



ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ

Σχολή Χημικών Μηχανικών και
Μηχανικών Περιβάλλοντος

Κατεύθυνση: Μηχανικών Περιβάλλοντος

**Ψηφιακό μοντέλο μελέτης λειτουργίας αντλίας
θερμότητας για θέρμανση εσωτερικού χώρου με
αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας
φωτοβολταϊκού πάνελ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ
ΤΟΥ
ΝΙΚΟΛΟΥΔΑΚΗ ΝΙΚΟΛΑΟΥ**

ΧΑΝΙΑ, ΙΟΥΛΙΟΣ, 2023

Απαγορεύεται η αντιγραφή, αποθήκευση και διανομή της παρούσας εργασίας, εξ ολοκλήρου ή τμήματος αυτής, για εμπορικό σκοπό. Επιτρέπεται η ανατύπωση, αποθήκευση και διανομή για μη κερδοσκοπικό σκοπό, εκπαιδευτικού ή ερευνητικού χαρακτήρα, με την προϋπόθεση να αναφέρεται η πηγή προέλευσης. Ερωτήματα που αφορούν τη χρήση της εργασίας για άλλη χρήση θα πρέπει να απευθύνονται προς το συγγραφέα. Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτό το έγγραφο εκφράζουν τον συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ούτι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις του Πολυτεχνείου Κρήτης.



ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ

Σχολή Χημικών Μηχανικών και
Μηχανικών Περιβάλλοντος

Κατεύθυνση: Μηχανικών Περιβάλλοντος

Ψηφιακό μοντέλο μελέτης λειτουργίας αντλίας θερμότητας για θέρμανση εσωτερικού χώρου με αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας φωτοβολταϊκού πάνελ

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ
ΤΟΥ
ΝΙΚΟΛΟΥΔΑΚΗ ΝΙΚΟΛΑΟΥ**

ΤΡΙΜΕΛΗΣ ΕΠΙΤΡΟΠΗ:

Καθηγητής Θεοχάρης Τσούτσος (ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ)

Καθηγήτρια Διονυσία Κολοκοτσά

Επ. Καθηγητής Νικόλαος Διαγγελάκης

Πρόλογος και Ευχαριστίες

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στα πλαίσια των προπτυχιακών μου σπουδών στο τμήμα Χημικών Μηχανικών και Μηχανικών Περιβάλλοντος στο Πολυτεχνείο Κρήτης.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα Καθηγητή Θεοχάρη Τσούτσο, για την καθοδήγηση και τις συμβουλές που μου παρείχε, οι οποίες είχαν καταλυτική επίδραση στην ολοκλήρωση της εργασίας. Επίσης θέλω να εκφράσω τις ευχαριστίες μου στο μέλος του Ειδικού Τεχνικού Εργαστηριακού Προσωπικού (Ε.ΤΕ.Π), Ευπρέπιο Μπαραδάκη, για την βοήθεια και καθοδήγηση καθ' όλη τη διάρκεια συγγραφής της εργασίας.

Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω από καρδιάς την οικογένεια μου για την υποστήριξη που μου παρείχαν κατά τη διάρκεια των σπουδών μου, αλλά και τους φίλους μου για την ανεκτίμητη βοήθεια που έλαβα.

Νικόλαος Νικολουδάκης

Περιεχόμενα

Κατάλογος πινάκων.....	7
Κατάλογος εικόνων	7
Κατάλογος γραφημάτων	9
Περίληψη.....	10
Abstract	11
Πίνακας συμβόλων.....	12
Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή	13
1.1 Ενέργεια – Ενεργειακή κατάσταση	13
1.2 Ανάγκη χρήσης αντλιών θερμότητας	17
1.3 Πλεονεκτήματα αντλιών θερμότητας	18
1.4. Φ/B τεχνολογία στην Ελλάδα και στην Ε.Ε.	18
1.5. Αντικείμενο μελέτης.....	18
Κεφάλαιο 2 – Θεωρητικό υπόβαθρο	20
Εισαγωγή	20
2.1 Βασικές αρχές θερμοδυναμικής για την ενέργεια.....	20
2.1.1 Πρώτος Θερμοδυναμικός νόμος	22
2.1.2 Δεύτερος Θερμοδυναμικός νόμος	23
2.1.2.1 Δεξαμενές θερμικής ενέργειας	24
2.1.3 Μετάδοση θερμότητας	29
2.1.3.1. Αγωγή (Conduction)	29
2.1.3.2. Συμμεταφορά (Convection)	31
2.1.3.3. Ακτινοβολία (Radiation)	31
2.2. Κύκλος Carnot (Carnot Cycle).....	33
2.2.1 Αντίστροφος κύκλος Carnot (Reversible Carnot cycle)	34
2.3. Ψυγεία	36
2.4. Αντλίες θερμότητας.....	37
2.4.1. Ιδανικός ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμού(Vapor- Compression refrigeration cycle)	38
2.4.1.1. Χρήση ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμού αντί αντίστροφου Carnot .	39
2.4.2. Πραγματικός ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμού(Actual Vapor- Compression Refrigeration Cycle)	39
2.5. Φωτοβολταϊκή τεχνολογία.....	42
2.5.1.Ενεργειακό χάσμα	42
2.5.2.Ημιαγωγοί	42
2.5.3. Επαφή p-n.....	43

2.5.4. Φωτοβολταϊκό φαινόμενο	43
2.5.5. Φωτοβολταϊκό στοιχείο	44
2.5.6. Φωτοβολταϊκό πλαίσιο	45
2.5.7. Συμπεριφορά του φ/β στοιχείου σε σχέση με τη θερμοκρασία του	47
Κεφάλαιο 3 – Περιγραφή θεωρητικής μελέτης	49
3.1. Εισαγωγή	49
3.2. Λειτουργία συστήματος αντλίας θερμότητας – φωτοβολταϊκού πάνελ	49
3.2.1. Μέρη συστήματος αντλίας θερμότητας - φωτοβολταϊκού πάνελ	51
3.3. Ψυκτικό μέσο	55
3.4. Εξαγωγή θερμοδυναμικών τιμών – χρήση γλώσσας python.....	56
3.5. Συνθήκες λειτουργίας – Μετεωρολογικά δεδομένα	57
Κεφάλαιο 4. Μεθοδολογία μελέτης	58
4.1 Απώλειες εσωτερικού χώρου από το κέλυφος.....	58
4.2 Απορροφημένη θερμότητα από το φωτοβολταϊκό – ατμοποιητή (evaporator)	59
4.3 Υπολογισμός ροής μάζας ψυκτικού	62
4.4 Χρήση python για υπολογισμό θερμοδυναμικών τιμών, παραγόμενου έργου και απόδοσης μετατροπής ηλεκτρικής ενέργειας	62
4.4.1 Διάγραμμα ροής μελέτης	62
4.4.2 Θερμοκρασία και απόδοση φ/β πάνελ χωρίς την αντλία θερμότητας	64
4.4.3 Παραγωγή ενέργειας από το φωτοβολταϊκό πάνελ	65
Κεφάλαιο 5: Υπολογισμοί – Αποτελέσματα.....	66
5.1 Υπολογισμός απωλειών θερμότητας	66
5.2 Αποτελέσματα απορροφούμενης θερμότητας και λειτουργίας αντλίας θερμότητας.....	70
5.3 Αποτελέσματα κώδικα python	74
5.4 Παραγωγή ενέργειας και απόδοση φ/β χωρίς την αντλία θερμότητας	77
5.5 Σύγκριση αποτελεσμάτων κώδικα Python με το πρόγραμμα Coolpack.....	84
Κεφάλαιο 6. Συμπεράσματα - Συζήτηση.....	87
Βιβλιογραφία	89
Παράρτημα.....	92

Κατάλογος πινάκων

Πίνακας 1: Ποσοστιαία κατανομή συνολικής ενέργειας κατά την τελική χρήση (www.statistics.gr).....	15
Πίνακας 2: Δεδομένα θερμοκρασίας και ηλιακής ακτινοβολίας.....	57
Πίνακας 3: Τιμές δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP) για κοινά ψυκτικά(www.dcsceew.gov.au).....	55
Πίνακας 4: Δομικά στοιχεία και συντελεστές θερμικής αγωγιμότητας υλικών εσωτερικού χώρου (Τ.Ο.Τ.Ε.Ε 20701-2/2010).....	58
Πίνακας 5: Εμβαδόν τοίχων και οροφής εσωτερικού χώρου	66
Πίνακας 6: Απώλειες εσωτερικού χώρου από το κέλυφος	67
Πίνακας 7: Δεδομένα μοντέλου κύκλου συμπίεσης ατμού.....	70
Πίνακας 8: Αποτελέσματα υπολογισμού απορροφούμενης θερμότητας από το φ/β πάνελ	71
Πίνακας 9: Απώλειες θερμότητας χώρου σε σχέση με την παραγόμενη θερμότητα και η διαφορά τους	73
Πίνακας 10: Θερμοδυναμικές τιμές κύκλου συμπίεσης ατμού.....	74
Πίνακας 11: Καταναλισκόμενη ενέργεια συμπιεστή και παραγόμενη από τα φ/β πάνελ	75
Πίνακας 12: Θερμοκρασία και απόδοση φ/β με και χωρίς αντλία θερμότητας.....	77
Πίνακας 13: Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από τα φ/β με και χωρίς την αντλία θερμότητας.....	79
Πίνακας 14: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα για θερμότητα και ηλεκτρική ενέργεια	80
Πίνακας 15: Τιμές μέσης απόδοσης φ/β πάνελ με και χωρίς την αντλία θερμότητας	80
Πίνακας 16: Αποτελέσματα τιμών θεωρητικού μοντέλου και προγράμματος Coolpack ..	86
Πίνακας 17: Αποτελέσματα θερμοκρασίας φ/β κελιού	100

Κατάλογος εικόνων

Εικόνα 1: Μετατροπή έργου σε θερμότητα [www.eclass.uowm.gr, 2016].....	25
Εικόνα 2: Σχεδιάγραμμα λειτουργίας θερμικής μηχανής.....	26
[www.eclass.uowm.gr, 2016].....	26
Εικόνα 3: Σχεδιάγραμμα αναπαράστασης μερών ατμομηχανής [www.eclass.uowm.gr, 2016].....	26
Εικόνα 4: Αποτύπωση θερμικής μηχανής [www.eclass.uowm.gr, 2016].....	28
Εικόνα 5: Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας κύκλου Carnot [Wikipedia.org]	34
Εικόνα 6: Διάγραμμα P-v αντίστροφου κύκλου Carnot.....	35
[www.ecourses.ou.edu]	35

Εικόνα 7: Διάταξη αντίστροφου κύκλου Carnot και διάγραμμα T-s [https://blog.uwgb.edu/chem320c/refrigerator, 2019]	35
Εικόνα 8: Διάταξη ψυγείου και διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) [www.researchgate.net/publication/326912104, 2018]	38
Εικόνα 9: Διάγραμμα P-h ψυκτικού κύκλου [www.researchgate.net/publication/316144041, 2017]	39
Εικόνα 10 :Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) πραγματικού ψυκτικού κύκλου [www.chegg.com]	40
Εικόνα 11: Διαδικασία επεξεργασίας πυριτίου για την κατασκευή των φ/β στοιχείων [www.mepits.com, 2014]	44
Εικόνα 12: Χαρακτηριστική καμπύλη έντασης – τάσης, ισχύος του φ/β στοιχείου... [Τσούτσος – Κανάκης, 2013]	45
Εικόνα 13: Τα μέρη του φ/β πάνελ [www.cleanenergyreviews.info, 2020].....	46
Εικόνα 14: Καμπύλη έντασης – τάσης σε εξάρτηση με τη θερμοκρασία του φ/β [Meng-Hui Wang et al., 2012]	47
Εικόνα 15:Καμπύλη έντασης – τάσης σε εξάρτηση με τη θερμοκρασία του φ/β [Meng-Hui Wang et al., 2012]	48
Εικόνα 16: Σκαρίφημα συστήματος φωτοβολταϊκού πάνελ – αντλίας θερμότητας..	49
Εικόνα 17: Σύστημα αντλίας θερμότητας με θερμοκρασιακές ενδείξεις των ρευμάτων	50
Εικόνα 18: Μέρη φωτοβολταϊκού πάνελ – ατμοποιητή [B.J Huang, T.H Lin, W.C Hung, F.S Sun, 2001]	51
Εικόνα 19: Φ/β πλαίσιο με σύστημα σωληνώσεων για ψύξη [María Herrando, Christos N. Markides, Klaus Hellgardt, 2014]	52
Εικόνα 20: Διατομή απορροφητικής πλάκας και σωληνώσεων	52
[Huang et al., 2001].....	52
Εικόνα 21: Τυπική μονάδα συμπιεστή [www.frigohellas.gr]	53
Εικόνα 22: Συμπυκνωτής ψυκτικού κλειστού τύπου [www.eaparts.gr].....	53
Εικόνα 23: Αξονικός ανεμιστήρας συμπυκνωτή [www.frigohellas.gr]	54
Εικόνα 24: Συσκευή fan coil δαπέδου [www.bestprice.gr].....	54
Εικόνα 25: Θερμομονωτική βαλβίδα εκτόνωσης [www.tzimasparts.com]	55
Εικόνα 26: Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας κύκλου συμπίεσης ατμού.....	56
Εικόνα 26: Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας κύκλου συμπίεσης ατμού.....	75
Εικόνα 27: Δεδομένα εισόδου για τον κύκλο συμπίεσης ατμού στο πρόγραμμα Coolpack	84
Εικόνα 28: Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας προγράμματος Coolpack για κύκλο συμπίεσης ατμού ψυκτικού R-134a.....	85
Εικόνα 29: Αποτελέσματα διαγράμματος P-h στο πρόγραμμα Coolpack	85

Κατάλογος γραφημάτων

Γράφημα 1: Κατανάλωση ενέργειας κατοικιών – Κόσμος (www.iea.org)	13
Γράφημα 2: Κατανάλωση ενέργειας κατοικιών – Ευρώπη (www.iea.org)	14
Γράφημα 3: Κατανάλωση ενέργειας κατοικιών – Ελλάδα (www.iea.org)	14
Γράφημα 4: Εκπομπές CO ₂ κατοικιών – Κόσμος (www.iea.org).....	16
Γράφημα 5: Εκπομπές CO ₂ κατοικιών – Ευρώπη (www.iea.org).....	16
Γράφημα 6: Εκπομπές CO ₂ κατοικιών – Κόσμος (www.iea.org).....	17
Γράφημα 7: Ροή μάζας ψυκτικού κατά τη λειτουργία της αντλίας	72
Γράφημα 8: Απώλειες εσωτερικού χώρου, θερμότητα απόρριψης αντλίας στον εσωτερικό χώρο και απορροφούμενη θερμότητα.....	82
Γράφημα 9: Παραγωγή ενέργειας φ/β πάνελ (με και χωρίς αντλία θερμότητας) και κατανάλωση αντλίας θερμότητας και κλιματιστικό	82
Γράφημα 10: Απόδοση παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας φ/β πάνελ με και χωρίς την αντλία θερμότητας.....	83
Γράφημα 11: Θερμοκρασία λειτουργίας φ/β κελιού με και χωρίς την αντλία θερμότητας.....	83

Περίληψη

Στην εποχή που διανύουμε η όλο και αυξανόμενη ανάγκη για κάλυψη των αναγκών θέρμανσης (και ψύξης), στους εσωτερικούς χώρους, προϋποθέτει την αύξηση της παραγόμενης ενέργειας. Το περιβαλλοντικό αποτύπωμα παραγωγής της ενέργειας (εργοστάσια παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας φυσικού αερίου/πετρελαίου) είναι πολύ υψηλό, γεγονός που εντείνει το πρόβλημα της κλιματικής και ενεργειακής κρίσης. Στο σημείο αυτό είναι σημαντική η εύρεση τρόπων εξοικονόμησης ενέργειας, όπως και η βελτίωση συστημάτων που θα έχουν μεγαλύτερη απόδοση, δηλαδή θα χρειάζονται λιγότερη ενέργεια για την λειτουργία τους και θα μπορούν να καλύψουν ικανοποιητικά τις ανάγκες αυτές. Ένα σύστημα που μπορεί βοηθήσει στο θέμα αυτό είναι η αντλία θερμότητας.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία έγινε θεωρητική μελέτη για λειτουργία αντλίας θερμότητας η οποία χρησιμοποιεί το φωτοβολταϊκό πάνελ ως άμεση πηγή θερμότητας για τον ατμοποιητή του συστήματος. Στο πίσω μέρος του πάνελ προσαρμόζεται μια απορροφητική πλάκα χαλκού όπου πάνω της προσκολλάται το σύστημα σωληνώσεων όπου γίνεται η κυκλοφορία του ρευστού. Το ρευστό που χρησιμοποιείται είναι το ψυκτικό R134-A, το οποίο απορροφά άμεσα θερμότητα από το πάνελ για να αλλάξει φάση και να μετατραπεί σε ατμό. Τα φωτοβολταϊκά πάνελ ορίστηκαν ως μονοκρυσταλλικού τύπου τα οποία έχουν συνολική επιφάνεια 4 m² και απόδοση μετατροπής σε ηλεκτρική ενέργεια ίση με 0,15 (15%). Για την πραγματοποίηση της μελέτης πάρθηκαν μετεωρολογικά δεδομένα για το έτος 2016 στην περιοχή του Πολυτεχνείου Κρήτης. Από τα δεδομένα αυτά χρησιμοποιήθηκαν τα δεδομένα θερμοκρασίας περιβάλλοντος και ηλιακής ακτινοβολίας. Έπειτα υπολογίστηκαν οι απώλειες θερμότητας για εσωτερικό χώρο διαστάσεων 4 x 4 x 3 (Μ-Π-Υ) για τις οποίες η αντλία θερμότητας έπρεπε να καλύψει τις απώλειες αυτές.

Η λειτουργία του συστήματος της αντλίας θερμότητας βασίστηκε στον ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμού, με σταθερές πιέσεις ατμοποίησης και συμπύκνωσης. Έπειτα έγινε χρήση του θεωρητικού μοντέλου και του κώδικα σε γλώσσα προγραμματισμού python για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών τιμών, όπου υπολογίστηκε ο συντελεστής απόδοσης (COP) της αντλίας θερμότητας, το έργο εισόδου του συμπιεστή (Wc), η θερμότητα που απορρίφθηκε στον εσωτερικό χώρο (Qcond) όπως και οι θερμοκρασίες εξόδου από το πάνελ (T1) και θερμοκρασία συμπύκνωσης (T3).

Οι απώλειες του εσωτερικού χώρου για τις ώρες λειτουργίας της αντλίας θερμότητας ήταν ίσες με 3,74 kWh. Η αντλία θερμότητας λειτούργησε μεταξύ των πιέσεων P₁ και P₂ στα 1,639 kPa και 6 kPa, έχοντας θερμοκρασία T₁ ίση με -15°C και θερμοκρασία T₃ ίση με 21,5°C. Σε αυτό το εύρος πιέσεων η αντλία θερμότητας παρήγαγε και απέρριψε στον εσωτερικό χώρο 2,79 kWh θερμότητας, καλύπτοντας το 75% των αναγκών θέρμανσης. Επίσης ο συντελεστής απόδοσης της αντλίας υπολογίστηκε θεωρητικά στο 6,9. Η κατανάλωση ενέργειας του συστήματος της αντλίας θερμότητας ήταν ίση με 0,42 kWh ενώ τα φ/β πάνελ παρήγαγαν 0,87 kWh ηλεκτρικής ενέργειας, άρα τα πάνελ μπορούν να καλύψουν τις ανάγκες για ενέργειας της αντλίας. Σε αντιστοιχία με ένα κοινό σύστημα αντλίας θερμότητας των 12000 btu το οποίο θα κατανάλωνε 2,68 kWh ηλεκτρικής ενέργειας για να παράξει την ίδια ποσότητα θερμότητας, το θεωρητικό μοντέλο χρησιμοποίησε μόνο το 15% της ηλεκτρικής ενέργειας του κλιματιστικού. Τέλος η απόδοση παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας των φ/β πάνελ, λόγω ψύξης από την αντλία θερμότητας, αυξήθηκε στο 25,8% ενώ για το σενάριο λειτουργίας χωρίς τον ατμοποιητή της αντλίας θερμότητας η απόδοση προέκυψε ίση με 19,4%.

Abstract

In the era we live in, the ever-increasing need to cover heating (and cooling) needs, indoors, requires an increase in the energy produced. The environmental footprint of energy production (gas/oil power plants) is very large, which exacerbates the problem of the climate and energy crisis. At this point, it is important to find ways to save energy, as well as to improve systems that will be more efficient, i.e., they will need less energy for their operation and will be able to satisfactorily cover these needs. A system that can help in this matter is the heat pump.

In this thesis, a theoretical study was made for the operation of a heat pump that uses the photovoltaic panel as the vaporizer of the system. An absorbent copper plate is attached to the back of the panel to which the pipes where the fluid circulates are attached. The fluid used is R134-A refrigerant, which directly absorbs heat from the panel to change phase and turn into vapor. Photovoltaic panels were defined as monocrystalline type which have a total surface area of 4 m² and an electrical energy conversion efficiency equal to 0.15 (15%). For the realization of the study, meteorological data were taken for the year 2016 in the area of the Technical University of Crete. From these data, the ambient temperature and solar radiation data were used. Heat losses were then calculated for an interior space of dimensions 4 x 4 x 3 (L-W-H) for which the heat pump had to cover these losses.

The operation of the heat pump system was based on the vapor compression refrigeration cycle, with constant vaporizing and condensing pressures. Then the theoretical model and the code in python programming language were used to calculate the thermodynamic values, where the coefficient of performance (COP) of the heat pump, the input work of the compressor (W_c), the heat rejected to the indoor space (Q_{cond}) were calculated, as well as panel outlet temperature (T_1) and condensation temperature (T_3).

The heat losses of the interior space for the operating hours of the heat pump were equal to 3,74 kWh. The heat pump was operating in the pressure range of 1,639 kPa and 6 kPa, with temperature T_1 equal to -15°C and temperature T_3 equal to 21,5°C. In this particular pressure range the heat pump produced 2,79 kWh of heat that was dumped into the interior space, covering at a percentage of 75% the heat demand of the space. The coefficient of performance was also calculated and was equal to 6,9. The electricity consumption of the heat pump was equal to 0,42 kWh, while the PV panels produced 0,87 kWh of electricity for the same amount of time. Thus, the PV panels can cover the electricity demand of the heat pump. In correspond to a split unit air conditioner of 12000 Btu that would consume 2,68 kWh of electricity for the same operating hours, the heat pump only needed the 15% of that electricity to cover the heat demands. Finally, the conversion efficiency of the pv panel, due to cooling from the heat pump's evaporator, increased at 25,8%, while the pv panels without the evaporator had a conversion efficiency equal to 19,4%.

Πίνακας συμβόλων

Περιγραφή	Σύμβολο
Επιφάνεια φ/β πάνελ(m^2)	A_C
Ροή μάζας ψυκτικού (kg/s)	\dot{m}
Ειδική θερμοχωρητικότητα ρευστού ($J/kg \cdot K$)	C_F
Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας της μόνωσης ($W/m^2 \cdot K$)	h_i
συντελεστής διόρθωσης λόγω του φωτοβολταϊκού κελιού-γυαλιού-EVA	h_{P1}
συντελεστής διόρθωσης λόγω διεπαφής του tedlar με το ρευστό	h_{P2}
Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του υλικού tedlar ($W/m^2 \cdot K$)	h_T
Θερμική αγωγιμότητα φ/β κελιού ($W/m \cdot K$)	K_C
Θερμική αγωγιμότητα γυαλιού ($W/m \cdot K$)	K_G
Θερμική αγωγιμότητα μόνωσης ($W/m \cdot K$)	K_i
Θερμική αγωγιμότητα tedlar ($W/m \cdot K$)	K_T
Πάχος φ/β κελιού (m)	L_C
Πάχος γυαλιού (m)	L_G
Πάχος μόνωσης (m)	L_i
Πάχος υλικού tedlar (m)	L_T
Συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από το ρευστό στο περιβάλλον ($W/m^2 \cdot K$)	U_b
Συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από το φ/β κελί στο περιβάλλον μέσω του γυαλιού ($W/m^2 \cdot K$)	U_t
Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με αγωγή από το φ/β κελί στο ρευστό μέσω του tedlar ($W/m^2 \cdot K$)	U_T
Συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από το γυαλί στο tedlar μέσω του φ/β κελιού ($W/m^2 \cdot K$)	U_{tT}
Συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από το γυαλί στο ρευστό μέσω του φ/β κελιού και του tedlar	U_{tw}
Θερμική αγωγιμότητα πλάκας απορρόφησης ($W/m \cdot K$)	K
Πάχος πλάκας απορρόφησης (m)	δ
Απόσταση μεταξύ δύο σωλήνων (m)	W
Πλάτος τετράγωνου σωλήνα (m)	D
Ταχύτητα ανέμου (m/s)	V
Το προϊόν της αποτελεσματικής απορροφητικότητας και μεταδοτικότητας	$(\alpha\tau)_{eff}$
Μεταδοτικότητα γυαλιού	τ_G
Απορροφητικότητα φ/β κελιού	a_c
Απορροφητικότητα tedlar	a_T
Παράγοντας πληρότητας φ/β κελιού	β_c
Απόδοση φ/β κελιού	η_c
Συντελεστής απόδοσης πτερυγίων	F
Παράγοντας απόδοσης επίπεδου ηλιακού συλλέκτη	F'
Συντελεστής απομάκρυνσης θερμότητας	F_R

Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή

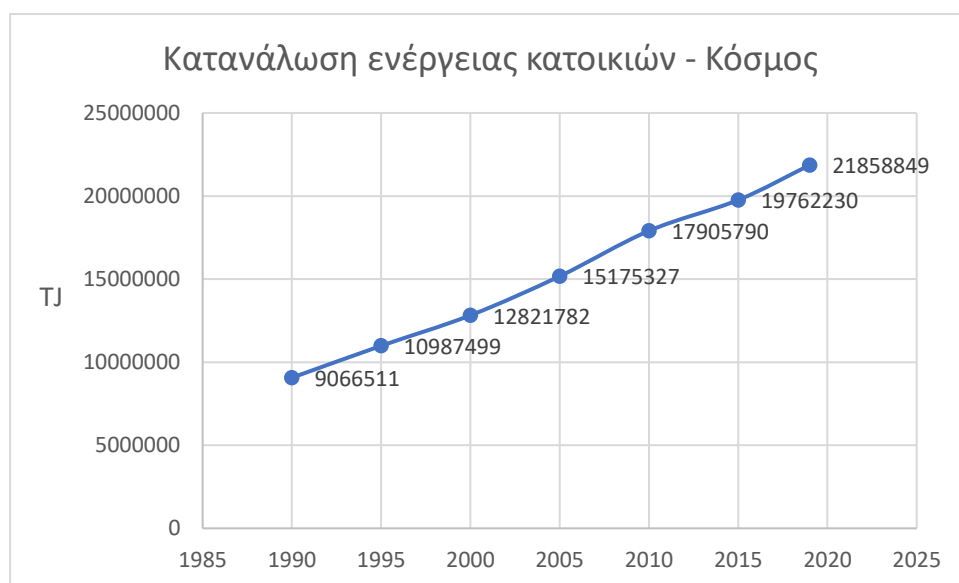
1.1 Ενέργεια – Ενεργειακή κατάσταση

Η ενέργεια θεωρείται ως μια έννοια που είναι απροσδιόριστη, όμως ο άνθρωπος μπορεί να την αντιληφθεί. Ένα παράδειγμα της ενέργειας είναι η δυνατότητα μεταφοράς θερμότητας. Η ενέργεια, από φυσική άποψη, ορίζεται ως η ικανότητα παραγωγής έργου από ένα σώμα ή σύστημα σε ένα άλλο σώμα ή σύστημα. Η ενέργεια υπάρχει σε πολλές μορφές, ειδικότερα η πρωτογενής ενέργεια προέρχεται από τα πυρηνικά (π.χ. ουράνιο), από την ηλιακή ακτινοβολία, τον άνεμο, τη γεωθερμία. Επίσης προέρχεται από τα ορυκτά, όπως τον άνθρακα, το φυσικό αέριο και το αργό πετρέλαιο το οποίο μέσω απόσταξης παράγει τα κλάσματα (βενζίνη, ντίζελ, κηροζίνη κ.λπ.) που χρησιμοποιούνται από τους καταναλωτές.

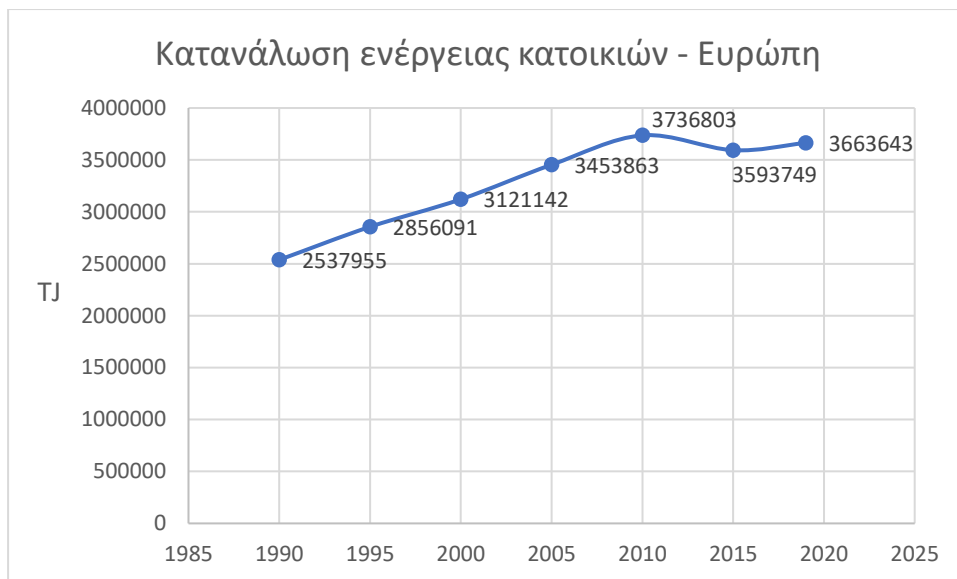
Οι ενεργειακές ανάγκες για θέρμανση ή ψύξη των κατοικιών αποτελεί ένα μεγάλο κομμάτι της ενέργειας που καταναλώνεται. Η τεχνολογική ανάπτυξη των τελευταίων ετών αναμφισβήτητα έδωσε την ευκαιρία να βελτιωθεί το βιοτικό επίπεδο των ανθρώπων και να εκμεταλλευθεί η ενέργεια με τέτοιο τρόπο ώστε να μπορούν να επιτευχθούν συνθήκες θερμικής άνεσης στις κατοικίες, αλλά και στα κτίρια γενικότερα.

Η θερμική άνεση ορίζει ότι μια κατοικία πρέπει να διατηρεί ένα άνετο εσωτερικό κλίμα το οποίο ανταποκρίνεται στις ανάγκες των χρηστών της. Η διατήρηση αυτών των συνθηκών όμως, πρέπει να γίνεται με την ελάχιστη δυνατή κατανάλωση ενέργειας. Για τον λόγο αυτό, τα κτήρια που κατασκευάζονται θα πρέπει να καταναλώνουν όσο το δυνατόν λιγότερη ενέργεια και παράλληλα να παρέχουν την θερμική άνεση η οποία θα είναι κατάλληλη για τον χώρο που χρησιμοποιούν οι ένοικοι. Η θερμική άνεση είναι υψίστης σημασίας, καθώς έχει άμεση σχέση με την κατανάλωση ενέργειας σε ένα κτήριο.

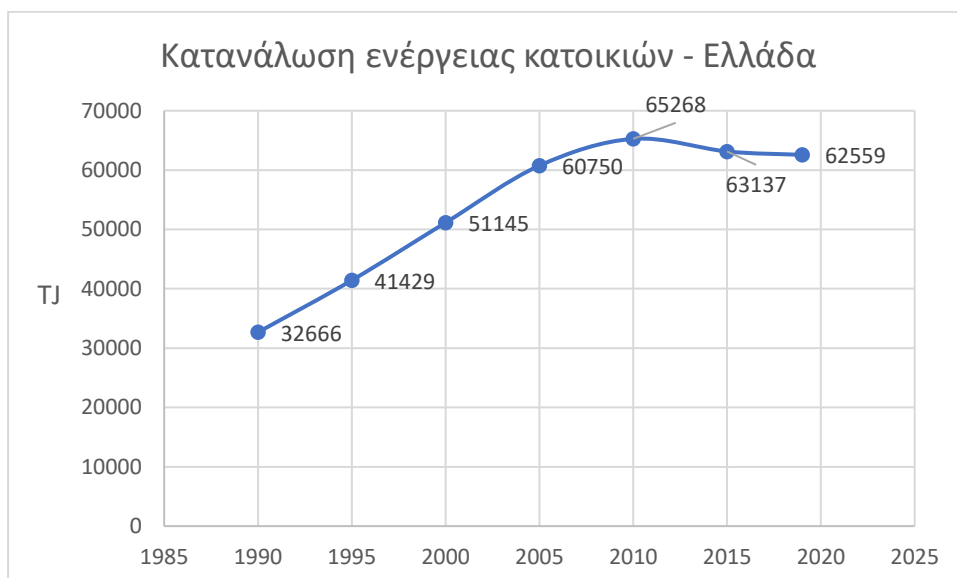
Η ενέργεια που καταναλώνει ο οικιακός τομέας στην Ευρώπη ισούται με το 29% της ενέργειας τελικής χρήσης (δηλαδή η ενέργεια που είναι διαθέσιμη στον τελικό καταναλωτή) και ειδικότερα στην Ελλάδα το ποσοστό αυτό έφτασε το 35% της τελικής κατανάλωσης για τον οικιακό τομέα (www.iea.org, 2019).



Γράφημα 1: Κατανάλωση ενέργειας κατοικιών – Κόσμος (www.iea.org)



Γράφημα 2: Κατανάλωση ενέργειας κατοικιών – Ευρώπη (www.iea.org)



Γράφημα 3: Κατανάλωση ενέργειας κατοικιών – Ελλάδα (www.iea.org)

Στην προσπάθεια βελτίωσης του βιοτικού του επιπέδου, ο άνθρωπος χρησιμοποιεί όλο και περισσότερη ενέργεια, με αποτέλεσμα να κατασπαταλάται η ενέργεια. Το γεγονός αυτό, λόγω την χρήσης ορυκτών καυσίμων για θέρμανση ή για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, επιβαρύνει με ρύπους την ατμόσφαιρα και οξύνει το φαινόμενο της κλιματικής κρίσης. Η πλειοψηφία των κτιρίων και των κατοικιών για την θέρμανση και την ψύξη των χώρων τους χρησιμοποιούν ορυκτά καύσιμα(λέβητες πετρελαίου) ή κλιματιστικά τα οποία δεν εκλύουν άμεσα ρύπους, όμως η ενέργεια που καταναλώνουν έχει παραχθεί από την καύση πετρελαίου, λιγνίτη ή φυσικού αερίου (στην καλύτερη περίπτωση) στα εργοστάσια.

Οι κατοικίες στην Ελλάδα που χρησιμοποιούν κεντρικό σύστημα θέρμανσης, με καύσιμο το πετρέλαιο, αποτελούν το 35,5% των συνολικών κατοικιών. Το 64,5% είναι κατοικίες που θερμαίνονται αυτόνομα χρησιμοποιώντας καυσόξυλα, ηλεκτρικό ρεύμα, πετρέλαιο και φυσικό αέριο. Επίσης, η κατανάλωση ενέργειας στα κτήρια της Ελλάδας

έχει αυξητική τάση παρουσιάζοντας μέσο ετήσιο ρυθμό αύξησης 7%, αντίθετα του συνόλου της Ευρωπαϊκής Ένωσης.

Τα κτήρια στην Ελλάδα έχουν υψηλές θερμικές απώλειες, καταναλώνοντας 30% περισσότερη ενέργεια για την επίτευξη συνθηκών θερμικής άνεσης, γεγονός που τα κατατάσσει στα ενεργοβόρα κτήρια της Ε.Ε. Σύμφωνα με την έρευνα της Ελληνικής Στατιστικής Αρχής (ΕΛΣΤΑΤ) για την περίοδο 2011-2012, κατά μέσο όρο ένα νοικοκυριό καταναλώνει 13.994 kWh για να καλύψει τις ενεργειακές του ανάγκες, από τις οποίες οι 10.244 kWh χρησιμοποιήθηκαν για θερμική ενέργεια και οι υπόλοιπες 3.750 kWh για ηλεκτρική ενέργεια.

