



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ
ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ
ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

ΕΥΣΤΡΑΤΙΟΥ Γ. ΠΑΠΟΥΤΣΗ

Διπλ. Μηχανολόγου Μηχανικού Ε.Μ.Π.

ΕΠΙΒΛΕΠΟΥΣΑ:

ΕΙΡΗΝΗ Π. ΚΟΡΩΝΑΚΗ

Αναπληρώτρια Καθηγήτρια Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ, ΦΕΒΡΟΥΑΡΙΟΣ 2018



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ
ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ
ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ**

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

ΕΥΣΤΡΑΤΙΟΥ Γ. ΠΑΠΟΥΤΣΗ

Διπλ. Μηχανολόγου Μηχανικού Ε.Μ.Π.

ΤΡΙΜΕΛΗΣ ΣΥΜΒΟΥΛΕΤΙΚΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗ:

1. Ε. Κορωνάκη, Αναπ. Καθ. Ε.Μ.Π. (Επιβλέπουσα)
2. Κ. Αντωνόπουλος, Καθ. Ε.Μ.Π.
3. Ε. Ρογδάκης, Καθ. Ε.Μ.Π.

ΕΠΤΑΜΕΛΗΣ ΕΞΕΤΑΣΤΙΚΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗ:

1. Ε. Κορωνάκη, Αναπ. Καθ. Ε.Μ.Π.
2. Κ. Αντωνόπουλος, Καθ. Ε.Μ.Π.
3. Ε. Ρογδάκης, Καθ. Ε.Μ.Π.
4. Α. Σαγιά, Καθ. Ε.Μ.Π.
5. Μ. Φούντη, Καθ. Ε.Μ.Π.
6. Σ. Καρέλλας, Αναπ. Καθ. Ε.Μ.Π.
7. Χ. Τζιβανίδης, Αναπ. Καθ. Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ, ΦΕΒΡΟΥΑΡΙΟΣ 2018

Αφιερώνω
τη διδακτορική μου διατριβή
στην οικογένειά μου

Η παρούσα Διδακτορική Διατριβή εκπονήθηκε με την οικονομική υποστήριξη του Ειδικού Λογαριασμού Κονδυλίων Έρευνας Ε.Μ.Π. για την περίοδο 2014 – 2018.

«Η έγκριση της διδακτορικής διατριβής από την Ανώτατη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου δεν υποδηλώνει αποδοχή των γνώμων του συγγραφέα (Ν. 5343/1932, Άρθρο 202)»

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΛΙΣΤΑ ΕΙΚΟΝΩΝ	9
ΛΙΣΤΑ ΠΙΝΑΚΩΝ.....	15
ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	17
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	19
ABSTRACT.....	21
ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ.....	23
1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	27
1.1 ΓΕΝΙΚΑ.....	29
1.2 ΑΝΤΙΚΕΙΜΕΝΟ ΤΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ.....	31
1.3 ΠΡΩΤΟΤΥΠΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΤΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ.....	32
1.4 ΔΟΜΗ ΤΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ.....	33
1.5 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ.....	35
2 ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑΣ.....	37
2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	39
2.2 ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΕΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΨΥΞΗΣ.....	39
2.2.1 Ηλεκτροκίνητα συστήματα ψύξης.....	39
2.2.2 Θερμοκίνητα συστήματα ψύξης.....	43
2.3 ΨΥΚΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΡΟΦΗΣΗΣ ΚΛΕΙΣΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ.....	52
2.4 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ.....	55
2.5 ΨΥΚΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ.....	56
2.5.1 Ψυκτικός κύκλος προσρόφησης μίας βαθμίδας-δύο θαλάμων ρόφησης.....	56
2.5.2 Ψυκτικός κύκλος προσρόφησης μίας βαθμίδας – πολλαπλών θαλάμων ρόφησης.....	60
2.5.3 Ψυκτικός κύκλος προσρόφησης πολλαπλών βαθμίδων – πολλαπλών θαλάμων ρόφησης.....	61
2.6 ΠΡΟΣΡΟΦΗΤΙΚΑ ΥΛΙΚΑ.....	63
2.6.1 Εισαγωγή.....	63
2.6.2 Φυσικοί προσροφητές.....	64

2.6.3	Χημικοί προσροφητές.....	66
2.6.4	Σύνθετου τύπου προσροφητές.....	67
2.7	ΨΥΚΤΙΚΑ ΜΕΣΑ.....	68
2.8	ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΑ ΖΕΥΓΗ.....	69
2.9	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	77
2.10	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ.....	78
3	ΨΥΚΤΗΣ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΜΙΑΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ – ΔΥΟ ΘΑΛΑΜΩΝ ΡΟΦΗΣΗΣ.....	85
3.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	87
3.2	ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΨΥΚΤΗ.....	87
3.3	ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ.....	91
3.4	ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ.....	92
3.5	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΧΡΟΝΙΚΗΣ ΔΙΑΡΚΕΙΑΣ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΣΤΗΝ ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗ.....	97
3.6	ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ.....	100
3.7	ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΥΑΙΣΘΗΣΙΑΣ.....	112
3.8	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	119
3.9	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ.....	119
4	ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΨΥΚΤΗ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ.....	121
4.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	123
4.2	ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗ ΜΕΣΩ ΕΛΕΓΧΟΥ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΠΥΡΓΟΥ ΨΥΞΗΣ.....	123
4.3	ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗ ΜΕ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	126
4.4	ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΝΑΝΟΡΕΥΣΤΩΝ ΩΣ ΜΕΣΟ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	128
4.5	ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΩΝ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΩΝ ΖΕΥΓΩΝ.....	132
4.6	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	135
4.7	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ.....	136
5	ΗΛΙΑΚΗ ΨΥΞΗ.....	141
5.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	143

5.2	ΗΛΙΑΚΟ ΘΕΡΜΟΚΙΝΗΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ	144
5.2.1	Περιγραφή ηλιοθερμικού συστήματος ψύξης με προσρόφηση.....	144
5.2.2	Εξισώσεις που διέπουν το ηλιοθερμικό σύστημα ψύξης με προσρόφηση	145
5.2.3	Δείκτες αξιολόγησης ηλιοθερμικού συστήματος	146
5.2.4	Παραμετρική ανάλυση ηλιοθερμικού συστήματος ψύξης	148
5.2.5	Ανάλυση ευαισθησίας ηλιοθερμικού συστήματος ψύξης	172
5.3	ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΗΛΙΟΘΕΡΜΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ ΣΕ ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΜΕΣΟΓΕΙΟΥ	177
5.3.1	Γενικά στοιχεία για το υπό εξέταση σύστημα	177
5.3.2	Εξισώσεις υβριδικών φωτοβολταϊκών – θερμικών συλλεκτών και δείκτες αξιολόγησης.....	178
5.3.3	Ανάλυση αποτελεσμάτων	179
5.4	ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΘΕΡΜΙΚΟΥ ΚΑΙ ΗΛΙΑΚΟΥ ΗΛΕΚΤΡΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ.....	192
5.4.1	Συνοπτική περιγραφή υπό εξέταση συστημάτων	192
5.4.2	Μοντελοποίηση ηλιακών συστημάτων ψύξης.....	194
5.4.3	Βέλτιστη γωνία κλίσης ηλιακών συλλεκτών	196
5.4.4	Ανάλυση απόδοσης των ηλιακών συστημάτων ψύξης.....	197
5.4.5	Σύγκριση των τριών ηλιακών συστημάτων	199
5.4.6	Οικονομική ανάλυση ηλιακών συστημάτων	201
5.5	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	202
5.6	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ	204
6	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΤΑΞΗ	207
6.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ	209
6.2	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ.....	209
6.2.1	Δεξαμενή αποθήκευσης αισθητής θερμότητας (Buffer).....	212
6.2.2	Δεξαμενή αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας χαμηλής ενθαλπίας (PCM-c).....	213
6.2.3	Ψύκτης προσρόφησης ηλιακού συστήματος ψύξης (ADS).....	214
6.2.4	Recooler	216
6.2.5	Κυκλοφορητές	218
6.3	ΜΕΤΡΗΤΙΚΑ ΟΡΓΑΝΑ.....	219

6.4	ΑΝΑΛΥΣΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΣΦΑΛΜΑΤΩΝ.....	221
6.5	ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΨΥΚΤΗ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΤΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ.....	221
6.6	ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ.....	226
6.7	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	234
6.8	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ.....	235
7	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	237
7.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	239
7.2	ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ ΤΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ ΚΑΙ ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΣΗ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ 239	
7.2.1	Επισκόπηση της βιβλιογραφίας.....	239
7.2.2	Παραμετρική ανάλυση και ανάλυση ευαισθησίας ψύκτη προσρόφησης.....	239
7.2.3	Τεχνικές βελτίωσης της απόδοσης του ψύκτη προσρόφησης.....	240
7.2.4	Διερεύνηση της απόδοσης ηλιακών συστημάτων ψύξης.....	241
7.2.5	Πειραματική μελέτη.....	243
7.3	ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ.....	244
7.3.1	Πειραματική αξιολόγηση ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιεί νανορευστό ως μέσο μεταφοράς θερμότητας.....	244
7.3.2	Μεταβλητή χρονική διάρκεια κύκλου λειτουργίας ψύκτη.....	244
7.3.3	Τροφοδότηση ψύκτη προσρόφησης από απορριπτόμενη θερμότητα μεταφορικών μέσων.....	244
7.3.4	Χρήση του ζεύγους ατταπουλγίτης/νερό ως εργαζόμενο ζεύγος.....	245
8	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ.....	247
8.1	ΔΙΑΚΡΙΤΟΠΟΙΗΣΗ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ.....	249
8.2	ΔΗΜΟΣΙΕΥΣΕΙΣ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ.....	250
8.3	ΑΝΑΦΟΡΕΣ ΣΤΙΣ ΔΗΜΟΣΙΕΥΣΕΙΣ ΤΟΥ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ.....	251

ΛΙΣΤΑ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1.1: Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ανά καύσιμο (α) Παγκόσμια, (β) Ελλάδα [1.5] ...	30
Εικόνα 2.1: Σχηματικό διάγραμμα ηλιακού ηλεκτροκίνητου συστήματος ψύξης (φωτοβολταϊκοί συλλέκτες – συμβατικός ψύκτης συμπίεσης ατμών).....	40
Εικόνα 2.2: Εναλλακτικές τεχνολογίες παραγωγής ψύξης.....	41
Εικόνα 2.3: Σχηματικό διάγραμμα ηλιακού ηλεκτροκίνητου συστήματος ψύξης (φωτοβολταϊκοί συλλέκτες – θερμοηλεκτρική ψύξη).....	42
Εικόνα 2.4: Αρχή λειτουργίας συστήματος ψύξης ανοικτού κύκλου με στερεό αφυγραντικό....	44
Εικόνα 2.5: Μεταβολές ανοικτού συστήματος ψύξης με αφυγραντικό τροχό στον ψυχομετρικό χάρτη.....	45
Εικόνα 2.6: Αρχή λειτουργίας συστήματος ψύξης ανοικτού κύκλου με υγρό αφυγραντικό	46
Εικόνα 2.7: Αρχή λειτουργίας ψύκτη απορρόφησης τροφοδοτούμενου από ηλιακή ενέργεια....	47
Εικόνα 2.8: Αρχή λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης τροφοδοτούμενου από ηλιακή ενέργεια: (α) ΘP1 ως προσροφητής και ΘP2 ως αναγεννητής, (β) ΘP1 ως αναγεννητής και ΘP2 ως προσροφητής.....	49
Εικόνα 2.9: Αρχή λειτουργίας θερμομηχανικού συστήματος ψύξης (θερμική μηχανή – συμβατικό σύστημα συμπίεσης ατμών).....	50
Εικόνα 2.10: Αρχή λειτουργίας θερμομηχανικού συστήματος ψύξης (ejector).....	51
Εικόνα 2.11: Σύγκριση μεταξύ προσρόφησης και απορρόφησης	52
Εικόνα 2.12: Θερμοδυναμικός κύκλος ρόφησης.....	53
Εικόνα 2.13: Διάγραμμα ρόφησης Clapeyron	54
Εικόνα 2.14: Καμπύλες του συντελεστή συμπεριφοράς COP για διαφορετικές τεχνολογίες ψύξης [2.19].....	54
Εικόνα 2.15: Σύγκριση ψύκτη προσρόφησης με ψύκτη απορρόφησης (ψυκτική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας αναγέννησης) [2.20].....	55
Εικόνα 2.16: Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης	56
Εικόνα 2.17: Εμπορικός ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης [2.36] ..	57
Εικόνα 2.18: Εναλλάκτης θερμότητας θαλάμου ρόφησης	57
Εικόνα 2.19: Πρόσδοση και έκλυση θερμότητας κατά τις διεργασίες της προσρόφησης/ απορρόφησης και εκρόφησης	58
Εικόνα 2.20: Κύκλος λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης	59
Εικόνα 2.21: Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας – τριών θαλάμων ρόφησης	61
Εικόνα 2.22: Διάγραμμα Düring διβάθμιου ψύκτη προσρόφησης [2.47]	62
Εικόνα 2.23: Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη προσρόφησης δύο βαθμίδων – τεσσάρων θαλάμων ρόφησης	63

Εικόνα 2.24: Silica gel επικαλυμμένο σε εναλλάκτη θερμότητας θαλάμου ρόφησης [2.58]	65
Εικόνα 2.25: Ισόθερμες προσρόφησης για τα ζεύγη: α) silica gel/νερό, β) ζεόλιθος/νερό, γ) ενεργός άνθρακας/αιθανόλη και δ) SWS-1-L/νερό	73
Εικόνα 2.26: Θεωρητικοί ψυκτικοί κύκλοι προσρόφησης για τα ζεύγη: α) silica gel/νερό, β) ζεόλιθος/νερό, γ) ενεργός άνθρακας/αιθανόλη και δ) SWS-1-L/νερό	76
Εικόνα 3.1: Μεταβλητές μοντελοποίησης ψύκτη προσρόφησης	87
Εικόνα 3.2: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα	93
Εικόνα 3.3: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Εξοδος νερού θέρμανσης).....	93
Εικόνα 3.4: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Εξοδος νερού ψύξης – προσροφητής)	94
Εικόνα 3.5: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Εξοδος νερού ψύξης – συμπυκνωτής)	94
Εικόνα 3.6: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Εξοδος ψυχόμενου νερού).....	95
Εικόνα 3.7: Μεταβολή της συγκέντρωσης του ψυκτικού μέσου στο προσροφητικό υλικό κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.....	96
Εικόνα 3.8: Μεταβολές των θερμοκρασιών των εναλλακτών του ψύκτη κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.....	96
Εικόνα 3.9: Απεικόνιση του κύκλου λειτουργίας του υπό προσομοίωση ψύκτη στο διάγραμμα Düring	97
Εικόνα 3.10: Επίδραση της χρονικής διάρκειας του κύκλου στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	98
Εικόνα 3.11: Επίδραση της χρονικής διάρκειας αντιστροφής λειτουργίας των θαλάμων στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	99
Εικόνα 3.12: Επίδραση της θερμοκρασίας του νερού θέρμανσης στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	101
Εικόνα 3.13: Επίδραση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	102
Εικόνα 3.14: Επίδραση της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	103
Εικόνα 3.15: Επίδραση της παροχής μάζας του νερού θέρμανσης στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	104
Εικόνα 3.16: Επίδραση της παροχής μάζας του νερού ψύξης του θαλάμου ρόφησης στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	105
Εικόνα 3.17: Επίδραση της παροχής μάζας του νερού ψύξης του συμπυκνωτή στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	106
Εικόνα 3.18: Επίδραση της παροχής μάζας του ψυχόμενου νερού στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	107

Εικόνα 3.19: Επίδραση της ολικής θερμικής αγωγιμότητας των θαλάμων ρόφησης στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	108
Εικόνα 3.20: Επίδραση της ολικής θερμικής αγωγιμότητας του συμπυκνωτή στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	109
Εικόνα 3.21: Επίδραση της ολικής θερμικής αγωγιμότητας του ατμοποιητή στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e	110
Εικόνα 3.22: Ψυκτική ισχύς (Q_{Achill}) για διάφορες θερμοκρασίες τροφοδοσίας νερού θέρμανσης ($T_{hw,in}$) και ψύξης ($T_{cw,in}$).....	111
Εικόνα 3.23: Συντελεστής συμπεριφοράς (COP_{Achill}) για διάφορες θερμοκρασίες τροφοδοσίας νερού θέρμανσης ($T_{hw,in}$) και ψύξης ($T_{cw,in}$).....	111
Εικόνα 3.24: Κανονικοποιημένοι Συντελεστές Παλινδρόμησης: επίδραση των ανεξάρτητων μεταβλητών στην συνολική απόδοση του ψύκτη.....	117
Εικόνα 3.25: Επίδραση της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού στην είσοδο του ψύκτη στη μέση θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη.....	118
Εικόνα 3.26: Επίδραση της παροχής μάζας του ψυχόμενου νερού στη μέση θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη.....	118
Εικόνα 4.1: Σύνδεση του πύργου ψύξης με τον ψύκτη προσρόφησης.....	124
Εικόνα 4.2: Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας για διάφορες θερμοκρασίες εξόδου του νερού από τον πύργο ψύξης.....	125
Εικόνα 4.3: Συντελεστής συμπεριφοράς συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας για διάφορες θερμοκρασίες εξόδου του νερού από τον πύργο ψύξης.....	125
Εικόνα 4.4: Διάγραμμα λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης με και χωρίς ανάκτηση θερμότητας.....	126
Εικόνα 4.5: Επίδραση της εφαρμογής ανάκτησης θερμότητας στην ειδική ψυκτική ισχύ.....	127
Εικόνα 4.6: Επίδραση της εφαρμογής ανάκτησης θερμότητας στο συντελεστή συμπεριφοράς.....	127
Εικόνα 4.7: Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διάφορες συγκεντρώσεις ναοσωματιδίων στο μέσο μεταφοράς θερμότητας.....	129
Εικόνα 4.8: Θερμοκρασία ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη συναρτήσει του χρόνου για διάφορες συστάσεις ναορευστού.....	130
Εικόνα 4.9: Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας για διάφορες συστάσεις ναορευστού.....	131
Εικόνα 4.10: Ειδική θερμοχωρητικότητα για διάφορες συγκεντρώσεις ναοσωματιδίων στο μέσο μεταφοράς θερμότητας.....	131
Εικόνα 4.11: Συντελεστής συμπεριφοράς συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας για διάφορες συστάσεις ναορευστού.....	132
Εικόνα 4.12: Ειδική ψυκτική ισχύς, SCC , για διάφορα εργαζόμενα ζεύγη συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας.....	134
Εικόνα 4.13: Συντελεστής συμπεριφοράς, COP_{Achill} , για διάφορα εργαζόμενα ζεύγη συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας.....	135
Εικόνα 5.1: Σχηματική απεικόνιση ηλιακού θερμικού συστήματος ψύξης με προσρόφηση.....	145

Εικόνα 5.2: Μεταβολή της ηλιακής ακτινοβολίας και της ψυκτικής ισχύος κατά τη διάρκεια της ημέρας.....	150
Εικόνα 5.3: Μεταβολή της θερμοκρασίας του νερού της δεξαμενής και του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ατμοποιητή κατά τη διάρκεια της ημέρας.....	151
Εικόνα 5.4: Μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς και του ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας.....	151
Εικόνα 5.5: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές μέγιστης ηλιακής ακτινοβολίας.....	153
Εικόνα 5.6: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές μέγιστης θερμοκρασίας περιβάλλοντος.....	155
Εικόνα 5.7: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες επιφάνειες ηλιακών συλλεκτών.....	156
Εικόνα 5.8: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές μάζας νερού στη δεξαμενή.....	158
Εικόνα 5.9: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές συντελεστή θερμικών απωλειών του συλλέκτη.....	159
Εικόνα 5.10: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές συντελεστή οπτικών απωλειών του συλλέκτη.....	161
Εικόνα 5.11: Μεταβολή της θερμοκρασίας του νερού της δεξαμενής κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές μάζας νερού.....	162
Εικόνα 5.12: Επίδραση της μέγιστης τιμής ηλιακής ακτινοβολίας στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{aver} , $SCOP_{aver}$ και (γ) $ECOP_{aver}$, η_{ex}	164
Εικόνα 5.13: Επίδραση της μέγιστης τιμής θερμοκρασίας περιβάλλοντος στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{aver} , $SCOP_{aver}$ και (γ) $ECOP_{aver}$, η_{ex}	165
Εικόνα 5.14: Επίδραση επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{aver} , $SCOP_{aver}$ και (γ) $ECOP_{aver}$, η_{ex}	167
Εικόνα 5.15: Επίδραση μάζας νερού της δεξαμενής στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{aver} , $SCOP_{aver}$ και (γ) $ECOP_{aver}$, η_{ex}	168
Εικόνα 5.16: Επίδραση του συντελεστή θερμικών απωλειών του συλλέκτη ($F_R U_L$) στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{aver} , $SCOP_{aver}$ και (γ) $ECOP_{aver}$, η_{ex}	170
Εικόνα 5.17: Επίδραση του συντελεστή οπτικών απωλειών του συλλέκτη ($F_R(\tau\alpha)$) στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{aver} , $SCOP_{aver}$ και (γ) $ECOP_{aver}$, η_{ex}	171

Εικόνα 5.18: Κανονικοποιημένοι Συντελεστές Παλινδρόμησης: επίδραση των ανεξάρτητων μεταβλητών στην συνολική απόδοση του ηλιακού συστήματος ψύξης.....	177
Εικόνα 5.19: Σχηματικό διάγραμμα υβριδικού φωτοβολταϊκού – θερμικού συλλέκτη.....	178
Εικόνα 5.20: Μεταβολή της ηλιακής ακτινοβολίας κατά τη διάρκεια της ημέρας για τις τρεις υπό εξέταση πόλεις κατά το μήνα Ιούλιο	180
Εικόνα 5.21: Μεταβολή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια της ημέρας για τις τρεις υπό εξέταση πόλεις κατά το μήνα Ιούλιο	180
Εικόνα 5.22: Μεταβολή της ψυκτικής ισχύος και του συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για (α) Αθήνα, (β) Λευκωσία και (γ) Αλεξάνδρεια κατά το μήνα Ιούλιο.	182
Εικόνα 5.23: Δείκτες αξιολόγησης του ηλιακού συστήματος καθ’ όλη τη διάρκεια της θερινής περιόδου (α) μέση ημερήσια ψυκτική ισχύς, (β) μέσος συντελεστής συμπεριφοράς, (γ) ενεργειακός και (δ) εξεργειακός βαθμός απόδοσης.	185
Εικόνα 5.24: Ψυκτική ισχύς του ηλιακού συστήματος ψύξης για διάφορους τύπους συλλεκτών	186
Εικόνα 5.25: Συντελεστής συμπεριφοράς του ηλιακού συστήματος ψύξης για διάφορους τύπους συλλεκτών.....	187
Εικόνα 5.26: Προφίλ θερμοκρασιών του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη για διάφορα είδη ηλιακών συλλεκτών	188
Εικόνα 5.27: Ηλεκτρική ισχύς παραγόμενη από τους PV/T και Φ/B συλλέκτες.....	188
Εικόνα 5.28: Συνολικοί ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης του συστήματος για διάφορους τύπους ηλιακών συλλεκτών.....	189
Εικόνα 5.29: Ψυκτική ισχύς του συστήματος για διάφορες θερμοκρασίες νερού ψύξης στην είσοδο του ψύκτη.....	191
Εικόνα 5.30: Συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος για διάφορες θερμοκρασίες νερού ψύξης στην είσοδο του ψύκτη	191
Εικόνα 5.31: Συνολικοί ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης για διάφορες θερμοκρασίες νερού ψύξης στην είσοδο του ψύκτη.....	192
Εικόνα 5.32: Σχηματική απεικόνιση ηλιακού συστήματος ψύξης τροφοδοτούμενο από α) φωτοβολταϊκούς συλλέκτες β) PV/T συλλέκτες	193
Εικόνα 5.33: Δεδομένα ηλιακής ακτινοβολίας για την Αθήνα κατά το μήνα Ιούλιο.....	195
Εικόνα 5.34: Βέλτιστη γωνία κλίσης ηλιακών συλλεκτών για μεγιστοποίηση ηλιακής ενέργειας κατά τους θερινούς μήνες	196
Εικόνα 5.35: Απόδοση ηλιακού θερμικού συστήματος ψύξης κατά το μήνα Ιούλιο.....	197
Εικόνα 5.36: Ψυκτική ισχύς ηλιακού ηλεκτρικού συστήματος ψύξης κατά το μήνα Ιούλιο.....	198
Εικόνα 5.37: Ψυκτική ισχύς υβριδικού ηλιακού φωτοβολταϊκού-θερμικού συστήματος ψύξης κατά το μήνα Ιούλιο.....	199
Εικόνα 5.38: Απόδοση ηλιακών συστημάτων ψύξης για διάφορους τύπους ηλιακών συλλεκτών κατά τη διάρκεια της θερινής περιόδου	200
Εικόνα 6.1: Σχέδιο εγκατάστασης ηλιακού συστήματος ψύξης.....	210

Εικόνα 6.2: Διάταξη των κυριότερων στοιχείων του συστήματος ηλιακής ψύξης στο εργαστήριο εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής	211
Εικόνα 6.3: Δεξαμενή αποθήκευσης αισθητής θερμότητας (buffer): (α) τοποθετημένη στο σύστημα ηλιακής ψύξης του εργαστηρίου και (β) εναλλάκτες δεξαμενής	212
Εικόνα 6.4: Δεξαμενή αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας χαμηλής ενθαλπίας της εγκατάστασης.....	213
Εικόνα 6.5: Ψύκτης προσρόφησης εγκατεστημένος στο σύστημα ηλιακής ψύξης.....	215
Εικόνα 6.6: Recooler του συστήματος ηλιακής ψύξης.....	218
Εικόνα 6.7: Καμπύλες λειτουργίας κυκλοφορητών που χρησιμοποιούνται στην εγκατάσταση	219
Εικόνα 6.8: Κυκλοφορητές που είναι εγκατεστημένοι στα κυκλώματα του ψύκτη προσρόφησης: (α) P3, (β) P4 και (γ) P5	219
Εικόνα 6.9: Ακρίβεια αισθητήρων θερμοκρασίας.....	220
Εικόνα 6.10: Σύγκριση θεωρητικού μοντέλου με πειραματικές μετρήσεις για τον ψύκτη της εγκατάστασης (22/06/2017).....	223
Εικόνα 6.11: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Εξοδος νερού θέρμανσης) – (22/06/2017).....	224
Εικόνα 6.12: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Εξοδος νερού ψύξης) – (22/06/2017)	224
Εικόνα 6.13: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Εξοδος ψυχόμενου νερού) – (22/06/2017).....	225
Εικόνα 6.14: Σύγκριση πειραματικών αποτελεσμάτων και προσομοίωσης για τον ψύκτη της εγκατάστασης.....	225
Εικόνα 6.15: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (ψυκτική ισχύς).....	226
Εικόνα 6.16: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (συντελεστής συμπεριφοράς)	226
Εικόνα 6.17: Σύστημα SCADA της μονάδας ηλιακής ψύξης, (α) Buffer, (β) ADS, Recooler, PCM-c	227
Εικόνα 6.18: Προφίλ θερμοκρασιών κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις (22/06/2017)	228
Εικόνα 6.19: (α) Θερμότητες και σχετικά σφάλματα κατά τη διάρκεια των τριών κύκλων λειτουργίας και (β) Ισοζύγιο ενέργειας (22/06/2017).....	229
Εικόνα 6.20: Συντελεστής συμπεριφοράς (COP) κατά τη διάρκεια των τριών κύκλων λειτουργίας (22/06/2017).....	230
Εικόνα 6.21: Προφίλ θερμοκρασιών κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις (21/11/2016)	231
Εικόνα 6.22: Προφίλ θερμοκρασιών κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις (20/06/2017)	231
Εικόνα 6.23: Προφίλ ψυκτικής ισχύος (Q_e) κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις 21/11/2016 ...	232
Εικόνα 6.24: Προφίλ συντελεστή συμπεριφοράς (COP) κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις 21/11/2016	232
Εικόνα 6.25: Προφίλ ψυκτικής ισχύος (Q_e) κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις 20/06/2017 ...	233

Εικόνα 6.26: Προφίλ συντελεστή συμπεριφοράς (COP) κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις 20/06/2017	233
--	-----

ΛΙΣΤΑ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 2.1: Κύκλος λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης	59
Πίνακας 2.2: Κύκλος λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας – τριών θαλάμων ρόφησης	61
Πίνακας 2.3: Κύκλος λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης δύο βαθμίδων – τεσσάρων θαλάμων ρόφησης	63
Πίνακας 2.4: Ιδιότητες κοινών ψυκτικών μέσων.....	69
Πίνακας 2.5: Συνθήκη εργαζόμενα ζεύγη και τα κυριότερα χαρακτηριστικά τους	70
Πίνακας 2.6: Ισόθερμες προσρόφησης για διάφορα εργαζόμενα ζεύγη	70
Πίνακας 2.7: Αξιολόγηση ψυκτικών κύκλων προσρόφησης για διάφορα εργαζόμενα ζεύγη	76
Πίνακας 3.1: Συντελεστές Εξισώσεων 3.5 και 3.6	88
Πίνακας 3.2: Χαρακτηριστικές τιμές του ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιήθηκαν στην προσομοίωση [3.1, 3.3, 3.4].....	92
Πίνακας 3.3: Συνθήκες λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης	92
Πίνακας 3.4: Εύρος μεταβολής των μεταβλητών που εξετάζονται στην παραμετρική ανάλυση	100
Πίνακας 3.5: Ανάλυση ευαισθησίας – Ψυκτική ισχύς, Q_{Achill} , ως εξαρτημένη μεταβλητή.....	112
Πίνακας 3.6: Ανάλυση ευαισθησίας – Συντελεστής συμπεριφοράς, COP_{Achill} , ως εξαρτημένη μεταβλητή	113
Πίνακας 3.7: Ανάλυση ευαισθησίας – Βαθμός απόδοσης του ψύκτη, η_{Achill} , ως εξαρτημένη μεταβλητή	114
Πίνακας 3.8: Ανάλυση ευαισθησίας – Βαθμός απόδοσης ανάκτησης θερμότητας, η_e , ως εξαρτημένη μεταβλητή	114
Πίνακας 4.1: Θερμοφυσικές ιδιότητες νανοσωματιδίου και βασικού ρευστού [4.33].....	128
Πίνακας 4.2: Χαρακτηριστικές τιμές του ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιεί το ζεύγος ζεόλιθος/νερό [4.35, 4.36]	133
Πίνακας 4.3: Χαρακτηριστικές τιμές του ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιεί το ζεύγος ίνες ενεργού άνθρακα/αιθανόλη [4.37–4.39].....	133
Πίνακας 4.4: Χαρακτηριστικές τιμές του ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιεί το ζεύγος SWS/νερό [4.40].....	134
Πίνακας 5.1: Χαρακτηριστικά ψύκτη προσρόφησης και συνθήκες λειτουργίας που χρησιμοποιούνται στην προσομοίωση.....	149
Πίνακας 5.2: Μεταβλητές που θα εξετασθούν στην παραμετρική ανάλυση.....	149

Πίνακας 5.3: Ανάλυση ευαισθησίας – Συνολική ψυκτική ενέργεια, CE_{tot} , ως εξαρτημένη μεταβλητή	172
Πίνακας 5.4: Ανάλυση ευαισθησίας – Μέση ψυκτική ισχύς, ACC , ως εξαρτημένη μεταβλητή	173
Πίνακας 5.5: Ανάλυση ευαισθησίας – Μέσος συνολικός συντελεστής συμπεριφοράς, COP_{aver} , ως εξαρτημένη μεταβλητή	173
Πίνακας 5.6: Ανάλυση ευαισθησίας – Μέσος συνολικός ηλιακός συντελεστής συμπεριφοράς, $SCOP_{aver}$, ως εξαρτημένη μεταβλητή	173
Πίνακας 5.7: Ανάλυση ευαισθησίας – Μέσος συνολικός εξεργειακός συντελεστής συμπεριφοράς, $ECOP_{aver}$, ως εξαρτημένη μεταβλητή	174
Πίνακας 5.8: Ανάλυση ευαισθησίας – Μέσος συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης, η_{ex} , ως εξαρτημένη μεταβλητή	174
Πίνακας 5.9: Συντελεστές για τις εξισώσεις ηλιακής ακτινοβολίας και θερμοκρασίας περιβάλλοντος.....	181
Πίνακας 5.10: Χαρακτηριστικά των ηλιακών συλλεκτών που χρησιμοποιούνται στις προσομοιώσεις [5.14, 5.15]	183
Πίνακας 5.11: Χαρακτηριστικοί δείκτες αξιολόγησης του υπό μελέτη συστήματος ηλιακής ψύξης για διάφορους τύπους συλλεκτών.....	190
Πίνακας 5.12: Συντελεστές εξισώσεων κλιματικών δεδομένων (Εξισώσεις 5.4, 5.38 και 5.39)	194
Πίνακας 5.13: Χαρακτηριστικά Φ/Β και PV/T συλλεκτών που χρησιμοποιούνται στις προσομοιώσεις [5.12, 5.27]	198
Πίνακας 5.14: Ειδικά κόστη που λαμβάνονται υπόψη στην οικονομική ανάλυση	201
Πίνακας 5.15: Περίοδος αποπληρωμής ηλιακών συστημάτων ψύξης	202
Πίνακας 6.1: Τεχνικά χαρακτηριστικά κεντρικής δεξαμενής αποθήκευσης.....	213
Πίνακας 6.2: Τεχνικά χαρακτηριστικά δεξαμενής αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας χαμηλής ενθαλπίας.....	214
Πίνακας 6.3: Ιδιότητες υλικών αλλαγής φάσης που χρησιμοποιούνται στην εγκατάσταση.....	214
Πίνακας 6.4: Γενικά χαρακτηριστικά ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιείται στην εγκατάσταση	216
Πίνακας 6.5: Προδιαγραφές ψύκτη προσρόφησης για λειτουργία στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας.....	216
Πίνακας 6.6: Τεχνικά χαρακτηριστικά recooling που χρησιμοποιείται στην εγκατάσταση	218
Πίνακας 6.7: Τεχνικά χαρακτηριστικά κυκλοφορητών	219
Πίνακας 6.8: Αισθητήρες που είναι εγκατεστημένοι στη μονάδα του εργαστηρίου.....	220
Πίνακας 6.9: Τεχνικά χαρακτηριστικά ροόμετρου.....	221
Πίνακας 6.10: Χαρακτηριστικές τιμές εγκατεστημένου στο εργαστήριο ψύκτη προσρόφησης [6.4, 6.5].....	223
Πίνακας 6.11: Συνθήκες λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης εγκατάστασης	223
Πίνακας 6.12: Αποτελέσματα πειραματικών μετρήσεων	234
Πίνακας 6.13: Αποκλίσεις μεταξύ πειραματικών μετρήσεων και θεωρητικού μοντέλου.....	234

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα Διατριβή εκπονήθηκε στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής, του Τομέα Θερμότητα, της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Οφείλω να απευθύνω τις ειλικρινείς ευχαριστίες μου στα άτομα που συνέβαλλαν στην εκπόνησή της. Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω την επιβλέπουσα καθηγήτρια Ειρήνη Κορωνάκη για την ανάθεση του θέματος, την χρήσιμη καθοδήγηση και την εμπιστοσύνη που έδειξε στο πρόσωπό μου. Οι πολύτιμες συμβουλές και υποδείξεις της αποτέλεσαν καθοριστικά στοιχεία για την ολοκλήρωση αυτής της εργασίας.

Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω τα υπόλοιπα μέλη της τριμελούς συμβουλευτικής επιτροπής, τον Καθηγητή Δρ. Ε. Ρογδάκη και τον Καθηγητή Δρ. Κ. Αντωνόπουλο για τη βοήθεια και την ευγένεια με την οποία με περιέβαλαν.

Θερμές ευχαριστίες ανήκουν στον Δρ. Βασίλειο Παπαευθυμίου για την υποστήριξη του, τα εύστοχα σχόλια του και τη δημιουργία ευχάριστου κλίματος συνεργασίας καθ' όλη τη διάρκεια εκπόνησης της Διατριβής. Επίσης ευχαριστώ τους φίλους μου Υποψήφιους Διδάκτορες, Λουκία Πρέντζα και Μιχαήλ Νίτσα για την άριστη συνεργασία που είχαμε.

Τέλος οφείλω να εκφράσω τις βαθιές ευχαριστίες μου στην οικογένειά μου για την υποστήριξη και συμπαράσταση που μου έχει προσφέρει καθ' όλη την διάρκεια των σπουδών μου.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Αντικείμενο της Διατριβής είναι η μελέτη της λειτουργίας των ψυκτικών συστημάτων προσρόφησης κλειστού κύκλου τόσο σε θεωρητικό όσο και σε πειραματικό επίπεδο. Στόχος είναι να διερευνηθεί η συμπεριφορά τους για ένα μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας και να αξιολογηθεί η απόδοση τους λαμβάνοντας υπόψη διάφορους δείκτες αξιολόγησης. Η προοπτική τροφοδοσίας αυτών των συστημάτων κάνοντας χρήση ηλιακής ενέργειας εξετάζεται εκτενώς.

Από τη μελέτη της βιβλιογραφίας διαπιστώνεται ότι τα τελευταία χρόνια έχει γίνει σημαντική πρόοδος στο πεδίο των ψυκτών προσρόφησης. Ωστόσο, παρότι αυτού του είδους οι ψύκτες έχουν μελετηθεί αρκετά, δεν έχουν ακόμα καθοριστεί οι παράμετροι που επηρεάζουν σημαντικά τη λειτουργία τους. Επίσης, οι τεχνικές που έχουν εφαρμοστεί για να βελτιωθεί η απόδοση τους δεν έχουν ακόμα καταφέρει να επιτύχουν την ευρύτερη εφαρμογή αυτών των συστημάτων.

Η θεωρητική προσέγγιση ξεκινά με τη μοντελοποίηση του ψύκτη προσρόφησης. Η ισχύς του μαθηματικού μοντέλου επαληθεύθηκε κάνοντας χρήση πειραματικών δεδομένων που είναι διαθέσιμα στη διεθνή βιβλιογραφία. Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση και ανάλυση ευαισθησίας ώστε να καθοριστούν οι παράμετροι που επηρεάζουν σημαντικά τη λειτουργία του ψύκτη. Παρατηρήθηκε ότι η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην είσοδο του ψύκτη είναι η παράμετρος που έχει τη μεγαλύτερη επιρροή στην απόδοσή του.

Ακολούθως, λαμβάνοντας υπόψη τα αποτελέσματα της ανάλυσης ευαισθησίας προτείνονται διάφορες τεχνικές ώστε να βελτιωθεί η απόδοση του ψύκτη. Οι τεχνικές που εξετάζονται είναι η μείωση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης στην έξοδο του πύργου ψύξης, η εφαρμογή ανάκτησης θερμότητας, η χρήση νανορευστών ως μέσο μεταφοράς θερμότητας και η χρήση διαφορετικών εργαζόμενων ζευγών. Παρατηρήθηκε ότι όλες οι τεχνικές έχουν θετική επίδραση στην απόδοση του ψύκτη.

Προκειμένου να μελετηθεί η λειτουργία των ηλιακών συστημάτων ψύξης με προσρόφηση αναπτύσσεται ένα μαθηματικό μοντέλο το οποίο προσομοιώνει τη συμπεριφορά τους για διάφορες κλιματικές συνθήκες. Στη συνέχεια πραγματοποιείται παραμετρική ανάλυση και ανάλυση ευαισθησίας έτσι ώστε να εντοπιστούν οι παράμετροι που επηρεάζουν καθοριστικά τη λειτουργία αυτών των συστημάτων. Από την ανάλυση αυτή προκύπτει ότι ο συντελεστής θερμικών απωλειών του συλλέκτη είναι η παράμετρος με τη μεγαλύτερη επιρροή στην απόδοση του συστήματος. Η πιθανότητα εφαρμογής ενός τέτοιου συστήματος υπό κλιματικές συνθήκες ανατολικής Μεσογείου εξετάζεται στη συνέχεια. Διάφοροι τύποι ηλιακών συλλεκτών λαμβάνονται υπόψη κατά τους υπολογισμούς συμπεριλαμβανομένων και υβριδικών φωτοβολταϊκών θερμικών συλλεκτών PV/T. Παρατηρείται ότι το σύστημα που λειτουργεί υπό κλιματικές συνθήκες Λευκωσίας παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση.

Στη συνέχεια εξετάζεται, ένα ηλιακό ηλεκτροκίνητο σύστημα ψύξης, ένα ηλιακό θερμοκίνητο σύστημα ψύξης και ένα υβριδικό ηλιακό ηλεκτρικό-θερμικό σύστημα ψύξης. Το πρώτο χρησιμοποιεί φωτοβολταϊκούς συλλέκτες για να τροφοδοτήσει ένα συμβατικό ψύκτη συμπίεσης ατμών. Στο δεύτερο χρησιμοποιείται ένας ψύκτης προσρόφησης ο οποίος τροφοδοτείται από θερμικούς ηλιακούς συλλέκτες ενώ στο τρίτο χρησιμοποιούνται φωτοβολταϊκοί-θερμικοί συλλέκτες για να παρέχουν ενέργεια τόσο σε έναν συμβατικό όσο και σε έναν ψύκτη προσρόφησης. Διαπιστώνεται ότι το σύστημα που χρησιμοποιεί τους προηγμένους θερμικούς συλλέκτες είναι αυτό που αποσβάζεται στο μικρότερο χρονικό διάστημα.

Στο πλαίσιο της διατριβής, σχεδιάζεται, εγκαθίσταται και ερευνάται ένα πρωτότυπο σύστημα ηλιακής ψύξης στο εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών και χρησιμοποιεί δύο ειδών συλλέκτες (κενού και PV/T) ώστε να παρέχει θερμότητα σε έναν ψύκτη προσρόφησης. Ο ψύκτης προσρόφησης μοντελοποιήθηκε ώστε να μπορεί να προσομοιωθεί η λειτουργία του. Η ισχύς του μαθηματικού μοντέλου επικυρώθηκε ύστερα από σύγκριση με πειραματικά αποτελέσματα. Μετά από επεξεργασία των πειραματικών μετρήσεων προκύπτει ότι το ισοζύγιο ενέργειας τηρείται ικανοποιητικά κατά τη λειτουργία του ψύκτη. Κατά την εκτέλεση των πειραμάτων, διεξάγονται μετρήσεις σε ένα μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας και επιτυγχάνονται τιμές ψυκτικής ισχύος μεταξύ 1.53–6.03 kW και συντελεστές συμπεριφοράς μεταξύ 0.23–0.56.

ABSTRACT

The objective of this Thesis is to study the operation of closed type adsorption cooling systems both theoretically and experimentally. The goal of this study is to explore their behavior for a wide range of operating conditions and to evaluate their performance taking into consideration various performance indicators. The prospect of operating these systems using solar energy is examined extensively.

From the literature review it is found that significant progress has been made in recent years in the field of adsorption chillers. However, although this kind of chillers has been studied extensively, the parameters that affect significantly their operation have not yet been determined. Furthermore, the techniques that have been applied in order to improve their performance have not yet succeeded in achieving wider application of these systems.

The theoretical approach begins with the modeling of the chiller. The mathematical model is validated using experimental data available in the international literature. Then a parametric study and a sensitivity analysis are carried out in order to determine the parameters that affect the operation of the chiller significantly. It was observed that the cooling water temperature at the inlet of the chiller is the parameter with the greatest influence in its operation.

Subsequently, taking into account the sensitivity analysis results, various techniques are proposed in order to improve the performance of the chiller. The examined techniques are the reduction of cooling water temperature at the outlet of cooling tower, the application of heat recovery, the utilization of nanofluids as heat transfer fluid and the utilization of different working pairs.

A mathematical model which simulates the behavior of an adsorption solar cooling system for various climatic conditions is developed. Then, a parametric study and a sensitivity analysis are carried out in order to determine the parameters that affect decisively the performance of such systems. It is resulted that the heat losses coefficient of the collectors is the parameter with the greatest influence on the performance of the system. The potential of applying such a system under climatic conditions of eastern Mediterranean is examined subsequently. Various types of solar collectors are considered during the calculations including hybrid photovoltaic thermal collectors PV/T. It is observed that the cooling system which operates under Nicosia climatic conditions presents the best performance.

Then a solar electrical cooling system, a solar thermal cooling system and a hybrid solar electrical-thermal cooling system are examined. The first one utilizes photovoltaic collectors in order to drive a conventional vapor compression chiller. The second one utilizes an adsorption chiller powered by solar thermal collectors and the third one utilizes photovoltaic-thermal

collectors in order to provide energy to both a conventional and an adsorption chiller. It is noted that, the system that utilizes the advanced thermal collectors presents the shorter payback period.

A prototype solar cooling system is developed, installed and studied in the context of this Thesis in the laboratory of Applied Thermodynamics of the School of Mechanical Engineering and utilizes two types of solar collectors (ETC and PV/T) in order to supply with heat an adsorption chiller. The adsorption chiller was modelled and its operation was simulated. The mathematical model was validated using experimental data. The manipulation of the experimental measurements shows that the energy balance is satisfied during the chiller's operation. During the conduction of the experiments, measurements are carried out for a wide range of operating conditions and cooling capacity values between 1.53–6.03 kW and coefficient of performance values between 0.23–0.56 are achieved.

ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ

ΛΑΤΙΝΙΚΑ ΣΥΜΒΟΛΑ

A	$[m^2]$	Επιφάνεια
c_p	$[J/kg\ K]$	Ειδική θερμοχωρητικότητα
D_s	$[m^2/s]$	Επιφανειακή διαχυτότητα
d	$[m]$	Διάμετρος
E	$[J]$	Ενέργεια
E_a	$[J]$	Ενέργεια ενεργοποίησης
$F_R(\tau\alpha)$	$[-]$	Συντελεστής οπτικών απωλειών συλλέκτη
$F_R U_L$	$[W/m^2\ K]$	Συντελεστής θερμικών απωλειών συλλέκτη
h	$[W/m^2\ K]$	Συντελεστής συναγωγής
I	$[W/m^2]$	Ηλιακή ακτινοβολία
I_m	$[A]$	Ένταση ηλεκτρικού ρεύματος στο σημείο μεγιστοποίησης της ισχύος
k	$[W/m\ K]$	Θερμική αγωγιμότητα του ρευστού
$k_s a_p$	$[s^{-1}]$	Συντελεστής μεταφοράς μάζας
L	$[J/kg]$	Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης
\dot{m}	$[kg/s]$	Παροχή μάζας
N	$[years]$	Περίοδος αποπληρωμής
Nu	$[-]$	Αριθμός Nusselt
P	$[Pa]$	Πίεση
P_{el}	$[W]$	Ηλεκτρική ισχύς
P_s	$[Pa]$	Πίεση κορεσμού
Q	$[W]$	Θερμότητα
Q_{st}	$[J/kg]$	Θερμότητα προσρόφησης
q	$[kg_{ref}/kg_{ads}]$	Περιεκτικότητα ψυκτικού μέσου στο προσροφητικό
R	$[J/kg\ K]$	Παγκόσμια σταθερά αερίων
R_b	$[-]$	Λόγος της πυκνότητας ισχύος της ηλιακής ακτινοβολίας σε κεκλιμένο επίπεδο προς αυτήν σε οριζόντιο επίπεδο
R_p	$[m]$	Ακτίνα σωματιδίου προσροφητή
T	$[K]$	Θερμοκρασία
t	$[s]$	Χρόνος
U	$[W/m^2\ K]$	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας
\dot{V}	$[m^3/s]$	Παροχή όγκου
V_m	$[V]$	Τάση ηλεκτρικού ρεύματος στο σημείο μεγιστοποίησης της ισχύος
W	$[kg]$	Μάζα

ΕΛΛΗΝΙΚΑ ΣΥΜΒΟΛΑ

β	$[^\circ]$	Κλίση ηλιακών συλλεκτών
δ	$[^\circ]$	Ηλιακή απόκλιση
η	$[-]$	Βαθμός απόδοσης
η_e	$[-]$	Βαθμός απόδοσης ανάκτησης θερμότητας

μ	[kg/m s]	Δυναμικό ιξώδες
ρ	[kg/m ³]	Πυκνότητα
Φ	[%]	Κατ' όγκο σύσταση
φ	[°]	Γεωγραφικό πλάτος

ΑΚΡΩΝΥΜΙΑ

AC	[-]	Ενεργός άνθρακας
ACC	[W]	Μέση ψυκτική ισχύς
ACF	[-]	Ίνες ενεργού άνθρακα
CE	[J]	Ψυκτική ενέργεια
CE _x	[J]	Ψυκτική εξέργεια
COP	[-]	Συντελεστής συμπεριφοράς
CS	[€/year]	Ετήσια εξοικονόμηση χρημάτων
DT	[h]	Ωρα της ημέρας
ECOP	[-]	Εξεργειακός συντελεστής συμπεριφοράς
ETC	[-]	Συλλέκτες κενού
GWP	[-]	Δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη
IC	[€]	Κόστος επένδυσης
ODP	[-]	Δυναμικό καταστροφής στιβάδας του όζοντος
PV/T	[-]	Φωτοβολταϊκός θερμικός συλλέκτης
SCC	[W/kg]	Ειδική ψυκτική ισχύς
SE	[J]	Ενέργεια ηλιακής ακτινοβολίας
SE _x	[J]	Εξέργεια ηλιακής ακτινοβολίας
SRC	[-]	Συντελεστής κανονικοποιημένης παλινδρόμησης
TE	[J]	Θερμική ενέργεια
TE _x	[J]	Θερμική εξέργεια
ΘP	[-]	Θάλαμος ρόφησης

ΔΕΙΚΤΕΣ

<i>a</i>	Προσοροφητής
<i>Achill</i>	Ψύκτης προσρόφησης
<i>ACF</i>	Ίνες ενεργού άνθρακα
<i>ads</i>	Προσοροφητικό υλικό
<i>al</i>	Αλουμίνιο
<i>amb</i>	Περιβάλλον
<i>aver</i>	Μέσος
<i>b</i>	Θάλαμος ρόφησης
<i>bf</i>	Βασικό ρευστό
β	Κεκλιμένη επιφάνεια
<i>c</i>	Συμπυκνωτής
<i>chw</i>	Ψυχόμενο νερό
<i>ct</i>	Πύργος ψύξης
<i>cu</i>	Χαλκός
<i>cw</i>	Νερό ψύξης

<i>cycle</i>	Κύκλος λειτουργίας του ψύκτη προσρόφησης
<i>d</i>	Εκροφητής, διάχυτη ακτινοβολία
<i>e</i>	Ατμοποιητής
<i>eff</i>	Ενεργός
<i>el</i>	Ηλεκτρικός
<i>en</i>	Ενεργειακός
<i>eth</i>	Αιθανόλη
<i>ex</i>	Εξεργειακός
<i>f</i>	Πτερύγια εναλλάκτη
<i>gen</i>	Αναγεννητής
<i>hc</i>	Μισός κύκλος λειτουργίας
<i>in</i>	Είσοδος
<i>k</i>	Σωλήνες εναλλάκτη
<i>m</i>	Μεταλλικά μέρη
<i>max</i>	Μέγιστο
<i>min</i>	Ελάχιστο
<i>nf</i>	Νανορευστό
<i>out</i>	Έξοδος
<i>PV</i>	Φωτοβολταϊκό
<i>PV/T</i>	Φωτοβολταϊκός – θερμικός συλλέκτης
<i>p</i>	Σωματίδιο
<i>ref</i>	Ψυκτικό μέσο
<i>refer</i>	Αναφορά
<i>s</i>	Silica gel
<i>sc</i>	Ηλιακός συλλέκτης
<i>sor</i>	Ρόφηση
<i>start</i>	Έναρξη λειτουργίας
<i>stop</i>	Τέλος λειτουργίας
<i>Sunrise</i>	Ανατολή
<i>Sunset</i>	Δύση
<i>switch</i>	Αλλαγή λειτουργίας θαλάμων ρόφησης
<i>t</i>	Δεξαμενή
<i>v</i>	Υδρατμός
<i>w</i>	Νερό

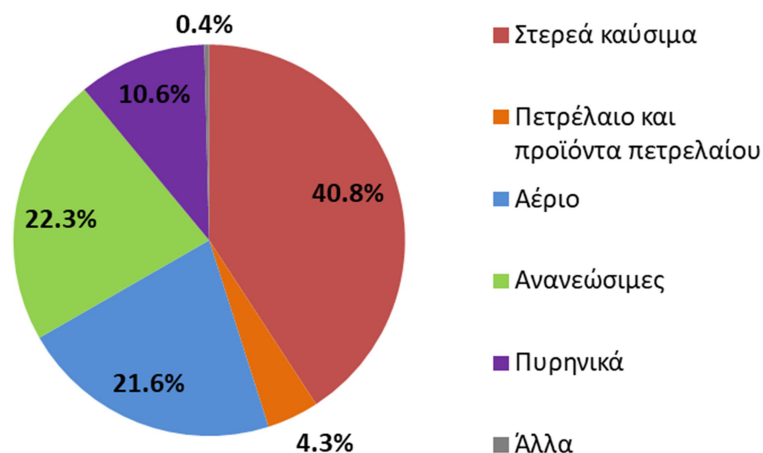
1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 ΓΕΝΙΚΑ

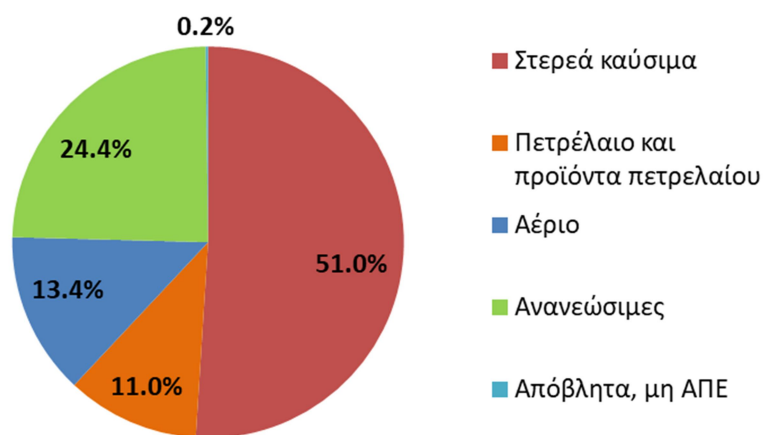
Η χρήση ψυκτικών συστημάτων είναι απαραίτητη σε πολλές σύγχρονες εφαρμογές. Ενδεικτικά αναφέρονται η συντήρηση και η μεταφορά τροφίμων και εμβολίων, η δημιουργία συνθηκών θερμικής άνεσης σε κλιματιζόμενους χώρους και η ψύξη χαμηλών θερμοκρασιών. Σύμφωνα με τη διεθνή υπηρεσία ενέργειας (IEA) σε πολλές χώρες ο κλιματισμός αποτελεί την κυριότερη αιτία κατανάλωσης ενέργειας στον κτηριακό τομέα [1.1]. Η ζήτηση ενέργειας για κάλυψη ψυκτικών φορτίων αναμένεται να αυξηθεί τα επόμενα χρόνια, κυρίως λόγω της θέσπισης προτύπων για τη βελτίωση της θερμικής άνεσης στα κτήρια, της αύξησης της θερμοκρασίας περιβάλλοντος (ιδιαίτερα στις πόλεις) [1.2] και του χαμηλού κόστους των κλιματιστικών μονάδων [1.3].

Στη συμβατική τεχνολογία συμπίεσης ατμών είναι απαραίτητη η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας ώστε να κινηθεί ο μηχανικός συμπιεστής. Όταν η καταναλισκόμενη ηλεκτρική ενέργεια προέρχεται από το δίκτυο, η χρήση των κλασικών συστημάτων συμπίεσης ατμών συγκεντρώνει πολλά μειονεκτήματα:

- 1) Συντελείται αύξηση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) καθώς το μεγαλύτερο ποσοστό της ηλεκτρικής ενέργειας παράγεται με καύση ορυκτών καυσίμων (Εικόνα 1.1). Οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) επιτείνουν το φαινόμενο του θερμοκηπίου και κατ' επέκταση την υπερθέρμανση του πλανήτη.
- 2) Συμβάλλει στην εξάντληση του περιορισμένου αποθέματος των ορυκτών καυσίμων. Εκτιμήσεις για την εξάντληση των ορυκτών καυσίμων αναφέρουν περίπου 107 χρόνια για τον άνθρακα, 37 χρόνια για το αέριο και μόνο 35 χρόνια για το πετρέλαιο [1.4].
- 3) Δημιουργούνται προβλήματα στο δίκτυο και στις μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας εξαιτίας της εκτεταμένης και ταυτόχρονης λειτουργίας τους κατά τη θερινή περίοδο. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να αυξάνεται ο κίνδυνος για διακοπές ηλεκτροδότησης κατά τους καλοκαιρινούς μήνες.
- 4) Παρουσιάζεται σχετικά υψηλό κόστος λειτουργίας.



(α)



(β)

Εικόνα 1.1: Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ανά καύσιμο (α) Παγκόσμια, (β) Ελλάδα [1.5]

Εκτός από τα παραπάνω μειονεκτήματα των συμβατικών συστημάτων ψύξης που απορρέουν από την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, υπάρχουν και μειονεκτήματα που αφορούν τα ψυκτικά μέσα που αυτά τα συστήματα χρησιμοποιούν. Πιο συγκεκριμένα οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs) και οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs) συντελούν στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος. Τα τελευταία χρόνια γίνεται προσπάθεια να αντικατασταθούν αυτά τα βλαβερά για το όζον ψυκτικά μέσα από νέα όπως οι υδροφθοράνθρακες (HFCs) ωστόσο έχει αποδειχθεί ότι ακόμα και αυτά επιβαρύνουν το περιβάλλον συντελώντας στην υπερθέρμανση του πλανήτη.

Για να αντιμετωπιστούν τα παραπάνω περιβαλλοντικά και ενεργειακά προβλήματα σειρά μέτρων λαμβάνονται τα τελευταία χρόνια. Το πρωτόκολλο του Κυότο (1998) στοχεύει στη μείωση των εκπομπών αερίων που συμβάλλουν στην υπερθέρμανση του πλανήτη με κυριότερο εξ' αυτών το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂). Η σύμβαση της Βιέννης (1985) και το πρωτόκολλο

του Μόντρεαλ (1987) έχουν ως σκοπό την προστασία της στιβάδας του όζοντος μέσω της μείωσης της παραγωγής και κατανάλωσης των ουσιών που το καταστρέφουν. Μέσα σ' αυτές τις ουσίες ανήκουν οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs) και οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs) οι οποίοι πολλές φορές χρησιμοποιούνται ως ψυκτικά μέσα στον κλασικό ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμών. Η Ευρωπαϊκή Ένωση είναι ένθερμος υποστηρικτής των μέτρων υπέρ της προστασίας του περιβάλλοντος. Μέσω της οδηγίας 2012/27/ΕΕ του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου της Ε.Ε. μεριμνάται η μείωση των εκπομπών του διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) αλλά και η απεξάρτηση από τα ορυκτά καύσιμα. Πιο συγκεκριμένα προβλέπεται μέχρι το 2020 η μείωση των εκπομπών των αερίων που συμβάλλουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου κατά 20% σε σχέση με τα επίπεδα του 1990, η συμμετοχή ανανεώσιμων πηγών στην παραγωγή ενέργειας κατά 20% αλλά και η μείωση της καταναλισκόμενης ενέργειας κατά 20%. Το πλαίσιο για το κλίμα και την ενέργεια με ορίζοντα το 2030 προβλέπει για τους ίδιους στόχους ποσοστά 40%, 27% και 27%. Προς αυτή την κατεύθυνση βρίσκεται και η οδηγία 2010/31/ΕΕ του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου τη Ε.Ε. για την ενεργειακή απόδοση των κτηρίων καθώς ο κτηριακός τομέας ευθύνεται για το 40% της συνολικής κατανάλωσης ενέργειας στην Ένωση. Τέλος, στη διάσκεψη για την κλιματική αλλαγή των Ηνωμένων Εθνών (COP-21) που πραγματοποιήθηκε το 2015 στο Παρίσι, οι 195 χώρες της σύμβασης πλαίσιο για την κλιματική αλλαγή (UNFCCC) συμφώνησαν σε μια νέα παγκόσμια, νομικά δεσμευτική συμφωνία για το κλίμα. Στόχος της συμφωνίας είναι να περιοριστεί η αύξηση της παγκόσμιας μέσης θερμοκρασίας της επιφάνειας κάτω από τους 2°C -σε σύγκριση με την προβιομηχανική εποχή- προκειμένου να αποφευχθούν οι πλέον επικίνδυνες επιπτώσεις της κλιματικής αλλαγής.

Η επίτευξη των παραπάνω στόχων προϋποθέτει το σχεδιασμό και την εφαρμογή συστημάτων ψύξης τα οποία θα λειτουργούν με καλύτερους βαθμούς απόδοσης και θα έχουν τη δυνατότητα να τροφοδοτηθούν από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Τα ψυκτικά συστήματα κλειστού κύκλου με στερεά προσροφητικά υλικά κινούνται προς αυτή την κατεύθυνση καθώς για τη λειτουργία τους απαιτούν τροφοδότηση από θερμότητα αντί για ηλεκτρική ενέργεια. Η θερμότητα αυτή μπορεί να προέρχεται είτε από ένα ηλιακό σύστημα είτε από διεργασίες που αυτή απορρίπτεται. Επιπρόσθετα τα ψυκτικά συστήματα αυτού του είδους χρησιμοποιούν φιλικά προς το περιβάλλον ψυκτικά μέσα όπως το νερό.

1.2 ΑΝΤΙΚΕΙΜΕΝΟ ΤΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ

Αντικείμενο της παρούσας Διδακτορικής Διατριβής είναι η μελέτη των ψυκτικών συστημάτων προσρόφησης κλειστού κύκλου τόσο σε θεωρητικό όσο και σε πειραματικό επίπεδο. Η συμπεριφορά των συστημάτων αυτών αξιολογείται λαμβάνοντας υπόψη διάφορους δείκτες απόδοσης εκ των οποίων οι κυριότεροι είναι η ψυκτική ισχύς και ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP).

Πιο συγκεκριμένα στόχος της εργασίας είναι η ανάπτυξη και επίλυση μαθηματικών μοντέλων τα οποία προσομοιώνουν τη λειτουργία των ψυκτών προσρόφησης. Τα μοντέλα αυτά επιλύονται με χρήση πεπερασμένων διαφορών και η εγκυρότητά τους επαληθεύεται διασταυρώνοντας τα αποτελέσματα που προκύπτουν με πειραματικά αποτελέσματα που είναι διαθέσιμα στη διεθνή βιβλιογραφία. Τα μοντέλα αυτά χρησιμοποιούνται ώστε να μελετηθεί η συμπεριφορά του ψύκτη για διάφορες συνθήκες λειτουργίας.

Ένα ακόμα αντικείμενο της Διδακτορικής Διατριβής είναι η μελέτη μεθόδων που βελτιώνουν την απόδοση του ψύκτη. Σκοπός είναι να εξετασθούν τεχνικές που έχουν προταθεί από άλλους ερευνητές αλλά και να προταθούν νέες μέθοδοι οι οποίες θα ενισχύσουν τα φαινόμενα μεταφοράς και μάζας που συντελούνται κατά τη λειτουργία του ψύκτη.

Η διερεύνηση της προοπτικής τροφοδοσίας ψυκτικών συστημάτων προσρόφησης κάνοντας χρήση ηλιακής ενέργειας αποτελεί άλλο ένα στόχο της παρούσας εργασίας. Για το σκοπό αυτό, αναπτύσσονται και επιλύονται μαθηματικά μοντέλα που προσομοιώνουν τη λειτουργία ηλιακών συστημάτων ψύξης κλειστού κύκλου με προσρόφηση. Με τα μοντέλα αυτά μπορεί να προβλεφθεί η απόδοση ενός ηλιακού συστήματος ψύξης για διάφορες περιοχές χρησιμοποιώντας τα αντίστοιχα κλιματικά δεδομένα.

Αντικείμενο της διατριβής είναι και ο σχεδιασμός, εγκατάσταση, λειτουργία, αξιολόγηση και μοντελοποίηση ενός πρωτότυπου ηλιακού ψυκτικού συστήματος προσρόφησης. Για το σκοπό αυτό, εγκαθίσταται στο εργαστήριο ένας ψύκτης προσρόφησης ο οποίος τροφοδοτείται με θερμότητα από σύστημα ηλιακής συμπαραγωγής.

1.3 ΠΡΩΤΟΤΥΠΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΤΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ

Η πρωτοτυπία της εργασίας αυτής έγκειται στους παρακάτω τομείς:

- Αναπτύσσεται υπολογιστικός κώδικας στο Matlab για την ενεργειακή ανάλυση του ψύκτη προσρόφησης. Πραγματοποιείται παραμετρική ανάλυση ώστε να αξιολογηθεί η απόδοση του ψύκτη για διάφορες συνθήκες λειτουργίας και διάφορες κατασκευαστικές παραμέτρους. Η απόδοση του ψύκτη αξιολογείται χρησιμοποιώντας τέσσερις δείκτες αξιολόγησης (ψυκτική ισχύς, συντελεστής συμπεριφοράς, βαθμός απόδοσης του ψύκτη και βαθμός ανάκτησης θερμότητας).
- Πραγματοποιείται ανάλυση ευαισθησίας ώστε να εντοπιστούν οι παράμετροι που έχουν σημαντική επιρροή στην απόδοση του ψύκτη.
- Μελετάται η επίδραση της χρήσης νανορευστών ως μέσου μεταφοράς θερμότητας στην απόδοση του ψύκτη. Το νανορευστό αντικαθιστά το νερό ως μέσο μεταφοράς θερμότητας στο κύκλωμα του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή του ψύκτη.

- Αναπτύσσεται υπολογιστικός κώδικας στο Matlab ώστε να αξιολογηθεί η ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση ενός ηλιακού συστήματος ψύξης με ψύκτη προσρόφησης λαμβάνοντας υπόψη διάφορες συνθήκες λειτουργίας και τεχνικά χαρακτηριστικά του συστήματος. Η αξιολόγηση του ηλιακού συστήματος πραγματοποιείται έχοντας ως βάση έξι δείκτες απόδοσης (συνολική παραγόμενη ψυκτική ενέργεια, μέση ψυκτική ισχύς, μέσος συνολικός συντελεστής συμπεριφοράς, μέσος συνολικός ηλιακός συντελεστής συμπεριφοράς, μέσος συνολικός εξεργειακός συντελεστής συμπεριφοράς, συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος).
- Διερευνάται η λειτουργία ενός ηλιακού συστήματος ψύξης με προσρόφηση υπό κλιματικές συνθήκες ανατολικής Μεσογείου. Η απόδοση του συστήματος εξετάζεται για διάφορους τύπος ηλιακών συλλεκτών συμπεριλαμβανομένων και υβριδικών φωτοβολταϊκών-θερμικών ηλιακών συλλεκτών. Οι συνολικοί ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης του συστήματος υπολογίζονται για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις.
- Πραγματοποιείται σύγκριση μεταξύ τριών διαφορετικών ηλιακών συστημάτων ψύξης. Το ένα είναι ηλιακό ηλεκτρικό σύστημα το οποίο χρησιμοποιεί φωτοβολταϊκούς συλλέκτες για να τροφοδοτήσει ένα συμβατικό ψύκτη συμπίεσης ατμών. Το δεύτερο αποτελείται από θερμικούς ηλιακούς συλλέκτες οι οποίοι τροφοδοτούν έναν ψύκτη προσρόφησης και το τελευταίο κάνει χρήση υβριδικών φωτοβολταϊκών-θερμικών συλλεκτών και παρέχει ενέργεια τόσο σε έναν συμβατικό ηλεκτροκίνητο ψύκτη όσο και σε έναν ψύκτη προσρόφησης.
- Αναπτύσσεται υπολογιστικός κώδικας για τη μοντελοποίηση του ψύκτη προσρόφησης που είναι εγκατεστημένος στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής. Η ισχύς του μαθηματικού μοντέλου επαληθεύεται ύστερα από σύγκριση με πειραματικά αποτελέσματα.

1.4 ΔΟΜΗ ΤΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ

Η διατριβή αποτελείται συνολικά από επτά κεφάλαια. Στο πρώτο αναφέρονται συνοπτικά στον αναγνώστη οι λόγοι που μας οδηγούν στην ανεύρεση εναλλακτικών τεχνολογιών ψύξης ενώ παράλληλα αναπτύσσονται οι στόχοι και οι καινοτομίες της Διδακτορικής Διατριβής.

Στο δεύτερο κεφάλαιο πραγματοποιείται επισκόπηση της ελληνικής και διεθνούς βιβλιογραφίας σε θέματα εναλλακτικών συστημάτων ψύξης και ειδικότερα σε θέματα ψυκτικών συστημάτων προσρόφησης κλειστού κύκλου. Αρχικά ταξινομούνται και παρουσιάζονται συνοπτικά οι βασικότερες εναλλακτικές τεχνολογίες ψύξης. Στη συνέχεια αναλύεται εκτενέστερα η τεχνολογία της ψύξης με προσρόφηση και παρουσιάζονται οι κυριότεροι ψυκτικοί κύκλοι προσρόφησης, τα συνηθέστερα προσροφητικά υλικά, ψυκτικά μέσα και εργαζόμενα ζεύγη προσρόφησης. Τέλος δίνονται οι ισόθερμες προσρόφησης των πιο κοινών ζευγών προσρόφησης.

Στο τρίτο κεφάλαιο ο βασικός ψυκτικός κύκλος προσρόφησης μίας βαθμίδας δύο θαλάμων ρόφησης αναλύεται εκτενώς. Αρχικά αναπτύσσεται υπολογιστικός κώδικας και πραγματοποιείται παραμετρική ανάλυση ώστε να μελετηθεί ο τρόπος που ανταποκρίνεται ο ψύκτης προσρόφησης όταν μεταβάλλονται οι συνθήκες λειτουργίας του και κάποια βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του. Στη συνέχεια πραγματοποιείται ανάλυση ευαισθησίας έτσι ώστε να αξιολογηθούν οι παράμετροι που επηρεάζουν σημαντικά την απόδοση του ψύκτη.

Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζονται τεχνικές που μπορούν να εφαρμοστούν σε ψυκτικά συστήματα προσρόφησης ώστε να βελτιωθεί η απόδοσή τους. Πιο συγκεκριμένα, εξετάζεται η επιρροή που έχει η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην έξοδο του πύργου ψύξης στην απόδοση του ψύκτη προσρόφησης. Στη συνέχεια, αναλύεται η τεχνική ανάκτησης θερμότητας η οποία βελτιώνει το συντελεστή συμπεριφοράς των ψυκτών προσρόφησης. Επίσης εξετάζεται η επίδραση που έχει στον ψύκτη η αντικατάσταση του νερού με νανορευστό ως μέσο μεταφοράς θερμότητας. Στην τελευταία παράγραφο συγκρίνονται μεταξύ τους ψύκτες οι οποίοι χρησιμοποιούν διάφορα εργαζόμενα ζεύγη προσρόφησης. Εξετάζονται φυσικοί (ζεόλιθος, ίνες ενεργού άνθρακα) αλλά και σύνθετου τύπου προσροφητές (SWS) καθώς επίσης και η αιθανόλη ως ψυκτικό μέσο αντί του νερού.

Στο πέμπτο κεφάλαιο εξετάζονται ηλιακά συστήματα ψύξης τα οποία χρησιμοποιούν ψύκτες προσρόφησης. Αρχικά πραγματοποιείται παραμετρική ανάλυση ώστε να διερευνηθεί η απόδοση του ηλιακού συστήματος ψύξης υπό διάφορες κλιματικές συνθήκες και για διάφορα τεχνικά χαρακτηριστικά. Επίσης καθορίζονται οι παράμετροι που έχουν τη μεγαλύτερη επιρροή στην απόδοση του ηλιακού συστήματος ψύξης μέσω μίας ανάλυσης ευαισθησίας. Στη συνέχεια μελετάται η εφαρμογή ενός τέτοιου συστήματος υπό κλιματικές συνθήκες ανατολικής Μεσογείου. Στη διερεύνηση αυτή, εξετάζεται η τροφοδότηση του ψύκτη από διάφορα είδη ηλιακών συλλεκτών ενώ συμπεριλαμβάνονται και υβριδικοί ηλεκτρικοί/θερμικοί ηλιακοί συλλέκτες. Τέλος πραγματοποιείται σύγκριση μεταξύ τριών διαφορετικών ηλιακών συστημάτων ψύξης. Εξετάζεται ένα ηλιακό σύστημα ψύξης με φωτοβολταϊκούς συλλέκτες που τροφοδοτούν έναν ηλεκτροκίνητο ψύκτη, ένα ηλιακό θερμικό σύστημα ψύξης στο οποίο θερμικοί ηλιακοί συλλέκτες τροφοδοτούν έναν ψύκτη προσρόφησης και ένα υβριδικό ηλιακό σύστημα ψύξης στο οποίο φωτοβολταϊκοί/θερμικοί συλλέκτες (PV/T) παρέχουν ενέργεια τόσο σε έναν ηλεκτροκίνητο ψύκτη συμπίεσης ατμών όσο και σε ένα θερμοκίνητο ψύκτη προσρόφησης.

Στο έκτο κεφάλαιο περιγράφεται η πειραματική μονάδα που σχεδιάστηκε και εγκαταστάθηκε στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής. Ο ψύκτης προσρόφησης της εγκατάστασης μοντελοποιείται σε κώδικα Matlab και τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων που εκτελούνται συγκρίνονται με πειραματικές μετρήσεις του εργαστηρίου. Στη συνέχεια παρουσιάζονται αποτελέσματα μετρήσεων που προέκυψαν κατά τη λειτουργία του ψυκτικού συστήματος και αξιολογείται η απόδοσή του.

Στο έβδομο και τελευταίο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα κυριότερα συμπεράσματα της Διδακτορικής Διατριβής ενώ αναφέρονται αντικείμενα έρευνας που μπορούν να διερευνηθούν σε μελλοντικές εργασίες.

1.5 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ

- 1.1 Mokhtar M, Ali MT, Bräuniger S, Afshari A, Sgouridis S, Armstrong P, Chiesa M. Systematic comprehensive techno-economic assessment of solar cooling technologies using location-specific climate data. *Applied Energy* (2010); 87: 3766-3778.
- 1.2 Hartmann N, Glueck C, Schmidt FP. Solar cooling for small office buildings: Comparison of solar thermal and photovoltaic options for two different European climates. *Renewable Energy* (2011); 36: 1329-1338.
- 1.3 Balaras CA, Grossman G, Henning HM, Ferreira CAI, Podesser E, Wang L, Wiemken E. Solar air conditioning in Europe-an overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2007); 11: 299-314.
- 1.4 Shafiee S, Topal E. When will fossil fuel reserves be diminished? *Energy Policy* (2009); 37: 181-189.
- 1.5 European Commission, EU Energy in figures; Statistical Pocketbook (2016).

2 ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑΣ

2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στο παρόν κεφάλαιο θα κατηγοριοποιηθούν και θα παρουσιασθούν συνοπτικά οι διαθέσιμες εναλλακτικές τεχνολογίες παραγωγής ψύξης. Τα ψυκτικά συστήματα ρόφησης κλειστού κύκλου θα παρουσιασθούν εκτενέστερα και θα πραγματοποιηθεί μία επισκόπηση της ελληνικής και διεθνούς βιβλιογραφίας στο πεδίο των ψυκτών προσρόφησης. Η επισκόπηση θα χωριστεί σε τέσσερα στάδια: 1) Ανάλυση και αξιολόγηση των διαθέσιμων ψυκτικών κύκλων προσρόφησης (μίας βαθμίδας/ενός θαλάμου ρόφησης, μίας βαθμίδας/δύο θαλάμων ρόφησης, πολλαπλών βαθμίδων/πολλαπλών θαλάμων ρόφησης κτλ.), 2) Κατηγοριοποίηση και παρουσίαση των κυριότερων προσροφητικών υλικών που βρίσκουν εφαρμογή σε ψυκτικά συστήματα προσρόφησης, 3) Αξιολόγηση των διάφορων ψυκτικών μέσων που χρησιμοποιούνται σε ψυκτικούς κύκλους προσρόφησης 4) Παρουσίαση και αξιολόγηση των διαθέσιμων ζευγών προσροφητικού υλικού/ψυκτικού μέσου.

2.2 ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΕΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΨΥΞΗΣ

Διάφορες εναλλακτικές τεχνολογίες παραγωγής ψύξης έχουν αναπτυχθεί τα τελευταία χρόνια (Εικόνα 2.2) και η εφαρμογή τους συντελεί στην αντιμετώπιση των μειονεκτημάτων του συμβατικού ηλεκτροκίνητου συστήματος ψύξης. Αυτές οι τεχνολογίες μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο μεγάλες κατηγορίες: 1) εναλλακτικά ηλεκτροκίνητα συστήματα ψύξης και 2) εναλλακτικά θερμοκίνητα συστήματα ψύξης. Τα πρώτα κάνουν χρήση ηλεκτρικής ενέργειας προερχόμενης από φωτοβολταϊκούς συλλέκτες για να λειτουργήσουν ενώ τα δεύτερα καταναλώνουν θερμότητα παραγόμενη από ηλιακούς συλλέκτες ή απορριπτόμενη από κάποια διεργασία.

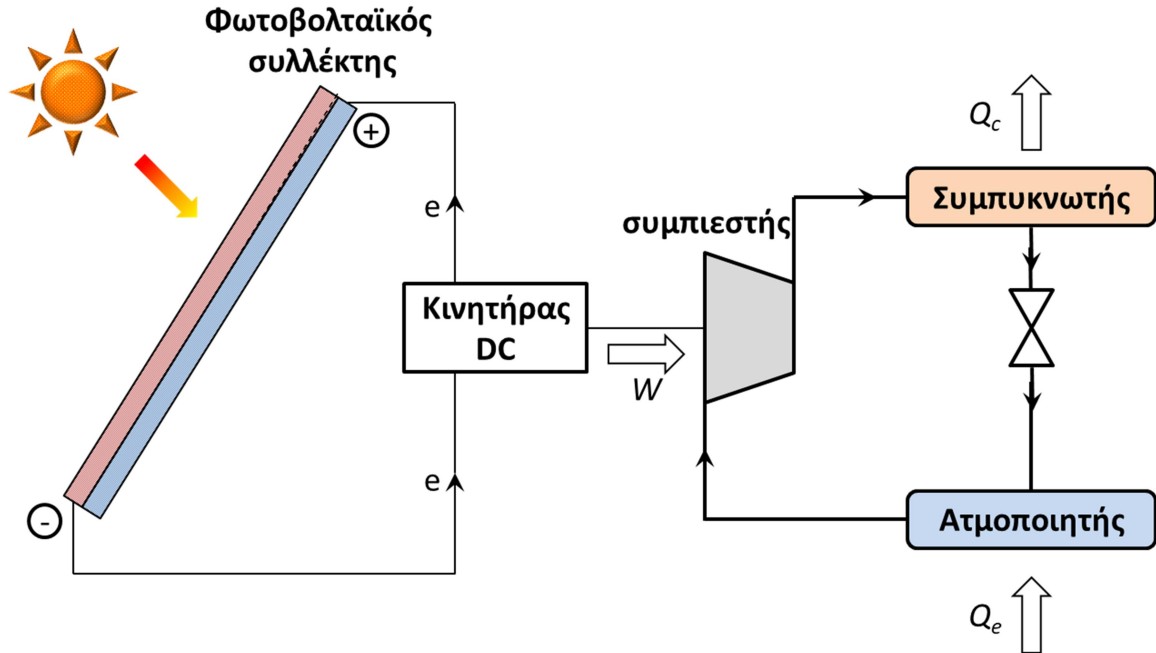
2.2.1 Ηλεκτροκίνητα συστήματα ψύξης

2.2.1.1 Φωτοβολταϊκοί συλλέκτες – συμβατικό σύστημα συμπίεσης ατμών

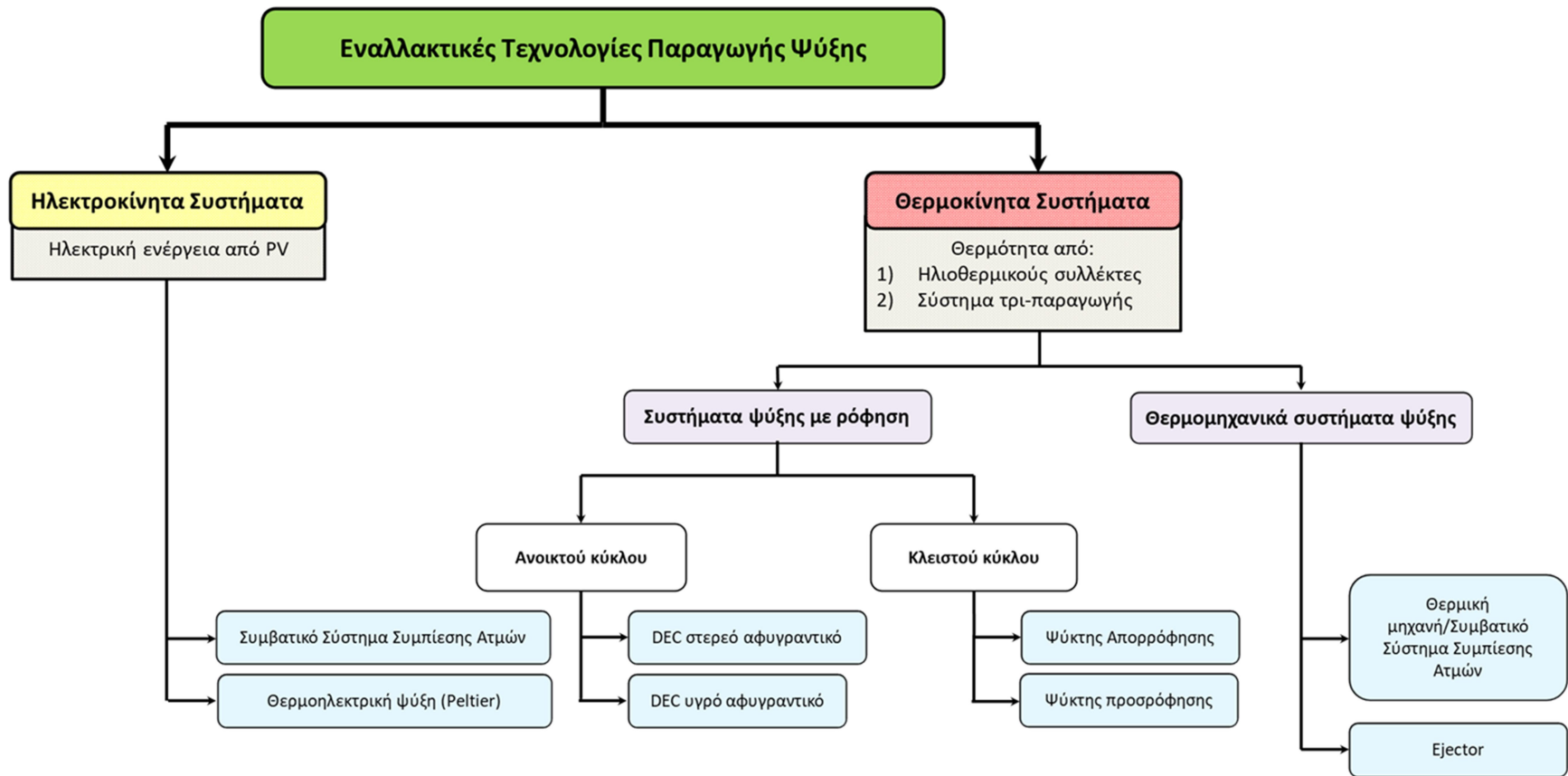
Ένα τέτοιο σύστημα αποτελείται κυρίως από φωτοβολταϊκούς συλλέκτες και μία ηλεκτροκίνητη συσκευή παραγωγής ψύξης (Εικόνα 2.1). Τα φωτοβολταϊκά στοιχεία είναι κατά βάση ημιαγωγοί των οποίων η απόδοση και το κόστος ποικίλει ανάλογα με τα υλικά και τις μεθόδους που χρησιμοποιούνται κατά την κατασκευή τους. Παράγουν ηλεκτρισμό συνεχούς ρεύματος εκμεταλλευόμενα την ηλιακή ακτινοβολία, χρησιμοποιώντας υλικά όπως το μονοκρυσταλλικό πυρίτιο, το πολυκρυσταλλικό πυρίτιο, το άμορφο πυρίτιο, το δισεληνοϊνδιούχο χαλκό και το τελλουριούχο κάδμιο. Στις εφαρμογές αυτές ένας συμβατικός ψυκτής συμπίεσης ατμών χρησιμοποιείται ώστε να παραχθεί η επιθυμητή ψύξη. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα αυτών των συστημάτων ηλιακής ψύξης είναι η σχετικά απλή κατασκευή τους σε συνδυασμό με την υψηλή απόδοσή τους λόγω των υψηλών τιμών COP που παρουσιάζουν τα συμβατικά συστήματα ψύξης. Ένα ακόμα πλεονέκτημα των συστημάτων αυτών έγκειται στο γεγονός ότι μπορούν να

2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας

εγκατασταθούν σε απομακρυσμένες περιοχές όπου δεν είναι διαθέσιμο δίκτυο ηλεκτρικής ενέργειας. Τα συστήματα αυτά ωστόσο είναι σε γενικές γραμμές ακριβά ενώ πρόβλημα αποτελούν και οι σχετικά χαμηλές αποδόσεις των φωτοβολταϊκών συλλεκτών.



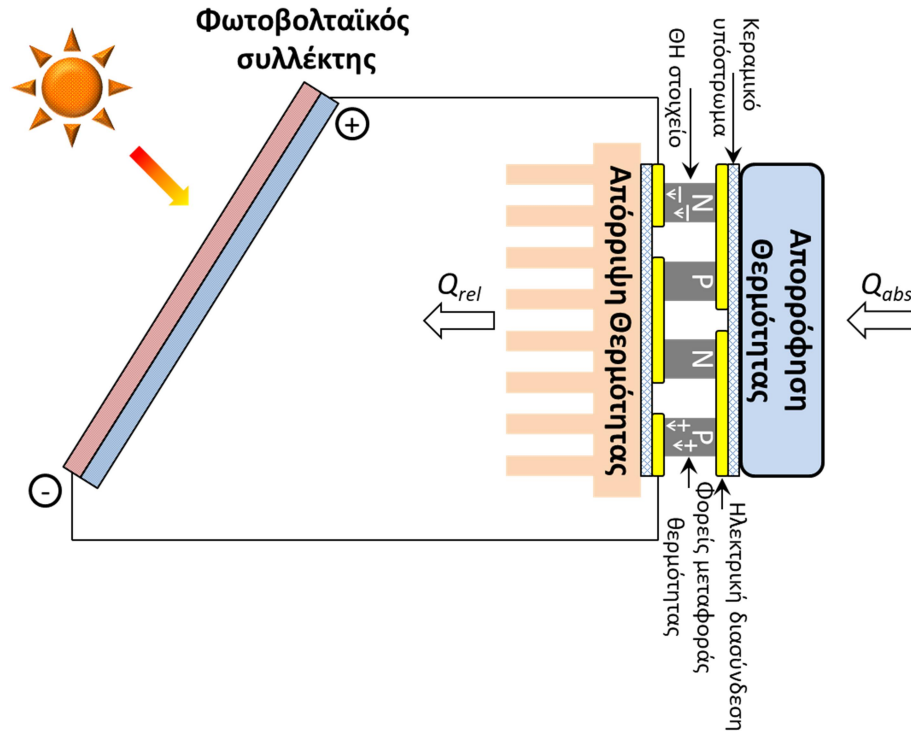
Εικόνα 2.1: Σχηματικό διάγραμμα ηλιακού ηλεκτροκίνητου συστήματος ψύξης (φωτοβολταϊκοί συλλέκτες – συμβατικός ψύκτης συμπίεσης ατμών)



Εικόνα 2.2: Εναλλακτικές τεχνολογίες παραγωγής ψύξης

2.2.1.2 Φωτοβολταϊκοί συλλέκτες – θερμοηλεκτρική ψύξη

Στην περίπτωση αυτή η επιθυμητή ψύξη παράγεται δημιουργώντας ηλεκτρικό ρεύμα διαμέσου ενός ηλεκτρικού κυκλώματος που περιέχει ενώσεις διαφορετικών μετάλλων. Αυτό το φαινόμενο ονομάζεται αντίστροφο φαινόμενο Seebeck. Τα ηλεκτρόνια που κινούνται στο σύστημα χρησιμοποιούνται ως φορείς θερμότητας ούτως ώστε να εξαχθεί θερμότητα από το ψυκτικό φορτίο, αντί του ψυκτικού μέσου. Τα θερμοηλεκτρικά στοιχεία παράγονται από ημιαγωγά υλικά όπως το τελλουριούχο βισμούθιο (Bi_2Te_3) και το τελλουριούχο αντιμόνιο (Sb_2Te_3). Η θερμοηλεκτρική τεχνολογία ψύξης προτιμάται για εφαρμογές ψύξης ενδιάμεσων και χαμηλών θερμοκρασιών όπως για ψύξη ηλεκτρονικών κυκλωμάτων, φορητά ψυγεία και διαστημικές εφαρμογές. Στην Εικόνα 2.3 παρουσιάζεται σχηματικά ένα ηλιακό θερμοηλεκτρικό σύστημα ψύξης. Η απουσία κινούμενων μερών και υγρών εργαζόμενων μέσων είναι ένα από τα κυριότερα πλεονεκτήματα του θερμοηλεκτρικού συστήματος ψύξης. Επί πλέον, η δομή τους είναι συμπαγής και μπορούν να συνδυαστούν με ανεμιστήρες χαμηλής τάσης οι οποίοι μπορούν να τροφοδοτηθούν απευθείας από μπαταρίες των 12 volt ή από ηλεκτρική ενέργεια προερχόμενη από φωτοβολταϊκούς συλλέκτες. Τα συστήματα αυτά παρουσιάζουν επίσης μεγάλη διάρκεια ζωής. Ωστόσο, ο συντελεστής συμπεριφοράς τους είναι πολύ χαμηλός (κυμαίνεται από 0.1 έως 0.4) και το κόστος εγκατάστασης υψηλό ενώ απαιτείται η χρήση μπαταριών για την αποθήκευση ηλεκτρικής ενέργειας.



Εικόνα 2.3: Σχηματικό διάγραμμα ηλιακού ηλεκτροκίνητου συστήματος ψύξης (φωτοβολταϊκοί συλλέκτες – θερμοηλεκτρική ψύξη)

2.2.2 Θερμοκίνητα συστήματα ψύξης

2.2.2.1 Συστήματα ψύξης με ρόφηση

Τα συστήματα ψύξης με ρόφηση τροφοδοτούνται με θερμότητα και μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο κύριες κατηγορίες: 1) συστήματα κλειστού κύκλου και 2) συστήματα ανοικτού κύκλου.

Συστήματα κλειστού κύκλου: Στα συστήματα αυτά δεν πραγματοποιείται μεταφορά μάζας ψυκτικού μέσου μεταξύ του συστήματος και του περιβάλλοντος. Αυτά είναι θερμοκίνητοι ψύκτες που παρέχουν ψυχρό νερό, το οποίο είτε χρησιμοποιείται στις κεντρικές κλιματιστικές μονάδες για να παρέχει πλήρως κλιματιζόμενο αέρα (ψυχρό, ξηρό) είτε διανέμεται μέσω ενός δικτύου ψυχρού νερού σε καθορισμένους χώρους για να ενεργοποιήσει τις τοπικές μονάδες των δωματίων (π.χ. fan coils). Στην αγορά σήμερα υπάρχουν διαθέσιμοι οι ψύκτες απορρόφησης (πιο κοινοί) και οι ψύκτες προσρόφησης [2.1].

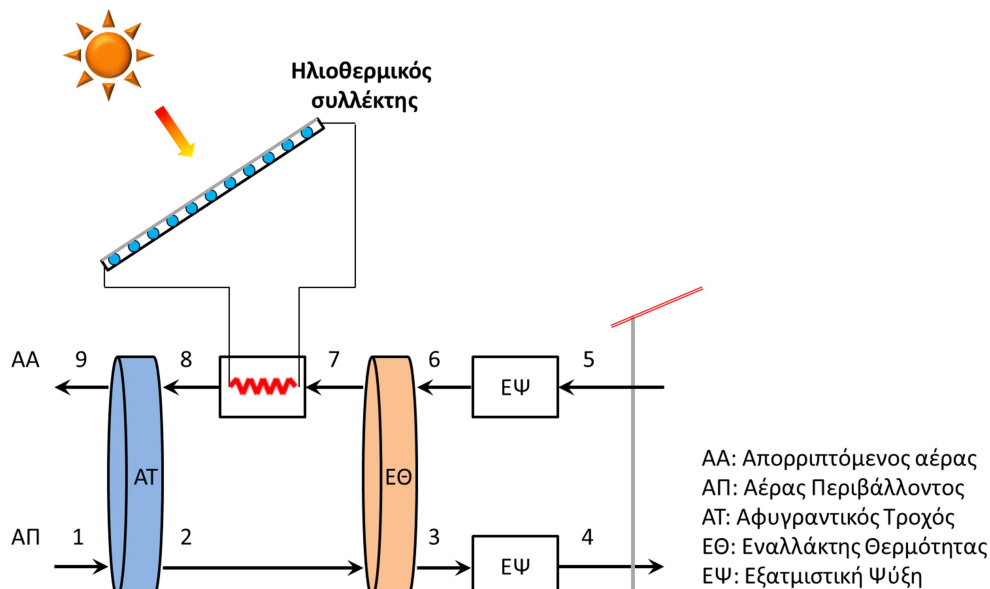
Συστήματα ανοικτού κύκλου: Στα συστήματα αυτά συντελείται μεταφορά μάζας ψυκτικού μεταξύ του συστήματος και του περιβάλλοντος. Τα συστήματα αυτά επιτρέπουν πλήρη κλιματισμό παρέχοντας ψυχρό και ξηρό αέρα σύμφωνα με τις απαιτούμενες συνθήκες άνεσης. Το ψυκτικό μέσο είναι πάντα νερό, δεδομένου ότι είναι σε άμεση επαφή με τον αέρα. Τα πιο κοινά συστήματα είναι συστήματα ψύξης ανοικτού κύκλου, που χρησιμοποιούν έναν περιστρεφόμενο αφυγραντικό τροχό με στερεό πορώδες ροφητικό υλικό [2.1].

2.2.2.1.1 Ανοικτού κύκλου με στερεό αφυγραντικό

Τα συστήματα αυτά χρησιμοποιούν γενικά έναν περιστρεφόμενο αφυγραντικό τροχό αποτελούμενο συνήθως από silica gel, ζεόλιθο, χλωριούχο λίθιο και άλλα προσροφητικά υλικά. Στην Εικόνα 2.4 παρουσιάζεται η αρχή λειτουργίας αυτής της τεχνολογίας. Αέρας περιβάλλοντος (ζεστός και υγρός) εισέρχεται στο σύστημα και περνάει διαμέσου του αφυγραντικού τροχού έτσι ώστε να αφυγρανθεί (μεταβολή 1–2). Εξαιτίας του γεγονότος ότι η αντίδραση της προσρόφησης είναι εξώθερμη, ο αέρας θερμαίνεται. Στην συνέχεια ο αέρας εισέρχεται σε έναν εναλλάκτη θερμότητας, έτσι ώστε να προψυχθεί από τον αέρα που εξέρχεται από το κτήριο (μεταβολή 2–3). Τέλος ο αέρας διαβρέχεται ούτως ώστε να επιτευχθεί το επιθυμητό ψυκτικό αποτέλεσμα (μεταβολή 3–4). Ο εξερχόμενος από τον κλιματιζόμενο χώρο αέρας υγραίνεται εκ νέου ώστε να μειωθεί περαιτέρω η θερμοκρασία του (μεταβολή 5–6). Ο αέρας αυτός περνάει διαμέσου του περιστρεφόμενου εναλλάκτη για να ψύξει τον αέρα της μεταβολής (2–3). Επομένως, η θερμοκρασία του αέρα αυξάνεται σύμφωνα με τη μεταβολή 6–7. Ο αέρας στη συνέχεια θερμαίνεται από μία εξωτερική πηγή θερμότητας (π.χ. ηλιοθερμικό σύστημα) πραγματοποιώντας τη μεταβολή 7–8. Το ρεύμα αέρα που προκύπτει περνάει διαμέσου του αφυγραντικού τροχού για να εκροφηθεί το νερό που περιέχεται στο προσροφητικό υλικό (βήμα αναγέννησης, μεταβολή 8–9). Οι μεταβολές που πραγματοποιούνται στα δύο ρεύματα

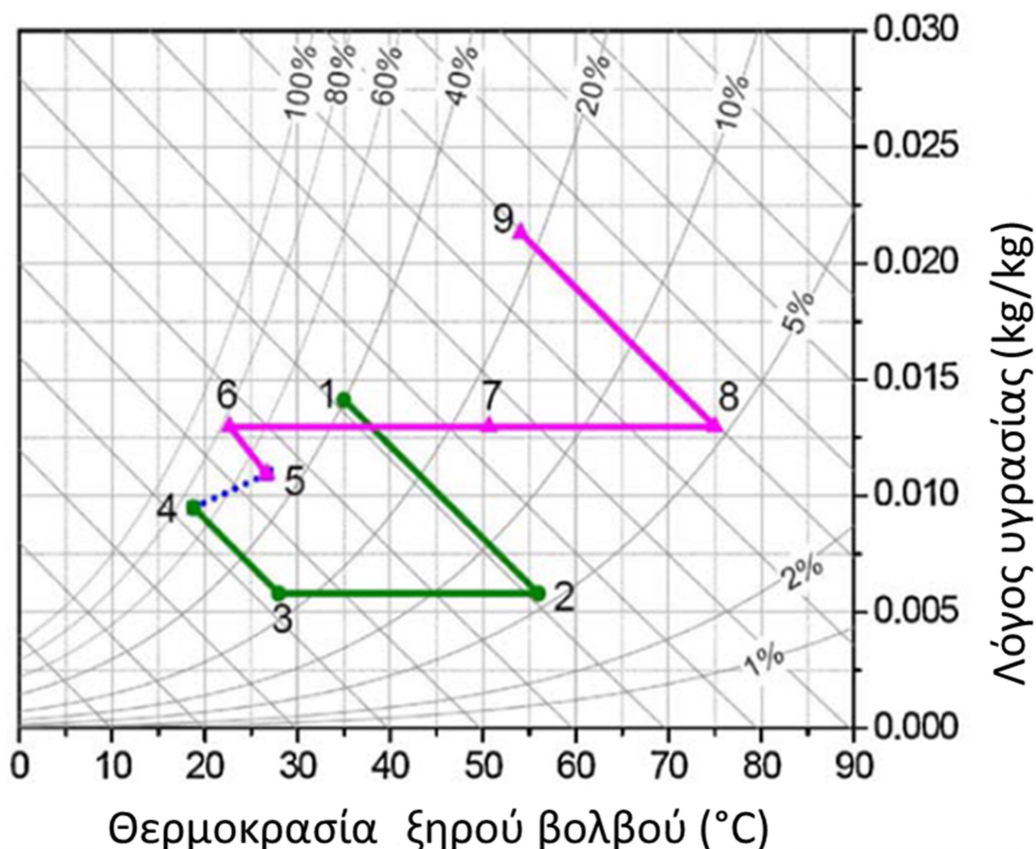
2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας

αέρα κατά τη λειτουργία του συστήματος παριστάνονται και στον ψυχομετρικό χάρτη στην Εικόνα 2.5.



