

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΚΥΠΡΟΥ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ ΚΑΙ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑΣ



Πτυχιακή εργασία

ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΗΛΙΑΚΟΥ
ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ ΣΤΑ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΦΡΑΓΚΟΥ ΦΟΙΒΟΣ

Λεμεσός 2013

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΚΥΠΡΟΥ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ ΚΑΙ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑΣ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΚΑΙ ΕΠΙΣΤΗΜΗΣ
ΚΑΙ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ ΥΛΙΚΩΝ

Πτυχιακή εργασία

ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΗΛΙΑΚΟΥ
ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ ΣΤΑ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΦΟΙΒΟΣ ΦΡΑΓΚΟΥ

Σύμβουλος καθηγητής
Δρ. Γεώργιος Φλωρίδης και Δρ. Σωτήρης Καλογήρου

Λεμεσός 2013

Πνευματικά δικαιώματα

Copyright © Φοίβος Φράγκου, [2013]

Με επιφύλαξη παντός δικαιώματος. All rights reserved.

Η έγκριση της πτυχιακής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών και Επιστήμης και Μηχανικής Υλικών του Τεχνολογικού Πανεπιστημίου Κύπρου δεν υποδηλώνει απαραίτητως και αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα εκ μέρους του Τμήματος.

Με την ολοκλήρωση της παρούσας πτυχιακής εργασίας, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμότατα όσους συνέβαλαν στην πραγματοποίησή της.

Πρώτα από όλα τους επιβλέποντες της εργασίας μου, Ανώτερο Λέκτορα κ. Σ. Καλογήρου και Ανώτερο Λέκτορα κ. Γ. Φλωρίδη του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών και Επιστήμης και Μηχανικής Υλικών του Τεχνολογικού Πανεπιστημίου Κύπρου, οι οποίοι μου έδωσαν την ευκαιρία να ασχοληθώ με ένα πολύ ενδιαφέρον θέμα της Τεχνολογίας των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Επίσης η βοήθεια, η καθοδήγηση και οι εποικοδομητικές τους υποδείξεις ήταν καταλυτικές για την ολοκλήρωση αυτής της μελέτης.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον πατέρα μου Μηχανολόγο Μηχανικό κ. Μ. Φράγκο ιδιοκτήτη της εταιρείας M&M FRANGOS LTD για την στήριξή του αλλά και τις εποικοδομητικές γνώσεις και συμβουλές που μου παρείχε μέχρι την ολοκλήρωση της μελέτης αυτής.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην εργασία αυτή γίνεται η περιγραφή και η ανάλυση ενός ηλιακού συστήματος ψύξης και θέρμανσης το οποίο είναι εγκαταστημένο στα εργαστήρια των Μηχανολόγων Μηχανικών του Τεχνολογικού Πανεπιστημίου Κύπρου (ΤΕ.ΠΑ.Κ) στη Λεμεσό. Το σύστημα αποτελείται από 3 ψύκτες απορρόφησης 95 kW ο κάθε ένας, κυλίνδρους αποθήκευσης ζεστού νερού με συνολική χωρητικότητα 16100 lt, 2 λέβητες πετρελαίου 155 kW ο κάθε ένας, ένα υδρόψυκτο πύργο ψύξης κλειστού τύπου 425 kW και 69 ηλιακούς συλλέκτες τύπου κενού με εμβαδών πλαισίων 310.5 m².

Ο κύριος σκοπός της εργασίας αυτής είναι η μελέτη της απόδοσης του ηλιακού συστήματος για ένα ολόκληρο χρόνο λειτουργίας του σε ψύξη και θέρμανση καθώς και η οικονομική μελέτη του χρόνου απόσβεσης του συστήματος. Στην εξέλιξη της εργασίας λόγω προβλημάτων που παρουσιάστηκαν έγινε η μελέτη της απόδοσης των ψυκτών κατά τους καλοκαιρινούς μήνες και βελτιστοποίηση του όλου συστήματος για περαιτέρω εξοικονόμηση ενέργειας και αύξηση της απόδοσης του συστήματος.

Μέσω του συστήματος διαχείρισης ενέργειας του κτηρίου (B.M.S) πάρθηκαν όλες οι απαραίτητες τιμές για ένα ολόκληρο χρόνο και με την κατάλληλη ανάλυση εξήχθησαν οι γραφικές παραστάσεις μέσω του λογισμικού της Excel.

Με την περιορισμένη χρήση αλλά και ζήτηση ψυκτικού φορτίου που είχε το κτήριο κατά τους καλοκαιρινούς μήνες ο συντελεστής απόδοσης (COP) του ψύκτη (αφού μόνο ένας λειτουργούσε κάθε μέρα) ήταν κατά μέσο όρο 0.68 αν και η θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού στον ψύκτη ήταν χαμηλή με μέσο όρο 69 °C.

Όπως παρουσιάζεται και στην εργασία έχουν βρεθεί κάποια προβλήματα τα οποία σπαταλούν αχρείαστα ενέργεια και προτείνονται λύσεις για την διόρθωσή τους. Επιπρόσθετα προτείνονται λύσεις που μπορούν να αυξήσουν την απόδοση του συστήματος. Τα προβλήματα σπατάλης ενέργειας παρουσιάζονται κυρίως λόγω υπερδιαστασιολόγησης των αντλιών και στη ρύθμιση της λειτουργίας του συστήματος όπου γίνεται και οικονομική μελέτη για να καταστεί το σύστημα οικονομικά και αποδοτικά συμφέρον.

Η σημασία της έρευνας αυτής είναι πολύ σημαντική αφού με την αξιοποίηση της ανάλυσης και των προτάσεων που εμπεριέχονται είναι δυνατό να αυξηθεί η εγκατάσταση ηλιακών συστημάτων απορρόφησης με αποτέλεσμα την αύξηση της πράσινης ενέργειας.

ABSTRACT

The main objective of this project is to describe and analyze the solar cooling and heating system installed at the Mechanical Engineering laboratories of the Cyprus University of Technology (CUT). The system consists of three absorption chillers each having a cooling capacity of 95kW, four hot water storage tanks having a total capacity of 16100 liters, two oil fired boilers of 155kW capacity each, a closed type water cooling tower with a capacity of 425kW and 69 evacuated tube solar collectors having a total absorber area of 310.5 m².

The scope of the project was to study the behavior and performance of the system over a period of one year both of the cooling and heating modes and to carry out an economic assessment of the system and of the payback period required. Because of various problems encountered related to the system, the scope was modified to study in detail the performance of the absorption chillers during the summer months, and suggestions are made to further reduce the power consumption and to increase the system efficiency.

The Building Management System (BMS) installed was used to record all the system parameters through the whole year of study, which were then analyzed and recorded in charts using EXCEL.

Due to the limited use of the building during the summer months and the relatively low requirement for cooling load the mean value of the coefficient of performance (COP) of the chiller (since only one chiller was operational through any one day) is 0.68 even though the water entering the chiller was at a relatively low average temperature of 69 °C.

The study has shown some problematic aspects of the system which needlessly consume excessive energy and suggestions are made for rectifications. Furthermore, suggestions are given to improve the efficiency of the system. The main cause of excessive energy consumption is related to the general pump over-sizing and the management of the excessive un-used solar energy. For both of these problems an economic analysis is carried out to make the system both economically viable and efficient.

The results of this study are very important because through suggestions it is possible to increase efficiency, reduce energy consumption and make the system economically attractive to users thus increasing the use of solar energy and in general increase green energy production.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ	iv
ABSTRACT	v
ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ	vii
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ	x
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ	xi
ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ	xvi
1 Εισαγωγή.....	xviii
1.1 Ψύξη	xix
1.2 Ιστορική αναδρομή.....	xix
1.3 Ηλιακός κλιματισμός – Τεχνική επισκόπηση	xx
2 Ψύξη Απορρόφησης (Absorption refrigeration)	1
2.1 Απορρόφηση	1
2.1.1 Ορισμός.....	1
2.1.2 Σύγκριση κύκλου απορρόφησης και κύκλου μηχανικής συμπίεσης.....	2
2.1.3 Ζεύγη ρευστών	3
2.1.4 Αμμωνία-Νερό	5
2.1.5 Βρωμιούχο Λίθιο-Νερό	6
2.1.6 Τρόπος λειτουργίας κύκλου απορρόφησης μονού σταδίου LiBr-H ₂ O	7
2.1.7 Κύκλος απορρόφησης διπλού σταδίου LiBr-H ₂ O.....	10
2.2 Σχεδιασμός απλού συστήματος απορρόφησης βρωμιούχου λιθίου-νερού	12
2.2.1 Ανάλυση εξαμιστή	13
2.2.2 Ανάλυση απορροφητή	14
2.2.3 Ανάλυση γεννήτριας.....	17

2.2.4	Ανάλυση συμπτυκνωτή.....	17
2.2.5	Συντελεστής Απόδοσης (COP)	17
2.3	Ανάλυση ευαισθησίας	19
2.3.1	Επίδραση της ποσοστιαίας αναλογίας εισόδου του LiBr στον απορροφητή	19
2.3.2	Επίδραση της θερμοκρασίας στη γεννήτρια.....	20
2.3.3	Επίδραση των θερμοκρασιών του εναλλάκτη θερμότητας.....	22
2.3.4	Επίδραση της ισχύος του διαλύματος στο σύστημα	23
2.4	Ανάλυση Ηλιακού Συστήματος που είναι εγκατεστημένο στο ΤΕ.ΠΑ.Κ	25
3	Ηλιακό Σύστημα Απορρόφησης LiBr – Νερού	28
3.1	Ηλιακό σύστημα ψύξης απορρόφησης.....	28
3.1.1	Λειτουργία απλού ηλιακού συστήματος ψύξης απορρόφησης.....	28
3.1.2	Τύποι ηλιακών συλλεκτών.....	29
3.1.3	Εφαρμογές ηλιακών συστημάτων ψύξης απορρόφησης.....	38
4	Ηλιακό σύστημα ψύξης και θέρμανσης στα εργαστήρια των Μηχανολόγων Μηχανικών	41
4.1	Περιγραφή κτηρίου	41
4.1.1	Περιγραφή συστήματος.....	43
4.1.2	Περιγραφή ηλιακού συστήματος ψύξης του κτηρίου	51
4.1.3	Σύστημα Διαχείρισης Κτηρίου (Building Management System-BMS).....	55
4.1.4	Διαδικασία καταγραφής τιμών και δημιουργίας γραφικών παραστάσεων από το σύστημα BMS	67
5	Καταγραφή τιμών που πάρθηκαν από το σύστημα BMS.....	74
5.1	Καταγραφή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε από τους ηλιακούς συλλέκτες.....	74
5.2	Καταγραφή ηλιακής θέρμανσης τον χειμώνα.....	82
5.3	Ανάλυση συντελεστή απόδοσης των ψυκτών	88
6	Αποτελέσματα και Εισηγήσεις.....	94

7	Συμπεράσματα.....	104
	BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	111
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ.....	114
7.1	Παράρτημα A1- Πίνακας θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του νερού.....	114
7.2	Παράρτημα A2 – Διάγραμμα ισορροπίας για διαλύματα βρωμιούχου λιθίου (ASHRAE, 1997).....	115
7.3	Παράρτημα A3 – Διάγραμμα ενθαλπίας – συγκέντρωσης για νερό – βρωμιούχο λίθιο (ASHRAE, 1997).....	116
7.4	Παράρτημα A4 – Πίνακας θερμοδυναμικών ιδιοτήτων υπέρθερμου ατμού.....	117
7.5	Παράρτημα A5 – Γραφική παράσταση των ψυκτών.....	118
7.6	Παράρτημα A6 – Πρόγραμμα αντλίας TP 80-240/4.....	119
7.7	Παράρτημα A7 – Πρόγραμμα αντλίας TP 80-270/4.....	124
7.8	Παράρτημα A8 – Προδιαγραφές ηλιακών πλαισίων.....	129
7.9	Παράρτημα A9 – Προδιαγραφές ψυκτών.....	130
7.10	Παράρτημα A10 – Χαρακτηριστικά σταθμού Εκφόρτωσης.....	131
7.11	Παράρτημα A11 – Χαρακτηριστικά ηλιακών πλαισίων.....	134
7.12	Παράρτημα A12 – Προδιαγραφές ροής των ηλιακών συλλεκτών.....	135
7.13	Παράρτημα A13 – Πρόγραμμα αντλίας TP 32-320/2.....	137
7.14	Παράρτημα A14 – Πρόγραμμα αντλίας TP 50-240/2.....	142
7.15	Παράρτημα A15 – Πρόγραμμα αντλίας TP 32-200/2.....	148

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 1: Ζευγάρια απορροφητικού/ψυκτικού μέσου (ASHRAE, 2005).....	4
Πίνακας 2 : Σχεδιαστικοί παράμετροι για απλό σύστημα απορρόφησης βρωμιούχου λιθίου-νερού (Florides et al., 2003).....	13
Πίνακας 3 : Δεδομένα για απλό σύστημα απορρόφησης LiBr-νερό (Florides et al., 2003)....	16
Πίνακας 4 : Ροή ενέργειας στα διάφορα μέρη του συστήματος (Florides et al., 2003)	18
Πίνακας 5 : Μετρήσεις του συστήματος που χρησιμοποιήθηκαν στο πρόγραμμα.....	25
Πίνακας 6: Αποτελέσματα για κάθε σημείο του συστήματος απορρόφησης στο Συκοπετρίτη	26
Πίνακας 7: Ροή ενέργειας στα διάφορα μέρη του συστήματος απορρόφησης στο Συκοπετρίτη	27
Πίνακας 8 : Συνήθη χαρακτηριστικά επίπεδου συλλέκτη (Florides et al., 2002).....	31
Πίνακας 9 : Συνήθη χαρακτηριστικά συγκεντρωτικού παραβολικού συλλέκτη (Florides et al., 2002)	34
Πίνακας 10 : Συνήθη χαρακτηριστικά συλλέκτη κενού (Florides et al., 2002).....	36
Πίνακας 11 : Συνοπτικός Πίνακας Εφαρμογών	40
Πίνακας 12 : Κύριες Συσκευές στο Σύστημα Ηλιακού Κλιματισμού/Γεωθερμίας	43
Πίνακας 13 : Συνοπτικός Πίνακας Ηλιακής Ενέργειας.....	81
Πίνακας 14 : Συνοπτικός Πίνακας ροής ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε, ροής ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους ηλιακούς κυλίνδρους και ροής ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα.....	87
Πίνακας 15 : Συνοπτικός Πίνακας Συντελεστή Απόδοσης των ψυκτών και θερμοκρασίας εισόδου του ζεστού νερού στους ψύκτες	93
Πίνακας 16 : Συνοπτικός Πίνακας για τα άμεσα κόστη του συστήματος	105
Πίνακας 17 : Συνοπτικός Πίνακας υπερδιαστασιολόγησης αντλιών.....	107

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ

Εικόνα 1: Επισκόπηση των πιο κοινών τεχνολογιών ηλιακού κλιματισμού (Τσούτσος, 2013)	xxi
Εικόνα 2: Διάγραμμα ταξινόμησης συστημάτων Ηλιακού Κλιματισμού. Η διάταξη είναι κατά τον φθίνοντα αριθμό εφαρμογών στην αγορά, από αριστερά προς τα δεξιά (www.ebhe.gr).	xxiii
Εικόνα 3 : (a) Διαδικασία απορρόφησης που γίνεται στο δεξί δοχείο και προκαλεί ψύξη στο άλλο δοχείο, (b) Διαδικασία διαχωρισμού του ψυκτικού υγρού που γίνεται στο δεξί δοχείο με την προσθήκη θερμικής ενέργειας από εξωτερική θερμική πηγή (Srikhirin, 2001).	2
Εικόνα 4 : Συσκευή μονού σταδίου Βρωμιούχου Λιθίου-Νερού δύο δοχείων (Rafferty, 1983)	8
Εικόνα 5 : Κύκλος απορρόφησης μονού σταδίου Βρωμιούχου λιθίου-Νερού (Florides et al., 2003)	9
Εικόνα 6 : Διάγραμμα Duhring Βρωμιούχου λιθίου-Νερού σε κύκλο απορρόφησης (Florides et al., 2003).....	10
Εικόνα 7 : Κύκλος απορρόφησης διπλού σταδίου βρωμιούχου λιθίου/νερού. Η απορριφθείσα θερμότητα από την συμπύκνωση του ψυκτικού ατμού χρησιμοποιείται ως είσοδος θερμότητας στη γεννήτρια II (generator II). Αυτός ο κύκλος λειτουργεί σε 3 επίπεδα πίεσης, υψηλή, μέτρια και χαμηλή πίεση (Srikhirin, 2001).	11
Εικόνα 8 : Επίδραση της ποσοστιαίας αναλογίας εισόδου του LiBr στον απορροφητή (Florides et al., 2003).....	20
Εικόνα 9 : Επίδραση της θερμοκρασίας στη γεννήτρια (Florides et al., 2003)	21
Εικόνα 10 : Επίδραση των θερμοκρασιών στον εναλλάκτη θερμότητας (Florides et al., 2003)	22
Εικόνα 11 : Επίδραση της ισχύος του διαλύματος (Florides et al., 2003).....	24
Εικόνα 12 : Σχηματικό διάγραμμα απλού ηλιακού συστήματος ψύξης απορρόφησης (Mittal et al., 2005).....	28
Εικόνα 13 : Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες.	32

Εικόνα 14 : Γεωμετρία του συγκεντρωτικού παραβολικού συλλέκτη (Florides et al., 2002).	33
Εικόνα 15 Συγκεντρωτικός Παραβολικός Συλλέκτης	35
Εικόνα 16 : Συλλέκτες κενού (Evacuated tube collectors).....	37
Εικόνα 17 : Βόρεια και Δυτική όψη του κτιρίου.....	42
Εικόνα 18 : Σχηματικό διάγραμμα λειτουργίας του Υδρόψυκτου πύργου ψύξης κλειστού τύπου (Baltimore Aircoil Company,2013).....	44
Εικόνα 19 : Υδρόψυκτος πύργος ψύξης που εγκαταστάθηκε στο κτήριο.....	45
Εικόνα 20 : Ηλιακοί συλλέκτες τύπου κενού που εγκαταστάθηκαν στο κτήριο	46
Εικόνα 21 : Ηλιακά πλαίσια στην οροφή του κτηρίου.....	47
Εικόνα 22 : Σχηματικό διάγραμμα της λειτουργίας του συλλέκτη κενού (TerraFirma, 2013)	48
Εικόνα 23 : Ψύκτης απορρόφησης που εγκαταστάθηκε στο κτήριο.....	50
Εικόνα 24 : Σχηματικό διάγραμμα ηλιακού συστήματος.....	53
Εικόνα 25 : Σχηματικό διάγραμμα ηλιακού συστήματος.....	54
Εικόνα 26 : Έλεγχος ψυκτών απορρόφησης (chillers).....	56
Εικόνα 27 : Έλεγχος στους λέβητες (boilers)	57
Εικόνα 28 : Έλεγχος πύργου ψύξης (cooling tower).....	58
Εικόνα 29 : Έλεγχος κυλίνδρων ζεστού νερού που είναι ενωμένοι με τους λέβητες του συστήματος (hot water cylinders)	59
Εικόνα 30 : Έλεγχος ηλιακών κυλίνδρων (solar cylinders) ζεστού νερού	60
Εικόνα 31 : Έλεγχος ηλιακών πλαισίων (solar panels)	61
Εικόνα 32 : Έλεγχος της ενέργειας του συστήματος (system energy)	62
Εικόνα 33 : Έλεγχος εξαεριστήρων(exhaust fans)	63
Εικόνα 34 : Έλεγχος AHU-1 (Air handling unit 1).....	64
Εικόνα 35 : Έλεγχος AHU-2 (Air handling unit 2).....	64
Εικόνα 36 : Έλεγχος AHU-3 (Air handling unit 3).....	65
Εικόνα 37 : Έλεγχος 1 ^{ου} ορόφου του κτηρίου (First floor).....	66

Εικόνα 38 : Έλεγχος ισογείου του κτηρίου (Ground floor).....	67
Εικόνα 39 : Λογισμικό DESIGO INSIGHT	68
Εικόνα 40 : Καταγραφή κωδικού του αισθητήρα	69
Εικόνα 41 : Εικονίδιο Trend Viewer	70
Εικόνα 42 : Εικόνα του Trend Viewer από τον υπολογιστή.....	71
Εικόνα 43 : Γραφική παράσταση αισθητήρα από το Trend Viewer	72
Εικόνα 44 : Παρουσίαση αρχείων που είναι φυλαγμένα στο Archive	73
Εικόνα 45 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 21-10-11 έως 31-10-11. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1154 kWh.....	70
Εικόνα 46 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 1-11-11 έως 30-11-11. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1083 kWh.....	70
Εικόνα 47 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 1-12-11 έως 30-12-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 981 kWh.....	71
Εικόνα 48 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-01-12 έως 28-01-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1055 kWh.....	71
Εικόνα 49 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-02-12 έως 27-02-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1069 kWh.....	72
Εικόνα 50 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-03-12 έως 31-03-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1220.5 kWh.....	72
Εικόνα 51 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 12-05-12 έως 31-05-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1487 kWh.....	73
Εικόνα 52 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-06-12 έως 29-06-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1514.8 kWh.....	73
Εικόνα 53 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-07-12 έως 27-07-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1389 kWh.....	74
Εικόνα 54 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-08-12 έως 08-08-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1325.4 kWh.....	74

Εικόνα 55 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 18-09-12 έως 30-09-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1368.7 kWh.....	75
Εικόνα 56 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-10-12 έως 12-10-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1406 kWh.....	75
Εικόνα 57 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 21-10-11 έως 28-10-11.....	78
Εικόνα 58 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 01-11-11 έως 30-11-11.....	79
Εικόνα 59 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 01-12-11 έως 30-12-11.....	79
Εικόνα 60 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 01-01-12 έως 28-01-12.....	80
Εικόνα 61 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 01-02-12 έως 27-02-12.....	80
Εικόνα 62 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 03-03-12 έως 31-03-12.....	81
Εικόνα 63 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την	

θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 11-05-12 έως 31-05-12.....	85
Εικόνα 64 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 01-06-12 έως 29-06-12.....	85
Εικόνα 65 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 03-07-12 έως 27-07-12.....	86
Εικόνα 66 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 01-08-12 έως 08-08-12.....	86
Εικόνα 67 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 17-09-12 έως 28-09-12.....	87
Εικόνα 68 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 01-10-12 έως 22-10-12.....	87
Εικόνα 69: Σταθμός εκφόρτωσης ενέργειας του ηλιακού συστήματος με τη χρήση εναλλάκτη θερμότητας νερού-αέρα [26].....	92

ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ

ΤΕΠΑΚ :	Τεχνολογικό Πανεπιστήμιο Κύπρου
IPCC :	Διακρατική Επιτροπή Κλιματικής Αλλαγής
FCU :	Μονάδα θέρμανσης/κλιματισμού με ανεμιστήρα
AHU :	Κλιματιστική μονάδα
TFE :	Τετραφθοροαιθυλένιο
LiBr :	Βρωμιούχο Λίθιο
H ₂ O :	Νερό
NH ₃ :	Αμμωνία
COP :	Συντελεστής Απόδοσης
h :	Ενθαλπία (kJ/kg)
T :	Θερμοκρασία (°C)
T _e :	Θερμοκρασία εξατμιστή (°C)
\dot{m} :	Ροή Μάζας (kg/s)
Q :	Ενέργεια (kW)
Q _e :	Ενέργεια εξατμιστή (kW)
Q _a :	Ενέργεια απορροφητή (kW)
Q _g :	Ενέργεια γεννήτριας (kW)
Q _c :	Ενέργεια συμπυκνωτή (kW)
P :	Πίεση (kPa)
P _g :	Πίεση γεννήτριας (kPa)
P _c :	Πίεση συμπυκνωτή (kPa)

P_a :	Πίεση απορροφητή (kPa)
P_e :	Πίεση εξατμιστή (kPa)
W :	Έργο (W)
χ :	Κλάσματα μάζας (%)
χ_a :	Ποσοστό εισόδου στον απορροφητή (%)
χ_{ae} :	Ποσοστό εξόδου στον απορροφητή (%)
ν :	Ειδικός όγκος (m ³ /kg)
η :	Απόδοση
C_p :	Ειδική θερμότητα (kJ/kg °C)
BMS :	Σύστημα Διαχείρισης Ενέργειας

1 Εισαγωγή

Τα τελευταία χρόνια, όπως αναφέρει η Διακρατική Επιτροπή Κλιματικής Αλλαγής (IPCC), η κατανάλωση ενέργειας αυξάνεται δραματικά, με αποτέλεσμα την επιδείνωση του φαινομένου του θερμοκηπίου και τη ρύπανση του περιβάλλοντος. Η μέση αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη οδηγεί σε ακραία καιρικά φαινόμενα τόσο κατά τη διάρκεια του χειμώνα, όσο και του καλοκαιριού.

Οι αρνητικές περιβαλλοντικές επιπτώσεις από τις κλιματικές αλλαγές επιβάλλουν την άμεση υιοθέτηση τεχνολογιών που υποστηρίζουν την ορθολογική χρήση των πηγών ενέργειας. Σημαντικό μερίδιο ευθύνης στο φαινόμενο του θερμοκηπίου αποδίδεται στην ενέργεια που καταναλώνεται για τον κλιματισμό κτιρίων.

Οι αρνητικές επιπτώσεις του κλιματισμού, με συμβατικά συστήματα ψύξης, είναι ακόμα μεγαλύτερες για το περιβάλλον λόγω του ότι απελευθερώνονται στην ατμόσφαιρα ρυπογόνα αέρια, ιδιαίτερα σε περιοχές με έντονη τουριστική δραστηριότητα, όπως τα νησιά. Ωστόσο ο κλιματισμός είναι απαραίτητος για την ποιότητα ζωής στις σημερινές συνθήκες διαβίωσης. Στην Κύπρο, κατά τη διάρκεια του καλοκαιριού η ζήτηση για ηλεκτρική ενέργεια αυξάνεται σημαντικά λόγω της εκτεταμένης χρήσης των κλιματιστικών συστημάτων. Ιδιαίτερα τα τελευταία χρόνια η αυξανόμενη απαίτηση θερμικής άνεσης, σε συνδυασμό με τις πολύ υψηλές θερμοκρασίες έχουν οδηγήσει σε μεγάλη αύξηση των αναγκών κλιματισμού σε κτίρια του τριτογενή τομέα όπως επιχειρήσεις, ξενοδοχεία και δημόσιες υπηρεσίες.

Αυτό δημιουργεί σοβαρά προβλήματα στον ενεργειακό εφοδιασμό και συμβάλλει στην αύξηση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου.

Η χρήση της ηλιακής ενέργειας για την ψύξη των κτιρίων είναι σήμερα μια ελκυστική λύση, ιδιαίτερα για τις κλιματολογικές συνθήκες των νησιών. Ο ηλιακός κλιματισμός, συμβάλλει θετικά στην ενεργειακή μείωση και την προστασία του περιβάλλοντος, παρέχοντας παράλληλα σημαντικά οικονομικά οφέλη (Τσούτσος, 2012).

1.1 Ψύξη

Με τον όρο ψύξη εννοούμε την χρήση μηχανών και θερμικά ενεργοποιούμενων μηχανισμών για την απομάκρυνση θερμότητας από έναν χώρο την οποία και αποβάλλουμε σε έναν δεύτερο με σκοπό την μείωση της θερμοκρασίας στον πρώτο και στην συνέχεια την διατήρηση της.

1.2 Ιστορική αναδρομή

Έχουμε πληροφορίες ότι η χρήση της ψύξης ξεκινά από την προϊστορική εποχή και κυρίως αφορούσε την συλλογή πάγου και χιονιού από φυλές όπως οι Κινέζοι, οι Εβραίοι, οι Έλληνες, οι Ρωμαίοι και οι Πέρσες. Τα παραπάνω υλικά αποθηκεύονταν σε σπηλιές και κλειστούς χώρους με σκοπό την διατήρηση των τροφίμων. Αυτή η τεχνική με ορισμένες διαφοροποιήσεις έδρασε πολύ καλά μέχρι τον 20 αιώνα όπου και έχουμε την ριζική απομάκρυνσή της. Λίγο πιο πριν και συγκεκριμένα τον 16 αιώνα η ανακάλυψη του Νιτρικού Νατρίου (NaNO_3) και του Νιτρικού Καλίου (KNO_3) έδωσε σημαντική ώθηση προς την κατεύθυνση των τεχνιτών ψυκτικών. Το δε χρονοδιάγραμμα εξέλιξης έχει ως εξής (Ξηράκης, 2010):

- 1748: -Ο William Cullen στο πανεπιστήμιο της Γλασκόβης πραγματοποιεί το πρώτο πείραμα με δημιουργία κενού και αιθυλικό αιθέρα που έχει πρακτική εφαρμογή.
- 1805: -Ο Oliver Evans σχεδιάζει αλλά ποτέ δεν κατασκευάζει μηχανή βασισμένη στον γνωστό κύκλο συμπίεσεως ατμού.
- 1820: -Ο Michael Faraday υγροποιεί την αμμωνία και άλλα αέρια χρησιμοποιώντας χαμηλές θερμοκρασίες και μεγάλες πιέσεις.
- 1834: -Ο Jacob Perkins κατοχυρώνει την πρώτη πατέντα και κατασκευάζει πρωτότυπο μηχανισμό συμπίεσης ατμού.
- 1842: -Ο John Gorrie σχεδιάζει σύστημα για ψύξη νερού με σκοπό τη δημιουργία πάγου και παράλληλα συλλαμβάνει την ιδέα του κλιματισμού εσωτερικών χώρων.
- 1850: -Ο Alexander Twining πειραματίζεται με τον κύκλο συμπίεσεως ατμού και καταφέρνει μέχρι το 1856 να αρχίσει εμπορικές προσπάθειες προώθησής του στην Αμερική.

- 1860: -Ο Ferdinand Carre εξελίσσει την πρώτη μηχανή απορρόφησης και την πατεντάρει.
- 1861: -Ο James Harrison εισάγει την ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμού σε επιχειρήσεις.
- 1915: -Η Kelvinator κατασκευάζει τις πρώτες μηχανές οικιακής ψύξης.

1.3 Ηλιακός κλιματισμός – Τεχνική επισκόπηση

Στα συστήματα ηλιακού κλιματισμού, η διαδικασία ψύξης τροφοδοτείται από την ηλιακή ακτινοβολία. Οι πιο κοινές τεχνολογίες κλιματισμού με χρήση της ηλιακής ενέργειας, παρουσιάζονται στην Εικόνα 1 και 2. Τα συστήματα κλιματισμού που χρησιμοποιούνται μέχρι τώρα μπορούν να ταξινομηθούν σε (Τσούτσος, 2013) :

Κλειστά συστήματα : αυτά είναι θερμοκίνητοι ψύκτες που παρέχουν ψυχρό νερό, το οποίο είτε χρησιμοποιείται στις κεντρικές κλιματιστικές μονάδες για να παρέχει πλήρως κλιματισμένο αέρα (ψυχρό, ξηρό) είτε διανέμεται μέσω ενός δικτύου ψυχρού νερού σε καθορισμένους χώρους για να ενεργοποιήσει τις τοπικές μονάδες των δωματίων (π.χ fan coil units).





Στην αγορά των κλειστών συστημάτων σήμερα υπάρχουν διαθέσιμες οι πιο κάτω τεχνολογίες :

1. Ψύκτες Απορρόφησης (οι πιο κοινοί)
2. Ψύκτες Προσρόφησης (μερικές εκατοντάδες συστήματα παγκοσμίως)

Ανοικτά συστήματα : αυτά επιτρέπουν πλήρη κλιματισμό παρέχοντας ψυχρό και ξηρό αέρα σύμφωνα με τις απαιτούμενες συνθήκες άνεσης. Το ψυκτικό μέσο είναι πάντα νερό, δεδομένου ότι είναι σε άμεση επαφή με τον αέρα.

Οι υπάρχουσες τεχνολογίες είναι :

1. Μονάδες ανοικτού τύπου (desiccant), που χρησιμοποιούν ένα περιστρεφόμενο τροχό αφύγρανσης με συνήθως στερεό πορώδες απορροφητικό υλικό. Όπως φαίνεται στον Πίνακα 1 χωρίζονται σε μονάδες με στερεό απορροφητή (στερεού τύπου) και μονάδες με ψεκαζόμενο απορροφητή (υγρού τύπου).
2. Στις μονάδες κλειστού τύπου υπάρχει ακόμα μια κατηγορία, αυτή των ψυκτών χημειορρόφησης, η οποία όμως έχει ακόμα πολύ μικρή εφαρμογή ακόμα.

Μέθοδος	Κλειστού Κύκλου		Ανοικτού Κύκλου	
	Στερεό	Υγρό	Στερεό	Υγρό
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

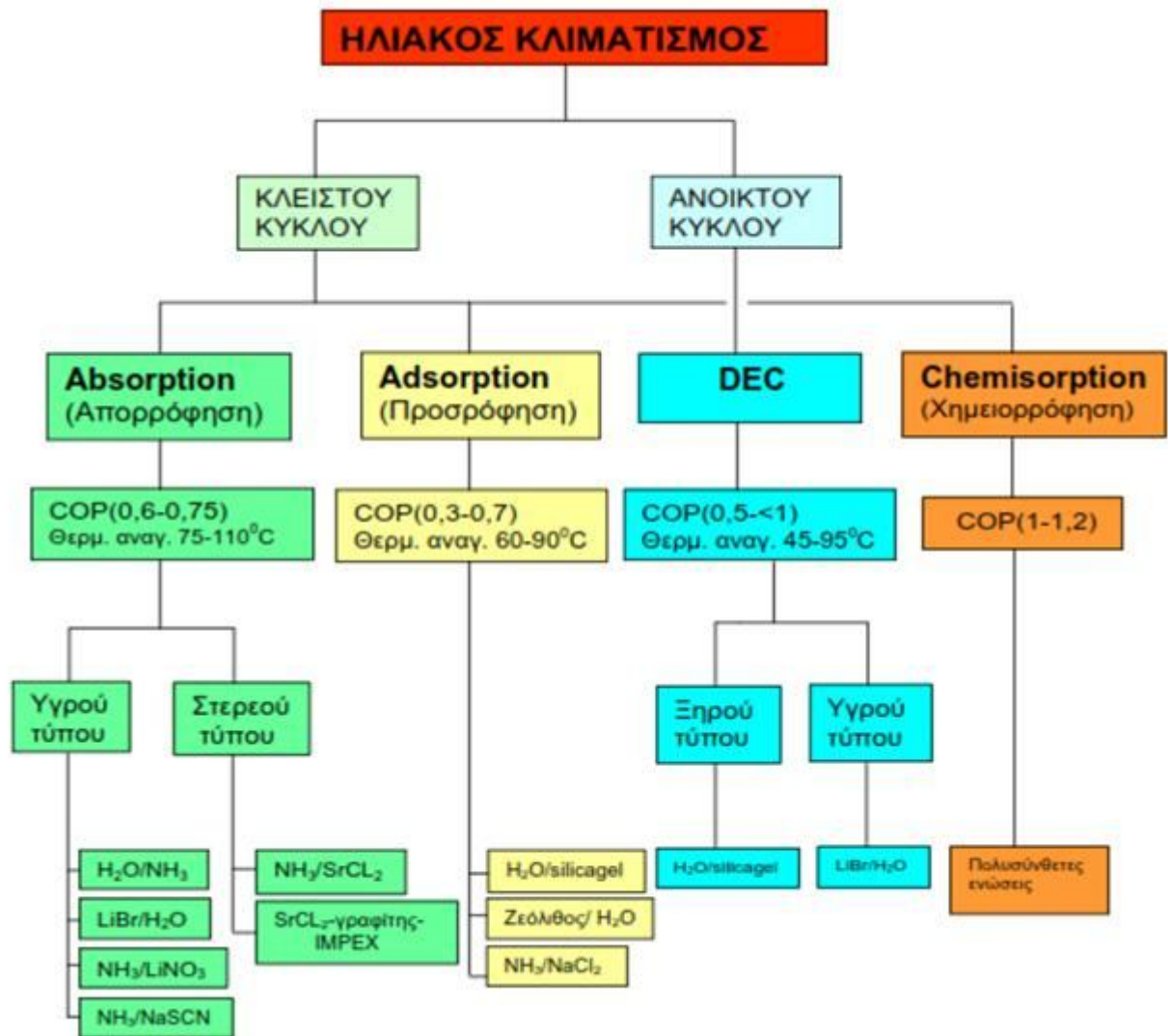
Εικόνα 1: Επισκόπηση των πιο κοινών τεχνολογιών ηλιακού κλιματισμού (Τσούτσος, 2013)

Κατά καιρούς, έχουν χρησιμοποιηθεί διάφορες μέθοδοι για την αποφυγή της υπερθέρμανσης και τη μείωση των εσωτερικών θερμοκρασιών κτιρίων κατά τη διάρκεια του καλοκαιριού. Στην περιοχή της Μεσογείου για παράδειγμα, τα κτίρια είναι βαμμένα με ανοιχτά χρώματα, προκειμένου να αντανακλούν μέρος της ηλιακής ακτινοβολίας, ειδικά κατά τη θερινή

περίοδο. Οι εναλλακτικές μέθοδοι δροσισμού είναι βασισμένες σε διάφορες τεχνικές παθητικής ψύξης και ψύξης χαμηλής ενεργειακής κατανάλωσης όπως για παράδειγμα προστασία με μέτρα στο σχεδιασμό του κτιρίου, χρήση ειδικού εξοπλισμού για τη μείωση των θερμικών κερδών ή για την απόρριψη θερμότητας στο περιβάλλον. Όλες αυτές οι τεχνικές στοχεύουν στη μείωση των ψυκτικών φορτίων και της ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας για κλιματισμό.

Τα συστήματα ηλιακής ψύξης έχουν το πλεονέκτημα ότι χρησιμοποιούν αβλαβή ρευστά για το περιβάλλον όπως το νερό ή διαλύματα αλάτων για την λειτουργία τους αν και μερικά από τα άλατα είναι πολύ διαβρωτικά και απαιτούν την χρήση ειδικών υλικών. Μπορούν να χρησιμοποιηθούν είτε ως αυτόνομα συστήματα, είτε σε συνδυασμό με συμβατικό κλιματισμό, για να βελτιώσουν την ποιότητα της ατμόσφαιρας του εσωτερικού όλων των τύπων κτιρίων. Ο κύριος στόχος είναι να χρησιμοποιηθούν τεχνολογίες ‘μηδενικών εκπομπών’ με σκοπό τη μείωση της κατανάλωσης ενέργειας και των εκπομπών CO₂ (Τσούτσος, 2013).

Στη συγκεκριμένη εργασία θα ασχοληθούμε μόνο με συστήματα ηλιακής ψύξης με απορρόφηση και συγκεκριμένα με το σύστημα απορρόφησης βρωμιούχου λιθίου – νερού που εγκαταστάθηκε στα εργαστήρια των Μηχανολόγων Μηχανικών του ΤΕΠΑΚ.



Εικόνα 2: Διάγραμμα ταξινόμησης συστημάτων Ηλιακού Κλιματισμού. Η διάταξη είναι κατά τον φθίνοντα αριθμό εφαρμογών στην αγορά, από αριστερά προς τα δεξιά (www.ebhe.gr).

2 Ψύξη Απορρόφησης (Absorption refrigeration)

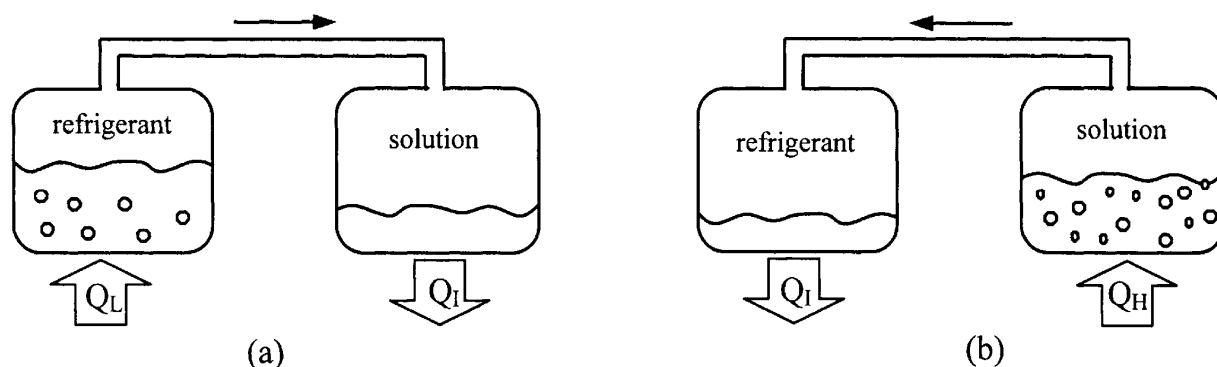
2.1 Απορρόφηση

2.1.1 Ορισμός

Ο ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση είναι μια διαδικασία κατά την οποία το ψυκτικό αποτέλεσμα παράγεται μέσα από την χρήση δύο ρευστών και μιας ποσότητας θερμότητας σαν είσοδο στο σύστημα.

Μια λεπτομερής περιγραφή του ψυκτικού κύκλου παρουσιάζεται στην Εικόνα 3. Στην Εικόνα 3(a) δύο δοχεία κενού είναι συνδεδεμένα το ένα με το άλλο. Το αριστερό δοχείο περιέχει ψυκτικό ρευστό (refrigerant) ενώ το δεξιό δοχείο περιέχει διάλυμα απορροφητικού και ψυκτικού ρευστού (absorbent/refrigerant). Το διάλυμα στο δεξί δοχείο απορροφά τους ατμούς από το ψυκτικό μέσο του αριστερού δοχείου προκαλώντας μείωση της πίεσης. Όταν οι ψυκτικοί ατμοί απορροφηθούν, η θερμοκρασία του εναπομείναντα ψυκτικού θα μειωθεί ως αποτέλεσμα της εξάτμισης. Αυτό προκαλεί ψύξη που λαμβάνει μέρος μέσα στο αριστερό δοχείο. Την ίδια στιγμή το διάλυμα μέσα στο δεξιό δοχείο γίνεται πιο αραιό για το λόγο ότι υπάρχει υψηλότερη περιεκτικότητα από ψυκτικό που απορροφήθηκε. Αυτό ονομάζεται διαδικασία απορρόφησης. Η διαδικασία απορρόφησης είναι μια εξώθερμη διαδικασία και έτσι θα πρέπει να απορρίπτεται θερμότητα προς το περιβάλλον προκειμένου να διατηρηθεί η ικανότητα απορρόφησης.

Όταν το διάλυμα δεν μπορεί να συνεχίσει την διαδικασία απορρόφησης λόγω κορεσμού τότε απαιτείται ο διαχωρισμός του ψυκτικού από το αραιό διάλυμα. Για την διαδικασία χωρισμού των ρευστών απαιτείται θερμότητα. Θερμότητα εφαρμόζεται στο δεξιό δοχείο προκειμένου να εξατμιστεί το ψυκτικό από το διάλυμα όπως παρουσιάζεται και στην Εικόνα 3(b). Οι ψυκτικοί ατμοί συμπυκνώνονται με την μεταφορά θερμότητας προς το περιβάλλον. Μέσω αυτών των διαδικασιών, η επίδραση της ψύξης μπορεί να παραχθεί με την χρήση θερμικής ενέργειας. Ωστόσο η επίδραση της ψύξης δεν μπορεί να παράγεται συνεχώς καθώς οι διαδικασίες δεν μπορούν να γίνουν ταυτόχρονα. Ως εκ τούτου ο ψυκτικός κύκλος απορρόφησης είναι ο συνδυασμός των δύο πιο πάνω διαδικασιών (Strikhirin, 2001).



Εικόνα 3 : (a) Διαδικασία απορρόφησης που γίνεται στο δεξί δοχείο και προκαλεί ψύξη στο άλλο δοχείο, (b) Διαδικασία διαχωρισμού του ψυκτικού υγρού που γίνεται στο δεξί δοχείο με την προσθήκη θερμικής ενέργειας από εξωτερική θερμική πηγή (Srikhirin, 2001).

2.1.2 Σύγκριση κύκλου απορρόφησης και κύκλου μηχανικής συμπίεσης

Στον κύκλο απορρόφησης όπως έχει αναφερθεί και πιο πάνω έχουμε μια ποσότητα θερμότητας ως είσοδο στο σύστημα, ενώ στον κύκλο μηχανικής συμπίεσης χρησιμοποιείται ηλεκτρική ενέργεια που τροφοδοτεί έναν μηχανικό συμπιεστή.

Η βασική διαφορά όμως των παραπάνω δύο (απορρόφηση και μηχανική συμπίεση) είναι ότι στη δεύτερη περίπτωση έχουμε την δημιουργία μιας διαφοράς πίεσης και άρα την κυκλοφορία του ψυκτικού ρευστού, ενώ στην πρώτη έχουμε διάλυση (απορρόφηση) του εργαζόμενου μέσου στο δεύτερο ρευστό, στη συνέχεια την μεταφορά του και τέλος την απομάκρυνσή του, δηλαδή μια κυκλοφορία τριών σταδίων αντί ενός. Πιο αναλυτικά ενώ στον μηχανικό συμπιεστή δίνουμε ηλεκτρική ενέργεια για να κυκλοφορήσει το ψυκτικό ρευστό, στον ψυκτικό κύκλο με απορρόφηση χρησιμοποιούμε ένα άλλο ρευστό που θα κάνει αυτή την εργασία αλλά αναγκαστικά σε τρία στάδια και με την βοήθεια μιας μικρής αντλίας ανακυκλοφορίας.

Προφανώς η αντλία καταναλώνει πολύ λιγότερη ενέργεια από ότι ο συμπιεστής λόγω της φύσης της εργασίας της. Επίσης την απομάκρυνση του ψυκτικού ρευστού από τον απορροφητή (2 ρευστό) μπορούμε να την πετύχουμε με πρόσθεση θερμότητας πολύ χαμηλής ποιότητας όπως γεωθερμικής, ηλιακής, από δευτερεύουσες διεργασίες κ.τ.λ. οι οποίες είναι από δωρεάν έως πάρα πολύ φθηνές, με αποτέλεσμα να υπάρχει το σημαντικό οικονομικό κέρδος που επιτυγχάνεται λόγω εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας (Rafferty, 1983; ASHRAE, 2005).

2.1.3 Ζεύγη ρευστών

Η απόδοση ενός συστήματος ψύξης απορρόφησης εξαρτάται σε πολύ σημαντικό βαθμό από τις χημικές και θερμοδυναμικές ιδιότητες του ζεύγους ρευστών που θα χρησιμοποιηθούν (Crepinsek et al., 2000).

Τα ρευστά που χρησιμοποιούνται σε κύκλους απορρόφησης χωρίζονται σε δύο κατηγορίες που η κάθε μια απαιτεί διαφορετική προσέγγιση για την μοντελοποίηση και την θερμοδυναμική ανάλυση. Τα απορροφητικά υγρά μπορεί να είναι αμετάβλητα για παράδειγμα στην αέρια φάση έχουμε συνήθως καθαρό ψυκτικό υγρό ή μπορεί να είναι μεταβλητά. Αμετάβλητα υγρά είναι τα υγρά τα οποία δεν εξατμίζονται εύκολα ενώ μεταβλητά υγρά είναι τα υγρά που εξατμίζονται εύκολα (ASHRAE, 2005).

Υπάρχει ένας μεγάλος αριθμός από ψυκτικά-απορροφητικά ζευγάρια που μπορούν να χρησιμοποιηθούν αλλά το ζεύγος που θα επιλέξουμε να χρησιμοποιήσουμε θα πρέπει να πληροί κάποιες σημαντικές προϋποθέσεις που είναι (Florides et al., 2003) :

1. **Απουσία στερεάς φάσης** – Το ψυκτικό-απορροφητικό ζεύγος δεν πρέπει να σχηματίζει στερεά φάση καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου και των θερμοκρασιών που θα υπόκειται. Η δημιουργία στερεού πιθανόν να σταματήσει την ροή του κύκλου και να προκαλέσει προβλήματα στον εξοπλισμό.
2. **Λόγος αστάθειας** – Το ψυκτικό ρευστό θα πρέπει να έχει την ιδιότητα να μετατρέπεται πιο εύκολα σε αέριο από ότι το απορροφητικό ρευστό για να μπορούν τα δύο ρευστά να διαχωρίζονται εύκολα με την χρήση θερμότητας.
3. **Συνάφεια** – Το απορροφητικό υγρό πρέπει να έχει δυνατή συνάφεια με το ψυκτικό μέσο στις συνθήκες όπου πραγματοποιείται η απορρόφηση. Η συνάφεια επιτρέπει λιγότερο απορροφητικό ρευστό να κυκλοφορήσει για το ίδιο αποτέλεσμα ψύξης, και έτσι οι θερμικές απώλειες είναι λιγότερες. Για το λόγο αυτό απαιτείται μικρότερος εναλλάκτης θερμότητας για την μεταφορά θερμότητας από το απορροφητικό στο πιεσμένο απορροφητικό-ψυκτικό διάλυμα. Ένα μειονέκτημα είναι η επιπρόσθετη θερμότητα που χρειάζεται για τον διαχωρισμό του ψυκτικού μέσου από το απορροφητικό.
4. **Πίεση** – Θα πρέπει να χρησιμοποιηθούν μέτριες πιέσεις λειτουργίας για να αποφευχθούν τοιχώματα μεγάλου πάχους στα μηχανήματα αλλά και για την μείωση την ηλεκτρικής ενέργειας που χρειάζεται για την άντληση των ρευστών από την

πλευρά χαμηλής πίεσης στην πλευρά υψηλής πίεσης. Επίσης αν χρησιμοποιηθούν πολύ χαμηλές πιέσεις τότε θα απαιτείται η χρησιμοποίηση μεγάλου όγκου μηχανημάτων και ειδικών μέσων για τη μείωση της πίεσης στην κυκλοφορία του ψυκτικού ατμού.

5. **Σταθερότητα** – Απαιτείται υψηλή χημική σταθερότητα για την αποφυγή ανεπιθύμητων σχηματισμών από αέριες, στερεές ή διαβρωτικές ουσίες.
6. **Διάβρωση** – Τα υγρά δεν πρέπει να είναι διαβρωτικά. Εάν τα υγρά είναι διαβρωτικά θα πρέπει να χρησιμοποιούνται αντιδιαβρωτικά τα οποία μπορεί να επηρεάσουν τη θερμοδυναμική απόδοση του εξοπλισμού.
7. **Ασφάλεια** – Τα ιδανικά ρευστά πρέπει να μην είναι τοξικά και εύφλεκτα.
8. **Λανθάνουσα θερμότητα** – Για να διατηρηθεί το ποσοστό κυκλοφορίας του ψυκτικού και του απορροφητικού ρευστού στο ελάχιστο, η λανθάνουσα θερμότητα του ψυκτικού μέσου θα πρέπει να είναι όσο πιο ψηλή γίνεται.

Κάποια ζευγάρια ψυκτικού/απορροφητικού μέσου παρουσιάζονται στον Πίνακα 1.

Πίνακας 1: Ζευγάρια απορροφητικού/ψυκτικού μέσου (ASHRAE, 2005)

Ψυκτικό	Απορροφητικό
H ₂ O	Άλατα (salts)
	Αλκαλικά Αλογόνα (Alkali halides)
	LiBr
	LiClO ₃
	CaCl ₂
	ZnBr
	Αλκαλικά νιτρικά (Alkali nitrates)
Αλκαλικά θειοκυανικά (Alkali thiocyanates)	
Βάσεις (Bases)	

	Αλκαλικά υδροξείδια (Alkali hydroxides)
	Οξέα (Acids)
	H ₂ SO ₄ H ₃ PO ₄
NH ₃	H ₂ O
	Αλκαλικά υδροξείδια (Alkali hydroxides)
TFE(Τετραφθοροαιθυλένιο- Tetrafluoroethylene)	NMP (N-methylpyrrolidone)
	E181 (tetraethylene glycol dimethyl)
	DMF (diméthylformamide)
	Πυρρολιδόνη (Pyrrolidone)
SO ₂	Οργανικοί διαλύτες (Organic solvents)

Κανένα από τα ζεύγη που φαίνονται στον Πίνακα 1 δεν πληροί όλες τις προδιαγραφές που αναφέρονται πιο πάνω αλλά τα πιο συνηθισμένα ζευγάρια ρευστών είναι LiBr-H₂O (Βρωμιούχο Λίθιο-Νερό) και H₂O-NH₃ (Νερό-Αμμωνία), τα οποία εξετάζονται ξεχωριστά στα επόμενα μέρη.

2.1.4 Αμμωνία-Νερό

Μέχρι την ανακάλυψη του συστήματος ψύξης με απορρόφηση το ζεύγος Νερού-Αμμωνίας χρησιμοποιείται ευρέως τόσο για την ψύξη όσο και για την θέρμανση. Τόσο η Αμμωνία (NH₃) που είναι το ψυκτικό μέσο όσο και το Νερό (H₂O) που είναι το απορροφητικό μέσο παρουσιάζουν εξαιρετική σταθερότητα σε ένα μεγάλο εύρος θερμοκρασιών και πιέσεων

λειτουργίας. Η αμμωνία έχει υψηλή λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης που είναι απαραίτητη για την αποτελεσματική απόδοση του συστήματος. Το ζεύγος αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί για εφαρμογές χαμηλής θερμοκρασίας αφού το σημείο πήξης της αμμωνίας είναι στους -77°C . Επειδή η αμμωνία και το νερό είναι μεταβλητά ρευστά (δεν μπορούν να διαχωριστούν εύκολα με την χρήση θερμότητας), ο κύκλος χρειάζεται ένα ανορθωτή (rectifier) για να εξαλείψει την πιθανότητα μεταφοράς νερού που μπορεί να πήξει και να αποκόψει την ροή. Ο ανορθωτής είναι ένα είδος εναλλάκτη θερμότητας που ψύχεται με νερό το οποίο χρησιμοποιείται και για την ψύξη του συμπυκνωτή. Χωρίς ανορθωτή το νερό θα συσσωρευόταν στον εξατμιστή και θα επηρέαζε την απόδοση του συστήματος αλλά και του εξοπλισμού. Το ζεύγος νερό-αμμωνία απαιτεί υψηλές θερμοκρασίες στη γεννήτρια του κύκλου (125°C - 170°C) και έτσι μειώνονται οι εφαρμογές του ζεύγους αυτού σε μικρά συστήματα. Επίσης άλλα μειονεκτήματα είναι ότι το σύστημα χρειάζεται υψηλή πίεση, είναι τοξικό και έχει διαβρωτική δράση στο χαλκό και στα κράματα χαλκού. Εντούτοις το ζεύγος αμμωνία-νερό είναι φιλικό προς το περιβάλλον και έχει χαμηλό κόστος σε σύγκριση με συστήματα που χρησιμοποιούν άλλα ζευγάρια ρευστών (Srikhirin, 2001).

2.1.5 Βρωμιούχο Λίθιο-Νερό

Η χρησιμοποίηση του ζεύγους Βρωμιούχου Λιθίου (LiBr) και Νερού (H_2O) για συστήματα ψύξης απορρόφησης ξεκίνησε κατά το 1930. Το νερό είναι το ψυκτικό μέσο και το βρωμιούχο λίθιο το απορροφητικό μέσο. Δύο χαρακτηριστικά γνωρίσματα του ζεύγους αυτού είναι η ευκολία στον διαχωρισμό του ψυκτικού μέσου από το απορροφητικό και έτσι δεν χρειάζεται ανορθωτής όπως στο ζεύγος αμμωνίας-νερού και η πολύ υψηλή θερμότητα εξάτμισης του ψυκτικού μέσου δηλαδή του νερού. Ωστόσο η χρησιμοποίηση του νερού ως ψυκτικό περιορίζει την λειτουργία πάνω από τους 0°C για να μην στερεοποιηθεί το νερό και το σύστημα θα πρέπει να λειτουργεί υπό συνθήκες κενού για το λόγο ότι σε υψηλές συγκεντρώσεις το διάλυμα είναι επιρρεπές σε στερεοποίηση. Επίσης το ζεύγος είναι διαβρωτικό σε κάποια μέταλλα και το σύστημα έχει υψηλό αρχικό κόστος. Οι θερμοκρασίες που απαιτούνται στην γεννήτρια του ζεύγους νερού-βρωμιούχου λιθίου είναι μικρότερες από ότι το ζεύγος νερού-αμμωνίας (90°C - 120°C) και μπορούν να επιτευχθούν πολύ πιο εύκολα (Srikhirin, 2001).

Ο εξοπλισμός που χρησιμοποιεί το ζεύγος Βρωμιούχου Λιθίου-Νερού ταξινομείται από τη μέθοδο της θερμικής εισόδου στην κύρια γεννήτρια και στο αν ο κύκλος απορρόφησης είναι μονού σταδίου (single effect) ή διπλού σταδίου (multiple effect). Η τεχνολογία απορρόφησης μονού σταδίου έχει μέγιστο συντελεστή απόδοσης (COP) περίπου 0.7 και λειτουργεί με θερμοκρασίες στη γεννήτρια από 90°C-120°C. Η τεχνολογία διπλού σταδίου μας δίνει ψηλότερο συντελεστή απόδοσης αλλά μπορεί μόνο να επιτευχθεί όταν έχουμε πηγές ψηλότερης θερμοκρασίας από ότι στην απορρόφηση μονού σταδίου.

Ο Συντελεστής Απόδοσης (COP) του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης ορίζεται ως ο λόγος της αφαιρούμενης ποσότητας θερμότητας από τον χώρο που ψύχεται (δηλαδή η ψύξη που παράγεται), προς την θερμική ενέργεια που απαιτείται για να επιτευχθεί η εν λόγω ψύξη (θερμική ενέργεια εισόδου). Είναι δηλαδή :

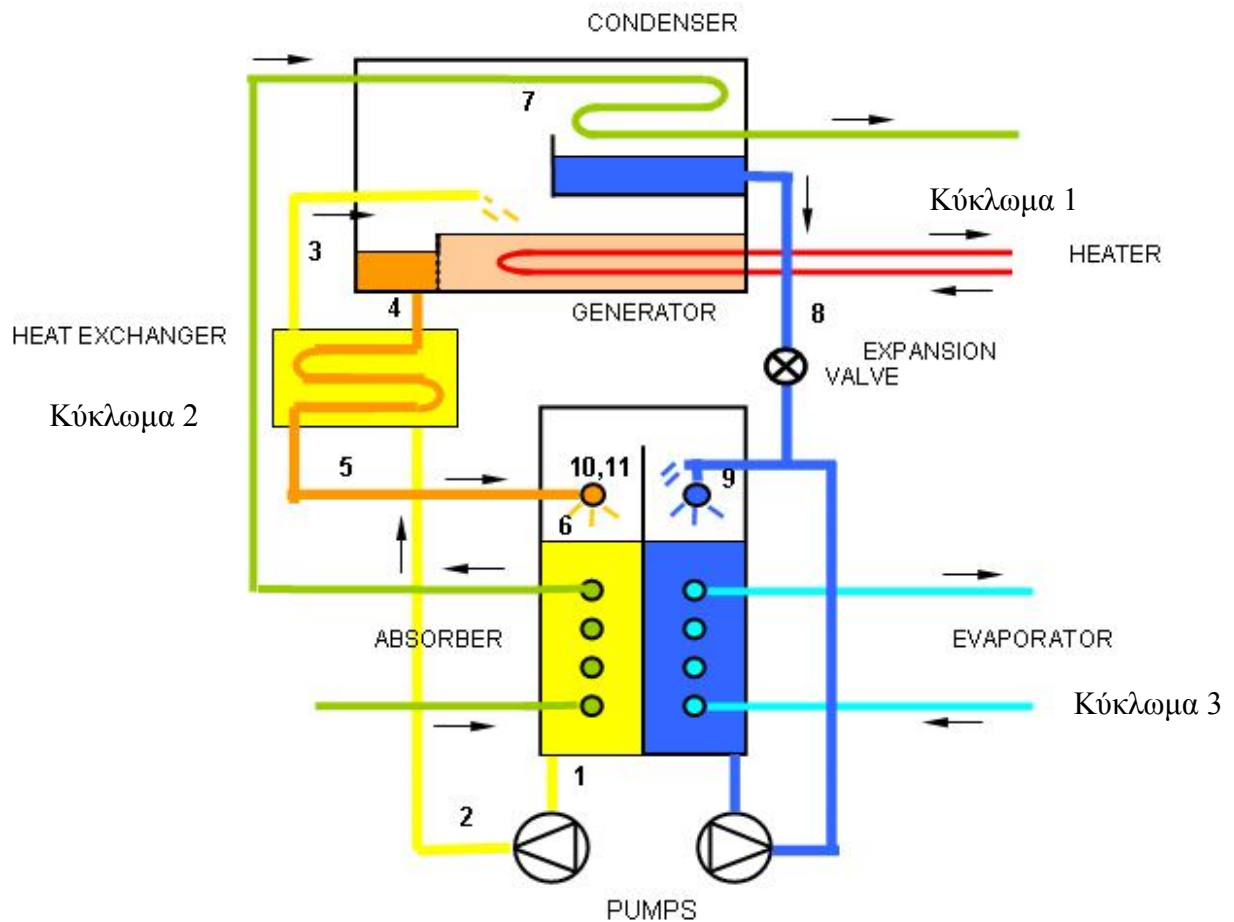
$$\text{COP} = \text{Ωφέλιμη ψυκτική δράση} / \text{Θερμική ενέργεια εισόδου}$$

2.1.6 Τρόπος λειτουργίας κύκλου απορρόφησης μονού σταδίου LiBr-H₂O

Στην Εικόνα 4 παρουσιάζεται το διάγραμμα συσκευής μονού σταδίου Βρωμιούχου Λιθίου-Νερού δύο δοχείων. Η διαδικασία λαμβάνει χώρα σε δύο δοχεία. Το επάνω δοχείο περιλαμβάνει την γεννήτρια-αναγεννητή (generator) και τον συμπυκνωτή (condenser). Ενώ το κάτω δοχείο περιλαμβάνει τον απορροφητή (Absorber) και τον ατμοποιητή-εξατμιστήρα (evaporator). Θερμότητα εισάγεται στον αναγεννητή από όπου μπορεί να προέρχεται από μια ηλιακή πηγή, γεωθερμία ή αποβάλλουσα θερμότητα από δευτερεύουσες διεργασίες. Αυτή η θερμότητα ανεβάζει την θερμοκρασία του διαλύματος και αναγκάζει το ψυκτικό υγρό (νερό) σε βρασμό το οποίο και περνά από το διαχωριστικό στον συμπυκνωτή σε μορφή ατμού. Ένα μέσο ψύξης διέρχεται δια του εικονιζόμενου σωλήνα (7) από τον εναλλάκτη που συμπυκνώνει τον ατμό με αποτέλεσμα την συλλογή του σε μορφή υγρού σε σημείο του συμπυκνωτή.

Στη συνέχεια το νερό λόγω βαρύτητας κυλά κάτω προς τον ατμοποιητή όπου και αναμειγνύεται με νερό το οποίο δεν έχει ατμοποιηθεί και ανακυκλοφορεί μέσω μικρής αντλίας. Το νερό ψεκάζεται επάνω από τους αγωγούς όπου κυκλοφορεί το ρευστό που θέλουμε να ψύξουμε.

Διατηρώντας πολύ μικρή πίεση στο δοχείο του ατμοποιητή το νερό βράζει σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία. Αυτός ο βρασμός προκαλεί την απομάκρυνση θερμότητας από το ρευστό που θέλουμε να ψύξουμε παράγοντας έτσι το ψυκτικό αποτέλεσμα.