Πίνακας 1: Ποσοστιαία κατανομή συνολικής ενέργειας κατά την τελική χρήση
(www.statistics.gr)

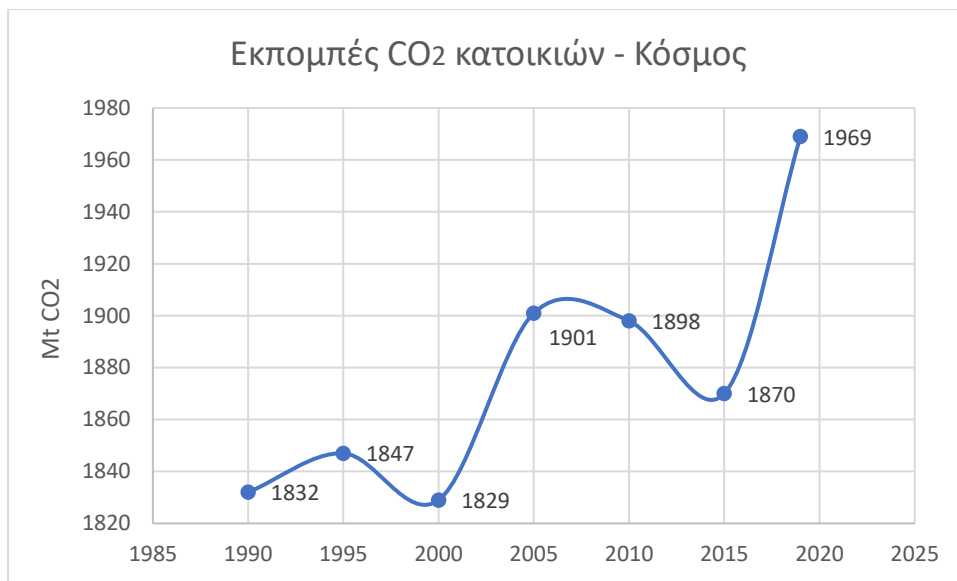
Ποσοστιαία(%) κατανομή της συνολικής κατανάλωσης ενέργειας κατά τελική χρήση	
Θέρμανση χώρων	63,7
Παραγωγή Ζεστού Νερού Χρήσης (ZNX)	5,7
Μαγείρεμα	17,3
Ψύξη Χώρων	1,3
Φωτισμός	1,7
Συσκευές (ηλεκτρικές/ηλεκτρονικές)	10,2
Σύνολο	100

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα της έρευνας που παρουσιάζονται στον παραπάνω πίνακα, φαίνεται ότι η θέρμανση των χώρων αποτελεί το μεγαλύτερο μέρος(63,7%) στην κατανάλωση ενέργειας των κατοικιών. Επίσης από την θερμική ενέργεια που καταναλώνεται ετησίως ανά νοικοκυριό (10.244 kWh) το 85,9% χρησιμοποιείται για θέρμανση των χώρων.

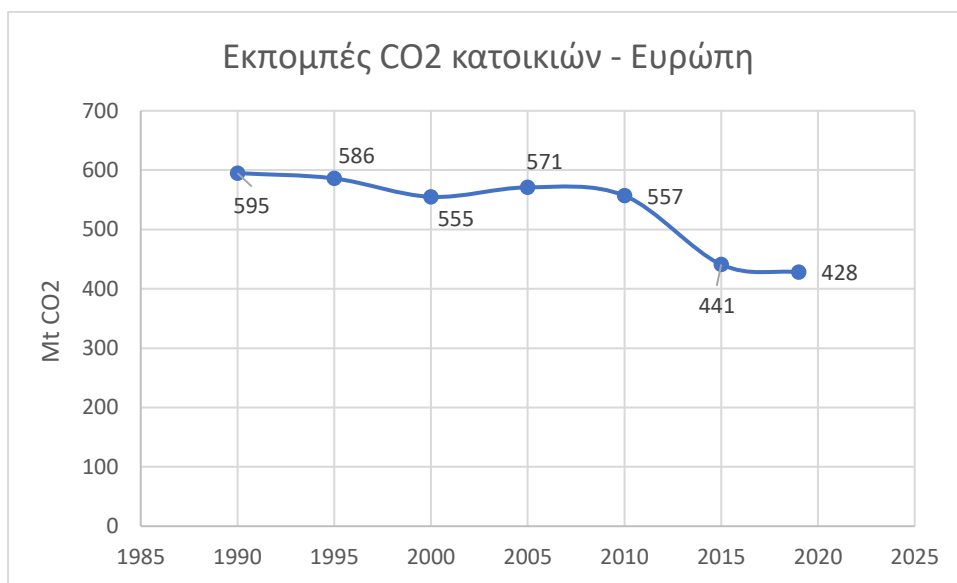
Συνέπεια της σπατάλης αυτής είναι να εκλύονται αέρια του θερμοκηπίου (CFCs , μεθάνιο, όζον κ.λπ.) στην ατμόσφαιρα με σημαντικότερο το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) τα οποία σχηματίζουν στην Τροπόσφαιρα ένα μανδύα ο οποίος διαπερνάται από την ηλιακή ακτινοβολία, όμως εμποδίζει την ακτινοβολία να εξέλθει από την Γη. Το φαινόμενο του θερμοκηπίου είναι ζωτικής σημασίας μέχρι ένα βαθμό, διότι διατηρεί μια μέση θερμοκρασία των 15° στην Γη, η οποία επιτρέπει την ύπαρξη ζωής.

Ωστόσο η όξυνση του φαινομένου αυτού από αποψιλώσεις των δασών, συνεχή χρήση των ορυκτών καυσίμων, παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, συγκοινωνίες κ.λπ. σταδιακά αυξάνει την θερμοκρασία της Γης, γεγονός που προκαλεί ακραία καιρικά φαινόμενα (ξηρασίες, ανεξέλεγκτες πυρκαγιές, πλημμύρες) και επηρεάζει τις εποχές του χρόνου. Τα σημερινά επίπεδα CO₂ στην ατμόσφαιρα υπολογίζονται στα 417 ppm, ενώ πριν εκατό χρόνια βρισκόνταν στα 304 ppm (27% μείωση). Ειδικότερα, τα νοικοκυριά είναι υπεύθυνα για το 15,8% των συνολικών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα. (ΕΛΣΤΑΤ, 2019).

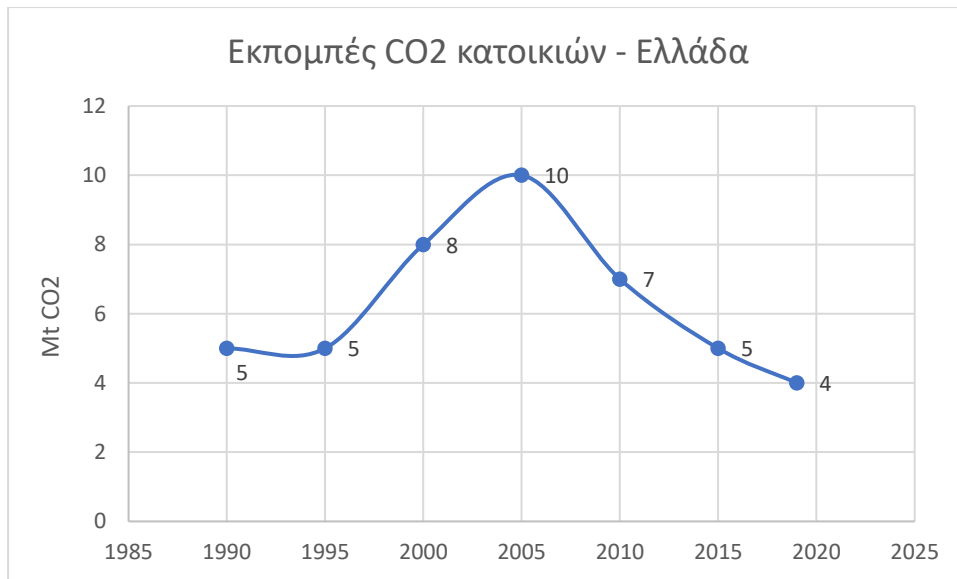
Παρακάτω παρουσιάζονται οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα που αφορούν τα νοικοκυριά, για τον κόσμο, την Ευρώπη και την Ελλάδα από το 1990 μέχρι και το 2019:



Γράφημα 4: Εκπομπές CO₂ κατοικιών – Κόσμος (www.iea.org)



Γράφημα 5: Εκπομπές CO₂ κατοικιών – Ευρώπη (www.iea.org)



Γράφημα 6: Εκπομπές CO₂ κατοικιών – Κόσμος (www.iea.org)

1.2 Ανάγκη χρήσης αντλιών θερμότητας

Έχοντας υπόψιν τα παραπάνω, δημιουργείται η άμεση ανάγκη για μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα και της ενεργειακής κατασπατάλησης με αποτέλεσμα να αναζητούνται εναλλακτικά συστήματα και τεχνολογίες για την κάλυψη των αναγκών ψύξης και θέρμανσης. Οι αντλίες θερμότητας είναι μια οικονομική λύση για θέρμανση που χρησιμοποιείται όλο και περισσότερο τα τελευταία χρόνια. Η αντλία θερμότητας είναι μια συσκευή που μεταφέρει θερμότητα από ένα μέσο χαμηλότερης θερμοκρασίας (πηγή) προς κάποιο άλλο μέσο υψηλότερης θερμοκρασίας (καταβόθρα).

Ο 2^{ος} Θερμοδυναμικός Νόμος ορίζει ότι η θερμότητα μεταφέρεται αυθόρμητα από ένα μέσο υψηλότερης θερμοκρασίας σε ένα άλλο μέσο χαμηλότερης θερμοκρασίας και όχι προς την άλλη κατεύθυνση. Η αντλία θερμότητας που χρησιμοποιείται για την θέρμανση ή ψύξη ενός χώρου, φαίνεται ότι επιτυγχάνει να μεταφέρει θερμότητα από ένα μέσο χαμηλής θερμοκρασίας σε ένα υψηλής θερμοκρασίας. Αυτό συμβαίνει όμως μόνο με την απαιτούμενη είσοδο ενέργειας ως έργο.

Οι αντλίες θερμότητας είναι ένα από τα οικονομικότερα συστήματα θέρμανσης-ψύξης με υψηλό ενεργειακό βαθμό απόδοσης με αποτέλεσμα να χρειάζονται λιγότερη ηλεκτρική ενέργεια για τη λειτουργία τους. Η χαμηλή κατανάλωση ενέργειας συμβαίνει διότι η αντλία χρησιμοποιεί ενέργεια μόνο για την κίνηση των ηλεκτρικών της μερών. Για περαιτέρω κατανόηση των οφελών της αντλίας θερμότητας, παραδείγματος χάριν για βαθμό απόδοσης (COP) ίσο με 4 σημαίνει ότι χρειάζεται μόνο 1 kW ηλεκτρικής ενέργειας για να παράξει 4 kW θερμικής ενέργειας. Άρα η εξοικονόμηση ενέργειας που επιτυγχάνει η αντλία θερμότητας με τη συγκεκριμένη απόδοση είναι μέχρι και 75%.

1.3 Πλεονεκτήματα αντλιών θερμότητας

Οι αντλίες θερμότητας έχουν μεγάλο βαθμό απόδοσης ($COP = 3-5$) γεγονός που δείχνει ότι εξοικονομούν ενέργεια και μειώνουν τη ρύπανση της ατμόσφαιρας με αέρια του θερμοκηπίου. Η ενέργεια που απαιτείται για θέρμανση και ψύξη απορροφάται κατά 70% από το περιβάλλον, ενώ το 30% που μένει εισέρχεται ως ηλεκτρική ενέργεια. Επίσης είναι ένα ασφαλές σύστημα διότι δεν περιλαμβάνει διαδικασία καύσης όπως οι λέβητες. Οι αντλίες θερμότητας έχουν την επιλογή να συνδυαστούν με άλλα συστήματα θέρμανσης, όπως σε ένα σύστημα ηλιακών συλλεκτών όπου αποταμιεύεται ενέργεια όταν η κατανάλωση ενέργειας είναι μικρότερη από τη ζήτηση, είτε ως ενίσχυση της αντλίας θερμότητας απορροφώντας θερμότητα από το ζεστό νερό και μειώνοντας τον χρόνο λειτουργίας της αντλίας. Επιπλέον μπορούν να συνδυαστούν με γεωθερμικά συστήματα, ενδοδαπέδια θέρμανση, θερμαντικά σώματα και fan coils. Τέλος, υπάρχουν αντλίες θερμότητας που χρησιμοποιούνται για θέρμανση και ψύξη.

1.4. Φ/Β τεχνολογία στην Ελλάδα και στην Ε.Ε.

Όπως θα αναλυθεί εκτενέστερα στον επόμενο κεφάλαιο, η φωτοβολταϊκή τεχνολογία χρησιμοποιεί την ηλιακή ενέργεια για να παράξει ηλεκτρική με τη χρήση του φωτοβολταϊκού στοιχείου.

Η Ελλάδα λόγω του ότι έχει διαθέσιμο ένα υψηλό δυναμικό ηλιακής ενέργειας, περίπου 320 – 330 ημέρες ηλιοφάνεια τον χρόνο ή 2.630 ώρες ηλιοφάνειας τον χρόνο (ΕΜΥ, www.emy.gr), καθιστά πολύ σημαντική την χρήση φωτοβολταϊκών πάνελ για την παραγωγή ανανεώσιμης και πράσινης ενέργειας. Συγκεκριμένα στην περίοδο 2010 – 2021 η εγκατεστημένη ισχύς στη χώρα μας έχει ανέλθει στις 4.126 MWp, ενώ μόνο το έτος 2021 η ετήσια εγκατεστημένη ισχύς ανήλθε στις 838 MWp (Σύνδεσμος Εταιριών Φωτοβολταϊκών, www.helapco.gr). Αντίστοιχα στην Ευρωπαϊκή Ένωση το 2011 η εγκατεστημένη ισχύς ήταν 52 GWp ενώ το 2021 ανήλθε στα 160 GWp, με 25,9 GWp να εγκαταστάθηκαν μόνο κατά το 2021. Το γεγονός αυτό δείχνει ότι ο τομέας της παραγωγής ενέργειας από τα φωτοβολταϊκά πλαίσια διευρύνεται ραγδαία, καθώς διαθέτουν κάποια πλεονεκτήματα όπως ότι δεν παράγουν ρύπους και είναι αθόρυβα κατά την λειτουργία τους. Επίσης από μια εγκατεστημένη συστοιχία φωτοβολταϊκών, η ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ιδιοκατανάλωση ή να συνδεθεί με το δίκτυο ηλεκτροδότησης (net metering). Επιπλέον τα φωτοβολταϊκά μπορούν να παράγουν ενέργεια για ένα χρονικό διάστημα των 25 – 30 ετών, με ελάχιστη απαιτούμενη συντήρηση και με τη δυνατότητα να μπορούν να επεκταθούν αν μεταβληθούν οι ανάγκες για ηλεκτρική ενέργεια.

1.5. Αντικείμενο μελέτης

Η εξοικονόμηση ενέργειας είναι μείζονος σημασίας στην σημερινή εποχή, αφού έτσι μειώνονται οι εκπομπές ρύπων στο περιβάλλον και επίσης χρησιμοποιούνται λιγότεροι φυσικοί πόροι για να καλυφθούν οι ανάγκες ηλεκτροδότησης και θέρμανσης. Οι αντλίες θερμότητας είναι κατάλληλες συσκευές θέρμανσης οι οποίες εξοικονομούν μεγάλα ποσά ηλεκτρικής ενέργειας, αφού η απόδοσή τους αγγίζει το 75%, άρα η εύρεση τρόπων για την βελτιστοποίησή τους θα συμβάλλει στην μείωση των ρύπων που παράγονται.

Στην παρούσα εργασία μελετάται θεωρητικά η λειτουργία μιας αντλίας θερμότητας, η οποία χρησιμοποιείται για την θέρμανση ενός εσωτερικού χώρου διαστάσεων 4Χ4Χ3 m (Μ-Π-Υ). Η αντλία θερμότητας θα λειτουργεί απάγοντας θερμότητα από το πίσω μέρος ενός φωτοβολταϊκού πλαισίου με τη χρήση μεταλλικών σωληνώσεων όπου θα γίνεται άμεση ατμοποίηση του ψυκτικού που θα κυκλοφορεί σε αυτή. Η αντλία θερμότητας θα μοντελοποιηθεί βάσει του ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμού (vapor compression refrigeration cycle) με παράλληλη χρήση της γλώσσας python για την εξαγωγή των θερμοδυναμικών τιμών λειτουργίας της αντλίας θερμότητας. Σκοπός είναι η βελτιστοποίηση της απόδοσης της αντλίας θερμότητας, με ενέργεια που προέρχεται από την περίσσεια θερμότητα την οποία δεν αξιοποιεί το φωτοβολταϊκό πλαίσιο για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Κεφάλαιο 2 – Θεωρητικό υπόβαθρο

Εισαγωγή

Η αντλία θερμότητας λόγω του ότι λειτουργεί μεταφέροντας θερμότητα από το περιβάλλον, μέσω του ψυκτικού κύκλου, παρουσιάζει μεγαλύτερο συντελεστή απόδοσης σε σχέση με άλλα συστήματα θέρμανσης (λέβητες, συστήματα αντιστάσεων). Το γεγονός αυτό το καθιστά ως οικονομικό αλλά και φιλικό προς το περιβάλλον σύστημα θέρμανσης. Τα φωτοβολταϊκά πάνελ με τη σειρά τους, αποτελούν ένα σύστημα παραγωγής ενέργειας, αρκετά αξιόπιστο που μπορεί να προβλεφθεί με μεγάλη ακρίβεια η ενέργεια που παράγουν. Επίσης απαιτούν μικρή συντήρηση στον χρόνο ζωής τους, γεγονός που τα καθιστά ένα φθινό σύστημα παραγωγής ενέργειας.

2.1 Βασικές αρχές θερμοδυναμικής για την ενέργεια

Η ενέργεια αποτελεί ένα σημαντικό μέρος των εκφάνσεων της καθημερινής ζωής του ανθρώπου (θέρμανση, κίνηση, φωτισμός κ.λπ.), άρα είναι πολύ σημαντική και η κατανόηση των μορφών ενέργειας και η μετατροπή τους από μια μορφή σε μια άλλη. Η ενέργεια έχει πολλές μορφές με ποιο βασικές να είναι η θερμική, η μηχανική, η ηλεκτρική, η πυρηνική και η χημική ενέργεια. Το άθροισμα όλων των παραπάνω μορφών αποτελεί την συνολική ενέργεια ενός συστήματος (E). Όσες μορφές ενέργειας συνδέονται με την μοριακή δομή ενός συστήματος και τον βαθμό της μοριακής του δραστηριότητας, ονομάζεται μικροσκοπική ενέργεια. Το άθροισμα των μικροσκοπικών μορφών ενέργειας ονομάζεται εσωτερική ενέργεια (U). Η μονάδα μέτρησης της ενέργειας στο σύστημα S.I. είναι το joule (J), ενώ στο Αγγλικό σύστημα είναι οι Βρετανικές θερμικές μονάδες (Btu).

Ως αισθητή ενέργεια ή αισθητή θερμότητα αναφέρεται το μέρος της εσωτερικής ενέργειας ενός συστήματος που συνδέεται με την κινητική ενέργεια των μορίων. Η ταχύτητα και ο βαθμός δραστηριότητας των μορίων είναι ανάλογος της θερμοκρασίας, οπότε με την αύξηση της θερμοκρασίας θα παρουσιάζεται αύξηση της κινητικής τους ενέργειας άρα θα αυξάνεται και η εσωτερική ενέργεια.

Η εσωτερική ενέργεια επίσης επηρεάζεται από τις διαμοριακές δυνάμεις που αναπτύσσονται μεταξύ των μορίων. Είναι δηλαδή οι ελκτικές δυνάμεις των μορίων οι οποίες κρατάνε τα μόρια κοντά το ένα στο άλλο. Οι δυνάμεις αυτές είναι πιο δυνατές σε σώματα που βρίσκονται στη στερεή φάση και εξασθενούν ουσίες που είναι στην αέρια φάση. Όταν προσδίδεται επαρκής ενέργεια στα μόρια ενός στερεού ή υγρού, υπερνικούνται οι μοριακές δυνάμεις μεταβάλλοντας της φάση του σώματος σε αέριο. Με την αλλαγή φάσης, όπου προστίθεται ενέργεια στο σώμα, το σώμα που βρίσκεται σε αέρια φάση έχει μεγαλύτερη εσωτερική ενέργεια από όταν βρίσκεται σε στερεή ή υγρή φάση. Με την αλλαγή φάσης σχετίζεται η εσωτερική ενέργεια, η οποία σε αυτή την περίπτωση ονομάζεται λανθάνουσα ενέργεια ή λανθάνουσα θερμότητα.

Στην καθημερινότητα η αισθητή και η λανθάνουσα ενέργεια αναφέρονται ως μορφές θερμότητας, όμως για την αποφυγή σύγχυσης στη θερμοδυναμική αναφέρονται ως θερμικές ενέργειες.

Στην θερμοδυναμική, η θερμότητα δεν θεωρείται ότι αποθηκεύεται σε ένα σώμα. Η θερμότητα και το έργο λαμβάνουν χώρα μόνο ως μορφή ενέργειας σε κίνηση. Η

θερμότητα ορίζεται ως η μορφή της ενέργειας που μεταφέρεται μεταξύ δύο συστημάτων λόγω μιας διαφοράς θερμοκρασίας, άρα αν δύο συστήματα βρίσκονται στην ίδια θερμοκρασία δεν μπορεί να λάβει χώρα μεταφορά θερμότητας. Όταν ένα σύστημα προσλάβει θερμότητα αυτή θα αποθηκευτεί είτε ως δυναμική είτε ως κινητική από τα άτομα και τα μόρια του σώματος.

Η ειδική θερμότητα ορίζεται ως η ενέργεια που χρειάζεται ώστε να αυξηθεί κατά ένα βαθμό η θερμοκρασία μιας ουσίας με μία μονάδα μάζας. Η ενέργεια, γενικώς επηρεάζεται από τον τρόπο με τον οποίο λαμβάνει χώρα μια διεργασία. Από θερμοδυναμικής άποψης, έχουν σημασία δύο είδη ειδικής θερμότητας, αυτή υπό σταθερό όγκο (C_v) και αυτή υπό σταθερή πίεση (C_p). Στην πρώτη περίπτωση, η ειδική θερμότητα υπό σταθερό όγκο C_v αναφέρεται στην απαιτούμενη ενέργεια για την αύξηση της θερμοκρασίας κατά ένα βαθμό μιας ουσίας με μια μονάδα μάζας, έχοντας σταθερό όγκο. Αντίστοιχα, η ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση C_p αναφέρεται στην απαιτούμενη ενέργεια για την αύξηση ενός βαθμού κρατώντας σταθερή την πίεση. Η ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση C_p είναι μεγαλύτερη της ειδικής θερμότητας C_v , διότι όταν το σύστημα βρίσκεται σε σταθερή πίεση, του είναι επιτρεπτό να εκτονωθεί με την ενέργεια που παράγεται από το έργο της εκτόνωσης να προσφέρεται στον σύστημα. Στα ιδανικά αέρια, η σχέση με την οποία συνδέονται οι δύο ειδικές θερμότητες είναι:

$$C_p = C_v + R$$

όπου R η σταθερά των αερίων

Η μονάδα μέτρησης της ειδικής θερμότητας είναι $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ή $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$. Οι δύο μονάδες μέτρησης είναι όμοιες διότι η μεταβολή της θερμοκρασίας κατά ένα βαθμό Κελσίου ισούται με τη μεταβολή κατά ένα βαθμό Kelvin, δηλαδή:

$$\Delta T(^{\circ}\text{C}) = \Delta T(\text{K})$$

Σε ένα κλειστό σύστημα (σύστημα σταθερής μάζας) η ενέργεια μπορεί να μεταφερθεί προς ή από αυτό με τη μορφή θερμότητας ή έργου. Στην περίπτωση που συμβαίνει μεταφορά ενέργειας με θερμότητα προκαλείται διαφορά θερμοκρασιών, ενώ στην περίπτωση του έργου επιδρά κάποια δύναμη εξ αποστάσεως. Συστήματα όπως ένα έμβολο που ανυψώνεται, ένας περιστρεφόμενος άξονας ή ένα ηλεκτρικό καλώδιο που διαπερνούν τα όριά του, σχετίζονται με την παραγωγή έργου.

Όταν το έργο μετριέται στη μονάδα του χρόνου ονομάζεται ισχύς, χαρακτηρίζεται με το σύμβολο \dot{W} και έχει μονάδα μέτρησης τον ίππο (hp). Ένας ίππος ισούται με 746 W. Το ποσό της θερμότητας που μεταφέρεται σε μια διεργασία συμβολίζεται με το γράμμα Q , ενώ όταν μετριέται στη μονάδα του χρόνου αντίστοιχα συμβολίζεται \dot{Q} και έτσι έχουμε το ρυθμό μεταφοράς της θερμότητας (η άνω κουκίδα σημαίνει ανά μονάδα χρόνου). Η μονάδα μέτρησης (Cengel, 2018) του ρυθμού μεταφοράς της θερμότητας είναι J/s , που ισούται με το Watt (W).

Έχοντας γνωστό τον ρυθμό μεταφοράς της θερμότητας \dot{Q} , υπολογίζεται η συνολική ποσότητα θερμότητας Q που μεταφέρεται σε ένα χρονικό διάστημα Δt :

$$Q = \int_0^{\Delta t} \dot{Q} \cdot dt \quad [\text{J}]$$

Στην περίπτωση που ο ρυθμός μεταφοράς της θερμότητας είναι σταθερός, η παραπάνω εξίσωση μετατρέπεται σε:

$$Q = \dot{Q} \cdot \Delta t \text{ [J]}$$

Όταν ο ρυθμός μεταφοράς της θερμότητας ανάγεται στην επιφάνεια από την κατεύθυνση της οποίας μεταφέρεται η θερμότητα, καλείται ροή θερμότητας και υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \text{ [W/m}^2\text{]}$$

όπου A είναι η επιφάνεια από την μεταφέρεται η θερμότητα (m²).

Η μονάδα μέτρησης της ροής θερμότητας στο Αγγλικό σύστημα είναι Btu/h·ft². Η ροή θερμότητας παρουσιάζει διαφορές σε σχέση με τον χρόνο, αλλά και την θέση στην οποία βρίσκεται η επιφάνεια.

2.1.1 Πρώτος Θερμοδυναμικός νόμος

Ο πρώτος νόμος της θερμοδυναμικής, που επίσης είναι γνωστός ως η αρχή διατήρησης της ενέργειας, δηλώνει ότι η ενέργεια δεν μπορεί ούτε να δημιουργηθεί ούτε να καταστραφεί, αλλά μόνο να αλλάξει μορφές. Η αρχή διατήρησης της ενέργειας ή αλλιώς το ενεργειακό ισοζύγιο διαρθρώνεται ως εξής:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Συνολική ενέργεια} \\ \text{(που εισέρχεται στο σύστημα)} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Συνολική ενέργεια} \\ \text{(που εξέρχεται από το σύστημα)} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Διαφορά στη συνολική} \\ \text{ενέργεια του συστήματος} \end{array} \right)$$

Σε ένα σύστημα η ενέργεια μεταφέρεται με την μορφή έργου, θερμότητας ή ροής μάζας. Ένα απλό συμπιεστό σύστημα που αποτελείται από εσωτερική, κινητική και δυναμική ενέργεια, το ενεργειακό του ισοζύγιο κατά τη διάρκεια μιας διαδικασίας θα είναι ως εξής:

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{system} \text{ [J]}$$

Το αριστερό μέρος της εξίσωσης αναφέρεται στην καθαρή ενέργεια που μεταφέρθηκε μέσω θερμότητας, έργου και μάζας. Αντίστοιχα, το δεξί μέρος της ισότητας αναφέρεται στην μεταβολή της εσωτερικής, κινητικής και δυναμικής ενέργειας.

Η παραπάνω ισότητα όταν εκφραστεί στη μονάδα του χρόνου, δηλαδή έχοντας τους ρυθμούς μεταφοράς, είναι ως εξής:

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = dE_{system}/dt \text{ [W]}$$

Η ενέργεια είναι ιδιότητα ενός συστήματος, οπότε δεν αλλάζει αν η κατάσταση του συστήματος παραμείνει σταθερή. Τότε, η μεταβολή της ενέργειας του συστήματος είναι ίση με το μηδέν ($\Delta E_{system} = 0$), άρα η διεργασία είναι σταθερή. Έτσι η παραπάνω σχέση παίρνει την εξής μορφή:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

Όταν κατά τη διάρκεια μια διεργασίας η συνολική ενέργεια επηρεάζεται βασικά μόνο από την εσωτερική ενέργεια, η σχέση που προκύπτει είναι:

$$\Delta E_{system} = \Delta U_{system}$$

Όταν μελετάται η μεταφορά θερμότητας, βασικό στοιχείο είναι οι μορφές ενέργειας που μπορούν να μεταφερθούν όταν υπάρχει θερμοκρασιακή διαφορά, δηλαδή η θερμότητα ή η θερμική ενέργεια. Σε αυτή την περίπτωση είναι προσιτό να συνταχθεί ένα ισοζύγιο θερμότητας θεωρώντας όλες τις υπόλοιπες ενέργειες (πυρηνική, χημική, ηλεκτρική) σαν θερμικές που παράγουν θερμότητα. Η σχέση που προκύπτει είναι:

$$Q_{in} - Q_{out} + E_{gen} = \Delta E_{thermal, system} [J]$$

Όπου ο όρος $(Q_{in} - Q_{out})$ αναφέρεται στην καθαρή μεταφορά θερμότητας, E_{gen} είναι η παραγωγή θερμότητας και $\Delta E_{thermal, system}$ η μεταβολή της θερμικής ενέργειας του συστήματος.

Ένα κλειστό σύστημα χαρακτηρίζεται από σταθερή μάζα, ενώ η συνολική του ενέργεια (E) αποτελείται από την εσωτερική ενέργεια (U) διότι δεν παρουσιάζει μεταβολές στην ταχύτητα ή την ανύψωση του. Το ενεργειακό ισοζύγιο που διέπει ένα κλειστό σύστημα είναι:

$$E_{in} - E_{out} = \Delta U = m \cdot C_v \cdot \Delta T [J]$$

Η εσωτερική ενέργεια παρουσιάζεται συνάρτηση της μάζας m , της ειδικής θερμότητας σταθερού όγκου C_v και της διαφοράς θερμοκρασίας ΔT που έχει το σύστημα. Στην περίπτωση που το σύστημα δεν παράγει έργο, αλλά μόνο θερμότητα, το ισοζύγιο γίνεται:

$$Q = m \cdot C_v \cdot \Delta T [J]$$

Το Q στην παραπάνω σχέση αναφέρεται στην ποσότητα της θερμότητας που απέβαλλε ή απορρόφησε το σύστημα.

Πολλά συστήματα μηχανικής περιλαμβάνουν ροή μάζας διαμέσου του συστήματός τους, με αποτέλεσμα να μοντελοποιούνται με τη χρήση του όγκου ελέγχου. Η ποσότητα της μάζας που διαρρέει το σύστημα στην μονάδα του χρόνου ονομάζεται ρυθμός ροής μάζας (\dot{m}). Η ροή μάζας που διαρρέει παραδείγματος χάριν μέσα από ένα σωλήνα θα είναι:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A_c [kg/s]$$

Ο όρος ρ είναι η πυκνότητα του ρευστού (kg/m^3), V η μέση ταχύτητα ροής (m/s) και A_c η επιφάνεια της διατομής κάθετη στη ροή ($A_c = \pi d^2/4$ για κυκλικό σωλήνα).

Ο όγκος του ρευστού που ρέει (π.χ. στον σωλήνα) στη μονάδα του χρόνου, δηλαδή η παροχή \dot{V} , υπολογίζεται:

$$\dot{V} = V \cdot A_c = \frac{\dot{m}}{\rho} [m^3/s]$$

2.1.2 Δεύτερος Θερμοδυναμικός νόμος

Οι διεργασίες πραγματοποιούνται προς μια ορισμένη κατεύθυνση και όχι προς την αντίθετη. Αν θεωρήσουμε τη θέρμανση ενός χώρου, χρησιμοποιώντας μια αντίσταση διαμέσου της οποίας κυκλοφορεί ηλεκτρικό ρεύμα. Σύμφωνα με τον 1^ο νόμο της Θερμοδυναμικής, η ενέργεια που θα μεταφερθεί στον αέρα του χώρου θα πρέπει να είναι ίση με την ενέργεια που θα διαπεράσει τους μεταλλικούς αγωγούς της αντίστασης. Αντίθετα, αν μεταφερθεί θερμότητα στους μεταλλικούς αγωγούς της αντίστασης δεν θα παραχθεί ισόποση ηλεκτρική ενέργεια. Έτσι, ο 2^{ος} νόμος της

Θερμοδυναμικής χρησιμοποιείται για να εξακριβωθεί η κατεύθυνση που ακολουθούν οι διεργασίες. Ο 2^{ος} νόμος δηλώνει πως η ενέργεια εκτός από ποσότητα είναι και ποσότητα. Ο 1^{ος} νόμος αναφέρεται στην ποσότητα της ενέργειας και πως μετασχηματίζεται από μια μορφή σε μια άλλη, όμως δεν λαμβάνει υπόψη την ποιότητά της. Αυτή την ανεπάρκεια συμπληρώνει ο 2^{ος} νόμος με τις κατάλληλες έννοιες για τον προσδιορισμό της ποσότητας, αλλά και τον βαθμό στον οποίο υποβαθμίζεται η ενέργεια σε μια διεργασία.

2.1.2.1 Δεξαμενές θερμικής ενέργειας

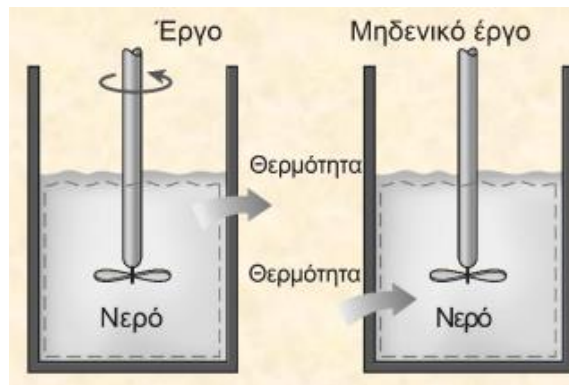
Στην ανάπτυξη του 2^{ου} νόμου της θερμοδυναμικής βοηθάει να θεωρήσουμε ένα υποθετικό σώμα με μεγάλη θερμική ενεργειακή χωρητικότητα που θα παρέχει ή θα απορροφά συγκεκριμένες ποσότητες θερμότητας χωρίς να μεταβάλλεται η θερμοκρασία του. Το σώμα αυτό ονομάζεται δεξαμενή θερμικής ενέργειας ή δεξαμενή. Στην πράξη ως δεξαμενές θερμότητας μπορούν να μοντελοποιηθούν με ικανοποιητική ακρίβεια μεγάλες υδάτινες μάζες όπως οι ωκεανοί, οι λίμνες, οι ποταμοί, αλλά και ο ατμοσφαιρικός αέρας. Όλα τα παραπάνω σώματα έχουν μεγάλες δυνατότητες αποθήκευσης θερμικής ενέργειας ή θερμικών μαζών.

Στην μοντελοποίηση μπορεί να χρησιμοποιηθεί ακόμη ένα διφασικό σύστημα, το οποίο λειτουργεί ως μια δεξαμενή που μπορεί να απορροφά και να αποβάλλει μεγάλα ποσά θερμότητας, διατηρώντας όμως την θερμοκρασία του. Ένα παράδειγμα δεξαμενής θερμικής ενέργειας είναι ο βιομηχανικός κλίβανος.

Ένα σώμα δεν είναι υποχρεωτικό να έχει πολύ μεγάλες διαστάσεις για να θεωρείται ως δεξαμενή. Οποιοδήποτε φυσικού σώματος η θερμική ενεργειακή χωρητικότητα είναι μεγαλύτερη σε σχέση με την ενέργεια που προσδίδεται ή απορροφάται, είναι δυνατόν να μοντελοποιηθεί ως θερμική δεξαμενή. Ως παράδειγμα μιας δεξαμενής μπορεί να θεωρηθεί ο αέρας μέσα σε ένα δωμάτιο, όταν αναλύεται η θερμότητα που εκλύει ένας τηλεοπτικός δέκτης εντός του δωματίου, εφόσον το ποσό της θερμότητας που μεταφέρεται από την τηλεόραση στον αέρα είναι πολύ μικρότερο ώστε να μεταβάλλει τη θερμοκρασία του δωματίου.

Όταν μια δεξαμενή προσφέρει ενέργεια με τη μορφή θερμότητας ορίζεται ως θερμοδοχείο και αντίθετα όταν απορροφά ενέργεια θεωρείται ως ψυχοδοχείο. Ως δεξαμενές θερμότητας ονομάζονται οι δεξαμενές θερμικής ενέργειας, διότι προσδίδουν ή απορροφούν ενέργεια υπό την μορφή θερμότητας.

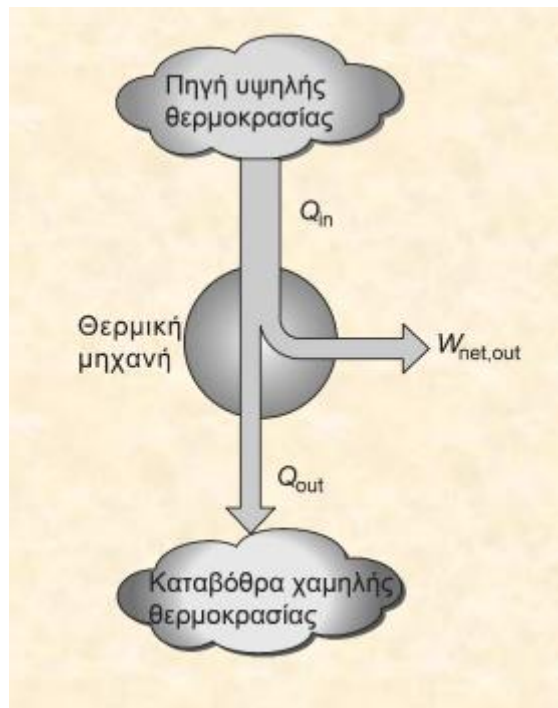
Το έργο μπορεί να μετατραπεί εύκολα σε άλλες μορφές ενέργειας, αλλά για να μετατραπούν άλλες μορφές ενέργειας σε έργο δεν είναι το ίδιο εύκολο. Παραδείγματος χάριν το έργο που παράγει ο άξονας στην παρακάτω εικόνα μετατρέπεται σε εσωτερική ενέργεια του νερού, που μπορεί να προσδοθεί ως θερμότητα στο νερό. Όμως η αντίστροφη διαδικασία δεν μπορεί να λάβει χώρα. Δηλαδή, αν μεταφερθεί θερμότητα στο νερό δεν θα μπορέσει να περιστρέψει τον άξονα.