Εικόνα 2.4: Αρχή λειτουργίας συστήματος ψύξης ανοικτού κύκλου με στερεό αφυγραντικό

Η τεχνολογική και οικονομική βιωσιμότητα αυτής της τεχνολογίας έχει αποδειχθεί από αρκετούς ερευνητές. Για παράδειγμα οι Henning et al. [2.2] κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι επιτυγχάνεται εξοικονόμηση ενέργειας της τάξης του 50% με αυτά τα συστήματα σε σύγκριση με τους συμβατικούς ψύκτες συμπίεσης ατμών. Ωστόσο αυτά τα συστήματα στην πραγματικότητα αποτελούν ένα ολοκληρωμένο σύστημα κλιματισμού το οποίο περιλαμβάνει συσκευές ελέγχου του αερισμού, της υγρασίας και της θερμοκρασίας σε ένα σύστημα αγωγών. Ως εκ τούτου, δεν είναι δόκιμο να συγκρίνουμε αυτά τα συστήματα ανοικτού κύκλου με συστήματα όπως οι ψύκτες. Όταν υπάρχουν απαιτήσεις για κάλυψη υψηλών αναγκών αερισμού και αφύγρανσης, οι τεχνολογίες ανοικτού κύκλου μπορούν να αποτελέσουν πολύ καλή επιλογή.



Εικόνα 2.5: Μεταβολές ανοικτού συστήματος ψύξης με αφυγραντικό τροχό στον ψυχομετρικό χάρτη

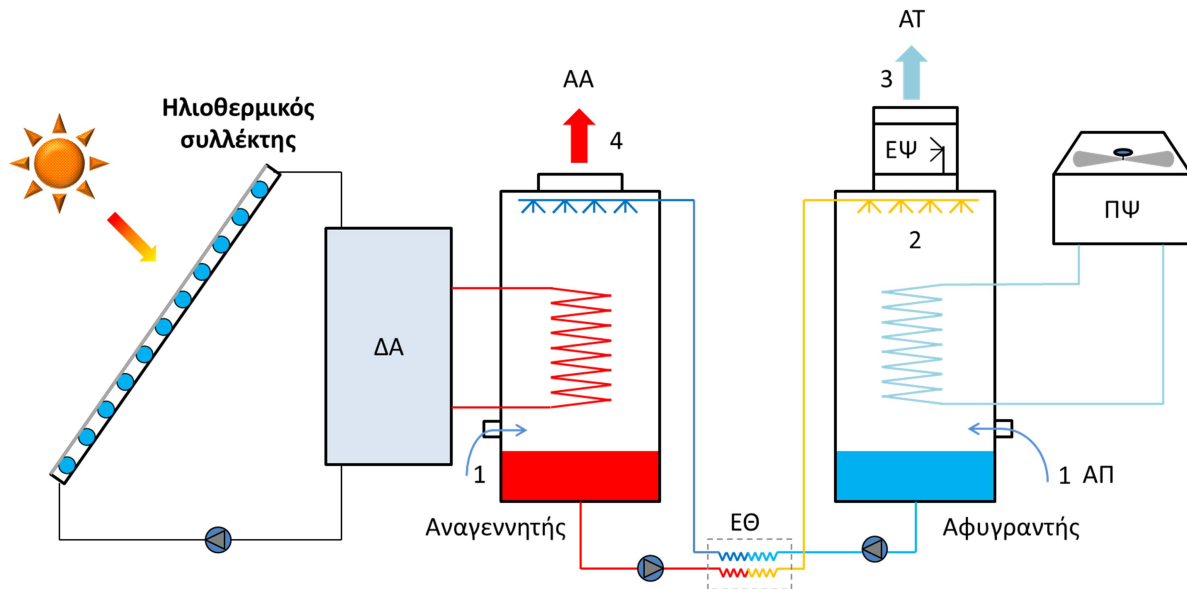
2.2.2.1.2 Ανοικτού κύκλου με υγρό αφυγραντικό

Στην περίπτωση του ανοικτού κύκλου με υγρό αφυγραντικό, η αφύγρανση πραγματοποιείται από υγρές ουσίες μέσω διεργασιών απορρόφησης. Ο αφυγραντικός τροχός αντικαθίσταται από έναν αφυγραντή και έναν αναγεννητή. Αυτά τα στοιχεία παρέχουν ψύξη στο ρεύμα αέρα που περνά μέσα από το μείγμα του απορροφητή ο οποίος συνήθως είναι νερό – χλωριούχο λίθιο, νερό – χλωριούχο ασβέστιο ή νερό βρωμιούχο λίθιο. Η αρχή λειτουργίας αυτού του συστήματος περιγράφεται στην Εικόνα 2.6.

Αέρας περιβάλλοντος (κατάσταση 1) εισέρχεται στον απορροφητή για να αφυγρανθεί. Η θερμότητα απορρόφησης που εκλύεται απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω του πύργου ψύξης. Στη συνέχεια ο αέρας κατάστασης 2 περνάει μέσα από τον υγραντήρα έτσι ώστε να ψυχθεί στην επιθυμητή θερμοκρασία (κατάσταση 3) και να εισέρθει στον κλιματιζόμενο χώρο. Το αραιό διάλυμα ψεκάζεται στον εναλλάκτη του αναγεννητή (ενδόθερμη αντίδραση) ο οποίος τροφοδοτείται από θερμότητα από τους ηλιακούς συλλέκτες. Ένα άλλο ρεύμα αέρα διοχετεύεται στον αναγεννητή (κατάσταση 1). Ο θερμός και υγρός αέρας που προκύπτει απορρίπτεται στο περιβάλλον (κατάσταση 4). Το πυκνό διάλυμα της απορροφητικής ουσίας που λαμβάνεται επιστρέφει στον αφυγραντή για να συνεχίσει η λειτουργία του κύκλου.

2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας

Για να μειωθεί η ποσότητα θερμότητας με την οποία τροφοδοτούμαι τον αναγεννητή και με αυτό τον τρόπο να αυξηθεί ο βαθμός απόδοσης του συστήματος, ένας εναλλάκτης ανάκτησης θερμότητας τοποθετείται μεταξύ του αραιού διαλύματος που εγκαταλείπει τον αναγεννητή και του πυκνού διαλύματος που εξέρχεται από τον αφυγραντή.

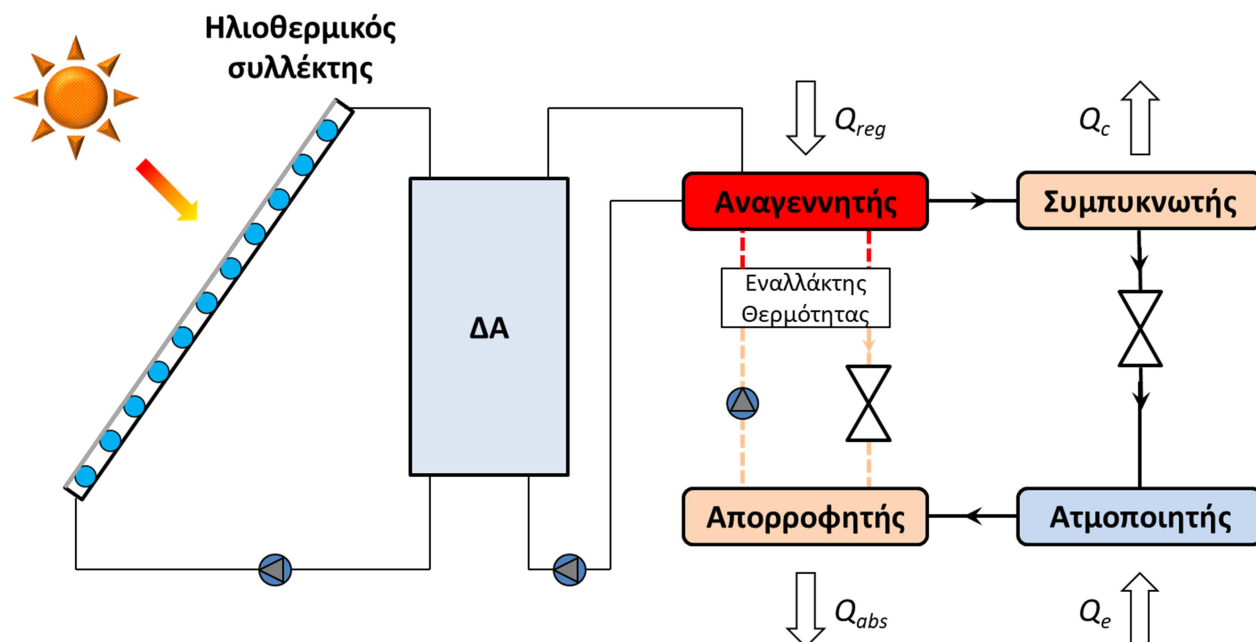


ΑΑ: Απορριπτόμενος αέρας, ΑΠ: Αέρας Περιβάλλοντος, ΑΤ: Αέρας Τροφοδοσίας, ΠΨ: Πύργος Ψύξης
ΕΨ: Εξαμιστική Ψύξη, ΔΑ: Δεξαμενή Αποθήκευσης, ΕΘ: Εναλλάκτης Θερμότητας

Εικόνα 2.6: Αρχή λειτουργίας συστήματος ψύξης ανοικτού κύκλου με υγρό αφυγραντικό

2.2.2.1.3 Ψύκτες απορρόφησης

Η αρχή λειτουργίας ενός ψύκτη απορρόφησης περιγράφεται στο σχήμα της Εικόνας 2.7. Στον αναγεννητή προσδίδεται θερμότητα, Q_{reg} , μέσω των ηλιακών συλλεκτών ούτως ώστε να αναγεννηθεί το υλικό το οποίο απορρόφησε το ψυκτικό μέσο στον απορροφητή. Κατά την εκρόφηση, το ψυκτικό μέσο ατμοποιείται και στη συνέχεια συμπυκνώνεται στο συμπυκνωτή με παράλληλη έκλυση της θερμότητας συμπύκνωσης, Q_c , στο περιβάλλον. Το αναγεννημένο απορροφητικό υλικό επιστρέφει στον απορροφητή όπου και απορροφά τους ατμούς του ψυκτικού μέσου που προέρχονται από τον ατμοποιητή. Κατά τη διεργασία αυτή, η θερμότητα απορρόφησης, Q_{abs} , απορρίπτεται επίσης στο περιβάλλον. Στον ατμοποιητή, το υγροποιημένο ψυκτικό μέσο που προέρχεται από το συμπυκνωτή ατμοποιείται παραλαμβάνοντας τη θερμότητα Q_e από το ψυκτικό φορτίο.



Εικόνα 2.7: Αρχή λειτουργίας ψύκτη απορρόφησης τροφοδοτούμενου από ηλιακή ενέργεια

Τα συνηθέστερα ζεύγη που χρησιμοποιούνται είναι τα Αμμωνία/Νερό ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) όπου η αμμωνία είναι το ψυκτικό και το Νερό/Βρωμιούχο Λίθιο ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) όπου το νερό είναι το ψυκτικό. Το πρώτο ζεύγος μπορεί να παράγει ψύξη σε αρνητικές θερμοκρασίες και μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε εφαρμογές κλιματισμού αλλά και σε βιομηχανικές εφαρμογές ενώ το δεύτερο ζεύγος χρησιμοποιείται μόνο σε εφαρμογές κλιματισμού. Άλλοι τύποι μειγμάτων που χρησιμοποιούνται σε τέτοιες εφαρμογές είναι τα: $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ [2.3], $\text{LiBr} - \text{HO}(\text{CH}_2)\text{OH}/\text{H}_2\text{O}$ [2.4] και άλλα [2.5] τα οποία ωστόσο βρίσκονται υπό ανάπτυξη εξαιτίας της χαμηλής τους απόδοσης.

Οι ψύκτες απορρόφησης είναι ευρέως διαδεδομένοι σε εφαρμογές ηλιακής ψύξης. Καταναλώνουν μικρά ποσά ηλεκτρικής ενέργειας και οι διαστάσεις τους είναι γενικά μικρότερες από αντίστοιχης ισχύος ψύκτες προσρόφησης εξαιτίας των υψηλότερων συντελεστών μεταφοράς θερμότητας των απορροφητών.

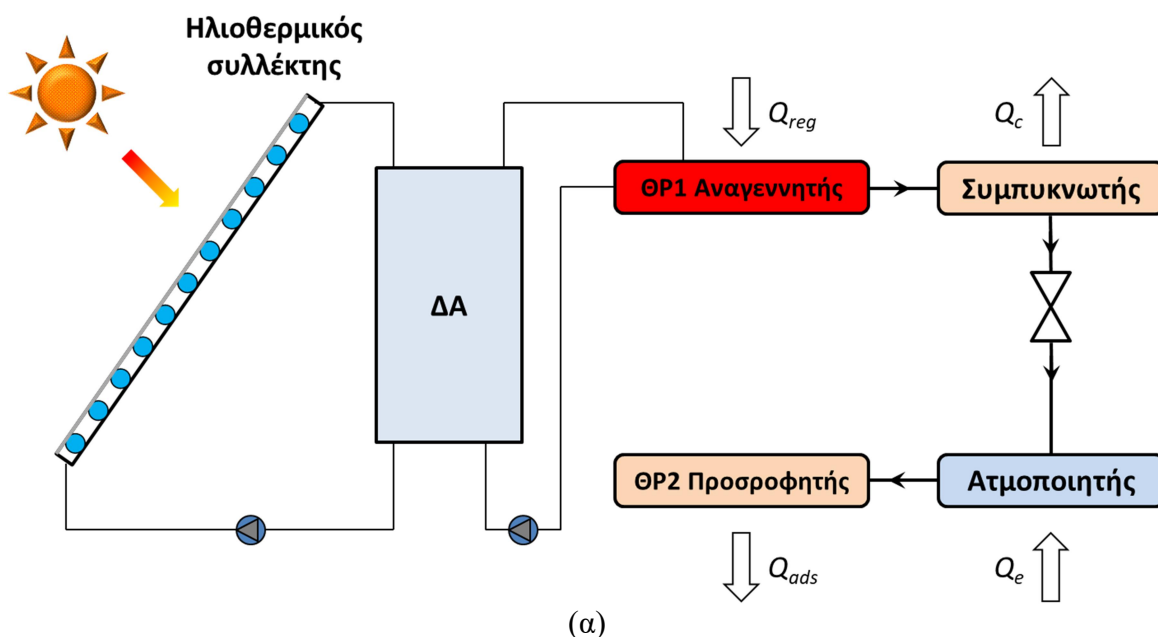
2.2.2.1.4 Ψύκτες προσρόφησης

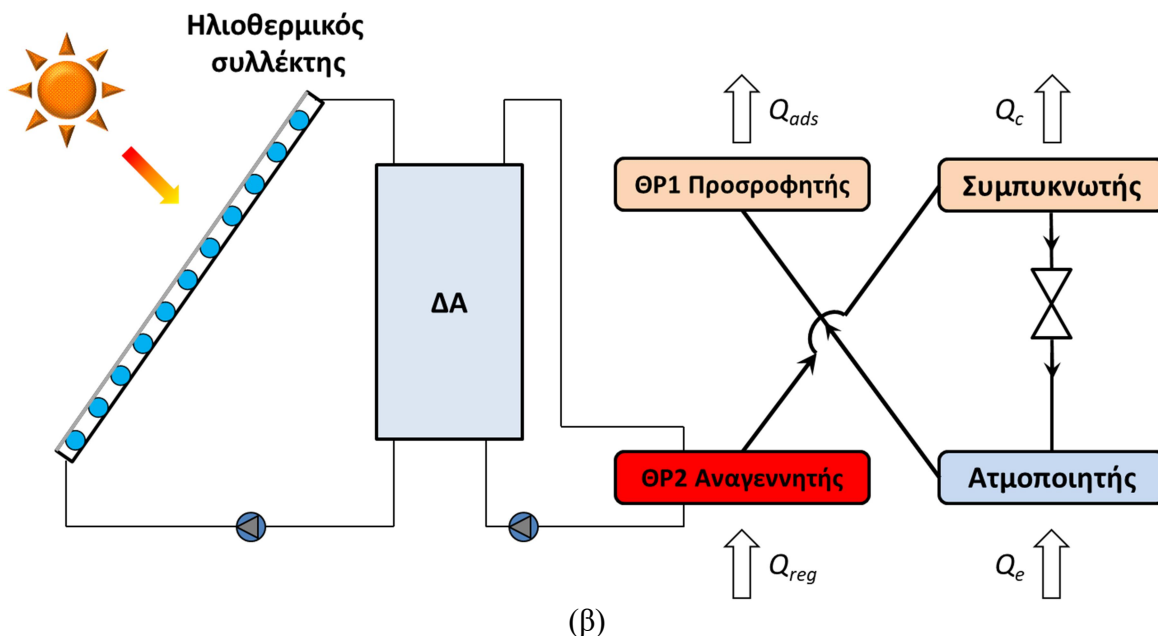
Το φαινόμενο της προσρόφησης οφείλεται στις επιφανειακές αλληλεπιδράσεις που αναπτύσσονται μεταξύ ενός ζεύγους στερεού (προσροφητής) – αερίου (ψυκτικό μέσο). Η φύση της αλληλεπίδρασης μπορεί να είναι φυσική ή χημική ανάλογα με τις προσροφητικές δυνάμεις που την προκαλούν. Στη φυσική προσρόφηση, τα μόρια του ψυκτικού μέσου προσκολλώνται στην επιφάνεια του προσροφητή μέσω διαμοριακών δυνάμεων Van Der Waals [2.6]. Από την άλλη μεριά, η χημική προσρόφηση περιλαμβάνει μεταφορά ηλεκτρονίων μεταξύ της αέριας και της στερεάς ουσίας.

2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας

Προσροφητικά υλικά όπως ο ζεόλιθος, το silica gel, ο ενεργός άνθρακας και η αλουμίνα είναι φυσικοί προσροφητές οι οποίοι αποτελούνται από δομές με υψηλό πορώδες και υψηλούς λόγους επιφάνειας/όγκου (της τάξης των εκατοντάδων) οι οποίοι μπορούν επιλεκτικά να προσελκύσουν και να συγκρατήσουν ψυκτικά μέσα. Όταν τα υλικά αυτά φτάσουν σε κατάσταση κορεσμού, μπορούν να αναγεννηθούν με απλή πρόσδοση θερμότητας. Όταν ένα προσροφητικό υλικό και ένα ψυκτικό μέσο περιέχονται στο ίδιο δοχείο, το προσροφητικό θα διατηρήσει την πίεση προσροφώντας το υπό εξάτμιση ψυκτικό μέσο. Η διεργασία είναι διακοπτόμενη επειδή το προσροφητικό υλικό πρέπει να αναγεννηθεί όταν φτάσει σε κατάσταση κορεσμού. Για το σκοπό αυτό, περισσότεροι του ενός θάλαμοι ρόφησης απαιτούνται ώστε να εξασφαλιστεί συνεχόμενη λειτουργία.

Ένα σύστημα ηλιακής ψύξης με ψύκτη προσρόφησης παρουσιάζεται στην Εικόνα 2.8. Η αρχή λειτουργίας ενός τέτοιου συστήματος είναι όμοια με αυτή του ψύκτη απορρόφησης που παρουσιάστηκε στην προηγούμενη παράγραφο με τη διαφορά ότι το προσροφητικό υλικό είναι στερεό και δε μπορεί να μεταφέρεται από τον αναγεννητή στον προσροφητή όπως συμβαίνει με τον υγρό απορροφητή του ψύκτη απορρόφησης. Για το λόγο αυτό, οι ψύκτες προσρόφησης διαθέτουν συνήθως περισσότερους του ενός θαλάμους ρόφησης και τα κυκλώματα του νερού ψύξης και του νερού θέρμανσης κατευθύνονται εναλλάξ τότε στον έναν και τότε στον άλλον, καθιστώντας τον ίδιο θάλαμο ρόφησης περιοδικά προσροφητή και αναγεννητή. Η λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης θα αναλυθεί με περισσότερη λεπτομέρεια στα επόμενα κεφάλαια καθώς είναι το κύριο αντικείμενο ενασχόλησης της παρούσας Διδακτορικής Διατριβής.





Εικόνα 2.8: Αρχή λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης τροφοδοτούμενου από ηλιακή ενέργεια: (α) ΘP1 ως προσροφητής και ΘP2 ως αναγεννητής, (β) ΘP1 ως αναγεννητής και ΘP2 ως προσροφητής

Οι ψύκτες προσρόφησης είναι συγκρίσιμοι με τους αντίστοιχους της απορρόφησης σε όρους μέγιστου επιτεύξιμου συντελεστή συμπεριφοράς COP. Ωστόσο η ψυκτική πυκνότητα ισχύος τους είναι αρκετά χαμηλότερη. Οι ψύκτες προσρόφησης μπορούν να είναι ανταγωνιστικοί σε μεγάλης κλίμακας ηλιακά συστήματα ψύξης στα οποία η χαμηλή τους πυκνότητα ισχύος δεν αποτελεί πρόβλημα. Για μικρής και μεσαίας κλίμακας ηλιακά συστήματα ψύξης, οι ψύκτες αυτοί θεωρούνται ογκώδεις και ακριβοί [2.7].

2.2.2.2 Θερμομηχανικά συστήματα ψύξης

2.2.2.2.1 Θερμική μηχανή – συμβατικό σύστημα συμπίεσης ατμών

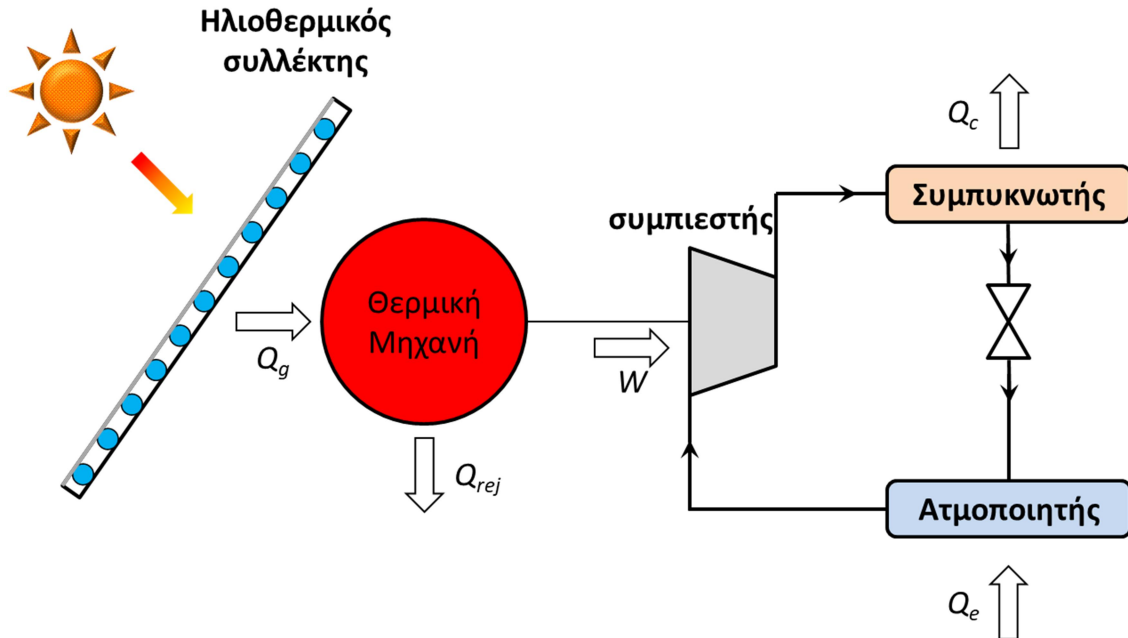
Σε αυτά τα συστήματα μία θερμική μηχανή μετατρέπει την ηλιακή ακτινοβολία σε μηχανικό έργο το οποίο τροφοδοτεί το μηχανικό συμπιεστή ενός συμβατικού συστήματος συμπίεσης ατμών. Στην Εικόνα 2.9 παρουσιάζεται σχηματικά ένα τέτοιο σύστημα.

Μηχανές Stirling και Rankine χρησιμοποιούνται συνήθως για παραγωγή ισχύος μέσω ηλιακής ενέργειας. Τα ηλιακά συστήματα Rankine προτάθηκαν για πρώτη φορά στις Η.Π.Α. την περίοδο της πετρελαϊκής κρίσης μεταξύ του 1975 και 1980. Ωστόσο, τα συστήματα αυτά δεν ήταν ανταγωνιστικά από οικονομική άποψη. Η ηλιακή ενέργεια μπορεί να τροφοδοτήσει κύκλους ατμού Rankine αλλά και οργανικούς κύκλους. Σε σύγκριση με τον κύκλο ατμού Rankine, ο τροφοδοτούμενος από ηλιακή ενέργεια οργανικός κύκλος Rankine μικρής κλίμακας ισχύος λειτουργεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες, παρουσιάζει υψηλότερες αποδόσεις ενεργειακής μετατροπής και είναι φιλικότερος προς το περιβάλλον [2.8]. Μηχανές που ακολουθούν τον

2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας

κύκλο Stirling έχουν επίσης μελετηθεί για παραγωγή ισχύος από τον ήλιο. Οι μηχανές αυτές μπορούν να λειτουργήσουν εκμεταλλευόμενες υψηλές θερμοκρασίες στις οποίες μία μηχανή που λειτουργεί με βάση τον κύκλο Rankine δε μπορεί να λειτουργήσει [2.9].

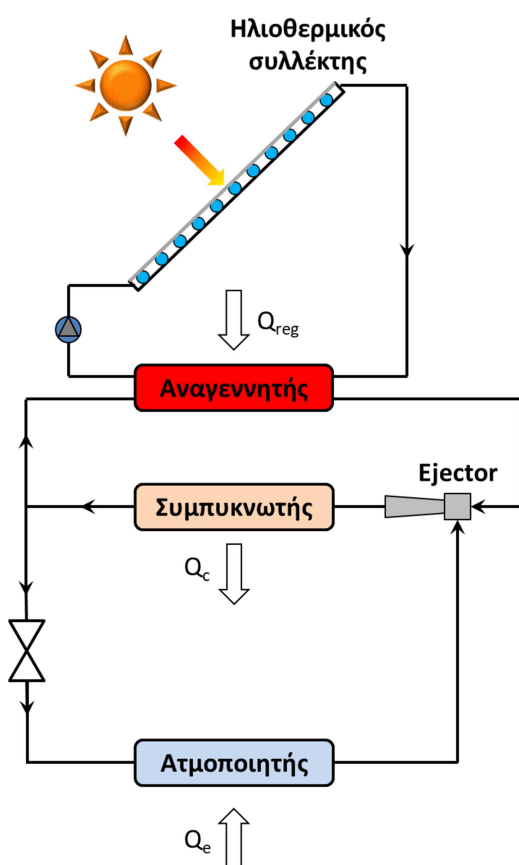
Για να είναι ένα θερμομηχανικό σύστημα ψύξης οικονομικά ανταγωνιστικό, θα πρέπει η σύζευξη των ηλιακών συλλεκτών με τη θερμική μηχανή να είναι συγκρίσιμη με ένα σύστημα φωτοβολταϊκών συλλεκτών όσον αφορά τη τιμή τους. Μία θερμική μηχανή που λειτουργεί στο 60% της απόδοσης Carnot εκμεταλλευόμενη πηγή θερμότητας των 150 °C και απορρίπτοντας θερμότητα σε περιβάλλον θερμοκρασίας 28 °C θα έχει βαθμό απόδοσης μετατροπής θερμότητας σε μηχανική ισχύ 17%. Ανάμεσα στους μη συγκεντρωτικούς τύπους ηλιακών συλλεκτών, μόνο ορισμένοι τύποι ηλιακών συλλεκτών κενού μπορούν να λειτουργήσουν αποδοτικά στους 150 °C οι οποίοι είναι διαθέσιμοι σε μία τιμή 771 €/m² [2.10]. Αν αυτού του τύπου ο συλλέκτης συνδυαστεί με μία θερμική μηχανή, ο βαθμός μετατροπής ηλιακής ενέργειας σε μηχανική ισχύ θα είναι περίπου 10%. Για κάθε 1 m² ηλιακού συλλέκτη, 100 W ωφέλιμου έργου παράγονται κάτω από ηλιακή ακτινοβολία 1 kWh/m². Ως εκ τούτου, η τιμή του συλλέκτη ανά μονάδα παραγόμενης μηχανικής ισχύος είναι περίπου 7.71 €/W χωρίς να συμπεριλαμβάνεται το κόστος της θερμικής μηχανής. Αυτό το κόστος είναι σχετικά υψηλό σε σύγκριση με το κόστος των φωτοβολταϊκών συλλεκτών (3–7 €/W_p). Οπότε το κόστος ενός θερμοηλεκτρικού συστήματος ψύξης είναι εν γένει μεγαλύτερο από αυτό ενός ηλιακού ηλεκτρικού συστήματος ψύξης.



Εικόνα 2.9: Αρχή λειτουργίας θερμομηχανικού συστήματος ψύξης (θερμική μηχανή – συμβατικό σύστημα συμπύεσης ατμών)

2.2.2.2 Ejector

Αυτά τα ηλιακά συστήματα ψύξης μπορούν να εκμεταλλευτούν πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας. Αναπτύχθηκαν αντικαθιστώντας το μηχανικό συμπιεστή ενός συμβατικού συστήματος ψύξης με έναν αναγεννητή, έναν ejector και μία αντλία (Εικόνα 2.10). Η τεχνολογία αυτή μπορεί να ταξινομηθεί σε τρεις κύριες κατηγορίες: συστήματα μίας βαθμίδας, συστήματα πολλαπλών βαθμίδων και υβριδικά συστήματα. Τα μονοβάθμια συστήματα είναι τα απλούστερα αυτής της κατηγορίας και είναι ευρέως εγκατεστημένα παγκοσμίως. Τα πρώτα μοντέλα που δοκιμάστηκαν χρησιμοποιούσαν ως ψυκτικά μέσα CFCs και HCFCs [2.11] ωστόσο πρόσφατα ασφαλέστερα ψυκτικά μέσα εξετάστηκαν όπως υδρογονάνθρακες [2.12] και φθοριωμένοι αιθέρες [2.13].

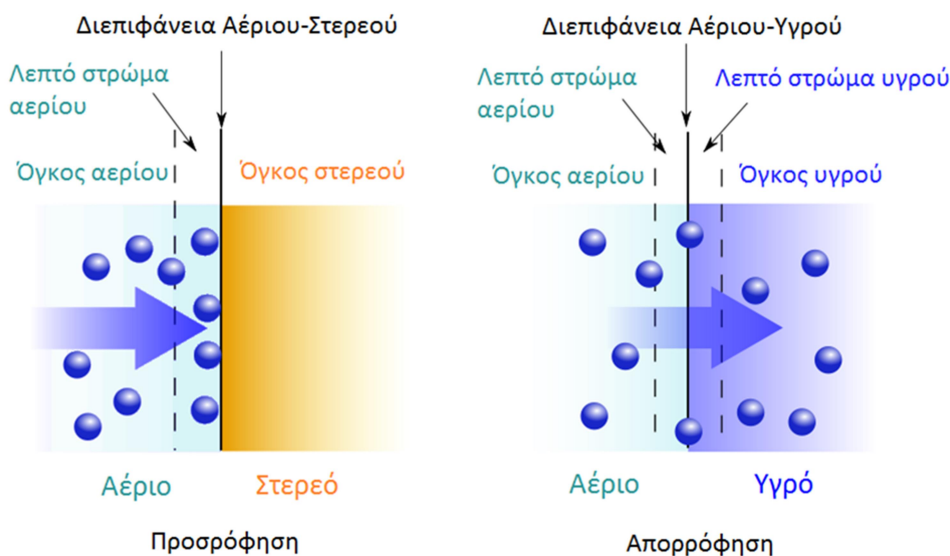


Εικόνα 2.10: Αρχή λειτουργίας θερμομηχανικού συστήματος ψύξης (ejector)

Τα συστήματα αυτά παρουσιάζουν συντελεστές συμπεριφοράς COP μικρότερους από 0.3 αλλά είναι ελκυστικά λόγω της απλότητας, της απουσίας κινούμενων μερών και του χαμηλού κόστους εγκατάστασης και λειτουργίας. Το μεγαλύτερό τους μειονέκτημα είναι η πολυπλοκότητα στο σχεδιασμό του ejector και η δυσκολία να λειτουργήσουν σε μεγάλο εύρος θερμοκρασιών περιβάλλοντος.

2.3 ΨΥΚΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΡΟΦΗΣΗΣ ΚΛΕΙΣΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ

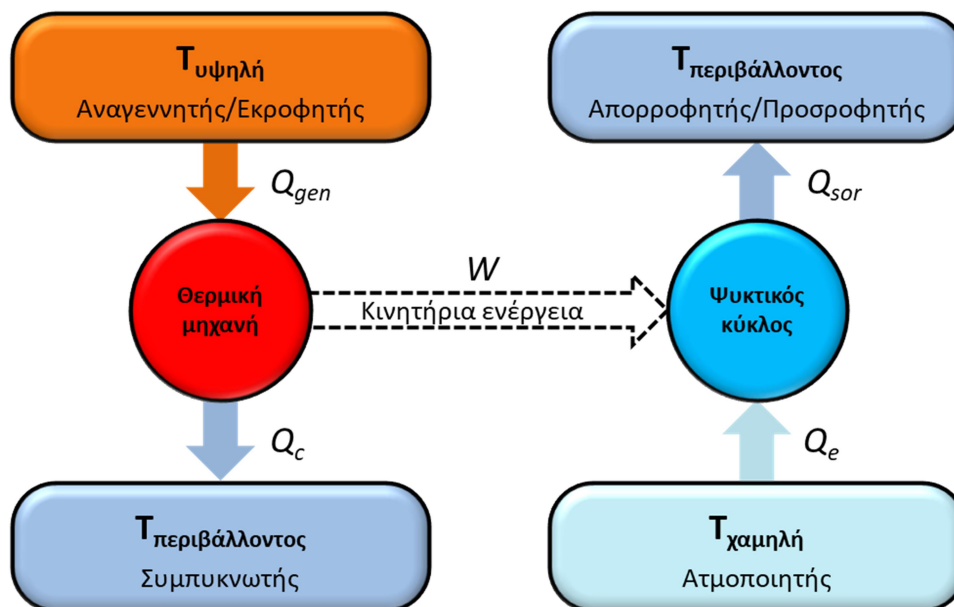
Τα ψυκτικά συστήματα ρόφησης αποτελούν μία εναλλακτική και φιλική προς το περιβάλλον τεχνολογία παραγωγής ψύξης. Είναι θερμοκίνητοι ψύκτες οι οποίοι μπορούν να τροφοδοτηθούν από πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας και βρίσκουν εφαρμογή σε συστήματα τρι-παραγωγής αλλά και σε μονάδες ηλιακής ψύξης. Ένα από τα κυριότερα πλεονεκτήματά τους είναι ότι στις περισσότερες περιπτώσεις χρησιμοποιούν φιλικά προς το περιβάλλον ψυκτικά μέσα όπως το νερό. Τα συστήματα αυτά ανάλογα με τη διεργασία που ακολουθούν για να ροφήσουν το ψυκτικό μέσο χωρίζονται σε ψύκτες προσρόφησης και ψύκτες απορρόφησης. Προσρόφηση είναι η διεργασία κατά την οποία άτομα, ιόντα ή μόρια μίας ουσίας συσσωρεύονται στην επιφάνεια ενός προσροφητή. Απορρόφηση είναι η διεργασία κατά την οποία μία ουσία διαχέεται στον όγκο ενός υγρού με αποτέλεσμα τη δημιουργία ενός διαλύματος (Εικόνα 2.11).



Εικόνα 2.11: Σύγκριση μεταξύ προσρόφησης και απορρόφησης

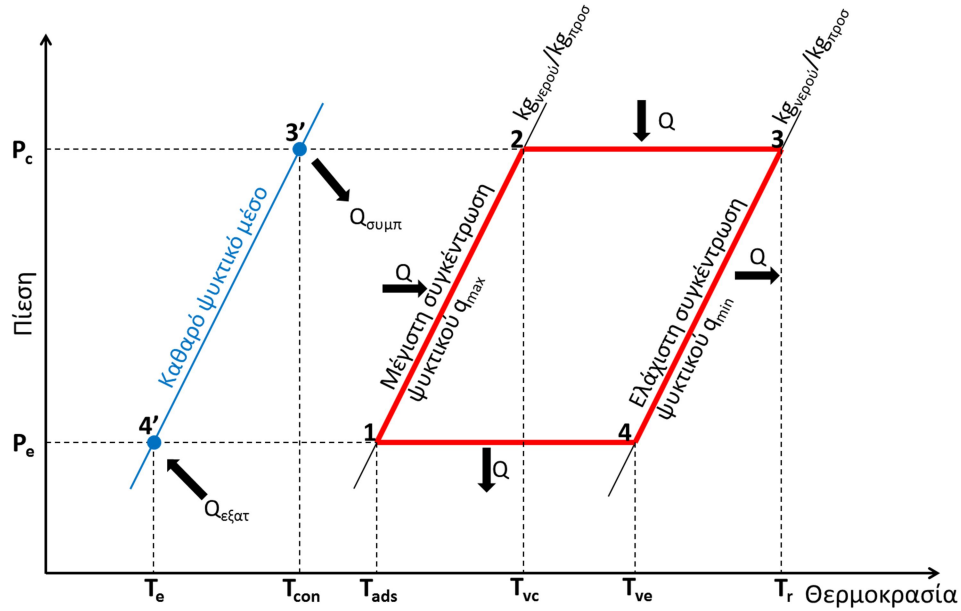
Ο ψυκτικός κύκλος ρόφησης λειτουργεί μεταξύ τριών θερμοκρασιακών επιπέδων ενώ ο συμβατικός κύκλος συμπίεσης ατμών λειτουργεί ανάμεσα σε δύο θερμοκρασιακά επίπεδα και απαιτεί τροφοδότηση από μηχανική ισχύ (Εικόνα 2.12). Μπορεί να θεωρηθεί ως δύο ξεχωριστοί κύκλοι. Ο ένας είναι ένας ψυκτικός κύκλος στον οποίο το ψυκτικό μέσο ατμοποιείται στον ατμοποιητή παραλαμβάνοντας θερμότητα (Q_e) από την πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας και απορρίπτει θερμότητα (Q_{sor}) στην καταβόθρα θερμότητας ενδιάμεσης θερμοκρασίας. Αυτός ο κύκλος αντιπροσωπεύει τη διεργασία ρόφησης. Ο δεύτερος κύκλος αποτελεί μία θερμική μηχανή η οποία παραλαμβάνει θερμότητα (Q_{gen}) από την πηγή θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας και απορρίπτει θερμότητα (Q_c) στην καταβόθρα θερμότητας ενδιάμεσης θερμοκρασίας. Η μεταφορά θερμότητας Q_c συμβαίνει κατά τη διάρκεια της συμπύκνωσης του ψυκτικού μέσου στο συμπυκνωτή. Αυτός ο κύκλος αντιπροσωπεύει τη διεργασία της

εκρόφησης. Θεωρείται ότι το έργο που λαμβάνεται από τη θερμική μηχανή χρησιμοποιείται για να τροφοδοτήσει τον ψυκτικό κύκλο.

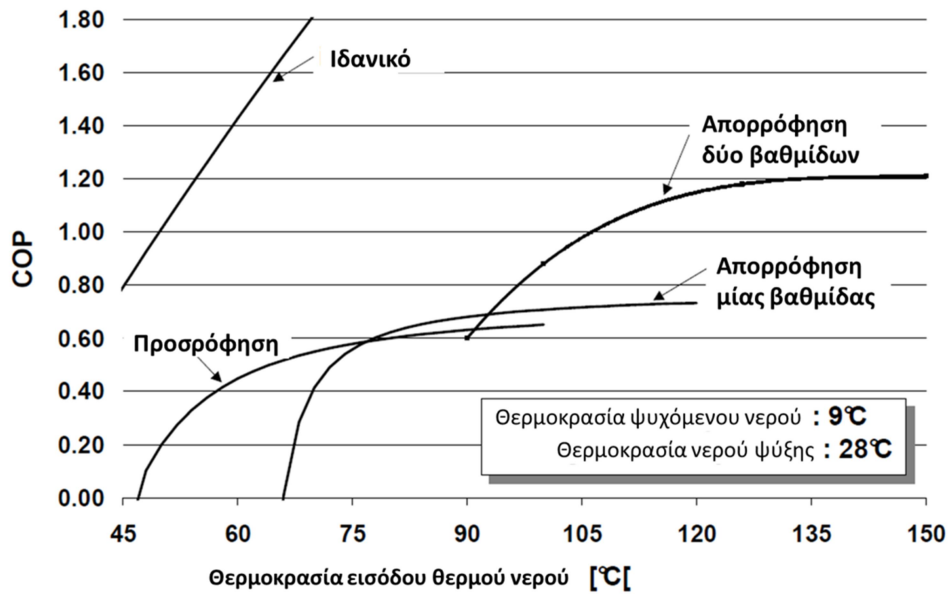


Εικόνα 2.12: Θερμοδυναμικός κύκλος ρόφησης

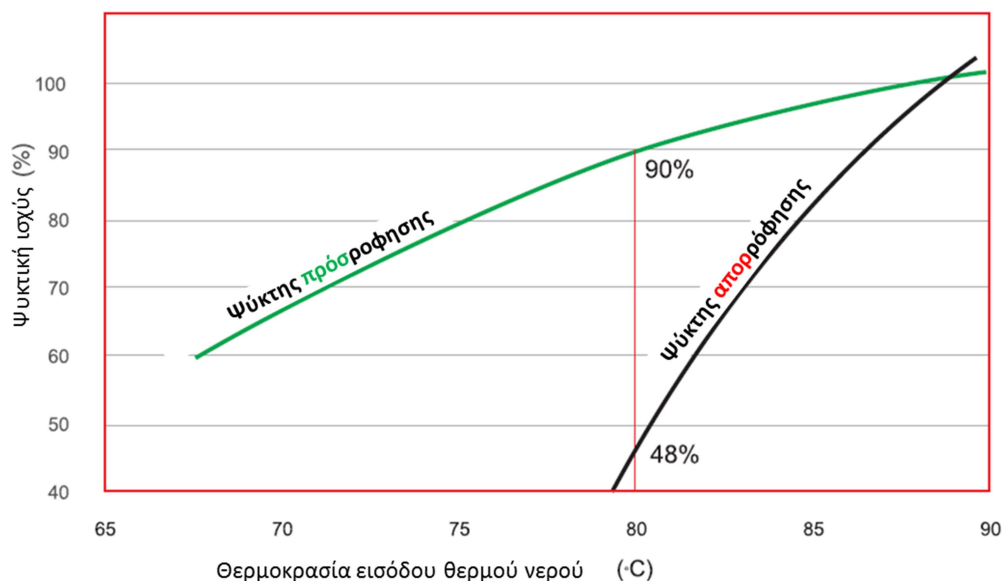
Ο θεωρητικός ψυκτικός κύκλος ρόφησης λειτουργεί μεταξύ δύο πιέσεων και δύο συγκεντρώσεων ψυκτικού μέσου/ροφητικού υλικού (Εικόνα 2.13). Τα ψυκτικά συστήματα ρόφησης μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σε ψυκτικά συστήματα απορρόφησης και σε ψυκτικά συστήματα προσρόφησης. Τα ψυκτικά συστήματα απορρόφησης χρησιμοποιούν υγρούς απορροφητές και είναι αποδοτικότερα παρουσιάζοντας γενικότερα υψηλότερους συντελεστές COP σε σύγκριση με τα αντίστοιχα συστήματα προσρόφησης [2.14, 2.15]. Ωστόσο τα ψυκτικά συστήματα προσρόφησης παρουσιάζουν αρκετά πλεονεκτήματα έναντι των ψυκτών απορρόφησης. Το κυριότερο από αυτά έγκειται στο γεγονός ότι οι ψύκτες προσρόφησης μπορούν να τροφοδοτηθούν εκμεταλλευόμενοι πηγές θερμότητας χαμηλότερης θερμοκρασίας καθιστώντας τους ιδανικούς για εφαρμογές ηλιακής ψύξης. Αναφέρεται ότι πηγές θερμότητας της τάξης των $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ αρκούν για να λειτουργήσει ένας ψύκτης προσρόφησης [2.16] ενώ ακόμα και θερμοκρασίες της τάξης των $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ είναι ικανές να τροφοδοτήσουν ψύκτες προσρόφησης πολλαπλών βαθμίδων [2.17]. Αντιθέτως, για τους ψύκτες απορρόφησης αναφέρεται ότι δε μπορούν να λειτουργήσουν λόγω προβλημάτων κρυστάλλωσης με θερμοκρασίες χαμηλότερες των $61\text{ }^{\circ}\text{C}$ [2.18]. Ενδεικτικά σχετικά με τα παραπάνω είναι τα διαγράμματα που ακολουθούν (Εικόνα 2.14 και Εικόνα 2.15). Επίσης λόγω των στερεών ροφητικών μέσων οι ψύκτες προσρόφησης είναι κατάλληλοι για χρήση σε μη στατικές εφαρμογές όπως τρένα και πλοία κάτι που δε μπορεί να συμβεί με τους ψύκτες απορρόφησης. Διαθέτουν ελάχιστα κινούμενα μέρη και είναι σχεδόν αθόρυβα συστήματα ικανά να λειτουργήσουν για περισσότερες από 8000 ώρες το χρόνο παρουσιάζοντας υψηλή διάρκεια ζωής.



Εικόνα 2.13: Διάγραμμα ρόφησης Clapeyron



Εικόνα 2.14: Καμπύλες του συντελεστή συμπεριφοράς COP για διαφορετικές τεχνολογίες ψύξης [2.19]



Εικόνα 2.15: Σύγκριση ψύκτη προσρόφησης με ψύκτη απορρόφησης (ψυκτική ισχύς συναρτήσεως της θερμοκρασίας αναγέννησης) [2.20]

2.4 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ

Το 1848 ο Faraday βρήκε ότι ψυκτική ισχύς μπορεί να παραχθεί όταν αμμωνία (NH_3) προσροφάται από χλωριούχο άργυρο (AgCl). Αυτή είναι η πρώτη καταγραφή φαινομένου ψύξης με προσρόφηση. Κατά τη δεκαετία του 1920 ο G. E. Hulse πρότεινε ένα ψυκτικό σύστημα στο οποίο silica gel/ SO_2 χρησιμοποιούνταν ως εργαζόμενο ζεύγος για αποθήκευση τροφίμων σε τρένα. Το σύστημα τροφοδοτούνταν από την καύση προπανίου και απέρριπτε θερμότητα στο περιβάλλον μέσω συναγωγής με τον αέρα. Η χαμηλότερη θερμοκρασία ψύξης που μπορούσε να παραχθεί από το εν λόγω σύστημα άγγιζε τους $12\text{ }^\circ\text{C}$ [2.21]. Το 1929 ο E. B. Miller περιέγραψε αρκετά ψυκτικά συστήματα τα οποία χρησιμοποιούσαν το ζεύγος silica gel/ SO_2 [2.22]. Μεταξύ 1940–1945 ένα ψυκτικό σύστημα με εργαζόμενο ζεύγος το $\text{CaCl}_2/\text{NH}_3$ εφαρμόστηκε για αποθήκευση τροφίμων σε ένα τρένο από το Λονδίνο προς το Λίβερπουλ, εκμεταλλευόμενο ως πηγή θερμότητας ατμό θερμοκρασίας $100\text{ }^\circ\text{C}$. Η εφεύρεση του Freon ωστόσο και η επιτυχής ανάπτυξη του ερμητικού συμπιεστή κατά τη δεκαετία του 1930 βελτίωσαν αισθητά την απόδοση του ψυκτικού συστήματος συμπίεσης ατμών με αποτέλεσμα τα προσροφητικά συστήματα ψύξης να μη μπορούν να ανταγωνιστούν τα υψηλής απόδοσης συστήματα με CFC. Αυτό είχε ως αποτέλεσμα η έρευνα να μην ασχολείται με τα ψυκτικά συστήματα προσρόφησης για μεγάλο χρονικό διάστημα.

Η ενεργειακή κρίση, ωστόσο, κατά τη δεκαετία του 1970 έδωσε τη δυνατότητα στην τεχνολογία της ψύξης με προσρόφηση να αναπτυχθεί εκ νέου κυρίως εξ αιτίας του γεγονότος ότι τροφοδοτείται εκμεταλλευόμενη πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας όπως απορριπτόμενη θερμότητα και ηλιακή ενέργεια. Κατά τη δεκαετία του 1990 η μόλυνση του περιβάλλοντος αναδείχθηκε σε μείζον πρόβλημα ενώ αποδείχθηκε ότι το συμβατικό σύστημα παραγωγής ψύξης

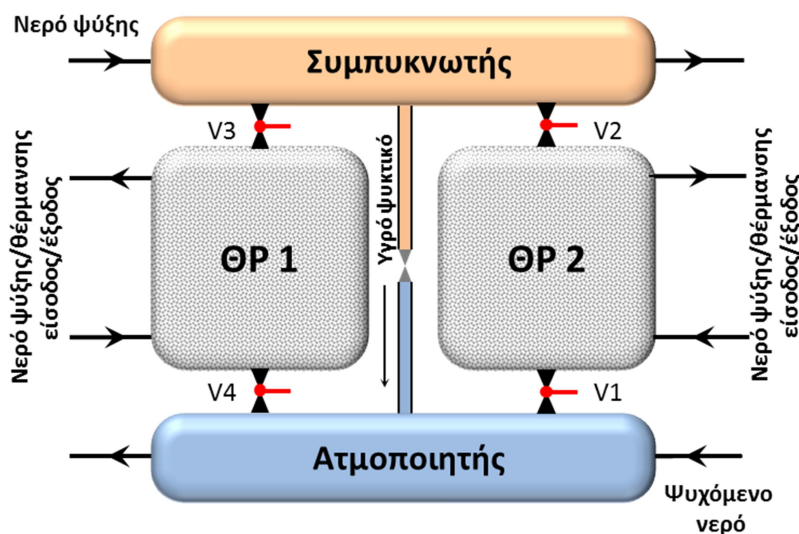
συμπύεσης ατμών επιτείνει τα προβλήματα της καταστροφής της στιβάδας του όζοντος και της υπερθέρμανσης του πλανήτη. Ως αποτέλεσμα, οι εναλλακτικές και φιλικές προς το περιβάλλον τεχνολογίες ψύξης όπως η ψύξη με προσρόφηση προσέλκυσαν πάλι το ενδιαφέρον των ερευνητών.

Η έρευνα σχετικά με την ψύξη με προσρόφηση ξεκίνησε στην Ευρώπη. Ερευνητές όπως οι F. E. Meunier and M. Pons [2.23–2.25] από τη Γαλλία, οι G. Cacciola et al. από την Ιταλία [2.26, 2.27] οι R. E. Critoph et al. από την Αγγλία [2.28–2.30], οι Shelton et al. από τις Η.Π.Α. [2.31–2.34] και οι L. L. Vasiliev από τη Λευκορωσία [2.35] συνέβαλαν τα μέγιστα ώστε να αναπτυχθεί η τεχνολογία. Οι πρώτοι εμπορικά διαθέσιμοι ψύκτες προσρόφησης έκαναν την εμφάνισή τους στην αγορά το 1986 από την Ιαπωνική εταιρία Nishiyodo Kuchouki, Co. Ltd.

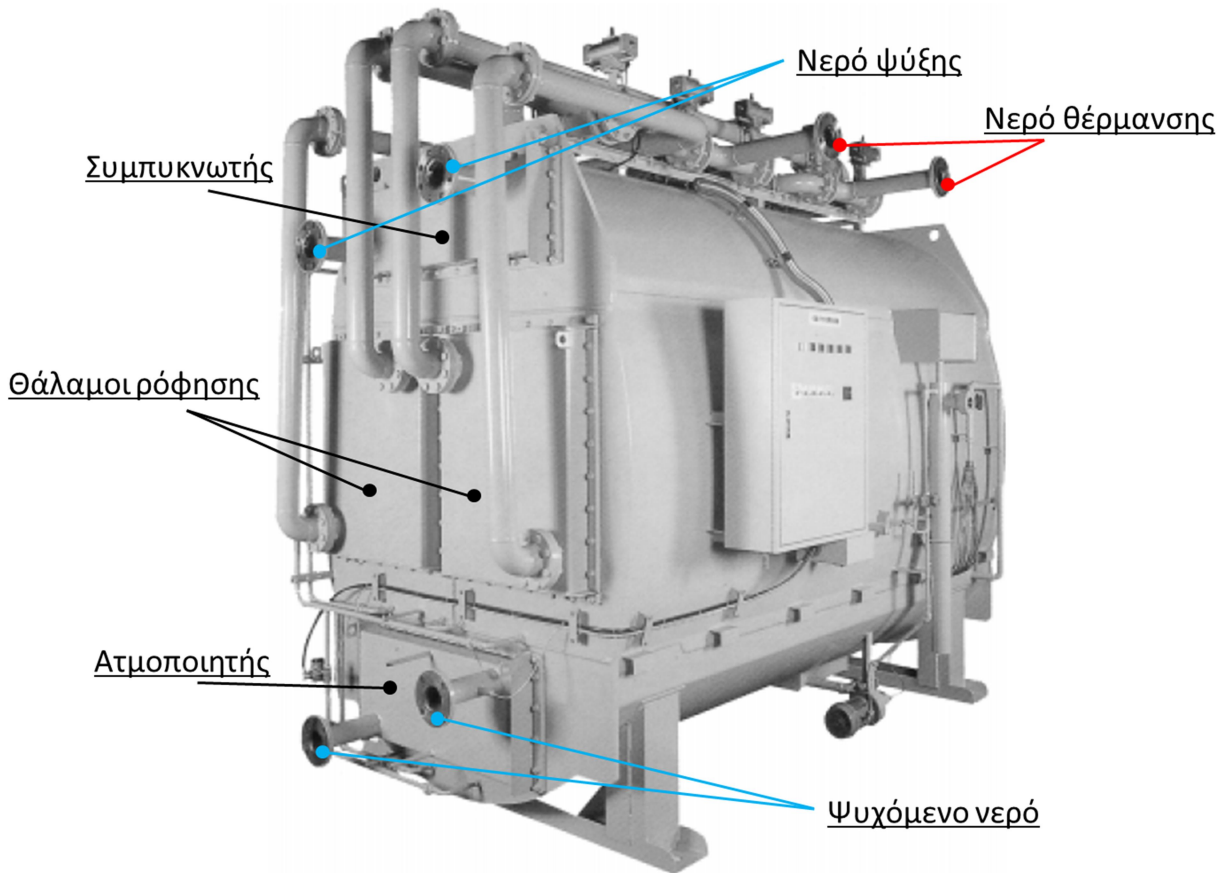
2.5 ΨΥΚΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ

2.5.1 Ψυκτικός κύκλος προσρόφησης μίας βαθμίδας–δύο θαλάμων ρόφησης

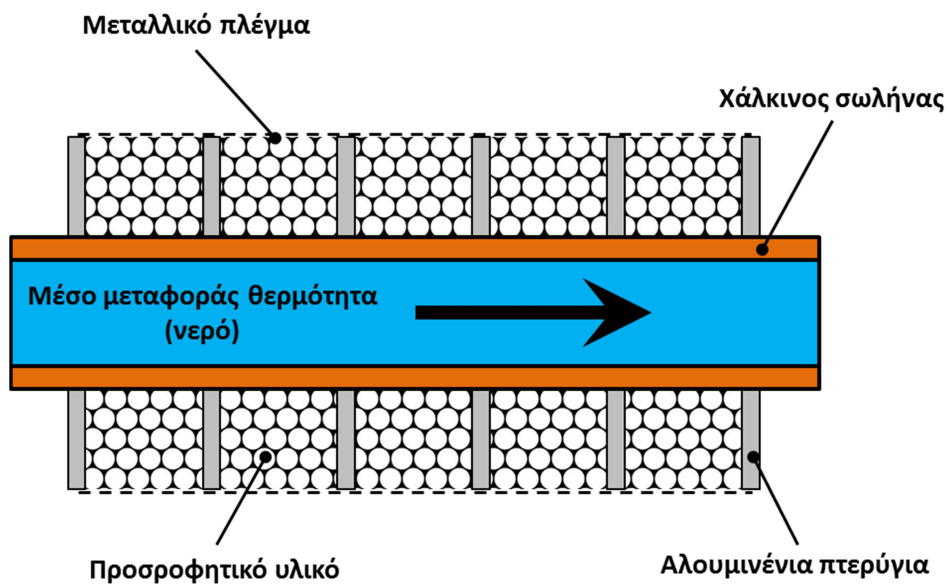
Οι ψύκτες προσρόφησης αποτελούνται από τέσσερα κύρια μέρη (Εικόνα 2.16 και Εικόνα 2.17). Δύο θαλάμους ρόφησης (ΘΡ), έναν ατμοποιητή κι έναν συμπυκνωτή. Οι θάλαμοι ρόφησης είναι εναλλάκτες θερμότητας οι οποίοι περιέχουν το στερεό προσροφητικό υλικό (Εικόνα 2.18) κι έχουν την ικανότητα να προσροφούν ή να εκροφούν το ψυκτικό μέσο κατά τη διάρκεια της διεργασίας προσρόφησης ή εκρόφησης. Βαλβίδες διασύνδεσης (V1-V4) χρησιμοποιούνται για την σύνδεση των θαλάμων ρόφησης με τον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.16 ώστε να ελέγχεται η ροή του ψυκτικού μέσου. Η προσρόφηση είναι εξώθερμη διεργασία (Εικόνα 2.19), έτσι η θερμότητα προσρόφησης πρέπει να απομακρύνεται με συνεχή ψύξη του θαλάμου προσρόφησης. Από την άλλη μεριά, κατά τη διεργασία της εκρόφησης απαιτείται πρόσδοση θερμότητας ώστε το ψυκτικό να απομακρύνεται από τους πόρους του προσροφητικού υλικού.



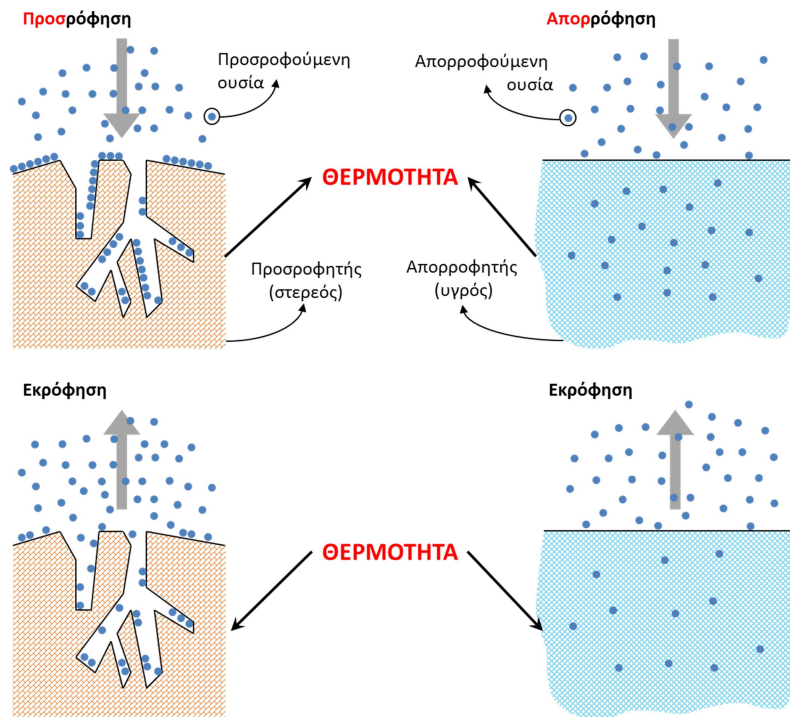
Εικόνα 2.16: Σχηματικό διάγραμμα ψυκτική προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης



Εικόνα 2.17: Εμπορικός ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης [2.36]



Εικόνα 2.18: Εναλλάκτης θερμότητας θαλάμου ρόφησης



Εικόνα 2.19: Πρόδοση και έκλυση θερμότητας κατά τις διεργασίες της προσρόφησης/ απορρόφησης και εκρόφησης

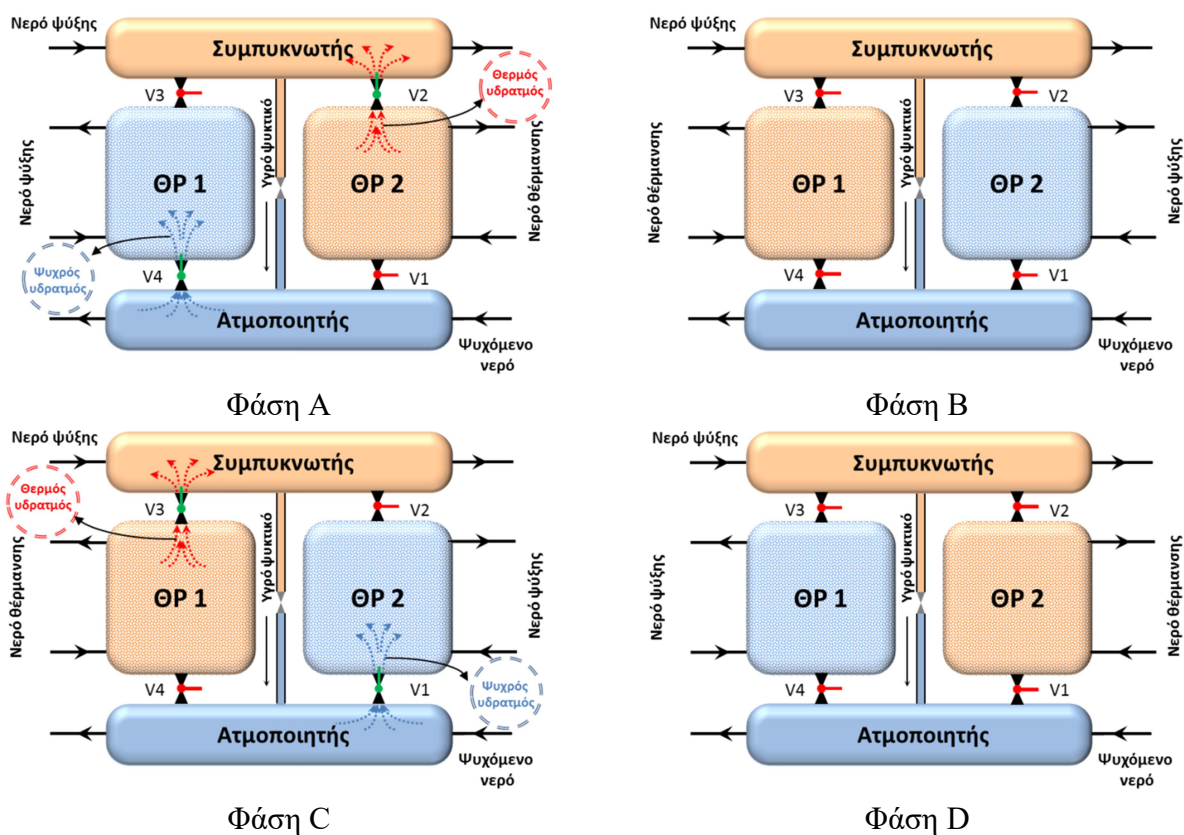
Ο κύκλος λειτουργίας του ψύκτη μπορεί να χωριστεί σε τέσσερις φάσεις A, B, C και D (Εικόνα 2.20, Πίνακας 2.1). Στη φάση A οι βαλβίδες V2 και V4 είναι ανοικτές ενώ οι βαλβίδες V1 και V3 παραμένουν κλειστές. Ο θάλαμος ρόφησης 1 (ΘP1) βρίσκεται σε επικοινωνία με τον ατμοποιητή και εκτελείται η διεργασία της Προσρόφησης/Ατμοποίησης. Κατά τη διεργασία αυτή, το νερό βράζει στον ατμοποιητή υπό χαμηλή πίεση παραλαμβάνοντας θερμότητα από το ψυχόμενο νερό. Οι υδρατμοί που παράγονται προσροφώνται από το προσροφητικό υλικό του ΘP1. Η θερμότητα που εκλύεται κατά την διαδικασία της προσρόφησης παραλαμβάνεται από το κύκλωμα του νερού ψύξης. Παράλληλα με την διεργασία της Προσρόφησης/Ατμοποίησης η διεργασία της Εκρόφησης/ Συμπύκνωσης συντελείται στον ΘP2 ο οποίος είναι συνδεδεμένος με το συμπυκνωτή. Κατά τη διεργασία αυτή παρέχεται θερμότητα στον ΘP2 μέσω του κυκλώματος νερού θέρμανσης και το ψυκτικό που βρίσκεται στο προσροφητικό υλικό εκροφάται. Οι εκροφόμενοι υδρατμοί συμπυκνώνονται στο συμπυκνωτή και η θερμότητα συμπύκνωσης παραλαμβάνεται από το κύκλωμα του νερού ψύξης. Τη φάση A διαδέχεται η φάση λειτουργίας B κατά την οποία όλες οι βαλβίδες διασύνδεσης παραμένουν κλειστές. Κατά τη φάση B, η οποία ονομάζεται και φάση Αντιστροφής Λειτουργίας των Θαλάμων (ΑΛΘ), δεν συντελείται καμία μεταφορά μάζας ψυκτικού. Ο ΘP1, ο οποίος προηγουμένως λειτουργούσε ως προσροφητής, θερμαίνεται αισθητά παραλαμβάνοντας θερμότητα από το κύκλωμα του θερμού νερού. Καθώς ο ΘP1 θερμαίνεται, η πίεσή του αυξάνεται από την πίεση του ατμοποιητή στην οποία βρισκόταν προηγουμένως στην πίεση του συμπυκνωτή. Η διεργασία αυτή ονομάζεται προθέρμανση του

2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας

ΘΡ1. Παράλληλα συντελείται η πρόψυξη του ΘΡ2. Σε αυτήν ο ΘΡ2 ψύχεται αισθητά από το κύκλωμα του κρύου νερού και η πίεσή του πέφτει από την πίεση του συμπυκνωτή, που βρισκόταν προηγουμένως, στην πίεση του ατμοποιητή. Ο κύκλος του ψύκτη ολοκληρώνεται με τις φάσεις C και D στις οποίες συντελούνται ακριβώς οι αντίθετες διεργασίες από τις φάσεις A και B. Στην φάση C ο ΘΡ1 λειτουργεί ως εκροφητής και είναι συνδεδεμένος με το συμπυκνωτή (Εκρόφηση/Συμπύκνωση) και ο ΘΡ2 λειτουργεί σαν προσροφητής όντας συνδεδεμένος με τον ατμοποιητή (Προσρόφηση/Ατμοποίηση). Τέλος, στην φάση D ο ΘΡ1 προψύχεται και ο ΘΡ2 προθερμαίνεται. Με την ολοκλήρωση της φάσης D ο κύκλος λειτουργίας του ψύκτη ξεκινάει από την αρχή με την φάση A.

Πίνακας 2.1: Κύκλος λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

	Φάση A	Φάση B	Φάση C	Φάση D
ΘΡ1	Προσρόφηση	Προθέρμανση	Εκρόφηση	Πρόψυξη
ΘΡ2	Εκρόφηση	Πρόψυξη	Προσρόφηση	Προθέρμανση
V1	Κλειστή	Κλειστή	Ανοιχτή	Κλειστή
V2	Ανοιχτή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή
V3	Ανοιχτή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή
V4	Κλειστή	Κλειστή	Ανοιχτή	Κλειστή

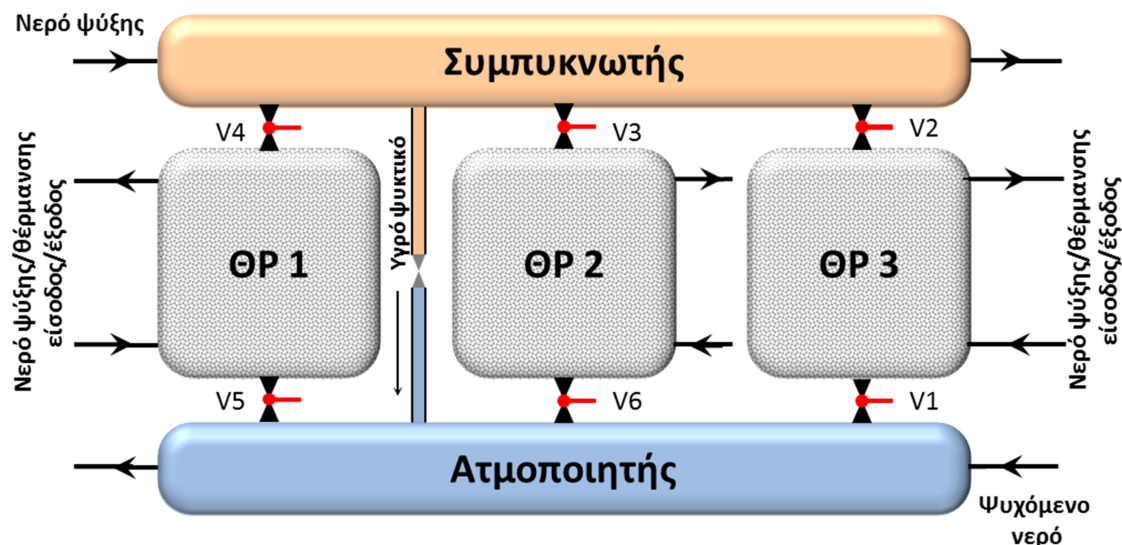


Εικόνα 2.20: Κύκλος λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης

Κατά τη φάση της Αντιστροφής Λειτουργίας των Θαλάμων τεχνικές ανάκτησης θερμότητας ή/και μάζας μπορούν να εφαρμοστούν [2.37-2.42]. Στην πρώτη περίπτωση το νερό ψύξης διέρχεται πρώτα από το θερμό θάλαμο και στη συνέχεια από τον κρύο μειώνοντας έτσι τη θερμότητα που απαιτείται ώστε να αναγεννηθεί το προσροφητικό υλικό και βελτιώνοντας την απόδοση του κύκλου. Στη δεύτερη περίπτωση, ο προσροφητής συνδέεται με τον εκροφητή ώστε να επιταχυνθεί η μείωση πίεσης του θερμού θαλάμου και η αύξηση πίεσης του κρύου θαλάμου και ως εκ τούτου να επέλθει μηχανική ισορροπία μέσω εναλλαγής πίεσης.

2.5.2 Ψυκτικός κύκλος προσρόφησης μίας βαθμίδας – πολλαπλών θαλάμων ρόφησης

Ένας ψυκτής προσρόφησης μίας βαθμίδας – πολλαπλών θαλάμων ρόφησης αποτελείται από τρεις οι περισσότερους θαλάμους ρόφησης έναν συμπυκνωτή και έναν ατμοποιητή. Ο λόγος χρησιμοποίησης πολλαπλών θαλάμων ρόφησης είναι η επίτευξη συνεχούς ατμοποίησης ψυκτικού μέσου και ως εκ τούτου συνεχής παραγωγή ψύξης. Στην Εικόνα 2.21 απεικονίζεται ένας ψυκτής προσρόφησης ο οποίος διαθέτει τρεις θαλάμους ρόφησης. Κατά τη λειτουργία του ψυκτή, οι θάλαμοι ρόφησης εκτελούν μία από τις ακόλουθες τέσσερις διεργασίες: προθέρμανση, εκρόφηση, πρόψυξη και προσρόφηση. Ο κύκλος του ψυκτή χωρίζεται σε δώδεκα φάσεις όπως φαίνεται και στον Πίνακα 2.2. Παρατηρούμε ότι, σε αντίθεση με τον ψυκτή προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης, κατά τη λειτουργία του συγκεκριμένου ψυκτή πάντα ένας θάλαμος ρόφησης βρίσκεται σε επικοινωνία με τον ατμοποιητή ώστε να συντελείται η διεργασία της προσρόφησης/ατμοποίησης και να παράγεται ψυκτική ισχύς. Κατά τις διεργασίες της προθέρμανσης και της πρόψυξης, οι βαλβίδες διασύνδεσης παραμένουν κλειστές ούτως ώστε να μεταβληθεί η πίεση των θαλάμων ρόφησης. Κατά τη διεργασία της προσρόφησης/ατμοποίησης η βαλβίδα διασύνδεσης μεταξύ του προσροφητή και του ατμοποιητή παραμένει ανοικτή ενώ ο θάλαμος ρόφησης ψύχεται από το κύκλωμα του νερού ψύξης. Την ίδια στιγμή, η βαλβίδα διασύνδεσης μεταξύ του θαλάμου ρόφησης και του συμπυκνωτή παραμένει κλειστή. Κατά τη φάση της εκρόφησης/συμπύκνωσης, η βαλβίδα διασύνδεσης ανάμεσα στον εκροφητή και τον συμπυκνωτή παραμένει ανοικτή ούτως ώστε το εκροφούμενο ψυκτικό μέσο να μεταβεί στο συμπυκνωτή και να υγροποιηθεί ενώ παράλληλα ο θάλαμος θερμαίνεται μέσω του κυκλώματος νερού θέρμανσης. Ταυτόχρονα, η βαλβίδα διασύνδεσης που χωρίζει το συγκεκριμένο θάλαμο με τον ατμοποιητή παραμένει κλειστή. Στο βασικό κύκλο των τριών θαλάμων [2.43] έχουν εφαρμοστεί τεχνικές ανάκτησης θερμότητας και μάζας [2.44, 2.45]. Επίσης ψυκτές με περισσότερους από τρεις θαλάμους ρόφησης έχουν μελετηθεί [2.46]. Ο COP αυτών των ψυκτών κυμαίνεται μεταξύ 0.2 και 0.8.



Εικόνα 2.21: Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας – τριών θαλάμων ρόφησης

Πίνακας 2.2: Κύκλος λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας – τριών θαλάμων ρόφησης

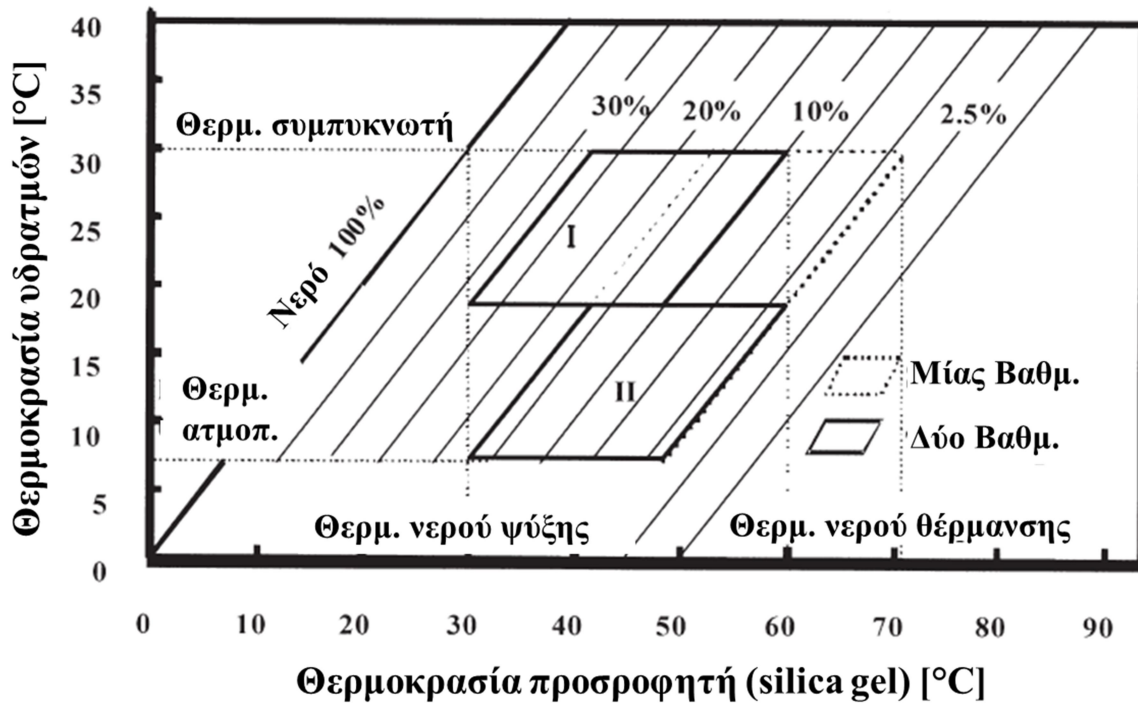
Φάση	ΘΡ1	ΘΡ2	ΘΡ3
1	Εκρόφηση	Προσρόφηση	Εκρόφηση
2	Εκρόφηση	Προσρόφηση	Πρόψυξη
3	Εκρόφηση	Προσρόφηση	Προσρόφηση
4	Εκρόφηση	Προθέρμανση	Προσρόφηση
5	Εκρόφηση	Εκρόφηση	Προσρόφηση
6	Πρόψυξη	Εκρόφηση	Προσρόφηση
7	Προσρόφηση	Εκρόφηση	Προσρόφηση
8	Προσρόφηση	Εκρόφηση	Προθέρμανση
9	Προσρόφηση	Εκρόφηση	Εκρόφηση
10	Προσρόφηση	Πρόψυξη	Εκρόφηση
11	Προσρόφηση	Προσρόφηση	Εκρόφηση
12	Προθέρμανση	Προσρόφηση	Εκρόφηση

2.5.3 Ψυκτικός κύκλος προσρόφησης πολλαπλών βαθμίδων – πολλαπλών θαλάμων ρόφησης

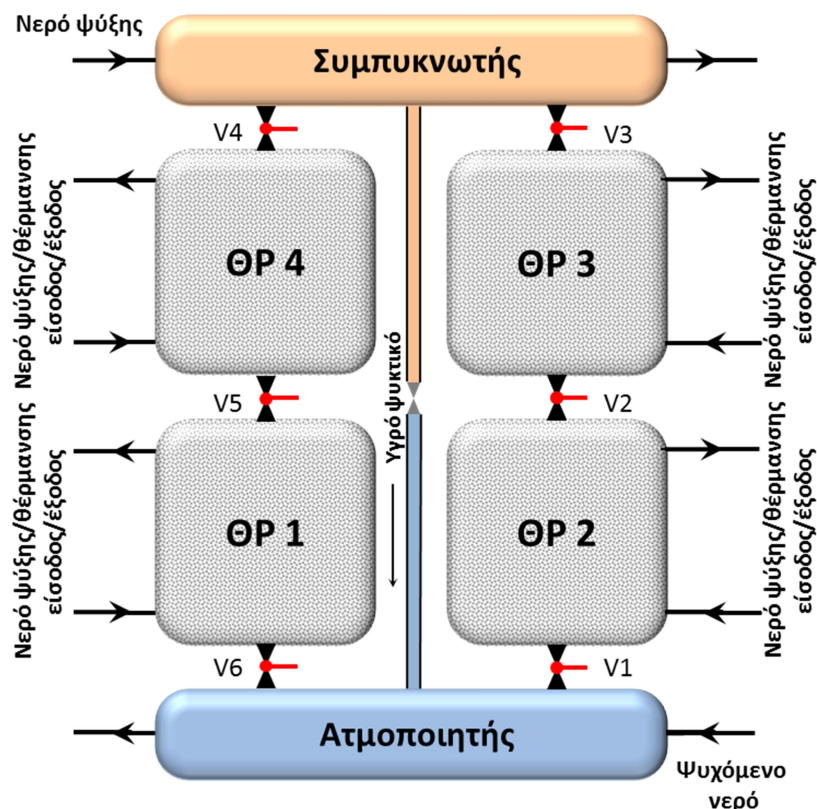
Ο ψυκτικός κύκλος προσρόφησης πολλαπλών βαθμίδων χρησιμοποιείται όταν θέλουμε να εκμεταλλευτούμε πηγές θερμότητας θερμοκρασιών της τάξης των 45–60 °C, σε συνδυασμό με θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας 30 °C και θερμοκρασία ατμοποιητή 7 °C (Εικόνα 2.22). Στις παραπάνω συνθήκες λειτουργίας ένας ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας δεν θα ήταν δυνατό να λειτουργήσει. Σε αυτόν τον κύκλο η πίεση αυξάνεται από την πίεση του ατμοποιητή στην πίεση του συμπυκνωτή μέσω διαδοχικών βημάτων χρησιμοποιώντας τις ίδιες θερμοκρασίες προσρόφησης και εκρόφησης. Στην Εικόνα 2.23 απεικονίζεται σχηματικά ένας ψύκτης προσρόφησης δύο βαθμίδων κατά τη λειτουργία του οποίου δύο θάλαμοι ρόφησης θερμαίνονται

2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας

ενώ παράλληλα δύο θάλαμοι ρόφησης ψύχονται. Οι διεργασίες της πρόψυξης και της προθέρμανσης απαιτούνται και πάλι προκειμένου να μεταβληθούν τα επίπεδα της πίεσης στους θαλάμους ρόφησης. Στον Πίνακα 2.3 παρουσιάζονται οι διάφορες φάσεις του κύκλου λειτουργίας ενός ψύκτη προσρόφησης δύο βαθμίδων. Εκτός από τον ψύκτη προσρόφησης δύο βαθμίδων [2.47–2.50], ψύκτες προσρόφησης τριών βαθμίδων έχουν μελετηθεί [2.17, 2.51]. Τυπικές τιμές COP αυτού του είδους των ψυκτών κυμαίνονται από 0.08 έως 0.25.



Εικόνα 2.22: Διάγραμμα Düring διβάθμιου ψύκτη προσρόφησης [2.47]



Εικόνα 2.23: Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη προσρόφησης δύο βαθμίδων – τεσσάρων θαλάμων ρόφησης

Πίνακας 2.3: Κύκλος λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης δύο βαθμίδων – τεσσάρων θαλάμων ρόφησης

	Φάση Α	Φάση Β	Φάση C	Φάση D
ΘΡ1	Εκρόφηση	Πρόψυξη	Προσρόφηση	Προθέρμανση
ΘΡ2	Προσρόφηση	Προθέρμανση	Εκρόφηση	Πρόψυξη
ΘΡ3	Εκρόφηση	Πρόψυξη	Προσρόφηση	Προθέρμανση
ΘΡ4	Προσρόφηση	Προθέρμανση	Εκρόφηση	Πρόψυξη
V1	Ανοιχτή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή
V2	Κλειστή	Κλειστή	Ανοιχτή	Κλειστή
V3	Ανοιχτή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή
V4	Κλειστή	Κλειστή	Ανοιχτή	Κλειστή
V5	Ανοιχτή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή
V6	Κλειστή	Κλειστή	Ανοιχτή	Κλειστή

2.6 ΠΡΟΣΡΟΦΗΤΙΚΑ ΥΛΙΚΑ

2.6.1 Εισαγωγή

Οι διεργασίες προσρόφησης μπορούν να χωριστούν σε δύο κατηγορίες: τη φυσική προσρόφηση και τη χημική προσρόφηση. Η φυσική προσρόφηση οφείλεται στις δυνάμεις van der Waals που αναπτύσσονται μεταξύ της προσροφώμενης ουσίας και του προσροφητή. Στη χημική

προσρόφηση πραγματοποιείται αντίδραση μεταξύ της προσροφώμενης ουσίας και τα επιφανειακά μόρια του προσροφητή. Κατά τη χημική προσρόφηση συμβαίνει πάντα μεταφορά ηλεκτρονίων, αναδιάταξη ατόμων και σπάσιμο ή δημιουργία χημικών δεσμών.

Τα προσροφητικά υλικά, ανάλογα με το μηχανισμό προσρόφησης που ακολουθούν, μπορούν να ταξινομηθούν σε τρεις κατηγορίες: τους φυσικούς προσροφητές, τους χημικούς προσροφητές και τους σύνθετου τύπου προσροφητές. Οι φυσικοί προσροφητές που διαθέτουν μεσοπόρους έχουν τη δυνατότητα να προσροφήσουν διαδοχικά στρώματα προσροφώμενης ουσίας. Αντίθετα στη χημική προσρόφηση μόνο ένα στρώμα προσροφώμενης ουσίας αντιδρά με τα μόρια της επιφάνειας του χημικού προσροφητή. Οι προσροφητές σύνθετου τύπου μελετώνται τα τελευταία είκοσι χρόνια με στόχο να βελτιωθεί η μεταφορά θερμότητας και μάζας στους χημικούς προσροφητές. Αυτού του τύπου οι προσροφητές συνήθως κατασκευάζονται συνδυάζοντας ένα χημικό προσροφητή με ένα πορώδες μέσο.

2.6.2 Φυσικοί προσροφητές

2.6.2.1 Ενεργός Άνθρακας και Ίνες Ενεργού Άνθρακα

Ο ενεργός άνθρακας παράγεται από υλικά όπως το ξύλο, η τύρφη, ο άνθρακας, τα οστά, ο φλοιός καρύδας κ.α. Η παρασκευή του γίνεται είτε θερμικά παρουσία ήπιων οξειδωτικών μέσων (CO_2 ή ατμός) ή με την παρουσία καταλυτικών μέσων. Βρίσκει συνήθως εφαρμογή σε διεργασίες διαχωρισμού αερίων και καθαρισμού υγρών ενώ η χρήση του σε ψυκτικές μονάδες προσρόφησης φαίνεται υποσχόμενη [2.52, 2.53]. Τυπικές τιμές ειδικής επιφάνειας κυμαίνονται μεταξύ $500 \text{ m}^2/\text{g}$ και $1500 \text{ m}^2/\text{g}$. Υπάρχουν πολλοί τύποι ενεργού άνθρακα. Οι Tamainot-Telto et al. μελέτησαν την απόδοση της προσρόφησης αμμωνίας σε 26 διαφορετικούς τύπους ενεργού άνθρακα [2.54].

Οι ίνες ενεργού άνθρακα χρησιμοποιούνται γενικά στην παραγωγή υφάσματος. Σε σύγκριση με τον κοκκώδη ενεργό άνθρακα παρουσιάζει καλύτερη απόδοση μεταφοράς μάζας και θερμότητας. Η ειδική επιφάνεια των ινών ενεργού άνθρακα είναι υψηλότερη από αυτή του ενεργού άνθρακα και οι πόροι του πιο ομοιόμορφοι. Συγκρίνοντας την απόδοση ενός ψυκτικού συστήματος ινών ενεργού άνθρακα με ένα σύστημα ενεργού άνθρακα, παρατηρούμε ότι ο COP μπορεί να βελτιωθεί κατά 10–20%. Τα μειονεκτήματα των ινών ενεργού άνθρακα είναι η ανισότροπη θερμική αγωγιμότητα και η υψηλότερη θερμική αντίσταση μεταξύ της ίνας και της επιφάνειας του εναλλάκτη του θαλάμου ρόφησης σε σύγκριση με τον ενεργό άνθρακα. Ένα ακόμα μειονέκτημα των ινών ενεργού άνθρακα είναι η χαμηλότερη πυκνότητά τους εξαιτίας της οποίας απαιτείται μεγαλύτερη ποσότητα προσροφητικού υλικού μέσα στο θάλαμο ρόφησης και κατ' επέκταση μεγαλύτερος όγκος ψυκτικού συστήματος. Οι ίνες ενεργού άνθρακα έχουν δοκιμαστεί ως προσροφητικό υλικό σε ψύκτη προσρόφησης ο οποίος χρησιμοποιεί αιθανόλη ως ψυκτικό μέσο [2.55, 2.56].

2.6.2.2 Silica gel

Το silica gel είναι ένα είδος άμορφου συνθετικού πυριτίου. Είναι ένα διασυνδεδεμένο άκαμπτο δίκτυο κolloειδούς silica και αποτελείται από πολύ μικρούς κόκκους ενυδατωμένου SiO_4 . Διατηρεί χημικά συνδεδεμένα ίχνη νερού (περίπου 5%) και χάνει την προσροφητική του ικανότητα αν υπερθερμανθεί (πάνω από τους $120\text{ }^\circ\text{C}$) εξαιτίας της απώλειας αυτού του δεσμού. Η ειδική επιφάνεια του silica gel είναι μικρότερη από αυτή του ενεργού άνθρακα με συνήθεις τιμές που κυμαίνονται μεταξύ $100\text{ m}^2/\text{g}$ και $1000\text{ m}^2/\text{g}$. Με βάση τη διάμετρο των πόρων, υπάρχουν δύο τύποι silica gel: το silica gel κανονικής πυκνότητας (RD silica gel) με διάμετρο πόρων της τάξης των 2 nm και το silica gel χαμηλής πυκνότητας (LD silica gel) με διάμετρο πόρων μεταξύ 15–20 nm. Το silica gel παρουσιάζει ικανοποιητική δυνατότητα προσρόφησης και μπορεί να αναγεννηθεί χρησιμοποιώντας πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας ($50\text{--}100\text{ }^\circ\text{C}$) γεγονός που το καθιστά ιδανικό για χρήση σε ψύκτες προσρόφησης. Η τεχνική της επικάλυψης του silica gel στην επιφάνεια των εναλλακτών των θαλάμων ρόφησης [2.57, 2.58] έχει βελτιώσει αισθητά τα φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας που συντελούνται μεταξύ των εναλλακτών και του silica gel και μεταφοράς μάζας των υδρατμών μέσα στους πόρους του silica gel.



Εικόνα 2.24: Silica gel επικαλυμμένο σε εναλλάκτη θερμότητας θαλάμου ρόφησης [2.58]

2.6.2.3 Ζεόλιθοι

Οι ζεόλιθοι είναι κρυσταλλικά μικροπορώδοι πυριτικά άλατα αλουμίνας και βρίσκουν εφαρμογή ως προσροφητικά υλικά. Υπάρχουν πάνω από 190 είδη ζεόλιθων εκ των οποίων οι 40 περίπου είναι φυσικοί ζεόλιθοι και οι 150 τεχνητοί κατασκευασμένοι στο εργαστήριο. Η ικανότητα προσρόφησης των ζεόλιθων εξαρτάται από την αναλογία πυριτίου/αλουμινίου και είναι

μεγαλύτερη όσο η αναλογία είναι μικρότερη. Οι θερμότητες προσρόφησης και εκρόφησης των ζεόλιθων είναι σχετικά υψηλές της τάξης των 3300–4200 kJ/kg. Το ίδιο ισχύει και για τη θερμοκρασία αναγέννησης η οποία συνήθως κυμαίνεται μεταξύ 250–300 °C. Τα περισσότερα ζεολιθικά μοριακά κόσκινα καταστρέφονται αν εκτεθούν σε θερμοκρασίες υψηλότερες των 600–700 °C, ωστόσο υπάρχουν τύποι ζεόλιθων που μπορούν να αντέξουν σε θερμοκρασίες της τάξης των 800 °C. Οι ζεόλιθοι βρίσκουν συνήθως εφαρμογή σε ψυκτικές μονάδες προσρόφησης οι οποίες διαθέτουν πηγές θερμότητας θερμοκρασιών της τάξης των 200–300 °C.

2.6.2.4 Νέα πορώδη υλικά

Οι φυσικοί προσροφητές που αναφέρθηκαν προηγουμένως έχουν μελετηθεί και είναι εμπορικά διαθέσιμοι εδώ και πολύ καιρό. Με την ταχεία ανάπτυξη της επιστήμης των υλικών από τη δεκαετία του 1980 και έπειτα, αρκετές νέες κατηγορίες προσροφητών έχουν εφευρεθεί και προταθεί για εφαρμογές ψύξης με προσρόφηση. Αυτοί οι νέου τύπου προσροφητές περιλαμβάνουν αλουμινοφωσφορικά (AIPOs), πυρίτο-αλουμινοφωσφορικά (SAPOs) και τα μεταλλο-οργανικά-στερεά (MOFs).

Η σύνθεση μοριακών κοσκίων AIPOs και SAPOs αναφέρθηκε για πρώτη φορά το 1982 [2.59, 2.60]. Τα υλικά αυτά έχουν παρόμοιο τρισδιάστατο δίκτυο πόρων με τους ζεόλιθους. Σε γενικές γραμμές, η ικανότητά τους να προσροφούν υδρατμούς είναι μικρότερη των ζεόλιθων και μεγαλύτερη του silica gel. Παρουσιάζουν υψηλή θερμική σταθερότητα ακόμα κι αν υποβληθούν σε υψηλές θερμοκρασίες καθώς κατά τη σύνθεσή τους υπόκεινται σε θερμοκρασίες της τάξης των 400–600 °C.

Τα μεταλλο-οργανικά-στερεά (MOFs) είναι νέα μικρο-πορώδη υλικά με εξαιρετικά υψηλό πορώδες, ομοιόμορφο μέγεθος πόρων και υψηλή ειδική επιφάνεια (έως 5500 m²/g) [2.61, 2.62]. Τα MOFs είναι ενώσεις πολυμερικού τύπου και δημιουργούνται από τη συναρμογή μεμονωμένων μεταλλικών κατιόντων ή πλειάδων (clusters) με κατάλληλους πολυδοντικούς υποκαταστάτες υπό κατάλληλες συνθήκες, οδηγώντας στον σχηματισμό μικροπορώδων, κρυσταλλικών ανόργανων–οργανικών στερεών [2.63].

2.6.3 Χημικοί προσροφητές

2.6.3.1 Μεταλλικά χλωριούχα άλατα

Τα συνηθέστερα μεταλλικά χλωριούχα άλατα που χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές ψύξης με προσρόφηση είναι το χλωριούχο ασβέστιο, το χλωριούχο στρόντιο, το χλωριούχο μαγνήσιο, το χλωριούχο βάριο κ.α. Διαθέτουν υψηλή ικανότητα προσρόφησης (έως και 1 kg_{ref}/kg_{ads}), ωστόσο η διόγκωση και η συσσωμάτωση είναι τα κύρια μειονεκτήματά τους. Το χλωριούχο ασβέστιο είναι κατάλληλο για προσρόφηση ατμών μεθανόλης και αιθανόλης, ωστόσο η αμμωνία είναι το σύνηθες ψυκτικό το οποίο χρησιμοποιείται με τα μεταλλικά χλωριούχα άλατα.

2.6.3.2 Μεταλλικά υδρίδια

Τα μεταλλικά υδρίδια που χρησιμοποιούνται συνήθως στα ψυκτικά συστήματα προσρόφησης είναι το υδρίδιο του λιθίου και το υδρίδιο του ασβεστίου. Αυτού του τύπου οι προσροφητές παρουσιάζουν καλή απόδοση όταν συνδυάζονται με το υδρογόνο ως ψυκτικό μέσο. Ο ψυκτικός κύκλος που βασίζεται σε αυτό το ζεύγος είναι ιδιαίτερα ευαίσθητος στη θερμοκρασία αναγέννησης και μία αύξηση της θερμοκρασίας από τους 120 στους 160 °C οδηγεί σε αύξηση του COP από 0.2 σε 0.45 [2.52].

2.6.3.3 Μεταλλικά οξειδία

Τα μεταλλικά οξειδία χρησιμοποιούνται ως καταλύτες για αντιδράσεις οξειδωσης και αποξείδωσης. Το οξυγόνο είναι το κατάλληλο ψυκτικό όταν χρησιμοποιούνται μεταλλικά οξειδία ως προσροφητές. Όπως συμβαίνει και με τους άλλους χημικούς προσροφητές, τα μεταλλικά οξειδία υποφέρουν από προβλήματα συσσωματώσεων και διογκώσεων.

2.6.4 Σύνθετου τύπου προσροφητές

Οι σύνθετου τύπου προσροφητές μελετώνται και αναπτύσσονται για δύο κυρίως λόγους:

1. Να βελτιωθεί η απόδοση μεταφοράς θερμότητας και μάζας των χημικών προσροφητών, ειδικά εκείνων που υποφέρουν από φαινόμενα συσσωματώσεων και διογκώσεων κατά τη διεργασία της προσρόφησης. Τα φαινόμενα αυτά επηρεάζουν σημαντικά την απόδοση μεταφοράς θερμότητας και μάζας στους χημικούς προσροφητές. Τα πρόσθετα σε αυτού του τύπου τους προσροφητές, όπως ο διευρυμένος γραφίτης και ο ενεργός άνθρακας, διαθέτουν εν γένει πορώδη δομή και υψηλή θερμική αγωγιμότητα, η οποία μπορεί να βελτιώσει αισθητά τη μεταφορά θερμότητας και μάζας.
2. Να βελτιωθεί η ικανότητα προσρόφησης των φυσικών προσροφητών. Η ικανότητα προσρόφησης των φυσικών προσροφητών είναι πολύ χαμηλότερη σε σύγκριση με τους χημικούς προσροφητές. Ωστόσο οι φυσικοί προσροφητές έχουν τα πλεονεκτήματα της πορώδους δομής και της καλύτερης μεταφοράς μάζας. Βασιζόμενοι στα χαρακτηριστικά των φυσικών και χημικών προσροφητών, ο σύνθετου τύπου προσροφητής αναπτύσσεται αναμειγνύοντας χημικούς με φυσικούς προσροφητές αυξάνοντας με αυτόν τον τρόπο την ικανότητα προσρόφησης των φυσικών προσροφητών.

Οι σύνθετου τύπου προσροφητές κατασκευάζονται από κάποιο πορώδες μέσο και κάποιο χημικό προσροφητή συνδυάζοντας συνήθως μεταλλικά χλωριούχα άλατα με πορώδη υλικά ή φυσικούς προσροφητές όπως ο διευρυμένος γραφίτης, ο ενεργός άνθρακας, οι ίνες ενεργού άνθρακα, το silica gel και ο ζεόλιθος.

Οι συνηθέστεροι προσροφητές σύνθετου τύπου προκύπτουν από το συνδυασμό υγροσκοπικών αλάτων με silica gel. Προσθέτοντας υγροσκοπικά άλατα (LiCl, LiBr, MgCl₂, etc.) στο silica gel

αυξάνουμε την ικανότητά του για προσρόφηση αποφεύγοντας παράλληλα τα προβλήματα της χαμηλής μεταφοράς μάζας εξαιτίας της διόγκωσης και των συσσωματώσεων [2.64–2.66]. Τα προσροφητικά χαρακτηριστικά των προσροφητών σύνθετου τύπου με βάση το silica gel (selective water sorbents SWS) μπορούν να τροποποιηθούν αλλάζοντας τον τύπο και την περιεκτικότητα του άλατος στο silica gel [2.67–2.69].

2.7 ΨΥΚΤΙΚΑ ΜΕΣΑ

Πολλά ψυκτικά μέσα έχουν δοκιμαστεί σε ψυκτικά συστήματα προσρόφησης. Το ιδανικό ψυκτικό συγκεντρώνει τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- Υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης: Όσο μεγαλύτερη είναι η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης του ψυκτικού μέσου τόσο καλύτερη είναι η απόδοση του ψυκτικού συστήματος προσρόφησης.
- Θερμική σταθερότητα: Ένα ψυκτικό μέσο με σταθερές θερμοφυσικές ιδιότητες σημαίνει σταθερό κύκλο μέσα στο εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας.
- Φιλικό προς το περιβάλλον: Ένας από του λόγους που στρεφόμαστε σε αυτά τα εναλλακτικά συστήματα ψύξης είναι και η προστασία του περιβάλλοντος. Για το λόγο αυτό στα ψυκτικά συστήματα προσρόφησης τις περισσότερες φορές χρησιμοποιούνται ψυκτικά μέσα με μηδενικό δυναμικό καταστροφής όζοντος (ODP) και χαμηλό δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη (GWP). Φυσικά ψυκτικά μέσα όπως το νερό και η αμμωνία είναι τα συνηθέστερα σε αυτές τις εφαρμογές.
- Τοξικότητα: Ορισμένα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στους ψυκτικούς κύκλους προσρόφησης είναι τοξικά και ως εκ τούτου πρέπει να εφαρμοστούν αυστηρότερα μέτρα ασφαλείας τα οποία θα περιορίσουν τη χρήση τους.
- Συμβατότητα: Το ψυκτικό μέσο θα πρέπει να είναι συμβατό με το προσροφητικό υλικό αλλά και με τα υλικά των εναλλακτών. Ορισμένα ψυκτικά μέσα είναι διαβρωτικά και έτσι ειδικά υλικά υψηλού κόστους απαιτούνται για να καταστεί δυνατή η χρήση τους.
- Πίεση κορεσμού: Η πίεση κορεσμού του ψυκτικού μέσου είναι καλό να κυμαίνεται μεταξύ 1 και 5 atm υπό τις θερμοκρασιακές συνθήκες λειτουργίας.

Δυστυχώς δεν υπάρχει ψυκτικό μέσο που να συγκεντρώνει όλα τα παραπάνω χαρακτηριστικά. Τα συνηθέστερα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται σε ψυκτικού κύκλους προσρόφησης είναι η αμμωνία, το νερό και η μεθανόλη. Οι κυριότερες θερμοφυσικές ιδιότητες των πιο κοινών ψυκτικών μέσων συγκεντρώνονται στον Πίνακα 2.4.

