

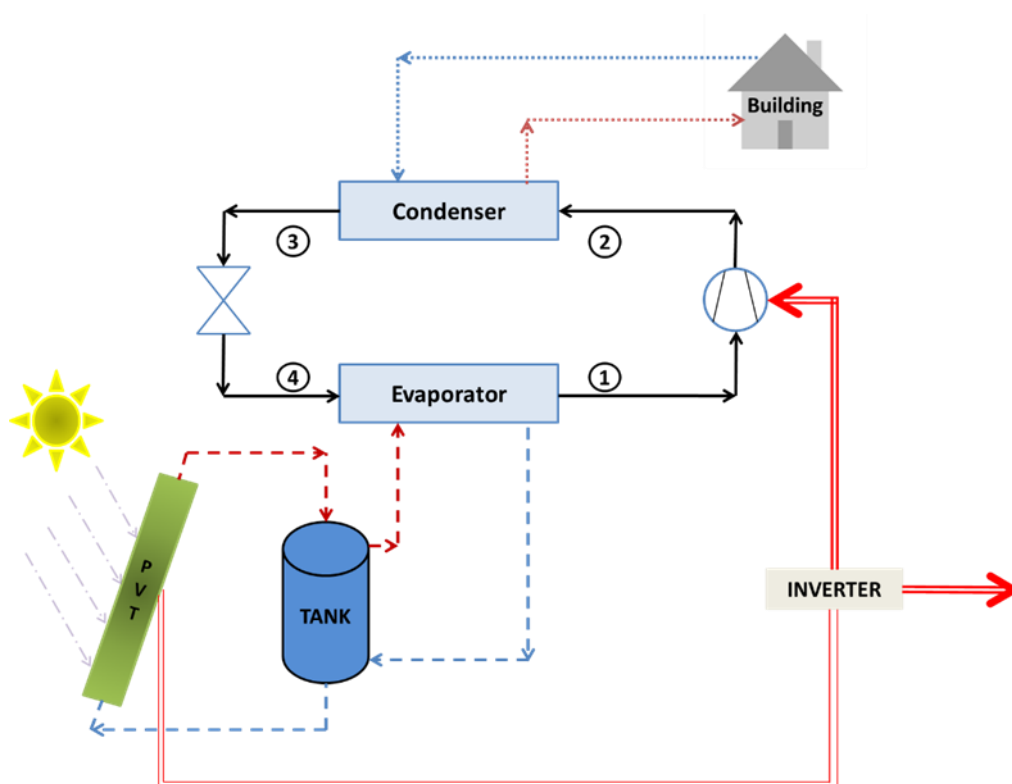


**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**  
**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**  
**ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΑΝΑΛΥΣΗ ΥΠΟΒΟΗΘΟΥΜΕΝΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ  
ΣΥΖΕΥΓΜΕΝΗΣ ΜΕ ΘΕΡΜΙΚΟ ΦΩΤΟΒΟΛΤΑΪΚΟ ΣΥΛΛΕΚΤΗ  
ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΝΑΝΟΡΕΥΣΤΟΥ**

**Νικόλαος Νικολάου**



Επιβλέπων: **Χρήστος Τζιβανίδης**, Αναπληρωτής Καθηγητής ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ, ΙΟΥΝΙΟΣ 2018





## Ευχαριστίες

---

Με την περάτωση της παρούσας διπλωματικής εργασίας κλείνει ο σημαντικότερος κύκλος της ζωής μου ως τώρα. Θέλω, λοιπόν, να εκφράσω τις ευχαριστίες μου σε ανθρώπους που συνέβαλαν ο καθένας από την πλευρά του στο αποτέλεσμα αυτό.

Αρχικά, θέλω να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της παρούσας εργασίας, Αναπληρωτή Καθηγητή Δρ. Χρήστο Τζιβανίδη για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με το παρόν θέμα και για την αгаστή συνεργασία που είχαμε όλο αυτό το διάστημα. Οι γνώσεις του και ο επαγγελματισμός του ήταν στοιχεία που συνέβαλαν στην καλή συνεργασία και εντέλει την περάτωση της διπλωματικής. Τον ευχαριστώ θερμά.

Το επόμενο μεγάλο ευχαριστώ το οφείλω στον Δρ. Ευάγγελο Μπέλλο. Δεν μπορώ να βρω λόγια, ώστε να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου για την αρωγή του, αφού χωρίς εκείνον το αποτέλεσμα δε θα ήταν το ίδιο. Ήταν παρών σε κάθε τι που προέκυπτε, αφιερώνοντας πολύτιμο χρόνο στα προβλήματά μου, δίνοντας πάντοτε λύση – με τον δικό του ξεχωριστό τρόπο. Φίλε Βαγγέλη, σε ευχαριστώ από καρδιάς.

Το τελευταίο και μεγαλύτερο ευχαριστώ το οφείλω όμως στην οικογένειά μου τόσο για την ηθική, όσο και για την υλική στήριξη καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου, ώστε να μπορώ να είμαι αφοσιωμένος σε αυτές και να τις περατώσω ακώλυτα. Τους ευχαριστώ για όλα.

# Περιεχόμενα

---

<b>Περίληψη</b> .....	7
<b>Abstract</b> .....	9
<b>Ονοματολογία</b> .....	11
<b>1. Εισαγωγή</b> .....	16
1.1 Έννοια και μορφές ενέργειας .....	16
1.2 Ενεργειακές πηγές και η κατάσταση σήμερα .....	17
1.3 Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας .....	19
<b>2. Ήλιος και ενέργεια</b> .....	24
2.1 Η σχετική θέση της Γης ως προς τον ήλιο .....	24
2.2 Ανάλυση της ηλιακής ακτινοβολίας .....	26
2.3 Ενεργειακή αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας .....	29
2.4 Τεχνολογίες αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας .....	30
2.4.1 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης (FPC) .....	31
2.4.2 Συλλέκτης με σωλήνα κενού (ETC) .....	38
2.4.3 Συγκεντρωτικοί συλλέκτες .....	41
2.4.4 Φωτοβολταϊκά συστήματα .....	50
2.4.5 Θερμοφωτοβολταϊκά συστήματα .....	54
<b>3. Αντλίες θερμότητας</b> .....	58
3.1 Βασικές αρχές λειτουργίας .....	58
3.2 Περιγραφή επί μέρους τμημάτων Αντλίας Θερμότητας .....	61
3.2.1 Συμπιεστής .....	61
3.2.2 Ατμοποιητής .....	65
3.2.3 Συμπυκνωτής .....	68
3.2.4 Εκτονωτική διάταξη .....	70
3.3 Εργαζόμενα μέσα .....	72
3.4 Τύποι αντλιών θερμότητας .....	76
3.5 Υποβοηθούμενες αντλίες θερμότητας .....	78
3.5.1 Ηλιακά υποβοηθούμενες αντλίες θερμότητας .....	78
3.5.2 Γεωθερμικές αντλίες θερμότητας .....	81
<b>4. Μεθοδολογία και μοντελοποίηση</b> .....	84
4.1 Εξεταζόμενο σύστημα .....	84

4.2	Εξεταζόμενο φωτοβολταϊκό πάνελ.....	85
4.3	Εξεταζόμενο δοχείο αποθήκευσης.....	90
4.3	Εξεταζόμενη αντλία θερμότητας .....	92
4.5	Χρήση νανορευστών στο σύστημα.....	98
4.6	Μετεωρολογικά δεδομένα .....	103
4.7	Μοντελοποίηση μη μόνιμων συνθηκών .....	105
4.7	Οικονομική αξιολόγηση .....	106
4.9	Μεθοδολογία προσομοίωσης.....	109
<b>5.</b>	<b>Αποτελέσματα.....</b>	<b>115</b>
5.1	Ανάλυση σε μόνιμες συνθήκες (steady state).....	115
5.1.1	Απόδοση θερμοφωτοβολταϊκού συλλέκτη (PV/T).....	115
5.1.2	Απόδοση συστήματος δοχείου – αντλίας θερμότητας.....	118
5.1.3	Βελτιστοποίηση συστήματος.....	124
5.2	Ανάλυση σε δυναμικές συνθήκες .....	133
5.2.1	Ημερήσιες αποδόσεις.....	133
5.2.2	Ετήσια ενεργειακή, εξεργειακή, οικονομική και περιβαλλοντική αξιολόγηση.....	149
<b>6.</b>	<b>Συμπεράσματα.....</b>	<b>159</b>
6.1	Σύνοψη εργασίας .....	159
6.2	Συμπεράσματα εργασίας ανά στάδιο μελέτης .....	159
6.3	Προβλήματα-Προκλήσεις σχετιζόμενες με τα νανορευστά .....	161
6.4	Προτάσεις για μελλοντική έρευνα .....	162

## Περίληψη

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη, η βελτιστοποίηση και η αξιολόγηση ενός συστήματος συμπαραγωγής με ενεργειακά, εξεργειακά και οικονομικά κριτήρια. Το εξεταζόμενο σύστημα αποτελείται από θερμοφωτοβολταϊκούς συλλέκτες συζευγμένους με δοχείο αποθήκευσης που τροφοδοτούν θερμικά μία αντλία θερμότητας για θέρμανση χώρου και έναν μετατροπέα (inverter) για παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Η καινοτομία αυτής της μελέτης έγκειται στην πολυστοχική βελτιστοποίηση του συστήματος (multi-objective optimization), καθώς και στη χρήση νανορευστού στο ηλιοθερμικό πεδίο. Πιο συγκεκριμένα, για την εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας μελετήθηκε η εγκατάσταση 20 m<sup>2</sup> θερμοφωτοβολταϊκών συζευγμένων με ένα δοχείο χωρητικότητας 1 m<sup>3</sup> που τροφοδοτούν τον ατμοποιητή μίας αντλίας θερμότητας ονομαστικής ισχύος 5 kW. Επιπλέον, η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς από τους συλλέκτες μεταφέρεται στον μετατροπέα (inverter) προκειμένου να τροφοδοτήσει τις ανάγκες του συμπιεστή της αντλίας θερμότητας. Η πλεονάζουσα ηλεκτρική ισχύς μετά τον μετατροπέα παρέχεται μέσω net metering στο δίκτυο. Τα εξεταζόμενα νανορευστά έχουν ως ρευστό βάσης νερό, ενώ τα εξεταζόμενα νανοσωματίδια είναι τα εξής: Cu, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, SiO<sub>2</sub>, TiO<sub>2</sub>. Η ανάλυση πραγματοποιείται με ένα θερμικό – θερμοδυναμικό μοντέλο το οποίο αναπτύχθηκε στο εμπορικό πακέτο Engineering Equation Solver (EES). Για τη μελέτη των συλλεκτών αναπτύχθηκε αρχικά ένα μοντέλο που είχε ως εργαζόμενο ρευστό το νερό και επικυρώθηκε με πειραματικά αποτελέσματα από τη βιβλιογραφία. Από τη μελέτη αυτή προέκυψε ότι το νανορευστό νερού/Cu έδωσε μέση βελτίωση 4.9% στον θερμικό βαθμό απόδοσης και 0.84% στον ηλεκτρικό, το νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> έδωσε μέση βελτίωση 3.9% στον θερμικό βαθμό απόδοσης και 0.65% στον ηλεκτρικό, το νανορευστό νερού/TiO<sub>2</sub> έδωσε μέση βελτίωση 0.90% στον θερμικό βαθμό απόδοσης και 0.11% στον ηλεκτρικό, ενώ το νανορευστό νερού/SiO<sub>2</sub> έδωσε μέση βελτίωση 0.82% στον θερμικό βαθμό απόδοσης και 0.10% στον ηλεκτρικό. Μόνο τα δύο πρώτα μελετήθηκαν για ολόκληρο το σύστημα. Η βελτιστοποίηση του συστήματος έγινε με τα κριτήρια του ενεργειακού βαθμού απόδοσης, του εξεργειακού βαθμού και της χρηματοροής. Η βέλτιστη θερμοκρασία ατμοποιητή υπολογίστηκε στους 17°C, όπου ο μέσος ετήσιος ενεργειακός βαθμός απόδοσης για τη χρήση νερού είναι 54.2%, ενώ ο μέσος ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης ίσος με 11.1%. Με τη χρήση του νανορευστού νερού/Cu παρατηρείται αύξηση κατά 4.8% του ενεργειακού βαθμού απόδοσης και κατά 0.66% του εξεργειακού, ενώ με τη χρήση του νανορευστού νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> αύξηση 4.3% και 0.6% αντίστοιχα. Η οικονομική ανάλυση του συστήματος με εργαζόμενο μέσο το νερό έδωσε περίοδο αποπληρωμής τα 6.77 έτη, ενώ σε χρονικό ορίζοντα 25 ετών ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (IRR) της επένδυσης είναι 16.2% και η καθαρή παρούσα αξία (NPV) 16934 €. Κατά την περιβαλλοντική ανάλυση προέκυψε ότι λόγω της χρήσης του συστήματος με εργαζόμενο μέσο το νερό μπορούν να αποφευχθούν ετησίως 3.51 tn CO<sub>2</sub> ετησίως, με εργαζόμενο μέσο νανορευστό νερού/Cu 3.63 tn CO<sub>2</sub> ετησίως, ενώ με εργαζόμενο μέσο νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 3.62 tn CO<sub>2</sub> ετησίως.





## Abstract

---

The objective of this dissertation is the investigation and the optimization of a solar assisted heat pump heating system driven by nanofluid-based thermal photovoltaic collectors. The examined system includes also a storage tank for sensible thermal storage and an inverter. The total collecting area is  $20 \text{ m}^2$ , the storage tank volume is  $1 \text{ m}^3$  and the nominal heat pump power is  $5 \text{ kW}$ . The produced electricity feeds the heat pump compressor and also is partially given to the grid. The main innovation of this work is the use of four water-based nanofluids (Cu,  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{SiO}_2$ ,  $\text{TiO}_2$ ) in the solar-thermal system, as well as the followed multi-objective optimization procedure. The analysis is conducted with a developed and validated thermal – thermodynamic in Engineering Equation Solver (EES).

According to the final results, the use of water/Cu leads to 4.9% thermal efficiency enhancement and 0.84% electrical efficiency enhancement. Moreover, the use of water/ $\text{Al}_2\text{O}_3$ , water/ $\text{TiO}_2$  and water/ $\text{SiO}_2$  leads to 3.9%, 0.90%, 0.82% thermal efficiency enhancement respectively while the electrical efficiency enhancement was 0.65%, 0.11% and 0.10% respectively. So, the Cu and  $\text{Al}_2\text{O}_3$  are the most efficient nanoparticles in the solar system and thus they further investigated in the total system.

The optimization of the total system was performed using the energy efficiency, exergy efficiency and cash flow criteria using a multi-objective procedure. The optimum evaporating temperature was found to be  $17^\circ\text{C}$  and in this case, the mean energy efficiency was 54.2% and the mean exergy efficiency was 11.1% with the pure water as working fluid. It is found that the water/Cu leads to 4.8% energy efficiency enhancement and to 0.66% exergy efficiency enhancement while the  $\text{Al}_2\text{O}_3$  to 4.3% and 0.60% respectively.

The financial evaluation with pure water proved that the payback period is 6.77 years, the internal rate of return (IRR) is 16.2% and the net present value (NPV) 16934 €. Moreover, the environmental evaluation of the system indicates that the yearly  $\text{CO}_2$  avoidance is 3.51 tn for pure water, 3.62 tn for water/ $\text{Al}_2\text{O}_3$  and 3.63 tn for water/Cu.



## Ονοματολογία

A	Επιφάνεια, $m^2$
b	Συντελεστής θερμοκρασίας φωτοβολταϊκού, $K^{-1}$
C	Λόγος συγκέντρωσης, -
$C_0$	Αρχικό κόστος επένδυσης, €
CF	Χρηματοροή, €
$C_p$	Ειδική θερμοχωρητικότητα, $kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$
D	Διάμετρος, m
$d_f$	Ισοδύναμη διάμετρος μορίων του ρευστού βάσης, nm
$d_{in}$	Εσωτερική διάμετρος σωλήνα, m
$d_{out}$	Εξωτερική διάμετρος σωλήνα, m
$d_p$	Διάμετρος νανοσωματιδίων, nm
DR	Διακύμανση θερμοκρασίας, K
E	Ενέργεια, kWh
Ex	Παραγόμενη εξέργεια, kW
$F_i$	Συναρτήσεις πολύ-στοχικής βελτιστοποίησης ( $i=1, 2, 3, 4$ ), -
$F_R$	Παράγων θερμικής απολαβής του συλλέκτη
$G_{on}$	Ηλιακή ακτινοβολία στην κορυφή της ατμόσφαιρας που προσπίπτει σε επίπεδο κάθετο στις ηλιακές ακτίνες, $W\ m^{-2}$
$G_T$	Προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία, $W\ m^{-2}$
h	Ειδική ενθαλπία, $kJ\ kg^{-1}$
$h_{in}$	Συντελεστής συναγωγής μεταξύ πλάκας και καλύμματος, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
$h_f$	Συντελεστής συναγωγής, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
$h_{lf}$	Συντελεστής συναγωγής του ρευστού εντός του σπειροειδούς εναλλάκτη, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
$h_{out}$	Συντελεστής συναγωγής μεταξύ καλύμματος και περιβάλλοντος, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
$h_{ref}$	Συντελεστής συναγωγής του εργαζόμενου μέσου εντός της αντλίας, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
$H_T$	Ωριαία προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία, $kWh\ m^{-2}$
k	Θερμική αγωγιμότητα, $W/mK$
K	Μεμονωμένο αρχικό κόστος επί μέρους τμημάτων, €
$k_b$	Σταθερά Boltzmann, $J\ K^{-1}$

L	Μήκος, m
m	Παροχή μάζας, kg s <sup>-1</sup>
MB	Μοριακό βάρος, kg kmol <sup>-1</sup>
N <sub>A</sub>	Αριθμός Avogadro, kmol <sup>-1</sup>
N <sub>t</sub>	Αριθμός σωλήνων, -
N <sub>col</sub>	Αριθμός συλλεκτών, -
Nu	Αριθμός Nusselt
N <sub>D</sub>	Διάρκεια ημέρας, h
P <sub>el,hp</sub>	Ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνεται στην αντλία θερμότητας, W
PF	Συντελεστής συσσώρευσης
P <sub>grid</sub>	Ηλεκτρική ισχύς προς το δίκτυο, W
Pr	Αριθμός Prandtl
Q	Θερμότητα, W
r	Επιτόκιο αναγωγής
Ra	Αριθμός Rayleigh
R <sub>b</sub>	Συντελεστής τροποποίησης άμεσης ακτινοβολίας, -
R <sub>d</sub>	Συντελεστής τροποποίησης διάχυτης ακτινοβολίας, -
Re	Αριθμός Reynolds, -
Re <sub>d</sub>	Αριθμός Reynolds νανοσωματιδίου, -
S	Απορροφούμενη ηλιακή ακτινοβολία, W m <sup>-2</sup>
T	Θερμοκρασία, °C
T <sub>o</sub>	Θερμοκρασία αναφοράς, K
T <sub>sky</sub>	Θερμοκρασία ουρανού, K
T <sub>sun</sub>	Θερμοκρασία ήλιου, K
$\bar{T}_w$	Μέση θερμοκρασία αέρα εντός εναλλάκτη, K
U <sub>T</sub>	Συντελεστής θερμικών απωλειών δοχείου, W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
U	Συντελεστής θερμικής διαπερατότητας εναλλάκτη, W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
(UA)	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
V	Ογκομετρική παροχή, m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup>
V <sub>T</sub>	Όγκος δοχείου αποθήκευσης, m <sup>3</sup>
U <sub>wind</sub>	Ταχύτητα ανέμου, m s <sup>-1</sup>

### Ελληνικά σύμβολα

$\alpha$	Απορροφητικότητα, -
$\beta$	Κλίση συλλέκτη, °
$\gamma$	Αζιμούθιο επιφάνειας, °
$\gamma_s$	Αζιμούθιο ήλιου, °
$\delta$	Ηλιακή απόκλιση, °
$\Delta t$	Χρονικό βήμα, s
$\varepsilon$	Συντελεστής εκπομπής/ Εκμεταλλευσιμότητα εναλλάκτη, -
$\eta$	Βαθμός απόδοσης, -
$\theta$	Γωνία πρόσπτωσης, °
$\theta_z$	Γωνία ζενίθ, °
$\mu$	Δυναμική συνεκτικότητα, Pa s
$\nu$	Κινηματική συνεκτικότητα, $m^2 s^{-1}$
$\pi$	Λόγος πίεσης συμπίεστή, -
$\rho$	Πυκνότητα, $kg m^{-3}$
$\sigma$	Σταθερά Stefan–Boltzmann [= $5.67 \cdot 10^{-8} W m^{-2} K^{-4}$ ]
$\tau$	Διαπερατότητα καλύματος, -
(τα)	Γινόμενο διαπερατότητας-απορροφητικότητας, -
$\varphi$	Ογκομετρική συγκέντρωση νανοσωματιδίων, -
$\varphi_0$	Γεωγραφικό πλάτος, °
$\omega$	Ωριαία γωνία, °

### Εκθέτες και δείκτες

abs	Απορροφούμενη
air	Αέρας
am	Περιβάλλον
back	Οπίσθεν πλευρά του συλλέκτη
bf	Ρευστό βάσης
c	Κάλυμμα
coil	Σπειροειδής σωλήνας εντός του εναλλάκτη
col	Συλλέκτης

com	Συμπιεστής
cond	Συμπυκνωτής
ev	Ατμοποιητής
el	Ηλεκτρικός
en	Ενέργεια
ex	Εξέργεια
f	Ρευστό
heat	Θέρμανση
hp	Αντλία θερμότητας
in	Είσοδος
ins	Μόνωση συλλέκτη
inv	Μετατροπέας (inverter)
is	Ισεντροπικός
loss	Θερμικές απώλειες
load	Φορτίο – προς την αντλία θερμότητας
m	Μέση
nf	Νανορευστό
np	Νανოსωματίδιο
opt	Βέλτιστα
out	Έξοδος
p	Πλάκα απορρόφησης
PV	Φωτοβολταϊκή κυψέλη
ref	Ψυκτικό μέσο
s	Ηλιακό
st	Ζώνες δοχείου αποθήκευσης
sys	Ολικό σύστημα
T	Δοχείο αποθήκευσης
t	Ολικό σύστημα συλλέκτη
th	Θερμικός
top	Άνω πλευρά του συλλέκτη
tube	Σωλήνας
u	Χρήσιμη

## Συντομογραφίες

COP	Συντελεστής συμπεριφοράς
COP <sub>th</sub>	Θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς
CPC	Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης
DX	Αμέσου εκτόνωσης
EES	Engineering Equation Solver
ETC	Συλλέκτης με σωλήνα κενού
EVA	Διαπερατό κολλώδες στρώμα
FPC	Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης
GSHP	Γεωθερμική αντλία θερμότητας
IDX	Εμμέσου εκτόνωσης
IRR	Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης
NPV	Καθαρή παρούσα αξία
PP	Περίοδος αποπληρωμής
PTC	Επιμήκης παραβολικός συλλέκτης
PVT	Θερμοφωτοβολταϊκό
SAHP	Ηλιακά υποβοηθούμενη αντλία θερμότητας
SPP	Απλή περίοδος αποπληρωμής

## Εισαγωγή

---

### 1.1 Έννοια και μορφές ενέργειας

Κάθε φυσικό σύστημα περιέχει μία ποσότητα που ονομάζεται ενέργεια. Ως ενέργεια ορίζεται η ικανότητα ενός σώματος ή συστήματος να παράγει έργο. Αυτή αποτελεί την πλέον βασική ανάγκη κάθε ανθρώπου, αφού οποιαδήποτε μορφή δράσης προϋποθέτει κατανάλωση ενέργειας. Από την αθλητική δράση μέχρι τη λειτουργία μηχανών και από το μαγείρεμα έως τη γραμμή παραγωγής σε ένα εργοστάσιο απαιτείται ενέργεια. Οι μορφές με τις οποίες αυτή συναντάται ποικίλλουν. Βασικές μορφές είναι η μηχανική (που συνίσταται από την κινητική και τη δυναμική ενέργεια ενός σώματος), η ηλεκτρική, η πυρηνική, η θερμική και η χημική ενέργεια. Η κύρια μονάδα μέτρησής της στο παγκόσμιο σύστημα μονάδων είναι (SI) είναι το Joule (J).

- Κινητική ενέργεια είναι αυτή που έχει ένα σώμα όταν κινείται και αναφέρεται στην ικανότητα του να παράγει έργο. Εξαρτάται από τη μάζα και την ταχύτητα ενός κινούμενου σώματος.
- Δυναμική ενέργεια ονομάζεται η ενέργεια που κατέχει ένα σώμα λόγω της κατάστασης ή της θέσεως του, είναι δηλαδή η δυνατότητα του σώματος να παράγει έργο επειδή βρίσκεται μέσα σε κάποιο πεδίο δυνάμεων. Διακρίνεται σε ενέργεια θέσεως (π.χ. ένα σώμα σε πεδίο βαρύτητας που έχει τη δυνατότητα να κινηθεί σε χαμηλότερη θέση παράγοντας έργο) και ενέργεια μορφής ή παραμόρφωσης, που εμφανίζεται όταν συστρέφουμε, τεντώνουμε, συμπιέζουμε ή λυγίζουμε ένα υλικό αλλάζοντας τη φυσική του μορφή (π.χ. το παραμορφωμένο ελατήριο ή λάστιχο).
- Ως πυρηνική ή ατομική ενέργεια ορίζεται εκείνη που απελευθερώνεται από τον μετασχηματισμό ατομικών πυρήνων. Κατά τη σχάση του πυρήνα ενός ατόμου σε δύο ή περισσότερα σωματίδια μέσω πρόσκρουσης νετρονίων εκλύεται ενέργεια, η οποία είναι αποθηκευμένη σε αυτόν λόγω της αλληλεπίδρασης των σωματιδίων αυτών μεταξύ τους. Ενέργεια απελευθερώνεται και από την πυρηνική σύντηξη και οφείλεται στο γεγονός ότι η ενέργεια σύνδεσης ανά νουκλεόνιο στα προϊόντα της σύντηξης, είναι μικρότερη από το άθροισμα των ενεργειών σύνδεσης που χαρακτηρίζει κάθε αντιδρόν συστατικό της σύντηξης (μέχρι τον σχηματισμό του σιδήρου κατά την παραγωγή βαρύτερων πυρήνων υπάρχει ενεργειακό έλλειμμα). Οι ελεγχόμενες πυρηνικές αντιδράσεις (όπως γίνεται σε έναν πυρηνικό αντιδραστήρα) μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την κάλυψη ενεργειακών αναγκών.



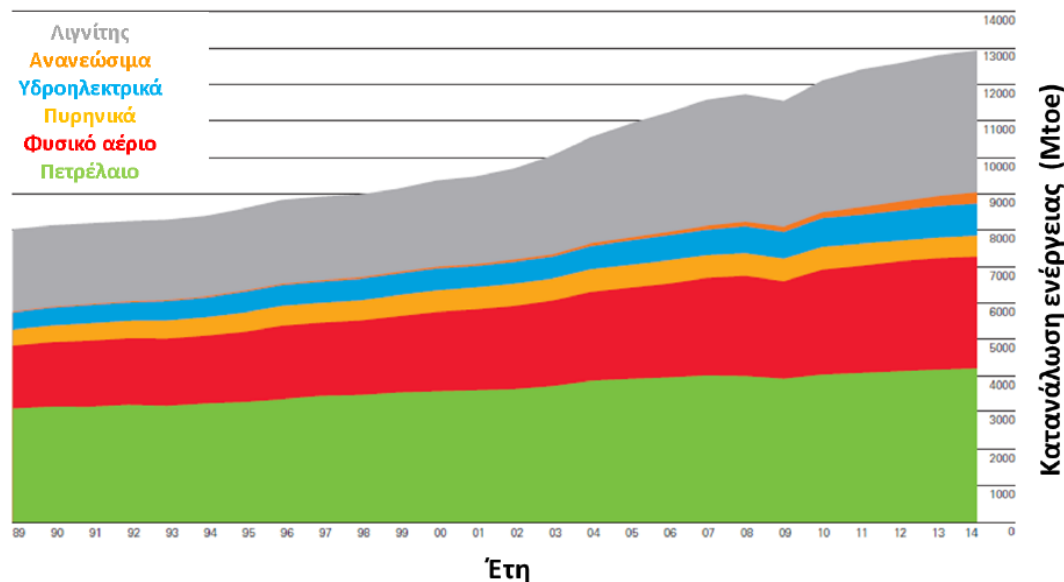
- Η θερμική ενέργεια αποτελείται από το σύνολο της κινητικής ενέργειας των σωματιδίων που συγκροτούν τα υλικά σώματα καθώς αυτά κινούνται στο εσωτερικό τους. Ειδικότερα, ο όρος θερμότητα αναφέρεται στην ενέργεια που μεταφέρεται από ένα σώμα υψηλής θερμοκρασίας σε άλλο χαμηλότερης (σύμφωνα με τον 2<sup>ο</sup> θερμοδυναμικό νόμο), με αποτέλεσμα να αυξηθεί η κινητική ενέργεια των σωματιδίων που αποτελούν το δεύτερο. Η θερμική ενέργεια μπορεί να προέλθει και από την ηλιακή ενέργεια.
- Η ηλεκτρική ενέργεια αναφέρεται στην κινητική ενέργεια των κινούμενων ηλεκτρονίων, λόγω της ύπαρξης διαφοράς δυναμικού στα άκρα ενός αγωγίμου υλικού με αποτέλεσμα την δημιουργία ηλεκτρικού ρεύματος. Και η ηλεκτρική ενέργεια μπορεί να είναι αποτέλεσμα της ηλιακής ενέργειας.
- Ως χημική ενέργεια ορίζεται το σύνολο της ενέργειας που συνέβαλε στη συγκρότηση μορίων χημικών ουσιών από διάφορα άτομα, κάτω από την αλληλεπίδραση ηλεκτρομαγνητικών δυνάμεων. Η χημική ενέργεια μετασχηματίζεται συνήθως σε θερμική ή ηλεκτρική, όταν γίνεται η αντίστροφη διαδικασία και τα μόρια διασπώνται και πάλι σε άτομα. Όμοια διαδικασία συντελείται και στους ζωικούς οργανισμούς κατά τη διαδικασία εκμετάλλευσης της χημικής ενέργειας των τροφών.

## 1.2 Ενεργειακές πηγές και η κατάσταση σήμερα

Οι πηγές ενέργειας που έχει ο άνθρωπος στην διάθεσή του προς εκμετάλλευση χωρίζονται σε δύο βασικές κατηγορίες. Σε αυτές που βασίζονται σε αποθέματα που βρίσκονται εντός του στερεού φλοιού της Γης έχοντας πεπερασμένη διάρκεια ζωής και σε αυτές που καθημερινά και αέναα παρέχονται στον πλανήτη για ήπια εκμετάλλευση. Στην πρώτη κατηγορία ανήκουν τα ορυκτά καύσιμα (κάρβουνο, πετρέλαιο και φυσικό αέριο), τα οποία είναι γνωστά και ως συμβατικά καύσιμα, καθώς και η πυρηνική ενέργεια, η οποία δεν αποτελεί ήπια μορφή ενέργειας, λόγω των πυρηνικών αποβλήτων και των ολέθριων επιπτώσεων που μπορεί να έχει ένα πυρηνικό ατύχημα. Στη δεύτερη κατηγορία ανήκουν πηγές ενέργειας που έχουν ως βασική τους προέλευση τον ήλιο. Η ενέργεια του ήλιου που φτάνει στη γη με τη μορφή ακτινών, εκτός από τη συμβολή της στη δημιουργία, ανάπτυξη και διατήρηση της ζωής στον πλανήτη, παρέχει συνεχώς ενέργεια με διάφορα αξιοποιήσιμες μορφές. Είναι ο «κινητήριος μοχλός» του γνωστού κύκλου του νερού, που δημιουργεί πρόσθετη πηγή ενέργειας (υδατοπτώσεις). Θέτει σε κίνηση τις αέριες μάζες της ατμόσφαιρας (αιολική ενέργεια), δημιουργεί τα κύματα και συμβάλλει στη δημιουργία των θαλάσσιων ρευμάτων (θαλασσινή ενέργεια). Απορροφάται από υλικά και παράγεται ηλεκτρική και θερμική ενέργεια και, τέλος, συμβάλλει στην ανάπτυξη της χλωρίδας, η οποία μπορεί να αποτελέσει πηγή ενέργειας (βιομάζα).

Στη σημερινή εποχή, η κατανάλωση ηλεκτρισμού, θερμότητας, αλλά και ψύξης, είναι οι βασικές μορφές ενέργειας που χρειάζεται ο άνθρωπος στην καθημερινότητά του. Η τεχνολογική εξέλιξη και η οικονομική ανάπτυξη κάθε χώρας εξαρτάται από την ποσότητα της διαθέσιμης ενέργειας αναδεικνύοντας τη σε ένα σημαντικό δείκτη του βιοτικού επιπέδου της ζωής σε αυτή. Συγχρόνως, η ραγδαία αύξηση του πληθυσμού

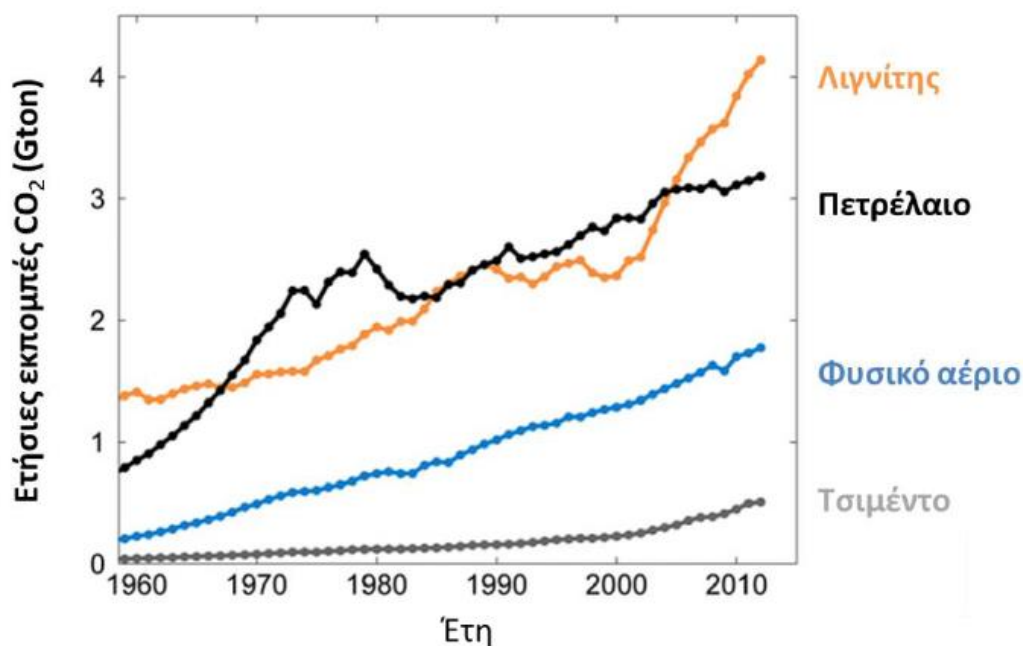
έχει προκαλέσει μία αύξηση της ζήτησης για ενέργεια κατά τη διάρκεια των τελευταίων δεκαετιών. Σύμφωνα με μελέτες [1.1], έως το 2030 αναμένεται αύξηση της παγκόσμιας κατανάλωσης ενέργειας κατά 45% σε σχέση με το 2006. Στο διάγραμμα της εικόνας 1.1 παρουσιάζεται η αύξηση της παγκόσμιας ενεργειακής κατανάλωσης τα τελευταία 25 χρόνια καθώς και τις πηγές από τις οποίες παρέχεται η απαιτούμενη ενέργεια.



**Εικόνα 1.1:** Παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση των 25 τελευταίων ετών [1.2]

Από το παραπάνω διάγραμμα γίνεται φανερό ότι υπάρχει τα τελευταία χρόνια μία τάση για αύξηση της χρήσης των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, καθώς και της χρήσης του φυσικού αερίου, το οποίο θεωρείται πιο καθαρό καύσιμο σε σχέση με τα συμβατικά. Η τάση αυτή προς τις εναλλακτικές και τις πιο «καθαρές» μορφές ενέργειας οφείλεται στα περιβαλλοντικά προβλήματα που έχουν δημιουργηθεί λόγω της εκπομπής ρύπων ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ), τα οποία συμβάλλουν στην εμφάνιση διάφορων επιβλαβών για την ανθρώπινη υγεία και το φυσικό περιβάλλον φαινομένων, όπως της τρύπας του όζοντος, της όξινης βροχής και της ενίσχυσης του φαινομένου του θερμοκηπίου [1.3]. Επομένως, όλα τα παραπάνω οδηγούν σε μία γενικότερη κλιματική αλλαγή, η οποία επιδρά αρνητικά στην καθημερινότητα και την υγεία των ανθρώπων κάνοντας επιτακτική την ανάγκη τροποποίησης του φάσματος των πηγών και των μέσων από τα οποία λαμβάνεται η απαιτούμενη ενέργεια για την εκπλήρωση των αναγκών της κοινωνίας. Ουσιαστικά, είναι αναγκαία η υποκατάσταση – αν όχι η πλήρης αντικατάσταση – της ενέργειας που λαμβάνεται από την καύση ορυκτών καυσίμων με μη ρυπογόνες μεθόδους. Για να γίνει περισσότερο εμφανές το ζήτημα με τις ολοένα αυξανόμενες εκπομπές ρυπογόνων ουσιών στην ατμόσφαιρα παρουσιάζεται το διάγραμμα της εικόνας 1.2 που αποτυπώνει τις ετήσιες εκπομπές  $\text{CO}_2$  στο περιβάλλον ανάλογα με την πηγή εκπομπής του. Όπως αποτυπώνεται σε αυτό το διάγραμμα, οι εκπομπές αυξάνονται με την πάροδο του χρόνου, γεγονός που πρέπει να αντιμετωπιστεί από την παγκόσμια κοινότητα. Τρόποι με τους οποίους υλοποιείται η προσπάθεια αντιμετώπισης είναι οι διεθνείς συμβάσεις που συντάσσονται ανά τακτά χρονικά διαστήματα, οι οποίες καθορίζουν τα ετήσια εθνικά όρια εκπομπής διοξειδίου

του θείου (SO<sub>2</sub>), οξειδίων του αζώτου (NO<sub>x</sub>) και πτητικών οργανικών ενώσεων (VOC) εκτός μεθανίου (CH<sub>4</sub>) και αμμωνίας (NH<sub>3</sub>).



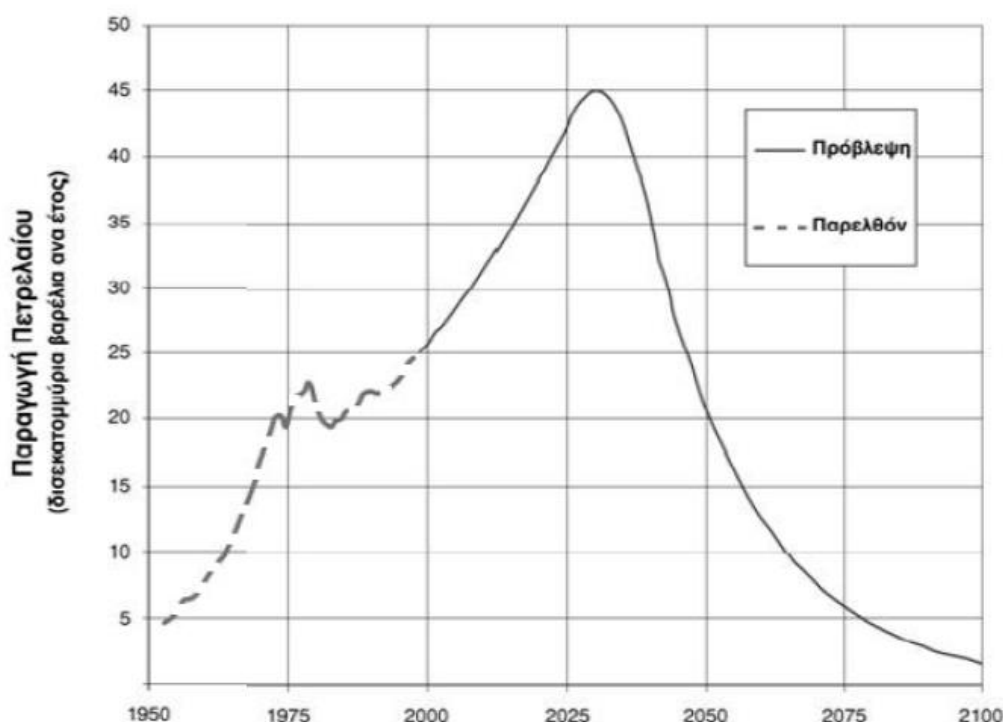
Εικόνα 1.2: Ετήσιες εκπομπές CO<sub>2</sub> [1.2]

Έτσι, η τελευταία οδηγία 2001/81/EK του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Ευρωπαϊκού Συμβουλίου έθετε τα ανώτατα όρια για τις συνολικές ετήσιες εκπομπές των κρατών μελών τα οποία έπρεπε να επιτευχθούν έως το 2010. Αυτό είχε ως αποτέλεσμα τη μείωση των εκπομπών SO<sub>2</sub> κατά 82%, των εκπομπών NO<sub>x</sub> κατά 47%, των εκπομπών VOC (εκτός μεθανίου) κατά 56% και των εκπομπών NH<sub>3</sub> κατά 28% σε σχέση με το 1990 [1.4]. Παράλληλα, η Ευρωπαϊκή Ένωση μέσω της ντιρεκτίβας 2009/28/ΕΤ [1.5] υποχρεώνει όλα τα κράτη-μέλη της να μειώσουν κατά 20% την κατανάλωση ενέργειας και να αυξήσουν τη συνεισφορά των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στο ενεργειακό μίγμα στο 20% επί του συνολικού έως το 2020 [1.6-1.7]. Επιπρόσθετα, το Μάρτη του 2013 από το Ευρωπαϊκό κοινοβούλιο αποφασίστηκε η κατεύθυνση προς τη μείωση της ενέργειας που καταναλώνουν τα κτίρια στο 1/5 αυτής που καταλάωναν το 2010, έως το 2050 [1.5]. Είναι σημαντικό να τονιστεί ότι σε παγκόσμιο επίπεδο, στα κτήρια οφείλεται περίπου το 26% της ζήτησης σε ενέργεια [1.8], ενώ στην Ευρώπη το ποσοστό αγγίζει το 40% [1.9], γεγονός που καταδεικνύει τη σημασία της λήψης και της εφαρμογής μέτρων εξοικονόμησης ενέργειας στα κτήρια.

### 1.3 Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας

Για την επίτευξη των παραπάνω στόχων, σε συνδυασμό με τη μείωση των αποθεμάτων του πετρελαίου η ερευνητική και πολιτική κοινότητα άρχισε να στρέφεται στην αξιοποίηση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Με τον όρο ανανεώσιμες πηγές ενέργειας ορίζονται ενεργειακές πηγές, όπως ο ήλιος, ο άνεμος, η βιομάζα, οι οποίες

υπάρχουν σε αφθονία στο φυσικό περιβάλλον. Είναι γεγονός ότι έως τις αρχές του 19<sup>ου</sup> αιώνα, οπότε και στράφηκε η κοινωνία στη χρήση άνθρακα, οι άνθρωποι αξιοποιούσαν σχεδόν αποκλειστικά αυτές τις μορφές ενέργειας, με χαρακτηριστικά παραδείγματα τους υδρόμυλους και τους ανεμόμυλους. Με αφορμή τις δύο πετρελαϊκές κρίσεις, το 1973 και το 1979, άρχισε να ενδιαφέρεται η παγκόσμια κοινότητα για την εκμετάλλευση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, κατάσταση η οποία παγιώθηκε κατά την τελευταία εικοσαετία λόγω των ανησυχητικών φαινομένων στο περιβάλλον, όπως περιεγράφηκε παραπάνω. Σύμφωνα με τον Διεθνή Οργανισμό Ενέργειας εκτιμάται ότι η κατανάλωση πετρελαίου θα αυξάνεται κατά μέσο όρο 1.6% έως το 2030, γεγονός που θα οδηγήσει σε εξάντληση των αποθεμάτων του έως το 2100 [1.10].



Εικόνα 1.3: Παραγωγή πετρελαίου ανά έτος [1.10]

Τα πλεονεκτήματα, λοιπόν, των ΑΠΕ και κυρίως η ουσιαστική στις συμβολή στην απεξάρτηση του πλανήτη από τα ορυκτά καύσιμα, που αναμένεται να εξαντληθούν σχετικά σύντομα, δικαιολογούν αυτή τη μεγάλη στροφή. Οι «ήπιες μορφές ενέργειας», όπως αλλιώς ονομάζονται, έχουν ως βασική γενεσιουργό αιτία τον ήλιο, με εξαίρεση την ενέργεια των παλιροϊκών κυμάτων που οφείλονται στη δράση της βαρύτητας της Σελήνης, καθώς και τη γεωθερμία. Οι ΑΠΕ ταξινομούνται στις παρακάτω κατηγορίες:

- α) Ηλιακή ενέργεια:** Η ηλιακή ακτινοβολία με την βοήθεια των κατάλληλων υλικών μέσων γίνεται εκμεταλλεύσιμη και η ενέργεια που λαμβάνεται αποτελεί την ηλιακή ενέργεια. Τα συστήματα που αξιοποιούν την ηλιακή ενέργεια διακρίνονται στα εξής:
- ενεργητικά ηλιακά συστήματα: μετατρέπουν την ηλιακή ακτινοβολία σε θερμότητα (π.χ. ηλιακός συλλέκτης)
  - παθητικά ηλιακά συστήματα: αφορούν κατάλληλες αρχιτεκτονικές μεθόδους μέσω των οποίων, με χρήση κατάλληλων δομικών υλικών, γίνεται δυνατή η χρήση της

ηλιακής ακτινοβολίας προκειμένου να επιτευχθεί θέρμανση, δροσισμός ή φωτισμός σε ένα χώρο (π.χ. τοίχος Trombe)

- φωτοβολταϊκά ηλιακά συστήματα: μετατρέπουν την ηλιακή ακτινοβολία απευθείας σε ηλεκτρική ενέργεια.

**β) Αιολική ενέργεια:** είναι η κινητική ενέργεια του ανέμου, η οποία μέσω κατάλληλων αεροδυναμικών σχηματισμών και μηχανισμών μετατρέπεται σε μηχανική. Ως επί το πλείστον, η μηχανική αυτή ενέργεια μετατρέπεται στη συνέχεια σε ηλεκτρική σε εγκαταστάσεις που είναι γνωστές ως ανεμογεννήτριες.

**γ) Υδραυλική ενέργεια:** είναι η δυναμική ενέργεια του νερού, η οποία προέρχεται από τις υδατοπτώσεις. Μετασχηματίζεται σε κινητική μέσω κατάλληλων φυσικών ή τεχνητών αγωγών (π.χ. ποτάμια) και η συνολική μηχανική ενέργεια που έχει το νερό καθίσταται εκμεταλλεύσιμη μέσω κατάλληλων υδροδυναμικών σχηματισμών και μηχανισμών. Και για την υδραυλική ενέργεια, συνήθως, ο τελικός σκοπός είναι η μετατροπή της σε ηλεκτρική ενέργεια.

**δ) Βιομάζα:** είναι αποτέλεσμα της διαδικασίας της φωτοσύνθεσης, η οποία χρησιμοποιώντας την ηλιακή ακτινοβολία, με μια σειρά διεργασιών συμβάλλει στην ανάπτυξη φυτικών οργανισμών, τόσο χερσαίας όσο και υδρόβιας προέλευσης. Οι οργανισμοί αυτοί αποτελούν τη βιομάζα και μετατρέπονται, κυρίως μέσω της καύσης, σε άλλες μορφές ενέργειας. Παρόλο που η εκμετάλλευση της ενέργειάς της γίνεται μέσω καύσης, θεωρείται ΑΠΕ, γιατί στον κύκλο ζωής του το κάθε φυτό έχει απορροφήσει ίσο ή περισσότερο οξυγόνο από όσο εκλύεται κατά την καύση.

**ε) Γεωθερμική ενέργεια:** αποτελεί το σύνολο της θερμικής ενέργειας που προέρχεται από το εσωτερικό της Γης και σχετίζεται με την ηφαιστειότητα και τις ειδικότερες γεωλογικές και γεωτεκτονικές συνθήκες της κάθε περιοχής. Ανάλογα με το θερμοκρασιακό της επίπεδο μπορεί να έχει διάφορες χρήσεις [1.11]:

- Η υψηλής ενθαλπίας (>150 °C) χρησιμοποιείται συνήθως για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Η ισχύς τέτοιων εγκαταστάσεων το 1979 ήταν 1916 MW με παραγόμενη ενέργεια 12×106 kWh/έτος.
- Η μέσης ενθαλπίας (80 έως 150 °C) που χρησιμοποιείται για θέρμανση ή και ξήρανση ξυλείας και αγροτικών προϊόντων καθώς και μερικές φορές και για την παραγωγή ηλεκτρισμού (π.χ. με κλειστό κύκλωμα ψυκτικού μέσου που έχει χαμηλό σημείο ζέσεως).
- Η χαμηλής ενθαλπίας (25 έως 80 °C) που χρησιμοποιείται για θέρμανση χώρων, για θέρμανση θερμοκηπίων, για ιχθυοκαλλιέργειες, για παραγωγή γλυκού νερού.

**στ) Ηλεκτρομαγνητική ενέργεια:** αποτελείται από κύματα ηλεκτρικής και μαγνητικής ενέργειας, τα οποία διαδίδονται (ακτινοβολούνται) στον ελεύθερο χώρο. Η περιοχή στην οποία αναπτύσσονται τα κύματα αυτά ονομάζεται ηλεκτρομαγνητικό πεδίο. Τα ηλεκτρομαγνητικά κύματα εμφανίζονται με πολλές διαφορετικές μορφές. Για παράδειγμα, τα ραδιοκύματα, τα μικροκύματα, το ορατό φως, αλλά και οι ακτίνες X αποτελούν μορφές ηλεκτρομαγνητικών κυμάτων. Μέσω του ήλιου φτάνουν στη Γη ηλεκτρομαγνητικά κύματα του υπέρυθρου φάσματος, του ορατού και του υπεριώδους με μήκη κύματος από 0.2 μm έως 2.6 μm. Όλα μεταδίδονται με την ταχύτητα του φωτός [1.12].

Η ανάπτυξη των ΑΠΕ, και ιδιαιτέρως της αιολικής και της ηλιακής ενέργειας, προωθείται με συνεχώς αυξανόμενο ρυθμό σε όλο τον ανεπτυγμένο κόσμο με ισχυρά κίνητρα για επίδοξους επενδυτές από τα κράτη και τις ενώσεις κρατών. Ωστόσο, σε αυτό το σημείο πρέπει να τονιστούν ορισμένες δυσκολίες που παρουσιάζονται στην προσπάθεια αξιοποίησής τους. Η βασικότερη από αυτές είναι το σχετικά υψηλό κόστος τους ανά παραγόμενη kWh σε σχέση με το αντίστοιχο κόστος των ορυκτών καυσίμων και μία δεύτερη είναι η αστάθεια των καιρικών φαινομένων που δημιουργούν το δυναμικό τους.

Από τις ήπιες μορφές ενέργειας, αυτές που έχουν επικρατήσει σε μαζικό επίπεδο χρήσης είναι η ηλιακή και η αιολική. Μεταξύ των δύο αυτών μορφών, οικονομικότερη σήμερα για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας φαίνεται να είναι η αιολική, κυρίως με τη μορφή αιολικών πάρκων απευθείας συνδεδεμένων στο δίκτυο της Δ.Ε.Η. [1.13]. Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας λόγω της απρόβλεπτης και διακοπτόμενης φύσης τους δεν μπορούν να λειτουργήσουν μόνες τους στο ηλεκτρικό σύστημα της χώρας και χρειάζονται συμβατικές μονάδες ως μονάδες βάσης ή –στην καλύτερη περιβαλλοντικά περίπτωση– ως εφεδρικές. Ακόμα και πιο εύκολα προβλέψιμες, ΑΠΕ όπως η βιομάζα και υδροηλεκτρική ενέργεια, μπορούν να παρουσιάσουν μεγάλη διακύμανση από έτος σε έτος ανάλογα με τις κλιματικές συνθήκες. Τέλος, η ανάπτυξη διαφοροποιημένου και ασφαλούς ενεργειακού συστήματος, όπου να περιλαμβάνεται υψηλότερο μερίδιο ανανεώσιμης ενέργειας, αποτελεί ακόμα αρκετά κοστοβόρα επιλογή. Με την πάροδο των ετών εμφανίζονται εργαλεία που βελτιώνουν την ανάλυση και τη διαχείριση των δεδομένων με αποτέλεσμα να καθίσταται δυνατό να αντιμετωπιστούν τα διάφορα εμπόδια. Στα εργαλεία αυτά περιλαμβάνονται ιδιαίτερα εξελιγμένα μοντέλα κοστολόγησης που λαμβάνουν υπόψη τον αντίκτυπο των υψηλότερων ποσοστών των ΑΠΕ στο συνολικό κόστος του ηλεκτρικού συστήματος καθώς και εξελιγμένα εργαλεία μετεωρολογικών προβλέψεων που δύναται να ενταχθούν σε σύγχρονα συστήματα ενεργειακής διαχείρισης, ώστε ο εφοδιασμός να ανταποκρίνεται αποδοτικότερα στη ζήτηση [1.14].

## **Βιβλιογραφία 1<sup>ο</sup> Κεφαλαίου**

[1.1] I. Sarbu, C. Sebarchievici, General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management* 2015;105:403-422

[1.2] Ε. Μπέλλος, Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτήρια, Διδακτορική διατριβή, Αθήνα, Οκτώβριος 2016

[1.3] <http://cdiac.ess-dive.lbl.gov/GCP/carbonbudget/2013/>

[1.4] <http://data.consilium.europa.eu/doc/document/ST-18167-2013-INIT/el/pdf>

[1.5] Directive 2009/28/EC, On the Promotion of the Use of Energy from Renewable Sources, 2009

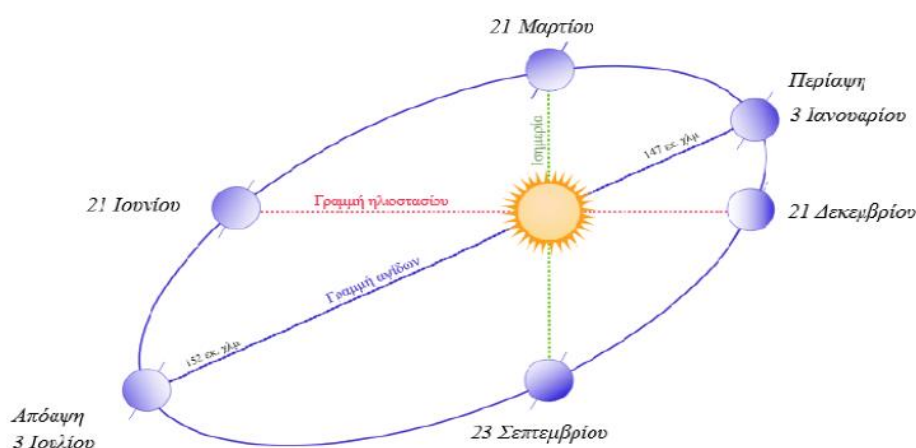
- [1.6] N. Lior, Sustainable energy development: The present (2009) situation and possible paths to the future, Energy 2010;35:3976-3994.
- [1.7] A.N. Menegaki, Growth and renewable energy in Europe: A random effect model with evidence for neutrality hypothesis, Energy Econ. 2011;33:257–263.
- [1.8] U. Eicker, E. Demir, D. Gürlich, Strategies for cost efficient refurbishment and solar energy integration in European Case Study buildings, Energy and Buildings 2015;102:237–249
- [1.9] European Environment Agency, Consumption and the Environment – State and Outlook, 2010.
- [1.10] Α. Ζερβός, Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, Αθήνα 2014
- [1.11] <https://el.wikipedia.org/wiki/%CE%93%CE%B5%CF%89%CE%B8%CE%B5%CF%81%CE%BC%CE%AF%CE%B1>
- [1.12] <http://www.eekt.gr/LinkClick.aspx?fileticket=kGiaKhidtnc%3D&tabid=102>
- [1.13] Δ. Ασημακόπουλος, Γ. Αραμπατζής, Α. Αγγελής-Δημάκης, Α. Καρταλίδης, Γ. Τσιλιγκιρίδης, ΑΝΑΝΕΩΣΙΜΕΣ ΠΗΓΕΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ – Δυναμικό και Τεχνολογίες, Εκδόσεις «Σοφία», Θεσσαλονίκη 2015, ISBN:978-960-6706-76-9
- [1.14] Χ. Κορωνάιος, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Διεπιστημονικό – Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών (Δ.Π.Μ.Σ), «ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝ ΚΑΙ ΑΝΑΠΤΥΞΗ» 2012

## Ήλιος και ενέργεια

### 2.1 Η σχετική θέση της Γης ως προς τον ήλιο

Η κίνηση της Γης γύρω από τον ήλιο διακρίνεται σε δύο βασικές συνιστώσες:

1. Περιφορά της Γης γύρω από τον ήλιο σε σταθερή, ελλειπτική τροχιά με τον ήλιο στη μία από τις δύο εστίες της έλλειψης.
2. Περιστροφή της Γης γύρω από τον άξονά της, ο οποίος είναι κεκλιμένος κατά  $23.5^\circ$  σε σχέση με την κατακόρυφο.



Εικόνα 2.1: Ετήσια περιφορά της Γης γύρω από τον ήλιο [2.1]

Ο προσδιορισμός της θέσης του ήλιου για μια επιφάνεια που συλλέγει ηλιακή ακτινοβολία μπορεί να γίνει γνωρίζοντας τις ακόλουθες γωνίες:

**α) Γεωγραφικό πλάτος ( $\phi$ ):** Το γεωγραφικό πλάτος είναι η γωνιακή απόσταση ενός τόπου από τον Ισημερινό. Στο βόρειο ημισφαίριο παίρνει θετικές τιμές, ενώ στο νότιο αρνητικές.

**β) Ωριαία γωνία ( $\omega$ ):** Η γωνιακή μετατόπιση του ήλιου ανατολικά ή δυτικά του τοπικού μεσημβρινού λόγω της περιστροφής της Γης περί τον άξονά της με ρυθμό  $15^\circ/\text{hr}=0.25^\circ/\text{min}$ [2.3]. Η ωριαία γωνία δίνεται από τη σχέση:

$$\omega = 0.25 \cdot (\text{λεπτά από ηλιακό μεσημέρι}) \quad (2.1)$$

Θετικές λαμβάνονται οι τιμές μετά το ηλιακό μεσημέρι και αρνητικές πριν από αυτό.

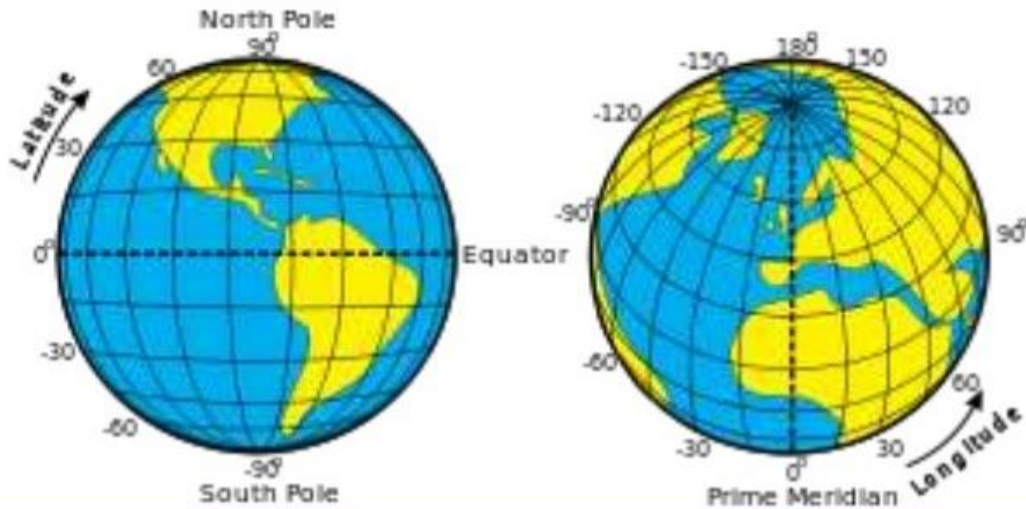


## Horizontal Lines

Latitude | **Parallels**

## Vertical Lines

Longitude | **Meridians**

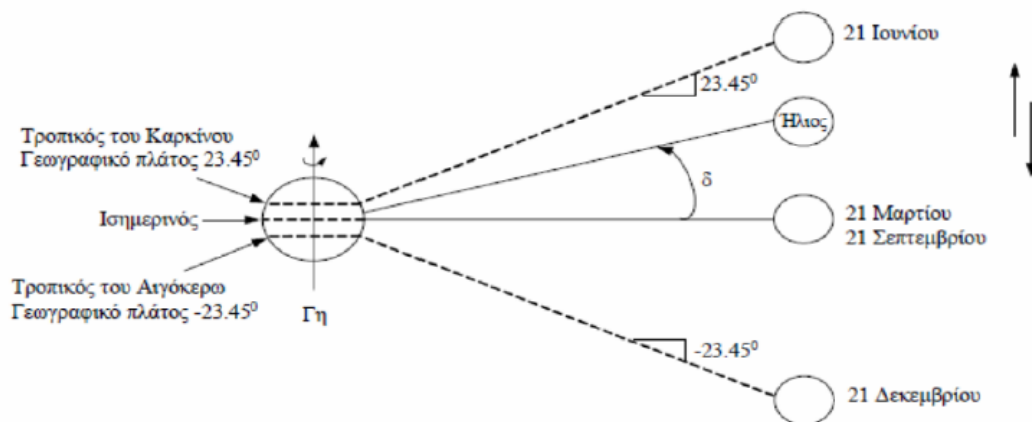


Εικόνα 2.2: Γεωγραφικό πλάτος και γεωγραφικό μήκος [2.2]

γ) **Ηλιακή απόκλιση (δ)**: Η ηλιακή απόκλιση (δ) είναι η γωνία ανάμεσα στην ευθεία ήλιου-γης και την προβολή της στο επίπεδο του ισημερινού και υπολογίζεται από τη σχέση:

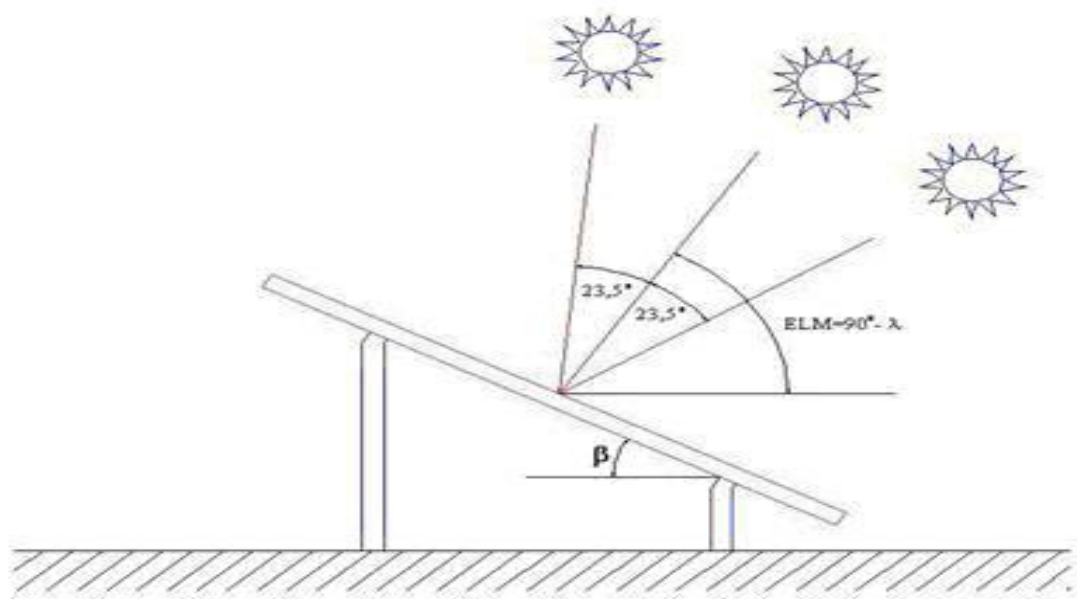
$$\delta = 23.45 \cdot \left( \frac{(284+n) \cdot 360}{365} \right) \quad (2.2)$$

όπου n η ημέρα του έτους. Είναι η γωνία από την οποία καθορίζονται οι εποχές του χρόνου. Η ηλιακή απόκλιση παίρνει μέγιστη τιμή ( $23.45^\circ$ ) κατά το θερινό ηλιοστάσιο στις 21 Ιουνίου και ελάχιστη τιμή ( $-23.45^\circ$ ) κατά το χειμερινό ηλιοστάσιο στις 21 Δεκεμβρίου. Στις 21 Μαρτίου και στις 21 Σεπτεμβρίου παίρνει μηδενική τιμή και παρατηρούνται οι δύο ισημερίες.



Εικόνα 2.3: Ηλιακή απόκλιση δ [2.1]

**δ) Κλίση επιφάνειας (β):** Η κλίση μίας επιφάνειας (β) είναι η γωνία που σχηματίζει το επίπεδο της εξεταζόμενης επιφάνειας σε σχέση με το οριζόντιο επίπεδο.



**Εικόνα 2.3:** Κλίση επιφάνειας β [2.4]

**ε) Αζιμούθιο επιφάνειας (γ):** Είναι η γωνία που σχηματίζεται από την προβολή της καθέτου στην επιφάνεια πάνω στο οριζόντιο επίπεδο και τη νότια κατεύθυνση [2.3]. Είναι  $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$ , με  $\gamma=0^\circ$  στο νότο,  $\gamma=90^\circ$  στη δύση,  $\gamma=180^\circ$  στο βορρά και  $\gamma=-90^\circ$  στην ανατολή.

## 2.2 Ανάλυση της ηλιακής ακτινοβολίας

Γνωρίζοντας τις γωνίες που περιεγράφηκαν στην ανωτέρω παράγραφο, καθίσταται δυνατός ο προσδιορισμός γωνιών, οι οποίες παίζουν καθοριστικό ρόλο στη μελέτη της ηλιακής ακτινοβολίας. Οι γωνίες αυτές είναι οι ακόλουθες:

**α) Γωνία πρόσπτωσης (θ):** Η γωνία πρόσπτωσης (θ) μιας επιφάνειας ορίζεται ως η γωνία μεταξύ των ηλιακών ακτίνων και της καθέτου στο επίπεδο το οποίο προσπίπτουν. Η γενική σχέση υπολογισμού της είναι η ακόλουθη:

$$\cos \theta = \sin \delta \cdot \sin \varphi_0 \cdot \cos \beta - \sin \delta \cdot \cos \varphi_0 \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma + \cos \delta \cdot \cos \varphi_0 \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \varphi_0 \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \omega \quad (2.3)$$

Για επιφάνειες με νότιο προσανατολισμό η γωνία πρόσπτωσης απλοποιείται στην ακόλουθη μορφή:

$$\cos \theta = \sin \delta \cdot \sin(\varphi_0 - \beta) + \cos \delta \cdot \cos(\varphi_0 - \beta) \cdot \cos \omega \quad (2.4)$$

**β) Γωνία ζενίθ (θ<sub>z</sub>):** Η γωνία ζενίθ (θ<sub>z</sub>) είναι η γωνία που σχηματίζουν οι ηλιακές ακτίνες με την κατακόρυφο. Για οριζόντια επιφάνεια ταυτίζεται με γωνία πρόσπτωσης σε αυτή και υπολογίζεται από την εξής σχέση:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \cdot \sin \varphi_0 + \cos \delta \cdot \cos \varphi_0 \cdot \cos \omega \quad (2.5)$$

**γ) Αζιμούθιο ήλιου ( $\gamma_s$ ):** Ως γωνία αζιμούθιου του ήλιου ( $\gamma_s$ ) ορίζεται η γωνία που σχηματίζει η προβολή των ηλιακών ακτινών στο οριζόντιο επίπεδο με τη νότια κατεύθυνση. Ως θετικές λαμβάνονται οι τιμές που αναφέρονται σε θέσεις του ήλιου στα δυτικά της νότιας κατεύθυνσης, ενώ αρνητικές αυτές στα ανατολικά αυτής. Το αζιμούθιο του ήλιου λαμβάνει τιμές σύμφωνα με τη σχέση:

$$\gamma_s = \text{sign}(\omega) \cdot \left| \arccos \frac{\cos \theta_z \cdot \sin \varphi_0 - \sin \delta}{\sin \theta_z \cdot \cos \varphi_0} \right| \quad (2.6)$$

όπου  $\text{sign}(\omega)$  είναι η συνάρτηση προσήμου της ωριαίας γωνίας  $\omega$ , με τιμές:

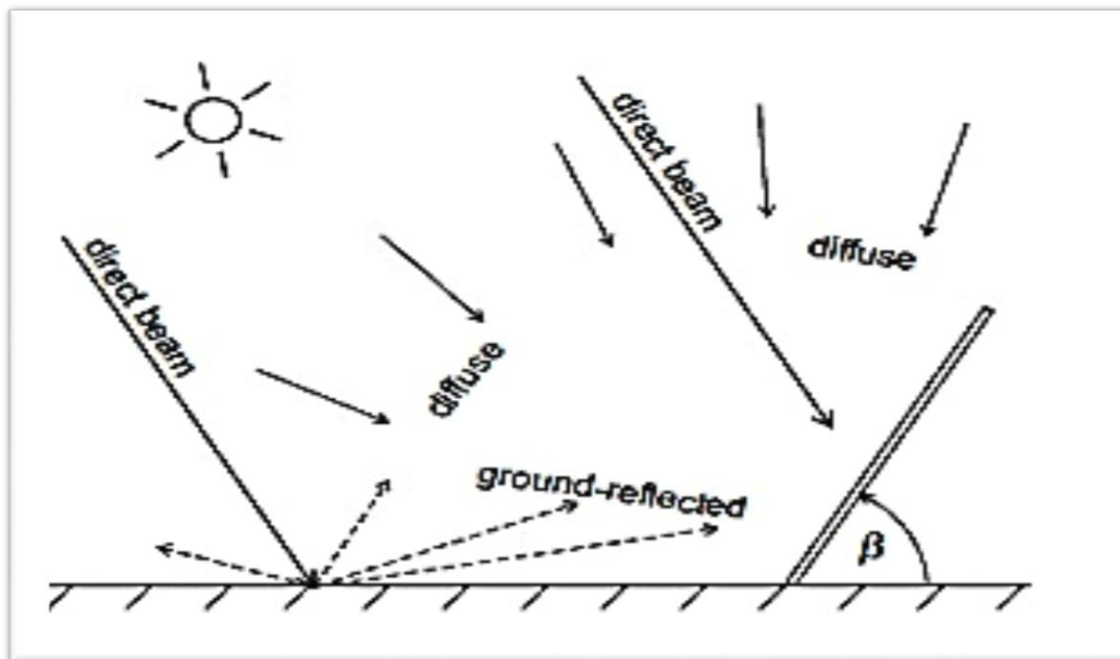
$$+1 \text{ για } \omega > 0, -1 \text{ για } \omega < 0 \text{ και } 0 \text{ για } \omega = 0$$

Πέρα όμως από τις διάφορες γωνίες που αφορούν την ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο που μελετάται, πολύ σημαντικό ρόλο παίζει και η ποσότητα αυτής. Βασική παράμετρος της ποσότητας είναι η **ηλιακή σταθερά ( $G_{sc}$ )**. Ως ηλιακή σταθερά ορίζεται η ροή της ηλιακής ακτινοβολίας που προσπίπτει σε μία μοναδιαία επιφάνεια κάθετη στις ακτίνες του ήλιου στο όριο της ατμόσφαιρας. Οι τιμές αυτής στη βιβλιογραφία κυμαίνονται από 1353 έως 1395 W/m<sup>2</sup>. Λόγω της μεταβολής της απόστασης Γης-Ήλιου κατά τη διάρκεια ενός έτους, τελικά η ηλιακή ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας που δέχεται επίπεδο κάθετο στις ακτίνες του ήλιου υπολογίζεται από τη σχέση:

$$G_{on} = G_{sc} \cdot \left[ 1 + 0.033 \cdot \cos \left( \frac{360 \cdot n}{365} \right) \right] \quad (2.7)$$

Ωστόσο, η ηλιακή ακτινοβολία, κατά τη διέλευσή της από τη ατμόσφαιρα, υπόκειται σε εξασθένηση αφ' ενός λόγω διασκορπισμού λόγω των μορίων του αέρα, του υδρατμού και της σκόνης και αφ' ετέρου λόγω απορρόφησης από το O<sub>3</sub>, το H<sub>2</sub>O και το CO<sub>2</sub>. Η απορρόφηση δεν γίνεται ομοιόμορφα, αλλά εκλεκτικά κατά ζώνες του φάσματος. Η εξασθένηση αυτή αυξάνεται σημαντικά όσο αυξάνει η διαδρομή της ακτινοβολίας μέσα στην ατμόσφαιρα [2.3]. Η ποσότητα της οριζόντιας ηλιακής ακτινοβολίας που φτάνει στην επιφάνεια της Γης μπορεί να αναλυθεί σε δύο συνιστώσες: την άμεση ακτινοβολία και τη διάχυτη ακτινοβολία. Η άμεση ακτινοβολία (**G<sub>b</sub>**) είναι το τμήμα της ηλιακής ακτινοβολίας που φτάνει στην επιφάνεια της Γης χωρίς σκέδαση στην ατμόσφαιρα. Η διάχυτη ακτινοβολία (**G<sub>d</sub>**) είναι το τμήμα της ηλιακής ακτινοβολίας που φτάνει στην επιφάνεια της Γης έχοντας υποστεί κάποιας μορφής σκέδαση και αλλαγή κατεύθυνσης. Διακρίνεται σε διάχυτη εξ ουρανού, όπου η ακτινοβολία φτάνει στην επιφάνεια της Γης με τυχαίες διευθύνσεις από όλο τον ουράνιο θόλο, λόγω του διασκορπισμού του περιεγράφηκε ανωτέρω και σε διάχυτη εξ ανακλάσεως, όπου σε μία κεκλιμένη επιφάνεια ένα τμήμα της ηλιακής ακτινοβολίας προέρχεται κι από αυτή που ανακλάται από το έδαφος. Ο λόγος της αμέσου ακτινοβολίας προς τη διάχυτη που δέχεται μία κεκλιμένη επιφάνεια δίνεται από τον **δείκτη R<sub>b</sub>**, για τον οποίο ισχύει:

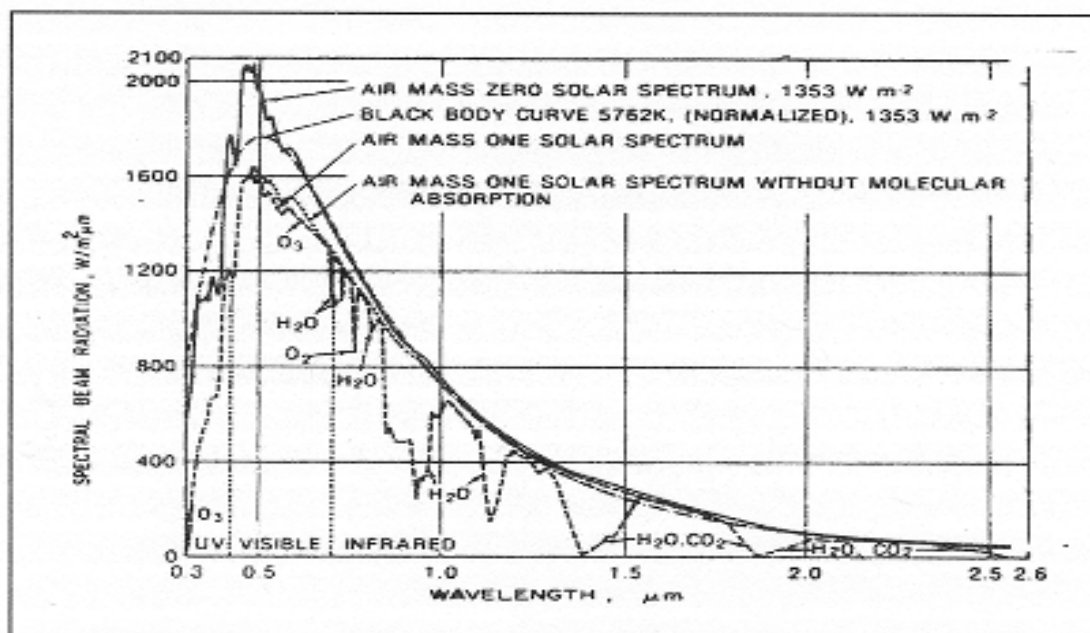
$$R_b = \frac{G_b}{G_d} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (2.8)$$



Εικόνα 2.5: Άμεση και διάχυτη ακτινοβολία [2.5]

Η φασματική κατανομή της ηλιακής ακτινοβολίας παρουσιάζεται εποπτικά στην εικόνα 2.6, στις καμπύλες της οποίας συγκρίνονται οι εξής περιπτώσεις:

(α) ηλιακό φάσμα εκτός ατμόσφαιρας, (β) καμπύλη μέλανος σώματος θερμοκρασίας 5726 K, (γ) ηλιακό φάσμα στην επιφάνεια της θάλασσας με τον ήλιο στο ζενίθ, (δ) ηλιακό φάσμα στην επιφάνεια της θάλασσας με τον ήλιο στο ζενίθ χωρίς απορρόφηση [2.3].



Εικόνα 2.6: Φασματική κατανομή της ηλιακής ακτινοβολίας [2.3]

Οι ακτίνες X και άλλες πολύ μικρού μήκους κύματος ακτινοβολίες του ηλιακού φάσματος απορροφώνται στην ιονόσφαιρα από το άζωτο, το οξυγόνο και άλλα ατμοσφαιρικά συστατικά. Η απορρόφηση από το όζον συμβαίνει στην υπεριώδη περιοχή του φάσματος ως εξής: γίνεται σχεδόν ολική απορρόφηση για μήκη κύματος μικρότερα από 0.29 μm στα ανώτερα στρώματα της ατμόσφαιρας, για μήκη κύματος από 0.29 μm έως 0.35 μm ελαττώνεται η απορρόφηση, ενώ για μήκη κύματος μεγαλύτερα από 0.35 μm δεν εμφανίζεται απορρόφηση από το όζον, πλην μίας ζώνης περί το μήκος κύματος  $\lambda=0.6$  μm. Αντίθετα, η απορρόφηση από το H<sub>2</sub>O και το CO<sub>2</sub> συμβαίνει στην υπέρυθη περιοχή του φάσματος, κατά ζώνες. Ισχυρή απορρόφηση από το H<sub>2</sub>O γίνεται στις ζώνες περί τα μήκη κύματος  $\lambda= 1.0$  μm, 1.4 μm και 1.8 μm. Για  $\lambda > 2.3$  μm, λόγω απορρόφησης από αυτές τις δύο ουσίες, η ακτινοβολία που φτάνει στο έδαφος είναι ελάχιστη [2.3].

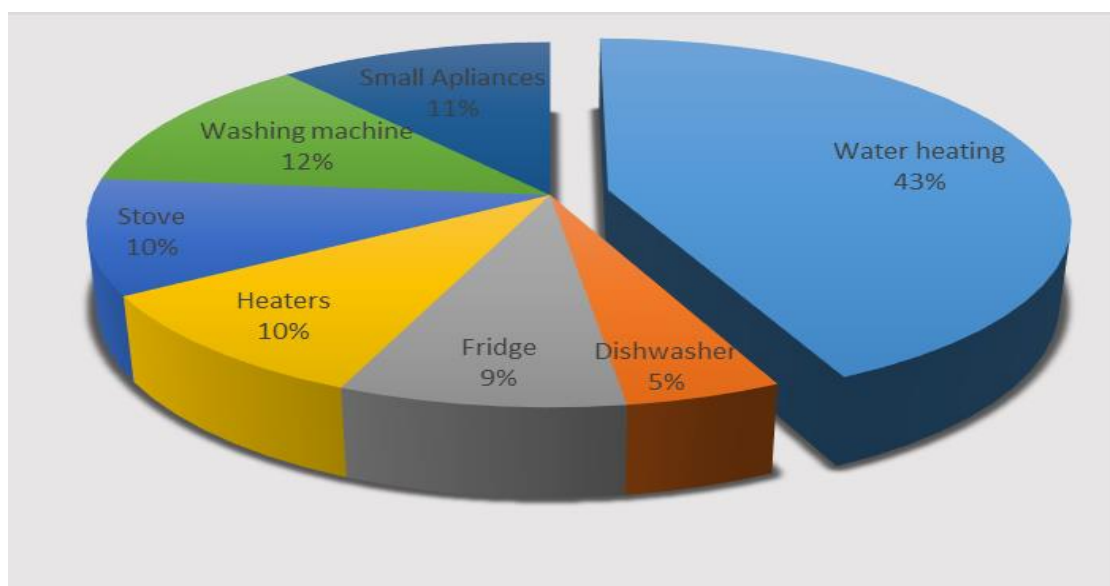
### 2.3 Ενεργειακή αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας

Η ενέργεια που φτάνει στη Γη μέσω της ηλιακής ακτινοβολίας αξιοποιείται από τον άνθρωπο για προκειμένου να ικανοποιήσει πολλαπλές από τις ενεργειακές ανάγκες της καθημερινότητάς του. Παρακάτω δίνονται οι βασικές εφαρμογές στις οποίες χρησιμοποιείται η ηλιακή ενέργεια, καθώς και ορισμένες καινοτόμες ιδέες που έχουν βρει εφαρμογή τα τελευταία χρόνια [2.6]:

- Παραγωγή ζεστού νερού χρήσης για οικιακές εφαρμογές.
- Παραγωγή ζεστού νερού για θέρμανση κτηρίων (με χρήση Fan coil ή σε ενδοδαπέδια συστήματα).
- Απευθείας παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, τόσο για οικιακή χρήση όσο και για πώληση σε ηλεκτρικά δίκτυα.
- Θέρμανση πισίνας ξενοδοχειακού συγκροτήματος
- Παραγωγή νερού ή ατμού για ηλιακή ψύξη ή ηλιακό κλιματισμό (με τεχνολογία απορρόφησης, προσρόφησης ή αφυγραντικού μέσου).
- Τροφοδότηση ηλιακά υποβοηθούμενης θερμότητας για πιο αποδοτική λειτουργία.
- Παραγωγή θερμότητας για βιομηχανικές διεργασίες (ξήρανση, κατάλυση αντιδράσεων, παραγωγή υδρογόνου, κλπ)
- Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας μέσω συμβατικού θερμοδυναμικού κύκλου Rankine ή με κύκλο οργανικού μέσου (Organic Rankine Cycle – ORC).
- Χρήση ηλιακών συλλεκτών για προθέρμανση νερού σε εργοστάσιο ηλεκτροπαραγωγής προς μείωση της κατανάλωσης καυσίμου.
- Παραγωγή καθαρού νερού σε περιοχές με αρδευτικά προβλήματα μέσω χρήσης ηλιακού αποστακτήρα (solar still).