Εικόνα 1: Μετατροπή έργου σε θερμότητα [www.eclass.uowm.gr, 2016]

Το έργο που δίνεται στο σύστημα παράγει κινητική ενέργεια η οποία προκαλεί στροβιλισμό στο νερό, όπου λόγω εσωτερικής τριβής των μορίων του νερού και τριβής με τα τοιχώματα μετατρέπεται σε θερμότητα. Όμως για να μετατραπεί η θερμότητα σε έργο είναι απαραίτητη η χρήση εξειδικευμένων διατάξεων, οι οποίες ονομάζονται θερμικές μηχανές. Οι διάφορες θερμικές μηχανές παρουσιάζουν διαφορές μεταξύ τους, όμως όλες έχουν τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

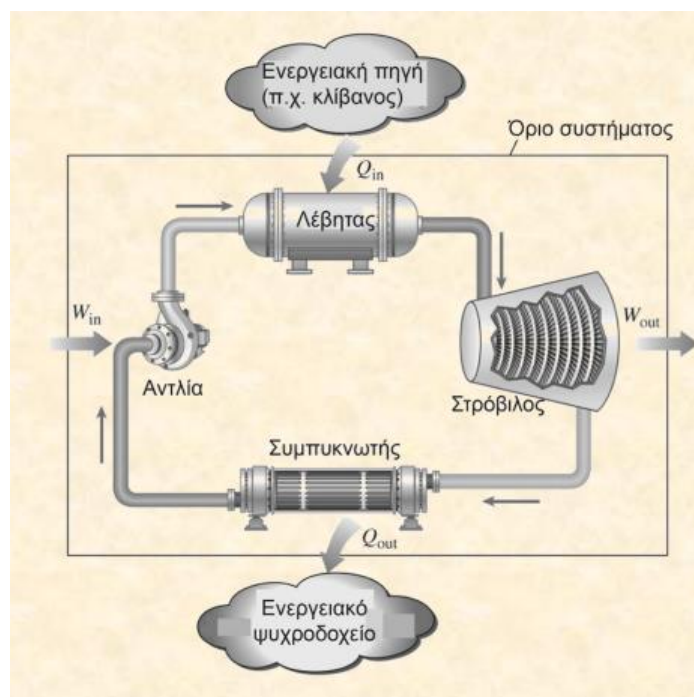
- Η θερμότητα που λαμβάνουν προέρχεται από μια πηγή υψηλής θερμοκρασίας (ηλιακή ενέργεια, πυρηνικό αντιδραστήρα, καυστήρα πετρελαίου, κ.λπ.)
- Μετατρέπουν ένα μέρος της θερμότητας σε έργο (συνήθως υπό την μορφή περιστρεφόμενης ατράκτου)
- Απορρίπτουν την υπόλοιπη ποσότητα θερμότητας η οποία έχει υποβαθμιστεί, σε μια δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας (την ατμόσφαιρα, ένα ποταμό κ.λπ.)
- Λειτουργούν σε κύκλο.



Εικόνα 2: Σχεδιάγραμμα λειτουργίας θερμικής μηχανής
[www.eclass.uowm.gr, 2016]

Οι θερμικές μηχανές μαζί με άλλες διατάξεις που έχουν κυκλική λειτουργία εμπεριέχουν ένα ρευστό από και προς το οποίο μεταφέρεται θερμότητα στη διάρκεια του κύκλου. Το ρευστό που χρησιμοποιείται ονομάζεται εργαζόμενο ρευστό.

Ο ορισμός της θερμικής μηχανής αντιπροσωπεύεται με τον καλύτερο τρόπο από την διάταξη της ατμομηχανής, που είναι μια μηχανή εξωτερικής καύσης. Στην ατμομηχανή η ανάφλεξη γίνεται εξωτερικά της μηχανής, ωστόσο η θερμική ενέργεια που παράγεται στην διεργασία αυτή μεταφέρεται με τη μορφή θερμότητας στον ατμό. Το παρακάτω σχεδιάγραμμα παρουσιάζει μια απλουστευμένη μορφή της ατμομηχανής.



Εικόνα 3: Σχεδιάγραμμα αναπαράστασης μερών ατμομηχανής [www.eclass.uowm.gr, 2016]

Οι όροι που φαίνονται στο παραπάνω σχεδιάγραμμα είναι:

Q_{in} = η ποσότητα της θερμότητας που προσφέρεται στον υδρατμό του λέβητα από την δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας (κλίβανος)

Q_{out} = η ποσότητα της θερμότητας που απορρίπτεται από τον ατμό στο συμπυκνωτή προς τη δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας (η ατμόσφαιρα, ένας ποταμός)

W_{out} = το έργο που παράγεται από την εκτόνωση του ατμού στον στρόβιλο

W_{in} = το έργο που απαιτείται ώστε να συμπιεστεί τον νερό στην πίεση του λέβητα

Στην παραπάνω διάταξη, το συνολικό έργο που παράγεται από την ατμομηχανή είναι η διαφορά του έργου που παράγει η μηχανή (στρόβιλος) και του έργου εισόδου (αντλία), με την εξίσωση να είναι ως εξής:

$$W_{net} = W_{out} - W_{in} \text{ [kJ]}$$

Το συνολικό έργο που παράγεται μπορεί να υπολογιστεί και με μόνο τα δεδομένα της μεταφοράς θερμότητας. Στα τέσσερα μέρη της διάταξη της ατμομηχανής, εισέρχεται και εξέρχεται μάζα παρουσιάζοντας ροή μάζας, άρα μπορούν να θεωρηθούν ως ανοικτά συστήματα. Στα μέρη αυτά της διάταξης, μαζί με τις σωληνώσεις που τις συνδέουν, ρέει πάντα το ίδιο ρευστό με αποτέλεσμα συνολικά η διάταξη να θεωρείται ως κλειστό σύστημα. Σε ένα κλειστό σύστημα, όπως το παραπάνω, στο οποίο λαμβάνει χώρα μία κυκλική διεργασία, η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας (ΔU) είναι ίση με το μηδέν. Άρα το έργο εξόδου του συστήματος ισούται με τη συνολική θερμότητα που μεταφέρεται στο σύστημα:

$$W_{net} = Q_{in} - Q_{out} \text{ [kJ]}$$

Ο όρος Q_{out} στην παραπάνω εξίσωση αναφέρεται στο μέρος της ενέργειας που αποβάλλεται με σκοπό να ολοκληρωθεί ο κύκλος. Το Q_{out} όμως δεν είναι ίσο με το μηδέν, άρα το συνολικό έργο εξόδου της θερμικής μηχανής είναι πάντοτε μικρότερο από την θερμότητα εισόδου. Ουσιαστικά, ένα ποσοστό της θερμότητας που εισέρχεται στη θερμική μηχανή μετατρέπεται σε έργο, με το ποσοστό αυτό να αναπαριστά τη θερμική απόδοση n_{th} της μηχανής. Η θερμική απόδοση δίνεται από τη σχέση:

$$\text{Θερμική απόδοση} = \frac{\text{Συνολικό έργο εξόδου}}{\text{Συνολική θερμότητα εισόδου}}$$

Το παραπάνω κλάσμα μπορεί να παρουσιαστεί και ως:

$$n_{th} = \frac{W_{net,out}}{Q_{in}}$$

ή και ως:

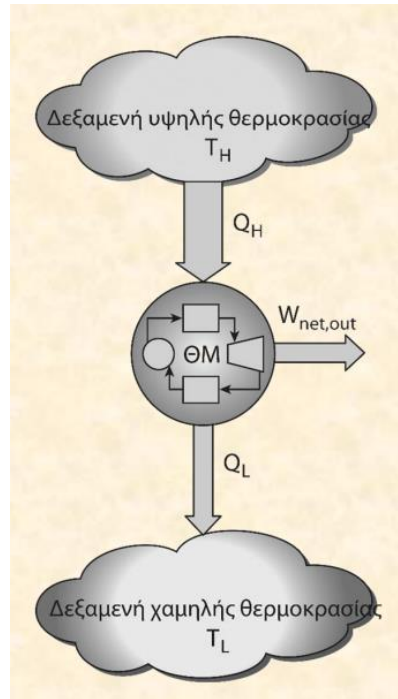
$$n_{th} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}}$$

εφόσον ισχύει : $W_{net} = Q_{in} - Q_{out}$

Για θερμικές μηχανές οι οποίες είναι κυκλικές διατάξεις, όπως οι αντλίες θερμότητας, η λειτουργία τους λαμβάνει χώρα μεταξύ μιας δεξαμενής υψηλής θερμοκρασίας T_H και μιας δεξαμενής με χαμηλή θερμοκρασία T_L . Με σκοπό να υπάρχει ομοιομορφία στον ορισμό των θερμικών μηχανών, ορίζονται οι ποσότητες:

Q_H = η θερμοκρασία (ως μέτρο) που μεταφέρεται ανάμεσα στην κυκλική διάταξη και την δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας T_H

Q_L = η θερμοκρασία (ως μέτρο) που μεταφέρεται ανάμεσα στην κυκλική διάταξη και την δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας T_L



Εικόνα 4: Αποτύπωση θερμικής μηχανής [www.eclass.uowm.gr, 2016]

Οι ποσότητες Q_H και Q_L παρουσιάζονται ως μέτρα, άρα έχουν θετικό πρόσημο. Συνεπώς, η σχέση του έργου εξόδου και της απόδοσης της θερμικής μηχανής γίνονται:

$$W_{net,out} = Q_H - Q_L$$

$$n_{th} = \frac{W_{net,out}}{Q_H}$$

$$n_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

Η απόδοση της θερμικής μηχανής δεν υπερβαίνει ποτέ τη μονάδα ($n_{th} < 1$).

Η θερμική απόδοση δείχνει πόσο αποδοτικά μια θερμική μηχανή μετατρέπει την θερμότητα που εισέρχεται στην κυκλική διάταξη, σε έργο εξόδου. Σκοπό των κατασκευαστών των θερμικών μηχανών είναι η βελτιστοποίηση της απόδοσης, που έχει ως άμεσο αποτέλεσμα την μείωση της απαίτησης καυσίμου, αλλά και την μείωση των ρύπων.

Οι τωρινές διατάξεις θερμικών μηχανών παρουσιάζουν μικρές τιμές αποδόσεων. Χαρακτηριστικά, οι συμβατικοί κινητήρες ανάφλεξης έχουν μια μέση απόδοση στο 25 %. Δηλαδή, το 25% της χημικής ενέργειας του καυσίμου (π.χ. βενζίνη) μετατρέπεται σε έργο στον κινητήρα του αυτοκινήτου. Στην περίπτωση του πετρελαιοκινητήρα η απόδοση μπορεί να αυξηθεί μέχρι το 40% όπως και σε εγκαταστάσεις παραγωγής ενέργειας χρησιμοποιώντας αεριοστρόβιλους. Οι μεγάλοι σταθμοί παραγωγής

ηλεκτρικής ενέργειας με συνδυασμό αερίου – ατμού μπορούν να φτάσουν απόδοση έως και 60%.

2.1.3 Μετάδοση θερμότητας

Στην επιστήμη της θερμοδυναμικής η βασική ασχολία είναι το ποσό της μεταφοράς θερμότητας κατά την διάρκεια μιας διαδικασίας σε ισορροπία, η οποία μεταβαίνει από μια κατάσταση σε μια άλλη. Αντίθετα, στην επιστήμη της μεταφοράς θερμότητας το ενδιαφέρον συγκεντρώνεται στον ρυθμό με τον οποίο μεταφέρεται η θερμότητα. Επίσης το αντικείμενο της μεταφοράς θερμότητας είναι τα συστήματα που δεν βρίσκονται σε κατάσταση ισορροπίας, άρα οι θερμοδυναμικοί νόμοι δεν είναι αρκετοί για να περιγράψουν τέτοια συστήματα. Ο ρυθμός μεταφοράς της θερμότητας προς μια κατεύθυνση εξαρτάται από το μέγεθος της θερμοκρασιακής βαθμίδας, δηλαδή την διαφορά θερμοκρασίας ανά μονάδα μήκους. Ο ρυθμός μεταφοράς της θερμότητας είναι ανάλογος με την αύξηση της θερμοκρασιακής βαθμίδας.

Μια διεργασία στην οποία δεν μεταφέρεται θερμότητα ονομάζεται αδιαβατική. Στην περίπτωση αυτή είτε το σύστημα είναι μονωμένο οπότε δεν διαπερνάει τα όριά του θερμική ενέργεια, είτε το περιβάλλον και το σύστημα βρίσκονται στην ίδια θερμοκρασία οπότε δεν συμβαίνει μεταφορά θερμότητας.

Στα νοικοκυριά ένα μεγάλο μέρος των συσκευών που χρησιμοποιούνται σε καθημερινή βάση έχουν συμπεριλάβει στον σχεδιασμό τους τις αρχές της μεταφοράς θερμότητας. Παραδείγματος χάριν, τα συστήματα θέρμανσης και κλιματισμού (AC), τα ψυγεία και οι καταψύκτες, ο θερμοσίφωνας, το σίδερο ρούχων κ.λπ. έχουν βασιστεί στη μεταφορά θερμότητας. Επίσης σε ηλιακούς συλλέκτες, σε μονώσεις τοίχων και οροφών σπιτιών, η μεταφορά θερμότητας παίζει καθοριστικό ρόλο.

Τα προβλήματα της μεταφοράς θερμότητας που υπάρχουν στην πράξη μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σε δύο ομάδες, στα προβλήματα ρυθμού και στα προβλήματα διαστασιολόγησης. Στα προβλήματα ρυθμού σκοπός είναι η επίτευξη ενός συγκεκριμένου ρυθμού μεταφοράς θερμότητας για ένα υπάρχον σύστημα το οποίο λειτουργεί με δεδομένη θερμοκρασιακή διαφορά. Αντίθετα, στα προβλήματα διαστασιολόγησης σκοπός είναι να καθοριστεί το μέγεθος του συστήματος, ώστε να μεταφέρεται θερμότητα με ένα επιθυμητό ρυθμό έχοντας δεδομένη τη θερμοκρασιακή διαφορά.

Η θερμότητα μεταδίδεται με τρεις μηχανισμούς, την αγωγή, την συμμεταφορά και την ακτινοβολία. Όλοι οι μηχανισμοί απαιτούν διαφορά θερμοκρασίας. Παρακάτω αναλύεται ο κάθε μηχανισμός μετάδοσης.

2.1.3.1. Αγωγή (Conduction)

Αγωγή είναι η μεταφορά ενέργειας από τα σωματίδια υψηλότερης ενέργειας προς τα γειτονικά σωματίδια χαμηλότερης ενέργειας. Η αγωγή αναφέρεται σε ακίνητα στερεά ή υγρά και επίσης είναι ο βασικός μηχανισμός με τον οποίο θερμαίνονται συμπαγή υλικά. Ο ρυθμός με τον οποίο μεταφέρεται η θερμότητα με αγωγή από ένα μέσο, είναι εξαρτώμενη από τη γεωμετρία του, το πάχος του, το υλικό από το οποίο έχει κατασκευαστεί, αλλά και τη διαφορά θερμοκρασίας του.

Στην αγωγή η αγωγιμότητα εξαρτάται από τον συντελεστή αγωγιμότητας (λ) και τη διαφορά θερμοκρασίας ΔT . Σε μονοδιάστατη αγωγή με μόνιμες συνθήκες, στερεό επίπεδο σώμα και ισотροπικό υλικό, ισχύει η εξίσωση Fourier:

$$q_x = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \text{ [W/m}^2\text{]}$$

όπου: λ ο συντελεστής αγωγιμότητας [W/m·K]

$\frac{dT}{dx}$ ο λόγος της διαφοράς θερμοκρασίας προς το πάχος του στερεού [K/m]

Όταν η διαφορά θερμοκρασίας dT είναι αρνητική σημαίνει ότι η θερμοκρασία μειώνεται ($T_2 < T_1$), άρα η ροή θερμότητας q_x είναι θετική με την αύξηση του μήκους dx .

Όταν είναι δεδομένη η επιφάνεια A κάθετη στη μονάδα του μήκους, για ομογενές επίπεδο στερεού σώματος, ισχύει η εξίσωση:

$$Q_x = \lambda \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{d} = \lambda \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{d},$$

όπου A η επιφάνεια κάθετα στην αύξηση του μήκους dx [m²] και

d το πάχος του στερεού σώματος [m]

Η αγωγή θερμότητας ενός υλικού υποδεικνύει την ικανότητα που έχει να άγει τη θερμότητα. Όταν ένα υλικό έχει υψηλή τιμή συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας είναι καλός αγωγός της θερμότητας, ενώ αν έχει χαμηλή τιμή του συντελεστή είναι κακός αγωγός της θερμότητας, ή αλλιώς είναι μονωτής. Αναφέρεται ότι μέταλλα και καθαροί κρύσταλλοι έχουν υψηλές τιμές συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας, ενώ αέρια και μονωτικά υλικά έχουν χαμηλές τιμές.

Ο όρος ($\rho \cdot C_p$) χρησιμοποιείται ευρέως στην ανάλυση της μεταφοράς θερμότητας, ο οποίος ορίζει την ογκομετρική θερμοχωρητικότητα ενός υλικού. Η ειδική θερμότητα (C_p) και η θερμοχωρητικότητα ($\rho \cdot C_p$) αναπαριστούν την ικανότητα ενός υλικού να αποθηκεύει θερμότητα. Η μόνη διαφορά είναι ότι η ειδική θερμότητα την εκφράζει συναρτήσει της μάζας, ενώ η θερμοχωρητικότητα συναρτήσει του όγκου. Η μονάδα μέτρησης της ειδικής θερμότητας είναι J/(kg·°C) και της θερμοχωρητικότητας J/(m³·°C).

Τα υλικά επίσης χαρακτηρίζονται από την ιδιότητα η οποία ονομάζεται θερμική διάχυση, η οποία αναπαριστά την ταχύτητα με την οποία η θερμότητα διαχέεται μέσω ενός υλικού. Η σχέση της θερμικής διάχυσης είναι:

$$\alpha = \frac{\text{θερμότητα που μεταφέρθηκε με αγωγή}}{\text{θερμότητα που αποθηκεύτηκε}} = \frac{k}{\rho \cdot C_p} \text{ [m}^2\text{/s]}$$

Ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας k δείχνει σε τι βαθμό ένα υλικό άγει τη θερμότητα, ενώ η θερμοχωρητικότητα $\rho \cdot C_p$ το πόση ενέργεια αποθηκεύεται στο υλικό. Άρα η θερμική διάχυση εκφράζει την αναλογία της θερμότητας που διαπερνά το υλικό και της θερμότητας που αποθηκεύεται σε αυτό, συναρτήσει του όγκου του.

2.1.3.2. Συμμεταφορά (Convection)

Η μεταφορά θερμότητας με συμμεταφορά, συμβαίνει όταν ένα αντικείμενο είναι θερμότερο ή ψυχρότερο από ένα περιβάλλον υγρό. Η συμμεταφορά λαμβάνει χώρα μόνο σε υγρά ή αέρια τα οποία βρίσκονται σε κίνηση, όχι όμως σε στερεά. Η εξίσωση που διέπει το ρυθμό μεταφοράς θερμότητας με συμμεταφορά, γνωστή και ως ο νόμος ψύξης του Newton, παρουσιάζεται παρακάτω:

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_{\infty} - T_S) \text{ (W)}$$

όπου:

\dot{Q}_{conv} : ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας με συμμεταφορά

h : ο συντελεστής αγωγιμότητας λόγω συμμεταφοράς [W/m²K]

A : η επιφάνεια του αντικειμένου που θερμαίνεται ή ψύχεται [m²]

T_{∞} : η θερμοκρασία του περιβάλλοντος ρευστού [K]

T_S : η θερμοκρασία της επιφάνειας του αντικειμένου [K]

Η αλγεβρική λύση της παραπάνω εξίσωσης είναι θετική όταν ισχύει $T_{\infty} > T_S$, δηλαδή η θερμότητα μεταφέρεται από το περιβάλλον υγρό στο αντικείμενο, ενώ είναι αρνητική όταν $T_{\infty} < T_S$, δηλαδή η θερμότητα μεταφέρεται από το αντικείμενο στο περιβάλλον υγρό.

2.1.3.3. Ακτινοβολία (Radiation)

Ακτινοβολία ορίζεται ως η μεταφορά ενέργειας όταν εκπέμπονται ηλεκτρομαγνητικά κύματα, λόγω της αλλαγής που συμβαίνει στην διάταξη των ηλεκτρονίων στα άτομα ή στα μόρια. Οποιοδήποτε σώμα (στερεό, υγρό, αέριο) του οποίου η θερμοκρασία είναι διαφορετική από 0 K, μπορεί να εκπέμψει θερμική ακτινοβολία. Όταν ένα σώμα ακτινοβολεί, η ενεργειακή κατάσταση των ηλεκτρονίων των ατόμων του αλλάζει και ως αποτέλεσμα δημιουργείται η ακτινοβολία. Ενώ στους δύο προηγούμενους μηχανισμούς μετάδοσης θερμότητας είναι απαραίτητη η ύπαρξη κάποιου μέσου (ύλη), η ακτινοβολία μπορεί να μεταδοθεί στο κενό. Η μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία έχει τη μεγαλύτερη ταχύτητα, δηλαδή την ταχύτητα του φωτός, και δεν επηρεάζεται από το κενό.

Η ακτινοβολία χαρακτηρίζεται ως ογκομετρικό φαινόμενο, με όλα τα στερεά, υγρά και αέρια να εκπέμπουν, να απορροφούν ή να μεταδίδουν ακτινοβολία σε διάφορες θερμοκρασίες.

Η σχέση που αναπαριστά τον μέγιστο ρυθμό ακτινοβολίας που μπορεί να εκπέμψει μια επιφάνεια , δίνεται από τον νόμος Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q}_{emit,max} = \sigma \cdot A_S \cdot T_S^4 \text{ [W]}$$

Όπου $\sigma (= 5,67 \cdot 10^{-8})$ η σταθερά Stefan-Boltzmann ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$), T_s η απόλυτη θερμοκρασία της εξωτερικής επιφάνειας [K] και A_s το εμβαδόν της επιφάνειας (m^2)

Μια εξιδανικευμένη επιφάνεια που εκπέμπει θερμότητα με τη μορφή ακτινοβολίας με τον μέγιστο ρυθμό λέγεται μέλαν σώμα και αντίστοιχα η ακτινοβολία του ονομάζεται ακτινοβολία μέλανος σώματος. Όλες οι πραγματικές επιφάνειες εκπέμπουν λιγότερη ακτινοβολία από ένα μέλαν σώμα σε ίδια θερμοκρασία και δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{Q}_{emit} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4 \text{ [W]}$$

Όπου ε είναι η ικανότητα εκπομπής της επιφάνειας, όπου το εύρος του είναι $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Επίσης το ε είναι μια ένδειξη του πόσο κοντά μια επιφάνεια προσομοιάζει την εκπομπή ενός μέλανος σώματος το οποίο έχει $\varepsilon = 1$.

Μία άλλη ιδιότητα που χαρακτηρίζει την ακτινοβολία για μια επιφάνεια είναι η απορροφητικότητα α , η οποία αποτελεί το ποσοστό της ακτινοβολίας που προσπίπτει στην επιφάνεια προς την ακτινοβολία που απορροφάται από αυτήν. Η απορροφητικότητα παίρνει τιμές από 0 έως 1, με ένα μέλαν σώμα να απορροφά όλο το ποσό της προσπίπτουσας ακτινοβολίας, δηλαδή έχει $\alpha = 1$, άρα είναι ιδανικός απορροφητής, αλλά και ιδανικός πομπός.

Γενικά, το ε και το α μιας επιφάνειας είναι εξαρτημένα από την επιφάνεια και το μήκος κύματος που έχει η ακτινοβολία. Βάσει του νόμου Kirchhoff σχετικά με την ακτινοβολία, αναφέρει ότι η ικανότητα εκπομπής ε και η απορροφητικότητα α μιας επιφάνειας ισούνται για μια συγκεκριμένη θερμοκρασία και μήκος κύματος. Για πρακτικές εφαρμογές, η θερμοκρασία της επιφάνειας και η θερμοκρασία της πηγής είναι στην ίδια τάξη μεγέθους, με αποτέλεσμα η μέση απορροφητικότητα και η μέση ικανότητα εκπομπής να θεωρούνται ίσες. Ο ρυθμός με τον οποίο μια επιφάνεια απορροφά την ακτινοβολία υπολογίζεται:

$$\dot{Q}_{absorbed} = \alpha \cdot \dot{Q}_{incident} \text{ [W]}$$

Όπου $\dot{Q}_{incident}$ ο ρυθμός με τον οποίο προσπίπτει ακτινοβολία στην επιφάνεια και α η απορροφητικότητα αυτής. Σε επιφάνειες που είναι αδιαφανείς, το τμήμα της ακτινοβολίας που προσπίπτει στην επιφάνεια και δεν απορροφάται, αντανακλάται πίσω.

Ας θεωρηθεί η περίπτωση όπου μια επιφάνεια Α με δεδομένη τιμή εκπομπής ε και απόλυτη θερμοκρασία $T_{\varepsilon\pi\iota\varphi}$, που βρίσκεται πλήρως εγκλεισμένη σε μια μεγαλύτερη επιφάνεια που έχει απόλυτη θερμοκρασία $T_{\pi\epsilon\rho\iota\beta}$, με ένα αέριο (π.χ. αέρας) να χωρίζει τις δύο επιφάνειες χωρίς να επηρεάζει την ακτινοβολία. Ο καθαρός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας με ακτινοβολία ανάμεσα στις δύο επιφάνειες δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{Q}_{ακτιν} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_{\varepsilon\pi\iota\varphi}^4 - T_{\pi\epsilon\rho\iota\beta}^4) \text{ [W]}$$

Στην συγκεκριμένη περίπτωση, η οποία είναι ειδική, ο συντελεστής εκπομπής και το εμβαδόν της περιβάλλουσας επιφάνειας δεν επηρεάζουν την καθαρή μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία.

2.2. Κύκλος Carnot (Carnot Cycle)

Ο κύκλος Carnot είναι μια υποθετική διαδικασία, ο ιδανικός κύκλος για την αλλαγή της πίεσης και της θερμοκρασίας σε ένα ρευστό. Η θερμική μηχανή που λειτουργεί βάσει του κύκλου Carnot λέγεται θερμική μηχανή Carnot. Αποτελείται από τέσσερις αντιστρεπτές διεργασίες, δύο αδιαβατικές και δύο ισόθερμες. Ο κύκλος μπορεί να εκτελεστεί σε κλειστό σύστημα το οποίο απαρτίζεται από μια διάταξη εμβόλου-κυλίνδρου από μέσα στον κύλινδρο βρίσκεται ένα αέριο. Οι διεργασίες που λαμβάνουν χώρα στον κύκλο είναι:

Διεργασία 1 – 2 : Αντιστρεπτή ισόθερμη εκτόνωση

Διεργασία 2 – 3 : Αντιστρεπτή αδιαβατική εκτόνωση

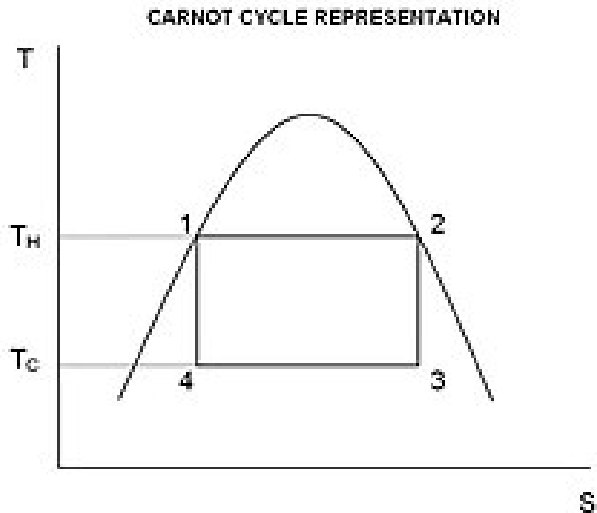
Διεργασία 3 – 4 : Αντιστρεπτή ισόθερμη συμπίεση

Διεργασία 4 – 1 : Αντιστρεπτή αδιαβατική συμπίεση

Για την παραγωγή ισχύος, χρησιμοποιείται ο κύκλος Carnot ατμού, όπου το ρευστό που χρησιμοποιείται είναι ο υδρατμός. Σε σταθερή ροή ο κύκλος Carnot λαμβάνει χώρα μέσα στην καμπάνα κορεσμού μιας καθαρής ουσίας, όπως φαίνεται στο διάγραμμα της εικόνας 5. Το ρευστό αφού θερμανθεί αντιστρεπτά και ισόθερμα στον λέβητα (διεργασία 1-2), γίνεται ισεντροπική εκτόνωσή του στον στρόβιλο (διεργασία 2-3). Έπειτα γίνεται αντιστρεπτά και ισόθερμα η συμπύκνωση του ρευστού σε συμπυκνωτή (διεργασία 3-4), όπου τελικά ο συμπιεστής το συμπιέζει ισεντροπικά για να μεταβεί στην αρχική του κατάσταση (διεργασία 4-1).

Πρέπει να αναφερθεί, ότι ο κύκλος Carnot για την παραγωγή ισχύος χρησιμοποιώντας ατμό δεν είναι κατάλληλος, λόγω πρακτικών θεμάτων όπως είναι:

- Περιορισμός της μέγιστης θερμοκρασίας που χρησιμοποιείται στον κύκλο, η οποία περιορίζει εν τέλει την θερμική απόδοση του κύκλου.
- Η μείωση της ποιότητας του υδρατμού (υψηλότερη υγρασία) κατά την διεργασία η οποία έχει ως αποτέλεσμα τη διάβρωση των πτερυγίων του στρόβιλου και τη φθορά του.
- Η δυσκολία ελέγχου της διεργασίας 4-1 όπου δεν μπορεί να επιτευχθεί η επιθυμητή ποιότητα του ρευστού κατά την συμπύκνωση, αλλά και η αδυναμία κατασκευής ενός συμπιεστή που λειτουργεί με δύο φάσεις.



Εικόνα 5: Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας κύκλου Carnot [Wikipedia.org]

Ο κύκλος Carnot είναι η πιο αποδοτική μορφή κύκλου που μπορεί να λειτουργήσει ανάμεσα σε μια δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας T_H και σε μια δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας T_L . Η απόδοση του κύκλου δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{th,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

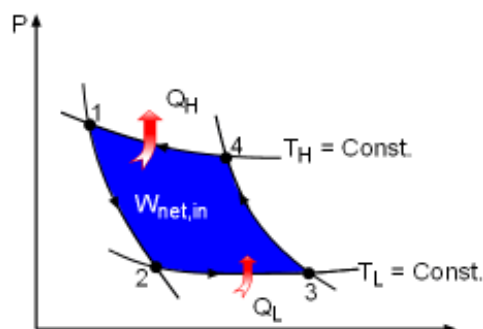
Η αντιστρεπτή ισόθερμη μεταφορά θερμότητας είναι πολύ δύσκολο να επιτευχθεί στην πράξη, διότι θα απαιτούσε την υπερδιαστασιολόγηση των εναλλακτών θερμότητας και θα χρειαζόταν μεγάλο χρονικό διάστημα για να ολοκληρωθεί ο κύκλος. Άρα στον πρακτικό τομέα, δεν θα μπορούσε να κατασκευαστεί να κατασκευαστεί μία μηχανή που θα παρομοιάζει τον κύκλο Carnot.

Ο σκοπός που εξυπηρετεί ουσιαστικά ο κύκλος Carnot είναι να αποτελεί μέτρο σύγκρισης για τους υπόλοιπους πραγματικούς ή ιδανικούς κύκλους. Η απόδοση του κύκλου Carnot, όπως φαίνεται από την παραπάνω εξίσωση, προκύπτει συνάρτηση των θερμοκρασιών της ζεστής δεξαμενής και ψυχρής δεξαμενής. Το γεγονός αυτό δείχνει ότι αν μειωθεί η θερμοκρασία της δεξαμενής που αποβάλλεται η θερμότητα (T_L) ή αυξηθεί η θερμοκρασία της δεξαμενής από την οποία απορροφάται θερμότητα (T_H), η απόδοση του κύκλου θα αυξηθεί.

2.2.1 Αντίστροφος κύκλος Carnot (Reversible Carnot cycle)

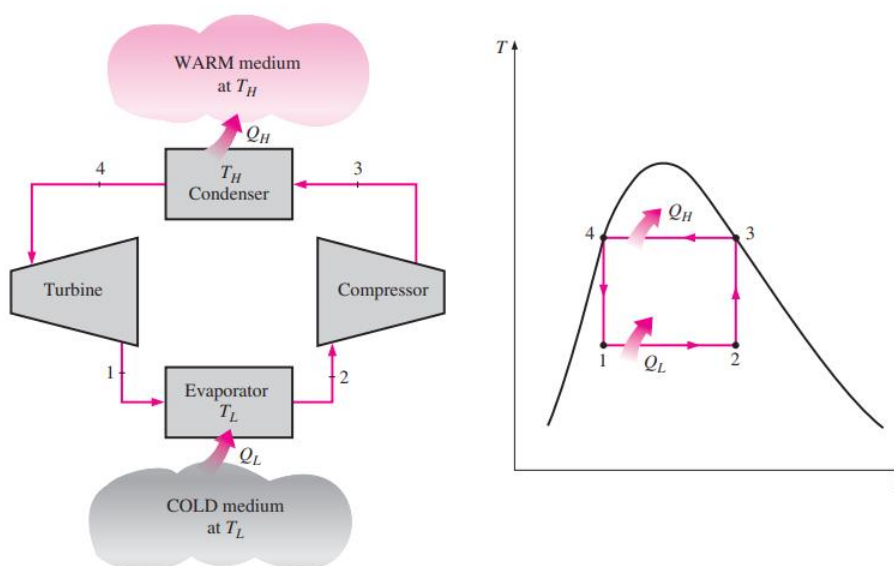
Σε αντίθεση με την θερμική μηχανή του Carnot, ο αντίστροφος κύκλος του (Carnot refrigeration cycle) ακολουθεί την αντίστροφη πορεία. Ο κύκλος παραμένει ίδιος, αλλά οι αλληλεπιδράσεις θερμότητας και έργου αντιστρέφονται. Όπως φαίνεται στο παρακάτω σχεδιάγραμμα, θερμότητα Q_L απορροφάται από την δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας (T_L) η οποία μεταφέρεται στην δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας (T_H). Σε αυτή την περίπτωση, για να πραγματοποιηθεί προσφέρεται ένα έργο εισόδου (W_{REV}). Τα ψυγεία που η λειτουργία τους βασίζεται στον αντίστροφο κύκλο ονομάζονται ψυγεία Carnot.

Το διάγραμμα P-V του αντίστροφου κύκλου Carnot είναι ίδιο με του κύκλου Carnot , αλλά με τις αντίστροφες κατευθύνσεις των διεργασιών.



Εικόνα 6: Διάγραμμα P-v αντίστροφου κύκλου Carnot
[www.ecourses.ou.edu]

Το διάγραμμα θερμοκρασίας- εντροπίας (T-s) του αντίστροφου κύκλου Carnot παρουσιάζεται παρακάτω:



Εικόνα 7: Διάταξη αντίστροφου κύκλου Carnot και διάγραμμα T-s
[<https://blog.uwgb.edu/chem320c/refrigerator>, 2019]

Ο αντίστροφος κύκλος Carnot όπως φαίνεται λειτουργεί εντός του θόλου κορεσμού του ψυκτικού που χρησιμοποιείται, όπως φαίνεται στο παραπάνω διάγραμμα. Το ψυκτικό στον ατμοποιητή απορροφά ισόθερμα θερμότητα Q_L από ένα ψυχοδοχείο με θερμοκρασία T_L (διεργασία 1-2). Στη συνέχεια, ο συμπιεστής συμπιέζει ισηντροπικά το ψυκτικό αυξάνοντά την πίεσή του, με παράλληλη αύξηση της θερμοκρασίας για να βρεθεί στην κατάσταση 3, όπου έπειτα μέσω του συμπυκνωτή αποβάλλει ισόθερμα θερμότητα σε Q_H σε ένα θερμοδοχείο με θερμοκρασία T_H (διεργασία 3-4). Τέλος, στον συμπιεστή εκτονώνεται ισηντροπικά και μεταβαίνει στην αρχική κατάσταση 1 όπου ολοκληρώνεται ο κύκλος.

Ο συντελεστής λειτουργίας (COP) του ψυκτικού κύκλου Carnot δίνεται από τη σχέση:

$$COP_{R,Carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1}$$

$$COP_{HP,Carnot} = \frac{1}{1 - \frac{T_H}{T_L}}$$

Για δύο συγκεκριμένες θερμοκρασιακά όρια, ο αντίστροφος κύκλος Carnot είναι ο αποδοτικότερος ψυκτικός κύκλος. Παρόλα αυτά, η ισόθερμη απορρόφηση θερμότητας και η ισόθερμη αποβολή της πρακτικά δεν μπορούν να πραγματοποιηθούν, διότι σε σταθερή πίεση η θερμοκρασία του μείγματος ισούται με αυτή στο σημείο κορεσμού του. Επίσης στη διεργασία 2-3 ο συμπιεστής θα πρέπει να είναι τέτοιος ώστε να μπορεί να συμπιέσει το μίγμα υγρού-ατμού και στη διεργασία 4-1 ο στρόβιλος εκτονώνει το ψυκτικό που έχει μεγάλη υγρασία. Έτσι οι διεργασίες αυτές είναι δύσκολο να λάβουν χώρα.

