσροφητικού υλικού στην κλίνη	$M_{sil}=1916$ kg	Συναλλασσόμενη Ενέργεια για την ψύξη της κλίνης	$E_{cool1}=104670$ KJ
Μάζα ψυκτικού Νερού	$M_{ref}= 94.98$ kg	Συναλλασσόμενη Ενέργεια για την	$E_{cool2}=289768$ KJ

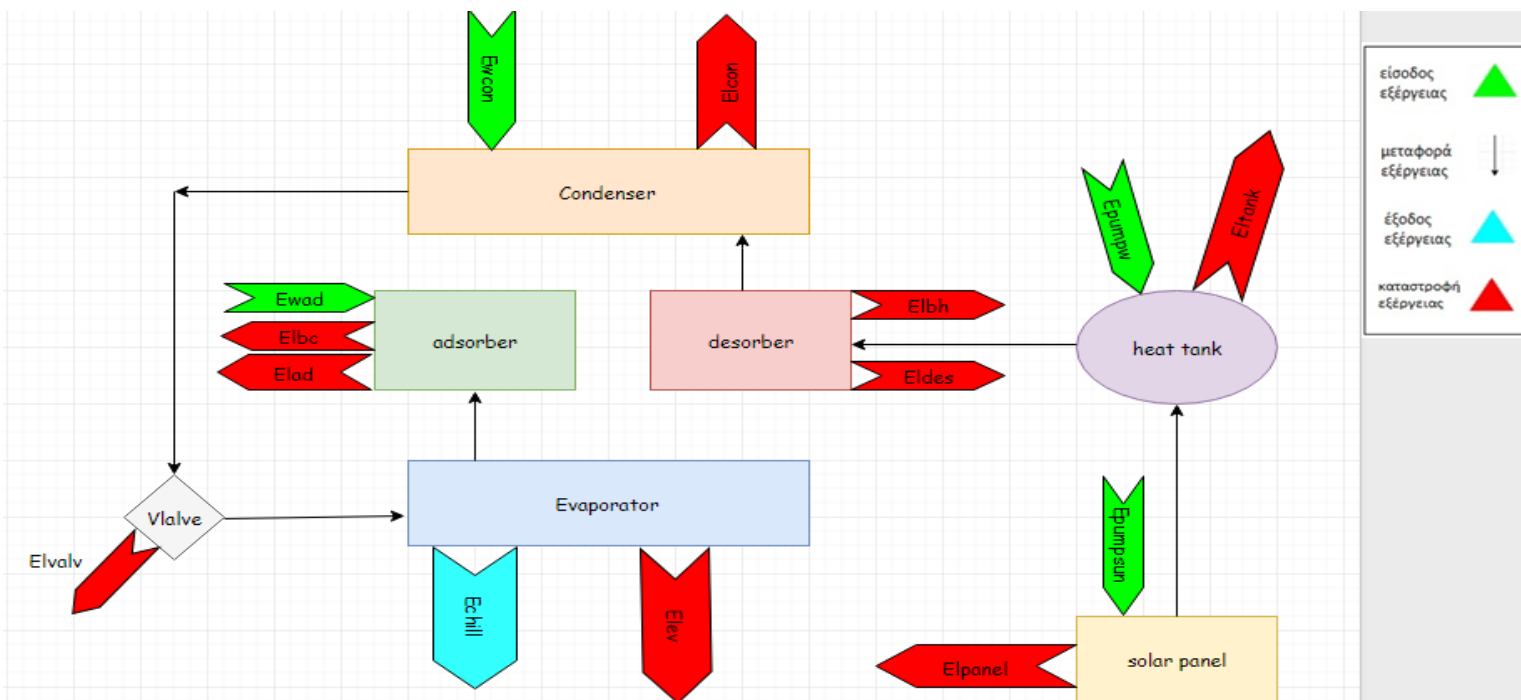
		προσρόφηση	
Μάζα Νερού για την ψύξη του συμπυκνωτή	$M_{wcon}=11281 \text{ kg}$	Συναλλασσόμενη Ενέργεια για την Θέρμανση της κλίνης	$E_{heat1}=107967 \text{ KJ}$
Μάζα Νερού για την ψύξη προσροφητή	$M_{w1}=13866 \text{ kg}$	Συναλλασσόμενη Ενέργεια για την εκρόφηση	$E_{heat2}=285983 \text{ KJ}$
Μάζα Νερού για την προσρόφηση	$M_{w2}=5008 \text{ kg}$	Έργο Κυκλοφορητή Νερού	$W_{pumpw}=9369 \text{ KJ}$
Μάζα Νερού την θέρμανση της κλίνης	$M_{h1}=6801 \text{ kg}$	Έργο Κυκλοφορητή Ηλιακών	$W_{pumpsun}=10659 \text{ KJ}$
Μάζα Νερού για την εκρόφηση	$M_{h2}=2567 \text{ kg}$	Απαιτούμενη ηλιακή ισχύς για συνεχή λειτουργία	$Q_{sun}=875.44 \text{ KW}$
Μάζα Προπυλενογλυκόλης/Νερού	$M_f=10659 \text{ kg}$		

Ο ψύκτης προσρόφησης λειτουργεί με  $COP=E_{chill}/(E_{heat1}+E_{heat2})=0.5711$

Από τους εξεργειακούς υπολογισμούς προέκυψαν τα εξής:

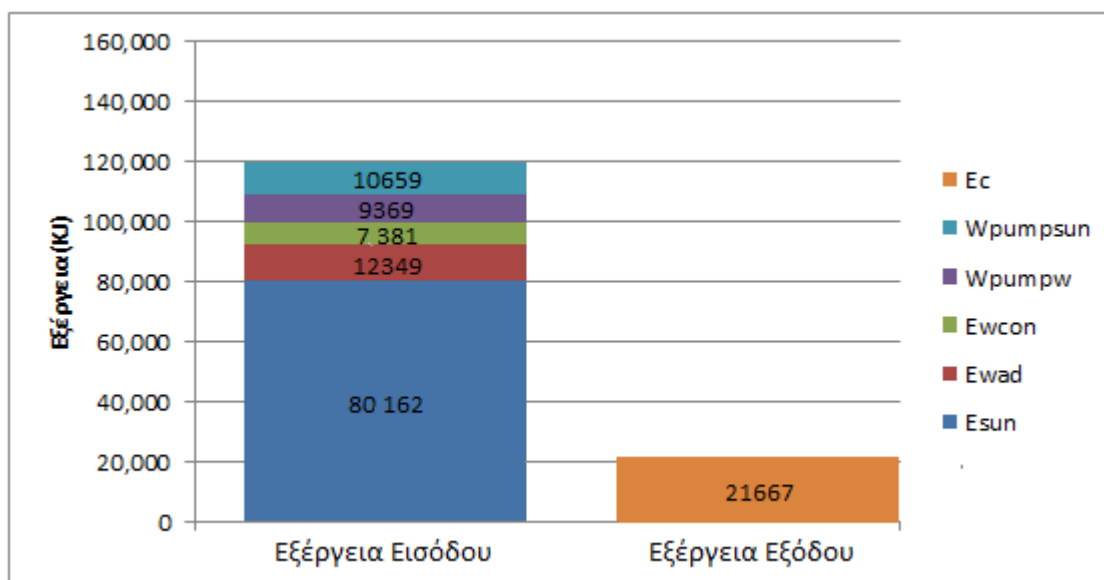
Εξέργεια Εισόδου (KJ)	Εξέργεια Εξόδου (KJ)	Απώλεια Εξέργειας (KJ)
Εξέργεια από τον Ήλιο: $E_{sun}=Q_{sun} * t * (1 - T_{amb}/T_c)=80162$	Στο νερό Ψύξης: $E_c=M_c * (e_{c2}-e_{c1})=21667$	Στο συμπυκνωτή : $E_{lcond}=3871$
Έργο Αντλίας Νερού: $E_{pumpw}=9369$		Στον εξατμιστή: $E_{lev}=3941$
Έργο Αντλίας Ηλιακών: $E_{pumpsun}=10659$		Στην βαλβίδα: $E_{lvalv}=539.8$
Ψυκτικό νερό κλίνη $E_{wad}=(M_{w1}+M_{w2}) * (e_{wab2}-e_{wab1})=12349$		Στην Ψύξη κλίνης: $E_{lbc}=4956$
Ψυκτικό νερό συμπυκνωτή <sup>1</sup> $E_{wcon}=M_{wcon} * (e_{wcon2}-e_{wab1})=7381$		Στην Προσρόφηση: $E_{lad}=4723$
		Στην Θέρμανση της Κλίνης: $E_{l_{bh}}=13517$
		Στην εκρόφηση της κλίνης: $E_{l_{des}}=20735$
		Στο δοχείο Αδράνειας: $E_{ltank}=28709$
<b>Σύνολο</b>		Στον ηλιακό συλλέκτη: $E_{lpanel}=17262$
Ηλιακή:80162 & Ηλεκτρική:20128 & Ψυκτική:19730	<b>Σύνολο</b>	<b>Σύνολο</b>
119920	21667	98253

Το διάγραμμα ροής της εξέργειας φαίνονται παρακάτω:

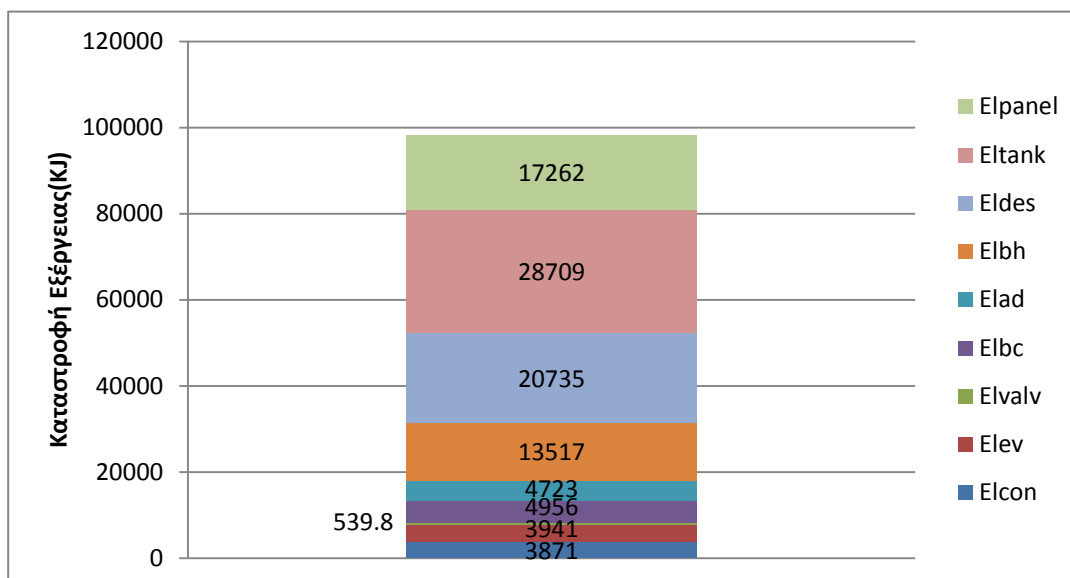


Εικόνα 5-17. Διάγραμμα ροής Εξέργειας

Οι διάφορες ροές εξέργειας φαίνονται και στα παρακάτω διαγράμματα



Εικόνα 5-18. Διάγραμμα εισοδου και εξόδου εξέργειας



Εικόνα 5-19. Διάγραμμα καταστροφής εξέργειας στα επιμέρους τμήματα του συστήματος.