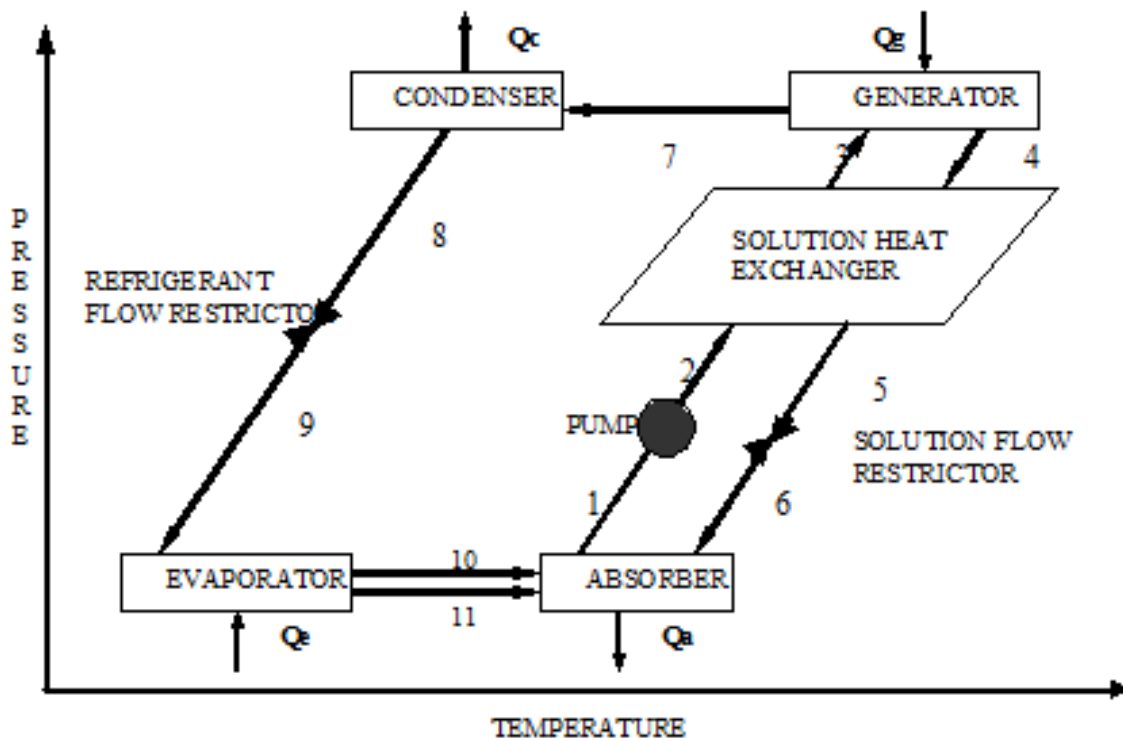
Εικόνα 4 : Συσκευή μονού σταδίου Βρωμιούχου Λιθίου-Νερού δύο δοχείων (Rafferty, 1983)

Στη συνέχεια το ατμοποιημένο νερό περνά στη αριστερή πλευρά του κάτω δοχείου όπου εκεί συναντά το ζεύγος απορροφητή (LiBr) και νερού το οποίο βρίσκεται σε υψηλή συγκέντρωση απορροφητή και χαμηλή νερού, αυτή η σύνθεση ονομάζεται ισχυρό διάλυμα. Τότε ο απορροφητής απορροφά τους ατμούς. Αυτή η διαδικασία της απορρόφησης δίνει και στον κύκλο το όνομά της. Αμέσως μετά το αραιό πλέον διάλυμα μεταφέρεται με μικρή αντλία στο πάνω δοχείο όπου και ο κύκλος ξαναρχίζει. Όπως μπορεί να φανεί και στην Εικόνα 4 υπάρχουν τρία κυκλώματα ροής ρευστού με εξωτερικές συνδέσεις τα οποία είναι (Rafferty, 1983) :

1. Κύκλωμα με θερμό ρευστό το οποίο διαρρέει τον αναγεννητή και προέρχεται από δευτερογενή πηγή θερμότητας όπως ηλιακή ενέργεια.

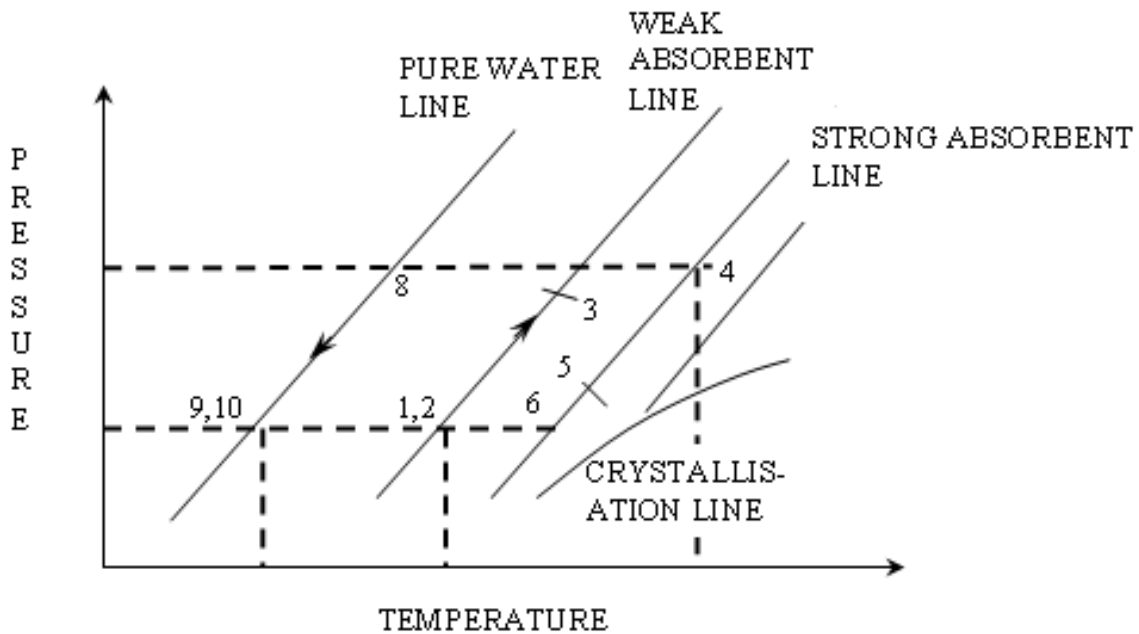
2. Κύκλωμα με ψυκτικό νερό το οποίο διαρρέει τον απορροφητή και στη συνέχεια τον συμπυκνωτή με σκοπό την απαγωγή θερμότητας από τον συμπυκνωτή. Το ψυκτικό νερό προέρχεται από κάποια εξωτερική πηγή.
3. Κύκλωμα με νερό που προορίζεται για ψύξη (chilled water) και το οποίο προφανώς διαρρέει τον ατμοποιητή.

Συνδεδεμένη με κάθε ένα από αυτά τα κυκλώματα είναι μια συγκεκριμένη θερμοκρασία και πίεση πάνω στην οποία η μηχανή είναι βαθμονομημένη. Το διάγραμμα πίεσης θερμοκρασίας (Εικόνα 5) περιγράφει την πιο πάνω λειτουργία.



Εικόνα 5 : Κύκλος απορρόφησης μονού σταδίου Βρωμιούχου λιθίου-Νερού (Florides et al., 2003)

Η πιο πάνω διαδικασία παρουσιάζεται και στο διάγραμμα πίεσης – θερμοκρασίας Duhring (Εικόνα 6). Οι διαγώνιες γραμμές αντιπροσωπεύουν σταθερά ποσοστά μάζας βρωμιούχου λιθίου και νερού με την γραμμή καθαρού νερού (pure water) στα αριστερά και την γραμμή κρυστάλλωσης (Crystallisation line) στα δεξιά (Florides et al., 2003).



Εικόνα 6 : Διάγραμμα Dühring Βρωμιούχου λιθίου-Νερού σε κύκλο απορρόφησης (Florides et al., 2003)

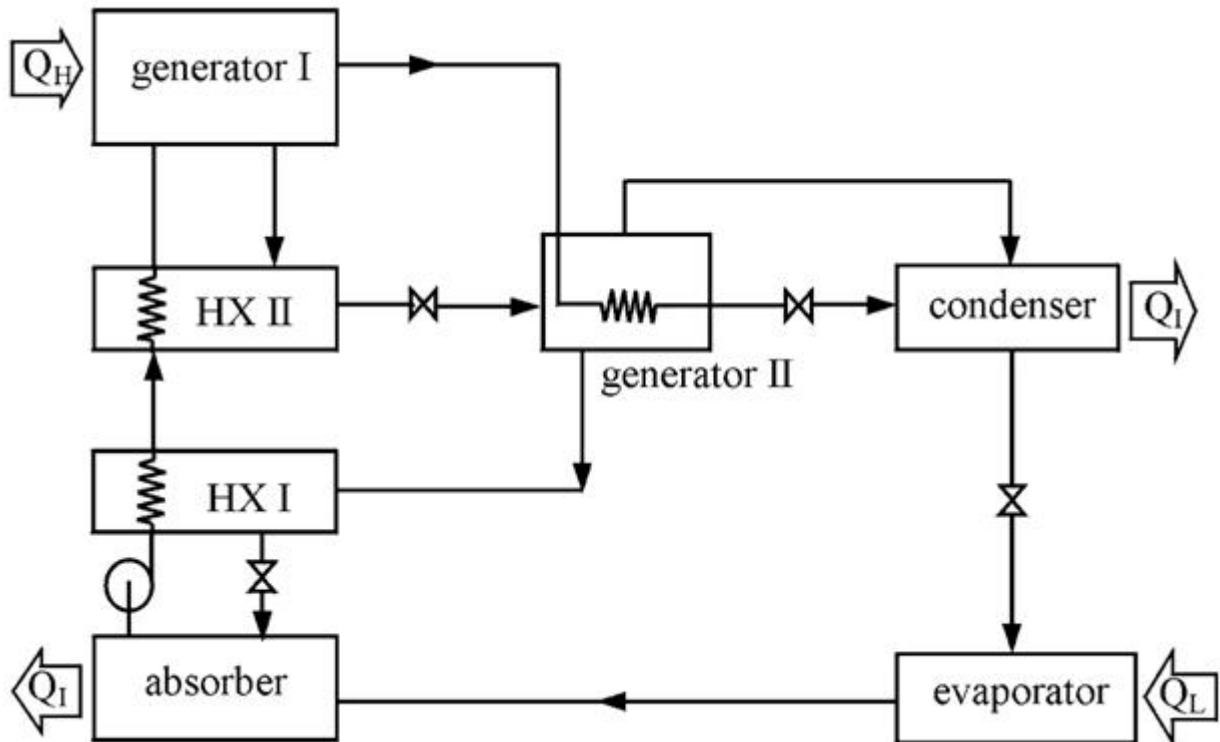
2.1.7 Κύκλος απορρόφησης διπλού σταδίου LiBr-H₂O

Ο κύριος στόχος του κύκλου απορρόφησης διπλού σταδίου είναι να αυξηθεί ο συντελεστής απόδοσης (COP) του συστήματος όταν υπάρχει διαθέσιμη πηγή υψηλής θερμοκρασίας. Σ' αυτό το σύστημα ο κύκλος ρυθμίζεται με τέτοιο τρόπο ώστε η θερμότητα που αποβάλλεται από το στάδιο της υψηλής θερμοκρασίας να χρησιμοποιείται σαν πηγή θερμότητας στο στάδιο της χαμηλής θερμοκρασίας έτσι ώστε να παρέχεται πρόσθετη ψύξη από το σύστημα.

Ο κύκλος απορρόφησης διπλού σταδίου εισήχθηκε κατά τη διάρκεια του 1956 και 1958. Η Εικόνα 7 παρουσιάζει ένα κύκλο διπλού σταδίου βρωμιούχου λιθίου/νερού. Στη γεννήτρια I (generator I) εφαρμόζεται υψηλή θερμοκρασία από εξωτερική πηγή θερμότητας. Ο ψυκτικός ατμός που παράγεται συμπυκνώνεται σε υψηλή πίεση στην γεννήτρια II (generator II). Η απορριφθείσα θερμότητα από την γεννήτρια 2 χρησιμοποιείται για την παραγωγή πρόσθετου ψυκτικού ατμού από το διάλυμα που προέρχεται από την γεννήτρια 1. Αυτή η διαμόρφωση του συστήματος θεωρείται ως κύκλος απορρόφησης διπλού σταδίου (double effect).

Ο κύκλος διπλού σταδίου (double effect) θεωρείται ως συνδυασμός δύο απλών συστημάτων όπου η τελική τιμή του συντελεστή απόδοσης (COP) έχει σχέση με το COP δύο κύκλων μονού σταδίου. Για μία μόνο είσοδο θερμότητας από εξωτερική πηγή, το ψυκτικό

αποτέλεσμα που παράγεται από το ψυκτικό ρευστό δημιουργείται στη γεννήτρια 1 και έχει τιμή $Q_{input} * COP_{gen.I}$



Εικόνα 7 : Κύκλος απορρόφησης διπλού σταδίου βρωμιούχου λιθίου/νερού. Η απορριφθείσα θερμότητα από την συμπύκνωση του ψυκτικού ατμού χρησιμοποιείται ως είσοδος θερμότητας στη γεννήτρια II (generator II). Αυτός ο κύκλος λειτουργεί σε 3 επίπεδα πίεσης, υψηλή, μέτρια και χαμηλή πίεση (Srikhirin, 2001).

Η θερμότητα εισαγωγής στη γεννήτρια II ισούται με την θερμότητα που απορροφήθηκε στη γεννήτρια I και έχει τιμή $Q_{input} * COP_{gen}$. Το ψυκτικό αποτέλεσμα που παράγεται από την γεννήτρια II είναι $COP_{genII} * Q_{input} * COP_{gen.I}$. Έτσι η τιμή του COP σε ένα σύνθετο σύστημα (double effect) απορρόφησης, θεωρώντας ότι η απόδοση των δύο γεννητριών είναι ίδια ισούται, με $COP_{double} = COP_{gen} + (COP_{gen})^2$. Σύμφωνα με αυτή την ανάλυση ένα σύνθετο σύστημα απορρόφησης έχει C.O.P=0.96 όταν ένα αντίστοιχο απλό σύστημα απορρόφησης έχει COP=0.6. Για οποιαδήποτε απλό σύστημα απορρόφησης μπορεί να θεωρηθεί ότι η απορριφθείσα θερμότητα από τον συμπυκνωτή είναι περίπου ίση στο ψυκτικό αποτέλεσμα που λαμβάνεται (Srikhirin, 2001).

2.2 Σχεδιασμός απλού συστήματος απορρόφησης βρωμιούχου λιθίου-νερού

Για να εκτιμήσουμε το μέγεθος του εξοπλισμού και να αξιολογήσουμε τις επιδόσεις ενός απλού συστήματος απορρόφησης βρωμιούχου λιθίου-νερού θα πρέπει να κάνουμε κάποιες βασικές παραδοχές και να δώσουμε τιμές εισόδου στο σύστημα. Με αναφορά στις Εικόνες 4, 5, 6 οι βασικές παραδοχές είναι:

1. Το ψυκτικό σε σταθερή κατάσταση είναι καθαρό νερό.
2. Δεν υπάρχουν μεταβολές της πίεσης εκτός στους περιοριστές ροής (flow restrictors) και στις αντλίες.
3. Στα σημεία 1, 4, 8 και 11 υπάρχει μόνο κορεσμένο υγρό.
4. Στο σημείο 10 υπάρχει μόνο κορεσμένος ατμός.
5. Οι περιοριστές ροής (flow restrictors) είναι αδιαβατικοί (δεν ανταλλάσσουν θερμότητα με το περιβάλλον, δηλαδή $Q=0$).
6. Οι αντλίες είναι ισεντροπικές (σταθερή εντροπία).
7. Δεν υπάρχουν απώλειες θερμότητας.

Η μέθοδος του σχεδιασμού του συστήματος παρουσιάζεται πιο κάτω και οι σχεδιαστικές παράμετροι που θα χρησιμοποιηθούν παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.

Πίνακας 2 : Σχεδιαστικοί παράμετροι για απλό σύστημα απορρόφησης βρωμιούχου λιθίου-νερού (Florides et al., 2003)

Παράμετρος	Σύμβολο	Τιμή για το παράδειγμα
Χωρητικότητα	Q_e	10KW
Θερμοκρασία εξατμιστή	T_{10}	6°C
Θερμοκρασία εξόδου του διαλύματος από την γεννήτρια	T_4	90°C
Κλάσμα μάζας αραιού διαλύματος	X_1	55% LiBr
Κλάσμα μάζας ισχυρού διαλύματος	X_4	60% LiBr
Θερμοκρασία εξόδου του διαλύματος από τον εναλλάκτη θερμότητας	T_3	65°C
Θερμοκρασία εξόδου του ατμού από την γεννήτρια	T_7	85°C
Υγρό που μεταφέρεται από τον εξατμιστή	\dot{m}_{11}	0.025 \dot{m}_{10}

2.2.1 Ανάλυση εξατμιστή

Δεδομένου ότι στον εξατμιστή το ψυκτικό μέσο είναι κορεσμένοι υδρατμοί νερού και η θερμοκρασία που υποθέσαμε είναι $T_{10}=6^{\circ}\text{C}$, η πίεση κορεσμού στο σημείο 10 σύμφωνα με το Παράρτημα A1 είναι 0.934 KPa και η ενθαλπία είναι 2511.8 kJ/kg. Δεδομένου ότι στο σημείο 11 το ψυκτικό μέσο είναι κορεσμένο υγρό, η ενθαλπία είναι 23.5 kJ/kg (Παράρτημα A1). Η ενθαλπία στο σημείο 9 καθορίζεται από την διεργασία στραγγαλισμού που υφίσταται στο περιοριστή ροής του ψυκτικού μέσου και έχει ως αποτέλεσμα, η ενθαλπία στο σημείο 9 να ισούται με την ενθαλπία στο σημείο 8 ($h_9=h_8$). Για να μπορέσουμε να υπολογίσουμε το h_8 θα πρέπει να υπολογίσουμε την πίεση στο σημείο αυτό. Δεδομένου ότι στο σημείο 4 το κλάσμα μάζας του διαλύματος είναι 60% LiBr (Πίνακας 2) και η θερμοκρασία σε κατάσταση κορεσμού είναι 90°C (Πίνακας 2) τότε η πίεση κορεσμού του LiBr σύμφωνα με το Παράρτημα A2 είναι 9.66 KPa και η ενθαλπία σύμφωνα με το Παράρτημα A3 είναι

$h_4=212.2$ kJ/kg. Λαμβάνοντας υπόψη ότι η πίεση στο σημείο 4 είναι η ίδια με το σημείο 8, τότε $h_8=h_9=188.66$ kJ/kg (Παράρτημα A1).

Όταν υπολογίσουμε τις τιμές ενθαλπίας σε όλα τα σημεία που ενώνονται με τον εξατμιστήρα μπορούμε να εφαρμόσουμε ισοζύγιο μάζας και ενέργειας για να υπολογίσουμε τη ροή μάζας του ψυκτικού μέσου και τον ρυθμό μεταφοράς θερμότητας από τον εξατμιστή.

Το ισοζύγιο μάζας στον εξατμιστή είναι :

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (1)$$

Το ισοζύγιο ενέργειας στον εξατμιστή είναι :

$$Q_e = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_9h_9 \quad (2)$$

Αφού υποθέσαμε ότι η ισχύς εξόδου στον εξατμιστή είναι 10KW (Πίνακας 2) και $\dot{m}_{11}=2.5\%\dot{m}_{10}$ ο ρυθμός ροής μάζας μπορεί να υπολογιστεί. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.

2.2.2 Ανάλυση απορροφητή

Δεδομένου ότι οι τιμές του \dot{m}_{10} και του \dot{m}_{11} είναι γνωστές τότε το ισοζύγιο μάζας του απορροφητή είναι:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} + \dot{m}_6 \quad (3)$$

και

$$x_1\dot{m}_1 = x_6\dot{m}_6 \quad (4)$$

Το $x_6 = x_4$ όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.

Αφού τα κλάσματα μάζας x_1 και x_6 στην Εξ.(4) είναι δεδομένα τότε το \dot{m}_1 και το \dot{m}_6 μπορούν να υπολογιστούν. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.

Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας στον απορροφητή καθορίζεται από τις τιμές ενθαλπίας στο κάθε σημείο που ενώνεται με τον απορροφητή. Στο σημείο 1 η ενθαλπία καθορίζεται από το κλάσμα μάζας είσοδου (55%) και την παραδοχή ότι η κατάσταση κορεσμένου υγρού βρίσκεται στη ίδια πίεση με τον εξατμιστή (0.934 kPa). Έτσι χρησιμοποιώντας τις γραφικές στο Παράρτημα A2, υπολογίζουμε τη θερμοκρασία του διαλύματος και από το Παράρτημα

A3 υπολογίζουμε την ενθαλπία που είναι $h_1=83$ kJ/kg. Η τιμή της ενθαλπίας στο σημείο 6 καθορίζεται από τη διεργασία στραγγαλισμού και έτσι το $h_6=h_5$.

Την ενθαλπία στο σημείο 5 δεν την γνωρίζουμε αλλά μπορεί να καθοριστεί από το ισοζύγιο ενέργειας στον εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος, υποθέτοντας ένα αδιαβατικό κέλυφος όπως πιο κάτω:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (5)$$

Η θερμοκρασία στο σημείο 3 είναι 65°C και αφού το κλάσμα μάζας στο σημείο 1 και στο σημείο 3 είναι το ίδιο τότε η ενθαλπία σύμφωνα με το Παράρτημα A3 είναι 145.4 kJ/kg. Στη πραγματικότητα η κατάσταση στο σημείο 3 είναι ρευστό σε υπόψυξη. Έτσι κατά τις συνθήκες αυτές η πίεση έχει ασήμαντη επίδραση στην ενθαλπία του ρευστού σε υπόψυξη και γι' αυτό η κορεσμένη τιμή στην ίδια θερμοκρασία και το κλάσμα μάζας μπορεί να είναι επαρκής προσέγγιση. Η ενθαλπία στο σημείο 2 καθορίζεται από την ισεντροπική συμπεριφορά της αντλίας. Το ελάχιστο προσφερόμενο έργο στην αντλία μπορεί να υπολογιστεί από (Florides et al., 2003):

$$w = \dot{m}_1 u_1 (p_2 - p_1) \quad (6)$$

Πίνακας 3 : Δεδομένα για απλό σύστημα απορρόφησης LiBr-νερό (Florides et al., 2003)

Σημείο	$h(kJ/kg)$	$\dot{m}(kg/s)$	$p(kPa)$	$T(^{\circ}C)$	$X(\%LiBr)$	Παρατηρήσεις
1	83	0.053	0.93	34.9	55	
2	83	0.053	9.66	34.9	55	
3	145.4	0.053	9.66	65	55	Ρευστό σε υπόψυξη
4	212.2	0.0486	9.66	90	60	
5	144.2	0.0486	9.66	54.8	60	
6	144.2	0.0486	0.93	44.5	60	
7	2628	0.0044	9.66	85	0	Υπέρθερμος ατμός
8	188.66	0.0044	9.66	44.3	0	Κορεσμένο υγρό νερό
9	188.66	0.0044	0.93	6	0	
10	2511.8	0.0043	0.93	6	0	Κορεσμένος ατμός
11	23.5	0.00011	0.93	6	0	Κορεσμένο υγρό νερό

Στην Εξ. 6 θεωρείται ότι ο ειδικός όγκος (v , m^3/kg) του υγρού διαλύματος δεν αλλάζει σημαντικά από το σημείο 1 στο 2. Ο ειδικός όγκος του υγρού διαλύματος μπορεί να καθοριστεί από την καμπύλη στο Lee et al., 1990 όπου $v = 0.00062 m^3/kg$. Για την παρούσα μελέτη, αφού όλες οι μεταβλητές είναι γνωστές (Πίνακας 3), η ισχύς της αντλίας μπορεί να υπολογιστεί ως:

$$w = 0.29W$$

Τώρα μπορούμε να λύσουμε και την Εξ.(5) ως προς την άγνωστη τιμή της ενθαλπίας στο σημείο 5 όπου είναι $h_5 = 144.2 kJ/kg$. Η θερμοκρασία στο σημείο 5 μπορεί να υπολογιστεί από το Παράρτημα A3 αφού γνωρίζουμε την τιμή της ενθαλπίας και το κλάσμα μάζας της συγκέντρωσης του βρωμιούχου λιθίου (60%-Πίνακας 3). Έτσι η θερμοκρασία είναι $54.8^{\circ}C$.

Τελικά το ισοζύγιο ενέργειας του απορροφητή είναι:

$$Q_a = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad (7)$$

και έχει ως αποτέλεσμα $Q_a = 13.42 kW$

2.2.3 Ανάλυση γεννήτριας

Η είσοδος θερμότητας στη γεννήτρια καθορίζεται από το ισοζύγιο ενέργειας που είναι:

$$Q_g = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (8)$$

και έχει ως αποτέλεσμα $Q_g = 14.2 \text{ kW}$

Η ενθαλπία στο σημείο 7 μπορεί να προσδιοριστεί δεδομένου ότι δίνεται η θερμοκρασία στο σημείο αυτό. Σε γενικές γραμμές στο σημείο 7 υπάρχει υπέρθερμος ατμός και η ενθαλπία μπορεί να καθοριστεί όταν είναι γνωστή η πίεση και η θερμοκρασία (ο υπολογισμός της ενθαλπίας γίνεται με την βοήθεια του πίνακα του Παραρτήματος A4).

2.2.4 Ανάλυση συμπυκνωτή

Η θερμότητα στο συμπυκνωτή μπορεί να καθοριστεί από το ισοζύγιο ενέργειας που είναι:

$$Q_c = \dot{m}_7 (h_7 - h_8) \quad (9)$$

και έχει ως αποτέλεσμα $Q_c = 10.7 \text{ kW}$

2.2.5 Συντελεστής Απόδοσης (COP)

Το COP ορίζεται ως:

$$\text{COP} = Q_c / Q_g \quad (10)$$

και στην περίπτωση αυτή είναι 0.7

Μια περίληψη των ενεργειακών ροών στα διάφορα μέρη του συστήματος παρουσιάζεται στο Πίνακα 4.

Πίνακας 4 : Ροή ενέργειας στα διάφορα μέρη του συστήματος (Florides et al., 2003)

Περιγραφή	Σύμβολο	kW
Χωρητικότητα (ισχύς εξόδου του εξατμιστή)	Q_e	10.0
Ελάχιστο προσφερόμενο έργο αντλίας	w	0.00029
Αποβαλλόμενη θερμότητα του απορροφητή στο περιβάλλον	Q_a	13.42
Είσοδος θερμότητας στη γεννήτρια	Q_g	14.2
Αποβαλλόμενη θερμότητα του συμπυκνωτή στο περιβάλλον	Q_c	10.7
Συντελεστής Απόδοσης	COP	0.7

Για να βρούμε τις κατάλληλες συνθήκες για συγκεκριμένες εφαρμογές χρειάζεται ανάλυση ευαισθησίας χρησιμοποιώντας πρόγραμμα σε υπολογιστή, το οποίο ακολουθεί την διαδικασία που περιγράφηκε πιο πάνω και μαθηματικές συσχετίσεις για τις ιδιότητες των ρευστών που περιγράφονται από τους Florides et al., 2003. Μια τέτοια ανάλυση ευαισθησίας παρουσιάζεται πιο κάτω.

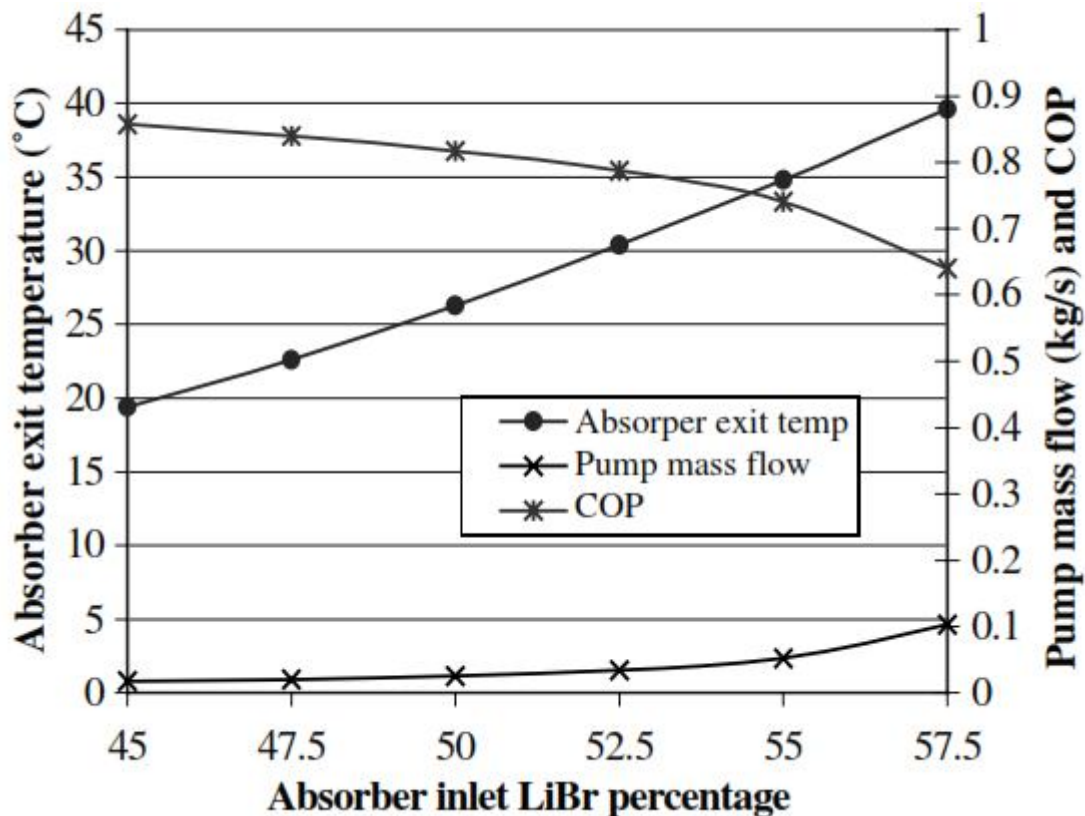
2.3 Ανάλυση ευαισθησίας

2.3.1 Επίδραση της ποσοστιαίας αναλογίας εισόδου του LiBr στον απορροφητή

Για να ελέγξουμε αυτό το αποτέλεσμα θα πρέπει να γίνουν οι ακόλουθες υποθέσεις:

1. Θερμοκρασία εξόδου του διαλύματος από τον εναλλάκτη θερμότητας, $T_3=55^\circ\text{C}$.
2. Θερμοκρασία εξόδου του διαλύματος από τη γεννήτρια, $T_4=75^\circ\text{C}$.
3. Θερμοκρασία συμπυκνωτή, $T_7=70^\circ\text{C}$.
4. Χωρητικότητα εξατμιστή, $Q_e = 10\text{kW}$.
5. Θερμοκρασία εξατμιστή, $T_e = 6^\circ\text{C}$.
6. Ποσοστό εξόδου του LiBr από τον απορροφητή, $x_a = 60\%$.
7. Πίεση στη γεννήτρια και τον συμπυκνωτή, P_g και $P_c = 4.82\text{ kPa}$.
8. Πίεση στον απορροφητή και τον εξατμιστή, P_a και $P_e = 0.93\text{ kPa}$.

Δεδομένου ότι το ποσοστό αναλογίας του LiBr παραμένει σταθερό στα 60%, όσο μεγαλύτερη είναι η διαφορά του ποσοστού εισόδου του LiBr στον απορροφητή από το ποσοστό εξόδου, τόσο μικρότερη θα είναι η κυκλοφορία μάζας στον απορροφητή.



Εικόνα 8 : Επίδραση της ποσοστιαίας αναλογίας εισόδου του LiBr στον απορροφητή (Florides et al., 2003)

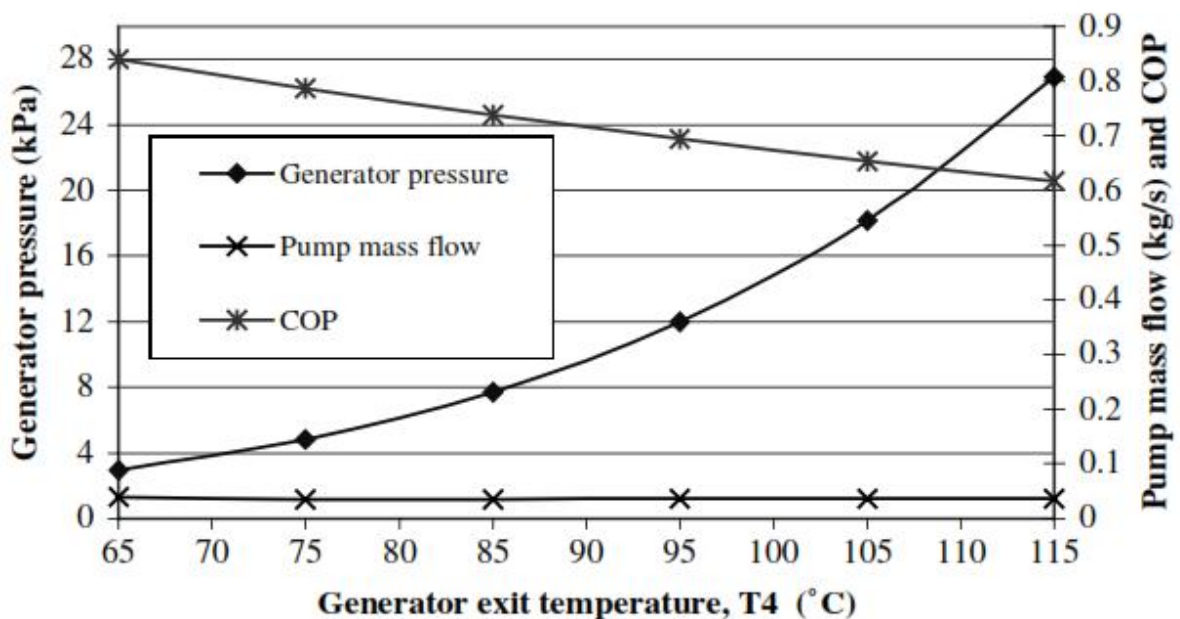
Επιπλέον όπως φαίνεται και στην Εικόνα 8 το COP αυξάνεται με την μείωση της ροής μάζας στην αντλία (Pump mass flow). Από την άλλη για να λειτουργεί ο κύκλος με τις συνθήκες που καθορίσαμε, θα πρέπει η θερμοκρασία εξόδου του απορροφητή να διατηρείται σε χαμηλότερο επίπεδο. Ωστόσο αυτό παρουσιάζει δυσκολίες με την θερμοκρασία του νερού ψύξης του εναλλάκτη θερμότητας απορροφητή. Κανονικά η θερμοκρασία αυτή μπορεί να είναι μεταξύ 20 και 25°C, που σημαίνει ότι η χαμηλότερη θερμοκρασία στην έξοδο του απορροφητή (Absorber exit temperature) θα είναι περίπου 30°C (Florides et al., 2003).

2.3.2 Επίδραση της θερμοκρασίας στη γεννήτρια

Για να ελέγξουμε αυτό το αποτέλεσμα θα πρέπει να γίνουν οι ακόλουθες υποθέσεις:

1. Χωρητικότητα εξατμιστή, $Q_e = 10\text{kW}$.

2. Θερμοκρασία εξόδου του διαλύματος από τον εναλλάκτη θερμότητας, $T_3 = 55^\circ\text{C}$.
3. Θερμοκρασία εξατμιστή, $T_e = 6^\circ\text{C}$.
4. Ποσοστό εισόδου LiBr στον απορροφητή, $x_a = 52.5\%$.
5. Ποσοστό εξόδου LiBr από τον απορροφητή, $x_{ae} = 60\%$.
6. Θερμοκρασία εξόδου του απορροφητή, $T_1 = 30.4^\circ\text{C}$.
7. Πίεση στον απορροφητή και τον εξατμιστή, P_a και $P_e = 0.934$ kPa.



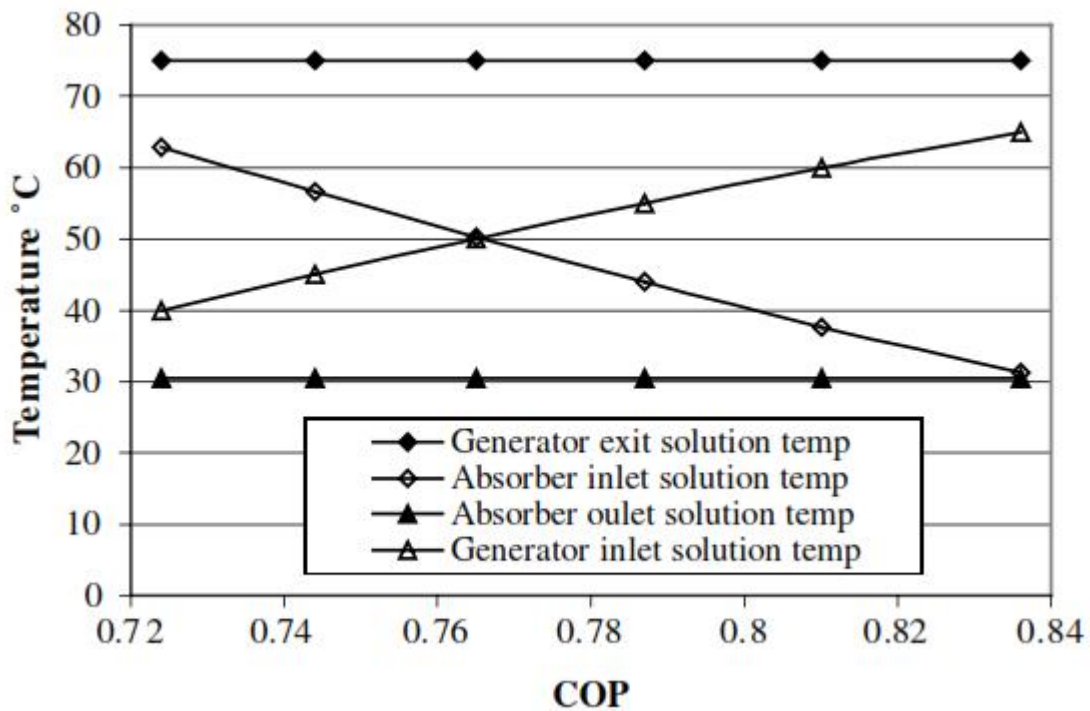
Εικόνα 9 : Επίδραση της θερμοκρασίας στη γεννήτρια (Florides et al., 2003)

Όπως φαίνεται στην Εικόνα 9, όταν η θερμοκρασία της γεννήτριας αυξάνεται, αυξάνεται και η πίεση της γεννήτριας (generator pressure), και αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση του C.O.P του συστήματος νοουμένου ότι οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες σε άλλα σημεία του συστήματος παραμένουν σταθερές. Η ροή μάζας της αντλίας (pump mass flow) αλλάζει ελαφρά από 0.04 kg/s σε θερμοκρασία εξόδου της γεννήτριας (generator exit temperature) 65°C σε 0.037 kg/s στους 115°C .

2.3.3 Επίδραση των θερμοκρασιών του εναλλάκτη θερμότητας

Για να ελέγξουμε αυτό το αποτέλεσμα θα πρέπει να γίνουν οι ακόλουθες υποθέσεις:

1. Χωρητικότητα εξατμιστή, $Q_e = 10\text{kW}$.
2. Θερμοκρασία εξατμιστή, $T_e = 6^\circ\text{C}$.
3. Πίεση στη γεννήτρια και τον συμπυκνωτή, P_g και $P_c = 4.82\text{kPa}$.
4. Ποσοστό εισόδου LiBr στον απορροφητή, $x_a = 52.5\%$.
5. Ποσοστό εξόδου LiBr από τον απορροφητή, $x_{ac} = 60\%$.
6. Θερμοκρασία εξόδου του απορροφητή, $T_1 = 30.4^\circ\text{C}$.
7. Πίεση στον απορροφητή και τον εξατμιστή, P_a και $P_e = 0.93\text{ kPa}$.



Εικόνα 10 : Επίδραση των θερμοκρασιών στον εναλλάκτη θερμότητας (Florides et al., 2003)

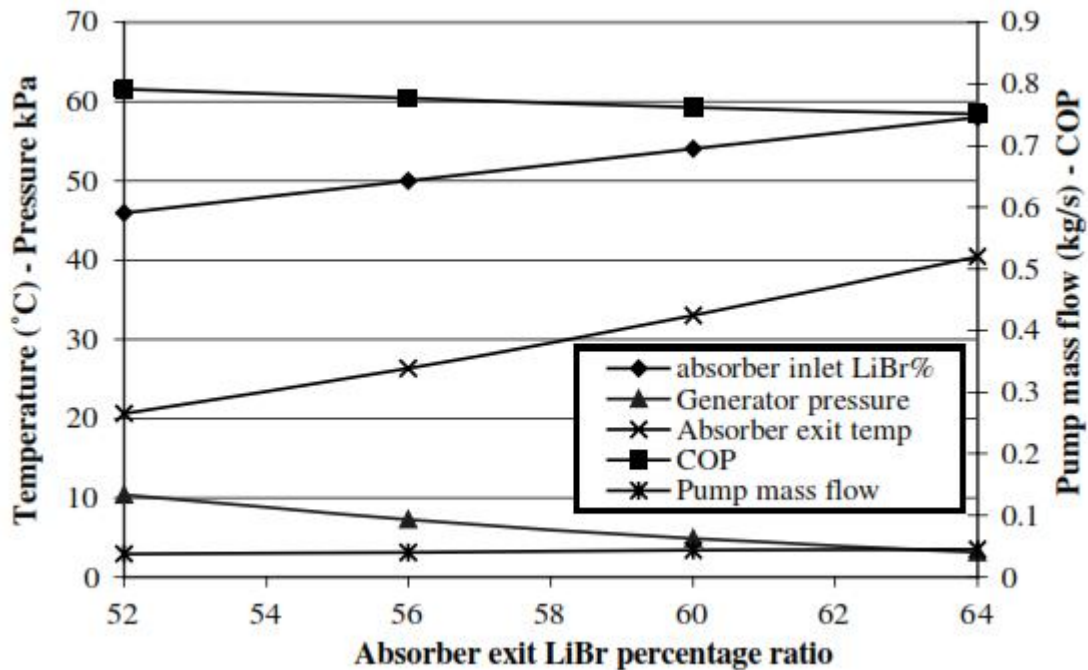
Από την Εικόνα 10 εξάγουμε τα πιο κάτω συμπεράσματα :

Όσο μεγαλύτερο είναι το εμβαδόν του εναλλάκτη θερμότητας τόσο μεγαλύτερη θα είναι και η επίδραση στο σύστημα, αφού χρήσιμη ενέργεια μπορεί να εξαχθεί από το διάλυμα στη γεννήτρια η οποία θα τροφοδοτήσει τον απορροφητή και θα μεταφερθεί στο διάλυμα που επιστρέφει στη γεννήτρια, όπου θα θερμαίνεται στο σημείο εξάτμισης. Όπως παρατηρείται στην Εικόνα 10 το COP του συστήματος υπό τις καθορισμένες συνθήκες αυξάνεται από 0.72 σε 0.84 κατ' ανώτατο όριο.

2.3.4 Επίδραση της ισχύος του διαλύματος στο σύστημα

Για να ελεγχθεί η αποτελεσματικότητα της ισχύος του διαλύματος, θεωρούμε σταθερή διαφορά 6% του ποσοστού εισόδου LiBr στον απορροφητή από το ποσοστό εξόδου. Επίσης θα πρέπει να γίνουν οι ακόλουθες υποθέσεις:

1. Χωρητικότητα εξατμιστή, $Q_e = 10\text{kW}$.
2. Θερμοκρασία εξατμιστή, $T_e = 6^\circ\text{C}$.
3. Θερμοκρασία εξόδου του διαλύματος από τη γεννήτρια, $T_4 = 75^\circ\text{C}$.
4. Θερμοκρασία εξόδου του διαλύματος από τον εναλλάκτη θερμότητας, $T_3 = 55^\circ\text{C}$.
5. Πίεση στον απορροφητή και τον εξατμιστή, P_a και $P_e = 0.93\text{ kPa}$.



Εικόνα 11 : Επίδραση της ισχύος του διαλύματος (Florides et al., 2003)

Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στην Εικόνα 11 αποδεικνύουν ότι με ένα μικρότερο ποσοστό διαλύματος LiBr στον απορροφητή θα είχαμε ελαφρώς καλύτερα αποτελέσματα δεδομένου ότι το διάλυμα θα απορροφούσε τους επιπλέον υδρατμούς πιο εύκολα. Το COP για τις επιλεγμένες συνθήκες κυμαίνεται από 0.75 έως 0.79. Η ροή μάζας στην αντλία (pump mass flow) θα είναι μικρότερη για μικρότερο ποσοστό διαλύματος LiBr και θα κυμαίνεται από 0.038 kg/s έως περίπου 0.045 kg/s. Επίσης η θερμοκρασία εξόδου του διαλύματος από τον απορροφητή (absorber exit temperature) θα πρέπει να διατηρείται σε χαμηλές θερμοκρασίες για μικρότερα ποσοστά διαλύματος LiBr. Όπως αναφέρθηκε πριν, μια λογική θερμοκρασία στην έξοδο του απορροφητή θα είναι περίπου 30°C η οποία θα οδηγήσει σε ένα ποσοστό LiBr άνω του 58% στην έξοδο του απορροφητή (Florides et al., 2003).

2.4 Ανάλυση Ηλιακού Συστήματος που είναι εγκατεστημένο στο ΤΕ.ΠΑ.Κ

Ακολουθώντας την ίδια μέθοδο με το κεφάλαιο 2.2, δηλαδή εφαρμόζοντας τις ίδιες παραδοχές για υπολογισμό του συντελεστή απόδοσης (COP) του ψύκτη και τις ροές ενέργειας στα διάφορα μέρη του συστήματος χρησιμοποιώντας θεωρητικούς τύπους, εισάγουμε τις πραγματικές μετρήσεις που πήραμε από το ηλιακό σύστημα που είναι εγκατεστημένο στο κτίριο του Συκοπετρίτη.

Οι μετρήσεις που χρησιμοποιήθηκαν στους θεωρητικούς τύπους παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.

Πίνακας 5 : Μετρήσεις του συστήματος που χρησιμοποιήθηκαν στο πρόγραμμα

Παράμετρος	Σύμβολο	Μέτρηση Συστήματος
Χωρητικότητα	Q_e	95KW
Θερμοκρασία εξατμιστή	T_{10}	11°C
Θερμοκρασία εξόδου του διαλύματος από την γεννήτρια	T_4	70°C
Κλάσμα μάζας αραιού διαλύματος	X_1	55% LiBr
Κλάσμα μάζας ισχυρού διαλύματος	X_4	60% LiBr
Θερμοκρασία εξόδου του διαλύματος από τον εναλλάκτη θερμότητας	T_3	43°C
Θερμοκρασία εξόδου του ατμού από την γεννήτρια	T_7	63°C
Υγρό που μεταφέρεται από τον εξατμιστή	\dot{m}_{11}	$0.025\dot{m}_{10}$

Με τα πιο πάνω δεδομένα και χρησιμοποιώντας την ίδια διαδικασία όπως και προηγουμένως παίρνουμε τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στον Πίνακα 6 και 7. Ο Πίνακας 6

παρουσιάζει την ενθαλπία, την θερμοκρασία και την ροή μάζας του ρευστού σε κάθε σημείο σύμφωνα και με τις Εικόνες 4,5,6. Ο Πίνακας 7 παρουσιάζει την ροή ενέργειας στα διάφορα μέρη του συστήματός μας.

Πίνακας 6: Αποτελέσματα για κάθε σημείο του συστήματος απορρόφησης στο Συκοπετρίτη

<i>Σημείο</i>	<i>h(kJ/kg)</i>	<i>ṁ(kg/s)</i>	<i>T(°C)</i>
1	94.71	0.49	40.5
2	94.71	0.49	40.5
3	99.85	0.45	43
4	173.58	0.45	70
5	167.98	0.45	67.1
6	167.98	0.45	50.3
7	2603.7	0.04	63
8	1112.94	0.04	27.2
9	112.94	0.04	11
10	2521.1	0.04	11
11	44.58	0.001	11

Πίνακας 7: Ροή ενέργειας στα διάφορα μέρη του συστήματος απορρόφησης στο Συκοπετρίτη

Περιγραφή	Σύμβολο	kW
Χωρητικότητα (ισχύς εξόδου του εξατμιστή)	Q_e	95.0
Ελάχιστο προσφερόμενο έργο αντλίας	w	0.0007
Αποβαλλόμενη θερμότητα του απορροφητή στο περιβάλλον	Q_a	128.4
Είσοδος θερμότητας στη γεννήτρια	Q_g	134.2
Αποβαλλόμενη θερμότητα του συμπυκνωτή στο περιβάλλον	Q_c	100.8
Συντελεστής Απόδοσης	COP	0.71

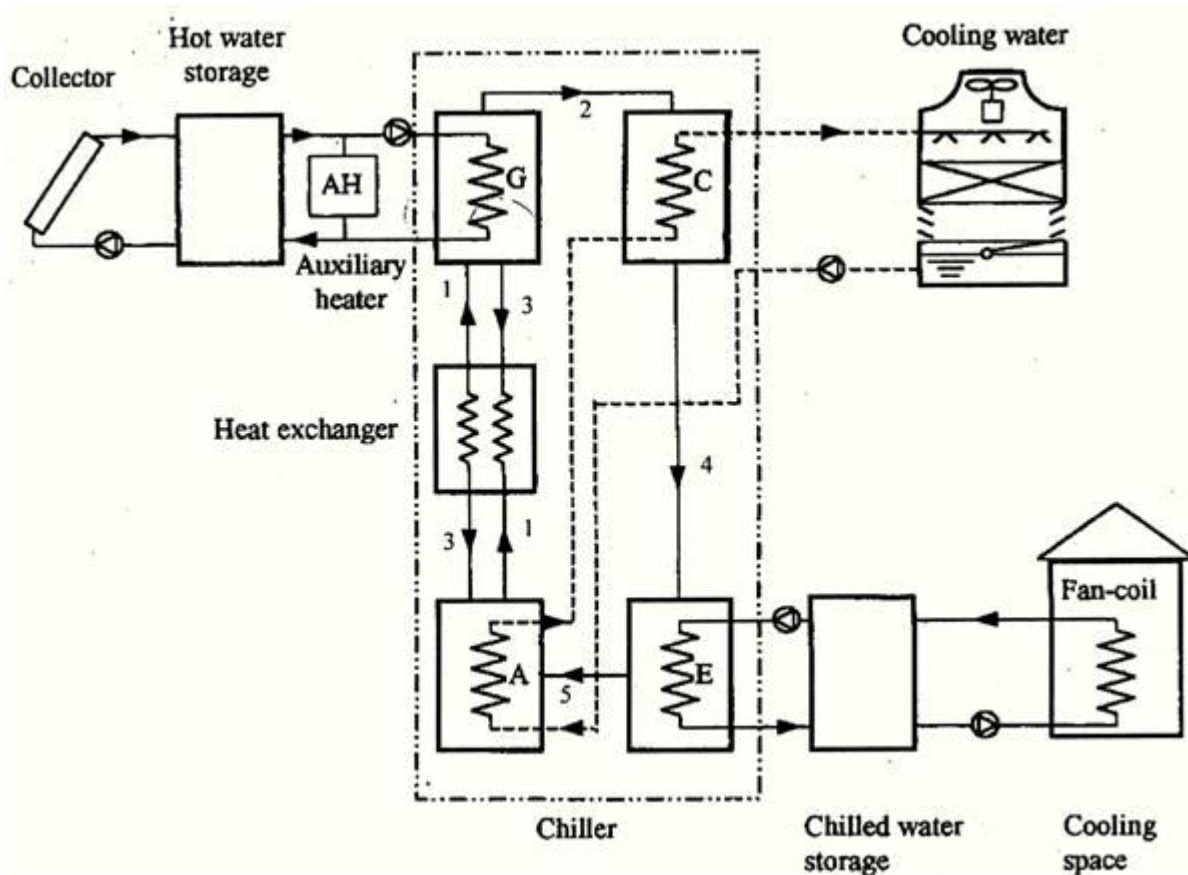
Παρατηρούμε ότι θεωρητικά και σύμφωνα τις τιμές εισόδου που δώσαμε ο ψύκτης μας θα πρέπει να έχει Συντελεστή Απόδοσης (COP) κοντά στο 0.708. Με την ανάλυση που θα γίνει στο κεφάλαιο 5.2 θα βρεθεί ο Συντελεστής Απόδοσης πρακτικά και θα συγκριθεί στο κεφάλαιο 7 που είναι τα Συμπεράσματα.

3 Ηλιακό Σύστημα Απορρόφησης LiBr – Νερού

3.1 Ηλιακό σύστημα ψύξης απορρόφησης

3.1.1 Λειτουργία απλού ηλιακού συστήματος ψύξης απορρόφησης

Η Εικόνα 12 παρουσιάζει το σχηματικό διάγραμμα της βασικής αρχής του ηλιακού συστήματος ψύξης απορρόφησης. Εδώ, η ηλιακή ενέργεια που αποκτήθηκε μέσω του συλλέκτη, συσσωρεύεται μέσα στη δεξαμενή αποθήκευσης (storage tank). Στη συνέχεια, το ζεστό νερό από τη δεξαμενή αποθήκευσης τροφοδοτείται στη γεννήτρια (G-generator) για να βράσει το διάλυμα βρωμιούχου λιθίου – νερού με σκοπό να δημιουργήσει υδρατμούς.



Εικόνα 12 : Σχηματικό διάγραμμα απλού ηλιακού συστήματος ψύξης απορρόφησης (Mittal et al., 2005)

Οι υδρατμοί που παράγονται ψύχονται στον συμπυκνωτή (C-condenser) και στη συνέχεια διαβιβάζονται στον εξατμιστή (E-evaporator) όπου και πάλι εξατμίζονται σε χαμηλή πίεση, παρέχοντας έτσι την ψύξη στο χώρο. Εν τω μεταξύ, το ισχυρό διάλυμα αφήνοντας την

γεννήτρια (G) προς τον απορροφητή (A-absorber) διέρχεται μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας (heat exchanger) για την προθέρμανση του ασθενούς (αραιού) διαλύματος που εισέρχεται στη γεννήτρια (G). Στον απορροφητή (A), το ισχυρό διάλυμα απορροφά τους υδρατμούς που εξέρχονται από τον εξατμιστή (E). Το νερό ψύξης (cooling water) που προέρχεται από τον πύργο ψύξης (cooling tower) αφαιρεί την θερμότητα από την ανάμειξη του διαλύματος LiBr και του νερού στον απορροφητή (A) και την συμπύκνωση των υδρατμών στον συμπυκνωτή (C). Δεδομένου ότι η θερμοκρασία του απορροφητή (A) έχει υψηλότερη επίδραση στην αποτελεσματικότητα του συστήματος από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης, η αποβολή θερμότητας (νερό ψύξης) επιτρέπει την ροή ρευστού, πρώτα διαμέσου του απορροφητή (A) και στη συνέχεια του συμπυκνωτή (C). Στο σύστημα υπάρχει μια βοηθητική πηγή ενέργειας (Auxiliary heater-AH) για να παρέχει ζεστό νερό στη γεννήτρια (G) όταν η ηλιακή ενέργεια δεν είναι επαρκής για να θερμάνει το νερό στην απαιτούμενη θερμοκρασία που απαιτείται από τη γεννήτρια. Η πλήρης μαθηματική μοντελοποίηση ενός ηλιακού υποβοηθούμενου συστήματος ψύξης απορρόφησης, απαιτεί την ξεχωριστή μοντελοποίηση του συστήματος απορρόφησης και του συστήματος των ηλιακών συλλεκτών (Mittal et al., 2005).

3.1.2 Τύποι ηλιακών συλλεκτών

Ένας σημαντικός παράγοντας στο ηλιακό σύστημα ψύξης απορρόφησης είναι η επιλογή του κατάλληλου τύπου ηλιακών συλλεκτών. Η κατασκευή και ο τύπος των ηλιακών συλλεκτών σχετίζονται με την λειτουργία και την αποτελεσματικότητα ολόκληρου του ηλιακού συστήματος. Πιο κάτω παρουσιάζονται τρεις κύριοι τύποι ηλιακών συλλεκτών :

A) Επίπεδοι συλλέκτες (Flat Plate Collectors) :

Οι επίπεδοι συλλέκτες (Εικόνα 13) χρησιμοποιούνται κυρίως για την παραγωγή ζεστού νερού. Το εξωτερικό περίβλημα των συλλεκτών, συνήθως είναι κατασκευασμένο από αντιδιαβρωτικό γαλβανισμένο φύλλο χάλυβα ψεκασμένο με μπογιά aluzinc. Το περίβλημα καλύπτεται με μονό γυαλί πάχους 4 χιλιοστών και σφραγίζεται με ελαστικό παρέμβυσμα. Η πλάκα απορρόφησης είναι συνήθως κατασκευασμένη από χαλκό. Υψηλή απορρόφηση ακτινοβολίας επιτυγχάνεται με το μαύρο ματ φινίρισμα στην επιφάνεια του χαλκού, η οποία έχει υψηλό συντελεστή απορρόφησης. Το κάτω μέρος της πλάκας του απορροφητή και του

περιβλήματος είναι καλά μονωμένο για τη μείωση των απωλειών αγωγιμότητας συνήθως με υαλοβάμβακα 50 mm. Κάθε επίπεδος συλλέκτης αποτελείται συνήθως από 12 ομοιόμορφα κατανομημένους παράλληλους σωλήνες χαλκού με διάμετρο 15mm. Η απόδοση (η) ενός επιπέδου συλλέκτη ορίζεται ως το πηλίκο της πραγματικής ωφέλιμης ενέργειας που έχει συλλεγεί, δια της συνολικής ενέργειας που προσπίπτει στο συλλέκτη. Η απόδοση του συλλέκτη διαμορφώνεται ως εξής:

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - a_2 \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \quad (11)$$

όπου :

η = απόδοση συλλέκτη

a_0 = μέγιστη απόδοση (intercept efficiency)

a_1 = συντελεστής αποτελεσματικότητας πρώτου βαθμού (kJ/hr-m²-K)

a_2 = συντελεστής αποτελεσματικότητας δευτέρου βαθμού (kJ/hr-m²-K)

T_i = θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στο συλλέκτη (°C)

T_a = θερμοκρασία περιβάλλοντος (°C)

I_T = συνολική προσπίπτουσα ακτινοβολία σε μια επίπεδη επιφάνεια (kJ/hr-m²)

Συνήθη χαρακτηριστικά αυτού του τύπου επιπέδου συλλέκτη παρουσιάζονται στον Πίνακα 8.

Πίνακας 8 : Συνήθη χαρακτηριστικά επίπεδου συλλέκτη (Florides et al., 2002)

Παράμετρος	Τιμή
C_p – Ειδική θερμότητα του ρευστού στο συλλέκτη (Specific heat of collector fluid) (kJ/kg-K)	4.2 (νερό)
Λειτουργία της αποδοτικότητας (Efficiency mode)	$\eta \nu_s (T_i - T_a)/I_T$
G_{test} – Ρυθμός ροής ανά μονάδα επιφάνειας σε συνθήκες δοκιμής (Flow rate per unit area at test conditions) (kJ/hr-m ²)	54
a_0 – μέγιστη απόδοση (intercept efficiency)	0.8
a_1 - συντελεστής αποτελεσματικότητας πρώτου βαθμού (Negative of the first-order coefficient of the efficiency) (kJ/hr-m ² -K)	24
a_2 - συντελεστής αποτελεσματικότητας δευτέρου βαθμού (Negative of the second-order coefficient of the efficiency) (kJ/hr-m ² -K)	0

Οι συμβατικοί επίπεδοι συλλέκτες κατασκευάστηκαν για χρήση σε θερμά και ηλιόλουστα κλίματα, και έχουν θερμοκρασίες λειτουργίας από 60°C - 80°C περίπου. Κατά τη διάρκεια ημερών κρύου, συννεφιάς και δυνατών ανέμων μειώνεται η απόδοση των συλλεκτών αισθητά. Επιπλέον, η συμπύκνωση υδρατμών και η υγρασία μπορεί να προκαλέσει πρόωρη φθορά των εσωτερικών υλικών εάν ο συλλέκτης δεν είναι καλής ποιότητας με αποτέλεσμα την μειωμένη απόδοση και την αποτυχία του συστήματος.

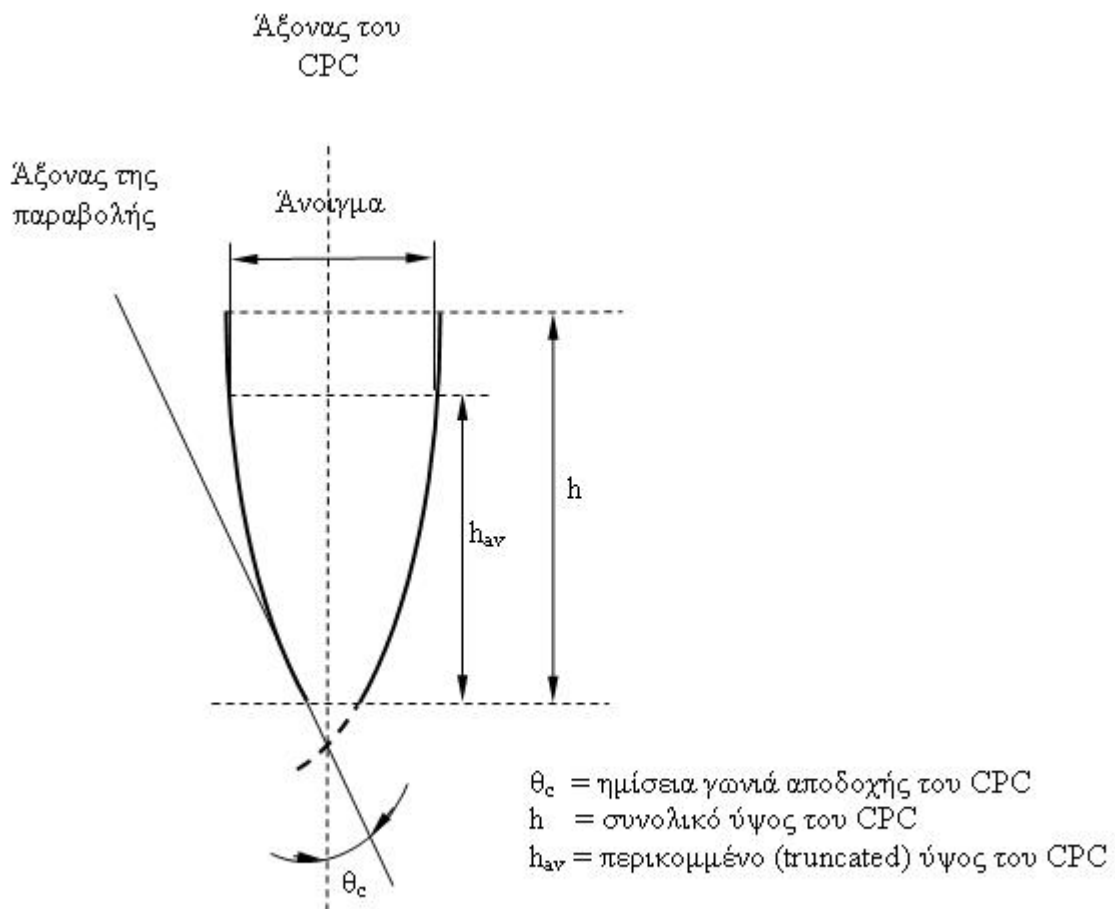


Εικόνα 13 : Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες.