2.3. Ψυγεία

Η μεταφορά θερμότητας κατευθύνεται αβίαστα προς την κατεύθυνση όπου ελαττώνεται η θερμοκρασία, χωρίς να απαιτείται σπατάλη εξωτερικής ενέργειας. Ως ψυγείο, ονομάζεται η διάταξη στην οποία μεταφέρεται θερμότητα από το μέσο χαμηλής θερμοκρασίας σε ένα μέσο υψηλής θερμοκρασίας. Τα ψυγεία είναι κυκλικές διατάξεις, ομοίως με τις θερμικές μηχανές, στις οποίες το εργαζόμενο μέσο ονομάζεται ως ψυκτικό. Τα ψυγεία λειτουργούν βάσει του ψυκτικού κύκλου ο οποίος ονομάζεται ψυκτικός κύκλος συμπίεσης-ατμού και αναλύεται παρακάτω.

Για να υπολογιστεί η απόδοση του ψυγείου χρησιμοποιείται ο συντελεστής λειτουργίας (coefficient of performance, COP), όπου στην περίπτωση των ψυγείων συμβολίζεται ως COP_R . Η λειτουργία του ψυγείου είναι να απομακρύνει θερμότητα από το εσωτερικό του ψυγείου. Απαιτούμενο για την επίτευξη της ψύξης στο εσωτερικού του ψυγείου είναι το έργο εισόδου $W_{net,in}$. Ο συντελεστής λειτουργίας εκφράζεται ως:

$$COP_R = \frac{\text{επιθυμητή έξοδος}}{\text{απαιτούμενη είσοδος}} = \frac{Q_L}{W_{net,in}}$$

Εφαρμόζοντας στον ψυκτικό κύκλο την αρχή διατήρησης της ενέργειας ισχύει η σχέση:

$$W_{net,in} = Q_H - Q_L \text{ [kJ]}$$

Έτσι, η σχέση του συντελεστή λειτουργίας γίνεται:

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1}$$

Ο συντελεστής λειτουργίας COP_R μπορεί να είναι μεγαλύτερος της μονάδας, δηλαδή να αποβάλλεται περισσότερο ποσό θερμότητας από το ψυγείο με λιγότερο ποσό έργου εισόδου.

2.4. Αντλίες θερμότητας

Η διαδικασία μεταφοράς θερμότητας από μια δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας προς μία υψηλής θερμοκρασία, γίνεται επίσης από την αντλία θερμότητας. Η αντλία θερμότητας λειτουργεί βάσει του ίδιου κύκλου με τον οποίο λειτουργεί το ψυγείο, με την μόνη διαφορά ότι έχουν άλλο σκοπό. Το ψυγείο έχει ως σκοπό να αποβάλλει θερμότητα από το εσωτερικό χώρο που ψύχεται για να κρατήσει χαμηλά την θερμοκρασία του. Η απόρριψη θερμότητας που γίνεται σε ένα θερμοδοχείο απλά ολοκληρώνει τον κύκλο. Αντίθετα, η αντλία θερμότητας έχει ως σκοπό να θερμάνει ένα χώρο σε μια επιθυμητά υψηλή θερμοκρασία, απορροφώντας τη θερμότητα από το ψυχοδοχείο που έχει χαμηλότερη θερμοκρασία (π.χ. περιβάλλον) και μεταφέροντας τη θερμότητα στον χώρο που θερμαίνει (π.χ. δωμάτιο).

Ομοίως με το ψυγείο, ο συντελεστής λειτουργίας COP της αντλίας θερμότητας που συμβολίζεται με COP_{HP} εκφράζεται:

$$COP_{HP} = \frac{\text{επιθυμητή έξοδος}}{\text{απαιτούμενη είσοδος}} = \frac{Q_H}{W_{net,in}}$$

Ο συντελεστής γράφεται και ως

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}}$$

Συγκρίνοντας την παραπάνω εξίσωση με την αντίστοιχη του ψυγείου προκύπτει:

$$COP_{HP} = COP_R + 1$$

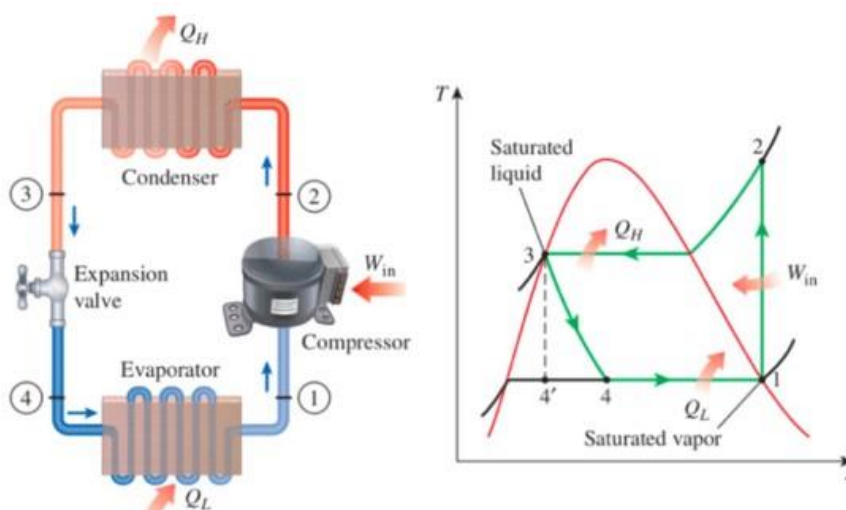
2.4.1. Ιδανικός ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμού (Vapor- Compression refrigeration cycle)

Το ψυγείο είναι μια κυκλική διάταξη, η οποία αποτελείται από ένα συμπιεστή (compressor), ένα συμπυκνωτή (condenser), μια βαλβίδα εκτόνωσης (expansion valve), ένα ατμοποιητή (evaporator) όπου στη διάταξη κυκλοφορεί το ψυκτικό.

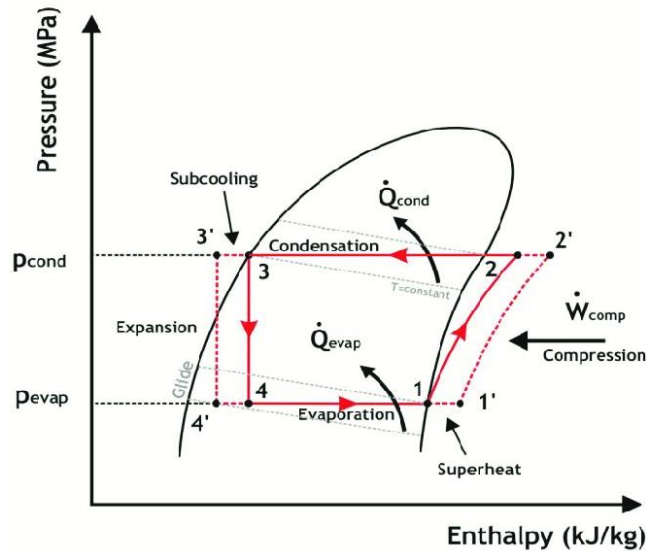
Στον ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμού το ψυκτικό όντας στην κατάσταση 1 (κορεσμένος ατμός) διέρχεται από τον συμπιεστή ο οποίος το συμπιέζει λόγω του έργου που προσδίδει στον ατμό και έτσι αυξάνονται η θερμοκρασία και η πίεση του ισεντροπικά (κατάσταση 2 - υπέρθερμος ατμός). Στη συνέχεια διέρχεται από τον συμπυκνωτή, όπου αποβάλλει θερμότητα ισοβαρώς στον περιβάλλοντα χώρο με αποτέλεσμα να ψύχεται και από υπέρθερμο ατμό να μεταβεί σε κορεσμένο ατμό και εν τέλει σε κορεσμένο υγρό (κατάσταση 3). Έπειτα το ψυκτικό διέρχεται από τη βαλβίδα εκτόνωσης όπου μειώνεται απότομα η πίεση (στην πίεση της κατ. 1) και η θερμοκρασία του με αποτέλεσμα ένα μέρος του ψυκτικού να μετατρέπεται σε ατμό (κατάσταση 4). Έτσι το χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας ψυκτικό ως μείγμα υγρού-ατμού διέρχεται από τον ατμοποιητή όπου απορροφά θερμότητα ώστε να ψυχθεί ο εσωτερικός χώρος και να ατμοποιηθεί το υγρό που έχει απομείνει. Μόλις εισέλθει το ψυκτικό ξανά στον συμπιεστή από τον ατμοποιητή ολοκληρώνεται ο κύκλος.

Σε αντίθεση με τον ψυκτικό κύκλο Carnot, στον συμπιεστή εισέρχεται κορεσμένος ατμός, αντί για μείγμα υγρού-ατμού, ο οποίος συμπιέζεται ισεντροπικά. Η τουρμπίνα όπως και με την βαλβίδα εκτόνωσης έχουν ως σκοπό την μείωση της πίεσης και της θερμοκρασίας, όμως η τουρμπίνα λόγω μικρής διαφοράς στην πίεση ή μικρής ποιότητας (υγρού-ατμού) του ψυκτικού δεν παράγει ικανοποιητικό έργο. Έτσι αντικαθίσταται στον ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμού με την βαλβίδα εκτόνωσης.

Το σχεδιάγραμμα της διάταξης και τα διαγράμματα θερμοκρασίας- εντροπίας (T-s) και πίεσης-ενθαλπίας (P-h) για τον ιδανικό ψυκτικό κύκλο παρουσιάζονται παρακάτω:



Εικόνα 8: Διάταξη ψυγείου και διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s)



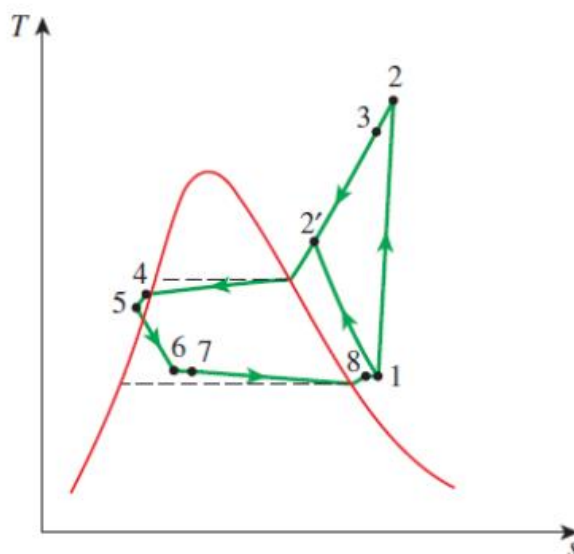
Εικόνα 9: Διάγραμμα P-h ψυκτικού κύκλου

2.4.1.1. Χρήση ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμού αντί αντίστροφου Carnot

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, στον αντίστροφο κύκλο Carnot η ισόθερμη απορρόφηση θερμότητας και η ισόθερμη αποβολή της πρακτικά δεν μπορούν να πραγματοποιηθούν, διότι σε σταθερή πίεση η θερμοκρασία του μείγματος ισούται με αυτή στο σημείο κορεσμού του. Μία λύση θα μπορούσε να είναι ο αντίστροφος Carnot να λειτουργήσει εκτός της περιοχής κορεσμού. Όμως, τότε οι ισόθερμες διεργασίες απορρόφησης και αποβολής θερμότητας δεν θα ήταν εύκολο να διατηρηθούν. Για τον λόγο αυτό, χρησιμοποιείται ο ιδανικός κύκλος συμπίεσης ατμού, όπου επιλύει τα παραπάνω θέματα με το να αντικατασταθεί ο στρόβιλος με μία βαλβίδα εκτόνωσης και με το να εξατμίζεται πλήρως το ψυκτικό πριν εισέλθει στον συμπιεστή.

2.4.2. Πραγματικός ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμού (Actual Vapor-Compression Refrigeration Cycle)

Ο πραγματικός ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμού φέρει διαφορές σε σχέση με τον ιδανικό κύκλο, κυρίως λόγω των αναντιστρεπτοτήτων σε διάφορα εξαρτήματα. Η αναντιστρεπτότητα κυρίως συμβαίνει λόγω της τριβής του ψυκτικού ρευστού, προκαλώντας πτώση πίεσης, και λόγω της ανταλλαγής θερμότητας με το περιβάλλοντα χώρο. Το διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) του πραγματικού ψυκτικού κύκλου παρουσιάζεται παρακάτω:



Εικόνα 10 :Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) πραγματικού ψυκτικού κύκλου
[\[https://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/t-s-diagram-actual-vapor-compression-cycle-shown--actual-compression-process-simulated-1-2-q65283465#question-transcript\]](https://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/t-s-diagram-actual-vapor-compression-cycle-shown--actual-compression-process-simulated-1-2-q65283465#question-transcript)

Στην πράξη, το ψυκτικό αντί να εισέλθει στον συμπιεστή από τον ατμοποιητή ως κορεσμένος ατμός, εισέρχεται ως ελαφρώς υπέρθερμος ατμός. Έτσι εξασφαλίζεται ότι το ψυκτικό θα έχει ατμοποιηθεί πλήρως πριν εισέλθει στον συμπιεστή. Επίσης, όπως φαίνεται στο παραπάνω διάγραμμα η γραμμή που συνδέει την κατάσταση 1 και 2, δηλαδή τον ατμοποιητή και τον συμπιεστή, είναι πολύ μεγάλη, γεγονός που υποδηλώνει ότι η πτώση πίεσης (λόγω τριβής του ρευστού) και η μεταφορά θερμότητας στο ψυκτικό είναι πολύ σημαντικές.

Ο συμπιεστής στον πραγματικό ψυκτικό κύκλο δεν είναι εσωτερικά αντιστρεπτή διεργασία. Λόγω φαινομένων τριβών, αυξάνεται η εντροπία και η μεταφορά θερμότητα που έχει ως αποτέλεσμα να μειώσει ή να αυξήσει την εντροπία ανάλογα την κατεύθυνση της διεργασίας. Έτσι, ανάλογα τα φαινόμενα που επικρατούν η εντροπία κατά την διάρκεια του ψυκτικού κύκλου μπορεί να αυξάνεται (1-2) ή να μειώνεται (1-2'). Επίσης, χρησιμοποιώντας ένα συμπιεστή με πολλά στάδια και ψύξη ή ψύχοντας το ψυκτικό κατά τη διάρκεια της συμπίεσης, θα έχει ως αποτέλεσμα την μείωση της εντροπίας (κατάσταση 2').

Το ψυκτικό όταν εξέρχεται από τον συμπυκνωτή βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου υγρού, με πίεση ίση με αυτή του συμπιεστή. Όμως στην πράξη υπάρχει μια πτώση πίεσης στον συμπυκνωτή και στις σωληνώσεις του κυκλώματος. Επίσης στη διεργασία συμπύκνωσης πρέπει να διασφαλιστεί η συμπύκνωση όλου το ψυκτικού ώστε να μην φτάσει ατμός (φουσκάλες) στην βαλβίδα εκτόνωσης. Επειδή δεν μπορεί να ελεγχθεί με ακρίβεια η πλήρης συμπύκνωση, το ψυκτικό υποψύχεται ώστε να βρίσκεται όλος ο όγκος του σε υγρή μορφή.

Η έκλυση θερμότητας του συμπυκνωτή και η απορρόφηση θερμότητας του ατμοποιητή στον πραγματικό ψυκτικό κύκλο δεν συμβαίνουν σε σταθερή πίεση (και θερμοκρασία) ως αποτέλεσμα της πτώσης πίεσης του ψυκτικού. Το γεγονός στο παραπάνω

διάγραμμα απεικονίζεται με την απόκλιση που έχουν οι γραμμές από την οριζόντιο μέσα στον θόλο.

Ο ατμός που φεύγει από τον ατμοποιητή όπως και το υγρό μετά τον συμπυκνωτή θεωρείται ότι βρίσκονται σε κορεσμένη κατάσταση, οπότε δεν συμβαίνει ούτε υπερθέρμανση (superheat) του ατμού ούτε υπόψυξη (subcooling) του υγρού. Επίσης τα πραγματικά συστήματα που λειτουργούν βάσει του ψυκτικού κύκλου έχουν κάποιες διαφοροποιήσεις από τον ιδανικό κύκλο λόγω απώλειας πίεσης κατά την κυκλοφορία του ρευστού και της ανταλλαγής-μεταφοράς θερμότητας με τον περιβάλλον χώρο.

Το αποτέλεσμα της ψύξης (refrigeration effect-RE) , δηλαδή η μεταφορά θερμότητας από τον ατμοποιητή (Q_e) υπολογίζεται από τη σχέση:

$$RE = Q_e = h_1 - h_4 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Το έργο της ισεντροπικής συμπίεσης από τον συμπιεστή(W_{COMP}) υπολογίζεται ως:

$$W_{COMP} = h_2 - h_1 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Ο συντελεστής απόδοσης(COP) του ψυκτικού κύκλου μπορεί να υπολογιστεί ως:

$$COP = \frac{RE}{W_{COMP}}$$

Στον ψυκτικό κύκλο η υπόψυξη έχει ως αποτέλεσμα να αυξάνει το RE από το (h_1-h_4) στο (h_1-h_4') όπως φαίνεται στο διάγραμμα, χωρίς να επηρεάζει το έργο που απαιτείται για την συμπίεση, με αποτέλεσμα να αυξάνεται η απόδοση του κύκλου. Επίσης οι συσκευές εκτόνωσης σχεδιάζονται για να λειτουργούν με υγρό ψυκτικό και η υπόψυξη το εξασφαλίζει. Έτσι, η υπόψυξη είναι πάντα επιθυμητή και για αυτόν τον λόγο πρέπει να υπερδιαστασιολογείται ο συμπυκνωτής.

Με τη σειρά της η υπερθέρμανση αυξάνει το RE από το (h_1-h_4) στο ($h_1'-h_4$) και το έργο που απαιτείται για την συμπίεση από το (h_2-h_1) στο ($h_2'-h_1'$) με αποτέλεσμα η απόδοση του ψυκτικού κύκλου να αυξάνεται ή να μειώνεται επειδή μεταβάλλονται και οι δύο όροι της. Αντίθετα, η υπερθέρμανση εξασφαλίζει ότι στον συμπιεστή εισέρχεται μόνο ατμός, οπότε αυξάνει την διάρκεια ζωής του συμπιεστή. Έτσι, η υπερθέρμανση καθίσταται χρήσιμη αλλά και μη για τον ψυκτικό κύκλο. (5)

Παρατηρώντας το διάγραμμα πίεσης και ενθαλπίας (P-h) ο ψυκτικός κύκλος λειτουργεί μεταξύ δύο πιέσεων, σε μια υψηλή πίεση (συμπύκνωσης) και σε μια χαμηλή (ατμοποίησης). Οι καταστάσεις 1 και 4 λειτουργούν στην πίεση ατμοποίησης και οι 2 και 3 στην πίεση συμπύκνωσης.

2.5. Φωτοβολταϊκή τεχνολογία

Η φωτοβολταϊκή τεχνολογία χρησιμοποιείται για την μετατροπή της ηλιακής ενέργειας (ηλιακή ακτινοβολία) σε ηλεκτρική, μέσω του φωτοβολταϊκού στοιχείου. Αυτή η διαδικασία μετατροπής που γίνεται στο φωτοβολταϊκό στοιχείο λέγεται φωτοβολταϊκό φαινόμενο. Ο μηχανισμός στον οποίο βασίζονται τα φωτοβολταϊκά (Φ/Β) στοιχεία είναι η επαφή p-n, δηλαδή η ύπαρξη δύο στρωμάτων ημιαγωγίμων υλικών, με τον ένα στρώμα να είναι τύπου p (positive) και το άλλο στρώμα τύπου n (negative). Το ημιαγώγιμο στοιχείο που χρησιμοποιείται επί το πλείστον στις εμπορικές κατασκευές των φωτοβολταϊκών στοιχείων είναι το πυρίτιο ως πρώτη ύλη.

2.5.1. Ενεργειακό χάσμα

Ως γνωστόν, τα άτομα των στοιχείων απαρτίζονται από τον θετικά φορτισμένο πυρήνα και τα αρνητικά φορτισμένα ηλεκτρόνια, που μπορούν να βρεθούν σε κβαντισμένες (διακριτές) ενεργειακές στάθμες. Τα ηλεκτρόνια σε κάθε ενεργειακή στάθμη είναι καθορισμένα, όμως όταν πολλά άτομα δημιουργήσουν ένα κρύσταλλο στον ημιαγωγό, οι ενεργειακές στάθμες κάθε ατόμου επικαλύπτονται με των άλλων δημιουργώντας ενεργειακές ζώνες. Σε αυτές τις ενεργειακές ζώνες όπου μπορούν να βρίσκονται τα ηλεκτρόνια, υπάρχουν απαγορευμένες (ενεργειακά) ζώνες που δεν μπορούν να υπάρχουν ηλεκτρόνια. Ένα ηλεκτρόνιο θα μεταβεί από μια επιτρεπτή ενεργειακή ζώνη κατώτερης ενέργειας σε μια ανώτερης ενέργειας μόνο αν απορροφήσει ενέργεια ίση με τη διαφορά αυτών των ενεργειακών ζωνών, που ισούται δηλαδή με την ενέργεια του χάσματος. Ανάλογα το υλικό του κρυστάλλου το εύρος του ενεργειακού χάσματος διαφέρει.

Κάθε κρύσταλλος έχει δύο βασικές επιτρεπτές ενεργειακές ζώνες, την ζώνη σθένους E_v (κατώτερη ενεργειακή στάθμη) και την ζώνη αγωγιμότητας E_c (ανώτερη ενεργειακή στάθμη), η διαφορά των οποίων ισούται με την ενέργεια χάσματος E_g . Η ενέργεια χάσματος ορίζεται δηλαδή ως η ελάχιστη ενέργεια που πρέπει να λάβει ένα ηλεκτρόνιο για να μεταβεί από την ζώνη σθένους στη ζώνη αγωγιμότητας.

2.5.2. Ημιαγωγοί

Ημιαγωγοί ονομάζονται τα υλικά που έχουν σχετικά μικρό ενεργειακό χάσμα και ο αριθμός των ηλεκτρονίων στη ζώνη αγωγιμότητάς τους είναι σχεδόν μηδενικός. Σε χαμηλές θερμοκρασίες, οι ημιαγωγοί χρησιμεύουν ως μονωτές. Όμως στην περίπτωση θέρμανσης ή απορρόφησης ηλεκτρομαγνητικής ακτινοβολίας, ηλεκτρόνια μπορούν να μεταβούν από τη ζώνη σθένους στη ζώνη αγωγιμότητας με αποτέλεσμα να αυξηθεί την αγωγιμότητά τους.

Τα Φ/Β στοιχεία κατασκευάζονται με ημιαγωγούς πρόσμειξης. Οι προσμείξεις ουσιαστικά είναι διαφορετικά άτομα (ηλεκτρικώς ενεργά) από τον ημιαγωγό που χρησιμοποιείται (π.χ. πυρίτιο), με διαφορετικό σθένος, που αλλάζουν ελεγχόμενα την αγωγιμότητα του ημιαγωγού όταν προστεθούν σε αυτόν σε μικρές συγκεντρώσεις καταλαμβάνοντας πλεγματικές θέσεις.⁽⁷⁾ Η διαδικασία πρόσμειξης προκαλεί την εξωγενή αγωγιμότητα του ημιαγωγού και έχει ως αποτέλεσμα την συνολική αύξηση της αγωγιμότητας του κρυστάλλου. Η δημιουργία της επαφής p-n και η κατασκευή του Φ/Β στοιχείου πραγματοποιούνται βάσει των ημιαγωγίμων κρυστάλλων.

2.5.3. Επαφή p-n

Η επαφή p-n δημιουργείται όταν ενωθούν δύο ημιαγωγοί πρόσμειξης, δηλαδή ένας τύπου p και ένας τύπου n. Το βασικό ημιαγωγικό στοιχείο που χρησιμοποιείται στους ημιαγωγούς πρόσμειξης είναι το πυρίτιο(Si), το οποίο ως στοιχείο έχει τέσσερα ηλεκτρόνια σθένους.

Όταν εμφυτευτούν άτομα ενός τρισθενούς στοιχείου(τρία ηλεκτρόνια στην εξωτερική στοιβάδα) στον κρύσταλλο του πυριτίου, όπως του βορίου(B) ή του αργιλίου(Al), θα σχηματίσει δεσμούς με τα τέσσερα άτομα του πυριτίου. Όμως χρειάζεται άλλο ένα ακόμα ηλεκτρόνιο για να συμπληρώσει την εξωτερική του στοιβάδα(δηλαδή 8). Έτσι θα προσπαθήσει να πάρει ηλεκτρόνιο από ένα άλλο άτομο πυριτίου και τότε θα αφήσει μια κενή θέση, η οποία δημιουργεί ατέλειες στο κρυσταλλικό πλέγμα, την οπή. Εν συνεχεία ένα άλλο ηλεκτρόνιο θα προσπαθήσει να καλύψει την κενή θέση αφήνοντας και αυτό μια οπή κ.ο.κ. Το αποτέλεσμα είναι η οπή να κινείται αντίθετα των ηλεκτρονίων, όπως θα συμπεριφερόταν ένα θετικά φορτισμένο σωματίδιο, η οποία ονομάζεται ημιαγωγός τύπου p (positive).

Στην περίπτωση που εμφυτευθούν άτομα ενός πενταθενούς στοιχείου στον κρύσταλλο του πυριτίου, όπως του αρσενικού(As) ή του φωσφόρου(P), τότε τα τέσσερα ηλεκτρόνια σθένους θα σχηματίσουν δεσμούς με τα γειτονικά άτομα του πυριτίου. Το ένα επιπλέον ηλεκτρόνιο δεν θα συμμετάσχει στον δεσμό του πλέγματος με αποτέλεσμα να κινείται ελεύθερα στον κρύσταλλο και έτσι θα αυξήσει την αγωγιμότητα του πυριτίου. Ο ημιαγωγός που θα προκύψει ονομάζεται ημιαγωγός τύπου n (negative).

Η επαφή p-n λειτουργεί φέρνοντας σε επαφή ένα ημιαγωγό τύπου p και ένα τύπου n. Τότε τα ηλεκτρόνια που υπάρχουν σε πλεόνασμα θα κινηθούν από τον ημιαγωγό-n προς τον ημιαγωγό-p μέσω διάχυσης και θα εξουδετερώσουν κάποιες οπές κοντά στην επαφή, με αποτέλεσμα να παρουσιάσει αρνητικό φορτίο η περιοχή αυτή του ημιαγωγού-p. Ταυτόχρονα, οπές από τον ημιαγωγό-p θα διαχυθούν στον ημιαγωγό-n και θα συνδεθούν με ηλεκτρόνια που βρίσκονται σε πλεόνασμα κοντά στην επαφή. Έτσι η περιοχή του ημιαγωγό-n κοντά στην επαφή θα φορτιστεί θετικά. Η περιοχή που δημιουργείται δεξιά και αριστερά της επαφής p-n ονομάζεται περιοχή απογύμνωσης, διότι είναι απογυμνωμένη από ελεύθερα φορτία εφόσον έχουν εξουδετερωθεί οι οπές και τα ηλεκτρόνια. Στην περιοχή αυτή θα αναπτυχθεί ενδογενές ηλεκτρικό πεδίο με διαφορά δυναμικού(τάση) η οποία ονομάζεται τάση διάχυσης ή εσωτερική τάση. Η τιμή της τάσης θα εξαρτηθεί από τα υλικά που χρησιμοποιήθηκαν για την κατασκευή των ημιαγωγών πρόσμειξης, αλλά και το ποσοστό πρόσμειξης τους.

2.5.4. Φωτοβολταϊκό φαινόμενο

Όταν η ηλιακή ακτινοβολία (ή άλλη φωτεινή πηγή) φωτίζει την επαφή p-n, ένα μέρος των φωτονίων της ακτινοβολίας θα απορροφηθούν από τα άτομα των ημιαγωγών πρόσμειξης, δημιουργώντας ζεύγη ηλεκτρονίων-οπών. Τα ηλεκτρόνια και οι οπές που έχουν μεταφερθεί στον ημιαγωγό-p και στον ημιαγωγό-n αντίστοιχα μέσω διάχυσης, θα κινηθούν προς την πλευρά από όπου προήλθαν, λόγω του ηλεκτρικού πεδίου. Έτσι θα αυξηθεί η πυκνότητα των οπών και των ηλεκτρονίων, με αποτέλεσμα ο ημιαγωγός-p να φορτιστεί θετικά ισχυρότερα, ενώ ο ημιαγωγός-n να φορτιστεί αρνητικά ισχυρότερα. Η κίνηση αυτή των ηλεκτρονίων και των οπών δημιουργούν ηλεκτρικό ρεύμα, που λέγεται φωτόρευμα.

Στην παραγωγή του ρεύματος από την φωτεινή ακτινοβολία που απορροφάται από την επαφή p-n δεν συνεισφέρουν όλα τα φωτόνια. Σύμφωνα με το ενεργειακό χάσμα(E_g) του πυριτίου που ισούται με 1,14 eV (στους 27 °C) , ένα φωτόνιο θα απορροφηθεί από ένα άτομο Si και ένα ηλεκτρόνιο θα μεταβεί από τη ζώνη σθένους στη ζώνη αγωγιμότητας μόνο αν η ενέργεια του φωτονίου είναι ίση και μεγαλύτερη του ενεργειακού χάσματος.

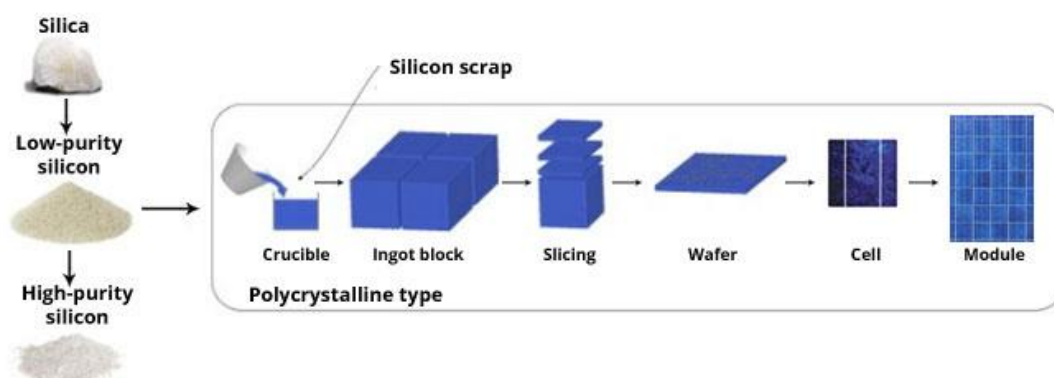
2.5.5. Φωτοβολταϊκό στοιχείο

Για την κατασκευή του ημιαγωγού πρόσμειξης, που είναι το βασικό μέρος του φωτοβολταϊκού, υπάρχουν αρκετές τεχνικές κατασκευής του κρύσταλλου πυριτίου, από άμμο πυριτίου και οξείδιο του πυριτίου (SiO_2), που είναι το υλικό κατασκευής. Τα φωτοβολταϊκά στοιχεία μονοκρυσταλλικού πυριτίου κατασκευάζονται βάσει της μεθόδου Czochralski, όπου το πολυκρυσταλλικό πυρίτιο λιώνεται σε μεγάλη πίεση και θερμοκρασία για να μετατραπεί σε ένα μεγάλο μονοκρύσταλλο. Η μέθοδος αυτή είναι υψηλού κόστους, αλλά τα μονοκρυσταλλικά πλακίδια(wafers) έχουν μεγαλύτερη απόδοση (20 -24 %) από τα πολυκρυσταλλικό.

Τα πολυκρυσταλλικά Φ/Β στοιχεία είναι φθηνότερα σε σχέση με τα μονοκρυσταλλικά, αλλά είναι μικρότερης απόδοσης (17 – 20 %) λόγω των μη-ομοιόμορφων κρυσταλλικών πλεγμάτων τους. Με μια διαδικασία χημικής καθαριότητας, γνωστή ως διαδικασία Siemens, το πυρίτιο μεταλλουργικής ποιότητας μετατρέπεται σε πολυκρυσταλλικό πυρίτιο μεγάλης καθαρότητας.

Άλλη μία κατηγορία Φ/Β στοιχείου είναι αυτή του άμορφου πυριτίου, το οποίο έχει χάσει εκτενώς την κρυσταλλική δομή του. Παρόλα αυτά έχει κρατήσει σε ένα βαθμό τις ημιαγωγίμες ιδιότητες του, όμως η απόδοση του είναι ακόμα χαμηλότερη σε σχέση με τους προηγούμενους τύπους Φ/Β στοιχείων (περίπου στο 13%).

Η διαδικασία επεξεργασίας της αρχικής ύλης, δηλαδή του διοξειδίου του πυριτίου (SiO_2) που λαμβάνεται από χαλαζιακά πετρώματα, φαίνεται παρακάτω:

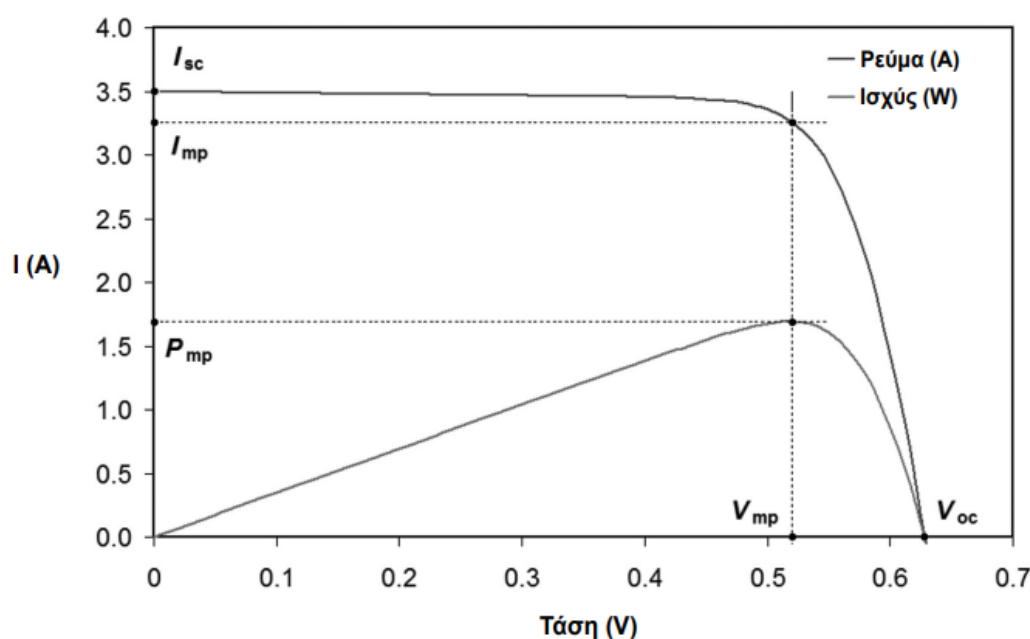


Εικόνα 11: Διαδικασία επεξεργασίας πυριτίου για την κατασκευή των φ/β στοιχείων
[<https://www.mepits.com/tutorial/162/electrical/solar-panels, 2014>]

Ως τελικό προϊόν της διαδικασίας είναι ο ημιαγωγός πρόσμειξης και η κατασκευή της επαφής p-n όπου προσαρμόζονται κατάλληλα τα ηλεκτρόδια ώστε να δημιουργηθεί το φ/β στοιχείο-κυψέλη. Όταν τα άκρα (ηλεκτρόδια) της φ/β κυψέλης συνδεθούν με μια αντίσταση, σχηματίζεται το ηλεκτρικό κύκλωμα του φ/β το οποίο διαρρέεται από ρεύμα (I). Συνεπώς, λόγω του ρεύματος που παράγει το φ/β στοιχείο, τα άκρα του παρουσιάζουν μια τάση V. Η ηλεκτρική ισχύς (P) που παράγει το φ/β στοιχείο είναι το γινόμενο της έντασης (I) που έχει το ρεύμα και της τάσης V, δηλαδή προκύπτει:

$$P = V \cdot I \text{ [W]}$$

Η σχέση μεταξύ της έντασης και της τάσης που παράγεται στο φ/β στοιχείο, παρουσιάζεται από την χαρακτηριστική καμπύλη έντασης – τάσης (I - V) του φ/β:



Εικόνα 12: Χαρακτηριστική καμπύλη έντασης – τάσης, ισχύος του φ/β στοιχείου
[Τσούτσος – Κανάκης, 2013]

2.5.6. Φωτοβολταϊκό πλαίσιο

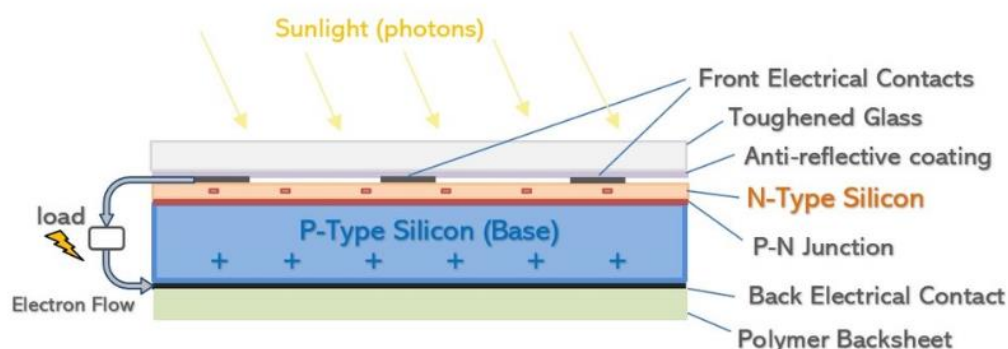
Τα βασικά μέρη ενός φωτοβολταϊκού πλαισίου είναι αρχικά ο σκελετός αλουμινίου και το ενισχυμένο tempered γυαλί (πάχους 3-4 mm) το οποίο είναι σχεδιασμένο να αντέχει μηχανικά φορτία και ακραίες θερμοκρασιακές διαφορές. Τα κατώτατα όρια πρόσκρουσης IEC απαιτούν τα φ/β πάνελ να αντέχουν χτύπημα από χαλάζι διαμέτρου 25 χιλιοστών (mm) και ταχύτητας 27 m/s. Επίσης, το γυαλί περιέχει αντανάκλαστική στρώση για την ηλιακή ακτινοβολία που αντανάκλαται από το φ/β στοιχείο.