Τέλος θα υπολογιστεί ο εξεργειακός βαθμός της εγκατάστασης στον οποίο πάλι δεν λαμβάνονται υπόψη οι εισοδοί εξέργειας που αφορούν το νερό από τον πύργο ψύξης.

$$\eta_{ex} = E_c / (W_{\text{pump1}} + W_{\text{pumpw}} + W_{\text{pumpsun}} + E_{\text{sun}}) = 0.2162$$

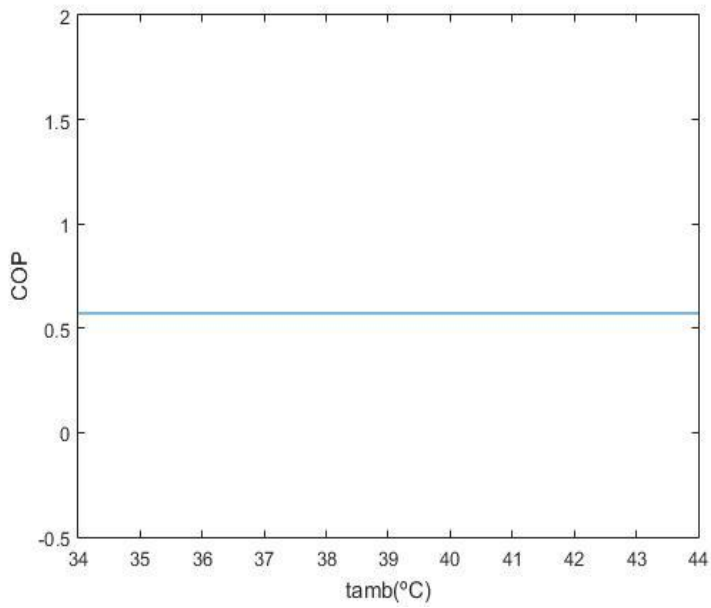
Στη συνέχεια θα εξετάσουμε πως μπορούμε να βελτιώσουμε το σύστημα ενεργειακά και εξεργειακά.

## 5.4 Ανάλυση Ευαισθησίας

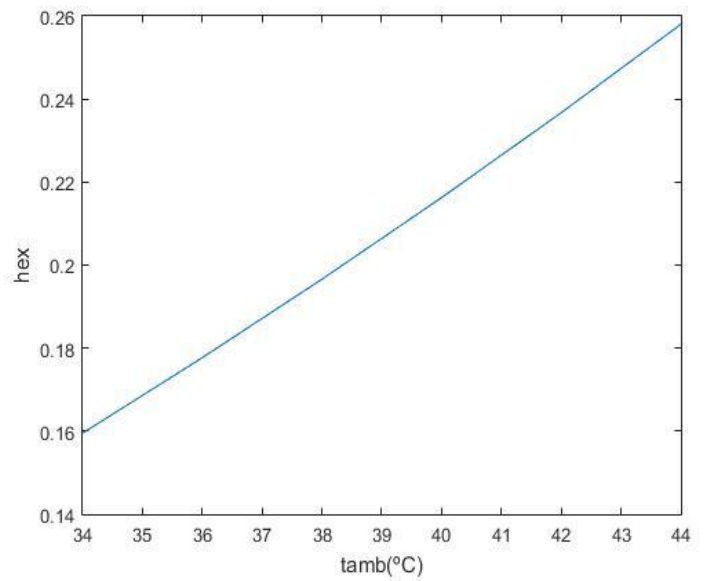
### a) Επίδραση Θερμοκρασίας Περιβάλλοντος ( $T_{\text{amb}}$ )

Δεδομένου ότι στην θερμοκρασία περιβάλλοντος έχουμε θέσει το σημείο αναφοράς για τον υπολογισμό της εξέργειας καθώς και της εξέργειας εισόδου από τον ήλιο  $E_{\text{sun}}$ , άρα η μεταβολή της θα επηρεάσει τους εξεργειακούς υπολογισμούς.

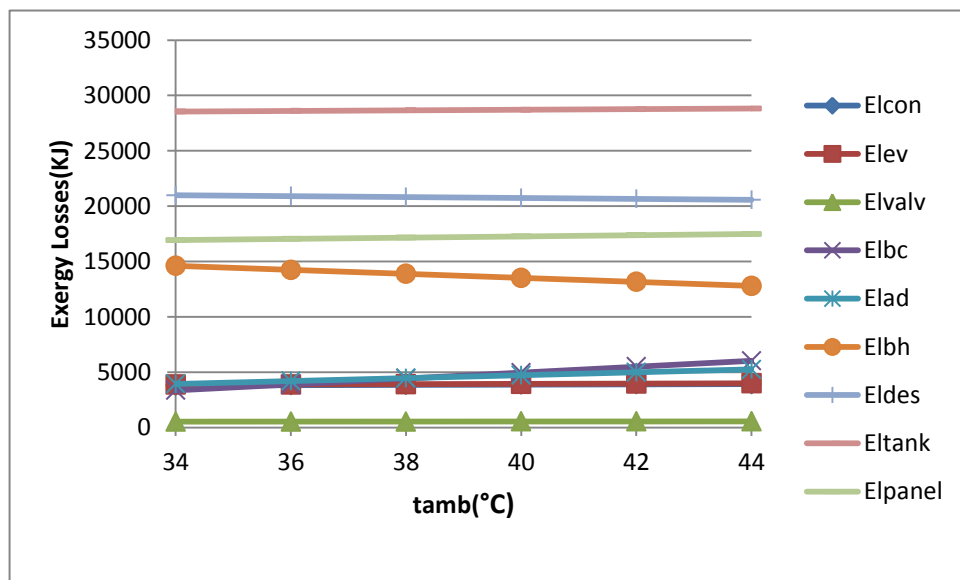




**Εικόνα 5-20.** Μεταβολή του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.



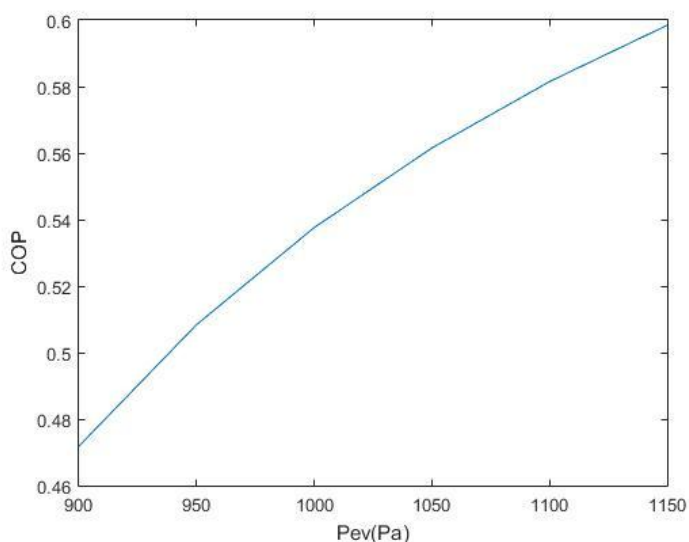
**Εικόνα 5-21.** Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.



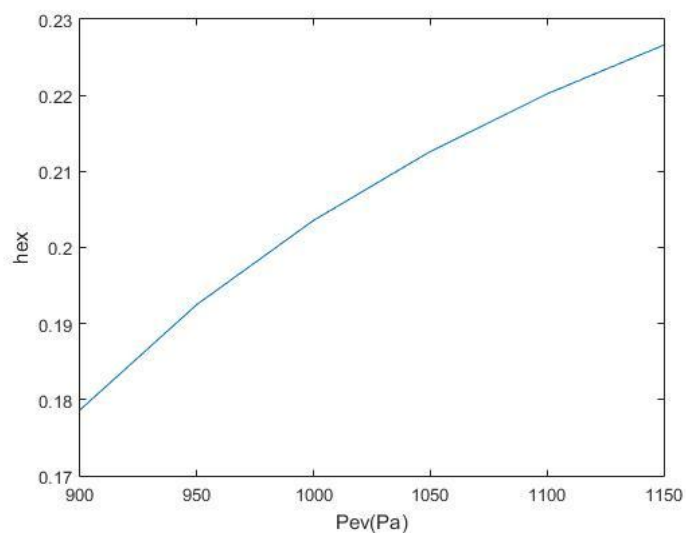
**Εικόνα 5-22.** Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα τμήματα του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

### β) Επίδραση Πίεσης Εξατμιστή ( $P_{ev}$ )

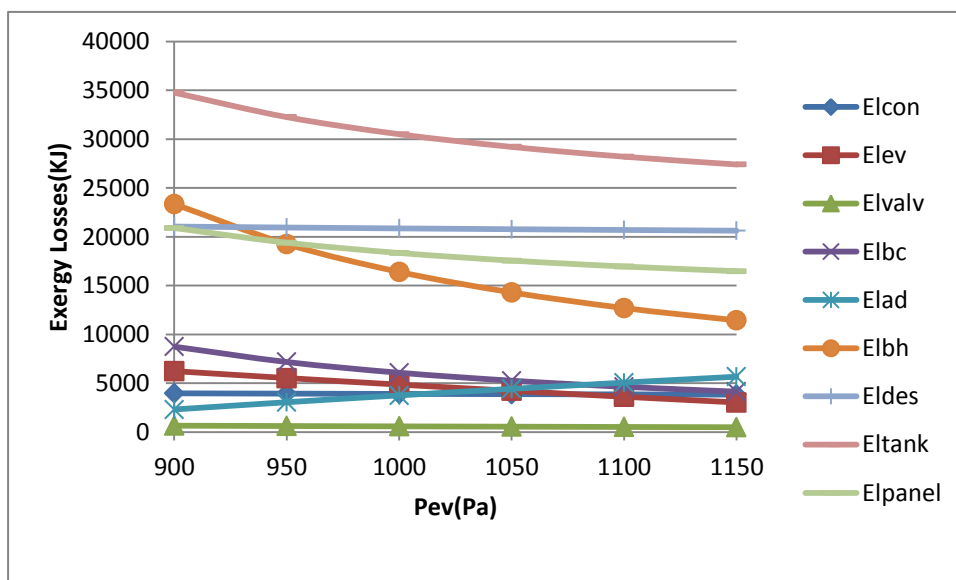
Η πίεση του εξατμιστή δηλαδή της χαμηλής πίεσης του κύκλου έχει ένα άνω όριο. Αυτό συμβαίνει γιατί επηρεάζει την θερμοκρασία του εξατμιστή ή οποία πρέπει να είναι αρκετά χαμηλή έτσι ώστε να παράγει ψυκτικό νερό επιθυμητής θερμοκρασίας.



