



ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ

**ΤΕΧΝΟΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΕΤΑΞΥ ΤΑΧΥΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΩΝ ΑΕΡΙΟΥ
ΚΑΙ ΑΛΛΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΖΕΣΤΟΥ ΝΕΡΟΥ ΧΡΗΣΗΣ
ΓΙΑ ΕΠΑΓΓΕΛΜΑΤΙΚΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Φοιτητής:

COSSIO CLAUDIO

Επιβλέπων καθηγητής:

ΒΑΣΙΛΗΣ ΜΟΥΣΤΑΚΗΣ

ΧΑΝΙΑ 2018

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στο πλαίσιο της απόκτησης του διπλώματος μηχανικού παραγωγής και διοίκησης. Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή Δρ. Βασίλη Μουστάκη για τη δυνατότητα που μου έδωσε να εκπονήσω τη διπλωματική εργασία του ενδιαφέροντός μου καθώς και για την αμέριστη στήριξή του καθ' όλη τη διάρκειά της. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τον πατέρα μου Ολβίνο Κόσσιο και τον Θεόδωρο Κρητικό για την πολύτιμη βοήθειά τους και την καθοδήγηση που μου πρόσφεραν καθ' όλη την διάρκεια της εργασίας.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα εργασία έχει ως στόχο την σύγκριση των διαφόρων μέσων αποθήκευσης και παραγωγής Ζεστού Νερού Χρήσης (Z.N.X) σε επαγγελματικές εφαρμογές. Επιλέγεται η επαγγελματική εφαρμογή σε ξενοδοχεία πολυτελείας θερινής λειτουργίας (Απρίλιος- Οκτώβριος) και ιδίως η αντιμετώπιση συνθηκών αιχμής που συνήθως παρουσιάζονται σε αυτή την εφαρμογή.

Αρχικά γίνεται μια σύντομη παρουσίαση των κύριων μέσων (πηγών ενέργειας και τεχνολογιών) που χρησιμοποιούνται για την παραγωγή Z.N.X, τα οποία είναι οι ηλιακοί συλλέκτες, ο καυστήρας πετρελαίου και αερίου-υγραερίου, οι αντλίες θερμότητας, οι λέβητες συμπύκνωσης και οι ταχυθερμοσίφωνες αερίου-υγραερίου.

Στη συνέχεια καθορίζονται τα χαρακτηριστικά του ξενοδοχείου για το οποίο θα γίνει η μελέτη και υπολογίζονται οι απαιτήσεις που έχει σε Z.N.X κατά την αιχμή. Στους υπολογισμούς συμπεριλαμβάνεται και η ροή ταυτοχρονισμού, που εμμέσως λαμβάνουν υπόψη οι συνήθεις λύσεις με συσσωρευτές, αλλά είναι σημαντική και για τα συστήματα στιγμιαίας παραγωγής Z.N.X.

Στα ξενοδοχεία χρησιμοποιούνται συνήθως δύο ή και τρία συστήματα για την αποθήκευση και παραγωγή του Z.N.X και το ένα από αυτά είναι πάντα το ηλιακό σύστημα, αφού πλέον υπάρχει και νόμος που απαιτεί την τοποθέτησή του και ελάχιστο ποσοστό κάλυψης των συνολικών ενεργειακών απαιτήσεων.

Στην παρούσα εργασία το ηλιακό σύστημα είναι κοινό σε όλες τις περιπτώσεις και σχεδιάζεται ανεξάρτητα από τη ζήτηση αιχμής προκειμένου να καλύπτει το 60% τουλάχιστον του ετήσιου φορτίου (ενεργειακών απαιτήσεων) που απαιτείται σε Z.N.X.

Ο σχεδιασμός και η τεchnοοικονομική σύγκριση αφορά τα άλλα συμπληρωματικά συστήματα που υποβοηθούν το ηλιακό σύστημα κατά την περίοδο της αιχμής, αλλά και στις περιπτώσεις που το ηλιακό σύστημα δεν είναι σε θέση να ανταποκριθεί στην κάλυψη των απαιτήσεων της αιχμής (π.χ. συννεφιά). Τα συμπληρωματικά συστήματα διαστασιολογούνται και υπολογίζεται το κόστος προμήθειας εξοπλισμού, καθώς και το κόστος κατανάλωσης σε βασικά σενάρια λειτουργίας.

Περιγράφονται και χρησιμοποιούνται απλοποιημένα μαθηματικά μοντέλα λειτουργίας των ηλιακών συσσωρευτών και των συμπληρωματικών συστημάτων, προκειμένου να μελετηθεί η συμπεριφορά τους και να εξαχθούν συμπεράσματα για τις σχετικές συνεισφορές του ηλιακού συστήματος και των συμπληρωματικών συστημάτων για την κάλυψη της ζήτησης και του φορτίου αιχμής, αλλά και για την σχετική ευελιξία που διαθέτουν, καθώς υπόκεινται σε διαφορετικούς τεχνολογικούς περιορισμούς.

Στην κοινή βάση λειτουργίας που προδιαγράφεται στην εργασία συγκρίνονται τεchnοοικονομικά τρεις συνδυασμοί λειτουργίας του ηλιακού συστήματος με συμπληρωματικό σύστημα κατά τη διάρκεια της αιχμής. Ο πρώτος συνδυασμός είναι το ηλιακό σύστημα με συσσωρευτή- λέβητα-καυστήρα πετρελαίου ή υγραερίου, ο δεύτερος συνδυασμός είναι το ηλιακό σύστημα με συσσωρευτή που χρησιμοποιεί ως πηγές αντλίες θερμότητας και λέβητα-καυστήρα πετρελαίου ή υγραερίου και τέλος είναι το ηλιακό σύστημα σε συνδυασμένη λειτουργία με ταχυθερμοσίφωνες στιγμιαίας παραγωγής Z.N.X.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ	I
ΠΕΡΙΛΗΨΗ	II
ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ	III
ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ	VI
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΕΙΚΟΝΩΝ.....	VIII
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ.....	IX
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ	X
1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
1.1 ΖΕΣΤΟ ΝΕΡΟ ΧΡΗΣΗΣ (ΖΝΧ).....	1
1.2 ΣΚΟΠΟΣ & ΑΝΤΙΚΕΙΜΕΝΟ	1
1.3 ΔΟΜΗ ΚΑΙ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	2
2 ΣΥΝΤΟΜΗ ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΠΗΓΩΝ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΚΑΙ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΩΝ ΠΟΥ ΘΑ ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΗΘΟΥΝ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΖΝΧ	3
2.1 ΗΛΙΑΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ	3
2.1.1 Ηλιακοί συλλέκτες κλειστού κυκλώματος	4
2.1.2 Ηλιακοί συλλέκτες με σωλήνες κενού	5
2.1.3 Ρυθμίσεις τοποθέτησης και εγκατάστασης ηλιακών συλλεκτών	6
2.1.4 Βασικές αρχές για την διαστασιολόγηση των ηλιακών εγκαταστάσεων.....	9
2.1.5 Κυκλοφορία αντιψυκτικού υγρού.....	10
2.2 ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	12
2.2.1 Ψυκτικός και θερμαντικός κύκλος της αντλίας θερμότητας - Βασικά στοιχεία εξοπλισμού (λειτουργία αντλίας θερμότητας).....	13
2.2.2 Αντλίες θερμότητας αέρα/ νερού.....	14
2.2.3 Συντελεστής συμπεριφοράς (απόδοσης) αντλιών θερμότητας.....	15
2.3 ΚΑΥΣΤΗΡΕΣ.....	16
2.3.1 Λειτουργία καυστήρα	17
2.4 ΛΕΒΗΤΕΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ ΑΕΡΙΟΥ/ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ	18
2.4.1 Λειτουργία λέβητα συμπύκνωσης	18
2.5 ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΛΕΒΗΤΩΝ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ / ΤΑΧΥΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΩΝ	19
2.6 ΤΑΧΥΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΕΣ.....	20
2.6.1 Λειτουργία ταχυθερμοσίφωνα.....	21
2.6.2 Ταχυθερμοσίφωνες συμπύκνωσης.....	22
2.7 ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΕΣ.....	23
2.7.1 Συσσωρευτής με μανδύα ή TANK IN TANK	24
2.7.2 Συσσωρευτής με εναλλάκτες θερμότητας (σερπαντίνα).....	24
2.7.3 Απλός συσσωρευτής ή buffer.....	25
3 ΟΡΙΣΜΟΣ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΟΣ – ΦΑΣΕΙΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ - ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ	26
3.1 ΟΡΙΣΜΟΣ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΟΣ.....	26
3.1.1 Νομοθεσία για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης	26
3.1.2 Παραδοχές και Αποφάσεις Σχεδιασμού	27
3.1.3 Θερμική ροή του υγρού που χρησιμοποιείται για την θέρμανση του νερού στο συσσωρευτή.....	29
3.1.4 Νόσος των Λεγεωνάριων	29
3.2 ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΚΑΙ ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ.....	29
3.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΑΠΑΙΤΗΣΕΩΝ ΚΑΙ ΦΟΡΤΙΟΥ ΑΙΧΜΗΣ	32
3.3.1 Γενική σχέση υπολογισμού ενεργειακών απαιτήσεων.....	32
3.3.2 Ταυτοχρονισμός	33
3.3.3 Υπολογισμός ζήτησης αιχμής και ζήτηση αιχμής σχεδιασμού	35
3.4 ΓΕΝΙΚΗ ΔΙΑΤΑΞΗ ΚΑΙ ΦΑΣΕΙΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ	37