Έπειτα, τα φ/β στοιχεία-κυψελίδες καλύπτεται από μπροστά και πίσω με λεπτό φιλμ αιθυλενίου-οξικού βινυλίου (ethylene-vinyl acetate, EVA), πάχους 0,25 – 0,5 mm, το οποίο είναι θερμοπλαστικό συμπολυμερές κατασκευασμένο από αιθυλένιο και οξικό βινύλιο. Το EVA φιλμ ενθυλακώνει τις φ/β κυψελίδες αποτρέποντας την εισροή υγρασίας και σκόνης, συμβάλλοντας στην μεγάλη διάρκεια λειτουργίας. Το συγκεκριμένο φιλμ, είναι καλό μονωτικό στον ηλεκτρισμό, έχει εξαιρετική οπτική

διαπερατότητα και κατά την κατασκευή οι κυψελίδες πρώτα καλύπτονται με το φιλμ για να διατηρούνται στη θέση τους.

Η βάση της φ/β κυψελίδας είναι πολύ λεπτή (συνήθως 0,1 mm) και είναι κατασκευασμένο ή από θετικό p-στοιχείο ή από αρνητικό n-στοιχείο ημιαγωγού πυριτίου. Υπάρχουν διάφορα μεγέθη και διατάξεις κυψελίδων που παρέχουν διαφορετική απόδοση, όπως τα half-cut ή split cells, οι κυψελίδες πολλαπλών μπαρών διαύλου (multi-busbar cells, MBB) και οι πιο πρόσφατες μονές κυψελίδες που χρησιμοποιούν επικαλυπτόμενες λωρίδες πλακιδίων.

Το σχεδιάγραμμα των ημιαγωγών πυριτίου και των υπόλοιπων εξαρτημάτων του φ/β πλαισίου φαίνεται παρακάτω:



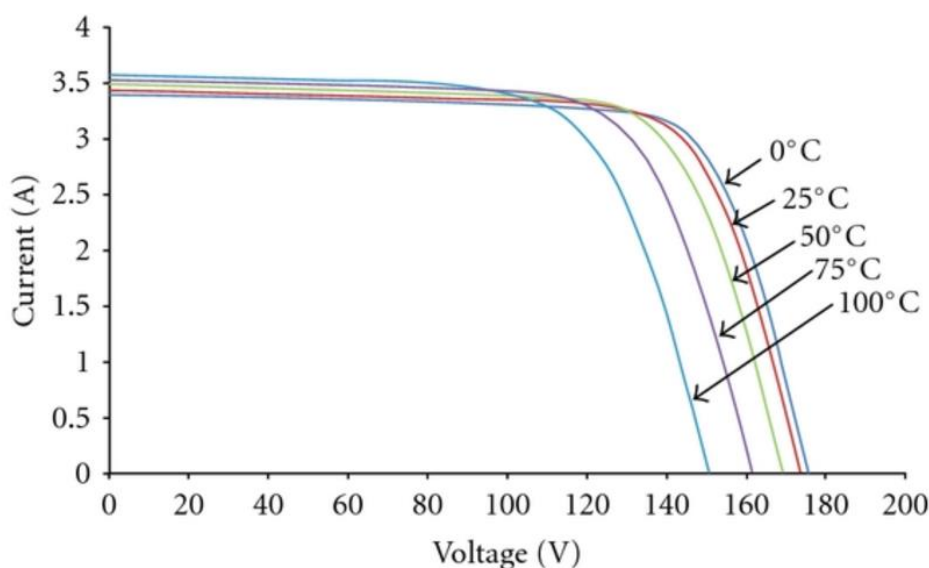
Εικόνα 13: Τα μέρη του φ/β πάνελ [<https://www.cleanenergyreviews.info/blog/solar-panel-components-construction>, 2020]

Το κάτω μέρος του πλαισίου (backsheet) είναι η πιο ακραία στρώση των φ/β πλαισίων που λειτουργεί ως προστασία από την υγρασία και ταυτόχρονα παρέχει μηχανική προστασία και ηλεκτρική μόνωση. Το κάτω μέρος κατασκευάζεται από διάφορα πολυμερή ή πλαστικά, όπως πολυπροπυλένιο (polypropylene, PP) , τερεφθαλικό πολυαιθυλένιο (polyethylene terephthalate, PET) και φιλμ πολυβινυλοφθοριδίου (polyvinyl fluoride film, PVF) τα οποία παρέχουν διαφορετικά επίπεδα προστασίας, αντίστασης στην UV ακτινοβολία και θερμική σταθερότητα. Ένα από τα πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο υλικό λόγω της υψηλής απόδοσης του είναι το tedlar PVF της Dupont.

Στο πίσω μέρος του φ/β πάνελ βρίσκεται το κουτί σύνδεσης (junction box) , που είναι υδατοστεγές, στο οποίο συνδέονται τα καλώδια που χρειάζονται για να διασυνδέσουν όλες τις κυψελίδες. Το κουτί σύνδεσης περιέχει επίσης τις διόδους παράκαμψης (bypass diodes) για να αποτρέψει την επιστροφή ρεύματος που συμβαίνει όταν κάποιες κυψελίδες σκιάζονται.

2.5.7. Συμπεριφορά του φ/β στοιχείου σε σχέση με τη θερμοκρασία του

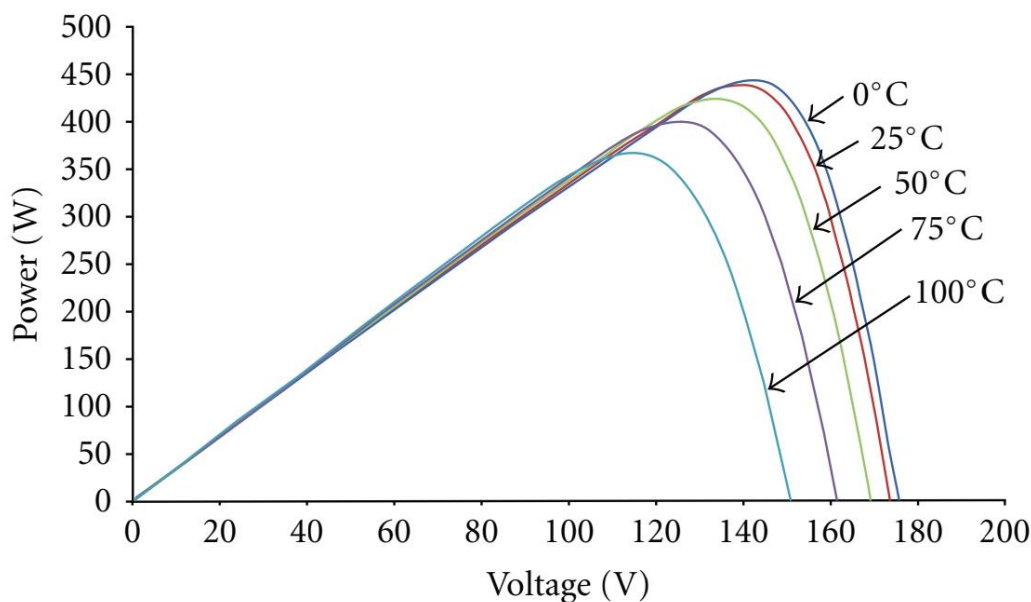
Η θερμοκρασία του φ/β πλαισίου εξαρτάται άμεσα από την πυκνότητα ισχύος της ηλιακής ενέργειας (G) που προσπίπτει σε αυτό. Ένα μέρος αυτής, το οποίο δεν συνεισφέρει στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, αυξάνει την θερμοκρασία του πλαισίου. Το αποτέλεσμα είναι η αυξανόμενη θερμοκρασία του πλαισίου, πάνω από τους 25 °C που είναι η θερμοκρασία στις πρότυπες συνθήκες ελέγχου STC, να μειώνει την απόδοση του φ/β. Το διάγραμμα που παρουσιάζει την συμπεριφορά του φ/β σε σχέση με την θερμοκρασία στην οποία λειτουργεί παρουσιάζεται παρακάτω:



Εικόνα 14: Καμπύλη έντασης – τάσης σε εξάρτηση με τη θερμοκρασία του φ/β
[Meng-Hui Wang et al., 2012]

Από την παραπάνω καμπύλη συμπεραίνεται ότι η μέγιστη τάση V που θα παράξει ένα φ/β στοιχείο θα μειώνεται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία λειτουργίας του. Επίσης, από πειράματα που διεξήχθησαν από τους Savvakis και Tsoutsos (2015) στο Πολυτεχνείο Κρήτης, στα Χανιά, για συστοιχία φ/β πλαισίων λεπτού υμένα από άμορφο μονοκρυσταλλικό πυρίτιο, η απόδοση των φ/β παρουσίαζε μέση μείωση 0,0285 %/°C για τις δύο περιόδους Ιουνίου – Αυγούστου για τις χρονιές 2010 και 2011. Επίσης η παραγόμενη ισχύς την πρώτη περίοδο παρουσίασε μείωση 6,27 W/ °C , ενώ την δεύτερη περίοδο 5,74 W/ °C αντίστοιχα.

Παρακάτω φαίνεται το διάγραμμα παραγόμενης ισχύς και τάσης που παράγει ένα φωτοβολταϊκό πάνελ σε διάφορες θερμοκρασίες.



Εικόνα 15: Καμπύλη έντασης – τάσης σε εξάρτηση με τη θερμοκρασία του φ/β
[Meng-Hui Wang et al., 2012]

Ένα φωτοβολταϊκό πάνελ παρουσιάζει την μέγιστη απόδοση μετατροπής της ηλιακής ακτινοβολίας σε ηλεκτρική όταν η θερμοκρασία του βρίσκεται στους 25 °C, δηλαδή στις πρότυπες συνθήκες δοκιμής (STC). Όπως φαίνεται στο διάγραμμα, η αύξηση της θερμοκρασίας πάνω από τους 25 βαθμούς μειώνει την ισχύ και την τάση που παράγει ένα φωτοβολταϊκό πάνελ. Επίσης στους 0 °C η μέγιστη ισχύς και τάση είναι ελάχιστα μεγαλύτερες από τους 25 °C, γεγονός που δείχνει ότι οι χαμηλές θερμοκρασίες του φ/β πάνελ ευνοούν την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Για κάθε βαθμό πάνω (ή κάτω) από τη θερμοκρασία των πρότυπων συνθηκών, η μέγιστη ισχύς και η τάση του φωτοβολταϊκού μειώνονται (ή αυξάνονται) κατά ένα ποσοστό απόδοσης. Στα μονοκρυσταλλικά πάνελ το εύρος μεταβολής της απόδοσης ανά βαθμό Κελσίου είναι 0,3 – 0,5%/°C, ενώ για τα πολυκρυσταλλικά είναι 0,4 – 0,45 %/°C

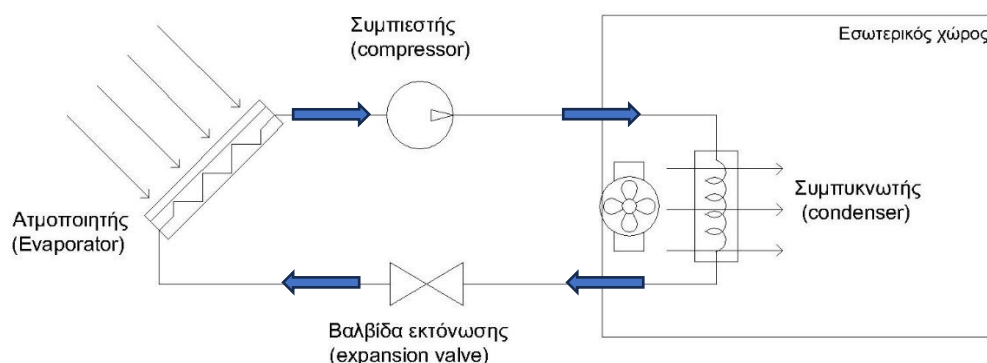
Κεφάλαιο 3 – Περιγραφή θεωρητικής μελέτης

3.1. Εισαγωγή

Στην παρούσα διπλωματική εργασία θα μελετηθεί η θεωρητική λειτουργία μιας αντλίας θερμότητας με απορρόφηση του μέρους της θερμότητας από φωτοβολταϊκό πάνελ, που δεν μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια. Η αντλία θερμότητας θα λειτουργεί για την κάλυψη των αναγκών θέρμανσης ενός εσωτερικού χώρου με επιθυμητή σταθερή θερμοκρασία στους 18 °C.

3.2. Λειτουργία συστήματος αντλίας θερμότητας – φωτοβολταϊκού πάνελ

Το σύστημα αντλίας θερμότητας - φωτοβολταϊκού πάνελ που μελετάται θα έχει την παρακάτω μορφή:



Εικόνα 16: Σκαρίφημα συστήματος φωτοβολταϊκού πάνελ – αντλίας θερμότητας

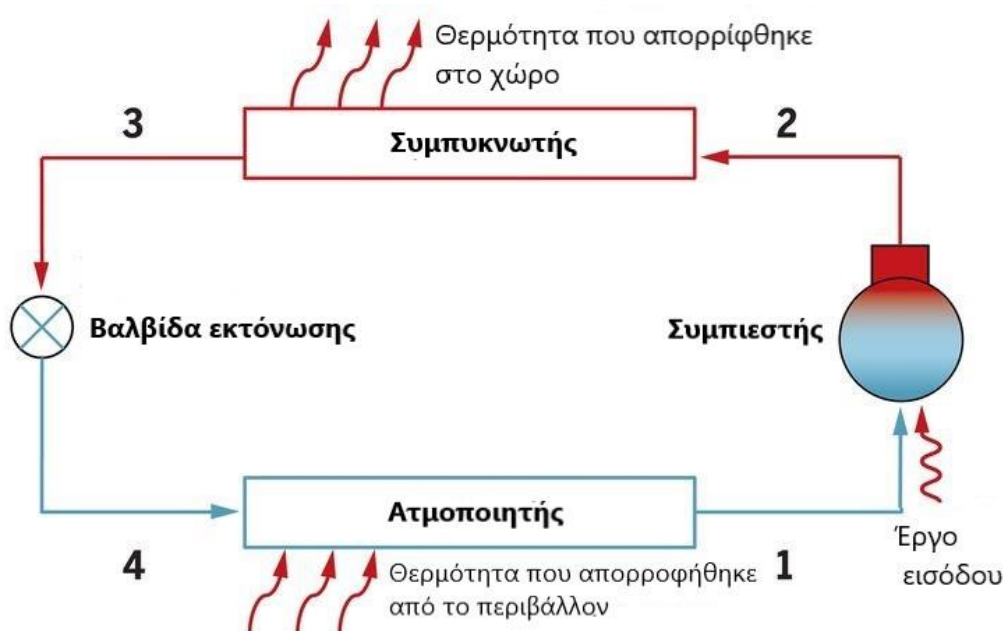
Το φωτοβολταϊκό πάνελ θα λειτουργεί ως τον ατμοποιητή της αντλίας θερμότητας. Το ψυκτικό θα εισέρχεται στις σωληνώσεις, που θα προσαρμοστούν στο πίσω μέρος του φ/β πάνελ, σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία (-15 °C). Έπειτα από την ηλιακή ακτινοβολία που προσπίπτει στο πάνελ, το μέρος της που δεν χρησιμοποιεί το φωτοβολταϊκό στοιχείο για να παράξει ηλεκτρική ενέργεια και κατά κανόνα θερμαίνει το πλαίσιο, θα χρησιμοποιηθεί για να θερμάνει το ψυκτικό. Με τη θερμότητα που θα απορροφά το ψυκτικό, λόγω της θερμοκρασιακής του διαφοράς από το πλαίσιο, θα αλλάζει σταδιακά φάση μέχρι να γίνει όλη η ποσότητά του ατμός (κορεσμός). Η όλη διαδικασία θα λαμβάνει χώρα σε σταθερή πίεση (ισοβαρής).

Έπειτα το ψυκτικό θα εξέρχεται από το φωτοβολταϊκό πάνελ – ατμοποιητή σε μορφή ατμού. Έτσι ο ατμός εισέρχεται στον συμπιεστή όπου κατά την διαδικασία της συμπίεσης αυξάνεται η θερμοκρασία και η πίεση του. Ο ατμός, πλέον σε υψηλή

θερμοκρασία και πίεση, εισέρχεται στον συμπυκνωτή ο οποίος βρίσκεται μέσα στον εσωτερικό χώρο. Ο συμπυκνωτής αποτελείται από μια σειρά σωληνώσεων, με προσαρμοσμένα πτερύγια που αυξάνουν την απαγωγή θερμότητας, που ακολουθούν μια ελικοειδής διαδρομή και ένα ανεμιστήρα. Καθώς το ψυκτικό κυκλοφορεί μέσω του συμπυκνωτή, ο ανεμιστήρας λειτουργεί σπρώχνοντας αέρα ανάμεσα από τις σωληνώσεις. Το αποτέλεσμα είναι ο αέρας που έρχεται σε επαφή με τις σωληνώσεις να απάγει θερμότητα από αυτές, με το φαινόμενο της συμμεταφοράς, και να απορρίπτει τη θερμότητα στον εσωτερικό χώρο. Παράλληλα, επειδή το ψυκτικό χάνει θερμότητα, μεταβαίνει σταδιακά από την κατάσταση του υπέρθερμου ατμού στην κατάσταση του κορεσμένου υγρού, υπό σταθερή πίεση.

Το ψυκτικό σε υγρή μορφή και υψηλή πίεση, εξέρχεται από τον συμπυκνωτή έχοντας δώσει την θερμότητά του, όμως βρίσκεται ακόμα σε σχετικά υψηλή θερμοκρασία για να εισέλθει ξανά στον ατμοποιητή. Για τον λόγο αυτό, μεταξύ του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή παρεμβάλλεται η βαλβίδα εκτόνωσης, όπου γίνεται απότομη πτώση της πίεσης και το ψυκτικό γίνεται πλέον ένα μίγμα υγρού – ατμού χαμηλής θερμοκρασίας. Η θερμοκρασία στην οποία μεταβαίνει το ψυκτικό είναι η θερμοκρασία εισόδου που έχει πριν το φωτοβολταϊκό πάνελ – ατμοποιητή ($-15\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Το σύστημα της αντλίας θερμότητας παρουσιάζεται παρακάτω με χρωματικές ενδείξεις, όπου το μπλε είναι το ρεύμα χαμηλής θερμοκρασίας και το κόκκινο το ρεύμα της υψηλής θερμοκρασίας.

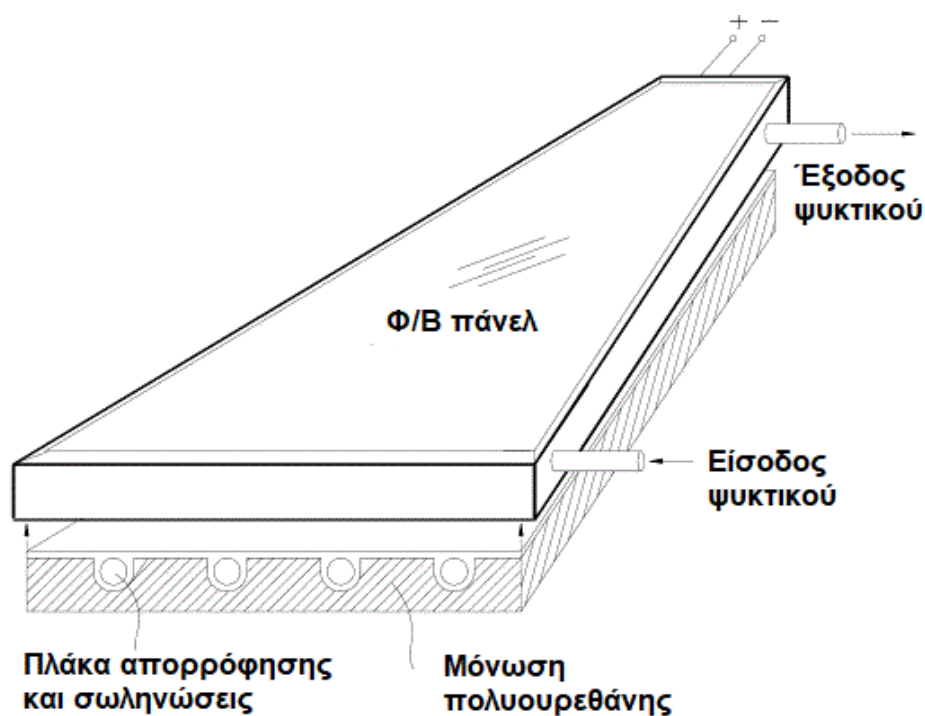


Εικόνα 17: Σύστημα αντλίας θερμότητας με θερμοκρασιακές ενδείξεις των ρευμάτων

3.2.1. Μέρη συστήματος αντλίας θερμότητας - φωτοβολταϊκού πάνελ

- Ατμοποιητής – φωτοβολταϊκό πάνελ

Αρχικά επιλέγεται ένα τυπικό φωτοβολταϊκό πάνελ εμπορικού τύπου, στο οποίο προσαρμόζεται απευθείας μια μεταλλική πλάκα (συνήθως χαλκού για την απορρόφηση της θερμότητας, στο πίσω μέρος του φωτοβολταϊκού. Στο πίσω μέρος της απορροφητικής πλάκας συγκολλούνται οι χάλκινες σωληνώσεις τετραγωνικής διατομής και έπειτα προσαρμόζεται μόνωση από υλικό πολυουρεθάνης. Η διάταξη του φ/β πάνελ φαίνεται στην παρακάτω εικόνα.

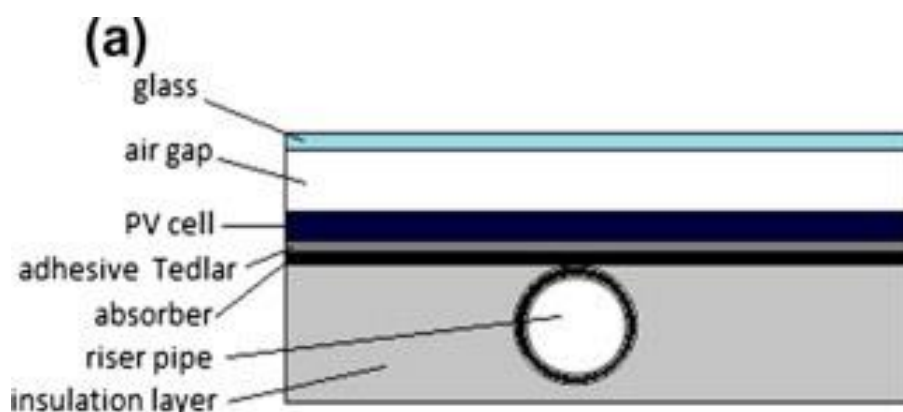


Εικόνα 18: Μέρη φωτοβολταϊκού πάνελ – ατμοποιητή [B.J Huang, T.H Lin, W.C Hung, F.S Sun, 2001]

Η προσαρμογή των σωληνώσεων στο φ/β πλαίσιο, όπου θα κυκλοφορεί το ψυκτικό υγρό, έχει ως σκοπό την απαγωγή θερμότητας από το πλαίσιο. Η θερμότητα προέρχεται από την θέρμανση του πλαισίου λόγω ακτινοβολίας (η οποία δεν συμβάλλει στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας) και στο μέρος της ακτινοβολίας η οποία διαπερνά το φ/β πλαίσιο.

Για να προσαρμοστεί το σύστημα σωληνώσεων, αρχικά θα αποσυνδεθεί το κουτί σύνδεσης που βρίσκεται πίσω από το backsheet. Έπειτα θα προσαρμοστεί στο backsheet, που είναι από tedlar PVF, ένα φύλλο χαλκού το οποίο θα καλύψει όλη την πίσω επιφάνεια του φ/β πλαισίου και έπειτα θα κολληθούν πάνω στο φύλλο χαλκού οι σωλήνες χαλκού. Τέλος, θα προστεθεί μόνωση στο πίσω μέρος των σωλήνων, για να απορροφούν όσο το δυνατό περισσότερη θερμότητα και στο πίσω μέρος της μόνωσης θα προσαρμοστεί εκ νέου το κουτί σύνδεσης.

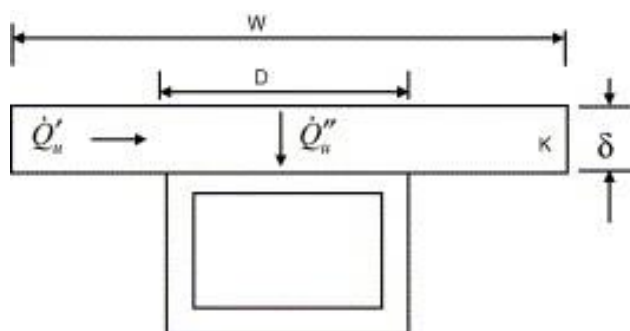
Μια απεικόνιση της παραπάνω διάταξης παρουσιάζεται παρακάτω:



Εικόνα 19: Φ/β πλαίσιο με σύστημα σωληνώσεων για ψύξη [María Herrando, Christos N. Markides, Klaus Hellgardt, 2014]

Το σύστημα σωληνώσεων που θα προσαρμοστεί πάνω στο φ/β πλαίσιο, θα λειτουργεί ως ο ατμοποιητής (evaporator) του ψυκτικού κύκλου, αφού το υγρό που θα κυκλοφορεί θα απορροφά θερμότητα από το φ/β με αποτέλεσμα να αλλάζει φάση και να γίνεται αέριο. Στην παρούσα μελέτη, η διατομή των σωλήνων θα είναι τετραγωνική, για καλύτερη προσαρμογή πάνω στο φύλλο χαλκού και για αύξηση της επιφάνειας από την οποία μεταφέρεται θερμότητα,

Η διατομή της πλάκας απορρόφησης της θερμότητας και των σωληνώσεων που θα μελετηθούν φαίνονται παρακάτω:



Εικόνα 20: Διατομή απορροφητικής πλάκας και σωληνώσεων [Huang et al., 2001]

Όπως φαίνεται στην παραπάνω διάταξη, W (m) είναι η απόσταση μεταξύ των σωλήνων, D (m) είναι το πλάτος του τετράγωνου σωλήνα και δ (m) το πάχος πλάκας απορρόφησης (m).

- Συμπιεστής

Ο συμπιεστής ο οποίος λειτουργεί με ηλεκτρική ενέργεια, παράγει έργο (W_c) με το οποίο συμπιέζει το ψυκτικό για να αυξήσει την θερμοκρασία και την πίεσή του. Ένα τυπικός συμπιεστής αντλίας θερμότητας φαίνεται παρακάτω:



Εικόνα 21: Τυπική μονάδα συμπίεστη [www.frigohellas.gr]

- Συμπυκνωτής

Ο συμπυκνωτής θα βρίσκεται στον εσωτερικό χώρο όπου με την παράλληλη λειτουργία ενός ανεμιστήρα θα απάγει θερμό αέρα για να ζεσταίνει τον χώρο. Ένας συμπυκνωτής ψυκτικού φαίνεται παρακάτω.



Εικόνα 22: Συμπυκνωτής ψυκτικού κλειστού τύπου [www.eaparts.gr]

Μαζί με τον συμπυκνωτή πρέπει να προσαρμοστεί, σε μια πρότυπη κατασκευή, και ένας ανεμιστήρας για να απάγει τη θερμότητα. Ένας τυπικός ανεμιστήρας που προσαρμόζεται πάνω στον συμπυκνωτή έχει την παρακάτω μορφή:



Εικόνα 23: Αξονικός ανεμιστήρας συμπυκνωτή [www.frigohellas.gr]

Η διάταξη του συμπυκνωτή μπορεί να αποτελείται επίσης από ένα έτοιμο εναλλάκτη θερμότητας, δηλαδή ένα fan-coil δαπέδου ή τοίχου. Η κατανάλωση ενέργειας ενός fan coil του εμπορίου είναι στα 2 έως 6 W/h, η οποία μπορεί να καλυφθεί από την ενέργεια που παράγουν τα φ/β πάνελ. Μια τυπική διάταξη fan coil δαπέδου φαίνεται παρακάτω:



Εικόνα 24: Συσκευή fan coil δαπέδου [www.bestprice.gr]

- Βαλβίδα εκτόνωσης

Η βαλβίδα εκτόνωσης παρεμβάλλεται ανάμεσα στον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή. Στο πάνω μέρος της βαλβίδας υπάρχει ένας λεπτός σπειρωτός σωλήνας από ανοξείδωτο ατσάλι, με ένα αισθητήρα στην άκρη. Ο αισθητήρας τοποθετείται μετά τον ατμοποιητή για να διατηρεί σταθερά το ψυκτικό σε υπέρθερμη κατάσταση και ανάλογα η βαλβίδα μειώνει ή αυξάνει την ποσότητα που εισέρχεται στον ατμοποιητή. Μια τυπική βαλβίδα εκτόνωσης φαίνεται παρακάτω:



Εικόνα 25: Θερμομονωτική βαλβίδα εκτόνωσης [www.tzimasparts.com]

3.3. Ψυκτικό μέσο

Για το ρευστό το οποίο θα κυκλοφορεί στο σύστημα της αντλίας θερμότητας – φ/β πάνελ ορίστηκε το R134A, το οποίο είναι πολύ διαδεδομένο για συστήματα κλιματισμού. Το R134A, έχει το χαμηλότερο δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP). Το GWP είναι η θερμότητα που θα απορροφηθεί από ένα αέριο του θερμοκηπίου στην ατμόσφαιρα, ως πολλαπλάσιο της θερμότητας που θα απορροφήσει το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) με την ίδια μάζα. Ενδεικτικά οι τιμές GWP των πιο κοινών ψυκτικών παρουσιάζονται παρακάτω:

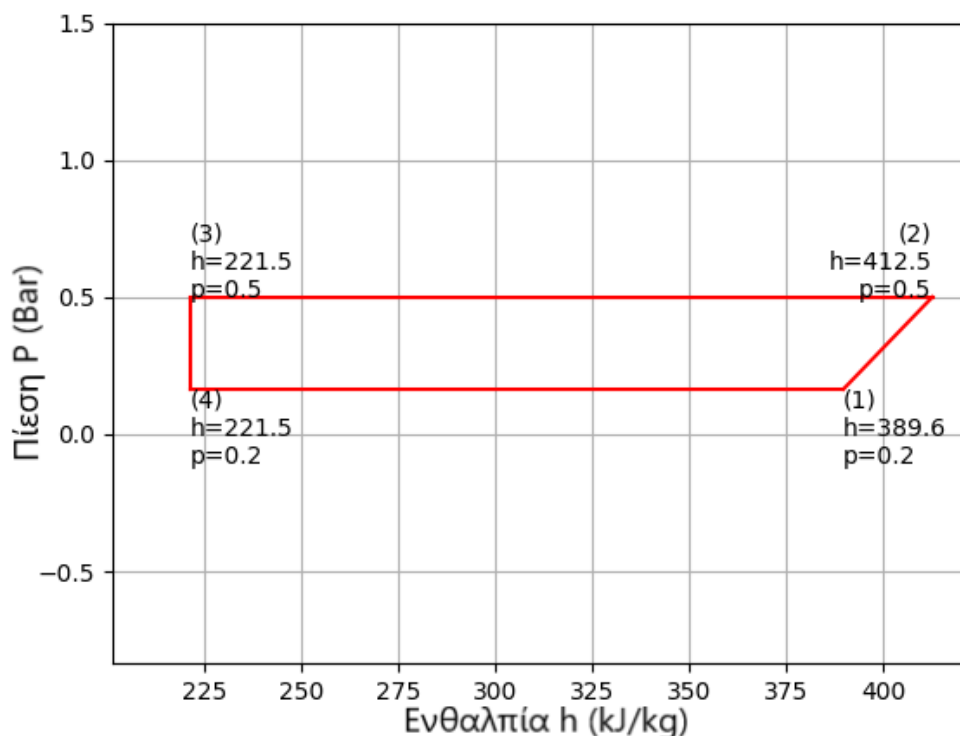
Πίνακας 2: Τιμές δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP) για κοινά ψυκτικά(www.dcceew.gov.au)

Ονομασία ψυκτικού	Τιμή GWP
R-134A	1430
R-407C	1774
R-410A	2088
R-404A	3922

Όπως φαίνεται το R134A έχει την χαμηλότερη τιμή από τα υπόλοιπα ψυκτικά, γεγονός που το καθιστά πιο φιλικό στο περιβάλλον από άλλα ψυκτικά.

3.4.Εξαγωγή θερμοδυναμικών τιμών – χρήση γλώσσας python

Ο κύκλος συμπίεσης ατμού (vapor compression cycle) αναπαράσταθηκε στη γλώσσα προγραμματισμού python, όπου με δεδομένες τις δύο πιέσεις (χαμηλή και υψηλή πίεση) μεταξύ των οποίων λειτουργεί η αντλία θερμότητας εξάγονται οι θερμοδυναμικές τιμές. Έτσι υπολογίζονται η θερμότητα που απορροφάται από τον ατμοποιητή (evaporator), η θερμότητα που αποβάλλει ο συμπυκνωτής (condenser) και η απόδοση του κύκλου (COP). Ο κώδικας της γλώσσας python βρίσκεται στο παράρτημα. Το διάγραμμα που προκύπτει από τον κώδικα είναι το παρακάτω:



Εικόνα 26: Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας κύκλου συμπίεσης ατμού.

Στο παραπάνω διάγραμμα, κάθε σημείο εμφανίζεται δίπλα του η ειδική ενθαλπία (h) και η πίεση (p). Το νούμερο 1 αναφέρεται στο σημείο μετά τον ατμοποιητή – φ/β πάνελ, το νούμερο 2 μετά τον συμπιεστή, το νούμερο 3 είναι το σημείο μετά τον συμπυκνωτή όπου το ψυκτικό έχει αλλάξει φάση σε κορεσμένο υγρό και το νούμερο 4 αναφέρεται στο σημείο πριν τον ατμοποιητή – φ/β πάνελ όπου το ψυκτικό έχει χαμηλή πίεση και θερμοκρασία.

Τα αποτελέσματα τα οποία εξάγει ο συγκεκριμένος κώδικας είναι τα παρακάτω:

- Ειδική ενθαλπία για τα σημεία 1 έως 4 (h_1, h_2, h_3, h_4)
- Ειδική εντροπία για τα σημεία 1 έως 3 (s_1, s_2, s_3)
- Θερμοκρασία για τα σημεία 2 έως 4 (T_2, T_3, T_4)
- Ποιότητα μείγματος υγρού - ατμού στο σημείο 4 (Q_4)
- Τη θερμότητα που απορρίπτει ο συμπυκνωτής στο χώρο (Q_{cond})
- Το έργο που παράγει ο συμπιεστής (W_c)
- Τον συντελεστή απόδοσης του συστήματος (COP)

3.5. Συνθήκες λειτουργίας – Μετεωρολογικά δεδομένα

Για την λειτουργία του συστήματος αντλίας θερμότητας – φ/β πάνελ πάρθηκαν τα δεδομένα θερμοκρασίας και ηλιακής ακτινοβολίας της ημέρας 1/1/2016 από την περιοχή του Πολυτεχνείου Κρήτης, μια από τις δυσμενέστερες ημέρες όσον αφορά την χαμηλή θερμοκρασία (μέση θερμοκρασία 6 °C). Η ταχύτητα του ανέμου θεωρήθηκε ίση με το μηδέν, δηλαδή δεν συμπεριλήφθηκε στους υπολογισμούς για την απώλεια θερμότητας. Από τα δεδομένα ολόκληρης της μέρας πάρθηκαν εκείνα για τα οποία την αντίστοιχη ώρα υπήρχε ηλιακή ακτινοβολία, ώστε να υπολογιστεί η θερμότητα που απορροφά το ψυκτικό. Τα συγκεκριμένα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν παρουσιάζονται στο παράρτημα.

