

**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ**

**ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ ΗΛΙΑΚΟΥ  
ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ - ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ  
ΚΤΗΡΙΟΥ ΓΡΑΦΕΙΩΝ ΚΑΠΕ ΚΑΙ ΑΝΑΠΤΥΞΗ -  
ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΣΧΕΤΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΜΕΣΩ  
ΤΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ TRNSYS**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΒΟΡΡΙΑΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: ΑΝΤΩΝΟΠΟΥΛΟΣ ΚΙΜΩΝ  
Δρ. Μηχανολόγος Μηχανικός  
ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ Ε.Μ.Π.**

**ΣΕΠΤΕΜΒΡΙΟΣ 2016**



## **ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ**

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα Καθηγητή μου κ.Αντωνόπουλο Κίμων για τη δυνατότητα που μου έδωσε να ασχοληθώ με το ενδιαφέρον αυτό θέμα και για την υπομονή που επέδειξε όλο αυτό το διάστημα που με καθοδηγούσε και με επέβλεπε.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους φίλους μου για την αμέριστη βοήθεια και συμπαράστασή τους όλα αυτά τα χρόνια.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου για την υποστήριξη, την υπομονή αλλά και για την κατανόηση που επέδειξαν όλα αυτά τα χρόνια των σπουδών μου.



ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	7
SUMMARY.....	9
1. ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ.....	11
1.1 ΗΛΙΑΚΗ ΘΕΡΜΑΝΣΗ.....	13
1.1.1 ΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΖΕΣΤΟΥ ΝΕΡΟΥ ΧΡΗΣΗΣ.....	13
1.1.2 ΚΕΝΤΡΙΚΑ ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ.....	15
1.1.3 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ COMBI.....	16
1.2 ΗΛΙΑΚΗ ΨΥΞΗ.....	18
1.2.1 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ SOLAR COMBI – PLUS.....	20
1.2.2 ΨΥΚΤΕΣ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ.....	21
1.3 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΔΙΕΠΟΧΙΑΚΗΣ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	23
1.3.1 ΔΙΕΠΟΧΙΑΚΗ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	25
1.3.2 ΘΕΡΜΙΚΑ ΔΙΑΣΤΡΩΜΑΤΩΜΕΝΗ ΔΕΞΑΜΕΝΗ.....	26
2. ΠΙΛΟΤΙΚΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ.....	27
2.1 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ.....	27
2.1.1 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ.....	29
2.1.2 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΨΥΞΗΣ.....	30
2.2 ΗΛΙΑΚΟ ΠΕΔΙΟ.....	31
2.2.1 ΕΛΕΓΧΟΣ ΗΛΙΑΚΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ.....	33
2.3 ΥΠΟΓΕΙΑ ΔΕΞΑΜΕΝΗ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ.....	35
2.4 ΘΕΡΜΙΚΟΣ ΨΥΚΤΗΣ.....	36
2.4.1 ΕΛΕΓΧΟΣ ΘΕΡΜΙΚΟΥ ΨΥΚΤΗ.....	37
3. ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ.....	42
3.1 ΟΡΓΑΝΑ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ.....	42
3.1.1 ΜΕΤΡΗΤΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ SCADA.....	47
3.2 ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ.....	49
4. ΑΝΑΠΤΥΞΗ – ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΣΤΟ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟ TRNSYS.....	53
4.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΕΙΣΩΣΕΙΣ.....	55
4.2 ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΚΥΚΛΩΜΑΤΩΝ ΗΛΙΑΚΟΥ ΠΕΔΙΟΥ ΚΑΙ UTES.....	61
4.2.1 ΚΥΚΛΩΜΑ ΗΛΙΑΚΟΥ ΠΕΔΙΟΥ.....	61
4.2.2 ΚΥΚΛΩΜΑ ΤΗΣ ΥΠΟΓΕΙΑΣ ΔΕΞΑΜΕΝΗΣ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ (UTES).....	63
4.3 ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΜΕΣΩ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ.....	65
4.3.1 ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΗΛΙΑΚΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ.....	65
4.3.2 ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ UTES.....	69
5. ΗΛΙΑΚΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ.....	72
5.1 ΚΥΚΛΩΜΑ ΗΛΙΑΚΟΥ ΠΕΔΙΟΥ - ΥΠΕΔΑΦΙΚΗΣ ΔΕΞΑΜΕΝΗΣ.....	72
5.2 ΚΥΚΛΩΜΑ ΥΠΕΔΑΦΙΚΗΣ ΔΕΞΑΜΕΝΗΣ - ΚΤΗΡΙΟΥ.....	75
5.3 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΕΩΝ.....	79
6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ - ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ.....	97
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	99



## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Το αντικείμενο της παρούσας μελέτης είναι η ανάπτυξη επικυρωμένου προσομοιωτικού μοντέλου, μέσω πειραματικών μετρήσεων, για εγκατεστημένο ηλιακό σύστημα ψύξης - θέρμανσης σε κτήριο γραφείων του Κέντρου Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας (ΚΑΠΕ), χρησιμοποιώντας το λογισμικό TRNSYS.

Στο κεφάλαιο 1 παρατίθεται βιβλιογραφία σχετική με το αντικείμενο της διπλωματικής εργασίας. Γίνεται αναφορά σε ηλιακά συστήματα (ενεργητικά και παθητικά), σε τύπους ηλιακών συλλεκτών, σε ηλιακή θέρμανση και ηλιακή ψύξη, σε συστήματα διεποχιακής αποθήκευσης θερμότητας, σε συστήματα COMBI κ.α

Στο κεφάλαιο 2 παρουσιάζεται η πιλοτική εγκατάσταση αρχικά με κάποια εισαγωγικά στοιχεία της και την περιγραφή λειτουργίας της. Στη συνέχεια αναφέρονται αναλυτικά τα κύρια και δευτερεύοντα στοιχεία του ηλιακού συστήματος ψύξης-θέρμανσης ,με τις προδιαγραφές τους και την περιγραφή λειτουργίας τους..

Στο κεφάλαιο 3 αναφέρεται το πειραματικό σκέλος της εργασίας. Στην αρχή παρουσιάζονται τα μετρητικά όργανα και το μετρητικό σύστημα (SCADA) από τα οποία λήφθηκαν οι μετρήσεις. Στη συνέχεια πραγματοποιείται επεξεργασία-αξιολόγηση των πειραματικών μετρήσεων, ώστε να εξακριβωθεί η αληθοφάνεια και η εγκυρότητά τους. Τέλος, ολοκληρώνεται με τα συμπεράσματα από την . ανάλυσή τους.

Στο κεφάλαιο 4 γίνεται αρχικά μια σύντομη αναφορά στο λογισμικό TRNSYS. Ακολουθεί η παράθεση του θεωρητικού-μαθηματικού σκέλους στο οποίο βασίζεται το λογισμικό. Στη συνέχεια επιχειρήται υπολογιστική προσομοίωση του ηλιακού πεδίου και της υπεδαφικής δεξαμενής, με ανάπτυξη υπολογιστικών μοντέλων για το ηλιακό κύκλωμα και το κύκλωμα της υπεδαφικής δεξαμενής. Τέλος, ολοκληρώνεται με την επικύρωση των υπολογιστικών μοντέλων, μέσω σύγκρισης πειραματικών – υπολογιστικών αποτελεσμάτων.

Στο κεφάλαιο 5 παρουσιάζεται η μεθοδολογία ανάπτυξης του υπολογιστικού μοντέλου του ηλιακού συστήματος στο λογισμικό TRNSYS, με αναφορές στην αρχή λειτουργίας του αλλά και στις παραδοχές που λήφθηκαν υπόψιν. Στη συνέχεια του κεφαλαίου παρατίθενται τα αποτελέσματά των προσομοιώσεων για χρονικό διάστημα ενός έτους..

Στο κεφάλαιο 6 η μελέτη ολοκληρώνεται με τα συμπεράσματα για τη λειτουργία του ηλιακού συστήματος, καθώς και με προτάσεις για την βελτίωσή της.

Λέξεις κλειδιά: Ηλιακά συστήματα, Εποχιακή αποθήκευση θερμικής ενέργειας, Προσομοίωση, TRNSYS, Αξιολόγηση πειραματικών μετρήσεων

## SUMMARY

The object of the present study is the development of a validated simulation model through experimental measurements for an installed solar cooling and heating plant at the building of the Center of Renewable Energy Sources (CRES), using TRNSYS software.

In chapter 1 relevant bibliography is presented, regarding active and passive solar plants, solar panel types, solar heating and cooling, seasonal thermal energy storage plants, COMBI systems etc.

In chapter 2 the pilot plant installation is presented by introducing some basic information of the plant as well as the description of its operation. Furthermore, the primary and secondary individual elements of the plant are described with their specifications as well as their operation analysis.

In chapter 3 follows the experimental section of the study. First, the metric instruments and the SCADA metric system are presented. Then, the evaluation and the processing of the experimental data take place, in order to confirm their plausibility and validity. Finally, the chapter is completed with the conclusions extracted from the data analysis.

In chapter 4 a brief introduction to TRNSYS software takes place, followed by the theoretical and mathematical section on which the software is based. Furthermore, a calculating simulation of the solar field as well as the underground heat storage tank takes place. The chapter is completed by certifying the calculating models through the comparison of the experimental and the simulation results.

In chapter 5 is analyzed the methodology behind the development of the solar plant simulation model on TRNSYS software. The simulation model principles of operation, as well as the fields where settlements were made are thoroughly presented before concluding with the results of the simulation for a period of 1 year.

In chapter 6 the study is completed with the conclusions of the solar plant operation and with proposals for its optimization.

Keywords: Solar plants, Seasonal thermal energy storage (STES), Simulation, TRNSYS, Evaluation of experimental data





# 1. ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

Η ηλιακή ενέργεια στο σύνολό της είναι πρακτικά ανεξάντλητη, αφού προέρχεται από τον ήλιο, και ως εκ τούτου δεν υπάρχουν περιορισμοί χώρου και χρόνου για την εκμετάλλευσή της. Μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας. Για τη θέρμανση και την ψύξη ενός χώρου με τη χρήση της ηλιακής ενέργειας, η ηλιακή ενέργεια χρειάζεται να συλλεχθεί, να αποθηκευτεί και να διανεμηθεί κατάλληλα στο χώρο. Όταν μετατρέπεται σε θερμική ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για θέρμανση του νερού και για θέρμανση χώρου. Αυτό γίνεται εφικτό με χρήση ηλιακών θερμικών συστημάτων που συλλέγουν την ηλιακή ενέργεια και τη μετατρέπουν σε θερμότητα. Για τη μετατροπή της ηλιακής ενέργειας σε ηλεκτρική χρησιμοποιούνται τα φωτοβολταϊκά και τα ηλιοθερμικά συστήματα.

Ενεργητικά ηλιακά συστήματα είναι όσα συλλέγουν την ηλιακή ακτινοβολία και στη συνέχεια τη μεταφέρουν με τη μορφή θερμότητας σε νερό, σε αέρα ή σε κάποιο άλλο ρευστό. Η πλέον διαδεδομένη εφαρμογή των συστημάτων αυτών είναι η παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, οι γνωστοί σ' όλους ηλιακοί θερμοσίφωνες.

Στα ενεργητικά ηλιακά συστήματα η ηλιακή ενέργεια που αποθηκεύεται στην μονάδα αποθήκευσης μπορεί να βρίσκεται σε μορφή αισθητής ή και λανθάνουσας θερμότητας και η ενέργεια διανέμεται στο χώρο χρησιμοποιώντας ηλεκτρικές βάνες, ανεμιστήρες ή και άλλα μέσα. Αντιθέτως, στα παθητικά συστήματα η συλλογή, αποθήκευση και διανομή της ενέργειας γίνεται με φυσικά μέσα και γενικότερα δε χρησιμοποιείται καθόλου μηχανική ή ηλεκτρική ισχύς ή ηλεκτρονικός έλεγχος.

Η "καρδιά" ενός ενεργητικού ηλιακού συστήματος είναι ο ηλιακός συλλέκτης. Ο συλλέκτης αυτός περιλαμβάνει μια μαύρη, συνήθως επίπεδη μεταλλική επιφάνεια, η οποία απορροφά την ακτινοβολία και θερμαίνεται. Πάνω από την απορροφητική επιφάνεια βρίσκεται ένα διαφανές κάλυμμα (συνήθως από γυαλί ή πλαστικό) που παγιδεύει τη θερμότητα (φαινόμενο θερμοκηπίου). Στη συνέχεια, σ' επαφή με την απορροφητική επιφάνεια τοποθετούνται λεπτοί σωλήνες μέσα στους οποίους διοχετεύεται κάποιο υγρό, που απάγει την θερμότητα και τη μεταφέρει με τη βοήθεια μικρών αντλιών (κυκλοφορητές), σε μια μεμονωμένη δεξαμενή αποθήκευσης. Υπάρχουν διάφοροι τύποι ηλιακών συλλεκτών όπως :

- **Επίπεδοι συλλέκτες**
- **Συλλέκτες κενού**
- **Συγκεντρωτικοί συλλέκτες**

Οι **επίπεδοι συλλέκτες** είναι η πιο διαδεδομένη μορφή συλλέκτη για οικιακά ηλιακά συστήματα θέρμανσης νερού. Η λειτουργία ενός επίπεδου συλλέκτη επηρεάζεται από τους ακόλουθους παράγοντες:

- ✓ Ηλιακούς παράγοντες πχ ένταση ακτινοβολίας, γωνία κλίσης συλλέκτη κ.α.
- ✓ Συνθήκες περιβάλλοντος πχ θερμοκρασία περιβάλλοντος, ταχύτητα ανέμου κ.α.
- ✓ Συνθήκες λειτουργίας πχ θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου, θερμικές ιδιότητες του ρευστού, προσανατολισμός του συλλέκτη
- ✓ Κατασκευή συλλέκτη

Οι **συλλέκτες κενού** αποτελούνται από ένα σύστημα με αρθρωτούς σωλήνες, στο κέντρο των οποίων βρίσκεται λεπτός μεταλλικός αγωγός με απορροφητική επιφάνεια. Λόγω των συνθηκών κενού οι απώλειες θερμότητας με συναγωγή μειώνονται.

Οι **συγκεντρωτικοί συλλέκτες** χρησιμοποιούνται όταν είναι επιθυμητή η απόδοση της ενέργειας σε θερμοκρασίες υψηλότερες από αυτές που επιτυγχάνονται με τους συνήθεις επίπεδους συλλέκτες. Σε αυτούς, οι υψηλές θερμοκρασίες αναπτύσσονται με συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας σε μικρή επιφάνεια απορρόφησης, μειώνοντας έτσι και τις θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον.

Στα παθητικά συστήματα τα στοιχεία του κτηρίου που επιλέγονται και τοποθετούνται με τέτοιο τρόπο, ώστε να συμμετέχουν στη συλλογή, στην αποθήκευση, στη μεταφορά και στη διανομή της θερμικής ενέργειας είναι οι τοίχοι, η οροφή και τα παράθυρα. Τόσο τα στοιχεία του κτηρίου, που είναι τα κατασκευαστικά του υλικά όπως πέτρες, τούβλα, τσιμέντο, νερό, μόνωση κ.α. όσο και οι διάφορες θερμικές διεργασίες όπως η θερμική ακτινοβολία, η φυσική και η εξαναγκασμένη συναγωγή, η αγωγή, η εξάτμιση κ.α. συνδυάζονται με διάφορους τρόπους, ανάλογα με τις ιδιαίτερες ανάγκες του κάθε κτηρίου, οι οποίες εξαρτώνται και πάλι από το κλίμα της περιοχής. Ονομάζουμε παθητικά ηλιακά συστήματα θέρμανσης τα δομικά στοιχεία του κτηρίου, τα οποία αξιοποιώντας τις αρχές της φυσικής (τους νόμους μεταφοράς θερμότητας) συλλέγουν την ηλιακή ενέργεια, την αποθηκεύουν υπό μορφή θερμότητας και τη διανέμουν στο χώρο. Τα παθητικά ηλιακά συστήματα στα κτήρια αξιοποιούν την ηλιακή ενέργεια για θέρμανση των χώρων το χειμώνα, καθώς και για παροχή φυσικού φωτισμού. Κατά την διάρκεια της ημέρας, η θερμότητα αποθηκεύεται σ' αυτά τα υλικά και αποδίδεται κατά τη διάρκεια της νύχτας όταν είναι περισσότερο απαραίτητη.

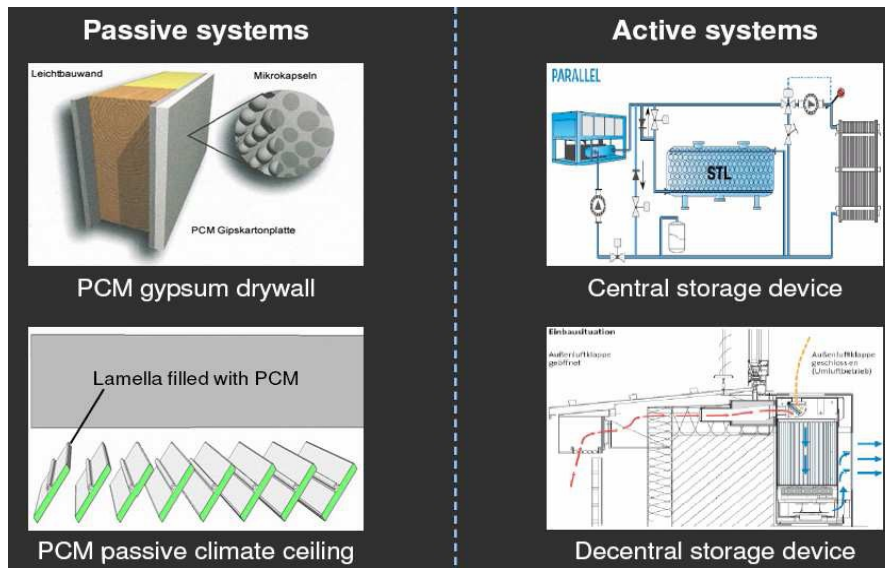
Η συλλογή της ηλιακής ενέργειας βασίζεται στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και ειδικότερα στην είσοδο της ηλιακής ακτινοβολίας μέσω του γυαλιού ή άλλου διαφανούς υλικού και τον εγκλωβισμό της προκύπτουσας θερμότητας στο εσωτερικό του χώρου που καλύπτεται από το γυαλί. Όλα τα παθητικά ηλιακά συστήματα πρέπει να έχουν προσανατολισμό νότιο, ώστε να υπάρχει ηλιακή πρόσπτωση στα ανοίγματα κατά τη μεγαλύτερη διάρκεια της ημέρας το χειμώνα.

Τα συστήματα αποθήκευσης για παθητικής μορφής θερμότητα περιλαμβάνουν το άμεσο και το έμμεσο κέρδος.

Στο άμεσο κέρδος η θερμότητα λαμβάνεται μέσω ενός παραθύρου, ενός τοίχου ή ενός γυαλιού με νότιο προσανατολισμό, μέσω του πατώματος ή και μέσω αντικειμένων λόγω της ηλιακής ακτινοβολίας.

Τα υπόλοιπα παθητικά συστήματα είναι συστήματα έμμεσου κέρδους και ταξινομούνται στις παρακάτω κατηγορίες:

- **Ηλιακοί τοίχοι** : Έχουν στην εξωτερική τους πλευρά σε μικρή απόσταση από την τοιχοποιία τζάμι (υαλοπίνακα) και λειτουργούν ως ηλιακοί συλλέκτες μεταφέροντας τη θερμότητα είτε μέσω του υλικού του τοίχου ( τοίχος θερμικής αποθήκευσης), είτε μέσω θυρίδων (θερμοσιφωνικό πάνελ) στον εσωτερικό χώρο. Συνδυασμός των δύο λειτουργιών είναι ο τοίχος μάζας με θυρίδες τοίχος Trombe – Michel.
- **Θερμοκήπια (ηλιακοί χώροι)** : Είναι κλειστοί χώροι που ενσωματώνονται σε νότια τμήματα του κτηριακού κελύφους και περιβάλλονται από υαλοστάσια. Η ηλιακή θερμότητα από το θερμοκήπιο μεταφέρεται στους κυρίως χώρους του κτηρίου μέσω ανοιγμάτων ή και διαπερνά τον τοίχο.
- **Ηλιακά αίθρια**: Είναι εσωτερικοί χώροι του κτηρίου, οι οποίοι έχουν στην οροφή τους τζάμι και λειτουργούν όπως τα θερμοκήπια.

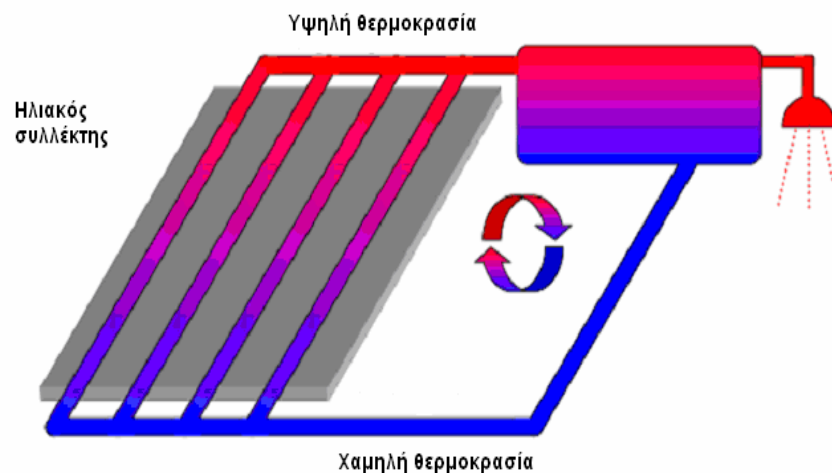


Εικόνα 1.1. Παραδείγματα ενεργητικών - παθητικών συστημάτων

## 1.1 ΗΛΙΑΚΗ ΘΕΡΜΑΝΣΗ

### 1.1.1 ΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΖΕΣΤΟΥ ΝΕΡΟΥ ΧΡΗΣΗΣ

Τα θερμοσιφωνικά συστήματα στηρίζονται στη φυσική μεταφορά του νερού στους συλλέκτες και στη δεξαμενή, η οποία βρίσκεται πάνω από το συλλέκτη. Η αρχή λειτουργίας του θερμοσιφωνικού συστήματος είναι απλή. Το νερό θερμαίνεται στο συλλέκτη, διαστέλλεται κι επομένως γίνεται ελαφρύτερο από το χαμηλότερης θερμοκρασίας νερό της δεξαμενής (σχήμα 1.1). Αυτή η διαφορά στην πυκνότητα του νερού έχει ως αποτέλεσμα τη φυσική κυκλοφορία του, μέσω του συλλέκτη και τη μεταφορά του θερμού νερού στην αποθηκευτική δεξαμενή, της οποίας το ψυχρότερο νερό αντικαθιστά το ζεσταμένο στο συλλέκτη, συνεχίζοντας κατ' αυτό τον τρόπο την κυκλοφορία του.



Σχήμα 1.1. Αρχή λειτουργίας θερμοσιφωνικού συστήματος

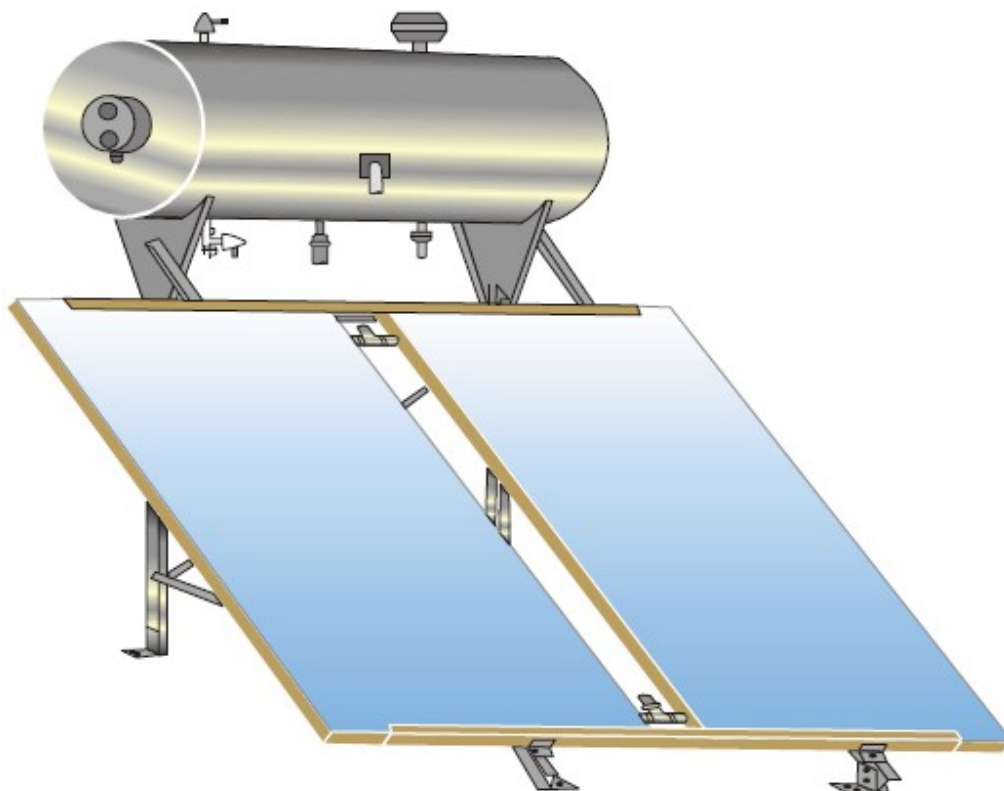
Απαραίτητη προϋπόθεση προκειμένου να είναι εφικτή η φυσική κυκλοφορία του νερού αποτελεί η τοποθέτηση της δεξαμενής αποθήκευσης σε υψηλότερο σημείο από τους συλλέκτες. Το ευνοϊκό ελληνικό κλίμα επιτρέπει την τοποθέτηση της δεξαμενής στις οροφές των κατοικιών χωρίς μεγάλες απώλειες θερμότητας από το θερμό νερό προς το περιβάλλον. Αυτή είναι και η πλέον κοινή περίπτωση που συναντάται.

Ο τυπικός ηλιακός θερμοσίφωνας (Εικόνα 1.2) αποτελείται από:

- τους επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες
- μια δεξαμενή αποθήκευσης του ζεστού νερού
- τις απαραίτητες σωληνώσεις
- τα εξαρτήματα (βαλβίδα ασφαλείας, εξαεριστικό κ.τ.λ.)

Η ηλιακή ακτινοβολία απορροφάται από το συλλέκτη και η συλλεγόμενη θερμότητα μεταφέρεται στο δοχείο αποθήκευσης. Οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες τοποθετούνται συνήθως στην οροφή του κτηρίου με νότιο προσανατολισμό και κλίση  $30^{\circ}$ - $60^{\circ}$  ως προς το οριζόντιο επίπεδο, ώστε να μεγιστοποιηθεί το ποσό της ακτινοβολίας που συλλέγεται ετησίως.

Το πιο διαδεδομένο θερμοσιφωνικό σύστημα στην Ελλάδα αποτελείται από συλλεκτική επιφάνεια  $2,5\text{m}^2$  και δεξαμενή 150lt. Το εύρος των χαρακτηριστικών αυτών κυμαίνεται μεταξύ 2 –  $4\text{m}^2$  για τη συλλεκτική επιφάνεια (σε ένα ή δύο τεμάχια) και μεταξύ 150 – 300lt για τη δεξαμενή.

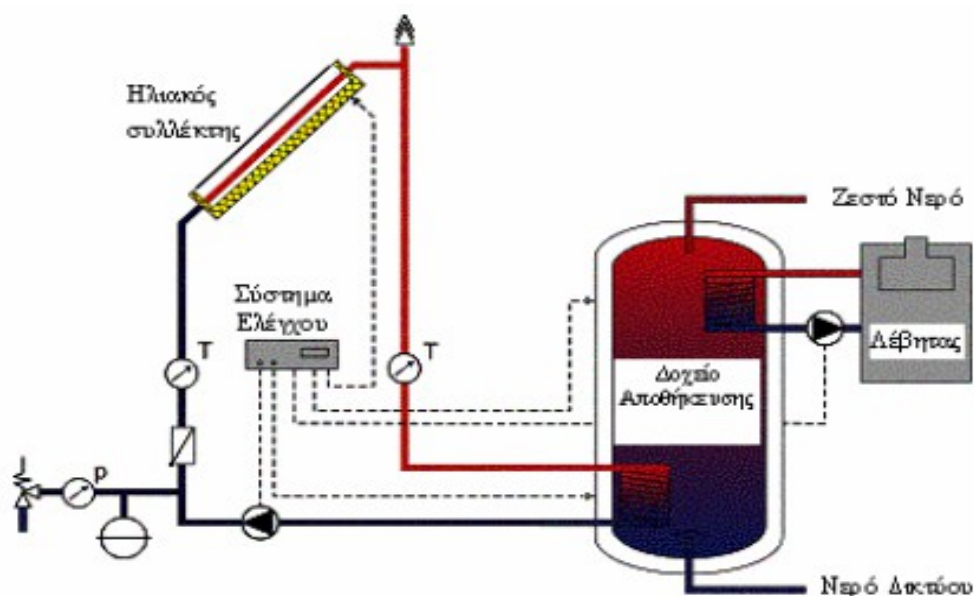


Εικόνα 1.2 Ηλιακός θερμοσίφωνας

Στην Ελλάδα, το 98% των εγκατεστημένων ηλιακών συλλεκτών αφορούν θερμοσιφωνικά συστήματα για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης (40 – 75 °C). Η παραγόμενη ενέργεια ποικίλλει ανά γεωγραφική περιοχή και ανά εφαρμογή. Ένα τυπικό θερμοσιφωνικό σύστημα για οικιακή χρήση στην Ελλάδα παράγει ετησίως περίπου 1000 θερμικές κιλοβατώρες (kWh) και με τη χρήση του αποφεύγεται η έκλυση περίπου 1100 κιλών CO<sub>2</sub> ετησίως, θεωρώντας ότι υποκαθιστά τη χρήση ηλεκτρικής ενέργειας.

### 1.1.2 ΚΕΝΤΡΙΚΑ ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

Τα κεντρικά ηλιακά συστήματα αποτελούνται από ένα πεδίο ηλιακών συλλεκτών και μια κεντρική δεξαμενή από την οποία παρέχεται το ζεστό νερό στα σημεία κατανάλωσης μέσω δικτύου αγωγών. Τυπική σχηματική παράσταση ενός κεντρικού ηλιακού συστήματος δίνεται στο παρακάτω σχήμα.

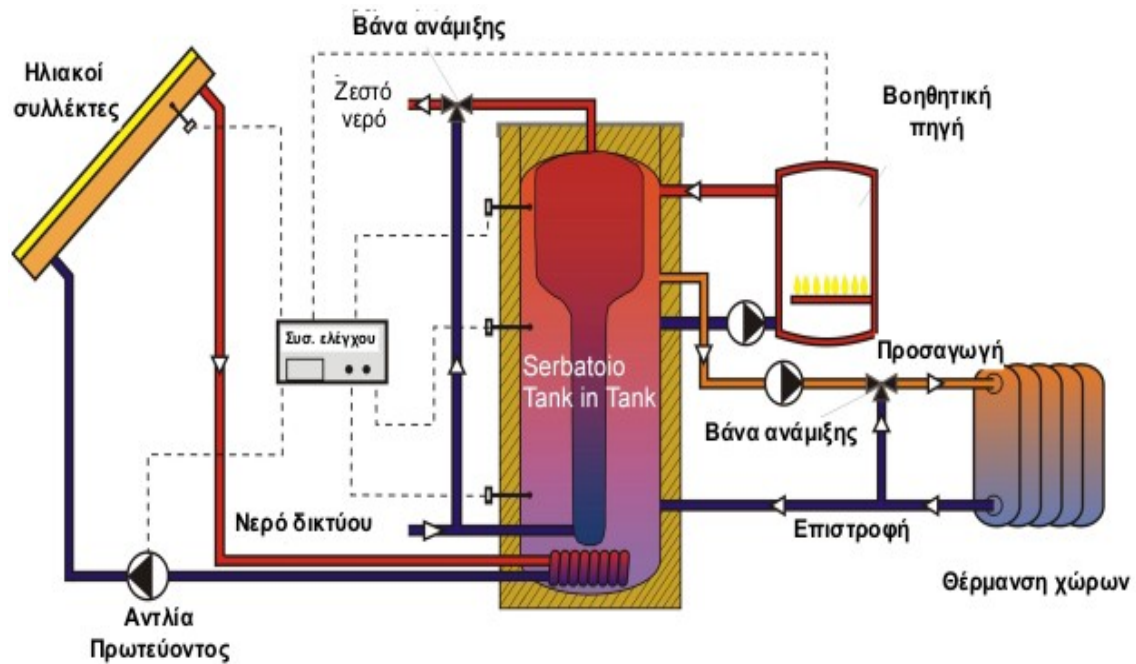


Σχήμα 1.2 Σχηματική παράσταση κεντρικού ηλιακού συστήματος

Συνοπτικά, η λειτουργία του ηλιακού συστήματος του σχήματος 1.2 μας περιγράφει ότι η διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία απορροφάται από τους ηλιακούς συλλέκτες οι οποίοι θερμαίνονται. Η θερμότητα μεταφέρεται σε ένα δοχείο αποθήκευσης δια μέσου ενός υγρού (συνήθως πρόκειται για αντιψυκτικό υγρό), το οποίο κυκλοφορεί με τη βοήθεια αντλίας στο υδραυλικό κύκλωμα των συλλεκτών. Η μεταφορά της θερμότητας γίνεται από έναν εναλλάκτη που μπορεί να είναι μια σπείρα εμβαπτισμένη στο αποθηκευτικό δοχείο ή μια εξωτερική πλακοειδής διάταξη. Όταν ο ήλιος δεν επαρκεί για να καλύψει τις ανάγκες σε ζεστό νερό, τίθεται σε λειτουργία η βοηθητική πηγή (συνήθως λέβητας) και θερμαίνει την ποσότητα νερού που απαιτείται στο πάνω μέρος του δοχείου. Τη διαδικασία (έναρξη και παύση λειτουργίας αντλιών, λέβητα κλπ) καθορίζει ένα ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου.

### 1.1.3 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ COMBI

Τα ηλιακά συστήματα που υποβοηθούν τη θέρμανση χώρων (για τα οποία έχει επικρατήσει ο όρος “solar combi-systems” ή απλά “combi”), παρότι δεν είναι ακόμη ιδιαίτερα γνωστά στη χώρα μας, αναπτύσσονται με ταχείς ρυθμούς σε άλλες ευρωπαϊκές χώρες όπως η Αυστρία και η Γερμανία. Παρακάτω παρατίθεται ένα ενδεικτικό σχηματικό διάγραμμα ενός συστήματος combi.



Σχήμα 1.3 Ενδεικτικό σχηματικό διάγραμμα ενός συστήματος combi

Όπως φαίνεται στο διάγραμμα, τα γενικά χαρακτηριστικά του είναι τα ίδια με αυτά ενός κοινού κεντρικού ηλιακού συστήματος. Στη συγκεκριμένη διάταξη χρησιμοποιούνται δύο δοχεία αποθήκευσης, αυτό του ζεστού νερού χρήσης είναι εμβαπτισμένο στο μεγαλύτερο δοχείο (στο οποίο κυκλοφορεί το ίδιο υγρό –νερό– με αυτό του δικτύου θέρμανσης, δηλ. των καλοριφέρ).

Η ηλιακή θέρμανση χώρων αντιπροσωπεύει μια πολύ μεγάλη πιθανή αγορά για τη χώρα μας. Τα προβλήματα που παρουσιάστηκαν σε ορισμένα τέτοια συστήματα στο παρελθόν (π.χ. η υπερθέρμανση κατά το καλοκαίρι και η ενσωμάτωση των ηλιακών συλλεκτών στο κέλυφος του κτηρίου), μπορούν πια να αντιμετωπιστούν αποτελεσματικά με σωστό σχεδιασμό.

Οι προσομοιώσεις για τον ελληνικό χώρο έδειξαν ότι τα συστήματα combi μπορούν να συνδυαστούν με συμβατικά συστήματα θέρμανσης, δίνοντας αξιόλογα ενεργειακά αποτελέσματα και καλύψεις του συνολικού θερμικού φορτίου που φτάνουν το 40 με 50%. Ένα σύστημα που διαστασιολογείται για να καλύψει ένα ακόμη μεγαλύτερο ποσοστό των θερμικών αναγκών του χρήστη κινδυνεύει να γίνει αντιοικονομικό, καθώς μόνο μέρος από την πρόσθετη δυναμικότητά του θα χρησιμοποιείται (κατά τη διάρκεια των ψυχρότερων ημερών), ενώ το υπόλοιπο του χρόνου θα έχουμε περίσσεια της παραγόμενης ηλιακής ενέργειας.



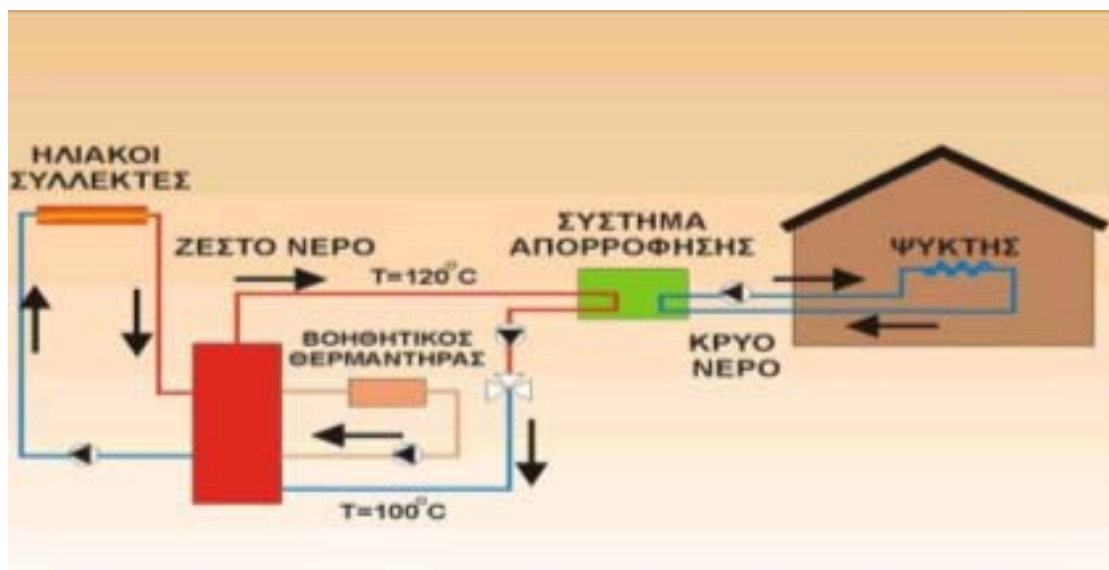


## 1.2 ΗΛΙΑΚΗ ΨΥΞΗ

Ο ηλιακός κλιματισμός αποτελεί μια νέα και αναπτυσσόμενη τεχνολογία σε σύγκριση με τους άλλους τομείς εφαρμογής της ηλιακής ενέργειας. Η χρήση της ηλιακής ενέργειας για τη λειτουργία συστημάτων κλιματισμού χώρων είναι όμως πολύ ελκυστική, δεδομένου ότι η περίοδος που οι απαιτήσεις σε ψύξη ενός κτηρίου είναι υψηλές είναι και η περίοδος με την υψηλότερη διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία.