B) Συγκεντρωτικοί συλλέκτες σύνθετης παραβολής (Compound Parabolic Concentrating Collectors - CPC) :

Οι συλλέκτες αυτοί χρησιμοποιούν καμπυλωτές αντανακλαστικές επιφάνειες για να συγκεντρώσουν το ηλιακό φως σε μια μικρή απορροφητική επιφάνεια. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες σύνθετης παραβολής χρησιμοποιούνται για εφαρμογές με υψηλότερες θερμοκρασίες νερού από ότι οι επίπεδοι συλλέκτες. Τέτοιοι συλλέκτες εστίασης αποδίδουν πολύ καλά στο άμεσο ηλιακό φως αλλά, ανάλογα με τον λόγο συγκέντρωσης, δεν συμπεριφέρονται καλά κάτω από νεφελώδη ή θολό ουρανό επειδή μόνο λίγες ακτίνες λαμβάνονται και αντανακλώνται στον απορροφητή. Ένα σύστημα συγκεντρωτικού συλλέκτη σύνθετης παραβολής μπορεί να λειτουργήσει είτε ως ένα στατικό σύστημα, είτε ως σύστημα που ακολουθεί τον ήλιο. Στα στατικά συστήματα, ένα μεγάλο μέρος του ηλιακού φωτός που χτυπά τον συγκεντρωτικό ανακλαστήρα, συχνά δεν φτάνει στον απορροφητήρα. Οι συσκευές παρακολούθησης επιτρέπουν στο συλλέκτη να ακολουθήσει τη κίνηση του ήλιου στον ουρανό. Αυτό εξασφαλίζει ότι ο συγκεντρωτής είναι στραμμένος πάντα προς τον ήλιο και τα συστήματα αυτά χρησιμοποιούνται συνήθως για εφαρμογές υψηλότερης θερμοκρασίας. Οι

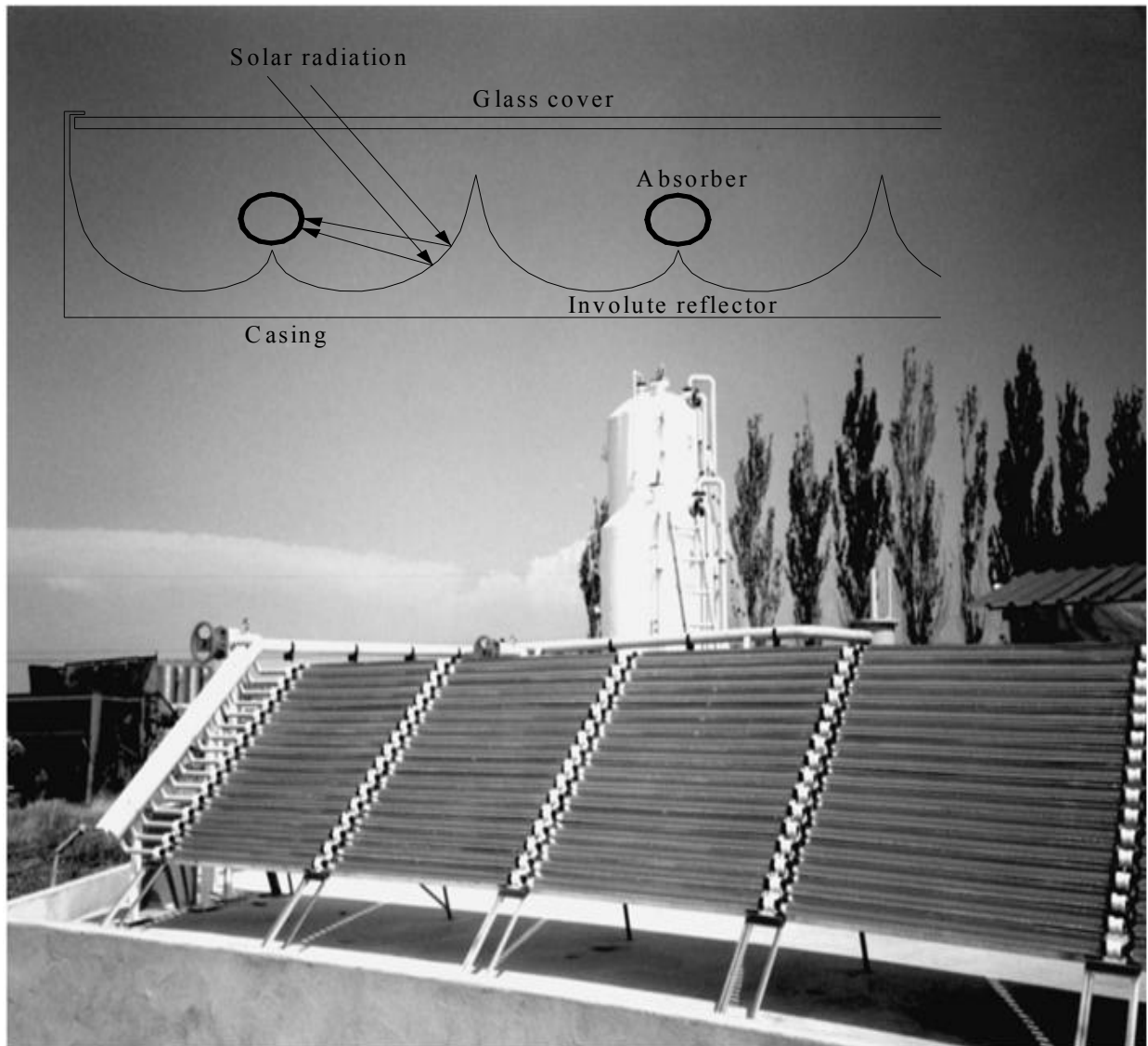
Συγκεντρωτικοί συλλέκτες σύνθετης παραβολής έχουν θερμοκρασία λειτουργίας περίπου 100°C - 200°C. Δεδομένου ότι οι οικιακές εφαρμογές απαιτούν μέτριες θερμοκρασίες, προτιμάται η χρησιμοποίηση στατικών συστημάτων. Επίσης τα στατικά συστήματα είναι λιγότερο δαπανηρά και πιο εύκολα στην εγκατάσταση και συντήρηση. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες λειτουργούν καλύτερα σε περιβάλλον με υψηλό ποσοστό άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας όπως είναι η Κύπρος. Η γεωμετρία αυτού του τύπου συλλέκτη παρουσιάζεται στην Εικόνα 14 και τα χαρακτηριστικά στον Πίνακα 9.



Εικόνα 14 : Γεωμετρία του συγκεντρωτικού παραβολικού συλλέκτη (Florides et al., 2002)

Πίνακας 9 : Συνήθη χαρακτηριστικά συγκεντρωτικού παραβολικού συλλέκτη (Florides et al., 2002)

Παράμετρος	Τιμή
C_p – Ειδική θερμότητα του ρευστού στο συλλέκτη (Specific heat of collector fluid) (kJ/kg-K)	4.2 (νερό)
F' - Συντελεστής απόδοσης συλλέκτη (Collector efficiency factor)	0.9
U_L – Συνολικός συντελεστής απώλειας του συλλέκτη ανά μονάδα περιοχής ανοίγματος (Overall loss coefficient of collector per unit aperture area) (kJ/hr-m ² -K)	5.4
ρ_R – Ανακλαστικότητα των τοίχων του CPC (Reflectivity of walls of CPC)	0.85
θ_c - Ημίσεια γωνιά αποδοχής του CPC (Half-acceptance angle of CPC) (°C)	45
h_{av}/h – Αναλογία περικομμένου με πλήρους ύψους του CPC (Ratio of truncated to full height of CPC)	0.67
Προσανατολισμός άξονα (Axis orientation)	Ο άξονας του δέκτη είναι οριζόντιος και σε ένα επίπεδο με κλίση β (εγκάρσια)
a – Απορροφητικότητα της πλάκας απορρόφησης (Absorbance of absorber plate)	0.95
N_G – Αριθμός πλακών καλύμματος (Number of cover plates)	1
n_R – Δείκτης διαθλάσεως του υλικού κάλυψης (Index of refraction of cover material)	1.53
KL – γινόμενο του συντελεστή απόσβεσης και του πάχους της κάθε πλάκας κάλυψης (Product of extinction coefficient and the thickness of each cover plate)	0.04



Εικόνα 15 Συγκεντρωτικός Παραβολικός Συλλέκτης.

Γ) Συλλέκτες κενού (Evacuated tube collectors) :

Οι συλλέκτες κενού (Εικόνα 16) είναι πολύ αποδοτικοί, έχουν θερμοκρασίες λειτουργίας που κυμαίνονται από 75°C-175°C και είναι κατασκευασμένοι από ένα σωλήνα απορρόφησης που περικλείεται μέσα σε ένα μεγαλύτερο γυάλινο σωλήνα. Ο σωλήνας απορρόφησης μπορεί επίσης να συνδέεται με ένα μαύρο πτερύγιο χαλκού που γεμίζει τον σωλήνα (απορροφητική πλάκα). Στο χώρο μεταξύ του γυαλιού και του απορροφητή δημιουργείται κενό. Έτσι μόνο θερμότητα που μεταδίδεται με ακτινοβολία μεταφέρεται από το σωλήνα απορρόφησης προς το εξωτερικό του συλλέκτη και με τον τρόπο αυτό η απόδοση του συλλέκτη αυξάνεται. Οι

σωλήνες τοποθετούνται συνήθως σε διανομέα (manifold) και το θερμαινόμενο υγρό είτε χρησιμοποιείται απευθείας είτε κυκλοφορεί μέσα σε εναλλάκτη θερμότητας όπου αποδίδει την θερμότητά του στο νερό. Η επικαλυμμένη επιφάνεια του απορροφητικού σωλήνα έχει υψηλή απορρόφηση (>92%) της ηλιακής ακτινοβολίας και χαμηλό συντελεστή εκπομπής (<6%) για την υπέρυθη ακτινοβολία θερμότητας. Συνήθη χαρακτηριστικά αυτού του τύπου συλλέκτη παρουσιάζονται στο Πίνακα 10.

Πίνακας 10 : Συνήθη χαρακτηριστικά συλλέκτη κενού (Florides et al., 2002)

Παράμετρος	Τίμη
Cp – Ειδική θερμότητα του ρευστού στο συλλέκτη (Specific heat of collector fluid) (kJ/kg-K)	4.2 (νερό)
Είδος αποδοτικότητας (Efficiency mode)	$\eta_{vs} (T_{av} - T_a)/I_T$
G _{test} – Ρυθμός ροής ανά μονάδα επιφάνειας σε συνθήκες δοκιμής (Flow rate per unit area at test conditions) (kJ/hr-m ²)	50
a ₀ - μέγιστη απόδοση (Intercept efficiency)	0.8
a ₁ – συντελεστής αποτελεσματικότητας πρώτου βαθμού (Negative of the first-order coefficient of the efficiency) (kJ/hr-m ² -K)	7.9

Η απόδοση του συστήματος που χρησιμοποιεί αυτά τα είδη συλλεκτών θα πρέπει να διερευνηθεί προκειμένου να επιλεγεί η πιο κατάλληλη εφαρμογή για κάθε περίπτωση αφού γίνει και εξέταση της οικονομικής βιωσιμότητας του συστήματος (Florides et al., 2002).



Εικόνα 16 : Συλλέκτες κενού (Evacuated tube collectors).

3.1.3 Εφαρμογές ηλιακών συστημάτων ψύξης απορρόφησης

Πιο κάτω παρουσιάζονται μερικές εφαρμογές συστημάτων ψύξης απορρόφησης σε διάφορες χώρες :

Ηλιακό σύστημα ψύξης εφαρμόστηκε στη Σχολή Μηχανικών της Σεβίλλης στην Ισπανία. Το σύστημα αποτελείται από σύνθετο σύστημα LiBr – νερού και 352m² συγκεντρωτικούς γραμμικούς συλλέκτες. Η μέση απόδοση των συλλεκτών ήταν 35% και ο συντελεστής απόδοσης του συστήματος (COP) κυμαίνεται από 1.1-1.25. Η ηλιακή ενέργεια αντιπροσωπεύει το 75% της συνολικής θερμικής ισχύος της γεννήτριας. Το συμπέρασμα ήταν ότι σε ηλιόλουστες χώρες η εξοικονόμηση ενέργειας με το ηλιακό σύστημα είναι αρκετά μεγάλη και συμφέρουσα (Bermejo et al., 2010).

Ηλιακή ψύξη ενός χώρου 40m² εφαρμόστηκε στην Μαδρίτη της Ισπανίας. Χρησιμοποιήθηκαν επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες 42.2m², απλό σύστημα LiBr – νερού 4.5kW, εναλλάκτης θερμότητας 25kW και δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού 1.5m³. Ο συντελεστής απόδοσης του συστήματος ήταν 0.62 (Lizarte et al., 2012) .

Ηλιακό σύστημα ψύξης εφαρμόστηκε στη Σαραγόσα της Ισπανίας. Αποτελείτο από 37.5m² επίπεδους συλλέκτες και απλό σύστημα LiBr – νερού 4.5kW. Ο συντελεστής απόδοσης του συστήματος ήταν 0.6. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης του ηλιακού συστήματος ήταν ενθαρρυντικά αλλά χρειαζόταν να αυξήσουν το COP και έτσι αποφάσισαν να εφαρμόσουν και γεωθερμία στο υφιστάμενο σύστημα. Μελέτες έδειξαν ότι είναι δυνατή η αύξηση του COP μέχρι και 42% (Monné et al., 2011).

Ηλιακό σύστημα ψύξης εφαρμόστηκε στην Τυνησία σε κτήριο 150m². Το σύστημα περιλάμβανε απλό σύστημα LiBr – νερού χωρητικότητας 11kW, 37.5m² επίπεδων ηλιακών συλλεκτών με κλίση 35° από το οριζόντιο και 0.8m³ δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού. Το COP του συστήματος ήταν 0.72. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι η ηλιακή ψύξη απορρόφησης είναι κατάλληλη κάτω από τις μετεωρολογικές συνθήκες της

Τυνησίας. Παρά το υψηλό αρχικό κόστος τους, τα συστήματα αυτά θα μπορούσαν να βοηθήσουν στην ελαχιστοποίηση της χρήσης των ορυκτών καυσίμων και στη μείωση της ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας από το εθνικό δίκτυο, ιδίως σε περιόδους αιχμής το καλοκαίρι (Balghouthi et al., 2008).

Ηλιακό σύστημα ψύξης ενός χώρου 50m^2 εφαρμόστηκε στη Σαγκάη της Κίνας. Χρησιμοποιήθηκαν 96m^2 συλλέκτες κενού, απλό σύστημα LiBr – νερού χωρητικότητας 8kW , δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού 3m^3 και εναλλάκτης θερμότητας 20kW . Οι συλλέκτες τοποθετήθηκαν με κλίση 30° από το οριζόντιο για καλύτερη απόδοση. Το COP του συστήματος ήταν 0.31 το οποίο είναι πολύ χαμηλό για την ηλιακή ακτινοβολία που απορροφούσαν οι συλλέκτες ολόκληρη την μέρα και έφτανε τα $17.7\text{MJ}/\text{m}^2$. Αυτό οφείλετο στη αναξιόπιστη ποιότητα κατασκευής του ψύκτη απορρόφησης (Yin et al., 2012).

Ηλιακό σύστημα ψύξης εφαρμόστηκε σε ένα τυπικό σπίτι στη Μαδρίτη της Ισπανίας. Το σύστημα περιλάμβανε 49.9m^2 επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες, απλό σύστημα LiBr – νερού 35kW και δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού 2m^3 . Η κλίση των συλλεκτών ήταν περίπου 40° από το οριζόντιο. Το μέσο COP του συστήματος ήταν 0.42 το οποίο είναι μέτριο και οφείλεται στις υψηλές απώλειες θερμότητας στη δεξαμενή αποθήκευσης, στις σωληνώσεις και στην πλάκα του εναλλάκτη θερμότητας. Για να βελτιωθεί το COP του συστήματος προτάθηκε να τοποθετηθεί μονωτικό υλικό στη δεξαμενή αποθήκευσης νερού για να μειωθεί ο συντελεστής απώλειας της θερμότητας. Επίσης οι σωλίνες από χάλυβα πρέπει να αντικατασταθούν με σωλίνες UPVC (πλαστικό). Ακόμη θα πρέπει να τοποθετηθεί ένα κύκλωμα παράκαμψης που θα επιτρέπει στο νερό του συλλέκτη να αναμιχθεί με το νερό της δεξαμενής αποθήκευσης όταν το σύστημα δεν περιέχει πρόσθετο αντιψυκτικό, για να αποφευχθούν οι υψηλές απώλειες θερμότητας στη πλάκα του εναλλάκτη θερμότητας (Syed et al., 2005).

Στον Πίνακα 11 πιο κάτω παρουσιάζονται συνοπτικά οι περιγραφείσες μελέτες. Το γενικό συμπέρασμα είναι ότι η απόδοση των απλών συστημάτων LiBr–νερού κυμαίνεται από $0.3-0.7$, έχουν υψηλό αρχικό κόστος εγκατάστασης, απαιτούν καλές μονώσεις των διαφόρων

εξαρτημάτων και μηχανημάτων και βασίζονται στην αξιόπιστη κατασκευή του ψύκτη απορρόφησης

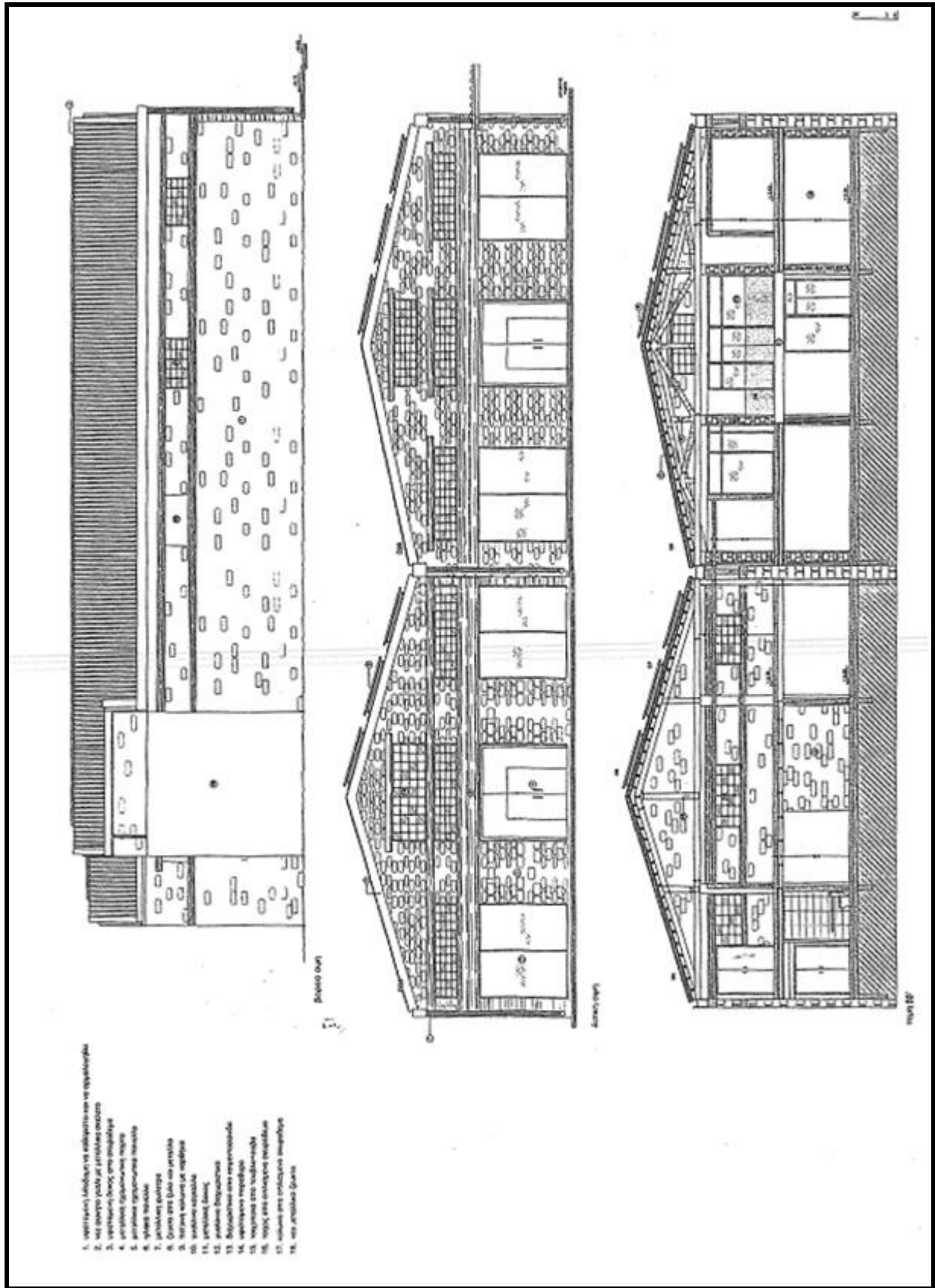
Πίνακας 11 : Συνοπτικός Πίνακας Εφαρμογών

Σύστημα / Συλλέκτες	Εφαρμογή	COP	Σχόλια
Σύνθετο σύστημα LiBr–νερού Συγκεντρωτικοί Γραμμικοί συλλέκτες	Σχολή Μηχανικών της Σεβίλλης στην Ισπανία	1.1-1.25	Σε ηλιόλουστες χώρες η εξοικονόμηση ενέργειας με το ηλιακό σύστημα είναι αρκετά μεγάλη και συμφέρουσα.
Απλό σύστημα LiBr–νερού Επίπεδοι συλλέκτες	Μαδρίτη-Ισπανία	0.62	
Απλό σύστημα LiBr–νερού Επίπεδοι συλλέκτες	Σαραγόσα-Ισπανία	0.6	Προτάθηκε να χρησιμοποιηθεί και γεωθερμία για αύξηση του COP.
Απλό σύστημα LiBr–νερού Επίπεδοι συλλέκτες	Τυνησία	0.72	Ψηλό αρχικό κόστος αλλά ελαχιστοποιείται η χρήση ορυκτών καυσίμων και ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας.
Απλό σύστημα LiBr–νερού Επίπεδοι συλλέκτες	Μαδρίτη-Ισπανία	0.42	Μέτριο COP, οφείλεται στις ψηλές απώλειες θερμότητας στη δεξαμενή αποθήκευσης, στις σωληνώσεις και στην πλάκα του εναλλάκτη θερμότητας.
Απλό σύστημα LiBr–νερού Συλλέκτες κενού	Σαγκάη-Κίνα	0.31	Μικρό COP, οφείλεται στην αναξιόπιστη ποιότητα της κατασκευής του ψύκτη απορρόφησης.

4 Ηλιακό σύστημα ψύξης και θέρμανσης στα εργαστήρια των Μηχανολόγων Μηχανικών

4.1 Περιγραφή κτηρίου

Το κτήριο χρησιμοποιείται για πολλά χρόνια ως αποθήκες και το εμβαδόν του καλύπτει 1400m². Το 2010 το κτήριο ανακαινίστηκε και τώρα χρησιμοποιείται ως εργαστήρια και αίθουσες διδασκαλίας του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών και Επιστήμης και Μηχανικής Υλικών του Τεχνολογικού Πανεπιστημίου Κύπρου (ΤΕ.ΠΑ.Κ). Η ανακαίνιση που έγινε δεν επηρέασε τους τοίχους του κτηρίου που έχουν κτιστεί κατά το 1950 και αποτελούνται από κομμάτια ασβεστόλιθου πάχους 50cm. Στο κτήριο έχουν τοποθετηθεί διπλά τζάμια και η οροφή ανακατασκευάστηκε από την αρχή και τοποθετήθηκε ακουστική μόνωση πάχους 200mm με πετροβάμβακα. Το συνολικό ψυκτικό φορτίο του κτηρίου εκτιμάται ότι είναι 250KW. Στο κτήριο έχει εγκατασταθεί και λειτουργεί εδώ και 1 χρόνο, κεντρικό Ηλιακό Σύστημα Κλιματισμού (Θέρμανσης και Ψύξης). Επίσης έχει τοποθετηθεί βοηθητικό σύστημα για τον Πύργο ψύξης συνδεδεμένο με νερό πηγαδιού. Το Σύστημα Ηλιακού Κλιματισμού βασίζεται στην ολοκληρωμένη κάλυψη των ψυκτικών αναγκών του κτηρίου από Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας και είναι συνδεδεμένο με Ενεργειακό Σύστημα Διαχείρισης κτηρίου. Το κτήριο έχει ελάχιστο ύψος 6m και η κλίση της οροφής είναι 20°. Οι ηλιακοί συλλέκτες έχουν εγκατασταθεί στη νότια πλευρά του κτηρίου. Η Εικόνα 17 παρουσιάζει την βόρεια και δυτική όψη του κτιρίου (Florides and Kalogirou,2009).



Εικόνα 17 : Βόρεια και Δυτική όψη του κτιρίου

4.1.1 Περιγραφή συστήματος

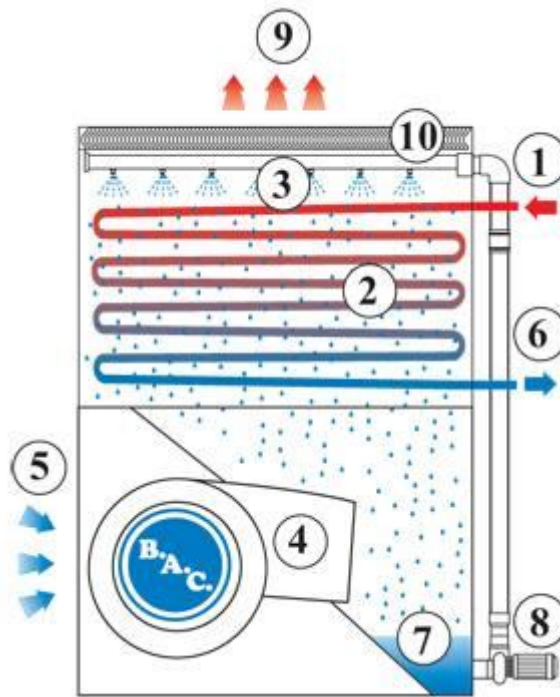
Οι κύριες συσκευές που χρησιμοποιούνται στο Σύστημα Ηλιακού Κλιματισμού παρουσιάζονται στον Πίνακα 12.

Πίνακας 12 : Κύριες Συσκευές στο Σύστημα Ηλιακού Κλιματισμού/Γεωθερμίας

Περιγραφή συσκευής	Αριθμός συσκευής
Ψύκτης Απορρόφησης 95KW	3
Κύλινδρος αποθήκευσης ζεστού νερού χωρητικότητας 4700ltr	3
Λέβητας πετρελαίου 155 KW	2
Ηλιακοί συλλέκτες τύπου κενού	69
Γεωθερμικός εναλλάκτης τύπου δύο πηγαδιών	1
Υδροψυκτος πύργος ψύξης κλειστού τύπου 425 KW	1
Αντλίες κρύου και ζεστού νερού	8

Χαρακτηριστικά Υδροψυκτου πύργου ψύξης κλειστού τύπου 425 KW:

- Εισαγωγέας: Baltimore Aircoil International NV
- Αριθμός μοντέλου: VXI 50-3
- Σειριακός αριθμός (serial number): H100113301
- Ροή αέρα (air flow): 15.7m³/s
- Μοτέρ ανεμιστήρα (Fan motor): (1*)11KW
- Ροή νερού (Water flow): 13.9 l/s
- Μοτέρ αντλίας (Pump motor): (1*)1.5 KW



**Εικόνα 18 : Σχηματικό διάγραμμα λειτουργίας του Υδρόψυκτου πύργου ψύξης κλειστού τύπου
(Baltimore Aircoil Company,2013)**

Σύμφωνα με την Εικόνα 18, θερμό ρευστό (1) εισέρχεται μέσα από ένα πηνίο εναλλάκτη θερμότητας (2) και στη συνέχεια το νερό ψεκάζεται από το σύστημα ψεκασμού (3) που βρίσκεται στο πάνω μέρος του πύργου ψύξης. Την ίδια στιγμή ο φυγοκεντρικός ανεμιστήρας (4), που βρίσκεται στο κάτω μέρος της μονάδας, φυσά ατμοσφαιρικό αέρα προς τα επάνω (5) διαμέσου του πύργου. Κατά τη λειτουργία, η θερμότητα μεταφέρεται από το εσωτερικό πηνίο κυκλώματος στο νερό, και στη συνέχεια στην ατμόσφαιρα από ένα μέρος του νερού που εξατμίζεται. Το νερό που έχει ψυχθεί εξέρχεται από το πύργο ψύξης (6). Η δεξαμενή του πύργου (7) συλλέγει το υπόλοιπο νερό. Η αντλία ψεκασμού του νερού (8) επανακυκλοφορεί το νερό μέχρι το σύστημα ψεκασμού. Ο θερμός κορεσμένος αέρας (9) εξέρχεται του πύργου διαμέσου των σταγονοσυλλεκτών (10), τα οποία αφαιρούν τα σταγονίδια νερού από τον αέρα (Baltimore Aircoil Company,2013).

Στην Εικόνα 19 παρουσιάζεται φωτογραφία του Υδρόψυκτου πύργου ψύξης που εγκαταστάθηκε στο κτήριο.

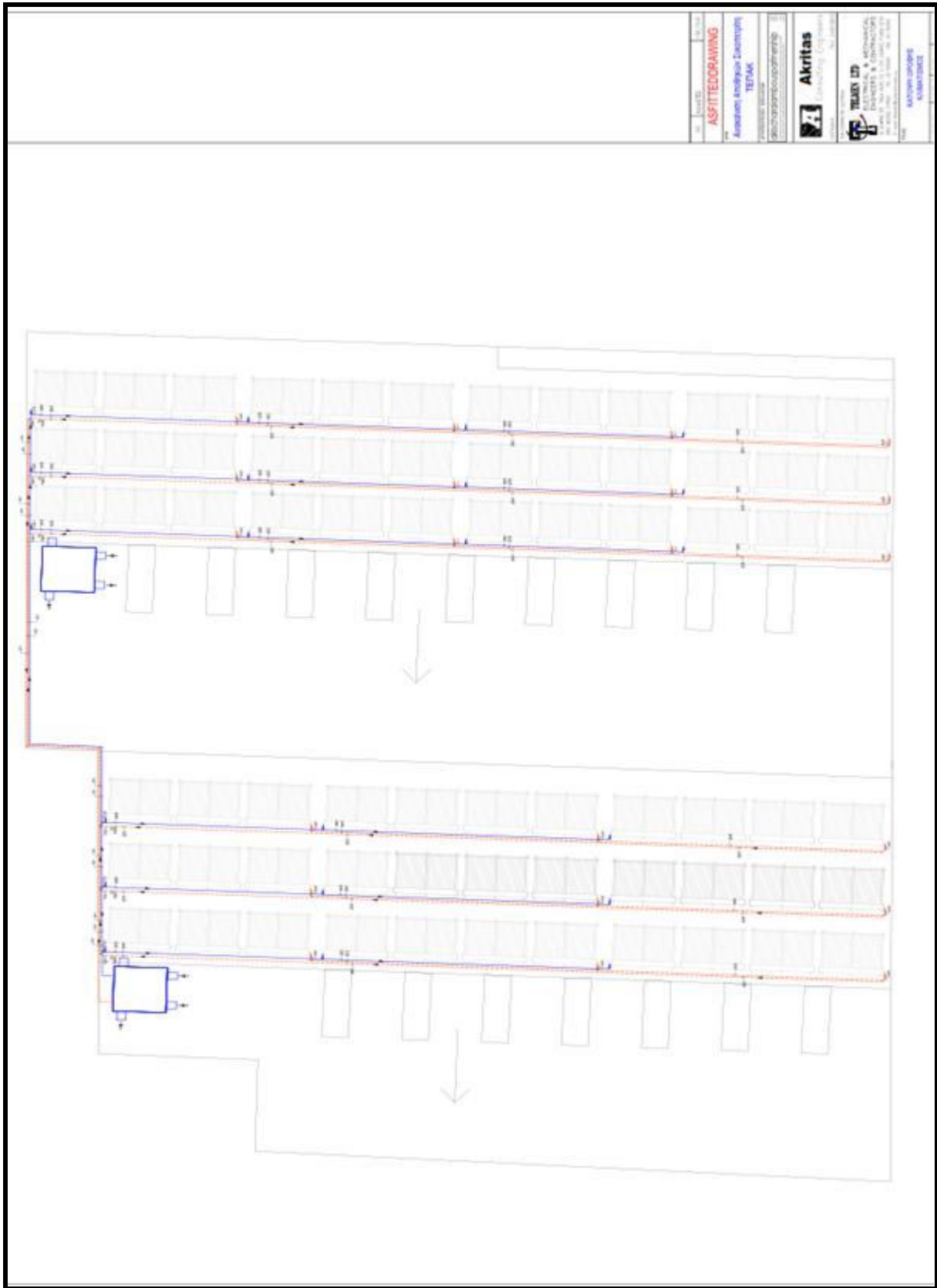


Εικόνα 19 : Υδρόψυκτος πύργος ψύξης που εγκαταστάθηκε στο κτήριο

Ηλιακοί συλλέκτες τύπου κενού (evacuated tube collectors): Το σύστημα είναι συνδεδεμένο με 69 ηλιακούς συλλέκτες τύπου κενού (2.50m*1.80m ο κάθε ένας) με εμβαδόν πλαισίων 310.5m², όπου το κάθε πλαίσιο έχει 30 σωλήνες κενού, που είναι τοποθετημένοι στην οροφή του κτηρίου όπως παρουσιάζεται και στην Εικόνα 20 και 21. Τα ηλιακά πλαίσια έχουν εγκατασταθεί στη νότια πλευρά του κτηρίου όπου στη μία οροφή είναι τοποθετημένα σε 3 σειρές των 12 ηλιακών πλαισίων χωρισμένα σε τριάδες και στην άλλη οροφή σε 3 σειρές των 11 ηλιακών πλαισίων χωρισμένα σε 2 τετράδες και 1 τριάδα όπως φαίνεται και στην Εικόνα 21. Ο σωλήνας κενού (vacuum tube) είναι διπλού γυαλιού κυλινδρικής μορφής κατασκευασμένος από Borosilicate glass και αποτελείται από τον εξωτερικό σωλήνα (Glazing), κενό αέρος και εσωτερικό σωλήνα (Absorber).

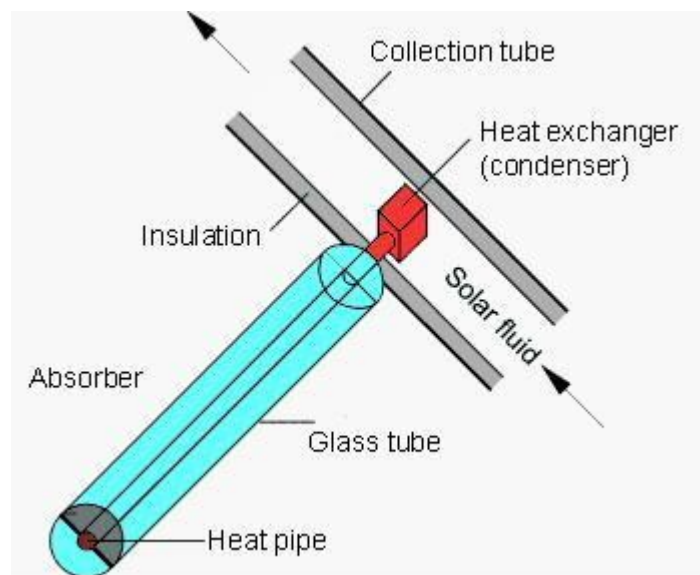


Εικόνα 20 : Ηλιακοί συλλέκτες τύπου κενού που εγκαταστάθηκαν στο κτήριο



Εικόνα 21 : Ηλιακά πλαίσια στην οροφή του κτηρίου

Οι συλλέκτες κενού περιέχουν ένα σωλήνα θερμότητας (heat pipe) από χαλκό ο οποίος είναι συνδεδεμένος σε μια πλάκα απορροφητή (absorber plate) που βρίσκονται μέσα σε κενό αέρος (Εικόνα 22). Στο εσωτερικό του σωλήνα θερμότητας είναι μια μικρή ποσότητα μεθανόλης. Όταν το ηλιακό φως πέφτει στην επιφάνεια του απορροφητή, η μεθανόλη στο σωλήνα θερμότητας μετατρέπεται γρήγορα σε θερμό ατμό και ανεβαίνει στην κορυφή του σωλήνα. Νερό, ρέει μέσω ενός αγωγού και μαζεύει την θερμότητα (collection tube). Το νερό στο σωλήνα θερμότητας συμπυκνώνεται (condenser) και ρέει πίσω στο σωλήνα κενού. Αυτή η διαδικασία συνεχίζεται όσο υπάρχει ηλιοφάνεια (TerraFirma, 2013).



Εικόνα 22 : Σχηματικό διάγραμμα της λειτουργίας του συλλέκτη κενού (TerraFirma, 2013)

Κύλινδρος Αποθήκευσης Ζεστού Νερού: Το ηλιακό σύστημα που έχει εγκατασταθεί περιλαμβάνει 3 κυλίνδρους αποθήκευσης ζεστού νερού όπου ο κάθε ένας έχει χωρητικότητα 4700 λίτρα νερού που ζεσταίνεται από τους ηλιακούς συλλέκτες. Ο κύλινδρος ζεστού νερού κλειστού κυκλώματος είναι κατακόρυφου τύπου κατασκευασμένος από φύλλα μαλακού χάλυβα. Είναι κατάλληλος για πίεση λειτουργίας μέχρι 450kPa. Ο κύλινδρος είναι εργοστασιακά θερμομονωμένος με θερμομόνωση κατάλληλη για 120°C (soft foam).

Ψύκτης Απορρόφησης (Absorption chiller): Το σύστημα περιλαμβάνει 3 ψύκτες απορρόφησης δυναμικότητας 95KW ο κάθε ένας (Εικόνα 23). Ο Ψύκτης απορρόφησης είναι τύπου LiBr/H₂O και χρησιμοποιεί ως μέσο θέρμανσης ζεστό νερό από το κεντρικό ηλιακό σύστημα. Ο ψύκτης απορρόφησης περιλαμβάνει τα ακόλουθα:

- α. Γεννήτρια – διαχωριστή (generator)
- β. Συμπυκνωτή (condenser)
- γ. Εξατμιστή (evaporator)
- δ. Απορροφητήρα (absorber)
- ε. Πίνακα ελέγχου (control panel)
- στ. Εναλλάκτη απορροφητικού μέσου (solution heat exchanger)

Ο ψύκτης απορρόφησης τροφοδοτείται με **νερό** $\geq 75^{\circ}\text{C}$ και έχει συντελεστή απόδοσης μεγαλύτερο από 55%.



Εικόνα 23 : Ψύκτης απορρόφησης που εγκαταστάθηκε στο κτήριο

Γεωθερμικός εναλλάκτης:

- Κατασκευαστής: ORAN heating equipment ltd
- Αριθμός μοντέλου: INOX OR23 CIXIL/23

Ο σκοπός του γεωεναλλάκτη στο σύστημα είναι να ψύξει το νερό που εξέρχεται από τους ψύκτες με νερό από πηγάδι που περνά διαμέσου του εναλλάκτη (έτσι γίνεται μεταφορά θερμότητας από το ζεστό νερό που εξέρχεται από τους ψύκτες στο νερό του πηγαδιού) και στη συνέχεια το νερό αυτό απορρίπτεται σε άλλο πηγάδι. Στη συνέχεια το νερό από τους ψύκτες πηγαίνει στο πύργο ψύξης για περαιτέρω ψύξη και αφαίρεση θερμότητας.

4.1.2 Περιγραφή ηλιακού συστήματος ψύξης του κτηρίου

Σύμφωνα με τις Εικόνες 24 και 25, ηλιακή ενέργεια συλλέγεται από τα ηλιακά πλαίσια (1) που βρίσκονται στην οροφή του κτηρίου και αποθηκεύεται στους 3 κυλίνδρους αποθήκευσης ζεστού νερού (2) χωρητικότητας 4700 λίτρων ο κάθε ένας. Η λειτουργία του συστήματος ελέγχεται από διαφορικό θερμοστάτη ο οποίος συγκρίνει την θερμοκρασία του νερού που βρίσκεται στους κυλίνδρους με την θερμοκρασία του νερού από τα ηλιακά πλαίσια και αν η θερμοκρασία του νερού από τα ηλιακά πλαίσια είναι μεγαλύτερη κατά μια προκαθορισμένη διαφορά (ΔT) τότε διοχετεύεται η ενέργεια από τα πλαίσια στους κυλίνδρους αποθήκευσης. Το ζεστό νερό από τα ηλιακά πλαίσια μεταφέρει θερμότητα στους κυλίνδρους μέσω εναλλακτών θερμότητας που βρίσκονται στους κυλίνδρους.

Το αποθηκευμένο ζεστό νερό που βρίσκεται στους κυλίνδρους μεταφέρεται μέσω σωληνώσεων στους ψύκτες απορρόφησης (3) όπου η ενέργεια που μεταφέρεται χρησιμοποιείται για την παραγωγή ψύξης από τους ψύκτες. Στην περίπτωση όπου το αποθηκευμένο ζεστό νερό δεν είναι αρκετό για να καλύψει τις απαιτούμενες ανάγκες των ψυκτών οι βαλβίδες 4 και 5 ανοίγουν με τρόπο που να επιτρέπουν την διοχέτευση ζεστού νερού από τους λέβητες B1, B2 απευθείας προς τους ψύκτες (δηλαδή δεν θερμαίνουν το νερό που βρίσκεται στους κυλίνδρους) για την κάλυψη των αναγκών.

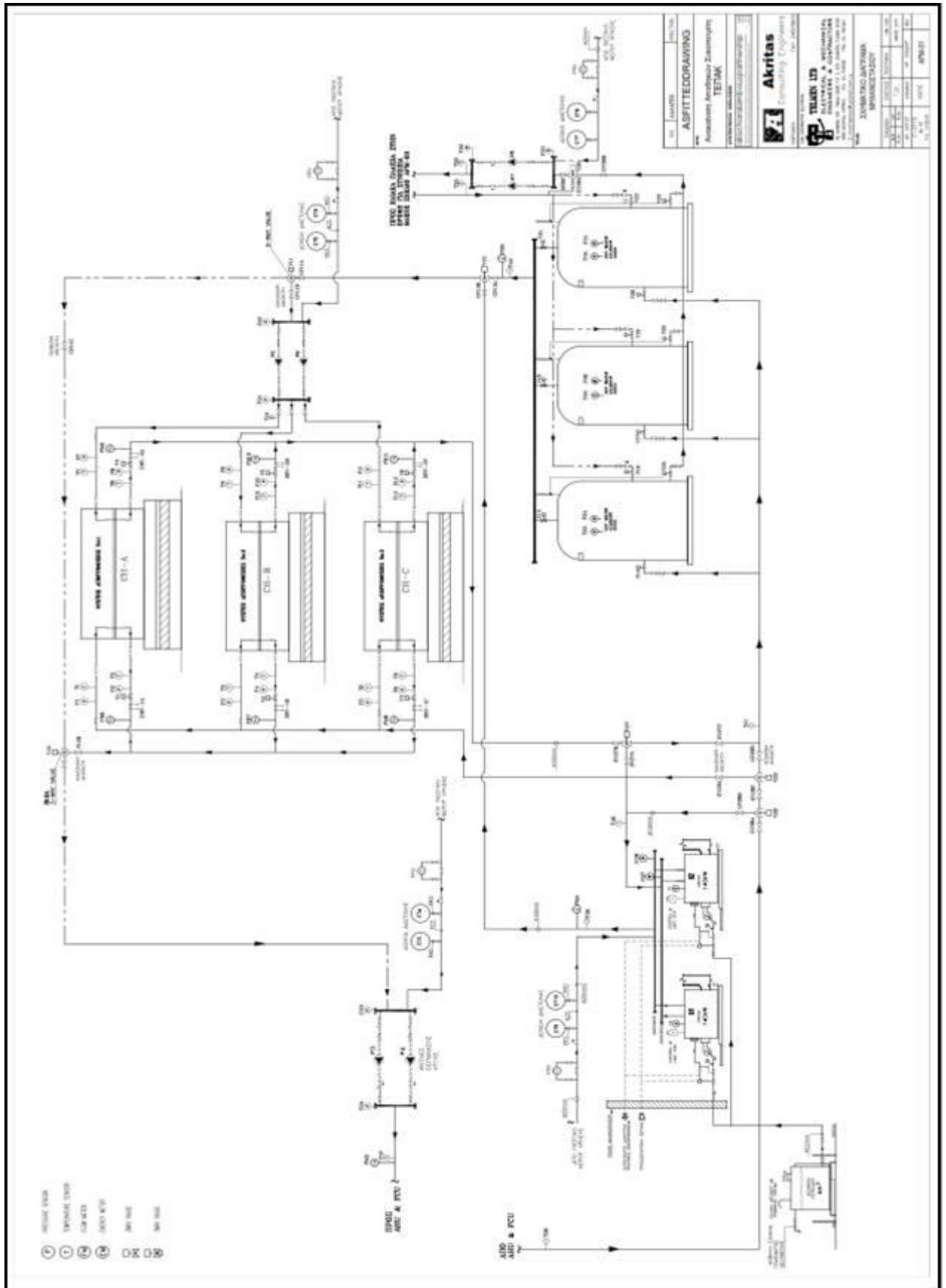
Το κρύο νερό που παράγεται από τους ψύκτες μεταφέρεται με σύστημα σωληνώσεων προς τις μονάδες αέρα (fan coil units - FCU και air handling units - AHU) οι οποίες χρησιμοποιούνται για ψύξη του κτηρίου. Στη συνέχεια το νερό σε πιο υψηλή θερμοκρασία επιστρέφει στους ψύκτες (chillers).

Το ζεστό νερό που εξέρχεται από τους ψύκτες καταλήγει στους κυλίνδρους αποθήκευσης. Κρύο νερό από τον πύργο ψύξης απάγει θερμότητα από τον απορροφητή και τον συμπυκνωτή του ψύκτη και στη συνέχεια περνά διαμέσου εναλλάκτη θερμότητας ο οποίος ψύχει το νερό με σύστημα 2 πηγαδιών. Δηλαδή νερό από το πηγάδι 1 τροφοδοτεί τον εναλλάκτη θερμότητας, με σκοπό την ψύξη του νερού που έρχεται από τους ψύκτες και την αφαίρεση θερμότητας και στη συνέχεια απορρίπτεται στο πηγάδι 2. Στη συνέχεια το νερό από τους ψύκτες περνά από τον πύργο ψύξης για περαιτέρω αφαίρεση ενέργειας και ψύξης του νερού (Εικόνα 25).

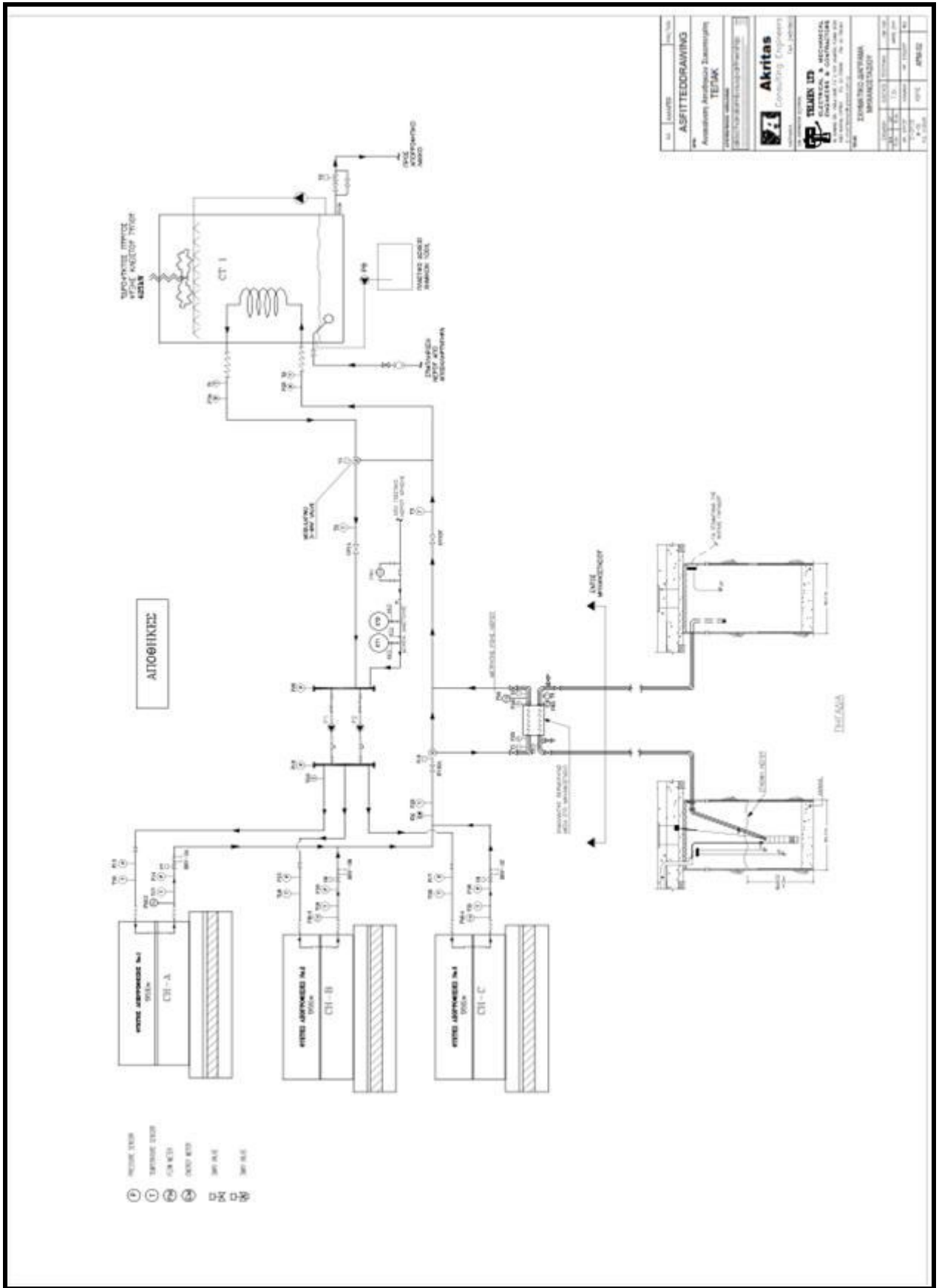
Για το χειμώνα οι ψύκτες δεν έχουν κάποια χρήση αφού είναι μόνο για ψύξη. Το ηλιοθερμικό σύστημα λειτουργεί ακριβώς με τον ίδιο τρόπο που λειτουργούσε το καλοκαίρι αποθηκεύοντας ζεστό νερό στους κυλίνδρους αποθήκευσης.

Κατά το χειμώνα οι τρίοδοι βαλβίδες 6, 7 και 8 αλλάζουν ρύθμιση με τρόπο ώστε το αποθηκευμένο ζεστό νερό να μην περνά μέσω των ψυκτών αλλά απευθείας προς τις μονάδες αέρα (FCU και AHU) και με επιστροφή προς τις αποθήκες ζεστού νερού.

Στην περίπτωση όπου το αποθηκευμένο ζεστό νερό δεν είναι αρκετό για να καλύψει τις ανάγκες του κτηρίου οι βαλβίδες 4 και 9 αλλάζουν ρύθμιση ούτως ώστε το ζεστό νερό που παράγεται από τους λέβητες, να διοχετεύεται απευθείας προς τις μονάδες αέρα και να επιστρέφει προς τους λέβητες.



Εικόνα 24 : Σχηματικό διάγραμμα ηλιακού συστήματος



Εικόνα 25 : Σχηματικό διάγραμμα ηλιακού συστήματος

4.1.3 Σύστημα Διαχείρισης Κτηρίου (Building Management System-BMS)

Το Σύστημα Διαχείρισης Κτηρίου (Building Management System-BMS) είναι ένα σύστημα ελέγχου με υπολογιστή που εγκαθίσταται σε κτήρια για να ελέγχει και να παρακολουθεί το μηχανολογικό και ηλεκτρολογικό εξοπλισμό του κτηρίου.

Βασική λειτουργία του BMS είναι να ελέγχει το περιβάλλον στο εσωτερικό του κτηρίου και να μπορεί να ρυθμίζει την θερμοκρασία και την υγρασία μέσα σ' αυτό. Τούτο επιτυγχάνεται με τον έλεγχο των μηχανημάτων θέρμανσης και ψύξης και με τις ανάλογες ρυθμίσεις επιτυγχάνει την επιθυμητή θερμοκρασία και υγρασία σε κάθε δωμάτιο.

Το BMS που έχει εγκατασταθεί στα Εργαστήρια Μηχανολογίας (Συκοπετρίτη) είναι επιπρόσθετα ενωμένο με τους κατάλληλους αισθητήρες για τον πλήρη έλεγχο του εξοπλισμού του ηλιακού συστήματος ψύξης. Στο σύστημα αυτό έχει επίσης τοποθετηθεί ειδικό λογισμικό που παρουσιάζει και καταγράφει, σε ένα φιλικό γραφικό περιβάλλον, τις μετρήσεις που αφορούν το κάθε κομμάτι του εξοπλισμού (π.χ κύλινδροι ζεστού νερού, ψύκτες κλπ). Οι μετρήσεις που καταγράφονται καθώς και όλα τα διαγράμματα διεργασιών και παραμέτρων του συστήματος μπορούν να εξαχθούν για μελέτη και ανάλυση.

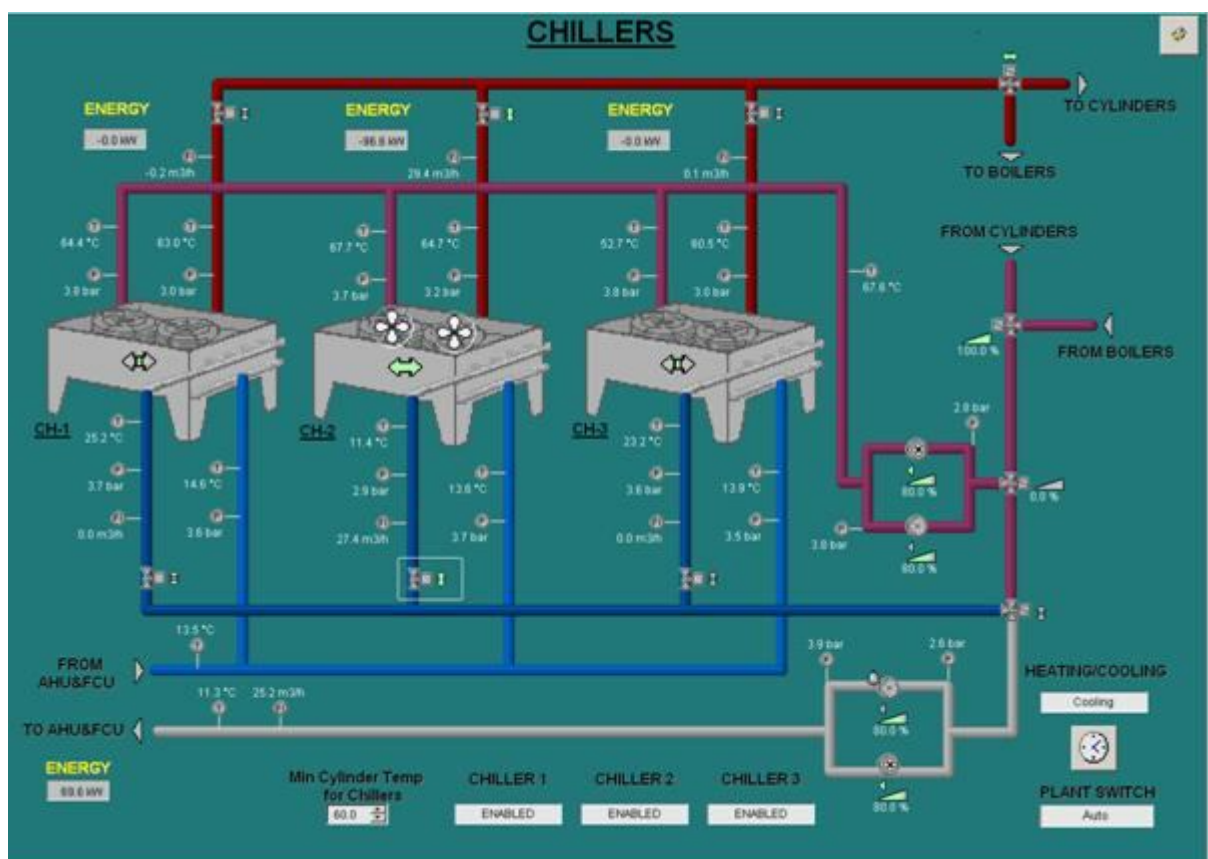
Για τον πλήρη έλεγχο του συστήματος μέσω του BMS έχουν τοποθετηθεί οι πιο κάτω συσκευές ελέγχου και αισθητήρες :

- Βαλβίδες
- Ενεργοποιητές
- Θερμοστάτες
- Αισθητήρες θερμοκρασίας, υγρασίας, χώρου, εμβάπτισης
- Διακόπτες
- Επιβραδυντές
- Πομποί
- Μετασχηματιστές

Έτσι, με τα πιο πάνω επιτυγχάνονται οι τρεις βασικές λειτουργίες του BMS που είναι ο έλεγχος, η παρακολούθηση και η βελτιστοποίηση των εγκαταστάσεων του κτηρίου με σκοπό την άνεση, την ασφάλεια και την αποτελεσματικότητα των συστημάτων.

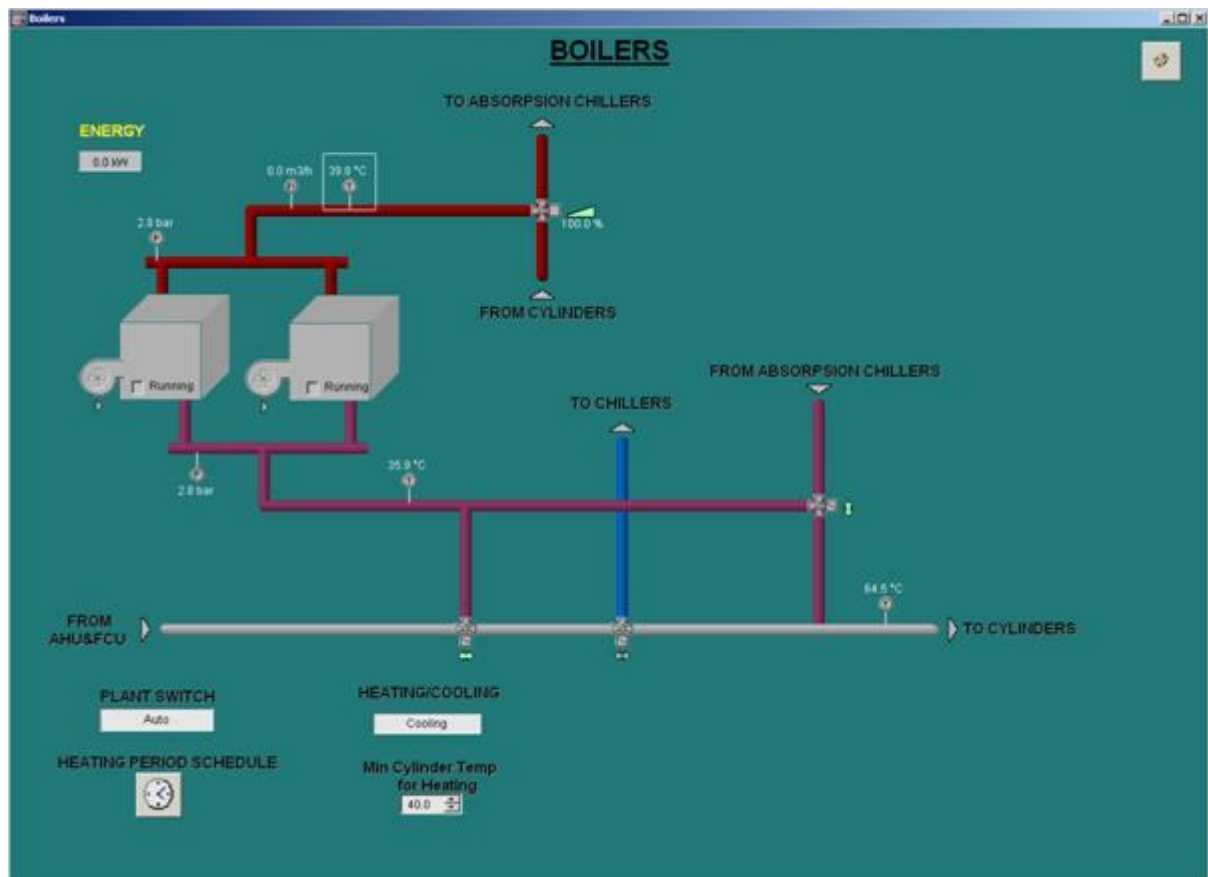
Πιο κάτω παρουσιάζονται εικόνες που πάρθηκαν από το λογισμικό του συστήματος της διαχείρισης του κτηρίου των Εργαστηρίων και επεξηγούνται.

Η Εικόνα 26 παρουσιάζει την παρακολούθηση των ψυκτών απορρόφησης. Από εδώ μπορούμε να παρακολουθήσουμε την θερμοκρασία του νερού που εισέρχεται στους ψύκτες απορρόφησης από τους κυλίνδρους ζεστού νερού ή τους λέβητες καθώς και την πίεση και ροή του νερού. Επίσης μπορούμε να παρακολουθήσουμε την θερμοκρασία, την πίεση και την ροή του νερού που επιστρέφει στους κυλίνδρους ζεστού νερού και που εισέρχεται στις μονάδες αέρα (AHU,FCU). Ακόμη μπορούμε να δούμε την ενέργεια που εισέρχεται στους ψύκτες απορρόφησης αλλά και την ενέργεια που παίρνουμε από τις μονάδες αέρα. Στην Εικόνα 26 παρατηρούμε ότι μόνο ο δεύτερος ψύκτης απορρόφησης βρίσκεται σε λειτουργία την συγκεκριμένη στιγμή.



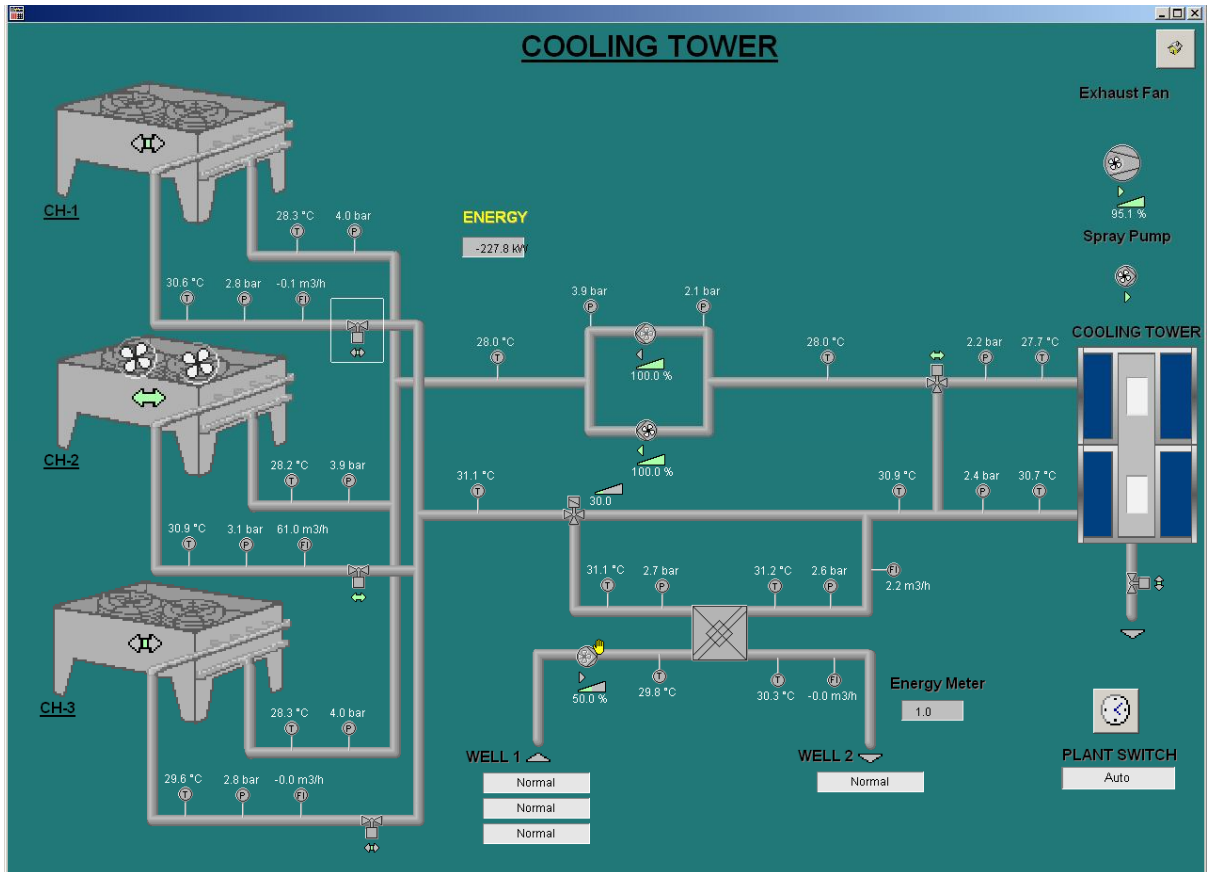
Εικόνα 26 : Έλεγχος ψυκτών απορρόφησης (chillers)

Η Εικόνα 27 παρουσιάζει την κατάσταση λειτουργίας για τους λέβητες του συστήματος. Μπορούμε να παρακολουθήσουμε την θερμοκρασία, πίεση και ροή του νερού που εισέρχεται και εξέρχεται από τους λέβητες. Αυτό που παρατηρούμε στην Εικόνα 27 είναι πως οι λέβητες την συγκεκριμένη στιγμή δεν βρίσκονται σε λειτουργία αφού την απαιτούμενη θερμότητα παρέχουν τα ηλιακά πλαίσια.



