

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία

**ΗΛΙΑΚΑ ΘΕΡΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ  
ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗΣ ΚΑΙ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ**

Υπό

**ΑΘΑΝΑΣΙΟΥ ΜΠΑΣΔΑΝΗ**

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των  
απαιτήσεων για την απόκτηση του  
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

2019

© 2019 Αθανάσιος Μπασδάνης

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

### **Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:**

Πρώτος Εξεταστής     Δρ. Δημήτρης Βαλουγεώργης  
(Επιβλέπων)           Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Πανεπιστήμιο  
                                 Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής   Δρ. Βασίλης Μποντόζογλου  
                                 Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Πανεπιστήμιο  
                                 Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής     Δρ. Γεώργιος Χαραλάμπους  
                                 Επίκουρος Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών  
                                 Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

## Ευχαριστίες

Πρώτα απ' όλα, θέλω να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής εργασίας μου, Καθηγητή κ. Δημήτρη Βαλουγεώργη, για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγησή του κατά την διάρκεια της δουλείας μου. Επίσης, είμαι ευγνώμων στον Υποψήφιο Διδάκτορα Αλέξανδρο Τσιμπούκη για την βοήθεια και τις πολύτιμες υποδείξεις του καθ' όλη την διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας. Οφείλω ευχαριστίες στα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής της διπλωματικής εργασίας μου Καθηγητή κ. Βασίλη Μποντόζογλου και Επίκουρο Καθηγητή κ. Γεώργιο Χαραλάμπους για την προσεκτική ανάγνωση της εργασίας μου και όλους τους Καθηγητές που είχα καθ' όλη την διάρκεια της πορείας μου, για τις γνώσεις που μου προσέφεραν. Επίσης, ευχαριστώ τους φίλους μου για την ηθική υποστήριξη τους. Πάνω απ' όλα, είμαι ευγνώμων στους γονείς μου και στην υπόλοιπη οικογένειά μου για την ολόψυχη αγάπη και υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια.

Αθανάσιος Μπασδάνης

# **ΗΛΙΑΚΑ ΘΕΡΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗΣ ΚΑΙ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ**

ΑΘΑΝΑΣΙΟΣ ΜΠΑΣΔΑΝΗΣ

Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, 2019

Επιβλέπων Καθηγητής: Δρ. Δημήτρης Βαλουγεώργης, Καθηγητής Αναλυτικών και  
Υπολογιστικών Μεθόδων Μεσοκλίμακας σε Φαινόμενα Ροής και Μεταφοράς

## **Περίληψη**

Η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας σε συστήματα ψύξης προκάλεσε το ενδιαφέρον για μελέτη και ανάπτυξη συστημάτων ψύξης τα οποία λειτουργούν με τεχνολογίες απορρόφησης και προσρόφησης. Τα συστήματα αυτά μπορούν να συνδεθούν με ηλιακά θερμικά συστήματα από τα οποία τροφοδοτούνται με θερμική ενέργεια για την παραγωγή ψύξης. Η αντικατάσταση της ηλεκτρικής ενέργειας, που χρησιμοποιούν τα κλασσικά συστήματα ψύξης με μηχανική συμπίεση, από την ηλιακή έχει θετικές επιπτώσεις στο περιβάλλον. Ωστόσο η χαμηλή τους απόδοση καλεί τους επιστήμονες σε έρευνα για βελτίωση τους τα τελευταία χρόνια.

Αντικείμενο της διπλωματικής εργασίας αποτελεί η περιγραφή και η προσομοίωση της λειτουργίας αυτών των συστημάτων σε Matlab με στόχο την αναζήτηση και την καλύτερη κατανόηση της λειτουργίας τους και των παραγόντων που παίζουν καθοριστικό ρόλο στην απόδοσή τους. Για τον λόγο αυτό αρχικά γίνεται επισκόπηση της βιβλιογραφίας και παρουσίαση σημαντικών δημοσιεύσεων που έχουν γίνει προς αυτή την κατεύθυνση. Στην συνέχεια περιγράφεται και μοντελοποιείται το ηλιακό θερμικό σύστημα για διάφορα είδη ηλιακών συλλεκτών. Ακολουθεί η περιγραφή της λειτουργίας του ψύκτη με μηχανική συμπίεση, του ψύκτη με απορρόφηση και ο συνδυασμός αυτών των δύο διατάξεων σε ένα υβριδικό σύστημα ψύξης, ενώ επίσης δίνονται πληροφορίες για τους εναλλάκτες θερμότητας που χρησιμοποιούνται συνήθως σε αυτές τις διατάξεις. Η λειτουργία του ψύκτη με απορρόφηση μελετάται για τα εργαζόμενα ζεύγη λιθιούχο βρώμιο-νερό ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ) και αμμωνία-νερό ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ), πραγματοποιείται θερμοδυναμική

ανάλυση με την διατύπωση των ισοζυγίων μάζας και ενέργειας και δημιουργείται πρόγραμμα για την προσομοίωση του και την παραμετρική του μελέτη. Αντίστοιχη προσομοίωση γίνεται και για το υβριδικό σύστημα για το οποίο μελετάται η λειτουργία κατά την διάρκεια μίας μέρας. Στην συνέχεια παρουσιάζεται η λειτουργία των συστημάτων ψύξης που λειτουργούν με προσρόφηση. Έχει επιλεγθεί η μελέτη δύο σημαντικών συστημάτων. Το ένα λειτουργεί με ενεργό άνθρακα-μεθανόλη και με χρονική διάρκεια κύκλου προσρόφησης μίας ημέρας και το άλλο λειτουργεί με silica gel-νερό για το οποίο ένας πλήρης κύκλος προσρόφησης διαρκεί μερικά λεπτά. Για τα δύο αυτά συστήματα πραγματοποιείται μαθηματική μοντελοποίηση και επίλυση σε Matlab με την εξαγωγή σημαντικών αποτελεσμάτων για την ψυκτική ισχύ που παράγουν και το COP. Για την πιστοποίηση των προγραμμάτων που δημιουργήθηκαν σε Matlab, γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων με αποτελέσματα που υπάρχουν στην βιβλιογραφία.

## Περιεχόμενα

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή .....	15
Κεφάλαιο 2: Βιβλιογραφική ανασκόπηση .....	17
2.1 Τεχνολογίες ηλιακής ψύξης με απορρόφηση .....	17
2.2 Τεχνολογίες ηλιακής ψύξης με προσρόφηση .....	21
Κεφάλαιο 3: Ηλιακό θερμικό σύστημα .....	27
3.1 Ηλιακοί συλλέκτες .....	27
3.2 Δεξαμενή αποθήκευσης.....	28
3.3 Επίλυση ηλιακού θερμικού συστήματος σε Matlab .....	30
3.3.1 Ακτινοβολία και θερμοκρασία περιβάλλοντος ως ημιτονοειδείς συναρτήσεις με τον χρόνο.....	30
3.3.2 Περιγραφή κώδικα .....	32
Κεφάλαιο 4: Υβριδικό σύστημα ψύξης απορρόφησης-μηχανικής συμπίεσης.....	35
4.1 Περιγραφή λειτουργίας δομικών στοιχείων υβριδικού συστήματος .....	35
4.1.1 Ψυκτικός κύκλος με μηχανική συμπίεση .....	35
4.1.2 Ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση .....	37
4.1.3 Συνδυασμός των δύο ψυκτικών κύκλων για την δημιουργία του υβριδικού συστήματος .....	39
4.2 Εναλλάκτες θερμότητας.....	40
4.2.1 Εναλλάκτης θερμότητας συμπύκνωσης.....	41
4.2.2 Ατμογεννήτρια .....	43
4.2.3 Εναλλάκτης θερμότητας διαλύματος.....	44
4.2.4 Απορροφητής.....	45
4.3 Θερμοδυναμική ανάλυση συστημάτων .....	47
4.3.1 Θερμοδυναμική ανάλυση ψύκτη με απορρόφηση .....	47
4.3.2 Μέγιστος βαθμός απόδοσης συστημάτων ψύξης με απορρόφηση .....	50
4.3.3 Ανάλυση συστήματος με χρήση διαλύματος αμμωνίας-νερού (NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O) .....	51
4.3.4 Διάλυμα νερού-βρωμιούχου λιθίου (LiBr-H <sub>2</sub> O).....	61
4.4 Επίλυση συστήματος σε Matlab.....	63
4.4.1 Υπορουτίνα ψύκτη με μηχανική συμπίεση .....	64
4.4.2 Υπορουτίνα ψύκτη με απορρόφηση .....	66
4.5 Αποτελέσματα .....	73

4.5.1 Αποτελέσματα και πιστοποίηση για τον ψύκτη με απορρόφηση.....	73
4.5.2 Αποτελέσματα και πιστοποίηση για το υβριδικό σύστημα .....	76
4.5.3 Παραμετρική μελέτη ψύκτη με απορρόφηση.....	78
4.5.4 Ανάλυση ηλιακού θερμικού συστήματος-υβριδικού συστήματος .....	80
Κεφάλαιο 5: Ηλιακή ψύξη με προσρόφηση.....	85
5.1 Προσρόφηση και περιγραφή λειτουργίας συστημάτων ψύξης με προσρόφηση .....	85
5.1.1 Προσρόφηση.....	85
5.1.2 Ψυκτική διάταξη προσρόφησης με ενεργό άνθρακα-μεθανόλη .....	86
5.1.3 Ψυκτική διάταξη προσρόφησης μιας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης με silica gel-νερό.....	88
5.2 Μαθηματική μοντελοποίηση .....	89
5.2.1 Διατύπωση μαθηματικών εκφράσεων για την λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης με ενεργό άνθρακα -μεθανόλη .....	89
5.2.2 Διατύπωση διαφορικών ισοζυγίων για το σύστημα προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης.....	95
5.3 Προσομοίωση συστήματος σε Matlab .....	99
5.3.1 Περιγραφή αλγόριθμου ψύκτη προσρόφησης με ενεργό άνθρακα – μεθανόλη .....	100
5.3.2 Επίλυση εξισώσεων ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης με silica gel-νερό .....	105
5.4 Αποτελέσματα .....	110
5.4.1 Λειτουργία ψύκτη προσρόφησης με ενεργό άνθρακα –μεθανόλη υπό πραγματικές συνθήκες.....	110
5.4.2 Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης με silica gel-νερό .....	114
5.4.2.1 Μελέτη των θερμοκρασιών της διάταξης και της περιεκτικότητας των θαλάμων ρόφησης .....	114
5.4.2.2 Επίδραση της χρονικής διάρκειας του κύκλου στην ψυκτική ισχύ και το COP του συστήματος.....	118
Κεφάλαιο 6: Συμπεράσματα και μελλοντικοί στόχοι .....	123
6.1 Συμπεράσματα .....	123
6.2 Μελλοντικοί στόχοι.....	125



Παραρτήματα .....	127
Παράρτημα Α: Πίνακες ιδιοτήτων $\text{NH}_3$ και διαλύματος $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .....	127
Παράρτημα Β: Πίνακες ιδιοτήτων R134a .....	129
Παράρτημα Γ: Κλιματικά δεδομένα .....	137
Βιβλιογραφία .....	138

## Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 3-1: Απεικόνιση δοχείου αποθήκευσης [13] .....	29
Σχήμα 3-2: Διάγραμμα ηλιακής ακτινοβολίας με τον χρόνο .....	32
Σχήμα 4-1: Ψύκτης με μηχανική συμπίεση [17] .....	36
Σχήμα 4-2: Ψυκτικός κύκλος με μηχανική συμπίεση [18] .....	36
Σχήμα 4-3: Ψύκτης με απορρόφηση [19] .....	37
Σχήμα 4-4: Αναπαράσταση απορροφητή – ατμογεννήτριας [20] .....	38
Σχήμα 4-5: Συνδυασμός ψύκτη με απορρόφηση - ψύκτη με μηχανική συμπίεση [13] .....	39
Σχήμα 4-6: Εναλλάκτης θερμότητας διπλού σωλήνα [21] .....	40
Σχήμα 4-7: Εναλλάκτης ομορροής και μεταβολή θερμοκρασίας [22] .....	41
Σχήμα 4-8: Συμπύκνωμα έξω από τον εσωτερικό σωλήνα εναλλάκτη θερμότητας [23] .....	42
Σχήμα 4-9: Απορροφητής κατακόρυφων σωλήνων [7] .....	45
Σχήμα 4-10: Διάγραμμα θερμοκρασίας σύστασης σε δεδομένη πίεση .....	54
Σχήμα 4-11: Μεταβολή πίεσης σε διάγραμμα σύστασης θερμοκρασίας [26] .....	55
Σχήμα 4-12: Διάγραμμα ενθαλπίας-σύστασης για διάλυμα $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ [26] .....	57
Σχήμα 4-13: Διάγραμμα ενθαλπίας-σύστασης του διαλύματος $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ για διάφορες πιέσεις .....	58
Σχήμα 4-14: Αναπαράσταση διεργασίας στο διάγραμμα ενθαλπίας σύστασης. ....	59
Σχήμα 4-15: Αναπαράσταση λειτουργίας βαλβίδας εκτόνωσης σε διάγραμμα σύστασης-ενθαλπίας .....	60
Σχήμα 4-16: Διάγραμμα ενθαλπίας - σύστασης για το διάλυμα $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ [27] .....	62
Σχήμα 4-17: Διάγραμμα θερμοκρασίας - πίεσης κορεσμού για το διάλυμα $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ [29] .....	62
Σχήμα 4-18: Ηλιακό θερμικό σύστημα ψύξης με απορρόφηση και μηχανική συμπίεση .....	63
Σχήμα 4-19: Διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας ψυκτικού κύκλου .....	64
Σχήμα 4-20: Διάγραμμα ροής υβριδικού συστήματος ψύξης .....	72
Σχήμα 4-21: $COP$ ως προς θερμοκρασία αναγεννητή $T_g$ για διάλυμα $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ .....	74
Σχήμα 4-22: $COP$ ως προς θερμοκρασία αναγεννητή $T_g$ για διαλύματα $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ και $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .....	75
Σχήμα 4-23: Μεταβολή ηλιακής ενέργειας, ψυκτικού φορτίου και ηλεκτρικής ενέργειας κατά την διάρκεια μία ηλιόλουστης μέρας .....	76

Σχήμα 4-24: Διάγραμμα συνολικού ψυκτικού φορτίου-θερμοκρασίας αναγεννητή για θερμοκρασία ψύξης $-20^{\circ}\text{C}$ .....	77
Σχήμα 4-25: Διάγραμμα ημερήσιου ψυκτικού φορτίου- θερμοκρασίας ψύξης .....	78
Σχήμα 4-26: Διάγραμμα COP ως προς τη θερμοκρασία ατμογεννήτριας $T_g$ για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης .....	79
Σχήμα 4-27: Διάγραμμα COP ως προς θερμοκρασίας ατμογεννήτριας για διάφορες θερμοκρασίες εξατμιστή .....	80
Σχήμα 4-28: Μεταβολή της θερμοκρασίας στην έξοδο των ηλιακών συλλεκτών και της δεξαμενής αποθήκευσης κατά την διάρκεια δύο ημερών .....	80
Σχήμα 4-29: Αναπαράσταση των θερμοκρασιών στην έξοδο των ηλιακών συλλεκτών και στην δεξαμενή αποθήκευσης κατά την διάρκεια της δεύτερης μέρας λειτουργίας .....	81
Σχήμα 4-30: Μεταβολή ηλιακής ενέργειας, φορτίου ψύξης και ηλεκτρικής ενέργειας κατά την διάρκεια δύο ημερών .....	82
Σχήμα 4-31: Αναπαράσταση ψυκτικού φορτίου κατά την διάρκεια μίας ημέρας καθώς μεταβάλλεται η χωρητικότητα της δεξαμενής αποθήκευσης .....	82
Σχήμα 4-32: Ψυκτική ισχύς κατά την διάρκεια μιας μέρας για διαφόρων ειδών συλλεκτών.....	83
Σχήμα 4-33: Μεταβολή ηλιακής ενέργειας, ψυκτικού φορτίου και ηλεκτρικής ενέργειας κατά την διάρκεια μίας μέρας με χρήση πραγματικών δεδομένων.....	83
Σχήμα 4-34: Μεταβολή συνολικού ψυκτικού φορτίου κατά την μετάβαση από δύο μέρες με ήπια συννεφιά σε μία μέρα με πλήρη ηλιοφάνεια και μία μέρα με πλήρη συννεφιά.....	84
Σχήμα 5-1: Αναπαράσταση διάταξης και διάγραμμα πίεσης – θερμοκρασίας για τον ψυκτικό κύκλο με προσρόφηση .....	86
Σχήμα 5-2: Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης [14] .....	88
Σχήμα 5-3: Μεταβλητές μοντελοποίησης ψύκτη προσρόφησης μιας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης [14].....	95
Σχήμα 5-4: Διάγραμμα ροής ψύκτη προσρόφησης με silica gel-νερό .....	101
Σχήμα 5-5: Διάγραμμα ροής ψύκτη προσρόφησης με silica gel-νερό .....	109
Σχήμα 5-6: Αναπαράσταση των σημείων λειτουργίας του κύκλου προσρόφησης σε διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας.....	111
Σχήμα 5-7: Θερμοκρασία του νερού στην δεξαμενή αποθήκευσης και σχηματισμός πάγου κατά την διάρκεια 50 ημερών .....	111
Σχήμα 5-8: Ποσότητα της μεθανόλης που συμπυκνώνεται κάθε μέρα .....	112

Σχήμα 5-9: Ποσότητα της μεθανόλης που εξατμίζεται κατά την διάρκεια της νύχτας .....	112
Σχήμα 5-10: Εναπομένουσα μεθανόλη στον αποδέκτη .....	113
Σχήμα 5-11: Θερμοκρασία των ρευμάτων εξόδου κάθε συσκευής κατά την διάρκεια της A και B φάσης .....	114
Σχήμα 5-12: Θερμοκρασία κάθε συσκευής κατά την διάρκεια A και B φάσης .....	115
Σχήμα 5-13: Θερμοκρασίες θαλάμου εκρόφησης, εισόδου ζεστού νερού και εξόδου ζεστού νερού κατά την διάρκεια της A και B φάσης .....	115
Σχήμα 5-14: Θερμοκρασία θαλάμου προσρόφησης και του νερού ψύξης στην είσοδο και στην έξοδο του θαλάμου κατά την διάρκεια της A και B φάσης .....	116
Σχήμα 5-15: Μεταβολή στην περιεκτικότητα των δύο θαλάμων ρόφησης κατά την διάρκεια της A και B φάσης .....	117
Σχήμα 5-16: Επίδραση της χρονικής διάρκειας του κύκλου στην ψυκτική ισχύ .....	118
Σχήμα 5-17: Επίδραση της χρονικής διάρκειας της A φάσης στην ψυκτική ισχύ .....	119
Σχήμα 5-18: Επίδραση της χρονικής διάρκειας του κύκλου στο COP του συστήματος .....	120
Σχήμα 5-19: Ψυκτική ισχύς συναρτήση της χρονικής διάρκειας της A φάσης τα και της χρονικής διάρκειας της A και B φάσης της .....	121
Σχήμα 5-20: Μέση ψυκτική ισχύς συναρτήση της θερμοκρασίας του ζεστού νερού τροφοδότησης του συστήματος .....	121

## Κατάλογος πινάκων

Πίνακας 4-1: Αποτελέσματα για ψύκτη απορρόφησης LiBr-H <sub>2</sub> O .....	73
Πίνακας 4-2: Αποτελέσματα για ψύκτη απορρόφησης NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O .....	74
Πίνακας 5-1 Τιμές παραμέτρων συστήματος με ενεργού άνθρακα-μεθανόλη .....	100
Πίνακας 5-2: Τιμές παραμέτρων συστήματος με silica gel-νερό .....	105
Πίνακας 5-3: Συνθήκες λειτουργίας συστήματος με silica gel-νερό .....	106
Πίνακας 5-4: Συνθήκες λειτουργίας στα διάφορα σημεία του κύκλου προσρόφησης με ενεργό άνθρακα-μεθανόλη .....	110
Πίνακας 5-5: Μέση ψυκτική ισχύς για σταθερή και βέλτιστη χρονική διάρκεια κύκλου προσρόφησης .....	122



## Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

Ο άνθρωπος από την αρχή της ύπαρξής του αναζητεί τρόπους για την καλύτερη προσαρμογή στο περιβάλλον στο οποίο ζει. Από την ανακάλυψη της φωτιάς και την διαμονή του σε σπηλιές έχουν περάσει χιλιάδες χρόνια εξέλιξης για να φτάσει στις σημερινές συνθήκες διαβίωσης. Ο κλιματισμός και η ψύξη είναι διαδικασίες που με την ανακάλυψή τους έχουν βελτιώσει το βιοτικό του επίπεδο. Βασικές αρχές του κλιματισμού λέγεται ότι έχουν εφαρμοστεί ήδη από την αρχαία Αίγυπτο όπου η εξάτμιση του νερού από καλάμια που κρεμούσαν στα παράθυρα έψυχε τον αέρα που έμπαινε στο σπίτι. Στην αρχαία Ρώμη, το νερό των υδραγωγείων κυκλοφορούσε στο εσωτερικό των τοίχων με αποτέλεσμα την ψύξη τους. Επιπλέον η ψύξη των τροφίμων, για την διατήρησή τους μεγάλο χρονικό διάστημα, είχε συνδεθεί με την χρήση πάγου και χιονιού στα βουνά και αποτελούσε το μόνο μέσο ψύξης για πολλά χρόνια [1].

Η χρήση συσκευών κλιματισμού και ψύξης άργησε πολύ να υλοποιηθεί καθώς αυτές προέκυψαν από νέες ανακαλύψεις στην χημεία κατά τον 19<sup>ο</sup> αιώνα. Από πειράματα που έγιναν με την εξάτμιση ουσιών όπως η αμμωνία αλλά και η ανακάλυψη ότι η συμπίεση και υγροποίηση της αμμωνίας επέτρεπε την ψύξη του αέρα όταν η υγροποιημένη αμμωνία εξατμίζονταν και μετατρέπονταν πάλι σε αέριο, έθεσαν τις αρχές λειτουργίας αυτών των συσκευών. Από τότε μέχρι σήμερα πολλοί ερευνητές έχουν ασχοληθεί με την βελτίωση αυτών των συστημάτων.

Σήμερα οι περισσότερες διατάξεις ψύξης λειτουργούν με την χρήση συμπιεστή ατμών ο οποίος για να λειτουργήσει καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια. Η ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται για ψύξη και κλιματισμό αποτελεί το 15% της συνολικής ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται παγκοσμίως και το 45% της ηλεκτρικής ενέργειας που χρησιμοποιείται από σπίτια και δημόσια κτήρια. Επομένως η ψύξη και ο κλιματισμός αποτελούν έναν πολύ σημαντικό παράγοντα κατανάλωσης ενέργειας παγκοσμίως [2].

Το γεγονός ότι μεγάλο μέρος της ηλεκτρικής ενέργειας παράγεται από την καύση ορυκτών καυσίμων αποτελεί μείζον πρόβλημα λόγω της ρύπανσης του

περιβάλλοντος. Η εκπομπή ρυπογόνων ουσιών όπως το μονοξείδιο και το διοξείδιο του άνθρακα, το διοξείδιο του θείου, τα οξείδια του αζώτου, οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες και τα αιωρούμενα σωματίδια είναι υπεύθυνα για πολλά προβλήματα παγκόσμιας εμβέλειας όπως το φαινόμενο του θερμοκηπίου και η μείωση της στοιβάδας του όζοντος αλλά και τοπικής κλίμακας προβλήματα όπως η όξινη βροχή και το φωτοχημικό νέφος. Όλα αυτά έχουν άμεσο και έμμεσο αντίκτυπο στην υγεία ανθρώπων και ζώων προκαλώντας σοβαρές ασθένειες.

Τα τελευταία χρόνια γίνονται προσπάθειες μείωσης των εκπομπών ρυπογόνων ουσιών με ανάπτυξη αντιρρυπαντικών τεχνολογιών αλλά και με την αντικατάσταση των ορυκτών καυσίμων από άλλες μορφές ενέργειας οι οποίες είναι πιο φιλικές προς το περιβάλλον. Τέτοιες είναι και οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας όπως είναι η αιολική, η γεωθερμική και η ηλιακή. Η ηλιακή ενέργεια είναι η πιο πολλά υποσχόμενη ανανεώσιμη πηγή ενέργειας και έχει δημιουργήσει έντονο ενδιαφέρον σε πολλούς ερευνητές για την αποτελεσματικότερη αξιοποίηση της σε πολλές εφαρμογές. Η ηλιακή ενέργεια είναι το αποτέλεσμα της ηλεκτρομαγνητικής ακτινοβολίας που φτάνει στην επιφάνεια της γης και προέρχεται από θερμοπυρηνικές αντιδράσεις στο κέντρο του ήλιου. Είναι πρακτικά ανεξάντλητη όσο υπάρχει ήλιος και δεν επιβαρύνει καθόλου το περιβάλλον.

Η ρύπανση του περιβάλλοντος που προκαλείται έμμεσα από τις ψυκτικές διατάξεις που χρησιμοποιούν συμπιεστή σε συνδυασμό με την όλο και αποτελεσματικότερη αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας έχουν οδηγήσει στην μελέτη και δημιουργία συστημάτων ψύξης τα οποία λειτουργούν χρησιμοποιώντας την ηλιακή ακτινοβολία ως το μέσο τροφοδότησης τους με ενέργεια. Το γεγονός ότι οι ανάγκες ψύξης είναι μεγαλύτερες τις μέρες με υψηλότερη ηλιακή ακτινοβολία κάνει την μελέτη αυτών των συστημάτων ακόμη πιο ελκυστική. Τα πιο κοινά συστήματα ηλιακής ψύξης είναι του ανοιχτού τύπου ή αλλιώς desiccant και του κλειστού τύπου που λειτουργούν με απορρόφηση και προσρόφηση. Τα συστήματα ψύξης με απορρόφηση και προσρόφηση, που αποτελούν και το αντικείμενο μελέτης της παρούσας διπλωματικής εργασίας, για να λειτουργήσουν δέχονται θερμότητα από ζεστό νερό ή κάποιο άλλο ρευστό όπως το Therminol VP1 το οποίο έχει θερμανθεί από τον χρησιμοποιούμενο ηλιακό συλλέκτη.



## **Κεφάλαιο 2: Βιβλιογραφική ανασκόπηση**

Το κεφάλαιο αυτό αποτελεί μία εισαγωγή στα συστήματα ψύξης απορρόφησης και προσρόφησης. Αρχικά γίνεται μία ιστορική αναδρομή αυτών των συστημάτων και παρουσιάζονται σημαντικές θεωρητικές και πειραματικές μελέτες που έχουν γίνει. Στην συνέχεια γίνεται περιγραφή της βιβλιογραφίας που χρησιμοποιήθηκε για την πραγματοποίηση της εργασίας.

### **2.1 Τεχνολογίες ηλιακής ψύξης με απορρόφηση**

Τα συστήματα ψύξης με απορρόφηση παρουσιάζουν έντονο ερευνητικό ενδιαφέρον τα τελευταία χρόνια. Η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας έναντι της ηλεκτρικής που χρησιμοποιείται από τα συστήματα ψύξης με μηχανική συμπίεση αποτελεί σημαντικό πλεονέκτημα για την χρήση τους. Επιπλέον η αποφυγή της χρήσης των υδροχλωρανθράκων, οι οποίοι ευθύνονται για την μείωση της στοιβάδας του όζοντος στην ατμόσφαιρα, τα κάνει ακόμη πιο φιλικά προς το περιβάλλον. Προκειμένου ωστόσο να γίνουν πιο ανταγωνιστικά απαιτείται περαιτέρω ανάπτυξη για την βελτίωση της απόδοσής τους και την μείωση του κόστους [3].

Η πρώτη ανάπτυξη ενός συστήματος ψύξης με απορρόφηση χρονολογείται από το 1700. Παρατηρήθηκε ότι μπορούσε να παραχθεί πάγος από την εξάτμιση καθαρού νερού σε κενό δοχείο με την παρουσία θειικού οξέος. Το 1810 δημιουργήθηκε η πρώτη συσκευή παρασκευής πάγου. Αποτελούνταν από ένα δοχείο το οποίο περιείχε νερό και ήταν συνδεδεμένο με ένα άλλο δοχείο το οποίο περιείχε θειικό οξύ. Καθώς το θειικό οξύ απορροφούσε υδρατμούς μειωνόταν η θερμοκρασία με τον σχηματισμό πάγου στην επιφάνεια του νερού. Ωστόσο αυτή η συσκευή είχε σημαντικά προβλήματα λόγω διάβρωσης και διαρροής αέρα στο δοχείο. Το 1859 ο γάλλος Ferdinand Carre εισήγαγε μία νέα ψυκτική μηχανή η οποία χρησιμοποιούσε διάλυμα αμμωνίας-νερού και καταχωρήθηκε ως ευρεσιτεχνία. Λίγα χρόνια μετά ακολούθησε η δημιουργία τέτοιων μηχανών στις ΗΠΑ για δημιουργία πάγου και αποθήκευση τροφίμων. Την δεκαετία του 1950 ένα σύστημα που χρησιμοποιούσε το διάλυμα λιθιούχου βρώμιου-νερού ως εργαζόμενο ζεύγος εισήχθη για βιομηχανικές εφαρμογές. Τις τελευταίες δεκαετίες ακολούθησαν μελέτες για την βελτίωση αυτών των συστημάτων με τα διαλύματα αμμωνίας-νερού και λιθιούχου βρώμιου –νερού να παραμένουν ως τα πιο κοινά εργαζόμενα ζεύγη [3].

Ήδη από το 1992 διάφορα συστήματα κλιματισμού με χρήση ηλιακής ενέργειας έχουν εγκατασταθεί και μελετηθεί οι επιδόσεις τους παγκοσμίως [4]. Στο Hampton της Βιρτζίνια έχει εκπονηθεί ένα πρόγραμμα δοκιμών απόδοσης ηλιακού

κτηρίου και έχει δείξει ότι το ηλιακό σύστημα μπορεί να προσφέρει το 57% της ενέργειας που απαιτείται για θέρμανση και ψύξη σε ετήσια βάση. Στο ερευνητικό κέντρο Ispra της Ιταλίας έχει διεξαχθεί μία άλλη πειραματική μελέτη ενός ηλιακού συστήματος ψύξης με απορρόφηση λιθιούχου βρωμίου-νερού. Το σύστημα διαθέτει συλλέκτες επιφάνειας  $36 \text{ m}^2$  και έχει συνολική απόδοση ψύξης (ψύξη προς ολική ηλιακή ενέργεια) περίπου 11%. Στην Ιαπωνία έχει μελετηθεί ένα σύστημα για ηλιακή θέρμανση και ψύξη που αποτελείται από  $32,2 \text{ m}^2$  επιφάνεια συλλεκτών, σύστημα ψύξης με απορρόφηση λιθιούχου βρωμίου – νερού ισχύς  $7 \text{ kW}$  και δεξαμενής αποθήκευσης ζεστού νερού  $2,5 \text{ m}^3$ . Το σύστημα παρέχει όλη την απαιτούμενη ενέργεια για την θέρμανση το χειμώνα καλύπτει το 70% της ενέργειας που απαιτείται για ψύξη το καλοκαίρι. Το 1986 στο πανεπιστήμιο του Χονγκ Κονγκ ολοκληρώθηκε ένα άλλο σύστημα ψύξης απορρόφησης ηλιακά τροφοδοτούμενο το οποίο αποτελούνταν από επίπεδους συλλέκτες επιφάνειας  $38,2 \text{ m}^2$ , σύστημα ψύξης με απορρόφηση που λειτουργεί με λιθιούχο βρώμιο-νερό ισχύς  $4,7 \text{ kW}$  δεξαμενή αποθήκευσης του ζεστού νερού χωρητικότητας  $2,75 \text{ m}^3$ , πύργο ψύξης, fan coil και βοηθητικό ηλεκτρικό θερμαντήρα. Το σύστημα είχε απόδοση ψύξης 7.8% και μέση απόδοση ηλιακών συλλεκτών 55%. Το 1989 κατασκευάστηκε η μεγαλύτερη εκείνη την εποχή ψυκτική μονάδα απορρόφησης στην Ευρώπη που λειτουργούσε με ηλιακή ενέργεια. Αποτελούνταν από σωλήνες κενού συνολικής επιφάνειας  $440 \text{ m}^2$  με επιφάνεια ανάκλασης, ψυκτική μονάδα απορρόφησης για κλιματισμό, δεξαμενή αποθήκευσης θερμότητας  $43 \text{ m}^3$  και δεξαμενή αποθήκευσης ψύξης  $150 \text{ m}^3$ . Η απόδοσή της ήταν ικανοποιητική σε σύγκριση με παρόμοιες εγκαταστάσεις παγκοσμίως [5]. Αυτά είναι λίγα μόνο από τα πολλά παραδείγματα ηλιακά τροφοδοτούμενων εγκαταστάσεων ψύξης με απορρόφηση που υπάρχουν παγκοσμίως. Ωστόσο η μικρή τους απόδοση, το μεγάλο μέγεθός τους και το υψηλό κόστος τους καθιστά ακόμη αδύνατη την οικιακή τους χρήση.

Η δυνατότητα προσομοίωσης της λειτουργίας αυτών των συστημάτων στο υπολογιστή αποτελεί ένα πανίσχυρο εργαλείο για την ευκολότερη μελέτη των παραμέτρων των οποίων μπορούν να αυξήσουν την απόδοσή τους, αποφεύγοντας έτσι το κόστος της πειραματικής τους μελέτης. Και προς αυτή την κατεύθυνση έχουν κινηθεί πολλοί ερευνητές αναζητώντας ένα αποδοτικότερο σύστημα ηλιακής ψύξης. Η προσομοίωση ενός ηλιακού συστήματος ψύξης με απορρόφηση στην Λευκωσία της Κύπρου πραγματοποιήθηκε με το πρόγραμμα TRNSYS [6]. Το πρόγραμμα αυτό διαθέτει αρχεία με μετεωρολογικά δεδομένα για διάφορες περιοχές σε όλο τον κόσμο καθώς επίσης και πολλά έτοιμα μοντελοποιημένα μηχανολογικά στοιχεία. Για παράδειγμα διαθέτει διαφόρων τύπων ηλιακούς συλλέκτες, αντλίες, δεξαμενές

αποθήκευσης, εναλλάκτες θερμότητας όπως επίσης και πρόγραμμα για την ενεργειακή μελέτη κτηρίων. Για όλα αυτά δίνει την δυνατότητα της σύνδεσής μεταξύ τους και της προσομοίωσης ενός ολοκληρωμένου συστήματος. Το TRNSYS δίνει την δυνατότητα για την βελτιστοποίηση ενός συστήματος ηλιακής ψύξης. Η βελτιστοποίηση έχει δείξει ότι το σύστημα πρέπει να αποτελείται από παραβολικούς ηλιακούς συλλέκτες επιφάνειας  $15 \text{ m}^2$ , ένα δοχείο αποθήκευσης  $6 \text{ m}^3$  και έναν βοηθητικό θερμοστάτη που διατηρεί την θερμοκρασία στους  $87^\circ\text{C}$  για την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών ενός κτηρίου το οποίο απαιτεί  $84240 \text{ MJ}$  για ψύξη και  $41263 \text{ MJ}$  για ζεστό νερό. Επιπλέον το σύστημα εξοικονομεί  $1376\text{€}$  ετησίως αντικαθιστώντας το πετρέλαιο.

Παρόλο που το πρόγραμμα TRNSYS επιτρέπει την βελτιστοποίηση χαρακτηριστικών παραμέτρων ολόκληρου του συστήματος όπως είναι η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών, το μέγεθος της δεξαμενής αποθήκευσης και η θερμοκρασία λειτουργίας των στοιχείων του συστήματος, δεν επιτρέπει μία πιο λεπτομερή μελέτη στο σύστημα ψύξης που λειτουργεί με απορρόφηση για την βελτίωση της απόδοσης του. Μια τέτοια μελέτη παρουσιάζεται στο άρθρο [7] όπου υπολογίζονται τα χαρακτηριστικά και η απόδοση ενός συστήματος ψύξης με απορρόφηση που χρησιμοποιεί το  $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$  ως εργαζόμενο ζεύγος. Για τον σκοπό αυτό περιγράφονται τα ισοζύγια μάζας και ενέργειας που διέπουν κάθε συσκευή του συστήματος αλλά και ολόκληρη την διάταξη, προσδιορίζονται οι ιδιότητες του εργαζόμενου ζεύγους και δημιουργείται πρόγραμμα στο υπολογιστή το οποίο κάνει ανάλυση ευαισθησίας του συστήματος. Πιο συγκεκριμένα μελετάται η επίδραση της σύστασης του διαλύματος  $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$  και των θερμοκρασιών λειτουργίας των εναλλακτών που χρησιμοποιούνται στην διάταξη, στην συνολική απόδοση του συστήματος ψύξης. Στην συνέχεια γίνεται μία πιο λεπτομερής περιγραφή των εναλλακτών που χρησιμοποιούνται και τα αποτελέσματα συγκρίνονται με πειραματικές μετρήσεις ενός μικρού συστήματος μεγέθους  $1\text{kW}$ . Τέλος γίνεται ανάλυση του κόστους για σύστημα οικιακής χρήσης. Το κόστος μια τέτοιας μονάδας ανέρχεται στα  $4800\text{€}$  ενώ μία μονάδα ψύξης με μηχανική συμπίεση κοστίζει  $1500\text{€}$ . Η διαφορά είναι μεγάλη ωστόσο πρέπει να συνυπολογιστεί ότι χρησιμοποιείται μία ανανεώσιμη πηγή ενέργειας σε σχέση με την ηλεκτρική ενέργεια και τις επιβλαβείς επιπτώσεις που αυτή έχει για το περιβάλλον. Το άρθρο [8] συμπληρώνει την μελέτη πάνω σε μία ψυκτική μονάδα με απορρόφηση  $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$  κάνοντας μία θερμοοικονομική ανάλυση η οποία συνδυάζει την θερμοδυναμική ανάλυση με οικονομικούς περιορισμούς για την βέλτιστη διαμόρφωση του συστήματος. Με

αυτόν τον τρόπο προσδιορίζονται οι βέλτιστες θερμοκρασίες λειτουργίας και οι βέλτιστες επιφάνειες εναλλαγής θερμότητας στους εναλλάκτες.

Οι συνεχείς προσπάθειες για την αύξηση της απόδοσης του συστήματος ψύξης με απορρόφηση οδήγησαν στην δημιουργία συστημάτων πολλαπλών βαθμίδων απορρόφησης όταν είναι διαθέσιμη θερμότητα σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Με τον όρο πολλαπλών βαθμίδων απορρόφησης εννοείται ότι ο ψυκτικός κύκλος διαμορφώνεται έτσι ώστε θερμότητα που απορρίπτεται σε ένα στάδιο απορρόφησης υψηλής θερμοκρασίας, στην συνέχεια απορρίπτεται σε ένα στάδιο χαμηλότερης θερμοκρασίας με αποτέλεσμα την δημιουργία περισσότερης ψύξης. Για παράδειγμα ένα σύστημα ψύξης με μία βαθμίδα που έχει COP 0.6 σε ένα σύστημα ψύξης με δύο βαθμίδες θα έχει COP 0.96 [3]. Το άρθρο [9] αναφέρει ότι για τυπικά συστήματα ψύξης το COP με μία βαθμίδα είναι 0.7 με δύο βαθμίδες 1.2 και με τρεις βαθμίδες 1.7. Η θερμοκρασία τροφοδότησής τους με θερμότητα για την μία βαθμίδα είναι περίπου 85°C που μπορεί να τροφοδοτηθεί από επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες ενώ η θερμοκρασία που απαιτείται για συστήματα με δύο και τρεις βαθμίδες είναι 130°C και 220°C αντίστοιχα και επομένως μόνο ηλιακοί συλλέκτες με σωλήνες κενού ή συγκεντρωτικοί μπορούν να χρησιμοποιηθούν. Η υψηλή θερμοκρασία τροφοδότησης αυτών των συστημάτων καθώς επίσης η περιπλοκότητα και το μέγεθός τους, φέρνει σαν προτεραιότητα την βελτίωση της απόδοσης των συστημάτων με μία βαθμίδα. Εξάλλου βελτίωση της απόδοσης των συστημάτων με μία βαθμίδα θα έχει ως αποτέλεσμα την βελτίωση και των συστημάτων με πολλές βαθμίδες.

Για την βελτίωση της απόδοσης των συστημάτων ψύξης με απορρόφηση έχουν δοκιμαστεί αρκετά εργαζόμενα ζεύγη. Τα πιο κοινά είναι το LiBr-H<sub>2</sub>O και το NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Η λειτουργία του συστήματος ψύξης με LiBr-H<sub>2</sub>O έχει περιορισμένη δυνατότητα στην θερμοκρασία ψύξης λόγω της δημιουργίας πάγου κάτω από τους 0°C και περιορισμένο θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας του απορροφητή λόγω στερεοποίησης του διαλύματος πλούσιου σε LiBr. Το διάλυμα NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O δεν έχει αυτούς του περιορισμούς στις θερμοκρασίες λειτουργίας ωστόσο η αμμωνία είναι τοξική, η χρήση της είναι περιορισμένη σε μεγάλης χωρητικότητας συστήματα ψύξης και το COP είναι μικρότερο του LiBr-H<sub>2</sub>O [9]. Επιπλέον τα τελευταία χρόνια έχουν μελετηθεί και άλλα εργαζόμενα ζεύγη όπως είναι το χλωριούχο λίθιο-νερό (LiCl-H<sub>2</sub>O), αμμωνία-θειοκυανικό νάτριο (NH<sub>3</sub>-NaSCN) και αμμωνία-χλωριούχο κάλιο (NH<sub>3</sub>-CaCl<sub>2</sub>). Σύμφωνα με πολλούς ερευνητές το LiCl-H<sub>2</sub>O δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα σε σύγκριση με το LiBr-H<sub>2</sub>O. Μελέτες έχουν δείξει ότι το LiCl-H<sub>2</sub>O έχει καλύτερη εξεργειακή απόδοση και συμπεριφέρεται καλύτερα σε όλες τις συνθήκες

λειτουργίας από το  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ . Μία τέτοια μελέτη παρουσιάζει και το άρθρο [10] όπου το σύστημα ψύξης με απορρόφηση μοντελοποιείται μαζί με πεδίο επίπεδων ηλιακών συλλεκτών και μια δεξαμενή αποθήκευσης και επιλύεται στο λογισμικό EES για την σύγκριση των δύο εργαζόμενων ζευγών. Επίσης το σύστημα εξετάζεται ενεργειακά και εξεργειακά για μία πιο λεπτομερή ανάλυση από την οποία προκύπτει ότι το  $\text{LiCl-H}_2\text{O}$  συμπεριφέρεται καλύτερα.

Τα ηλιακά συστήματα ψύξης με απορρόφηση, για να μπορέσουν να γίνουν οικονομικά βιώσιμα και να παρέχουν καλύτερες δυνατότητες ψύξης, έχουν μελετηθεί και σε συνδυασμό με την τροφοδότησή τους με ηλεκτρική ενέργεια. Στο άρθρο [11] περιγράφεται ένας κύκλος ψύξης με απορρόφηση ο οποίος υποβοηθείται παράλληλα από έναν συμπιεστή όταν η ηλιακή ακτινοβολία δεν επαρκεί. Για το σύστημα αυτό γίνεται θερμοδυναμική μοντελοποίηση και επιλύεται αναπτύσσοντας πρόγραμμα σε υπολογιστή. Αποδεικνύεται ότι ξεπερνιούνται κάποια προβλήματα που υπάρχουν στο παραδοσιακό σύστημα ψύξης με απορρόφηση όπως η ασταθής τροφοδότηση του συστήματος με θερμότητα καθώς επίσης αυξάνεται και το COP του συστήματος. Στο άρθρο [12] παρουσιάζεται ένας κύκλος μηχανικής συμπίεσης ο οποίος τροφοδοτείται και με θερμότητα από συλλέκτες κενού η οποία προσφέρει επιπλέον θερμική συμπίεση στο σύστημα μειώνοντας έτσι την κατανάλωση σε ηλεκτρική ενέργεια. Τέλος στο άρθρο [13] μελετάται ένα υβριδικό κλιμακωτό σύστημα ψύξης το οποίο αποτελείται από δύο ψυκτικές βαθμίδες, μία ψυκτική μονάδα απορρόφησης με  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  που τροφοδοτείται με θερμική ενέργεια από ηλιακούς συλλέκτες και μία μονάδα ψύξης με μηχανική συμπίεση. Σκοπός της διάταξης είναι η παραγωγή ψύξης σε θερμοκρασίες κάτω από το  $0^\circ\text{C}$  με ένα σύστημα που έχει καλή απόδοση και χρησιμοποιεί λίγη ηλεκτρική ενέργεια. Για την διάταξη πραγματοποιείται ανάλυση σε λογισμικό EES σε χρονικά μεταβαλλόμενες συνθήκες.

Επομένως γίνεται αντιληπτό ότι για την επέκταση της χρήσης ψυκτικών διατάξεων απορρόφησης που χρησιμοποιούν ηλιακή ενέργεια απαιτείται βελτίωση στην απόδοσή τους. Στο Κεφάλαιο 4 περιγράφεται και μοντελοποιείται η λειτουργία ενός συστήματος ψύξης με απορρόφηση το οποίο συνδυάζεται με σύστημα ψύξης με μηχανική συμπίεση και τροφοδοτείται με θερμότητα από ηλιακούς συλλέκτες. Η ανάλυση του συστήματος πραγματοποιείται σε Matlab.

## **2.2 Τεχνολογίες ηλιακής ψύξης με προσρόφηση**

Τα συστήματα ψύξης με προσρόφηση ανήκουν και αυτά στην κατηγορία συστημάτων ψύξης κλειστού κύκλου όπως και τα συστήματα απορρόφησης. Η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας ως πηγή θερμότητας για την λειτουργία τους τα

κάνει φιλικά προς το περιβάλλον. Ένα επιπλέον πλεονέκτημα αυτών των συστημάτων αποτελεί το γεγονός ότι μπορούν να εκμεταλλευτούν θερμότητα σε χαμηλότερη θερμοκρασία από ότι τα συστήματα ψύξης με απορρόφηση. Ωστόσο έχουν χαμηλότερο COP και επομένως απαιτείται μεγαλύτερος όγκος συσκευών για την παραγωγή ίδιας ψύξης, το οποίο έχει ως αποτέλεσμα το υψηλότερο κόστος. Παρόλα αυτά πολλοί ερευνητές ασχολούνται με την βελτίωση της απόδοσης τους ώστε να γίνουν οικονομικά βιώσιμα [14].

Η πρώτη καταγραφή ψύξης με το φαινόμενο της προσρόφησης χρονολογείται το 1848 στο εργαστήριο του Faraday όπου παράχθηκε ψύξη όταν αμμωνία προσροφήθηκε από χλωριούχο άργυρο. Το 1920 ο G.E.Hulse πρότεινε ένα σύστημα ψύξης το οποίο χρησιμοποιούσε το silica gel – διοξείδιο του θείου ως εργαζόμενο ζεύγος για την αποθήκευση τροφίμων σε τρένο. Το 1940-1945 ψυκτικό σύστημα προσρόφησης με χλωριούχο ασβέστιο – αμμωνία χρησιμοποιήθηκε για την αποθήκευση τροφίμων στο τρένο από το Λονδίνο στο Λίβερπουλ το οποίο για την λειτουργία του χρησιμοποιούσε ατμούς 100°C. Η ενεργειακή κρίση το 1970 ήταν μία μεγάλη ευκαιρία για την ανάπτυξη της τεχνολογίας ψύξης με προσρόφηση λόγω του γεγονότος ότι αυτή μπορεί να τροφοδοτηθεί από πηγή χαμηλής θερμότητας όπως αυτή που προέρχεται από την ηλιακή ενέργεια. Από τότε επιστήμονες σε όλο τον κόσμο προσπαθούν να βελτιώσουν την απόδοση αυτών των συστημάτων προκειμένου να ξεπεραστούν κάποια προβλήματα που σχετίζονται με το μέγεθος τους καθώς επίσης και με την οικονομική βιωσιμότητα τους [2].

Τα τελευταία χρόνια έχουν δημιουργηθεί αρκετές πειραματικές διατάξεις καθώς επίσης και πολλά μοντέλα προσομοίωσης σε ηλεκτρονικό υπολογιστή με σκοπό την βελτίωση της απόδοσής τους. Επειδή ο απλός ψυκτικός κύκλος με προσρόφηση παρουσιάζει χαμηλό COP έχουν προταθεί νέοι συνδυασμένοι κύκλοι όπως ο κύκλος με ανάκτηση θερμότητας, ο κύκλος ανάκτησης μάζας και ο κύκλος θερμικών κυμάτων. Αυτοί οι κύκλοι έχουν σκοπό την καλύτερη εκμετάλλευση της θερμότητας καθώς και της κατανομής μάζας της προσροφημένης ουσίας έτσι ώστε να αυξηθεί το COP της διάταξης. Το COP από τιμές κοντά στο 0.1 μπορεί πλέον να γίνει μεγαλύτερο από 0.2 [2].

Πολλές μελέτες έχουν γίνει και για την επιλογή του κατάλληλου εργαζόμενου ζεύγους. Η επιλογή βασίζεται στα χαρακτηριστικά του συστήματος όπως είναι η θερμοκρασία της θερμής πηγής και στις ιδιότητες του ζεύγους όπως είναι το κόστος, η διαθεσιμότητα και η επίδρασή του στο περιβάλλον. Βασικό χαρακτηριστικό που πρέπει να παρουσιάζει ο προσροφητής είναι η χαμηλή ικανότητα προσρόφησης στις υψηλές θερμοκρασίες και πιέσεις και η υψηλή

ικανότητα προσρόφησης σε χαμηλές θερμοκρασίες και πιέσεις ενώ η ουσία προς προσρόφηση πρέπει να έχει υψηλή λανθάνουσα θερμότητα. Τα πιο κοινώς χρησιμοποιούμενα ζεύγη είναι τα ζεόλιθος – νερό, silica gel – νερό, ενεργός άνθρακας – μεθανόλη και ενεργός άνθρακας – αμμωνία [2].

Ένα από τα πλεονεκτήματα των συστημάτων ψύξης με προσρόφηση όπως έχει αναφερθεί αποτελεί το γεγονός της αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας για την λειτουργία τους. Για τον λόγο αυτό πολλά είδη ηλιακών συλλεκτών έχουν χρησιμοποιηθεί όπως είναι οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες, οι συλλέκτες με σωλήνες κενού και οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες. Στην συνέχεια αναφέρονται κάποιες από τις διατάξεις ηλιακής ψύξης με προσρόφησης που έχουν δημιουργηθεί από πολλούς ερευνητές παγκοσμίως. Οι Pons και Gullimont ανέπτυξαν ένα σύστημα παραγωγής πάγου που χρησιμοποιούσε για την λειτουργία του επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες και το ζεύγος ενεργού άνθρακα – μεθανόλης [2]. Αυτό παρήγαγε 30 – 35 kg πάγου ημερησίως με COP από 0.1 έως 0.12. Στην Ιαπωνία οι Sakoda et al δημιούργησαν σύστημα ψύξης με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες επιφάνειας 0.25 m<sup>2</sup> και χρησιμοποιούμενο ζεύγος silica gel - νερό το οποίο είχε COP 0.2 [2]. Την προηγούμενη δεκαετία ξεκίνησαν να προσομοιώνονται τα συστήματα και σε υπολογιστή. Οι Li et al έκαναν προσομοίωση ενός συστήματος ηλιακής ψύξης με προσρόφηση το οποίο αποτελούνταν από συλλέκτες με σωλήνες κενού μέσα στους οποίους ήταν τοποθετημένος ο ζεόλιθος. Το σύστημα παρουσίαζε θεωρητικά COP υψηλότερο από 0.25 [2]. Ο Gonzalez ανέπτυξε αριθμητικό μοντέλο για προσομοίωση και βελτιστοποίηση ενός συστήματος που αποτελούνταν από παραβολικούς συλλέκτες επιφάνειας 0.55 m<sup>2</sup> και τέσσερις παράλληλους σωλήνες που περιείχαν τον ενεργό άνθρακα. Το COP του συστήματος ήταν 0.12 [2].