2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας

Πίνακας 2.4: Ιδιότητες κοινών ψυκτικών μέσων

Ψυκτικό μέσο	Χημικός τύπος	Σημείο βρασμού (°C)
		Μοριακή μάζα (g/mol)
		Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης L (kJ/kg)
		Πυκνότητα ρ (kg/m ³)
		$\rho \times L$ (MJ/m ³)
		-34
		17
Αμμωνία	NH ₃	1368
		681
		932
		100
Νερό	H ₂ O	18
		2258
		958
		2163
		65
		32
Μεθανόλη	CH ₃ OH	1102
		791
		872
		79
		46
Αιθανόλη	C ₂ H ₅ OH	842
		789
		665

2.8 ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΑ ΖΕΥΓΗ

Το να αξιολογούμε τους προσροφητές και τις προσροφώμενες ουσίες (ψυκτικά μέσα) ξεχωριστά δεν έχει ιδιαίτερη σημασία αφού τα χαρακτηριστικά της προσρόφησης εξαρτώνται από τα εργαζόμενα ζεύγη. Στον Πίνακα 2.5 παρουσιάζονται τα κυριότερα χαρακτηριστικά των πιο κοινών εργαζόμενων ζευγών για ψύξη με προσρόφηση. Τα εργαζόμενα ζεύγη AC, ACF/Αμμωνία και AC, ACF/Μεθανόλη είναι τα ιδανικότερα, αν η αξιολόγηση γίνει με βάση την πίεση λειτουργίας του κύκλου, καθώς τα ζεύγη αυτά δεν απαιτείται να λειτουργούν υπό κενό. Αν η αξιολόγηση γίνει με βάση τη θερμοκρασία αναγέννησης, το ζεύγος silica gel/νερό είναι το ιδανικότερο καθώς ακόμα και πηγές θερμότητας της τάξης των 50 °C μπορούν να αξιοποιηθούν για να αναγεννηθεί το προσροφητικό υλικό. Όσον αφορά τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης, τα ζεύγη που κάνουν χρήση του νερού ως ψυκτικό μέσο είναι τα καλύτερα. Τέλος το ζεύγος AC, ACF/Αιθανόλη είναι το ιδανικότερο αν η αξιολόγηση γίνει με βάση τη θερμότητα προσρόφησης αφού χαμηλές τιμές θερμότητας προσρόφησης σημαίνουν χαμηλή απαίτηση σε προσδιδόμενη ενέργεια για να εκροφηθεί το ψυκτικό μέσο από το

2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας

προσροφητικό υλικό. Στον Πίνακα 2.6 παρατίθενται οι ισόθερμες προσρόφησης εργαζόμενων ζευγών τα οποία βρίσκουν εφαρμογή σε ψυκτικούς κύκλους προσρόφησης. Ορισμένες εξ αυτών απεικονίζονται στα διαγράμματα της Εικόνας 2.25.

Πίνακας 2.5: Συνήθη εργαζόμενα ζεύγη και τα κυριότερα χαρακτηριστικά τους

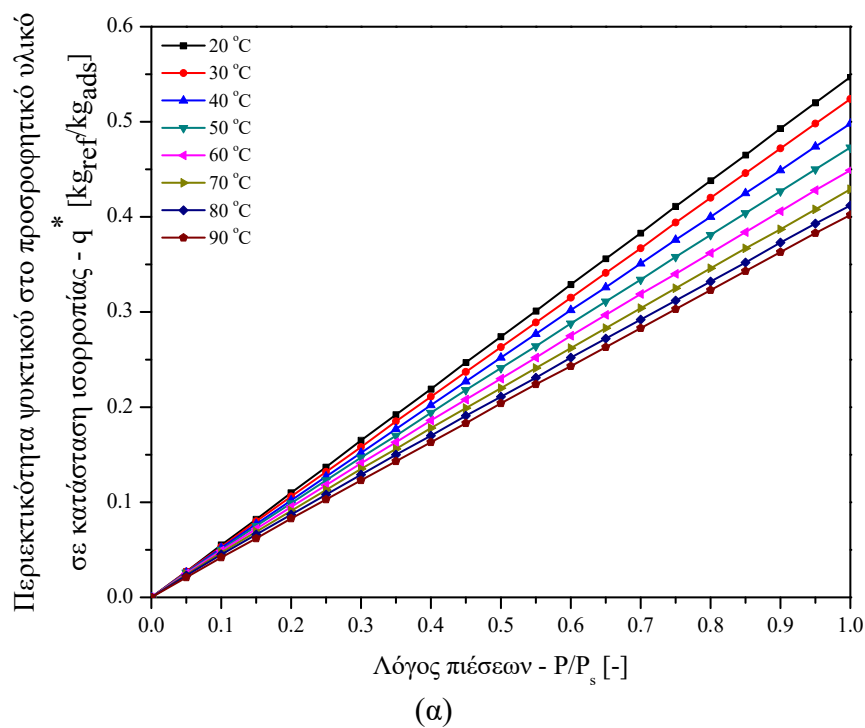
	AC, ACF/ Αμμωνία	AC, ACF/ Μεθανόλη	AC, ACF/ Αιθανόλη	AC, ACF/ 134a	Silica gel/ νερό	Ζεόλιθος/ νερό
Πίεση Λειτουργίας	+ve	κενό	κενό	+ve	κενό	κενό
Θερμοκρασία αναγέννησης (°C)	80-200	80-100	80-120	80-100	50-100	250-300
Ικανότητα προσρόφησης (kg _{ref} /kg _{ads})	0.29	0.45	0.19	0.36	0.30	0.17
Σημείο βρασμού (°C)	-34	65	79	-48	100	100
Λανθάνουσα Θερμότητα Ατμοποίησης (kJ/kg)	1368	1102	842	217	2500	2500
Θερμότητα προσρόφησης (kJ/kg)	1800- 2000	1800- 2000	1200- 1400	1830-2300	2500- 2800	3200- 4200

Πίνακας 2.6: Ισόθερμες προσρόφησης για διάφορα εργαζόμενα ζεύγη

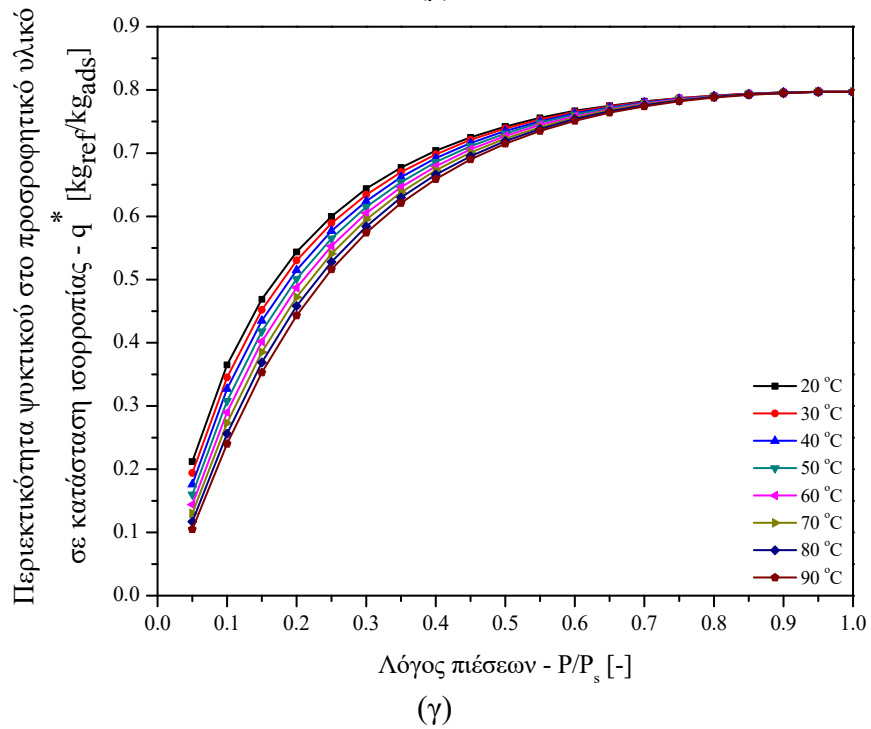
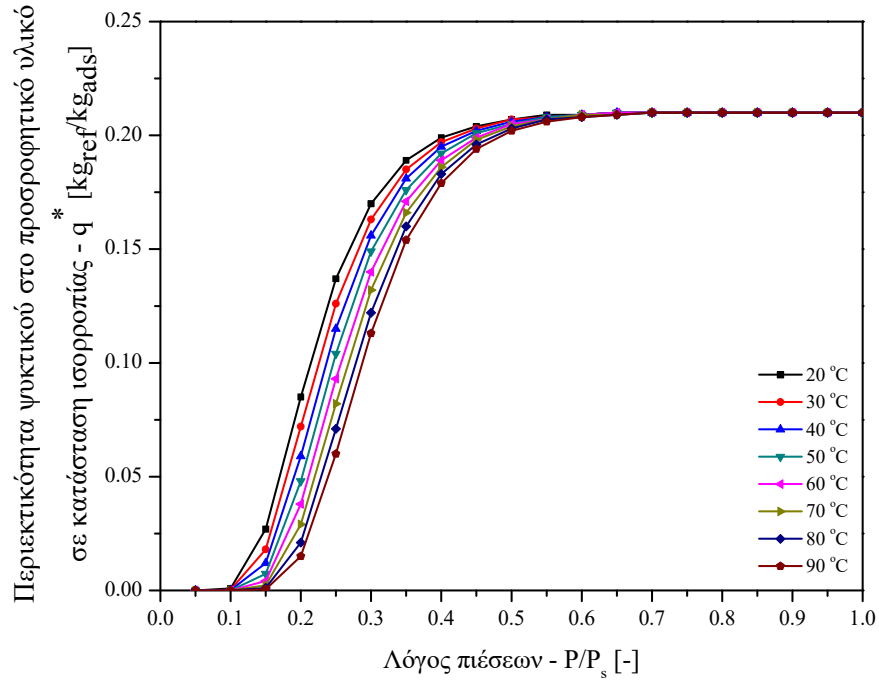
Ζεύγος	Ισόθερμη προσρόφησης (kg _{ref} /kg _{ads})	Αναφορά
RD silica gel/νερό	$q^* = A(T) \left[\frac{P}{P_s} \right]^{B(T)}$ $A(T) = A_0 + A_1T + A_2T^2 + A_3T^3$ $B(T) = B_0 + B_1T + B_2T^2 + B_3T^3$	2.70
Ζεόλιθος AQSOA-Z01/νερό	$q^* = q^0 \exp \left\{ - \left[\frac{RT}{E} \ln \left(\frac{P_s}{P} \right) \right]^n \right\}$ $q^0 = 0.21, E = 4000 \text{ J/mol}, n = 5$	2.71
Ζεόλιθος AQSOA-Z02/νερό	$q^* = q^0 \exp \left\{ - \left[\frac{RT}{E} \ln \left(\frac{P_s}{P} \right) \right]^n \right\}$ $q^0 = 0.31, E = 7000 \text{ J/mol}, n = 3$	2.71

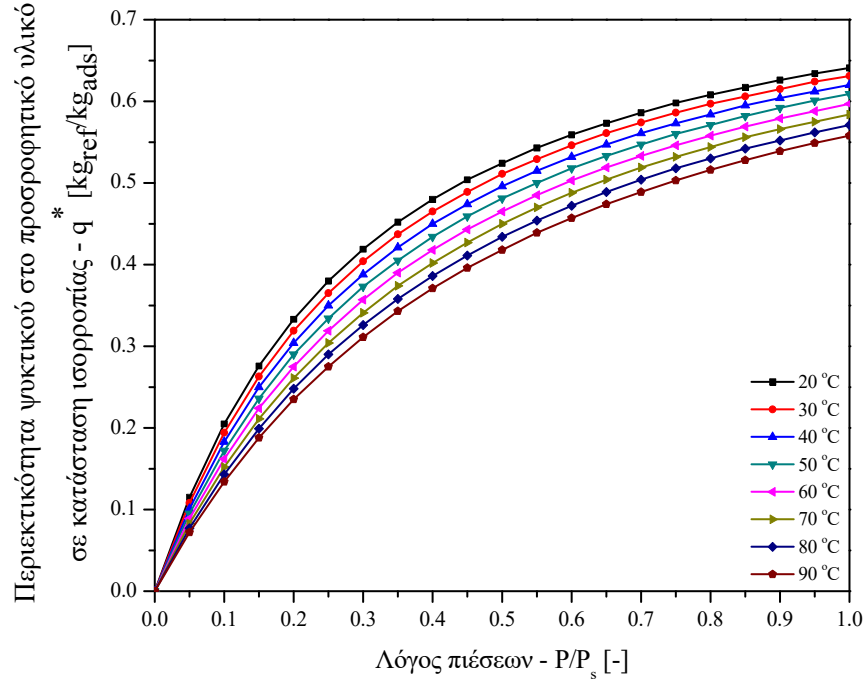
2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας

Ζεύγος	Ισόθερμη προσρόφησης ($\text{kg}_{\text{ref}}/\text{kg}_{\text{ads}}$)	Αναφορά
ACF A-20/αιθανόλη	$q^* = q^0 \exp \left\{ -D \left[T \ln \left(\frac{P_s}{P} \right) \right]^n \right\}$ $q^0 = 0.797, D = 1.716 \times 10^{-6} \text{ K}^{-2}, n = 2$	2.55
AC Maxsorb III/R-134a	$q^* = q^0 \exp \left\{ - \left[\frac{RT}{E} \ln \left(\frac{P_s}{P} \right) \right]^n \right\}$ $q^0 = 1.945, E = 8700 \text{ J/mol}, n = 1.17$	2.72
AC CHK-3/μεθανόλη	$q^* = q^0 \exp \left\{ -D \left[T \ln \left(\frac{P_s}{P} \right) \right]^n \right\}$ $q^0 = 0.365, E = 1.166 \times 10^{-6} \text{ K}^{-2}, n = 2$	2.73
Σύνθετου τύπου SWS-1L/χλωριούχο ασβέστιο	$q^* = \frac{q_m K_o \exp \left[\frac{Q_{st}}{RT} \right] P}{\left\{ 1 + \left[K_o \exp \left(\frac{Q_{st}}{RT} \right) P \right]^{t_1} \right\}^{1/t_1}}$ $q_m = 0.8, Q_{st} = 2760 \text{ kJ/kg},$ $K_o = 2 \times 10^{-12} \text{ Pa}^{-1}, t_1 = 1.1$	2.74



2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας





(δ)

Εικόνα 2.25: Ισόθερμες προσρόφησης για τα ζεύγη: α) silica gel/νερό, β) ζεόλιθος/νερό, γ) ενεργός άνθρακας/αιθανόλη και δ) SWS-1-L/νερό

Στην Εικόνα 2.26 απεικονίζονται οι θεωρητικοί κύκλοι ψυκτικών συστημάτων προσρόφησης που χρησιμοποιούν τα παραπάνω εργαζόμενα ζεύγη και λειτουργούν μεταξύ των εξής θερμοκρασιακών επιπέδων: θερμοκρασία ατμοποιητή $T_e=10$ °C, θερμοκρασία περιβάλλοντος $T_{amb}=30$ °C και θερμοκρασία πηγής θερμότητας $T_{gen}=80$ °C. Οι θεωρητικοί αυτοί κύκλοι θα συγκριθούν μεταξύ τους με βάση την ειδική ψυκτική ενέργεια η οποία υπολογίζεται προσεγγιστικά από την παρακάτω σχέση [2.75]:

$$E_{chill} = (q_{max}^* - q_{min}^*) [L_{ref} - c_{p,ref} (T_c - T_e)] \quad (2.1)$$

Οπότε για το ζεύγος silica gel/νερό προκύπτει:

$$E_{chill} = (0.1507 - 0.0398) [2500 - 4.186(30 - 10)] = 267.965 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Για το ζεύγος ζεόλιθος/νερό προκύπτει:

$$E_{chill} = (0.1544 - 4.3871 \times 10^{-9}) [2500 - 4.186(30 - 10)] = 373.074 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

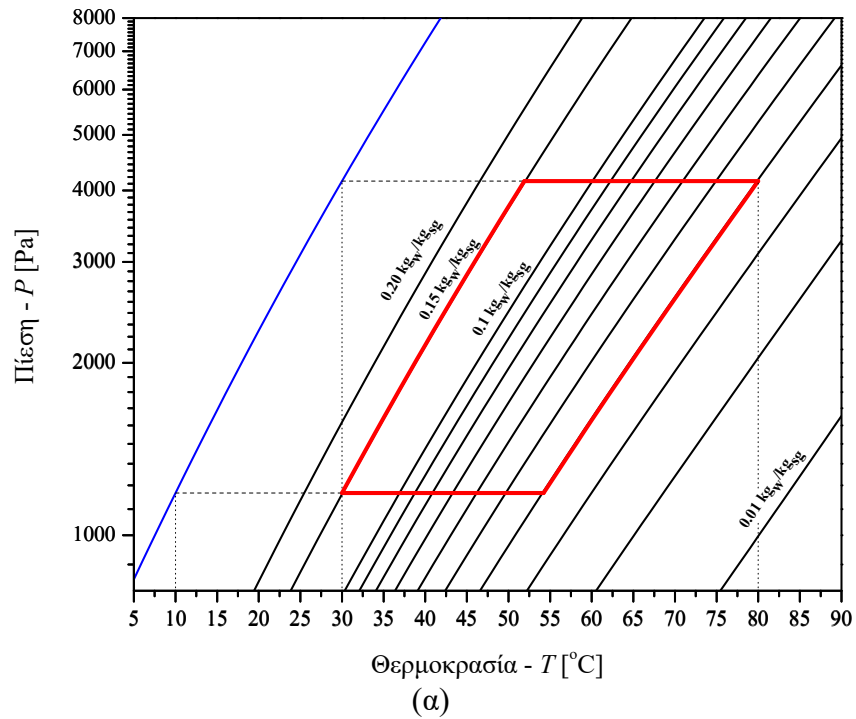
Για το ζεύγος ενεργός άνθρακας/αιθανόλη έχουμε:

2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας

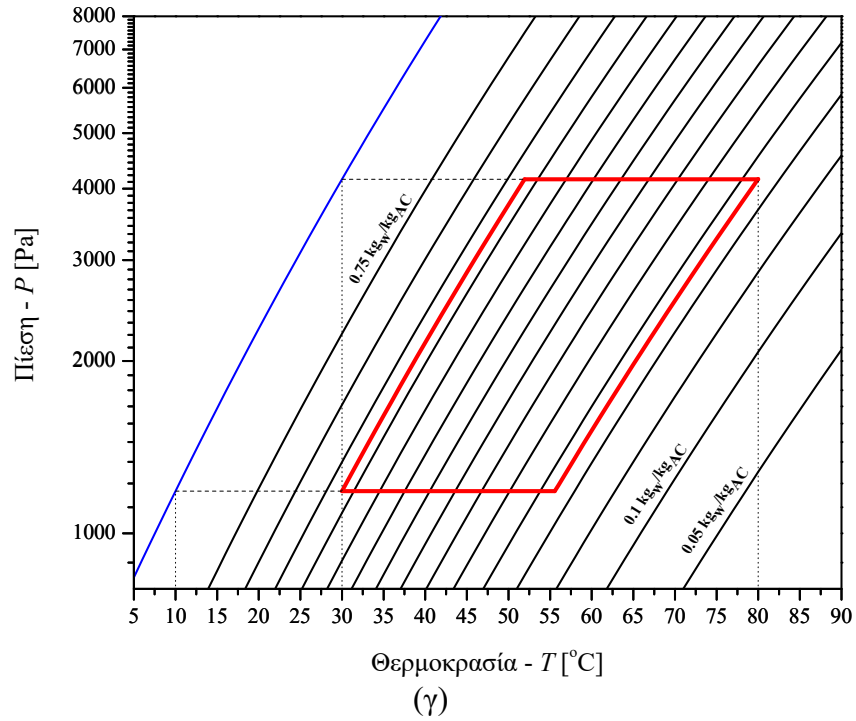
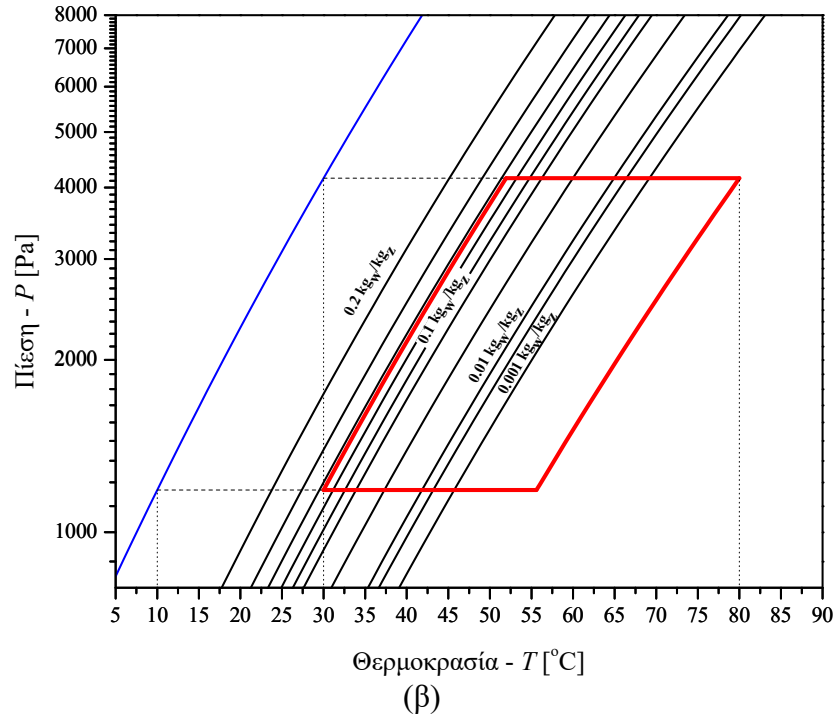
$$E_{chill} = (0.6220 - 0.2276) [842 - 2.460(30 - 10)] = 312.68 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

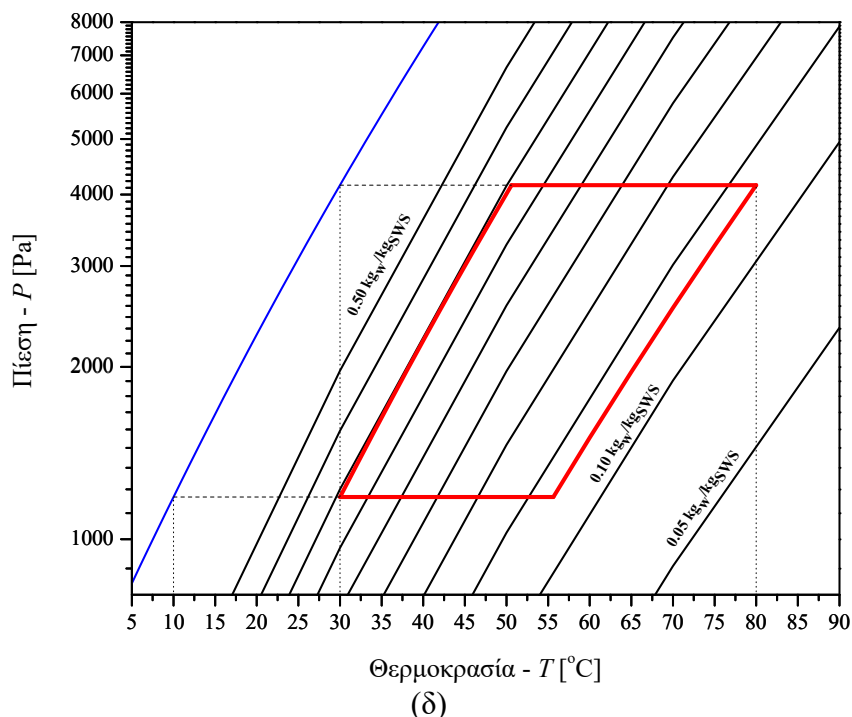
Τέλος για το ζεύγος SWS-1L/νερό έχουμε:

$$E_{chill} = (0.3933 - 0.1294) [2500 - 4.186(30 - 10)] = 637.656 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



2. Επισκόπηση Βιβλιογραφίας





Εικόνα 2.26: Θεωρητικοί ψυκτικοί κύκλοι προσρόφησης για τα ζεύγη: α) silica gel/νερό, β) ζεόλιθος/νερό, γ) ενεργός άνθρακας/αιθανόλη και δ) SWS-1-L/νερό

Στον Πίνακα 2.7 αξιολογούνται συνοπτικά ψυκτικοί κύκλοι οι οποίοι χρησιμοποιούν διαφόρων ειδών εργαζόμενα ζεύγη. Η αξιολόγηση γίνεται ως προς την ειδική ψυκτική ισχύ (SCC) και τον συντελεστή συμπεριφοράς COP και αφορά ψύκτες προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης. Ως ειδική ψυκτική ισχύς ορίζεται ο λόγος της ψυκτικής ισχύος προς τη μάζα του προσροφητικού υλικού στον ψύκτη. Παρατηρούμε ότι το ζεύγος SWS-1L/νερό παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση συνδυάζοντας υψηλές τιμές τόσο στην ειδική ψυκτική ικανότητα όσο και στο COP.

Πίνακας 2.7: Αξιολόγηση ψυκτικών κύκλων προσρόφησης για διάφορα εργαζόμενα ζεύγη

Ζεύγος	Θερμοκρασία (°C)	Παροχή μάζας (kg/s)	SCC (W/kg)	COP (-)	Αναφορά
RD silica gel/ νερό	$T_{hw,in} = 85$	$\dot{m}_{hw} = 1.3$			
	$T_{cw,in} = 30$	$\dot{m}_{cw} = 2.9$	0.110	0.34	2.70
	$T_{chw,in} = 14$	$\dot{m}_{chw} = 0.7$	0.109	0.39	
Ζεόλιθος AQSOA-Z01/ νερό	$T_{hw,in} = 85$	$\dot{m}_{hw} = 1.06$			
	$T_{cw,in} = 27$	$\dot{m}_{cw} = 2.28$	0.503	0.34	2.71
	$T_{chw,in} = 12$	$\dot{m}_{chw} = 0.64$			

Ζεύγος	Θερμοκρασία (°C)	Παροχή μάζας (kg/s)	SCC (W/kg)	COP (-)	Αναφορά
ACF A-20/ αιθανόλη	$T_{hw,in} = 85$	$\dot{m}_{hw} = 1.5$	0.096	0.57	2.72
	$T_{cw,in} = 30$	$\dot{m}_{cw} = 3.0$			
	$T_{chw,in} = 14$	$\dot{m}_{chw} = 0.7$			
Σύνθετου τύπου SWS-1L/νερό	$T_{hw,in} = 85.7$	$\dot{m}_{hw} = 1.00$	0.559	0.55	2.74
	$T_{cw,in} = 31.1$	$\dot{m}_{cw} = 2.57$			
	$T_{chw,in} = 14.8$	$\dot{m}_{chw} = 0.71$			

2.9 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Οι εναλλακτικές τεχνολογίες παραγωγής ψύξης μπορούν να χωριστούν σε δύο μεγάλες κατηγορίες τα ηλεκτροκίνητα συστήματα ψύξης και τα θερμοκίνητα συστήματα ψύξης. Τα πρώτα καταναλώνουν ηλεκτρική ενέργεια παραγόμενη από φωτοβολταϊκούς συλλέκτες για να λειτουργήσουν ενώ τα δεύτερα τροφοδοτούνται με θερμότητα προερχόμενη είτε από θερμικούς ηλιακούς συλλέκτες είτε απορριπτόμενη από κάποια διεργασία. Οι ψύκτες προσρόφησης ανήκουν στη δεύτερη κατηγορία και σε σύγκριση με τους αντίστοιχους της απορρόφησης έχουν το πλεονέκτημα ότι μπορούν να τροφοδοτηθούν από πηγές θερμότητας χαμηλότερης θερμοκρασίας καθιστώντας τους ιδανικούς για εφαρμογές ηλιακής ψύξης.

Διάφοροι ψυκτικοί κύκλοι προσρόφησης έχουν προταθεί και μελετηθεί τα τελευταία χρόνια και ο καθένας από αυτούς παρουσιάζει συγκεκριμένα πλεονεκτήματα. Οι κυριότεροι από αυτούς είναι: 1) ο ψυκτικός κύκλος μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης, 2) ο ψυκτικός κύκλος μίας βαθμίδας – πολλαπλών θαλάμων ρόφησης και 3) ο ψυκτικός κύκλος πολλαπλών βαθμίδων – πολλαπλών θαλάμων ρόφησης. Ο πρώτος είναι ο τυπικός και εμπορικά διαθέσιμος ψύκτης προσρόφησης ο οποίος λειτουργεί με ένα COP κοντά στο 0.6. Ο δεύτερος και ο τρίτος βρίσκονται σε πειραματικό στάδιο και έχουν τα πλεονεκτήματα της συνεχόμενης παραγωγής ψύξης και της δυνατότητας εκμετάλλευσης πηγών θερμότητας της τάξης των 45 – 50 °C αντίστοιχα.

Τα προσροφητικά υλικά που χρησιμοποιούνται στους ψύκτες προσρόφησης μπορούν να ταξινομηθούν σε τρεις κατηγορίες ανάλογα με το μηχανισμό που ακολουθούν κατά τη διεργασία της προσρόφησης. Οι κατηγορίες αυτές είναι: 1) οι φυσικοί προσροφητές, 2) οι χημικοί προσροφητές και 3) οι σύνθετου τύπου προσροφητές. Στους εμπορικά διαθέσιμους ψύκτες προσρόφησης χρησιμοποιούνται φυσικοί προσροφητές όπως το silica gel και οι ζεόλιθοι. Η έρευνα τα τελευταία χρόνια έχει στραφεί στους σύνθετου τύπου προσροφητές οι οποίοι έχουν ως στόχο να βελτιώσουν την απόδοση του ψύκτη ενισχύοντας τα φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας

και μάζας των χημικών προσροφητών και την ικανότητα προσρόφησης των φυσικών προσροφητών.

Τα συνηθέστερα ψυκτικά μέσα είναι το νερό, η αιθανόλη, η μεθανόλη και η αμμωνία. Στους εμπορικά διαθέσιμους ψύκτες προσρόφησης χρησιμοποιείται συνήθως το νερό ως ψυκτικό μέσο το οποίο έχει τα πλεονεκτήματα της υψηλής λανθάνουσας θερμότητας ατμοποίησης, του μηδενικού δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP) και του μηδενικού δυναμικού καταστροφής της στιβάδας του όζοντος (ODP). Το μειονέκτημα του νερού ως ψυκτικό μέσο είναι ότι απαιτείται η δημιουργία κενού στον ατμοποιητή ώστε να μπορούν να δημιουργηθούν συνθήκες βρασμού στις επιθυμητές για ψύξη θερμοκρασίες.

Παρά την εκτεταμένη έρευνα που έχει γίνει τα τελευταία χρόνια στο πεδίο των ψυκτών προσρόφησης οι παράμετροι που είναι καθοριστικοί για την απόδοσή του δεν έχουν καθοριστεί πλήρως. Επίσης παρά τις προσπάθειες να αυξηθεί η απόδοσή του ψύκτη και να μειωθεί ο όγκος του αυτό δεν έχει ακόμα καταστεί εφικτό. Στην παρούσα Διατριβή θα γίνει προσπάθεια να καλυφθούν αυτά τα κενά ενώ θα μελετηθεί αναλυτικά η προοπτική τροφοδότησης του ψύκτη κάνοντας χρήση ηλιακής ενέργειας.

2.10 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ

- 2.1 Τσούτσος Θ, Κορμά Έ, Καράγιωργας Μ, Δρόσου Β, Αηδόνης Α. Οδηγός Ηλιακού Κλιματισμού. Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας.
- 2.2 Henning H-M, Erpenbeck T, Hindenburg C, Santamaria IS. The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles. *International Journal of Refrigeration* (2001); 24: 220-229.
- 2.3 Ayala R, Heard C, Holland F. Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II. Experimental. *Applied Thermal Engineering* (1998); 18: 661-670.
- 2.4 Park Y, Kim J, Lee H. Physical properties of the lithium bromide + 1,3 – propanediol + water system. *International Journal of Refrigeration* (1997); 20: 319-325.
- 2.5 Lyoki S, Inoue Y, Uemura T. Performance comparison of various absorption heat transformers using nitrate-based absorbent systems. *Transactions-American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers* (1999); 105: 290-297.
- 2.6 Critoph R. Rapid cycling solar/biomass powered adsorption refrigeration system. *Renewable Energy* (1999); 16: 673-678.
- 2.7 Saman W, Krause M, Vajen K. Solar cooling technologies: current status and recent developments. *Proceedings of 42nd ANZSES Conference Solar 2004*, Perth, Australia.
- 2.8 Wang J, Yan Z, Zhao P, Dai Y. Off-design performance analysis of a solar-powered organic Rankine cycle. *Energy and Conversion Management* (2014); 80: 150-157.
- 2.9 Kim DS, Ferreira CAI. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration* (2008); 31: 3-15.

- 2.10 Henning HM. Solar-assisted Air-conditioning Handbook in Buildings: A Handbook for Planners. Springer-Verlag, Wien, ISBN 3-211-00647-8.
- 2.11 Murthy S, Balasubramanian R, Murphy M. Experiments on vapor jet refrigeration system suitable for solar energy applications. *Renewable Energy* (1991); 1: 757-768.
- 2.12 Pridasawas W, Lundqvist P. Natural working fluids for a solar-driven ejector refrigeration system. In: *Proceedings of the Eurotherm seminar 72, Thermodynamics, heat and mass transfer of refrigeration machines and heat pumps*. Valencia; Spain; 2003: 431-436.
- 2.13 Wolpert J, Riffat S, Redshaw S. Prototype for a novel solar powered ejector air conditioning system in Mazunte, Mexico. In: *Proceedings of the international solar energy congress*. Gothenburg: 2003.
- 2.14 Del Amo Sancho A. Solar trigeneration: a transitory simulation of HVAC typologies of hybrid panels. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems* (2014); 2: 1-14.
- 2.15 Saha BB, Koyama S, Kashiwagi T, Akisawa A, Ng KC, Chua HT. Waste heat driven dual-mode, multi-stage, multi-bed regenerative adsorption system. *International Journal of Refrigeration* (2003); 26: 749-757.
- 2.16 Miyazaki T, Akisawa A. The influence of heat exchanger parameters on the optimum cycle time of adsorption chillers. *Applied Thermal Engineering* (2009); 29: 2708-2717.
- 2.17 Saha BB, Boelman EC, Kashiwagi T. Computational analysis of an advanced adsorption-refrigeration cycle. *Energy* (1995); 20: 983-994.
- 2.18 Chua HT, Ng KC, Malek A, Kashiwagi T, Akisawa A, Saha BB. Multi-bed regenerative adsorption chiller-improving the utilization of waste heat and reducing the chilled water outlet temperature fluctuation. *International Journal of Refrigeration* (2001); 24; 124-136.
- 2.19 Henning H-M. Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. *Applied Thermal Engineering* (2007); 27: 1734-1749.
- 2.20 Hot water powered adsorption chiller. EMISSIONLESS PTY. LTD. in association with HIJC USA Inc.
- 2.21 Hulse GE. Freight car refrigeration by an adsorption system employing silica gel. *Refrigeration Engineering* (1929); 17: 41-54.
- 2.22 Miller EB. The development of silica gel, refrigerating engineering. *The American Society of Refrigerating Engineers* (1929); 17: 103-108.
- 2.23 Douss N, Meunier F. Effect of operating temperatures on the coefficient of performance of active carbon – methanol systems. (1988); 8: 383-392.
- 2.24 Douss N and Meunier F. Experimental study of cascading adsorption cycles. *Chemical Engineering Science* (1989); 44: 225-235.
- 2.25 Passos EF, Escobedo JF, Meunier F. Simulation of an intermittent adsorptive solar cooling system. *Solar Energy* (1989); 42: 103-111.
- 2.26 Restuccia G, Recupero V, Cacciola G, Rothmeyer M. Zeolite heat pump for domestic heating. *Energy* (1988); 13:333-342.

- 2.27 Cacciola G, Restuccia G. Progress on adsorption heat pumps. *Heat Recovery Systems and CHP* (1994); 14: 409-420.
- 2.28 Critoph RE. Performance limitation of adsorption cycles for solar cooling. *Solar Energy* (1988); 41: 21-31.
- 2.29 Critoph RE. Forced convection enhancement of adsorption cycles. *Heat Recovery Systems and CHP* (1994); 14: 343-350.
- 2.30 Tamainot-Telto Z, Critoph RE. Adsorption refrigerator using monolithic carbon-ammonia pair. *International Journal of Refrigeration* (1997); 20: 146-155.
- 2.31 Shelton SV. Solid adsorbent heat pump system. US Patents 4610148 (1986).
- 2.32 Shelton SV, Wepfer WJ, Miles DJ. External fluid heating of a porous bed. *Chemical Engineering Communications* (1988); 71: 39-52.
- 2.33 Shelton SV, Wepfer WJ, Miles DJ. Square wave analysis of the solid-vapor adsorption heat pump. *Heat Recovery Systems and CHP* (1989); 9: 233-247.
- 2.34 Shelton SV, Wepfer WJ, Miles DJ. Ramp wave analysis of the solid/vapor heat pump. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of ASME* (1990); 112: 69-76.
- 2.35 Vasiliev LL, Mishkinis DA, Antukh AA, Kulakov AG. Resorption heat pump. *Applied Thermal Engineering* (2004); 24: 1893-1903.
- 2.36 GBU. Adsorption chiller NAK. Chilling Capacity from 50 to 430 kW, Usage of Surplus Heat from 50 °C.
- 2.37 Akahira A, Alam KCA, Hamamoto Y, Akisawa A, Kashiwagi T. Mass recovery adsorption refrigeration cycle – improving cooling capacity. *International Journal of Refrigeration* (2004); 27: 225-234.
- 2.38 Szarzynski S, Feng Y, Pons M. Study of different internal vapour transports for adsorption cycles with heat regeneration. *International Journal of Refrigeration* (1997); 20: 390-401.
- 2.39 Akahira A, Alam KCA, Hamamoto Y, Akisawa A, Kashiwagi T. Experimental investigation of mass recovery adsorption refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration* (2005); 28: 565-572.
- 2.40 Leong KC, Liu Y. Numerical study of a combined heat and mass recovery adsorption cooling cycle. *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2004); 47: 4761-4770.
- 2.41 Wang W, Qu TF, Wang RZ. Influence of degree of mass recovery and heat regeneration on adsorption refrigeration cycles. *Energy Conversion and Management* (2002); 43: 733-741.
- 2.42 Wang RZ. Performance improvement of adsorption cooling by heat and mass recovery operation. *International Journal of Refrigeration* (2001); 24: 602-611.
- 2.43 Saha BB, Koyama S, Lee JB, Kuwahara K, Alam KCA, Hamamoto Y, Akisawa A, Kashiwagi T. Performance evaluation of a low-temperature waste heat driven multi-bed adsorption chiller. *International Journal of Multiphase Flow* (2003); 29: 1249-1263.
- 2.44 Khan MZI, Saha BB, Alam KCA, Akisawa A, Kashiwagi T. Study on solar/waste heat driven multi-bed adsorption chiller with mass recovery. *Renewable Energy* (2007); 32: 365-381.

- 2.45 Uyun AS, Akisawa A, Miyazaki T, Ueda Y, Kashiwagi T. Numerical analysis of an advanced three-bed mass recovery adsorption refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering* (2009); 29: 2876-2884.
- 2.46 Chua HT, Ng KC, Malek A, Kashiwagi T, Akisawa A, Saha BB. Multi-bed regenerative adsorption chiller – improving the utilization of waste heat and reducing the chilled water outlet temperature fluctuation. *International Journal of Refrigeration* (2001); 24: 124-136.
- 2.47 Saha BB, Akisawa A, Kashiwagi T. Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype. *Renewable Energy* (2001); 23: 93-101.
- 2.48 Khan MZI, Alam KCA, Saha BB, Hamamoto Y, Akisawa A, Kashiwagi T. Parametric study of a two-stage adsorption chiller using re-heat – The effect of overall thermal conductance and adsorbent mass on system performance.
- 2.49 Alam KCA, Saha BB, Akisawa A, Kashiwagi T. Influence of design and operating conditions on the system performance of a two-stage adsorption chiller. *Chemical Engineering Communications* (2004); 191: 981-997.
- 2.50 Farid SK, Billah MM, Khan MZI, Rahman MM, Sharif UM. A numerical analysis of cooling water temperature of two-stage adsorption chiller along with different mass ratios. *International Communications in Heat and Mass Transfer* (2011); 38: 1086-1092.
- 2.51 Khan MZI, Alam KCA, Saha BB, Akisawa A, Kashiwagi T. Performance evaluation of multi-stage, multi-bed adsorption chiller employing re-heat scheme. *Renewable Energy* (2008); 33: 88-98.
- 2.52 Srivastana NC, Eames IW. A review of adsorbents and adsorbates in solid-vapour adsorption heat pump systems. *Applied Thermal Engineering* (1998); 18: 707-714.
- 2.53 Wang LW, Metcalf SJ, Critoph RE, Thorpe R, Tamainot-Telto Z. Development of thermal conductive consolidated activated carbon for adsorption refrigeration. *Carbon* (2012); 50: 977-986.
- 2.54 Tamainot-Telto Z, Metcalf SJ, Critoph RE, Zhong Y, Thorpe R. Carbon-ammonia pairs for adsorption refrigeration applications: ice making, air conditioning and heat pumping. *International Journal of Refrigeration* (2009); 32: 1212-1229.
- 2.55 Saha BB, El-Sharkawy II, Chakraborty A, Koyama S. Study on an activated carbon fiber – ethanol adsorption chiller: Part I – system description and modelling. *International Journal of Refrigeration* (2007); 30: 86-95.
- 2.56 Saha BB, El-Sharkawy II, Chakraborty A, Koyama S. Study on an activated carbon fiber – ethanol adsorption chiller: Part II – performance evaluation. *International Journal of Refrigeration* (2007); 30: 96-102.
- 2.57 Chang K-S, Chen M-T, Chung T-W. Effects of the thickness and particle size of silica gel on the heat and mass transfer performance of silica gel-coated bed for air-conditioning adsorption systems. *Applied Thermal Engineering* (2005); 25: 2330-2340.
- 2.58 Jakob U, Mittelbach W. Development and investigation of a compact silica gel/water adsorption chiller integrated in solar cooling systems. VII Minsk International Seminar

- “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources”, Minsk, Belarus, September 8–11, 2008.
- 2.59 Wilson ST, Lok BM, Messina CA, Thomas RC, Flanigen EM. Aluminophosphate molecular sieves: a new class of microporous crystalline inorganic solids. *Journal of the American Chemical Society* (1982); 104: 1146-1147.
- 2.60 Lok BM, Messina CA, Patton RL, Gajek RT, Cannan TR, Flanigen EM. Silicoaluminophosphate molecular sieves: another new class of microporous crystalline inorganic solids. *Journal of the American Chemical Society* (1984); 106: 6092-6093.
- 2.61 Saha D, Deng S. Ammonia adsorption and its effects on framework stability of MOF-5 and MOF-177. *Journal of Colloid and Interface Science* (2010); 348: 615-620.
- 2.62 Saha D, Deng S. Hydrogen adsorption on Metal-Organic Framework MOF-177. *Tsinghua Science & Technology* (2010); 15: 363-376.
- 2.63 Ελευθερία Νεοφωτίστου. Σύνθεση χαρακτηρισμός και ιδιότητες νέων πορώδων πολυμερών συναρμογής. Διδακτορική Διατριβή, Πανεπιστήμιο Κρήτης Σχολή Θετικών και Τεχνολογικών Επιστημών Τμήμα Χημείας.
- 2.64 Aristov YI, Restuccia G, Cacciola G, Parmon VN. A family of new working materials for solid sorption air conditioning systems. *Applied Thermal Engineering* (2002); 22: 191-204.
- 2.65 Dawoud B, Aristov Y. Experimental study of the kinetic of water vapor sorption on selective water sorbents, silica gel and alumina under typical operation conditions of sorption heat pumps. *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2003); 46: 273-281.
- 2.66 Freni A, Sapienza A, Glaznev IS, Aristov YI, Restuccia G. Experimental testing of a lab-scale adsorption chiller using a novel selective water sorbent “silica modified by calcium nitrate”. *International Journal of Refrigeration* (2012); 35: 518-524.
- 2.67 San J-Y, Hsu H-C. Performance of a multi-bed adsorption heat pump using SWS-1L composite adsorbent and water as working pair. *Applied Thermal Engineering* (2009); 29: 1606-1613.
- 2.68 Daou K, Wang RZ, Yang GZ, Xia ZZ. Theoretical comparison of the refrigerating performance of a CaCl_2 impregnated composite adsorbent to those of the host silica gel. *International Journal of Thermal Sciences* (2008); 47: 68-75.
- 2.69 Chen H-J, Cui Q, Tang Y, Chen X-J, Yao H-Q. Attapulgite based LiCl composite adsorbents for cooling and air conditioning application. *Applied Thermal Engineering* (2008); 28: 2187-2193.
- 2.70 Saha BB, Boelman EC, Kashiwagi T. Computer simulation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle – The influence of operating conditions on cooling output and COP. *ASHRAE Transactions* (1995); 101: 348-357.
- 2.71 Kayal S, Baichuan S, Saha BB. Adsorption characteristics of AQSOA zeolites and water for adsorption chillers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. (2016); 92: 1120-1127.

- 2.72 Saha BB, Habib K, El-Sharkawy II, Koyama S. Adsorption characteristics and heat of adsorption measurements of R-134a on activated carbon. (2009); 32: 1563-1569.
- 2.73 Li ZF, Sumathy K. A solar-powered ice-maker with the solid adsorption pair of activated carbon and methanol. International Journal of Energy Research (1999); 23: 517-527.
- 2.74 Miyazaki T, Akisawa A, Saha BB, El-Sharkawy II, Chakraborty A. A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers. International Journal of Refrigeration (2009); 32: 846-853.
- 2.75 Critoph RE. Performance limitations of adsorption cycles for solar cooling. Solar Energy (1988); 41: 21-31.

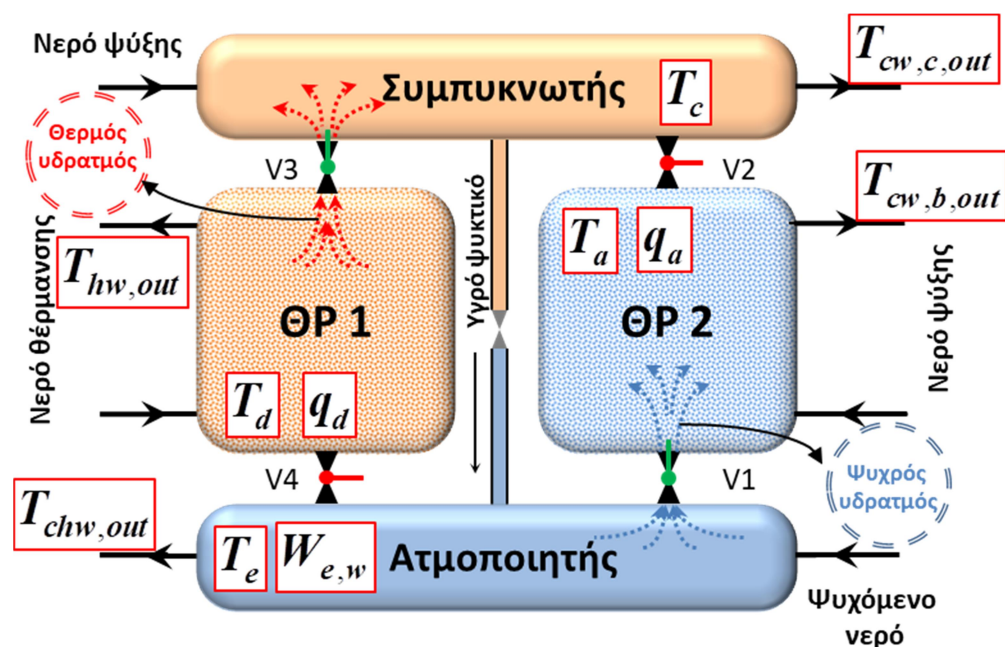
3 ΨΥΚΤΗΣ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΜΙΑΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ – ΔΥΟ ΘΑΛΑΜΩΝ ΡΟΦΗΣΗΣ

3.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στο κεφάλαιο αυτό αναπτύσσεται κώδικας στο Matlab για τη μοντελοποίηση ενός τυπικού ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης ο οποίος χρησιμοποιεί το εργαζόμενο ζεύγος silica gel/νερό. Η λειτουργία ενός τέτοιου ψύκτη περιγράφηκε αναλυτικά στην Παράγραφο 2.5.1. Το μοντέλο θα επικυρωθεί χρησιμοποιώντας πειραματικά δεδομένα που είναι διαθέσιμα στη διεθνή βιβλιογραφία. Στη συνέχεια η απόδοση του ψύκτη αξιολογείται για διάφορες συνθήκες λειτουργίας (παροχές μάζας και θερμοκρασίες του μέσου μεταφοράς θερμότητας) και για διάφορα χαρακτηριστικά των εναλλακτών θερμότητας. Η αξιολόγηση αυτή γίνεται με βάση τέσσερις δείκτες απόδοσης: 1) την ψυκτική ισχύ (Q_{Achill}), 2) τον συντελεστή συμπεριφοράς (COP_{Achill}), 3) το βαθμό απόδοσης του ψύκτη (η_{Achill}) και 4) το βαθμό απόδοσης ανάκτησης θερμότητας (η_e). Τέλος πραγματοποιείται ανάλυση ευαισθησίας προκειμένου να εντοπιστούν οι παράμετροι που επηρεάζουν καθοριστικά την απόδοση του ψύκτη.

3.2 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΨΥΚΤΗ

Ο ψύκτης προσρόφησης που πρόκειται να μοντελοποιηθεί απεικονίζεται στην Εικόνα 3.1 μαζί με τις άγνωστες μεταβλητές που θα υπολογισθούν κατά την επίλυση του συστήματος διαφορικών εξισώσεων που προκύπτει.



Εικόνα 3.1: Μεταβλητές μοντελοποίησης ψύκτη προσρόφησης

Ο ρυθμός προσρόφησης – εκρόφησης υπολογίζεται από το μοντέλο γραμμικής κινητήριας δύναμης [3.1]:

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

$$\frac{dq}{dt} = k_s a_p (q^* - q) \quad (3.1)$$

Όπου ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς μάζας, $k_s a_p$, δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$k_s a_p = \frac{15D_s}{R_p^2} \quad (3.2)$$

Η επιφανειακή διαχυτότητα, D_s , υπολογίζεται από:

$$D_s = D_{s0} \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (3.3)$$

Η τροποποιημένη εξίσωση Freundlich [3.1] χρησιμοποιείται για να προβλεφθεί η περιεκτικότητα του silica gel σε νερό σε κατάσταση ισορροπίας:

$$q^* = A(T_b) \left[\frac{P_s(T_w)}{P_s(T_b)} \right]^{B(T_b)} \quad (3.4)$$

Όπου το, $A(T_b)$ (εκφρασμένο σε kg/kg), και το, $B(T_b)$ (αδιάστατο), είναι πολυωνυμικές συναρτήσεις:

$$A(T_b) = A_0 + A_1 T_b + A_2 T_b^2 + A_3 T_b^3 \quad (3.5)$$

$$B(T_b) = B_0 + B_1 T_b + B_2 T_b^2 + B_3 T_b^3 \quad (3.6)$$

Οι σταθερές $A_0 - A_3$ και $B_0 - B_3$ είναι συγκεντρωμένες στον Πίνακα 3.1:

Πίνακας 3.1: Συντελεστές Εξισώσεων 3.5 και 3.6

Σταθερά	Τιμή	Μονάδα
A_0	-6.5314	kg/kg
A_1	0.072452	kg/(kg K)
A_2	-0.23951×10^{-3}	kg/(kg K ²)
A_3	0.25493×10^{-6}	kg/(kg K ³)
B_0	-15.587	-
B_1	0.15915	K ⁻¹
B_2	-0.50612×10^{-3}	K ⁻²
B_3	0.5329×10^{-6}	K ⁻³

Το ισοζύγιο ενέργειας του θαλάμου ρόφησης που λειτουργεί ως προσροφητής δίνεται από την Εξίσωση 3.7 ενώ η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς χρησιμοποιείται για να υπολογιστούν τα προφίλ των θερμοκρασιών στην έξοδο των εναλλακτών:

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

$$\left(W_s c_{ps} + W_s q_a c_{pw} + W_{b,m} c_{pm}\right) \frac{dT_a}{dt} = \varphi Q_{st} W_s \frac{dq_a}{dt} + \varphi W_s c_{pv} \frac{dq_a}{dt} (T_e - T_a) + \dot{m}_{cw,b} c_{pw} (T_{cw,in} - T_{cw,b,out}) \quad (3.7)$$

$$T_{cw,b,out} = T_a + (T_{cw,in} - T_a) \exp\left(-\frac{U_b A_b}{\dot{m}_{cw,b} c_{pw}}\right) \quad (3.8)$$

Το αριστερό μέλος της εξίσωσης εκφράζει το ποσό αισθητής θερμότητας που απαιτείται να απαχθεί από τον θάλαμο ρόφησης ούτως ώστε να ψυχθεί το προσροφητικό υλικό (στην περίπτωση μας το silica gel), το νερό που περιέχεται στο προσροφητικό υλικό καθώς επίσης και τα μεταλλικά μέρη του εναλλάκτη θερμότητας κατά τη διάρκεια της διεργασίας της προσρόφησης ή κατά τη φάση της πρόψυξης. Ο πρώτος όρος του δεξιού μέλους αντιπροσωπεύει τη θερμότητα προσρόφησης που εκλύεται, ενώ ο δεύτερος όρος την αισθητή θερμότητα των προσροφούμενων υδρατμών. Ο τελευταίος όρος εκφράζει τη θερμότητα που απάγεται από το κύκλωμα του νερού ψύξης. Στην Εξίσωση 3.7 δε λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες θερμότητας του θαλάμου ρόφησης προς το περιβάλλον καθώς θεωρείται ότι όλοι οι θάλαμοι είναι καλά μονωμένοι.

Παρομοίως, το ισοζύγιο ενέργειας του θαλάμου ρόφησης που λειτουργεί ως εκροφητής περιγράφεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\left(W_s c_{ps} + W_s q_d c_{pw} + W_{b,m} c_{pm}\right) \frac{dT_d}{dt} = \varphi Q_{st} W_s \frac{dq_d}{dt} + \dot{m}_{hw} c_{pw} (T_{hw,in} - T_{hw,out}) \quad (3.9)$$

$$T_{hw,out} = T_d + (T_{hw,in} - T_d) \exp\left(-\frac{U_b A_b}{\dot{m}_{hw} c_{pw}}\right) \quad (3.10)$$

Κατά ανάλογο τρόπο, το αριστερό μέλος της Εξίσωσης 3.9 αντιπροσωπεύει τη θερμότητα που απαιτείται να προσδοθεί στο θάλαμο ρόφησης ούτως ώστε να αυξηθεί η θερμοκρασία του προσροφητικού υλικού, του νερού που περιέχεται στο προσροφητικό υλικό και των μεταλλικών μερών του εναλλάκτη θερμότητας. Ο πρώτος όρος του δεύτερου μέλους εκφράζει τη θερμότητα εκρόφησης που απορροφάει ο θάλαμος ρόφησης και ο δεύτερος όρος τη θερμότητα που προσδίδεται στο σύστημα μέσω του κυκλώματος του νερού θέρμανσης.

Για το ισοζύγιο ενέργειας στο συμπυκνωτή ισχύουν οι ακόλουθες εξισώσεις:

$$\left(W_{c,m} c_{pcu} + W_{c,w} c_{pw}\right) \frac{dT_c}{dt} = -\varphi L W_s \frac{dq_d}{dt} + \dot{m}_{cw,c} c_{pw} (T_{cw,in} - T_{cw,c,out}) - \varphi c_{pv} (T_d - T_c) W_s \frac{dq_d}{dt} \quad (3.11)$$

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

$$T_{cw,c,out} = T_c + (T_{cw,in} - T_c) \exp\left(-\frac{U_c A_c}{\dot{m}_{cw,c} c_{pw}}\right) \quad (3.12)$$

Στο αριστερό μέλος της εξίσωσης έχουμε την αισθητή θερμότητα που πρέπει να προσδώσουμε ή να απάγουμε από το σύστημα προκειμένου να μεταβληθεί η θερμοκρασία των μεταλλικών μερών του συμπυκνωτή καθώς και του νερού που περιέχεται σε αυτόν. Στο δεξί μέλος, στον πρώτο όρο έχουμε την λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης που αντιστοιχεί στην ποσότητα του ψυκτικού που εκροφάται, στο δεύτερο όρο έχουμε τη θερμότητα που απάγεται από το σύστημα μέσω του κυκλώματος νερού ψύξης και στον τρίτο όρο τη θερμότητα που προσδίδεται στο σύστημα από τους θερμούς υδρατμούς που προέρχονται από τον εκροφητή.

Τέλος έχουμε το ισοζύγιο ενέργειας του ατμοποιητή το οποίο δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\begin{aligned} (W_{e,m} c_{pcu} + W_{e,w} c_{pw}) \frac{dT_e}{dt} = -\varphi L W_s \frac{dq_a}{dt} + \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) - \\ - \varphi c_{pw} (T_c - T_e) W_s \frac{dq_d}{dt} \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$T_{chw,out} = T_e + (T_{chw,in} - T_e) \exp\left(-\frac{U_e A_e}{\dot{m}_{chw} c_{pw}}\right) \quad (3.14)$$

Αντίστοιχα, το αριστερό μέλος της εξίσωσης αντιπροσωπεύει το ποσό της αισθητής θερμότητας που πρέπει να προσδώσουμε ή να απάγουμε από τον ατμοποιητή ούτως ώστε να μεταβληθεί η θερμοκρασία των μεταλλικών μερών του εναλλάκτη και του νερού που αυτός περιέχει. Ο πρώτος όρος του δεξιού μέλους εκφράζει τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης που αντιστοιχεί στην ποσότητα του ψυκτικού μέσου που ατμοποιείται, ο δεύτερος όρος αντιπροσωπεύει τη θερμότητα που προσφέρεται από το κύκλωμα του ψυχόμενου νερού και ο τελευταίος όρος τη θερμότητα που απαιτείται να απομακρυνθεί για να ψυχθούν οι εκροφούμενοι υδρατμοί από τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή στη θερμοκρασία του ατμοποιητή.

Η μοντελοποίηση του ψύκτη ολοκληρώνεται με το ισοζύγιο μάζας στον ατμοποιητή:

$$\frac{dW_{e,w}}{dt} = -W_s \left(\frac{dq_a}{dt} + \frac{dq_d}{dt} \right) \quad (3.15)$$

Στις παραπάνω εξισώσεις ο συντελεστής φ λαμβάνει την τιμή 1 όταν ο ψύκτης βρίσκεται στις φάσεις A και C του κύκλου λειτουργίας του και 0 όταν βρίσκεται στις φάσεις B και D.

Από τη μοντελοποίηση του ψύκτη προσρόφησης προκύπτουν έντεκα (8+2+1) εξισώσεις. Οχτώ εξισώσεις από τα ισοζύγια ενέργειας (Εξισώσεις 3.7–3.14), δύο εξισώσεις από το ρυθμό προσρόφησης (Εξίσωση 3.1) και μία εξίσωση από ισοζύγιο μάζας (Εξίσωση 3.15). Οι εξισώσεις

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

αυτές χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των έντεκα άγνωστων παραμέτρων ($T_a, T_d, T_c, T_e, T_{hw,out}, T_{cw,b,out}, T_{cw,c,out}, T_{chw,out}, q_a, q_d$ και $W_{e,w}$).

Η επίλυση του συστήματος διαφορικών εξισώσεων έγινε με τη μέθοδο των πεπερασμένων διαφορών χρησιμοποιώντας το λογισμικό Matlab. Στην αρχή της υπολογιστικής διαδικασίας θεωρούνται οι αρχικές συνθήκες και στη συνέχεια προσαρμόζονται μέσω της επαναληπτικής διαδικασίας. Επιλέχθηκε χρονικό βήμα $dt=1s$ και θεωρήθηκε συντελεστής σύγκλισης 10^{-4} για όλες τις υπολογιζόμενες παραμέτρους.

3.3 ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

Τέσσερις δείκτες απόδοσης χρησιμοποιούνται για να αξιολογηθεί η συνολική απόδοση του ψύκτη προσρόφησης: 1) η ψυκτική ισχύς (Q_{Achill}), Εξίσωση 3.16, 2) ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP_{Achill}), Εξίσωση 3.17, 3) ο βαθμός απόδοσης του ψύκτη (η_{Achill}), Εξίσωση 3.18 και 4) ο βαθμός απόδοσης ανάκτησης θερμότητας (η_e), Εξίσωση 3.20.

Ψυκτική ισχύς, Q_{Achill} :

$$Q_{Achill} = \frac{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt}{t_{hc}} \quad (3.16)$$

Συντελεστής συμπεριφοράς, COP_{Achill} :

$$COP_{Achill} = \frac{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt}{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{hw} c_{pw} (T_{hw,in} - T_{hw,out}) dt} \quad (3.17)$$

Βαθμός απόδοσης του ψύκτη, η_{Achill} :

$$\eta_{Achill} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (3.18)$$

Όπου ο συντελεστής συμπεριφοράς Carnot, COP_{Carnot} , υπολογίζεται από τη παρακάτω σχέση [3.2]:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{hw,in} - T_{cw,in}}{T_{hw,in}} \frac{T_{chw,in}}{T_{cw,in} - T_{chw,in}} \quad (3.19)$$

Βαθμός απόδοσης ανάκτησης θερμότητας, η_e :

$$\eta_e = \frac{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt}{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{hw} c_{pw} (T_{hw,in} - T_{cw,in}) dt} \quad (3.20)$$

3.4 ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

Στην παρούσα ενότητα, το θεωρητικό μοντέλο για τον ψύκτη προσρόφησης που αναπτύχθηκε παραπάνω επικυρώνεται χρησιμοποιώντας πειραματικά δεδομένα που είναι διαθέσιμα στη διεθνή βιβλιογραφία [3.3]. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του ψύκτη που πρόκειται να προσομοιωθεί συγκεντρώνονται στον Πίνακα 3.2 ενώ οι συνθήκες λειτουργίας του παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.3. Στο διάγραμμα της Εικόνας 3.2 πραγματοποιείται σύγκριση μεταξύ αποτελεσμάτων που προέκυψαν από την προσομοίωση της λειτουργίας του ψύκτη και πειραματικών δεδομένων. Η σύγκριση αφορά τα προφίλ των θερμοκρασιών των τεσσάρων κυκλωμάτων νερού στην έξοδο του ψύκτη και προκύπτει πολύ καλή συμφωνία μεταξύ των πειραματικών δεδομένων και των αποτελεσμάτων προσομοίωσης. Στα διαγράμματα των Εικόνων 3.3–3.6 παρουσιάζεται η απόκλιση μεταξύ των πειραματικών μετρήσεων και των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης για τις τέσσερις θερμοκρασίες του νερού στην έξοδο του ψύκτη. Παρατηρείται ότι η απόκλιση στις περισσότερες των περιπτώσεων είναι μεταξύ $\pm 10\%$.

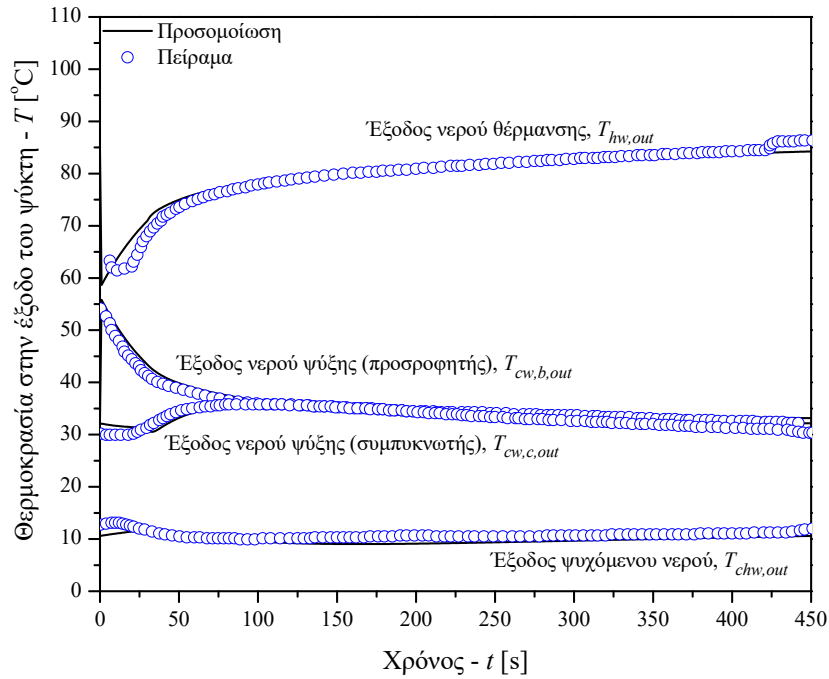
Πίνακας 3.2: Χαρακτηριστικές τιμές του ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιήθηκαν στην προσομοίωση [3.1, 3.3, 3.4]

Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα	Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα
$U_b A_b$	4241.38	W/K	c_{pw}	4186	J/kg K
$U_c A_c$	15349.80	W/K	c_{ps}	924	J/kg K
$U_e A_e$	4884.90	W/K	c_{pcu}	386	J/kg K
$W_{c,cu}$	24.28	kg	c_{pal}	905	J/kg K
$W_{e,cu}$	12.45	kg	D_{s0}	2.54×10^{-4}	m^2/s
W_s	47	kg	R	8.314	J/kg K
$W_{b,cu}$	51.20	kg	R_p	1.74×10^{-4}	m
$W_{b,al}$	64.04	kg	Q_{st}	2.8×10^6	J/kg
$W_{c,w}$	20	kg	L	2.5×10^6	J/kg
$W_{e,w}$	50	kg	E_a	4.2×10^4	J/mol

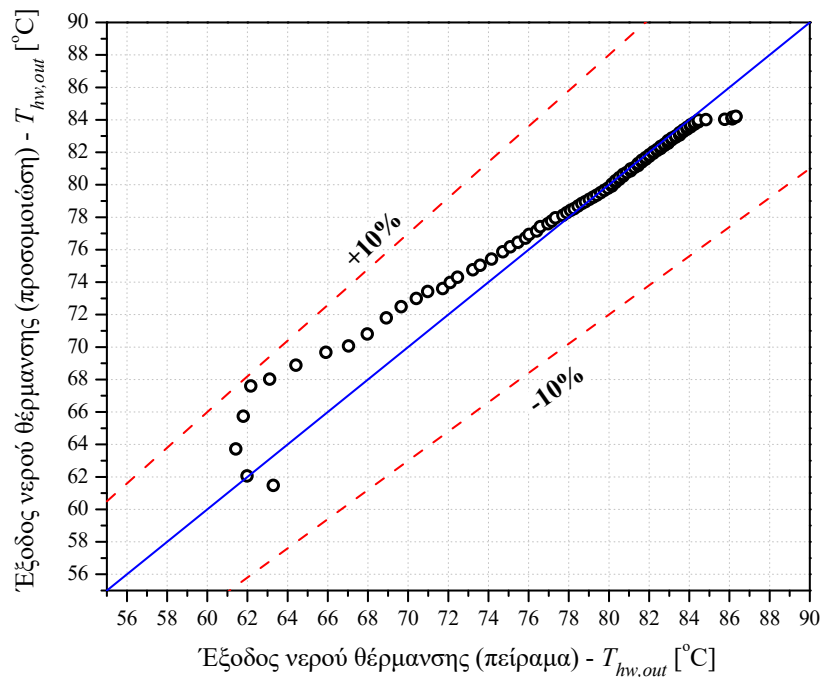
Πίνακας 3.3: Συνθήκες λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης

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

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

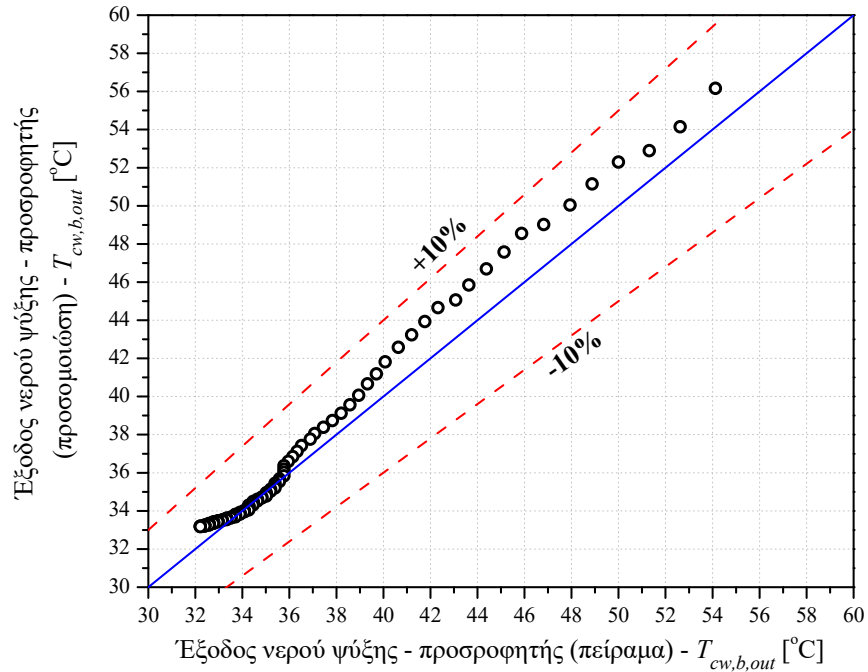


Εικόνα 3.2: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα

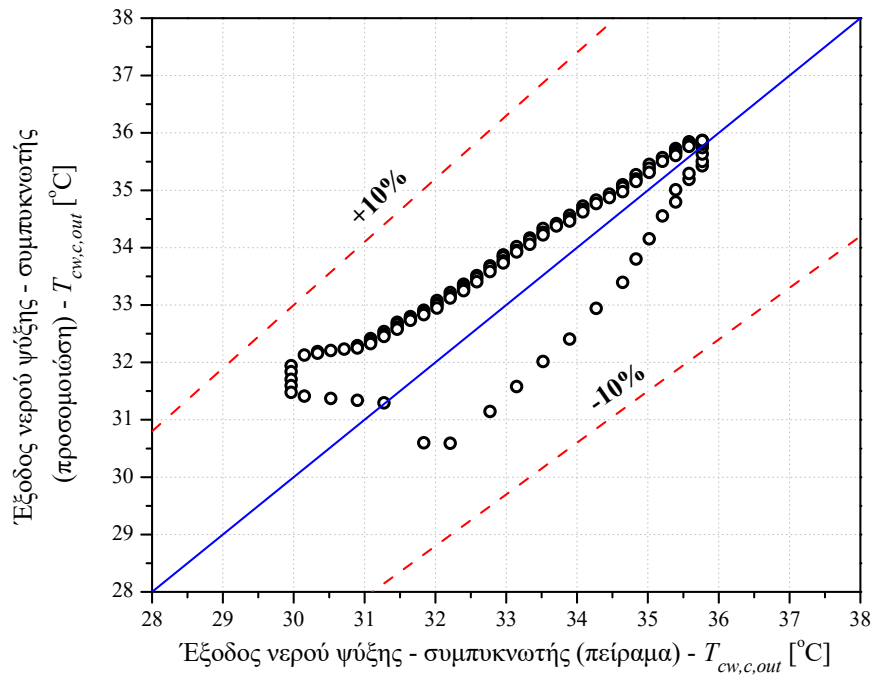


Εικόνα 3.3: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Έξοδος νερού θέρμανσης)

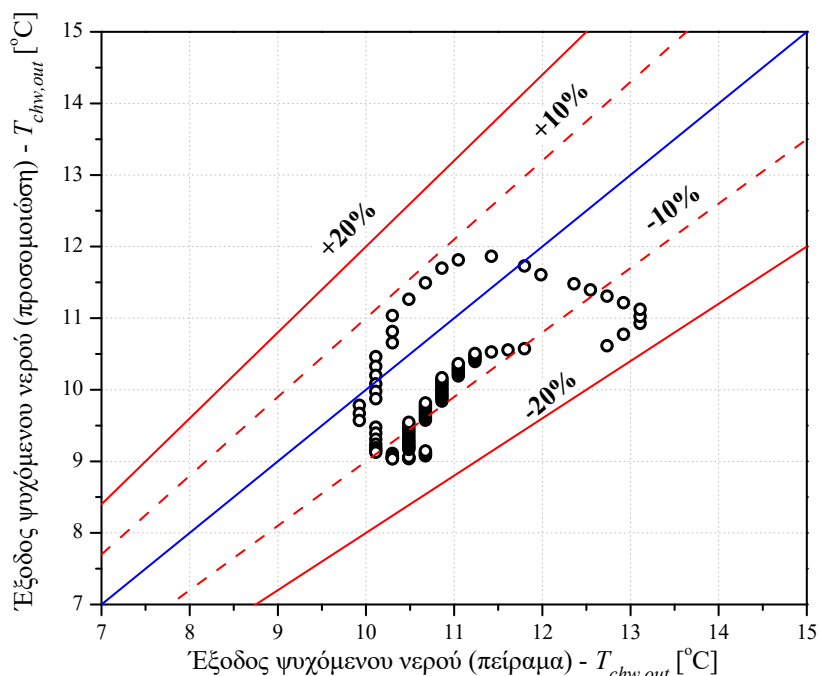
3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης



Εικόνα 3.4: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Εξοδος νερού ψύξης – προσροφητής)



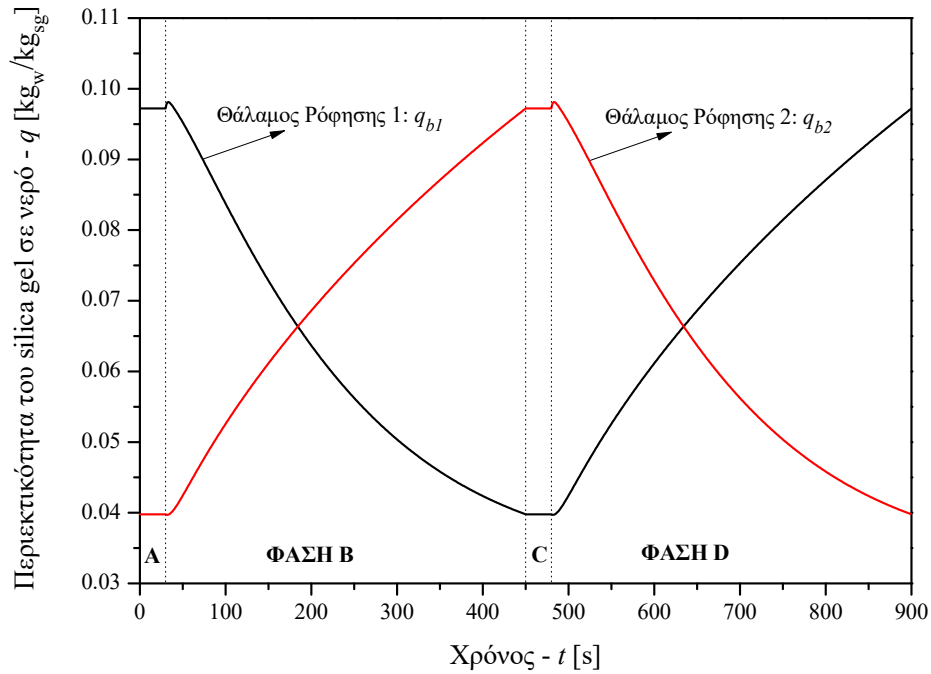
Εικόνα 3.5: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Εξοδος νερού ψύξης – συμπυκνωτής)



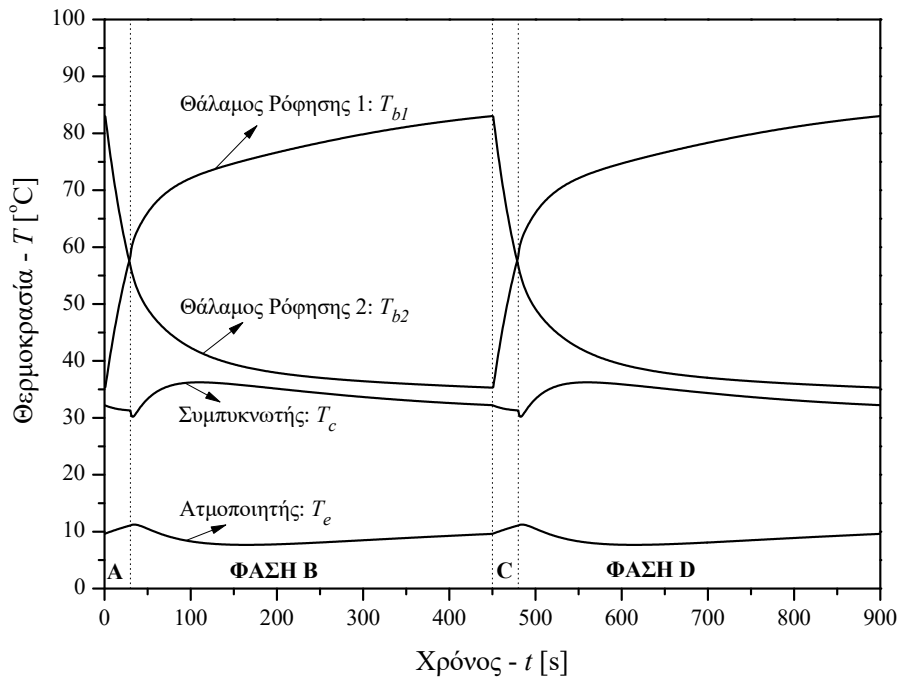
Εικόνα 3.6: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Έξοδος ψυχόμενου νερού)

Στα παρακάτω διαγράμματα (Εικόνα 3.7 και Εικόνα 3.8) παρουσιάζονται τα προφίλ της περιεκτικότητας του ψυκτικού μέσου στο προσροφητικό υλικό καθώς επίσης και οι θερμοκρασίες των τεσσάρων εναλλακτών θερμότητας του ψύκτη προσρόφησης κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας. Στη Φάση Α όπου οι βαλβίδες διασύνδεσης παραμένουν κλειστές η ποσότητα του ψυκτικού μέσου στο προσροφητικό υλικό παραμένει σταθερή. Στο Θάλαμο Ρόφησης 1 η συγκέντρωση του ψυκτικού μέσου στο προσροφητικό υλικό βρίσκεται στη μέγιστή τιμή της και ο θάλαμος προθερμαίνεται προετοιμαζόμενος για τη Φάση Β όπου θα λειτουργήσει ως εκροφητής. Αντίθετα η συγκέντρωση του Θαλάμου Ρόφησης 2 έχει την ελάχιστη τιμή της και ο θάλαμος προψύχεται έτσι ώστε να λειτουργήσει στη συνέχεια ως προσροφητής. Στη Φάση Β ο Θάλαμος Ρόφησης 1 λειτουργεί ως εκροφητής και η περιεκτικότητα του προσροφητικού υλικού σε ψυκτικό μέσο μειώνεται ενώ ο Θάλαμος Ρόφησης 2 λειτουργεί ως προσροφητής και η συγκέντρωση του ψυκτικού μέσου στο προσροφητικό υλικό αυξάνεται. Στις Φάσεις C και D οι λειτουργίες των θαλάμων αντιστρέφονται. Στο διάγραμμα της Εικόνας 3.9 παρουσιάζεται ο κύκλος λειτουργίας του ψύκτη στο διάγραμμα Düring. Παρατηρείται ότι ο κύκλος λειτουργεί μεταξύ δύο συγκεντρώσεων ψυκτικού μέσου, $q_{min} = 0.097 \text{ kg}_w/\text{kg}_{sg}$ και $q_{max} = 0.040 \text{ kg}_w/\text{kg}_{sg}$, και μεταξύ δύο πιέσεων, $P_{min} = 1011.020 \text{ Pa}$ και $P_{max} = 5909.317 \text{ Pa}$.

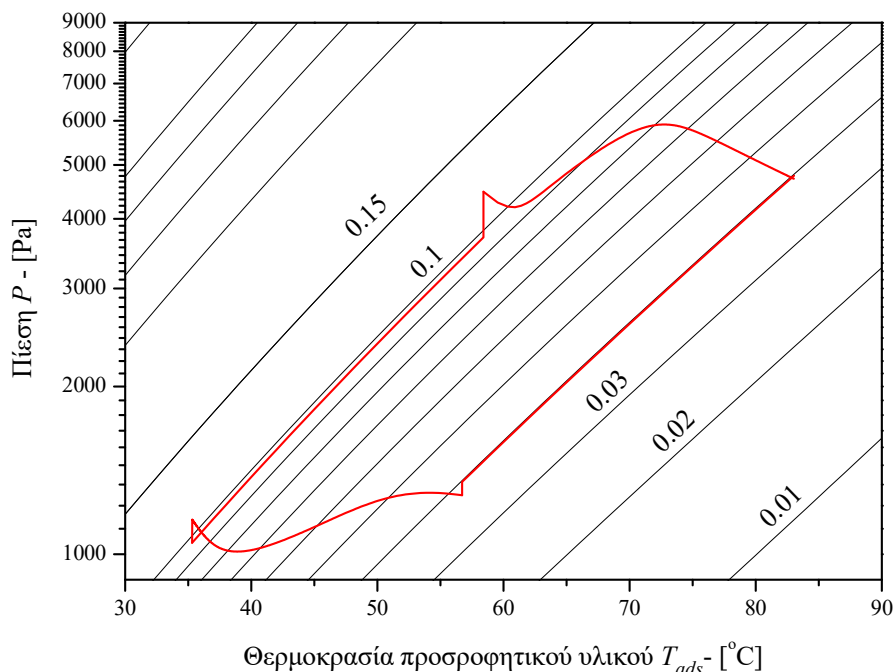
3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης



Εικόνα 3.7: Μεταβολή της συγκέντρωσης του ψυκτικού μέσου στο προσροφητικό υλικό κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας



Εικόνα 3.8: Μεταβολές των θερμοκρασιών των εναλλακτών του ψύκτη κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας



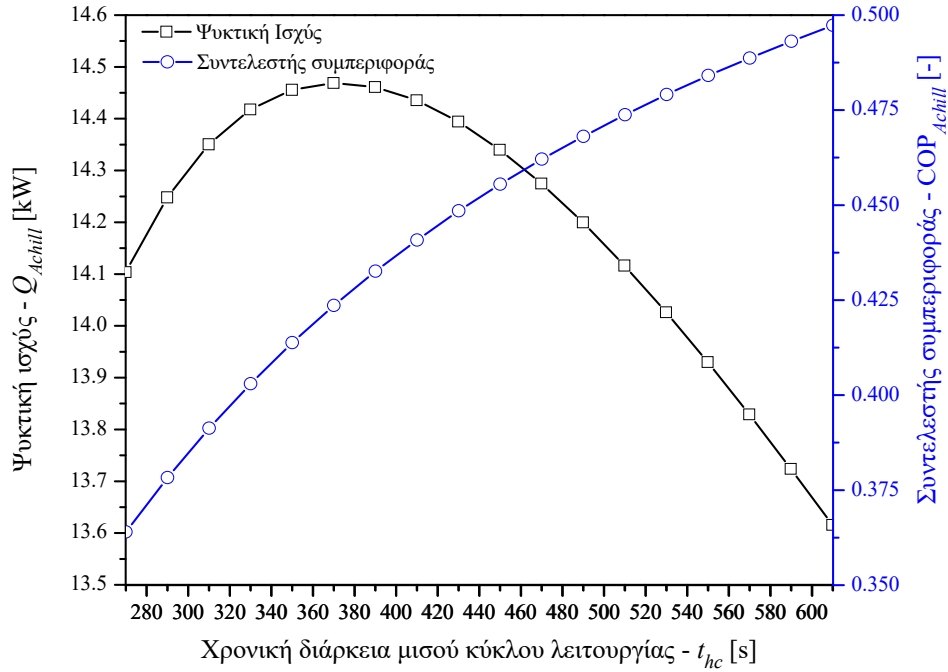
Εικόνα 3.9: Απεικόνιση του κύκλου λειτουργίας του υπό προσομοίωση ψύκτη στο διάγραμμα Düring

3.5 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΧΡΟΝΙΚΗΣ ΔΙΑΡΚΕΙΑΣ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΣΤΗΝ ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗ

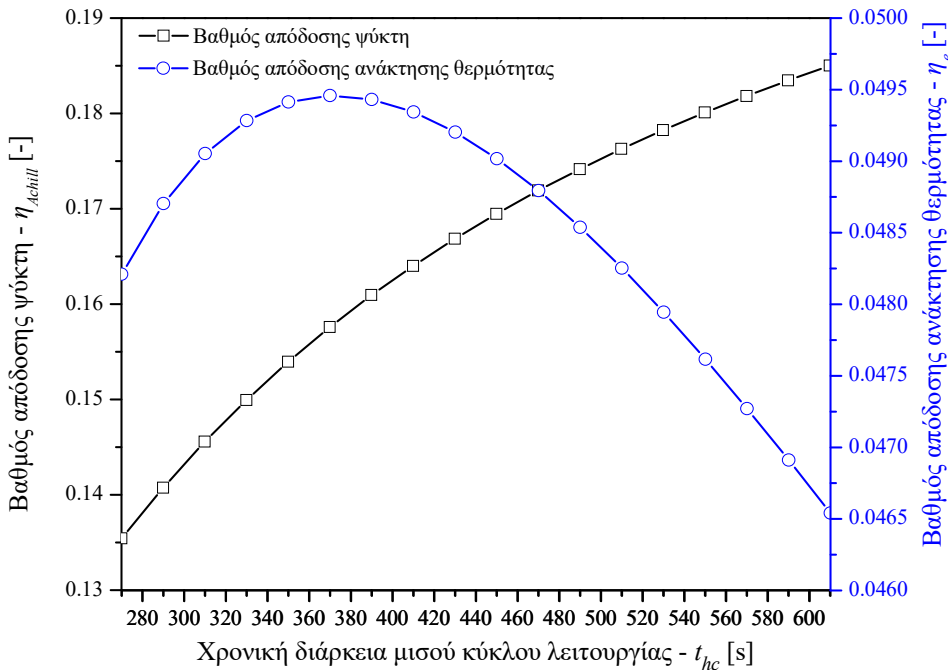
Αρχικά θα διερευνηθεί η επιρροή που έχει η χρονική διάρκεια του κύκλου στην απόδοση του ψύκτη. Η διερεύνηση αυτή αφορά τόσο την επίδραση της χρονικής διάρκειας της αλλαγής λειτουργίας των θαλάμων, t_{switch} , όσο και την χρονική διάρκεια του μισού κύκλου λειτουργίας του ψύκτη, t_{hc} . Ως βασική περίπτωση θεωρείται ότι: $t_{switch}=30s$ και $t_{hc}=450s$. Κατά την παραμετρική διερεύνηση οι τιμές των παραπάνω μεταβλητών κυμαίνονται μεταξύ: $t_{switch}=15s-55s$ και $t_{hc}=270s-610s$.

Στην Εικόνα 3.10 παρουσιάζεται η μεταβολή των τεσσάρων δεικτών αξιολόγησης σε συνάρτηση με τη χρονική μεταβλητή t_{hc} . Παρατηρούμε ότι η ψυκτική ισχύς παρουσιάζει μέγιστο μεταξύ 350s–390s. Αν η χρονική διάρκεια του μισού κύκλου λειτουργίας είναι μικρότερη από 360s τότε δεν υπάρχει αρκετός χρόνος ώστε να πραγματοποιηθούν επαρκώς οι διεργασίες της προσρόφησης και της εκρόφησης. Αν πάλι αυτός ο χρόνος υπερβαίνει τα 390s η ψυκτική ισχύς βαθμιαία μειώνεται καθώς η διεργασία της προσρόφησης γίνεται λιγότερο έντονη μετά από περίπου επτά λεπτά όπου το προσροφητικό υλικό τείνει να φτάσει σε κατάσταση κορεσμού. Ο συντελεστής συμπεριφοράς από την άλλη μεριά αυξάνει συνεχώς όσο η διάρκεια του κύκλου μεγαλώνει. Αυτό συμβαίνει επειδή όσο η διάρκεια του κύκλου μεγαλώνει απαιτείται λιγότερη κατανάλωση θερμικής ισχύος από το σύστημα. Παρόμοια συμπεριφορά παρατηρείται και για τους άλλους δύο δείκτες απόδοσης (βαθμός απόδοσης του ψύκτη και βαθμός απόδοσης ανάκτησης θερμότητας).

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης



(α)



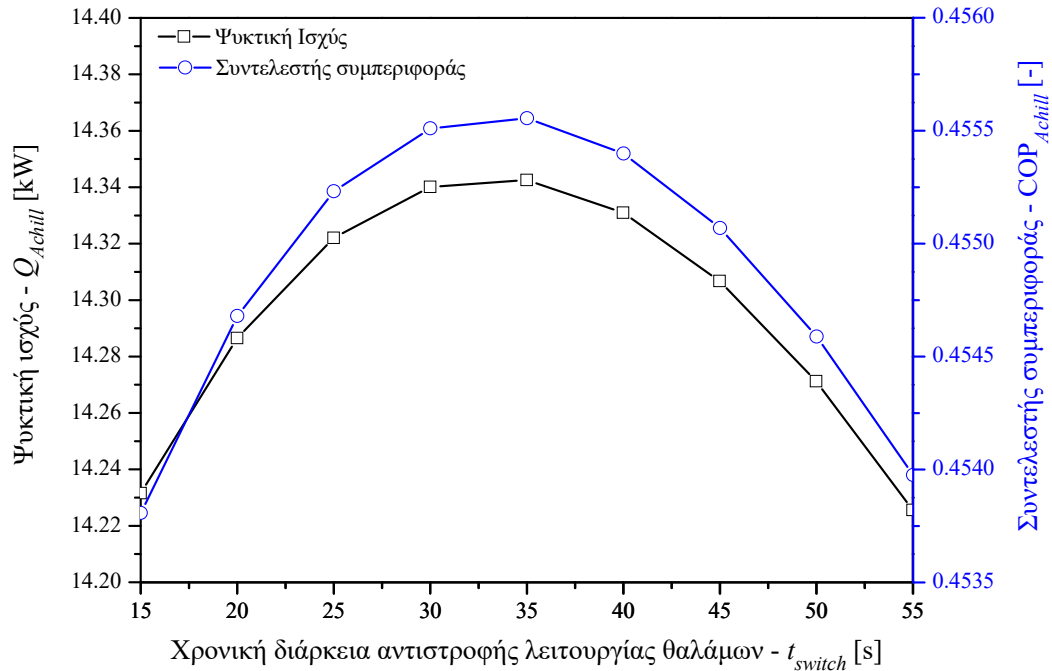
(β)

Εικόνα 3.10: Επίδραση της χρονική διάρκειας του κύκλου στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e

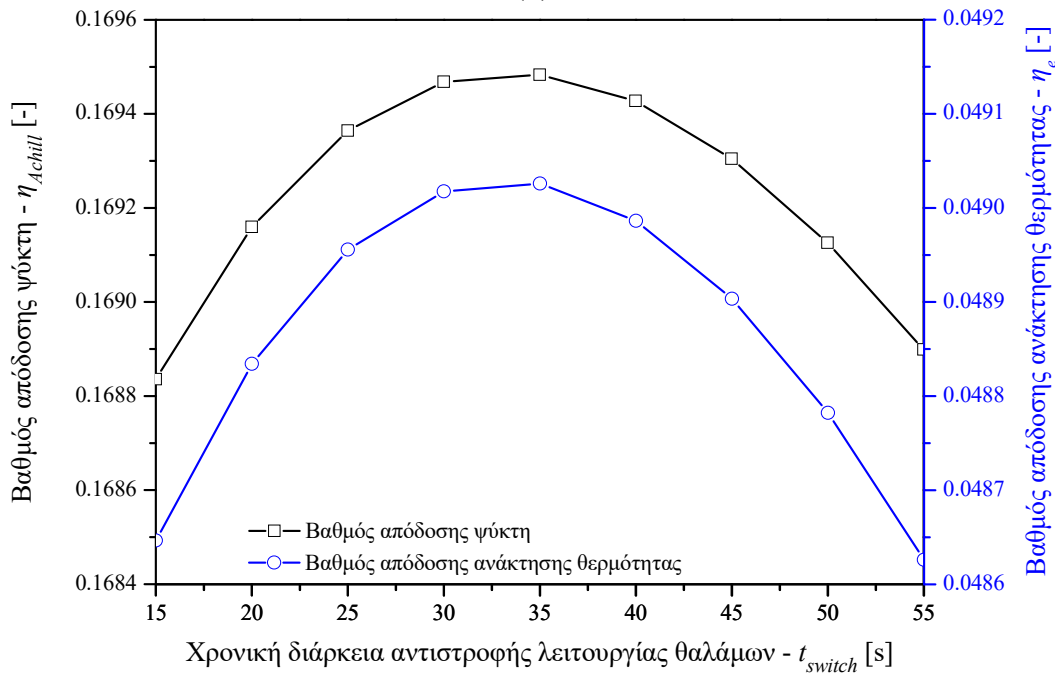
Η επιρροή της χρονικής διάρκειας αλλαγής λειτουργίας των θαλάμων στην απόδοση του ψύκτη απεικονίζεται στα διαγράμματα της Εικόνας 3.11. Παρατηρείται ότι όλοι οι δείκτες απόδοσης παρουσιάζουν μέγιστο για τιμές χρονικής διάρκειας μεταξύ 30s–35s. Αν η χρονική διάρκεια της αντιστροφής λειτουργίας των θαλάμων είναι μικρότερη από 30s τότε η πρόψυξη και η

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

προθέρμανσή τους δεν επαρκεί ώστε οι διεργασίες της προσρόφησης και της εκρόφησης να είναι αποτελεσματικές όταν η φάση της προσρόφησης/εκρόφησης ξεκινήσει. Από την άλλη μεριά αν η φάση της αντιστροφής λειτουργίας των θαλάμων διαρκεί περισσότερο από 35s οι θάλαμοι ψύχονται και θερμαίνονται περισσότερο από το επιθυμητό μειώνοντας παράλληλα και τον ωφέλιμο χρόνο για προσρόφηση/εκρόφηση.



(α)



(β)

Εικόνα 3.11: Επίδραση της χρονικής διάρκειας αντιστροφής λειτουργίας των θαλάμων στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP $_{Achill}$, (β) η_{Achill} , η_e

3.6 ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

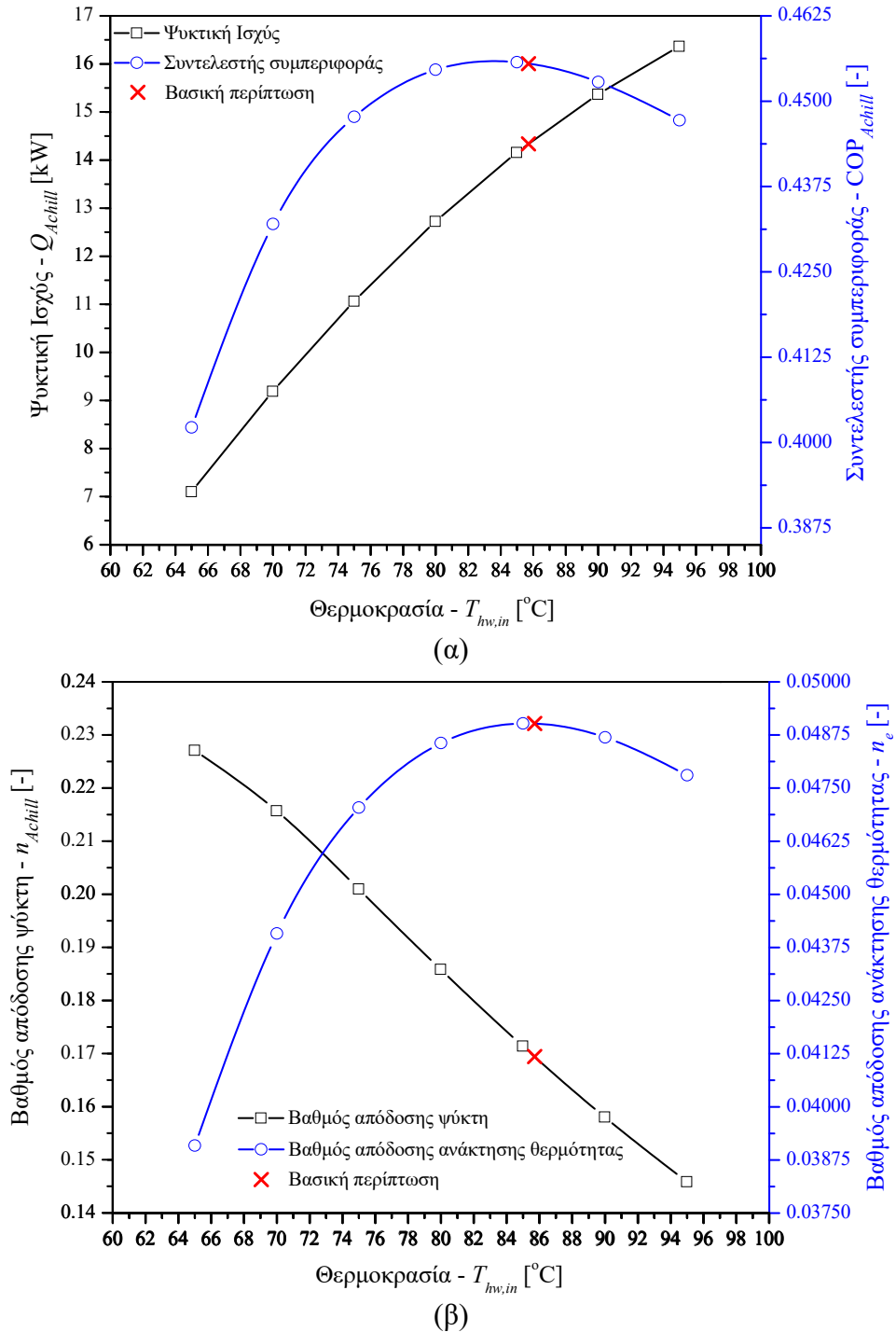
Στην παρούσα ενότητα πραγματοποιείται παραμετρική ανάλυση του υπό μελέτη ψύκτη προσρόφησης. Κατά την ανάλυση αυτή λαμβάνονται υπόψη οι συνθήκες λειτουργίας του ψύκτη (θερμοκρασίες εισόδου και παροχές μάζας) και τα χαρακτηριστικά των εναλλακτών θερμότητας του ψύκτη. Η κάθε μία από τις παραπάνω μεταβλητές που εξετάζονται κυμαίνονται στο εύρος που παρουσιάζεται στον Πίνακα 3.4 ενώ οι συνθήκες λειτουργίας στις οποίες έγινε η επικύρωση του θεωρητικού μοντέλου (Πίνακας 3.3) θεωρούνται ως βασική περίπτωση.