3.5	ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ	41
4	ΜΑΘΗΜΑΤΙΚΑ ΜΟΝΤΕΛΑ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	42
4.1	ΣΚΟΠΟΣ	42
4.2	ΓΕΝΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	43
4.3	ΓΕΝΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΛΗΡΟΥΣ ΑΝΑΜΙΞΗΣ	44
4.4	ΜΟΝΤΕΛΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΛΗΡΟΥΣ ΑΝΑΜΙΞΗΣ ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΗ ΡΟΗ ΕΙΣΟΔΟΥ-ΕΞΟΔΟΥ.....	45
4.5	ΜΟΝΤΕΛΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΛΗΡΟΥΣ ΑΝΑΜΙΞΗΣ ΜΕ ΣΥΝΕΧΩΣ ΜΕΤΑΒΑΛΛΟΜΕΝΗ ΡΟΗ ΕΙΣΟΔΟΥ-ΕΞΟΔΟΥ	47
4.6	ΜΟΝΤΕΛΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΛΗΡΟΥΣ ΑΝΑΜΙΞΗΣ ΜΕ ΕΣΩΤΕΡΙΚΟ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	48
5	ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΤΟ ΞΕΝΟΔΟΧΕΙΟ	52
5.1	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΗΝΙΑΙΟΥ ΦΟΡΤΙΟΥ	52
5.2	ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΗΣ ΜΕΘΟΔΟΥ ΤΩΝ ΚΑΜΠΥΛΩΝ F	55
5.3	ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ ΒΑΣΙΚΟΥ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΥ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ	55
6	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΣΥΜΠΛΗΡΩΜΑΤΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ/ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ ΖΝΧ ΣΕ ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΜΕ ΗΛΙΑΚΟΥΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΕΣ	56
6.1	ΦΑΣΗ Α ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ – ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗΣ ΜΟΝΟ	57
6.2	ΦΑΣΗ Β – ΕΛΑΧΙΣΤΕΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΕΣ ΑΠΑΙΤΗΣΕΙΣ	60
6.3	ΦΑΣΗ Β - ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΣΥΜΠΛΗΡΩΜΑΤΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΩΝ	65
6.3.1	Γενική μέθοδος διαστασιολόγησης συσσωρευτών και πηγών.....	65
6.3.2	Διαστασιολόγηση συμπληρωματικού συστήματος συσσωρευτών για συνδυασμένη λειτουργία με το ηλιακό σύστημα	68
6.3.3	Εναλλακτικές πηγές ενέργειας του συμπληρωματικού συστήματος με συσσωρευτή	70
6.3.4	Προσομοίωση λειτουργίας της Φάσης Β με συσσωρευτές	70
6.4	ΦΑΣΗ Β – ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΚΑΙ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΛΗΡΩΜΑΤΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕ ΤΑΧΥΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΕΣ	79
6.4.1	Διαστασιολόγηση	79
6.4.2	Προσομοίωση λειτουργίας.....	79
6.5	ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΠΗΓΩΝ ΠΡΩΤΟΓΕΝΟΥΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΚΑΙ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	85
6.5.1	Βαθμοί απόδοσης πηγών πρωτογενούς ενέργειας	85
6.5.2	Χειρισμός απωλειών και επί μέρους βαθμών απόδοσης εξοπλισμού	86
6.5.3	Διαστασιολόγηση Εναλλακτών Θερμότητας Ενσωματωμένων στους Συσσωρευτές	86
6.6	ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ ΒΑΣΙΚΟΥ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΥ ΣΥΜΠΛΗΡΩΜΑΤΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ	90
6.7	ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΤΕΧΝΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ	91
7	ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ	93
7.1	ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΓΙΑ ΤΟΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟ ΦΟΡΤΙΩΝ ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΣΗΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΩΝ	93
7.2	ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ ΚΑΙ ΤΙΜΕΣ ΠΡΩΤΟΓΕΝΩΝ ΠΗΓΩΝ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ	93
7.3	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΟΛΙΚΟΥ ΚΟΣΤΟΥΣ ΜΕ ΚΑΥΣΤΗΡΑ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ - ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ	95
7.3.1	Κόστος προμήθειας εξοπλισμού	96
7.3.2	Κόστος κατανάλωσης	97
7.4	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΟΛΙΚΟΥ ΚΟΣΤΟΥΣ ΜΕ ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΚΑΥΣΤΗΡΑ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ - ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ.....	98
7.4.1	Κόστος προμήθειας εξοπλισμού	99
7.4.2	Κόστος κατανάλωσης	100
7.5	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΟΛΙΚΟΥ ΚΟΣΤΟΥΣ ΜΕ ΤΑΧΥΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΕΣ	101
7.5.1	Κόστος προμήθειας εξοπλισμού	101
7.5.2	Κόστος κατανάλωσης	102
7.6	ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ	103
7.7	ΠΛΗΡΗΣ ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ	104
8	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	106
9	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	108

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΜΕΤΑΤΡΟΠΗΣ ΜΟΝΑΔΩΝ	110
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΕΝΑΡΙΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ.....	111
B.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΕΝΑΡΙΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 1: ΜΕ 10ΛΕΠΤΗ ΑΙΧΜΗ	111
B.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΕΝΑΡΙΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 2: ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΗ ΖΗΤΗΣΗ	113
B.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΕΝΑΡΙΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 3: ΜΕ 10ΛΕΠΤΗ ΑΙΧΜΗ – ΑΠΛΟΠΟΙΗΜΕΝΗ ΔΙΑΣΤΡΩΜΑΤΩΜΕΝΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ	115
B.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΕΝΑΡΙΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 4: ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΗ ΖΗΤΗΣΗ – ΑΠΛΟΠΟΙΗΜΕΝΗ ΔΙΑΣΤΡΩΜΑΤΩΜΕΝΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ	117
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ: ΤΕΧΝΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΚΑΙ ΦΥΛΛΑΔΙΑ ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΩΝ	119
Γ.1 ΗΛΙΑΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ	119
Γ.2 BOILERS ΛΕΒΗΤΟΣΤΑΣΙΟΥ	121
Γ.3 ΚΑΥΣΤΗΡΕΣ.....	125
Γ.4 ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	126
Γ.5 ΤΑΧΥΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΕΣ	128

ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ

Περιλαμβάνει τα σύμβολα που χρησιμοποιούνται συχνά στην εργασία, τον ορισμό τους και τις μονάδες μέτρησής τους. Άλλη ειδικότερη ονοματολογία ορίζεται στα σημεία που εμφανίζεται μέσα στην εργασία.

T_f	Θερμοκρασία κρύου νερού δικτύου	°C
T_u	Θερμοκρασία Ζ.Ν.Χ.	°C
A_c	Επιφάνεια Ηλιακών Συλλεκτών	m ²
V_s	Όγκος Ηλιακού Συσσωρευτή	lt
T_s	Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή	°C
T_s^t	Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή τη χρονική στιγμή t	°C
V_a	Όγκος Συσσωρευτή Συμπληρωματικού Συστήματος	lt
T_a	Θερμοκρασία Συσσωρευτή Συμπληρωματικού Συστήματος	°C
T_a^t	Θερμοκρασία Συσσωρευτή Συμπληρωματικού Συστήματος τη χρονική στιγμή t	°C
Q	Θερμικό φορτίο (Ενέργεια, Ενεργειακή Απαίτηση, Αποθηκευμένη Ενέργεια, Αποδιδόμενη Ενέργεια)	kcal
q	Θερμική Ισχύς (Ρυθμός ροής θερμότητας)	Kcal/min kcal/hr, kW
q_{ss}	Θερμική ισχύς ηλιακής πηγής που αποδίδεται στον ηλιακό συσσωρευτή μέσω εναλλάκτη (ωφέλιμη)	
q_a	Θερμική ισχύς βοηθητικής πηγής που αποδίδεται στον ηλιακό συσσωρευτή μέσω εναλλάκτη (ωφέλιμη)	
q_a	Θερμική ισχύς πηγής του συμπληρωματικού συστήματος που αποδίδεται στο νερό μέσω εναλλάκτη (ωφέλιμη)	
V_{tp}	Συνολική Ζήτηση Ζ.Ν.Χ. εντός μιας χρονικής περιόδου tp	lt
V_{tp}^T	Συνολική Ποσότητα Ζ.Ν. θερμοκρασίας T που απαιτείται εντός μιας χρονικής περιόδου tp για την κάλυψη της ζήτησης	lt
D	Ρυθμός Ζήτησης Ζ.Ν.Χ. και ρυθμός εισόδου κρύου νερού στα συστήματα από το δίκτυο (μόνιμη κατάσταση)	lt/min

F, F^T	Ρυθμός ροής ζεστού νερού που απαιτείται από τους συσσωρευτές και γενικά τα συστήματα παραγωγής Ζ.Ν.Χ. σε θερμοκρασία T υψηλότερη της θερμοκρασίας χρήσης για την κάλυψη της ζήτησης και τροφοδοτεί την τελική βάνα ανάμιξης με κρύο νερό	lt/min
$D - F$	Ρυθμός ροής κρύου νερού στην τελική βάνα ανάμιξης	lt/min
A	Επιφάνεια Εναλλάκτη	m ²
U	Συνολικός Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας Εναλλάκτη	W/(m ² K)
m_c	Ρυθμός ροής μάζας θερμικού υγρού σε εναλλάκτη	kg/s
f_i	Εγκατεστημένη ροή κατά την διάρκεια του ταυτοχρονισμού της αιχμής	lt/s
f_{min}	Ελάχιστη εγκατεστημένη ροή f_{min}	lt/s
f_c	Η λογικά απαιτούμενη ροή της εγκατάστασης κατά τη διάρκεια του ταυτοχρονισμού (υπολογιζόμενη)	lt/s
t	Χρόνος	min
ρ	Πυκνότητα	kg/lt
C_p	Ειδική Θερμότητα	kcal/(kg °C)
T_s^0	Αρχική Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή κατά την έναρξη της αιχμής	°C
T_a^0	Αρχική Θερμοκρασία Συσσωρευτών Συμπληρωματικού Συστήματος κατά την έναρξη της αιχμής	°C
$T_{a^{sp}}$	Set Point ταχυθερμοσιφώνων κατά τη λειτουργία τους	°C
T_{sp}	Set point απευθείας κάλυψης της ζήτησης από τον ηλιακό συσσωρευτή	°C
$T_{μέση}$	Η μέση θερμοκρασία ενός συσσωρευτή κατά τη χρονική διάρκεια λειτουργίας του ή κατά χρονικό βήμα Δt αριθμητικής προσομοίωσης της λειτουργίας του	°C
ΔT_a	Η απαιτούμενη ανύψωση θερμοκρασίας του νερού που εισέρχεται σε συσσωρευτή στη θερμοκρασία αποθήκευσης	°C
	$\Delta T_a = T_a^0 - T_f$ όταν στο συσσωρευτή εισέρχεται κρύο νερό του δικτύου	
	$\Delta T_a = T_a^0 - T_{μέση}$ όταν στο συσσωρευτή εισέρχεται νερό μέσης θερμοκρασίας $T_{μέση}$	

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 2.1 Ηλιακός συλλέκτης	3
Εικόνα 2.2 Ευρωπαϊκός χάρτης κατανομής της ηλιακής ακτινοβολίας.....	4
Εικόνα 2.3 Ηλιακός συλλέκτης κλειστού κυκλώματος.....	5
Εικόνα 2.4 Ηλιακός συλλέκτης με σωλήνα κενού	6
Εικόνα 2.5 Η σκιά του ενός συλλέκτη καλύπτει τον άλλο.....	7
Εικόνα 2.6 Ελάχιστη απόσταση μεταξύ των ηλιακών συλλεκτών.....	7
Εικόνα 2.7 Γωνία προσανατολισμού.....	8
Εικόνα 2.8 Γωνία κλίσης των ηλιακών συλλεκτών	8
Εικόνα 2.9 Εξαναγκασμένη κυκλοφορία αντιψυκτικού υγρού.....	11
Εικόνα 2.10 Αντλία θερμότητας	12
Εικόνα 2.11 Θεωρητικός ψυκτικός κύκλος.....	13
Εικόνα 2.12 Αντλία θερμότητας αέρα - νερού.....	14
Εικόνα 2.13 Ροή ενέργειας αντλίας θερμότητας σε λειτουργία θέρμανσης.....	15
Εικόνα 2.14 Καυστήρας με λέβητα.....	16
Εικόνα 2.15 Επίτοιχος λέβητας συμπίκνωσης	18
Εικόνα 2.16 Ενεργειακό διάγραμμα λέβητα συμπίκνωσης.....	19
Εικόνα 2.17 Ταχυθερμοσίφωνες εσωτερικού και εξωτερικού χώρου.....	20
Εικόνα 2.18 Εσωτερικό ταχυθερμοσίφωνα.....	21
Εικόνα 2.19 Ταχυθερμοσίφωνες συμπίκνωσης	22
Εικόνα 2.20 Συσσωρευτής	23
Εικόνα 2.21 Συσσωρευτής TANK IN TANK.....	24
Εικόνα 2.22 Συσσωρευτές (boilers) με μία ή δύο σερπαντίνες (εναλλάκτες).....	25
Εικόνα 2.23 Απλός συσσωρευτής	25
Εικόνα 7.1 Υπόδειγμα Εγκατάστασης Συστήματος παραγωγής Ζ.Ν.Χ με ηλιακούς συλλέκτες και καυστήρα πετρελαίου - υγραερίου	95
Εικόνα 7.2 Υπόδειγμα Εγκατάστασης Συστήματος Παραγωγής Ζ.Ν.Χ με ηλιακούς συλλέκτες, αντλίες θερμότητας και καυστήρα πετρελαίου - υγραερίου	98
Εικόνα 7.3 Υπόδειγμα Εγκατάστασης Συστήματος Παραγωγής Ζ.Ν.Χ με ηλιακούς συλλέκτες και ταχυθερμοσίφωνες	101