Τα πλεονεκτήματα που προσφέρει η χρήση της ηλιακής ενέργειας σε όλες αυτές τις εφαρμογές παρατηρούνται σε διάφορα επίπεδα. Ορισμένα από αυτά παρουσιάζονται παρακάτω:

- Μειώνεται η κατανάλωση ενέργειας που προέρχεται από καύση ορυκτών καυσίμων και κατά συνέπεια οι εκπομπές CO<sub>2</sub> που συμβάλλουν καταλυτικά στην παγκόσμια κλιματική αλλαγή [2.7]
- Το ηλιακό φως είναι δωρεάν και διαθέσιμο σε όλο τον πλανήτη, χωρίς φόβο εξαντλήσεώς του.
- Η θερμική ενέργεια που προέρχεται από τον ήλιο μπορεί να αποθηκευτεί και να απελευθερωθεί σταδιακά όταν υπάρχει απαίτηση.
- Η τοποθέτηση ενός ηλιακού συστήματος είναι απλή. Η δε συντήρησή που απαιτεί είναι ελάχιστη [3.5], ενώ η ανθεκτικότητά του είναι φτάνει τα 25 έτη λειτουργίας.
- Τα ηλιακά συστήματα αποτελούν συνήθως μία ασφαλή επένδυση, ιδιαιτέρως στις χώρες με υψηλό ηλιακό δυναμικό, αφού τείνουν να αποσβάνουν το αρχικό κόστος της επένδυσης σε 4-5 χρόνια.
- Τα συστήματα αυτά είναι γενικώς αθόρυβα.
- Το κόστος της προστιδόμενης ενέργειας δε μεταβάλλεται με την πάροδο του χρόνου, όπως συμβαίνει με τα ορυκτά καύσιμα.
- Η ηλιακή τεχνολογία είναι μια καθ' όλα ώριμη, δοκιμασμένη και αξιόπιστη τεχνολογία, συνεπώς τα λειτουργικά προβλήματα είναι σπάνια.
- Μπορεί να ανταποκριθεί τόσο σε εφαρμογές μεγάλης κλίμακας, όσο και σε μικρής.
- Είναι ιδανική για απομονωμένες περιοχές, μακριά από το δίκτυο ηλεκτρικής ενέργειας, όπως τα ξερονήσια και οι βραχονησίδες.

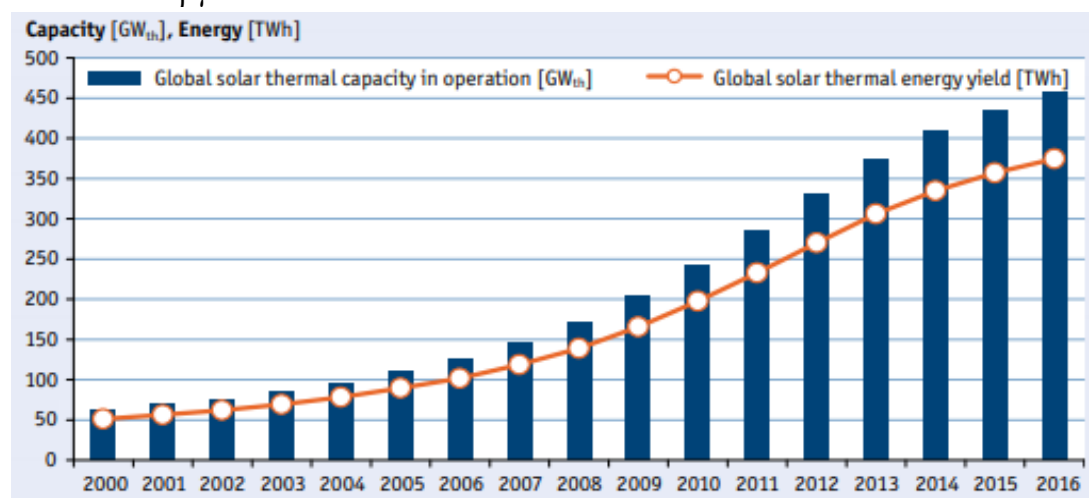


**Εικόνα 2.7:** Κατανομή της ηλιακής ενέργειας σε διάφορες εφαρμογές [2.8]

## 2.4 Τεχνολογίες αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας

Στην παράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν οι διάφορες τεχνολογίες αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας τόσο για παραγωγή θερμότητας, όσο για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Οι βασικές κατηγορίες είναι οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες, οι συλλέκτες κενού και οι συγκεντρωτικοί. Αναλυτικότερα οι κατηγορίες και οι υποκατηγορίες αυτών παρουσιάζονται παρακάτω. Στην εικόνα 2.8 παρουσιάζεται η παγκόσμια

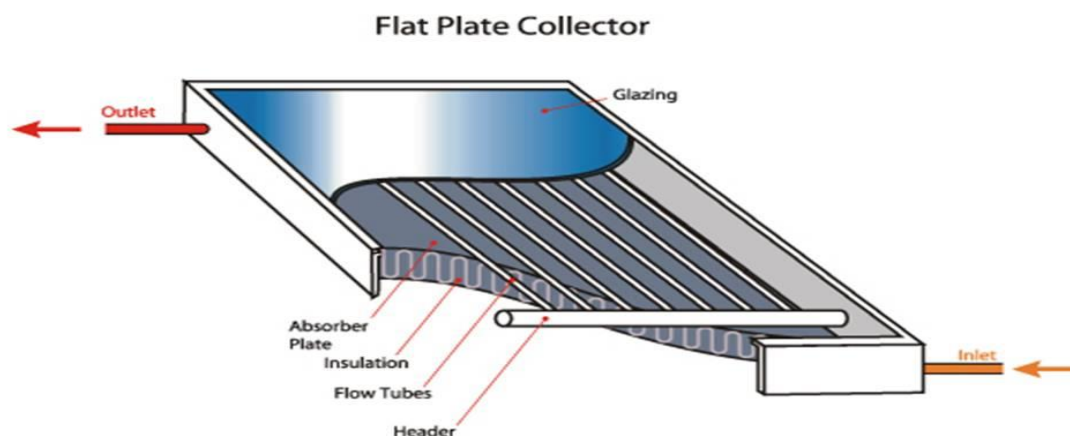
εγκατεστημένη θερμική ισχύς ηλιακών συλλεκτών ανά έτος καθώς και η παραγόμενη από αυτά ενέργεια.



Εικόνα 2.8: Εγκατεστημένη θερμική ισχύς και παραγόμενη ενέργεια από ηλιακούς συλλέκτες (2010-2016) [2.9]

#### 2.4.1 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης (FPC)

Ο επίπεδος ηλιακός συλλέκτης (Flat Plate Collector – FPC) αποτελεί το πιο διαδεδομένο είδος συλλέκτη παγκοσμίως. Η χρήση του προσφέρει τη δυνατότητα παραγωγής θερμότητας σε θερμοκρασίες κάτω των 100 °C, συνήθως έως 80 με 90 °C [2.10], μέσω της εκμετάλλευσης της ηλιακής ακτινοβολίας. Οι Hottel και Whillier τη δεκαετία του 1950 ήταν οι πρώτοι που σχεδίασαν ένα τέτοιο συλλέκτη σε μορφή παρόμοια με τη σημερινή. Τα βασικά τμήματα του επίπεδου συλλέκτη είναι το κάλυμμα (cover), η πλάκα απορρόφησης (absorber plate), οι σωλήνες νερού (manifold & riser tubes), η μόνωση (insulation) και το μεταλλικό πλαίσιο γύρω και κάτω από το συλλέκτη. Η βασική ιδέα αυτού του συλλέκτη είναι η θέρμανση του νερού το οποίο ρέει μέσα στους σωλήνες μέσω της ηλιακής ακτινοβολίας, η οποία δεσμεύεται από την πλάκα απορρόφησης. Το κάλυμμα στην πάνω πλευρά, καθώς και η μόνωση (πλάγια και κάτω) συμβάλλουν στην ύπαρξη μικρότερων θερμικών απωλειών προς το περιβάλλον. Η εικόνα 2.9 δείχνει έναν επίπεδο συλλέκτη και τα τμήματα που τον απαρτίζουν.



Εικόνα 2.9: Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης [2.11]

Για την απόδοση των συλλεκτών παίζει σημαντικό ρόλο η γωνία τοποθέτησης, το ρευστό απολαβής της θερμότητας, το υλικό της απορροφητικής επιφάνειας καθώς και το σύνολο των υλικών κατασκευής του συλλέκτη. Οι συλλέκτες αυτοί εκμεταλλεύονται τόσο την άμεση όσο και τη διάχυτη ακτινοβολία και τοποθετούνται με σταθερή συνήθως κλίση και με την απορροφητική επιφάνεια να έχει κατεύθυνση όσο το δυνατόν πιο κοντά στη νότια (μηδενική γωνία αζιμούθιου). Οι επίπεδοι συλλέκτες αποτελούσαν για αρκετά χρόνια και αποτελούν ακόμα και σήμερα την κύρια τεχνολογία αξιοποίησης της ηλιακής ακτινοβολίας, λόγω της απλούστερης κατασκευής τους. Επιπλέον, είναι ιδανικοί για μέσου μεγέθους απαιτήσεις όπως η θέρμανση ζεστού νερού χρήσης σε οικίες και μικρές βιομηχανίες, αφού μπορούν να φτάσουν στις απαιτούμενες θερμοκρασίες χωρίς πολύ υψηλό κόστος και με εύκολη την εγκατάστασή τους.

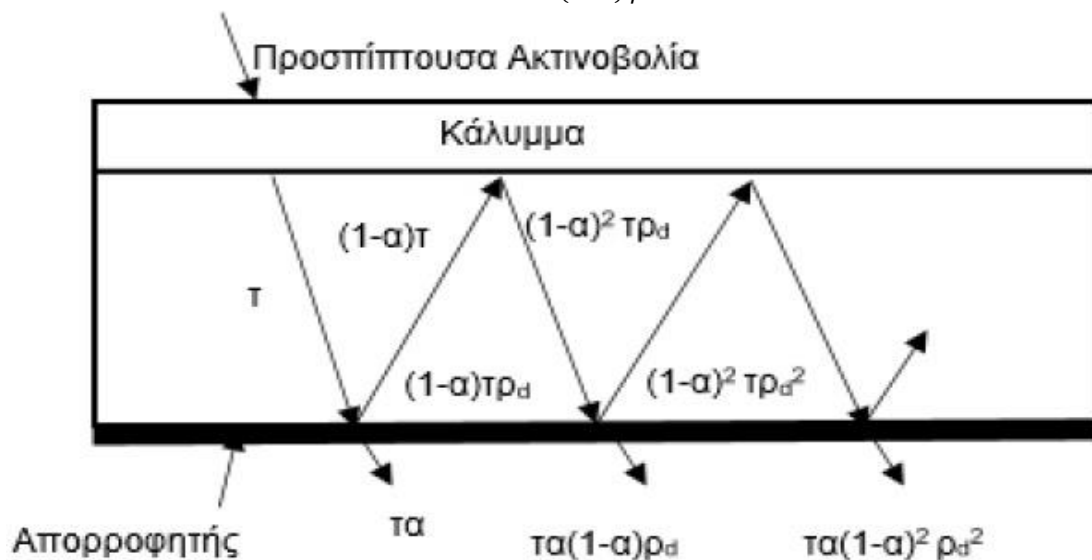
### Οπτική και θερμική ανάλυση

Το κάλυμμα, το οποίο χρησιμοποιείται στην πλειονότητα των συλλεκτών, έχει ως στόχο τη μείωση θερμικών απωλειών, αλλά προσδίδει μία επιπρόσθετη οπτική απώλεια στο συλλέκτη. Ένα ιδανικό κάλυμμα πρέπει να έχει μεγάλη διαπερατότητα ( $\tau$ ), μικρή ανακλαστικότητα ( $\rho$ ) και μικρή απορροφητικότητα ( $\alpha$ ). Πολλαπλασιασμός των τριών αυτών παραμέτρων και του στιγμιαίου παράγοντα ανάσχεσης ( $\gamma$ ) δίνει τη μέγιστη οπτική απόδοση για μηδενική γωνία πρόσπτωσης στην επιφάνεια του καλύμματος (άρα και του συλλέκτη). Συνεπώς:

$$\eta_{opt,0^\circ} = \rho \cdot \gamma \cdot \tau \cdot \alpha \quad (2.9)$$

Από την προσπίπτουσα στον συλλέκτη ακτινοβολία ( $G_T$ ), ένα ποσοστό ( $\tau \cdot \alpha$ ) απορροφάται και ένα ποσοστό  $(1-\alpha) \cdot \tau$  ανακλάται προς τα πίσω προς το κάλυμμα, ώσπου τελικά προκύπτει η ακόλουθη τιμή:

$$(\tau\alpha)_e = \tau \cdot \alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha) \cdot \rho \cdot d]^n = \frac{\tau \cdot \alpha}{1-(1-\alpha) \cdot \rho \cdot d} \approx 1.02 \cdot \tau \cdot \alpha \quad (2.10)$$



Εικόνα 2.10: Διαδρομή ηλιακής ακτινοβολίας μέσα στον συλλέκτη [2.3]

Σε ορισμένες περιπτώσεις παρατηρούνται συλλέκτες δίχως κάλυμμα, οι οποίοι είναι οικονομικότεροι, αλλά μπορούν να χρησιμοποιηθούν μόνο σε εγκαταστάσεις χαμηλών



θερμικών απαιτήσεων, όπως θέρμανση πισινών. Αντίθετα, σε περιπτώσεις υψηλών θερμικών επιδόσεων και αποδόσεων μπορεί να γίνει χρήση δύο καλυμμάτων. Ο απορροφητήρας πρέπει να έχει υψηλή απορροφητικότητα της ηλιακής ακτινοβολίας ώστε να συγκρατεί σχεδόν όλη την ακτινοβολία που δέχεται. Από την άλλη πλευρά, είναι προτιμότερο να έχει μικρό συντελεστή εκπομπής ώστε να μειώνονται οι απώλειες ακτινοβολίας προς το κάλυμμα. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με χρήση επιλεκτικού απορροφητήρα, κάτι που αυξάνει το κόστος αλλά βελτιώνει αρκετά τη θερμική απόδοση του συλλέκτη. Επιλέγονται συνήθως υλικά μαύρου χρώματος, με σκοπό την προσομοίωση της λειτουργίας ενός μέλανος σώματος. Όταν όμως προορίζονται για εφαρμογές που λαμβάνεται υπόψη και το αισθητικό αποτέλεσμα, τότε χρησιμοποιούνται «έγχρωμοι» συλλέκτες, με τη συνακόλουθη μείωση της απορροφούμενης ηλιακής ακτινοβολίας. Η μόνωση που χρησιμοποιείται στοχεύει στη μείωση των πλευρικών απωλειών θερμότητας και των απωλειών πυθμένος στη πλάτη του συλλέκτη. Το σύνηθες υλικό μόνωσης είναι υαλοβάμβακας (glasswool). Παρακάτω δίνεται ο πίνακας 2.1 με τυπικές τιμές για τις ιδιότητες των επί μέρους τμημάτων του συλλέκτη. Αυτές αντλήθηκαν από τη βιβλιογραφία και συμπεριλαμβάνουν τους περισσότερους συλλέκτες [2.10]. Είναι σημαντικό να τονιστεί πως οι επίπεδοι συλλέκτες μπορούν να είναι πολύ αποδοτικοί και ταυτόχρονα ακριβοί (π.χ. απορροφητήρας TiNOX) ή πιο φτηνοί και λιγότερο αποδοτικοί (μαύρος απορροφητήρας μη επιλεκτικός).

Παράμετρος	Τιμή
Διαπερατότητα καλύμματος	0.88-0.95
Απορροφητικότητα πλάκας απορρόφησης	0.85-0.95
Συντελεστής εκπομπής καλύμματος	0.88-0.90
Συντελεστής εκπομπής μη-επιλεκτικού (μαύρου) απορροφητήρα	0.90-0.98
Συντελεστής εκπομπής επιλεκτικού απορροφητήρα (TiNOx)	0.05-0.15
Αγωγιμότητα μονωτικού υλικού (υαλοβάμβακα)	0.04 W/m K
Εσωτερική διάμετρος αγωγού	8-12 mm
Εξωτερική διάμετρος αγωγού	10-15 mm
Τυπική συλλεκτική επιφάνεια	1.5-2.5 m <sup>2</sup>
Τυπικός αριθμός σωλήνων	8-11
Διάκενο μεταξύ πλάκας και καλύμματος	3-4 mm
Πάχος μόνωσης	4-5 mm
Πάχος πλάκας απορρόφησης	0.5-1.0 mm
Ανηγμένη παροχή μάζας (ανά m <sup>2</sup> συλλεκτικής επιφάνειας)	0.01-0.03 kg/m <sup>2</sup> s
Αγωγιμότητα αλουμινένιου απορροφητήρα	~210 W/m K
Αγωγιμότητα χάλκινου απορροφητήρα	~385 W/m K

**Πίνακας 2.1:** Ιδιότητες επί μέρους τμημάτων επίπεδου συλλέκτη

Πρέπει να τονιστεί ότι γίνονται μελέτες στην κατεύθυνση της βελτιστοποίησης των οπτικών ιδιοτήτων των υλικών της άνω επιφάνειας, με αύξηση του συντελεστή διαπερατότητας του καλύμματος, αλλά και μείωση των θερμικών απωλειών μέσω των στρωμάτων της μόνωσης και της επιφάνειας του καλύμματος.

Ως εργαζόμενο μέσο, σε τυπικές εφαρμογές χρησιμοποιείται νερό ή μείγμα νερού με γλυκόλη (αντιπηκτικό). Το αντιπηκτικό είναι χρήσιμο για λειτουργία του συλλέκτη τους χειμερινούς μήνες όπου υπάρχει κίνδυνος παγώματος του νερού στις πολύ κρύες μέρες. Ωστόσο, ερευνητικά έχουν δοκιμαστεί και άλλες μέθοδοι, όπως η χρήση νανοϋλικών (ρινίσματα διάφορων μετάλλων, όπως Cu, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) με σκοπό την βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας προς το ρευστό και κατ' επέκταση τη βελτίωση της απόδοσης του συλλέκτη. Πολύ σπάνια παρατηρείται η χρήση κάποιου ελαίου, ώστε να επιτευχθούν θερμοκρασίες περί τους 100°C διότι στις περιπτώσεις αυτές χρησιμοποιείται σωλήνας κενού ή συγκεντρωτικός συλλέκτης. Τέλος, υπάρχουν και οι σωλήνες αέρα οι οποίοι μπορούν να χρησιμοποιηθούν κυρίως σε εφαρμογές θέρμανσης χώρων.

Οι επίπεδοι συλλέκτες, αν και υπάρχει τεχνολογικά η δυνατότητα να κινηθούν προς μία ή και δύο κατευθύνσεις, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, είναι συνήθως σταθεροί και τοποθετούνται εστραμμένοι προς τον νότο ( $\gamma=0^\circ$ ) και με κλίση ( $\beta$ ) ως προς το οριζόντιο επίπεδο τέτοια ώστε να μεγιστοποιείται η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία κατά την περίοδο που υπάρχει η μέγιστη απαίτηση. Ειδικότερα, για εφαρμογές που απαιτείται μεγιστοποίηση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας κατά τη χειμερινή περίοδο, η κλίση συνιστάται να είναι κατά  $15^\circ$  μεγαλύτερη από το γεωγραφικό πλάτος ( $\phi_0$ ), για θερινή μεγιστοποίηση συνιστάται να είναι  $15^\circ$  μικρότερη από το γεωγραφικό πλάτος, ενώ για ετήσια μεγιστοποίηση να ταυτίζεται με αυτό.

Η ηλιακή ενέργεια που δέχεται ο συλλέκτης ανά μονάδα επιφάνειας, σύμφωνα με το πρότυπο Liu-Jordan δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$G_T = R_b \cdot G_b + G_d \cdot \left(\frac{1+\cos\beta}{2}\right) + G \cdot \rho \cdot \left(\frac{1-\cos\beta}{2}\right) \quad (2.11)$$

όπου  $\rho$  η ανακλαστικότητα του εδάφους.

Από τα παραπάνω, συμπεραίνεται ότι η ενέργεια που απορροφά ο συλλέκτης ανά μονάδα επιφάνειας δίνεται από τη σχέση:

$$S = (\tau \cdot \alpha) \cdot G_T \quad (2.12)$$

Συνεπώς η ενέργεια που δέχεται ο συλλέκτης δίνεται από τη σχέση:

$$Q_c = A_c \cdot G_T \quad (2.13)$$

ενώ αυτή που απορροφά από τη σχέση:

$$Q_{abs} = A_c \cdot S \quad (2.14)$$

Η ωφέλιμη ισχύς που αποδίδει ο συλλέκτης μπορεί να υπολογιστεί με ισολογισμό ενέργειας στο ρευστό:

$$Q_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (2.15)$$

και ο στιγμιαίος θερμικός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{Q_c} \quad (2.16)$$

Διάφοροι ερευνητές μελέτησαν αναλυτικά τους επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες και απέδειξαν ότι υπό σταθερές συνθήκες η θερμότητα που παράγεται από έναν επίπεδο

συλλέκτη επιφάνειας ( $A_c$ ) με θερμοκρασία απορροφητή ( $T_{pm}$ ) βρισκόμενος σε θερμοκρασία περιβάλλοντος ( $T_{am}$ ) υπολογίζεται από τον τύπο [2.3]:

$$Q_u = A_c \cdot [S - U_L \cdot (T_{pm} - T_{am})] \quad (2.17)$$

Ενώ ορίζεται ο συντελεστής απωλειών ( $U_L$ ) που εκφράζει το σύνολο των απωλειών από πάνω ( $U_t$ ), από πίσω ( $U_b$ ) και από το πλάι ( $U_e$ ). Ανάγοντας τις απώλειες από το πλάι στην επιφάνεια του συλλέκτη ισχύει ότι:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (2.18)$$

Ωστόσο, ο συντελεστής απωλειών  $U_L$  εξαρτάται απόλυτα από τα υλικά και τη θερμοκρασία. Λαμβάνοντας υπόψιν αυτό το γεγονός, τότε ορίζεται μία δευτεροβάθμια εξίσωση που περιγράφει την απόδοση ενός επίπεδου συλλέκτη και δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{th} = FR \cdot (\tau\alpha) - \alpha_1 \cdot \frac{T_{in} - T_{am}}{G_T} - \alpha_2 \cdot \left(\frac{T_{in} - T_{am}}{G_T}\right)^2 \quad (2.19)$$

όπου  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  σταθερές για συγκεκριμένη ταχύτητα ανέμου και συγκεκριμένη παροχή.

Ακόμη ορίζεται ο συντελεστής θερμική απολαβής ( $FR$ ) του συλλέκτη επιφάνειας  $A_c$  με ροή ρευστού  $\dot{m}$  σε θερμοκρασία εισόδου  $T_{in}$  και θερμοκρασία εξόδου  $T_{out}$ :

$$FR = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in})}{A_c \cdot [S - U_L \cdot (T_{in} - T_{am})]} \quad (2.20)$$

Το μέγεθος  $FR$  είναι ισοδύναμο με τον βαθμό απόδοσης εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος ορίζεται ως ο λόγος της πραγματικά μεταφερόμενης θερμότητας προς τη μέγιστη δυνατή. Στην περίπτωση του ηλιακού συλλέκτη, η μέγιστη δυνατή θερμική ισχύς μπορεί να αποδοθεί όταν ολόκληρος ο απορροφητήρας έχει τη θερμοκρασία εισόδου του ρευστού [2.3].

#### Θερμοσιφωνικές συσκευές με επίπεδους ηλιακού συλλέκτες

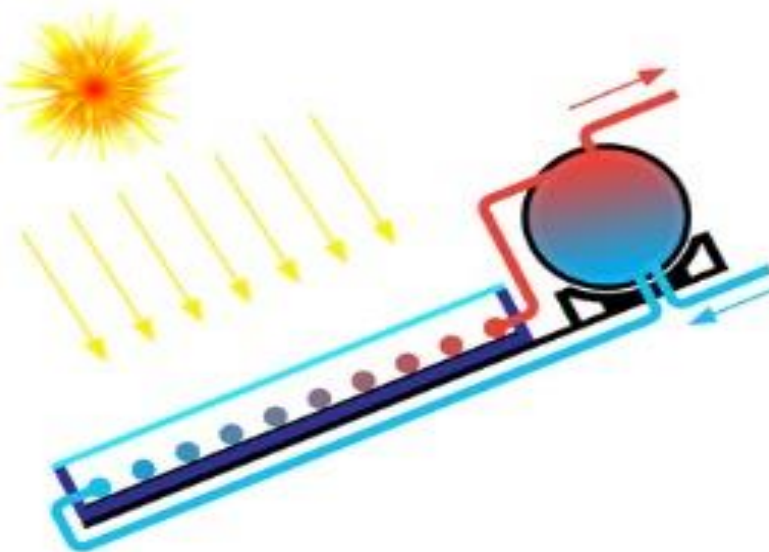
Η λειτουργία των θερμοσιφωνικών συσκευών θέρμανσης νερού με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες βασίζεται στη φυσική κυκλοφορία του νερού ή κάποιου άλλου κατάλληλου υγρού (λόγω διαφοράς θερμοκρασίας και συνεπώς διαφοράς πυκνότητας), το οποίο θερμαίνεται στους συλλέκτες και αποδίδει τη θερμότητά του στο νερό του δοχείου. Έτσι επιτυγχάνεται με φυσικό τρόπο συνεχής ροή του θερμαινόμενου μέσου, από το θερμότερο τμήμα (συλλέκτης) προς το ψυχρότερο (δεξαμενή) μέχρις ότου τα δύο τμήματα αποκτήσουν παρόμοιες θερμοκρασίες.

Σε αντίθεση με τα υγρά, ο αέρας ως μέσο συναλλαγής θερμότητας δεν συνηθίζεται στις συσκευές αυτής της κατηγορίας, αν και θα μείωνε το κόστος και τα λειτουργικά προβλήματα των εγκαταστάσεων αυτών. Η βασικότερη αιτία γι' αυτό είναι η πολύ μικρότερη πυκνότητά του σε σχέση με το νερό, αλλά (δευτερευόντως) και η μικρότερη θερμοχωρητικότητά του, που δεν διευκολύνουν την αποδοτική μετάδοση θερμότητας στο κλειστό κύκλωμα δοχείου – συλλέκτη και σε συνδυασμό με τη μικρή ταχύτητα της φυσικής κυκλοφορίας του, συντελεί στο να μην επιτυγχάνεται αξιόλογη απόδοση της εγκατάστασης αυτής [2.12].

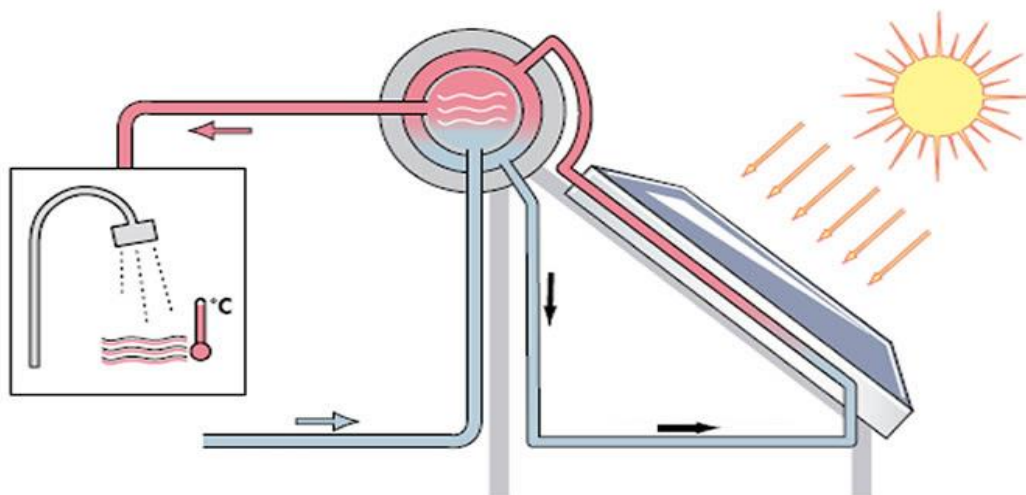
Στην αγορά διακρίνονται δύο είδη ηλιακών θερμοσιφωνικών εγκαταστάσεων, ανάλογα με το κύκλωμα κυκλοφορίας του θερμαινόμενου μέσου:

- Ανοικτού κυκλώματος
- Κλειστού κυκλώματος

Στα ανοικτού κυκλώματος συστήματα, πραγματοποιείται απευθείας θέρμανση του νερού χρήσης που αποθηκεύεται τελικά στη δεξαμενή (το θερμαινόμενο μέσο είναι το ίδιο το νερό που χρησιμοποιείται). Στα κλειστού κυκλώματος συστήματα πραγματοποιείται έμμεσα η θέρμανση του νερού χρήσης μέσω εναλλάκτη θερμότητας (το θερμαινόμενο μέσο κυκλοφορεί σε ξεχωριστό κύκλωμα, το οποίο θερμαίνει το νερό χρησιμοποιείται χωρίς να γίνεται ανάμιξή τους). Στην εικόνα 2.11 παρουσιάζεται ένα θερμοσίφωνο ανοικτού κυκλώματος και στη 2.12 ένα κλειστού κυκλώματος.



Εικόνα 2.11: Θερμοσίφωνας ανοικτού κυκλώματος [2.13]



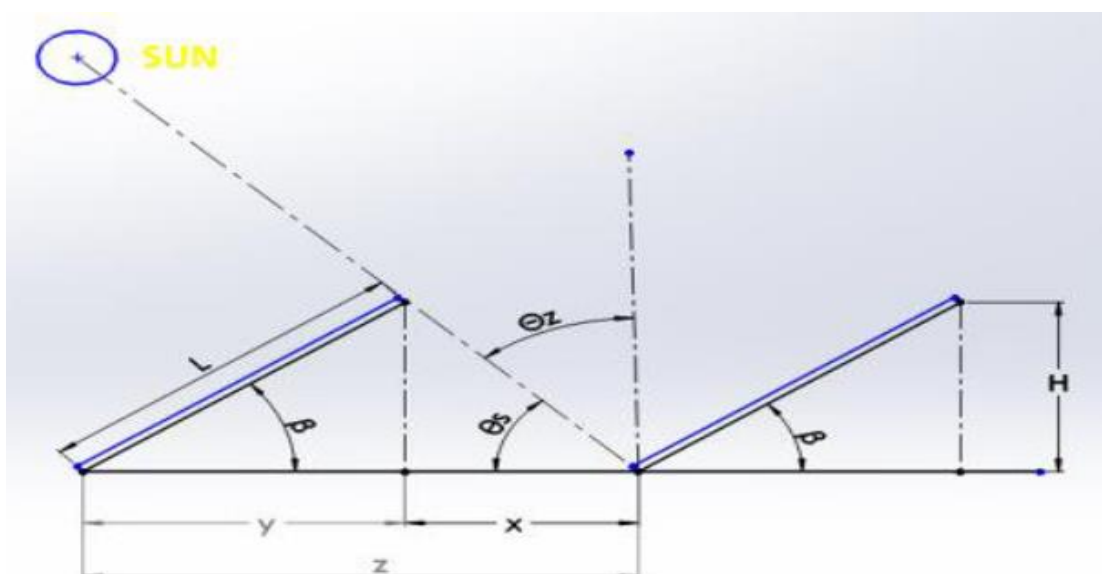
Εικόνα 2.12: Θερμοσίφωνας κλειστού κυκλώματος [2.14]

Οι ηλιακοί θερμοσίφωνοι ανοικτού κυκλώματος είναι απλούστεροι και φθηνότεροι, έχουν όμως προβλήματα σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες (πάγωμα και καταστροφή του συλλέκτη) καθώς δε μπορούμε να προσθέσουμε αντιψυκτικά μίγματα,

αφού το θερμαινόμενο μέσο είναι το ίδιο το νερό χρήσης. Επιπλέον, βελτιώνεται και η ποιότητα του νερού χρήσης μέσω της εγκατάστασης κλειστού κυκλώματος.

### Σκίαση συστοιχία επίπεδων συλλεκτών

Πολύ σημαντική παράμετρος που πρέπει να ληφθεί υπόψη κατά τον σχεδιασμό της τοποθέτησης επίπεδων ηλιακών συλλεκτών είναι ο προσδιορισμός της απόστασης μεταξύ τους, ώστε να μην υπάρχει σκίαση. Για το λόγο αυτό, πραγματοποιείται ανάλυση, η οποία εξασφαλίζει τη μη σκίαση κατά το ηλιακό μεσημέρι, όταν δηλαδή η ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας είναι – θεωρητικά – μέγιστη. Η παρακάτω εικόνα παρουσιάζει το πώς μπορεί να μελετηθεί η σκίαση συστοιχίας ηλιακών συλλεκτών [2.6].



**Εικόνα 2.13:** Μελέτη σκίασης ηλιακών συλλεκτών [2.6]

Η γωνία  $\theta_s$  είναι το ηλιακό ύψος και δίνεται από τη σχέση:

$$\theta_s = 90^\circ - \theta_z \quad (2.17)$$

Η γωνία ζενίθ για το ηλιακό μεσημέρι δίνεται από τη σχέση:

$$\cos \theta_z = \cos(\varphi_0 - \beta) \quad (2.18)$$

Συνεπώς, από τριγωνομετρία προκύπτουν τα εξής:

$$H = L \cdot \sin \beta \quad (2.19)$$

$$y = L \cdot \cos \beta \quad (2.20)$$

$$x = \frac{H}{\tan \theta_s} = H \cdot \tan \theta_z = H \cdot \tan(\varphi_0 - \delta) = L \cdot \sin \beta \cdot \tan(\varphi_0 - \delta) \quad (2.21)$$

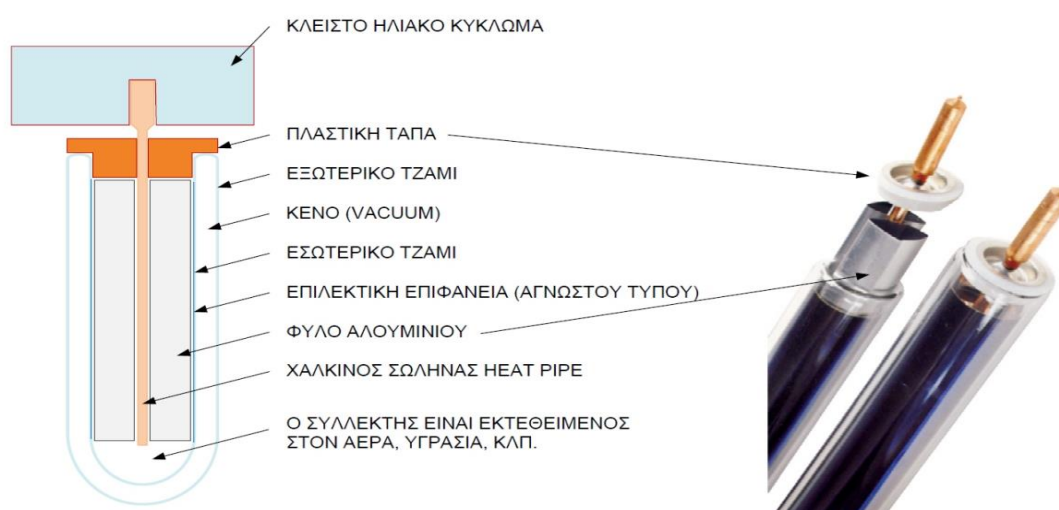
Συνεπώς,

$$z = x + y = L \cdot (\sin \beta \cdot \tan(\varphi_0 - \delta) + \cos \beta) \quad (2.22)$$

Από την παραπάνω σχέση, για μία συγκεκριμένη περιοχή ( $\varphi_0 = \text{ct}$ ) και για σταθερή κλίση του συλλέκτη ( $\beta$ ), παρατηρείται ότι η δυσμενέστερη περίπτωση είναι το χειμώνα, όπου η ηλιακή απόκλιση ( $\delta$ ) παίρνει αρνητικές τιμές και το μήκος μεγαλώνει.

## 2.4.2 Συλλέκτης με σωλήνα κενού (ETC)

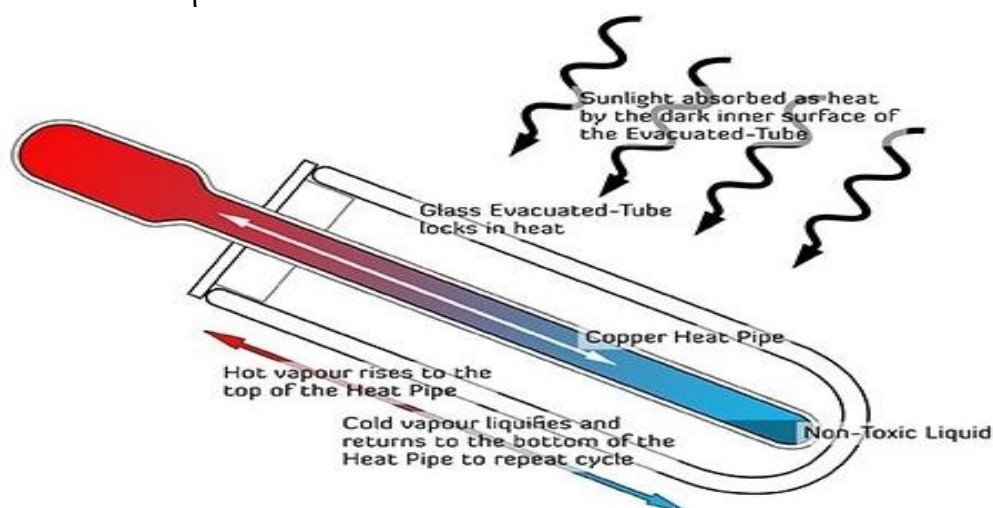
Μία νέα, ταχέως αναπτυσσόμενη και αξιόπιστη τεχνολογία είναι οι ηλιακοί συλλέκτες με σωλήνες κενού σε παράλληλη διάταξη. Οι σωλήνες κενού αποτελούνται από δύο υαλοσωλήνες που βρίσκεται ο ένας εντός του άλλου. Μεταξύ του εξωτερικού και του εσωτερικού υαλοσωλήνα υπάρχει κενό αέρος. Πιο συγκεκριμένα, ο απορροφητήρας και ο σωλήνας βρίσκονται μέσα στο γυάλινο κάλυμμα όπου επικρατεί πίεση της τάξης των mbar, δηλαδή συνθήκες κενού. Οι συνθήκες αυτές οδηγούν πρακτικά σε μηδενικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή. Συνεπώς, οι απώλειες λόγω συναγωγής είναι αμελητέες. Έτσι επιτυγχάνεται βελτίωση της απόδοσης του συλλέκτη αυτού, σε σχέση με τον απλό επίπεδο συλλέκτη (FPC). Το γυαλί που χρησιμοποιείται είναι ιδιαίτερης σκληρότητας με μεγάλες αντοχές (συνήθως βιοπυριτικό pyrex) [2.15]. Στον εσωτερικό υαλοσωλήνα υπάρχουν ειδικές επιστρώσεις που με πολύ αποτελεσματικό τρόπο μετατρέπουν την ηλιακή ενέργεια σε θερμότητα με ελάχιστες απώλειες από επανεκπομπή και ανάκλαση. Η απορροφητικότητα των ακτινών του ήλιου είναι περίπου 96%, αφού ένα πολύ μικρό ποσοστό αντανακλάται περίπου ίσο με 4% [2.15]. Οι συλλέκτες αυτοί είναι δυνατόν να λειτουργήσουν αποδοτικά και σε θερμοκρασίες πάνω των 100° C, με χρήση πεπιεσμένου νερού ή θερμικού ελαίου. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται ο εγκλωβισμός της θερμότητας στο εσωτερικό του υαλοσωλήνα χωρίς ουσιαστικές απώλειες θερμότητας πίσω στο περιβάλλον, εξ ου και οι ηλιακοί σωλήνες κενού λειτουργούν αποτελεσματικά ακόμα και τις μέρες με συννεφιά. Στον εσωτερικό υαλοσωλήνα υπάρχουν φύλλα αλουμινίου, τα οποία λόγω εξαιρετικής θερμικής επαγωγής επάγουν τη θερμοκρασία από την περιφέρεια του υαλοσωλήνα στον θερμαντικό αυλό (χαλκοσωλήνα) που βρίσκεται στο κέντρο του. Στην εικόνα 2.14 φαίνονται λεπτομερώς τα επί μέρους τμήματα που αποτελούν έναν σωλήνα κενού.



Εικόνα 2.14: Επί μέρους τμήματα σωλήνα κενού [2.16]

Μέσα στο χαλκοσωλήνα υπάρχει ένα μη τοξικό υγρό όπου είναι και αυτό υπό πίεση κενού αέρος. Λόγω του κενού αέρος το υγρό αυτό έχει σημείο βρασμού μικρότερο των 25° C. Όταν το υγρό ατμοποιηθεί ανεβαίνει προς τα πάνω όπου ο χαλκός καταλήγει σε ένα χάλκινο συμπυκνωτή. Εκεί μέσω του εναλλάκτη θερμότητας, η θερμότητα

μεταφέρεται στο σωλήνα συγκεντρώσεως που μέσα ρέει το ψυχρό ρευστό. Αφού ολοκληρωθεί η μετάδοση της θερμότητας του, ψύχεται, υγροποιείται και επιστρέφει στο κάτω μέρος του χαλκοσωλήνα, λόγω διαφοράς πυκνότητας και επαναλαμβάνεται η διαδικασία όσο ο συλλέκτης θερμαίνεται από τον ήλιο. Το υγρό μετάδοσης θερμότητας, το οποίο αποτελεί μία Αμερικανική καινοτομία [2.15], δεν χρειάζεται συμπλήρωμα ή αντικατάσταση καθ' όλη τη διάρκεια ζωής του συλλέκτη, η οποία κυμαίνεται περί τα 25 χρόνια. Στην εικόνα 2.15 παρουσιάζεται η λειτουργία του ρευστού στον σωλήνα.



**Εικόνα 2.15:** Λειτουργία ρευστού στον σωλήνα κενού [2.17]

Ανάλογα με τις ενεργειακές απαιτήσεις επιλέγεται ο αριθμός και το είδος των σωλήνων. Στην αγορά υπάρχει η εξής ταξινόμηση:

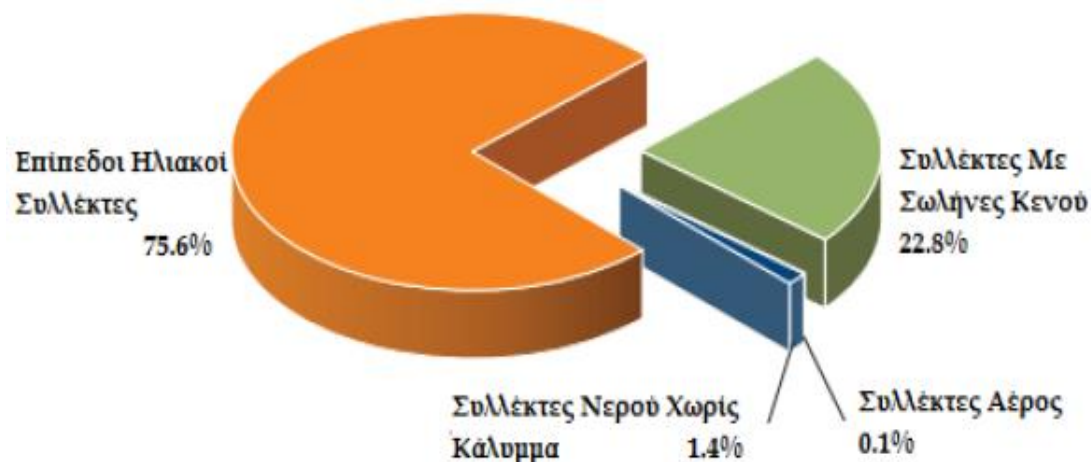
**α)** Άμεσης ροής, που διαχωρίζονται περαιτέρω στις κάτωθι κατηγορίες:

- Ομόκεντροι σωλήνες
- Χωριστοί σωλήνες
- Τύπου Σύδνεϋ

**β)** Θερμοσωλήνες

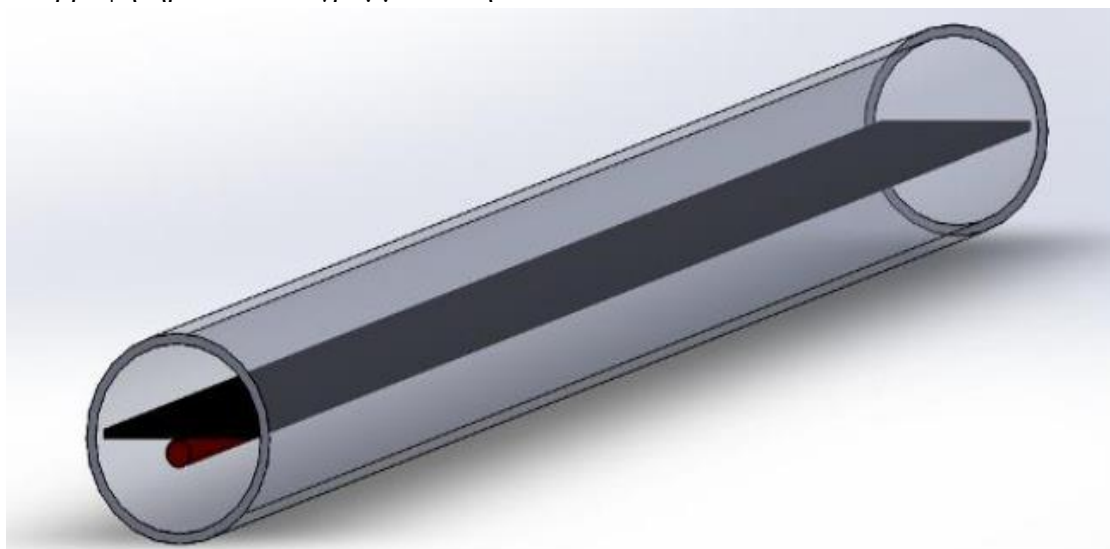
Παρά τα θετικά που περιεγράφηκαν παραπάνω, δεν έχουν βρει την ανάλογη εφαρμογή λόγω του υψηλού κόστους τους, οπότε χρησιμοποιούνται μόνο σε περιπτώσεις λειτουργίας σε υψηλές θερμοκρασίες. Επίσης, άλλο ένα μειονέκτημα είναι ότι σε περίπτωση που η υγρασία εισχωρήσει εντός του σωλήνα υπάρχει κίνδυνος διάβρωσης. Τέλος, η γυάλινη κατασκευή τους εγκυμονεί κινδύνους για θραύση και απαιτεί μεγάλη προσοχή ακόμα και μετά την εγκατάσταση τους. Οι κανόνες που εφαρμόστηκαν στον επίπεδο συλλέκτη για την αποφυγή της σκίασης συστοιχίας δύναται να εφαρμοστούν και σε αυτού του τύπου τις συστοιχίες συλλεκτών. Επιπλέον, ισχύουν τα αυτά και για τη λειτουργία θερμοσιφωνικών συστημάτων τόσο ανοιχτού όσο και κλειστού κυκλώματος, όπως περιεγράφηκε στην ενότητα του επίπεδου ηλιακού συλλέκτη. Στην εικόνα 2.16 απεικονίζεται η κατανομή των διάφορων ειδών θερμικών συλλεκτών στην

Ευρώπη. Όσον αφορά την Ελλάδα, χρησιμοποιούνται κατά κόρον επίπεδο ηλιακοί συλλέκτες, ενώ τα τελευταία χρόνια έχει ξεκινήσει η χρήση συλλεκτών με σωλήνες κενού [2.18].



**Εικόνα 2.16:** Κατανομή ηλιακών θερμικών συλλεκτών ανά την Ευρώπη [2.18]

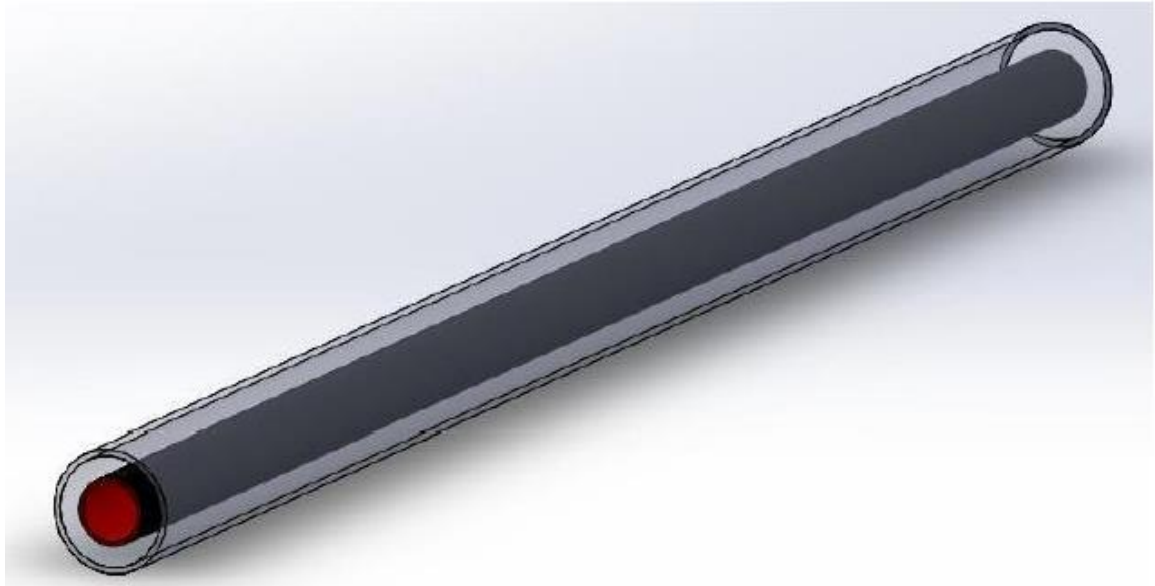
Υπάρχουν διάφορες διατάξεις με τις οποίες εφαρμόζεται η ιδέα των σωλήνων κενού, αλλά σε όλες η βασική ιδέα είναι ο μηδενισμός της εσωτερικής συναγωγής. Στην εικόνα 2.17 παρουσιάζεται ένας τύπος σωλήνα κενού που αποτελείται από επίπεδο απορροφητήρα και ευθύγραμμο σωλήνα.



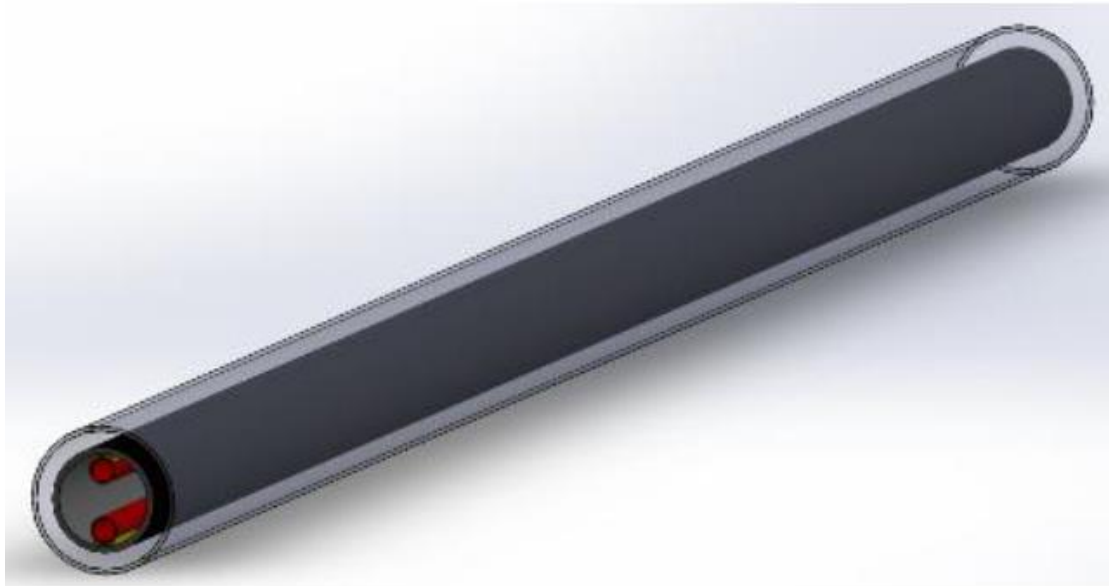
**Εικόνα 2.17:** Συλλέκτης κενού με επίπεδο απορροφητήρα [2.6]

Στην εικόνα 2.18 παρουσιάζεται ένας τύπος σωλήνα κενού που αποτελείται από κυλινδρικό απορροφητήρα και το εργαζόμενο μέσο κινείται εντός αυτού. Ο σωλήνας αυτός χρησιμοποιείται αρκετά συχνά σε συνδυασμό με παραβολικά κάτοπτρα [2.6], ενώ στην εικόνα 2.19 παρουσιάζεται ένας συλλέκτης κενού με κυλινδρικό απορροφητήρα και σωλήνωση σε σχήμα U. Πιο συγκεκριμένα, ο ένας σωλήνας φέρει το κρύο και ο άλλος το ζεστό νερό. Παραλλαγή αυτού του σωλήνα μπορεί να προκύψει με χρήση θερμοσωλήνα (heat pipe) [2.6].





**Εικόνα 2.18:** Συλλέκτης κενού με κυλινδρικό απορροφητήρα [2.6]

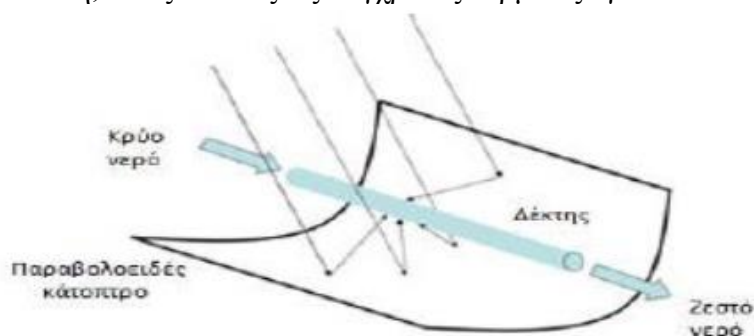


**Εικόνα 2.19:** Συλλέκτης κενού με κυλινδρικό απορροφητήρα και σωλήνα τύπου U [2.6]

### 2.4.3 Συγκεντρωτικοί συλλέκτες

Για την επίτευξη υψηλότερων θερμοκρασιών από αυτές που μπορούν να φτάσουν οι επίπεδοι συλλέκτες και οι συλλέκτες κενού γίνεται χρήση της τεχνολογίας των συγκεντρωτικών συλλεκτών. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες είναι συλλέκτες οι οποίοι συγκεντρώνουν την ηλιακή ακτινοβολία σε μια μικρότερη περιοχή σε σχέση με το συνολικό άνοιγμα που λαμβάνει την ηλιακή ακτινοβολία. Με τον τρόπο αυτόν επιτυγχάνονται υψηλότερες θερμοκρασίες σε σχέση με τον επίπεδο συλλέκτη και μειώνονται οι θερμικές απώλειες. Οι οπτικές απώλειες από την άλλη πλευρά αυξάνονται διότι προστίθεται και η απώλεια από τη μη ιδανική ανάκλαση πάνω στο κάτοπτρο. Εν γένει οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές για θερμοκρασίες πάνω από  $150^{\circ}\text{C}$  έως και τους  $500^{\circ}\text{C}$  σε πιο απαιτητικές εφαρμογές.

Τα κύρια μέρη ενός συγκεντρωτικού συλλέκτη είναι: το κάτοπτρο, το οποίο συγκεντρώνει την ηλιακή ακτινοβολία, ο δέκτης, δηλαδή ο απορροφητήρας με το σύστημα μετατροπής της ακτινοβολίας σε άλλη μορφή ενέργειας, το κάλυμμα και φυσικά η μόνωση, όπως σε όλες τις σύγχρονες θερμικές εγκαταστάσεις.



**Εικόνα 2.19:** Παραβολικό κάτοπτρο

Βασικό χαρακτηριστικό μέγεθος ενός συγκεντρωτικού συλλέκτη είναι ο λόγος συγκέντρωσης. Συγκεκριμένα, είναι το πηλίκο της επιφάνειας του «ανοίγματος» προς την επιφάνεια του δέκτη. Ως επιφάνεια του ανοίγματος ορίζεται η επιφάνεια από την οποία εισέρχεται η ηλιακή ακτινοβολία ( $A_a$ ) και επιφάνεια του δέκτη είναι η επιφάνεια που απορροφά τη συγκεντρωμένη ηλιακή επιφάνεια ( $A_r$ ). Συνεπώς, ορίζεται ο λόγος συγκέντρωσης ως:

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (2.23)$$

Ο λόγος συγκέντρωσης παίρνει τιμές από 1.5 έως 10000 [2.3]. Όσο αυξάνεται ο λόγος συγκέντρωσης αυξάνεται η θερμοκρασία που αναπτύσσεται, η ποιότητα του οπτικού συστήματος, αλλά και το κόστος της κατασκευής. Οι υψηλότεροι συντελεστές συγκέντρωσης συναντώνται σε εργαστηριακές εφαρμογές στις οποίες αναπτύσσονται πολύ μεγάλες θερμοκρασίες. Στις πραγματικές εγκαταστάσεις συναντώνται μικροί ή μεσαίοι λόγοι συγκέντρωσης. Ο συγκεντρωτής μπορεί να πάρει τις ακόλουθες μορφές:

- Ανακλαστικός ή διαθλαστικός
- Επιμήκης (κυλινδρικός) ή κυκλικός. Ο επιμήκης χαρακτηρίζεται ως δισδιάστατος και εστιάζει σε ευθεία γραμμή. Αν η κάθετος τομή του προς την ευθεία αυτή είναι παραβολή, τότε ονομάζεται παραβολικός συγκεντρωτής. Ο κυκλικός αποτελεί μία επιφάνεια εκ περιστροφής (π.χ. σφαίρα ή παραβολοειδές), εστιάζει σε σημείο και χαρακτηρίζεται ως τρισδιάστατος.
- Συνεχής ή αποτελούμενος από τμήματα
- Με ή χωρίς είδωλο. Οι συγκεντρωτές χωρίς είδωλο αποδίδουν χαμηλό λόγο συγκέντρωσης ( $C < 10$ ) και δεν σχηματίζουν σαφώς καθορισμένο είδωλο του ήλιου πάνω στον απορροφητή. Αντίθετα, εκείνοι με είδωλο το αποδίδουν πάνω στον απορροφητήρα και οι λόγοι συγκέντρωσης που μπορούν να πετύχουν δύνανται να φτάσουν σε πολύ υψηλότερες τιμές.

Το σχήμα και η θέση της ανακλαστικής επιφάνειας χαρακτηρίζει το είδος του συλλέκτη, ενώ από το σημείο (ή την ευθεία) εστίασης της ακτινοβολίας διατρέχει

κάποιο ρευστό, το οποίο αποτελεί το μέσο απολαβής της θερμότητας που έχει συγκεντρωθεί από λόγω της ηλιακής ακτινοβολίας.

Τα βασικά είδη συγκεντρωτικών συλλεκτών είναι τα ακόλουθα:

- Επιμήκης παραβολικός συλλέκτης (Parabolic Through Collector)
- Συλλέκτες Fresnel
- Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης (Compound Parabolic Collector)
- Ηλιακός πύργος ισχύος (Solar Power Tower)
- Ηλιακός δίσκος (Dish Stirling)

Τα διάφορα είδη συγκεντρωτικών συλλεκτών διαφέρουν ως προς ποικίλα κατασκευαστικά και λειτουργικά σημεία. Κάποια κύρια σημεία είναι:

- Σταθερότητα συγκεντρωτή
- Σταθερότητα δέκτη
- Θερμοκρασία λειτουργίας
- Αποδιδόμενη ισχύς
- Βαθμός απόδοσης
- Μέγεθος, πολυπλοκότητα και κόστος συστήματος

Οι παραπάνω παράμετροι είναι αυτές που τελικά οδηγούν στην επιλογή του εκάστοτε συγκεντρωτικού ηλιακού συστήματος, ανάλογα με τις απαιτήσεις της εγκατάστασης. Ορισμένα βασικά χαρακτηριστικά κάθε είδους περιγράφονται συνοπτικά ακολούθως.

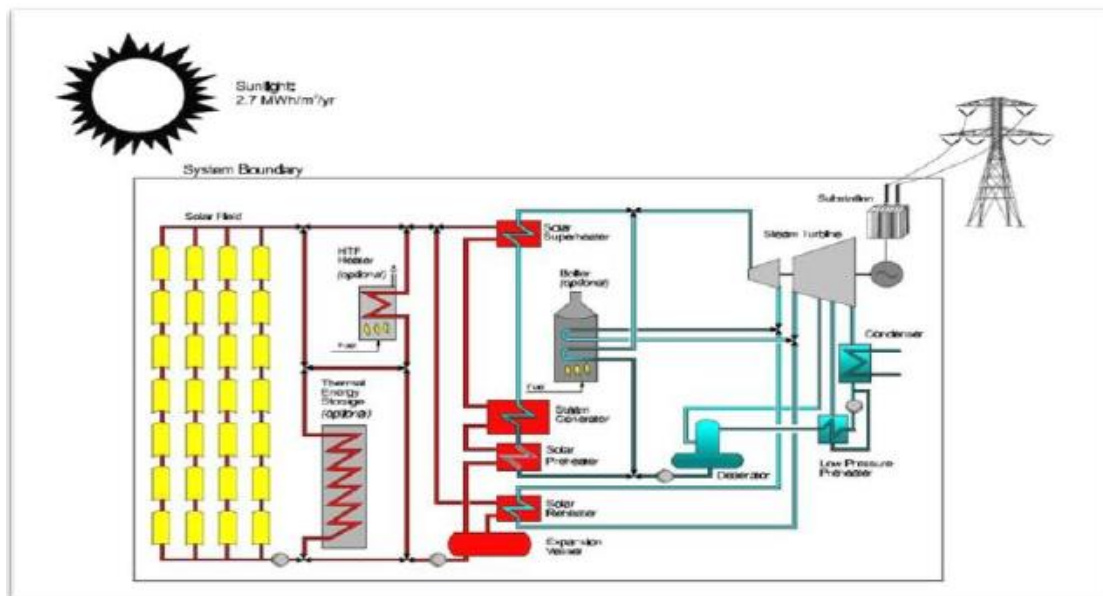
#### Επιμήκης Παραβολικός Συλλέκτης

Οι παραβολικοί κατοπτρικοί συλλέκτες (PTC) ανήκουν στους συγκεντρωτικούς συλλέκτες και αποτελούν το πιο διαδεδομένο είδος αυτών. Οι εγκαταστάσεις παραβολικών συλλεκτών αποτελούνται από παραβολικά κάτοπτρα, τα οποία είναι γραμμικά κατά τη μία διάσταση, ενώ η προβολή του στις άλλες δύο διαστάσεις αποτελεί παραβολή. Τα παραβολικά ηλιακά κοίλα συγκεντρώνουν την ακτινοβολία στη γραμμή εστίασης, στην οποία συνήθως τοποθετείται ο σωλήνας κενού στον οποίο ρέει το ρευστό μετάδοσης θερμότητας. Εντάσσονται στην κατηγορία των συλλεκτών με είδωλο [2.3] και οι λόγοι συγκέντρωσής τους κυμαίνονται από 10 έως 45 σε συνήθεις εφαρμογές [2.19]. Τα κάτοπτρα είναι συνήθως ευθυγραμμισμένα στην κατεύθυνση Βορρά-Νότου και έχουν τη δυνατότητα περιστροφής για καλύτερη «παρακολούθηση» (tracking) του ήλιου και την αποτελεσματικότερη συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας. Η πιο χαρακτηριστική εφαρμογή τους είναι η ηλεκτροπαραγωγή, αφού μπορούν να επιτευχθούν θερμοκρασίες της τάξης των 400° C [2.6] συνεπώς το θερμαινόμενο ρευστό ατμοποιείται και εισέρχεται σε κύκλο Rankine. Ωστόσο, συναντώνται και σε άλλες εφαρμογές όπως η παραγωγή θερμού νερού και σε συστήματα κλιματισμού και ψύξης. Στην εικόνα 2.20 παρουσιάζεται ένας συλλέκτης

τύπου PTC και στην 2.21 ένα σχεδιάγραμμα ενός σταθμού ηλεκτροπαραγωγής με χρήση τέτοιων συλλεκτών.



Εικόνα 2.20: Παραβολικός επιμήκης συλλέκτης [2.20]



Εικόνα 2.21: Σύστημα παραβολικών κατόπτρων σε θερμικό σταθμό ηλεκτροπαραγωγής κύκλου Rankine [2.21]

### Συλλέκτες Fresnel

Μία ακόμα διαφορετική τεχνολογία ηλιακών συλλεκτών είναι οι συλλέκτες Fresnel (Linear Fresnel Reflector). Και αυτοί οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες αποτελούνται από τον συγκεντρωτή και τον δέκτη. Συγκεκριμένα, υπάρχουν 2 κάτοπτρα, το πρωτεύον που είναι οι ανακλαστικές επιφάνειες Fresnel στο κάτω μέρος και το δευτερεύον που βρίσκεται πάνω από το δέκτη. Οι ακτίνες αφού ανακλαστούν στους πρωτεύοντες ανακλαστήρες κατευθύνονται προς το δέκτη. Επειδή όμως η απόσταση ως το δέκτη είναι μεγάλη, είναι δύσκολο να φτάσουν όλες σε αυτόν με ακρίβεια. Η αιτία γι αυτό

είναι η μη ιδανική ανάκλαση λόγω ατελειών, σκόνης και μη ακρίβειας του συστήματος παρακολούθησης του ήλιου. Γι' αυτό τοποθετείται και ένα δευτερεύον κάτοπτρο ώστε να «μαζεύει» τις ακτίνες που δεν φτάνουν στο δέκτη και να τις ανακλά πίσω σε αυτόν. Μία δευτερεύουσα χρήση του δευτερεύοντος κατόπτρου είναι η μόνωση που μπορεί να προσφέρει. Ο δέκτης (απορροφητής-σωλήνας) εκτείνεται κατά την εστιακή γραμμή και συγκεντρώνει τις ηλιακές ακτίνες από τους ανακλαστήρες. Συνήθως τοποθετείται σε διεύθυνση προσανατολισμού Βορρά-Νότου, όπως και ο συγκεντρωτής. Ο σωλήνας του δέκτη ενδείκνυται να είναι κενού, αφού είναι μειωμένες οι απώλειες σε αυτού του τύπου τους συλλέκτες, λόγω των αμελητέων απωλειών λόγω συναγωγής. Οι θερμοκρασίες που επιτυγχάνονται συνήθως σε αυτούς τους συλλέκτες είναι έως 450° C. Στην εικόνα που ακολουθεί φαίνεται η συγκέντρωση των ακτίνων στο δέκτη του συλλέκτη Fresnel.



**Εικόνα 2.22:** Λειτουργία συλλέκτη Fresnel [2.22]

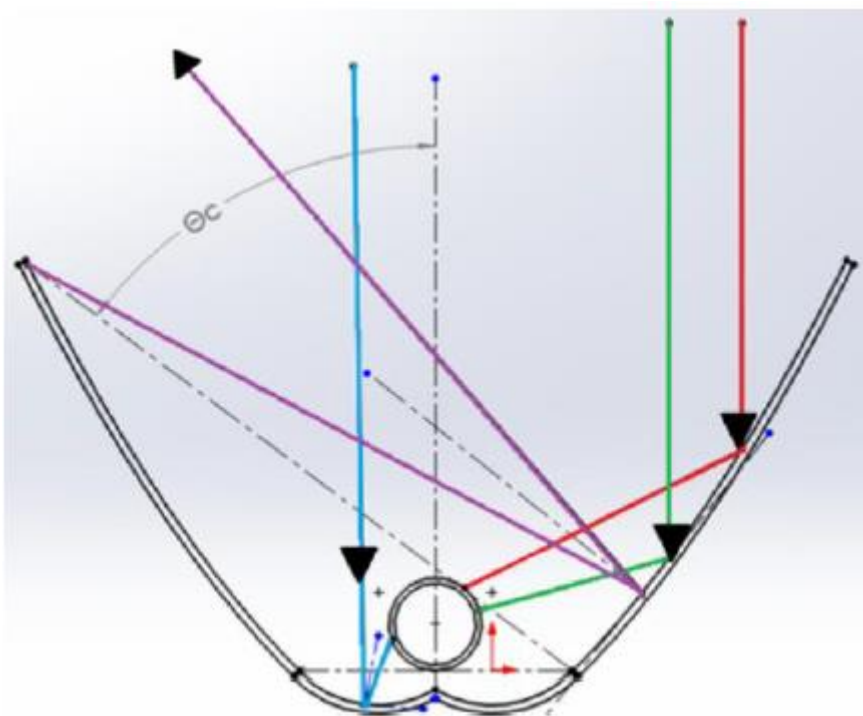
Παρουσιάζει αυτό το είδος συλλεκτών ορισμένα πολύ σημαντικά πλεονεκτήματα σε σχέση με άλλους συγκεντρωτικούς: Χαρακτηριστικά:

- Απαιτείται μικρότερο κόστος κατασκευής των κατόπτρων, καθώς είναι επίπεδοι και δεν χρειάζεται πολύπλοκη επεξεργασία και κατεργασία, όπως για τη δημιουργία καμπύλων επιφανειών.
- Μικρότερο κόστος για χρήση γης, καθώς οι συλλέκτες Fresnel καταλαμβάνουν μικρότερη έκταση από άλλους συγκεντρωτικούς συλλέκτες και τοποθετούνται σε μικρές αποστάσεις μεταξύ τους.
- Δέχονται μικρότερα φορτία από τον άνεμο, αφού έχουν μικρότερη μετωπική επιφάνεια στην κατεύθυνση του ανέμου.
- Λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που μπορούν να πετύχουν δύναται να χρησιμοποιηθεί νερό και αυτό να ατμοποιηθεί απευθείας, χωρίς τη χρήση κάποιου διαθερμικού υγρού.

Ωστόσο, παρουσιάζει μικρότερο βαθμό απόδοσης από άλλα είδη συγκεντρωτικών συλλεκτών, λόγω των αυξημένων οπτικών απωλειών.

#### Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης

Ο σύνθετος παραβολικός συλλέκτης CPC (Compound Parabolic Collector) ανήκει στους συγκεντρωτικούς συλλέκτες χωρίς είδωλο διότι έχει μικρό λόγο συγκέντρωσης, συνήθως κάτω από 5 [2.19,2.23] και συναντάται με διάφορες μορφές. Ο ανακλαστήρας σύνθετου παραβολικού συλλέκτη αποτελείται συνήθως από δύο παραβολικά τμήματα, τα οποία ενώνει ένα τρίτο. Ο δέκτης μπορεί να είναι επίπεδος ή κυλινδρικός, ενώ παραλλαγές μπορεί πιο σπάνια να εφαρμοστούν. Πρόκειται για συλλέκτες μέσης θερμοκρασίας και συνδυάζουν στοιχεία τόσο από συγκεντρωτικούς συλλέκτες, όσο και από επίπεδους. Αυτό γιατί δεν εκμεταλλεύονται μόνο την άμεση ακτινοβολία, όπως οι υπόλοιποι συγκεντρωτικοί συλλέκτες, αλλά και τη διάχυτη όπως και οι επίπεδοι. Στην εικόνα 2.23 παρουσιάζεται ο τρόπος με τον οποίο ανακλώνται οι ακτίνες μέσα στο CPC.



**Εικόνα 2.23:** Ανάκλαση ακτινών εντός CPC [2.6]

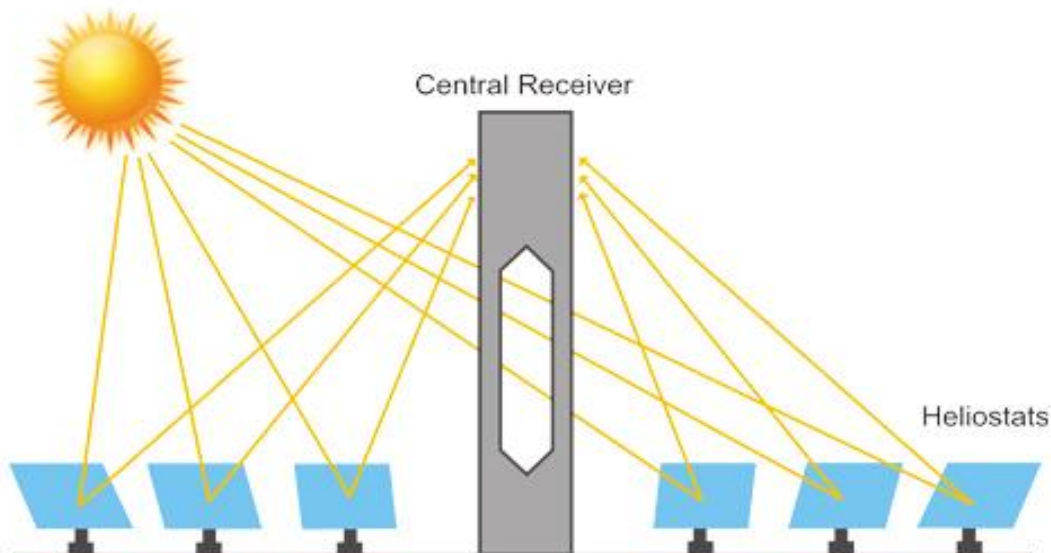
Οι ακτίνες με κόκκινο και πράσινο χρώμα, μετά την ανάκλασή τους φτάνουν στο δέκτη. Το ίδιο και η μπλε ακτίνα, η οποία ανακλάται στο κάτω τμήμα. Η μωβ ακτίνα, η οποία φτάνει υπό μεγάλη γωνία στην παραβολική πλευρά, μετά την ανάκλαση της δεν φτάνει στον δέκτη. Ο λόγος είναι πως η γωνία πρόσπτωσης της ακτίνας αυτής είναι μεγαλύτερη από την ημιγωνία υποδοχής  $\theta_c$ , η οποία είναι χαρακτηριστικό μέγεθος του συλλέκτη CPC. Η γωνία αυτή συνδέεται με το λόγο συγκέντρωσης και αυτά τα μεγέθη έχουν μία αντίστροφη σχέση. Πιο συγκεκριμένα, ο μέγιστος λόγος δίνεται από τη σχέση [2.3]:

$$C = \frac{1}{\sin \theta_c} \quad (2.24)$$

Επί της ουσίας, μεγαλύτερος λόγος συγκέντρωσης οδηγεί σε καλύτερη θερμική απόδοση, ενώ η μεγάλη ημιγωνία αποδοχής σε καλύτερη οπτική συμπεριφορά, αφού δίνει τη δυνατότητα για μεγαλύτερες γωνίες πρόσπτωσης. Οι συλλέκτες CPC τοποθετούνται συνήθως με τον διαμήκη άξονα οριζόντιο και προσανατολισμένο κατά την διεύθυνση Ανατολής-Δύσης. Το επίπεδο το ανοίγματος είναι στραμμένο προς τον ισημερινό, σχηματίζοντας γωνία  $\beta$  με το οριζόντιο επίπεδο. Συνήθως υπάρχει δυνατότητα ρύθμισης (περιστροφής) περί τον επιμήκη άξονα, με σκοπό η άμεση ηλιακή ακτινοβολία να προσπίπτει εντός των ορίων που επιτάσσει η γωνία αποδοχής. Όσο αυξάνεται ο λόγος συγκέντρωσης, τόσο μειώνεται η  $\theta_c$  με συνέπεια την ανάγκη συχνότερης ρύθμισης.

### Ηλιακός πύργος ισχύος

Αποτελεί μία πολλά υποσχόμενη τεχνολογία αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας. Η αρχή λειτουργίας τους βασίζεται στη συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας σε μια μικρή επιφάνεια, ώστε τελικά να αναπτύσσονται πολύ υψηλές θερμοκρασίες. Πιο συγκεκριμένα, μία μαύρη απορροφητική επιφάνεια αποτελεί τον δέκτη και τοποθετείται στην κορυφή κάποιου ψηλού οικοδομήματος. Σε μεγάλη έκταση γύρω από τον δέκτη τοποθετούνται κάτοπτρα, τα οποία ανακλούν την ηλιακή ακτινοβολία, ώστε αυτή να φτάνει στο δέκτη. Απαραίτητη για την βέλτιστη λειτουργία της συγκεκριμένης τεχνολογίας είναι η ύπαρξη συστήματος ακριβούς παρακολούθησης της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας με σκοπό να μεγιστοποιηθεί αυτή που προσπίπτει στον πύργο και να μειώνονται οι οπτικές απώλειες. Στην εικόνα 2.24 παρουσιάζεται σχηματικά η λειτουργία ενός τέτοιου πύργου.



**Εικόνα 2.24:** Αρχή λειτουργίας ηλιακού πύργου [2.24]

Σε κατασκευές όπως αυτή, όπου υπάρχει πλήθος επίπεδων κατόπτρων, πρέπει να λαμβάνεται υπόψη η πιθανότητα σκίασης και να γίνεται κατάλληλη μελέτη για αποφυγή της ιδίως κατά το ηλιακό μεσημέρι, όπως περιεγράφηκε για τη συστοιχία

επίπεδων συλλεκτών. Αυτό οδηγεί σε μικρό βαθμό αξιοποίησης της διατιθέμενης χερσαίας έκτασης, ο οποίος κυμαίνεται από 30 έως 50% [2.3]. Σε εγκαταστάσεις όπου υπάρχει περιθώριο μεγαλύτερης επένδυσης χρησιμοποιούνται αντί επίπεδων, κοίλοι ανακλαστήρες. Βασική χρήση του ηλιακού πύργου είναι η θέρμανση ζεστού νερού και η ατμοποίησή του με σκοπό να χρησιμοποιηθεί σε κύκλο Rankine για ηλεκτροπαραγωγή. Σε νέες μελέτες έχει χρησιμοποιηθεί υγρό νάτριο, ενώ ήδη βρίσκονται σε λειτουργία συστήματα που χρησιμοποιούν άλατα (40% νιτρικό άλας καλίου) ως λειτουργικό υγρό. Το ιδιαίτερο χαρακτηριστικό που παρουσιάζουν τα συγκεκριμένα υγρά είναι η υψηλή θερμοχωρητικότητά τους, η οποία οδηγεί σε υψηλές δυνατότητες αποθήκευσης ενέργειας. Συνεπώς, δύναται να προσδοθεί η ενέργεια που προήλθε από τον ηλιακό πύργο ακόμα και κατά τις νυκτερινές ώρες. Τα ηλιοστατικά αυτά πεδία μπορούν επίσης να λειτουργήσουν υβριδικά μαζί με ορυκτά καύσιμα και να αποδώσουν πολύ καλά. Συνήθεις εγκαταστάσεις ηλιακών πύργων είναι ισχύος 10-400 MWe και εκτείνονται σε 1.5-2.3 km<sup>2</sup> γεγονός που κάνει τους ηλιακούς πύργους οικονομικά συμφέροντες σε περιπτώσεις υψηλής ακτινοβολίας και χαμηλού κόστους γης (π.χ. έρημοι). Μία τέτοια πρόταση εγκατάστασης στην έρημο της δυτικής Αριζόνα παρουσιάζεται ακολούθως [2.25].



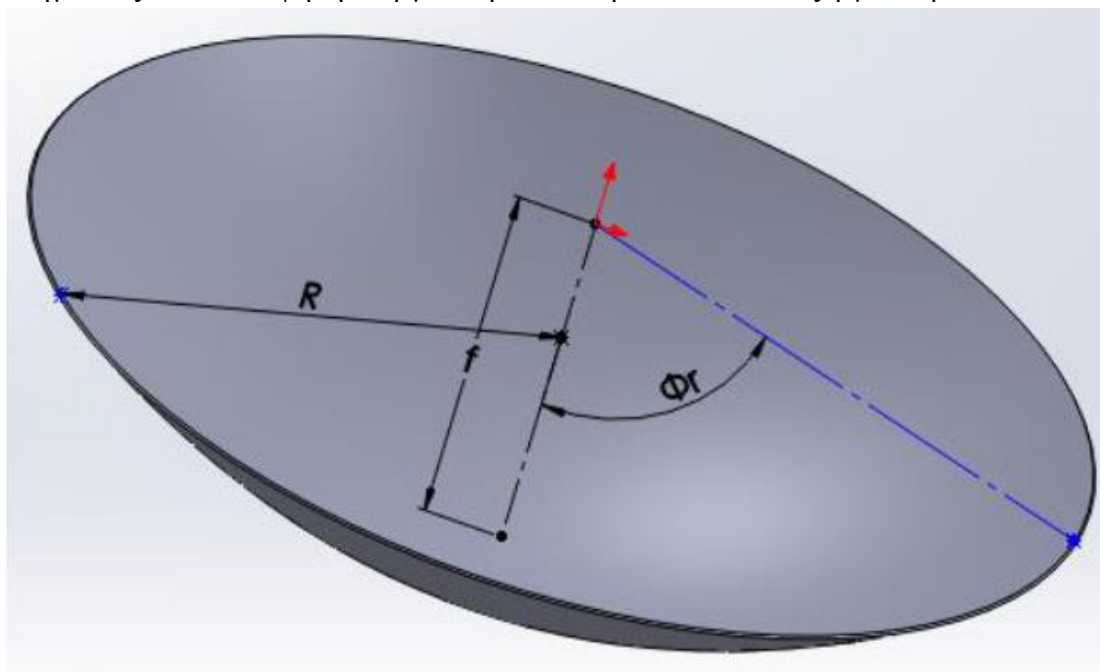
**Εικόνα 2.25:** Πρόταση εγκατάστασης ηλιακού πύργου [2.25]

### Ηλιακός δίσκος

Ένας σύνολο συγκεντρωτικών συλλεκτών ηλιακής ακτινοβολίας χρησιμοποιεί ανακλαστήρα σε μορφή «πιάτου» (dish), ο οποίος είναι τρισδιάστατος ανακλαστήρας με είδωλο. Ο ανακλαστήρας του ηλιακού δίσκου έχει παραβολοειδές σχήμα, δηλαδή είναι ένα εκ περιστροφής σχήμα με αρχική γεωμετρία παραβολής. Στο σχήμα 2.26 δίνεται η μορφή του κατόπτρου αυτού. Η αρχή λειτουργίας αυτού του συλλέκτη είναι η τοποθέτηση μία απορροφητικής επιφάνειας (δέκτης) στην εστία της τρισδιάστατης παραβολής, επειδή εκεί συγκεντρώνεται η ανακλώμενη από το κάτοπτρο ηλιακή ακτινοβολία. Ο λόγος συγκέντρωσης είναι αρκετά υψηλός και κυμαίνεται συνήθως από 600 έως 2000 [2.19]. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την επίτευξη πολύ υψηλών



θερμοκρασιών, της τάξεως των  $1000^{\circ}\text{C}$ , που μπορεί να φτάσουν και τους  $1500^{\circ}\text{C}$ , οδηγώντας τόσο σε υψηλή ενεργειακή απόδοση, αλλά και σε εξεργειακή.