Πίνακας 3.4: Εύρος μεταβολής των μεταβλητών που εξετάζονται στην παραμετρική ανάλυση

Περιγραφή μεταβλητής	Σύμβολο	Εύρος μεταβολής
Θερμοκρασία εισόδου – [°C]	$T_{hw,in}$	65–95
	$T_{cw,in}$	22–36
	$T_{chw,in}$	10–20
Παροχή μάζας – [kg/s]	\dot{m}_{hw}	0.8–2.2
	$\dot{m}_{cw,b}$	0.8–2.2
	\dot{m}_{chw}	0.2–1.4
	$\dot{m}_{cw,c}$	0.8–2.2
Ολική θερμική αγωγιμότητα – [W/K]	$U_b A_b$	2000–10000
	$U_e A_e$	2000–10000
	$U_c A_c$	10000–24000

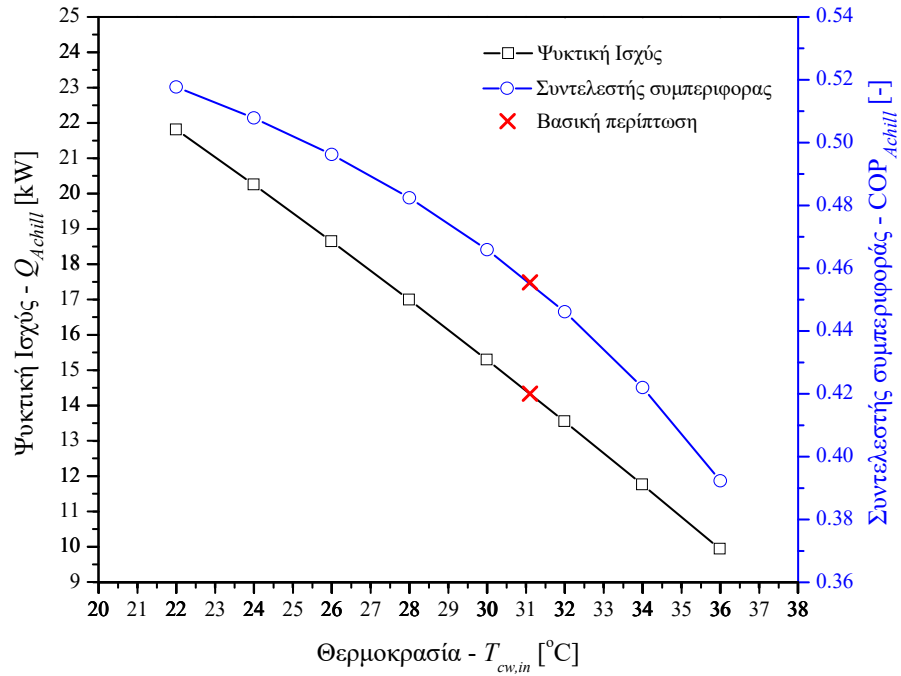
Η επιρροή των θερμοκρασιών στην συνολική απόδοση του ψύκτη απεικονίζεται στις Εικόνες 3.12–3.14. Όσον αφορά το κύκλωμα του νερού θέρμανσης (Εικόνα 3.12) παρατηρείται ότι η ψυκτική ισχύς αυξάνεται όσο αυξάνεται και η θερμοκρασία του νερού θέρμανσης ενώ ο COP και ο η_e παρουσιάζουν μέγιστο περίπου στους 85 °C. Αντίθετα, η αύξηση της θερμοκρασίας του θερμού νερού δεν ωφελεί την η_{Achill} καθώς όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.12β υψηλότερες τιμές θερμοκρασίας θερμού νερού οδηγούν σε χαμηλότερες τιμές του βαθμού απόδοσης του ψύκτη. Στα διαγράμματα της Εικόνας 3.13 φαίνεται ότι χαμηλότερες θερμοκρασίες του νερού ψύξης επιδρούν θετικά σε τρεις από τους τέσσερις δείκτες απόδοσης. Συγκεκριμένα, η ψυκτική ισχύς, ο συντελεστής συμπεριφοράς και ο βαθμός απόδοσης ανάκτησης θερμότητας μειώνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης. Ο μόνος δείκτης απόδοσης που παρουσιάζει διαφορετική συμπεριφορά είναι ο βαθμός απόδοσης του ψύκτη, ο οποίος αυξάνει με την θερμοκρασία του νερού ψύξης. Τέλος η επίδραση της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού στη συνολική απόδοση του ψύκτη παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.14. Παρατηρείται ότι και οι τέσσερις δείκτες απόδοσης επωφελούνται από υψηλότερες θερμοκρασίες ψυχόμενου νερού στην είσοδο του ψύκτη.

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

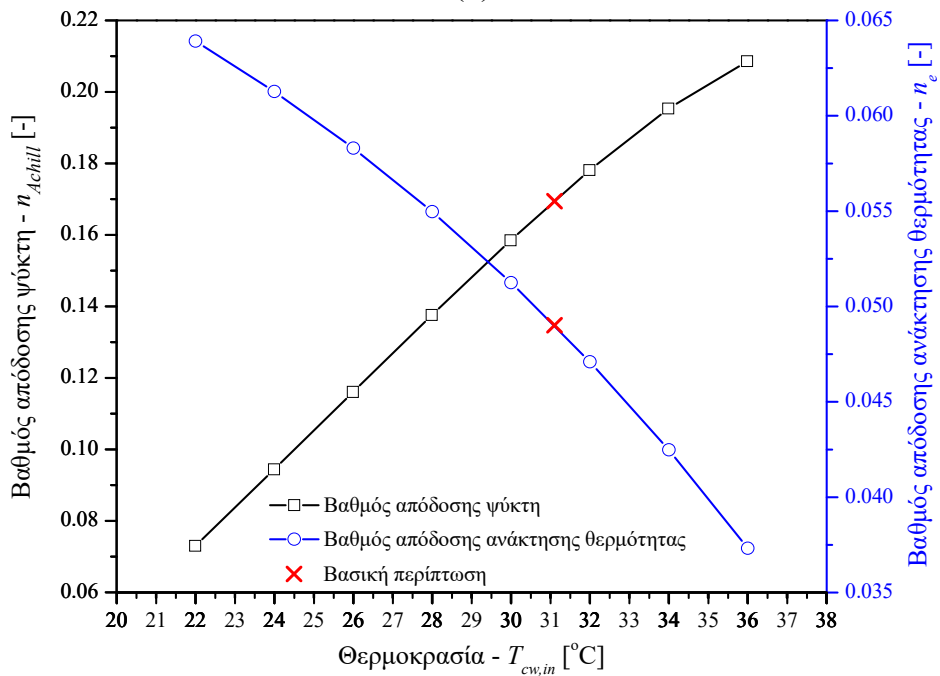


Εικόνα 3.12: Επίδραση της θερμοκρασίας του νερού θέρμανσης στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill}, (β) η_{Achill} , η_e

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης



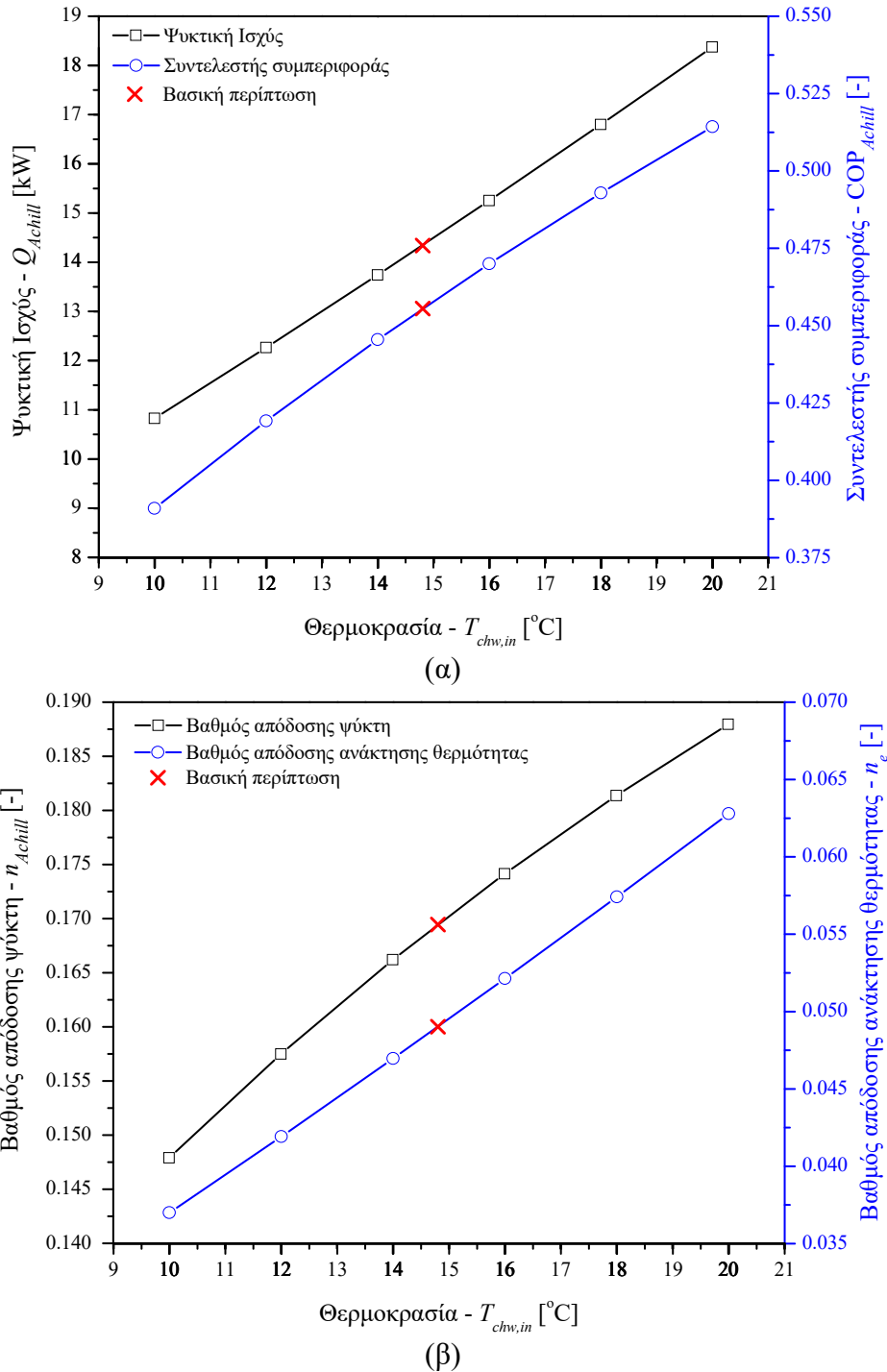
(α)



(β)

Εικόνα 3.13: Επίδραση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

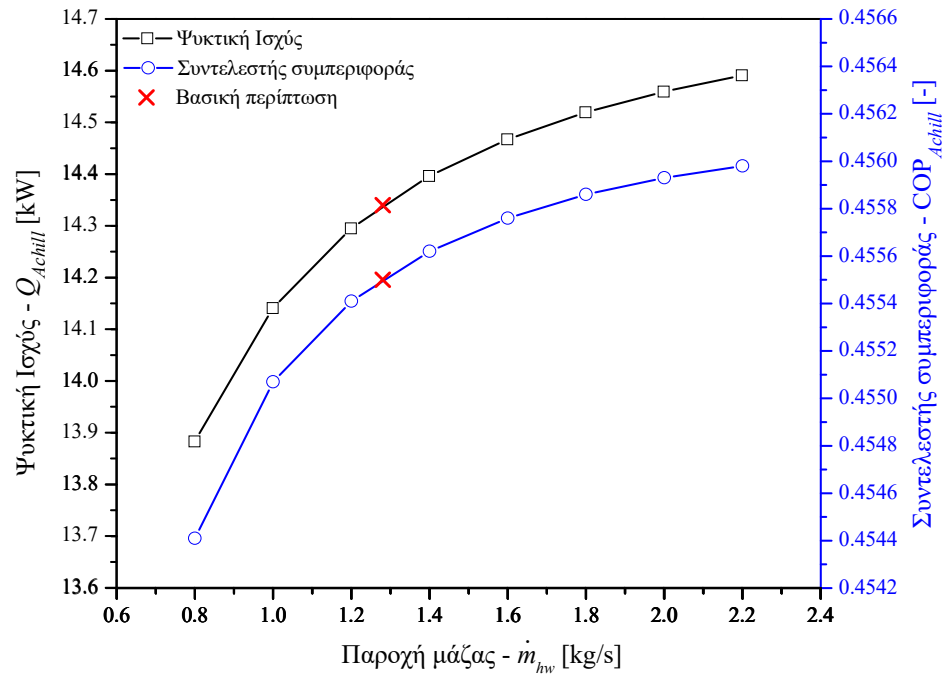


Εικόνα 3.14: Επίδραση της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill}, (β) η_{Achill} , η_e

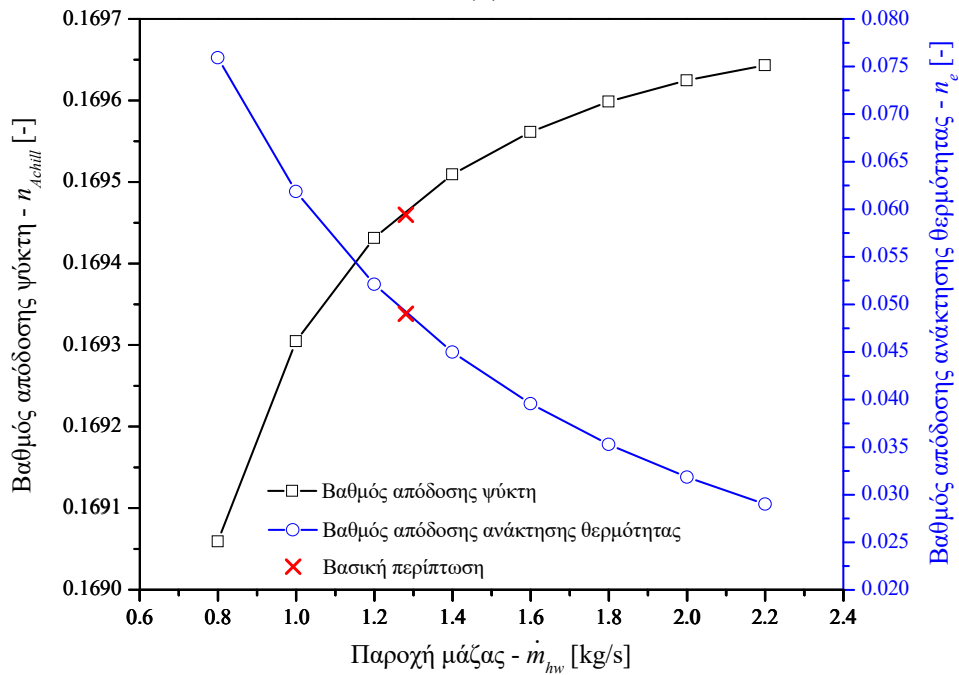
Η επίδραση των παροχών μάζας στην απόδοση του ψύκτη παρουσιάζεται στις Εικόνες 3.15–3.18. Παρατηρείται ότι και οι τέσσερις δείκτες απόδοσης βελτιώνονται όσο οι παροχές μάζας λαμβάνουν μεγαλύτερες τιμές με εξαίρεση τον βαθμό απόδοσης ανάκτησης θερμότητας ο οποίος μειώνεται με την αύξηση της παροχής μάζας στον θάλαμο που λειτουργεί ως εκροφητής. Σε

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

γενικές γραμμές, η επίδραση των παροχών μάζας στην απόδοση του ψύκτη είναι μεγαλύτερη για μικρές παροχές μάζας και γίνεται ασήμαντη καθώς οι τιμές της παροχής μάζας αυξάνουν.



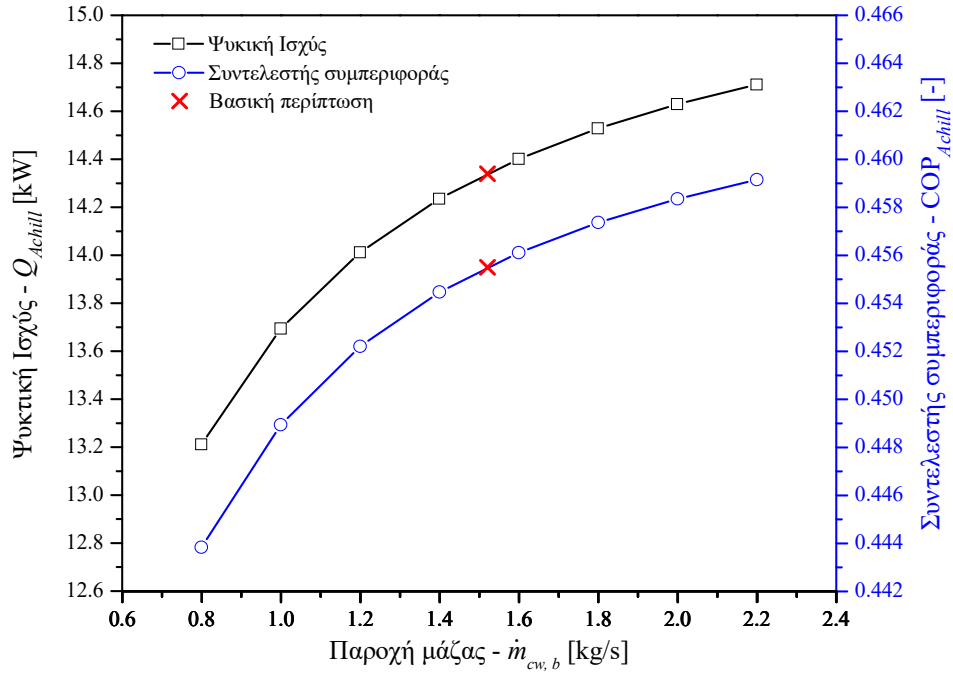
(α)



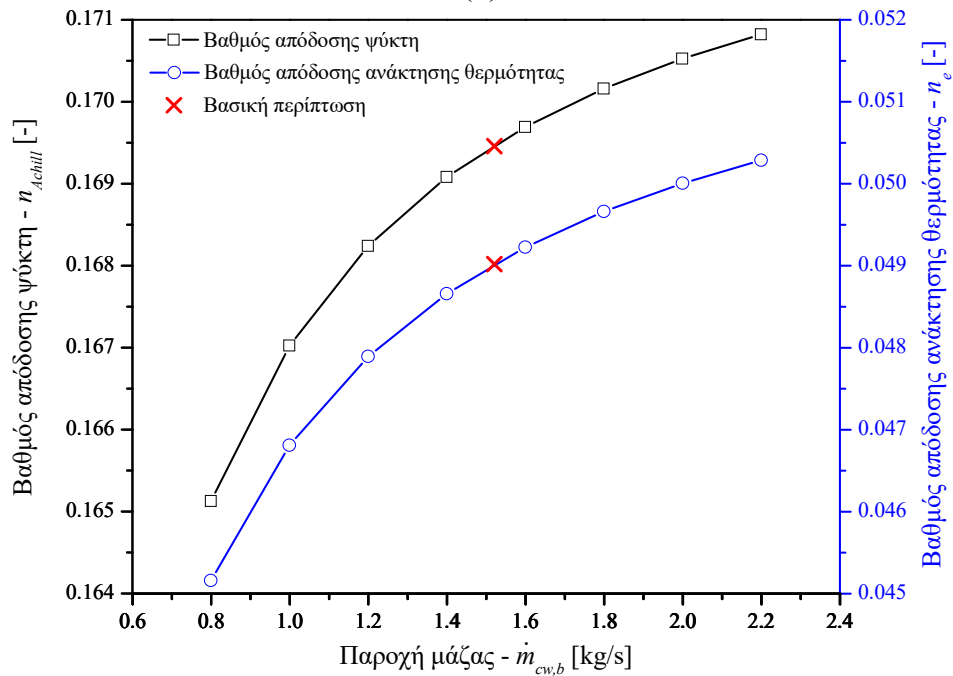
(β)

Εικόνα 3.15: Επίδραση της παροχής μάζας του νερού θέρμανσης στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill}, (β) η_{Achill} , η_e

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης



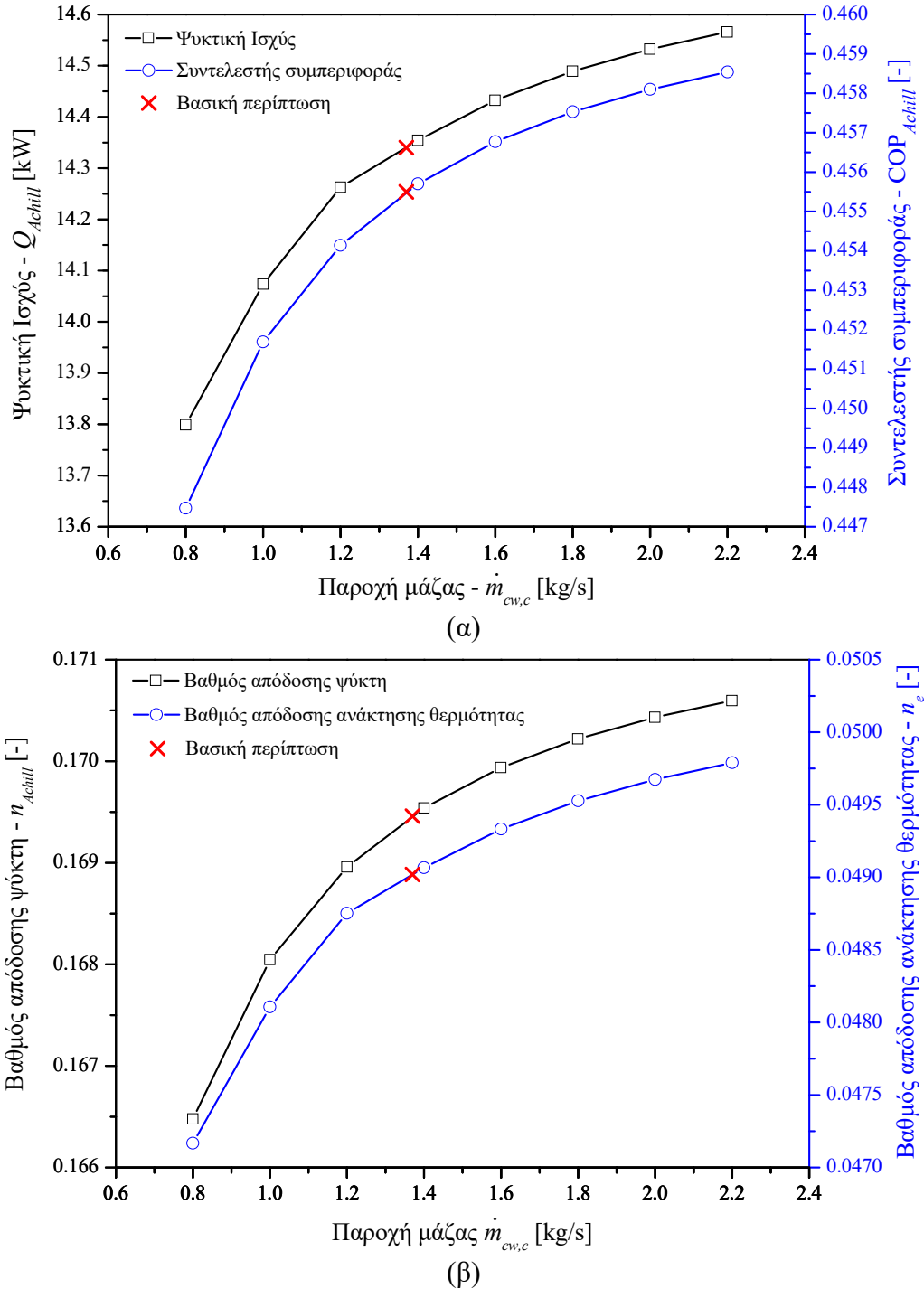
(α)



(β)

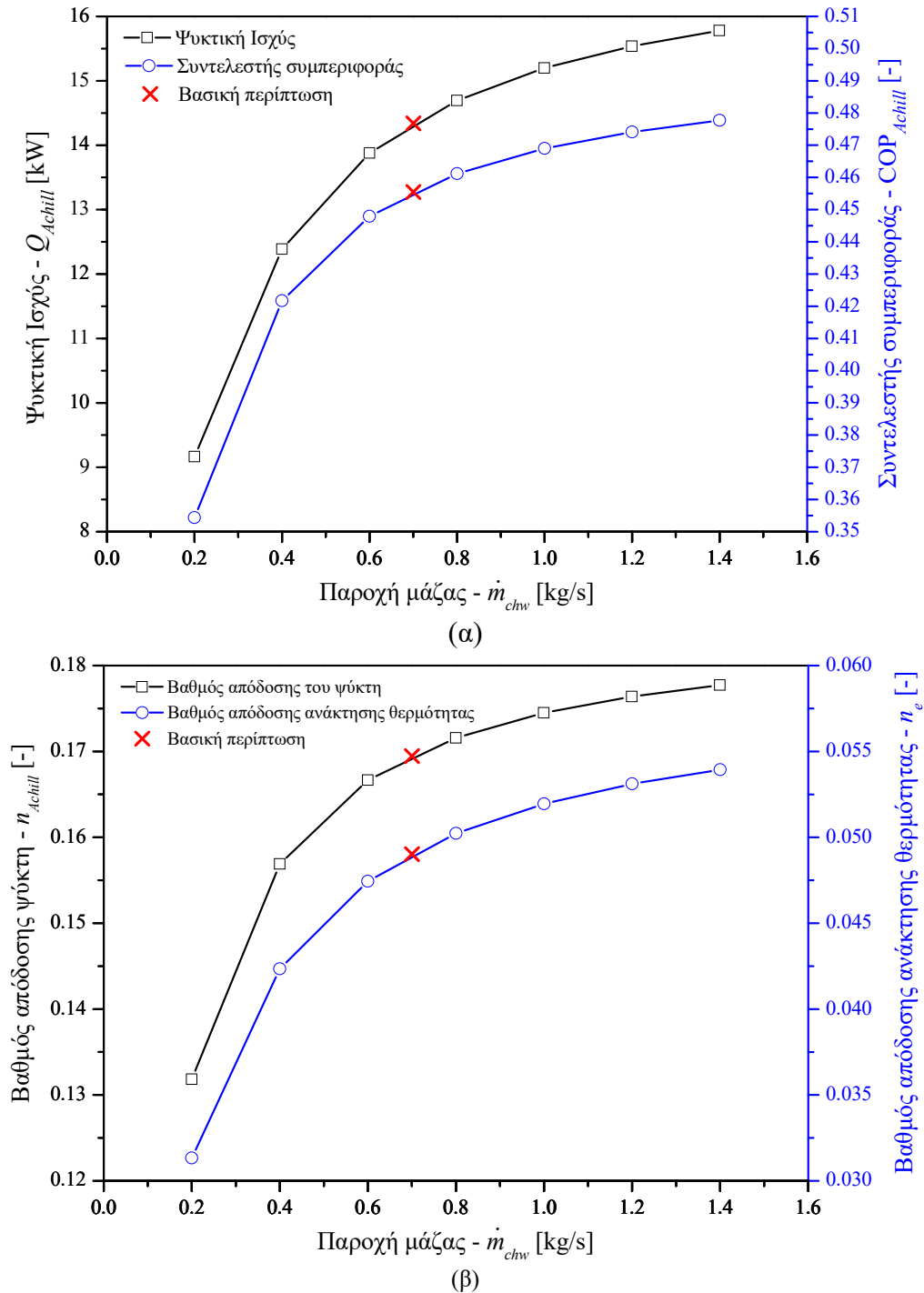
Εικόνα 3.16: Επίδραση της παροχής μάζας του νερού ψύξης του θαλάμου ρόφησης στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} (β) η_{Achill} , η_e

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης



Εικόνα 3.17: Επίδραση της παροχής μάζας του νερού ψύξης του συμπυκνωτή στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill}, (β) η_{Achill} , η_e

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

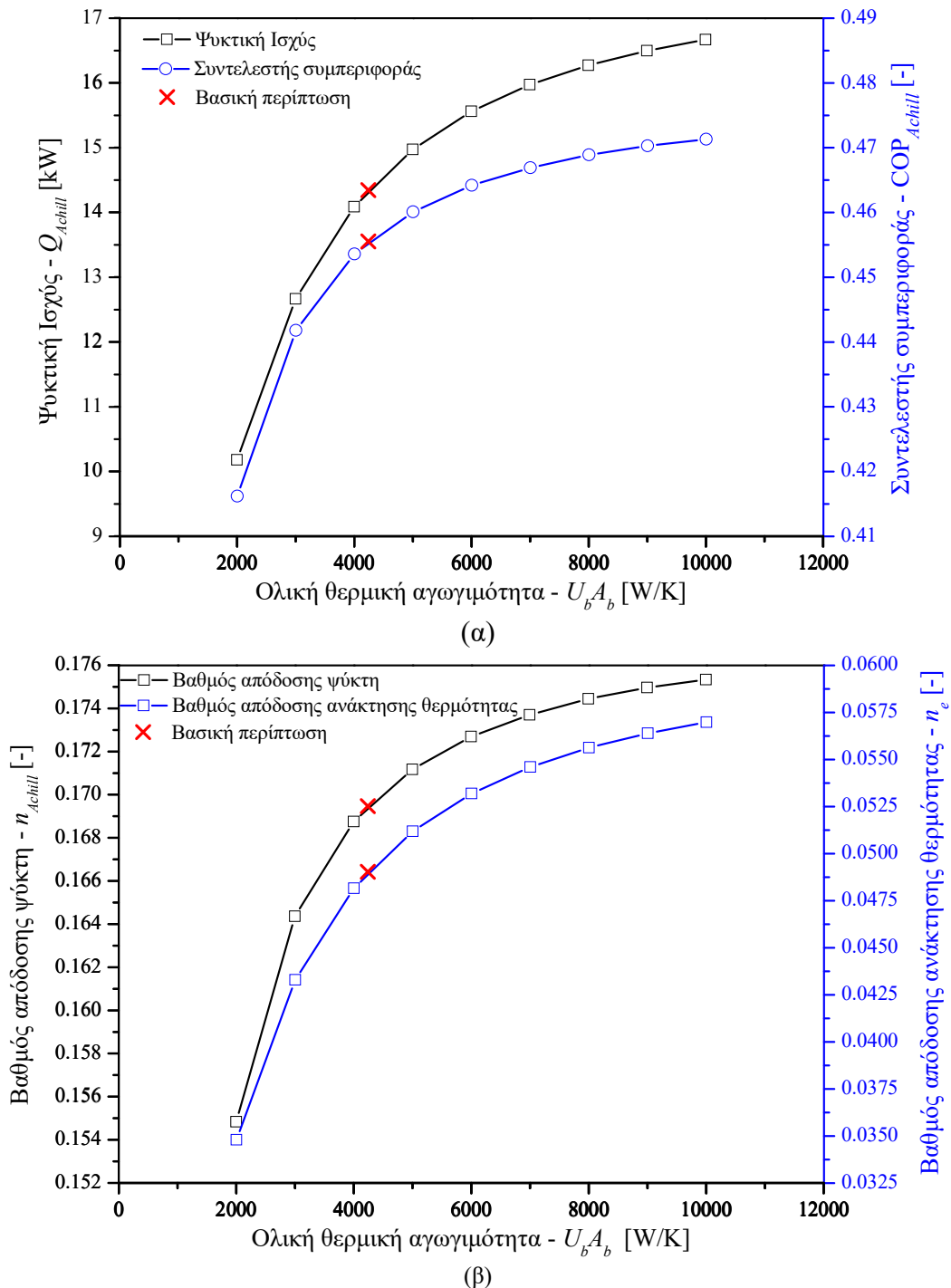


Εικόνα 3.18: Επίδραση της παροχής μάζας του ψυχόμενου νερού στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} , (β) η_{Achill} , η_e

Τέλος, η επιρροή της συνολικής θερμικής αγωγιμότητας των εναλλακτών στην απόδοση του ψύκτη απεικονίζεται στα διαγράμματα των Εικόνων 3.19–3.21. Όπως ήταν αναμενόμενο, η αύξηση του UA έχει θετική επιρροή στη θερμική συμπεριφορά του ψύκτη. Όλοι οι δείκτες απόδοσης βελτιώνονται αυξάνοντας τις τιμές του UA . Επίσης παρατηρείται ότι μετά από κάποιο

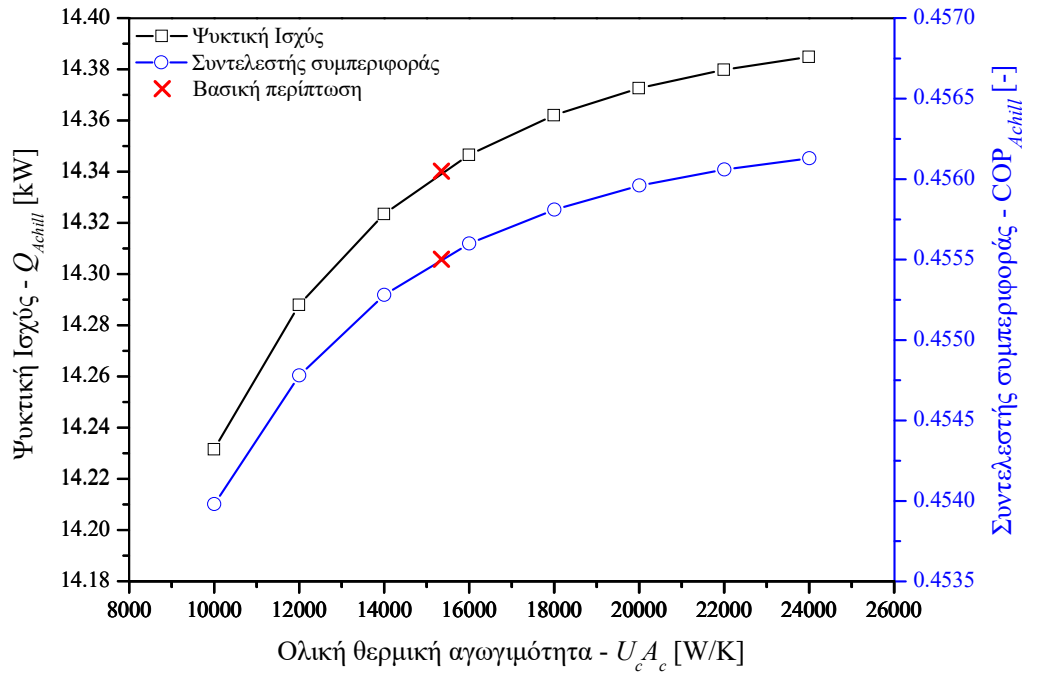
3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

σημείο, ενδεχόμενη αύξηση της θερμικής αγωγιμότητας έχει μικρή επιρροή στους δείκτες αξιολόγησης.

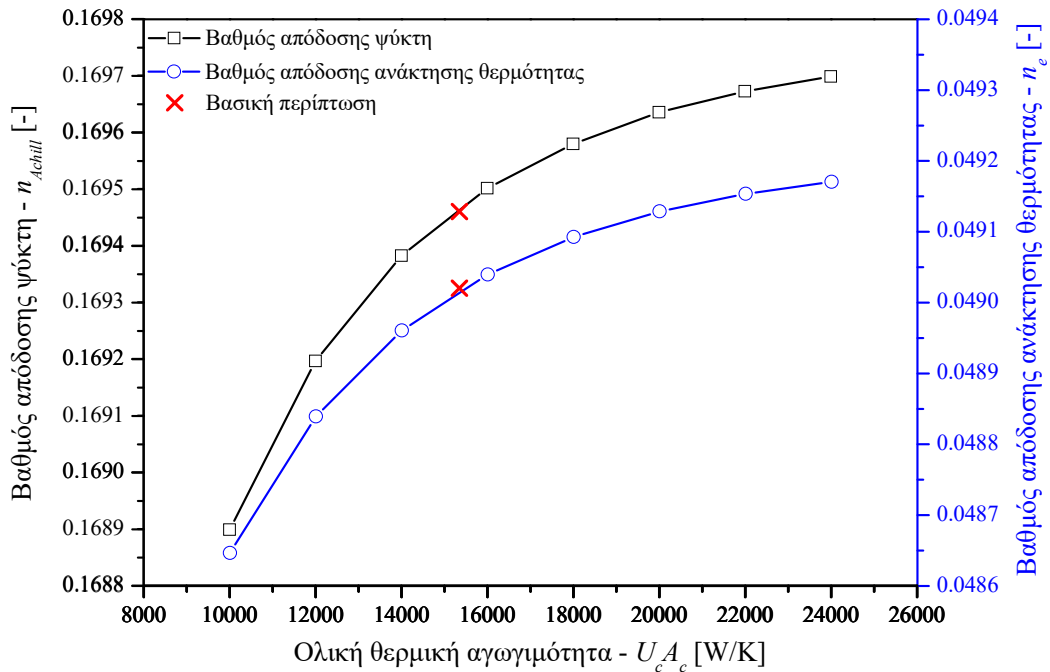


Εικόνα 3.19: Επίδραση της ολικής θερμικής αγωγιμότητας των θαλάμων ρόφησης στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP $_{Achill}$, (β) η_{Achill} , η_e

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης



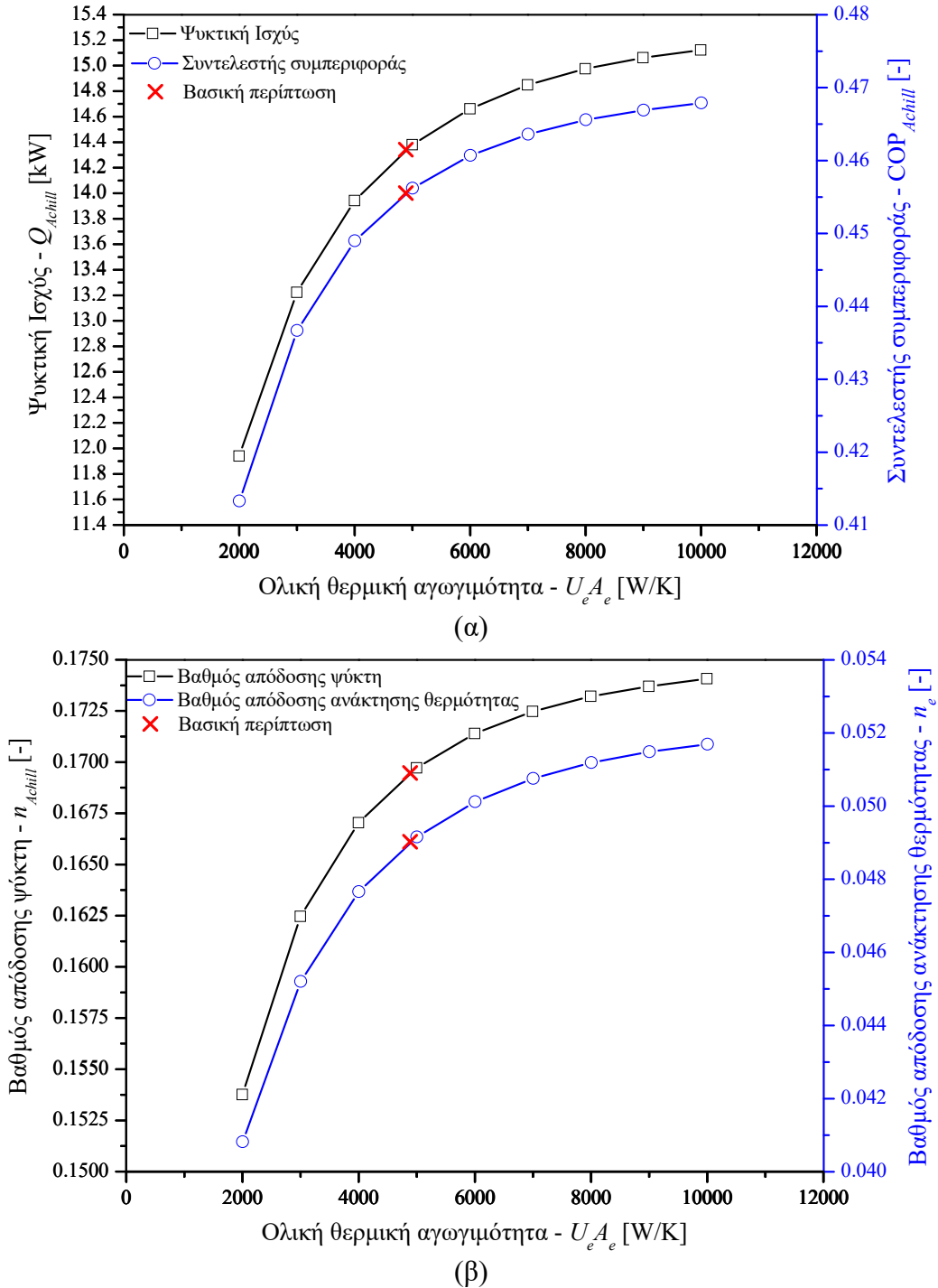
(α)



(β)

Εικόνα 3.20: Επίδραση της ολικής θερμικής αγωγιμότητας του συμπυκνωτή στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill} (β) η_{Achill} , η_e

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

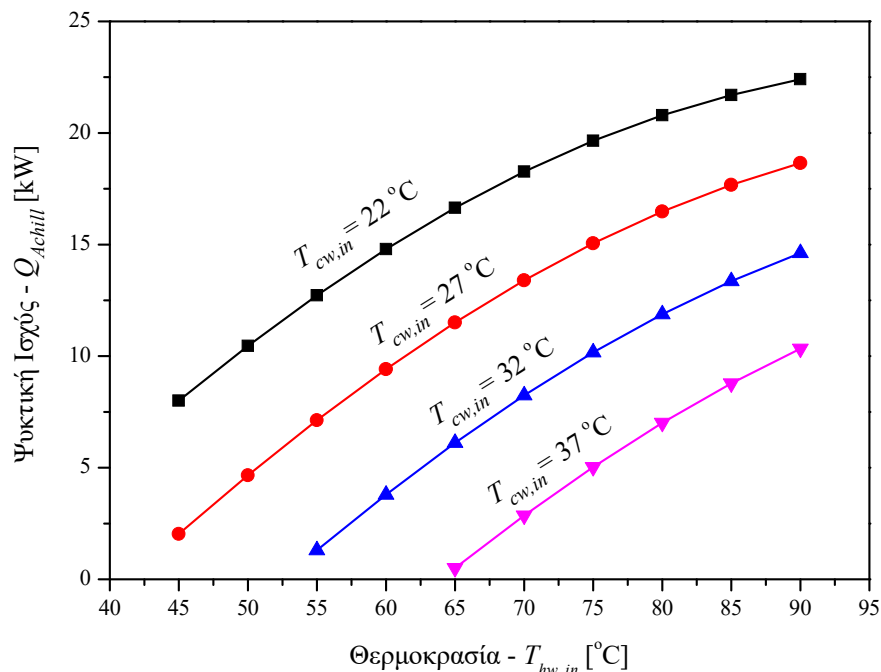


Εικόνα 3.21: Επίδραση της ολικής θερμικής αγωγιμότητας του ατμοποιητή στην απόδοση του ψύκτη: (α) Q_{Achill} , COP_{Achill}, (β) η_{Achill} , η_e

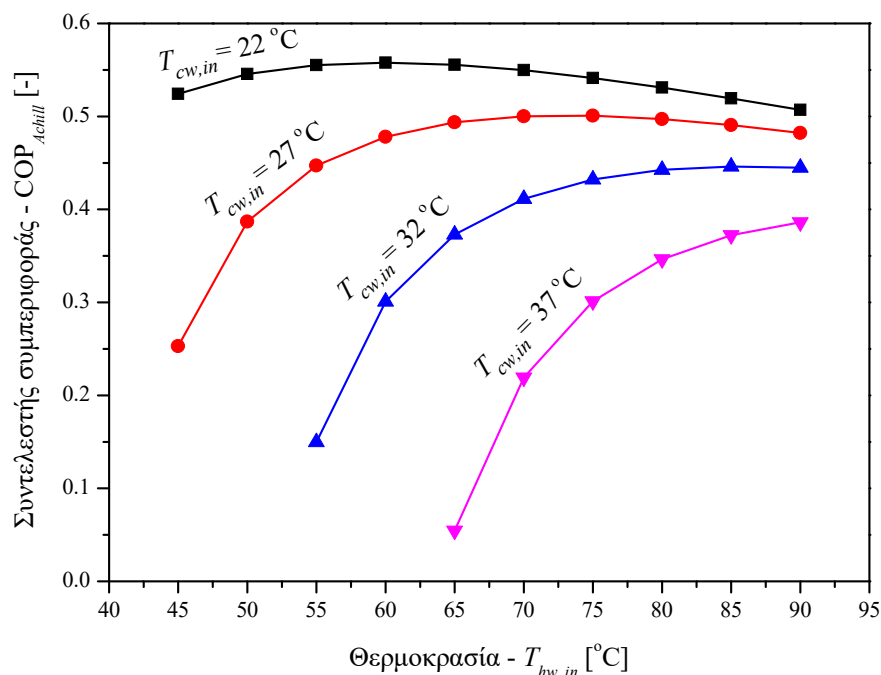
Ολοκληρώνοντας την παραμετρική ανάλυση, στα διαγράμματα των Εικόνων 3.22 και 3.23 παρουσιάζεται η ψυκτική ισχύς και ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη για διάφορες θερμοκρασίες νερού θέρμανσης ($T_{hw,in} = 45 - 90$ °C) και νερού ψύξης ($T_{cw,in} = 22 - 37$ °C). Παρατηρείται ότι όταν παρέχεται στον ψύκτη νερό ψύξης 22 °C αυτός μπορεί να λειτουργήσει

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

ικανοποιητικά ακόμα και με νερό θέρμανσης της τάξης των 45 °C ($Q_{Achill} = 8.01$ kW και $COP_{Achill} = 0.52$). Αντίθετα όταν παρέχεται νερό ψύξης 37 °C ο ψύκτης αρχίζει να λειτουργεί για θερμοκρασίες νερού θέρμανσης μεγαλύτερες από 65 °C ενώ για να παραχθεί ψυκτική ισχύς, $Q_{Achill} = 8.00$ kW, απαιτείται νερό θέρμανσης της τάξης των 83 °C.



Εικόνα 3.22: Ψυκτική ισχύς (Q_{Achill}) για διάφορες θερμοκρασίες τροφοδοσίας νερού θέρμανσης ($T_{hw,in}$) και ψύξης ($T_{cw,in}$)



Εικόνα 3.23: Συντελεστής συμπεριφοράς (COP_{Achill}) για διάφορες θερμοκρασίες τροφοδοσίας νερού θέρμανσης ($T_{hw,in}$) και ψύξης ($T_{cw,in}$)

3.7 ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΥΑΙΣΘΗΣΙΑΣ

Στην παράγραφο αυτή πραγματοποιείται ανάλυση ευαισθησίας λαμβάνοντας υπόψη τις εξεταζόμενες στην παραμετρική ανάλυση μεταβλητές. Η ανάλυση αυτή είναι απαραίτητη έτσι ώστε να εκτιμηθεί η επιρροή των εμπλεκόμενων παραμέτρων στη συνολική απόδοση του ψύκτη. Συνολικά εξετάζεται η επίδραση δέκα μεταβλητών οι οποίες θεωρούνται και ανεξάρτητες. Αυτές είναι: οι θερμοκρασίες του νερού θέρμανσης ($T_{hw,in}$), του νερού ψύξης ($T_{cw,in}$) και του ψυχόμενου νερού στην είσοδο του ψύκτη ($T_{chw,in}$): οι παροχές μάζας που τροφοδοτούν τον εκροφητή (\dot{m}_{hw}), τον προσροφητή ($\dot{m}_{cw,b}$), το συμπυκνωτή ($\dot{m}_{cw,c}$) και τον ατμοποιητή (\dot{m}_{chw}): και η ολική θερμική αγωγιμότητα των θαλάμων ρόφησης (U_bA_b), του ατμοποιητή (U_eA_e) και του συμπυκνωτή (U_cA_c). Οι τέσσερις δείκτες αξιολόγησης Q_{Achill} , COP_{Achill} , η_{Achill} και η_e θεωρούνται ως εξαρτημένες μεταβλητές.

Στον Πίνακα 3.5 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της ανάλυσης ευαισθησίας ύστερα από εκτέλεση πολλαπλής παλινδρόμησης στην προβλεπόμενη ψυκτική ισχύ (Q_{Achill}) η οποία αντιμετωπίζεται ως εξαρτημένη μεταβλητή μαζί με τις ανεξάρτητες μεταβλητές που αναφέρθηκαν προηγουμένως. Οι συντελεστές της παλινδρόμησης είναι συντελεστές της γραμμικής σχέσης που συνδέει την ψυκτική ισχύ (Q_{Achill}) με τις ανεξάρτητες μεταβλητές, t -stat είναι ο συντελεστής παλινδρόμησης διαιρεμένος από το τυπικό σφάλμα και P -value είναι η πιθανότητα ο πραγματικός κανονικοποιημένος συντελεστής παλινδρόμησης (SRC) να είναι μηδέν.

Πίνακας 3.5: Ανάλυση ευαισθησίας – Ψυκτική ισχύς, Q_{Achill} , ως εξαρτημένη μεταβλητή

Μεταβλητή	Συντελεστές	Κανονικοποιη- ημένοι Συντελεστές	Τυπικό Σφάλμα	t -Stat	P -value
Τεταγμένη	-64.619855	-	23.816825	-2.713200	0.008218
$T_{hw,in}$	0.310661	0.488767	0.018680	16.630410	3.33×10^{-27}
$T_{cw,in}$	-0.862514	-0.636521	0.039817	-21.661800	1.70×10^{-34}
$T_{chw,in}$	0.760129	0.332339	0.067145	11.320740	4.68×10^{-18}
\dot{m}_{hw}	0.610774	0.045425	0.395123	1.545782	0.126257
$\dot{m}_{cw,b}$	0.994387	0.067304	0.433733	2.292628	0.024601
\dot{m}_{chw}	4.453306	0.252866	0.517165	8.610993	6.75×10^{-13}
$\dot{m}_{cw,c}$	0.596660	0.041799	0.419233	1.423220	0.158712
U_bA_b	0.000611	0.293716	6.11358×10^{-5}	9.988511	1.52×10^{-15}
U_eA_e	0.000314	0.137215	6.72945×10^{-5}	4.669559	1.26×10^{-5}
U_cA_c	2.66229×10^{-5}	0.019035	4.10852×10^{-5}	0.647992	0.518918

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

Πολλές πληροφορίες μπορούν να εξαχθούν από τα περιεχόμενα του Πίνακα 3.5. Στην πολλαπλή παλινδρόμηση, το σχετικό μέγεθος κάθε συντελεστή δεν έχει ιδιαίτερη σημασία αν οι ανεξάρτητες μεταβλητές είναι εκφρασμένες σε διαφορετικές μονάδες ή μετρώνται σε διαφορετικές κλίμακες. Για να μετατρέψουμε τους συντελεστές της παλινδρόμησης σε κανονικοποιημένους συντελεστές παλινδρόμησης μετρημένους στην ίδια κλίμακα, κάθε συντελεστής πολλαπλασιάζεται με την τυπική του απόκλιση και στη συνέχεια διαιρείται με την τυπική απόκλιση της εξαρτημένης μεταβλητής. Οι τιμές που προκύπτουν ονομάζονται κανονικοποιημένοι συντελεστές παλινδρόμησης και είναι μεταξύ τους συγκρίσιμοι, με τον μεγαλύτερο συντελεστή να έχει μεγαλύτερη επιρροή στην εξαρτώμενη μεταβλητή. Οι υπόλοιποι συντελεστές, ταξινομούνται με φθίνουσα σειρά αντικατοπτρίζοντας τον αντίστοιχο βαθμό επιρροής ανεξάρτητα από το πρόσημο. Τα αντίστοιχα αποτελέσματα για τις υπόλοιπες εξαρτημένες μεταβλητές COP_{Achill} , η_{Achill} και η_e παρουσιάζονται στους Πίνακες 3.6–3.8 αντίστοιχα.

Πίνακας 3.6: Ανάλυση ευαισθησίας – Συντελεστής συμπεριφοράς, COP_{Achill} , ως εξαρτημένη μεταβλητή

Μεταβλητή	Συντελεστές	Κανονικοποιη- ημένοι Συντελεστές	Τυπικό Σφάλμα	<i>t</i> -Stat	<i>P</i> -value
Τεταγμένη	-1.146925	-	0.432728	-2.650450	0.009753
$T_{hw,in}$	0.001376	0.192617	0.000339	4.054352	0.000119
$T_{cw,in}$	-0.008547	-0.561185	0.000723	-11.814400	5.73×10^{-19}
$T_{chw,in}$	0.012364	0.480945	0.001220	10.134780	8×10^{-16}
\dot{m}_{hw}	0.004992	0.033033	0.007179	0.695378	0.488912
$\dot{m}_{cw,b}$	0.009874	0.059461	0.007880	1.253002	0.213997
\dot{m}_{chw}	0.079317	0.400699	0.009396	8.441252	1.43×10^{-12}
$\dot{m}_{cw,c}$	0.009173	0.057176	0.007617	1.204317	0.232156
$U_b A_b$	5.06866×10^{-6}	0.216904	1.11078×10^{-6}	4.563170	1.87×10^{-5}
$U_e A_e$	5.2952×10^{-6}	0.205717	1.22268×10^{-6}	4.330831	4.43×10^{-5}
$U_c A_c$	4.62598×10^{-7}	0.029427	7.46477×10^{-7}	0.619708	0.537280

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

Πίνακας 3.7: Ανάλυση ευαισθησίας – Βαθμός απόδοσης του ψύκτη, η_{Achill} , ως εξαρτημένη μεταβλητή

Μεταβλητή	Συντελεστές	Κανονικοποιημένοι Συντελεστές	Τυπικό Σφάλμα	t-Stat	P-value
Τεταγμένη	-3.055216	-	0.156436	-19.530100	1.47×10^{-31}
$T_{hw,in}$	-0.002897	-0.487403	0.000127	-23.606900	5.33×10^{-37}
$T_{cw,in}$	0.010044	0.792783	0.000262	38.404810	5.62×10^{-52}
$T_{chw,in}$	0.004007	0.187357	0.000441	9.084762	8.23×10^{-14}
\dot{m}_{hw}	0.001717	0.013659	0.002595	0.661652	0.510169
$\dot{m}_{cw,b}$	0.003689	0.026707	0.002849	1.294997	0.199191
\dot{m}_{chw}	0.029413	0.178628	0.003397	8.658887	5.45×10^{-13}
$\dot{m}_{cw,c}$	0.003320	0.024878	0.002754	1.205786	0.231592
$U_b A_b$	1.85655×10^{-6}	0.095507	4.01559×10^{-7}	4.623366	1.49×10^{-5}
$U_e A_e$	1.9477×10^{-6}	0.090964	4.42011×10^{-7}	4.406525	3.35×10^{-5}
$U_c A_c$	1.6083×10^{-7}	0.012299	2.6986×10^{-7}	0.595976	0.552939

Πίνακας 3.8: Ανάλυση ευαισθησίας – Βαθμός απόδοσης ανάκτησης θερμότητας, η_e , ως εξαρτημένη μεταβλητή

Μεταβλητή	Συντελεστές	Κανονικοποιημένοι Συντελεστές	Τυπικό Σφάλμα	t-Stat	P-value
Τεταγμένη	-0.234662	-	0.118153	-1.986080	0.050584
$T_{hw,in}$	0.000293	0.137033	9.26714×10^{-5}	3.162783	0.002237
$T_{cw,in}$	-0.001860	-0.407966	0.000198	-9.417780	1.88×10^{-14}
$T_{chw,in}$	0.002592	0.336780	0.000333	7.781850	2.67×10^{-11}
\dot{m}_{hw}	-0.027666	-0.611441	0.001960	-14.114000	4.66×10^{-23}
$\dot{m}_{cw,b}$	0.003433	0.069049	0.002152	1.595492	0.114699
\dot{m}_{chw}	0.0150316	0.253635	0.002566	5.858883	1.09×10^{-7}
$\dot{m}_{cw,c}$	0.001851	0.038530	0.002080	0.889922	0.37628
$U_b A_b$	2.02859×10^{-6}	0.289948	3.03289×10^{-7}	6.688624	3.21×10^{-9}
$U_e A_e$	1.02793×10^{-6}	0.133384	3.33842×10^{-7}	3.079077	0.002877
$U_c A_c$	6.80838×10^{-8}	0.014466	2.0382×10^{-7}	0.334039	0.739258

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

Οι εξισώσεις γραμμικής παλινδρόμησης που προέκυψαν για του δείκτες αξιολόγησης του ψύκτη παρουσιάζονται παρακάτω:

Ψυκτική ισχύς, Q_{Achill} :

$$\begin{aligned} Q_{Achill} = & -64.6199 + 0.3107T_{hw,in} - 0.8625T_{cw,in} + 0.7601T_{chw,in} \\ & + 0.6108\dot{m}_{hw} + 0.9944\dot{m}_{cw,b} + 4.4533\dot{m}_{chw} + 0.5967\dot{m}_{cw,c} \\ & + 0.0006U_bA_b + 0.0003U_eA_e + 2.6623 \times 10^{-5}U_cA_c \end{aligned} \quad (3.21)$$

με προσαρμοσμένο $R^2=0.9250$.

Συντελεστής συμπεριφοράς, COP_{Achill} :

$$\begin{aligned} COP_{Achill} = & -1.1469 + 0.0014T_{hw,in} - 0.0085T_{cw,in} + 0.0124T_{chw,in} \\ & + 0.0050\dot{m}_{hw} + 0.0099\dot{m}_{cw,b} + 0.0793\dot{m}_{chw} + 0.0092\dot{m}_{cw,c} \\ & + 5.0687 \times 10^{-6}U_bA_b + 5.2952 \times 10^{-6}U_eA_e + 4.6260 \times 10^{-7}U_cA_c \end{aligned} \quad (3.22)$$

με προσαρμοσμένο $R^2=0.8041$.

Βαθμός απόδοσης ψύκτη, η_{Achill} :

$$\begin{aligned} \eta_{Achill} = & -3.0552 - 0.0029T_{hw,in} + 0.0100T_{cw,in} + 0.0040T_{chw,in} \\ & + 0.0017\dot{m}_{hw} + 0.0037\dot{m}_{cw,b} + 0.0294\dot{m}_{chw} + 0.0033\dot{m}_{cw,c} \\ & + 1.8566 \times 10^{-6}U_bA_b + 1.9477 \times 10^{-6}U_eA_e + 1.6083 \times 10^{-7}U_cA_c \end{aligned} \quad (3.23)$$

με προσαρμοσμένο $R^2=0.9630$.

Βαθμός απόδοσης ανάκτησης θερμότητας, η_e :

$$\begin{aligned} \eta_e = & -0.2347 + 0.0003T_{hw,in} - 0.0019T_{cw,in} + 0.0026T_{chw,in} \\ & - 0.0277\dot{m}_{hw} + 0.0034\dot{m}_{cw,b} + 0.0150\dot{m}_{chw} + 0.0019\dot{m}_{cw,c} \\ & + 2.0286 \times 10^{-6}U_bA_b + 1.0279 \times 10^{-6}U_eA_e + 6.8084 \times 10^{-8}U_cA_c \end{aligned} \quad (3.24)$$

με προσαρμοσμένο $R^2=0.8371$.

Από τα αποτελέσματα της πολλαπλής γραμμικής παλινδρόμησης για τις τέσσερις εξαρτημένες μεταβλητές, τα ακόλουθα συμπεράσματα μπορούν να εξαχθούν: τα R^2 και προσαρμοσμένο R^2 , τα οποία συνοψίζουν το πόσο ικανοποιητικά συσχετίζει η γραμμική ανάλυση τα αποτελέσματα, λαμβάνουν τιμές μεγαλύτερες από 80.41% και μικρότερες από 96.30% για όλες τις μεταβλητές και όλους τους εξεταζόμενους συνδυασμούς.

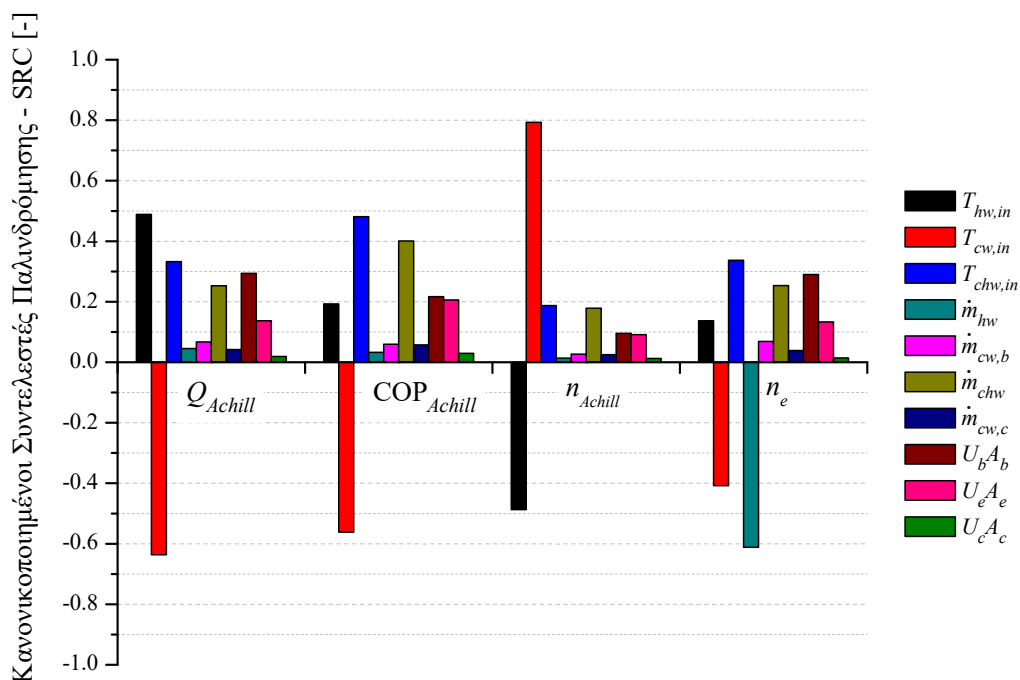
3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

Επειδή οι μεταβλητές εισόδου, οι οποίες λαμβάνονται υπόψη στην ανάλυση ευαισθησίας μετρώνται σε διαφορετικές μονάδες, οι συντελεστές της παλινδρόμησης που υπολογίζονται στο τέλος της ανάλυσης μετατρέπονται στους κανονικοποιημένους συντελεστές παλινδρόμησης, οι οποίοι χρησιμοποιούνται για να συγκριθεί η σχετική επίδραση κάθε μεταβλητής.

Οι κανονικοποιημένοι συντελεστές παλινδρόμησης των δέκα ανεξάρτητων μεταβλητών παρουσιάζονται στο διάγραμμα της Εικόνας 3.24 για τις τέσσερις εξαρτημένες μεταβλητές Q_{Achill} , COP_{Achill} , η_{Achill} , η_e . Μία αρνητική τιμή κανονικοποιημένου συντελεστή παλινδρόμησης υποδεικνύει ότι η τιμή της εξαρτημένης μεταβλητής μειώνεται καθώς η τιμή της ανεξάρτητης μεταβλητής λαμβάνει μεγαλύτερες τιμές και το αντίστροφο.

Σε γενικές γραμμές από το διάγραμμα της Εικόνας 3.24 παρατηρούμε ότι οι θερμοκρασίες λειτουργίας του ψύκτη είναι αυτές με τη μεγαλύτερη επιρροή στη συνολική απόδοση του ψύκτη. Η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην είσοδο του ψύκτη, $T_{cw,in}$, είναι η μεταβλητή που επηρεάζει περισσότερο τη θερμική συμπεριφορά του. Παρουσιάζει τους υψηλότερους συντελεστές κανονικοποιημένης παλινδρόμησης ανάμεσα στις υπόλοιπες ανεξάρτητες μεταβλητές σε τρεις από τους τέσσερις δείκτες αξιολόγησης (Q_{Achill} , COP_{Achill} και η_{Achill}).

Εξετάζοντας κάθε δείκτη αξιολόγησης ξεχωριστά, παρατηρείται ότι η ψυκτική ισχύς, Q_{Achill} , επηρεάζεται κατά σειρά περισσότερο από το νερό ψύξης, το νερό θέρμανσης και το ψυχόμενο νερό στην είσοδο του ψύκτη με κανονικοποιημένους συντελεστές παλινδρόμησης -0.64, 0.49 και 0.33 αντίστοιχα. Η αρνητική τιμή σημαίνει ότι μία αύξηση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης έχει αρνητική επίδραση στην ψυκτική ισχύ. Όσον αφορά στο συντελεστή συμπεριφοράς, οι θερμοκρασίες του νερού ψύξης και του ψυχόμενου νερού στην είσοδο του ψύκτη μαζί με την παροχή μάζας του ατμοποιητή είναι οι παράμετροι με τη μεγαλύτερη επιρροή. Οι κανονικοποιημένοι συντελεστές παλινδρόμησης για αυτές τις ανεξάρτητες μεταβλητές είναι -0.56, 0.48 και 0.40 αντίστοιχα. Ο βαθμός απόδοσης του ψύκτη, η_{Achill} , επηρεάζεται κατά κύριο λόγο από τη θερμοκρασία του νερού ψύξης, τη θερμοκρασία του νερού θέρμανσης και τη θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού. Η θερμοκρασία του νερού ψύξης είναι με διαφορά η μεταβλητή που τον επηρεάζει περισσότερο με τιμή SRC περίπου 0.79 ενώ οι αντίστοιχες τιμές για τις θερμοκρασίες του νερού θέρμανσης και του ψυχόμενου νερού είναι -0.49 και 0.19. Ο βαθμός απόδοσης ανάκτησης θερμότητας, η_e , είναι περισσότερο ευαίσθητος στην παροχή μάζας του νερού θέρμανσης με τιμή SRC περίπου -0.61. Η θερμοκρασία του νερού ψύξης καταλαμβάνει τη δεύτερη θέση με SRC περίπου -0.41 και ακολουθείται από την θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην είσοδο του ψύκτη με SRC κοντά στο 0.34.

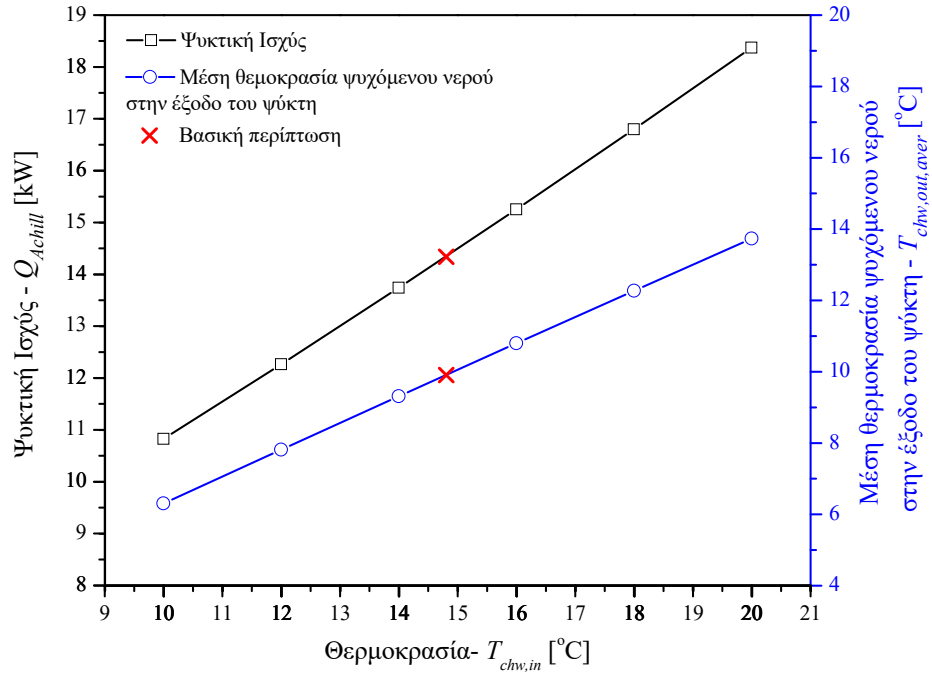


Εικόνα 3.24: Κανονικοποιημένοι Συντελεστές Παλινδρόμησης: επίδραση των ανεξάρτητων μεταβλητών στην συνολική απόδοση του ψύκτη

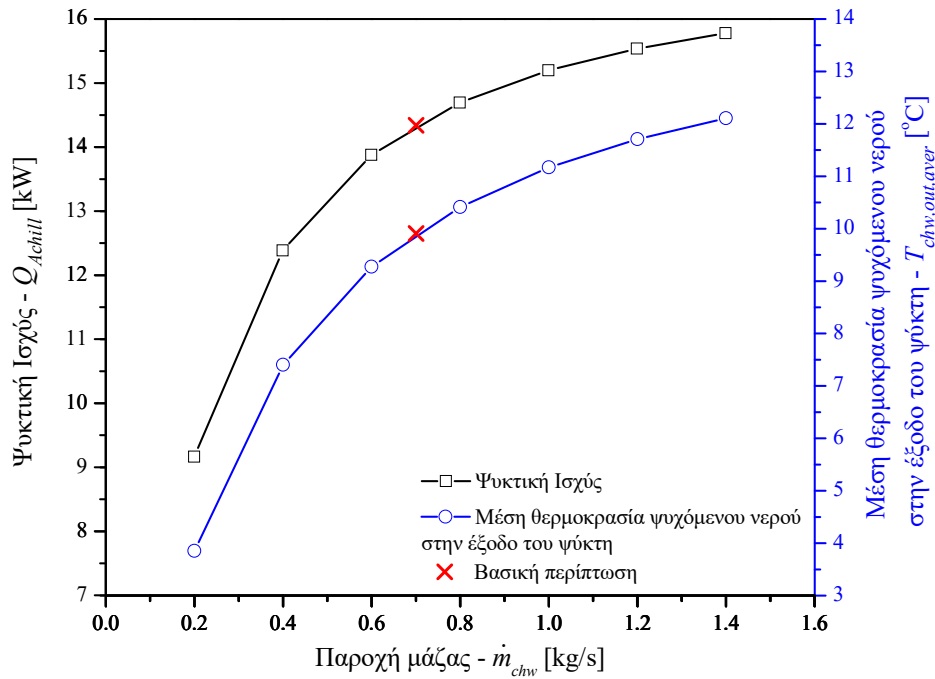
Μεταξύ των παροχών μάζας, η παροχή μάζας του ατμοποιητή επηρεάζει την συνολική απόδοση του ψύκτη σε μεγαλύτερο βαθμό σε σύγκριση με τις υπόλοιπες παροχές μάζας. Ανάμεσα στις ολικές θερμικές αγωγιμότητες αυτή των θαλάμων ρόφησης επηρεάζει περισσότερο την απόδοση του ψύκτη.

Σε γενικές γραμμές και οι τέσσερις δείκτες αξιολόγησης είναι ευαίσθητοι στη θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην είσοδο του ψύκτη. Παρατηρούμε από το διάγραμμα της Εικόνας 3.25 ότι αυξάνοντας την θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού βελτιώνεται αισθητά η απόδοση του ψύκτη. Ωστόσο όπως φαίνεται από το διάγραμμα της ίδιας εικόνας μία αύξηση της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού επιφέρει αύξηση της μέσης θερμοκρασίας εξόδου του ψυχόμενου νερού από τον ψύκτη. Η χρήση αυτής της υψηλότερης θερμοκρασίας ενδέχεται να μην είναι κατάλληλη για εφαρμογές κλιματισμού. Για το λόγο αυτό πρέπει να βρεθεί η κατάλληλη τιμή της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού στην είσοδο του ψύκτη έτσι ώστε τόσο η απόδοση του ψύκτη να είναι ικανοποιητική αλλά και οι θερμοκρασίες ψυχόμενου νερού που θα επιτυγχάνονται να είναι κατάλληλες για εφαρμογές κλιματισμού. Παρόμοια συμπεράσματα μπορούν να εξαχθούν και για την παροχή μάζας του ατμοποιητή αν λάβουμε υπόψη μας τα διαγράμματα των Εικόνων 3.24 και 3.26.

3. Ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης



Εικόνα 3.25: Επίδραση της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού στην είσοδο του ψύκτη στη μέση θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη



Εικόνα 3.26: Επίδραση της παροχής μάζας του ψυχόμενου νερού στη μέση θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη

3.8 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Αναπτύχθηκε υπολογιστικός κώδικας για την ενεργειακή ανάλυση ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης. Ο ψύκτης αυτός χρησιμοποιεί silica gel ως προσροφητικό υλικό και νερό ως ψυκτικό μέσο. Το σύστημα διαφορικών εξισώσεων που προέκυψε επιλύθηκε με χρήση της μεθόδου των πεπερασμένων διαφορών και τα αποτελέσματα που προέκυψαν συγκρίθηκαν με πειραματικά δεδομένα που είναι διαθέσιμα στη διεθνή βιβλιογραφία. Παρατηρήθηκε καλή συμφωνία μεταξύ των πειραματικών δεδομένων και των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης. Οι αποκλίσεις που προέκυψαν είναι στις περισσότερες περιπτώσεις εντός ενός εύρους $\pm 10\%$.

Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση και ανάλυση ευαισθησίας ώστε να διερευνηθεί η επιρροή που έχουν στη συνολική απόδοση του ψύκτη οι συνθήκες λειτουργίας και τα χαρακτηριστικά των εναλλακτών του. Οι συνθήκες λειτουργίας που εξετάστηκαν είναι οι θερμοκρασίες των κυκλωμάτων νερού στην είσοδο του ψύκτη ($T_{hw,in}$, $T_{cw,in}$ και $T_{chw,in}$) και οι αντίστοιχες παροχές μάζας τους (\dot{m}_{hw} , $\dot{m}_{cw,b}$, $\dot{m}_{cw,c}$ και \dot{m}_{chw}). Όσον αφορά τους εναλλάκτες θερμότητας οι ολικές θερμικές αγωγιμότητες τους (U_bA_b , U_cA_c και U_eA_e) ελήφθησαν υπόψη. Η αξιολόγηση έγινε χρησιμοποιώντας τέσσερις δείκτες αξιολόγησης: 1) ψυκτική ισχύς (Q_{Achill}), 2) συντελεστής συμπεριφοράς (COP_{Achill}), 3) βαθμός απόδοσης του ψύκτη (η_{Achill}) και 4) βαθμός απόδοσης ανάκτησης θερμότητας (η_e).

Από την ανάλυση αυτή παρατηρήθηκε ότι η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην είσοδο του ψύκτη είναι η παράμετρος με τη μεγαλύτερη επιρροή στη λειτουργία του ψύκτη. Η πτώση αυτής της θερμοκρασίας έχει ευεργετική επίδραση σε τρεις από του τέσσερις δείκτες αξιολόγησης (Q_{Achill} , COP_{Achill} , η_{Achill}). Από τις παροχές μάζας, αυτή του κυκλώματος του ψυχόμενου νερού έχει τη μεγαλύτερη επίδραση στην απόδοση του ψύκτη. Τέλος η συνολική θερμική αγωγιμότητα των θαλάμων ρόφησης επηρεάζει περισσότερο την απόδοση του ψύκτη σε σύγκριση με τις θερμικές αγωγιμότητες των εναλλακτών του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή.

Μολονότι υψηλότερες θερμοκρασίες του ψυχόμενου νερού στην είσοδο του ψύκτη και υψηλότερες τιμές παροχής μάζας στο κύκλωμα του ατμοποιητή ευνοούν την απόδοση του ψύκτη αυτές θα πρέπει να ελέγχονται σε κατάλληλα επίπεδα ώστε η μέση θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη να είναι κατάλληλη για εφαρμογές κλιματισμού.

3.9 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ

- 3.1 Saha BB, Boelman EC, Kashiwagi T. Computer simulation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle – The influence of operating conditions on cooling output and COP. ASHRAE Transactions (1995); 101: 348-357.

- 3.2 Boelman EC, Saha BB, Kashiwagi T. Experimental investigation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle – The influence of operating conditions on cooling output and COP. ASHRAE Transactions (1995); 101: 358-366.
- 3.3 Miyazaki T, Akisawa A, Saha BB, El-Sharkawy II, Chakraborty A. A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers. International Journal of Refrigeration (2009); 32: 846-853.
- 3.4 El-Sharkawy, AbdelMeguid H, Saha BB. Towards an optimal performance of adsorption chillers: Reallocation of adsorption/desorption cycle times. International Journal of Heat and Mass Transfer (2013); 63: 171-182.

4 ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΨΥΚΤΗ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ

4.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Παρά το μεγάλο αριθμό πλεονεκτημάτων που συγκεντρώνουν, τα ψυκτικά συστήματα προσρόφησης απέχουν ακόμα αρκετά από την ευρεία χρήση τους σε εφαρμογές εμπορικής κλίμακας. Αυτό οφείλεται κυρίως στο γεγονός ότι παρουσιάζουν χαμηλή απόδοση, είναι ογκώδη και σχετικά ακριβά. Εκτός από τις τεχνικές ανάκτησης θερμότητας και μάζας που αναφέρθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, η έρευνα τα τελευταία χρόνια έχει στραφεί σε διάφορες τεχνικές που στόχο έχουν να βελτιώσουν την απόδοση του ψύκτη μειώνοντας παράλληλα τον όγκο και το κόστος του. Οι τεχνικές αυτές αφορούν τόσο κατασκευαστικά χαρακτηριστικά του ψύκτη [4.1–4.6] όσο και τη βελτιστοποίηση των συνθηκών λειτουργίας του [4.7–4.11]. Άλλες τεχνικές που έχουν δοκιμαστεί είναι η χρήση μεταλλικών προσθέτων στους θαλάμους ρόφησης [4.12, 4.13], η εφαρμογή πλέγματος πολυανιλίνης στους κόκκους του προσροφητικού υλικού [4.14], η επικάλυψη του προσροφητικού υλικού στους εναλλάκτες θερμότητας των θαλάμων ρόφησης [4.15–4.17], η κατασκευή ενοποιημένου με το προσροφητικό υλικό εναλλάκτη θερμότητας [4.18–4.21] και η εναπόθεση του προσροφητικού σε μεταλλικό αφρό [4.22, 4.23]. Τέλος διάφορα νέου τύπου προσροφητικά υλικά έχουν εφαρμοστεί σε ψύκτες προσρόφησης με στόχο τη βελτίωση της απόδοσής τους [4.9, 4.24–4.28].

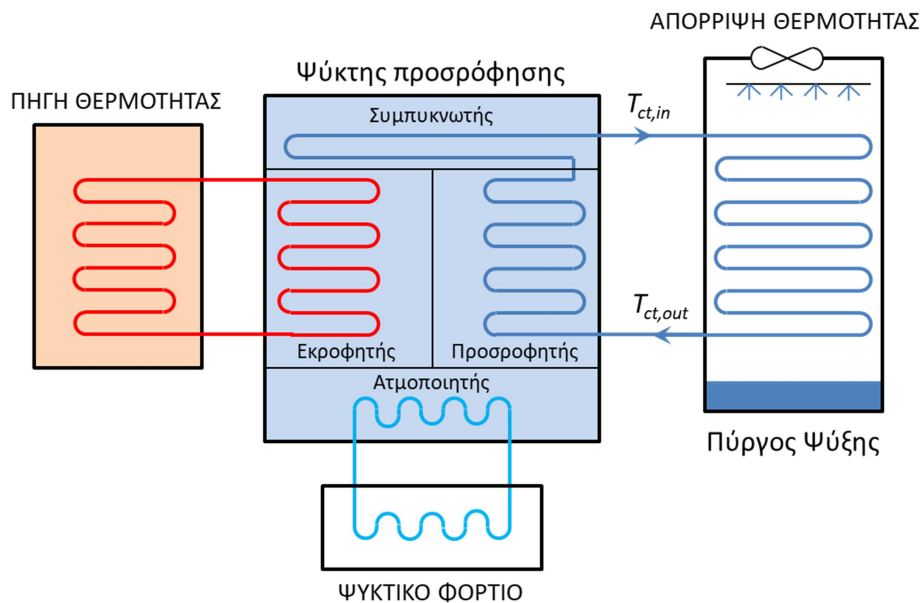
Από τα παραπάνω φαίνεται ότι η έρευνα τα τελευταία χρόνια έχει ασχοληθεί αρκετά με την ενίσχυση των φαινομένων μεταφοράς θερμότητας και μάζας στους θαλάμους ρόφησης του ψύκτη. Ωστόσο η έρευνα αυτή έχει επικεντρωθεί στη βελτίωση των εναλλακτών θερμότητας αγνοώντας το μέσο μεταφοράς θερμότητας. Στο παρόν κεφάλαιο ο ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης θα διερευνηθεί περαιτέρω εφαρμόζοντας τεχνικές οι οποίες έχουν ως στόχο να βελτιώσουν την απόδοσή του. Σε πρώτη φάση θα εξετασθεί η επίδραση που έχει η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην έξοδο του πύργου ψύξης στην απόδοση του ψύκτη. Στη συνέχεια θα διερευνηθεί η επιρροή που έχει η τεχνική της ανάκτησης θερμότητας. Ακολούθως, θα μελετηθεί η χρήση νανορευστών ως μέσο μεταφοράς θερμότητας αντικαθιστώντας το νερό που χρησιμοποιείται μέχρι στιγμής στους συμβατικούς ψύκτες προσρόφησης. Τέλος, θα εξετασθεί η επίδραση που έχουν στην απόδοση του ψύκτη τα διάφορα εργαζόμενα ζεύγη.

4.2 ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗ ΜΕΣΩ ΕΛΕΓΧΟΥ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΠΥΡΓΟΥ ΨΥΞΗΣ

Από την παραμετρική ανάλυση που πραγματοποιήθηκε στο Κεφάλαιο 3 παρατηρήθηκε ότι η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην είσοδο του ψύκτη είναι η παράμετρος που επηρεάζει περισσότερο την απόδοσή του. Αυτή η θερμοκρασία ταυτίζεται με τη θερμοκρασία του νερού στην έξοδο του πύργου ψύξης, $T_{ct,out}$ (Εικόνα 4.1). Στα διαγράμματα των Εικόνων 4.2 και 4.3 παρουσιάζεται η επίδραση που έχει αυτή η θερμοκρασία στην απόδοση του ψύκτη. Παρατηρείται ότι χαμηλότερες θερμοκρασίες έχουν ευεργετική επίδραση τόσο στην ψυκτική

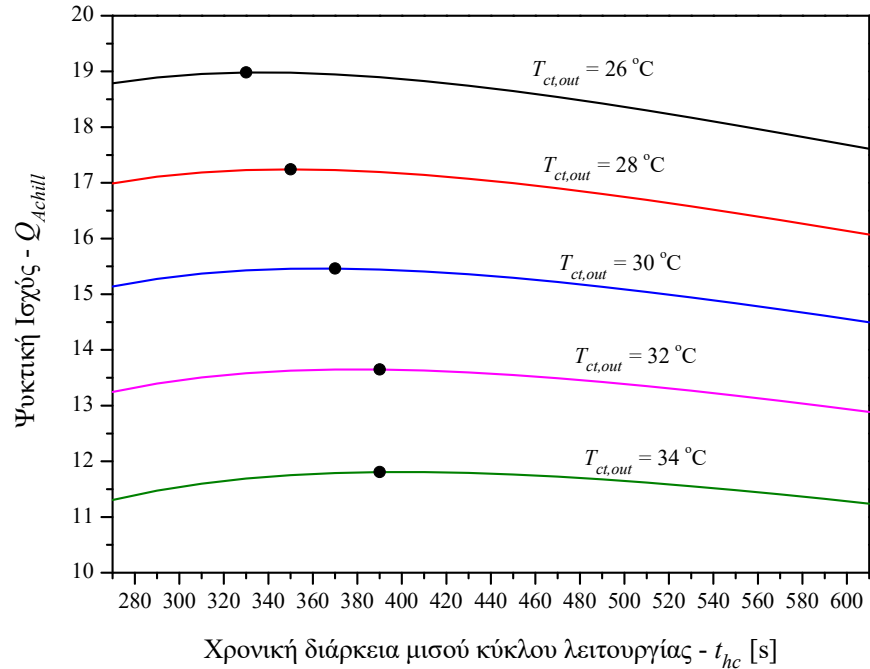
4. Βελτίωση απόδοσης ψύκτη προσρόφησης

ισχύ όσο και στο συντελεστή συμπεριφοράς. Επίσης παρατηρείται ότι η ψυκτική ισχύς μεγιστοποιείται σε μικρότερες χρονικές διάρκειες κύκλου όσο οι θερμοκρασίες του νερού ψύξης στην έξοδο του πύργου λαμβάνουν χαμηλότερες τιμές. Ενδεικτικά για θερμοκρασία νερού ψύξης στην έξοδο του πύργου ψύξης $T_{ct,out} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ παρουσιάζεται μέγιστη ψυκτική ισχύς $Q_{Achill} = 15.46 \text{ kW}$ για $t_{hc} = 330 \text{ s}$ και αντίστοιχος συντελεστής συμπεριφοράς $\text{COP}_{Achill} = 0.43$. Μειώνοντας αυτή τη θερμοκρασία κατά τέσσερις βαθμούς Κελσίου ($T_{ct,out} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$) επιτυγχάνουμε μέγιστη ψυκτική ισχύ $Q_{Achill} = 18.98 \text{ kW}$ για $t_{hc} = 330 \text{ s}$ και συντελεστή συμπεριφοράς $\text{COP}_{Achill} = 0.45$. Παρατηρείται δηλαδή αύξηση στην ψυκτική ισχύ κατά 22.77% και στο συντελεστή συμπεριφοράς κατά 4.65%. Αντίστοιχα μία αύξηση στη θερμοκρασία του νερού ψύξης στην έξοδο του πύργου ψύξης κατά τέσσερις βαθμούς Κελσίου ($T_{ct,out} = 34 \text{ }^\circ\text{C}$) επιφέρει πτώση στη μέγιστη ψυκτική ισχύ κατά 23.61% ($Q_{Achill} = 11.81 \text{ kW}$) και στο συντελεστή συμπεριφοράς κατά 6.98% ($\text{COP}_{Achill} = 0.40$). Ο έλεγχος αυτής της θερμοκρασίας μπορεί να επιτευχθεί ελέγχοντας τη λειτουργία του πύργου ψύξης (παροχή αέρα και παροχή νερού).

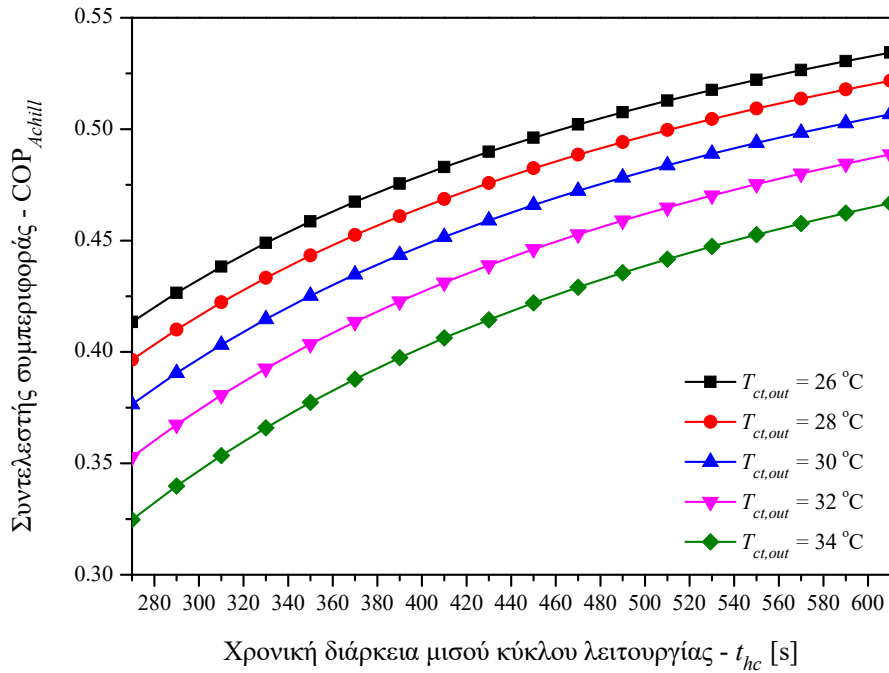


Εικόνα 4.1: Σύνδεση του πύργου ψύξης με τον ψύκτη προσρόφησης

4. Βελτίωση απόδοσης ψύκτη προσρόφησης



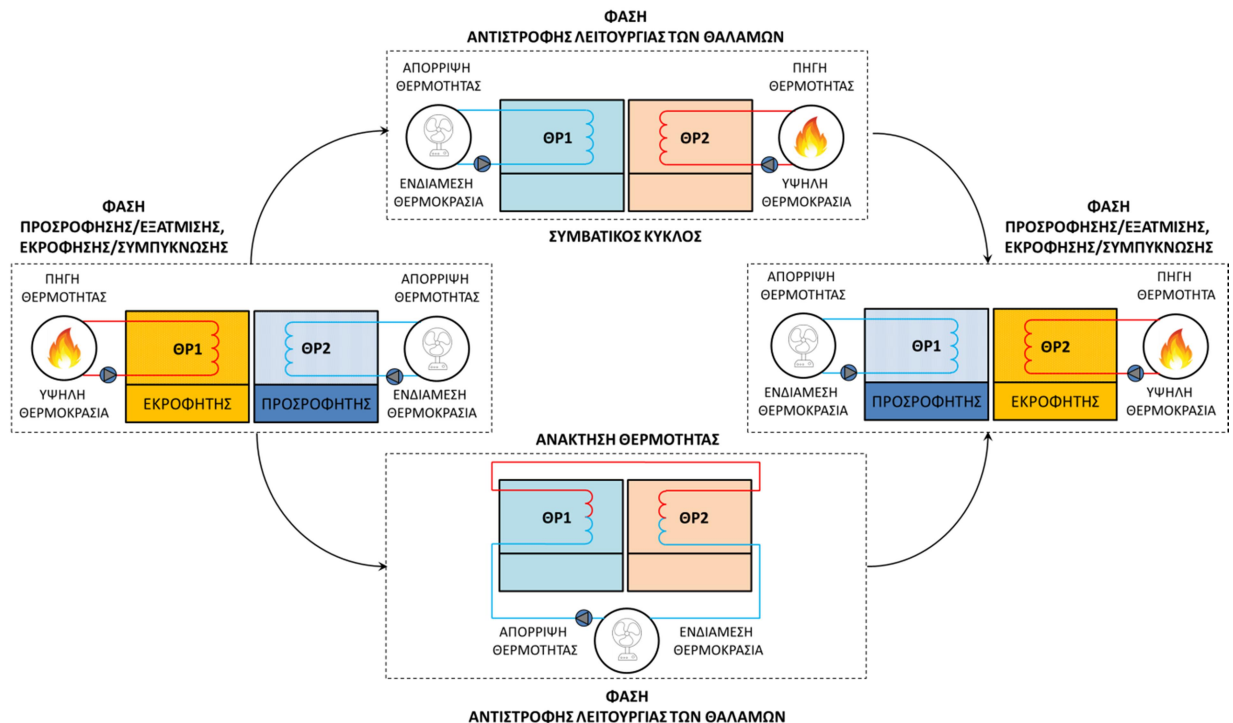
Εικόνα 4.2: Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας για διάφορες θερμοκρασίες εξόδου του νερού από τον πύργο ψύξης



Εικόνα 4.3: Συντελεστής συμπεριφοράς συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας για διάφορες θερμοκρασίες εξόδου του νερού από τον πύργο ψύξης

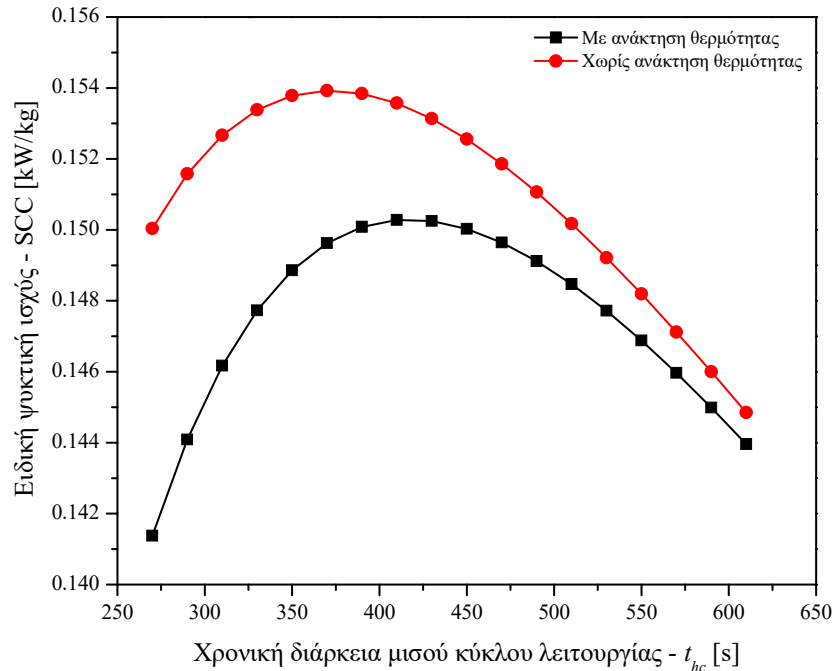
4.3 ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗ ΜΕ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Ένας ψύκτης προσρόφησης που λειτουργεί με ανάκτηση θερμότητας εξοικονομεί μέρος της αναγκαίας προσφερόμενης ενέργειας μεταφέροντας θερμότητα από το θερμό θάλαμο ρόφησης στον ψυχρό θάλαμο ρόφησης. Για να γίνει αυτό, το νερό ψύξης ρέει αρχικά διαμέσου του θερμού θαλάμου ρόφησης και θερμαίνεται από την αποθηκευμένη σε αυτόν θερμότητα. Στη συνέχεια το θερμό νερό ρέει στον κρύο θάλαμο ρόφησης αποδίδοντας σε αυτόν μέρος αυτής της θερμότητας. Εν τω μεταξύ, το νερό θέρμανσης παρακάμπτει τον ψύκτη εξοικονομώντας με αυτόν τον τρόπο ενέργεια. Κατ' αυτόν τον τρόπο, θερμότητα από τον θερμό θάλαμο ρόφησης χρησιμοποιείται για να προθερμάνει τον ψυχρό θάλαμο ρόφησης μειώνοντας έτσι την ενέργεια που πρέπει να προσφέρουμε στο σύστημα από εξωτερική πηγή. Στην Εικόνα 4.4 παρουσιάζεται σχηματικά η λειτουργία ενός ψύκτη προσρόφησης με ανάκτηση θερμότητας σε σύγκριση με έναν συμβατικό ψύκτη προσρόφησης. Στα διαγράμματα των Εικόνων 4.5 και 4.6 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της σύγκρισης ενός συμβατικού ψύκτη προσρόφησης με έναν που εφαρμόζει ανάκτηση θερμότητας κατά τη λειτουργία του. Η σύγκριση αφορά την ειδική ψυκτική ισχύ (SCC) και το συντελεστή συμπεριφοράς (COP_{Achill}) του ψύκτη.

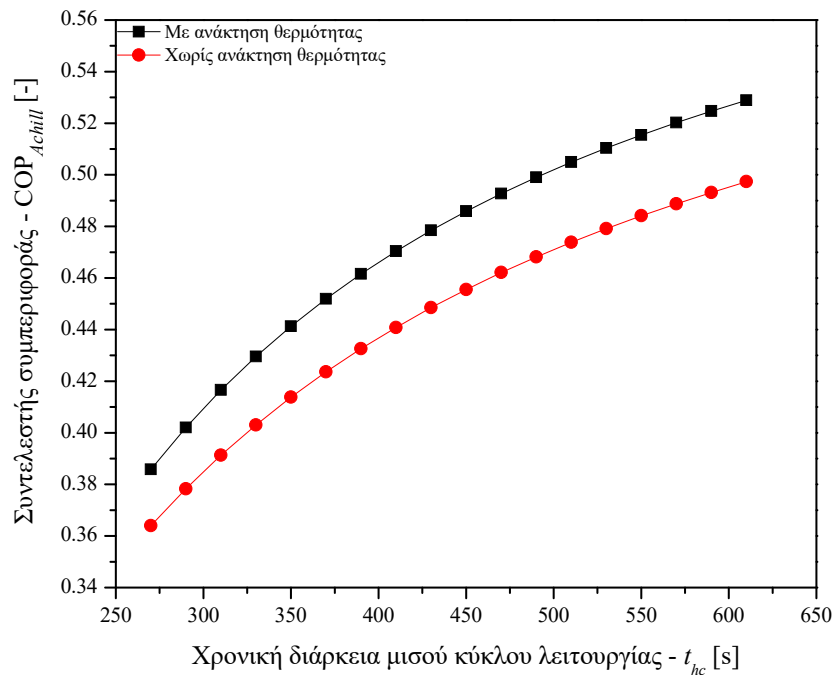


Εικόνα 4.4: Διάγραμμα λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης με και χωρίς ανάκτηση θερμότητας

4. Βελτίωση απόδοσης ψύκτη προσρόφησης



Εικόνα 4.5: Επίδραση της εφαρμογής ανάκτησης θερμότητας στην ειδική ψυκτική ισχύ



Εικόνα 4.6: Επίδραση της εφαρμογής ανάκτησης θερμότητας στο συντελεστή συμπεριφοράς

Από τα διαγράμματα παρατηρείται ότι ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη προσρόφησης βελτιώνεται όταν εφαρμόζεται η τεχνική της ανάκτησης θερμότητας. Η βελτίωση είναι της τάξης του 7% για χρόνους διάρκειας κύκλου $t_{hc}=390-430s$ όπου η ειδική ψυκτική ισχύς μεγιστοποιείται. Από την άλλη μεριά, η ειδική ψυκτική ισχύς χειροτερεύει όταν στον ψύκτη

εφαρμόζεται η τεχνική της ανάκτησης θερμότητας. Η μείωση στην τιμή της ειδικής ψυκτικής ισχύς είναι της τάξης του 3%.

4.4 ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΝΑΝΟΡΕΥΣΤΩΝ ΩΣ ΜΕΣΟ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Στην παρούσα ενότητα η απόδοση ενός ψύκτη ο οποίος χρησιμοποιεί νανορευστό ως μέσο μεταφοράς θερμότητας θα εξετασθεί. Ο υπό μελέτη ψύκτης χρησιμοποιεί το νανορευστό Al_2O_3 -νερό ως μέσο μεταφοράς θερμότητας αντί του νερού στον ατμοποιητή και στο συμπυκνωτή του. Η πυκνότητα, η ειδική θερμοχωρητικότητα, η θερμική αγωγιμότητα και το ιξώδες του νανορευστού υπολογίζονται από τις Εξισώσεις 4.1–4.4 αντίστοιχα [4.29–4.32]. Οι ιδιότητες του χρησιμοποιούμενου νανοσωματιδίου παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.1.

$$\rho_{nf} = \Phi \rho_p + (1 - \Phi) \rho_{bf} \quad (4.1)$$

$$c_{pnf} = \frac{\Phi \rho_p c_{pp} + (1 - \Phi) \rho_{bf} c_{pbf}}{\rho_{nf}} \quad (4.2)$$

$$k_{nf} = k_{bf} \frac{k_p + 2k_{bf} + 2\Phi(k_p - k_{bf})}{k_p + 2k_{bf} - \Phi(k_p - k_{bf})} \quad (4.3)$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (1 - \Phi)^{-2.5} \quad (4.4)$$

Πίνακας 4.1: Θερμοφυσικές ιδιότητες νανοσωματιδίου και βασικού ρευστού [4.33]

	ρ (kg/m ³)	k (W/m K)	c_p (J/kg K)	μ (kg/m s)
νερό	996.5	0.613	4181	0.001
Al_2O_3	3600	36	765	–

Για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του νανορευστού, χρησιμοποιείται το μοντέλο που αναπτύχθηκε από τους Maiga et al. [4.34].

$$Nu = 0.085 Re^{0.71} Pr^{0.35} \quad (4.5)$$

Επομένως:

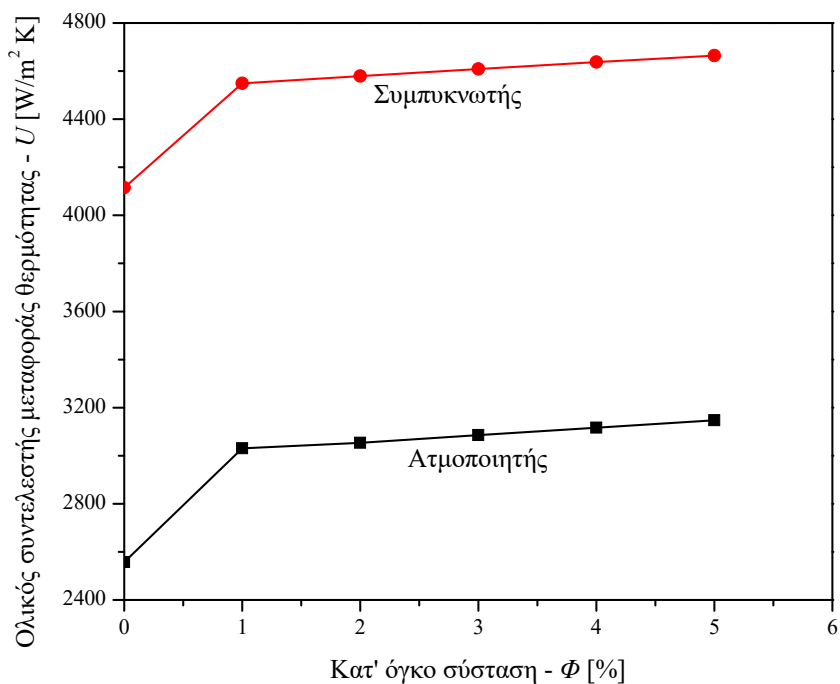
$$h_{nf} = \frac{Nu k_{nf}}{d} \quad (4.6)$$

4. Βελτίωση απόδοσης ψύκτη προσρόφησης

Τέλος, ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μπορεί να υπολογιστεί από την Εξίσωση 4.7:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ref}} + r_{wall} + \frac{1}{h_{nf}}} \quad (4.7)$$

Στο διάγραμμα της Εικόνας 4.7 παρουσιάζεται η βελτίωση που παρουσιάζει η θερμική αγωγιμότητα του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή του ψύκτη όταν νανοσωματίδια προστίθενται στο μέσο μεταφοράς θερμότητας.