Εικόνα 5-23. Μεταβολή του COP συναρτήσει της πίεσης του εξατμιστή.



Εικόνα 5-24. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης του εξατμιστή.

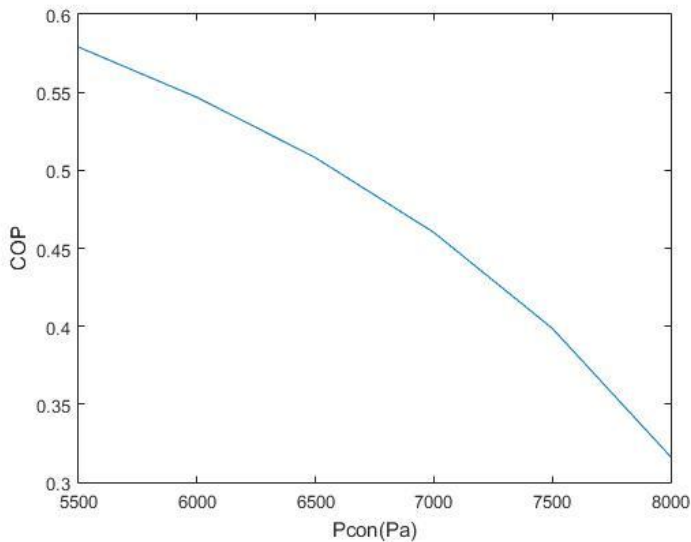


Εικόνα 5-25. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα τμήματα του συστήματος συναρτήσει της πίεσης του εξατμιστή.

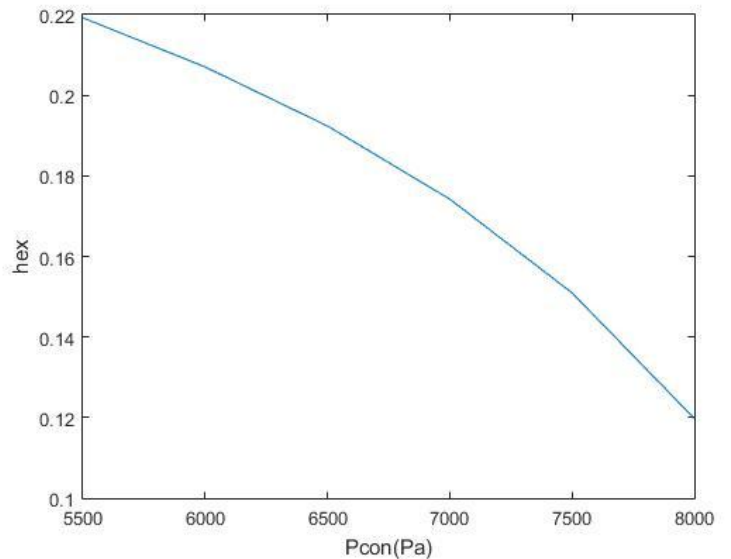
Βλέπουμε ότι όσο υψηλότερη είναι η πίεση του εξατμιστή δηλαδή η χαμηλή πίεση του κύκλου, τόσο πιο αποδοτικά λειτουργεί το σύστημα.

### γ) Επίδραση Πίεσης Συμπυκνωτή ( $P_{con}$ )

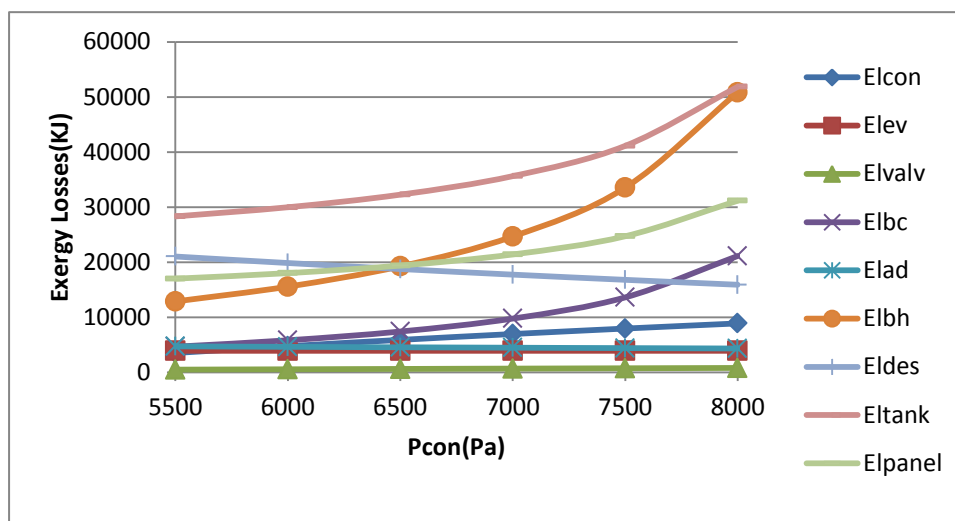
Η πίεση του συμπυκνωτή ταυτίζεται με την μεγάλη πίεση του κύκλου, άρα ισούνται και με την πίεση του αναγεννητή.



Εικόνα 5-26. Μεταβολή του COP συναρτήσει της πίεσης του συμπυκνωτή.



Εικόνα 5-27. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης του συμπυκνωτή.

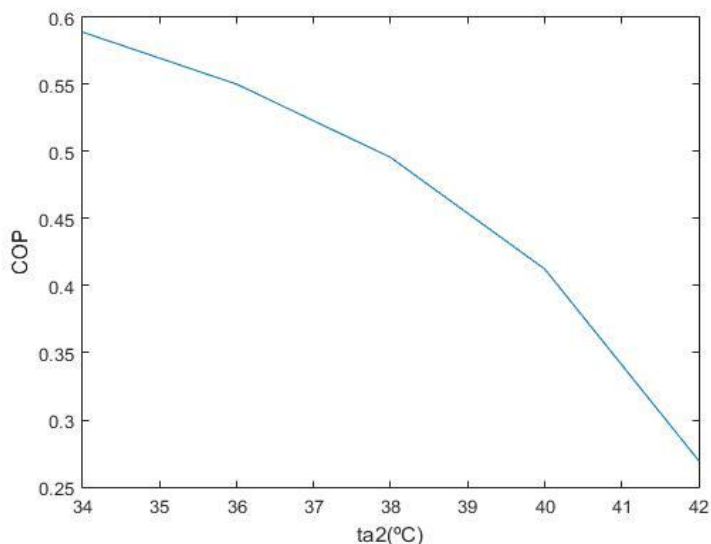


Εικόνα 5-28. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα τμήματα του συστήματος συναρτήσει της πίεσης του εξατμιστή.

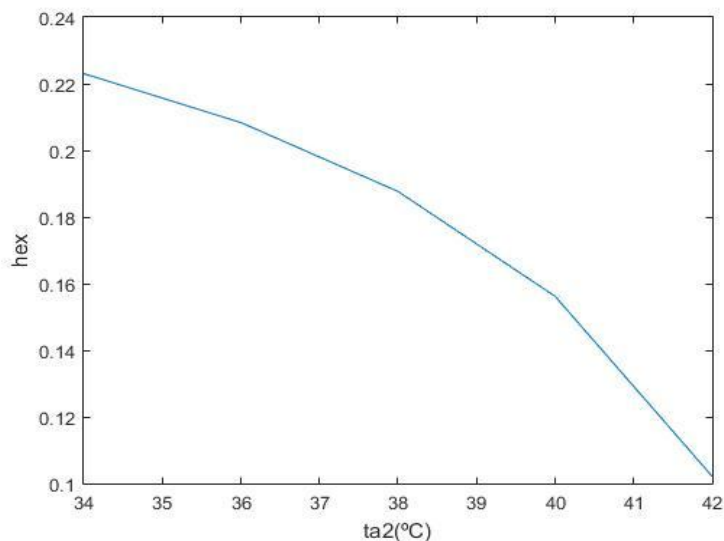
Παρατηρούμε ότι όσο χαμηλότερη είναι η πίεση του συμπυκνωτή τόσο πιο αποδοτικά λειτουργεί το σύστημα. Παρόλα αυτά υπάρχει ένα κάτω όριο στην πίεση αυτή καθώς όσο μειώνεται αυτή τόσο μειώνεται και θερμοκρασία συμπύκνωσης, ή οποία όμως δεν μπορεί να είναι χαμηλότερη από την θερμοκρασία του νερού που παράγουμε στον πύργο ψύξης.

### δ) Επίδραση θερμοκρασίας στο τέλος της προσρόφησης ( $t_{a2}$ )

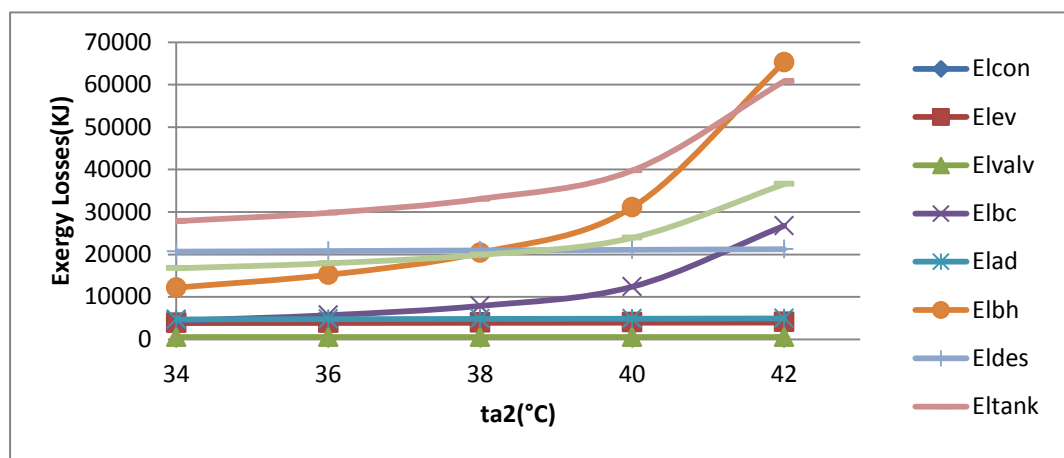
Η θερμοκρασία  $t_{a2}$  είναι πάντα μεγαλύτερη από την θερμοκρασία του ψυκτικού νερού από τον πύργο ψύξης.