**Εικόνα 2.26:** Γεωμετρία ηλιακού πιάτου. [2.6]

Η αποκόμιση της θερμότητας που συλλέγεται από τον συγκεκριμένο τύπο συλλέκτη διαφέρει από των υπόλοιπων τύπων. Συνήθως η ηλιακή ακτινοβολία χρησιμοποιείται προκειμένου να θερμάνει ή να ατμοποιήσει το ρευστό που καλείται να παραλάβει τη θερμότητα από τον απορροφητή. Στους ηλιακούς δίσκους, ωστόσο, η συσσωρευμένη ακτινοβολία προσφέρεται σε κάποια μηχανή (π.χ. Stirling, ατμομηχανή) με υψηλότερο βαθμό απόδοσης από τις αντίστοιχους κύκλους Rankine και Brayton, με αποτέλεσμα να μπορεί να γίνεται φθηνότερη η παραγόμενη ενέργεια. Άλλη επιλογή είναι η χρήση φωτοβολταϊκού στοιχείου για παραγωγή ηλεκτρισμού και ταυτόχρονη χρήση απορροφητικής επιφάνειας με κοιλότητα για παραγωγή ατμού. Μία πρωτοποριακή χρήση είναι η χρήση της ενέργειας για θέρμανση κάποιου μαγειρικού σκεύους με στόχο την παραγωγή φαγητού ιδιαίτερα σε χώρες που η χρήση ηλεκτρικής ενέργειας είναι δυσχερής.



**Εικόνα 2.27:** Ηλιακό πιάτο με μηχανή Stirling [2.26]

Ένα σημαντικό μειονέκτημα της συγκεκριμένης τεχνολογίας είναι ότι δεν διαθέτουν δυνατότητα αποθήκευσης της παραγόμενης ενέργειας. Για αυτό το λόγο γίνεται μεγάλη έρευνα γύρω από την ανάπτυξη μοντέλων, μελετώντας διάφορες τεχνικές για αποθήκευση της παραγόμενης θερμικής ενέργειας.

#### **2.4.4 Φωτοβολταϊκά συστήματα**

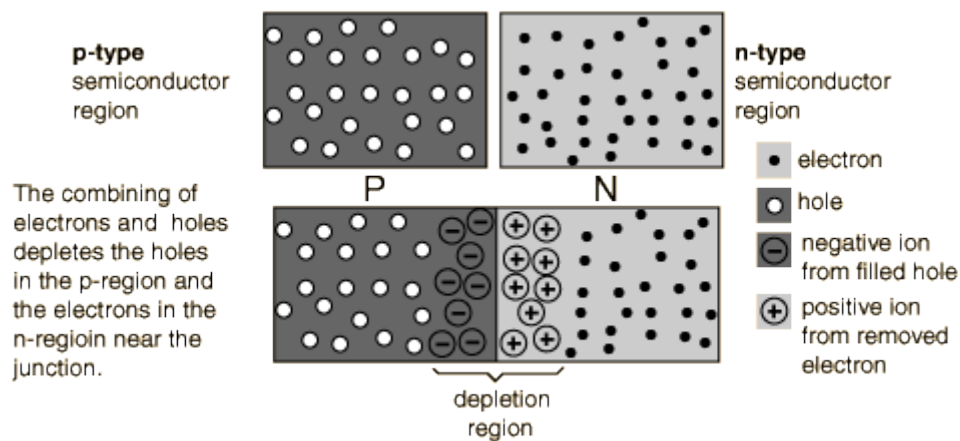
Οι περισσότεροι από τους θερμικούς συλλέκτες που αναλύθηκαν παραπάνω έχουν ως τελικό σκοπό πολλές φορές την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Υπάρχουν, ωστόσο, διατάξεις που καθιστούν δυνατή τη άμεση μετατροπή της ηλιακής ενέργειας σε ηλεκτρική. Η μετατροπή αυτή γίνεται μέσω των φωτοβολταϊκών κυττάρων, η λειτουργία των οποίων βασίζεται στο «φωτοβολταϊκό φαινόμενο» [2.27]. Το 1838 ένα ζευγάρι Γάλλων επιστημόνων διερευνούσε τη δυνατότητα παραγωγής ηλεκτρικού ρεύματος μέσω χημικών αντιδράσεων. Έφτιαξαν, λοιπόν, μία κατασκευή και παρατήρησαν ότι εκθέτοντάς τη στο ηλιακό φως αύξησαν την παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος. Έτσι ανακαλύφθηκε το συγκεκριμένο φαινόμενο. Το 1954 τα εργαστήρια Bell ανακοίνωσαν ότι άνοιξε ο δρόμος για την μεταφορά της φωτοβολταϊκής τεχνολογίας από τα εργαστήρια στην μαζική παραγωγή και αξιοποίηση, με την κατασκευή μίας μονής φωτοβολταϊκής κυψέλης από σιλικόνη. Πρώτη φορά εφαρμόστηκε στις αρχές της δεκαετίας του 1970 κυρίως σε διαστημικά προγράμματα των ΗΠΑ. Λόγω της εξέλιξης των συστημάτων αυτών επιτεύχθηκε μείωση του κόστους στην παραγωγή ηλεκτρισμού από 300\$ σε 4\$ ανά μονάδα παραγόμενης ισχύος με ρυθμό περίπου 4% το χρόνο [2.28]. Ένα σημαντικό μειονέκτημα της συγκεκριμένης τεχνολογίας είναι ο χαμηλός βαθμός απόδοσής της (γύρω στο 13%) που έχει οδηγήσει να βρίσκουν εφαρμογή μόνο σε περιοχές απομακρυσμένες από το δίκτυο, όπου η σύνδεση με αυτό είναι ιδιαίτερα ακριβή [2.29].

Τα φωτοβολταϊκά κύτταρα (ή κυψέλες) είναι κρυσταλλοδίοδοι, οι οποίες αποτελούνται από ημιαγωγούς (ημιαγώγιμα υλικά με την ιδιότητα της φωτοαγωγιμότητας, δηλαδή να απορροφούν φωτόνια και να μεταδίδουν την ενέργειά τους σε χωριστά ηλεκτρόνια). Το πυρίτιο είναι το πιο συχνό υλικό που χρησιμοποιείται στην κατασκευή ημιαγωγών για οικονομοτεχνικούς λόγους. Ένα φωτοβολταϊκό κύτταρο δημιουργείται με την τοποθέτηση σε επαφή ενός λεπτού στρώματος πυριτίου ενισχυμένου με φώσφορο με ένα στρώμα από πυρίτιο ενισχυμένο με Βόριο [2.30].

Τα ηλεκτρόνια τα οποία βρίσκονται μέσα στον ημιαγωγό έχουν μία σχετική ελευθερία κίνησης, έτσι όταν η ηλιακή ακτινοβολία προσπίπτει σε αυτά τα διεγείρει και τα υποχρεώνει να κινηθούν προς συγκεκριμένη κατεύθυνση. Η ισχύς του ηλεκτρικού ρεύματος, το οποίο παράγεται από τη διέγερση των ηλεκτρονίων, καθορίζεται από τη ροή τους και την εφαρμοζόμενη τάση στο φωτοβολταϊκό κύτταρο [2.31]. Κάθε άτομο πυριτίου έχει 14 ηλεκτρόνια κατανομημένα σε τρεις διαφορετικές στοιβάδες. Η πρώτη αποτελείται από 2 άτομα και η δεύτερη από 8. Η εξωτερική στοιβάδα περιλαμβάνει τα υπολειπόμενα 4 ηλεκτρόνια που συμμετέχουν σε δεσμούς με τα γειτονικά άτομα πυριτίου σχηματίζοντας την κρυσταλλική πυραμιδική δομή του καθαρού πυριτίου. Το καθαρό κρυσταλλικό πυρίτιο είναι κακός αγωγός του ηλεκτρισμού καθώς δεν υπάρχουν ελεύθερα ηλεκτρόνια, όπως θα γινόταν σε κάποιο μεταλλικό πλέγμα. Όταν

το κρυσταλλικό πυρίτιο δέχεται ενέργεια, διεγείρονται κάποια ηλεκτρόνια με αποτέλεσμα να σπάνε οι δεσμοί τους και να απομακρύνονται προς γειτονικά τους άτομα. Έτσι δημιουργούνται διαθέσιμες θετικά φορτισμένες «οπές» στη δομή του υλικού. Οι θέσεις αυτές καταλαμβάνονται από ηλεκτρόνια γειτονικών ατόμων και με αυτόν τον τρόπο δημιουργείται ροή ηλεκτρονίων μέσα στο υλικό. Τα ηλεκτρόνια όμως που μπορούν να κινηθούν κατ' αυτό τον τρόπο είναι αρκετά περιορισμένος, ώστε να δημιουργηθούν προϋποθέσεις αξιοποίησής τους για παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος. Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίο εισάγονται άτομα διαφορετικών στοιχείων στην κρυσταλλική δομή (π.χ. φωσφόρου), όπως αναφέρθηκε παραπάνω.

Χαρακτηριστικό της εξωτερικής στοιβάδας του φωσφόρου είναι ότι έχει 5 ηλεκτρόνια, τα 4 εκ των οποίων συμμετέχουν σε δεσμούς με γειτονικά άτομα πυριτίου, ενώ το πέμπτο συγκρατείται ηλεκτροστατικά από τα πρωτόνια του πυρήνα. Αποτέλεσμα αυτού είναι να απαιτείται πολύ μικρότερη ενέργεια ενεργοποίησης ώστε το ηλεκτρόνιο αυτό να μπορέσει να κινηθεί στο κρυσταλλικό πλέγμα. Έτσι, τα περισσότερα από αυτά τα ηλεκτρόνια ελευθερώνονται και γίνονται φορείς ηλεκτρικού ρεύματος. Οι φορείς αυτοί είναι πολύ περισσότεροι σε σχέση με το κρυσταλλικό πυρίτιο. Η πρόσμιξη του κρυσταλλικού πυριτίου με άτομα φωσφόρου δημιουργεί ημιαγωγό τύπου N. Για την εξωτερική στοιβάδα του βορίου ισχύει ότι υπάρχουν 3 ηλεκτρόνια που συμμετέχουν σε δεσμούς με άτομα πυριτίου. Επειδή σε κάθε άτομο απαιτούνται 8 ηλεκτρόνια για τη συμπλήρωση της εξωτερικής του στοιβάδας, η εξωτερική στοιβάδα του βορίου προσφέρει 2 ελεύθερες θέσεις ηλεκτρονίων, δημιουργώντας αντίστοιχες θετικά φορτισμένες «οπές» στη δομή του υλικού. Η μεταφορά θετικών φορτίων στην κρυσταλλική δομή του ημιαγωγού ή η εικόνα διάδοσης των ηλεκτρονίων των γειτονικών ατόμων είναι απότοκος της κατάληψης των οπών αυτά [2.29].

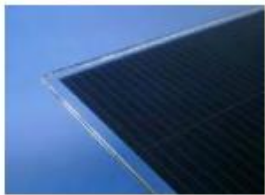




**Εικόνα 2.28:** Ημιαγωγοί τύποι P και N [2.32]

Όπως φαίνεται και στην εικόνα 2.28, φέρνοντας σε επαφή τους ημιαγωγούς τύπου N και P σχηματίζεται ηλεκτρικό πεδίο. Τα ηλεκτρόνια του πυριτίου τύπου N κινούνται προς τις κενές θέσεις του πυριτίου τύπου P προκειμένου να τις καλύψουν. Με αυτόν τον τρόπο τα δύο υλικά επί της ουσίας ενώνονται με αποτέλεσμα να επέρχεται ισορροπία και να δημιουργείται ηλεκτρικό πεδίο ανάμεσα στις δύο πλευρές. Το ηλεκτρικό πεδίο λειτουργεί ως ηλεκτρόδιο, επιτρέποντας στα ηλεκτρόνια να περάσουν από τον ημιαγωγό τύπου P σε αυτόν τύπου N, αλλά όχι αντίστροφα. Όταν τα φωτόνια της ηλιακής ακτινοβολίας, κατάλληλου μήκους κύματος, προσπίπτουν σε ένα

φωτοβολταϊκό κύτταρο διεγείρουν ηλεκτρόνια και τα ελευθερώνουν δημιουργώντας παράλληλα αντίστοιχες οπές. Κάθε φωτόνιο με το κατάλληλο ενεργειακό περιεχόμενο ελευθερώνει ένα ηλεκτρόνιο και δημιουργεί μία οπή. Αν αυτό συμβεί κοντά στο ηλεκτρικό πεδίο ή αν ένα ελεύθερο ηλεκτρόνιο και μία οπή βρεθούν κοντά στην ένωση P-N ημιαγωγών, το πεδίο θα εξαναγκάσει το ηλεκτρόνιο να πάει στον ημιαγωγό N και θα δημιουργήσει την οπή στο πυρίτιο P. Με αυτόν τον τρόπο δημιουργείται μία συνεχής ροή ηλεκτρονίων, η οποία οδηγεί σε ανάπτυξη ηλεκτρικού ρεύματος. Το ηλεκτρικό πεδίο που δημιουργείται έχει ως αποτέλεσμα την τάση του ρεύματος.

Θεωρητικά, το μέγιστο ποσό ενέργειας που μπορεί να απορροφήσει το φωτοβολταϊκό κύτταρο είναι περίπου 25%, αλλά στην πράξη το ποσοστό είναι πολύ μικρότερο. Καθώς η ηλιακή ακτινοβολία δεν αποτελείται από ακτίνες μίας μόνο συχνότητας πρέπει να τονιστεί ότι τα φωτόνια χαμηλού ενεργειακού επιπέδου δεν μπορούν να διεγείρουν ηλεκτρόνια του ημιαγωγού και απλώς διέρχονται μέσα από το κύτταρο. Για να πετύχουν την επιθυμητή διέγερση πρέπει να φέρουν ποσά ενέργειας μεγαλύτερα ή ίσα από ένα συγκεκριμένο ποσό. Η μέγιστη πραγματική απόδοση των Φ/Β στοιχείων, ανάλογα με το υλικό κατασκευής τους κυμαίνεται από 7% (για στοιχεία άμορφου πυριτίου) έως 12-15% (για στοιχεία μονοκρυσταλλικού πυριτίου) [2.29]. Στην εικόνα 2.29 παρουσιάζονται διάφορα χαρακτηριστικά διαφορετικών τύπων Φ/Β.

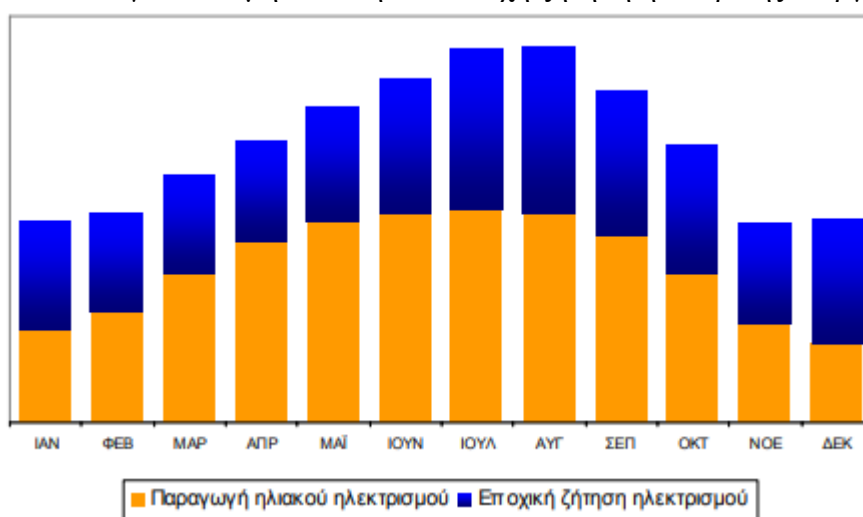
ΤΥΠΟΣ	'Λεπτού υμενίου' ή 'Thin Film'	Πολυκρυσταλλικά	Μονοκρυσταλλικά
Εμφάνιση			
Απόδοση ανά μονάδα επιφάνειας	a-Si: 4,5-6,5% μ-Si: 8-9% CIS-CIGS: 6-12% CdTe: 6-11%	11-16%	11-19%
Επιφάνεια ανά kWp	9-25 m <sup>2</sup>	7-9 m <sup>2</sup>	5,5-9 m <sup>2</sup>

**Εικόνα 2.29:** Χαρακτηριστικά διάφορων τύπων φωτοβολταϊκών [2.33]

Η απόδοση επίσης εξαρτάται από την τοποθεσία, τον προσανατολισμό και την κλίση, όπως ισχύει και για τους θερμικούς συλλέκτες. Στην περίπτωση όμως των φωτοβολταϊκών εξαρτάται και από την θερμοκρασία του εξωτερικού περιβάλλοντος, αφού όσο αυτή ανεβαίνει τόσο πέφτει η απόδοση των Φ/Β. Αξίζει να σημειωθεί ότι, σύμφωνα με το ΚΑΠΕ, 1 kWp (ισχύος αιχμής της Φ/Β συστοιχίας, σε κατάσταση πλήρους ηλιοφάνειας 1000 W/m<sup>2</sup> θερμοκρασίας 25° C) Φ/Β κρυσταλλικού πυριτίου έχει επιφάνεια 8 με 10 τ.μ. και ανάλογα με την απόδοση που διαθέτει, παράγει κατά μέσο όρο 1350 kWh εναλλασσόμενου ρεύματος το χρόνο (με ηλιοφάνεια Αττικής) πάνω σε σταθερή βάση στήριξης. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι τα Φ/Β συστήματα παρακολούθησης του ήλιου σε 2 άξονες αποδίδουν περίπου 25 με 30% επιπλέον

ενέργεια το χρόνο στην Ελλάδα ενώ το κόστος τους είναι 10 με 15% ανώτερο από αυτό των Φ/Β συστημάτων σε σταθερές βάσεις. Κρίσιμο θέμα είναι η αξιοπιστία και το κόστος συντήρησης των συστημάτων παρακολούθησης του ήλιου και η επίδρασή τους στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και βιωσιμότητα της επένδυσης [2.34]. Μελέτες σε περιοχές με αντίστοιχες κλιματικές συνθήκες με την Ελλάδα έδειξαν ότι κάθε MW φωτοβολταϊκών μπορεί να υποκαταστήσει έως και 0.8 MW συμβατικών μονάδων ηλεκτροπαραγωγής τις καλοκαιρινές ώρες αιχμής. Ο μέσος συντελεστής εγγυημένης ισχύος (capacity credit) των φωτοβολταϊκών σε ετήσια βάση είναι 64% και μπορεί να ανέλθει στο 80% σε περιοχές όπως η Ελλάδα τις καλοκαιρινές ώρες αιχμής [2.33]. Βασικά πλεονεκτήματα των φωτοβολταϊκών είναι η μηδενική ρύπανση κατά την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, η αθόρυβη λειτουργία τους, η ελάχιστη ανάγκη συντήρησης και η αξιοπιστία καθ' όλη τη διάρκεια ζωής τους (που ξεπερνά τα 30 έτη) [2.33].

Στην εικόνα 2.30 παρουσιάζεται ποιοτικά η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από τα Φ/Β στην Ελλάδα για κάθε μήνα και η αντίστοιχη ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας.



Εικόνα 2.30: Παραγωγή μέσω Φ/Β και ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας κάθε μήνα [2.33]

Ως βασικές κατηγορίες εφαρμογών Φ/Β συστημάτων μπορούν να θεωρηθούν οι εξής:

### Καταναλωτικά προϊόντα (1mWp – 100 Wp)

Τα συστήματα αυτής της κατηγορίας εφαρμόζονται σε εγκαταστάσεις μικρής κλίμακας ισχύος, όπως τροχόσπιτα, σκάφη αναψυχής, μικροί φορητοί ηλεκτρονικοί υπολογιστές, φόρτιση μικρών μπαταριών (π.χ. για φακούς), εξωτερικός φωτισμός κήπων κ.α.

### Αυτόνομα ή απομακρυσμένα συστήματα (100 Wp – 200 kWp)

Σε αυτή την κατηγορία εντάσσονται συστήματα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας για ολόκληρες κατοικίες ή ακόμα και μικρούς οικισμούς, οι οποίοι λόγω απόστασης δεν είναι εύκολο να συνδεθούν στο δίκτυο. Επιπλέον, μπορούν να βρουν εφαρμογή σε εγκαταστάσεις όπως:

- Ηλεκτροδότηση Ιερών μονών
- Αφαλάτωση/ καθαρισμός νερού

- Συστήματα τηλεπικοινωνιών, τηλεμετρήσεων και συναγερμού
- Αγροτικές εφαρμογές όπως άντληση νερού, ιχθυοκαλλιέργειες, ψύξη αγροτικών προϊόντων κλπ.
- Συστήματα εξωτερικού φωτισμού πάρκων, γηπέδων, δρόμων, αεροδρομίων κλπ.
- Συστήματα σηματοδότησης οδικής κυκλοφορίας, ναυτιλίας, αεροναυτιλίας [2.35]

Μία άλλη κατηγοριοποίηση έχει να κάνει με την εγκατάσταση με την οποία παράγεται η ηλεκτρική ενέργεια μέσω των Φ/Β συστημάτων. Οι δύο βασικές κατηγορίες εγκαταστάσεων παραγωγής είναι οι ακόλουθες:

### **Μεγάλα διασυνδεδεμένα στο δίκτυο Φ/Β συστήματα**

Η κατηγορία αυτή αφορά Φ/Β σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας μεγέθους από 50 kWp έως μερικά MWp. Η ενέργεια που παράγεται σε αυτούς τους σταθμούς διοχετεύεται απευθείας στο γήπεδο.

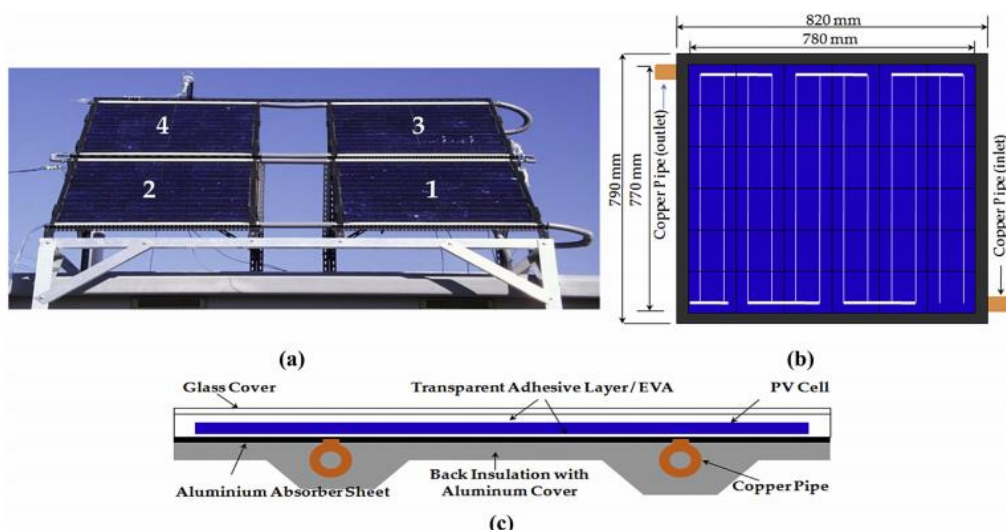
### **Φ/Β συστήματα στον οικιακό τομέα**

Στην κατηγορία αυτή εμπίπτουν Φ/Β συστήματα τυπικού μεγέθους 1.5 kWp έως 20 kWp, τα οποία είναι εγκατεστημένα σε στέγες, προσόψεις ή αυλές κατοικιών. Αυτά έχουν ως πρωταρχικό σκοπό την τροφοδότηση των ενεργειακών αναγκών του σπιτιού, ενώ όση ενέργεια περισσεύει διοχετεύεται στο ηλεκτρικό δίκτυο (net metering). Η κατηγορία αυτή αποτελεί το μεγαλύτερο μέρος της παγκόσμιας αγοράς Φ/Β συστημάτων [2.35].

### **2.4.5 Θερμοφωτοβολταϊκά συστήματα**

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, τα φωτοβολταϊκά συστήματα έχουν πολύ χαμηλούς βαθμούς απόδοσης και αρνητική επίδραση της υψηλής θερμοκρασίας σε αυτούς. Ο λόγος είναι ότι το μεγαλύτερο μέρος της απορροφούμενης ηλιακής ακτινοβολίας δεν μετατρέπεται σε ηλεκτρισμό, αλλά σε θερμότητα, η οποία αυξάνει τη θερμοκρασία του Φ/Β πλαισίου και κατά συνέπεια ρίχνει το βαθμό απόδοσης του. Για την άμβλυνση του φαινομένου αυτού αναπτύχθηκε μία σύγχρονη τεχνολογία με την οποία γίνεται ταυτόχρονη εκμετάλλευση της ηλιακής ακτινοβολίας τόσο για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας όσο και για παραγωγή θερμότητας, τα θερμοφωτοβολταϊκά πλαίσια (PV/T). Το πιο σημαντικό ερευνητικό πρόγραμμα ξεκίνησε στην Γερμανία το 2005, με τίτλο «Ηλιακή θέρμανση και ψύξη (SHC)» και ασχολήθηκε με τα «PV/T solar systems» στη θεματική ενότητα 35 [2.36]. Τα θερμοφωτοβολταϊκά συστήματα αποτελούνται από φωτοβολταϊκές μονάδες συνδυσασμένες με θερμική μονάδα απολαβής, η οποία απάγει τη θερμότητα από την (κοινή) θερμοκρασία των πλαισίων μέσω ενός εργαζόμενου μέσου. Όπως και στους θερμικούς συλλέκτες που αναλύθηκαν στις παραγράφους 2.4.1 – 2.4.3 (και ιδίως στον επίπεδο συλλέκτη) το εργαζόμενο μέσο δύναται να είναι νερό, αέρας ή κάποιο μίγμα νερού με γλυκόλη ή ρινίσματα μετάλλων (νανοϋλικά). Η διάταξη με τη χρήση αέρα, όπως και στον FPC είναι απλούστερη, αλλά όχι τόσο αποδοτική συγκρίσει με τη χρήση νερού (ή μίγματος αυτού) ως εργαζόμενου μέσου, λόγω της πολύ μικρότερης πυκνότητας του αέρα.

Πιο αναλυτικά, η βασική αρχή της λειτουργίας τους είναι ότι αντί να απορρίπτει την ανεκμετάλλευτη ηλιακή ενέργεια υπό μορφή θερμότητας, την απορροφά με ένα ενδιάμεσο εξάρτημα σε θερμοκρασίες τέτοιες που γίνεται δυνατή η εκπομπή της θερμικής ακτινοβολίας. Με την κατάλληλη ρύθμιση των υλικών και της διάταξής τους στη συσκευή είναι δυνατή η εκπομπή της θερμότητας σε μήκη κύματος που μπορεί να απορροφήσει η ηλιακή κυψέλη και με αυτό τον τρόπο να βελτιωθεί η αποδοτικότητα και να μειωθεί η θερμότητα που παράγει η ηλιακή κυψέλη. Για να επιτευχθεί αυτό χρησιμοποιούνται υλικά υψηλής τεχνολογίας γνωστά ως νανοφωτονικοί κρύσταλλοι που μπορούν να ρυθμιστούν με τρόπο ώστε να εκπέμπουν θερμική ακτινοβολία στα επιθυμητά μήκη κύματος όταν θερμαίνονται. Στις δοκιμές, οι νανοφωτονικοί κρύσταλλοι ενσωματώθηκαν σε ένα σύστημα νανοσωλήνων άνθρακα σε κάθετη διάταξη και λειτούργησαν σε θερμοκρασίες της τάξης των 1000° C. Μόλις θερμανθούν, οι νανοφωτονικοί κρύσταλλοι συνεχίζουν να εκπέμπουν μια στενή ζώνη μηκών κύματος φωτός που ταιριάζουν ακριβώς στη ζώνη που μπορεί να δεσμεύσει μια ηλιακή κυψέλη και να τη μετατρέψει σε ηλεκτρικό ρεύμα. Ένα συμβατικό σύστημα συγκέντρωσης του ηλιακού φωτός φέρει φακούς ή κάτοπτρα που εστιάζουν την ηλιακή ακτινοβολία για να διατηρήσουν την υψηλή θερμοκρασία στην κυψέλη. Στη συνέχεια, παρεμβάλλεται ένα προηγμένο οπτικό φίλτρο, που επιτρέπει τη διέλευση όλων των επιθυμητών μηκών κύματος φωτός, ενώ αντανακλά όλα τα ακατάλληλα. Το σύστημα απορροφά εκ νέου ακατάλληλα μήκη κύματος, ώστε να διατηρηθεί η θερμότητα των κρυστάλλων. Εκτός από τη βελτίωση της απόδοσης, το ηλιακό θερμοφωτοβολταϊκό πάνελ αναμένεται να αμβλύνει το πρόβλημα της διαλείπουσας ηλιακής ηλεκτροπαραγωγής καθώς θα δίνει ρεύμα και σε δυσμενείς για τα φωτοβολταϊκά καιρικές συνθήκες (π.χ. ζέστη με συννεφιά). Επίσης, σε συνδυασμό με ένα θερμικό σύστημα αποθήκευσης ενέργειας θα μπορούσε θεωρητικά να παρέχει ενέργεια καθ' όλο το εικοσιτετράωρο κατά παραγγελία [2.37].



**Εικόνα 2.31:** Θερμοφωτοβολταϊκός συλλέκτης [2.38]

Στην εικόνα 2.31 φαίνεται παρουσιάζεται ένας θερμοφωτοβολταϊκός συλλέκτης ο οποίος αποτελείται από διάφορα στρώματα γυάλινου καλύμματος, διαπερατό κολλώδες στρώμα (EVA), πολυκρυσταλλικό τύπο φωτοβολταϊκών κυττάρων, διαπερατό κολλώδες στρώμα (EVA), φύλλο αλουμινένιου απορροφητή και μόνωση

στην κάτω πλευρά. Στην πίσω επιφάνεια του συλλέκτη είναι σταθμισμένοι οι σωλήνες εισόδου και εξόδου του νερού, εξωτερικής διαμέτρου 16 mm. Το συνολικό πάχος του θερμοφωτοβολταϊκού συλλέκτη είναι περίπου 30 mm [2.38]. Τα υβριδικά φωτοβολταϊκά ή θερμικά φωτοβολταϊκά (PVT) είναι ιδανικές συσκευές για χρήση στον κατασκευαστικό τομέα, επειδή η παραγόμενη χρήσιμη θερμότητα είναι συνήθως σε χαμηλές θερμοκρασίες (~50°C) και μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ζεστό νερό οικιακή χρήσης ή για θέρμανση χώρου [2.39, 2.40]. Μπορούν να συνδυαστούν με αντλίες θερμότητας για να δώσουν την απαιτούμενη θερμότητα στο χώρο και την ζητούμενη είσοδο ηλεκτρικής ενέργειας. Επίσης, τα κτήρια έχουν μεγάλες ηλεκτρικές ανάγκες και η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί άμεσα σε αυτά.

## **Βιβλιογραφία 2<sup>ο</sup> Κεφαλαίου**

- [2.1] <http://www.geo.auth.gr/322/chapter041.html>
- [2.2] <https://pt.slideshare.net/jam18/lesson-4-lines-on-the-globe/5>
- [2.3] Κ. Α. Αντωνόπουλου, Θερμικά – Ηλιακά Συστήματα, Αθήνα 2015
- [2.4] <https://www.sunshine-energy.gr/en/node/67>
- [2.5] <http://www.assignmentpoint.com/other/assignment-on-solar-radiation.html>
- [2.6] Ε. Μπέλλος, Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτήρια, Διδακτορική διατριβή, Αθήνα, Οκτώβριος 2016
- [2.7] <https://www.celsius.gr/1128CC47.el.aspx>
- [2.8] <http://www.solarandgreenenergysolutions.com/solar-power-green-renewable-and-eco-friendly/>
- [2.9] <http://www.aee-intec.at/0uploads/dateien1255.pdf>
- [2.10] SA. Kalogirou, S. Karellas, Exergy analysis for the optimization of flat-plate solar collectors characteristics, Proceedings of ECOS 2015, June 30- July 3, 2015, PAU, FRANCE.
- [2.11] <http://www.help2educate.com/solar-thermal-collector/>
- [2.12] Ι. Τρυπαναγνωστόπουλος, Ν. Θωμαΐδης, Π. Γιαννούλης, Θερμοσιφωνικές συσκευές θέρμανσης νερού με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες αέρα, 4<sup>ο</sup> Εθνικό Συνέδριο ΙΗΤ, Ξάνθη 1992
- [2.13] <http://www.celsius-solar.gr/news/solar-advantages>
- [2.14] <http://el-energiaki.gr/>
- [2.15] <https://www.green-solar.net/>
- [2.16] <http://theros.gr/Proionta/Eidiseis-proionton/Mipos-oi--ftinoi--iliakoi-kenou-einai-telika-polu-akriboi/index.php>
- [2.17] <http://thegreenhome.co.uk/heating-renewables/solar-panels/solar-thermal-panels-flat-or-evac/>



- [2.18] <http://www.estif.org/>
- [2.19] SA. Kalogirou, Solar thermal collectors and applications, Progress in Energy and Combustion Science 2004;30(3):231-295
- [2.20] <http://torresolenergy.com/>
- [2.21] [http://www.enforce-een.eu/wp/gre/wp-content/uploads/2011/10/Solar\\_2.pdf](http://www.enforce-een.eu/wp/gre/wp-content/uploads/2011/10/Solar_2.pdf)
- [2.22] [http://nbfh2.com/?page\\_id=336](http://nbfh2.com/?page_id=336)
- [2.23] L. Guiqiang, P. Gang, S. Yuehong, J. Jie, SB. Riffat, Experiment and simulation study on the flux distribution of lens-walled compound parabolic concentrator compared with mirror compound parabolic concentrator, Energy 2013;58(1):398-403
- [2.24] <http://elearn.punjab.gov.pk/animations/physics/index.html>
- [2.25] <http://www.naftemporiki.gr/story/327660/ipa-iliakos-purgos-tha-einai-to-deutero-psilotero-ktirio-tou-kosmou>
- [2.26] <http://stirling-engine-en.blogspot.gr/2013/07/solar-dish-stirling-power-plant.html>
- [2.27] <http://www.europeangreencities.com/>
- [2.28] [http://energysolar.org.uk/solar\\_power\\_adv.html](http://energysolar.org.uk/solar_power_adv.html)
- [2.29] <http://www.allaboutenergy.gr/>
- [2.30] Σ. Παπαζής, Αξιολόγηση συστημάτων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας: προβλέψεις με εναλλακτικά σενάρια σε περιφερειακό και εθνικό επίπεδο, Διδακτορική διατριβή, 1998
- [2.31] [https://ec.europa.eu/energy/publications/doc/2009\\_report-solar-energy.pdf](https://ec.europa.eu/energy/publications/doc/2009_report-solar-energy.pdf)
- [2.32] [https://gate.iesl.forth.gr/~kafesaki/Modern-physics/lectures/modern\\_physics8.html](https://gate.iesl.forth.gr/~kafesaki/Modern-physics/lectures/modern_physics8.html)
- [2.33] [http://www.helapco.gr/ims/file/oikiaka/pv\\_guide\\_jan11.pdf](http://www.helapco.gr/ims/file/oikiaka/pv_guide_jan11.pdf)
- [2.34] [http://www.cres.gr/kape/PV\\_INFO.pdf](http://www.cres.gr/kape/PV_INFO.pdf)
- [2.35] [http://www.cres.gr/kape/energeia\\_politis/energeia\\_politis\\_photovol.htm](http://www.cres.gr/kape/energeia_politis/energeia_politis_photovol.htm)
- [2.36] <http://www.ecotec.gr/article.php?ID=250>
- [2.37] <http://www.econews.gr/2016/05/30/thermo-fotovoltaiko-mit-130416/>
- [2.38] E. Yandri, The effect of Joule heating to thermal performance of hybrid PVT collector during electricity generation, Renewable Energy, 2017;111:344-352
- [2.39] M.F.I. Al Imam, R.A. Beg, M.S. Rahman, M.Z.H. Khan, Performance of PVT solar collector with compound parabolic concentrator and phase change materials, Energy Buildings 2016;113:139-144.
- [2.40] M. Fiorentini, P. Cooper, Z. Ma, Development and optimization of an innovative HVAC system with integrated PVT and PCM thermal storage for a net-zero energy retrofitted house, Energy Buildings 2015;94:21-32.

## Αντλίες θερμότητας

---

### 3.1 Βασικές αρχές λειτουργίας

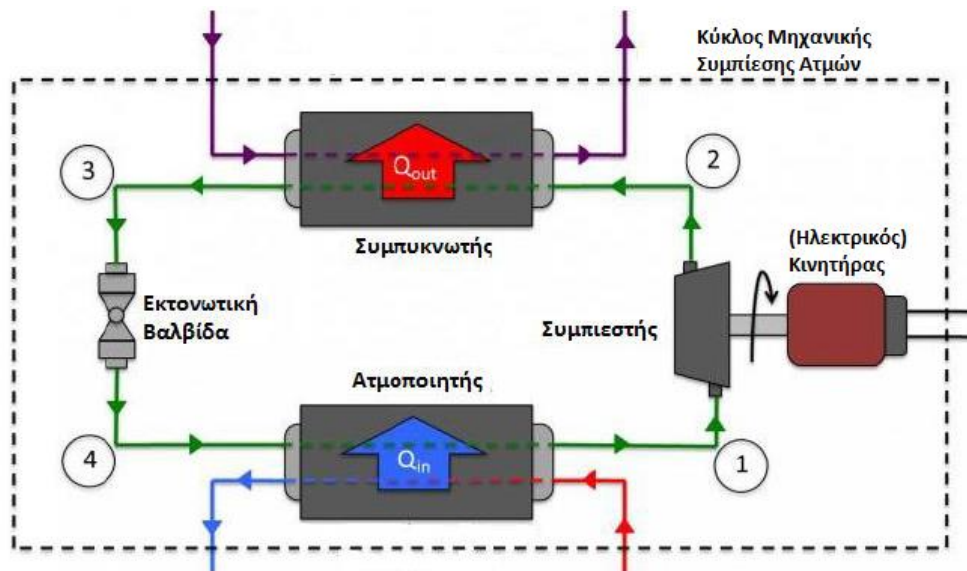
Η αντλία θερμότητας είναι μία διάταξη που παρέχει την δυνατότητα μεταφοράς θερμότητας από έναν χώρο χαμηλής θερμοκρασία σε έναν άλλον υψηλότερης [3.1]. Αυτό αντιτίθεται στον 2<sup>ο</sup> Θερμοδυναμικό Νόμο, σύμφωνα με τον οποίο οι μεταβολές πραγματοποιούνται στην κατεύθυνση αύξησης της εντροπίας, δηλαδή από την υψηλότερη στη χαμηλότερη θερμοκρασία. Για παράδειγμα, στην περίπτωση μίας κατοικίας, η αντλία θερμότητας στη διάρκεια του καλοκαιριού αφαιρεί (αντλεί) θερμότητα από τον εσωτερικό χώρο και την αποβάλλει στο περιβάλλον. Αντίθετα, το χειμώνα απάγει (αντλεί) θερμότητα από το περιβάλλον και την διοχετεύει στο εσωτερικό του κτηρίου, προκειμένου να αυξηθεί η θερμότητα αυτού [3.2]. Ουσιαστικά, η αντλία θερμότητας χρησιμοποιεί κάποιο θερμοδοχείο από το οποίο αντλεί θερμότητα και ένα ακόμα στο οποίο απορρίπτει θερμότητα υψηλότερης θερμοκρασίας. Στις συμβατικές εφαρμογές και το ένα θερμοδοχείο είναι συνήθως ο εσωτερικός χώρος κάποιου κτηρίου και το άλλο το εξωτερικό περιβάλλον. Υπάρχουν, ωστόσο, και εναλλακτικές μέθοδοι όπως η άντληση θερμότητας από κάποιο δοχείο με ηλιακά θερμαινόμενο ρευστό ή ακόμα και από το έδαφος. Η αντλία θερμότητας αποτελεί ένα φθινό σχετικά σύστημα κλιματισμού, αφού ηλεκτρική ενέργεια απαιτείται μόνο για την άντληση του μέσου μεταφοράς θερμότητας και όχι για την παραγωγή θέρμανσης ή ψύξης, πράγμα που καθιστά πολύ μικρότερη την απαίτηση σε ηλεκτρική ενέργεια.

Οι αντλίες θερμότητας λειτουργούν με τον ίδιο τρόπο που λειτουργούν όλα τα ψυκτικά μηχανήματα και η λειτουργία τους βασίζεται στην ίδια αρχή. Στον θερμοδυναμικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών. Σε αυτόν ένα εργαζόμενο μέσο που βρίσκεται σε χαμηλή πίεση και θερμοκρασία αναρροφά θερμότητα από ένα θερμοδοχείο και ατμοποιείται, ο ατμός αυτός αυξάνει την πίεσή και τη θερμοκρασία του με μηχανικό τρόπο και στη συνέχεια συμπυκνώνεται αποδίδοντας την θερμότητά του σε ένα δεύτερο (θερμότερο) θερμοδοχείο και τέλος αποτονώνεται μηχανικά ώστε να επαναληφθεί ο κύκλος. Τα βασικά τμήματα που απαρτίζουν μία αντλία θερμότητας είναι τα εξής:

- **Ατμοποιητής:** Ο εναλλάκτης θερμότητας μέσω του οποίου αντλείται θερμότητα από το (ψυχρό) θερμοδοχείο και το εργαζόμενο μέσο εντός αυτού, που βρίσκεται σε χαμηλή πίεση και θερμοκρασία, ατμοποιείται. Όπως επιτάσσει ο 2<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός νόμος, η θερμοκρασία του θερμοδοχείου πρέπει να είναι μεγαλύτερη από αυτή της ατμοποίησης του εργαζόμενου μέσου στην πίεση λειτουργίας του ατμοποιητή, προκειμένου να επιτευχθεί η μετάδοση θερμότητας.

- **Συμπιεστής:** Η μηχανική διάταξη μέσω της οποίας αυξάνεται η πίεση του ατμοποιημένου εργαζόμενου μέσου και κατ' επέκταση και η θερμοκρασία του. Ο ηλεκτρικός (συνήθως) κινητήρας ο οποίος τον κινεί είναι το μόνο κομμάτι του κύκλου που απαιτεί ηλεκτρική ενέργεια.
- **Συμπυκνωτής:** Ο εναλλάκτης θερμότητας μέσω του οποίου το εργαζόμενο μέσο εντός αυτού, που βρίσκεται σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία, συμπυκνώνεται αποδίδοντας θερμότητα προς το (θερμό) θερμοδοχείο. Αντίστοιχα με τον ατμοποιητή, η θερμοκρασία του θερμοδοχείου πρέπει να είναι χαμηλότερη από του συμπυκνωτή προκειμένου το εργαζόμενο ρευστό να αποδώσει τη θερμότητά του.
- **Εκτονωτική βαλβίδα:** Η μηχανική διάταξη μέσω της οποία πέφτει η πίεση του συμπυκνωμένου εργαζόμενου μέσου προκειμένου να επαναληφθεί ο κύκλος.

Η διάταξη της μηχανικής συμπίεσης ατμών μέσω της οποίας λειτουργεί η αντλία θερμότητας παρουσιάζεται στην εικόνα 3.1 [3.3].



Εικόνα 3.1: Θεωρητικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών

Η βασική εξίσωση που διέπει τη λειτουργία της παραπάνω εγκατάστασης παρουσιάζεται στη σχέση (3.1) και αποτελεί στην ουσία την εφαρμογή του 1<sup>ου</sup> Θερμοδυναμικού νόμου στο σύστημα.

$$Q_E + W = Q_C \quad (3.1)$$

όπου  $Q_E$  η ενέργεια που προσδίδεται στον ατμοποιητή,  $W$  το έργο που καταναλώνεται από τον συμπιεστή και  $Q_C$  η θερμότητα που αποδίδεται από τον συμπυκνωτή. Η πραγματική όμως κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από το σύστημα της αντλίας θερμότητας εξαρτάται και από τον ηλεκτρομηχανικό βαθμό απόδοσης του κινητήρα που κινεί τον συμπιεστή ( $\eta_{Η/Κ}$ ). Συνεπώς:

$$P_{el} = \frac{W}{\eta_{Η/Κ}} \quad (3.2)$$

Ορίζεται λοιπόν ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς ( $COP_{th}$ ) του συστήματος και ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς ( $COP$ ) αυτού, που ο πρώτος συσχετίζει την ωφέλιμη κάθε φορά ισχύ που παράγεται στο σύστημα προς την ηλεκτρική που θα

καταναλώνει ένα ιδανικό σύστημα συμπιεστή-κινητήρα, ενώ ο δεύτερος προς την πραγματική ηλεκτρική ισχύ που καταναλώνεται. Στην περίπτωση που η αντλία θερμότητας χρησιμοποιείται για τη θέρμανση κάποιου χώρου, η ωφέλιμη ισχύς του συστήματος είναι αυτή που προσδίδεται από την αντλία στον χώρο, άρα οι δύο συντελεστές συμπεριφοράς δίνονται από τις σχέσεις:

$$COP_{th} = \frac{Q_c}{W} \quad (3.3)$$

$$COP = \frac{Q_c}{P_{el}} \quad (3.4)$$

Ενώ όταν χρησιμοποιείται για ψύξη η ωφέλιμη ισχύς είναι αυτή που απάγεται από τον χώρο και προσδίδεται στην αντλία, συνεπώς:

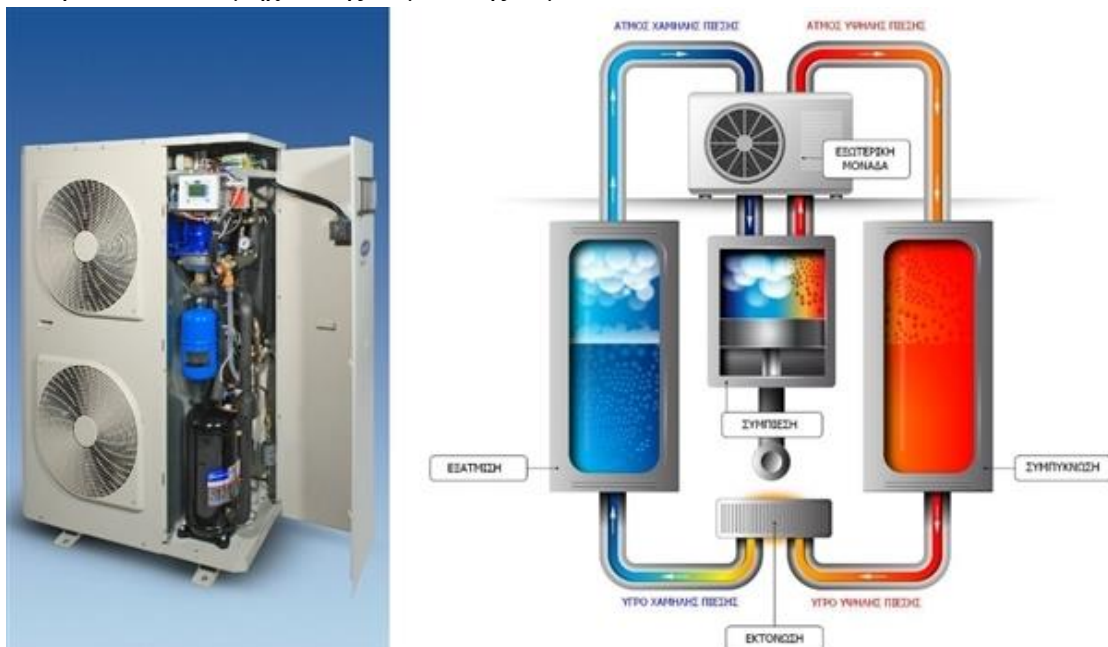
$$COP_{th} = \frac{Q_e}{W} \quad (3.5)$$

$$COP = \frac{Q_e}{P_{el}} \quad (3.6)$$

Ενώ διαιρώντας την εξίσωση (3.1) με το έργο που καταναλώνεται από τον συμπιεστή, προκύπτει για τους θεωρητικούς συντελεστές συμπεριφοράς της ψύξης και της θέρμανσης:

$$COP_{th,\psi} + 1 = COP_{th,\theta} \quad (3.7)$$

Στην παρακάτω εικόνα απεικονίζεται στα αριστερά μία εξωτερική μονάδα μίας αντλίας θερμότητας και τα συστήματα που την απαρτίζουν και στα δεξιά το πως συμμετέχει αυτή στον κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών.



**Εικόνα 3.2:** Εξωτερική μονάδα αντλίας θερμότητα και κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών [3.4]

## 3.2 Περιγραφή επί μέρους τμημάτων Αντλίας Θερμότητας

Στην παράγραφο αυτή θα περιγραφούν εκτενώς τα επί μέρους τμήματα που απαρτίζουν μία αντλία θερμότητας.

### 3.2.1 Συμπιεστής

Ο συμπιεστής διατηρεί την κυκλοφορία του ψυκτικού μέσου στις σωληνώσεις και στις επί μέρους συσκευές των ψυκτικών διατάξεων υπερνικώντας τόσο τις τριβές κατά τη ροή του ψυκτικού μέσου, ενώ παράλληλα διαχειρίζεται και τη διαφορά πίεσης που επικρατεί μεταξύ των διατάξεων ατμοποίησης και συμπύκνωσης. Ο συμπιεστής κατά τη λειτουργία του απορροφά μηχανική ενέργεια, η οποία παρέχεται σε αυτόν μέσω της ατράκτου περιστροφής του. Στις περισσότερες περιπτώσεις, η κίνηση του γίνεται με χρήση ηλεκτροκινητήρα, υπάρχουν όμως και περιπτώσεις στις οποίες η κίνηση δίνεται με Μ.Ε.Κ. ή άλλο τρόπο παραγωγής μηχανικής ενέργειας. Η μηχανική ενέργεια που δίνεται μετατρέπεται σε θερμότητα, η οποία αποβάλλεται συνεχώς για την αποφυγή υπερθέρμανσης.



**Εικόνα 3.4:** Συμπιεστής εντός της εξωτερική μονάδας της αντλίας θερμότητας [3.4]

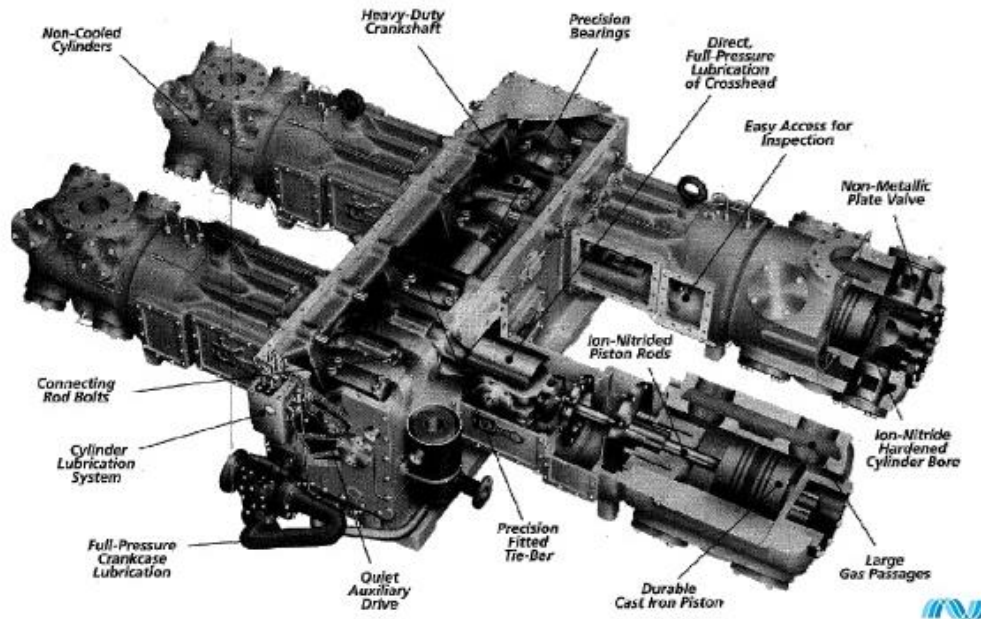
### Είδη συμπιεστών

Οι συμπιεστές διαχωρίζονται σε κατηγορίες με δύο τρόπους. Ένας βασικός διαχωρισμός έχει να κάνει με τον τρόπο αύξησης της πίεσης του ρευστού εντός του συμπιεστή. Ουσιαστικά η διαφοροποίηση έγκειται στον τρόπο κίνησης των μηχανικών μερών που επιφέρουν την αύξηση της πίεσης.

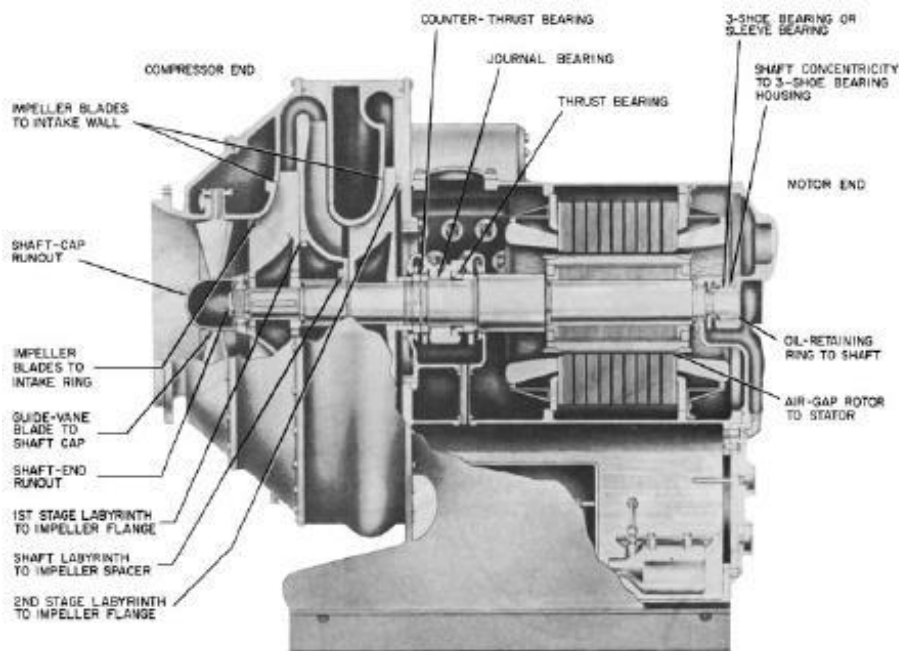
- Ο ένας τύπος είναι οι συμπιεστές θετικής εκτόπισης, όπου ο ατμός του ψυκτικού μέσου εισέρχεται στην πλευρά αναρρόφησης και γεωμετρικά παγιδεύεται. Η μείωση στον όγκο του παγιδευμένου εργαζόμενου μέσου περατώνει τη διεργασία της συμπίεσης. Χρησιμοποιούνται για μικρά και μεσαία μεγέθη εγκαταστάσεων.

- Ο δεύτερος τύπος συμπιεστών είναι ο αεροδυναμικός (ή απλά δυναμικός). Αυτό το είδος συμπιεστών έχει χρήση σε μεγάλες εγκαταστάσεις. Αποτελούνται από περωτή και σπειροειδές κέλυφος. Η περωτή περιστρέφεται με περίπου 10000 RPM και έτσι η τάση ατμών του εργαζόμενου μέσου αυξάνει λόγω της υψηλής ταχύτητας περιστροφής που ο ατμός επιτυγχάνει, ενώ εσωτερικά παράγεται φυγόκεντρος δύναμη, η οποία μετατρέπεται σε πίεση εντός του κελύφους.

Στην εικόνα 3.5 απεικονίζεται ένας συμπιεστής θετικής εκτόπισης, ενώ στην εικόνα 3.6 ένα φυγόκεντρικός.



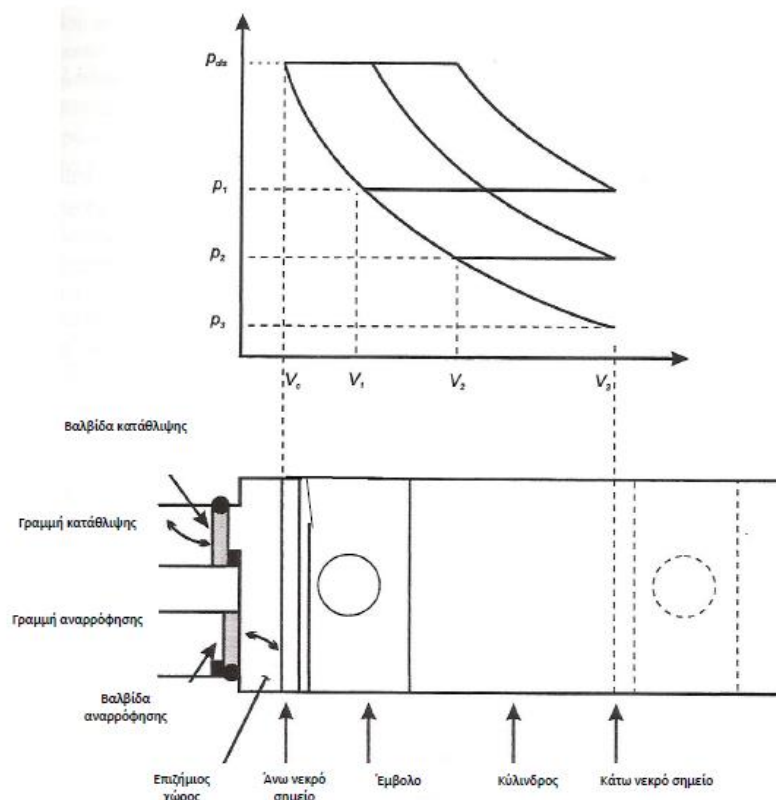
Εικόνα 3.5: Συμπιεστής θετικής εκτόπισης [3.6]



Εικόνα 3.6: Φυγόκεντρικός συμπιεστής [3.7]

Στις αντλίες θερμότητας χρησιμοποιούνται κατά κόρον συμπιεστές θετικής εκτόπισης, γιατί είναι πιο οικονομικοί και μικρότερου μεγέθους σε σχέση με τους αεροδυναμικούς. Παρακάτω θα παρουσιαστούν συνοπτικά ορισμένοι τύποι συμπιεστών θετικής εκτόπισης [3.8]:

- Παλινδρομικοί συμπιεστές:** Ο παλινδρομικός συμπιεστής είναι ο επικρατέστερος στη βιομηχανία της ψύξης (αλλά και γενικότερα στις αντλίες θερμότητας). Ένα πιστόνι κινείται εντός του συμπιεστή εμπρός και πίσω σε συνδυασμό με διαδοχικά ανοίγματα και κλειστές βαλβίδες αυξάνοντας έτσι την τάση ατμών του εργαζόμενου μέσου. Αυτό εισάγεται με την πίεση αναρρόφησης και εξάγεται με την πίεση κατάθλιψης. Οι παλινδρομικοί συμπιεστές μπορούν να θεωρηθούν ως μηχανές απλού κυλίνδρου ή πολλαπλών κυλίνδρων, όπου η πιθανή κατανομή των κυλίνδρων μπορεί να είναι σε σειρά, σε V σε W ή ακτινικά. Η λειτουργία ενός παλινδρομικού συμπιεστή παρουσιάζεται στην εικόνα 3.6, στην οποία ο κύλινδρος προσανατολίζεται οριζόντια, έτσι ώστε η θέση του εμβόλου κατευθείαν ανταποκρίνεται στον όγκο στο αριστερό μέρος του εμβόλου. Το διάγραμμα πίεσης όγκου που απεικονίζεται πάνω από τον κύλινδρο, δείχνει τη διακύμανση της πίεσης καθώς το έμβολο κινείται εμπρός – πίσω μέσα στον κύλινδρο.

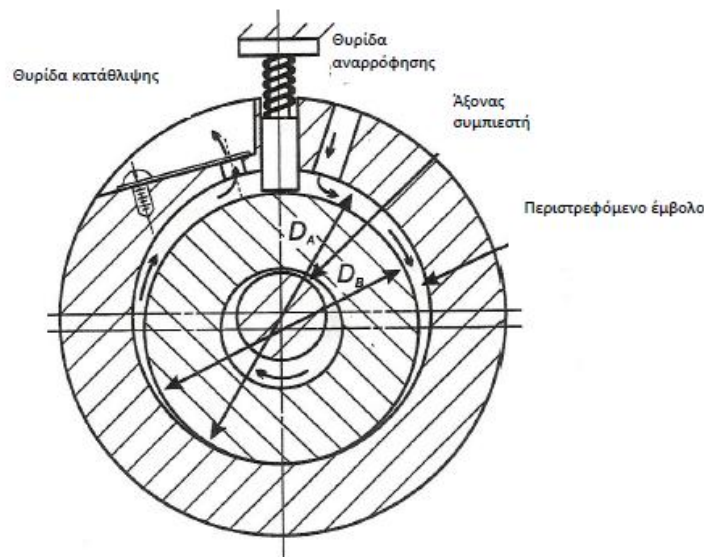


Εικόνα 3.7: Σχηματική απεικόνιση λειτουργίας παλινδρομικού συμπιεστή [3.8]

- Περιστροφικοί Συμπιεστές κοχλιωτοί (screw):** Όπως και με τον παλινδρομικό συμπιεστή, ο ατμός του εργαζόμενου μέσου στην αναρρόφηση εγκλωβίζεται σε έναν εσωτερικό θάλαμο, συμπιέζεται με ταυτόχρονη μείωση του όγκου του θαλάμου και, όταν η συμπίεση ολοκληρώνεται, ο ατμός φεύγει από τη θύρα κατάθλιψης. Ωστόσο, η ακριβής γεωμετρική περιγραφή της διεργασίας της

συμπίεσης στον περιστροφικό συμπιεστή screw είναι πολύ πιο δύσκολη, γιατί η διεργασία είναι τρισδιάστατη. Οι κοχλιωτοί συμπιεστές κατασκευάζονται με 2 διαφορετικούς τρόπους: μονής κοχλίωσης και διπλής κοχλίωσης.

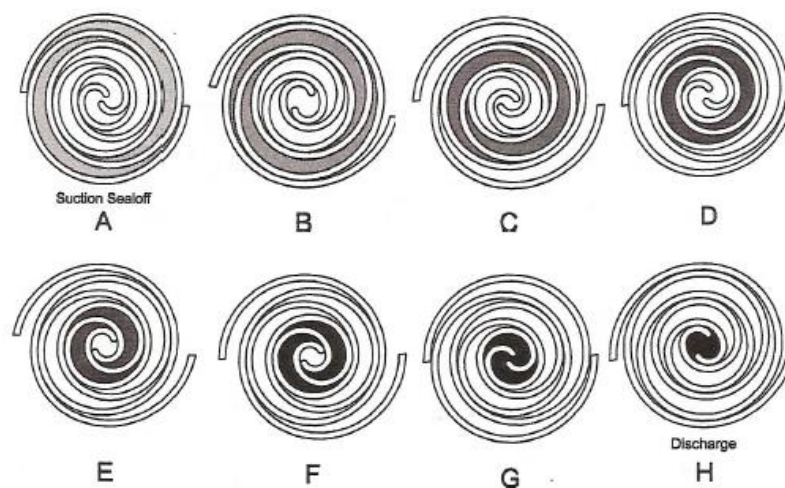
- Περιστροφικοί Συμπιεστές Σταθερού και Κινούμενου Πτερυγίου:** Η αρχή λειτουργίας αυτού του τύπου των περιστροφικών συμπιεστών βασίζεται στην περιστροφή ενός ρότορα στο εσωτερικό ενός κυλίνδρου, σταθερού ή κινούμενου, σε ολόκληρη την επιφάνεια του κυλίνδρου. Ένα παράδειγμα περιστροφικού συμπιεστή με κινούμενο πτερύγιο παρουσιάζεται στην εικόνα 3.8, όπου το πτερύγιο τοποθετημένο στην κορυφή φέρει ελατήριο, ώστε να έρχεται σε επαφή με την επιφάνεια του κινούμενου εμβόλου. Το πτερύγιο διαχωρίζει την πλευρά αναρρόφησης από την πλευρά κατάθλιψης του συμπιεστή. Μόνο μία βαλβίδα κατάθλιψης χρειάζεται σε αυτόν τον τύπο συμπιεστών. Πρέπει να σημειωθεί ότι το έμβολο τοποθετείται έκκεντρα στον άξονα.



**Εικόνα 3.8:** Συμπιεστής περιστρεφόμενου εμβόλου [3.8]

- Συμπιεστές SCROLL:** Ο συμπιεστής SCROLL είναι ο νεότερος συμπιεστής θετικής εκτόπισης και έχει ευρεία εφαρμογή στον οικιακό και τριτογενή τομέα. Δύο πανομοιότυπες σπειροειδείς πλάκες (η μία περιστρέφεται 180° σε σχέση με την άλλη), τοποθετούνται έτσι ώστε να ταιριάζουν μεταξύ τους όπως φαίνεται στην εικόνα 3.9. Οι σπείρες ανοίγουν από τη μία πλευρά και δένονται σε μία βασική πλάκα από την άλλη πλευρά. Η μία σπείρα είναι ακίνητη, ενώ η άλλη περιστρέφεται σε τροχιά. Αυτή η κίνηση διαμορφώνει κελιά στις εξωτερικές διαμέτρους παράγοντας αέριο αναρρόφησης μεταξύ των σημείων επαφής των σπειρωμάτων. Στη συνέχεια εγκλωβίζει τον ατμό στο διαμορφωμένο χώρο και συρρικνώνει τον όγκο του θαλάμου δημιουργώντας συμπίεση, απελευθερώνοντας τελικά συμπιεσμένο ατμό στην θυρίδα κατάθλιψης. Στις εφαρμογές κλιματισμού, οι λόγοι πιέσεων κατάθλιψης προς αναρρόφησης που είναι στην περιοχή 2.5 έως 3.5, παρέχουν ικανοποιητικές απώλειες που σχετίζονται με την υπέρ ή υπό – συμπίεση.





**Εικόνα 3.9:** Διεύθυνση σπειρών και διεργασίας συμπίεσης σε συμπιεστή SCROLL [3.8]

Μία άλλη κατηγοριοποίηση έχει να κάνει με τη στεγανότητα του συμπιεστή. Εκεί συναντώνται οι εξής τύποι:

- **Ερμητικοί ή κλειστού τύπου:** Ο συμπιεστής και ο (ηλεκτρο)κινητήρας τοποθετούνται στο ίδιο περίβλημα, που είναι ερμητικά σφραγισμένο με συγκόλληση και είναι αδύνατη η οποιαδήποτε επέμβαση σε αυτό.
- **Ημιερμητικοί ή ημίκλειστου τύπου:** Σε αυτόν τον τύπο η κίνηση δίνεται από τον ηλεκτροκινητήρα, ο οποίος συνδέεται απευθείας με τον άξονα του συμπιεστή. Τόσο ο ηλεκτροκινητήρας, όσο και τα διάφορα τμήματα του συμπιεστή βρίσκονται στο ίδιο περίβλημα με λύομενες συνδέσεις, με τρόπο τέτοιο που να επιτρέπονται επισκευές.
- **Ανοικτού τύπου:** Οι συμπιεστές αυτοί οδηγούνται από εξωτερική ισχύ με μάντες ή απευθείας σύνδεση (με κόπλερ). Ο άξονας βρίσκεται έξω από τον συμπιεστή. Αυτού του τύπου οι συμπιεστές επιτρέπουν πολύ εύκολα την επέμβαση για επιθεώρηση και επισκευή.

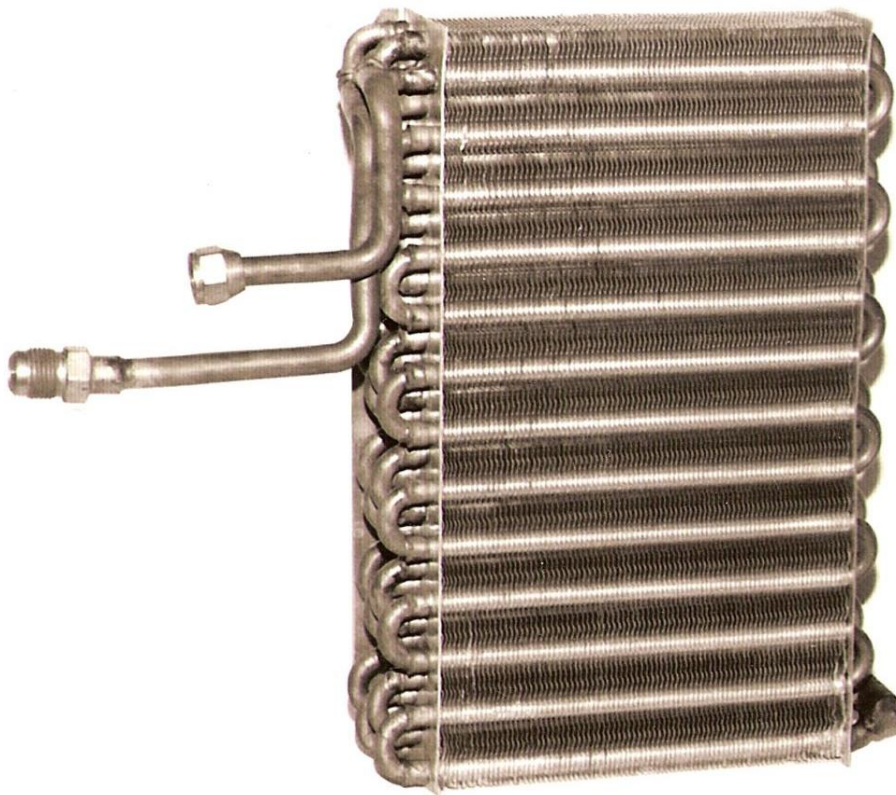
### 3.3.3 Ατμοποιητής

Ο ατμοποιητής είναι το τμήμα της αντλίας θερμότητας το οποίο απορροφά (αντλεί) θερμότητα από ένα θερμοδοχείο με στόχο την μείωση της θερμοκρασίας του (σε περίπτωση ψύξης) ή την χρήση της θερμότητας αυτής για ενίσχυση του θερμικού φορτίου ενός δεύτερου θερμοδοχείου (σε περίπτωση θέρμανσης). Πρόκειται στην ουσία για έναν εναλλάκτη θερμότητας, όπου στο ένα ρεύμα κυκλοφορεί ένα ρευστό του οποίου η θερμοκρασία μειώνεται, ενώ στο άλλο ρεύμα κυκλοφορεί ένα ρευστό σε σταθερή πίεση και θερμοκρασία, το οποίο αλλάζει φάση (ατμοποιείται). Οι εναλλάκτες αυτοί διακρίνονται σε δύο είδη, ανάλογα με το ρευστό που ψύχουν, δηλαδή αέρα ή υγρό.

#### Ατμοποιητές ψύξης αέρα

Οι ατμοποιητές που ψύχουν αέρα χρησιμοποιούνται στις περισσότερες εφαρμογές. Αυτοί χωρίζονται περεταίρω σε δύο κατηγορίες [3.9]:

- Φυσικής κυκλοφορίας αέρα:** Ο αέρας που έρχεται σε επαφή με τον ατμοποιητή ψύχεται και αυξανόμενης της πυκνότητάς του γίνεται βαρύτερος, με αποτέλεσμα να κινείται από επάνω προς τα κάτω, δημιουργώντας ένα καθοδικό ρεύμα, φυσικής κυκλοφορίας γύρω από τον εναλλάκτη. Οι ατμοποιητές αυτοί έχουν διάφορα σχήματα ανάλογα με τη χρήση για την οποία προορίζονται. Τα κυριότερα είδη είναι: **οι σωληνωτοί**, που αποτελούνται από ένα σωλήνα (σε μορφή σερπαντίνας), μέσα στον οποίο κυκλοφορεί το ψυκτικό υγρό· **οι πτερυγοφόροι**, που αποτελούνται από ένα σωλήνα πάνω στον οποίο έχουν συγκολληθεί ελάσματα σε μορφή πτερυγίων, τα οποία χρησιμοποιούνται για να αυξηθεί η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας· **οι πλακοειδείς**, που έχουν τη μορφή επίπεδης πλάκας και ο σωλήνας μέσα στον οποίο εξατμίζεται το εργαζόμενο μέσο είναι ενσωματωμένος σε αυτή, η οποία αποτελείται από δύο φύλλα αλουμινίου που έχουν αυλάκια, έτσι ώστε όταν συγκολληθούν να σχηματίζουν ένα σωλήνα σε σχήμα σερπαντίνας.
- Εξαναγκασμένης κυκλοφορίας αέρα:** Στους ατμοποιητές αυτούς η κυκλοφορία του αέρα επιτυγχάνεται με χρήση ενός ή περισσότερων ανεμιστήρων. Η κατασκευή τους περιλαμβάνει έναν πτερυγοφόρο σωλήνα και έναν τουλάχιστον ανεμιστήρα που φυσά τον αέρα ανάμεσα στα πτερύγια του ατμοποιητή. Το είδος αυτό του ατμοποιητή ονομάζεται και «στοιχείο απευθείας εκτόνωσης». Όταν ο ατμοποιητής αυτού του τύπου χρησιμοποιείται στο κύκλωμα μίας μηχανής, υγρό εργαζόμενο μέσο διοχετεύεται στον εναλλάκτη απευθείας, είτε μέσω μίας βαλβίδας με πλωτήρα είτε μέσω μίας εκτονωτικής βαλβίδας.

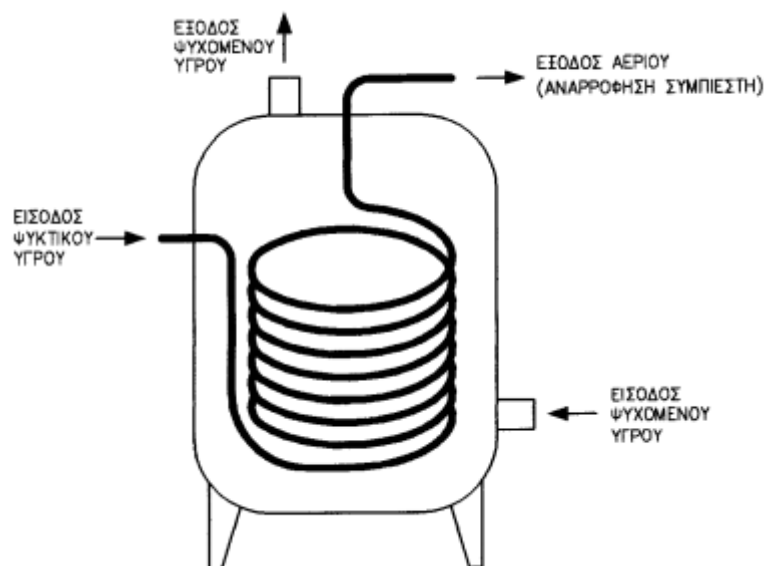


**Εικόνα 3.10:** Ατμοποιητής ψύξης αέρα (σωληνοειδής) [3.10]

### Ατμοποιητές ψύξης υγρών

Η μορφή του ατμοποιητή ψύξης υγρών εξαρτάται κάθε φορά από τη χρήση για την οποία προορίζεται. Οι κυριότερες μορφές είναι:

- **Ατμοποιητές διπλών σωλήνων:** Αποτελούνται από έναν σωλήνα διπλού τοιχώματος (ουσιαστικά δύο σωλήνες που είναι τοποθετημένος ο ένας μέσα στον άλλο). Στον εσωτερικό σωλήνα κυκλοφορεί το ψυχόμενο υγρό (νερό, γάλα, αλκοολούχο ποτό κλπ) και στον εξωτερικό το εργαζόμενο μέσο, το οποίο ατμοποιείται απορροφώντας θερμότητα από το ψυχόμενο υγρό. Βασικό μειονέκτημά αυτών είναι ότι παρουσιάζονται διαρροές με κίνδυνο ανάμιξης του ψυχόμενου υγρού με το εργαζόμενο μέσο.
- **Ατμοποιητές γυμνών σωλήνων:** Κατασκευάζονται από χαλκοσωλήνες σε μορφή σερπαντίνας σε μία ή περισσότερες παράλληλες στρώσεις. Στο εσωτερικό των σωλήνων ατμοποιείται το εργαζόμενο μέσο. Το υγρό από το οποίο απάγεται θερμότητα περιβάλλει τους σωλήνες. Οι ατμοποιητές γυμνών σωλήνων διακρίνονται περαιτέρω σε επίπεδους, σε αυτούς εντός δεξαμενών και σε αυτούς που περιβάλλουν δοχεία.
- **Ατμοποιητές με κέλυφος και σωλήνες:** Οι ατμοποιητές αυτού του είδους αυτού αποτελούνται από ένα δοχείο (κέλυφος) μέσα στο οποίο είναι τοποθετημένοι σωλήνες. Ανάλογα με τη μορφή των σωλήνων έχουμε τους σπειροειδείς και τους πολυαυλωτούς ατμοποιητές. Στους ατμοποιητές με κέλυφος και σπειροειδή σωλήνα, μέσα στους σωλήνες κυκλοφορεί το εργαζόμενο μέσο, ενώ στο κέλυφος κυκλοφορεί το ψυχόμενο υγρό. Αυτοί με κέλυφος και αυλούς αποτελούνται από κυλινδρικό κέλυφος (σε μορφή σωλήνα μεγάλης διαμέτρου) μέσα στον οποίο είναι τοποθετημένοι οι αυλοί.



**Εικόνα 3.11:** Ατμοποιητής με κέλυφος και σπειροειδή σωλήνα [3.9]

### 3.2.3 Συμπυκνωτής

Ο συμπυκνωτής είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας που χρησιμεύει για την απόρριψη της θερμότητας που συγκεντρώνεται στη μάζα του ψυκτικού μέσου από τον ατμοποιητή και τον συμπιεστή στο περιβάλλον. Διακρίνονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες ανάλογα με το περιβάλλον απόρριψης της θερμότητας, όμοια με τους ατμοποιητές, σε αερόψυκτους και υδρόψυκτους. Ουσιαστικά, το ρευστό που ρέει εξωτερικά του συμπυκνωτή παραλαμβάνει τη θερμότητα από αυτόν ψύχοντάς τον. Ειδική κατηγορία αερόψυκτων συμπυκνωτών είναι αυτοί εξατμιζόμενου τύπου. Σε ειδικές εγκαταστάσεις στις οποίες η απόρριψη είναι επιθυμητή σε μέσο διαφορετικό από το νερό ή τον αέρα οι εναλλάκτες αυτοί ψύχονται με οποιοδήποτε μέσο είναι διαθέσιμο. Σε μικρής κλίμακας εγκαταστάσεις ειδικού κλιματισμού, η απόρριψη θερμότητας μπορεί να γίνει και σε στερεό περιβάλλον, όπως για παράδειγμα στο έδαφος. Είναι πολύ σημαντικό στοιχείο της εγκατάστασης, γιατί ο καλύτερος σχεδιασμός του επιτρέπει τη βέλτιστη δυνατή συναλλαγή θερμότητας που οδηγεί σε δυνατότητα απόδοσης μεγαλύτερου φορτίου τόσο (άμεσα) σε περίπτωση θέρμανσης όσο και (έμμεσα) σε περίπτωση ψύξης.

#### Αερόψυκτοι συμπυκνωτές

Χρησιμοποιούν ως μέσο συμπύκνωσης τον αέρα περιβάλλοντος. Αποτελούνται από δέσμες παράλληλων σωλήνων, συνήθως χάλκινων 1-8 σειρών, οι οποίοι φέρουν πτερύγια χαλκού ή αλουμινίου σε πυκνή διάταξη προς αύξηση της θερμικής τους απόδοση, όπως περιεγράφηκε και παραπάνω με τους αντίστοιχους ατμοποιητές. Στις πρώτες σειρές των σωλήνων αερόψυκτου συμπυκνωτή ο αέρας απορροφά το μεγαλύτερο ποσό θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο, στη συνέχεια όμως η απόδοση μειώνεται αισθητά, λόγω της μικρότερης διαφοράς θερμοκρασίας ανάμεσα στα δύο ρευστά. Εν γένει η κατηγοριοποίηση των συμπυκνωτών αυτού του είδους είναι αντίστοιχη με αυτή των αντίστοιχων ατμοποιητών, όπως αυτή περιεγράφηκε παραπάνω. Το ποσό της μεταφερόμενης θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο στον περιβάλλοντα αέρα προσδιορίζεται με αρκετή ακρίβεια από την (προσεγγιστική) σχέση:

$$Q_{con} = U_{cond} \cdot A_{cond} \cdot (T_{con} - \bar{T}_{air}) \quad (3.8)$$

όπου  $U_{cond}$  η ολική θερμική διαπερατότητα του συμπυκνωτή,  $A_{cond}$  η επιφάνεια συναλλαγής του συμπυκνωτή,  $T_{con}$  η θερμοκρασία του συμπυκνωτή (άρα και του εργαζόμενου μέσου εντός αυτού στη μόνιμη κατάσταση) και  $T_{air}$  η μέση θερμοκρασία του αέρα που ψύχει τον συμπυκνωτή.