Πίνακας 3: Δεδομένα θερμοκρασίας και ηλιακής ακτινοβολίας

Ωρα	Θερμοκρασία (°C)	Ηλιακή ακτινοβολία (W/m ²)	Ωρα	Θερμοκρασία (°C)	Ηλιακή ακτινοβολία (W/m ²)
8:10	5,5	2	11:50	7,7	152
8:20	5,6	15	12:00	7,9	192
8:30	5,8	36	12:10	9,1	278
8:40	6,2	47	12:20	8,3	184
8:50	6,2	33	12:30	8,7	232
9:00	6,4	80	12:40	8,8	221
9:10	6,7	102	12:50	8,4	160
9:20	6,8	89	13:00	7,9	129
9:30	6,8	87	13:10	7,8	125
9:40	7,1	102	13:20	7,9	145
9:50	7,2	105	13:30	8	133
10:00	7,2	106	13:40	7,8	121
10:10	7,1	82	13:50	8,4	213
10:20	6,9	57	14:00	8,2	167
10:30	6,9	74	14:10	8,1	141
10:40	6,9	74	14:20	7,9	142
10:50	6,9	64	14:30	7,9	151
11:00	6,9	78	14:40	9	228
11:10	7,4	134	14:50	8,1	116
11:20	7,3	89	15:00	8	119
11:30	7,2	90	15:10	8,1	112
11:40	7,5	138	15:20	8	101
			15:30	8	111
			15:40	8,2	137
			15:50	8	98
			16:00	7,8	69
			16:10	7,6	55
			16:20	7,4	40
			16:30	7,2	35
			16:40	7,1	27
			16:50	6,9	17
			17:00	6,7	12
			17:10	6,5	10
			17:20	6,2	4

Κεφάλαιο 4. Μεθοδολογία μελέτης

4.1 Απώλειες εσωτερικού χώρου από το κέλυφος

Ο εσωτερικός χώρος έχει μήκος ίσο με 4 μέτρα, όπως και το πλάτος του είναι επίσης 4 μέτρα. Το ύψος του θεωρήθηκε στα 3 μέτρα. Η τοιχοποιία του χώρου αποτελείται τυπικά από τούβλο και μόνωση από υαλοβάμβακα σε πλάκα. Η οροφή αποτελείται από ελαφρώς οπλισμένο σκυρόδεμα μέσης πυκνότητας με τοποθετημένο ασφαλτόπανο για στεγάνωση της ταράτσας. Τα δομικά χαρακτηριστικά του χώρου για τους τοίχους και την οροφή δίνονται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 4: Δομικά στοιχεία και συντελεστές θερμικής αγωγιμότητας υλικών εσωτερικού χώρου (Τ.Ο.Τ.Ε.Ε 20701-2/2010)

Τοίχος		
	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας (k) [W/m·K]	Πάχος υλικού (dx) [m]
Τούβλο	0,68	0,2
Υαλοβάμβακας (πλάκα)	0,035	0,15
Οροφή		
Ελαφρώς οπλισμένο σκυρόδεμα	1,35	0,2
Ασφαλτόπανο	0,23	0,1

Οι απώλειες που προκύπτουν λόγω διαφοράς θερμοκρασίας του εσωτερικού χώρου και του περιβάλλοντος υπολογίζονται παρακάτω. Αρχικά πάρθηκαν τα μετεωρολογικά και θερμοκρασιακά δεδομένα για μια αντιπροσωπευτική ημέρα του χειμώνα (1/1/2016). Η επιθυμητή θερμοκρασία άνεσης που θα διατηρηθεί στον χώρο είναι 18 βαθμοί Κελσίου (°C). Οι διαστάσεις του χώρου είναι 4·4·3 m (μήκος – πλάτος - ύψος). Οι απώλειες λόγω διαφορά θερμοκρασίας από τους τοίχους και την οροφή του χώρου δίνονται από τη σχέση:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{dx} [W]$$

Όπου k η θερμική αγωγιμότητα σε W/m·K, A το εμβαδόν της επιφάνειας μέσω της οποίας μεταφέρεται θερμότητα (m²), ΔT η διαφορά θερμοκρασίας (°C ή K) και dx το πάχος του υλικού κάθετα στην επιφάνειά του (m).

Στην παραπάνω εξίσωση ο λόγος $\frac{k}{dx}$ ισούται με τον συντελεστή θερμοπερατότητας U σε W/m²·K (U-value). Άρα η παραπάνω σχέση γίνεται:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T [W]$$

Ο συντελεστής θερμοπερατότητας U για την περίπτωση του τοίχου, που αποτελείται από τούβλο και υαλοβάμβακα υπολογίζεται ως

$$U_{\text{τοίχου}} = \frac{1}{R_{\text{τοίχου}}} (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$$

Ο συντελεστής θερμικής αντίστασης του τοίχου ($R_{\text{τοίχου}}$) υπολογίζεται από τη σχέση:

$$R_{\text{τοίχου}} = \frac{dx_{\text{τούβλου}}}{k_{\text{τούβλου}}} + \frac{dx_{\text{υαλοβάμβακα}}}{k_{\text{υαλοβάμβακα}}} \text{ (m}^2 \cdot \text{K/W)}$$

όπου dx το πάχος του υλικού (m) και k ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας ($\text{W/m} \cdot \text{K}$).

Αντίστοιχα, για την οροφή από ελαφρώς οπλισμένο σκυρόδεμα με ασφαλτόπανο, θα ισχύει:

$$U_{\text{οροφής}} = \frac{1}{R_{\text{οροφής}}}$$

$$R_{\text{οροφής}} = \frac{dx_{\text{σκυροδέματος}}}{k_{\text{σκυροδέματος}}} + \frac{dx_{\text{ασφαλτόπανου}}}{k_{\text{ασφαλτόπανου}}}$$

Η συνολική απώλεια θερμότητας του χώρου, από τους τοίχους και την οροφή, θα είναι:

$$\dot{Q}_{\text{δωματίου}} = \dot{Q}_{\text{τοίχων}} + \dot{Q}_{\text{οροφής}} \text{ (W)}$$

4.2 Απορροφημένη θερμότητα από το φωτοβολταϊκό – ατμοποιητή (evaporator)

Οι παραδοχές για το θερμικό μοντέλο που θα χρησιμοποιηθεί παρακάτω είναι οι παρακάτω:

1. Η θερμοχωρητικότητα του φωτοβολταϊκού κελιού, του υλικού tedlar και της μόνωσης θεωρούνται αμελητέες.
2. Η μετάδοση θερμότητας με αγωγή έχει θεωρηθεί σε μία διάσταση (1D).
3. Η μεταδοτικότητα (transmissivity) του υλικού EVA είναι σχεδόν 100%.
4. Η ροή του ψυκτικού μεταξύ του υλικού tedlar και της μόνωσης είναι ομοιόμορφη για εξαναγκασμένη συμμεταφορά.
5. Ο ατμοποιητής και ο συμπυκνωτής του ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμού λειτουργούν σε σταθερή πίεση, άρα είναι ισοβαρείς.

Με τις παραπάνω παραδοχές το σύστημα φωτοβολταϊκού (ατμοποιητή)- αντλία θερμότητας θεωρείται ότι βρίσκεται σε σχεδόν μόνιμη κατάσταση (quasi-steady state).

Παρακάτω υπολογίζεται η θερμότητα που απορροφά το ψυκτικό από το πίσω μέρος του φωτοβολταϊκού πάνελ.

Ο ρυθμός μεταφοράς της χρήσιμης θερμότητας (Arvind Tiwari, 2006) που απορροφά το ρευστό το οποίο ψύχει το φωτοβολταϊκό δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{Q}_u = F_R \cdot [h_{p1} \cdot h_{p2} \cdot (\alpha\tau)_{eff} \cdot I(t) - U_L \cdot (T_w - T_a)] \text{ (W/m}^2\text{)}$$

Αν η παραπάνω εξίσωση πολλαπλασιαστεί με την επιφάνεια του φωτοβολταϊκού, υπολογίζεται η θερμότητα που μπορεί να απορροφήσει το ψυκτικό σε Watt (W).

$$\dot{Q}_u = A_C \cdot F_R \cdot [h_{p1} \cdot h_{p2} \cdot (\alpha\tau)_{eff} \cdot I(t) - U_L \cdot (T_w - T_a)] \text{ (W)}$$

Όπου A_C (m^2) η επιφάνεια του φωτοβολταϊκού πάνελ, F_R ο συντελεστής του ρυθμού ροής, h_{p1} ο συντελεστής διόρθωσης λόγω του φωτοβολταϊκού κελιού-γυαλιού-EVA και h_{p2} συντελεστής διόρθωσης λόγω διεπαφής του tedlar με το ρευστό, $(\alpha\tau)_{eff}$ το προϊόν της αποτελεσματικής απορροφητικότητας και μεταδοτικότητας (absorptivity και transmittivity), $I(t)$ η ισχύς της ηλιακής ακτινοβολίας, U_L ο συνολικός συντελεστής απώλειας θερμότητας από το φωτοβολταϊκό-ατμοποιητή στο περιβάλλον, T_w η θερμοκρασία του ρευστού στην είσοδο του ατμοποιητή και T_a η θερμοκρασία περιβάλλοντος

Αρχικά υπολογίζεται ο όρος $(\alpha\tau)_{eff}$ από την σχέση:

$$(\alpha\tau)_{eff} = \tau_G \cdot [a_C \cdot \beta_C + \alpha_T \cdot (1 - \beta_C) - \eta_C \cdot \beta_C]$$

Ο συντελεστής απώλειας θερμότητας U_L δίνεται από τη σχέση:

$$U_L = U_{tw} + U_b \text{ (W/m}^2\text{·K)}$$

όπου U_{tw} ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από το γυαλί στο ρευστό μέσω του φ/β κελιού και του tedlar, U_b ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από το ρευστό στο περιβάλλον. Οι σχέσεις που διέπουν τους δύο όρους είναι:

$$U_{tw} = \frac{h_T \cdot U_{tT}}{h_T + U_{tT}} \text{ (W/m}^2\text{·K)}$$

$$U_b = \left[\frac{L_i}{K_i} + \frac{1}{h_i} \right]^{-1} \text{ (W/m}^2\text{·K)}$$

Ο συντελεστής απόδοσης (F) των πτερυγίων πάνω από τις σωληνώσεις δίνεται από τη σχέση:

$$F = \frac{\tanh\left(m \cdot \frac{W-D}{2}\right)}{m \cdot \frac{W-D}{2}}$$

$$\text{όπου } m = \sqrt{\frac{U_L}{K \cdot \delta}} \quad (\text{για } K = 204 \text{ W/m}\cdot\text{K})$$

Ο παράγοντας απόδοσης (F') ενός επίπεδου ηλιακού συλλέκτη, όπως έχει προταθεί από τους Duffie και Beckman (2013), δίνεται από τη σχέση:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \cdot \left[\frac{1}{U_L \cdot [Do + (W - Do) \cdot F]} + \frac{1}{\pi \cdot Di \cdot h_T} \right]}$$

όπου $Do(m)$ η εξωτερική διάμετρος του σωλήνα, $Di(m)$ η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα και $h_T \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$ ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας από το τοίχωμα του σωλήνα στο ρευστό.

Παραδοχή: Το πάχος του τετραγωνικού σωλήνα θεωρείται αμελητέο, οπότε η εξωτερική και η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα στην παραπάνω εξίσωση είναι ίσες, άρα ισχύει $Do = Di = D$.

Έπειτα, υπολογίζεται ο συντελεστής απομάκρυνσης θερμότητας F_R ο οποίος δίνεται από τη σχέση:

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_F}{A_c \cdot U_L} \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{A_c \cdot U_L \cdot F'}{\dot{m} \cdot C_F}\right) \right]$$

όπου $C_F \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right)$ η ειδική θερμοχωρητικότητα του ψυκτικού R134A

Σημείωση: Ο συντελεστής F_R είναι άμεσα εξαρτώμενος από την συνολική επιφάνεια A_c των φωτοβολταϊκών πάνελ και τον ρυθμό ροής \dot{m} του ψυκτικού.

Επίσης υπολογίζεται η χρήσιμη θερμότητα \dot{Q}_u , την οποία απορροφά το ρευστό, χρησιμοποιώντας τα μετεωρολογικά δεδομένα για την πυκνότητα ισχύος της ηλιακής ακτινοβολίας ($I(t)$) και την θερμοκρασία περιβάλλοντος (T_a).

Σημείωση: Η θερμοκρασία εισόδου στο φωτοβολταϊκό πάνελ διατηρείται σταθερή στους -15°C , η οποία είναι η θερμοκρασία εξόδου από την βαλβίδα εκτόνωσης.

Τέλος υπολογίζονται η θερμοκρασία της πίσω επιφάνειας του φωτοβολταϊκού πάνελ (T_{bs}) και η θερμοκρασία του φωτοβολταϊκού κελιού (T_c) από τις παρακάτω εξισώσεις:

$$T_{bs} = \frac{h_{p1} \cdot (\alpha \tau)_{eff} \cdot I(t) + U_{tT} \cdot T_a + h_T \cdot T_w}{U_{tT} + h_T} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (1)$$

$$T_c = \frac{\tau_G \cdot [a_c \cdot \beta_c + \alpha_T \cdot (1 - \beta_c)] \cdot I(t) - \eta_c \cdot I(t) \cdot \beta_c + U_t \cdot T_a + U_T \cdot T_{bs}}{U_t + U_T} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (2)$$

4.3 Υπολογισμός ροής μάζας ψυκτικού

Με τον υπολογισμό της χρήσιμης θερμότητας Q_u που απορροφά το ψυκτικό από την πίσω πλευρά του φ/β πάνελ, υπολογίζεται η ροή μάζας του ψυκτικού από το σύστημα σωληνώσεων ώστε να εξασφαλίζεται η αλλαγή φάσης από μείγμα υγρού-ατμού σε κορεσμένο ατμό. Η χρήσιμη θερμότητα δίνεται από τη σχέση:

$$Q_u = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \text{ (kW)} \quad (3)$$

Λύνοντας ως προς τη ροή μάζας \dot{m} έχουμε:

$$\dot{m} = \frac{Q_u}{(h_1 - h_4)} \text{ (kg/s)} \quad (4)$$

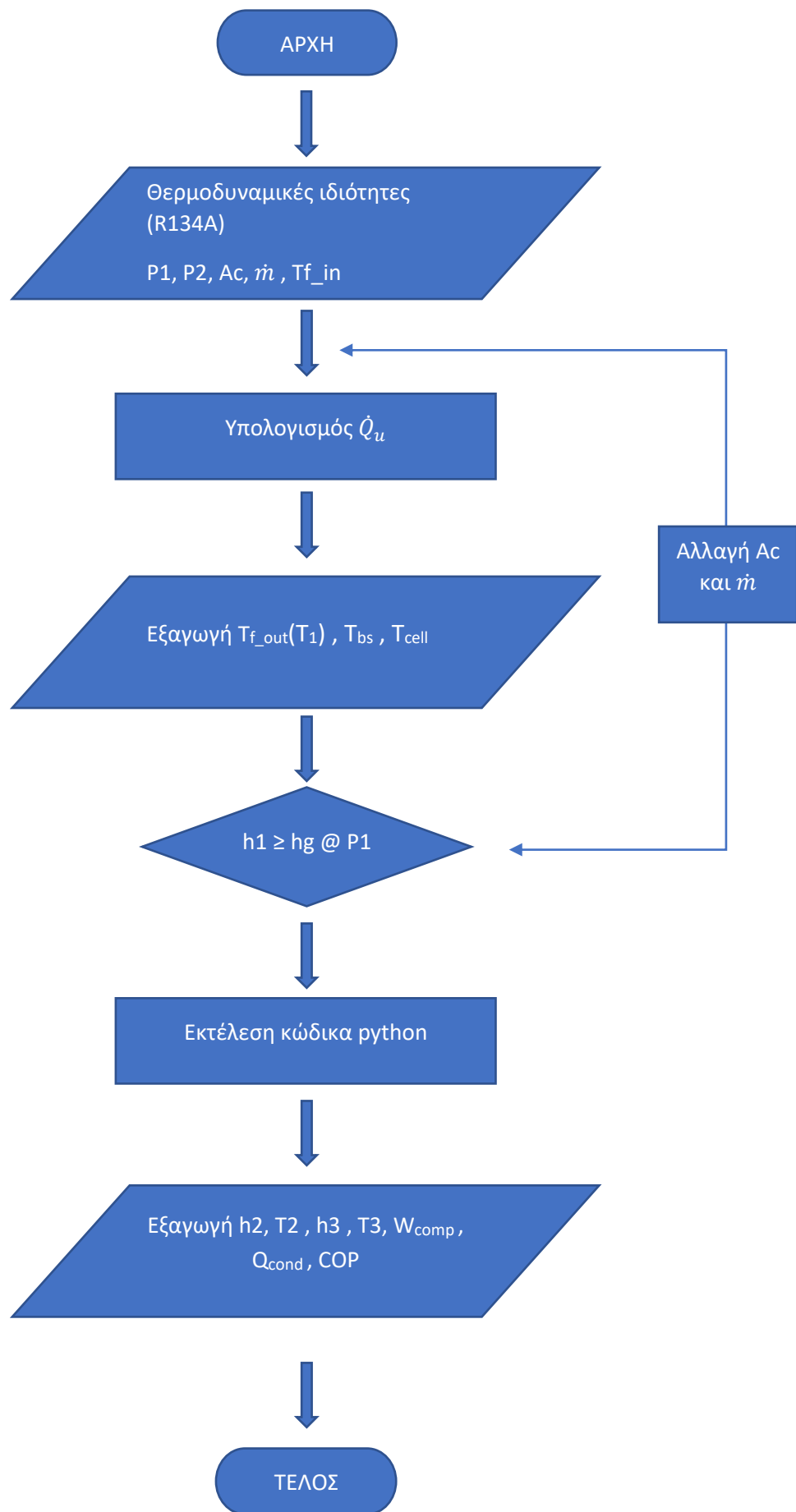
όπου h_1, h_4 σε kJ/kg

4.4 Χρήση python για υπολογισμό θερμοδυναμικών τιμών, παραγόμενου έργου και απόδοσης μετατροπής ηλεκτρικής ενέργειας

Εφόσον έχει υπολογιστεί η ροή μάζας \dot{m} του ψυκτικού που διέρχεται από το φωτοβολταϊκό πάνελ-ατμοποιητή όπου αλλάζει φάση από υγρό σε κορεσμένο ατμό, εισέρχεται στον συμπιεστή όπου θα αυξηθεί η θερμοκρασία και η πίεσή του. Χρησιμοποιώντας τον κώδικα python που δημιουργήθηκε θα προκύψει η ειδική ενθαλπία του ψυκτικού πριν (h_1) και μετά (h_2) τον συμπιεστή, το έργο του συμπιεστή (W_c), η ειδική ενθαλπία μετά τον συμπυκνωτή (h_3), το ποσό της θερμότητας που απορρίφθηκε στον χώρο (Q_{cond}) όπως και η απόδοση της αντλίας θερμότητας (COP).

4.4.1 Διάγραμμα ροής μελέτης

Παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής για την διαδικασία υπολογισμού της χρήσιμης θερμότητας \dot{Q}_u και την εξαγωγή της θερμότητας που παρήγαγε ο συμπυκνωτής όπως και η απόδοση της αντλίας θερμότητας (COP).



4.4.2 Θερμοκρασία και απόδοση φ/β πάνελ χωρίς την αντλία θερμότητας

Για να υπολογιστεί η παραγόμενη ενέργεια των φ/β πάνελ χωρίς την αντλία θερμότητας, αρχικά υπολογίστηκε η θερμοκρασία του φ/β πάνελ από την σχέση της θερμοκρασίας ονομαστικών συνθηκών λειτουργίας (Nominal operating conditions temperature – NOCT):

$$T_{PV,cells} = T_{amb} + \frac{G_{POA}}{G_{NOCT}} \cdot (T_{NOCT} - T_{amb,NOCT}) \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

Όπου T_{amb} είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος ($^{\circ}\text{C}$), G_{POA} (plane of array-POA) είναι η συνολική πυκνότητα ηλιακής ισχύος για το επίπεδο συστοιχίας του φ/β πάνελ (W/m^2), G_{NOCT} η πυκνότητα ηλιακής ισχύος στις συνθήκες NOCT ($G_{NOCT} = 800 \text{ W}/\text{m}^2$), T_{NOCT} η θερμοκρασία στις ονομαστικές συνθήκες NOCT και $T_{amb,NOCT}$ η θερμοκρασία περιβάλλοντος σε συνθήκες NOCT ($T_{amb,NOCT} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

Η θερμοκρασία T_{NOCT} δίνεται από τον κατασκευαστή του φ/β πάνελ και για τους υπολογισμούς θεωρήθηκε ίση με $45 \text{ }^{\circ}\text{C}$, η οποία είναι μια τυπική τιμή των πάνελ.

Οι υπολογισμοί της θερμοκρασίας του φ/β κελιού παρουσιάζονται στο τέλος στο παράρτημα Α.

Με την θερμοκρασία του φ/β κελιού υπολογίστηκε η αύξηση της απόδοσης του φ/β από τις συνθήκες STC όπου το φωτοβολταϊκό έχει απόδοση (n_{PV}) ίση με 0,15 για θερμοκρασία του πάνελ ίση με $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Το φ/β πάνελ για κάθε βαθμό πάνω από τους $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ μειώνεται η απόδοσή του κατά 0,3 ($\%/^{\circ}\text{C}$), όπως και αυξάνεται για μείωση της θερμοκρασίας κάτω από την θερμοκρασία αυτή. Έτσι η αύξηση της απόδοσης μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση:

$$n'_{PV} = (25 \text{ }^{\circ}\text{C} - T_{PV,cells}) \cdot 0,3$$

Η τελική απόδοση του φ/β πάνελ λόγω μείωση της θερμοκρασίας θα είναι:

$$n_{PV,new} = n_{PV} + n'_{PV}$$

4.4.3 Παραγωγή ενέργειας από το φωτοβολταϊκό πάνελ

Η ενέργεια που παράγεται από το φ/β πάνελ δίνεται από τη σχέση:

$$P_{PV} = n_{PV} \cdot n_p \cdot n_T \cdot P_{sun} \cdot A \text{ (W)}$$

Όπου n_{PV} ο συντελεστής απόδοσης μετατροπής της ηλιακής ενέργειας σε ηλεκτρική από το φ/β, n_p και n_T συντελεστές του φ/β πάνελ, P_{sun} η πυκνότητα ηλιακής ισχύος (W/m^2) και A το εμβαδόν των φ/β πάνελ (m^2).

Κεφάλαιο 5: Υπολογισμοί – Αποτελέσματα

5.1 Υπολογισμός απωλειών θερμότητας

Η επιφάνεια για τον τοίχο και την οροφή παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 5: Εμβαδόν τοίχων και οροφής εσωτερικού χώρου

	Τοίχος	Οροφή
A (m ²)	3·4 = 12 m ²	4·4 = 16 m ²

Η συνολική επιφάνεια των τοίχων είναι: $A_{\text{τοιχ.}} = 12 \cdot 4 = 48 \text{ m}^2$

Οι συντελεστές θερμοπερατότητας για τους τοίχους και την οροφή υπολογίζονται ως εξής:

$$R_{\text{τοιχου}} = \frac{dx_{\text{τούβλου}}}{k_{\text{τούβλου}}} + \frac{dx_{\text{υαλοβάμβακα}}}{k_{\text{υαλοβάμβακα}}} = \frac{0,2 \text{ m}}{0,68 \frac{W}{m \cdot K}} + \frac{0,15 \text{ m}}{0,035 \frac{W}{m \cdot K}} = 4,58 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

$$U_{\text{τοιχου}} = \frac{1}{R_{\text{τοιχου}}} = \frac{1}{4,58 \frac{m^2 \cdot K}{W}} = 0,22 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$R_{\text{οροφής}} = \frac{dx_{\text{σκυροδέματος}}}{k_{\text{σκυροδέματος}}} + \frac{dx_{\text{ασφαλτόπανου}}}{k_{\text{ασφαλτόπανου}}} = \frac{0,2 \text{ m}}{2 \frac{W}{m \cdot K}} + \frac{0,1 \text{ m}}{0,23 \frac{W}{m \cdot K}} = 0,58 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

$$U_{\text{οροφής}} = \frac{1}{R_{\text{οροφής}}} = \frac{1}{0,58 \frac{m^2 \cdot K}{W}} = 1,71 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Για την πρώτη τιμή της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος (5,5 °C), οι απώλειες θερμότητας από τους τοίχους και την οροφή υπολογίζονται ως εξής:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{δωματίου}} &= \dot{Q}_{\text{τοιχων}} + \dot{Q}_{\text{οροφής}} = U_{\text{τοιχου}} \cdot A_{\text{τοιχου}} \cdot \Delta T + U_{\text{οροφής}} \cdot A_{\text{οροφής}} \cdot \Delta T \\ \dot{Q}_{\text{δωματίου}} &= 0,22 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 48 \text{ m}^2 \cdot (18 - 5,5)^{\circ}\text{C} + 1,71 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 16 \text{ m}^2 \cdot (18 - 5,5)^{\circ}\text{C} \\ \dot{Q}_{\text{δωματίου}} &= 131 \text{ W} + 343 \text{ W} = 474 \text{ W}\end{aligned}$$

Ομοίως υπολογίζονται οι απώλειες του δωματίου για όλες τις ώρες που έχουμε δεδομένα ηλιακής ακτινοβολίας.

Σημείωση: Στους υπολογισμούς δεν λήφθηκε υπόψιν η θέρμανση του εσωτερικού χώρου από τον ήλιο.

Οι απώλειες του εσωτερικού χώρου παρουσιάζονται παρακάτω. Η τελευταία στήλη του πίνακα αναφέρεται στις απώλειες ανά ώρα.

Πίνακας 6: Απώλειες εσωτερικού χώρου από το κέλυφος

Ώρα	Ηλιακή ακτινοβολία (W/m ²)	$\dot{Q}_{\text{τοιχων}}$ (W)	$\dot{Q}_{\text{οροφής}}$ (W)	$\dot{Q}_{\text{δωματίου}}$ (W)	$\dot{Q}_{\text{δωματίου}}$ (Wh)
8:10	2	131,0	343,1	474,1	79,0
8:20	15	130,0	340,3	470,3	78,4
8:30	36	127,9	334,9	462,7	77,1
8:40	47	123,7	323,9	447,6	74,6
8:50	33	123,7	323,9	447,6	74,6
9:00	80	121,6	318,4	440,0	73,3
9:10	102	118,4	310,2	428,6	71,4
9:20	89	117,4	307,4	424,8	70,8
9:30	87	117,4	307,4	424,8	70,8
9:40	102	114,2	299,2	413,4	68,9
9:50	105	113,2	296,4	409,6	68,3
10:00	106	113,2	296,4	409,6	68,3
10:10	82	114,2	299,2	413,4	68,9
10:20	57	116,3	304,7	421,0	70,2
10:30	74	116,3	304,7	421,0	70,2
10:40	74	116,3	304,7	421,0	70,2
10:50	64	116,3	304,7	421,0	70,2
11:00	78	116,3	304,7	421,0	70,2
11:10	134	111,1	290,9	402,0	67,0
11:20	89	112,1	293,7	405,8	67,6
11:30	90	113,2	296,4	409,6	68,3
11:40	138	110,0	288,2	398,2	66,4
11:50	152	108,0	282,7	390,7	65,1
12:00	192	105,9	277,2	383,1	63,8
12:10	278	93,3	244,3	337,6	56,3
12:20	184	101,7	266,2	367,9	61,3
12:30	232	97,5	255,3	352,7	58,8
12:40	221	96,4	252,5	348,9	58,2
12:50	160	100,6	263,5	364,1	60,7
13:00	129	105,9	277,2	383,1	63,8
13:10	125	106,9	280,0	386,9	64,5
13:20	145	105,9	277,2	383,1	63,8
13:30	133	104,8	274,5	379,3	63,2
13:40	121	106,9	280,0	386,9	64,5
13:50	213	100,6	263,5	364,1	60,7
14:00	167	102,7	269,0	371,7	61,9
14:10	141	103,8	271,7	375,5	62,6
14:20	142	105,9	277,2	383,1	63,8
14:30	151	105,9	277,2	383,1	63,8
14:40	228	94,3	247,0	341,4	56,9
14:50	116	103,8	271,7	375,5	62,6
15:00	119	104,8	274,5	379,3	63,2
15:10	112	103,8	271,7	375,5	62,6
15:20	101	104,8	274,5	379,3	63,2
15:30	111	104,8	274,5	379,3	63,2
15:40	137	102,7	269,0	371,7	61,9
15:50	98	104,8	274,5	379,3	63,2

16:00	69	106,9	280,0	386,9	64,5
16:10	55	109,0	285,5	394,5	65,7
16:20	40	111,1	290,9	402,0	67,0
16:30	35	113,2	296,4	409,6	68,3
16:40	27	114,2	299,2	413,4	68,9
16:50	17	116,3	304,7	421,0	70,2
17:00	12	118,4	310,2	428,6	71,4
17:10	10	120,5	315,6	436,2	72,7
17:20	4	123,7	323,9	447,6	74,6

Οι συνολικές απώλειες που προκύπτουν για τις ώρες που λειτουργεί η αντλία θερμότητας, δηλαδή από τις 8:10 έως τις 17:20 που είναι 9 ώρες, οι αντίστοιχες απώλειες ισούνται με 3741,6 Wh ή 3,7 kWh.

5.2 Αποτελέσματα απορροφούμενης θερμότητας και λειτουργίας αντλίας θερμότητας

Τα δεδομένα των χαρακτηριστικών του φωτοβολταϊκού πάνελ – ατμοποιητή που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό της απορροφούμενης θερμότητας από το ψυκτικό είναι τα παρακάτω:

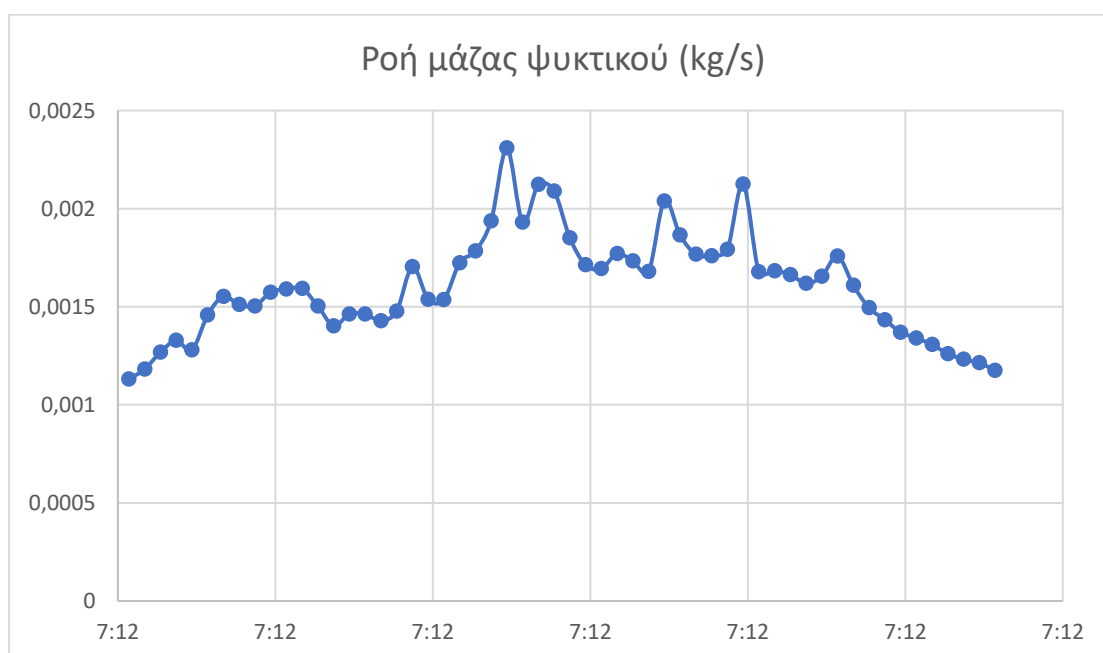
Πίνακας 7: Δεδομένα μοντέλου κύκλου συμπίεσης ατμού

Δεδομένα	τιμή	μονάδα
A_c	4	m^2
b	0.467	-
C_w	4190	J/kg K
C_F	900	J/kg K
h_i	5,8	W/m ² K
h_0	5.7 + 3.8	V
h_{P1}	0,8772	-
h_{P2}	0,9841	-
h_T	500	W/m ² K
K_C	0.039	W/m K
K_G	1	W/m K
K_i	0,035	W/m K
K_T	0,033	W/m K
L	1.105	m
L_C	0.0003	m
L_G	0.003	m
L_i	0,05	m
L_T	0.0005	m
M_w	45	kg
U_b	0.62	W/m ² K
U_t	9,24	W/m ² K
U_T	66	W/m ² K
U_{tT}	8,1028	W/m ² K
$(UA)_T$	0.44	W/m ² K
K	204	W/m K
δ	0,0006	m
W	0,04	m
D	0,006	m
V	1	m/s
τ_G	0,95	-
a_c	0,85	-
a_T	0,5	-
β_c	0,9	-
n_c	0,15	-

Πίνακας 8: Αποτελέσματα υπολογισμού απορροφούμενης θερμότητας από το φ/β
πάνελ

Ωρα (min)	Θερμοκρασία περ/ντος (°C)	Ηλιακή ακτινοβολία (W)	Χρήσιμη θερμότητα Q _u (W)	Χρήσιμη θερμότητα Q _u (Wh)	Θερμοκρασία πίσω πλευράς πάνελ (T _{bs}) (°C)	Θερμοκρασία φ/β κελιού (T _{cell}) (°C)
8:10	5,5	2	180,87	30,1	-14,7	-12,2
8:20	5,6	15	189,14	31,5	-14,7	-12,0
8:30	5,8	36	202,84	33,8	-14,6	-11,8
8:40	6,2	47	212,60	35,4	-14,6	-11,7
8:50	6,2	33	204,64	34,1	-14,6	-11,8
9:00	6,4	80	233,12	38,9	-14,6	-11,3
9:10	6,7	102	248,26	41,4	-14,5	-11,1
9:20	6,8	89	241,74	40,3	-14,6	-11,2
9:30	6,8	87	240,61	40,1	-14,6	-11,2
9:40	7,1	102	251,77	42,0	-14,5	-11,0
9:50	7,2	105	254,35	42,4	-14,5	-11,0
10:00	7,2	106	254,92	42,5	-14,5	-11,0
10:10	7,1	82	240,39	40,1	-14,6	-11,2
10:20	6,9	57	224,42	37,4	-14,6	-11,5
10:30	6,9	74	234,09	39,0	-14,6	-11,3
10:40	6,9	74	234,09	39,0	-14,6	-11,3
10:50	6,9	64	228,40	38,1	-14,6	-11,4
11:00	6,9	78	236,37	39,4	-14,6	-11,3
11:10	7,4	134	272,59	45,4	-14,5	-10,7
11:20	7,3	89	246,13	41,0	-14,5	-11,1
11:30	7,2	90	245,82	41,0	-14,5	-11,1
11:40	7,5	138	275,75	46,0	-14,5	-10,6
11:50	7,7	152	285,46	47,6	-14,5	-10,5
12:00	7,9	192	309,96	51,7	-14,4	-10,0
12:10	9,1	278	369,38	61,6	-14,3	-9,1
12:20	8,3	184	308,92	51,5	-14,4	-10,1
12:30	8,7	232	339,72	56,6	-14,4	-9,6
12:40	8,8	221	334,34	55,7	-14,4	-9,7
12:50	8,4	160	296,15	49,4	-14,4	-10,3
13:00	7,9	129	274,13	45,7	-14,5	-10,6
13:10	7,8	125	270,98	45,2	-14,5	-10,7
13:20	7,9	145	283,23	47,2	-14,5	-10,5
13:30	8	133	277,29	46,2	-14,5	-10,6
13:40	7,8	121	268,71	44,8	-14,5	-10,7
13:50	8,4	213	326,28	54,4	-14,4	-9,8
14:00	8,2	167	298,37	49,7	-14,4	-10,2
14:10	8,1	141	282,71	47,1	-14,5	-10,5
14:20	7,9	142	281,53	46,9	-14,5	-10,5
14:30	7,9	151	286,64	47,8	-14,5	-10,4
14:40	9	228	340,08	56,7	-14,4	-9,6
14:50	8,1	116	268,50	44,7	-14,5	-10,7

15:00	8	119	269,32	44,9	-14,5	-10,7
15:10	8,1	112	266,22	44,4	-14,5	-10,8
15:20	8	101	259,09	43,2	-14,5	-10,9
15:30	8	111	264,78	44,1	-14,5	-10,8
15:40	8,2	137	281,31	46,9	-14,5	-10,5
15:50	8	98	257,38	42,9	-14,5	-10,9
16:00	7,8	69	239,14	39,9	-14,6	-11,2
16:10	7,6	55	229,42	38,2	-14,6	-11,4
16:20	7,4	40	219,14	36,5	-14,6	-11,6
16:30	7,2	35	214,54	35,8	-14,6	-11,6
16:40	7,1	27	209,12	34,9	-14,6	-11,7
16:50	6,9	17	201,68	33,6	-14,6	-11,8
17:00	6,7	12	197,08	32,8	-14,6	-11,9
17:10	6,5	10	194,19	32,4	-14,6	-12,0
17:20	6,2	4	188,15	31,4	-14,7	-12,1



Γράφημα 7: Ροή μάζας ψυκτικού κατά τη λειτουργία της αντλίας

Η γραμμή με την κόκκινη γραμματοσειρά (12:10) στον πίνακα αναφέρεται στην μέγιστη πυκνότητα ηλιακής ισχύος για την συγκεκριμένη μέρα όπως και την μέγιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Επίσης στον παραπάνω πίνακα έχουν υπολογιστεί η θερμοκρασία της πίσω πλευράς του φωτοβολταϊκού πάνελ (T_{bs}) όπως και η θερμοκρασία του φωτοβολταϊκού κελιού (T_{cell}).