Εικόνα 5-29. Μεταβολή του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας προσρόφησης.



Εικόνα 5-30. Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας προσρόφησης.

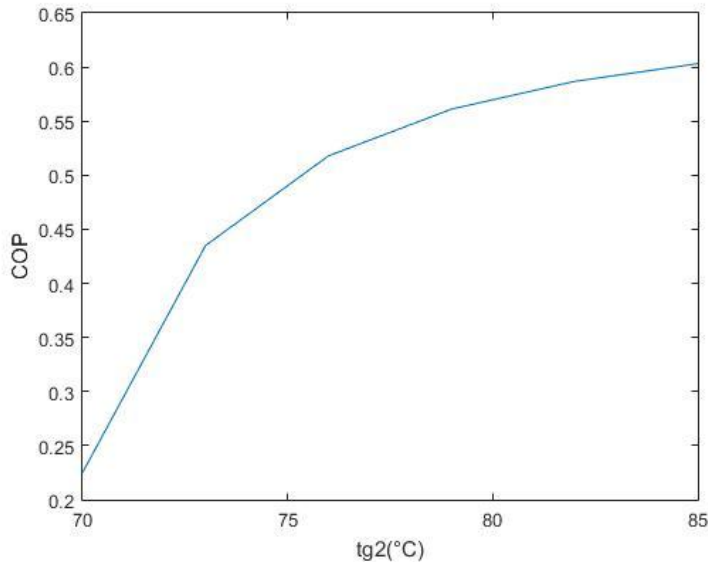


Εικόνα 5-31. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα τμήματα του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας προσρόφησης.

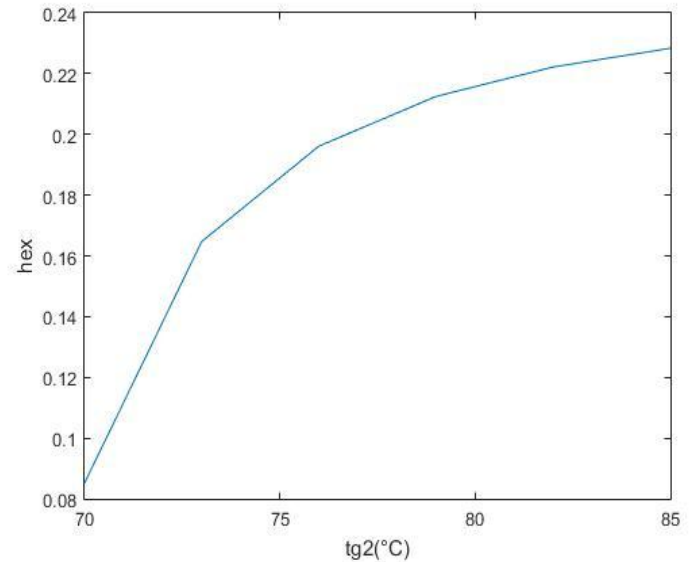
Παρατηρούμε ότι όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία στο τέλος της προσρόφησης τόσο μικρότερη είναι η απόδοση του συστήματος. Αυτό συμβαίνει γιατί όσο αυξάνεται η  $t_{a2}$  τόσο μικρότερη γίνεται η υψηλή συγκέντρωση ( $X_{CONC}$ ) του προσροφώμενου νερού στο silica gel άρα τόσο μικρότερη είναι διαφορά  $X_{CONC}-X_{DIL}$  άρα μειώνεται η ποσότητα του εργαζόμενου νερού ατμού που παράγει την ψυκτική ισχύ δεδομένου ότι  $M_{ref}=M_{sil}*(X_{CONC}-X_{DIL})$ . Παρόλα αυτά βλέπουμε ότι μειώνοντας την θερμοκρασία φτάνουμε σε τιμές όπου η μεταβολή της επηρεάζει ανεπαίσθητα το σύστημα.

### ε) Επίδραση θερμοκρασίας στο τέλος της εκρόφησης ( $t_{g2}$ )

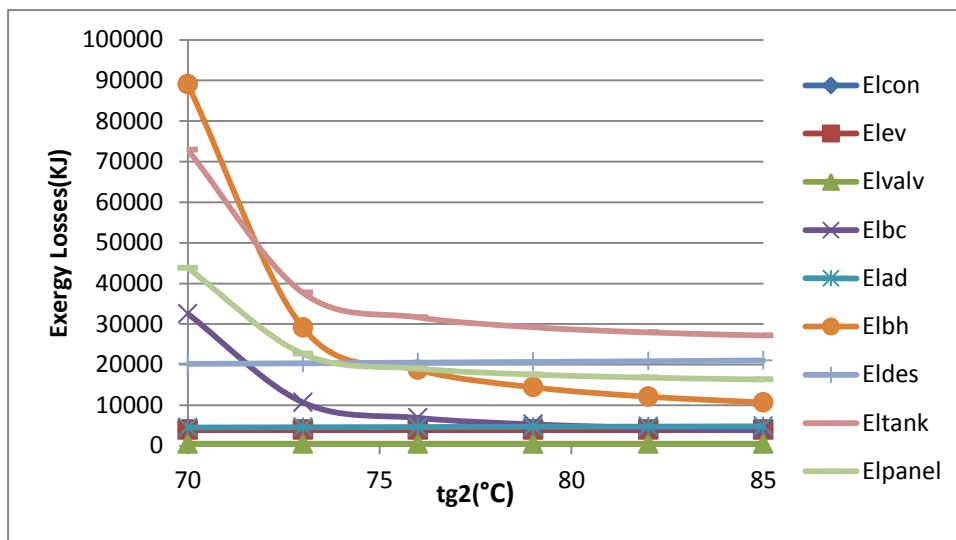
Η θερμοκρασία στο τέλος της εκρόφησης έχει σαν άνω όριο την θερμοκρασία του ζεστού νερού από το δοχείο αδράνειας.



Εικόνα 5-32. Μεταβολή του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας εκρόφησης.



Εικόνα 5-33. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα τμήματα του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας εκρόφησης.



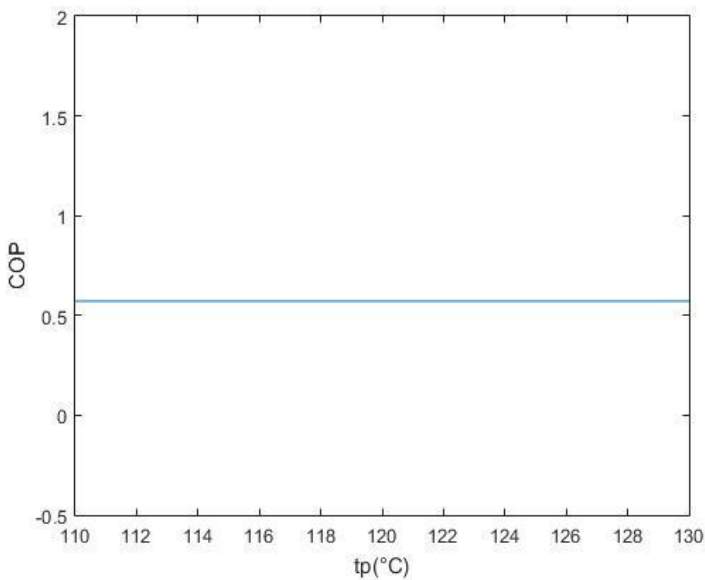
Εικόνα 5-34. Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα τμήματα του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας εκρόφησης.

Παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται η  $t_{g2}$  τόσο βελτιώνεται η απόδοση του συστήματος ενεργειακά και εξεργειακά για τον ίδιο λόγο που βελτιώνεται με την μείωση της  $t_{a2}$ . Επίσης παρατηρούμε ότι

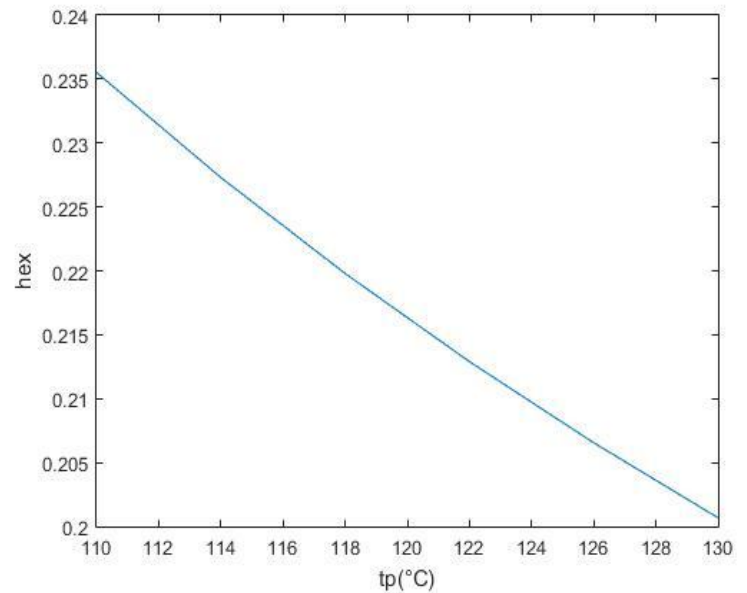
αυξάνοντας την θερμοκρασία, φτάνουμε σε ένα σημείο όπου οι βαθμοί απόδοσης αυξάνονται ελάχιστα.

### ε) Επίδραση θερμοκρασίας συλλέκτη ( $t_p$ )

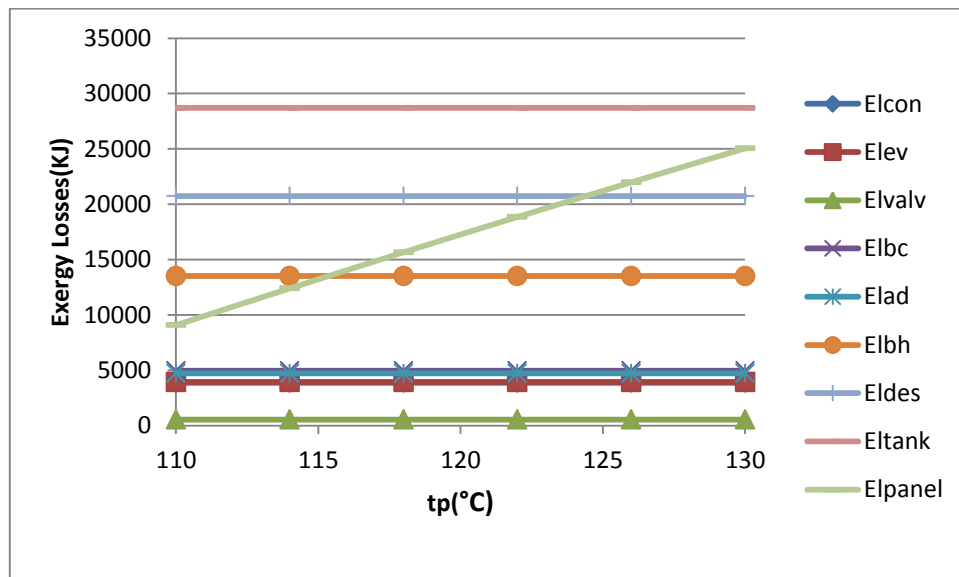
Η θερμοκρασία του συλλέκτη είναι η μεγαλύτερη θερμοκρασία του συστήματος.