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

Σχήμα 3.1 Γενική διάταξη λειτουργίας συστημάτων παραγωγής ZNX κατά τη διάρκεια της αιχμής	37
Σχήμα 3.2 Γενική Διάταξη Λειτουργίας της Φάσης Α – Ηλιακός Συσσωρευτής Μόνο.....	38
Σχήμα 3.3 Γενική Διάταξη Λειτουργίας της Φάσης Β – Συμπληρωματικό Σύστημα σε συνδυασμό με τον ηλιακό συσσωρευτή	39
Σχήμα 3.4 Γενική Διάταξη Λειτουργίας της Φάσης Β – Συμπληρωματικό Σύστημα με Συσσωρευτές	39
Σχήμα 3.5 Γενική Διάταξη Λειτουργίας της Φάσης Β με τις ελάχιστες ενεργειακές απαιτήσεις.....	40
Σχήμα 4.1 Συσσωρευτής θερμότητας.....	43
Σχήμα 4.2 Συσσωρευτής πλήρους ανάμιξης	44
Σχήμα 4.3 Φάση λειτουργίας Α – Ηλιακός Συσσωρευτής Μόνο.....	48
Σχήμα 4.4 Συσσωρευτής πλήρους ανάμιξης με εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας.....	49
Σχήμα 5.1 Ποσοστό ετήσιου φορτίου που καλύπτεται από ηλιακή ενέργεια σε συνάρτηση με την επιφάνεια των συλλεκτών	52
Σχήμα 5.2 Συνολικό Κόστος Ηλιακού Συστήματος σε συνάρτηση με το ποσοστό ετήσιας κάλυψης για $M=60$	53
Σχήμα 5.3 Ποσοστό ετήσιου φορτίου που καλύπτεται από την ηλιακή ενέργεια σε συνάρτηση με την επιφάνεια των συλλεκτών για διαφορετικές χωρητικότητες αποθήκης.....	54
Σχήμα 6.1 Διάταξη Α Φάσης λειτουργίας-Ηλιακός Συσσωρευτής Μόνο	57
Σχήμα 6.2 Διάταξη Β Φάσης λειτουργίας ελάχιστων ενεργειακών απαιτήσεων	61
Σχήμα 6.3 Φάση Β Ελάχιστων Ενεργειακών Απαιτήσεων: Θερμοκρασία ηλιακού συσσωρευτή σε συνάρτηση με το χρόνο	63
Σχήμα 6.4 Φάση Β Ελάχιστων Ενεργειακών Απαιτήσεων: Στιγμαία ενεργειακή απαίτηση σε συνάρτηση με το χρόνο.....	64
Σχήμα 6.5 Φάση Β Ελάχιστων Ενεργειακών Απαιτήσεων: Σωρευτική ενεργειακή απαίτηση σε συνάρτηση με το χρόνο	64
Σχήμα 6.6 Διάταξη Λειτουργίας της Φάσης Β με συμπληρωματικό σύστημα συσσωρευτών	65
Σχήμα 6.7 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 1 με 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού – ροή F συσσωρευτών και ζήτηση D	75
Σχήμα 6.8 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 1 με 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού – θερμοκρασίες ηλιακού συσσωρευτή και συσσωρευτή συμπληρωματικού συστήματος.....	75
Σχήμα 6.9 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 2 με σταθερή ζήτηση – ροή F συσσωρευτών και ζήτηση D	76
Σχήμα 6.10 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 2 με σταθερή ζήτηση – θερμοκρασίες ηλιακού συσσωρευτή και συσσωρευτή συμπληρωματικού συστήματος.....	76
Σχήμα 6.11 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 3 με 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού και απλοποιημένη προσομοίωση διαστρωματωμένης άντλησης - ροή F συσσωρευτών και ζήτηση D	77
Σχήμα 6.12 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 3 με 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού και απλοποιημένη προσομοίωση διαστρωματωμένης άντλησης - θερμοκρασίες ηλιακού συσσωρευτή και συσσωρευτή συμπληρωματικού συστήματος.....	77
Σχήμα 6.13 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 4. Σταθερή ζήτηση και απλοποιημένη προσομοίωση διαστρωματωμένης άντλησης - ροή F συσσωρευτών και ζήτηση D	78
Σχήμα 6.14 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 4. Σταθερή ζήτηση και απλοποιημένη προσομοίωση διαστρωματωμένης άντλησης - θερμοκρασίες ηλιακού συσσωρευτή και συσσωρευτή συμπληρωματικού συστήματος	78
Σχήμα 6.15 Ταχυθερμοσίφωνες: Σενάριο Λειτουργίας 1. 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού. Διαφορά θερμοκρασίας set point ταχυθερμοσίφωνα και θερμοκρασίας ηλιακού σε συνάρτηση με το χρόνο.....	83
Σχήμα 6.16 Ταχυθερμοσίφωνες: Σενάριο 1. 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού. Ισχύς ταχυθερμοσίφωνα σε συνάρτηση με το χρόνο	83
Σχήμα 6.17 Σενάριο λειτουργίας 2. Σταθερή ζήτηση. Διαφορά θερμοκρασίας set point ταχυθερμοσίφωνα και θερμοκρασίας ηλιακού σε συνάρτηση με το χρόνο	84
Σχήμα 6.18 Ταχυθερμοσίφωνες: Σενάριο λειτουργίας 2. Σταθερή ζήτηση. Ισχύς ταχυθερμοσίφωνα σε συνάρτηση με το χρόνο	84

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 3-1 Μέση μηνιαία θερμοκρασία νερού δικτύου στην κλιματική ζώνη Α.....	28
Πίνακας 3-2 Ελάχιστη ροή.....	34
Πίνακας 3-3 Συντελεστές Σχέσης Υπολογισμού Ταυτόχρονης Ροής για Ξενοδοχεία.....	34
Πίνακας 3-4 Υπολογισμός συνολικής στιγμιαίας εγκατεστημένης ροής ZNX.....	35
Πίνακας 3-5 Υπολογιζόμενη Στιγμιαία Ταυτόχρονη Ροή.....	35
Πίνακας 3-6 Ονομαστική Διάμετρος κεντρικού σωλήνα ZNX.....	35
Πίνακας 3-7 Υπολογισμός ζήτησης αιχμής.....	36
Πίνακας 3-8 Ζήτηση Αιχμής για το Σχεδιασμό	36
Πίνακας 3-9 Θερμικό Φορτίο Αιχμής	36
Πίνακας 5-1 Υπολογισμός μηνιαίου φορτίου παραγωγής ζεστού νερού χρήσης θερμοκρασίας $T_u = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ και απωλειών δικτύου διανομής.....	54
Πίνακας 5-2 Μέσοι συντελεστές R για την κλιματική ζώνη Α.....	57
Πίνακας 5-3 Μέσες τιμές (τα)/(τα) _n για 1 τζάμι	58
Πίνακας 5-4 Υπολογισμοί της μεθόδου καμπυλών f.....	60
Πίνακας 5-5 Πίνακας ετήσιας κάλυψης f για εμβαδόν συλλεκτών 200 m ²	50
Πίνακας 5-6 Πίνακας ετήσιας κάλυψης f για εμβαδόν συλλεκτών 250 m ²	51
Πίνακας 5-7 Πίνακας σχέσης επιφάνειας συλλεκτών - ετήσιας κάλυψης f - όγκου συσσωρευτών για M=60.....	52
Πίνακας 5-8 Πίνακας κάλυψης f για διάφορα εμβαδά συλλεκτών και συντελεστή M.....	54
Πίνακας 5-9 Προδιαγραφές βασικού εξοπλισμού ηλιακού συστήματος	55
Πίνακας 6-1 Ζήτηση ZNX και ενεργειακές απαιτήσεις (ημερήσιες και αιχμής).....	56
Πίνακας 6-2 Φάση Α – Κάλυψη Ζήτησης και Φορτίου Αιχμής	58
Πίνακας 6-3 Απαιτήσεις και Διάρκεια Φάσης Β.....	60
Πίνακας 6-4 Αποτελέσματα Φάσης Β – Ελάχιστες Ενεργειακές Απαιτήσεις	62
Πίνακας 6-5 Απαιτήσεις ZNX για Motels και Ξενοδοχεία για 2 hr διάρκεια αιχμής και ανύψωση από τους 60 °F - 102,5 °F και Ελάχιστος Όγκος Συσσωρευτή	67
Πίνακας 6-6 Διαστασιολόγηση συμπληρωματικού συστήματος για πλήρη κάλυψη του φορτίου αιχμής για διάφορα μεγέθη συσσωρευτών	68
Πίνακας 6-7 Διαστασιολόγηση συμπληρωματικού συστήματος με συσσωρευτές σε συνδυασμό με ηλιακό σύστημα.....	69
Πίνακας 6-8 Αποτελέσματα σεναρίων λειτουργίας της Φάσης Β με συσσωρευτές	73
Πίνακας 6-9 Σενάριο λειτουργίας 1 ταχυθερμοσιφώνων – Αποτελέσματα Υπολογισμών.....	80
Πίνακας 6-10 Σενάριο λειτουργίας 2 ταχυθερμοσιφώνων – Αποτελέσματα Υπολογισμών.....	81
Πίνακας 6-11 Υπολογισμοί για την αξιολόγηση της Επάρκειας Τυποποιημένων Εναλλακτών Ενσωματωμένων στους Συσσωρευτές των 3.000 lt κατά τη φάση αιχμής	88
Πίνακας 6-12 Υπολογισμοί για την αξιολόγηση της Επάρκειας Τυποποιημένων Εναλλακτών Ενσωματωμένων στους Συσσωρευτές των 3.000 lt και 5.000 lt κατά τη φάση προθέρμανσης	89
Πίνακας 6-13 Προδιαγραφές βασικού εξοπλισμού συμπληρωματικών συστημάτων	90
Πίνακας 7-1 Ιδιότητες και τιμές καυσίμων	94
Πίνακας 7-2 Χρεώσεις Ηλεκτρικής Ενέργειας	94
Πίνακας 7-3 Κόστος εξοπλισμού με καυστήρα πετρελαίου/υγραερίου.....	96
Πίνακας 7-4 Κόστος κατανάλωσης με καυστήρα πετρελαίου και υγραερίου	97
Πίνακας 7-5 Κόστος εξοπλισμού για αντλία θερμότητας και καυστήρα πετρελαίου/υγραερίου	99
Πίνακας 7-6 Κόστος κατανάλωσης με αντλία θερμότητας και καυστήρα πετρελαίου - υγραερίου.....	100
Πίνακας 7-7 Κόστος εξοπλισμού για ταχυθερμοσίφωνες.....	101
Πίνακας 7-8 Κόστος κατανάλωσης με ταχυθερμοσίφωνες.....	102
Πίνακας 7-9 Συγκεντρωτικός πίνακας κόστους εξοπλισμού και κόστους κατανάλωσης των λύσεων.....	103

1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 ΖΕΣΤΟ ΝΕΡΟ ΧΡΗΣΗΣ (ZNX)

Το **νερό** είναι το κύριο συστατικό για την ανθρώπινη ζωή. Το **ζεστό νερό** όμως είναι ένα από τα πιο αναγκαία στοιχεία για τον άνθρωπο και τη λειτουργία του πολιτισμού στην καθημερινή ζωή. Από το μαγείρεμα, το πλύσιμο μέχρι τη λειτουργία ολόκληρων βιομηχανιών. Είναι ουσιαστικό λοιπόν να υπάρχουν τρόποι και μέσα, ώστε το κρύο νερό της παροχής από τα δίκτυα να ζεσταθεί για να γίνει ζεστό νερό χρήσης (ZNX).