Η εφαρμογή των συστημάτων ηλιακού κλιματισμού ενδείκνυται κυρίως σε περιπτώσεις κτηρίων με υψηλές και συνεχείς (για την καλοκαιρινή περίοδο) απαιτήσεις σε κλιματισμό (π.χ. ξενοδοχεία, νοσοκομεία, αίθουσες αθλητικών κέντρων κλπ).

Τα συστήματα ηλιακής ψύξης έχουν το πλεονέκτημα ότι χρησιμοποιούν απολύτως αβλαβή ρευστά όπως το νερό, ή διαλύματα αλάτων για την λειτουργία τους. Είναι περιβαλλοντικά φιλικά και μπορούν να χρησιμοποιηθούν είτε ως αυτόνομα συστήματα, είτε σε συνδυασμό με συμβατικές διατάξεις, για την ψύξη ή τον κλιματισμό του εσωτερικού όλων σχεδόν των τύπων κτηρίων, καταλήγοντας σε μείωση της κατανάλωσης ενέργειας και των εκπομπών CO<sub>2</sub>. Στη συνέχεια παρουσιάζεται ένα απλοποιημένο σχηματικό διάγραμμα ενός συστήματος ηλιακού κλιματισμού με απορρόφηση.







Σχήμα 1.5 Σχηματικό διάγραμμα συστήματος ηλιακού κλιματισμού

Τα συστήματα ηλιακού κλιματισμού που χρησιμοποιούνται μέχρι τώρα μπορούν να ταξινομηθούν σε κλειστά και ανοικτά συστήματα:

- **Κλειστά συστήματα:** Τα συστήματα αυτά είναι θερμοκίνητοι ψύκτες που παρέχουν ψυχρό νερό, το οποίο είτε χρησιμοποιείται στις κεντρικές μονάδες για να παρέχει πλήρως κλιματισμένο αέρα (ψυχρό και ξηρό), είτε διανέμεται μέσω ενός δικτύου ψυχρού νερού, σε καθορισμένους χώρους για να ενεργοποιήσει τις τοπικές μονάδες των δωματίων (π.χ. fan coils). Στην αγορά σήμερα υπάρχουν διαθέσιμοι οι ψύκτες απορρόφησης και οι ψύκτες προσρόφησης.

- **Ανοικτά συστήματα:** Τα συστήματα αυτά επιτρέπουν πλήρη κλιματισμό, παρέχοντας ψυχρό και ξηρό αέρα, σύμφωνα με τις απαιτούμενες συνθήκες θερμικής άνεσης. Το ψυκτικό μέσο είναι πάντα νερό, δεδομένου ότι είναι σε άμεση επαφή με τον αέρα. Τα πιο κοινά συστήματα είναι συστήματα ψύξης ανοικτού κύκλου (desiccant), που χρησιμοποιούν έναν περιστρεφόμενο τροχό αφύγρανσης με στερεό πορώδες απορροφητικό υλικό.

Στα συστήματα ηλιακού κλιματισμού η διαδικασία ψύξης τροφοδοτείται από την ηλιακή ακτινοβολία. Οι πιο κοινές τεχνολογίες κλιματισμού με χρήση της ηλιακής ενέργειας παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Μέθοδος	Κλειστού Κύκλου		Ανοικτού Κύκλου	
Ψυκτικός κύκλος	Κλειστός ψυκτικός κύκλος		Ψυκτικό μέσο (νερό) είναι σε επαφή με τον αέρα	
Αρχή	Ψυχρό νερό υπό εξάτμιση		Αφύγρανση του αέρα και ψύξη με εξάτμιση	
Φάση υλικού ρόφησης	Στερεό	Υγρό	Στερεό	Υγρό
				
Τυπικά ζεύγη υλικών	νερό - silica gel	νερό -βρωμιούχο λίθιο αμμωνία - νερό	νερό - silica gel νερό - χλωριούχο ασβέστιο	νερό - χλωριούχο ασβέστιο, νερό - χλωριούχο λίθιο
Τεχνολογία διαθέσιμη στην αγορά	Ψύκτης προσρόφησης	Ψύκτης απορρόφησης	DEC	Κοντά στην εισαγωγή στην αγορά
Τυπική ψυκτική ικανότητα(kW)	50 - 430 kW	15 kW - 5 MW	20 kW - 350 kW (ανά μονάδα)	
Τυπικό COP	0,5 - 0,7	0,6 - 0,75 (απλής βαθμίδας)	0,5 - > 1	> 1
Θερμοκρασία αναγέννησης	60 - 90 °C	80 - 110 °C	45 - 95 °C	45 - 70 °C
Ηλιακοί συλλέκτες	Συλλέκτες κενού, επίπεδοι συλλέκτες	Συλλέκτες κενού, επίπεδοι συλλέκτες	Επίπεδοι συλλέκτες, συλλέκτες αέρος	Επίπεδοι συλλέκτες, συλλέκτες αέρος

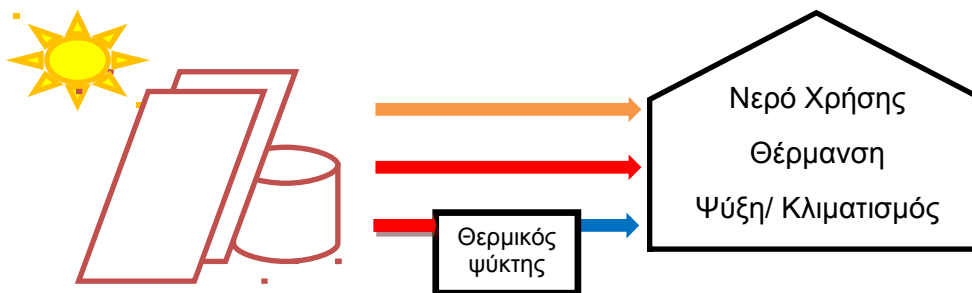
Πίνακας 1.1 Επισκόπηση των πιο κοινών τεχνολογιών ηλιακού κλιματισμού

Τα κύρια υποσυστήματα μιας διάταξης ηλιακού κλιματισμού είναι τα παρακάτω:

1. Οι ηλιακοί συλλέκτες
2. Ο ηλιακός ψύκτης νερού
3. Οι δεξαμενές αποθήκευσης της θερμότητας που παράγουν οι ηλιακοί συλλέκτες.
4. Το υδραυλικό κύκλωμα που περιλαμβάνει τα κάτωθι τμήματα:
  - a. Πύργος ψύξης
  - b. Αντλίες
  - c. Εναλλάκτες θερμότητας
  - d. Σωληνώσεις, βάνες και σύνδεση με τη βοηθητική πηγή θέρμανσης
5. Σύστημα ελέγχου και ενδεχομένως τηλεπαρακολούθησης

### 1.2.1 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ SOLAR COMBI – PLUS

Τα συστήματα **Solar Combi-plus** συστήματα προσφέρουν ό,τι και τα Combi, με επιπλέον την ψύξη ή κλιματισμό του χώρου, ο οποίος επιτυγχάνεται μέσω μιας συσκευής που ονομάζεται ηλιακός ψύκτης. Αποτελείται από τα ίδια μέρη με ένα σύστημα solar Combi διαθέτοντας επιπλέον ένα θερμικά κινούμενο ψύκτη για την παραγωγή ψύχους και μία διάταξη για την απόρριψη θερμότητας (πχ πύργος ψύξης). Ο ψύκτης αυτός χρησιμοποιεί το νερό υψηλής θερμοκρασίας 70-100°C που παράγουν οι συλλέκτες για να παράξει ψυχρό νερό θερμοκρασίας 7-10°C. Ενώ στα συμβατικά κλιματιστικά καταναλώνονται μεγάλα ποσά ηλεκτρικής ενέργειας στην ηλιακή ψύξη καταναλώνεται κυρίως θερμική ενέργεια, η οποία παρέχεται δωρεάν από τον ήλιο. Στα πλεονεκτήματα συγκαταλέγεται η χρονική σύμπτωση της υψηλής έντασης ηλιακής ακτινοβολίας με πολλές ώρες ηλιοφάνειας, με τις υψηλές ψυκτικές ανάγκες ενός κτηρίου και τη βέλτιστη απόδοση του ηλιακού συστήματος.

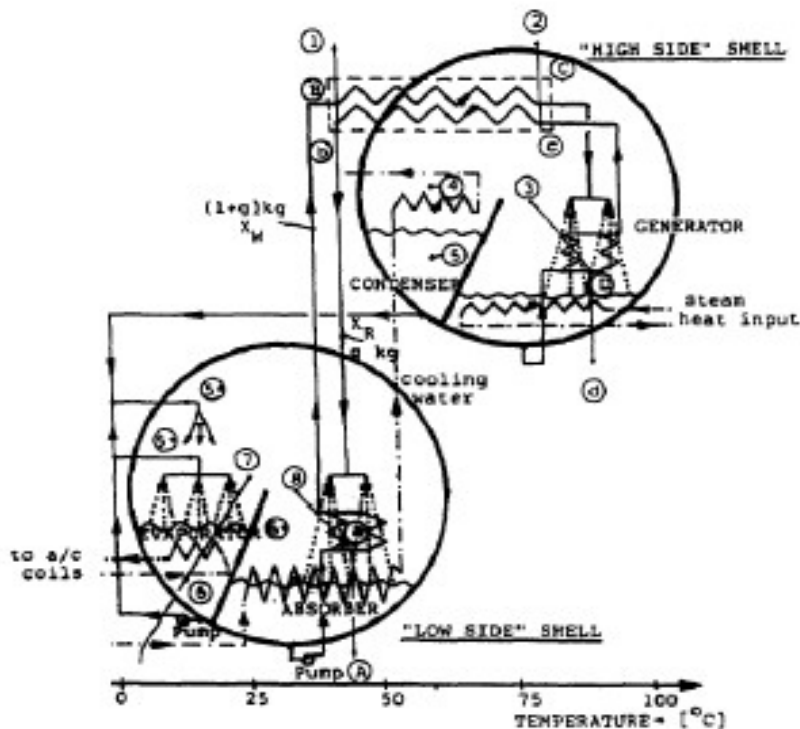


Σχήμα 1.6 Ενδεικτικό σχήμα ενός συστήματος Solar Combi-plus

Η εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας σε εφαρμογές κλιματισμού έχει προχωρήσει αρκετά τα τελευταία χρόνια, λόγω της προόδου στο σχεδιασμό των επιμέρους συστημάτων και των βελτιωμένων αποδόσεων, ενώ παράλληλα έχει αποκτηθεί σημαντική εμπειρία από τις διάφορες εφαρμογές. Περαιτέρω ερευνητικές δραστηριότητες είναι όμως απαραίτητες αφενός για να επιλυθούν ορισμένα τεχνικά προβλήματα και αφετέρου για να προωθηθούν στην αγορά και να μειωθεί το κόστος των εγκαταστάσεων ηλιακού κλιματισμού. Η απόδοση αμιγώς του θερμικού ψύκτη είναι ικανοποιητική  $cop_{th} = 0.6$  και  $cop_{el} = 40$ , όμως η συνολική απόδοση του συστήματος έχει συντελεστή χαμηλότερο, εξαιτίας της παρασιτικής ενέργειας που καταναλώνεται για την κυκλοφορία των ρευστών και για τη λειτουργία του ανεμιστήρα στον πύργο ψύξης. Επιπλέον, σε πύργους ψύξης άμεσης επαφής υπάρχει υψηλή κατανάλωση νερού που πρέπει να καταπολεμηθεί. Η απόρριψη της ενέργειας σε γεωθερμικούς εναλλάκτες είναι ένα ζήτημα που δείχνει να είναι τεχνικά εφικτά και οικονομικά βιώσιμα. Τέλος, η εκμετάλλευση της χαμένης ενέργειας που θα απορριπτόταν στο περιβάλλον μπορεί να αξιοποιηθεί ανεβάζοντας την απόδοση του συστήματος.

## 1.2.2 ΨΥΚΤΕΣ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ

Το μεγαλύτερο μειονέκτημα των κύκλων με μηχανική συμπίεση είναι ότι για να λειτουργήσουν απαιτείται μηχανική ενέργεια για την κίνηση του συμπιεστή. Στην ψύξη με απορρόφηση εκμεταλλευόμαστε το ομώνυμο φαινόμενο. Η αρχή της λειτουργίας του είναι ότι πολλές ουσίες απορροφούν μεγάλες ποσότητες ατμού άλλων ουσιών σε χαμηλές θερμοκρασίες. Έτσι, όταν ο ατμός μιας ουσίας απορροφάται από μια άλλη ουσία η διεργασία ονομάζεται απορρόφηση. Η θερμότητα που μεταφέρεται είναι η λανθάνουσα θερμότητα της συμπυκνώσεως του ατμού που απορροφάται από την υγρά ουσία.



Σχήμα 1.7 Λειτουργία ψυκτική απορρόφησης βάση θερμοκρασίας και συγκέντρωσης

Λόγω της απορρόφησης του ατμοποιηθέντος ψυκτικού μέσου από το μέσο απορρόφησης, έχουμε στη χαμηλή πίεση, υγρό διάλυμα και όχι ατμό, το οποίο πρέπει να μεταφερθεί στην υψηλή πίεση. Η μεταφορά αυτή πραγματοποιείται, είτε με τη βοήθεια μηχανικής αντλίας, είτε με χρήση κατάλληλης θερμοσιφωνικής αντλίας, αντικαθιστώντας έτσι το συμπιεστή ατμών που έχει μεγάλη ανάγκη ισχύος στη λειτουργία του. Όπως προκύπτει το χαρακτηριστικό γνώρισμα των ψυκτικών διατάξεων με απορρόφηση είναι ότι απαιτούν ελάχιστη μηχανική ενέργεια, αν χρησιμοποιήσουμε κοινή αντλία ή καθόλου αν χρησιμοποιήσουμε θερμοσιφωνική. Επίσης, παράγουν την ψυκτική ισχύ μόνο με χρήση θερμικής ενέργειας, προκειμένου να γίνει ο διαχωρισμός του ψυκτικού μέσου από το διάλυμα στην υψηλή πίεση όπου και βρίσκονται. Ο διαχωρισμός επιτυγχάνεται με βρασμό και κλασματική απόσταξη. Οι θερμοκρασίες που απαιτούνται στη πρόσδοση της θερμικής ενέργειας είναι τέτοιες, ώστε να εξασφαλίζεται στο μεγαλύτερο ποσοστό της από ηλιακούς συλλέκτες.

Με τη διεργασία που περιγράψαμε, επιτυγχάνεται στον κύκλο μεταφορά θερμότητας από χαμηλές σε υψηλές θερμοκρασίες, χωρίς να υπάρχει ανάγκη να δώσουμε στο σύστημα μηχανική ενέργεια για τη λειτουργία του συμπιεστή.

Στους ψύκτες που χρησιμοποιούν τη χημική διεργασία της απορρόφησης θα μπορούσαμε να χρησιμοποιήσουμε διάφορα μέσα. Η επιλογή του συνδυασμού ψυκτικού- απορροφητικού μέσου είναι πάντοτε το σημείο εκκίνησης κατά το σχεδιασμό ενός συστήματος απορρόφησης. Παρότι αρκετά είναι τα διαλύματα μόνο δύο έχουν επικρατήσει σε ευρεία χρήση τα οποία παρουσιάζονται παρακάτω:

#### ➤ **Αμμωνία (ψυκτικό) – Νερό (απορροφητικό)**

Εγκαταστάσεις απορρόφησης του είδους αμμωνία (ψυκτικό) – νερό (απορροφητικό) κατασκευάζονται σε μεγέθη διαφόρων ψυκτικών ισχύων που καλύπτουν όλη την κλίμακα από λίγες εκατοντάδες Watt μέχρι 2 και 3 MW. Οι μεγάλες εγκαταστάσεις εφαρμόζονται, κυρίως σε χημικές βιομηχανίες και ιδιαίτερα σε διυλιστήρια υγρών καυσίμων. Το διάλυμα νερού-αμμωνίας δεν ενδείκνυται για ψύξη με ηλιακή ενέργεια, διότι στη γεννήτρια (generator) απαιτείται υψηλή θερμοκρασία του εισερχομένου θερμού ρεύματος της τάξεως των 125-170 °C. Αυτή η θερμοκρασία μπορεί να επιτευχθεί μόνο με παραβολικούς συλλέκτες μέσου λόγου συγκέντρωσης, οι οποίοι όμως λόγω του υψηλού κόστους συντήρησης, καθώς και των μεγάλων απωλειών στη δεξαμενή αποθήκευσης (storage tank) κρίνονται ακατάλληλοι. Σημαντικό μειονέκτημα αποτελεί το γεγονός ότι η θερμοκρασιακή διαφορά των σημείων βρασμού αμμωνίας και νερού είναι 133K και κατά συνέπεια, μετά τη διαδικασία της αναγέννησης, παράγεται μίγμα ατμών αμμωνίας και νερού. Η θερμοκρασία ατμοποίησης στα ψυκτικά συστήματα αμμωνίας μπορεί να φτάσει τους -60°C, γεγονός που τους καθιστά ιδανικούς για βιομηχανικές εφαρμογές και λιγότερο για κλιματισμό. Μονοβάθμιες μονάδες του είδους αυτού παράγουν ψυκτική ισχύ στους -45 °C ή ακόμα και στους -75 °C. Στις θερμοκρασίες αυτές δεν μπορεί να πλησιάσει καμία μονοβάθμια διάταξη συμπίεσης ατμού, λόγω του εξαιρετικά μεγάλου λόγου συμπίεσης που απαιτείται.

#### ➤ **Νερό (ψυκτικό) - Βρομιούχο λίθιο (απορροφητικό)**

Η ατμοποίηση έχει σαν αποτέλεσμα τον πλήρη διαχωρισμό του διμερούς μίγματος και την παραγωγή υδρατμών που οδεύουν προς το συμπυκνωτή. Η σημαντική διαφορά μεταξύ των δυο διμερών μιγμάτων είναι ότι στην περίπτωση του ζεύγους NH<sub>3</sub> - H<sub>2</sub>O το μέσο απορρόφησης (H<sub>2</sub>O) έχει ίδια τάση ατμών και στην ατμογεννήτρια παράγεται μίγμα ατμών αμμωνίας και νερού, το οποίο απαιτεί αναβελτίωση για την παροχή προς τον συμπυκνωτή σχετικά αμιγούς ατμού ψυκτικού μέσου. Αντίθετα, το μίγμα H<sub>2</sub>O - LiBr χρησιμοποιεί ως μέσο απορρόφησης το άλας (LiBr), το οποίο δεν έχει ίδια τάση ατμών και έτσι στην ατμογεννήτρια παράγεται άμεσα μόνο ατμός ψυκτικού μέσου (υδρατμός).

Το διάλυμα H<sub>2</sub>O - LiBr απαιτεί θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού από 90-120°C. Αυτές οι θερμοκρασίες μπορούν να επιτευχθούν με παραβολικούς συλλέκτες, καθώς επίσης και με σωληνοειδείς, οι οποίοι τοποθετούνται εύκολα και έχουν καλή απόδοση σε σταθερή θέση. Σημαντικό πλεονέκτημα των ψυκτών H<sub>2</sub>O - LiBr είναι η μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά των σημείων βρασμού του ψυκτικού μέσου (καθαρό νερό) και του απορροφητικού διαλύματος H<sub>2</sub>O - LiBr με συνέπεια μετά την αναγέννηση να παράγεται καθαρός ατμός ψυκτικού μέσου. Στα μειονεκτήματα αυτού του τύπου μίγματος υπάρχει ο κίνδυνος κρυσταλλοποίησης.

### 1.3 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΔΙΕΠΟΧΙΑΚΗΣ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Μετά την ενεργειακή κρίση του 1973 μια σοβαρή προσπάθεια άρχισε στις βιομηχανικές χώρες. Η προσπάθεια αυτή αποσκοπούσε στη μείωση της εξάρτησης από το πετρέλαιο και στην αυτάρκεια σε ενέργεια, αλλά έφερε στο φως προβλήματα που συνδέονταν με τη φύση των άλλων διαθέσιμων ενεργειακών πηγών. Επειδή οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας ήταν μεταβαλλόμενες συναρτήσει του χρόνου, όπως ακριβώς και οι ενεργειακές ανάγκες, έγινε επιτακτική ανάγκη η ανάπτυξη της ενεργειακής αποθήκης, που θα εξομάλυνε τις διακυμάνσεις στον εφοδιασμό ενός ενεργειακού συστήματος, αλλά και θα περιείχε αρκετή ενέργεια για να καλύψει τις ανάγκες και τις διακυμάνσεις της κατανάλωσης. Οι μελέτες που ακολούθησαν απέδειξαν ότι η ενεργειακή αποθήκη θα μπορούσε να βοηθήσει στη βελτίωση της απόδοσης των μεγάλων κυρίως ενεργειακών μονάδων, να μειώσει τις ενεργειακές ανάγκες και να επιτρέψει να χρησιμοποιηθούν οι ενεργειακές πηγές πιο αποδοτικά. Παράλληλα με την κατάδειξη της αναγκαιότητας της ενεργειακής αποθήκης, ερευνήθηκαν τα κριτήρια και τα χαρακτηριστικά της ώστε να είναι οικονομικά συμφέρουσα σε βιομηχανικές, εμπορικές ή οικιακές εφαρμογές.

Τα λειτουργικά χαρακτηριστικά μιας ενεργειακής αποθήκης, τα οποία θα πρέπει να ερευνηθούν κατά το σχεδιασμό ενός τέτοιου συστήματος είναι τα ακόλουθα:

1. Χωρητικότητα αποθήκευσης
2. Τρόπος φόρτισης και εκφόρτισης
3. Χρόνος ζωής της αποθήκης
4. Βάρος, όγκος και άλλα φυσικά χαρακτηριστικά της
5. Κρίσιμες παράμετροι ασφάλειας
6. Περιβαντολογικά δεδομένα
7. Αποδεκτό αρχικό και λειτουργικό κόστος

Επιπλέον έναν προβληματισμό αποτελεί το είδος της αποθήκης καθώς, συνδέεται άμεσα με τη φύση της ενέργειας που θέλουμε να αποθηκεύσουμε. Έτσι, σήμερα αποθηκεύεται δυναμική ενέργεια, κινητική ενέργεια, χημική ενέργεια, ενέργεια υπό μορφή ενεργειακών πεδίων και θερμική ενέργεια. Κάθε είδος αποθηκευμένης ενέργειας απαιτεί μια ειδική αποθήκη και έχει πλεονεκτήματα και περιορισμούς. Παρακάτω θα ασχοληθούμε με τη θερμική αποθήκευση, που είναι και η πλέον συνηθισμένη για ηλιακές εφαρμογές. Υπάρχουν πολλοί παράγοντες που πρέπει να εξεταστούν για να αποφασίσει κανείς το υλικό μέσο αποθήκευσης της θερμικής ενέργειας. Τα επιθυμητά χαρακτηριστικά του είναι τα ακόλουθα:

1. Υψηλή ειδική θερμοχωρητικότητα
2. Μεγάλο ειδικό βάρος
3. Η δυνατότητα χρήσης του ως θερμικό και ως ψυκτικό μέσο
4. Χημική και γεωμετρική σταθερότητα

5. Να μην είναι εύφλεκτο, να μη διαβρώνει και να μην είναι τοξικό
6. Να έχει χαμηλή πίεση ατμών (στην περίπτωση αερίου)
7. Να έχει χαμηλό κόστος τόσο αυτό όσο και το δοχείο που θα το περιέχει
8. Να είναι ικανοποιητικής μηχανικής αντοχής
9. Το φάσμα θερμοκρασιών λειτουργίας του να είναι ευρύ

Επιπλέον, αρκετά σημαντική συνιστώσα του συστήματος αποτελεί η θερμική χωρητικότητα της θερμικής αποθήκης. Ειδικά, για τις ηλιακές εφαρμογές η χωρητικότητα της ενεργειακής αποθήκης βασίζεται στα παρακάτω:

1. Στην αναμενόμενη και χρονικά μεταβαλλόμενη ηλιακή ακτινοβολία
2. Στο μέγεθος και τις μεταβολές των ενεργειακών αναγκών
3. Στο επιθυμητό βαθμό αξιοπιστίας της εγκατάστασης
4. Στη διαθέσιμη βοηθητική ενεργειακή πηγή
5. Στην οικονομική ανάλυση, που θα καθορίσει τι ποσοστό από τις ετήσιες ενεργειακές ανάγκες θα καλύψει το ηλιακό σύστημα και ποιες η βοηθητική πηγή.

Παραπάνω έγινε αναφορά στις επιθυμητές ιδιότητες που πρέπει να έχει το υλικό της θερμικής αποθήκης. Το νερό, έχοντας σε μέγιστο βαθμό εκείνες τις ιδιότητες, αλλά και για άλλους λειτουργικούς λόγους, φαίνεται να αποτελεί ένα ιδανικό μέσο αποθήκευσης, ειδικά σε χαμηλές θερμοκρασίες. Τα κυριότερα πλεονεκτήματα του είναι:

1. Η μεγάλη δυνατότητα θερμικής αποθήκευσης ανά μονάδα όγκου, εξαιτίας της μεγάλης ειδικής θερμοχωρητικότητάς του
2. Η ταυτόχρονη χρήση του ως ρευστό μεταφοράς θερμότητας αλλά και ως αποθηκευτικό μέσο
3. Η ευρεία θερμική περιοχή λειτουργίας από 0 - 100°C, με δυνατότητα διεύρυνσης σε ακόμα πιο χαμηλές θερμοκρασίες
4. Το ιδιαίτερα χαμηλό κόστος του και η εύκολη εξεύρεση του, ειδικά στις μεγάλες ποσότητες που απαιτούν ορισμένα είδη αποθηκών, όπως οι διεποχιακές

### 1.3.1 ΔΙΕΠΟΧΙΑΚΗ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Στην εισαγωγή του κεφαλαίου έγινε αναφορά για την αναγκαιότητα της αποθήκης όταν γενικά η καμπύλη ζήτησης της ενέργειας δε συμπίπτει με την καμπύλη προσφοράς. Για ορισμένες ενεργειακές πηγές, όπως είναι η ηλιακή, τα διαλείμματα μη προσφοράς ενέργειας που μπορεί να υπάρξουν είναι πιθανόν να είναι ιδιαίτερα μεγάλα ακόμα και μια σειρά πολλών συνεχόμενων ημερών. Σ' αυτήν την περίπτωση, η ενεργειακή αποθήκη πρέπει να είναι αρκετά μεγάλης θερμοχωρητικότητας, ώστε να καλύψει την κατά κανόνα καθημερινή ζήτηση ενέργειας. Η προσφορά της ηλιακής ενέργειας κατά τους θερινούς μήνες αποτελεί το μεγαλύτερο ποσοστό της προσπίπτουσας ακτινοβολίας σε ετήσια βάση. Αξίζει να αναφερθεί πως το 68% της διαθέσιμης ηλιακής ενέργειας προσφέρεται τους μη χειμερινούς μήνες.

Τα συστήματα διεποχιακής απόθηκευσης θερμότητας παρουσιάζουν σημαντικά πλεονεκτήματα, τα οποία είναι:

1. Η κάλυψη των θερμικών αναγκών σε μεγάλο ποσοστό
2. Απαιτούν συνήθως μικρότερη επιφάνεια συλλεκτών, για την ίδια απόδοση σε σύγκριση με ηλιακά συστήματα μικρότερων αποθηκών
3. Η μικρή έως ανύπαρκτη επένδυση σε βοηθητική ενέργεια και οι πολύ μικρότερες δαπάνες λειτουργίας του συστήματος από ένα αντίστοιχο συμβατικό σύστημα
4. Η μικρότερη εξάρτηση του χρήστη από τα συμβατικά καύσιμα

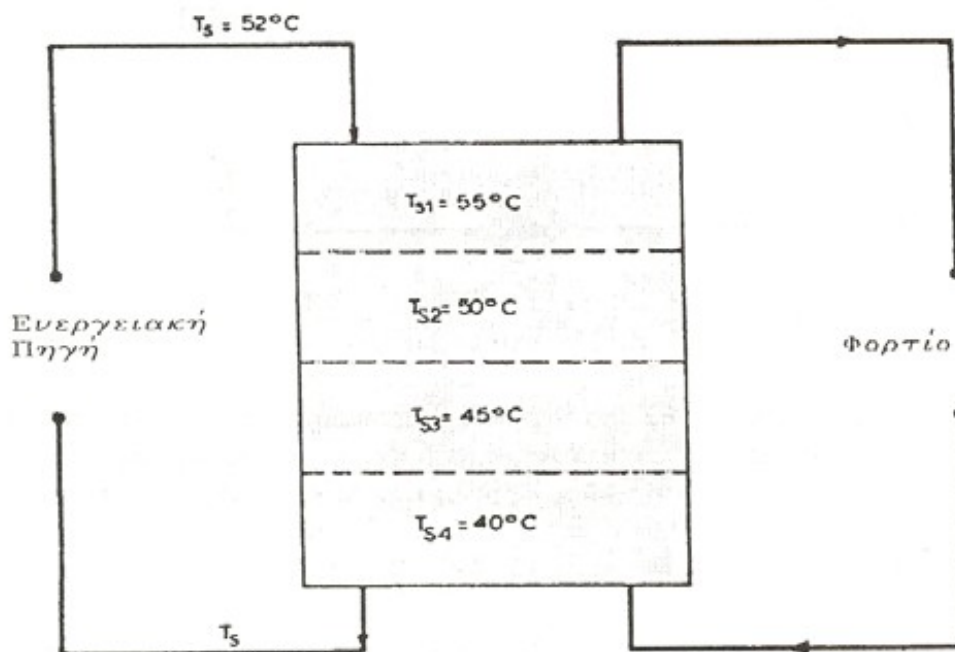
Ταυτόχρονα όμως τα δύο κύρια χαρακτηριστικά των διεποχιακών αποθηκών, δηλαδή η μεγάλη χρονική διάρκεια αποθήκευσης και ο κατά κανόνα μεγάλος όγκος τους, δημιουργούν και τα κύρια προβλήματα τους, τα οποία είναι:

- **Θερμικές απώλειες:** Οι θερμικές απώλειες της αποθήκης είναι ανάλογες με την εξωτερική της επιφάνεια, τη μόνωση και φυσικά τη διαφορά της θερμοκρασίας του αποθηκευτικού μέσου με τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος της δεξαμενής. Δεν πρέπει να παραλείψουμε το γεγονός ότι η μόνωση είναι κομμάτι και της οικονομικής ανάλυσης. Ισχυρές μονώσεις σημαίνουν και μεγαλύτερο κόστος εγκατάστασης και ίσως σε τελική ανάλυση να αποδεικνύονται μη συμφέρουσες.
- **Θερμική διαδικασία:** Το καλοκαίρι η θερμοκρασία της αποθήκης πρέπει να αυξάνεται για να έχουμε τη μεγαλύτερη δυνατή θερμική αποθήκευση. Αυτό όμως σημαίνει ότι κυρίως κατά τη διάρκεια του χειμώνα με τις υψηλές θερμοκρασίες του νερού της αποθήκης και τις χαμηλές εξωτερικές θερμοκρασίες, η αποδοτικότητα των συλλεκτών περιορίζεται σε χαμηλά επίπεδα.



### 1.3.2 ΘΕΡΜΙΚΑ ΔΙΑΣΤΡΩΜΑΤΩΜΕΝΗ ΔΕΞΑΜΕΝΗ

Στη διαστρωματωμένη θερμική αποθήκη το θερμό νερό εισόδου δεν αναμιγνύεται με το κρύο νερό εξόδου. Αυτό πρακτικά συμβαίνει όταν η εισαγωγή του θερμού νερού γίνεται από το πάνω μέρος της αποθήκης και η εξαγωγή του κρύου νερού προς την πηγή θέρμανσης από το κάτω μέρος. Επιπλέον, σημαντικός παράγοντας για τη δημιουργία και διατήρηση της διαστρωμάτωσης είναι η ταχύτητα του νερού. Πρέπει να είναι αρκετά μικρή, ώστε να μην αναμιγνύεται το θερμό νερό εισαγωγής με το κρύο νερό που εξέρχεται για την πηγή θέρμανσης. Αυτό επιτυγχάνεται βέβαια γιατί το θερμό νερό, έχοντας μικρότερο ειδικό βάρος από το κρύο, παραμένει στην κορυφή της αποθήκης ενώ το κρύο στον πυθμένα της. Παρακάτω παρουσιάζεται μια δεξαμενή νερού με διαστρωμάτωση.



Σχήμα 1.8 Δεξαμενή νερού με διαστρωμάτωση

Για να παραμείνει μια αποθήκη θερμικά διαστρωματωμένη, πρέπει επίσης το θερμό νερό που εισάγεται στην αποθήκη να καταλήγει κάθε φορά στο στρώμα νερού, το οποίο έχει την ίδια θερμοκρασία. Αν π.χ.  $T = 50^{\circ}\text{C}$  είναι η θερμοκρασία του εισαγόμενου θερμού νερού, τότε αυτό πρέπει να καταλήξει στο δεύτερο στρώμα της αποθήκης του σχήματος 1.8. Καθώς όμως κινείται το ζεστό νερό προς το δεύτερο στρώμα, παρασύρει μαζί του και νερό του ανώτερου και θερμότερου στρώματος, επομένως η θερμική διαστρωμάτωση δεν μπορεί στην πράξη να είναι τέλεια. Έτσι, φορτίζεται η υδάτινη θερμικά διαστρωματωμένη αποθήκη. Η εκφόρτισή της, ακολουθεί τον αντίθετο ακριβώς δρόμο. Δηλαδή, το θερμό νερό από την αποθήκη οδηγείται προς την κατανάλωση από το πάνω μέρος της δεξαμενής και επιστρέφει με χαμηλότερη πλέον θερμοκρασία στον πυθμένα, έτσι ώστε να μη διαταραχθεί η θερμική διαστρωμάτωση της αποθήκης.

## 2. ΠΙΛΟΤΙΚΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ

Η μονάδα υψηλής ηλιακής κάλυψης έχει εγκατασταθεί σε ένα υπάρχον κτίριο γραφείων (426.6m<sup>2</sup>), στο χώρο του Κέντρου Ανανεώσιμων Πηγών και Εξοικονόμησης Ενέργειας - ΚΑΠΕ στην Αθήνα (γεωγραφικό πλάτος 38°00' Β & γεωγραφικό μήκος 23 ° 55' Α). Είναι σε λειτουργία από τον Δεκέμβριο του 2011 και παρέχει θέρμανση και ψύξη στο χώρο των γραφείων. Η ηλιακή συνεισφορά στις απαιτήσεις του κτιρίου έχει σχεδιαστεί για να αποδόσει τιμές άνω του 80%. Η σχεδίαση της εγκατάστασης περιλαμβάνει πεδίο ηλιακών συλλεκτών (149.5m<sup>2</sup>), υπόγεια δεξαμενή αποθήκευσης θερμότητας - UTES [Underground Thermal Energy Storage (58m<sup>3</sup>)], θερμικό ψύκτη απορρόφησης (35kW), πύργο ψύξης και αντλία θερμότητας.

Κατά την περίοδο θέρμανσης, οι απαιτήσεις ενέργειας του κτιρίου καλύπτονται κυρίως από τα ηλιακά κέρδη, τα οποία προέρχονται απευθείας από τους ηλιακούς συλλέκτες ή το UTES. Όταν το επίπεδο θερμοκρασίας του ζεστού νερού δεν είναι επαρκές (κάτω από 45 °C), η αντλία θερμότητας αυξάνει τη θερμοκρασία στο απαιτούμενο επίπεδο. Δεδομένου ότι η αντλία θερμότητας οδηγείται από την ηλιακή ενέργεια λειτουργεί με αυξημένη απόδοση. Το UTES ανταπεξέρχεται στο χρόνο καθυστέρησης της ακτινοβολίας και στις ενεργειακές απαιτήσεις του κτιρίου, τόσο βραχυπρόθεσμα όσο και μακροπρόθεσμα.

Κατά τη διάρκεια των εποχών χαμηλής ζήτησης, όπως της άνοιξης και του φθινόπωρου, αποθηκεύεται μεγάλη ποσότητα θερμικής ενέργειας με σκοπό να ανακτηθεί στην ακόλουθη περίοδο θέρμανσης ή ψύξης. Η απόδοση του UTES βελτιώνεται κατά τη θέρμανση με την ενσωμάτωση της αντλίας θερμότητας.

Κατά την περίοδο ψύξης, οι ενεργειακές απαιτήσεις του κτιρίου καλύπτονται από το θερμικό ψύκτη απορρόφησης. Η ηλιακή ενέργεια σε υψηλές θερμοκρασίες πάνω από 65 °C οδηγεί τον ψύκτη, ο οποίος παράγει ψυχρό νερό στους 7 °C. Αυτή η ενέργεια προέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες όταν η ακτινοβολία είναι επαρκής ή από το UTES σε περιόδους χαμηλής ακτινοβολίας, όπως το πρωί και το βράδυ ή συννεφιασμένες ώρες της ημέρας.

### 2.1 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Ο έλεγχος του συστήματος είναι ζωτικής σημασίας σε κάθε ηλιακή εγκατάσταση. Η επιτυχία μιας ηλιακής εγκατάστασης για θέρμανση και ψύξη με εποχιακή αποθήκευση θερμικής ενέργειας, ηλιακές συσκευές ψύξης και αντλίες θερμότητας εξαρτάται από τη στρατηγική ελέγχου. Η στρατηγική αυτή χωρίζεται στις παρακάτω τρεις κύριες δραστηριότητες:

- τη θέρμανση
- την ψύξη
- τη φόρτιση της υπόγειας δεξαμενής αποθήκευσης θερμικής ενέργειας (UTES)

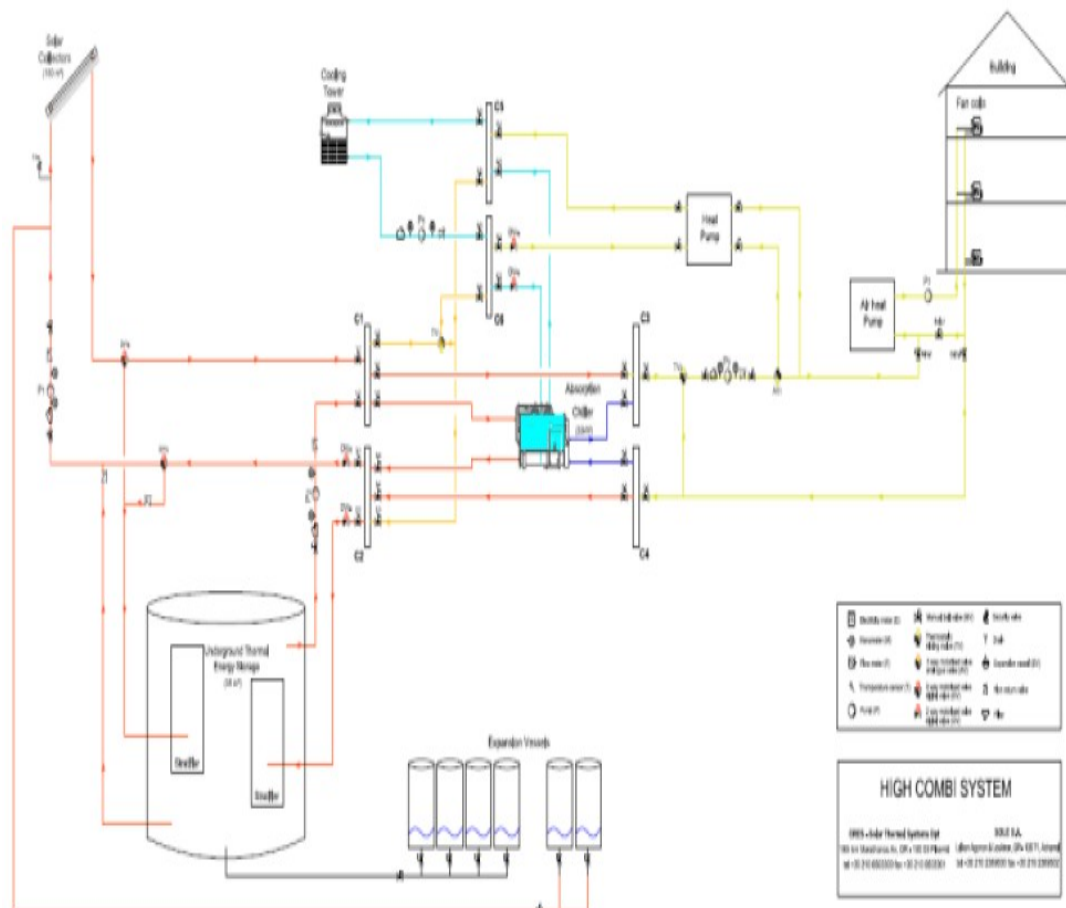
Οι πρωταρχικοί στόχοι για το σχεδιασμό της στρατηγικής του ελέγχου είναι οι παρακάτω:

α) η μεγιστοποίηση της αποδιδόμενης ηλιακής ενέργειας από την εγκατάσταση, και κατά συνέπεια, της συνολικής ηλιακής απόδοσης του συστήματος,

β) η σωστή διαχείριση της εποχιακά αποθηκευμένης θερμικής ενέργειας και

γ) η μείωση της άσκοπης κατανάλωσης ενέργειας από τη λειτουργία των αντλιών και του πύργου ψύξης, κατά την περίοδο του καλοκαιριού.