Εξίσωση όμοια με την (3.8) ισχύει και για τον ατμοποιητή που συναλλάσσεται με αέρα χρησιμοποιώντας όμως τα χαρακτηριστικά που έχει αυτός.

Κατά την επιλογή και τον προσδιορισμό του κατάλληλου εναλλάκτη για τη χρήση του ως συμπυκνωτή λαμβάνονται υπόψη:

**α)** η θερμοκρασία που θα λειτουργεί ο συμπυκνωτής (για ψύξη ρυθμίζεται περίπου στους  $50^{\circ}\text{C}$ , ενώ για θέρμανση περίπου στους  $35^{\circ}\text{C}$  [3.11])

β) η θερμοκρασία ξηρής σφαίρας του αέρα

γ) η ταχύτητα του αέρα.



Εικόνα 3.12: Αερόψυκτος συμπυκνωτής [3.12]

#### Υδρόψυκτοι συμπυκνωτές

Πρόκειται για τους συμπυκνωτές που αποδίδουν τη θερμότητά τους (ψύχονται ουσιαστικά) σε νερό. Το νερό χρησιμοποιείται μόνο μία φορά και οδηγείται στην αποχέτευση ή επαναχρησιμοποιείται εφόσον προηγουμένως επαναψυχθεί σε πύργο ψύξης (ή με άλλη μέθοδο). Ο τρόπος χρήσης του νερού εξαρτάται από την απαιτούμενη ποσότητα του νερού και το κόστος του. Σε μικρές απαιτήσεις και χαμηλό κόστος, εφαρμόζεται συνήθως σύστημα ανοικτού κυκλώματος, όπου το νερό μετά τον συμπυκνωτή οδηγείται σε κάποια αποχέτευση. Αντίθετα, όταν η απαιτείται μεγάλη παροχή, γεγονός που ανεβάζει το κόστος της εγκατάστασης, τότε χρησιμοποιείται κλειστό κύκλωμα νερού. Κάθε υδρόψυκτος συμπυκνωτής φέρει σχετική ρυθμιστική διάταξη για την ρύθμιση της απαιτούμενης ποσότητας νερού που πρέπει να κυκλοφορεί στον συμπυκνωτή για την υγραποίηση του ψυκτικού μέσου. Η απαραίτητη ποσότητα νερού ορίζεται σε 50-60 m<sup>3</sup> νερό/kJ ή 185-255 kg νερού/kWh. Οι μικροί συμπυκνωτές φέρουν αυτόματη βαλβίδα ρύθμισης της παροχής του νερού. Ο διαχωρισμός και τα είδη των υδρόψυκτων συμπυκνωτών είναι ίδιος με αυτόν των ατμοποιητών που ψύχουν υγρά, όπως περιεγράφηκε στην προηγούμενη παράγραφο. Το ποσό της μεταφερόμενης θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο στον περιβάλλοντα αέρα προσδιορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$Q_{cond} = \dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_{cond} - \bar{T}_w) \quad (3.9)$$

όπου  $\dot{m}_w$  η παροχή μάζας του νερού,  $C_{p_w}$  η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού και  $\bar{T}_w$  η μέση θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του νερού από τον συμπυκνωτή.

### 3.2.4 Εκτονωτική διάταξη

Η εκτονωτική διάταξη προορίζεται για να εκτελεί τις βασικότερες λειτουργίες του κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών, όπως:

- Να προκαλεί την ισενθαλπική εκτόνωση από την υψηλή πίεση (και θερμοκρασία) του συμπιεστή στην χαμηλή πίεση (και θερμοκρασία) του ατμοποιητή.
- Να ελέγχει την ακριβή ποσότητα του διερχόμενου εργαζόμενου μέσου, ώστε ο ατμοποιητής να μην παρουσιάζει έλλειψη ή υπερχειλίση από αυτό. Με τον τρόπο αυτό η μονάδα εργάζεται με τη μέγιστη δυνατή απόδοση, χωρίς να υπερφορτίζεται.

Οι διάφορες εκτονωτικές διατάξεις λειτουργούν κατά διάφορο τρόπο και καλύπτουν ειδικές απαιτήσεις η κάθε μία. Ορισμένα βασικά είδη εκτονωτικών διατάξεων είναι τα ακόλουθα:

- **Χειροκίνητη εκτονωτική διάταξη:** Πρόκειται για διακόπτες ροής που περιλαμβάνουν μία μικρή δίοδο. Η ροή σε αυτή φράζεται από ένα βάκτρο σε μορφή κώνου, μέσω του οποίου μπορεί να γίνει σταδιακή ρύθμιση της ροής. Η παροχή εργαζόμενου μέσου εξαρτάται από το άνοιγμα της βαλβίδας και τη διαφορά πίεσης στα άκρα της. Δεν υπάρχει δυνατότητα αυτόματης ρύθμισης όταν το φορτίο της εγκατάστασης μεταβάλλεται και ως εκ τούτου χρησιμοποιείται μόνο σε μεγάλες ψυκτικές εγκαταστάσεις όπου το φορτίο δεν μεταβάλλεται σημαντικά. [3.14]
- **Τριχοειδής σωλήνας:** Είναι η απλούστερη στραγγαλιστική διάταξη. Κατασκευάζεται συνήθως από χαλκοσωλήνα με εσωτερική διάμετρο 0.4 έως 2 mm και μήκος έως και 2 m. Συνδέεται με τη γραμμή αναρρόφησης με συγκόλληση, ώστε το υγρό εργαζόμενο μέσο να μπορεί να αποψυχθεί μέσω εναλλαγής θερμότητας. Η εκτονωτική διάταξη αυτή χρησιμοποιείται αποκλειστικά στις πολύ μικρές και παλιές ψυκτικές εγκαταστάσεις. Η αρχή λειτουργίας του τριχοειδή σωλήνα στηρίζεται στην απότομη μεταβολή της διαμέτρου, από την οποία διέρχεται το εργαζόμενο μέσο και το μήκος που διασχίζει με αποτέλεσμα την απώλεια πίεσης.

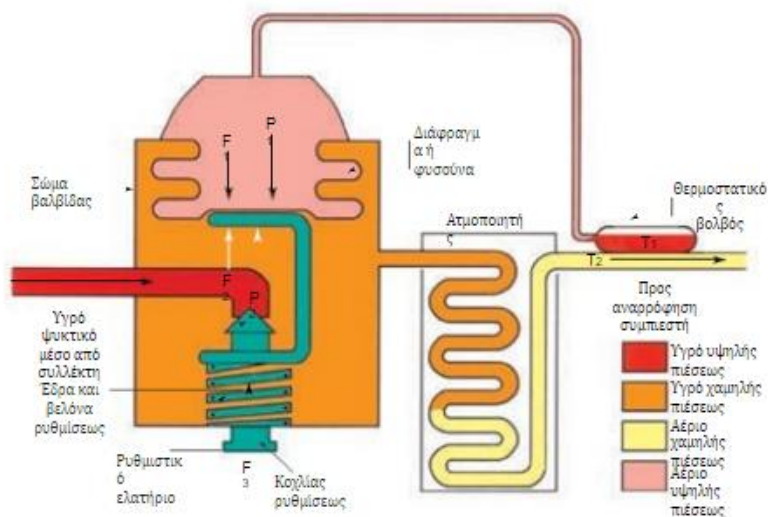


Εικόνα 3.13: Τριχοειδής βαλβίδα [3.13]

- **Πιεζοστατική εκτονωτική διάταξη:** Βασικός σκοπός της διάταξης αυτής είναι η ρύθμιση της παροχής ψυκτικού που οδηγείται στον ατμοποιητή και σε

παλιότερες μόνο εγκαταστάσεις συμβάλει στην εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου. Λειτουργεί, δηλαδή, κατά κάποιο τρόπο ως διακόπτης που ρυθμίζει τη ροή. Αποτελείται από: κυρίως σώμα, διάφραγμα ή πτυσσόμενο ασκό, ρυθμιστικό ελατήριο και κοιλία ρύθμισης, βελόνη με την έδρα της, στόμιο εισόδου και εξόδου, φίλτρο συγκράτησης σωματιδίων και στυπιοθλίπτη.

- Θερμοστατική εκτονωτική διάταξη:** Η διάταξη αυτή λόγω των πολλών πλεονεκτημάτων που παρουσιάζει έχει αντικαταστήσει την πιεζοστατική σε όλες τις μεγάλες εγκαταστάσεις. Η λειτουργία της βασίζεται στη διατήρηση σταθερής υπερθέρμανσης του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο του ατμοποιητή. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την πλήρωση του ατμοποιητή με υγρό εργαζόμενο μέσο σε όλες τις καταστάσεις φόρτισης της εγκατάστασης και εξάλειψη του κινδύνου υπερχειλίσεως του υγρού στην αναρρόφηση του συμπιεστή. Λόγω των χαρακτηριστικών αυτών, η θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα είναι κατάλληλη για εγκαταστάσεις όπου υπάρχει ευρεία μεταβολή του ψυκτικού φορτίου. Η εκτονωτική βαλβίδα απαρτίζεται από το σώμα, τη βελόνα ρυθμίσεως και την έδρα της, το διάφραγμα, το ελατήριο με κοιλία ρυθμίσεως και το θερμοστατικό βολβό. Όπως φαίνεται στην εικόνα 3.14, στην είσοδο του υγρού εργαζόμενου μέσου υπάρχει ένα μεταλλικό φίλτρο για την προστασία της βαλβίδας από πιθανό φραγμό που προκαλείται από την εισροή στερεών σωματιδίων. Ο θερμοστατικός βολβός περιέχει από την κατασκευή του ένα υγρό, που συνήθως είναι το εργαζόμενο μέσο της εγκατάστασης και είναι τοποθετημένος στην έξοδο του ατμοποιητή.



Εικόνα 3.14: Θερμοστατική βαλβίδα [3.13]

- Εκτονωτική διάταξη με πλωτήρα στην πλευρά χαμηλής πίεσης**
- Εκτονωτική διάταξη με πλωτήρα στην πλευρά υψηλής πίεσης**

### 3.3 Εργαζόμενα μέσα

Η βελτιστοποίηση της λειτουργίας των αντλιών θερμότητας στις διάφορες συνθήκες επιβάλλει τη χρήση ειδικών ψυκτικών μέσω για κάθε περίπτωση. Δεν υπάρχουν ιδανικά εργαζόμενα μέσα που να πληρούν όλες τις απαιτήσεις και παράλληλα υπάρχει ένα ευρύ φάσμα επιλογής εργαζόμενων μέσων.

#### Ιδιότητες εργαζόμενων μέσων

Μία ουσία πρέπει να έχει ορισμένες ιδιότητες, οι οποίες να εξασφαλίζουν την αποδοτική και ασφαλή λειτουργία της, προκειμένου να αποτελέσει το εργαζόμενο μέσο μίας αντλίας θερμότητας. Οι κυριότερες εξ αυτών είναι [3.3]:

- Τα εργαζόμενα μέσα πρέπει να είναι φιλικά προς το περιβάλλον, δηλαδή να μην προκαλούν καταστροφή του όζοντος της ατμόσφαιρας οξύνοντας το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Ένας δείκτης για τη «φιλικότητα» ενός εργαζόμενου μέσου προς το περιβάλλον είναι το GWP (Global Warming Potential) που δείχνει πόση θερμότητα παγιδεύει στην ατμόσφαιρα ένα αέριου του θερμοκηπίου, συγκριτικά με τη θερμότητα που θα παγίδευε ή ίδια μάζα CO<sub>2</sub>. Ένας άλλο δείκτης είναι το ODP (Ozone Depletion Potential) τη μείωση του στρώματος όζοντος που μπορεί να προκαλέσει μία χημική ένωση, με την τιμή 1 να ορίζεται για το τριχλωροφθορομεθάνιο.
- Δεν πρέπει να είναι τοξικά και δηλητηριώδη, ώστε να δημιουργείται κίνδυνος για την ασφάλεια των ανθρώπων που εξυπηρετούνται από την αντλία θερμότητας, σε περίπτωση διαρροής.
- Να μην είναι εύφλεκτα και εκρηκτικά.
- Δεν πρέπει να αλληλοεπιδρούν με χημικά με τα υλικά κατασκευής και στεγανοποίησης των διάφορων μερών μίας εγκατάστασης.
- Να έχουν χημική σταθερότητα. Κατά τη λειτουργία ενός κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών, το εργαζόμενο μέσο διέρχεται από διάφορες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας. Είναι απαραίτητο να παραμένει αναλλοίωτο και να μη μετασχηματίζεται σε άλλες χημικές ενώσεις υπό την επίδραση αυτών των μεταβλητών συνθηκών.
- Το σημείο πήξεώς τους πρέπει να είναι σημαντικά χαμηλότερο από την ελάχιστη θερμοκρασία που συναντάται σε μία εγκατάσταση, ώστε να μην υπάρχει κίνδυνος φραξίματος των σωληνώσεων.
- Η πίεση συμπίεσης που απαιτείται για να έρθει το ψυκτικό μέσο σε θερμοκρασία μεγαλύτερη από αυτή του μέσου συμπύκνωσης δεν πρέπει να είναι πολύ μεγάλη, ώστε να μην υπάρχει ανάγκη υψηλής απαίτησης ισχύος από τον συμπιεστή. Επιπλέον, η πίεση ατμοποίησης, που καθορίζεται από την επιθυμητή θερμοκρασία λειτουργίας του ατμοποιητή, πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την ατμοσφαιρική προκειμένου να μην εισέρχεται ατμοσφαιρικός αέρας στις σωληνώσεις της εγκατάστασης.
- Η λανθάνουσα θερμότητά τους πρέπει να είναι μεγάλη, ώστε να περιορίζεται η παροχή μάζας που κυκλοφορεί σε μία εγκατάσταση και κατά συνέπεια το έργο που καταναλώνει ο συμπιεστής.



### Κατηγοριοποίηση εργαζόμενων μέσων

Η κατηγοριοποίηση αφορά τα πιο συχνά χρησιμοποιούμενα εργαζόμενα μέσα στις αντλίες θερμότητας σήμερα. Διακρίνονται, λοιπόν, οι ακόλουθες κατηγορίες [3.15]:

- **Ανόργανα εργαζόμενα μέσα:** Προέρχονται από ανόργανες ουσίες. Οι κυριότερες ανόργανες ουσίες που χρησιμοποιούνται ως εργαζόμενα μέσα είναι:
  - Αμμωνία (NH<sub>3</sub>)
  - Διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>)
  - Διοξείδιο του θείου (SO<sub>2</sub>)
  - Νερό (H<sub>2</sub>O)
  - Αέρας
- **Αλογονούχα εργαζόμενα μέσα:** Είναι τεχνητά παρασκευασμένες ουσίες που βασίζονται σε υδρογονάνθρακες, στους οποίους κάποια άτομα υδρογόνου έχουν αντικατασταθεί από άτομα αλογόνων φθορίου ή χλωρίου. Τα μέσα που προκύπτουν από τη διαδικασία της αλογόνωσης δεν είναι εκρηκτικά και κατηγοριοποιούνται ως εξής:
  - Χλωροφθοράνθρακες (CFCs)
  - Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs)
  - Υδροφθοράνθρακες (HFCs)

Ακολουθεί μία σύντομη περιγραφή του κάθε ενός από τα παραπάνω αναφερθέντα εργαζόμενα μέσα.

**Αμμωνία (NH<sub>3</sub>) – R717:** Η αμμωνία χρησιμοποιήθηκε πρώτη φορά ως εργαζόμενο μέσο του κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών για ψυκτικές εγκαταστάσεις παραγωγής ψύξης με απορρόφηση το 1859. Σήμερα, η αμμωνία αποτελεί ένα από τα πιο διαδεδομένα εργαζόμενα μέσα όταν ο κύκλος αυτός χρησιμοποιείται για παραγωγή ψύξης, με θερμοκρασίες εφαρμογής από -60° C έως 10° C. Χαρακτηρίζεται από το πολύ χαμηλό κόστος αγοράς και τις πολύ ευνοϊκές θερμοδυναμικές ιδιότητές της. Χρησιμοποιείται σε εφαρμογές όπου η τοξικότητα της αποτελεί μειονέκτημα δευτερεύουσας σημασίας. Η θερμότητα ατμοποίησης της αμμωνίας είναι η μεγαλύτερη όλων των εργαζόμενων μέσων, γι' αυτό και χρησιμοποιείται κυρίως σε εγκαταστάσεις μεσαίου και μεγάλου μεγέθους με εμβολοφόρους παλινδρομικούς συμπιεστές. Βασικό μειονέκτημα της αμμωνίας είναι η μεγάλη τοξικότητά της, η οποία όμως γίνεται εύκολα αντιληπτή ακόμα και σε πολύ μικρές συγκεντρώσεις (της τάξης των 5 ppm), λόγω της διαπεραστικής προειδοποιητικής οσμής της [3.3, 3.8, 3.15, 3.16].

**Διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) – R744:** Το διοξείδιο του άνθρακα δε χρησιμοποιείται ιδιαίτερα ως εργαζόμενο μέσο σε εγκαταστάσεις που εφαρμόζουν τον κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών (όπως οι αντλίες θερμότητας ή τα ψυγεία), λόγω των υψηλών πιέσεων στις οποίες οδηγεί η χρήση του. Οι υψηλές πιέσεις συνεπάγονται βαριές και αντικοινωνικές κατασκευές εντός των εγκαταστάσεων. Χρησιμοποιείτο παλαιότερα σε ψυκτικές εγκαταστάσεις πλοίων. Αν και το CO<sub>2</sub> μέχρι πρόσφατα δεν έβρισκε εφαρμογή, έχοντας αντικατασταθεί από τα οργανικά μέσα, επανήλθε τα τελευταία χρόνια ως πιθανή λύση αντικατάστασης των απαγορευθέντων παραγώγων του

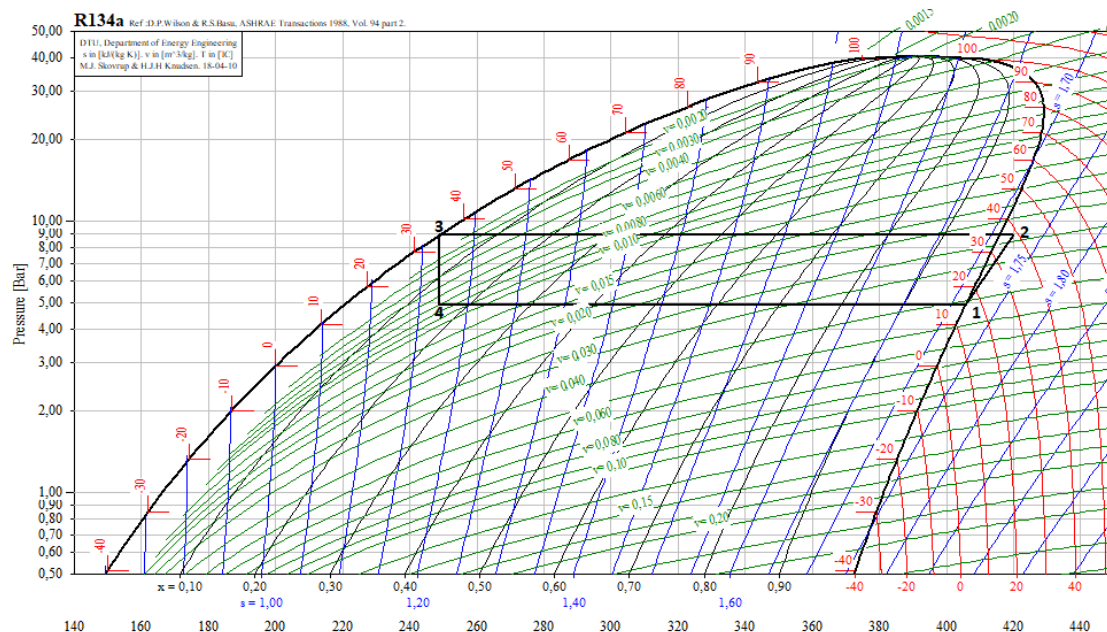
μεθανίου και του αιθανίου, που περιέχουν χλώριο. Ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του η χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία του, η οποία είναι 31.3° C.

**Διοξείδιο του θείου (SO<sub>2</sub>) – R764:** Το διοξείδιο του θείου έβρισκε εφαρμογή σε κύκλους μηχανική συμπίεσης ατμών οικιακών ψυγείων από το 1920 έως το 1940 με θερμοκρασία ατμοποίησης τους -10° C. Είναι διαβρωτικό και τοξικό. Έχει καταργηθεί η χρήση του ως εργαζόμενο μέσο, λόγω της τοξικότητάς του και των έντονων προβλημάτων υγείας που προκαλεί η διαρροή του [3.3].

**Χλωροφθοράνθρακες (CFCs):** Οι χλωροφθοράνθρακες (CFC) ήταν τα πρώτα αλογονούχα εργαζόμενα μέσα. Τα πιο διαδεδομένα είναι τα R-12, R-11, R-113, R-115, R-500, R-502, R-503 είναι αζεοτροπικά μίγματα, με ένα συστατικό αυτών να είναι χλωροφθοράνθρακας, οπότε έχουν καταταγεί σε αυτή την κατηγορία των εργαζόμενων μέσων [3.17].

**Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs):** Οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC) προέρχονται από άτομα μεθανίου (CH<sub>4</sub>) ή αιθανίου (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>), τα οποία είναι μερικώς αλογονωμένα. Αποτελούνται, δηλαδή, από κάποια άτομα υδρογόνου, ενώ κάποια άλλα έχουν αντικατασταθεί από άτομα χλωρίου ή φθορίου. Οι πιο συχνά χρησιμοποιούμενοι HCFCs είναι το R-22 και το R-123. Επίσης, υδροχλωροφθοράνθρακες είναι και τα ζεοτροπικά μίγματα R-401, R-402, R-404, R-406 [3.17].

**Υδροφθοράνθρακες (HFCs):** Οι υδροφθοράνθρακες έχουν παρόμοια χημική σύσταση με τους HCFC με τη διαφορά ότι δεν περιέχουν άτομα χλωρίου. Σε αυτούς τα άτομα υδρογόνου έχουν αντικατασταθεί αποκλειστικά από άτομα φθορίου. Οι πιο ευρέως διαδεδομένοι υδροφθοράνθρακες είναι το R-134a και το R-23. Το R-134a δεν έχει επίπτωση στο όζον και χαμηλό δείκτη GWP. Χρησιμοποιείται κυρίως σε νέες εγκαταστάσεις και ως αντικαταστάτης του R-12 [3.17].



**Εικόνα 3.15:** Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας R-134a και κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών

Στην εικόνα 3.15 απεικονίζεται ένα διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του εργαζόμενου μέσου R-134a καθώς και ένας θεωρητικός μονοβάθμιος κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών όπου το σημείο 1 συμβολίζει την κατάσταση εξόδου από τον ατμοποιητή και εισόδου στον συμπιεστή, το σημείο 2 την κατάσταση εξόδου από τον συμπιεστή και εισόδου στον συμπυκνωτή, το σημείο 3 την κατάσταση εξόδου από τον συμπυκνωτή και εισόδου στην εκτονωτική διάταξη και το σημείο 4 την κατάσταση εξόδου από την εκτονωτική διάταξη και εισόδου στον ατμοποιητή. Οι καταστάσεις 1 και 3 έχουν θεωρηθεί κορεσμένες. Θα μπορούσε όμως η 1 να βρίσκεται στην υπέρθερμη φάση στην ίδια πίεση έχοντας υποστεί το εργαζόμενο μέσο υπερθέρμανση και η 3 στην υπόψυκτη φάση στην ίδια πίεση έχοντας υποστεί υπόψυξη.

Αξίζει να τονιστεί ότι ως εργαζόμενα μέσα σε αντλίες θερμότητας μπορούν να χρησιμοποιηθούν τόσο αζεοτροπικά, όσο και ζεοτροπικά μίγματα. Τα αζεοτροπικά μίγματα δεν διαχωρίζονται στις διάφορες φάσεις λειτουργίας του κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών, δηλαδή ατμοποιούνται και συμπυκνώνονται ενιαία ως μία ουσία. Αντίθετα, τα ζεοτροπικά μίγματα δεν λειτουργούν ως μία ενιαία ουσία, αλλά μπορεί η ογκομετρική τους σύσταση και η θερμοκρασία κορεσμού να μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια της ατμοποίησης και της συμπύκνωσής τους.

#### Ονοματολογία των εργαζόμενων μέσων

Τα εργαζόμενα μέσα αναγνωρίζονται με το γράμμα R (εκ του αγγλικού Refrigerant), το οποίο ακολουθείται από διψήφιο ή τριψήφιο αριθμό, σύμφωνα με την κατηγοριοποίηση της ASHRAE. Για ανόργανα ρευστά, το πρώτο ψηφίο είναι πάντα το 7, το οποίο ακολουθείται από το μοριακό βάρος του εργαζόμενου μέσου. Για παράδειγμα, R717 είναι η αμμωνία, R744 είναι το διοξείδιο του θείου και R718 είναι το νερό. Οι ουσίες που περιέχουν χλώριο και φθόριο και προέρχονται από κορεσμένους υδρογονάνθρακες, όπως το μεθάνιο και το αιθάνιο, έχουν γενικό χημικό τύπο  $C_nH_aF_bCl_c$ . Έτσι, εάν RXYZ ο γενικός τύπος των παραπάνω ουσιών, τότε ισχύει:

- $X=n$  (εάν  $n-1=0$ , τότε παραλείπεται)
- $Y=a+1$
- $Z=b$

Η γνώση του παραπάνω τριψήφιου αριθμού βοηθά στον υπολογισμό του  $\gamma$ , τον αριθμό των ατόμων Cl, καθώς πρέπει να ισχύει  $a+b+c=2n+2$  για τον κορεσμένο υδρογονάνθρακα. Ουσίες που προέρχονται από το αιθάνιο παρουσιάζουν αρκετά ισομερή (ουσίες που έχουν τον ίδιο χημικό τύπο, αλλά διαφέρουν στο βαθμό συμμετρίας).

Ένας απλός τρόπος για να συσχετίσουμε τον αριθμό του εργαζόμενου μέσου με τη χημική φόρμουλα είναι η προσθήκη του 90 στον αριθμό του. Το αποτέλεσμα δίνει με τη σειρά τον αριθμό των ατόμων άνθρακα, υδρογόνου και φθορίου. Τέλος, τα αζεοτροπικά μίγματα συμβολίζονται με R5XX, ενώ τα μη αζεοτροπικά με R4XX (όπου XX είναι ο εμπορικός κωδικός που έχει δοθεί στην ουσία) [3.18]

### Τοξικότητα και εκρηκτικότητα των εργαζόμενων μέσων

Τα εργαζόμενα μέσα χωρίζονται ως προς την τοξικότητά τους σε δύο ομάδες που χαρακτηρίζονται με Α ή Β. Τα εργαζόμενα μέσα που ανήκουν στην ομάδα Α δεν είναι τοξικά, ενώ αυτά που ανήκουν στην ομάδα Β είναι τοξικά σε συγκεντρώσεις μεγαλύτερες από 400 ppm.

Ως προς την εκρηκτικότητά τους, τα εργαζόμενα μέσα χαρακτηρίζονται από έναν από τους αριθμούς 1, 2 ή 3. Για κάθε κατηγορία ισχύουν τα ακόλουθα:

- Τα εργαζόμενα μέσα κατηγορίας 1 δεν είναι εκρηκτικά και η καύση τους δεν είναι συνεχής με αέρα πίεσης 14.7 psi και θερμοκρασία 21.11° C.
- Τα εργαζόμενα μέσα της κατηγορίας 2 είναι μετρίως εκρηκτικά, δηλαδή η καύση τους δεν είναι συνεχής σε συγκέντρωση μεγαλύτερη από 0.100115 kg/m<sup>3</sup> σε αέρα πίεσης 14.7 psi και θερμοκρασία 21.11° C. Η ειδική θερμογόνος δύναμή τους είναι μικρότερη από 20268.746 kJ/kg.
- Αυτά της κατηγορίας 3 είναι πολύ εκρηκτικά, δηλαδή η καύση τους δεν είναι συνεχής σε συγκέντρωση μικρότερη από 0.100115 kg/m<sup>3</sup> σε αέρα με πίεση 14.7 psi και θερμοκρασία 21.11° C. Η ειδική θερμογόνος δύναμή τους είναι μικρότερη από 20268.746 kJ/kg.

Σύμφωνα με την παραπάνω κατηγοριοποίηση, υπάρχουν συνολικά έξι κατηγορίας εργαζόμενων μέσων ως προς την τοξικότητα και την εκρηκτικότητα, με την κατηγορία Α1 να είναι η ασφαλέστερη, ενώ η Β3 η πιο επικίνδυνη [3.19].

	<b>Χαμηλή τοξικότητα</b>	<b>Υψηλή τοξικότητα</b>
<b>Υψηλή εκρηκτικότητα</b>	A3	B3
<b>Μέτρια εκρηκτικότητα</b>	A2	B2
<b>Χαμηλή εκρηκτικότητα</b>	A1	B1

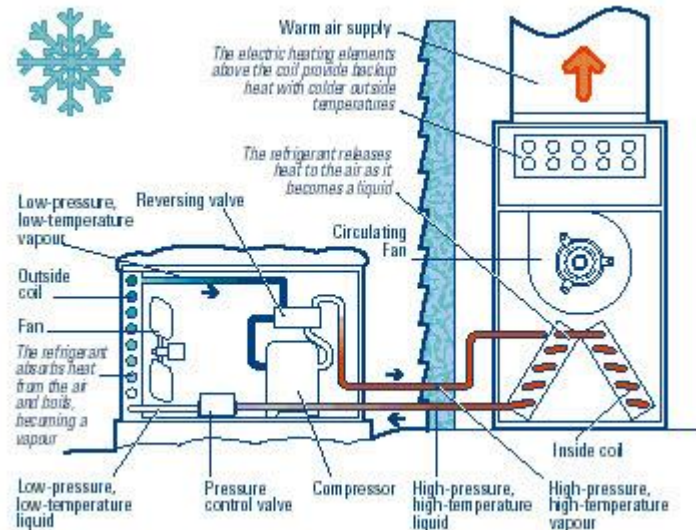
**Πίνακας 3.1:** Κατάταξη ψυκτικών μέσων ως προς την τοξικότητα και την εκρηκτικότητά τους κατά ASHRAE [3.19]

### **3.4 Τύποι αντλιών θερμότητας**

Όπως περιεγράφηκε στις παραγράφους 3.2.2 και 3.2.3 ο ατμοποιητής και ο συμπυκνωτής μίας αντλίας θερμότητας μπορεί να συνεργαστεί με περισσότερα από ένα είδη ρευστών. Έτσι, ανάλογα με το είδος των ρευστών που συνεργάζονται στους εναλλάκτες χαρακτηρίζονται και οι αντλίες θερμότητας. Οι βασικές κατηγορίες αντλιών θερμότητας είναι οι ακόλουθες:

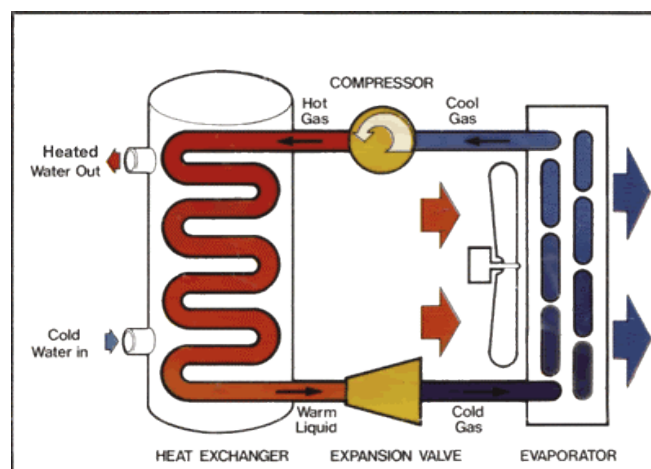
- Αντλίες αέρα – αέρα
- Αντλίες υγρού – αέρα
- Αντλίες υγρού – υγρού

Στις **αντλίες θερμότητας αέρα – αέρα** τόσο ο ατμοποιητής όσο και ο συμπυκνωτής συνεργάζονται με τον αέρα προκειμένου να παραλάβουν ή να αποδώσουν ενέργεια. Οι περισσότερες αντλίες θερμότητας στην αγορά που έχουν σκοπό τον κλιματισμό (θέρμανση και ψύξη) ενός χώρου είναι αυτού του τύπου. Στην εικόνα 3.16 απεικονίζεται μία τυπική εγκατάσταση μιας τέτοιας αντλίας θερμότητας.



**Εικόνα 3.16:** Τυπική εγκατάσταση αντλίας θερμότητας αέρα – αέρα [3.20]

Στις **αντλίες θερμότητας υγρού – αέρα** ο ένας από τους δύο εναλλάκτες της εγκατάστασης συνεργάζεται με τον αέρα και ο άλλος με κάποιο υγρό προκειμένου να επιτευχθεί η μετάδοση θερμότητας. Το συνηθέστερο υγρό που συμμετέχει στις διεργασίες της αντλίας θερμότητας είναι το νερό, είτε ως καθαρό στοιχείο είτε σε συνδυασμό με κάποιες άλλες ουσίες (όπως γλυκόλη ή ρινίσματα μετάλλων). Σε κάποιες περιπτώσεις μπορεί το υγρό να είναι το λάδι. Στην περίπτωση που το υγρό παραλαμβάνει θερμότητα από τον συμπυκνωτή, μπορεί να χρησιμοποιηθεί τόσο για τη θέρμανση σωμάτων fan coil, όσο και για θέρμανση νερού ως ζεστό νερό χρήσης. Στην περίπτωση που το υγρό αποδίδει θερμότητα στον ατμοποιητή, πρόκειται συνήθως για κάποια υποβοηθούμενη αντλία θερμότητας, όπως θα αναλυθεί σε επόμενη παράγραφο.



**Εικόνα 3.17:** Αντλία θερμότητας νερού – αέρα [3.21]

Στην εικόνα 3.17 απεικονίζεται μία αντλία θερμότητας νερού – αέρα που το νερό απάγει θερμότητα από τον συμπυκνωτή της εγκατάστασης, ενώ ο αέρας απορροφά ισχύ από τον αέρα.

Στις **αντλίες θερμότητας υγρού – υγρού** και οι δύο εναλλάκτες συναλλάσσουν θερμότητα με κάποιο υγρό και το εργαζόμενο μέσο μεταφέρει θερμότητα από τη μια μάζα υγρού στην άλλη. Τέτοιες αντλίες, είναι οι υδρόψυκτες αντλίες θερμότητας με πύργο ψύξης και οι αντλίες νερού/νερού που χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις με γεωεναλλάκτη [3.1], όπως θα αναλυθεί σε επόμενη παράγραφο.

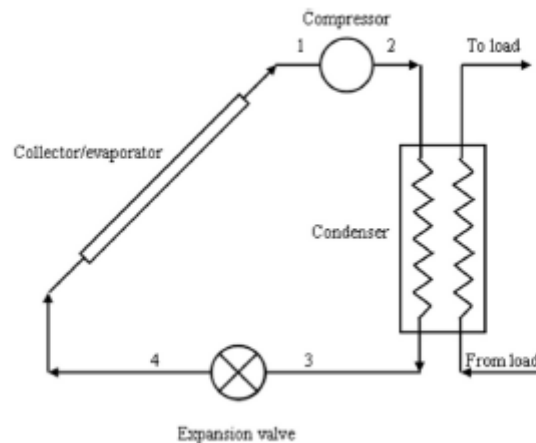
### 3.5 Υποβοηθούμενες αντλίες θερμότητας

Οι αντλίες θερμότητας συνήθως χρησιμοποιούν ως θερμοδοχείο από το οποίο αντλούν θερμότητα το περιβάλλον και συνεπώς τον αέρα αυτού ως μέσο μεταφοράς της θερμότητας αυτής. Ωστόσο, τα τελευταία χρόνια έχουν αναπτυχθεί διατάξεις στις οποίες η αντλία αξιοποιεί τη θερμότητα που έχει παραχθεί από άλλες, συνήθως ανανεώσιμες, πηγές. Οι κυριότερες πηγές υποβοήθησης της αντλίας θερμότητας είναι η ηλιακή ενέργεια και η γεωθερμία.

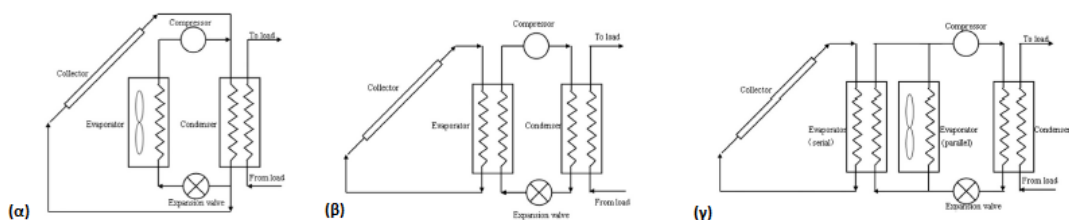
#### 3.5.1 Ηλιακά υποβοηθούμενες αντλίες θερμότητας

Οι ηλιακά υποβοηθούμενες αντλίες θερμότητας είναι εγκαταστάσεις στις οποίες αντλείται ενέργεια από κάποιο υγρό το οποίο θερμαίνεται από έναν ή περισσότερους θερμικούς ηλιακούς συλλέκτες. Το υγρό μπορεί να οδηγείται στην αντλία είτε από ένα δοχείο στο οποίο προσάγεται μετά τη διέλευσή του από τους συλλέκτες προκειμένου να υπάρχει δυνατότητα αποθήκευσης της ενέργειας. Μπορεί ωστόσο να οδηγείται και απευθείας από τους συλλέκτες. Η τεχνοτροπία αυτή έχει ως αποτέλεσμα να απαιτείται η κατανάλωση λιγότερης ισχύος από τον συμπιεστή της εγκατάστασης προκειμένου να παραχθεί το απαιτούμενο θερμικό φορτίο. Έχουν μελετηθεί διάφορες διατάξεις που υλοποιούν τον συγκεκριμένο τύπο αντλιών θερμότητας. Οι Wang et al μελέτησαν τέσσερις διαφορετικές διατάξεις ηλιακά υποβοηθούμενης αντλίας θερμότητας [3.22]. Η μία εξ αυτών είναι άμεσης εκτόνωσης (Direct expansion – DX) και οι υπόλοιπες τρεις έμμεσης (Indirect expansion – IDX). Η **αντλία θερμότητας άμεσης εκτόνωσης (DX)** είναι συνδεδεμένη άμεσα με τους ηλιακούς συλλέκτες, οι οποίοι στην ουσία είναι τμήμα της, αφού παίζουν το ρόλο του ατμοποιητή της. Το εργαζόμενο μέσο παραλαμβάνει τη θερμότητα από τις πλάκες απορρόφησης και ατμοποιείται οδηγούμενο στα υπόλοιπα τμήματα της αντλίας προκειμένου να ολοκληρωθεί ο κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών. Η **αντλία θερμότητας έμμεσης εκτόνωσης (IDX)** χωρίζεται σε τρεις υποκατηγορίες: παράλληλης διάταξης, σειριακής διάταξης και σύνθετης διάταξης. Στις IDX παράλληλης διάταξης ο ηλιακός συλλέκτης και ο ατμοποιητής της αντλίας θερμότητας είναι σε ξεχωριστές μονάδες και η αντλία συνδέεται με τον συλλέκτη μέσω του συμπυκνωτή. Όταν είναι διαθέσιμη ικανοποιητική ποσότητα ηλιακής ακτινοβολίας, ο ηλιακός συλλέκτης μπορεί να εξυπηρετήσει το απαιτούμενο φορτίο, σε αντίθετη περίπτωση τίθεται σε λειτουργία η αντλία θερμότητας. Στις IDX σειριακής διάταξης η αντλία θερμότητας έχει ξεχωριστό

κύκλωμα με εργαζόμενο μέσο και ο εναλλάκτης που επικοινωνεί με το ηλιακό κύκλωμα είναι ο ατμοποιητής. Σε αυτό το σύστημα η μόνη πηγή άντλησης θερμότητας είναι ο ηλιακός συλλέκτης και αυτό την καθιστά σε ένα βαθμό περιορισμένη σε σχέση με την παράλληλης διάταξης, ωστόσο έχει δυνατότητα σταθερότερης λειτουργίας λόγω της σταθερής θερμοκρασίας του ατμοποιητή. Οι IDX σύνθετης διάταξης συνδυάζουν στην ουσία τις άλλες δύο διατάξεις. Και οι δύο τρόποι χρήσης του ηλιακού συλλέκτη είναι δυνατοί. Τόσο να συνδεθεί με τον συμπυκνωτή και να τροφοδοτήσει απευθείας το φορτίο όσο και να συνδεθεί με τον ατμοποιητή και να προσφέρει φορτίο στη λειτουργία της αντλίας θερμότητας. Στην εικόνα 3.18 φαίνεται ένα τυπικό μονογραμμικό διάγραμμα μίας αντλίας θερμότητας άμεσης εκτόνωσης (DX), ενώ στην εικόνα 3.19 τα μονογραμμικά διαγράμματα των τριών τύπων αντλιών θερμότητας έμμεσης εκτόνωσης (IDX). Στην 3.19α παράλληλης διάταξης, στην 3.19β σειριακής διάταξης και στην 3.19γ σύνθετης διάταξης [3.22].



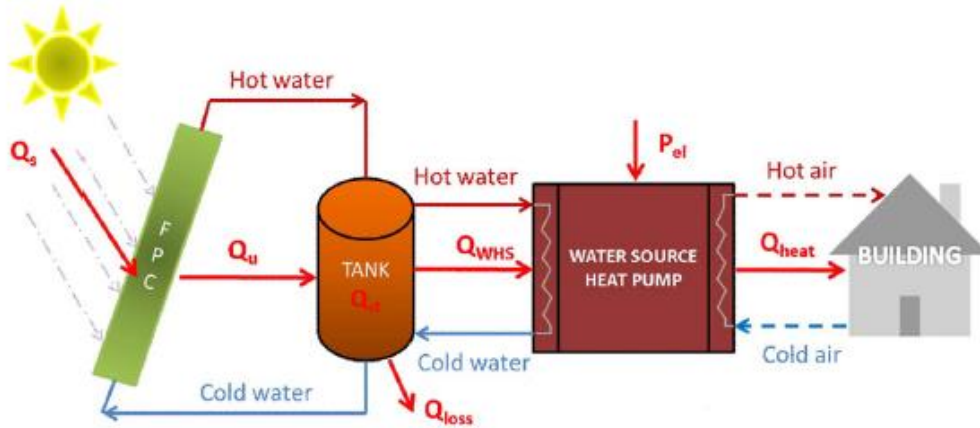
**Εικόνα 3.18:** Αντλία θερμότητας άμεσης εκτόνωσης [3.22]



**Εικόνα 3.19:** Αντλίες θερμότητας έμμεσης εκτόνωσης [3.22]

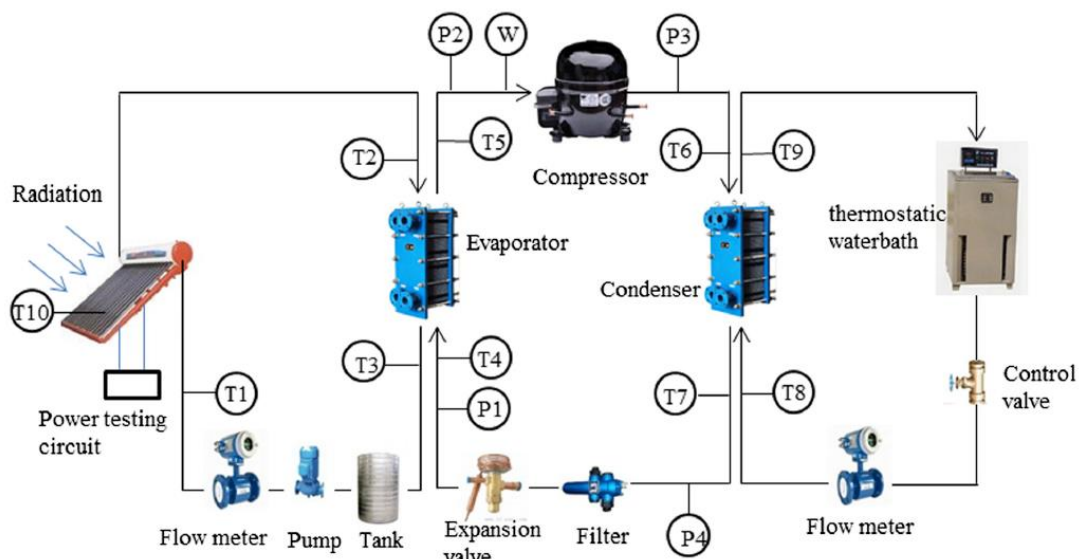
Οι Bellos et al [3.23] εξέτασαν τη ενεργειακή και οικονομική απόδοση μιας ηλιακά υποβοηθούμενης αντλίας νερού – αέρα με δοχείο αποθήκευσης του νερού συγκρινόμενη με μία κλασική αντλία θερμότητας αέρα – αέρα για τη θέρμανση ενός τυπικού κτηρίου. Το μελετούμενο στην αναφερόμενη εργασία σύστημα αποτελείται από μία συστοιχία επίπεδων ηλιακών συλλεκτών με δοχείο αποθήκευσης του νερού από το οποίο, με ανοικτό θερμοσιφωνικό σύστημα, οδηγείται το απαιτούμενο θερμό νερό προς την αντλία θερμότητας. Η ύπαρξη του δοχείου επιτρέπει την αποθήκευση της θερμότητας που παράγεται από το ηλιακό πάνελ και δεν αξιοποιείται άμεσα από την αντλία, αφού δεν υπάρχει η αντίστοιχη απαίτηση φορτίου. Έτσι, μέρος του φορτίου αυτού (όσο δεν χάθηκε λόγω θερμικών απωλειών) μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε

ώρες χωρίς ηλιοφάνεια. Η ρύθμιση της λειτουργίας της εγκατάστασης γίνεται μέσω ενός θερμοστάτη ρυθμισμένου στους 22° C, με αποτέλεσμα η ύπαρξη του δοχείου να γίνεται ακόμα πιο σημαντική για την αποδοτικότητα της. Μια σχηματική απεικόνιση της μελετούμενης εγκατάστασης της βιβλιογραφίας [3.23] παρουσιάζεται στην εικόνα 3.20.



**Εικόνα 3.20:** Ηλιακά υποβοηθούμενη αντλία θερμότητας με δοχείο αποθήκευσης [3.23]

Οι Chen et al [3.24] μελέτησαν τη λειτουργία ηλιακά υποβοηθούμενης αντλίας θερμότητας με δοχείο αποθήκευσης, η οποία όμως τροφοδοτείται από συστοιχία θερμοφωτοβολταϊκών συλλεκτών. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η αντλία να τροφοδοτείται τόσο με θερμότητα, η οποία προσφέρεται στον ατμοποιητή της, όσο και με ηλεκτρική ενέργεια στον κινητήρα του συμπιεστή, με αποτέλεσμα να μειώνεται ή ακόμα και να εξαλείφεται η απαιτούμενη ηλεκτρική ισχύς από το δίκτυο, με αποτέλεσμα η αντλία θερμότητας να καθίσταται πιο οικονομική και φιλική προς το περιβάλλον. Η μελετούμενη στην εργασία [3.24] αντλία θερμότητας πρόκειται για αντλία νερού – νερού, αφού όχι μόνο ο ατμοποιητής συναλλάσσει θερμότητα με το νερό που προέρχεται από το δοχείο, αλλά και ο συμπυκνωτής αποδίδει τη θερμότητά του σε νερό. Στην εικόνα 3.21 παρουσιάζεται η εγκατάσταση που μελετήθηκε.



**Εικόνα 3.21:** Ηλιακά υποβοηθούμενη αντλία θερμότητας νερού – νερού μέσω PV/T [3.24]



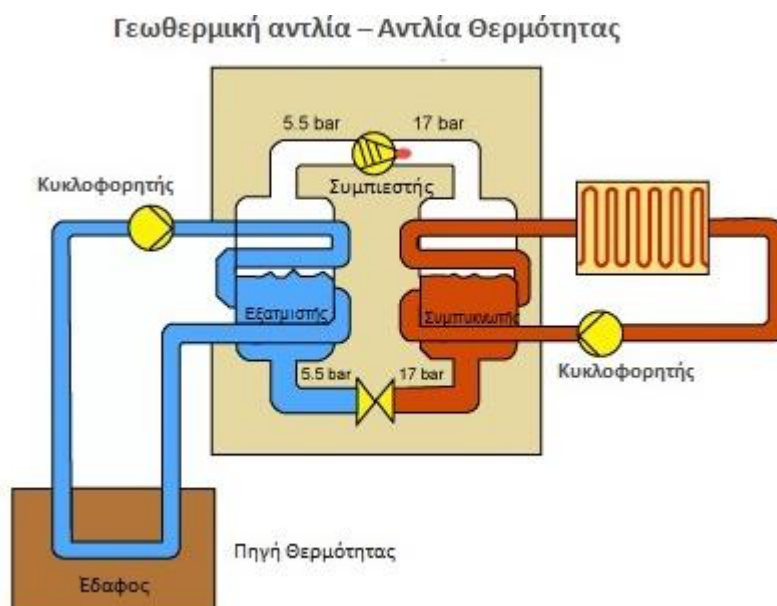
### 3.5.2 Γεωθερμικές αντλίες θερμότητας

Η Γεωθερμική Αντλία Θερμότητας (Ground Source Heat Pump, GSHP) ορίζεται ως η αντλία θερμότητας η οποία εκμεταλλεύεται ως πηγή τη θερμότητα των γεωλογικών σχηματισμών και των νερών, επιφανειακών και υπόγειων, που δεν χαρακτηρίζονται ως γεωθερμικό δυναμικό, με σκοπό τη θέρμανση ή και την ψύξη χώρων ή/και την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης και χρησιμοποιούν εργαζόμενο μέσο, το οποίο είναι πιστοποιημένο για τη φιλικότητα που παρουσιάζει προς το περιβάλλον [3.25]. Ένα γεωθερμικό σύστημα αξιοποιεί την εντός του εδάφους υπάρχουσα σταθερή θερμοκρασία. Έτσι το χειμώνα, ένα ρευστό που κυκλοφορεί στον γεωθερμικό εναλλάκτη απορροφά τη θερμότητα του εδάφους και μέσω της αντλίας θερμότητας την αποδίδει στο κτήριο. Το καλοκαίρι λειτουργώντας αντίστροφα, απάγει τη θερμότητα από το κτήριο και μέσω του γεωθερμικού εναλλάκτη την αποδίδει στο δροσερότερο έδαφος. Με δεδομένο το σταθερό ενεργειακό δυναμικό που παρουσιάζεται, τόσο στα πετρώματα μικρού βάθους, όσο και στα νερά του υδροφόρου ορίζοντα, ο σχεδιασμός και η υλοποίηση τέτοιων συστημάτων εξασφαλίζει οικονομικότερη λειτουργία, έως και 60%, ανάλογα με το αν πρόκειται για θέρμανση ή ψύξη αντίστοιχα [3.25]. Οι γεωθερμικές αντλίες θερμότητας είναι κατά κόρον αντλίες υγρού – υγρού (και ειδικότερα νερού – νερού) και μπορούν να συνεργαστούν τόσο με ενδοδαπέδια συστήματα, όσο και με fan coils.

Ένα σύστημα γεωθερμικής αντλίας θερμότητας αποτελείται από [3.26-3.28]:

- Σύστημα εναλλαγής θερμότητας εντός του εδάφους, το οποίο είναι είτε γεωεναλλάκτης είτε υδρογεώτρηση.
- Αντλία θερμότητας
- Σύστημα θέρμανσης/ψύξης εντός του κτηρίου

Ένα τυπικό σύστημα μίας γεωθερμικής αντλίας θερμότητας παρουσιάζεται στην εικόνα 3.22.



**Εικόνα 3.22:** Γεωθερμική αντλία θερμότητας [3.29]

### **Βιβλιογραφία 3<sup>ου</sup> Κεφαλαίου**

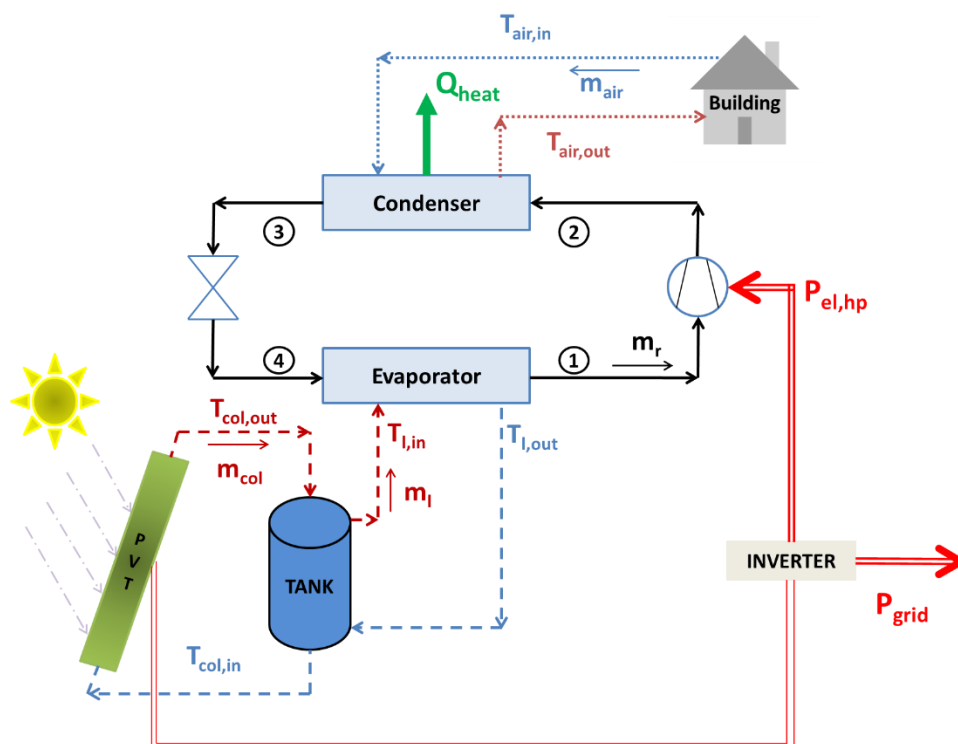
- [3.1] [https://el.wikipedia.org/wiki/Αντλία\\_θερμότητας](https://el.wikipedia.org/wiki/Αντλία_θερμότητας)
- [3.2] <http://energy.reporter.com.cy/saving/article/74185/ti-einai-oi-antlies>
- [3.3] Σ. Χατζηδάκης, Σημειώσεις Ψύξης Και Β Μέρος, Αθήνα 2003
- [3.4] <https://www.greenpeace.org/greece/issues/klima/2456/antlia-thermotitas/>
- [3.5] <http://www.monachos.gr/forum/content.php/300-andlies-thermotitas-genika>
- [3.6] <https://www.slideshare.net/HctorNguemaOndo/positive-displacement-compressors>
- [3.7] <http://www.ref-wiki.com/el/technical-information/145-compressors/31774-compressors.html>
- [3.8] Ε. Κορωνάκη, Συστήματα Βιομηχανικής Ψύξης, Αθήνα 2015
- [3.9] [http://edume.myds.me/00\\_0070\\_e\\_library/10020/book\\_009/06.pdf](http://edume.myds.me/00_0070_e_library/10020/book_009/06.pdf)
- [3.10] <https://www.cjponyparts.com/air-conditioner-evaporator-coil-new-high-output-1967-1968/p/CAA1104/>
- [3.11] C. Tzivanidis, E. Bellos, G. Mitsopoulos, K.A. Antonopoulos, A. Delis, Energetic and financial evaluation of a solar assisted heat pump heating system with other usual heating systems in Athens, Applied Thermal Engineering 2016;106:87-97
- [3.12] <http://docplayer.gr/13576704-Odigoi-exoikonomisis-energeias-sti-viomihania.html>
- [3.13] <http://kanpus.en.hisupplier.com/product-299807-copper-capillary-tube-with-nuts-refrigeration-tube-copper-pipe-fitting.html>
- [3.14] <http://slideplayer.gr/slide/11122969/#>
- [3.15] Refrigerating Engineering, Eric Granryd, Ingvar Ekroth, Per Lundqvist, Ake Melinder, Bjorn Palm, Peter Rohlin, KTH Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration
- [3.16] Β. Παπαευθυμίου, “Ψυκτικές και Κλιματιστικές Εγκαταστάσεις Ισχύος”, Αθήνα 2006
- [3.17] ASHRAE (1997) Handbook of Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA , <https://www.ashrae.org/>
- [3.18] Τ.Ε.Ε., Κατάρτιση Ενεργειακών Επιθεωρητών, Εκπαιδευτικό υλικό, Σχεδιασμός Εγκαταστάσεων Ψύξης και Κλιματισμού Κτηρίων, Αθήνα 2011
- [3.19] Designation and Safety Classifications of Refrigerants, <https://www.ashrae.org/>
- [3.20] <http://www.monachos.gr/forum/content.php/300-Αντλίες-θερμότητας-γενικά>
- [3.21] <http://kataskevesktirion.gr/η-τεχνολογία-inverter-στις-αντλίες-θερμότητα/>

- [3.22] Z. Wang, P. Guo, H. Zhang, W. Yang, S. Mei, Comprehensive review on the development of SAHP for domestic hot water, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2017;82:871-881
- [3.23] E. Bellos, C. Tzivanidis, Energetic and financial sustainability of solar assisted heat pump heating systems in Europe, *Sustainable Cities and Society* 2017;33:70-84
- [3.24] H. Chen, L. Zhang, P. Jie, Y. Xiong, P. Xu, H. Zhai, Performance study of heat-pipe solar photovoltaic/thermal heat pump system, *Applied Energy* 2017;190:960-980
- [3.25] Μ. Γ. Βραχόπουλος, Μ. Κ. Κούκου, Κ. Καρύτσας, Κανονική γεωθερμία – αρχές σχεδιασμού γεωθερμικών συστημάτων και εφαρμογές, Αθήνα 2015
- [3.26] A. Benou, J. Choropanitis, E. Kontoleonos, and C. Karytsas, GSHP systems in the built environment, *International Forum, Geothermal Energy in the Spotlight*, 11-12 December, Thessaloniki, 2009.
- [3.27] Α. Μπένου, Κ. Καρράς, Ε. Κοντολέοντος, Κ. Καρύτσας, Σύστημα Γεωθερμικών Αντλιών Θερμότητας για θέρμανση-ψύξη στο Διεθνή Αερολιμένα Αθηνών και Αποτίμηση Κύκλου Ζωής, 4ο Εθνικό Συνέδριο, Η εφαρμογή των Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας προς ένα φιλόδοξο και αξιόπιστο εθνικό πρόγραμμα δράσης, 10-12 Μαΐου, Αθήνα, 2010.
- [3.28] A. Benou, D. Mendrinou, and C. Karytsas, Ground Source Heat Pump Systems: Technology and Best Practices, 6th National conference on Energy Efficiency and Renewable energy sources with international participation 29-30 October, Sofia, Bulgaria, 2007
- [3.29] <http://www.panagoulas.com.gr/antlia-thermotitas-tropos-leitourgia-tes-geothermikes-antlias>

## Μεθοδολογία και μοντελοποίηση

### 4.1 Εξεταζόμενο σύστημα

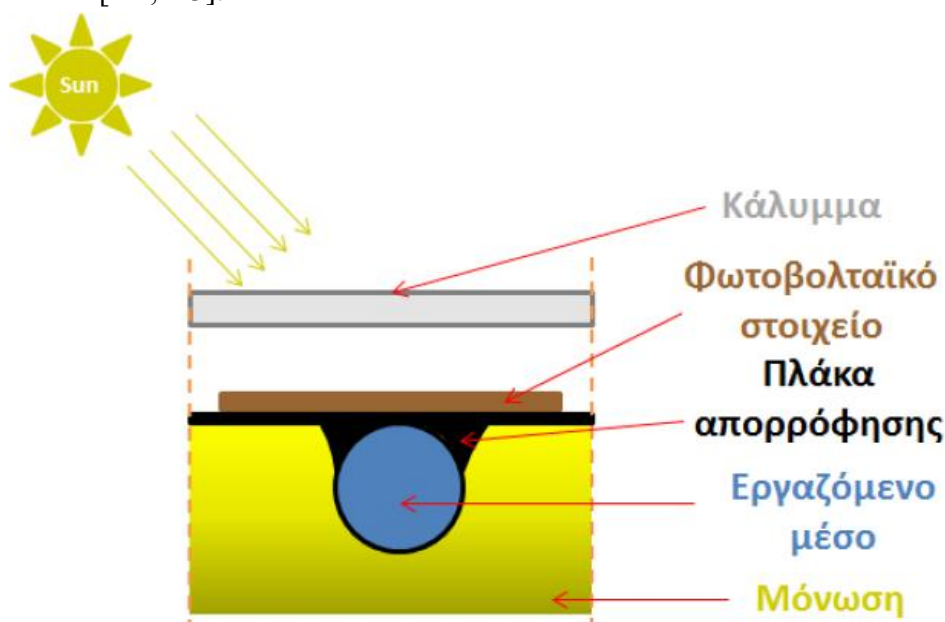
Το εξεταζόμενο σύστημα αποτελείται από ένα θερμοφωτοβολταϊκό πάνελ το οποίο αποδίδει τη θερμική ενέργεια που λαμβάνει σε ένα δοχείο και αυτό με τη σειρά του παρέχει την αποθηκευμένη σε αυτό ενέργεια σε μία αντλία θερμότητας η οποία μπορεί να θερμάνει κάποιο κτήριο. Παράγει επίσης ηλεκτρική ενέργεια την οποία διοχετεύει κατ' αρχάς μέσω ενός μετατροπέα (inverter) συνεχούς ρεύματος σε εναλλασσόμενο στον συμπιεστή της αντλίας θερμότητας, ενώ σε περίπτωση που υπάρχει περίσσια ηλεκτρικής ενέργειας το εναλλασσόμενο ρεύμα πωλείται στο δίκτυο. Σε περίπτωση που η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια από τη συστοιχία δεν επαρκεί για την κάλυψη των αναγκών του συμπιεστή, αγοράζεται ηλεκτρική ενέργεια από το δίκτυο. Στην εικόνα 4.1 παρουσιάζεται η εγκατάσταση που μελετήθηκε. Ένα θερμικό μοντέλο της παρακάτω εγκατάστασης αναπτύσσεται στο EES (Engineering Equation Solver) και εξετάζεται για τις καιρικές συνθήκες της Αθήνας (Ελλάδα) για δώδεκα διαφορετικές συνήθεις μέρες, μία για κάθε μήνα. Επιπλέον, είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι η μεθοδολογία του ISO 9459-2 [4.1] ακολουθείται από τον καθορισμό της ημερήσιας θερμικής απόδοσης του ολοκληρωμένου συστήματος.



Εικόνα 4.1: Μονογραμμική απεικόνιση εγκατάστασης

## 4.2 Εξεταζόμενο φωτοβολταϊκό πάνελ

Πιο συγκεκριμένα, ο υβριδικός φωτοβολταϊκός συλλέκτης αποτελείται από γυάλινο κάλυμμα, φωτοβολταϊκά κύτταρα, πλάκα απορρόφησης, σωλήνας που μεταφέρει το εργαζόμενο ρευστό και μόνωση. Στην παρούσα εργασία μελετώνται υγρά ως εργαζόμενα μέσα και σε κάθε συλλέκτη υπάρχουν συνολικά 10 σωλήνες. Ο εξεταζόμενος συλλέκτης απεικονίζεται αναλυτικά στην εικόνα 4.2, ενώ οι διάφορες παράμετροι του συλλέκτη (διαστάσεις, ιδιότητες υλικών κλπ) παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.1 [4.2, 4.3].



Εικόνα 4.2: Τομή τμήματος του εξεταζόμενου συλλέκτη

ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ	ΤΙΜΕΣ
Συλλεκτική επιφάνεια ( $A_c$ )	2 m <sup>2</sup>
Αριθμός συλλεκτών ( $N_{col}$ )	10
Μήκος (L)	1.916 m
Αριθμός σωλήνων (N)	10
Εσωτερική διάμετρος ( $d_{in}$ )	7.72 mm
Εξωτερική διάμετρος ( $d_{out}$ )	9.52 mm
Διαπερατότητα καλύμματος (T)	0.83
Απορροφητικότητα πλάκας ( $\alpha$ )	0.95
Συντελεστής εκπομπής καλύμματος ( $\epsilon_c$ )	0.88
Συντελεστής εκπομπής πλάκας ( $\epsilon_p$ )	0.93
Απόδοση αναφοράς για το PV ( $\eta_{ref}$ )	0.173
Παράγων επιφάνειας PV (PF)	0.804
Θερμοκρασία αναφοράς ( $T_{ref}$ )	298 K
Συντελεστής θερμοκρασίας PV (b)	0.041 K <sup>-1</sup>
Πάχος μόνωσης ( $L_{ins}$ )	0.03 m
Απόσταση πλάκας-καλύμματος ( $\delta_{pc}$ )	0.03 m
Κλίση του συλλέκτη ( $\beta$ )	45°
Θερμική αγωγιμότητα μόνωσης ( $k_{ins}$ )	0.034 W/mK

Πίνακας 4.1: Ιδιότητες PV/T [4.2, 4.3]

Όλη η συστοιχία αποτελείται από 10 συλλέκτες συνδεδεμένους εν παραλλήλω, έχοντας δηλαδή ίδια θερμοκρασία εισόδου και ίδια θερμοκρασία εξόδου του υγρού σε αυτούς.

### Μαθηματική μοντελοποίηση

Οι βασικές εξισώσεις που καθορίζουν τις επιδόσεις του συλλέκτη περιγράφονται ακολούθως.

Η διαθέσιμη ισχύς από την ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο του συλλέκτη ( $Q_s$ ) υπολογίζεται ως το γινόμενο του αριθμού των συλλεκτών ( $N_{col}$ ), της περιοχής συλλογής του κάθε συλλέκτη ( $A_C$ ) και της έντασης της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας ( $G_T$ ):

$$Q_s = N_{col} \cdot A_C \cdot G_T \quad (4.1)$$

Η ισχύς που απορροφάται από τον ηλιακό συλλέκτη σχετίζεται με τις οπτικές απώλειες του γυάλινου καλύμματος και την απορροφητικότητα του συλλέκτη με τον ακόλουθο τρόπο:

$$S = (\tau\alpha) \cdot N_{col} \cdot A_C \cdot G_T \quad (4.2)$$

Η ωφέλιμη θερμική ισχύς που παράγεται από τον συλλέκτη υπολογίζεται από το ενεργειακό ισοζύγιο στον όγκο του ρευστού, χρησιμοποιώντας τη ροή μάζας της συστοιχίας των συλλεκτών ( $\dot{m}_{col}$ ), την ειδική θερμοχωρητικότητα του ρευστού ( $C_{p,f}$ ) καθώς και τις θερμοκρασίες εισόδου ( $T_{in}$ ) και εξόδου ( $T_{out}$ ) αυτού από τον συλλέκτη. Συνεπώς για τη συστοιχία των συλλεκτών ισχύει:

$$Q_u = \dot{m}_{col} \cdot C_{p,f} \cdot (T_{col,out} - T_{col,in}) \quad (4.3)$$

Συνεπώς, ως θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη ( $\eta_{th}$ ) ορίζεται ο λόγος της ωφέλιμης θερμότητας ( $Q_u$ ) προς τη διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο του συλλέκτη ( $Q_s$ ):

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{Q_s} \quad (4.4)$$

Η παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος ( $P_{el}$ ) μπορεί να υπολογιστεί ως το γινόμενο του αριθμού των συλλεκτών ( $N_{col}$ ), της περιοχής συλλογής του κάθε συλλέκτη ( $A_C$ ), του συντελεστή συσσώρευσης (PF) και του βαθμού απόδοσης των Φ/Β κυψελών ( $\eta_{PV}$ ) [4.3]:

$$P_{el} = N_{col} \cdot A_C \cdot PF \cdot \eta_{PV} \cdot G_T \quad (4.5)$$

Ο βαθμός απόδοσης του Φ/Β κυττάρου ( $\eta_{PV}$ ) είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας του κυττάρου ( $T_{cell}$ ), της θερμοκρασίας αναφοράς ( $T_{ref}$ ), του συντελεστή θερμοκρασία ( $\beta$ ) για την απόδοση του Φ/Β στοιχείου και της απόδοσης αναφοράς ( $\eta_{ref}$ ), όπως περιγράφεται παρακάτω [4.2, 4.4]. Ο συντελεστής  $b$  δίνεται από τον κατασκευαστή και κυμαίνεται από 0.1-0.5 [4.5], ενώ για την  $T_{cell}$  έχει θεωρηθεί ότι είναι ίδια με τη μέση θερμοκρασία της πλάκας απορρόφησης:

$$\eta_{PV} = \eta_{ref} \cdot \left( 1 - b \cdot (T_{cell} - T_{ref}) \right) \quad (4.6)$$

Η ηλεκτρική απόδοση ( $\eta_{el}$ ) του συλλέκτη υπολογίζεται ως ο λόγος της παραγόμενης ηλιακής ενέργειας ( $P_{el}$ ) προς την διαθέσιμη ενέργεια που παρέχεται από τον ήλιο στον συλλέκτη ( $Q_s$ ):

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{Q_s} \quad (4.7)$$

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης ( $\eta_{tot}$ ) του συλλέκτη υπολογίζεται από το άθροισμα της θερμικής ισχύος ( $Q_u$ ) και της ηλεκτρικής ( $P_{el}$ ), όπως παρουσιάζεται στην εξίσωση (4.8) [4.1, 4.3]:

$$\eta_{tot} = \frac{Q_u + P_{el}}{Q_s} \quad (4.8)$$

Η παραγωγή εξέργειας του ηλιακού συλλέκτη ( $Ex_u$ ) είναι το άθροισμα της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος και της εξερχόμενης ροής χρήσιμης θερμότητας [4.6]:

$$Ex_u = P_{el} + \left[ Q_u - \dot{m}_{col} \cdot C_p \cdot T_{am} \cdot \ln \left( \frac{T_{out}}{T_{in}} \right) \right] \quad (4.9)$$

Για την εξέργεια που παράγεται από τον ήλιο ( $Ex_s$ ) λαμβάνεται υπόψη, σύμφωνα με το μοντέλο του Petela [4.7], ότι ο ήλιος είναι δεξαμενή ακτινοβολίας και όχι θερμότητας. Το μοντέλο αυτό παρουσιάζεται στη σχέση 4.10:

$$Ex_s = Q_s \cdot \left[ 1 - \frac{4}{3} \cdot \left( \frac{T_{am}}{T_{sun}} \right) + \frac{1}{3} \cdot \left( \frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 \right] \quad (4.10)$$

Συνεπώς, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη ( $\eta_{ex}$ ) ορίζεται ως ο λόγος της χρήσιμης παραγωγής εξέργειας προς την εξεργειακή ροή της ηλιακής ακτινοβολίας [4.8]:

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_u}{Ex_s} \quad (4.11)$$

Αναπτύσσοντας το θερμικό μοντέλο του μελετούμενου PV/T, η εξίσωση 4.12 προκύπτει εφαρμόζοντας ενεργειακό ισοζύγιο στον απορροφητή. Η βασική αρχή είναι ότι η απορροφούμενη ηλιακή ακτινοβολία μετατρέπεται σε ωφέλιμη θερμική ισχύ, σε ηλεκτρική ενέργεια και σε θερμικές απώλειες ( $Q_{loss}$ ) [4.6].

$$S = Q_u + P_{el} + Q_{loss} \quad (4.12)$$

Ένας άλλος τρόπος υπολογισμού της ωφέλιμης θερμότητας της συστοιχίας είναι μέσω εξισώσεων μεταφοράς θερμότητας (συναγωγής) από τους σωλήνες στο εργαζόμενο ρευστό. Συμβολίζοντας ως  $T_p$  τη μέση θερμοκρασία της πλάκας και ως  $T_{fm}$  τη μέση θερμοκρασία του ρευστού μέσα στον σωλήνα (εσωτερικής διαμέτρου  $D_{in}$  και μήκους  $L$ ) και λαμβάνοντας υπόψη ότι η πλάκα περιλαμβάνει  $N_t$  (10 στην παρούσα εργασία) σωλήνες. Από αυτά προκύπτει:

$$Q_u = N_{col} \cdot N_t \cdot (\pi \cdot D_{in} \cdot L) \cdot h_f \cdot (T_p - T_{fm}) \quad (4.13)$$

Ενώ η μέση θερμοκρασία του ρευστού ( $T_{fm}$ ) υπολογίζεται προσεγγιστικά από τη σχέση:

$$T_{fm} = \frac{T_{col,in} + T_{col,out}}{2} \quad (4.14)$$

Ο συντελεστής συναγωγής σχετίζεται με τον αριθμό Nu κάθε ρευστού με τη σχέση:

$$h_f = \frac{Nu_f \cdot k_f}{D_{in}} \quad (4.15)$$

Όπου για το νερό ο αριθμός Nu υπολογίζεται, λόγω ύπαρξης πεδίου στρωτής ροής εντός των σωλήνων, από την εξίσωση 4.16 [4.9]:

$$Nu_f = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot \left(\frac{D_{in} \cdot Re_f \cdot Pr_f}{L}\right)}{1 + 0.04 \cdot \left(\frac{D_{in} \cdot Re_f \cdot Pr_f}{L}\right)^{\frac{2}{3}}} \quad (4.16)$$

Και οι σχέσεις για τους αριθμούς Reynolds και Prandtl είναι οι ακόλουθες:

$$Re_f = 4 \cdot \frac{\frac{\dot{m}_{col}}{N}}{\pi \cdot D_{in} \cdot \mu_f} \quad (4.17)$$

$$Pr_f = \frac{\dot{m}_{col} \cdot C_p}{k} \quad (4.18)$$

Η παραπάνω εξίσωση που χρησιμοποιήθηκε για τον Nu υποθέτει ότι η θερμοκρασία εντός του σωλήνα είναι σταθερή, γεγονός που είναι ρεαλιστικό λόγω μικρών αποκλίσεων θερμοκρασίας στο PVT.

Οι θερμικές απώλειες του συλλέκτη χωρίζονται σε δύο τμήματα. Σε απώλειες κορυφής ( $Q_{top}$ ) και τις απώλειες πυθμένα ( $Q_{back}$ ).

$$Q_{loss} = Q_{top} + Q_{back} \quad (4.19)$$

Οι απώλειες κορυφής μπορούν να υπολογιστούν με δύο τρόπους. Είτε ως το θερμικό φορτίο μεταξύ πλάκας απορρόφησης και καλύμματος, όπως περιγράφεται στην εξίσωση 4.20, είτε ως το θερμικό φορτίο από το κάλυμμα προς το περιβάλλον, όπως περιγράφεται στην εξίσωση 4.21. Τα δύο θερμικά αυτά φορτία σε μόνιμες συνθήκες ισούνται μεταξύ τους. Μέσω αυτών μπορούν να υπολογιστούν η θερμοκρασία της πλάκας ( $T_p$ ) και του καλύμματος ( $T_c$ ).

$$Q_{top} = N_{col} \cdot \left( A_C \cdot h_{in} \cdot (T_p - T_c) + \frac{A_C \cdot \sigma \cdot (T_p^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \right) \quad (4.20)$$

$$Q_{top} = N_{col} \cdot \left( A_C \cdot h_{out} \cdot (T_c - T_{am}) + A_C \cdot \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot (T_c^4 - T_{sky}^4) \right) \quad (4.21)$$

Η θερμοκρασία του ουρανού ( $T_{sky}$ ) εκτιμάται σύμφωνα με την ακόλουθη σχέση [4.10, 4.11]:

$$T_{sky} = 0.0552 \cdot T_{am}^{1.5} \quad (4.22)$$

Η μεταφορά θερμότητας ανάμεσα στην πλάκα απορρόφησης και το κάλυμμα πραγματοποιείται με φυσική συναγωγή. Συνεπώς, για τον υπολογισμό του εσωτερικού συντελεστή συναγωγής ( $h_{in}$ ) υπολογίζεται αρχικά ο αριθμός Rayleigh (Ra) και εφαρμόζονται οι ακόλουθες σχέσεις [4.11] που υπολογίζονται οι συντελεστές  $a_1$  και  $a_2$ :

$$Ra_{air} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_p - T_c) \cdot \delta_{pc}^3}{\nu_{air}^2} \cdot Pr_{air} \quad (4.23)$$



όπου  $g$  η επιτάχυνση της βαρύτητας,  $v_{air}$  η κινηματική συνεκτικότητα του αέρα ανάμεσα στο κάλυμμα και τον απορροφητή,  $Pr_{air}$  ο αριθμός Prandtl του αέρα στην ίδια θέση, ο οποίος υπολογίζεται από τη σχέση 4.18 και ως  $\beta$  λαμβάνεται η τιμή  $1/(T_p + T_c)$ .

$$a_1 = \max \left\{ 0, \left[ 1 - \frac{1708}{\cos \beta \cdot Ra_{air}} \right] \right\} \quad (4.24)$$

$$a_2 = \max \left\{ 0, \left[ \left( \frac{\cos \beta \cdot Ra_{air}}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right] \right\} \quad (4.24)$$

Και από αυτά προκύπτει ο αριθμός Nusselt της ροής από την ακόλουθη σχέση [4.12]:

$$Nu_{air} = 1 + 1.44 \cdot \left[ 1 - \frac{1708 \cdot (\sin(1.8 \cdot \beta))^{1.6}}{\cos \beta \cdot Ra_{air}} \right] \cdot a_1 + a_2 \quad (4.25)$$

Και τελικά προκύπτει για τον εσωτερικό συντελεστή συναγωγής ( $h_{in}$ ):

$$h_{in} = \frac{Nu_{air} \cdot k_{air}}{\delta_{pc}} \quad (4.26)$$

Στους παραπάνω υπολογισμούς οι ιδιότητες του αέρα λήφθηκαν στη μέση τιμή των θερμοκρασιών του καλύμματος και του απορροφητή.

Η μεταφορά θερμότητας ανάμεσα στο κάλυμμα και στο περιβάλλον πραγματοποιείται με εξαναγκασμένη συναγωγή. Συνεπώς, ο εξωτερικός συντελεστής συναγωγής ( $h_{out}$ ) που λαμβάνει μέρος στον υπολογισμό της συγκεκριμένης απώλειας δίνεται από τον ακόλουθο τύπο [4.10, 4.13]:

$$h_{out} = 5.7 + 3.8 \cdot U_{wind} \quad (4.27)$$

Στην παρούσα μελέτη, η ταχύτητα ανέμου λαμβάνεται ίση με 2.4 m/s που οδηγεί σύμφωνα με την εξίσωση 4.27 σε εξωτερικό συντελεστή συναγωγής περίπου ίσο με 15 W/m<sup>2</sup> °C, τιμή που είναι αποδεκτή.

Τέλος, οι απώλειες πυθμένος, λαμβάνοντας υπόψη τη θερμική αντίσταση της μόνωσης και την μεταφορά θερμότητας λόγω συναγωγής με το περιβάλλον (εξαναγκασμένη συναγωγή) προκύπτει η ακόλουθη σχέση:

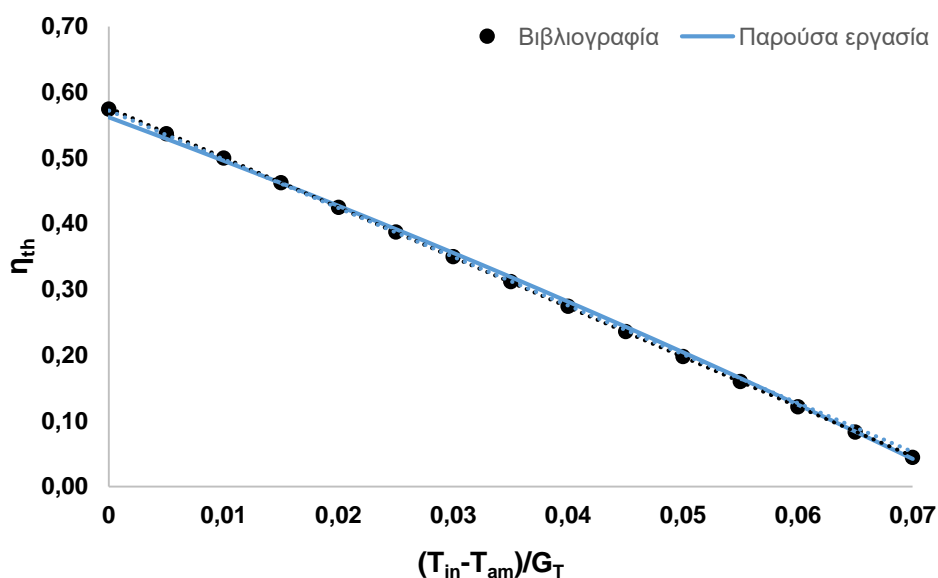
$$Q_{back} = N_{col} \cdot \frac{A_c \cdot (T_p - T_{am})}{\frac{1}{h_{out}} + \frac{L_{ins}}{k_{ins}}} \quad (4.28)$$

Η εξεταζόμενη ογκομετρική παροχή στην παρούσα εργασία είναι 2 lt/min στον ηλιακό συλλέκτη, μία αποδεκτή τιμή σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [4.14]

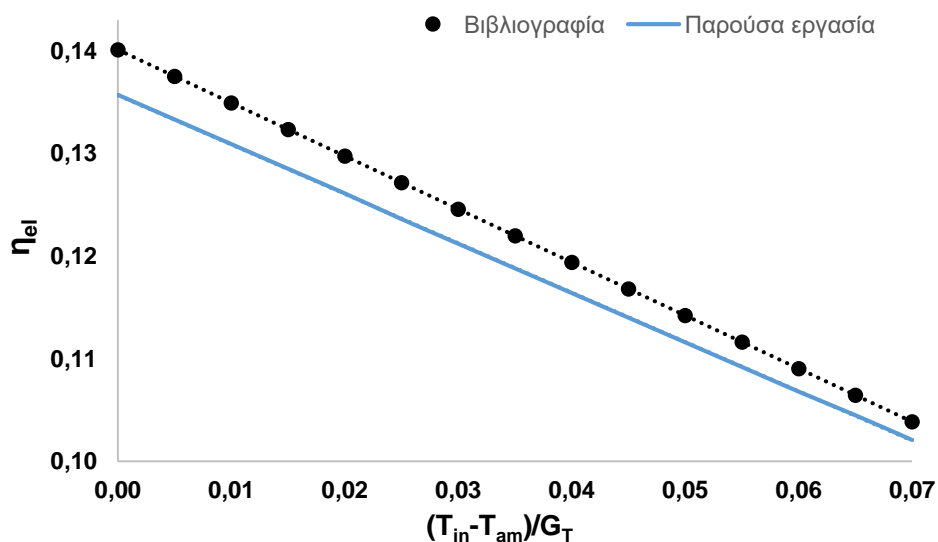
#### Επικύρωση του μοντέλου

Το μοντέλο που μελετήθηκε στην παρούσα εργασία επικυρώνεται με τη βιβλιογραφική μελέτη των Bhattarai et al. [4.15]. Στη μελέτη αυτή, οι ερευνητές εξέτασαν πειραματικά και υπολογιστικά έναν υβριδικό Φ/Β συλλέκτη με χαρακτηριστικά όπως αυτά που παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.1. Παρακάτω γίνεται σύγκριση μεταξύ των πειραματικών αποτελεσμάτων της βιβλιογραφίας [4.15] και των αποτελεσμάτων του μοντέλου που αναπτύχθηκε σε αυτή την εργασία. Στο διάγραμμα 4.1 παρουσιάζεται η απόκλιση της θερμικής απόδοσης μεταξύ των αποτελεσμάτων της παρούσας εργασίας

και της βιβλιογραφίας [4.15]. Αντίστοιχα, στο διάγραμμα 4.2 φαίνεται η απόκλιση της ηλεκτρικής απόδοσης ανάμεσα στις δύο προαναφερθείσες εργασίες. Όπως φαίνεται στα παραπάνω διαγράμματα, τα αποτελέσματα τόσο της θερμικής όσο και της ηλεκτρικής απόδοσης επικυρώνουν την ακρίβεια του ανεπτυγμένου μοντέλου. Ειδικότερα, η μέση απόκλιση του θερμικού βαθμού απόδοσης είναι περίπου 2%, ενώ του ηλεκτρικού περίπου 2.6%. Και οι δύο τιμές είναι αρκετά χαμηλές που δείχνουν σαφώς ότι η υιοθέτηση του ανεπτυγμένου θερμικού μοντέλου είναι αξιόπιστη.