Οι τρόποι με τους οποίους επιτυγχάνεται η παραγωγή ZNX χωρίζονται σε δύο κλάδους:

- 1) **Με αποθήκευση του ζεστού νερού χρήσης για ώρα ανάγκης αλλά και συνεχή αναπλήρωση κατά το δυνατόν την ώρα που καταναλώνεται**, δηλαδή με τη χρήση συσσωρευτή που μπορεί να είναι συνδεδεμένος με μια ή περισσότερες από τις παρακάτω πηγές ενέργειας:
 - Ηλιακοί συλλέκτες
 - Λέβητες αερίου ή πετρελαίου
 - Αντλίες θερμότητας
 - Ηλεκτρικές αντιστάσεις
- 2) **Με στιγμιαία παραγωγή ZNX**
 - Ταχυθερμοσίφωνες υγραερίου - φυσικού αερίου

1.2 ΣΚΟΠΟΣ & ΑΝΤΙΚΕΙΜΕΝΟ

Η Κρήτη είναι από τα πιο διαδεδомένα τουριστικά μέρη όχι μόνο στην Ελλάδα αλλά σε όλο τον κόσμο. Η σημαντική ανάπτυξη του τουρισμού στην περιοχή έχει ως αποτέλεσμα την ανέγερση πολλών και μεγάλων ξενοδοχειακών μονάδων. Μια από τις σημαντικότερες υπηρεσίες που προσφέρουν τα ξενοδοχεία είναι το ζεστό νερό χρήσης. Άρα ένα μεγάλο ζήτημα που πρέπει να αντιμετωπιστεί σε αυτές τις ξενοδοχειακές μονάδες είναι το κόστος προμήθειας και εγκατάστασης των συστημάτων για την παραγωγή ZNX, η οικονομία στην παραγωγή ZNX αλλά και η διαθεσιμότητά του όταν υπάρχει ανάγκη, ιδίως στις περιόδους αιχμής. Αυτό επιτυγχάνεται με την σωστή επιλογή των συστημάτων παραγωγής ZNX για την κάλυψη των αναγκών του ξενοδοχείου.

Με την παρούσα εργασία επιχειρείται μια πρώτη προσέγγιση των βασικών συστημάτων για τη παραγωγή και κυρίως τη διαθεσιμότητα Z.N.X. σε περιόδους αιχμής λειτουργίας ξενοδοχείου πολυτελείας θερινής λειτουργίας. Υπάρχουν άπειροι συνδυασμοί και λύσεις. Στην εργασία εξετάζονται τρεις διαφορετικοί

συνδυασμοί που έχουν ως κοινό σύστημα τους ηλιακούς συλλέκτες. Τα συστήματα που εξετάζονται συλλειτουργούν με το ηλιακό σύστημα στις περιόδους αιχμής και είναι ο καυστήρας πετρελαίου ή αερίου-υγραερίου, η αντλία θερμότητας και οι ταχυθερμοσίφωνες αερίου-υγραερίου. Τα χαρακτηριστικά των συστημάτων που επιλέχθηκαν είναι υιοθετημένα από τα αντίστοιχα που υπάρχουν στην ελληνική αγορά ώστε η λύση της εργασίας να έχει μια πιο πραγματική υπόσταση.

1.3 ΔΟΜΗ ΚΑΙ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται μία εισαγωγή της εργασίας, αναφέρεται το βασικό πρόβλημα και η εξεταζόμενη λύση του.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται μια σύντομη παρουσίαση των πηγών ενέργειας και των συναφών τεχνολογιών που θα χρησιμοποιηθούν για την παραγωγή/αποθήκευση Ζ.Ν.Χ.

Στο τρίτο κεφάλαιο ορίζεται ποιο είναι το πρόβλημα, υπολογίζεται η ζήτηση και το φορτίο αιχμής για ξενοδοχειακές εφαρμογές που έχουν επιλεγεί ως παράδειγμα επαγγελματικών εφαρμογών, παρουσιάζονται οι γενικές διατάξεις και φάσεις συνδυασμένης λειτουργίας ηλιακού συστήματος με συμπληρωματικά συστήματα κατά την περίοδο αιχμής και συνοψίζεται η γενική μεθοδολογία σχεδιασμού των συστημάτων που θα μελετηθούν και χρησιμοποιηθούν.

Στο τέταρτο κεφάλαιο αναπτύσσονται τα μαθηματικά μοντέλα που θα χρησιμοποιηθούν τόσο για το σχεδιασμό όσο και για την προσομοίωση της λειτουργίας των συστημάτων.

Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται η διαστασιολόγηση του ηλιακού συστήματος και οι προδιαγραφές βασικού εξοπλισμού συλλεκτών, συσσωρευτών και εναλλακτών που θα χρησιμοποιηθούν.

Στο έκτο κεφάλαιο υπολογίζονται οι ενεργειακές απαιτήσεις στις διάφορες φάσεις συνδυασμένης λειτουργίας του ηλιακού συστήματος με τα συμπληρωματικά συστήματα υποβοήθησης κατά την αιχμή, γίνεται η διαστασιολόγηση των συμπληρωματικών συστημάτων και η προσομοίωση διαφόρων σεναρίων λειτουργίας τους, δίνεται η τεχνική σύγκριση μεταξύ τους και προσδιορίζονται οι προδιαγραφές του βασικού εξοπλισμού για κάθε σύστημα.

Στο έβδομο κεφάλαιο γίνεται η υπολογισμός του κόστους προμήθειας εξοπλισμού και του κόστους κατανάλωσης κατά τη λειτουργία αιχμής (με ηλιοφάνεια, με συννεφιά, περιοδικές καταναλώσεις προθέρμανσης) και σύγκριση των συστημάτων ως προς αυτά τα οικονομικά μεγέθη.

Στο όγδοο κεφάλαιο ανακεφαλαιώνονται τα κύρια συμπεράσματα της εργασίας.

Στο ένατο κεφάλαιο αναφέρονται οι κύριες βιβλιογραφικές πηγές.

Τέλος η εργασία συμπληρώνεται με Παραρτήματα Μετατροπής Μονάδων, Αναλυτικών Αποτελεσμάτων Προσομοιώσεων καθώς και με Τεχνικά Φυλλάδια και τεχνικά στοιχεία των κατασκευαστών.

2 ΣΥΝΤΟΜΗ ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΠΗΓΩΝ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΚΑΙ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΩΝ ΠΟΥ ΘΑ ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΗΘΟΥΝ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΖΝΧ

2.1 ΗΛΙΑΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ

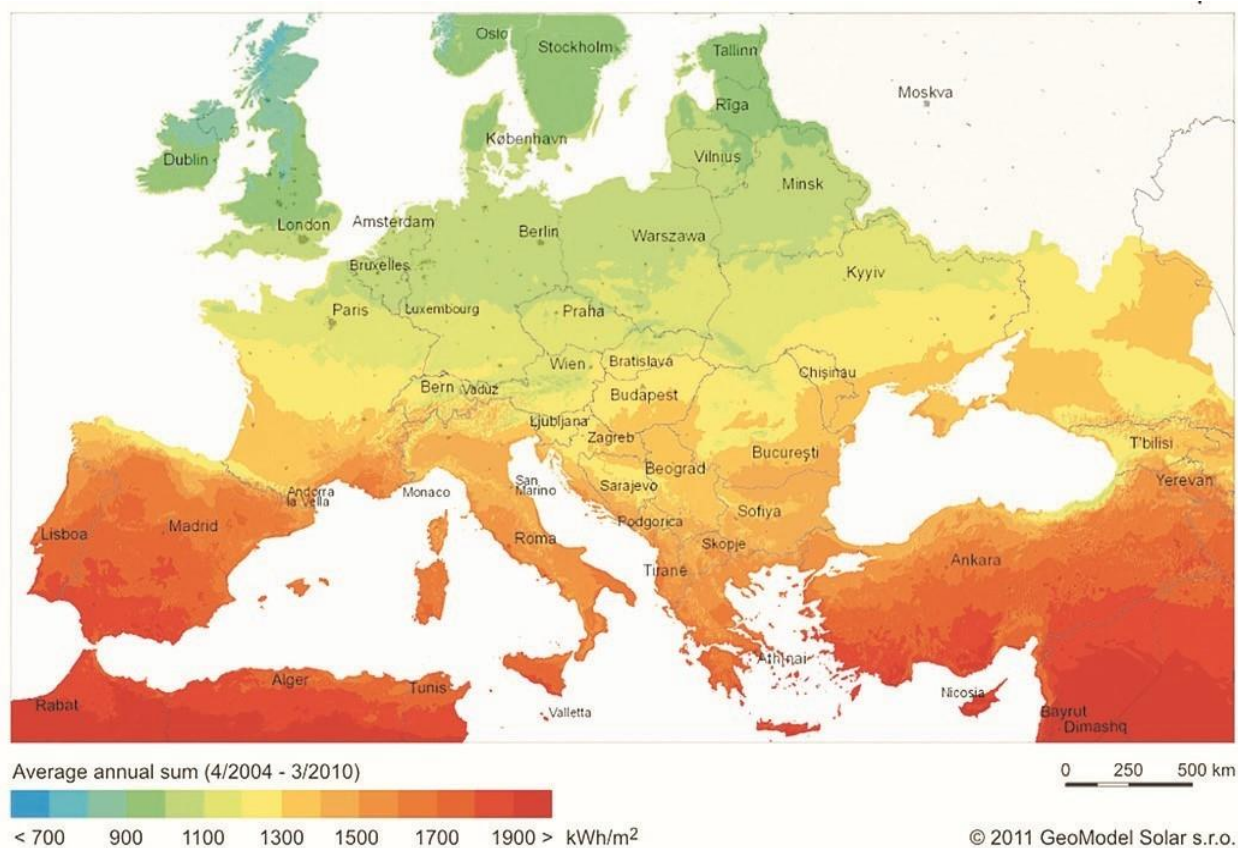


Εικόνα 2.1 Ηλιακός συλλέκτης

Στην χώρα μας η ηλιακή ενέργεια είναι από τις πιο δημοφιλείς πηγές ενέργειας για τη παραγωγή ΖΝΧ. Είναι η ποσότητα της ηλιακής ενέργειας, κατά την διάρκεια ενός έτους, που μπορεί να συλλεχθεί από μια μονάδα (ηλιακοί συλλέκτες) με νότιο προσανατολισμό. Η αποτελεσματικότητα των ηλιακών συλλεκτών εξαρτάται από τα κλιματικά χαρακτηριστικά του τόπου και από την θέση τους :

- Γεωγραφικό πλάτος
- Γεωγραφικό μήκος
- Ύψος από την επιφάνεια της θάλασσας

Γνωρίζοντας αυτά τα χαρακτηριστικά, μπορούμε να υπολογίσουμε την θερμική ενέργεια που μπορεί να επιτευχθεί (σε ένα ορισμένο σημείο) με ένα ηλιακό σύστημα και στην συνέχεια να γίνει αξιολόγηση για το αν συμφέρει να γίνει αυτή η επένδυση. Μια από τις πιο έγκυρες πηγές είναι αυτή του Ευρωπαϊκού άτλαντα των ηλιακών ακτινοβολιών του οποίου τα δεδομένα συλλέγονται από έρευνες που διεξάγονται σε δεκαετή βάση. Ο Ευρωπαϊκός χάρτης (εικόνα 2.2) κατανομής της ηλιακής ακτινοβολίας αναφέρει τις ετήσιες τιμές της ηλιακής ακτινοβολίας όχι μόνο σε σχέση με τις κύριες Ευρωπαϊκές τοποθεσίες αλλά και με βάση τον προσανατολισμό και την κλίση μιας ενιαίας επιφάνειας με το οριζόντιο επίπεδο. Στο κάτω μέρος του χάρτη υπάρχουν ενδείξεις σχετικά με την ετήσια μεταβολή αστάθειας στις ευρωπαϊκές χώρες αναφερόμενο σε μια ενιαία επιφάνεια που βλέπει προς τον νότο και κλίση σε γωνία ίση με το γεωγραφικό πλάτος του τόπου. Από τον χάρτη διαπιστώνεται ότι η Ελλάδα έχει πολύ ευνοϊκές συνθήκες για την χρήση της ηλιακής ενέργειας [1]