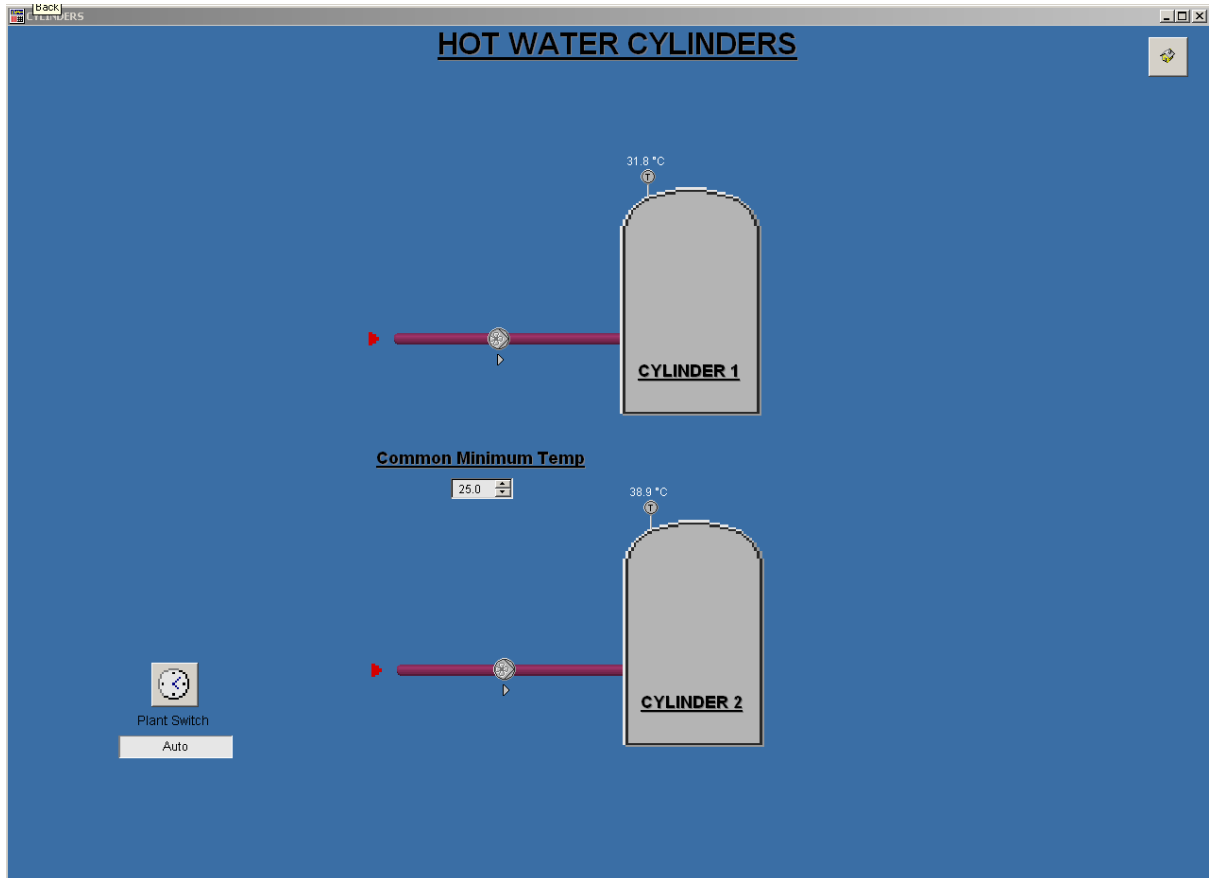
Εικόνα 27 : Έλεγχος στους λέβητες (boilers)

Η Εικόνα 28 παρουσιάζει τον πύργο ψύξης του συστήματος. Σ' αυτή μπορούμε να παρακολουθήσουμε την θερμοκρασία και την πίεση του νερού που εισέρχεται στον πύργο ψύξης αφού περάσει από τον γεωνεαλλάκτη. Επίσης ελέγχεται η πίεση και θερμοκρασία του νερού που εξέρχεται από τον πύργο ψύξης και που είναι πάντα μικρότερη από αυτή που εισέρχεται αφού το νερό ψύχεται.



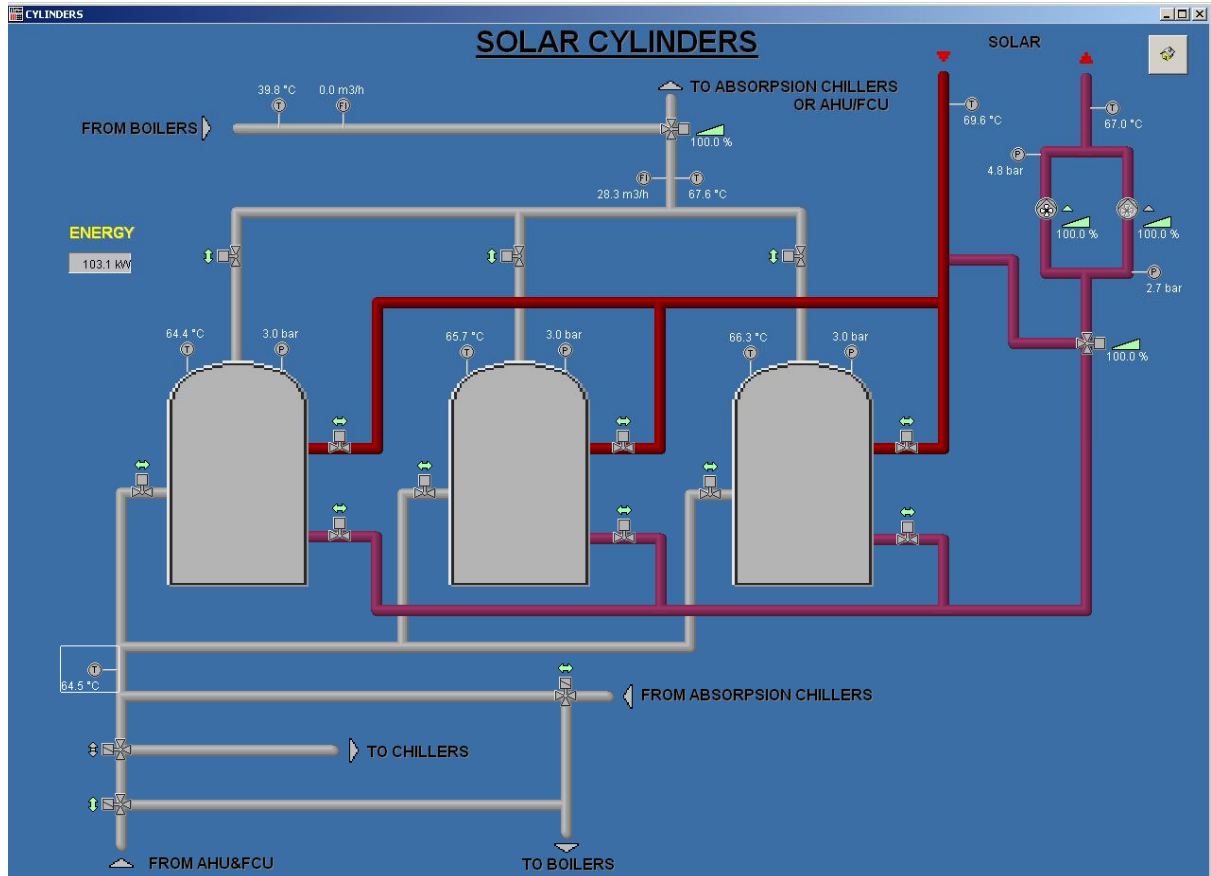
Εικόνα 28 : Έλεγχος πύργου ψύξης (cooling tower)

Η Εικόνα 29 παρουσιάζει τους κυλίνδρους ζεστού νερού του συστήματος. Σ' αυτή μπορούμε να παρακολουθήσουμε την θερμοκρασία του ζεστού νερού που βρίσκεται στους κυλίνδρους. Επίσης μπορούμε να ορίσουμε την ελάχιστη θερμοκρασία νερού που μπορούν να έχουν οι κύλινδροι που σε αυτή την περίπτωση είναι 25°C.



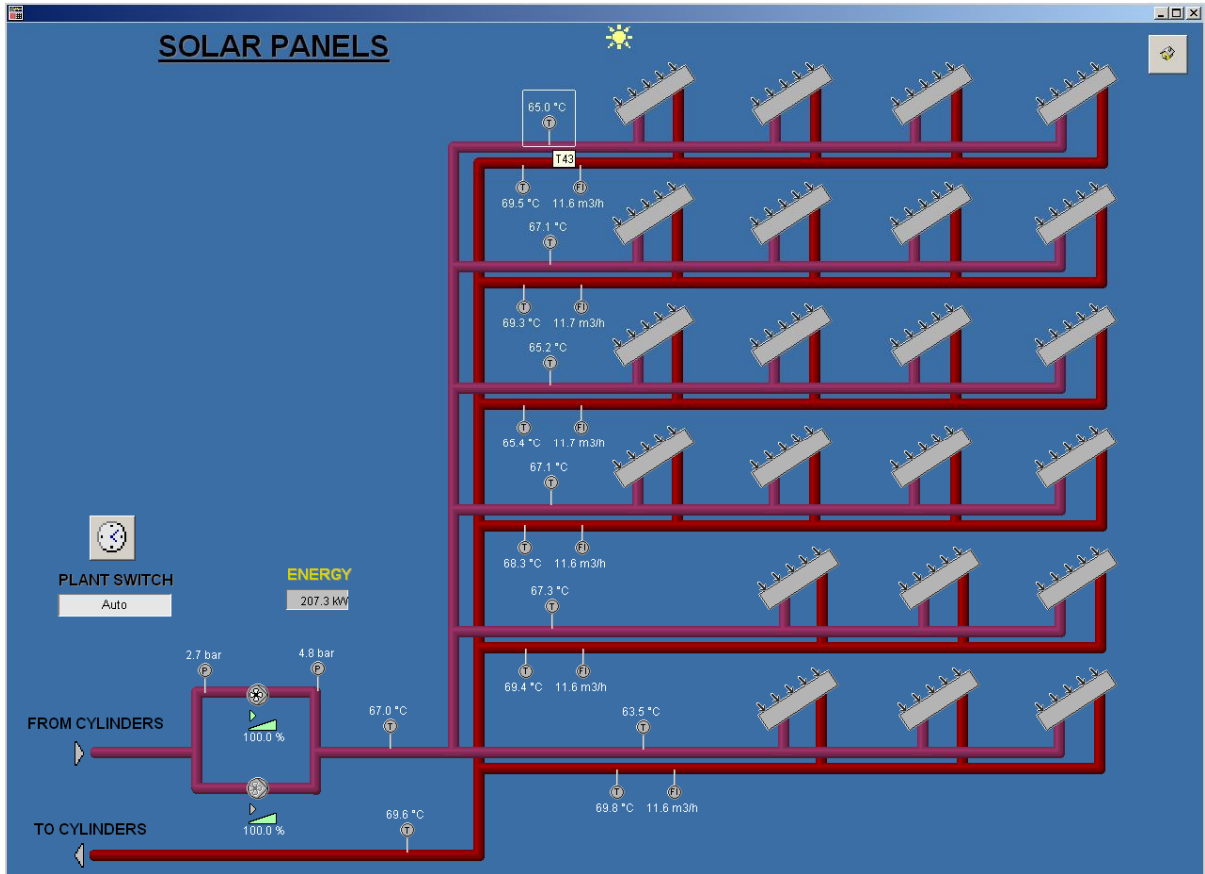
Εικόνα 29 : Έλεγχος κυλίνδρων ζεστού νερού που είναι ενωμένοι με τους λέβητες του συστήματος (hot water cylinders)

Η Εικόνα 30 παρουσιάζει την παρακολούθηση που μπορεί να γίνει στους ηλιακούς κυλίνδρους ζεστού νερού του συστήματος. Σ' αυτή μπορούμε να παρακολουθήσουμε την θερμοκρασία νερού που έρχεται από τα ηλιακά πλαίσια και εισέρχεται στους κυλίνδρους καθώς και την θερμοκρασία νερού και πίεση που έχει ο κάθε κύλινδρος. Επίσης αν λειτουργούν οι λέβητες μπορούμε να παρακολουθήσουμε την θερμοκρασία και την ροή του νερού από τους λέβητες. Επιπρόσθετα μπορούμε να παρακολουθήσουμε την θερμοκρασία νερού που εξέρχεται από τους κυλίνδρους και πηγαίνει στους ψύκτες απορρόφησης καθώς και την ποσότητα ροής ενέργειας που παρέχουν οι κύλινδροι και που σε αυτή την περίπτωση είναι 103.1kW.



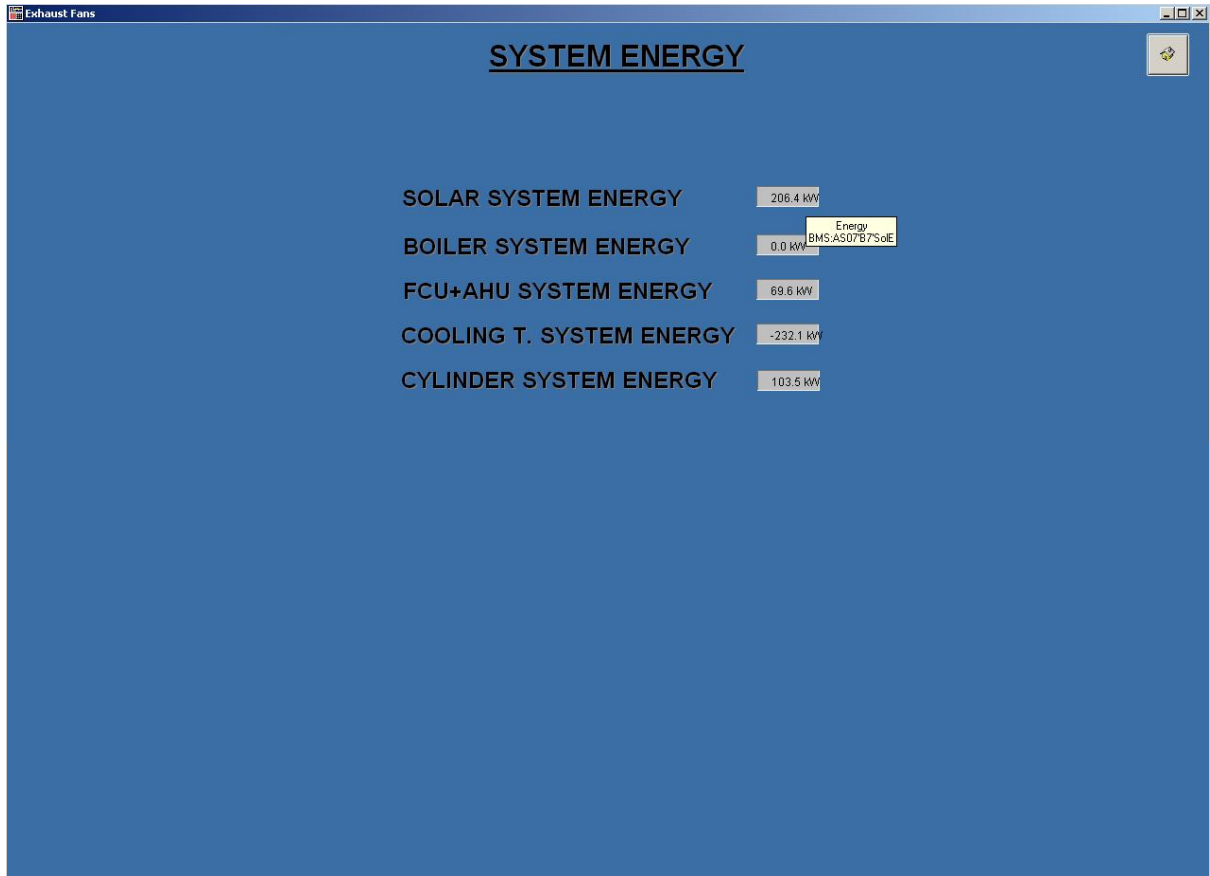
Εικόνα 30 : Έλεγχος ηλιακών κυλίνδρων (solar cylinders) ζεστού νερού

Η Εικόνα 31 παρουσιάζει την παρακολούθηση που μπορεί να γίνει στα ηλιακά πλαίσια του συστήματος. Σ' αυτή μπορούμε να παρακολουθήσουμε την θερμοκρασία και την πίεση του νερού που έρχεται από τους κυλίνδρους και εισέρχεται στα ηλιακά πλαίσια και την θερμοκρασία και ροή του νερού που εξέρχεται από τα ηλιακά πλαίσια και κατευθύνεται προς τους κυλίνδρους αποθήκευσης ζεστού νερού. Επίσης μπορούμε να παρακολουθήσουμε την ροή ενέργειας που παρέχεται από τα ηλιακά πλαίσια, που σε αυτή την περίπτωση είναι 207.3kW. Όπως μπορούμε να παρατηρήσουμε στην Εικόνα 31 την συγκεκριμένη στιγμή, τα ηλιακά πλαίσια αυξάνουν την θερμοκρασία του ζεστού νερού κατά 2.6°C.



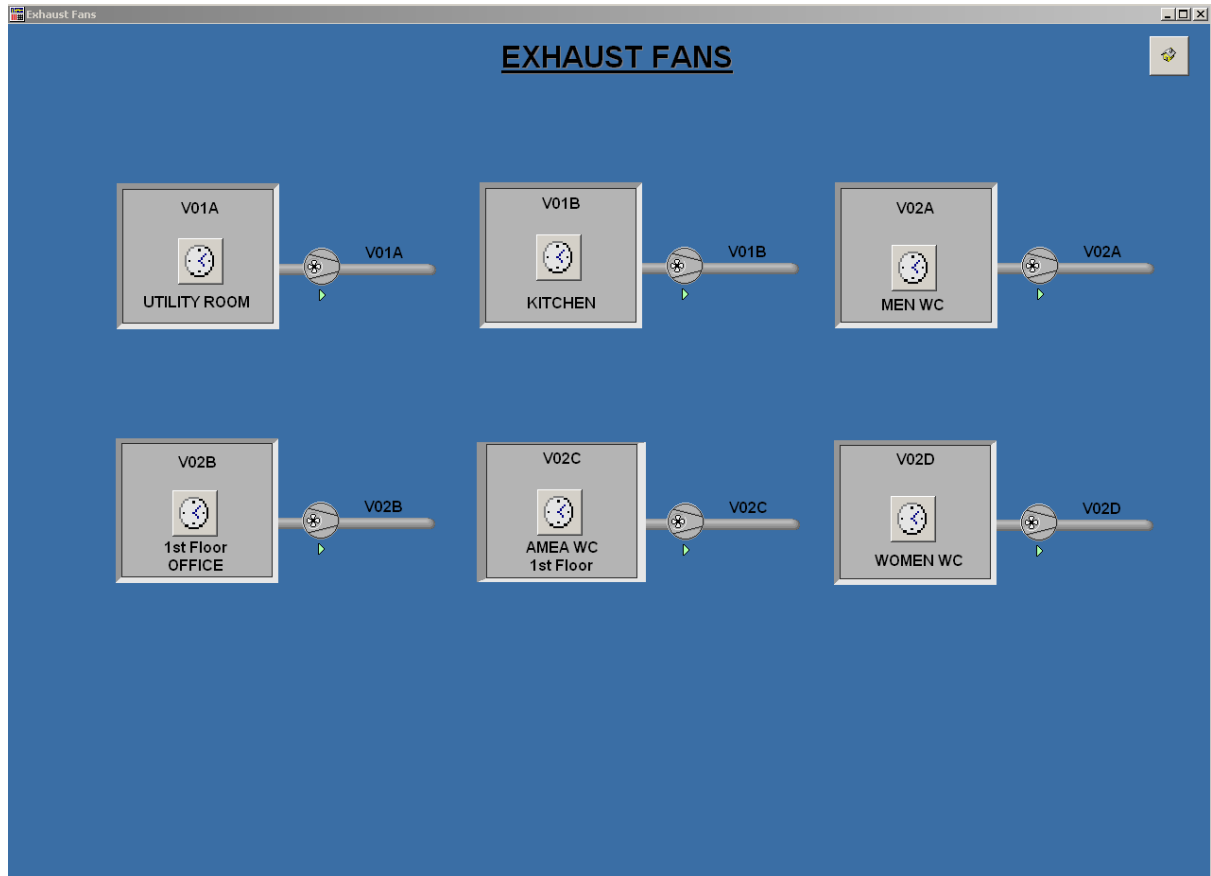
Εικόνα 31 : Έλεγχος ηλιακών πλαισίων (solar panels)

Η Εικόνα 32 παρουσιάζει περιληπτικά την ροή ενέργειας του συστήματος στα διάφορα μέρη του όλου συστήματος όπως τα ηλιακά πλαίσια, λέβητες κλπ.



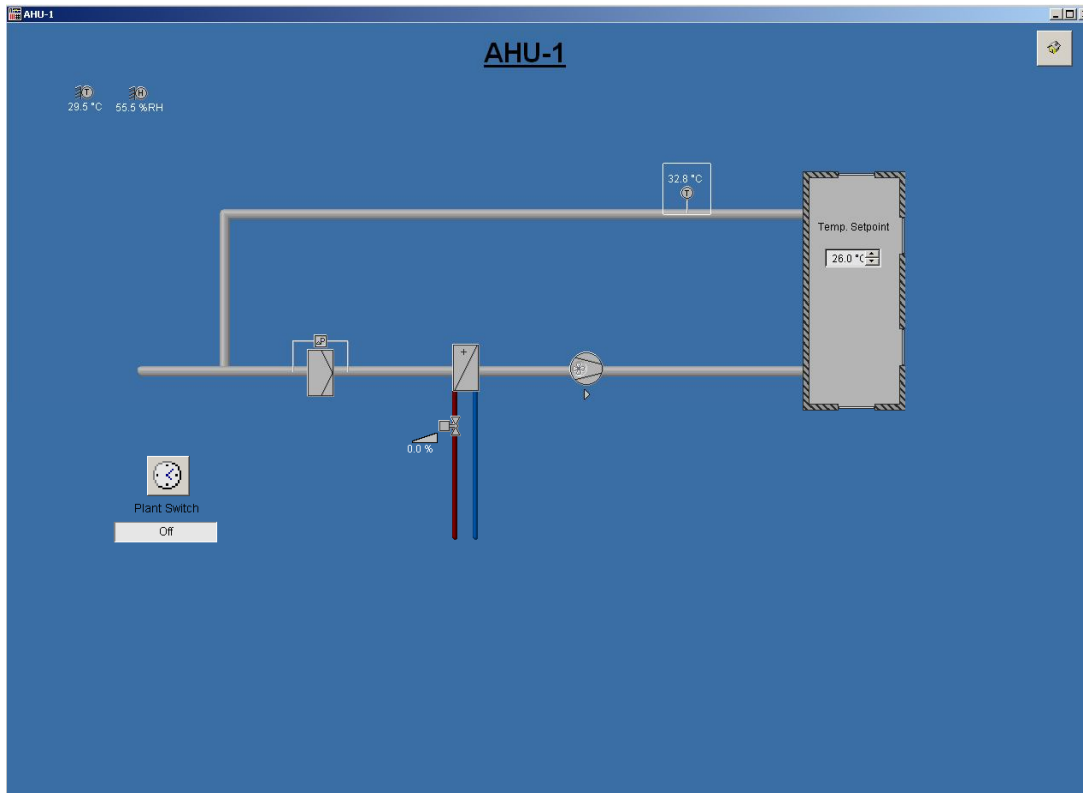
Εικόνα 32 : Έλεγχος της ενέργειας του συστήματος (system energy)

Η Εικόνα 33 παρουσιάζει την λειτουργία των εξαεριστήρων στους χώρους όπου είναι τοποθετημένοι.

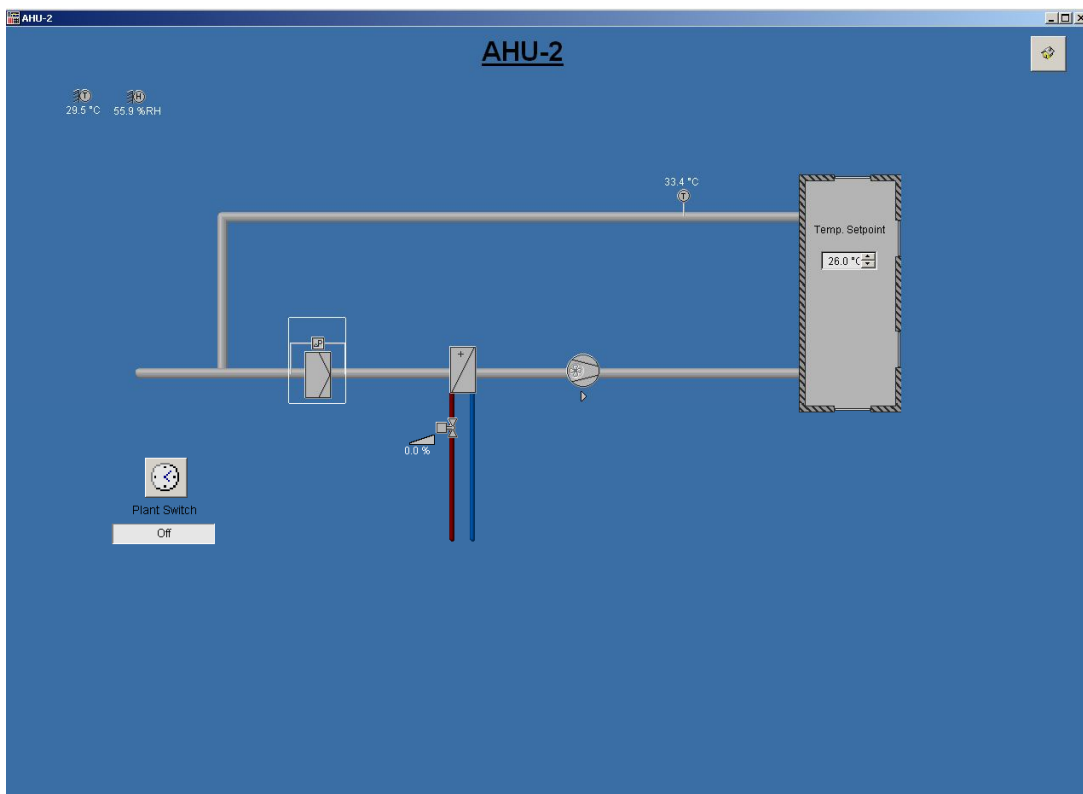


Εικόνα 33 : Έλεγχος εξαεριστήρων(exhaust fans)

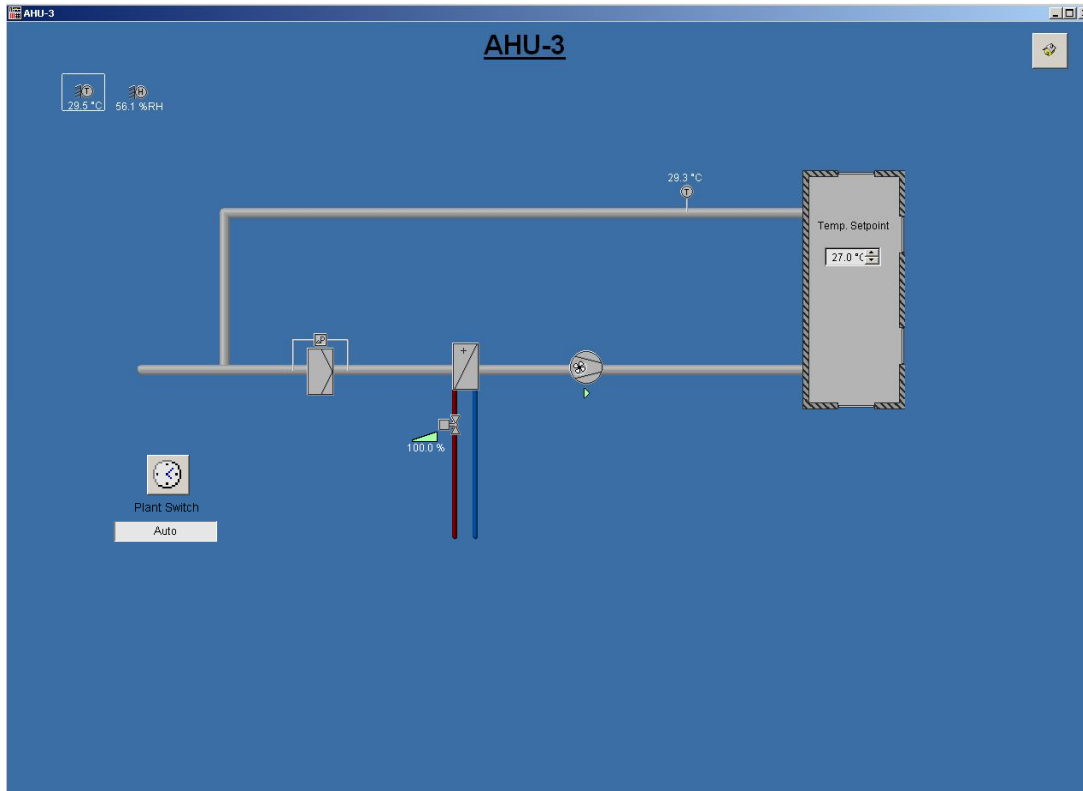
Οι Εικόνες 34, 35, 36 παρουσιάζουν την λειτουργία των μονάδων αέρα (AHU). Σ' αυτές μπορούμε να παρακολουθήσουμε την θερμοκρασία που εισέρχεται στις μονάδες αέρα και έχουμε την δυνατότητα να ρυθμίσουμε την θερμοκρασία στο χώρο που είναι τοποθετημένες οι μονάδες αέρα.



Εικόνα 34 : Έλεγχος AHU-1 (Air handling unit 1)

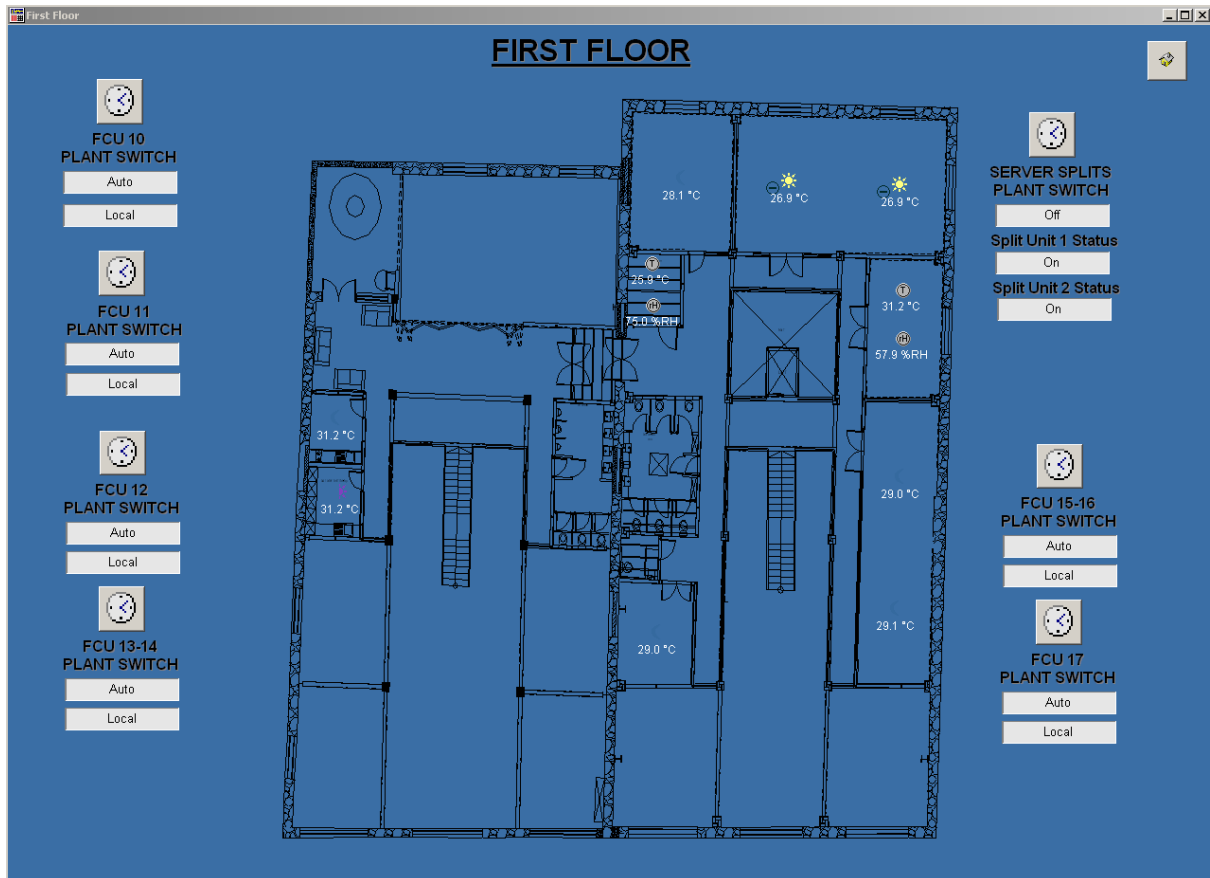


Εικόνα 35 : Έλεγχος AHU-2 (Air handling unit 2)



Εικόνα 36 : Έλεγχος AHU-3 (Air handling unit 3)

Η Εικόνα 37 παρουσιάζει τους χώρους του πρώτου ορόφου καθώς και τις θερμοκρασίες που επικρατούν σε κάθε δωμάτιο. Σ' αυτή μπορούμε να παρακολουθήσουμε το ποσοστό υγρασίας σε κάποιους χώρους καθώς και τα συστήματα που βρίσκονται σε λειτουργία.



Εικόνα 37 : Έλεγχος 1^{ου} ορόφου του κτηρίου (First floor)

Η Εικόνα 38 παρουσιάζει τους χώρους του ισόγειου καθώς και τις θερμοκρασίες που επικρατούν σε κάθε δωμάτιο. Σ' αυτή μπορούμε να παρακολουθήσουμε τα συστήματα που βρίσκονται σε λειτουργία.



Εικόνα 38 : Έλεγχος ισογείου του κτηρίου (Ground floor)

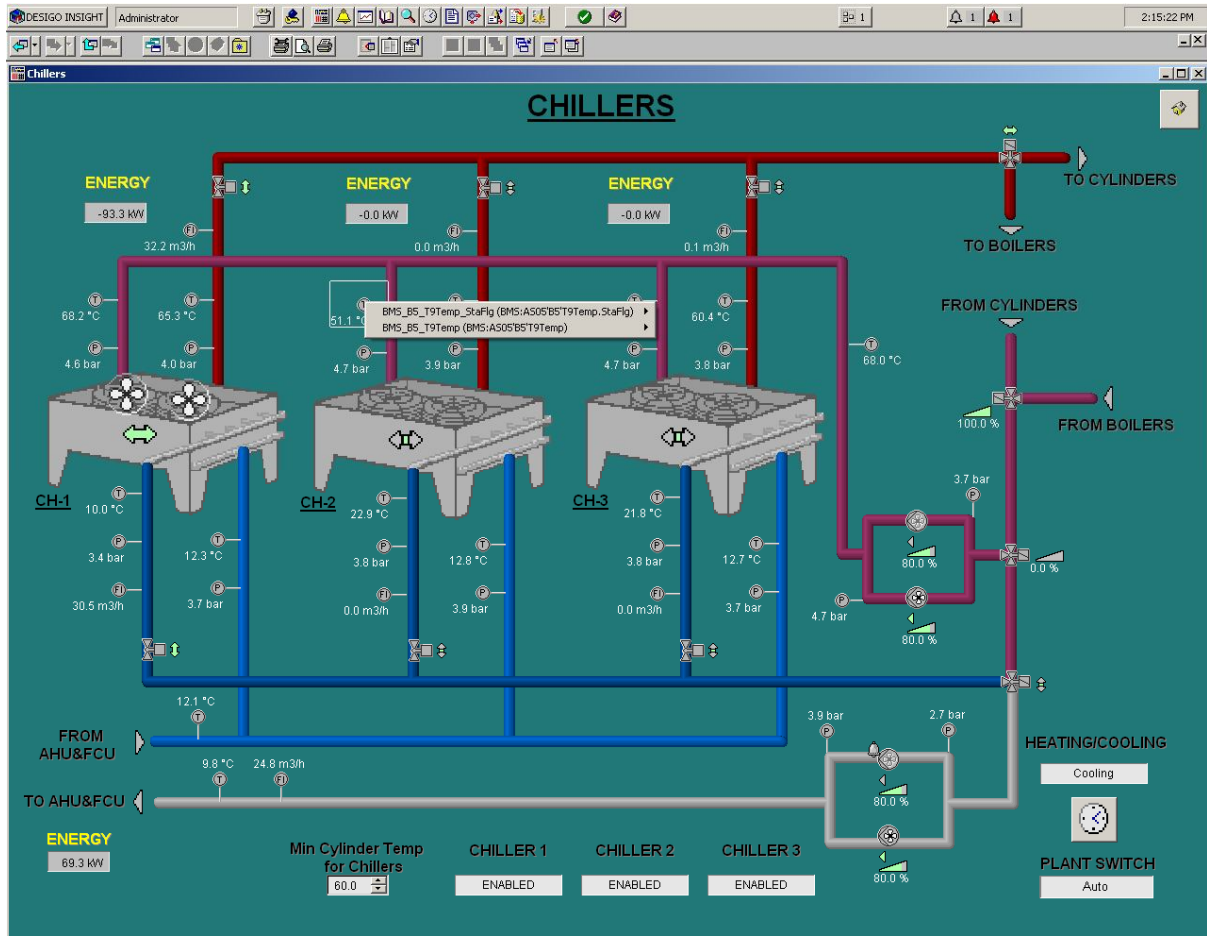
4.1.4 Διαδικασία καταγραφής τιμών και δημιουργίας γραφικών παραστάσεων από το σύστημα BMS

Για να μπορέσουμε να καταγράψουμε τιμές από οποιοδήποτε αισθητήρα που βρίσκεται στο σύστημα και να δημιουργήσουμε την γραφική του παράσταση, θα πρέπει να ακολουθήσουμε την πιο κάτω διαδικασία. Αρχικά ανοίγουμε το λογισμικό DESIGO INSIGHT που βρίσκεται στο desktop του κεντρικού υπολογιστή, και ανοίγουμε το εικονίδιο Plant viewer όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 39.



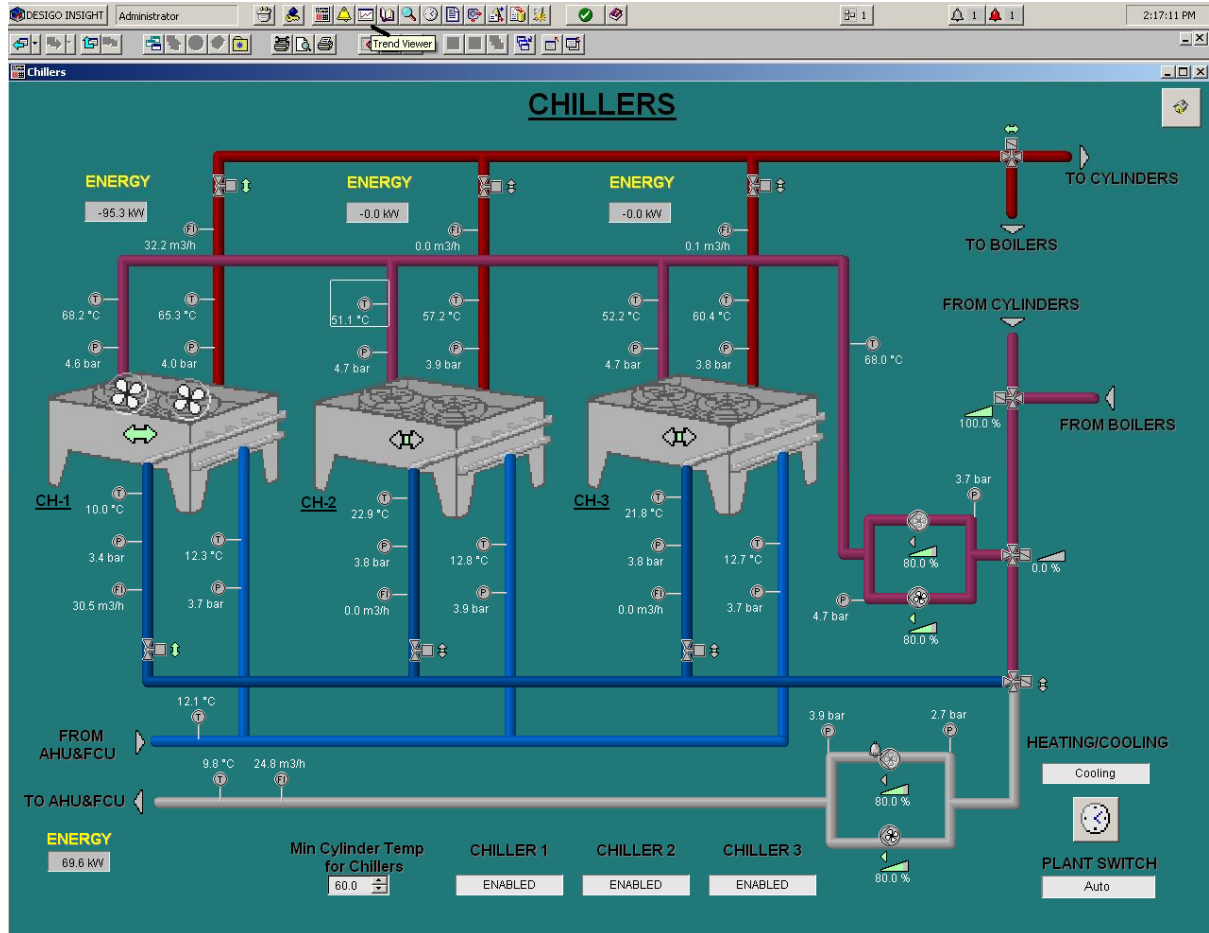
Εικόνα 39 : Λογισμικό DESIGO INSIGHT

Στη συνέχεια επιλέγουμε ένα από τα εικονίδια της Εικόνας 39 π.χ chillers, cooling tower κ.τ.λ για να μπορούμε να παρακολουθήσουμε ένα κομμάτι του εξοπλισμού του συστήματος που θέλουμε. Στην Εικόνα 40 παρουσιάζεται η παρακολούθηση των ψυκτών απορρόφησης (chillers). Επιλέγουμε ένα από τους αισθητήρες που υπάρχουν είτε αυτός είναι θερμοκρασίας, πίεσης κ.λ.π και πατάμε δεξί κλικ για να μας εμφανίσει τον κωδικό του αισθητήρα στο σύστημα έτσι ώστε αν θέλουμε να κάνουμε ανάλυση τιμών αυτού του αισθητήρα, θα πρέπει να ξέρουμε που είναι καταγραμμένος στο σύστημα. Για παράδειγμα στην Εικόνα 40 ο κωδικός του αισθητήρα που επιλέξαμε είναι BMS_B5_T9Temp.



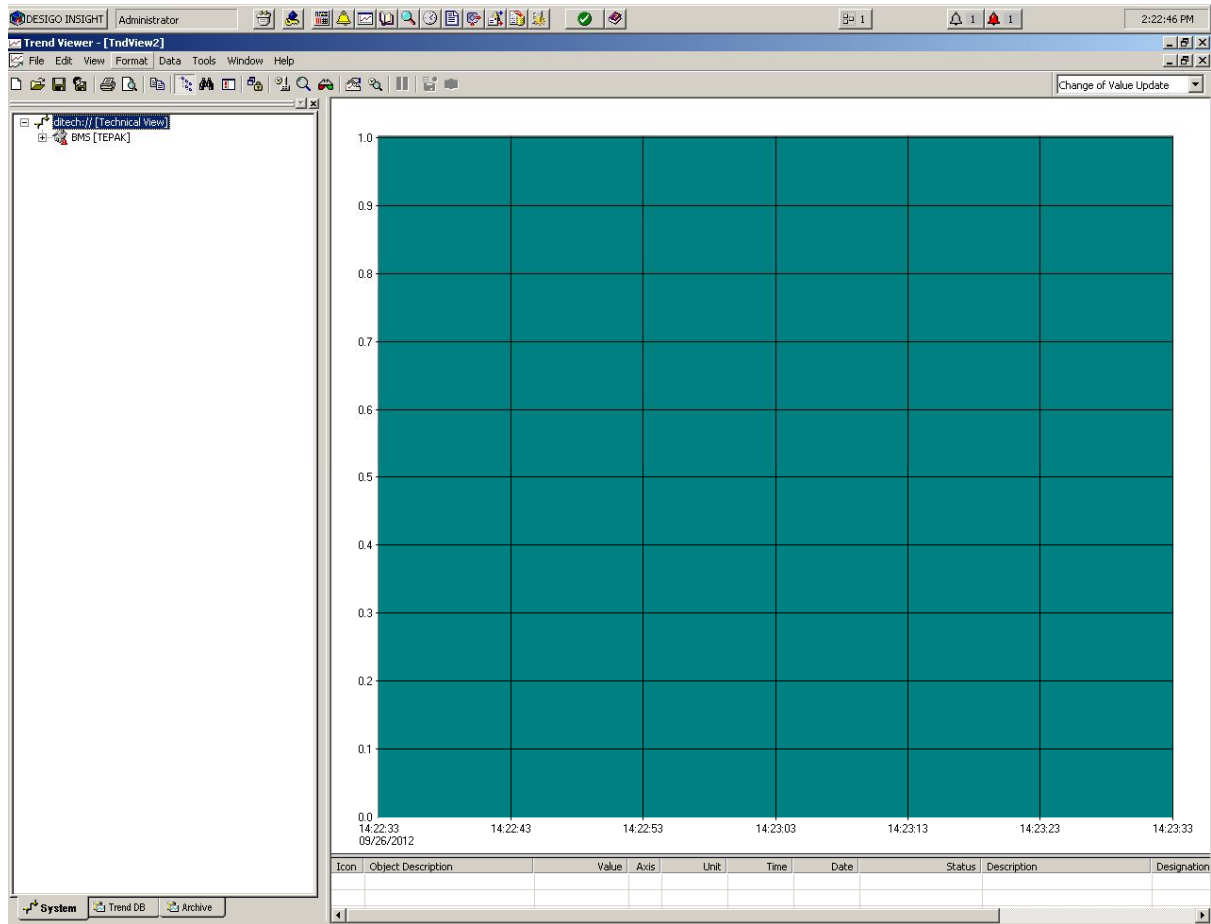
Εικόνα 40 : Καταγραφή κωδικού του αισθητήρα

Στη συνέχεια κάνουμε κλικ στο εικονίδιο Trend Viewer όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 41.



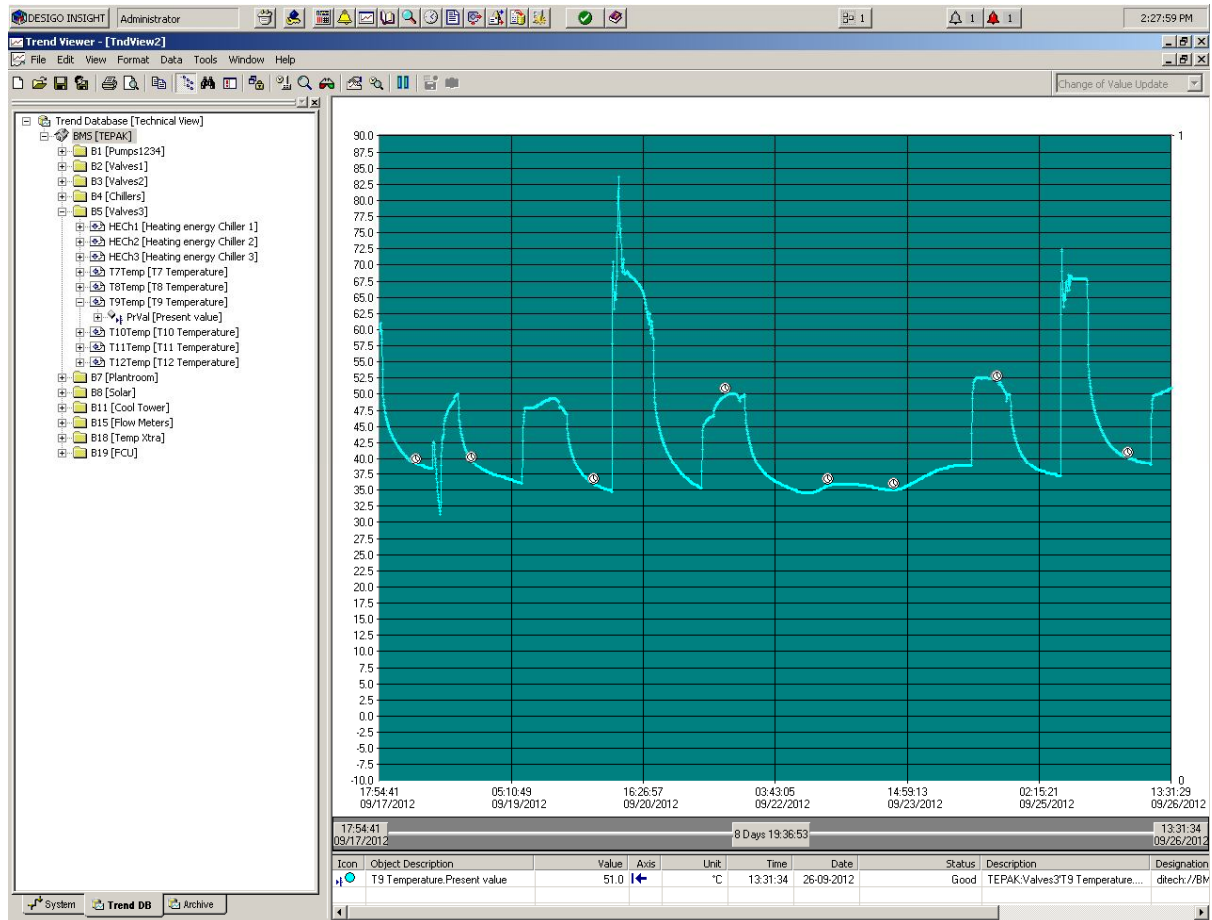
Εικόνα 41 : Εικονίδιο Trend Viewer

Έτσι θα μας εμφανιστεί η Εικόνα 42. Όπως παρατηρούμε στο κάτω μέρος της Εικόνας 42 στα αριστερά έχει 3 εικονίδια το System, Trend DB και Archive. Στο εικονίδιο Trend DB έχουμε αποθηκευμένες τις τιμές όλων των αισθητήρων για 2 εβδομάδες.



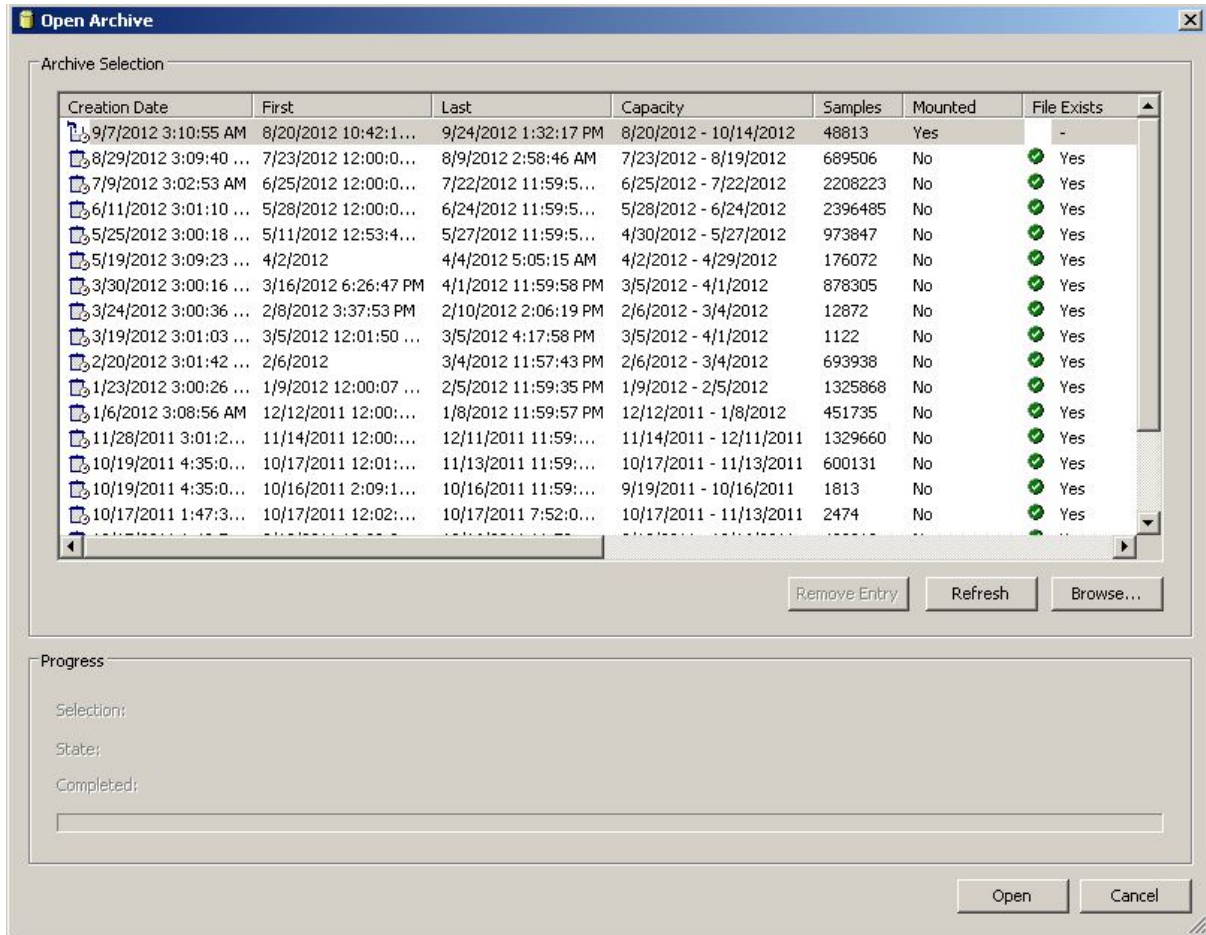
Εικόνα 42 : Εικόνα του Trend Viewer από τον υπολογιστή

Για παράδειγμα αν θέλουμε παρακολουθήσουμε την μεταβολή των τιμών του αισθητήρα που ανέφερα πριν τότε θα βρούμε τον αισθητήρα αυτό μέσω του κωδικού του και κρατώντας το αριστερό κουμπί του ποντικιού (mouse) θα τραβήξουμε τον κωδικό αυτό στο κουτί της γραφικής που βρίσκεται στα δεξιά και θα δημιουργηθεί η γραφική του παράσταση όπως φαίνεται στην Εικόνα 43. Η γραφική παράσταση που παρουσιάζεται είναι θερμοκρασία – ώρα και ημέρα.



Εικόνα 43 : Γραφική παράσταση αισθητήρα από το Trend Viewer

Αν θέλουμε να εισάγουμε πιο παλιές τιμές αισθητήρων τότε θα ανατρέξουμε στο εικονίδιο Archive όπου φυλάγονται αρχεία για όλους τους αισθητήρες κάθε 4 εβδομάδες. Έτσι για να εμφανίσουμε στο σύστημα πιο παλιές τιμές θα πρέπει να κάνουμε κλικ στο File και στη συνέχεια Open Archive όπου θα εμφανιστούν όλα τα αρχεία που είναι φυλαγμένα όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 44. Αφού βρούμε την χρονική περίοδο που θέλουμε κάνουμε διπλό κλικ στο αρχείο αυτό για να φορτωθεί στο σύστημα και στη συνέχεια ακολουθούμε την διαδικασία που περιγράψαμε πιο πριν, δηλαδή βρίσκουμε τον αισθητήρα που θέλουμε μέσω του κωδικού του και τον σύρουμε στην περιοχή της γραφικής παράστασης για να δημιουργηθεί.



Εικόνα 44 : Παρουσίαση αρχείων που είναι φυλαγμένα στο Archive

Αν θέλουμε να μεταφέρουμε τις τιμές σε κάποιο άλλο πρόγραμμα για παράδειγμα Excel απλά κάνουμε δεξί κλικ στην γραφική παράσταση πατάμε Copy και μετά Paste στην Excel και εμφανίζονται όλες οι μετρήσεις της συγκεκριμένης χρονικής περιόδου.

5 Καταγραφή τιμών που πάρθηκαν από το σύστημα BMS

5.1 Καταγραφή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε από τους ηλιακούς συλλέκτες

Για την καταγραφή της ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε από τους ηλιακούς συλλέκτες χρησιμοποιήθηκαν τα αρχεία με τις καταγραμμένες τιμές στο σύστημα BMS. Πιο κάτω παρουσιάζονται δώδεκα γραφικές παραστάσεις για διαφορετικές περιόδους η κάθε μια, οι οποίες δείχνουν την ηλιακή ενέργεια που συλλέχθηκε, κατά μέσο όρο κάθε μέρα από της 8:00 το πρωί μέχρι της 16:00 το απόγευμα. Σημειώνεται ότι το σύστημα δεν λειτουργεί μετά της 16:00 το απόγευμα. Η τελευταία στήλη της κάθε γραφικής παράστασης παρουσιάζει τον μέσο όρο (mean value) όλης της συγκεκριμένης περιόδου.

Η Εικόνα 45 παρουσιάζει την περίοδο από 21 Οκτωμβρίου έως 31 Οκτωμβρίου 2011.

Η Εικόνα 46 παρουσιάζει την περίοδο από 1 Νοεμβρίου έως 30 Νοεμβρίου 2011.

Η Εικόνα 47 παρουσιάζει την περίοδο 1 Δεκεμβρίου έως 30 Δεκεμβρίου 2011.

Η Εικόνα 48 παρουσιάζει την περίοδο 1 Ιανουαρίου έως 28 Ιανουαρίου 2012.

Η Εικόνα 49 παρουσιάζει την περίοδο 1 Φεβρουαρίου έως 27 Φεβρουαρίου 2012.

Η Εικόνα 50 παρουσιάζει την περίοδο 1 Μαρτίου έως 31 Μαρτίου 2012.

Η Εικόνα 51 παρουσιάζει την περίοδο 12 Μαΐου έως 31 Μαΐου 2012.

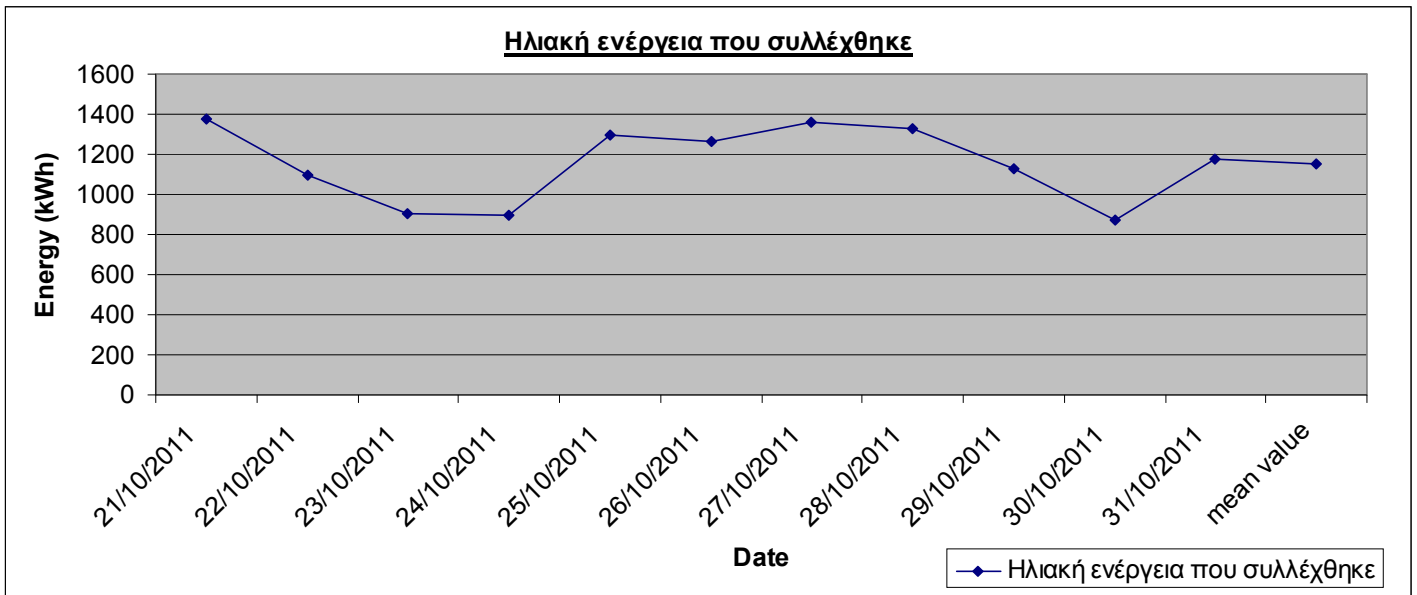
Η Εικόνα 52 παρουσιάζει την περίοδο 1 Ιουνίου έως 29 Ιουνίου 2012.

Η Εικόνα 53 παρουσιάζει την περίοδο 01 Ιουλίου έως 27 Ιουλίου 2012.

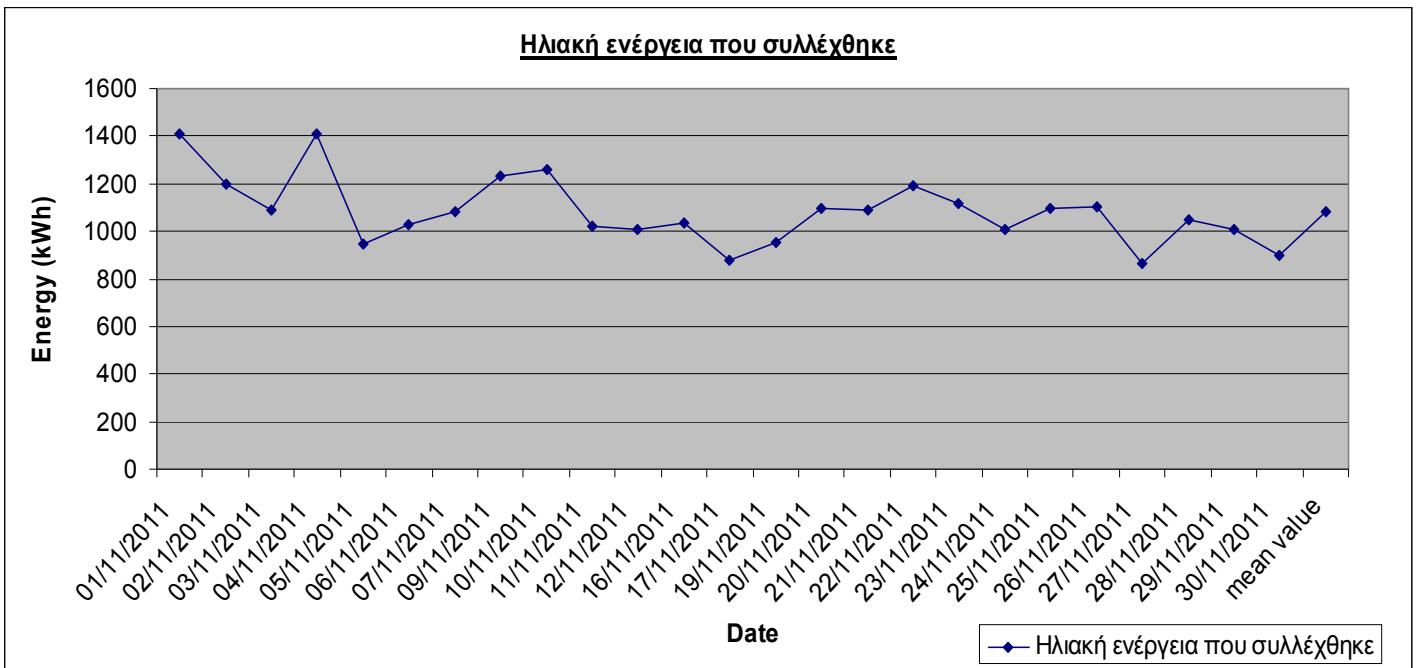
Η Εικόνα 54 παρουσιάζει την περίοδο 01 Αυγούστου έως 8 Αυγούστου 2012.