**Εικόνα 4.3:** Απόκλιση του θερμικού βαθμού απόδοσης μεταξύ των αποτελεσμάτων της παρούσας μελέτης και της βιβλιογραφίας των Bhattarai et al. [4.15]



**Εικόνα 4.4:** Απόκλιση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης μεταξύ των αποτελεσμάτων της παρούσας μελέτης και της βιβλιογραφίας των Bhattarai et al. [4.15]

### 4.3 Εξεταζόμενο δοχείο αποθήκευσης

Η μοντελοποίηση του δοχείου αποθήκευσης βασίζεται στη μοντελοποίηση των θερμικών ζωνών που εφαρμόζεται συνήθως στις ηλιακές θερμικές εφαρμογές [4.12,

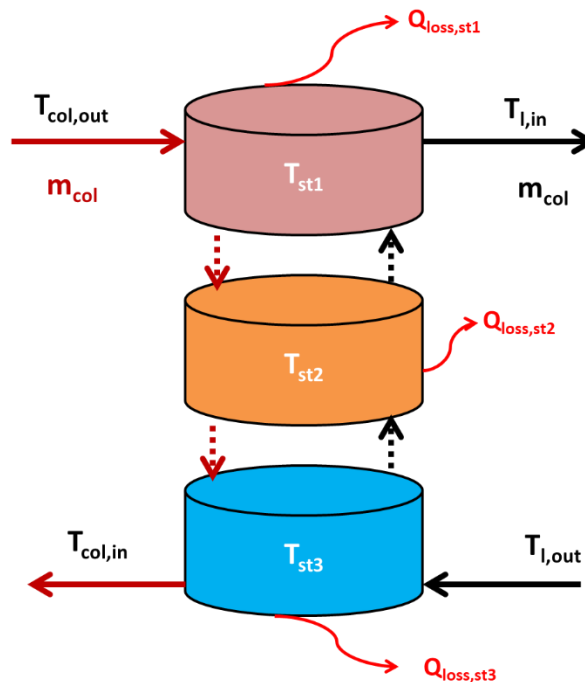
4.14]. Σύμφωνα με αυτό το μοντέλο, το δοχείο χωρίζεται σε τρεις οριζόντιες ζώνες, οι οποίες έχουν συνήθως το ίδιο ύψος. Η θερμοκρασία του ρευστού εντός των ζωνών θεωρείται ομοιόμορφη. Μεταξύ των γειτονικών ζωνών πραγματοποιούνται μεταφορά μάζας και θερμότητας και έτσι υπάρχει διαστρωμάτωση της θερμοκρασίας μέσα στο δοχείο. Το θερμότερο ρευστό, που έχει και τη μικρότερη πυκνότητα, λόγω άνωσης βρίσκεται στο ανώτερο μέρος του δοχείου, ενώ το ψυχρότερο, που έχει μεγαλύτερη πυκνότητα, αποθηκεύεται στο κατώτερο τμήμα του δοχείου.

#### Μαθηματική μοντελοποίηση

Το ισοζύγιο ενέργειας στο δοχείο αποθήκευσης παρουσιάζεται στην εξίσωση 4.29. Η ενέργεια που αποθηκεύεται στο δοχείο ( $Q_{st}$ ) είναι η διαφορά μεταξύ της ωφέλιμης ενέργειας που παρέχεται στο δοχείο από τον συλλέκτη ( $Q_u$ ), μείον το θερμικό φορτίο που προσφέρεται από δοχείο στην αντλία θερμότητας ( $Q_{load}$ ), μείον τις θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον ( $Q_{loss}$ ).

$$Q_{st} = Q_u - Q_{load} - Q_{loss} \quad (4.29)$$

Το δοχείο, οι εισοδοί και οι έξοδοί αυτού καθώς και η διαστρωμάτωσή του παρουσιάζονται στην εικόνα 4.3.



**Εικόνα 4.5:** Δοχείο αποθήκευσης

Η δεξαμενή θεωρείται κυλινδρική και ο όγκος της ( $V_T$ ) υπολογίζεται ως:

$$V_T = \frac{\pi \cdot D_T^2}{4} \cdot L_T \quad (4.30)$$

Τονίζεται ότι η διάμετρος της δεξαμενής ( $D_T$ ) έχει επιλεγεί να είναι ίση με το συνολικό ύψος ( $L_T$ ) [4.15], παραδοχή χωρίς σημαντική επίπτωση στα αποτελέσματα, όπως διαπιστώνεται με μία απλή ανάλυση ευαισθησίας. Ο όγκος του δοχείου έχει συνολικό

μέγεθος  $1 \text{ m}^3$ , και από αυτό προκύπτει ότι το μήκος και η διάμετρός του είναι περίπου  $1.1 \text{ m}$ .

Η ενεργειακή ισορροπία κάθε μίας από τις τρεις ζώνες ανάμειξης παρουσιάζεται στις εξισώσεις (4.32-4.34). Αυτές είναι παρόμοιες με την εξίσωση 4.29, αλλά παρουσιάζονται αναλυτικά και προσαρμοσμένες για κάθε ζώνη ξεχωριστά. Σημειώνεται ότι η θερμοκρασία του ανώτερου στρώματος του δοχείου ( $T_{S1}$ ) θεωρείται ίση με αυτή που προσδίδεται στην αντλία θερμότητας ( $T_{l,in}$ ) και η θερμοκρασία στο κατώτερο μέρος του δοχείου αποθήκευσης ( $T_{S3}$ ) ισούται με τη θερμοκρασία εισόδου στη συστοιχία των συλλεκτών ( $T_{in}$ ). Δηλαδή:

$$T_{S1} = T_{l,in} \quad (4.31)$$

$$T_{S3} = T_{in} \quad (4.32)$$

Και οι εξισώσεις κάθε ζώνης είναι:

$$\frac{\rho_f \cdot V_T}{3} \cdot C_{p,f} \cdot \frac{dT_{S1}}{dt} = \dot{m}_{col} \cdot C_{p,f} \cdot (T_{out} - T_{S1}) - \dot{m}_l \cdot C_{p,f} \cdot (T_{S2} - T_{S1}) - U_T \cdot A_{T1} \cdot (T_1 - T_{am}) \quad (4.33)$$

$$\frac{\rho_f \cdot V_T}{3} \cdot C_{p,f} \cdot \frac{dT_{S2}}{dt} = \dot{m}_{col} \cdot C_{p,f} \cdot (T_{S1} - T_{S2}) - \dot{m}_l \cdot C_{p,f} \cdot (T_{S3} - T_{S2}) - U_T \cdot A_{T1} \cdot (T_2 - T_{am}) \quad (4.34)$$

$$\frac{\rho_f \cdot V_T}{3} \cdot C_{p,f} \cdot \frac{dT_{S3}}{dt} = \dot{m}_{col} \cdot C_{p,f} \cdot (T_{S2} - T_{S3}) - \dot{m}_l \cdot C_{p,f} \cdot (T_{l,out} - T_{S3}) - U_T \cdot A_{T1} \cdot (T_3 - T_{am}) \quad (4.35)$$

Στην περίπτωση εξέτασης κατάστασης μόνιμων συνθηκών (steady state), ο πρώτος όρος της εξίσωσης (φορτίο που αποθηκεύεται) είναι μηδενικός, αφού δεν υπάρχει μεταβολή της θερμοκρασίας κάθε ζώνης.

Η εξωτερική επιφάνεια κάθε μίας από τις τρεις ζώνες ( $A_{Ti}$ ), η οποία λαμβάνει χώρα στον υπολογισμό των θερμικών απωλειών του δοχείου προς το περιβάλλον δίνεται στις ακόλουθες εξισώσεις:

$$A_{T1} = \frac{\pi \cdot D_T^2}{4} + \frac{\pi \cdot D_T \cdot L_T}{3} \quad (4.36)$$

$$A_{T2} = \frac{\pi \cdot D_T \cdot L_T}{3} \quad (4.37)$$

$$A_{T3} = \frac{\pi \cdot D_T^2}{4} + \frac{\pi \cdot D_T \cdot L_T}{3} \quad (4.38)$$

Ενώ ο συντελεστής θερμικής διαπερατότητας του δοχείου αποθήκευσης λαμβάνεται ίσος με  $0.5 \text{ W/m}^2$ , τιμή που λαμβάνεται από τη βιβλιογραφία.

Η μέση θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης ( $T_S$ ) είναι ίση με τη μέση τιμή των θερμοκρασιών των 3 επιπέδων, αφού όλες οι ζώνες περιλαμβάνουν την ίδια ποσότητα υγρού.

$$T_S = \frac{T_{S1} + T_{S2} + T_{S3}}{3} \quad (4.38)$$

### 4.3 Εξεταζόμενη αντλία θερμότητας

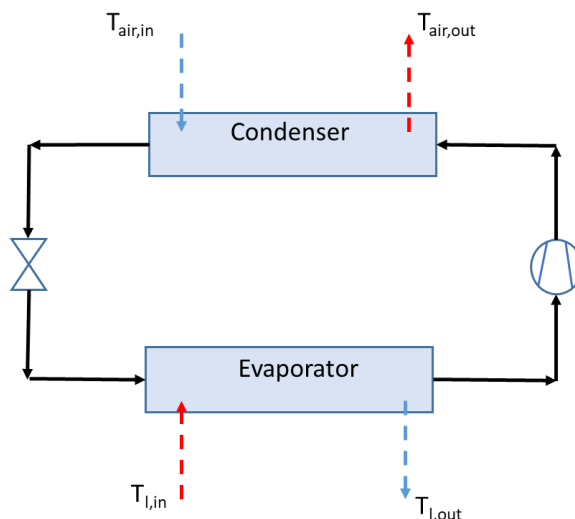
Η μοντελοποίηση της αντλίας θερμότητας περιλαμβάνει τον κλασικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών, όπως περιεγράφηκε στο Κεφάλαιο 3 της παρούσας εργασίας. Επιπρόσθετα, υπάρχει εντός του ατμοποιητή και ένας σπειροειδής σωλήνας (coil), στον οποίο ρέει το ρευστό που έρχεται από το δοχείο, και αποτελεί επί της ουσίας έναν εναλλάκτη θερμότητας. Ένας όμοιος σωλήνας βρίσκεται στο εσωτερικό του

συμπυκνωτή και συναλλάσσεται θερμότητα με τον αέρα του χώρου που πρόκειται να θερμανθεί. Η εγκατάσταση της αντλίας θερμότητας φαίνεται στην εικόνα 4.4.

#### Μαθηματική μοντελοποίηση

Η ισχύς που προσφέρεται από το δοχείο προς την αντλία, από την βασική ενεργειακή αρχή, δίνεται από τη σχέση:

$$Q_{ev} = \dot{m}_l \cdot C_{p,f} \cdot (T_{l,in} - T_{l,out}) \quad (4.39)$$



**Εικόνα 4.6:** Αντλία θερμότητας

Για την εύρεση της θερμοκρασία εξόδου το υγρού προς το δοχείο ( $T_{l,out}$ ) πρέπει να αναλυθεί η λειτουργία του σπειροειδούς εναλλάκτη εντός του ατμοποιητή. Ο βαθμός εκμεταλλευσιμότητάς του ( $\epsilon_{ev}$ ) ορίζεται ως ο λόγος της θερμοκρασιακής διαφοράς που επιτυγχάνεται ανάμεσα στην είσοδο και την έξοδο του ρευστού στον σπειροειδή σωλήνα προς τη μέγιστη δυνατή θεωρητική διαφορά που θα μπορούσε να επιτευχθεί, να αποκτήσει δηλαδή ίση θερμοκρασία με αυτή του ατμοποιητή.

$$\epsilon_{ev} = \frac{T_{l,in} - T_{l,out}}{T_{l,in} - T_{ev}} \quad (4.40)$$

Για τον βαθμό εκμεταλλευσιμότητας, όμως, ισχύει από μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες ατμοποίησης (και συμπύκνωσης) η παρακάτω σχέση που τον συσχετίζει με τον αριθμό μονάδων μεταφοράς του ατμοποιητή ( $NTU_{ev}$ ) [4.16].

$$\epsilon_{ev} = 1 - \exp(-NTU_{ev}) \quad (4.41)$$

Όπου ο αριθμός μονάδων μεταφοράς του ατμοποιητή δίνεται από τον ακόλουθο τύπο [4.16]:

$$NTU_{ev} = \frac{U_{ev} \cdot A_{ev}}{\dot{m}_l \cdot C_p} \quad (4.42)$$

όπου η επιφάνεια του εναλλάκτη δίνεται από τη σχέση:

$$A_{ev} = \pi \cdot D_i \cdot L_{ev} \quad (4.43)$$

όπου  $D_i$  η εσωτερική διάμετρος του σπειροειδούς σωλήνα, αυτή στην οποία δηλαδή ρέει το υγρό και  $L_{ev}$  το συνολικό μήκος του (ανεπτυγμένο). Η εσωτερική διάμετρος  $D_i$  έχει επιλεγεί 0.01 m (με πάχος 1 mm), ενώ το συνολικό μήκος ( $L_{ev}$ ) 12 m.

Ο συντελεστής θερμικής διαπερατότητας του ατμοποιητή ( $U_{ev}$ ), αμελώντας την αγωγή θερμότητας στο περίβλημά του σωλήνα, δίνεται από την από τη σχέση:

$$U_{ev} = \left( \frac{1}{h_{ref}} + \frac{1}{h_{lf}} \right)^{-1} \quad (4.44)$$

όπου  $h_{ref}$  ο συντελεστής συναγωγής του ψυκτικού μέσου που ρέει στον ατμοποιητή και  $h_{lf}$  ο συντελεστής συναγωγής του ρευστού που ρέει στον σπειροειδή σωλήνα. Για τον συντελεστή συναγωγής του ψυκτικού μέσου ( $h_{ref}$ ) λαμβάνεται από τη βιβλιογραφία [4.17] τιμή ίση με  $3000 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ . Για τον συντελεστή συναγωγής  $h_{lf}$  ισχύει η ακόλουθη σχέση [4.18]:

$$h_{lf} = \frac{Nu_{lf} \cdot k_f}{D_i} \quad (4.45)$$

όπου ο αριθμός Nusselt της ροής εντός του σπειροειδούς σωλήνα δίνεται από την σχέση (4.46) [4.18]:

$$Nu_{lf} = 0.023 \cdot Re_{lf}^{0.85} \cdot Pr_{lf}^{0.4} \cdot \left( \frac{D_i}{D_o} \right)^{0.1} \quad (4.46)$$

όπου  $Re_{lf}$  και  $Pr_{lf}$  ο αριθμός Reynolds και ο αριθμός Prandtl της ροής εντός του σπειροειδούς σωλήνα αντίστοιχα. Ο όρος  $D_o$  αναφέρεται στη διάμετρο του σπειρώματος και έχει επιλεγεί ίση με 0.1 m.

Συνδυάζοντας λοιπόν τις σχέσεις (4.39 – 4.41) προκύπτει η ακόλουθη σχέση για τη θερμότητα που παρέχεται στον ατμοποιητή ( $Q_e$ ) από το δοχείο:

$$Q_{ev} = \dot{m}_l \cdot c_{p,f} \cdot (T_{lin} - T_{ev}) \cdot \left[ 1 - \exp \left( \frac{(-UA)_{ev}}{m_l \cdot c_p} \right) \right] \quad (4.47)$$

όπου  $(UA)_{ev}$  ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του ατμοποιητή και ορίζεται ως το γινόμενο της επιφάνειας μετάδοσης θερμότητας του ( $A_{ev}$ ) και του συντελεστή θερμικής διαπερατότητας αυτού ( $U_{ev}$ ).

Συνεπώς αυτή η ισχύς παρέχεται στο ψυκτικό μέσο προκειμένου αυτό να ατμοποιηθεί στην επιλεγόμενη, ανάλογα με τις απαιτήσεις, πίεση και ισχύει:

$$Q_{ev} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) \quad (4.48)$$

όπου  $h_1$  και  $h_4$  οι ενθαλπίες των σημείων 1 και 4 του κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών όπως αναλύθηκε στην υποενότητα 3.3 της παρούσας εργασίας και  $\dot{m}_r$  η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου του κύκλου αυτού.

Η θερμότητα που παρέχεται στο κτήριο από τον συμπυκνωτή της αντλίας θερμότητας, δίνεται από τη σχέση:

$$Q_{heat} = \dot{m}_{air} \cdot c_{p,air} \cdot (T_{air\ in} - T_{air\ out}) \quad (4.49)$$

Όμοια με την εξίσωση (4.40) ο βαθμός εκμεταλλευσιμότητας του συμπυκνωτή δίνεται από τη σχέση:

$$\varepsilon_{cond} = \frac{T_{air,out} - T_{air,in}}{T_{cond} - T_{air,in}} \quad (4.50)$$

Εφαρμόζοντας τη μέθοδο του αριθμού μονάδων μεταφοράς για τον βαθμό εκμεταλλευσιμότητας του συμπυκνωτή ( $\varepsilon_{cond}$ ) όμοια με τις εξισώσεις (4.41 – 4.42) προκύπτει για τον συμπυκνωτή εξίσωση όμοια με την (4.47):

$$Q_{heat} = \dot{m}_{air} \cdot c_{p,air} \cdot (T_{air,in} - T_{con}) \cdot \left(1 - \exp\left[-\frac{(UA)_{cond}}{m_{air} \cdot c_{p,air}}\right]\right) \quad (4.51)$$

Για τον συντελεστή θερμικής διαπερατότητας του σπειροειδή εναλλάκτη που υπάρχει εντός του συμπυκνωτή και μεταφέρει τον αέρα του θερμαινόμενου χώρου ισχύει:

$$U_{cond} = \left(\frac{1}{h_{ref}} + \frac{1}{h_{air}}\right)^{-1} \quad (4.52)$$

όπου  $h_{ref}$  ο συντελεστής συναγωγής του ψυκτικού μέσου που ρέει στον ατμοποιητή και  $h_{air}$  ο συντελεστής συναγωγής του ρευστού που ρέει στον σπειροειδή σωλήνα. Για τον συντελεστή συναγωγής του ψυκτικού μέσου ( $h_{ref}$ ) λαμβάνεται από τη βιβλιογραφία [4.17] τιμή ίση με  $3000 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ . Για τον συντελεστή συναγωγής  $h_{air}$  ισχύει η ακόλουθη σχέση [4.18]:

$$h_{air} = \frac{Nu_{air} \cdot k_{air}}{D_i} \quad (4.53)$$

όπου ο αριθμός Nusselt της ροής εντός του σπειροειδούς σωλήνα δίνεται από την σχέση (4.46) [4.18]:

$$Nu_{air} = 0.023 \cdot Re_{air}^{0.85} \cdot Pr_{air}^{0.4} \cdot \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^{0.1} \quad (4.54)$$

όπου  $Re_{air}$  και  $Pr_{air}$  ο αριθμός Reynolds και ο αριθμός Prandtl της ροής του αέρα εντός του σπειροειδούς σωλήνα αντίστοιχα.

Ενώ για την επιφάνεια συναλλαγής του εναλλάκτη αυτού ισχύει:

$$A_{con} = \pi \cdot D_i \cdot L_{cond} \quad (4.55)$$

Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του συμπυκνωτή  $(UA)_{con}$  που λαμβάνει μέρος στην εξίσωση (4.51) έχει επιλεγεί ίσος με  $1000 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Αυτή η ισχύς παρέχεται από το ψυκτικό μέσο προκειμένου αυτό να συμπυκνωθεί στην επιλεγόμενη, ανάλογα με τις απαιτήσεις, πίεση και ισχύει:

$$Q_{heat} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) \quad (4.56)$$

όπου  $h_2$  και  $h_3$  οι ενθαλπίες των σημείων 2 και 3 του κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών όπως αναλύθηκε στην Παράγραφο 3.3 της παρούσας εργασίας.

Σημειώνεται πως η εκτονωτική βαλβίδα της διάταξης της αντλίας θερμότητας είναι αδιαβατική, συνεπώς η πτώση πίεσης είναι ισηθαλπική. Άρα:

$$h_3 = h_4 \quad (4.57)$$

Η ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνεται από τον συμπιεστή της εγκατάστασης δίνεται από τη σχέση:

$$P_{el, hp} = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{comp}} \quad (4.58)$$

όπου  $\eta_{comp}$  ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή ο οποίος επιλέχθηκε ίσος με 85%.

Στη διεργασία εντός του συμπιεστή παρουσιάζεται αύξηση της εντροπίας (όπως επιτάσσει ο 2<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος), οπότε ορίζεται ο ισηντροπικός βαθμός απόδοσης ως ο λόγος της διαφοράς της ενθαλπίας που θα είχε το ρευστό μετά τον συμπιεστή, αν η μεταβολή γινόταν ισηντροπικά, με αυτή της κατάστασης προ του συμπιεστή προς την πραγματική διαφορά των ενθαλπιών στις δύο θέσεις. Έτσι:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.59)$$

Ο ισηντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή ( $\eta_{is}$ ) όμως εξαρτάται και από τον λόγο πίεσης που καλείται να διαχειριστεί ο συμπιεστής [4.19]. Η σχέση που συνδέει τα δύο μεγέθη είναι η ακόλουθη:

$$\eta_{is} = 0.874 - 0.0135 \cdot \pi_c \quad (4.60)$$

όπου  $\pi_c$  ο λόγος πίεσης που καλείται να διαχειριστεί ο συμπιεστής.

Η παραγωγή/κατανάλωση της καθαρής ηλεκτρικής ενέργειας του δικτύου ( $P_{grid}$ ) υπολογίζεται εφαρμόζοντας ισοζύγιο ενέργειας στον inverter:

$$P_{grid} = \eta_{inv} \cdot P_{el} - P_{el, hp} \quad (4.61)$$

όπου  $\eta_{inv}$  ο βαθμός απόδοσης του inverter που καθορίζει το ποσοστό της ηλεκτρικής ενέργειας συνεχούς ρεύματος που μετατρέπεται σε εναλλασσόμενο. Στην παρούσα εργασία επιλέχθηκε ίσος με 90%, τυπική τιμή για τέτοιου είδους συσκευές. Όταν η καθαρή ηλεκτρική ενέργεια του δικτύου ( $P_{grid}$ ) λαμβάνει θετικές τιμές, υπάρχει περίσσεια ενέργειας η οποία πωλείται στο δίκτυο, ενώ όταν λαμβάνει αρνητικές τιμές, υπάρχει ανάγκη αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας από το δίκτυο.

Τέλος, ορίζεται ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς (COP) της αντλίας που ορίζεται ως ο λόγος της ωφέλιμης παραγόμενης θερμότητας που παράγεται από την αντλία ( $Q_{heat}$ ) προς την ηλεκτρική ισχύ που αυτή καταναλώνει ( $P_{el, hp}$ ):

$$COP = \frac{Q_{heat}}{P_{el, hp}} \quad (4.62)$$

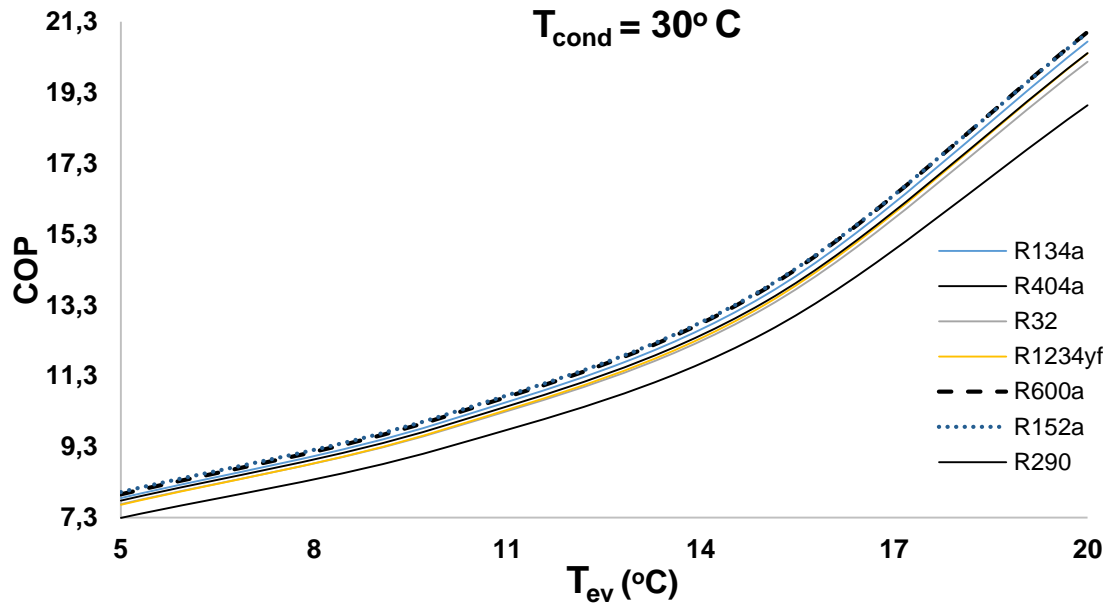
#### Παραμετρική ανάλυση εργαζόμενων μέσων

Για την επιλογή του εργαζόμενου μέσου της αντλίας θερμότητας εξετάστηκαν ορισμένα εργαζόμενα μέσα με σκοπό να επιλεγεί αυτό που μπορεί να δώσει τα υψηλότερα ποσά θερμότητας με την χαμηλότερη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας υπό τις συνθήκες που λειτουργεί μία ηλιακά υποβοηθούμενη αντλία θερμότητας. Συνεπώς, ο δείκτης που χρειάζεται να είναι μέγιστος για να επιλεγεί το εργαζόμενο

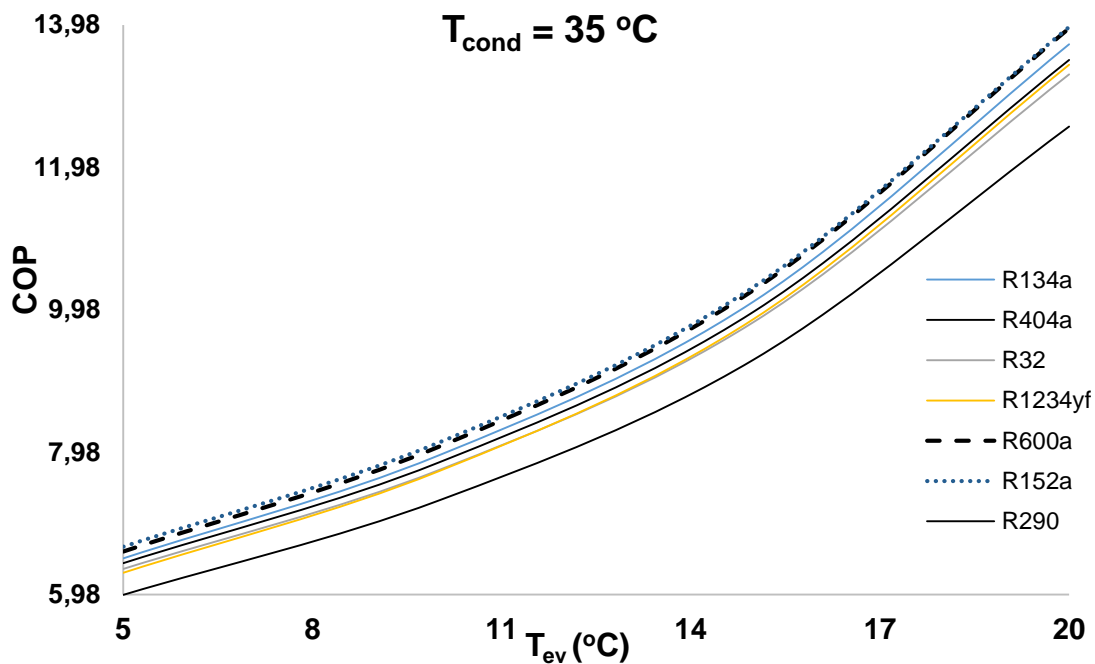


μέσο είναι ο COP. Τα ψυκτικά μέσα που μελετήθηκαν είναι τα: R134a, R404a, R32, R1234yf, R600a, R152a, R290.

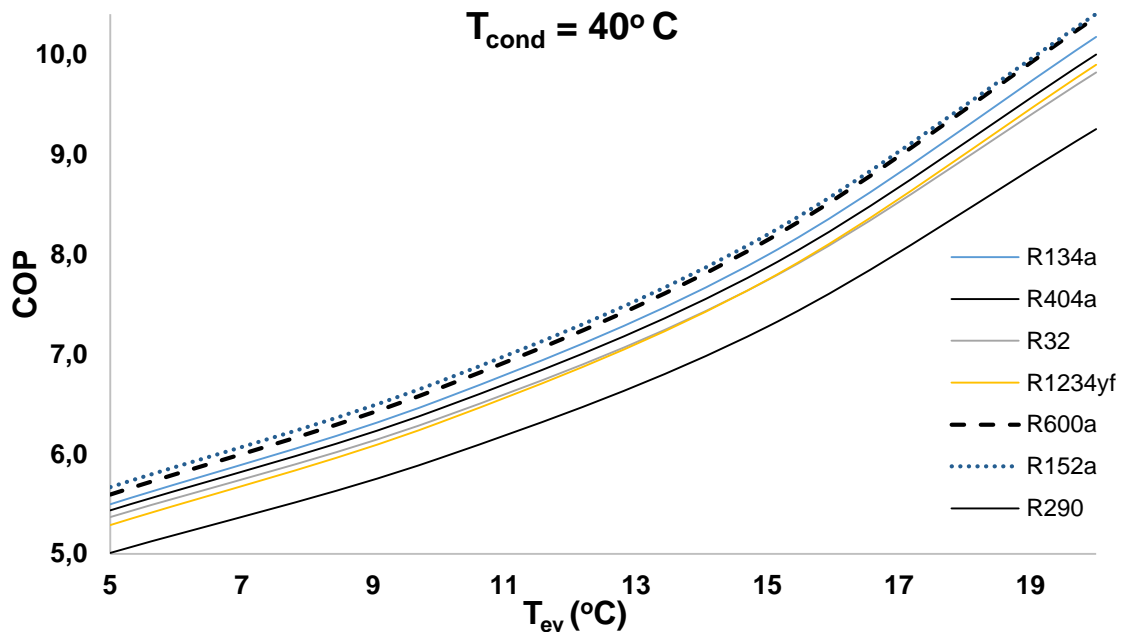
Οι παράμετροι σύμφωνα με τις οποίες μελετήθηκε η συμπεριφορά κάθε εργαζόμενου μέσου είναι η θερμοκρασία του ατμοποιητή ( $T_{ev}$ ) και η θερμοκρασία του ατμοποιητή ( $T_{cond}$ ). Η  $T_{ev}$  εξετάστηκε για τιμές από 5 έως 25° C, ενώ η  $T_{cond}$  για τις τιμές 30, 35 και 40° C. Τα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζουν τα αποτελέσματα της παραμετρικής αυτής ανάλυσης:



Εικόνα 4.7: Καμπύλες COP συναρτήσει της θερμοκρασίας του ατμοποιητή για κάθε εξεταζόμενο εργαζόμενο μέσο με θερμοκρασία συμπυκνωτή 30° C.



Εικόνα 4.8: Καμπύλες COP συναρτήσει της θερμοκρασίας του ατμοποιητή για κάθε εξεταζόμενο εργαζόμενο μέσο με θερμοκρασία συμπυκνωτή 35° C.



**Εικόνα 4.9:** Καμπύλες COP συναρτήσεως της θερμοκρασίας του ατμοποιητή για κάθε εξεταζόμενο εργαζόμενο μέσο με θερμοκρασία συμπυκνωτή 40° C.

Συνεπώς, από την ανωτέρω παραμετρική ανάλυση των εργαζόμενων μέσων της αντλίας θερμότητας προκύπτει ότι αυτό που αποδίδει το μέγιστο COP, για τις συνθήκες που εξετάστηκαν και σχετίζονται με τη λειτουργία της, είναι το R152a. Με τη χρήση αυτού θα μελετηθεί, λοιπόν, η λειτουργία της αντλίας.

#### 4.5 Χρήση νανορευστών στο σύστημα

Πολλές τεχνικές έχουν εφαρμοστεί τα τελευταία χρόνια προκειμένου να αυξηθεί η απόδοση των υβριδικών Φ/Β συστοιχιών. Από τις πιο συνηθισμένες τεχνικές είναι η χρήση νανορευστών ως ρευστών εργασίας σε αυτές [4.20-4.23]. Τα νανορευστά δημιουργούνται με κατάλληλη διασπορά ρινισμάτων μετάλλων (νανοσωματίδια), όπως Cu, CuO, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, SiO<sub>2</sub>, TiO<sub>2</sub> και Fe μέσα σε ένα ρευστό βάσης, όπως νερό ή θερμικό έλαιο. Η βασική ιδέα είναι η προσπάθεια αύξησης των θερμικών ιδιοτήτων και της πυκνότητας του ρευστού προκειμένου να ενισχυθούν οι συνθήκες μεταφοράς θερμότητας της ροής. Η χρήση νανοϋλικών είναι μία τεχνική που αυξάνει τη θερμική απόδοση του συλλέκτη, ενώ ταυτόχρονα συμβάλλει στην αποτελεσματική ψύξη των φωτοβολταϊκών κυψελών. Οι Khanjari et al [4.24] εξέτασαν τη χρήση νανοσωματιδίων Ag (φ=10%) σε νερό οδήγησε σε βελτίωση της παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος κατά 3.9% και της θερμικής κατά 12.43%. Από την άλλη πλευρά, στην ίδια μελέτη η χαμηλότερη ενίσχυση παρατηρήθηκε με χρήση Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (φ=10%) με 1.83% στην ηλεκτρική απόδοση και 4.54% στη θερμική. Οι Xu και Kleinstreuer [4.25] διερεύνησαν τη συμπεριφορά του συστήματος με χρήση νανοσωματιδίου Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> σε νερό (φ=5%) και απέδειξαν ηλεκτρική ενίσχυση κατά 9.72%, χωρίς όμως κάποια θερμική ενίσχυση. Οι ίδιοι ερευνητές [4.26] απέδειξαν ότι ακόμα χαμηλότερη συγκέντρωση (φ=4%) Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> σε νερό οδηγεί σε ακόμα χαμηλότερη αύξηση ηλεκτρικής παραγωγής, κατά 1.45% σε

σχέση με το καθαρό νερό, ενώ συνεχίζει να μην υπάρχει αύξηση της θερμικής απολαβής του ρευστού. Οι Ghadiri et al. [4.27] εξέτασαν τη χρήση ρινισμάτων  $Fe_3O_4$  ( $\varphi=3\%$ ) στο νερό και τελικά κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι επιφέρει ηλεκτρική βελτίωση κατά 4.93% και θερμική βελτίωση 46.29%. Οι Al-Shamani et al. [4.28] εξέτασαν τρία διαφορετικά νανοσωματίδια με συγκέντρωση 1%. Τα αποτελέσματα της έρευνας αυτής έδειξαν ότι το  $SiC$  οδηγεί σε ηλεκτρική ενίσχυση 42.97% και θερμική 13.16%, ενώ τα  $SiO_2$  και  $TiO_2$  επιφέρουν μικρότερες βελτιώσεις. Οι Rejeb et al. [4.10] πραγματοποίησαν μία ενδιαφέρουσα μελέτη σχετικά με τη χρήση του  $Al_2O_3$  και  $Cu$  ( $\varphi=0.4\%$ ) σε θερμοφωτοβολταϊκά. Σε αυτή αποδείχθηκε ότι τα νανοσωματίδια  $Cu$  οδηγούν σε υψηλότερες ηλεκτρικές και θερμικές βελτιώσεις (0.77% και 79.77% αντίστοιχα) σε σχέση με το  $Al_2O_3$  (0.15% και 8.88% αντίστοιχα). Επιπλέον, είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι τα νανοσωματίδια του  $Ag$  και του  $Cu$  οδηγούν σε πολύ καλύτερα αποτελέσματα σε σχέση με άλλα είδη που χρησιμοποιούνται συνήθως, σύμφωνα με τις μελέτες [4.29, 4.30]. Μία άλλη ενδιαφέρουσα μελέτη έδειξε ότι υψηλότερες ποσότητες νανοσωματιδίων μπορούν να οδηγήσουν σε υψηλότερες θερμικές και εξεργειακές επιδόσεις [4.29]. Οι Khanjari et al. [4.31] απέδειξαν ότι η χρήση ρινισμάτων  $Al_2O_3$  μέσα στο νερό οδηγεί πάντα σε υψηλότερες θερμικές επιδόσεις μέσα σε ένα υβριδικό φωτοβολταϊκό σύστημα. Συγκεκριμένα, εξέτασαν διάφορες εντάσεις ηλιακής ακτινοβολίας και ποσότητες παροχής του ρευστού εισόδου, προκειμένου να διεξάγουν μία παραμετρική μελέτη.

Όπως φαίνεται από τις προαναφερθείσες βιβλιογραφικές αναφορές, η χρήση νανοϋλικών βελτιώνει τόσο την ηλεκτρική, όσο και τη θερμική απόδοση ενός υβριδικού φωτοβολταϊκού πάνελ. Ωστόσο, για την περαιτέρω διεύρυνση της χρήσης των νανορευστών πρέπει να λυθούν προβλήματα όπως το υψηλό κόστος παρασκευής τους, διάφορα ζητήματα που αφορούν την ευστάθεια (stability) τους, όπως η πιθανότητα δημιουργίας συσσωματωμάτων (agglomeration) που διαφοροποιεί τις ιδιότητές τους καθώς και η εξειδίκευση και η μεγάλη προσοχή που απαιτείται για την παρασκευή τους. Ως επί το πλείστον, οι μελέτες της βιβλιογραφίας επικεντρώνεται στον προσδιορισμό της απόδοσης του συστήματος με νανοϋλικά και όχι στην ημερήσια απόδοση μιας ολοκληρωμένης θερμοφωτοβολταϊκής συστοιχίας συλλεκτών με κάποιο δοχείο αποθήκευσης που λειτουργεί με νανοϋλικό, πολλώ δε μάλλον το δοχείο αυτό να τροφοδοτεί κάποιο θερμικό φορτίο, όπως μία αντλία θερμότητας. Στην παρούσα εργασία θα μελετηθεί η χρήση των νανοϋλικών σε όλο το σύστημα (με εξαίρεση τον κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών της αντλίας, όπου χρησιμοποιείται R152a, όπως αναλύθηκε ανωτέρω). Τα νανοσωματίδια που μελετήθηκαν για την πιθανή βελτίωση των θερμικών και των ηλεκτρικών επιδόσεων του συλλέκτη είναι:  $Cu$ ,  $Al_2O_3$ ,  $SiO_2$ ,  $TiO_2$ . Λόγω των χαμηλών βελτιώσεων που επέφεραν τα δύο τελευταία νανοϋλικά, μόνο τα δύο πρώτα μελετήθηκαν και στο κομμάτι του δοχείου και της μεταφοράς της θερμικής ενέργειας του στην αντλία θερμότητας.

### Μαθηματική μοντελοποίηση

Οι θερμικές ιδιότητες των νανορευστών υπολογίζονται χρησιμοποιώντας βιβλιογραφικές εξισώσεις. Οι θερμικές ιδιότητες των νανοϋλικών (nf) υπολογίζονται

σε κάθε περίπτωση ως συνάρτηση των θερμικών ιδιοτήτων του ρευστού βάσης (bf) και αυτών των νανοϋλικών (np). Στην παρούσα εργασία το ρευστό βάσης είναι πάντα το νερό. Η ογκομετρική συγκέντρωση ( $\varphi$ ) είναι μία σημαντική παράμετρος στον υπολογισμό των θερμικών ιδιοτήτων, όπως και η διάμετρος των νανοσωματιδίων ( $d_p$ ). Οι θερμικές ιδιότητες των υλικών που χρησιμοποιούνται ως νανοϋλικά φαίνονται στον Πίνακα 4.2.

Νανοσωματίδιο	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	k (W/m °C)	Cp (kJ/kg °C)
Cu	8933	401	0.385
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	3970	40	0.765
SiO <sub>2</sub>	2400	1.4	0.705
TiO <sub>2</sub>	4250	8.95	0.686

Πίνακας 4.2: Θερμικές ιδιότητες νανοσωματιδίων

Η πυκνότητα των νανορευστών δίνεται από τη σχέση [4.32]:

$$\rho_{nf} = \varphi \cdot \rho_{np} + (1 - \varphi) \cdot \rho_{bf} \quad (4.62)$$

Η ειδική θερμοχωρητικότητα τους υπολογίζεται σύμφωνα με την ακόλουθη εξίσωση [4.31]:

$$c_{p,nf} = \frac{\varphi \cdot \rho_{np} \cdot c_{p,np} + (1 - \varphi) \cdot \rho_{bf} \cdot c_{p,bf}}{\rho_{nf}} \quad (4.63)$$

Η θερμική αγωγιμότητα του νανορευστού υπολογίζεται χρησιμοποιώντας τις εμπειρικές σχέσεις του Corcione [4.33]:

$$k_{nf} = k_{np} \cdot \left( 1 + 4.4 \cdot Re_{np}^{0.4} \cdot Pr_{nf}^{0.66} \cdot \left( \frac{T_{fm} + 273}{273} \right)^{10} \cdot \left( \frac{k_{np}}{k_{bf}} \right)^{0.03} \cdot \varphi^{0.66} \right) \quad (4.64)$$

όπου για τον Reynolds του νανοσωματιδίου ισχύει:

$$Re_{np} = \frac{2 \cdot \rho_f \cdot k_b \cdot T}{\pi \cdot \mu_f^2 \cdot d_p} \quad (4.65)$$

όπου  $k_b$  η σταθερά του Boltzmann η οποία ισούται με  $1.38066 \cdot 10^{-23}$ , ενώ για τον αριθμό Prandtl ισχύει η σχέση (4.18).

Η δυναμική συνεκτικότητα του νανορευστού υπολογίζεται επίσης από ημιεμπειρική σχέση του Corcione [4.32]:

$$\mu_{nf} = \mu_{np} \cdot \left( 1 - 34.87 \cdot \left( \frac{d_f}{d_p} \right)^{0.3} \cdot \varphi^{1.03} \right)^{-1} \quad (4.65)$$

όπου η ισοδύναμη διάμετρος του ρευστού βάσης ( $d_f$ ) υπολογίζεται από τη σχέση:

$$d_f = 0.1 \cdot \left( \frac{6 \cdot MB}{N_A \cdot \pi \cdot \rho_{bf,ref}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.66)$$

όπου οι όροι που χρησιμοποιούνται στην παραπάνω εξίσωση είναι: το μοριακό βάρος (MB), ο αριθμός Avogadro ( $N_A$ ) και η πυκνότητα του ρευστού βάσης στη θερμοκρασία αναφοράς ( $\rho_{bf,ref}$ ) των 25° C.

Οι εξισώσεις του Corcione [4.33] σχετικά με τη θερμική αγωγιμότητα και την δυναμική συνεκτικότητα υπό υποθέσεις εργασίας για συγκέντρωση νανοσωματιδίων έως 2%.

Στην παρούσα εργασία μελετήθηκε μέγιστη δυνατή (για να ισχύουν οι εξισώσεις το Corcione) συγκέντρωση 2% και αυτό γιατί, σύμφωνα με μελέτες [4.34], η αύξηση της συγκέντρωσης οδηγεί σε αύξηση των θερμικών ιδιοτήτων και κατ' επέκταση σε ευνοϊκότερα αποτελέσματα. Επιπλέον, η διάμετρος των νανοσωματιδίων, η οποία συμμετέχει στις σχέσεις του Corcione, έχει επιλεγεί ίση με 50 nm.

Όπως αναφέρθηκε και στην παράγραφο 4.2, η ροή είναι στρωτή ( $Re < 2300$ ) σε όλες τις μελετούμενες περιπτώσεις. Έτσι ο αριθμός Nusselt της ροής λαμβάνεται από τη βιβλιογραφία.

Για το νανορευστό νερού/Cu χρησιμοποιείται η εξίσωση των Li και Xuan [4.35]. Η εξίσωση αυτή θεωρείται έγκυρη για συγκεντρώσεις έως 2%:

$$Nu_f = 0.4328 \cdot (1 + 11.285 \cdot \phi^{0.754} \cdot Pe_d^{0.218}) \cdot Re_{nf}^{0.333} \cdot Pr_{nf}^{0.4} \quad (4.67)$$

όπου για τον αριθμό Peclet ισχύει:

$$Pe_d = \frac{u_m \cdot d_p}{\rho_{nf} \cdot c_{p,nf}} \quad (4.68)$$

με  $u_m$  τη μέση ταχύτητα της ροής στον αγωγό.

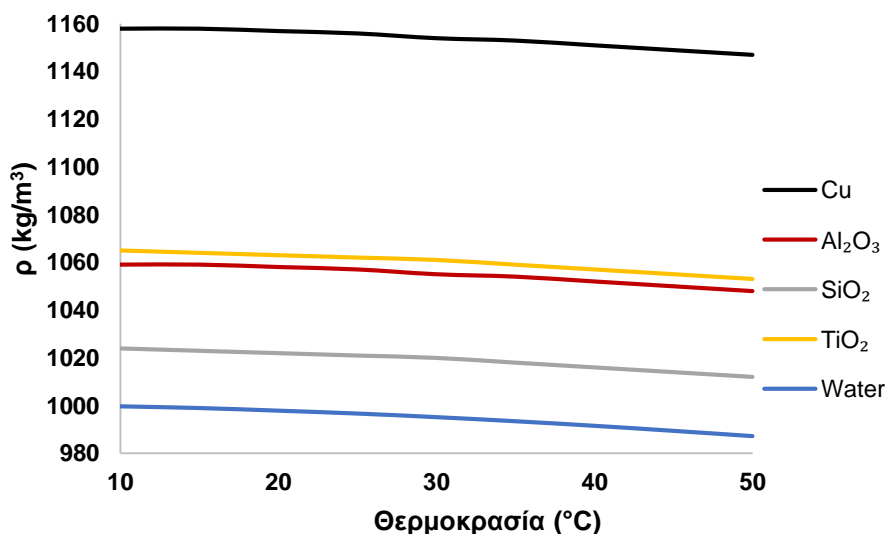
Για το νανορευστό νερού/ $Al_2O_3$ , η εξίσωση που προτείνεται από τους Maiga et al. [4.36] είναι η ακόλουθη:

$$Nu_f = 0.086 \cdot Re_{nf}^{0.55} \cdot Pr_{nf}^{0.5} \quad (4.69)$$

Για τα νανορευστά νερού/ $SiO_2$  και νερού/ $TiO_2$  χρησιμοποιήθηκε η εξής γενική εξίσωση [4.9]:

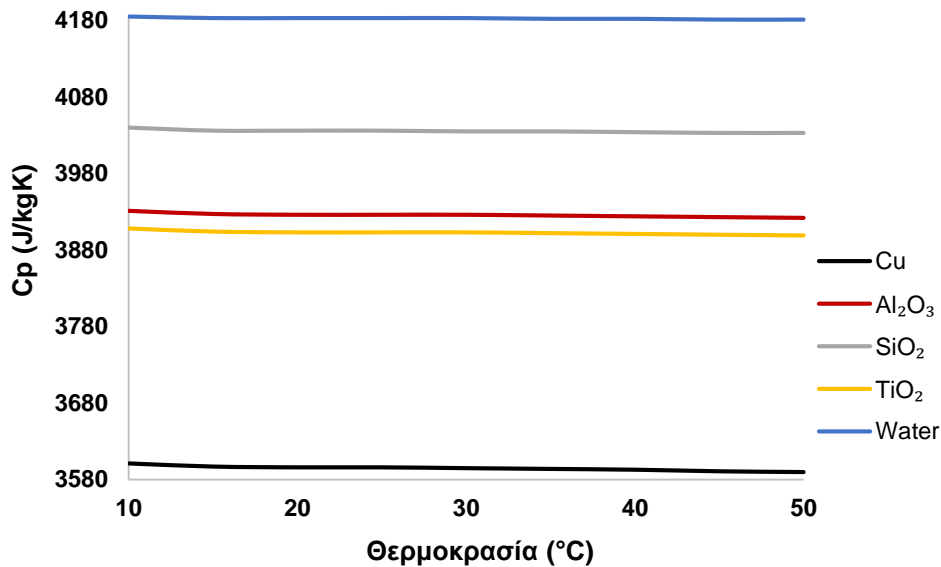
$$Nu_f = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot \left(\frac{D_{in} \cdot Re_f \cdot Pr_f}{L}\right)}{1 + 0.04 \cdot \left(\frac{D_{in} \cdot Re_f \cdot Pr_f}{L}\right)^{\frac{2}{3}}} \quad (4.70)$$

Οι θερμικές ιδιότητες των εξεταζόμενων νανοϋλικών με ογκομετρική σύσταση 2% παρουσιάζονται στις εικόνες 4.10-4.13 Οι ιδιότητες του νερού έχουν ληφθεί από τις βιβλιοθήκες του EES [4.37], οι οποίες χρησιμοποιούν τη βιβλιογραφία [4.38].



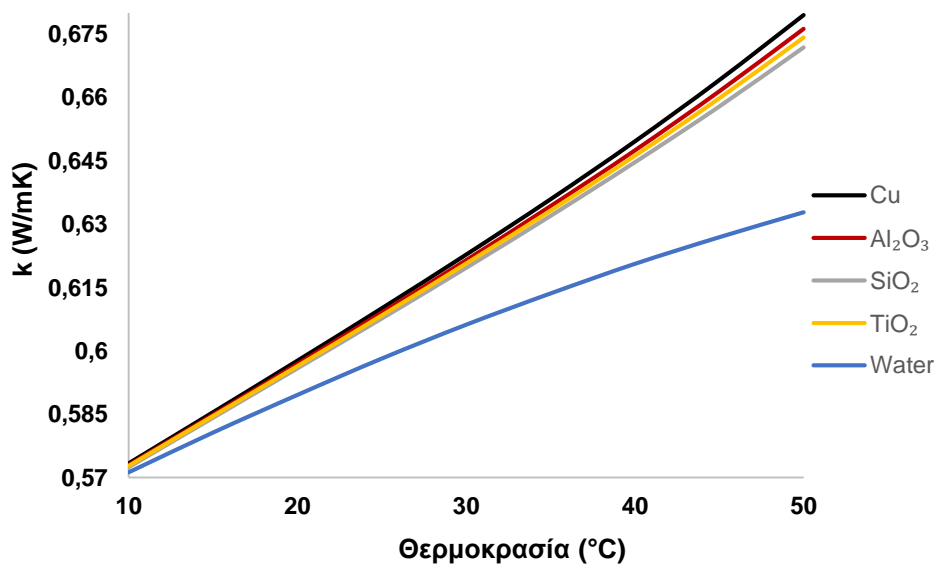
**Εικόνα 4.10:** Πυκνότητα των εξεταζόμενων εργαζόμενων μέσων για συγκέντρωση 2% σε νανοϋλικά

Στο παραπάνω διάγραμμα φαίνεται πως όλα τα νανορευστά έχουν μεγαλύτερη πυκνότητα από το καθαρό νερό. Αυτό οφείλεται στην αυξημένη στην αυξημένη πυκνότητα των νανοσωματιδίων. Το νανορευστό νερού/Cu παρουσιάζει τη μέγιστη πυκνότητα και ακολουθούν κατά σειρά τα νανορευστά νερού/TiO<sub>2</sub>, νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> και νερού/SiO<sub>2</sub>.



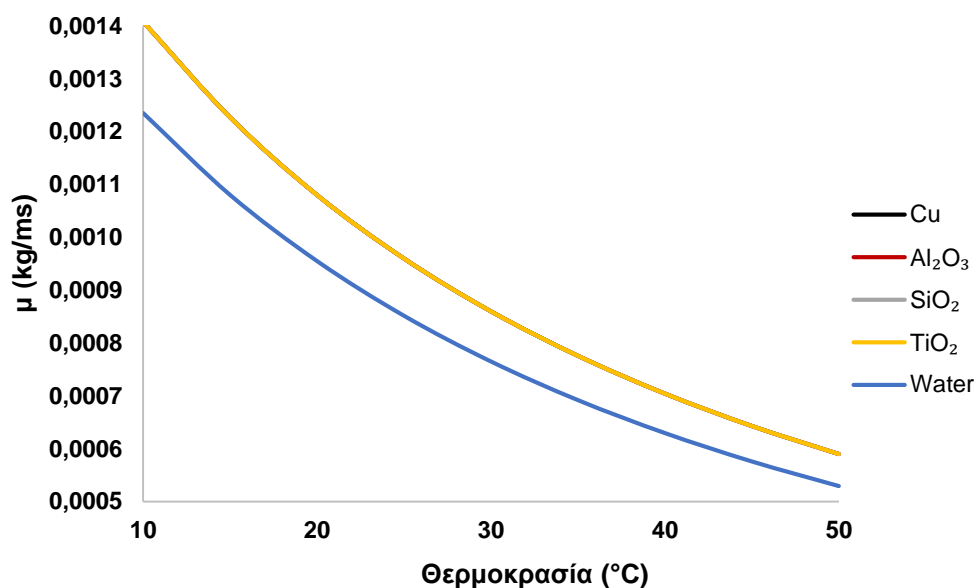
**Εικόνα 4.11:** Ειδική θερμοχωρητικότητα των εξεταζόμενων εργαζόμενων μέσων για συγκέντρωση 2% σε νανοϋλικά

Το διάγραμμα 4.7 απεικονίζει την ειδική θερμοχωρητικότητα, η οποία είναι μικρότερη σε σχέση με το καθαρό νερό. Το νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> έχει τη μεγαλύτερη ειδική θερμοχωρητικότητα από τα νανοϋλικά, ενώ το νανορευστό νερού/Cu. Ωστόσο, το τελευταίο παρουσιάζει το μεγαλύτερο γινόμενο πυκνότητας επί ειδική θερμοχωρητικότητα, που είναι ένα κρίσιμο μέγεθος στη μεταφορά θερμότητας.



**Εικόνα 4.12:** Θερμική αγωγιμότητα των εξεταζόμενων εργαζόμενων μέσων για συγκέντρωση 2% σε νανοϋλικά

Στο διάγραμμα 4.8 αποδεικνύεται ότι όλα τα νανορευστά έχουν αυξημένη θερμική αγωγιμότητα σε σχέση με το καθαρό νερό, με το νανορευστό νερού/Cu να δίνει τη μεγαλύτερη βελτίωση.



**Εικόνα 4.13:** Δυναμική συνεκτικότητα των εξεταζόμενων εργαζόμενων μέσων για συγκέντρωση 2% σε νανοϋλικά

Τέλος, το παραπάνω σχήμα καταδεικνύει ότι τα νανορευστά έχουν αυξημένη δυναμική συνεκτικότητα σε σχέση με το νερό και είναι ίδια για κάθε θερμοκρασία, γιατί το μοντέλο το Corcione που παρουσιάστηκε δίνει ίδια δυναμική συνεκτικότητα για όλα τα νανορευστά που έχουν ίδια διάμετρο νανοσωματιδίων και ίδιο ρευστό βάσης. Έτσι και στην παρούσα εργασία, που έχει θεωρηθεί κοινή διάμετρος (50 nm) για όλα τα νανοσωματίδια.

#### 4.6 Μετεωρολογικά δεδομένα

Τα δεδομένα του καιρού που εφαρμόστηκαν στην παρούσα διπλωματική εργασία αφορούν τις κλιματικές συνθήκες στην Αθήνα, Ελλάδα (37°59'N, 23°44'E). Για κάθε μήνα επιλέγεται μία τυπική ημέρα, σύμφωνα με τα πρότυπα της ASHRAE, η οποία θεωρείται η πλέον κατάλληλη για εξέταση. Για αυτές τις μέρες υπολογίζονται ορισμένες παράμετροι, οι οποίες παίζουν καθοριστικό ρόλο στη διαμόρφωση των μετεωρολογικών συνθηκών. Η ηλιακή απόκλιση ( $\delta$ ) υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση [4.39]:

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{284+n}{365}\right) \quad (4.71)$$

όπου  $n$  ο αριθμός της ημέρας του έτους (με τιμές από 1-365).

Η διάρκεια της ημέρας σε ώρες ( $N_D$ ) υπολογίζεται από τη σχέση [4.35]:

$$N_D = \frac{2}{15} \cdot \arccos(-\tan \varphi_0 \cdot \tan \delta) \quad (4.72)$$

όπου  $\varphi_0$  το γεωγραφικό πλάτος της προς μελέτη περιοχής και  $\delta$  η ηλιακή απόκλιση.

Η θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια της ημέρας δίνεται σύμφωνα με την εξίσωση 4.73 [4.40]. Η εξίσωση αυτή υποθέτει μέγιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος στις 14:00, που θεωρείται μία αποδεκτή υπόθεση.

$$T_{am} = \bar{T}_{am} + \frac{DR}{2} \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t_h - \frac{N_D - 2}{2}}{24}\right) \quad (4.73)$$

όπου:  $\bar{T}_{am}$  η μέση τιμή της θερμοκρασίας του μήνα (°C), DR η διακύμανση της θερμοκρασίας (°C) και  $t_h$  η χρονική στιγμή (hr) κατά τη διάρκεια της ημέρας στην οποία υπολογίζεται η θερμοκρασία.

Η ηλιακή ακτινοβολία για κάθε στιγμή υπολογίζεται σύμφωνα με την ακόλουθη εξίσωση:

$$G_T = \frac{\pi \cdot H_T \cdot 10^3}{2 \cdot N_D} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot t_h}{N_D}\right) \quad (4.74)$$

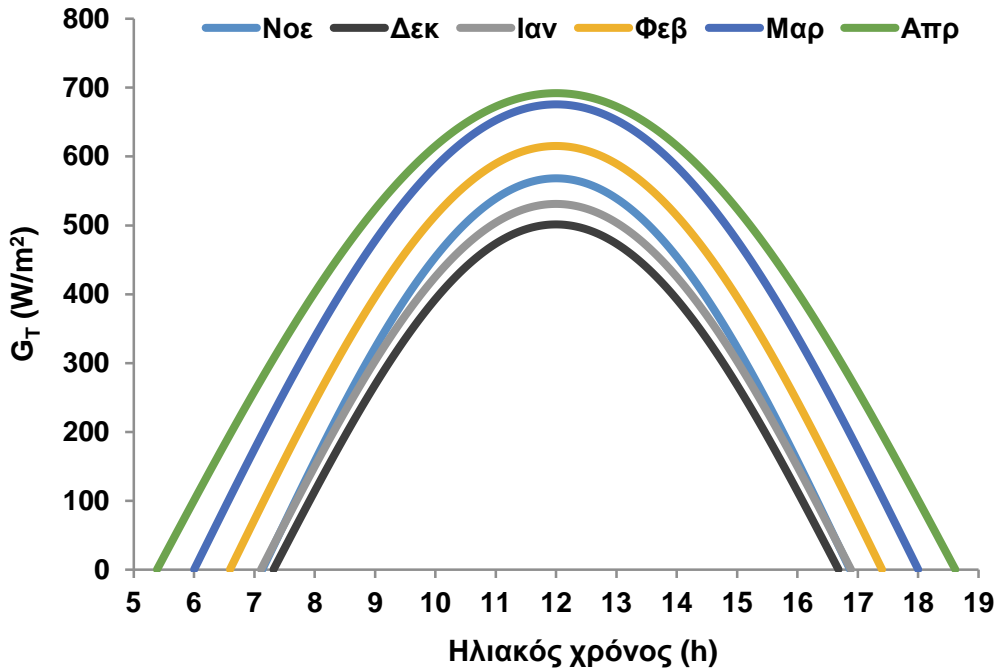
Η θεώρηση αυτή υποθέτει ότι η πρόσπτωση της ηλιακής ακτινοβολίας στο επίπεδο του συλλέκτη είναι μία ημιτονοειδής συνάρτηση, υπόθεση που ανταποκρίνεται με καλή προσέγγιση στην πραγματικότητα. Τονίζεται ότι η χρονική παράμετρος  $t_h$  λαμβάνει τιμές από 0 έως  $N_D$  στις εξισώσεις 4.73 και 4.74. Στον πίνακα 4.3 παρουσιάζονται σημαντικά δεδομένα σχετικά με το ηλιακό δυναμικό και τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος για τις τυπικές ημέρες κάθε μήνα [4.41, 4.42].

Μήνας	$G_{T,max}$ (W/m <sup>2</sup> )	$H_T$ (kWh/m <sup>2</sup> )	Ημέρα (-)	$\delta$ (°)	$N_D$ (h)	$\bar{T}_{am}$ (°C)	DR (°C)
Ιανουάριος	531.3	3.308	21	-20.14	9.78	8.46	7.67
Φεβρουάριος	615.6	4.236	52	-11.23	10.81	9.26	8.21
Μάρτιος	675.5	5.161	81	0	12	12.1	9.17
Απρίλιος	692.1	5.829	111	11.58	13.23	16.43	10.36
Μάιος	685.1	6.202	141	20.14	14.22	21.03	11.45
Ιούνιος	693.8	6.466	172	23.45	14.64	24.82	12.17
Ιούλιος	732.4	6.449	202	20.44	14.26	26.56	12.29
Αύγουστος	774.5	6.533	233	11.75	13.25	25.88	11.78
Σεπτέμβριος	766	5.842	264	-0.2	11.98	22.87	10.77
Οκτώβριος	686.3	4.697	294	-11.75	10.75	18.54	9.57
Νοέμβριος	568.5	3.525	325	-20.44	9.74	13.79	8.45
Δεκέμβριος	501.4	2.988	355	-23.45	9.36	10.18	7.77

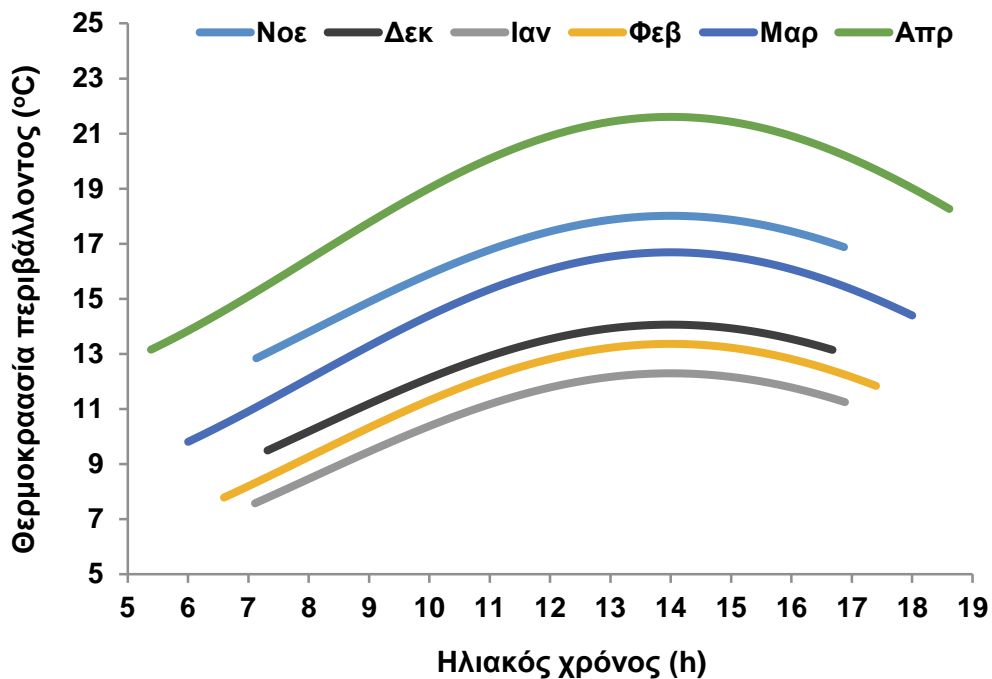
**Πίνακας 4.3:** Περιβαλλοντολογικά δεδομένα για την τυπική ημέρα κάθε μήνα [4.41, 4.42]

Ωστόσο, για τη μελέτη της αντλίας θερμότητας εξετάζονται λεπτομερέστερα οι μήνες με τις χαμηλότερες θερμοκρασίες, δηλαδή από τον Νοέμβριο έως τον Απρίλιο. Τα ακόλουθα διαγράμματα απεικονίζουν την ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας και την θερμοκρασία του περιβάλλοντος της ώρες ηλιοφάνειας κατά τη διάρκεια της τυπικής ημέρας για όλους τους εξεταζόμενους μήνες. Σημειώνεται ότι αυτά τα καιρικά δεδομένα αντιστοιχούν στα στοιχεία της βιβλιογραφίας για το κλίμα της Αθήνας και αντιπροσωπεύουν τις συνήθεις ημέρες για όλους τους μήνες. Έτσι είναι δυνατόν να προσδιοριστεί η μηνιαία απόδοση του συλλέκτη εξετάζοντας μόνο μία ημέρα κάθε μήνα.





Εικόνα 4.14: Ηλιακή ακτινοβολία κατά τη διάρκεια της ημέρας για κάθε εξεταζόμενο μήνα



Εικόνα 4.15: Εξωτερική θερμοκρασία τις ώρες ηλιοφάνειας κατά τη διάρκεια της ημέρας για κάθε εξεταζόμενο μήνα

#### 4.7 Μοντελοποίηση μη μόνιμων συνθηκών

Στην προσομοίωση του χρονικά μεταβαλλόμενου προβλήματος, το ολοκληρωμένο σύστημα (συλλέκτης, δοχείο και αντλία θερμότητας) εξετάζεται καθ' όλη τη διάρκεια της ημέρας που υπάρχει ηλιοφάνεια. Συνεπώς, η παράμετρος  $t_h$  λαμβάνει τιμές από 0 έως  $N_D$ . Κατά τη διάρκεια της ημέρας, όπως περιγράφει και η εξίσωση (4.29) και

αναλυτικότερα οι εξισώσεις (4.31-4.33) ένα μέρος της παραγόμενης θερμότητας οδηγείται στην αντλία θερμότητας προκειμένου να επιτευχθεί το απαιτούμενο θερμικό φορτίο, ενώ το υπόλοιπο αποθηκεύεται στο δοχείο ή χάνεται προς το περιβάλλον. Στο τέλος της ημέρας υπολογίζεται όλη η αποθηκευμένη ενέργεια, όπως υποδεικνύεται από το ISO 9459-2. Στην προσομοίωση της ημερήσιας θερμικής διαδικασίας που συντελείται στο σύστημα, οι διαφορικές εξισώσεις που σχετίζονται με τη στρωματοποίηση του δοχείου αποθήκευσης επιλύονται με απλή διακριτοποίηση αυτών όπως παρουσιάζεται στην εξίσωση (4.75), που αποτελεί μία συνήθη μέθοδο ανάλυσης:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T^{NEW} - T^{OLD}}{\Delta t} \quad (4.75)$$

Στην παρούσα εργασία, το χρονικό βήμα ( $\Delta t$ ) της διαδικασίας διακριτοποίησης της διαφορικής εξίσωσης επιλέγεται ίσο με 30 δευτερόλεπτα, μετά από μία απλή ανάλυση ευαισθησίας. Στην αρχή της ημέρας, το ρευστό εντός του δοχείου αποθήκευσης θεωρείται ότι έχει θερμοκρασία ίση με το περιβάλλον, όπως επιτάσσει το πρότυπο 9459-2.

Συνεπώς, τόσο σε μόνιμες όσο και σε μη μόνιμες συνθήκες, ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος που μελετάται στην παρούσα εργασία δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{en_{sys}} = \frac{Q_{heat} + P_{grid}}{Q_s} \quad (4.76)$$

Η εξέργεια του συστήματος ορίζεται ως το άθροισμα της ηλεκτρικής ισχύος που συναλλάσσεται με το δίκτυο και της εξερχόμενης ροής χρήσιμης θερμότητας από την αντλία προς το χώρο. Η εξίσωση που την περιγράφει είναι:

$$Ex_{sys} = P_{grid} + \left[ Q_{heat} - m_{air} \cdot C_{p,air} \cdot (T_{am} + 273.15) \cdot \ln \left( \frac{T_{air_{in}} + 273.15}{T_{air_{out}} + 273.15} \right) \right] \quad (4.77)$$

Συνεπώς, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος ορίζεται ως ο λόγος της εξέργειας του συστήματος, προς αυτή του ήλιου, όπως αυτή περιεγράφηκε στην εξίσωση (4.20).

$$\eta_{ex_{sys}} = \frac{Ex_{sys}}{Ex_s} \quad (4.78)$$

## 4.7 Οικονομική αξιολόγηση

Η οικονομική αξιολόγηση του εξεταζόμενου συστήματος πραγματοποιείται με διάφορους δείκτες. Σε κάθε περίπτωση συγκρίνεται με ένα συμβατικό σύστημα παραγωγής θερμότητας για ένα κτήριο.

Αρχικά, ορίζεται ο δείκτης χρηματικής ροής (CF) ο οποίος παρουσιάζει το κόστος που εξοικονομείται από τη χρήση του συστήματος, σε σχέση με την παραγωγή θερμότητας από συμβατικές πηγές και το κέρδος από την πώληση ηλεκτρικής ισχύος στο δίκτυο:

$$CF = K_{el} \cdot P_{grid} + K_{heat} \cdot Q_{heat} \quad (4.79)$$

Το κόστος της ηλεκτρικής ενέργειας ( $K_{el}$ ) λαμβάνεται ίσο με 0.2 €/kWh, ενώ αυτό της παραγωγής θερμότητας ίσο με 0.1 €/kWh.

Τους μήνες Μάιο-Οκτώβριο το σύστημα παράγει μόνο ηλεκτρική ενέργεια, αφού δεν απαιτείται η παραγωγή θερμότητας προς το κτήριο.

Ο πρώτος δείκτης είναι η καθαρή παρούσα αξία (Net Present Value – NPV), που δείχνει την ισοδύναμη αξία της επένδυσης με όλα τα οικονομικά μεγέθη (κέρδη και κόστη) κατά τη διάρκεια ζωής αυτής ανηγμένα στο παρόν. Η σχέση υπολογισμού του είναι η ακόλουθη:

$$NPV = -C_0 + \sum_{i=1}^N \frac{CF}{(1+r)^i} \quad (4.80)$$

Όπου  $C_0$  το αρχικό κόστος της επένδυσης, που περιλαμβάνει το κόστος αγοράς και εγκατάστασης των επί μέρους τμημάτων (θερμοφωτοβολταϊκός συλλέκτης, δοχείο, αντλία θερμότητας) και  $r$  το επιτόκιο αναγωγής του χρήματος. Η εξίσωση 4.81 περιγράφει τον υπολογισμό του αρχικού κόστους επένδυσης:

$$C_0 = K_{PVT} \cdot N_{col} + K_{TANK} + K_{HP} + K_{inv} \quad (4.81)$$

Όπου από έρευνα αγοράς τα κόστη για κάθε συνιστώσα της εγκατάστασης παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

Συνιστώσα	Κόστος (€)
Θερμοφωτοβολταϊκός συλλέκτης	2000
Δοχείο αποθήκευσης	6000
Αντλία θερμότητας	500
Μετατροπέας (Inverter)	500

**Πίνακας 4.5:** Επί μέρους κόστη των συνιστωσών της εγκατάστασης

Σύμφωνα με την τιμή της καθαρής παρούσας αξίας, ελέγχεται αν είναι ή όχι συμφέρουσα η επένδυση.

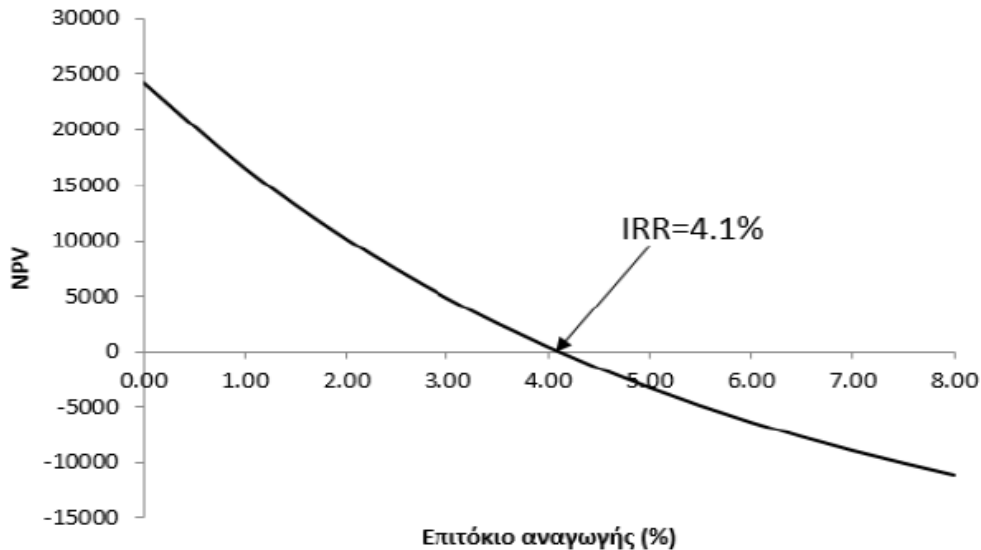
- Εάν  $NPV > 0 \rightarrow$  Συμφέρουσα επένδυση
- Εάν  $NPV = 0 \rightarrow$  Οριακά συμφέρουσα επένδυση
- Εάν  $NPV < 0 \rightarrow$  Μη συμφέρουσα επένδυση

Υπολογίζοντας την καθαρή παρούσα αξία (NPV) για διαφορετικές τιμές του επιτοκίου αναγωγής  $r$ , υπολογίζεται το επιτόκιο εκείνο για το οποίο μηδενίζεται η NPV. Το επιτόκιο αυτό ονομάζεται Εσωτερικός Συντελεστής Απόδοσης της επένδυσης (Internal Rate of Return – IRR) και απεικονίζεται με ένα παράδειγμα στην εικόνα 4.54.

Μία άλλη σχέση μέσω της οποίας μπορεί να υπολογιστεί ο IRR είναι η ακόλουθη:

$$IRR = \frac{CF}{C_0} \cdot \left[ 1 - \frac{1}{(1+IRR)^N} \right] \quad (4.82)$$

Ο IRR δείχνει τη μέγιστη προσδοκία που μπορεί να υπάρξει για μία συγκεκριμένη επένδυση.



**Εικόνα 4.16:** Υπολογισμός δείκτη IRR [4.43]

Συγκρίνοντας τον IRR που προκύπτει από τις παραπάνω μεθόδους με το επιτόκιο του ταμειυτηρίου που ισχύει στην τραπεζική αγορά τη δεδομένη χρονική περίοδο, αποφαινεται αν η επένδυση μπορεί να αποβεί συμφέρουσα ή όχι. Μία καλύτερη προσέγγιση είναι η πρόσθεση 2-3% στο επιτόκιο του ταμειυτηρίου και μετά να γίνει η σύγκριση. Αυτό, γιατί σε μία επένδυση πρέπει να λαμβάνεται υπόψιν και το επενδυτικό ρίσκο και η αβεβαιότητα που αναλαμβάνει ο επενδυτής όταν αποσύρει τα χρήματά του από το ασφαλές περιβάλλον του τραπεζικού ταμειυτηρίου για να τα τοποθετήσει σε μία επένδυση. Έστω, λοιπόν,  $Y$  το άθροισμα του επιτοκίου και της προσαύξησης λόγω του επενδυτικού ρίσκου, τότε ισχύει:

- Εάν  $IRR > Y \rightarrow$  Συμφέρουσα επένδυση
- Εάν  $IRR = Y \rightarrow$  Οριακά συμφέρουσα επένδυση
- Εάν  $IRR < Y \rightarrow$  Μη συμφέρουσα επένδυση

Μεταξύ δύο διαφορετικών επενδυτικών επιλογών προτείνεται να επιλέγεται εκείνη με το μεγαλύτερο IRR, αφού όσο μεγαλύτερο είναι αυτό, τόσο «ασφαλέστερη» είναι η επένδυση. Οι επόμενοι δύο οικονομικοί δείκτες είναι η απλή περίοδος αποπληρωμής (Simple Payback Period – SPP) και η περίοδος αποπληρωμής (Payback Period – PP). Η απλή περίοδος αποπληρωμής (SPP) υποθέτει ότι τα ετήσια κέρδη έχουν ίδια αξία με την πάροδο των ετών, ενώ η περίοδος αποπληρωμής (PP) λαμβάνει υπόψη την μείωση της αξίας των ετήσιων κερδών λόγω της χρονικής αξίας του χρήματος. Για αυτό το λόγο η PP αποτελεί πιο αξιόπιστο δείκτη για την αξιολόγηση της επένδυσης. Οι σχέσεις υπολογισμού των δύο δεικτών παρουσιάζονται στις ακόλουθες σχέσεις:

$$SPP = \frac{C_0}{CF} \quad (4.83)$$

$$PP = \frac{\ln\left(\frac{CF}{CF - C_0 \cdot r}\right)}{\ln(1+r)} \quad (4.84)$$

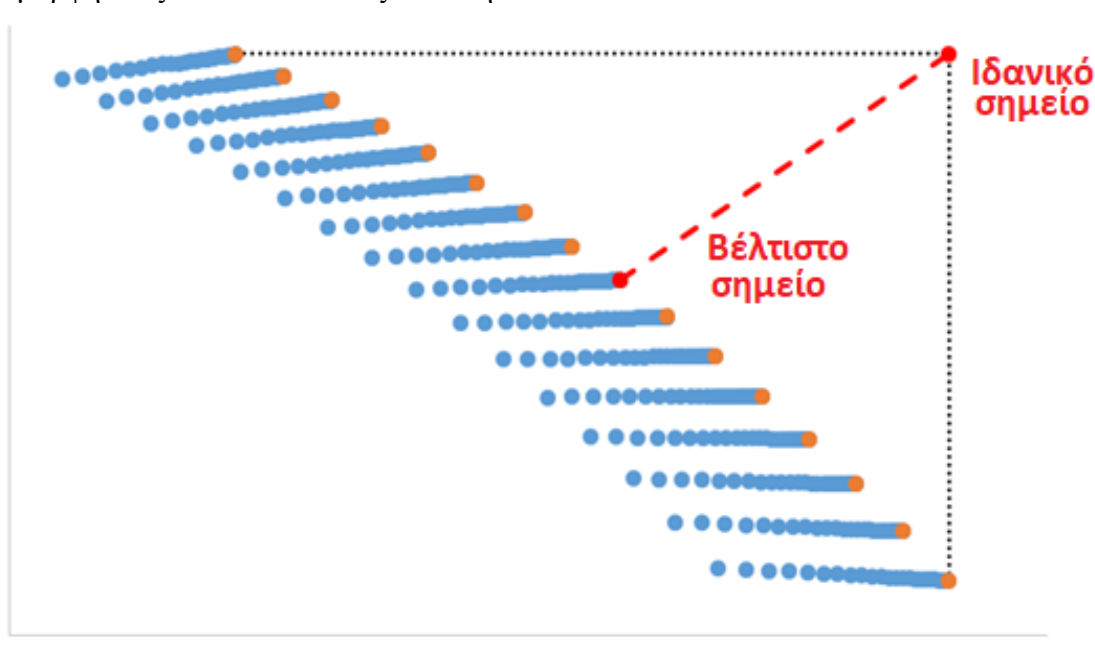
## 4.9 Μεθοδολογία προσομοίωσης

Κατά την ανάλυση του προβλήματος μόνιμων συνθηκών αναπτύχθηκαν στο πρόγραμμα EES μοντέλα που υλοποιούν δύο κύριες παραμετροποιήσεις στο σύστημα που μελετάται:

- Η θερμοκρασία ατμοποιητή ( $T_e$ ) εξετάστηκε από θερμοκρασίες  $10^\circ\text{C}$  έως  $20^\circ\text{C}$  με βήμα  $1^\circ\text{C}$ . Σε αυτή την περίπτωση η παροχή όγκου του ρευστού ορίστηκε ίση με  $20 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ .
- Η παροχή όγκου του ρευστού από το δοχείο προς την αντλία θερμότητας ( $V_i$ ), για να παραχθεί η απαιτούμενη θερμότητα, παίρνει τιμές από  $15 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  έως  $40 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ , με βήμα  $2.5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ . Σε αυτή την περίπτωση η θερμοκρασία του ατμοποιητή ορίστηκε ίση με  $15^\circ\text{C}$ .