**Εικόνα 5-35.** Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα τμήματα του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας συλλεκτών.



**Εικόνα 5-36.** Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα τμήματα του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας προσρόφησης.



**Εικόνα 5-37.** Μεταβολή της καταστροφής εξέργειας στα διάφορα τμήματα του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας εκρόφησης.

Παρατηρούμε ότι η αύξηση της θερμοκρασίας του συλλέκτη μειώνει τον βαθμό απόδοσης γιατί αυξάνεται η εξέργεια εισόδου στο σύστημα από τον ήλιο, ενώ η εξέργεια εξόδου παραμένει σταθερή. Επίσης όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία συλλέκτη τόσο μεγαλύτερες ενεργειακές απώλειες έχουν οι συλλέκτες στην πραγματικότητα, παρόλο που δεν λαμβάνονται υπόψη στην παρούσα εργασία. Επίσης όντας η μεγαλύτερη θερμοκρασία του κύκλου καθορίζει την θερμοκρασία μετά την εκρόφηση  $t_{g2}$ , η οποία επηρεάζει έντονα τις αποδόσεις του, πράγμα που σε αυτή την περίπτωση σημαίνει ότι επιθυμούμε την αύξηση της. **Το σύστημα βελτιστοποιείται στην ελάχιστη θερμοκρασία  $t_p$ , η οποία δίνει θερμοκρασία  $t_{g2}$  σε περιοχή όπου η αύξηση της (άρα και η αύξηση της  $t_c$ ) δεν βελτιώνει αισθητά το σύστημα.**

#### στ) Επίδραση Θερμοκρασίας Νερού στην Κλίνη Εκρόφησης ( $T_h$ )

Το κύκλωμα του νερού χρησιμοποιείται για την μεταφορά ισχύος στην κλίνη. Η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του νερού θέρμανσης της κλίνης δεν επηρεάζει κάπως τον εξεργειακό και ενεργειακό βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης. Πέρα από αυτό θα πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την θερμοκρασία της κλίνης στο τέλος της εκρόφησης ( $t_{g2}$ ), προκειμένου να επιτυγχάνεται η πρόσδοση ισχύος σε αυτήν. Επίσης πρέπει να ληφθεί υπόψη και στη διαστασιολόγηση του εναλλάκτη του δοχείου αδρανείας.

#### ζ) Επίδραση Θερμοκρασίας Υγρού Συλλεκτών ( $T_f$ )

Το κύκλωμα του υγρού των συλλεκτών χρησιμοποιείται για την μεταφορά της ηλιακής ισχύος στο δοχείο αδρανείας. Η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του διαλύματος προπυλενογλυκόλης δεν επηρεάζει τον ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος. Προφανώς οι θερμοκρασίες αυτές θα πρέπει να είναι μεγαλύτερες από την θερμοκρασία νερού του δοχείου αδρανείας προκειμένου να επιτυγχάνεται η μεταφορά της ισχύος σε αυτό. Τέλος οι θερμοκρασίες αυτές επηρεάζουν την διαστασιολόγηση του εναλλάκτη στο δοχείο καθώς και τις κατασκευαστικές παραμέτρους των ηλιακών συλλεκτών.

#### η) Επίδραση Θερμοκρασίας Νερού Πύργου Ψύξης ( $T_w$ )

Οι θερμοκρασίες του νερού από τον πύργο ψύξης παρόλο που καθορίζουν τις εξέργειες εισόδου στον απορροφητή και την ψυχόμενη κλίνη, εν τέλει δεν επηρεάζουν άμεσα ούτε τον ενεργειακό ούτε τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος. Παρόλα αυτά είναι ένα από τις πιο σημαντικές παραμέτρους για την ανάλυση που κάνουμε καθώς καθορίζουν το πόσο χαμηλά

μπορούμε να ρίξουμε την πίεση του συμπυκνωτή και την θερμοκρασία  $t_{a2}$  οι οποίες πράγμα που βελτιώνει σε μεγάλο βαθμό τον ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης της κατασκευής. Επίσης οι θερμοκρασίες αυτές λαμβάνονται υπόψη στην διαστασιολόγηση του πύργου ψύξης.

## 5.5 Δυνατότητες βέλτιωσης

Βάσει των παραπάνω μπορούμε να προτείνουμε τις εξής αλλαγές στο σύστημα για να αυξήσουμε την παραγόμενη ψυκτική ισχύ για μια δεδομένη επιφάνεια συλλεκτών:

- **Ελαχιστοποίηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού νερού από τον πύργο ψύξης με ταυτόχρονη ελαχιστοποίηση της πίεσης του συμπυκνωτή και της θερμοκρασίας στο τέλος της προσρόφησης.** Όσο χαμηλότερη είναι η μεγάλη πίεση του κύκλου και η  $t_{a2}$  τόσο πιο αποδοτικά λειτουργεί το σύστημα. Όπως ειπώθηκε παραπάνω όμως κάτω όριο στην πίεση αυτή βάζει η θερμοκρασία του νερού από τον πύργο ψύξης, η οποία πρέπει επίσης να ελαχιστοποιηθεί.
- **Μεγιστοποίηση της πίεσης του Εξατμιστή.** Μεγιστοποιώντας την χαμηλή πίεση όσο το δυνατόν μπορούμε βελτιώνουμε την απόδοση του συστήματος.
- **Επιλογή της βέλτιστης θερμοκρασίας συλλεκτών.** Αυτό επιτυγχάνεται με εφαρμογή συστήματος ρύθμισης της παροχής στο κύκλωμα υγρού του και με επιλογή του κατάλληλου εναλλάκτη σερπατίνα στο Δοχείο Αδράνειας προκειμένου να επιτυγχάνεται η μεταφορά της ηλιακής ισχύος.
- **Επιλογή εναλλάκτη του συμπυκνωτή και εξατμιστή μεγαλύτερης επιφάνειας.** Αυτό δίνει την δυνατότητα λειτουργίας των εναλλακτών σε μικρότερες θερμοκρασιακές διαφορές, δηλαδή δυνατότητα για μεγαλύτερη θερμοκρασία (και πίεση) του Εξατμιστή και για μικρότερη θερμοκρασία (και πίεση) Συμπυκνωτή.



# 6

## ΕΠΙΛΟΓΟΣ

### 6.1 Συμπεράσματα για την συνεργασία ηλιακών και αντλίας θερμότητας.

- Η συνεργασία της θερμικής μηχανής με τους ηλιακούς συλλέκτες είναι πολύ εύκολα πραγματοποιήσιμη. Αυτό συμβαίνει γιατί η λειτουργία της αντλίας θερμότητας δεν επηρεάζεται καθόλου από την λειτουργία των συλλεκτών ούτε υπάρχει απαίτηση ηλιακή ισχύος για την λειτουργία της. Ουσιαστικά τα ηλιακά συνεργάζονται με την αντλία θερμότητας όπως θα συνεργαζόταν με οποιοδήποτε άλλο σύστημα θέρμανσης.
- Δεν υπάρχει λόγος για μεγαλύτερες θερμοκρασίες από αυτές που παρέχουν οι απλοί επίπεδοι συλλέκτες και μάλιστα μπορούμε να πετύχουμε την συνεργασία με σχετικά μικρές θερμοκρασίες οπότε υπάρχει δυνατότητα ελαχιστοποίησης της θερμοκρασίας των συλλεκτών, άρα και των απωλειών τους.
- Πρόβλημα παραμένει το ότι δεν μπορεί να υπάρχει συνεργασία όταν η αντλία θερμότητας χρησιμοποιείται για ψύξη.

### 6.2 Συμπεράσματα για την συνεργασία ηλιακών και ψύκτη απορρόφησης

- Χρειαζόμαστε οπωσδήποτε συλλέκτες κενού για να αναπτύξουμε τις θερμοκρασίες που χρειάζεται ο αναγεννητής.
- Εάν θέλουμε να παράξουμε ψυκτικό νερό χαμηλής θερμοκρασίας χρειαζόμαστε πύργο ψύξης προκειμένου να ψύξουμε τον απορροφητή.
- Όσο χαμηλότερη είναι η θερμοκρασία της πηγής του ψυκτικού νερού για τον απορροφητή και τον συμπυκνωτή, τόσο χαμηλότερη μπορεί να είναι και η θερμοκρασία των συλλεκτών άρα και οι απώλειες τους.
- Έχουμε χαμηλό COP και παράλληλα λαμβάνοντας υπόψη και την ισχύ που δεσμεύει ένα τετραγωνικό μέτρο επιφάνειας συλλέκτη χρειαζόμαστε σχετικά μεγάλες επιφάνειες συλλεκτών πράγμα που δεν είναι πάντα εφικτό οικονομικά αλλά και από άποψη χώρου σε κάποιες περιπτώσεις.

- Αυτό που είναι εφικτό όμως είναι η υποβοήθηση ενός ψύκτη προσρόφησης που λειτουργεί με κάποια άλλη πηγή ενέργειας (π.χ καύσιμο) με σκοπό την μείωση της κατανάλωσης της ενέργειας από την κύρια πηγή. Ουσιαστικά με αυτόν τον τρόπο εξασφαλίζεται και η δυνατότητας αυτονομίας του ψύκτη απορρόφησης σε περίπτωση που η προσφερόμενη ηλιακή ισχύς είναι πολύ μικρή ή ακόμα και μηδενική (βραδινές ώρες).

### **6.3 Συμπεράσματα για την συνεργασία ηλιακών και ψύκτη προσρόφησης.**

- Χαμηλότερη απόδοση από τον ψύκτη απορρόφησης στις ίδιες συνθήκες.
- Η ιδανική θερμοκρασία στο τέλος της εκρόφησης, μπορεί να αναπτυχθεί πιο εύκολα σε συλλέκτες κενού, αλλά αν έχουμε αρκετά μεγάλες επιφάνειες συναλλαγής μπορεί να αναπτυχθεί και σε απλούς επίπεδους συλλέκτες.
- Υπάρχει δυνατότητα λειτουργίας χωρίς πύργο ψύξης αλλά με μικρότερη απόδοση
- Όπως ειπώθηκε και για το σύστημα με τον ψύκτη απορρόφησης έτσι και εδώ θα πούμε ότι πρακτικά αυτό που είναι πιο εύκολα εφικτό είναι η υποβοήθηση ενός ψύκτη προσρόφησης ο οποίος χρησιμοποιεί και μια κύρια πηγή θερμότητας.