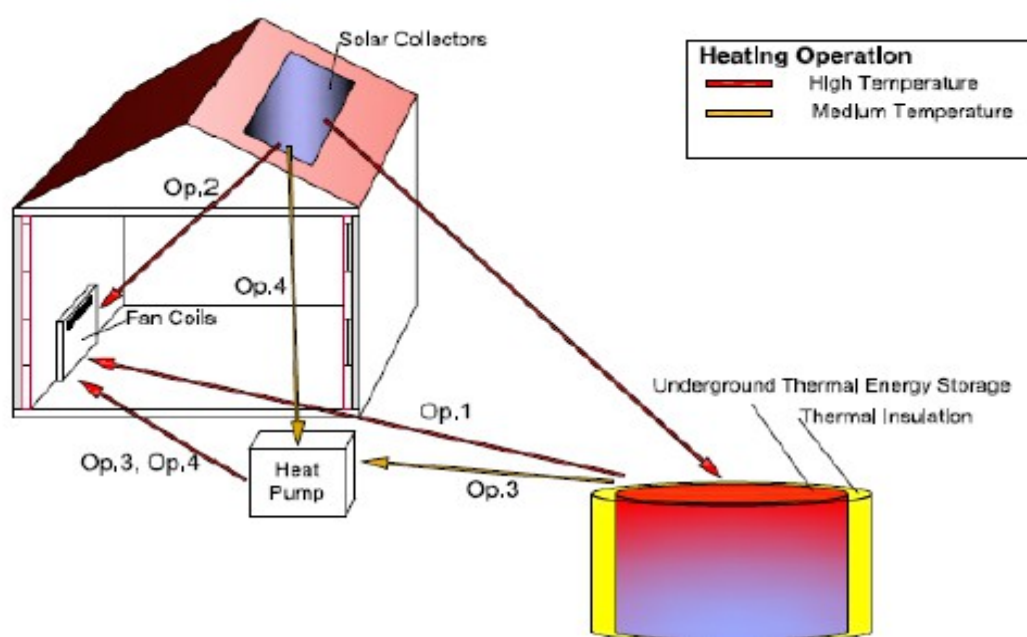
Στο παρακάτω σχήμα 2.1 απεικονίζεται το υδραυλικό σχέδιο της εγκατάστασης.



Σχήμα 2.1 Υδραυλικό σχέδιο της εγκατάστασης

## 2.1.1 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ

Στη λειτουργία θέρμανσης η ηλιακή μονάδα μπορεί να παρέχει θερμότητα στο κτίριο ( $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $4\text{ m}^3 / \text{hr}$ ), μέσω του UTES, των ηλιακών συλλεκτών, του UTES υποβοηθούμενης από την αντλία θερμότητας ή των ηλιακών συλλεκτών υποβοηθούμενων από την αντλία θερμότητας. Αυτές οι λειτουργίες απεικονίζονται στο σχήμα 2.2 που είναι παρακάτω.



Σχήμα 2.2 Λειτουργία θέρμανσης

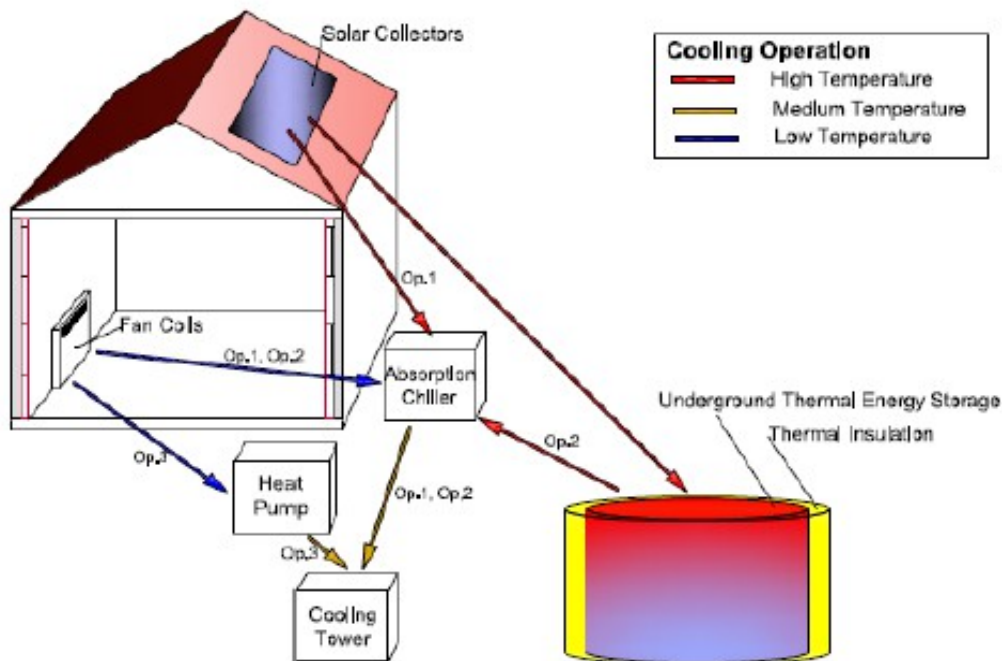
Κατ' αρχήν, προτεραιότητα δίνεται στην πηγή ενέργειας με το χαμηλότερο λειτουργικό κόστος. Το UTES είναι η πρώτη πηγή θερμότητας για την παροχή θέρμανσης στο κτίριο (**Λειτουργία 1**). Αυτό επιτρέπει την αποσύνδεση των ηλιακών συλλεκτών από τη θέρμανση του κτιρίου και τη χρήση τους για τη φόρτιση του UTES. Έτσι, η στιγμιαία ηλιακή ακτινοβολία μπορεί να αξιοποιηθεί με ένα μεταβλητό ρυθμό ροής, ώστε να αποθηκεύεται θερμότητα στο UTES αποτελεσματικά. Όταν η θερμοκρασία του UTES είναι μικρότερη από το λειτουργικό όριο των  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$  και υπάρχει επαρκής ακτινοβολία, οι ηλιακοί συλλέκτες θερμαίνουν άμεσα το κτίριο (**Λειτουργία 2**). Υπό συνθήκες υψηλού φορτίου, χαμηλού επιπέδου θερμοκρασίας UTES και ανεπαρκούς ηλιακής ακτινοβολίας, το βοηθητικό σύστημα ενεργοποιείται για να αυξηθεί η θερμοκρασία παροχής στο απαιτούμενο επίπεδο των  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Η αντλία θερμότητας νερού-νερού τροφοδοτείται με ζεστό νερό θερμοκρασίας μέχρι  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$  που προέρχεται είτε από το UTES (**Λειτουργία 3**), είτε από τους ηλιακούς συλλέκτες (**Λειτουργία 4**).

Η ένταξη της αντλίας θερμότητας στο σύστημα, αυξάνει την απόδοση όλων των εμπλεκόμενων βασικών στοιχείων του. Πρώτα απ' όλα, η αντλία θερμότητας λειτουργεί με υψηλό COP γιατί εκμεταλλεύεται την υψηλή θερμοκρασία

τροφοδοσίας και έτσι καταναλώνει λιγότερη ενέργεια στη διαδικασία συμπίεσης. Η απόδοση του UTES αυξάνεται, δεδομένου ότι το κατώτερο όριο θερμοκρασίας για την αποθήκευση θερμότητας (45 °C) μειώνεται περαιτέρω. Το ευρύτερο φάσμα θερμοκρασίας οδηγεί σε μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα ανά μονάδα όγκου και επομένως, αύξηση της εκμεταλλεύσιμης ενέργειας που είναι αποθηκευμένη. Τέλος, η απόδοση των ηλιακών συλλεκτών έχει επίσης αυξηθεί, λόγω της χαμηλότερης αποδεκτής θερμοκρασίας παροχής προς το UTES.

### 2.1.2 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΨΥΞΗΣ

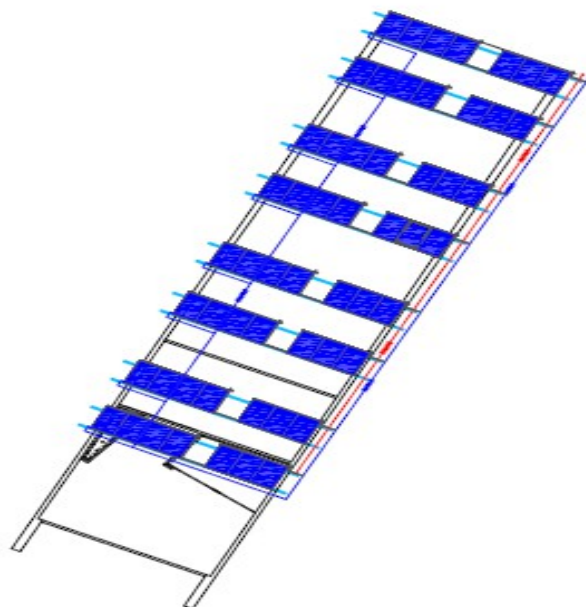
Στη λειτουργία ψύξης, που φαίνεται στο σχήμα 2.3, παρέχεται παγωμένο νερό στο κτίριο (7 °C, 4 m<sup>3</sup>/hr), μέσω του θερμικού ψύκτη απορρόφησης που τροφοδοτείται από τους ηλιακούς συλλέκτες ή το UTES. Η διαδικασία θερμικής απορρόφησης, βασίζεται στην απόρριψη του θερμικού φορτίου του κτιρίου και του ποσού της ηλιακής θερμότητας που χρησιμοποιείται για τη λειτουργία του ψύκτη. Ο ατμοσφαιρικός αέρας χρησιμοποιείται ως το κύριο ψυκτικό μέσο για την απόρριψη θερμότητας, μέσω του υγρού τύπου πύργου ψύξης. Προτεραιότητα για τη λειτουργία του ψύκτη έχουν οι ηλιακοί συλλέκτες, προκειμένου να αξιοποιηθεί το υψηλό επίπεδο θερμοκρασίας, ιδιαίτερα κατά τις μεσημεριανές ώρες (**Λειτουργία 1**). Σε περιπτώσεις ανεπαρκούς ακτινοβολίας, κατά τις πρωινές και απογευματινές ώρες, το UTES τροφοδοτεί τον ψύκτη με θερμοκρασία υψηλότερη από 65 °C (**Λειτουργία 2**). Σε σπάνιες περιπτώσεις, όταν το φορτίο υπερβαίνει την στιγμιαία ικανότητα ψύξης του ψύκτη, η αντλία θερμότητας μπορεί να παρέχει το βοηθητικό φορτίο ψύξης (**Λειτουργία 3**).



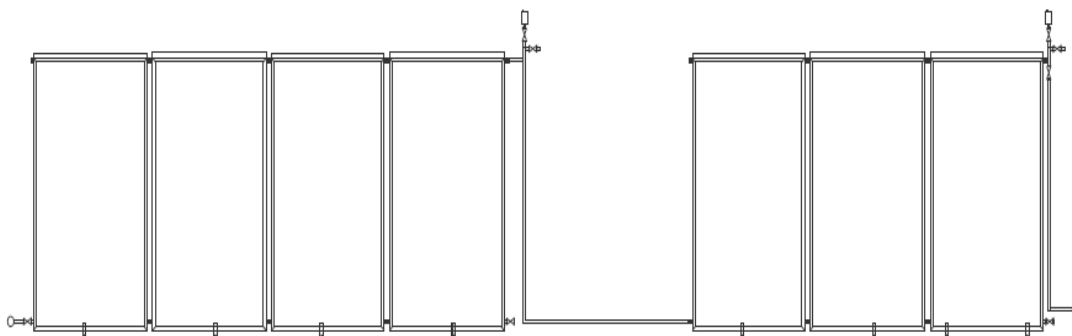
Σχήμα 2.3 Λειτουργία ψύξης

## 2.2 ΗΛΙΑΚΟ ΠΕΔΙΟ

Καθώς οι ηλιακοί συλλέκτες μετατρέπουν την ακτινοβολία σε χρήσιμη θερμότητα, είναι το πιο σημαντικό στοιχείο του συστήματος. Το σύνολο των ηλιακών συλλεκτών αποτελείται από 149.5m<sup>2</sup> επιλεκτικών επίπεδων συλλεκτών, 88% εκ των οποίων αντιπροσωπεύει την επιφάνεια απορρόφησης. Το ηλιακό πεδίο αποτελείται από οκτώ σειρές που συνδέονται παράλληλα, με επτά συλλέκτες ανά σειρά σε μικτή σύνδεση. Η κλίση του κάθε συλλέκτη είναι 30° και η γωνία αζιμούθιου είναι 26° , σύμφωνα με τον προσανατολισμό του κτιρίου και των περιορισμών του χώρου. Οι ηλιακοί συλλέκτες έχουν εγκατασταθεί σύμφωνα με την διαμόρφωση Tichelmann (σχήμα 2.4), που εξισορροπεί την απόσταση του κάθε τμήματος και ελαχιστοποιεί το μήκος των θερμών σωλήνων.



Σχήμα 2.4 Ηλιακό πεδίο (Διάταξη κατά Tichelmann)



Σχήμα 2.5 Μοντέλο ηλιακού πεδίου

Η στιγμιαία απόδοση των συλλεκτών μπορεί να υπολογιστεί με τη δευτέρου βαθμού εξίσωση Hottel – Whiller που φαίνεται παρακάτω:

$$\eta = \alpha_0 - \alpha_1 \frac{(T_{coll,i} - T_{amb})}{I_T} - \alpha_2 \frac{(T_{coll,i} - T_{amb})^2}{I_T} \quad (1)$$

Οι συντελεστές της εξίσωσης για τη συνολική επιφάνεια παραθύρου του συλλέκτη (**gross area**) και η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού μεταφοράς θερμότητας, ελήφθησαν από την έκθεση του παραγωγού για τις επιδόσεις του συλλέκτη.

$$\alpha_0 = F_R \times (\tau\alpha) = 0.67 \quad (2)$$

$$\alpha_1 = F_R \times U_L = 3.6 \frac{W}{m^2 K} \quad (3)$$

$$\alpha_2 = F_R \times U_{L/T} = 0.01 \frac{W}{m^2 K^2} \quad (4)$$

Ο ρυθμός ροής του μέσου μεταφοράς θερμότητας εξαρτάται από την στρατηγική ελέγχου, με μέγιστη τιμή τα 6 m<sup>3</sup>/hr. Αντί ενός αντιψυκτικού μίγματος, επιλέγεται το νερό ως μέσο μεταφοράς θερμότητας του ηλιακού κυκλώματος, προκειμένου:

- να μειωθεί η πολυπλοκότητα του συστήματος
- να αυξηθεί η απόδοση του συστήματος
- να μειωθούν το λειτουργικό και το αρχικό κόστος.

Το σύστημα πρέπει να προστατεύεται από την κατάψυξη κατά τη διάρκεια χαμηλών θερμοκρασιών περιβάλλοντος, παρόλο που τέτοιες συνθήκες σπάνια συμβαίνουν στην Αθήνα. Σε μια τέτοια περίπτωση, μια αντλία κυκλοφορεί ζεστό νερό από το UTES στους ηλιακούς συλλέκτες με χαμηλό ρυθμό ροής. Ακόμη και στην ακραία περίπτωση, που χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος συμπέσουν με διακοπή ρεύματος, υπάρχουν μπαταρίες που θα προμηθεύσουν την απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια στην αντλία.

Στη συνέχεια απεικονίζεται το ηλιακό πεδίο της εγκατάστασης που εξετάζουμε.



**Εικόνα 2.1 Ηλιακό πεδίο εγκατάστασης**

### **2.2.1 ΕΛΕΓΧΟΣ ΗΛΙΑΚΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ**

Δεδομένου ότι η κύρια πηγή ενέργειας είναι οι ηλιακοί συλλέκτες, η αποτελεσματική λειτουργία οδηγεί σε αυξημένη ενεργειακή απόδοση και υψηλότερη ηλιακή κάλυψη. Η απλούστερη και η πιο κοινή μέθοδος είναι ο διαφορικός ελεγκτής με σταθερή παροχή. Στη μέθοδο αυτή, η θερμοκρασία εξόδου του συλλέκτη συγκρίνεται με την θερμοκρασία του πυθμένα της δεξαμενής και εάν η διαφορά τους είναι μεγαλύτερη από μία συγκεκριμένη τιμή (π.χ  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), η αντλία ενεργοποιείται, και εφόσον είναι μικρότερη από μια άλλη τιμή (π.χ  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), η αντλία είναι απενεργοποιημένη. Παρόλα αυτά, η χρήση της θερμοκρασίας στον έλεγχο του συστήματος προκαλεί χρονική καθυστέρηση στην ωφέλιμη ακτινοβολία και η σταθερή ταχύτητα ροής οδηγεί σε αύξηση του αριθμού των κύκλων on / off της αντλίας, αύξηση της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας και υψηλότερες θερμικές απώλειες, λόγω της λειτουργίας του συστήματος σε αυξημένη θερμοκρασία.

Μια μέθοδος που ασχολείται με τα θέματα αυτά είναι η μέθοδος που βασίζεται στην ακτινοβολία σε συνδυασμό με μεταβλητό ρυθμό ροής. Αυτή η μέθοδος παρέχει τη δυνατότητα στο σύστημα να προσαρμόζεται σε σύντομο χρονικό διάστημα σε οποιαδήποτε αλλαγή της προσπίπτουσας ακτινοβολίας.

Το κριτήριο εκκίνησης βασίζεται στην έννοια της κρίσιμης ακτινοβολίας. Η θερμοκρασία περιβάλλοντος, η θερμοκρασία αποθήκευσης, η ένταση της ακτινοβολίας και τα χαρακτηριστικά των συλλέκτων λαμβάνονται όλα υπόψιν. Μια απλοποιημένη μορφή της εξίσωσης Hottel-Whillier που φαίνεται παρακάτω, αποδίδει το ποσό της ωφέλιμης ενέργειας που μπορεί να συλλέξει μια επίπεδη πλάκα ηλιακού συλλέκτη  $Q_u$ , σε συνάρτηση με τις παραμέτρους σχεδιασμού του συλλέκτη και τις μετεωρολογικές συνθήκες.



$$Q_u = A_C \times F_R \times \left[ I_T \times (\tau\alpha) - U_L \times (T_{coll,i} - T_{amb}) \right] \quad (5)$$

Το επίπεδο ακτινοβολίας πρέπει να υπερβαίνει μια κρίσιμη τιμή για την παραγωγή ωφέλιμης ενέργειας. Στην περίπτωση αυτή, τα κέρδη από την ηλιακή ενέργεια είναι ίσα με τις θερμικές απώλειες των συλλεκτών και έτσι δεν παράγεται ωφέλιμη ενέργεια. Το κρίσιμο επίπεδο ακτινοβολίας υπολογίζεται θέτοντας το  $Q_u$  στην εξίσωση ίσο με μηδέν. Οπότε προκύπτει η παρακάτω εξίσωση:

$$I_{TC} = \frac{F_R \times U_L \times (T_{coll,i} - T_{amb})}{F_R \times (\tau\alpha)} \quad (6)$$

Η κρίσιμη ακτινοβολία μπορεί τώρα να εκφραστεί με όρους τεσσάρων γνωστών ή μετρήσιμων παραμέτρων. Οι συντελεστές  $\alpha_0$  και  $\alpha_1$  είναι γνωστοί από τον κατασκευαστή και μπορούν να προσαρμοστούν σε συγκεκριμένη διαρύθμιση συλλεκτών. Η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι μια μετρήσιμη παράμετρος, ενώ η θερμοκρασία εισόδου του υγρού στους συλλέκτες θεωρείται ότι είναι κοντά στη θερμοκρασία αποθήκευσης. Έτσι, η εξίσωση μπορεί να απλοποιηθεί με την εισαγωγή των συντελεστών  $\alpha_0$  και  $\alpha_1$  στη γραμμική εξίσωση.

$$I_{TC} = \frac{\alpha_1}{\alpha_0} (T_{coll,i} - T_{amb}) \quad (7)$$

Μια χαμηλή τιμή της κρίσιμης ακτινοβολίας μπορεί να οδηγήσει σε μεγάλο αριθμό κύκλων on / off της αντλίας κατά τη διάρκεια της περιόδου εκκίνησης. Για να αποφευχθεί αυτό, μπορεί να προσαρμοστεί μια καθυστέρηση στο σύστημα. Όπως περιγράφεται παραπάνω, η ακτινοβολία είναι ωφέλιμη όταν η έντασή της έχει φτάσει σε ένα συγκεκριμένο όριο, το οποίο ονομάζεται κρίσιμη ακτινοβολία.

Για να οριστεί η εν δυνάμει ωφέλιμη ενέργεια που είναι πάνω από το καθορισμένο όριο, εισάγεται ο όρος του συντελεστή χρησιμότητας. Το θετικό πρόσημο δείχνει ότι μόνο οι θετικές τιμές του  $(I_T - I_{TC})$  λαμβάνονται υπόψιν.

$$\Phi = \sum \frac{(I_T - I_{TC})^+}{I_T} \quad (8)$$

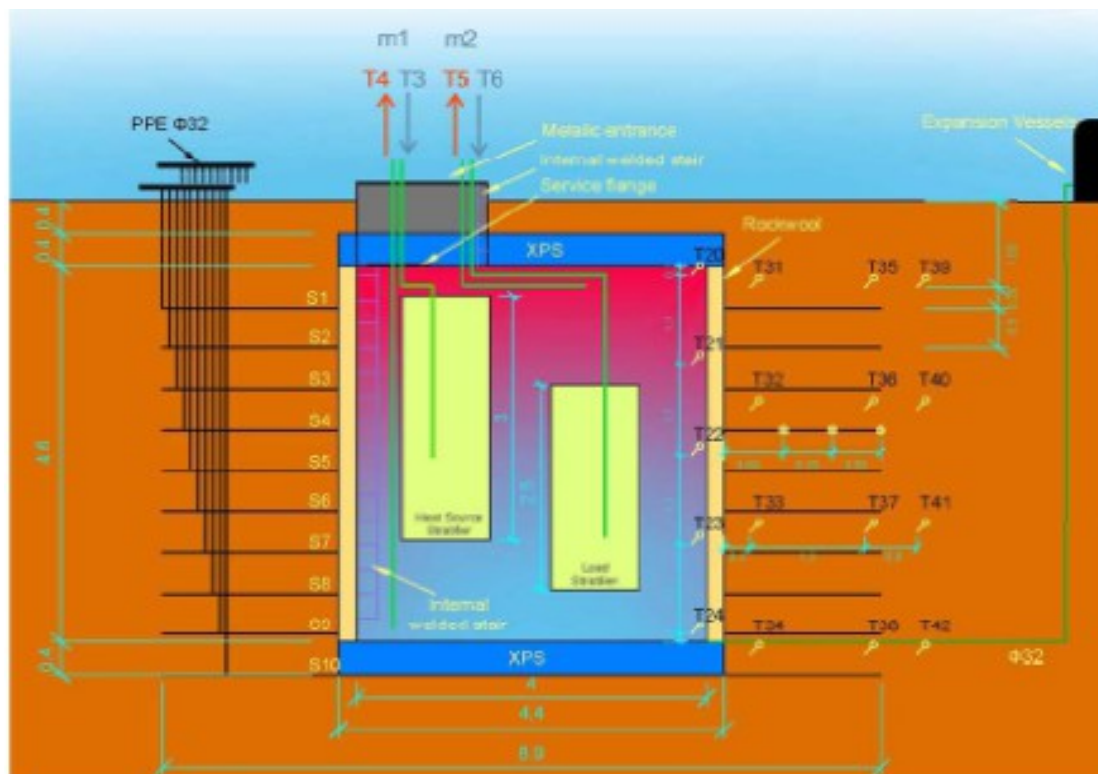
Μόλις αρχίσει η κυκλοφορία του ρευστού, ένας (PID) ελεγκτής ρυθμίζει τη ροή. Η ροή ρυθμίζεται, έτσι ώστε η θερμοκρασία εξόδου από το συλλέκτη να είναι ίση με τη θερμοκρασία του ανώτερου μέρους της δεξαμενής αποθήκευσης συν ένα συγκεκριμένο ποσό μεταξύ 5 °C - 15 °C. Από υδροδυναμικής άποψης, ο μεταβλητός ρυθμός ροής οδηγεί σε μειωμένη κατανάλωση ενέργειας, αφού η ισχύς εξαρτάται από την τρίτη δύναμη της ταχύτητας, σύμφωνα με το νόμο της ομοιότητας.

Στη λειτουργία ηλιακής θέρμανσης, ο έλεγχος γίνεται κυρίως από τους διαφορικούς ελεγκτές. Κατ' αρχήν, οι μετρήσεις θερμοκρασίας που λαμβάνονται από αισθητήρες σε διάφορες θέσεις εισάγονται στις διαφορικές εξισώσεις. Σύμφωνα με τα

σημεία ρύθμισης, επιλέγεται η κατάλληλη λειτουργία και στη συνέχεια ενεργοποιείται. Όμως, υπάρχει μια ιδιαιτερότητα στη μετάβαση από τη **Λειτουργία 1** (θέρμανση UTES) στη **Λειτουργία 2** (ηλιακή θέρμανση). Ένας απλός διαφορικός ελεγκτής δε θα ήταν κατάλληλος, διότι θα μείωνε την απόδοση του συστήματος. Έτσι, ο έλεγχος αυτός υλοποιείται με την εισαγωγή της έννοιας της κρίσιμης ακτινοβολίας. Σε αυτήν την περίπτωση, το επίπεδο ακτινοβολίας πρέπει να υπερβαίνει μια κρίσιμη τιμή πριν τη μετάβαση από τη θέρμανση UTES στην ηλιακή θέρμανση. Πιο συγκεκριμένα, η ωφέλιμη ηλιακή ενέργεια πρέπει να υπερβαίνει τη στιγμιαία ζήτηση θέρμανσης του κτιρίου και τις θερμικές απώλειες των σωληνώσεων.

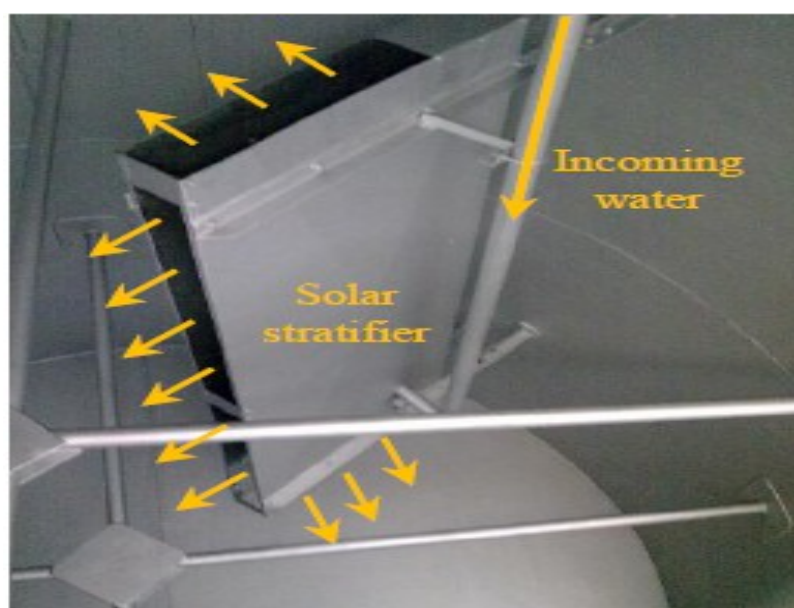
## 2.3 ΥΠΟΓΕΙΑ ΔΕΞΑΜΕΝΗ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Η εποχική υπόγεια δεξαμενή αποθήκευσης θερμικής ενέργειας (UTES), είναι ένα κυλινδρικό δοχείο νερού με 58m<sup>3</sup> όγκο, 4m διάμετρο και 4,6m ύψος. Η δεξαμενή είναι κατασκευασμένη από 7 mm ανοξείδωτο χάλυβα ST37 με εσωτερικές και εξωτερικές ενισχύσεις για να εξασφαλιστεί η στατική φύλαξη. Στην εξωτερική επιφάνεια τοποθετήθηκαν 40cm θερμικό μονωτικό εξηλασμένης πολυστερίνης στην κορυφή και στον πυθμένα της δεξαμενής, ενώ 20cm μόνωση πετροβάμβακα στην πλευρική περιοχή. Ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (UA) ισοδυναμεί με 15W/K.



Σχήμα 2.6 Υπόγεια δεξαμενή αποθήκευσης θερμικής ενέργειας (UTES)

Η αποτελεσματική αποθήκευση θερμικής ενέργειας απαιτεί έναν απλό μηχανισμό φόρτωσης / εκφόρτωσης που να δημιουργεί αλλά και διατηρεί τη θερμική διαστρωμάτωση. Για αυτόν τον σκοπό, έχουν εγκατασταθεί 2 'stratifiers' (Διαστρωματωτής) στο εσωτερικό της δεξαμενής, ώστε να εκτρέπουν το νερό εισόδου στο κατάλληλο επίπεδο θερμοκρασίας. Κάθε stratifier αποτελείται από μια μεταλλική πλάκα που έχει το σχήμα ενός βιβλίου, με σκληρό εξώφυλλο, με τις τρεις πλευρές να είναι ανοιχτές στην κίνηση του νερού. Ο σωλήνας του εισερχόμενου νερού είναι κάθετα συνδεδεμένος με το stratifier, όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα, παρέχοντας νερό στο εσωτερικό του.



Εικόνα 2.2 Stratifier στο εσωτερικό της δεξαμενής

## 2.4 ΘΕΡΜΙΚΟΣ ΨΥΚΤΗΣ

Το ηλιακό σύστημα ψύξης βασίζεται στη διεργασία της θερμικής απορρόφησης. Η ψύξη παράγεται από την εξάτμιση του νερού υπό συνθήκες χαμηλής πίεσης, ενώ η επαναληψιμότητα της διαδικασίας εξασφαλίζεται από το υδρόφιλο διάλυμα λιθίου-βρωμίου (LiBr). Ο ψύκτης μονής γεννήτριας ισχύος 35kW (Climasol XZR), έχει μια τυπική διαμόρφωση που περιλαμβάνει δύο κύριους θαλάμους (γεννήτρια με συμπυκνωτή και εξατμιστή με απορροφητήρα) και εναλλάκτη θερμότητας. Σύμφωνα με το τεχνικό εγχειρίδιο του κατασκευαστή, όταν η θερμοκρασία ψυχρού νερού ρυθμιστεί στους 7 °C, ο ψύκτης λειτουργεί με θερμικό συντελεστή απόδοσης  $COP_{th} = 0,6$ . Η απόρριψη της θερμότητας επιτυγχάνεται από έναν υγρού τύπου πύργο ψύξης.

Το βοηθητικό σύστημα είναι μια αντλία θερμότητας νερού-νερού. Στη λειτουργία θέρμανσης, η αντλία θερμότητας μπορεί να τροφοδοτείται με θερμοκρασίες έως και 32 °C και λειτουργεί με συντελεστή απόδοσης (COP) πάνω από 6. Η ονομαστική θερμική ισχύς της είναι 18kW. Στη λειτουργία ψύξης λειτουργεί ως μία συμβατική αντλία θερμότητας με ονομαστική ισχύ 12kW.

## 2.4.1 ΕΛΕΓΧΟΣ ΘΕΡΜΙΚΟΥ ΨΥΚΤΗ

Ο θερμικός ψύκτης είναι η καρδιά της ηλιακής ψυκτικής εγκατάστασης. Πέρα από θεωρητικές μελέτες, έχουν ληφθεί και μετρήσεις, κατά τη διάρκεια παρακολούθησης περίπου 150 μικρής κλίμακας συστημάτων ψύξης με απορρόφηση. Αυτή η εμπειρία δείχνει ότι ένα μεγάλο ποσοστό των εγκαταστάσεων δεν αποδίδουν όπως έχει σχεδιαστεί, παρουσιάζοντας μικρότερη ικανότητα ψύξης και συντελεστή απόδοσης. Τα στοιχεία επιδόσεων δείχνουν ότι τα συστήματα ηλιακής ψύξης, απαιτούν μεγαλύτερη προσπάθεια στη σχεδίαση από τα συμβατικά συστήματα και ιδιαίτερη προσοχή στο σχεδιασμό του συνολικού ελέγχου.

Η στρατηγική ελέγχου της μηχανής απορρόφησης είναι ίσως το πιο ευαίσθητο ζήτημα. Η λειτουργία του ψύκτη συμβάλλει σε μεγάλο βαθμό στην οικονομική βιωσιμότητα του συστήματος. Δύο τύποι ελέγχων εφαρμόζονται στα συστήματα ψύξης με απορρόφηση: ο εσωτερικός και ο εξωτερικός.

Ο εσωτερικός έλεγχος συνήθως καθορίζεται από τον κατασκευαστή του, αφήνοντας μια πολύ περιορισμένη πρόσβαση στο σχεδιαστή/χρήστη. Εσωτερικές παράμετροι ωστόσο, όπως η συγκέντρωση του διαλύματος, ο ρυθμός ροής και οι θερμοκρασίες, μπορούν να οριστούν μέσα σε συγκεκριμένα όρια, τα οποία επιτρέπουν την ομαλή λειτουργία του ψύκτη και την πρόληψη των κινδύνων βλάβης.

Ο εξωτερικός έλεγχος καθορίζεται από το σχεδιαστή. Οι μεταβλητοί παράμετροι των εξωτερικών κυκλωμάτων στο σύστημα είναι οι εξής:

- Η θερμοκρασία εισόδου θερμαντικού μέσου και ο ρυθμός ροής μάζας του
- Η θερμοκρασία εισόδου ψυκτικού μέσου και ο ρυθμός ροής μάζας του
- Η θερμοκρασία του νερού ψύξης και ο ρυθμός ροής μάζας του

Κατ' αρχήν, η θερμοκρασία εισόδου του θερμαντικού μέσου εξαρτάται από τον τύπο του συλλέκτη και την στρατηγική ελέγχου, ενώ η θερμοκρασία εξόδου του εξαρτάται από την ροή θερμότητας στη γεννήτρια. Η θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού μέσου εξαρτάται από τον τύπο απόρριψης θερμότητας και την στρατηγική ελέγχου, ενώ η θερμοκρασία εξόδου του εξαρτάται από τη ροή θερμότητας στον απορροφητή και στο συμπυκνωτή. Η θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης καθορίζεται από τον ψύκτη, ενώ η θερμοκρασία εισόδου του εξαρτάται από το ψυκτικό φορτίο. Όλες οι παραπάνω παράμετροι επηρεάζουν τη συνολική απόδοση του ηλιακού συστήματος ψύξης.

Ο εξωτερικός έλεγχος των συστημάτων ψύξης με απορρόφηση μπορεί να πραγματοποιηθεί με διάφορες μεθόδους και τρεις από τις πιο σημαντικές παρουσιάζονται παρακάτω. Και στις τρεις αυτές μεθόδους ελέγχου, οι ρυθμοί ροής μάζας διατηρούνται σταθεροί, δεδομένου ότι οι μεταβολές στις παροχές θα μπορούσαν να επιδεινώσουν τη μεταφορά θερμότητας στους εσωτερικούς εναλλάκτες θερμότητας.

Στην πρώτη και πιο απλή μέθοδο, τροφοδοτείται όλο το ζεστό νερό που παράγεται από τους ηλιακούς συλλέκτες στη γεννήτρια και διατηρείται η θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού μέσου σε μια καθορισμένη τιμή. Αυτό οδηγεί σε μεταβολές της θερμοκρασίας του νερού ψύξης, ακαθόριστη λειτουργία με πολλούς κύκλους on / off και υψηλή κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από το υποσύστημα απόρριψης θερμότητας, καθώς λειτουργεί πάντα σε πλήρη ισχύ.

Στη δεύτερη μέθοδο ρυθμίζεται η θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού, μέσω μιας βαλβίδας τριών δρόμων και διατηρείται, όπως στην πρώτη μέθοδο, η θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού μέσου σε μια καθορισμένη τιμή. Καθώς η αύξηση της θερμοκρασίας του ζεστού νερού εισόδου οδηγεί σε μείωση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης, η θερμοκρασία του ζεστού νερού εισόδου θα πρέπει να μειωθεί όταν η ηλιακή ακτινοβολία είναι υψηλή. Αυτό οδηγεί σε περιορισμένη αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας και υψηλή κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από το υποσύστημα απόρριψης θερμότητας.

Στην τρίτη μέθοδο τροφοδοτείται όλο το ζεστό νερό που παράγεται από τους ηλιακούς συλλέκτες και ρυθμίζεται η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου. Η μέθοδος αυτή επιτρέπει την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του ζεστού νερού, ώστε να μπορεί να αξιοποιηθεί η υψηλή ακτινοβολία. Η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου δεν είναι σταθερή αλλά χρησιμοποιείται ως η κύρια παράμετρος ελέγχου. Ένας ελεγκτής PID ελέγχει τον ανεμιστήρα για να παρέχει την απαιτούμενη θερμοκρασία στο ψυκτικό μέσο. Αυτή η μέθοδος ανταπεξέρχεται σε ασταθείς θερμοκρασίες τροφοδοσίας από τους ηλιακούς συλλέκτες. Επιπλέον, μειώνοντας την θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου επιτυγχάνεται υψηλή ικανότητα ψύξης ακόμα και όταν η ακτινοβολία είναι χαμηλή.