Η Εικόνα 55 παρουσιάζει την περίοδο 18 Σεπτεμβρίου έως 30 Σεπτεμβρίου 2012.

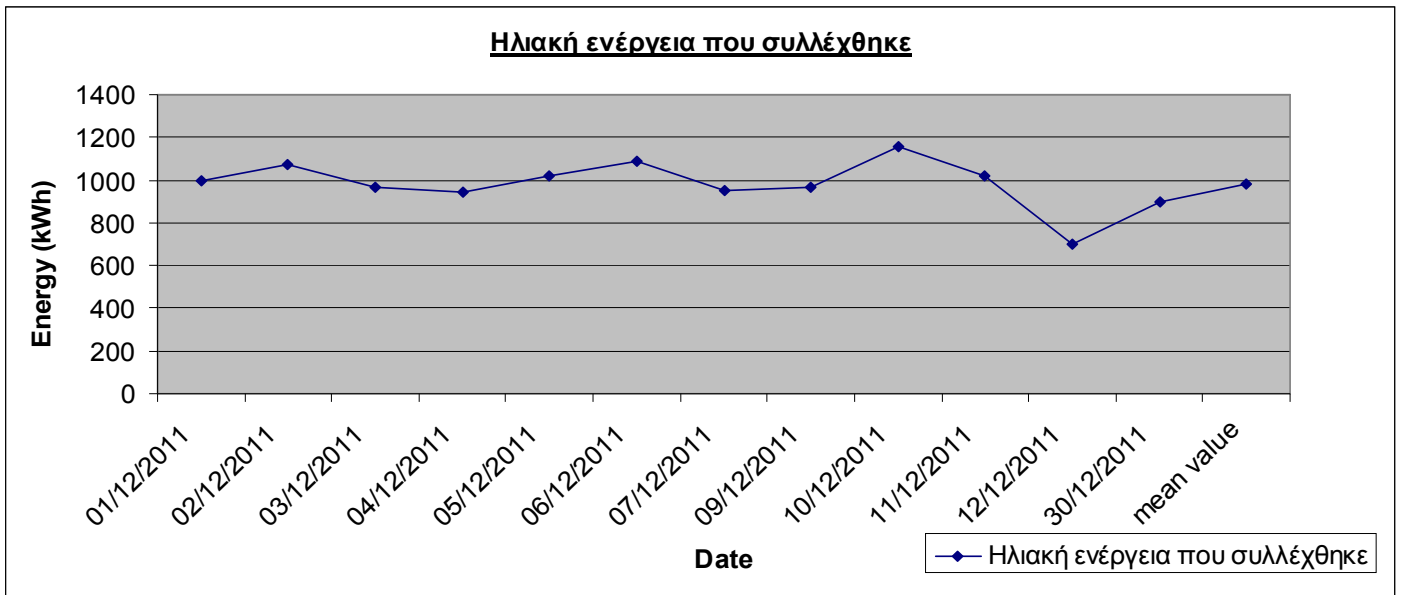
Η Εικόνα 56 παρουσιάζει την περίοδο 01 Οκτωβρίου έως 12 Οκτωβρίου 2012.



Εικόνα 45 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 21-10-11 έως 31-10-11. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1154 kWh.



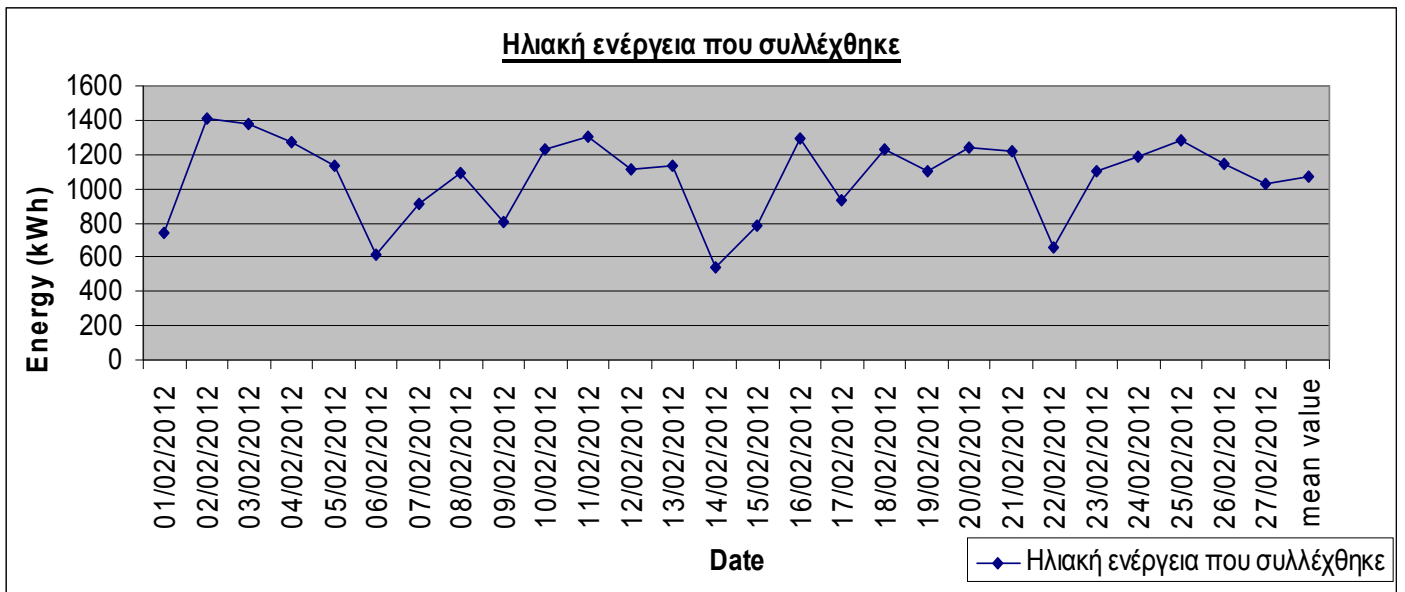
Εικόνα 46 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 1-11-11 έως 30-11-11. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1083 kWh.



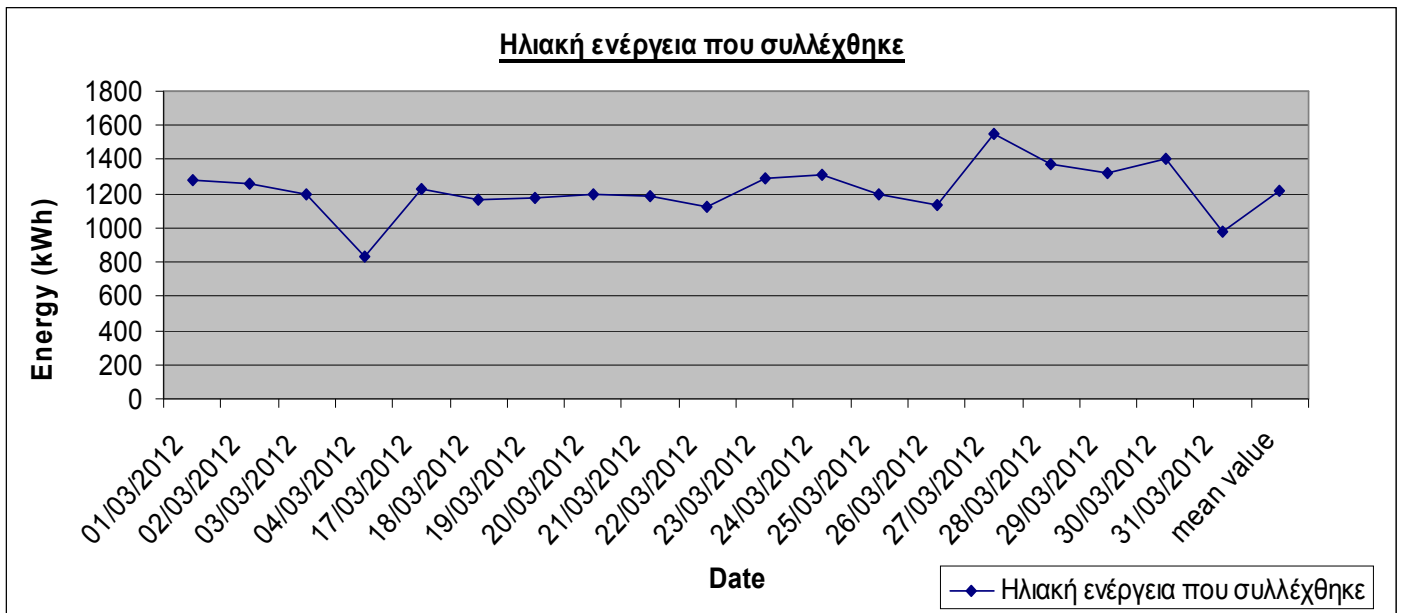
Εικόνα 47 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 1-12-11 έως 30-12-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 981 kWh.



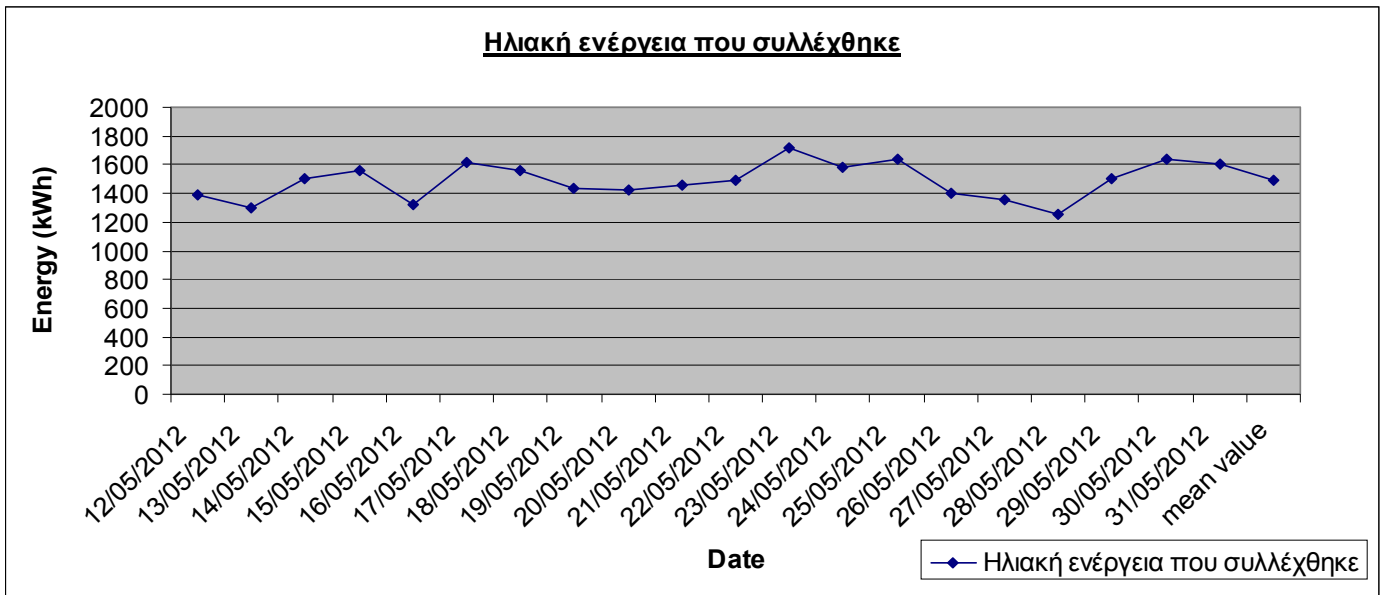
Εικόνα 48 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-01-12 έως 28-01-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1055 kWh.



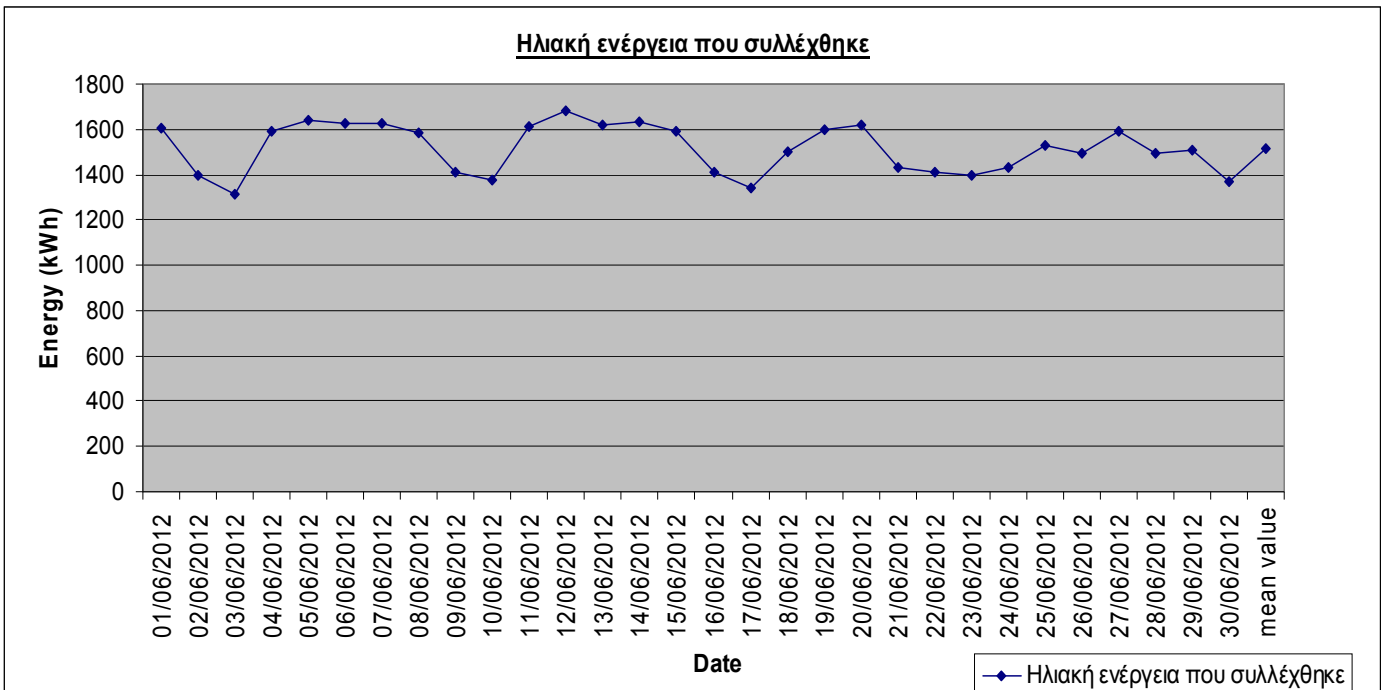
Εικόνα 49 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-02-12 έως 27-02-12.
Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1069 kWh.



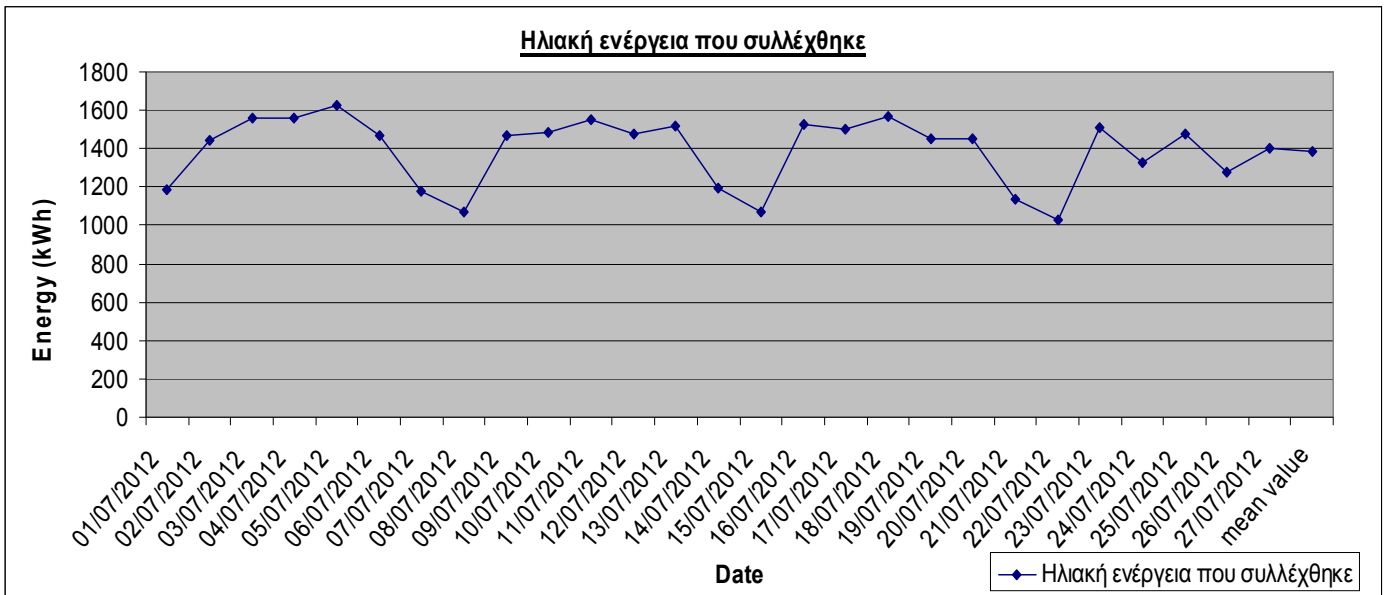
Εικόνα 50 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-03-12 έως 31-03-12.
Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1220.5 kWh.



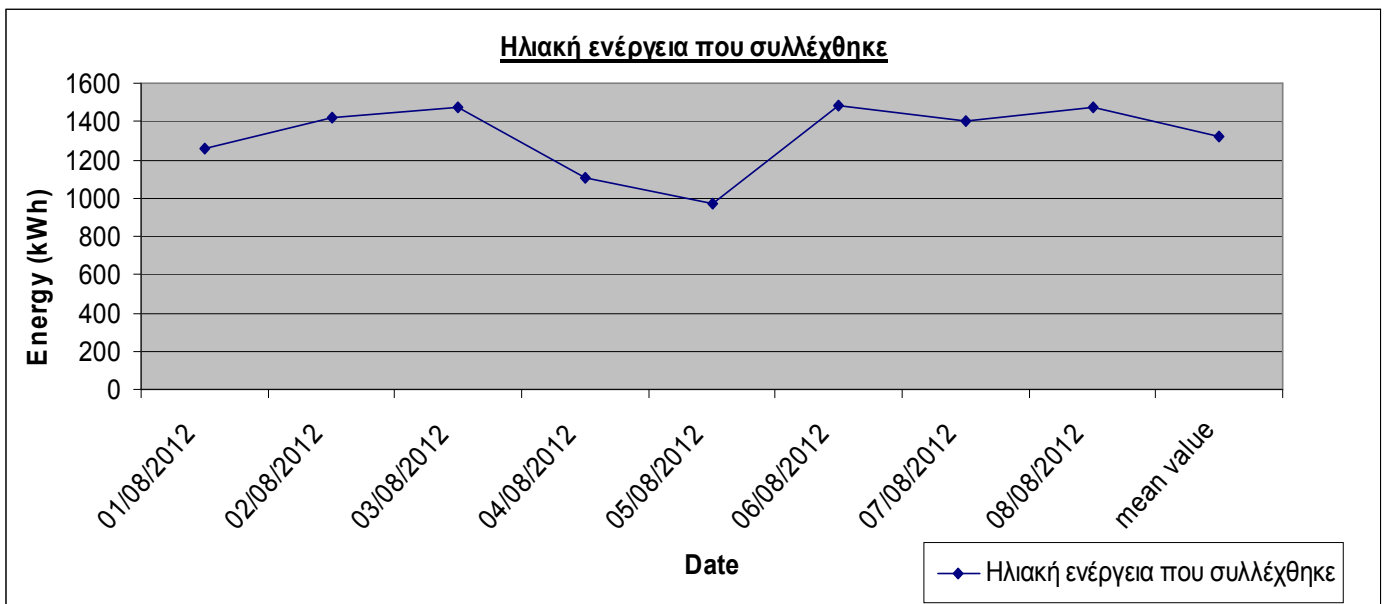
Εικόνα 51 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 12-05-12 έως 31-05-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1487 kWh.



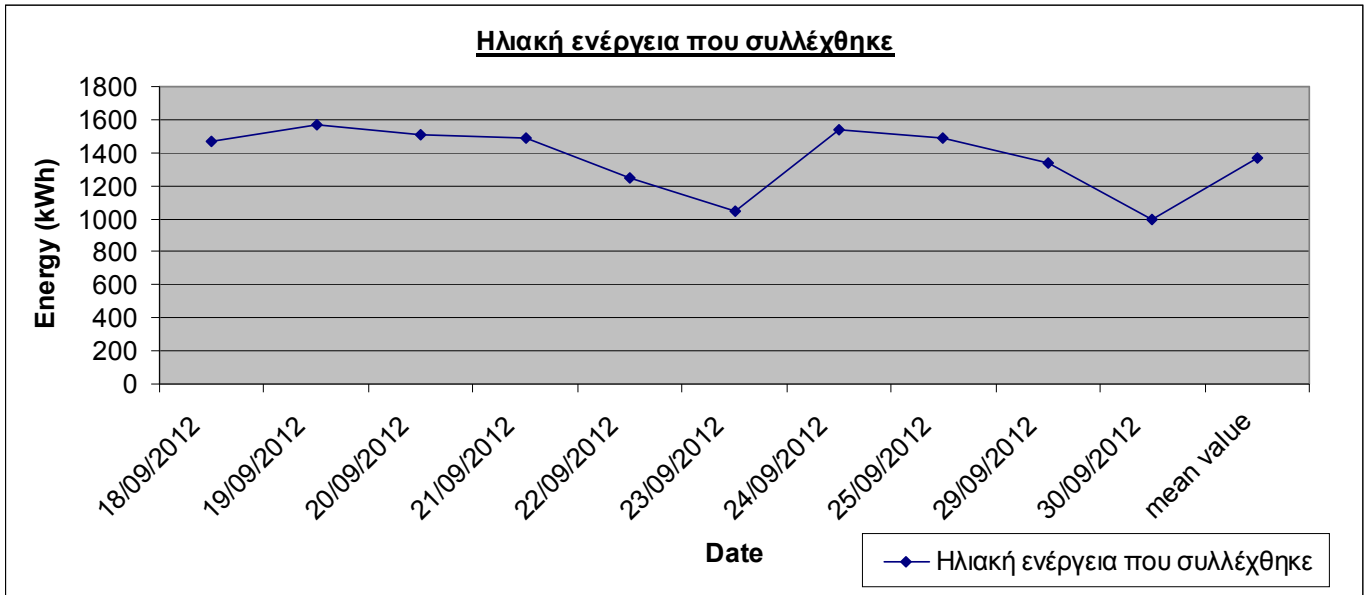
Εικόνα 52 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-06-12 έως 29-06-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1514.8 kWh.



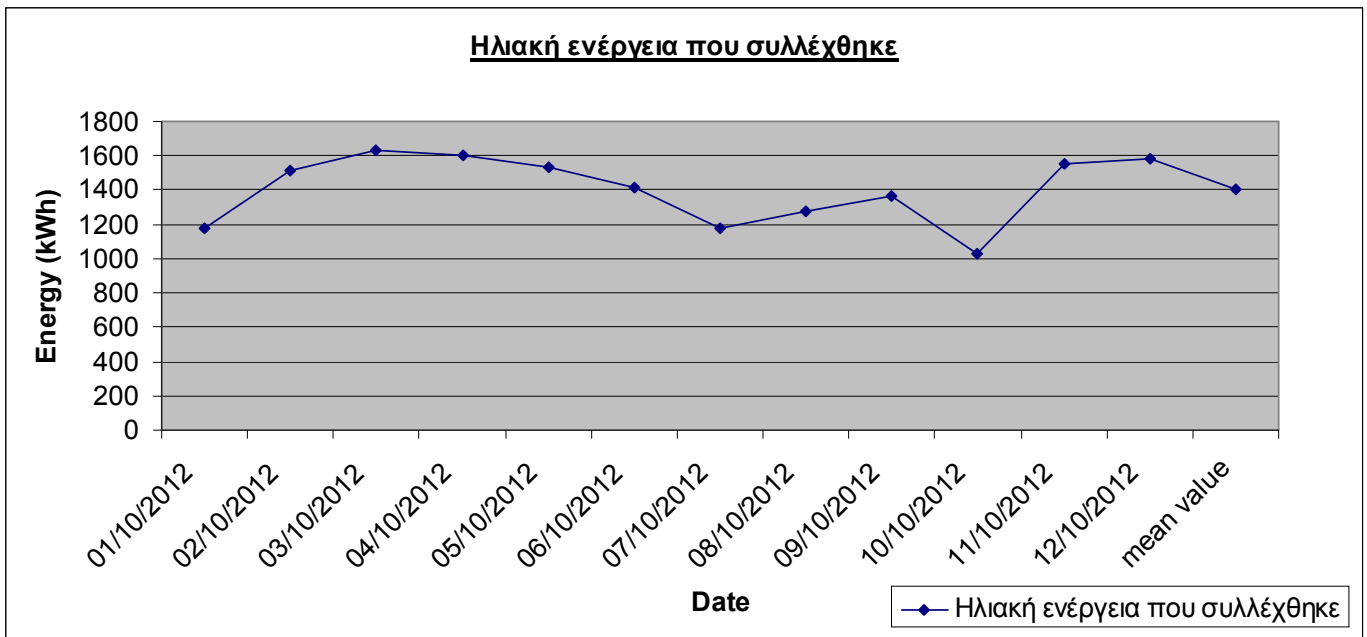
Εικόνα 53 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-07-12 έως 27-07-12.
Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1389 kWh.



Εικόνα 54 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-08-12 έως 08-08-12.
Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1325.4 kWh.



Εικόνα 55 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 18-09-12 έως 30-09-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1368.7 kWh.



Εικόνα 56 : Γραφική παράσταση ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε την περίοδο 01-10-12 έως 12-10-12. Μέσος όρος συλλεχθείσας ενέργειας 1406 kWh.

Στον Πίνακα 13 πιο κάτω παρουσιάζεται συνοπτικά η ηλιακή ενέργεια που συλλέχθηκε για κάθε περίοδο. Το γενικό συμπέρασμα είναι ότι η ηλιακή ενέργεια που συλλέχθηκε για ένα ολόκληρο χρόνο κυμαίνεται από 981 kWh – 1514.8 kWh. Ο μέσος όρος της ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε για όλες τις περιόδους που περιγράψαμε πιο πάνω είναι 1254.45 kWh.

Πίνακας 13 : Συνοπτικός Πίνακας Ηλιακής Ενέργειας

Περίοδος	Ηλιακή ενέργεια που συλλέχθηκε (kWh) από τους ηλιακούς συλλέκτες
Οκτώβριος 2011	1154
Νοέμβριος 2011	1083
Δεκέμβριος 2011	981
Ιανουάριος 2012	1055
Φεβρουάριος 2012	1069
Μάρτιος 2012	1220.5
Μάιος 2012	1487
Ιούνιος 2012	1514.8
Ιούλιος 2012	1389
Αύγουστος 2012	1325.4
Σεπτέμβριος 2012	1368.7
Οκτώβριος 2012	1406
Μέση ηλιακή ενέργεια	1254

5.2 Καταγραφή ηλιακής θέρμανσης τον χειμώνα

Για την καταγραφή της ηλιακής θέρμανσης χρησιμοποιήθηκαν τα αρχεία, ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε, της ροής ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους ηλιακούς κυλίνδρους και της ροής ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (FCU) με τις καταγραμμένες τιμές στο σύστημα BMS. Πιο κάτω παρουσιάζονται έξι γραφικές παραστάσεις για διαφορετικές περιόδους η κάθε μια, οι οποίες δείχνουν την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε, κατά μέσο όρο κάθε μέρα από της 8:00 το πρωί μέχρι της 16:00 το απόγευμα που λειτουργεί το σύστημα. Επίσης οι γραφικές παραστάσεις παρουσιάζουν την ροή ενέργειας που διοχετεύεται από τους ηλιακούς κυλίνδρους στις μονάδες αέρα κατά μέσο όρο κάθε μέρα από της 8:00 το πρωί μέχρι της 16:00 το απόγευμα και την ροή ενέργειας που καταναλώνουν οι μονάδες αέρα για την θέρμανση του χώρου κατά μέσο όρο κάθε μέρα για τις ίδιες ώρες. Η τελευταία στήλη της κάθε γραφικής παρουσιάζει τον μέσο όρο (mean value) όλης της συγκεκριμένης περιόδου. Επιπρόσθετα για τις περιόδους που παρουσιάζονται πιο κάτω δεν χρησιμοποιήθηκε ενέργεια από τους λέβητες για να ζεστάνουν το νερό για το λόγο ότι η ηλιακή ενέργεια ήταν αρκετή για να ζεστάνει τους χώρους του κτηρίου που βρίσκονταν σε λειτουργία.

Έτσι :

Η Εικόνα 57 παρουσιάζει την περίοδο από 21 Οκτωβρίου μέχρι 28 Οκτωβρίου 2011. Ο μέσος όρος (mean value) ροής ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε ήταν 156.5 kW, ο μέσος όρος ροής ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους ήταν 41.2 kW και ο μέσος όρος ροής ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (FCU) ήταν 18.3 kW.

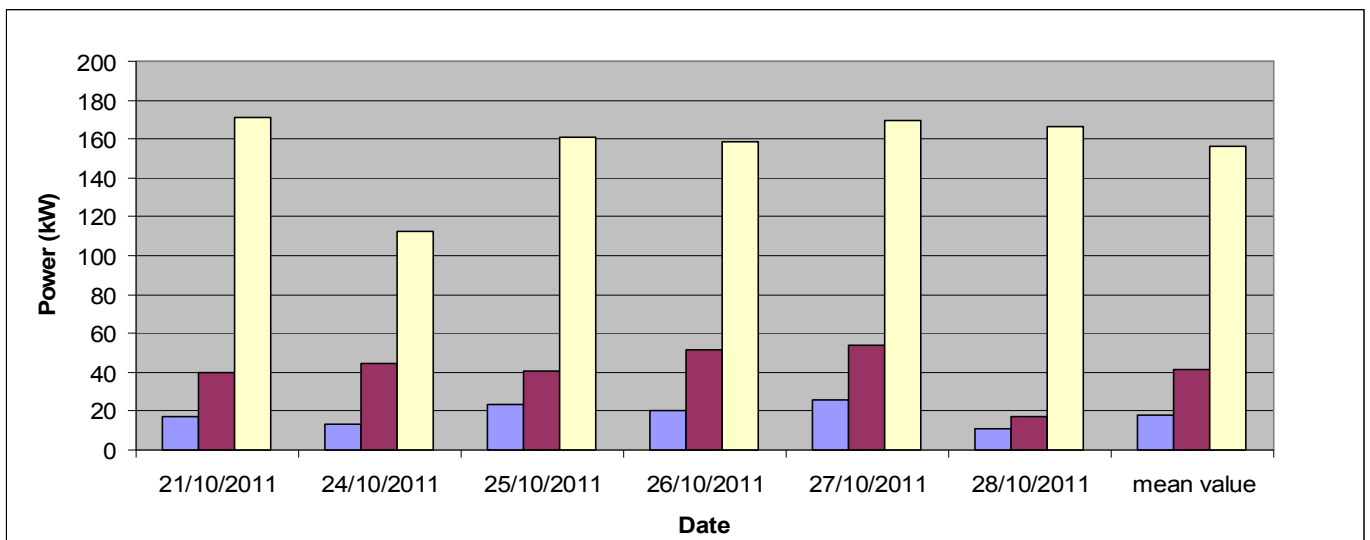
Η Εικόνα 58 παρουσιάζει την περίοδο από 1 Νοεμβρίου μέχρι 30 Νοεμβρίου 2011. Ο μέσος όρος (mean value) ροής ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε ήταν 138.4 kW, ο μέσος όρος ροής ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους ήταν 23 kW και ο μέσος όρος ροής ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (FCU) ήταν 7.45 kW.

Η Εικόνα 59 παρουσιάζει την περίοδο από 1 Δεκεμβρίου μέχρι 30 Δεκεμβρίου 2011. Ο μέσος όρος (mean value) ροής ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε ήταν 120.4 kW, ο μέσος όρος ροής ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους ήταν 12.3 kW και ο μέσος όρος ροής ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (FCU) ήταν 2.1 kW.

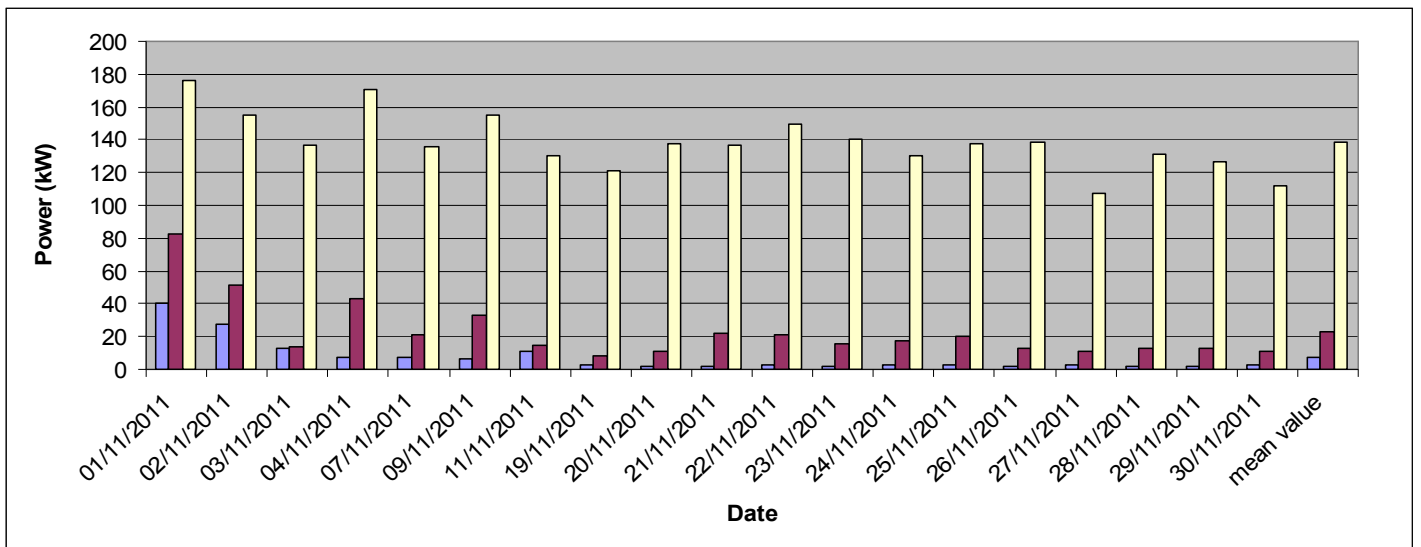
Η Εικόνα 60 παρουσιάζει την περίοδο από 1 Ιανουαρίου μέχρι 28 Ιανουαρίου 2012. Ο μέσος όρος (mean value) ροής ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε ήταν 132.2 kW, ο μέσος όρος ροής ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους ήταν 10.6 kW και ο μέσος όρος ροής ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (FCU) ήταν 2.95 kW.

Η Εικόνα 61 παρουσιάζει την περίοδο από 1 Φεβρουαρίου μέχρι 27 Φεβρουαρίου 2012. Ο μέσος όρος (mean value) ροής ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε ήταν 131.2 kW, ο μέσος όρος ροής ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους ήταν 14.2 kW και ο μέσος όρος ροής ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (FCU) ήταν 2.6 kW.

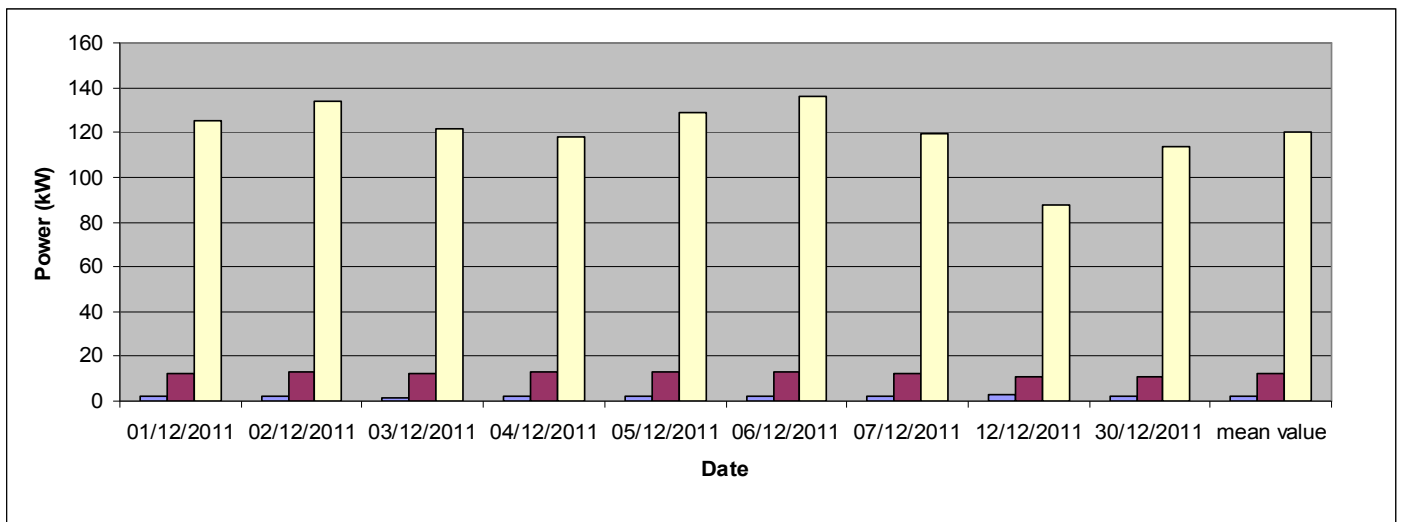
Η Εικόνα 62 παρουσιάζει την περίοδο από 3 Μαρτίου μέχρι 31 Μαρτίου 2012. Ο μέσος όρος (mean value) ροής ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε ήταν 153 kW, ο μέσος όρος ροής ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους ήταν 40.4 kW και ο μέσος όρος ροής ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (FCU) ήταν 26.5 kW.



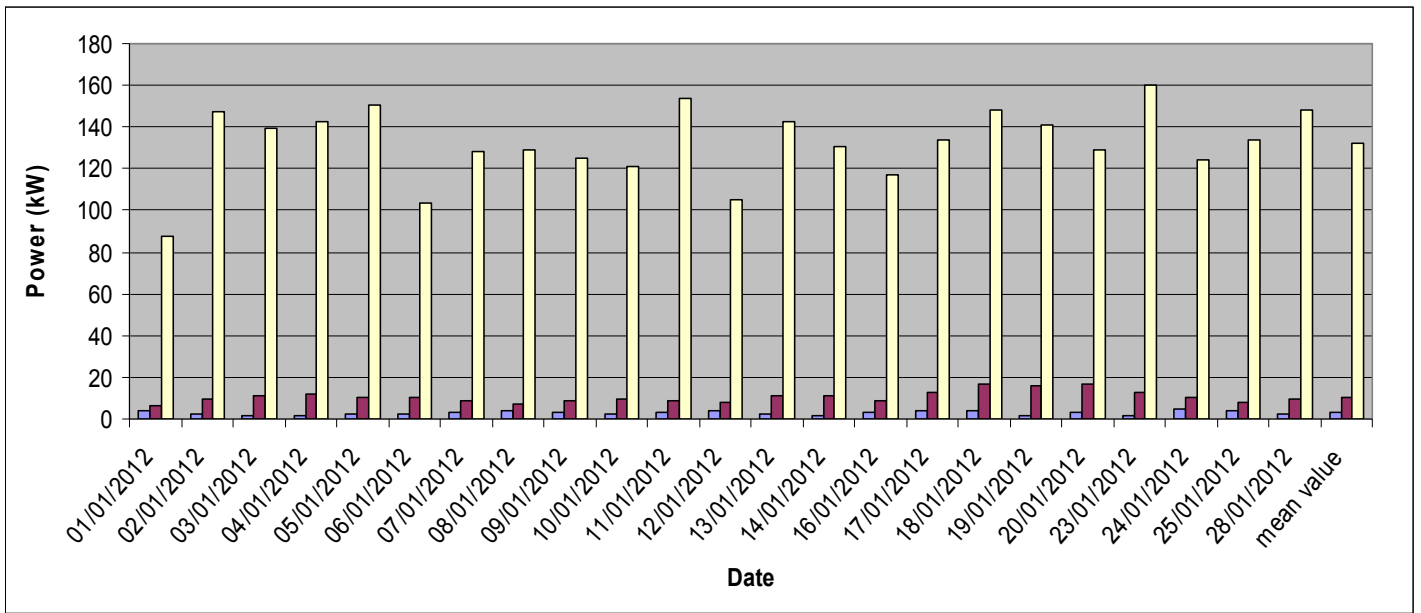
Εικόνα 57 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 21-10-11 έως 28-10-11.



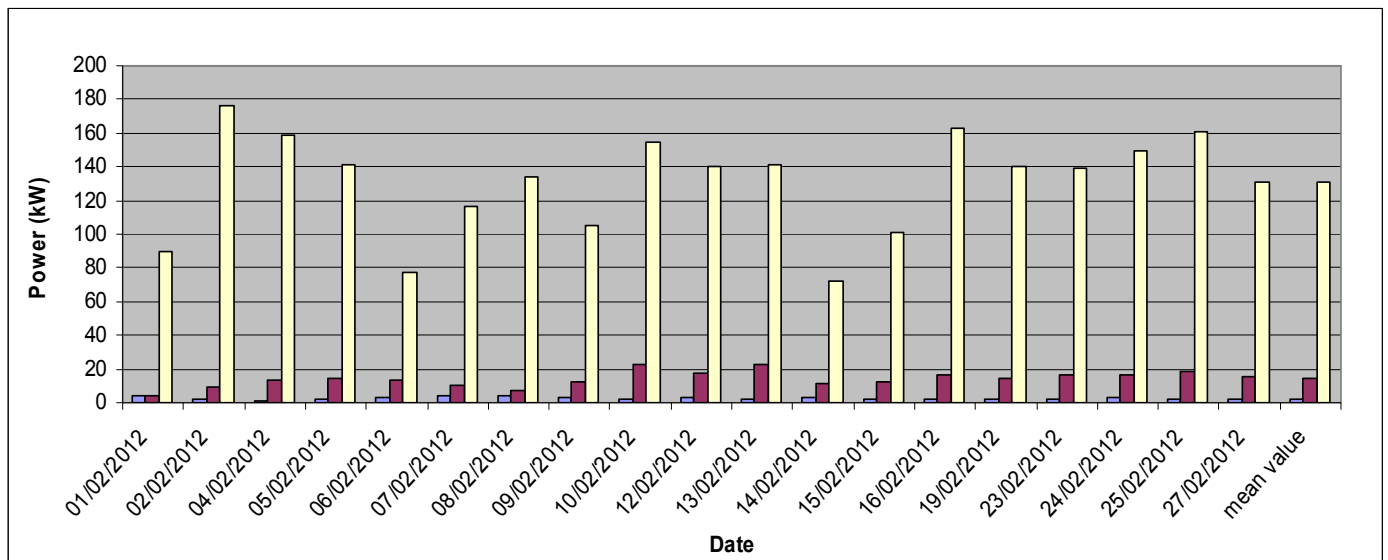
Εικόνα 58 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 01-11-11 έως 30-11-11.



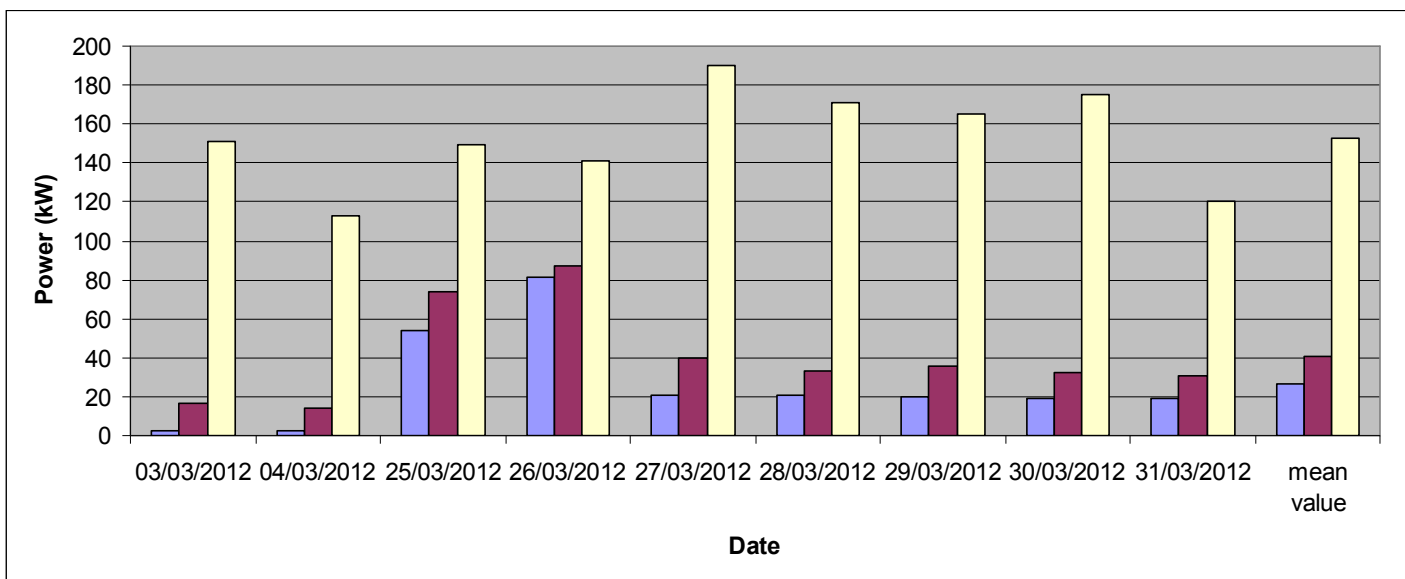
Εικόνα 59 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 01-12-11 έως 30-12-11.



Εικόνα 60 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 01-01-12 έως 28-01-12.



Εικόνα 61 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 01-02-12 έως 27-02-12.



Εικόνα 62 : Γραφική παράσταση που δείχνει την ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (γαλάζιο χρώμα), την ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους (κεραμιδί χρώμα) και την ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (κίτρινο χρώμα) την περίοδο 03-03-12 έως 31-03-12.

Στον Πίνακα 14 πιο κάτω παρουσιάζεται συνοπτικά η ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε, η ροή ενέργειας εξόδου από τους κυλίνδρους και η ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα για κάθε περίοδο. Το γενικό συμπέρασμα είναι ότι η ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε κυμαίνεται από 131.2 kW – 156.5 kW, η ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους κυλίνδρους κυμαίνεται από 10.6 kW – 41.2 kW και η ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα κυμαίνεται από 2.1 kW – 26.5 kW.

Πίνακας 14 : Συνοπτικός Πίνακας ροής ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε, ροής ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους ηλιακούς κυλίνδρους και ροής ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα

Περίοδος	Ροή ηλιακής ενέργειας που συλλέχθηκε (kW) από τους ηλιακούς συλλέκτες	Ροή ενέργειας που διοχετεύθηκε από τους ηλιακούς κυλίνδρους (kW)	Ροή ενέργειας που καταναλώθηκε από τις μονάδες αέρα (kW)
Οκτώβριος 2011	156.5	41.2	18.3
Νοέμβριος 2011	138.4	23	7.45
Δεκέμβριος 2011	120.4	12.3	2.1
Ιανουάριος 2012	132.2	10.6	2.95
Φεβρουάριος 2012	131.2	14.2	2.6
Μάρτιος 2012	153	40.4	26.5

5.3 Ανάλυση συντελεστή απόδοσης των ψυκτών

Για να βρεθεί ο συντελεστής απόδοσης (COP) των ψυκτών (LiBr – νερού) χρησιμοποιήθηκαν οι καταγραμμένες τιμές στο BMS της ροής ενέργειας που εισέρχεται στους ψύκτες, δηλαδή της ενέργειας που έρχεται από τους ηλιακούς κυλίνδρους αποθήκευσης ζεστού νερού και της ροής ενέργειας που εξέρχεται από τους ψύκτες δηλαδή της ενέργειας που πηγαίνει στις μονάδες αέρα (FCU και AHU). Το πηλίκο της εξερχόμενης ροής ενέργειας των ψυκτών και της εισερχόμενης δίνει την απόδοση των ψυκτών. Πιο κάτω παρουσιάζονται πέντε γραφικές παραστάσεις για διαφορετικές περιόδους η κάθε μια, οι οποίες δείχνουν την ροή εξερχόμενης ενέργειας από τους ψύκτες (Chiller Output), την ροή εισερχόμενης ενέργειας στους ψύκτες (Chiller Input) και τον μέσο ημερήσιο συντελεστή απόδοσης (COP) κάθε μέρα από της 8:00 το πρωί μέχρι της 16:00 το απόγευμα. Επιπρόσθετα οι γραφικές παραστάσεις δείχνουν την μέση θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες από της 8:00 το πρωί μέχρι της 16:00 το απόγευμα. Επίσης σε κάθε γραφική παράσταση η τελευταία στήλη υποδηλώνει τον γενικό μέσο όρο της απόδοσης της περιόδου αυτής.

Η Εικόνα 63 παρουσιάζει την περίοδο από 11 Μαΐου μέχρι 31 Μαΐου 2012. Ο μέσος όρος (mean value) εισερχόμενης ροής ενέργειας στους ψύκτες είναι 79.82 kW, ο μέσος όρος εξερχόμενης ροής ενέργειας από τους ψύκτες είναι 55.2 kW και ο μέσος όρος της θερμοκρασίας εισόδου του νερού στους ψύκτες είναι 71.65°C. Ο συντελεστής απόδοσης (COP) των ψυκτών είναι 69.16% (0.6916).

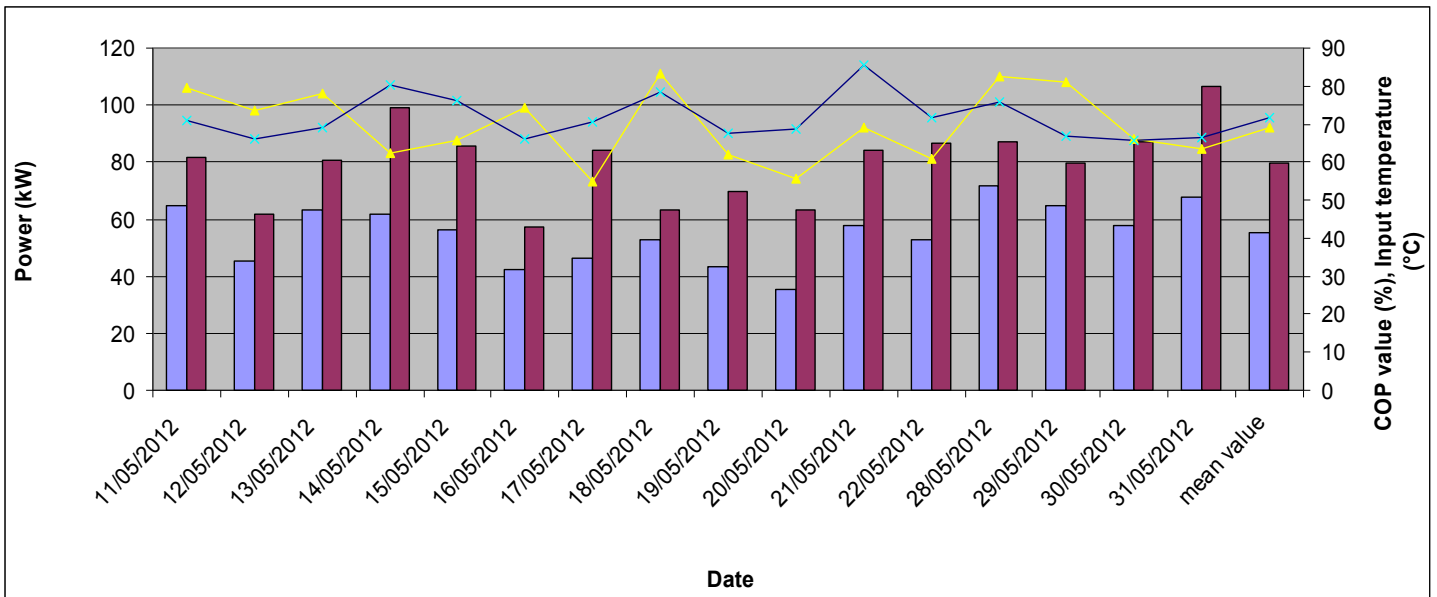
Η Εικόνα 64 παρουσιάζει την περίοδο από 1 Ιουνίου μέχρι 29 Ιουνίου 2012. Ο μέσος όρος (mean value) εισερχόμενης ροής ενέργειας στους ψύκτες είναι 92.2 kW, ο μέσος όρος εξερχόμενης ροής ενέργειας από τους ψύκτες είναι 62.9 kW και ο μέσος όρος της θερμοκρασίας εισόδου του νερού στους ψύκτες είναι 67°C. Ο συντελεστής απόδοσης (COP) των ψυκτών είναι 68.25% (0.6825). Παρατηρείται μείωση της θερμοκρασίας εισόδου του νερού σε σύγκριση με τον μήνα Μάιο, αυτό οφείλεται στο ότι υπάρχει περισσότερη ζήτηση ψύξης και έτσι το νερό στους κυλίνδρους αποθήκευσης ηλιακής ενέργειας δεν μπορεί να φτάσει σε πιο ψηλές θερμοκρασίες. Επίσης παρατηρείται μείωση του συντελεστή απόδοσης και αυτό οφείλεται στο ότι η ζήτηση ψύξης είναι μεγαλύτερη σε σύγκριση με τον Μάιο και η εισερχόμενη θερμοκρασία ζεστού νερού είναι χαμηλότερη κατά μέσο όρο που συνεπάγεται μικρότερο COP του ψύκτη.

Η Εικόνα 65 παρουσιάζει την περίοδο από 3 Ιουλίου μέχρι 27 Ιουλίου 2012. Ο μέσος όρος (mean value) εισερχόμενης ροής ενέργειας στους ψύκτες είναι 88.6 kW, ο μέσος όρος εξερχόμενης ροής ενέργειας από τους ψύκτες είναι 60.2 kW και ο μέσος όρος της θερμοκρασίας εισόδου του νερού στους ψύκτες είναι 67°C. Ο συντελεστής απόδοσης (COP) των ψυκτών είναι 67.93% (0.6793). Παρατηρείται σταθεροποίηση στον συντελεστή απόδοσης και στη θερμοκρασία του νερού στους ψύκτες σε σύγκριση με τον Ιούνιο.

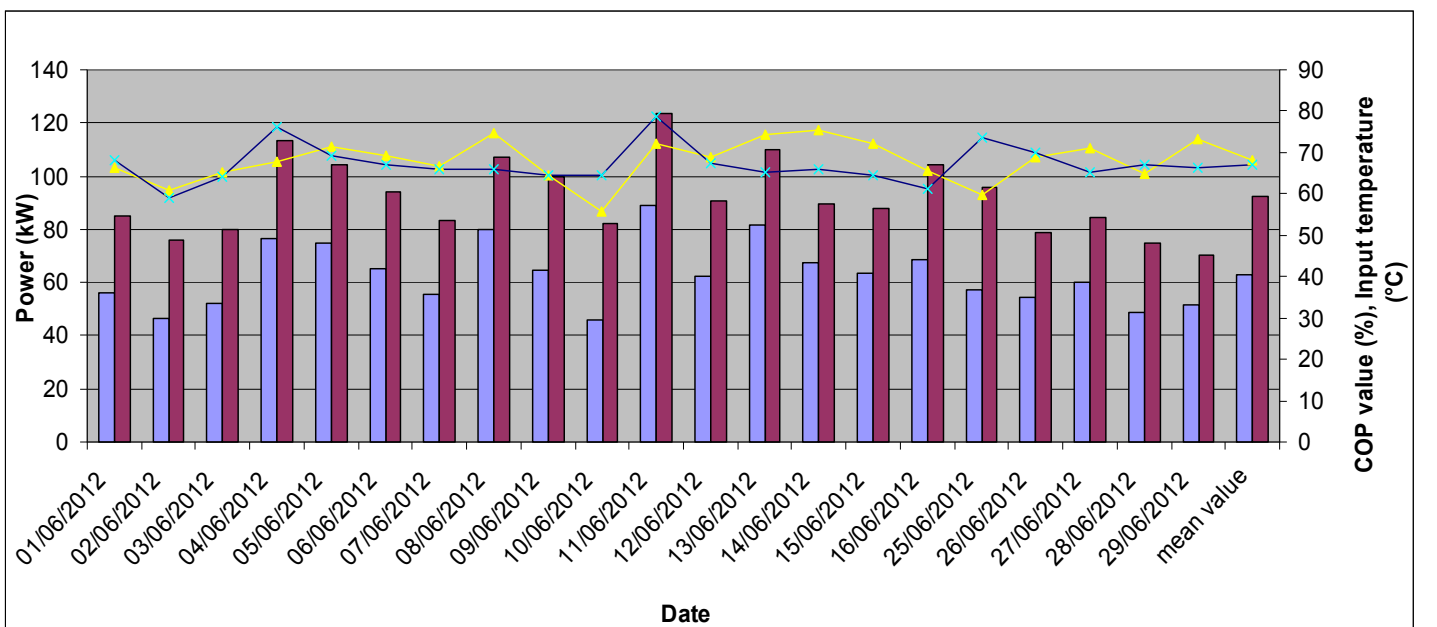
Η Εικόνα 66 παρουσιάζει την περίοδο από 1 Αυγούστου μέχρι 8 Αυγούστου 2012. Ο μέσος όρος (mean value) εισερχόμενης ροής ενέργειας στους ψύκτες είναι 95.2 kW, ο μέσος όρος εξερχόμενης ροής ενέργειας από τους ψύκτες είναι 64.7 kW και ο μέσος όρος της θερμοκρασίας εισόδου του νερού στους ψύκτες είναι 67.1°C. Ο συντελεστής απόδοσης (COP) των ψυκτών είναι 68.1% (0.681). Παρατηρείται σταθεροποίηση στον συντελεστή απόδοσης και στη θερμοκρασία του νερού στους ψύκτες σε σύγκριση με τον Ιούνιο και τον Ιούλιο.

Η Εικόνα 67 παρουσιάζει την περίοδο από 18 Σεπτεμβρίου μέχρι 28 Σεπτεμβρίου 2012. Ο μέσος όρος (mean value) εισερχόμενης ροής ενέργειας στους ψύκτες είναι 92.5 kW, ο μέσος όρος εξερχόμενης ροής ενέργειας από τους ψύκτες είναι 63.4 kW και ο μέσος όρος της θερμοκρασίας εισόδου του νερού στους ψύκτες είναι 67.3°C. Ο συντελεστής απόδοσης (COP) των ψυκτών είναι 68.52% (0.6852). Παρατηρείται σταθεροποίηση στον συντελεστή απόδοσης και στη θερμοκρασία του νερού στους ψύκτες σε σύγκριση με τον Ιούνιο, Ιούλιο και Αύγουστο.

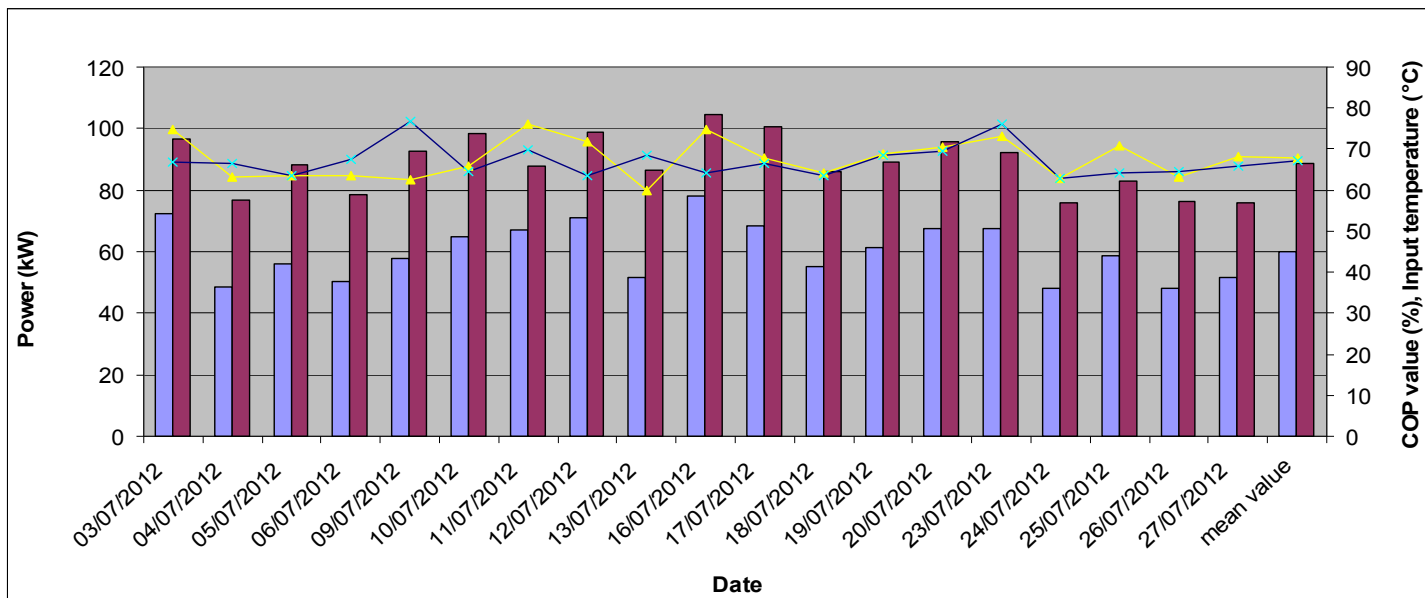
Η Εικόνα 68 παρουσιάζει την περίοδο από 1 Οκτωβρίου μέχρι 17 Οκτωβρίου 2012. Ο μέσος όρος (mean value) εισερχόμενης ροής ενέργειας στους ψύκτες είναι 82.08 kW, ο μέσος όρος εξερχόμενης ροής ενέργειας από τους ψύκτες είναι 54.11 kW και ο μέσος όρος της θερμοκρασίας εισόδου του νερού στους ψύκτες είναι 66.3°C. Ο συντελεστής απόδοσης (COP) των ψυκτών είναι 65.93% (0.6593). Παρατηρείται σημαντική μείωση στον συντελεστή απόδοσης των ψυκτών σε σύγκριση με τους πιο πάνω μήνες και αυτό οφείλεται στη μείωση της θερμοκρασίας εισόδου του ζεστού νερού στους ψύκτες.