# 7

## BIBLIOΓΡΑΦΙΑ

1. Lukas Gasser, Beat Wellig, Karl Hilfiker. WEXA: Exergy analysis for increasing the efficiency of air/water heat pumps, Lucerne University of Applied Sciences and Arts –Engineering & Architecture (HSLU - T&A), Forschungsprogramm UAW,2008.
2. Michal Pavelka, Václav Klika, Petr Vágner, František Maršík. Generalization of exergy analysis, *Applied Energy* 137 (2015) 158–172, 2014.
3. Rongling Li, Ryoza Ook, Masanori Shukuya, Theoretical analysis on ground source heat pump and air source heatpump systems by the concepts of cool and warm exergy, *Energy and Buildings* 75 (2014) 447–455.
4. F. Suleman, I. Dincer, M. Agelin-Chaab. Energy and exergy analyses of an integrated solar heat pump system, *Applied Thermal Engineering* 73 (2014) 559-566
5. Yingbai Xie, Zhichao Wang, Kuikui Cui, Xuedong Zhang. The Exergy Analysis Of Gas Cooler In CO<sub>2</sub> Heat Pump System, *Procedia Environmental Sciences* 11 (2011) 1555 – 1560
6. Abdul Khaliq, Basant K. Agrawal, Rajesh Kumar. First and second law investigation of waste heat based combined power and ejector-absorption refrigeration cycle, *international journal of refrigeration* 35 (2012) 88-97
7. Van Lier JJC,Woudstra N (2005) *Thermodynamics for energy systems*. Delft University Press, Delft
8. Zamfirescu C, Dincer I (2009) How much exergy one can obtain from incident solar radiation. *J Appl Phys* 105:044991-1–044991-5
9. Gutiérrez-Urueta, G.; Huicochea, A.; Rodríguez-Aumente, P.; Rivera, W. Energy and exergy analysis of water-LiBr absorption systems with adiabatic absorber for heating and cooling. *Energy Procedia* 2014, 57, 2676–2685.
10. 3. Gutiérrez-Urueta, G.; Rodríguez, P.; Venegas, M.; Ziegler, F.; Rodríguez-Hidalgo, M.C. Experimental performance of a LiBr-water absorption facility equipped with adiabatic absorber. *Int. J. Refrig.* 2011, 34, 1749–1759.
11. Eisa, M.A.R.; Holland, F.A. A study of the operating parameters in a water-lithium bromide absorption cooler. *Int. J. Energy Res.* 1986, 10, 137–144.
12. Eisa, M.A.R.; Diggory, P.J.; Holland, F.A. Experimental studies to determine the effect of differences in absorber and condenser temperatures on the performance of water lithium bromide absorption cooler.
13. Salem M. Osta-Omar \* and Christopher Micallef. Mathematical Model of a Lithium-Bromide/Water Absorption Refrigeration System Equipped with an Adiabatic Absorber. *Computation* 2016, 4, 44
14. Salem M. Osta-Omar \* and Christopher Micallef. Determination of Concentration of the Aqueous Lithium–Bromide Solution in a Vapour Absorption Refrigeration System by Measurement of Electrical Conductivity and Temperature.
15. Brunauer, S. 1945. *The adsorption of gases and vapors*, vol. Princeton, NJ: Princeton University Press.
16. Chihara, K., and M. Suzuki. 1983. Air drying by pressure swing adsorption. *J. Chem. Eng. Japan* 16(4): 293-298.
17. Takahiko Miyazaki, Atsushi Akisawa. The influence of heat exchanger parameters on the optimum cycle time of adsorption chillers. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 2708–2717

# Παράρτημα

## I. Κώδικας υπολογισμού του συστήματος αντλίας θερμότητας-ηλιακών συλλεκτών

```

addpath('C:\Users\Stoch\Desktop\main')

%Inputs
Q=12;
%Ambient
tamb=10;
Pamb=101325;

%Evaporator
tev=-10;
tairin=tamb
tairout=tairin-5
%Condenser
tcon=75;
tw1=70
tw2=60
%Panel
Qsun=1;
tf1=70
tf2=60
tc=80
%Compressor
Ref='R134a';
nis=0.8;
%Heating
th1=65
th2=50

%Calculation
Qc=Q-Qsun;
Tamb=tamb(i)+273.15;
Tev=tev+273.15;
Tcon=tcon+273.15;
Pev=CoolProp.PropsSI('P','T',Tev,'Q',1,Ref);
Pcon=CoolProp.PropsSI('P','T',Tcon,'Q',0,Ref);

T1=Tev
P1=Pev;
h1=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',1,Ref);
s1=CoolProp.PropsSI('S','T',T1,'Q',1,Ref);

```

```

T3=Tcon
P3=Pcon;
h3=CoolProp.PropsSI('H','T',T3,'Q',0,Ref);
s3=CoolProp.PropsSI('S','T',T3,'Q',0,Ref);

P2=P3;
s2is=s1;
h2is=CoolProp.PropsSI('H','S',s2is,'P',P2,Ref);
h2=(h2is-h1)/nis+h1;
T2=CoolProp.PropsSI('T','H',h2,'P',P2,Ref);
s2=CoolProp.PropsSI('S','H',h2,'P',P2,Ref);

P4=P1;
T4=T1;
h4=h3;
s4=CoolProp.PropsSI('S','H',h4,'P',P4,Ref);

mref=Qc*1000/(h2-h3);

W=mref*(h2-h1)*10^-3;
COP=Qc/W;
Qev=Qc-W;

ha=CoolProp.PropsSI('H','P',Pamb,'T',Tamb,Ref);
sa=CoolProp.PropsSI('S','P',Pamb,'T',Tamb,Ref);

e1=h1-ha-Tamb*(s1-sa);
e2=h2-ha-Tamb*(s2-sa);
e3=h3-ha-Tamb*(s3-sa);
e4=h4-ha-Tamb*(s4-sa);

%Compressor
Elcomp=W*10^3+mref*(e1-e2)
%Valve
Elvalve=mref*(e3-e4)
%Evaporator

Tairin=tairin+273.15;
Tairout=tairout+273.15;
haair=CoolProp.PropsSI('H','P',Pamb,'T',Tamb,'Air.mix');
saair=CoolProp.PropsSI('S','P',Pamb,'T',Tamb,'Air.mix');
hairin=CoolProp.PropsSI('H','P',Pamb,'T',Tairin,'Air.mix');
sairin=CoolProp.PropsSI('S','P',Pamb,'T',Tairin,'Air.mix');
hairout=CoolProp.PropsSI('H','P',Pamb,'T',Tairout,'Air.mix');
sairout=CoolProp.PropsSI('S','P',Pamb,'T',Tairout,'Air.mix');
mair=(Qev*10^3)/(hairin-hairout);
Wfan=mair*250
eairin=hairin-haair-Tamb*(sairin-saair);
eairout=hairout-haair-Tamb*(sairout-saair);

Elev=Wfan+mref*(e4-e1)+mair*(eairin-eairout)

```

```

Eair=mair*(eairout-eairin)

%Condenser

Th1=th1+273.15;
Tw1=tw1+273.15;
Tw2=tw2+273.15;
Pw=2*10^5;

hawater=CoolProp.PropsSI('H','P',Pamb,'T',Tamb,'Water');
sawater=CoolProp.PropsSI('S','P',Pamb,'T',Tamb,'Water');
hw1=CoolProp.PropsSI('H','P',Pw,'T',Tw1,'Water');
sw1=CoolProp.PropsSI('S','P',Pw,'T',Tw1,'Water');
hw2=CoolProp.PropsSI('H','P',Pw,'T',Tw2,'Water');
sw2=CoolProp.PropsSI('S','P',Pw,'T',Tw2,'Water');

ew1=hw1-hawater-Tamb*(sw1-sawater);
ew2=hw2-hawater-Tamb*(sw2-sawater);

mw=(Qc*10^3)/(hw1-hw2);
Wpump=mw*1000
Elcond=Wpump+mref*(e2-e3)+mw*(ew2-ew1)

%Solar Panel
Tf1=tf1+273.15;
Tf2=tf2+273.15;
hf1=CoolProp.PropsSI('H','T',Tf1,'P',2*10^5,'INCOMP::MPG-60%');
hf2=CoolProp.PropsSI('H','T',Tf2,'P',2*10^5,'INCOMP::MPG-60%');
sf1=CoolProp.PropsSI('S','T',Tf1,'P',2*10^5,'INCOMP::MPG-60%');
sf2=CoolProp.PropsSI('S','T',Tf2,'P',2*10^5,'INCOMP::MPG-60%');
hfa=CoolProp.PropsSI('H','T',Tamb,'P',Pamb,'INCOMP::MPG-60%');
sfa=CoolProp.PropsSI('S','T',Tamb,'P',Pamb,'INCOMP::MPG-60%');
ef1=hf1-hfa-Tamb*(sf1-sfa);
ef2=hf2-hfa-Tamb*(sf2-sfa);
mf=(Qsun*1000)/(hf1-hf2);
Wpumpsun=mf*1000
Tc=tc+273.15;
Elpanel=Wpumpsun+mf*(ef2-ef1)+Qsun*1000*(1-Tamb/Tc)

%Heat Tank
Th2=Th1-15;
hh1=CoolProp.PropsSI('H','P',Pw,'T',Th1,'Water');
sh1=CoolProp.PropsSI('S','P',Pw,'T',Th1,'Water');
hh2=CoolProp.PropsSI('H','P',Pw,'T',Th2,'Water');
sh2=CoolProp.PropsSI('S','P',Pw,'T',Th2,'Water');
eh1=hh1-hawater-Tamb*(sh1-sawater);
eh2=hh2-hawater-Tamb*(sh2-sawater);

mh=(mw*(hw1-hw2)+mf*(hf1-hf2))/(hh1-hh2)
Eltank=mw*(ew1-ew2)+mh*(eh2-eh1)+mf*(ef1-ef2)

Esun=Qsun*1000*(1-Tamb/Tc)
COPpump=Qc/W
Eh=mh*(eh1-eh2)
hex=Eh/(W*10^3+Wpump+Wpumpsun+Wfan)