Η παραπάνω μέθοδος έχει υιοθετηθεί για την Ελληνική εγκατάσταση, δεδομένου ότι έχει χαμηλή κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, όταν η ακτινοβολία είναι υψηλή, ειδικά σε συνθήκες μερικού φορτίου. Η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου πρέπει να υπολογίζεται κάθε στιγμή για τις νέες συνθήκες και η τιμή της δίνεται στον PID ελεγκτή. Η τιμή της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου μπορεί να προσδιοριστεί από τον συνδυασμό των θερμοδυναμικών εξισώσεων των συλλεκτών και των εξισώσεων των φαινομένων μεταφοράς μάζας και θερμότητας, τα οποία είναι ενσωματωμένα σε ένα αριθμητικής λύσης δυναμικό σύστημα. Παρόλα αυτά, η πολυπλοκότητα του εν λόγω συστήματος, ο υπολογιστικός χρόνος και η δυσκολία στην εφαρμογή σε πραγματικές συνθήκες είναι απαγορευτικοί παράγοντες. Η ζήτηση για μια μέθοδο υπολογισμού που βασίζεται στην απλότητα και την ακρίβεια καλύπτεται από τον όρο “χαρακτηριστική διαφορά θερμοκρασίας”  $\Delta T$ . Αυτή η απλή αλγεβρική εξίσωση αποδίδει την ικανότητα ψύξης του ψυκτικού απορρόφησης μονής γεννήτριας με λιγότερο από 10% απόκλιση, που επιτρέπει τη χρήση της για λόγους προσομοίωσης και ελέγχου.

Οι εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας στις τέσσερις μεγάλες μονάδες του ψυκτικού απορρόφησης εκφράζονται από τις ακόλουθες εξισώσεις, όπου οι δείκτες E, C, A και G αντιστοιχούν στους τέσσερις διαφορετικούς εναλλάκτες θερμότητας: τον εξατμιστή (Evaporator), το συμπυκνωτή (Condenser), τον απορροφητή (Absorber) και τη γεννήτρια (Generator). Η παράμετρος T δηλώνει τη μέση εσωτερική θερμοκρασία της διαδικασίας και t τη μέση θερμοκρασία του εξωτερικού μέσου μεταφοράς θερμότητας.

$$Q_E = (UA)_E \times z_E \times (t_E - T_E) \quad (9)$$

$$Q_C = (UA)_C \times z_C \times (T_C - t_C) \quad (10)$$

$$Q_A = (UA)_A \times z_A \times (T_A - t_A) \quad (11)$$

$$Q_G = (UA)_G \times z_G \times (t_G - T_G) \quad (12)$$

Ο κανόνας Ντύρινγκ για το βρωμιούχο λίθιο συνδυάζει σε μία εξίσωση τις τέσσερις αριθμητικές μέσες εσωτερικές θερμοκρασίες, χρησιμοποιώντας έναν συντελεστή  $B$ . Ο συντελεστής για ψύκτη μονής γεννήτριας κυμαίνεται από 1,1 έως 1,2.

$$T_G - T_A = B \times (T_C - T_E) \quad (13)$$

Η χαρακτηριστική διαφορά θερμοκρασίας  $\Delta\Delta t$  βρίσκεται με αντικατάσταση των εσωτερικών θερμοκρασιών στην εξίσωση Ντύρινγκ από τις εξωτερικές.

$$\Delta\Delta t = \frac{Q_G}{UA_G \times z_G} + \frac{Q_A}{UA_A \times z_A} + B \times \left[ \frac{Q_C}{UA_C \times z_C} + \frac{Q_E}{UA_E \times z_E} \right] = t_G - t_A - B \times (t_C - t_E) \quad (14)$$

Σε αυτήν την εγκατάσταση, ο απορροφητής και ο συμπυκνωτής είναι συνδεδεμένοι σε σειρά στο εσωτερικό του μηχανήματος. Σε τέτοιες περιπτώσεις, η αριθμητική μέση εξωτερική θερμοκρασία του απορροφητή  $t_A$  και του συμπυκνωτή  $t_C$  αντικαθίστανται από τον αριθμητικό μέσο όρο θερμοκρασίας  $t_{AC}$ , ο οποίος είναι ο μέσος όρος της θερμοκρασίας εισόδου στον απορροφητή και της εξόδου από τον συμπυκνωτή.

$$\Delta\Delta t = t_G - t_{AC} (1 + B) + t_E \times B \quad (15)$$

$$t_{AC} = \frac{1}{2} (t_{Ain} - t_{Cout}) \quad (16)$$

Για να υπολογιστεί η σχέση μεταξύ της ικανότητας ψύξης  $Q_E$  και της χαρακτηριστικής διαφοράς θερμοκρασίας  $\Delta\Delta t$ , οι ενεργειακές ισορροπίες σε κάθε μία από τις τέσσερις μεγάλες μονάδες πρέπει να προσδιοριστούν.

$$Q_E = m_{ref} \times (h_{vapE} - h_{liqC}) \quad (17)$$

$$Q_C = m_{ref} \times (h_{vapG} - h_{liqC}) \quad (18)$$

$$Q_A = m_{ref} \times h_{vapE} + m_{str} \times h_{strG} - m_{weak} \times h_{weakA} - Q_{hex} \quad (19)$$

$$Q_G = m_{ref} \times h_{vapG} + m_{str} \times h_{strG} - m_{weak} \times h_{weakA} - Q_{hex} \quad (20)$$

Αντικαθιστώντας τις ενεργειακές ισορροπίες στην εξίσωση, η ψυκτική ικανότητα  $Q_E$  μπορεί να εκφραστεί ως γραμμική συνάρτηση  $\Delta\Delta t$ .

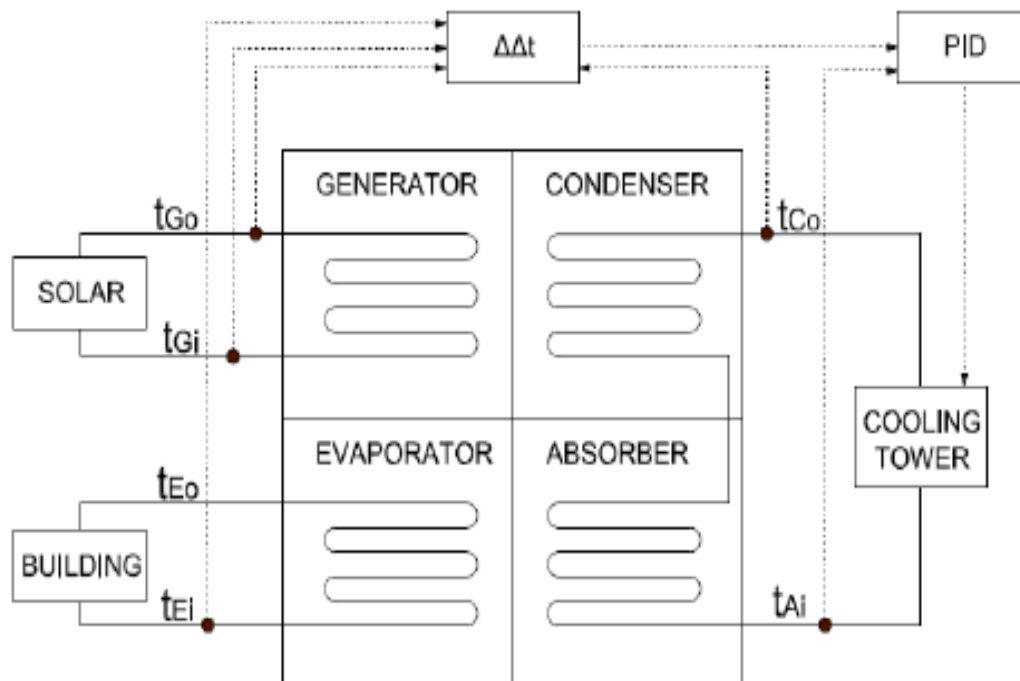
$$Q_E = s \times \Delta\Delta t + r \quad (21)$$

Οι συντελεστές  $s$  και  $r$  θα πρέπει να υπολογίζονται από πραγματικές συνθήκες λειτουργίας το καλοκαίρι. Λαμβάνοντας υπόψιν αυτούς τους συντελεστές, ο εξωτερικός έλεγχος μπορεί να πραγματοποιηθεί βασισμένος στις εξωτερικές θερμοκρασίες εισόδου στη γεννήτρια και εξόδου του συμπυκνωτή και του εξατμιστή. Συνδυάζοντας τις εξισώσεις του  $\Delta\Delta t$  και  $Q_E$ , η θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού μέσου εκφράζεται από τις ακόλουθες εξισώσεις.

$$t_{Ai} = \frac{t_{Gi} + t_{Go} + B(t_{Ei} + t_{Eo}) - 2 \times \Delta\Delta t}{2(1 + B)} - t_{Co} \quad (22)$$

$$\Delta\Delta t = \frac{Q_E - r}{S} = \frac{m \times C_p \times (t_{E,i} - t_{E,o}) - r}{S} \quad (23)$$

Όπως απεικονίζεται στο σχήμα 3.5 που φαίνεται παρακάτω, οι τιμές μέτρησης των εισόδου ( $t_{Gi}$ ) και εξόδου ( $t_{Go}$ ) ζεστού νερού, εισόδου παγωμένου νερού ( $t_{Ei}$ ) και εξόδου ψυκτικού μέσου ( $t_{Co}$ ), εισάγονται συνεχώς στη χαρακτηριστική εξίσωση. Η θερμοκρασία εξόδου του παγωμένου νερού από τον εξατμιστή ( $t_{Eo}$ ) είναι η καθορισμένη θερμοκρασία. Η θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού μέσου ( $t_{Ai}$ ) στον απορροφητή επανυπολογίζεται συνεχώς για τις συγκεκριμένες συνθήκες θερμοκρασίας και στιγμιαία αποστέλλεται στον PID ελεγκτή, ο οποίος μεταβάλλει το ρυθμό ροής του αέρα στον πύργο ψύξης, προκειμένου να προσεγγίσει η τιμή αυτή.



Σχήμα 2.7 Λειτουργία θερμικού ψύκτη

Συνοψίζοντας στη στρατηγική ελέγχου του ψυκτικού συγκροτήματος, οι ρυθμοί ροής μάζας των τριών εξωτερικών κυκλωμάτων είναι σταθεροί, η θερμοκρασία του κρύου νερού εξόδου ορίζεται στους 7 °C και η θερμοκρασία εισόδου ζεστού νερού μεταβάλλεται ανάλογα με την ηλιακή ακτινοβολία ή τη θερμοκρασία του UTES. Η θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού μέσου υπολογίζεται κάθε στιγμή από τις στιγμιαίες εξωτερικές συνθήκες και ο PID ελεγκτής ρυθμίζει την ταχύτητα του ανεμιστήρα στον πύργο ψύξης, ώστε να επιτευχθεί αυτή η θερμοκρασία. Σύμφωνα με την εξίσωση, η ικανότητα ψύξης δεν αλλάζει αν η συνάρτηση της χαρακτηριστικής θερμοκρασίας παραμένει σταθερή. Τέλος, οι υψηλότερες θερμοκρασίες εισόδου ζεστού νερού μπορούν να αντισταθμιστούν από την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του ψυκτικού μέσου χωρίς αλλαγή στη θερμοκρασία του παγωμένου νερού.



### 3. ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ

#### 3.1 ΟΡΓΑΝΑ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

Πάνω από πενήντα όργανα μέτρησης έχουν εγκατασταθεί προκειμένου να διασφαλιστεί η ομαλή λειτουργία του συστήματος και η παρακολούθησή του. Αναλυτικότερα, αυτά είναι ένας αισθητήρας ακτινοβολίας, επτά μετρητές ροής, πάνω από σαράντα αισθητήρες θερμοκρασίας και οχτώ μετρητές ενέργειας.

Το πυρανόμετρο έχει τοποθετηθεί, ώστε η επιφάνειά του να είναι παράλληλη προς την επιφάνεια του συλλέκτη και μετράει τη συνολική ακτινοβολία σε μια επιφάνεια με κλίση  $30^\circ$  και γωνία αζιμούθιου  $26^\circ$ , όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα.



Εικόνα 3.1 Τοποθέτηση πυρανόμετρου στο ηλιακό πεδίο

Όσον αφορά τους μετρητές ροής, έξι έχουν εγκατασταθεί μέσα στο τεχνικό δωμάτιο για τη μέτρηση της μάζας του νερού παροχής για:

- τον ηλιακό κύκλο
- την υπόγεια δεξαμενή αποθήκευσης θερμικής ενέργειας κατά την εκφόρτιση
- τους εναλλάκτες θερμότητας εδάφους
- τον κύκλο απόρριψης της θερμότητας του ψύκτη προς τον πύργο ψύξης
- την τροφοδοσία ζεστού νερού στην αντλία θερμότητας και τέλος
- το φορτίο της αντλίας θερμότητας

Επιπλέον, ένας μετρητής ροής έχει εγκατασταθεί στο κλιματιζόμενο κτήριο για τη μέτρηση της μάζας του ζεστού / κρύου νερού παροχής.



**Εικόνα 3.2 Μετρητές ροής**

Οι αισθητήρες θερμοκρασίας είναι διασκορπισμένοι σε ολόκληρη την εγκατάσταση στο τεχνικό δωμάτιο, στο ηλιακό πεδίο, στην υπόγεια δεξαμενή, κάτω από την επιφάνεια εδάφους, στον αέρα και στο εσωτερικό του κτηρίου.

Οι 17 αισθητήρες θερμοκρασίας στο τεχνικό δωμάτιο είναι τοποθετημένοι στα κυκλώματα πριν και μετά από τις κύριες ροές ενέργειας, όπου μερικοί από αυτούς φαίνονται στην παρακάτω εικόνα.



**Εικόνα 3.3 Αισθητήρες θερμοκρασίας στο τεχνικό δωμάτιο**

Τρεις αισθητήρες θερμοκρασίας έχουν εγκατασταθεί στο ηλιακό πεδίο, μετρώντας τη θερμοκρασία παροχής προς το πεδίο, τη θερμοκρασία επιστροφής από την 5<sup>η</sup> σειρά και από το τέλος του πεδίου.



**Εικόνα 3.4** Αισθητήρες θερμοκρασίας στο ηλιακό πεδίο

Πέντε αισθητήρες θερμοκρασίας Pt100 έχουν τοποθετηθεί στο εσωτερικό του UTES, σε πέντε διαφορετικά βάθη, ώστε να μετρηθεί η πτώση της θερμοκρασίας σε σχέση με το βάθος. Οι ακριβείς θέσεις τους, ξεκινώντας από το κάτω μέρος της δεξαμενής, είναι στα 0.1, 1.1, 2.1, 3.1 και 4m. (Εικόνα 4.5)



**Εικόνα 3.5** Αισθητήρες θερμοκρασίας στη δεξαμενή

Όσον αφορά τους οκτώ ηλεκτρικούς μετρητές, είναι τοποθετημένοι στο εσωτερικό του τεχνικού δωματίου, στον κεντρικό ηλεκτρικό πίνακα παροχής και διανομής ηλεκτρικής ενέργειας, όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα. Ο ρόλος τους είναι να μετρούν την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας της αντλίας του ηλιακού πεδίου, της αντλίας εκφόρτισης του UTES, της αντλίας παροχής του φορτίου στο κτήριο, του ψύκτη, της αντλίας του πύργου ψύξης, του ανεμιστήρα του πύργου ψύξης, της αντλίας του γεωεναλλάκτη θερμότητας και της αντλίας θερμότητας.



**Εικόνα 3.6 Μετρητές ηλεκτρικής ενέργειας στον κεντρικό ηλεκτρικό πίνακα**

### 3.1.1 ΜΕΤΡΗΤΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ SCADA

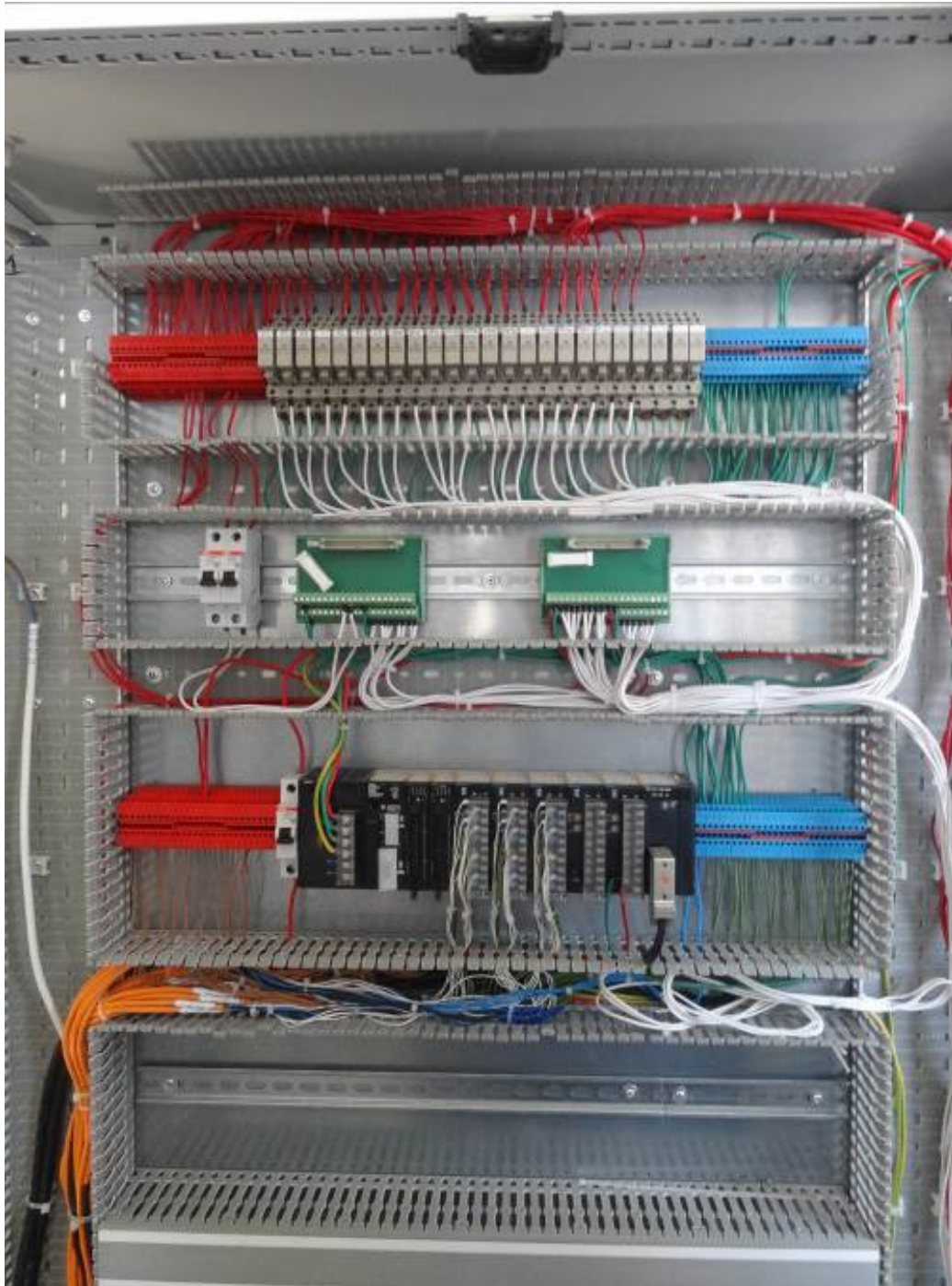
Συνολικά, έχουν εγκατασταθεί τέσσερις πίνακες για να εξυπηρετηθεί το σύστημα ελέγχου και η καταγραφή-ανάλυση δεδομένων. Ο κεντρικός πίνακας έχει τοποθετηθεί στο τεχνικό δωμάτιο, ενώ τρεις υποπίνακες έχουν εγκατασταθεί στο ηλιακό πεδίο, κοντά στο UTES και στην οροφή του κτηρίου. Ο κεντρικός πίνακας αποτελείται από τον πίνακα των αυτοματισμών και τον πίνακα διανομής της ηλεκτρικής ενέργειας.

Ο πίνακας διανομής διαχωρίζει την τροφοδοσία του ηλεκτρικού ρεύματος στα θυγατρικά κυκλώματα. Προστασία από υπερένταση, ρελέ υψηλής ισχύος, μετατροπείς μεταβλητής συχνότητας, μετρητές ηλεκτρικής ενέργειας και θερμικές προστασίες των κινητήρων είναι όλα τοποθετημένα σε αυτόν τον πίνακα. Η ισχύς παρέχεται σε όλα τα κύρια στοιχεία της εγκατάστασης, είτε μονοφασικά είτε τριφασικά. Τα κύρια στοιχεία κατανάλωσης ενέργειας είναι ο ψύκτης, η αντλία θερμότητας, ο πύργος ψύξης, οι πέντε αντλίες και οι μηχανοκίνητες βαλβίδες.



Εικόνα 3.7 Πίνακας διανομής στο τεχνικό δωμάτιο

Ο πίνακας των αυτοματισμών που φαίνεται στην παρακάτω εικόνα, περιλαμβάνει το PLC, το τροφοδοτικό σταθερής τάσης 24V, τις ψηφιακές I / O κάρτες (ψηφιακών εισόδων και εξόδων), τις αναλογικές I / O κάρτες (αναλογικών εισόδων και εξόδων) και τα ρελέ χαμηλής ισχύος. Όλα τα όργανα μέτρησης συνδέονται με την αντίστοιχη κάρτα (αναλογική ή ψηφιακή). Οι υποπίνακες περιέχουν ασφαλειοδιακόπτες, τροφοδοσία ηλεκτρικού ρεύματος 24V, ζεύξη Profibus Bus και I / O κάρτες.



**Εικόνα 3.8 Πίνακας αυτοματισμών στο τεχνικό δωμάτιο**

### 3.2 ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

Πριν ξεκινήσει η μελέτη της προσομοίωσης πραγματοποιήθηκε έλεγχος αξιοπιστίας των μετρήσεων που δόθηκαν σα δεδομένα. Σε πρώτο στάδιο μη ρεαλιστικές τιμές διαγράφηκαν ή διορθώθηκαν. Για παράδειγμα οι ροές μάζας του νερού  $m_1$  και  $m_2$ , συχνά παρουσιάζουν αρνητικές τιμές στα πραγματικά δεδομένα μετρήσεων αν και το σύστημα προφανέστατα είναι εκτός λειτουργίας. Σε αυτές τις περιπτώσεις οι τιμές των ροών μάζας παίρνουν την τιμή μηδέν.

Επι προσθέτως, δεδομένα μετρήσεων έλειπαν για περιόδους μέχρι και τεσσάρων ωρών. Για το λόγο αυτό, σε δεύτερο στάδιο τα χαμένα δεδομένα μετρήσεων αντικαταστάθηκαν με άλλα, τα οποία προέκυψαν μέσω γραμμικής παρεμβολής μεταξύ της αρχικής και της τελικής τιμής της χαμένης χρονικής περιόδου.

Σε ένα τρίτο στάδιο πραγματοποιήθηκε έλεγχος αληθοφάνειας στα δεδομένα των μετρήσεων, βασιζόμενος στην ενεργειακή ισορροπία της θαμμένης δεξαμενής αποθήκευσης νερού. Για αυτό το λόγο, μετρήθηκε η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας της θαμμένης δεξαμενής αποθήκευσης νερού σε αρκετές περιόδους των δεδομένων μέτρησης. Ο τύπος που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της μεταβολής της εσωτερικής ενέργειας  $Q_{int}$  μεταξύ των χρόνων  $t_1$  και  $t_2$  με  $t_2 > t_1$  είναι:

$$dQ_{int}(t_1 \rightarrow t_2) = \rho_w \times V_{storage} \times c_{p,w} \times \frac{1}{5} \left[ \frac{T_{20}(t_2) + T_{21}(t_2) + T_{22}(t_2) + T_{23}(t_2) + T_{24}(t_2) - T_{20}(t_1) - T_{21}(t_1) - T_{22}(t_1) - T_{23}(t_1) - T_{24}(t_1)}{5} \right] \quad (24)$$

Στις χρονικές στιγμές όπου η δεξαμενή είναι εκτός λειτουργίας, η αλλαγή της εσωτερικής ενέργειας οφείλεται μόνο σε θερμικές απώλειες. Με βάση αυτή την παραδοχή, η μέση ισχύς απώλειας θερμότητας της δεξαμενής, υπολογίστηκε ότι είναι ίση με 3,6 kW. Κατόπιν, επιλέχθηκαν χρονικές περίοδοι μετρητικών δεδομένων της δεξαμενής, κατά τις οποίες λάμβανε χώρα μόνο φόρτιση χωρίς καθόλου εκφόρτιση της δεξαμενής. Το ενεργειακό ισοζύγιο κατά τη διάρκεια αυτών των περιόδων λειτουργίας δίνεται από την παρακάτω σχέση:

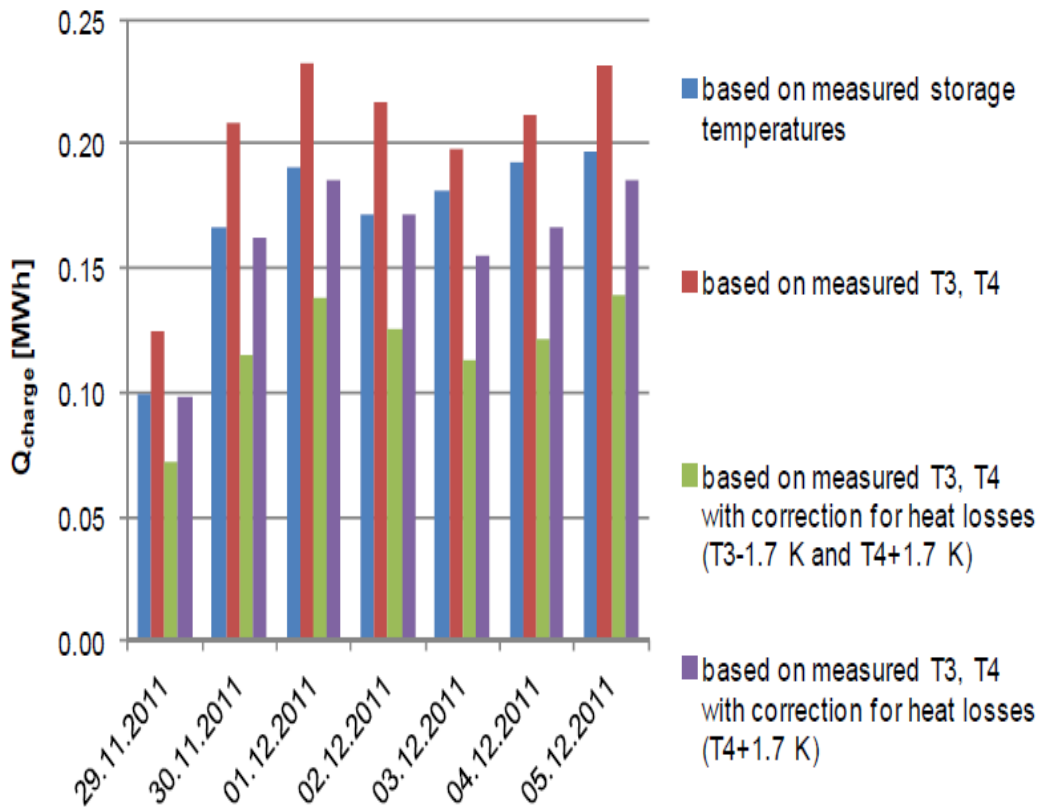
$$dQ_{int} = Q_{charge,storage} - Q_{loss} \Rightarrow Q_{charge,storage} = dQ_{int} + Q_{loss} \quad (25)$$

Η ισχύς φόρτισης της δεξαμενής  $Q_{charge}$ , μπορεί επίσης να υπολογιστεί συναρτήσει του ρυθμού ροής φόρτισης  $V_{charge}$  και των μετρημένων θερμοκρασιών  $T_3$  και  $T_4$ :

$$Q_{charge,T_3-T_4} = \rho_w \times \dot{V}_{charge} \times c_{p,w} \times (T_3 - T_4) \times (t_2 - t_1) \quad (26)$$

Η σύγκριση των αποτελεσμάτων των δύο αυτών υπολογιστικών μεθόδων, δείχνει ότι η  $Q_{charge, T_3-T_4}$  είναι κατά μέσο όρο περίπου 19% υψηλότερη από την  $Q_{charge, storage}$ , όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα.





**Διάγραμμα 3.1 Αλλαγή εσωτερικής ενέργειας**

Εφόσον οι μετρήσεις των θερμοκρασιών έχουν γίνει με επαρκή ακρίβεια και με σωστή τοποθέτηση του αισθητήρα θερμοκρασίας, η διαφορά θα πρέπει να οφείλεται στις θερμικές απώλειες μεταξύ της δεξαμενής και των θέσεων μέτρησης των θερμοκρασιών  $T_3$  και  $T_4$ .

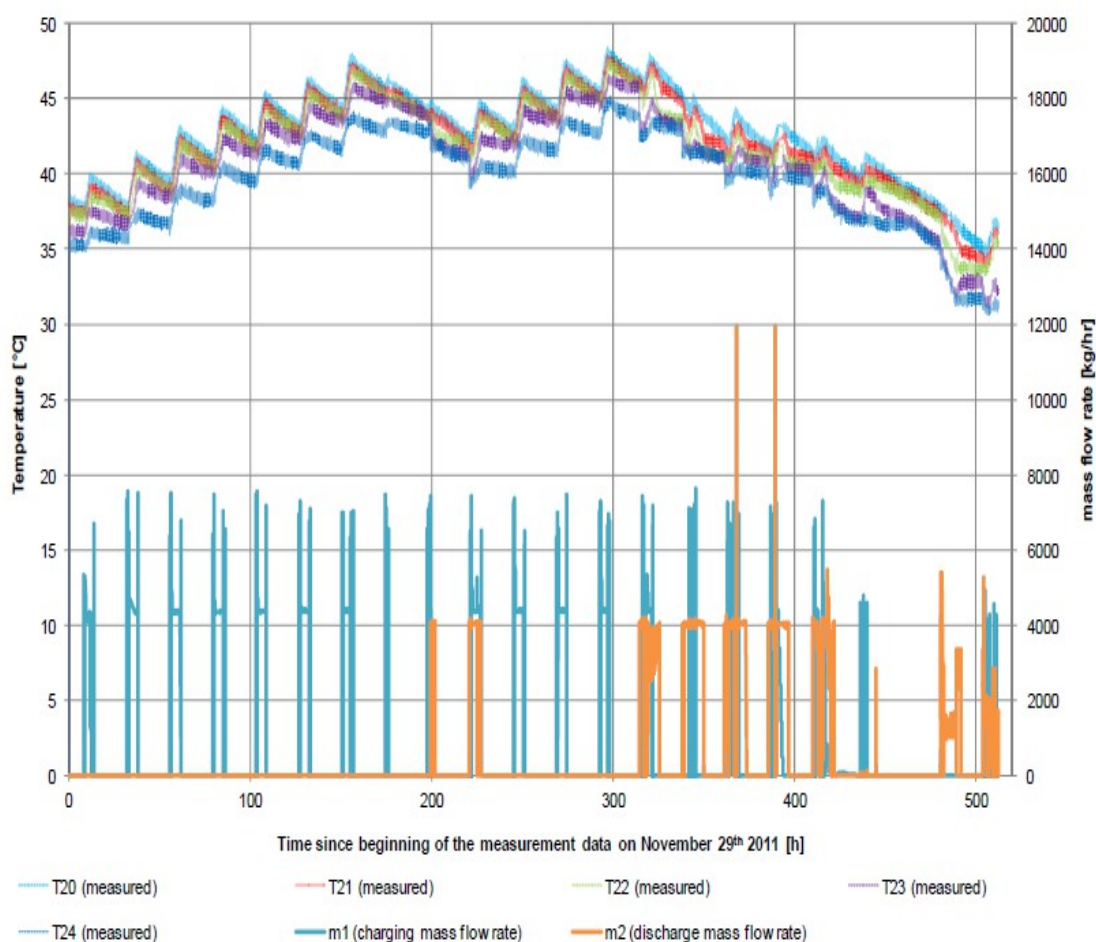
Οι δύο έξοδοι της δεξαμενής, η μία προς το ηλιακό πεδίο και η δεύτερη προς το κτήριο, βρίσκονται αντίστοιχα στον πυθμένα και στην κορυφή της δεξαμενής. Έτσι, είναι προφανής η σύγκριση των θερμοκρασιών  $T_{20} - T_5$  και  $T_{24} - T_4$ , ώστε να υπάρχει μια εικόνα για την πτώση της θερμοκρασίας που οφείλεται στις απώλειες θερμότητας των σωληνώσεων μεταξύ των δύο σημείων μέτρησης κατά τη λειτουργία φόρτισης – εκφόρτισης. Το παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζει αυτή τη σύγκριση για μια χαρακτηριστική χρονική περίοδο. Συμπεραίνεται ότι κατά τη διάρκεια των δεδομένων μέτρησης, η πτώση της θερμοκρασίας στις σωληνώσεις είναι σχεδόν σταθερή με τιμή περίπου 1,7 κελσίου. Παραδόξως, η πτώση της θερμοκρασίας είναι σχεδόν ανεξάρτητη από το ρυθμό ροής στη λειτουργία φόρτισης, παρ' όλο που μερικές φορές ο ρυθμός ροής ποικίλλει μεταξύ 1,5 και 5  $m^3 / h$ .

Δυστυχώς, μια άμεση σύγκριση δεν είναι δυνατή για τις θερμοκρασίες εισόδου στη δεξαμενή, δεδομένου ότι οι εισοδοί καταλήγουν σε stratifiers (μη σταθερό ύψος) και αναμειγνύονται με το νερό που είναι ήδη στην δεξαμενή. Ωστόσο, μπορούμε να υποθέσουμε ότι οι θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ των θέσεων μέτρησης των  $T_3$  και  $T_6$  είναι επίσης 1,7 K. Αυτό σημαίνει ότι η θερμοκρασία του νερού που εισέρχεται στην δεξαμενή είναι 1,7 K χαμηλότερη από τις τιμές μέτρησης των  $T_3$  και  $T_6$  αντίστοιχα. Το αποτέλεσμα του υπολογισμού της ενέργειας φόρτισης δείχνει ότι η ενέργεια φόρτισης, σαφώς υποτιμάται με την υπόθεση αυτή (Διάγραμμα 4.1).

Ως εκ τούτου οι θερμοκρασίες εισόδου στη δεξαμενή επιλέχθηκαν ίσες με τις τιμές μέτρησης T3 και T6, ενώ αντίστοιχα, οι θερμοκρασίες εξόδου της δεξαμενής έχουν οριστεί σε T4 + 1,7 K και T5 + 1,7 K., ώστε να συγκλίνουν με τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης.

Το διάγραμμα 4.1 δείχνει ότι η ενέργεια φόρτισης που υπολογίζεται με την παραπάνω υπόθεση, συγκλίνει αρκετά με αυτή που έχει υπολογιστεί με βάση των τιμών μέτρησης των θερμοκρασιών της δεξαμενής.

Οι μετρηθείσες θερμοκρασίες αποθήκευσης στα πέντε θερμοκρασιακά επίπεδα της δεξαμενής, καθώς και οι ρυθμοί ροής του νερού στις λειτουργίες φόρτισης και αποφόρτισης φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα:



**Διάγραμμα 3.2 Θερμοκρασίες δεξαμενής και ροές φόρτισης/εκφόρτισης**

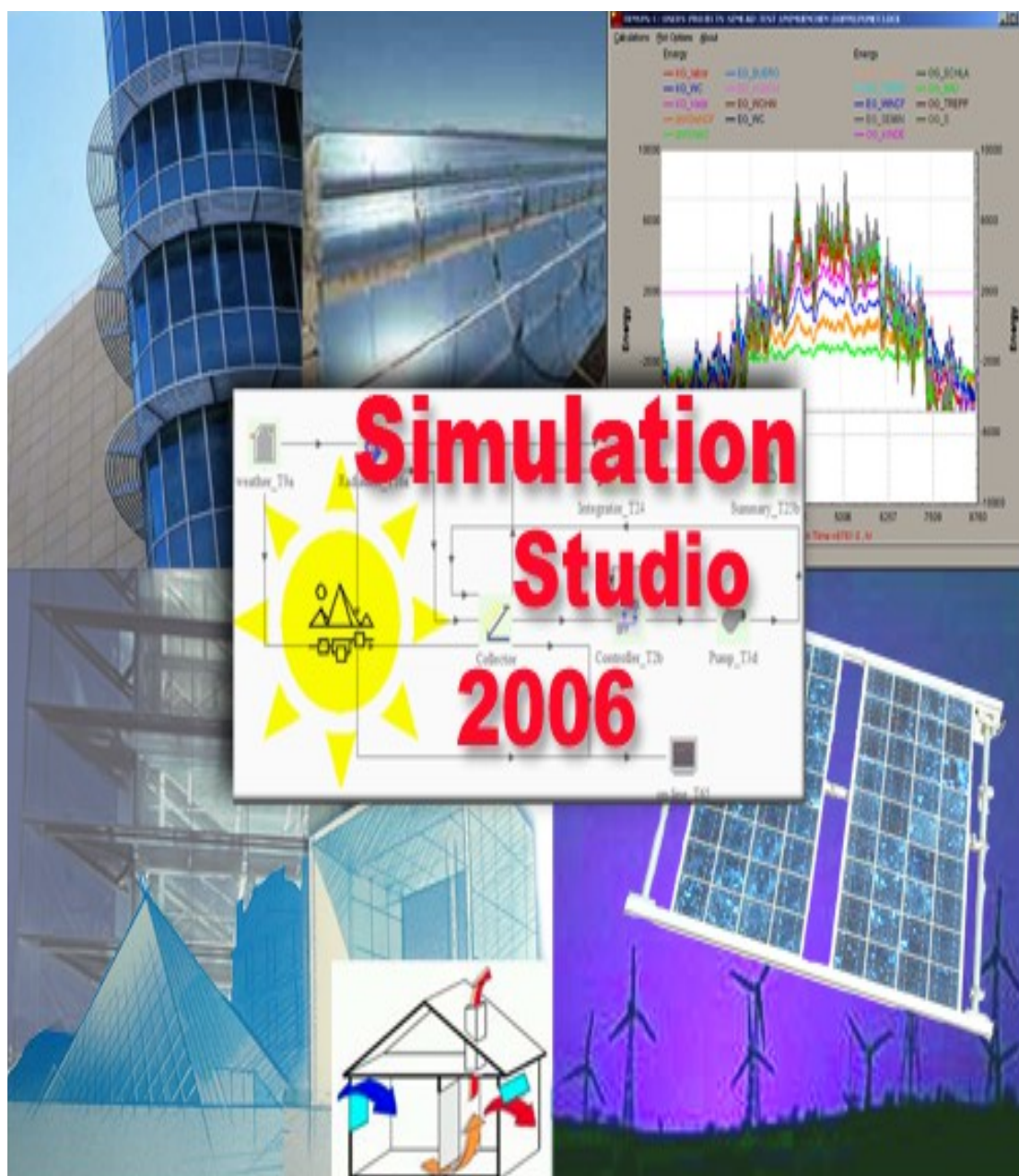
Στη συνέχεια, πραγματοποιήθηκε μεγάλος αριθμός προσομοιώσεων σε νεκρά διαστήματα (χωρίς φόρτιση ή αποφόρτιση), ώστε να προσδιοριστεί ο συντελεστής απώλειας θερμότητας της δεξαμενής, ο οποίος είναι μια σημαντική παράμετρος του μοντέλου προσομοίωσης της δεξαμενής. Κατόπιν, συναρτήσε της τιμής του συντελεστή και της διαφοράς της εσωτερικής ενέργειας της δεξαμενής σε αυτά τα χρονικά διαστήματα, υπολογίστηκε η μέση ισχύς απώλειας θερμότητας της δεξαμενής 3,41 kW, η οποία τιμή προσεγγίζει σε μεγάλο βαθμό την αντίστοιχη που υπολογίστηκε συναρτήσε των μετρήσεων των θερμοκρασιών της δεξαμενής. Για την

τιμή της συγκεκριμένης ισχύως, ορίστηκε συντελεστής απώλειας θερμότητας  $\alpha = 3 \text{ W/m}^2/\text{C}$ , ο οποίος είναι κατά πολύ μεγαλύτερος από το θεωρητικά υπολογιζόμενο  $\alpha_{\text{θεωρ.}} = 0,3 \text{ W/m}^2/\text{C}$ . Αυτό συνέβη, διότι το μονωτικό υλικό που χρησιμοποιείται για τη μόνωση της δεξαμενής έχει χάσει τις ιδιότητές του, λόγω φθοράς και υγρασίας.