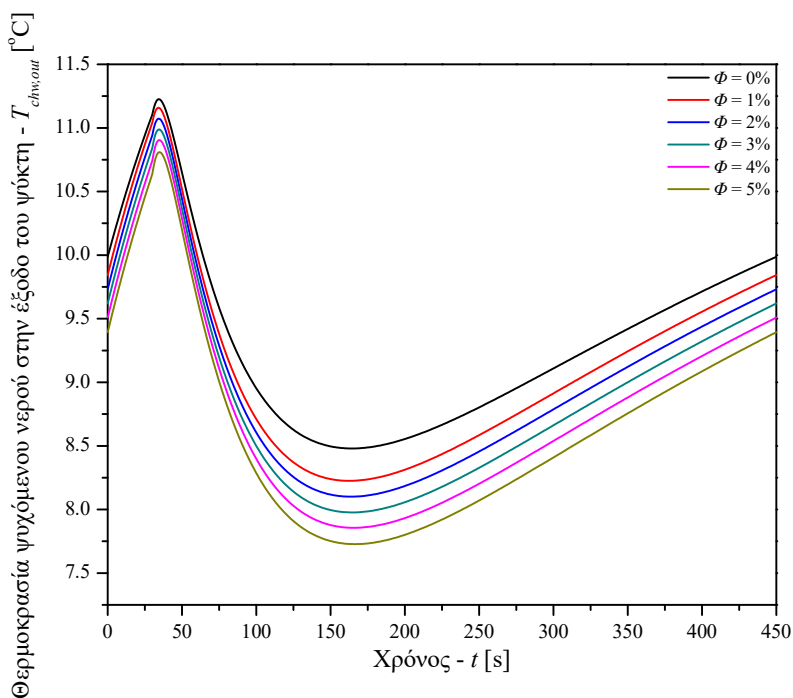


Εικόνα 4.7: Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διάφορες συγκεντρώσεις νανοσωματιδίων στο μέσο μεταφοράς θερμότητας

Στο διάγραμμα της Εικόνας 4.8 παρουσιάζονται τα προφίλ της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ατμοποιητή για πέντε διαφορετικές συστάσεις νανορευστών. Παρατηρείται ότι η θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη λαμβάνει χαμηλότερες τιμές όσο η περιεκτικότητα των νανοσωματιδίων στο νανορευστό μεγαλώνει. Η ψυκτική ισχύς του ψύκτη σε συνάρτηση με τη χρονική διάρκεια του κύκλου για διάφορες συστάσεις νανορευστών απεικονίζεται στο διάγραμμα της Εικόνας 4.9. Παρατηρείται ότι για μικρές περιεκτικότητες νανοσωματιδίων στο νανορευστό η ψυκτική ισχύς αυξάνει. Όταν η περιεκτικότητα των νανοσωματιδίων στο νανορευστό μεγαλώνει, η ψυκτική ισχύς σταδιακά μειώνεται. Η μέγιστη ψυκτική ισχύς παρατηρείται για συγκέντρωση 1% ενώ για συγκεντρώσεις από 3% και πάνω η ψυκτική ισχύς λαμβάνει χαμηλότερες τιμές ακόμη κι από την περίπτωση που χρησιμοποιείται στον ψύκτη καθαρό νερό σαν ψυκτικό μέσο. Μολονότι η θερμοκρασία του

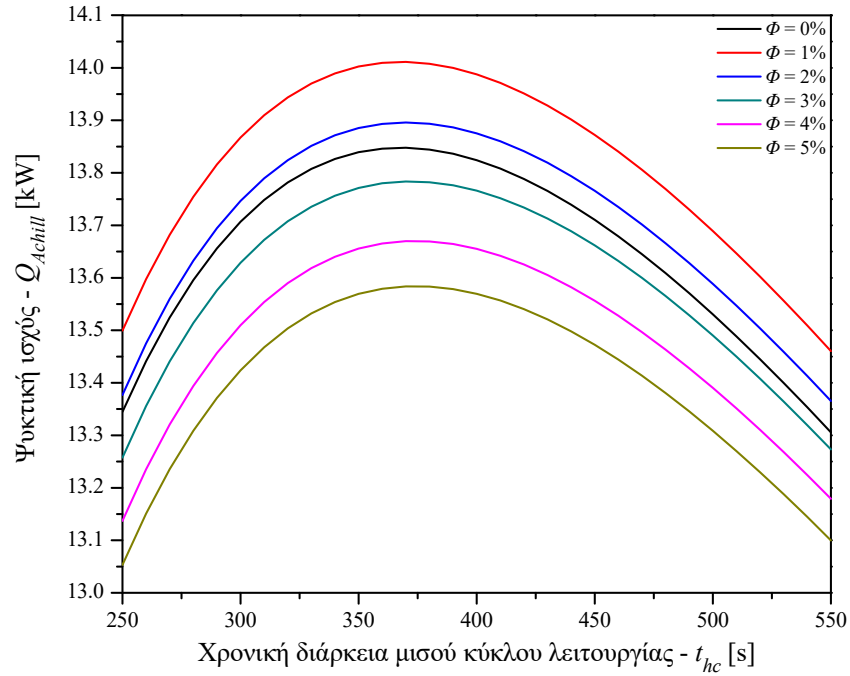
4. Βελτίωση απόδοσης ψύκτη προσρόφησης

ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη λαμβάνει όλο και χαμηλότερες τιμές καθώς η περιεκτικότητα του ναοσωματιδίου στο ναορευστό αυξάνει, η ψυκτική ισχύς δεν ακολουθεί την ίδια συμπεριφορά. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η ειδική θερμοχωρητικότητα του ναορευστού μειώνεται καθώς η συγκέντρωση των ναοσωματιδίων στο ναορευστό αυξάνει (Εικόνα 4.10). Παρόμοια συμπεριφορά παρατηρείται και για τον συντελεστή συμπεριφοράς COP όπως φαίνεται και στην Εικόνα 4.11 μολονότι αυτός δεν επηρεάζεται ιδιαίτερα από τη συγκέντρωση των ναοσωματιδίων.

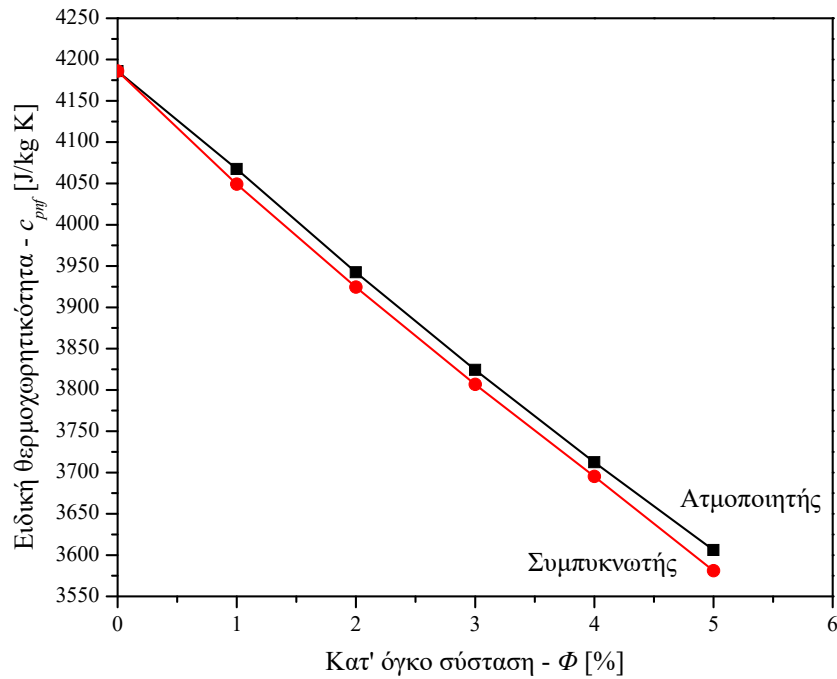


Εικόνα 4.8: Θερμοκρασία ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη συναρτήσει του χρόνου για διάφορες συστάσεις ναορευστού

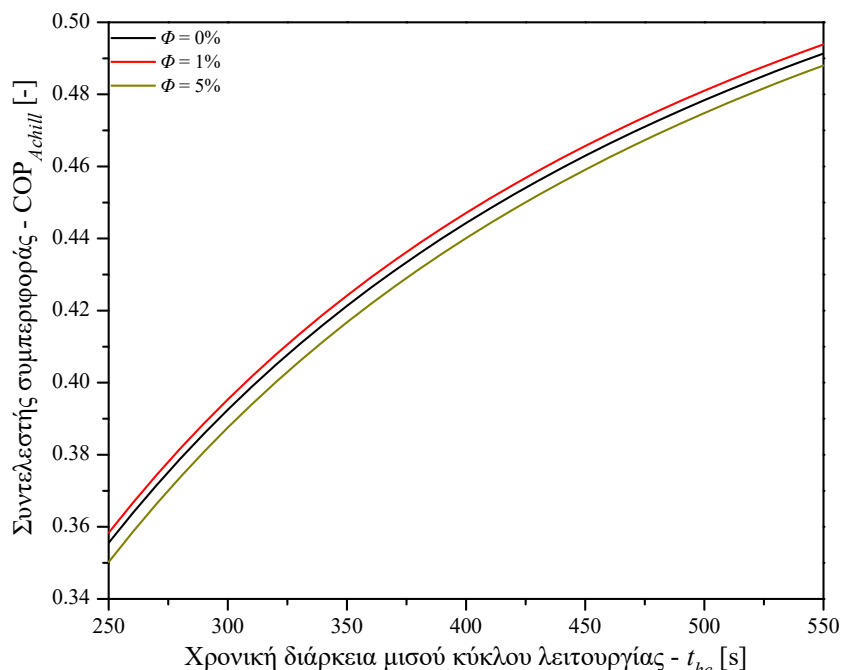
4. Βελτίωση απόδοσης ψύκτη προσρόφησης



Εικόνα 4.9: Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας για διάφορες συστάσεις νανορευστού.



Εικόνα 4.10: Ειδική θερμοχωρητικότητα για διάφορες συγκεντρώσεις νανοσωματιδίων στο μέσο μεταφοράς θερμότητας



Εικόνα 4.11: Συντελεστής συμπεριφοράς συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας για διάφορες συστάσεις νανορευστού

4.5 ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΩΝ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΩΝ ΖΕΥΓΩΝ

Στην παρούσα παράγραφο θα εξετασθεί η απόδοση του ψύκτη για διάφορα εργαζόμενα ζεύγη. Τα ζεύγη που θα μελετηθούν είναι τα ζεόλιθος/νερό, ίνες ενεργού άνθρακα/αιθανόλη και SWS/νερό τα οποία θα συγκριθούν με το silica gel/νερό. Τα χαρακτηριστικά των υπό μελέτη ψυκτών παρουσιάζονται στους Πίνακες 4.2–4.4 ενώ οι αντίστοιχες ισόθερμες προσρόφησης λαμβάνονται από τον Πίνακα 2.6 του Κεφαλαίου 2. Η θερμότητα προσρόφησης για το ζεύγος ίνες ενεργού άνθρακα/αιθανόλη δίνεται από την Εξίσωση 4.8 ενώ για τα υπόλοιπα ζεύγη θεωρείται σταθερή και η τιμή της δίνεται στους αντίστοιχους Πίνακες. Στις Εικόνες 4.12 και 4.13 πραγματοποιείται σύγκριση μεταξύ των τεσσάρων ψυκτικών συστημάτων όσον αφορά την ειδική ψυκτική ισχύ (SCC) και τον συντελεστή συμπεριφοράς (COP_{Achill}). Ως ειδική ψυκτική ισχύς (SCC) ορίζεται ο λόγος της ψυκτικής ισχύος προς τη συνολική μάζα του προσροφητικού υλικού που περιέχεται στον θαλάμους ρόφησης (Εξίσωση 4.9). Παρατηρείται ότι το σύστημα που χρησιμοποιεί το ζεύγος ζεόλιθος/νερό παρουσιάζει καλύτερη απόδοση τόσο όσον αφορά την ειδική ψυκτική ισχύ όσο και τον συντελεστή συμπεριφοράς. Η ψυκτική ισχύς για αυτό το σύστημα μεγιστοποιείται όταν η χρονική διάρκεια του κύκλου είναι σχετικά μικρή. Το σύστημα που χρησιμοποιεί το ζεύγος SWS/νερό παρουσιάζει τη δεύτερη καλύτερη απόδοση ενώ ο ψύκτης που χρησιμοποιεί το ζεύγος ενεργός άνθρακας/αιθανόλη τη χειρότερη. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι το ζεύγος ζεόλιθος/νερό παρουσιάζει 2.29 φορές μεγαλύτερη ειδική ψυκτική ισχύ από το silica gel/νερό.

4. Βελτίωση απόδοσης ψύκτη προσρόφησης

$$\frac{(Q_{st} - L_{eth})}{E} = \left[\ln \left(\frac{q_0}{q} \right) \right]^{\frac{1}{n}} + a \left(\frac{T}{T_c} \right)^b \quad (4.8)$$

Όπου: $a = 6.717$, $b = 9.75$, $E = 138$ kJ/kg, $T_c = 498.15$ K, $q_0 = 0.797$ kg/kg και $n = 2$.

$$SCC = \frac{Q_{Achill}}{M_{ads}N} \quad (4.9)$$

Όπου με N συμβολίζεται ο αριθμός θαλάμων ρόφησης του ψύκτη προσρόφησης. Στην περίπτωση μας $N=2$.

Πίνακας 4.2: Χαρακτηριστικές τιμές του ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιεί το ζεύγος ζεόλιθος/νερό [4.35, 4.36]

Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα	Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα
$U_a A_a$	5130	W/K	c_{pw}	4186	J/kg K
$U_d A_d$	3130	W/K	c_{ps}	850	J/kg K
$U_c A_c$	3000	W/K	c_{pcu}	386	J/kg K
$U_e A_e$	2500	W/K	D_{s0}	2.54×10^{-4}	m ² /s
$W_{c,cu}$	6.20	kg	R	8.314	J/kg K
$W_{e,cu}$	3.18	kg	R_p	1.0×10^{-4}	m
W_s	12	kg	Q_{st}	3.111×10^6	J/kg
$W_{c,w}$	5.11	kg	L	2.5×10^6	J/kg
$W_{e,w}$	12.77	kg	E_a	4.55×10^4	J/mol
$W_m c_{pm}$	7659	J/kg			

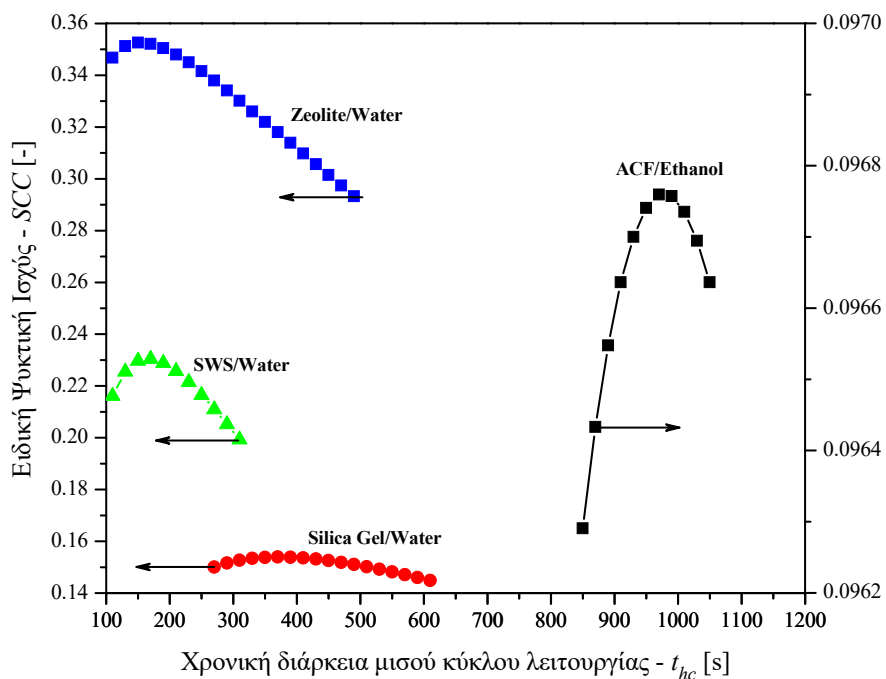
Πίνακας 4.3: Χαρακτηριστικές τιμές του ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιεί το ζεύγος ίνες ενεργού άνθρακα/αιθανόλη [4.37–4.39]

Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα	Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα
$U_b A_b$	2952	W/K	c_{peth}	2460	J/kg K
$U_c A_c$	15330	W/K	c_{pACF}	930	J/kg K
$U_e A_e$	4870	W/K	D_{s0}	1.8×10^{-12}	m ² /s
$W_{c,cu} c_{p,cu}$	9341	J/kg	W_0	0.797	kg/kg
$W_{e,cu} c_{p,cu}$	4825	J/kg	R	8.314	J/kg K
$W_m c_{p,m}$	86700	J/kg	R_p	6.5×10^{-6}	m
W_s	60	kg	D	1.716×10^{-6}	K ⁻¹
$W_{c,eth}$	5	kg	L	838.3×10^3	J/kg
$W_{e,eth}$	80	kg	E_a	306.7×10^3	J/kg

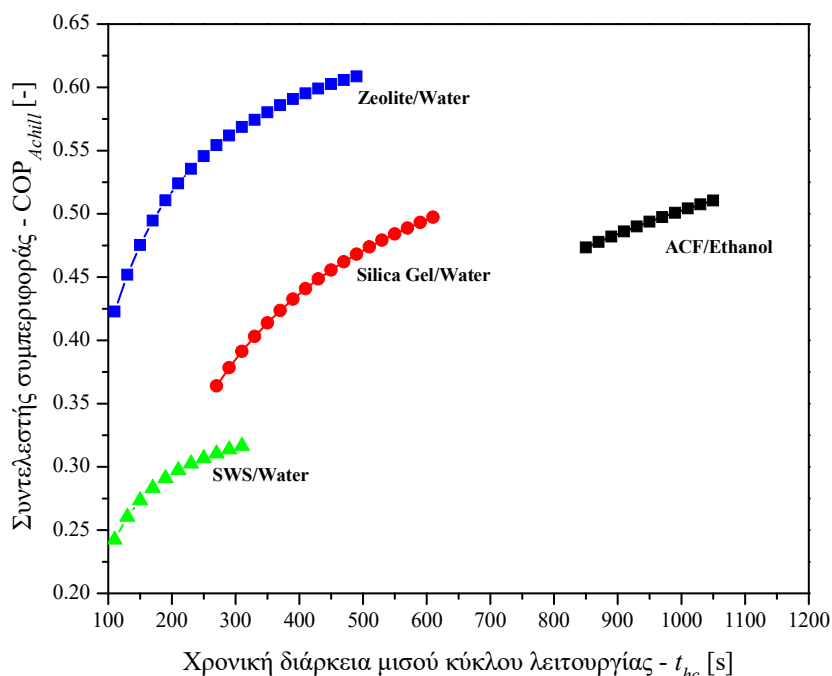
4. Βελτίωση απόδοσης ψύκτη προσρόφησης

Πίνακας 4.4: Χαρακτηριστικές τιμές του ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιεί το ζεύγος SWS/νερό [4.40]

Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα	Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα
$U_a A_a$	1722	W/K	c_{ps}	924	J/kg K
$U_d A_d$	1830	W/K	c_{pcu}	386	J/kg K
$U_c A_c$	15349.80	W/K	c_{pal}	905	J/kg K
$U_e A_e$	4884.90	W/K	D_{s0}	2.54×10^{-4}	m^2/s
$W_{c,cu}$	24.28	kg	R	8.314	J/kg K
$W_{e,cu}$	12.45	kg	R_p	1.74×10^{-4}	m
W_s	20	kg	Q_{st}	2.760×10^6	J/kg
$W_{b,cu}$	32.02	kg	L	2.5×10^6	J/kg
$W_{b,al}$	25.6	kg	E_a	4.2×10^4	J/mol
$W_{c,w}$	20	kg	q_m	0.8	kg/kg
$W_{e,w}$	50	kg	K_o	2×10^{-12}	Pa^{-1}
c_{pw}	4186	J/kg K	t_1	1.1	-



Εικόνα 4.12: Ειδική ψυκτική ισχύς, SCC , για διάφορα εργαζόμενα ζεύγη συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας



Εικόνα 4.13: Συντελεστής συμπεριφοράς, COP_{Achill} , για διάφορα εργαζόμενα ζεύγη συναρτήσει της χρονικής διάρκειας του κύκλου λειτουργίας

4.6 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Διάφορες τεχνικές έχουν εφαρμοστεί τα τελευταία χρόνια ώστε να βελτιωθεί η απόδοση του ψύκτη και να μειωθεί παράλληλα ο όγκος του. Οι τεχνικές αυτές αφορούν τόσο στη βελτίωση των τεχνικών χαρακτηριστικών του όσο και των συνθηκών λειτουργίας του. Καμία από τις τεχνικές αυτές ωστόσο δεν ασχολείται με το μέσο μεταφοράς θερμότητας και το πώς αυτό μπορεί να βελτιώσει τη θερμική συμπεριφορά του ψύκτη. Για το λόγο αυτό εξετάστηκε η αντικατάσταση του νερού με νανορευστό ως μέσο μεταφοράς θερμότητας στον ατμοποιητή και στο συμπυκνωτή. Επίσης μελετήθηκε η επίδραση της τεχνικής ανάκτησης θερμότητας. Άλλες μέθοδοι που εξετάστηκαν αφορούν την επίδραση που έχει η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον πύργο ψύξης στην απόδοση του ψύκτη καθώς επίσης και η επιρροή που έχουν τα διαφορετικά εργαζόμενα ζεύγη σε αυτήν.

Αρχικά παρατηρήθηκε ότι η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην έξοδο του πύργου ψύξης επηρεάζει σημαντικά την απόδοση του ψύκτη προσρόφησης. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι μία πτώση αυτής της θερμοκρασίας κατά τέσσερις βαθμούς Κελσίου (από τους 30 °C στους 26 °C) επιφέρει αύξηση στην ψυκτική ισχύ κατά 22.77% και στο συντελεστή συμπεριφοράς κατά 4.65%.

Στη συνέχεια, εξετάστηκε η τεχνική ανάκτησης θερμότητας. Σε αυτή την περίπτωση το νερό ψύξης διέρχεται πρώτα από το θερμό θάλαμο και στη συνέχεια από τον κρύο μειώνοντας έτσι τη

θερμότητα που απαιτείται ώστε να αναγεννηθεί το προσροφητικό υλικό βελτιώνοντας την απόδοση του κύκλου. Παρατηρήθηκε ότι η ανάκτηση θερμότητας βελτιώνει αισθητά το συντελεστή συμπεριφοράς του ψύκτη (περίπου 7%) ενώ μειώνει την ειδική ψυκτική ισχύ κατά περίπου 3%.

Η χρήση ναορευστού χαμηλής συγκέντρωσης ναοσωματιδίων (έως 2% κατ' όγκο) βελτιώνει τόσο την ψυκτική ισχύ όσο και το COP. Ωστόσο η βελτίωση αυτή είναι μικρή εξαιτίας της μείωσης της ειδικής θερμοχωρητικότητας του ναορευστού όσο η συγκέντρωση των ναοσωματιδίων αυξάνεται. Σε κάθε περίπτωση η μέση θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη μειώνεται με αύξηση της συγκέντρωσης των ναοσωματιδίων στο ναορευστό. Παρ' όλα αυτά, η θεωρητική σχέση που χρησιμοποιείται για να υπολογιστεί η ειδική θερμοχωρητικότητα του ναορευστού δεν είναι επαρκώς επικυρωμένη πειραματικά επομένως η πειραματική αξιολόγηση ενός τέτοιου ψύκτη θεωρείται αναγκαία.

Τέλος μετά από σύγκριση που πραγματοποιήθηκε για διάφορα εργαζόμενα ζεύγη παρατηρήθηκε ότι ο ψύκτης που χρησιμοποιεί το ζεύγος ζεόλιθος/νερό είναι αυτός που παρουσιάζει τη μεγαλύτερη απόδοση με ειδική ψυκτική ισχύ 2.29 φορές μεγαλύτερη από αυτή που παρουσιάζει ο ψύκτης που χρησιμοποιεί το ζεύγος silica gel/νερό. Τα ζεύγη που εξετάστηκαν είναι τα ζεόλιθος/νερό, SWS/νερό και ACF/αιθανόλη. Ο ζεόλιθος και οι ίνες ενεργού άνθρακα (ACF) ανήκουν στην κατηγορία των φυσικών προσροφητών ενώ το SWS ανήκει στην κατηγορία των προσροφητών σύνθετου τύπου.

4.7 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ

- 4.1 Cacciola G, Restuccia G, Van Benthem GHW. Influence of the adsorber heat exchanger design on the performance of the heat pump system. *Applied Thermal Engineering* (1999); 101: 358-366.
- 4.2 Alam KCA, Saha BB, Kang YT, Akisawa A, Kashiwagi T. Heat exchanger design effect on the system performance of silica gel adsorption refrigeration systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2000); 43: 4419-4431.
- 4.3 Kubota M, Ueda T, Fujisawa R, Kobayashi J, Watanabe F, Kobayashi N, Hasatani M. Cooling output performance of a prototype adsorption heat pump with fin-type silica gel tube module. *Applied Thermal Engineering* (2008); 28: 87-93.
- 4.4 Rezk ARM, Al-Dadah RK. Physical and operating conditions effects on silica gel/water adsorption chiller performance. *Applied Energy* (2012); 89: 142-149.
- 4.5 Mahdavikhah M, Niazmand H. Effects of plate finned heat exchanger parameters on the adsorption chiller performance. *Applied Thermal Engineering* (2013); 50: 939-949.
- 4.6 Wong SW, Ahn SH, Kwon OK, Chung JD. Optimization of a fin-tube type adsorption chiller by design experiment. *International Journal of Refrigeration* (2015); 49: 49-56.

- 4.7 Alam KCA, Kang YT, Saha BB, Akisawa A, Kashiwagi T. A novel approach to determine optimum switching frequency of a conventional adsorption chiller. *Energy* (2003); 28: 1021–1037.
- 4.8 Voyiatzis E, Palyvos JA, Markatos NA. Heat-exchanger design and switching-frequency effects on the performance of a continuous type solar adsorption chiller. *Applied Energy* (2008); 85: 1237-1250.
- 4.9 Miyazaki T, Akisawa A, Saha BB, El-Sharkawy II, Chakraborty A. A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers. *International Journal of Refrigeration* (2009); 32: 846-853.
- 4.10 Miyazaki T, Akisawa A. The influence of heat exchanger parameters on the optimum cycle time of adsorption chillers. *Applied Thermal Engineering* (2009); 29: 2708-2717.
- 4.11 El-Sharkawy, AbdelMeguid H, Saha BB. Towards an optimal performance of adsorption chillers: Reallocation of adsorption/desorption cycle times. *International Heat and Mass Transfer* (2013); 63: 171-182.
- 4.12 Demir H, Mobedi M, Ülkü S. The use of metal piece additives to enhance heat transfer rate through an unconsolidated adsorbent bed. *International Journal of Refrigeration* (2010); 33: 714–720.
- 4.13 Rezk A, Al-Dadah RK, Mahmoud S, Elsayed A. Effects of contact resistance and metal additives in finned-tube adsorbent beds on the performance of silica gel/water adsorption chiller. *Applied Thermal Engineering* (2013); 53: 278-284.
- 4.14 Wang L, Zhu D, Tan Y. Heat transfer Enhancement on the adsorber of adsorption heat pump. *Springer Netherlands* (1999); 5: 279-286.
- 4.15 Waszkiewics SD, Tierney MJ, Scott HS. Development of coated, annular fins for adsorption chillers. *Applied Thermal Engineering* (2009); 29: 2222-2227.
- 4.16 Ge TS, Dai YZ, Wang RZ, Peng ZZ. Experimental comparison and analysis on silica gel and polymer coated fin-tube heat exchangers. *Energy* (2010); 35: 2893-2900.
- 4.17 Chang K-S, Chen M-T, Chung T-W. Effects of the thickness and particle size of silica gel on the heat and mass transfer performance of a silica gel-coated bed for air-conditioning adsorption systems. *Applied Thermal Engineering* (2005); 25: 2330-2340.
- 4.18 Eun T-H, Song H-K, Han JH, Lee K-H, Kim J-N. Enhancement of heat and mass transfer in silica-expanded graphite composite blocks for adsorption heat pumps: Part I. Characterization of the composite blocks. *International Journal of Refrigeration* (2000); 23: 64-73.
- 4.19 Eun T-H, Song H-K, Han JH, Lee K-H, Kim J-N. Enhancement of heat and mass transfer in silica-expanded graphite composite blocks for adsorption heat pumps: Part II. Cooling system using the composite blocks. *International Journal of Refrigeration* (2000); 23: 74-81.
- 4.20 Wang SG, Wang RZ, Li XR. Research and development of consolidated adsorbent for adsorption systems. *Renewable Energy* (2005); 30: 1425-1441.

- 4.21 Wang SG, Wang RZ, Wu JY, Xu YX. Experimental results and analysis for adsorption ice-making system with consolidated adsorbent. Kluwer Academic Publishers (2003); 9: 349-358.
- 4.22 Freni A, Bonaccorsi L, Proverbio E, Maggio G, Restuccia G. Zeolite synthesized on copper foam for adsorption chillers: A mathematical model. *Microporous and Mesoporous Materials* (2009); 120: 402-409.
- 4.23 Bonaccorsi L, Freni A, Proverbio E, Restuccia G, Russo F. Zeolite coated copper foams for heat pumping applications. *Microporous and Mesoporous Materials* (2006); 91: 7-14.
- 4.24 Sapienza A, Glaznev IS, Santamaria S, Freni A, Aristov YI. Adsorption chilling driven by low temperature heat: new adsorbent and cycle optimization. *Applied Thermal Engineering* (2012); 32: 141-146.
- 4.25 Saha BB, Chakraborty A, Koyama S, Aristov YI. A new generation cooling device employing CaCl_2 -in-silica gel-water system. *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2009); 52: 516-524.
- 4.26 Qadir N, Said SAM, Mansour RB. Modeling the performance of a two-bed solar adsorption chiller using a multi-walled carbon nanotube/MIL-100(FE) composite adsorbent. *Renewable Energy* (2017); 109: 602-612.
- 4.27 Freni A, Bonaccorsi L, Calabrese L, Capri A, Frazzica A, Sapienza A. SAPO-34 coated adsorbent heat exchanger for adsorption chillers. *Applied Thermal Engineering* (2015); 82: 1-7.
- 4.28 Lu ZS, Wang RZ. Performance improvement and comparison of mass recovery in CaCl_2 /activated carbon adsorption refrigerator and silica gel/LiCl adsorption chiller driven by low grade waste heat. *International Journal of Refrigeration* (2013); 36: 1504-1511.
- 4.29 Koblinski P, Phillpot SR, Choi SUS, Eastman JA. Mechanisms of heat flow in suspensions of nano-sized particles (nanofluids). *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2002); 45: 855-863.
- 4.30 Xuan Y, Roetzel W. Conception for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2000); 43: 3701-3707.
- 4.31 Pak BC, Cho YI. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer* (1998); 11: 151-170.
- 4.32 Vajjha RS, Das DK, Namburu PK. Numerical study of fluid dynamic and heat transfer performance of Al_2O_3 and CuO nanofluids in the flat tubes of a radiator. *International Journal of Heat and Fluid Flow* (2010); 31: 613-621.
- 4.33 Dawood HK, Mohammed HA, Munisamy KM. Heat transfer augmentation using nanofluids in an elliptic annulus with constant heat flux boundary condition. *Case Studies in Thermal Engineering* (2014); 4: 32-41.
- 4.34 Maiga SEB, Nguyen CT, Galanis N, Roy G, Mare T, Coqueux M. Heat transfer enhancement in turbulent flow using Al_2O_3 nanoparticle suspension. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow* (2006); 16: 275-292.

- 4.35 Li A, Ismail AB, Thu K, Ng KC, Loh WS. Performance evaluation of a zeolite-water adsorption chiller with entropy analysis of thermodynamic insight. *Applied Energy* (2014); 130: 702-711.
- 4.36 Badami M, Portoraro A, Simonetti M, Tebaldi P. Thermodynamic modeling of an adsorption chiller based on zeolite. *Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2015*, November 13-19,2015, Houston, Texas.
- 4.37 Saha BB, El-Sharkawy II, Chakraborty A, Koyama S. Study on an activated carbon fiber – ethanol adsorption chiller: Part I – system description and modelling. *International Journal of Refrigeration* (2007); 30: 86-95.
- 4.38 Cengel YA. *Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer*, Second Edition. (2008) The McGraw-Hill.
- 4.39 Habib K, Saha BB. Performance evaluation of solar driven Activated Carbon Fiber – Ethanol based adsorption cooling system in Malaysia. *Asian Journal of Scientific Research* (2013); 6: 146-156.
- 4.40 Miyazaki T, Akisawa A, Saha BB, El-Sharkawy II, Chakraborty A. A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers. *International Journal of Refrigeration* (2009); 32: 846-853.

5 ΗΛΙΑΚΗ ΨΥΞΗ

5.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η ενεργειακή κρίση σε συνδυασμό με τη μόλυνση του περιβάλλοντος έχουν οδηγήσει στην αναζήτηση νέων, φιλικών προς το περιβάλλον και ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Η ηλιακή ενέργεια εξαιτίας του γεγονότος ότι είναι ανεξάντλητη και καθαρή μορφή ενέργειας θεωρείται ως η πιο υποσχόμενη πηγή ενέργειας του εικοστού πρώτου αιώνα και έχει προσελκύσει τεράστιο ενδιαφέρον παγκοσμίως [5.1].

Γενικά ο κλιματισμός των κατοικιών είναι υπεύθυνος για περισσότερο από το πενήντα τοις εκατό της συνολικής κατανάλωσης ενέργειας. Η ανάπτυξη του οικονομικού και βιοτικού επιπέδου έχουν ως αποτέλεσμα να αυξάνεται κάθε χρόνο η ποσότητα ενέργειας που καταναλώνεται για να καλυφθούν οι ανάγκες κλιματισμού δημιουργώντας προβλήματα ενεργειακά και περιβαλλοντικά. Ο Dr D.I. Tehernev (1978) κατασκεύασε τις πρώτες ηλιακές συσκευές ψύξης με προσρόφηση χρησιμοποιώντας το ζεύγος ζεόλιθος/νερό [5.2]. Από τότε, η ηλιακή ψύξη με προσρόφηση έχει γίνει σημαντικός κλάδος στις τεχνολογίες εξοικονόμησης ενέργειας και βαθμιαία απασχολεί τους ερευνητές όλο και περισσότερο. Σε σύγκριση με άλλα ψυκτικά συστήματα, τα ηλιακά ψυκτικά συστήματα προσρόφησης συγκεντρώνουν τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- Η δομή του συστήματος είναι απλή και η λειτουργία του εύκολη ενώ δεν απαιτούνται αντλίες διαλύματος. Ως εκ τούτου, το κόστος λειτουργίας του συστήματος είναι χαμηλό. Επίσης δεν υπάρχουν κίνδυνοι μόλυνσης του ψυκτικού μέσου και κρυστάλλωσης καθώς επίσης και προβλήματα διάβρωσης. Για παράδειγμα ένας βασικός κύκλος προσρόφησης παραγωγής πάγου που τροφοδοτείται από ηλιακή ενέργεια δε διαθέτει κινούμενα μέρη και δεν καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια.
- Διαφορετικά εργαζόμενα ζεύγη προσρόφησης μπορούν να χρησιμοποιηθούν για διαφορετικές θερμοκρασίες θέρμανσης και ατμοποίησης. Ενδεικτικά, ένα σύστημα ηλιακού κλιματισμού με προσρόφηση που χρησιμοποιεί το ζεύγος silica gel/νερό μπορεί να τροφοδοτηθεί από θερμό νερό της τάξης των 65–85 °C για την παραγωγή ψυχρού νερού μεταξύ 7–20 °C. Ένας ηλιακός παρασκευαστής πάγου που χρησιμοποιεί το ζεύγος ενεργός άνθρακας – μεθανόλη μπορεί απευθείας να τροφοδοτηθεί από ηλιακή ακτινοβολία που συλλέγεται από ηλιακούς συλλέκτες.
- Η απαίτηση για παραγωγή ψυκτικής ισχύος από το κλιματιστικό σύστημα συμπίπτει με τη διαθεσιμότητα της ηλιακής ακτινοβολίας. Όσο ισχυρότερη είναι η ηλιακή ακτινοβολία, τόσο μεγαλύτερες είναι οι θερμοκρασίες που αναπτύσσονται κατά τη διάρκεια της ημέρας και τόσο υψηλότερες είναι οι απαιτήσεις για κάλυψη ψυκτικών φορτίων οι οποίες μπορούν να καλυφθούν από το σύστημα.
- Η ψυκτική ισχύς των συστημάτων προσρόφησης είναι σχετικά χαμηλή, σε σύγκριση με τα ψυκτικά συστήματα απορρόφησης και συμπίεσης ατμών. Εξαιτίας της χαμηλής

απόδοσης μεταφοράς θερμότητας και μάζας, η μάζα του προσροφητικού υλικού και οι επιφάνειες των εναλλακτών πρέπει να αυξηθούν, προκειμένου να αυξηθεί η παραγόμενη ψυκτική ισχύς και ως εκ τούτου το αρχικό κόστος αυτών των συστημάτων είναι μεγάλο. Απόρροια αυτού του γεγονότος είναι και οι σχετικά ογκώδεις ψύκτες προσρόφησης. Τέλος, εξαιτίας της χαμηλής ενεργειακής πυκνότητας της ηλιακής ακτινοβολίας στο έδαφος, μία σχετικά μεγάλη επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών απαιτείται ούτως ώστε να συλλεχθεί η απαραίτητη θερμική ενέργεια. Για όλους τους παραπάνω λόγους, είναι δύσκολο να αναπτυχθούν επιτυχώς ηλιακοί παρασκευαστές πάγου, ψυγεία και κλιματιστικά συστήματα.

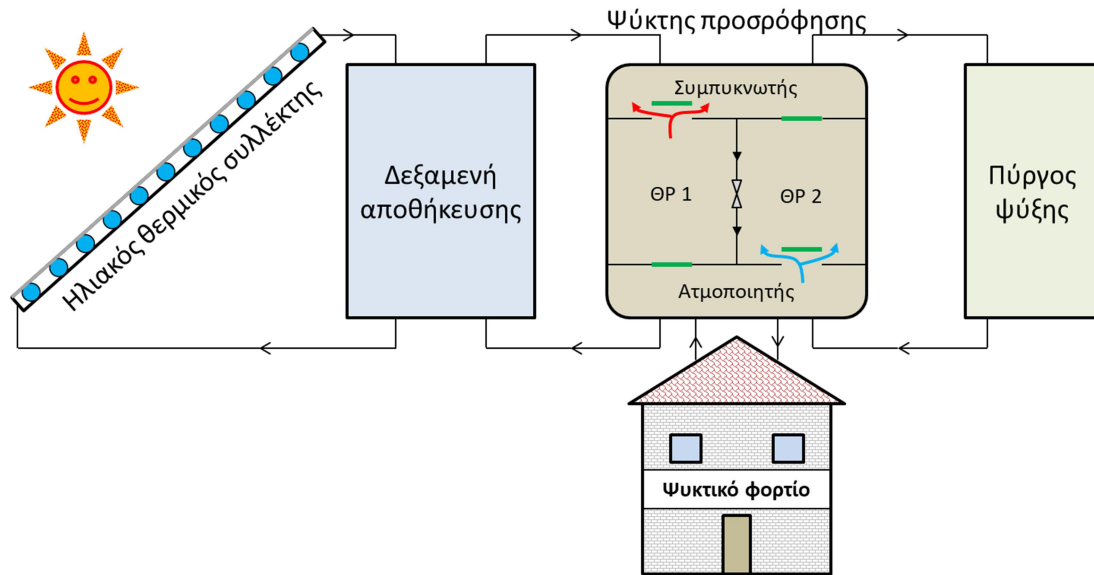
- Τα τροφοδοτούμενα από ηλιακή ακτινοβολία ψυκτικά συστήματα προσρόφησης, εξαιτίας του γεγονότος ότι η ηλιακή ενέργεια εξαρτάται από τις εποχές και παρέχεται περιοδικά και διακοπτόμενα, συνήθως έχουν ανάγκη από κάποια βοηθητική πηγή παροχής θερμότητας όταν χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές κλιματισμού ή σε συστήματα ψυχρής αποθήκευσης.

Στο κεφάλαιο αυτό θα μελετηθεί η λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης σε εφαρμογές ηλιακής ψύξης. Αρχικά θα μελετηθεί ένα τυπικό ηλιοθερμικό σύστημα ψύξης με προσρόφηση για το οποίο θα πραγματοποιηθεί παραμετρική ανάλυση και ανάλυση ευαισθησίας. Στη συνέχεια θα μελετηθεί η εφαρμογή ενός τέτοιου συστήματος ψύξης σε διάφορες περιοχές της Μεσογείου κάνοντας χρήση διάφορων ηλιακών συλλεκτών συμπεριλαμβανομένων και υβριδικών θερμικών/φωτοβολταϊκών συλλεκτών (PV/Ts). Η απόδοση του ηλιακού – θερμικού συστήματος ψύξης με προσρόφηση θα συγκριθεί με ένα ηλιακό – ηλεκτρικό σύστημα ψύξης το οποίο χρησιμοποιεί φωτοβολταϊκούς συλλέκτες για να τροφοδοτήσει ένα συμβατικό σύστημα συμπίεσης ατμών. Τέλος θα εξετασθεί η οικονομική βιωσιμότητα των ηλιακών αυτών συστημάτων ψύξης.

5.2 ΗΛΙΑΚΟ ΘΕΡΜΟΚΙΝΗΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ

5.2.1 Περιγραφή ηλιοθερμικού συστήματος ψύξης με προσρόφηση

Ένα τυπικό ηλιοθερμικό σύστημα ψύξης με προσρόφηση κλειστού κύκλου απεικονίζεται στην Εικόνα 5.1. Αποτελείται από τέσσερα βασικά στοιχεία: 1) τους θερμικούς ηλιακούς συλλέκτες, 2) μία δεξαμενή αποθήκευσης, 3) τον ψύκτη προσρόφησης και 4) έναν πύργο ψύξης. Οι ηλιοθερμικοί συλλέκτες συλλέγουν την ηλιακή ακτινοβολία τη μετατρέπουν σε θερμότητα και τη διανέμουν στο μέσο μεταφοράς θερμότητας. Το θερμό μέσο μεταφοράς θερμότητας φορτίζει τη δεξαμενή αποθήκευσης η οποία λειτουργεί ως ρυθμιστής μεταξύ της παραγωγής και της ζήτησης θερμότητας. Ο ψύκτης προσρόφησης τροφοδοτείται από θερμότητα, παράγει την επιθυμητή ψύξη και απορρίπτει θερμότητα στο περιβάλλον διαμέσου του πύργου ψύξης.



Εικόνα 5.1: Σχηματική απεικόνιση ηλιακού θερμικού συστήματος ψύξης με προσρόφηση

5.2.2 Εξισώσεις που διέπουν το ηλιοθερμικό σύστημα ψύξης με προσρόφηση

Οι εξισώσεις που μοντελοποιούν τη λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης (ρυθμός προσρόφησης/εκρόφησης, ισοζύγιο ενέργειας και μάζας) είναι οι ίδιες με αυτές που παρουσιάστηκαν στην Ενότητα 3.2.

Το ισοζύγιο ενέργειας στη δεξαμενή αποθήκευσης θερμότητας δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$W_{t,w} c_{pw} \frac{dT_{t,w}}{dt} = Q_{sc} - Q_d \quad (5.1)$$

Η προσθήκη θερμότητας από τους ηλιακούς συλλέκτες, Q_{sc} , υπολογίζεται από την εξίσωση των Hottel–Whillier–Bliss:

$$Q_{sc} = F_R A_{sc} \left[I \tau \alpha - U_L (T_{t,w} - T_{amb}) \right] \quad (5.2)$$

Ο όρος Q_d αντιπροσωπεύει τη θερμότητα που αφαιρείται από τη δεξαμενή για να τροφοδοτηθεί ο ψύκτης.

Η μεταβολή της ηλιακής ακτινοβολίας κατά τη διάρκεια της ημέρας προσεγγίζεται από την παρακάτω εξίσωση [5.3]:

$$I = I_{\max} \sin \left(\frac{\pi (t - t_{sunrise})}{t_{sunset} - t_{sunrise}} \right) \quad (5.3)$$

Ενώ για τη μεταβολή της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος χρησιμοποιείται η ακόλουθη εξίσωση [5.4]:

$$T_{amb} = \left(\frac{T_{max} + T_{min}}{2} \right) - \left(\frac{T_{max} - T_{min}}{2} \right) \cos \left(\frac{\pi}{12} (t - f) \right) \quad (5.4)$$

5.2.3 Δείκτες αξιολόγησης ηλιοθερμικού συστήματος

Το ηλιοθερμικό σύστημα ψύξης θα αξιολογηθεί χρησιμοποιώντας τους παρακάτω δείκτες αξιολόγησης:

1) Μέση ψυκτική ισχύς που παρέχεται από τον ψύκτη κατά τη διάρκεια ενός κύκλου:

$$Q_{Achill} = \frac{\int_0^{t_{hc}} Q_e dt}{t_{hc}} = \frac{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt}{t_{hc}} \quad (5.5)$$

2) Μέσος συντελεστής συμπεριφοράς του κύκλου:

$$COP_{Achill} = \frac{Q_{Achill}}{Q_{hw}} \quad (5.6)$$

Όπου η μέση θερμική ισχύς με την οποία τροφοδοτούμε το σύστημα κατά τη διάρκεια ενός κύκλου δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$Q_{hw} = \frac{\int_0^{t_{hc}} Q_d dt}{t_{hc}} = \frac{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{hw} c_{pw} (T_{hw,in} - T_{hw,out}) dt}{t_{hc}} \quad (5.7)$$

3) Μέσος ηλιακός συντελεστής συμπεριφοράς του κύκλου:

$$SCOP_{Achill} = \frac{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt}{\int_0^{t_{hc}} A_{sc} I dt} \quad (5.8)$$

4) Συνολική παραγόμενη ψυκτική ενέργεια κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του συστήματος:

$$CE_{tot} = \int_{t_{start}}^{t_{stop}} Q_{Achill} dt \quad (5.9)$$

5) Μέση ψυκτική ισχύς:

5. Ηλιακή ψύξη

$$ACC = \frac{\int_{t_{start}}^{t_{stop}} Q_{Achill} dt}{t_{stop} - t_{start}} \quad (5.10)$$

6) Μέσος συνολικός συντελεστής συμπεριφοράς:

$$COP_{aver} = \frac{CE_{tot}}{TE_{tot}} \quad (5.11)$$

Όπου η συνολική θερμική ενέργεια που παρέχεται στο σύστημα κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$TE_{tot} = \int_{t_{start}}^{t_{stop}} Q_{hw} dt \quad (5.12)$$

7) Μέσος συνολικός ηλιακός συντελεστής συμπεριφοράς:

$$SCOP_{aver} = \frac{CE_{tot}}{SE_{tot}} \quad (5.13)$$

Όπου η συνολική προερχόμενη από ηλιακή ακτινοβολία ενέργεια υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$SE_{tot} = \int_{t_{sunrise}}^{t_{sunset}} A_{sc} I dt \quad (5.14)$$

8) Μέσος συνολικός εξεργειακός συντελεστής συμπεριφοράς:

$$ECOP_{aver} = \frac{CEx_{tot}}{TEx_{tot}} \quad (5.15)$$

Όπου η συνολική παραγόμενη ψυκτική εξέργεια κατά τη διάρκεια λειτουργίας του συστήματος δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$CEx_{tot} = \int_{t_{start}}^{t_{stop}} Q_{ex,Achill} dt \quad (5.16)$$

Ενώ η μέση ψυκτική εξέργεια του κύκλου υπολογίζεται από την εξίσωση που ακολουθεί:

$$Q_{ex,Achill} = \frac{\int_0^{t_{hc}} Q_e \left(\frac{T_{amb}}{T_e} - 1 \right) dt}{t_{hc}} \quad (5.17)$$

Αντίστοιχα για τη συνολική προσδιδόμενη στο σύστημα θερμική εξέργεια ισχύουν τα ακόλουθα:

$$TEx_{tot} = \int_{t_{start}}^{t_{stop}} Q_{ex,hw} dt \quad (5.18)$$

$$Q_{ex,hw} = \frac{\int_0^{t_{hc}} Q_{hw} \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_d}\right) dt}{t_{hc}} \quad (5.19)$$

9) Τέλος ο συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\eta_{ex} = \frac{CEx_{tot}}{SEx_{tot}} \quad (5.20)$$

Για τη συνολική εξέργεια της ηλιακής ακτινοβολίας έχουμε:

$$SEx_{tot} = \int_{t_{sunrise}}^{t_{sunset}} A_{sc} I_{ex} dt \quad (5.21)$$

Ενώ η εξέργεια της ηλιακής ακτινοβολίας υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση [5.24-5.26]:

$$I_{ex} = I \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}} \right)^4 - \frac{4}{3} \frac{T_{amb}}{T_{sun}} \right] \quad (5.22)$$

5.2.4 Παραμετρική ανάλυση ηλιοθερμικού συστήματος ψύξης

Ένας τυπικός μονοβάθμιος ψύκτης προσρόφησης δύο θαλάμων ρόφησης χρησιμοποιείται στο υπό προσομοίωση ηλιακό θερμικό ψυκτικό σύστημα. Ο ψύκτης χρησιμοποιεί το εργαζόμενο ζεύγος silica gel/νερό και λειτουργεί με χρονική διάρκεια κύκλου $t_{cycle}=900$ s (860 s περίοδος προσρόφησης/εκρόφησης και 60 s περίοδο αντιστροφής λειτουργίας θαλάμων). Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του ψύκτη όπως επίσης και οι συνθήκες λειτουργίας του είναι συγκεντρωμένα στον Πίνακα 5.1. Παραμετρική ανάλυση πραγματοποιείται έτσι ώστε να διερευνηθεί ο τρόπος με τον οποίο οι επιλεγμένες παράμετροι επηρεάζουν τη συνολική απόδοση του ηλιακού συστήματος. Στον Πίνακα 5.2 κάθε μεταβαλλόμενη παράμετρος παρουσιάζεται μαζί με το εύρος μεταβολής της.

5. Ηλιακή ψύξη

Πίνακας 5.1: Χαρακτηριστικά ψύκτη προσρόφησης και συνθήκες λειτουργίας που χρησιμοποιούνται στην προσομοίωση

Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα	Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα
A_c	3.73	m^2	c_{ps}	924	J/kg K
A_e	1.91	m^2	c_{pcu}	386	J/kg K
A_b	2.46	m^2	c_{pal}	905	J/kg K
U_c	4115.23	$W/m^2 K$	D_{so}	2.54×10^{-4}	m^2/s^2
U_e	2557.54	$W/m^2 K$	R	8.314	J/mol K
U_a	1602.56	$W/m^2 K$	R_p	1.74×10^{-4}	m
U_d	1724.14	$W/m^2 K$	Q_{st}	2.8×10^6	J/kg
$W_{c,cu}$	24.28	kg	L	2.5×10^6	J/kg
$W_{e,cu}$	12.45	kg	E_a	4.2×10^4	J/mol
W_s	47	kg	$\dot{m}_{cw,b}$	1.52	kg/s
$W_{k,b}$	51.20	kg	$\dot{m}_{cw,c}$	1.37	kg/s
$W_{f,b}$	64.04	kg	\dot{m}_{hw}	1.28	kg/s
$W_{c,w}$	20	kg	\dot{m}_{chw}	0.71	kg/s
$W_{e,w}$	50	kg	$T_{cw,in}$	30	$^{\circ}C$
c_{pw}	4186	J/kg K	$T_{chw,in}$	14.8	$^{\circ}C$
c_{pv}	1866	J/kg K			

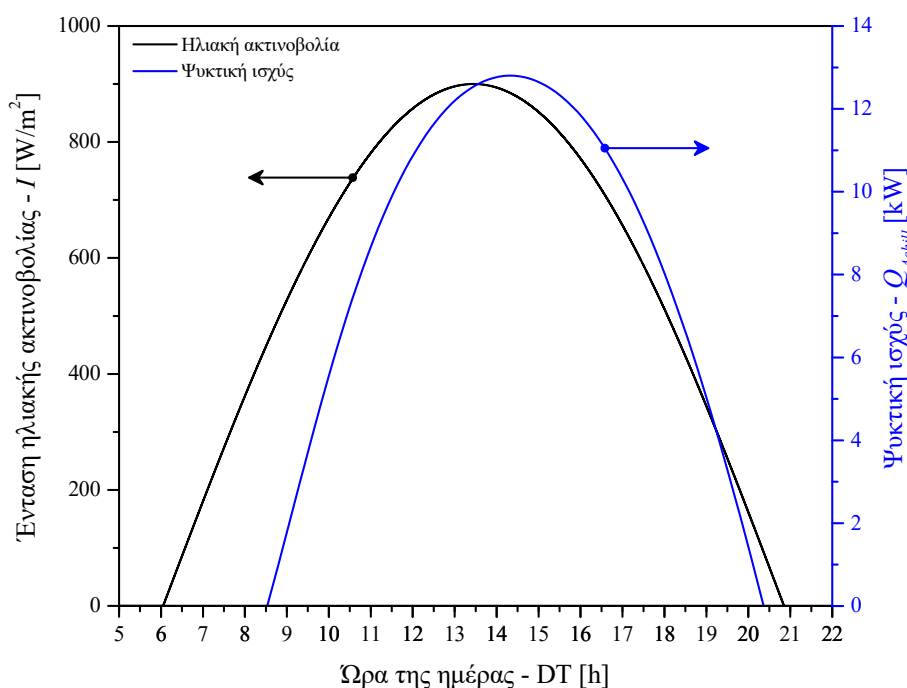
Πίνακας 5.2: Μεταβλητές που θα εξετασθούν στην παραμετρική ανάλυση

Περιγραφή μεταβλητής	Σύμβολο	Μονάδες	Βασική τιμή	Εύρος μεταβολής
Μέγιστη τιμή ηλιακής ακτινοβολίας	I_{max}	W/m^2	900	750–1050
Μέγιστη τιμή θερμοκρασίας περιβάλλοντος	T_{max}	$^{\circ}C$	32	26–38
Επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών	A_{sc}	m^2	70	40–100
Μάζα νερού στη δεξαμενή αποθήκευσης	M_t	kg	500	200–800
Συντελεστής θερμικών απωλειών συλλέκτη	$F_R U_L$	$W/m^2 K$	6	1.5–10.5
Συντελεστής οπτικών απωλειών συλλέκτη	$F_R(\tau\alpha)$	-	0.75	0.6–0.9

5. Ηλιακή ψύξη

Στα διαγράμματα των Εικόνων 5.2–5.4 απεικονίζονται οι μεταβολές που πραγματοποιούνται σε διάφορες παραμέτρους του ηλιακού συστήματος ψύξης κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του. Οι μεταβολές αυτές αφορούν το ηλιακό σύστημα της βασικής περίπτωσης.

Στην Εικόνα 5.2 παρουσιάζεται η μεταβολή της ηλιακής ακτινοβολίας καθώς επίσης και η μεταβολή της μέσης ψυκτικής ισχύος του κύκλου κατά τη διάρκεια της ημέρας. Παρατηρείται ότι ο ψύκτης εκκινεί τη λειτουργία του περίπου στις 8:30 (δύομιση ώρες μετά την ανατολή του ηλίου) ενώ η λειτουργία του τερματίζεται κοντά στις 20:20, μισή ώρα μόλις πριν τη δύση του ηλίου. Αυτό οφείλεται κυρίως στην αδράνεια της δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας, το νερό της οποίας απαιτείται να θερμανθεί τις πρωινές ώρες μέχρι η θερμοκρασία του να γίνει κατάλληλη για να τροφοδοτήσει τον ψύκτη. Η θερμοκρασία του νερού παραμένει σχετικά υψηλή τις απογευματινές ώρες οπότε η λειτουργία του ψύκτη μπορεί να συνεχιστεί μέχρι και λίγο πριν τη δύση του ηλίου παρά τα χαμηλά επίπεδα ηλιακής ακτινοβολίας κοντά στο τέλος της ημέρας. Η ψυκτική ισχύς λαμβάνει τη μέγιστη τιμή της γύρω στις 14:20 (περίπου 14.3 kW) πενήντα λεπτά μετά τη μεγιστοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας.

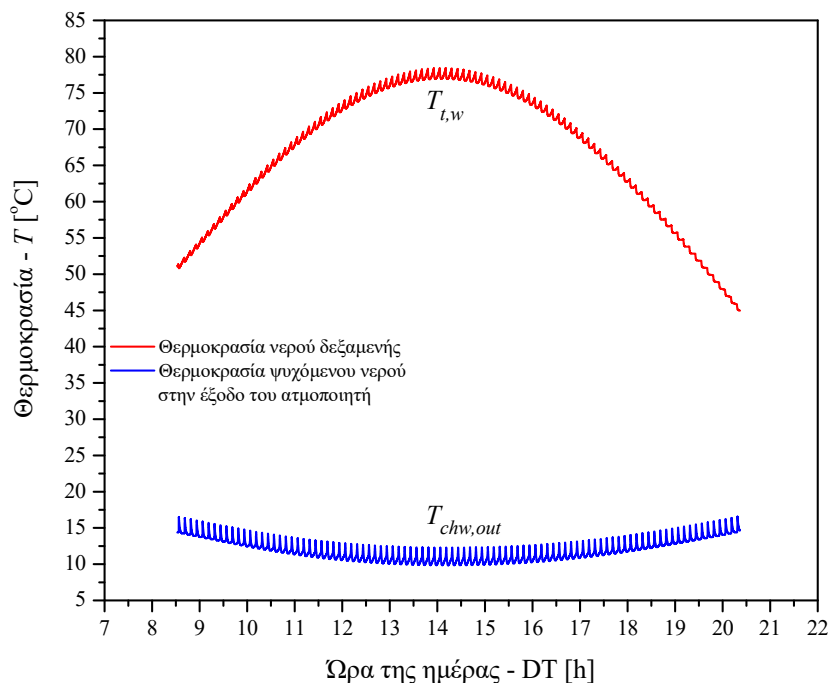


Εικόνα 5.2: Μεταβολή της ηλιακής ακτινοβολίας και της ψυκτικής ισχύος κατά τη διάρκεια της ημέρας

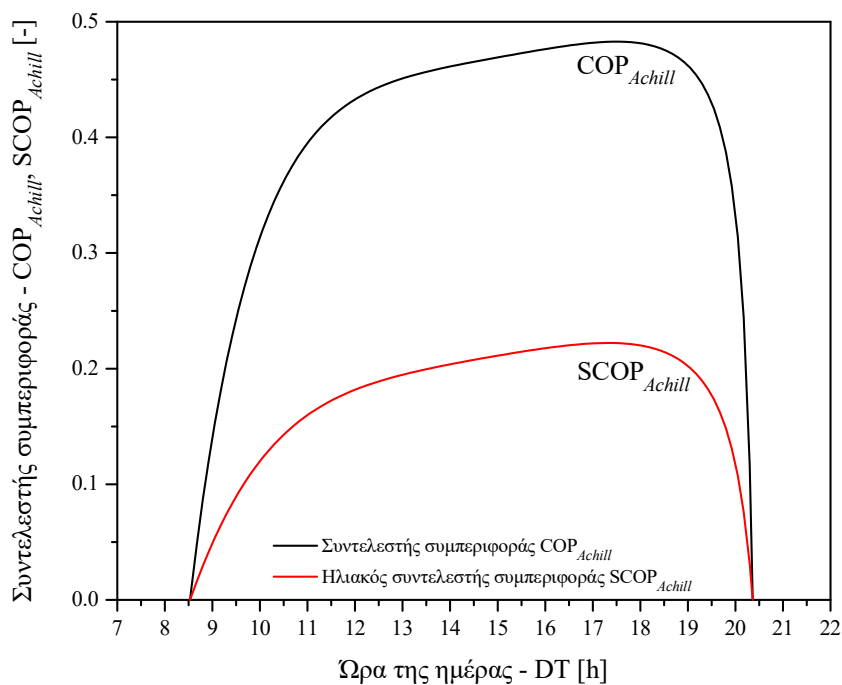
Στο διάγραμμα της Εικόνας 5.3 απεικονίζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του νερού της δεξαμενής με το οποίο τροφοδοτείται ο ψύκτης καθώς και η μεταβολή της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη. Παρατηρείται ότι στις 14:00 περίπου, η θερμοκρασία του νερού της δεξαμενής λαμβάνει τη μέγιστη τιμή της (κοντά στους 80 °C) ενώ την ίδια ώρα η θερμοκρασίες του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη λαμβάνουν τις ελάχιστες τιμές τους (κοντά στους 10 °C)

5. Ηλιακή ψύξη

Τέλος στην Εικόνα 5.4 παρουσιάζονται οι μεταβολές του συντελεστή συμπεριφοράς και του ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του συστήματος. Οι τιμές και των δύο συντελεστών αυξάνουν μέχρι να λάβουν τις μέγιστες τιμές τους περίπου τρεισήμισι ώρες πριν τη δύση λόγω πάλι της αδράνειας του συστήματος.

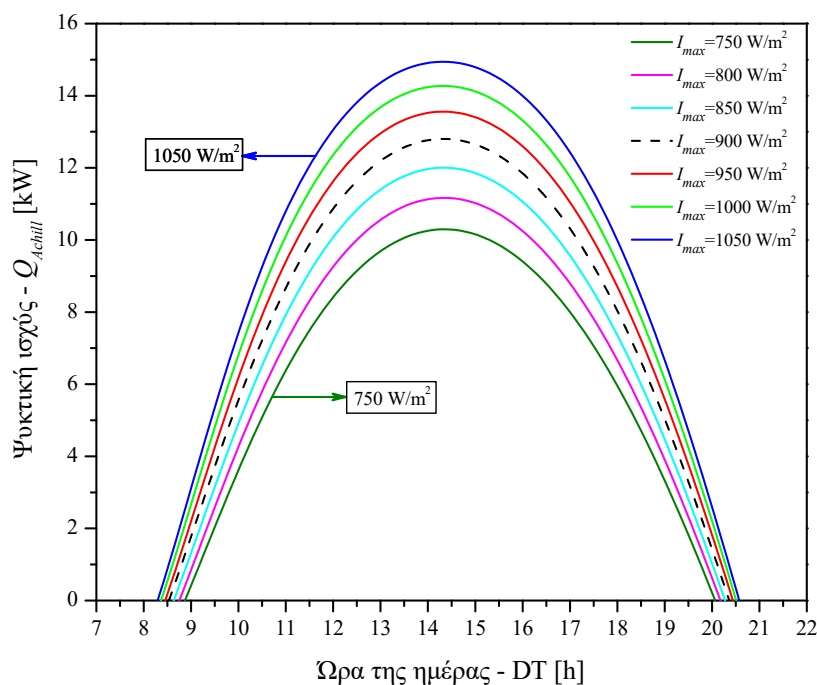


Εικόνα 5.3: Μεταβολή της θερμοκρασίας του νερού της δεξαμενής και του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ατμοποιητή κατά τη διάρκεια της ημέρας

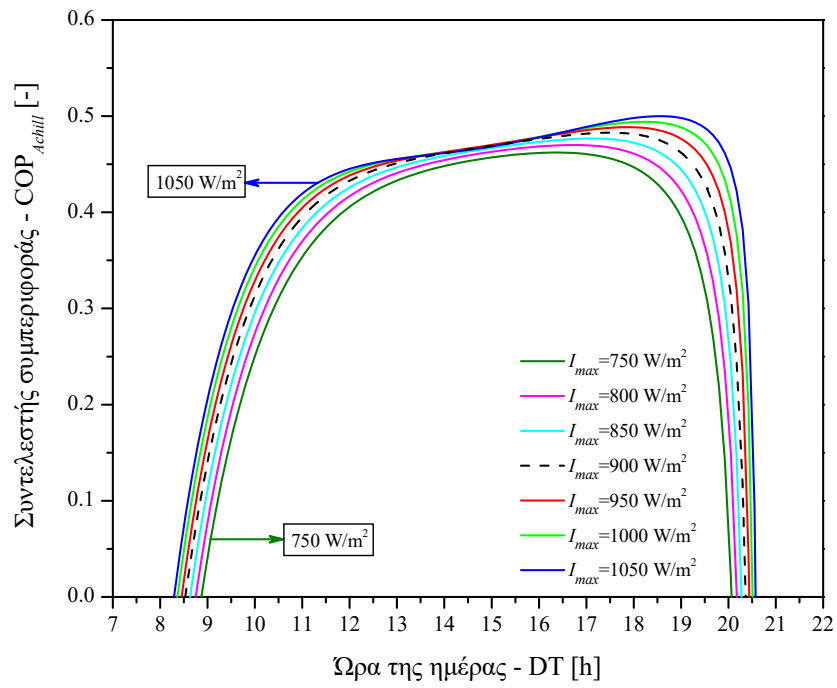


Εικόνα 5.4: Μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς και του ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας

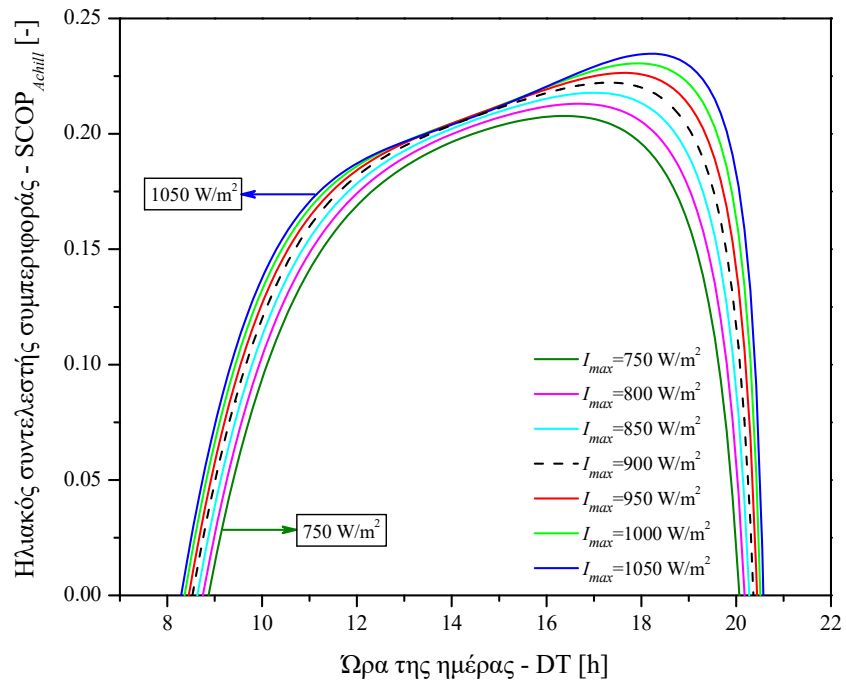
Στα διαγράμματα των Εικόνων 5.5–5.10 απεικονίζεται η μεταβολή της μέσης ψυκτικής ισχύος του κύκλου, του μέσου συντελεστή συμπεριφοράς του κύκλου και του μέσου ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς του κύκλου κατά τη διάρκεια μίας ημέρας λειτουργίας μεταβάλλοντας τις διάφορες εξεταζόμενες παραμέτρους. Όπως είναι αναμενόμενο, μεγαλύτερες τιμές μέγιστης ηλιακής ακτινοβολίας, επιφάνειας συλλεκτών και της σταθεράς $F_R(\tau\alpha)$ οδηγούν σε μεγαλύτερες τιμές ψυκτικής ισχύος, συντελεστή συμπεριφοράς και ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς και σε μεγαλύτερες χρονικές διάρκειες λειτουργίας του συστήματος. Το ίδιο συμβαίνει και για τη μέγιστη θερμοκρασία του περιβάλλοντος καθώς μεγαλύτερες θερμοκρασίες έχουν ως αποτέλεσμα μικρότερες απώλειες στους συλλέκτες. Αντίθετη συμπεριφορά παρουσιάζει το ηλιακό σύστημα όταν αυξάνονται οι τιμές της μάζας του νερού στη δεξαμενή. Μεγαλύτερες τιμές μάζας νερού στη δεξαμενή οδηγούν σε χαμηλότερες θερμοκρασίες τροφοδοσίας του ψύκτη (Εικόνα 5.11) και ως εκ τούτου σε χαμηλότερες αποδόσεις. Τα ψυκτικά συστήματα αυτά, λόγω μεγαλύτερης αδράνειας, εκκινούν και τερματίζουν τη λειτουργία τους καθυστερημένα σε σύγκριση με τα συστήματα που διαθέτουν μικρότερες μάζες νερού στη δεξαμενή αποθήκευσης. Παρόμοια συμπεριφορά παρουσιάζει το σύστημα και για υψηλότερες τιμές συντελεστή θερμικών απωλειών ($F_R U_L$) καθώς μεγαλύτερες τιμές οδηγούν σε μεγαλύτερες απώλειες θερμότητας στον συλλέκτη μειώνοντας με αυτόν τον τρόπο την απόδοση του ψυκτικού συστήματος. Η μεγαλύτερη τιμή ψυκτικής ισχύος εμφανίζεται για το σύστημα που έχει τον χαμηλότερο συντελεστή απωλειών $F_R U_L = 1.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ και είναι 17.5 kW.



(α)

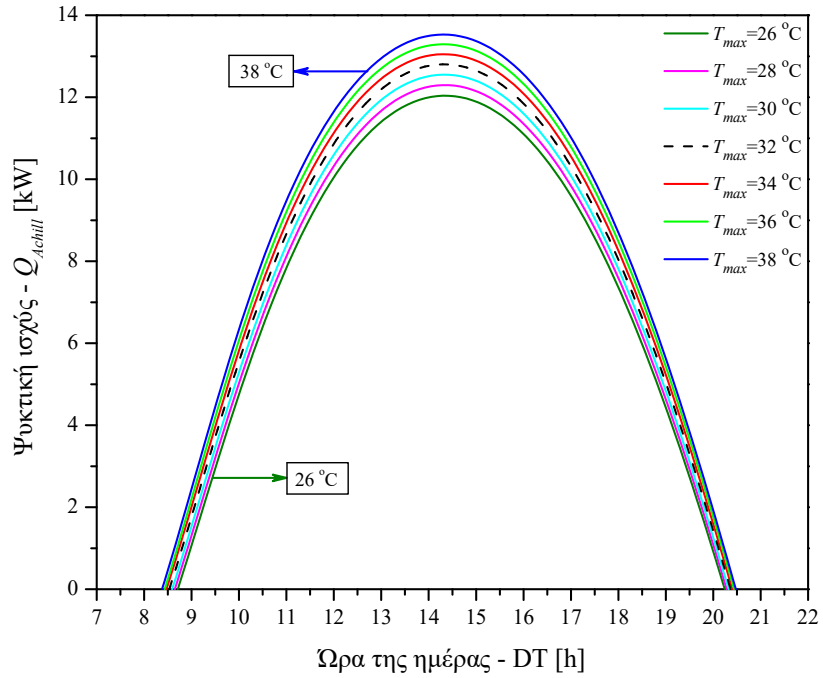


(β)

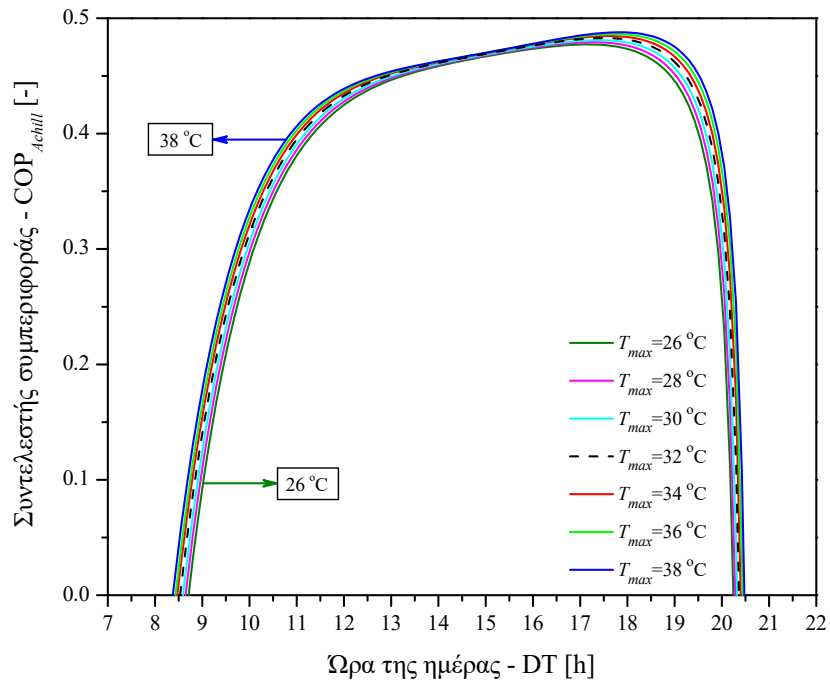


(γ)

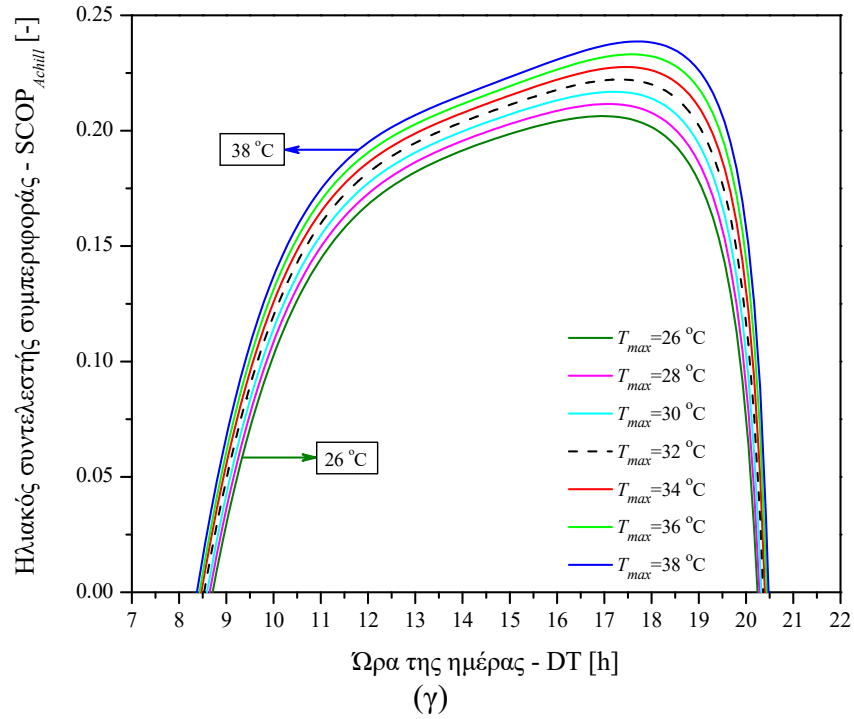
Εικόνα 5.5: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές μέγιστης ηλιακής ακτινοβολίας



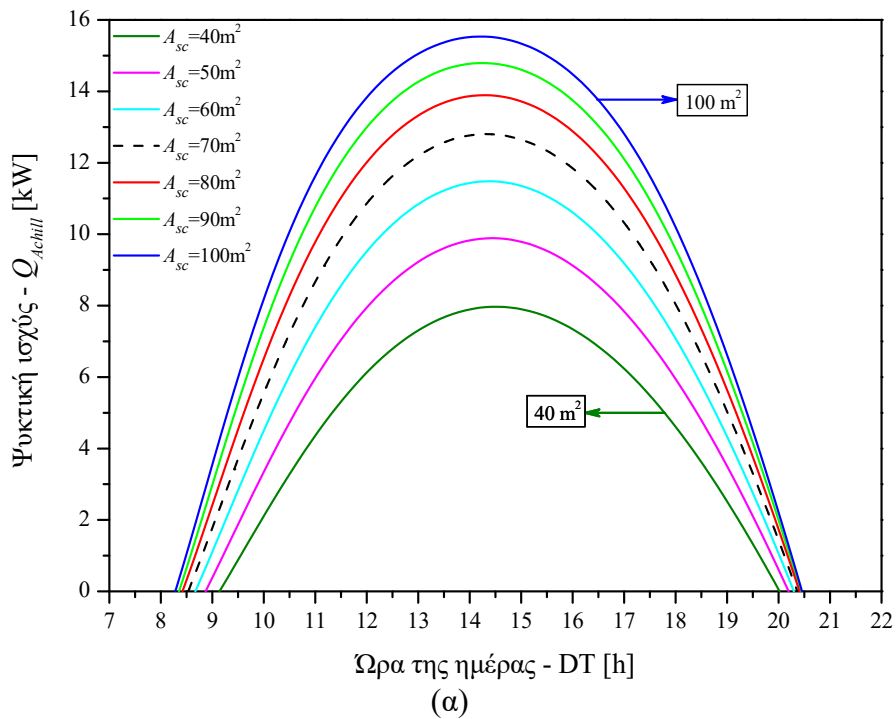
(α)

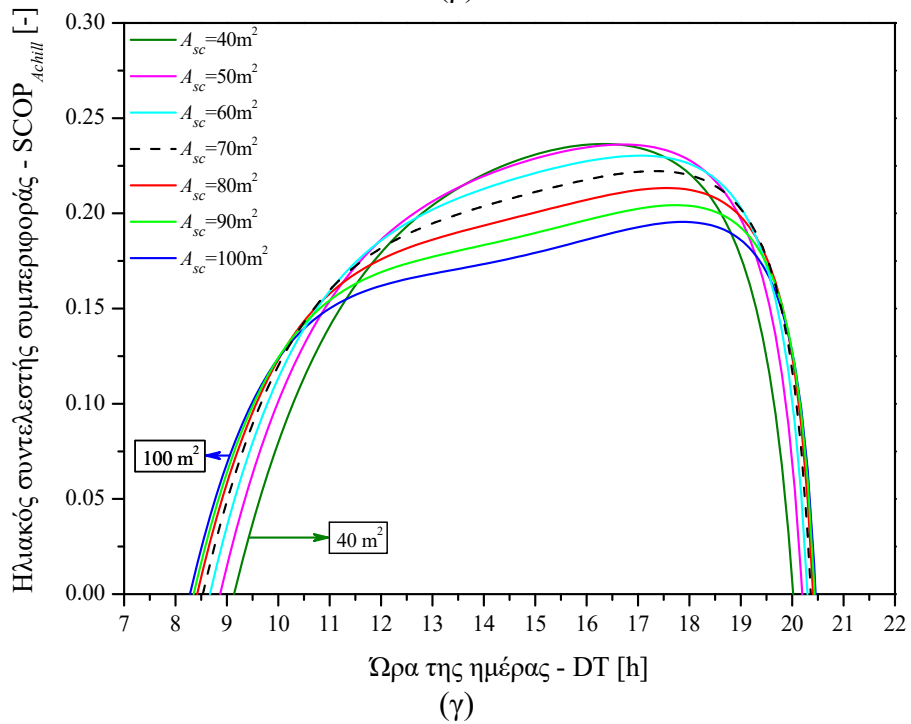
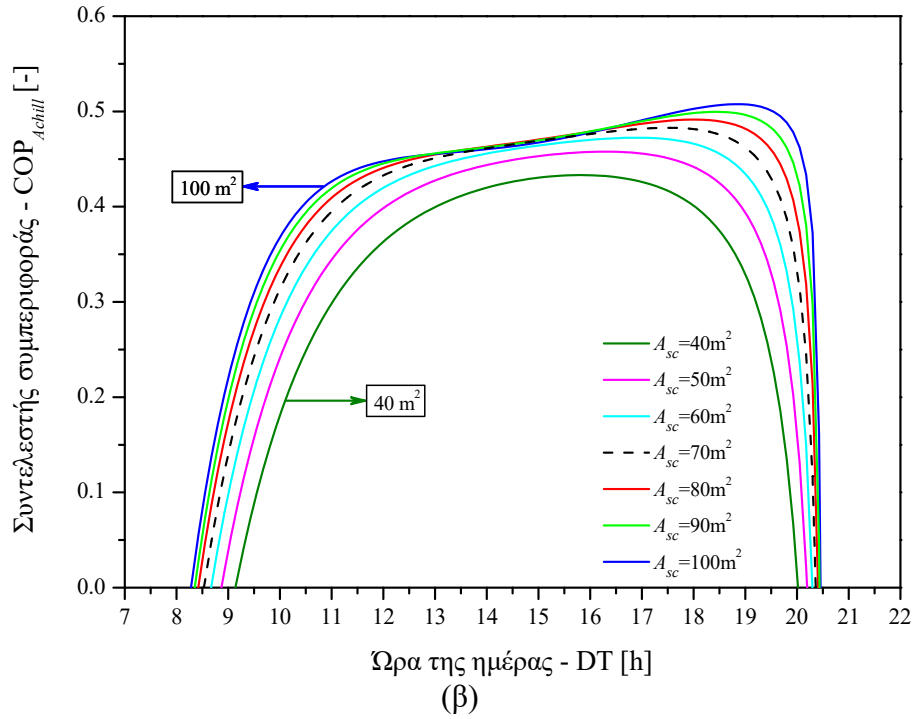


(β)

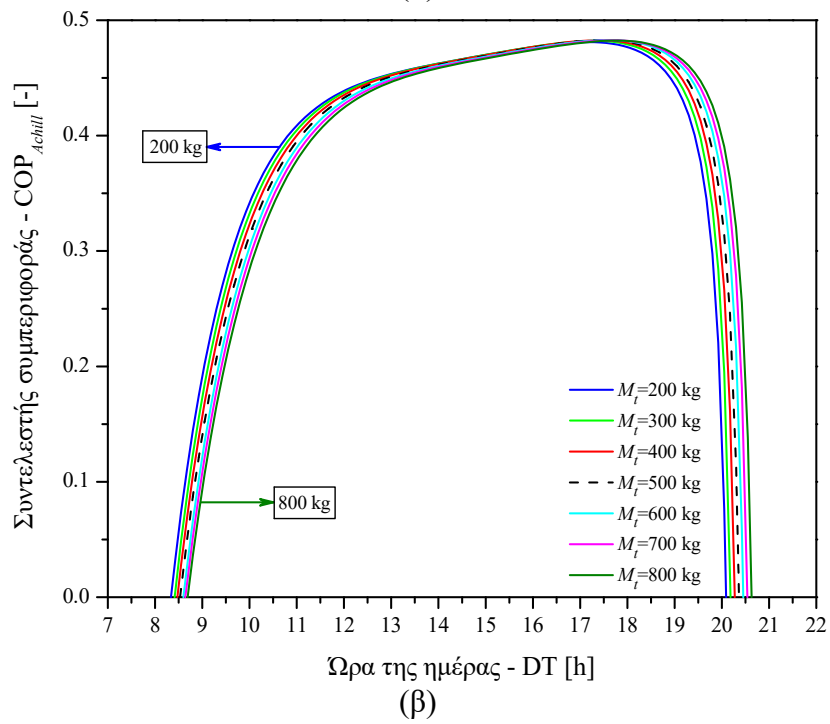
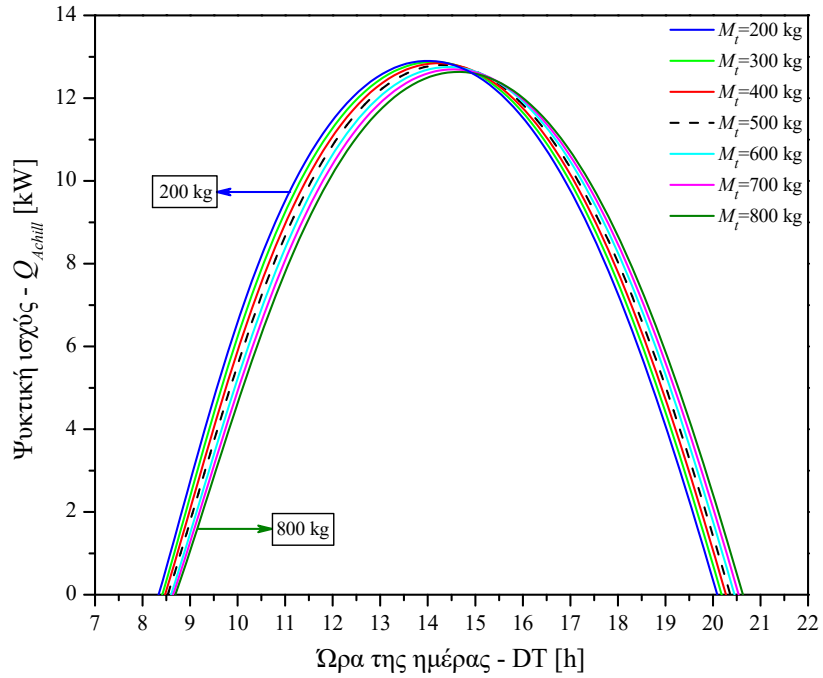


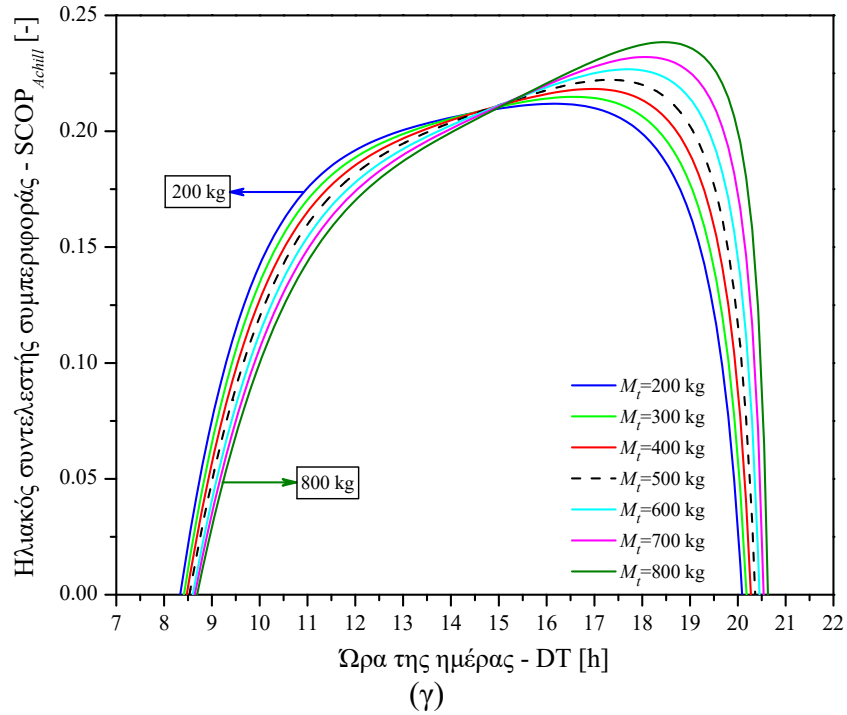
Εικόνα 5.6: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές μέγιστης θερμοκρασίας περιβάλλοντος



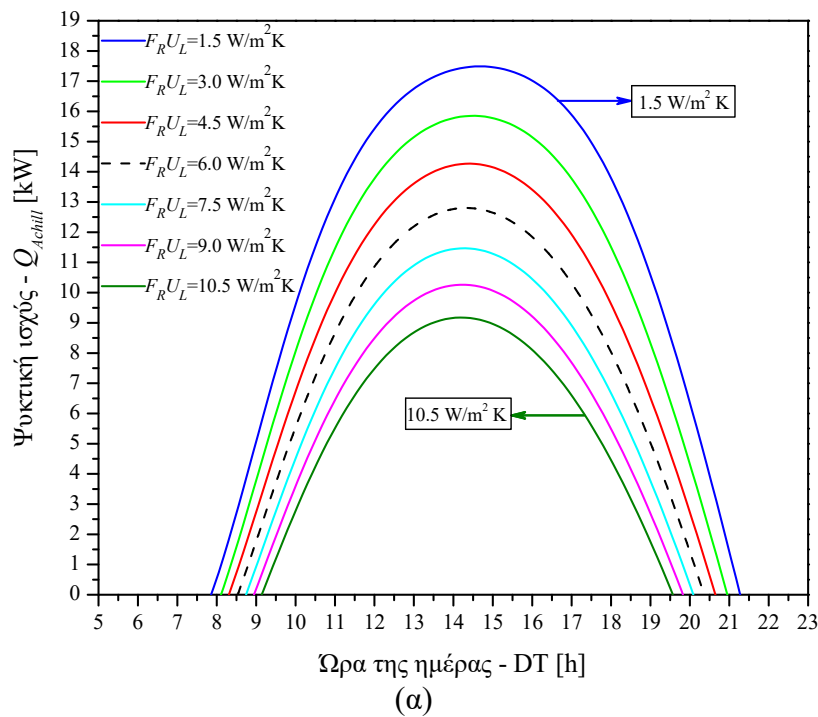


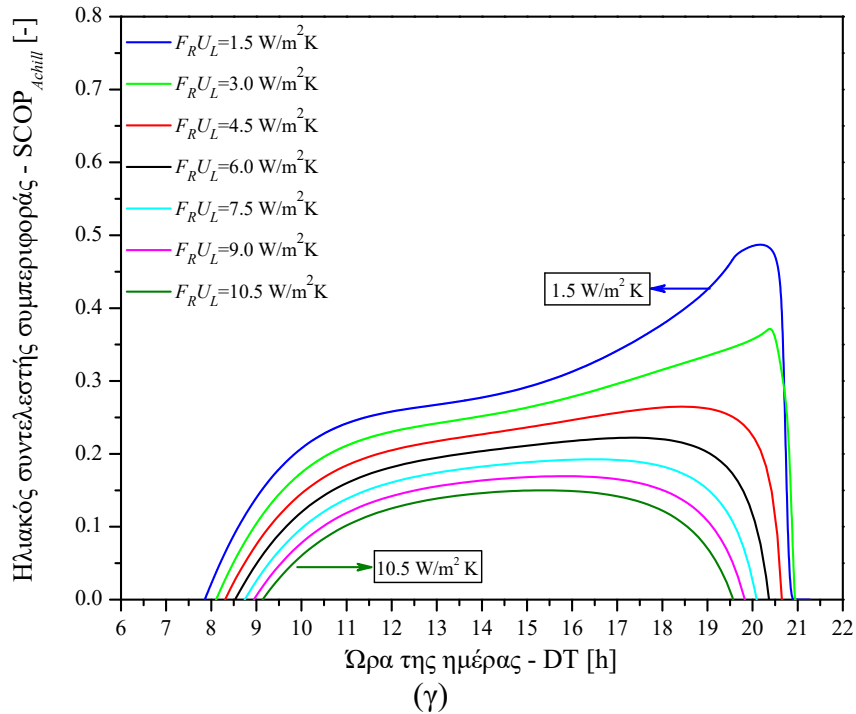
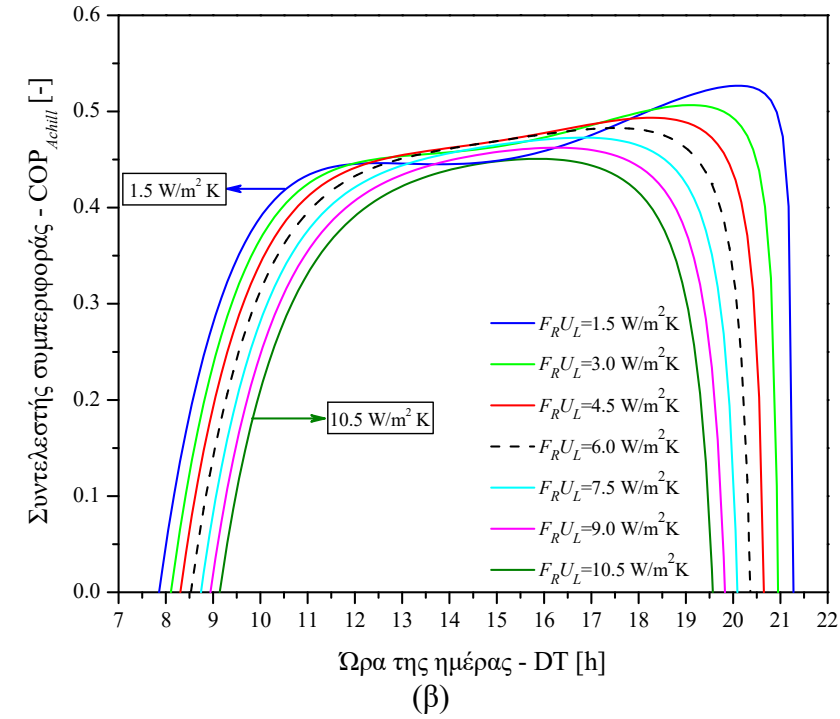
Εικόνα 5.7: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες επιφάνειες ηλιακών συλλεκτών



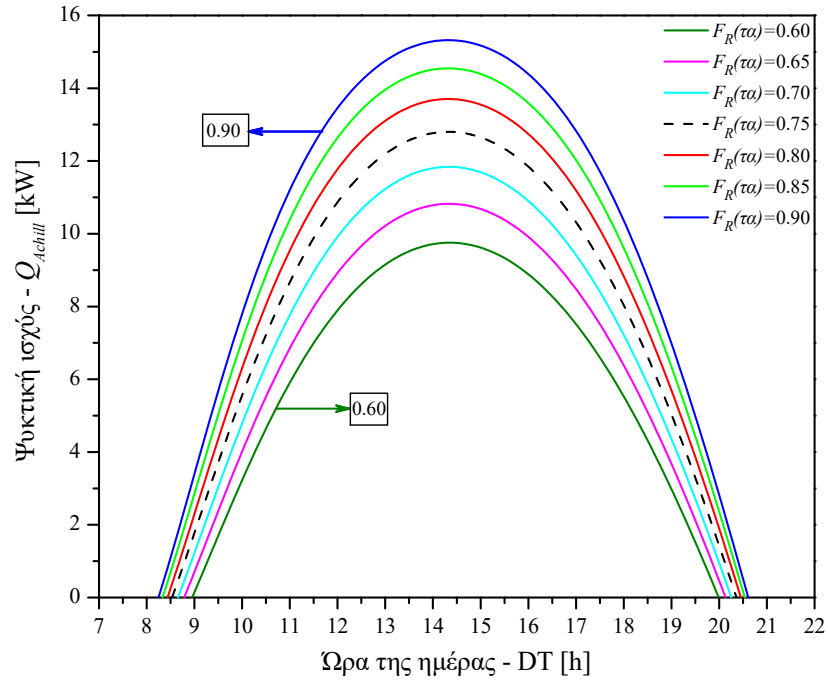


Εικόνα 5.8: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές μάζας νερού στη δεξαμενή

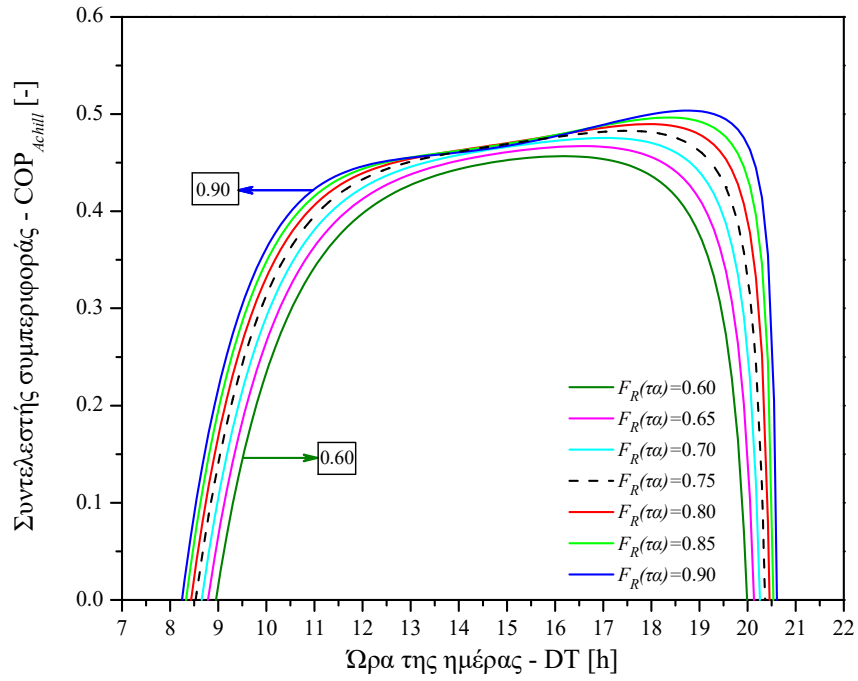




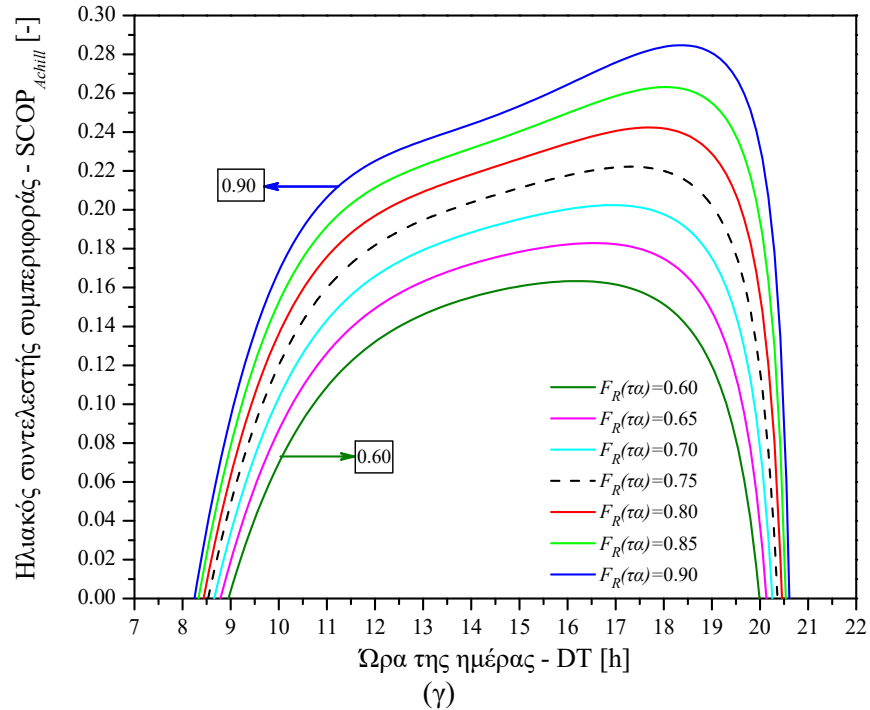
Εικόνα 5.9: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές συντελεστή θερμικών απωλειών του συλλέκτη



(α)

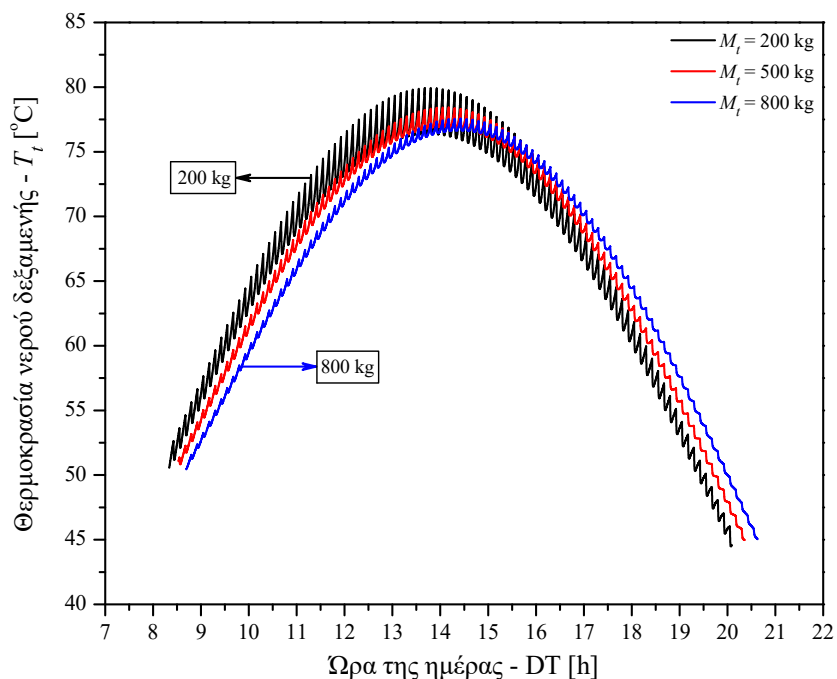


(β)



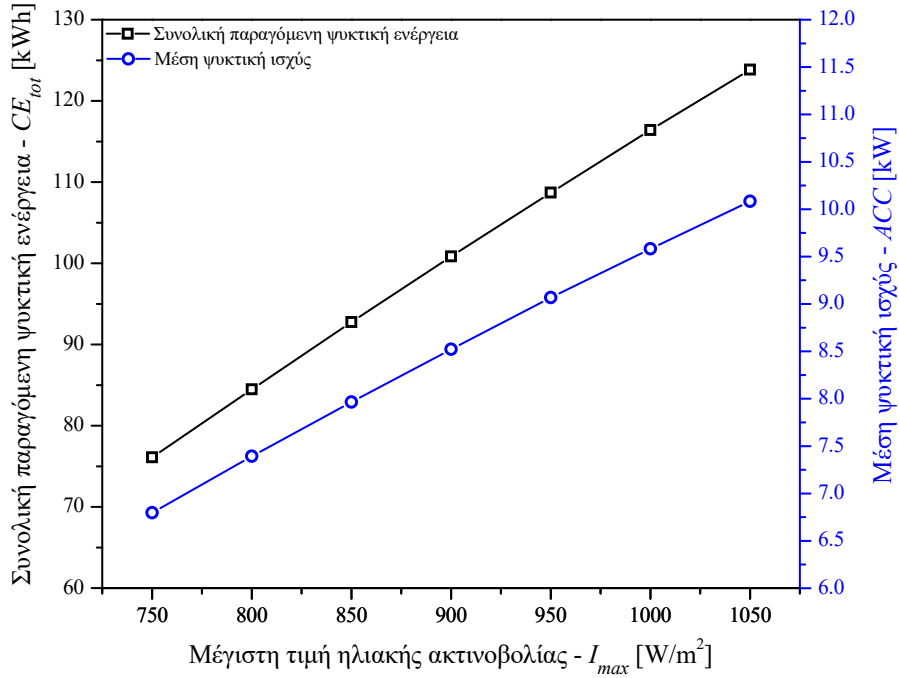
Εικόνα 5.10: Μεταβολή (α) ψυκτικής ισχύος, (β) συντελεστή συμπεριφοράς και (γ) ηλιακού συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές συντελεστή οπτικών απωλειών του συλλέκτη

Η επίδραση της μάζας του νερού της δεξαμενής αποθήκευσης στη θερμοκρασία τροφοδοσίας του ψύκτη απεικονίζεται στο διάγραμμα της Εικόνας 5.11. Παρατηρείται ότι μεγαλύτερες μάζες οδηγούν σε χαμηλότερη μέγιστη θερμοκρασία τροφοδοσίας. Επίσης μικρές ποσότητες νερού στη δεξαμενή έχουν ως αποτέλεσμα η θερμοκρασία τροφοδοσίας του ψύκτη να παρουσιάζει μεγαλύτερες διακυμάνσεις. Κατά τις απογευματινές ώρες η θερμοκρασία του νερού είναι υψηλότερη στη δεξαμενή που έχει αποθηκευμένη μεγαλύτερη μάζα νερού λόγω της μεγαλύτερης αδράνειας του συστήματος.