Τις τελευταίες τρεις δεκαετίες άρχισαν να κατασκευάζονται και να είναι εμπορικά διαθέσιμες από αρκετές εταιρείες, ψυκτικές διατάξεις προσρόφησης για την δημιουργία πάγου. Πρώτη ήταν η γαλλική εταιρεία BLM. Επίσης μία εταιρεία από τις ΗΠΑ κατασκεύαζε με επιτυχία ψύκτη με προσρόφηση που παρήγαγε κρύο νερό στους 3°C καθοδηγούμενο από θερμή πηγή που λειτουργούσε μεταξύ των 60°C και 90°C και είχε COP 0.7. Την πρώτη δεκαετία του 21<sup>ου</sup> αιώνα εγκαταστάθηκε για πρώτη φορά στο νοσοκομείο Maltester στο Kammanz της Γερμανίας εμπορική μονάδα για ψύξη και για θέρμανση. Ο ψύκτης προσρόφησης ήταν 105kW. Αυτό ήταν το πρώτο υβριδικό σύστημα που λάμβανε θερμότητα από κυψέλες καυσίμου και ηλιακή ενέργεια. Ακολούθησε η κατασκευή αρκετών ψυκτικών διατάξεων με προσρόφηση ωστόσο ο πρωταρχικός στόχος για την βελτίωσης της απόδοσης αυτών των συστημάτων παραμένει επίκαιρος [2].

Στην αναφορά [14] αναφέρεται ότι παρότι οι ψύκτες προσρόφησης έχουν μελετηθεί εκτενώς τα τελευταία χρόνια, οι παράμετροι που επηρεάζουν δραστικά τη λειτουργία τους δεν έχουν προσδιοριστεί επαρκώς. Επίσης η βελτίωση της απόδοσης τους δεν έχει επιτευχθεί ακόμη σε βαθμό που να καθιστά δυνατή την ευρεία χρήση τους. Για τον λόγο αυτό μοντελοποιείται ένας ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας και δύο θαλάμων ρόφησης με σκοπό την παραμετρική ανάλυση και ανάλυση ευαισθησίας της διάταξης και τον προσδιορισμό των παραμέτρων που μπορούν να βελτιώσουν την απόδοση. Η θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης, η παροχή μάζας του ψυχόμενου νερού, οι συνολικές θερμικές αγωγιμότητες των εναλλακτών των θαλάμων ρόφησης και η αύξηση της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού είναι παράμετροι οι οποίοι επηρεάζουν σημαντικά την απόδοση του συστήματος και επομένως με την βελτίωση τους μπορούν να αυξήσουν την απόδοση. Τέλος αναφέρει πως μία αναλυτικότερη μελέτη στην χρήση νανορευστών ως μέσο μεταφοράς θερμότητας, στην χρονική διάρκεια του κύκλου λειτουργίας και στην χρήση του ζεύγους ατταπουλγίτη-νερού ίσως επιφέρει αύξηση στην απόδοση αυτών των συστημάτων.

Η χρονική διάρκεια των κύκλων προσρόφησης ποικίλει από εφαρμογή σε εφαρμογή. Μπορεί να έχει διάρκεια από μερικά λεπτά έως και μία ολόκληρη ημέρα ανάλογα με την διαμόρφωση της διάταξης. Στην αναφορά [14] ο ψυκτικός κύκλος προσρόφησης διαρκεί μερικά λεπτά και για την επίτευξη συνεχούς ψύξης χρησιμοποιούνται περισσότεροι των δύο θαλάμων ρόφησης. Στην αναφορά [15] περιγράφεται η λειτουργία μίας διάταξης που χρησιμοποιεί τον ενεργό άνθρακα-μεθανόλη ως εργαζόμενο ζεύγος και ο κύκλος προσρόφησης διαρκεί μία μέρα. Σε αυτή την διάταξη η εκμετάλλευση της θερμότητας γίνεται την ημέρα που οι θερμοκρασίες είναι υψηλότερες και επομένως ευνοϊκότερες και η παραγωγή ψύξης γίνεται την νύχτα όπου οι θερμοκρασίες είναι χαμηλότερες. Το φορτίο ψύξης αποθηκεύεται σε δοχείο που περιέχει νερό. Επίσης αναφέρει ότι η λειτουργία του ψυκτικού κύκλου δεν εξαρτάται μόνο από τις καιρικές συνθήκες της μέρας που εξετάζεται όπως γινόταν σε προηγούμενες μελέτες αλλά εξαρτάται και από τις καιρικές συνθήκες που επικρατούν την προηγούμενη μέρα. Για τον λόγο αυτό μοντελοποιεί την διάταξη και εξετάζει το φορτίο ψύξης που παράγεται σε 50 ημέρες χρησιμοποιώντας καιρικά δεδομένα από την Barossa Valley της Νότιας Αυστραλίας.

Στο Κεφάλαιο 5 περιγράφεται η λειτουργία δύο συστημάτων ψύξης με προσρόφηση, ενός που χρησιμοποιεί τον ενεργό άνθρακα μεθανόλη ως εργαζόμενο ζεύγος και ενός που έχει μία βαθμίδα και δύο θαλάμους ρόφησης και λειτουργεί με



silica gel-νερό. Για τα δύο συστήματα γίνεται μαθηματική μοντελοποίηση, προσομοίωση της λειτουργίας τους σε Matlab και εξάγονται χρήσιμα αποτελέσματα.



### Κεφάλαιο 3: Ηλιακό θερμικό σύστημα

Στο κεφάλαιο αυτό περιγράφεται η λειτουργία του ηλιακού θερμικού συστήματος το οποίο τροφοδοτεί με θερμότητα τα συστήματα ψύξης με απορρόφηση και προσρόφηση. Ένα ηλιακό θερμικό σύστημα αποτελείται από τους ηλιακούς συλλέκτες και ένα δοχείο αποθήκευσης. Παρουσιάζονται τα διάφορα είδη ηλιακών συλλεκτών που μπορούν να χρησιμοποιηθούν, η δεξαμενή αποθήκευσης, γίνεται μαθηματική μοντελοποίηση και περιγράφεται ο κώδικας για την προσομοίωση του ηλιακού θερμικού συστήματος.

#### 3.1 Ηλιακοί συλλέκτες

Η μετατροπή της ηλιακής ακτινοβολίας σε θερμότητα, η οποία χρησιμοποιείται για την λειτουργία των ψυκτικών διατάξεων που λειτουργούν με απορρόφηση και προσρόφηση, γίνεται μέσω των ηλιακών συλλεκτών. Οι ηλιακοί συλλέκτες είναι διατάξεις οι οποίες απορροφώντας την ηλιακή ακτινοβολία θερμαίνουν το ρευστό που διέρχεται από μέσα τους. Τα είδη των ηλιακών συλλεκτών που χρησιμοποιούνται σε συστήματα ψύξης είναι τέσσερα. Οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες FPC (Flat Plat Collectors), οι συλλέκτες με σωλήνες κενού ETC (Evacuated Tube Collectors) και τα δύο είδη συγκεντρωτικών συλλεκτών που είναι οι CPC (Compound Parabolic Collectors) και οι PTC (Parabolic Trough Collectors)[16].

Η ακτινοβολία που μπορεί να απορροφηθεί από κάθε είδος ηλιακού συλλέκτη διαφέρει. Οι FPC και ETC απορροφούν την άμεση ακτινοβολία αλλά και την ακτινοβολία λόγω διάχυσης, ενώ οι PTC απορροφούν μόνο την άμεση ακτινοβολία λόγω του κατόπτρου το οποίο έχουν και κοιτάει στην διεύθυνση του ήλιου. Οι CPC απορροφούν την άμεση ηλιακή ακτινοβολία και ένα μέρος της ακτινοβολίας λόγω διάχυσης. Γενικά η ηλιακή ακτινοβολία που πέφτει σε έναν ηλιακό συλλέκτη είναι

$$Q_{solar} = A_c \cdot G_{eff} \quad (3.1)$$

όπου

- $A_c$  είναι η επιφάνεια του ηλιακού συλλέκτη,
- $G_{eff}$  είναι η ακτινοβολία που μπορεί να απορροφήσει. Το  $G_{eff}$  παίρνει διαφορετικές τιμές ανάλογα με το είδος του ηλιακού συλλέκτη. Για μία τυπική ηλιόλουστη μέρα

$$G_{eff} = \begin{cases} G_T = 973 \text{ W / m}^2, \text{ για FPC και ETC} \\ G_{cpc} = 941 \text{ W / m}^2, \text{ για CPC} \\ G_b = 600 \text{ W / m}^2, \text{ για PTC} \end{cases}$$

Η θερμική απόδοση των ηλιακών συλλεκτών ορίζεται ως η χρήσιμη ενέργεια που απορροφά το ρευστό που διέρχεται από τον ηλιακό συλλέκτη προς την ηλιακή ενέργεια που φτάνει στην επιφάνειά του.

$$n_{th} = \frac{Q_u}{Q_{solar}} = \frac{m \cdot (T_{col,out} - T_{col,in})}{A_c \cdot G_{eff}} \quad (3.2)$$

Για κάθε είδος ηλιακού συλλέκτη υπάρχει στην βιβλιογραφία [16] συνάρτηση η οποία δίνει την απόδοση του ηλιακού συλλέκτη ανάλογα με την θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στο συλλέκτη  $T_{col,in}$ , την θερμοκρασία του περιβάλλοντος  $T_{am}$  και την ολική προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία ανά μονάδα επιφάνειας  $G_{eff}$ . Για τον συλλέκτη FPC ισχύει

$$n_{th} = 0.75 - 5.0 \cdot \left( \frac{T_{col,in} - T_{am}}{G_T} \right), \quad (3.3)$$

ενώ για τον συλλέκτη ETC η απόδοση είναι μεγαλύτερη καθώς είναι αμελητέες οι απώλειες λόγω συναγωγής

$$n_{th} = 0.82 - 2.19 \cdot \left( \frac{T_{col,in} - T_{am}}{G_T} \right). \quad (3.4)$$

Για τους συλλέκτες CPC και PTC με λόγο συγκέντρωσης  $C_R = \frac{A_{collector}}{A_{receiver}} = 1.12$  και 14 ισχύουν οι σχέσεις

$$n_{th} = 0.7 - 3.4 \cdot \left( \frac{T_{col,in} - T_{am}}{G_{cpc}} \right) \quad (3.5)$$

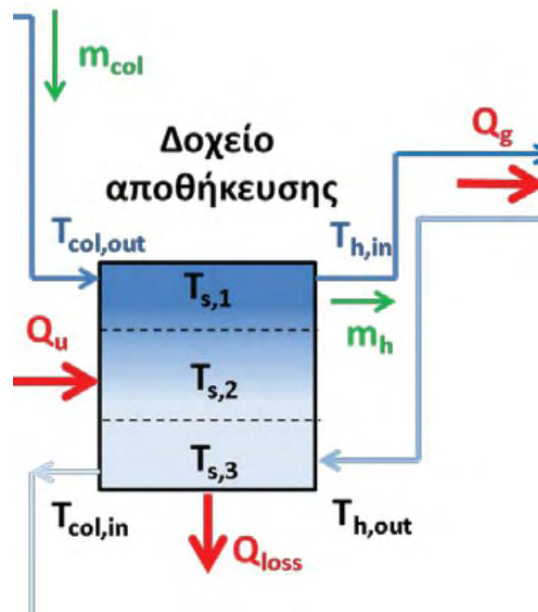
$$n_{th} = 0.762 - 0.2125 \cdot \left( \frac{T_{col,in} - T_{am}}{G_b} \right) - 0.001672 \cdot G_b \cdot \left( \frac{T_{col,in} - T_{am}}{G_b} \right)^2 \quad (3.6)$$

Επομένως γνωρίζοντας την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στην επιφάνεια του συλλέκτη, την θερμοκρασία εισόδου του ρευστού και την θερμοκρασία του περιβάλλοντος μπορεί να προσδιοριστεί η απόδοσή του συλλέκτη. Με γνωστή την απόδοση μπορεί να βρεθεί και η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του συλλέκτη  $T_{col,out}$  από τον τύπο του ορισμού της απόδοσης.

### 3.2 Δεξαμενή αποθήκευσης

Για την αποθήκευση της θερμότητας που προέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες χρησιμοποιείται δεξαμενή αποθήκευσης όπως αυτή που φαίνεται στο Σχήμα 3-1. Η δεξαμενή αποθήκευσης δέχεται στο πάνω μέρος της το θερμό ρευστό από την έξοδο των ηλιακών συλλεκτών σε θερμοκρασία  $T_{col,out}$  και στο κάτω μέρος

της την επιστροφή του ρευστού που χρησιμοποιήθηκε για την τροφοδότηση κάποιου συστήματος με θερμότητα σε θερμοκρασία  $T_{h,out}$ . Επίσης από την δεξαμενή αποχωρούν ένα ρεύμα από το πάνω μέρος της για την τροφοδότηση με θερμότητα σε θερμοκρασία  $T_{h,in}$  και ένα ρεύμα που εισέρχεται στους ηλιακούς συλλέκτες σε θερμοκρασία  $T_{col,in}$ . Το γεγονός ότι το θερμό ρεύμα εισέρχεται στο πάνω μέρος της και το κρύο ρεύμα στο κάτω μέρος έχει ως αποτέλεσμα την θερμοκρασιακή διαβάθμιση εντός της δεξαμενής. Η θερμοκρασία αυξάνεται καθώς αυξάνεται το ύψος μέσα στην δεξαμενή.



Σχήμα 3-1: Απεικόνιση δοχείου αποθήκευσης [13]

Για την μοντελοποίηση της δεξαμενής γίνεται η παραδοχή ότι αυτή χωρίζεται σε τρία θερμοκρασιακά επίπεδα όπως φαίνονται και στο σχήμα και σε κάθε επίπεδο εφαρμόζεται το ισοζύγιο ενέργειας [16]

$$[\text{Συσσωρευση}] = [\text{είσοδος}] - [\text{έξοδος}] - [\text{απώλειες}]$$

Επομένως προκύπτουν οι εξισώσεις

$$M \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_{s,1}}{\partial t} = \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{col,out} - T_{s,1}) - \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{s,1} - T_{s,2}) - U \cdot A_{s,1} \cdot (T_{s,1} - T_{am}) \quad (3.7)$$

$$M \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_{s,2}}{\partial t} = \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{s,1} - T_{s,2}) - \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{s,2} - T_{s,3}) - U \cdot A_{s,2} \cdot (T_{s,2} - T_{am}) \quad (3.8)$$

$$M \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_{s,3}}{\partial t} = \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{s,2} - T_{s,3}) - \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{s,3} - T_{h,out}) - U \cdot A_{s,1} \cdot (T_{s,3} - T_{am}) \quad (3.9)$$

όπου

- $c_p$  είναι η θερμοχωρητικότητα του ρευστού,

- $T_{s,1}, T_{s,2}, T_{s,3}$  είναι η θερμοκρασία σε κάθε θερμοκρασιακό επίπεδο,
- $\dot{m}_{col}, \dot{m}_h$  είναι η παροχή μάζας προς τους ηλιακούς συλλέκτες και προς το σύστημα τροφοδότησης αντίστοιχα,
- $M$  είναι η μάζα του ρευστού σε κάθε επίπεδο της δεξαμενής ή το ένα τρίτο του ρευστού σε όλη την δεξαμενή και ισούται με  $M = \frac{\rho \cdot V}{3}$  όπου  $\rho$  είναι η πυκνότητα του ρευστού και  $V$  ο όγκος της δεξαμενής,
- $A_{s,1}, A_{s,2}, A_{s,3}$  είναι οι επιφάνειες που χωρίζουν το κάθε επίπεδο της δεξαμενής με το περιβάλλον και
- $U$  είναι ο συντελεστής απωλειών της δεξαμενής.

Οι επιφάνειες  $A_{s,1}, A_{s,2}, A_{s,3}$  κάθε επιπέδου εξαρτώνται από την διάμετρο και το ύψος της δεξαμενής και δίδονται από τις σχέσεις παρακάτω:

$$A_{s,1} = \frac{\pi \cdot D_{st}^2}{4} + \frac{\pi \cdot D_{st} \cdot L_{st}}{3} \quad (3.10)$$

$$A_{s,2} = \frac{\pi \cdot D_{st} \cdot L_{st}}{3} \quad (3.11)$$

$$A_{s,3} = \frac{\pi \cdot D_{st}^2}{4} + \frac{\pi \cdot D_{st} \cdot L_{st}}{3} \quad (3.12)$$

### 3.3 Επίλυση ηλιακού θερμικού συστήματος σε Matlab

Η επίλυση του ηλιακού θερμικού συστήματος γίνεται με την υπόθεση ότι η ηλιακή ακτινοβολία που φτάνει την επιφάνεια των συλλεκτών και η θερμοκρασία μεταβάλλονται ως ημιτονοειδής συνάρτηση με τον χρόνο. Αφού εξαχθούν οι ημιτονοειδής συναρτήσεις, περιγράφεται ο κώδικας για την επίλυση του συστήματος.

#### 3.3.1 Ακτινοβολία και θερμοκρασία περιβάλλοντος ως ημιτονοειδείς συναρτήσεις με τον χρόνο

Το ηλιακό θερμικό σύστημα επιλύεται σε χρονικά μεταβαλλόμενες συνθήκες για την προσομοίωση της λειτουργίας του μία ή περισσότερες μέρες. Γι' αυτό τον λόγο η ακτινοβολία που φτάνει στην επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών θεωρείται ότι είναι ημιτονοειδής συνάρτηση με τον χρόνο, κάτι το οποίο είναι πολύ κοντά στην πραγματικότητα για μία ηλιόλουστη μέρα. Όταν το ημίτονο παίρνει αρνητικές τιμές τότε η ακτινοβολία τίθεται μηδέν. Η επίλυση του συστήματος γίνεται με χρονικό βήμα ενός λεπτού.

Αρχικά ορίζεται ένας μετρητής για τις μέρες συναρτήση του χρόνου  $t$  ο οποίος μετριέται σε λεπτά

$$Daycount = \frac{t}{1440} + 1 - \text{mod}\left(\frac{t}{1440}, 1\right) \quad (3.13)$$

Η ημιτονοειδής συνάρτηση για την ακτινοβολία ορίζεται ως

$$\begin{aligned} q_{rad}(t) &= q_{\max} \cdot \sin(\omega t - \varphi_{days} - \varphi_0) = q_{\max} \cdot \sin\left(\frac{2\pi t}{T} - \frac{2\pi(Daycount - 1) \cdot 24 \cdot 60}{T} - \frac{2\pi t_{rise}}{T}\right) \Rightarrow \\ q_{rad}(t) &= q_{\max} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{T}(t - (Daycount - 1) \cdot 24 \cdot 60 - t_{rise})\right) \Rightarrow \\ q_{rad}(t) &= q_{\max} \cdot \sin\left(\frac{\pi(t - (Daycount - 1) \cdot 24 \cdot 60 - t_{rise})}{T/2}\right) \Rightarrow \\ q_{rad}(t) &= q_{\max} \cdot \sin\left(\frac{\pi(t - (Daycount - 1) \cdot 24 \cdot 60 - t_{rise})}{t_{day}}\right) \end{aligned} \quad (3.14)$$

όπου

- $t$  είναι ο χρόνος σε λεπτά,
- $q_{rad}(t)$  είναι η τιμή της ακτινοβολίας στο τρέχον  $t$  και μετριέται σε  $W/m^2$ ,
- $q_{\max}$  είναι η μέγιστη τιμή της ακτινοβολίας σε  $W/m^2$ ,
- $t_{rise}$  είναι η χρονική στιγμή στην οποία ανατέλλει ο ήλιος. Π.χ. Αν ο ήλιος ανατέλλει στις 7:00 το πρωί τότε  $t_{rise} = 420$  λεπτά (Σχήμα 3-2),
- $t_{day}$  είναι η χρονική διάρκεια της ημέρας από την ανατολή μέχρι την δύση του ηλίου σε λεπτά και μπορεί να διαφέρει από την μισή διάρκεια της ημέρας γι' αυτό στο υπολογισμό της ακτινοβολίας είναι απαραίτητη η αφαίρεση του όρου  $\varphi_{days}$  (Σχήμα 3-2).

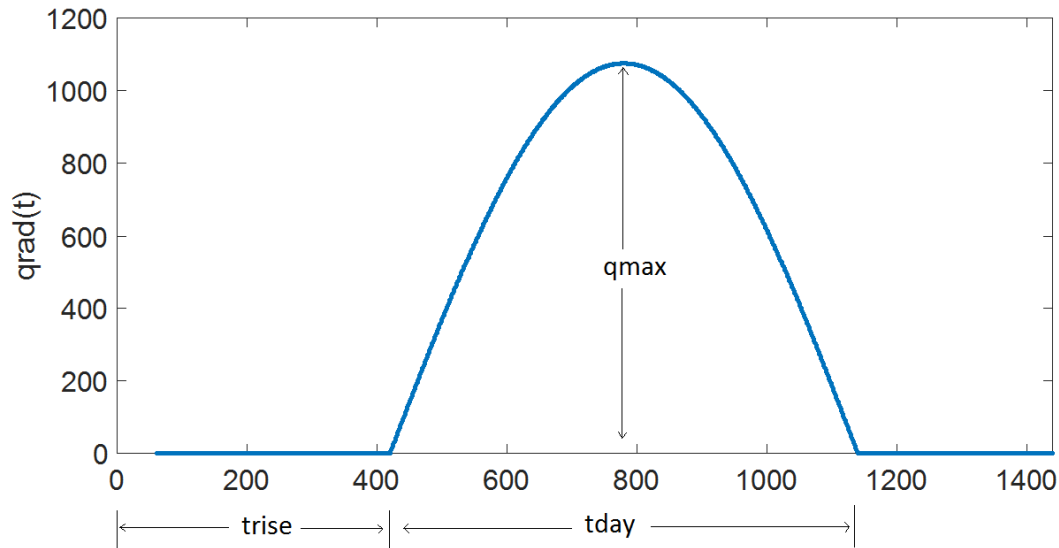
Η θερμοκρασία του περιβάλλοντος θεωρείται ότι είναι και αυτή ημιτονοειδής συνάρτηση με το χρόνο. Αντίστοιχα προκύπτει ότι

$$T_{am}(t) = T_m + \Delta T \cdot \sin\left(\frac{2\pi(t - t_{rise})}{1440}\right) \quad (3.15)$$

όπου

- $T_{am}(t)$  είναι η θερμοκρασία της χρονική στιγμή  $t$ ,
- $T_m$  είναι η μέση θερμοκρασία της ημέρας και
- $\Delta T$  είναι η διαφορά της μέγιστης μείον της ελάχιστης θερμοκρασίας κατά την διάρκεια μιας ημέρας.

- Για την θερμοκρασία η χρονική περίοδος είναι  $T = 1440$  λεπτά, όση και η διάρκεια μιας ημέρας.



Σχήμα 3-2: Διάγραμμα ηλιακής ακτινοβολίας με τον χρόνο

### 3.3.2 Περιγραφή κώδικα

Αφού έχουν οριστεί όλες οι απαραίτητες μεταβλητές του συστήματος δίνεται μία αρχική τιμή σε όλες τις θερμοκρασίες που χρησιμοποιούνται και ξεκινάει η επίλυση. Ο κώδικας υπολογίζει όλες τις παραμέτρους του συστήματος κάθε ένα λεπτό, όσο είναι και το χρονικό βήμα. Οπότε σε κάθε  $t$  υπολογίζονται με την σειρά τα εξής μεγέθη:

- Η ηλιακή ακτινοβολία

$$q_{rad}(t) = q_{max} \cdot \sin\left(\frac{\pi(t - (Daycount - 1) \cdot 24 \cdot 60 - t_{rise})}{t_{day}}\right)$$

- Η θερμοκρασία του περιβάλλοντος

$$T_{am}(t) = T_m + \Delta T \cdot \sin\left(\frac{2\pi(t - t_{rise})}{1440}\right)$$

- Η θερμοκρασία στην είσοδο του ηλιακού συλλέκτη

$$T_{col,in}(t) = T_{s,3}(t - 1)$$

- Η απόδοση του ηλιακού συλλέκτη. Για παράδειγμα για συλλέκτη με σωλήνες κενού

$$n_{th}(t) = 0.82 - 2.19 \cdot \left(\frac{T_{col,in}(t) - T_{am}(t)}{q_{rad}(t)}\right)$$

- Η θερμοκρασία στην έξοδο του ηλιακού συλλέκτη



$$T_{col,out}(t) = T_{col,in}(t) + \frac{n_{th}(t) \cdot A \cdot q_{rad}(t)}{m_{col} \cdot c_p}$$

- Το φορτίο στο σύστημα τροφοδοσίας

$$Q_l(t) = m_h \cdot c_p \cdot (T_{s,1}(t-1) - T_{h,out}(t-1))$$

- Η θερμοκρασία του ρεύματος προς το σύστημα τροφοδοσίας

$$T_{h,in}(t) = T_{s,1}(t-1)$$

- Η θερμοκρασία επιστροφής από το σύστημα τροφοδοσίας μέσω εναλλάκτη όταν γνωρίζουμε την θερμοκρασία λειτουργίας του συστήματος τροφοδοσίας  $T_l(t)$

$$Q_l(t) = \frac{UA \cdot (T_{h,in}(t) - T_{h,out}(t))}{\ln \left( \frac{T_{h,in}(t) - T_l(t)}{T_{h,out}(t) - T_l(t)} \right)}$$

Η  $T_{h,out}(t)$  προσδιορίζεται από τον παραπάνω τύπο με την μέθοδο της διχοτόμησης

- Οι θερμοκρασίες σε κάθε θερμοκρασιακό επίπεδο μέσα στην δεξαμενή

$$T_{s,1}(t) = \frac{3 \cdot 60 \cdot (\dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{col,out}(t) - T_{s,1}(t-1)) - \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{s,1}(t-1) - T_{s,2}(t-1)))}{M \cdot c_p} - \frac{U \cdot A_{s,1} \cdot (T_{s,1}(t-1) - T_{am}(t))}{M \cdot c_p} + T_{s,1}(t-1)$$

$$T_{s,2}(t) = \frac{3 \cdot 60 \cdot (\dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{s,1}(t) - T_{s,2}(t-1)) - \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{s,2}(t-1) - T_{s,3}(t-1)))}{M \cdot c_p} - \frac{U \cdot A_{s,2} \cdot (T_{s,2}(t-1) - T_{am}(t))}{M \cdot c_p} + T_{s,2}(t-1)$$

$$T_{s,3}(t) = \frac{3 \cdot 60 \cdot (\dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{s,2}(t) - T_{s,3}(t-1)) - \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_{s,3}(t-1) - T_{h,out}(t)))}{M \cdot c_p} - \frac{U \cdot A_{s,3} \cdot (T_{s,3}(t-1) - T_{am}(t))}{M \cdot c_p} + T_{s,3}(t-1)$$

Αφού ολοκληρωθούν οι υπολογισμοί για μία χρονική στιγμή, επαναλαμβάνονται για την επόμενη χρονική στιγμή. Οι υπολογισμοί ολοκληρώνονται όταν τελειώσει το χρονικό διάστημα που έχει οριστεί. Στα επόμενα κεφάλαια θα προστεθούν και οι υπολογισμοί για το ψυκτικό φορτίο που προκύπτει από τα συστήματα απορρόφησης και προσρόφησης όταν δίνεται η ηλιακή ακτινοβολία.



## **Κεφάλαιο 4: Υβριδικό σύστημα ψύξης απορρόφησης-μηχανικής συμπίεσης**

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται η λειτουργία ενός υβριδικού συστήματος ψύξης απορρόφησης-μηχανικής συμπίεσης. Το σύστημα αυτό συνδυάζει έναν ψυκτικό κύκλο που λειτουργεί με απορρόφηση και έναν ψυκτικό κύκλο που λειτουργεί με συμπίεση. Σκοπός του είναι η ψύξη σε χαμηλές θερμοκρασίες μειώνοντας την χρήση της ηλεκτρικής ενέργειας, αξιοποιώντας την ηλιακή ενέργεια. Για τον λόγο αυτό αρχικά περιγράφεται η λειτουργία του ψυκτικού κύκλου με μηχανική συμπίεση. Ακολουθεί η περιγραφή της λειτουργίας του κύκλου ψύξης με απορρόφηση και των εναλλακτών που αυτοί περιλαμβάνουν. Ο κύκλος ψύξης με απορρόφηση έχει μελετηθεί για τα ζεύγη  $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$  και  $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$ . Στην συνέχεια αφού μοντελοποιηθεί το σύστημα, επιλύεται σε Matlab και παρουσιάζονται αποτελέσματα, για την εγκυρότητα των οποίων γίνεται σύγκριση με αντίστοιχα που υπάρχουν στην βιβλιογραφία.

### **4.1 Περιγραφή λειτουργίας δομικών στοιχείων υβριδικού συστήματος**

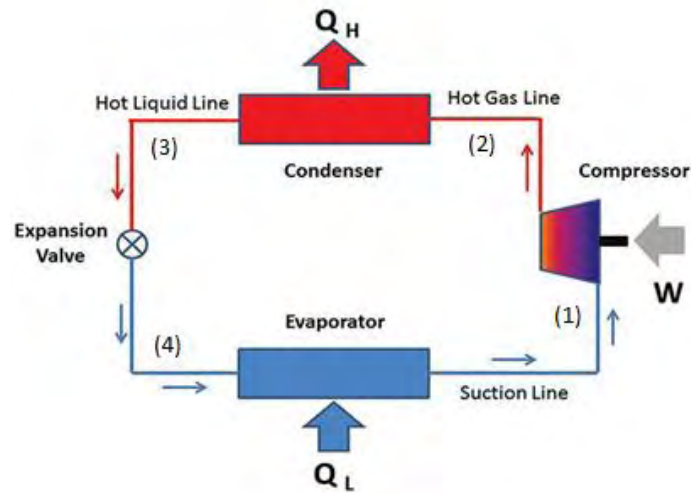
Για την επίτευξη ψύξης, ρευστό πρέπει να διέρθει από μία σειρά εναλλακτών μέσω των οποίων θα γίνει η απορρόφηση και η απόρριψη θερμότητας. Σε σύστημα ψύξης με μηχανική συμπίεση, η απαραίτητη ενέργεια στο ρευστό δίνεται από τον συμπιεστή που χρησιμοποιεί ηλεκτρική ενέργεια, ενώ σε σύστημα ψύξης με απορρόφηση δίνεται από θερμό ρευστό το οποίο μπορεί να προέλθει από ηλιακούς συλλέκτες. Παρακάτω περιγράφεται η λειτουργία αυτών των ψυκτικών κύκλων.

#### **4.1.1 Ψυκτικός κύκλος με μηχανική συμπίεση**

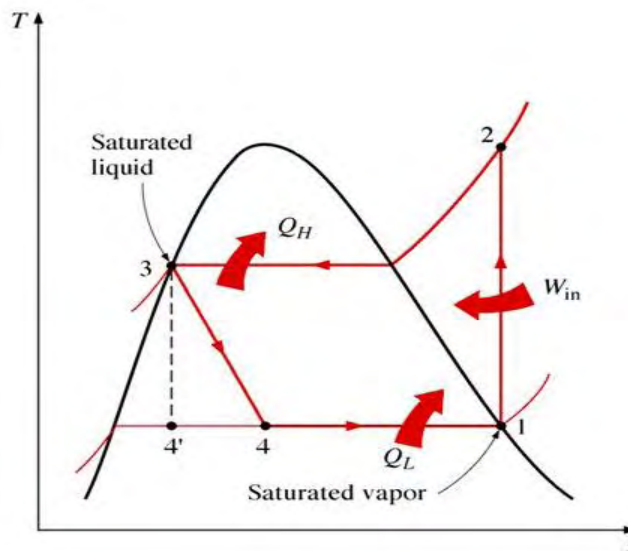
Ένας ψυκτικός κύκλος μπορεί να παρασταθεί με μία απλή διάταξη όπως φαίνεται από το Σχήμα 4-1. Η διάταξη αυτή αποτελείται από έναν συμπιεστή (compressor), έναν συμπυκνωτή (condenser), μία βαλβίδα εκτόνωσης (expansion valve) και έναν εξατμιστή (evaporator).

Σκοπός της διάταξης είναι η απορρόφηση θερμότητας από τον χώρο που ψύχεται και απόρριψη της στο περιβάλλον. Αν θεωρηθεί ότι ο κύκλος είναι ιδανικός τότε αυτό επιτυγχάνεται μέσω τεσσάρων διεργασιών όπως φαίνονται στο Σχήμα 4-2:

- Ισεντροπική συμπίεση στον συμπιεστή
- Ισοβαρής απόρριψη θερμότητας στον συμπυκνωτή
- Πτώση πίεσης μέσω της βαλβίδας εκτόνωσης
- Ισοβαρής απορρόφηση θερμότητας στον εξατμιστήρα



Σχήμα 4-1: Ψύκτης με μηχανική συμπίεση [17]



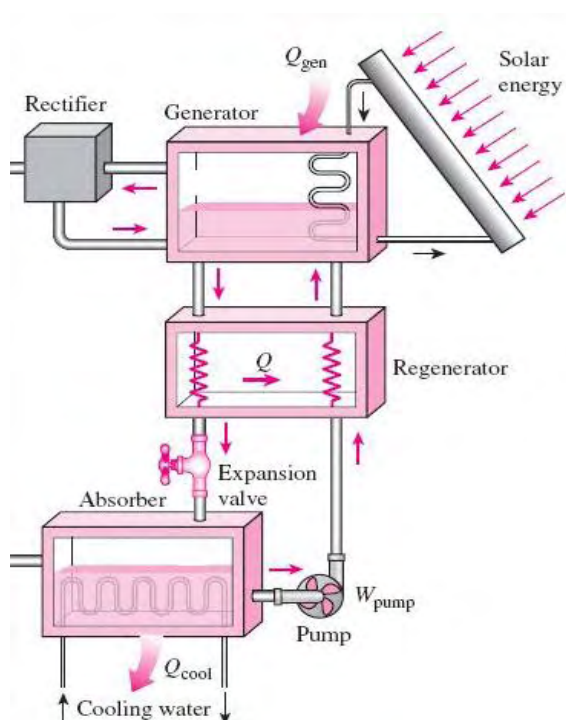
Σχήμα 4-2: Ψυκτικός κύκλος με μηχανική συμπίεση [18]

Το ψυκτικό μέσο, στην περίπτωση του νερού, εξέρχεται από τον εξατμιστή ως κορεσμένος ατμός σε πίεση  $p_2$  (σημείο 1) και συμπιέζεται μέσω του συμπιεστή σε πίεση  $p_2$  (σημείο 2) προσφέροντας στο σύστημα έργο  $W_{in}$ . Στην συνέχεια περνάει από τον συμπυκνωτή οπότε από υπέρθερμος ατμός συμπυκνώνεται μέχρι να γίνει κορεσμένο υγρό (σημείο 3). Σε αυτήν την διεργασία κατά την συμπίκνωσή του το ψυκτικό μέσο απορρίπτει θερμότητα στο περιβάλλον ενώ η πίεση παραμένει σταθερή. Μετά τον συμπυκνωτή ακολουθεί η βαλβίδα εκτόνωσης απ' όπου το ψυκτικό μέσο από την πίεση  $p_2$  φτάνει πάλι σε πίεση  $p_1$  (σημείο 4). Τέλος διέρχεται μέσω του εξατμιστή απ' όπου την απαραίτητη ενέργεια για να εξατμιστεί



η μελέτη βασίζεται στην περίπτωση όπου η απαραίτητη θερμική ενέργεια προέρχεται από την ηλιακή ενέργεια.

Το ψυκτικό μέσο μετά τον εξατμιστή (σημείο 10) οδηγείται στον απορροφητή σε κατάσταση κορεσμένου ατμού. Στον απορροφητή φτάνει και μίγμα ψυκτικού μέσου - μέσου μεταφοράς (σημείο 6) φτωχό σε ψυκτικό μέσο (σε υγρή κατάσταση). Εκεί γίνεται η απορρόφηση του ψυκτικού μέσου από το μίγμα (με έκλυση θερμότητας). Η ποσότητα του ψυκτικού μέσου που μπορεί να απορροφηθεί από το μέσο μεταφοράς είναι αντιστρόφως ανάλογη της θερμοκρασίας. Επομένως είναι σημαντικό η θερμοκρασία στον απορροφητή να διατηρηθεί όσο το δυνατόν χαμηλότερη. Αυτό επιτυγχάνεται με χρήση νερού ψύξης που διαπερνά τον απορροφητή.



Σχήμα 4-4: Αναπαράσταση απορροφητή – ατμογεννήτριας [20]

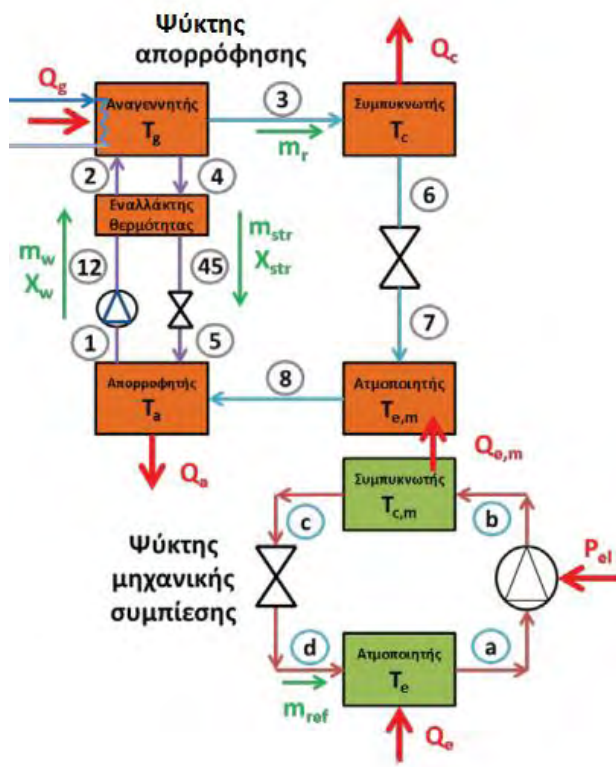
Το πλούσιο πλέον σε ψυκτικό μέσο μίγμα (σημείο 1), συμπιέζεται από μία αντλία και αφού περάσει από τον εναλλάκτη θερμότητας (σημείο 3) καταλήγει στην ατμογεννήτρια. Το γεγονός ότι η αντλία συμπιέζει υγρό και όχι ατμό κάνει το έργο εισόδου σε αυτή αμελητέο σε σχέση με το έργο που χρειάζεται ο συμπιεστής για να λειτουργήσει. Το μίγμα σε υψηλή πίεση περνάει από τον εναλλάκτη θερμότητας απορροφώντας θερμότητα από αυτόν με αποτέλεσμα να φτάνει στην ατμογεννήτρια σε υψηλότερη θερμοκρασία.

Στην ατμογεννήτρια το πλούσιο μίγμα θερμαίνεται από ρεύμα ζεστού νερού που προέρχεται από ηλιακό συλλέκτη. Με την αύξηση της θερμοκρασίας

εξάτμιζεται μίγμα πλούσιο σε ψυκτικό μέσο (ή μπορεί μόνο το ψυκτικό μέσο) καθώς στα μίγματα που χρησιμοποιούνται το ψυκτικό μέσο είναι το πτητικότερο συστατικό. Σε περίπτωση εξάτμισης μικρού μέρους του μέσου μεταφοράς υπάρχει ανορθωτής ο οποίος το διαχωρίζει από το ψυκτικό μέσο και το επιστρέφει πίσω στην ατμογεννήτρια. Το ψυκτικό μέσο σε αέρια κατάσταση και υψηλή πίεση (σημείο 7) είναι έτοιμο πλέον να περάσει από τον συμπυκνωτή και να συνεχίσει τον ψυκτικό κύκλο.

Το πλούσιο μίγμα σε ψυκτικό μέσο που φτάνει στην ατμογεννήτρια μετά την εξάτμιση του ψυκτικού μέσου γίνεται φτωχό σε αυτό. Έτσι επιστρέφει πίσω στον απορροφητή (σημείο 4) αφού πρώτα περάσει από τον εναλλάκτη θερμότητας και μία βαλβίδα εκτόνωσης. Περνώντας από τον εναλλάκτη θερμότητας προσδίδει μέρος της θερμότητας του στο πλούσιο μίγμα που πηγαίνει στην ατμογεννήτρια ενώ διερχόμενο μέσω της βαλβίδας εκτόνωσης (σημείο 5) υφίσταται πτώση πίεσης σε πίεση που υπάρχει στον απορροφητή. Στο Σχήμα 4-4 γίνεται μία πιο λεπτομερή αναπαράσταση του απορροφητή και της ατμογεννήτριας.

#### 4.1.3 Συνδυασμός των δύο ψυκτικών κύκλων για την δημιουργία του υβριδικού συστήματος

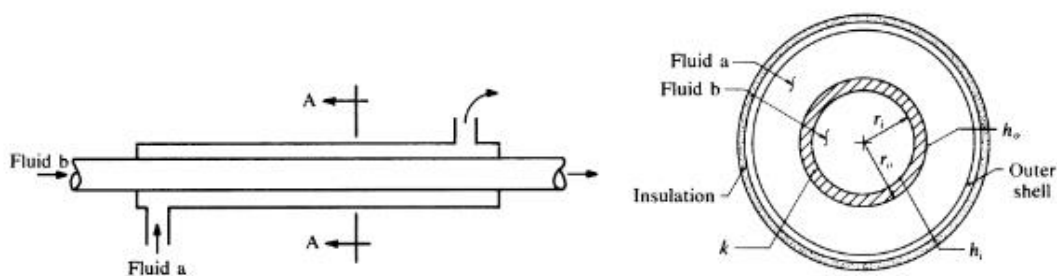


Σχήμα 4-5: Συνδυασμός ψύκτη με απορρόφηση - ψύκτη με μηχανική συμπίεση [13]

Στο Σχήμα 4-5 γίνεται αναπαράσταση του υβριδικού συστήματος το οποίο συνδυάζει τον ψύκτη απορρόφησης με τον ψύκτη μηχανικής συμπίεσης. Ο αναγεννητής του ψύκτη απορρόφησης τροφοδοτείται με ζεστό ρευστό το οποίο προέρχεται από ηλιακούς συλλέκτες. Με αυτόν τον τρόπο μπαίνει σε λειτουργία ο ψύκτης απορρόφησης παρέχοντας ψύξη σε θερμοκρασία  $T_e$ . Στην συνέχεια ο ψύκτης με μηχανική συμπίεση χρησιμοποιώντας την θερμοκρασία ως θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας από τον συμπυκνωτή και με την τροφοδοτήσή του με ηλεκτρική ενέργεια μπορεί να παρέχει ψύξη σε ακόμη χαμηλότερη θερμοκρασία. Πλεονέκτημα αυτού του συστήματος αποτελεί το γεγονός ότι επιτυγχάνονται πολύ χαμηλές θερμοκρασίες ψύξης παρέχοντας λιγότερη ηλεκτρική ενέργεια και αξιοποιώντας μία ανανεώσιμη πηγή ενέργειας όπως είναι η ηλιακή.

## 4.2 Εναλλάκτες θερμότητας

Σε αυτό το σημείο γίνεται μία πιο λεπτομερή ανάλυση των εναλλακτών που χρησιμοποιούνται στις παραπάνω ψυκτικές διατάξεις. Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι διατάξεις που επιτρέπουν την ανταλλαγή θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών που βρίσκονται σε διαφορετικές θερμοκρασίες, χωρίς όμως να επιτρέπεται η ανάμιξή τους (Σχήμα 4-6). Η μεταφορά θερμότητας σε έναν εναλλάκτη γίνεται με συναγωγή σε κάθε ρευστό και αγωγή διαμέσου του τοιχώματος που τα χωρίζει. Στην ανάλυση των εναλλακτών χρησιμοποιείται ο συντελεστής ολικής μεταφοράς θερμότητας  $U$  που ερμηνεύει τις συνολικές επιδράσεις από όλα τα είδη μεταφοράς θερμότητας.



Σχήμα 4-6: Εναλλάκτης θερμότητας διπλού σωλήνα [21]

Επομένως ο συντελεστής ολικής μεταφοράς θερμότητας  $U$  είναι

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{o\lambda}} = UA_o \Delta T \Rightarrow U = \frac{1}{R_{o\lambda} A_o} \quad (4.1)$$

$$R_{o\lambda} = R_i + \frac{F_i}{A_o} + R_{τοιχ} + \frac{F_o}{A_o} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{F_i}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{F_o}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (4.2)$$

$$A_o = \pi D_o L, A_i = \pi D_i L \quad (4.3)$$



Από την (4.1) με αντικατάσταση των (4.2) και (4.3) προκύπτει

$$U = \frac{1}{\frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{D_o}{D_i} F_i + \frac{1}{2k} D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + F_o + \frac{1}{h_o}} \quad (4.4)$$

όπου

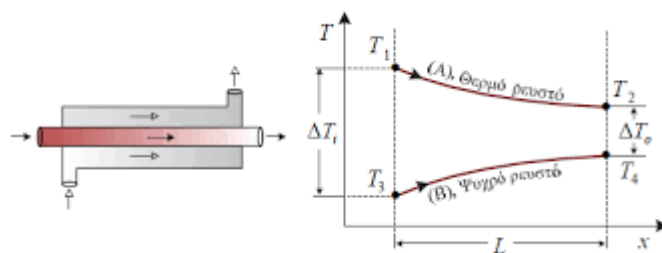
- $h_i, h_o$  συντελεστές μεταφοράς θερμότητας για την εσωτερική και εξωτερική ροή,
- $A_i, A_o$  εσωτερική και εξωτερική επιφάνεια εσωτερικού σωλήνα,
- $D_i, D_o$  εσωτερική και εξωτερική διάμετρος εσωτερικού σωλήνα,
- $F_i, F_o \approx 0.09 \frac{m^2 K}{kW}$  παράγοντες απόθεσης υπολειμμάτων στις επιφάνειες του εναλλάκτη και
- $k$  θερμική αγωγιμότητα σωλήνα.

Γνωρίζοντας πλέον τον συντελεστή ολικής μεταφοράς θερμότητας  $U$  υπολογίζεται ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας από το ένα ρευστό στο άλλο

$$Q = UA_o F \Delta T_{LM} \quad (4.5)$$

όπου

- $F$  είναι ένας συντελεστής διόρθωσης ανάλογα με τον τύπο του εναλλάκτη θερμότητας που χρησιμοποιείται.
- $\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_L}\right)}$  είναι η λογαριθμική μέση θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο ρευμάτων (Σχήμα 4-7).



Σχήμα 4-7: Εναλλάκτης ομορροής και μεταβολή θερμοκρασίας [22]

#### 4.2.1 Εναλλάκτης θερμότητας συμπύκνωσης

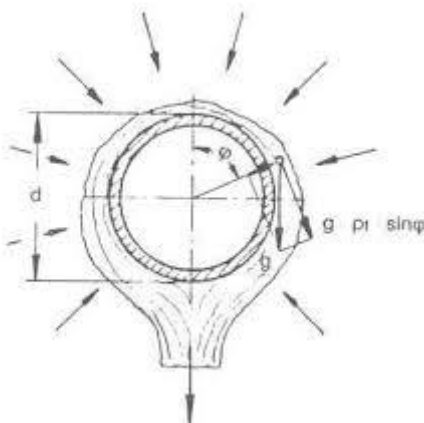
Ο συμπυκνωτής είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας στον οποίο ατμός περνάει εξωτερικά του σωλήνα και συμπυκνώνεται προσδίδοντας θερμότητα στο νερό ψύξης που περνάει από το εσωτερικό του σωλήνα.

Για τον υπολογισμό του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $U$  είναι απαραίτητος ο υπολογισμός των  $h_i, h_o$  εσωτερικά και εξωτερικά του σωλήνα. Ο μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για συμπύκνωση σε υμένα στην εξωτερική επιφάνεια του οριζόντιου σωλήνα (Σχήμα 4-8) δίνεται από την παρακάτω σχέση, η οποία έχει προκύψει από εφαρμογή του δεύτερου νόμου του Newton πάνω σε στοιχειώδη όγκο συμπυκνώματος πάνω στο υμένα υπό κάποιες προϋποθέσεις (ανάλυση Nusselt).

$$h_o = 0.729 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_{\text{κορ}} - T_s) D} \right]^{1/4} \quad (4.6)$$

όπου

- $g$  είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας,
- $\rho_l, \rho_v$  είναι οι πυκνότητες του υγρού και του ατμού,
- $h_{fg}$  είναι η ενθαλπία εξάτμισης,
- $k_l$  είναι η θερμική αγωγιμότητα του υγρού,
- $T_{\text{κορ}}$  είναι η θερμοκρασία κορεσμού του ρευστού,
- $T_s$  είναι η θερμοκρασία της επιφάνειας του σωλήνα και
- $D$  είναι η διάμετρος του σωλήνα.



Σχήμα 4-8: Συμπύκνωση έξω από τον εσωτερικό σωλήνα εναλλάκτη θερμότητας [23]

Αποδεικνύεται ότι όταν το μήκος του σωλήνα είναι  $L > 2.77D$  της διαμέτρου τότε ο μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας είναι υψηλότερος στην οριζόντια θέση από ότι στην κατακόρυφη θέση. Για αυτό σε έναν συμπυκνωτή αποτελεί κοινή πρακτική η τοποθέτηση των σωλήνων σε οριζόντια θέση.

Από το εσωτερικό του σωλήνα διέρχεται νερό ψύξης. Η ροή του είναι επιθυμητό να είναι τυρβώδης εξαιτίας του υψηλότερου ρυθμού μεταφοράς θερμότητας που αυτή παρουσιάζει. Από πειραματικές μελέτες έχει προκύψει η

παρακάτω σχέση για τον αριθμό Nu για τυρβώδη ροή σε λείο σωλήνα, η οποία έχει αρκετά μεγάλη ακρίβεια:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{k_1 + k_2 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.7)$$

Για  $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$  και  $0.5 < Pr < 2000$  όπου

- $f = (1.82 \log(Re) - 1.64)^{-2}$  είναι ο παράγοντας τριβής,
- $Re = \frac{\rho u D}{\mu}$  ρ: πυκνότητα, u: ταχύτητα, D: διάμετρος σωλήνα, μ: δυναμικό ιξώδες,
- Pr ο αριθμός Prandtl που βρίσκεται σε πίνακες ιδιοτήτων υγρών,
- $k_1 = 1 + 3.4f$ ,
- $k_2 = 11.7 + \frac{1.8}{Pr^{1/3}} k_1$ .
- Οι ιδιότητες του νερού υπολογίζονται στην μέση θερμοκρασία.

Προσδιορίζοντας τον αριθμό Nu υπολογίζεται ο εσωτερικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $h_i$

$$h_i = \frac{k Nu}{D_i} \quad (4.8)$$

Αντικαθιστώντας τις (4.6) και (4.8) στην (4.4) προκύπτει ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας.