Επιπλέον, η θερμοκρασία εισόδου του αέρα στον συμπυκνωτή στις μόνιμες συνθήκες λαμβάνεται ίση με  $20^\circ\text{C}$ .

Οι παράγοντες που αναφέρθηκαν στις προηγούμενες παραγράφους χρησιμοποιούνται για τη βελτιστοποίηση του συστήματος. Κατά τη διάρκεια της πολύ-παραγοντικής διαδικασίας βελτιστοποίησης, τα ακόλουθα κριτήρια (συναρτήσεις παραγόντων) χρησιμοποιούνται για τον καθορισμό των βέλτιστων σημείων ενός Pareto κάθε φορά. Η μορφή ενός Pareto απεικονίζεται στην εικόνα 4.6.



Εικόνα 4.17: Μορφή Pareto

Τα κριτήρια αυτά εκφράζουν την αδιάστατη γεωμετρική απόσταση όλων των σημείων από το ιδεατό σημείο. Αυτό με τη μικρότερη απόσταση είναι το βέλτιστο. Περισσότερες πληροφορίες για το Pareto αναφέρονται στη βιβλιογραφία [4.44, 4.45].

Τα κριτήρια που μελετήθηκαν περιγράφονται στις ακόλουθες εξισώσεις. Σε αυτές, με τον δείκτη «min» και «max» αναφέρονται οι ελάχιστες και οι μέγιστες κάθε φορά τιμές των εξεταζόμενων μεγεθών.

### **Ενέργεια-Εξέργεια**

$$F_I = \sqrt{\left[\frac{\eta_{en}-\eta_{en,max}}{\eta_{en,max}-\eta_{en,min}}\right]^2 + \left[\frac{\eta_{ex}-\eta_{ex,max}}{\eta_{ex,max}-\eta_{ex,min}}\right]^2} \quad (4.85)$$

### **Εξέργεια - Χρηματοροή**

$$F_{II} = \sqrt{\left[\frac{CF-CF_{max}}{CF_{max}-CF_{min}}\right]^2 + \left[\frac{\eta_{ex}-\eta_{ex,max}}{\eta_{ex,max}-\eta_{ex,min}}\right]^2} \quad (4.86)$$

### **Ενέργεια - Χρηματοροή**

$$F_{III} = \sqrt{\left[\frac{CF-CF_{max}}{CF_{max}-CF_{min}}\right]^2 + \left[\frac{\eta_{en}-\eta_{en,max}}{\eta_{en,max}-\eta_{en,min}}\right]^2} \quad (4.87)$$

### **Θερμότητα – Ηλεκτρική Ενέργεια**

$$F_{IV} = \sqrt{\left[\frac{Q_{heat}-Q_{heat,max}}{Q_{heat,max}-Q_{heat,min}}\right]^2 + \left[\frac{P_{el}-P_{el,max}}{P_{el,max}-P_{el,min}}\right]^2} \quad (4.88)$$

### **Energy – Exergy - Cash Flow**

$$F_V = \sqrt{\left[\frac{\eta_{en}-\eta_{en,max}}{\eta_{en,max}-\eta_{en,min}}\right]^2 + \left[\frac{\eta_{ex}-\eta_{ex,max}}{\eta_{ex,max}-\eta_{ex,min}}\right]^2 + \left[\frac{CF-CF_{max}}{CF_{max}-CF_{min}}\right]^2} \quad (4.89)$$

Στην ανάλυση των μη μόνιμων συνθηκών επιλέχθηκε μία συγκεκριμένη θερμοκρασία ατμοποιητή σύμφωνα με τα βέλτιστα σημεία των κριτηρίων που αναλύθηκαν προηγουμένως, σε αντίθεση με το πρόβλημα μόνιμων συνθηκών στο οποίο εξετάστηκαν διάφορες θερμοκρασίες ατμοποιητή. Η θερμοκρασία του συμπυκνωτή επιλέγεται ίση με 35° C προκειμένου να εξέρχεται ο αέρας στους 30° C περίπου [4.46] έτσι ώστε με τις κατάλληλες αναμειξίες με αέρα περιβάλλοντος να επιτυγχάνεται η επιθυμητή κάθε φορά θερμοκρασία εσωτερικού χώρου.

Τα χαρακτηριστικά του συστήματος που μελετήθηκε παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον ακόλουθο πίνακα:

Παράμετρος	Σύμβολο	Τιμή
Συνολική συλλεκτική επιφάνεια	$A_{col,t}$	20 m <sup>2</sup>
Όγκος δοχείου αποθήκευσης	$V_T$	1 m <sup>3</sup>
Συντελεστής θερμικών απωλειών δοχείου	$U_T$	0.5 W/m <sup>2</sup> °C
Βαθμός απόδοσης Inverter	$\eta_{inv}$	90%
Μηχανικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	$\eta_{com}$	85%
Ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας συμπυκνωτή	$(UA)_{con}$	1000 W/m <sup>2</sup> °C
Εσωτερική διάμετρος σωλήνα σπειροειδούς εναλλάκτη εντός του ατμοποιητή	$d_{tube}$	0.01 m
Διάμετρος σπείρας σπειροειδούς εναλλάκτη εντός του ατμοποιητή	$d_{coil}$	0.1 m
Συνολικό μήκος σπειροειδούς εναλλάκτη εντός του ατμοποιητή	$L_{coil}$	12 m
Θερμοκρασία εισόδου του αέρα	$T_{air,in}$	20°C
Θερμοκρασία εξόδου του αέρα (υπολογίζεται)	$T_{air,out}$	~30°C
Θερμοκρασία συμπυκνωτή	$T_c$	35°C
Ονομαστική ισχύς ηλιακής ακτινοβολίας	$G_T$	800 W/m <sup>2</sup>
Ονομαστική θερμοκρασία περιβάλλοντος	$T_{am}$	10°C
Θερμοκρασία αναφοράς	$T_o$	25°C
Θερμοκρασία ήλιου	$T_{sun}$	5770 K
Κόστος ηλεκτρικής ενέργειας	$K_{el}$	0.2 €/kWh
Κόστος συμβατικής θέρμανσης	$K_{heat}$	0.1 €/kWh

**Πίνακας 4.4:** Χαρακτηριστικά μελετούμενου συστήματος

#### Βιβλιογραφία 4<sup>ου</sup> Κεφαλαίου

[4.1] ISO 9459-2, Solar Heating. Domestic Water Heating Systems e Part 2: Outdoor Test Methods for System Performance Prediction of SolarOnly Systems, 1995.

[4.2] S. Bhattarai, J.-H. Oh, S.-H. Euh, G.K. Kafle, D.H. Kim, Simulation and model validation of sheet and tube type photovoltaic thermal solar system and conventional solar collecting system in transient states, Solar Energy Materials and Solar Cells 2012;103:184-193.

[4.3] T.T. Chow, G. Pei, K.F. Fong, Z. Lin, A.L.S. Chan, J. Ji, Energy and exergy analysis of photovoltaic thermal collector with and without glass cover, Applied Energy 2009;86:310-316.

[4.4] Y. Khanjari, A.B. Kasaeian, F. Pourfayaz, Evaluating the environmental parameters affecting the performance of photovoltaic thermal system using nanofluid, Applied Thermal Engineering 2017;115:178-187.

[4.5] Α. Ζερβός, Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, Αθήνα 2014

[4.6] F. Yazdanifard, M. Ameri, E. Ebrahimnia-Bajestan, Performance of nanofluid-based photovoltaic/thermal systems: a review, Renewable & Sustainable Energy Reviews 2017;76:323-352.

- [4.7] R. Petela, Exergy of undiluted thermal radiation, *Solar Energy* 2003;74:469-488.
- [4.8] S. Pavlovic, A.M. Daabo, E. Bellos, V. Stefanovic, S. Mahmoud, R.K. Al-Dadah, Experimental and numerical investigation on the optical and thermal performance of solar parabolic dish and corrugated spiral cavity receiver, *Journal of Cleaner Production* 2017;150:75-92.
- [4.9] C. Tzivanidis, E. Bellos, D. Korres, K.A. Antonopoulos, G. Mitsopoulos, Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic trough collector, *Case Studies in Thermal Engineering* 2015;6:226-237.
- [4.10] O. Rejeb, M. Sardarabadi, C.E. Menezo, M. Passandideh-Fard, M.H. Dhaou, A.Jemni, Numerical and model validation of uncovered nanofluid sheet and tube type photovoltaic thermal solar system, *Energy Conversion Management* 2016;110:367-377.
- [4.11] W.C. Swinbank, Long-wave radiation from clear skies, *QJR Meteorological Society* 1963; 89:339-340.
- [4.12] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, second ed., Wiley J. & Sons, Inc, New York, 1991.
- [4.13] M. Sardarabadi, M. Passandideh-Fard, Experimental and numerical study of metal-oxides/water nanofluids as coolant in photovoltaic thermal systems (PVT), *Solar Energy Materials & Solar Cells* 2016;157:533-542.
- [4.14] E. Bellos, C. Tzivanidis, Yearly performance of a hybrid PV operating with nanofluid, *Renewable Energy* 2017;113:867-884
- [4.15] E. Bellos, C. Tzivanidis, K. Moschos, K.A. Antonopoulos, Energetic and financial evaluation of solar assisted heat pump space heating systems, *Energy Conversion Management* 2016;120:306-319.
- [4.16] S.K. Som, *Introduction to heat transfer*, New Delhi, 2008
- [4.17] R. Eldeeb, V. Aute, R. Radermacher, A survey of correlations for heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation in plate heat exchangers, *International Journal of Refrigeration* 2016;65:12-26
- [4.18] R.A. Seban, E. Mclanghlin, Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1963;6:387-395
- [4.19] O. Brunin, M. Feidt, B. Hivet, Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump, *International Journal of Refrigeration* 1997;20(5):308-318
- [4.20] A. Shukla, K. Kant, A. Sharma, P. Henry Biwole, Cooling methodologies of photovoltaic module for enhancing electrical efficiency: a review, *Solar Energy Materials & Solar Cells* 2017; 160:275-286.
- [4.21] A.A. Hussien, M.Z. Abdullah, M.A. Al-Nimr, Single-phase heat transfer enhancement in micro/minichannels using nanofluids: theory and applications, *Applied Energy* 2016;164:733-755.



- [4.22] A.M. Elbreki, M.A. Alghoul, A.N. Al-Shamani, A.A. Ammar, Bitu Yegani, Alsa-nossi M. Aboghrara, M.H. Ruslan, K. Sopian, The role of climatic-design-operational parameters on combined PV/T collector performance: a critical review, *Renewable Sustainable Energy Reviews* 2016;57:602-647.
- [4.23] O. Mahian, A. Kianifar, S.A. Kalogirou, I. Pop, S. Wongwises, A review of the applications of nanofluids in solar energy, *International Journal of Heat Mass Transfer* 2013;57(2):582-594.
- [4.24] Y. Khanjari, F. Pourfayaz, A.B. Kasaeian, Numerical investigation on using of nanofluid in a water-cooled photovoltaic thermal system, *Energy Conversion & Management* 2016;122:263-278.
- [4.25] Z. Xu, C. Kleinstreuer, Concentration photovoltaic-thermal energy cogeneration system using nanofluids for cooling and heating, *Energy Conversion & Management* 2014; 87:504-512.
- [4.26] Z. Xu, C. Kleinstreuer, Computational analysis of nanofluid cooling of high concentration photovoltaic cells, *Journal of Thermal Science & Engineering Applications* 2014;6:031009.
- [4.27] M. Ghadiri, M. Sardarabadi, M. Pasandideh-fard, A.J. Moghadam, Experimental investigation of a PVT system performance using nano ferrofluids, *Energy Conversion & Management* 2015;103:468-476.
- [4.28] A.N. Al-Shamani, K. Sopian, S. Mat, H.A. Hasan, A.M. Abed, M.H. Ruslan, Experimental studies of rectangular tube absorber photovoltaic thermal collector with various types of nanofluids under the tropical climate conditions, *Energy Conversion & Management* 2016;124:528-542.
- [4.29] T. Mittal, S. Saroha, V. Bhalla, V. Khullar, H. Tyagi, R.A. Taylor, et al., Numerical study of solar photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid collector using nanofluids, in: *ASME 2013 4th International Conference on Micro/Nanoscale Heat and Mass Transfer*, American Society of Mechanical Engineers, 2013. P. V001T02A7-VT02A7.
- [4.30] S. Saroha, T. Mittal, P.J. Modi, V. Bhalla, V. Khullar, H. Tyagi, et al., Theoretical analysis and testing of nanofluids-based solar photovoltaic/thermal hybrid collector, *Journal of Heat Transfer* 2015;137:091015.
- [4.31] M. Sardarabadi, M. Passandideh-Fard, S.Z. Heris, Experimental investigation of the effects of silica/water nanofluid on PV/T (photovoltaic thermal units), *Energy* 2014;66:264-272.
- [4.32] K. Khanafer, K. Vafai, A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2011;54(19):4410-4428
- [4.33] M. Corcione, Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids, *Energy Conversion and Management* 2011;52(1):789-793

- [4.34] E. Bellos, C. Tzivanidis, Parametric analysis and optimization of an Organic Rankine Cycle with nanofluid based solar parabolic trough collectors 2017;114:1376-1393
- [4.35] Q. Li, Y. Xuan, Convective heat transfer and flow characteristics of Cu-water nanofluid, Science in China (Series E) 2002;45(4):409-416
- [4.36] S.E.B. Maïga, S.J. Palm, C.T. Nguyen, G. Roy, N. Galanis, Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows, International Journal of Heat and Fluid Flow 2005;26(4):530-546
- [4.37] F-Chart Software, Engineering Equation Solver (EES); 2015. (<http://www.fchart.com/ees>).
- [4.38] Electrical Research Association, 1967 Steam Tables, Thermodynamic Properties of Water and Steam; Viscosity of Water and Steam, Thermal Conductivity of Water and Steam, Edward Arnold Publishers, London, 1967.
- [4.39] J.A. Duffie, W.A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, third ed., Wiley, Hoboken, NJ, USA, 2006
- [4.40] Solutia technical bulletin 7239115C-TherminolVP. Available online at (<https://www.therminol.com/products/Therminol-VP1>)
- [4.41] D.A. Kouremenos, K.A. Antonopoulos, E.S. Domazakis, Solar radiation correlations for the Athens, Greece, area, Solar Energy 1985;35:259-269
- [4.42] D.A. Kouremenos, K.A. Antonopoulos, S. Doulgerakis, Direct and diffuse solar radiation correlations for tilted surfaces in Athens, Greece, Solar Energy 1987;38(3):203-217
- [4.43] X. Συμεού, Βελτιστοποίηση και δυναμική προσομοίωση ηλιακού συστήματος ψύξης με απορρόφηση, Αθήνα 2016
- [4.44] E. Bellos, C. Tzivanidis, D. Tsimpoukis, Multi-criteria evaluation of parabolic trough collector with internally finned absorbers, Applied Energy 2017;205:540-561
- [4.45] E. Bellos, C. Tzivanidis, K.A. Antonopoulos, Parametric analysis and optimization of a solar assisted gas turbine, Energy Conversion and Management 2017;139:151-165
- [4.46] C. Tzivanidis, E. Bellos, G. Mitsopoulos, K.A. Antonopoulos, A. Delis, Energetic and financial evaluation of a solar assisted heat pump heating system with other usual heating systems in Athens, Applied Thermal Engineering 2016;106:87-97

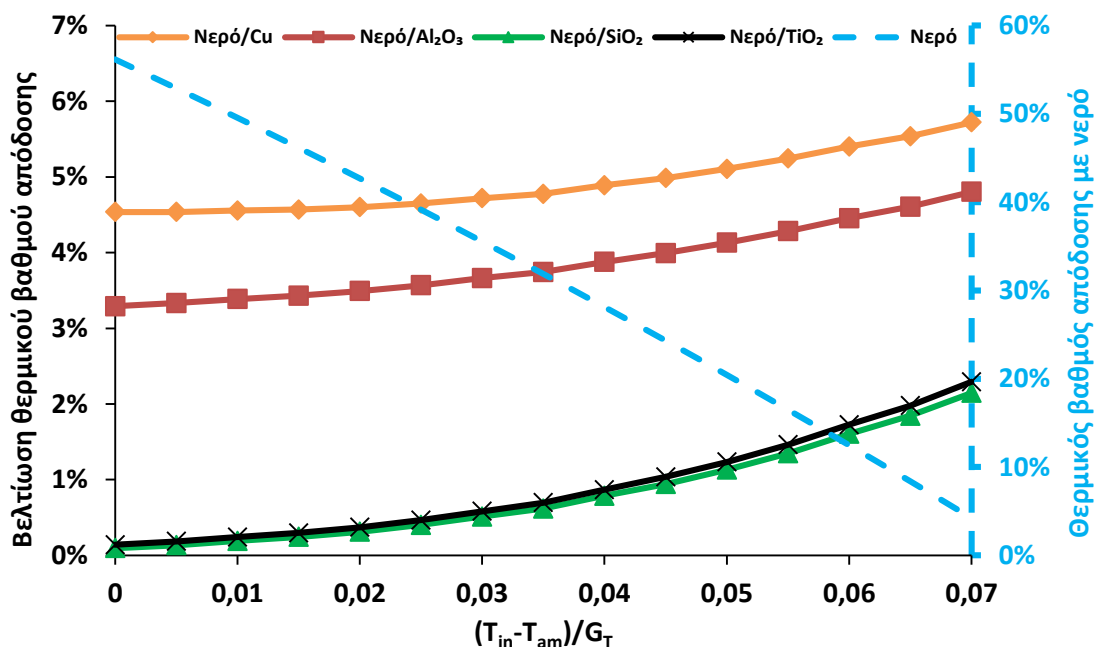
## Αποτελέσματα

### 5.1 Ανάλυση σε μόνιμες συνθήκες (steady state)

Στην υποενότητα αυτή παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη μελέτη του θερμικού μοντέλου μόνιμων συνθηκών που περιεγράφηκε στην ενότητα 4, αρχικά για τον συλλέκτη και στη συνέχεια για ολόκληρο το σύστημα, καθώς και η μελέτη βελτιστοποίησης του μοντέλου αυτού υπό μόνιμες συνθήκες.

#### 5.1.1 Απόδοση θερμοφωτοβολταϊκού συλλέκτη (PV/T)

Για εξωτερική θερμοκρασία 25° C και για θερμοκρασίες εισόδου του νερού από 10° C έως 90° C προκύπτουν τα διαγράμματα 5.1 – 5.3 για τον θερμικό, τον ηλεκτρικό και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης αντίστοιχα της συστοιχίας των συλλεκτών με το νερό καθώς και τη βελτίωση που προκύπτει από τη χρήση των νανοϋλικών συναρτήσεων της ανηγμένης στην προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία διαφοράς θερμοκρασίας εισόδου του νερού στον συλλέκτη από την θερμοκρασία περιβάλλοντος.



Εικόνα 5.1: Θερμικός βαθμός απόδοσης με νερό και η βελτίωση αυτού που προκύπτει με τα διάφορα νανοϋλικά

Όπως φαίνεται στην εικόνα 5.1 ο θερμικός βαθμός απόδοσης με το νερό μειώνεται αυξανόμενης της ανηγμένης διαφοράς των θερμοκρασιών (ουσιαστικά όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του νερού στους συλλέκτες, αφού οι άλλοι δύο παράγοντες

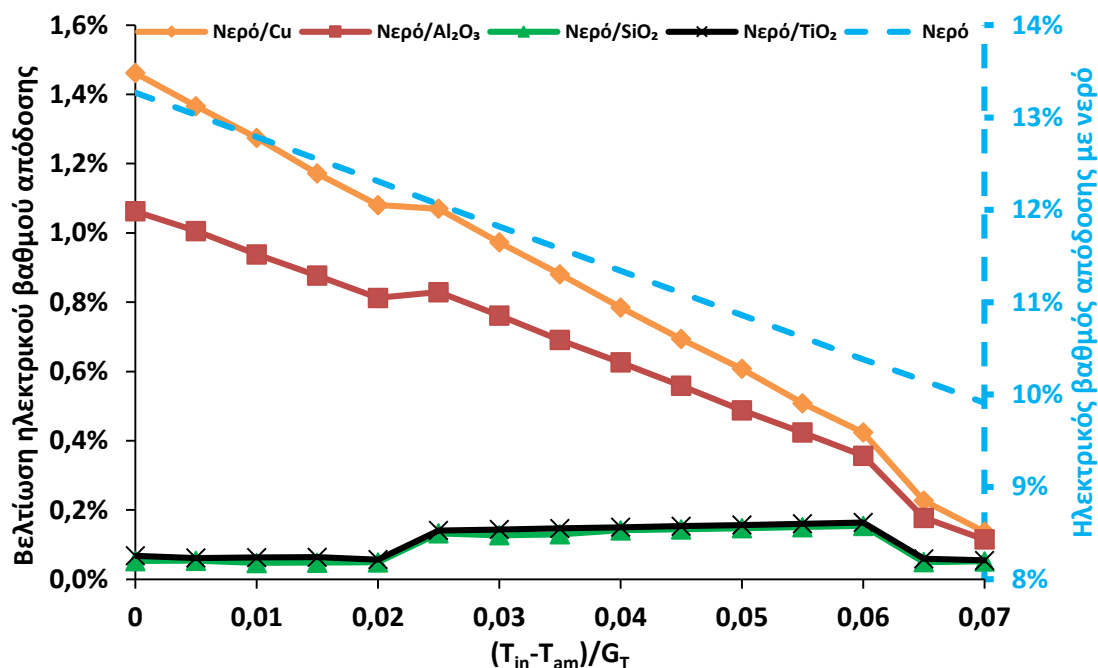
παραμένουν σταθεροί). Επιπλέον, παρατηρείται μεγαλύτερη αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης χρησιμοποιώντας χαλκό (Cu) ως νανοϋλικό, η οποία είναι της τάξης του 4.5 – 4.6%, ενώ η μικρότερη παρατηρείται με χρήση του διοξειδίου του πυριτίου (SiO<sub>2</sub>). Σε όλες τις περιπτώσεις η βελτίωση αυξάνεται αυξανόμενης της ανηγμένης διαφοράς των θερμοκρασιών. Από τις καμπύλες του θερμικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της ανηγμένης θερμοκρασιακής διαφοράς που προκύπτουν για κάθε νανοϋλικό, με γραμμική παρεμβολή, και χρησιμοποιώντας τη σχέση (2.19) και παραλείποντας τον δευτεροβάθμιο όρο προκύπτει ο πίνακας 5.1 σχετικά με τον παράγοντα θερμικής απολαβής του κάθε συλλέκτη και τον συντελεστή ολικών απωλειών αυτού για κάθε νανορευστό.

	FR	U <sub>L</sub> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>Νερό</b>	0.7254	10.230
<b>Νερό/Cu</b>	0.7524	10.199
<b>Νερό/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub></b>	0.7499	10.198
<b>Νερό/SiO<sub>2</sub></b>	0.7267	10.190
<b>Νερό/TiO<sub>2</sub></b>	0.7271	10.188

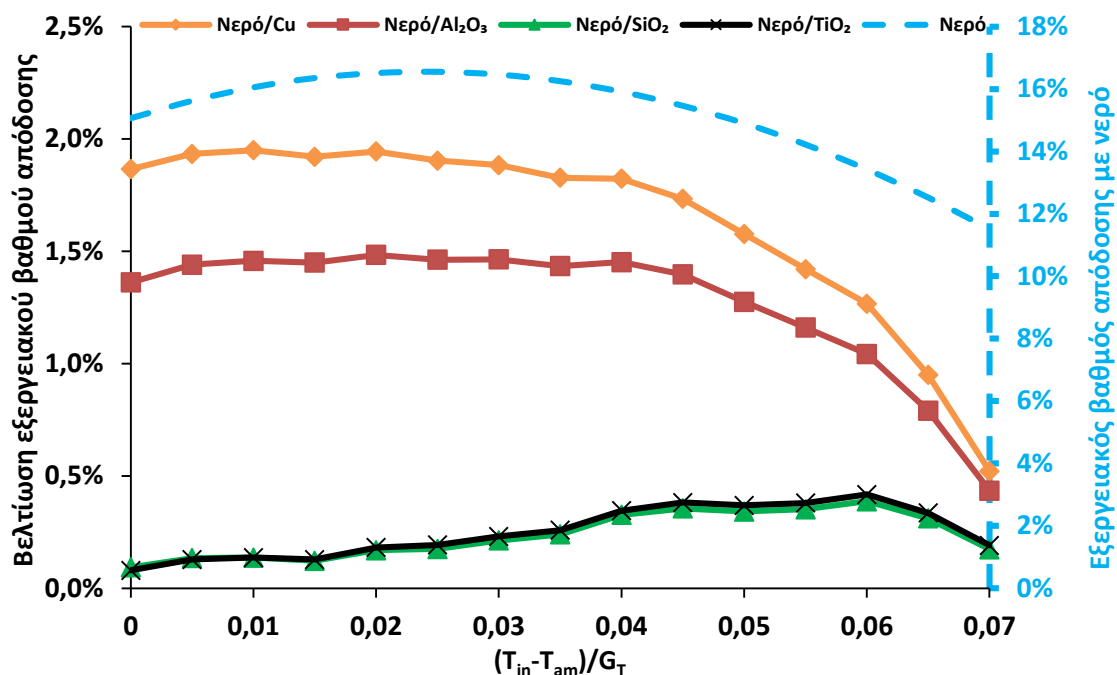
**Πίνακας 5.1:** Παράγοντας θερμικής απολαβής και συντελεστής θερμικών απωλειών για κάθε ρευστό

Παρατηρείται από τον πίνακα 5.1 πως ο παράγοντας θερμικής απολαβής αυξάνει για όλα τα νανορευστά σε σχέση με το νερό με αυτά που δίνουν τη μεγαλύτερη βελτίωση να είναι του νερού/Cu και του νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

Όπως προαναφέρθηκε, οι εικόνες 5.2 και 5.3 αφορούν τον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης της συστοιχία των συλλεκτών και τον εξεργειακό αντίστοιχα.



**Εικόνα 5.2:** Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης με νερό και η βελτίωση αυτού που προκύπτει με τα διάφορα νανοϋλικά



Εικόνα 5.3: Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης με νερό και η βελτίωση αυτού που προκύπτει με τα διάφορα νανοϋλικά

Όπως φαίνεται στο διάγραμμα της εικόνας 5.2 ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης της συστοιχίας μειώνεται αυξανόμενης της θερμοκρασίας εισόδου του νερού σε αυτή. Αυτό είναι αναμενόμενο, αφού η μεγαλύτερη θερμοκρασία εισόδου οδηγεί και σε μεγαλύτερη θερμοκρασία των φωτοβολταϊκών κελιών, γεγονός που επιδρά αρνητικά στον βαθμό απόδοσής τους. Όμοια με τον θερμικό βαθμό απόδοσης, η μέγιστη βελτίωση επιτυγχάνεται με χρήση του χαλκού (Cu) ως νανοϋλικο και κυμαίνεται από 0.2 – 1.5% περίπου, ενώ η ελάχιστη με το διοξείδιο του πυριτίου (SiO<sub>2</sub>). Αντίθετα, ωστόσο, με τις βελτιώσεις που προκύπτουν στον θερμικό βαθμό απόδοσης, αυτές του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης μειώνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας για τα νανορευστά νερού/Cu και νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, ενώ για τα νανορευστά νερού/TiO<sub>2</sub> και νερού/SiO<sub>2</sub> παραμένει σχεδόν σταθερή με μία μικρή αύξηση στο διάστημα 0.02-0.06 της ανηγμένης θερμοκρασιακής διαφοράς.

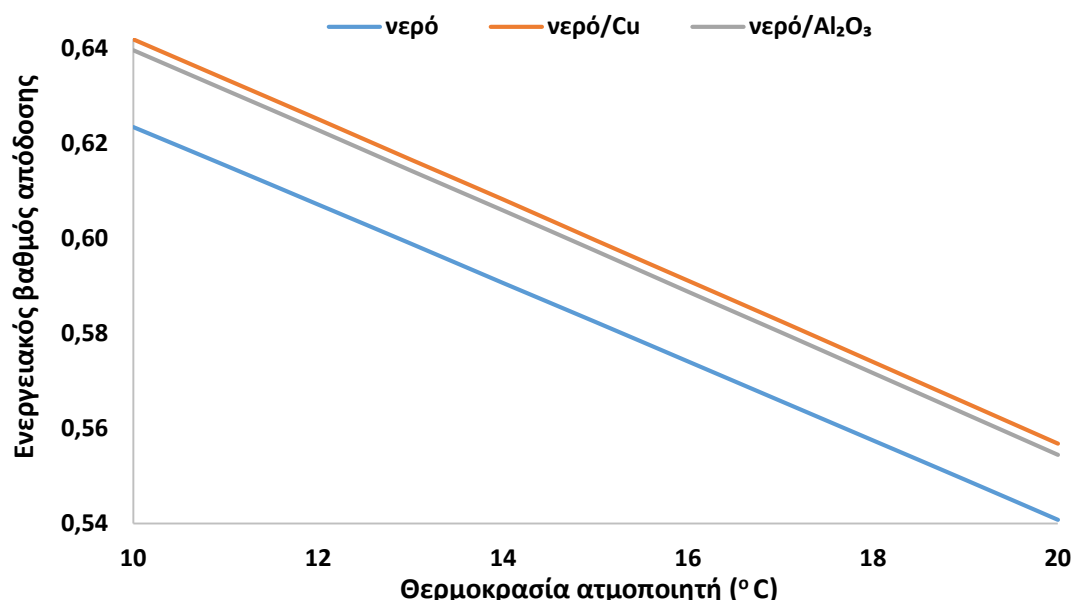
Από το διάγραμμα της εικόνας 5.3 αντλείται η πληροφορία πως ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης των συλλεκτών με εργαζόμενο μέσο το νερό δεν ακολουθεί κάποια γραμμική συμπεριφορά, αλλά μία που μοιάζει με δευτεροβάθμια εξίσωση με τα κοίλα στραμμένα προς τα κάτω. Αυτό σημαίνει ότι εμφανίζει κάποιο μέγιστο, που στην προκειμένη περίπτωση παρατηρείται περί το 0.25 της ανηγμένης θερμοκρασιακής διαφοράς. Παρόμοια συμπεριφορά παρατηρείται και στις βελτιώσεις που επιτυγχάνονται με τα νανοϋλικά. Όμοια με τους προηγούμενα εξεταζόμενους βαθμούς απόδοσης, η μέγιστη βελτίωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης παρατηρείται με χρήση του χαλκού (Cu) ως νανοϋλικό και κυμαίνεται από 0.6 – 1.9%, ενώ η ελάχιστη παρατηρείται με χρήση του διοξειδίου του πυριτίου (SiO<sub>2</sub>). Τα νανορευστά νερού/Cu και νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> έχουν μία σχεδόν σταθερή βελτίωση μέχρι την τιμή 0.4 της ανηγμένης θερμοκρασιακής διαφοράς, ενώ στη συνέχεια η βελτίωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης παρουσιάζει μία φθίνουσα πορεία. Η χρήση των άλλων δύο νανορευστών (νερό/TiO<sub>2</sub>

και νερό/SiO<sub>2</sub>) παρουσιάζει μέγιστη βελτίωση περίπου 0.3% στην τιμή 0.6 του λόγου της ανηγμένης θερμοκρασιακής διαφοράς.

### 5.1.2 Απόδοση συστήματος δοχείου – αντλίας θερμότητας

Λόγω των πενιχρών βελτιώσεων που επιτυγχάνονται στη συστοιχία των θερμοφωτοβολταϊκών συλλεκτών με τα νανορευστά νερού/SiO<sub>2</sub> και νερού/TiO<sub>2</sub> εξετάστηκαν μόνο τα νανορευστά νερού/Cu και νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> στο σύστημα του δοχείου και της αντλίας θερμότητας.

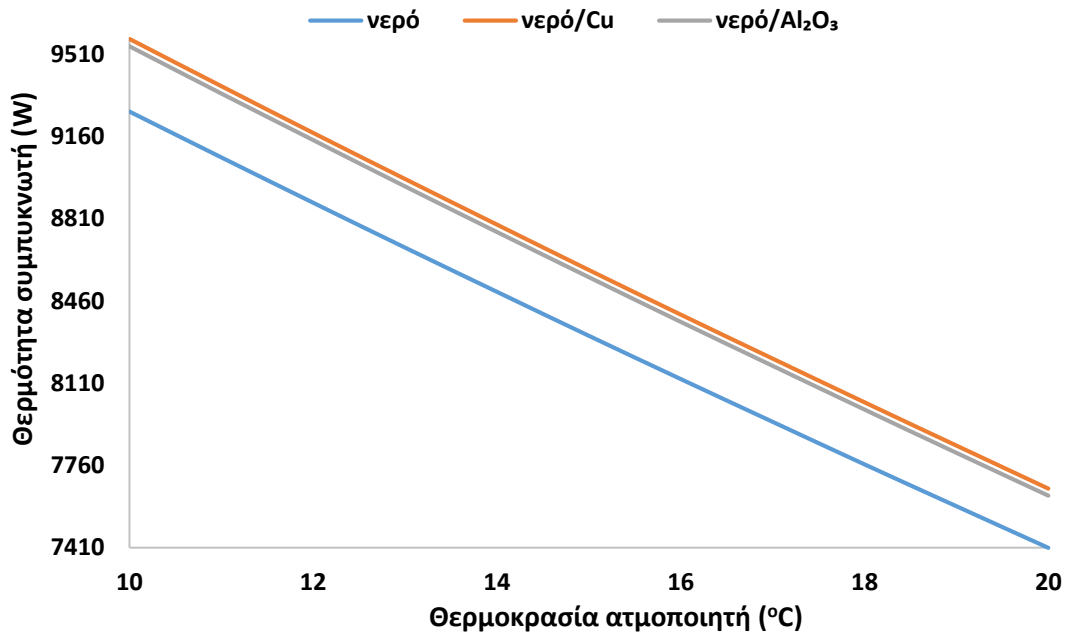
Αρχικά, θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την μελέτη διαφορετικών τιμών της θερμοκρασίας του ατμοποιητή (με βήμα 1° C, όπως περιεγράφηκε στην υποενότητα 4.9) για κάθε ένα από τα εξεταζόμενα μέσα (νερό και δύο νανορευστά). Οι παράμετροι που εξετάζονται είναι ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης, η θερμότητα που εκλύεται από τον συμπυκνωτή, η ηλεκτρική ενέργεια που αποδίδεται στο δίκτυο και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος. Στα διαγράμματα 5.4 – 5.7 αντίστοιχα παρουσιάζονται αυτές οι παράμετροι.



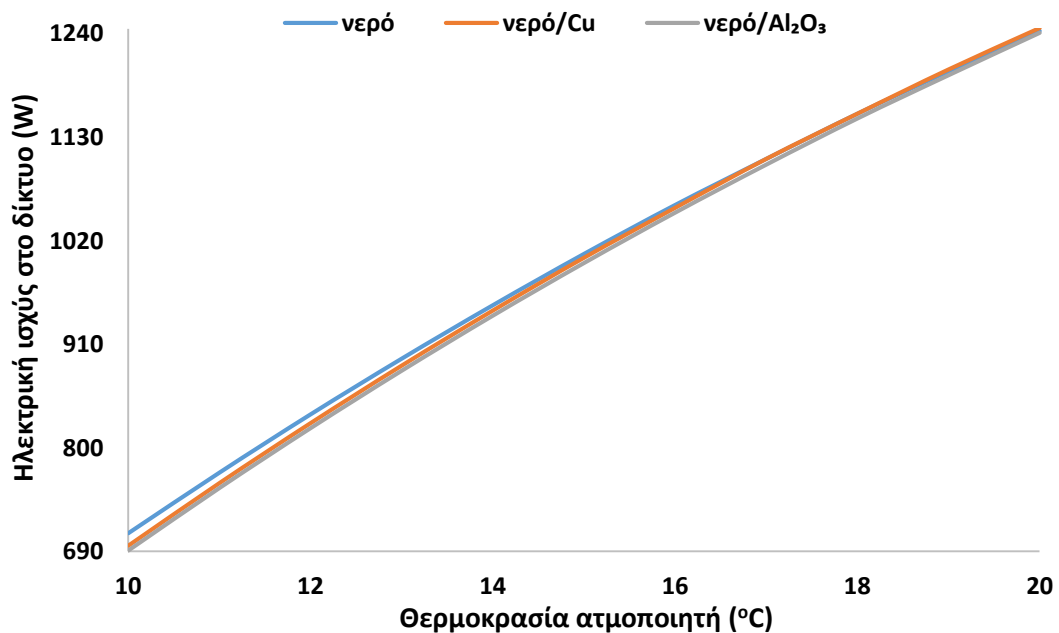
**Εικόνα 5.4:** Ενεργειακός βαθμός απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας του ατμοποιητή για κάθε ρευστό

Από το διάγραμμα της εικόνας 5.4 γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι με τη χρήση των νανορευστών βελτιώνεται σημαντικά ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος, με το νανορευστό νερού/Cu να δίνει τη μεγαλύτερη βελτίωση από τα δύο εξεταζόμενα νανορευστά. Χαρακτηριστικά, με το νερό ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης κυμαίνεται από 54 – 62% περίπου, με τη χρήση του χαλκού (Cu) ως νανοϋλικό από 55.7 – 64.2% και με τη χρήση του τριοξειδίου του αργιλίου (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) από 55.5 – 64%. Επιπλέον, ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος φθίνει αυξανόμενης της θερμοκρασίας του ατμοποιητή σε όλες τις περιπτώσεις. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του ατμοποιητή, μειώνεται η διαφορά θερμοκρασίας που υπάρχει ανάμεσα σε αυτόν και την (άνωτερη) ζώνη του

δοχείου από την οποία το ρευστό προσάγεται σε αυτόν. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να μειώνεται τόσο η δυνατότητα μετάδοσης θερμότητας, όσο και το φορτίο το οποίο δύναται να παραλάβει ο ατμοποιητής. Αυτό αντικρούεται, βέβαια, από το γεγονός ότι έχει μικρότερες ηλεκτρικές απαιτήσεις ο συμπιεστής, συνεπώς παρέχεται περισσότερη ηλεκτρική ενέργεια στο δίκτυο, όμως όπως θα παρουσιαστεί και στα διαγράμματα των εικόνων 5.5 και 5.6 η διαφορά παρεχόμενης στο δίκτυο είναι σημαντικά μικρότερη από την διαφορά της θερμικής ισχύος που προσφέρεται στον ατμοποιητή αυξανόμενης της θερμοκρασίας αυτού.



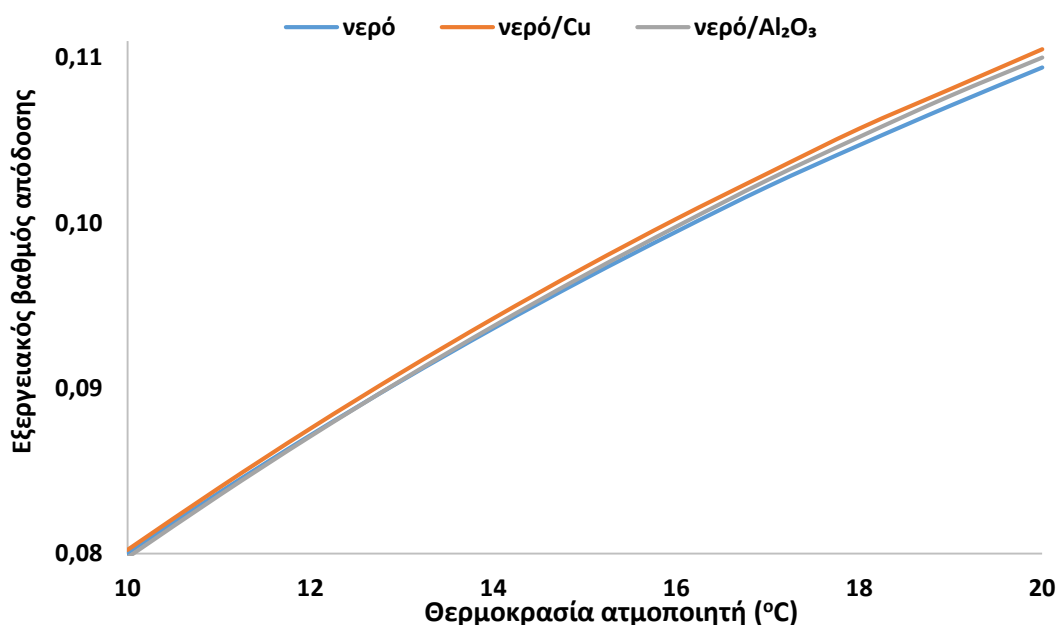
Εικόνα 5.5: Θερμότητα που εκλύεται από τον συμπυκνωτή συναρτήσει της θερμοκρασίας του ατμοποιητή για κάθε ρευστό



Εικόνα 5.6: Ηλεκτρική ισχύς που παρέχεται στο δίκτυο συναρτήσει της θερμοκρασίας του ατμοποιητή για κάθε ρευστό

Όπως φαίνεται από τα διαγράμματα των εικόνων 5.5 και 5.6 με εργαζόμενο ρευστό το νερό, η θερμότητα που παρέχεται στον ατμοποιητή μειώνεται από 9160 W σε 7410 W περίπου μεταξύ των δύο ακραίων θερμοκρασιών. Μια μείωση της τάξης των 1750 W. Η ηλεκτρική ενέργεια που παρέχεται στο δίκτυο αυξάνεται από 700 W περίπου στα 1240 W περίπου. Ήτοι μία βελτίωση της τάξης των 540 W, σημαντικά μικρότερη από τη μείωση που επέρχεται στη θερμότητα που μπορεί να εκπεμφθεί. Γι' αυτό και επέρχεται μείωση στον ενεργειακό βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης. Μια άλλη αξιοσημείωτη παρατήρηση είναι ότι η ηλεκτρική ισχύς που παρέχεται στο δίκτυο με τη χρήση και των δύο νανοϋλικών παρουσιάζει μια πολύ μικρή μείωση σε σχέση με τη χρήση του νερού, παρά το γεγονός ότι ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης της συστοιχίας των PVT συλλεκτών αυξάνεται με τη χρήση τους. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η ισχύς που μεταφέρεται στον ατμοποιητή είναι μεγαλύτερη με τα νανοϋλικά, συνεπώς το εργαζόμενο μέσο που ατμοποιείται εντός αυτού (R152a) πρέπει να έχει μεγαλύτερη παροχή μάζας, ώστε να παραλάβει αυτή την ισχύ. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να αυξάνεται η ισχύς που απαιτείται από τον συμπιεστή, προκειμένου να διαχειριστεί το επιπρόσθετο φορτίο. Έτσι η ισχύς που φτάνει στο δίκτυο είναι ελαφρώς μειωμένη.

Στο διάγραμμα της εικόνας 5.7 παρουσιάζεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης των τριών ρευστών που μελετώνται.



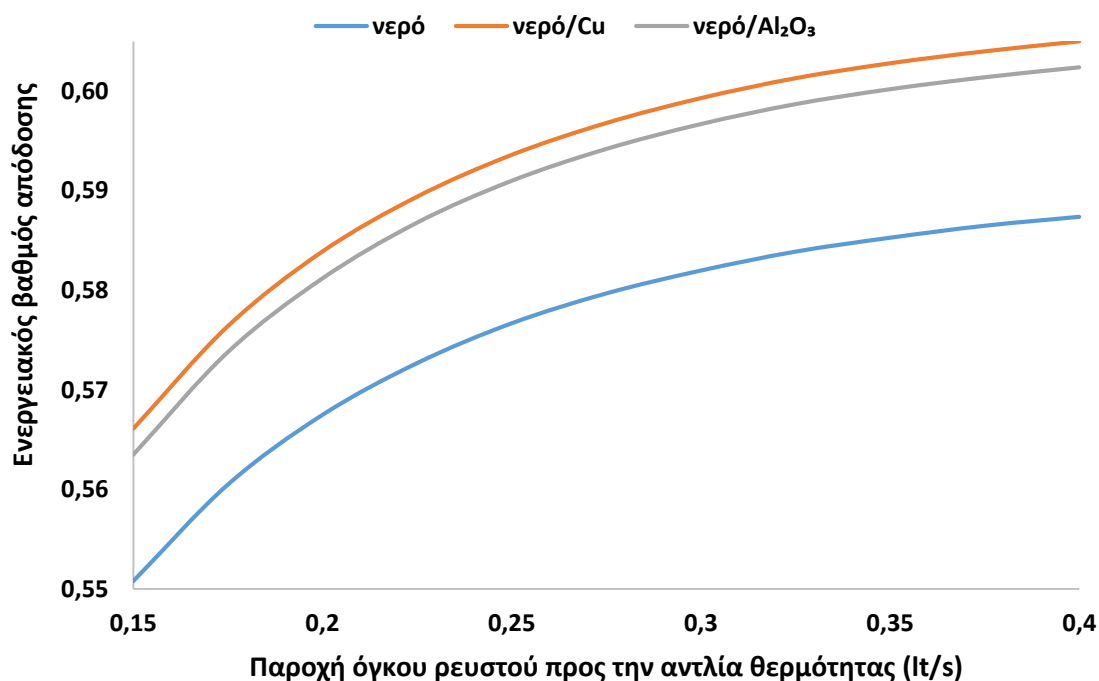
**Εικόνα 5.7:** Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας του ατμοποιητή για κάθε ρευστό

Στην εικόνα 5.7 φαίνεται πως ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας. Αυτό συμβαίνει, διότι αυξανόμενης της θερμοκρασίας του ατμοποιητή, μειώνεται ο λόγος πίεσης που έχει να διαχειριστεί ο συμπιεστής, συνεπώς και το έργο το οποίο χρειάζεται να καταναλώσει. Συνεπώς, το μέγιστο διαθέσιμο έργο που δύναται να παραχθεί από το σύστημα αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας του ατμοποιητή. Παρατηρείται επίσης ότι με τη χρήση των νανοϋλικών υπάρχει αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος,



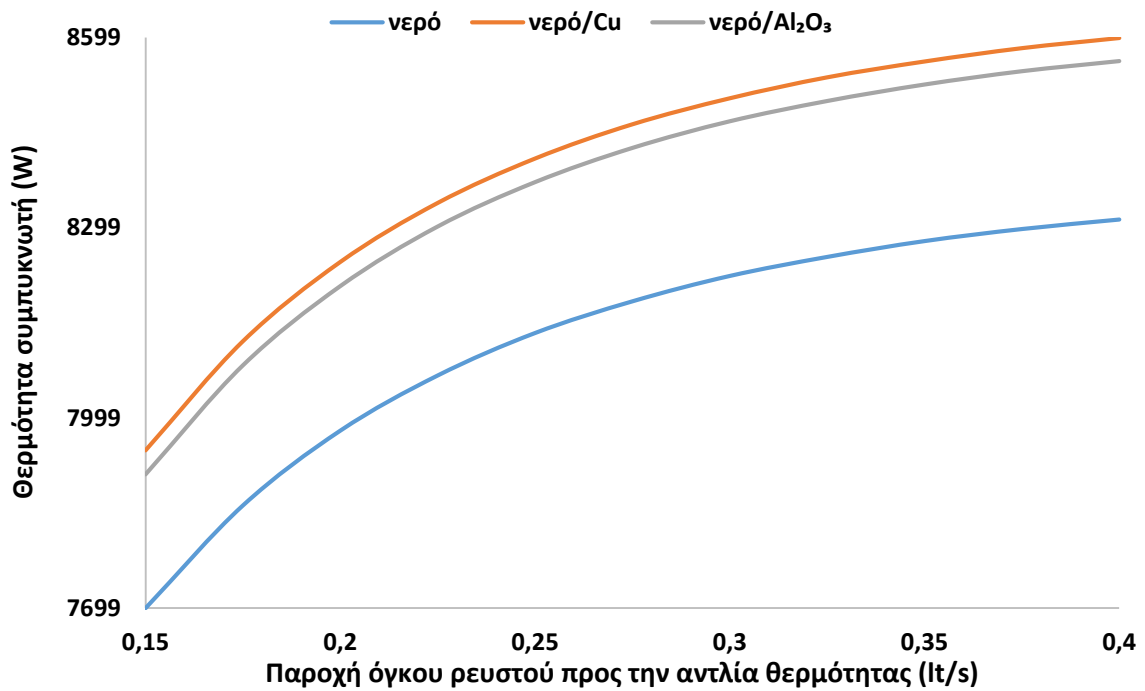
ιδιαίτερα στις υψηλές θερμοκρασίες, όπου η βελτίωση που προσφέρουν τα νανορευστά στη θερμότητα που παράγεται από τον συμπυκνωτή είναι μεγαλύτερη.

Ακολουθώς, θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη μελέτη της εγκατάστασης για σταθερή θερμοκρασία συμπυκνωτή και ατμοποιητή και μεταβλητή παροχή όγκου ρευστού που οδηγείται από το δοχείο προς την αντλία με εξεταζόμενες τιμές από  $15 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  έως  $40 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  (με βήμα  $2.5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ ), όπως παρουσιάστηκε στην υποπαράγραφο 4.9. Στα διαγράμματα των εικόνων 5.8-5.11 παρουσιάζονται αντίστοιχα ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης, η θερμότητα που εκλύεται από τον συμπυκνωτή, η ηλεκτρική ενέργεια που αποδίδεται στο δίκτυο και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος συναρτήσει των διάφορων παροχών μάζας.

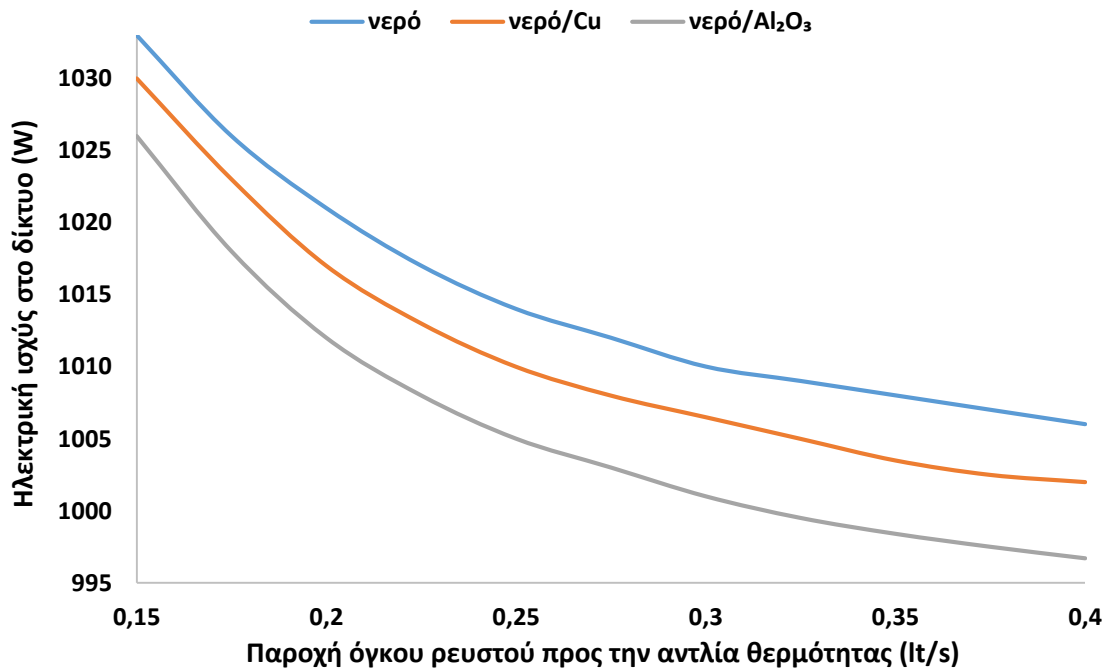


**Εικόνα 5.8:** Ενεργειακός βαθμός απόδοσης συναρτήσει της παροχής όγκου για κάθε ρευστό. Όπως φαίνεται στο διάγραμμα της εικόνας 5.8, όσο αυξάνεται η παροχή όγκου του ρευστού, αυξάνεται και ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι αυξανόμενης της παροχής όγκου (άρα και μάζας, αφού και τα τρία ρευστά που μελετήθηκαν είναι ασυμπίεστα) αυξάνεται και το φορτίο που προσδίδεται κάθε χρονική στιγμή στον ατμοποιητή (γι' αυτό είναι μεγαλύτερη και η θερμότητα που αποδίδεται από τον συμπυκνωτή σε ίδιες θερμοκρασιακές διαφορές των εναλλακτών). Η αύξηση αυτή, ωστόσο, βαίνει μειούμενη διότι επέρχεται κορεσμός στον εναλλάκτη και δεν μπορούν να μεταφερθούν μεγαλύτερα ποσά θερμότητας. Επιπλέον, παρατηρείται ότι η χρήση των νανορευστών επιφέρει σημαντική αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης, λόγω της καλύτερης μεταφοράς θερμότητας που επιτυγχάνεται μέσω αυτών. Και με τη χρήση αυτών, ωστόσο, ο κορεσμός στον εναλλάκτη επέρχεται με όμοιο ρυθμό.

Στα διαγράμματα των εικόνων 5.9 και 5.10 παρουσιάζονται το θερμικό φορτίο που αποδίδεται στο χώρο και η ηλεκτρική ισχύς που αποδίδεται στο δίκτυο συναρτήσει της παροχής όγκου ρευστού αντίστοιχα.



**Εικόνα 5.9:** Θερμότητα που εκλύεται από τον συμπυκνωτή συναρτήσει της παροχής όγκου για κάθε ρευστό

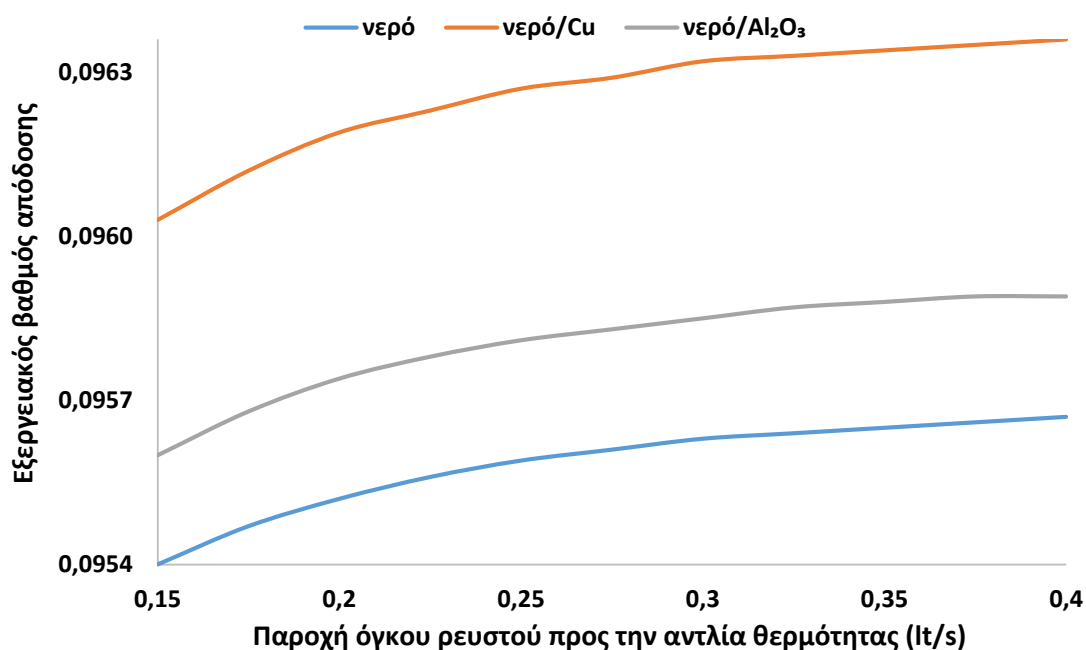


**Εικόνα 5.10:** Ηλεκτρική ισχύς που παρέχεται στο δίκτυο συναρτήσει της παροχής όγκου για κάθε ρευστό

Στο διάγραμμα της εικόνας 5.9 παρατηρείται σημαντική αύξηση της αποδιδόμενης στον χώρο θερμότητας από τον συμπυκνωτή, λόγω του μεγαλύτερου φορτίου που

προσδίδεται στον ατμοποιητή. Όπως, όμως, αναφέρθηκε και ανωτέρω η αύξηση αυτή βαίνει μειούμενη λόγω του κορεσμού που επέρχεται στον εναλλάκτη. Θετική είναι η συνεισφορά των νανορευστών στην αποδιδόμενη από τον συμπιεστή θερμότητα, αφού μέσω αυτών αποδίδεται μεγαλύτερη θερμότητα στον ατμοποιητή. Στο διαγράμμα 5.10 φαίνεται ότι η ηλεκτρική ισχύς που προσδίδεται στο δίκτυο μειώνεται με την αύξηση της παροχής όγκου για κάθε ρευστό. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι όσο αυξάνεται η ενέργεια που παραλαμβάνει ο ατμοποιητής, αυξάνεται και το έργο που καταναλώνεται από τον συμπιεστή, όπως αναλύθηκε κατά τον σχολιασμό του διαγράμματος 5.6. Για τον λόγο αυτό η μείωση βαίνει μειούμενη, όπως βαίνει μειούμενη και η θερμότητα που προσφέρεται στον ατμοποιητή. Επιπλέον, για τον ίδιο λόγο είναι μικρότερη και η ηλεκτρική ισχύς που προσδίδεται στο δίκτυο με τη χρήση των νανορευστών σε σχέση με τη χρήση του νερού. Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι ενώ με το νανορευστό νερού/Cu μεταφέρεται μεγαλύτερη θερμότητα στον ατμοποιητή, είναι μεγαλύτερη και η ηλεκτρική ισχύς που αποδίδεται στο δίκτυο σε σχέση με το νανορευστό νερού/ $Al_2O_3$ . Αυτό οφείλεται στη σημαντική αύξηση που επιφέρει η χρήση του χαλκού (Cu) ως νανοϋλικό στον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης της συστοιχίας, όπως παρουσιάστηκε στο διάγραμμα 5.2. Όπως μπορεί εύκολα κάποιος να διαπιστώσει από τα διαγράμματα 5.8 – 5.10 ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει όμοια συμπεριφορά με τη θερμότητα που αποδίδεται στον χώρο και όχι με την ηλεκτρική ισχύ που αποδίδεται στο δίκτυο. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η θερμότητα είναι της τάξης των 7700-8600 W και η μεταβολή της σχεδόν 2000 W, ενώ ο ηλεκτρικός κυμαίνεται γύρω από τα 1000 W και οι μεταβολές του είναι της τάξης των δεκάδων Watt. Συνεπώς η συνεισφορά της θερμότητας στον ενεργειακό βαθμό απόδοσης είναι μεγαλύτερη.

Στο διάγραμμα 5.11 παρουσιάζεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης συναρτήσεως της παροχής όγκου των ρευστών.

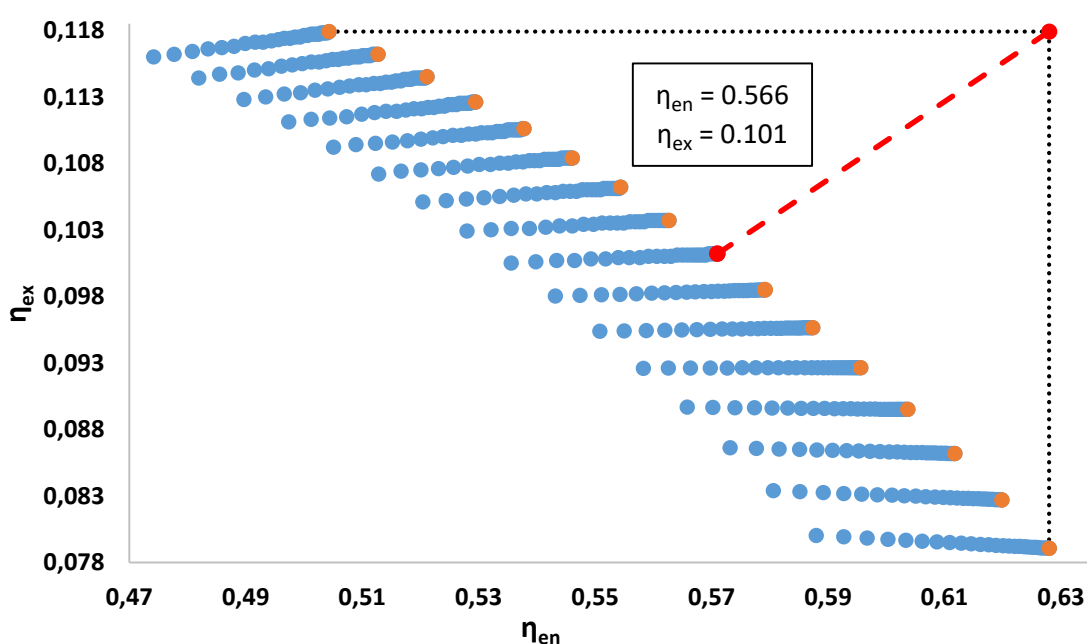


**Εικόνα 5.11:** Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συναρτήσεως της παροχής όγκου για κάθε ρευστό

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνεται με την αύξηση της παροχής όγκου του ρευστού. Η αύξηση αυτή όμως είναι μικρή και με μειούμενο ρυθμό. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η μεγαλύτερη θερμότητα που αποδίδεται από τον συμπυκνωτή, η οποία δύναται να παράξει και μεγαλύτερο έργο, έρχεται σε αντίθεση με το μεγαλύτερο έργο που απαιτεί ο συμπιεστής, λόγω της αυξημένης αυτής θερμότητας που καλείται να παραλάβει η αντλία θερμότητας. Συνεπώς, αυτές οι αντικρουόμενες δυνάμεις οδηγούν σε αυτή τη μικρή και μειούμενη αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Με τη χρήση των νανορευστών παρατηρείται έντονη αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Αυτό οφείλεται ότι η θερμότητα που προσφέρουν στο σύστημα είναι σημαντικά μεγαλύτερη από το αυξημένο έργο που καταναλώνει η αντλία. Ειδικά με το νανορευστό νερού/Cu η βελτίωση είναι αρκετά μεγαλύτερη από το νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, γιατί και το ρεύμα που προσδίδει στο δίκτυο είναι μεγαλύτερο (όπως φαίνεται στο διάγραμμα της εικόνας 5.10) και η θερμότητα (όπως φαίνεται στο διάγραμμα της εικόνας 5.9).

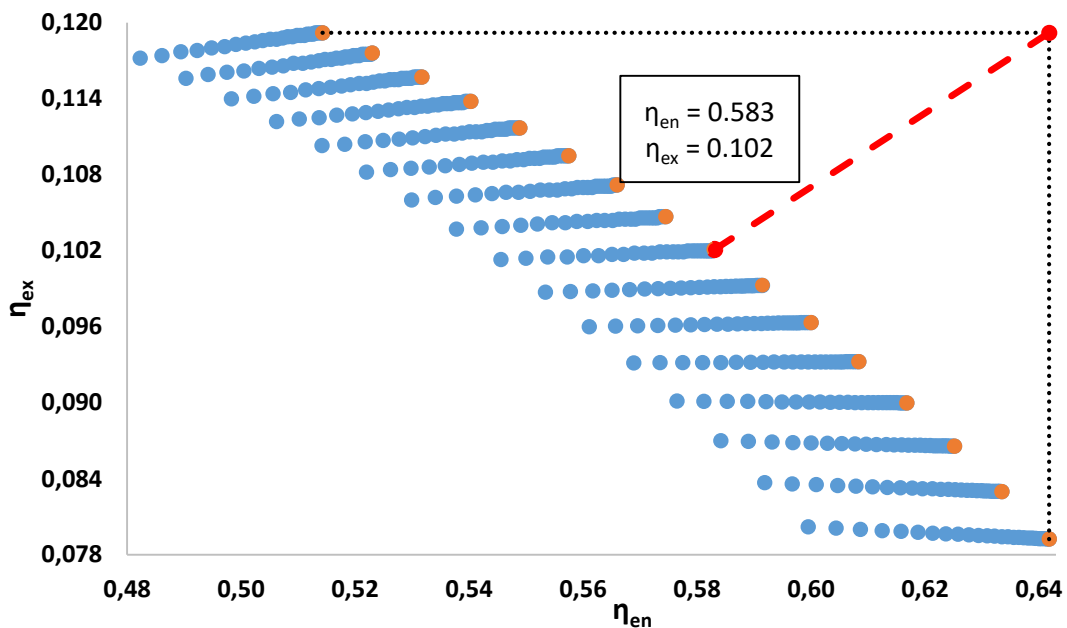
### 5.1.3 Βελτιστοποίηση συστήματος

Για τη βελτιστοποίηση του προβλήματος μόνιμων συνθηκών μελετήθηκαν διάφορα κριτήρια (όπως περιεγράφηκε στην υποενότητα 4.9). Στις εικόνες 5.12 – 5.14 παρουσιάζεται η αξιολόγηση με βάση τα κριτήρια του ενεργειακού και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος που προκύπτει για κάθε ένα από τα εξεταζόμενα ρευστά. Το βέλτιστο σημείο που προκύπτει κάθε φορά σημειώνεται σε πλαίσιο εντός του Pareto. Πιο συγκεκριμένα, για τη χρήση του νερού, το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους 17° C και δίνει ενεργειακό βαθμό απόδοσης 56.6% και εξεργειακό βαθμό απόδοσης 10.1%, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.12.



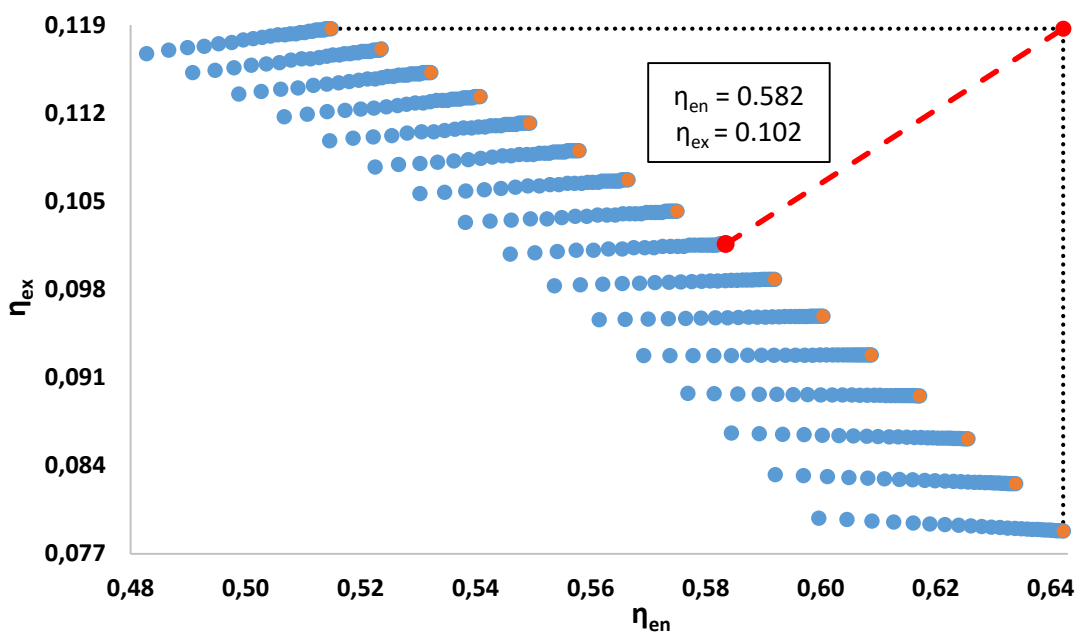
Εικόνα 5.12: Βελτιστοποίηση με βάση τον ενεργειακό και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης για το νερό

Για τη χρήση του νανορευστού νερού/Cu, το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους 17° C και δίνει ενεργειακό βαθμό απόδοσης 58.3% και εξεργειακό βαθμό απόδοσης 10.2%, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.13.



**Εικόνα 5.13:** Βελτιστοποίηση με βάση τον ενεργειακό και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης για το νανορευστό νερού/Cu

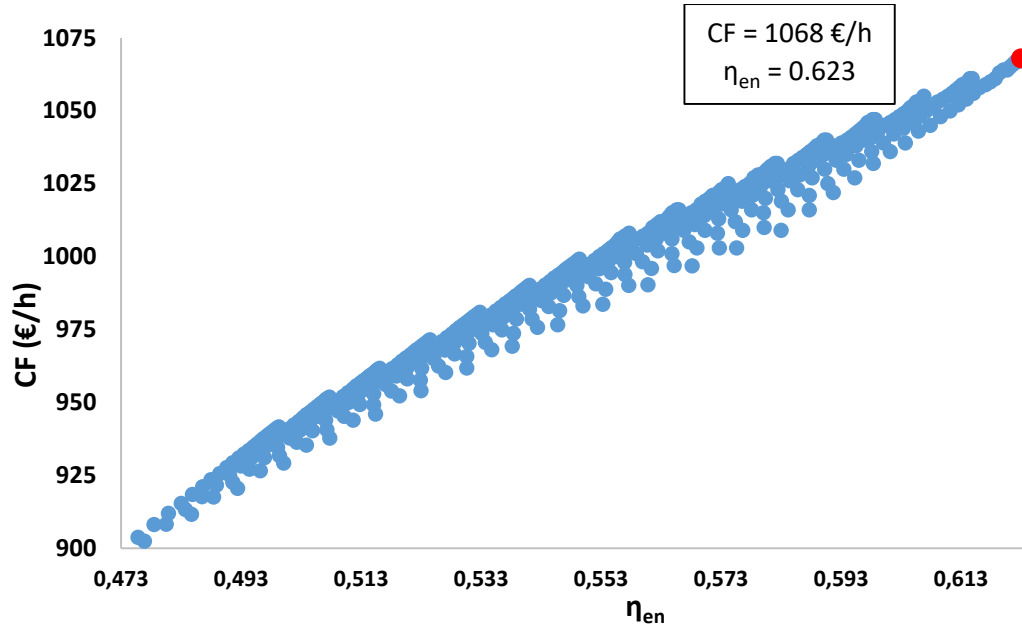
Για τη χρήση του νανορευστού νερού/ $Al_2O_3$ , το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους 17° C και δίνει ενεργειακό βαθμό απόδοσης 58.2% και εξεργειακό βαθμό απόδοσης 10.2%, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.14.



**Εικόνα 5.14:** Βελτιστοποίηση με βάση τον ενεργειακό και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης για το νανορευστό νερού/ $Al_2O_3$

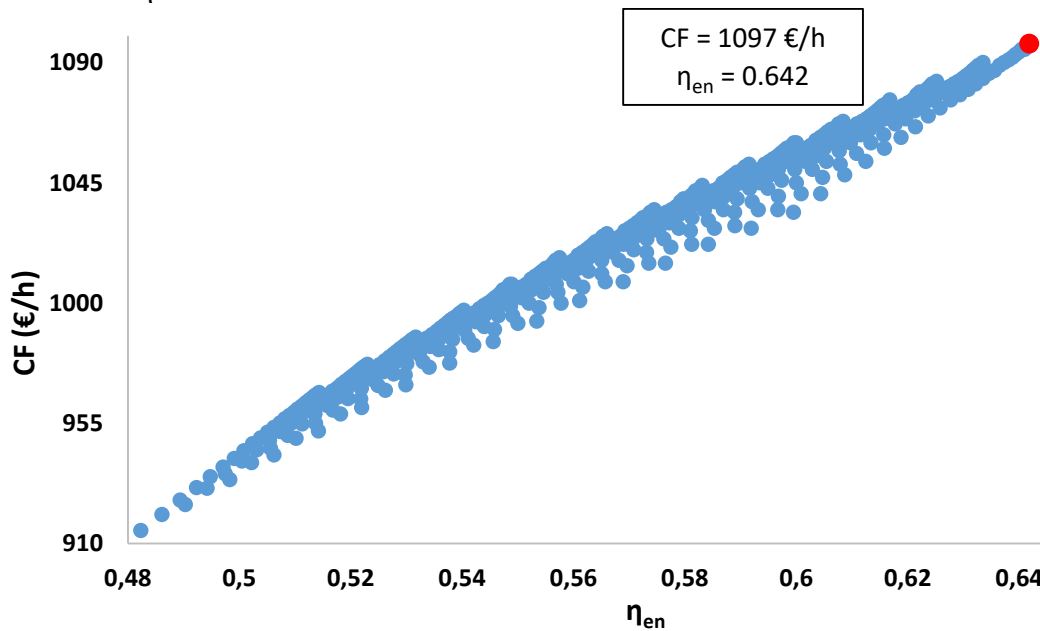
Όπως προκύπτει από τις εικόνες 5.12 – 5.14 και για τα τρία εξεταζόμενα ρευστά το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους 17° C, ενώ η χρήση του νανορευστού νερού/Cu δίνει τα καλύτερα αποτελέσματα.

Στις εικόνες 5.15 – 5.17 παρουσιάζεται η αξιολόγηση με βάση τα κριτήρια της χρηματικής ροής (Cash Flow) και του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος που προκύπτει για κάθε ένα από τα εξεταζόμενα ρευστά. Το βέλτιστο σημείο που προκύπτει κάθε φορά σημειώνεται σε πλαίσιο εντός του Pareto και ταυτίζεται επί της ουσίας με το ιδανικό. Πιο συγκεκριμένα, για τη χρήση του νερού, το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους 10° C και δίνει ροή κόστους 1068 €/h και ενεργειακό βαθμό απόδοσης 62.3%, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.15.



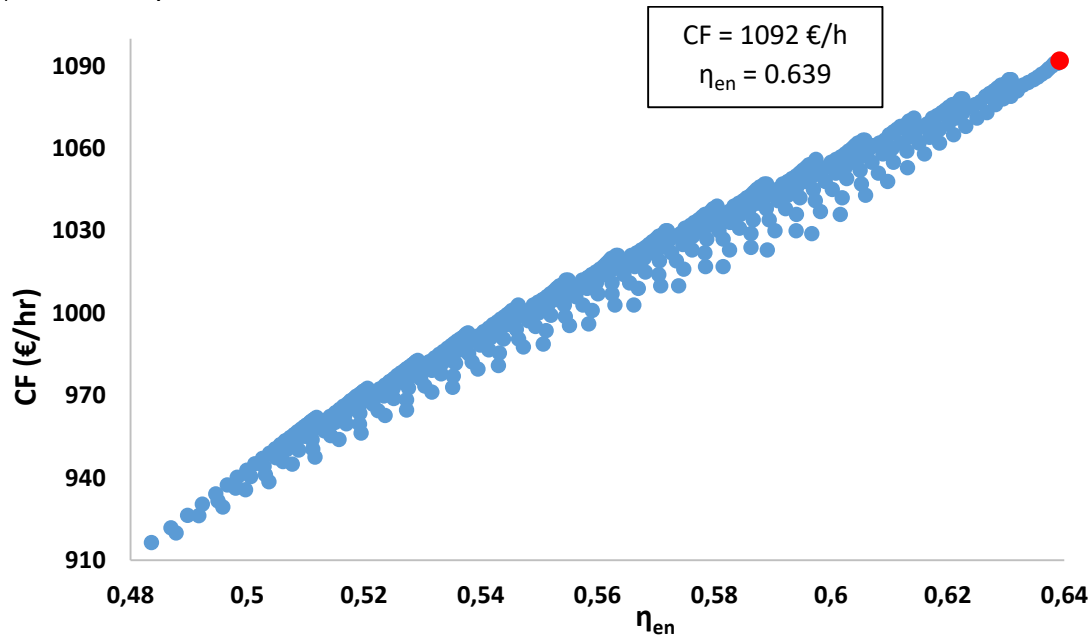
**Εικόνα 5.15:** Βελτιστοποίηση με βάση τη χρηματοροή και τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης για το νερό

Για τη χρήση του νανορευστότος νερού/Cu, το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους 10° C και δίνει ροή κόστους 1097 €/h και ενεργειακό βαθμό απόδοσης 64.2%, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.16.



**Εικόνα 5.16:** Βελτιστοποίηση με βάση τη χρηματοροή και τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης για το νανορευστό νερό/Cu

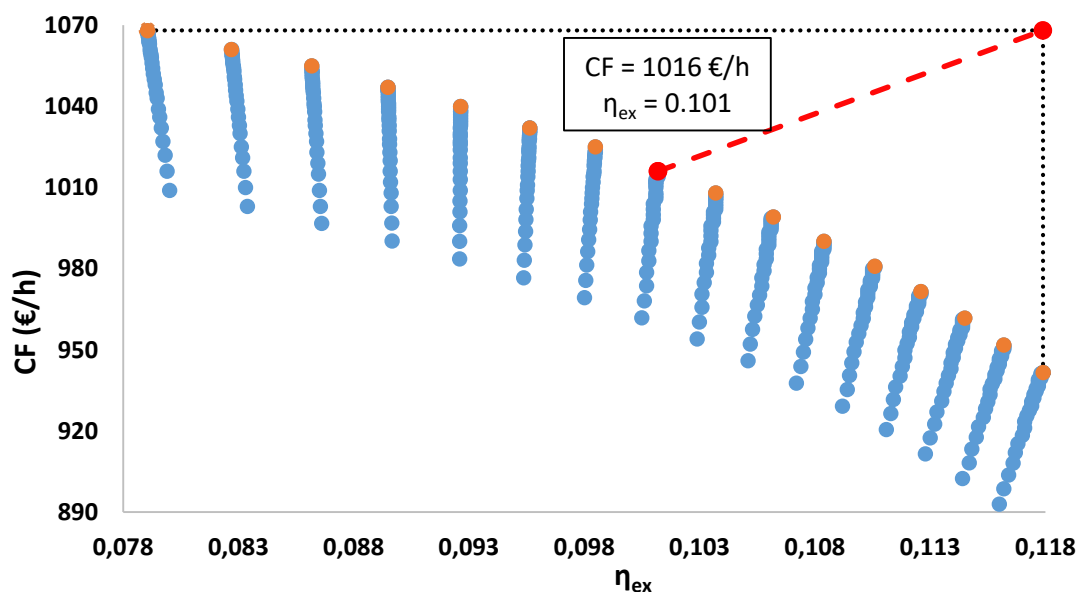
Για τη χρήση του νανορευστού νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$ , το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους  $10^\circ\text{C}$  και δίνει ροή κόστους 1092 €/h και ενεργειακό βαθμό απόδοσης 63.9%, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.17.



**Εικόνα 5.17:** Βελτιστοποίηση με βάση τη χρηματοροή και τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης για το νανορευστό νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$

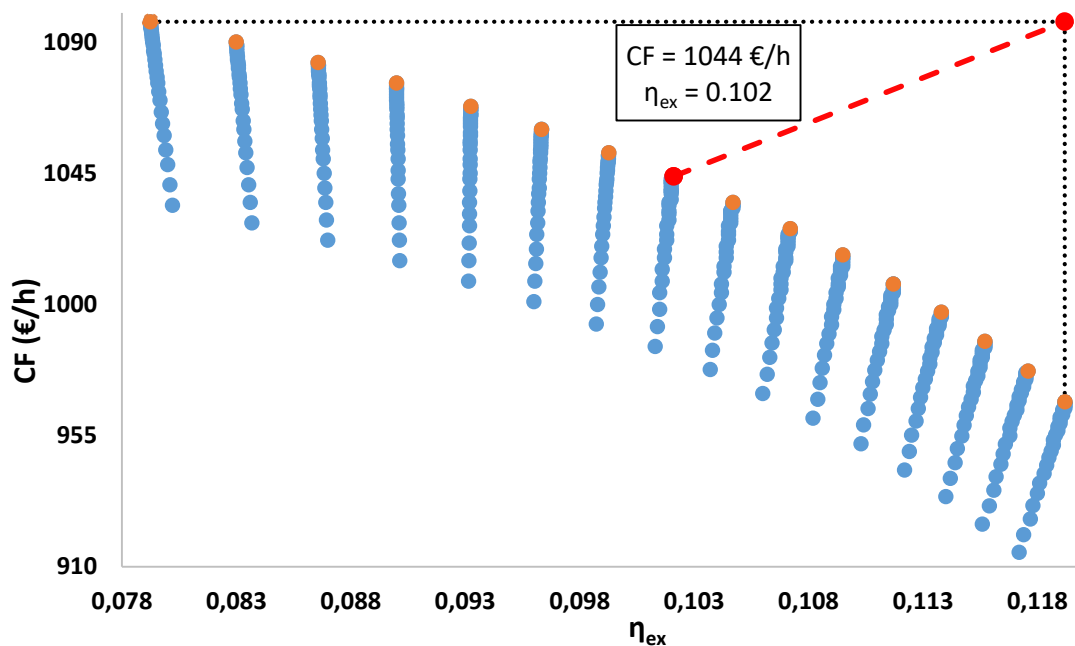
Όπως προκύπτει από τις εικόνες 5.15 – 5.17 και για τα τρία εξεταζόμενα ρευστά το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους  $10^\circ\text{C}$ , ενώ η χρήση του νανορευστού νερού/ $\text{Cu}$  κρίνεται επωφελέστερη σε σχέση με τα άλλα δύο.

Στις εικόνες 5.18 – 5.20 παρουσιάζεται η αξιολόγηση με βάση τα κριτήρια της χρηματικής ροής (Cash Flow) και του εξεργειακού βαθμό απόδοσης του συστήματος που προκύπτει για κάθε ένα από τα εξεταζόμενα ρευστά. Το βέλτιστο σημείο που προκύπτει κάθε φορά σημειώνεται σε πλαίσιο εντός του Pareto.