```

## II. Κώδικας υπολογισμού του συστήματος ψύκτη απορρόφησης-ηλιακών συλλεκτών

```

addpath('C:\Users\Stoch\Desktop\main')

%Inputs
%Load (KW)
Qcool=500;
%Evaporator
tev=8;
tc1=15;
tc2=10;
Pc=200000;
%Condenser
tcon=45;
twcon1=33;
twcon2=28;
Pwcon=200000;
%Absorber
twab1=33;
twab2=28;
Pwab=200000;
%Generator
th1=105;
th2=95;
Ph=400000;
%Heat Exchanger
ta3=65
%Panel
tc=130;
tf1=120;
tf2=110;
Pf=400000;
%Li-Br
Xa=0.55;
Weak='INCOMP::LiBr-55%';
Xb=0.6;
Strong='INCOMP::LiBr-60%';
%Ambient
tamb=40;
Pamb=101325;
%Refrigerant
Ref='Water';

%Calculation
Tamb=tamb+273.15;
Tev=tev+273.15;
Tcon=tcon+273.15;
Pev=CoolProp.PropsSI('P','T',Tev,'Q',1,Ref);
Pcon=CoolProp.PropsSI('P','T',Tcon,'Q',0,Ref);

```

```

%Refrigerant After Evaporator
T1=Tev;
P1=Pev;
h1=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',1,Ref);
s1=CoolProp.PropsSI('S','T',T1,'Q',1,Ref);

%Refrigerant After Condenser
T3=Tcon;
P3=Pcon;
h3=CoolProp.PropsSI('H','T',T3,'Q',0,Ref);
s3=CoolProp.PropsSI('S','T',T3,'Q',0,Ref);

%Refrigerant Before Evaporator
P4=P1;
T4=T1;
h4=h3;
s4=CoolProp.PropsSI('S','H',h4,'P',P4,Ref);

mref=Qcool*10^3/(h1-h4);

%Absorber Calculation

Pabs=Pev;
Pgen=Pcon;

Pa1=Pabs;
Pa2=Pgen;
Pa3=Pa2;
Pb1=Pabs;
Pb2=Pgen;
Pb3=Pgen;
ma=mref*Xb/(Xb-Xa);
mb=mref*Xa/(Xb-Xa);

%a1 calculation
for i=1:100000
    tr1=i/500;
    a=log10(Pa1*10^-3);
    b=7.05-1596.49/(tr1+273.15)-104095.5/(tr1+273.15)^2;

    if b-a<10^-3&& b-a>-10^-3
        break
    end
end

Aa=-2.00755+0.169768*(Xa*100)-
0.003133363*(Xa*100)^2+0.0000197668*(Xa*100)^3;
Ba=124.937-7.71649*(Xa*100)+0.152286*(Xa*100)^2-0.0007959*(Xa*100)^3;

ta1=tr1*Aa+Ba;
Ta1=ta1+273.15;
ha1=(Hequation(Xa*100,Ta1-273.15))*10^3;
sa1=Sequation(Ta1-273.15,Xa*100)*10^3;
%b3 calculation

```



```

for i=1:100000
    tr2=i/500;
c=log10(Pb3*10^-3);
d=7.05-1596.49/(tr2+273.15)-104095.5/(tr2+273.15)^2;

if d-c<10^-3&&d-c>-10^-3
    break
end
end

Ab=-2.00755+0.169768*(Xb*100) -
0.003133363*(Xb*100)^2+0.0000197668*(Xb*100)^3;
Bb=124.937-7.71649*(Xb*100)+0.152286*(Xb*100)^2-0.0007959*(Xb*100)^3;

tb3=tr2*Ab+Bb;
Tb3=tb3+273.15;
hb3=(Hequation(Xb*100,Tb3-273.15))*10^3;
sb3=Sequation(Tb3-273.15,Xb*100)*10^3;

%a2 calculation

den=1145.36+470.84*Xa+1374.79*Xa^2-(0.333393+0.571749*Xa)*Ta1;
Wpump1=ma*(Pgen-Pabs)/den;

ha2=Wpump1/ma+ha1;
Ta2=Tequation(Xa*100,ha2*10^-3)+273.15;
sa2=Sequation(Ta2-273.15,Xa*100)*10^3;

%a3 calculation

Ta3=ta3+273.15
ha3=(Hequation(Xa*100,Ta3-273.15))*10^3;
sa3=Sequation(Ta3-273.15,Xa*100)*10^3;

%b2 calculation
hb2=hb3-ma/mb*(ha3-ha2);
Tb2=Tequation(Xb*100,hb2*10^-3)+273.15;
sb2=Sequation(Tb2-273.15,Xb*100)*10^3;
%b1 calculation

hb1=hb2;

for i=1:100000
    tr=i/500;
e=log10(Pb1*10^-3);
f=7.05-1596.49/(tr+273.15)-104095.5/(tr+273.15)^2;

if f-e<10^-3&&f-e>-10^-3
    break
end
end

```

```

Ab1=-2.00755+0.169768*(Xb*100)-
0.003133363*(Xb*100)^2+0.0000197668*(Xb*100)^3;
Bb1=124.937-7.71649*(Xb*100)+0.152286*(Xb*100)^2-0.0007959*(Xb*100)^3;

tb1=tr*Ab1+Bb1;
Tb1=tb1+273.15;
sb1=sb2;

%Refrigerant Water before the Condenser(Steam)
t2=tb3;
T2=t2+273.15;
P2=Pgen;
h2=CoolProp.PropsSI('H','T',T2,'P',P2,Ref);
s2=CoolProp.PropsSI('S','T',T2,'P',P2,Ref);

%Water for absorber cooling
Twab1=twab1+273.15;
Twab2=twab2+273.15;
hwab1=CoolProp.PropsSI('H','T',Twab1,'P',Pwab,Ref);
hwab2=CoolProp.PropsSI('H','T',Twab2,'P',Pwab,Ref);
swab1=CoolProp.PropsSI('S','T',Twab1,'P',Pwab,Ref);
swab2=CoolProp.PropsSI('S','T',Twab2,'P',Pwab,Ref);
%Water for Generator Heating
Th1=th1+273.15;
Th2=th2+273.15;
hh1=CoolProp.PropsSI('H','T',Th1,'P',Ph,Ref);
hh2=CoolProp.PropsSI('H','T',Th2,'P',Ph,Ref);
sh1=CoolProp.PropsSI('S','T',Th1,'P',Ph,Ref);
sh2=CoolProp.PropsSI('S','T',Th2,'P',Ph,Ref);

%Panel
Tc=tc+273.15;
Tf1=tf1+273.15;
Tf2=tf2+273.15;
hf1=MPG_h(tf1);
hf2=MPG_h(tf2);
sf1=MPG_s(tf1);
sf2=MPG_s(tf2);

%Condenser Water
Twcon2=twcon2+273.15;
Twcon1=twcon1+273.15;
hwcon1=CoolProp.PropsSI('H','T',Twcon1,'P',Pwcon,Ref);
hwcon2=CoolProp.PropsSI('H','T',Twcon2,'P',Pwcon,Ref);
swcon1=CoolProp.PropsSI('S','T',Twcon1,'P',Pwcon,Ref);
swcon2=CoolProp.PropsSI('S','T',Twcon2,'P',Pwcon,Ref);
%Evaporator Water
Tc1=tc1+273.15;
Tc2=tc2+273.15;
hc1=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc1,'P',Pc,Ref);
hc2=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc2,'P',Pc,Ref);
sc1=CoolProp.PropsSI('S','T',Tc1,'P',Pc,Ref);
sc2=CoolProp.PropsSI('S','T',Tc2,'P',Pc,Ref);

```

```
%Energy Calculations for Absorber
```

```
Qab=mb*hb1+mref*h1-ma*ha1;
mwab=Qab/(hwab1-hwab2);
```

```
%Energy calculations for Generator
```

```
Qgen=mb*hb3+mref*h2-ma*ha3;
mh=(Qgen)/(hh1-hh2);
```

```
%Energy calculations for Condenser
```

```
Qcon=mref*(h2-h3);
mwcon=(Qcon)/(hwcon1-hwcon2);
```

```
%Energy calculation for Evaporator
```

```
Qev=Qcool*10^3;
mc=(Qev)/(hc1-hc2);
```

```
%Energy Calculation for Tank
```

```
mf=(mh*(hh1-hh2))/(hf1-hf2);
Wpumpw=1000*mf
```

```
%Energy Calculation of Panel
```

```
Qsun=mf*(hf1-hf2);
Wpumpsun=Qsun*0.027;
Wpumpsun=1000*mf
%Reference water
hwa=CoolProp.PropsSI('H','T',Tamb,'P',Pamb,Ref);
swa=CoolProp.PropsSI('S','T',Tamb,'P',Pamb,Ref);
```

```
%Reference MPG
```

```
hfa=CoolProp.PropsSI('H','T',Tamb,'P',Pamb,'INCOMP::MPG-60%');
sfa=CoolProp.PropsSI('S','T',Tamb,'P',Pamb,'INCOMP::MPG-60%');
```

```
%Reference Li-Br
```

```
haa=Hequation(Xa*100,Tamb-273.15)*10^3;
saa=Sequation(Tamb-273.15,Xa*100)*10^3;
hba=Hequation(Xb*100,Tamb-273.15)*10^3;
sba=Sequation(Tamb-273.15,Xb*100)*10^3;
```

```
%Exergy calculation
```

```
e1=h1-hwa-Tamb*(s1-swa);
e2=h2-hwa-Tamb*(s2-swa);
e3=h3-hwa-Tamb*(s3-swa);
e4=h4-hwa-Tamb*(s4-swa);
```

```
ea1=ha1-haa-Tamb*(sa1-saa);
```

```

ea2=ha2-haa-Tamb*(sa2-saa);
ea3=ha3-haa-Tamb*(sa3-saa);
eb1=hb1-hba-Tamb*(sb1-sba);
eb2=hb2-hba-Tamb*(sb2-sba);
eb3=hb3-hba-Tamb*(sb3-sba);

ef1=hf1-hfa-Tamb*(sf1-sfa);
ef2=hf2-hfa-Tamb*(sf2-sfa);

eh1=hh1-hwa-Tamb*(sh1-swa);
eh2=hh2-hwa-Tamb*(sh2-swa);

ewcon1=hwcon1-hwa-Tamb*(swcon1-swa);
ewcon2=hwcon2-hwa-Tamb*(swcon2-swa);

ewab1=hwab1-hwa-Tamb*(swab1-swa);
ewab2=hwab2-hwa-Tamb*(swab2-swa);

ec1=hc1-hwa-Tamb*(sc1-swa);
ec2=hc2-hwa-Tamb*(sc2-swa);

%Exergy Losses Evaporator
Elev=mref*(e4-e1)+mc*(ec1-ec2);

%Exergy Losses Condenser
Elcon=mref*(e2-e3)+mwcon*(ewcon2-ewcon1);

%Exergy Losses Valve
Elvalv=mref*(e3-e4);

%Exergy Losses Absorber
Elabs=-ma*ea1+mwab*(ewab2-ewab1)+mb*eb1+mref*e1;

%Exergy Losses Libr-Pump
Elpump=ma*(ea1-ea2)+Wpump1;

%Exergy Losses Libr-Valve
Elvalv2=mb*(eb2-eb1);

%Exergy Losses Libr-Heat Exchanger
Elhex=ma*(ea2-ea3)+mb*(eb3-eb2);

%Exergy Losses Generator
Elgen=ma*ea3+mh*(eh1-eh2)-mb*eb3-mref*e2;

%Exergy Losses Tank
Eltank=mh*(eh2-eh1)+mf*(ef1-ef2)+Wpumpw+Wpumpsun;

%Exergy Losses Panel
Elpanel=mf*(ef2-ef1)+Qsun*(1-Tamb/Tc);

COP=Qcool*10^3/Qgen;
hex=mc*(ec2-ec1)/(Qsun*(1-Tamb/Tc)+Wpumpsun+Wpumpw+Wpump1);