Παρακάτω παρουσιάζονται οι απώλειες που παρουσίασε ο εσωτερικός χώρος κατά τη λειτουργία της αντλίας θερμότητας, όπως και η θερμότητα που απέρριψε η αντλία στον χώρο

Πίνακας 9: Απώλειες θερμότητας χώρου σε σχέση με την παραγόμενη θερμότητα και η διαφορά τους

Ώρα (min)	$\dot{Q}_{\delta\omega\mu\alpha\tau\iota\upsilon\upsilon}$ [W] (απώλειες χώρου)	$\dot{Q}_{\delta\omega\mu\alpha\tau\iota\upsilon\upsilon}$ [Wh] (απώλειες χώρου)	\dot{Q}_{cond} (W) (συμπυκνωτής)	\dot{Q}_{cond} (Wh) (συμπυκνωτής)	$\dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{\delta\omega\mu\alpha\tau\iota\upsilon\upsilon}$ (Wh)
8:10	474,1	79,0	211,1	35,2	-43,8
8:20	470,3	78,4	220,7	36,8	-41,6
8:30	462,7	77,1	236,7	39,5	-37,7
8:40	447,6	74,6	248,1	41,4	-33,2
8:50	447,6	74,6	238,8	39,8	-34,8
9:00	440,0	73,3	272,1	45,3	-28,0
9:10	428,6	71,4	289,7	48,3	-23,1
9:20	424,8	70,8	282,1	47,0	-23,8
9:30	424,8	70,8	280,8	46,8	-24,0
9:40	413,4	68,9	293,8	49,0	-19,9
9:50	409,6	68,3	296,8	49,5	-18,8
10:00	409,6	68,3	297,5	49,6	-18,7
10:10	413,4	68,9	280,6	46,8	-22,1
10:20	421,0	70,2	261,9	43,7	-26,5
10:30	421,0	70,2	273,2	45,5	-24,6
10:40	421,0	70,2	273,2	45,5	-24,6
10:50	421,0	70,2	266,6	44,4	-25,7
11:00	421,0	70,2	275,9	46,0	-24,2
11:10	402,0	67,0	318,1	53,0	-14,0
11:20	405,8	67,6	287,3	47,9	-19,8
11:30	409,6	68,3	286,9	47,8	-20,5
11:40	398,2	66,4	321,8	53,6	-12,7
11:50	390,7	65,1	333,2	55,5	-9,6
12:00	383,1	63,8	361,8	60,3	-3,6
12:10	337,6	56,3	431,1	71,9	15,6
12:20	367,9	61,3	360,5	60,1	-1,2
12:30	352,7	58,8	396,5	66,1	7,3
12:40	348,9	58,2	390,2	65,0	6,9
12:50	364,1	60,7	345,6	57,6	-3,1
13:00	383,1	63,8	319,9	53,3	-10,5
13:10	386,9	64,5	316,3	52,7	-11,8
13:20	383,1	63,8	330,6	55,1	-8,8
13:30	379,3	63,2	323,6	53,9	-9,3
13:40	386,9	64,5	313,6	52,3	-12,2
13:50	364,1	60,7	380,8	63,5	2,8
14:00	371,7	61,9	348,2	58,0	-3,9
14:10	375,5	62,6	330,0	55,0	-7,6
14:20	383,1	63,8	328,6	54,8	-9,1
14:30	383,1	63,8	334,5	55,8	-8,1
14:40	341,4	56,9	396,9	66,1	9,3
14:50	375,5	62,6	313,4	52,2	-10,4
15:00	379,3	63,2	314,3	52,4	-10,8
15:10	375,5	62,6	310,7	51,8	-10,8
15:20	379,3	63,2	302,4	50,4	-12,8
15:30	379,3	63,2	309,0	51,5	-11,7
15:40	371,7	61,9	328,3	54,7	-7,2

15:50	379,3	63,2	300,4	50,1	-13,1
16:00	386,9	64,5	279,1	46,5	-18,0
16:10	394,5	65,7	267,8	44,6	-21,1
16:20	402,0	67,0	255,8	42,6	-24,4
16:30	409,6	68,3	250,4	41,7	-26,5
16:40	413,4	68,9	244,1	40,7	-28,2
16:50	421,0	70,2	235,4	39,2	-30,9
17:00	428,6	71,4	230,0	38,3	-33,1
17:10	436,2	72,7	226,6	37,8	-34,9
17:20	447,6	74,6	219,6	36,6	-38,0

Στον παραπάνω πίνακα, η τελευταία στήλη αντιπροσωπεύει τη διαφορά της θερμότητας που απορρίφθηκε από την αντλία θερμότητας με την θερμότητα που χάθηκε από το κέλυφος του χώρου. Όπως παρατηρείται, η αντλία θερμότητας δεν κάλυψε επαρκώς τις απώλειες του εσωτερικού χώρου, με εξαίρεση κάποιες ώρες της ημέρας (12:10, 12:30, 12:40, 13:50, 14:40) όπου υπήρξε πλεόνασμα στη θερμότητα που απέρριψε η αντλία θερμότητας.

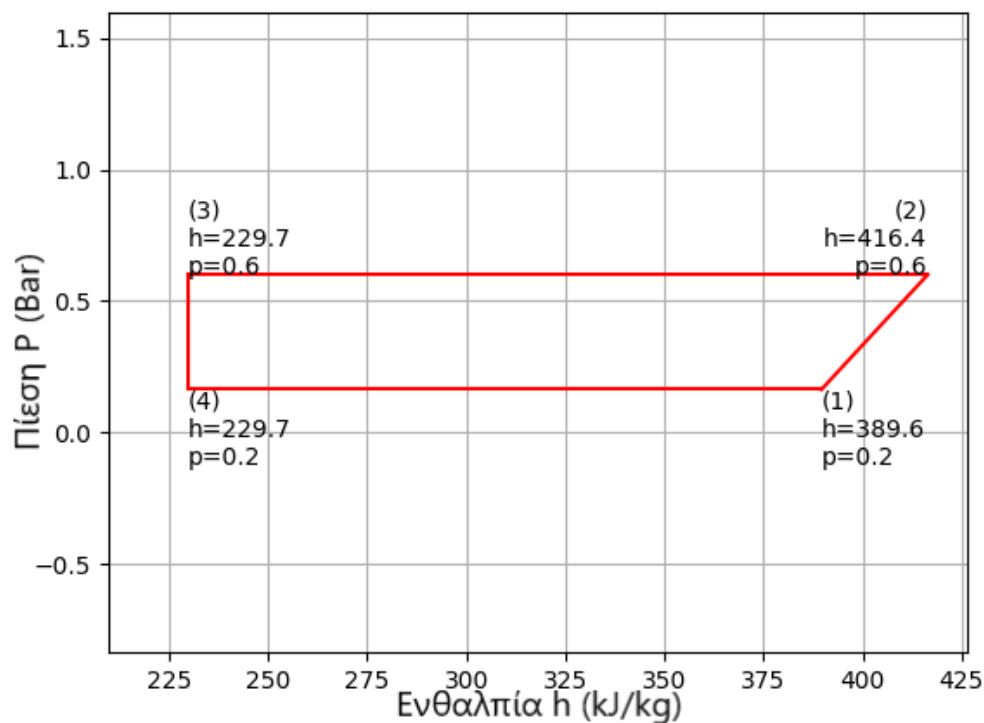
5.3 Αποτελέσματα κώδικα python

Ο κύκλος συμπίεσης ατμού για τον οποίο έγινε η προσομοίωση στην γλώσσα προγραμματισμού python, έχει πίεση ατμοποίησης (P1) ίση με 163,9 kPa και πίεση στον συμπυκνωτή (P2) ίση με 600 kPa. Η θερμοκρασία του ρευστού στην ατμοποίηση διατηρείται σταθερή στους -15 °C, και με την εκτέλεση του κώδικα Python λαμβάνουμε τις παρακάτω θερμοδυναμικές τιμές για τον κύκλο:

Πίνακας 10: Θερμοδυναμικές τιμές κύκλου συμπίεσης ατμού

Μεταβλητή	Τιμή
Ενθαλπία h1 (kJ/kg)	389,6
Θερμοκρασία T2 (°C)	27,4
Ενθαλπία h2 (kJ/kg)	416,4
Θερμοκρασία T3 (°C)	21,5
Ενθαλπία h3(kJ/kg)	229,7
Θερμοκρασία T4 (°C)	-15
Ποιότητα μείγματος στο σημείο 4	0,23
COP	6,96

Το διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του συγκεκριμένου κύκλου φαίνεται παρακάτω:



Εικόνα 26: Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας κύκλου συμπίεσης ατμού.

Παρακάτω παρουσιάζεται η ενέργεια που κατανάλωσε ο συμπιεστής για να παράξει έργο και να συμπίεσει το ψυκτικό. Επίσης υπολογίστηκε η ενέργεια που παρήγαγαν τα φωτοβολταϊκά πάνελ, ώστε να ελεγχθεί αν τα φ/β πάνελ μπορούν να καλύψουν τις ανάγκες ενέργειας της αντλίας θερμότητας. Επίσης θεωρούμε ότι η απόρριψη της θερμότητας στον εσωτερικό χώρο γίνεται από ένα fan coil με σταθερή κατανάλωση 2 Wh ή 0,33 Wh ανά 10 λεπτά στην χαμηλή ταχύτητα. Ο πίνακας διαμορφώνεται ως εξής:

Πίνακας 11: Καταναλισκόμενη ενέργεια συμπιεστή και παραγόμενη από τα φ/β πάνελ

Έργο εισόδου συμπιεστή W_{comp} (W)	Έργο εισόδου συμπιεστή W_{comp} (Wh)	Συνολική κατανάλωση αντλίας θερμ. (συμπιεστής και fan coil) (Wh)	Παραγωγή ενέργειας από φ/β (W)	Παραγωγή ενέργειας από φ/β (Wh)	Διαφορά παραγόμενης ενέργειας φ/β από συνολική αντλίας
30,29	5,05	5,38	1,81	0,30	-5,08
31,67	5,28	5,61	13,54	2,26	-3,35
33,97	5,66	5,99	32,40	5,40	-0,59
35,60	5,93	6,26	42,23	7,04	0,77

34,27	5,71	6,04	29,69	4,95	-1,09
39,04	6,51	6,84	71,59	11,93	5,10
41,57	6,93	7,26	91,02	15,17	7,91
40,48	6,75	7,08	79,52	13,25	6,18
40,29	6,72	7,05	77,75	12,96	5,91
42,16	7,03	7,36	90,96	15,16	7,80
42,59	7,10	7,43	93,59	15,60	8,17
42,69	7,11	7,44	94,47	15,74	8,30
40,26	6,71	7,04	73,29	12,21	5,18
37,58	6,26	6,59	51,10	8,52	1,92
39,20	6,53	6,86	66,21	11,04	4,17
39,20	6,53	6,86	66,21	11,04	4,17
38,25	6,37	6,70	57,33	9,55	2,85
39,58	6,60	6,93	69,76	11,63	4,70
45,65	7,61	7,94	119,02	19,84	11,90
41,22	6,87	7,20	79,45	13,24	6,04
41,16	6,86	7,19	80,35	13,39	6,20
46,17	7,70	8,03	122,50	20,42	12,39
47,80	7,97	8,30	134,67	22,45	14,15
51,90	8,65	8,98	169,30	28,22	19,24
61,86	10,31	10,64	242,31	40,39	29,75
51,73	8,62	8,95	162,29	27,05	18,10
56,89	9,48	9,81	203,40	33,90	24,09
55,99	9,33	9,66	193,96	32,33	22,67
49,59	8,27	8,60	141,47	23,58	14,98
45,91	7,65	7,98	114,55	19,09	11,11
45,38	7,56	7,89	111,06	18,51	10,62
47,43	7,90	8,23	128,53	21,42	13,19
46,43	7,74	8,07	118,03	19,67	11,60
45,00	7,50	7,83	107,56	17,93	10,10
54,64	9,11	9,44	187,23	31,20	21,77
49,96	8,33	8,66	147,60	24,60	15,94
47,34	7,89	8,22	125,00	20,83	12,61
47,14	7,86	8,19	125,91	20,99	12,80
48,00	8,00	8,33	133,76	22,29	13,96
56,95	9,49	9,82	199,88	33,31	23,49
44,96	7,49	7,82	103,12	17,19	9,36
45,10	7,52	7,85	105,77	17,63	9,78
44,58	7,43	7,76	99,61	16,60	8,84
43,39	7,23	7,56	89,95	14,99	7,43
44,34	7,39	7,72	98,75	16,46	8,74
47,11	7,85	8,18	121,49	20,25	12,07
43,10	7,18	7,51	87,31	14,55	7,04
40,04	6,67	7,00	61,69	10,28	3,28
38,42	6,40	6,73	49,26	8,21	1,48
36,70	6,12	6,45	35,90	5,98	-0,46

35,93	5,99	6,32	31,44	5,24	-1,08
35,02	5,84	6,17	24,28	4,05	-2,12
33,77	5,63	5,96	15,31	2,55	-3,41
33,00	5,50	5,83	10,81	1,80	-4,03
32,52	5,42	5,75	9,02	1,50	-4,25
31,51	5,25	5,58	0,60	2,07	-4,98

Όπως παρατηρείται η ενέργεια που παράγουν τα φ/β πάνελ υπερκαλύπτουν τις ενεργειακές ανάγκες της αντλίας θερμότητα, με εξαίρεση 4 τιμές νωρίς το πρωί και τις 7 τελευταίες τιμές το απόγευμα όπου η ηλιακή ακτινοβολία δεν είναι τόσο μεγάλη.

Για να λυθεί το πρόβλημα αυτό, μπορεί η περίσσεια ενέργεια που παράγεται κατά τη διάρκεια της ημέρας από τα φ/β πάνελ να αποθηκεύεται σε μια μπαταρία. Όταν η ενέργεια δεν είναι αρκετή τότε θα συμπληρώνεται από την μπαταρία χρησιμοποιώντας ένα inverter για να μετατρέψει το συνεχές ρεύμα σε εναλλασσόμενο για να τροφοδοτήσει την αντλία θερμότητας.

Σημειώνεται ότι η παραγωγή ενέργειας από το φ/β υπολογίστηκε με την απόδοση που παρουσίασε το φ/β πάνελ λόγω μείωσης της θερμοκρασίας από την προσαρμογή του ατμοποιητή στην πίσω πλευρά του. Παρακάτω θα παρουσιαστεί η παραγωγή ενέργειας χωρίς την αντλία θερμότητας, αλλά και η αντίστοιχη απόδοση μετατροπής της ηλιακής ενέργειας σε ηλεκτρική.

5.4 Παραγωγή ενέργειας και απόδοση φ/β χωρίς την αντλία θερμότητας

Έτσι προκύπτει ο παρακάτω πίνακας με την θερμοκρασία του φ/β πάνελ ($T_{PV,cells}$) χωρίς την αντλίας θερμότητας, την αύξηση της απόδοσης (n'_{PV}) και την τελική απόδοση του φ/β πάνελ ($n_{PV,new}$):

Πίνακας 12: Θερμοκρασία και απόδοση φ/β με και χωρίς αντλία θερμότητας

	Χωρίς αντλίας θερμότητας		Με αντλία θερμότητας		
$T_{pv,cells}$	Αύξηση απόδοσης από STC (%) (n'_{PV})	Τελική απόδοση φ/β ($n_{PV,new}$)	Αύξηση απόδοσης από STC (%) (n'_{PV})	Τελική απόδοση φ/β ($n_{PV,new}$)	Ποσοστιαία αύξηση απόδοσης (%)
5,6	5,8	20,8	11,2	26,2	26
6,1	5,7	20,7	11,1	26,1	26
6,9	5,4	20,4	11,0	26,0	28
7,7	5,2	20,2	11,0	26,0	29
7,2	5,3	20,3	11,0	26,0	28
8,9	4,8	19,8	10,9	25,9	31
9,9	4,5	19,5	10,8	25,8	32
9,6	4,6	19,6	10,9	25,9	32

9,5	4,6	19,6	10,9	25,9	32
10,3	4,4	19,4	10,8	25,8	33
10,5	4,4	19,4	10,8	25,8	33
10,5	4,4	19,4	10,8	25,8	33
9,6	4,6	19,6	10,9	25,9	32
8,7	4,9	19,9	10,9	25,9	30
9,2	4,7	19,7	10,9	25,9	31
9,2	4,7	19,7	10,9	25,9	31
8,9	4,8	19,8	10,9	25,9	31
9,3	4,7	19,7	10,9	25,9	31
11,6	4,0	19,0	10,7	25,7	35
10,1	4,5	19,5	10,8	25,8	33
10,0	4,5	19,5	10,8	25,8	32
11,8	4,0	19,0	10,7	25,7	35
12,4	3,8	18,8	10,6	25,6	37
13,8	3,3	18,3	10,5	25,5	39
17,7	2,2	17,2	10,2	25,2	47
14,0	3,3	18,3	10,5	25,5	39
15,9	2,7	17,7	10,4	25,4	43
15,6	2,8	17,8	10,4	25,4	43
13,3	3,5	18,5	10,6	25,6	38
11,9	3,9	18,9	10,7	25,7	36
11,7	4,0	19,0	10,7	25,7	35
12,4	3,8	18,8	10,6	25,6	37
12,1	3,9	18,9	10,7	25,7	36
11,5	4,0	19,0	10,7	25,7	35
15,0	3,0	18,0	10,4	25,4	41
13,4	3,5	18,5	10,6	25,6	38
12,5	3,8	18,8	10,7	25,7	37
12,3	3,8	18,8	10,7	25,7	36
12,6	3,7	18,7	10,6	25,6	37
16,0	2,7	17,7	10,4	25,4	43
11,7	4,0	19,0	10,7	25,7	35
11,7	4,0	19,0	10,7	25,7	35
11,6	4,0	19,0	10,7	25,7	35
11,1	4,2	19,2	10,8	25,8	34
11,4	4,1	19,1	10,7	25,7	35
12,4	3,8	18,8	10,7	25,7	37
11,0	4,2	19,2	10,8	25,8	34
9,9	4,5	19,5	10,9	25,9	33
9,3	4,7	19,7	10,9	25,9	31
8,6	4,9	19,9	11,0	26,0	30
8,3	5,0	20,0	11,0	26,0	30
7,9	5,1	20,1	11,0	26,0	29
7,4	5,3	20,3	11,1	26,1	29
7,1	5,4	20,4	11,1	26,1	28
6,8	5,5	20,5	11,1	26,1	28

Επίσης υπολογίστηκε η παραγωγή ενέργειας του φ/β πάνελ με την νέα απόδοση λόγω χαμηλότερης θερμοκρασίας χωρίς την αντλίας θερμότητας και συγκρίνεται στον πίνακα με αυτή που παρήγαγε το φ/β πάνελ με την αντλία θερμότητας:

Πίνακας 13: Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από τα φ/β με και χωρίς την αντλία θερμότητας

Παραγωγή φ/β χωρίς αντλία (W)	Παραγωγή φ/β χωρίς αντλία (Wh)	Παραγωγή φ/β με αντλία (W)	Παραγωγή φ/β με αντλία (Wh)	Ποσοστιαία αύξηση παραγωγής (%)
1,44	0,24	1,81	0,30	25,5
10,72	1,79	13,54	2,26	26,3
25,41	4,23	32,40	5,40	27,5
32,81	5,47	42,23	7,04	28,7
23,19	3,86	29,69	4,95	28,1
54,83	9,14	71,59	11,93	30,6
68,87	11,48	91,02	15,17	32,2
60,37	10,06	79,52	13,25	31,7
59,07	9,85	77,75	12,96	31,6
68,45	11,41	90,96	15,16	32,9
70,25	11,71	93,59	15,60	33,2
70,90	11,82	94,47	15,74	33,3
55,56	9,26	73,29	12,21	31,9
39,20	6,53	51,10	8,52	30,4
50,49	8,41	66,21	11,04	31,2
50,49	8,41	66,21	11,04	31,2
43,87	7,31	57,33	9,55	30,7
53,12	8,85	69,76	11,63	31,3
88,15	14,69	119,02	19,84	35,0
59,93	9,99	79,45	13,24	32,6
60,66	10,11	80,35	13,39	32,5
90,46	15,08	122,50	20,42	35,4
98,64	16,44	134,67	22,45	36,5
121,75	20,29	169,30	28,22	39,1
165,17	27,53	242,31	40,39	46,7
116,39	19,40	162,29	27,05	39,4
142,22	23,70	203,40	33,90	43,0
136,03	22,67	193,96	32,33	42,6
102,27	17,05	141,47	23,58	38,3
84,41	14,07	114,55	19,09	35,7
82,09	13,68	111,06	18,51	35,3
94,14	15,69	128,53	21,42	36,5
86,72	14,45	118,03	19,67	36,1
79,61	13,27	107,56	17,93	35,1
132,54	22,09	187,23	31,20	41,3
106,73	17,79	147,60	24,60	38,3
91,43	15,24	125,00	20,83	36,7
92,33	15,39	125,91	20,99	36,4
97,74	16,29	133,76	22,29	36,8
139,36	23,23	199,88	33,31	43,4

76,15	12,69	103,12	17,19	35,4
78,12	13,02	105,77	17,63	35,4
73,66	12,28	99,61	16,60	35,2
66,89	11,15	89,95	14,99	34,5
73,16	12,19	98,75	16,46	35,0
88,86	14,81	121,49	20,25	36,7
65,00	10,83	87,31	14,55	34,3
46,54	7,76	61,69	10,28	32,5
37,46	6,24	49,26	8,21	31,5
27,52	4,59	35,90	5,98	30,4
24,21	4,03	31,44	5,24	29,9
18,77	3,13	24,28	4,05	29,3
11,91	1,99	15,31	2,55	28,5
8,45	1,41	10,81	1,80	28,0
7,07	1,18	9,02	1,50	27,5

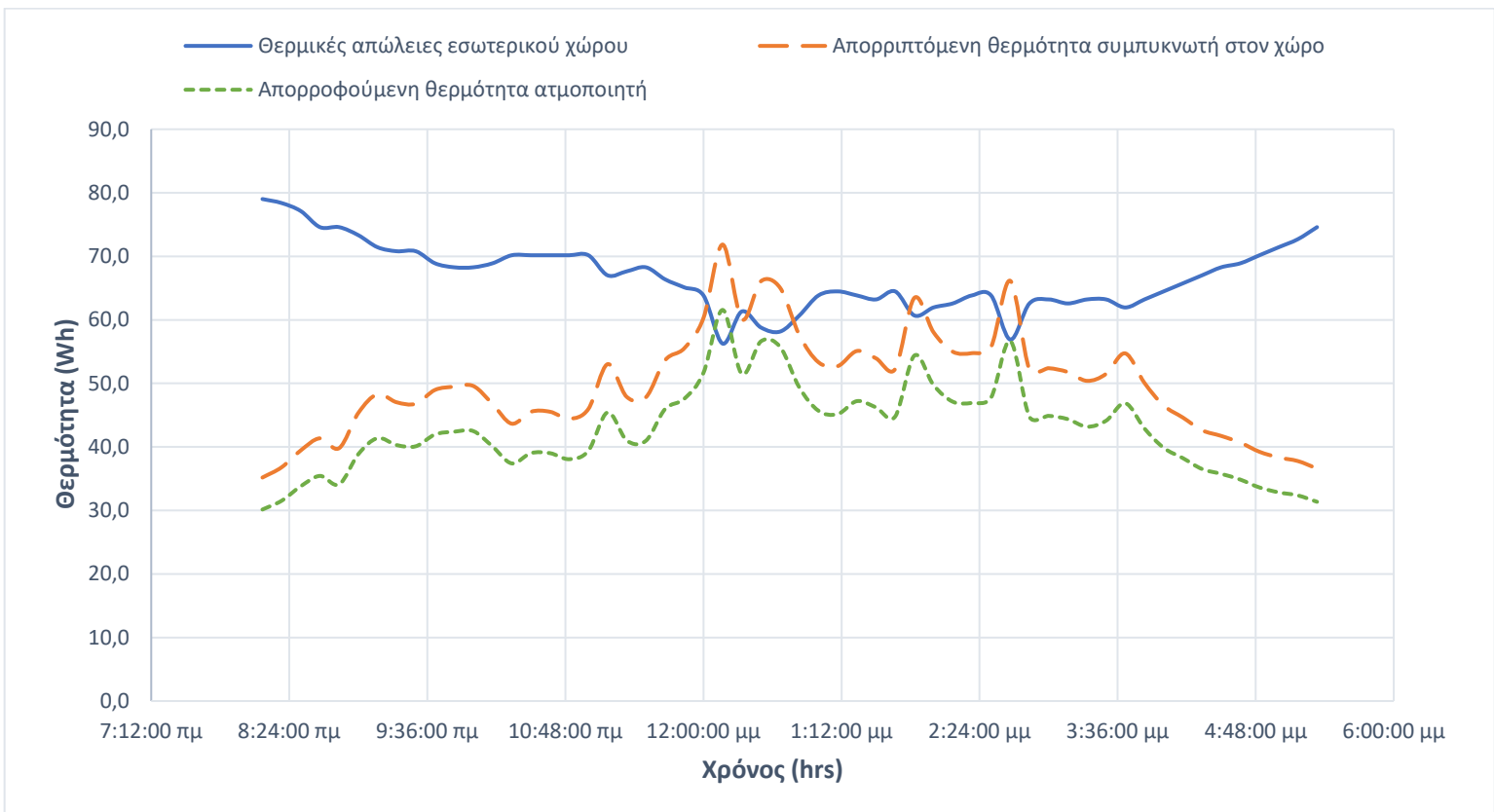
Συγκεντρωτικά στις 9 ώρες λειτουργίας της αντλίας θερμότητας (8:10 έως 17:20) προέκυψαν τα παρακάτω αποτελέσματα για θερμότητα και ηλεκτρική ενέργεια:

Πίνακας 14: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα για θερμότητα και ηλεκτρική ενέργεια

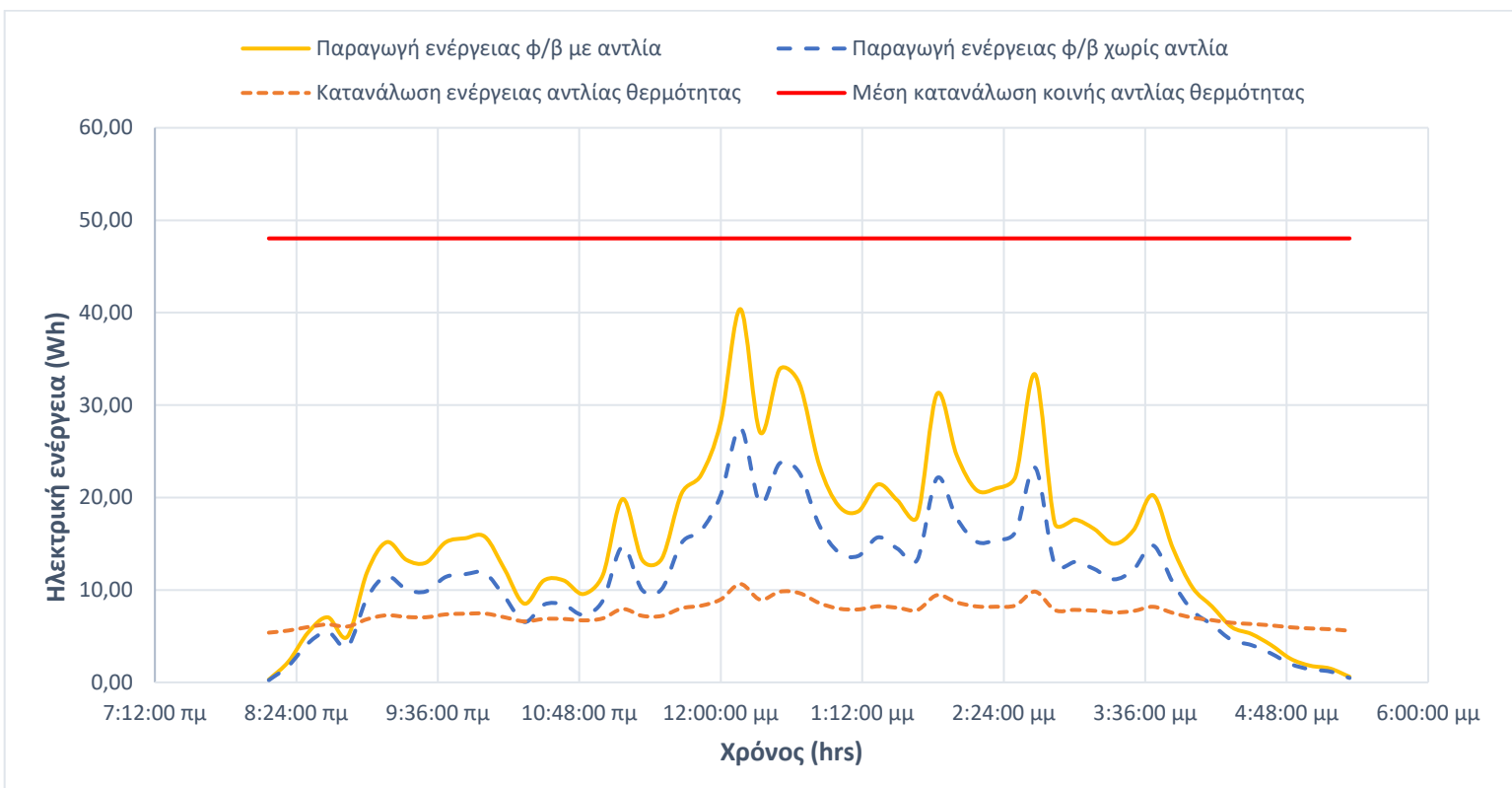
	Θερμότητα	
Απώλειες εσωτερικού χώρου	3741,6 Wh	3,74 kWh
Θερμότητα που εισήλθε στον χώρο από την αντλία θερμότητας	2790,5 Wh	2,79 kWh
	Ηλεκτρική ενέργεια	
Παραγωγή ενέργειας από τα φ/β με αντλία	866,3 Wh	0,87 kWh
Παραγωγή ενέργειας από τα φ/β χωρίς αντλία	635,74 Wh	0,64 kWh

Πίνακας 15: Τιμές μέσης απόδοσης φ/β πάνελ με και χωρίς την αντλία θερμότητας

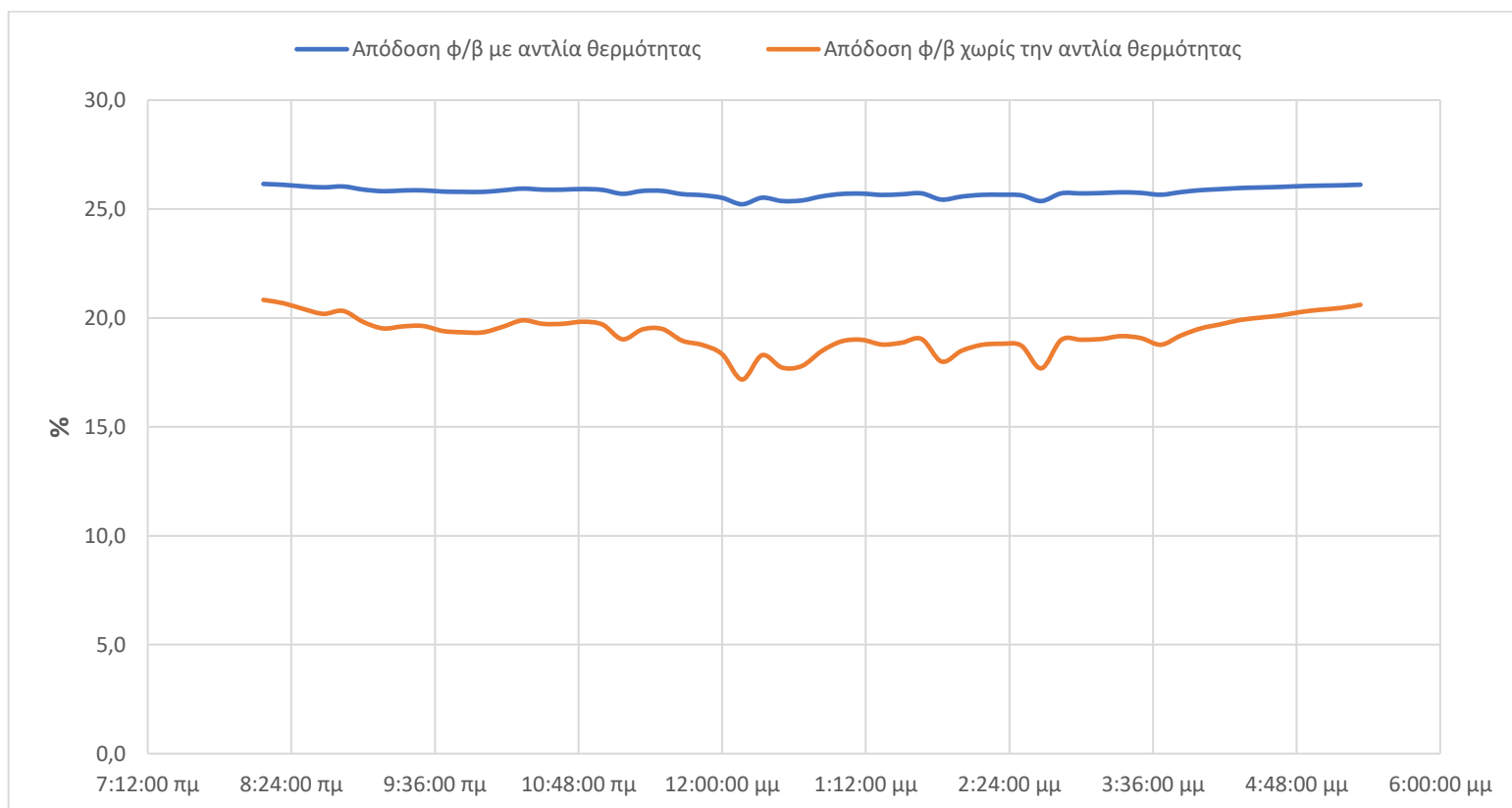
	Χωρίς αντλία θερμότητας	Με αντλία θερμότητας
Μέση αύξηση απόδοσης φ/β πάνελ (%)	4,4	10,8
Μέση τελική απόδοση φ/β πάνελ (%)	19,4	25,8



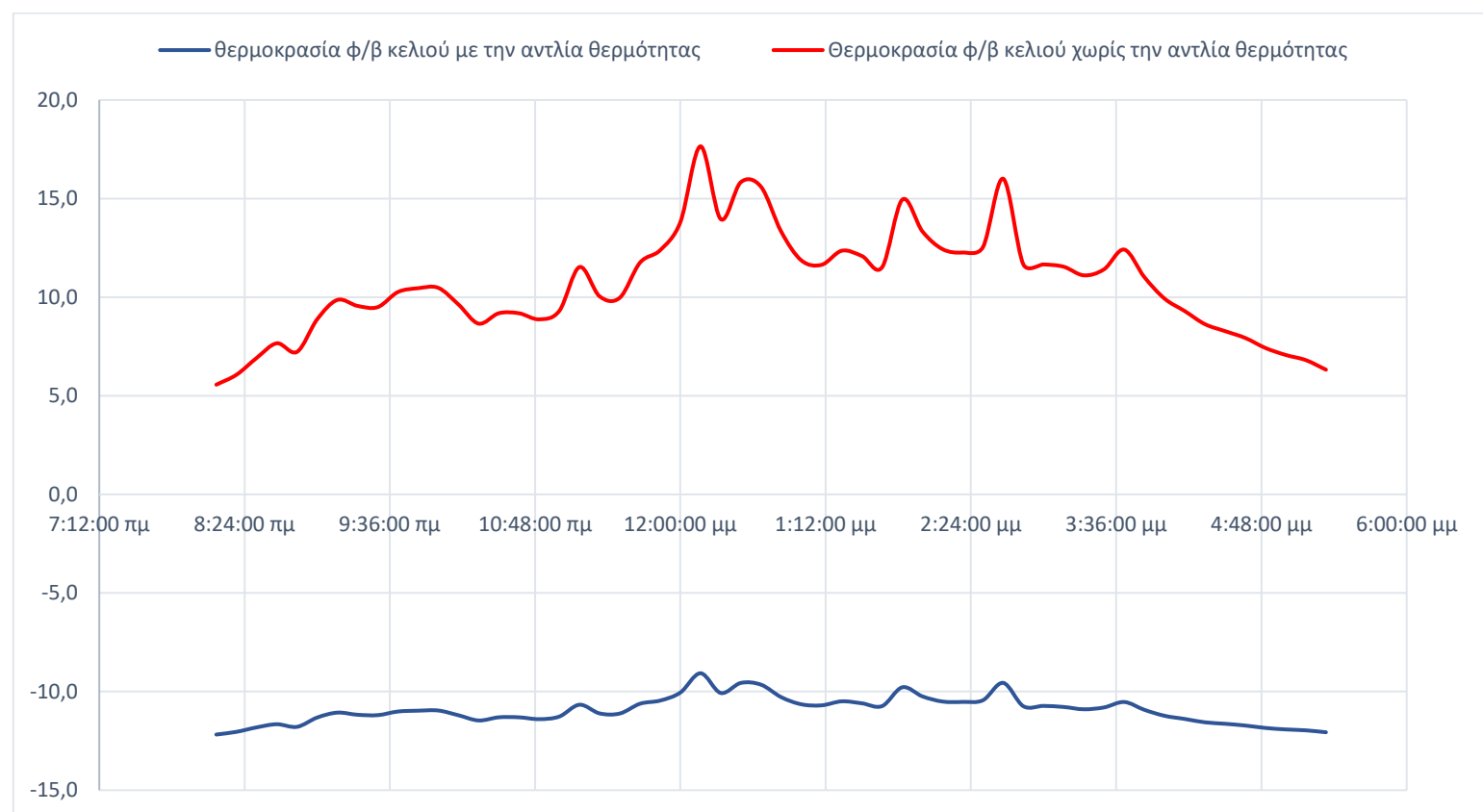
Γράφημα 8: Απώλειες εσωτερικού χώρου, θερμότητα απόρριψης αντλίας στον εσωτερικό χώρο και απορροφούμενη θερμότητα



Γράφημα 9: Παραγωγή ενέργειας φ/β πάνελ (με και χωρίς αντλία θερμότητας) και κατανάλωση αντλίας θερμότητας και κοινής αντλίας θερμότητας



Γράφημα 10: Απόδοση παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας φ/β πάνελ με και χωρίς την αντλία θερμότητας



Γράφημα 11: Θερμοκρασία λειτουργίας φ/β κελιού με και χωρίς την αντλία θερμότητας

5.5 Σύγκριση αποτελεσμάτων κώδικα Python με το πρόγραμμα Coolpack

Στο πρόγραμμα Coolpack έγινε προσομοίωση του κύκλου συμπίεσης ατμού επιλέγοντας το ψυκτικό R134a και εισάγοντας τα παρακάτω δεδομένα:

Cycle input ×

Select cycle type:

☒ One stage ☐ Two stage, closed intercooler

☐ Two stage, open intercooler ☐ Two stage, open intercooler, load at intermediate pressure

Cycle name:

☒ Draw cycle

Values:

Evaporating temperature:	-15,00 °C	Condensing temperature:	21,57 °C
Superheat:	-15,00 °C	Subcooling:	21,57 °C
Dp evaporator:	0,00 Bar	Dp condenser:	0,00 Bar
Dp suction line:	0,00 Bar	Dp liquid line:	0,00 Bar
Dp discharge line:	0,00 Bar		
Isentropic efficiency [0-1]:	1,00	Q loss...	