#### 4.2.2 Ατμογεννήτρια

Στην ατμογεννήτρια βράζει το μίγμα με αποτέλεσμα την εξάτμιση του ψυκτικού μέσου σε υψηλή πίεση. Η απαραίτητη θερμότητα παρέχεται από θερμό νερό το οποίο μπορεί να προέρχεται από κάποιον ηλιακό συλλέκτη. Η θερμότητα που προσδίνεται στο μίγμα αποτελείται από την αισθητή και την λανθάνουσα θερμότητα:

$$Q_{ολικό} = Q_{αισθητό} + Q_{λανθάνων}$$

Η αισθητή θερμότητα είναι αυτή που αποδίδεται στο ρεύμα εισόδου μέχρι αυτό να φτάσει στην θερμοκρασία κορεσμού. Η λανθάνουσα θερμότητα αποτελείται από την λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης του καθαρού νερού και την λανθάνουσα θερμότητα ανάμιξης του υγρού διαλύματος:

$$Q_{λανθάνων} = Q_{λανθάνων\_εξάτμισης} + Q_{λανθάνων\_ανάμιξης}$$

$$Q_{ολικό} = Q_{αισθητό} + Q_{λανθάνων\_εξάτμισης} + Q_{λανθάνων\_ανάμιξης}$$

Η ανάλυση της ατμογεννήτριας όπως αναφέρεται στο [7] βασίζεται σε πειράματα καθώς δεν έχουν βρεθεί μέχρι στιγμής κατάλληλα μαθηματικά μοντέλα προσδιορισμού της συμπεριφοράς του μίγματος στον βρασμό. Διάφορα συμπεράσματα που έχουν προκύψει για το διάλυμα LiBr-νερού είναι:

- $Q_{αισθητό} \approx 13\% Q_{ολικό}$
- $Q_{λανθάνων\_εξάτμισης} \approx 11\% Q_{λανθάνων}$
- Ο βρασμός επηρεάζεται σημαντικά από την συγκέντρωση του διαλύματος
- Καθώς αυξάνεται η συγκέντρωση του διαλύματος μειώνεται ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας.
- Έχει βρεθεί ότι ο μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για σωλήνες με ανοξείδωτο χάλυβα παίρνει τιμές:

$$1600 \frac{W}{m^2 K} < h_{\mu} < 7500 \frac{W}{m^2 K}$$

#### 4.2.3 Εναλλάκτης θερμότητας διαλύματος

Η εναλλαγή θερμότητας μεταξύ του ρεύματος που πηγαίνει στην ατμογεννήτρια και του ρεύματος που φεύγει από την ατμογεννήτρια γίνεται με έναν εναλλάκτη θερμότητας διπλού σωλήνα όπως φαίνεται στο Σχήμα 4-6. Οι ιδιότητες του διαλύματος υπολογίζονται στην μέση θερμοκρασία. Στο εσωτερικό του σωλήνα ισχύει ότι

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu}$$

Για στρωτή ροή ο αριθμός  $Nu$  είναι

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} = 3.66 \quad (4.9)$$

Στο εξωτερικό του σωλήνα ότι

$$Re = \frac{\rho u D_H}{A \mu} = \frac{\dot{m} D_H}{A \mu} \text{ όπου } D_H = D_o - D_i \text{ υδραυλική διάμετρος}$$

Για στρωτή ροή ο αριθμός  $Nu$  είναι

$$Nu = \frac{h_o D_H}{k} \quad (4.10)$$

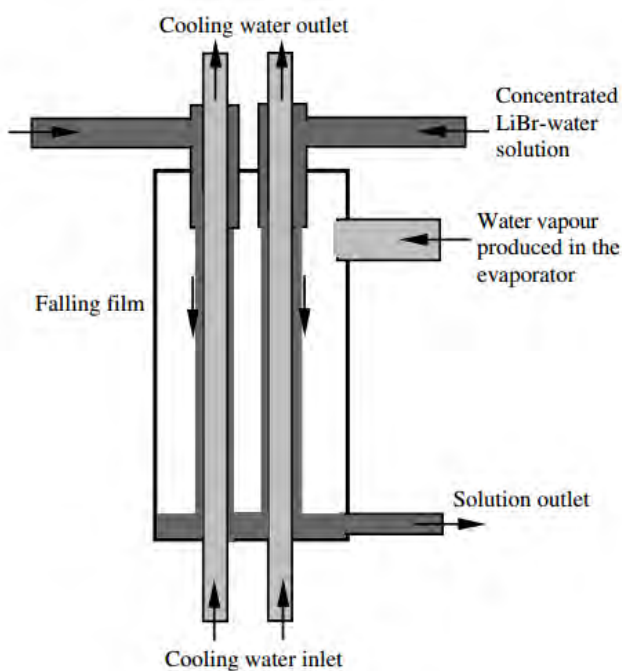
και οι τιμές του υπολογίζονται από πίνακα. Αντικαθιστώντας την (4.9) και (4.10) στην (4.4) βρίσκεται ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας.

#### 4.2.4 Απορροφητής

Σύμφωνα με το μοντέλο των Andberg και Vliet [7] η απορρόφηση του ατμού, που επιστρέφει από τον εξατμιστή, στο διάλυμα φτωχό σε ψυκτικό μέσο γίνεται με ροή του διαλύματος σε κατακόρυφους σωλήνες όπως φαίνεται στο Σχήμα 4-9. Το διάλυμα ρέει εξωτερικά των σωλήνων και καθώς κατέρχεται απορροφά ατμό ενώ ταυτόχρονα ψύχεται από νερό ψύξης που διέρχεται εσωτερικά των σωλήνων. Οι ανεξάρτητες ποσότητες που επηρεάζουν την απορρόφηση ατμών είναι:

- Η παροχή μάζας διαλύματος
- Η συγκέντρωση εισόδου του διαλύματος
- Η πίεση στον απορροφητήρα
- Η θερμοκρασία του τοιχώματος των σωλήνων

Λόγω της πολυπλοκότητας του προβλήματος που περιλαμβάνει την λύση της εξίσωσης ορμής, ενέργειας και διάχυσης με τις οριακές συνθήκες, έχει αναπτυχθεί μία απλοποιημένη μέθοδος υπολογισμού των διαφόρων ποσοτήτων.



Σχήμα 4-9: Απορροφητής κατακόρυφων σωλήνων [7]

Για τον προσδιορισμό του μήκους των σωλήνων ( $L$ ) έχουν πρότεινει την ακόλουθη επαναληπτική διαδικασία. Το μήκος των σωλήνων ( $L$ ) συσχετίζεται με τον ρυθμό ροής μάζας διαλύματος με τον τύπο

$$L = a\dot{m}^b \quad (4.11)$$

όπου

- $a = -132 \left( \frac{\ln(100 - A_p)}{86} \right)$  και  $b = 1.33$
- $\dot{m}$  είναι ο ρυθμός ροής μάζας ανά μονάδα πλάτους  $\frac{kg}{m \cdot s}$
- $A_p = \frac{(c_{in} - c_{out})}{(c_{in} - c_{EQ})} 100$  είναι το ποσοστό απορρόφησης
- $c_{EQ}$  είναι η συγκέντρωση ισορροπίας την οποία βρίσκεται από το διάγραμμα του μίγματος που χρησιμοποιείται

Τα βήματα τις διαδικασίας συνοψίζονται ως εξής:

1. Υποθέτοντας ένα ορισμένο μήκος σωλήνα ( $L$ ) οπότε από την εξίσωση (4.11) προκύπτει το  $\dot{m}$
2. Θεωρώντας ότι η ροή αναπτύσσεται πλήρως και ότι το προφίλ της θερμοκρασίας είναι γραμμικό στην εγκάρσια συντεταγμένη χρησιμοποιείται η σχέση του Wilkes

$$h_s = \frac{k_s}{\delta} (0.029 \cdot Re_s^{0.53} \cdot Pr_s^{0.344}) \quad (4.12)$$

όπου

- $Re_s = \frac{4\Gamma}{\mu}$  για κάθετους σωλήνες,
  - $\delta = \left( \frac{3\mu\Gamma}{\rho^2 g} \right)^{1/3}$ ,
  - $\mu$  είναι το δυναμικό ιξώδες,
  - $\rho$  είναι η πυκνότητα,
  - $\Gamma$  είναι ο ρυθμός ροής μάζας ανά διαβρεχόμενη περίμετρο  $\frac{kg}{m \cdot s}$ .
  - Χρησιμοποιούμε τις μέσες τιμές των ιδιοτήτων του διαλύματος.
3. Για συγκεκριμένο αριθμό σωλήνων με ορισμένη διάμετρο υπολογίζεται το  $h_s$
  4. Χρησιμοποιώντας την εξίσωση (4.7) προκύπτει το  $h$  στο εσωτερικό του σωλήνα
  5. Αντικαθιστώντας στην εξίσωση (4.4) και μετά στην (4.5) προκύπτει το νέο μήκος  $L$
  6. Επαναλαμβάνεται η διαδικασία μέχρι να συγκλίνει βρίσκοντας το μήκος  $L$ .

### 4.3 Θερμοδυναμική ανάλυση συστημάτων

Για την θερμοδυναμική ανάλυση των συστημάτων εφαρμόζονται οι εξισώσεις διατήρησης μάζας και ενέργειας για κάθε συσκευή του συστήματος. Κάθε συσκευή αντιμετωπίζεται ως όγκος ελέγχου από τον οποίο εισέρχεται και εξέρχεται μάζα και εναλλάσσεται θερμότητα και έργο.

#### 4.3.1 Θερμοδυναμική ανάλυση ψύκτη με απορρόφηση

Στην αρχή διατυπώνονται τα γενικά ισοζύγια που διέπουν έναν ψύκτη απορρόφησης και στην συνέχεια περιγράφονται οι ιδιαιτερότητες καθενός από τα εργαζόμενα ζεύγη που χρησιμοποιούνται σε αυτό το σύστημα, LiBr-H<sub>2</sub>O και NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Η διάταξη λειτουργεί σε μόνιμες συνθήκες επομένως τα ισοζύγια μάζας μπορούν να γραφτούν ως :

$$\text{Ισοζύγιο ολικής μάζας } \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o = 0$$

$$\text{Ισοζύγιο μάζας συστατικού } \sum (\dot{m} \cdot x)_i - \sum (\dot{m} \cdot x)_o = 0$$

όπου

- $\dot{m}$  είναι η ροή μάζας και
- $x$  είναι η συγκέντρωση μάζας του LiBr ή της αμμωνίας στο διάλυμα.

Για το ισοζύγιο ενέργειας σε κάθε όγκο ελέγχου ισχύει:

$$\sum (\dot{m} \cdot h)_i - \sum (\dot{m} \cdot h)_o + \sum Q_i - \sum Q_o + W = 0$$

Στην συνέχεια εφαρμόζονται τα ισοζύγια μάζας και ενέργειας για ολόκληρη την διάταξη. Η διάταξη δεν ανταλλάσει μάζα με το περιβάλλον αλλά μόνο ενέργεια. Επομένως σύμφωνα με το Σχήμα 4-3 έχουμε

$$Q_A + Q_C = Q_E + Q_G + W_p$$

Επειδή το έργο στην αντλία μπορεί να θεωρηθεί αμελητέο το ολικό ισοζύγιο ενέργειας γίνεται:

$$Q_A + Q_C = Q_E + Q_G$$

Όπου οι δείκτες αναφέρονται

- A στον απορροφητή,
- C στον συμπυκνωτή,
- E στον ατμοποιητή και
- G αναγεννητή.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα ισοζύγια για κάθε συσκευή ξεχωριστά χρησιμοποιώντας τον συμβολισμό από το Σχήμα 4-3:

### Αντλία



$$1: \dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$2: x_1 = x_2$$

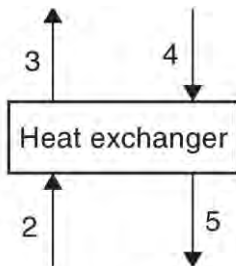
$$3: w = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$$

$$4: \text{Ισχύει επίσης ότι } w = \dot{m}_1 v (\rho_1 - \rho_2) \text{ με } v = 1/\rho$$

Για το διάλυμα LiBr και  $0 < T < 200^\circ \text{C}$  και  $20\% < x < 65\%$  ισχύει ότι

$$\rho = 1145.36 + 470.84x + 1374.79x^2 - (0.333393 + 0.571749x)(273 + T)$$

### Εναλλάκτης θερμότητας



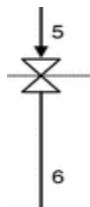
$$1: \dot{m}_2 = \dot{m}_3, x_2 = x_3$$

$$2: \dot{m}_4 = \dot{m}_5, x_4 = x_5$$

$$3: \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5$$

Η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη θερμότητας ορίζεται ως  $\varepsilon_{SHx} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2}$

### Βαλβίδα εκτόνωσης

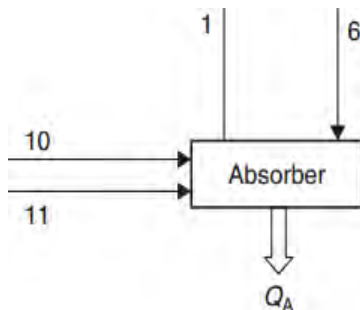


$$1: \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

$$2: x_5 = x_6$$

$$3: h_5 = h_6$$

### Απορροφητής



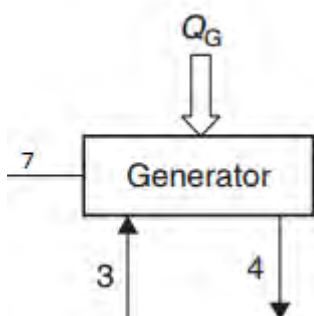
$$1: \dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}$$

$$2: \dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 \text{ αφού } x_{10}, x_{11} = 0$$

$$3: Q_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_1 h_1$$



### Ατμογεννήτρια

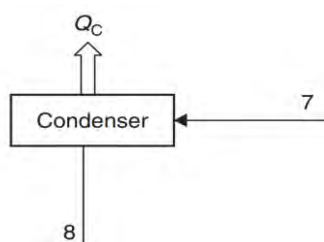


$$1: \dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

$$2: \dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 \text{ αφού } x_7 = 1$$

$$3: Q_G = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3$$

### Συμπυκνωτής

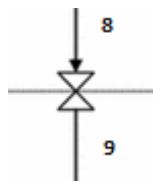


$$1: \dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

$$2: x_7 = x_8 = 0$$

$$3: Q_C = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8$$

### Βαλβίδα εκτόνωσης

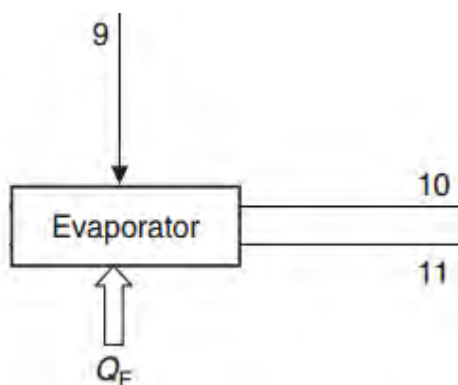


$$1: \dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

$$2: x_8 = x_9 = 0$$

$$3: h_8 = h_9$$

### Εξατμιστήρας



$$1: \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}$$

$$2: x_{10} = 0$$

$$3: Q_E = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_9 h_9$$

[24]

Τα παραπάνω ισοζύγια μάζας και ενέργειας αποτελούν σύστημα εξισώσεων με την επίλυση των οποίων προκύπτουν οι συνθήκες λειτουργίας κάθε συσκευής του συστήματος καθώς και χρήσιμα μεγέθη για το σύνολο της διάταξης όπως το COP και η ψυκτική ισχύς. Για να κλείσει το σύστημα των εξισώσεων, απαραίτητη είναι και η εισαγωγή των ιδιοτήτων του εργαζόμενου ζεύγους και του ψυκτικού

μέσου που χρησιμοποιείται όπως είναι η ενθαλπία, η σύσταση, η πίεση και η θερμοκρασία. Στην συνέχεια παρουσιάζεται ο μέγιστος βαθμός απόδοσης που μπορούν να φτάσουν αυτά τα συστήματα και αναλύονται τα συνηθέστερα ζεύγη που χρησιμοποιούνται σε διατάξεις απορρόφησης που είναι η  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  και το  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ .

#### 4.3.2 Μέγιστος βαθμός απόδοσης συστημάτων ψύξης με απορρόφηση

Ο συντελεστής λειτουργίας των ψυκτικών συστημάτων με απορρόφηση προσδιορίζεται από το

$$COP_{absorption} = \frac{\text{Επιθυμητή έξοδος}}{\text{Απαιτούμενη είσοδος}} = \frac{Q_E}{Q_G + W_p} \approx \frac{Q_E}{Q_G} \quad (4.13)$$

όπου

- $Q_E$  είναι το ψυκτικό φορτίο στον εξατμιστήρα (evaporator),
- $Q_G$  είναι το φορτίο που προσφέρεται στην ατμογεννήτρια από την ηλιακή ενέργεια,
- $W_p$  είναι το έργο στην αντλία το οποίο θεωρείται αμελητέο.

Επίσης γνωρίζουμε ότι για απλές ψυκτικές διατάξεις ισχύει

$$COP_R = \frac{Q_E}{W_C} \quad (4.14)$$

και ότι ο πλέον αποδοτικός ψυκτικός κύκλος είναι ο αντίστροφος Carnot

$$COP_R = \frac{T_L}{T_O - T_L} \quad (4.15)$$

όπου

- $W_C$  είναι το έργο εισόδου στον συμπιεστή,
- $T_L$  είναι η θερμοκρασία του χώρου ψύξης και
- $T_O$  είναι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος.

Το σύστημα ψύξης με απορρόφηση δίνει την μέγιστη απόδοση αν η θερμότητα  $Q_G$  μεταφερθεί σε μία θερμική μηχανή Carnot η οποία δίνει έργο

$$W = n_{th,rev} Q_G \quad (4.16)$$

και αυτό το έργο αποδοθεί σε μία ψυκτική μηχανή Carnot. Επομένως από τις (4.13), (4.14) και (4.16) προκύπτει

$$COP_{R,rev} = \frac{Q_E}{n_{th,rev} Q_G} \Rightarrow COP_{R,rev} = \frac{COP_{rev,absorption}}{n_{th,rev}} \Rightarrow$$

$$COP_{rev,absorption} = n_{th,rev} \cdot COP_{R,rev} = \left(1 - \frac{T_O}{T_G}\right) \cdot \left(\frac{T_L}{T_O - T_L}\right)$$

όπου

- $n_{th,rev} = 1 - \frac{T_O}{T_G}$  απόδοση μιας μηχανής Carnot και
- $T_G$  είναι η θερμοκρασία του νερού που προέρχεται από τον συλλέκτη.[25]

#### 4.3.3 Ανάλυση συστήματος με χρήση διαλύματος αμμωνίας-νερού (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O)

Το διάλυμα NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O αποτελεί σύνηθες εργαζόμενο ζεύγος σε ψύκτη με απορρόφηση. Για αυτό το ζεύγος γίνεται λεπτομερής ανάλυση κυρίως για τον απορροφητή και ατμογεννήτρια όπως γίνεται στην αναφορά [26] με σκοπό την δημιουργία προγράμματος προσομοίωσης της λειτουργίας του συστήματος.

Στο διάλυμα NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O η αμμωνία λειτουργεί ως το ψυκτικό μέσο και το νερό είναι ο απορροφητής. Πλεονέκτημα αυτού του συστήματος αποτελεί το γεγονός της ψύξης και σε θερμοκρασίες κάτω του μηδενός. Ωστόσο σχεδιαστικά είναι πιο περίπλοκο σύστημα λόγω του χαμηλού σημείο βρασμού της αμμωνίας και της εξάτμισης στον αναγεννητή τόσο τη αμμωνίας όσο και του νερού. Τα προβλήματα που δημιουργούνται λόγω και της εξάτμισης του νερού είναι:

- Μη ισόθερμη μεταφορά θερμότητας στον συμπυκνωτή και στον εξατμιστή
- Αύξηση της θερμοκρασίας στον εξατμιστή
- Μη ολοκληρωμένη εξάτμιση
- Δυσλειτουργία του συστήματος λόγω συσσώρευσης νερού στον συμπυκνωτή
- Αύξηση του λόγου κυκλοφορίας

Λόγω των παραπάνω προβλημάτων είναι απαραίτητο να ελαχιστοποιηθεί η συγκέντρωση ατμών νερού στην είσοδο του συμπυκνωτή. Αυτό επιτυγχάνεται με την τοποθέτηση επιπλέον συσκευής μετά την ατμογεννήτρια, γεγονός που αυξάνει την πολυπλοκότητα του συστήματος και μειώνει το COP σε σχέση με αυτό του συστήματος νερό-λιθίουχο βρώμιο. Επίσης αυτό το σύστημα απαιτεί θερμοκρασίες αναγεννητή σε ένα εύρος από 125°C μέχρι 170°C όταν ο απορροφητής και ο συμπυκνωτής είναι αερόψυκτοι και από 95°C μέχρι 120°C όταν είναι υδρόψυκτοι. Αυτές οι θερμοκρασίες δεν μπορούν να επιτευχθούν χρησιμοποιώντας επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες ενώ η απόδοση του (COP) κυμαίνεται από 0,6 έως 0,7 που είναι χαμηλότερο από το COP ενός συστήματος με LiBr-H<sub>2</sub>O [6].

### Ανάλυση συστήματος

Ορίζεται ως  $x$  το γραμμομοριακό κλάσμα (συγκέντρωση) αμμωνίας προς τα συνολικά mole του διαλύματος

$$x = \frac{n_A}{n_A + n_w} \quad (4.17)$$

όπου

- $n_A$  είναι τα mole της αμμωνίας στο διάλυμα και
- $n_w$  είναι τα mole του νερού στο διάλυμα.

Ως  $\xi$  ορίζεται το κλάσμα μάζας της αμμωνίας ως προς την συνολική μάζα του διαλύματος

$$\xi = \frac{m_A}{m_A + m_w} \quad (4.18)$$

όπου

- $m_A$  είναι η μάζα της αμμωνίας και
- $m_w$  είναι η μάζα του νερού.

Το υγρό διάλυμα αμμωνίας- νερού υφίσταται σε όλες τις συγκεντρώσεις από 0 έως 1 σε κανονικές θερμοκρασίες. Η επίδραση της αμμωνίας στο νερό έχει ως αποτέλεσμα να μειώσει τη τάση ατμών του νερού όπως επίσης και η επίδραση της αμμωνίας στο νερό να μειώσει την τάση ατμών της αμμωνίας. Η συνολική πίεση του διαλύματος είναι το άθροισμα της μερικής πίεσης του νερού και της μερικής πίεσης της αμμωνίας και βρίσκεται πάντα ανάμεσα από την πίεση κορεσμού του καθαρού νερού και της καθαρής αμμωνίας. Από την εφαρμογή του νόμου του Raoult προκύπτει

$$P_{total} = xP_A + (1-x)P_w \quad (4.19)$$

όπου

- $x$  είναι το γραμμομοριακό κλάσμα σε αμμωνία στην υγρή φάση,
- $P_{total}$  είναι η συνολική πίεση του διαλύματος,
- $P_A$  είναι η πίεση κορεσμού της καθαρής αμμωνίας και
- $P_w$  είναι η πίεση κορεσμού του καθαρού νερού.

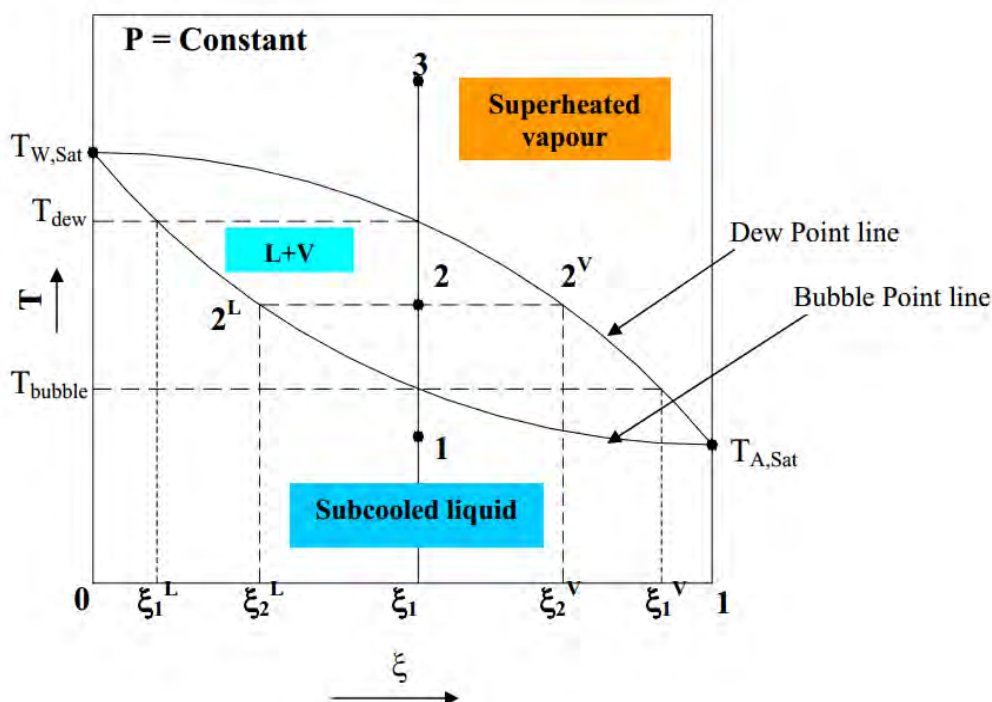
Ωστόσο, όπως και στο διάλυμα νερού λιθιούχου βρωμίου, έτσι και στο διάλυμα νερού- αμμωνίας η πραγματική κατάσταση αποκλίνει από την ιδανική συμπεριφορά που προβλέπεται από τον νόμο του Raoult. Δηλαδή σε δεδομένη θερμοκρασία η πραγματική πίεση του διαλύματος θα είναι μικρότερη από αυτή που προβλέπεται από το νόμο του Raoult.

Χρήσιμα δεδομένα για την πλήρη περιγραφή της κατάστασης του διαλύματος στον αναγεννητή υπάρχουν στο διαγράμματα  $P, T, \xi$  όπως και από διαγράμματα  $P, T, \xi, h$  υποθέτοντας κατάσταση ισορροπίας.

### **Διάγραμμα $P, T, \xi$**

Το διάγραμμα  $P, T, \xi$  περιγράφει την κατάσταση στην οποία βρίσκεται το διάλυμα σε ορισμένη πίεση για διάφορα θερμοκρασιακά εύροι και  $\xi$  που παίρνουν τιμές από 0 έως 1. Ξεκινώντας με ένα διάλυμα με σύσταση  $\xi_1$  σε χαμηλή θερμοκρασία αυτό βρίσκεται πλήρως σε υγρή κατάσταση. Θερμαίνοντας υπό σταθερή πάντα πίεση, ενώ η σύσταση παραμένει σταθερή, η θερμοκρασία αρχίζει να αυξάνεται. Μόλις στο διάλυμα εμφανιστεί η πρώτη φυσαλίδα τότε η θερμοκρασία έχει γίνει ίση με την θερμοκρασία φυσαλίδας. Δηλαδή αρχίζει να συνυπάρχει υγρή και αέρια φάση μαζί σε ισορροπία. Στο σημείο φυσαλίδας η υγρή φάση διατηρεί την αρχική της σύσταση ενώ η σύσταση της φυσαλίδας (αέρια κατάσταση) θα έχει σύσταση  $\xi_1^V$  όπως φαίνεται από το Σχήμα 4-10. Συνεχίζοντας την θέρμανση φτάνει στο σημείο 2 όπου η υγρή φάση συνυπάρχει με την αέρια φάση. Σε αυτό το σημείο η σύσταση της υγρής φάσης θα είναι  $\xi_2^L$  και η σύσταση της αέριας φάσης θα είναι  $\xi_2^V$ . Περαιτέρω θέρμανση μέχρι το σημείο 3 θα έχει ως αποτέλεσμα την πλήρη εξάτμιση του διαλύματος με σύσταση  $\xi_1$ . Η οριακή κατάσταση στην οποία εξατμίζεται και η τελευταία σταγόνα ονομάζεται σημείο δρόσου και αντιστοιχεί σε αέρια φάση με σύσταση  $\xi_1$  και την τελευταία σταγόνα με σύσταση  $\xi_1^L$ . Κάνοντας την ίδια διαδικασία για όλο το εύρος των  $\xi$  από 0 έως 1 προκύπτουν όλα τα σημεία φυσαλίδας και δρόσου. Ο γεωμετρικός τόπος αυτών των σημείων δίνει αντίστοιχα την κάτω καμπύλη που αντιστοιχεί στα σημεία φυσαλίδας και την πάνω καμπύλη που δίνει τα σημεία δρόσου. Για  $\xi = 0$  το διάλυμα είναι ουσιαστικά καθαρό νερό επομένως τα σημεία φυσαλίδας και δρόσου συμπίπτουν στον σημείο κορεσμού (βρασμού) του νερού ( $100^\circ\text{C}$  για 1 atm) ενώ αντίστοιχα για  $\xi = 1$  το διάλυμα αντιστοιχεί σε καθαρή αμμωνία.

Από το Σχήμα 4-10 φαίνεται ότι η αμμωνία είναι πτητικότερη από το νερό. Δηλαδή έχει χαμηλότερο σημείο βρασμού επομένως εξατμίζεται σε χαμηλότερη θερμοκρασία. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, όταν η υγρή και η αέρια φάση βρίσκονται σε ισορροπία, η σύσταση της υγρής φάσης να έχει μεγαλύτερη συγκέντρωση σε νερό ενώ η αέρια φάση να περιέχει περισσότερη αμμωνία.



Σχήμα 4-10: Διάγραμμα θερμοκρασίας σύστασης σε δεδομένη πίεση

Εφαρμόζοντας ισοζύγιο μάζας στο παραπάνω σύστημα για το σημείο 2 προκύπτει:

$$m_{total} = m_2^L + m_2^V \quad (4.20)$$

$$m_A = \xi_2^L m_2^L + \xi_2^V m_2^V = \xi_1 m_{total} \quad (4.21)$$

όπου

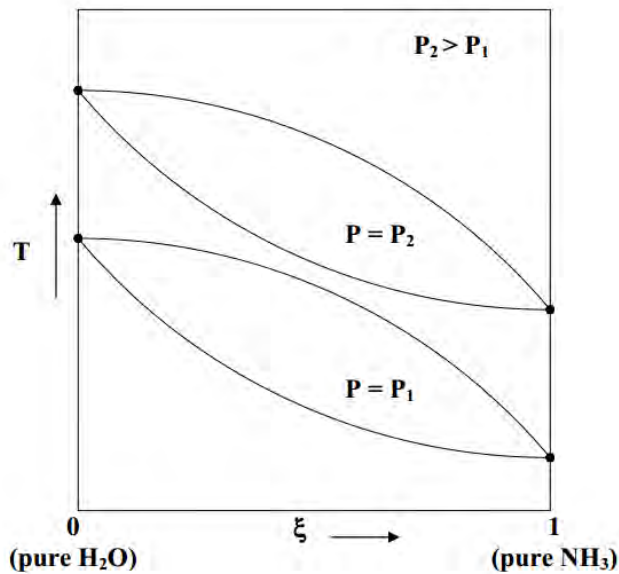
- $m_2^L$  είναι η μάζα της υγρής φάσης στο σημείο 2 και
- $m_2^V$  είναι η μάζα της αέριας φάσης στο σημείο 2.

Από τα παραπάνω ισοζύγια προκύπτει ότι

$$\frac{m_2^L}{m_2^V} = \left( \frac{\xi_2^V - \xi_1}{\xi_1 - \xi_2^L} \right) \quad (4.22)$$

Ο τύπος αυτός δίνει τον λόγο της υγρής και της αέριας μάζας που συνυπάρχουν σε ισορροπίας για μία συγκεκριμένη σύσταση μίγματος  $\xi_1$  και σε ορισμένη θερμοκρασία.

Σε διαφορετική πίεση το διάγραμμα θα έχει την ίδια μορφή ωστόσο οι καμπύλες των σημείων δρόσου και φουσαλίδας είναι μετατοπισμένες όπως φαίνεται στο Σχήμα 4-11. Επομένως για κάθε πίεση το διάγραμμα σύστασης-θερμοκρασίας είναι διαφορετικό.



Σχήμα 4-11: Μεταβολή πίεσης σε διάγραμμα σύστασης θερμοκρασίας [26]

Η χρησιμότητα του διαγράμματος Σχήμα 4-11 έγκειται στο γεγονός ότι γνωρίζοντας την πίεση και την θερμοκρασία στην οποία λειτουργεί ο αναγεννητής προσδιορίζεται η σύσταση της υγρής και της αέριας φάσης. Με γνωστές αυτές τις συστάσεις και την βοήθεια διαγραμμάτων, τα οποία περιλαμβάνουν και τις ενθαλπίες της κάθε φάσης, διατυπώνονται τα ισοζύγια μάζας και ενέργειας για την πλήρη περιγραφή του ψυκτικού κύκλου.

## Ενθαλπία διαλύματος νερού-αμμωνίας

### 1.Υγρή φάση

Η ενθαλπία του διαλύματος νερού-αμμωνίας στην υγρή φάση υπολογίζεται από την εξίσωση

$$h^L = \xi^L h_A^L + (1 - \xi^L) h_W^L + \Delta h_{mix} \quad (4.23)$$

όπου

- $\xi^L$  είναι το κλάμα μάζας της υγρής φάσης σε αμμωνία,
- $h_A^L, h_W^L$  είναι οι ειδικές ενθαλπίες της υγρής φάσης για την καθαρή αμμωνία και νερό αντίστοιχα και
- $\Delta h_{mix}$  είναι η θερμότητα που εκλύεται από την ανάμιξη νερού-αμμωνίας.

Από την εξίσωση (4.23), γνωρίζοντας την ενθαλπία ανάμιξης από μετρήσεις, προσδιορίζεται η ενθαλπία της υγρής φάσης του διαλύματος νερού αμμωνίας για κάθε θερμοκρασία και συγκέντρωση. Η ενθαλπία του μίγματος δίνεται από αντίστοιχα διαγράμματα. Σε αυτά τα διαγράμματα η ενθαλπία εξαρτάται κυρίως από την θερμοκρασία ενώ η πίεση δεν παίζει και τόσο ρόλο. Επίσης η ενθαλπία του

υπόψυκτου υγρού θεωρείται ίδια με την ενθαλπία κορεσμού στην ίδια θερμοκρασία με μεγάλη ακρίβεια.

## 2.Αέρια φάση

Ο υπολογισμός της ενθαλπίας της αέριας φάσης είναι περισσότερο περιπλοκή από αυτόν της υγρής καθώς εξαρτάται και από την θερμοκρασία και από την πίεση. Αρχικά για να απλοποιηθεί το πρόβλημα θεωρείται ότι η ενθαλπία ανάμιξης είναι μηδέν, οπότε η ενθαλπία της αέριας φάσης δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση

$$h^V = \xi^V h_A^V + (1 - \xi^V) h_W^V \quad (4.24)$$

όπου

- $\xi^V$  είναι το κλάσμα μάζας σε αμμωνία της αέριας φάσης και
- $h_A^V, h_W^V$  είναι οι ειδικές ενθαλπίες της αέριας φάσης για την καθαρή αμμωνία και νερό αντίστοιχα.

Ωστόσο επειδή οι ενθαλπίες εξαρτώνται από την πίεση πρέπει αυτές να υπολογιστούν στην σωστή πίεση η οποία δεν είναι η συνολική πίεση. Μία πρακτική μέθοδος υπολογισμού των ενθαλπιών είναι να υπολογιστούν στις πιέσεις  $P_A$  και  $P_W$  οι οποίες δίνονται από τις σχέσεις

$$P_A = y P_{total} \quad (4.25)$$

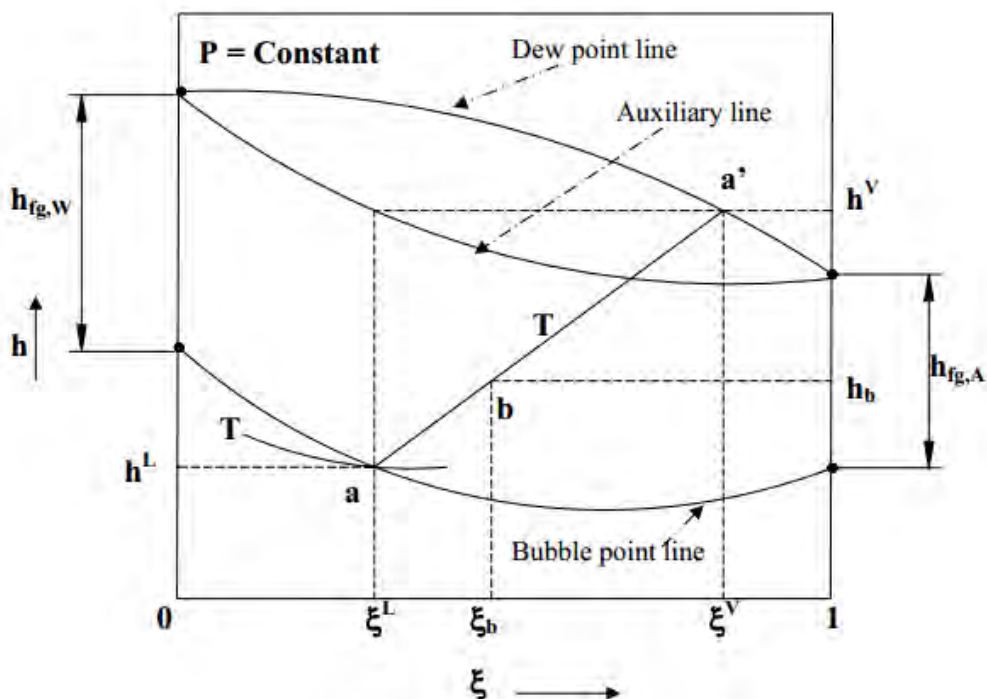
$$P_W = (1 - y) P_{total} \quad (4.26)$$

όπου το  $y$  είναι το γραμμομοριακό κλάσμα της αμμωνίας στην αέρια φάση και  $P_{total}$  η συνολική πίεση. Οι πιέσεις  $P_A$  και  $P_W$  είναι οι μερικές πιέσεις του νερού και της αμμωνίας μόνο αν η αέρια φάση θεωρούνταν ιδανικό αέριο. Ωστόσο επειδή δεν είναι ιδανικό αέριο οι  $P_A$  και  $P_W$  δεν είναι ίσες με τις μερικές πιέσεις.

Για τον υπολογισμό της ενθαλπίας του διαλύματος τόσο στην υγρή όσο και στην αέρια κατάσταση χρησιμοποιούνται κατάλληλα διαγράμματα όπως αυτό που φαίνεται στο σχήμα Σχήμα 4-12. Το διάγραμμα αυτό δείχνει την ενθαλπία συναρτήση της συγκέντρωσης υπό σταθερή πίεση. Το σημείο α αναπαριστά το σημείο φυσαλίδας για σύσταση  $\xi^L$  της υγρής φάσης, θερμοκρασία  $T$  και έχει ενθαλπία  $h^L$ . Για την εύρεση της ενθαλπίας της αέριας φάσης, η οποία βρίσκεται σε ισορροπία με την υγρή φάση σύστασης  $\xi^L$ , προσδιορίζεται φέρνοντας κατακόρυφη γραμμή μέχρι το σημείο που τέμνει την βοηθητική καμπύλη και στην συνέχεια προχωρώντας οριζόντια μέχρι την καμπύλη του σημείου δρόσου, σημείο α'. Από αυτό το σημείο προκύπτει η σύσταση της αέριας φάσης  $\xi^V$  και η ενθαλπία της  $h^V$



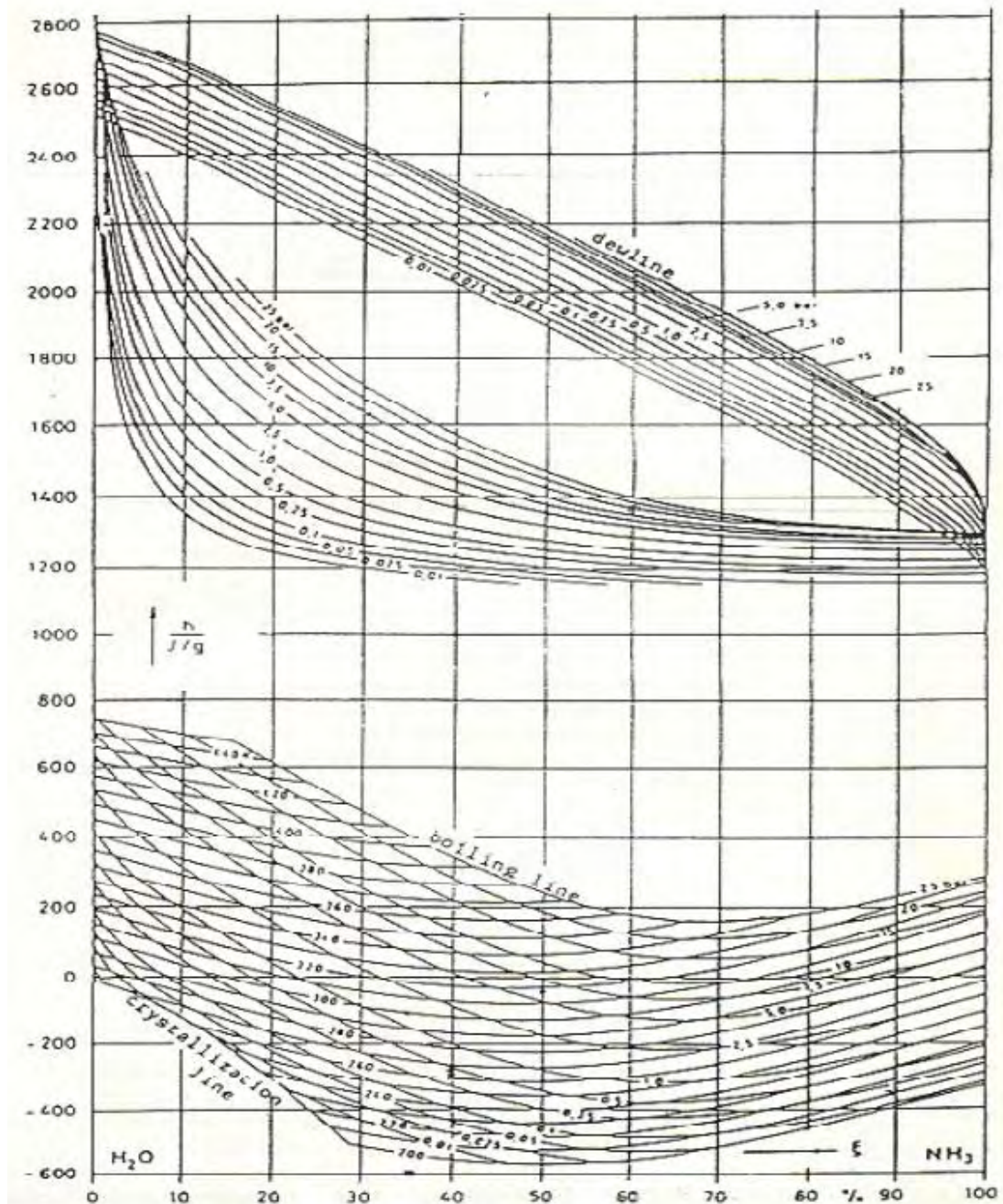
για την συγκεκριμένη θερμοκρασία και πίεση. Η ευθεία που ενώνει τα σημεία  $a$  και  $a'$  αντιστοιχεί στην ίδια θερμοκρασία  $T$  (ισόθερμη). Για να βρεθεί η ενθαλπία του συνολικού μίγματος σύστασης  $\xi_b$  σε θερμοκρασία  $T$  κινούμαστε κατακόρυφα μέχρι την ισόθερμη και στην συνέχεια οριζόντια μέχρι την  $h_b$ . Η ενθαλπία του διαλύματος μπορεί να βρεθεί και από την εξίσωση (4.27).



Σχήμα 4-12: Διάγραμμα ενθαλπίας-σύστασης για διάλυμα  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  [26]

$$h_b = (1 - \psi_b)h^L + \psi_b h^V \quad \text{όπου} \quad \psi_b = \frac{\xi_b - \xi^L}{\xi^V - \xi^L} \quad (4.27)$$

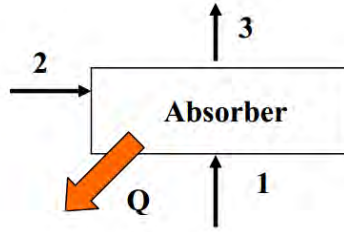
Για τον πλήρη ορισμό του συστήματος πρέπει να είναι γνωστή εκτός από την σύσταση και την θερμοκρασία, η πίεση του συστήματος. Ένα διάγραμμα το οποίο περιέχει πληροφορίες για την ενθαλπία του συστήματος με γνωστά την σύσταση και την θερμοκρασία για διάφορες πιέσεις είναι το Σχήμα 4-13.



Σχήμα 4-13: Διάγραμμα ενθαλπίας-σύστασης του διαλύματος  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  για διάφορες πιέσεις

#### Αναπαράσταση λειτουργίας απορροφητή και αναγεννητή

Στο απορροφητή και στον αναγεννητή γίνεται ανάμιξη δυο ρευμάτων του διαλύματος νερού-αμμωνίας με μεταφορά θερμότητας. Αυτή η διεργασία αναπαριστάται σε διάγραμμα σύστασης-ενθαλπίας για συγκεκριμένη θερμοκρασία και πίεση λειτουργίας. Για παράδειγμα στον απορροφητή μπορούν να διατυπωθούν τα ισοζύγια μάζας και ενέργειας:



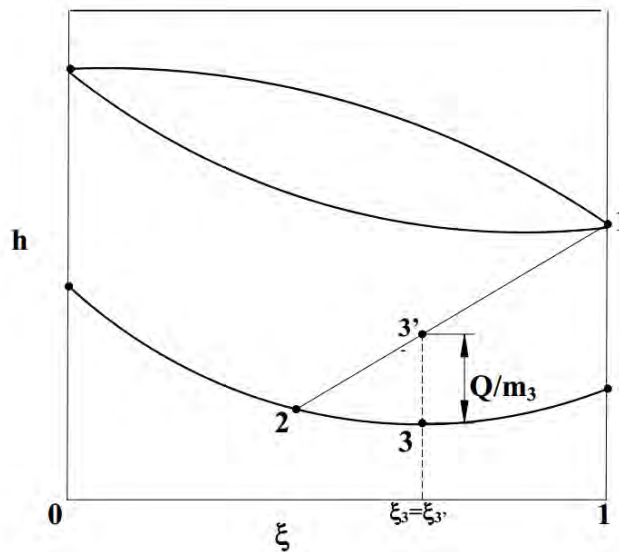
$$m_1 + m_2 = m_3 \quad (4.28)$$

$$m_1 \xi_1 + m_2 \xi_2 = m_3 \xi_3 \quad (4.29)$$

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3 + Q \quad (4.30)$$

Για να βρεθεί η ενθαλπία στην έξοδο 3 του απορροφητή λύνεται το παραπάνω σύστημα εξισώσεων ως προς  $h_3$  και προκύπτει

$$h_3 = h_1 + \frac{m_2}{m_3} (h_2 - h_1) - \frac{Q}{m_3} \quad (4.31)$$

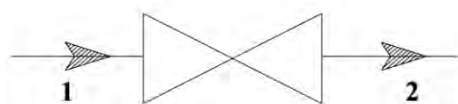


Σχήμα 4-14: Αναπαράσταση διεργασίας στο διάγραμμα ενθαλπίας σύστασης.

Όπως φαίνεται και από το διάγραμμα στο Σχήμα 4-14, στον απορροφητή εισέρχεται αμμωνία στην κατάσταση κορεσμένου ατμού (σημείο 1) και διάλυμα νερού-αμμωνία στο σημείο φυσαλίδας (σημείο 2). Αν δεν μεταφερόταν θερμότητα από το διάλυμα στο νερό ψύξης, το οποίο διέρχεται από τον απορροφητή, τότε το διάλυμα θα έφευγε στην κατάσταση 3' (σημείο 3'). Ωστόσο λόγω της απομάκρυνση της θερμότητας εξέρχεται τελικά στην κατάσταση 3 (σημείο 3) το οποίο αντιστοιχεί στο σημείο φυσαλίδας με σύσταση  $\xi_3$ . Η κατακόρυφη απόσταση του σημείου 3 και 3' στο διάγραμμα ισούται με τον λόγο  $Q/m_3$ .

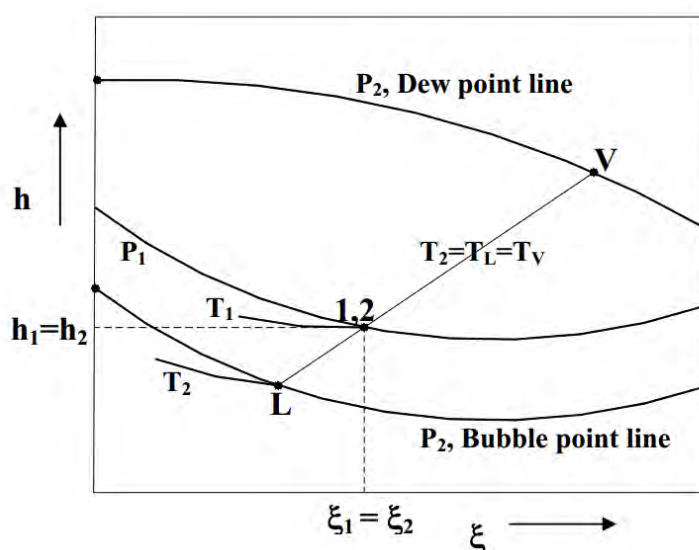
### Αναπαράσταση λειτουργίας βαλβίδας εκτόνωσης

Θεωρώντας ισενθαλπική λειτουργία της βαλβίδας εκτόνωσης διατυπώνονται τα ισοζύγια μάζας και ενέργειας και παρουσιάζεται η λειτουργία της σε διάγραμμα σύστασης-ενθαλπίας.



$$1: \xi_1 = \xi_2$$

$$2: h_1 = h_2$$



Σχήμα 4-15: Αναπαράσταση λειτουργίας βαλβίδας εκτόνωσης σε διάγραμμα σύστασης-ενθαλπίας

Από το Σχήμα 4-15 φαίνεται ότι τα σημεία 1 και 2 που αντιστοιχούν στην είσοδο και στην έξοδο της βαλβίδας εκτόνωσης συμπίπτουν. Αυτό που αλλάζει είναι οι καμπύλες των σημείων φυσαλίδας και δρόσου καθώς αλλάζει η θερμοκρασία και η πίεση στην έξοδο. Η καμπύλη των σημείων φυσαλίδας έχει μετατοπιστεί προς τα κάτω με αποτέλεσμα να βρεθούμε στην διφασική περιοχή όπου η υγρή και η αέρια φάση συνυπάρχουν σε ισορροπία. Οπότε στην έξοδο της βαλβίδας εκτόνωσης τμήμα του διαλύματος εξατμίζεται.

### Εναλλάκτης θερμότητας

Όταν το διάλυμα νερού-αμμωνίας διέρχεται από εναλλάκτη θερμότητας τότε κινούμαστε κατακόρυφα σε διάγραμμα σύστασης ενθαλπίας καθώς η σύσταση παραμένει σταθερή ενώ η ενθαλπία αυξάνεται ή μειώνεται ανάλογα με το εάν

προστίθεται ή αφαιρείται θερμότητα. Η κατακόρυφη απόσταση θα ισούται με τον λόγο  $Q/m$ .

#### 4.3.4 Διάλυμα νερού-βρωμιούχου λιθίου(LiBr-H<sub>2</sub>O)

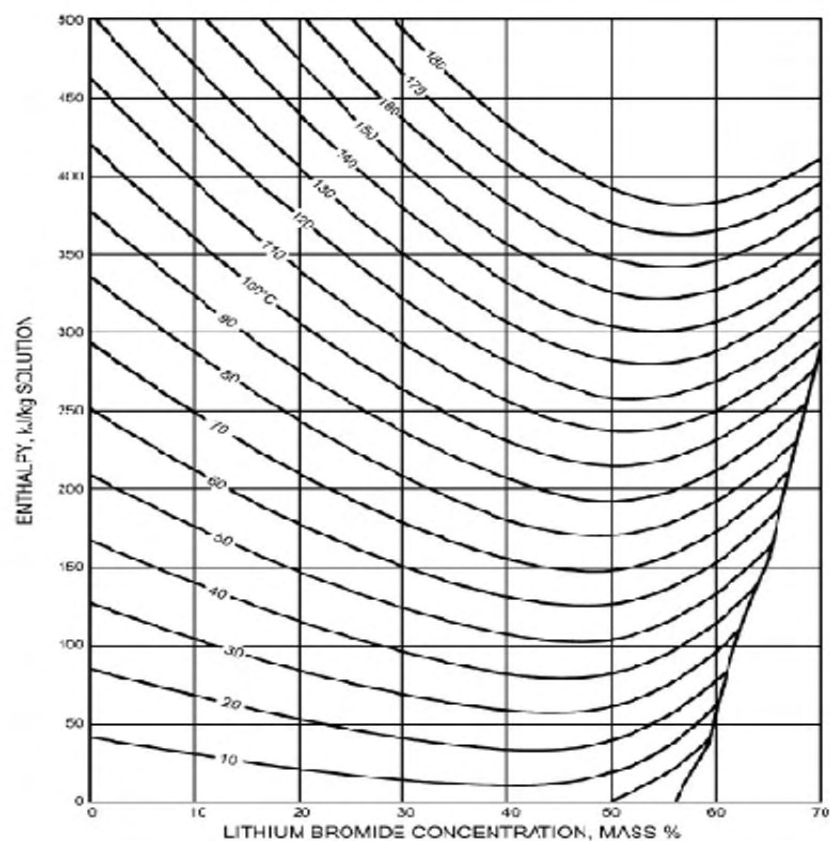
Το διάλυμα LiBr-H<sub>2</sub>O χρησιμοποιείται επίσης ευρέως σε διατάξεις απορρόφησης. Αυτό το σύστημα λειτουργεί σε θερμοκρασίες αναγεννητή από 70°C έως 95°C όταν χρησιμοποιείται νερό για την ψύξη του απορροφητή και του συμπυκνωτή. Το COP κυμαίνεται από 0,6 έως 0,8 και είναι υψηλότερο του συστήματος NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Μειονέκτημα του συστήματος LiBr-H<sub>2</sub>O αποτελεί το γεγονός ότι ο εξατμιστής δεν μπορεί να λειτουργήσει σε θερμοκρασία πολύ κάτω των 5°C καθώς το νερό λειτουργεί ως ψυκτικό [6].