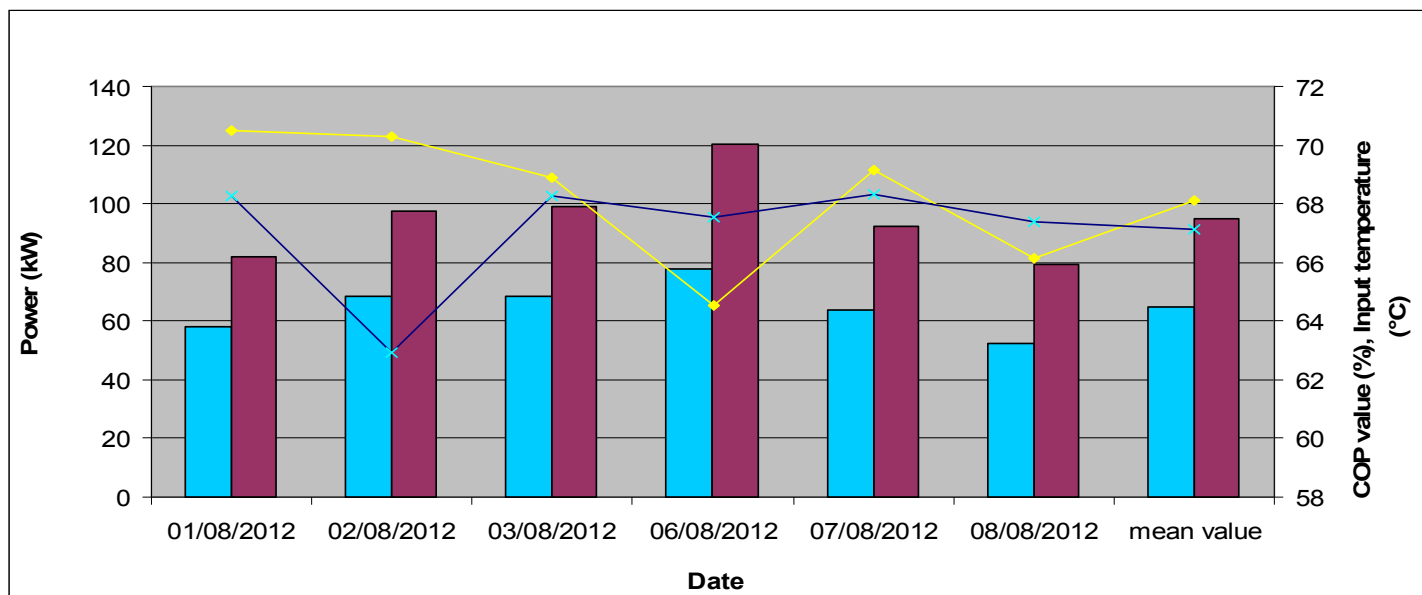
Εικόνα 63 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 11-05-12 έως 31-05-12.



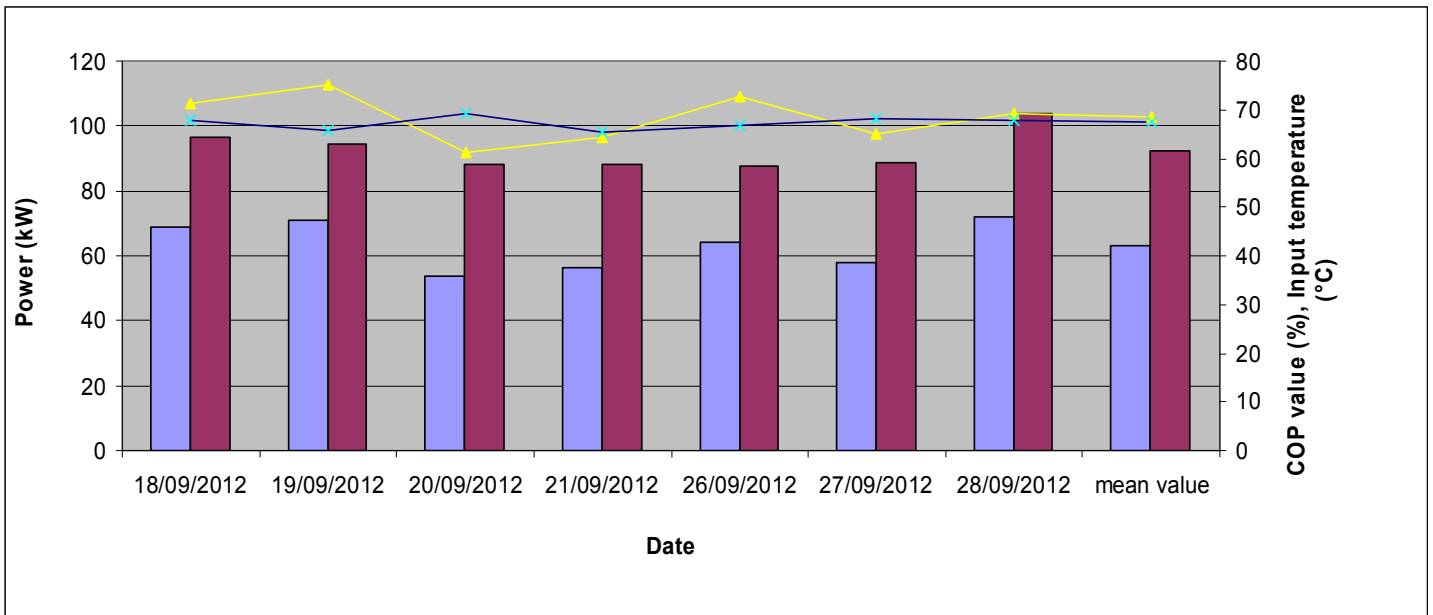
Εικόνα 64 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 01-06-12 έως 29-06-12.



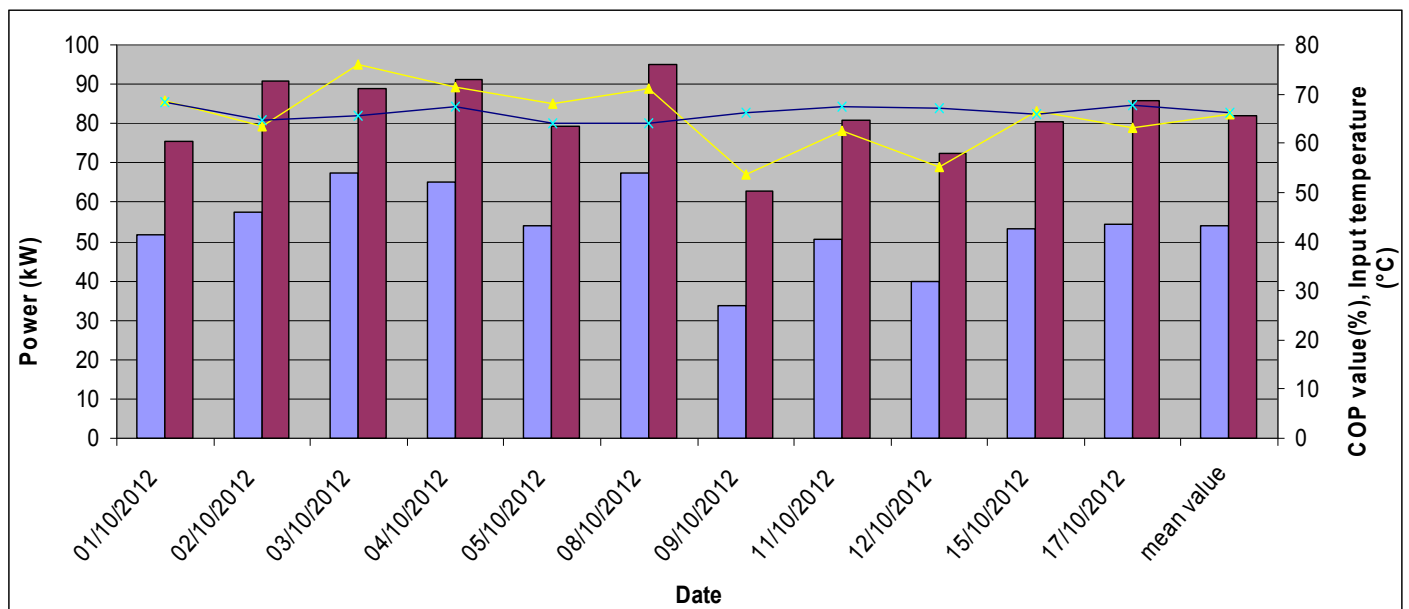
Εικόνα 65 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 03-07-12 έως 27-07-12.



Εικόνα 66 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 01-08-12 έως 08-08-12.



Εικόνα 67 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 17-09-12 έως 28-09-12.



Εικόνα 68 : Γραφική παράσταση που δείχνει την εξερχόμενη ροή ενέργειας από τους ψύκτες (γαλάζιο χρώμα), την εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες (κεραμιδί χρώμα), την θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ψύκτες (μπλε γραμμή) και τον συντελεστή απόδοσης (κίτρινο γραμμή) την περίοδο 01-10-12 έως 22-10-12

Το γενικό συμπέρασμα των πιο πάνω γραφικών είναι : Για να έχουμε πιο ψηλό συντελεστή απόδοσης θα πρέπει να έχουμε πιο ψηλές θερμοκρασίες εισόδου ζεστού νερού στους ψύκτες. Ο λόγος που είχαμε αρκετά ψηλούς συντελεστές απόδοσης ψυκτών σε σύγκριση με την θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού είναι το ότι η ζήτηση του ψυκτικού φορτίου στο κτήριο ήταν πολύ περιορισμένη αφού το κτήριο δεν λειτουργούσε όλους τους χώρους του. Έτσι όπως φαίνεται και στην γραφική παράσταση των ψυκτών (Παράρτημα Α5), με ψυκτικό φορτίο γύρω στα 60-65 kW οι ψύκτες μπορούν να δουλέψουν ικανοποιητικά με θερμοκρασίες ζεστού νερού γύρω στους 70°C και θερμοκρασίες εισόδου του ψυκτικού νερού 28-28.5°C όπως έχουμε στο σύστημα. Αν το κτήριο δεν υπολειτουργούσε τότε η θερμοκρασία του ζεστού νερού στους 70°C δεν θα μπορούσε να ικανοποιήσει τις ανάγκες ψύξης που θα χρειαζόμασταν.

Στον Πίνακα 15 πιο κάτω παρουσιάζεται συνοπτικά ο συντελεστής απόδοσης των ψυκτών για κάθε περίοδο και η θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού στους ψύκτες. Το γενικό συμπέρασμα είναι ότι η απόδοση των ψυκτών κυμαίνεται από 0.66 - 0.69, η εισερχόμενη ροή ενέργειας στους ψύκτες κυμαίνεται από 79.82 kW – 95.03 kW, η εξερχόμενη ροή ενέργειας κυμαίνεται από 54.11 kW – 64.71 kW και η θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού στους ψύκτες κυμαίνεται από 66.3°C – 71.7°C. Ο μέσος όρος του COP των ψυκτών για όλες τις περιόδους που περιγράψαμε πιο πάνω είναι 0.68.

Πίνακας 15 : Συνοπτικός Πίνακας Συντελεστή Απόδοσης των ψυκτών και θερμοκρασίας εισόδου του ζεστού νερού στους ψύκτες.

Περίοδος	Συντελεστής Απόδοσης Ψυκτών (COP)	Θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού στους ψύκτες
Μάιος	0.69	71.7°C
Ιούνιος	0.68	67.1°C
Ιούλιος	0.68	67°C
Αύγουστος	0.68	67.1°C
Σεπτέμβριος	0.69	67.3°C
Οκτώβριος	0.66	66.3°C
Μέσος Όρος	0.68	67.8°C

6 Αποτελέσματα και Εισηγήσεις

Σύμφωνα με την ανάλυση του συστήματος που έγινε πιο πάνω και μετά από αρκετές ώρες παρακολούθησης της λειτουργίας του συστήματος παρατηρήθηκαν κάποια προβλήματα που είχαν γίνει κατά τη μελέτη αλλά και προβλήματα στη λειτουργία του συστήματος.

Τα προβλήματα τα οποία μπορούν να διορθωθούν άμεσα στο σύστημα είναι τα εξής :

6.1 Παρατηρήθηκε λειτουργία της αντλίας των ψυκτών κατά τη χειμερινή περίοδο όπου οι ψύκτες δεν λειτουργούν και απλά η αντλία τροφοδοτούσε με ζεστό νερό στους ψύκτες το οποίο φυσικά δεν χρησιμοποιείται. Η αντλία βρισκόταν σε συνεχή λειτουργία μέχρι να κλείσει εντελώς το σύστημα.

Η αχρείαστη λειτουργία της αντλίας προκαλούσε κάποιες θερμικές απώλειες αφού κυκλοφορούσε αχρείαστα το ζεστό νερό στις σωλήνες αλλά το κυριότερο είναι η σπατάλη ηλεκτρικής ενέργειας η οποία σίγουρα ήταν αρκετή αφού οι συγκεκριμένες αντλίες είναι πολύ μεγάλες (5.5kW). Η αντλία TP80-240/4 της Grundfos που χρησιμοποιείται για την κυκλοφορία του ζεστού νερού στους ψύκτες έχει περίπου €11 κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας κάθε μέρα (για 8 ώρες λειτουργίας) σύμφωνα με το λογισμικό πρόγραμμα της Grundfos (Παράρτημα Α6).

Το πρόβλημα αυτό έχει ήδη διορθωθεί μετά τις υποδείξεις μας.

6.2 Παρατηρήθηκε ότι δεν υπάρχει ή είναι πάρα πολύ μικρό το διαφορικό των αντλιών του ηλιακού συστήματος. Αυτό συγκρίνει τις θερμοκρασίες του νερού που βρίσκεται στους κυλίνδρους αποθήκευσης και του ζεστού νερού των ηλιακών πλαισίων και ανάλογα λειτουργεί την αντλία του ηλιακού συστήματος. Δηλαδή η αντλία που στέλλει το νερό που βρίσκεται στους κυλίνδρους αποθήκευσης στα ηλιακά πλαίσια (για περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας του) ξεκινά όταν η θερμοκρασία του νερού στους κυλίνδρους αποθήκευσης είναι η ίδια με την θερμοκρασία του νερού στα ηλιακά πλαίσια ενώ ακόμη έχει παρατηρηθεί να στέλλουμε νερό από τους κυλίνδρους με ψηλότερη θερμοκρασία από ότι το νερό που επιστρέφει στους κυλίνδρους με αποτέλεσμα να χάνεται θερμική ενέργεια. Δηλαδή υπήρχαν περιπτώσεις όπου όταν η αντλία ξεκινούσε όταν το νερό στους κυλίνδρους αποθήκευσης είχε την ίδια θερμοκρασία με το νερό στα ηλιακά πλαίσια, ξαφνικά μειωνόταν η ηλιοφάνεια και για λίγα λεπτά στέλλει για παράδειγμα νερό από τους κυλίνδρους σε θερμοκρασία 71°C και επιστρέφει πίσω στους

κυλίνδρους νερό σε θερμοκρασία 70.5°C. Έτσι το σύστημα χάνει αποθηκευμένη ηλιακή ενέργεια και αυτό αποδεικνύεται στο σύστημα BMS όπου κατάγραφε αρνητική ενέργεια.

Αυτό μπορεί να διορθωθεί με το να ρυθμιστεί η αντλία να ξεκινά όταν έχει διαφορά 10°C από το νερό που βρίσκεται στους κυλίνδρους αποθήκευσης και να σβήνει όταν η διαφορά κατεβεί στους 3-4°C. Γενική αρχή είναι το κόστος ηλιακής ενέργειας να είναι λιγότερο από το κόστος ηλεκτρικής ενέργειας που απαιτείται για την αντλία. Έτσι θα περιορίσουμε κατά πολύ και την λειτουργία της αντλίας του ηλιακού συστήματος το οποίο συνεπάγεται εξοικονόμηση ηλεκτρικού ρεύματος αλλά και πιο σωστής λειτουργίας του όλου συστήματος. Σίγουρα δεν μπορούμε να υπολογίσουμε το κόστος της ηλεκτρικής ενέργειας που σπαταλείται αφού δεν μπορούμε να γνωρίζουμε πόσες ώρες δουλεύει η αντλία αυτή αχρείαστα. Σύμφωνα με το λογισμικό πρόγραμμα της Grundfos η αντλία TP 80-270/4 (7.5kW) που χρησιμοποιείται για την κυκλοφορία του ζεστού νερού στα ηλιακά πλαίσια έχει κατανάλωση γύρω στα €15 (Παράρτημα A7) ημερησίως (για 8 ώρες λειτουργίας).

6.3 Επίσης παρατηρήθηκε ότι τα ροόμετρα των ηλιακών πλαισίων έχουν λανθασμένη ένδειξη ροής και αυτό αποδείχθηκε αφού έκλεισαν οι αντλίες και παρατηρήθηκε ότι στο σύστημα BMS η ροή έμενε αμετάβλητη και ακόμη πάρθηκαν μετρήσεις που καταγράφει το BMS για τη ροή και παρατηρήθηκε ότι η ροή μένει αμετάβλητη για 24 ώρες και για όλους του μήνες πράγμα που είναι αδύνατο.

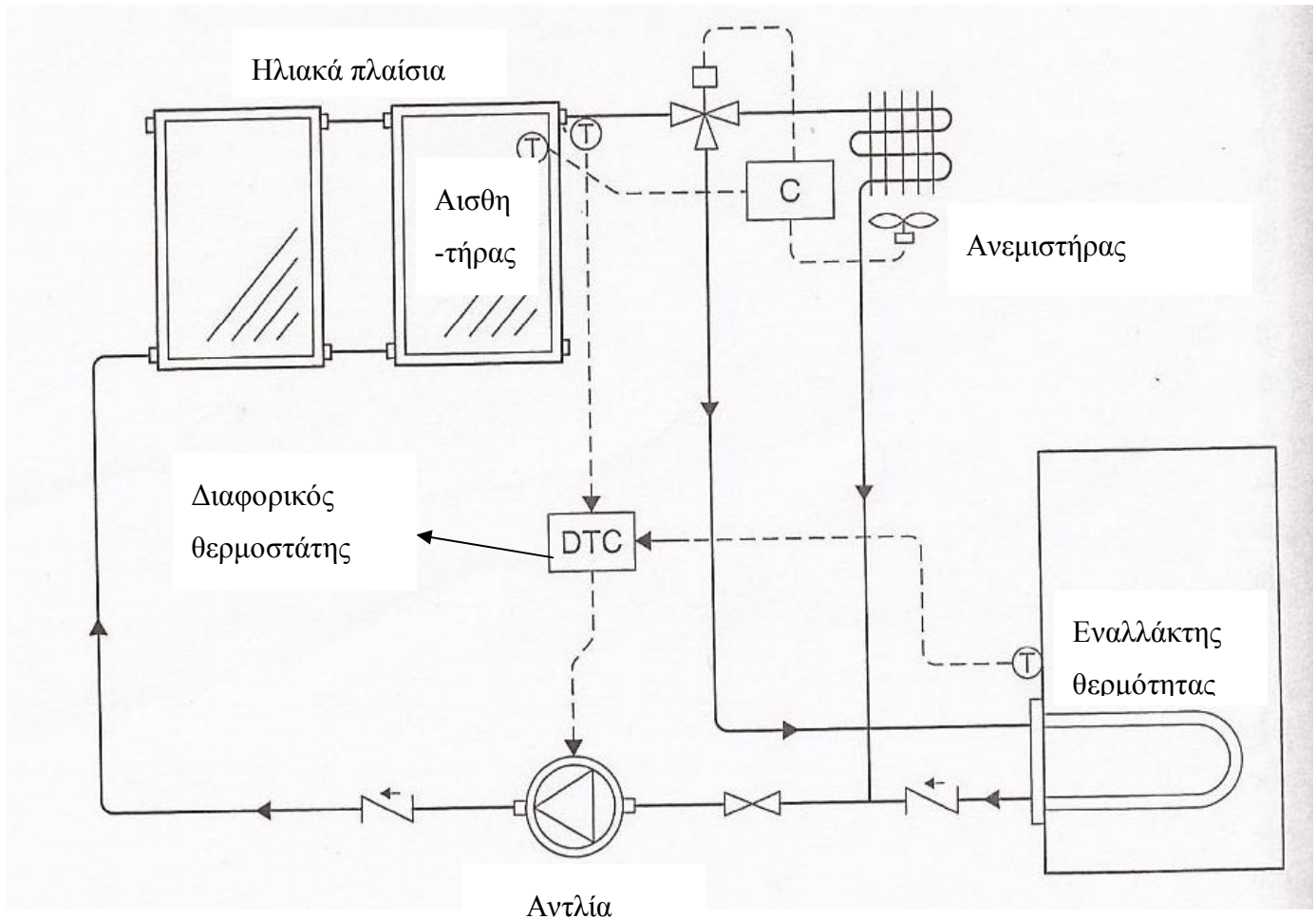
Αυτό το πρόβλημα μπορεί να διορθωθεί είτε με βαθμονόμηση των ροόμετρων είτε με την αντικατάστασή τους. Φυσικά η λανθασμένη ροή που καταγραφόταν στο λογισμικό δημιούργησε και την λανθασμένη καταγραφή της συλλεχθείσας ενέργειας από την ηλιακή ακτινοβολία αφού το σύστημα BMS έπαιρνε σαν δεδομένο την τιμή της ροής για να υπολογίσει την ενέργεια της ηλιακής ακτινοβολίας μέσω της εξίσωσης (11). Αυτό οδηγεί στο ότι η οποιαδήποτε ανάλυση έγινε για την συλλεχθείσα ενέργεια από τα ηλιακά πλαίσια είναι λανθασμένη δηλαδή τα στοιχεία που καταγράφονται στις Εικόνες 45-62 και στους Πίνακες 13-14. Αυτό φυσικά αποδεικνύει και τον λόγο που στις Εικόνες 57-62 που αφορούσαν την χειμερινή λειτουργία του συστήματος που ενώ δείχνουν ότι συλλέγαμε τεράστια ενέργεια από τα πλαίσια (λανθασμένα λόγω της λάθος ροής) η ενέργεια που έδιναν οι κύλινδροι αποθήκευσης ζεστού νερού στα FCU ήταν πολύ λίγη. Επιπρόσθετα από τις προδιαγραφές των ηλιακών πλαισίων (Παράρτημα A8) μπορούμε εύκολα να υπολογίσουμε την μέγιστη ροή ενέργειας που θα μπορούσαμε να συλλέξουμε από τα

ηλιακά πλαίσια και είναι 129 kW (69 ηλιακοί συλλέκτες * 1865 W) ενώ εμείς είχαμε ακόμη και καταγραφές των 200 kW.

6.4 Επιπρόσθετα παρατηρήθηκαν αρκετά χαμηλές θερμοκρασίες εισόδου του ζεστού νερού στους ψύκτες κατά την καλοκαιρινή περίοδο αν και το κτίριο και το σύστημα ψύξης υπολειπορούσαν. Στην ανάλυση που έχει γίνει πιο πάνω η θερμοκρασία του νερού κυμαίνεται στους 70°C κατά μέσο όρο για τις ώρες λειτουργίας του συστήματος. Η είσοδος του νερού στους 70°C στους ψύκτες αποτελεί και την ελάχιστη τιμή εισόδου του ζεστού νερού, προϋποθέτοντας χαμηλή ζήτηση ψυκτικού φορτίου, για να μπορέσει να διαχωριστεί το νερό από το βρωμιούχο λίθιο και να πραγματοποιηθεί ο ψυκτικός κύκλος (Παράρτημα Α5).

Για να μπορέσουμε να αυξήσουμε την θερμοκρασία του ζεστού νερού μία λύση είναι να μειώσουμε την ροή του νερού στα ηλιακά πλαίσια αφού υπάρχουν ενδείξεις ότι το ηλιακό σύστημα λειτουργούσε με πιο ψηλές θερμοκρασίες νερού στις πρώτες μετρήσεις που πάρθηκαν κατά την εγκατάστασή του. Αυτή η λύση ίσως δημιουργήσει κάποια προβλήματα τις μέρες όπου το σύστημα δεν λειτουργεί δηλαδή τα σαββατοκύριακα, όταν υπάρχει υπερβολική ηλιοφάνεια και όταν το πανεπιστήμιο είναι κλειστό. Ο λόγος είναι ότι θα συσσωρεύεται ενέργεια στους κυλίνδρους αποθήκευσης ζεστού νερού με αποτέλεσμα η θερμοκρασία του ζεστού νερού να φτάσει σε επικίνδυνα όρια και να δημιουργήσει προβλήματα υπερθέρμανσης στο σύστημα. Αυτό το πρόβλημα μπορεί να αποφευχθεί με το σχεδιασμό ενός σταθμού εκφόρτωσης της ενέργειας όπως φαίνεται σχεδιαγραμματικά στην Εικόνα 69. Δηλαδή μπορούν να χρησιμοποιηθούν οι υφιστάμενοι αισθητήρες θερμοκρασίας και να τοποθετηθεί μια βαλβίδα παράκαμψης στην γραμμή του νερού που κατευθύνεται προς τους κυλίνδρους και με μια αλλαγή στο σύστημα ελέγχου όπου όταν εντοπίσει θερμοκρασία μεγαλύτερη από 95°C τότε να ανοίγει η βαλβίδα παράκαμψης. Έτσι το ζεστό νερό θα εκτρέπεται και αντί να πηγαίνει στους κυλίνδρους αποθήκευσης θα πηγαίνει στον σταθμό εκφόρτωσης όπου με την βοήθεια ενός ανεμιστήρα και εναλλάκτη θερμότητας νερού-αέρα η ενέργεια θα απορρίπτεται στο περιβάλλον. Ο σταθμός εκφόρτωσης θα παραμένει ανοικτός μέχρι η θερμοκρασία του νερού φτάσει σε ασφαλή όρια και στη συνέχεια θα επανέρχεται η ομαλή λειτουργία του συστήματος. Με αυτό τον τρόπο το σύστημα θα προστατεύεται από υπερθέρμανση, θα λειτουργεί με πιο ψηλές θερμοκρασίες ζεστού νερού και έτσι θα είναι πιο αποδοτικό και σε πιο μεγάλη ζήτηση ψυκτικού φορτίου αφού οι προδιαγραφές των ψυκτών απαιτούν

ζεστό νερό εισόδου 88°C για ψυκτικό φορτίο 95 kW (Παράρτημα Α9). Επιπρόσθετα με την μείωση της ροής θα εξοικονομήσουμε και σημαντική ηλεκτρική ενέργεια αφού η αντλία θα λειτουργεί σε λιγότερες στροφές και λιγότερο χρόνο.



Εικόνα 69: Σταθμός εκφόρτωσης ενέργειας του ηλιακού συστήματος με τη χρήση εναλλάκτη θερμότητας νερού-αέρα (Kalogirou, 2009).

Αφού το μέγιστο φορτίο του ηλιακού συστήματος είναι της τάξης των 120 kW προτείνεται να δημιουργηθούν 2 σταθμοί εκφόρτωσης των 75 kW (για λόγους ασφάλειας και για το λόγο ότι δεν βρέθηκαν πιο μικροί σταθμοί εκφόρτωσης) έτσι ώστε να χρησιμοποιηθούν μικρότεροι ανεμιστήρες και εναλλάκτες θερμότητας (Παράρτημα Α10). Δηλαδή όταν το σύστημά μας βρίσκεται σε λειτουργία αλλά υπάρχει υπερβολική ηλιοφάνεια η οποία δημιουργεί περιττή ενέργεια θα τίθεται σε λειτουργία ο πρώτος σταθμός για να απορρίπτει την ενέργεια στο περιβάλλον. Όταν το πανεπιστήμιο θα είναι κλειστό και ειδικά κατά τους καλοκαιρινούς μήνες είναι προτιμότερο να διώχνουμε όλη

την ενέργεια στο περιβάλλον παρά να λειτουργούμε άσκοπα το ψυκτικό σύστημα για να αποβάλλουμε την ενέργεια στο χώρο. Ο λόγος είναι ότι για να απορρίπτουμε ενέργεια στο χώρο θα πρέπει να δουλεύει η αντλία των ηλιακών συλλεκτών, η αντλία του ψύκτη, η αντλία του πύργου ψύξης και η αντλία των FCU και AHU. Ενώ αν απορρίπτουμε την ενέργεια στο περιβάλλον το μόνο που θα λειτουργεί είναι η αντλία των ηλιακών συλλεκτών και οι 2 ανεμιστήρες των σταθμών εκφόρτωσης. Έτσι θα έχουμε εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας και θα αποφύγουμε την πιθανότητα υπερθέρμανσης του συστήματος.

Κόστος αγοράς σταθμού εκφόρτωσης ενέργειας: Σύμφωνα με την εταιρεία SOLARBEST στη Λεμεσό το κόστος αγοράς του κάθε σταθμού είναι €4500.

Σύμφωνα με τα χαρακτηριστικά των σταθμών η κατανάλωση ενέργειας για κάθε σταθμό είναι γύρω στα €0.14 την ώρα αν πάρουμε ως μέσο όρο ότι το κόστος ρεύματος είναι €0.25/kWh.

Όπως έχω αναφερθεί και πιο πάνω για τους μήνες του καλοκαιριού αν απορρίπτουμε ενέργεια στο χώρο τότε θα μας κόστιζε γύρω στα €6.5 την ώρα (με την λειτουργία των τεσσάρων αντλιών) ενώ τώρα και με την λειτουργία της αντλίας για τα ηλιακά συστήματα που προτείνω πιο κάτω είναι €0.67 την ώρα (με την λειτουργία και των 2 σταθμών). Άρα η απόσβεση των πιο πάνω σταθμών θα επιτευχθεί σε 1544 ώρες λειτουργίας του σταθμού εκφόρτωσης.

Επίσης κάποιες πιο δαπανηρές λύσεις για την αποφυγή της υπερθέρμανσης του συστήματος είναι η αλλαγή των ηλιακών πλαισίων με πλαίσια τα οποία διακόπτουν την ροή του νερού μέσα στις σωλήνες κενού όταν ξεπεράσουν τους 95°C (Παράρτημα A11). Η λύση αυτή έχει αρκετά μεγάλο κόστος γύρω στις €100000. Σύμφωνα με τη εταιρεία CYPIN στην Λεμεσό ο κάθε συλλέκτης στοιχίζει €2000.

Άλλη λύση είναι η εγκατάσταση αυτόματων ηλεκτρικών shutter σκίασης τα οποία θα τοποθετηθούν σε μερικά ηλιακά πλαίσια και θα κλείνουν αυτόματα όταν το ζεστό νερό ξεπεράσει την καθορισμένη θερμοκρασία με αποτέλεσμα τα ηλιακά πλαίσια να μην δέχονται ηλιακή ακτινοβολία.

6.5 Παρατηρήθηκαν επίσης αυξημένες ροές νερού και στην είσοδο και στην έξοδο του νερού από του ψύκτες. Σύμφωνα με τις προδιαγραφές των ψυκτών (Παράρτημα A9) κατά την είσοδο του νερού χρειαζόμαστε ροή 24.2 ton/h ενώ στο σύστημά μας έχουμε ροή

29.2 ton/h (5 ton/h περισσότερους). Επίσης η ροή που χρειάζεται το νερό κατά την έξοδο του από του ψύκτες για τις μονάδες αέρα (FCU και AHU) είναι 16.3 m³/h ενώ στο σύστημά μας έχουμε ροή γύρω στα 27.4 m³/h.

Οι αυξημένες ροές που έχουμε συντείνουν στην σπατάλη ενέργειας αφού οι αντλίες μας θα μπορούσαν να λειτουργούν με χαμηλότερες στροφές.

6.6 Άλλες διορθώσεις (μακροχρόνιες)

Επίσης θα μπορούσαν να γίνουν κάποιες αλλαγές κατά την μελέτη του συστήματος που θα το καθιστούσαν πιο αποτελεσματικό και θα σύμβαινε στην περαιτέρω εξοικονόμηση ενέργειας, οι οποίες τώρα φυσικά είναι αρκετά δύσκολο να υλοποιηθούν. Τα πλείστα προβλήματα πηγάζουν από την υπερδιαστασιολόγηση του θερμικού και ψυκτικού φορτίου των αντλιών κατά την μελέτη.

- Οι λέβητες πετρελαίου θα έπρεπε να ενωθούν με τους κυλίνδρους αποθήκευσης ζεστού νερού με τρόπο που να συμπληρώνουν την αποθήκευση ενέργειας από το ηλιακό σύστημα. Όπως φαίνεται στην Εικόνα 24 οι λέβητες πετρελαίου είναι ένα ξεχωριστό σύστημα δηλαδή όταν η θερμοκρασία του ζεστού νερού στους κυλίνδρους αποθήκευσης δεν είναι ικανοποιητική τότε κλείνουν οι βαλβίδες που στέλνουν το νερό στους ψύκτες ή στα FCU και ξεκινούν οι λέβητες να ζεσταίνουν νερό στην κανονική θερμοκρασία του νερού το οποίο θα το στείλουν απευθείας στους ψύκτες ή στα FCU.

Οι λέβητες θα έπρεπε να ζεσταίνουν το νερό που βρίσκεται στους κυλίνδρους έτσι ώστε να εκμεταλλευόμαστε και την ηλιακή ενέργεια που συλλέξαμε. Με αυτό τον τρόπο θα εξοικονομούσαμε ενέργεια αλλά και χρήματα από την εξοικονόμηση πετρελαίου.

- Υπάρχει ανεπαρκής αποθήκευση ζεστού νερού. Στο σύστημά μας υπάρχουν 3 κύλινδροι αποθήκευσης ζεστού νερού χωρητικότητας 4700ltr ο καθένας δηλαδή το σύνολο της αποθήκευσης είναι 14100ltr. Ο κάθε ψύκτης σύμφωνα με τις προδιαγραφές του (Παράρτημα Α9) χρειάζεται 24.2 ton/hr ζεστό νερό δηλαδή σχεδόν

στα 35 λεπτά λειτουργίας του συστήματος ο ψύκτης θα χρειαστεί την ηλιακή ενέργεια που συλλέξανε και οι 3 κύλινδροι.

Θα έπρεπε να εγκατασταθεί ακόμα ένας κύλινδρος αποθήκευσης ζεστού νερού έτσι ώστε να υπάρχει περισσότερη επάρκεια ενέργειας και να λειτουργεί το σύστημα πιο αποδοτικά. Φυσικά δεν υπάρχει επάρκεια χώρου τώρα στο μηχανοστάσιο αλλά θα έπρεπε να ληφθεί υπόψη κατά την μελέτη. Θα μπορούσε όμως να μετακινηθεί ένας ψύκτης σε άλλο κτήριο του πανεπιστημίου, μιας και το σύστημα είναι υπερδιαστασιοποιημένο και ποτέ δεν θα χρειαστεί να δουλέψουν και οι τρεις ψύκτες, και ο χώρος να καταληφθεί για επιπρόσθετη αποθήκευση ζεστού νερού. Δηλαδή να παραμείνουν στον χώρο μόνο οι δύο ψήκτες αφού έτσι και αλλιώς μόνο τον ένα ψύκτη χρησιμοποιούσαμε μέχρι τώρα και όταν το φορτίο που χρειαζόμαστε για την κάλυψη του χώρου μας είναι μεγάλο θα λειτουργά και ο δεύτερος ψύκτης.

- Το σύστημα διαχείρισης κτηρίου (BMS) θα έπρεπε να καταγράφει και την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας της κάθε αντλίας.

Ο λόγος είναι ότι αν καταγραφόταν η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας θα μπορούσαμε να εξάγουμε περισσότερα συμπεράσματα στο κατά πόσο συμφέρουσα λύση είναι το ηλιακό σύστημα ψύξης και θέρμανσης σε σχέση με τα συμβατικά συστήματα. Επίσης θα μπορούσαμε να δούμε που έχουμε την περισσότερη κατανάλωση ενέργειας και να προσπαθήσουμε να βρούμε τρόπους εξοικονόμησής της.

- Πιστεύω ότι στο υφιστάμενο σύστημα έχουν τοποθετηθεί αρκετά μεγαλύτερες αντλίες από αυτές που πραγματικά χρειαζόταν το σύστημα.

Όπως είναι λογικό οι μεγαλύτερες αντλίες καταναλώνουν περισσότερη ηλεκτρική ενέργεια όπως επίσης έχουν και πιο ψηλή ροή νερού έτσι πιο κάτω θα παραθέσω κάποιες προτάσεις για αντικατάσταση των υφιστάμενων αντλιών με πιο μικρές αντλίες που δεν θα επηρεάσουν την λειτουργία του συστήματος αλλά θα εξοικονομούν ενέργεια.

Η αντλία που κυκλοφορεί το νερό στα ηλιακά πλαίσια είναι η TP 80-270/4 με ροή 78 m³/h η οποία σύμφωνα με το λογισμικό της Grundfos (Παράρτημα A7) έχει κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας €15 την ημέρα (για 8 ώρες λειτουργίας). Με την προϋπόθεση ότι θα τοποθετηθεί το σύστημα απόρριψης ενέργειας ούτως ώστε να μην

υπάρχει το ενδεχόμενο υπερθέρμανσης του συστήματος θα μπορούσαμε να τοποθετήσουμε μια αρκετά πιο μικρή αντλία με μικρότερη ροή στη βάση των προδιαγραφών των ηλιακών πλαισίων όπου θα πετυχαίναμε πιο ψηλές θερμοκρασίες του νερού και άρα πιο αποδοτικό σύστημα. Όπως φαίνεται στις προδιαγραφές για την ροή των ηλιακών πλαισίων (Παράρτημα A12) η κατάλληλη ροή για τα ηλιακά πλαίσια είναι $66 \text{ l/m}^2\text{h}$ και η απορροφητική πλάκα των ηλιακών συλλεκτών TS 30-58 PA έχει εμβαδόν 2.414 m^2 (Παράρτημα A12). Έτσι για να βρούμε την συνολική ροή που χρειαζόμαστε κάνουμε την ακόλουθη πράξη : $66 \text{ l/m}^2\text{h} * 2.414 \text{ m}^2 * 69$ συλλέκτες = $11000 \text{ l/hr} = 11 \text{ m}^3/\text{h}$. Η αντλία που προτείνω είναι η TP 32-320/2 με ροή $12 \text{ m}^3/\text{h}$ η οποία σύμφωνα με το λογισμικό της Grundfos (Παράρτημα A13) έχει κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας €3.19 την ημέρα (για 8 ώρες λειτουργίας).

Κόστος αγοράς αντλίας : €1250

Το κόστος αγοράς της αντλίας σύμφωνα με υπολογισμούς μπορεί να αποσβεστεί μόνο σε 4 μήνες και στη συνέχεια θα εξοικονομούμε €4310 τον χρόνο από τη λειτουργία της μικρότερης αντλίας.

Η αντλία που κυκλοφορεί το ζεστό νερό στους ψύκτες είναι η TP 80-240/4 με ροή $67 \text{ m}^3/\text{h}$ η οποία σύμφωνα με το λογισμικό της Grundfos (Παράρτημα A6) έχει κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας €11 την ημέρα (για 8 ώρες λειτουργίας). Σύμφωνα με τις προδιαγραφές των ψυκτών (Παράρτημα A9) ο κάθε ψύκτης χρειάζεται ροή ζεστού νερού $24.2 \text{ m}^3/\text{h}$. Θα μπορούσε να τοποθετηθεί μία πιο μικρή αντλία για κάθε ψύκτη αντί μια μεγάλη αντλία για να καλύπτει όλους τους ψύκτες αφού μόνο ο ένας ψύκτης λειτουργά στο κτήριο μέχρι τώρα. Έτσι θα εξοικονομούσαμε σημαντική ηλεκτρική ενέργεια. Η αντλία που προτείνω είναι η TP 50-240/2 με ροή $25 \text{ m}^3/\text{h}$ η οποία σύμφωνα με το λογισμικό της Grundfos (Παράρτημα A14) έχει κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας €4.28 την ημέρα (για 8 ώρες λειτουργίας).

Κόστος αγοράς αντλίας : €1330

Το κόστος αγοράς της αντλίας σύμφωνα με υπολογισμούς μπορεί να αποσβεστεί μόνο σε 7 μήνες και στη συνέχεια θα εξοικονομούμε €800 τον χρόνο από τη λειτουργία της μικρότερης αντλίας.

Επίσης η αντλία TP 80-240/4 με ροή 67 m³/h χρησιμοποιείται και για την κυκλοφορία του κρύου νερού από τους ψύκτες στις μονάδες αέρα (FCU και AHU) για το καλοκαίρι και τον χειμώνα για την κυκλοφορία του ζεστού νερού από τους κυλίνδρους αποθήκευσης στα FCU και AHU. Η αντλία αυτή έχει κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας €11 την ημέρα (για 8 ώρες λειτουργίας). Σύμφωνα με τις προδιαγραφές των ψυκτών (Παράρτημα Α9) ο κάθε ψύκτης απαιτεί ροή κρύου νερού 16.3 m³/h στην έξοδό του. Εδώ και πάλι μπορούμε να προτείνουμε την αντλία TP 32-320/2 η οποία έχει κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας €3.19 την ημέρα (για 8 ώρες λειτουργίας) (Παράρτημα Α13).

Κόστος αγοράς αντλίας : €1250

Το κόστος αγοράς της αντλίας σύμφωνα με υπολογισμούς μπορεί να αποσβεστεί μόνο σε 6 μήνες και στη συνέχεια θα εξοικονομούμε €935 τον χρόνο από τη λειτουργία της μικρότερης αντλίας.

Επιπρόσθετα η πιο πάνω αντλία όπως έχει ήδη αναφερθεί χρησιμοποιείται και τον χειμώνα και το καλοκαίρι. Αυτό το κατά την άποψή μου δεν είναι σωστό για το λόγο ότι η διαφορά θερμοκρασίας (ΔT) το καλοκαίρι είναι γύρω στους 13-14°C (αφού έχουμε είσοδο νερού στο FCU στους 11-12°C και θερμοκρασία δωματίου 25°C) ενώ το χειμώνα το ΔT είναι περίπου 45°C (αφού έχουμε είσοδο νερού στο FCU 70°C και θερμοκρασία δωματίου 25°C). Τα FCU τον χειμώνα δέχονται θερμοκρασία νερού περίπου στους 70°C αλλά δεν βγάζουν συνεχώς αέρα στο χώρο στους 70°C αφού υπάρχει μια τριοδική βαλβίδα εσωτερικά των FCU που ρυθμίζει την ροή του νερού και συνάμα την θερμοκρασία του αέρα που θα βγάλει στο χώρο. Έτσι τον χειμώνα έχουμε πολύ πιο μικρή ζήτηση φορτίου σε σύγκριση με το καλοκαίρι και άρα η ροή που υπάρχει τώρα είναι υπερβολικά μεγάλη και αχρείαστη για τον χειμώνα. Σύμφωνα με τον τύπο $Q = \dot{m}c\Delta T$ η ροή θα μπορούσε να μειωθεί κοντά στο 1/3 τον χειμώνα. Δηλαδή η ροή του νερού τον χειμώνα θα καλυπτόταν και με μια αντλία των 7 m³/h. Έτσι εγώ προτείνω να υπάρχουν δύο αντλίες διαφορετικές όπου η μία να δουλεύει όταν οι ψύκτες είναι ανοικτοί δηλαδή το καλοκαίρι και η άλλη αντλία να δουλεύει όταν οι ψύκτες είναι κλειστοί δηλαδή τον χειμώνα. Με αυτό τον τρόπο θα υπάρξει περαιτέρω εξοικονόμηση ενέργειας. Η αντλία που προτείνω να τοποθετηθεί για τον χειμώνα είναι η TP 32-200/2 με ροή 7 m³/h. Σύμφωνα με το λογισμικό της Grundfos

(Παράρτημα A15) έχει κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας €2 την ημέρα (8 ώρες λειτουργίας).

Κόστος αγοράς αντλίας : €1038

Το κόστος αγοράς της αντλίας σύμφωνα με υπολογισμούς μπορεί να αποσβεστεί μόνο σε 4 μήνες και στη συνέχεια αν υποθέσουμε ότι παραμένουν οι υφιστάμενες αντλίες και τοποθετηθεί η συγκεκριμένη αντλία η οποία θα δουλεύει για 120 μέρες περίπου που είναι ο χειμώνας θα εξοικονομούμε €1080 τον χρόνο από τη λειτουργία της μικρότερης αντλίας.

Για όλες τις αλλαγές αντλιών που έχω προτείνει πιο πάνω θα μπορούσε να μείνει και η υφιστάμενη αντλία για μεγαλύτερα ψυκτικά φορτία στο μέλλον αφού για την κάθε λειτουργία του συστήματος υπάρχουν δύο ίδιες αντλίες όπου η μία δουλεύει και η άλλη είναι εφεδρική για τυχόν προβλήματα στην λειτουργία της κύριας αντλίας.

7 Συμπεράσματα

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή της πτυχιακής εργασίας οι κύριοι στόχοι αυτής της εργασίας ήταν οι εξής :

- Η μελέτη της απόδοσης του συστήματος κατά την ψύξη και θέρμανση στην διάρκεια του πρώτου έτους λειτουργίας.
- Περιγραφή του συστήματος και υπολογισμός των ενεργειακών ροών του συστήματος.
- Οικονομική μελέτη για να υπολογιστεί ο χρόνος απόσβεσης της οικονομικής δαπάνης.
- Προσομοίωση στο λογισμικό TRNSYS και εισηγήσεις σχετικά με τον τρόπο λειτουργίας του συστήματος για να γίνει πιο αποδοτικό.

Ολοκληρώνοντας την έρευνα θα ήθελα να σημειώσω πως δεν μπορούσε να ολοκληρωθούν όλοι οι στόχοι δηλαδή να υπολογίσουμε την συνολική απόδοση του συστήματος (υπολογίσθηκε η απόδοση των ψυκτών αν και το σύστημα υπολειπούνταν) και να βγάλουμε συμπέρασμα αν το σύστημά μας είναι οικονομικά και ενεργειακά συμφέρον σε σχέση με τα συμβατικά συστήματα ψύξης και θέρμανσης λόγω των πιο πάνω αποτελεσμάτων και ιδιαίτερα λόγω του ότι δεν υπήρχαν μετρητές ηλεκτρικής ενέργειας, το σύστημα υπολειπούνταν και λόγω του ότι δεν υπήρχε πετρέλαιο στους λέβητες. Έτσι αποφασίσθηκε σε συνεννόηση με τους επιβλέποντες καθηγητές όπως ο κύριος στόχος της έρευνας να είναι ο εντοπισμός των προβλημάτων στο σύστημα, η καταγραφή των προβλημάτων, η εισηγήση για διόρθωσή τους καθώς και οικονομική μελέτη των εισηγήσεων που προτάθηκαν έτσι ώστε το σύστημα να γίνει πιο αποδοτικό και οικονομικά συμφέρον, στόχος ο οποίος επιτεύχθηκε.

Τα συνοπτικά συμπεράσματα του κύριου στόχου παρουσιάζονται στους Πίνακες 16 και 17.

Στον Πίνακα 16 παρουσιάζονται συνοπτικά τα άμεσα κόστη του συστήματος με βάση τις παρατηρήσεις που πιστεύω πως πρέπει να διορθωθούν άμεσα.

Πίνακας 16 : Συνοπτικός Πίνακας για τα άμεσα κόστη του συστήματος

<u>Άμεσα Κόστη</u>				
Πρόβλημα	Λύση	Κόστος	Απόσβεση	Εξοικονόμηση
Λειτουργία της αντλίας των ψυκτών κατά τη χειμερινή περίοδο.	Κλείσιμο της αντλίας αφού δεν χρειάζεται να δουλεύει.	€11 ανά ημέρα	-	€11 ανά ημέρα
Λάθος ρύθμιση διαφορικού των αντλιών του ηλιακού συστήματος.	Ρύθμιση της αντλίας να ξεκινά με διαφορικό 10°C.	-	-	Δεν μπορεί να υπολογιστεί αλλά σίγουρα θα είναι αρκετή.
Χαμηλές θερμοκρασίες εισόδου του ζεστού νερού στους ψύκτες.	Αλλαγή αντλίας ηλιακών πλαισίων με μια πολύ πιο μικρή και εγκατάσταση 2 σταθμών εκφόρτωσης ενέργειας των 75 kW.	Αγορά αντλίας και σταθμών εκφόρτωσης ενέργειας. €10250	1544 ώρες λειτουργίας των σταθμών και της αντλίας.	€5.83 την ώρα (μετά την απόσβεση του συστήματος).

Στον Πίνακα 17 παρουσιάζονται συνοπτικά οι αλλαγές που προτείνω για τις αντλίες του συστήματος αφού παρατηρήθηκε υπερδιαστασιολόγησή τους.

Η απόσβεση των αντλιών που παρουσιάζεται στον Πίνακα 14 είναι από την λειτουργία της προτεινόμενης αντλίας αντί της υφιστάμενης αντλίας.

Η εξοικονόμηση χρημάτων που παρουσιάζεται στον Πίνακα 14 προκύπτει μετά από την απόσβεση της προτεινόμενης αντλίας.

Πίνακας 17 : Συνοπτικός Πίνακας υπερδιαστασιολόγησης αντλιών

<u>Υπερδιαστασιολόγηση αντλιών</u>				
Υφιστάμενη αντλία	Προτεινόμενη αντλία	Κόστος	Απόσβεση	Εξοικονόμηση
Αντλία που κυκλοφορεί το νερό στα ηλιακά πλαίσια. TP 80-270/4	TP 32-320/2	€1250	4 μήνες	€4310 τον χρόνο.
Αντλία που κυκλοφορεί το ζεστό νερό στους ψύκτες. TP 80-240/4	TP 50-240/2 για κάθε ψύκτη αλλά μέχρι τώρα ένας ψύκτης λειτουργούσε.	€1330	7 μήνες	€800 τον χρόνο.
Αντλία που κυκλοφορεί το κρύο ή ζεστό νερό στις μονάδες αέρα. TP 80-240/4	Για κυκλοφορία του κρύου νερού. TP 32-320/2	€1250	6 μήνες	€935 τον χρόνο.
	Για κυκλοφορία του ζεστού νερού. TP 32-200/2	€1038	4 μήνες	€1080 τον χρόνο.
Συνολικό κόστος προτεινόμενων αντλιών				€4868
Απόσβεση κατά προσέγγιση όλων των αντλιών				6 μήνες
Εξοικονόμηση στη λειτουργία των προτεινόμενων αντλιών				€7125

Όπως παρουσιάζεται και στους πιο πάνω υπολογισμούς η αντικατάσταση των πιο πάνω αντλιών θα πρέπει να είναι άμεση, αν αυτό είναι δυνατό, αφού θα εξοικονομηθούν πολλά λεφτά προς όφελος του πανεπιστημίου. Επίσης με αυτά τα αποτελέσματα είναι κατανοητό ότι θα πρέπει να γίνετε πιο ακριβής και ενδελεχής μελέτη κυριότερα για τα μεγέθη των αντλιών που θα χρησιμοποιηθούν καθώς και για την χρήση και τον τύπο του κτηρίου που θα

εγκατασταθούν τα ηλιακά συστήματα ψύξης και θέρμανσης για να είναι μια συμφέρουσα επένδυση.

Έτσι οι αρμόδιοι για το σύστημα θα πρέπει να κινηθούν άμεσα με βελτιωτικά μέτρα όπως τις παρατηρήσεις που σημειώθηκαν για να καταστεί το σύστημα ενεργειακά και οικονομικά συμφέρον πράγμα το οποίο μπορεί να γίνει.

Επιπρόσθετα η μέχρι τώρα χρήση του συγκεκριμένου κτηρίου που είναι εγκατεστημένο το σύστημα δεν αξιοποιεί στο μέγιστο τα πλεονεκτήματα αυτών των συστημάτων (φυσικά το σύστημα ψύξης και θέρμανσης στο κτίριο Συκοπετρίτη εγκαταστάθηκε για πειραματικούς σκοπούς και για ανάπτυξη της πράσινης ενέργειας). Ο λόγος είναι ότι τα συστήματα αυτά έχουν μέγιστη απόδοση κατά τις μεσημεριανές ώρες όπως δείχνουν οι μετρήσεις που πάρθηκαν και η χρήση του συγκεκριμένου κτηρίου είναι μέχρι τις 4 το απόγευμα περίπου. Επίσης το πανεπιστήμιο είναι τον μισό χρόνο κλειστό άρα δεν μπορούν να εκμεταλλευτούν την ηλιακή ενέργεια που παίρνουν και ειδικά κατά τους καλοκαιρινούς μήνες που είναι η μέγιστη ηλιακή ενέργεια. Άρα τα συγκεκριμένα συστήματα είναι λιγότερο αποδοτικά σε δημόσια κτήρια και κτήρια που η λειτουργία τους είναι μέχρι το απόγευμα. Θα πρέπει να εφαρμόζονται κυρίως σε βιομηχανίες και εμπορικά κτήρια που είναι ανοικτά ως αργά την νύκτα και ειδικά σε ξενοδοχεία όπου η χρήση του κλιματισμού είναι πολύ αυξημένη. Έτσι για παράδειγμα στα ξενοδοχεία με τον κατάλληλο σχεδιασμό του συστήματος θα μπορεί να λειτουργά τα κλιματιστικά καθ' όλη την διάρκεια της μέρας και να αποθηκεύει ενέργεια η οποία θα χρησιμοποιείται την νύχτα με την χρήση των κλιματιστικών μονάδων. Επίσης αν έχει περιττή ενέργεια θα μπορεί να χρησιμοποιείται για θέρμανση του νερού χρήσης όπου η κατανάλωση είναι επίσης αυξημένη.

Επιπρόσθετα κάποια γενικά συμπεράσματα όσο αφορά την θεωρία του ηλιακού απορροφητικού συστήματος ψύξης Βρωμιούχου λιθίου/νερού και του συστήματος που είναι εγκατεστημένο στο κτίριο Συκοπετρίτη του ΤΕΠΑΚ είναι τα εξής :

1. Τα συστήματα χρησιμοποιούν αβλαβή ρευστά για το περιβάλλον όπως το νερό ή διαλύματα αλάτων για την λειτουργία τους σε αντίθεση με τα συμβατικά συστήματα κλιματισμού.
2. Στα συστήματα ψύξης με απορρόφηση το πιο κατάλληλο και το πιο ευρέως ζεύγος ρευστών που χρησιμοποιείται είναι το Βρωμιούχο Λίθιο – νερό λόγω της ευκολίας

στο διαχωρισμό του ψυκτικού μέσου από το απορροφητικό και λόγω της πολύ υψηλής θερμότητας εξάτμισης του ψυκτικού μέσου δηλαδή του νερού.

3. Ο εξοπλισμός που χρησιμοποιεί το ζεύγος Βρωμιούχου λιθίου – Νερού ταξινομείται από τη μέθοδο της θερμικής εισόδου στην κύρια γεννήτρια και στο αν ο κύκλος απορρόφησης είναι μονού σταδίου (single effect) ή διπλού σταδίου(multiple effect). Η τεχνολογία διπλού σταδίου έχει C.O.P μεγαλύτερο από το σύστημα μονού σταδίου αλλά μπορεί να επιτευχθεί μόνο όταν έχουμε πηγές ψηλότερης θερμοκρασίας από ότι στην απορρόφηση μονού σταδίου.
4. Στο Κεφάλαιο 2.4 με την βοήθεια της θεωρητικής ανάλυσης βρήκαμε ότι το COP του ψύκτη είναι 0.708 ενώ με την ανάλυση των τιμών που πήραμε από το BMS στο Κεφάλαιο 5.3 βρήκαμε ότι το πραγματικό COP του ψύκτη έχει μέσο όρο 0.68. Η θεωρητική τιμή του COP από την πρακτική έχει σφάλμα περίπου 4%. Το σφάλμα αν και δεν είναι μεγάλο οφείλεται στο ότι έγιναν κάποιες παραδοχές στην θεωρητική ανάλυση που βασίζονται στο ότι οι τιμές που χρησιμοποιήσαμε σαν δεδομένες δεν είναι συνεχώς σταθερές όπως για παράδειγμα η θερμοκρασία εξόδου του διαλύματος από την γεννήτρια και η θερμοκρασία του εξατμιστή και στο ότι παρουσιάστηκαν τα προβλήματα στο σύστημα που αναφέρονται πιο πάνω.
5. Πολύ σημαντικός παράγοντας στο ηλιακό σύστημα ψύξης απορρόφησης είναι η επιλογή του κατάλληλου τύπου ηλιακών συλλεκτών ανάλογα με την εφαρμογή που θέλουμε. Η κατασκευή και ο τύπος των ηλιακών συλλεκτών σχετίζονται με την λειτουργία και την αποτελεσματικότητα ολόκληρου του ηλιακού συστήματος.
6. Σύμφωνα με τις δημοσιεύσεις που υπάρχουν μέχρι τώρα τα συστήματα ηλιακής ψύξης με απορρόφηση δεν εφαρμόστηκαν ευρέως λόγω του υψηλού αρχικού κόστους και της χαμηλής απόδοσης που τις πλείστες φορές δεν τα καθιστούν οικονομικά βιώσιμα.
7. Η διεργασία του ηλιακού συστήματος το καλοκαίρι είναι διαφορετική από τον χειμώνα καθώς το χειμώνα δεν δουλεύουν οι ψύκτες και ο πύργος ψύξης, απλά το ζεστό νερό από τους κυλίνδρους αποθήκευσης πηγαίνει κατευθείαν στις μονάδες αέρα. Επίσης η ζήτηση θερμικού φορτίου είναι πολύ λιγότερη από τη ζήτηση ψυκτικού φορτίου λόγω του ότι το ΔT το χειμώνα είναι αρκετά μικρότερο από το ΔT του καλοκαιριού.

8. Τα συστήματα BMS πρέπει να εφαρμόζονται σε τέτοιες ειδικά εγκαταστάσεις γιατί συμβάλλουν στον έλεγχο, την παρακολούθηση και βελτιστοποίηση των εγκαταστάσεων του κτηρίου με σκοπό την άνεση, την ασφάλεια και την αποτελεσματικότητα των συστημάτων.
9. Σύμφωνα με τις μετρήσεις που πάρθηκαν από το BMS του συστήματος η μέγιστη ηλιακή ενέργεια που συλλέχθηκε από τους ηλιακούς συλλέκτες ήταν τον μήνα Ιούνιο.
10. Σύμφωνα με την ανάλυση που έγινε για τον συντελεστή απόδοσης των ψυκτών (στη μειωμένη λειτουργία που είχε το σύστημα), ο μέσος όρος του COP των ψυκτών είναι 0.68 και η μέση θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού στους ψύκτες είναι 68 °C.
11. Η υπερδιαστασιολόγηση των αντλιών και οι αυξημένες ροές στο σύστημα συντείνουν στην σπατάλη ενέργειας αλλά και στη μείωση της απόδοσης του συστήματος.

Με την ενασχόληση μου στην πτυχιακή εργασία για 9 μήνες και μετά από τις έρευνες που είχα κάνει στο διαδίκτυο αλλά και την ανάλυση του συστήματος στο ΤΕ.ΠΑ.Κ έχω αποκτήσει πολλές γνώσεις για τον τρόπο λειτουργίας του συστήματος ψύξης με απορρόφηση αλλά και για τους τρόπους βελτιστοποίησης τέτοιων συστημάτων. Οι γνώσεις που έχω αποκτήσει στο αντικείμενο αυτό θα με βοηθήσουν και στο μέλλον γιατί ο κλάδος της ενέργειας και ειδικά της πράσινης ενέργειας θα έχει μεγάλη ανάπτυξη στο μέλλον και νιώθω πολύ τυχερός που μου δόθηκε η ευκαιρία να ασχοληθώ θεωρητικά και πρακτικά με τον κλάδο αυτό. Σίγουρα αυτές τις γνώσεις θα τις χρησιμοποιήσω σαν υπόβαθρο έτσι ώστε να μπορέσω κάποια στιγμή να σχεδιάζω και εγώ ακόμη καλύτερα και πιο αποδοτικά ηλιακά συστήματα που είναι και ο στόχος μου.

Η συγκεκριμένη πτυχιακή εργασία θα πρέπει να συνεχιστεί και τα επόμενα χρόνια έτσι ώστε με την διόρθωση των παρατηρήσεων που έχω κάνει να επιτευχθεί και ο κύριος αρχικός στόχος της εργασίας που ήταν η μελέτη της απόδοσης του συστήματος κατά την ψύξη και θέρμανση και η σύνταξη οικονομικής μελέτης για να υπολογιστεί ο χρόνος απόσβεσης της οικονομικής μελέτης. Αν μπορέσουν και εξάγουν θετικά αποτελέσματα θα είναι πολύ σημαντικά για τον κόσμο γενικά αλλά κυρίως για την Κύπρο αφού θα αρχίσει η εγκατάσταση των συστημάτων αυτών που θα μειώσουν κατά πολύ την ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας αλλά και τις επιπτώσεις προς το περιβάλλον.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- ASHRAE, 2005. Fundamentals Chapter: Thermodynamics and Refrigeration Cycles. In *ASHRAE Handbook*. ASHRAE, pp. 1.1–1.21.
- Balghouthi, M., Chahbani, M.H. & Guizani, A., 2008. Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia. *Building and Environment*, 43(9), pp.1459–1470.
- Baltimore Aircoil Company, 2013 VXI principle of operation. *Baltimore Aircoil*.
- Bermejo, P., Pino, F.J., Rosa, F., 2010. Solar absorption cooling plant in Seville. *Solar Energy*, 84(8), pp.1503–1512.
- Crepinsek, Z., Goricanec, D., Krope, J., 2000. Comparison of the performances of working fluids for absorption refrigeration systems. *wseas.us*, pp.59–64.
- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C., 2002. Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus. *Solar Energy*, 72(1), pp.43–51.
- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C., 2003. Design and construction of a LiBr–water absorption machine. *Energy Conversion and Management*, 44(15), pp.2483–2508.
- Lee, R.J., Diguilio, R.M., Jeter, S.M., Tej, A.S., 1990. Properties of lithium bromide - water solutions at high temperatures and concentration. II, density and viscosity. *ASHRAE Trans*, 96, 709–728
- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., 2009. A solar cooling and heating system for a laboratory building. *Proceedings of HPC'2009 Conference on Heat Power Cycles on CD-ROM*, Berlin, Germany, pp.2–7.
- Kalogirou, S.A., 2009. *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*, ISBN: 978-0-12-374501-9, Academic Press, Elsevier Science
- Lizarte, R., Izquierdo, M., Marcos, J.D., Palacios, E., 2012. An innovative solar-driven directly air-cooled LiBr–H₂O absorption chiller prototype for residential use. *Energy and Buildings*, 47, pp.1–11.
- Mittal, V., Kasana, K., Thakur, N., 2005. Performance evaluation of solar absorption cooling system of Bahal (Haryana). *J. Indian Inst. Sci*, pp.295–305.
- Monné, C., Alonso, S., Palacin, F., Serra, L., 2011. Monitoring and simulation of an existing solar powered absorption cooling system in Zaragoza (Spain). *Applied Thermal Engineering*, 31(1), pp.28–35.
- Rafferty, K.D., 1983. Absorption refrigeration.
- Srihirin, P., 2001. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and sustainable energy reviews*, 5, pp.343–372.