Επιπλέον, πραγματοποιήθηκε μεγάλος αριθμός προσομοιώσεων σε περιόδους φόρτισης / αποφόρτισης, ώστε να επιτευχθεί σύγκλιση στη λειτουργία των stratifiers της δεξαμενής. Αυτό επιτεύχθηκε με αλλαγές των παραμέτρων του μοντέλου της δεξαμενής, στη θέση των εισερχόμενων ροών και στο μέγεθος των πέντε θερμοκρασιακών επιπέδων.

## 4.ΑΝΑΠΤΥΞΗ – ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΣΤΟ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟ TRNSYS

Για την προσομοίωση της εφαρμογής χρησιμοποιήθηκε το ερευνητικό λογισμικό δυναμικών προσομοιώσεων TRNSYS. Το TRNSYS είναι ένα ολοκληρωμένο και επεκτάσιμο περιβάλλον προσομοίωσης για την προσομοίωση μεταβαλλόμενων συστημάτων στο χρόνο. Χρησιμοποιείται παγκοσμίως από μηχανικούς και ερευνητές για την αξιολόγηση ενεργειακών συστημάτων για διάφορες χρήσεις, με έμφαση στις ηλιοθερμικές εφαρμογές.



Εικόνα 4.1 Αρχική εικόνα του λογισμικού δυναμικών προσομοιώσεων TRNSYS

Το TRNSYS αποτελεί ένα ευέλικτο και επεκτάσιμο υπολογιστικό περιβάλλον για την προσομοίωση μεταβαλλόμενων συστημάτων στο χρόνο. Μπορεί να αξιολογήσει τη συμπεριφορά ποικίλων ενεργειακών συστημάτων και εξοπλισμών, από την προσομοίωση ενός απλού συστήματος θέρμανσης νερού μέχρι το σχεδιασμό και την προσομοίωση πολυζωνικών κτηρίων και του εξοπλισμού τους, συμπεριλαμβανομένων των στρατηγικών ελέγχου, τη συμπεριφορά των ενοίκων και την ενσωμάτωση συστημάτων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (φωτοβολταϊκά, θερμικά ηλιακά, ανεμογεννήτριες, γεωθερμία, συστήματα υδρογόνου και άλλα).

Ένα από τα πιο σημαντικά χαρακτηριστικά του TRNSYS είναι το γεγονός ότι ο πηγαίος κώδικας, ο πυρήνας του προγράμματος, καθώς και ο κώδικας των διαφόρων μοντέλων που περιλαμβάνονται, δίνονται ελεύθερα στο χρήστη. Έτσι, ο εξειδικευμένος χρήστης μπορεί να τροποποιήσει κατάλληλα τα μοντέλα, ώστε να εξυπηρετούν καλύτερα τις δικές του ανάγκες. Επίσης, υπάρχει η δυνατότητα εισαγωγής νέων μοντέλων που μπορεί να κατασκευάσει ο ίδιος ο εξειδικευμένος χρήστης ή άλλοι προγραμματιστές χρησιμοποιώντας κοινές γλώσσες προγραμματισμού (C, C++, PASCAL, FORTRAN κ.α.). Αυτό είναι δυνατόν χάρη στην αρχιτεκτονική του προγράμματος, η οποία είναι βασισμένη στα αρχεία DLL.

Επιπλέον, το TRNSYS μπορεί να συνδεθεί εύκολα με πολλές άλλες εφαρμογές για επεξεργασία πριν, μετά ή κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης όπως **Microsoft Excel, Matlab, COMIS** κ.α..

Το TRNSYS συμπεριλαμβάνει τις ακόλουθες εφαρμογές:

- **Ηλιακά συστήματα** (θερμικά ηλιακά και φωτοβολταϊκά)
- **Συστήματα ανανεώσιμων πηγών ενέργειας**
- **Συμπαράγωγή**
- **Κυψέλες καυσίμου**
- **Οτιδήποτε απαιτεί δυναμική προσομοίωση**

Το TRNSYS αποτελείται από το σύνολο των ακόλουθων προγραμμάτων:

- **TRNSYS Simulation Studio:** Το στούντιο προσομοίωσης
- **TRNExe.exe:** Το εκτελέσιμο αρχείο του
- **TRNBuild.exe:** Το γραφικό περιβάλλον διεπαφής κτηρίου για την εισαγωγή των δεδομένων κτηρίων
- **TRNEdit.exe:** Τον επεξεργαστή με τον οποίο μπορούν να δημιουργηθούν αυτόνομα προγράμματα, γνωστά ως “**TRNSED εφαρμογές**”

#### 4.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ

Το μοντέλο των ηλιακών συλλεκτών του προγράμματος TRNSYS βασίζεται στη γενική εξίσωση για την απόδοση ηλιακών συλλεκτών η οποία προέρχεται από την παρακάτω εξίσωση Hottel-Whillier:

$$\eta = \frac{Q_u}{A \times I_T} = \frac{\dot{m} C_{pf} (T_o - T_i)}{A \times I_T} = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad (27)$$

Ο συντελεστής απωλειών δεν είναι απόλυτα σταθερός, οπότε χρησιμοποιείται μια καλύτερη εκδοχή της εξίσωσης, λαμβάνοντας υπόψιν τη γραμμική εξάρτηση των  $U_L$  και  $(T_i - T_a)$

$$\eta = \frac{Q_u}{A \times I_T} = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - F_R U_{L/T} \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \quad (28)$$

Η οποία γράφεται και ως:

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad (29)$$

Η τελευταία είναι η γενική εξίσωση θερμικής απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών. Η θερμική απόδοση καθορίζεται από τρεις παράμετρος οι οποίες δίνονται από τον κατασκευαστή ( $a_0$ ,  $a_1$  και  $a_2$ ). Οι παράμετροι των ηλιακών συλλεκτών βασίζονται στη θερμοκρασία εισόδου και στη μεικτή επιφάνεια παραθύρου.

Ένας τροποποιημένος πρώτης τάξης συντελεστής απόδοσης συλλέκτη ορίζεται ως

$$U'_L = U_L + U_{L/T} (T_i - T_a) \quad (30)$$

από το οποίο προέρχεται τελικά η παρακάτω εξίσωση :

$$\eta = \frac{Q_u}{A \times I_T} = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U'_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad (31)$$

Αναλυτικές διορθώσεις για την ιδανική καμπύλη απόδοσης εφαρμόζονται στις παραμέτρους του συλλέκτη που αφορούν τα ακόλουθα:

- Λειτουργία σε παροχή διαφορετική από αυτήν των συνθηκών του test
- Αριθμός των συλλεκτών που περιέχονται σε κάθε σειρά
- Μη κανονική ηλιακή πρόσπτωση

Με σκοπό να λάβουμε υπόψιν τις διαφορές όταν ο συλλέκτης λειτουργεί σε διαφορετική παροχή από αυτήν των συνθηκών του test, τα  $F_R(\tau\alpha)_n$  και  $F_R U'_L$  διορθώνονται για να υπολογιστούν οι αλλαγές στο  $F_R$ . Ο λόγος,  $r_1$ , από τον οποίο γίνονται οι διορθώσεις, δίνεται από τη σχέση,

$$r_1 \approx \frac{F_R U'_L |_{use}}{F_R U'_L |_{test}} = \frac{\frac{\dot{m} C_{pf}}{A \times F' \times U_L} \left[ 1 - e^{-\frac{A \times F' \times U_L}{\dot{m} \times C_{pf}}} \right] |_{use}}{\frac{\dot{m}_{test} C_{pf}}{A \times F' \times U_L} \left[ 1 - e^{-\frac{A \times F' \times U_L}{\dot{m}_{test} \times C_{pf}}} \right] |_{test}} \quad (32)$$

Για τη χρήση της εξίσωσης, είναι απαραίτητο να βρεθεί το  $F' \times U_L$ . Αυτή η ποσότητα μπορεί να μετρηθεί στις συνθήκες του test:

$$F' \times U_L = \frac{\dot{m} C_{pf}}{A} \ln \left[ 1 - \frac{F_R U'_L A}{\dot{m} C_{pf}} \right] \quad (33)$$

Τα  $F_R(\tau\alpha)_n$  και  $F_R U'_L$  μορφοποιούνται για να ληφθεί υπόψιν ο αριθμός των συλλεκτών που είναι τοποθετημένοι σε σειρά. Ο λόγος,  $r_2$ , από τον οποίο πραγματοποιούνται οι διορθώσεις, δίνεται από την ακόλουθη σχέση :

$$r_2 = \frac{1 - \left[ 1 - \frac{F_R U'_L A}{\dot{m} C_{pf}} \right]^{N_s}}{N_s \frac{F_R U'_L A}{\dot{m} C_{pf}}} \quad (34)$$

Τα test των συλλεκτών πραγματοποιούνται καθαρές μέρες με κανονική πρόσπτωση, ώστε το μεταδιδόμενο-απορροφόμενο προϊόν ( $\tau\alpha$ ), να είναι κοντά στην κανονική τιμή της προσπίπτουσας της ολικής ακτινοβολίας,  $(\tau\alpha)_n$ . Η απόδοση,  $F_R(\tau\alpha)_n$ , διορθώνεται για μη κανονική ηλιακή πρόσπτωση με το συντελεστή  $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ . Εξ' ορισμού, το  $(\tau\alpha)$  είναι ο λόγος της συνολικά απορροφόμενης ακτινοβολίας προς την προσπίπτουσα ακτινοβολία. Μια γενική έκφραση για το  $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$  είναι:

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{I_{bT} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + I_d \left[ \frac{1 + \cos \beta}{2} \right] \frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} + \rho_g I \left[ \frac{1 - \cos \beta}{2} \right] \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_T} \quad (35)$$

Για επίπεδους συλλέκτες, ο λόγος  $(\tau\alpha)_b / (\tau\alpha)_n$  μπορεί να προσδιοριστεί από τα αποτελέσματα των test της ASHRAE ως:

$$\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left[ \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right] - b_1 \left[ \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right]^2 \quad (36)$$

Οι ενεργειακές απώλειες των σωληνώσεων δίνονται από τη λύση της ακόλουθης διαφορικής εξίσωσης :

$$M_j C_p \frac{dT_j}{dt} = -(UA)_j (T_j - T_{env}) \quad (37)$$

Η τιμή του  $UA$  δίνεται από τη σχέση:

$$UA = \frac{1}{R_{inside} + R_{pipe} + R_{insul} + R_{outside}} \quad (38)$$

Η εσωτερική αντίσταση βασίζεται στη διάδοση θερμότητας μεταξύ του τρεχούμενου υγρού στη σωλήνα και των τοιχωμάτων της σωλήνας.

Ο αριθμός Reynolds δίνεται από τη σχέση:

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi \times d_{pipe,i} \times L_{pipe}} \quad (39)$$

Ο αριθμός Prandtl δίνεται από τη σχέση:

$$Pr \approx \frac{\mu_{liquid} \times Cp_{liquid}}{k_{liquid}} \quad (40)$$

Ο αριθμός Nusselt δίνεται από τη σχέση:

$$Nu = 3.66 \text{ για } Re \leq 2300 \quad (41)$$

$$Nu = 0.23 Re^{0.8} Pr^{0.25} \text{ για } Re > 2300$$



Οι παραπάνω εξισώσεις συνδυάζονται για να δώσουν την εσωτερική αντίσταση.

$$R_{inside} = \frac{1}{h_{inside} A_{inside}} = \frac{1}{\left[ \frac{Nu \times k_{liquid}}{d_{pipe,i}} \right] (\pi d_{pipe,i} L_{pipe})} \quad (42)$$

Η αντίσταση των τοιχωμάτων της σωλήνας δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$R_{pipe} = \frac{\ln \left[ \frac{d_{pipe,o}}{d_{pipe,i}} \right]}{2\pi k_{pipe} L_{pipe}} \quad (43)$$

Η αντίσταση της μόνωσης της σωλήνας υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$R_{insul} = \frac{\ln \left[ \frac{d_{insul,o}}{d_{pipe,o}} \right]}{2\pi k_{insul} L_{pipe}} \quad (44)$$

Τέλος, η αντίσταση της εξωτερικής μετάδοσης θερμότητας υπολογίζεται από την ακόλουθη εξίσωση στην οποία το  $h_{outside}$  καθορίζεται από το χρήστη.

$$R_{outside} = \frac{1}{h_{outside} A_{outside}} = \frac{1}{h_{outside} (\pi \times d_{insul,o} \times L_{pipe})} \quad (45)$$

Οι συνολικές απώλειες προς το περιβάλλον είναι το άθροισμα των μεμονομένων απωλειών κάθε στοιχείου.

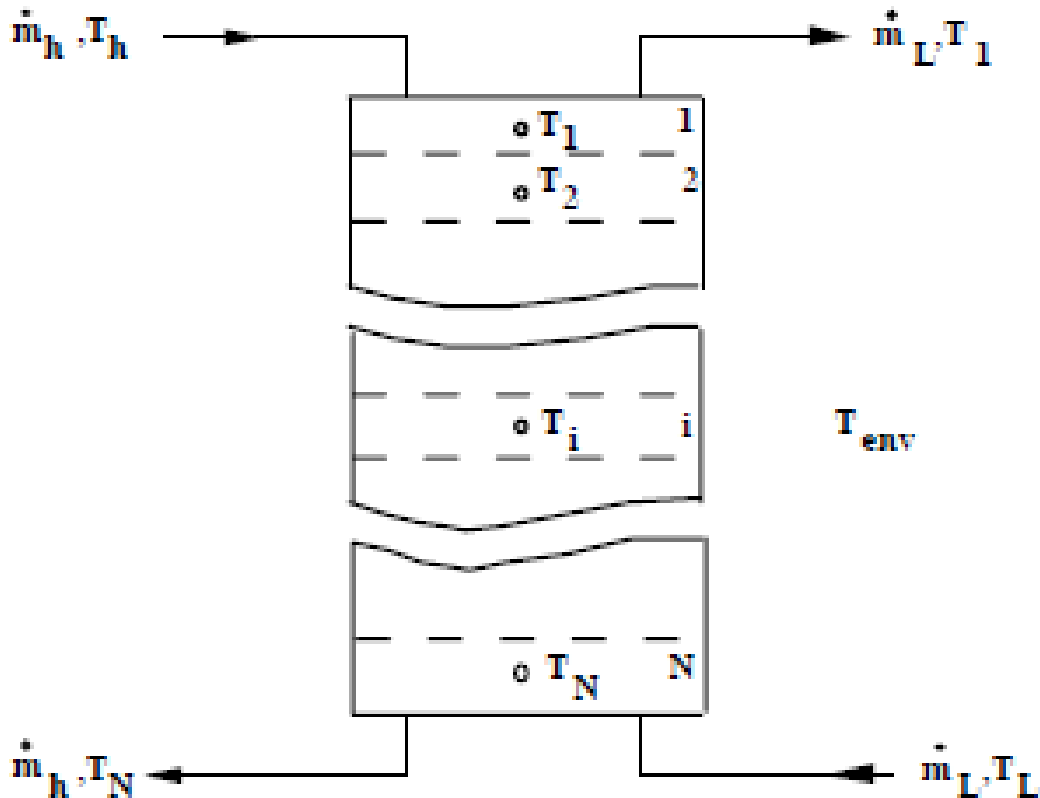
$$\dot{Q}_{env,j} = -(UA)_j (T_j - T_{env}) \quad (46)$$

Η αλλαγή της εσωτερικής ενέργειας της σωλήνας δίνεται από τη σχέση:

$$\Delta E = M \times Cp \times (\bar{T}_f - T_{initial}) \quad (47)$$

Η θερμική απόδοση της δεξαμενής αποθήκευσης θερμικής ενέργειας που υπόκειται σε θερμική διαστρωμάτωση, μπορεί να μοντελοποιηθεί με την παραδοχή ότι η δεξαμενή αποτελείται από N ( $N \leq 15$ ) πλήρως αναμεμιγμένα και ίσα τμήματα όγκου, όπως φαίνεται στο σχήμα.5.1. Ο βαθμός της διαστρωμάτωσης καθορίζεται

από την τιμή του N. Αν το N είναι ίσο με 1, τότε η δεξαμενή αποθήκευσης μοντελοποιείται ως μία πλήρως αναμεμιγμένη δεξαμενή χωρίς φαινόμενα διαστρωμάτωσης.



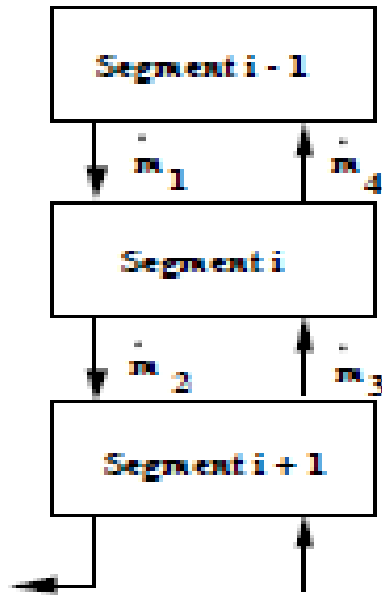
Σχήμα 4.1 Υπολογιστικό μοντέλο δεξαμενής αποθήκευσης θερμικής ενέργειας

Μια υπόθεση που κάνουμε σε αυτό το μοντέλο είναι ότι ρεύματα του ρευστού που ρέουν πάνω και κάτω από κάθε κόμβο αναμιγνύονται πλήρως πριν από την είσοδό τους σε κάθε τμήμα.

Σύμφωνα με το σχήμα 5.2, συνεπάγεται ότι το  $\dot{m}_1$  προστίθεται στο  $\dot{m}_4$ , το  $\dot{m}_2$  προστίθεται στο  $\dot{m}_3$ , με αποτέλεσμα να προκύπτει μια ροή, είτε προς τα πάνω είτε προς τα κάτω. Ένα ενεργειακό ισοζύγιο για το τμήμα-*i* (αγνοώντας τις απώλειες) δίνεται από τις παρακάτω σχέσεις:

$$M_i C_{pf} \frac{dT_i}{dt} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_3) C_{pf} (T_{i-1} - T_i) \quad \text{για} \quad \dot{m}_1 \geq \dot{m}_3 \quad (48)$$

$$M_i C_{pf} \frac{dT_i}{dt} = (\dot{m}_3 - \dot{m}_1) C_{pf} (T_{i+1} - T_i) \quad \text{για} \quad \dot{m}_1 < \dot{m}_3 \quad (49)$$



Σχήμα 4.2 Υπολογιστικό μοντέλο ανάμιξης ροών

Το ενεργειακό ισοζύγιο για τμήμα- $i$  της δεξαμενής εκφράζεται ως:

$$\begin{aligned}
 M_i C_{pf} \frac{dT_i}{dt} &= \alpha_i \dot{m}_h C_{pf} (T_h - T_i) + \beta_i \dot{m}_L C_{pf} (T_L - T_i) + UA_i (T_{env} - T_i) \\
 &+ \gamma_i (T_{i-1} - T_i) C_{pf} \quad \text{αν } g_i > 0 \\
 &+ \gamma_i (T_i - T_{i+1}) C_{pf} \quad \text{αν } g_i < 0 \\
 &+ Q_i \quad \text{για } i = 1, N
 \end{aligned} \tag{50}$$

Οι ροές ενέργειας και οι αλλαγές της εσωτερικής ενέργειας υπολογίζονται με τις ακόλουθες σχέσεις:

$$\dot{Q}_{env} = \sum_{i=1}^N UA_i (T_i - T_{env}) + \gamma_f \sum_{i=1}^{i=N} (UA)_{f,i} (T_i - T_f) \tag{51}$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_L C_{pf} (T_1 - T_L) \tag{52}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_h C_{pf} (T_h - T_N) \tag{53}$$

$$\Delta E = \frac{V \rho_f C_{pf} \left[ \sum_{i=1}^N T_i - \sum_{i=1}^N T_i \Big|_{t=TIME0} \right]}{N} \tag{54}$$

## 4.2 ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΚΥΚΛΩΜΑΤΩΝ ΗΛΙΑΚΟΥ ΠΕΔΙΟΥ ΚΑΙ UTES

Όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο η ηλιακή εγκατάσταση που εξετάζουμε αποτελείται από τέσσερα κύρια μέρη:

1. Το ηλιακό πεδίο
2. Την υπεδαφική δεξαμενή
3. Τον ψύκτη
4. Το κτήριο

Ο στόχος της παρούσας μελέτης είναι η ανάπτυξη υπολογιστικού μοντέλου για την εγκατάσταση, το οποίο θα προσεγγίζει όσο το δυνατόν καλύτερα την πραγματικότητα. Για το λόγο αυτό, σε αυτό το υποκεφάλαιο αναπτύσσονται υπολογιστικά μοντέλα των υποκυκλωμάτων της εγκατάστασης, τα οποία θα επικυρωθούν με μετρήσεις στο επόμενο υποκεφάλαιο. Λόγω του μεγάλου όγκου εργασιών για επίπεδα πτυχιακής εργασίας, η προαναφερθείσα μεθοδολογία πραγματοποιήθηκε μόνο για το ηλιακό πεδίο και την υπεδαφική δεξαμενή, η οποία και παρουσιάζεται παρακάτω. Όσον αφορά τον ψύκτη και το κτήριο, λήφθηκαν κάποιες παραδοχές, οι οποίες θα διευκρινηστούν στο κεφάλαιο 6.

### 4.2.1 ΚΥΚΛΩΜΑ ΗΛΙΑΚΟΥ ΠΕΔΙΟΥ

Το ηλιακό κύκλωμα αποτελείται από το ηλιακό πεδίο και τις σωληνώσεις πριν και μετά από αυτό. Για τη μοντελοποίηση του ηλιακού πεδίου, χρησιμοποιήθηκαν ένα μοντέλο ηλιακού συλλέκτη για τη συνολική επιφάνεια των συλλεκτών του πεδίου και ισοδύναμες σωληνώσεις αυτών που περιέχονται στο πεδίο. Η ακριβής μοντελοποίηση του ηλιακού πεδίου στο περιβάλλον του TRNSYS ήταν αδύνατη, λόγω του μεγάλου όγκου μοντέλων συλλεκτών και σωληνώσεων που έπρεπε να χρησιμοποιηθούν, καθιστώντας αδύνατη την επεξεργασία τους από το πρόγραμμα.

Το μοντέλο INPUT παρέχει τις απαιτούμενες μετρήσεις από μια συγκεκριμένη περίοδο σε δεδομένα εισόδου στο σύστημα. Αυτά είναι η θερμοκρασία και η παροχή του νερού εισόδου στο ηλιακό πεδίο (σημείο 4), η θερμοκρασία του ατμοσφαιρικού αέρα και η ολική ακτινοβολία στην επιφάνεια των συλλεκτών.

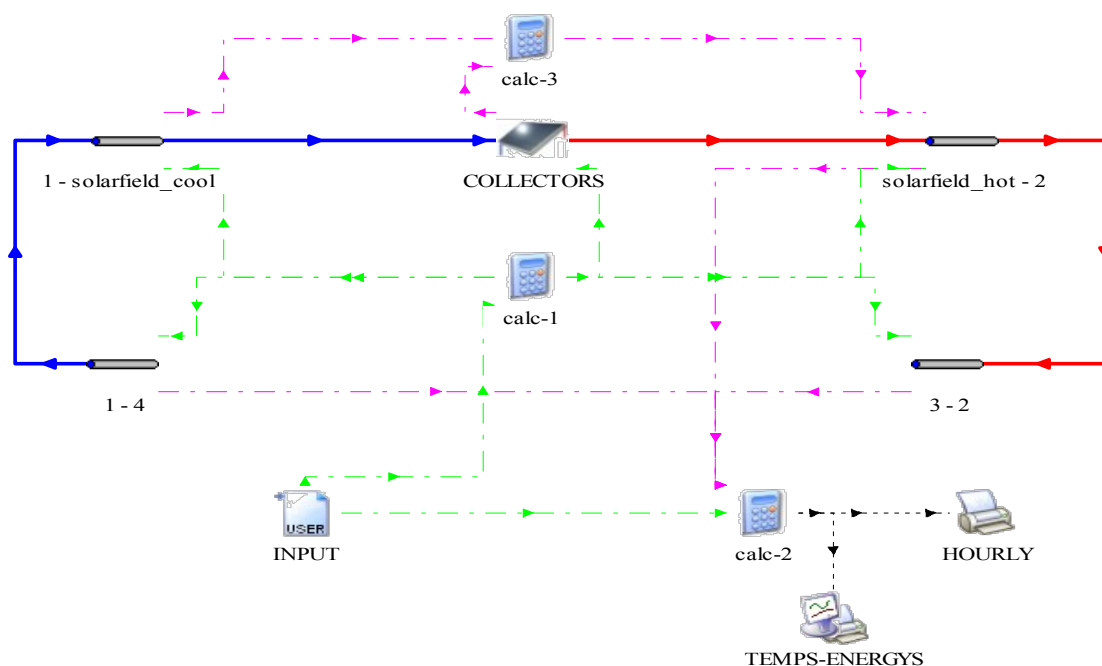
#### Ηλιακοί συλλέκτες

Το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε για τους ηλιακούς συλλέκτες είναι το **Type1a** από τις βιβλιοθήκες του TRNSYS. Το συγκεκριμένο μοντέλο δεν περιέχει τροποποιήσεις για γωνία πρόσπτωσης αφού η μέτρηση της έντασης της ακτινοβολίας που του παρέχεται σαν είσοδος, έχει ληφθεί από πυρανόμετρο, το οποίο είναι πλήρως προσανατολισμένο στην επιφάνεια των συλλεκτών.

### Παράμετροι μοντέλου ηλιακού συλλέκτη (Type1a)

- **Αριθμός συλλεκτών σε σειρά (number in series):** Στην παράμετρο αυτή δηλώνεται το πλήθος των συλλεκτών που είναι τοποθετημένοι σε σειρά μεταξύ τους. Το ηλιακό πεδίο της εγκατάστασης, όπως προαναφέρθηκε, περιέχει 2 σειρές συλλεκτών.
- **Επιφάνεια συλλέκτη (collector area):** Η συνολική μικτή επιφάνεια (gross area) των συλλεκτών του ηλιακού πεδίου. Στο ηλιακό πεδίο της εγκατάστασης περιέχονται 56 συλλέκτες με μικτή επιφάνεια 2.67 m<sup>2</sup>ο καθένας. Η συνολική μικτή επιφάνεια είναι 150 m<sup>2</sup>.
- **Ειδική θερμοχωρητικότητα ρευστού (fluid specific heat):** Για νερό είναι 4.19 kJ/kg.K
- **Παροχή των συνθηκών δοκιμής (tested flow rate):** Η παροχή στην οποία ελέγχθηκε ο συλλέκτης, ώστε να προσδιοριστούν οι παράμετροι της απόδοσής του, η οποία στην περίπτωση μας είναι 63.37 kg/hr.m<sup>2</sup>.
- **Intercept efficiency (a0):** 0.67
- **Efficiency slope (a1):** 3.6 W/ m<sup>2</sup>.K
- **Efficiency curvature (a2):** 0.01 W/ m<sup>2</sup>. K

Οι δοκιμές για τους συντελεστές απόδοσης των συλλεκτών της εγκατάστασης πραγματοποιήθηκαν από εθνικό κέντρο έρευνας φυσικών επιστημών “ΔΗΜΟΚΡΙΤΟΣ”.



Σχήμα 4.3 Μοντέλο ηλιακού κυκλώματος

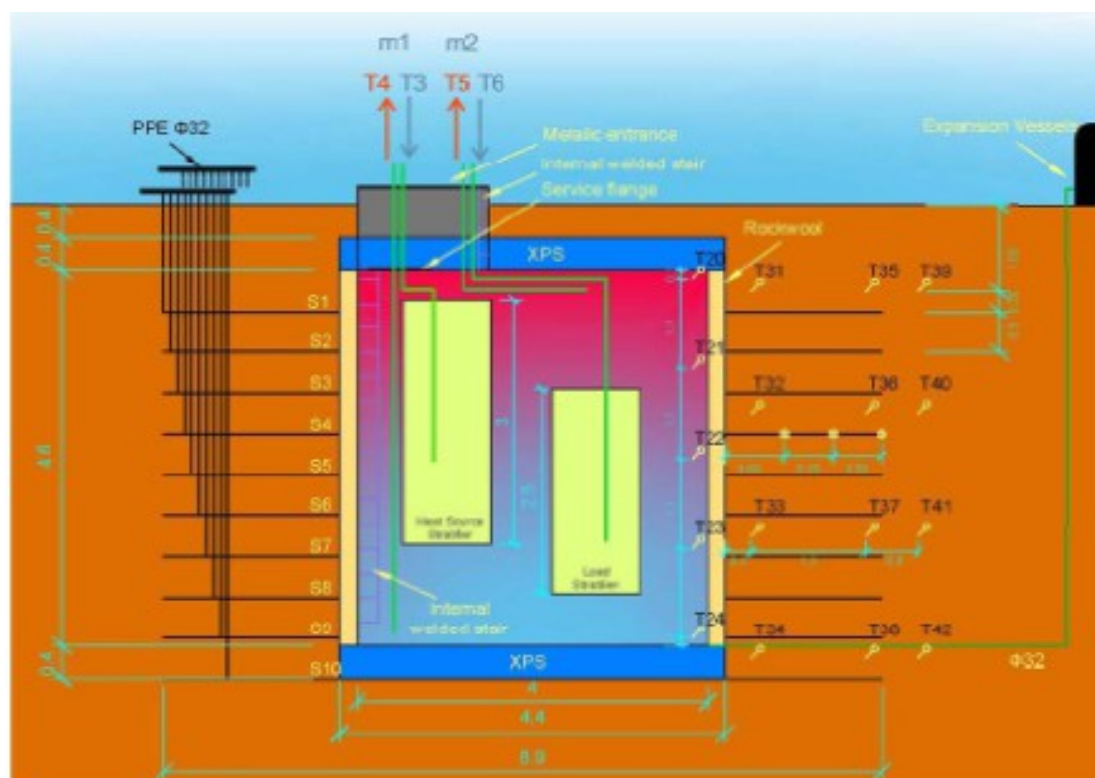
## 4.2.2 ΚΥΚΛΩΜΑ ΤΗΣ ΥΠΟΓΕΙΑΣ ΔΕΞΑΜΕΝΗΣ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ (UTES)

Το κύκλωμα του UTES αποτελείται από την υπόγεια δεξαμενή και τις σωληνώσεις παροχής και επιστροφής του ηλιακού πεδίου και του κτηρίου. Για τη μοντελοποίηση της δεξαμενής, μετά από πολλές αλλαγές, επιλέχθηκε ένα μοντέλο το οποίο πετυχαίνει μια ικανοποιητική προσέγγιση στις μετρήσεις.

Το μοντέλο INPUT παρέχει τις μετρήσεις από μια συγκεκριμένη περίοδο σε δεδομένα εισόδου στο σύστημα. Αυτά είναι η παροχή και η θερμοκρασία επιστροφής από το ηλιακό πεδίο (σημείο 3), η παροχή και η θερμοκρασία επιστροφής από το κτήριο (σημείο 6), η θερμοκρασία περιβάλλοντος, όπως και οι θερμοκρασίες των πέντε θερμοκρασιακών επιπέδων της δεξαμενής. Τέλος για τη θερμοκρασία εδάφους επιλέγεται μία σταθερή προσεγγιστική τιμή ανάλογα με την εποχή της περιόδου των μετρήσεων.

### UTES

Το μοντέλο που επιλέχθηκε για το UTES είναι το **Type4e** από τις βιβλιοθήκες του TRNSYS. Το συγκεκριμένο μοντέλο περιέχει τροποποιήσεις για διαστρωμάτωση στο εσωτερικό της δεξαμενής. Η γεωμετρία της δεξαμενής και οι θέσεις εξόδου των παροχών προς το ηλιακό πεδίο (σημείο 4) και προς το κτήριο (σημείο 5) επιλέχθηκαν όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4.5 Μοντέλο του UTES

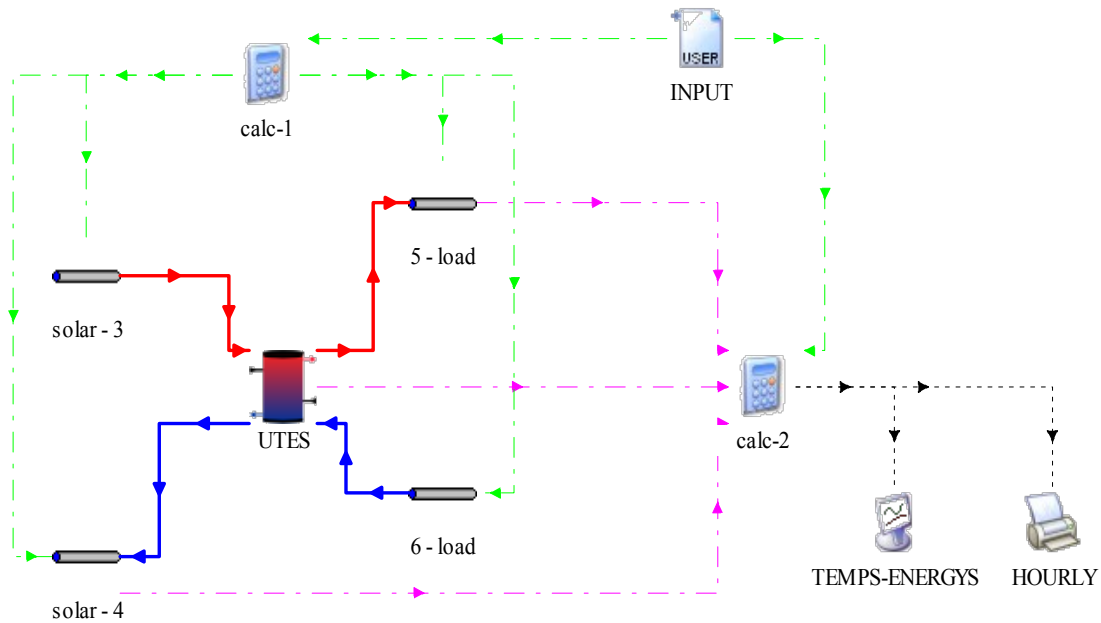
## Παράμετροι μοντέλου UTES (Type4e)

- **Όγκος δεξαμενής (tank volume):** 58 m<sup>3</sup>
- **Ειδική θερμοχωρητικότητα υγρού (fluid specific heat):** για νερό είναι 4.19 kJ/kg.K
- **Πυκνότητα υγρού (fluid density):** για νερό είναι 983 kg/ m<sup>3</sup>
- **Συντελεστής απωλειών δεξαμενής (tank loss coefficient):** 3W/m<sup>2</sup>.K το οποίο υπολογίστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο
- **Αριθμός θερμοκρασιακών επιπέδων (nodes):** Στην παράμετρο αυτή δηλώνεται ο αριθμός των θερμοκρασιακών επιπέδων που θα χωρίζεται η δεξαμενή. Στην περίπτωσή μας είναι 5 με σκοπό την σύγκρισή τους με τις μετρήσεις θερμοκρασίας (T20,T21,T22,T23,T24) στα 5 διαφορετικά ύψη της δεξαμενής όπως φαίνεται στο σχήμα 5.5.
- **Ύψος θερμοκρασιακού επιπέδου (height of node-i):** Στην παράμετρο αυτή δηλώνεται το ύψος του κάθε θερμοκρασιακού επιπέδου. Στην περίπτωσή μας, μετά από πολλές διαφοροποιήσεις με σκοπό την καλύτερη δυνατή προσέγγιση στις μετρήσεις, με i=1 κορυφή (top) και i=5 πυθμένας (bottom), δηλώθηκαν ως εξής: node-1=0.5m, node-2=1.2m, node-3=1.2m, node-4=1.2m, node-5=0.5m
- **Θερμοκρασιακό επίπεδο εισαγωγής της παροχής από τη θερμή πηγή (entering node for hot-source flow):** Στην περίπτωσή μας, μετά από δοκιμές, επιλέχθηκε το θερμοκρασιακό επίπεδο 3 για τις επιστροφές του ηλιακού πεδίου αφού προσεγγίζει ιδανικότερα τη λειτουργία του διαστρωματωτή (stratifier) της δεξαμενής, όπως φαίνεται στο σχήμα 5.5.
- **Θερμοκρασιακό επίπεδο εισαγωγής της παροχής από την κρύα πλευρά (entering node for cold-side flow):** Στην περίπτωσή μας, μετά από δοκιμές, επιλέχθηκε το θερμοκρασιακό επίπεδο 4 για τις επιστροφές του κτηρίου αφού προσεγγίζει ιδανικότερα τη λειτουργία του διαστρωματωτή (stratifier) της δεξαμενής, όπως φαίνεται στο σχήμα 5.5.

Πριν από τη διεξαγωγή της προσομοίωσης, απαιτείται η εισαγωγή της αρχικής θερμοκρασίας όλων των θερμοκρασιακών επιπέδων της δεξαμενής.

## Σωληνώσεις

Το μοντέλο που επιλέχθηκε για τις σωληνώσεις είναι το **Type709** από τις βιβλιοθήκες του TRNSYS. Το μοντέλο αυτό περιέχει παραμέτρους για τοποθέτηση μόνωσης, όπως πάχος και συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας μονωτικού υλικού.



Σχήμα 4.4 Μοντέλο κυκλώματος UTES

### 4.3 ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΜΕΣΩ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

Για την αξιολόγηση των μοντέλων θα συγκριθούν τα υπολογιστικά αποτελέσματα των προσομοιώσεων (simulation) με τις αντίστοιχες μετρήσεις (measurements). Οι συγκρίσεις θα γίνουν με όρους ροής ενέργειας. Η αξιολόγηση των μοντέλων θα βασιστεί σε μετρήσεις που έχουν ληφθεί επί των πλήστων το έτος 2012. Τέλος, η επικύρωση των μοντέλων θα γίνει με βάση το ποσοστό απόκλισης των αποτελεσμάτων τους από τις αντίστοιχες μετρήσεις, με όριο αποδοχής  $\pm 10\%$ .