```

### III. Κώδικας υπολογισμού του συστήματος ψύκτη προσρόφησης-ηλιακών συλλεκτών

```

addpath('C:\Users\Stoch\Desktop\main')

%Inputs
%Load (KW)
Qcool=500;
%Evaporator
tev=8;
tc1=15;
tc2=10;
Pc=200000;
%Condenser
tcon=35;
tw1=33;
tw2=28
Pw=200000;
%Adsorber
tg2=80
ta2=35
%Heater
th1=95;
th2=85;
Ph=400000;
%Panel
tc=120;
tf1=110;
tf2=100;
Pf=400000;
%Ambient
tamb=40;
Pamb=101325;
%Refrigerant
Ref='Water';
%Cycle Time
t=450
Cpsil=928
DH=2800*10^3

%Calcutation
Tev=tev+273.15
Tcon=tcon+273.15
Tamb=tamb+273.15
Tg2=tg2+273.15
Ta2=ta2+273.15

T1=Tev
P1=CoolProp.PropsSI('P','T',T1,'Q',1,Ref);
h1=CoolProp.PropsSI('H','T',T1,'Q',1,Ref);
s1=CoolProp.PropsSI('S','T',T1,'Q',1,Ref);

```

```

T3=Tcon
P3=CoolProp.PropsSI('P','T',T3,'Q',0,Ref);
h3=CoolProp.PropsSI('H','T',T3,'Q',0,Ref);
s3=CoolProp.PropsSI('S','T',T3,'Q',0,Ref);

P4=P1;
T4=T1;
h4=h3;
s4=CoolProp.PropsSI('S','H',h4,'P',P4,Ref)

%Adsorber Calculation

Pa2=CoolProp.PropsSI('P','T',Ta2,'Q',0,Ref);
Pg2=CoolProp.PropsSI('P','T',Tg2,'Q',0,Ref);
Cmax=0.8*(P1/Pa2)/(1+0.5*P1/Pa2);
Cmin=0.8*(P3/Pg2)/(1+0.5*P3/Pg2);

Pg1=((0.8-0.5*Cmax)/Cmax)*P3
Tg1=CoolProp.PropsSI('T','P',Pg1,'Q',0,Ref);

Pa1=((0.8-0.5*Cmin)/Cmin)*P1
Ta1=CoolProp.PropsSI('T','P',Pa1,'Q',0,Ref);

hg1=CoolProp.PropsSI('H','T',Tg1,'P',Pw,Ref);
sg1=CoolProp.PropsSI('S','T',Tg1,'P',Pw,Ref);
hg2=CoolProp.PropsSI('H','T',Tg2,'P',Pw,Ref);
sg2=CoolProp.PropsSI('S','T',Tg2,'P',Pw,Ref);

ha1=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta1,'P',Pw,Ref);
sa1=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta1,'P',Pw,Ref);
ha2=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta2,'P',Pw,Ref);
sa2=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta2,'P',Pw,Ref);

P2=P3
h2=CoolProp.PropsSI('H','T',Tg1,'P',P2,Ref);
s2=CoolProp.PropsSI('S','T',Tg1,'P',P2,Ref);

%Chilled Water
Tc1=tc1+273.15
Tc2=tc2+273.15
hc1=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc1,'P',Pc,Ref);
sc1=CoolProp.PropsSI('S','T',Tc1,'P',Pc,Ref);
hc2=CoolProp.PropsSI('H','T',Tc2,'P',Pc,Ref);
sc2=CoolProp.PropsSI('S','T',Tc2,'P',Pc,Ref);

%Cooling Tower Water
Tw1=tw1+273.15
Tw2=tw2+273.15
hw1=CoolProp.PropsSI('H','T',Tw1,'P',Pw,Ref);
sw1=CoolProp.PropsSI('S','T',Tw1,'P',Pw,Ref);
hw2=CoolProp.PropsSI('H','T',Tw2,'P',Pw,Ref);
sw2=CoolProp.PropsSI('S','T',Tw2,'P',Pw,Ref);

```

```

%Heating Water
Th1=th1+273.15
Th2=th2+273.15
hh1=CoolProp.PropsSI('H','T',Th1,'P',Ph,Ref);
sh1=CoolProp.PropsSI('S','T',Th1,'P',Ph,Ref);
hh2=CoolProp.PropsSI('H','T',Th2,'P',Ph,Ref);
sh2=CoolProp.PropsSI('S','T',Th2,'P',Ph,Ref);

%Collector Fluid
Tc=tc+273.15
Tf1=tf1+273.15
Tf2=tf2+273.15
hf1=MPG_h(tf1);
hf2=MPG_h(tf2);
sf1=MPG_s(tf1);
sf2=MPG_s(tf2);
%Energy Calculations
Qev=Qcool*1000
Echill=Qev*t
Msil=Echill/((Cmax-Cmin)*(h1-h4))
Mref=(Cmax-Cmin)*Msil
mc=Qev/(hc1-hc2);
Mc=mc*t

Ecoolcon=Msil*(Cmax-Cmin)*(h2-h3)
Qcon=Ecoolcon/t
mwcon=Qcon/(hw1-hw2)
Mwcon=mwcon*t

Ecoolad=Msil*Cpsil*(Tg2-Ta2)+Msil*Cmax*(hg2-ha1)+Msil*(Cmax-
Cmin)*DH+Msil*(Cmax+Cmin)/2*(ha1-ha2)
Qads=Ecoolad/t
Ecool1=Msil*Cpsil*(Ta1-Ta2)+Msil*(Cmax-
Cmin)*DH+Msil*(Cmax+Cmin)/2*(ha1-ha2)
Ecool2=Ecoolad-Ecool1
MW1=Ecool1/(hw1-hw2)
MW2=Ecool2/(hw1-hw2)
mwad=Qads/(hw1-hw2)
Mwad=mwad*t

Eheat=Msil*Cpsil*(Tg2-Ta2)+Msil*Cmax*(hg1-ha2)+Msil*(Cmax-
Cmin)*DH+Msil*(Cmax+Cmin)/2*(hg2-hg1)
Eheat1=Msil*Cpsil*(Tg2-Tg1)+(Cmax+Cmin)/2*(hg2-hg1)+Msil*(Cmax-Cmin)*DH
Eheat2=Eheat-Eheat1
MW3=Eheat1/(hh1-hh2)
MW4=Eheat2/(hh1-hh2)
Qheat=Eheat/t
mh=Qheat/(hh1-hh2)
Mh=mh*t

Qsun=Qheat
mf=Qsun/(hf1-hf2)
Mf=mf*t

Wpumpw=1000*mh
Wpumpsun=1000*mf

```

COP=Q<sub>ev</sub>/Q<sub>heat</sub>

%Referance water

hwa=CoolProp.PropsSI('H','T',Tamb,'P',Pamb,Ref);

swa=CoolProp.PropsSI('S','T',Tamb,'P',Pamb,Ref);

%Reference MPG

hfa=CoolProp.PropsSI('H','T',Tamb,'P',Pamb,'INCOMP::MPG-60%');

sfa=CoolProp.PropsSI('S','T',Tamb,'P',Pamb,'INCOMP::MPG-60%');

%Exergy calculation

e1=h1-hwa-Tamb\*(s1-swa);

e2=h2-hwa-Tamb\*(s2-swa);

e3=h3-hwa-Tamb\*(s3-swa);

e4=h4-hwa-Tamb\*(s4-swa);

eg1=hg1-hwa-Tamb\*(sg1-swa);

eg2=hg2-hwa-Tamb\*(sg2-swa);

ea1=ha1-hwa-Tamb\*(sa1-swa);

ea2=ha2-hwa-Tamb\*(sa2-swa);

ef1=hf1-hfa-Tamb\*(sf1-sfa);

ef2=hf2-hfa-Tamb\*(sf2-sfa);

eh1=hh1-hwa-Tamb\*(sh1-swa);

eh2=hh2-hwa-Tamb\*(sh2-swa);

ew1=hw1-hwa-Tamb\*(sw1-swa);

ew2=hw2-hwa-Tamb\*(sw2-swa);

ec1=hc1-hwa-Tamb\*(sc1-swa);

ec2=hc2-hwa-Tamb\*(sc2-swa);

%Exergy losses

%Exergy Losses Evaporator

Elev=Mref\*(e4-e1)+Mc\*(ec1-ec2);

%Exergy Losses Condenser

Elcon=Mref\*(e2-e3)+Mwcon\*(ew2-ew1);

%Exergy Losses Valve

Elvalv=Mref\*(e3-e4);

%Exergy Losses Tank

Eltank=Mh\*(eh2-eh1)+Mf\*(ef1-ef2)+Wpumpw\*t+Wpumpsun\*t;

%Exergy Losses Panel

Esun=Qsun\*t\*(1-(Tamb/Tc));

Elpanel=Mf\*(ef2-ef1)+Esun;

%Exergy Losses Adsorption



```

Elad1=Mref*e1+Msil*Cmin*ea1+MW1*ew2-MW1*ew1-Msil*Cmax*ea2
%Exergy Losses Desorption
Eldes1=Msil*Cmax*eg1+MW3*eh1-Msil*Cmin*eg2-MW3*eh2-Mref*e2

a=(mh*(eh1-eh2))/(mwad*(ew2-ew1))
Eol=Eldes1+Elad1
Eldes=Eol*a/(1+a)
Elad=Eol*1/(1+a)

l1=Elad-Elad1
l2=Eldes-Eldes1

%Exergy Losses Bed Heating

Elbh=MW4*eh1+Msil*Cmax*ea2-MW4*eh2-Msil*Cmax*eg1
Elbc=MW2*ew2+Msil*Cmin*eg2-MW2*ew1-Msil*Cmin*ea1

hex=Mc*(ec2-ec1)/(Esun+Wpumpw*t+Wpumpsun*t)

```