- Syed, A., Izquierdo, M., Rodriguez, P., Maidment, G., Missenden, J., Lecuona, A., Tozer, R., 2005. A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *International Journal of Refrigeration*, 28(6), pp.859–871.
- TerraFirma, G., 2013. Types of Evacuated Tube Solar Collectors. *Green TerraFirma*.
- Yin, Y.L., Song, Z.P., Li, Y., Wang, R.Z., Zhai, X.Q., 2012. Experimental investigation of a mini-type solar absorption cooling system under different cooling modes. *Energy and Buildings*, 47, pp.131–138.
- Ξηράκης, Ευτύχιος Ν., 2010. *Συστήματα ψύξης με ηλιακή ενέργεια*.
- Τσούτσος, Θ., 2012. Εφαρμογή του ηλιακού κλιματισμού στην Κρήτη. *Building Green*, (7), pp.54–60.
- Τσούτσος, Θεοχάρης, Οδηγός ηλιακού κλιματισμού, pp.1-28. Available at:
http://www.cres.gr/kape/education/solar_cooling_brochure-SMALL.pdf

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ

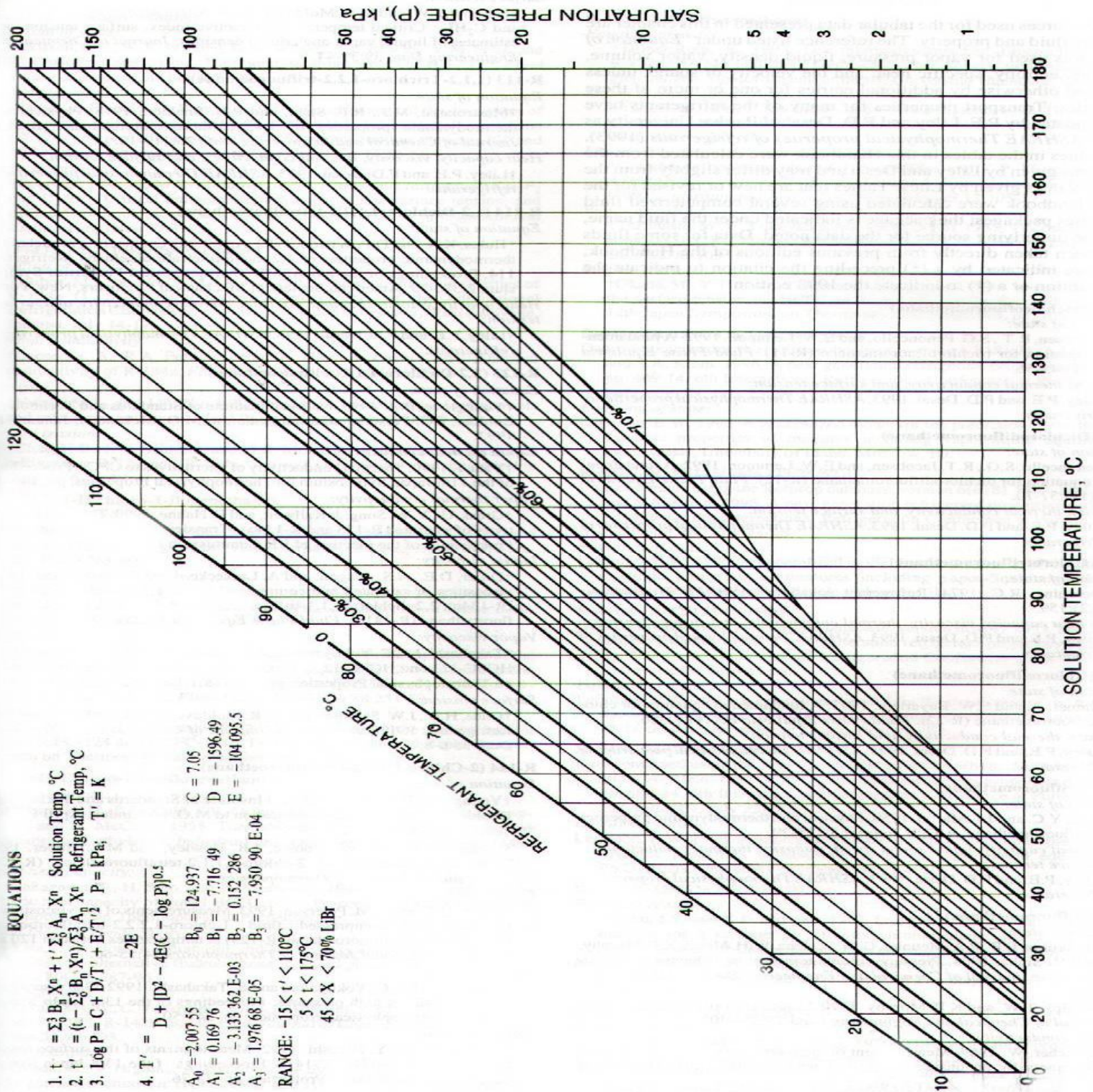
7.1 Παράρτημα Α1- Πίνακας θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του νερού

TABLE A-4

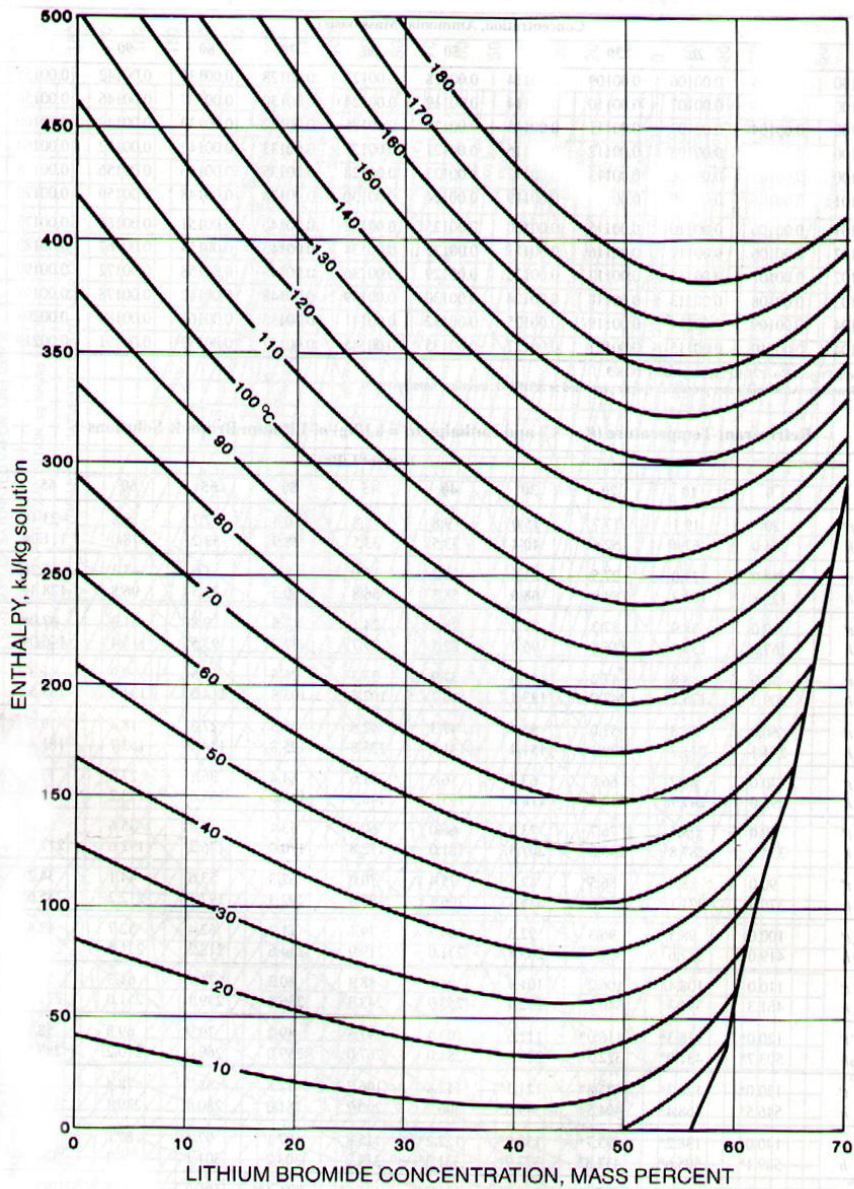
Saturated water—Temperature table

Temp., <i>T</i> °C	Specific volume, m ³ /kg			Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg · K		
	Sat. press., <i>P</i> _{sat} kPa	Sat. liquid, <i>v</i> _f	Sat. vapor, <i>v</i> _g	Sat. liquid, <i>u</i> _f	Evap., <i>u</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>u</i> _g	Sat. liquid, <i>h</i> _f	Evap., <i>h</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>h</i> _g	Sat. liquid, <i>s</i> _f	Evap., <i>s</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>s</i> _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

7.2 Παράρτημα Α2 – Διάγραμμα ισοροπίας για διαλύματα βρωμιούχου λιθίου (ASHRAE, 1997)



7.3 Παράρτημα Α3 – Διάγραμμα ενθαλπίας – συγκέντρωσης για νερό – βρωμιούχο λίθιο (ASHRAE, 1997)



EQUATIONS CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C

$$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n \text{ in kJ/kg, where } t = \text{°C and } X = \text{\%LiBr}$$

$A_0 = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 2.8877666 \text{ E-3}$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$	$C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$
$A_3 = 6.302948 \text{ E-2}$	$B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$	$C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$
$A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$	$B_4 = 1.8520569 \text{ E-6}$	$C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$

7.4 Παράρτημα A4 – Πίνακας θερμοδυναμικών ιδιοτήτων υπέρθερμου ατμού

TABLE A-6

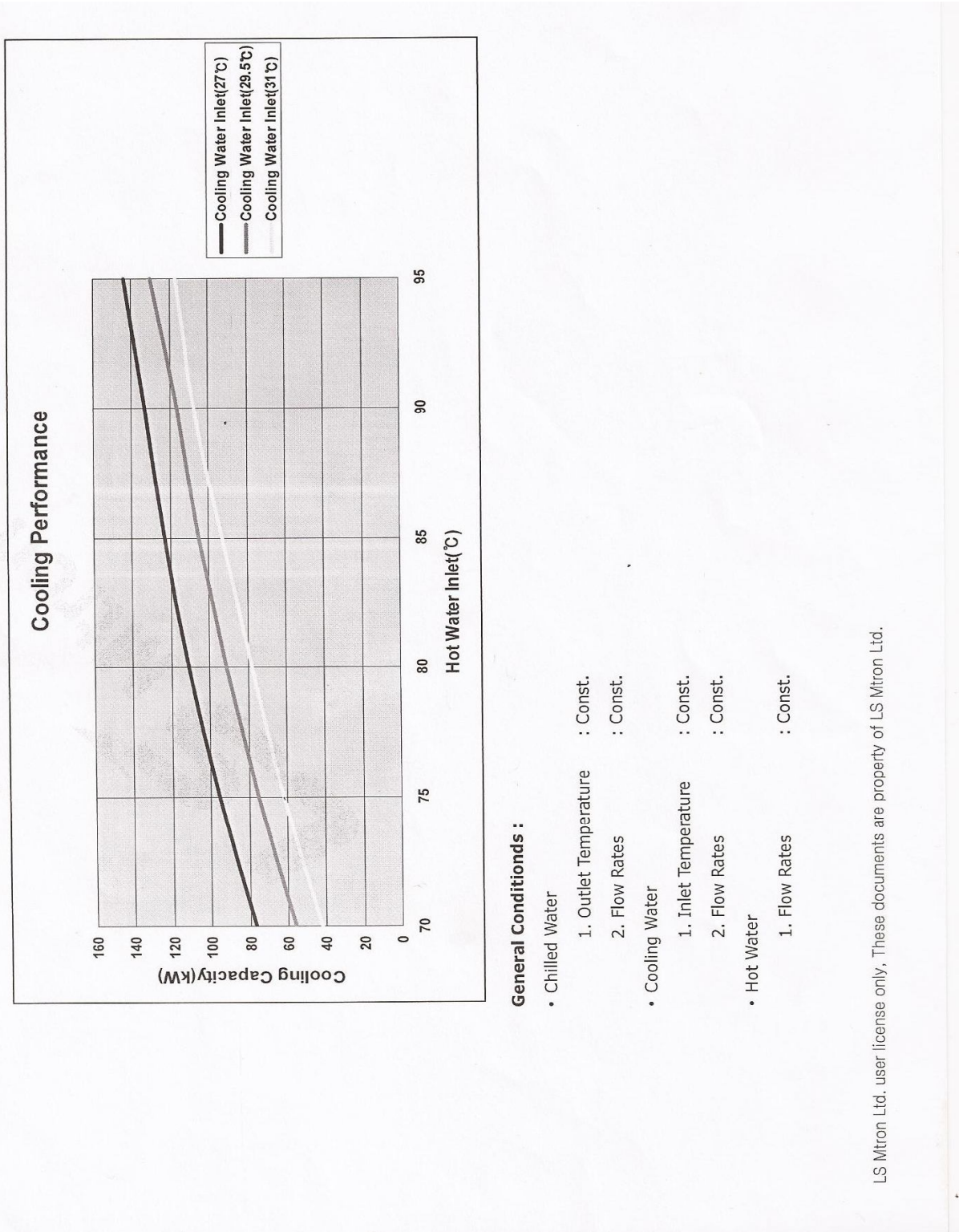
Superheated water

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
<i>P</i> = 0.01 MPa (45.81°C)*				<i>P</i> = 0.05 MPa (81.32°C)				<i>P</i> = 0.10 MPa (99.61°C)				
Sat.†	14.670	2437.2	2583.9	8.1488	3.2403	2483.2	2645.2	7.5931	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589
50	14.867	2443.3	2592.0	8.1741								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4489	3.4187	2511.5	2682.4	7.6953	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611
150	19.513	2587.9	2783.0	8.6893	3.8897	2585.7	2780.2	7.9413	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148
200	21.826	2661.4	2879.6	8.9049	4.3562	2660.0	2877.8	8.1592	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356
250	24.136	2736.1	2977.5	9.1015	4.8206	2735.1	2976.2	8.3568	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346
300	26.446	2812.3	3076.7	9.2827	5.2841	2811.6	3075.8	8.5387	2.6389	2810.7	3074.5	8.2172
400	31.063	2969.3	3280.0	9.6094	6.2094	2968.9	3279.3	8.8659	3.1027	2968.3	3278.6	8.5452
500	35.680	3132.9	3489.7	9.8998	7.1338	3132.6	3489.3	9.1566	3.5655	3132.2	3488.7	8.8362
600	40.296	3303.3	3706.3	10.1631	8.0577	3303.1	3706.0	9.4201	4.0279	3302.8	3705.6	9.0999
700	44.911	3480.8	3929.9	10.4056	8.9813	3480.6	3929.7	9.6626	4.4900	3480.4	3929.4	9.3424
800	49.527	3665.4	4160.6	10.6312	9.9047	3665.2	4160.4	9.8883	4.9519	3665.0	4160.2	9.5682
900	54.143	3856.9	4398.3	10.8429	10.8280	3856.8	4398.2	10.1000	5.4137	3856.7	4398.0	9.7800
1000	58.758	4055.3	4642.8	11.0429	11.7513	4055.2	4642.7	10.3000	5.8755	4055.0	4642.6	9.9800
1100	63.373	4260.0	4893.8	11.2326	12.6745	4259.9	4893.7	10.4897	6.3372	4259.8	4893.6	10.1698
1200	67.989	4470.9	5150.8	11.4132	13.5977	4470.8	5150.7	10.6704	6.7988	4470.7	5150.6	10.3504
1300	72.604	4687.4	5413.4	11.5857	14.5209	4687.3	5413.3	10.8429	7.2605	4687.2	5413.3	10.5229
<i>P</i> = 0.20 MPa (120.21°C)†				<i>P</i> = 0.30 MPa (133.52°C)				<i>P</i> = 0.40 MPa (143.61°C)				
Sat.	0.88578	2529.1	2706.3	7.1270	0.60582	2543.2	2724.9	6.9917	0.46242	2553.1	2738.1	6.8955
150	0.95986	2577.1	2769.1	7.2810	0.63402	2571.0	2761.2	7.0792	0.47088	2564.4	2752.8	6.9306
200	1.08049	2654.6	2870.7	7.5081	0.71643	2651.0	2865.9	7.3132	0.53434	2647.2	2860.9	7.1723
250	1.19890	2731.4	2971.2	7.7100	0.79645	2728.9	2967.9	7.5180	0.59520	2726.4	2964.5	7.3804
300	1.31623	2808.8	3072.1	7.8941	0.87535	2807.0	3069.6	7.7037	0.65489	2805.1	3067.1	7.5677
400	1.54934	2967.2	3277.0	8.2236	1.03155	2966.0	3275.5	8.0347	0.77265	2964.9	3273.9	7.9003
500	1.78142	3131.4	3487.7	8.5153	1.18672	3130.6	3486.6	8.3271	0.88936	3129.8	3485.5	8.1933
600	2.01302	3302.2	3704.8	8.7793	1.34139	3301.6	3704.0	8.5915	1.00558	3301.0	3703.3	8.4580
700	2.24434	3479.9	3928.8	9.0221	1.49580	3479.5	3928.2	8.8345	1.12152	3479.0	3927.6	8.7012
800	2.47550	3664.7	4159.8	9.2479	1.65004	3664.3	4159.3	9.0605	1.23730	3663.9	4158.9	8.9274
900	2.70656	3856.3	4397.7	9.4598	1.80417	3856.0	4397.3	9.2725	1.35298	3855.7	4396.9	9.1394
1000	2.93755	4054.8	4642.3	9.6599	1.95824	4054.5	4642.0	9.4726	1.46859	4054.3	4641.7	9.3396
1100	3.16848	4259.6	4893.3	9.8497	2.11226	4259.4	4893.1	9.6624	1.58414	4259.2	4892.9	9.5295
1200	3.39938	4470.5	5150.4	10.0304	2.26624	4470.3	5150.2	9.8431	1.69966	4470.2	5150.0	9.7102
1300	3.63026	4687.1	5413.1	10.2029	2.42019	4686.9	5413.0	10.0157	1.81516	4686.7	5412.8	9.8828
<i>P</i> = 0.50 MPa (151.83°C)				<i>P</i> = 0.60 MPa (158.83°C)				<i>P</i> = 0.80 MPa (170.41°C)				
Sat.	0.37483	2560.7	2748.1	6.8207	0.31560	2566.8	2756.2	6.7593	0.24035	2576.0	2768.3	6.6616
200	0.42503	2643.3	2855.8	7.0610	0.35212	2639.4	2850.6	6.9683	0.26088	2631.1	2839.8	6.8177
250	0.47443	2723.8	2961.0	7.2725	0.39390	2721.2	2957.6	7.1833	0.29321	2715.9	2950.4	7.0402
300	0.52261	2803.3	3064.6	7.4614	0.43442	2801.4	3062.0	7.3740	0.32416	2797.5	3056.9	7.2345
350	0.57015	2883.0	3168.1	7.6346	0.47428	2881.6	3166.1	7.5481	0.35442	2878.6	3162.2	7.4107
400	0.61731	2963.7	3272.4	7.7956	0.51374	2962.5	3270.8	7.7097	0.38429	2960.2	3267.7	7.5735
500	0.71095	3129.0	3484.5	8.0893	0.59200	3128.2	3483.4	8.0041	0.44332	3126.6	3481.3	7.8692
600	0.80409	3300.4	3702.5	8.3544	0.66976	3299.8	3701.7	8.2695	0.50186	3298.7	3700.1	8.1354
700	0.89696	3478.6	3927.0	8.5978	0.74725	3478.1	3926.4	8.5132	0.56011	3477.2	3925.3	8.3794
800	0.98966	3663.6	4158.4	8.8240	0.82457	3663.2	4157.9	8.7395	0.61820	3662.5	4157.0	8.6061
900	1.08227	3855.4	4396.6	9.0362	0.90179	3855.1	4396.2	8.9518	0.67619	3854.5	4395.5	8.8185
1000	1.17480	4054.0	4641.4	9.2364	0.97893	4053.8	4641.1	9.1521	0.73411	4053.3	4640.5	9.0189
1100	1.26728	4259.0	4892.6	9.4263	1.05603	4258.8	4892.4	9.3420	0.79197	4258.3	4891.9	9.2090
1200	1.35972	4470.0	5149.8	9.6071	1.13309	4469.8	5149.6	9.5229	0.84980	4469.4	5149.3	9.3898
1300	1.45214	4686.6	5412.6	9.7797	1.21012	4686.4	5412.5	9.6955	0.90761	4686.1	5412.2	9.5625

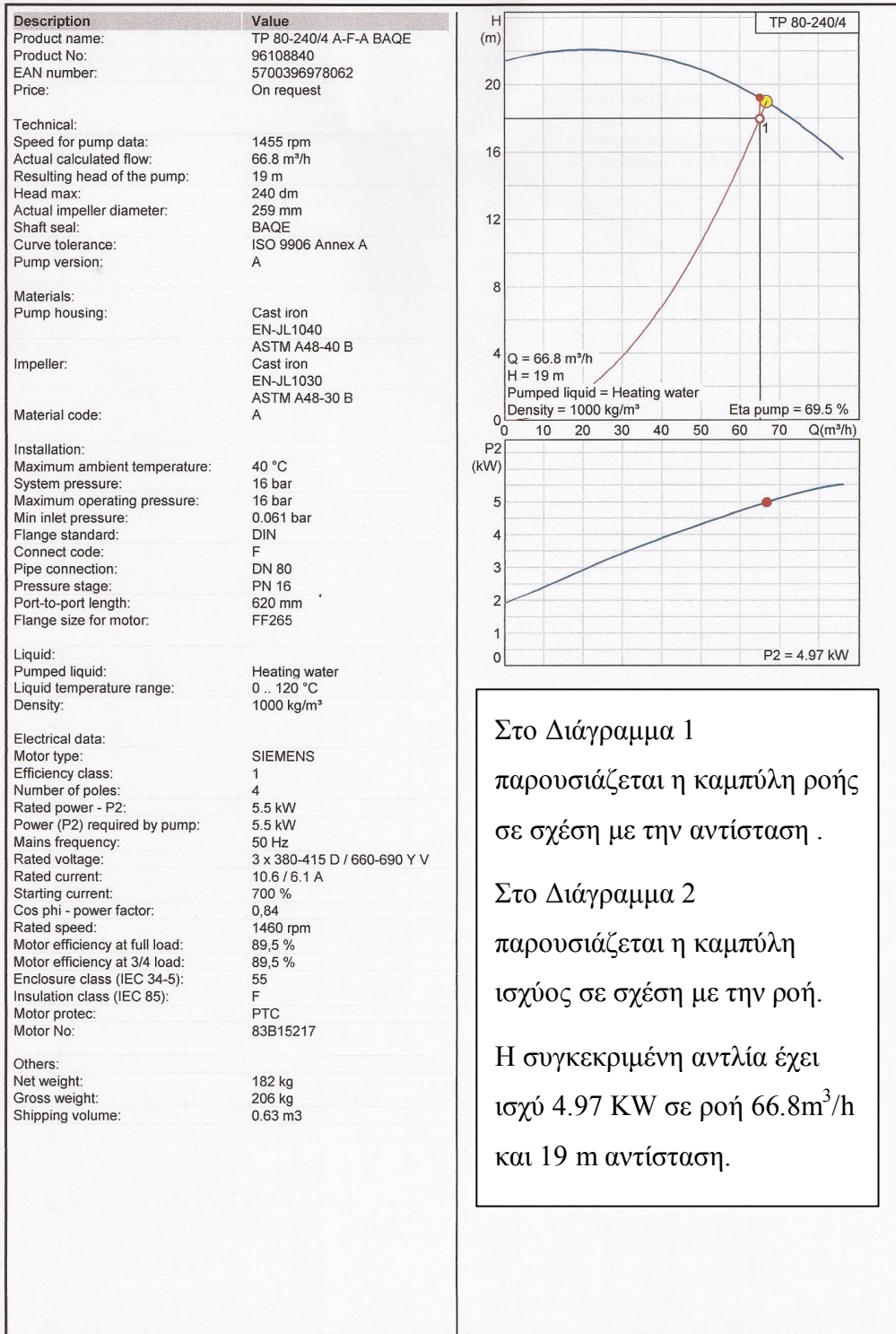
*The temperature in parentheses is the saturation temperature at the specified pressure.

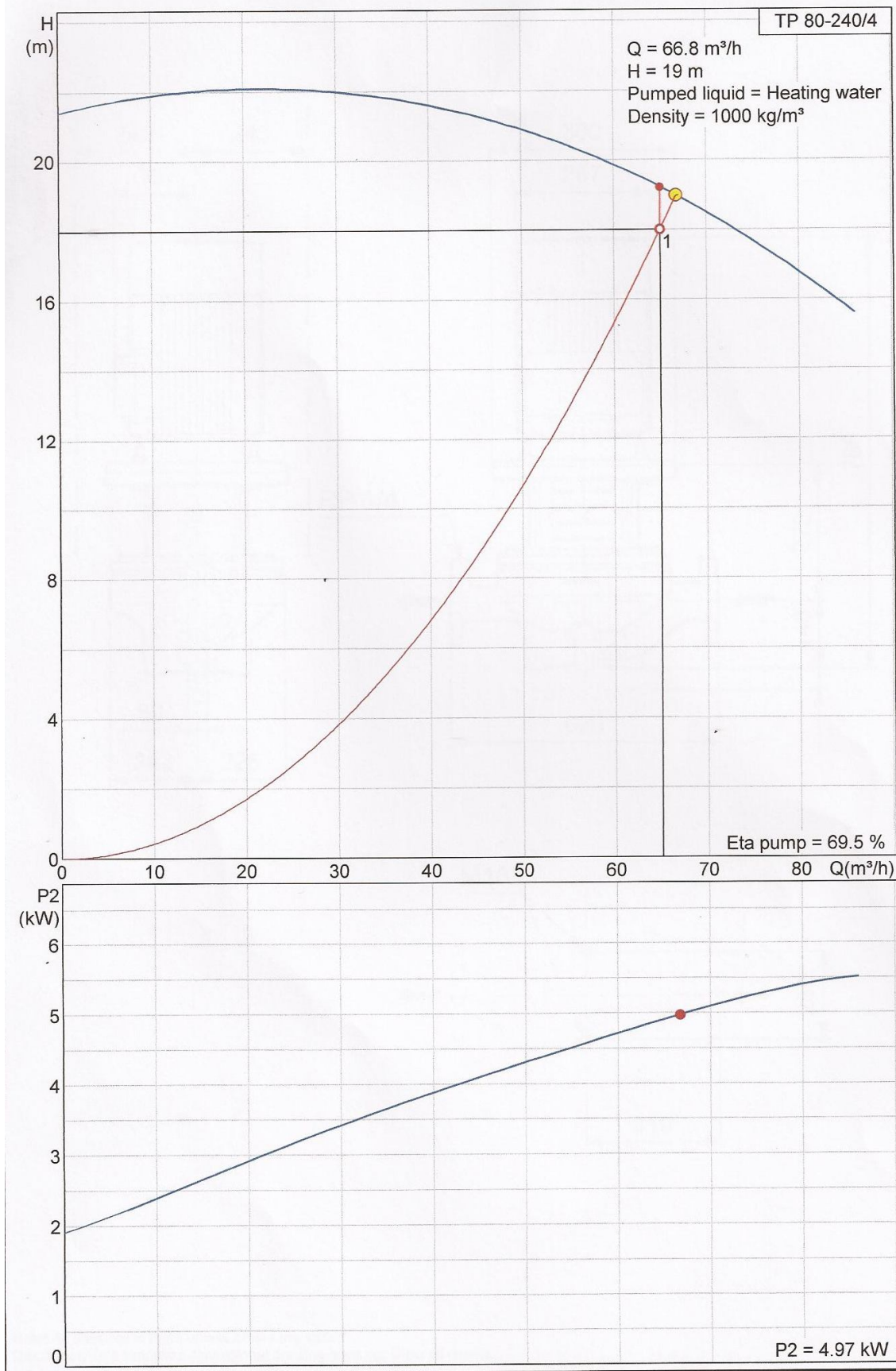
† Properties of saturated vapor at the specified pressure.

7.5 Παράρτημα Α5 – Γραφική παράσταση των ψυκτών

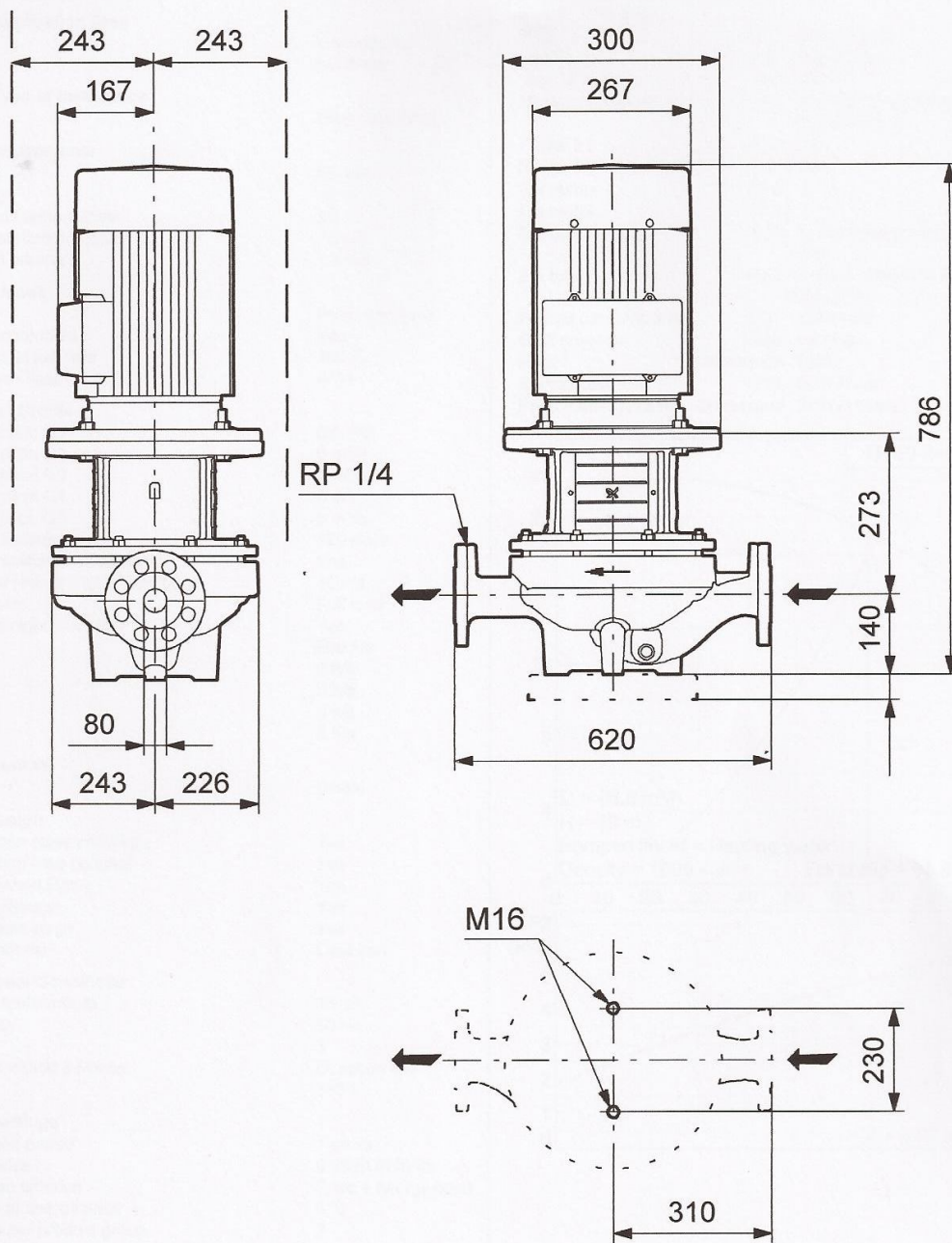


7.6 Παράρτημα Α6 – Πρόγραμμα αντλίας TP 80-240/4





96108840 TP 80-240/4 50 Hz



Note! All units are in [mm] unless others are stated.
Disclaimer: This simplified dimensional drawing does not show all details.

96108840 TP 80-240/4 50 Hz

Input

Select Application

Overview mode	Heating
	No
Select Application Area	Commercial buildings
Select Type of Installation	Main Circulator

Your Requirements

Flow (Q)	65 m³/h
Head (H)	18 m
Max. liquid temperature	95 °C
Max. operation pressure	16 bar
Min. inlet pressure	1.5 bar

Control Mode

Allow uncontrolled	Prop. pressure
Decrease at low flow	Yes
Enclosure Class	100 %
	IP54

Edit Load Profile

Consumption Q1	65 m³/h
Consumption Q2	0 m³/h
Consumption Q3	0 m³/h
Consumption Q4	0 m³/h
Consumption Q5	0 m³/h
Heating season	120 days
Is pump switched off at night?	Yes
Length of reduced night time duty	16 h/d
Load profile	Full load
Reduced night-time duty	Yes
Time T1	960 h/a
Time T2	0 h/a
Time T3	0 h/a
Time T4	0 h/a
Time T5	0 h/a

Configuration

	Single
--	--------

Pump design

End-suction close coupled	Yes
End-suction long-coupled	Yes
Inline Canned Rotor	Yes
Inline Multistage	Yes
Inline single stage	Yes
Pump material	Cast iron

Operational Conditions

Ambient temperature	35 °C
Frequency	50 Hz
Phase	3
Starting method 3 Phase	Direct on line
Voltage	380 V

Hit list settings

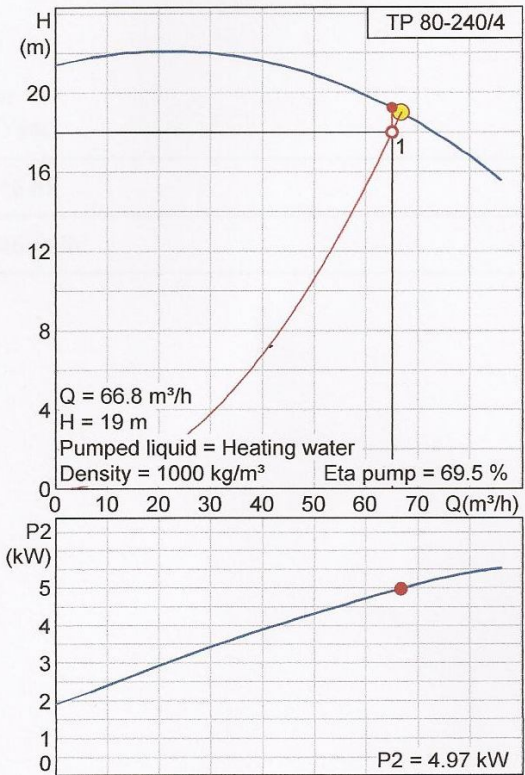
Calculation period	1 years
Energy price	0.25 EUR/kWh
Evaluation criterion	Price + energy costs
Increase of energy price	6 %
Max. hits per product group	2
Max. hits total	8

Load Profile

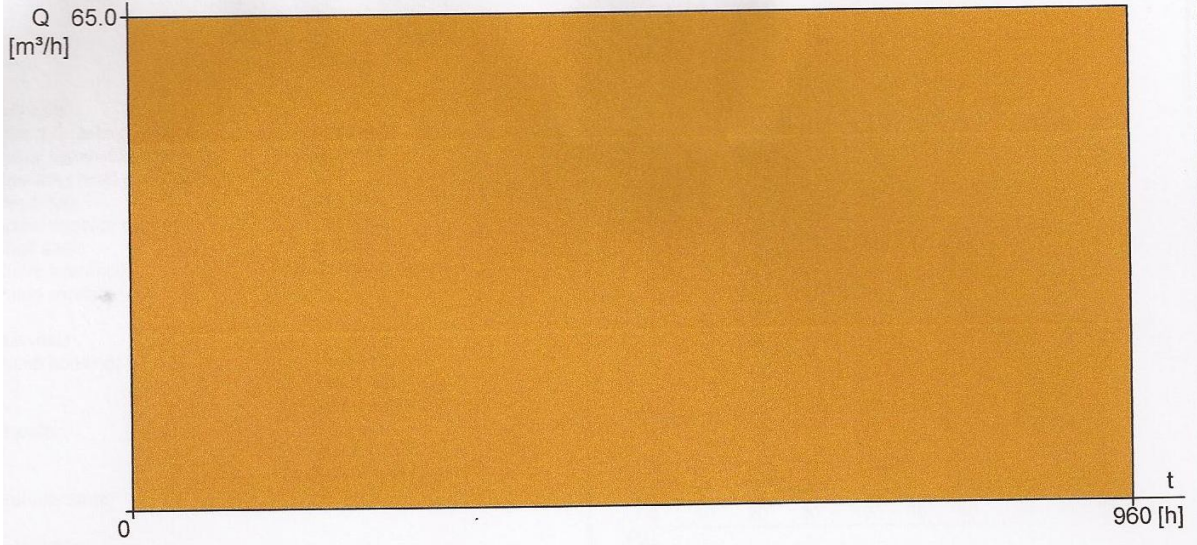
	1	
Flow	100	%
Head	100	%
P1	5.48	kW
Time	960	h/Year
Energy consumption	5257	kWh/Year

Sizing result

Type	TP 80-240/4
Quantity	1
Supply	380-415 D/660-690 Y V
Motor	5.5 kW
Flow	66.8 m³/h (+3 %)
Head	19 m (+5 %)
Max. velocity	3.69 m/s
Min.inlet pressure	0.061 bar (95 °C, against atmosphere)
Power P1	5.55 kW
Power P2	4.97 kW
Eta pump	69.5 %
Eta motor	89.5 %
Eta pump+motor	62.2 % =Eta pump * Eta motor
Eta total	62.2 % =Eta relative to the duty point
Energy consumption	5257 kWh/Year
CO2 emission	3000 kg/Year
Price	On request EUR
Energy cost	1314 EUR /Year
Price + energy costs	On request EUR /1Years



Load profile



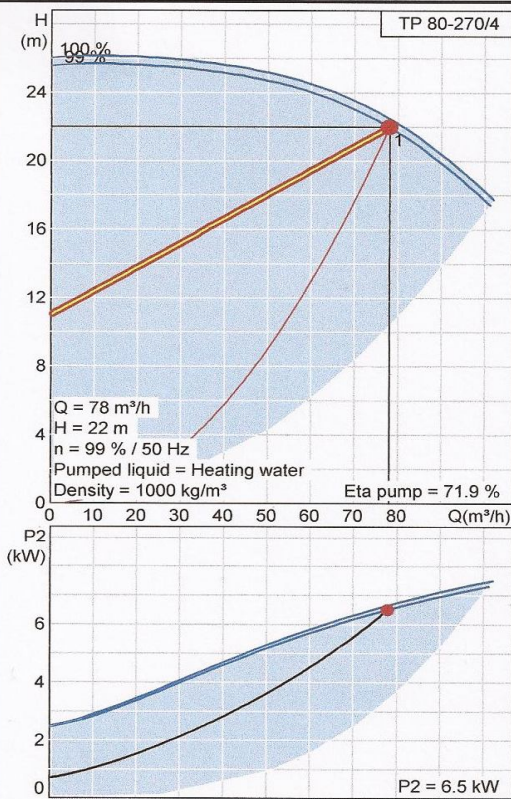
	1	
Flow	100	%
Head	100	%
P1	5.48	kW
Time	960	h/Year
Energy consumption	5257	kWh/Year

Total head **18 m**

Dimensioning flow **65 m³/h**

7.7 Παράρτημα Α7 – Πρόγραμμα αντλίας TP 80-270/4

Description	Value
Product name:	TP 80-270/4 A-F-A BAQE
Product No:	96108841
EAN number:	5700396978079
Price:	On request
Technical:	
Speed for pump data:	1455 rpm
Actual calculated flow:	78 m ³ /h
Resulting head of the pump:	22 m
Head max:	270 dm
Actual impeller diameter:	279 mm
Shaft seal:	BAQE
Curve tolerance:	ISO 9906 Annex A
Pump version:	A
Materials:	
Pump housing:	Cast iron EN-JL1040 ASTM A48-40 B
Impeller:	Cast iron EN-JL1030 ASTM A48-30 B
Material code:	A
Installation:	
Maximum ambient temperature:	40 °C
System pressure:	16 bar
Maximum operating pressure:	16 bar
Min inlet pressure:	0.081 bar
Flange standard:	DIN
Connect code:	F
Pipe connection:	DN 80
Pressure stage:	PN 16
Port-to-port length:	620 mm
Flange size for motor:	FF265
Liquid:	
Pumped liquid:	Heating water
Liquid temperature range:	0 .. 120 °C
Density:	1000 kg/m ³
Electrical data:	
Motor type:	SIEMENS
Efficiency class:	1
Number of poles:	4
Rated power - P2:	7.5 kW
Power (P2) required by pump:	7.5 kW
Mains frequency:	50 Hz
Rated voltage:	3 x 380-415 D / 660-690 Y V
Rated current:	14.4 / 8.3 A
Starting current:	700 %
Cos phi - power factor:	0,84
Rated speed:	1460 rpm
Motor efficiency at full load:	90,3 %
Motor efficiency at 3/4 load:	90,5 %
Enclosure class (IEC 34-5):	55
Insulation class (IEC 85):	F
Motor protec:	PTC
Motor No:	83B15222
Others:	
Net weight:	193 kg
Gross weight:	217 kg
Shipping volume:	0.63 m ³
Product name:	CUE
Product No:	96754693
EAN number:	5700838635713
Price:	On request
Technical:	
Approvals on nameplate:	CE, C-TICK, cULus
Installation:	
Range of ambient temperature:	0 .. 45 °C
Relative humidity:	5-95 %

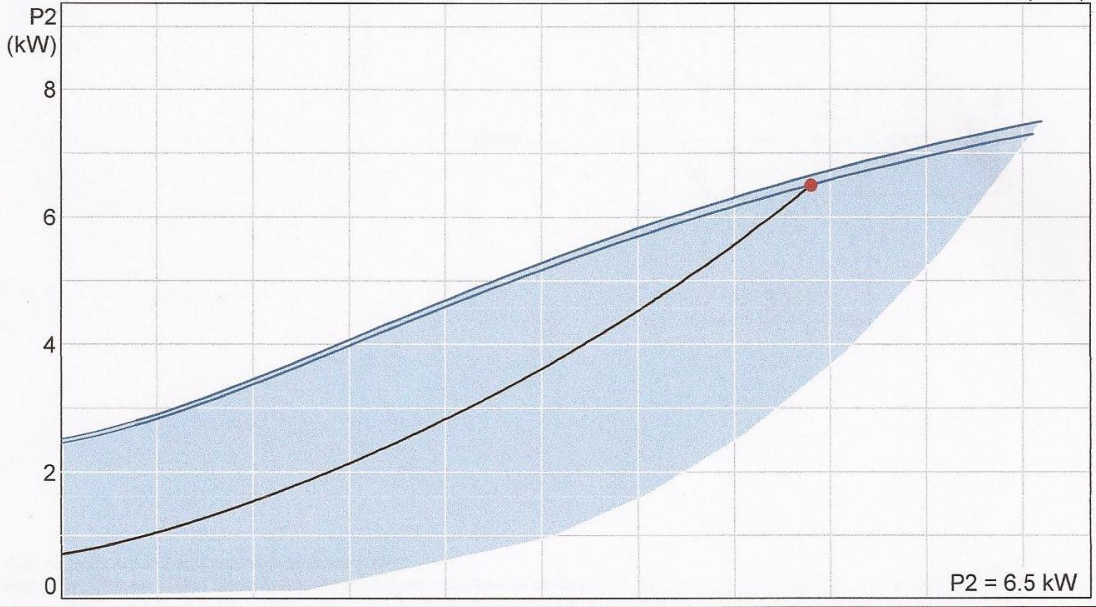
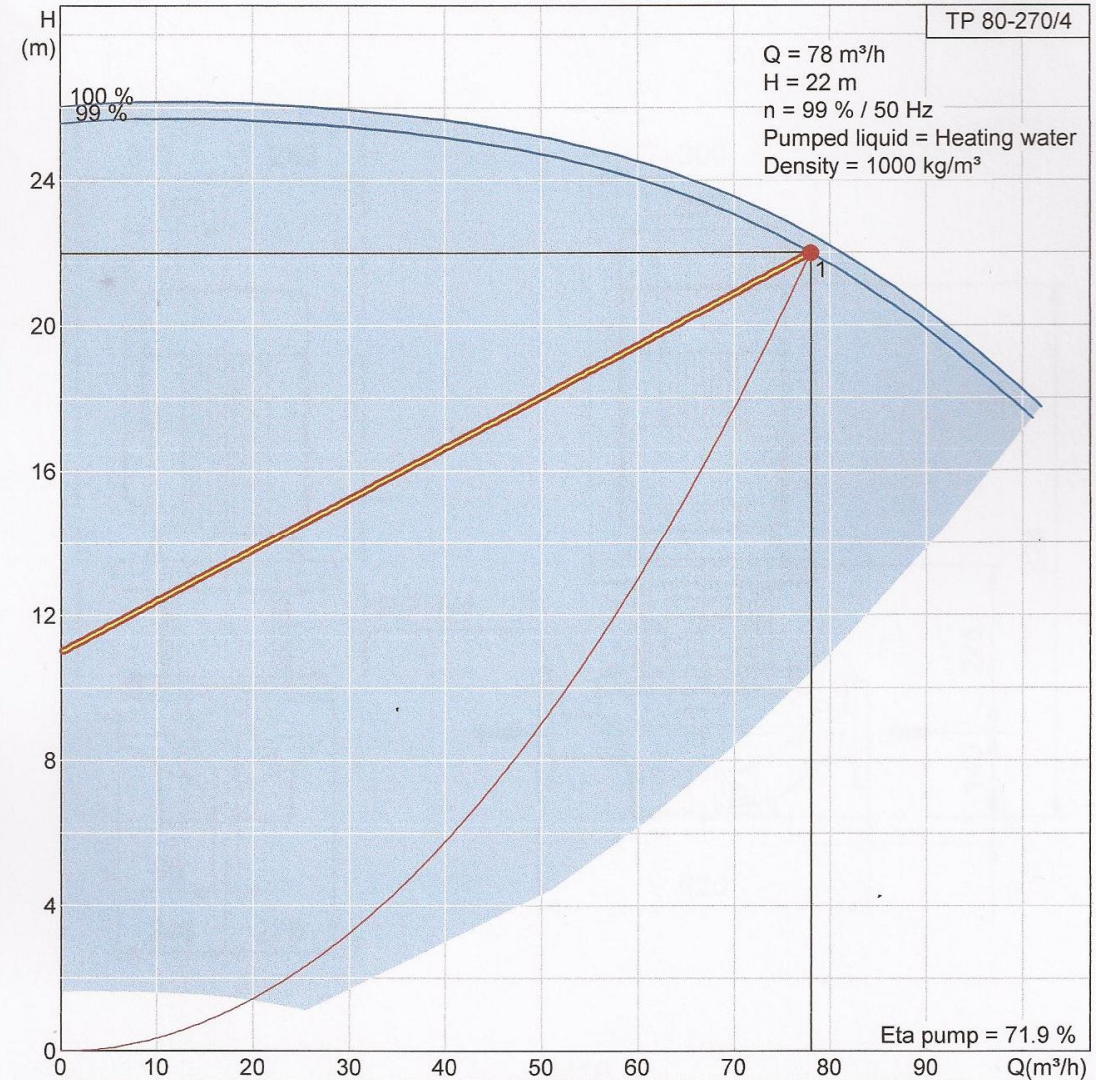


Στο Διάγραμμα 1 παρουσιάζεται η καμπύλη ροής σε σχέση με την αντίσταση .

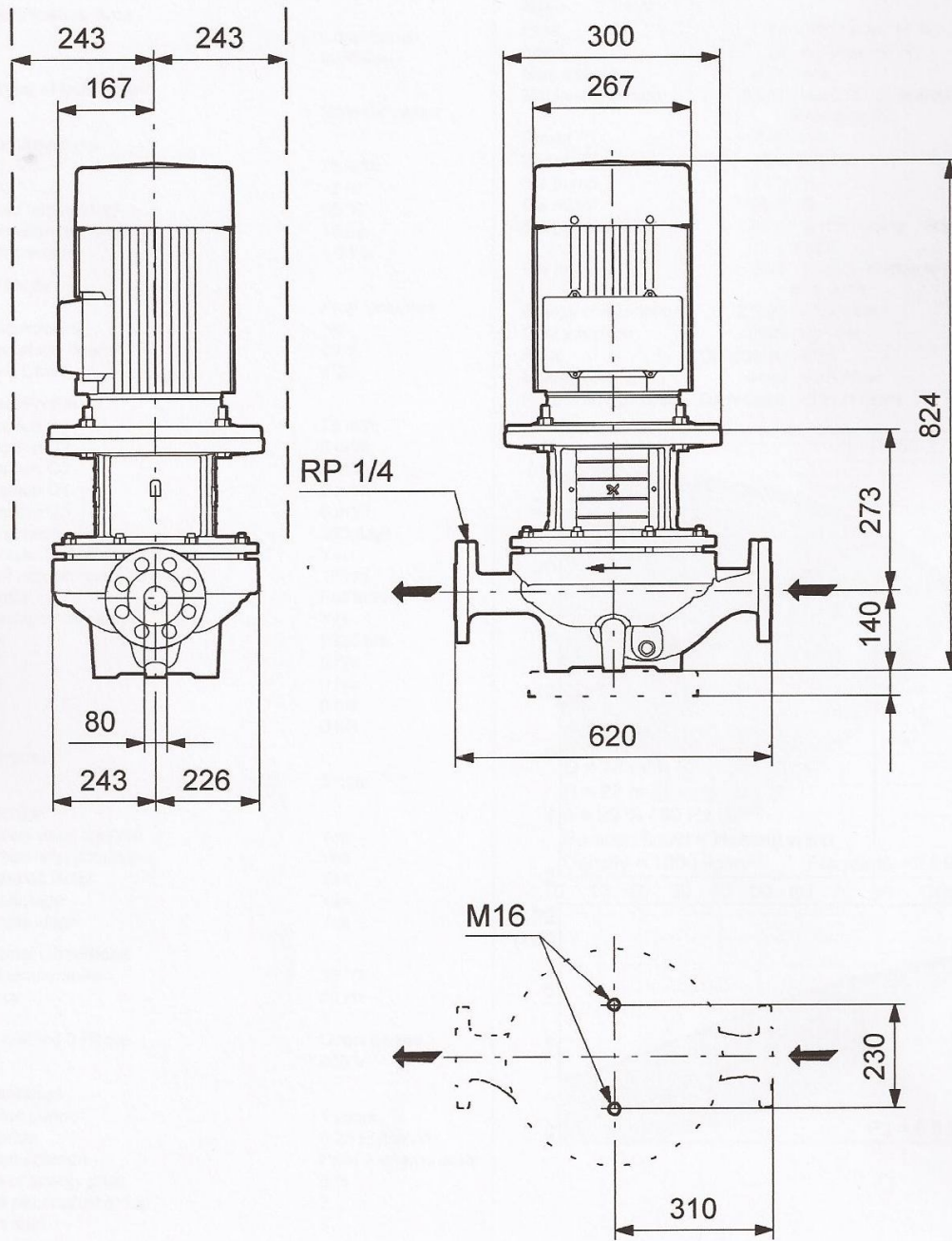
Στο Διάγραμμα 2 παρουσιάζεται η καμπύλη ισχύος σε σχέση με την ροή.

Η συγκεκριμένη αντλία έχει ισχύ 6.5 KW σε ροή 78 m³/h και 22 m αντίσταση.

96108841 TP 80-270/4 50 Hz



96108841 TP 80-270/4 50 Hz



Note! All units are in [mm] unless others are stated.
Disclaimer: This simplified dimensional drawing does not show all details.

96108841 TP 80-270/4 50 Hz

Input

Select Application

Overview mode Heating
No

Select Application Area

Commercial buildings

Select Type of Installation

Main Circulator

Your Requirements

Flow (Q) 78 m³/h
Head (H) 22 m
Max. liquid temperature 95 °C
Max. operation pressure 16 bar
Min. inlet pressure 1.5 bar

Control Mode

Allow uncontrolled Prop. pressure No
Decrease at low flow 50 %
Enclosure Class IP20

Edit Load Profile

Consumption Q1 78 m³/h
Consumption Q2 0 m³/h
Consumption Q3 0 m³/h
Consumption Q4 0 m³/h
Consumption Q5 0 m³/h
Heating season 365 days
Is pump switched off at night? Yes
Length of reduced night time duty 16 h/d
Load profile Full load
Reduced night-time duty Yes
Time T1 2920 h/a
Time T2 0 h/a
Time T3 0 h/a
Time T4 0 h/a
Time T5 0 h/a

Configuration

Single

Pump design

End-suction close coupled Yes
End-suction long-coupled Yes
Inline Canned Rotor Yes
Inline Multistage Yes
Inline single stage Yes

Operational Conditions

Ambient temperature 35 °C
Frequency 50 Hz
Phase 3
Starting method 3 Phase Direct on line
Voltage 400 V

Hit list settings

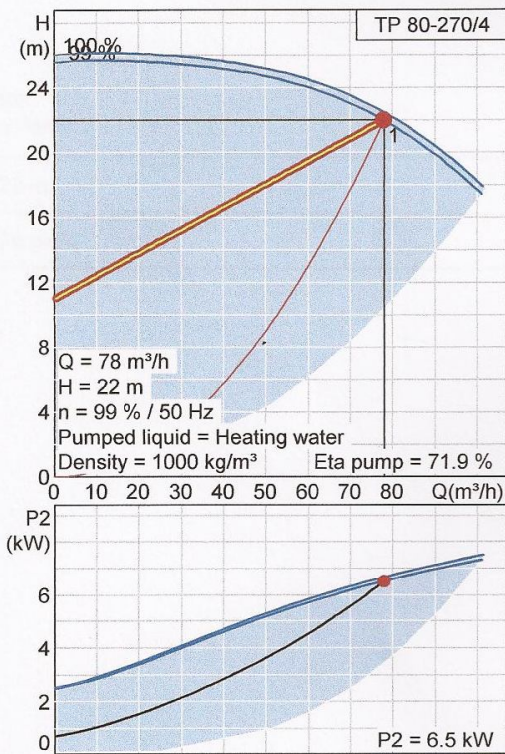
Calculation period 1 years
Energy price 0.25 EUR/kWh
Evaluation criterion Price + energy costs
Increase of energy price 6 %
Max. hits per product group 2
Max. hits total 8

Load Profile

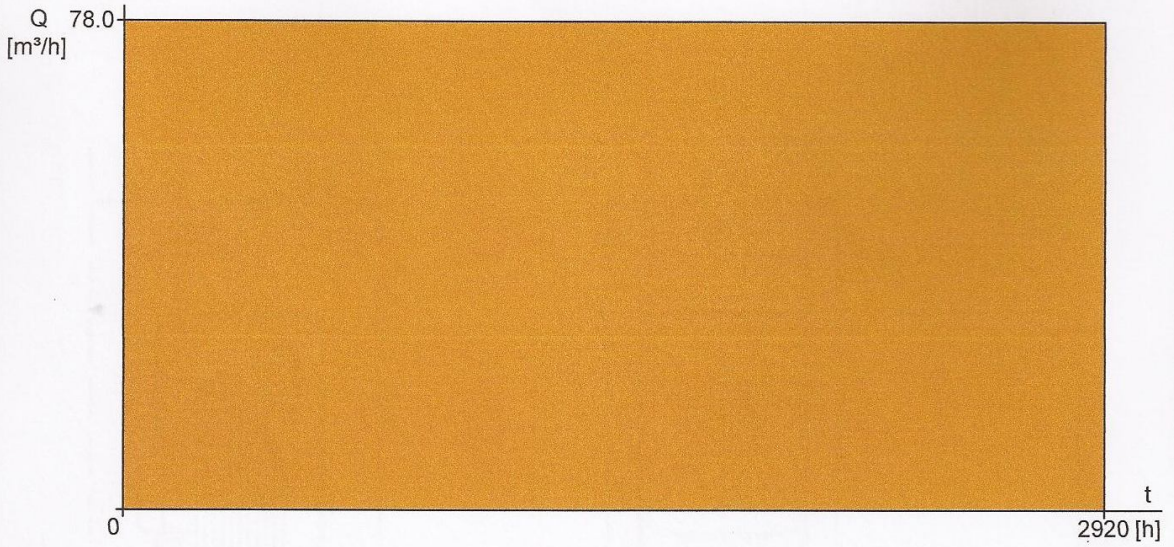
	1	
Flow	100	%
Head	100	%
P1	7.53	kW
Time	2920	h/Year
Energy consumption	21993	kWh/Year

Sizing result

Type TP 80-270/4
Quantity 1
Supply 380-415 D/660-690 Y V
Motor 7.5 kW
Flow 78 m³/h (max. +1 %)
Head 22 m (max. +2 %)
Max. velocity 4.31 m/s
Min.inlet pressure 0.081 bar (95 °C, against atmosphere)
Power P1 7.19 kW
Power P2 6.5 kW
Eta pump 71.9 %
Eta motor 90.4 %
Eta pump+motor 65.0 % =Eta pump * Eta motor
Eta total 61.9 % =Eta relative to the duty point
Energy consumption 21993 kWh/Year
CO2 emission 12500 kg/Year
Price On request EUR
Energy cost 5498 EUR /Year
Price + energy costs On request EUR /1Years



Load profile



	1	
Flow	100	%
Head	100	%
P1	7.53	kW
Time	2920	h/Year
Energy consumption	21993	kWh/Year

Total head	22 m
-------------------	-------------

Dimensioning flow	78 m³/h
--------------------------	----------------

7.8 Παράρτημα Α8 – Προδιαγραφές ηλιακών πλαισίων

6.4 Power output per collector unit

The power output per collector unit will be documented for the largest collector of the series TS 30-58 PA with the highest output per collector unit and for the smallest collector of the series with the lowest output per collector unit.

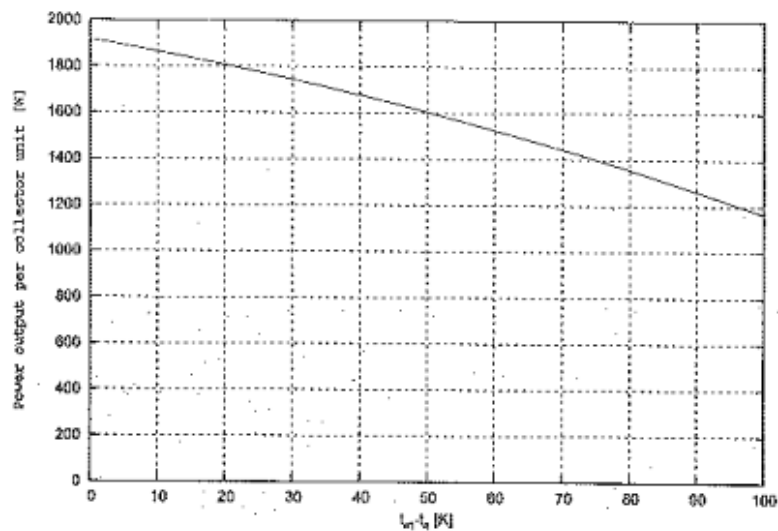


Figure 2: Power output for collector TS 30-58 PA based on 1000 W/m²

Power output per collector unit [W] for collector TS 30-58 PA (aperture area of 2.799 m²):

$t_m - t_a$ [K]	400 [W/m ²]	700 [W/m ²]	1000 [W/m ²]
10	715	1290	1665
30	595	1170	1745
50	455	1030	1805

7.9 Παράρτημα Α9 – Προδιαγραφές ψυκτών

F709CA020-E025.doc

Specification Sheet

1. General

Customer Reference : TEPAK PJT (CYPRUS)
 Manufacturer : LS Mtron Ltd., Korea
 Model & Type : LWM-W004
 Hot Water Fired Single Effect Absorption Chiller

2. Ratings

Cooling Capacity : 95 kW (27.0 usRT)

2 - 1. Fuel System

Fuel Specification : Hot Water
 Flow Rate : 24.2 ton/h
 Entering Water Temperature : 88.0 °C
 Leaving Water Temperature : 83.0 °C
 Pressure Drop : 1.4 mAq (mH₂O)
 Max Operating Pressure : 8 kg/cm²G
 Fouling Factor : 0.018 m²K/kW (0.00002 m²h °C/kcal)
 Connection Pipe Diameter : 2 1/2 B
 Control Valve Diameter : 2 1/2 B
 Specification of Nozzle : ANSI 150 LB

2 - 2. Chilled Water System

Fluid : Demin Water
 Flow Rate : 16.3 m³/h
 Entering Water Temperature : 12.0 °C
 Leaving Water Temperature : 7.0 °C
 Pressure Drop : 2.9 mAq (mH₂O)
 Max. Operating Pressure : 8 kg/cm²G
 Fouling Factor : 0.018 m²K/kW (0.00002 m²h °C/kcal)
 Connection Pipe Diameter : 2 1/2 B
 Specification of Nozzle : ANSI 150 LB

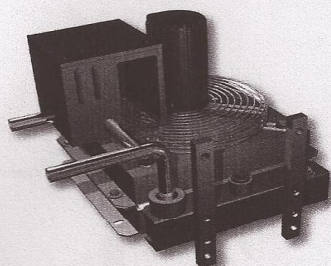
2 - 3. Cooling Water System

Fluid : Demin. Water
 Flow Rate : 40.5 m³/h
 Entering Water Temperature : 32.0 °C
 Leaving Water Temperature : 37.0 °C
 Pressure Drop : 2.6 mAq (mH₂O)
 Max. Operating Pressure : 8 kg/cm²G
 Fouling Factor : 0.044 m²K/kW (0.00005 m²h °C/kcal)
 Connection Pipe Diameter : 3 B
 Specification of Nozzle : ANSI 150 LB

7.10 Παράρτημα A10 – Χαρακτηριστικά σταθμού Εκφόρτωσης

ΣΤΑΘΜΟΙ ΦΟΡΤΩΣΗΣ ΚΑΙ ΕΚΦΟΡΤΩΣΗΣ **TISUN®**

ΜΟΝΑΔΑ ΠΡΟΣΤΑΣΙΑΣ ΑΠΟ ΑΝΑΚΟΠΗ ΜΕ 3-ΟΔΙΚΗ ΒΑΛΒΙΔΑ ΔΙΑΚΛΑΔΩΣΗΣ



Περιγραφή προϊόντος

Εμποδίζει την ανακοπή ροής των πινάκων συλλέκτη έως 100m² και έτσι τη γρήγορη κόπωση του υλικού. Περιπτώσεις εφαρμογής αποτελούν περιοχές με ηλιακή ακτινοβολία πιο έντονη του μέσου βαθμού ή εγκαταστάσεις με μέγιστο βαθμό ηλιακής κάλυψης. Με μία 3-οδική βαλβίδα μεταγωγής ελέγχεται, εάν το ηλιακό σύστημα ψύχεται ή λειτουργεί κανονικά. Η μονάδα διαθέτει έτοιμες σωληνώσεις και συνδέεται με το ηλιακό σύστημα μέσω 2 κοχλιώσεων με Δακτυλίους Διάτμησης. Είναι Δυνατή η τοποθέτηση σε εξωτερικούς χώρους επειδή η συσκευή διαθέτει προστασία από τις καιρικές συνθήκες και τη Διάβρωση.

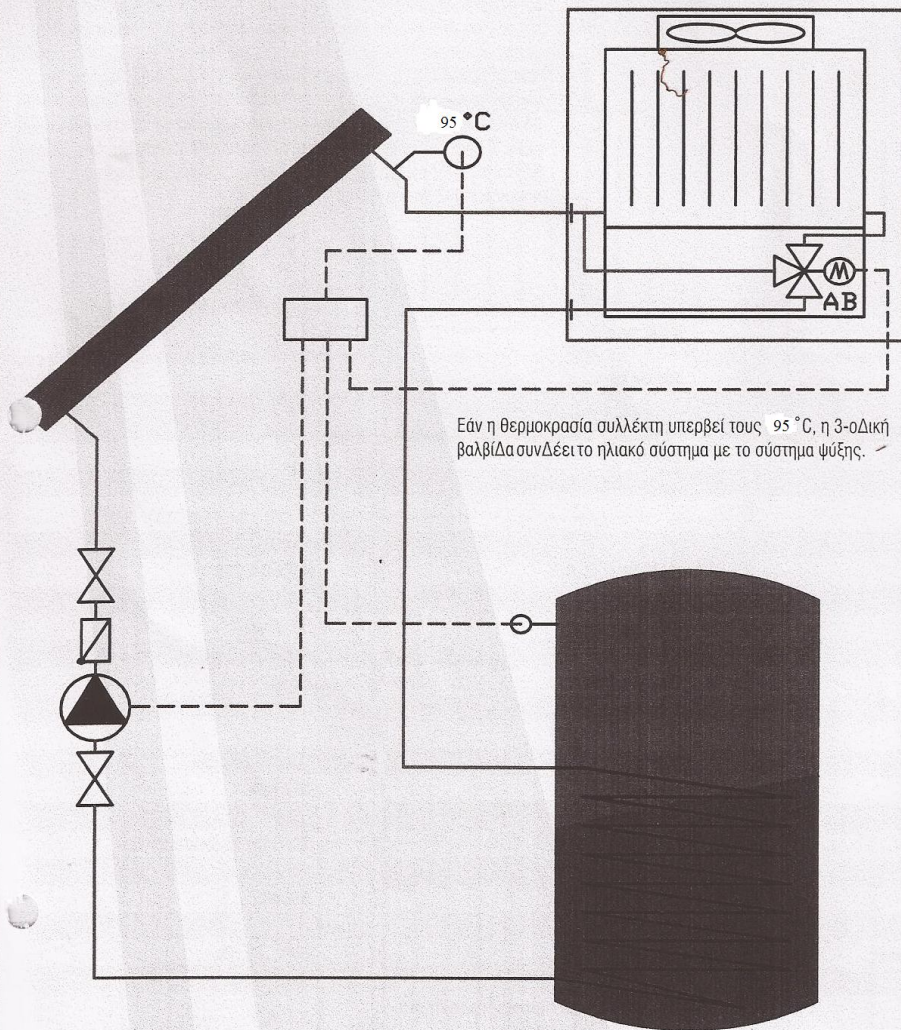
Τεχνικά στοιχεία

Τύπος	ASE 100	
Κωδικός	1510418	
Συνδέσεις	2 κοχλιώσεις με Δακτυλίους Διάτμησης DN28	
Μεγ. επιφάνεια συλλέκτη	100 m ²	
Δυνατότητα εγκατάστασης	ΕπιΔαπέδιαεγκατάσταση	
Σύστημα ψύξης	Τύπος	AKG T6
	Διαστάσεις ΜxΠxΥ	607x450x790
	Ισχύς	75,3 kW
	Απίλεια πίεσης	21 mbar
	Υλικό	Αλουμίνιο
	Συνολικό βάρος	49 kg
	Μεγ. πίεση λειτουργίας	26 bar
Βεντιλατέρ	Τύπος	Τριφασικό ρεύμα
	Διάμετρος	500 mm
	Αριθμός στρωφών	1500 l/min
	Ένταση θορύβου	79dB (A) σε απόσταση 1m
	Τάση μοτέρ	230/400V
	Ισχύς	550W
3-οδική βαλβίδα μεταγωγής	Τύπος	EMV 110 F3L
	Τάση σύνδεσης	230V, 50Hz
	Κατανάλωση ηλεκτρικού ρεύματος κατά τη Διάρκεια λειτουργίας	7,5VA
	Χρόνος περιστροφής	18s/90°
	Μεγ. πίεση	6 bar
	Μεγ. θερμοκρασία	110 °C
	Υλικό κάλυψης	Φύλλο χάλυβα
Υλικό στερέωσης	Βίδες	Επιλογή ανάλογα με το υπόστρωμα
	Ούπατ	Επιλογή ανάλογα με το υπόστρωμα
Σωληνώση	Υλικό	Ανοξειδωτος χάλυβας
	Διάσταση	DN28
	Εξαρτήματα σύνδεσης	4x 90°
Κοχλίωση με Δακτυλίους Διάτμησης	Υλικό	Ορειχάλκος
	Διάσταση	28 mm

Προσοχή: Η 3-οδική βαλβίδα μεταγωγής και το μοτέρ ανεμιστήρα θα πρέπει να Διεγείρονται με το ρελέ ισχύος της TISUN LR 20 3S. Κατά την επίτευξη θερμοκρασίας συλλέκτη 95 °C πρέπει να ενεργοποιείται το κύκλωμα ψύξης!