#### 4.3.1 ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΗΛΙΑΚΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ

Τα δεδομένα εισόδου στο μοντέλο του ηλιακού κυκλώματος είναι τα εξής:

1. **Tamb**:Θερμοκρασία περιβάλλοντος
2. **T4**:Θερμοκρασία νερού παροχής προς το ηλιακό πεδίο
3. **m\_sol**:Ρυθμός ροής νερού παροχής προς το ηλιακό πεδίο
4. **Irr**:Ισχύς ηλιακής ακτινοβολίας

Το αποτέλεσμα εξόδου του μοντέλου του ηλιακού κυκλώματος είναι η θερμοκρασία του νερού επιστροφής από το ηλιακό πεδίο  $T3_s$ , η οποία συγκρίνεται με την αντίστοιχη μέτρηση  $T3_m$  σε όρους ροής ενέργειας. Αυτό επιτυγχάνεται με τις παρακάτω σχέσεις:



$$Q = \dot{m} \times Cp \times \Delta T \text{ (ισχύς)} \quad (55)$$

$$Q_{sol\_m} = \dot{m}_{sol} \times Cp \times (T3\_m - T4) \quad (56)$$

$$Q_{sol\_s} = \dot{m}_{sol} \times Cp \times (T3\_s - T4) \quad (57)$$

Με ολοκλήρωση της σχέσης ισχύος ως προς το χρόνο υπολογίζεται η συνολική ενέργεια του χρονικού διαστήματος ολοκλήρωσης:

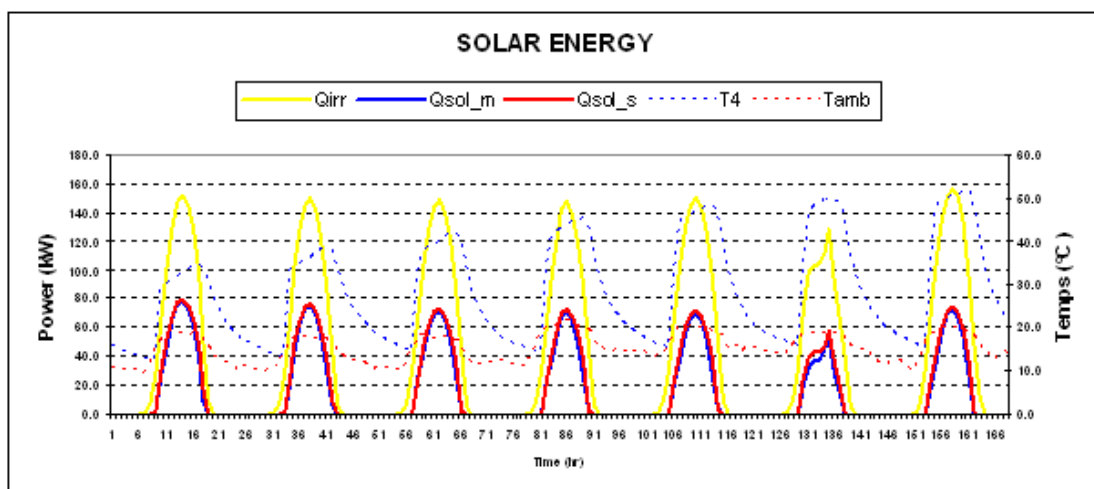
$$E = \int_{t_{initial}}^{t_{final}} Q dt = \int_{t_{initial}}^{t_{final}} (\dot{m} \times Cp \times \Delta T) dt \text{ (ενέργεια)} \quad (58)$$

Για την εξακρίβωση της αποτελεσματικής ανταπόκρισης του μοντέλου του ηλιακού κυκλώματος, πραγματοποιήθηκε μεγάλος αριθμός προσομοιώσεων. Οι προσομοιώσεις αυτές είχαν σαν παραμέτρους τα εξής:

- **Χρονική στιγμή δεδομένων προσομοίωσης:** Διαφοροποίηση στη θερμοκρασία και στο ρυθμό ροής του νερού παροχής προς το ηλιακό πεδίο στις τέσσερις εποχές του χρόνου.
- **Χρονικό διάστημα προσομοίωσης:** Μέρα , εβδομάδα, μήνας.
- **Ηλιοφάνεια:** Σε επίπεδο μέρας καθαρή ή συννεφιασμένη.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα κάποιων ενδεικτικών προσομοιώσεων:

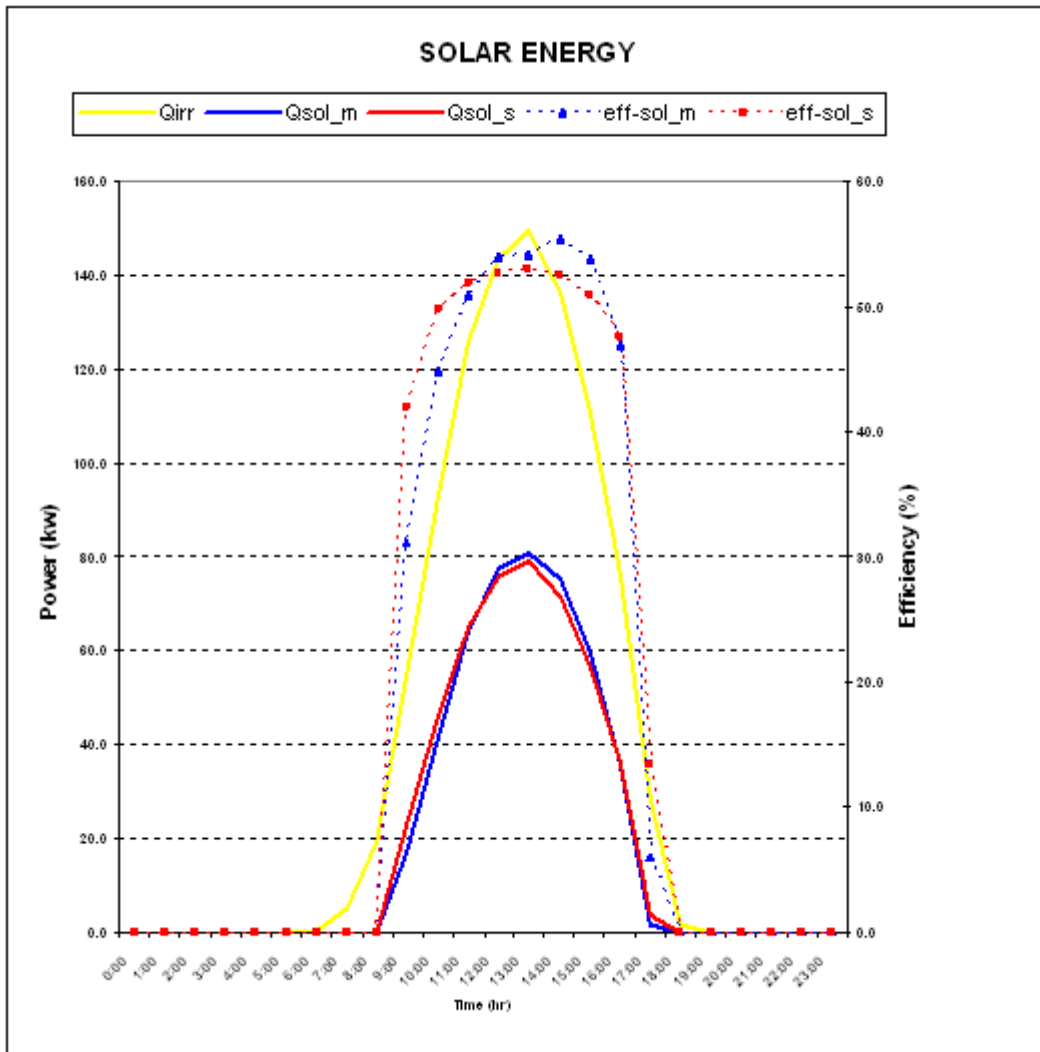
#### ➤ Εβδομάδα



Διάγραμμα 4.1 Εβδομαδιαία ηλιακή ισχύς

Η προσπίπτουσα ακτινοβολία στο σύνολο της επιφάνειας των συλλεκτών υπολογίστηκε  $E_{irr} = 7155 \text{ kWh}$  και η κερδισμένη ηλιακή ενέργεια, συμπεριλαμβάνοντας τις απώλειες των σωληνώσεων,  $E_{sol\_m} = 2799 \text{ kWh}$ . Η απόδοση του ηλιακού πεδίου ανέρχεται σε  $eff\text{-}sol\_m = 39.1 \%$ . Το αποτέλεσμα της προσομοίωσης για το ίδιο διάστημα είναι  $E_{sol\_s} = 3049 \text{ kWh}$  με απόδοση  $eff\text{-}sol\_s = 42.6 \%$ . Η προσομοίωση καταλήγει σε 8.9% μεγαλύτερο αποτέλεσμα από τις μετρήσεις.

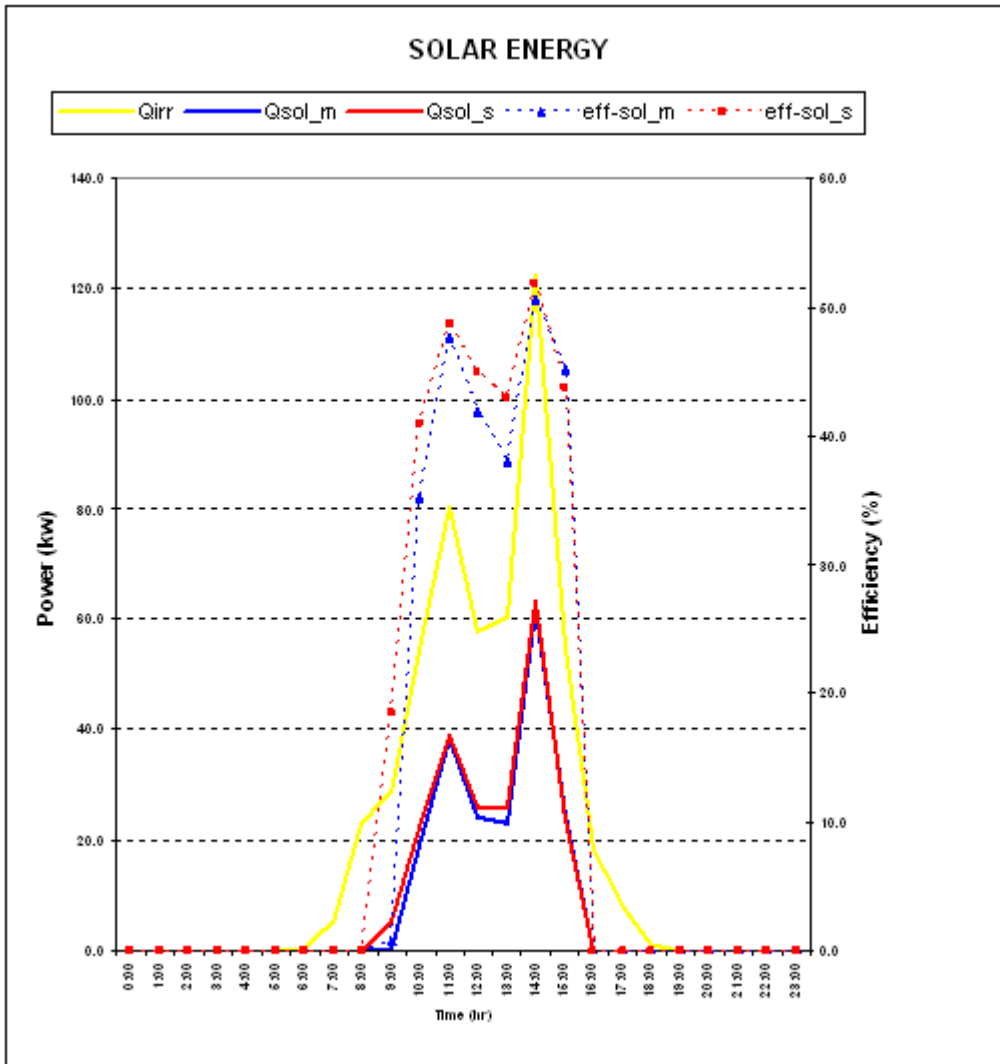
➤ **Καθαρή ημέρα**



**Διάγραμμα 4.2 Ημερήσια ηλιακή ισχύς καθαρής ημέρας**

Η προσπίπτουσα ακτινοβολία στο σύνολο της επιφάνειας των συλλεκτών υπολογίστηκε  $E_{irr} = 946.1 \text{ kWh}$  και η κερδισμένη ηλιακή ενέργεια, συμπεριλαμβάνοντας τις απώλειες των σωληνώσεων,  $E_{sol\_m} = 453.9 \text{ kWh}$ . Η απόδοση του ηλιακού πεδίου ανέρχεται σε  $eff\text{-}sol\_m = 48\%$ . Το αποτέλεσμα της προσομοίωσης για το ίδιο διάστημα είναι  $E_{sol\_s} = 457.5 \text{ kWh}$  με απόδοση  $eff\text{-}sol\_s = 48.4 \%$ . Η προσομοίωση καταλήγει σε 0.8 % μεγαλύτερο αποτέλεσμα από τις μετρήσεις.

➤ Συννεφιασμένη μέρα



**Διάγραμμα 4.3 Ημερήσια ηλιακή ισχύς συννεφιασμένης ημέρας**

Η προσπίπτουσα ακτινοβολία στο σύνολο της επιφάνειας των συλλεκτών υπολογίστηκε  $E_{irr} = 517$  kWh και η κερδισμένη ηλιακή ενέργεια, συμπεριλαμβάνοντας τις απώλειες των σωληνώσεων,  $E_{sol\_m} = 191.6$  kWh. Η απόδοση του ηλιακού πεδίου ανέρχεται σε  $eff\_sol\_m = 37.1$  %. Το αποτέλεσμα της προσομοίωσης για το ίδιο διάστημα είναι  $E_{sol\_s} = 206.2$  kWh με απόδοση  $eff\_sol\_s = 39.9$  %. Η προσομοίωση καταλήγει σε 7.6 % μεγαλύτερο αποτέλεσμα από τις μετρήσεις.

### 4.3.2 ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ UTES

Τα δεδομένα εισόδου στο μοντέλο του κυκλώματος του UTES είναι τα εξής:

1. **Tamb:**Θερμοκρασία περιβάλλοντος
2. **Tsoil:** Θερμοκρασία εδάφους
3. **m\_sol:** Ρυθμός ροής του νερού επιστροφής από το ηλιακό πεδίο
4. **T3:**Θερμοκρασία του νερού επιστροφής από το ηλιακό πεδίο
5. **m\_load:** Ρυθμός ροής του νερού επιστροφής από το κτίριο
6. **T6:**Θερμοκρασία του νερού επιστροφής από το κτίριο

Τα αποτελέσματα εξόδου του μοντέλου του κυκλώματος του UTES είναι η θερμοκρασία του νερού παροχής προς το ηλιακό πεδίο  $T4_s$  και η θερμοκρασία του νερού παροχής προς το κτίριο  $T5_s$ , οι οποίες συγκρίνονται με τις αντίστοιχες μετρήσεις  $T4_m$  και  $T5_m$  σε όρους ροής ενέργειας.

$$Q_{sol\_m} = \dot{m}_{sol} \times Cp \times (T3 - T4\_m) \quad (59)$$

$$Q_{sol\_s} = \dot{m}_{sol} \times Cp \times (T3 - T4\_s) \quad (60)$$

$$Q_{load\_m} = \dot{m}_{load} \times Cp \times (T5\_m - T6) \quad (61)$$

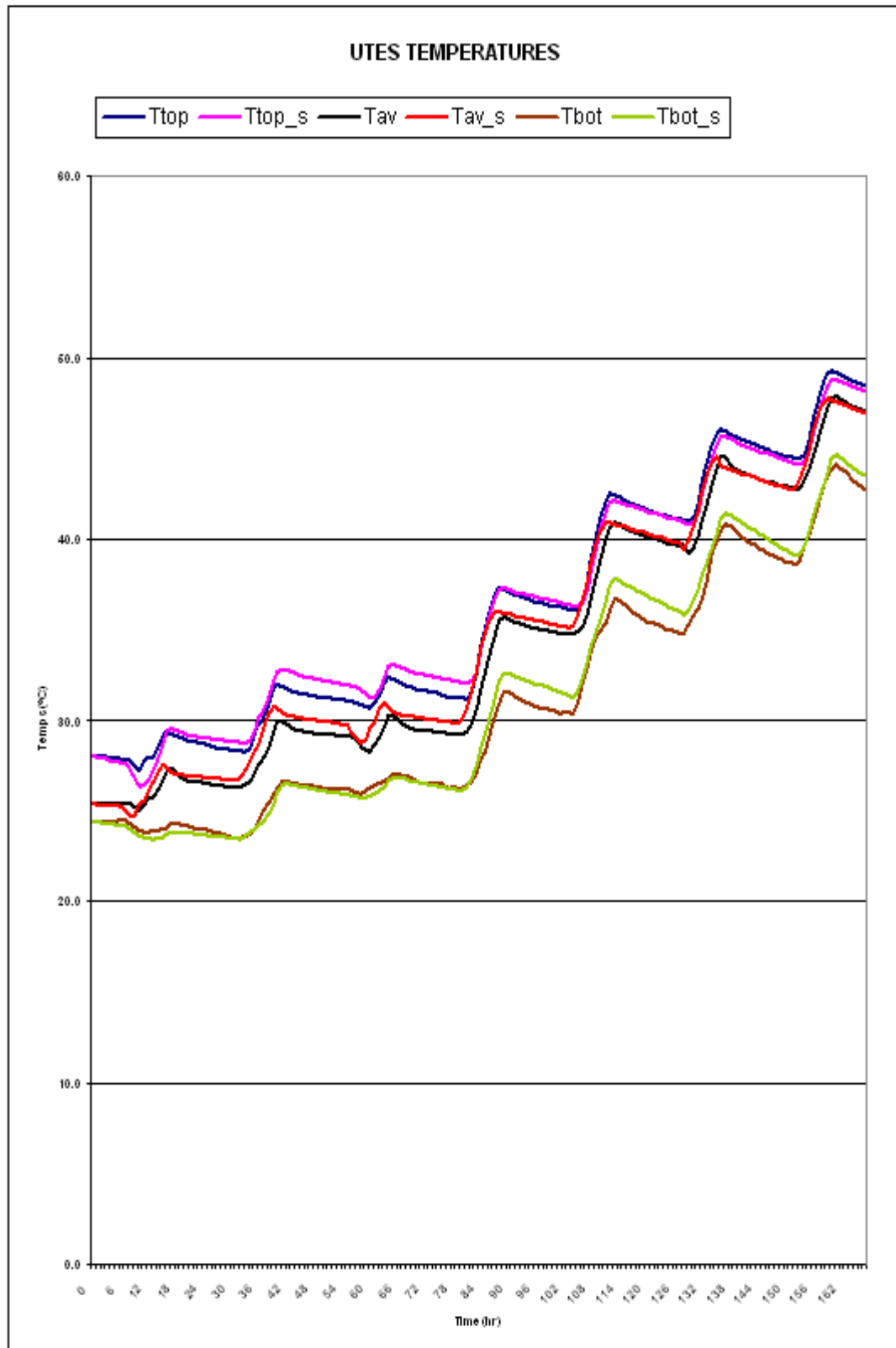
$$Q_{load\_s} = \dot{m}_{load} \times Cp \times (T5\_s - T6) \quad (62)$$

Όπως αναφέρθηκε νωρίτερα, με ολοκλήρωση της σχέσης ισχύος ως προς το χρόνο βρίσκεται η συνολική ενέργεια του χρονικού διαστήματος ολοκλήρωσης.

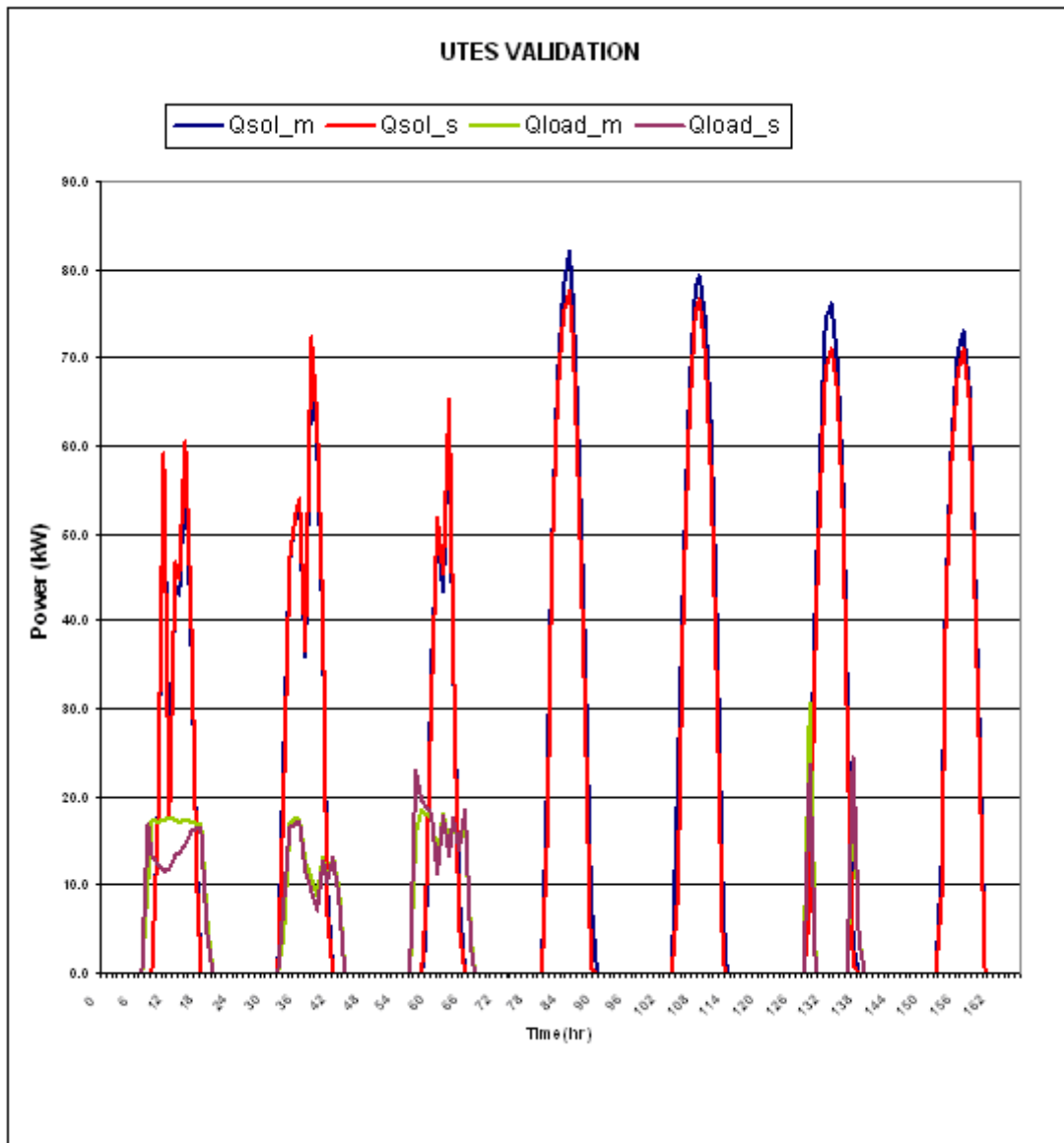
Οι προσομοιώσεις του μοντέλου του κυκλώματος του UTES πραγματοποιήθηκαν σύμφωνα με τις ακόλουθες παραμέτρους:

- **Χρονικό διάστημα προσομοίωσης:** Τουλάχιστον εβδομάδα ώστε να υπάρχει χρόνος για τη διαμόρφωση των θερμοκρασιακών επιπέδων της δεξαμενής
- **Φόρτιση/Εκφόρτιση UTES:** Διαστήματα μόνο φόρτισης στα οποία δεν υπήρχε φορτίο ζήτησης από το κτίριο (άνοιξη,φθινόπωρο) και διαστήματα φόρτισης/εκφόρτισης (χειμώνας,καλοκαίρι)

Στα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα προσομοίωσης για χρονικό διάστημα μιας εβδομάδας με φόρτιση και εκφόρτιση της δεξαμενής.



Διάγραμμα 4.4 Θερμοκρασιακά επίπεδα δεξαμενής



**Διάγραμμα 4.5 Ισχύς φόρτισης - εκφόρτισης**

Για τη διαδικασία φόρτισης του UTES μετρήθηκε η κερδισμένη ηλιακή ενέργεια  $E_{sol\_m} = 2710$  kWh. Το αποτέλεσμα της προσομοίωσης για το ίδιο διάστημα είναι  $E_{sol\_s} = 2606$  kWh, με τη διαφορά τους να ανέρχεται σε -3.9 %.

Για τη διαδικασία εκφόρτισης του UTES μετρήθηκε η παρεχόμενη ενέργεια για την κάλυψη των φορτίων του κτηρίου  $E_{load\_m} = 550$  kWh. Το αποτέλεσμα της προσομοίωσης για το ίδιο διάστημα είναι  $E_{load\_s} = 516$  kWh, με τη διαφορά τους να ανέρχεται σε -6.1%.

## 5. ΗΛΙΑΚΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ

Στο παρόν κεφάλαιο πραγματοποιείται η ανάπτυξη του μοντέλου προσομοίωσης του ηλιακού συστήματος. Το κύκλωμα του ηλιακού συστήματος απαρτίζεται από δύο υποκύκλωμα, τα οποία είναι τα ακόλουθα:

- 1) Κύκλωμα ηλιακού πεδίου - υπεδαφικής δεξαμενής
- 2) Κύκλωμα υπεδαφικής δεξαμενής – κτηρίου

Όσον αφορά το κύκλωμα ηλιακού πεδίου - υπεδαφικής δεξαμενής έχει πραγματοποιηθεί η επικύρωση των μοντέλων που θα χρησιμοποιηθούν για την προσομοίωση (κεφ.4).

Όσον αφορά το κύκλωμα υπεδαφικής δεξαμενής – κτηρίου, χρειάστηκε να κάνουμε δύο παραδοχές για την υλοποίηση της προσομοίωσής του. Η πρώτη παραδοχή είναι ότι για το μοντέλο του κτηρίου που εξετάζουμε δε χρησιμοποιήθηκε το **TRNBuild**, διότι δεν υπήρχαν οι απαιτούμενες πειραματικές μετρήσεις, ώστε να μπορεί να πραγματοποιηθεί η ασφαλής επικύρωση του μοντέλου. Για το λόγο αυτό το μοντέλο του κτηρίου αντικαταστάθηκε από ένα αρχείο εισαγωγής δεδομένων, το οποίο περιέχει τα θερμικά και τα ψυκτικά φορτία του κτηρίου καταγεγραμμένα ανά ώρα. Η δεύτερη παραδοχή αφορά το θερμικό ψύκτη, ο οποίος αποτελείται από τρία κυκλώματα (κεφ.2), τα οποία απαιτούν μεγάλο όγκο πειραματικών μετρήσεων για μια ασφαλή επικύρωση του μοντέλου του. Στο υποκεφάλαιο (5.2), διευκρινίζεται ο τρόπος εισαγωγής του θερμικού ψύκτη στο μοντέλο προσομοίωσης.

Ο όγκος των πειραματικών μετρήσεων που έπρεπε να ληφθούν, ώστε να αποφευχθούν αυτές οι δύο παραδοχές, δεν εξετάζεται στην παρούσα διπλωματική εργασία.

### 5.1 ΚΥΚΛΩΜΑ ΗΛΙΑΚΟΥ ΠΕΔΙΟΥ - ΥΠΕΔΑΦΙΚΗΣ ΔΕΞΑΜΕΝΗΣ

Το κύκλωμα αποτελείται από το ηλιακό πεδίο, τη δεξαμενή, την αντλία και δύο διαφορικούς ελεγκτές, ένα για λειτουργία της αντλίας και ένα για τη λειτουργία της ανακύκλωσης.

#### ➤ Ηλιακό πεδίο

Το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε είναι αυτό το οποίο επικυρώθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Το μοντέλο **type 109 – TMY2 ‘Weather data’**, παρέχει τα απαραίτητα μετεωρολογικά δεδομένα, δηλαδή την ολική ακτινοβολία και τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Επίσης, στο μοντέλο καιρού επιλέγεται η κλίση των συλλεκτών στις 30° και η γωνία αζιμούθιου στις 26°, όπως είναι η πραγματική τους τοποθέτηση.

➤ Υπεδαφική δεξαμενή

Το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε είναι αυτό το οποίο επικυρώθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Ο συντελεστής απωλειών της δεξαμενής, όπως προαναφέρθηκε, επιλέγεται στα  $3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ . Η τιμή του συντελεστή απωλειών σύμφωνα με τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά της δεξαμενής και των μονώσεων της υπολογίζεται στα  $0.3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .

➤ Αντλία

Το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε είναι μονής ταχύτητας. Η επιλογή του ρυθμού ροής καθορίζεται από το μέγεθος του ηλιακού πεδίου. Μια σχετική μικρή τιμή ( $< 2000 \text{ kg/h}$ ), θα οδηγούσε σε ανεπιθύμητα μεγάλες διαφορές θερμοκρασιών εισόδου-εξόδου στις περιόδους με υψηλές ακτινοβολίες, με αποτέλεσμα τη μείωση της απόδοσης του ηλιακού πεδίου. Από την άλλη πλευρά, μια σχετική μεγάλη τιμή ( $> 6000 \text{ kg/h}$ ), θα οδήγούσε σε μεγάλο αριθμό κύκλων on/off της αντλίας σε περιόδους με χαμηλές ακτινοβολίες, με αποτέλεσμα τη φθορά της αντλίας. Η τιμή που επιλέχθηκε είναι τα  $3500 \text{ kg/h}$ .

➤ Διαφορικός ελεγκτής αντλίας

Από τη συσκευή αυτή καθορίζεται η λειτουργία της αντλίας. Ουσιαστικά η συσκευή λαμβάνει ανά τακτά χρονικά διαστήματα ως δεδομένα εισόδου, τη θερμοκρασία εισόδου ( $T_{in\_solar}$ ) και εξόδου ( $T_{out\_solar}$ ) του ηλιακού πεδίου, αλλά και την πρότερη κατάσταση της αντλίας on/off.

Μετά την επεξεργασία τους παράγει σαν έξοδο σήμα  $\gamma$  (0 ή 1) το οποίο στέλνεται στην αντλία.

Όταν το σήμα εισόδου είναι  $\gamma=0$  τότε αν:

$T_{out\_solar} - T_{in\_solar} > 3$  , το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=1$  (τίθεται σε λειτουργία η αντλία)

$T_{out\_solar} - T_{in\_solar} < 3$  , το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=0$  (παραμένει ανενεργή η αντλία)

Όταν το σήμα εισόδου είναι  $\gamma=1$  τότε αν:

$T_{out\_solar} - T_{in\_solar} > 1$  , το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=1$  (παραμένει ενεργή η αντλία)

$T_{out\_solar} - T_{in\_solar} < 1$  , το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=0$  (απενεργοποιείται η αντλία)



➤ Διαφορικός ελεγκτής ανακύκλωσης

Από τη συσκευή αυτή καθορίζεται η λειτουργία της ανακύκλωσης μέσω μιας μηχανοκίνητης βαλβίδας. Η συσκευή λαμβάνει σα δεδομένα εισόδου, τη θερμοκρασία εισόδου στη βαλβίδα ( $T_{in\_div}$ ), τη θερμοκρασία πυθμένα της δεξαμενής ( $T_{bot\_utes}$ ) και την πρότερη κατάσταση της βαλβίδας.

Όταν το σήμα εισόδου είναι  $\gamma=0$  τότε αν:

$T_{in\_div} - T_{bot\_utes} > 7$  το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=1$  ( αλλαγή από ανακύκλωση σε δεξαμενή)

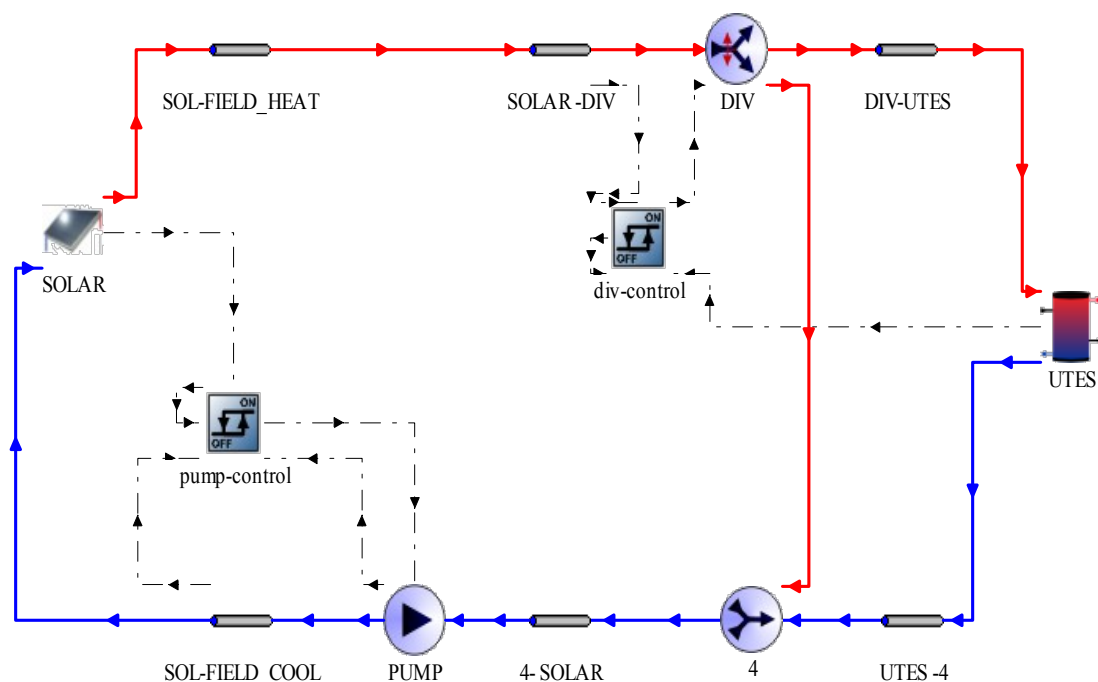
$T_{in\_div} - T_{bot\_utes} < 7$  το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=0$  ( παραμονή σε ανακύκλωση)

Όταν το σήμα εισόδου είναι  $\gamma=1$  τότε αν:

$T_{in\_div} - T_{bot\_utes} > 1$  το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=1$  ( παραμονή σε δεξαμενή)

$T_{in\_div} - T_{bot\_utes} < 1$  το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=0$  ( αλλαγή από δεξαμενή σε ανακύκλωση)

Παρακάτω φαίνεται το σχήμα του κυκλώματος ηλιακού πεδίου - υπεδαφικής δεξαμενής που προέρχεται από το πρόγραμμα TRNSYS.



Σχήμα 5.1 Μοντέλο κυκλώματος ηλιακού πεδίου - υπεδαφικής δεξαμενής

## 5.2 ΚΥΚΛΩΜΑ ΥΠΕΛΔΑΦΙΚΗΣ ΔΕΞΑΜΕΝΗΣ - ΚΤΗΡΙΟΥ

Το κύκλωμα αποτελείται από τη δεξαμενή, το κτήριο, τη βοηθητική μονάδα θέρμανσης με το διαφορικό ελεγκτή της και δύο θερμοστατικές βαλβίδες ανάμιξης.

### ➤ Κτήριο

Το κτήριο αναπαριστάται ως ένα αρχείο εισαγωγής δεδομένων (Load control), το οποίο περιέχει καταγεγραμμένα ανά ώρα τα θερμικά και ψυκτικά φορτία του κτηρίου κατά τη διάρκεια ενός έτους (8760 h). Αυτή η επιλογή μας οδηγεί στην παραδοχή ότι η απαιτούμενη ισχύς για την κάλυψη των φορτίων θα έχει μια σταθερή τιμή κατά τη διάρκεια κάθε ώρας, κάτι το οποίο πρακτικά δε συμβαίνει.

### ➤ Βοηθητική μονάδα θέρμανσης

Στο μοντέλο του καυστήρα 'aux\_heater' επιλέχθηκε συντελεστής απόδοσης 0.7 και μέγιστη ισχύς 18 kW. Η θερμοκρασία εξόδου είναι 45°C για λειτουργία θέρμανσης και 65°C για λειτουργία ψύξης.

### ➤ Διαφορικός ελεγκτής βοηθητικής μονάδας θέρμανσης

Από τη συσκευή αυτή καθορίζεται η λειτουργία του καυστήρα. Λαμβάνει δεδομένα εισόδου τη θερμοκρασία λειτουργίας της εγκατάστασης ( $T_{mode}$  θέρμανση 45°C ή ψύξη 65°C), τη θερμοκρασία εισόδου στον καυστήρα ( $T_{in\_aux}$ ) και την πρότερη κατάσταση του καυστήρα on /off.

Όταν το σήμα εισόδου είναι  $\gamma=0$  τότε αν:

$T_{mode} - T_{in\_aux} > 0$  , το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=1$  (τίθεται σε λειτουργία ο καυστήρας)

$T_{mode} - T_{in\_aux} < 0$  , το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=0$  (παραμένει ανενεργός ο καυστήρας)

Όταν το σήμα εισόδου είναι  $\gamma=1$  τότε αν:

$T_{mode} - T_{in\_aux} > 0$  , το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=1$  (παραμένει ενεργός ο καυστήρας)

$T_{mode} - T_{in\_aux} < 0$  , το σήμα εξόδου είναι  $\gamma=0$  (απενεργοποιείται ο καυστήρας)

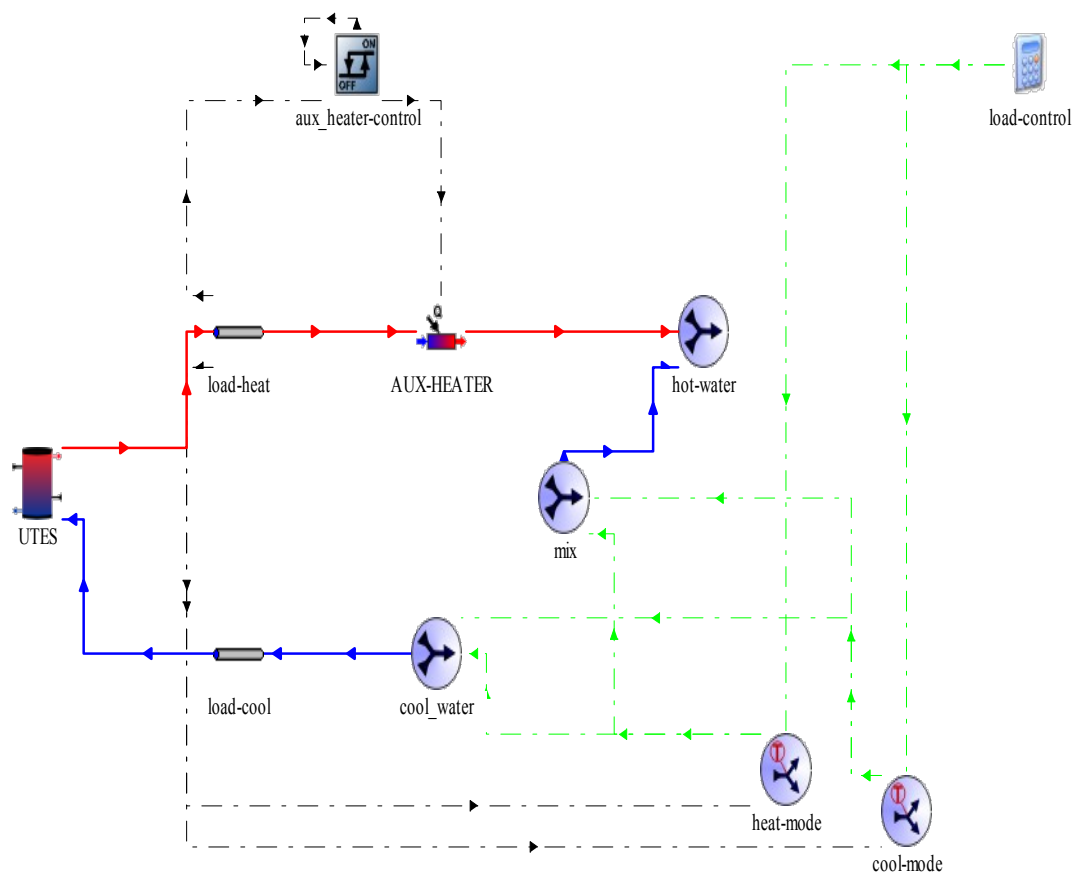
### ➤ Θερμοστατικές βαλβίδες ανάμιξης

Το συγκεκριμένο μοντέλο λαμβάνει σα δεδομένα εισόδου τη θερμοκρασία λειτουργίας της εγκατάστασης ( $T_{mode}$  θέρμανση  $45^{\circ}\text{C}$  ή ψύξη  $65^{\circ}\text{C}$ ), τη θερμοκρασία επιστροφής ( $T_{out\_build}$  ή  $T_{out\_chiller}$ ) και τη θερμοκρασία εισόδου στον καυστήρα ( $T_{in\_aux}$ ).