Cycle creation:

☒ Create new

Calculated:

Qe [kJ/kg]: 10000.000

Qc [kJ/kg]: 10000.00

COP: 2.34

W [kJ/kg] 10000.00

W high [kW] 10000.00

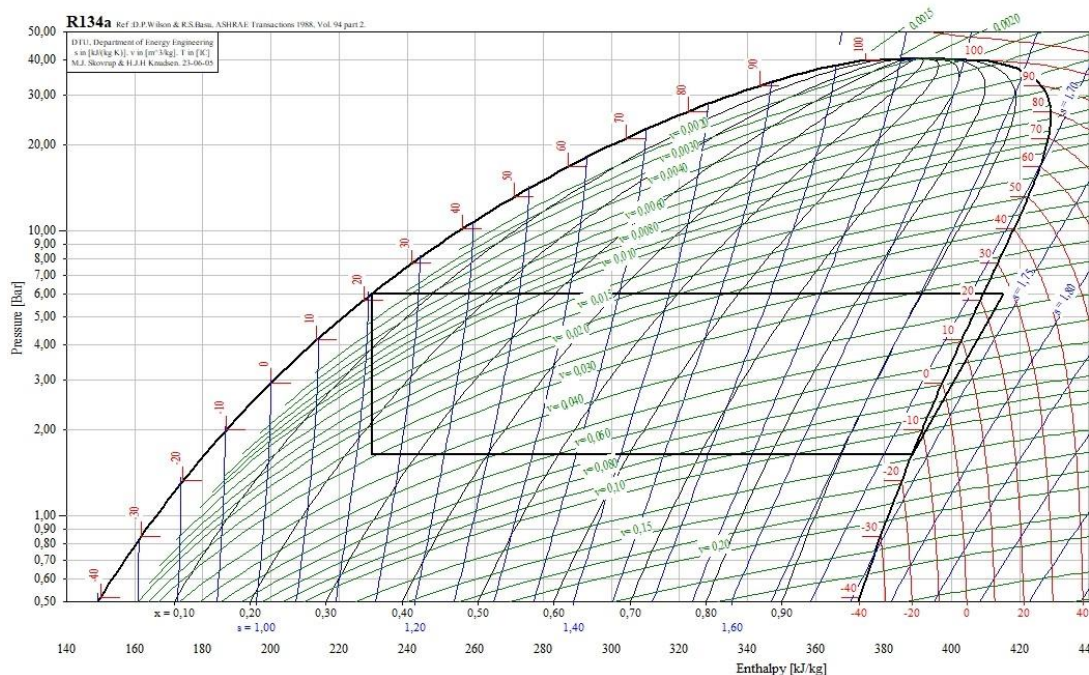
(m high)/(m low) 0.00000000

m low [kg/s]: 0.00000000

m high [kg/s]: 0.00000000

Εικόνα 27: Δεδομένα εισόδου για τον κύκλο συμπίεσης ατμού στο πρόγραμμα Coolpack

Όπως φαίνεται, θέτουμε για θερμοκρασία ατμοποίησης τους -15 °C και για θερμοκρασία συμπύκνωσης τους 21,57 °C. Στη συνέχεια εκτελείται το πρόγραμμα και προκύπτει το διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας του κύκλου:



Εικόνα 28: Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας προγράμματος Coolpack για κύκλο συμπίεσης ατμού ψυκτικού R-134a.

Όπως φαίνεται στο παραπάνω διάγραμμα, με τη θερμότητα που απορροφά το ρευστό μετατρέπεται όλη η ποσότητά του σε κορεσμένο ατμό. Ο κορεσμός του ψυκτικού σε ατμό επιτεύχθηκε μεταβάλλοντας την ροή της μάζας του ανάλογα με την θερμότητα που απορροφούσε από το φωτοβολταϊκό πάνελ – ατμοποιητή. Τα αναλυτικά αποτελέσματα του διαγράμματος για καθένα από τα 4 σημεία φαίνονται παρακάτω:

Values at points in cycle

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T [°C]	P [bar]	v [m ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]
1	-15,000	1,641	0,119913	388,318	1,7320
2	27,129	5,999	0,035241	414,916	1,7320
3	27,129	5,999	0,035241	414,916	1,7320
4	21,570	5,999	N/A	229,440	N/A
5	N/A	1,641	N/A	229,440	N/A
6	-15,000	1,641	0,119910	388,318	1,7320
15	N/A	5,999	N/A	229,440	N/A

OK Print Copy Help

Εικόνα 29: Αποτελέσματα διαγράμματος P-h στο πρόγραμμα Coolpack

Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα από το θεωρητικό μοντέλο με τον κώδικα Python και από το πρόγραμμα Coolpack:

Πίνακας 16: Αποτελέσματα τιμών θεωρητικού μοντέλου και προγράμματος Coolpack

Μεταβλητή	Θεωρητικό μοντέλο	Πρόγραμμα Coolpack
Ειδική ενθαλπία h_1 (kJ/kg)	389,62	388,31
Πίεση P_1 (Bar)	1,639	1,64
Ειδική ενθαλπία h_2 (kJ/kg)	416,4	414,9
Θερμοκρασία T_2	27,4	27,
Πίεση P_2 (Bar)	6,0	5,9
Θερμοκρασία T_3	21,5	21,57
Ειδική ενθαλπία h_3 (kJ/kg)	229,6	229,4
Απόδοση COP	6,9	7,0

Η απόκλιση των δύο μεθόδων είναι ελάχιστη με αποτέλεσμα η θεωρητική μελέτη, στη οποία χρησιμοποιήθηκε η γλώσσα προγραμματισμού python, να επαληθεύεται από το πρόγραμμα Coolpack ως προς την ορθότητα των θερμοδυναμικών τιμών.

Κεφάλαιο 6. Συμπεράσματα - Συζήτηση

Στην παρούσα διπλωματική εργασία έγινε η θεωρητική μελέτη για λειτουργία αντλίας θερμότητας με τη χρήση φωτοβολταϊκού πάνελ ως τον ατμοποιητή του συστήματος. Το βασικό πλεονέκτημα της άμεσης ατμοποίησης του ρευστού στο πίσω μέρος του φωτοβολταϊκού πάνελ, είναι η διατήρηση χαμηλής θερμοκρασίας του φωτοβολταϊκού κελιού, και η μείωση των απωλειών θερμότητας με τη αποφυγή χρήσης δύο ρευστών.

Για την πραγματοποίηση της μελέτης χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα θερμοκρασίας περιβάλλοντος και ηλιακής ακτινοβολίας της περιοχής του Πολυτεχνείου Κρήτης. Με τη χρήση του θεωρητικού μοντέλου, που περιλάμβανε τη γλώσσα προγραμματισμού Python για την εξαγωγή των θερμοδυναμικών τιμών, υπολογίστηκε ο συντελεστής απόδοσης της αντλίας θερμότητας (COP), το έργο εισόδου του συμπιεστή (W_c) όπως και οι θερμοκρασίες ατμοποίησης (T_1) και συμπύκνωσης (T_3).

Η επιφάνεια των φωτοβολταϊκών πάνελ (A_c) θεωρήθηκε ίση με 4 m^2 . Για διάφορες τιμές της επιφάνειας παρατηρήθηκε ότι η αύξηση του εμβαδού των πάνελ δεν αύξανε σημαντικά τα ποσά θερμότητας που ήταν χρήσιμα για τον ρευστό (R134a). Αντιθέτως, καθοριστικός παράγοντας ήταν η ροή μάζας του ρευστού (\dot{m}), με το οποίο απορροφάται μεγαλύτερο ποσό θερμότητας από το πάνελ για μεγαλύτερη ροή. Η ροή μάζας του ρευστού μεταβαλλόταν ανάλογα με τη θερμότητα που απορροφούσε από το πίσω μέρος των φωτοβολταϊκών πάνελ, ώστε να επιτυγχάνεται συνεχώς πλήρης αλλαγή φάσης από ρευστό σε αέριο (κορεσμένος ατμός), χωρίς να έχουμε φαινόμενα υπερθέρμανσης (superheating).

Η αντλία θερμότητας με τα φ/β πάνελ ως τον ατμοποιητή, μελετήθηκε για την θέρμανση εσωτερικού χώρου εμβαδού 16 m^2 και ύψους 3 m , του οποίου οι τοίχοι αποτελούνται από τούβλο και εξωτερικό υαλοβάμβακα για θερμομόνωση, χωρίς να έχουν συμπεριληφθεί τα επιχρίσματα. Η οροφή αποτελείται από ελαφρώς οπλισμένο σκυρόδεμα με προσαρμοσμένο ασφαλτόπανο για στεγανοποίηση και παράλληλα θερμομόνωση.

Οι απώλειες του εσωτερικού χώρου που υπολογίστηκαν, για τις 9 ώρες λειτουργίας της αντλίας θερμότητας, ισούνται με $3741,6 \text{ Wh}$ ή $3,74 \text{ kWh}$. Η αντλία θερμότητας λειτούργησε με χαμηλή πίεση (P_1) στα $1,639 \text{ kPa}$ και υψηλή πίεση (P_2) στα 6 kPa . Η θερμοκρασία ατμοποίησης (T_1) του ρευστού διατηρήθηκε στους $-15 \text{ }^\circ\text{C}$, ώστε να μπορεί να μεταφερθεί ικανοποιητικά θερμότητα από το πάνελ στο ρευστό ακόμα και σε θερμοκρασίες στο εύρος των $5 - 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Αναφέρεται ότι οι S. Ito, N. Miura και K. Wang (1999) για λειτουργία αντλίας θερμότητας άμεσης εκτόνωσης με χρήση ηλιακών συλλεκτών κατέληξαν σε απόδοση της αντλίας ίση με 5.3. Η θερμοκρασία συμπύκνωσης (T_3), δηλαδή όταν το ρευστό αποβάλλει τη θερμότητα στον εσωτερικό χώρο υπολογίστηκε στους $21,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Η θεωρητική απόδοση του συστήματος (COP) αντλία θερμότητας-φ/β πάνελ υπολογίστηκε με τιμή ίση με 6.9.

Η θερμότητα που απέρριψε η αντλία θερμότητας στον εσωτερικό χώρο (Q_{cond}) ισούται με $2790,5 \text{ Wh}$ ή $2,79 \text{ kWh}$, δηλαδή κάλυψε τις ανάγκες σε θέρμανση σε ποσοστό 75 %, για θερμοκρασία του χώρου στους $18 \text{ }^\circ\text{C}$. Η συνολική κατανάλωση ισχύος της αντλίας θερμότητας, δηλαδή του συμπιεστή και του fan coil που απορρίπτει τη θερμότητα στο χώρο, υπολογίστηκε ίση με $418,9 \text{ Wh}$ ή $0,42 \text{ kWh}$.

Τα φωτοβολταϊκά πάνελ κατά την λειτουργία τους παρήγαγαν $866,26 \text{ Wh}$ ή $0,87 \text{ kWh}$ ηλεκτρικής ενέργειας, η οποία μπορεί να καλύψει τις ανάγκες της αντλίας θερμότητας σε ηλεκτρικό ρεύμα, με τη χρήση μπαταριών για αποθήκευση της περίσσειας ενέργειας. Η παραγωγή αυτή της ηλεκτρικής ενέργειας επιτεύχθηκε με μέσο ποσοστό

απόδοσης μετατροπής της ηλιακής ακτινοβολίας ίσο με 25,8 %, λόγω της μειωμένης θερμοκρασίας των φ/β κελιών που προκλήθηκε από την κυκλοφορία του ρευστού. Η θερμοκρασία η οποία διατηρήθηκε στα φ/β κελιά είχε μέση τιμή -10,9 °C. Η μείωση αυτή της θερμοκρασίας των κελιών προκάλεσε αύξηση στην απόδοση των πάνελ με μέση τιμή 10,8 %.

Επίσης εξετάστηκε το σενάριο λειτουργίας των φωτοβολταϊκών πάνελ χωρίς την ύπαρξη του ατμοποιητή στο πίσω μέρος τους. Στο σενάριο αυτό τα φ/β πάνελ παρήγαγαν 635,5 Wh ή 0,64 kWh ηλεκτρικής ενέργειας, με μέση απόδοση 19,4 %. Η αύξηση στην απόδοση λόγω χαμηλών θερμοκρασιών περιβάλλοντος (χειμώνας) υπολογίστηκε με μέση τιμή στο 4,4 %. Η μέση θερμοκρασία λειτουργίας που παρουσίασαν τα φ/β κελιά στο σενάριο αυτό ήταν 10,5 °C. Όπως συμπεραίνεται, η περαιτέρω μείωση της θερμοκρασίας των φ/β κελιών κάτω από τη θερμοκρασία στις πρότυπες συνθήκες STC, έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της ενέργειας που παράγουν τα φ/β πάνελ.

Μια συμβατική αντλία θερμότητας των 12000 btu (3,5 kW) με δείκτη ενεργειακής απόδοσης (EER) ίσο με 6.1, για να παράξει το ίδιο ποσό θερμότητας σε χαμηλή λειτουργία που είναι περίπου στα 6000 btu ή 1,75 kW, θα καταναλώσει στις 9 ώρες 2689,8 Wh ή 2,68 kWh ηλεκτρικής ενέργειας. Αντίθετα η αντλία θερμότητας που μελετήθηκε θεωρητικά κατανάλωσε 418,9 Wh ή 0,42 kWh ηλεκτρικής ενέργειας. Δηλαδή αν χρησιμοποιούσαμε την κοινή αντλία θερμότητας για τη θέρμανση του χώρου θα σπαταλούσαμε περίπου 6 φορές παραπάνω ηλεκτρική ενέργεια που αυξάνει επίσης το κόστος.

Τέλος, η απόδοση (COP) των αντλιών θερμότητας που κυκλοφορούν στην αγορά έχουν απόδοση στο εύρος του 5,1 – 5,7. Το σύστημα της αντλίας θερμότητας-φ/β πάνελ που μελετήθηκε παρουσίασε COP ίσο με 6,9 γεγονός που υποδεικνύει την βελτιστοποίηση σε θέματα εξοικονόμησης ενέργειας.

Βιβλιογραφία

Ελληνική

Τσούτσος Θεοχάρης & Κανάκης Ιωάννης, «**Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας Τεχνολογίες & Περιβάλλον**», Εκδόσεις Παπασωτηρίου, Αθήνα, 2013

Τομπουλίδης Χ. , (2015). **Τεχνοοικονομική μελέτη συστημάτων θέρμανσης, ψύξης και κλιματισμού**, Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Κοζάνη.

Δαμάλας Κ. & Κουκουζέλης Λ. , (2020). **Σχεδιασμός και κατασκευή διάταξης επαγωγικής θέρμανσης**, (Πτυχιακή εργασία), Πανεπιστήμιο Πελοποννήσου Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πάτρα

ΥΠΟΥΡΓΕΙΟ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΤΙΚΗΣ ΑΛΛΑΓΗΣ – Υ.Π.Ε.Κ.Α, ΤΕΧΝΙΚΗ ΟΔΗΓΙΑ ΤΕΧΝΙΚΟΥ ΕΠΙΜΕΛΗΤΗΡΙΟΥ ΕΛΛΑΔΑΣ Τ.Ο.Τ.Ε.Ε 20701-2/2010, Αθήνα, 2010

Yunus A. Cengel & Michael A. Boles, **Θερμοδυναμική για Μηχανικούς**, 8^η έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2016

Ξένη βιβλιογραφία

Tiwari, Arvind / Sodha, M. S. , **Performance evaluation of solar PV/T system: An experimental validation**, 2006-07, *Solar Energy* , Vol. 80, No. 7 Elsevier BV, p. 751-759

Rabelo, Sabrina N. / Paulino, Tiago F. / Machado, Luiz / Duarte, Willian M. **Economic analysis and design optimization of a direct expansion solar assisted heat pump**, 2019-08, *Solar Energy* , Vol. 188, Elsevier BV, p. 164-174

Bahaidarah, H. / Subhan, Abdul / Gandhidasan, P. / Rehman, S. **Performance evaluation of a PV (photovoltaic) module by back surface water cooling for hot climatic conditions**, 2013-09, *Energy* , Vol. 59, Elsevier BV, p. 445-453

Huang, B. J. / Lin, T. H. / Hung, W. C. / Sun, F. S., **Performance evaluation of solar photovoltaic/thermal systems**, 2001, *Solar Energy* , Vol. 70, No. 5, Elsevier BV, p. 443-448

Wang, Meng-Hui / Chen, Mu-Jia, **Two-Stage Fault Diagnosis Method Based on the Extension Theory for PV Power Systems**, 2012, *International Journal of Photoenergy* , Vol. 2012, Hindawi Limited, p. 1-10

Ito, S. / Miura, N. / Wang, K., **PERFORMANCE OF A HEAT PUMP USING DIRECT EXPANSION SOLAR COLLECTORS**, 1Paper presented at the ISES Solar World Congress, Taejon, South Korea, 24–29 August 1997.1, 1999-02, *Solar Energy* , Vol. 65, No. 3, Elsevier BV, p. 189-196

Aly, Shahzada Pamir / Ahzi, Said / Barth, Nicolas / Abdallah, Amir **Using energy balance method to study the thermal behavior of PV panels under time-varying field conditions**

2018-11, *Energy Conversion and Management* , Vol. 175, Elsevier BV
p. 246-262

Duarte, M. V. / Pires, L. C. / Silva, P. D. / Gaspar, P. D., **Experimental comparison between R409A and R437A performance in a heat pump unit** ,2017-04,Open Engineering , Vol. 7, No. 1 ,Walter de Gruyter GmbH, p. 77-90

Edward Jie Xu, **Green Energy Island Integration and Operation Optimization Research**, College of Power Engineering, Chongqing University June, 2018

María Herrando, Christos N. Markides, Klaus Hellgardt, **A UK-Based Assessment of Hybrid PV/Solar-Thermal Systems for Domestic Heating and Power – Part I**, Department of Chemical Engineering, Imperial College London, September, 2013

Διαδίκτυακοί τόποι

Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας, Mehmet Kanoglu, 2016,
https://eclass.uowm.gr/modules/document/file.php/MECH261/Chapter_06.pdf , (8/2022)

Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας,
http://archive.eclass.uth.gr/eclass/modules/document/file.php/MHXB122/Enotita_1.pdf , (7/2022)

Νεκτάριο Βρυώνη (Ηλεκτρολόγο Μηχανικό, MSc) & Γιάννη Κονίδη (Μηχανολόγο Μηχανικό) ,
<https://library.e.abb.com/public/dc64b4a255f35592c1257c8c003e0052/KNX%20smart%20home%20and%20heating%20pupmsGR.pdf> , (7/2022)

Τ.Ε.Ι. Σερρών- Σχολή Τεχνολογικών Εφαρμογών Τμήμα Μηχανολογίας,
<http://apothesis.teicm.gr/xmlui/bitstream/handle/123456789/731/savvidis.pdf?sequence=1>, (7/2022)

Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Φαινόμενα μεταφοράς II,
<https://ocw.aoc.ntua.gr/modules/document/file.php/METAL100/Ph-Met-II-1-AOC.pdf> , (7/2022)

Ευρωπαϊκή Επιτροπή, Γενική Διεύθυνση Ενέργειας,
https://commission.europa.eu/news/focus-solar-energy-harnessing-power-sun-2022-09-13_en (7/2022)

Energypress, <https://energypress.gr/news/sti-leshi-toy-1-gw-mpike-i-ellada-sta-fotovoltaika-2021-aktinografia-tis-ellinikis-agoras-apo> (7/2022)

Βικιπαίδεια, Κύκλος Carnot, https://en.wikipedia.org/wiki/Carnot_cycle (8/2022)

eCourses, Thermodynamics, Second Law of Thermodynamics, Carnot Refrigerator, Theory, https://www.ecoursesbook.com/cgi-bin/ebook.cgi?topic=th&chap_sec=05.5&page=theory , (8/2022)

University of Wisconsin, Refrigerator, <https://blog.uwgb.edu/chem320c/> , (8/2022)

Frigo Hellas, www.frigohellas.gr, (8/2022)

BestPrice, www.bestprice.gr, (8/2022)

Tzimas Parts, www.tzimasparts.com , (8/2022)

Παράρτημα

Κώδικας σε γλώσσα προγραμματισμού python

```
import CoolProp
from CoolProp.Plots import PropertyPlot
from CoolProp.CoolProp import PropsSI
import matplotlib.pyplot as plt
```

```
m_dot = 0.001119264 #kg/s
```

```
P1 = 163900
```

```
print('P1=',P1,'Pa')
```

```
T1 = PropsSI("T","P",P1,"Q",1,'R134a')
```

```
print('T1 =',T1-273.15)
```

```
h1 = PropsSI("H","P",P1,"Q",1,'R134a')
```

```
print('h1=',h1,'J/kg')
```

```
s1 = PropsSI("S","P",P1,"Q",1,'R134a')
```

```
print('s1=',s1,'J/kg·K')
```

```
##-----
```

```
s2 = s1
```

```
P2 = 6·100e3
```

```
print('P2=',P2,'Pa')
```

```
T2 = PropsSI("T","S",s1,"P",P2,'R134a')
```

```
print('T2=',T2-273.15,'oC')
```

```
h2 = PropsSI("H","P",P2,"T",T2,'R134a')
```

```
print('h2=',h2,'J/kg')
```

```
Wc = m_dot·(h2-h1)
```

```
print('Work of compressor =',Wc,'W')
```

```
##-----
```

```

P3 = P2
h3 = PropsSI("H","P",P3,"Q",0,'R134a')
print('h3=',h3,'J/kg')
s3 = PropsSI("S","P",P3,"Q",0,'R134a')
print('s3=',s3,'J/kg·K')
T3 = PropsSI("T","P",P3,"Q",0,'R134a')
print('T3=',T3-273.15,'oC')

##-----

h4 = h3
P4 = P1
Q_4 = PropsSI("Q","P",P4,"H",h4,'R134a')
print('Quality at point 4:',Q_4)
T4 = PropsSI("T","P",P4,"Q",Q_4,'R134a')
print('T4=',T4-273.15,'oC')

Qc = m_dot·(h2-h3)
print('Heat ejected by the condenser:',Qc,'W')

Qe = m_dot·(h1-h4)
print('Heat absorbed from the evaporator:',Qe,'W')

COP = Qc/Wc
print('COP =',COP)

P1 = P1/10e5
P2 = P2/10e5
P3 = P3/10e5
P4 = P4/10e5
h1 = h1/1000
h2 = h2/1000
h3 = h3/1000

```

```
h4 = h4/1000
```

```
plt.axis([h4-20,h2+10,P4-1,P2+1])
```

```
plt.xlabel('Enthalpy, h (kJ/kg)')
```

```
plt.ylabel('Pressure, P (Bar)')
```

```
plt.grid('on')
```

```
plt.plot([h1,h2],[P1,P2], 'r', linewidth=1.5)
```

```
plt.plot([h2,h3],[P2,P3], 'r', linewidth=1.5)
```

```
plt.plot([h3,h4],[P3,P4], 'r', linewidth=1.5)
```

```
plt.plot([h4,h1],[P4,P1], 'r', linewidth=1.5)
```

```
plt.text(h1,P1,'(1)\nh={:.1f}\np={:.1f}'.format(h1,P1),  
        ha='left',va='top',backgroundcolor='none')
```

```
plt.text(h2,P2,'(2)\nh={:.1f}\np={:.1f}'.format(h2,P2),  
        ha='right',backgroundcolor='none')
```

```
plt.text(h3,P3,'(3)\nh={:.1f}\np={:.1f}'.format(h3,P3),  
        ha='left',backgroundcolor='none')
```

```
plt.text(h4,P4,'(4)\nh={:.1f}\np={:.1f}'.format(h4,P4),  
        ha='left',va='top',backgroundcolor='none')
```

```
plt.show()
```

Υπολογισμός απορροφούμενης θερμότητας \dot{Q}_u

Για τις τιμές $\tau_G = 0,95$, $a_C = 0,85$, $\beta_C = 0,9$, $\alpha_T = 0,5$ και $\eta_C = 0,15$:

$$(\alpha\tau)_{eff} = 0,95 \cdot [0,85 \cdot 0,9 + 0,5 \cdot (1 - 0,9) - 0,15 \cdot 0,9] \leftrightarrow$$

$$(\alpha\tau)_{eff} = 0,646$$

- Για τις τιμές $h_T = 500 \frac{W}{m^2 \cdot K}$, $U_{tT} = 8,1028 \frac{W}{m^2 \cdot K}$, προκύπτει:

$$U_{tw} = \frac{500 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 8,1028 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{500 \frac{W}{m^2 \cdot K} + 8,1028 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \rightarrow U_{tw} = 7,97 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Για τις τιμές $L_i = 0,05 \text{ m}$, $K_i = 0,035 \frac{W}{m \cdot K}$, $h_i = 5,8 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ προκύπτει:

$$U_b = \left[\frac{0,05 \text{ m}}{0,035 \frac{W}{m \cdot K}} + \frac{1}{5,8 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \right]^{-1} \rightarrow U_b = 0,625 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Έτσι προκύπτει ο συνολικός συντελεστής απώλειας θερμότητας U_L :

$$U_L = U_{tw} + U_b = 7,97 + 0,625 \rightarrow U_L = 8,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Για την διάταξη του τετραγωνικού σωλήνα με απόσταση W (m) μεταξύ των σωλήνων, πλάτος D (m) του τετράγωνου σωλήνα και πάχος δ (m) της πλάκας απορρόφησης της θερμότητας, υπολογίζονται:

$$m^2 = \frac{U_L}{K \cdot \delta} = \frac{8,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{204 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 0,0006 \text{ m}} = 70,247 \rightarrow m = \sqrt{70,247} \rightarrow m = 8,381$$

Για απόσταση των σωληνώσεων $W = 0,04 \text{ m}$ και πλάτος σωλήνα $D = 0,006 \text{ m}$ υπολογίζεται:

$$F = \frac{\tanh\left(8,381 \cdot \frac{0,04 - 0,0006}{2}\right)}{8,381 \cdot \frac{0,04 - 0,0006}{2}} \rightarrow F = 0,99$$

Έτσι, για τις τιμές $W = 0,04$, $D = 0,006$, $F = 0.99$ και $U_L = 8,6$ έχουμε:

$$F' = \frac{\frac{1}{8,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}{0,04 \cdot \left[\frac{1}{8,6 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot [0,006 + (0,04 - 0,006) \cdot 0,99]} + \frac{1}{\pi \cdot 0,006 \cdot 500 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \right]}$$

$$\rightarrow F' = 0,957$$

Για τις τιμές $\dot{m} = 0,01 \frac{kg}{s}$, $C_F = 900 \frac{J}{kg \cdot K}$, $A_c = 4 m^2$ υπολογίζεται:

$$F_R = \frac{0,01 \frac{kg}{s} \cdot 900 \frac{J}{kg \cdot K}}{4 m^2 \cdot 8,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{4 m^2 \cdot 8,6 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 0,957}{0,01 \frac{kg}{s} \cdot 900 \frac{J}{kg \cdot K}} \right) \right]$$

$$\rightarrow F_R = 0,25$$

Για την ώρα 8:10 με πυκνότητα ηλιακής ακτινοβολίας $I(t) = 2 \frac{W}{m^2}$ και θερμοκρασία περιβάλλοντος $T_a = 5,5 ^\circ C$ η χρήσιμη θερμότητα υπολογίζεται ως:

$$\dot{Q}_u = A_c \cdot F_R \cdot [h_{p1} \cdot h_{p2} \cdot (\alpha\tau)_{eff} \cdot I(t) - U_L \cdot (T_w - T_a)]$$

$$\rightarrow \dot{Q}_u = 4 m^2 \cdot 0,25 \cdot [0,8772 \cdot 0,9841 \cdot 0,646 \cdot 2 \frac{W}{m^2} - 8,6 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (-15^\circ C - 5,5^\circ C)]$$

$$\rightarrow \dot{Q}_u = 180,9 W$$

Για θερμοκρασία εισόδου $T_{F,in} = -15 ^\circ C$ προκύπτει:

$$T_{F,out} = -15 + \frac{180,9 W}{0,01 \frac{kg}{s} \cdot 900 \frac{J}{kg \cdot K}} = 5,10 ^\circ C$$

Για τις τιμές $T_a = 5,5^{\circ}\text{C}$, $T_w = -15^{\circ}\text{C}$, $U_t = 9,24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$, $U_T = 66 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ έχουμε:

$$T_{bs} = \frac{0,8772 \cdot 0,646 \cdot 2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} + 8,1028 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 5,5^{\circ}\text{C} + 500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot (-15^{\circ}\text{C})}{8,1028 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} + 500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}$$

$$\rightarrow T_{bs} = -14,67^{\circ}\text{C}$$

$$T_c = \frac{0,95 \cdot [0,85 \cdot 0,9 + 0,5 \cdot (1 - 0,9)] \cdot 2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} - 0,15 \cdot 2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 0,9 + 9,24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 5,5^{\circ}\text{C} + 66 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot (-14,67^{\circ}\text{C})}{9,24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} + 66 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}$$

$$\rightarrow T_c = -12,18^{\circ}\text{C}$$

Υπολογισμός θερμοκρασίας $T_{PV,cells}$

Για να υπολογιστεί η πυκνότητα ισχύος της ακτινοβολίας στο επίπεδο του φ/β πάνελ (G_{POA}), υπολογίστηκε αρχικά η γωνία ω_h (Τσούτσος Θεοχάρης & Κανάκης Ιωάννης, **Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας Τεχνολογίες & Περιβάλλον**, σελίδα 23):

$$\omega_h = \frac{LT \cdot 60 + 4 \cdot (\lambda_0 - \lambda) + E}{60 \cdot 15} - 180$$

Όπου LT η τοπική ώρα και E η ώρα που συμπεριλαμβάνει τις περιοδικές διαταραχές του ρυθμού που περιστρέφεται η Γη, που δίνεται από τη σχέση:

$$E = 229,2 \cdot [0,000075 + 0,001868 \cdot \cos B - 0,032077 \cdot \sin B - 0,014615 \cdot \cos(2B) - 0,04089 \cdot \sin(2B)]$$

Και $B = (n - 1) \cdot \frac{360}{365}$, όπου n είναι η συγκεκριμένη μέρα του χρόνου ($n = 1, 2, 3, \dots, 365$)

λ_0 είναι ο μεσημβρινός αναφοράς του Greenwich ($= -15^{\circ}$) και λ το γεωγραφικό του τόπου που εξετάζεται. Το γεωγραφικό πλάτος των Χανίων είναι ίσο με $=35,3^{\circ}$

Για την ημέρα των μετρήσεων (1/1/2016) έχουμε: $n = 1$

$$B = (1 - 1) \cdot \frac{360}{365} = 0$$

$$E = 229,2 \cdot [0,000075 + 0,001868 \cdot \cos 0 - 0,032077 \cdot \sin 0 - 0,014615 \cdot \cos(0) - 0,04089 \cdot \sin(0)]$$

$$\rightarrow E = -2,904$$

Για την πρώτη ώρα των μετρήσεων (8:10, 8:20,...) όπου LT = 8, έχουμε:

$$\omega_h = \frac{8 \cdot 60 + 4 \cdot (-15 - 35,3) + (-2.904)}{60 \cdot 15} - 180$$

$$\rightarrow \omega_h = -179,69$$

Έπειτα υπολογίζεται η γωνία απόκλισης (ηλιακή) δ που παίρνει τιμές από $-23,45^\circ$ έως $+23,45^\circ$:

$$\delta = -23,45 \cdot \cos \left[\frac{360 \cdot (d - dr)}{365} \right]$$

Όπου d η ημέρα του χρόνου (d = 1) και dr = 173 που είναι η ημέρα του θερινού ηλιοστάσιου (21 Ιουνίου). Έτσι έχουμε:

$$\delta = -23,45 \cdot \cos \left[\frac{360 \cdot (1 - 173)}{365} \right] = -23,45 \cdot (-0,98)$$

$$\rightarrow \delta = 23,05^\circ$$

Έχοντας όλες τις γωνίες ($\omega_h, \delta, \varphi$) υπολογίζεται η γωνία ψ με την οποία προσπίπτει η ηλιακή ακτινοβολία στα φ/β πάνελ, θεωρώντας την κλίση των πάνελ ίση με μηδέν ($\alpha = 0$):

$$\cos(\psi) = \sin(\varphi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega_h) =$$

$$\sin(35,3) \cdot \sin(23,05) + \cos(35,3) \cdot \cos(23,05) \cdot \cos(-179,69) \rightarrow$$

$$\cos(\psi) = 0,29 \rightarrow$$

$$\psi = \cos^{-1}(0,29) = 72,8^\circ$$

Ομοίως υπολογίζεται η γωνία ψ για όλη τη διάρκεια της ημέρας που μετρείται η ηλιακή ακτινοβολία. Έχοντας την γωνία ψ υπολογίζεται βάσει του μοντέλου NOCT η συνολική πυκνότητα ηλιακής ισχύος G_{POA} για το επίπεδο συστοιχίας του φ/β πάνελ (Shahzada Pamir Aly, Said Ahzi, Nicolas Barth, Amir Abdallah):

$$G_{POA} = \frac{G_{HOR} \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\sin(\alpha)}$$

Όπου G_{HOR} είναι η ηλιακή ακτινοβολία που προσπίπτει κάθετα στο οριζόντιο επίπεδο (W/m^2).

Στην παραπάνω εξίσωση, με α συμβολίζεται η γωνία πρόσπτωσης της ηλιακής ακτινοβολίας και β η κλίση του φ/β πάνελ σε σχέση με το οριζόντιο επίπεδο, άρα η εξίσωση γίνεται:

$$G_{POA} = \frac{G_{HOR} \cdot \sin(\psi + \beta)}{\sin(\psi)} = \frac{2 \text{ W/m}^2 \cdot \sin(72,7 + 30)}{\sin(72,7)} \rightarrow$$

$$G_{POA} = 2,04 \frac{W}{m^2}$$

Τέλος, υπολογίζεται η θερμοκρασία του φ/β κελιού από τη σχέση:

$$T_{PV,cells} = T_{amb} + \frac{G_{POA}}{G_{NOCT}} \cdot (T_{NOCT} - T_{amb,NOCT}) = 5,5 \text{ } ^\circ C + \frac{2,04 \frac{W}{m^2}}{800 \frac{W}{m^2}} \cdot (45 - 20)^\circ C \rightarrow$$

$$T_{PV,cells} = 5,6 \text{ } ^\circ C$$

Ομοίως υπολογίζεται η θερμοκρασία $T_{PV,cells}$ για όλη τη διάρκεια της ημέρας που υπάρχει ηλιακή ακτινοβολία. Έτσι συμπληρώνεται ο παρακάτω πίνακας:

LT (Local time)	$\omega_h (^\circ)$	$\Psi (^\circ)$	$G_{POA} (W/m^2)$	$T_{pv,cells} (^\circ C)$
8	-179,69	72,8	2,04	5,6
8	-179,69	72,8	15,32	6,1
8	-179,69	72,8	36,76	6,9
8	-179,69	72,8	47,99	7,7
8	-179,69	72,8	33,70	7,3
9	-179,63	73,6	81,08	8,9
9	-179,63	73,6	103,38	9,9
9	-179,63	73,6	90,20	9,6
9	-179,63	73,6	88,17	9,6
9	-179,63	73,6	103,38	10,3
9	-179,63	73,6	106,42	10,5
10	-179,56	74,3	106,71	10,5
10	-179,56	74,3	82,55	9,7
10	-179,56	74,3	57,38	8,7
10	-179,56	74,3	74,50	9,2
10	-179,56	74,3	74,50	9,2
10	-179,56	74,3	64,43	8,9
11	-179,49	74,9	78,06	9,3
11	-179,49	74,9	134,11	11,6
11	-179,49	74,9	89,07	10,1
11	-179,49	74,9	90,07	10,0
11	-179,49	74,9	138,11	11,8

11	-179,49	74,9	152,12	12,5
12	-179,43	75,5	191,18	13,9
12	-179,43	75,5	276,82	17,8
12	-179,43	75,5	183,22	14,0
12	-179,43	75,5	231,01	15,9
12	-179,43	75,5	220,06	15,7
12	-179,43	75,5	159,32	13,4
13	-179,36	75,9	127,91	11,9
13	-179,36	75,9	123,94	11,7
13	-179,36	75,9	143,78	12,4
13	-179,36	75,9	131,88	12,1
13	-179,36	75,9	119,98	11,5
13	-179,36	75,9	211,20	15,0
14	-179,29	76,3	165,03	13,4
14	-179,29	76,3	139,34	12,5
14	-179,29	76,3	140,33	12,3
14	-179,29	76,3	149,22	12,6
14	-179,29	76,3	225,32	16,0
14	-179,29	76,3	114,63	11,7
15	-179,23	76,5	117,31	11,7
15	-179,23	76,5	110,40	11,6
15	-179,23	76,5	99,56	11,1
15	-179,23	76,5	109,42	11,4
15	-179,23	76,5	135,05	12,4
15	-179,23	76,5	96,60	11,0
16	-179,16	76,7	67,91	9,9
16	-179,16	76,7	54,13	9,3
16	-179,16	76,7	39,37	8,6
16	-179,16	76,7	34,45	8,3
16	-179,16	76,7	26,57	7,9
16	-179,16	76,7	16,73	7,4
17	-179,09	76,8	11,80	7,1
17	-179,09	76,8	9,83	6,8
17	-179,09	76,8	3,93	6,3

Πίνακας 17: Αποτελέσματα θερμοκρασίας φ/β κελιού