Το LiBr είναι ένα άλας και στη στερεά του μορφή έχει κρυσταλλική δομή. Το LiBr μπορεί να διαλυθεί στον νερό μέχρι μία συγκεκριμένη συγκέντρωση ανάλογα με την θερμοκρασία στην οποία βρίσκεται. Αν αυξήσουμε περαιτέρω την συγκέντρωση του (πάνω από το σημείο κορεσμού του διαλύματος) τότε η παραπάνω ποσότητα LiBr κρυσταλλώνεται. Όπως φαίνεται από τα διαγράμματα στο Σχήμα 4-16 και Σχήμα 4-17 όσο αυξάνεται η θερμοκρασία αυξάνεται και η ικανότητα διάλυσης του LiBr στο νερό. Επομένως η συσκευή θα πρέπει να λειτουργεί σε συγκεκριμένες θερμοκρασίες και περιεκτικότητες ώστε να αποφεύγεται η κρυστάλλωσή του [7].

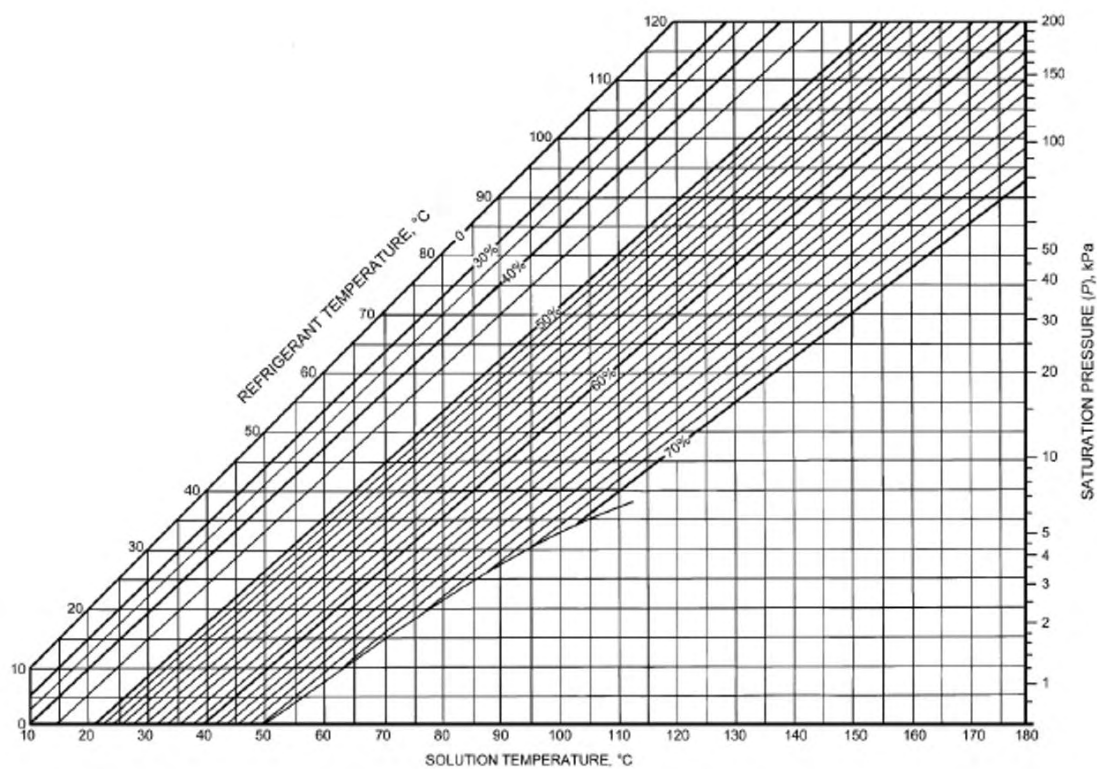
Το Σχήμα 4-16 και Σχήμα 4-17 παρέχουν χρήσιμες πληροφορίες για το διάλυμα νερού- βρωμιούχου λιθίου όπως για την ενθαλπία και την πίεση κορεσμού του μίγματος όταν είναι γνωστή η σύσταση και η θερμοκρασία του. Ωστόσο οι ιδιότητες αναφέρονται σε συνθήκες ισορροπίας και μπορεί να αποκλίνουν από τις πραγματικές.

Από το Σχήμα 4-16 μπορεί να βρεθεί η ενθαλπία του διαλύματος LiBr-H<sub>2</sub>O όταν είναι γνωστά η θερμοκρασία στην οποία βρίσκεται και η σύσταση του. Στην αναφορά [28] οι παραπάνω καμπύλες έχουν προσεγγιστεί από εξισώσεις και έχει δημιουργηθεί πρόγραμμα σε Matlab, το οποίο χρησιμοποιείται αργότερα.

Από το Σχήμα 4-16 φαίνεται ότι αύξηση της θερμοκρασίας σημαίνει και αύξηση της ενθαλπίας του διαλύματος. Δεν συμβαίνει το ίδιο και με την αύξηση της σύστασης. Όταν η περιεκτικότητα σε LiBr είναι 0 τότε η ενθαλπία αντιστοιχεί στην ενθαλπία του καθαρού νερού. Σε μία σταθερή θερμοκρασία, η ενθαλπία παρουσιάζει ελάχιστο σε μεσαίες συγκεντρώσεις (40% έως 55%) και μέγιστο στα άκρα που αντιστοιχούν σε καθαρό νερό και στο όριο διαλυτότητας. Επίσης φαίνεται ότι καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία αυξάνεται και η διαλυτότητα η οποία κυμαίνεται από 57% έως 70%.



Σχήμα 4-16: Διάγραμμα ενθαλπίας - σύστασης για το διάλυμα LiBr-H<sub>2</sub>O [27]



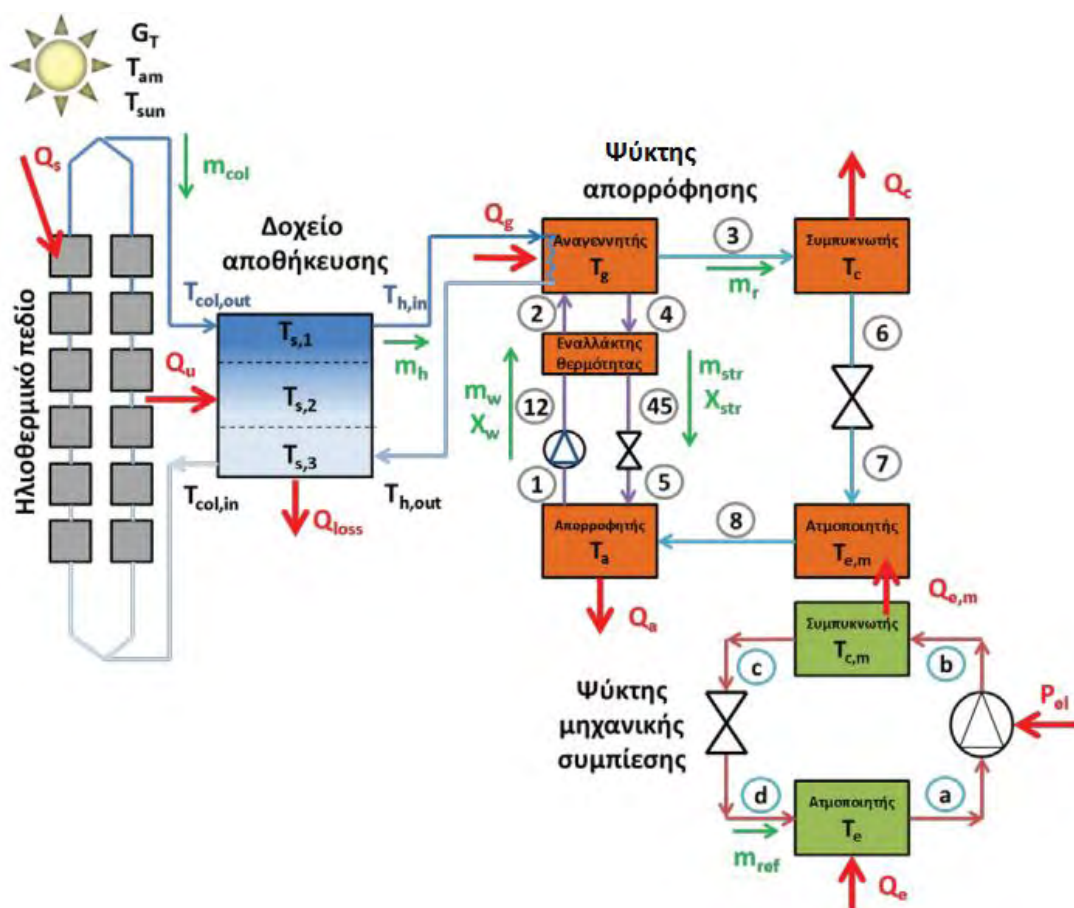
Σχήμα 4-17: Διάγραμμα θερμοκρασίας - πίεσης κορεσμού για το διάλυμα LiBr-H<sub>2</sub>O [29]



Με χρήση του διαγράμματος στο Σχήμα 4-17, όταν είναι γνωστή η θερμοκρασία και η πίεση κορεσμού του μίγματος μπορεί να βρεθεί η σύστασή του. Όπως και στο προηγούμενο διάγραμμα, και για αυτό υπάρχει στην αναφορά [28] κώδικας σε Matlab ο οποίος χρησιμοποιείται για την εύρεση της σύστασης.

#### 4.4 Επίλυση συστήματος σε Matlab

Το υβριδικό σύστημα ψύξης που περιγράφεται στην παράγραφο 4.1 συνδέεται με πεδίο ηλιακών συλλεκτών και μία δεξαμενή αποθήκευσης (Σχήμα 4-18) και επιλύεται σε Matlab. Για την επίλυση του συνολικού συστήματος αρχικά δημιουργούνται υπορουτίνες που λύνουν τα επιμέρους συστήματα ψύξης με απορρόφηση και μηχανική συμπίεση και στην συνέχεια συνδέονται με τον κυρίως κώδικα των ηλιακών συλλεκτών και του δοχείου αποθήκευσης για την πλήρη επίλυση του συστήματος.



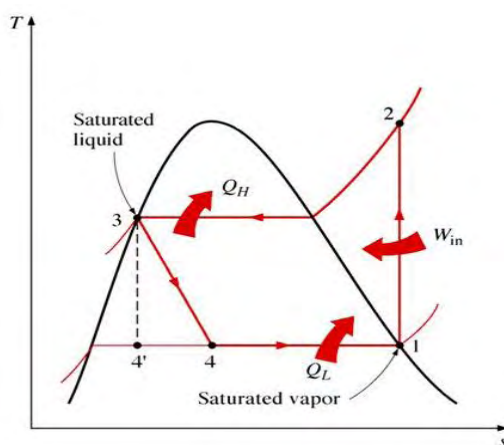
Σχήμα 4-18: Ηλιακό θερμικό σύστημα ψύξης με απορρόφηση και μηχανική συμπίεση

Το σύστημα αποτελείται από τους ηλιακούς συλλέκτες, την δεξαμενή αποθήκευσης, την ψυκτική μονάδα απορρόφησης και την ψυκτική μονάδα με μηχανική συμπίεση και λειτουργεί σε καθημερινή βάση ανάλογα με την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία. Οι ηλιακοί συλλέκτες παρέχουν ζεστό νερό ή

κάποιο άλλο ρευστό στην δεξαμενή αποθήκευσης. Στην συνέχεια το ζεστό νερό της δεξαμενής αποθήκευσης τροφοδοτεί τον αναγεννητή της ψυκτικής μονάδας για την λειτουργία και παραγωγή ψύξης.

#### 4.4.1 Υπορουτίνα ψύκτη με μηχανική συμπίεση

Ο ψύκτης με μηχανική συμπίεση επιλύεται σε Matlab. Όταν δίνεται η θερμοκρασία λειτουργίας του συμπυκνωτή  $T_{cond} = T_{sat3}$ , η θερμοκρασία λειτουργίας του εξατμιστή  $T_{cooling} = T_{sat1}$  και η θερμότητα που απορρίπτεται στο περιβάλλον  $Q_H = Q_E$  υπολογίζεται η απαιτούμενη παροχή μάζας του ψυκτικού  $\dot{m}$ , το φορτίο ψύξης  $\dot{Q}_{cooling}$ , η ηλεκτρική ισχύς που απαιτείται  $P$  και το  $COP$  του ψύκτη. Ο ψύκτης λειτουργεί χρησιμοποιώντας ψυκτικό  $R134a$ , επομένως για τους υπολογισμούς είναι απαραίτητη η χρήση πινάκων με τις ιδιότητες του (Παράρτημα Β).



Σχήμα 4-19: Διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας ψυκτικού κύκλου

Η επίλυση ξεκινάει ορίζοντας πλήρως τις καταστάσεις στο σημείο 1 και 3 που φαίνονται στο Σχήμα 4-19. Το σημείο 1 αντιστοιχεί στην κατάσταση κορεσμένου ατμού και γνωρίζοντας την θερμοκρασία λειτουργίας του εξατμιστή μπορούν να βρεθούν η πίεση, η ενθαλπία και η εντροπία μέσω της υπορουτίνας satR134a

$$[p_1, h_l, h_{v_1}, s_l, s_{v_1}] = \text{satR134a}(T_{sat_1})$$

όπου

- $p_1$  είναι η πίεση στην κατάσταση 1,
- $h_l$  είναι η ενθαλπία κορεσμένου υγρού,
- $h_{v_1}$  είναι η ενθαλπία κορεσμένου ατμού που αντιστοιχεί στην κατάσταση 1,
- $s_l$  είναι η εντροπία κορεσμένου υγρού,



- $sv_1$  είναι η εντροπία κορεσμένου ατμού που αντιστοιχεί στην κατάσταση 1 και
- $Tsat_1$  είναι η θερμοκρασία κορεσμού στην κατάσταση 1.

Το σημείο 3 αντιστοιχεί σε κατάσταση κορεσμένου υγρού και ο υπολογισμός των ιδιοτήτων σε αυτό το σημείο είναι αντίστοιχος, δηλαδή

$$[p_3, h_{l_3}, h_v, s_{l_3}, sv] = satR134a(Tsat_3)$$

όπου

- $p_3$  είναι η πίεση στην κατάσταση 3,
- $h_{l_3}$  είναι η ενθαλπία κορεσμένου υγρού που αντιστοιχεί στην κατάσταση 3,
- $h_v$  είναι η ενθαλπία κορεσμένου ατμού,
- $s_{l_3}$  είναι η εντροπία κορεσμένου υγρού που αντιστοιχεί στην κατάσταση 3,
- $sv$  είναι η εντροπία κορεσμένου ατμού και
- $Tsat_3$  είναι η θερμοκρασία κορεσμού στην κατάσταση 3.

Ο ιστροπικός βαθμός απόδοσης τίθεται  $n_{is}=0.9$  και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n_m=0.75$ . Στην συνέχεια υπολογίζεται η ενθαλπία στο σημείο 2 θεωρώντας πρώτα ισεντροπική μεταβολή. Επειδή το σημείο 2 βρίσκεται στην υπέρθερμη περιοχή και γνωρίζουμε την πίεση  $p_2=p_3$  και την εντροπία  $s_2=sv_1$  μπορούμε να προσδιορίσουμε την ενθαλπία μέσω πινάκων στην υπέρθερμη περιοχή. Οι πίνακες αυτοί έχουν περαστεί στην υπορουτίνα *superheated134a* όπου γίνεται και γραμμική μεταβολή.

$$h_{2is} = \text{superheatedR134a}(p_2, s_2)$$

Γνωρίζοντας τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης μπορεί να υπολογιστεί η πραγματική τιμή της ενθαλπίας στο σημείο 2

$$n_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \Rightarrow h_2 = h_1 + \frac{(h_{2is} - h_1)}{n_{is}}$$

Τέλος θεωρώντας ισενθαλπική βαλβίδα εκτόνωσης ισχύει ότι  $h_4 = h_3$ . Έχοντας προσδιορίσει τις ενθαλπίες σε όλα τα σημεία μπορούν να υπολογιστούν

- Η απαραίτητη παροχή μάζας του R134a  $\dot{m} = \frac{\dot{Q}_H}{h_2 - h_1}$
- Το ψυκτικό φορτίο  $\dot{Q}_{cooling} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_4)$
- Η ηλεκτρική ισχύ  $P = \frac{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)}{n_m}$
- Το  $COP = \frac{Q_{cooling}}{P} = \frac{n_m \cdot (h_2 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$

#### Υπορουτίνα satR134a

Η satR134a για δεδομένη θερμοκρασία κορεσμού μας επιστρέφει τις υπόλοιπες ιδιότητες που χαρακτηρίζουν την κατάσταση κορεσμού του R134a όπως την πίεση κορεσμού, την ενθαλπία κορεσμένου ατμού, την ενθαλπία κορεσμένου υγρού, την εντροπία κορεσμένου ατμού και την εντροπία κορεσμένου υγρού. Τις ιδιότητες τις διαβάζει από τον Πίνακα B1 του παραρτήματος και κάνει γραμμική παρεμβολή για κάθε ιδιότητα.

#### Υπορουτίνα superheatedR134a

Η superheatedR134a διαβάζει τις ιδιότητες για το υπέρθερμο R134a από τον Πίνακα B2 του παραρτήματος. Για δεδομένη πίεση και εντροπία μας επιστρέφει την ενθαλπία. Για τον πιο ακριβή προσδιορισμό της ενθαλπίας κάνει γραμμική παρεμβολή ως προς τις γραμμές και ως προς τις στήλες του πίνακα.

#### 4.4.2 Υπορουτίνα ψύκτη με απορρόφηση

Έχει δημιουργηθεί πρόγραμμα το οποίο δέχεται ως input την θερμοκρασία του εξατμιστή (ή ατμοποιητή)  $T_E$ , την θερμοκρασία του περιβάλλοντος  $T_{am}$ , την θερμοκρασία της θερμότητας με την οποία τροφοδοτείται το σύστημα  $T_{s,in}$  και το θερμικό φορτίο  $Q_G$  και στην συνέχεια προσδιορίζονται οι θερμοκρασίες στις οποίες λειτουργούν ο συμπυκνωτής  $T_C$ , ο απορροφητής  $T_A$  και ο αναγεννητής  $T_G$ .

$$T_C = T_{am} + 10 \quad (4.32)$$

$$T_A = T_{am} + 10 \quad (4.33)$$

$$T_G = T_{s,in} - 10 \quad (4.34)$$

Οι σχέσεις (4.32),(4.33),(4.34) χρησιμοποιούνται προσεγγιστικά θεωρώντας ότι υπάρχουν κατάλληλοι εναλλάκτες θερμότητας οι οποίοι επιτυγχάνουν την παραπάνω θερμοκρασιακή διαφορά. Δεν έχει νόημα η εισαγωγή επιπλέον εξισώσεων για τους εναλλάκτες στον κώδικα οι οποίες θα τον κάνουν ασκόπως πιο περίπλοκο. Άλλωστε η μελέτη των εναλλακτών μπορεί να γίνει ξεχωριστά και στην συνέχεια τα αποτελέσματα να μπουν στον παρόν κώδικα.

Η ψυκτική μονάδα λειτουργεί μεταξύ δύο πιέσεων. Αυτές προσδιορίζονται με βάση την θερμοκρασία που λειτουργούν ο συμπυκνωτής και ο εξατμιστήρας καθώς σε αυτές τις δύο συσκευές το ψυκτικό μέσο βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμού. Επομένως γνωρίζοντας τις θερμοκρασίες προσδιορίζονται οι αντίστοιχες πιέσεις από πίνακες ιδιοτήτων του ψυκτικού μέσου.

$$P_{\min} = P_{\text{sat}}(T = T_E) \quad (4.35)$$

$$P_{\max} = P_{\text{sat}}(T = T_C) \quad (4.36)$$

Έχοντας προσδιορίσει πλήρως την κατάσταση του ψυκτικού μέσου στην έξοδο του συμπυκνωτή (κορεσμένο υγρό σε  $T_C$ ) μπορεί να βρεθεί η ενθαλπία  $h_6$ . Οι συμβολισμοί που χρησιμοποιούνται παρακάτω απευθύνονται στο Σχήμα 4-5 και Σχήμα 4-18.

$$h_6 = \text{Coolant}(T_C) \quad (4.37)$$

Η βαλβίδα εκτόνωσης θεωρείται ότι λειτουργεί ισενθαλπικά οπότε

$$h_7 = h_6 \quad (4.38)$$

Στην έξοδο του εξατμιστήρα γνωρίζοντας την θερμοκρασία και ότι το ψυκτικό βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού

$$h_8 = \text{Coolant}(T_E) \quad (4.39)$$

Ο απορροφητής λειτουργεί στην  $p_{\min}$  και η θερμοκρασία του είναι  $T_A$  επομένως καλώντας υπορουτίνα, η οποία δίνει τις ιδιότητες του διαλύματος λειτουργίας που χρησιμοποιεί η ψυκτική μονάδα, μπορεί να προσδιοριστεί η συγκέντρωση  $x_w$  του διαλύματος στην έξοδο

$$x_w = \text{solusion}(T_A, p_{\min}) \quad (4.40)$$

Επίσης προσδιορίζεται και η συγκέντρωση του διαλύματος στην έξοδο του αναγεννητή ο οποίος λειτουργεί σε  $T_G$  και  $p_{\max}$

$$x_{\text{str}} = \text{solusion}(T_G, p_{\max}) \quad (4.41)$$

Έχοντας προσδιορίσει και την συγκέντρωση του διαλύματος στην έξοδο του απορροφητή υπολογίζεται η ενθαλπία χρησιμοποιώντας κατάλληλα διαγράμματα τα οποία μοντελοποιούνται σε υπορουτίνες στον κώδικα

$$h_1 = \text{solution}(x_w, T_A) \quad (4.42)$$

Με παρόμοιο τρόπο υπολογίζεται και η ενθαλπία του διαλύματος το οποίο επιστρέφει από τον αναγεννητή μέσω του εναλλάκτη θερμότητας και της βαλβίδας εκτόνωσης πίσω στον απορροφητή

$$h_4 = \text{solution}(x_{\text{str}}, T_G) \quad (4.43)$$

Στην συνέχεια προσδιορίζεται η θερμοκρασία και η ενθαλπία του ρεύματος το οποίο φεύγει από τον αναγεννητή και πηγαίνει στον συμπυκνωτή. Αυτό αποτελείται από τους ατμούς του ψυκτικού μέσου οι οποίοι έχουν προέλθει από τον αναγεννητή. Στον αναγεννητή επειδή στην αέρια φάση (κυρίως στο διάλυμα αμμωνίας νερού) συνυπάρχουν ατμοί του ψυκτικού μέσου και του απορροφητή τοποθετείται συσκευή διαχωρισμού των ατμών για να ανακτηθούν μόνο οι ατμοί

του ψυκτικού μέσου. Επομένως στην έξοδο του αναγεννητή προσδιορίζονται οι ιδιότητες του ψυκτικού μέσου, θεωρώντας ότι αυτό βρίσκεται στην ίδια πίεση με την πίεση της αέριας φάσης του διαλύματος

$$T_3 = \text{solution}(x_w, p_{\max}) \quad (4.44)$$

$$h_3 = \text{coolant}(p_{\max}, T_3) \quad (4.45)$$

Τέλος αφού υπολογιστούν οι ενθαλπίες σε όλα τα σημεία του ψυκτικού κύκλου καθώς και οι συγκεντρώσεις του διαλύματος στον απορροφητή και αναγεννητή βρίσκεται το COP, τα θερμικά φορτία σε όλες τις συσκευές καθώς και οι ροές μάζας έτσι ώστε να επιτευχθούν τα αντίστοιχα φορτία. Οι τύποι προκύπτουν από τα ισοζύγια που έχουν παρουσιαστεί στην παράγραφο 4.3.2.

$$COP = \frac{h_8 - h_7}{h_3 + \frac{x_w}{x_{str} - x_w} (1 - n_{HEX}) h_4 - \frac{x_{str} - n_{HEX} x_w}{x_{str} - x_w} h_1} \quad (4.46)$$

$$Q_E = Q_E \cdot COP \quad (4.47)$$

$$m_s = \frac{Q_G}{c_p (T_{s,in} - T_{s,out})} \quad (4.48)$$

$$m_r = \frac{Q_E}{h_8 - h_7} \quad (4.49)$$

$$m_w = \frac{x_{str}}{x_{str} - x_w} m_r \quad (4.50)$$

$$m_{str} = \frac{x_w}{x_{str} - x_w} m_r \quad (4.51)$$

Παρακάτω περιγράφονται οι υπορουτίνες που έχουν δημιουργηθεί και χρησιμοποιούνται για την επίλυση της ψυκτικής μονάδας με απορρόφησης.

### Υπορουτίνα XSteam

Η υπορουτίνα αυτή είναι διαθέσιμη στο διαδίκτυο και περιλαμβάνει όλες τις ιδιότητες για το νερό, ατμό και μίγμα νερού-ατμού σε πιέσεις από 0 έως 1000 bar και θερμοκρασία από 0 έως 2000°C. Είναι γραμμένη σε Matlab και χρησιμοποιείται στην περίπτωση που το LiBr-H<sub>2</sub>O λειτουργεί ως εργαζόμενο ζεύγος. Επειδή σε αυτή την περίπτωση το νερό λειτουργεί ως ψυκτικό μέσο, οι ιδιότητες του είναι απαραίτητες για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών του ψυκτικού κύκλου. Με αυτήν προσδιορίζονται οι πιέσεις λειτουργίας του συμπυκνωτή και εξατμιστή σύμφωνα με τις θερμοκρασίες στις οποίες λειτουργούν. Επίσης χρησιμοποιείται για την εύρεση της ενθαλπίας στην είσοδο του συμπυκνωτή, στην έξοδο του συμπυκνωτή και στη έξοδο του εξατμιστή.

### **Υπορουτίνα LiBrH<sub>2</sub>O**

Η υπορουτίνα LiBrH<sub>2</sub>O είναι διαθέσιμη στην αναφορά [28] και υπολογίζει την συγκέντρωση του διαλύματος LiBr-H<sub>2</sub>O όταν είναι γνωστά η θερμοκρασία και η πίεση κορεσμού του διαλύματος. Είναι βασισμένη στο Σχήμα 4-17 που παρουσιάστηκε στην παράγραφο 4.3.2.2. Χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της σύστασης του διαλύματος πριν και μετά την ατμογεννήτρια ή αντίστοιχα πριν και μετά τον απορροφητή όταν είναι γνωστά οι θερμοκρασίες και οι πιέσεις λειτουργίας.

### **Υπορουτίνα EqLiBrH<sub>2</sub>O**

Αντίστοιχα η υπορουτίνα EqLiBrH<sub>2</sub>O, όπως και η LiBrH<sub>2</sub>O, είναι διαθέσιμη στην αναφορά [28] και υπολογίζει την ενθαλπία του διαλύματος LiBr-H<sub>2</sub>O όταν είναι γνωστά η θερμοκρασία και η σύσταση του διαλύματος. Είναι βασισμένη στο διάγραμμα Σχήμα 4-16 που παρουσιάστηκε στην παράγραφο 4.3.2.2. Χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της ενθαλπίας του διαλύματος μετά την ατμογεννήτρια και μετά τον απορροφητή όταν είναι γνωστή η θερμοκρασία και η σύσταση σε αυτά τα σημεία.

### **Υπορουτίνες psatNH<sub>3</sub>, hfNH<sub>3</sub>, hvNH<sub>3</sub>**

Όταν το διάλυμα NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O χρησιμοποιείται ως εργαζόμενο ζεύγος τότε η αμμωνία λειτουργεί ως ψυκτικό μέσο. Επομένως για τον προσδιορισμό των συνθηκών που επικρατούν στον συμπυκνωτή, στην βαλβίδα εκτόνωσης και στον εξατμιστή είναι απαραίτητη η γνώση των ιδιοτήτων της αμμωνίας στις θερμοκρασίες που αυτοί λειτουργούν.

Για τον σκοπό αυτό έχουν δημιουργηθεί υπορουτίνες οι οποίες διαβάζουν δεδομένα από τον Πίνακα A1 ο οποίος περιέχει τις ιδιότητες της αμμωνίας και κάνουν γραμμική παρεμβολή για τις ενδιάμεσες τιμές. Οι πρώτες 7 στήλες αναφέρονται σε κορεσμένη αμμωνία ενώ οι υπόλοιπες 4 στήλες αναφέρονται στην υπέρθερμη περιοχή σε θερμοκρασίες 50 και 100 βαθμούς κελσίου πάνω από την θερμοκρασία κορεσμού. Για τον προσδιορισμό της πίεσης κορεσμού στον συμπυκνωτή και στον εξατμιστή, όταν είναι γνωστές οι θερμοκρασίες στις οποίες λειτουργούν, έχει δημιουργηθεί η υπορουτίνα psatNH<sub>3</sub>. Η υπορουτίνα hfNH<sub>3</sub> επιστρέφει την ενθαλπία στο σημείο κορεσμένου υγρού της αμμωνίας έτσι ώστε να προσδιοριστεί η ενθαλπία στην έξοδο του συμπυκνωτή. Τέλος υπολογίζει την ενθαλπία στην έξοδο του εξατμιστή η οποία αντιστοιχεί σε κατάσταση κορεσμένου ατμού.

### **Υπορουτίνα $h_{ptNH3}$**

Η υπορουτίνα  $h_{ptNH3}$  υπολογίζει την ενθαλπία της αμμωνίας όταν βρίσκεται σε κατάσταση υπέρθερμου αερίου. Πάλι για τον υπολογισμό χρησιμοποιούνται δεδομένα από τον Πίνακα A1 του παραρτήματος. Για τον υπολογισμό της ενθαλπίας σε αυτή την κατάσταση πρέπει να είναι γνωστή η πίεση και η θερμοκρασία. Επομένως γίνονται δύο γραμμικές παρεμβολές. Μία μεταξύ δύο σειρών του πίνακα έτσι ώστε να βρισκόμαστε στην σωστή πίεση και μία μεταξύ δύο στηλών του πίνακα για την εύρεση της ενθαλπίας στην σωστή θερμοκρασία. Ο λόγος που χρειάζεται η ενθαλπία στην υπέρθερμη περιοχή είναι επειδή στην έξοδο της ατμογεννήτριας η αμμωνία είναι υπέρθερμη.

### **Υπορουτίνα $xNH3H2O$**

Για το διάλυμα αμμωνίας-νερού, η υπορουτίνα  $xNH3H2O$  δίνει την σύσταση του διαλύματος όταν είναι γνωστά η πίεση και η θερμοκρασία κάνοντας γραμμική παρεμβολή στον Πίνακα A2 του παραρτήματος. Στο πίνακα A2 η πρώτη στήλη αντιστοιχεί στην σύσταση ενώ η πρώτη γραμμή αντιστοιχεί στην πίεση. Οι υπόλοιπες τιμές είναι η θερμοκρασία του διαλύματος στο σημείο φυσαλίδας. Η υπορουτίνα χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της σύστασης στην έξοδο της ατμογεννήτριας προς τον απορροφητή και στην έξοδο του απορροφητή προς την ατμογεννήτρια. Σε αυτά τα σημεία, στην ιδανική περίπτωση το διάλυμα βρίσκεται στο σημείο φυσαλίδας. Καθώς στην ατμογεννήτρια και στον απορροφητή έχουμε μίγμα υγρού ατμού από το οποίο μόνο το υγρό θα περάσει από την ατμογεννήτρια στον απορροφητή και αντίστοιχα από τον απορροφητή στην ατμογεννήτρια.

### **Υπορουτίνα $hNH3H2O$**

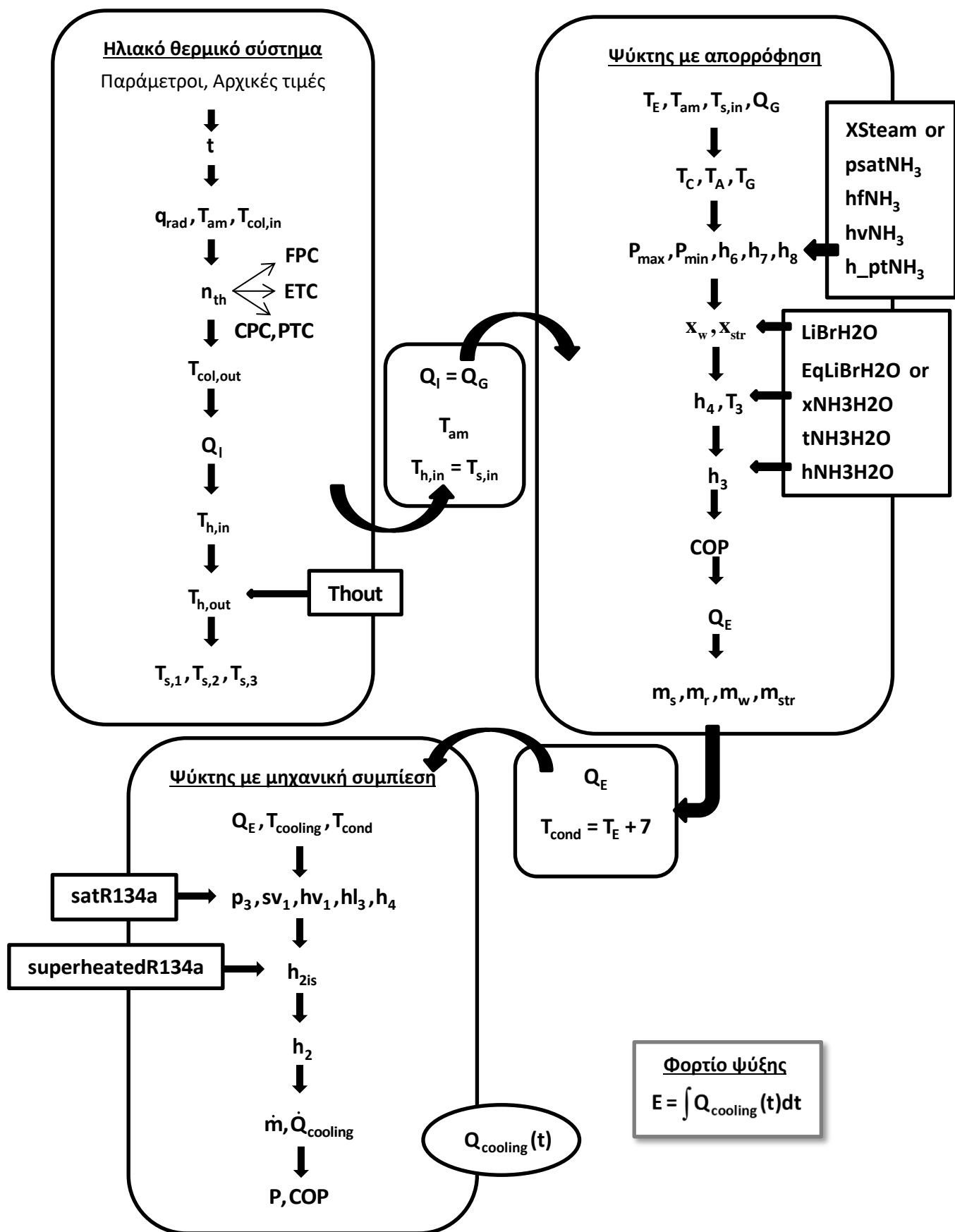
Η υπορουτίνα  $hNH3H2O$  δίνει την ενθαλπία της υγρής φάσης του διαλύματος αμμωνίας-νερού όταν βρίσκεται σε συνθήκες κορεσμού. Για την εύρεση της ενθαλπίας χρησιμοποιεί τον Πίνακα A3 του παραρτήματος και κάνει γραμμική παρεμβολή. Η υπορουτίνα χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό της ενθαλπίας στην έξοδο της ατμογεννήτριας και του απορροφητή.

### **Υπορουτίνα $tNH3H2O$**

Η υπορουτίνα  $tNH3H2O$  υπολογίζει την θερμοκρασία του διαλύματος αμμωνίας νερού, όταν αυτό βρίσκεται σε συνθήκες κορεσμού, με δεδομένα την σύσταση και την πίεση. Και αυτή χρησιμοποιεί δεδομένα από τον Πίνακα 2 του παραρτήματος και κάνει γραμμική παρεμβολή. Χρησιμοποιείται για τον

προσδιορισμό της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσο (αμμωνίας) στην έξοδο της ατμογεννήτριας.

Το διάγραμμα ροής του κώδικα Matlab απεικονίζεται στο Σχήμα 4-20.



Σχήμα 4-20: Διάγραμμα ροής υβριδικού συστήματος ψύξης



## 4.5 Αποτελέσματα

Με βάση τον κώδικα Matlab προσομοίωσης του συστήματος, στην συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν από αυτόν. Αρχικά γίνεται σύγκριση με στοιχεία και διαγράμματα που υπάρχουν στην βιβλιογραφία για την πιστοποίηση του κώδικα και έπειτα γίνεται παραμετρική ανάλυση του συστήματος με σκοπό την εύρεση των σημαντικότερων παραγόντων που το επηρεάζουν.

### 4.5.1 Αποτελέσματα και πιστοποίηση για τον ψύκτη με απορρόφηση

Συγκρίνονται τα αποτελέσματα για τον ψύκτη με απορρόφηση σε κάθε σημείο της διάταξης. Τα αποτελέσματα στον Πίνακα 4-1 αναφέρονται στο διάλυμα LiBr-H<sub>2</sub>O.

Πίνακας 4-1: Αποτελέσματα για ψύκτη απορρόφησης LiBr-H<sub>2</sub>O

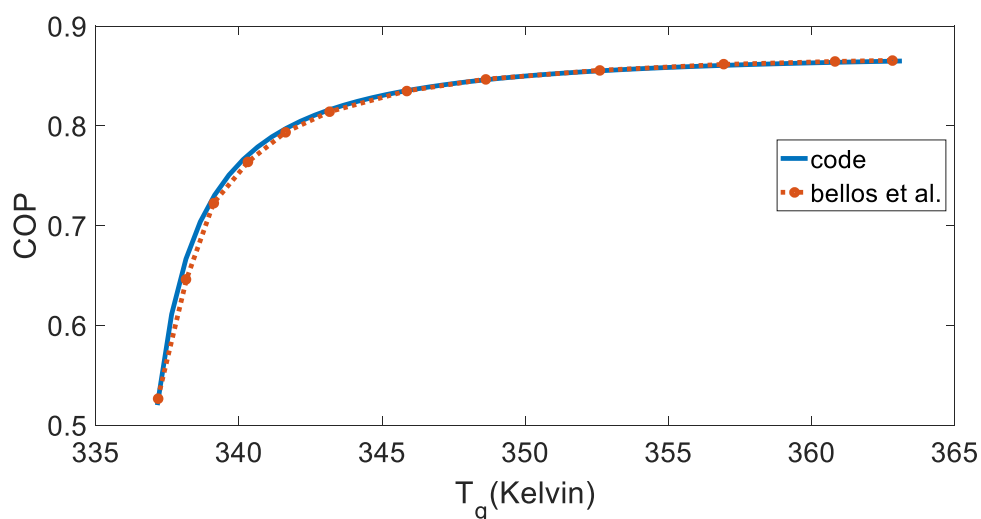
point	h(kJ/kg)	m(kg/s)	P (kPa)	T (C)	LiBr(%)
1	83,11	0,00518	0,935	34,9	55
2	83,11	0,00518	4,779	34,9	55
3	124,67	0,00518	4,779	55	55
4	183,23	0,00475	4,779	75	60
5	137,89	0,00475	4,779	51,45	60
6	137,89	0,00475	0,935	44,5	60
7	2631,26	4,30E-04	4,779	70	0
8	134,41	4,30E-04	4,779	32,07	0
9	134,41	4,30E-04	0,935	6	0
10	2511,91	4,20E-04	0,935	6	0
11	25,22	1,00E-05	0,935	6	0

Τα σημεία του πίνακα αναφέρονται στα σημεία της διάταξης στο Σχήμα 4-3. Ο κώδικας εξάγει αποτελέσματα σε κάθε σημείο της διάταξης επομένως ανάλογα με τα δεδομένα εισόδου μπορεί να προσδιορίζει τις συνθήκες λειτουργίας κάθε συσκευής. Η απόκλιση με το [24] είναι αμελητέα. Αντίστοιχα αποτελέσματα παρουσιάζονται και για το διάλυμα NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O όπως φαίνονται στον Πίνακα 4-2.

Πίνακας 4-2: Αποτελέσματα για ψύκτη απορρόφησης  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

point	$h(\text{kJ/kg})$	$m(\text{kg/s})$	$P(\text{kPa})$	$T(\text{C})$	$\text{LiBr}(\%)$
1	-73,49	0,005234	614,9	35	41,7
2	-73,49	0,005234	1350	35	41,7
3	26,72	0,005234	1350	-	41,7
4	98,98	0,004345	1350	75	50,2
5	-21,75	0,004345	1350	47	50,2
6	-21,75	0,004345	614,9	-	50,2
7	1371,36	0,000889	1350	62,96	0
8	166,2	0,000889	1350	35	0
9	166,2	0,000889	614,9	35	0
10	1290,6	0,000889	614,9	10	0
11	46,6	0	614,9	10	0

Στην συνέχεια γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων με τα αποτελέσματα της αναφοράς [10]. Πιο συγκεκριμένα, μεταβάλλοντας την θερμοκρασία που λειτουργεί η ατμογεννήτρια, παρουσιάζονται σε διάγραμμα οι τιμές του COP. Το διάγραμμα αντιστοιχεί στο διάλυμα  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  και σε θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας προς το περιβάλλον (θερμοκρασία λειτουργίας του συμπυκνωτή) ίση με  $35^\circ\text{C}$ .

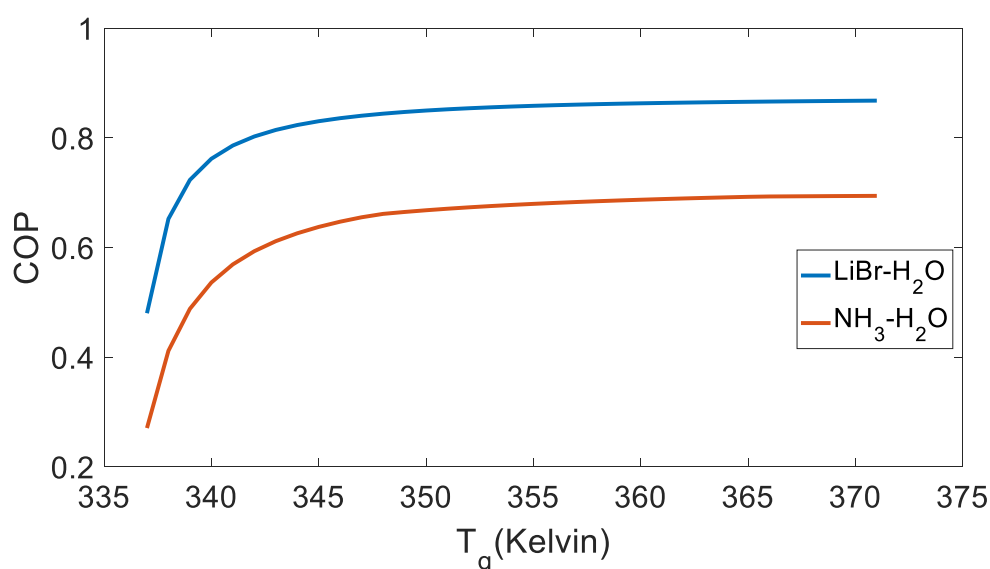


Σχήμα 4-21:  $COP$  ως προς θερμοκρασία αναγεννητή  $T_g$  για διάλυμα  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$

Φαίνεται ότι καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία λειτουργίας της ατμογεννήτριας  $T_g$  αυξάνεται και το COP του ψύκτη προσεγγίζοντας σε υψηλές θερμοκρασίες λειτουργίας μία τιμή κοντά στο 0.87. Υψηλή θερμοκρασία λειτουργίας της

ατμογεννήτριας σημαίνει ότι χρειαζόμαστε υψηλά ποσά θερμότητας και αν το σύστημα λειτουργεί με θερμό ρευστό από ηλιακούς συλλέκτες αυτό σημαίνει μεγάλη επιφάνεια συλλεκτών. Επομένως για την βέλτιστη θερμοκρασία λειτουργίας θα πρέπει να γίνει οικονομική ανάλυση και βελτιστοποίηση μεταξύ αρχικού κεφαλαίου που θα διαθέσουμε και λειτουργικού κόστους του συστήματος. Από την σύγκριση προκύπτει ότι ο κώδικας έρχεται σε καλή συμφωνία με το άρθρο[10]. Οι τιμές για το COP συμπίπτουν με τις τιμές του [10] σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος με την απόκλιση να είναι μικρότερη του 1%.

Στην συνέχεια συγκρίνονται τα αποτελέσματα για τα διαλύματα  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  και  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ . Από το Σχήμα 4-22 φαίνεται ότι το COP του  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  είναι αρκετά χαμηλότερο από του  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ . Παρόλο της απουσίας αντίστοιχου διαγράμματος στην βιβλιογραφία, άρθρα αναφέρουν πως το COP του  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  κυμαίνεται περίπου στο 0.6-0.7 [24] και ότι είναι χαμηλότερο από το COP του  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ . Το γεγονός αυτό κάνει το  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  να είναι προτιμότερο όσο οι επιθυμητές θερμοκρασίες είναι υψηλότερες από μηδέν. Όταν όμως είναι αναγκαία ψύξη χαμηλότερη από το μηδέν τότε μόνο το διάλυμα  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  μπορεί να χρησιμοποιηθεί καθώς η αμμωνία, που αποτελεί το ψυκτικό μέσο, μπορεί να φτάσει σε θερμοκρασίες πολύ χαμηλότερες από το  $0^\circ\text{C}$ . Ωστόσο με την δημιουργία του υβριδικού συστήματος απορρόφησης – μηχανικής συμπίεσης το υψηλότερης απόδοσης διάλυμα  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε συνδυασμό με τον ψύκτη μηχανικής συμπίεσης δίνοντας θερμοκρασίες ψύξης χαμηλότερες του  $0^\circ\text{C}$ .

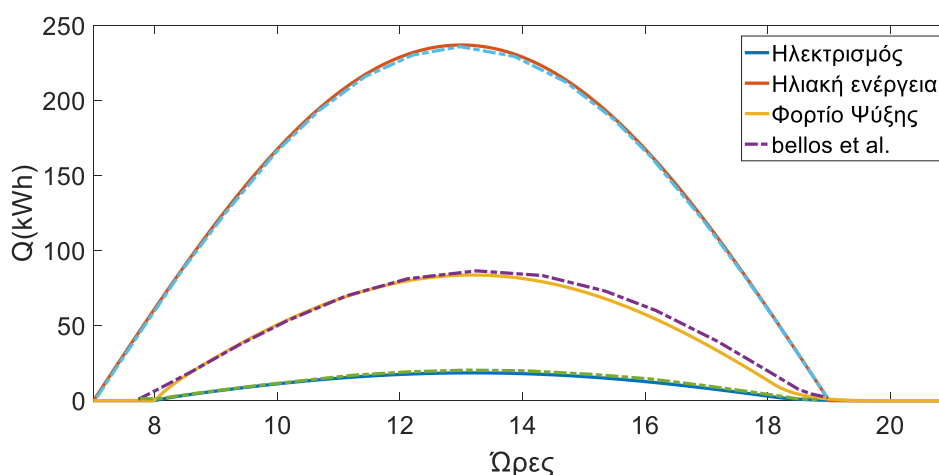


Σχήμα 4-22: COP ως προς θερμοκρασία αναγεννητή  $T_g$  για διαλύματα  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  και  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

#### 4.5.2 Αποτελέσματα και πιστοποίηση για το υβριδικό σύστημα

Ο κώδικας για τον ψύκτη απορρόφησης συνδυάζεται με τον κώδικα για τον ψύκτη μηχανικής συμπίεσης σε ένα κλιμακοειδούς τύπου σύστημα απορρόφησης-μηχανικής συμπίεσης όπως παρουσιάζεται στην παράγραφο 4.1.3. Στην συνέχεια το υβριδικό σύστημα ψύξης προσαρμόζεται στο ηλιακό θερμικό σύστημα για την εξαγωγή διαγραμμάτων τα οποία συγκρίνονται με την αναφορά [13].

Αρχικά το σύστημα προσομοιώνεται για μία ηλιόλουστη μέρα με την ηλιακή ακτινοβολία να είναι ημιτονοειδής συνάρτηση με το χρόνο. Το ψυκτικό φορτίο που προκύπτει καθώς και η ηλεκτρική ενέργεια που απαιτείται για ψύξη στους  $-20^{\circ}\text{C}$  και θερμοκρασία απόρριψης προς το περιβάλλον  $T_c=40^{\circ}\text{C}$  φαίνονται στο σχήμα Σχήμα 4-23.



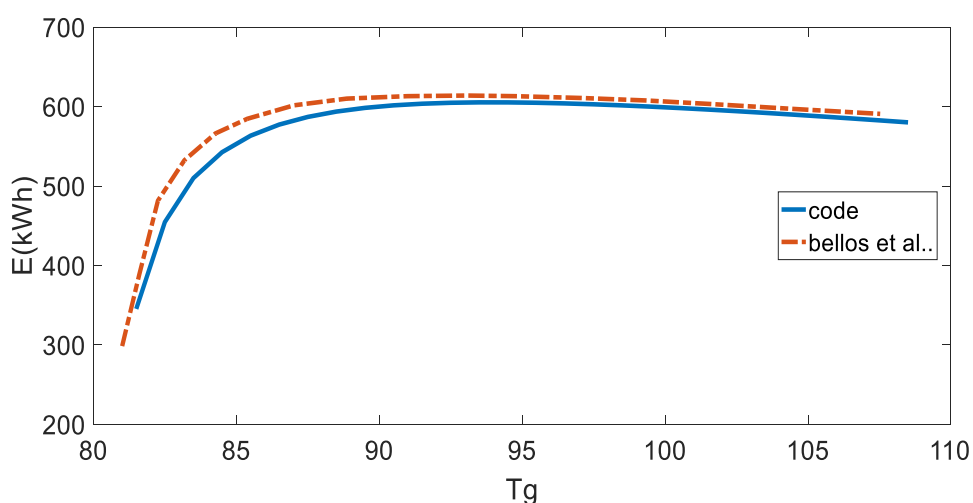
Σχήμα 4-23: Μεταβολή ηλιακής ενέργειας, ψυκτικού φορτίου και ηλεκτρικής ενέργειας κατά την διάρκεια μία ηλιόλουστης μέρας

Στην αρχή της ημέρας, το χρήσιμο θερμικό φορτίο από τους ηλιακούς συλλέκτες μεταφέρεται με το ρευστό (Therminol VP1) σε δοχείο αποθήκευσης. Όταν η θερμοκρασία στο δοχείο αποθήκευσης φτάσει μία ελάχιστη τιμή τότε αρχίζει να τροφοδοτείται με θερμό ρευστό το σύστημα ψύξης. Έτσι δικαιολογείται και η χρονική καθυστέρηση για την έναρξη της ψύξης. Στην συνέχεια για λόγους θερμικής ισορροπίας στο δοχείο αποθήκευσης, το χρήσιμο φορτίο που αποκτάται από τους ηλιακούς συλλέκτες μεταφέρεται στο σύστημα ψύξης, ωστόσο λίγο μειωμένο λόγω απωλειών στο δοχείο. Συνεπώς η μέγιστη ηλιακή ακτινοβολία συνεπάγεται και μέγιστο ψυκτικό φορτίο. Αυτό σημαίνει ότι το μέγιστο ψυκτικό φορτίο αντιστοιχεί στις μεσημεριανές ώρες που οι απαιτήσεις σε αυτό είναι μέγιστες. Τέλος, κατά την δύση του ηλίου υπάρχει διαθέσιμο μικρό ψυκτικό φορτίο το οποίο οφείλεται στην ύπαρξη του δοχείου αποθήκευσης. Όσο μεγαλύτερο είναι

το δοχείο τόσο μεγαλύτερη θα είναι και η μετατόπιση της καμπύλης του ψυκτικού φορτίου προς τα δεξιά.