ΣΤΑΘΜΟΙ ΦΟΡΤΩΣΗΣ ΚΑΙ ΕΚΦΟΡΤΩΣΗΣ

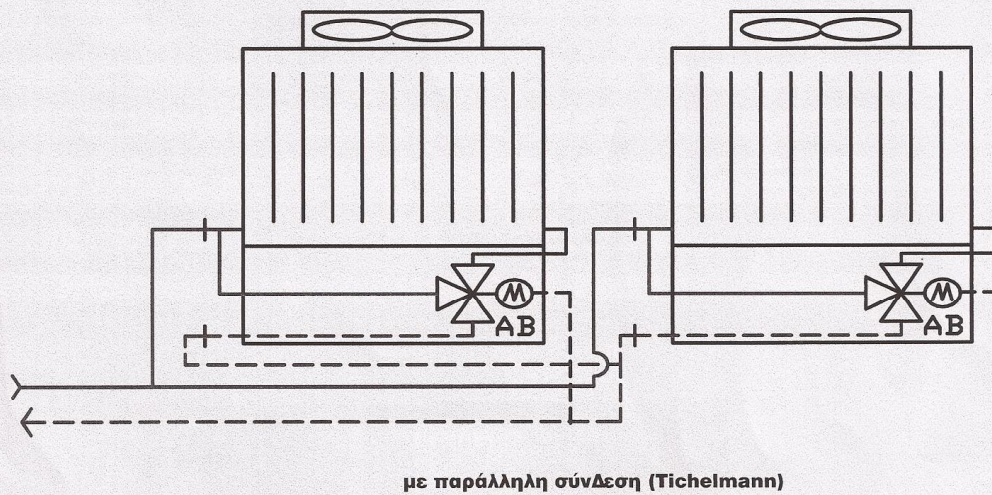
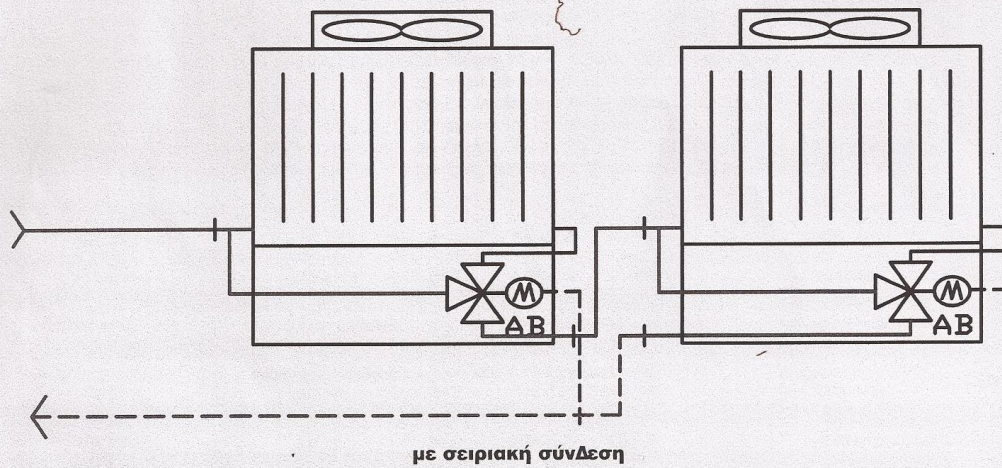
ΣΧΕΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ



ΑΝΤΙΣΤΡΟΦΗ ΔΙΟΡΓΑΝΩΣΗ ΤΗΣ ΠΙΣΤΩΣΗΣ

ΣΤΑΘΜΟΙ ΦΟΡΤΩΣΗΣ ΚΑΙ ΕΚΦΟΡΤΩΣΗΣ **TiSUN®**

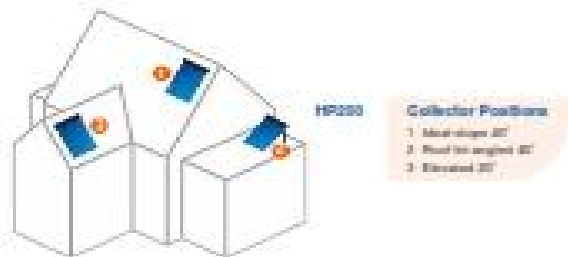
ΣΧΕΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΗ ΔΗΜΙΟΥΡΓΙΑ ΑΛΛΗΛΟΥΧΙΑΣ Π.Χ. 200 Μ²



7.11 Παράρτημα A11 – Χαρακτηριστικά ηλιακών πλαισίων

Kingspan SOLAR

THERMOMAX HP200 vacuum tube solar collectors



Heat Pipe Collectors HP200

Unique Features - Temperature Limitation Device

This premium product is suitable for when the ideal installation position on the building is achievable.

HP200 is a 'Dry System' recommended for domestic use, ideal for Northern European climates. The dry connection between manifold and tube means tubes can be easily fitted and replaced, without the need to drain down the system.

- Highly efficient – super fast heat transfer
- **Temperature limitation safety device**
- Ease of installation and maintenance
- The system consists of two separate circuits: one in each individual tube inside the heat pipe and one through the manifold into the hot water tank
- 'Plug and play' design
- MCS certified



Temperature limitation device is fitted in the condenser bulb

Temperature Limitation Devices

All HP200 series collectors contain a unique temperature limitation safety device for system protection; there are 2 types:

HP200

Memory spring to limit temperature to 95°C
Ideal for domestic installations.

HP250

Snap disk to limit temperature to 135°C
Ideal for commercial installations.

New improved snap disk

- Over 3.5% more efficient than before
– now up to 81% optical efficiency
- More robust
- More reliable

Snap Disk Operation



The disk is open and heat transfer occurs until the condenser reaches 135°C



Snap disk operates and closes the device, stopping heat transfer into the condenser



Device re-opens as temperature falls below 135°C, resuming heat transfer

7.12 Παράρτημα A12 – Προδιαγραφές ροής των ηλιακών συλλεκτών



Fraunhofer Institut
Solare Energiesysteme

5.6 Limitations

Maximum fluid pressure:	600kPa (MS)
Operating fluid pressure:	600 kPa (MS)
Maximum service temperature:	125 °C
Maximum stagnation temperature:	204°C
Maximum wind load:	108 km/h
Recommended tilt angle:	20 °- 90 °
Flow range recommendation:	66 l/m ² h (MS)

5.7 Kind of mounting

Flat roof - mounted on the roof:	yes (MS)
Tilted roof - mounted on the roof:	yes (MS)
Tilted roof - integrated:	no (MS)
Free mounting:	not specified (MS)
Fassade:	not specified (MS)

5 Description of the components

5.1 Collector

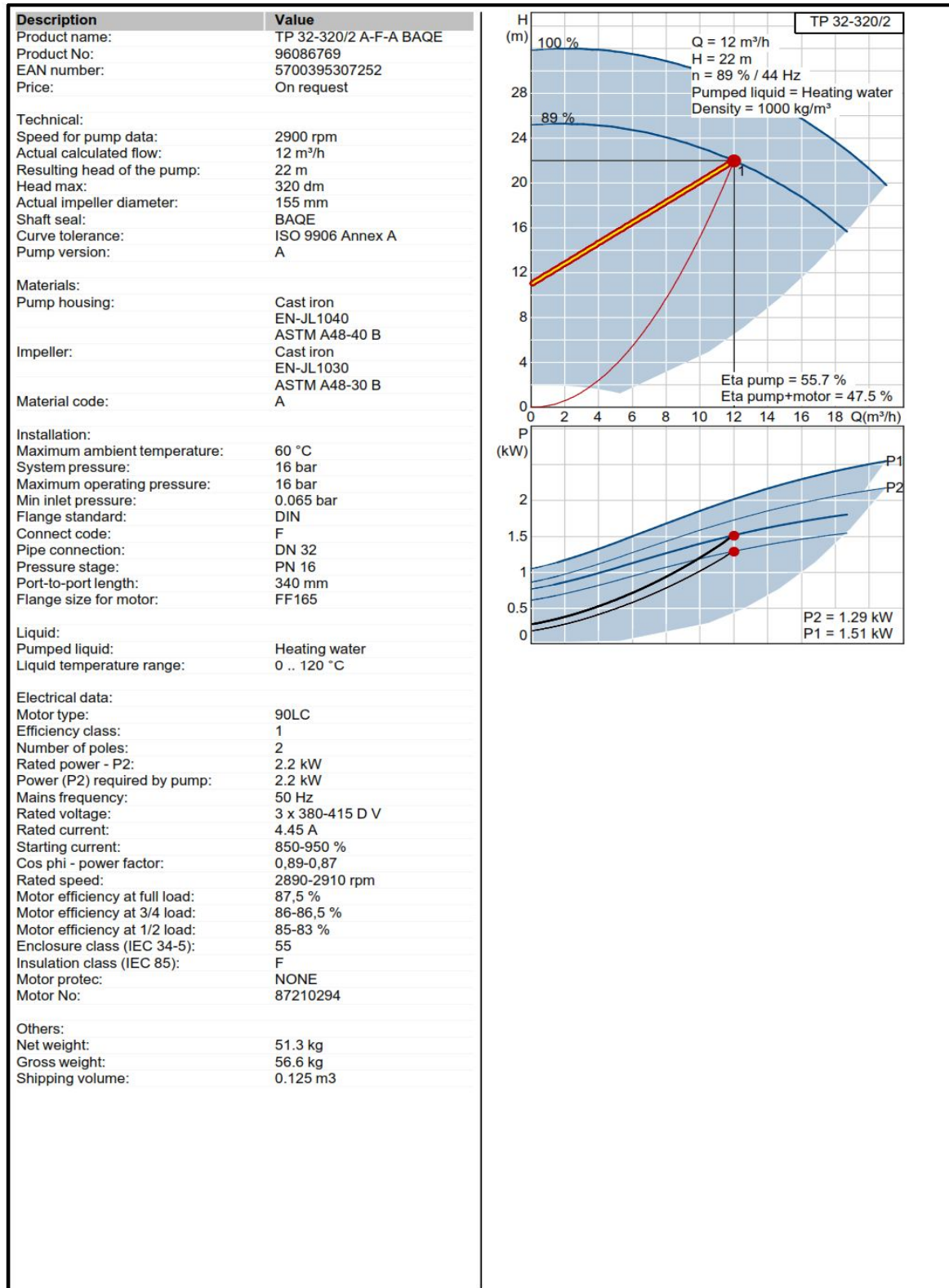
5.2 Specific data of the largest collector of the series (TS 30-58 PA)

Brand name:	TS 30-58 PA
hline Serial no.:	not specified
Year of production:	2007
Number of test collectors:	1
Collector reference no.:	222 KT 63 004 052007(efficiency tests)
Total area:	$2.00 \text{ m} \times 2.55 \text{ m} = 5.10 \text{ m}^2$
Collector depth:	0.15 m
Aperture area:	$1.712 \text{ m} \times 0.0545 \text{ m} \times 30 \text{ tubes}$ $= 2.799 \text{ m}^2$
Absorber area:	$1.712 \text{ m} \times 0.047 \text{ m} \times 30 \text{ tubes}$ $= 2.414 \text{ m}^2$ (projected area of the absorber tubes) (MS)
Number of tubes:	30
Length of the tubes:	1800 mm (MS)
Volume of the fluid:	1.77 l (MS)

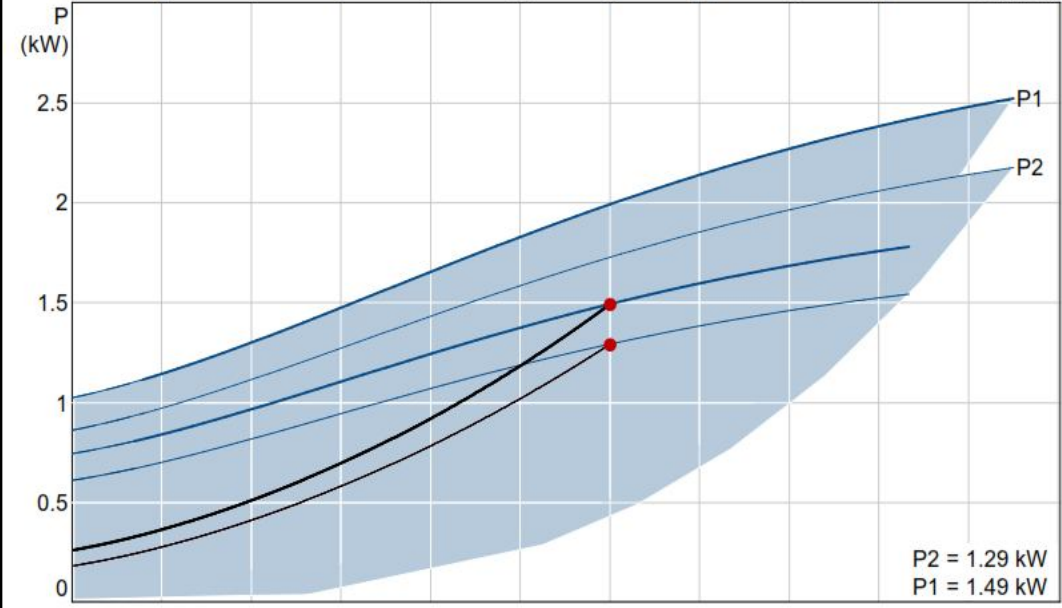
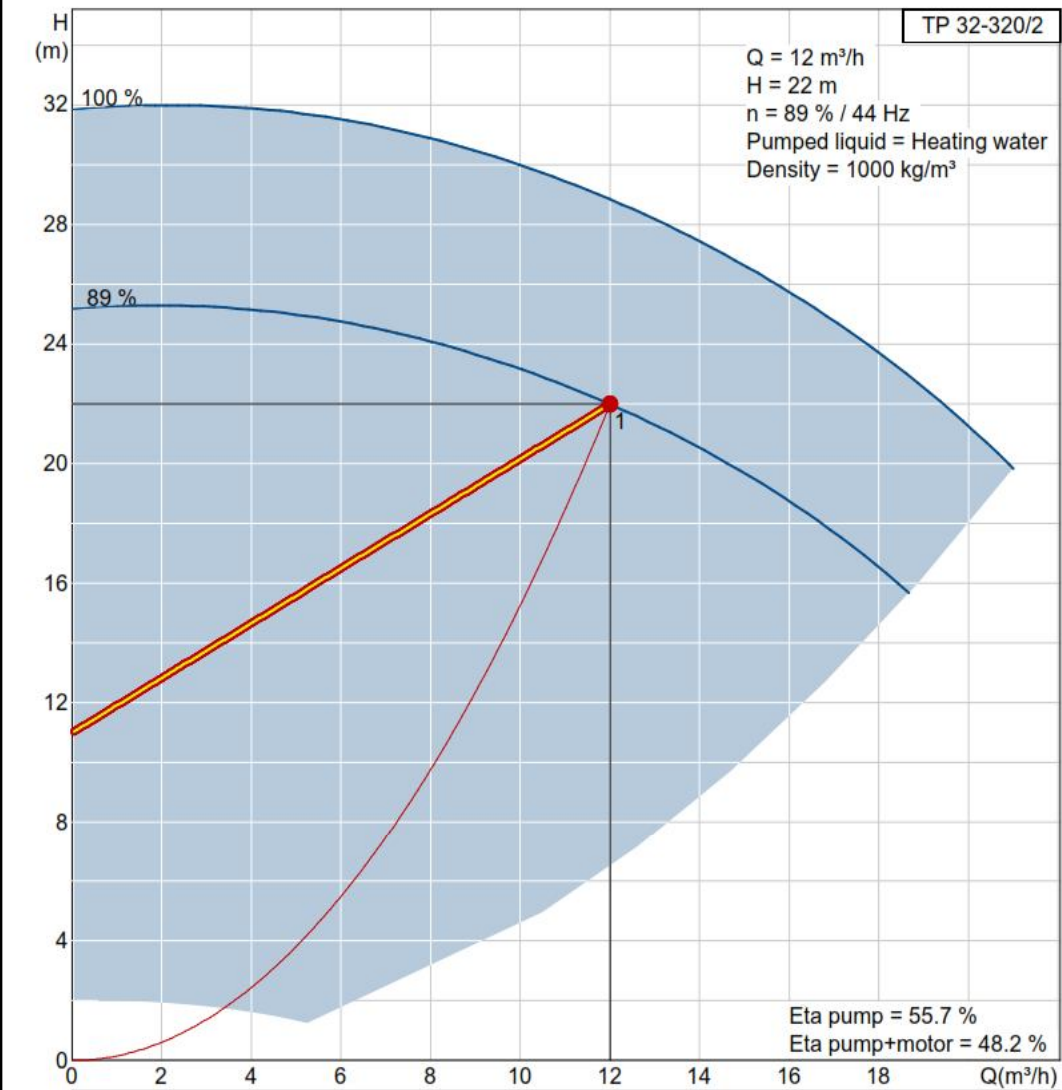
5.3 Specific data of the smallest collector of the series (TS 10-58 PA)

Brand name:	TS 10-58 PA
Serial no.:	not specified
Year of production:	2007
Number of test collectors:	1
Collector reference no.(ISE):	222 KT 63 005 052007
Total area:	$2.00 \times 0.95 = 1.90 \text{ m}^2$
Collector depth:	0.15 m
Aperture area:	$1.712 \text{ m} \times 0.0545 \text{ m} \times 10 \text{ tubes}$ $= 0.934 \text{ m}^2$
Absorber area:	$1.712 \text{ m} \times 0.047 \text{ m} \times 10 \text{ tubes}$ $= \text{m}^2$ (projected area of the absorber tubes) (MS)
Number of tubes:	10
Length of the tubes:	1800 mm (MS)
Volume of the fluid:	0.56 l (MS)

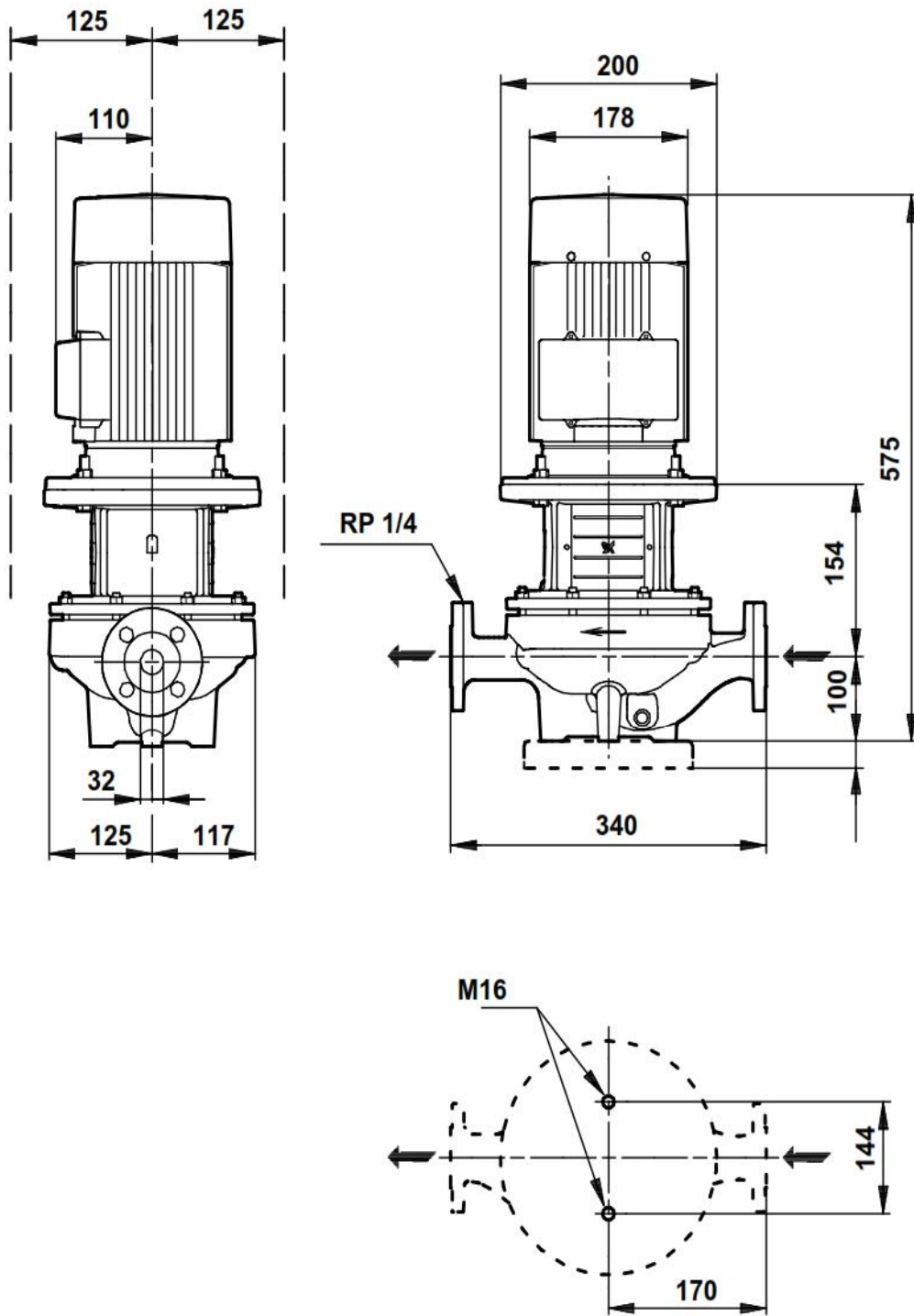
7.13 Παράρτημα A13 – Πρόγραμμα αντλίας TP 32-320/2



96086769 TP 32-320/2 50 Hz



96086769 TP 32-320/2 50 Hz



Note! All units are in [mm] unless others are stated.
 Disclaimer: This simplified dimensional drawing does not show all details.

96086769 TP 32-320/2 50 Hz

Input

Select Application

Overview mode Heating
No

Select Application Area

Commercial buildings

Select Type of Installation

Main Circulator

Your Requirements

Flow (Q) 12 m³/h
Head (H) 22 m
Max. liquid temperature 95 °C
Max. operation pressure 10 bar
Min. inlet pressure 1.5 bar

Control Mode

Prop. pressure No
Allow uncontrolled No
Decrease at low flow 50 %
Enclosure Class IP20

Edit Load Profile

Consumption Q1 12 m³/h
Consumption Q2 0 m³/h
Consumption Q3 0 m³/h
Consumption Q4 0 m³/h
Consumption Q5 0 m³/h
Heating season 365 days
Is pump switched off at night? Yes
Length of reduced night time duty 16 h/d
Load profile Full load
Reduced night-time duty Yes
Time T1 2920 h/a
Time T2 0 h/a
Time T3 0 h/a
Time T4 0 h/a
Time T5 0 h/a

Configuration

Single

Pump design

End-suction close coupled Yes
End-suction long-coupled Yes
Inline Canned Rotor Yes
Inline Multistage Yes
Inline single stage Yes

Operational Conditions

Ambient temperature 60 °C
Frequency 50 Hz
Min. power limit for SD start 5.5 kW
Phase 3

Hit list settings

Calculation period 15 years
Energy price 0.25 EUR/kWh
Evaluation criterion Price + energy costs
Increase of energy price 6 %
Max. hits per product group 2
Max. hits total 8

Load Profile

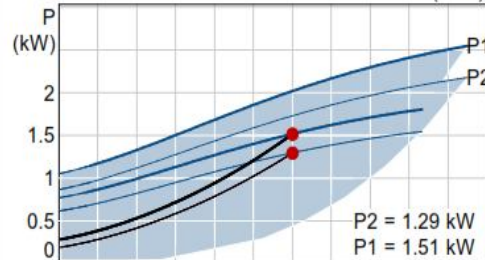
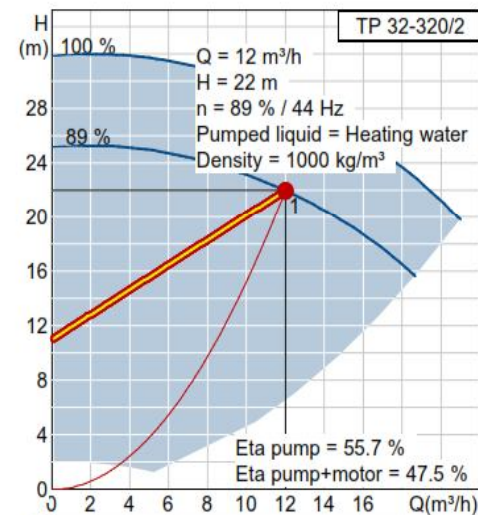
	1	
Flow	100	%
Head	100	%
P1	1.59	kW
Time	2920	h/Year
Energy consumption	4651	kWh/Year

Sizing result

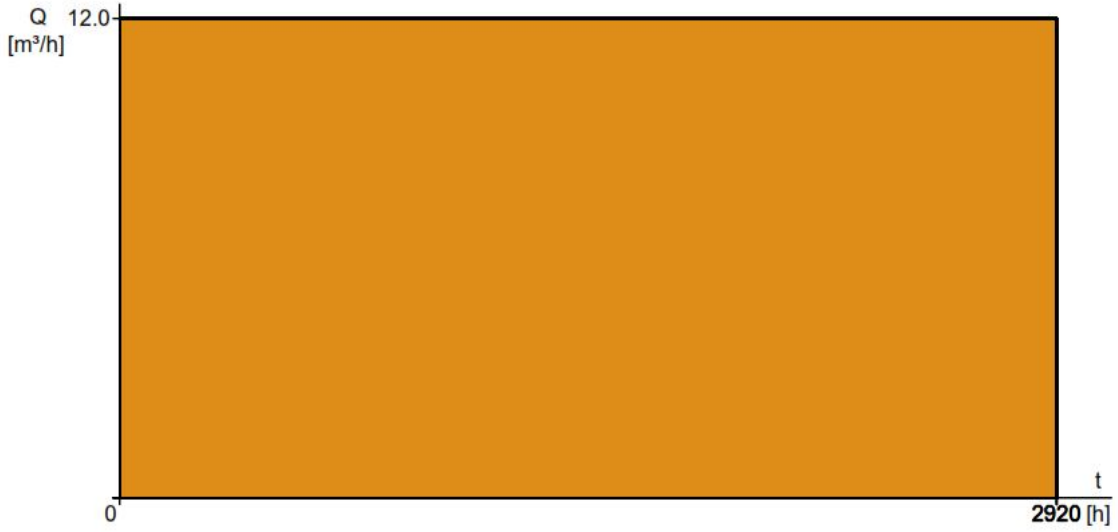
Type TP 32-320/2
Quantity 1
Supply 380-415 D V
Motor 2.2 kW
Flow 12 m³/h (max. +12 %)
Head 22 m (max. +27 %)
Max. velocity 4.14 m/s
Min.inlet pressure 0.065 bar (95 °C, against atmosphere)
Power P1 1.51 kW
Power P2 1.29 kW
Eta pump 55.7 %
Eta motor 85.3 %
Eta pump+motor 47.5 % =Eta pump * Eta motor
Eta total 45.1 % =Eta relative to the duty point

Energy consumption 4651 kWh/Year
CO2 emission 2650 kg/Year
Price On request EUR
Energy cost 1163 EUR /Year
Price + energy costs On request EUR /15Years

Controller is not included and must be appended to meet the required input.



Load profile

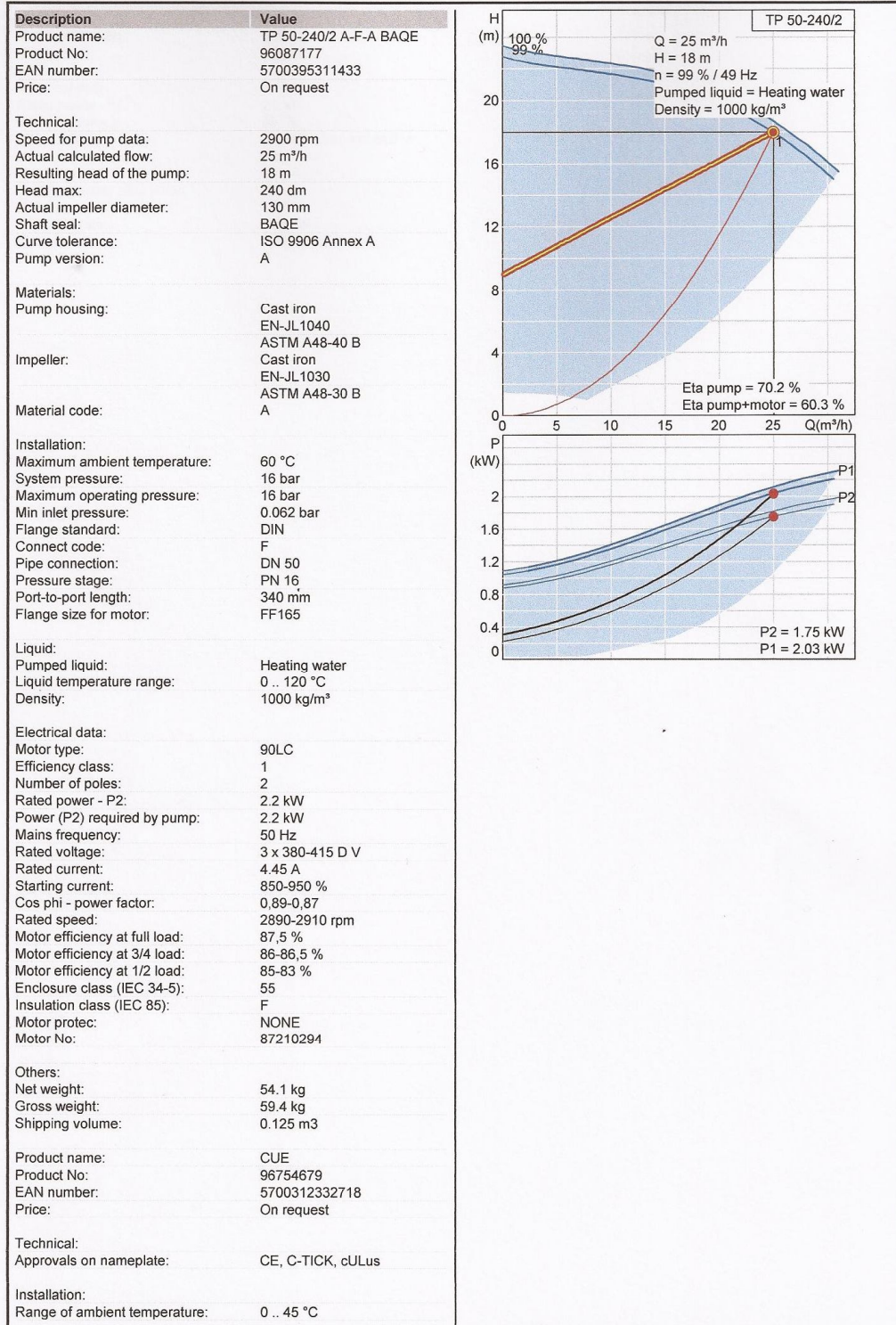


	1	
Flow	100	%
Head	100	%
P1	1.57	kW
Time	2920	h/Year
Energy consumption	4582	kWh/Year

Total head **22 m**

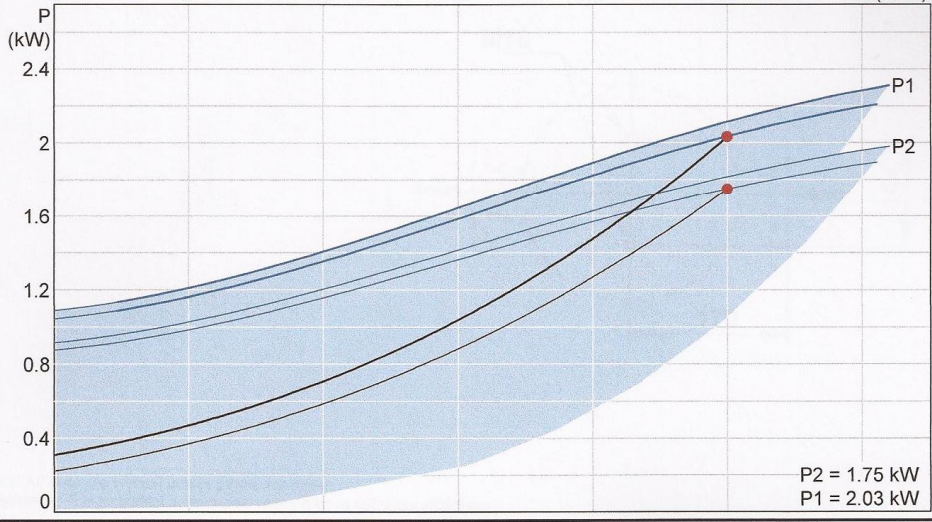
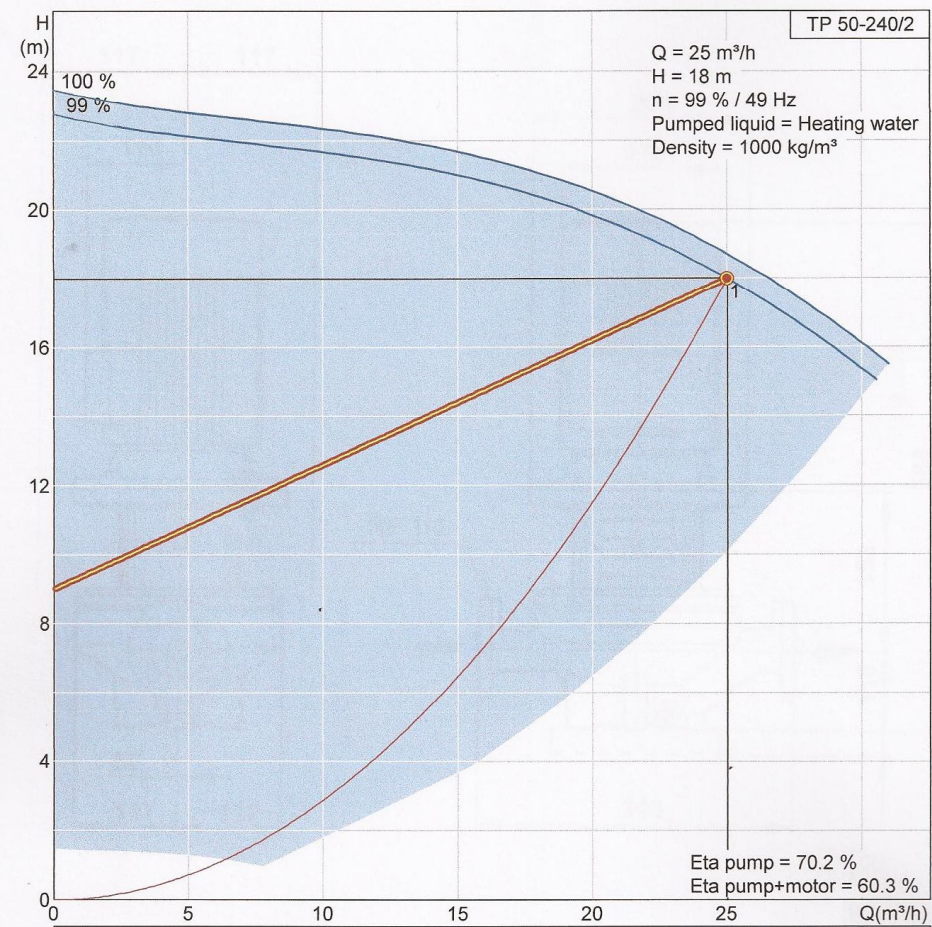
Dimensioning flow **12 m³/h**

7.14 Παράρτημα A14 – Πρόγραμμα αντλίας TP 50-240/2



Description	Value
Relative humidity:	5-95 %
Mounted on:	build in
Electrical data:	
Rated power - P2:	2.2 kW
Mains frequency:	50 Hz
Rated voltage:	3 x 380-440 / 441-500 V
Rated current:	5.6 / 4.8 A
I MAX:	5.6 / 4.8 A
Enclosure class (IEC 34-5):	20
Motor protec:	YES
Thermal protec:	external
Cable length:	150/300 m

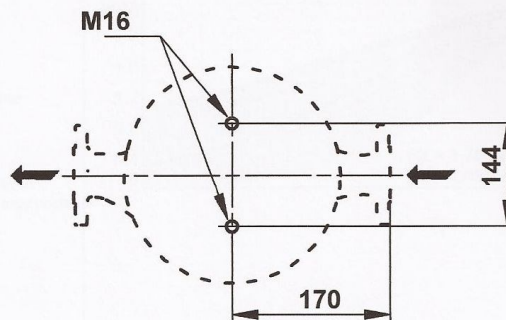
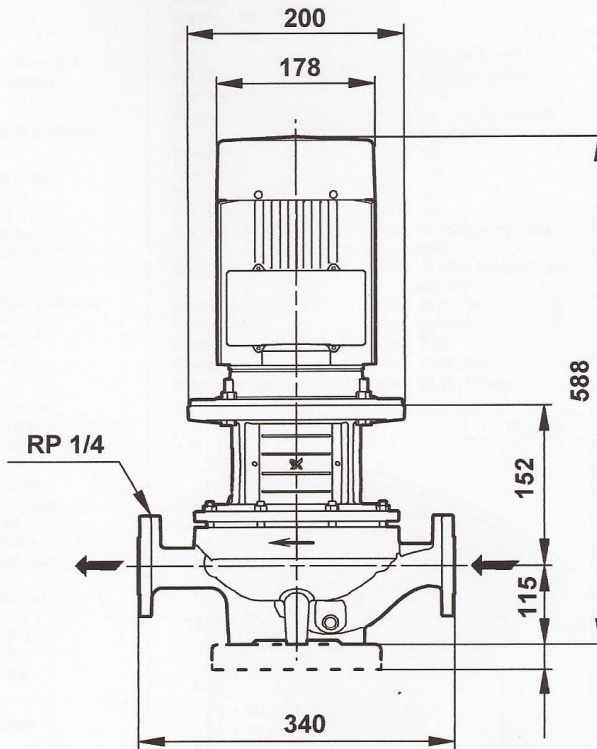
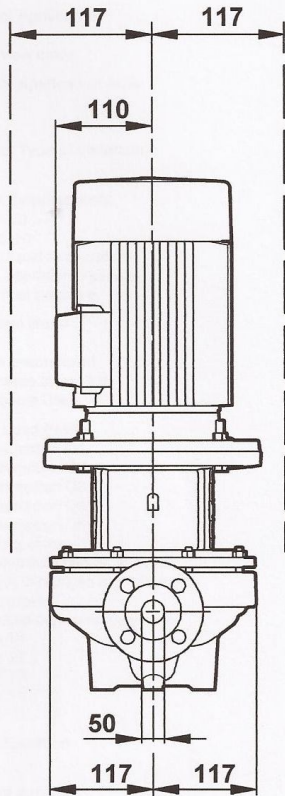
96087177 TP 50-240/2 50 Hz



Printed from Grundfos CAPS

3/7

96087177 TP 50-240/2 50 Hz



Note! All units are in [mm] unless others are stated.
Disclaimer: This simplified dimensional drawing does not show all details.

96087177 TP 50-240/2 50 Hz

Input

Select Application

Heating
 Overview mode No

Select Application Area

Commercial buildings

Select Type of Installation

Main Circulator

Your Requirements

Flow (Q) 25 m³/h
 Head (H) 18 m
 Max. liquid temperature 95 °C
 Max. operation pressure 16 bar
 Min. inlet pressure 1.5 bar

Control Mode

Prop. pressure
 Allow uncontrolled No
 Decrease at low flow 50 %
 Enclosure Class IP20

Edit Load Profile

Consumption Q1 25 m³/h
 Consumption Q2 0 m³/h
 Consumption Q3 0 m³/h
 Consumption Q4 0 m³/h
 Consumption Q5 0 m³/h
 Heating season 120 days
 Is pump switched off at night? Yes
 Length of reduced night time duty 16 h/d
 Load profile Full load
 Reduced night-time duty Yes
 Time T1 960 h/a
 Time T2 0 h/a
 Time T3 0 h/a
 Time T4 0 h/a
 Time T5 0 h/a

Configuration

Single

Pump design

End-suction close coupled Yes
 End-suction long-coupled Yes
 Inline Canned Rotor Yes
 Inline Multistage Yes
 Inline single stage Yes

Operational Conditions

Ambient temperature 35 °C
 Frequency 50 Hz
 Phase 3
 Starting method 3 Phase Direct on line
 Voltage 380 V

Hit list settings

Calculation period 1 years
 Energy price 0.25 EUR/kWh
 Evaluation criterion Price + energy costs
 Increase of energy price 6 %
 Max. hits per product group 2
 Max. hits total 8

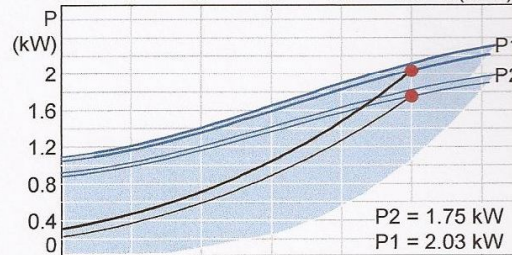
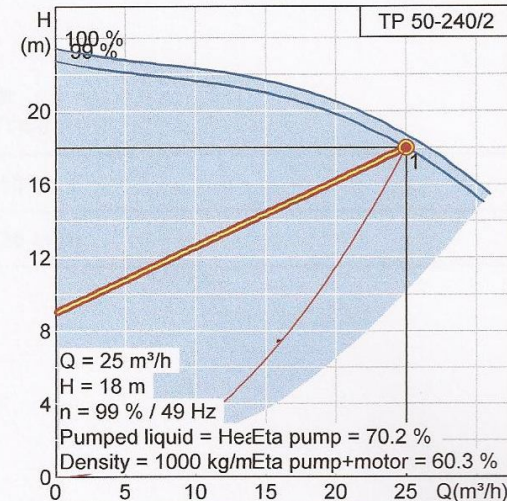
Load Profile

	1		
Flow	100	%	
Head	100	%	
P1	2.14	kW	
Time	960	h/Year	
Energy consumption	2053	kWh/Year	

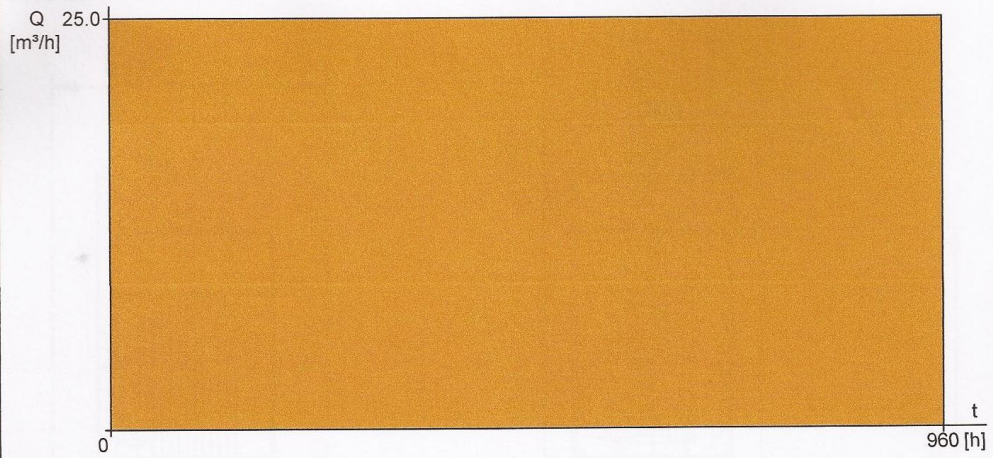
Sizing result

Type TP 50-240/2
 Quantity 1
 Supply 380-415 D V
 Motor 2.2 kW
 Flow 25 m³/h (max. +2 %)
 Head 18 m (max. +3 %)
 Max. velocity 3.54 m/s
 Min.inlet pressure 0.062 bar (95 °C, against atmosphere)
 Power P1 2.03 kW
 Power P2 1.75 kW
 Eta pump 70.2 %
 Eta motor 86.0 %
 Eta pump+motor 60.3 % =Eta pump * Eta motor
 Eta total 57.2 % =Eta relative to the duty point

Energy consumption 2053 kWh/Year
 CO2 emission 1170 kg/Year
 Price On request EUR
 Energy cost 513 EUR /Year
 Price + energy costs On request EUR /1Years



Load profile



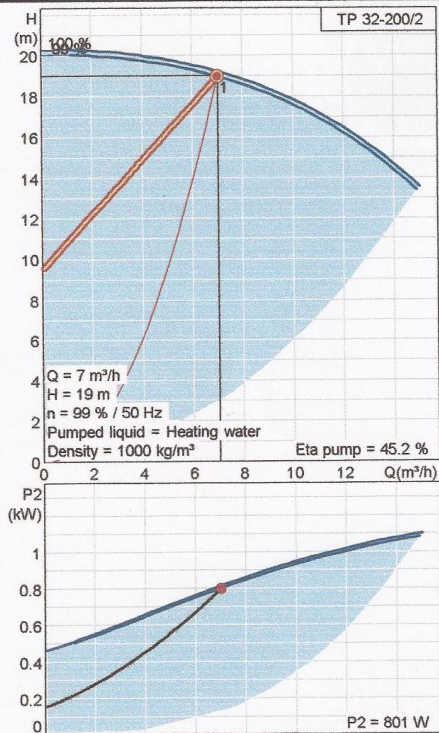
	1	
Flow	100	%
Head	100	%
P1	2.08	kW
Time	960	h/Year
Energy consumption	1992	kWh/Year

Total head 18 m

Dimensioning flow 25 m³/h

7.15 Παράρτημα A15 – Πρόγραμμα αντλίας TP 32-200/2

Description	Value
Product name:	TP 32-200/2 A-F-A BAQE
Product No:	96086661
EAN number:	5700395306071
Price:	On request
Technical:	
Speed for pump data:	2900 rpm
Actual calculated flow:	7 m ³ /h
Resulting head of the pump:	19 m
Head max:	200 dm
Actual impeller diameter:	129 mm
Shaft seal:	BAQE
Curve tolerance:	ISO 9906 Annex A
Pump version:	A
Materials:	
Pump housing:	Cast iron EN-JL1040 ASTM A48-40 B
Impeller:	Cast iron EN-JL1030 ASTM A48-30 B
Material code:	A
Installation:	
Maximum ambient temperature:	60 °C
System pressure:	16 bar
Maximum operating pressure:	16 bar
Min inlet pressure:	-0 bar
Flange standard:	DIN
Connect code:	F
Pipe connection:	DN 32
Pressure stage:	PN 16
Port-to-port length:	340 mm
Flange size for motor:	FF165
Liquid:	
Pumped liquid:	Heating water
Liquid temperature range:	0 .. 120 °C
Electrical data:	
Motor type:	80B
Efficiency class:	1
Number of poles:	2
Rated power - P2:	1.1 kW
Power (P2) required by pump:	1.1 kW
Mains frequency:	50 Hz
Rated voltage:	3 x 220-240 D / 380-415 Y V
Rated current:	4.45 / 2.55 A
Starting current:	640-700 %
Cos phi - power factor:	0,84-0,76
Rated speed:	2820-2860 rpm
Motor efficiency at full load:	82,8 %
Motor efficiency at 3/4 load:	84,5-82,5 %
Motor efficiency at 1/2 load:	84,5-81,0 %
Enclosure class (IEC 34-5):	55
Insulation class (IEC 85):	F
Motor protec:	NONE
Motor No:	87110286
Others:	
Net weight:	43.7 kg
Gross weight:	48.7 kg
Shipping volume:	0.125 m ³

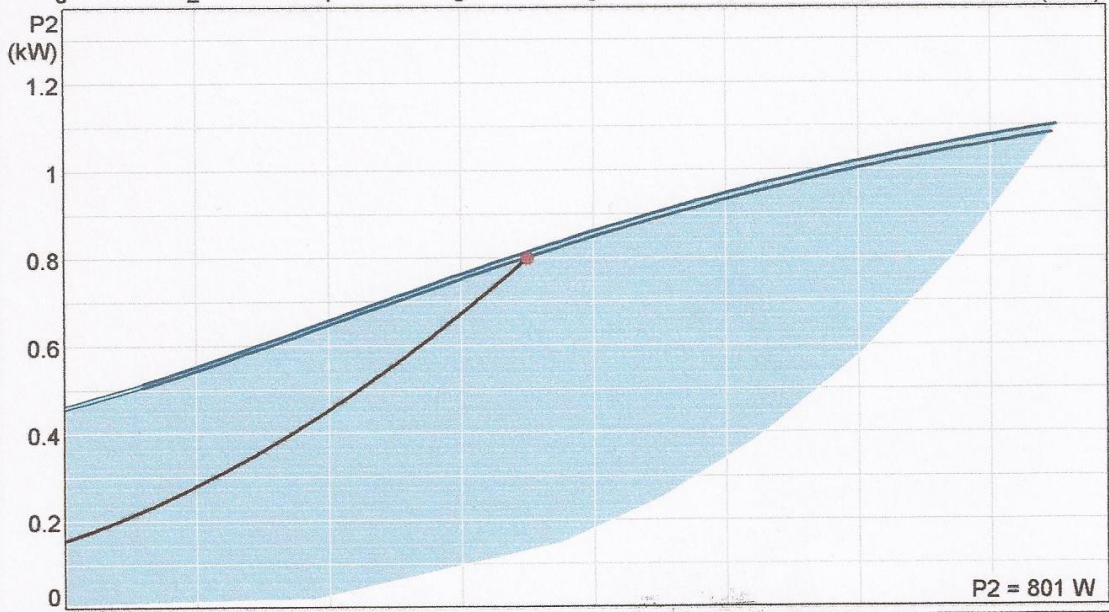
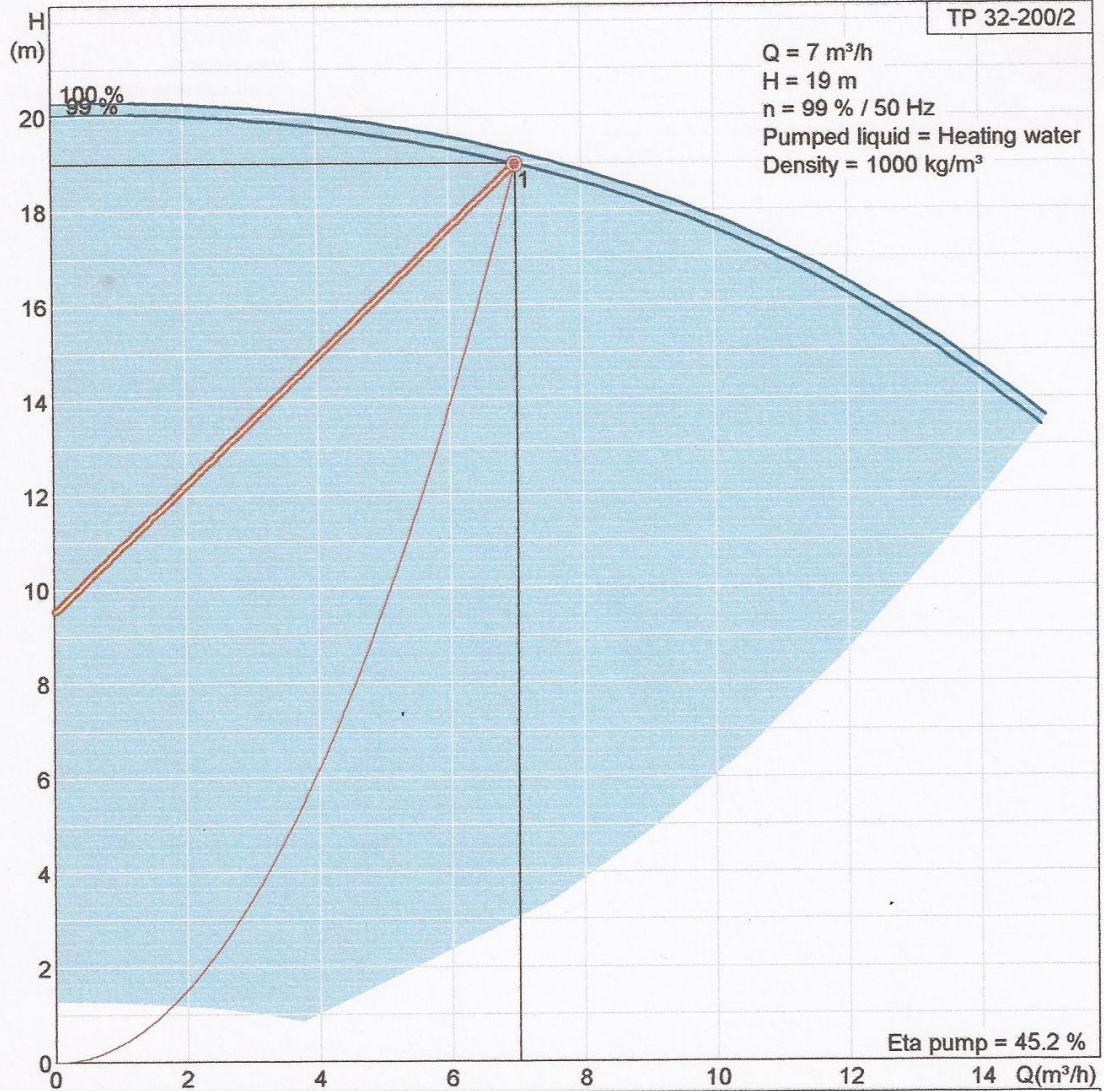


Στο Διάγραμμα 1
παρουσιάζεται η καμπύλη
ροής σε σχέση με την
αντίσταση .

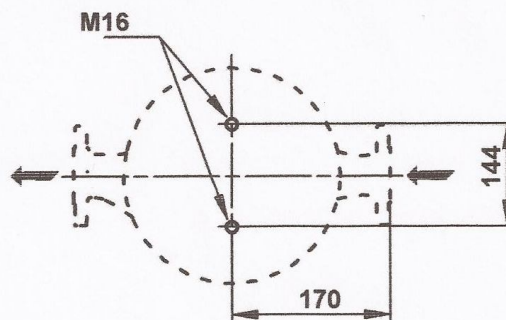
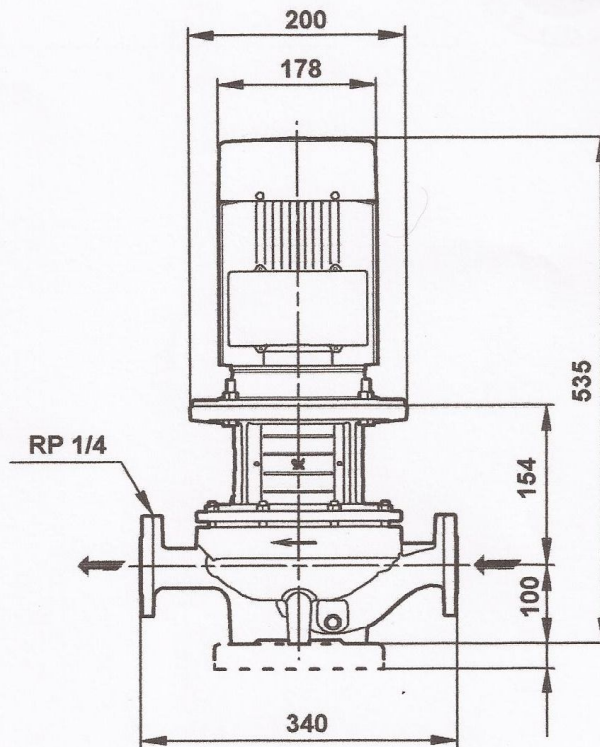
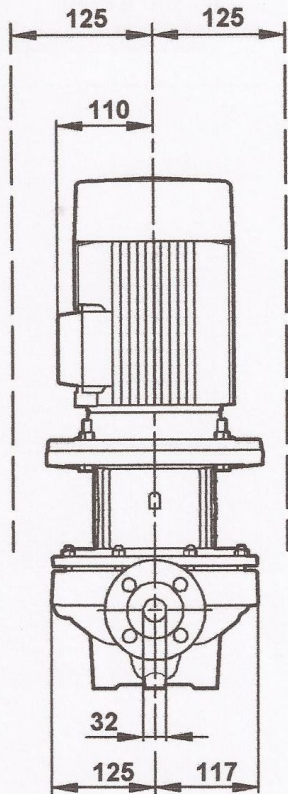
Στο Διάγραμμα 2
παρουσιάζεται η καμπύλη
ισχύος σε σχέση με την ροή.

Η συγκεκριμένη αντλία έχει
ισχύ 801 W σε ροή 7 m³/h
και 19 m αντίσταση.

96086661 TP 32-200/2 50 Hz



96086661 TP 32-200/2 50 Hz



Note! All units are in [mm] unless others are stated.
Disclaimer: This simplified dimensional drawing does not show all details.

96086661 TP 32-200/2 50 Hz

Input

Select Application

Overview mode Heating
No

Select Application Area

Commercial buildings

Select Type of Installation

Main Circulator

Your Requirements

Flow (Q) 7 m³/h
Head (H) 19 m
Max. liquid temperature 95 °C
Max. operation pressure 10 bar
Min. inlet pressure 1.5 bar

Control Mode

Prop. pressure
Allow uncontrolled No
Decrease at low flow 50 %
Enclosure Class IP20

Edit Load Profile

Consumption Q1 7 m³/h
Consumption Q2 0 m³/h
Consumption Q3 0 m³/h
Consumption Q4 0 m³/h
Consumption Q5 0 m³/h
Heating season 120 days
Is pump switched off at night? Yes
Length of reduced night time duty 16 h/d
Load profile Full load
Reduced night-time duty Yes
Time T1 960 h/a
Time T2 0 h/a
Time T3 0 h/a
Time T4 0 h/a
Time T5 0 h/a

Configuration

Single

Pump design

End-suction close coupled No
End-suction long-coupled No
Inline Canned Rotor Yes
Inline Multistage Yes
Inline single stage Yes

Operational Conditions

Ambient temperature 35 °C
Frequency 50 Hz
Phase 3
Starting method 3 Phase Direct on line

Hit list settings

Calculation period 15 years
Energy price 0.25 EUR/kWh
Evaluation criterion Price + energy costs
Increase of energy price 6 %
Max. hits per product group 2
Max. hits total 8

Load Profile

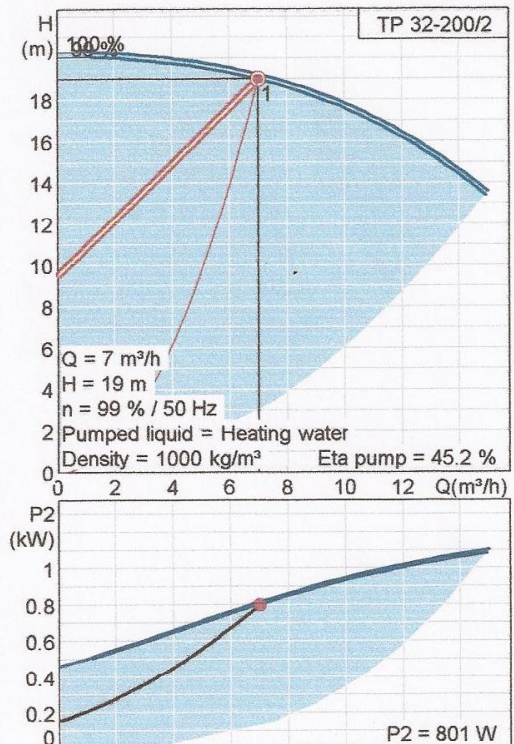
	1		
Flow	100	%	
Head	100	%	
P1	1	kW	
Time	960	h/Year	
Energy consumption	965	kWh/Year	

Sizing result

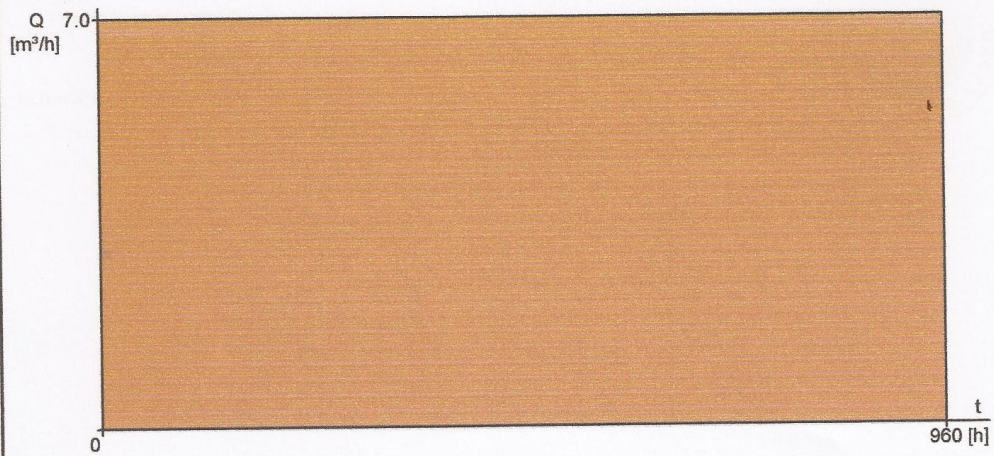
Type TP 32-200/2
Quantity 1
Supply 220-240 D/380-415 Y V
Motor 1.1 kW
Flow 7 m³/h (max. +1 %)
Head 19 m (max. +1 %)
Max. velocity 2.42 m/s
Min.inlet pressure -0 bar (95 °C, against atmosphere)
Power P1 0.948 kW
Power P2 0.801 kW
Eta pump 45.2 %
Eta motor 84.5 %
Eta pump+motor 38.2 % =Eta pump * Eta motor
Eta total 36.0 % =Eta relative to the duty point

Energy consumption 965 kWh/Year
CO2 emission 550 kg/Year
Price On request EUR
Energy cost 241 EUR /Year
Price + energy costs On request EUR /15Years

Controller is not included and must be appended to meet the required input.



Load profile



	1	
Flow	100	%
Head	100	%
P1	1	kW
Time	960	h/Year
Energy consumption	965	kWh/Year

Total head **19 m**

Dimensioning flow **7 m³/h**