Εικόνα 2.2 Ευρωπαϊκός χάρτης κατανομής της ηλιακής ακτινοβολίας

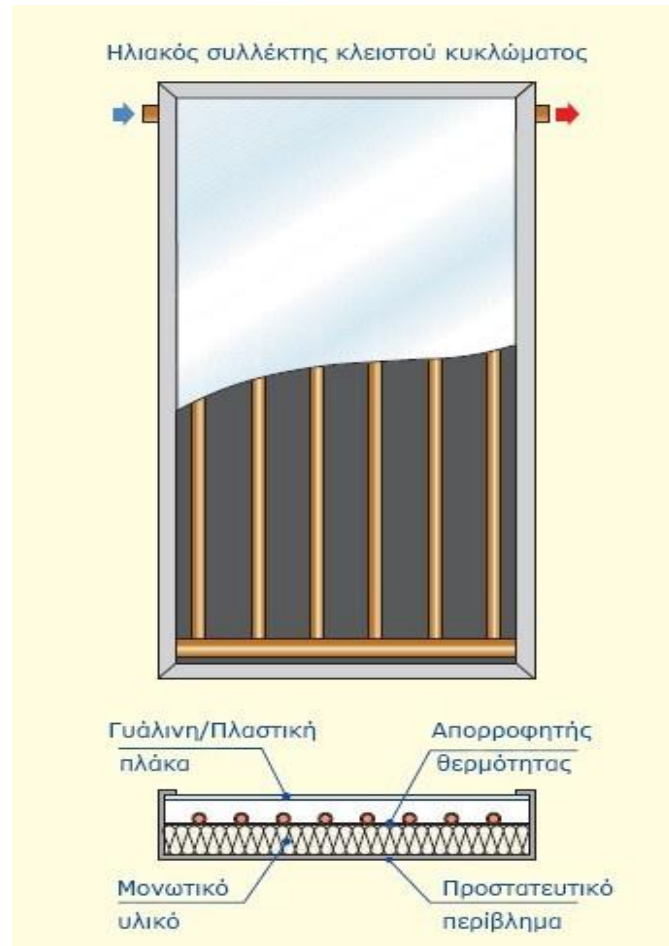
Η ηλιακή ακτινοβολία πριν εισέλθει στην ατμόσφαιρα της Γης έχει ισχύ περίπου 1.350 W/m^2 . Στο έδαφος όμως η δύναμή της είναι σημαντικά μικρότερη διότι η ατμόσφαιρα λειτουργεί ως φίλτρο και ενάντια στις ακτίνες του ήλιου. Οι τιμές της ηλιακής ακτινοβολίας εντός της ατμόσφαιρας είναι περίπου 1.000 W / m^2 όταν ο ουρανός δεν έχει σύννεφα και $100 \div 150 \text{ W / m}^2$ όταν υπάρχει συννεφιά. [1].

2.1.1 Ηλιακοί συλλέκτες κλειστού κυκλώματος

Αποτελούνται από :

- **Απορροφητή θερμότητας από μέταλλο** (χαλκός, αλουμίνιο ή χάλυβας) που περιλαμβάνει επίσης σωλήνες διέλευσης του αντιψυκτικού υγρού.
- **Μια γυάλινη ή πλαστική πλάκα** με καλή διαφάνεια στην ακτινοβολία που εκπέμπεται από τον ήλιο ενώ είναι αδιαφανής στην ακτινοβολία που εκπέμπεται από τον απορροφητή.
- **Ένα πάνελ από μονωτικό υλικό**, το οποίο τοποθετείται κάτω από τον απορροφητή.
- **Ένα προστατευτικό περίβλημα** για την προστασία όλων των παραπάνω αλλά και για τον περιορισμό των θερμικών απωλειών του συλλέκτη.

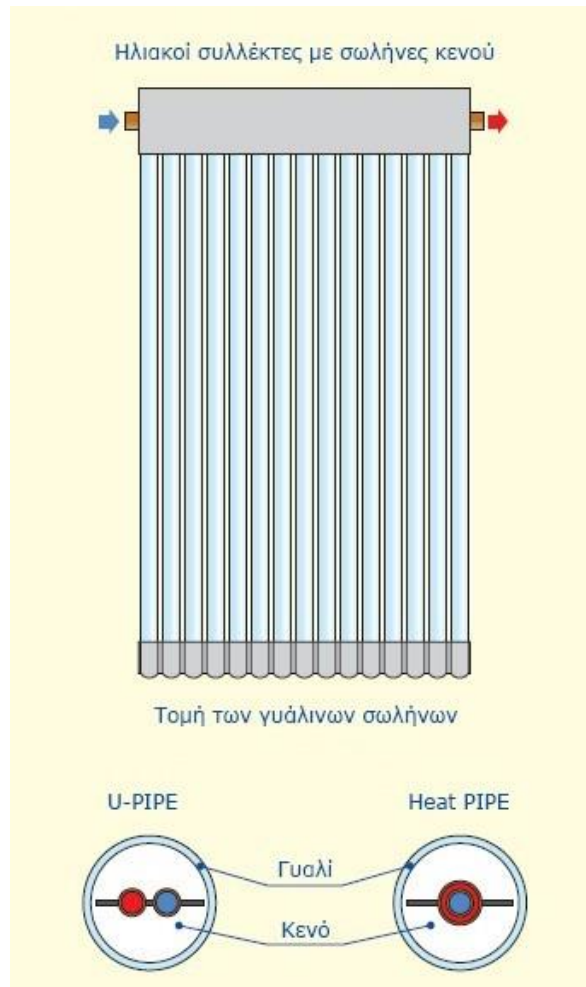
Αυτοί οι συλλέκτες μπορούν να παράγουν ζεστό νερό στους 90 °C έως 95 °C. Ωστόσο η απόδοσή τους μειώνεται αισθητά πάνω από τους 65 ÷ 70 °C. Δεν απαιτούν πολύπλοκες λειτουργικές λύσεις, έχουν καλή απόδοση και σχετικά χαμηλό κόστος [1].



Εικόνα 2.3 Ηλιακός συλλέκτης κλειστού κυκλώματος

2.1.2 Ηλιακοί συλλέκτες με σωλήνες κενού

Αποτελούνται από γυάλινων σωλήνων κενού αέρος και μέσα σε αυτές τοποθετούνται απορροφητές σε σειρά. Είναι μια εποικοδομητική τεχνική που περιορίζει τις θερμικές απώλειες των πάνελ και εξασφαλίζει υψηλότερες αποδόσεις, ένα χαρακτηριστικό που είναι πολύ χρήσιμο σε περιοχές με χαμηλές θερμοκρασίες. Οι ηλιακοί συλλέκτες με σωλήνες κενού μπορούν να παράγουν ζεστό νερό σε θερμοκρασίες έως 115 ~ 120 °C και έτσι μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε βιομηχανίες. Έχουν πολύ μεγάλο κόστος γι' αυτό και δεν χρησιμοποιούνται συχνά σε οικιακές εφαρμογές [1].



Εικόνα 2.4 Ηλιακός συλλέκτης με σωλήνα κενού

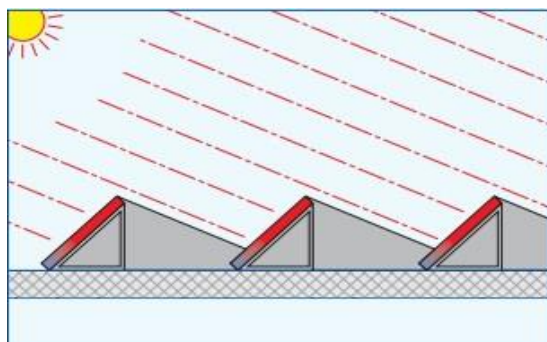
2.1.3 Ρυθμίσεις τοποθέτησης και εγκατάστασης ηλιακών συλλεκτών

Τα ηλιακά πάνελ πρέπει να εγκαθίστανται σε επιφάνειες που μπορούν να εγγυηθούν καλό ηλιακό φως και να έχουν μια σωστή συντήρηση. Για να έχει το πάνελ την υψηλότερη απόδοση που μπορεί να προσφέρει πρέπει να ληφθούν υπόψη τρεις παράγοντες :

- Περιοχές σκίασης
- Γωνία προσανατολισμού
- Γωνία κλίσης σε σχέση με το οριζόντιο επίπεδο

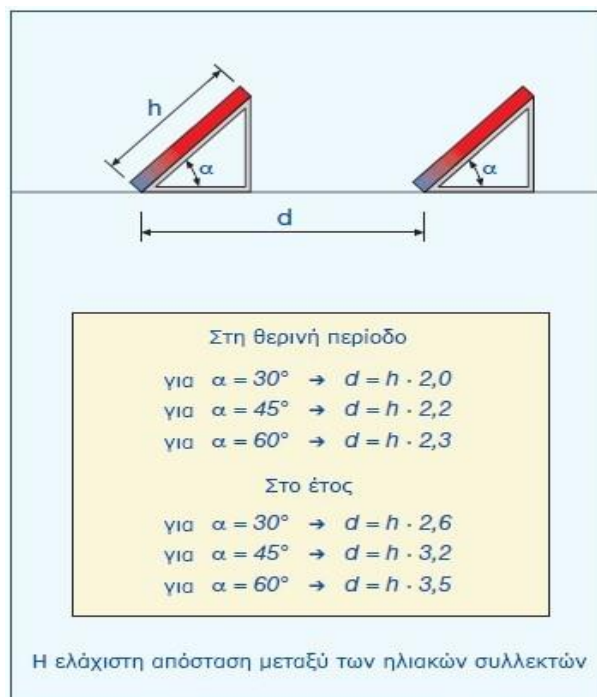
Περιοχές σκίασης

Το περιβάλλον στο οποίο θα εγκατασταθούν τα πάνελ μπορεί να δημιουργεί σκιές στους ηλιακούς συλλέκτες με αποτέλεσμα να μειώνει την απόδοσή τους. Επομένως πριν την εγκατάσταση του πάνελ πρέπει να ελεγχθεί ο περιβάλλον χώρος μήπως υπάρχουν εμπόδια που μπορεί να αποτρέψουν ή και να περιορίσουν την ακτινοβολία όπως για παράδειγμα κτίρια, λόφοι, τοίχοι ή ακόμα και ψηλά δένδρα. Σε κάθε περίπτωση πρέπει η σκιά που προκαλείται από αυτά τα εμπόδια να είναι πολύ περιορισμένη για να μην επηρεάζει την απόδοση των πάνελ. Επίσης πρέπει να λαμβάνεται υπόψη ότι τα πάνελ όταν βρίσκονται σε σειρά η προβολή του ενός να μην καλύπτει το άλλο.



Εικόνα 2.5 Η σκιά του ενός συλλέκτη καλύπτει τον άλλο.