Τα αποτελέσματα συγκρίνονται με αυτά του άρθρου [13] όπως φαίνεται στο Σχήμα 4-23. Οι διαφορές είναι πολύ μικρές και εντοπίζονται περισσότερο στην έναρξη και την λήξη της ψύξης. Οφείλονται κυρίως σε συνθήκες που εισάγονται στην έναρξη και την λήξη της τροφοδότησης του συστήματος ψύξης.

Αφού έχει γίνει η προσομοίωση του συστήματος για μία ολόκληρη ημέρα, μελετάται η αλλαγή στο συνολικό ψυκτικό φορτίο όταν μεταβάλλεται η θερμοκρασία λειτουργίας της ατμογεννήτριας  $T_g$ . Το συνολικό ψυκτικό φορτίο αντιστοιχεί στο ολοκλήρωμα της επιφάνειας κάτω από την καμπύλη του φορτίου ψύξης στο Σχήμα 4-23. Μεταβολή της θερμοκρασίας του αναγεννητή συνεπάγεται μεταβολή και στο συνολικό ψυκτικό φορτίο του συστήματος. Από το Σχήμα 4-24 φαίνεται ότι η βέλτιστη θερμοκρασία λειτουργίας του αναγεννητή όπου για θερμοκρασία ψύξης  $-20^{\circ}\text{C}$  και θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας στο περιβάλλον  $40^{\circ}\text{C}$  είναι περίπου  $93^{\circ}\text{C}$ . Αρχικά μπορεί να μην φαίνεται λογικό καθώς αύξηση της θερμοκρασίας στον αναγεννητή σημαίνει και αύξηση του COP του συστήματος (Σχήμα 4-21), ωστόσο για ένα συγκεκριμένο σύστημα σταθερών διαστάσεων είναι πεπερασμένη η δυνατότητα αύξησης της θερμοκρασίας του αναγεννητή. Πέρα από μία θερμοκρασία αρχίζει να μειώνεται η διάρκεια ψύξης. Συνεπώς κάθε σύστημα ανάλογα με τις συνθήκες στις οποίες λειτουργεί έχει συγκεκριμένη βέλτιστη θερμοκρασία λειτουργίας του αναγεννητή.

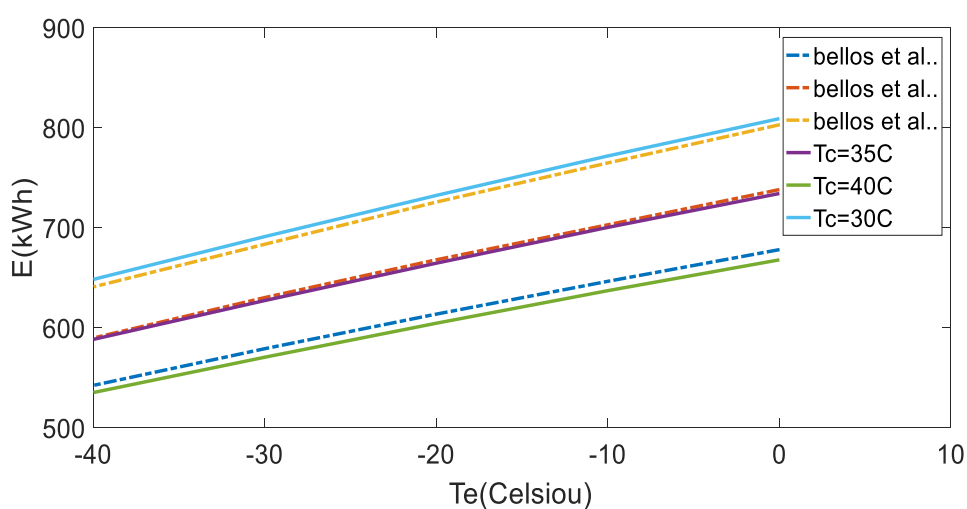


Σχήμα 4-24: Διάγραμμα συνολικού ψυκτικού φορτίου-θερμοκρασίας αναγεννητή για θερμοκρασία ψύξης  $-20^{\circ}\text{C}$ .

Από την σύγκριση των αποτελεσμάτων στο Σχήμα 4-24 παρατηρούνται κάποιες μικρές διαφορές κυρίως στις χαμηλές θερμοκρασίες αναγεννητή ωστόσο η βέλτιστη

θερμοκρασία λειτουργίας του αναγεννητή παραμένει ίδια. Οι διαφορές στο συνολικό φορτίο ψύξης οφείλονται στις μικρές διαφορές που υπάρχουν και στο Σχήμα 4-23 οι οποίες αθροίστηκαν. Οι μεγαλύτερες αποκλίσεις είναι της τάξης του 4% και οφείλονται σε διάφορους παράγοντες όπως ότι πολλές υπορουτίνες χρησιμοποιούν δεδομένα από πίνακες με γραμμική παρεμβολή.

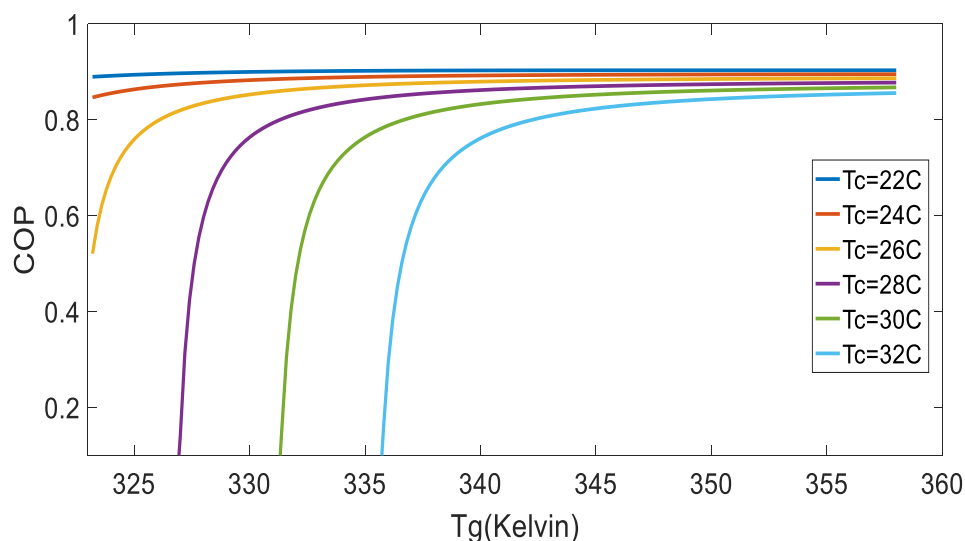
Στην συνέχεια γίνεται σύγκριση του ημερήσιου φορτίου ψύξης σε διαφορετικές θερμοκρασίες ψύξης και διαφορετικές θερμοκρασίες απόρριψης θερμότητας. Από το Σχήμα 4-25 φαίνεται ότι το ψυκτικό φορτίο μειώνεται καθώς μειώνονται οι θερμοκρασίες ψύξης και αυξάνονται οι θερμοκρασίες απόρριψης θερμότητας στο περιβάλλον.



Σχήμα 4-25: Διάγραμμα ημερήσιου ψυκτικού φορτίου- θερμοκρασίας ψύξης

#### 4.5.3 Παραμετρική μελέτη ψύκτη με απορρόφηση

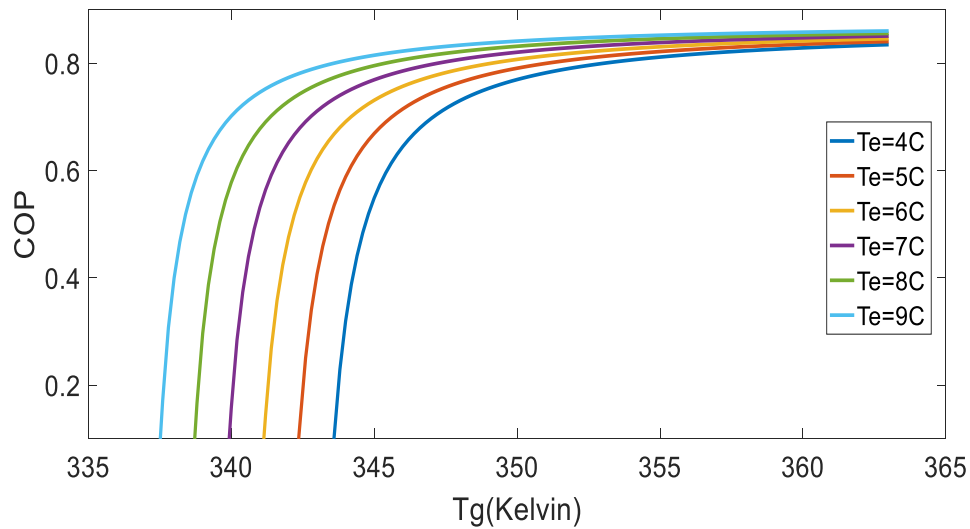
Βασικοί παράμετροι που επηρεάζουν την απόδοση του συστήματος ψύξης με απορρόφηση είναι οι θερμοκρασίες λειτουργίας της ατμογεννήτριας  $T_g$ , η θερμοκρασία λειτουργίας του συμπυκνωτή  $T_c$  η οποία είναι και η θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας στο περιβάλλον, η θερμοκρασία λειτουργίας του απορροφητή  $T_a$  και η θερμοκρασία λειτουργίας του εξατμιστή  $T_e$  από την οποία εξαρτάται και η θερμοκρασία παραγωγής ψύξης.



Σχήμα 4-26: Διάγραμμα COP ως προς τη θερμοκρασία ατμογεννήτριας  $T_g$  για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης

Η θερμοκρασία του συμπυκνωτή και του απορροφητή εξαρτώνται από την θερμοκρασία του περιβάλλοντος ή από την θερμοκρασία του νερού ψύξης αν είναι υδρόψυκτοι και συνήθως παίρνουν ίδιες τιμές. Στο Σχήμα 4-26 φαίνεται η μεταβολή του COP του ψύκτη απορρόφησης για διάφορες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή και του απορροφητή. Στον κώδικα οι θερμοκρασίες συμπυκνωτή και απορροφητή λαμβάνονται ίδιες. Από το διάγραμμα φαίνεται ότι καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία του συμπυκνωτή και απορροφητή μειώνεται το COP της ψυκτικής διάταξης ενώ ταυτόχρονα αυξάνεται και η ελάχιστη θερμοκρασία λειτουργίας της ατμογεννήτριας, που αντιστοιχεί στην ελάχιστη θερμοκρασία τροφοδότησης του συστήματος με θερμότητα για να μπορέσει να λειτουργήσει. Το διάγραμμα έγινε διατηρώντας σταθερή την θερμοκρασία του εξατμιστή στους 5°C.

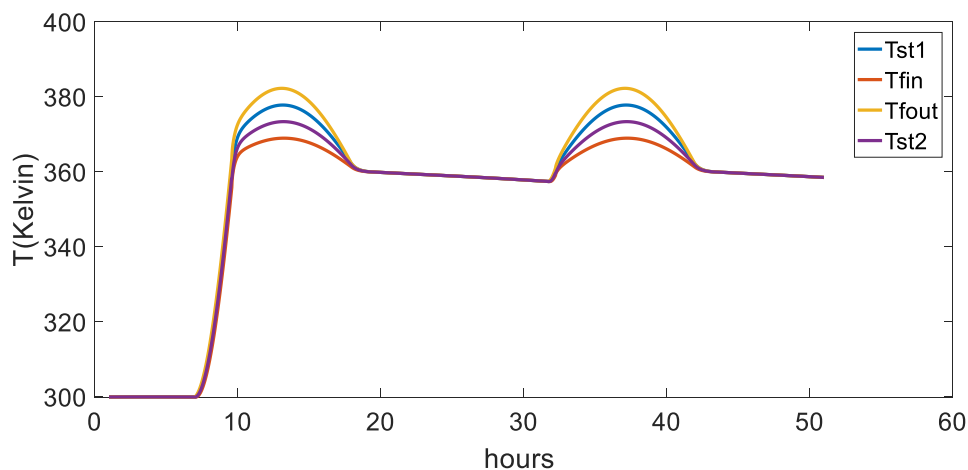
Στην συνέχεια μελετάται η επίδραση της μεταβολής της θερμοκρασίας του εξατμιστή στο COP του συστήματος. Στο Σχήμα 4-27 φαίνεται ότι καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία του εξατμιστή (ή η θερμοκρασία στην οποία παρέχουμε ψύξη), αυξάνεται και το COP. Το διάγραμμα έγινε διατηρώντας την θερμοκρασία του απορροφητή και του συμπυκνωτή σταθερή στους 35°C.



Σχήμα 4-27: Διάγραμμα COP ως προς θερμοκρασίας ατμογεννήτριας για διάφορες θερμοκρασίες εξατμιστή

#### 4.5.4 Ανάλυση ηλιακού θερμικού συστήματος-υβριδικού συστήματος

Το υβριδικό σύστημα ψύξης με απορρόφηση και μηχανική συμπίεση συνδέεται με τους ηλιακούς συλλέκτες και μία δεξαμενή αποθήκευσης και εξετάζεται η λειτουργία του δύο ηλιόλουστες μέρες. Στο Σχήμα 4-28 και Σχήμα 4-29 γίνεται αναπαράσταση των θερμοκρασιών στην έξοδο των ηλιακών συλλεκτών και στις τρεις θερμοκρασιακές ζώνες στις οποίες είναι χωρισμένη η δεξαμενή.

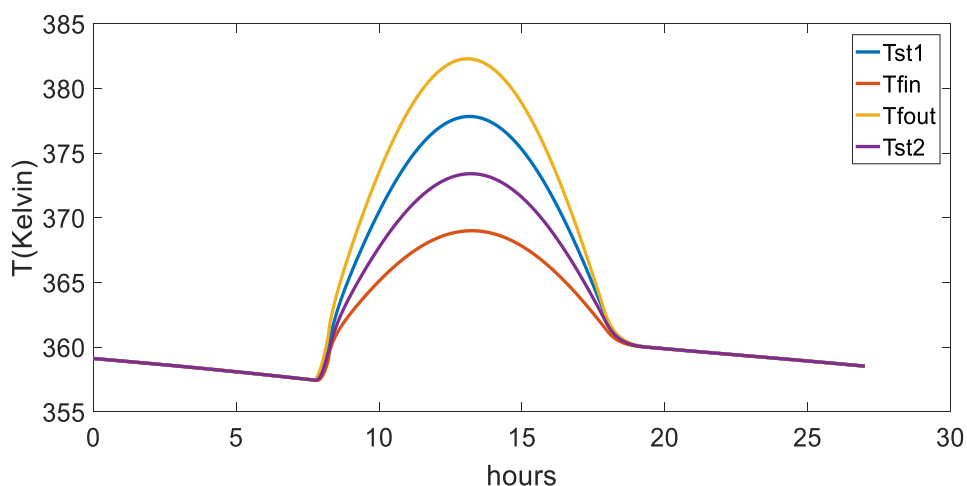


Σχήμα 4-28: Μεταβολή της θερμοκρασίας στην έξοδο των ηλιακών συλλεκτών και της δεξαμενής αποθήκευσης κατά την διάρκεια δύο ημερών

Στην αρχή, η θερμοκρασία στο δοχείο αποθήκευσης τίθεται ίση με 300K. Όταν ηλιακή ακτινοβολία αρχίσει να πέφτει στους ηλιακούς συλλέκτες η θερμοκρασία στο δοχείο αποθήκευσης αυξάνεται. Όταν φτάσει στους 360K ξεκινάει η τροφοδότηση του συστήματος ψύξης με θερμότητα, με αποτέλεσμα η θερμοκρασία



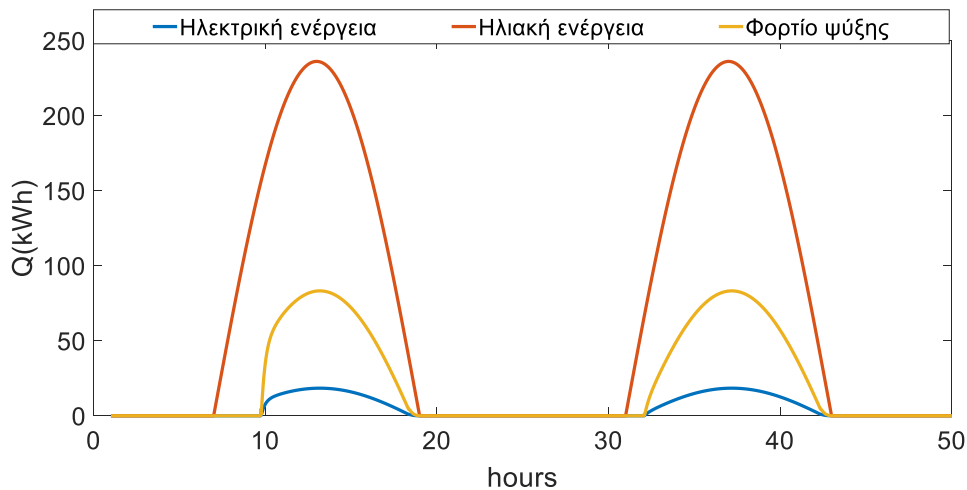
στο δοχείο αποθήκευσης και στην έξοδο των ηλιακών συλλεκτών να μεταβάλλεται όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4-27 και Σχήμα 4-28. Το γεγονός ότι η έξοδος των ηλιακών συλλεκτών συνδέεται με το πάνω μέρος της δεξαμενής και η έξοδος από την ατμογεννήτρια με το κάτω μέρος της δεξαμενής, έχει ως αποτέλεσμα η θερμοκρασία στην δεξαμενή να μεταβάλλεται συναρτήσει του ύψους της.



Σχήμα 4-29: Αναπαράσταση των θερμοκρασιών στην έξοδο των ηλιακών συλλεκτών και στην δεξαμενή αποθήκευσης κατά την διάρκεια της δεύτερης μέρας λειτουργίας

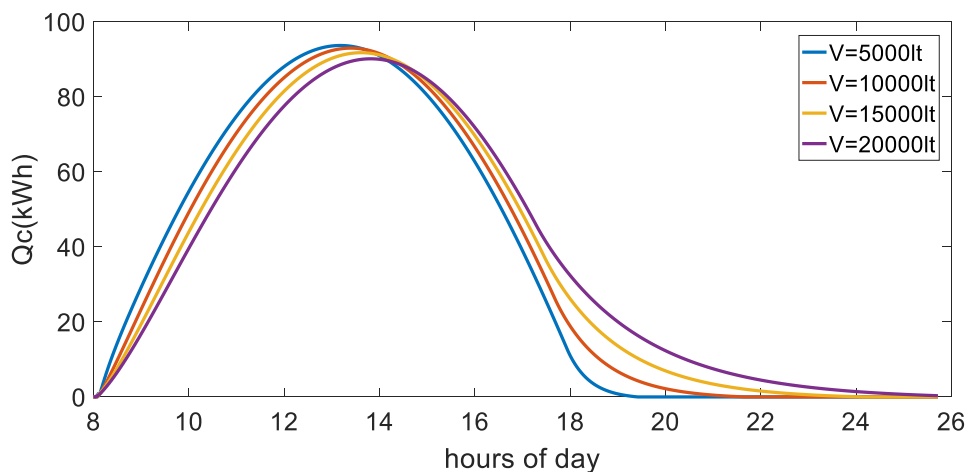
Με την υπόθεση ότι η δεξαμενή χωρίζεται σε τρεις θερμοκρασιακές ζώνες, στο Σχήμα 4-28 και Σχήμα 4-29 φαίνονται οι θερμοκρασίες που αυτές λαμβάνουν κατά την διάρκεια της ημέρας. Όταν ο ήλιος δύσει και η θερμοκρασία στην δεξαμενή φτάσει στους 360K τότε σταματάει και η τροφοδότηση της ψυκτικής μονάδας. Κατά την διάρκεια της νύχτας η θερμοκρασία της δεξαμενής παρουσιάζει μικρή πτώση λόγω των απωλειών προς το περιβάλλον.

Στο Σχήμα 4-30 παρουσιάζεται η μεταβολή της ηλιακής ενέργειας, του φορτίου ψύξης καθώς και της ηλεκτρικής ενέργειας που απαιτείται κατά την διάρκεια των δύο ημερών. Φαίνεται ότι την πρώτη μέρα υπάρχει μία καθυστέρηση στην έναρξη της ψύξης. Αυτή η καθυστέρηση δικαιολογείται από το γεγονός ότι η θερμότητα που λαμβάνεται τις πρώτες ώρες κατά την ανατολή του ήλιου, χρησιμοποιείται για την αύξηση της θερμοκρασίας στην δεξαμενή έως ότου αυτή γίνει ίση με 360K. Την δεύτερη μέρα η θερμοκρασία στην δεξαμενή είναι ήδη κοντά στους 360K οπότε ξεκινάει κατευθείαν η παραγωγή ψύξης.



Σχήμα 4-30: Μεταβολή ηλιακής ενέργειας, φορτίου ψύξης και ηλεκτρικής ενέργειας κατά την διάρκεια δύο ημερών

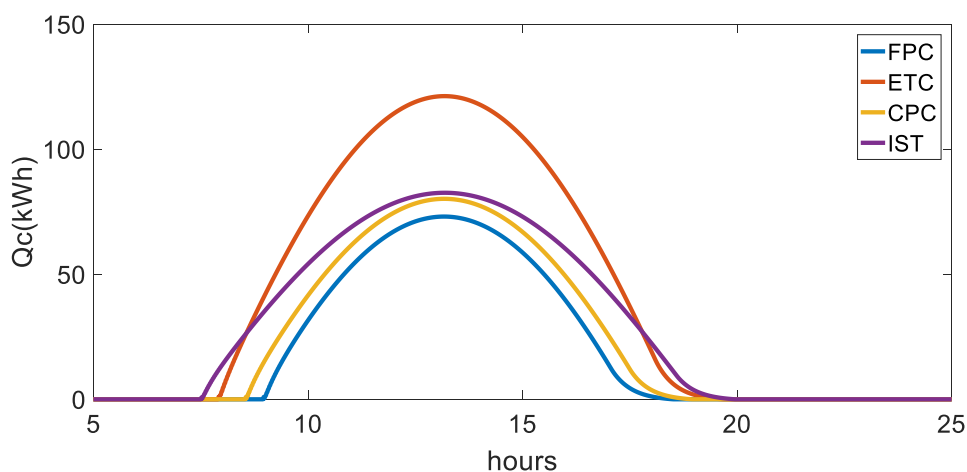
Η χωρητικότητα της δεξαμενής αποθήκευσης λαμβάνεται ίση με 5000lt. Αν αυξηθεί τότε, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4-31, η καμπύλη του ψυκτικού φορτίου μετατοπίζεται προς τα δεξιά, καθώς όταν αυξάνεται η χωρητικότητα, η δεξαμενή και το σύστημα παρουσιάζει μεγαλύτερη αδράνεια στην μεταβολή της θερμοκρασίας της δεξαμενής. Επομένως απαιτείται περισσότερος χρόνος για την αύξηση της θερμοκρασίας της και περισσότερος χρόνος για την μείωσή της. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η ψύξη να διαρκεί μεγαλύτερο χρονικό διάστημα ενώ η μέγιστη ψύξη που παρουσιάζεται το μεσημέρι να είναι χαμηλότερη.



Σχήμα 4-31: Αναπαράσταση ψυκτικού φορτίου κατά την διάρκεια μίας ημέρας καθώς μεταβάλλεται η χωρητικότητα της δεξαμενής αποθήκευσης

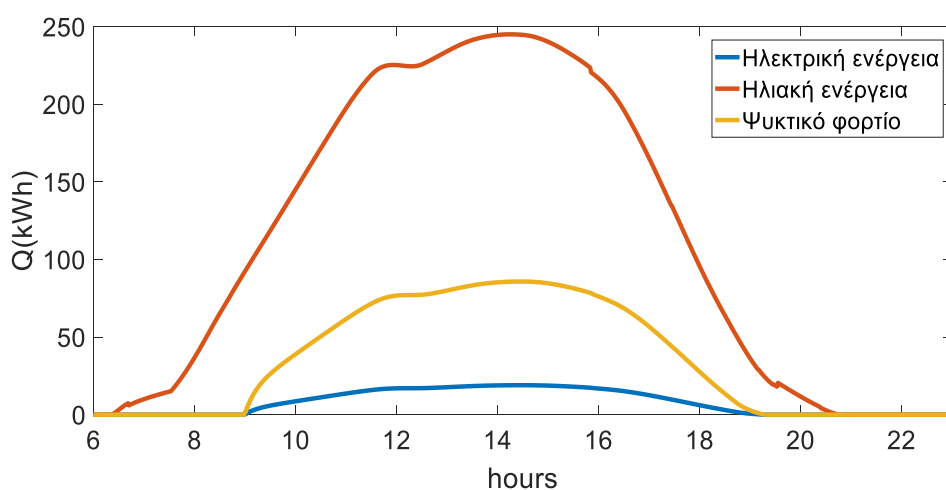
Οι ηλιακοί συλλέκτες που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να τροφοδοτήσουν το σύστημα είναι οι επίπεδοι FPC (Flat Plat Collectors), οι συλλέκτες με σωλήνες κενού ETC (Evacuated Tube Collectors) και τα δύο είδη συγκεντρωτικών

συλλεκτών που είναι οι CPC (Compound Parabolic Collectors) και οι PTC (Parabolic Trough Collectors). Οι PTC αναφέρονται και ως IST (Industrial Solar Technology).



Σχήμα 4-32: Ψυκτική ισχύς κατά την διάρκεια μιας μέρας για διαφόρων ειδών συλλεκτών

Από το Σχήμα 4-32 φαίνεται ότι οι πιο κατάλληλοι ηλιακοί συλλέκτες για την τροφοδότηση του συστήματος είναι οι συλλέκτες ETC καθώς είναι αυτοί που δίνουν την μεγαλύτερη ψυκτική ισχύ για την ίδια επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών. Οι συλλέκτες PTC παρουσιάζουν την μεγαλύτερη απόδοση, ωστόσο σε αντίθεση με τους συλλέκτες ETC δεν μπορούν να εκμεταλλευτούν την ηλιακή ακτινοβολία λόγω διάχυσης, με αποτέλεσμα οι τελευταίοι να δίνουν καλύτερο αποτέλεσμα. Το ίδιο συμπέρασμα προκύπτει και στο άρθρο [16].

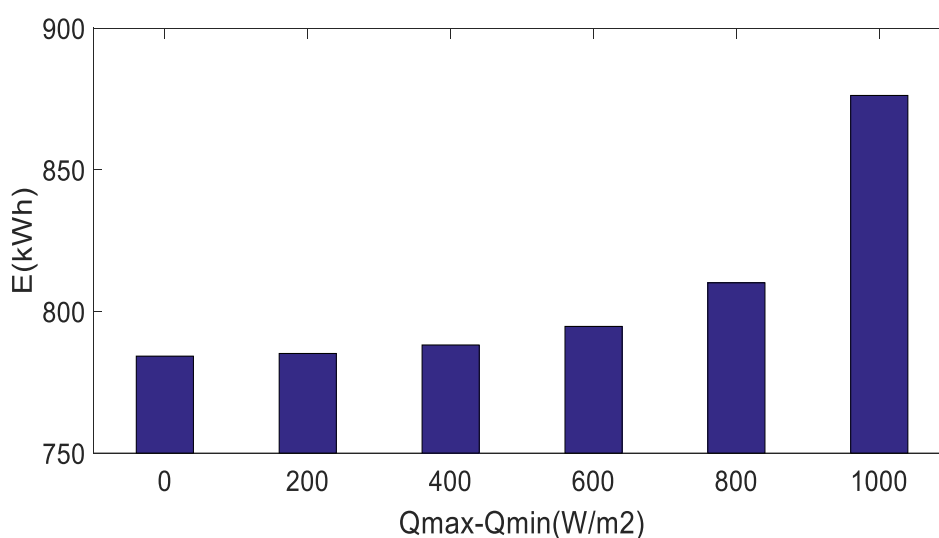


Σχήμα 4-33: Μεταβολή ηλιακής ενέργειας, ψυκτικού φορτίου και ηλεκτρικής ενέργειας κατά την διάρκεια μίας μέρας με χρήση πραγματικών δεδομένων

Το σύστημα προσομοιώνεται υπό πραγματικές συνθήκες ηλιακής ακτινοβολίας μίας μέρας στην Αθήνα. Τα δεδομένα χρησιμοποιήθηκαν από το TRNSYS για ηλιακό συλλέκτη που έχει κλίση  $\beta = \phi = 37.54^\circ$  στις 17 Ιουλίου. Στο Σχήμα 4-33 φαίνεται η

μεταβολή του ψυκτικού φορτίου και της ψυκτικής ενέργειας για την συγκεκριμένη μέρα.

Τέλος μελετάται το πώς μεταβάλλεται το συνολικό ψυκτικό φορτίο δύο ημερών ξεκινώντας από δύο μέρες με μερική συννεφιά και καταλήγοντας σε δύο ημέρες όπου στην πρώτη επικρατεί πλήρης ηλιοφάνεια και στην δεύτερη πλήρη συννεφιά, ενώ η συνολική προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στο άθροισμα των δύο ημερών παραμένει σταθερή. Στο Σχήμα 4-34 παρουσιάζεται αυτή η μεταβολή. Το πρώτο σημείο αντιστοιχεί σε δύο μέρες με ήπια συννεφιά όπου  $Q_{\max} = Q_{\min} = 600 \text{ W/m}^2$ . Στο δεύτερο σημείο την πρώτη μέρα έχουμε  $Q_{\max} = 700 \text{ W/m}^2$  και την δεύτερη μέρα  $Q_{\min} = 500 \text{ W/m}^2$  επομένως  $Q_{\max} - Q_{\min} = 200 \text{ W/m}^2$ . Αντίστοιχα στο 3<sup>ο</sup>, 4<sup>ο</sup> και 5<sup>ο</sup> σημείο αυτή η διαφορά είναι 400, 600 και 800  $\text{W/m}^2$ . Προκύπτει ένα ενδιαφέρον συμπέρασμα ότι ενώ το άθροισμα της ηλιακής ακτινοβολίας σε όλες τις περιπτώσεις είναι το ίδιο, το ψυκτικό φορτίο αυξάνεται σταδιακά από το 1<sup>ο</sup> προς το 6<sup>ο</sup> σημείο.



Σχήμα 4-34: Μεταβολή συνολικού ψυκτικού φορτίου κατά την μετάβαση από δύο μέρες με ήπια συννεφιά σε μία μέρα με πλήρη ηλιοφάνεια και μία μέρα με πλήρη συννεφιά.

## **Κεφάλαιο 5: Ηλιακή ψύξη με προσρόφηση**

Δύο συνήθη ηλιακά συστήματα ψύξης με προσρόφηση που μελετάται η λειτουργία τους τα τελευταία χρόνια είναι η ψυκτική διάταξη προσρόφησης με ενεργό άνθρακα-μεθανόλη και η ψυκτική διάταξη προσρόφησης μίας βαθμίδας με δύο θαλάμους ρόφησης που περιγράφονται στην συνέχεια. Χαρακτηριστικό του πρώτου συστήματος αποτελεί το γεγονός ότι ένας κύκλος ψύξης διαρκεί μία ολόκληρη ημέρα ενώ στο δεύτερο η διάρκεια ενός κύκλου ψύξης είναι μερικά λεπτά. Αντικείμενο αυτού του κεφαλαίου αποτελεί η περιγραφή αυτών των συστημάτων, η μαθηματική τους μοντελοποίησης και η δημιουργία προγράμματος σε Matlab για την προσομοίωση της λειτουργίας τους και την μελέτη των παραμέτρων που επηρεάζουν την απόδοσή τους.

### **5.1 Προσρόφηση και περιγραφή λειτουργίας συστημάτων ψύξης με προσρόφηση**

#### **5.1.1 Προσρόφηση**

Προσρόφηση ονομάζεται η ιδιότητα κάποιων χημικών ουσιών να δεσμεύουν στην επιφάνειά τους κάποια άλλη ουσία. Συνήθως κάποιο στερεό δεσμεύει στην επιφάνειά του κάποιο αέριο. Σε αντίθεση με την απορρόφηση που συμβαίνει σε όλο τον όγκο του απορροφητή, η προσρόφηση είναι διεργασία που συμβαίνει στην επιφάνεια του υλικού (προσροφητή). Οφείλεται στους ανεκπλήρωτους δεσμούς των μορίων που βρίσκονται στην επιφάνεια του υλικού, τα οποία σχηματίζουν δεσμούς με τα μόρια της ουσίας που προσροφάται ώστε να μειωθεί η ελεύθερη ενέργεια στην επιφάνεια του. Η προσρόφηση είναι εξώθερμη αντίδραση και χωρίζεται σε φυσική και χημική προσρόφηση ανάλογα με τη φύσης του δεσμού που σχηματίζεται. Η φυσική προσρόφηση οφείλεται σε δυνάμεις Van der Waals ενώ η χημική προσρόφηση οφείλεται στην δημιουργία χημικών δεσμών (όπως είναι οι ομοιοπολικοί δεσμοί) μεταξύ του προσροφητή και της προσροφώμενης ουσίας [14,30,31].

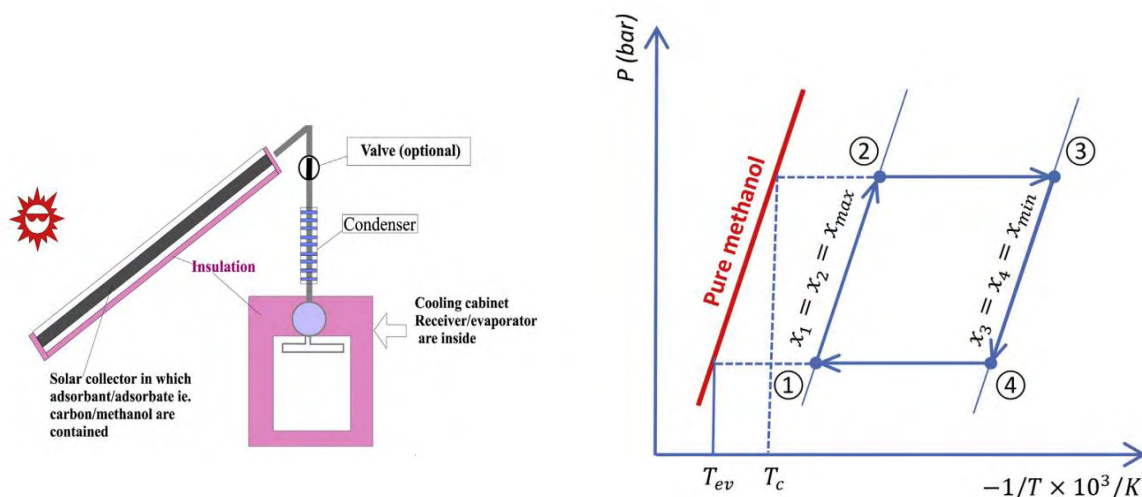
Οι ουσίες οι οποίες προσροφούν ονομάζονται προσροφητές και χωρίζονται σε φυσικούς και χημικούς. Στους φυσικούς προσροφητές ανήκουν ο ενεργός άνθρακας, το silica gel και διάφορα είδη ζεόλιθων, ενώ στους χημικούς προσροφητές ανήκουν μεταλλικά χλωριούχα άλατα, μεταλλικά υβρίδια και μεταλλικά οξείδια. Στις ψυκτικές διατάξεις που μελετώνται παρακάτω χρησιμοποιούνται οι φυσικοί προσροφητές καθώς διαθέτουν μεσοπόρους και έχουν την δυνατότητα να προσροφούν διαδοχικά στρώματα προσροφώμενης

ουσίας. Αντίθετα στην χημική προσρόφηση μόνο ένα στρώμα προσροφώμενης ουσίας αντιδρά με τα μόρια της επιφάνειας του χημικού προσροφητή [14].

Στις ψυκτικές διατάξεις οι προσροφώμενες ουσίες είναι παράλληλα και ψυκτικά μέσα επομένως πρέπει να διαθέτουν κάποια από τα βασικά χαρακτηριστικά όπως υψηλή λανθάνουσα θερμότητα και συμβατότητα με το προσροφητικό υλικό, ενώ επίσης θα πρέπει να είναι φιλικά προς το περιβάλλον έτσι ώστε να μην δημιουργούν περιβαλλοντικά προβλήματα. Τα συνηθέστερα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται είναι η αμμωνία, το νερό και η μεθανόλη [14]. Προσροφητές και προσροφητικά μέσα δεν πρέπει να μελετώνται μεμονωμένα αλλά μαζί ως εργαζόμενα ζεύγη. Στην συνέχεια, στις ψυκτικές διατάξεις που μελετώνται, ως εργαζόμενα ζεύγη χρησιμοποιούνται ενεργός άνθρακας-μεθανόλη και silica gel-νερό [14].

### 5.1.2 Ψυκτική διάταξη προσρόφησης με ενεργό άνθρακα-μεθανόλη

Στο Σχήμα 5-1 φαίνεται μία διάταξη ψύξης με προσρόφηση που λειτουργεί χρησιμοποιώντας ηλιακή ενέργεια. Αποτελείται από έναν ηλιακό συλλέκτη μέσα στον οποίο είναι τοποθετημένος ο ενεργός άνθρακας (προσροφητής), μία βαλβίδα ή οποία ανοιγοκλείνει ανάλογα με την πίεση που επικρατεί στον συλλέκτη, έναν συμπυκνωτή για την απόρριψη θερμότητας στο περιβάλλον, έναν εξατμιστή για την απορρόφηση θερμότητας από τον θάλαμο και έναν αποδέκτη στον οποίο αποθηκεύεται η εναπομένουσα ποσότητα μεθανόλης [15].



Σχήμα 5-1: Αναπαράσταση διάταξης και διάγραμμα πίεσης – θερμοκρασίας για τον ψυκτικό κύκλο με προσρόφηση

Η λειτουργία της διάταξης βασίζεται στην ικανότητα του ενεργού άνθρακα να έχει υψηλή προσροφητικότητα σε χαμηλές θερμοκρασίες και χαμηλή προσροφητικότητα σε υψηλές θερμοκρασίες. Επομένως σε χαμηλή θερμοκρασία

και πίεση γίνεται η προσρόφηση της μεθανόλης. Όταν αυξηθεί η θερμοκρασία η μεθανόλη αποδεσμεύεται από τον ενεργό άνθρακα με αποτέλεσμα να αυξάνεται η πίεση και η μεθανόλη να εισέρχεται σε υψηλή πίεση στον συμπυκνωτή. Ουσιαστικά ο ηλιακός συλλέκτης μαζί με τον προσροφητή παίζουν τον ρόλο του συμπιεστή σε σύστημα ψύξης με μηχανική συμπίεση. Στην συνέχεια περιγράφεται η λειτουργία του συστήματος [15].

Όταν ο ήλιος ανατέλλει, ηλιακή ακτινοβολία προσπίπτει στον συλλέκτη με αποτέλεσμα η θερμοκρασία και η πίεση του άνθρακα και της μεθανόλης να αυξάνονται από το σημείο 1 στο σημείο 2, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5-1. Καθώς η πίεση του συστήματος αυξάνεται μέχρι την πίεση κορεσμού της μεθανόλης, η μεθανόλη αρχίζει να ατμοποιείται. Αποδεσμεύεται από τον άνθρακα περνώντας μέσα από την βαλβίδα και καταλήγει στον συμπυκνωτή. Στο διάγραμμα αντιστοιχεί στην μετακίνηση από το σημείο 2 στο σημείο 3. Το συμπύκνωμα της μεθανόλης συλλέγεται σε αποδέκτη. Όταν ο ήλιος αρχίσει να δύει ή ο συλλέκτης σταματήσει να απορροφά ηλιακή ακτινοβολία, η βαλβίδα κλείνει. Η θερμοκρασία και η πίεση του συστήματος μειώνονται λόγω μείωσης και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, ωστόσο η συγκέντρωση παραμένει σταθερή. Η μεταβολή αυτή αντιστοιχεί σε μετάβαση από το σημείο 3 στο σημείο 4. Η βαλβίδα ανοίγει πάλι όταν η πίεση του συστήματος μειωθεί στην πίεση εξάτμισης. Η υγρή τώρα μεθανόλη αρχίζει να εξατμίζεται υπό σταθερή πίεση απορροφώντας θερμότητα και παρέχοντας ψύξη στον θάλαμο. Τέλος οι ατμοί της μεθανόλης επιστρέφουν πίσω στο συλλέκτη και απορροφούνται από τον ενεργό άνθρακα ολοκληρώνοντας με αυτόν τον τρόπο έναν πλήρη κύκλο [15].

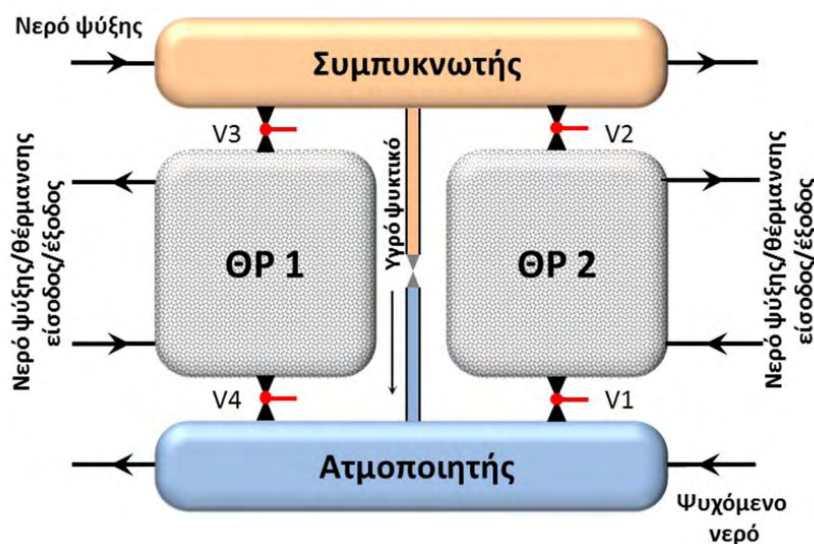
Ο κύκλος προσρόφησης της συγκεκριμένης διάταξης διαρκεί μία μέρα και το ψυκτικό φορτίο εξαρτάται εκτός από τις συνθήκες της εξεταζόμενης μέρας και από τις συνθήκες που επικρατούν την προηγούμενη μέρα. Αυτές οι συνθήκες είναι η ελάχιστη θερμοκρασία το βράδυ, η μέγιστη θερμοκρασία την ημέρα και η συνολική προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία. Γι' αυτό και στο διάγραμμα τα σημεία που βρίσκεται το σύστημα κάθε μέρα είναι διαφορετικά. Ωστόσο οι συνθήκες που βρίσκεται το σύστημα στο τέλειωμα της μίας ημέρας είναι ίδιες με τις συνθήκες στην αρχή της επόμενης ημέρας. Επομένως η κατάσταση 1 αντιστοιχεί στο τέλειωμα της μίας μέρας και στην αρχή της επόμενης [15].

Ο θάλαμος προσρόφησης αντί να τοποθετηθεί μέσα στον ηλιακό συλλέκτη μπορεί να θερμαίνεται από ζεστό νερό το οποίο προέρχεται από ηλιακούς συλλέκτες. Αυτή η διάταξη προϋποθέτει και την εγκατάσταση μίας δεξαμενής αποθήκευσης ζεστού νερού. Επίσης ο θάλαμος προσρόφησης έχει ανοίγματα για

τον έλεγχο της θερμοκρασίας εντός του θαλάμου όπως για την μείωση της θερμοκρασίας κατά την διάρκεια της νύχτας και την μείωση της θερμοκρασίας κατά την διάρκεια της ημέρας αν αυτή αυξηθεί πάνω από τους 95°C. Καθώς πάνω από αυτή την θερμοκρασία προκαλείται αποσύνθεση της μεθανόλης. Τέλος για να επιτευχθεί ψύξη καθ' όλη την διάρκεια της ημέρας τοποθετείται και μία δεξαμενή αποθήκευσης κρύου νερού ή πάγου [15].

### 5.1.3 Ψυκτική διάταξη προσρόφησης μιας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης με silica gel-νερό

Στο Σχήμα 5-2 γίνεται αναπαράσταση ενός ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας και δύο θαλάμων ρόφησης. Αποτελείται από δύο θαλάμους ρόφησης ΘΡ 1 και ΘΡ 2, έναν ατμοποιητή, έναν συμπυκνωτή, μία βαλβίδα εκτόνωσης και τέσσερις βαλβίδες διασύνδεσης V1,V2,V3 και V4 μεταξύ των θαλάμων ρόφησης, του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή. Οι δύο θάλαμοι ρόφησης, ο ατμοποιητής και ο συμπυκνωτής είναι εναλλάκτες θερμότητας μέσω των οποίων ανταλλάσσεται θερμότητα μεταξύ του ψυκτικού μέσου, που για το εργαζόμενο ζεύγος silica gel-νερό είναι το νερό, και του νερού που έρχεται εκτός του συστήματος για την θέρμανση ή αντίστοιχα την ψύξη του εναλλάκτη [14].



Σχήμα 5-2: Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης [14]

Η λειτουργία του ψύκτη δεν είναι συνεχής όπως του ψύκτη με απορρόφηση αλλά κάθε κύκλος ψύξης διαρκεί πεπερασμένο χρονικό διάστημα. Ένας πλήρης κύκλος προσρόφησης αποτελείται από τέσσερις φάσεις Α,Β,Γ και Δ. Στην Α φάση οι βαλβίδες V2 και V4 είναι ανοιχτές ενώ οι βαλβίδες V1 και V3 είναι κλειστές. Η V4 είναι ανοιχτή επομένως ο ατμοποιητής είναι συνδεδεμένος με τον θάλαμο ρόφησης



ΘΡ 1. Σε αυτή τη φάση το νερό του ατμοποιητή εξατμίζεται απορροφώντας θερμότητα από το διερχόμενο νερό με αποτέλεσμα να το ψύχει και οι ατμοί που έχουν δημιουργηθεί προσροφώνται από το silica gel του θαλάμου ρόφησης με αποτέλεσμα να αυξάνεται η περιεκτικότητα του θαλάμου σε νερό. Επειδή η προσρόφηση είναι εξώθερμη διεργασία, εκλύεται θερμότητα η οποία παραλαμβάνεται από το νερό ψύξης που διέρχεται μέσω του θαλάμου. Παράλληλα με την διεργασία της προσρόφησης του ΘΡ 1, ο ΘΡ 2 είναι συνδεδεμένος με τον συμπυκνωτή καθώς η V2 είναι ανοιχτή. Το θερμό νερό που διέρχεται από τον ΘΡ 2 έχει ως αποτέλεσμα να αυξάνει την θερμοκρασία και την πίεση του και οι ατμοί που περιέχονται εκροφώνται από το silica gel και διερχόμενοι μέσω της βαλβίδας φτάνουν στον συμπυκνωτή. Στον συμπυκνωτή συμπυκνώνονται σε νερό δίνοντας την θερμότητα στο διερχόμενο νερό ψύξης. Στην Β φάση όλες οι βαλβίδες παραμένουν κλειστές και συντελείται αντίστροφη λειτουργιάς των θαλάμων. Δηλαδή ο ΘΡ 1 θερμαίνεται από νερό θέρμανσης ώστε η πίεση του να αυξηθεί από την πίεση του ατμοποιητή στην πίεση του συμπυκνωτή και ο ΘΡ 2 ψύχεται από νερό ψύξης ώστε η πίεση από την πίεση του συμπυκνωτή να μειωθεί στην πίεση του ατμοποιητή. Αυτή η φάση έχει ως στόχο να προετοιμάσει τους θαλάμους (προθέρμανση του ΘΡ 1 και πρόψυξη του ΘΡ 2) ώστε να είναι έτοιμοι να συνδεθούν ο ΘΡ 1 με τον συμπυκνωτή και ο ΘΡ 2 με τον ατμοποιητή. Στις φάσεις C και D συντελούνται ακριβώς οι αντίθετες διεργασίες με τις A και B για την ολοκλήρωση ενός πλήρη κύκλου λειτουργίας [14].

## 5.2 Μαθηματική μοντελοποίηση

### 5.2.1 Διατύπωση μαθηματικών εκφράσεων για την λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης με ενεργό άνθρακα -μεθανόλη

Για την μαθηματική μοντελοποίηση του συστήματος γίνονται οι ακόλουθες απαραίτητες υποθέσεις:

- Οι θερμικές αγωγιμότητες του ενεργού άνθρακα και της μεθανόλης παραμένουν σταθερές.
- Η θερμότητα που χάνεται από την δεξαμενή του πάγου αγνοείται
- Η θερμοκρασία  $T_1$  εξαρτάται από την ελάχιστη θερμοκρασία του περιβάλλοντος
- Η θερμοκρασία συμπύκνωσης  $T_c$  εξαρτάται από μέγιστη θερμοκρασία του περιβάλλοντος
- Η θερμοκρασία εξάτμισης  $T_{ev}$  τίθεται όσο απαιτείται

- Η μέγιστη θερμοκρασία του συστήματος  $T_3$  τίθεται όσο απαιτείται

### Εξισώσεις προσρόφησης

Η συγκέντρωση σε κάθε σημείο του κύκλου προσρόφησης που φαίνεται στο Σχήμα 5-1 μπορεί να προσδιοριστεί από την εξίσωση Dubinin-Astakov αντικαθιστώντας τις ιδιότητες κάθε σημείου

$$x = x_0 \exp \left( -D \left( T \ln \frac{P_{sat}}{P} \right)^n \right) \quad (5.1)$$

όπου

- $x_0$  είναι η μέγιστη συγκέντρωση που μπορεί να επιτευχθεί στον προσροφητή και υπολογίζεται από πειράματα,
- $D, n$  είναι σταθερές του εργαζόμενου ζεύγους που υπολογίζονται από πειράματα,
- $T$  είναι η τοπική θερμοκρασία του (στερεού) προσροφητή,
- $P$  είναι η τοπική πίεση προσρόφησης και
- $P_{sat}$  είναι η πίεση κορεσμού της προσρόφησης σε θερμοκρασία  $T$ .

Η σχέση μεταξύ της πίεσης κορεσμού  $P_{sat}$  και της θερμοκρασίας κορεσμού  $T_{sat}$  για την μεθανόλη δίνεται ως

$$P_{sat} = 10^{\left( 7.87863 - \frac{1473.11}{230 + T_{sat}} \right)} \times 0.00133 \quad (5.2)$$

Δεδομένου ότι η συγκέντρωση στο σημείο 1 είναι ίδια με το σημείο 2, η θερμοκρασία στην οποία ξεκινά η συμπύκνωση βρίσκεται από την σχέση

$$T_2 = T_1 \frac{\ln \frac{P_{sat1}}{P_1}}{\ln \frac{P_{sat2}}{P_2}} \quad (5.3)$$

Με αγνώστους τα  $P_{sat2}, T_2$  χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις (5.2),(5.3) και με επαναληπτική διαδικασία προσδιορίζεται το  $T_2$ .

### Εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας

Καθώς το σύστημα τροφοδοτείται με ενέργεια από τον ήλιο, η χρήσιμη ενέργεια που εισέρχεται στο σύστημα είναι

$$Q_{collector} = Q_{exposure} \times n_{effi} \quad (5.4)$$

όπου

- $Q_{exposure}$  είναι η ηλιακή ενέργεια που φτάνει στην επιφάνεια του συλλέκτη,
- $\eta_{effi}$  είναι ο συντελεστής απόδοσης του συλλέκτη και
- $Q_{collector}$  είναι η θερμότητα που μεταφέρεται στο σύστημα.

Η ενέργεια με την οποία τροφοδοτεί ο συλλέκτης το σύστημα είναι και η ενέργεια η οποία χρειάζεται το σύστημα για να φτάσει από το σημείο 1 στο σημείο 3

$$Q_{collector} = Q_{12} + Q_{23} \quad (5.5)$$

$$Q_{12} = m_{carbon}(cp_{carbon} + m_{metal}cp_{metal} + cp_{methanol}x_1)(T_2 - T_1) \quad (5.6)$$

$$Q_{23} = m_{carbon} \left\{ \left[ cp_{carbon} + m_{metal}cp_{metal} + \frac{cp_{methanol}(x_2 + x_3)}{2} \right] \times (T_3 - T_2) + (x_2 - x_3)H_{des} \right\} \quad (5.7)$$

όπου

- $Q_{12}, Q_{23}$  είναι η ενέργεια που απαιτείται για μετάβαση από το σημείο 1 στο σημείο 2 και από το σημείο 2 στο σημείο 3 αντίστοιχα,
- $m_{carbon}$  είναι η μάζα του άνθρακα στον προσροφητή,
- $m_{metal}$  είναι η μάζα του μετάλλου στον προσροφητή,
- $cp_{carbon}, cp_{metal}, cp_{methanol}$  είναι οι ειδικές θερμότητες του ενεργού άνθρακα, του μετάλλου και της μεθανόλης και
- $H_{des}$  είναι η λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης της μεθανόλης.