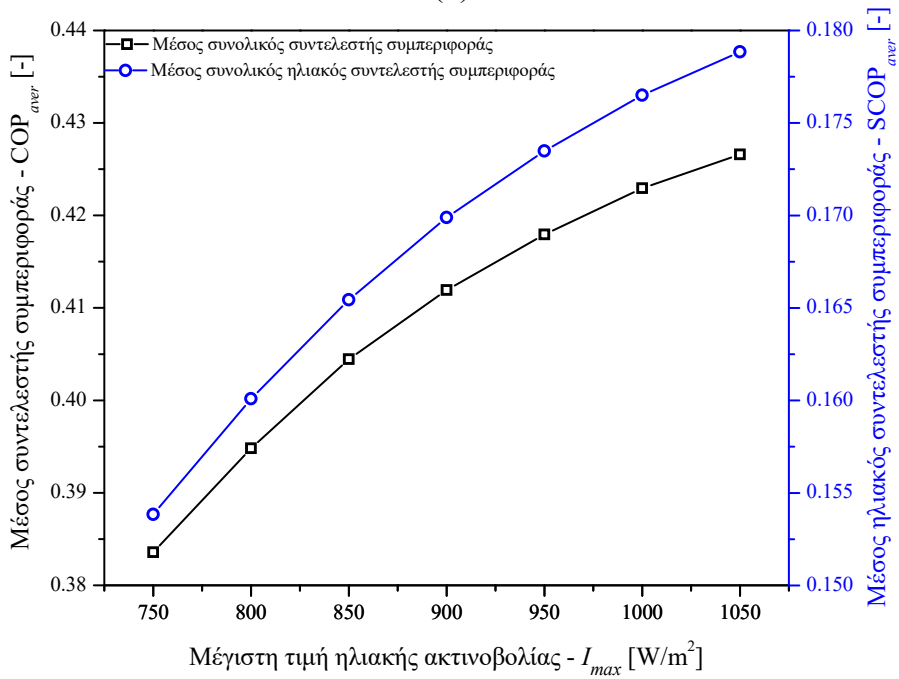


Εικόνα 5.11: Μεταβολή της θερμοκρασίας του νερού της δεξαμενής κατά τη διάρκεια της ημέρας για διάφορες τιμές μάζας νερού.

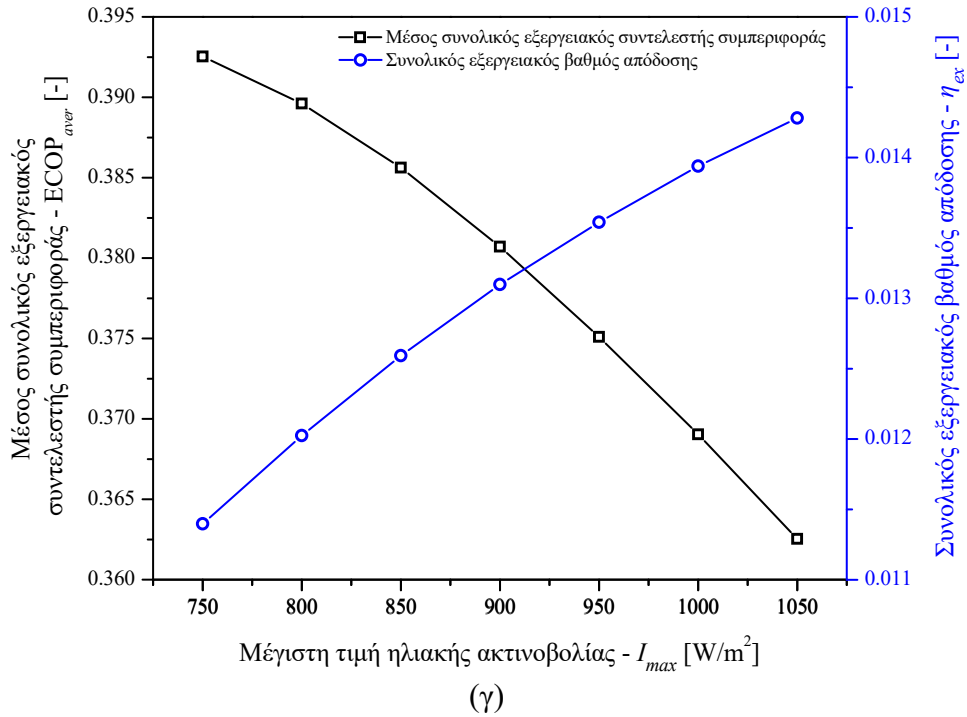
Στα διαγράμματα των Εικόνων 5.12–5.17 παρουσιάζεται η επίδραση που έχουν οι υπό εξέταση μεταβλητές στους δείκτες αξιολόγησης CE_{tot} , ACC , COP_{aver} , $SCOP_{aver}$, $ECOP_{aver}$ και η_{ex} . Η αύξηση της μέγιστης ηλιακής ακτινοβολίας έχει ευεργετική επίδραση σε όλους τους δείκτες αξιολόγησης εκτός από τον εξεργειακό συντελεστή συμπεριφοράς ο οποίος μειώνεται. Παρομοίως, μεγαλύτερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος έχουν θετική επιρροή σε όλους τους δείκτες αξιολόγησης καθώς μειώνουν τις απώλειες των ηλιακών συλλεκτών. Η αύξηση της επιφάνειας των ηλιακών συλλεκτών έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της ψυκτικής ενέργειας, της μέσης ψυκτικής ισχύος και του συντελεστή συμπεριφοράς ενώ ο ηλιακός συντελεστής συμπεριφοράς, ο εξεργειακός συντελεστής συμπεριφοράς και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης παρουσιάζουν μέγιστο στα 50 m^2 , 50 m^2 και 70 m^2 αντίστοιχα. Από μία τιμή επιφάνειας και επάνω, το σύστημα δεν εκμεταλλεύεται το ίδιο αποδοτικά μία ενδεχόμενη αύξηση της προσφερόμενης σε αυτό ηλιακής ενέργειας. Μεγαλύτερες τιμές της σταθεράς $F_R(\tau\alpha)$ έχουν θετική επιρροή σε όλους τους δείκτες αξιολόγησης πλην του εξεργειακού συντελεστή συμπεριφοράς. Αντίθετη συμπεριφορά παρουσιάζει το ηλιακό σύστημα με αύξηση της σταθεράς $F_R U_L$ όπου όλοι οι δείκτες αξιολόγησης μειώνονται εκτός από τον εξεργειακό συντελεστή συμπεριφοράς. Τέλος η αύξηση της μάζας του νερού στη δεξαμενή αποθήκευσης έχει γενικά αρνητική επίδραση στην απόδοση του συστήματος αν και η επιρροή της είναι σχετικά μικρή.



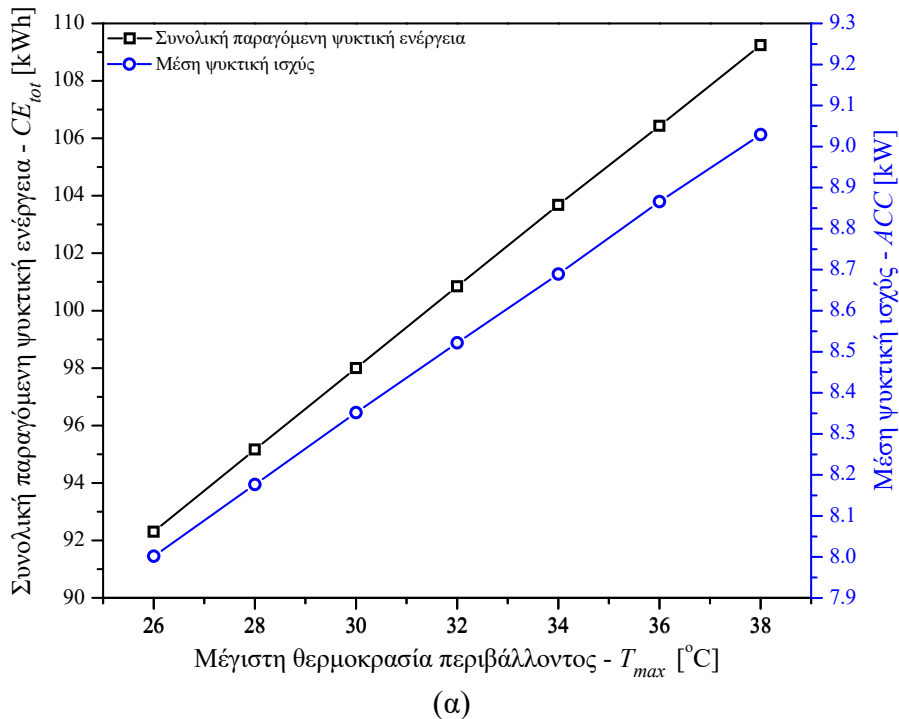
(α)

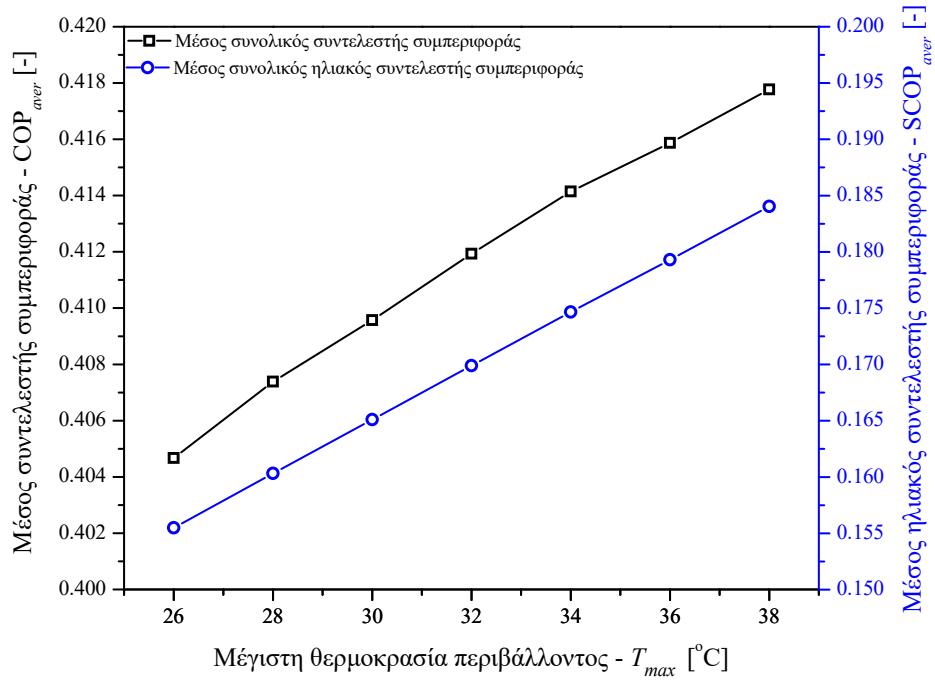


(β)

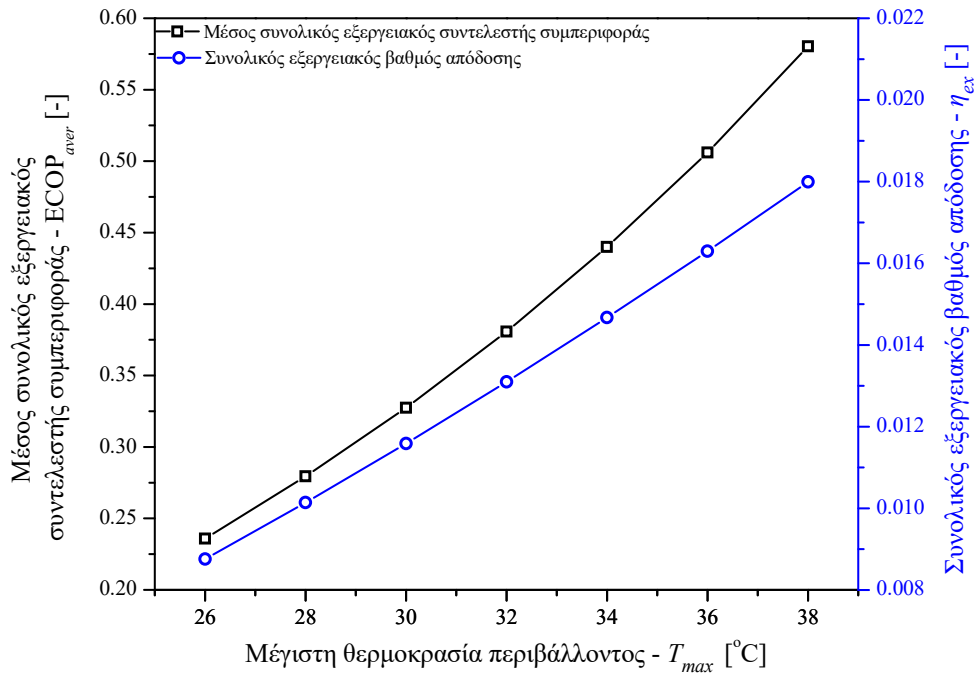


Εικόνα 5.12: Επίδραση της μέγιστης τιμής ηλιακής ακτινοβολίας στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{aver} , $SCOP_{aver}$ και (γ) $ECOP_{aver}$, η_{ex}



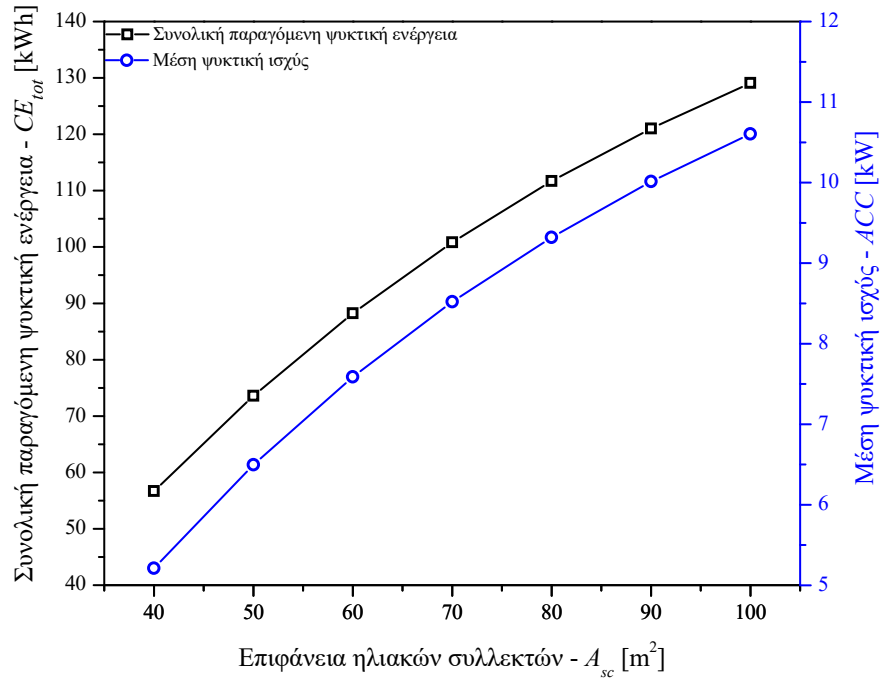


(β)

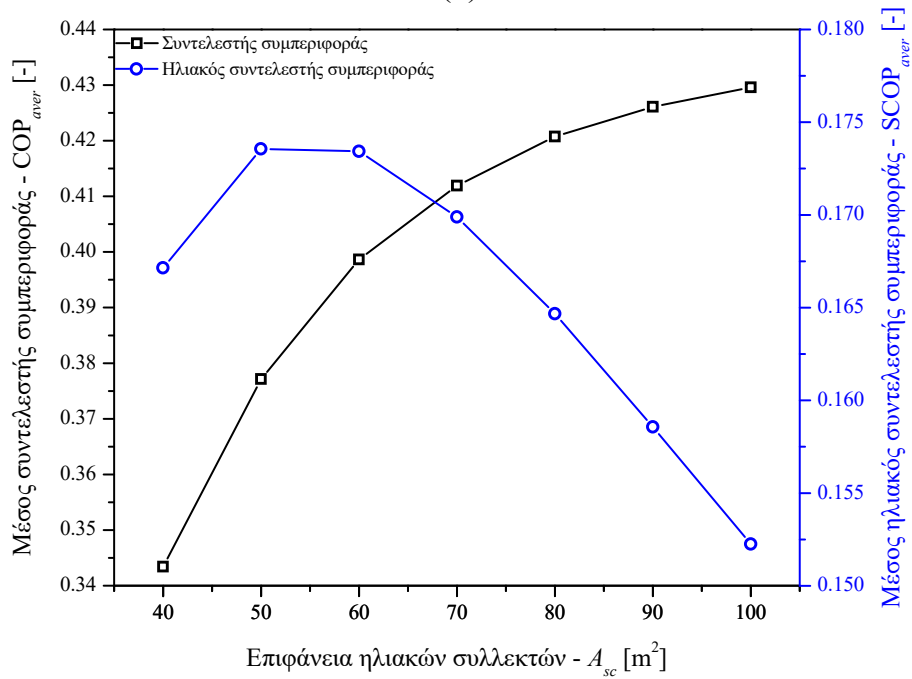


(γ)

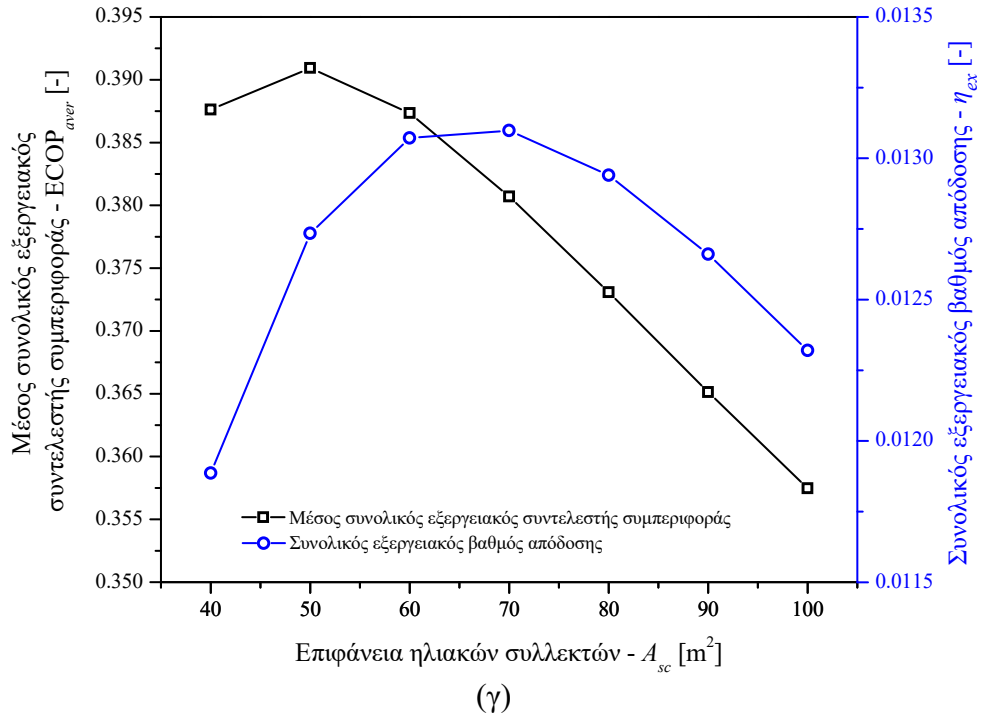
Εικόνα 5.13: Επίδραση της μέγιστης τιμής θερμοκρασίας περιβάλλοντος στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{aver} , SCOP_{aver} και (γ) ECOP_{aver} , η_{ex}



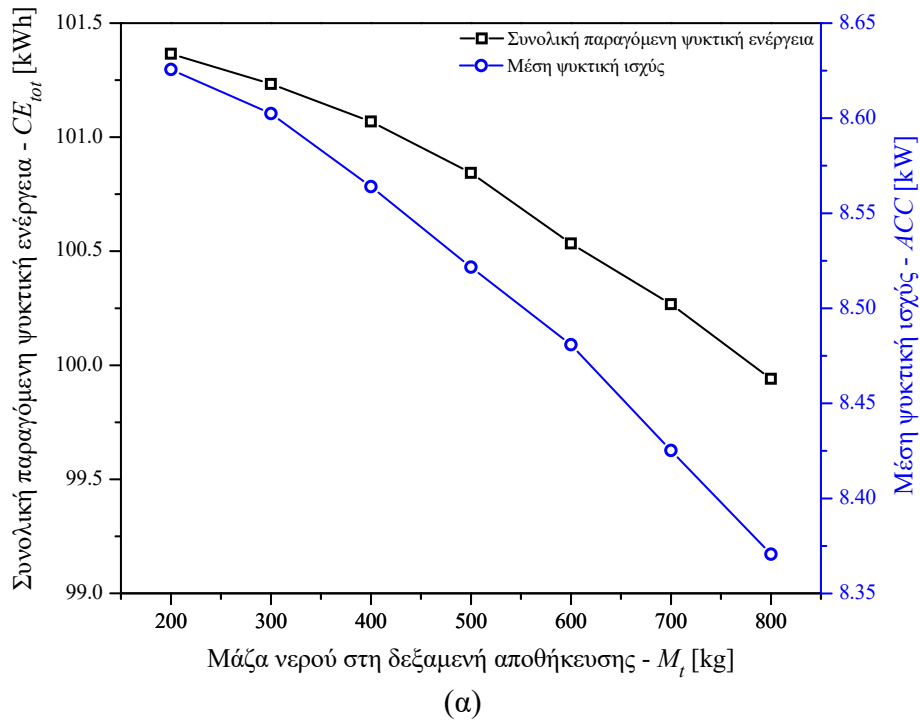
(α)

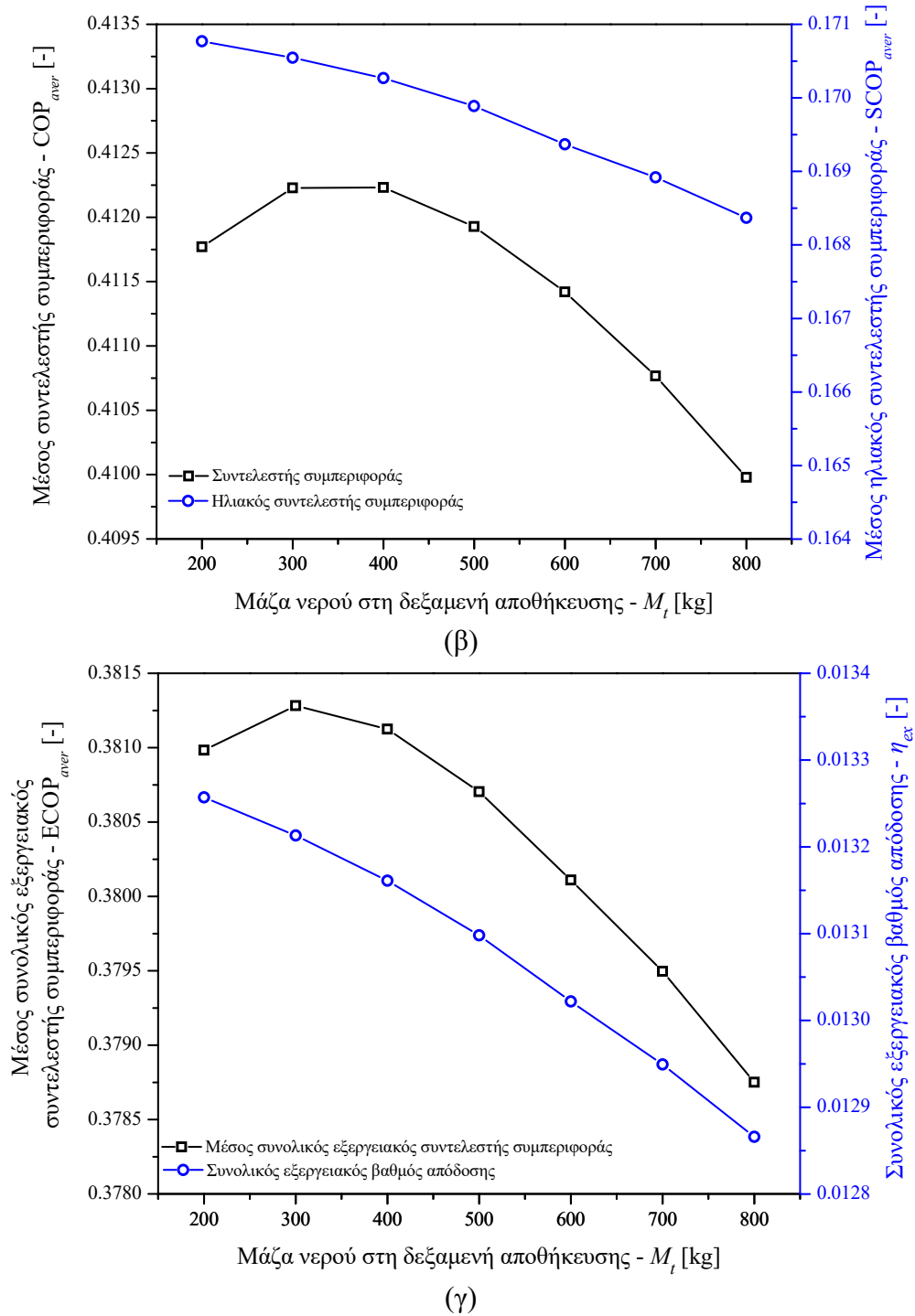


(β)

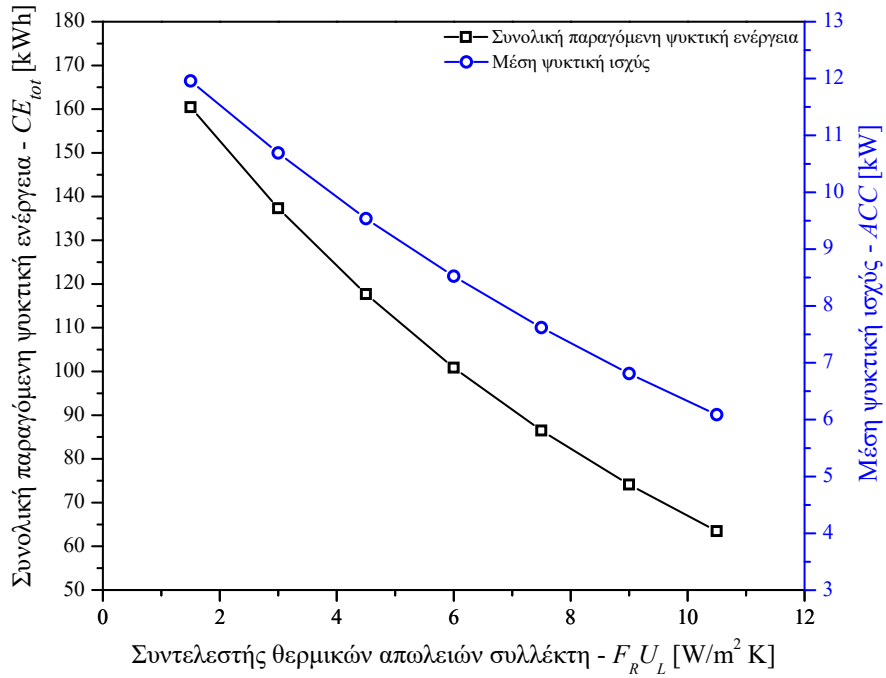


Εικόνα 5.14: Επίδραση επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{aver} , $SCOP_{aver}$ και (γ) $ECOP_{aver}$, η_{ex}

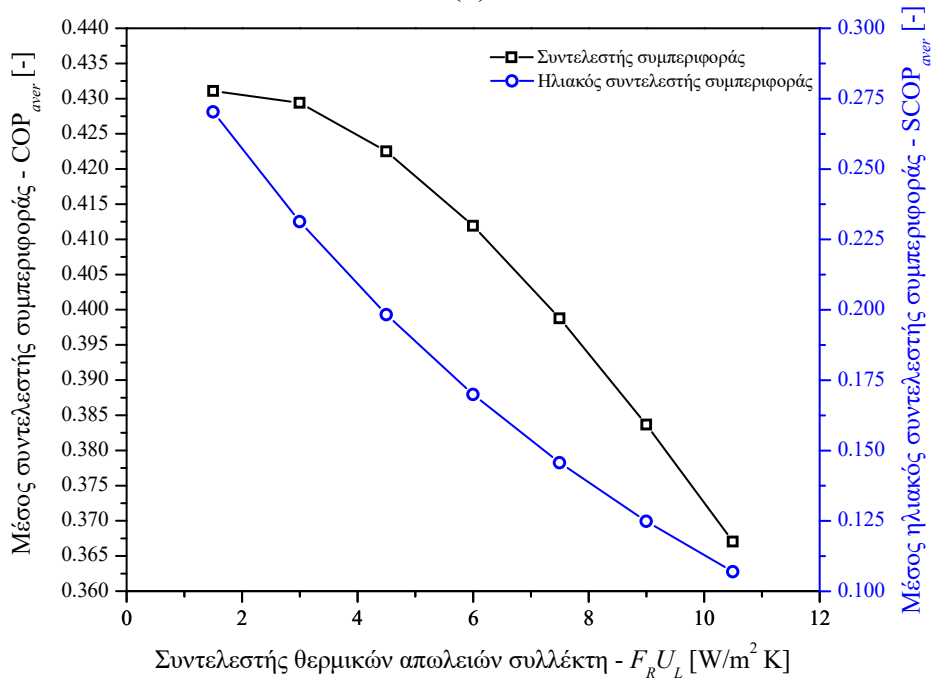




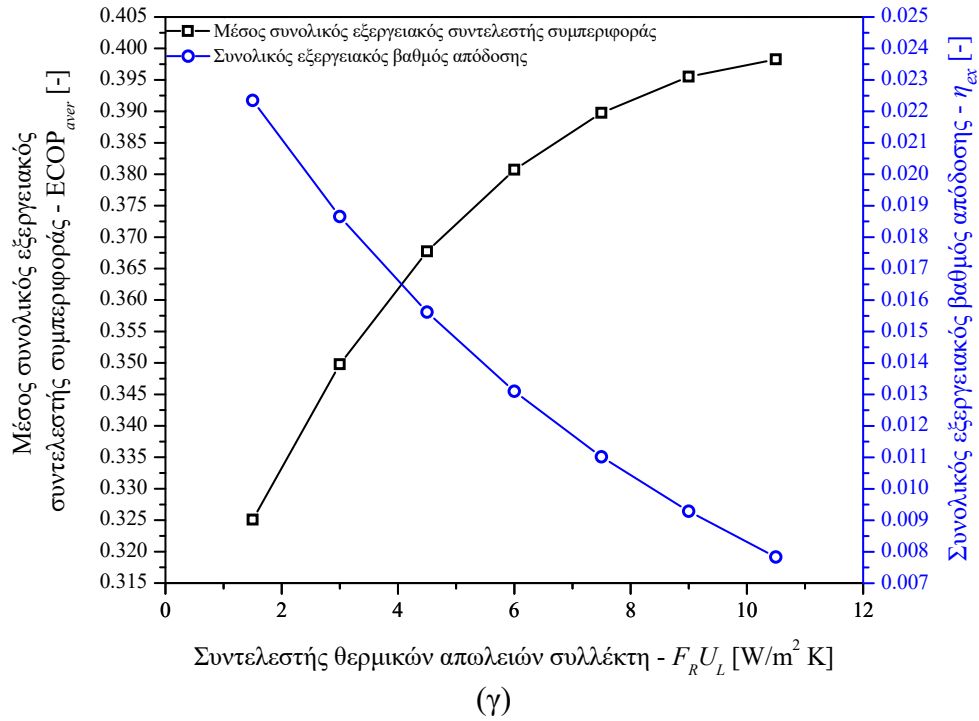
Εικόνα 5.15: Επίδραση μάζας νερού της δεξαμενής στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{aver} , $SCOP_{aver}$ και (γ) $ECOP_{aver}$, η_{ex}



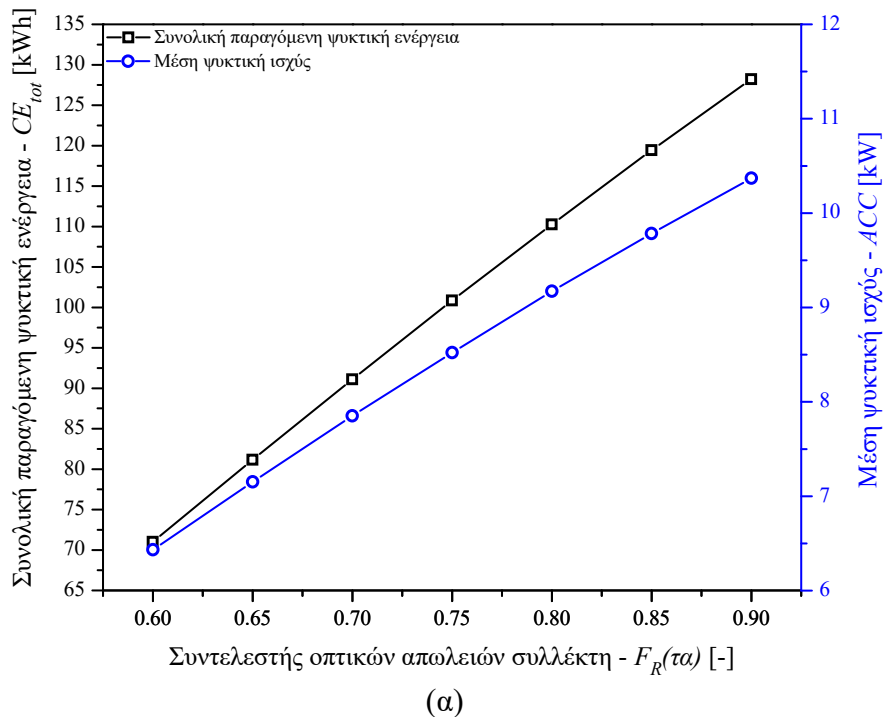
(α)

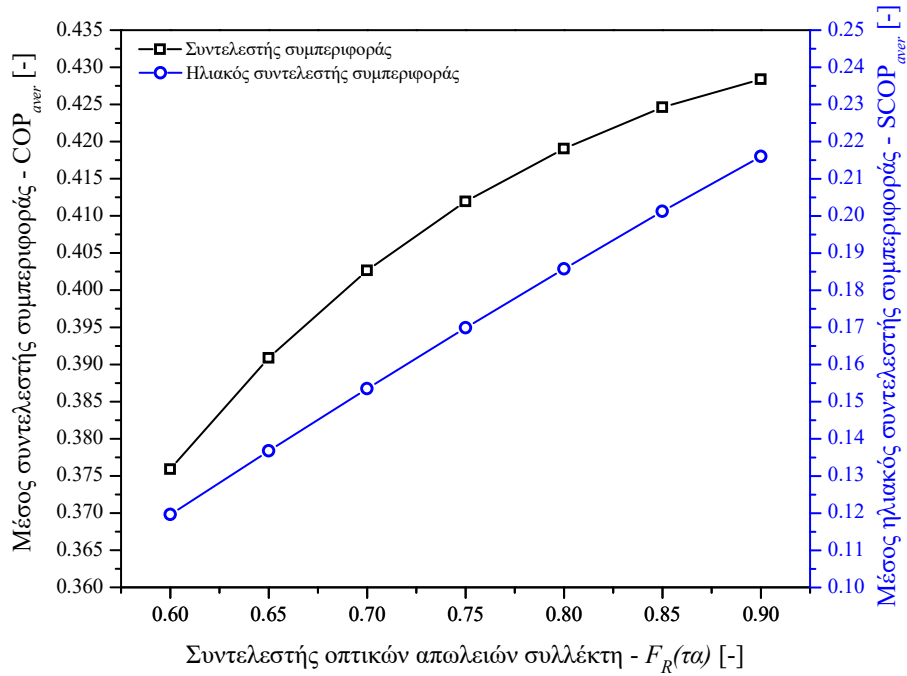


(β)

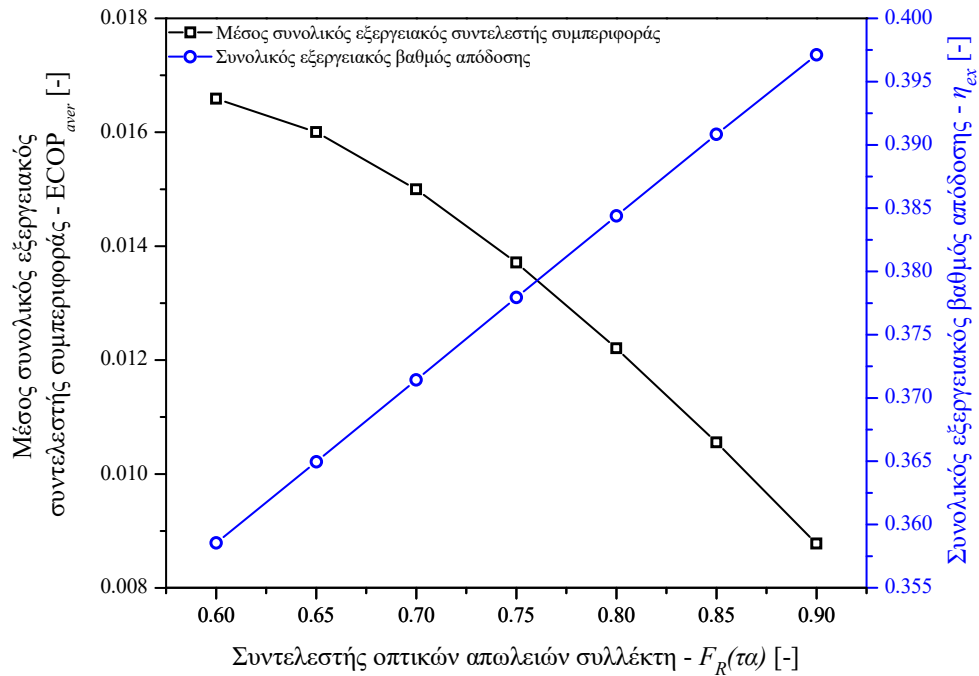


Εικόνα 5.16: Επίδραση του συντελεστή θερμικών απωλειών του συλλέκτη ($F_R U_L$) στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{avers} , $SCOP_{aver}$ και (γ) $ECOP_{avers}$, η_{ex}





(β)



(γ)

Εικόνα 5.17: Επίδραση του συντελεστή οπτικών απωλειών του συλλέκτη ($F_R(\tau\alpha)$) στους δείκτες αξιολόγησης: (α) CE_{tot} , ACC , (β) COP_{aver} , $SCOP_{aver}$ και (γ) $ECOP_{aver}$, η_{ex}

5.2.5 Ανάλυση ευαισθησίας ηλιοθερμικού συστήματος ψύξης

Στην ενότητα αυτή πραγματοποιείται ανάλυση ευαισθησίας ώστε να διερευνηθεί η επιρροή που έχουν στη συνολική απόδοση του ηλιοθερμικού συστήματος ψύξης οι κυριότερες παράμετροι της λειτουργίας του. Η μέγιστη ηλιακή ακτινοβολία (I_{max}), η μέγιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος (T_{max}), η συνολική επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών (A_{sc}), η μάζα του νερού στη δεξαμενή (M_t) και οι συντελεστές $F_R U_L$ και $F_R(\tau\alpha)$ έχουν το ρόλο των ανεξάρτητων μεταβλητών ενώ έξι δείκτες αξιολόγησης από αυτούς που παρουσιάστηκαν στην Ενότητα 5.2.3. αποτελούν τις εξαρτημένες μεταβλητές. Αυτές είναι οι: CE_{tot} , ACC , COP_{aver} , $SCOP_{aver}$, $ECOP_{aver}$ και η_{ex} .

Στον Πίνακα 5.3 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της ανάλυσης ευαισθησίας ύστερα από εκτέλεση πολλαπλής παλινδρόμησης στην προβλεπόμενη συνολική ψυκτική ενέργεια (CE_{tot}) η οποία αντιμετωπίζεται ως ανεξάρτητη μεταβλητή μαζί με τις εξαρτημένες μεταβλητές που αναφέρθηκαν προηγουμένως. Οι συντελεστές της παλινδρόμησης είναι συντελεστές της γραμμικής σχέσης που συνδέει την ψυκτική ισχύ (CE_{tot}) με τις ανεξάρτητες μεταβλητές, t -stat είναι ο συντελεστής παλινδρόμησης διαιρεμένος από το τυπικό σφάλμα και P -value είναι η πιθανότητα ο πραγματικός κανονικοποιημένος συντελεστής παλινδρόμησης (SRC) να είναι μηδέν. Τα αντίστοιχα αποτελέσματα για τις υπόλοιπες εξαρτημένες μεταβλητές ACC , COP_{aver} , $SCOP_{aver}$, $ECOP_{aver}$ και η_{ex} παρουσιάζονται στους Πίνακες 5.4–5.8 αντίστοιχα.

Πίνακας 5.3: Ανάλυση ευαισθησίας – Συνολική ψυκτική ενέργεια, CE_{tot} , ως εξαρτημένη μεταβλητή

Μεταβλητή	Συντελεστές	Κανονικοποιημένοι Συντελεστές	Τυπικό Σφάλμα	t -Stat	P -value
Τεταγμένη	-249.516250	-	20.438730	-12.208000	3.59×10^{-14}
I_{max}	0.159350	0.331036	0.013659	11.666500	1.3×10^{-13}
T_{max}	1.411456	0.117287	0.341468	4.133486	0.000212
A_{sc}	1.198503	0.497958	0.068294	17.549250	6.35×10^{-19}
M_t	-0.002408	-0.010003	0.006829	-0.352540	0.726548
$F_R U_L$	-10.680191	-0.665617	0.455291	-23.457900	5.39×10^{-23}
$F_R(\tau\alpha)$	190.958357	0.396700	13.658742	13.980670	6.86×10^{-16}

5. Ηλιακή ψύξη

Πίνακας 5.4: Ανάλυση ευαισθησίας – Μέση ψυκτική ισχύς, ACC , ως εξαρτημένη μεταβλητή

Μεταβλητή	Συντελεστές	Κανονικοποιημένοι Συντελεστές	Τυπικό Σφάλμα	t -Stat	P -value
Τεταγμένη	-16.086373	-	1.187743	-13.543646	1.76×10^{-15}
I_{\max}	0.010961	0.342396	0.000794	13.808779	9.91×10^{-16}
T_{\max}	0.085680	0.107061	0.019844	4.317776	0.000123
A_{sc}	0.089094	0.556634	0.003969	22.448983	2.29×10^{-22}
M_t	-0.000429	-0.026828	0.000397	-1.081973	0.286663
$F_R U_L$	-0.649737	-0.608909	0.026458	-24.557234	1.19×10^{-23}
$F_R (\tau\alpha)$	13.138507	0.410431	0.793742	16.552618	3.97×10^{-18}

Πίνακας 5.5: Ανάλυση ευαισθησίας – Μέσος συνολικός συντελεστής συμπεριφοράς, COP_{aver} , ως εξαρτημένη μεταβλητή

Μεταβλητή	Συντελεστές	Κανονικοποιημένοι Συντελεστές	Τυπικό Σφάλμα	t -Stat	P -value
Τεταγμένη	0.066903	-	0.038209	1.750977	0.088711
I_{\max}	0.000142	0.320783	0.000026	5.561196	2.93×10^{-6}
T_{\max}	0.001086	0.098171	0.000638	1.701927	0.097637
A_{sc}	0.001352	0.610923	0.000128	10.591169	1.85×10^{-12}
M_t	-0.000003	-0.014716	0.000013	-0.255121	0.800123
$F_R U_L$	-0.007318	-0.495971	0.000851	-8.598314	3.77×10^{-10}
$F_R (\tau\alpha)$	0.172343	0.389328	0.025534	6.749524	8.06×10^{-8}

Πίνακας 5.6: Ανάλυση ευαισθησίας – Μέσος συνολικός ηλιακός συντελεστής συμπεριφοράς, $SCOP_{aver}$, ως εξαρτημένη μεταβλητή

Μεταβλητή	Συντελεστές	Κανονικοποιημένοι Συντελεστές	Τυπικό Σφάλμα	t -Stat	P -value
Τεταγμένη	-0.090899	-	0.032242	-2.819251	0.007870
I_{\max}	0.000083	0.126125	0.000022	3.841160	0.000493
T_{\max}	0.002377	0.144901	0.000539	4.413008	9.31×10^{-8}
A_{sc}	-0.000298	-0.090748	0.000108	-2.763765	0.009050
M_t	-0.000004	-0.012365	0.000011	-0.376591	0.708751
$F_R U_L$	-0.017993	-0.822580	0.000718	-25.051907	6.13×10^{-24}
$F_R (\tau\alpha)$	0.321700	0.490239	0.021547	14.930366	9.48×10^{-17}

5. Ηλιακή ψύξη

Πίνακας 5.7: Ανάλυση ευαισθησίας – Μέσος συνολικός εξεργειακός συντελεστής συμπεριφοράς, $ECOP_{aver}$, ως εξαρτημένη μεταβλητή

Μεταβλητή	Συντελεστές	Κανονικοποιημένοι Συντελεστές	Τυπικό Σφάλμα	<i>t</i> -Stat	<i>P</i> -value
Τεταγμένη	-0.359507	-	0.051562	-6.972354	4.15×10^{-8}
I_{max}	-0.000101	-0.084320	0.000034	-2.936115	0.005839
T_{max}	0.028554	0.951906	0.000861	33.146554	5.02×10^{-28}
A_{sc}	-0.000558	-0.093071	0.000172	-3.240838	0.002616
M_t	-0.000004	-0.006703	0.000017	-0.233413	0.816800
$F_R U_L$	0.007930	0.198262	0.001149	6.903727	5.09×10^{-8}
$F_R(\tau\alpha)$	-0.119293	-0.099423	0.034458	-3.462021	0.001432

Πίνακας 5.8: Ανάλυση ευαισθησίας – Μέσος συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης, η_{ex} , ως εξαρτημένη μεταβλητή

Μεταβλητή	Συντελεστές	Κανονικοποιημένοι Συντελεστές	Τυπικό Σφάλμα	<i>t</i> -Stat	<i>P</i> -value
Τεταγμένη	-0.031939	-	0.003320	-9.618860	2.32×10^{-11}
I_{max}	0.000010	0.146029	0.000002	4.323140	0.000121
T_{max}	0.000769	0.468534	0.000055	13.870745	8.68×10^{-16}
A_{sc}	0.000004	0.011091	0.000011	0.328340	0.744611
M_t	-6.5357×10^{-7}	-0.019898	0.000001	-0.589080	0.559591
$F_R U_L$	-0.001592	-0.727102	0.000074	-21.525568	9.04×10^{-22}
$F_R(\tau\alpha)$	0.028636	0.435913	0.002219	12.905040	7.26×10^{-15}

Οι εξισώσεις γραμμικής παλινδρόμησης που προέκυψαν για του δείκτες αξιολόγησης του ψύκτη παρουσιάζονται παρακάτω:

Συνολική ψυκτική ενέργεια, CE_{tot} :

$$CE_{tot} = -249.5162 + 0.1593I_{max} + 1.4115T_{max} + 1.1985A_{sc} - 0.0024M_t - 10.6802F_R U_L + 190.9584F_R(\tau\alpha) \quad (5.23)$$

με προσαρμοσμένο $R^2=0.9670$.

Μέση ψυκτική ισχύς, ACC :

5. Ηλιακή ψύξη

$$AAC = -16.0864 + 0.0110I_{\max} + 0.0857T_{\max} + 0.0891A_{sc} - 0.0004M_t - 0.6497F_R U_L + 13.1385F_R(\tau\alpha) \quad (5.24)$$

με προσαρμοσμένο $R^2=0.9748$.

Μέσος συνολικός συντελεστής συμπεριφοράς, COP_{aver} :

$$COP_{aver} = 0.0669 + 0.0001I_{\max} + 0.0011T_{\max} + 0.0014A_{sc} - 3.2571 \times 10^{-6} M_t - 0.0073F_R U_L + 0.1723F_R(\tau\alpha) \quad (5.25)$$

με προσαρμοσμένο $R^2=0.8636$.

Μέσος συνολικός ηλιακός συντελεστής συμπεριφοράς, $SCOP_{aver}$:

$$SCOP_{aver} = -0.0909 + 8.2764 \times 10^{-5} I_{\max} + 0.0024T_{\max} - 0.0003A_{sc} - 4.0571 \times 10^{-6} M_t - 0.0180F_R U_L + 0.3217F_R(\tau\alpha) \quad (5.26)$$

με προσαρμοσμένο $R^2=0.9558$.

Μέσος συνολικός εξεργειακός συντελεστής συμπεριφοράς, $SCOP_{aver}$:

$$ECOP_{aver} = -0.3595 - 0.0001I_{\max} + 0.0286T_{\max} - 0.0006A_{sc} - 4.0214 \times 10^{-6} M_t + 0.0079F_R U_L - 0.1193F_R(\tau\alpha) \quad (5.27)$$

με προσαρμοσμένο $R^2=0.9662$.

Μέσος συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης, η_{ex} :

$$\eta_{ex} = -0.0319 + 9.5929 \times 10^{-6} I_{\max} + 0.0008T_{\max} + 3.6429 \times 10^{-6} A_{sc} - 6.5357 \times 10^{-7} M_t - 0.0016F_R U_L + 0.0286F_R(\tau\alpha) \quad (5.28)$$

με προσαρμοσμένο $R^2=0.9532$.

Από τα αποτελέσματα της πολλαπλής γραμμικής παλινδρόμησης για τις τέσσερις εξαρτημένες μεταβλητές, τα ακόλουθα συμπεράσματα μπορούν να εξαχθούν: τα R^2 και προσαρμοσμένο R^2 τα οποία συνοψίζουν το πόσο ικανοποιητικά συσχετίζει η γραμμική ανάλυση τα αποτελέσματα λαμβάνουν τιμές μεγαλύτερες από 86.36% και μικρότερες από 97.48% για όλες τις μεταβλητές και όλους τους εξεταζόμενους συνδυασμούς.

Επειδή οι μεταβλητές εισόδου οι οποίες λαμβάνονται υπόψη στην ανάλυση ευαισθησίας μετρώνται σε διαφορετικές μονάδες, οι συντελεστές της παλινδρόμησης που υπολογίζονται στο

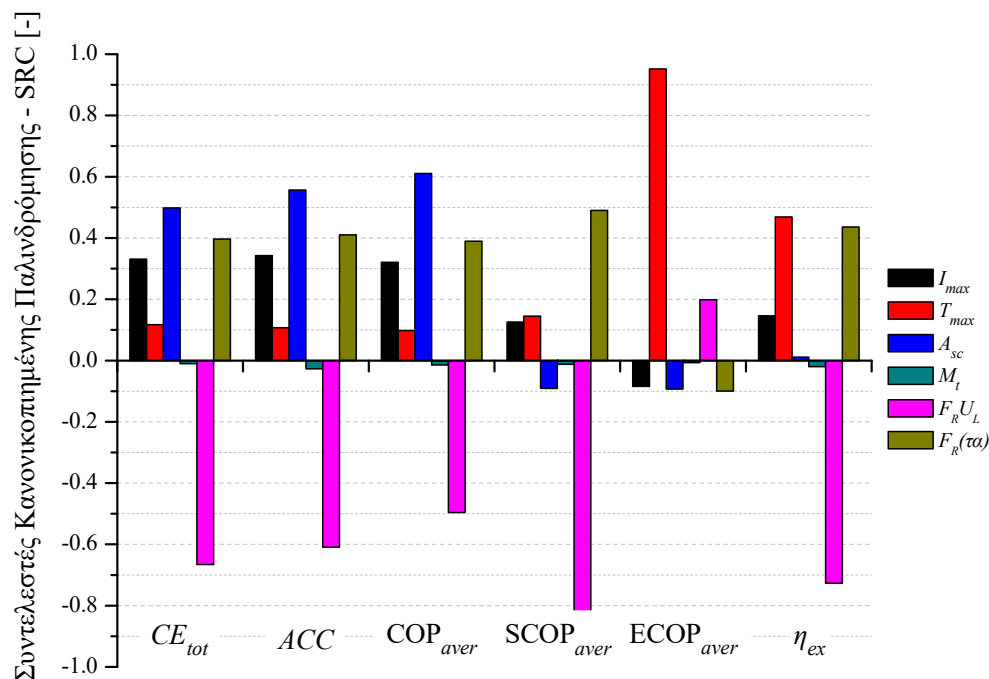
τέλος της ανάλυσης μετατρέπονται στους κανονικοποιημένους συντελεστές παλινδρόμησης οι οποίοι χρησιμοποιούνται για να συγκριθεί η σχετική επίδραση κάθε μεταβλητής.

Οι κανονικοποιημένοι συντελεστές παλινδρόμησης των δέκα ανεξάρτητων μεταβλητών παρουσιάζονται στο διάγραμμα της Εικόνας 5.18 για τις έξι εξαρτημένες μεταβλητές CE_{tot} , ACC , COP_{aver} , $SCOP_{aver}$, $ECOP_{aver}$ και η_{ex} . Μία αρνητική τιμή κανονικοποιημένου συντελεστή παλινδρόμησης υποδεικνύει ότι η τιμή της εξαρτημένης μεταβλητής μειώνεται καθώς η τιμή της ανεξάρτητης μεταβλητής λαμβάνει μεγαλύτερες τιμές και το αντίστροφο.

Σε γενικές γραμμές από το διάγραμμα της Εικόνας 5.18 παρατηρείτε ότι τα χαρακτηριστικά των θερμικών ηλιακών συλλεκτών (συντελεστές $F_R U_L$ και $F_R(\tau\alpha)$) είναι αυτά με τη μεγαλύτερη επιρροή στη συνολική απόδοση του ηλιακού συστήματος ψύξης. Η σταθερά, $F_R U_L$, είναι η μεταβλητή που επηρεάζει περισσότερο την απόδοση του συστήματος. Παρουσιάζει τους υψηλότερους συντελεστές κανονικοποιημένης παλινδρόμησης ανάμεσα στις υπόλοιπες ανεξάρτητες μεταβλητές σε τέσσερις από τους έξι δείκτες αξιολόγησης (CE_{tot} , ACC , $SCOP_{aver}$ και η_{ex}).

Εξετάζοντας κάθε δείκτη αξιολόγησης ξεχωριστά, παρατηρείται ότι η ψυκτική ενέργεια, CE_{tot} , επηρεάζεται κατά σειρά περισσότερο από το συντελεστή $F_R U_L$, τη συνολική επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών και το συντελεστή $F_R(\tau\alpha)$ με κανονικοποιημένους συντελεστές παλινδρόμησης -0.67, 0.50 και 0.40 αντίστοιχα. Η αρνητική τιμή σημαίνει ότι μία αύξηση του συντελεστή $F_R U_L$ έχει αρνητική επίδραση στην ψυκτική ενέργεια. Η ίδια συμπεριφορά παρουσιάζεται και για τη μέση ψυκτική ισχύ, ACC , όπου οι ίδιες παράμετροι και με την ίδια σειρά επιδρούν στη λειτουργία του συστήματος. Οι κανονικοποιημένοι συντελεστές παλινδρόμησης σε αυτή την περίπτωση είναι -0.61, 0.56 και 0.41 αντίστοιχα. Ο μέσος συνολικός συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη, COP_{aver} , επηρεάζεται κατά κύριο λόγο από τις ίδιες τρεις ανεξάρτητες μεταβλητές. Σε αυτή την περίπτωση όμως, η συνολική επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών είναι η πιο επιδραστική μεταβλητή με τιμή SRC περίπου 0.61 ενώ οι αντίστοιχες τιμές για τους συντελεστές $F_R U_L$ και $F_R(\tau\alpha)$ είναι -0.50 και 0.39. Ο μέσος συνολικός ηλιακός συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη, $SCOP_{aver}$, είναι περισσότερο ευαίσθητος στο συντελεστή $F_R U_L$ με τιμή SRC περίπου -0.82. Ο δεύτερος παράγοντας με τη μεγαλύτερη επιρροή είναι ο συντελεστής $F_R(\tau\alpha)$ με SRC περίπου 0.49 και ακολουθείται από τη μέγιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος, T_{max} , με SRC κοντά στο 0.14. Οι εξεργειακοί δείκτες αξιολόγησης όπως είναι αναμενόμενο επηρεάζονται πολύ από τη μέγιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Συγκεκριμένα, ο εξεργειακός συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος επηρεάζεται περισσότερο από τη T_{max} η οποία παρουσιάζει συντελεστή SRC κοντά στο 0.95. Ο συντελεστής $F_R U_L$ είναι ο δεύτερος παράγοντας που επιδρά περισσότερο με SRC περίπου 0.20 και ο συντελεστής $F_R(\tau\alpha)$ είναι ο τρίτος με SRC κοντά στο 0.10. Τέλος ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης επηρεάζεται κατά κύριο λόγο από το συντελεστή $F_R U_L$ ενώ η μέγιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος και ο συντελεστής

$F_R(\tau\alpha)$ είναι ο δεύτερος και ο τρίτος παράγοντας επιρροής αντίστοιχα. Οι τιμές του SRC για τις τρεις αυτές ανεξάρτητες μεταβλητές είναι -0.73, 0.47 και 0.44 αντίστοιχα.



Εικόνα 5.18: Κανονικοποιημένοι Συντελεστές Παλινδρόμησης: επίδραση των ανεξάρτητων μεταβλητών στην συνολική απόδοση του ηλιακού συστήματος ψύξης

5.3 ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΗΛΙΟΘΕΡΜΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ ΣΕ ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΜΕΣΟΓΕΙΟΥ

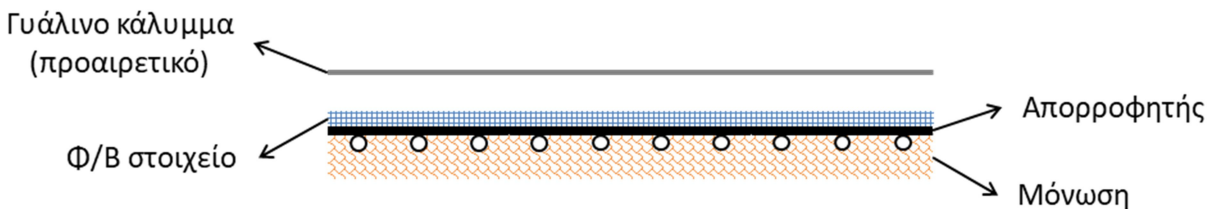
5.3.1 Γενικά στοιχεία για το υπό εξέταση σύστημα

Οι μεσογειακές χώρες μπορούν να επωφεληθούν πάρα πολύ από την εφαρμογή συστημάτων ψύξης τα οποία τροφοδοτούνται από ηλιακή ενέργεια. Πιο συγκεκριμένα, η χρήση συστημάτων ηλιακού κλιματισμού σε περιοχές της Μεσογείου μπορεί να οδηγήσει σε εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας της τάξης του 40–50% [5.5–5.7]. Οι ακτές της Μεσογείου ειδικότερα, όπου οι θερινές περιόδους είναι μεγάλες σε διάρκεια και ιδιαίτερα θερμές αποτελούν ένα ιδανικό μέρος για την εγκατάσταση τέτοιων συστημάτων [5.8]. Η μεγάλη και συνεχώς αναπτυσσόμενη τουριστική βιομηχανία αυτών των περιοχών μπορεί να επωφεληθεί σημαντικών πλεονεκτημάτων από την αντικατάσταση των συμβατικών συστημάτων συμπίεσης ατμών με ηλιακά συστήματα κλιματισμού. Στην ενότητα αυτή το μοντέλο του ηλιακού συστήματος ψύξης που αναπτύχθηκε στις προηγούμενες ενότητες υιοθετείται ώστε να μελετηθεί η συμπεριφορά ενός τέτοιου συστήματος υπό κλιματικές συνθήκες τριών διαφορετικών πόλεων που βρίσκονται στην ανατολική Μεσόγειο. Η Αθήνα, Ελλάδα (37.97 N, 23.72 E), η Λευκωσία, Κύπρος (35.17 N, 33.37 E) και η Αλεξάνδρεια, Αίγυπτος (31.2 N, 29.92 E) είναι οι πόλεις που επιλέχθηκαν. Αρχικά η συμπεριφορά του συστήματος μελετάται όταν ένας απλός ηλιοθερμικός συλλέκτης

τροφοδοτεί το σύστημα υπολογίζοντας τη μέση ψυκτική ισχύ και τον συντελεστή συμπεριφοράς για κάθε εξεταζόμενη πόλη. Στη συνέχεια η επίδραση που έχει στην απόδοση του συστήματος ο τύπος των ηλιακών συλλεκτών εξετάζεται για κλιματικές συνθήκες Αθήνας. Διάφοροι τύποι ηλιακών συλλεκτών εξετάστηκαν στις προσομοιώσεις συμπεριλαμβανομένων προηγμένων επίπεδων ηλιακών συλλεκτών με επιλεκτικό κάλυμμα καθώς και υβριδικού φωτοβολταϊκού θερμικοί (PV/T) συλλέκτες. Η παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος από τους υβριδικούς φωτοβολταϊκούς συλλέκτες υπολογίζεται και συγκρίνεται με αυτή που παράγεται από ένα απλό φωτοβολταϊκό σύστημα. Οι συνολικές ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις υπολογίζονται για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις.

5.3.2 Εξισώσεις υβριδικών φωτοβολταϊκών – θερμικών συλλεκτών και δείκτες αξιολόγησης

Ένας φωτοβολταϊκός – θερμικός συλλέκτης (PV/T) (Εικόνα 5.19) είναι ένα υβριδικό σύστημα το οποίο συνδυάζει ένα φωτοβολταϊκό συλλέκτη μαζί με ένα θερμικό στοιχείο έτσι ώστε να παράγει ταυτόχρονα θερμική και ηλεκτρική ισχύ. Περισσότερες πληροφορίες σχετικά με αυτό το είδος συλλεκτών είναι διαθέσιμες στη διεθνή βιβλιογραφία [5.9–5.11]. Οι εξισώσεις που ακολουθούν διέπουν τη λειτουργία των υβριδικών αυτών συλλεκτών όσον αφορά την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης μιας φωτοβολταϊκής μονάδας ορίζεται από την παρακάτω εξίσωση [5.12]:



Εικόνα 5.19: Σχηματικό διάγραμμα υβριδικού φωτοβολταϊκού – θερμικού συλλέκτη

$$\eta_{el} = \frac{V_m I_m}{IA_{sc}} \quad (5.29)$$

Στο παρόν μοντέλο, οι ακόλουθες εξισώσεις χρησιμοποιούνται για να υπολογιστεί η ηλεκτρική απόδοση των φωτοβολταϊκών συλλεκτών [5.13]:

$$\eta_{el} = \eta_{refer} \left[1 - \beta (T_{PV} - T_{refer}) \right] \quad (5.30)$$

Η παραπάνω εξίσωση μπορεί να μετασχηματισθεί στην παρακάτω μορφή [5.12, 5.14]:

$$\eta_{el} = A_{el} - B_{el} T_{PV} \quad (5.31)$$

Η θερμοκρασία για πολυκρυσταλλικούς και μονοκρυσταλλικούς φωτοβολταϊκούς συλλέκτες υπολογίζεται από την Εξίσωση 5.32 ενώ για φωτοβολταϊκούς συλλέκτες άμορφου πυριτίου από την Εξίσωση 5.33 σε βαθμούς °C [5.12]:

$$T_{PV} = 30.0006 + 0.0175(I - 300) + 1.14(T_{amb} - 25) \quad (5.32)$$

$$T_{PV} = 30.0006 + 0.0175(I - 150) + 1.14(T_{amb} - 25) \quad (5.33)$$

Στην περίπτωση των φωτοβολταϊκών – θερμικών συλλεκτών η ενεργή θερμοκρασία $T_{PV,eff}$ χρησιμοποιείται αντί της T_{PV} :

$$T_{PV,eff} = T_{PV} + (T_{PV/T} - T_{amb}) \quad (5.34)$$

Όπου η θερμοκρασία λειτουργίας $T_{PV/T}$ του υβριδικού συστήματος μπορεί να προσεγγιστεί από τη μέση θερμοκρασία του μέσου μεταφοράς θερμότητας [5.12].

Οι συνολικές ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις υπολογίζονται από τις ακόλουθες σχέσεις:

$$\eta_{en} = \frac{\int_{t_{start}}^{t_{stop}} (Q_{Achill} + P_{el}) dt}{\int_{t_{sunrise}}^{t_{sunset}} A_{sc} I dt} \quad (5.35)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\int_{t_{start}}^{t_{stop}} (Q_{ex,Achill} + P_{ex,el}) dt}{\int_{t_{sunrise}}^{t_{sunset}} A_{sc} I_{ex} dt} \quad (5.36)$$

Όπου για την εξέργεια της ηλεκτρικής ισχύος έχουμε:

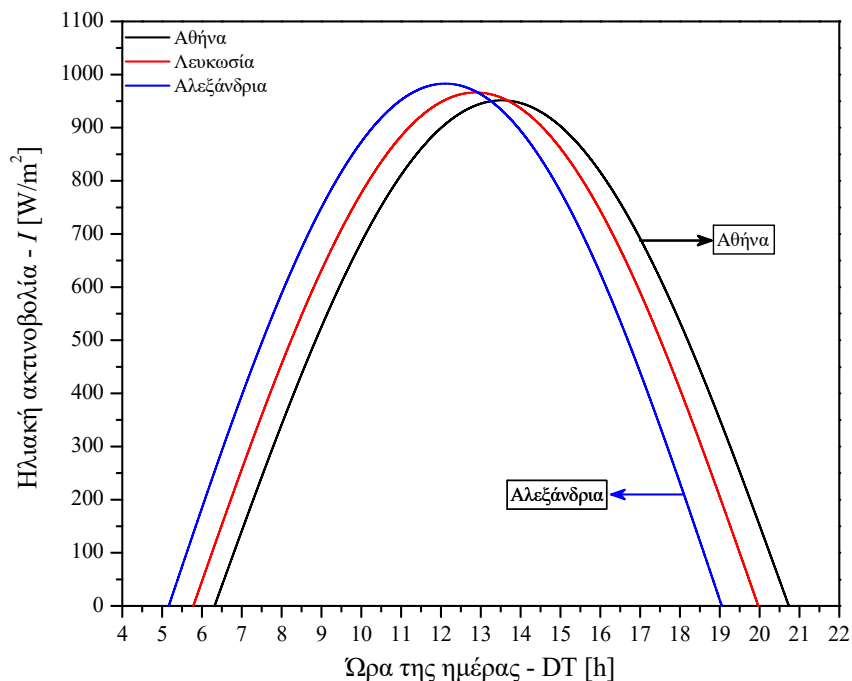
$$P_{ex,el} = P_{el} \quad (5.37)$$

5.3.3 Ανάλυση αποτελεσμάτων

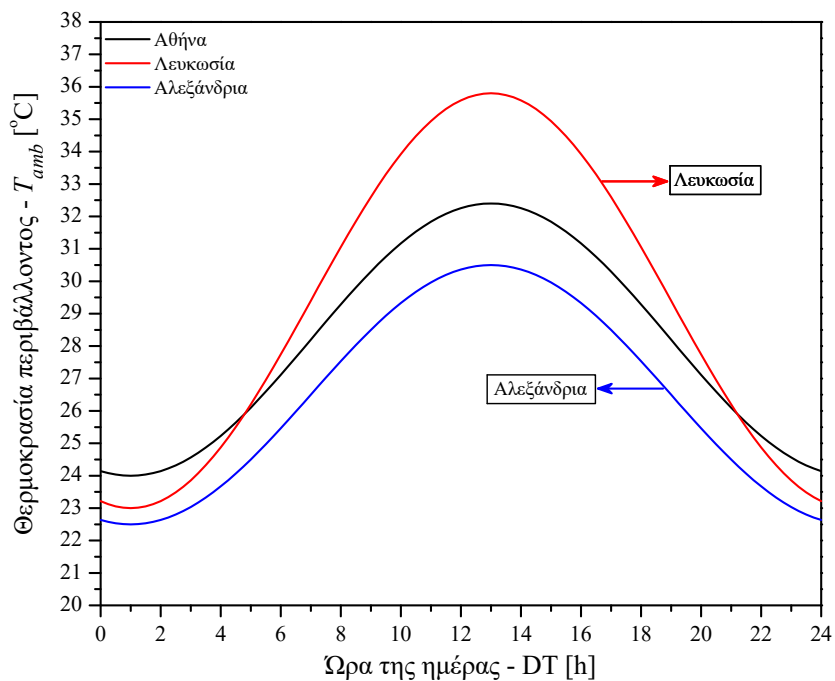
Ένας μονοβάθμιος ψύκτης προσρόφησης δύο θαλάμων ρόφησης με τεχνικά χαρακτηριστικά και συνθήκες λειτουργίας ίδιες με αυτές που θεωρήθηκαν στη παραμετρική ανάλυση χρησιμοποιείται στο υπό εξέταση ψυκτικό σύστημα. Ο ψύκτης χρησιμοποιεί silica gel ως προσροφητικό και νερό ως ψυκτικό μέσο. Η συνολική επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών σε όλες τις περιπτώσεις είναι 70 m^2 ενώ η χωρητικότητα της δεξαμενής αποθήκευσης θεωρείται ίση με 0.2 m^3 . Η ηλιακή ακτινοβολία για τις τρεις υπό εξέταση πόλεις, κατά το μήνα Ιούλιο απεικονίζεται στην Εικόνα 5.20 σύμφωνα με την Εξίσωση 5.3. Η θερμοκρασία περιβάλλοντος για τον ίδιο μήνα παρουσιάζεται στην Εικόνα 5.21. Οι ώρες ανατολής και δύσης μαζί με τις

5. Ηλιακή ψύξη

άλλες παραμέτρους που είναι απαραίτητες στις Εξισώσεις 5.3 και 5.4 συγκεντρώνονται στον Πίνακα 5.9.



Εικόνα 5.20: Μεταβολή της ηλιακής ακτινοβολίας κατά τη διάρκεια της ημέρας για τις τρεις υπό εξέταση πόλεις κατά το μήνα Ιούλιο



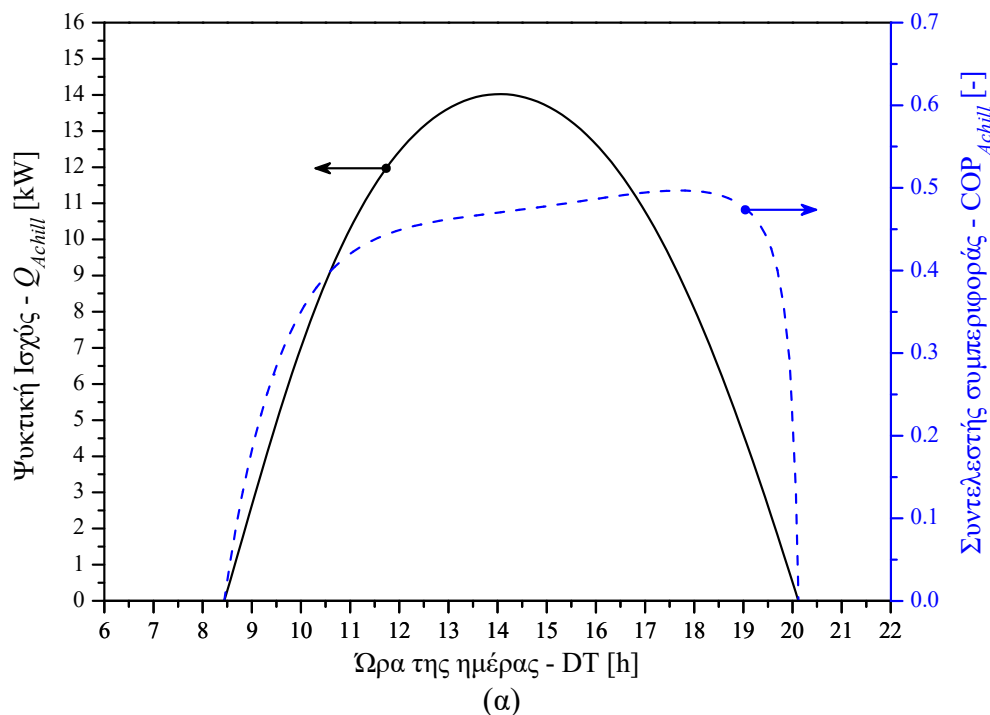
Εικόνα 5.21: Μεταβολή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια της ημέρας για τις τρεις υπό εξέταση πόλεις κατά το μήνα Ιούλιο

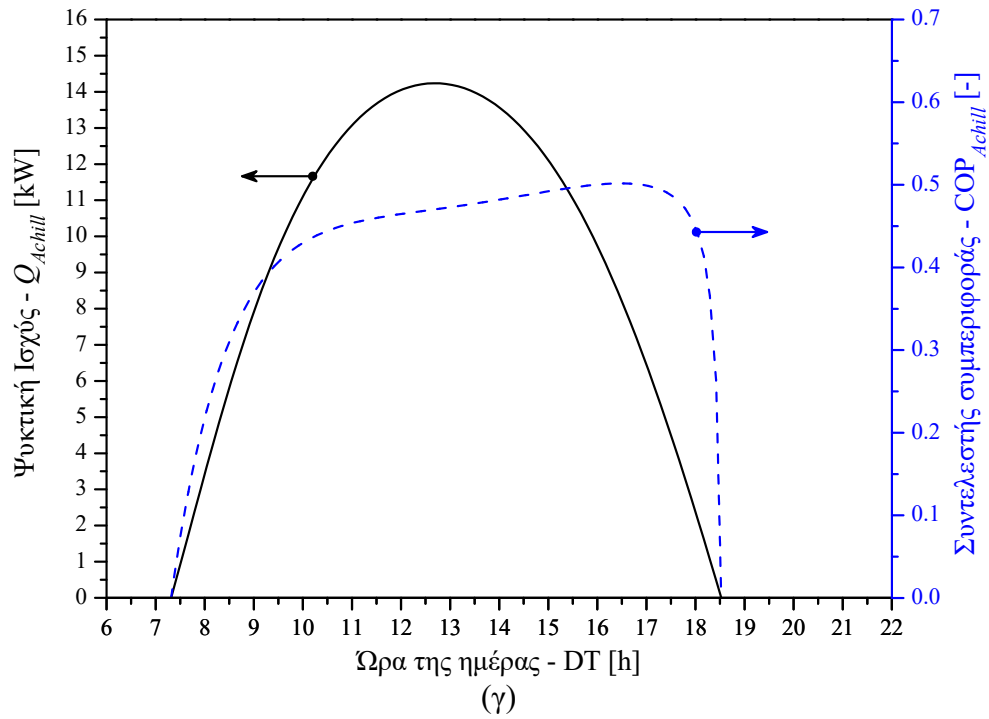
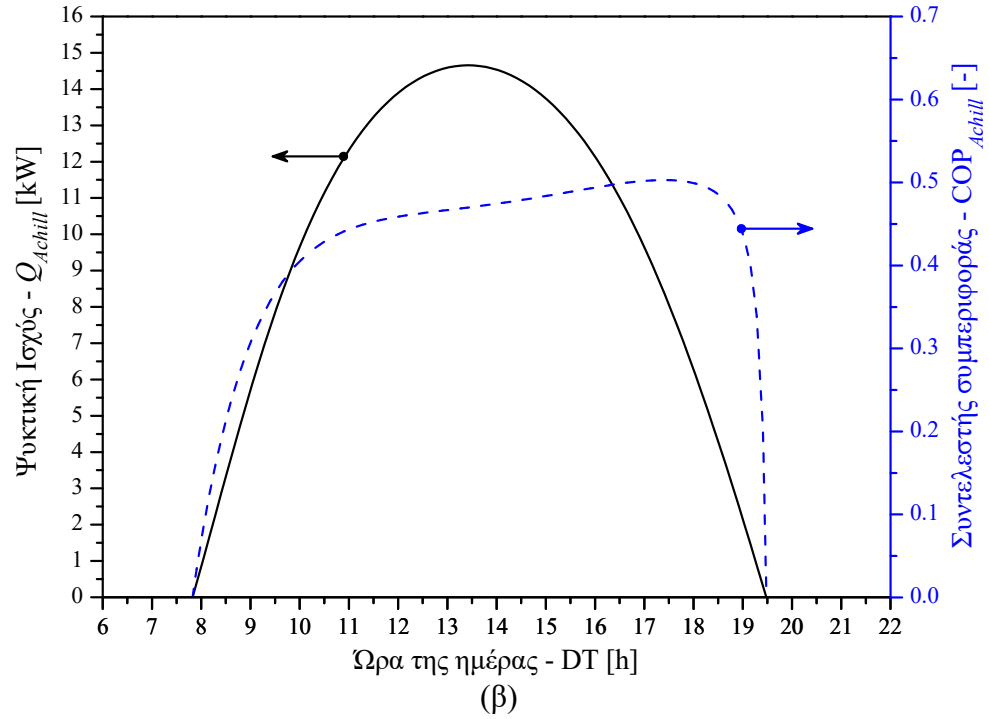
5. Ηλιακή ψύξη

Πίνακας 5.9: Συντελεστές για τις εξισώσεις ηλιακής ακτινοβολίας και θερμοκρασίας περιβάλλοντος

Πόλη	Ανατολή [h]	Δύση [h]	T_{max} [°C]	T_{min} [°C]	I_{max} [$W m^{-2}$]
Αθήνα	6.32	20.73	32.4	24.0	951.50
Λευκωσία	5.78	19.97	35.8	23.0	966.29
Αλεξάνδρεια	5.17	19.05	30.5	22.5	982.94

Ένας απλός επίπεδος ηλιακός συλλέκτης με μαύρη επικάλυψη απορροφητή επιλέγεται για τις προσομοιώσεις και είναι κοινός και για τις τρεις εξεταζόμενες πόλεις. Οι χαρακτηριστικές τιμές του συλλέκτη είναι $F_R(\tau\alpha)=0.79$ και $F_R U_L=6.67 W/m^2 \text{ } ^\circ C$ [5.15] (Απλός 1 συλλέκτης, Πίνακας 5.10). Η μέση ψυκτική ισχύς του κύκλου και ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος για το μήνα Ιούλιο απεικονίζονται στην Εικόνα 5.22. Η μέγιστη ψυκτική ισχύς παρουσιάζεται για το σύστημα που λειτουργεί υπό κλιματικές συνθήκες Λευκωσίας με τιμή περίπου 14.7 kW (Εικόνα 5.22β). Οι αντίστοιχες τιμές για την Αθήνα και την Αλεξάνδρεια είναι 14.0 kW και 14.2 kW αντίστοιχα. Μολονότι η μέγιστη τιμή ηλιακής ακτινοβολίας παρουσιάζεται στην Αλεξάνδρεια η μέγιστη ψυκτική ισχύς δεν εμφανίζεται στο σύστημα που είναι εγκατεστημένο εκεί. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας του γεγονότος ότι στην Αλεξάνδρεια παρουσιάζονται χαμηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος με αποτέλεσμα οι απώλειες θερμότητας στους συλλέκτες να είναι μεγαλύτερες. Η μέγιστη τιμή COP είναι περίπου 0.5 και είναι ίδια και για τις τρεις πόλεις. Σε γενικές γραμμές η μέγιστη ψυκτική ισχύς συμπίπτει χρονικά με τη μέγιστη τιμή ηλιακής ακτινοβολίας ενώ ο μέγιστος συντελεστής συμπεριφοράς παρουσιάζεται το απόγευμα λίγες ώρες πριν ο ψύκτης σταματήσει τη λειτουργία του. Αυτό εξηγείται από τη θερμική αδράνεια των εναλλακτών θερμότητας, των μέσων μεταφοράς θερμότητας και των προσροφητικών υλικών.





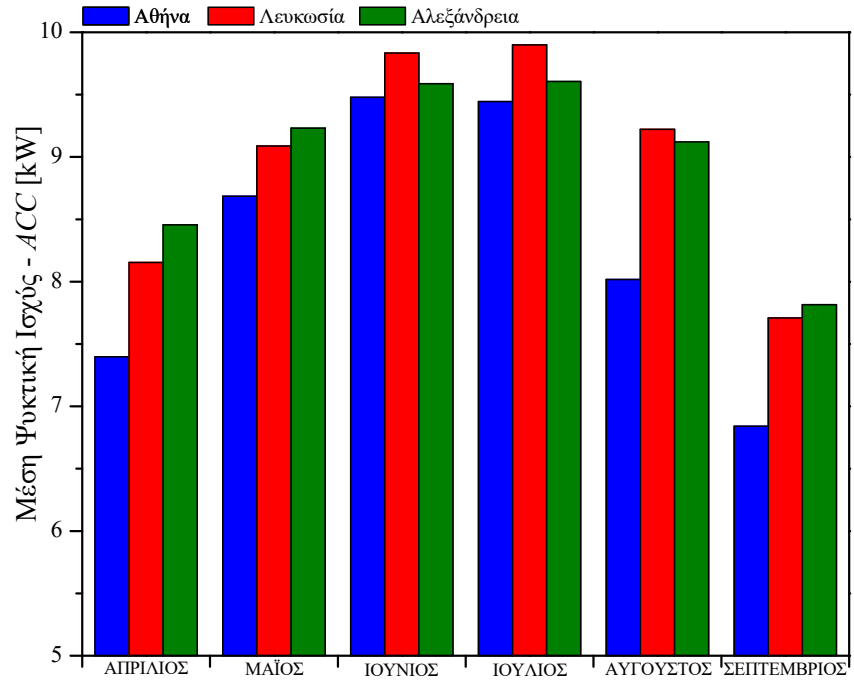
Εικόνα 5.22: Μεταβολή της ψυκτικής ισχύος και του συντελεστή συμπεριφοράς κατά τη διάρκεια της ημέρας για (α) Αθήνα, (β) Λευκωσία και (γ) Αλεξάνδρεια κατά το μήνα Ιούλιο

5. Ηλιακή ψύξη

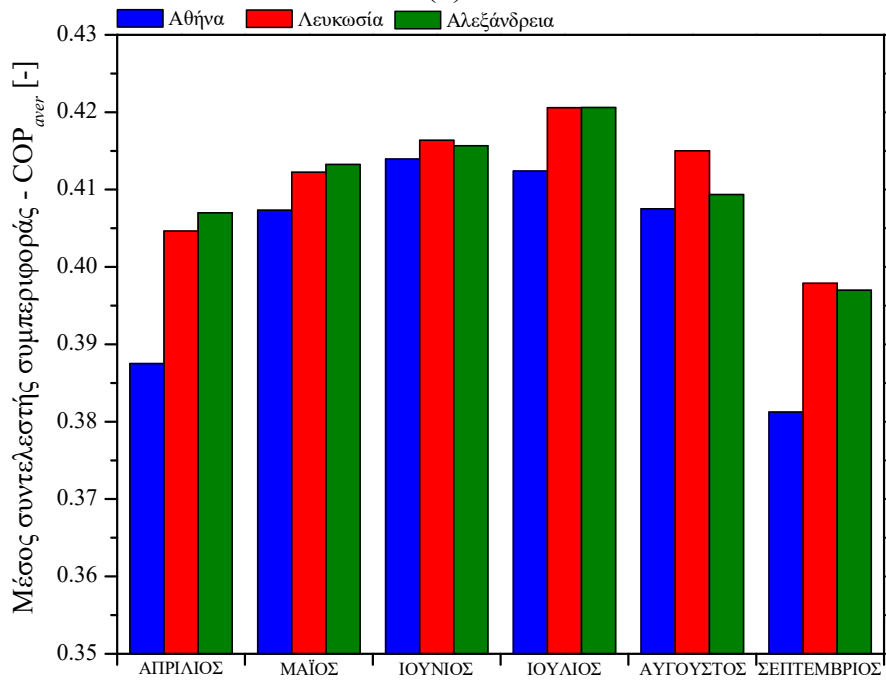
Πίνακας 5.10: Χαρακτηριστικά των ηλιακών συλλεκτών που χρησιμοποιούνται στις προσομοιώσεις [5.14, 5.15]

Τύπος	Θερμικός		Ηλεκτρικός	
	$F_{RT\alpha}$	F_{RU_L} (W/m ² K)	A_{el}	B_{el}
Προηγμένος (Επιλεκτική επικάλυψη)	0.80	4.78	-	-
Απλός 1 (Μαύρη βαφή)	0.79	6.67	-	-
Απλός 2 (Μαύρη βαφή)	0.78	7.50	-	-
PVT (Με κάλυμμα)	0.71	9.04	0.1457	0.00094
PVT (Χωρίς κάλυμμα)	0.55	11.99	0.1659	0.00094
PV	-	-	0.1659	0.00094

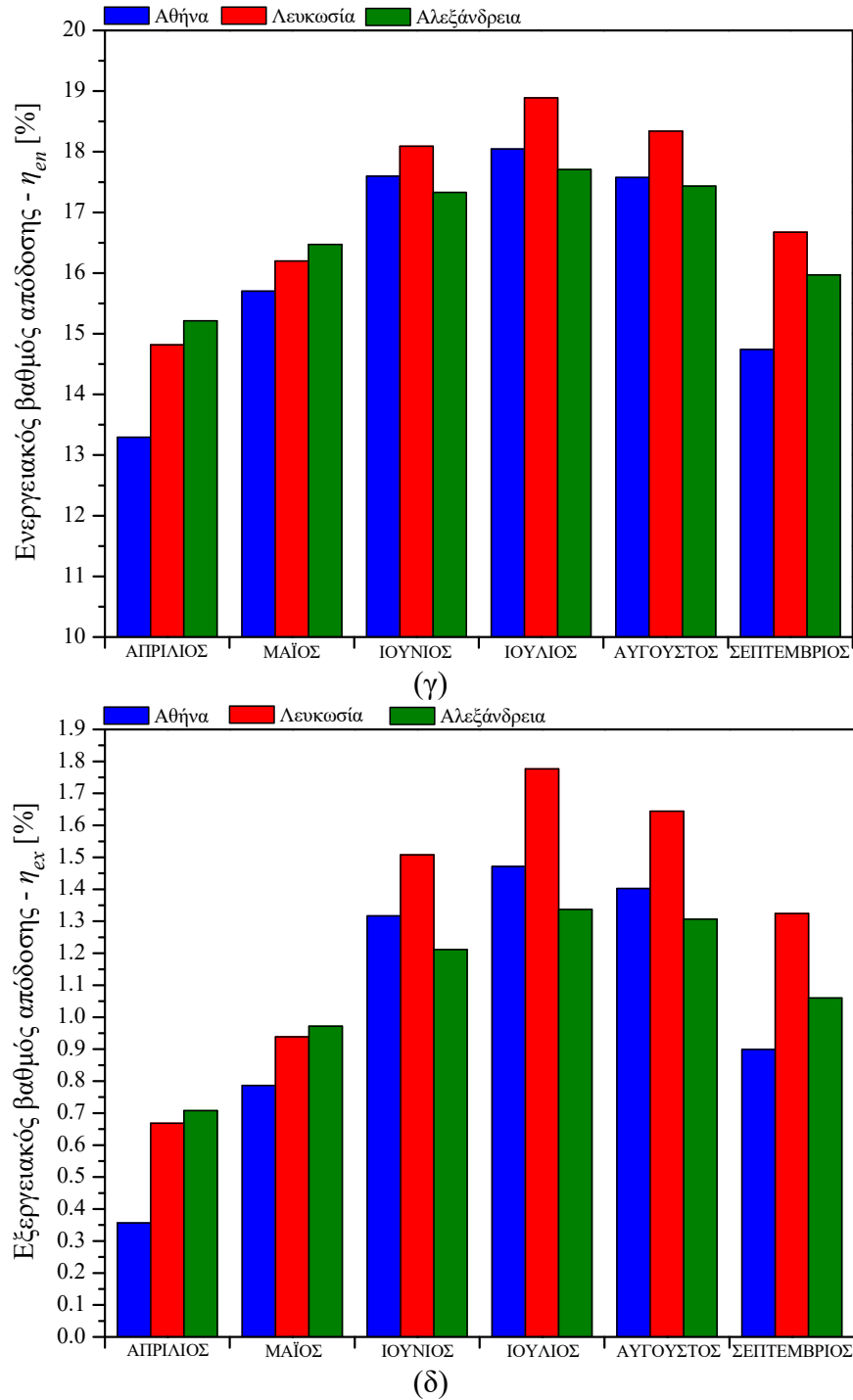
Η απόδοση του ψυκτικού συστήματος μελετάται στη συνέχεια για ολόκληρη τη θερινή περίοδο (Απρίλιο με Σεπτέμβριο). Τα αποτελέσματα συγκεντρώνονται στην Εικόνα 5.23. Παρατηρείται ότι το σύστημα παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση την περίοδο από τον Ιούνιο ως τον Αύγουστο σε όλες τις εξεταζόμενες πόλεις. Οι κλιματικές συνθήκες αυτή την περίοδο ευνοούν τη λειτουργία ηλιακών θερμικών συστημάτων εξαιτίας του συνδυασμού υψηλών τιμών ηλιακής ακτινοβολίας και υψηλών θερμοκρασιών περιβάλλοντος. Στην Εικόνα 5.23α απεικονίζεται η μέση ψυκτική ισχύς του συστήματος. Η μέγιστη μέση ψυκτική ισχύς είναι περίπου 9.9 kW και παρουσιάζεται στη Λευκωσία κατά το μήνα Ιούλιο. Από την άλλη μεριά η χαμηλότερη μέση ψυκτική ισχύς είναι περίπου 6.8 kW και παρατηρείται στην Αθήνα το Σεπτέμβριο. Ο μέσος συντελεστής συμπεριφοράς παρουσιάζεται στην Εικόνα 5.23β. Ο μέγιστος μέσος συντελεστής συμπεριφοράς παρατηρείται πάλι το μήνα Ιούλιο και είναι περίπου 0.42 τόσο για τη Λευκωσία όσο και για την Αλεξάνδρεια. Στην Εικόνα 5.23 απεικονίζεται ο συνολικός ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος. Βλέπουμε ότι ο μέγιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης εμφανίζεται στο σύστημα που λειτουργεί υπό κλιματικές συνθήκες Λευκωσίας κατά το Μήνα Ιούλιο (18.9%). Ο χαμηλότερος βαθμός ενεργειακής απόδοσης παρουσιάζεται στην Αθήνα για το Μήνα Απρίλιο (13.3%). Παρόμοια συμπεριφορά παρατηρείται και για το συνολικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης ο οποίος παρόλα αυτά επηρεάζεται περισσότερο από την θερμοκρασία περιβάλλοντος. Η μέγιστη τιμή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης είναι περίπου 1.8% και εμφανίζεται στη Λευκωσία τον Ιούλιο ενώ η χαμηλότερη είναι περίπου 0.35% και παρατηρείται τον Απρίλιο στην Αθήνα. Γενικά ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει μεγαλύτερες διακυμάνσεις από τους άλλους δείκτες αξιολόγησης και επηρεάζεται κυρίως από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.



(α)



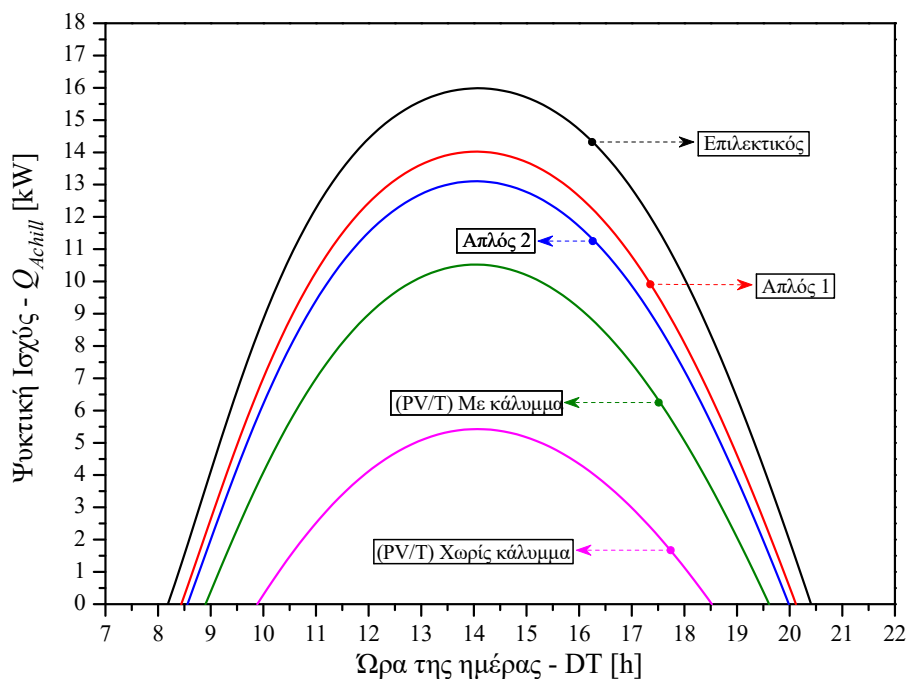
(β)



Εικόνα 5.23: Δείκτες αξιολόγησης του ηλιακού συστήματος καθ' όλη τη διάρκεια της θερινής περιόδου (α) μέση ημερήσια ψυκτική ισχύς, (β) μέσος συντελεστής συμπεριφοράς, (γ) ενεργειακός και (δ) εξεργειακός βαθμός απόδοσης.

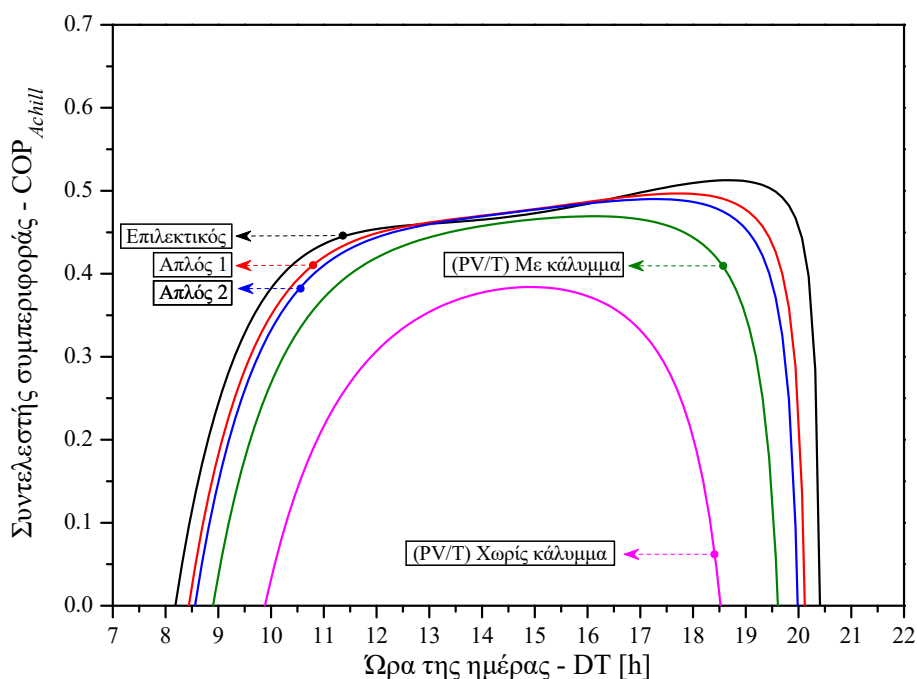
Στη συνέχεια, η απόδοση του συστήματος αξιολογείται για πέντε διαφορετικούς τύπους ηλιακών συλλεκτών υπό κλιματικές συνθήκες Αθήνας κατά το μήνα Ιούλιο. Συγκεκριμένα, οι προσομοιώσεις διεξάγονται για τρεις επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες (έναν προηγμένου τύπου και δύο απλούς) και δύο συλλέκτες PV/T (με και χωρίς κάλυμμα). Ο απορροφητής του προηγμένου επίπεδου συλλέκτη είναι επιστρωμένος με επιλεκτική επικάλυψη χρωμίου ενώ οι απορροφητές των απλών επιπέδων συλλεκτών είναι επιστρωμένοι με μαύρη βαφή. Πολυκρυσταλλικού τύπου (pc-Si) φωτοβολταϊκά πάνελ χρησιμοποιούνται στους PV/T συλλέκτες. Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς από ένα πολυκρυσταλλικό φωτοβολταϊκό σύστημα που λειτουργεί κάτω από τις ίδιες κλιματικές συνθήκες υπολογίζεται για λόγους σύγκρισης. Τα χαρακτηριστικά των ηλιακών συλλεκτών που χρησιμοποιούνται στις προσομοιώσεις συγκεντρώνονται στον Πίνακα 5.10.