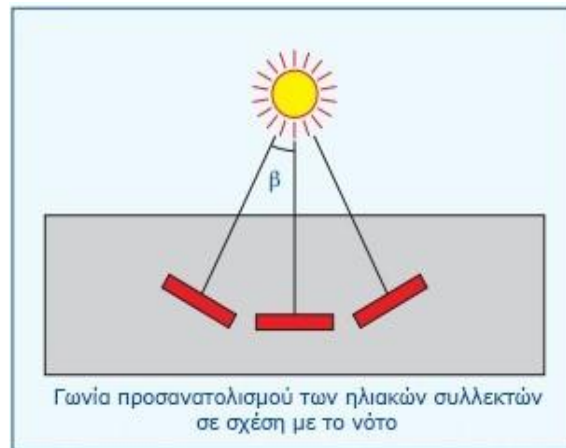
Στα διάφορα γεωγραφικά πλάτη της χώρας για να αποφευχθούν τέτοιες σκιές μεταξύ των πάνελ μπορεί να χρησιμοποιηθεί ο παρακάτω πίνακας που μπορεί να μας δώσει την ελάχιστη απόσταση μεταξύ των πάνελ.



Εικόνα 2.6 Ελάχιστη απόσταση μεταξύ των ηλιακών συλλεκτών

Γωνία προσανατολισμού

Στο ημισφαίριο μας ο ιδανικός προσανατολισμός για να τοποθετηθούν τα πάνελ είναι με κατεύθυνση τον νότο, παρόλα αυτά μπορούν να τοποθετηθούν σε διαφορετικούς προσανατολισμούς και να μειώνεται ελάχιστα η απόδοσή τους. Για παράδειγμα μια μεταβολή $\pm 30^\circ$ σε σχέση με τον νότο η ετήσια ηλιακή ενέργεια που έλαβε ένα πάνελ μειώνεται 2,5%, ενώ με διακυμάνσεις των $\pm 45^\circ$ μειώνεται κατά 3 ~ 4%.



Εικόνα 2.7 Γωνία προσανατολισμού

Γωνία κλίσης

Εάν το πάνελ τοποθετείται σε κεκλιμένη οροφή με κλίση 40° - 60° τότε ακολουθούμε την κλίση της οροφής. Αν η κλίση της οροφής είναι διαφορετική, προσαρμόζουμε την βάση του πάνελ στις ανάγκες μας.



Εικόνα 2.8 Γωνία κλίσης των ηλιακών συλλεκτών

Εάν, από την άλλη πλευρά, τα πάνελ τοποθετούνται σε επίπεδες επιφάνειες, στο γεωγραφικό πλάτος της Ελλάδας θα πρέπει να ληφθούν οι ακόλουθες γωνίες κλίσης :

- $\alpha = 20 \sim 40^\circ$ για εγκαταστάσεις που λειτουργούν το καλοκαίρι

- $\alpha = 50 \sim 65^\circ$ για εγκαταστάσεις που λειτουργούν το χειμώνα
- $\alpha = 40 \sim 60^\circ$ για εγκαταστάσεις που λειτουργούν όλο τον χρόνο. [1]

2.1.4 Βασικές αρχές για την διαστασιολόγηση των ηλιακών εγκαταστάσεων

Υπάρχουν τέσσερις βασικοί παράγοντες για την διαστασιολόγηση των εγκαταστάσεων των ηλιακών συλλεκτών:

- Η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών
- Η ισχύς του πάνελ
- Η διαφορά θερμοκρασίας του αντιψυκτικού υγρού στα σημεία λήψης
- Ο όγκος των συσσωρευτών που θα αποθηκευτεί το νερό

Παρακάτω εξετάζονται αυτοί οι παράγοντες.

Η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών

Για να καθοριστεί με συνέπεια πρέπει να ληφθούν υπόψη οι παρακάτω παράμετροι:

1. Να υποθέσουμε περισσότερες λύσεις με τις επιφάνειες των πάνελ: για παράδειγμα αν μπορούν να καλύψουν το 20, 40, 60 ή 80% της συνολικής ζήτησης του ζεστού νερού που απαιτείται.
2. Να καθοριστούν τα έξοδα υλοποίησης και συντήρησης της ηλιακής εγκατάστασης που επιλέξαμε ως βέλτιστη.
3. Πρέπει να γίνει μια οικονομική μελέτη με βάση το ποσοστό κάλυψης των αναγκών από τα ηλιακά πάνελ σε σχέση με την οικονομία του καυσίμου που θα χρειάζεται σε ετήσια βάση
4. Να συγκριθεί το κόστος και τα οικονομικά οφέλη των παραπάνω για να καθοριστεί ένα χρονοδιάγραμμα με την απόσβεση των διαφόρων επιλογών.
5. Τέλος σύμφωνα με αυτές τις παραμέτρους να επιλεγεί η λύση που θεωρείται πιο συμφέρουσα.

Αυτοί οι υπολογισμοί όμως επηρεάζονται από πολλούς παράγοντες και δεν είναι πάντα εύκολο να προσδιοριστούν με βεβαιότητα, όπως : η πραγματική απόδοση των ηλιακών συλλεκτών. Επίσης για να υπολογιστεί ο χρόνος απόσβεσης πρέπει να είναι γνωστή η αλλαγή που μπορεί να γίνει με την πάροδο του χρόνου στο κόστος του καυσίμου αναφοράς, η οποία όμως είναι απροσδιόριστη, αφού εξαρτάται από τον πολιτικό και οικονομικό τομέα. Αυτός είναι ο λόγος που πρέπει να προσδιοριστεί η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών βάσει των δεδομένων που υπάρχουν, αφού προέρχονται από παρόμοιους υπολογισμούς σαν και αυτές που περιγράφονται παραπάνω.

Παρακάτω αναφέρεται η συνήθης τιμή των καθαρών επιφανειών των ηλιακών συλλεκτών για εγκαταστάσεις ζεστού νερού στους 45°C .

1,0 m² για 60 l/ημέρα

Για ηλιακούς συλλέκτες με σωλήνες κενού οι επιφάνειες μπορούν να μειωθούν κατά 20% για την ίδια απόδοση.

Ονομαστική ισχύς των πάνελ

Είναι η μεταβιβάσιμη ισχύς στο αντιψυκτικό υγρό από ένα τετραγωνικό μέτρο ηλιακού συλλέκτη με μέγιστο ηλιακό φως. Χρησιμεύει για τον προσδιορισμό της ροής του ηλιακού κυκλώματος και για την διαστασιολόγηση του εναλλάκτη θερμότητας. Η τιμή αυτού του μεγέθους εξαρτάται από πολλούς παράγοντες όπως: η μέγιστη έκθεση στον ήλιο, η τυπολογία και τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά των πάνελ, η γωνία προσανατολισμού και κλίσης, η εξωτερική θερμοκρασία του περιβάλλοντος και η θερμοκρασία που λειτουργεί η εγκατάσταση. Ωστόσο, χωρίς μεγάλη απόκλιση, για επίπεδα πάνελ, μπορεί να θεωρηθεί η ακόλουθη μέση τιμή:

$$q = 400 \text{ (kcal / h) / m}^2$$

Θερμική ροή του αντιψυκτικού υγρού

Είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του αντιψυκτικού υγρού στους ηλιακούς συλλέκτες. Όπως και προηγουμένως η τιμή του εξυπηρετεί στο να καθοριστεί το πεδίο εφαρμογής του ηλιακού κυκλώματος και η διαστασιολόγηση του εναλλάκτη θερμότητας.

Συνήθως η τιμή αυτή είναι:

$$\Delta T = 10^\circ \text{ C}$$

Όγκος συσσωρευτών

Μπορεί να προσδιοριστεί με μεταβλητές από 50 έως 75 λίτρα ανά τετραγωνικό μέτρο πάνελ. Συνήθως χρησιμοποιείται η τιμή:

$$V = 60 \cdot A_c$$

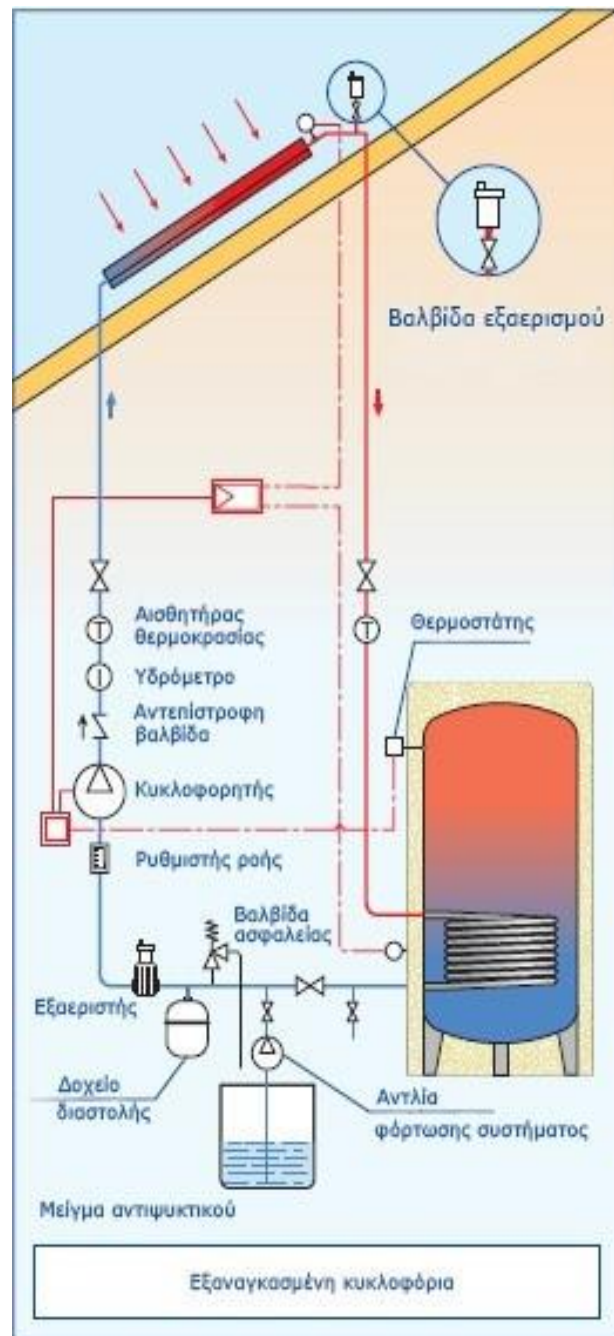
Όπου:

- V = όγκος συσσωρευτή, m^3
- A_c = καθαρή επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών, m^2

Εάν, για την διανομή ζεστού νερού υπάρχει και ένα κύκλωμα ανακυκλοφορίας πρέπει να ληφθεί υπόψη και η δική του θερμική απώλεια. [1]

2.1.5 Κυκλοφορία αντιψυκτικού υγρού

Είναι η κυκλοφορία του αντιψυκτικού υγρού σε ένα κύκλωμα που γίνεται με την βοήθεια ενός κυκλοφορητή, ο οποίος ενεργοποιείται όταν η θερμοκρασία του αντιψυκτικού υγρού που βρίσκεται στους ηλιακούς συλλέκτες είναι υψηλότερη από εκείνη που βρίσκεται μέσα στο συσσωρευτή. Η εικόνα 2.9 δείχνει τα κυριότερα εξαρτήματα που χρειάζονται για ένα ηλιακό σύστημα παραγωγής ζεστού νερού με εξαναγκασμένη κυκλοφορία. [1]



Εικόνα 2.9 Εξαναγκασμένη κυκλοφορία αντιψυκτικού υγρού

2.2 ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ



Εικόνα 2.10 Αντλία θερμότητας

Αντλίες θερμότητας (Εικόνα 2.10) ονομάζουμε τις συσκευές που παρέχουν τη δυνατότητα να μεταφέρουν θερμότητα από έναν χώρο χαμηλής, σε ένα χώρο υψηλότερης θερμοκρασίας, προκειμένου να αξιοποιηθεί σ' αυτόν.