Όταν  $T_{in\_aux} - T_{mode} < 0$  (λειτουργεί ο καυστήρας), η επιστροφή καταλήγει εξ ολοκλήρου στη δεξαμενή.

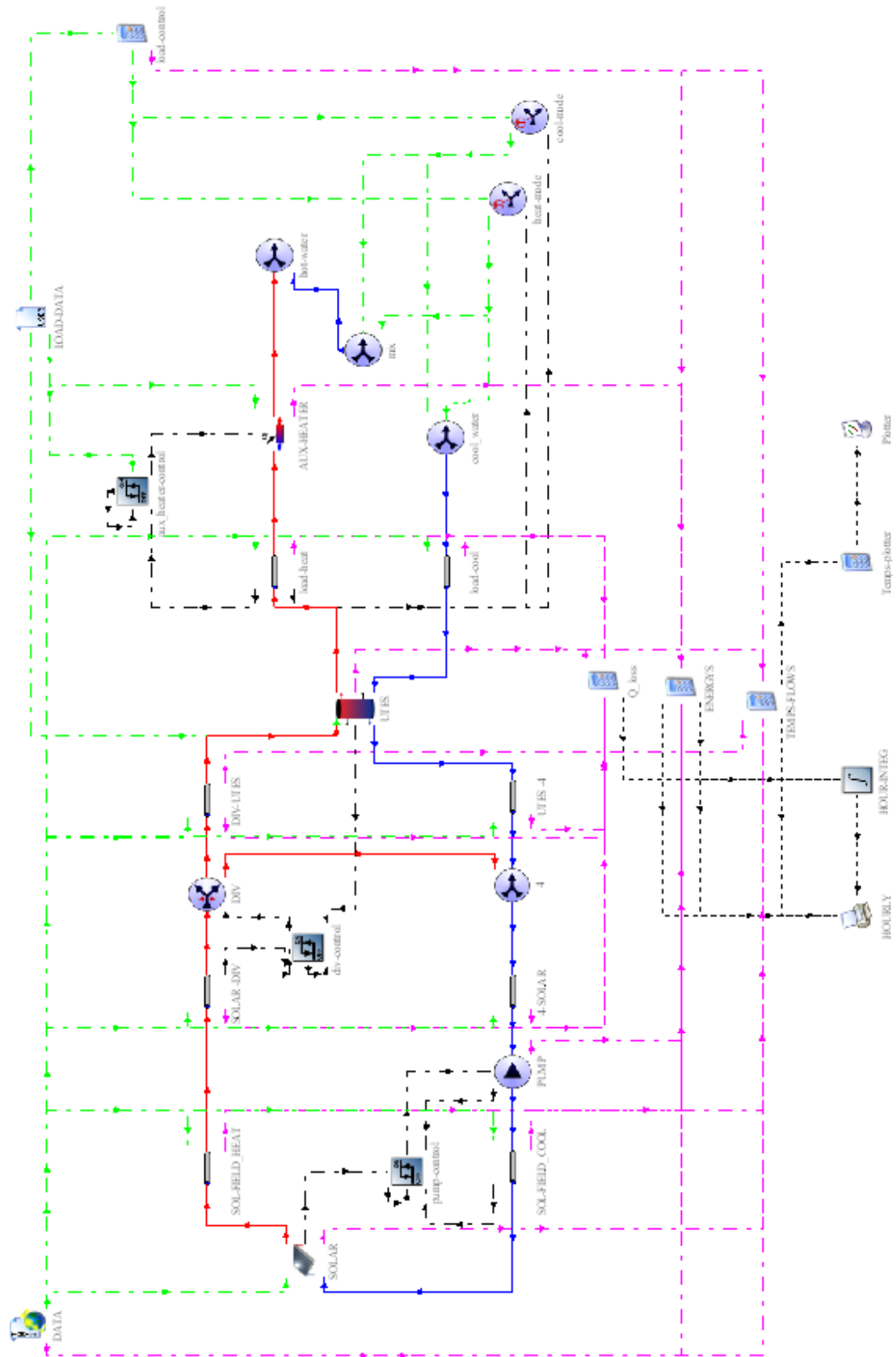
Όταν  $T_{in\_aux} - T_{mode} > 0$  (δεν λειτουργεί ο καυστήρας), ένα ποσοστό της επιστροφής αναμιγνύεται με το υπόλοιπο ποσοστό τροφοδοσίας από τη δεξαμενή, ώστε να επιτευχθεί η θερμοκρασία λειτουργίας της εγκατάστασης.

- ✓ Λειτουργία θέρμανσης: Η τροφοδοσία ζεστού νερού  $45^{\circ}\text{C}$  πραγματοποιείται άμεσα στα fan coils για την κάλυψη του θερμικού φορτίου.
- ✓ Λειτουργία ψύξης: Η τροφοδοσία ζεστού νερού  $65^{\circ}\text{C}$  πραγματοποιείται στο chiller, το οποίο με τη σειρά του με απόδοση 60% παράγει κρύο νερό  $7^{\circ}\text{C}$  για την τροφοδοσία των fan coils και την κάλυψη του ψυκτικού φορτίου.



Σχήμα 5.2 Μοντέλο κυκλώματος υπεδαφικής δεξαμενής - κτηρίου





Σχήμα 5.4 Μοντέλο ηλιακού συστήματος με τα μοντέλα εξαγωγής δεδομένων και διαγραμμάτων

### 5.3 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΕΩΝ

Στο παρόν υποκεφάλαιο παρουσιάζονται αναλυτικά τα αποτελέσματα των δύο προσομοιώσεων της λειτουργίας της ηλιακής εγκατάστασης, οι οποίες έλαβαν χώρα στα πλαίσια της παρούσας εργασίας.

1. Η πρώτη προσομοίωση πραγματοποιήθηκε με στόχο να δείξει τη λειτουργία της ηλιακής εγκατάστασης κατά το χρονικό διάστημα λήψεως των πειραματικών μετρήσεων. Για αυτόν το λόγο, ο συντελεστής θερμικών απωλειών της δεξαμενής, μια βασική παράμετρος του μοντέλου της, επιλέγεται στην τιμή που εξάγεται από την ανάλυση των πειραματικών μετρήσεων (**3 W/m<sup>2</sup> K**).
2. Η δεύτερη προσομοίωση πραγματοποιήθηκε με στόχο να δείξει την ιδανική λειτουργία της ηλιακής εγκατάστασης. Σε αυτήν την περίπτωση, ο συντελεστής θερμικών απωλειών της δεξαμενής επιλέγεται στην τιμή που εξάγεται από τον θεωρητικό υπολογισμό του, σύμφωνα με τα τεχνικά χαρακτηριστικά της δεξαμενής και των μονώσεων που την περιβάλλουν (**0.3 W/m<sup>2</sup> K**).

Οι δύο προσομοιώσεις πραγματοποιήθηκαν για χρονικό διάστημα ενός ημερολογιακού έτους.

Παρακάτω παρουσιάζονται οι εξισώσεις των σημαντικότερων συντελεστών και βαθμών απόδοσης της λειτουργίας του ηλιακού συστήματος.

#### ➤ SOLAR LOOP

$$Eff_{coll} = \frac{Esolar_{coll}}{Eirrad} \quad (63)$$

$$Eff_{field} = \frac{Esolar_{field}}{Eirrad} \quad (64)$$

$$Eff_{utes} = \frac{Esolar_{utes}}{Eirrad} \quad (65)$$

$$\eta_{loss} = \frac{Eloss_{pipes}}{Esolar_{field}} = \frac{Eloss_{pipes}}{Esolar_{utes} + Eloss_{pipes}} \quad (66)$$

➤ **UTES**

$$\eta_{_utes} = \frac{Eutes\_load}{Eutes\_solar} = \frac{Eutes\_solar - Eloss\_utes - \Delta Ein\_utes}{Eutes\_solar} \quad (67)$$

$$\eta_{_loss} = \frac{Eloss\_utes}{Eutes\_solar} \quad (68)$$

➤ **SOLAR FRACTION**

$$SF_{heat} = \frac{[Eload - Eload\_aux]_{heat}}{Eload_{heat}} = \frac{[Eload\_utes - Eloss\_pipes]_{heat}}{Eload_{heat}} \quad (69)$$

$$SF_{cool} = \frac{[Eload - Eload\_aux]_{cool}}{Eload_{cool}} = \frac{[Eload\_utes - Eloss\_pipes]_{cool}}{Eload_{cool}} \quad (70)$$

$$SF_{total} = \frac{Eload_{heat} + Eload_{cool} - Eload\_aux}{Eload_{heat} + Eload_{cool}} = \frac{Eload\_utes - Eloss\_pipes}{Eload_{heat} + Eload_{cool}} \quad (71)$$

$$\eta_{_loss} = \frac{Eloss\_pipes}{Eload\_utes} \quad (72)$$

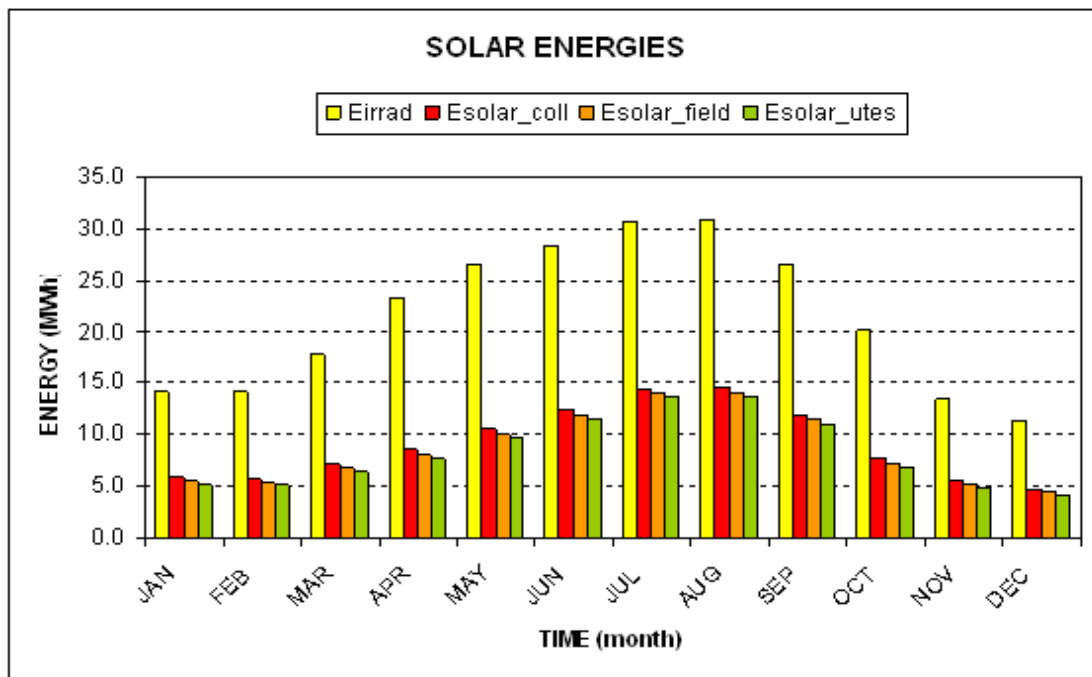
## 1η Περίπτωση

Επιφάνεια Συλλεκτών: 150m<sup>2</sup>

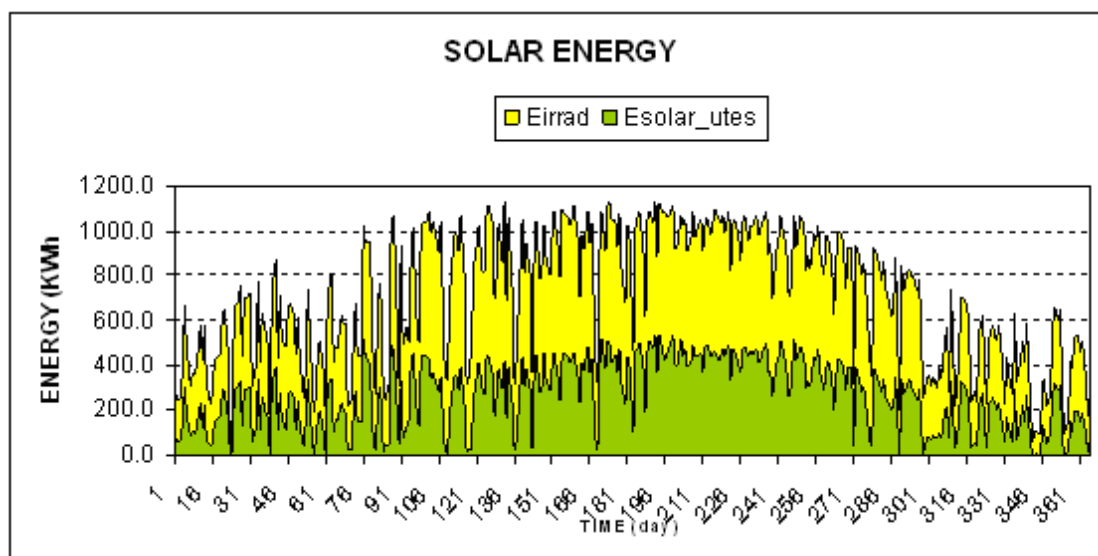
Όγκος Δεξαμενής: 58m<sup>3</sup>

Συντελεστής θερμικών απωλειών δεξαμενής: 3 W/m<sup>2</sup> K

Τοποθέτηση δεξαμενής : Υπεδαφική



Διάγραμμα 5.1 Ηλιακή ενέργεια

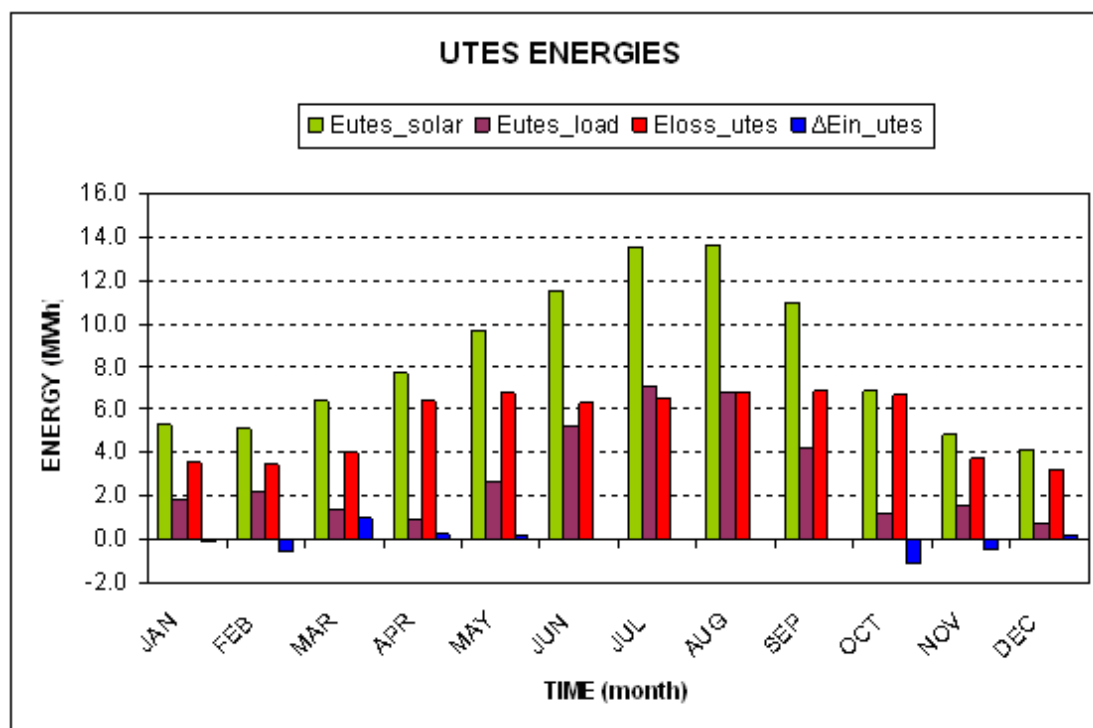


Διάγραμμα 5.2 Ηλιακή ενέργεια

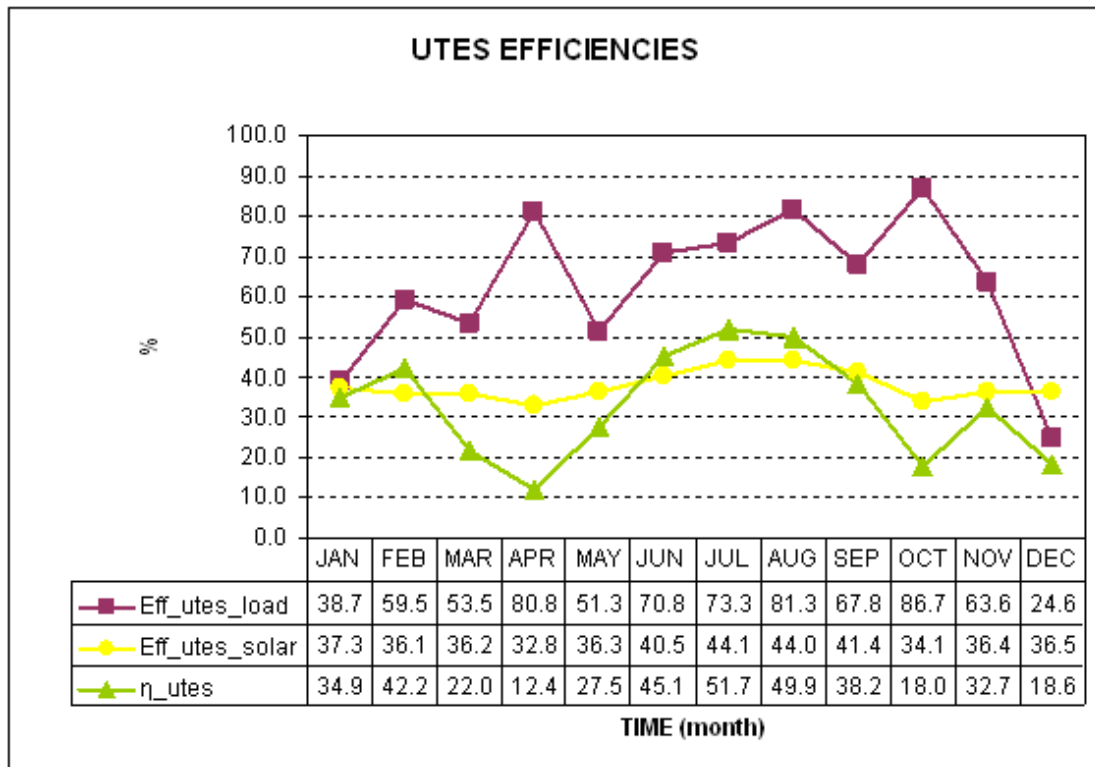


		ENERGIES									EFFICIENCIES			
MONTH	TIME	Eirrad		Esolar_coll		Esolar_field		Esolar_utes		Eloss_pipes	Eff_coll	Eff_field	Eff_utes	$\eta_{loss}$
	hr	MWh	kWh/m <sup>2</sup>	MWh	kWh/m <sup>2</sup>	MWh	kWh/m <sup>2</sup>	MWh	kWh/m <sup>2</sup>	MWh	%	%	%	%
JAN	744	14.2	94.4	5.9	39.3	5.6	37.1	5.3	35.2	0.29	41.6	39.3	37.3	5.2
FEB	1416	14.2	94.5	5.7	38.2	5.4	36.0	5.1	34.1	0.29	40.4	38.1	36.1	5.3
MAR	2160	17.7	118.3	7.2	47.7	6.8	45.1	6.4	42.8	0.35	40.3	38.1	36.2	5.1
APR	2880	23.3	155.5	8.7	57.7	8.1	54.1	7.6	51.0	0.46	37.1	34.8	32.8	5.7
MAY	3624	26.6	177.4	10.7	71.1	10.1	67.5	9.7	64.3	0.47	40.1	38.0	36.3	4.6
JUN	4344	28.4	189.2	12.4	82.8	11.9	79.5	11.5	76.7	0.43	43.8	42.0	40.5	3.6
JUL	5088	30.8	205.0	14.4	96.2	14.0	93.1	13.6	90.4	0.41	46.9	45.4	44.1	2.9
AUG	5832	30.9	205.9	14.5	96.7	14.0	93.5	13.6	90.7	0.42	46.9	45.4	44.0	3.0
SEP	6552	26.6	177.2	11.9	79.3	11.4	76.1	11.0	73.4	0.42	44.7	43.0	41.4	3.7
OCT	7296	20.0	133.5	7.7	51.3	7.2	48.2	6.8	45.5	0.41	38.5	36.1	34.1	5.7
NOV	8016	13.4	89.5	5.5	36.5	5.2	34.5	4.9	32.6	0.28	40.8	38.5	36.4	5.4
DEC	8760	11.4	76.0	4.7	31.2	4.4	29.4	4.2	27.7	0.24	41.0	38.6	36.5	5.5
<b>TOTAL</b>		<b>257.5</b>	<b>1716.3</b>	<b>109.2</b>	<b>728.0</b>	<b>104.1</b>	<b>694.1</b>	<b>99.7</b>	<b>664.3</b>	<b>4.47</b>	<b>42.4</b>	<b>40.4</b>	<b>38.7</b>	<b>4.3</b>

Πίνακας 5.1 Ηλιακή ενέργεια



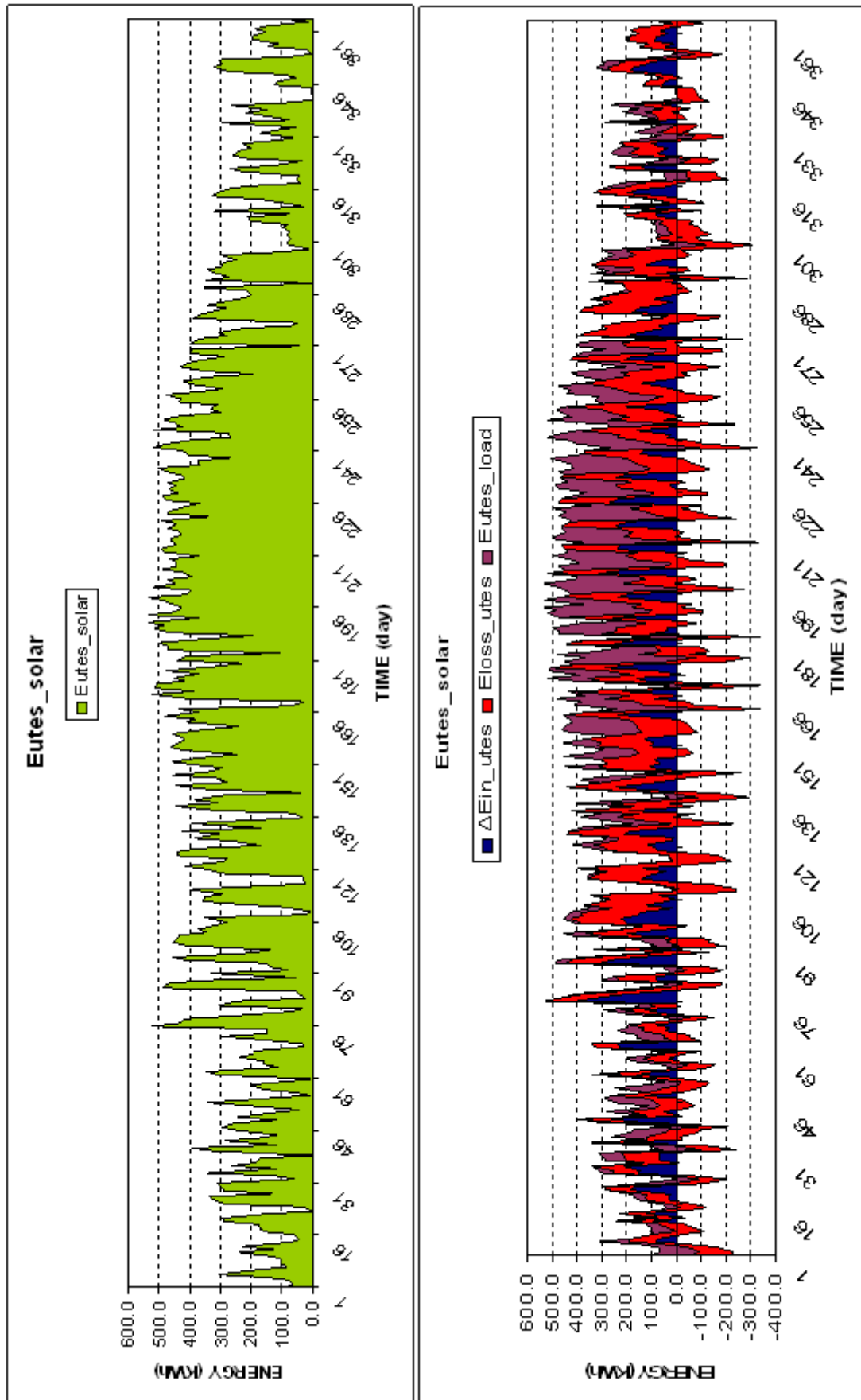
Διάγραμμα 5.3 Ενεργειακό ισοζύγιο του UTES



**Διάγραμμα 5.4** Ενεργειακή απόδοση του UTES

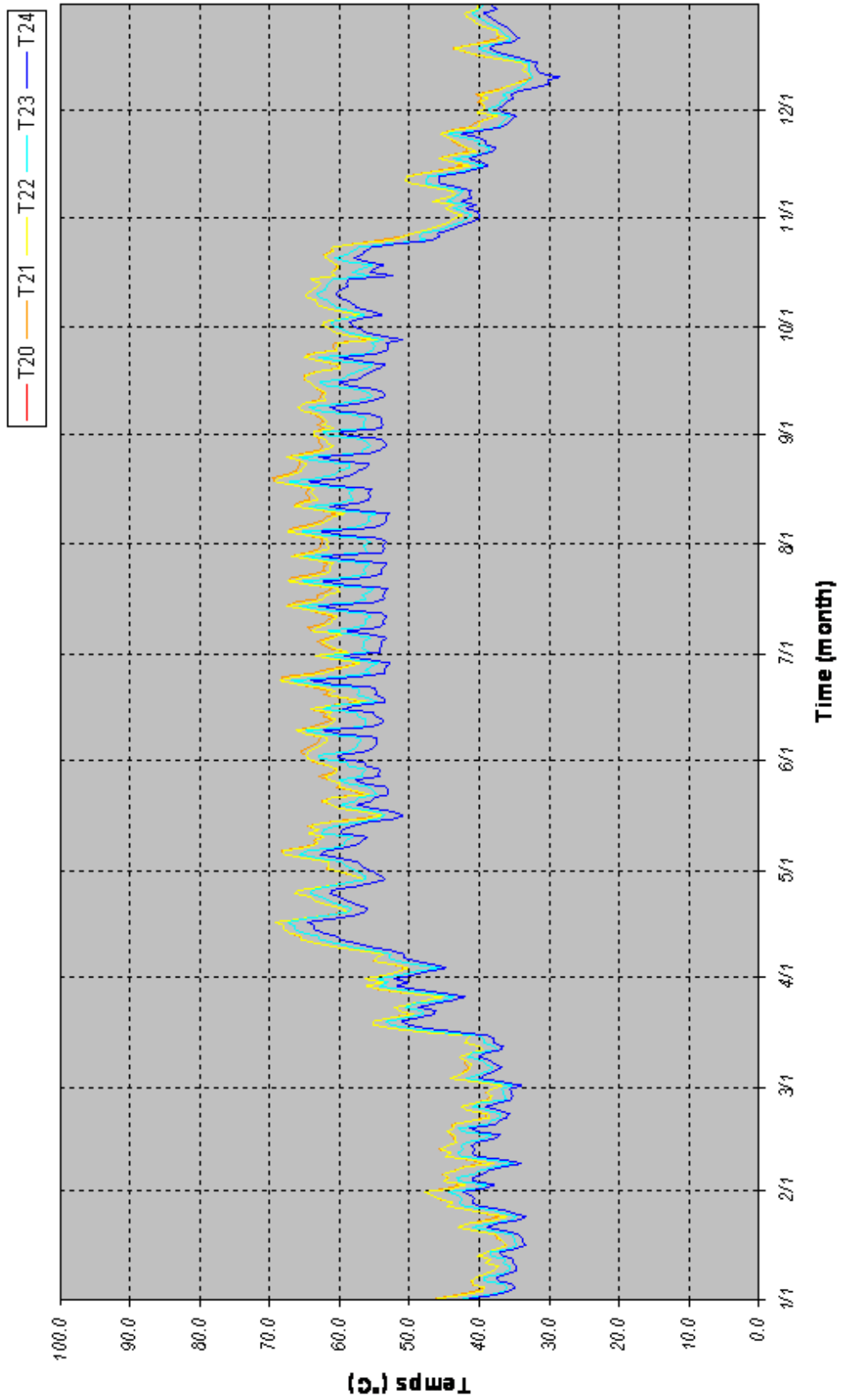
		ENERGIES				EFFICIENCIES	
MONTH	TIME	Eutes_solar	Eutes_load	ΔEin_utes	Eloss_utes	η_utes	η_loss
	hr	MWh	MWh	MWh	MWh	%	%
JAN	744	5.3	1.8	-0.11	3.6	34.9	67.2
FEB	1416	5.1	2.2	-0.56	3.5	42.2	68.7
MAR	2160	6.4	1.4	1.01	4.0	22.0	62.2
APR	2880	7.6	0.9	0.26	6.4	12.4	84.2
MAY	3624	9.7	2.7	0.20	6.8	27.5	70.4
JUN	4344	11.5	5.2	-0.04	6.4	45.1	55.3
JUL	5088	13.6	7.0	0.01	6.5	51.7	48.2
AUG	5832	13.6	6.8	0.02	6.8	49.9	50.0
SEP	6552	11.0	4.2	-0.03	6.8	38.2	62.1
OCT	7296	6.8	1.2	-1.06	6.6	18.0	97.5
NOV	8016	4.9	1.6	-0.47	3.8	32.7	76.8
DEC	8760	4.2	0.8	0.21	3.2	18.6	76.5
<b>TOTAL</b>		<b>99.65</b>	<b>35.79</b>	<b>-0.55</b>	<b>64.41</b>	<b>35.9</b>	<b>64.6</b>

**Πίνακας 5.2** Ενεργειακή απόδοση δεξαμενής

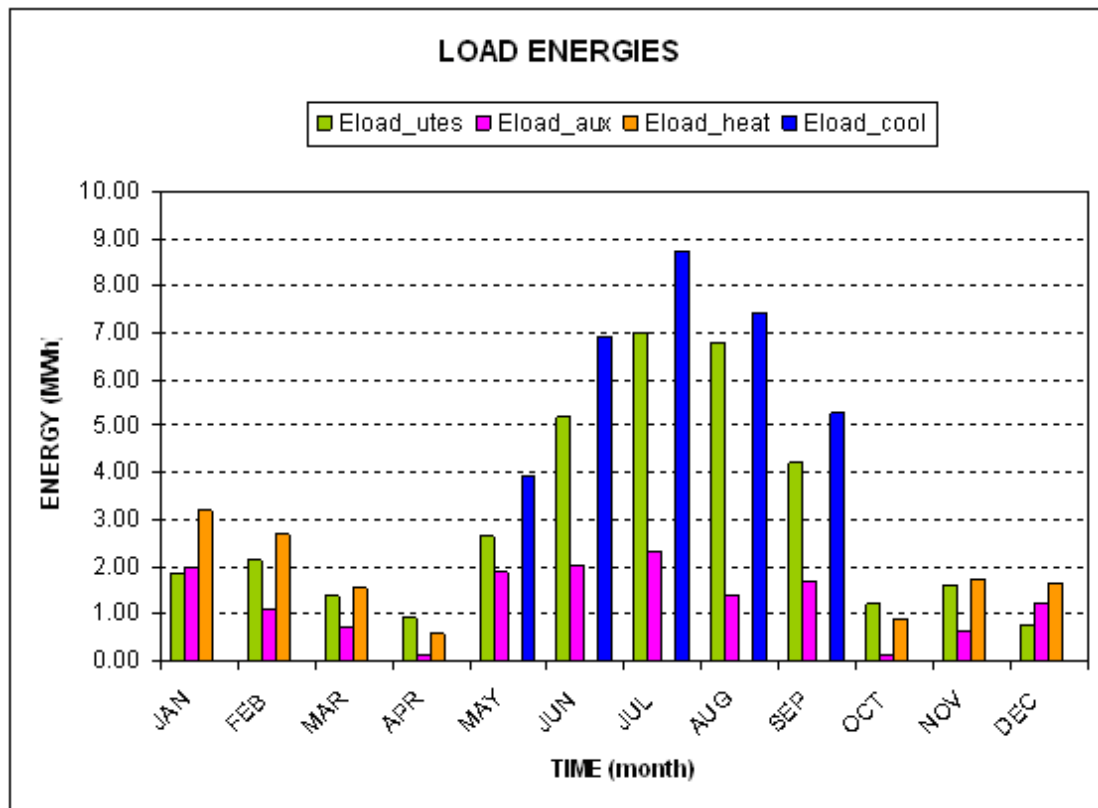


Διάγραμμα 5.5 Ετήσιες απολαβές ηλιακής ενέργειας του UTES

## UTES TEMPERATURES



Διάγραμμα 5.6 Ετήσια θερμοκρασιακά επίπεδα του UTES



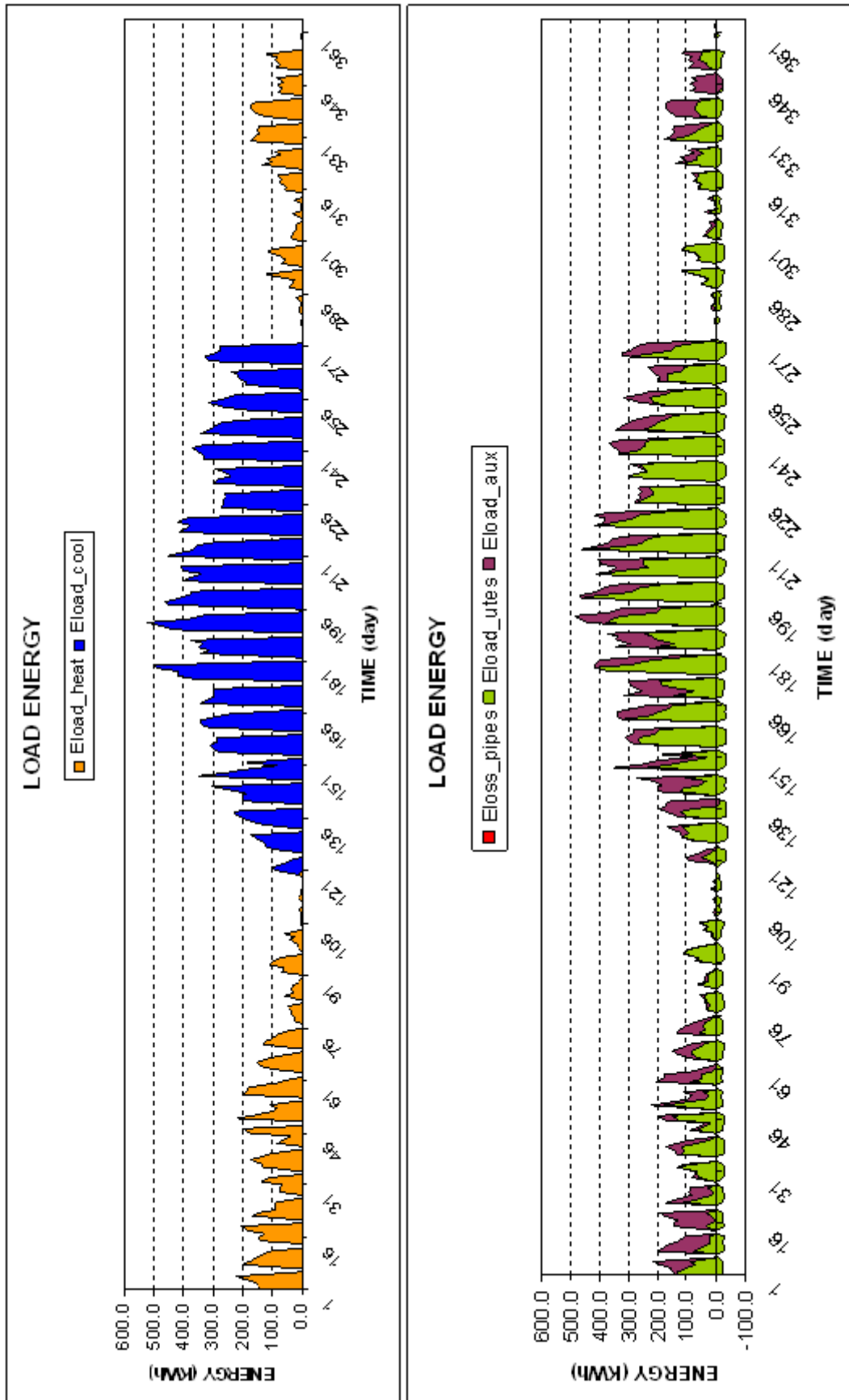
Διάγραμμα 5.7 Ενεργειακά φορτία κτηρίου

		ENERGIES									
		heat			cool			loss	total		
MONTH	TIME	Eload	Eload_utes	Eload_aux	Eload	Eload_utes	Eload_aux	Eloss_pipes	Eload	Eload_utes	Eload_aux
	hr	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh
JAN	744	3.22	1.84	1.97				0.64	3.22	1.84	1.97
FEB	1416	2.72	2.16	1.10				0.57	2.72	2.16	1.10
MAR	2160	1.55	1.41	0.72				0.60	1.55	1.41	0.72
APR	2880	0.61	0.95	0.12				0.45	0.61	0.95	0.12
MAY	3624				3.91	2.65	1.90	0.85	3.91	2.65	1.90
JUN	4344				6.92	5.18	2.02	0.73	6.92	5.18	2.02
JUL	5088				8.73	7.01	2.33	0.70	8.73	7.01	2.33
AUG	5832				7.44	6.79	1.39	0.76	7.44	6.79	1.39
SEP	6552				5.26	4.20	1.69	0.72	5.26	4.20	1.69
OCT	7296	0.87	1.23	0.12				0.46	0.87	1.23	0.12
NOV	8016	1.73	1.60	0.63				0.50	1.73	1.60	0.63
DEC	8760	1.65	0.77	1.24				0.38	1.65	0.77	1.24
<b>TOTAL</b>		<b>12.35</b>	<b>9.96</b>	<b>5.90</b>	<b>32.26</b>	<b>25.83</b>	<b>9.34</b>	<b>7.37</b>	<b>44.60</b>	<b>35.79</b>	<b>15.24</b>