Κατά την διάρκεια εξάτμισης της μεθανόλης από το σημείο 4 στο σημείο 1 το ψυκτικό φορτίο που προκύπτει περιγράφεται από την ακόλουθη σχέση

$$Q_{cooling} = Q_{41} = (x_1' - x_4)[L - C_{methanol}(T_c - T_{ev})]m_{carbon} \quad (5.8)$$

όπου

- $x_1'$  είναι η συγκέντρωση που βασίζεται στην ελάχιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος την δεύτερη μέρα και
- $L$  είναι η λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης της υγρής μεθανόλης.

Ο συντελεστής απόδοσης του κύκλου δίνεται από την σχέση

$$COP = \frac{Q_{cooling}}{Q_{12} + Q_{23}} \quad (5.9)$$

### Προσδιορισμός της μάζας του άνθρακα

Για τον σχεδιασμό του συστήματος είναι απαραίτητος ο προσδιορισμός της μάζας του άνθρακα. Αυτή εξαρτάται από την θερμοκρασία του περιβάλλοντος αλλά και από την ηλιακή ακτινοβολία. Ο υπολογισμός της απαραίτητης μάζας του άνθρακα ανά επιφάνεια ηλιακού συλλέκτη μπορεί να γίνει με τις ακόλουθες σχέσεις.

$$m_{carbon} = \frac{Q_{collector}}{A} / (q_{12} + q_{23}) \quad (5.10)$$

$$q_{12} = (cp_{carbon} + m_{metal}cp_{metal} + cp_{methanol}x_1)(T_2 - T_1) \quad (5.11)$$

$$q_{23} = \left\{ \left[ cp_{carbon} + m_{metal}cp_{metal} + \frac{cp_{methanol}(x_2 + x_3)}{2} \right] \times (T_3 - T_2) + (x_2 - x_3)H_{des} \right\} \quad (5.12)$$

### Εξισώσεις για την συνεχή λειτουργία του συστήματος

Δεδομένου ότι το σύστημα λειτουργεί συνεχώς και ότι η κατάσταση που θα βρίσκεται την επόμενη μέρα εξαρτάται από την κατάσταση που είχε βρεθεί την προηγούμενη μέρα, την θερμοκρασία του περιβάλλοντος και την ηλιακή ακτινοβολία την συγκεκριμένη μέρα, οι καταστάσεις που έρχεται το σύστημα να είναι διαφορετικές κάθε μέρα. Για αυτόν ακριβώς τον λόγο η ποσότητα της μεθανόλης που εξατμίζεται ισούται με

$$\Delta m_{ev} = (x_1 - x_4)m_{carbon} \quad (5.13)$$

όπου

- $x_1$ , είναι η συγκέντρωση στην κατάσταση 1 που θα βρεθεί την επόμενη μέρα
- $x_4$  είναι η συγκέντρωση στην κατάσταση 4 την ημέρα που εξετάζεται

Η ποσότητα της μεθανόλης που δεν εξατμίζεται είναι

$$\Delta m_{left} = (x_1 - x_{1'})m_{carbon} \quad (5.14)$$

Γνωρίζοντας ότι το  $x_1$  είναι η μέγιστη συγκέντρωση, αν η ελάχιστη εξωτερική θερμοκρασία είναι ίδια ή μικρότερη την επόμενη μέρα τότε το  $x_1 = x_{1'}$  και ισχύει

$$\Delta m_{ev} = (x_1 - x_4)m_{carbon}, \Delta m_{left} = 0 \quad (5.15)$$

Η θερμοκρασία συμπύκνωσης την επόμενη μέρα μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση

$$T_{2'} = T_{1'} \frac{\ln \frac{P_{sat1'}}{P_{1'}}}{\ln \frac{P_{sat2'}}{P_{2'}}} \quad (5.16)$$

Αντίστοιχα επειδή η ηλιακή ακτινοβολία διαφέρει την επόμενη μέρα

$$Q_{collector'} = Q_{exposure'} \times n_{collector} \quad (5.17)$$

$$Q_{12'} = m_{carbon} (cp_{carbon} + m_{metal} cp_{metal} + cp_{methanol} x_{1'}) (T_{2'} - T_{1'}) \quad (5.18)$$

$$Q_{23'} = Q_{collector'} - Q_{12'} \quad (5.19)$$

Η μέγιστη θερμοκρασία  $T_{3'}$  μπορεί να υπολογιστεί

$$T_{3'} = \left[ \frac{Q_{23'} / m_{carbon} - (x_{2'} - x_{3'}) H_{des}}{cp_{carbon} + m_{metal} cp_{metal} + \frac{cp_{methanol} (x_{2'} + x_{3'})}{2}} \right] + T_{2'} \quad (5.20)$$

Αν η θερμοκρασία  $T_{3'} \geq T_{max}$  τότε θέτουμε  $T_{3'} = T_{max}$ . Η ποσότητα της μεθανόλης που συμπυκνώνεται την επόμενη μέρα είναι

$$\Delta m_c = (x_{2'} - x_{3'}) m_{carbon} \quad (5.21)$$

Επίσης η ψυκτική ισχύς και το COP είναι

$$Q_{cooling'} = Q_{41'} = (x_{1''} - x_{4'}) [L - C_{methanol} (T_{c'} - T_{ev})] m_{carbon} \quad (5.22)$$

$$COP' = \frac{Q_{cooling'}}{Q_{12'} + Q_{23'}} \quad (5.23)$$

Υπάρχει περίπτωση η ενέργεια από τον ήλιο να είναι μικρότερη από την απαραίτητη ενέργεια για να γίνει μετάβαση από το σημείο 1 στο σημείο 2. Αυτό θα έχει ως αποτέλεσμα να μην συμπυκνωθεί καθόλου μεθανόλη επομένως να μην παραχθεί ψύξη την συγκεκριμένη μέρα.

### Θερμοκρασία νερού στην δεξαμενή αποθήκευσης και σχηματισμός πάγου

Το ψυκτικό φορτίο του συστήματος μπορεί να αποθηκευτεί σε δεξαμενή και να χρησιμοποιηθεί σε εφαρμογές κλιματισμού και ψύξης. Στο σύστημα που μελετάται η δεξαμενή περιέχει νερό. Καθώς κατά την λειτουργία του συστήματος απορροφάται θερμότητα από την δεξαμενή η θερμοκρασία του νερού πέφτει. Τις πρώτες μέρες λειτουργίας δεν έχει δημιουργηθεί ακόμη πάγος επομένως η θερμοκρασία του νερού της δεξαμενής δίνεται ως

$$T_{w,i} = T_{w,i-1} - \frac{Q_{cooling,i} - Q_{used,i}}{cp_w m_w} \quad (5.24)$$

όπου

- $T_{w,i-1}$  είναι η θερμοκρασία του νερού την προηγούμενη μέρα,
- $m_w$  είναι η μάζα του νερού της δεξαμενής,
- $cp_w$  είναι η ειδική θερμότητα του νερού,
- $Q_{cooling,i}$  είναι το ψυκτικό φορτίο του συστήματος της μέρα  $i$  και
- $Q_{used,i}$  είναι το ψυκτικό φορτίο που απάγεται από την δεξαμενή και χρησιμοποιείται σε κάποια εφαρμογή την μέρα  $i$ .

Μετά από κάποιες μέρες λειτουργίας η θερμοκρασία του νερού πέφτει στους  $0^{\circ}\text{C}$  και αρχίζει να δημιουργείται πάγος. Η μάζα του πάγου που δημιουργείται εκφράζεται ως

$$m_{ice} = \frac{Q_{cooling,i} - Q_{used,i} - cp_w m_w \Delta T_w}{H_{ice}} \quad (5.25)$$

όπου

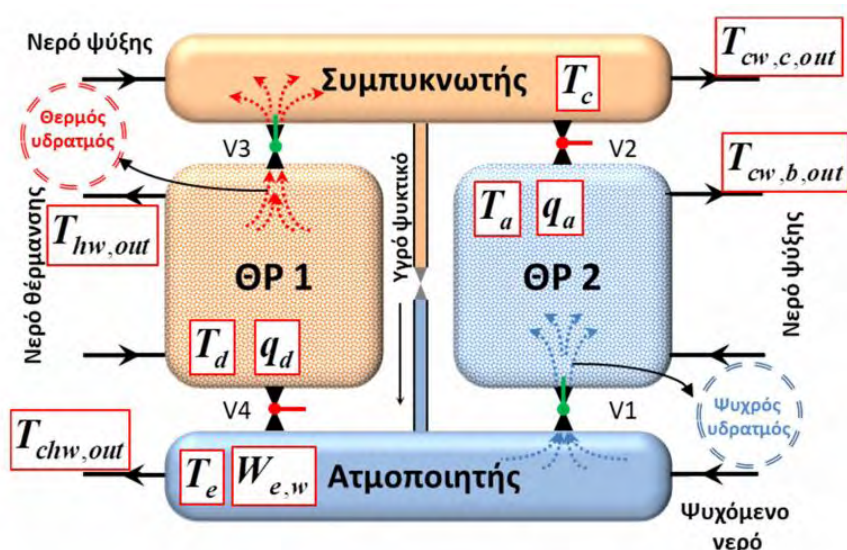
- $\Delta T_w$  είναι η διαφορά θερμοκρασίας του νερού την μέρα  $i$  και  $i-1$  και
- $H_{ice}$  είναι η λανθάνουσα θερμότητα του πάγου.

Αν όλο το νερό γίνει πάγος τότε η θερμοκρασία ξεκινά να μειώνεται κάτω από τους  $0^{\circ}\text{C}$  και δίνεται από την ακόλουθη σχέση

$$T_{ice,i} = T_{ice,i-1} - \frac{Q_{cooling,i} - Q_{used,i}}{cp_{ice} m_w} \quad (5.26)$$

### 5.2.2 Διατύπωση διαφορικών ισοζυγίων για το σύστημα προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης

Η μαθηματική μοντελοποίηση του ψύκτη προσρόφησης μιας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης για το ζεύγος silica gel-νερό γίνεται όπως περιγράφεται στο [14]. Οι βασικές παράμετροι του συστήματος φαίνονται στο Σχήμα 5-3.



Σχήμα 5-3: Μεταβλητές μοντελοποίησης ψύκτη προσρόφησης μιας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης [14]

Ο ρυθμός προσρόφησης – εκρόφησης ισούται με την μεταβολή της περιεκτικότητας του θαλάμου ρόφησης σε νερό και δίνεται από το μοντέλο γραμμικής κινητήριας δύναμης

$$\frac{dq}{dt} = k_s a_p (q^* - q) \quad (5.27)$$

όπου

- $q$  είναι η περιεκτικότητα του silica gel σε νερό,
- $k_s a_p = \frac{15D_s}{R_p^2}$  είναι ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς μάζας,
- $R_p = 1.74 \times 10^{-4} \text{ m}$  είναι η ακτίνα του σωματιδίου του προσροφητή,
- $D_s = D_{s0} \cdot e^{\left(\frac{E_a}{RT}\right)}$  είναι η επιφανειακή διαχυτότητα,
- $D_{s0} = 2.54 \times 10^{-4} \text{ m}^2 / \text{s}$  είναι η μέγιστη επιφανειακή διαχυτότητα,
- $E_a = 4.2 \times 10^4 \text{ J/mol}$  είναι η ενέργεια ενεργοποίησης,
- $R = 8.314 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$  η σταθερά των αερίων,
- $T$  είναι η θερμοκρασία του προσροφητή και

- $q^*$  είναι η περιεκτικότητα του silica gel σε νερό σε κατάσταση ισορροπίας.

Για την εύρεση του  $q^*$  χρησιμοποιείται η τροποποιημένη εξίσωση Freundlich

$$q^* = A(T_b) \left[ \frac{P_s(T_w)}{P_s(T_b)} \right]^{B(T_b)} \quad (5.28)$$

όπου

- $A(T_b) = -6.5314 + 0.072452 \cdot T_b - 0.23951 \times 10^{-3} \cdot T_b^2 + 0.25493 \times 10^{-6} \cdot T_b^3$ ,
- $B(T_b) = -15.587 + 0.15915 \cdot T_b - 0.50612 \times 10^{-3} \cdot T_b^2 + 0.5329 \times 10^{-6} \cdot T_b^3$ ,
- $P_s$  η πίεση κορεσμού,
- $T_b$  η θερμοκρασία του θαλάμου ρόφησης και
- $T_w$  η θερμοκρασία του νερού.

Από την εξίσωση (5.27) φαίνεται ότι ο ρυθμός προσρόφησης – εκρόφησης είναι ανάλογος του συνολικού συντελεστή μεταφοράς μάζας αλλά και της διαφοράς της περιεκτικότητας του θαλάμου ρόφησης σε νερό από την περιεκτικότητα στην κατάσταση ισορροπίας.

Στην συνέχεια διατυπώνονται τα ισοζύγια ενέργειας στους δύο θαλάμους ρόφησης, στον συμπυκνωτή και στον ατμοποιητή. Επειδή και οι τέσσερις συσκευές είναι εναλλάκτες θερμότητας για να βρεθεί η θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης ή θέρμανσης κάθε συσκευής χρησιμοποιείται η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας.

Για τον θάλαμο που λειτουργεί ως προσροφητής το ισοζύγιο ενέργειας εκφράζεται ως εξής. Η θερμότητα που απαιτείται να απαχθεί από τον θάλαμο (ο οποίος αποτελείται από το silica gel, το προσροφώμενο νερό και τα μεταλλικά μέρη) ώστε να ψυχθεί, ισούται με την θερμότητα που εκλύεται από την προσρόφηση, την θερμότητα των υδρατμών που έρχονται από τον ατμοποιητή και την θερμότητα που απάγεται από το κύκλωμα του νερού ψύξης:

$$(m_s \cdot c_{ps} + m_s \cdot q_a \cdot c_{pw} + m_{b,m} \cdot c_{pm}) \cdot \frac{dT_a}{dt} = \varphi \cdot Q_{st} \cdot m_s \cdot \frac{dq_a}{dt} + \varphi \cdot m_s \cdot c_{pv} \cdot \frac{dq_a}{dt} \cdot (T_e - T_a) + \dot{m}_{cw,b} \cdot c_{pw} \cdot (T_{cw,in} - T_{cw,b,out}) \quad (5.29)$$

$$T_{cw,b,out} = T_a + (T_{cw,in} - T_a) \cdot \exp \left( - \frac{U_b \cdot A_b}{\dot{m}_{cw,b} \cdot c_{pw}} \right) \quad (5.30)$$

όπου

- $m_s$  είναι η μάζα του silica gel,
- $m_{b,m}$  είναι η μάζα των μεταλλικών μερών του θαλάμου ρόφησης,



- $\dot{m}_{cw,b}$  είναι η παροχή μάζας του νερού ψύξης,
- $c_{ps}$  είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα του silica gel,
- $c_{pw}$  είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού,
- $c_{pm}$  είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα των μεταλλικών μερών του θαλάμου ρόφησης,
- $c_{pv}$  είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα των υδρατμών,
- $\varphi$  είναι μεταβλητή που παίρνει τιμή 1 στις φάσεις A και C που οι βαλβίδες είναι ανοιχτές και τιμή 0 στις φάσεις B και D που οι βαλβίδες είναι κλειστές,
- $Q_{st}$  είναι η θερμότητα που εκλύεται κατά την προσρόφηση,
- $T_a$  είναι η θερμοκρασία του θαλάμου ρόφησης που λειτουργεί ως προσροφητής,
- $q_a$  είναι η περιεκτικότητα του προσροφητή σε νερό,
- $T_e$  είναι η θερμοκρασία του ατμοποιητή,
- $T_{cw,in}$  είναι η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην είσοδο,
- $T_{cw,b,out}$  είναι η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην έξοδο του θαλάμου ρόφησης,
- $U_b$  είναι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του θαλάμου ρόφησης και
- $A_b$  είναι η επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας στον θάλαμο ρόφησης.

Με τον ίδιο τρόπο προκύπτει και το ισοζύγιο ενέργειας για τον θάλαμο ρόφησης που λειτουργεί ως εκροφητής. Ωστόσο τώρα στο δεξί μέλος υπάρχουν δύο όροι αντί για τρεις καθώς οι υδρατμοί που εξέρχονται από τον θάλαμο έχουν την ίδια θερμοκρασία με τον θάλαμο οπότε δεν αφαιρούν θερμότητα από αυτόν.

$$(m_s \cdot c_{ps} + m_s \cdot q_d \cdot c_{pw} + m_{b,m} \cdot c_{pm}) \cdot \frac{dT_d}{dt} = \varphi \cdot Q_{st} \cdot m_s \cdot \frac{dq_d}{dt} + \dot{m}_{hw} \cdot c_{pw} \cdot (T_{hw,in} - T_{hw,out}) \quad (5.31)$$

$$T_{hw,out} = T_d + (T_{hw,in} - T_d) \cdot \exp\left(-\frac{U_b \cdot A_b}{\dot{m}_{hw} \cdot c_{pw}}\right) \quad (5.32)$$

όπου

- $q_d$  είναι η περιεκτικότητα σε νερό του θαλάμου ρόφησης που λειτουργεί ως εκροφητής,

- $T_d$  είναι η θερμοκρασία του θαλάμου ρόφησης που λειτουργεί ως εκροφητής,
- $\dot{m}_{hw}$  είναι η παροχή μάζας του νερού θέρμανσης,
- $T_{hw,in}$  είναι η θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού και
- $T_{hw,out}$  είναι η θερμοκρασία εξόδου του ζεστού νερού.

Το ισοζύγιο ενέργειας για τον συμπυκνωτή διατυπώνεται με το αριστερό μέλος να εκφράζει την θερμότητα που απαιτείται για την μεταβολή της θερμοκρασίας του ενώ στο δεξί μέλος υπάρχουν τρεις όροι. Ο πρώτος όρος είναι η λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης του ατμού που εκροφάται από τον θάλαμο εκρόφησης, ο δεύτερος όρος είναι η θερμότητα που απάγεται από τον συμπυκνωτή με το νερό ψύξης και ο τρίτος όρος είναι η θερμότητα που προσδίδεται στον συμπυκνωτή με τους υδρατμούς που εισέρχονται από τον θάλαμο εκρόφησης:

$$(m_{c,m} \cdot c_{pcu} + m_{c,w} \cdot c_{pw}) \frac{dT_c}{dt} = -\varphi \cdot L \cdot m_s \cdot \frac{dq_d}{dt} + \dot{m}_{cw,c} \cdot c_{pw} \cdot (T_{cw,in} - T_{cw,c,out}) - \varphi \cdot c_{pv} \cdot (T_d - T_c) \cdot m_s \cdot \frac{dq_d}{dt} \quad (5.33)$$

$$T_{cw,c,out} = T_c + (T_{cw,in} - T_c) \cdot \exp\left(-\frac{U_c \cdot A_c}{\dot{m}_{cw,c} \cdot c_{pw}}\right) \quad (5.34)$$

όπου

- $m_{c,m}$  είναι η μάζα των μεταλλικών μερών του συμπυκνωτή,
- $m_{c,w}$  είναι η μάζα του νερού στον συμπυκνωτή,
- $\dot{m}_{cw,c}$  είναι η παροχή μάζας του νερού ψύξης στον συμπυκνωτή,
- $c_{pcu}$  είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα του χαλκού από τον οποίο αποτελούνται τα μεταλλικά μέρη του συμπυκνωτή,
- $T_c$  είναι η θερμοκρασία του συμπυκνωτή,
- $T_{cw,c,out}$  είναι η θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης,
- $U_c$  είναι ο ολικός συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του συμπυκνωτή,
- $A_c$  είναι η επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας στον συμπυκνωτή και
- $L$  είναι η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης/συμπύκνωσης.

Το ισοζύγιο ενέργειας για τον ατμοποιητή είναι αντίστοιχο με αυτό του συμπυκνωτή όπου η θερμότητα που απαιτείται για την μεταβολή της θερμοκρασίας του ισούται με την θερμότητα που απομακρύνεται λόγω ατμοποίησης του ατμού, την μεταβολή της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού και την θερμότητα που

απαιτείται να απομακρυνθεί από του υδρατμούς οι οποίοι προέρχονται από τον συμπυκνωτή:

$$(m_{e,m} \cdot c_{pcu} + m_{e,w} \cdot c_{pw}) \frac{dT_e}{dt} = -\varphi \cdot L \cdot m_s \cdot \frac{dq_a}{dt} + \dot{m}_{chw} \cdot c_{pw} \cdot (T_{chw,in} - T_{chw,c,out}) - \varphi \cdot c_{pw} \cdot (T_c - T_e) \cdot m_s \cdot \frac{dq_d}{dt} \quad (5.35)$$

$$T_{chw,out} = T_e + (T_{chw,in} - T_e) \cdot \exp\left(-\frac{U_e \cdot A_e}{\dot{m}_{chw} \cdot c_{pw}}\right) \quad (5.36)$$

όπου

- $m_{e,m}$  είναι η μάζα των μεταλλικών μερών του ατμοποιητή,
- $m_{e,w}$  είναι η μάζα του νερού στον ατμοποιητή,
- $\dot{m}_{chw}$  είναι η παροχή μάζας του ψυχόμενου νερού,
- $T_e$  είναι η θερμοκρασία του ατμοποιητή,
- $T_{chw,in}$  είναι η θερμοκρασία εισόδου του ψυχόμενου νερού,
- $T_{chw,out}$  είναι η θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού,
- $U_e$  είναι ο ολικός συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του ατμοποιητή και
- $A_e$  είναι η επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας στον ατμοποιητή.

Οι παραπάνω εξισώσεις αποτελούν σύστημα εξισώσεων για την επίλυση των οποίων απαιτείται και το ισοζύγιο μάζας του νερού στον ατμοποιητή

$$\frac{dm_{e,w}}{dt} = -m_s \cdot \left( \frac{dq_a}{dt} + \frac{dq_d}{dt} \right) \quad (5.37)$$

Οι εξισώσεις (5.27)-(5.37) αποτελούν σύστημα διαφορικών εξισώσεων με 11 εξισώσεις και 11 αγνώστους το οποίο επιλύεται σε Matlab με την μέθοδο Euler.

Η συνολική ψύξη που παράγεται σε έναν κύκλο και το COP δίνονται ως

$$Q = \int_0^{t_c} \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt \quad (5.38)$$

$$COP = \frac{\int_0^{t_c} \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt}{\int_0^{t_c} \dot{m}_{hw} c_{pw} (T_{hw,in} - T_{hw,out}) dt} \quad (5.39)$$

### 5.3 Προσομοίωση συστήματος σε Matlab

Τα συστήματα ψύξης με προσρόφηση που περιγράφηκαν έχουν επιλυθεί σε Matlab με σκοπό την μελέτη και την προσομοίωση της λειτουργίας τους. Στην

συνέχεια περιγράφεται ο τρόπος επίλυσης τους με την βοήθεια διαγραμμάτων ροής.

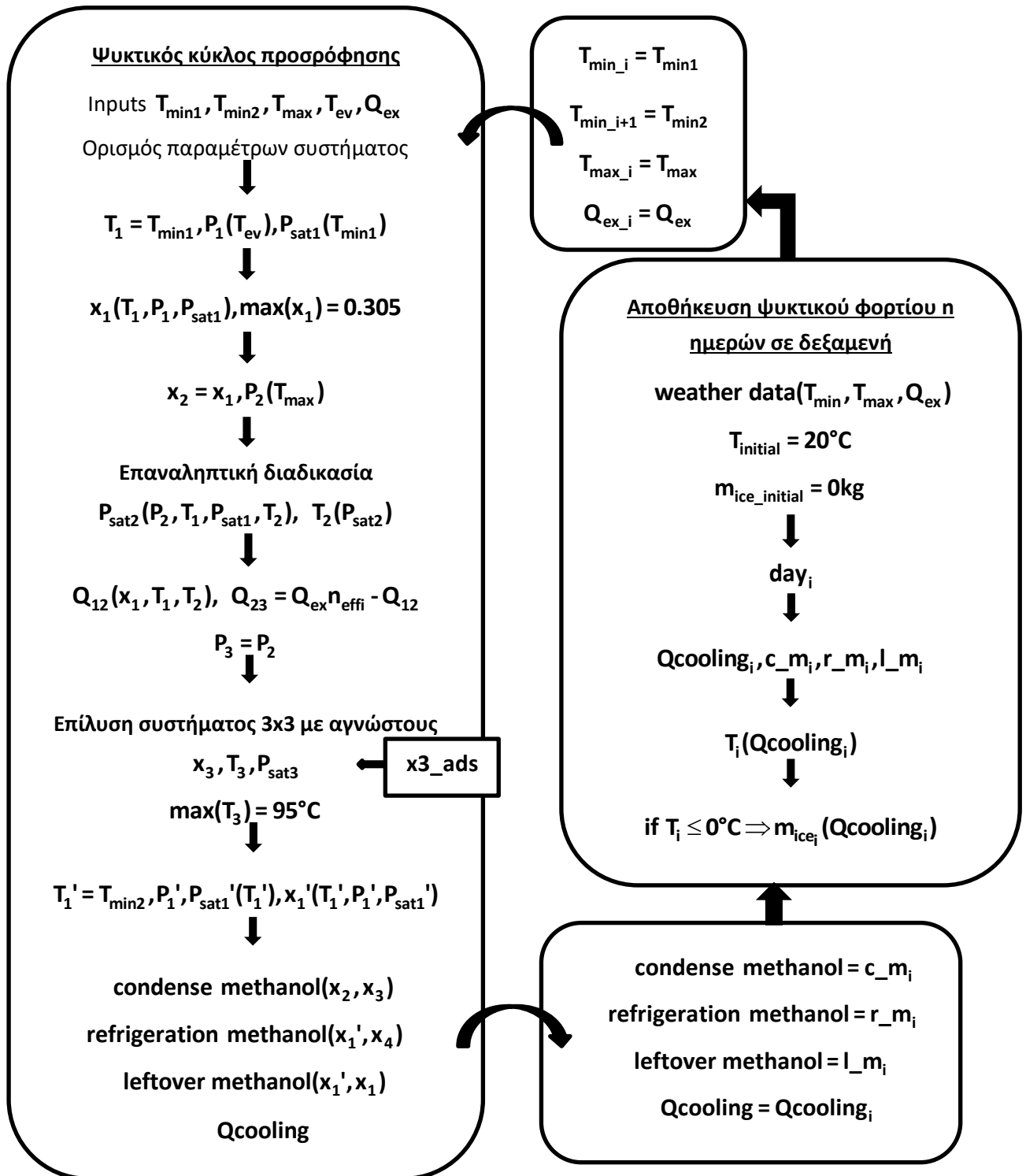
### 5.3.1 Περιγραφή αλγόριθμου ψύκτη προσρόφησης με ενεργό άνθρακα –μεθανόλη

Ο κώδικας για την επίλυση του συστήματος προσρόφησης με ενεργό άνθρακα μεθανόλη χωρίζεται σε δύο τμήματα. Στο πρώτο τμήμα προσομοιώνεται η λειτουργία του συστήματος για μία ημέρα προσδιορίζοντας το ψυκτικό φορτίο που παράγεται. Το ψυκτικό φορτίο που παράγεται αποθηκεύεται σε δεξαμενή με νερό. Στο δεύτερο κομμάτι του κώδικα εισάγονται καιρικά δεδομένα για όσες μέρες επιλεχτούν και χρησιμοποιώντας το πρώτο τμήμα για τον υπολογισμό του ψυκτικού φορτίου, προσδιορίζεται η θερμοκρασία της δεξαμενής και τα κιλά του πάγου που παράγονται κάθε μέρα. Η διαδικασία επίλυσης παρουσιάζεται και από το διάγραμμα ροής που ακολουθεί.

Πίνακας 5-1 Τιμές παραμέτρων συστήματος με ενεργού άνθρακα-μεθανόλη

Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα	Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα
$x_0$	0.49	kg / kg	$cp_{carbon}$	0.7	kJ / (kg · K)
$D$	$2.8 \times 10^{-5}$	-	$cp_{metal}$	0.4	kJ / (kg · K)
$n$	1.65	-	$cp_{methanol}$	2.55	kJ / (kg · K)
$m_{metal}$	0.9	kg / kg	$cp_{water}$	4.18	kJ / (kg · K)
$L$	1200	kJ / kg	$cp_{ice}$	2.108	kJ / (kg · K)
$H_{des}$	1500	kJ / kg	$n_{effi}$	0.15	-
$H_{ice}$	334	kJ / kg	$m_{carbon}$	10	kg

Το πρώτο τμήμα υπολογίζει το ψυκτικό φορτίο που παράγεται <<Qcooling>> και την ποσότητα της μεθανόλης που συμπυκνώνεται <<condence methanol>> που εξατμίζεται <<refrigerant methanol>> και που παραμένει στον αποδέκτη <<leftover methanol>>. Για αυτόν τον υπολογισμό απαιτούνται η ελάχιστη  $T_{min1}$  και η μέγιστη θερμοκρασία  $T_{max}$  της ημέρας, η ελάχιστη θερμοκρασία της επόμενης μέρας  $T_{min2}$  καθώς και η συνολική ηλιακή ακτινοβολία της μέρας  $Q_{ex}$ . Η θερμοκρασία εξάτμισης τίθεται  $T_{ev} = -10^\circ C$ . Οι τιμές των παραμέτρων του συστήματος που χρησιμοποιήθηκαν για την προσομοίωση παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-1. Το διάγραμμα ροής του κώδικα Matlab απεικονίζεται στο Σχήμα 5-4.



Σχήμα 5-4: Διάγραμμα ροής ψύκτη προσρόφησης με silica gel-νερό

Στην συνέχεια προσδιορίζονται οι συνθήκες στις διάφορες καταστάσεις του συστήματος 1,2,3,4 όπως φαίνονται στο Σχήμα 5-1.

$$\text{➤ } P_1 = 10^{\left(7.87863 - \frac{1473.11}{230 + T_{ev}}\right)} \times 0.00133 \quad (P [= bar], T [= Celsius])$$

$$\text{➤ } P_{sat1} = 10^{\left(7.87863 - \frac{1473.11}{230 + T_1}\right)} \times 0.00133$$

$$\text{➤ } x_1 = x_0 \exp\left(-D\left(T_1 \ln \frac{P_{sat1}}{P_1}\right)^n\right) \quad (x [= kg / kg], T [= Kelvin], P [= bar])$$

$$\text{➤ } \text{Αν } x_1 > 0.305$$

$$\text{▪ } x_1 = 0.305 \quad (\text{επειδή υπάρχει πεπερασμένη ποσότητα μεθανόλης})$$

$$m_{methanol} = m_{carbon} \cdot x_{\max} = 10 \cdot 0.305 = 3.05 \text{ kg}$$

$$\text{▪ } p_1 = \frac{P_{sat1}}{\exp\left(\left(\frac{-\ln\left(\frac{x_1}{x_0}\right)}{d \cdot T_1^n}\right)^{1/n}\right)}$$

$$\text{➤ } x_2 = x_1$$

$$\text{➤ } P_2 = 10^{\left(7.87863 - \frac{1473.11}{230 + T_c}\right)} \times 0.00133 \quad (T_c = T_{\max})$$

$$\text{➤ } \text{Επαναληπτική διαδικασία για την εύρεση του } T_2, P_{sat2}$$

$$\text{▪ } \text{Συνθήκη σύγκλισης } |T_2 - T_{2\_NEW}| < 0.0001$$

$$\text{▪ } T_2 = T_{2\_NEW}$$

$$\text{▪ } P_{sat2} = P_2 \cdot \exp\left(\frac{\left(T_1 \ln \frac{P_{sat1}}{P_1}\right)}{T_2}\right)$$

$$\text{▪ } T_{2\_NEW} = \frac{1473.11}{7.87863 - \log_{10} \frac{P_{sat2}}{0.00133}} - 230$$

$$\text{➤ } Q_{12} = m_{carbon}(cp_{carbon} + m_{metal}cp_{metal} + cp_{methanol}x_1)(T_2 - T_1)$$

$$\text{➤ } Q_{23} = Q_{ex}n_{effi} - Q_{12}$$

$$\text{➤ } \text{Αν } Q_{23} \leq 0 \text{ τότε}$$

$$\text{▪ } T_3 = T_2, x_3 = x_2, Q_{23} = 0$$

- $P_{sat1}' = 10^{\left( \frac{7.87863 - \frac{1473.11}{230 + T_1'}}{1} \right)} \times 0.00133$  (Με τόνο (') συμβολίζονται οι καταστάσεις την επόμενη μέρα)
  - $x_1' = x_0 \exp \left( -D \left( T_1' \ln \frac{P_{sat1}'}{P_1} \right)^n \right)$
  - Αν  $x_1' > 0.305$  τότε  $x_1 = 0.305$
  - Αν  $x_1' > x_1$  τότε  $Q_{cooling} = (x_1' - x_1) [L - cp_{methanol}(T_c - T_{ev})] m_{carbon}$
  - Αν  $x_1' \leq x_1$  τότε  $Q_{cooling} = 0$
- Αν  $Q_{23} > 0$  τότε επιλύεται το παρακάτω σύστημα 3x3 με αγνώστους  $x_3, T_3, P_{sat3}$

- $x_3 = x_0 \exp \left( -D \left( T_3 \ln \frac{P_{sat3}}{P_2} \right)^n \right), (P_3 = P_2)$
- $P_{sat3} = 10^{\left( \frac{7.87863 - \frac{1473.11}{230 + T_3}}{1} \right)} \times 0.00133$
- $T_3 = \frac{Q_{23}/m_{carbon} - (x_2 - x_3)H_{des}}{\left[ cp_{carbon} + m_{metal}cp_{metal} + \frac{cp_{methanol}(x_2 + x_3)}{2} \right]} + T_2$

Αντικαθιστώντας την 3<sup>η</sup> εξίσωση στην 2<sup>η</sup> και την 2<sup>η</sup> στην 1<sup>η</sup> προκύπτει μία πεπλεγμένη εξίσωση με μόνο άγνωστο το  $x_3$  η οποία επιλύεται με την μέθοδο της διχοτόμησης. Αντικαθιστώντας το  $x_3$  στις άλλες δύο εξισώσεις υπολογίζονται τα  $T_3, P_{sat3}$ . Η επίλυση γίνεται στην υπορουτίνα  $x3\_ads$ .

- Επειδή η θερμοκρασία  $T_3$  δεν πρέπει να ξεπερνάει τους 95°C όταν ξεπερνάτε αυτή η τιμή τίθεται  $T_3 = 95^\circ C$  και με αντικατάσταση στις άλλες δύο εξισώσεις βρίσκονται οι τιμές των  $x_3, P_{sat3}$ . Όταν το  $x_3 < 0.07$  τότε τίθεται  $x_3 = 0.07$  και βρίσκονται οι  $T_3, P_{sat3}$ .
- $x_4 = x_3$
- $P_1' = 10^{\left( \frac{7.87863 - \frac{1473.11}{230 + T_{ev}}}{1} \right)} \times 0.00133$
- $T_1' = T_{min2}$
- $P_{sat1}' = 10^{\left( \frac{7.87863 - \frac{1473.11}{230 + T_1'}}{1} \right)} \times 0.00133$

- $x_1' = x_0 \exp \left( -D \left( T_1' \ln \frac{P_{sat1}}{P_1} \right)^n \right)$
- Πάλι διατηρείται η συνθήκη  $0.07 < x_3 < 0.305$
- $Q_{cooling} = Q_{41} = (x_1' - x_4) [L - C_{methanol}(T_c - T_{ev})] m_{carbon}$
- $refrigeration\_methanol = (x_1' - x_4) m_{carbon}$
- $condense\_methanol = (x_2 - x_3) m_{carbon}$
- $leftover\_methanol = (0.305 - x_1') m_{carbon}$

Το δεύτερο τμήμα του κώδικα διαβάζει από αρχείο καιρικά δεδομένα και υπολογίζει την θερμοκρασία και την ποσότητα πάγου στο δοχείο αποθήκευσης του ψυκτικού φορτίου. Για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας και της ποσότητας πάγου που δημιουργείται χρησιμοποιείται το πρώτο τμήμα στο οποίο υπολογίζεται το ψυκτικό φορτίο ανάλογα με τις καιρικές συνθήκες που επικρατούν. Το πρώτο τμήμα χρησιμοποιείται ως υπορουτίνα από το δεύτερο  $[Q_{cooling}, c\_m, r\_m, l\_m] = adsorption(T_{min1}, T_{min2}, T_{max}, Q_{ex})$  όπου δίνει κάθε μέρα το ψυκτικό φορτίο που έχει παραχθεί. Με αυτόν τον τρόπο υπολογίζεται την θερμοκρασία και την ποσότητα του πάγου στο δοχείο για όσες μέρες γίνει προσομοίωση. Επίσης δίνει την ποσότητα της μεθανόλης που συμπυκνώνεται, εξατμίζεται και παραμένει στον αποδέκτη κάθε μέρα:

- $weather\_data(T_{min}, T_{max}, Q_{ex})$
- $T_{water\_initial} = 20^{\circ}C, m_{water} = 200kg$
- Αν  $T > 0^{\circ}C$ 
  - $m_{ice} = 0kg$
  - $T_{i+1} = T_i - \frac{Q_{cooling_i}}{cp_{water} \cdot m_{water}}$
- Αν  $T_{i+1} < 0^{\circ}C$  και  $T_i > 0^{\circ}C$ 
  - $T_{i+1} = 0^{\circ}C$
  - $m_{ice\_i+1} = \frac{Q_{cooling_i} - cp_{water} \cdot m_{water} \cdot T_i}{H_{ice}}$
- Αν  $m_{ice\_i} > 0$  και  $m_{ice\_i} < 200$ 
  - $m_{ice\_i+1} = m_{ice\_i} + \frac{Q_{cooling_i}}{H_{ice}}$
- Αν  $m_{ice\_i+1} > 200$



$$\blacksquare \quad T_{i+1} = T_i - \frac{Q_{cooling_i}}{cp_{ice} \cdot m_{water}}$$

### 5.3.2 Επίλυση εξισώσεων ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης με silica gel-νερό

Από την μαθηματική μοντελοποίηση του ψύκτη προσρόφησης μιας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης έχουν προκύψει τέσσερις διαφορετικές εξισώσεις οι οποίες περιγράφουν την λειτουργία κάθε μίας από τις συσκευές που αποτελείται ο ψύκτης, δηλαδή τους δύο θαλάμους ρόφησης, τον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή. Οι συσκευές αυτές είναι εναλλάκτες θερμότητας επομένως για τον προσδιορισμό των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου χρησιμοποιούνται άλλες τέσσερις εξισώσεις των εναλλακτών θερμότητας οι οποίες κάνουν χρήση της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας. Τέλος χρησιμοποιούνται άλλες δύο διαφορετικές εξισώσεις οι οποίες δίνουν τον ρυθμό μεταβολής της περιεκτικότητας των δύο θαλάμων ρόφησης ανάλογα με το εργαζόμενο ζεύγος που χρησιμοποιείται και μία διαφορετική εξίσωση διατήρησης της μάζας του νερού στον ατμοποιητή. Επομένως προκύπτει ένα σύστημα 11 εξισώσεων με 11 αγνώστους οι οποίοι είναι οι θερμοκρασίες της κάθε συσκευής, οι θερμοκρασίες των ρευμάτων εξόδου κάθε συσκευής, η περιεκτικότητα των δύο θαλάμων ρόφησης και η μάζα του νερού στον ατμοποιητή. Οι τιμές των παραμέτρων του συστήματος που χρησιμοποιήθηκαν για την προσημείωση παρουσιάζονται στους Πίνακες 5-2 και 5-3.

Πίνακας 5-2: Τιμές παραμέτρων συστήματος με silica gel-νερό

Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα	Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα
$U_b A_b$	4241.38	$W / K$	$cp_{pw}$	4186	$J / (kg \cdot K)$
$U_c A_c$	15249.8	$W / K$	$cp_{ps}$	924	$J / (kg \cdot K)$
$U_e A_e$	4884.9	$W / K$	$cp_{pcu}$	386	$J / (kg \cdot K)$
$W_{c,cu}$	24.28	$kg$	$cp_{pal}$	905	$J / (kg \cdot K)$
$W_{e,cu}$	12.45	$kg$	$D_{s0}$	$2.54 \times 10^{-4}$	$m^2 / s$
$W_s$	47	$kg$	$R$	8.314	$J / (kg \cdot K)$
$W_{b,cu}$	51.2	$kg$	$R_p$	$1.74 \times 10^{-4}$	$m$
$W_{b,al}$	64.04	$kg$	$Q_{st}$	$2.8 \times 10^6$	$J / kg$
$W_{c,w}$	20	$kg$	$L$	$2.5 \times 10^6$	$J / kg$
$W_{e,w}$	50	$kg$	$E_a$	$4.2 \times 10^4$	$J / mol$

Πίνακας 5-3: Συνθήκες λειτουργίας συστήματος με silica gel-νερό

	Νερό ψύξης	Νερό θέρμανσης	Ψυχόμενο νερό
Παροχή μάζας (kg/s)	$m_{cw,b} = 1.52$ $m_{cw,c} = 1.37$	$m_{hw} = 1.28$	$m_{chw} = 0.7$
Θερμοκρασία (°C)	$T_{cw,in} = 31.1$	$T_{hw,in} = 85.7$	$T_{chw,in} = 14.8$

Το σύστημα επιλύεται σε Matlab. Για τον σκοπό αυτό είναι απαραίτητη η διακριτοποίηση των εξισώσεων. Σε κάθε χρονικό βήμα επιλύονται οι παρακάτω διακριτοποιημένες εξισώσεις αναλόγως αν οι βαλβίδες είναι κλειστές ή ανοιχτές.

Όταν οι βαλβίδες είναι κλειστές προκύπτουν οι εξισώσεις

- $q_{a_{i+1}} = q_{a_i}$
- $q_{d_{i+1}} = q_{d_i}$
- $T_{cw,b,out_i} = T_{a_i} + (T_{cw,in} - T_{a_i}) \cdot \exp\left(\frac{-U_b A_b}{m_{cw,b} \cdot c_{pw}}\right)$
- $T_{a_{i+1}} = T_{a_i} + \frac{\dot{m}_{cw,b} \cdot c_{pw} \cdot (T_{cw,in} - T_{cw,b,out_i}) \cdot dt}{(m_s \cdot c_{ps} + m_s \cdot q_{a_i} \cdot c_{pw} + m_{b,al} \cdot c_{p,al} + m_{b,cu} \cdot c_{pcu})}$
- $T_{hw,b,out_i} = T_{d_i} + (T_{hw,in} - T_{d_i}) \cdot \exp\left(\frac{-U_b A_b}{m_{hw,b} \cdot c_{pw}}\right)$
- $T_{d_{i+1}} = T_{d_i} + \frac{\dot{m}_{hw,b} \cdot c_{pw} \cdot (T_{hw,in} - T_{hw,b,out_i}) \cdot dt}{(m_s \cdot c_{ps} + m_s \cdot q_{d_i} \cdot c_{pw} + m_{b,al} \cdot c_{p,al} + m_{b,cu} \cdot c_{pcu})}$
- $T_{cw,c,out_i} = T_{c_i} + (T_{cw,in} - T_{c_i}) \cdot \exp\left(\frac{-U_c A_c}{m_{cw,c} \cdot c_{pw}}\right)$
- $T_{c_{i+1}} = T_{c_i} + \frac{\dot{m}_{cw,c} \cdot c_{pw} \cdot (T_{cw,in} - T_{cw,c,out_i}) \cdot dt}{(m_{c,w} \cdot c_{pw} + m_{c,cu} \cdot c_{pcu})}$
- $T_{chw,out_i} = T_{e_i} + (T_{chw,in} - T_{e_i}) \cdot \exp\left(\frac{-U_e A_e}{m_{chw,c} \cdot c_{pw}}\right)$
- $T_{e_{i+1}} = T_{e_i} + \frac{\dot{m}_{chw} \cdot c_{pw} \cdot (T_{chw,in} - T_{chw,out_i}) \cdot dt}{(m_{e,w} \cdot c_{pw} + m_{e,cu} \cdot c_{pcu})}$

Όταν οι βαλβίδες είναι ανοιχτές προκύπτουν οι εξισώσεις

- $q_{a_{i+1}} = q_{a_i} + k_s a_{p_i} \cdot (q_{a_i}^* - q_{a_i})$
- $q_{d_{i+1}} = q_{d_i} + k_s a_{p_i} \cdot (q_{d_i}^* - q_{d_i})$

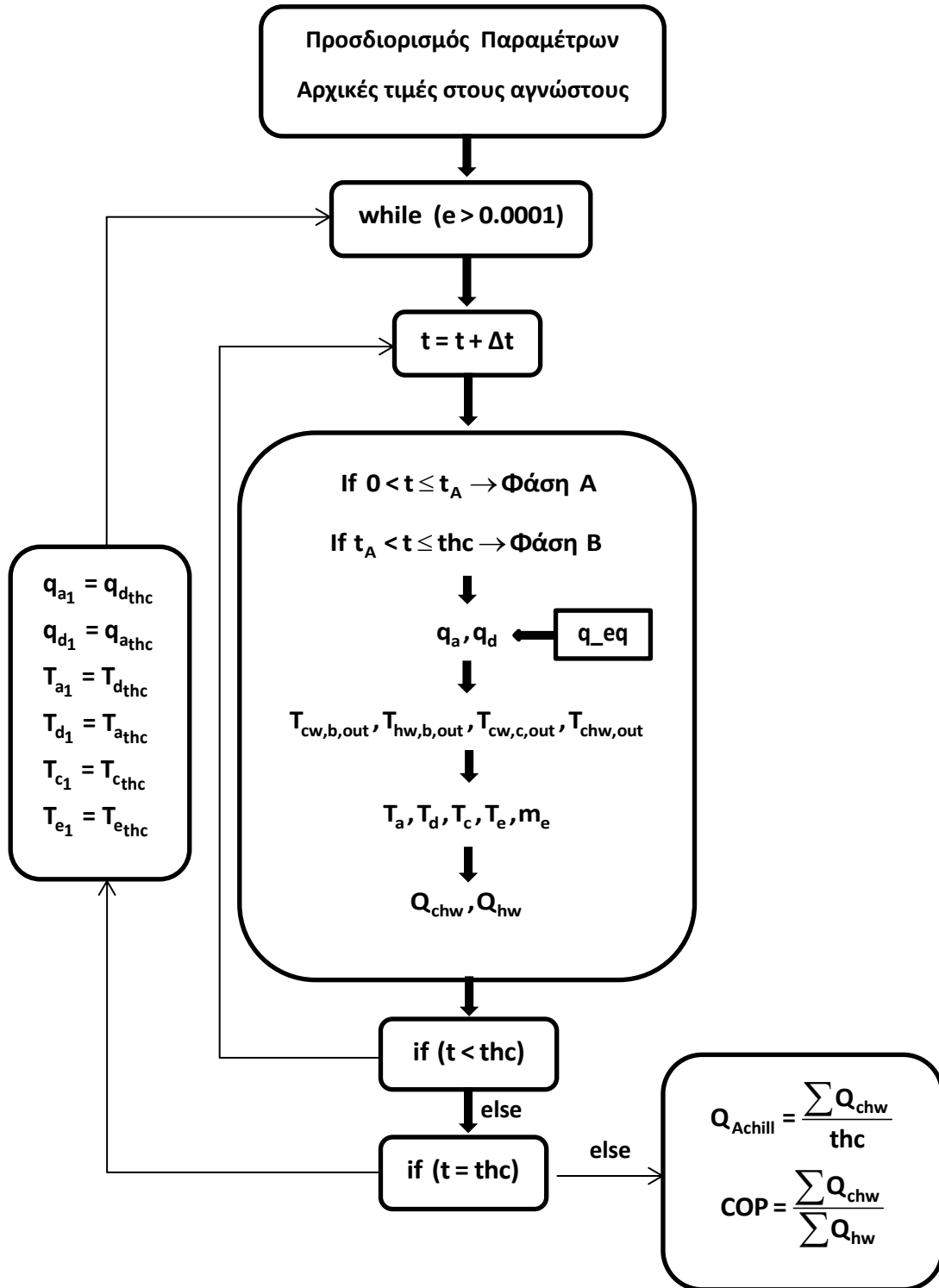
- $T_{cw,b,out_i} = T_{a_i} + (T_{cw,in} - T_{a_i}) \cdot \exp\left(\frac{-U_b A_b}{m_{cw,b} \cdot c_{pw}}\right)$
- $T_{a_{i+1}} = T_{a_i} + \frac{\dot{m}_{cw,b} \cdot c_{pw} \cdot (T_{cw,in} - T_{cw,b,out_i}) \cdot dt}{(m_s \cdot c_{ps} + m_s \cdot q_{a_i} \cdot c_{pw} + m_{b,al} \cdot c_{p,al} + m_{b,cu} \cdot c_{pcu})} + \frac{m_s \cdot (q_{a_{i+1}} - q_{a_i}) \cdot Q_{st} + m_s \cdot c_{pw} \cdot (q_{a_{i+1}} - q_{a_i}) \cdot (T_{e_i} - T_{a_i})}{(m_s \cdot c_{ps} + m_s \cdot q_{a_i} \cdot c_{pw} + m_{b,al} \cdot c_{p,al} + m_{b,cu} \cdot c_{pcu})}$
- $T_{hw,b,out_i} = T_{d_i} + (T_{hw,in} - T_{d_i}) \cdot \exp\left(\frac{-U_b A_b}{m_{hw,b} \cdot c_{pw}}\right)$
- $T_{d_{i+1}} = T_{d_i} + \frac{\dot{m}_{hw} \cdot c_{pw} \cdot (T_{hw,in} - T_{hw,b,out_i}) \cdot dt}{(m_s \cdot c_{ps} + m_s \cdot q_{d_i} \cdot c_{pw} + m_{b,al} \cdot c_{p,al} + m_{b,cu} \cdot c_{pcu})} + \frac{m_s \cdot (q_{d_{i+1}} - q_{d_i}) \cdot Q_{st}}{(m_s \cdot c_{ps} + m_s \cdot q_{d_i} \cdot c_{pw} + m_{b,al} \cdot c_{p,al} + m_{b,cu} \cdot c_{pcu})}$
- $T_{cw,c,out_i} = T_{c_i} + (T_{cw,in} - T_{c_i}) \cdot \exp\left(\frac{-U_c A_c}{m_{cw,c} \cdot c_{pw}}\right)$
- $T_{c_{i+1}} = T_{c_i} + \frac{\dot{m}_{cw,c} \cdot c_{pw} \cdot (T_{cw,in} - T_{cw,c,out_i}) \cdot dt}{(m_{c,w} \cdot c_{pw} + m_{c,cu} \cdot c_{pcu})} - \frac{L \cdot m_s \cdot (q_{d_{i+1}} - q_{d_i})}{(m_{c,w} \cdot c_{pw} + m_{c,cu} \cdot c_{pcu})} - \frac{c_{pv} \cdot m_s \cdot (T_{d_i} - T_{c_i}) \cdot (q_{d_{i+1}} - q_{d_i})}{(m_{c,w} \cdot c_{pw} + m_{c,cu} \cdot c_{pcu})}$
- $T_{chw,out_i} = T_{e_i} + (T_{chw,in} - T_{e_i}) \cdot \exp\left(\frac{-U_e A_e}{m_{chw,c} \cdot c_{pw}}\right)$
- $T_{e_{i+1}} = T_{e_i} + \frac{\dot{m}_{chw} \cdot c_{pw} \cdot (T_{chw,in} - T_{chw,out_i}) \cdot dt}{(m_{e,w_i} \cdot c_{pw} + m_{e,cu} \cdot c_{pcu})} - \frac{L \cdot m_s \cdot (q_{a_{i+1}} - q_{a_i})}{(m_{e,w_i} \cdot c_{pw} + m_{e,cu} \cdot c_{pcu})} - \frac{c_{pw} \cdot m_s \cdot (T_{c_i} - T_{e_i}) \cdot (q_{d_{i+1}} - q_{d_i})}{(m_{e,w_i} \cdot c_{pw} + m_{e,cu} \cdot c_{pcu})}$
- $m_{e,w_{i+1}} = m_{e_i} - m_s \cdot (q_{a_{i+1}} - q_{a_i} + q_{d_{i+1}} - q_{d_i})$

Ξεκινώντας την επίλυση δίνεται αρχική τιμή στους αγνώστους και μέσω επαναληπτικής διαδικασίας προσδιορίζεται η τελική τους τιμή. Σε κάθε χρονικό βήμα υπολογίζεται το φορτίο ψύξης που παράγεται από το σύστημα και το φορτίο θέρμανση που τροφοδοτεί το σύστημα. Με άθροιση των τιμών αυτών σε όλο το χρονικό διάστημα προκύπτει η μέση ψυκτική ισχύς και το COP για έναν κύκλο ψύξης.