Στην Εικόνα 5.24 απεικονίζεται η μέση ψυκτική ισχύς του κύκλου κατά τη διάρκεια της ημέρας και για τους πέντε υπό εξέταση ηλιακούς συλλέκτες. Όπως είναι αναμενόμενο ο ψύκτης παράγει υψηλότερες τιμές ψυκτικής ισχύος όταν συμβατικού τύπου επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες χρησιμοποιούνται. Πιο συγκεκριμένα, η μέγιστη ψυκτική ισχύς παρουσιάζεται όταν χρησιμοποιείται ο ηλιακός συλλέκτης με την επιλεκτική επικάλυψη. Η μέγιστη τιμή σε αυτή την περίπτωση είναι περίπου 16 kW στις 14:00. Η χειρότερη απόδοση παρουσιάζεται για το ηλιακό σύστημα ψύξης το οποίο τροφοδοτείται από τον ηλιακό συλλέκτη PV/T που δε διαθέτει κάλυμμα με μέγιστη ψυκτική ισχύ κοντά στα 5.4 kW στις 14:00 h. Γενικά, ο ψύκτης αγγίζει τη μέγιστη ψυκτική ισχύ του μεταξύ 13:30 με 14:30 για όλες τις υπό εξέταση περιπτώσεις.



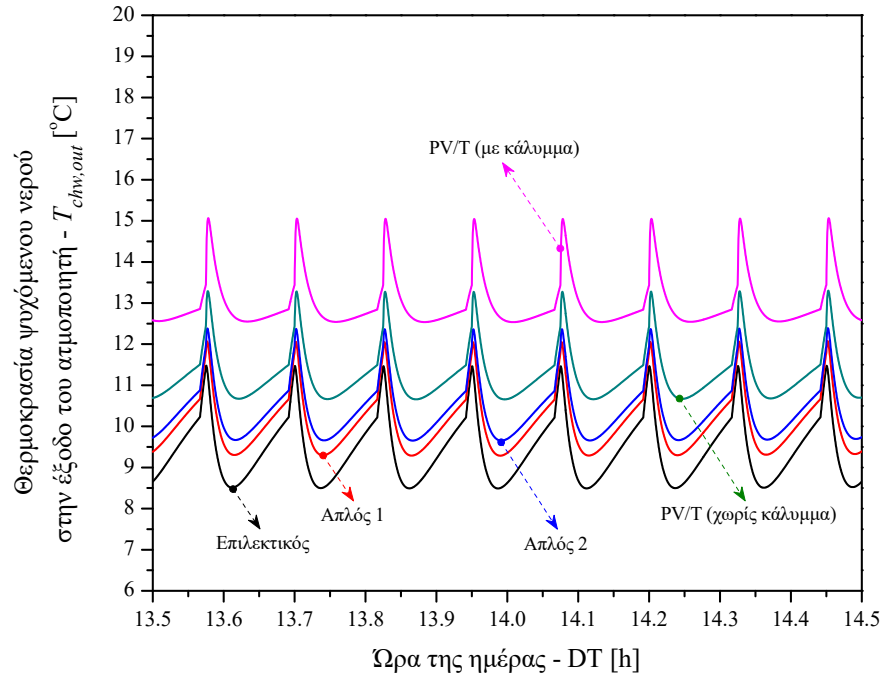
Εικόνα 5.24: Ψυκτική ισχύς του ηλιακού συστήματος ψύξης για διάφορους τύπους συλλεκτών

Ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος παρουσιάζεται στην Εικόνα 5.25. Αντίστοιχα με την ψυκτική ισχύ, η καλύτερη απόδοση όσον αφορά το συντελεστή συμπεριφοράς παρατηρείται στο σύστημα που χρησιμοποιεί τους επιλεκτικούς συλλέκτες. Το σύστημα φθάνει σε ένα μέγιστο COP περίπου 0.51 στις 18:42 ενώ η αντίστοιχη τιμή για το σύστημα με τους χωρίς κάλυμμα PV/T συλλέκτες είναι 0.38 στις 14:54. Από τις Εικόνες 5.24 και 5.25 επίσης παρατηρείται ότι το σύστημα που χρησιμοποιεί τους επιλεκτικούς συλλέκτες λειτουργεί για περισσότερες ώρες σε σύγκριση με τα άλλα συστήματα. Πιο συγκεκριμένα το ψυκτικό σύστημα που τροφοδοτείται από τους επιλεκτικούς συλλέκτες παράγει ψυκτική ισχύ από τις 8:11 έως τις 20:25 (περίπου για 12 ώρες και 14 λεπτά) ενώ το σύστημα που χρησιμοποιεί τους φωτοβολταϊκούς θερμικούς συλλέκτες PV/T που δε διαθέτουν κάλυμμα λειτουργεί από τις 9:53 έως τις 18:31 (για περίπου 8 ώρες και 38 λεπτά).



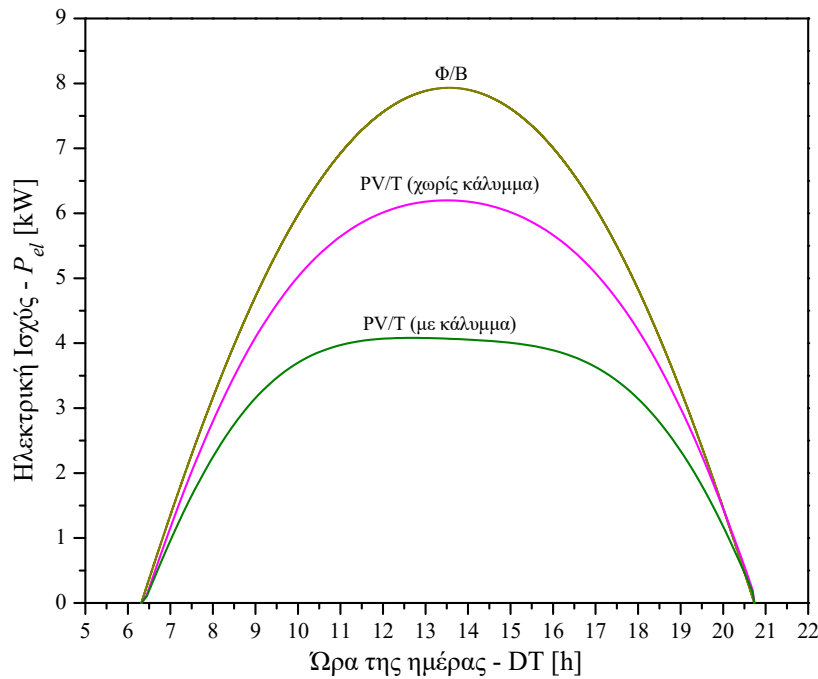
Εικόνα 5.25: Συντελεστής συμπεριφοράς του ηλιακού συστήματος ψύξης για διάφορους τύπους συλλεκτών

Τα προφίλ της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη από τις 13:30 έως τις 14:30, όταν η ψυκτική ισχύς μεγιστοποιείται, παρουσιάζονται στην Εικόνα 5.26. Παρατηρείται ότι το σύστημα που τροφοδοτείται από τους επιλεκτικούς συλλέκτες επιτυγχάνει χαμηλότερες θερμοκρασίες σε σύγκριση με τα άλλα συστήματα. Συγκεκριμένα, η μέση θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη είναι 9.43 °C στο σύστημα των επιλεκτικού τύπου συλλεκτών ενώ η ίδια τιμή για το σύστημα των PV/Ts χωρίς κάλυμμα είναι 12.98 °C.



Εικόνα 5.26: Προφίλ θερμοκρασιών του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη για διάφορα είδη ηλιακών συλλεκτών

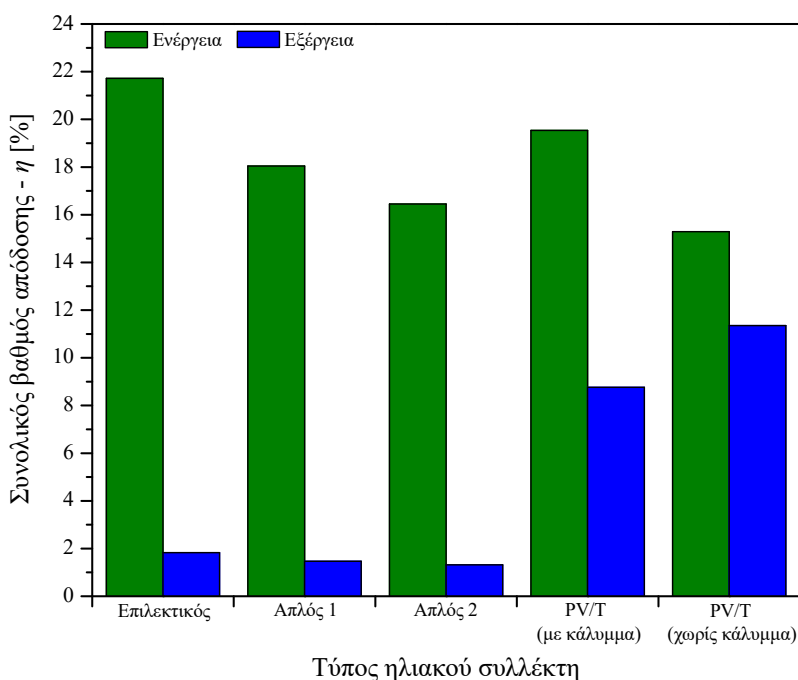
Στην Εικόνα 5.27 παρουσιάζεται η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται από τους PV/T συλλέκτες. Για λόγους σύγκρισης η παραγωγή ενός φωτοβολταϊκού συστήματος που αποτελείται από πολυκρυσταλλικούς συλλέκτες απεικονίζεται επίσης στο διάγραμμα της Εικόνας 5.27.



Εικόνα 5.27: Ηλεκτρική ισχύς παραγόμενη από τους PV/T και Φ/B συλλέκτες

Παρατηρείται ότι οι PV/T συλλέκτες που δε διαθέτουν κάλυμμα παράγουν υψηλότερη ηλεκτρική ισχύ σε σύγκριση με τους PV/T συλλέκτες που διαθέτουν κάλυμμα. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι ο υαλοπίνακας προσθέτει οπτικές απώλειες μειώνοντας την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ. Η μέγιστη τιμή ηλεκτρικής ισχύος είναι 6.2 kW για τα PV/Ts χωρίς κάλυμμα και 4.1 kW για αυτά που διαθέτουν κάλυμμα. Ενδεικτικά, το φωτοβολταϊκό σύστημα παράγει 7.9 kW στο αποκορύφωμά του κοντά στις 13:36.

Οι συνολικές ενεργειακές και εξεργειακές αποδόσεις του ψυκτικού συστήματος για όλους τους εξεταζόμενους τύπους συλλεκτών παρουσιάζονται στην Εικόνα 5.28. Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του ψυκτικού συστήματος που τροφοδοτείται από τους επιλεκτικούς συλλέκτες κυμαίνεται στο 21.7% και είναι ο καλύτερος μεταξύ των άλλων συλλεκτών. Κοντά σε αυτή την απόδοση βρίσκεται και το σύστημα που τροφοδοτείται από τους PV/T συλλέκτες με κάλυμμα το οποίο και παρουσιάζει τη δεύτερη καλύτερη ενεργειακή απόδοση. Η χειρότερη συνολική ενεργειακή απόδοση παρουσιάζεται για το ψυκτικό σύστημα με τους PV/T συλλέκτες χωρίς κάλυμμα και είναι 15.3%.



Εικόνα 5.28: Συνολικοί ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης του συστήματος για διάφορους τύπους ηλιακών συλλεκτών

Ο συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης, από την άλλη μεριά παρουσιάζει διαφορετική συμπεριφορά σε σύγκριση με τον ενεργειακό. Σε αυτή την περίπτωση, το σύστημα με τους PV/T συλλέκτες που δε διαθέτουν κάλυμμα παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση με εξεργειακό βαθμό απόδοσης 11.4% ενώ η χαμηλότερη απόδοση ανήκει στον Απλό 2 ηλιακό συλλέκτη ο οποίος έχει εξεργειακό βαθμό απόδοσης περίπου 1.3%. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας του γεγονότος ότι η ποιότητα της ενέργειας που παράγεται από τους θερμικούς συλλέκτες (θερμότητα και στη

5. Ηλιακή ψύξη

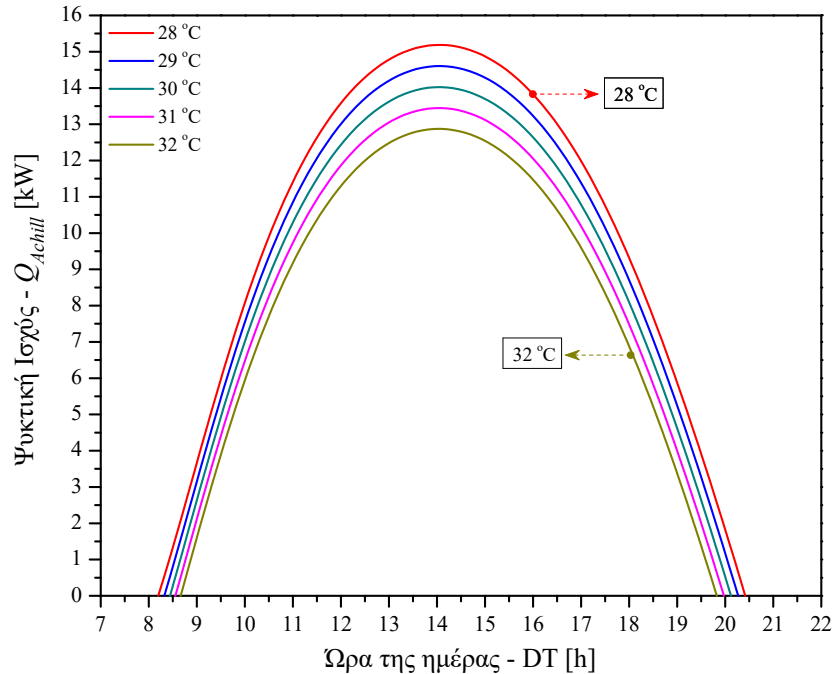
συνέχεια ψυκτική ισχύς) είναι χαμηλότερη σε σύγκριση με την ηλεκτρική ισχύ που παράγεται από τους PV/T συλλέκτες. Σε γενικές γραμμές το ψυκτικό σύστημα που τροφοδοτείται από συλλέκτες PV/T συνδυάζει σχετικά υψηλούς ενεργειακούς και εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης. Από την παραπάνω ανάλυση παρατηρείται ότι η χρήση προηγμένου τύπου επιλεκτικών ηλιακών συλλεκτών ευνοεί την απόδοση του ηλιακού συστήματος ψύξης όσον αφορά την παραγόμενη ψυκτική ισχύ, το συντελεστή συμπεριφοράς και τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης ενώ οι συλλέκτες τύπου PV/T ευνοούν τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος. Για λόγους σύγκρισης, οι σημαντικότεροι δείκτες αξιολόγησης των υπό εξέταση συστημάτων ψύξης συγκεντρώνονται στον Πίνακα 5.11 όπως αυτοί προκύπτουν από τα διαγράμματα των Εικόνων 5.24, 5.25, 5.27 και 5.28.

Πίνακας 5.11: Χαρακτηριστικοί δείκτες αξιολόγησης του υπό μελέτη συστήματος ηλιακής ψύξης για διάφορους τύπους συλλεκτών

Είδος συλλέκτη	$Q_{chill,max}$ (kW)	$P_{el,max}$ (kW)	E_{cool} (kWh)	E_{el} (kWh)	Μέσος COP	η_{en} (%)	η_{ex} (%)
Επιλεκτικός	15.99	–	132.787	–	0.42	21.72	1.83
Απλός 1	14.02	–	110.305	–	0.41	18.04	1.47
Απλός 2	13.11	–	100.530	–	0.41	16.45	1.32
PV/T (με κάλυμμα)	10.52	4.08	75.083	44.380	0.38	19.54	8.76
PV/T (χωρίς κάλυμμα)	5.43	6.20	31.054	62.432	0.29	15.29	11.35

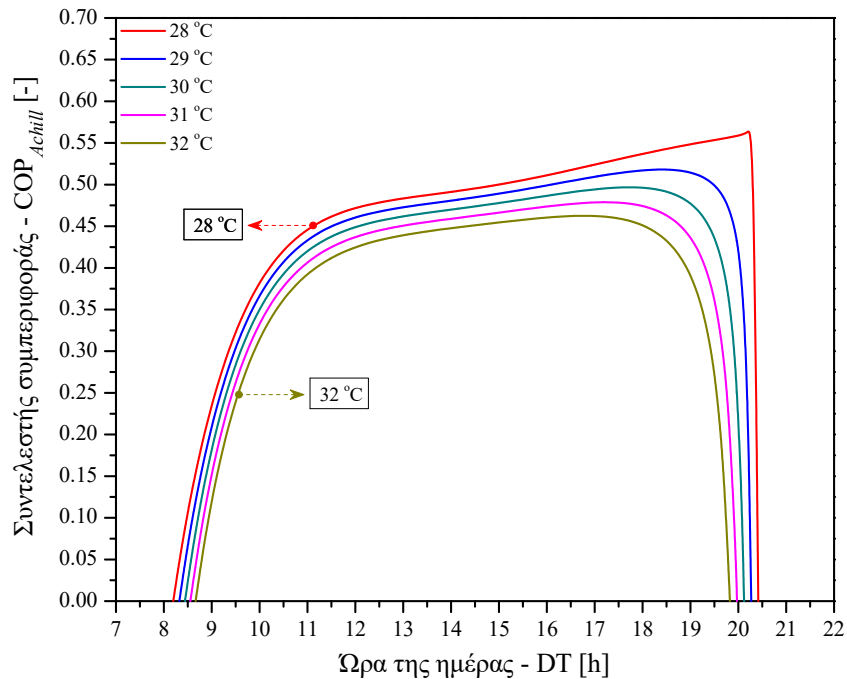
Στη συνέχεια εξετάζεται η επιρροή της θερμοκρασίας του εξερχόμενου από τον πύργο ψύξης νερού στην απόδοση του ηλιακού συστήματος ψύξης. Οι κλιματικές συνθήκες που επικρατούν στην Αθήνα το μήνα Ιούλιο χρησιμοποιούνται στις προσομοιώσεις. Ένας απλός επίπεδος ηλιακός συλλέκτης (Απλός 1, Πίνακας 5.10) τροφοδοτεί το σύστημα. Η θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης από τον πύργο ψύξης μεταβάλλεται από 28 °C έως 32 °C.

Στο σχήμα της Εικόνας 5.29 παρουσιάζεται η μέση ψυκτική ισχύς του συστήματος κατά τη διάρκεια μίας ημέρας για διάφορες θερμοκρασίες εισόδου του νερού ψύξης στον ψυκτική προσρόφησης. Η μέγιστη ψυκτική ισχύς εμφανίζεται για θερμοκρασία νερού ψύξης 28 °C και είναι περίπου 15.2 kW. Παρατηρείται ότι μείωση δύο βαθμών Κελσίου (από 30 °C στους 28 °C) στη θερμοκρασία του νερού ψύξης οδηγεί σε μία κατά 8.57% αύξηση (από 14 kW σε 15.2 kW) της μέγιστης ψυκτικής ισχύος.



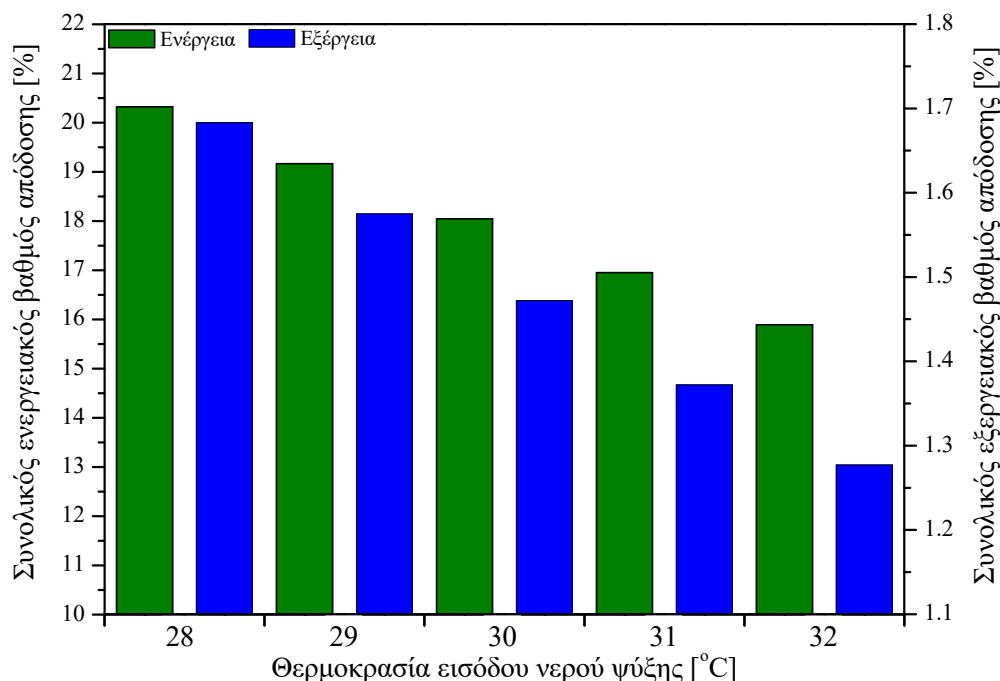
Εικόνα 5.29: Ψυκτική ισχύς του συστήματος για διάφορες θερμοκρασίες νερού ψύξης στην είσοδο του ψύκτη

Στο σχήμα της Εικόνας 5.30 απεικονίζεται ο μέσος COP του κύκλου κατά τη διάρκεια μίας ημέρας. Ο καλύτερος συντελεστής συμπεριφοράς COP παρατηρείται για νερό ψύξης 28 °C με μέγιστη τιμή περίπου 0.57 στις 20:18 h ενώ η χαμηλότερη απόδοση του COP εμφανίζεται για το νερό ψύξης των 32 °C με ένα μέγιστο συντελεστή συμπεριφοράς 0.46 κοντά στις 16:48 h.



Εικόνα 5.30: Συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος για διάφορες θερμοκρασίες νερού ψύξης στην είσοδο του ψύκτη

Οι συνολικοί ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης του ηλιακού συστήματος ψύξης για διάφορες θερμοκρασίες νερού ψύξης απεικονίζονται στο σχήμα της Εικόνας 5.31. Οι καλύτεροι ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης (20.3% και 1.68% αντίστοιχα) παρατηρούνται για το ψυκτικό σύστημα που λειτουργεί με νερό ψύξης 28 °C ενώ οι χειρότεροι (15.9% και 1.28%) παρατηρούνται για το σύστημα που λειτουργεί με νερό ψύξης θερμοκρασίας 32 °C.



Εικόνα 5.31: Συνολικοί ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης για διάφορες θερμοκρασίες νερού ψύξης στην είσοδο του ψύκτη

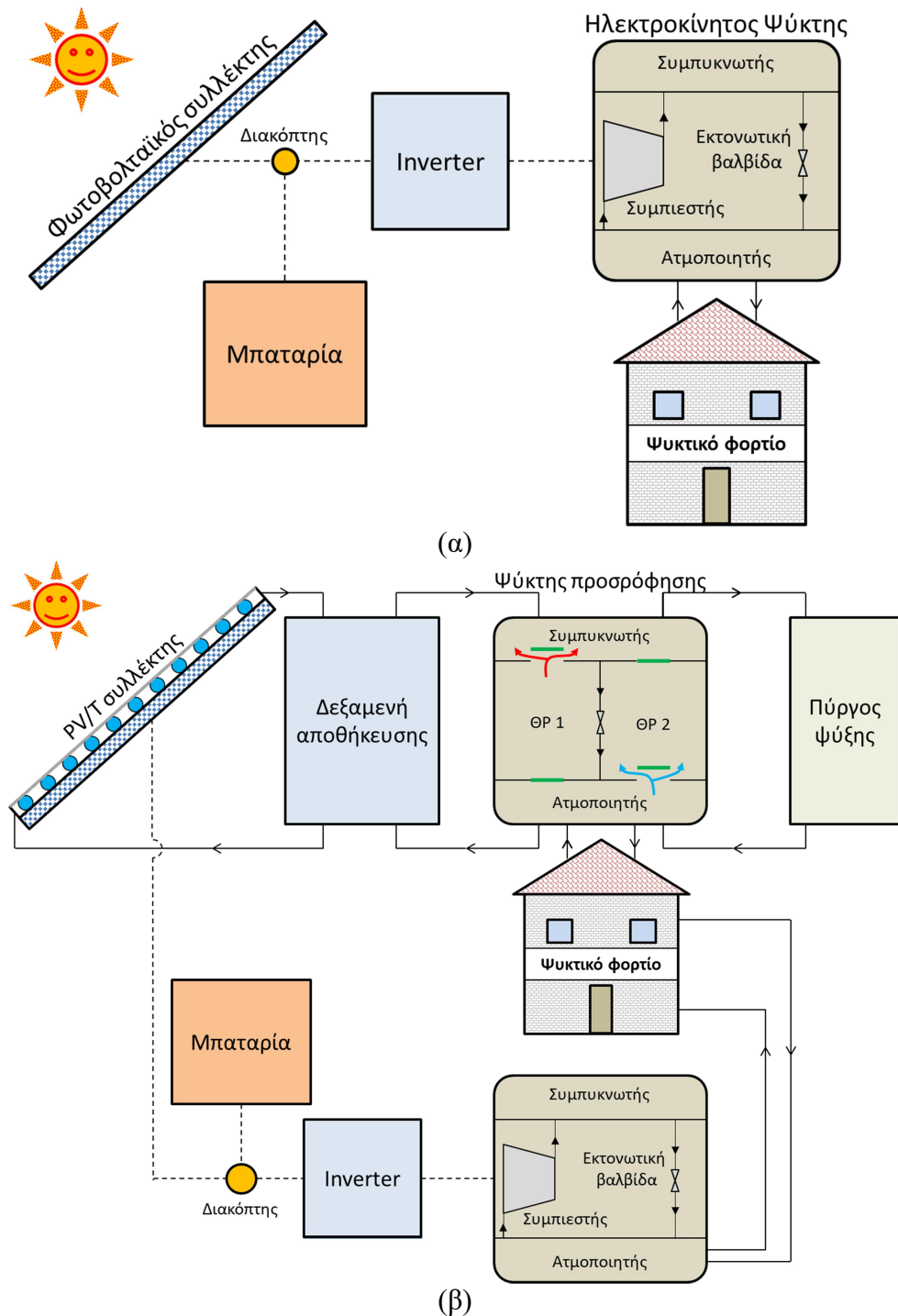
5.4 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΘΕΡΜΙΚΟΥ ΚΑΙ ΗΛΙΑΚΟΥ ΗΛΕΚΤΡΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ

5.4.1 Συνοπτική περιγραφή υπό εξέταση συστημάτων

Στην ενότητα αυτή, εξετάζεται ένα ηλιακό θερμικό σύστημα ψύξης το οποίο είναι συζευγμένο με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες και η συμπεριφορά του συγκρίνεται με ένα ηλιακό ηλεκτρικό σύστημα ψύξης το οποίο είναι συζευγμένο με φωτοβολταϊκούς συλλέκτες και με ένα υβριδικό θερμικό – ηλεκτρικό σύστημα ψύξης το οποίο τροφοδοτείται από PV/Ts. Όλα τα υπό μελέτη συστήματα είναι εγκατεστημένα στην Αθήνα, Ελλάδα. Η λειτουργία του ηλιοθερμικού συστήματος ψύξης περιγράφηκε σε προηγούμενη Ενότητα (Παράγραφος 5.3.1). Το ηλιακό ηλεκτρικό σύστημα (Εικόνα 5.32α) περιλαμβάνει τέσσερα κύρια μέρη: 1) φωτοβολταϊκά στοιχεία, 2) inverter, 3) μπαταρία και 4) ένα συμβατικό ηλεκτροκίνητο ψύκτη συμπίεσης ατμών. Τα φωτοβολταϊκά πάνελ συλλέγουν την ηλιακή ακτινοβολία και τη μετατρέπουν σε ηλεκτρική ενέργεια. Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς είναι με τη μορφή συνεχούς ρεύματος. Ο inverter θα το μετατρέψει σε εναλλασσόμενο έτσι ώστε να τροφοδοτηθεί ο ηλεκτροκίνητος ψύκτης. Τέλος

5. Ηλιακή ψύξη

το υβριδικό φωτοβολταϊκό – θερμικό ψυκτικό σύστημα παρουσιάζεται στην Εικόνα 5.32β. Η θερμότητα που παράγεται από τους PV/T συλλέκτες χρησιμοποιείται ούτως ώστε να τροφοδοτηθεί ένας ψύκτης προσρόφησης ενώ η ηλεκτρική ενέργεια παρέχεται ώστε να λειτουργήσει ένας συμβατικός ηλεκτρικός ψύκτης.



Εικόνα 5.32: Σχηματική απεικόνιση ηλιακού συστήματος ψύξης τροφοδοτούμενο από α) φωτοβολταϊκούς συλλέκτες β) PV/T συλλέκτες

5.4.2 Μοντελοποίηση ηλιακών συστημάτων ψύξης

Τα δεδομένα της ηλιακής ακτινοβολίας για την Αθήνα (37.984 °N, 23.728 ° E) λαμβάνονται από το [5.16]. Τα δεδομένα προσαρμόζονται σε μία ημιτονοειδής εξίσωση (Εξίσωση 5.38) για την ολική ηλιακή ακτινοβολία και σε μία πολυωνυμική (Εξίσωση 5.39) για τη διάχυτη. Οι τιμές για κάθε μήνα της θερινής περιόδου (Μάιο έως Σεπτέμβριο) συγκεντρώνονται στον Πίνακα 5.12. Στην Εικόνα 5.33 παρουσιάζονται τα δεδομένα ηλιακής ακτινοβολίας μαζί με την εξίσωση που τα προσεγγίζει για το μήνα Ιούλιο. Φαίνεται ότι υπάρχει συμφωνία μεταξύ των δεδομένων και της εξίσωσης. Για να υπολογίσουμε τις τιμές της ηλιακής ακτινοβολίας σε κεκλιμένες επιφάνειες χρησιμοποιούμε τις Εξισώσεις 5.40 και 5.41. Η θερμοκρασία περιβάλλοντος προσεγγίζεται και σε αυτή την περίπτωση από την Εξίσωση 5.4.

Πίνακας 5.12: Συντελεστές εξισώσεων κλιματικών δεδομένων (Εξισώσεις 5.4, 5.38 και 5.39)

	Ολική Οριζόντια Ακτινοβολία					Θερμοκρασία	
	y_0	S	x_c	w	Adj. R-Square	T_{max}	T_{min}
Μάιος	358.6199	513.12359	8.74368	9.20561	0.99968	24.2	15.8
Ιούνιος	436.29668	551.54785	8.92008	8.95648	0.99968	28.9	20.2
Ιούλιος	439.77765	544.03964	8.83875	8.71939	0.99962	31.9	22.9
Αύγουστος	403.74967	516.80731	-7.29693	8.31467	0.99962	31.9	22.9
Σεπτέμβριος	323.30039	466.24141	-6.91475	8.10003	0.99956	28.3	19.7

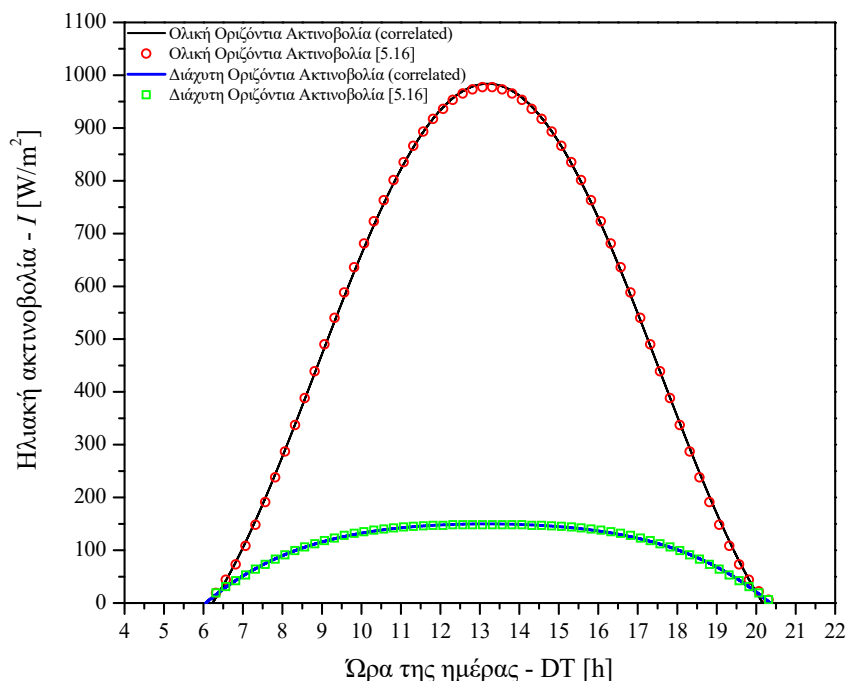
	Διάχυτη Οριζόντια Ακτινοβολία					
	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	Adj. R-Square
Μάιος	-1530.59708	464.36757	-48.00283	2.29048	-0.04281	0.99894
Ιούνιος	-1146.00264	349.82251	-35.86989	1.70035	-0.03165	0.99869
Ιούλιος	-994.10799	308.55574	-32.14266	1.54782	-0.02926	0.99866
Αύγουστος	-1343.65389	394.22567	-40.14611	1.89066	-0.03497	0.99922
Σεπτέμβριος	-1880.51654	545.79996	-56.11653	2.67126	-0.05000	0.99951

$$I = y_0 + S \sin\left(\pi \frac{t - x_c}{w}\right) \quad (5.38)$$

$$I_d = D_0 + D_1 t + D_2 t^2 + D_3 t^3 + D_4 t^4 \quad (5.39)$$

$$I_\beta = (I - I_d) R_b + I_d \frac{1 + \cos \beta}{2} + \rho I \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad (5.40)$$

$$R_b = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\varphi - \beta) \sin \delta}{\cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta} \quad (5.41)$$



Εικόνα 5.33: Δεδομένα ηλιακής ακτινοβολίας για την Αθήνα κατά το μήνα Ιούλιο

Οι εξισώσεις που περιγράφουν τη λειτουργία του ηλιοθερμικού συστήματος αναφέρονται στην Παράγραφο 5.2.2. Όσον αφορά το ηλιακό – ηλεκτρικό σύστημα ψύξης για την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ έχουμε:

$$P_{el} = IA_{sc}\eta_{Gpv} \quad (5.42)$$

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης του φωτοβολταϊκού συστήματος (Εξίσωση 5.43) λαμβάνει υπόψη του τις απώλειες από τη μετατροπή του συνεχούς ρεύματος (DC) σε εναλλασόμενο (AC). Ο βαθμός απόδοσης του φωτοβολταϊκού στοιχείου, η_{el} , δίνεται από τις Εξισώσεις 5.30 και 5.31 που περιγράφηκαν στην Παράγραφο 5.3.2.

$$\eta_{Gpv} = \eta_{el}\eta_c \quad (5.43)$$

Η παραγόμενη από τον ηλεκτροκίνητο ψύκτη ψυκτική ισχύς δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\text{COP}_{Echill} = \frac{Q_{Echill}}{P_{el}} \quad (5.44)$$

Όπου ο συντελεστής συμπεριφοράς του ηλεκτροκίνητου ψύκτη προσεγγίζεται από την Εξίσωση 5.45 [5.18]:

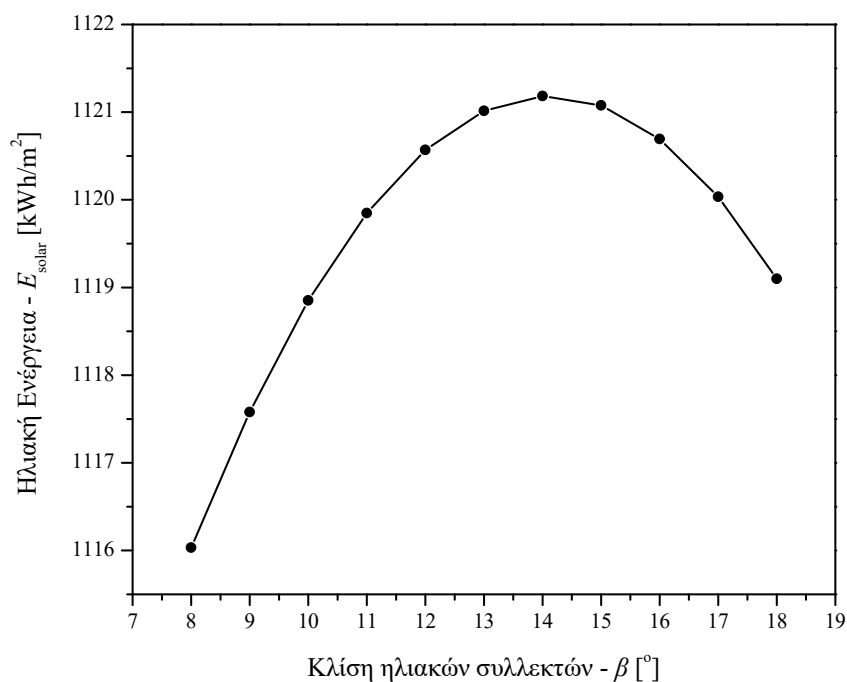
$$\text{COP}_{Echill} = 0.0035T_{amb}^2 - 0.3372T_{amb} + 10.287 \quad (5.45)$$

Το υβριδικό φωτοβολταϊκό θερμικό σύστημα παράγει ψυκτική ισχύ τόσο από τον ψύκτη προσρόφησης όσο και από το συμβατικό ψύκτη συμπίεσης ατμών. Η συνολική ψυκτική ισχύς του ηλιακού συστήματος που τροφοδοτείται από τα PV/Ts δίνεται από το παρακάτω άθροισμα:

$$Q_{PV/T} = Q_{Echill} + Q_{Achill} \quad (5.46)$$

5.4.3 Βέλτιστη γωνία κλίσης ηλιακών συλλεκτών

Η βέλτιστη γωνία κλίσης των ηλιακών συλλεκτών υπολογίζεται ώστε να μεγιστοποιείται η συλλεγόμενη ηλιακή ενέργεια κατά τη διάρκεια της θερινής περιόδου (Μάιο με Σεπτέμβριο) χρησιμοποιώντας τις Εξισώσεις 5.38 – 5.41 και τα δεδομένα του Πίνακα 5.12. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στην Εικόνα 5.34 στην οποία φαίνεται ότι η βέλτιστη κλίση είναι 14° . Από την TOTEE [5.19] μία κλίση μεταξύ $7^\circ - 14^\circ$ προτείνεται για την Αθήνα με συνολική ηλιακή ακτινοβολία της τάξης των 1124 kWh/m^2 για τη θερινή περίοδο. Τα δεδομένα αυτά βρίσκονται σε συμφωνία με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την παρούσα μελέτη όπου για κλίση $\beta = 14^\circ$ υπολογίζεται συνολική ηλιακή ακτινοβολία 1121 kWh/m^2 . Στους υπολογισμούς που θα ακολουθήσουν θεωρείται ότι οι ηλιακοί συλλέκτες τοποθετούνται με κλίση 14° έχοντας νότιο προσανατολισμό έτσι ώστε να μεγιστοποιείται η συλλεγόμενη ηλιακή ακτινοβολία κατά τη θερινή περίοδο.

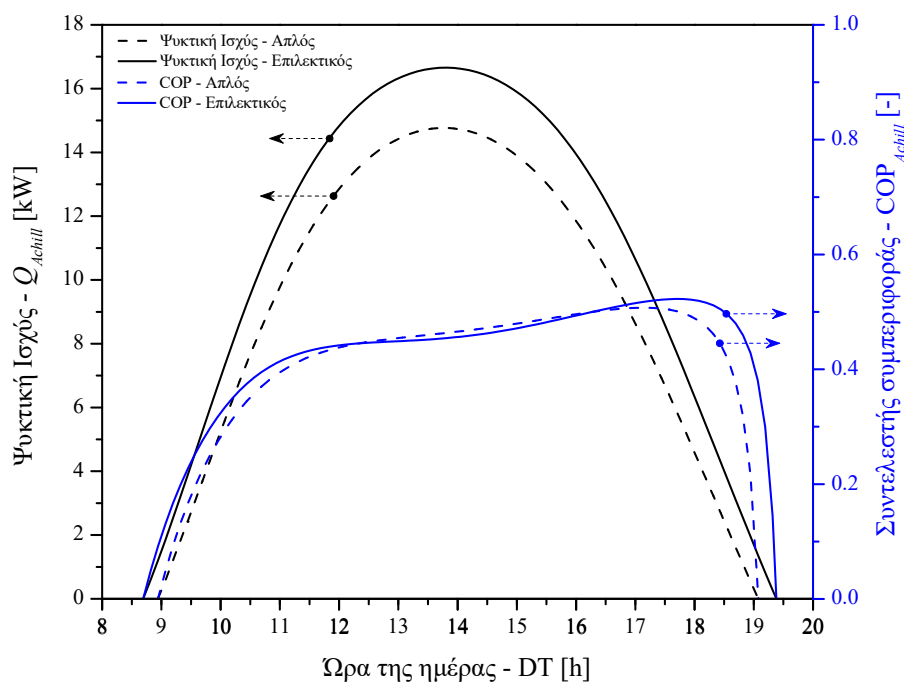


Εικόνα 5.34: Βέλτιστη γωνία κλίσης ηλιακών συλλεκτών για μεγιστοποίηση ηλιακής ενέργειας κατά τους θερινούς μήνες

5.4.4 Ανάλυση απόδοσης των ηλιακών συστημάτων ψύξης

Ο ίδιος ψύκτης προσρόφησης με αυτόν που χρησιμοποιήθηκε στην Ενότητα 5.2 χρησιμοποιείται και στην παρούσα ανάλυση. Η συνολική επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών είναι 70 m^2 και είναι κοινή για όλους τους τύπους συλλεκτών συμπεριλαμβανομένων των φωτοβολταϊκών και των υβριδικών φωτοβολταϊκών θερμικών συλλεκτών ενώ η χωρητικότητα της δεξαμενής είναι 0.2 m^3 . Η απόδοση του συστήματος μελετάται για δύο τύπους θερμικών ηλιακών συλλεκτών: 1) έναν απλό επίπεδο ηλιακό συλλέκτη με μαύρη βαφή ως απορροφητή ($F_{R\tau\alpha} = 0.79$, $F_{R}U_L = 6.67 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ [5.15]) και 2) έναν προηγμένου τύπου επίπεδο ηλιακό συλλέκτη με επιλεκτική επίστρωση χρωμίου ($F_{R\tau\alpha} = 0.80$, $F_{R}U_L = 4.78 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ [5.15]).

Στο διάγραμμα της Εικόνας 5.35 απεικονίζεται η απόδοση του ηλιακού θερμικού συστήματος ψύξης κατά το μήνα Ιούλιο. Παρατηρείται ότι το σύστημα που χρησιμοποιεί τον προηγμένου τύπου ηλιακό συλλέκτη παρουσιάζει μεγαλύτερη μέγιστη τιμή ψυκτικής ισχύος (περίπου 16.7 kW) σε σύγκριση με το σύστημα το οποίο τροφοδοτείται από τους απλούς επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες (κοντά στο 14.8 kW). Το ίδιο ισχύει και για το συντελεστή συμπεριφοράς COP ο οποίος παρουσιάζει μέγιστη τιμή περίπου 0.52 όταν χρησιμοποιούνται προηγμένου τύπου ηλιακοί συλλέκτες και 0.51 όταν χρησιμοποιούνται απλοί επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες. Τέλος το σύστημα με τους επιλεκτικούς συλλέκτες λειτουργεί περισσότερες ώρες (περίπου 10 ώρες και 42 λεπτά, από τις 8.42 h έως τις 19.24 h) σε σύγκριση με αυτό που χρησιμοποιεί τους απλούς συλλέκτες (περίπου 10 ώρες και 12 λεπτά, από τις $8:54$ έως τις $19:06 \text{ h}$).



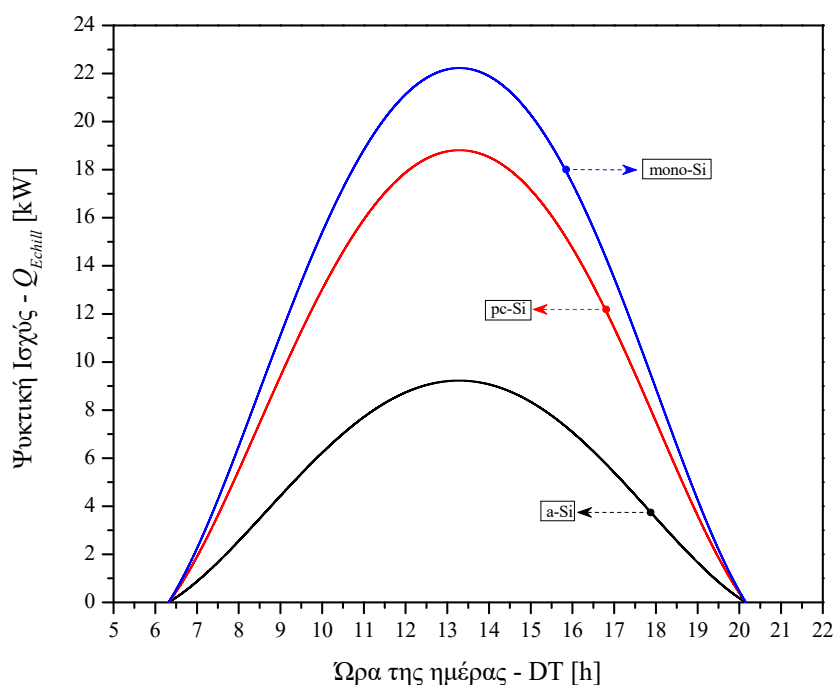
Εικόνα 5.35: Απόδοση ηλιακού θερμικού συστήματος ψύξης κατά το μήνα Ιούλιο

5. Ηλιακή ψύξη

Όσον αφορά το ηλιακό ηλεκτρικό σύστημα ψύξης, η απόδοσή του εξετάζεται για τρεις διαφορετικούς τύπους φωτοβολταϊκών συλλεκτών. Τα χαρακτηριστικά αυτών των φωτοβολταϊκών συλλεκτών συγκεντρώνονται στον Πίνακα 5.13. Σε όλες τις υπό εξέταση περιπτώσεις, ο βαθμός απόδοσης της μετατροπής η_c θεωρείται 0.86 [5.18]. Στην Εικόνα 5.36, η ψυκτική ισχύς του ηλιακού συστήματος παρουσιάζεται και για τις τρεις περιπτώσεις το μήνα Ιούλιο. Παρατηρείται ότι το σύστημα που χρησιμοποιεί τους μονοκρυσταλλικούς συλλέκτες παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση με μέγιστη ψυκτική ισχύ κοντά στα 22.2 kW. Η δεύτερη καλύτερη απόδοση επιτυγχάνεται από το σύστημα που χρησιμοποιεί τους πολυκρυσταλλικούς φωτοβολταϊκούς συλλέκτες (18.8 kW) ενώ τη χειρότερη απόδοση την παρουσιάζει το σύστημα το οποίο τροφοδοτείται από τους φωτοβολταϊκούς συλλέκτες άμορφου πυριτίου (9.2 kW).

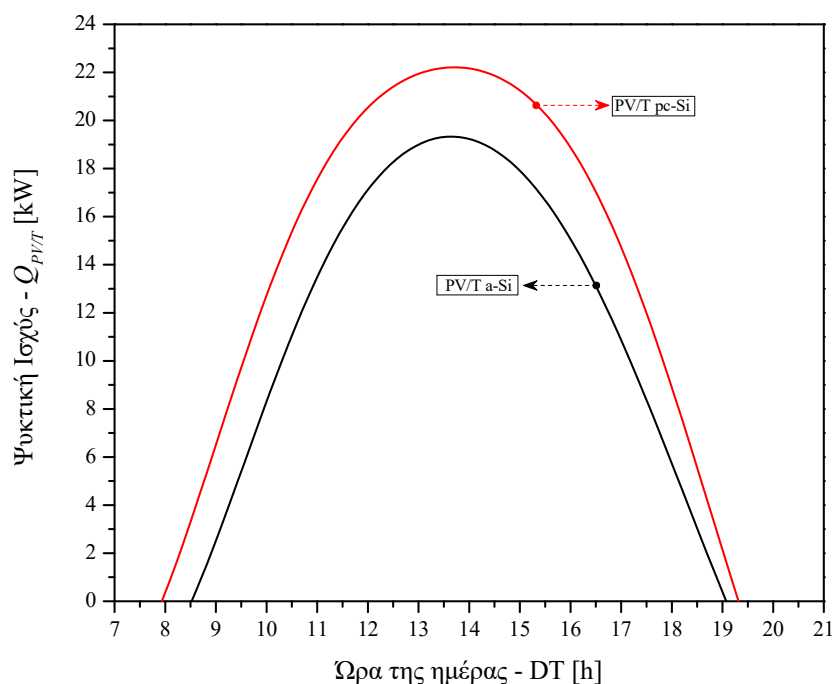
Πίνακας 5.13: Χαρακτηριστικά Φ/B και PV/T συλλεκτών που χρησιμοποιούνται στις προσομοιώσεις [5.12, 5.27]

	Φ/B συλλέκτες			PV/T συλλέκτες			
	T_{ref} [°C]	η_{ref} [-]	β_{ref} [-]	A_{el}	B_{el}	$F_R \tau \alpha$	$F_R U_L$
mono-Si	25	0.13	0.0040				
pc-Si	25	0.11	0.0040	0.1457	0.00094	0.71	9.04
a-Si	25	0.05	0.0011	0.0485	0.00011	0.75	8.83



Εικόνα 5.36: Ψυκτική ισχύς ηλιακού ηλεκτρικού συστήματος ψύξης κατά το μήνα Ιούλιο

Δύο είδη PV/T συλλεκτών οι οποίοι διαθέτουν κάλυμμα εξετάζονται. Ο ένας συλλέκτης διαθέτει πολυκρυσταλλικά φωτοβολταϊκά στοιχεία και ο άλλος στοιχεία άμορφου πυριτίου. Τα χαρακτηριστικά στοιχεία του κάθε συλλέκτη συγκεντρώνονται στον Πίνακα 5.13. Στην Εικόνα 5.37, απεικονίζεται η απόδοση του ηλιακού συστήματος ψύξης που τροφοδοτείται από τους PV/T συλλέκτες. Φαίνεται ότι το πολυκρυσταλλικό σύστημα παρουσιάζει καλύτερη απόδοση σε σύγκριση με το σύστημα του άμορφου πυριτίου. Πιο συγκεκριμένα, το πολυκρυσταλλικό σύστημα παράγει μία μέγιστη ψυκτική ισχύ της τάξης των 22.2 kW και λειτουργεί για περίπου 11 ώρες και 24 λεπτά ενώ οι αντίστοιχες τιμές για το σύστημα του άμορφου πυριτίου είναι 19.3 kW και 10 ώρες και 36 λεπτά αντίστοιχα.



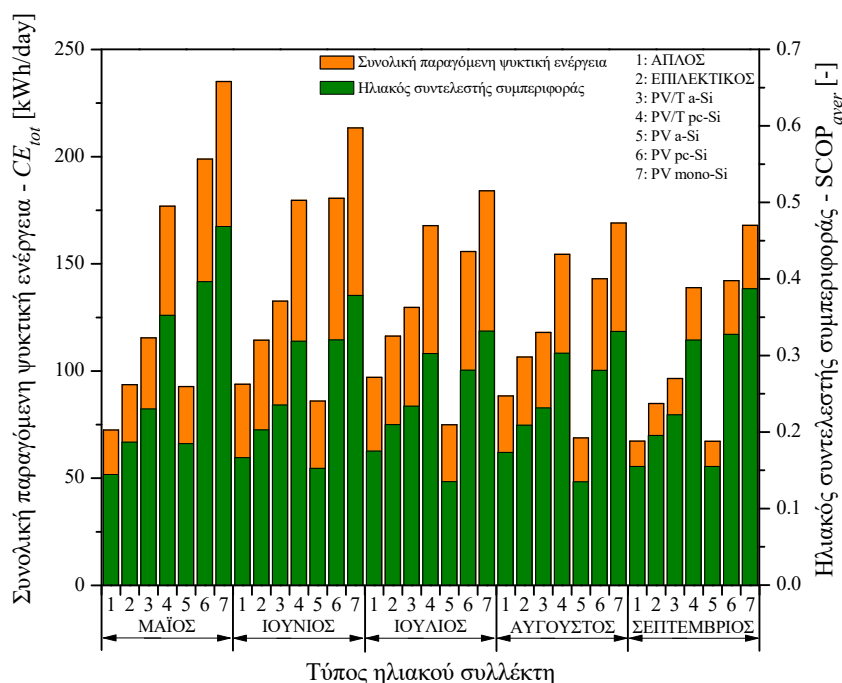
Εικόνα 5.37: Ψυκτική ισχύς υβριδικού ηλιακού φωτοβολταϊκού-θερμικού συστήματος ψύξης κατά το μήνα Ιούλιο

5.4.5 Σύγκριση των τριών ηλιακών συστημάτων

Συγκρίνοντας την απόδοση των τριών ηλιακών συστημάτων ψύξης (Εικόνες 5.35 – 5.37) παρατηρούμε ότι το σύστημα που τροφοδοτείται από τους μονοκρυσταλλικούς ηλιακούς συλλέκτες παρουσιάζει καλύτερη απόδοση σε σχέση με τα συστήματα που τροφοδοτούνται από άλλους τύπους ηλιακών συλλεκτών. Από την άλλη μεριά, το σύστημα που χρησιμοποιεί τους συλλέκτες άμορφου πυριτίου παρουσιάζει τη χαμηλότερη απόδοση.

Η σύγκριση μεταξύ των τριών αυτών συστημάτων ηλιακής ψύξης γίνεται πιο ξεκάθαρη στην Εικόνα 5.38 όπου η ψυκτική ενέργεια που παράγεται ανά μέρα (CE_{tot}) μαζί με το μέσο ηλιακό συντελεστή συμπεριφοράς ($SCOP_{aver}$) παρουσιάζονται για κάθε είδος συλλέκτη κατά τους θερινούς μήνες. Ανάμεσα στους υπό εξέταση συλλέκτες η υψηλότερη απόδοση παρατηρείται για το σύστημα που τροφοδοτείται από τα μονοκρυσταλλικά φωτοβολταϊκά το μήνα Μάιο. Κατά το

μήνα αυτό η ψυκτική ενέργεια που παράγεται είναι $CE_{tot}=235.07$ kWh/day με ηλιακό συντελεστή συμπεριφοράς $SCOP_{aver}$ περίπου 0.47. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας των σχετικά χαμηλών θερμοκρασιών περιβάλλοντος που επικρατούν το Μάιο ευνοώντας την απόδοση τόσο του ηλεκτροκίνητου ψύκτη ($COP_{Echill}=4.53$) όσο και των φωτοβολταϊκών συλλεκτών (υψηλότεροι βαθμοί απόδοσης η_{el}). Η χειρότερη απόδοση όσον αφορά την ψυκτική ενέργεια παρατηρείται στο σύστημα που τροφοδοτείται από τους συλλέκτες άμορφου πυριτίου κατά το μήνα Σεπτέμβριο ($CE_{tot}=67.28$ kWh/day). Όσον αφορά τον ηλιακό συντελεστή συμπεριφοράς $SCOP_{aver}$ η χειρότερη απόδοση παρατηρείται πάλι για το σύστημα φωτοβολταϊκών άμορφου πυριτίου κατά τον Αύγουστο ($SCOP=0.13$).



Εικόνα 5.38: Απόδοση ηλιακών συστημάτων ψύξης για διάφορους τύπους ηλιακών συλλεκτών κατά τη διάρκεια της θερινής περιόδου

Σε γενικές γραμμές, το σύστημα που τροφοδοτείται από τους μονοκρυσταλλικούς φωτοβολταϊκούς συλλέκτες παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση σε όλους τους υπό εξέταση μήνες. Η απόδοση αυτού του συστήματος επηρεάζεται κυρίως από το συντελεστή συμπεριφοράς του ηλεκτρικού ψύκτη και κατ' επέκταση από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Παρόλο που υπάρχει αύξηση στα επίπεδα της ηλιακής ακτινοβολίας από το Μάιο στον Ιούνιο η απόδοση του συστήματος μειώνεται εξαιτίας της υψηλότερης θερμοκρασίας περιβάλλοντος που οδηγεί σε χαμηλότερες τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς COP. Από την άλλη μεριά, το σύστημα που τροφοδοτείται από τους φωτοβολταϊκούς συλλέκτες άμορφου πυριτίου παρουσιάζει τη χαμηλότερη απόδοση καθ' όλη τη διάρκεια του καλοκαιριού εκτός από το μήνα Μάιο. Κατά το Μάιο η χαμηλότερη απόδοση παρατηρείται από το σύστημα που τροφοδοτείται από τους απλούς επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος του Μαΐου οδηγούν σε μεγάλες απώλειες στους θερμικούς συλλέκτες.

5.4.6 Οικονομική ανάλυση ηλιακών συστημάτων

Στην παράγραφο αυτή πραγματοποιείται μία απλή οικονομική ανάλυση για τα υπό εξέταση ηλιακά συστήματα ψύξης. Η απλή περίοδος αποπληρωμής (Εξίσωση 5.47) χρησιμοποιείται ώστε να γίνει η οικονομική αξιολόγηση. Η θερμική και η ηλεκτρική ενέργεια που παράγονται από τους ηλιοθερμικούς και φωτοβολταϊκούς συλλέκτες κατά τη διάρκεια του χειμώνα λαμβάνονται επίσης υπόψη στους υπολογισμούς εκτός από την ψυκτική ενέργεια που παράγεται κατά τους θερινούς μήνες. Το ίδιο ισχύει και για τους συλλέκτες PV/T οι οποίοι παράγουν θερμότητα και ηλεκτρική ενέργεια κατά τη διάρκεια του χειμώνα. Το ειδικό κόστος του φυσικού αερίου θεωρείται 0.90 €/Nm³ ενώ το ειδικό κόστος της ηλεκτρικής ενέργειας 0.20 €/kWh. Η κατώτερη θερμογόνος ικανότητα του φυσικού αερίου λαμβάνεται ίση με 9.52 kWh/m³ [5.17]. Το μέσο ειδικό κόστος των συσκευών που χρησιμοποιούνται στα υπό εξέταση ηλιακά συστήματα συνοψίζονται στον Πίνακα 5.14 ενώ τα αποτελέσματα της ανάλυσης συγκεντρώνονται στον Πίνακα 5.15. Η ελάχιστη περίοδος αποπληρωμής (κοντά στα 7.6 χρόνια) παρατηρείται για το ηλιοθερμικό σύστημα ψύξης το οποίο τροφοδοτείται από τους προηγμένου τύπου ηλιακούς συλλέκτες.

Πίνακας 5.14: Ειδικά κόστη που λαμβάνονται υπόψη στην οικονομική ανάλυση

Εξάρτημα	Μονάδα	Πηγή
Απλός επίπεδος συλλέκτης	188 €/m ²	[5.28]
Επιλεκτικός επίπεδος συλλέκτης	205 €/m ²	[5.28]
a-Si Φ/B συλλέκτης	130 €/m ²	[5.23]
pc-Si Φ/B συλλέκτης	250 €/m ²	
mono-Si Φ/B συλλέκτης	330 €/m ²	[5.23]
a-Si PV/T συλλέκτης	250€/m ²	
pc-Si PV/T συλλέκτης	300 €/m ²	
Συμβατικός ψύκτης συμπίεσης ατμών	310 €/kW	[5.22]
Ψύκτης προσρόφησης	500 €/kW	[5.29]
Δεξαμενή αποθήκευσης	500 €/m ³	[5.21]
Πύργος ψύξης	150 €/kW	[5.22]
Inverter	350 €/kW	[5.20]

$$N = \frac{IC}{CS} \quad (5.47)$$

5. Ηλιακή ψύξη

Πίνακας 5.15: Περίοδος αποπληρωμής ηλιακών συστημάτων ψύξης

Είδος ηλιακού ψυκτικού συστήματος	Περίοδος αποπληρωμής, N - [years]
Ηλιακό θερμικό (Απλός επίπεδος συλλέκτης)	8.4
Ηλιακό θερμικό (Προηγμένος επίπεδος συλλέκτης)	7.6
Ηλιακό ηλεκτρικό (a-Si Φ/B στοιχείο)	11.4
Ηλιακό ηλεκτρικό (pc-Si Φ/B στοιχείο)	10.6
Ηλιακό ηλεκτρικό (mono-Si Φ/B στοιχείο)	11.4
PV/T (a-Si)	10.0
PV/T (pc-Si)	9.6

5.5 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Η προοπτική της ηλιακής ψύξης γίνεται όλο και πιο δελεαστική τα τελευταία χρόνια καθώς συνδυάζει τη φιλικότητα προς το περιβάλλον με τη μείωση του κόστους λειτουργίας των ψυκτικών συστημάτων. Το μεγάλο πλεονέκτημα των ηλιακών συστημάτων ψύξης που τα καθιστά ιδιαίτερα ελκυστικά είναι το γεγονός ότι η ανάγκη για κάλυψη ψυκτικών φορτίων κατά τους θερινούς μήνες ταυτίζεται χρονικά με την υψηλή διαθεσιμότητα ηλιακής ακτινοβολίας. Η έρευνα έχει στραφεί τόσο σε ηλιακά ηλεκτροκίνητα όσο και σε ηλιακά θερμοκίνητα συστήματα ψύξης.

Στο κεφάλαιο αυτό αρχικά εξετάζεται ένα ηλιακό θερμοκίνητο σύστημα ψύξης το οποίο χρησιμοποιεί έναν ψύκτη προσρόφησης. Από την παραμετρική ανάλυση και την ανάλυση ευαισθησίας που πραγματοποιήθηκαν προέκυψε ότι η παράμετρος που επηρεάζει σε μεγαλύτερο βαθμό την απόδοση του ηλιακού συστήματος είναι ο συντελεστής θερμικών απωλειών των ηλιακών συλλεκτών.

Στη συνέχεια εξετάζεται η εφαρμογή ενός τέτοιου ηλιακού συστήματος ψύξης σε κλιματικές συνθήκες ανατολικής Μεσογείου. Η μελέτη αφορά τρεις πόλεις (Αθήνα, Λευκωσία, Αλεξάνδρεια) ενώ λαμβάνονται υπόψη διάφορα είδη ηλιακών συλλεκτών συμπεριλαμβανομένων και υβριδικών φωτοβολταϊκών – θερμικών συλλεκτών PV/T. Σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις η συνολική επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών είναι 70 m^2 . Από τις προσομοιώσεις προέκυψε ότι το ηλιακό σύστημα παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση όταν λειτουργεί υπό κλιματικές συνθήκες Λευκωσίας (μέγιστη ψυκτική ισχύς 14.7 kW και μέγιστο COP κοντά στο 0.5) κυρίως εξαιτίας των υψηλότερων θερμοκρασιών περιβάλλοντος που οδηγούν σε μικρότερες απώλειες στους ηλιακούς συλλέκτες. Το σύστημα ηλιακής ψύξης μελετάται κατά τη θερινή περίοδο σε όλες τις πόλεις και αξιολογείται χρησιμοποιώντας τέσσερις δείκτες απόδοσης: 1) τη μέση ψυκτική ισχύ, 2) το μέσο συντελεστή συμπεριφοράς, 3) τον

ενεργειακό βαθμό απόδοσης και 4) τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Γενικά το σύστημα παρουσιάζει την καλύτερη συμπεριφορά κατά το μήνα Ιούλιο όπου οι υψηλές τιμές ηλιακής ακτινοβολίας συνδυάζονται από υψηλές τιμές θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Η μέγιστη μέση ψυκτική ισχύς εμφανίζεται στη Λευκωσία κατά το μήνα Ιούλιο και είναι περίπου 9.9 kW. Ο μέγιστος μέσος συντελεστής συμπεριφοράς παρουσιάζεται τον Ιούλιο στη Λευκωσία και την Αλεξάνδρεια με τιμή 0.42. Ο ενεργειακός κι ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης μεγιστοποιούνται το μήνα Ιούλιο στη Λευκωσία με τιμές 18.9% και 1.8% αντίστοιχα. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει μεγαλύτερες διακυμάνσεις σε σχέση με τους άλλους δείκτες αξιολόγησης και επηρεάζεται κυρίως από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Η απόδοση του ηλιακού συστήματος εξετάζεται για διάφορους τύπους ηλιακούς συλλεκτών υπό κλιματικές συνθήκες Αθήνας. Εξετάζονται ένας προηγμένος επίπεδος συλλέκτης επιλεκτικού τύπου, δύο επίπεδοι απλοί συλλέκτες και δύο υβριδικοί φωτοβολταϊκοί – θερμικοί συλλέκτες. Το ψυκτικό σύστημα αποδίδει καλύτερα όταν τροφοδοτείται από τον επιλεκτικό συλλέκτη επιτυγχάνοντας ψυκτική ισχύ κοντά στα 16 kW, συντελεστή συμπεριφοράς περίπου 0.51 και ενεργειακό βαθμό απόδοσης κοντά στο 21.7%. Η θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη σε αυτήν την περίπτωση αγγίζει τους 9.43 °C. Στις περιπτώσεις που το σύστημα τροφοδοτείται από τους PV/T συλλέκτες η απόδοση του ψυκτικού συστήματος μειώνεται αισθητά. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι το σύστημα που τροφοδοτείται από τους PV/T συλλέκτες που διαθέτουν κάλυμμα παράγει μέγιστη ψυκτική ισχύ 10.5 kW και συντελεστή συμπεριφοράς κοντά στο 0.47 ενώ οι αντίστοιχες τιμές για τον PV/T συλλέκτη που δε διαθέτει κάλυμμα είναι 5.4 kW και 0.38. Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης μεγιστοποιείται όταν χρησιμοποιείται ο επιλεκτικός συλλέκτης με τιμή 21.7% και ο εξεργειακός μεγιστοποιείται όταν χρησιμοποιείται ο PV/T συλλέκτης που δε διαθέτει κάλυμμα με τιμή 11.35%. Οι χαμηλότερες τιμές ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης παρουσιάζονται για τον χωρίς κάλυμμα PV/T συλλέκτη και για τον επίπεδο συλλέκτη με τιμές 15.3% και 1.3% αντίστοιχα. Τέλος παρατηρείται ότι η θερμοκρασία του νερού ψύξης στην είσοδο του ψύκτη έχει σημαντική επιρροή στην απόδοση του ηλιακού συστήματος ψύξης. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι μειώνοντας τη θερμοκρασία του νερού ψύξης κατά δύο βαθμούς Κελσίου (από τους 30 °C στους 28 °C) αυξάνεται η ψυκτική ισχύς κατά 8.57% (από τα 14 kW στα 15.2 kW) ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης κατά 12.78% (από 18% σε 20.3%) και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης κατά 21.8% (από 1.47% σε 1.79%).

Στη συνέχεια πραγματοποιείται σύγκριση μεταξύ ενός ηλιακού ηλεκτροκίνητου και ενός ηλιακού θερμοκίνητου συστήματος ψύξης. Το πρώτο χρησιμοποιεί φωτοβολταϊκούς συλλέκτες για να τροφοδοτήσει ένα συμβατικό ψύκτη συμπίεσης ατμών και το δεύτερο θερμικούς συλλέκτες για να τροφοδοτήσει έναν ψύκτη προσρόφησης. Ένα τρίτο υβριδικό σύστημα τροφοδοτείται από PV/T συλλέκτες. Αυτοί παρέχουν ηλεκτρική ενέργεια σε ένα συμβατικό ψύκτη συμπίεσης ατμών και θερμότητα σε έναν ψύκτη προσρόφησης. Συνολικά επτά είδη

συλλεκτών εξετάζονται στα ψυκτικά συστήματα που προσομοιώνονται. Σε όλες τις περιπτώσεις χρησιμοποιούνται 70 m² συλλεκτών. Η μεγιστοποίηση της συλλεγόμενης ηλιακής ακτινοβολίας παρατηρείται κατά τους θερινούς μήνες όταν η κλίση των συλλεκτών είναι 14°. Μετά από προσομοιώσεις παρατηρείται ότι το ηλιακό σύστημα ψύξης που χρησιμοποιεί τους μονοκρυσταλλικούς φωτοβολταϊκούς συλλέκτες παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση συνολικά. Το σύστημα αυτό παράγει 235.07 kWh ανά ημέρα το Μάιο με ένα συνολικό συντελεστή συμπεριφοράς της τάξης του 0.47. Το Μάιο το ηλεκτροκίνητο σύστημα παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση εξαιτίας των χαμηλότερων θερμοκρασιών περιβάλλοντος που οδηγούν σε καλύτερο συντελεστή συμπεριφοράς αλλά και καλύτερη απόδοση των φωτοβολταϊκών συλλεκτών. Τέλος η μικρότερη περίοδος αποπληρωμής εμφανίζεται για το θερμικό ηλιακό σύστημα που χρησιμοποιεί τους προηγμένους συλλέκτες επιλεκτικού τύπου. Αυτή είναι περίπου 7.6 χρόνια.

5.6 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ

- 5.1 Wang RZ, Wang L, Wu J. Adsorption Refrigeration Technology: Theory and Application. John Wiley & Sons, Singapore 2014.
- 5.2 Tchernev DI. Solar energy application of natural zeolites. NASA STI/Recon Technical Report A (1978).
- 5.3 Alam KCA, Saha BB, Akisawa A. Adsorption cooling driven by solar collector: A case study for Tokyo solar data. Applied Thermal Engineering 2013; 50: 1603-1609.
- 5.4 El-Sharkawy II, AbdeMeguid H, Saha BB. Potential application of solar powered adsorption cooling systems in the Middle East. Applied Energy (2014); 126: 235-245.
- 5.5 Balaras CA, Grossman G, Henning H-M, Ferreira CAI, Podesser E, Wang L, Wiemken E. Solar air conditioning in Europe – an overview. Renewable and Sustainable Energy Reviews (2007); 11: 299-314.
- 5.6 Hassan HZ, Mohamad AA. A review on solar-powered closed physisorption cooling systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews (2012); 16: 2516-2538.
- 5.7 Hamdeh NHA, Al-Muhtaseb MA. Optimization of solar adsorption refrigeration system using experimental and statistical techniques. Energy and Conversion Management (2010); 51: 1610-1615.
- 5.8 Taylan O, Baker DK, Kaftanoglou B. COP trends for ideal thermal wave adsorption cooling cycles with enhancements. International Journal of Refrigeration (2012); 35: 562-570.
- 5.9 Charalambous PG, Maidment GG, Kalogirou SA, Yiakoumetti K. Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: A review. Applied Thermal Engineering (2007); 27: 275-286.
- 5.10 Chow TT. A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. Applied Energy (2010); 87: 365-379.

- 5.11 Zondag HA. Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2008); 12: 891-959.
- 5.12 Kalogirou SA, Tripanagnostopoulos Y. Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production. *Energy Conversion and Management* (2006); 47: 3368-3382.
- 5.13 Evans DL. Simplified method for predicting photovoltaic array output. *Solar Energy* (1981); 27: 555-560.
- 5.14 Tripanagnostopoulos Y, Tselepis S, Souliotis M, Tonui K. Design aspects of hybrid PVT/water solar systems. 19th European Solar Energy Conference and Exhibition 7 – 11 June 2004, Paris, France, 2004.
- 5.15 Kalogirou SA. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* (2004); 30: 231-295.
- 5.16 Photovoltaic Geographical Information System - Interactive Maps. <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php>
- 5.17 Angrisani G, Evgueniy E, Roselli C, Maurizio S, Tariello F, Yaici W. Dynamic simulation of solar heating and cooling system for an office building located in Southern Italy. *Applied Thermal Engineering* (2016); 103: 377-390.
- 5.18 Porumb R, Porumb B, Bălan M. Baseline evaluation of potential to use solar radiation in air conditioning applications. *Energy Procedia* (2016); 85: 442-451.
- 5.19 ΤΕΧΝΙΚΗ ΟΔΗΓΙΑ ΤΕΧΝΙΚΟΥ ΕΠΙΜΕΛΗΤΗΡΙΟΥ ΕΛΛΑΔΑΣ Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-3/2010. ΚΛΙΜΑΤΙΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΕΛΛΗΝΙΚΩΝ ΠΕΡΙΟΧΩΝ. Γ΄ έκδοση. Αθήνα, Νοέμβριος 2014.
- 5.20 Eicker U, Pietruschka D, Schmitt A, Haag M. Comparison of photovoltaic and solar thermal cooling systems for office buildings in different climates. *Solar Energy* (2015); 118: 243-255.
- 5.21 Hartmann N, Glueck C, Schmidt FP. Solar cooling for small office buildings: Comparison of solar thermal and photovoltaic options for two different European climates. *Renewable Energy* (2011); 36: 1329-1338.
- 5.22 Eicker U, Colmenar-Santos A, Teran L, Cotrado M, Borge-Diez D. Economic evaluation of solar thermal and photovoltaic cooling systems through simulation in different climatic conditions: An analysis in three different cities in Europe. *Energy and Buildings* (2014); 70: 207-223.
- 5.23 Noro M, Lazzarin RM. Solar cooling between thermal and photovoltaic: An energy and economic comparative study in the Mediterranean conditions. *Energy* (2014); 73: 453-464.
- 5.24 Petela R. Exergy of undiluted thermal radiation. *Solar Energy* (2003); 74: 469-488.
- 5.25 Chow TT, Pei G, Fong KF, Lin Z, Chan ALS, Ji J. Energy and exergy analysis of photovoltaic-thermal collector with and without glass cover. *Applied Energy* (2009); 86: 310-316.
- 5.26 Evola G, Marletta L. Exergy and thermoeconomic optimization of a water-cooled glazed hybrid photovoltaic/thermal (PVT) collector. *Solar Energy* (2014); 107: 12-25.

- 5.27 Dubey S, Sarvaiya JN, Seshadri B. Temperature dependent photovoltaic (PV) efficiency and its effect on PV production in the world – a review. *Energy Procedia* (2013); 33: 311-321.
- 5.28 Kalogirou S. The potential of solar industrial process heat application. *Applied Energy* (2003); 76: 337-361.
- 5.29 Kim DS, Ferreira CAI. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration* (2008); 31: 3-15.

6 ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΤΑΞΗ

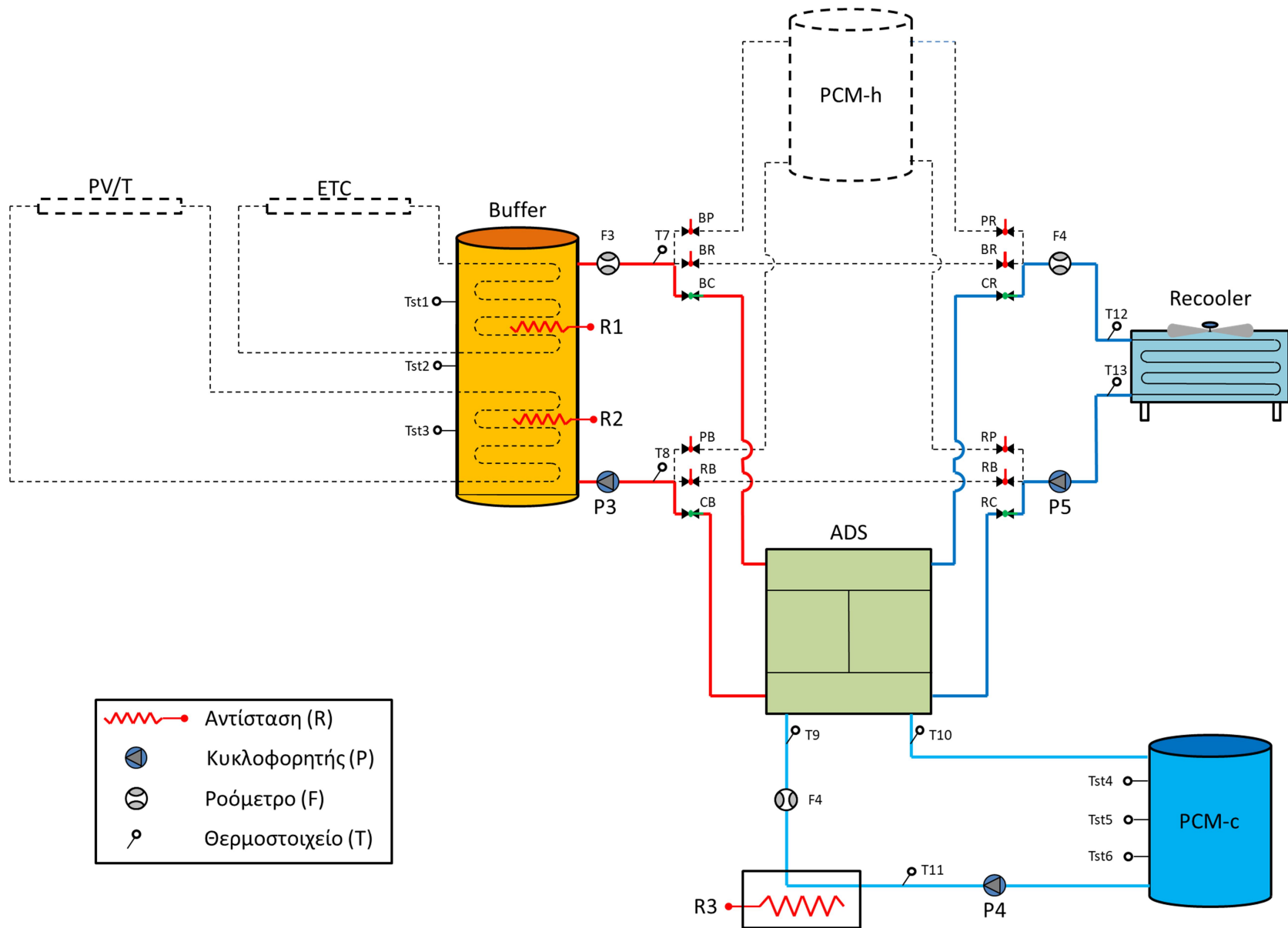
6.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στα πλαίσια της παρούσας Διδακτορικής Διατριβής σχεδιάστηκε και εγκαταστάθηκε στο εργαστήριο εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής ένα σύστημα ηλιακής ψύξης με ψύκτη προσρόφησης. Η κατασκευή της μονάδας αυτής πραγματοποιήθηκε κατά τη διάρκεια του ακαδημαϊκού έτους 2015 – 2016. Σκοπός της εγκατάστασης είναι να αξιολογηθεί πειραματικά η απόδοση ενός τέτοιου συστήματος υπό κλιματικές συνθήκες Αθήνας. Η ιδιαιτερότητα του ηλιακού συστήματος αυτού είναι ότι τροφοδοτείται από δύο διαφορετικούς τύπους ηλιακών συλλεκτών ο ένας εκ των οποίων είναι υβριδικός φωτοβολταϊκός – θερμικός ηλιακός συλλέκτης (PV/T). Στην ενότητα αυτή περιγράφεται η μονάδα ηλιακής ψύξης καθώς επίσης και τα μετρητικά όργανα που χρησιμοποιήθηκαν. Ο ψύκτης προσρόφησης της εγκατάστασης μοντελοποιήθηκε και η λειτουργία του προσομοιώθηκε κάτω από διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων συγκρίθηκαν με μετρήσεις και προέκυψε καλή συμφωνία μεταξύ τους. Τέλος παρουσιάζονται μετρήσεις του συστήματος για διάφορες συνθήκες λειτουργίας.

6.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ

Το ηλιακό σύστημα ψύξης που εγκαταστάθηκε στο εργαστήριο παρουσιάζεται σχηματικά στην Εικόνα 6.1. Η διάταξη των κυριότερων στοιχείων του στο χώρο του εργαστηρίου παρουσιάζεται στην Εικόνα 6.2. Αποτελείται από τα ακόλουθα κύρια μέρη: 1) ηλιακοί συλλέκτες κενού (ETC), 2) υβριδικοί φωτοβολταϊκοί-θερμικοί συλλέκτες (PV/T), 3) δεξαμενή αποθήκευσης αισθητής θερμότητας (Buffer), 4) δεξαμενή αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας υψηλής ενθαλπίας (PCM-h), 5) δεξαμενή αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας χαμηλής ενθαλπίας (PCM-c), 6) ψύκτης προσρόφησης (ADS) 7) Recooler και 8) κυκλοφορητές. Οι ηλιακοί συλλέκτες είναι τοποθετημένοι στη ταράτσα του κτηρίου N. Συλλέγουν την ηλιακή ακτινοβολία, τη μετατρέπουν σε θερμότητα και την προσδίδουν στο ρευστό μεταφοράς θερμότητας που τους διαρρέει. Το ρευστό αυτό αποτελεί ένα μείγμα γλυκόλης/νερού και χρησιμοποιείται για να φορτιστεί η κεντρική δεξαμενή αποθήκευσης θερμότητας. Οι συλλέκτες κενού παρέχουν στο σύστημα ρευστό υψηλής ενθαλπίας ενώ οι φωτοβολταϊκοί-θερμικοί συλλέκτες παρέχουν στο σύστημα ρευστό χαμηλότερης ενθαλπίας. Η κεντρική δεξαμενή διαθέτει δύο ηλεκτρικές αντιστάσεις (R1 και R2) οι οποίες τίθενται σε λειτουργία σε περίπτωση που η ηλιακή ακτινοβολία δεν επαρκεί. Η θερμότητα της δεξαμενής χρησιμοποιείται σε τρεις διαφορετικές λειτουργίες ανάλογα με τη μορφή του πειράματος που πρόκειται να εκτελεσθεί. Στην πρώτη περίπτωση η αποθηκευμένη θερμότητα απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω του Recooler. Στη δεύτερη περίπτωση η θερμότητα χρησιμοποιείται για να φορτιστεί η δεξαμενή αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας (PCM-h). Στη τρίτη περίπτωση η θερμότητα χρησιμοποιείται για να τροφοδοτηθεί ο ψύκτης προσρόφησης. Ο ψύκτης παράγει την επιθυμητή

6. Πειραματική διάταξη



Εικόνα 6.1: Σχέδιο εγκατάστασης ηλιακού συστήματος ψύξης



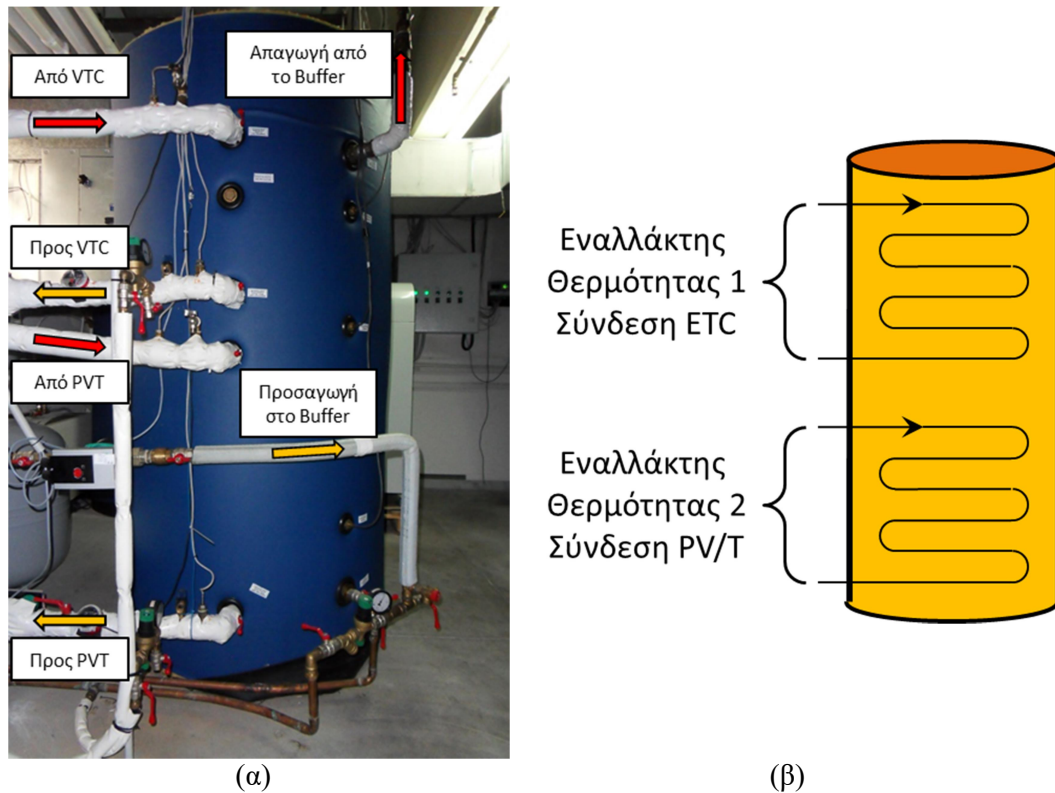
Εικόνα 6.2: Διάταξη των κυριότερων στοιχείων του συστήματος ηλιακής ψύξης στο εργαστήριο εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής

ψύξη και απορρίπτει θερμότητα στο περιβάλλον μέσω του Recooler. Η παραγόμενη ψύξη χρησιμοποιείται είτε για να φορτίσει τη δεξαμενή αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας είτε καταναλώνεται στην αντίσταση (R3) η οποία λειτουργεί σαν ψυκτικό φορτίο. Τα πειράματα που διεξήχθησαν στην παρούσα Διδακτορική Διατριβή αφορούν την τρίτη περίπτωση κατά την οποία λειτουργεί ο ψύκτης προσρόφησης. Για τη λειτουργία του, απαιτείται να τροφοδοτηθεί από πηγές θερμότητας τριών θερμοκρασιακών επιπέδων (χαμηλού, ενδιάμεσου και υψηλού). Για το λόγο αυτό, όπως φαίνεται και στην Εικόνα 6.1, τρία κύκλωμα νερού συνδέονται με τον ψύκτη. Το κύκλωμα του ψυχόμενου νερού (χαμηλή θερμοκρασία), το κύκλωμα του νερού ψύξης (ενδιάμεση θερμοκρασία) και το κύκλωμα του νερού θέρμανσης (υψηλή θερμοκρασία). Κατά τη διεξαγωγή των πειραμάτων αυτών, οι

βάνες BC, CB, CR και RC είναι ανοιχτές ενώ οι υπόλοιπες παραμένουν κλειστές. Παρακάτω αναλύεται με λεπτομέρεια το κάθε ένα από τα στοιχεία που συμμετέχει στο ψυκτικό σύστημα.

6.2.1 Δεξαμενή αποθήκευσης αισθητής θερμότητας (Buffer)

Μια δεξαμενή αποθήκευσης θερμότητας συνολικής χωρητικότητας 1000 lt χρησιμοποιείται στην εγκατάσταση (Εικόνα 6.3α). Σκοπός της δεξαμενής αυτής είναι να λειτουργεί ως ρυθμιστής μεταξύ της παραγωγής και της ζήτησης θερμότητας. Διαθέτει δύο εσωτερικούς εναλλάκτες θερμότητας (Εικόνα 6.3β) μέσω των οποίων φορτίζεται θερμικά το περιεχόμενό της, κάνοντας χρήση της ηλιακής ενέργειας που συλλέγεται από τους συλλέκτες. Στον εναλλάκτη που βρίσκεται στο επάνω μέρος της δεξαμενής συνδέονται οι συλλέκτες κενού (ETC) ενώ στον άλλο εναλλάκτη συνδέονται οι υβριδικοί φωτοβολταϊκοί-θερμικοί συλλέκτες (PV/T). Στη δεξαμενή αυτή έχουν τοποθετηθεί επίσης δύο ηλεκτρικές αντιστάσεις (9kW η καθεμία) οι οποίες τίθενται σε λειτουργία όταν η ηλιακή ακτινοβολία δεν επαρκεί. Είναι μονωμένη με πολυουρεθάνη ώστε να ελαχιστοποιούνται οι απώλειες προς το περιβάλλον. Τα κυριότερα τεχνικά χαρακτηριστικά της δεξαμενής συγκεντρώνονται στον Πίνακα 6.1.



Εικόνα 6.3: Δεξαμενή αποθήκευσης αισθητής θερμότητας (buffer): (α) τοποθετημένη στο σύστημα ηλιακής ψύξης του εργαστηρίου και (β) εναλλάκτες δεξαμενής

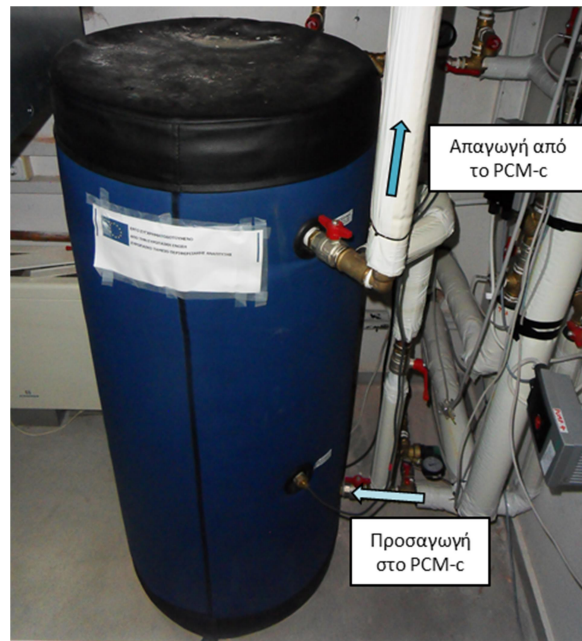
6. Πειραματική διάταξη

Πίνακας 6.1: Τεχνικά χαρακτηριστικά κεντρικής δεξαμενής αποθήκευσης

Τύπος	BL-2 1000
Βάρος (Άδειο)	348 kg
Ονομαστική Χωρητικότητα	1000 lt
Πίεση Λειτουργίας	8 bar
Μέγιστη Πίεση	10 bar
Μέγιστη Θερμοκρασία	95 °C
Πάχος μόνωσης	10 mm

6.2.2 Δεξαμενή αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας χαμηλής ενθαλπίας (PCM-c)

Η χωρητικότητα της δεξαμενής αυτής είναι 200 lt και περιέχει PlusICE S15 ως υλικό αλλαγής φάσης το οποίο αλλάζει φάση στους 15 °C (Εικόνα 6.4). Στους Πίνακες 6.2 και 6.3 συγκεντρώνονται οι ιδιότητες του υλικού αλλαγής φάσης καθώς επίσης και τα τεχνικά χαρακτηριστικά της δεξαμενής. Σκοπός της δεξαμενής αυτής είναι να αποθηκεύεται η παραγόμενη ψύξη με τη μορφή λανθάνουσας θερμότητας στο υλικό αλλαγής φάσης ώστε να μπορεί χρησιμοποιηθεί αργότερα, σε ώρες όπου δεν υπάρχει διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία.



Εικόνα 6.4: Δεξαμενή αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας χαμηλής ενθαλπίας της εγκατάστασης

6. Πειραματική διάταξη

Πίνακας 6.2: Τεχνικά χαρακτηριστικά δεξαμενής αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας χαμηλής ενθαλπίας

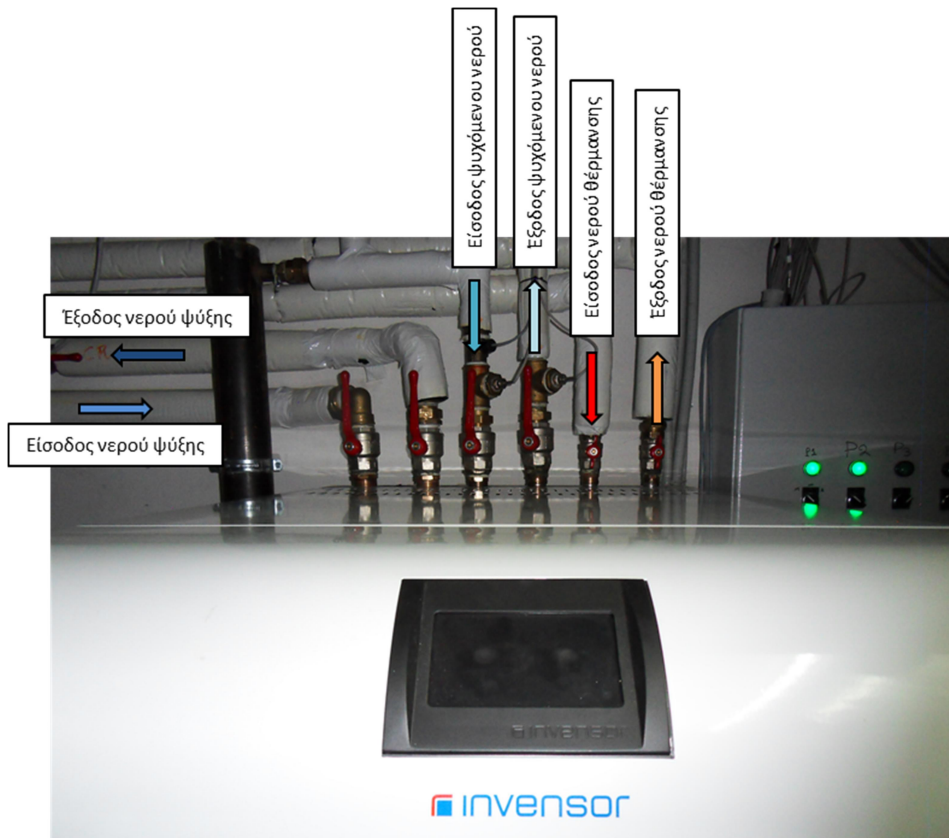
Τύπος	BL-0 200
Βάρος (Άδειο)	86 kg
Ονομαστική Χωρητικότητα	200 lt
Πίεση Λειτουργίας	8 bar
Μέγιστη Πίεση	10 bar
Μέγιστη Θερμοκρασία	95 °C

Πίνακας 6.3: Ιδιότητες υλικών αλλαγής φάσης που χρησιμοποιούνται στην εγκατάσταση

Τύπος PCM	Θερμοκρασία Αλλαγής Φάσης (°C)	Βάρος (kg/σωλήνα)	Αποθήκευση θερμότητας (kWh/σωλήνα)
S50	50	2.8	0.081
S15	15	2.7	0.106

6.2.3 Ψύκτης προσρόφησης ηλιακού συστήματος ψύξης (ADS)

Ένας ψύκτης προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης χρησιμοποιείται στην εγκατάσταση (Εικόνα 6.5). Ο ψύκτης αυτός είναι της γερμανικής εταιρίας Invensor και χρησιμοποιεί το εργαζόμενο ζεύγος ζεόλιθος/νερό. Στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας παράγει ψυκτική ισχύ 10kW με συντελεστή συμπεριφοράς 0.6. Το πλεονέκτημα αυτού του ψύκτη είναι ότι μπορεί να εκμεταλλευτεί πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας καθιστώντας τον ιδανικό για εφαρμογές ηλιακής ψύξης. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι μπορεί να λειτουργήσει σχεδόν στο 100% της ονομαστικής του ισχύος τροφοδοτούμενος από θερμοκρασίες της τάξης των 65 °C. Τα κυριότερα τεχνικά χαρακτηριστικά του, καθώς και οι ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας του συγκεντρώνονται στους Πίνακες 6.4 και 6.5 [6.1]. Ο συγκεκριμένος ψύκτης, όπως και όλοι οι θερμοκίνητοι ψύκτες κλειστού κύκλου, λειτουργεί μεταξύ τριών θερμοκρασιακών επιπέδων (υψηλής, ενδιάμεσης και χαμηλής θερμοκρασίας). Για το λόγο αυτό, όπως φαίνεται και στην Εικόνα 6.5, συνδέεται με τρία κυκλώματα νερού. Μέσω του κυκλώματος νερού θέρμανσης (υψηλή θερμοκρασία) παρέχεται στον ψύκτη η απαραίτητη για τη λειτουργία του θερμότητα. Το κύκλωμα του νερού ψύξης (ενδιάμεση θερμοκρασία) χρησιμοποιείται ώστε να απορριφθεί η θερμότητα προσρόφησης και συμπύκνωσης στο περιβάλλον μέσω του Recooler. Τέλος, το κύκλωμα του νερού ψύξης (χαμηλή θερμοκρασία) προσφέρει στο ψυκτικό μέσο του ψύκτη τη θερμότητα ατμοποίησης ώστε να παραχθεί η επιθυμητή ψύξη.



Εικόνα 6.5: Ψύκτης προσρόφησης εγκατεστημένος στο σύστημα ηλιακής ψύξης

6. Πειραματική διάταξη

Πίνακας 6.4: Γενικά χαρακτηριστικά ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιείται στην εγκατάσταση

Τεχνικά χαρακτηριστικά		
Ψυκτική ισχύς	kW	4–12
Μέγιστος COP	-	0.65
Μέγιστη υπερπίεση	bar	4
Ηλεκτρική σύνδεση	V~, Hz	230, 50/60
Κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος (συμπ. κυκλοφορητών)	W	395
Διαστάσεις		
Μήκος	mm	1100
Ύψος	mm	1370
Πλάτος	mm	750
Βάρος	kg	380

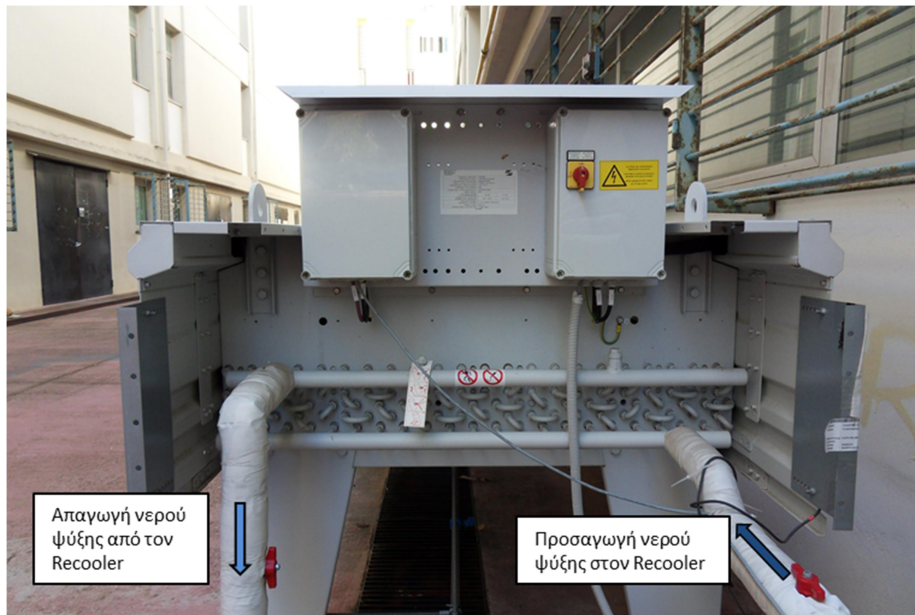
Πίνακας 6.5: Προδιαγραφές ψύκτη προσρόφησης για λειτουργία στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας

	Μονάδα	Κύκλωμα ψύξης	Κύκλωμα απόρριψης θερμότητας	Κύκλωμα τροφοδοσίας
COP	-	0.6		
Θερμική ισχύς	kW	10	26.7	16.7
Θερμοκρασία – Είσοδος	°C	18	27	72
Θερμοκρασία – Έξοδος	°C	15	31.5	66
Θερμοκρασίες – εύρος	°C	10–25	20–37	45–100
Παροχές	lt/h	2900	5100	2500

6.2.4 Recooler

Ένας Recooler της γερμανικής εταιρίας Güntner χρησιμοποιείται στην εγκατάσταση (Εικόνα 6.6). Η ονομαστική του ισχύς είναι 56.4kW και τα τεχνικά χαρακτηριστικά του συγκεντρώνονται στον Πίνακα 6.6 [6.2]. Σκοπός του Recooler είναι να απορρίπτει στο περιβάλλον τις θερμότητες προσρόφησης και συμπύκνωσης που εκλύονται κατά τη λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης. Η λειτουργία του ελέγχεται από τον ψύκτη προσρόφησης ο οποίος έχει την δυνατότητα να ελέγχει τις στροφές του ανεμιστήρα του. Ο ανεμιστήρας του Recooler έχει διάμετρο 900 mm και μέγιστη ταχύτητα περιστροφής 570 m^{-1} .