Πίνακας 5.3 Ενεργειακά φορτία κτηρίου

		EFFICIENCIES			
		heat	cool	loss	total
MONTH	TIME	SFheat	SFcool	$\eta$ loss	SFtotal
	hr	%	%	%	%
JAN	744	38.7		34.9	38.7
FEB	1416	59.5		26.4	59.5
MAR	2160	53.5		42.3	53.5
APR	2880	80.8		47.4	80.8
MAY	3624		51.3	32.2	51.3
JUN	4344		70.8	14.0	70.8
JUL	5088		73.3	10.0	73.3
AUG	5832		81.3	11.2	81.3
SEP	6552		67.8	17.2	67.8
OCT	7296	86.7		37.8	86.7
NOV	8016	63.6		31.4	63.6
DEC	8760	24.6		49.6	24.6
TOTAL		52.2	71.1	20.6	65.8

Πίνακας 5.4 Βαθμοί απόδοσης εγκατάστασης



Διάγραμμα 5.8 Ετήσια ενεργειακά φορτία κτηρίου

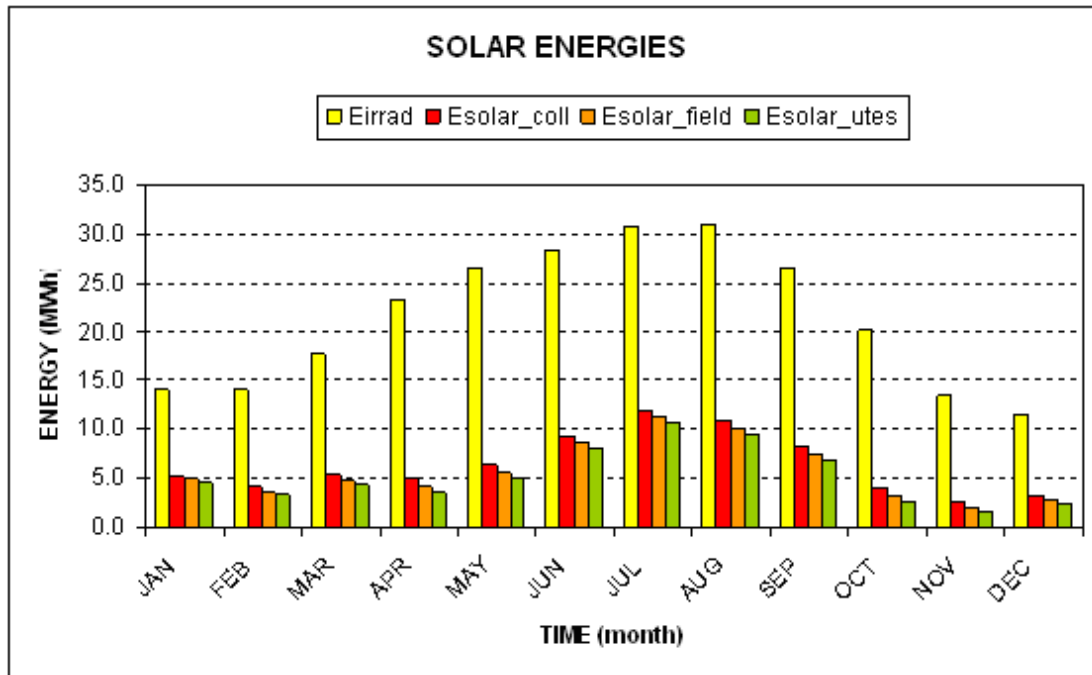
## 2η Περίπτωση

Επιφάνεια Συλλεκτών: 150m<sup>2</sup>

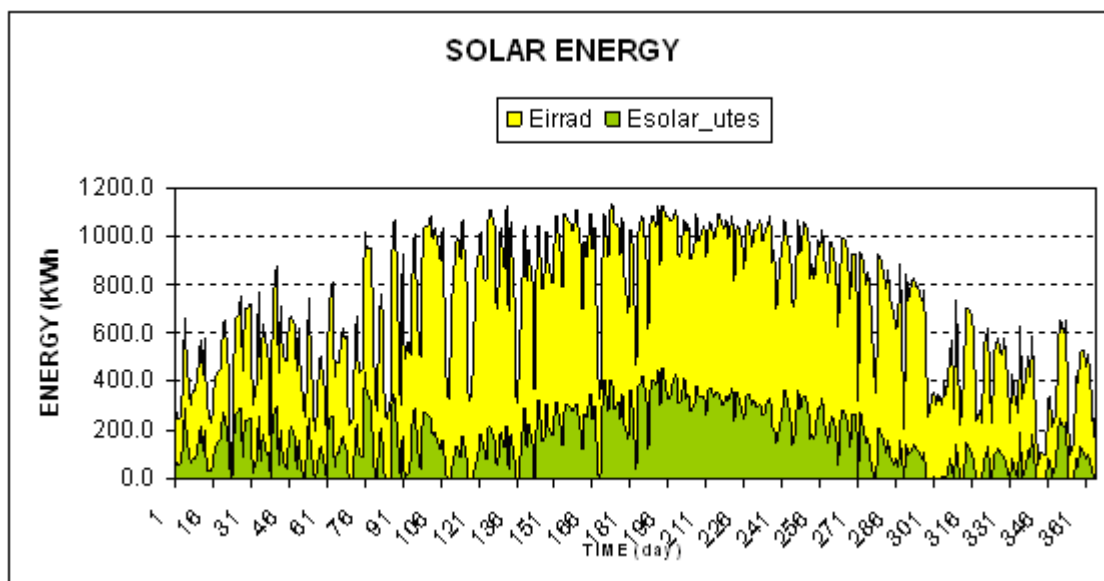
Όγκος Δεξαμενής: 58m<sup>3</sup>

Συντελεστής θερμικών απωλειών δεξαμενής: 0.3 W/m<sup>2</sup> K

Τοποθέτηση δεξαμενής : Υπεδαφική



Διάγραμμα 5.9 Ηλιακή ενέργεια

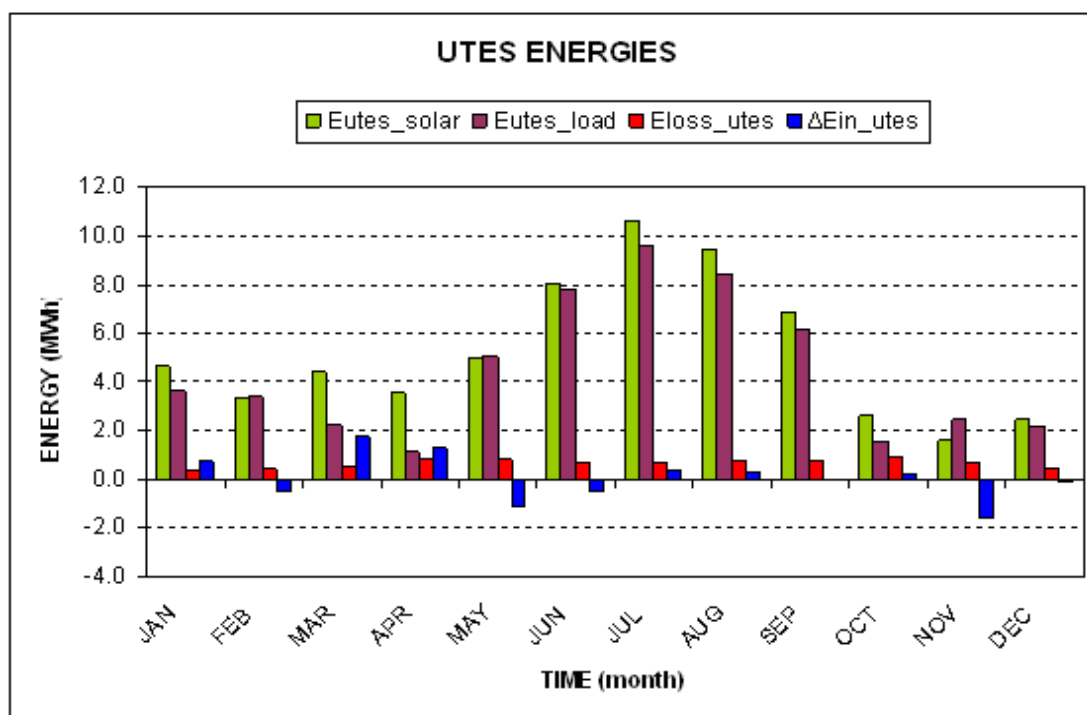


Διάγραμμα 5.10 Ηλιακή ενέργεια

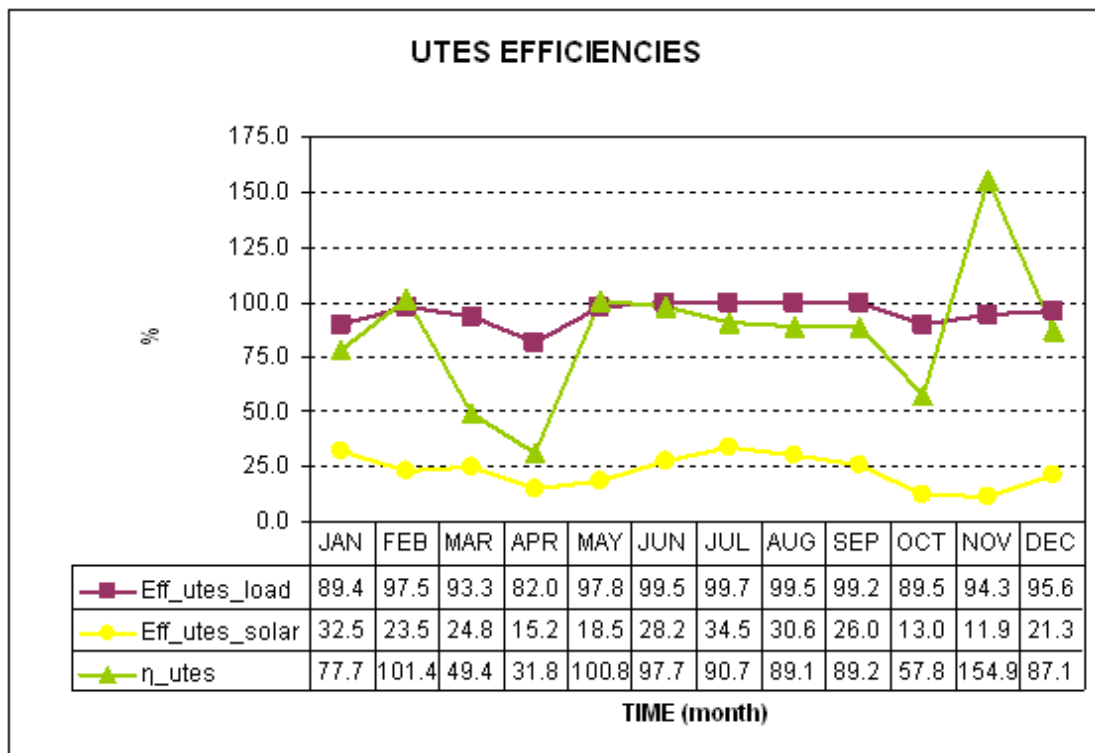


		ENERGIES								EFFICIENCIES				
MONTH	TIME	Eirrad		Esolar_coll		Esolar_field		Esolar_utes		Eloss_pipes	Eff_coll	Eff_field	Eff_utes	$\eta_{loss}$
	hr	MWh	KWh/m <sup>2</sup>	MWh	KWh/m <sup>2</sup>	MWh	KWh/m <sup>2</sup>	MWh	KWh/m <sup>2</sup>	MWh	%	%	%	%
JAN	744	14.2	94.4	5.3	35.3	4.9	32.9	4.6	30.7	0.33	37.4	34.8	32.5	6.7
FEB	1416	14.2	94.5	4.1	27.6	3.7	24.7	3.3	22.2	0.38	29.2	26.1	23.5	10.3
MAR	2160	17.7	118.3	5.4	35.8	4.8	32.3	4.4	29.3	0.44	30.3	27.3	24.8	9.2
APR	2880	23.3	155.5	4.9	32.9	4.2	27.7	3.5	23.6	0.63	21.1	17.8	15.2	15.0
MAY	3624	26.6	177.4	6.4	42.6	5.6	37.4	4.9	32.9	0.67	24.0	21.1	18.5	11.9
JUN	4344	28.4	189.2	9.3	61.9	8.6	57.3	8.0	53.4	0.59	32.7	30.3	28.2	6.9
JUL	5088	30.8	205.0	11.8	78.7	11.2	74.4	10.6	70.7	0.56	38.4	36.3	34.5	5.0
AUG	5832	30.9	205.9	10.8	72.0	10.1	67.2	9.5	63.1	0.63	35.0	32.7	30.6	6.2
SEP	6552	26.6	177.2	8.2	54.9	7.5	50.2	6.9	46.1	0.62	31.0	28.3	26.0	8.2
OCT	7296	20.0	133.5	3.9	26.2	3.2	21.4	2.6	17.4	0.61	19.6	16.1	13.0	19.0
NOV	8016	13.4	89.5	2.6	17.1	2.0	13.6	1.6	10.7	0.44	19.1	15.2	11.9	21.5
DEC	8760	11.4	76.0	3.2	21.0	2.8	18.4	2.4	16.2	0.33	27.7	24.3	21.3	12.0
<b>TOTAL</b>		<b>257.5</b>	<b>1716.3</b>	<b>75.9</b>	<b>506.0</b>	<b>68.6</b>	<b>457.7</b>	<b>62.4</b>	<b>416.2</b>	<b>6.22</b>	<b>29.5</b>	<b>26.7</b>	<b>24.2</b>	<b>9.1</b>

Πίνακας 5.5 Ηλιακή ενέργεια



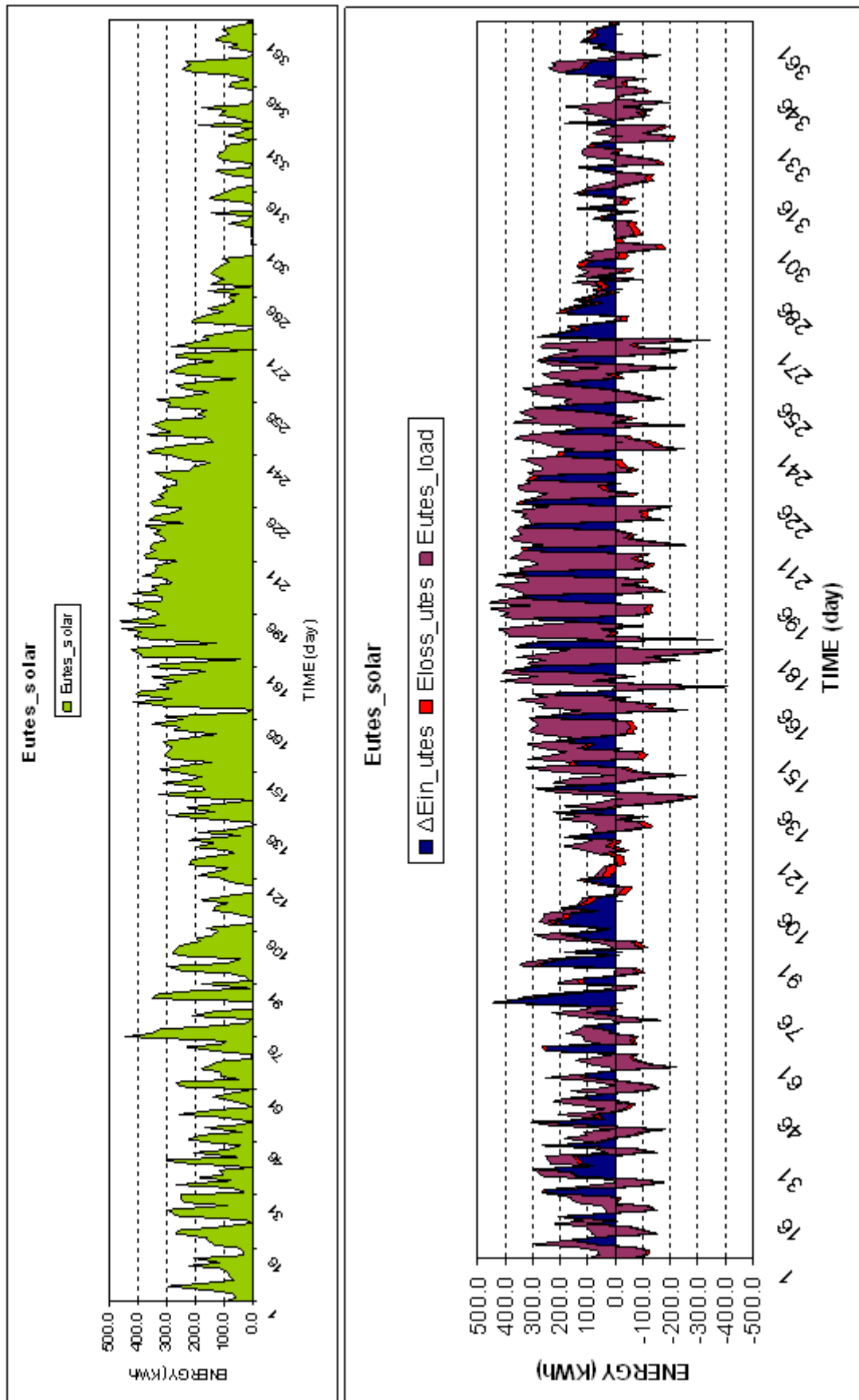
Διάγραμμα 5.11 Ενεργειακό ισοζύγιο του UTES



**Διάγραμμα 5.12 Ενεργειακή απόδοση του UTES**

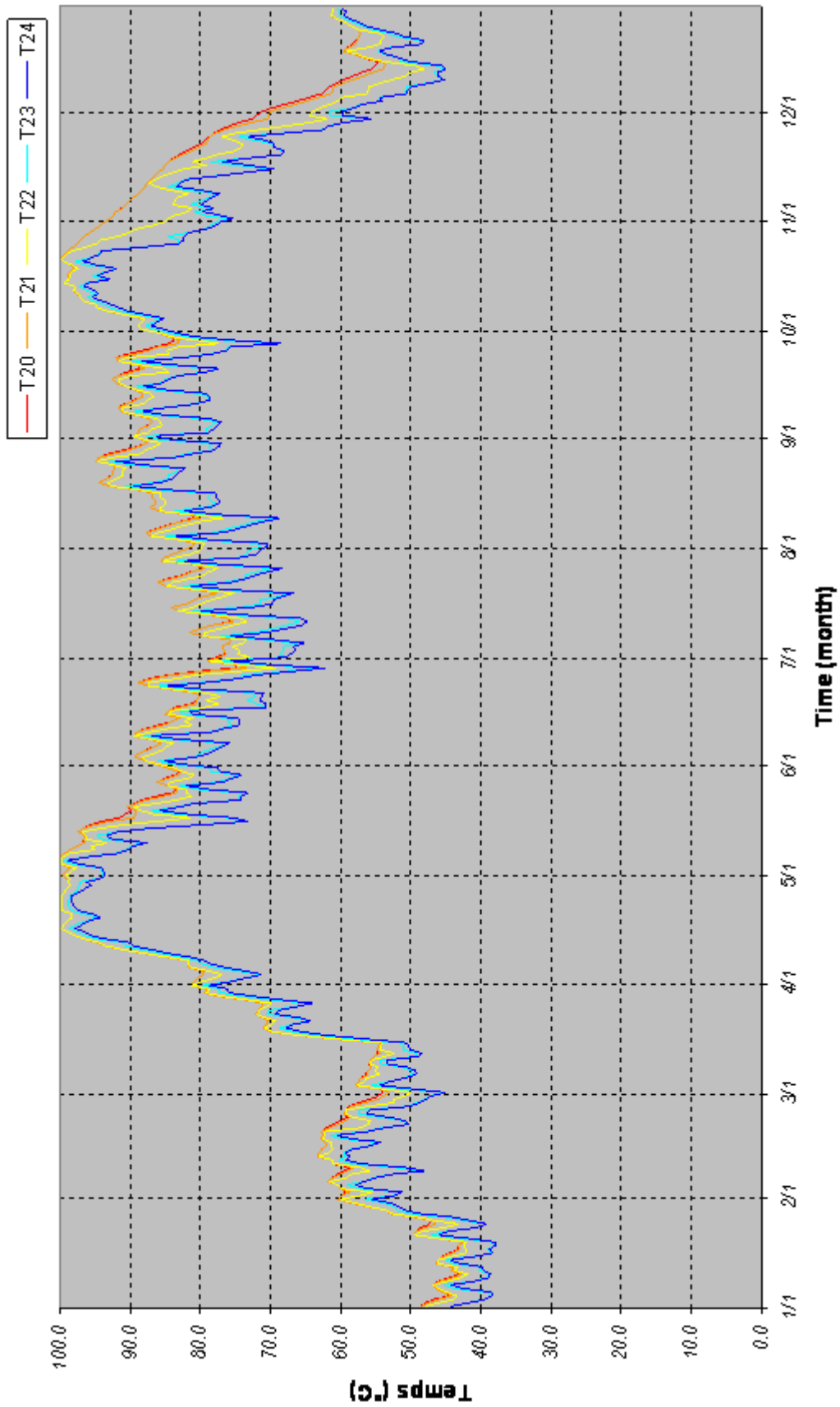
		ENERGIES				EFFICIENCIES	
MONTH	TIME	Eutes_solar	Eutes_load	ΔEin_utes	Eloss_utes	η_utes	η_loss
	hr	MWh	MWh	MWh	MWh	%	%
<b>JAN</b>	744	4.6	3.6	0.71	0.3	77.7	6.8
<b>FEB</b>	1416	3.3	3.4	-0.47	0.4	101.4	12.7
<b>MAR</b>	2160	4.4	2.2	1.76	0.5	49.4	10.6
<b>APR</b>	2880	3.5	1.1	1.32	0.8	31.8	23.1
<b>MAY</b>	3624	4.9	5.0	-1.13	0.8	100.8	16.8
<b>JUN</b>	4344	8.0	7.8	-0.49	0.7	97.7	8.4
<b>JUL</b>	5088	10.6	9.6	0.36	0.6	90.7	6.0
<b>AUG</b>	5832	9.5	8.4	0.30	0.7	89.1	7.7
<b>SEP</b>	6552	6.9	6.2	-0.01	0.8	89.2	11.0
<b>OCT</b>	7296	2.6	1.5	0.21	0.9	57.8	33.8
<b>NOV</b>	8016	1.6	2.5	-1.57	0.7	154.9	43.0
<b>DEC</b>	8760	2.4	2.1	-0.14	0.5	87.1	18.7
<b>TOTAL</b>		<b>62.42</b>	<b>53.37</b>	<b>0.85</b>	<b>7.66</b>	<b>85.5</b>	<b>12.3</b>

**Πίνακας 5.6 Ενεργειακή απόδοση δεξαμενής**

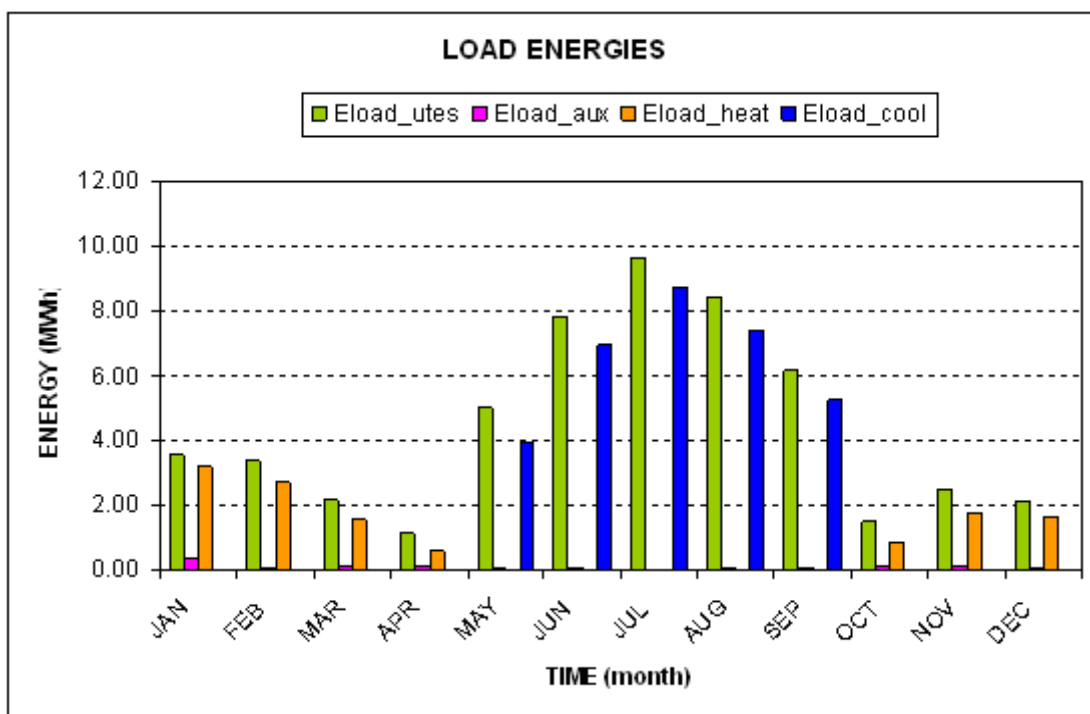


Διάγραμμα 5.13 Ετήσιες απολαβές ηλιακής ενέργειας του UTES

## UTES TEMPEATATURES



Διάγραμμα 5.14 Ετήσια θερμοκρασιακά επίπεδα του UTES



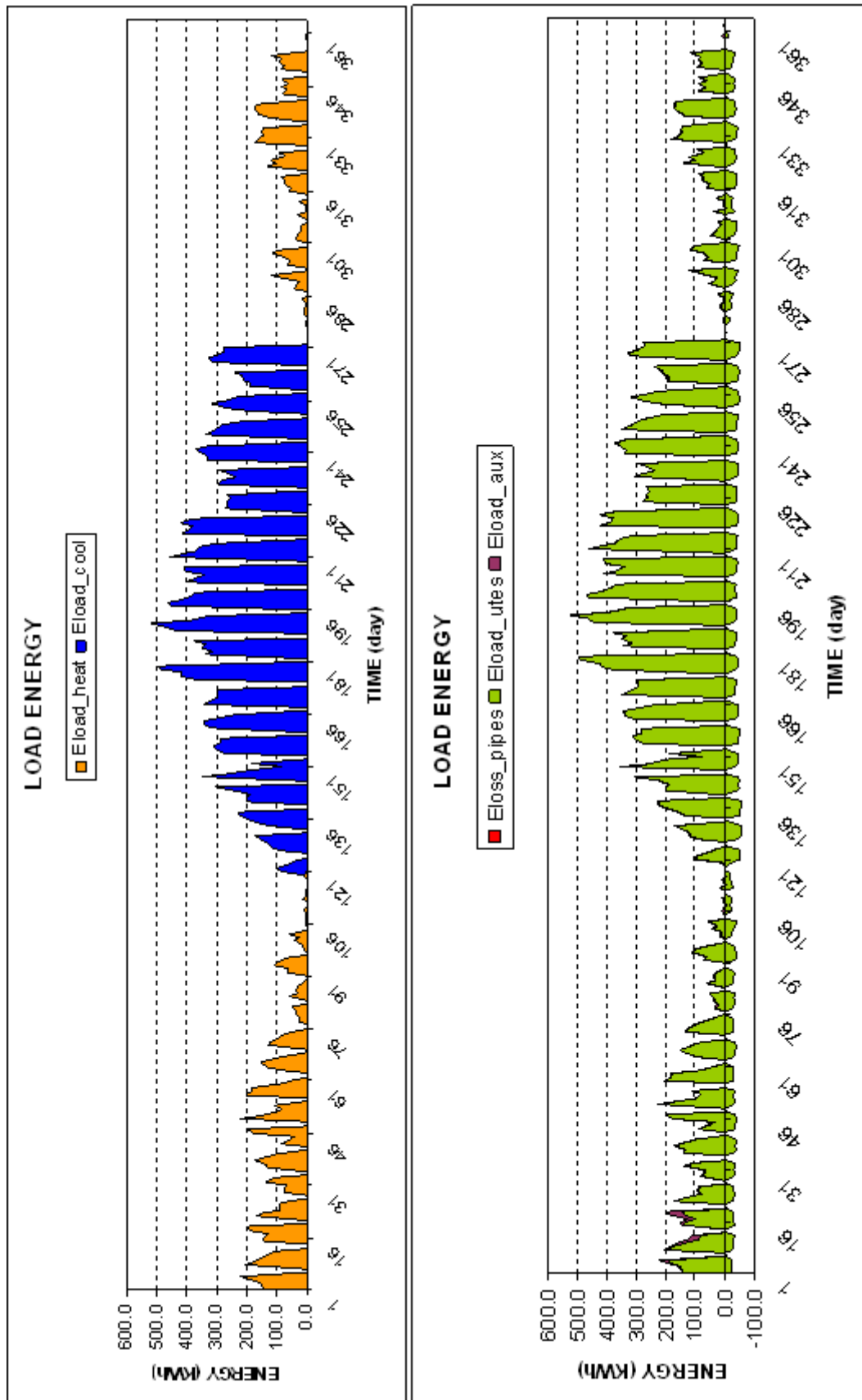
Διάγραμμα 5.15 Ενεργειακά φορτία κτηρίου

		ENERGIES									
		heat			cool			loss	total		
MONTH	TIME	Eload	Eload_utes	Eload_aux	Eload	Eload_utes	Eload_aux	Eloss_pipes	Eload	Eload_utes	Eload_aux
	hr	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh
JAN	744	3.22	3.57	0.34				0.72	3.22	3.57	0.34
FEB	1416	2.72	3.37	0.07				0.73	2.72	3.37	0.07
MAR	2160	1.55	2.18	0.10				0.74	1.55	2.18	0.10
APR	2880	0.61	1.13	0.11				0.62	0.61	1.13	0.11
MAY	3624				3.91	4.98	0.09	1.18	3.91	4.98	0.09
JUN	4344				6.92	7.83	0.03	0.95	6.92	7.83	0.03
JUL	5088				8.73	9.62	0.03	0.88	8.73	9.62	0.03
AUG	5832				7.44	8.43	0.04	1.02	7.44	8.43	0.04
SEP	6552				5.26	6.16	0.04	0.98	5.26	6.16	0.04
OCT	7296	0.87	1.50	0.09				0.71	0.87	1.50	0.09
NOV	8016	1.73	2.48	0.10				0.84	1.73	2.48	0.10
DEC	8760	1.65	2.12	0.07				0.55	1.65	2.12	0.07
<b>TOTAL</b>		<b>12.35</b>	<b>16.35</b>	<b>0.89</b>	<b>32.26</b>	<b>37.01</b>	<b>0.23</b>	<b>9.92</b>	<b>44.60</b>	<b>53.37</b>	<b>1.12</b>

Πίνακας 5.7 Ενεργειακά φορτία κτηρίου

		EFFICIENCIES			
		heat	cool	loss	total
MONTH	TIME	SFheat	Sfcool	ηloss	Sftotal
	hr	%	%	%	%
JAN	744	89.4		20.1	89.4
FEB	1416	97.5		21.8	97.5
MAR	2160	93.3		34.2	93.3
APR	2880	82.0		54.8	82.0
MAY	3624		97.8	23.7	97.8
JUN	4344		99.5	12.2	99.5
JUL	5088		99.7	9.2	99.7
AUG	5832		99.5	12.1	99.5
SEP	6552		99.2	15.9	99.2
OCT	7296	89.5		47.1	89.5
NOV	8016	94.3		33.8	94.3
DEC	8760	95.6		25.9	95.6
<b>TOTAL</b>		<b>92.8</b>	<b>99.3</b>	<b>18.6</b>	<b>97.5</b>

Πίνακας 5.8 Βαθμοί απόδοσης εγκατάστασης



Διάγραμμα 5.16 Ετήσια ενεργειακά φορτία κτηρίου

## 6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ - ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

Παρακάτω παρουσιάζονται τα συμπεράσματα για τη λειτουργία της εγκατάστασης, τα οποία εξάγονται από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων, αλλά και προτάσεις για περαιτέρω μελέτη με σκοπό τη βελτίωση της λειτουργίας της.

Ο βαθμός απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών **Eff\_coll** εξαρτάται από πολλούς παράγοντες. Η μεγάλη διαφορά στη τιμή αυτού μεταξύ των δύο περιπτώσεων οφείλεται στη θερμοκρασία τροφοδοσίας του ηλιακού πεδίου, η οποία είναι ίση με αυτή του πυθμένα της δεξαμενής  $T_{24}$  (Διαγρ. 5.6 , 5.14). Όσο μεγαλύτερη είναι η εν λόγω θερμοκρασία τόσο μικρότερος είναι ο βαθμός απόδοσης. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι θερμικές απώλειες του συλλέκτη προς το περιβάλλον εξαρτώνται άμεσα από τη θερμοκρασία του ρευστού. Όταν αυτό έχει υψηλή θερμοκρασία οι απώλειες είναι αυξημένες και ο βαθμός απόδοσης μειωμένος. Η διαφορά αυτή επίσης φαίνεται ξεκάθαρα και στα ηλιακά κέρδη της δεξαμενής **Esolar\_utes** (Διαγρ. 5.2 , 5.10).

Ο σκοπός ενσωμάτωσης της δεξαμενής σε μια τέτοια ηλιακή εγκατάσταση είναι η αποθήκευση ηλιακής θερμικής ενέργειας σε χρονικά διαστήματα περίσσειας ( $\Delta E_{in\_utes}^+$ ) και η αποδέσμευσή της σε χρονικά διαστήματα ελλείμματος ( $\Delta E_{in\_utes}^-$ ). Ο συντελεστής απόδοσης της δεξαμενής  $\eta_{utes}$  είναι ένα μέγεθος που προσδιορίζει την ομαλή ή μη λειτουργία της.

1. Η πρώτη περίπτωση καταλήγει στην τιμή  $\eta_{utes} = 35.9 \%$ , η οποία είναι υπερβολικά χαμηλή. Αυτό οφείλεται στις υπέρογκες απώλειες θερμικής ενέργειας της δεξαμενής, οι οποίες ανέρχονται σε ποσοστό  $\eta_{loss\_utes} = 64,6 \%$  του ηλιακού κέρδους της δεξαμενής. Παρατηρώντας το **Διάγραμμα 5.5**, συμπεραίνεται ότι τα χρονικά διαστήματα πτώσης της εσωτερικής ενέργειας της δεξαμενής (αρνητικές τιμές διαγράμματος), οφείλονται επί των πλῆστων στις θερμικές απώλειες της δεξαμενής (**E\_loss\_utes**).
2. Η δεύτερη περίπτωση καταλήγει στην τιμή  $\eta_{utes} = 85.5 \%$ , η οποία είναι απολύτως φυσιολογική για τη λειτουργία της δεξαμενής στα πλαίσια μιας τέτοιας ηλιακής εγκατάστασης. Οι απώλειες θερμικής ενέργειας της δεξαμενής ανέρχονται σε ποσοστό  $\eta_{loss\_utes} = 12.3 \%$  του ηλιακού κέρδους της δεξαμενής. Παρατηρώντας το **Διάγραμμα 5.13**, συμπεραίνεται ότι τα χρονικά διαστήματα πτώσης της εσωτερικής ενέργειας της δεξαμενής οφείλονται κατά κύριο λόγο στην κάλυψη των ενεργειακών αναγκών του κτηρίου (**E\_utes\_load**).

Ο βαθμός ηλιακής κάλυψης (**solar fraction**) αποτελεί το βασικότερο μέγεθος για τον προσδιορισμό της λειτουργίας της ηλιακής εγκατάστασης, δηλώνοντας το ποσοστό κάλυψης των ενεργειακών αναγκών του κλιματιζόμενου κτηρίου από την ηλιακή ενέργεια.



1. Ο βαθμός ηλιακής κάλυψης της εγκατάστασης για την πρώτη περίπτωση είναι  $SF_{total} = 65.8 \%$ . Η τιμή του είναι χαμηλή για τις προδιαγραφές της συγκεκριμένης ηλιακής εγκατάστασης και αυτό οφείλεται στο χαμηλό συντελεστή απόδοσης της δεξαμενής. Οι επιμέρους βαθμοί ηλιακής κάλυψης για ψύξη και θέρμανση είναι  $SF_{cool} = 71.1 \%$  και  $SF_{heat} = 52.2 \%$  αντίστοιχα (Διαγρ.5.8).
2. Ο βαθμός ηλιακής κάλυψης της εγκατάστασης για τη δεύτερη περίπτωση είναι  $SF_{total} = 97.5 \%$ . Η τιμή του πλησιάζει το 100 % όπως αναμενόταν από τις προδιαγραφές της συγκεκριμένης ηλιακής εγκατάστασης. Οι επιμέρους βαθμοί ηλιακής κάλυψης για ψύξη και θέρμανση είναι  $SF_{cool} = 99.3 \%$  και  $SF_{heat} = 92.8 \%$  αντίστοιχα (Διαγρ.5.16).

Το τελικό συμπέρασμα της παρούσας μελέτης είναι ότι η ηλιακή εγκατάσταση υπολειπόμενη λόγω του προβλήματος με τη μόνωση της δεξαμενής και είναι πολύ πιθανό η λειτουργία της να επιδυνώθηκε στη συνέχεια.

Για τον λόγο αυτό, αντικείμενο μελέτης, σαν συνέχεια της παρούσας εργασίας, θα μπορούσε να ήταν οι τρόποι βελτίωσης της λειτουργίας της ηλιακής εγκατάστασης, μέσω παραμετρικών προσομοιώσεων ως προς το περιβάλλον (υπέργεια – υπόγεια τοποθέτηση) και τον όγκο της δεξαμενής.

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. **Jan F.kreider and Frank Kreith**, Solar Heating and Cooling (Active and Passive Design)
2. **Jan-Olof Dalenback**, Solar Heating with Seasonal Storage
3. TRNSYS 16 Manual
4. TRNSYS 16 Manual of TESS Library
5. <http://www.highcombi.eu/>
6. <http://www.engineeringtoolbox.com/>
7. <http://www.cres.gr/kape/education/thermika%20Hliaka.pdf>
8. [http://www.cres.gr/kape/education/solar\\_cooling\\_brochure-SMALL.pdf](http://www.cres.gr/kape/education/solar_cooling_brochure-SMALL.pdf)
9. [http://www.cres.gr/kape/pdf/download/HIGH%20COMBI\\_brochure.pdf](http://www.cres.gr/kape/pdf/download/HIGH%20COMBI_brochure.pdf)
10. <https://www.scribd.com/doc/17553414/Basics-for-Absorption-Chillers>