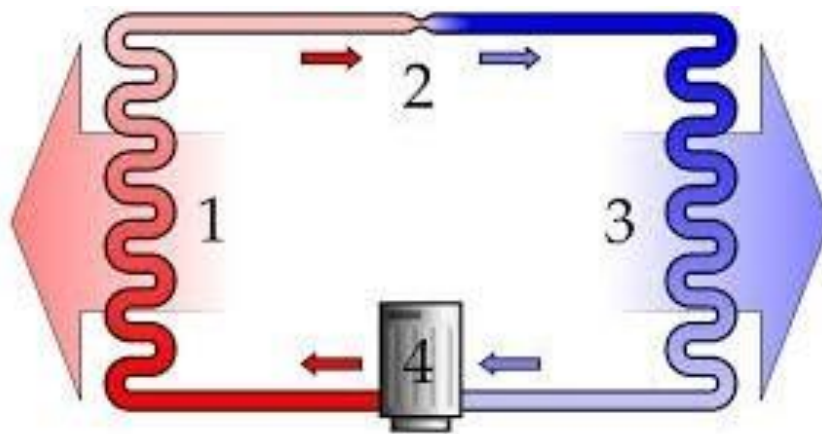
Η αντλία θερμότητας είναι μια κλιματιστική συσκευή, η οποία έχει τη δυνατότητα αντιστροφής του κύκλου ψύξης, για την ακρίβεια αντίστροφης ροής του ψυκτικού μέσου, έτσι ώστε να παρέχει στον κλιματιζόμενο χώρο θερμότητα, αντί να αφαιρεί, όπως συμβαίνει στην κανονική λειτουργία ψύξης.

Στην υδραυλική επιστήμη το νερό ρέει μόνο του από το ψηλότερο σημείο στο χαμηλότερο, λόγω βαρύτητας, δηλαδή από μία θέση υψηλού σε μία θέση χαμηλού δυναμικού. Στην περίπτωση αυτή απαιτείται η χρήση αντλίας νερού, για να επιτευχθεί η αντίστροφη κίνηση, δηλαδή η ανύψωση του νερού από μία χαμηλή στάθμη σε μία υψηλότερη, καταναλώνοντας, βέβαια, για το σκοπό αυτό ενέργεια. Κατά αντίστοιχο τρόπο, η θερμότητα, ως γνωστόν, μεταφέρεται από ένα σώμα υψηλής θερμοκρασίας σε σώμα χαμηλότερης θερμοκρασίας, δηλαδή και πάλι από μία κατάσταση ισορροπίας υψηλού σε μία κατάσταση χαμηλού δυναμικού. Στην περίπτωση αυτή απαιτείται η χρήση αντλίας θερμότητας για την αντιστροφή της ροής της θερμότητας, δηλαδή για τη μεταφορά της από το χώρο χαμηλής θερμοκρασίας στο χώρο υψηλότερης θερμοκρασίας, καταναλώνοντας ενέργεια στο συμπιεστή της συσκευής. [2]

2.2.1 Ψυκτικός και θερμαντικός κύκλος της αντλίας θερμότητας - Βασικά στοιχεία εξοπλισμού (λειτουργία αντλίας θερμότητας)

Θεωρητικός κύκλος ψύξης

Οι αντλίες θερμότητας λειτουργούν με τον ίδιο τρόπο που λειτουργούν όλα τα ψυκτικά μηχανήματα και η λειτουργία τους βασίζεται στις ίδιες αρχές που εφαρμόζονται στα ψυγεία, καταψύκτες, κλιματιστικά μηχανήματα κ.λπ. Η λειτουργία τους βασίζεται στον ψυκτικό κύκλο, που είναι ένας αένας κύκλος εκτόνωσης και συμπίεσης ενός ρευστού (εργαζόμενο μέσο) σύμφωνα με το παρακάτω σχήμα:

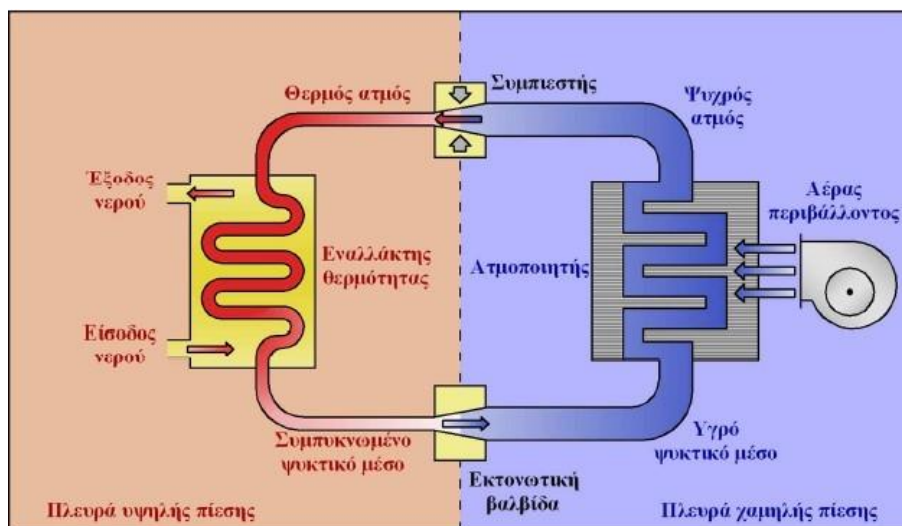


Εικόνα 2.11 Θεωρητικός ψυκτικός κύκλος

Το ρευστό (ψυκτικό μέσο) που ρέει μέσα στους σωλήνες, στην θέση 1, είναι ατμοί σε μεγάλη πίεση και θερμοκρασία, μετά τον συμπίεστή. Στην θέση 1, το ψυκτικό υγρό αποδίδει την θερμότητα που έχει απορροφήσει από τον συμπίεστή και εξέρχεται από τον εναλλάκτη ως ένα κρύο ψυκτικό υγρό. Στην θέση 2 το ρευστό υποβάλλεται σε εκτόνωση όπου η πίεση, η θερμοκρασία και το σημείο ζέσεως χαμηλώνουν απότομα στην βαλβίδα εκτόνωσης και έτσι υπάρχει ένα κρύο μείγμα ψυκτικού υγρού, ψυκτικού ρευστού και ατμών. Στην θέση 3 το μείγμα εισέρχεται στον εναλλάκτη, εξατμίζεται και εξέρχεται ως ατμός έχοντας απορροφήσει ενέργεια από τον αέρα, θα κυκλοφορήσει στον βρόχο, θα δώσει την ενεργεία του, και θα επιστρέψει στον εναλλάκτη ως κρύο πλέον υγρό. Έπειτα το ρευστό θα εισέρθεται στον συμπίεστή στην θέση 4 όπου θα αυξηθεί η πίεση και η θερμοκρασία του ρευστού όπου είναι σε μορφή ατμού και θα περάσει πάλι από την θέση 1. Το σημαντικό είναι ότι σε κάθε κύκλο, αποβάλλεται θερμότητα (ενέργεια) στη θέση 1 και προσλαμβάνεται (ενέργεια) στη θέση 3, άρα εφόσον ο κύκλος είναι διαρκής υπάρχει μια διαρκής μεταφορά θερμότητας από το σημείο 3 στο σημείο 1 και συνεπώς με τον ψυκτικό κύκλο μπορούμε να μεταφέρουμε θερμότητα (ενέργεια) μεταξύ δυο σημείων. [3]

2.2.2 Αντλίες θερμότητας αέρα / νερού.

Σ' αυτές τις συσκευές (Εικόνα 2.12) ο ένας εναλλάκτης είναι ψυκτικού μέσου / νερού, δηλαδή το μέσο που θερμαίνεται είναι νερό. Ο άλλος εναλλάκτης είναι αέρα / ψυκτικού και βρίσκεται στο περιβάλλον, μαζί με το συμπιεστή. Συνήθως και τα δύο τμήματα βρίσκονται συναρμολογημένα σε ενιαίο αυτόνομο μηχάνημα, που τοποθετείται στο εξωτερικό του κτηρίου (δώμα, ακάλυπτο χώρο κ.λπ.).



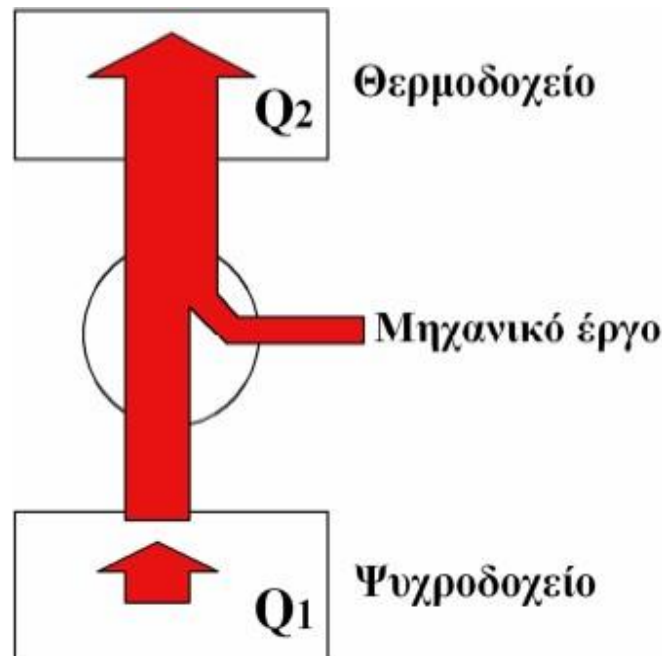
Εικόνα 2.12 Αντλία θερμότητας αέρα - νερού

Τα βασικά μέρη από τα οποία αποτελείται μια αντλία θερμότητας, είναι:

- Ο συμπιεστής, ο οποίος προσφέρει την απαιτούμενη ενέργεια για τη λειτουργία είτε σε ψύξη είτε σε θέρμανση,
- ο συμπυκνωτής, ο οποίος όμως κατά τη λειτουργία θέρμανσης λειτουργεί ως εναλλάκτης, δηλαδή απορροφά θερμότητα από το περιβάλλον,
- ο εναλλάκτης, ο οποίος απορροφά θερμότητα από τον κλιματιζόμενο χώρο σε λειτουργία ψύξης ή αποδίδει θερμότητα στο χώρο κατά τη λειτουργία θέρμανσης,
- δύο στραγγαλιστικές διατάξεις (εκτονωτικές βαλβίδες ή τριχοειδείς σωλήνες), για τον έλεγχο της ροής του ψυκτικού μέσου προς το συμπυκνωτή και τον εναλλάκτη,
- ο μηχανισμός αντιστροφής που είναι μια τετράοδη βαλβίδα, η οποία μετατρέπει τον ψυκτικό κύκλο σε θερμοαντλία και αντίστροφα. [2], [3]

2.2.3 Συντελεστής συμπεριφοράς (απόδοσης) αντλιών θερμότητας

Η ροή ενέργειας σε μια αντλία θερμότητας που λειτουργεί σε κατάσταση θέρμανσης έχει όπως στην Εικόνα 2.13. Η ποιότητα μιας αντλίας σε κατάσταση θέρμανσης, χαρακτηρίζεται από το συντελεστή συμπεριφοράς ή απόδοσης COP (Coefficient of Performance).



Εικόνα 2.13 Ροή ενέργειας αντλίας θερμότητας σε λειτουργία θέρμανσης

Ο συντελεστής επίδοσης ισούται με τη θερμότητα που μεταφέρεται στο χώρο (λειτουργία θέρμανσης), διά του έργου που καταναλώνεται στο συμπιεστή. Μία αντλία θερμότητας επομένως με συντελεστή $COP = 4$ σημαίνει ότι μεταφέρει 4 kWh θερμικής ενέργειας, καταναλώνοντας 1 kWh ηλεκτρισμού.