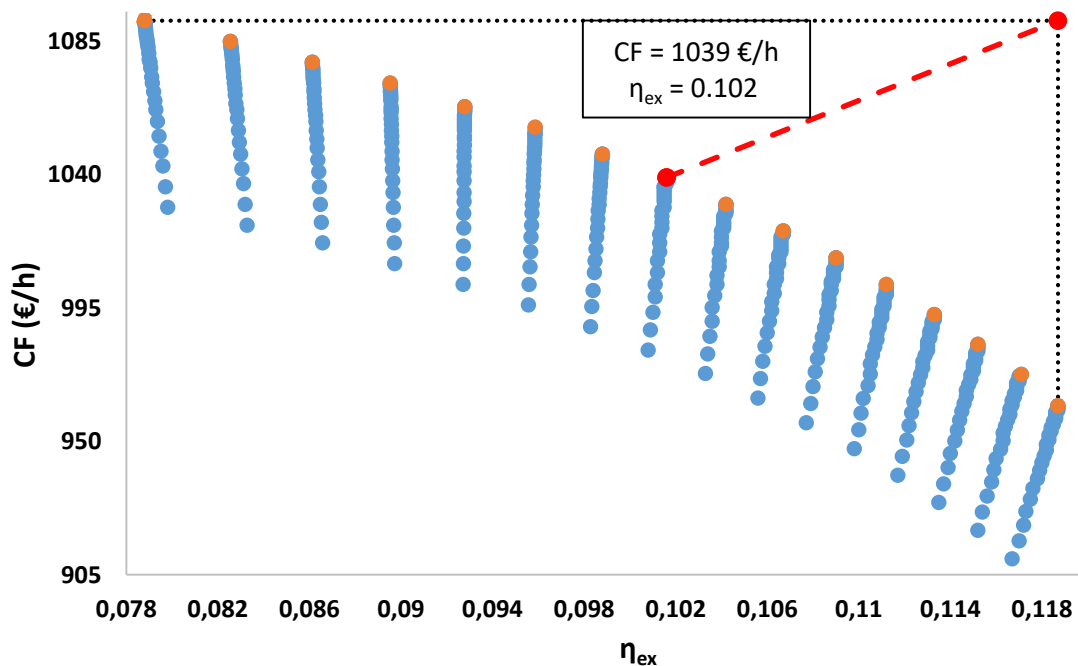
**Εικόνα 5.18:** Βελτιστοποίηση με βάση τη χρηματοροή και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης για το νερό

Για τη χρήση του νερού, το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους 17° C και δίνει ροή κόστους 1016 €/h και εξεργειακό βαθμό απόδοσης 10.1%, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.18.



**Εικόνα 5.19:** Βελτιστοποίηση με βάση τη χρηματοροή και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης για το νανορευστό νερού/Cu

Για τη χρήση του νανορευστού νερού/Cu, το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους 17° C και δίνει ροή κόστους 1044 €/h και εξεργειακό βαθμό απόδοσης 10.2%, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.19.



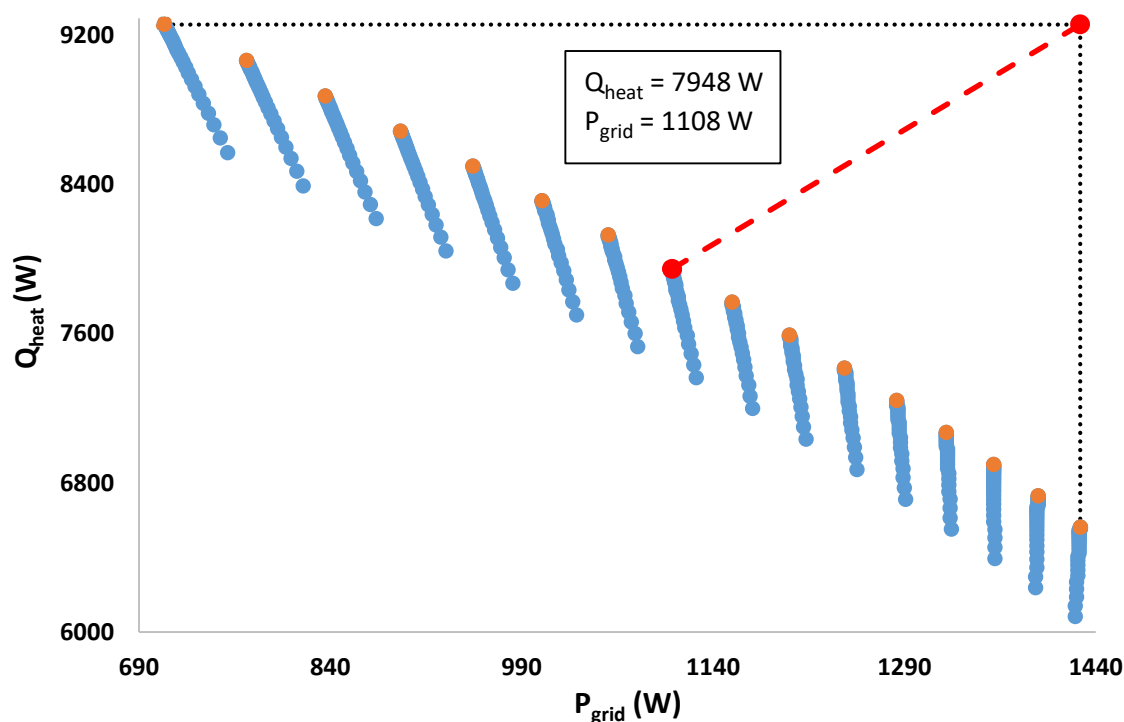
**Εικόνα 5.20:** Βελτιστοποίηση με βάση τη χρηματοροή και τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης για το νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>



Για τη χρήση του νανορευστού νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$ , το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους  $17^\circ\text{C}$  και δίνει ροή κόστους 1039 €/h και εξεργειακό βαθμό απόδοσης 10.2%, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.20.

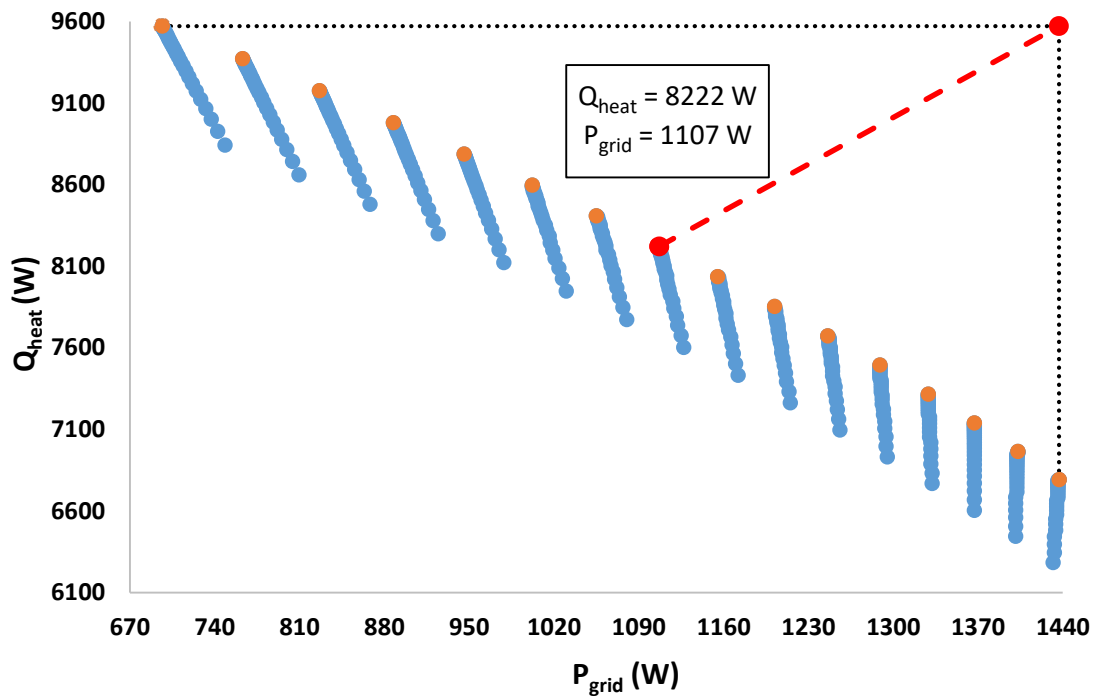
Όπως προκύπτει από τις εικόνες 5.18 – 5.20 και για τα τρία εξεταζόμενα ρευστά το βέλτιστο σημείο προκύπτει στους  $17^\circ\text{C}$ , ενώ η χρήση του νανορευστού νερού/ $\text{Cu}$  δίνει τα πιο ευνοϊκά αποτελέσματα.

Στις εικόνες 5.21 – 5.23 παρουσιάζεται η αξιολόγηση με βάση τα κριτήρια της θερμότητας που εκλύεται από τον συμπυκνωτή και της ηλεκτρικής ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο για κάθε ένα από τα εξεταζόμενα ρευστά. Το βέλτιστο σημείο που προκύπτει κάθε φορά σημειώνεται σε πλαίσιο εντός του Pareto. Πιο συγκεκριμένα, για τη χρήση του νερού, το βέλτιστο σημείο προκύπτει αυτούς  $17^\circ\text{C}$  και η θερμότητα που παράγεται είναι ίση με 7948 W και η ηλεκτρική ισχύς που διοχετεύεται στο δίκτυο είναι ίση με 1108 W, αυτούς φαίνεται στην εικόνα 5.21.



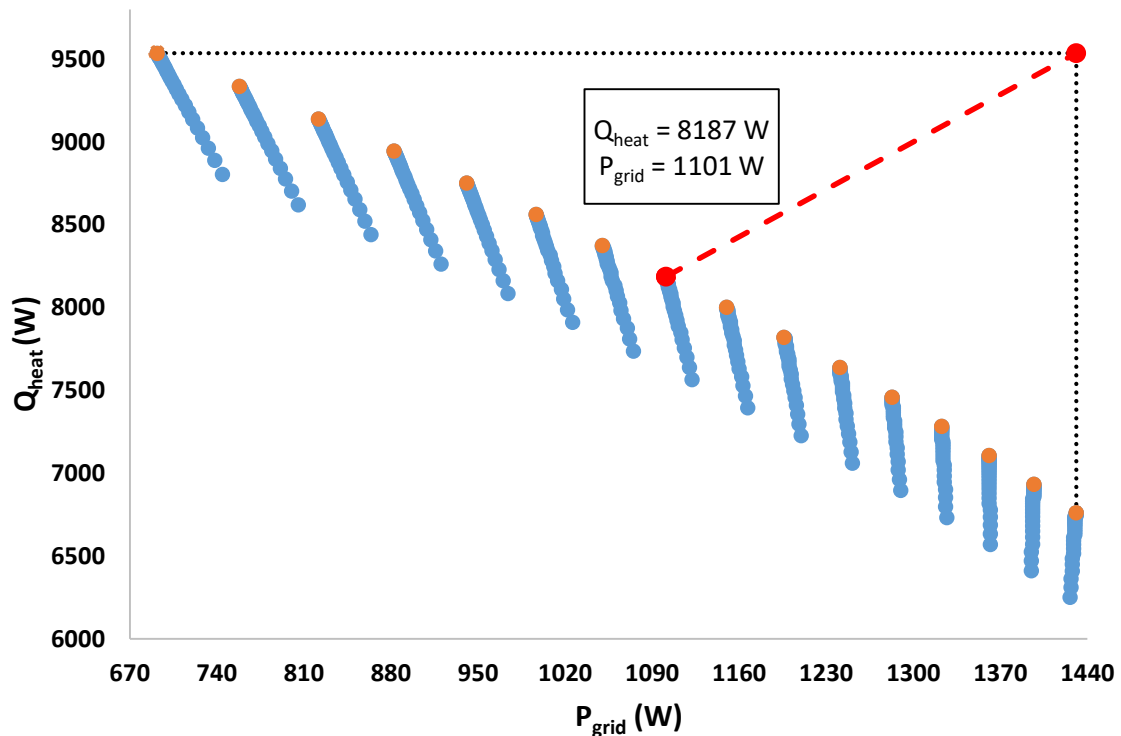
**Εικόνα 5.21:** Βελτιστοποίηση με βάση την παραγόμενη θερμότητα και την ηλεκτρική ισχύ που διοχετεύεται στο δίκτυο για το νερό

Αυτούς φαίνεται στην εικόνα 5.22, για τη χρήση του νανορευστού νερού/ $\text{Cu}$ , το βέλτιστο σημείο προκύπτει αυτούς  $17^\circ\text{C}$  με τη θερμότητα που παράγεται να είναι ίση με 8222 W και η ηλεκτρική ισχύς που διοχετεύεται στο δίκτυο είναι ίση με 1107 W. Αυτούς αναμενόταν από την ανάλυση που προηγήθηκε, η ηλεκτρική ισχύς που αποδίδεται στο δίκτυο με τη χρήση του νανορευστού νερού/ $\text{Cu}$  είναι μειωμένη σε σχέση με τη χρήση του νερού.



**Εικόνα 5.22:** Βελτιστοποίηση με βάση την παραγόμενη θερμότητα και την ηλεκτρική ισχύ που διοχετεύεται στο δίκτυο για το νανορευστό νερού/Cu

Για τη χρήση του νανορευστού νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$ , το βέλτιστο σημείο προκύπτει αυτούς  $17^\circ \text{C}$  με τη θερμότητα που παράγεται να είναι ίση με  $8187 \text{ W}$  και η ηλεκτρική ισχύς που διοχετεύεται στο δίκτυο είναι ίση με  $1101 \text{ W}$ , αυτούς φαίνεται στην εικόνα 5.23.



**Εικόνα 5.23:** Βελτιστοποίηση με βάση την παραγόμενη θερμότητα και την ηλεκτρική ισχύ που διοχετεύεται στο δίκτυο για το νανορευστό νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$

Αυτούς προκύπτει από αυτούς εικόνες 5.21 – 5.23 και για τα τρία εξεταζόμενα ρευστά το βέλτιστο σημείο προκύπτει αυτούς 17° C, ενώ η χρήση του νανορευστού νερού/Cu δίνει τα πιο ευνοϊκά αποτελέσματα εν συνόλω, αφού η μείωση στο ηλεκτρικό ρεύμα που παρέχεται στο δίκτυο σε σχέση με το νερό είναι αμελητέα μπροστά στην αύξηση αυτούς θερμότητας που παράγεται με αυτό.

Το τελευταίο κριτήριο που περιεγράφηκε στην υποενότητα 4.9 (F<sub>v</sub>) δεν μπορεί να παρασταθεί γραφικά σε δύο διαστάσεις, λόγω αυτούς ύπαρξης τριών μεταβλητών, που καθιστά το διάγραμμα τρισδιάστατο. Η αξιολόγηση με βάση τα κριτήρια του ενεργειακού βαθμού απόδοσης, της χρηματικής ροής (Cash Flow) και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος που προκύπτει για κάθε ένα από τα εξεταζόμενα ρευστά δίνει βέλτιστο σημείο αυτούς 15° C σε όλα. Για το νερό ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης σε αυτή τη θερμοκρασία είναι 58.24%, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι 9.56% και η χρηματοροή είναι 1032 €/hr. Για το νανορευστό νερού/Cu ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης σε αυτή τη θερμοκρασία είναι 60%, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι 9.63% και η χρηματοροή είναι 1060 €/hr. Για το νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης σε αυτή τη θερμοκρασία είναι 59.74%, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι 9.59% και η χρηματοροή είναι 1056 €/hr.

Συγκεντρωτικά, τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν στην υποενότητα 5.1.3 συνοψίζονται στους πίνακες 5.2 – 5.4. Επιπλέον, στους πίνακες αυτούς παρουσιάζονται όλα τα μελετούμενα μεγέθη που προκύπτουν στην εκάστοτε θερμοκρασία που δίνει το βέλτιστο σημείο ανά εξεταζόμενο κριτήριο, καθώς και οι αξιολογήσεις που προκύπτουν από την εξέταση ως μεμονωμένα κριτήρια του ενεργειακού βαθμού απόδοσης, του εξεργειακού βαθμού απόδοσης και της χρηματοροής (CF). Πιο συγκεκριμένα, οι πίνακες 5.1 – 5.3 δείχνουν ότι οι αξιολογήσεις που έχουν πραγματοποιηθεί με βάση τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης και τη χρηματοροή (CF) οδηγούν σε σχεδιασμούς (designs) που απαιτούν χαμηλότερες θερμοκρασίες ατμοποιητή, ανεξάρτητα από το εργαζόμενο μέσο. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης και η χρηματοροή εξαρτώνται κυρίως από την παραγόμενη θερμότητα η οποία μεγιστοποιείται για χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποιητή, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.5. Αντίθετα, οι αξιολογήσεις στις οποίες συμμετέχουν ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης και η αποδιδόμενη στο δίκτυο ηλεκτρική ισχύς οδηγούν σε σχεδιασμούς (designs) που απαιτούν υψηλότερες θερμοκρασίες ατμοποιητή. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης εξαρτάται κυρίως από την ηλεκτρική ισχύ που αποδίδεται στο δίκτυο, η οποία μεγιστοποιείται για υψηλότερες θερμοκρασίες ατμοποιητή, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.6. Γι' αυτό και οι αξιολογήσεις που συνδυάζουν κριτήρια με διαφορετική συμπεριφορά (λ.χ. ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης) δίνουν βέλτιστο αποτέλεσμα στους 17°C. Ενώ αυτή που συνδυάζει χρηματοροή (CF) και ενεργειακό βαθμό απόδοσης με εξεργειακό βαθμό απόδοσης, δίνει βέλτιστο στους 15°C, αφού δύο από τα τρία κριτήρια μεγιστοποιούνται σε χαμηλή θερμοκρασία ατμοποιητή.

Κριτήρια	Νερό					
	$P_g$ (W)	$Q_{heat}$ (W)	$\eta_{en}$	$\eta_{ex}$	CF (€/hr)	$T_e$ (°C)
$\eta_{ex}-\eta_{en}$	1108	7948	56.60%	10.12%	1016	17
CF- $\eta_{en}$	710	9257	62.30%	7.91%	1068	10
CF- $\eta_{ex}$	1108	7948	56.60%	10.12%	1016	17
$Q_{heat}-P_g$	1108	7948	56.60%	10.12%	1016	17
CF- $\eta_{en}-\eta_{ex}$	1006	8312	58.24%	9.56%	1032	15
$\eta_{en}$	710	9257	62.30%	7.91%	1068	10
$\eta_{ex}$	1428	6561	49.93%	11.79%	942	25
CF	710	9257	62.30%	7.91%	1068	10

**Πίνακας 5.2:** Συγκεντρωτική παρουσίαση ανά κριτήριο των αποτελεσμάτων που προέκυψαν για κάθε μία αξιολόγηση για το νερό

Κριτήρια	Νερό/Cu					
	$P_g$ (W)	$Q_{heat}$ (W)	$\eta_{en}$	$\eta_{ex}$	CF (€/hr)	$T_e$ (°C)
$\eta_{ex}-\eta_{en}$	1107	8222	58.31%	10.21%	1044	17
CF- $\eta_{en}$	697	9572	64.18%	7.92%	1097	10
CF- $\eta_{ex}$	1107	8222	58.31%	10.21%	1044	17
$Q_{heat}-P_g$	1107	8222	58.31%	10.21%	1044	17
CF- $\eta_{en}-\eta_{ex}$	1002	8598	60.00%	9.63%	1060	15
$\eta_{en}$	697	9572	64.18%	7.92%	1097	10
$\eta_{ex}$	1437	6793	51.43%	11.92%	967	25
CF	697	9572	64.18%	7.92%	1097	10

**Πίνακας 5.3:** Συγκεντρωτική παρουσίαση ανά κριτήριο των αποτελεσμάτων που προέκυψαν για κάθε μία αξιολόγηση για το νανορευστό νερού/Cu

Κριτήρια	Νερό/Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>					
	P <sub>g</sub> (W)	Q <sub>heat</sub> (W)	η <sub>en</sub>	η <sub>ex</sub>	CF (€/hr)	T <sub>e</sub> (°C)
η <sub>ex</sub> -η <sub>en</sub>	1101	8187	58.05%	10.16%	1039	17
CF-η <sub>en</sub>	692	9535	63.92%	7.88%	1092	10
CF-η <sub>ex</sub>	1101	8187	58.05%	10.16%	1039	17
CF-η <sub>en</sub> -η <sub>ex</sub>	997	8562	59.74%	9.59%	1056	15
Q <sub>heat</sub> -P <sub>g</sub>	1101	8187	58.05%	10.16%	1039	17
η <sub>en</sub>	692	9535	63.92%	7.88%	1092	10
η <sub>ex</sub>	1431	6760	51.19%	11.87%	962	25
CF	692	9535	63.92%	7.88%	1092	10

**Πίνακας 5.4:** Συγκεντρωτική παρουσίαση ανά κριτήριο των αποτελεσμάτων που προέκυψαν για κάθε μία αξιολόγηση για το νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>

## 5.2 Ανάλυση σε δυναμικές συνθήκες

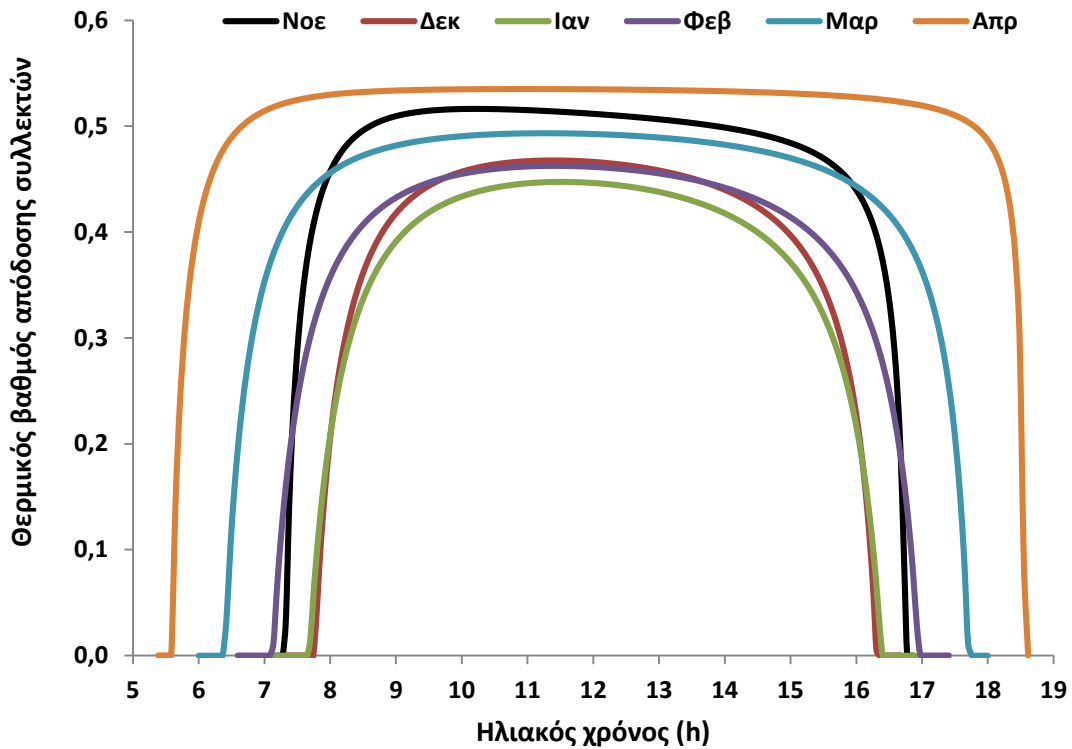
Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη μελέτη του θερμικού μοντέλου σε μεταβλητές χρονικά συνθήκες, όπως αυτό περιεγράφηκε στο κεφάλαιο 4. Αρχικά παρουσιάζονται οι αποδόσεις που προκύπτουν με τη χρήση κάθε εργαζόμενου μέσου για τη μέση ημέρα κάθε μήνα από Νοέμβριο έως Απρίλιο και στη συνέχεια γίνεται μία αξιολόγηση της συνολικής ετήσιας παραγωγής ενέργειας (θερμική και ηλεκτρικής) καθώς και οικονομική αξιολόγηση της επένδυσης στη μελετώμενη τεχνολογία.

### 5.2.1 Ημερήσιες αποδόσεις

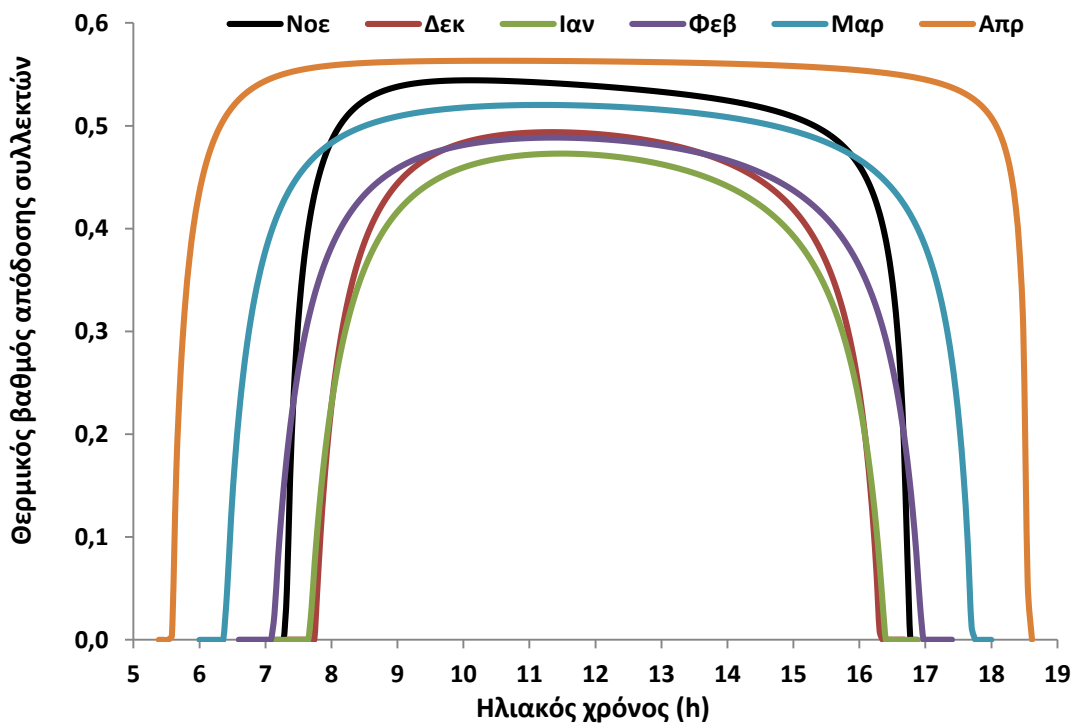
Στην υποενότητα αυτή παρουσιάζονται αρχικά οι επιδόσεις του συλλέκτη, του δοχείου και της αντλίας θερμότητας για τη μέση ημέρα κάθε μήνα και στη συνέχεια συγκεντρωτικά τα βασικά μεγέθη που καθορίζουν την απόδοση του συστήματος που μελετάται στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας ξεχωριστά κάθε φορά για κάθε ένα από τα τρία μελετώμενα εργαζόμενα μέσα.

Στις εικόνες 5.24 – 5.26 παρουσιάζεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης της συστοιχίας των θερμοφωτοβολταϊκών συλλεκτών για τη χρήση νερού, νανορευστού νερού/Cu και νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> αντίστοιχα για τη μέση ημέρα κάθε εξεταζόμενου μήνα. Πιο συγκεκριμένα, στην εικόνα 5.24 παρατηρείται ότι, για το νερό, η μέγιστη μέση τιμή του δίνεται για τον μήνα Απρίλιο (όπου υπάρχουν και οι μικρότερες θερμικές απώλειες, λόγω μεγαλύτερης θερμοκρασίας περιβάλλοντος σε σχέση με τους υπόλοιπους μήνες)

και είναι ίση με 50.5%, ενώ η μικρότερη μέση τιμή για τον Ιανουάριο η οποία είναι ίση με 33.9%.

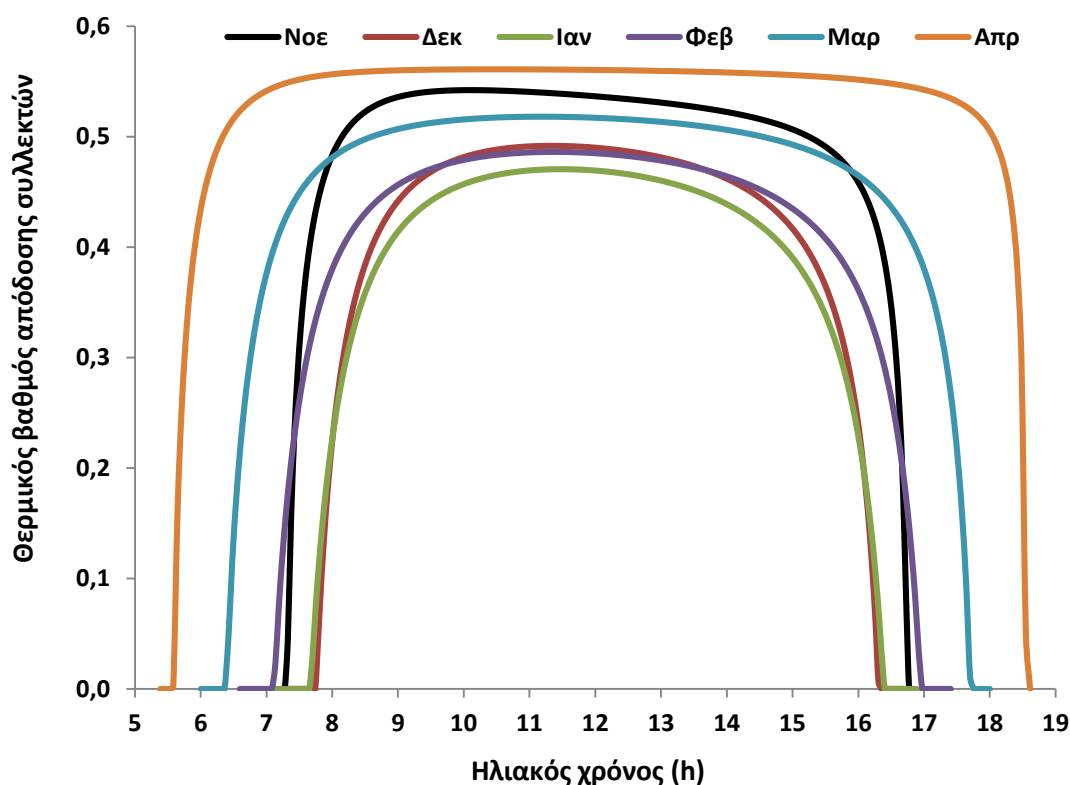


Εικόνα 5.24: Θερμικός βαθμός απόδοσης συστοιχίας συλλεκτών συναρτήσσει του ηλιακού χρόνου για το νερό



Εικόνα 5.25: Θερμικός βαθμός απόδοσης συστοιχίας συλλεκτών συναρτήσσει του ηλιακού χρόνου για το νανορευστό νερού/Cu

Στην εικόνα 5.25 παρατηρείται ότι, για το νανορευστό νερού/Cu, η μέγιστη μέση τιμή του θερμικού βαθμού απόδοσης δίνεται και πάλι για τον μήνα Απρίλιο και είναι ίση με 53.1%, ενώ η μικρότερη μέση τιμή για τον Ιανουάριο η οποία είναι ίση με 36%.

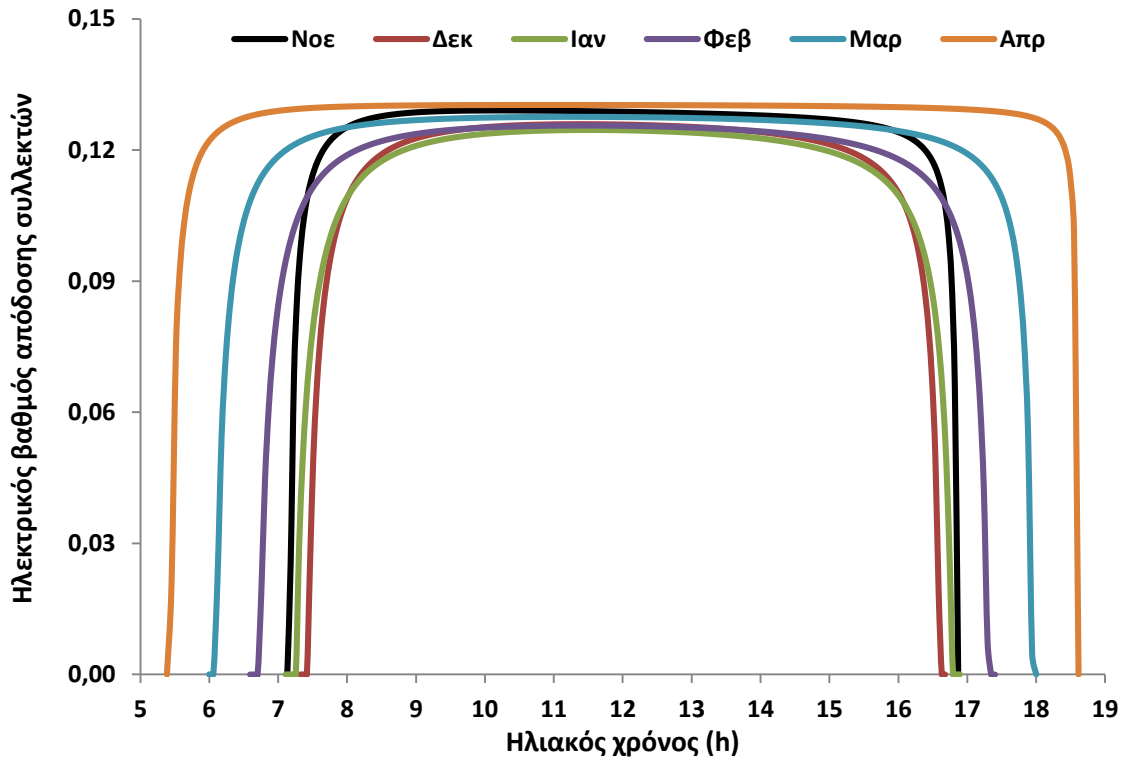


**Εικόνα 5.26:** Θερμικός βαθμός απόδοσης συστοιχίας συλλεκτών συναρτήσει του ηλιακού χρόνου για το νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>

Στην εικόνα 5.26 φαίνεται ότι, για το νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, η μέγιστη μέση τιμή του θερμικού βαθμού απόδοσης δίνεται και σε αυτή την περίπτωση για τον μήνα Απρίλιο και είναι ίση με 52.9%, ενώ η μικρότερη μέση τιμή για τον Ιανουάριο η οποία είναι ίση με 35.8%

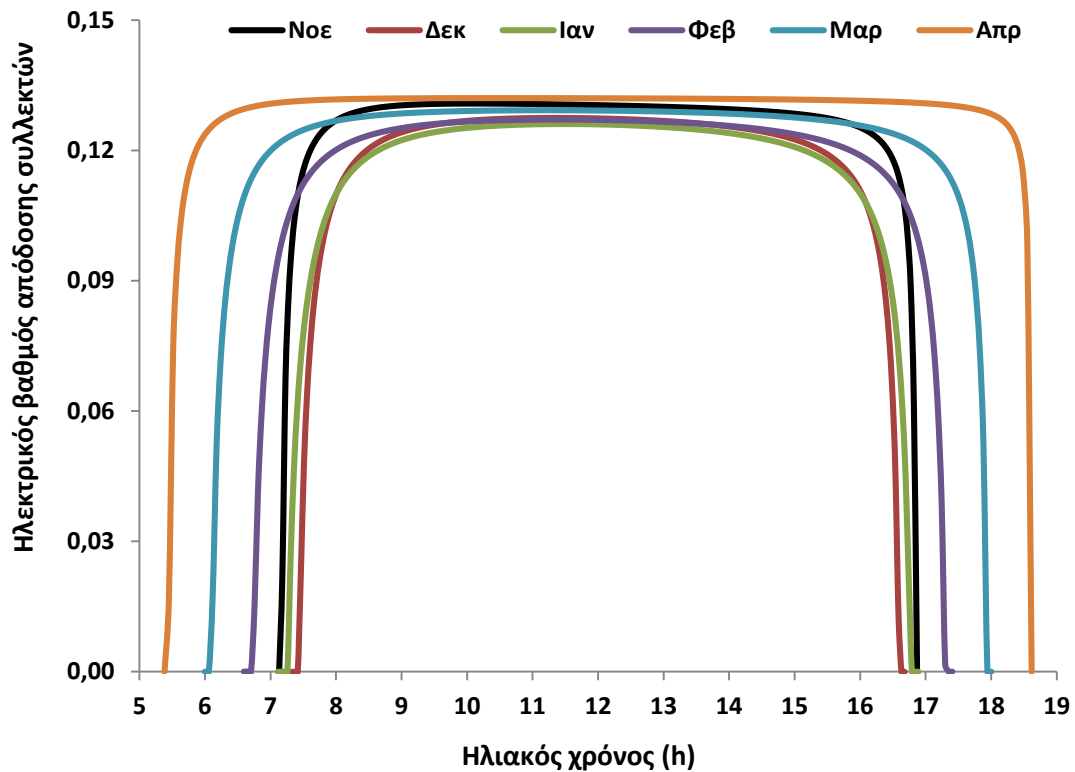
Συμπερασματικά, στις εικόνες 5.24 – 5.26 διαπιστώνεται ότι, όπως και στην κατάσταση μόνιμων συνθηκών, η χρήση του νανορευστό νερού/Cu είναι η αποδοτικότερη, ενώ εκείνη του νερού αυτή που δίνει τα λιγότερο επωφελή αποτελέσματα. Επιπλέον, παρατηρείται ότι η χρήση των νανορευστών δεν επηρεάζει τη συμπεριφορά του θερμικού βαθμού απόδοσης μεταξύ των μηνών. Σε κάθε περίπτωση τον Απρίλιο παρατηρείται η μέγιστη μέση τιμή και τον Ιανουάριο η ελάχιστη.

Στις εικόνες 5.27 – 5.29 παρουσιάζεται ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης της συστοιχίας των θερμοφωτοβολταϊκών συλλεκτών για τη χρήση νερού, νανορευστό νερού/Cu και νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> αντίστοιχα για τη μέση ημέρα κάθε εξεταζόμενου μήνα. Πιο συγκεκριμένα, στην εικόνα 5.27 παρατηρείται ότι, για το νερό, η μέγιστη μέση τιμή του δίνεται για τον μήνα Απρίλιο και είναι ίση με 12.8%, ενώ η μικρότερη μέση τιμή για τον Ιανουάριο η οποία είναι ίση με 11.3%.



**Εικόνα 5.27:** Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης συστοιχίας συλλεκτών συναρτήσεως του ηλιακού χρόνου για το νερό

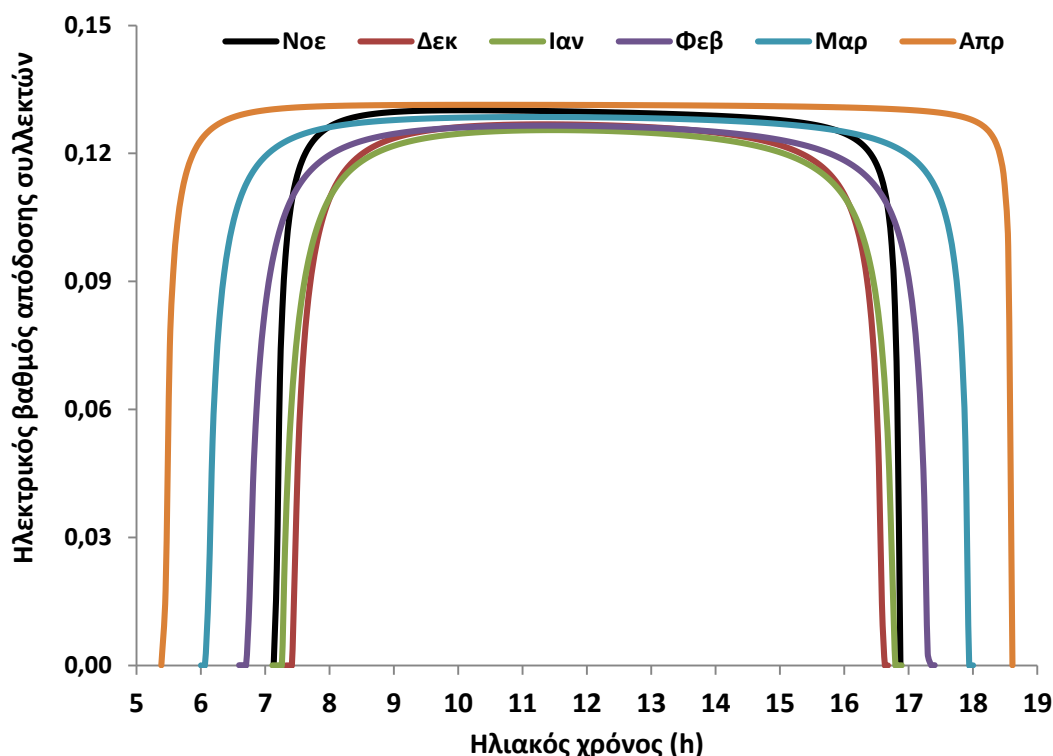
Στην εικόνα 5.28 παρατηρείται ότι, για το νανορευστό νερού/Cu, η μέγιστη μέση τιμή του δίνεται για τον μήνα Απρίλιο και είναι ίση με 12.8%, ενώ η μικρότερη μέση τιμή για τον Ιανουάριο η οποία είναι ίση με 11.3%.



**Εικόνα 5.28:** Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης συστοιχίας συλλεκτών συναρτήσεως του ηλιακού χρόνου για το νανορευστό νερού/Cu



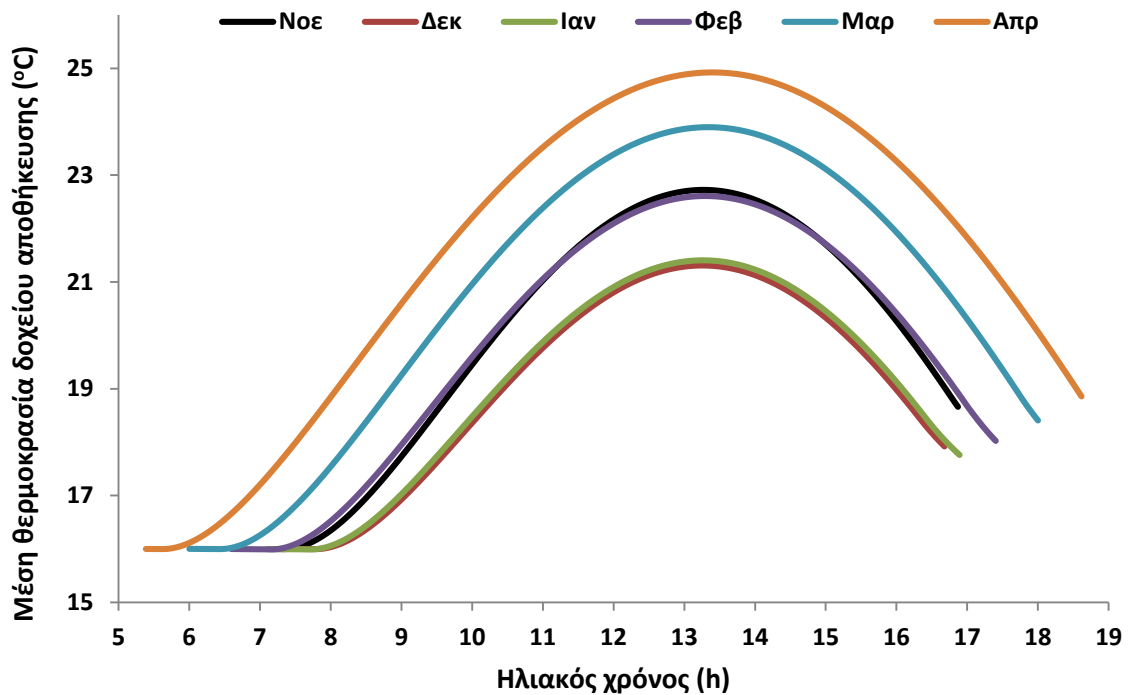
Στην εικόνα 5.29 φαίνεται ότι, για το νανορευστό νερού/ $Al_2O_3$ , η μέγιστη μέση τιμή του δίνεται για τον μήνα Απρίλιο και είναι ίση με 12.9%, ενώ η μικρότερη μέση τιμή για τον Ιανουάριο η οποία είναι ίση με 11.4%.



**Εικόνα 5.29:** Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης συστοιχίας συλλεκτών συναρτήσεως του ηλιακού χρόνου για το νανορευστό νερού/ $Al_2O_3$

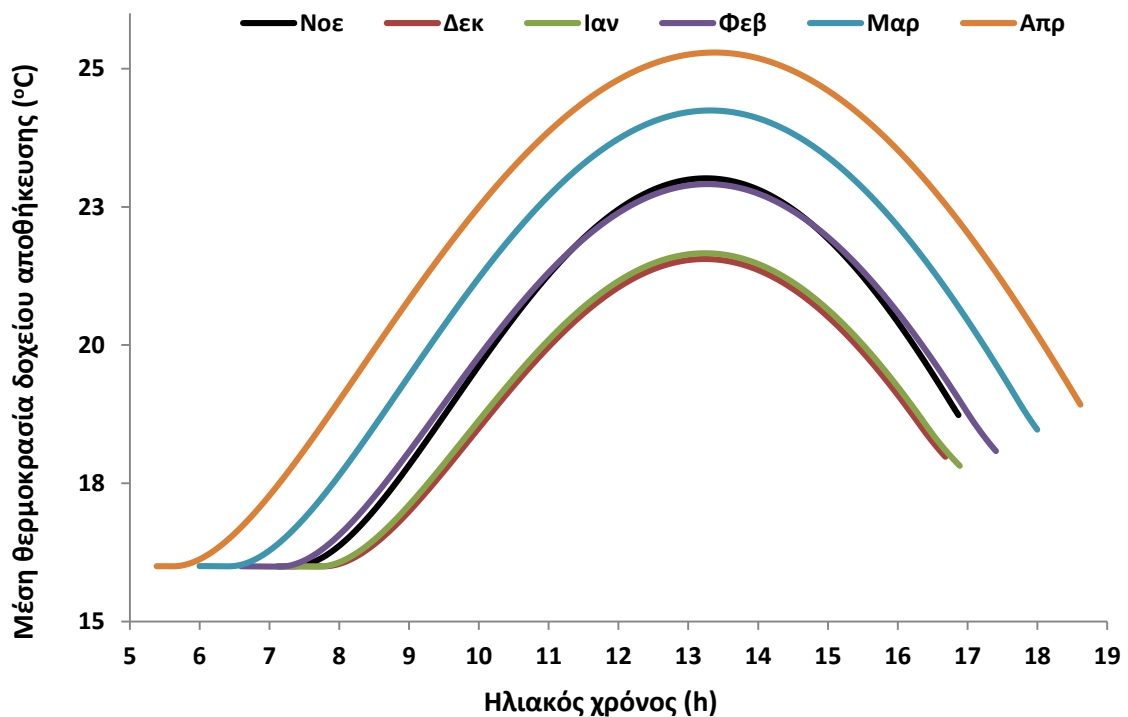
Συμπερασματικά, στις εικόνες 5.27 – 5.29 διαπιστώνεται ότι, όπως και στην κατάσταση μόνιμων συνθηκών, η χρήση του νανορευστού νερού/ $Cu$  είναι η αποδοτικότερη, και για τον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης της συστοιχίας, ενώ εκείνη του νερού αυτή που δίνει τα λιγότερο επωφελή αποτελέσματα. Επιπλέον, παρατηρείται ότι η χρήση των νανορευστών δεν επηρεάζει τη συμπεριφορά του θερμοκινητή μεταξύ των μηνών, αφού σε κάθε περίπτωση τον Απρίλιο παρατηρείται η μέγιστη μέση τιμή και τον Ιανουάριο η ελάχιστη.

Στις εικόνες 5.30 – 5.32 παρουσιάζεται η μέση θερμοκρασία (μέση τιμή των θερμοκρασιών των τριών ζωνών) που επικρατεί στο δοχείο αποθήκευσης για τη χρήση νερού, νανορευστού νερού/ $Cu$  και νερού/ $Al_2O_3$  αντίστοιχα για τη μέση ημέρα κάθε εξεταζόμενου μήνα. Πιο συγκεκριμένα, για το νερό η μέγιστη μέση θερμοκρασία εντός του δοχείου παρατηρείται κατά τον Απρίλιο, με μέση τιμή τους  $21.6^{\circ}C$  (για τις ώρες με ηλιοφάνεια). Αυτό οφείλεται τόσο στο γεγονός ότι κατά τον μήνα υπάρχει το μέγιστο ηλιακό δυναμικό σε σχέση με τους υπόλοιπους εξεταζόμενους μήνες, όσο και στο γεγονός ότι παρατηρείται η μέγιστη (μεταξύ αυτών) θερμοκρασία περιβάλλοντος, με αποτέλεσμα να είναι πολύ μικρότερες οι θερμικές απώλειες από το δοχείο προς το περιβάλλον. Η χαμηλότερη μέση θερμοκρασία του δοχείου παρατηρείται κατά τον Δεκέμβριο και είναι ίση με  $19.2^{\circ}C$ .



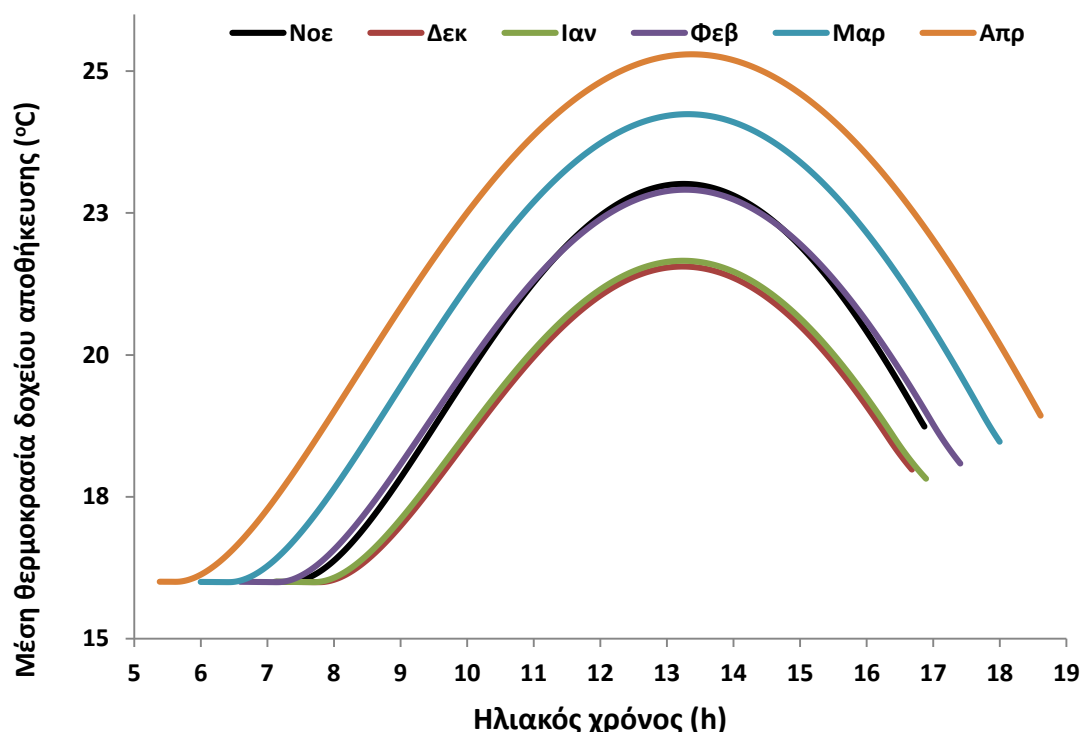
**Εικόνα 5.30:** Μέση θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης συναρτήσει του ηλιακού χρόνου για το νερό

Για το ναυορευστό νερού/Cu, στην εικόνα 5.31, φαίνεται πως και σε αυτή την περίπτωση η μέγιστη μέση θερμοκρασία του δοχείου παρατηρείται κατά τον Απρίλιο και είναι ίση με 25.4°C, ενώ η ελάχιστη κατά τον Δεκέμβριο και είναι ίση με 19.4°C.



**Εικόνα 5.31:** Μέση θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης συναρτήσει του ηλιακού χρόνου για το ναυορευστό νερού/Cu

Στην εικόνα 5.32 παρουσιάζεται η μέση θερμοκρασία του δοχείου για το νανορευστό νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Και σε αυτή την περίπτωση η μέγιστη μέση θερμοκρασία του δοχείου παρατηρείται κατά τον Απρίλιο και είναι ίση με  $25.3^\circ\text{C}$ , ενώ η ελάχιστη κατά τον Δεκέμβριο και είναι ίση με  $19.3^\circ\text{C}$ .

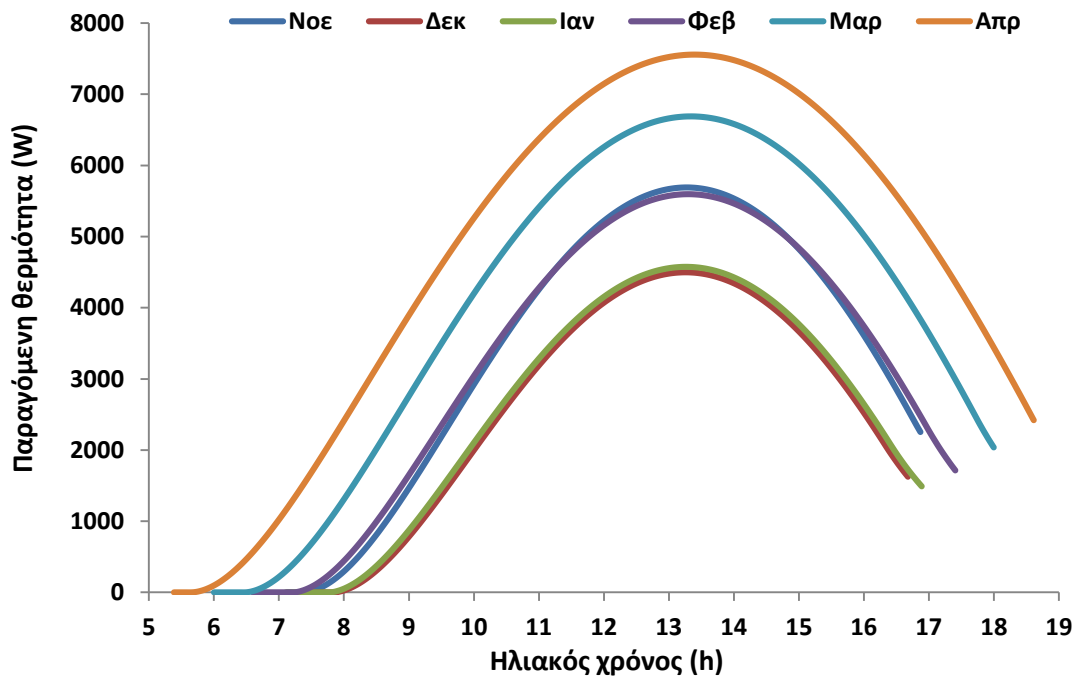


**Εικόνα 5.32:** Μέση θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης συναρτήσει του ηλιακού χρόνου για το νανορευστό νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$

Συμπερασματικά, από τις εικόνες 5.30 – 5.32 γίνεται φανερό ότι και στην περίπτωση της αποθήκευσης της θερμότητας στο δοχείο, τα καλύτερα αποτελέσματα επιτυγχάνονται με τη χρήση του νανορευστού νερού/ $\text{Cu}$ , ενώ το νερό, παρά το μεγαλύτερο γινόμενο πυκνότητας και ειδικής θερμοχωρητικότητας, δεν προσφέρει τόσο καλά αποτελέσματα, κυρίως διότι δεν μπορεί να μεταφέρει τόσο αποτελεσματικά τη θερμότητα από τους συλλέκτες όσο τα νανορευστά. Και σε αυτή την περίπτωση η χρήση των νανοϋλικών δεν μεταβάλλει τη συμπεριφορά μεταξύ των μηνών, με τον Απρίλιο να είναι σε κάθε περίπτωση ο βέλτιστος και τον Δεκέμβριο ο χειρίστος. Άξιο σχολιασμού είναι επίσης το γεγονός ότι τον Ιανουάριο η θερμοκρασία εντός του δοχείου είναι (ελάχιστα) υψηλότερη από ό,τι τον Δεκέμβριο, παρά το γεγονός ότι η εξωτερική θερμοκρασία είναι χαμηλότερη. Αυτό οφείλεται σε δύο παράγοντες. Ο πρώτος είναι το υψηλότερο ηλιακό δυναμικό που επικρατεί κατά τον Ιανουάριο σε σχέση με τον Δεκέμβριο και ο δεύτερος ο μικρός συντελεστής θερμικών απωλειών του δοχείου που καθιστά τις θερμικές απώλειες λόγω διαφοράς θερμοκρασίας λιγότερο σημαντικές από τα οφέλη που δημιουργεί το υψηλότερο ηλιακό δυναμικό.

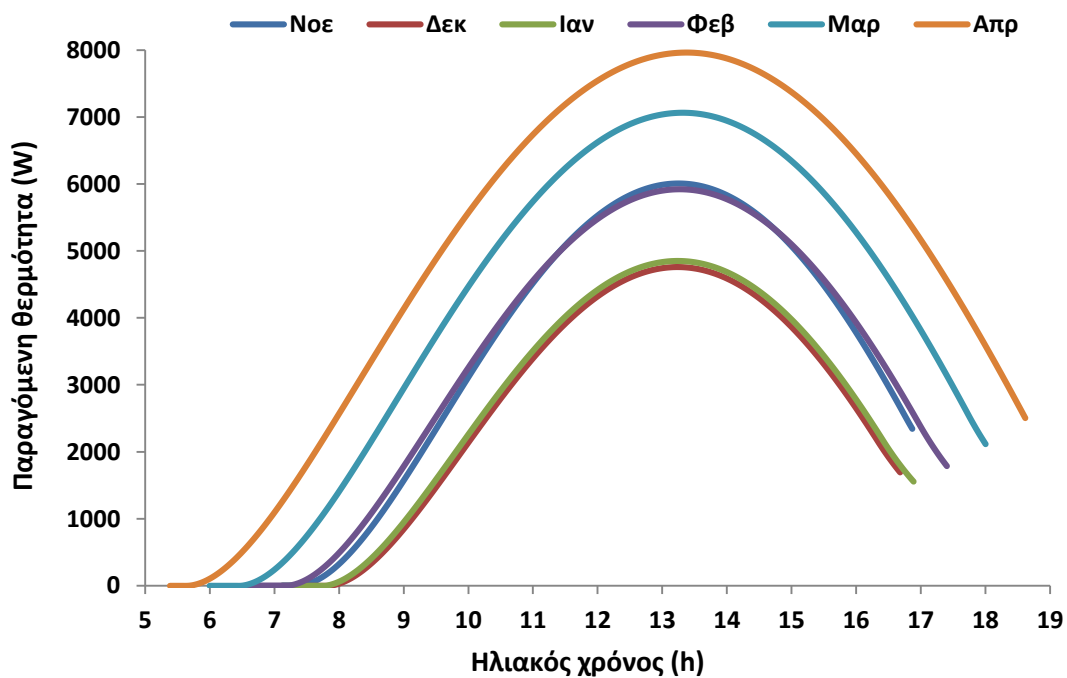
Στις εικόνες 5.33 – 5.35 παρουσιάζεται η θερμότητα που εκλύεται από τον συμπυκνωτή της αντλίας θερμότητας προς τον χώρο για τη χρήση νερού, νανορευστού νερού/ $\text{Cu}$  και νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$  αντίστοιχα για τη μέση ημέρα κάθε εξεταζόμενου μήνα. Πιο

συγκεκριμένα, στην εικόνα 5.33 παρουσιάζεται ότι για το νερό η μέγιστη μέση θερμότητα που προσάγεται στον χώρο για τις ώρες με ηλιοφάνεια παρατηρείται για τον Απρίλιο και είναι ίση με 4764 W ημερησίως, ενώ η ελάχιστη κατά τον Δεκέμβριο και ισούται με 2711 W.



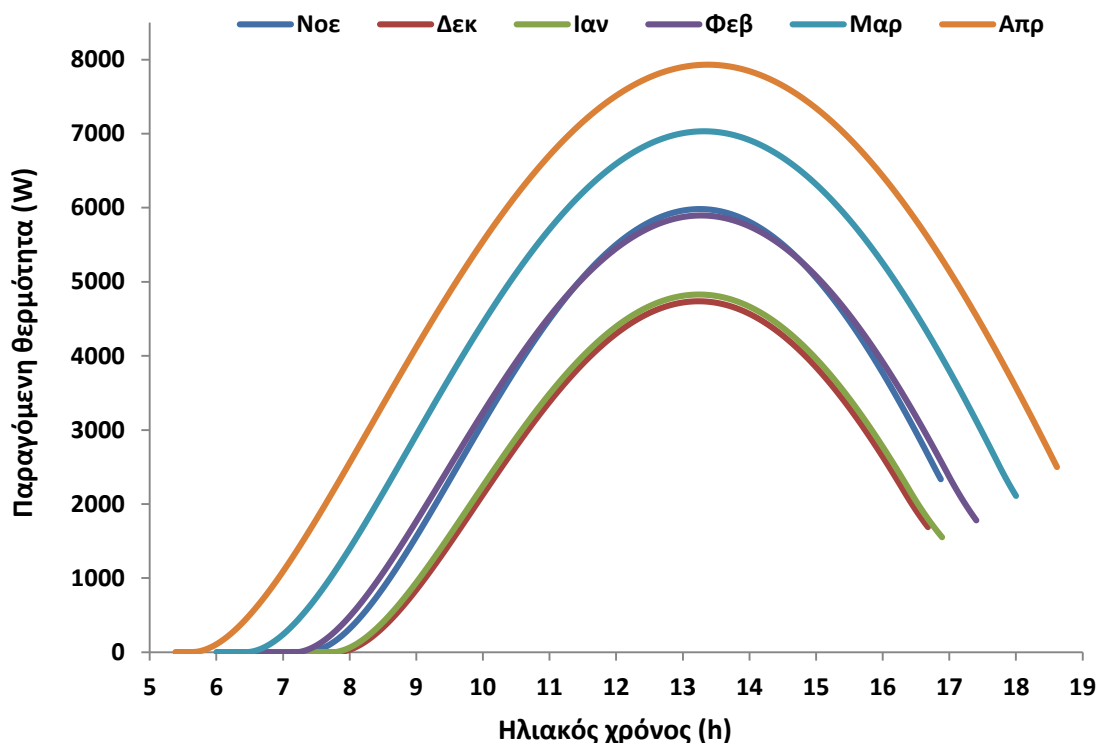
Εικόνα 5.33: Παραγόμενη θερμότητα συναρτήσεως του ηλιακού χρόνου για το νερό

Στην εικόνα 5.34 φαίνεται ότι για το νανορευστό νερού/Cu η μέγιστη μέση θερμότητα που προσάγεται στον χώρο για τις ώρες με ηλιοφάνεια παρατηρείται για τον Απρίλιο και είναι ίση με 5021 W ανά ημέρα, ενώ η ελάχιστη κατά τον Δεκέμβριο και ισούται με 2875 W για τη μέση ημέρα του μήνα αυτού.



Εικόνα 5.34: Παραγόμενη θερμότητα συναρτήσεως του ηλιακού χρόνου για το νανορευστό νερού/Cu

Από την εικόνα 5.35 διαπιστώνεται ότι και για το νανορευστό νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$  η μέγιστη μέση θερμότητα που προσάγεται στον χώρο για τις ώρες με ηλιοφάνεια παρατηρείται για τη μέση ημέρα του Απριλίου και είναι ίση με 5002 W ανά ημέρα, ενώ η ελάχιστη κατά τον Δεκέμβριο και ισούται με 2861 W ημερησίως.

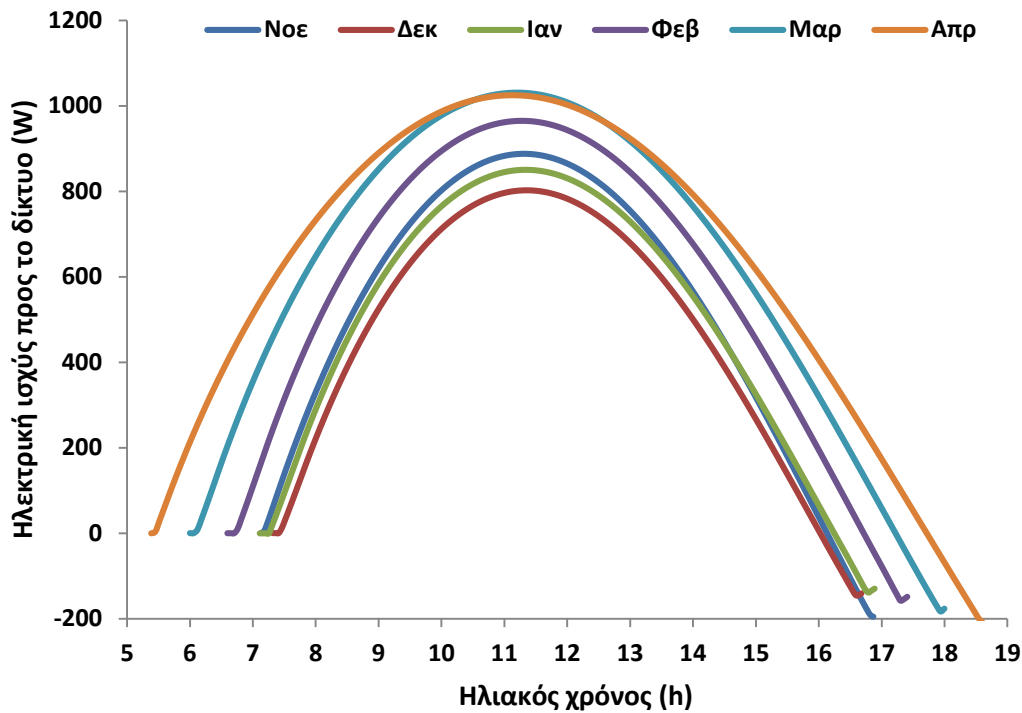


**Εικόνα 5.35:** Παραγόμενη θερμότητα συναρτήσεως του ηλιακού χρόνου για το νανορευστό νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$

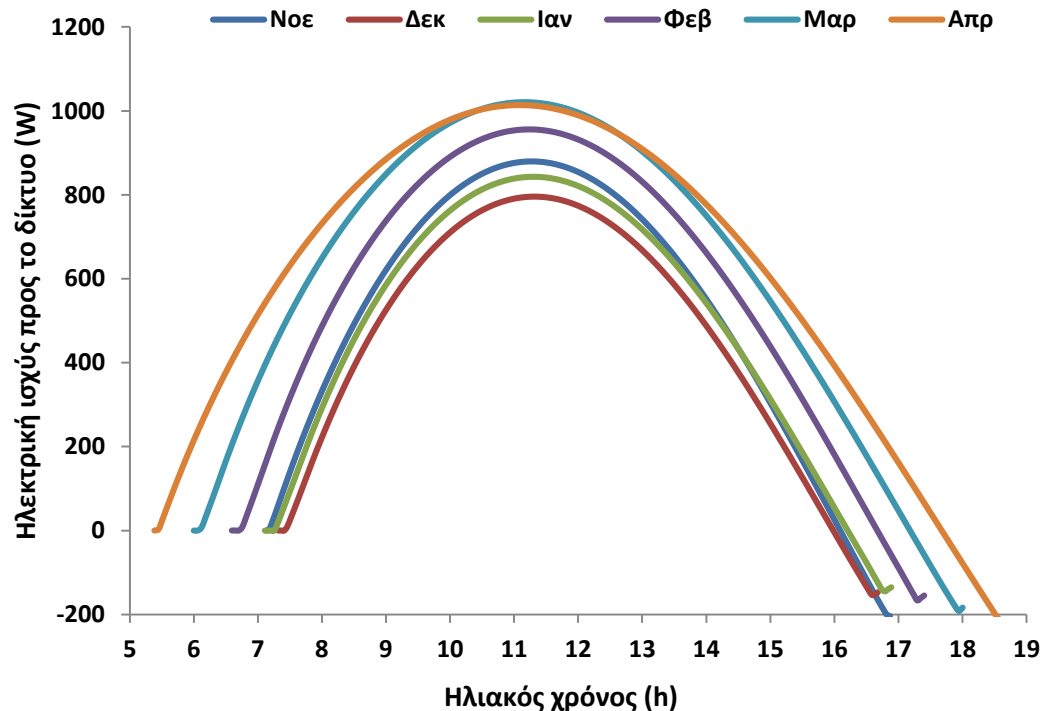
Συμπερασματικά, από τις εικόνες 5.33 – 5.35, όπως αναμενόταν και από τα αποτελέσματα που προέκυψαν κατά την εξέταση του προβλήματος μόνιμων συνθηκών, γίνεται αντιληπτό ότι τα βέλτιστα αποτελέσματα στην παραγωγή θερμότητας από την αντλία επιτυγχάνονται με τη χρήση του νανορευστού νερού/ $\text{Cu}$ , ενώ το νερό δεν προσφέρει τόσο καλά αποτελέσματα, λόγω των δυσμενέστερων ιδιοτήτων του για μετάδοση θερμότητας συγκριτικά με τα νανορευστά. Και σε αυτή την περίπτωση η χρήση των νανοϋλικών δεν μεταβάλλει τη συμπεριφορά μεταξύ των μηνών, με τον Απρίλιο να είναι σε κάθε περίπτωση ο βέλτιστος και τον Δεκέμβριο ο χειρίστος. Παρατηρείται επίσης, ότι η αποδοτικότητα της παραγόμενης θερμότητας από την αντλία για κάθε μήνα ακολουθεί αυτή του δοχείου αποθήκευσης, γεγονός αναμενόμενο, αφού ουσιαστικά το δοχείο είναι αυτό που παρέχει την ενέργειά του στον ατμοποιητή της αντλίας θερμότητας, ώστε να λειτουργήσει ο κύκλος της μηχανικής συμπίεσης ατμών.

Στις εικόνες 5.36 – 5.38 παρουσιάζεται η ηλεκτρική ισχύς που παρέχεται στο δίκτυο για τη χρήση νερού, νανορευστού νερού/ $\text{Cu}$  και νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$  αντίστοιχα για τη μέση ημέρα κάθε εξεταζόμενου μήνα. Ειδικότερα, για το νερό η μέγιστη μέση τιμή της παρεχόμενης ηλεκτρικής ισχύος κατά τις ώρες με ηλιοφάνεια προκύπτει (οριακά) για

τη μέση ημέρα του Μαρτίου και ισούται με 619 W, ενώ η ελάχιστη για τον Δεκέμβριο και ισούται με 473 W, όπως προκύπτει από την εικόνα 5.36.



Εικόνα 5.36: Παρεχόμενη ηλεκτρική ισχύς προς το δίκτυο συναρτήσεως του ηλιακού χρόνου για το νερό

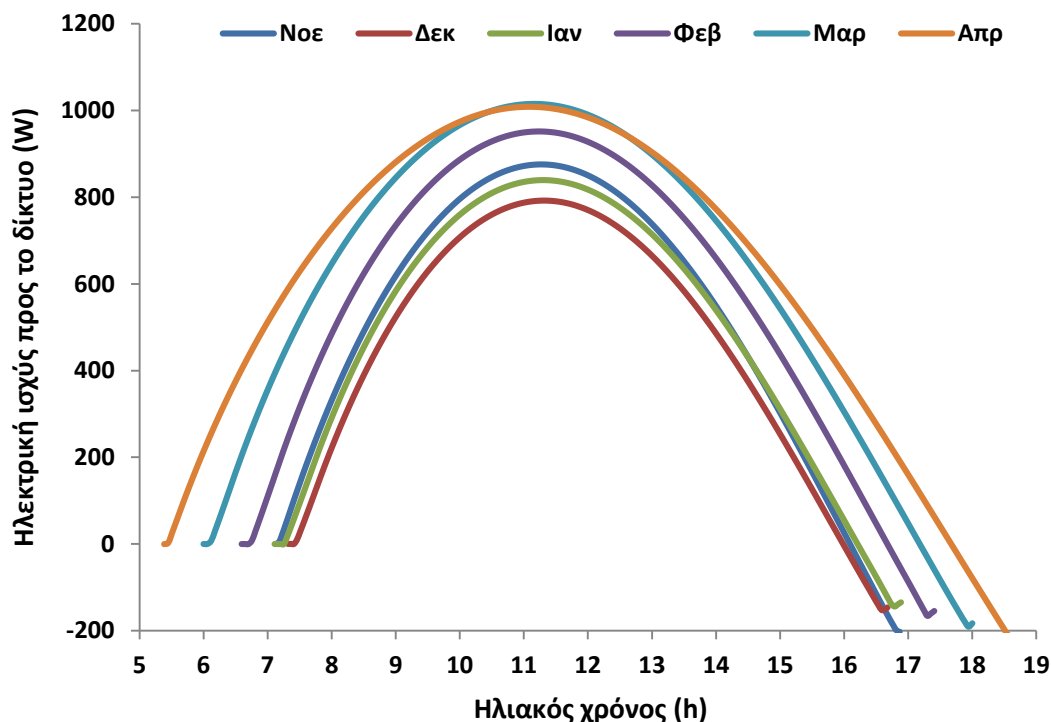


Εικόνα 5.37: Παρεχόμενη ηλεκτρική ισχύς προς το δίκτυο συναρτήσεως του ηλιακού χρόνου για το νανορευστό νερού/Cu

Στην εικόνα 5.37 παρουσιάζεται πως και στην περίπτωση της χρήσης νανορευστού νερού/Cu η μέγιστη μέση τιμή της παρεχόμενης ηλεκτρικής ισχύος κατά τις ώρες με

ηλιοφάνεια προκύπτει (οριακά) για τη μέση ημέρα του Μαρτίου και ισούται με 610 W, ενώ η ελάχιστη για τον Δεκέμβριο και ισούται με 467 W.

Στην εικόνα 5.38 απεικονίζεται η περίπτωση χρήσης νανορευστού νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$  στο σύστημα. Όμοια με τις άλλες δύο περιπτώσεις, η μέγιστη μέση τιμή της παρεχόμενης ηλεκτρικής ισχύος κατά τις ώρες με ηλιοφάνεια προκύπτει (οριακά) για τη μέση ημέρα του Μαρτίου και ισούται με 607 W, ενώ η ελάχιστη για τον Δεκέμβριο και ισούται με 465 W.

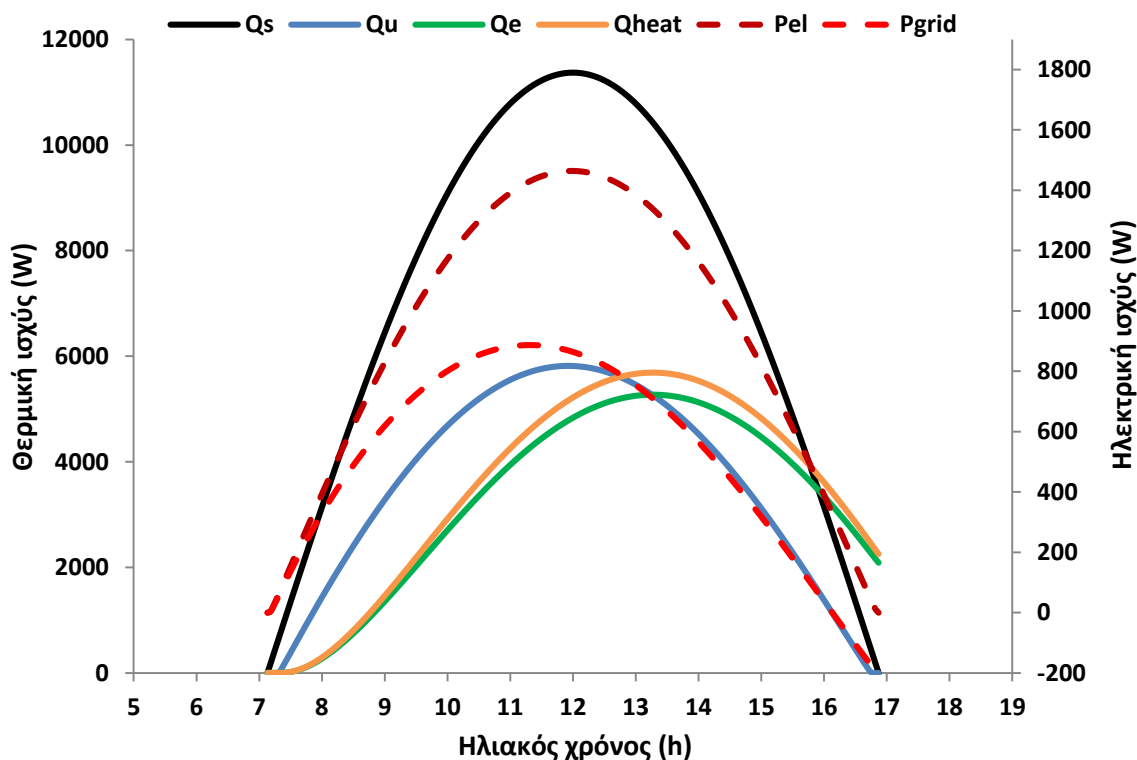


**Εικόνα 5.38:** Παρεχόμενη ηλεκτρική ισχύς προς το δίκτυο συναρτήσεως του ηλιακού χρόνου για το νανορευστό νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$

Συνοψίζοντας, από τις εικόνες 5.36 – 5.38 προκύπτει ότι η μέγιστη μέση τιμή της ηλεκτρικής ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο επιτυγχάνεται με τη χρήση του νερού, αντίθετα με ό,τι συμβαίνει στα μεγέθη που παρουσιάστηκαν στις εικόνες 5.24 – 5.35. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι λόγω του μεγαλύτερου ποσού θερμότητας που προσάγεται με τα νανοϋλικά στην αντλία θερμότητας απαιτείται μεγαλύτερη παροχή μάζας ώστε να την παραλάβει, συνεπώς καταναλώνεται και μεγαλύτερο έργο από τον συμπιεστή. Η επιπλέον ενέργεια που καταναλώνεται από τον συμπιεστή λόγω της χρήσης νανοϋλικών είναι μεγαλύτερη από την πλεονάζουσα ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από τους συλλέκτες λόγω του καλύτερου ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης των συλλεκτών που προκύπτει από τη χρήση τους, γι' αυτό και το νερό παρουσιάζει τα βέλτιστα αποτελέσματα από τα εξεταζόμενα μέσα για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο. Ανάμεσα στα δύο νανοϋλικά, η χρήση του νανορευστού νερού/ $\text{Cu}$  επιφέρει καλύτερα αποτελέσματα από αυτά του νανορευστού νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$ , γιατί η βελτίωση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης της συστοιχίας είναι τέτοια που υπερिशύει της επιπλέον ηλεκτρικής ισχύος που καταναλώνεται από τον συμπιεστή. Και σε αυτή την περίπτωση η χρήση των

νανορευστών δεν αλλάζει τη συμπεριφορά του εξεταζόμενου μεγέθους μεταξύ των μηνών.

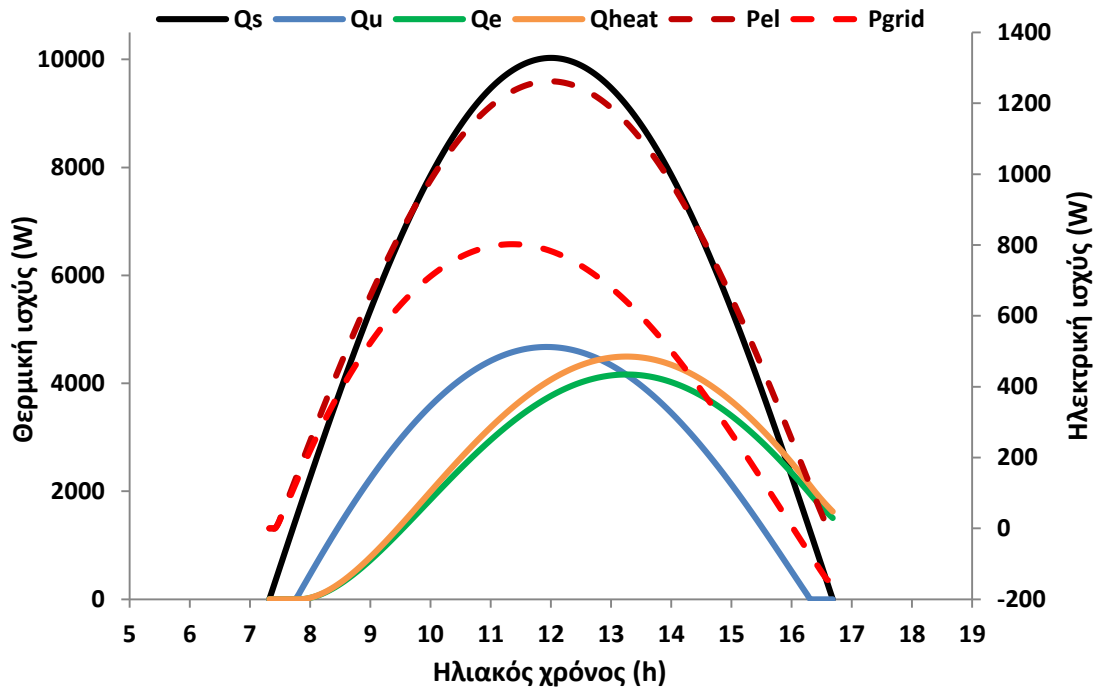
Στις εικόνες 5.39 – 5.44 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στο ίδιο διάγραμμα για κάθε μήνα η προσπίπτουσα ηλιακή ισχύς στη συστοιχία, η χρήσιμη θερμότητα που απορροφάται από τους συλλέκτες, η θερμότητα που παρέχεται στον ατμοποιητή, η θερμότητα που αποδίδεται από τον συμπυκνωτή καθώς και η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται από τη συστοιχία και αυτή που τελικά αποδίδεται στο δίκτυο για το νερό. Πιο συγκεκριμένα, από την εικόνα 5.39 για τη μέση ημέρα του Νοεμβρίου προκύπτει ότι παρατηρείται χρονική υστέρηση ανάμεσα στην ωφέλιμη θερμική ισχύ που προσφέρουν οι συλλέκτες στο σύστημα και στη θερμότητα που προσάγεται στον χώρο μέσω του συμπιεστή (όπως και αυτή που προσφέρεται στον ατμοποιητή). Αυτό οφείλεται στην ύπαρξη του δοχείου αποθήκευσης του νερού, αφού σε αυτό υπάρχει αδράνεια και η μέση θερμοκρασία του νερού λαμβάνει τη μέγιστη τιμή της αργότερα σε σχέση με την πλάκα απορρόφησης. Υστέρηση υπάρχει και ανάμεσα στην παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ και αυτή που διοχετεύεται στο δίκτυο, αλλά το μέγιστο της δεύτερης παρουσιάζεται νωρίτερα από αυτό της πρώτης. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι κατά τις πρώτες ώρες λειτουργίας της αντλίας θερμότητας απαιτείται μικρότερη ηλεκτρική ισχύς προς τον συμπιεστή της, λόγω του χαμηλότερου θερμικού φορτίου που παρέχεται σε αυτήν. Επιπλέον, παρατηρείται ότι από κάποια χρονική στιγμή και μετά απαιτείται η αγορά ηλεκτρικής ισχύος από το δίκτυο (όταν η  $P_{grid}$  λαμβάνει αρνητικές τιμές), πράγμα που είναι εφικτό λόγω του net metering που εφαρμόζεται. Η μέγιστη τιμή της θερμικής ισχύος που παρέχεται στον χώρο ( $Q_{heat}$ ) για τη μέση ημέρα του Νοεμβρίου είναι 5690 W κατά τις 13:15, ενώ η μέγιστη τιμή της ηλεκτρικής ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο είναι 887 W κατά τις 11:20.