6. Πειραματική διάταξη





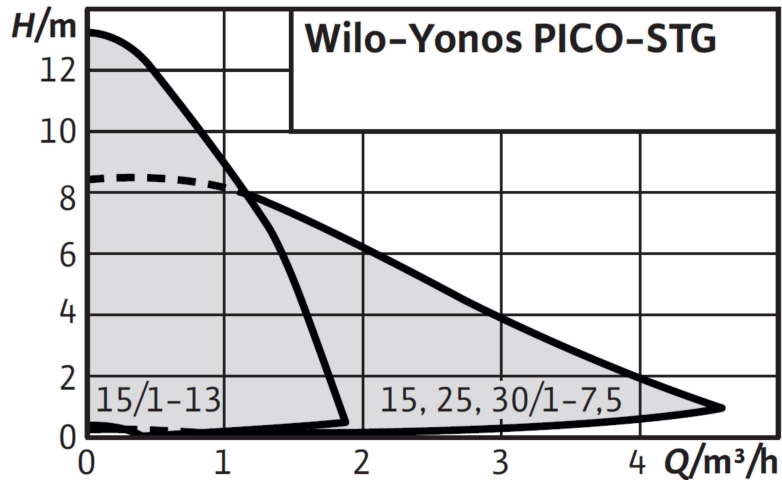
Εικόνα 6.6: Recooler του συστήματος ηλιακής ψύξης

Πίνακας 6.6: Τεχνικά χαρακτηριστικά recoolers που χρησιμοποιείται στην εγκατάσταση

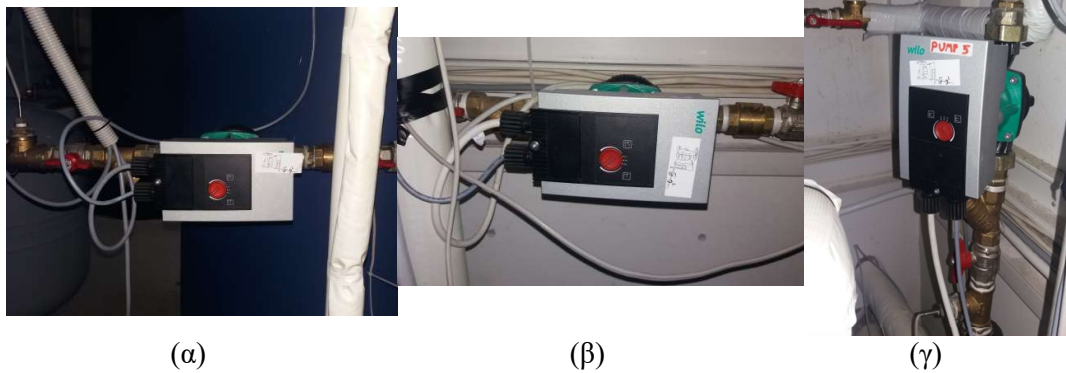
Τεχνικά χαρακτηριστικά		
Ονομαστική Ισχύς	kW	56.4
Παροχή Όγκου Αέρα	m ³ /h	13500
Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος	°C	-30/+50
Παροχή Όγκου μέσου μεταφοράς θερμότητας	m ³ /h	9.7
Ηλεκτρική Ισχύς	kW	0.7
Ενεργειακή κλάση	-	B
Διαστάσεις		
Αριθμός περασμάτων	-	8
Tube pattern	-	F6
Βάρος	kg	349
Όγκος σωλήνα	lt	42
Επιφάνεια	m ²	296

6.2.5 Κυκλοφορητές

Οι κυκλοφορητές της σειράς Wilo-Yonos PICO-STG χρησιμοποιούνται στην εγκατάσταση. Οι καμπύλες λειτουργίας των κυκλοφορητών παρουσιάζονται στην Εικόνα 6.7 και τα κυριότερα τεχνικά χαρακτηριστικά τους στον Πίνακα 6.7 [6.3]. Όπως φαίνεται και στην Εικόνα 6.1 τρεις κυκλοφορητές χρησιμοποιούνται για να λειτουργήσει ο ψύκτης προσρόφησης, ένας για κάθε ένα κύκλωμα (Εικόνα 6.8). Ο κυκλοφορητής P3 κινεί το μέσο μεταφοράς θερμότητας του κυκλώματος νερού θέρμανσης, ο P4 του ψυχόμενου νερού και ο P5 του νερού ψύξης.



Εικόνα 6.7: Καμπύλες λειτουργίας κυκλοφορητών που χρησιμοποιούνται στην εγκατάσταση



Εικόνα 6.8: Κυκλοφορητές που είναι εγκατεστημένοι στα κυκλώματα του ψύκτη προσαρμόφησης: (α) P3, (β) P4 και (γ) P5

Πίνακας 6.7: Τεχνικά χαρακτηριστικά κυκλοφορητών

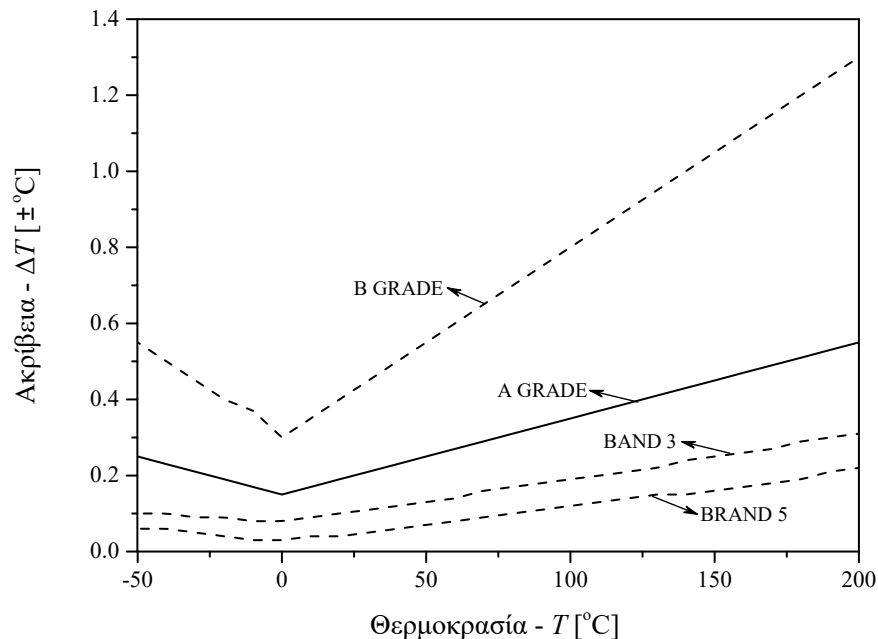
Σειρά	Wilo-Yonos PICO-STG
Πεδίο εφαρμογών	Ηλιοθερμικά και γεωθερμικά ενεργειακά συστήματα
Μέγιστη παροχή όγκου	4.5 m ³ /h
Μέγιστο μανομετρικό ύψος	13 m
Θερμοκρασία ρευστού	0 °C έως +110 °C
Ηλεκτρική σύνδεση	1~230 V, 50 Hz
Δείκτης ενεργειακής απόδοσης (EEI)	≤0.23
Βαθμός προστασίας	IPX4D
Μέγιστη πίεση λειτουργίας	10 bar

6.3 ΜΕΤΡΗΤΙΚΑ ΟΡΓΑΝΑ

Για τη λήψη μετρήσεων χρησιμοποιούνται θερμοστοιχεία και ρόμετρα ώστε να γνωρίζουμε τη θερμοκρασία και την παροχή του μέσου μεταφοράς θερμότητας σε όλες τις θέσεις της πειραματικής διάταξης. Οι θέσεις των θερμοστοιχείων (T7–T13 και Tst1–Tst6) και των ρόμετρων (F3–F5) παρουσιάζονται στην Εικόνα 6.1 και

6. Πειραματική διάταξη

συγκεντρώνονται στον Πίνακα 6.8. Τα θερμοστοιχεία που χρησιμοποιούνται ανήκουν στην κατηγορία Pt100, είναι τύπου A με εύρος μέτρησης από $-50/200$ °C και ελάχιστη ακρίβεια ± 0.15 °C στους 0 °C (Εικόνα 6.9). Τα ροόμετρα που χρησιμοποιούνται (F3–F5) είναι μοντέλο VT2511MSHNP000 της εταιρίας SIKA. Το ρευστό διαρρέει τον αισθητήρα, κάνοντας το στρόβιλο να περιστραφεί. Η περιστροφή του ρότορα μετατρέπεται σε σήμα ηλεκτρικών παλμών (συχνότητα). Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του ροόμετρου συγκεντρώνονται στον Πίνακα 6.9.



Εικόνα 6.9: Ακρίβεια αισθητήρων θερμοκρασίας

Πίνακας 6.8: Αισθητήρες που είναι εγκατεστημένοι στη μονάδα του εργαστηρίου

Όνομα	Είδος αισθητήρα	Περιγραφή
T7	Θερμοστοιχείο Pt100	Θερμοκρασία νερού θέρμανσης στην είσοδο του ψύκτη
T8	Θερμοστοιχείο Pt100	Θερμοκρασία νερού θέρμανσης στην έξοδο του ψύκτη
T9	Θερμοστοιχείο Pt100	Θερμοκρασία ψυχόμενου νερού στην είσοδο του ψύκτη
T10	Θερμοστοιχείο Pt100	Θερμοκρασία ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη
T11	Θερμοστοιχείο Pt100	Θερμοκρασία ψυχόμενου νερού πριν το φορτίο
T12	Θερμοστοιχείο Pt100	Θερμοκρασία νερού ψύξης στην είσοδο του Recooler
T13	Θερμοστοιχείο Pt100	Θερμοκρασία νερού ψύξης στην έξοδο του Recooler
Tst-1	Θερμοστοιχείο Pt1000	Θερμοκρασία στην κορυφή του buffer
Tst-2	Θερμοστοιχείο Pt1000	Θερμοκρασία στην ενδιάμεση θέση του buffer
Tst-3	Θερμοστοιχείο Pt1000	Θερμοκρασία στον πυθμένα του buffer
Tst-4	Θερμοστοιχείο Pt1000	Θερμοκρασία στην κορυφή του PCM-c
Tst-5	Θερμοστοιχείο Pt1000	Θερμοκρασία στην ενδιάμεση θέση του PCM-c
Tst-6	Θερμοστοιχείο Pt1000	Θερμοκρασία στον πυθμένα του PCM-c
F3	Ροόμετρο SIKA VT25	Παροχή όγκου στο κύκλωμα του νερού θέρμανσης
F4	Ροόμετρο SIKA VT25	Παροχή όγκου στο κύκλωμα του ψυχόμενου νερού
F5	Ροόμετρο SIKA VT25	Παροχή όγκου στο κύκλωμα του νερού ψύξης

Πίνακας 6.9: Τεχνικά χαρακτηριστικά ροόμετρου

Υλικό	Ορείχαλκος	
Εύρος μέτρησης	4...160 l/min, max 80 l/min για συνεχόμενη λειτουργία	
Ακρίβεια	±3 % της μετρούμενης τιμής	
		80 °C στα 2 bar
Μέγιστη θερμοκρασία μέσου	85 °C	60 °C στα 5 bar
		30 °C στα 10 bar
Αισθητήρας	Αισθητήρας μαγνητικού πεδίου	
Ρυθμός παλμών	65 παλμοί/λίτρο	
Ανάλυση	15 ml/παλμό	

6.4 ΑΝΑΛΥΣΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΣΦΑΛΜΑΤΩΝ

Λαμβάνοντας υπόψη την ακρίβεια των μετρητικών οργάνων που αναφέρεται παραπάνω, μπορεί να εκτιμηθεί το σχετικό σφάλμα που προκύπτει στους υπολογισμούς των θερμοτήτων (Q) και του συντελεστή συμπεριφοράς (COP). Η Εξίσωση 6.1 χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό των θερμοτήτων ενώ ο συντελεστής συμπεριφοράς δίνεται από την Εξίσωση 6.2. Η ακρίβεια των αισθητήρων θερμοκρασίας, όπως φαίνεται και από την Εικόνα 6.9 δεν είναι σταθερή οπότε για τον υπολογισμό της χρησιμοποιείται η Εξίσωση 6.3. Ο υπολογισμός των σχετικών σφαλμάτων γίνεται χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις που ακολουθούν.

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (6.1)$$

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_d} \quad (6.2)$$

$$\delta T = 0.15 + 0.002T, \quad 0^\circ\text{C} \leq T \leq 200^\circ\text{C} \quad (6.3)$$

$$\Delta T = T_{in} - T_{out} \quad (6.4)$$

$$\delta \Delta T = \sqrt{\delta T_{in}^2 + \delta T_{out}^2} \quad (6.5)$$

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \quad (6.6)$$

$$\delta \dot{m} = \rho \delta \dot{V} \quad (6.7)$$

$$\delta Q = |Q| \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T}{\Delta T}\right)^2} \quad (6.8)$$

$$\delta \text{COP} = |\text{COP}| \sqrt{\left(\frac{\delta Q_e}{Q_e}\right)^2 + \left(\frac{\delta Q_d}{Q_d}\right)^2} \quad (6.9)$$

6.5 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΨΥΚΤΗ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΤΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

Ο ψύκτης προσρόφησης που χρησιμοποιείται στην πειραματική διάταξη προσομοιώνεται με βάση το μοντέλο που αναπτύχθηκε στο Κεφάλαιο 3. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του ψύκτη που λαμβάνονται υπόψη στις προσομοιώσεις

παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.10. Ο ψύκτης προσρόφησης χρησιμοποιεί το ζεόλιθο AQSOA-FAM-Z01 ως προσροφητικό υλικό και νερό ως ψυκτικό μέσο. Η ισόθερμη προσρόφησης για το συγκεκριμένο ζεύγος δίνεται από την Εξίσωση 6.10. Αρχικά το μοντέλο επικυρώνεται κάνοντας χρήση πειραματικών μετρήσεων που ελήφθησαν από τον ψύκτη του εργαστηρίου. Οι συνθήκες λειτουργίας που επικρατούσαν κατά τη διεξαγωγή των πειραμάτων είναι οι εξής: $T_{hw,in} = 60.9 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{cw,in} = 32.2 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{chw,in} = 13.6 \text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{cw,c} = 0.46 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_{cw,b} = 0.56 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_{chw} = 0.48 \text{ kg/s}$ και $\dot{m}_{hw} = 0.40 \text{ kg/s}$. Η σύγκριση μεταξύ των πειραματικών δεδομένων και των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης πραγματοποιείται στην Εικόνα 6.10. Παρατηρείται καλή συμφωνία μεταξύ του θεωρητικού μοντέλου και των πειραματικών αποτελεσμάτων με εξαίρεση το χρονικό διάστημα που αντιστοιχεί στην έναρξη του κύκλου λειτουργίας του ψύκτη. Κατά το χρονικό διάστημα αυτό συντελείται η αντιστροφή λειτουργίας των θαλάμων και το θεωρητικό μοντέλο αποκλίνει από τις πειραματικές μετρήσεις. Ενδεικτικά της εγκυρότητας του θεωρητικού μοντέλου είναι τα διαγράμματα των Εικόνων 6.11 – 6.13. Σε αυτά παρουσιάζονται οι αποκλίσεις που εμφανίζονται μεταξύ θεωρητικών και πειραματικών τιμών αφού έχει εξαιρεθεί το χρονικό διάστημα αντιστροφής λειτουργίας των θαλάμων. Σε όλες τις περιπτώσεις οι αποκλίσεις κυμαίνονται σε ένα εύρος αρκετά μικρότερο του $\pm 10\%$. Συγκεκριμένα για το νερό θέρμανσης στην έξοδο του ψύκτη παρουσιάζεται μέγιστη απόκλιση -2.07% . Οι αντίστοιχες τιμές για το νερό ψύξης και το ψυχόμενο νερό είναι -7.39 και $+4.46$ αντίστοιχα. Στο διάγραμμα της Εικόνας 6.14 πραγματοποιείται σύγκριση μεταξύ του θεωρητικού μοντέλου και αποτελεσμάτων μετρήσεων για διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Οι συνθήκες λειτουργίας για τις οποίες προσομοιώθηκε η λειτουργία του ψύκτη σε αυτή την περίπτωση συγκεντρώνονται στον Πίνακα 6.11. Η σύγκριση μεταξύ του μοντέλου και των αποτελεσμάτων των μετρήσεων φαίνεται καλύτερα στις Εικόνες 6.15 και 6.16. Και σε αυτήν την περίπτωση παρατηρείται συμφωνία μεταξύ του μοντέλου και των πειραματικών αποτελεσμάτων αφού στις περισσότερες περιπτώσεις οι αποκλίσεις κυμαίνονται σε ένα εύρος $\pm 10 \%$.

$$q^* = q^0 \exp \left\{ - \left[\frac{RT}{E} \ln \left(\frac{P_s}{P} \right) \right]^n \right\}, \text{ Όπου: } q^0 = 0.21, E = 4000 \text{ J/mol}, n = 5 \quad (6.10)$$

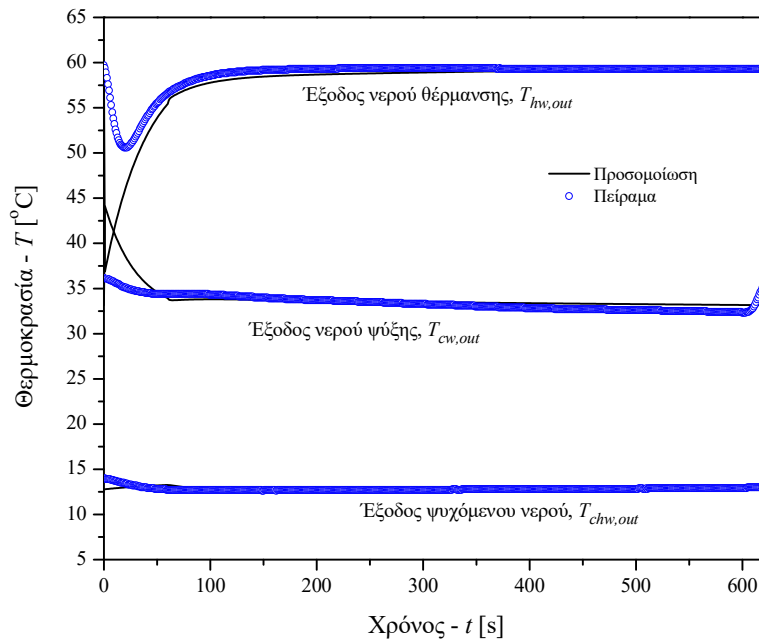
6. Πειραματική διάταξη

Πίνακας 6.10: Χαρακτηριστικές τιμές εγκατεστημένου στο εργαστήριο ψύκτη προσρόφησης [6.4, 6.5]

Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα	Σύμβολο	Τιμή	Μονάδα
$U_b A_b$	3500	W/K	c_{pw}	4186	J/kg K
$U_c A_c$	3000	W/K	c_{ps}	850	J/kg K
$U_e A_e$	2500	W/K	c_{pm}	386	J/kg K
$W_{c,cu}$	10.3	kg	D_{s0}	2.54×10^{-4}	m^2/s
$W_{e,cu}$	5.3	kg	R	8.314	J/kg K
W_s	20	kg	R_p	1.00×10^{-4}	m
$W_{b,m}$	79.1	kg	Q_{st}	3.111×10^6	J/kg
$W_{c,w}$	8.5	kg	L	2.260×10^6	J/kg
$W_{e,w}$	22.24	kg	E_a	4.55×10^4	J/mol

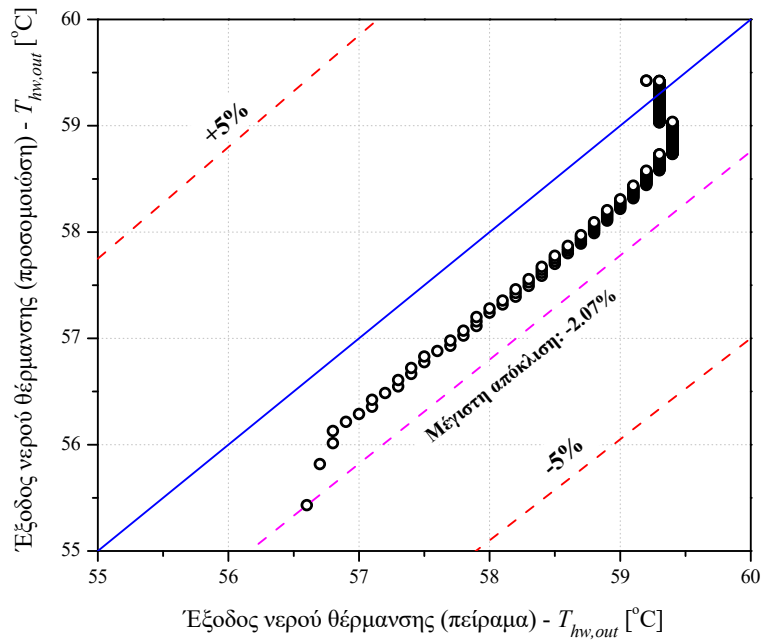
Πίνακας 6.11: Συνθήκες λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης εγκατάστασης

	Νερό ψύξης	Νερό θέρμανσης	Ψυχόμενο νερό
Παροχή μάζας (kg/s)	$\dot{m}_{cw,b} = 0.78$ $\dot{m}_{cw,c} = 0.64$	$\dot{m}_{hw} = 0.69$	$\dot{m}_{chw} = 0.81$
Θερμοκρασία (°C)	$T_{cw,in} = 27$	$T_{hw,in} = 55 - 75$	$T_{chw,in} = 18$

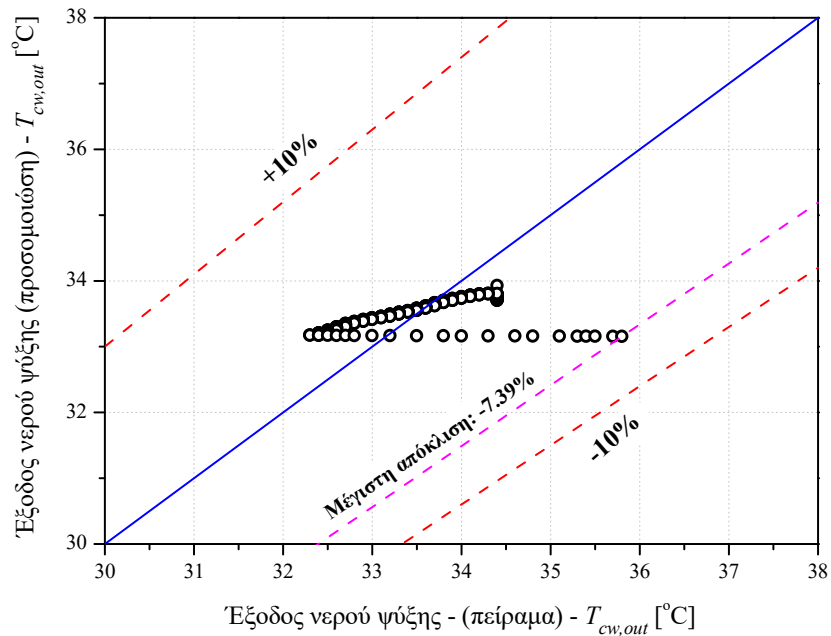


Εικόνα 6.10: Σύγκριση θεωρητικού μοντέλου με πειραματικές μετρήσεις για τον ψύκτη της εγκατάστασης (22/06/2017)

6. Πειραματική διάταξη

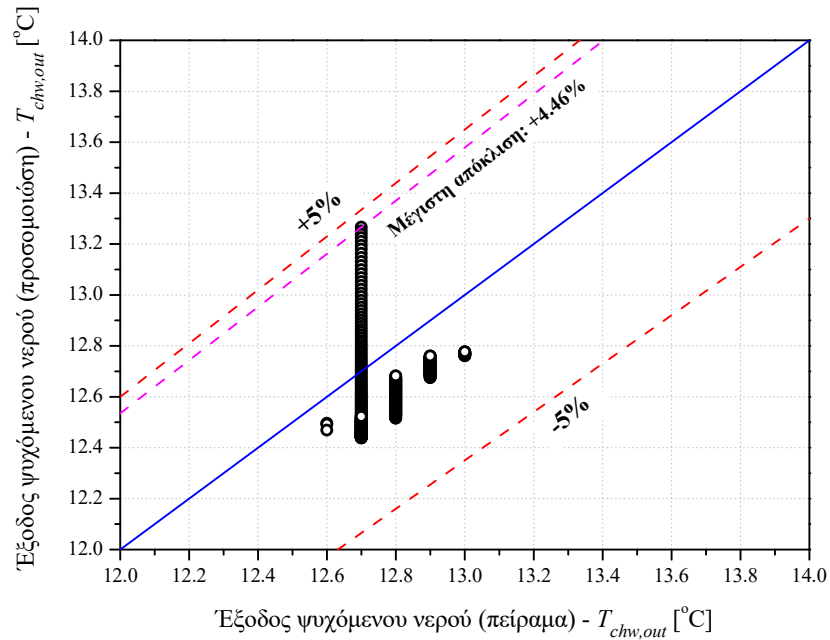


Εικόνα 6.11: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Έξοδος νερού θέρμανσης) – (22/06/2017)

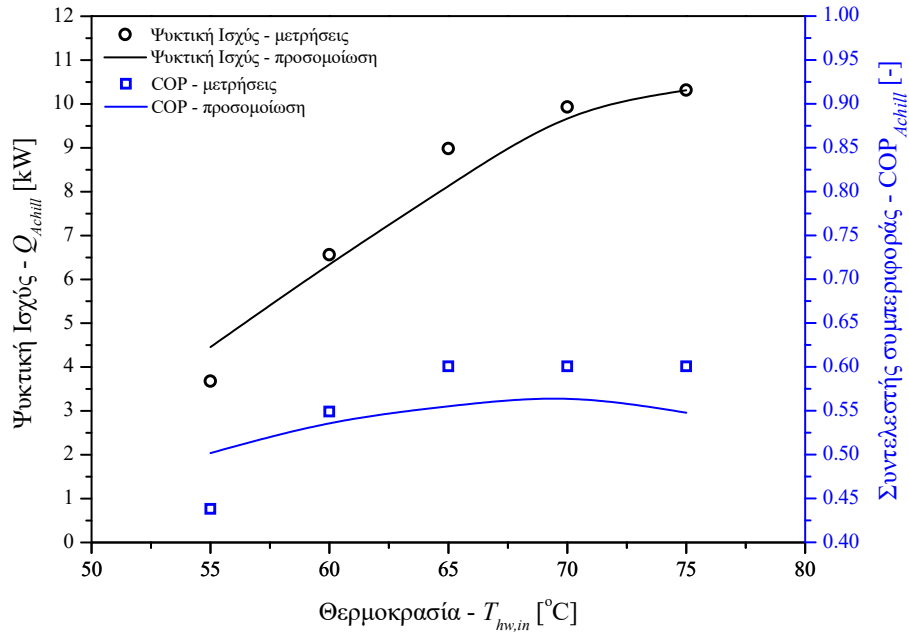


Εικόνα 6.12: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Έξοδος νερού ψύξης) – (22/06/2017)

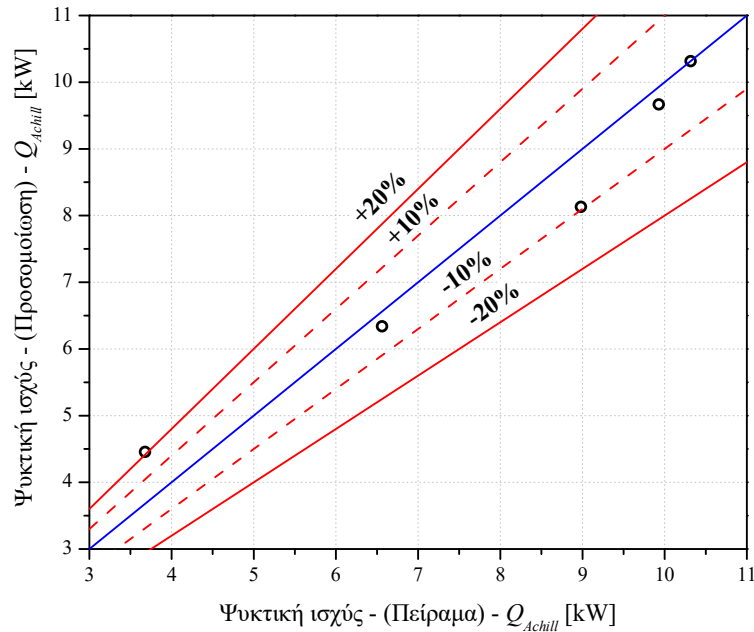
6. Πειραματική διάταξη



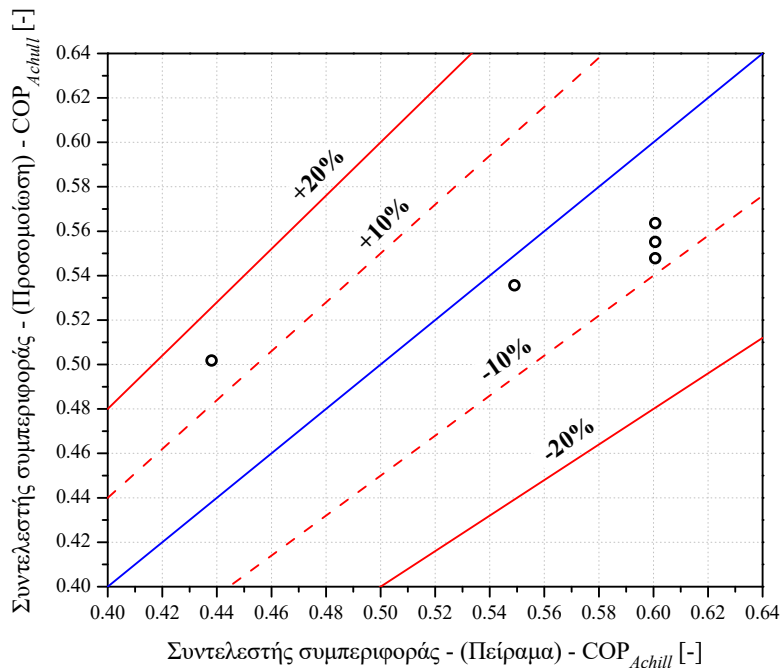
Εικόνα 6.13: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (Έξοδος ψυχόμενου νερού) – (22/06/2017)



Εικόνα 6.14: Σύγκριση πειραματικών αποτελεσμάτων και προσομοίωσης για τον ψύκτη της εγκατάστασης



Εικόνα 6.15: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (ψυκτική ισχύς)



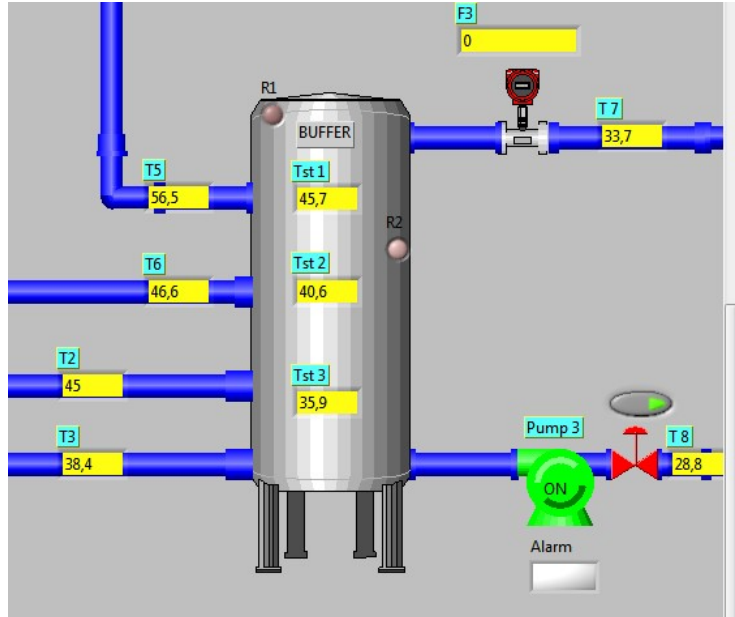
Εικόνα 6.16: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα (συντελεστής συμπεριφοράς)

6.6 ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

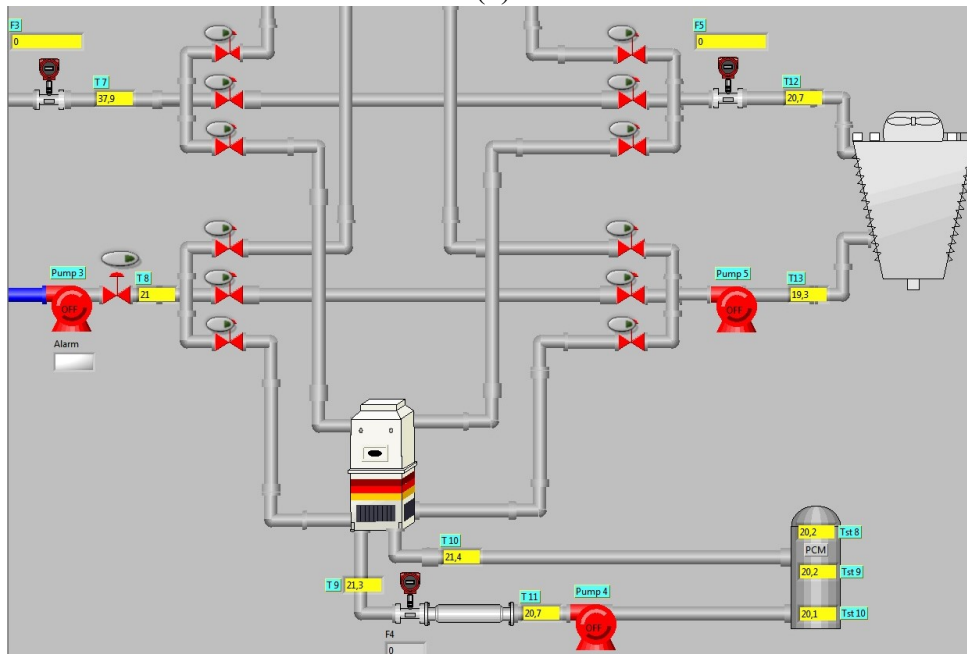
Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζονται διαγράμματα από πειραματικές μετρήσεις που διεξήχθησαν στη μονάδα ηλιακής ψύξης. Η λήψη των πειραματικών μετρήσεων έγινε μέσω ενός ολοκληρωμένου συστήματος εποπτείας και ελέγχου (SCADA, Εικόνα 6.17). Για λόγους οικονομίας χώρου, διαγράμματα από τρεις ημέρες παρουσιάζονται και αναλύονται ενώ το σύνολο των πειραματικών μετρήσεων συγκεντρώνονται στον

6. Πειραματική διάταξη

Πίνακα 6.12. Στον Πίνακα 6.13 παρουσιάζονται οι αποκλίσεις που προκύπτουν μεταξύ των πειραματικών μετρήσεων και του θεωρητικού μοντέλου για τις θερμοκρασίες του μέσου μεταφοράς θερμότητας στην έξοδο και των τριών κυκλωμάτων του ψύκτη.



(α)



(β)

Εικόνα 6.17: Σύστημα SCADA της μονάδας ηλιακής ψύξης, (α) Buffer, (β) ADS, Recooler, PCM-c

Στο διάγραμμα της Εικόνας 6.18 παρουσιάζονται τα προφίλ θερμοκρασιών τριών συνεχόμενων κύκλων λειτουργίας. Ο ψύκτης επιτυγχάνει ελάχιστη θερμοκρασία ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ατμοποιητή 12.6 °C κατά τη διάρκεια του τρίτου κύκλου. Στα διαγράμματα της Εικόνας 6.19 παρουσιάζονται το ισοζύγιο ενέργειας

6. Πειραματική διάταξη

κατά τη διάρκεια αυτών των κύκλων καθώς επίσης και τα σχετικά σφάλματα που προκύπτουν κατά τον υπολογισμό των θερμοτήτων. Για να τηρείται το ισοζύγιο ενέργειας η Εξίσωση 6.11 θα πρέπει να επαληθεύεται. Ο πρώτος όρος στο αριστερό μέλος της εξίσωσης αντιπροσωπεύει τη θερμότητα με την οποία τροφοδοτούμε το σύστημα μέσω του κυκλώματος νερού θέρμανσης (υψηλή θερμοκρασία) ενώ ο δεύτερος τη θερμότητα που απορροφά το σύστημα μέσω του κυκλώματος του ψυχόμενου νερού (χαμηλή θερμοκρασία). Ο όρος του δεξιού μέλους αντιπροσωπεύει τη θερμότητα που απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω του κυκλώματος νερού ψύξης (ενδιάμεση θερμοκρασία). Παρατηρείται ότι το ισοζύγιο τηρείται ικανοποιητικά στο μεγαλύτερο μέρος του κάθε κύκλου με εξαίρεση την αρχή του, όπου χρειάζεται κάποιο χρονικό διάστημα έως ότου έρθει το σύστημα σε ισορροπία. Κατά τη διάρκεια αυτού του πειράματος επιτυγχάνεται μέγιστη ψυκτική ισχύς 3.79 kW. Στο διάγραμμα της Εικόνας 6.20 απεικονίζεται η μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) κατά τη διάρκεια των συγκεκριμένων κύκλων όπου επιτυγχάνεται μέγιστος συντελεστής συμπεριφοράς 0.83.

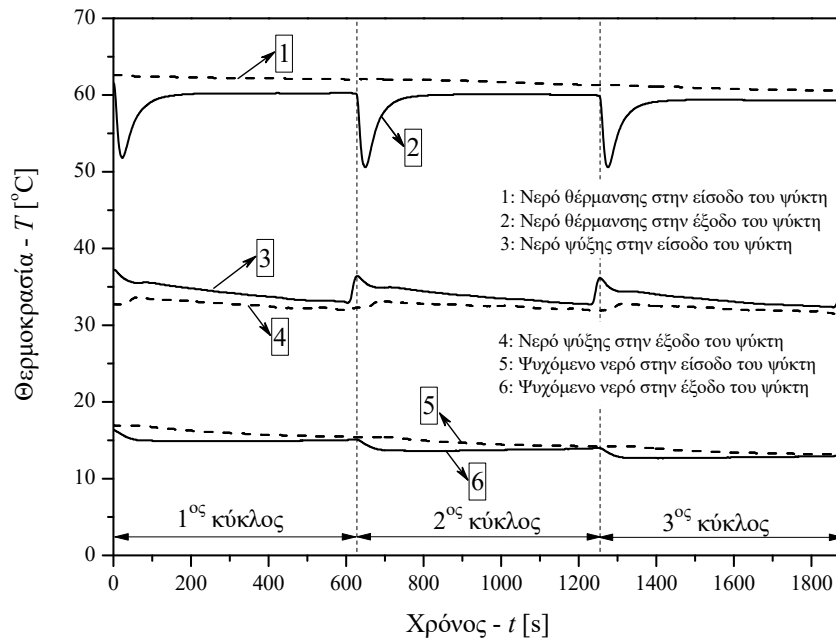
$$Q_e + Q_d = Q_{rej} \quad (6.11)$$

Όπου

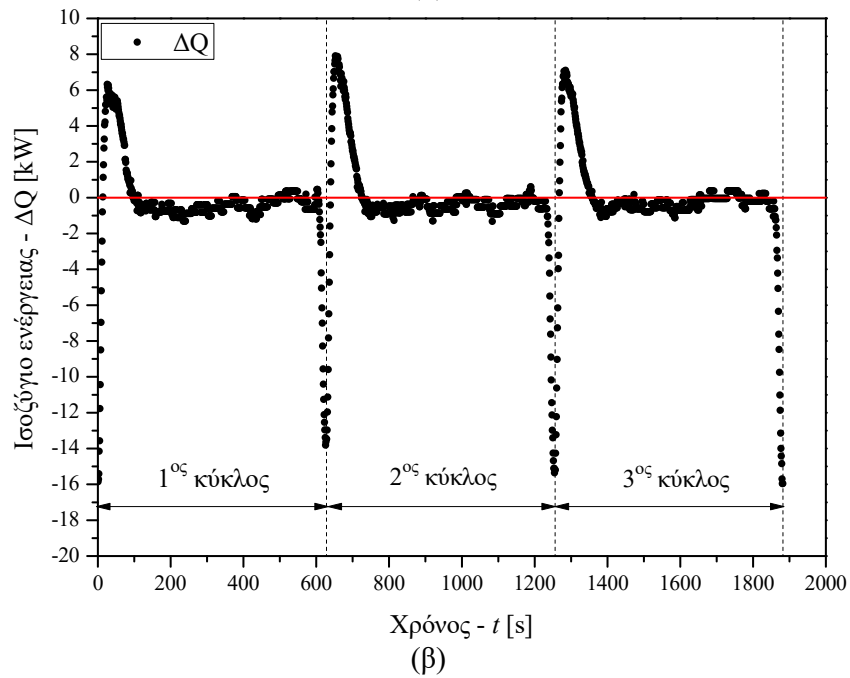
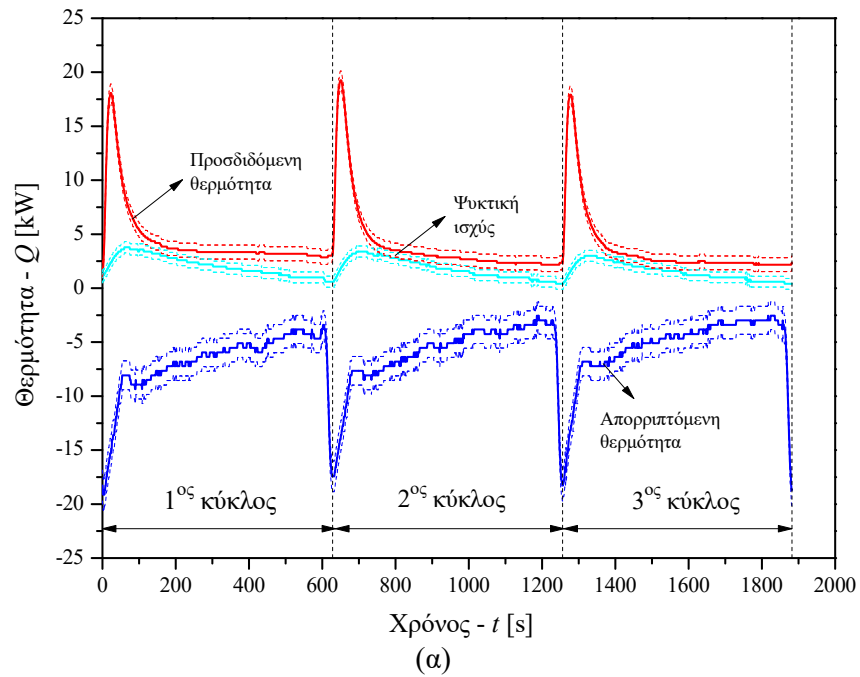
$$Q_d = \dot{m}_{hw} c_{pw} (T_{hw,in} - T_{hw,out}) \quad (6.12)$$

$$Q_e = \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) \quad (6.13)$$

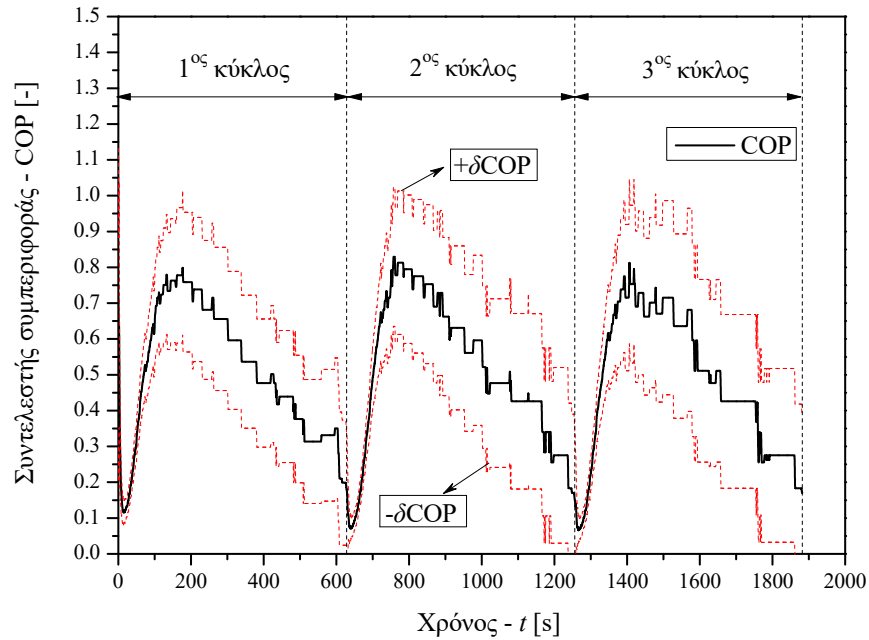
$$Q_{rej} = \dot{m}_{cw} c_{pw} (T_{cw,out} - T_{cw,in}) \quad (6.14)$$



Εικόνα 6.18: Προφίλ θερμοκρασιών κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις (22/06/2017)



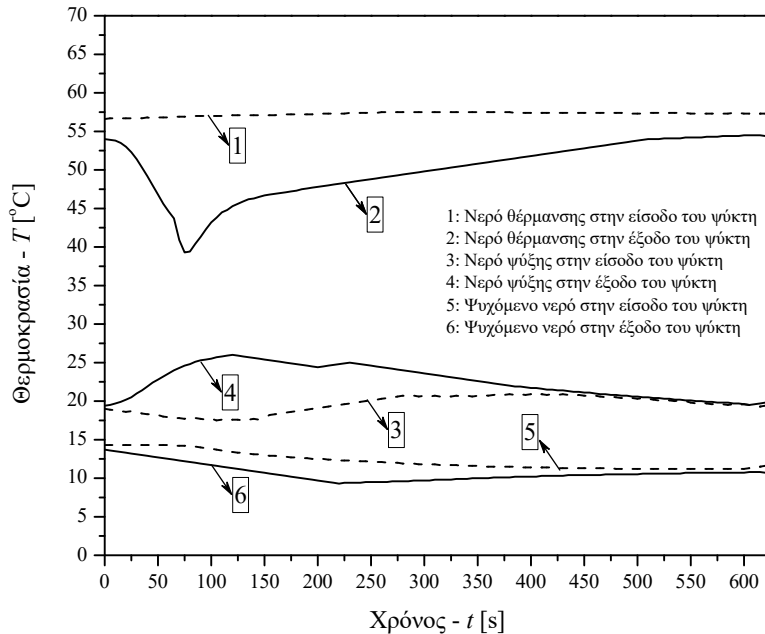
Εικόνα 6.19: (α) Θερμότητες και σχετικά σφάλματα κατά τη διάρκεια των τριών κύκλων λειτουργίας και (β) Ισοζύγιο ενέργειας (22/06/2017)



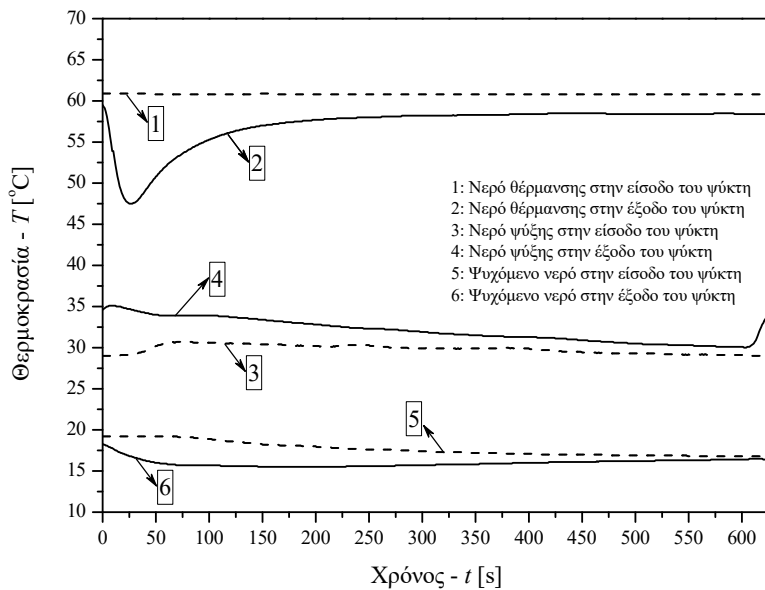
Εικόνα 6.20: Συντελεστής συμπεριφοράς (COP) κατά τη διάρκεια των τριών κύκλων λειτουργίας (22/06/2017)

Στα διαγράμματα των Εικόνων 6.21 και 6.22 παρουσιάζονται τα προφίλ των θερμοκρασιών για δύο ακόμα κύκλους λειτουργίας του ψύκτη σε δύο διαφορετικές ημέρες. Παρατηρείται ότι, κατά τις πρώτες χρονικές στιγμές του κύκλου η θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη μειώνεται με μεγαλύτερο ρυθμό από ό,τι συμβαίνει στη συνέχεια. Αυτό γίνεται επειδή στην αρχή του κύκλου, ο ατμοποιητής συνδέεται με τον στεγνό θάλαμο ρόφησης και η διεργασία της προσρόφησης ατμοποίησης πραγματοποιείται με μεγαλύτερη ένταση. Παρόμοια συμπεριφορά παρατηρείται και για το νερό θέρμανσης στην έξοδο του ψύκτη καθώς στην αρχή του κύκλου το νερό θέρμανσης εισέρχεται στον ψυχρό θάλαμο ρόφησης με αποτέλεσμα την απότομη πτώση της θερμοκρασίας του. Κατά ανάλογο τρόπο το νερό ψύξης στην αρχή του κύκλου εξέρχεται από τον ψύκτη αισθητά θερμότερο καθώς διέρχεται από τον θερμό θάλαμο ρόφησης. Στην πρώτη περίπτωση το ψυχόμενο νερό εισέρχεται στον ψύκτη με μία μέση θερμοκρασία 12.2 °C και εξέρχεται σε μία θερμοκρασία 10.7 °C ενώ στη δεύτερη εισέρχεται στους 17.7 °C και εξέρχεται στους 16.0 °C.

6. Πειραματική διάταξη



Εικόνα 6.21: Προφίλ θερμοκρασιών κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις (21/11/2016)

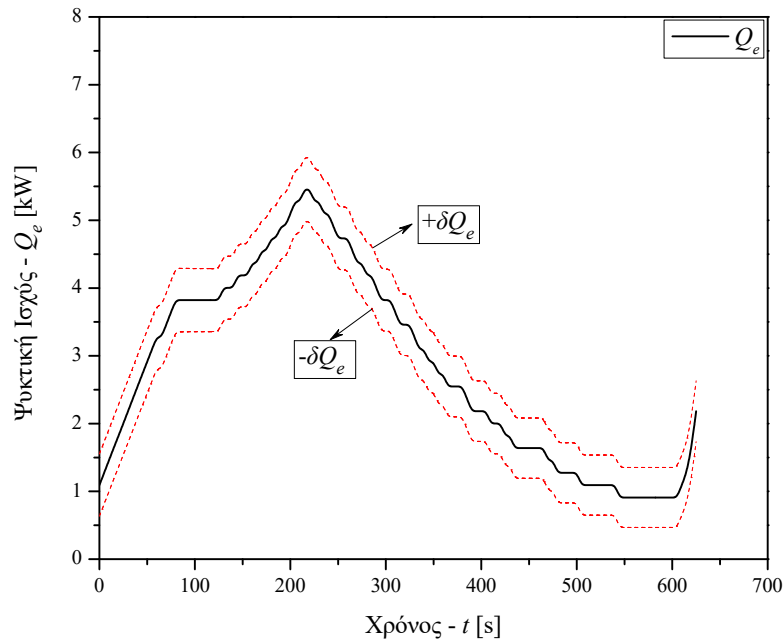


Εικόνα 6.22: Προφίλ θερμοκρασιών κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις (20/06/2017)

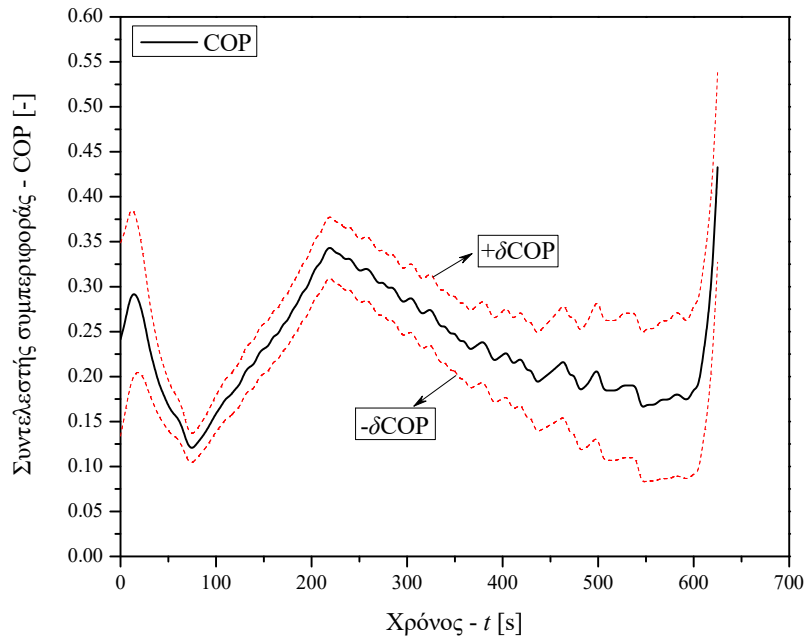
Οι ψυκτικές ισχύς και οι συντελεστές συμπεριφοράς για τους συγκεκριμένους κύκλους παρουσιάζονται στα διαγράμματα των Εικόνων 6.23–6.26. Στις 21/11/2016 επιτεύχθηκε μέγιστη ψυκτική ισχύς 5.46 kW ενώ στις 20/06/2017 η αντίστοιχη τιμή είναι 6.76 kW. Όσον αφορά το συντελεστή συμπεριφοράς (COP) παρατηρείται μέγιστη τιμή 0.43 στις 21/11/2016 και 1.01 στις 20/06/2017. Γενικά στην αρχή κάθε κύκλου παρατηρείται πτώση στην τιμή του COP και στη συνέχεια βαθμιαία αύξηση μέχρι τη μέγιστη τιμή. Αυτό συμβαίνει επειδή στην αρχή του κύκλου προσδίδονται

6. Πειραματική διάταξη

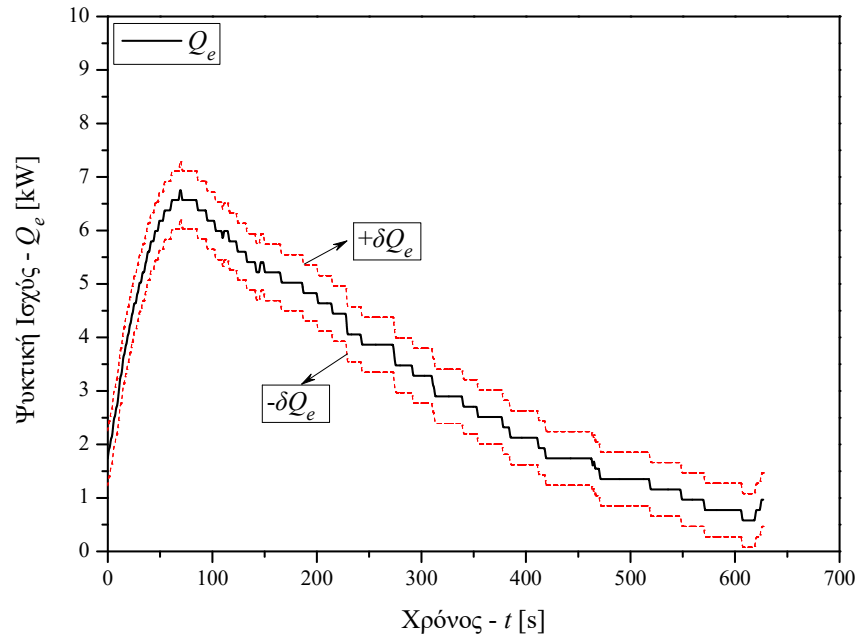
μεγάλα ποσά θερμότητας στο σύστημα έτσι ώστε να θερμανθεί ο ψυχρός θάλαμος ρόφησης.



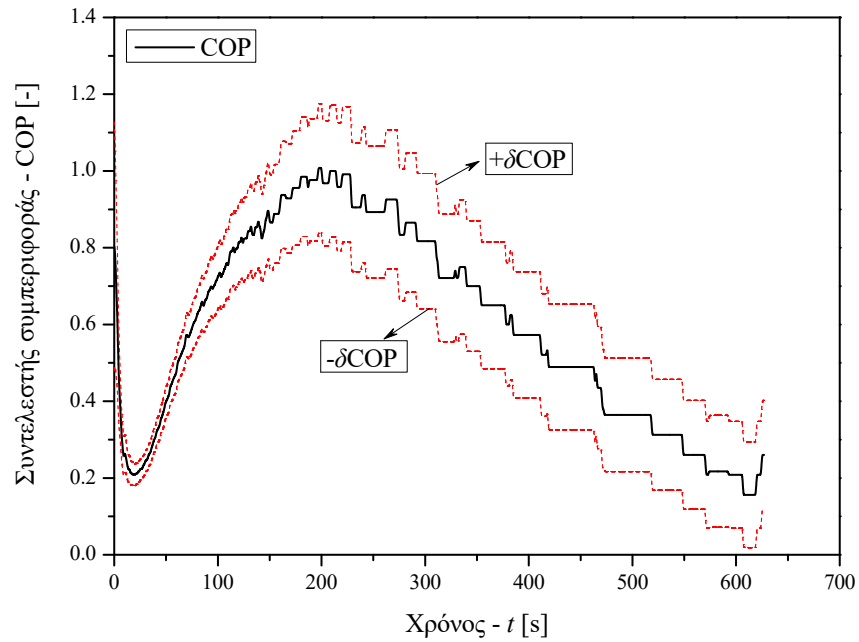
Εικόνα 6.23: Προφίλ ψυκτικής ισχύος (Q_e) κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις 21/11/2016



Εικόνα 6.24: Προφίλ συντελεστή συμπεριφοράς (COP) κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις 21/11/2016



Εικόνα 6.25: Προφίλ ψυκτικής ισχύος (Q_e) κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις 20/06/2017



Εικόνα 6.26: Προφίλ συντελεστή συμπεριφοράς (COP) κατά τη λειτουργία του ψύκτη στις 20/06/2017

6. Πειραματική διάταξη

Πίνακας 6.12: Αποτελέσματα πειραματικών μετρήσεων

Ημερομηνία	Αριθμός κύκλου	$T_{hw,in}$ °C	$T_{cw,in}$ °C	$T_{chw,in}$ °C	\dot{m}_{hw} kg/s	\dot{m}_{cw} kg/s	\dot{m}_{chw} kg/s	Q_{Achill} kW	COP_{Achill} -	Ισοζύγιο %
10/11/2016	6	57.7	23.8	18.3	0.40	1.04	0.46	5.23	0.34	12.38
10/11/2016	7	58.6	24.0	18.3	0.39	1.03	0.46	5.09	0.34	9.98
10/11/2016	8	59.2	24.3	18.4	0.39	1.04	0.46	5.15	0.34	12.40
10/11/2016	9	59.8	24.6	18.4	0.38	1.03	0.46	5.33	0.37	14.25
10/11/2016	10	60.2	24.6	18.3	0.42	1.04	0.46	5.26	0.31	13.46
10/11/2016	11	60.6	24.9	18.3	0.39	1.03	0.46	5.21	0.35	10.43
20/06/2017	3	60.7	29.6	15.7	0.37	1.02	0.46	2.41	0.43	-4.35
20/06/2017	2	60.8	29.8	17.7	0.37	1.00	0.46	3.23	0.56	-6.14
22/06/2017	3	60.9	32.2	13.6	0.40	1.02	0.48	1.53	0.41	-2.62
22/06/2017	2	61.8	32.5	14.7	0.40	1.02	0.48	1.80	0.44	-2.91
22/06/2017	1	62.3	32.7	16.0	0.40	1.02	0.48	2.08	0.46	-5.32
28/02/2017	4	65.5	28.3	17.8	0.39	1.11	0.50	6.03	0.45	13.79

Πίνακας 6.13: Αποκλίσεις μεταξύ πειραματικών μετρήσεων και θεωρητικού μοντέλου

Ημερομηνία	Αριθμός κύκλου	$T_{chw,out,aver}$ (°C)		Dev (%)		$T_{hw,out,aver}$ (°C)		Dev (%)		$T_{cw,out,aver}$ (°C)		Dev (%)	
		Πειρ.	Προσ.	Πειρ.	Προσ.	Πειρ.	Προσ.	Πειρ.	Προσ.				
10/11/2016	6	15.6	15.4	-1.28	48.8	49.5	1.43	27.9	28.2	1.08			
10/11/2016	7	15.7	15.3	-2.55	49.6	50.1	1.01	28.1	28.5	1.42			
10/11/2016	8	15.7	15.4	-1.91	50.1	50.6	1.00	28.4	28.8	1.41			
10/11/2016	9	15.6	15.4	-1.28	50.7	51.0	0.59	28.5	29.2	2.46			
10/11/2016	10	15.6	15.1	-3.21	50.9	52.0	2.16	28.9	29.3	1.38			
10/11/2016	11	15.6	15.2	-2.56	51.3	52.0	1.36	29.0	29.5	1.72			
20/06/2017	3	14.4	13.8	-4.17	57.0	55.7	-2.28	31.6	32.3	2.22			
20/06/2017	2	16.0	15.6	-2.50	57.1	55.5	-2.80	32.1	32.7	1.87			
22/06/2017	3	12.8	12.7	-0.78	58.7	57.8	-1.53	33.4	33.9	1.50			
22/06/2017	2	13.8	13.6	-1.45	59.3	58.4	-1.52	33.9	34.4	1.47			
22/06/2017	1	15.0	14.7	-2.00	59.5	58.6	-1.51	34.4	34.8	1.16			
28/02/2017	4	14.9	14.8	-0.67	57.3	58.1	1.40	31.9	32.2	0.94			

6.7 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στο κεφάλαιο αυτό εξετάστηκε η λειτουργία του ηλιακού συστήματος ψύξης που είναι εγκατεστημένο στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών. Το σύστημα αυτό χρησιμοποιεί δύο ειδών ηλιακούς συλλέκτες για να τροφοδοτήσει ένα θερμικά κινούμενο ψύκτη προσρόφησης. Συγκεκριμένα χρησιμοποιούνται συλλέκτες κενού και υβριδικοί φωτοβολταϊκοί-θερμικοί συλλέκτες για να παρέχουν θερμότητα σε έναν συμβατικό ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης. Ο ψύκτης αυτός χρησιμοποιεί το ζεόλιθος/νερό ως εργαζόμενο ζεύγος και είναι ιδανικός για εφαρμογές ηλιακής ψύξης καθώς έχει τη δυνατότητα να εκμεταλλευτεί πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας.

Αρχικά, η λειτουργία του ψύκτη της εγκατάστασης μοντελοποιήθηκε και πραγματοποιήθηκε σύγκριση του θεωρητικού μοντέλου με πειραματικές μετρήσεις. Η εγκυρότητα του θεωρητικού μοντέλου επαληθεύθηκε καθώς παρουσιάστηκαν αποκλίσεις μικρότερες του $\pm 10\%$ μεταξύ θεωρητικών και πειραματικών τιμών. Πιο συγκεκριμένα, όσον αφορά τις θερμοκρασίες στην έξοδο του ψύκτη οι μεγαλύτερες αποκλίσεις παρουσιάστηκαν στο κύκλωμα του νερού ψύξης όπου εμφανίζεται μέγιστη απόκλιση -7.39% σε σύγκριση με τα πειραματικά δεδομένα.

Από τις μετρήσεις που ελήφθησαν κατά την διεξαγωγή των πειραμάτων παρατηρήθηκε ότι το σύστημα παράγει τιμές μέσης ψυκτικής ισχύος σε ένα εύρος $1.53\text{--}6.03\text{ kW}$ και λειτουργεί με ένα μέσο COP που κυμαίνεται μεταξύ $0.23\text{--}0.56$. Επίσης επιτεύχθηκε ελάχιστη θερμοκρασία ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη $10.7\text{ }^\circ\text{C}$. Σε γενικές γραμμές ο ψύκτης λειτουργεί ικανοποιητικά σε ένα μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας. Τέλος, παρατηρήθηκε ότι το ισοζύγιο ενέργειας τηρείται ικανοποιητικά με εξαίρεση την αρχή του κάθε κύκλου όπου οι θάλαμοι του ψύκτη αντιστρέφουν τη λειτουργία τους.

6.8 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ

- 6.1 Adsorption Chillers, InvenSor LTC 10 vario. Inensor making life cooler.
- 6.2 Axial drycoolers with energy efficiency classes. Güntner.
- 6.3 Wilo-Yonos PICO-STG. Οδηγίες εγκατάστασης και λειτουργίας.
- 6.4 Badami M, Portoraro A, Simonetti M, Tebaldi P. Thermodynamic modelling of an adsorption chiller based on a zeolite. Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2015, November 13-19, 2015, Houston, Texas.
- 6.5 Li A, Ismail AB, Thu K, Ng KC, Loh WS. Performance evaluation of a zeolite – water adsorption chiller with entropy analysis of thermodynamic insight. Applied Energy (2014); 130: 702-711.

7 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

7.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στο τελευταίο αυτό κεφάλαιο γίνεται ανακεφαλαίωση της εργασίας και συγκεντρώνονται τα κυριότερα αποτελέσματα και συμπεράσματα. Επίσης δίνονται κατευθύνσεις για συνέχιση της έρευνας.

7.2 ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ ΤΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ ΚΑΙ ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΣΗ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

7.2.1 Επισκόπηση της βιβλιογραφίας

Πραγματοποιήθηκε επισκόπηση της ελληνικής και διεθνούς βιβλιογραφίας στο πεδίο της ψύξης με προσρόφηση. Παρουσιάστηκαν οι διάφοροι τύποι ψυκτών προσρόφησης, τα διάφορα είδη προσροφητικών υλικών και ψυκτικών μέσων καθώς και τα κυριότερα ζεύγη προσροφητών/ψυκτικού. Από την επισκόπηση προέκυψε ότι παρότι οι ψύκτες προσρόφησης έχουν μελετηθεί εκτενώς τα τελευταία χρόνια, οι παράμετροι που επηρεάζουν δραστικά τη λειτουργία τους δεν έχουν προσδιοριστεί επαρκώς. Επίσης παρά τις προσπάθειες των ερευνητών, ώστε να μειωθεί ο όγκος τους και να βελτιωθεί η απόδοσή τους, αυτό δεν έχει επιτευχθεί ακόμα σε βαθμό που να καθιστά δυνατή την ευρεία χρήση τους σε εμπορικές εφαρμογές.

7.2.2 Παραμετρική ανάλυση και ανάλυση ευαισθησίας ψύκτη προσρόφησης

Η απόδοση ενός ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης διερευνήθηκε κάτω από διάφορες συνθήκες λειτουργίας και για διάφορες θερμικές αγωγιμότητες των θαλάμων ρόφησης, του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή. Ο ψύκτης χρησιμοποιεί silica gel ως προσροφητικό και νερό ως ψυκτικό μέσο. Από τη διερεύνηση αυτή εξήχθησαν τα παρακάτω συμπεράσματα:

- Η θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης είναι η παράμετρος που επιδρά περισσότερο στην απόδοση ενός ψύκτη προσρόφησης. Η μείωση της θερμοκρασίας απόρριψης θερμότητας έχει θετική επιρροή στην ψυκτική ισχύ, στο συντελεστή συμπεριφοράς και στο βαθμό απόδοσης ανάκτησης θερμότητας.
- Η παροχή μάζας του ψυχόμενου νερού έχει τη μεγαλύτερη επίδραση στη συνολική απόδοση του ψύκτη σε σχέση με τις άλλες παροχές μάζας. Αυξάνοντας την παροχή μάζας του ατμοποιητή βελτιώνονται και οι τέσσερις δείκτες αξιολόγησης.
- Οι συνολικές θερμικές αγωγιμότητες των εναλλακτών των θαλάμων ρόφησης επηρεάζουν τη θερμική συμπεριφορά του ψύκτη σε μεγαλύτερο βαθμό απ' ό,τι οι αντίστοιχες του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή. Μία αναβάθμιση στη

συνολική θερμική αγωγιμότητα των θαλάμων ρόφησης έχει θετική επίδραση στη συνολική απόδοση του ψύκτη.

- Η αύξηση της θερμοκρασίας του ψυχόμενου νερού στην είσοδο του ψύκτη και της αντίστοιχης παροχής μάζας, βελτιώνουν τη συνολική απόδοση του ψύκτη αυξάνοντας παράλληλα τη μέση θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη. Αυτό ωστόσο μπορεί να είναι ανεπιθύμητο σε εφαρμογές κλιματισμού. Η παροχή μάζας του ψυχόμενου νερού και η θερμοκρασία του στην είσοδο του ψύκτη πρέπει να είναι τόσο υψηλές ώστε να βελτιώνεται η απόδοση του ψύκτη χωρίς όμως να καθιστά τη μέση θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη ακατάλληλη για εφαρμογές κλιματισμού.

7.2.3 Τεχνικές βελτίωσης της απόδοσης του ψύκτη προσρόφησης

Μελετήθηκαν διάφορες τεχνικές που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να βελτιωθεί η απόδοση του ψύκτη προσρόφησης:

- 1) Η επίδραση της θερμοκρασίας εξόδου του νερού ψύξης από τον πύργο ψύξης στην απόδοση του ψύκτη. Παρατηρήθηκε ότι μία πτώση αυτής της θερμοκρασίας κατά τέσσερις βαθμούς Κελσίου (από τους 30 °C στους 26 °C) επιφέρει αύξηση στην ψυκτική ισχύ κατά 22.77% και στο συντελεστή συμπεριφοράς κατά 4.65%.
- 2) Η επιρροή της τεχνικής ανάκτησης θερμότητας στην απόδοση του ψύκτη. Στην τεχνική αυτή, το νερό ψύξης διέρχεται πρώτα από το θερμό θάλαμο και στη συνέχεια από τον κρύο μειώνοντας έτσι τη θερμότητα που απαιτείται ώστε να αναγεννηθεί το προσροφητικό υλικό, βελτιώνοντας με αυτόν τον τρόπο την απόδοση του κύκλου. Σε αυτήν την περίπτωση ο συντελεστής συμπεριφοράς αυξάνεται κατά 7% ενώ η ειδική ψυκτική ισχύς μειώνεται κατά 3%.
- 3) Η επίδραση της χρήση νανορευστών στην απόδοση του ψύκτη. Αποδείχθηκε μέσω προσομοιώσεων, ότι για μικρές συγκεντρώσεις νανοσωματιδίων στο νανορευστό βελτιώνεται τόσο η ψυκτική ισχύς όσο και ο συντελεστής συμπεριφοράς. Ωστόσο, όταν το κλάσμα όγκου των νανοσωματιδίων στο νανορευστό υπερβαίνει το 2% η ψυκτική ισχύς μειώνεται. Αυτό δικαιολογείται από την επιρροή που έχει η ειδική θερμοχωρητικότητα στους υπολογισμούς από τη στιγμή που για υψηλές συγκεντρώσεις νανοσωματιδίων η ειδική θερμοχωρητικότητα μειώνεται ραγδαία. Επιπλέον, ανεξάρτητα από την πτώση της ψυκτικής ισχύος, παρατηρήθηκε ότι η παρουσία νανοσωματιδίων σε οποιοδήποτε κλάσμα όγκου οδηγεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη κατά τη διάρκεια ενός τυπικού κύκλου. Αυτό μπορεί να αιτιολογηθεί από τα χαρακτηριστικά του νανορευστού, το οποίο παρουσιάζει βελτιωμένες θερμικές ιδιότητες σε σύγκριση με το ρευστό βάσης, (νερό στη συγκεκριμένη περίπτωση).

- 4) Η επίδραση διαφόρων εργαζόμενων ζευγών στην απόδοση του ψύκτη προσρόφησης εξετάστηκε για διάφορα εργαζόμενα ζεύγη. Η απόδοση συγκρίθηκε με αυτή ενός ψύκτη που χρησιμοποιεί το ζεύγος silica gel/νερό. Τρία εναλλακτικά εργαζόμενα ζεύγη εξετάστηκαν: ζεόλιθος/νερό, SWS/νερό και ACF/αιθανόλη. Σε αυτά συμπεριλαμβάνονται φυσικοί (ζεόλιθος, ACF) αλλά και σύνθετου τύπου προσροφητές. Παρατηρήθηκε ότι ο ψύκτης που χρησιμοποιεί το εργαζόμενο ζεύγος ζεόλιθος/νερό παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση με ειδική ψυκτική ισχύ 2.29 φορές μεγαλύτερη από αυτήν του αντίστοιχου ψύκτη με το silica gel/νερό.

7.2.4 Διερεύνηση της απόδοσης ηλιακών συστημάτων ψύξης

Μελετήθηκε η απόδοση διάφορων ηλιακών συστημάτων ψύξης δίνοντας όμως έμφαση στα ηλιακά συστήματα ψύξης με προσρόφηση. Αρχικά πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση και ανάλυση ευαισθησίας σε ένα σύστημα ψύξης το οποίο χρησιμοποιεί θερμικούς ηλιακούς συλλέκτες για να τροφοδοτήσει έναν ψύκτη προσρόφησης. Διάφορες παράμετροι που επηρεάζουν την απόδοση του ηλιακού συστήματος ψύξης ελήφθησαν υπόψη και διάφοροι δείκτες απόδοσης χρησιμοποιήθηκαν ώστε να εκτιμηθεί η συνολική απόδοση του συστήματος. Από την ανάλυση προέκυψε ότι ο συντελεστής θερμικών απωλειών των ηλιακών συλλεκτών ($F_R U_L$) είναι η παράμετρος με τη μεγαλύτερη επιρροή στην απόδοση του ψύκτη.

Στη συνέχεια, διερευνήθηκε θεωρητικά η απόδοση ενός τέτοιου ηλιακού συστήματος ψύξης υπό κλιματικές συνθήκες ανατολικής Μεσογείου. Εξετάστηκε η λειτουργία του συστήματος σε τρεις διαφορετικές πόλεις της ανατολικής Μεσογείου χρησιμοποιώντας έναν απλό επίπεδο ηλιακό συλλέκτη, ενώ διερευνήθηκε και η απόδοση του συστήματος για διαφορετικούς τύπους ηλιακών συλλεκτών κάτω από κλιματικές συνθήκες Αθήνας. Επιπρόσθετα, μελετήθηκε η απόδοση του συστήματος για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του νερού ψύξης στον ψύκτη προσρόφησης. Η επιφάνεια των συλλεκτών σε όλες τις περιπτώσεις είναι 70 m^2 .

Τα κυριότερα συμπεράσματα της ανάλυσης αυτής είναι:

- Το ψυκτικό σύστημα που λειτουργεί υπό κλιματικές συνθήκες Λευκωσίας παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση με μέγιστη ψυκτική ισχύ κοντά στα 14.7 kW και συνολική ενεργειακή απόδοση 18.9%. Δηλαδή η μέγιστη ψυκτική ισχύς εμφανίζεται στην πόλη με την υψηλότερη θερμοκρασία περιβάλλοντος.
- Ο επιλεκτικού τύπου επίπεδος ηλιακός συλλέκτης μεγιστοποιεί την απόδοση του ηλιακού συστήματος με μέγιστη ψυκτική ισχύ 16 kW, μέση θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη 9.43 °C (στη μέγιστη ψυκτική ισχύ), μέγιστο συντελεστή συμπεριφοράς COP κοντά στο 0.51 και ενεργειακή απόδοση 21.7%.

- Η απόδοση του ψυκτικού συστήματος μειώνεται αισθητά όταν χρησιμοποιούνται PV/T συλλέκτες και ειδικά οι PV/T συλλέκτες που δε διαθέτουν κάλυμμα. Ειδικότερα, το ψυκτικό σύστημα που χρησιμοποιεί τους PV/T συλλέκτες με κάλυμμα ως πηγή θερμότητας παράγει μέγιστη ψυκτική ισχύ 10.5 kW και μέγιστο COP 0.47 ενώ οι αντίστοιχες τιμές για το ψυκτικό σύστημα που τροφοδοτείται από τους PV/T συλλέκτες χωρίς κάλυμμα είναι 5.4 kW και 0.38. Από την άλλη μεριά, ο PV/T συλλέκτης που δε διαθέτει κάλυμμα παράγει περισσότερη ηλεκτρική ισχύ σε σύγκριση με τον PV/T συλλέκτη που διαθέτει κάλυμμα.
- Η συνολική ενεργειακή απόδοση μεγιστοποιείται όταν χρησιμοποιείται ο επιλεκτικός ηλιακός συλλέκτης (21.7%). Το ψυκτικό σύστημα που τροφοδοτείται από τους PV/T ηλιακούς συλλέκτες παρουσιάζει τη χαμηλότερη ενεργειακή απόδοση (15.3%) και την υψηλότερη εξεργειακή απόδοση (11.35%). Το σύστημα που χρησιμοποιεί τον απλό επίπεδο ηλιακό συλλέκτη παρουσιάζει τη χαμηλότερη εξεργειακή απόδοση με τιμή 1.3%. Εν γένει, η χρήση PV/T συλλεκτών βελτιώνει αισθητά την εξεργειακή απόδοση του συστήματος.
- Η χρήση του επίπεδου επιλεκτικού ηλιακού συλλέκτη ως πηγή θερμότητας στο ψυκτικό σύστημα που λειτουργεί υπό κλιματικές συνθήκες Αθήνας βελτιώνει τη μέγιστη ψυκτική ισχύ κατά 14.3% σε σύγκριση με το σύστημα που λειτουργεί χρησιμοποιώντας τους απλούς συλλέκτες.
- Η μείωση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης κατά δύο βαθμούς Κελσίου (από 30 °C σε 28 °C) βελτιώνει τη μέγιστη ψυκτική ισχύ κατά 8.57% (από 14 kW σε 15.2 kW) την ενεργειακή απόδοση κατά 12.78% (από 18% σε 20.3%) και την εξεργειακή απόδοση κατά 21.8% (από 1.47% σε 1.79%).

Παράλληλα διερευνήθηκε η απόδοση τριών διαφορετικών ηλιακών ψυκτικών συστημάτων που λειτουργούν υπό κλιματικές συνθήκες Αθήνας. Εξετάσθηκε ένα ηλιακό ηλεκτρικό, ένα ηλιακό θερμικό και ένα υβριδικό ηλιακό ηλεκτρικό-θερμικό σύστημα. Συνολικά εξετάσθηκαν, επτά διαφορετικοί τύποι ηλιακών συλλεκτών: τρεις φωτοβολταϊκοί συλλέκτες, δύο επίπεδοι θερμικοί συλλέκτες και δύο υβριδικοί-φωτοβολταϊκοί θερμικοί συλλέκτες. Το σύστημα λειτουργεί κατά τη θερινή περίοδο Μαΐου – Σεπτέμβριο. Εξήχθησαν τα παρακάτω συμπεράσματα:

- Η βέλτιστη γωνία κλίσης των συλλεκτών για μεγιστοποίηση της συλλεγόμενης ηλιακής ακτινοβολίας κατά τη θερινή περίοδο στην Αθήνα είναι 14°.
- Το ηλιακό ηλεκτρικό σύστημα ψύξης που λειτουργεί με τους μονοκρυσταλλικούς φωτοβολταϊκούς συλλέκτες παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση.
- Η υψηλότερη παραγόμενη ψυκτική ενέργεια ανά ημέρα παρατηρείται στο ψυκτικό σύστημα που τροφοδοτείται από τους μονοκρυσταλλικούς

φωτοβολταϊκούς συλλέκτες (235.07 kWh/ημέρα το Μάιο) και η χαμηλότερη για το σύστημα που τροφοδοτείται από τους φωτοβολταϊκούς συλλέκτες άμορφου πυριτίου (67.22 kWh/ημέρα το Σεπτέμβριο).

- Το ηλιακό σύστημα με τους μονοκρυσταλλικούς συλλέκτες παρουσιάζει το μέγιστο ηλιακό συντελεστή συμπεριφοράς (περίπου 0.47 το Μάιο) ενώ ο ελάχιστος ηλιακός συντελεστής συμπεριφοράς παρατηρείται για το σύστημα που τροφοδοτείται από τους απλούς επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες (περίπου 0.13 τον Αύγουστο).
- Η απόδοση του ηλιακού ηλεκτρικού συστήματος ψύξης επηρεάζεται σημαντικά από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος κυρίως εξαιτίας της μεταβολής του συντελεστή συμπεριφοράς. Παρά την αύξηση της ηλιακής ακτινοβολίας από το Μάιο προς τον Ιούνιο και την αντίστοιχη αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας, η παραγόμενη ψυκτική ενέργεια μειώνεται εξαιτίας της αύξησης της θερμοκρασίας περιβάλλοντος που οδηγεί σε μείωση του συντελεστή συμπεριφοράς.
- Η μικρότερη περίοδος αποπληρωμής (7.6 χρόνια) παρατηρείται για το ηλιακό θερμικό σύστημα που χρησιμοποιεί τους επιλεκτικού τύπου επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες.

7.2.5 Πειραματική μελέτη

Αξιολογήθηκε πειραματικά το σύστημα ηλιακής ψύξης που είναι εγκατεστημένο στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής. Στο σύστημα αυτό χρησιμοποιούνται δύο ειδών ηλιακοί συλλέκτες για να τροφοδοτήσουν με θερμότητα ένα συμβατικό ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας, δύο θαλάμων ρόφησης. Ο ψύκτης αυτός χρησιμοποιεί το εργαζόμενο ζεύγος ζεόλιθος/νερό και είναι κατάλληλος για εφαρμογές ηλιακού κλιματισμού καθώς μπορεί να λειτουργήσει σχεδόν στο 100% της ονομαστικής του ισχύος εκμεταλλευόμενος θερμοκρασίες της τάξης των 65 °C. Συγκεντρωτικοί συλλέκτες κενού και υβριδικοί φωτοβολταϊκοί – θερμικοί συλλέκτες PV/T χρησιμοποιούνται στην εγκατάσταση.

Αρχικά η λειτουργία του ψύκτη μοντελοποιήθηκε κάνοντας χρήση του μαθηματικού μοντέλου που αναπτύχθηκε στο Κεφάλαιο 3. Μετά την επιλογή των κατάλληλων παραμέτρων πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις για διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων συγκρίθηκαν με πειραματικές μετρήσεις που ελήφθησαν στην εγκατάσταση του εργαστηρίου. Παρατηρήθηκε ότι υπάρχει ικανοποιητική συμφωνία μεταξύ του θεωρητικού μοντέλου και των πειραματικών μετρήσεων. Ενδεικτικά η μέγιστη απόκλιση παρουσιάζεται στη θερμοκρασία του νερού ψύξης και είναι της τάξης του -7.39%.

Στη συνέχεια διεξήχθησαν μετρήσεις για διάφορες συνθήκες λειτουργίας του ψύκτη. Παρατηρήθηκε ότι το ισοζύγιο ενέργειας τηρείται κατά το μεγαλύτερο μέρος της διάρκειας του κύκλου. Οι αποκλίσεις που εντοπίστηκαν στην αρχή του κάθε κύκλου

μπορούν να αιτιολογηθούν από το γεγονός ότι κατά το διάστημα αυτό οι θάλαμοι ρόφησης βρίσκονται στη φάση αντιστροφής της λειτουργίας τους. Τέλος παρατηρήθηκε ότι για ένα μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας επιτυγχάνονται τιμές ψυκτικής ισχύος μεταξύ 1.53 – 6.03 kW, συντελεστή συμπεριφοράς μεταξύ 0.23 – 0.56 ενώ επιτυγχάνεται θερμοκρασία ψυχόμενου νερού στην έξοδο του ψύκτη 10.7 °C.

7.3 ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

7.3.1 Πειραματική αξιολόγηση ψύκτη προσρόφησης που χρησιμοποιεί νανορευστό ως μέσο μεταφοράς θερμότητας

Στην παρούσα εργασία εξετάστηκε μέσω προσομοιώσεων η προοπτική της χρήσης νανορευστών ως μέσο μεταφοράς θερμότητας στον ατμοποιητή και το συμπυκνωτή του ψύκτη αντικαθιστώντας το νερό. Μολονότι παρατηρήθηκε βελτίωση στην απόδοση του ψύκτη αυτή ήταν σχετικά μικρή, της τάξης του 2%. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η ειδική θερμοχωρητικότητα του νανορευστού μειώνεται όσο η συγκέντρωση των νανοσωματιδίων αυξάνεται. Ωστόσο η σχέση που χρησιμοποιείται για να υπολογισθεί η θερμοχωρητικότητα του ρευστού δεν είναι επαρκώς επικυρωμένη πειραματικά. Οπότε, η πειραματική εφαρμογή νανορευστών ως μέσου μεταφοράς θερμότητας στον ψύκτη είναι αναγκαία για να αποσαφηνιστεί η επίδραση που έχουν στην απόδοση του ψύκτη. Επίσης η εφαρμογή του νανορευστού ως μέσου μεταφοράς θερμότητας θα πρέπει να επεκταθεί και στους δύο θαλάμους ρόφησης του ψύκτη έτσι ώστε να ενισχυθούν τα φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας και μάζας στο προσροφητικό υλικό.

7.3.2 Μεταβλητή χρονική διάρκεια κύκλου λειτουργίας ψύκτη

Στο ηλιακό σύστημα ψύξης που μελετήθηκε, η χρονική διάρκεια του κύκλου λειτουργίας του ψύκτη προσρόφησης διατηρήθηκε σταθερή. Επειδή η ηλιακή ακτινοβολία είναι μία πηγή θερμότητας της οποίας η ένταση μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια της ημέρας, μία αντίστοιχη μεταβολή στη χρονική διάρκεια του κύκλου στον ψύκτη προσρόφησης ενδεχομένως να είχε ευεργετικά αποτελέσματα στην απόδοση του συστήματος. Η σύγκριση ενός ηλιακού συστήματος που χρησιμοποιεί ψύκτη προσρόφησης με σταθερό κύκλο λειτουργίας και ενός συστήματος που χρησιμοποιεί μεταβαλλόμενο πρέπει να πραγματοποιηθεί τόσο σε θεωρητικό όσο και σε πειραματικό επίπεδο.

7.3.3 Τροφοδότηση ψύκτη προσρόφησης από απορριπτόμενη θερμότητα μεταφορικών μέσων

Οι ψύκτες προσρόφησης σε αντίθεση με τους αντίστοιχους της απορρόφησης που χρησιμοποιούν υγρά ροφητικά υλικά είναι ιδανικοί για μη στατικές εφαρμογές. Αυτό τους καθιστά κατάλληλους για χρήση σε πλοία και αλιευτικά σκάφη όπου

παρουσιάζονται υψηλές δονήσεις και κραδασμοί. Σε αυτές τις περιπτώσεις η θερμότητα των καυσαερίων μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να τροφοδοτηθεί ο ψύκτης επιτυγχάνοντας εξοικονόμηση καυσίμου.

7.3.4 Χρήση του ζεύγους ατταπουλγίτης/νερό ως εργαζόμενο ζεύγος

Διάφορα προσροφητικά υλικά έχουν εξετασθεί ως υποψήφια σε ψύκτες προσρόφησης. Ο ατταπουλγίτης είναι ένας προσροφητής που βρίσκεται σε αφθονία στην Ελλάδα και κάποιες πρώιμες μελέτες δείχνουν ότι υπάρχει προοπτική ώστε να αποτελέσει έναν κατάλληλο προσροφητή για εφαρμογές ψύξης. Ο ατταπουλγίτης μπορεί να συνδυαστεί με χλωριούχο λίθιο ώστε να κατασκευαστεί ένας σύνθετου τύπου προσροφητής με ενισχυμένες ιδιότητες. Απαιτείται ο προσδιορισμός των προσροφητικών ιδιοτήτων του ζεύγους όπως η ικανότητα προσρόφησης, η θερμότητα προσρόφησης και η ισόθερμη προσρόφησης. Στη συνέχεια ένας ψύκτης προσρόφησης που λειτουργεί με αυτό το ζεύγος μπορεί να μοντελοποιηθεί και να προσομοιωθεί.

8 ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

8.1 ΔΙΑΚΡΙΤΟΠΟΙΗΣΗ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ

Παρακάτω παρουσιάζεται η διακριτοποίηση των εξισώσεων που μοντελοποιούν των ψύκτη προσρόφησης.

- Αντιστροφή Λειτουργίας Θαλάμων, switching period (προθέρμανση/πρόψυξη) $\varphi=0$

Εξίσωση (3.1)

$$q_{i+1} = q_i \quad (8.1)$$

Εξίσωση (3.7)

$$T_{a_{i+1}} = T_{a_i} + \frac{\dot{m}_{cw,b} c_{pw} (T_{cw,in} - T_{cw,b,out_i}) dt}{(W_s c_{ps} + W_s q_{a_i} c_{pw} + W_{b,m} c_{pm})} \quad (8.2)$$

Εξίσωση (3.9)

$$T_{d_{i+1}} = T_{d_i} + \frac{\dot{m}_{hw} c_{p,w} (T_{hw,in} - T_{hw,out_i}) dt}{(W_s c_{ps} + W_s q_{d_i} c_{pw} + W_{b,m} c_{pm})} \quad (8.3)$$

Εξίσωση (3.11)

$$T_{c_{i+1}} = T_{c_i} + \frac{\dot{m}_{cw,c} c_{pw} (T_{cw,in} - T_{cw,c,out}) dt}{(W_{c,m} c_{pcu} + W_{c,w} c_{pw})} \quad (8.4)$$

Εξίσωση (3.13)

$$T_{e_{i+1}} = T_{e_i} + \frac{\dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out_i}) dt}{(W_{e,m} c_{pcu} + W_{e,w} c_{pw})} \quad (8.5)$$

Εξίσωση (3.15)

$$W_{e,w_{i+1}} = W_{e,w_i} \quad (8.6)$$

- Προσρόφηση/Εξάτμιση, Εκρόφηση/Συμπύκνωση $\varphi=1$

Εξίσωση (3.1)

$$q_{i+1} = q_i + (k_s a_p)_i dt (q_i^* - q_i) \quad (8.7)$$

Εξίσωση (3.7)

$$T_{a_{i+1}} = T_{a_i} + \frac{W_s (q_{d_{i+1}} - q_{d_i}) Q_{st}}{(W_s c_{ps} + W_s q_{d_i} c_{pw} + W_{b,m} c_{pm})} - \frac{\dot{m}_{cw,b} c_{pw} (T_{cw,in} - T_{cw,b,out_i}) dt}{(W_s c_{ps} + W_s q_{d_i} c_{pw} + W_{b,m} c_{pm})} + \frac{W_s c_{pv} (q_{d_{i+1}} - q_{d_i}) (T_{e_i} - T_{a_i})}{(W_s c_{ps} + W_s q_{d_i} c_{pw} + W_{b,m} c_{pm})} \quad (8.8)$$

Εξίσωση (3.9)

$$T_{d_{i+1}} = T_{d_i} + \frac{W_s (q_{d_{i+1}} - q_{d_i}) Q_{st}}{(W_s c_{ps} + W_s q_{d_i} c_{pw} + W_{b,m} c_{pm})} + \frac{\dot{m}_{hw} c_{pw} (T_{hw,in} - T_{hw,out_i}) dt}{(W_s c_{ps} + W_s q_{d_i} c_{pw} + W_{b,m} c_{pm})} \quad (8.9)$$

Εξίσωση (3.11)

$$T_{c_{i+1}} = T_{c_i} - \frac{L W_s (q_{d_{i+1}} - q_{d_i})}{(W_{c,m} c_{pcu} + W_{c,w} c_{pw})} + \frac{\dot{m}_{cw,c} c_{pw} (T_{cw,in} - T_{cw,c,out_i}) dt}{(W_{c,m} c_{pcu} + W_{c,w} c_{pw})} - \frac{c_{pw} (T_{d_i} - T_{c_i}) W_s (q_{d_{i+1}} - q_{d_i})}{(W_{c,m} c_{pcu} + W_{c,w} c_{pw})} \quad (8.10)$$

Εξίσωση (3.13)

$$T_{e_{i+1}} = T_{e_i} - \frac{L W_s (q_{d_{i+1}} - q_{d_i})}{(W_{e,m} c_{pcu} + W_{e,w_i} c_{pw})} - \frac{\dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chw,in} - T_{chw,out_i}) dt}{(W_{e,m} c_{pcu} + W_{e,w_i} c_{pw})} - \frac{c_{pw} (T_{c_i} - T_{e_i}) W_s (q_{d_{i+1}} - q_{d_i})}{(W_{e,m} c_{pcu} + W_{e,w_i} c_{pw})} \quad (8.11)$$

Εξίσωση (3.15)

$$W_{e,w_{i+1}} = W_{e,w_i} - W_s (q_{d_{i+1}} - q_{d_i} + q_{d_{i+1}} - q_{d_i}) \quad (8.12)$$

8.2 ΔΗΜΟΣΙΕΥΣΕΙΣ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ

Στην παρακάτω λίστα συγκεντρώνονται οι μέχρι στιγμής δημοσιεύσεις του συγγραφέα:

1. Koronaki IP, Papoutsis E, Papaefthimiou V, Rogdakis E. Numerical and experimental analysis of a solid desiccant wheel. Thermal Science (2016); 20: 613-621.

2. Koronaki IP, Papoutsis EG, Papaefthimiou VD. Thermodynamic modeling and exergy analysis of a solar adsorption cooling system with cooling tower in Mediterranean conditions. *Applied Thermal Engineering* (2016); 99: 1027-1038.
3. Papoutsis EG, Koronaki IP, Papaefthimiou VD. Parametric study of a single-stage two-bed adsorption chiller. *Journal of Energy Engineering* (2017); 143: 04016068.
4. Papoutsis EG, Koronaki IP, Papaefthimiou VD. Numerical simulation and parametric study of different types of solar cooling systems under Mediterranean climatic conditions. *Energy and Buildings* (2017); 138: 601-611.
5. Koronaki IP, Nitsas MT, Papoutsis EG, Papaefthimiou VD. Performance analysis of a silica gel – water adsorption cooler – impact of nanofluids on cooler performance and size. *Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2015, November 13 – 19, 2015, Houston, Texas.*
6. Koronaki IP, Papoutsis EG, Nitsas MT. Analysis of an adsorption chiller cooling system for various types of solar collectors using the F-chart cooling method. *Proceedings of the ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2016, November 11 – 17, 2016, Phoenix, Arizona.*
7. Koronaki IP, Nitsas MT, Papoutsis EG. Energy and exergy analysis of a hybrid solar system in terms of thermal energy production and cooling. *Proceedings of the ASME 2017 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2017, November 3 – 9, 2017, Tampa, Florida.*
8. Nitsas MT, Koronaki IP, Papoutsis EG. Experimental performance evaluation of an integrated solar system in terms of thermal storage and cooling capacity. *Applied Thermal Engineering* (Under Review).

8.3 ΑΝΑΦΟΡΕΣ ΣΤΙΣ ΔΗΜΟΣΙΕΥΣΕΙΣ ΤΟΥ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ

Στην παρακάτω λίστα συγκεντρώνονται οι αναφορές που έχουν γίνει στις δημοσιεύσεις του συγγραφέα έως τώρα:

1. Calise F, Libertini L, Vicidimini M. Exergetic analysis of a novel solar cooling system for combined cycle power plants. *Entropy* (2016); 18: 356.
2. Angrisani G, Evgueniy E, Roselli C, Maurizio S, Tariello F, Yaici W. Dynamic simulation of solar heating and cooling system for an office building located in Southern Italy. *Applied Thermal Engineering* (2016); 103: 377-390.
3. Bataineh K, Taamneh Y. Review and recent improvements of solar sorption cooling systems. *Energy and Buildings* (2016); 128: 22-37.

4. Alobaid M, Hughes B, Calautit JK, O' Connor D, Heyes A. A review of solar driven absorption cooling with photovoltaic thermal systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2017); 76: 728-742.
5. Ali ES, Harby K, Askalany AA, Diab MR, Alsaman AS. Weather effect on a solar powered hybrid adsorption desalination-cooling system: A case study of Egypt's climate. *Applied Thermal Engineering* (2017); 124: 663-672.
6. Al-Mousawi FN, Al-Dadah R, Mahmoud S. Different bed configurations and time ratios: Performance analysis of low-grade heat driven adsorption system for cooling and electricity. *Energy Conversion and Management* (2017); 148: 1028-1040.
7. Zhao R, Deng S, Zhao L, Li S, Zhang Y, Liu B. Performance analysis of temperature swing adsorption for CO₂ capture using thermodynamic properties of adsorbed phase. *Applied Thermal Engineering* (2017); 123: 205-215.
8. Ingole PG, Baig MI, Choi W, An X, Choi WK, Jeon J-D, Lee HK. Synthesis of superhydrophilic Nafion based nanocomposite hollow fiber membranes for water vapor separation. *Chemical Engineering Research and Design* (2017); 127: 45-51.
9. Zhu LQ, Tso CY, He W, Wu CL, Chao CYH. A field investigation of a solar-powered adsorption cooling system under Guangzhou's climate with various numbers of heat exchangers in the adsorbers. *Science Technology for the Built Environment* (2017); 23: 1282-1292.
10. Buonomano A, Calise F, Palombo A. Solar heating and cooling systems by absorption and adsorption chillers driven by stationary and concentrating photovoltaic/thermal solar collectors: Modelling and simulation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2018); 82: 1874-1908.
11. Buonomano A, Calise F, Palombo A. Solar heating and cooling systems by absorption and adsorption chillers driven by stationary and concentrating photovoltaic/thermal solar collectors: Modelling and simulation. (2018); *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2018); 81: 1112-1146.
12. Buonomano A, Calise F, Palombo A, Vicidomini M. Adsorption chiller operation by recovering low-temperature heat from building integrated photovoltaic thermal collectors: Modelling and simulation. *Energy Conversion and Management* (2017); 149: 1019-1036.
13. Calise F, Figaj RD, Vanoli L. A novel polygeneration system integrating photovoltaic/thermal collectors, solar assisted heat pump, adsorption chiller and electrical energy storage: Dynamic and energy-economic analysis. *Energy Conversion and Management* (2017); 149: 798-814.

14. Chan KC, Tso CY, Wu C, Chao CYH. Enhancing the performance of a zeolite 13X/CaCl₂-water adsorption cooling system by improving adsorber design and operation sequence. *Energy and Buildings* (2018); 158: 1368-1378.
15. Nie J, Li Z, Hu W, Fang L, Zhang Q. Theoretical modelling and experimental study of air thermal conditioning process of a heat pump assisted solid desiccant cooling system. *Energy and Buildings* (2017); 153: 31-40.
16. Wu XN, Ge TS, Dai YJ, Wang RZ. Review on substrate of solid desiccant dehumidification system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2018); 82: 3236-3249.
17. Kiliç M, Gönül E. An experimental study on adsorption characteristics of R134a and R404a onto granular and pellet-type activated carbon. *Exergetic, Energetic and Environmental Dimensions* (2017): 751-761. (Book Chapter)