- $$Q_{Achill} = \frac{\sum_0^{thc} \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out_i}) \Delta t}{thc}$$
- $$COP = \frac{\sum_0^{thc} \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out_i}) \Delta t}{\sum_0^{thc} \dot{m}_{hw} c_{pw} (T_{hw,in} - T_{hw,out_i}) \Delta t}$$

Το σύστημα επιλύεται για την Α και Β φάση καθώς οι φάσεις C και D είναι ίδιες με αντιστροφή της λειτουργίας των θαλάμων ρόφησης. Στο χρονικό διάστημα  $0 < t \leq t_A$  το σύστημα βρίσκεται στην Α φάση οπότε επιλύεται το πρώτο σύστημα εξισώσεων. Στο χρονικό διάστημα  $t_A < t \leq thc$  το σύστημα βρίσκεται στην Β φάση οπότε επιλύεται το δεύτερο σύστημα εξισώσεων. Ο όρος  $thc$  είναι η συνολική χρονική διάρκεια της Α και Β φάσης. Στο Σχήμα 5-5 απεικονίζεται το διάγραμμα ροής του κώδικα Matlab.

Η υπορουτίνα  $q\_eq$  επιστρέφει την περιεκτικότητα του θαλάμου σε νερό στην κατάσταση ισορροπίας κάνοντας χρήση τις ιδιότητες για το νερό από την υπορουτίνα  $XSteam$  και τις εξισώσεις για την ισορροπία του εργαζόμενου ζεύγους silica gel – νερό.



Σχήμα 5-5: Διάγραμμα ροής ψύκτη προσρόφησης με silica gel-νερό

## 5.4 Αποτελέσματα

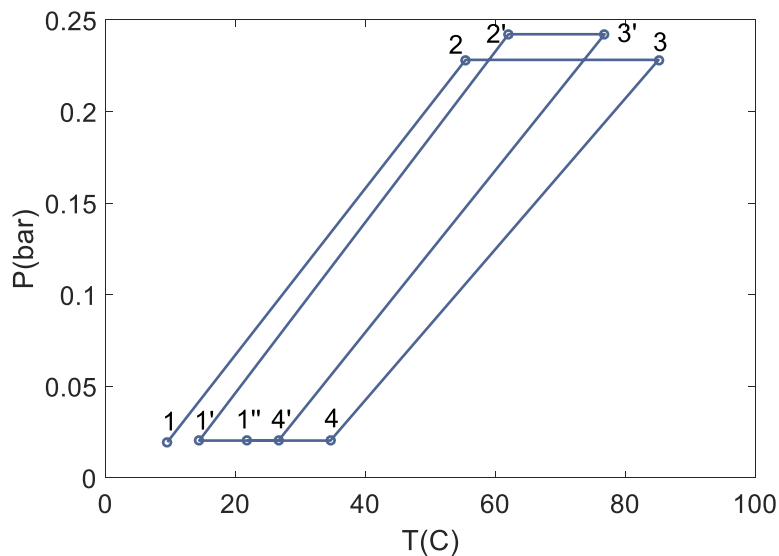
### 5.4.1 Λειτουργία ψύκτη προσρόφησης με ενεργό άνθρακα –μεθανόλη υπό πραγματικές συνθήκες

Το σύστημα προσομοιώνεται για 50 ημέρες όπως και στο [15] για κλιματικά δεδομένα από την Barossa Valley της Νότιας Αυστραλίας και συγκρίνονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν. Για την παρούσα μοντελοποίηση του συστήματος τα κλιματικά δεδομένα που χρησιμοποιούνται είναι η ελάχιστη θερμοκρασία, η μέγιστη θερμοκρασία και η συνολική ηλιακή ακτινοβολία κάθε μέρας όπως φαίνονται στον Πίνακα Γ1 του παραρτήματος. Για ακριβέστερα αποτελέσματα πρέπει να ληφθεί υπόψη η διακύμανση της θερμοκρασίας και της ηλιακής ακτινοβολίας καθ' όλη την διάρκεια της ημέρας.

Στον Πίνακα 5-4 παρουσιάζονται οι συνθήκες λειτουργίας που επικρατούν στα διάφορα σημεία του κύκλου προσρόφησης τις δύο πρώτες μέρες λειτουργίας του συστήματος. Στο Σχήμα 5-6 γίνεται αναπαράσταση αυτών των σημείων σε διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας. Φαίνεται ότι οι διαφορετικές συνθήκες που επικρατούν κάθε μέρα οδηγούν σε διαφορετικά σημεία. Επίσης η αρχή του ενός κύκλου είναι ίδια με το τέλος του προηγούμενου. Αυτό υποδηλώνει την εξάρτηση της ψύξης που παράγεται την μία μέρα και από τις συνθήκες που επικρατούσαν την προηγούμενη μέρα.

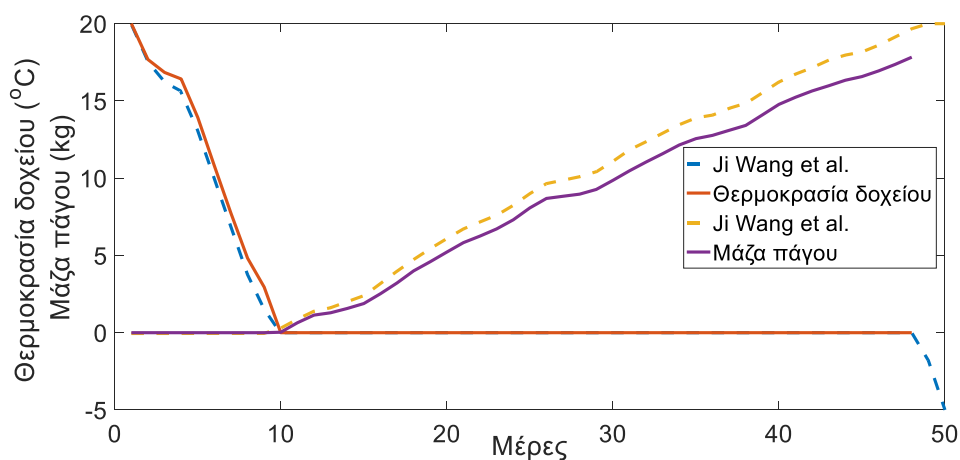
Πίνακας 5-4: Συνθήκες λειτουργίας στα διάφορα σημεία του κύκλου προσρόφησης με ενεργό άνθρακα-μεθανόλη

point	$T(^{\circ}C)$	$P(bar)$	$x$
1	9.5	0.0195	0.305
2	55.4	0.2282	0.305
3	85.1	0.2282	0.0787
4	34.6	0.0203	0.0787
1'	14.4	0.0203	0.2557
2'	62	0.2422	0.2557
3'	76.8	0.2422	0.1164
4'	26.6	0.0203	0.1164
1''	21.8	0.0203	0.1804



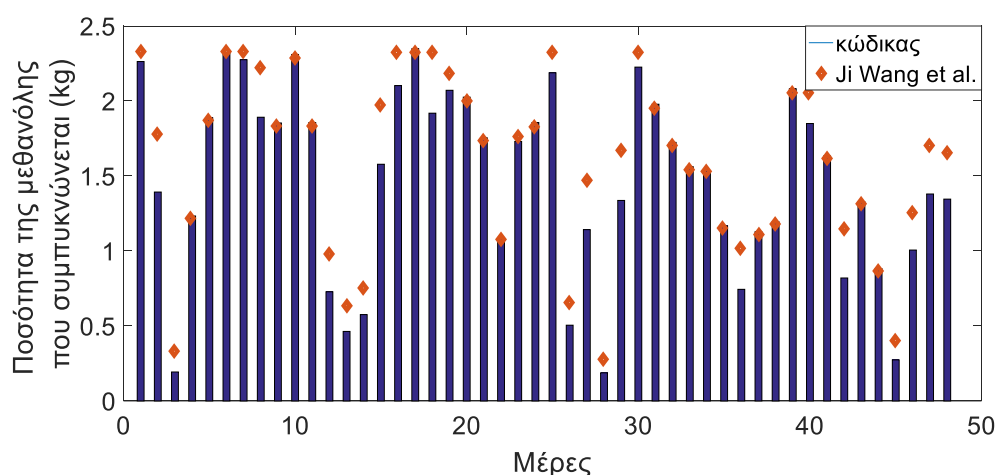
Σχήμα 5-6: Αναπαράσταση των σημείων λειτουργίας του κύκλου προσρόφησης σε διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας

Στην συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα από την προσομοίωση του συστήματος και τις 50 ημέρες. Στο Σχήμα 5-7 φαίνεται η μεταβολή της θερμοκρασίας και ο σχηματισμός πάγου στην δεξαμενή αποθήκευσης του ψυκτικού φορτίου. Η δεξαμενή περιέχει 200kg νερό και η θερμοκρασία της αρχικά είναι 20 °C. Καθώς περνάνε οι μέρες η ψυκτική διάταξη απορροφά θερμότητα από την δεξαμενή με αποτέλεσμα να μειώνεται η θερμοκρασία της. Την 10<sup>η</sup> μέρα η θερμοκρασία του νερού γίνεται 0°C οπότε ξεκινά να δημιουργείται πάγος. Μέχρι και την 48<sup>η</sup> μέρα η θερμοκρασία του νερού παραμένει στους 0°C ενώ ταυτόχρονα όλο και περισσότερος πάγος σχηματίζεται. Μετά την 48<sup>η</sup> μέρα που όλο το νερό έχει γίνει πάγος η θερμοκρασία της δεξαμενής ξεκινάει να πέφτει κάτω από τους 0°C.



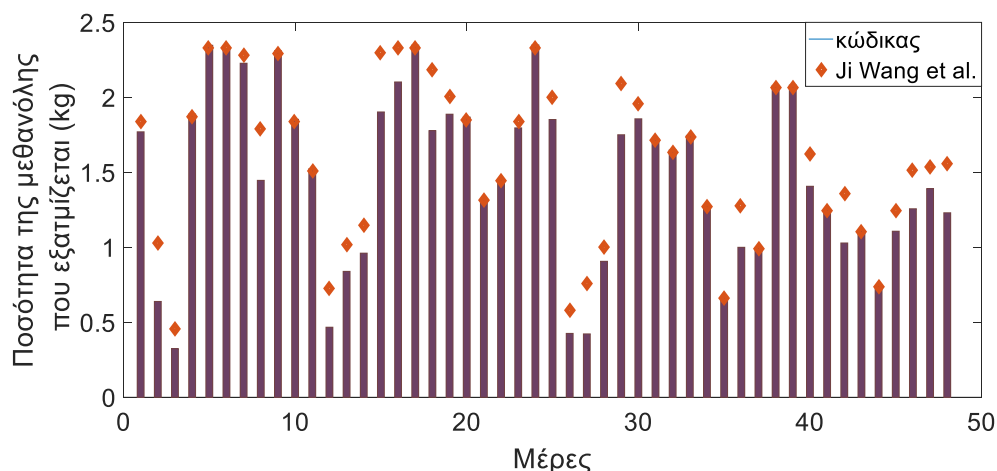
Σχήμα 5-7: Θερμοκρασία του νερού στην δεξαμενή αποθήκευσης και σχηματισμός πάγου κατά την διάρκεια 50 ημερών

Στο Σχήμα 5-8 φαίνεται η ποσότητα της μεθανόλης που καταφέρνει να εκροφηθεί από τον ενεργό άνθρακα, να περάσει από την βαλβίδα και να φτάσει στον συμπυκνωτή. Η ποσότητα αυτή είναι ανάλογη με την ημερήσια ηλιακή ακτινοβολία καθώς και με την μέγιστη θερμοκρασία. Τις μέρες όπου η ηλιακή ακτινοβολία είναι περισσότερη και επικρατούν υψηλότερες θερμοκρασίες παρατηρείται ότι συμπυκνώνεται μεγαλύτερη ποσότητα μεθανόλης.



Σχήμα 5-8: Ποσότητα της μεθανόλης που συμπυκνώνεται κάθε μέρα

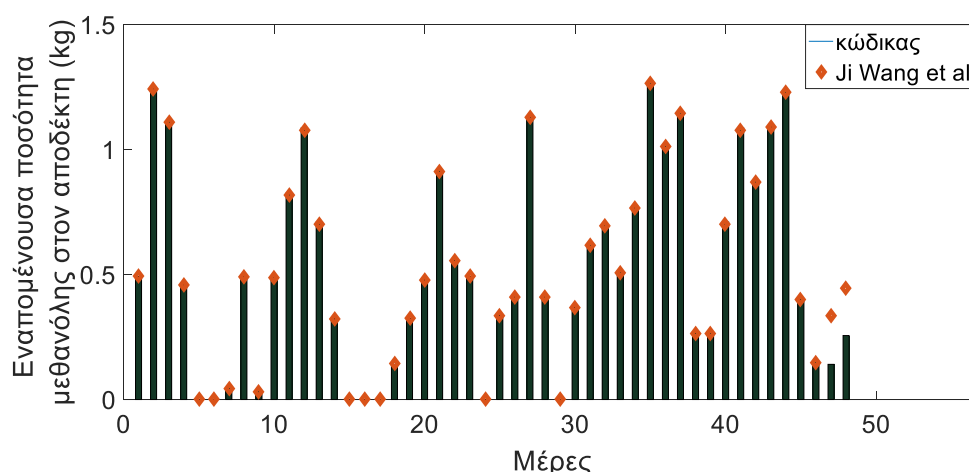
Στην συνέχεια στο Σχήμα 5-9 παρουσιάζεται η ποσότητα της μεθανόλης που εξατμίζεται κατά την διάρκεια της νύχτας απορροφώντας θερμότητα από την δεξαμενή. Η ποσότητα αυτή εξαρτάται τόσο από την ολική ηλιακή ακτινοβολία και την μέγιστη θερμοκρασία κατά την διάρκεια της ημέρας όσο κι από την ελάχιστη θερμοκρασία κατά την διάρκεια της νύχτας. Υψηλή ηλιακή ακτινοβολία και θερμοκρασία την ημέρα και χαμηλή θερμοκρασία την νύχτα έχουν ως αποτέλεσμα μεγάλη ποσότητα εξατμησης.



Σχήμα 5-9: Ποσότητα της μεθανόλης που εξατμίζεται κατά την διάρκεια της νύχτας



Τέλος το Σχήμα 5-10 δείχνει την εναπομένουσα ποσότητα μεθανόλης στον αποδέκτη η οποία δεν μπόρεσε να εξατμιστεί κατά την διάρκεια της νύχτας. Αυτή εξαρτάται από την ελάχιστη θερμοκρασία της ημέρας. Όταν η ελάχιστη θερμοκρασία είναι υψηλή, η ποσότητα της μεθανόλης που παραμένει στον αποδέκτη χωρίς να εξατμιστεί είναι μεγάλη, καθώς ο θάλαμος ρόφησης δεν ψύχεται αρκετά έτσι ώστε να μπορέσει να απορροφήσει όλη την ποσότητα της μεθανόλης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα μέρος της μεθανόλης να μην εξατμίζεται αλλά να παραμένει στον αποδέκτη με την παραγωγή χαμηλότερου ψυκτικού φορτίου.



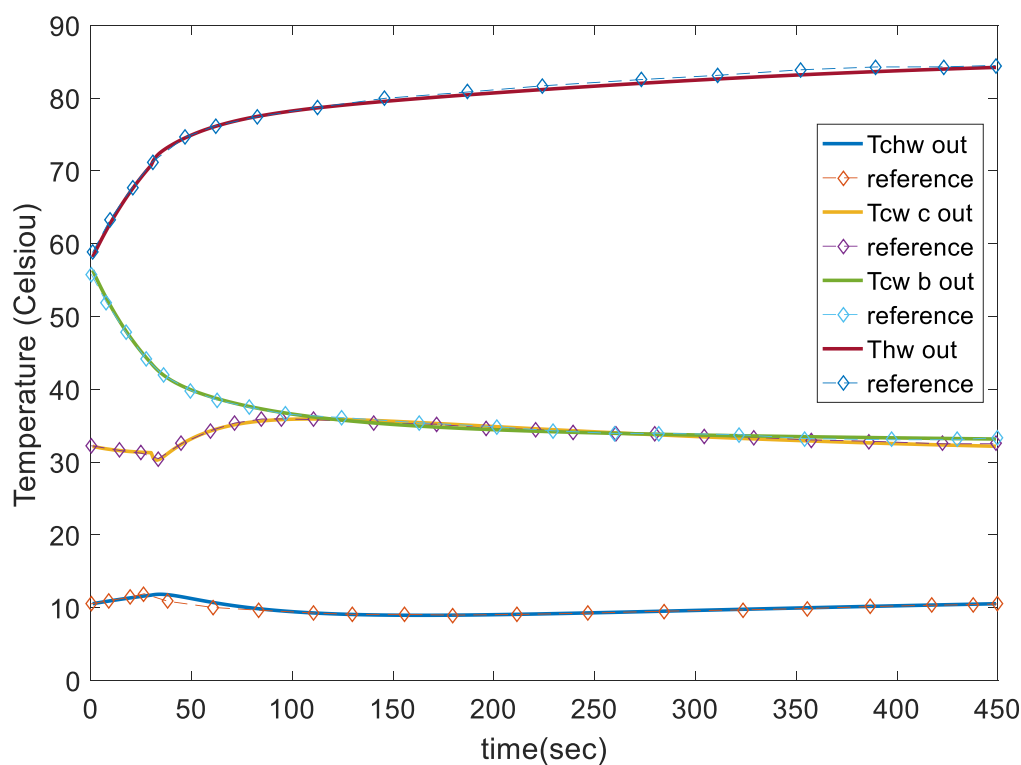
Σχήμα 5-10: Εναπομένουσα μεθανόλη στον αποδέκτη

Για την μοντελοποίηση του συστήματος απαιτείται σε κάθε χρονικό βήμα, το οποίο διαρκεί μία ημέρα, η επίλυση ενός συστήματος τριών μη γραμμικών εξισώσεων (5.1),(5.2),(5.20) με τρεις αγνώστους  $x_3, p_{sat3}, T_3$ . Το σύστημα περιέχει λογαρίθμους και είναι αρκετά ευαίσθητο ιδιαίτερα όταν η ηλιακή ακτινοβολία είναι χαμηλή. Από την παραπάνω σύγκριση των αποτελεσμάτων παρατηρήθηκε ότι η σύγκλιση είναι αρκετά καλή όταν στην επίλυση του συστήματος διατηρήθηκε μεγαλύτερο σφάλμα. Μειώνοντας το σφάλμα τα αποτελέσματα αποκλίνουν μερικώς και αυτό εκτιμάται ότι οφείλεται στην ακρίβεια των δημοσιευμένων αποτελεσμάτων της αναφοράς [15].

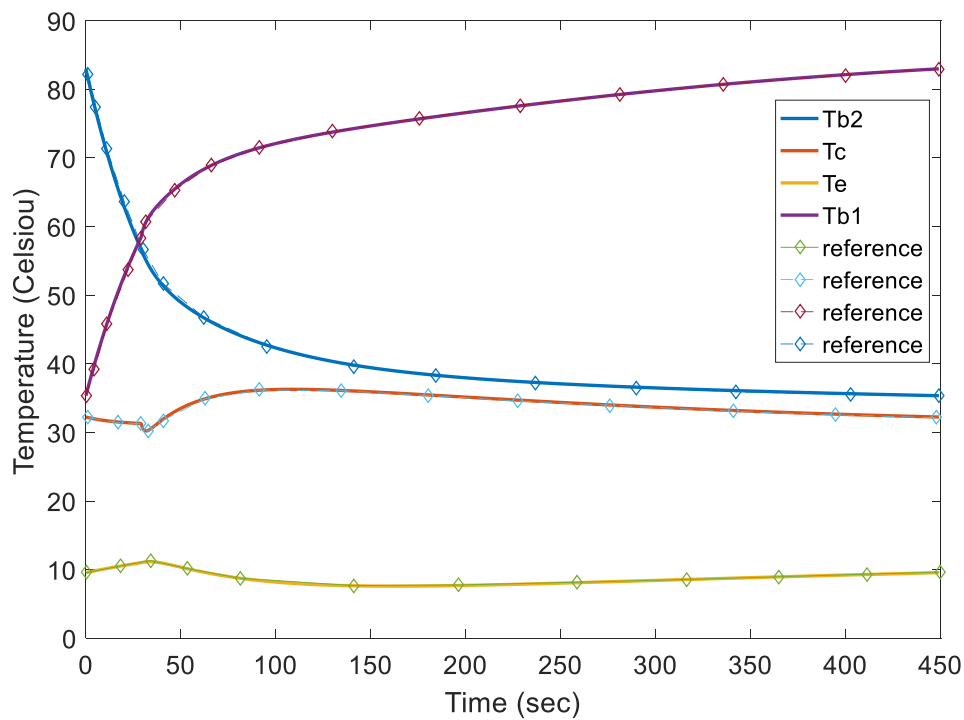
## 5.4.2 Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης με silica gel-νερό

### 5.4.2.1 Μελέτη των θερμοκρασιών της διάταξης και της περιεκτικότητας των θαλάμων ρόφησης

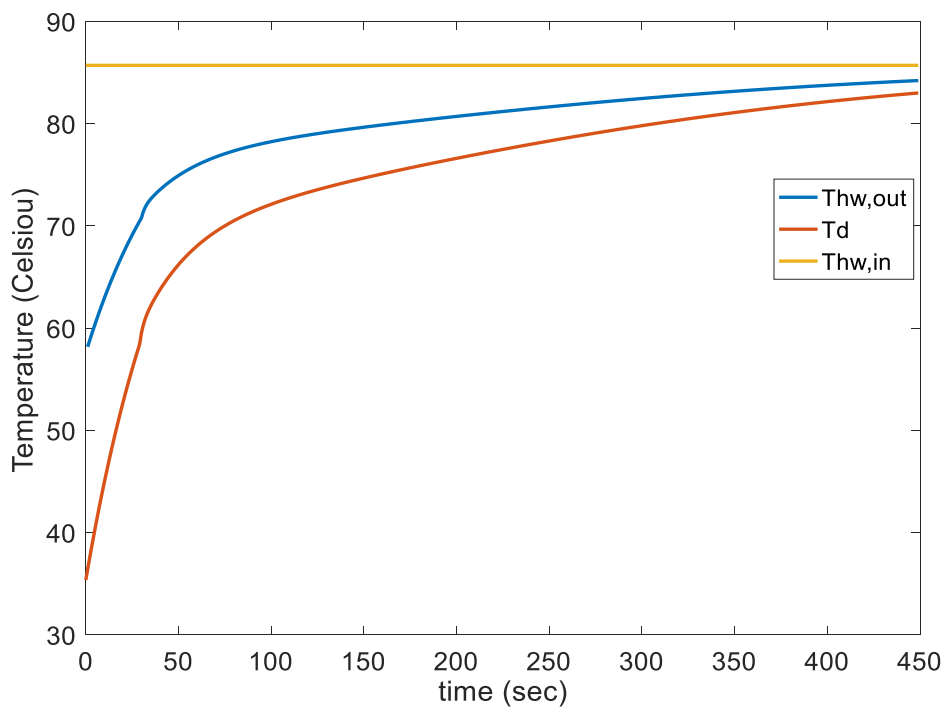
Το σύστημα ψύξης με προσρόφηση μιας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης προσομοιώνεται σε Matlab κατά την διάρκεια της Α και Β φάσης. Η Α φάση διαρκεί 30 δευτερόλεπτα ενώ η Β φάση διαρκεί 450 δευτερόλεπτα. Στα σχήματα 5-11, 5-12 φαίνεται η μεταβολή των θερμοκρασιών των ρευμάτων εξόδου κάθε συσκευής και η μεταβολή της θερμοκρασίας που επικρατεί σε κάθε συσκευή. Τα αποτελέσματα συγκρίνονται με την αναφορά [14] και παρατηρείται ότι παρουσιάζουν πολύ καλή συμφωνία.



Σχήμα 5-11: Θερμοκρασία των ρευμάτων εξόδου κάθε συσκευής κατά την διάρκεια της Α και Β φάσης



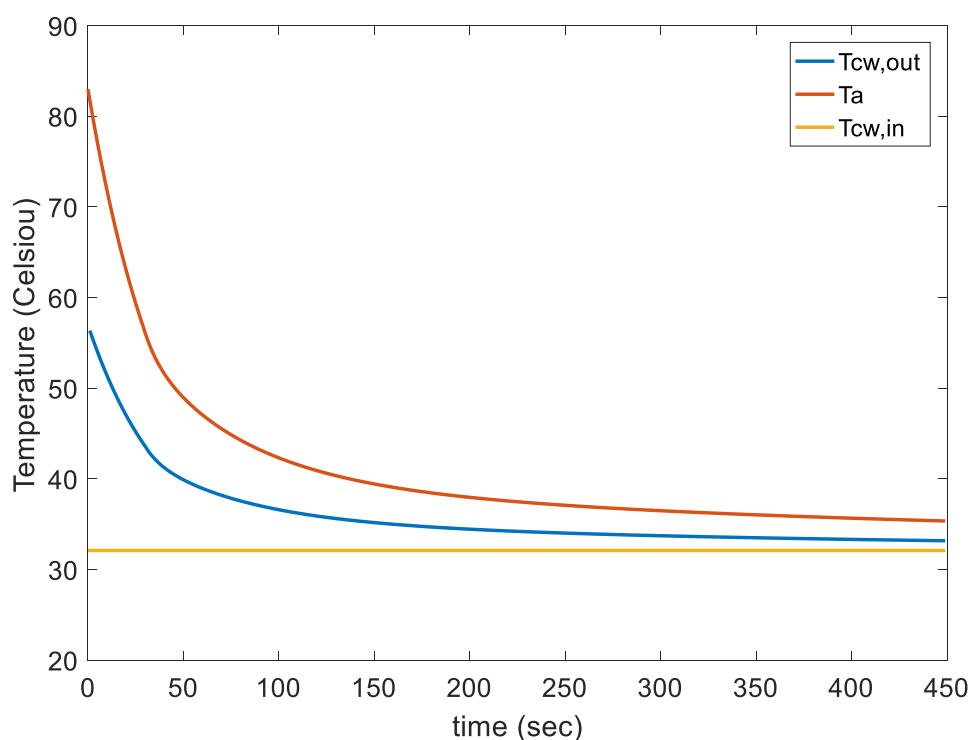
Σχήμα 5-12: Θερμοκρασία κάθε συσκευής κατά την διάρκεια A και B φάσης



Σχήμα 5-13: Θερμοκρασίες θαλάμου εκρόφησης, εισόδου ζεστού νερού και εξόδου ζεστού νερού κατά την διάρκεια της A και B φάσης

Στο Σχήμα 5-13 παρουσιάζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του ζεστού νερού στην είσοδο  $T_{hw,in}$  και στην έξοδο  $T_{hw,out}$  και η θερμοκρασία του θαλάμου

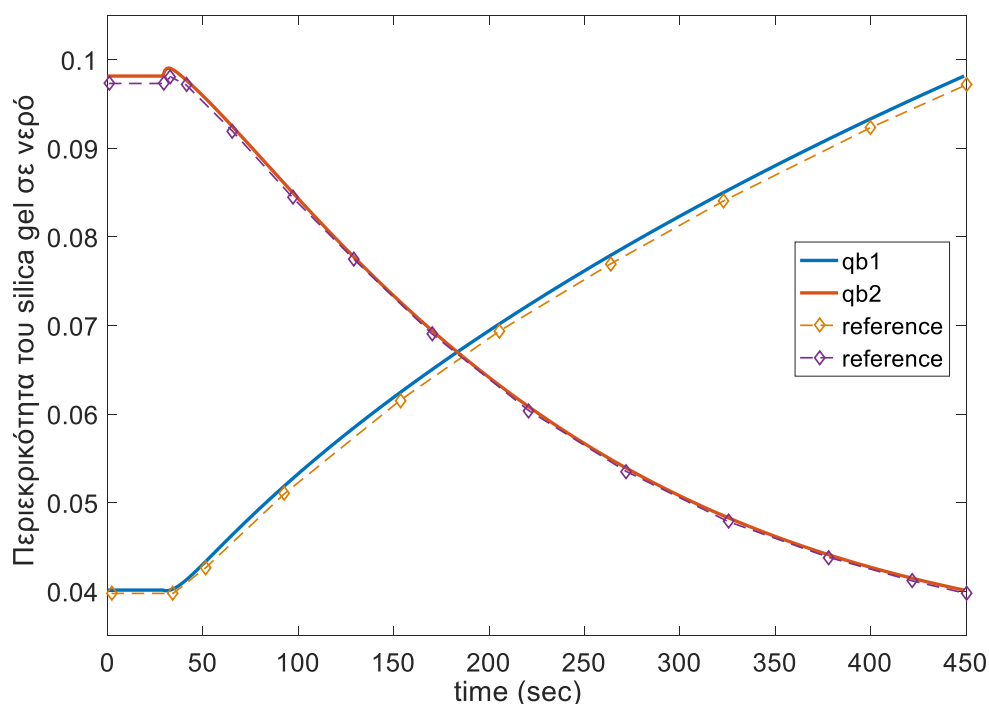
εκρόφησης  $T_d$ . Ο ένας θάλαμος ρόφησης που λειτουργεί ως εκροφητής, τροφοδοτείται με ζεστό νερό  $T_{hw,in} = 85.7^\circ\text{C}$  για την θέρμανση του. Το ζεστό νερό θερμαίνει τον θάλαμο με αποτέλεσμα την εκρόφηση του νερού που περιέχει. Αρχικά ο θάλαμος βρίσκεται σε χαμηλή θερμοκρασία με αποτέλεσμα η θερμοκρασία εξόδου του θερμού νερού να είναι χαμηλή. Καθώς αυξάνεται το χρονικό διάστημα θέρμανσης του θαλάμου αυξάνεται και η θερμοκρασία του, οπότε αυξάνεται και η θερμοκρασία εξόδου του ζεστού νερού. Η μεγαλύτερη μεταβολή στην θερμοκρασία υφίσταται κατά την Α φάση όπου οι βαλβίδες διασύνδεσης παραμένουν κλειστές. Άλλωστε αυτός είναι και ο σκοπός της Α φάσης, να φέρει τον θάλαμο από την θερμοκρασία και πίεση προσρόφησης σε θερμοκρασία και πίεση εκρόφησης.



Σχήμα 5-14: Θερμοκρασία θαλάμου προσρόφησης και του νερού ψύξης στην είσοδο και στην έξοδο του θαλάμου κατά την διάρκεια της Α και Β φάσης

Αντίστοιχα στο Σχήμα 5-14 φαίνεται η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του νερού ψύξης το οποίο ψύχει τον έναν από τους δύο θαλάμους έτσι ώστε αυτός να μπορέσει να προσροφήσει τους υδρατμούς που προέρχονται από τον ατμοποιητή. Η θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης είναι  $T_{cw,in} = 32.1^\circ\text{C}$ . Αρχικά όσο η θερμοκρασία του θαλάμου  $T_d$  είναι υψηλή και η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην έξοδο  $T_{cw,out}$  θα είναι υψηλή. Στην Β φάση η θερμοκρασία του θαλάμου, άρα

και η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην έξοδο του θαλάμου πλησιάζουν την θερμοκρασία του νερού ψύξης στην είσοδο. Αυτή η εξάρτηση των θερμοκρασιών από την χρονική διάρκεια της A και B φάσης παίζει σημαντικό ρόλο στην ψύξη που παράγεται σε κάθε κύκλο. Παρακάτω μελετάται αυτή η χρονική εξάρτηση και προσδιορίζεται η βέλτιστη χρονική διάρκεια τόσο της A όσο και της B φάσης ώστε να παράγεται η μέγιστη ψύξη.



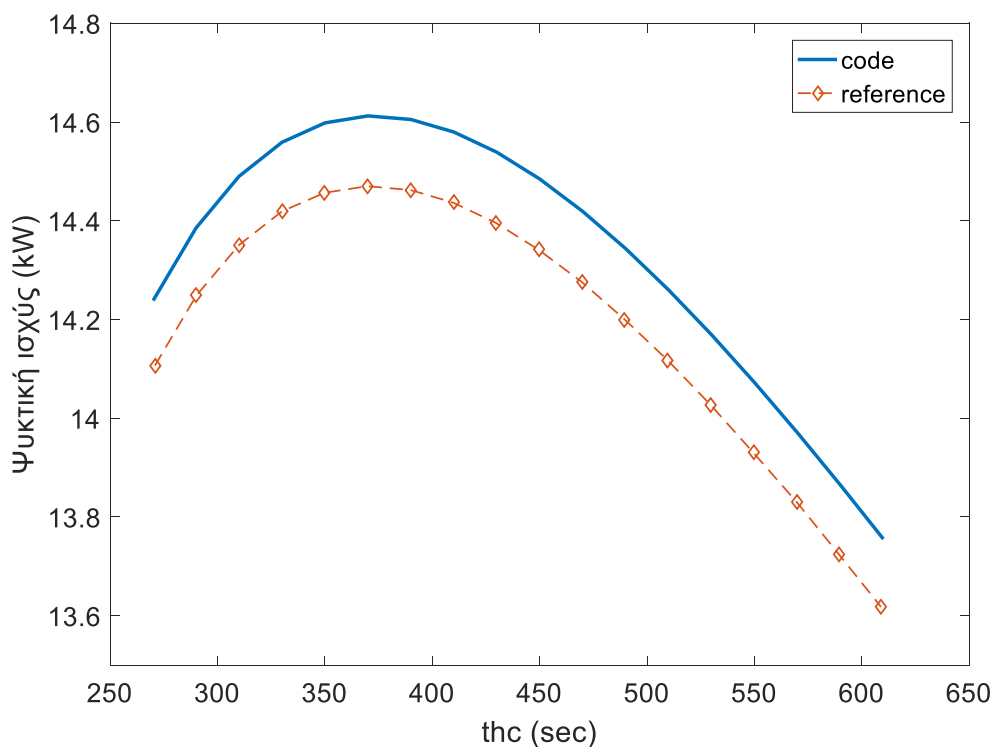
Σχήμα 5-15: Μεταβολή στην περιεκτικότητα των δύο θαλάμων ρόφησης κατά την διάρκεια της A και B φάσης

Στο Σχήμα 5-15 παρουσιάζεται η μεταβολή της περιεκτικότητας των δύο θαλάμων ρόφησης και τα αποτελέσματα είναι σε πολύ καλή συμφωνία με τα αντίστοιχα της αναφοράς [14]. Η περιεκτικότητα του θαλάμου που λειτουργεί ως προσροφητής παραμένει σταθερή κατά της διάρκεια της A φάσης αφού οι βαλβίδες παραμένουν κλειστές. Στην B φάση η περιεκτικότητα του αυξάνεται καθώς ο θάλαμος προσροφά υδρατμούς από τον ατμοποιητή. Η αύξηση της περιεκτικότητας του συνδέεται και με την μείωση της θερμοκρασίας του. Καθώς η ικανότητα προσρόφησης είναι υψηλότερη σε χαμηλότερες θερμοκρασίες. Παρόμοια και για τον θάλαμο που λειτουργεί ως εκροφητής κατά την διάρκεια της A φάσης η περιεκτικότητα παραμένει σταθερή. Στην B φάση η περιεκτικότητα μειώνεται καθώς οι υδρατμοί που περιέχει εκροφώνται προς τον συμπυκνωτή. Η εκρόφηση συμβαίνει λόγω της θέρμανσης του θαλάμου με ζεστό νερό. Η τελική περιεκτικότητα στο τέλος της B φάσης και για τους δύο θαλάμους ισούται με την

αρχική περιεκτικότητα της Α φάσης του άλλου θαλάμου. Αυτό συμβαίνει επειδή ο θάλαμος που λειτουργεί ως προσροφητής μετά την Β φάση θα λειτουργήσει ως εκροφητής και το αντίστροφο. Η αντιστροφή αυτή συμβαίνει συνέχεια καθ όλη την διάρκεια λειτουργίας του συστήματος.

#### 5.4.2.2 Επίδραση της χρονικής διάρκειας του κύκλου στην ψυκτική ισχύ και το COP του συστήματος

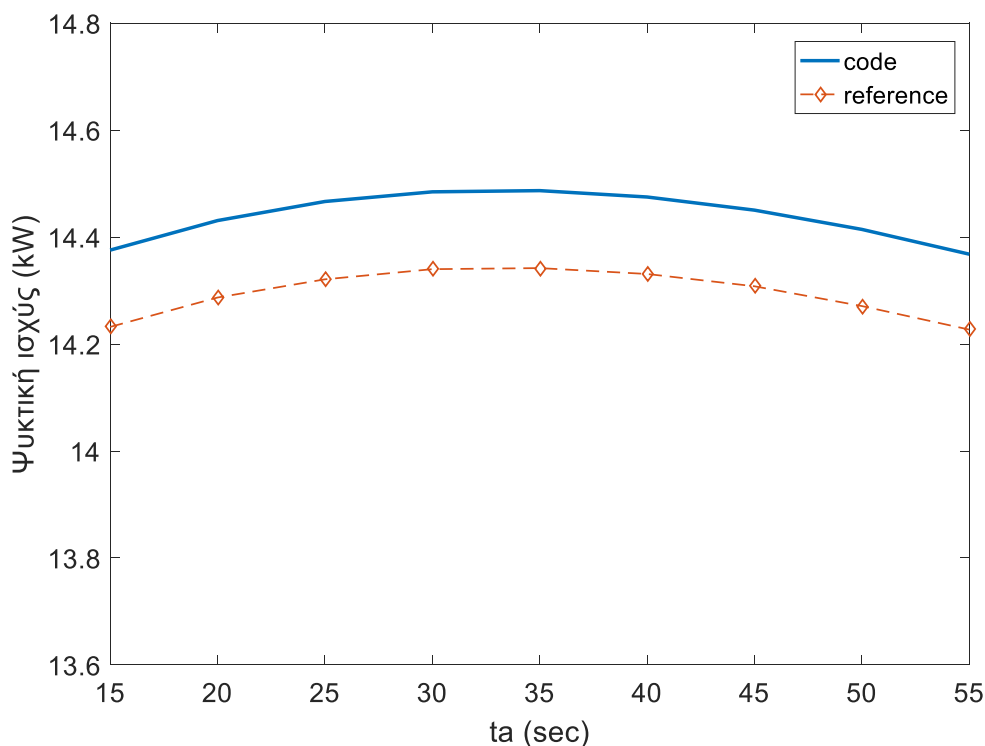
Όπως αναφέρθηκε η χρονική διάρκεια της κάθε φάσης επηρεάζει την συνολική ψύξη που παράγεται σε κάθε κύκλο και το COP του συστήματος. Η εξάρτηση αυτή παρουσιάζεται στα Σχήματα 5-16, 5-17 και 5-18. Η απόκλιση από την αναφορά [14] σε όλα τα διαγράμματα είναι σταθερή και περίπου ίση με 1%.



Σχήμα 5-16: Επίδραση της χρονικής διάρκειας του κύκλου στην ψυκτική ισχύ

Διατηρώντας σταθερή την χρονική διάρκεια της Α φάσης ίση με 30 δευτερόλεπτα και μεταβάλλοντας την χρονική διάρκεια της Β φάσης, αλλάζει η μέση ψυκτική ισχύς που παράγεται σε κάθε κύκλο προσρόφησης. Στο σχήμα Σχήμα 5-16 παρουσιάζεται αυτή η μεταβολή ως προς την συνολική διάρκεια *thc* της Α και Β φάσης. Φαίνεται ότι για το συγκεκριμένο σύστημα η μέση ψυκτική ισχύς παρουσιάζει μέγιστο όταν η χρονική διάρκεια *thc* είναι 370 δευτερόλεπτα. Αυτό συμβαίνει διότι ο ρυθμός προσρόφησης, από τον οποίο εξαρτάται άμεσα η ψυκτική ισχύς, μεταβάλλεται καθ όλη την διάρκεια της Β φάσης. Αρχικά ο ρυθμός

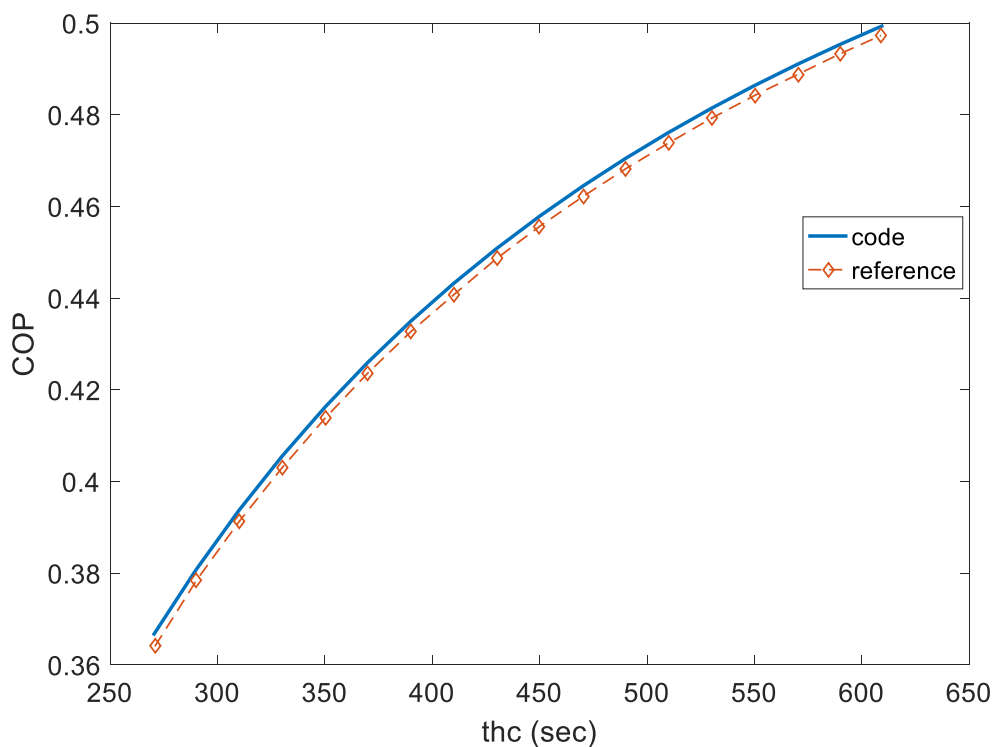
προσρόφησης είναι μικρός καθώς η θερμοκρασία του θαλάμου δεν έχει προλάβει να μειωθεί αρκετά, κάποια χρονική στιγμή φτάνει στην μέγιστη τιμή του και έπειτα αρχίζει να μειώνεται καθώς μειώνεται η κινούσα δύναμη προσρόφησης  $q^* - q$ . (Η περιεκτικότητα πλησιάζει όλο και περισσότερο την τιμή ισορροπίας).



Σχήμα 5-17: Επίδραση της χρονικής διάρκειας της Α φάσης στην ψυκτική ισχύ

Στην συνέχεια διατηρώντας σταθερή την συνολική χρονική διάρκεια της Α και Β φάσης  $thc = 450\text{sec}$  και αλλάζοντας την χρονική διάρκεια της Α φάσης μελετάται το πώς μεταβάλλεται η μέση ψυκτική ισχύ. Όπως φαίνεται και από το Σχήμα 5-17 η μέση ψυκτική ισχύς παίρνει την μέγιστη τιμή όταν η Α φάση διαρκεί 35 δευτερόλεπτα. Σε αυτή την περίπτωση, δεδομένου ότι η βαλβίδες διασύνδεσης παραμένουν κλειστές, παίζει σημαντικό ρόλο το κατά πόσο οι θάλαμοι ρόφησης έχουν αποκτήσει την κατάλληλη θερμοκρασία για τις διεργασίες της προσρόφησης και της εκρόφησης. Δηλαδή όταν η χρονική διάρκεια της Α φάσης διαρκεί λίγο τότε οι θάλαμοι δεν προλαβαίνουν να αποκτήσουν την κατάλληλη θερμοκρασία ενώ όταν η χρονική διάρκεια είναι μεγάλη τότε αυτό λειτουργεί εις βάρος της Β φάσης κατά την οποία επιτελούνται οι διεργασίες της προσρόφησης και της εκρόφησης.

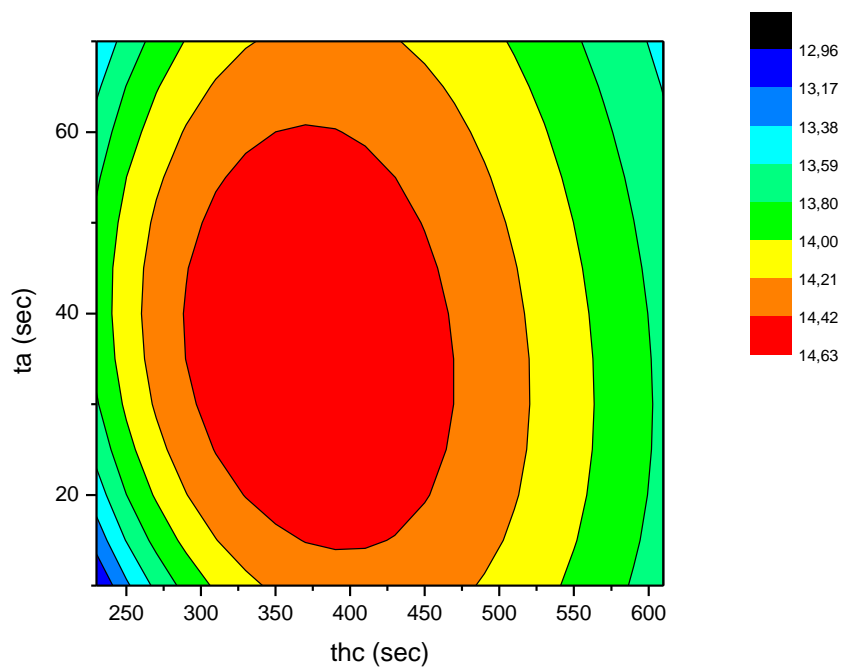
Εκτός από την ψυκτική ισχύ, η χρονική διάρκεια της Α και Β φάσης επηρεάζει και το COP του συστήματος. Στο Σχήμα 5-18 φαίνεται ότι όσο αυξάνεται η χρονική διάρκεια  $thc$  αυξάνεται και το COP.



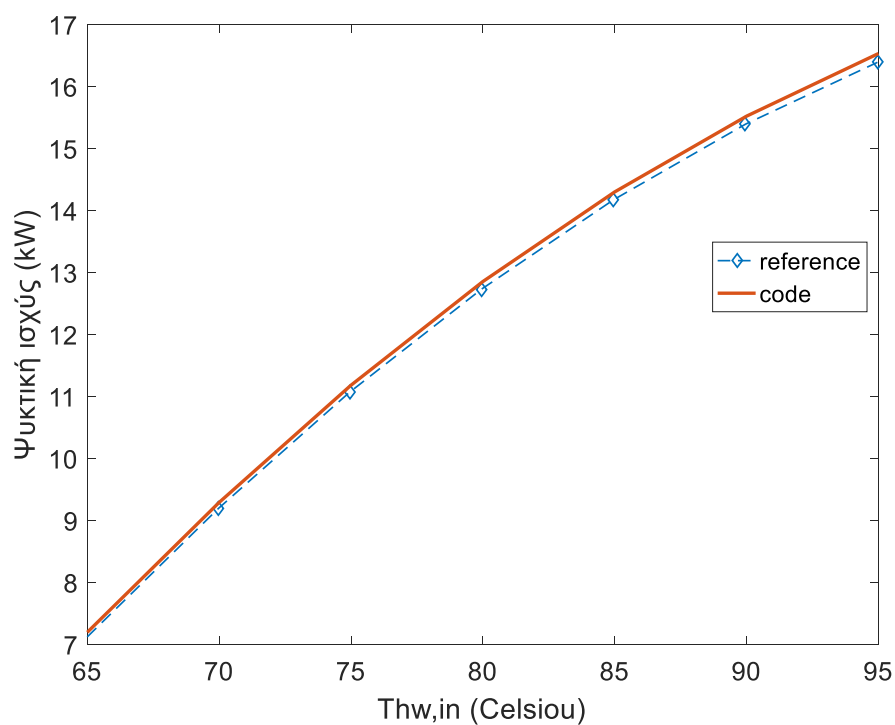
Σχήμα 5-18: Επίδραση της χρονικής διάρκειας του κύκλου στο COP του συστήματος

Στο Σχήμα 5-19 παρουσιάζεται η μέση ψυκτική ισχύ του κύκλου προσρόφησης συναρτήσει τόσο της χρονικής διάρκειας της Α φάσης όσο και της συνολικής διάρκειας της Α και Β φάσης. Για το συγκεκριμένο σύστημα η μέγιστη ψυκτική ισχύς παράγεται όταν η Α φάση διαρκεί 35 δευτερόλεπτα και συνολικά οι Α και Β φάσεις 370 δευτερόλεπτα. Το διάγραμμα έγινε για θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού  $Th_{w,in}=85.7^{\circ}\text{C}$ . Όταν η θερμοκρασία αυτή αλλάζει τότε μεταβάλλεται και η βέλτιστη χρονική διάρκεια των δύο φάσεων στις οποίες επιτυγχάνεται μέγιστη ψυκτική ισχύς. Το γεγονός ότι το σύστημα ψύξης με προσρόφηση μπορεί να τροφοδοτείται με ζεστό νερό από κάποιο ηλιακό θερμικό σύστημα, του οποίου η θερμοκρασία μεταβάλλεται κατά την διάρκεια της ημέρας, κάνει σημαντική την μελέτη του κατά πόσο μπορεί να αυξηθεί η ψύξη που παράγεται όλη την ημέρα, μεταβάλλοντας κάθε φορά την χρονική διάρκεια του κύκλου προσρόφησης σύμφωνα με την βέλτιστή τιμή. Στο Σχήμα 5-20 φαίνεται το πώς μεταβάλλεται η μέση ψυκτική ισχύς κάθε κύκλου προσρόφησης όταν μεταβάλλεται η θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού, διατηρώντας σταθερή την χρονική διάρκεια της Α φάσης ίση με 30 δευτερόλεπτα και την συνολική διάρκεια της Α και Β φάσης ίση με 450 δευτερόλεπτα.





Σχήμα 5-19: Ψυκτική ισχύς συναρτήση της χρονικής διάρκειας της Α φάσης  $t_a$  και της χρονικής διάρκειας της Α και Β φάσης  $t_{hc}$



Σχήμα 5-20: Μέση ψυκτική ισχύς συναρτήση της θερμοκρασίας του ζεστού νερού τροφοδότησης του συστήματος

Στον Πίνακα 5-5 φαίνεται η μέση ψυκτική ισχύς που παράγεται για σταθερή και βέλτιστη χρονική διάρκεια κύκλου προσρόφησης σε διάφορες θερμοκρασίες

εισόδου ζεστού νερού. Φαίνεται ότι καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία  $T_{hw,in}$  μειώνεται η βέλτιστη χρονική διάρκεια της Α και Β φάσης του κύκλου προσρόφησης. Η μέση ψυκτική ισχύς αυξάνεται από 0.33% έως 3.65%.

Πίνακας 5-5: Μέση ψυκτική ισχύς για σταθερή και βέλτιστη χρονική διάρκεια κύκλου προσρόφησης

$T_{hw,in}(^{\circ}\text{C})$	Σταθερή χρονική διάρκεια κύκλου (sec)	Μέση Ψυκτική ισχύς (kW)	Βέλτιστη χρονική διάρκεια κύκλου (sec)	Μέση ψυκτική ισχύς (kW)	Ποσοστιαία αύξηση ψυκτικής ισχύς (%)
65	30/450	7,1962	55/590	7,4694	3,65759
70	30/450	9,2914	50/510	9,4232	1,39868
75	30/450	11,182	45/450	11,2308	0,43452
80	30/450	12,854	40/410	12,8967	0,33109
85	30/450	14,3	35/370	14,4224	0,84868
90	30/450	15,522	35/350	15,815	1,85267
95	30/450	16,532	30/310	17,0882	3,25488

Επομένως η μελέτη προσαρμογής του χρονικού κύκλου στα ηλιακά δεδομένα παρουσιάζει ενδιαφέρον.