Εικόνα 5.39: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα θερμικής και ηλεκτρικής ισχύος για τον Νοέμβριο για τη χρήση νερού

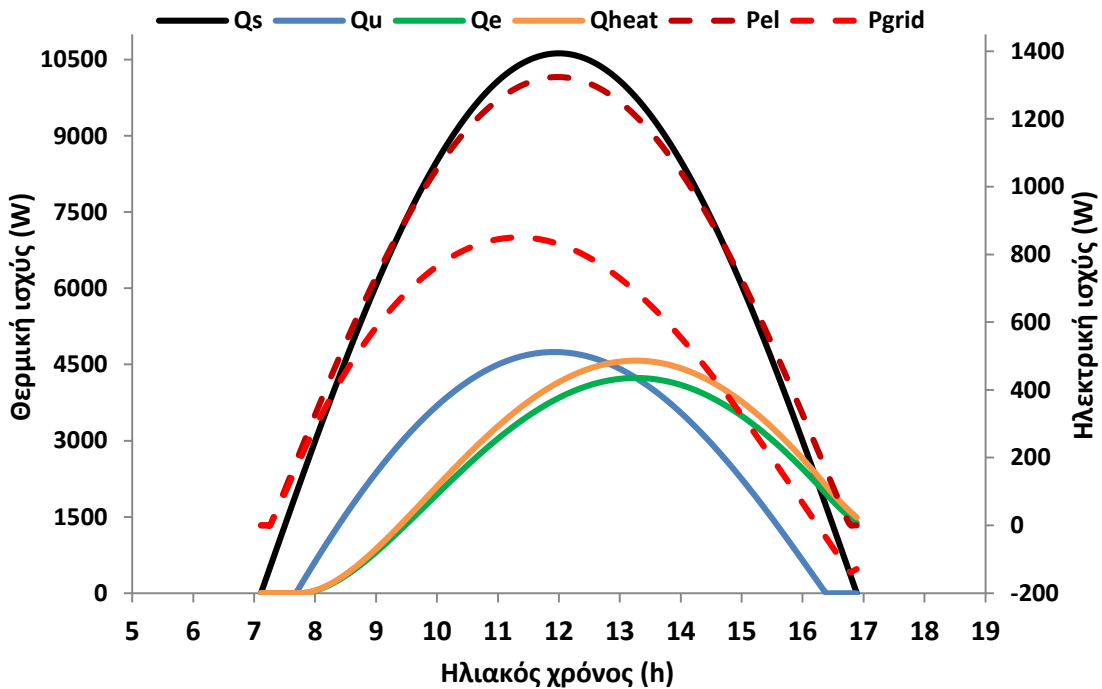


Όμοια συμπεράσματα προκύπτουν και από την παρατήρηση των διαγραμμάτων που αφορούν και τους υπόλοιπους μελετούμενους μήνες.



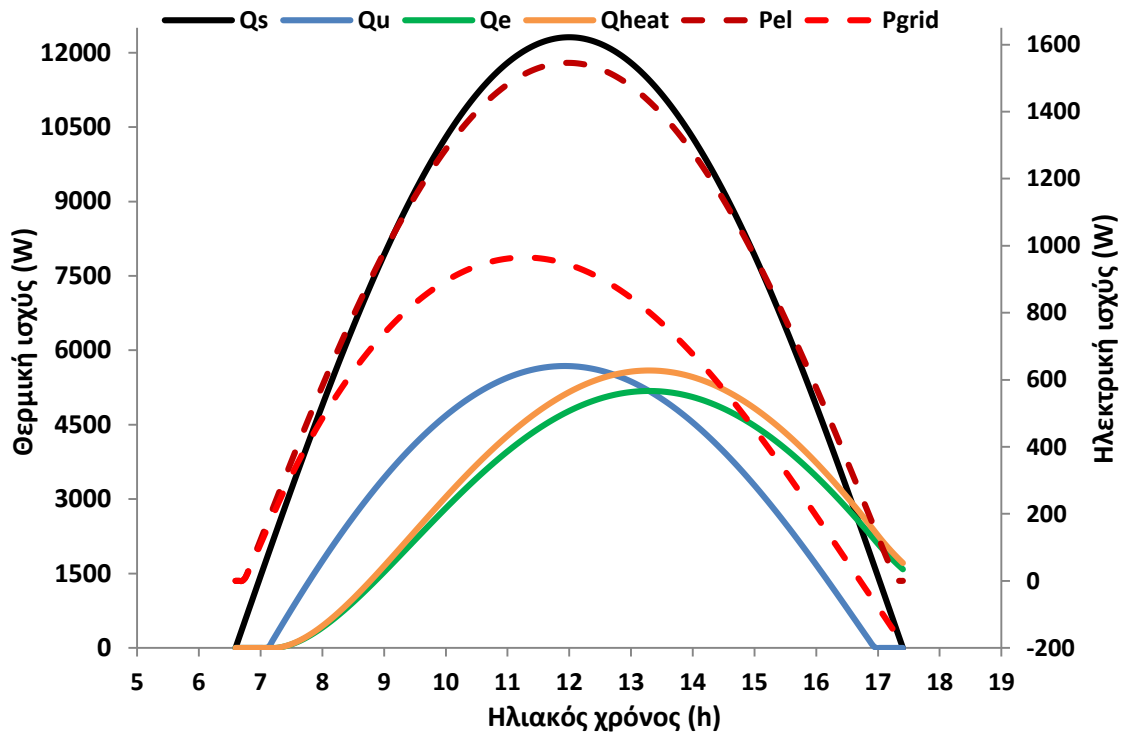
Εικόνα 5.40: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα θερμικής και ηλεκτρικής ισχύος για τον Δεκέμβριο για τη χρήση νερού

Όπως φαίνεται στην εικόνα 5.40, η μέγιστη τιμή της θερμικής ισχύος που παρέχεται στον χώρο ( $Q_{heat}$ ) για τη μέση ημέρα του Δεκεμβρίου είναι 4496 W κατά τις 13:15, ενώ η μέγιστη τιμή της ηλεκτρικής ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο είναι 802 W κατά τις 11:20.

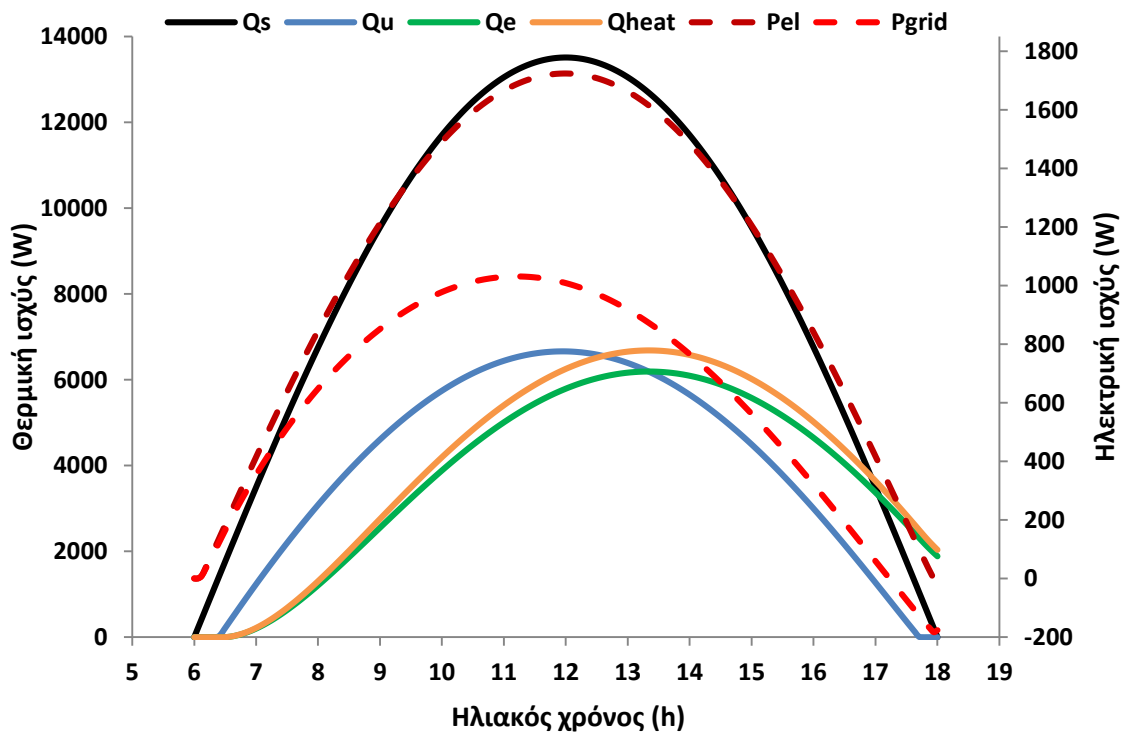


Εικόνα 5.41: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα θερμικής και ηλεκτρικής ισχύος για τον Ιανουάριο για τη χρήση νερού

Όπως φαίνεται στην εικόνα 5.41, η μέγιστη τιμή της θερμικής ισχύος που παρέχεται στον χώρο ( $Q_{\text{heat}}$ ) για τη μέση ημέρα του Ιανουαρίου είναι 4575 W κατά τις 13:15, ενώ η μέγιστη τιμή της ηλεκτρικής ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο είναι 850 W κατά τις 11:20.

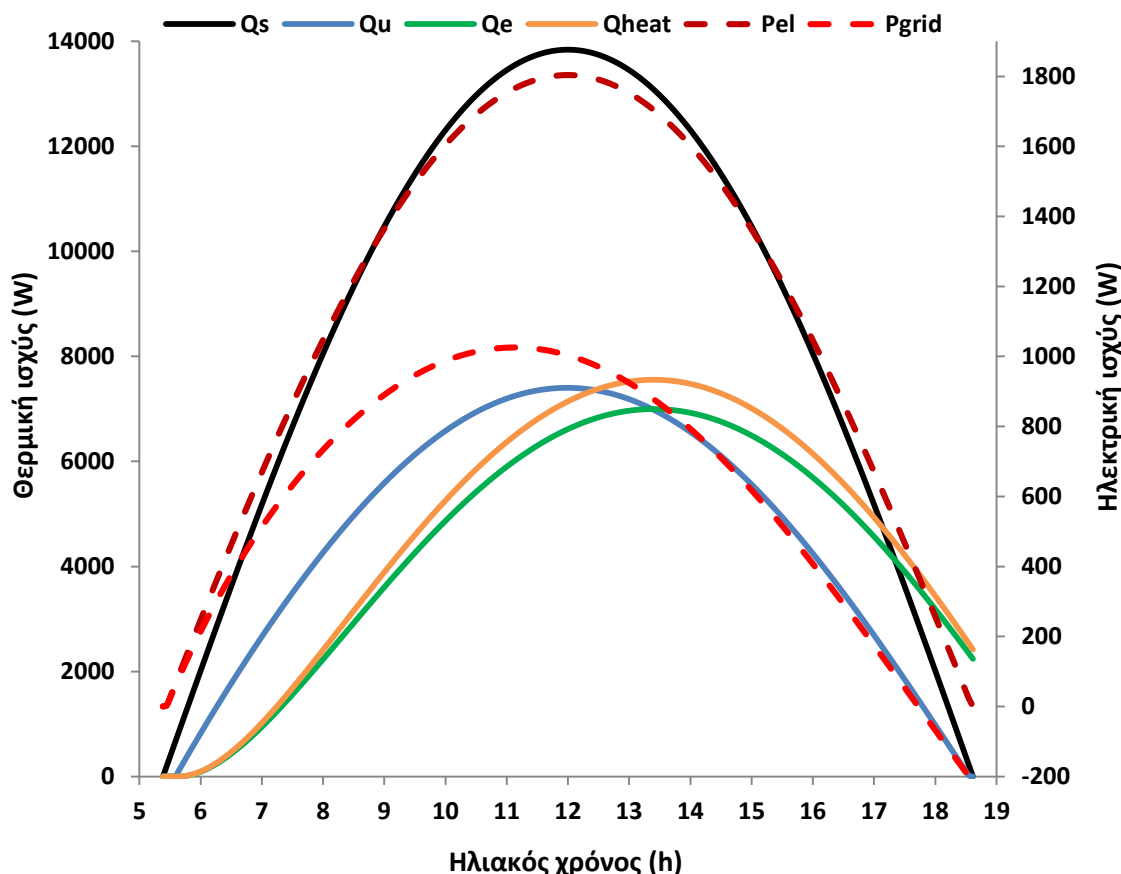


Εικόνα 5.42: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα θερμικής και ηλεκτρικής ισχύος για τον Φεβρουάριο για τη χρήση νερού



Εικόνα 5.43: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα θερμικής και ηλεκτρικής ισχύος για τον Μάρτιο για τη χρήση νερού

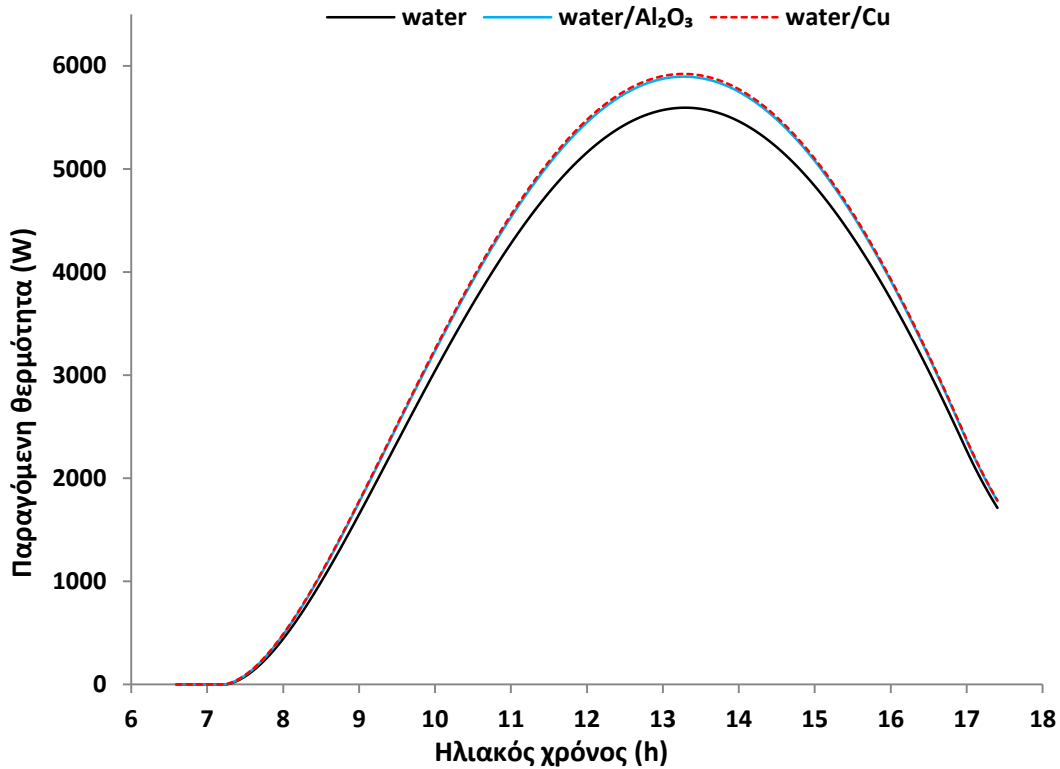
Όπως φαίνεται στην εικόνα 5.42, η μέγιστη τιμή της θερμικής ισχύος που παρέχεται στον χώρο ( $Q_{\text{heat}}$ ) για τη μέση ημέρα του Φεβρουαρίου είναι 5594 W κατά τις 13:15, ενώ η μέγιστη τιμή της ηλεκτρικής ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο είναι 965 W κατά τις 11:15, ενώ στην εικόνα 5.43, η μέγιστη τιμή της θερμικής ισχύος που παρέχεται στον χώρο ( $Q_{\text{heat}}$ ) για τη μέση ημέρα του Μαρτίου είναι 6686 W κατά τις 13:20, ενώ η μέγιστη τιμή της ηλεκτρικής ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο είναι 1031 W κατά τις 11:15.



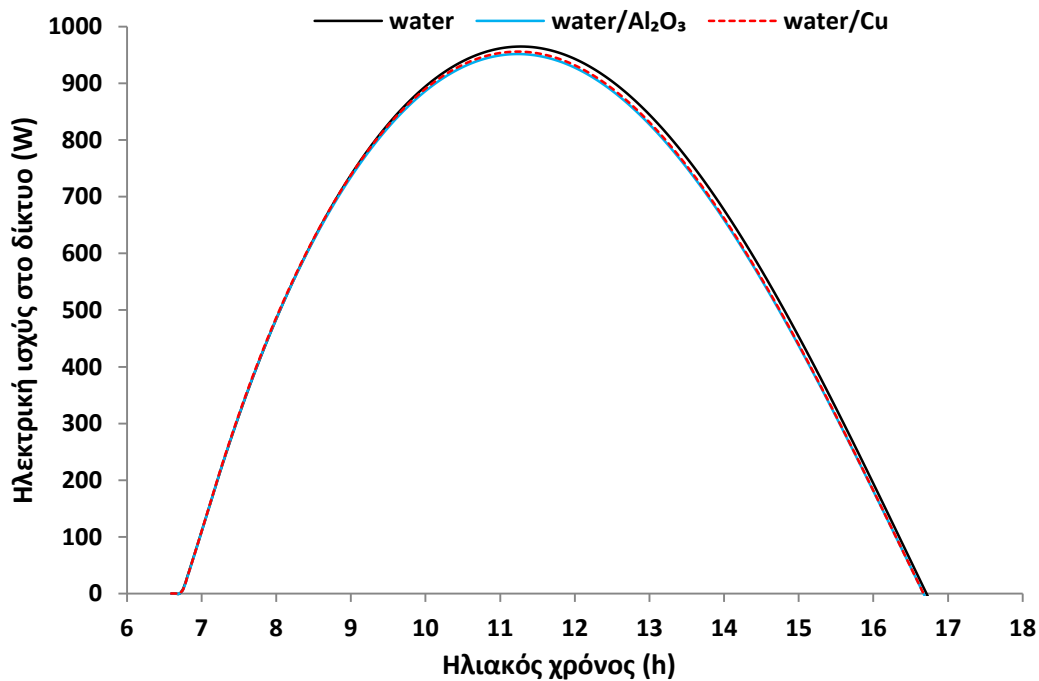
**Εικόνα 5.44:** Συγκεντρωτικά αποτελέσματα θερμικής και ηλεκτρικής ισχύος για τον Απρίλιο για τη χρήση νερού

Όπως φαίνεται στην εικόνα 5.44, η μέγιστη τιμή της θερμικής ισχύος που παρέχεται στον χώρο ( $Q_{\text{heat}}$ ) για τη μέση ημέρα του Απριλίου είναι 7555 W κατά τις 13:25, ενώ η μέγιστη τιμή της ηλεκτρικής ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο είναι 1025 W κατά τις 11:10.

Στις εικόνες 5.45 και 5.46 παρουσιάζονται στο ίδιο διάγραμμα κάθε φορά, ώστε να μπορεί να γίνει και εποπτική σύγκριση, τα αποτελέσματα που προκύπτουν για τη θερμότητα που εκλύεται στο χώρο και την ηλεκτρική ισχύ που αποδίδεται στο δίκτυο αντίστοιχα, ανάλογα με το εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιείται κάθε φορά ενδεικτικά για τον μήνα Φεβρουάριο. Όμοια αποτελέσματα προκύπτουν και για τους υπόλοιπους μήνες.



Εικόνα 5.45: Παραγόμενη θερμότητα για κάθε εργαζόμενο μέσο συναρτήσει του ηλιακού χρόνου για τον Φεβρουάριο



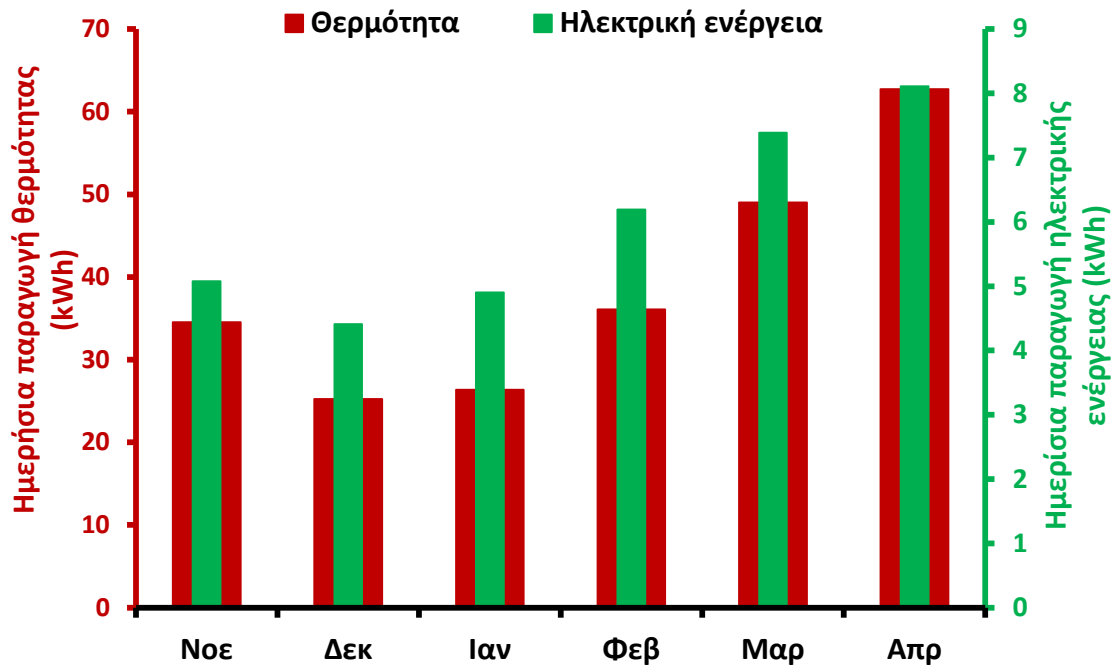
Εικόνα 5.45: Ηλεκτρική ισχύς που αποδίδεται στο δίκτυο για κάθε εργαζόμενο μέσο συναρτήσει του ηλιακού χρόνου για τον Φεβρουάριο

Όπως έγινε φανερό και από προηγούμενα διαγράμματα, τα νανοϋλικά δίνουν καλύτερα αποτελέσματα στην παραγόμενη θερμότητα σε σχέση με το νερό, ενώ δίνουν λίγο χειρότερα στην ηλεκτρική ισχύ που παρέχεται στο δίκτυο. Ανάμεσα στα δύο

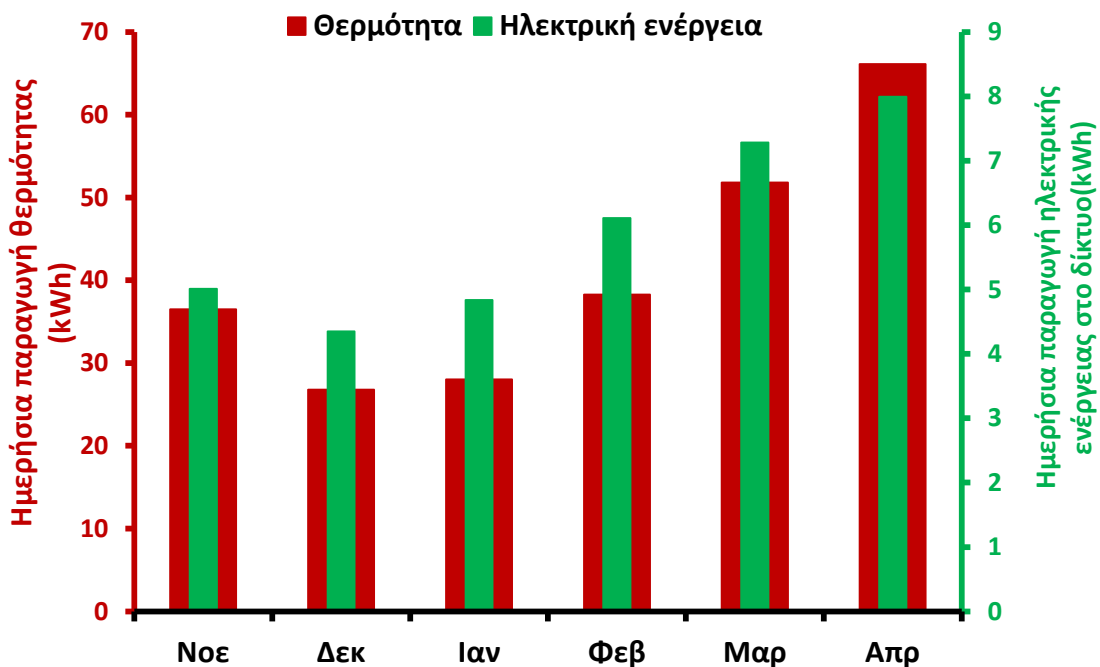
εξεταζόμενα νανορευστά και στις δύο περιπτώσεις καλύτερα αποτελέσματα λαμβάνονται με τη χρήση του νανορευστού νερού/Cu.

### 5.2.2 Ετήσια ενεργειακή, εξεργειακή, οικονομική και περιβαλλοντική αξιολόγηση

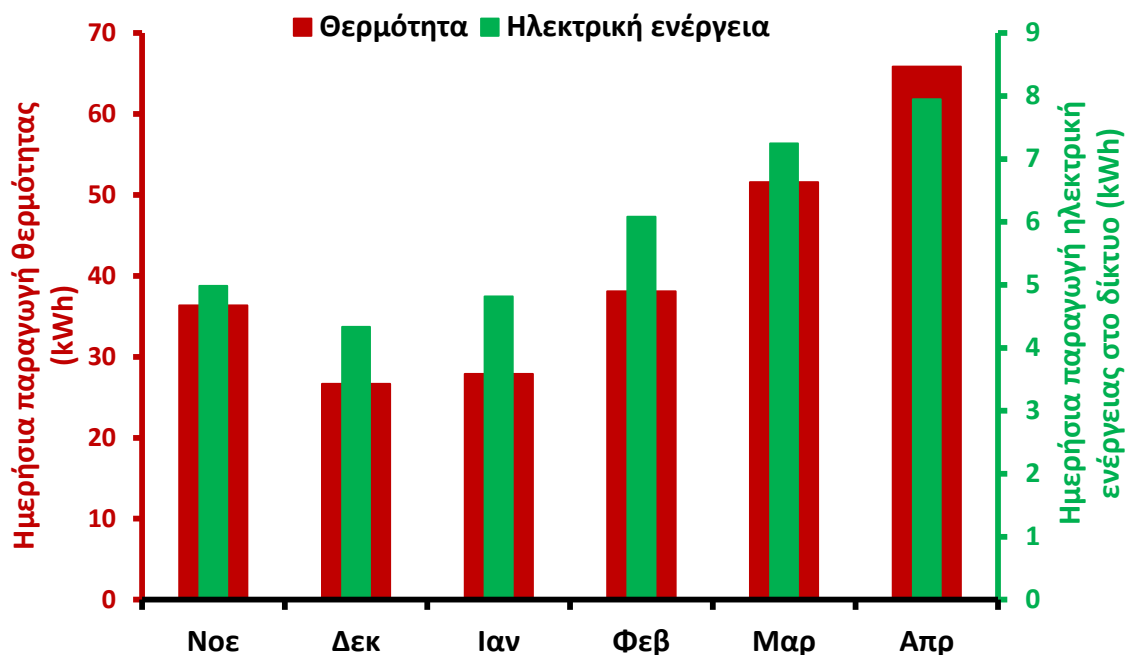
Στην υποενότητα αυτή παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν για όλη τη διάρκεια του έτους.



Εικόνα 5.46: Μέση ημερήσια θερμική και ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται με τη χρήση νερού για κάθε εξεταζόμενο μήνα



Εικόνα 5.47: Μέση ημερήσια θερμική και ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται με τη χρήση νανορευστού νερού/Cu για κάθε εξεταζόμενο μήνα



**Εικόνα 5.48:** Μέση ημερήσια θερμική και ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται με τη χρήση νανορευστού νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$  για κάθε εξεταζόμενο μήνα

Η συνολική ενέργεια, τόσο θερμική όσο και ηλεκτρική προς το δίκτυο, που παράγεται (σε kWh) τη μέση ημέρα κάθε μήνα με τη χρήση νερού, νανορευστού νερού/ $\text{Cu}$  και νανορευστού νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$  παρουσιάζονται στις εικόνες 5.46 – 5.48 αντίστοιχα. Στον πίνακα 5.5 παρουσιάζονται τα παραπάνω αποτελέσματα καθώς και οι βελτιώσεις που προκύπτουν από τη χρήση των νανορευστών ετησίως.

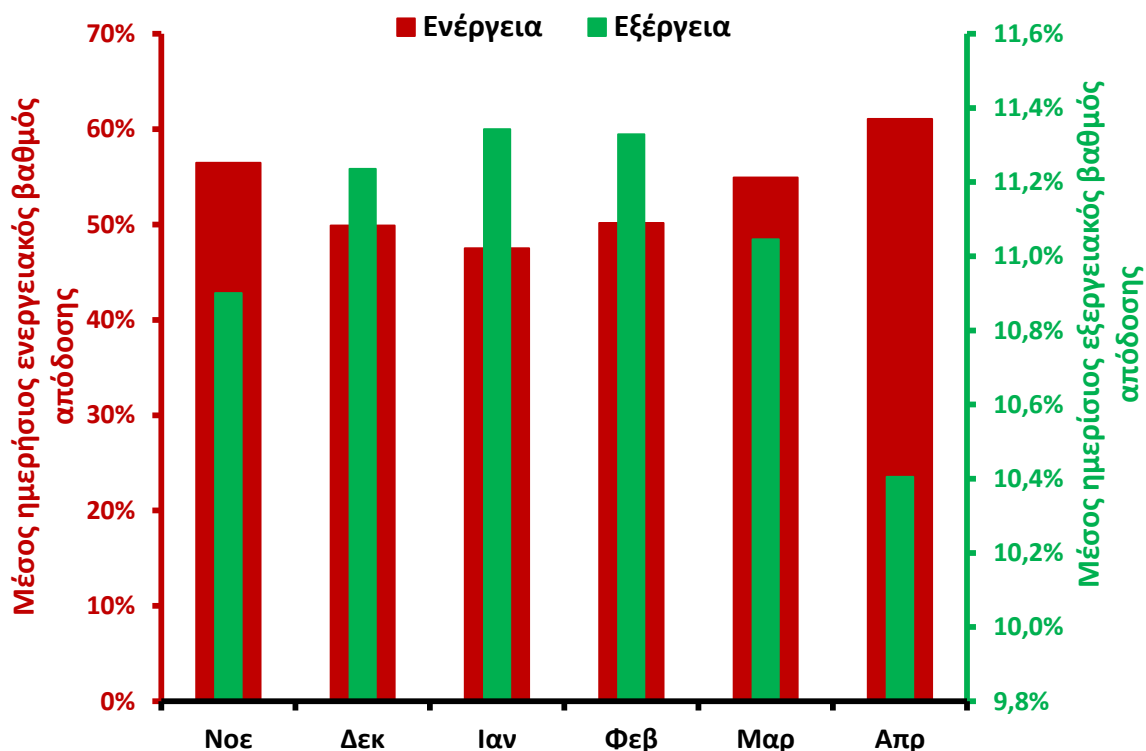
	Νερό		Νερό/ $\text{Al}_2\text{O}_3$		Νερό/ $\text{Cu}$	
	$Q_{\text{heat}}$ (kWh)	$P_{\text{grid}}$ (kWh)	$Q_{\text{heat}}$ (kWh)	$P_{\text{grid}}$ (kWh)	$Q_{\text{heat}}$ (kWh)	$P_{\text{grid}}$ (kWh)
Νοέμβριος	34.5	5.1	36.3	5.0	36.5	5.0
Δεκέμβριος	25.3	4.4	26.6	4.3	26.8	4.4
Ιανουάριος	26.4	4.9	27.9	4.8	28.0	4.8
Φεβρουάριος	36.1	6.2	38.1	6.1	38.3	6.1
Μάρτιος	49.0	7.4	51.6	7.2	51.8	7.3
Απρίλιος	62.7	8.1	65.8	7.9	66.1	8.0
Ετήσια	<b>7019.7</b>	<b>1082.4</b>	<b>7391.5</b>	<b>1062.3</b>	<b>7423.3</b>	<b>1067.5</b>
Βελτίωση	-	-	<b>5.30%</b>	<b>-1.86%</b>	<b>5.75%</b>	<b>-1.38%</b>

**Πίνακας 5.5:** Συγκριτικά αποτελέσματα και βελτιώσεις που προκύπτουν με χρήση νανοϋλικών για την παραγόμενη θερμότητα και την ηλεκτρική ενέργεια προς το δίκτυο

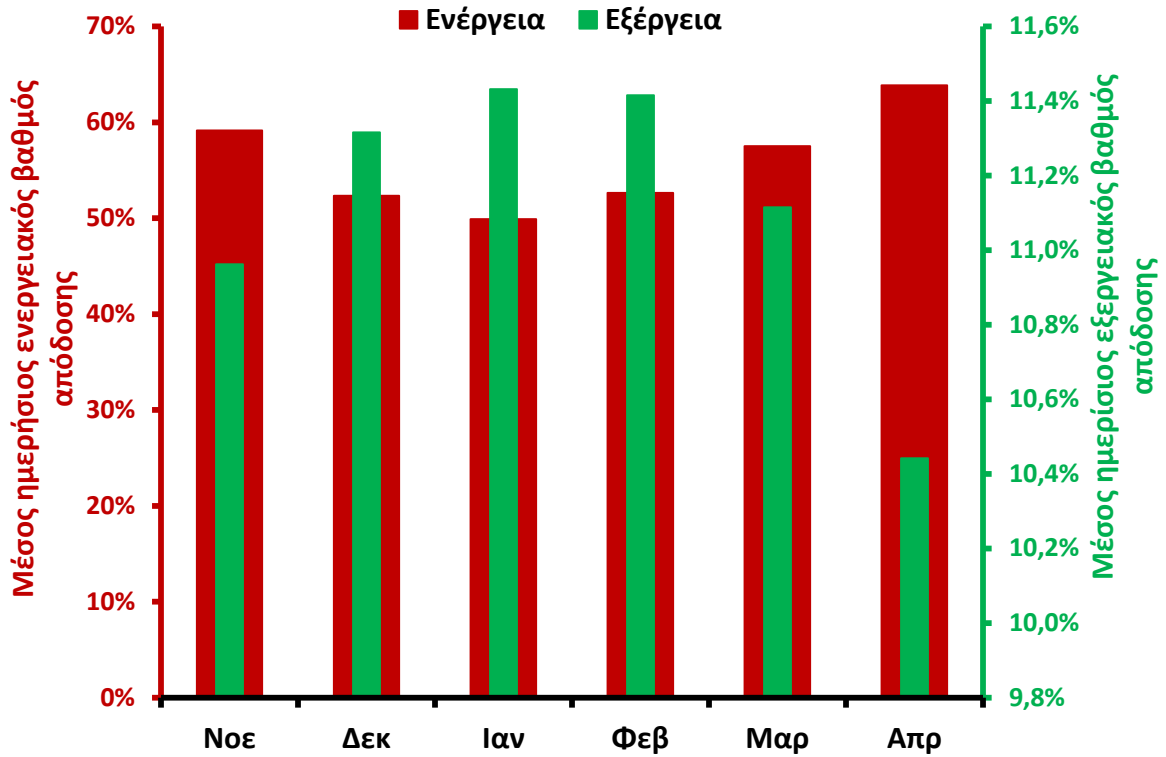
Όπως φαίνεται τόσο από τις εικόνες 5.46 – 5.48, όσο και από τον Πίνακα 5.5 η θερμότητα που παράγεται από την αντλία θερμότητας μεγιστοποιείται κατά τον Απρίλιο για όλα τα εργαζόμενα μέσα και ανάμεσα σε αυτά το νανορευστό νερού/ $\text{Cu}$  παρουσιάζει τα καλύτερα αποτελέσματα. Τον ίδιο μήνα μεγιστοποιείται και η

ηλεκτρική ισχύς που παρέχεται στο δίκτυο, με το νερό όμως να δίνει σε αυτή την περίπτωση τα βέλτιστα αποτελέσματα. Σε ετήσια βάση παρατηρείται μία σημαντική αύξηση της παραγόμενης θερμότητας με τη χρήση των νανορευστών, αφού και τα δύο δίνουν βελτίωση μεγαλύτερη από 5%. Στον αντίποδα, η χρήση τους επιφέρει μικρή μείωση της ηλεκτρικής ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο. Η μείωση αυτή όμως σε καμία περίπτωση δεν ξεπερνάει το 2%. Αυτή η μείωση, όπως αναλύθηκε και παραπάνω, οφείλεται στην επιπλέον ενέργεια που χρειάζεται ο συμπιεστής για να διαχειριστεί την αυξημένη παροχή μάζας R152a που απαιτείται για να παραλάβει την πλεονάζουσα θερμότητα. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν για την παραγόμενη θερμότητα και την ηλεκτρική ισχύ που παρέχεται στο δίκτυο επηρεάζουν άμεσα τον ενεργειακό και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος και τα αποτελέσματα αυτά παρουσιάζονται ακολούθως.

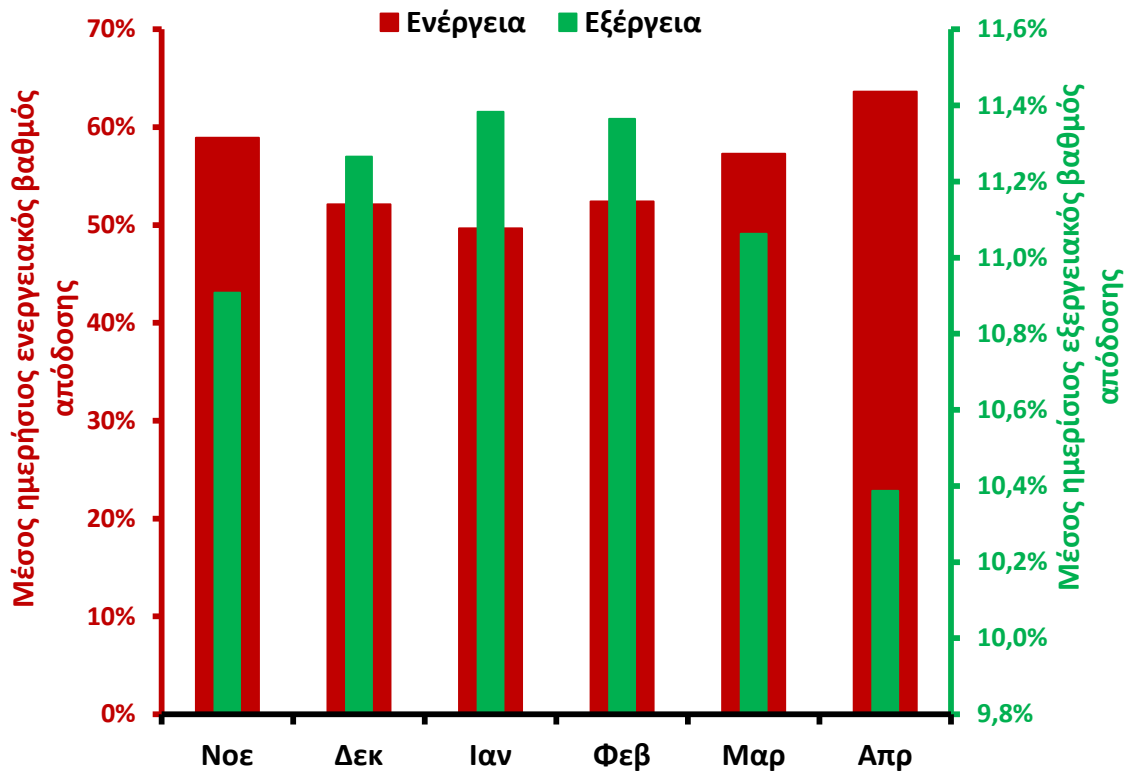
Στις εικόνες 5.49 – 5.51 παρουσιάζονται ο ενεργειακός και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος για τη μέση ημέρα κάθε μήνα με τη χρήση νερού, νανορευστού νερού/Cu και νανορευστού νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> αντίστοιχα. Στον πίνακα 5.6 παρουσιάζονται αναλυτικά αυτά τα αποτελέσματα καθώς και οι βελτιώσεις που προκύπτουν στα δύο μεγέθη από τη χρήση των νανορευστών ετησίως, ενώ στις εικόνες 5.52 και 5.53 απεικονίζονται συγκριτικά σε ένα διάγραμμα για όλα τα εξεταζόμενα ρευστά ο ενεργειακός και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αντίστοιχα.



Εικόνα 5.49: Ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος με τη χρήση νερού για κάθε εξεταζόμενο μήνα



Εικόνα 5.50: Ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος με τη χρήση νανορευστού νερού/Cu για κάθε εξεταζόμενο μήνα



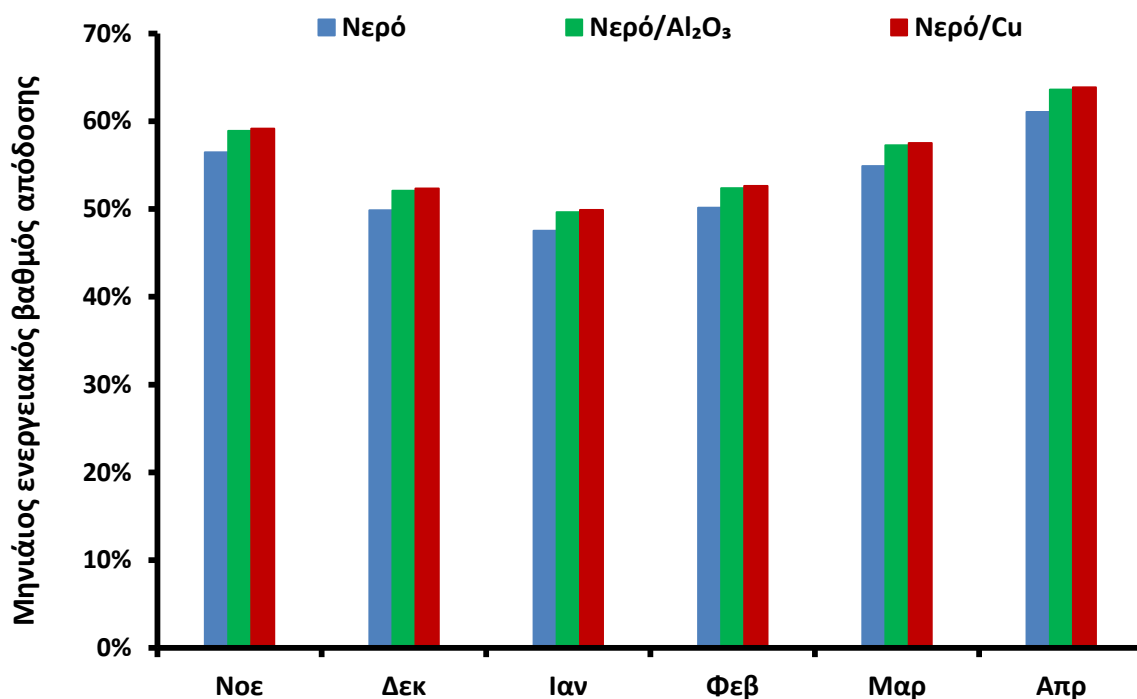
Εικόνα 5.51: Ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος με τη χρήση νανορευστού νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> για κάθε εξεταζόμενο μήνα



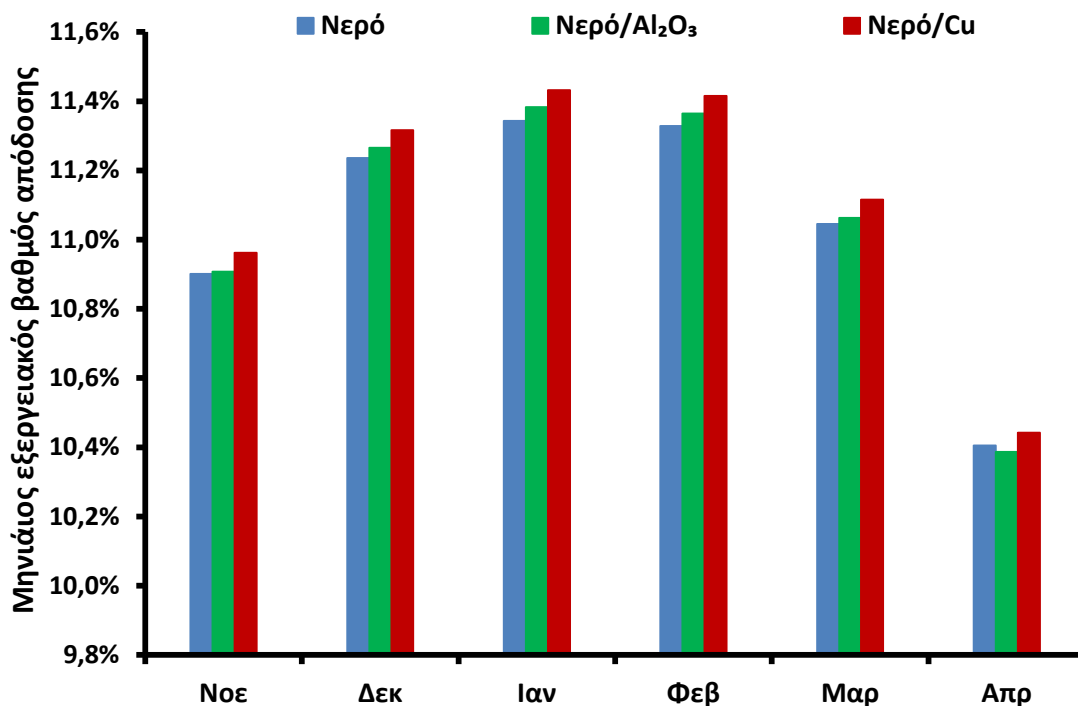
Όπως φαίνεται από τις εικόνες 5.49 – 5.51 αντίθετα με τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης ο οποίος αυξάνεται κατά τον Απρίλιο, ο εξεργειακός είναι μειωμένος για όλα τα μελετώμενα ρευστά. Το ίδιο, σε μικρότερο βαθμό ωστόσο, παρουσιάζεται κατά τον Νοέμβριο. Η μείωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης οφείλεται κυρίως στην αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και στην πτώση της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας προς το δίκτυο, γεγονότα που μειώνουν το μέγιστο δυνατό έργο που μπορεί να παραχθεί. Η αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης οφείλεται τόσο στις μειωμένες απώλειες, λόγω της υψηλότερης θερμοκρασίας περιβάλλοντος, όσο και στο καλύτερο ηλιακό δυναμικό.

	Νερό		Νερό/Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>		Νερό/Cu	
	η <sub>en</sub>	η <sub>ex</sub>	η <sub>en</sub>	η <sub>ex</sub>	η <sub>en</sub>	η <sub>ex</sub>
<b>Νοέμβριος</b>	56.48%	10.90%	58.92%	10.91%	59.17%	10.96%
<b>Δεκέμβριος</b>	49.88%	11.24%	52.10%	11.27%	52.34%	11.32%
<b>Ιανουάριος</b>	47.52%	11.34%	49.66%	11.38%	49.90%	11.43%
<b>Φεβρουάριος</b>	50.17%	11.33%	52.39%	11.36%	52.63%	11.42%
<b>Μάρτιος</b>	54.91%	11.05%	57.28%	11.06%	57.53%	11.12%
<b>Απρίλιος</b>	61.06%	10.41%	63.62%	10.39%	63.88%	10.44%
<b>Ετήσια</b>	<b>54.18%</b>	<b>11.11%</b>	<b>56.54%</b>	<b>11.13%</b>	<b>56.78%</b>	<b>11.19%</b>
<b>Βελτίωση</b>	-	-	<b>4.34%</b>	<b>0.19%</b>	<b>4.80%</b>	<b>0.66%</b>

Πίνακας 5.5: Συγκριτικά αποτελέσματα και βελτιώσεις που προκύπτουν με χρήση νανοϋλικών για τον ενεργειακό και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης



Εικόνα 5.52: Μέσος μηνιαίος ενεργειακός βαθμός απόδοσης ανά εξεταζόμενο ρευστό



Εικόνα 5.53: Μέσος μηνιαίος εξεργειακός βαθμός απόδοσης ανά εξεταζόμενο ρευστό

Από τον πίνακα 5.6 και τις εικόνες 5.52 και 5.53 εξάγεται το συμπέρασμα ότι τόσο ο ενεργειακός, όσο και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης παρουσιάζουν αύξηση με τη χρήση των νανορευστών. Πιο συγκεκριμένα, ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει μέση ετήσια βελτίωση μεγαλύτερη από 4.3% για τη χρήση του νανορευστού νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, ενώ η βελτίωσή που υπάρχει με τη χρήση του νανορευστού νερού/Cu είναι της τάξης του 4.8%. Από την πλευρά του, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει βελτίωση κατά 0.19% όταν χρησιμοποιείται νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> και 0.66% για τη χρήση νανορευστού νερού/Cu. Η μικρή αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης (σε σχέση με εκείνη του ενεργειακού) οφείλεται στο γεγονός ότι η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια που παρέχεται στο δίκτυο είναι σαφώς μειωμένη με τη χρήση των νανορευστών, γεγονός που επηρεάζει τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης πολύ περισσότερο απ' ό,τι τον ενεργειακό. Αυτό, διότι η ηλεκτρική ενέργεια είναι καθαρό έργο, συνεπώς μείωσή της, μειώνει και το μέγιστο δυνατό έργο που μπορεί να επιτευχθεί από το σύστημα.

#### Οικονομική ανάλυση

Από τα ενεργειακά μεγέθη που προέκυψαν για το νερό μελετήθηκαν ορισμένα οικονομικά μεγέθη, όπως η περίοδος αποπληρωμής, ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης της επένδυσης (IRR) καθώς και η καθαρή παρούσα αξία (NPV) της επένδυσης. Ως χρόνος της αξιολόγησης θεωρήθηκαν τα 25 έτη. Τα αρχικά κόστη της επένδυσης ελήφθησαν όπως παρουσιάζεται στον πίνακα 5.7. Στον πίνακα 5.8 παρουσιάζονται για κάθε μήνα τα επί μέρους κέρδη που αποκομίζονται από τη χρήση του συστήματος τόσο λόγω της θερμότητας που παράγεται όσο και λόγω της ηλεκτρικής ενέργειας που αποδίδεται στο δίκτυο καθώς και η συνολική χρηματοροή. Τους μήνες Μάιο – Οκτώβριο θεωρήθηκε ότι κέρδος υπάρχει μόνο λόγω της

ηλεκτρικής ενέργειας. Στους υπολογισμούς που έγιναν, το επιτόκιο αναγωγής θεωρήθηκε ίσο με 3%.

	Κόστος (€)	Ανηγμένο κόστος
Αντλία θερμότητας	2000	400 (€/kW <sub>th</sub> )
PVT	6000	300 (€/m <sup>2</sup> )
Δοχείο αποθήκευσης	500	500 (€/m <sup>3</sup> )
Inverter	500	300 (€/kW <sub>el</sub> )
<b>Σύνολο</b>	<b>9000</b>	-

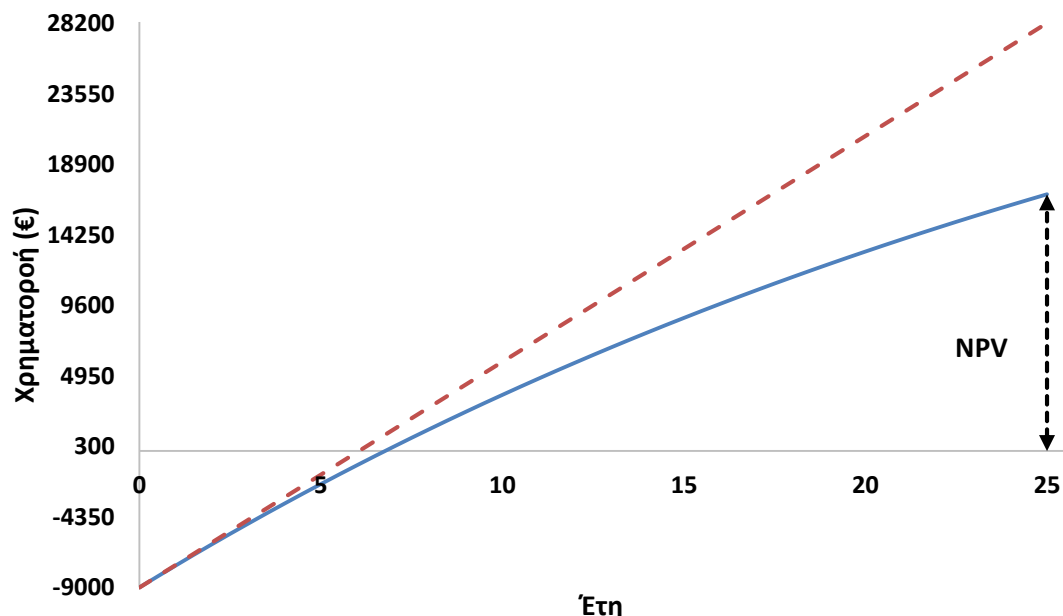
Πίνακας 5.7: Επί μέρους και συνολικό αρχικό κόστος της επένδυσης

Μήνες	CF <sub>heat</sub> (€)	CF <sub>grid</sub> (€)	CF (€)
Νοέμβριος	104	30	134
Δεκέμβριος	76	26	102
Ιανουάριος	79	29	109
Φεβρουάριος	108	37	145
Μάρτιος	147	44	191
Απρίλιος	188	49	237
Μάιος	0	99	99
Ιούνιος	0	100	100
Ιούλιος	0	102	102
Αύγουστος	0	101	101
Σεπτέμβριος	0	92	92
Οκτώβριος	0	77	77
<b>Ετήσια</b>	<b>702</b>	<b>787</b>	<b>1489</b>

Πίνακας 5.8: Χρηματοροές που προκύπτουν από τη χρήση του συστήματος τόσο για παραγωγή θερμότητας όσο και ηλεκτρικής ενέργειας

Από τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στους πίνακες 5.7 και 5.8 προέκυψε ως **απλή περίοδος αποπληρωμής (SPP)** τα **6.04 έτη** και ως **περίοδος αποπληρωμής** (όπου λαμβάνεται υπόψη η χρονική αξία του χρήματος) τα **6.77 έτη**. Επιπλέον, η **καθαρή παρούσα αξία (NPV)** υπολογίστηκε ίση με **16934 €** και ο **εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (IRR)** ίσος με **16.2%**. Τα αποτελέσματα αυτά παρουσιάζονται εποπτικά στην εικόνα 5.54. Η μία καμπύλη (συνεχής γραμμή) λαμβάνει υπόψη τη χρονική αξία του χρήματος κατά τον υπολογισμό της συνολικής χρηματοροής της επένδυσης για κάθε χρόνο, ενώ η άλλη (διακεκομένη) όχι. Το σημείο που τέμνει η πρώτη τον άξονα των ετών αποτελεί την περίοδο αποπληρωμής, ενώ το σημείο που τον

τέμνει η δεύτερη αποτελεί την απλή περίοδο αποπληρωμής. Επιπλέον, η χρηματοροή που προκύπτει για την πρώτη καμπύλη κατά το 25<sup>ο</sup> έτος, αποτελεί την καθαρή παρούσα αξία.



Εικόνα 5.54: Οικονομική αποτίμηση της επένδυσης για κάθε έτος

#### Περιβαλλοντική ανάλυση

Η ποσότητα CO<sub>2</sub> που θα απορριπτόταν στην ατμόσφαιρα για την παραγωγή της θερμότητας και της ηλεκτρικής ενέργειας από συμβατικές πηγές υπολογίζεται από τις ακόλουθες σχέσεις για το ενεργειακό μίγμα της Ελλάδας:

- $M_{CO_2} = 0.347 \cdot E_{th}$
- $M_{CO_2} = 0.989 \cdot E_{el}$

Όπου η ενέργεια σε MWh και η συνολική εκπεμπόμενη μάζα CO<sub>2</sub> σε tn.

Τα αποτελέσματα της ποσότητας CO<sub>2</sub> που δεν εκπέμπονται στην ατμόσφαιρα για κάθε είδος παραγόμενης ενέργειας, αλλά και συνολικά παρουσιάζονται στους πίνακες 5.9 – 5.11 για το νερό, το νανορευστό νερού/Cu και του νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> αντίστοιχα.

Νερό			
	CO <sub>2,heat</sub> (tn)	CO <sub>2,el</sub> (tn)	CO <sub>2,tot</sub> (tn)
<b>Νοέμβριος</b>	0.360	0.151	0.510
<b>Δεκέμβριος</b>	0.263	0.131	0.394
<b>Ιανουάριος</b>	0.275	0.145	0.420
<b>Φεβρουάριος</b>	0.376	0.184	0.560
<b>Μάρτιος</b>	0.510	0.219	0.729
<b>Απρίλιος</b>	0.653	0.241	0.894
<b>Ετήσια</b>	<b>2.436</b>	<b>1.071</b>	<b>3.506</b>

Πίνακας 5.9: Ποσότητα CO<sub>2</sub> που δεν εκπέμπεται λόγω της χρήσης αντλίας θερμότητας με νερό

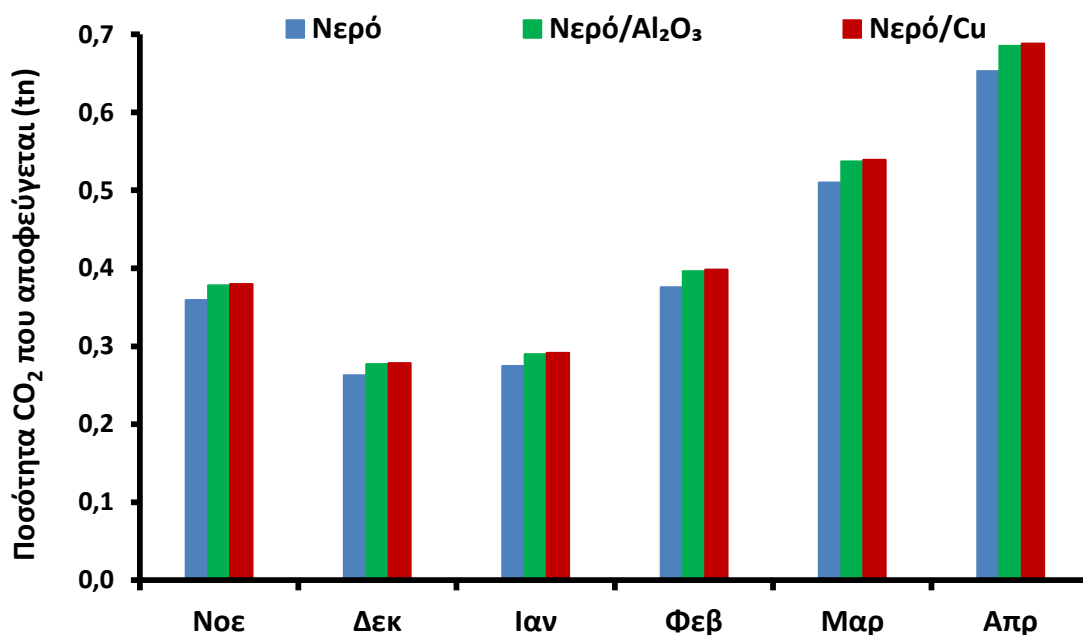
Νερό/Cu			
	CO <sub>2,heat</sub> (tn)	CO <sub>2,rel</sub> (tn)	CO <sub>2,tot</sub> (tn)
Νοέμβριος	0.380	0.149	0.529
Δεκέμβριος	0.279	0.129	0.408
Ιανουάριος	0.292	0.144	0.435
Φεβρουάριος	0.398	0.181	0.580
Μάρτιος	0.539	0.216	0.755
Απρίλιος	0.688	0.237	0.925
Ετήσια	<b>2.576</b>	<b>1.056</b>	<b>3.632</b>

Πίνακας 5.10: Ποσότητα CO<sub>2</sub> που δεν εκπέμπεται λόγω της χρήσης αντλίας θερμότητας με νανορευστό νερό/Cu

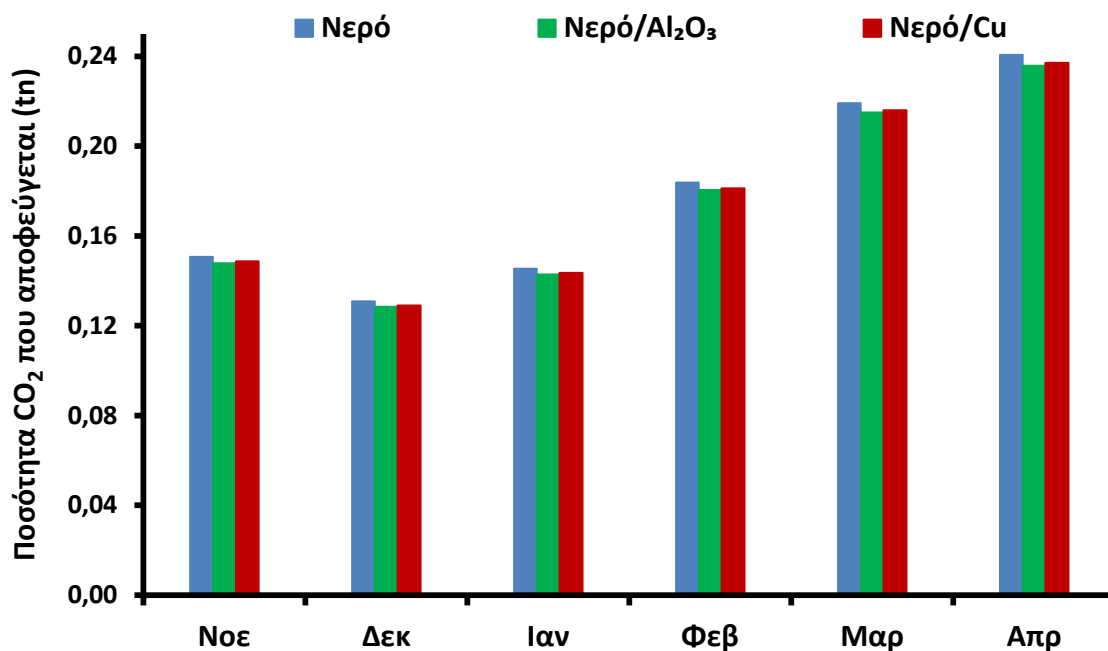
Νερό/Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>			
	CO <sub>2,heat</sub> (tn)	CO <sub>2,rel</sub> (tn)	CO <sub>2,tot</sub> (tn)
Νοέμβριος	0.378	0.148	0.526
Δεκέμβριος	0.277	0.129	0.406
Ιανουάριος	0.290	0.143	0.433
Φεβρουάριος	0.396	0.180	0.577
Μάρτιος	0.537	0.215	0.752
Απρίλιος	0.685	0.236	0.921
Ετήσια	<b>2.565</b>	<b>1.051</b>	<b>3.615</b>

Πίνακας 5.11: Ποσότητα CO<sub>2</sub> που δεν εκπέμπεται λόγω της χρήσης αντλίας θερμότητας με νανορευστό νερό/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>

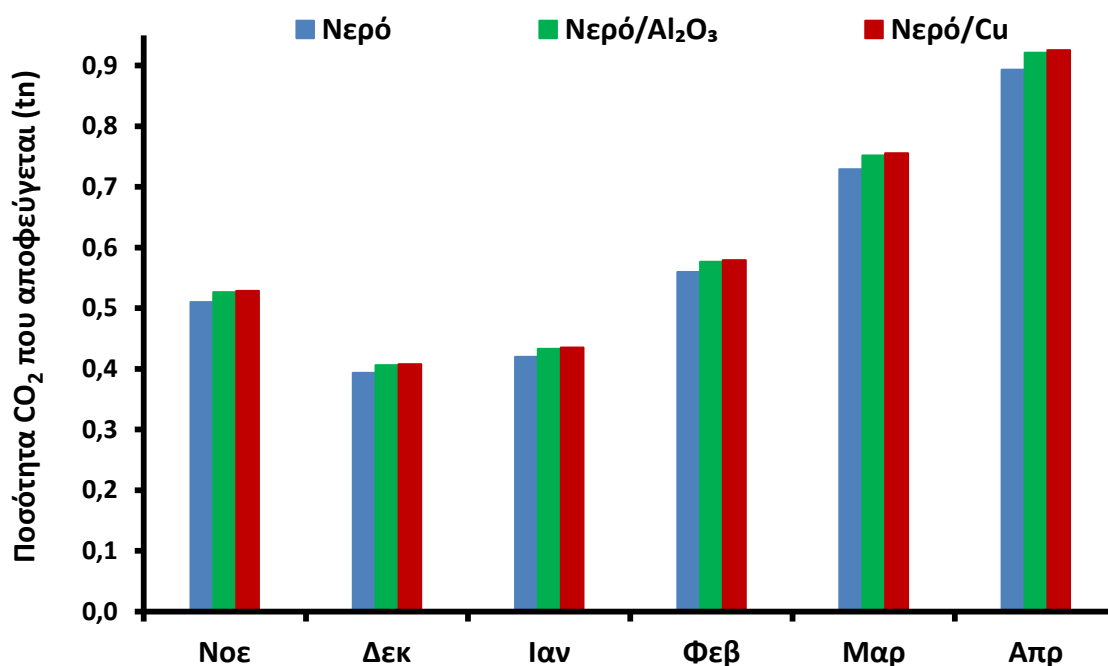
Στις εικόνες 5.55 – 5.57 παρουσιάζονται συγκριτικά για κάθε μελετούμενο ρευστό οι εκπομπές που αποφεύγονται με τη χρήση τους για κάθε είδος παραγόμενης ενέργειας.



Εικόνα 5.55: Εκπομπές CO<sub>2</sub> που αποφεύγονται ανά μήνα για κάθε ένα από τα εξεταζόμενα ρευστά για την παραγωγή θερμότητας



Εικόνα 5.56: Εκπομπές CO<sub>2</sub> που αποφεύγονται ανά μήνα για κάθε ένα από τα εξεταζόμενα ρευστά για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας



Εικόνα 5.57: Εκπομπές CO<sub>2</sub> που αποφεύγονται ανά μήνα για κάθε ένα από τα εξεταζόμενα ρευστά για την συνολική παραγωγή ενέργειας

Στην εικόνα 5.55 παρατηρείται ότι με τη χρήση των νανορευστών και ειδικά του νανορευστού νερού/Cu υπάρχει σημαντική αύξηση της παραγόμενης ποσότητας CO<sub>2</sub> που αποφεύγεται για την παραγωγή θερμότητας σε σχέση με τη χρήση του νερού. Το αντίθετο, αλλά σε μικρότερο βαθμό, συμβαίνει για τις εκπομπές που αποφεύγονται για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.56. Για τη συνολική ενέργεια που παράγεται με τη χρήση νανορευστών οι εκπομπές που αποφεύγονται απ' ότι με τη χρήση νερού στο ίδιο σύστημα, όπως φαίνεται στην εικόνα 5.57.

## Συμπεράσματα

---

### 6.1 Σύνοψη εργασίας

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη, η βελτιστοποίηση και η αξιολόγηση ενός συστήματος συμπαραγωγής με ενεργειακά, εξεργειακά και οικονομικά κριτήρια. Το εξεταζόμενο σύστημα αποτελείται από θερμοφωτοβολταϊκούς συλλέκτες συζευγμένους με δοχείο αποθήκευσης που τροφοδοτούν θερμικά μία αντλία θερμότητας για θέρμανση χώρου και έναν μετατροπέα (inverter) για παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Η καινοτομία αυτής της μελέτης έγκειται στην πολυστοχική βελτιστοποίηση του συστήματος (multi-objective optimization), καθώς και στη χρήση νανορευστού στο ηλιοθερμικό πεδίο.

Πιο συγκεκριμένα, για την εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας μελετήθηκε η εγκατάσταση συστοιχίας 10 παράλληλα συνδεδεμένων θερμοφωτοβολταϊκών συλλεκτών επιφάνειας  $2 \text{ m}^2$  έκαστος συζευγμένους με ένα δοχείο χωρητικότητας  $1 \text{ m}^3$  που τροφοδοτούν τον ατμοποιητή μίας αντλίας θερμότητας εμμέσου εκτόνωσης ονομαστικής ισχύος 5 kW. Επιπλέον, η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς από τους συλλέκτες μεταφέρεται στον μετατροπέα (inverter) προκειμένου το συνεχές ρεύμα που παράγεται να μετατραπεί σε εναλλασσόμενο και από εκεί μεταφέρεται προς την αντλία θερμότητας προκειμένου να τροφοδοτήσει τις ανάγκες του συμπιεστή. Η πλεονάζουσα ηλεκτρική ισχύς μετά τον μετατροπέα παρέχεται μέσω net metering στο δίκτυο. Τα εξεταζόμενα νανορευστά έχουν ως ρευστό βάση νερό, ενώ τα εξεταζόμενα νανοσωματίδια είναι τα εξής: Cu,  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{SiO}_2$ ,  $\text{TiO}_2$ . Η ανάλυση πραγματοποιείται με ένα θερμικό – θερμοδυναμικό μοντέλο το οποίο αναπτύχθηκε στο εμπορικό πακέτο Engineering Equation Solver (EES).

### 6.2 Συμπεράσματα εργασίας ανά στάδιο μελέτης

- Για τη μελέτη των θερμοφωτοβολταϊκών συλλεκτών αναπτύχθηκε αρχικά ένα μοντέλο που είχε ως εργαζόμενο ρευστό το νερό και επικυρώθηκε με πειραματικά αποτελέσματα από τη βιβλιογραφία με μέση απόκλιση 2% στον θερμικό βαθμό απόδοσης και 2.5% στον ηλεκτρικό. Για τη μελέτη των νανορευστών χρησιμοποιήθηκαν εξισώσεις από τη βιβλιογραφία για τις ιδιότητες τους συναρτήσει των ιδιοτήτων του ρευστού βάσης και του εκάστοτε νανοσωματιδίου. Από τη μελέτη αυτή προέκυψε ότι το νανορευστό νερού/Cu έδωσε μέση βελτίωση 4.9% στον θερμικό βαθμό απόδοσης και 0.84% στον ηλεκτρικό, το νανορευστό νερού/ $\text{Al}_2\text{O}_3$  έδωσε μέση βελτίωση 3.9% στον θερμικό βαθμό απόδοσης και 0.65% στον ηλεκτρικό, το

νανορευστό νερού/TiO<sub>2</sub> έδωσε μέση βελτίωση 0.90% στον θερμικό βαθμό απόδοσης και 0.11% στον ηλεκτρικό, ενώ το νανορευστό νερού/SiO<sub>2</sub> έδωσε μέση βελτίωση 0.82% στον θερμικό βαθμό απόδοσης και 0.1% στον ηλεκτρικό. Λόγω της πενιχρής βελτίωσης που προέκυψε για τα δύο τελευταία νανορευστά, στο υπόλοιπο σύστημα μελετήθηκαν μόνο τα νανορευστά με Cu και Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

- Για την επιλογή του κατάλληλου εργαζόμενου μέσου στην αντλία θερμότητας πραγματοποιήθηκε μελέτη με κριτήριο τη μεγιστοποίηση του COP για τις τυπικές θερμοκρασίες ανάμεσα στις οποίες λειτουργεί συγκεκριμένο σύστημα. Τα εργαζόμενα μέσα τα οποία εξετάστηκαν είναι τα εξής: R134a, R404a, R32, R1234yf, R600a, R152a, R290. Για τυπικές λοιπόν θερμοκρασίες 15°C στον ατμοποιητή και 35°C στον συμπυκνωτή, το R152a αποδείχτηκε να είναι το πιο αποδοτικό με COP κοντά στο 12, μια υψηλή τιμή η οποία δικαιολογείται από τη μικρή θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στις θερμοκρασίες συμπύκνωσης-ατμοποίησης.

- Κατά την ανάλυση της αντλίας θερμότητας σε κατάσταση μόνιμων συνθηκών πραγματοποιήθηκε δύο βασικές παραμετρικές μελέτες. Στη μία εξετάστηκε η συμπεριφορά του συστήματος σε κατάσταση σταθερής θερμοκρασίας συμπυκνωτή και σταθερής παροχής όγκου ρευστού από το δοχείο προς την αντλία θερμότητας με μεταβλητή τη θερμοκρασία του ατμοποιητή. Σε αυτή την περίπτωση παρατηρήθηκε ότι τόσο με το νερό, όσο και με τα νανορευστά η παραγόμενη θερμότητα και ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης μειώνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας του ατμοποιητή, ενώ το αντίθετο συμβαίνει για την ηλεκτρική ισχύ που διοχετεύεται στο δίκτυο και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Στη δεύτερη μελέτη εξετάστηκε η συμπεριφορά του συστήματος σε κατάσταση σταθερής θερμοκρασίας συμπυκνωτή και ατμοποιητή με μεταβλητή παροχή όγκου ρευστού από το δοχείο προς την αντλία θερμότητας. Σε αυτή την περίπτωση παρατηρήθηκε ότι τόσο με το νερό, όσο και με τα νανορευστά η παραγόμενη θερμότητα, ο ενεργειακός και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνονται αυξανόμενης της παροχής όγκου του ρευστού, ενώ η ισχύς που διοχετεύεται στο δίκτυο μειώνεται. Και στις δύο περιπτώσεις η χρήση του νανορευστού νερού/Cu δίνει τα βέλτιστα αποτελέσματα στα μεγέθη της παραγόμενης θερμότητας, καθώς και του ενεργειακού και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης, ενώ το νερό τα βέλτιστα για την ηλεκτρική ισχύ στο δίκτυο. Από την μελέτη αυτή παρατηρήθηκε ότι από την παροχή των 0.2 l/s τα μεγέθη που μελετώνται αρχίζουν να συγκλίνουν, συνεπώς αυτή η παροχή χρησιμοποιήθηκε κατά τη μελέτη του προβλήματος μεταβλητών συνθηκών. Στη συνέχεια, πραγματοποιήθηκε βελτιστοποίηση του συστήματος σύμφωνα με τα ακόλουθα κριτήρια: του ενεργειακού και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης, της χρηματοροής (cash flow) και του ενεργειακού βαθμού απόδοσης, της χρηματοροής και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης, της παραγόμενης θερμότητας και της ηλεκτρικής ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο, καθώς και το τριπλό κριτήριο του ενεργειακού βαθμού απόδοσης, του εξεργειακού βαθμού απόδοσης και της χρηματοροής. Οι θερμοκρασίες ατμοποιητή που παρατηρήθηκαν τα βέλτιστα αποτελέσματα είναι οι: 17°C, 10°C, 17°C, 17°C και 15°C αντίστοιχα. Τα περισσότερα κριτήρια έδωσαν βέλτιστο αποτέλεσμα στους 17°C, γι' αυτό και η θερμοκρασία αυτή χρησιμοποιήθηκε κατά τη μελέτη του προβλήματος μεταβλητών συνθηκών.



- Κατά τη μελέτη του προβλήματος σε δυναμικές συνθήκες, ελήφθησαν υπόψη τα μετεωρολογικά δεδομένα της Αθήνας (τόσο η θερμοκρασία περιβάλλοντος, όσο και η ηλιακή ακτινοβολία) και για τους μήνες από Νοέμβριο έως Απρίλιο μελετήθηκε η συμπεριφορά του συστήματος τόσο στην παραγωγή θερμότητας, όσο και ηλεκτρικής ενέργειας στο δίκτυο. Από αυτό προέκυψε ότι και η μέγιστη παραγόμενη θερμότητα και η μέγιστη ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας που παρέχεται στο δίκτυο παρατηρούνται κατά τον Απρίλιο, ενώ οι αντίστοιχες ελάχιστες τιμές κατά τον Δεκέμβριο για όλα τα εξεταζόμενα ρευστά. Ο μέσος ετήσιος ενεργειακός βαθμός απόδοσης για τη χρήση νερού είναι 54.2%, ενώ ο μέσος ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης ίσος με 11.1%. Με τη χρήση του νανορευστού νερού/Cu παρατηρείται αύξηση κατά 4.8% του ενεργειακού βαθμού απόδοσης και κατά 0.66% του εξεργειακού, ενώ με τη χρήση του νανορευστού νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> αύξηση 4.3% και 0.6% αντίστοιχα.

- Το επόμενο βήμα στην ανάλυση ήταν η οικονομική αξιολόγηση του συστήματος. Λήφθηκε υπόψη ότι οι συλλέκτες θα λειτουργούν και κατά τη θερινή περίοδο, αλλά μόνο για παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Έτσι λοιπόν, η οικονομική ανάλυση του συστήματος με εργαζόμενο μέσο το νερό έδωσε περίοδο αποπληρωμής τα 6.77 έτη, ενώ σε χρονικό ορίζοντα 25 ετών ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (IRR) της επένδυσης είναι 16.2% και η καθαρή παρούσα αξία (NPV) 16934€.

- Κατά την περιβαλλοντική ανάλυση προέκυψε ότι λόγω της χρήσης του συστήματος με εργαζόμενο μέσο το νερό μπορούν να αποφευχθούν ετησίως 3.51 tn CO<sub>2</sub> ετησίως, με εργαζόμενο μέσο νανορευστό νερού/Cu 3.63 tn CO<sub>2</sub> ετησίως, ενώ με εργαζόμενο μέσο νανορευστό νερού/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 3.62 tn CO<sub>2</sub> ετησίως. Από όλα τα παραπάνω προκύπτει ότι η χρήση των νανορευστών μπορεί να επιφέρει πολύπλευρα θετικά αποτελέσματα σε θερμικά συστήματα.

### **6.3 Προβλήματα-Προκλήσεις σχετιζόμενες με τα νανορευστά**

Η χρήση των νανορευστών είναι συνυφασμένη με μια σειρά από προβλήματα-προκλήσεις τα οποία πρέπει να επιλυθούν τα επόμενα χρόνια έτσι ώστε τα νανορευστά να γίνουν διαδομένα σε πολλές εφαρμογές. Πιο συγκεκριμένα, τα προβλήματα που σχετίζονται με τα νανορευστά είναι ατ εξής:

- Το υψηλό κόστος αγοράς των νανορευστών.
- Το υψηλό κόστος λειτουργείας τόσο λόγω της μεγαλύτερης πτώσης πίεσης στις σωληνώσεις αλλά και στο συλλέκτη.
- Τα προβλήματα ευστάθειας (stability) που παρουσιάζουν, με αποτέλεσμα τη δημιουργία συσσωματωμάτων (agglomeration) που οδηγεί σε αλλοίωση των ιδιοτήτων τους
- Πιθανά προβλήματα τοξικότητας, ιδιαίτερα σε εφαρμογές όπου τα νανοσωματίδια υπάρχουν σε επιφάνειες και υπάρχει άμεση επαφή με τον αέρα περιβάλλοντος.

Σε κάθε περίπτωση, τα νανορευστά αποτελούν ρευστά επόμενη γενιάς, με βελτιωμένες θερμικές ιδιότητες, τα οποία μπορούν να οδηγήσουν τα ηλιοθερμικά συστήματα σε υψηλές επιδόσεις.

#### **6.4 Προτάσεις για μελλοντική έρευνα**

Μελλοντικές μελέτες σχετιζόμενες με το εξεταζόμενο σύστημα συμπαραγωγής συνοψίζονται παρακάτω:

- Μπορεί να δοκιμαστεί η χρήση άλλων νανοσωματιδίων με νανο-σωλήνες άνθρακα (carbon nanotubes) όπως MWCNT, SWCNT και CNT διότι έχει αποδειχτεί ότι αυτά τα νανοσωματίδια οδηγούν σε σημαντική αύξηση της θερμικής αγωγιμότητας.
- Είναι δυνατή η μελέτη υβριδικών νανορευστών με χρήση 2 ή περισσότερων νανοσωματιδίων στο ίδιο ρευστό.
- Επίσης είναι σημαντικό να μελετηθεί η συμπεριφορά του συστήματος σε μετεωρολογικά δεδομένα άλλων ελληνικών πόλεων (π.χ. Θεσσαλονίκη, Ηράκλειο, Καστοριά) ή και ευρωπαϊκών πόλεων (Μαδρίτη, Ρώμη, Βερολίνο, Παρίσι, Λονδίνο).
- Είναι δυνατή η μελέτη ενός υβριδικού συστήματος με χρήση επιπλέον ενέργειας από καύση βιομάζας.
- Τέλος, το εξεταζόμενο σύστημα μπορεί να συγκριθεί με ένα σύστημα που θα αποτελείται από ξεχωριστούς θερμικούς επίπεδους συλλέκτες και ξεχωριστά φωτοβολταϊκά πάνελ, ώστε να διερευνηθεί εάν η χρήση των θερμοφωτοβολταϊκών συλλεκτών είναι πιο αποδοτική από τους συμβατικούς συλλέκτες, για τη παρούσα εγκατάσταση με αντλία θερμότητας.