## **Κεφάλαιο 6: Συμπεράσματα και μελλοντικοί στόχοι**

Ολοκληρώνοντας την διπλωματική γίνεται μια ανακεφαλαίωση των όσων έχουν παρουσιαστεί στα προηγούμενα κεφάλαια, συνοψίζονται τα βασικά συμπεράσματα και παρατίθενται στόχοι για βελτίωση της προσομοίωσης αυτών των συστημάτων και συνέχιση της παρούσας εργασίας στο μέλλον.

### **6.1 Συμπεράσματα**

Αντικείμενο μελέτης της παρούσας εργασίας αποτέλεσαν τα συστήματα ψύξης που χρησιμοποιούν ηλιακή ενέργεια για την λειτουργία τους. Συγκεκριμένα μελετήθηκαν τα συστήματα ψύξης που λειτουργούν με απορρόφηση και προσρόφηση και τροφοδοτούνται με ζεστό νερό το οποίο προέρχεται από ηλιακούς συλλέκτες. Για το σκοπό αυτό αρχικά έγινε επισκόπηση της βιβλιογραφίας, από την οποία αναζητήθηκε ο τρόπος λειτουργίας τους, τα πλεονεκτήματα που αυτά έχουν σε σύγκριση με τα κοινώς χρησιμοποιούμενα συστήματα ψύξης με μηχανική συμπίεση και τα προβλήματα που ακόμη παρουσιάζουν ώστε να διατεθούν στην αγορά και να χρησιμοποιηθούν ευρέως ακόμη και σε κατοικίες. Επίσης παρουσιάστηκαν πολλές εφαρμογές αυτών των συστημάτων σε διάφορες περιοχές του κόσμου που χρησιμοποιούνται είτε από βιομηχανίες είτε για την πειραματική τους μελέτη. Από την μελέτη αυτή προέκυψε το συμπέρασμα ότι παρόλο που αυτά τα συστήματα λειτουργούν με ηλιακή ενέργεια, η οποία είναι φιλική προς το περιβάλλον, παρουσιάζουν χαμηλό βαθμό απόδοσης με αποτέλεσμα την περιορισμένη χρήση τους και το υψηλό τους κόστος.

Στο συνέχεια περιγράφηκε η λειτουργία του ηλιακού θερμικού συστήματος και παρουσιάστηκαν οι εξισώσεις λειτουργίας για διάφορα είδη ηλιακών συλλεκτών. Ακολούθησε η περιγραφή του απλού ψυκτικού κύκλου και του κύκλου ψύξης με απορρόφηση και έπειτα η σύνδεση των τριών συστημάτων για την δημιουργία ενός υβριδικού συστήματος ψύξης το οποίο τροφοδοτείται με θερμότητα από το ηλιακό θερμικό σύστημα, χρησιμοποιεί ως πρώτη βαθμίδα ψύξης το σύστημα ψύξης με απορρόφηση και ως δεύτερη βαθμίδα ψύξης το σύστημα ψύξης με συμπίεση. Ο συνδυασμός αυτών των συστημάτων στηρίχθηκε στο γεγονός της αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας με χαμηλό όμως βαθμό απόδοσης και της αξιοποίησης της υψηλής απόδοσης του κύκλου ψύξης με συμπίεση. Έτσι δημιουργήθηκε ένα σύστημα το οποίο παράγει ψύξη με καλή απόδοση, αξιοποιεί την ηλιακή ακτινοβολία και χρησιμοποιεί λίγη ηλεκτρική ενέργεια.

Όλο το σύστημα μελετήθηκε σε πραγματικές συνθήκες που επικρατούν στην Αθήνα με δεδομένα καιρού από το TRNSYS αλλά και για διαφορετικά είδη ηλιακών συλλεκτών, από τα οποία προέκυψε ότι το σύστημα παράγει την μέγιστη ψύξη όταν

χρησιμοποιούνται συλλέκτες με σωλήνες κενού. Επίσης μελετήθηκε η μεταβολή των θερμοκρασιών σε κάθε θερμοκρασιακό επίπεδο της δεξαμενής κατά την διάρκεια μίας μέρας και το πώς η χωρητικότητα της δεξαμενής επιδρά στην χρονική διάρκεια ψύξης σε μία μέρα. Μεγάλη χωρητικότητα δεξαμενής αυξάνει την χρονική διάρκεια ψύξης. Επιπρόσθετα μελετώντας το πώς μεταβάλλεται το συνολικό ψυκτικό φορτίο δύο ημερών κατά την μετάβαση από δύο μέρες με ήπια συννεφιά σε μία μέρα με πλήρη ηλιοφάνεια και μία μέρα με πλήρη συννεφιά διατηρώντας σταθερή την συνολική ηλιακή ακτινοβολία προέκυψε ότι δύο μέρες με ήπια συννεφιά παράγουν λιγότερη ψύξη.

Παράλληλα με την μελέτη του συνολικού συστήματος ψύξης, μελετήθηκε μεμονωμένα το σύστημα ψύξης με απορρόφηση. Για το σύστημα αυτό μελετήθηκε η λειτουργία του με δύο διαφορετικά εργαζόμενα ζεύγη, το λιθιούχο βρώμιο-νερό ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ) και το αμμωνία-νερό ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ). Το  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  παρουσιάζει υψηλότερο COP (κοντά στο 0.85) αλλά μπορεί να παρέχει ψύξη σε θερμοκρασίες έως και  $4\text{-}5^\circ\text{C}$ . Αντίθετα το  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  έχει COP κοντά στο 0.65 αλλά μπορεί να ψύξει και σε θερμοκρασίες πολύ κάτω από το  $0^\circ\text{C}$ . Επιπλέον έγινε παραμετρική ανάλυση του συστήματος απορρόφησης. Καθοριστικό ρόλο στην απόδοση του συστήματος παίζουν οι θερμοκρασίες λειτουργίας κάθε συσκευής. Συγκεκριμένα αύξηση της θερμοκρασίας λειτουργίας της ατμογεννήτριας και του εξατμιστή οδηγεί σε υψηλότερο COP, ενώ αύξηση της θερμοκρασίας λειτουργίας του συμπυκνωτή και του απορροφητή οδηγούν σε χαμηλότερο COP.

Επιπλέον στην διπλωματική περιγράφηκαν τα συστήματα ψύξης που λειτουργούν με προσρόφηση. Σε αυτήν την κατεύθυνση μελετήθηκε η λειτουργία δύο συστημάτων τα οποία παρουσιάζουν ερευνητικό ενδιαφέρον τα τελευταία χρόνια. Αυτά είναι το σύστημα ψύξης με προσρόφηση με ενεργό άνθρακα-μεθανόλη, του οποίου ένας πλήρης κύκλος προσρόφησης διαρκεί μία ολόκληρη ημέρα και το σύστημα ψύξης με προσρόφηση με μία βαθμίδα και δύο θαλάμους ρόφησης, το οποίο λειτουργεί με  $\text{silica gel}$ -νερό και ένας κύκλος προσρόφησης διαρκεί μερικά λεπτά (10-20 λεπτά).

Για το πρώτο σύστημα έγινε προσομοίωση της λειτουργίας του για 50 μέρες υπό πραγματικές καιρικές συνθήκες. Παρατηρήθηκε ότι οι διαφορετικές καιρικές συνθήκες που επικρατούν από την μία μέρα στην άλλη έχουν επίπτωση στην συνολική ψύξη που παράγεται. Πιο συγκεκριμένα, οι διαφορετικές καιρικές συνθήκες κάθε μέρας έχουν ως αποτέλεσμα την συμπύκνωση και την εξάτμιση διαφορετικής ποσότητας μεθανόλης καθώς επίσης και διαφορετικής ποσότητας μεθανόλης που δεν εξατμίζεται, αλλά παραμένει στον αποδέκτη. Η ποσότητα της

μεθανόλης στον αποδέκτη είναι διαθέσιμη προς εξατμισμό την επόμενη μέρα ανεξάρτητα από την ποσότητα της μεθανόλης που συμπυκνώνεται. Η ψύξη όμως που παράγεται εξαρτάται από τις καιρικές συνθήκες που επικρατούν την μέρα που μελετάται και από την ποσότητα μεθανόλης που είναι διαθέσιμη στον αποδέκτη. Επομένως η ψύξη μιας μέρας εξαρτάται και από τις καιρικές συνθήκες που επικρατούσαν τις προηγούμενες μέρες. Η ποσότητα της μεθανόλης που συμπυκνώνεται, εξατμίζεται και παραμένει στον αποδέκτη κάθε μέρα παρουσιάστηκε σε διαγράμματα.

Για το δεύτερο σύστημα διατυπώθηκαν τα διαφορικά ισοζύγια ενέργειας και προσομοιώθηκε η λειτουργία του συστήματος για έναν πλήρη κύκλο προσρόφησης. Επίσης έγινε παραμετρική μελέτη της χρονικής διάρκειας του κύκλου ψύξης. Βρέθηκε ότι υπάρχει βέλτιστη χρονική διάρκεια του κύκλου ψύξης ανάλογα με την θερμοκρασία του ζεστού νερού τροφοδότησης η οποία αυξάνει την μέση ψυκτική ισχύ κάθε κύκλου έως και 3,7%. Ωστόσο όταν το σύστημα τροφοδοτείται από ηλιακό θερμικό σύστημα, η θερμοκρασία του ζεστού νερού μεταβάλλεται κατά την διάρκεια μιας μέρας ανάλογα με την ηλιακή ακτινοβολία. Επομένως η προσαρμογή του κύκλου προσρόφησης στην θερμοκρασία του ζεστού νερού μπορεί να επιφέρει μικρή αύξηση στην συνολική ψύξη που παράγεται σε μία μέρα.

## **6.2 Μελλοντικοί στόχοι**

Όπως έχει ήδη αναφερθεί τα συστήματα ψύξης με τεχνολογίες απορρόφησης και προσρόφησης παρουσιάζουν ακόμη χαμηλό βαθμό απόδοσης. Ωστόσο τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζουν από την χρήση της ηλιακής ενέργειας κάνει την αξιοποίηση τους χρήσιμη, καθώς περιορίζεται η περιβαλλοντική καταστροφή που προκαλείται από την καύσης ορυκτών καυσίμων για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Επομένως, απώτερο στόχο αποτελεί η εύρεση τρόπων βελτίωσης της απόδοσής τους, ώστε να μειωθεί το μέγεθός τους και να μπορέσουν να γίνουν οικονομικά βιώσιμα ακόμη και για οικιακή ψύξη. Επίσης μελλοντικό στόχο αποτελεί η μελέτη και η ανάλυση του κόστους αυτών των διατάξεων ώστε να είναι δυνατή η σύγκριση και η εύρεση του πιο κατάλληλου συστήματος ψύξης ανάλογα κάθε φορά με την εφαρμογή που προορίζεται.

Όσον αφορά την προσομοίωση των συστημάτων στο Matlab ενδεχομένως μία λεπτομερέστερη μελέτη των συσκευών που χρησιμοποιούνται στις διατάξεις απορρόφησης ώστε να ληφθούν υπ' όψιν με μεγαλύτερη ακρίβεια απώλειες προς το περιβάλλον, πτώση πίεσης στους αγωγούς και απόκλιση από την κατάσταση θερμοδυναμικής ισορροπίας, να έδινε πιο ακριβή αποτελέσματα. Επιπλέον, το σύστημα ψύξης με προσρόφηση με ενεργό άνθρακα-μεθανόλη χρησιμοποιεί ως

καιρικά δεδομένα την μέγιστη και την ελάχιστη θερμοκρασία κάθε μέρας καθώς επίσης και την συνολική ηλιακή ακτινοβολία της ημέρας. Επομένως μία προσομοίωση που θα λαμβάνει υπ' όψιν την διακύμανση της θερμοκρασίας αλλά και της ηλιακής ακτινοβολίας καθ' όλη την διάρκεια της ημέρας θα δώσει αποτελέσματα πιο κοντά στις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας.

Τέλος, μελλοντικό στόχο αποτελεί η σύνδεση του συστήματος προσρόφησης μίας βαθμίδας και δύο θαλάμων ρόφησης με το ηλιακό θερμικό σύστημα και η προσομοίωση της λειτουργίας του για μία μέρα. Η χρονική διάρκεια του κύκλου προσρόφησης θα προσαρμόζεται στην βέλτιστη χρονική διάρκεια ανάλογα με την θερμοκρασία του ζεστού νερού τροφοδότησης. Με αυτόν τον τρόπο θα γίνει μία λεπτομερέστερη μελέτη για το πόσο μπορεί να αυξηθεί η ψύξη όταν ο κύκλος προσρόφησης προσαρμόζεται στον βέλτιστο κύκλο κάθε φορά.

## Παραρτήματα

### Παράρτημα Α: Πίνακες ιδιοτήτων NH<sub>3</sub> και διαλύματος NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

#### Πίνακας Α1. Ιδιότητες αμμωνίας.

	(bar)		(kJ/kg)				+50C		+100C	
tsat(C)	Psat	v	hf	hg	sf	sg	h	s	h	s
-50	0,4089	2625	-225,6	1192,1	-909	5444	1298,6	5877	1404,7	6233
-45	0,5454	2005	-203,5	1200,4	-811	5342	1308,1	5771	1414,9	6124
-40	0,7177	1552	-181,2	1208,8	-715	5247	1317,4	5672	1425,1	6021
-35	0,9322	1216	-158,9	1216,7	-620	5157	1326,7	5578	1435,1	5924
-30	1,196	0,9633	-136,5	1224,4	-527	5070	1335,8	5488	1445,1	5832
-28	1,317	0,8809	-127,6	1227,3	-491	5036	1339,5	5454	1449,1	5797
-26	1,447	0,8058	-118,6	1230,2	-454	5003	1343,1	5420	1453	5762
-24	1,588	0,7389	-109,5	1233,1	-418	4971	1346,7	5388	1457	5729
-22	1,74	0,6783	-100,4	1236,1	-382	4940	1350,2	5356	1461	5696
-20	1,902	0,6237	-91,4	1238,8	-347	4908	1353,6	5324	1464,8	5664
-18	2,077	0,5743	-82,4	1241,5	-311	4878	1357	5293	1468,8	5632
-16	2,265	0,5296	-73,3	1244,1	-275	4848	1360,5	5263	1472,6	5601
-14	2,465	0,489	-64,2	1246,7	-240	4818	1363,9	5233	1476,5	5571
-12	2,68	0,4521	-55	1249,3	-205	4789	1367,3	5204	1480,3	5541
-10	2,908	0,4185	-45,8	1251,8	-171	4760	1370,5	5176	1484,1	5512
-8	3,153	0,3879	-36,7	1254,1	-136	4732	1373,7	5148	1487,8	5484
-6	3,413	0,3599	-27,6	1256,4	-102	4704	1377	5121	1491,6	5456
-4	3,691	0,3344	-18,4	1258,7	-68	4677	1380,2	5093	1495,2	5428
-2	3,983	0,311	-9,2	1261	-34	4650	1383,4	5067	1498,9	5401
0	4,295	0,2895	0	1263,2	0	4625	1386,6	5041	1502,7	5375
2	4,625	0,2699	9,2	1265,3	34	4599	1389,7	5016	1506,3	5350
4	4,975	0,2517	18,5	1267,3	67	4573	1392,8	4991	1510	5325
6	5,346	0,2351	27,9	1269,4	101	4548	1395,8	4967	1513,7	5300
8	5,736	0,2198	37,3	1271,3	134	4523	1398,9	4943	1517,2	5276
10	6,149	0,2056	46,6	1273,1	166	4498	1401,9	4919	1521	5252
12	6,585	0,1926	56	1274,9	199	4474	1404,8	4896	1524,5	5228
14	7,045	0,1805	65,4	1276,6	232	4450	1407,7	4873	1527,9	5205
16	7,529	0,1693	74,8	1278,3	264	4426	1410,5	4850	1531,3	5183
18	8,035	0,159	84,3	1279,9	297	4403	1413,2	4828	1534,7	5161
20	8,57	0,1494	93,9	1281,4	329	4380	1416	4806	1538,1	5139
22	9,134	0,1405	103,4	1282,7	361	4357	1418,8	4784	1541,6	5117
24	9,722	0,1322	112,9	1284	393	4334	1421,5	4763	1545,1	5096
26	10,34	0,1245	122,5	1285,3	425	4312	1424,1	4743	1548,4	5075
28	10,99	0,1173	132,2	1286,6	457	4290	1426,8	4722	1551,5	5055
30	11,67	0,1106	141,9	1287,7	489	4269	1429,3	4702	1554,7	5035
32	12,37	0,1044	151,6	1288,7	520	4247	1431,8	4682	1558,1	5016
34	13,11	0,0986	161,3	1289,6	552	4225	1434,2	4663	1561,4	4996
36	13,89	0,0931	171,1	1290,6	583	4204	1436,6	4643	1564,5	4977

38	14,7	0,088	180,9	1291,4	614	4183	1438,9	4625	1567,5	4959
40	15,54	0,0833	190,7	1292,1	645	4162	1441,2	4606	1570,7	4940
42	16,42	0,0788	200,6	1292,6	676	4141	1443,4	4587	1573,8	4922
44	17,34	0,0746	210,6	1293	707	4120	1445,6	4569	1576,8	4904
46	18,3	0,0706	220,6	1293,3	738	4099	1447,8	4551	1579,8	4887
48	19,29	0,067	230,7	1293,5	769	4078	1449,9	4533	1582,8	4869
50	20,33	0,0635	240,7	1293,5	800	4058	1451,9	4515	1585,6	4852

**Πίνακας Α2. Θερμοκρασία στο σημείο φυσαλίδας του διαλύματος αμμωνίας-νερού, °C [35]**

	Press	(bar)								
x	0,2	0,4	0,6	0,8	1	2	4	6	8	10
0	60,5	76,1	86,02	93,48	99,53	120	143,47	158,85	170,59	180,06
0,1	29,59	45,25	55,22	62,71	68,78	89,31	112,81	128,18	139,9	149,32
0,2	10,25	24,94	34,34	41,42	47,17	66,7	89,15	103,87	115,13	124,16
0,3	-6,71	7	15,83	22,5	27,94	46,44	67,82	81,89	92,66	101,3
0,4	-22,51	-9,54	-1,17	5,17	10,34	28,01	48,49	62	72,36	80,67
0,5	-36,09	-23,7	-15,68	-9,59	-4,63	12,35	32,08	45,13	55,14	63,17
0,6	-46,43	-34,49	-26,75	-20,88	-16,08	0,32	19,41	32,04	41,74	49,53
0,7	-53,26	-41,67	-34,17	-28,48	-23,84	-7,93	10,56	22,8	32,21	39,78
0,8	-57,14	-45,86	-38,57	-33,04	-28,53	-13,1	4,83	16,71	25,84	33,19
0,9	-59,25	-48,22	-41,12	-35,74	-31,35	-16,37	1,03	12,55	21,41	28,54
1	-60,78	-49,96	-43,03	-37,79	-33,52	-18,96	-2,08	9,09	17,68	24,6

	Press	(bar)								
x	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	198,96	213,14	234,96	251,68	265,39	277,1	287,38	296,57	304,9	312,53
0,1	168,17	182,26	203,95	220,55	234,15	245,77	255,96	265,06	273,31	280,87
0,2	142,32	155,87	176,8	192,83	205,98	217,21	227,07	235,89	243,87	251,2
0,3	118,74	131,76	151,9	167,35	180,04	190,89	200,42	208,93	216,66	223,74
0,4	97,49	110,04	129,51	144,45	156,73	167,24	176,47	184,72	192,22	199,09
0,5	79,45	91,61	110,48	124,98	136,9	147,11	156,07	164,1	171,38	178,06
0,6	65,31	77,12	95,45	109,54	121,14	131,07	139,8	147,61	154,7	161,21
0,7	55,1	66,58	84,4	98,11	109,4	119,06	127,56	135,17	142,08	148,42
0,8	48,07	59,23	76,55	89,89	100,88	110,29	118,57	125,99	132,72	138,9
0,9	42,99	53,82	70,67	83,64	94,33	103,5	111,56	118,78	125,34	131,37
1	38,62	49,14	65,5	78,11	88,51	97,43	105,28	112,32	118,71	124,58

**Πίνακας Α3. Ενθαλπία υγρής φάσης του διαλύματος αμμωνίας-ατμού, kJ/kg [35]**

	Press	(bar)								
x	0,2	0,4	0,6	0,8	1	2	4	6	8	10
0	252,4	317,87	359,54	390,93	416,44	503,1	603,6	670,1	721,4	763,78



0,1	55,87	121,49	163,19	194,56	220,03	306,6	406,9	473,6	525,2	567,94
0,2	-91,72	-28,97	10,89	40,88	65,25	148,1	244,4	308,6	358,4	399,83
0,3	-221,5	-160,7	-122,2	-93,23	-69,72	10,13	102,8	164,6	212,6	252,52
0,4	-332,5	-272,1	-234	-205,4	-182,3	-104,1	-13,8	46,24	92,76	131,4
0,5	-414,7	-353,7	-315,5	-286,9	-263,9	-186,4	-97,53	-38,71	6,75	44,46
0,6	-458,5	-397,1	-358,7	-330,2	-307,3	-230,3	-142,5	-84,67	-40,04	-3,07
0,7	-459,6	-398,9	-361,1	-332,9	-310,3	-234,5	-148,2	-91,39	-47,57	-11,27
0,8	-421,6	-363,2	-326,8	-299,7	-277,8	-204,3	-120,3	-64,77	-21,86	13,71
0,9	-355,1	-300,9	-266,8	-241,3	-220,6	-150,7	-69,87	-16	25,79	60,56
1	-274	-226	-195,2	-171,9	-152,9	-87,7	-10,99	40,8	81,3	115,15

	Press	(bar)								
x	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	847,17	911,92	1012,1	1090,4	1155,6	1212,1	1262,3	1307,6	1349,1	1387,5
0,1	652,36	718,27	820,96	901,73	969,48	1028,5	1081,1	1128,8	1172,6	1213,3
0,2	481,88	546,23	647,03	726,78	793,99	850,72	905,28	953,1	997,14	1038,1
0,3	331,76	394,06	491,92	569,61	635,27	692,8	744,39	791,42	834,81	875,22
0,4	208,19	268,56	363,48	438,95	502,82	558,87	609,19	655,12	697,54	737,08
0,5	119,28	178,05	270,42	343,88	406,09	460,7	509,78	554,59	596,01	634,65
0,6	70,19	127,68	217,99	289,8	350,63	404,05	452,08	495,95	536,51	574,36
0,7	60,64	117,07	205,75	276,29	336,07	388,59	435,83	478,99	518,92	556,18
0,8	84,31	139,82	227,16	296,73	355,75	407,64	454,32	497,01	536,5	573,36
0,9	129,81	184,42	270,61	339,43	397,89	449,33	495,65	538,01	577,21	613,81
1	182,93	236,66	321,8	390	448,03	499,15	545,2	587,34	626,35	662,78

## Παράρτημα Β: Πίνακες ιδιοτήτων R134a

### Πίνακας Β1. Ιδιότητες κορεσμένου R134a [32],[33]

		Enthalpy (kJ/kg)		Entropy (kJ/kg.K)	
Temperature C	pressure(kPa)	sat liquid	sat vapor	sat liquid	sat vapor
-100	0,57	-71,1	188,8	-0,3519	1,1493
-99	0,63	-70	189,4	-0,3453	1,144
-98	0,7	-68,8	190	-0,3386	1,1389
-97	0,77	-67,7	190,6	-0,3321	1,1339
-96	0,86	-66,5	191,2	-0,3256	1,129
-95	0,95	-65,4	191,7	-0,3191	1,1242
-94	1,04	-64,2	192,3	-0,3126	1,1194
-93	1,15	-63,1	192,9	-0,3062	1,1148
-92	1,27	-61,9	193,5	-0,2999	1,1103
-91	1,4	-60,8	194,1	-0,2935	1,1058
-90	1,53	-59,6	194,7	-0,2872	1,1015
-89	1,68	-58,5	195,3	-0,2809	1,0972
-88	1,84	-57,3	195,9	-0,2747	1,0931
-87	2,02	-56,1	196,5	-0,2685	1,089

-86	2,2	-55	197,1	-0,2623	1,085
-85	2,41	-53,8	197,8	-0,2561	1,0811
-84	2,63	-52,7	198,4	-0,25	1,0772
-83	2,86	-51,5	199	-0,2439	1,0735
-82	3,11	-50,4	199,6	-0,2378	1,0698
-81	3,39	-49,2	200,2	-0,2317	1,0662
-80	3,68	-48	200,8	-0,2257	1,0627
-79	3,99	-46,9	201,4	-0,2197	1,0592
-78	4,33	-45,7	202	-0,2137	1,0558
-77	4,69	-44,5	202,7	-0,2077	1,0525
-76	5,07	-43,4	203,3	-0,2018	1,0493
-75	5,48	-42,2	203,9	-0,1958	1,0461
-74	5,92	-41	204,5	-0,1899	1,043
-73	6,39	-39,8	205,1	-0,1841	1,0399
-72	6,89	-38,7	205,8	-0,1782	1,0369
-71	7,42	-37,5	206,4	-0,1724	1,034
-70	7,98	-36,3	207	-0,1665	1,0312
-69	8,58	-35,1	207,6	-0,1607	1,0284
-68	9,22	-33,9	208,2	-0,155	1,0256
-67	9,89	-32,8	208,9	-0,1492	1,0229
-66	10,61	-31,6	209,5	-0,1435	1,0203
-65	11,37	-30,4	210,1	-0,1377	1,0177
-64	12,18	-29,2	210,8	-0,132	1,0152
-63	13,03	-28	211,4	-0,1263	1,0128
-62	13,93	-26,8	212	-0,1207	1,0104
-61	14,88	-25,6	212,6	-0,115	1,008
-60	15,89	-24,4	213,3	-0,1094	1,0057
-59	16,95	-23,2	213,9	-0,1038	1,0034
-58	18,07	-22	214,5	-0,0982	1,0012
-57	19,25	-20,8	215,2	-0,0926	0,9991
-56	20,49	-19,6	215,8	-0,087	0,997
-55	21,8	-18,4	216,4	-0,0815	0,9949
-54	23,17	-17,2	217	-0,0759	0,9929
-53	24,62	-16	217,7	-0,0704	0,9908
-52	26,14	-14,7	218,3	-0,0649	0,989
-51	27,73	-13,5	218,9	-0,0594	0,9871
-50	29,41	-12,3	219,6	-0,0539	0,9852
-49	31,16	-11,1	220,2	-0,0485	0,9834
-48	33	-9,9	220,8	-0,043	0,9816
-47	34,93	-8,6	221,5	-0,0376	0,9799
-46	36,95	-7,4	222,1	-0,0322	0,9782
-45	39,06	-6,2	222,7	-0,0268	0,9765
-44	41,27	-4,9	223,4	-0,0214	0,9749
-43	43,58	-3,7	224	-0,0161	0,9733

-42	45,99	-2,5	224,6	-0,0107	0,9718
-41	48,51	-1,2	225,3	-0,0054	0,9703
-40	51,14	0	225,9	0	0,9688
-39	53,88	1,2	226,5	0,0053	0,9674
-38	56,74	2,5	227,1	0,0106	0,966
-37	59,72	3,7	227,8	0,0159	0,9646
-36	62,83	5	228,4	0,0211	0,9632
-35	66,07	6,2	229	0,0264	0,9619
-34	69,43	7,5	229,7	0,0316	0,9606
-33	72,93	8,7	230,3	0,0369	0,9594
-32	76,58	10	230,9	0,0421	0,9581
-31	80,36	11,3	231,5	0,0473	0,9569
-30	84,29	12,5	232,2	0,0525	0,9558
-29	88,37	13,8	232,8	0,0577	0,9546
-28	92,61	15,1	233,4	0,0628	0,9535
-27	97,02	16,3	234	0,068	0,9524
-26	101,58	17,6	234,7	0,0731	0,9514
-25	106,32	18,9	235,3	0,0783	0,9503
-24	111,22	20,2	235,9	0,0834	0,9493
-23	116,31	21,4	236,5	0,0885	0,9483
-22	121,57	22,7	237,1	0,0936	0,9473
-21	127,02	24	237,8	0,0987	0,9464
-20	132,67	25,3	238,4	0,1038	0,9455
-19	138,5	26,6	239	0,1088	0,9446
-18	144,54	27,9	239,6	0,1139	0,9437
-17	150,78	29,2	240,1	0,119	0,9428
-16	157,23	30,5	240,8	0,124	0,942
-15	163,9	31,8	241,4	0,129	0,9412
-14	170,78	33,1	242	0,134	0,9404
-13	177,89	34,4	242,7	0,139	0,9396
-12	185,22	35,7	243,3	0,144	0,9389
-11	192,79	37	243,9	0,149	0,9381
-10	200,6	38,3	244,5	0,154	0,9374
-9	208,65	39,6	245,1	0,159	0,9367
-8	216,95	40,9	245,7	0,1639	0,936
-7	225,5	42,3	246,3	0,1689	0,9354
-6	234,32	43,6	246,9	0,1738	0,9347
-5	243,39	44,9	247,5	0,1788	0,9341
-4	252,74	46,2	248	0,1837	0,9335
-3	262,36	47,6	248,6	0,1886	0,9328
-2	272,26	48,9	249,2	0,1935	0,9323
-1	282,45	50,3	249,8	0,1984	0,9317
0	292,93	51,6	250,4	0,2033	0,9311
1	303,7	52,9	251	0,2082	0,9306

2	314,77	54,3	251,6	0,2131	0,93
3	326,16	55,6	252,1	0,2179	0,9295
4	337,85	57	252,7	0,2228	0,929
5	349,87	58,4	253,3	0,2277	0,9285
6	362,21	59,7	253,9	0,2325	0,928
7	374,88	61,1	254,4	0,2373	0,9275
8	387,88	62,4	255	0,2422	0,9271
9	401,23	63,8	255,6	0,247	0,9266
10	414,92	65,2	256,1	0,2518	0,9262
11	428,97	66,6	256,7	0,2566	0,9257
12	443,37	68	257,2	0,2615	0,9253
13	458,11	69,3	257,8	0,2663	0,9249
14	473,25	70,7	258,4	0,2711	0,9245
15	488,78	72,1	258,9	0,2759	0,9241
16	504,68	73,5	259,4	0,2806	0,9237
17	520,98	74,9	260	0,2854	0,9233
18	537,67	76,3	260,5	0,2902	0,9229
19	554,76	77,7	261,1	0,295	0,9225
20	572,25	79,1	261,6	0,2997	0,9222
21	590,16	80,5	262,1	0,3045	0,9218
22	608,49	82	262,6	0,3093	0,9215
23	627,25	83,4	263,2	0,314	0,9211
24	646,44	84,8	263,7	0,3188	0,9208
25	666,06	86,2	264,2	0,3235	0,9204
26	686,13	87,7	264,7	0,3283	0,9201
27	706,66	89,1	265,2	0,333	0,9198
28	727,64	90,5	265,7	0,3378	0,9194
29	749,04	92	266,2	0,3425	0,9191
30	771,02	93,4	266,7	0,3472	0,9188
31	793,43	94,9	267,2	0,352	0,9184
32	816,28	96,4	267,7	0,3567	0,9181
33	839,66	97,8	268,2	0,3614	0,9178
34	863,53	99,3	268,6	0,3661	0,9175
35	887,91	100,8	269,1	0,3709	0,9171
36	912,8	102,2	269,6	0,3756	0,9168
37	938,2	103,7	270	0,3803	0,9165
38	964,14	105,2	270,5	0,385	0,9162
39	990,6	106,7	270,9	0,3897	0,9158
40	1017,61	108,2	271,4	0,3945	0,9155
41	1045,16	109,7	271,8	0,3992	0,9152
42	1073,26	111,2	272,2	0,4039	0,9148
43	1101,93	112,7	272,7	0,4086	0,9145
44	1131,16	114,3	273,1	0,4134	0,9141
45	1161,01	115,8	273,5	0,4181	0,9138

46	1191,41	117,3	273,9	0,4228	0,9134
47	1222,41	118,9	274,3	0,4275	0,913
48	1253,95	120,4	274,7	0,4323	0,9126
49	1286,17	122	275,1	0,437	0,9123
50	1319	123,5	275,4	0,4417	0,9119
51	1352,44	125,1	275,8	0,4465	0,9115
52	1386,52	126,7	276,2	0,4512	0,911
53	1421,23	128,2	276,5	0,456	0,9106
54	1456,58	129,8	276,9	0,4607	0,9102
55	1492,59	131,4	277,2	0,4655	0,9097
56	1529,26	133	277,5	0,4703	0,9092
57	1566,61	134,6	277,8	0,475	0,9088
58	1604,63	136,2	278,1	0,4798	0,9083
59	1643,35	137,9	278,4	0,4846	0,9077
60	1682,76	139,5	278,7	0,4894	0,9072
61	1722,88	141,1	279	0,4942	0,9066
62	1763,72	142,8	279,2	0,499	0,9061
63	1805,28	144,5	279,5	0,5039	0,9054
64	1847,47	146,1	279,7	0,5087	0,9048
65	1890,54	147,8	279,9	0,5135	0,9042
66	1934,36	149,5	280,1	0,5184	0,9035
67	1978,94	151,2	280,3	0,5233	0,9028
68	2024,28	152,9	280,4	0,5282	0,902
69	2070,42	154,6	280,6	0,5331	0,9012
70	2117,34	156,4	280,7	0,538	0,9004
71	2165,08	158,1	280,8	0,543	0,8996
72	2213,63	159,9	280,9	0,5479	0,8987
73	2263,01	161,7	281	0,5529	0,8978
74	2313,23	163,4	281,1	0,558	0,8968
75	2364,31	165,3	281,1	0,563	0,8957
76	2416,25	167,1	281,1	0,5681	0,8946
77	2469,08	168,9	281,1	0,5732	0,8935
78	2522,79	170,8	281	0,5783	0,8923
79	2577,42	172,6	280,9	0,5834	0,891
80	2632,97	174,5	280,8	0,5887	0,8896
81	2689,46	176,5	280,7	0,5939	0,8882
82	2746,9	178,4	280,5	0,5992	0,8867
83	2805,31	180,4	280,3	0,6045	0,8851
84	2864,7	182,3	280	0,6099	0,8833
85	2925,11	184,4	279,7	0,6154	0,8815
86	2986,54	186,4	279,3	0,6209	0,8795
87	3049,01	188,5	278,9	0,6265	0,8774
88	3112,55	190,6	278,4	0,6322	0,8752
89	3177,1	192,8	277,8	0,638	0,8727

90	3242,87	195	277,1	0,6439	0,8701
91	3309,78	197,3	276,4	0,6499	0,8672
92	3377,85	199,6	275,5	0,6561	0,864
93	3447,13	202	274,5	0,6625	0,8605
94	3517,65	204,6	273,4	0,6691	0,8566
95	3589,44	207,2	272,1	0,676	0,8522
96	3662,57	210	270,5	0,6832	0,8472
97	3737,09	212,9	268,6	0,691	0,8414
98	3813,08	216,2	266,2	0,6996	0,8344
99	3890,64	220	263,1	0,7094	0,8254
100	3969,94	224,8	258,6	0,722	0,2033
101	4051,35	234,6	247,6	0,748	0,7827

**Πίνακας Β2. Ιδιότητες υπέρθερμου R134a [34]**

Temperature(C)	Volume	Enthalpy	Entropy	Temperature(C)	Volume	Enthalpy	Entropy
p=60kPa	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	J/kg.K	p=100kPa	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	J/kg.K
-20	0,3361	240,8	1018	-20	0,1984	239,5	972
-10	0,3505	248,6	1048	-10	0,2074	247,5	1003
0	0,3648	256,5	1077	0	0,2163	255,6	1033
10	0,3789	264,7	1107	10	0,2251	263,8	1063
20	0,393	272,9	1135	20	0,2337	272,2	1092
30	0,4071	281,4	1164	30	0,2423	280,7	1120
40	0,421	290	1192	40	0,2509	289,3	1149
50	0,435	298,7	1219	50	0,2594	298,2	1176
60	0,4488	307,7	1246	60	0,2678	307,1	1204
70	0,4627	316,8	1273	70	0,2763	316,3	1231
80	0,4765	326	1300	80	0,2847	325,6	1257
90	0,4903	335,4	1326	90	0,293	335	1284
100	0,5041	345	1352	100	0,3014	344,6	1310
p=140kPa				p=180kPa			
-10	0,1461	246,4	972	-10	0,1119	245,2	948
0	0,1526	254,6	1003	0	0,1172	253,6	980
10	0,1591	262,9	1033	10	0,1224	262	1010
20	0,1654	271,4	1062	20	0,1275	270,6	1040
30	0,1717	280	1091	30	0,1325	279,3	1069
40	0,178	288,7	1120	40	0,1374	288,1	1098
50	0,1841	297,6	1147	50	0,1423	297	1126
60	0,1903	306,6	1175	60	0,1472	306,1	1153
70	0,1964	315,8	1202	70	0,152	315,3	1181
80	0,2024	325,1	1229	80	0,1567	324,6	1207
90	0,2085	334,6	1255	90	0,1615	334,1	1234
100	0,2145	344,2	1282	100	0,1662	343,8	1260
p=200kPa				p=240kPa			
-10,1	0,0999	244,5	938	-5,4	0,0839	247,3	935

0	0,1048	253,1	970	0	0,0862	252	952
10	0,1096	261,6	1001	10	0,0903	260,7	983
20	0,1142	270,2	1030	20	0,0942	269,4	1013
30	0,1187	278,9	1060	30	0,0981	278,2	1043
40	0,1232	287,7	1088	40	0,1019	287,1	1072
50	0,1277	296,7	1116	50	0,1057	296,1	1100
60	0,1321	305,8	1144	60	0,1094	305,2	1128
70	0,1364	315	1171	70	0,1131	314,5	1156
80	0,1407	324,4	1198	80	0,1168	323,9	1183
90	0,1451	333,9	1225	90	0,1204	333,5	1209
100	0,1493	343,6	1251	100	0,124	343,2	1236
p=280kPa				p=320kPa			
-1,2	0,0724	249,7	932	2,5	0,0636	251,9	930
10	0,0765	259,7	968	10	0,0661	258,7	954
20	0,08	268,5	999	20	0,0693	267,7	986
30	0,0834	277,4	1029	30	0,0723	276,7	1016
40	0,0867	286,4	1058	40	0,0753	285,7	1045
50	0,09	295,5	1086	50	0,0782	294,9	1074
60	0,0932	304,7	1114	60	0,0811	304,1	1102
70	0,0964	314	1142	70	0,0839	313,5	1130
80	0,0996	323,5	1169	80	0,0868	323	1157
90	0,1028	333,1	1196	90	0,0895	332,6	1184
110	0,109	352,7	1248	110	0,095	352,3	1237
120	0,1121	362,7	1274	120	0,0978	362,4	1263
p=400kPa				p=500kPa			
8,9	0,0512	255,6	927	15,7	0,0411	259,3	924
10	0,0515	256,6	931	20	0,0421	263,5	938
20	0,0542	265,9	963	30	0,0443	273	970
30	0,0568	275,1	994	40	0,0465	282,5	1001
40	0,0593	284,3	1024	50	0,0485	292	1031
50	0,0617	293,6	1053	60	0,0505	301,5	1060
60	0,0641	301	1081	70	0,0524	311,1	1088
70	0,0664	312,4	1109	80	0,0543	320,8	1116
80	0,0687	322	1137	90	0,0562	330,6	1144
90	0,071	331,7	1164	100	0,0583	340,5	1171
100	0,0735	341,6	1191	110	0,06	350,6	1197
110	0,0755	351,5	1217	120	0,0617	360,7	1223
120	0,0777	361,6	1243	130	0,0635	371	1249
p=600kPa				p=700kPa			
21,6	0,0343	262,43	922	26,7	0,0294	265,05	920
30	0,036	270,8	950	30	0,03	268,45	931
40	0,0379	280,6	982	40	0,0317	278,58	964
50	0,0397	290,3	1012	50	0,0333	288,53	995
60	0,0414	300	1042	60	0,0349	298,43	1026

70	0,0431	309,7	1071	70	0,0364	308,33	1055
80	0,0447	319,6	1099	80	0,0379	318,28	1084
90	0,0463	329,5	1126	90	0,0393	328,3	1111
100	0,0479	339,5	1154	100	0,0406	338,4	1139
110	0,0495	349,6	1180	110	0,042	348,6	1166
120	0,051	359,8	1207	120	0,0434	358,91	1192
130	0,0525	370,2	1233	130	0,0447	369,32	1219
140	0,054	380,7	1258	140	0,046	379,86	1244
p=800kPa				p=900kPa			
31,3	0,0256	267,3	918	35,5	0,0227	269,3	917
40	0,027	276,5	948	40	0,0234	274,2	933
50	0,0285	286,7	980	50	0,0248	284,8	966
60	0,03	296,8	1011	60	0,0261	295,1	998
70	0,0313	306,9	1041	70	0,0274	305,4	1028
80	0,0327	317	1070	80	0,0286	315,6	1057
90	0,0339	327,1	1098	90	0,0298	325,9	1086
100	0,0352	337,3	1126	100	0,031	336,2	1114
110	0,0364	347,6	1153	110	0,0321	346,6	1141
120	0,0376	358	1180	120	0,0332	357	1168
130	0,0388	368,5	1206	130	0,0342	367,6	1195
140	0,04	379,1	1232	140	0,0353	378,2	1221
150	0,0411	389,8	1258	150	0,0363	389	1247
160	0,0423	400,6	1283	160	0,0374	399,9	1272
p=1000kPa				p=1200kPa			
39,4	0,0203	271	916	46,3	0,0167	273,9	913
40	0,0204	271,7	918	50	0,0172	278,3	927
50	0,0218	282,7	953	60	0,0184	289,6	961
60	0,0231	293,4	985	70	0,0195	300,6	994
70	0,0243	303,9	1016	80	0,0205	311,4	1025
80	0,0254	314,3	1046	90	0,0215	322,1	1056
90	0,0265	324,7	1075	100	0,0224	332,7	1084
100	0,0276	335,1	1103	110	0,0233	343,4	1112
110	0,0286	345,5	1131	120	0,0242	354,1	1139
120	0,0296	356,1	1158	130	0,0251	364,9	1166
130	0,0306	366,7	1185	140	0,0259	375,7	1193
150	0,0325	388,2	1237	160	0,0276	397,7	1245
160	0,0335	399,2	1262	170	0,0284	408,8	1270
p=1400kPa				p=1600kPa			
52,4	0,0141	276,2	911	57,9	0,0121	277,9	908
60	0,015	285,5	939	60	0,0124	280,7	916
70	0,0161	297,1	973	70	0,0134	293,3	954
80	0,017	308,3	1006	80	0,0144	305,1	987
90	0,0179	319,4	1036	90	0,0152	316,5	1019
100	0,0188	330,3	1066	100	0,016	327,8	1050



110	0,0196	341,2	1095	110	0,0168	338,9	1080
120	0,0204	352,1	1123	120	0,0175	350	1108
130	0,0212	363	1150	130	0,0182	361,1	1136
140	0,0219	374	1177	140	0,0189	372,3	1163
150	0,0226	385,1	1204	150	0,0195	383,5	1190
160	0,0234	396,2	1230	160	0,0202	394,7	1216
170	0,0241	407,4	1255	170	0,0208	406	1242
180	0,0247	418,8	1281	180	0,0215	417,4	1268

## Παράρτημα Γ: Κλιματικά δεδομένα

Πίνακας Γ1. Κλιματικά δεδομένα για την Barossa Valley της Νότιας Αυστραλίας [15]

			solar				solar
day	Min T	Max T	radiation	day	Min T	Max T	radiation
	Celsiou	Celsiou	KJ/m2		Celsiou	Celsiou	KJ/m2
1	9,5	31	31,32	26	13	26,3	9,7
2	14,4	32,2	20,88	27	13,7	36,4	18,36
3	21,8	33,2	6,84	28	20,6	20,9	5,4
4	20,4	28,4	30,96	29	13,7	20,9	18,72
5	14,1	22,9	26,28	30	10,1	24,6	29,88
6	6,2	27,4	32,04	31	13,3	28,4	29,16
7	9,9	32,8	31,68	32	15,6	32	30,6
8	10,5	36,9	27,36	33	16,3	37,4	30,24
9	14,4	24,6	30,6	34	14,6	41,3	30,24
10	10,4	28,2	31,68	35	17	43,1	27
11	14,4	33,5	31,68	36	22,1	35	13,68
12	17,5	37,9	13,68	37	19,4	39,6	25,92
13	20,1	27,4	9,36	38	20,8	33,7	28,44
14	16,4	25,8	10,44	39	12,4	30,3	29,52
15	12,9	24,1	22	40	12,4	31,3	26,28
16	7,2	25,7	28,8	41	16,4	35,7	29,16
17	8,8	24,8	39,5	42	20,1	32,8	14,26
18	10	23,8	25,9	43	18	38,5	23,76
19	11,3	27	28,4	44	20,2	42,5	24,48
20	12,9	32,2	31	45	21,7	27,9	7,2
21	14,3	37,9	31,32	46	13,6	20,6	14,76
22	18,4	42	30,96	47	11,4	20,7	19,08
23	15	32	25,2	48	11,3	23,8	19,08
24	14,4	30,7	28,08	49	12,3	28,4	28,44
25	6,6	27,4	30,2	50	15,8	30,8	28,8

## Βιβλιογραφία

- [1] <https://klimatismos.jimdo.com/2016/02/02>.
- [2] P. Goyal, P. Baredar, A. Mittal, A. R. Siddiqui, Adsorption refrigeration technology—An overview of theory and its solar energy applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 53, p.1389-1410, 2016.
- [3] P. Srihirin, S. Aphornratana, S. Chungpaibulpatana, A review of absorption Refrigeration, Renewable and Sustainable Energy Reviews vol.5, p.343-372, 2001.
- [4] M. R. Yeung, P. K. Yuen, A. Dunn, L. S. Cornish, Performance of a solar-powered air conditioning system in Honk Kong, Solar energy, vol. 48, p.309-319, 1992.
- [5] R.M. Lazzarin, P. Romagnoni, L. Casasola, Two years of operation of a large solar cooling plant, International Journal of Refrigeration, vol.16, p.185-190, 1992.
- [6] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, L. C. Wrobel, Modeling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus, Solar Energy, vol.72, p.43-51, 2002.
- [7] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, L. C. Wrobel, Design and Construction of a LiBr–water absorption machine, Energy Conversion and Management, vol.44, p.2483-2508, 2003.
- [8] O. Kizilkan, A. Sencan, S. A. Kalogirou, Thermoeconomic optimization of LiBr absorption refrigeration system, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, vol.46, p.1376-1384, 2007.
- [9] I. Sarbu, C. Sebarchievici, Review of solar refrigeration and cooling systems, Energy and Buildings, vol.67, p.286-297, 2013.
- [10] E. Bellos, C. Tzivanidis, K. A. Antonopoulos, Exergetic and energetic comparison of LiCl-H<sub>2</sub>O and LiBr-H<sub>2</sub>O working, Energy Conversion and Management, vol.123, p.453-461, 2016.
- [11] G. Chen, E. Hihara, A new absorption refrigeration cycle using solar energy, Solar Energy, vol.66, p.479-482, 1999.
- [12] E. Bellos, M. Gr. Vrachopoulos, C. Tzivanidis. Energetic and exergetic investigation of a novel solar assisted mechanical compression refrigeration system, Energy Conversion and Management, vol.147, p.1-18, 2017.
- [13] Ε. Μπέλλος, Χ. Τζιβανίδης, Γ. Τσίφης, Ενεργειακή, εξεργειακή και οικονομική αξιολόγηση ενός κλιμακοειδούς συστήματος (cascade) απορρόφησης μηχανικής συμπίεσης με χρήση ηλιακής ενέργειας, 11 Εθνικό Συνέδριο για τις Ήπιες Μορφές Ενέργειας, vol. β, 2018.
- [14] Ε.Γ.Παπουτσή, Θερμοδυναμική ανάλυση ψυκτικών συστημάτων

- προσρόφησης, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Διδακτορική διατριβή, 2018.
- [15] J. Wang, E. Hu, A. Blazewicz, A. W. Ezzat, Simulation of accumulated performance of a solar thermal powered adsorption refrigeration system with daily climate conditions, *Energy*, vol.165, p.487-498, 2018.
  - [16] E. Bellos, C. Tzivanidis, K. A. Antonopoulos, Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types, vol.102, p.747-759, 2016.
  - [17] [https://insulation.org/io/wp-content/uploads/sites/3/2016/10/IO150605\\_01.jpg](https://insulation.org/io/wp-content/uploads/sites/3/2016/10/IO150605_01.jpg).
  - [18] <https://slideplayer.com/slide/2682232/10/images/3/10-2+Schmatic+and+T-s+Diagram+for+Ideal+Vapor-Compression+Refrigeration+Cycle+%28Fig.+10-3%29.jpg>.
  - [19] S. A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering Processes and Systems*. s.l. : ELSEVIER, ISBN\_13:978-0-12-397270-5, p.380, 2014.
  - [20] <https://slideplayer.com/slide/1424542/4/images/37/ABSORPTION+REFRIGERATION+SYSTEMS.jpg>.
  - [21] <http://www.monachos.gr/forum/attachment.php?attachmentid=239&d=1371721726>.
  - [22] [https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQpply-SLfdm7LqaOwuFJAW\\_C3eUSUlayeqA-pGJnE4XgWyYQgL](https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQpply-SLfdm7LqaOwuFJAW_C3eUSUlayeqA-pGJnE4XgWyYQgL).
  - [23] [https://encryptedtbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcT3kQa6b6CISZqhBlj38BeWM3tlUNI4\\_rpsh2LJ83teqpu1bUP9fQ](https://encryptedtbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcT3kQa6b6CISZqhBlj38BeWM3tlUNI4_rpsh2LJ83teqpu1bUP9fQ).
  - [24] S. A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering Processes and Systems*. s.l. : ELSEVIER, ISBN\_13:978-0-12-397270-5, p.380, 2014.
  - [25] Y. A. CENGEL, M. A. BOLES. *Θερμοδυναμική για μηχανικούς*, Εκδόσεις Τζιόλα, 7η έκδοση
  - [26] <https://docplayer.net/22214399-Lesson-16-vapour-absorption-refrigeration-systems-based-on-ammonia-water-pair.html>.
  - [27] <https://www.google.com/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwidl5Hq5ZTeAhVP26QKHVbMCXUQjRx6BagBEAU&url=https%3A%2F%2Fwww.mathworks.com%2Fmatlabcentral%2Ffileexchange%2F42965-calculation-of-enthalpy-and-librh2o-concentrat>.
  - [28] <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/42965-calculation-of-enthalpy-and-librh2o-concentration-from-curve-fitting-equations>.
  - [29] <https://www.google.com/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwidl5Hq5ZTeAhVP26QKHVbMCXUQjRx6Bag>

BEAU&url=https%3A%2F%2Fwww.mathworks.com%2Fmatlabcentral%2Ffileexchange%2F42965-calculation-of-enthalpy-and-librh2o-concentrat.

[30] <https://el.wikipedia.org/wiki/Προσρόφηση>.

[31] F. C. Alley, C. D. Cooper, Έλεγχος αέριας ρύπανσης, Εκδόσεις Τζιόλα, σελ 405-410, 2015.

[32] [http://www.gas2010.com/pdfs/r134a\\_pressure\\_temp\\_table.pdf](http://www.gas2010.com/pdfs/r134a_pressure_temp_table.pdf).

[33] [http://homepages.wmich.edu/~cho/ME432/Appendix1Udated\\_metric.pdf](http://homepages.wmich.edu/~cho/ME432/Appendix1Udated_metric.pdf).

[34] <https://theengineeringmindset.com/thermodynamic-properties-refrigerant-r-134a/>.

[35] [https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjQ0oOjhp7iAhXzwMQBHeCCDtEQFjAAegQIBBAC&url=http%3A%2F%2Fshodhganga.inflibnet.ac.in%2Fbitstream%2F10603%2F37842%2F16%2F16\\_appendix.pdf&usg=AOVaw0L2qhneBr4P2NKp4exf4BZ](https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjQ0oOjhp7iAhXzwMQBHeCCDtEQFjAAegQIBBAC&url=http%3A%2F%2Fshodhganga.inflibnet.ac.in%2Fbitstream%2F10603%2F37842%2F16%2F16_appendix.pdf&usg=AOVaw0L2qhneBr4P2NKp4exf4BZ)