Είναι σημαντικό να τονιστεί ότι ο συντελεστής COP εξαρτάται από τις θερμοκρασίες ψυχρού και θερμού χώρου και δεν είναι σε καμία περίπτωση σταθερός. Οι συντελεστές που δίνουν τα φυλλάδια των κατασκευαστών, είναι συντελεστές επίδοσης μετρημένοι σε συγκεκριμένες θερμοκρασίες, τυποποιημένες με το πρότυπο Eurovent.

Οι θερμοκρασίες αυτές είναι για τη θέρμανση:

- θερμοκρασία θερμού περιβάλλοντος (αέρα χώρου) 20°C
- θερμοκρασία εισόδου εξωτερικού αέρα $7^{\circ}\text{C} / 6^{\circ}\text{C}$

που σημαίνει ότι η εν λόγω αντλία θα έχει το συντελεστή COP που αναφέρει ο κατασκευαστής, όταν η θερμοκρασία χώρου είναι 20°C και η θερμοκρασία περιβάλλοντος 7°C . Σε οποιοδήποτε άλλες συνθήκες ο παράγοντας COP είναι διαφορετικός και αυτό είναι το σημαντικότερο που πρέπει να κοιτάζει κανείς σε μια αντλία θερμότητας εκτός από τον ονομαστικό συντελεστή COP που σημαίνει ότι η εν λόγω αντλία θα

έχει το συντελεστή COP που αναφέρει ο κατασκευαστής, όταν η θερμοκρασία χώρου είναι 20 °C και η θερμοκρασία περιβάλλοντος 7 °C . Σε οποιεσδήποτε άλλες συνθήκες ο παράγοντας COP είναι διαφορετικός και αυτό είναι το σημαντικότερο που πρέπει να κοιτάζει κανείς σε μια αντλία θερμότητας εκτός από τον ονομαστικό συντελεστή COP. Και αυτό γιατί είναι προτιμότερη μια αντλία με λίγο χαμηλότερο COP, ο οποίος όμως εμφανίζει μικρές σχετικά διακυμάνσεις, από μια αντλία με υψηλότερο COP, με σημαντικές διακυμάνσεις σε συνθήκες λειτουργίας διαφορετικές των πρότυπων.

Σημειωτέον ότι, σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας, ο πραγματικός συντελεστής επίδοσης COP ορίζεται ως:

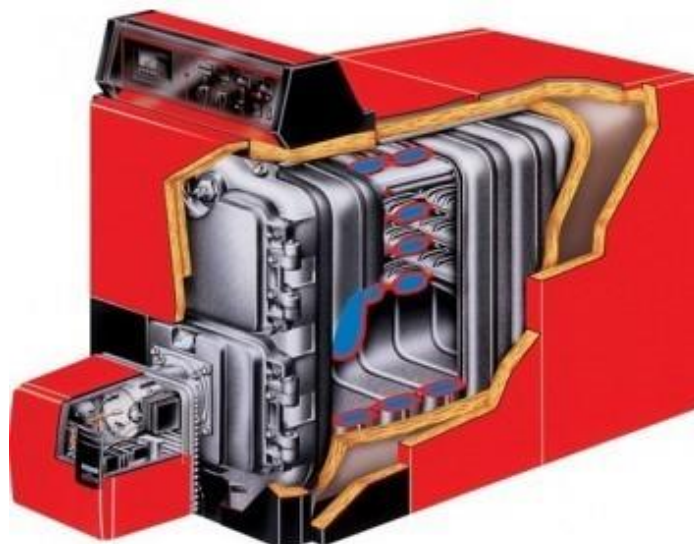
$$COP = Q_2 / W_{in}$$

όπου:

Q₂ : η αποδιδόμενη από την αντλία θερμότητας υπό τις συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας θερμική ισχύς σε kW

W_{in} : η συνολική ηλεκτρική ισχύς που απορροφάται υπό τις ίδιες συνθήκες τόσο στο συμπιεστή, όσο και στους ανεμιστήρες, αυτοματισμούς κ.λπ. της αντλίας θερμότητας, κατά τη λειτουργία θέρμανσης, σε kW. [4], [5]

2.3 ΚΑΥΣΤΗΡΕΣ



Εικόνα 2.14 Καυστήρας με λέβητα

Καυστήρες είναι οι συσκευές με τη βοήθεια των οποίων γίνεται η καύση του καυσίμου μίγματος στο χώρο της εστίας του λέβητα. Ο καυστήρας αποτελείται από μηχανισμούς και εξαρτήματα κατάλληλα

συνδεδεμένα μεταξύ τους έτσι, ώστε να δημιουργεί το κατάλληλο μίγμα για την πλήρη και ασφαλή καύση του καυσίμου, με τελικό σκοπό την καλύτερη αξιοποίηση της θερμογόνου ικανότητας του καυσίμου, σε συνδυασμό με την ελαχιστοποίηση της ρύπανσης του περιβάλλοντος.

Βασικά δεδομένα για την επιλογή του καυστήρα είναι το είδος του καυσίμου που θα χρησιμοποιηθεί, η απαιτούμενη θερμική ισχύς και η διαμόρφωση του φλογοθαλάμου του λέβητα με τον οποίο θα συνεργαστεί. Τα υλικά κατασκευής των καυστήρων, τα εξαρτήματα και τα όργανα με τα οποία συνοδεύονται πρέπει να αντέχουν τόσο στις μηχανικές, όσο και στις θερμικές καταπονήσεις που είναι δυνατόν να υποστούν κατά τη διάρκεια λειτουργίας του συστήματος λέβητα – καυστήρα. [6]

2.3.1 Λειτουργία καυστήρα

Με βάση το **είδος του καυσίμου** με το οποίο προορίζονται να λειτουργήσουν, οι καυστήρες διακρίνονται σε:

- καυστήρες στερεών καυσίμων (πέλλετ, ξύλο κ.λπ.),
- καυστήρες υγρών καυσίμων (πετρέλαιο) ,
- καυστήρες αερίων καυσίμων (φυσικό αέριο, υγραέριο) ,
- καυστήρες μεικτού τύπου, συνήθως υγρών και αερίων καυσίμων (πετρελαίου – υγραερίου).

Ανάλογα με τον **τρόπο λειτουργίας**, οι καυστήρες διακρίνονται σε:

- Μονοβάθμιους καυστήρες, οι οποίοι λειτουργούν σε ένα μοναδικό σύστημα τροφοδότησης και, κατά συνέπεια, τόσο η παροχή του καυσίμου, όσο και του αέρα δεν αλλάζει κατά τη διάρκεια της λειτουργίας τους,
- Διβάθμιους ή πολυβάθμιους καυστήρες, που λειτουργούν σε δύο ή περισσότερες συνθήκες τροφοδοσίας, με την αλλαγή από τη μία κατάσταση τροφοδοσίας στην άλλη να γίνεται χειροκίνητα ή αυτόματα,
- Αναλογικούς καυστήρες, οι οποίοι προορίζονται για λειτουργία σε συνθήκες που απαιτούν η τροφοδοσία να μεταβάλλεται αυτόματα και συνεχώς. Η λειτουργία τους προσδιορίζεται για ένα εύρος θερμοκρασίας από τους 57 °C μέχρι το μέγιστο. Αυτό συμβαίνει διότι κάτω από την συγκεκριμένη θερμοκρασία δημιουργείται το φαινόμενο της υγροποίησης των καυσαερίων που έχει ως αποτέλεσμα την διάβρωση των υλικών της εγκατάστασης που έρχεται σε επαφή. [6]

2.4 ΛΕΒΗΤΕΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ ΑΕΡΙΟΥ/ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ



Εικόνα 2.15 Επίτοιχος λέβητας συμπύκνωσης

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω για να λειτουργήσει σωστά ένας κοινός λέβητας αερίου, θα πρέπει η θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδό του να κυμαίνεται ανάμεσα στους 180~200 °C . Η υψηλή αυτή θερμοκρασία συνεπάγεται μεγάλη σπατάλη ενέργειας, αφού για να ζεσάνουμε το καυσαέριο, ξοδέψαμε χρήματα, τα οποία πετάμε στο περιβάλλον μαζί με το καυσαέριο που βγαίνει από την απόληξη της καπνοδόχου μας. Η ρύθμιση της θερμοκρασίας καυσαερίων σε χαμηλότερη τιμή είναι αδύνατη στους κοινούς λέβητες, γιατί η μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων, οδηγεί στην υγροποίηση τους. Τα υγροποιημένα καυσαέρια εκτός του ότι εμποδίζουν την σωστή ρύθμιση της καύσης, είναι ιδιαίτερα διαβρωτικά και επιθετικά προς τον χάλυβα, και καταστρέφουν τους κοινούς λέβητες όταν εισχωρήσουν στο εσωτερικό τους σε πολύ σύντομο χρονικό διάστημα. [7]

2.4.1 Λειτουργία λέβητα συμπύκνωσης

Προκειμένου λοιπόν να βελτιωθεί η ενεργειακή απόδοση των λεβήτων, οι εταιρίες κατασκευής ανέπτυξαν λέβητες κατασκευασμένους από υλικά τέτοια που να αντέχουν στην διάβρωση από τα (επιθετικά προς τα μέταλλα) συμπυκνώματα των καυσαερίων.

Οι λέβητες αυτοί χαρακτηρίζονται ως λέβητες συμπύκνωσης και μπορούν και εκμεταλλεύονται την ενέργεια που βρίσκεται αποθηκευμένη στα ζεστά καυσαέρια πριν τα αποβάλλουν στο περιβάλλον σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες χωρίς να κινδυνεύουν από καταστροφή.

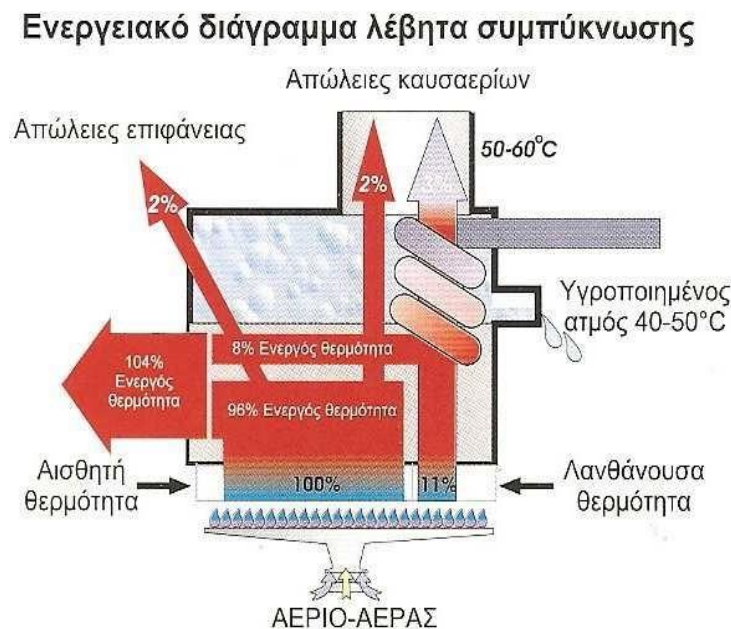
Με τον παραπάνω τρόπο είναι δυνατή η απομάστευση της ενέργειας των καυσαερίων σε τέτοιο βαθμό που

το καυσάεριο να βγαίνει από τον λέβητα σε θερμοκρασίες μόλις 10 °C μεγαλύτερες από την θερμοκρασία του νερού στον λέβητα. Η ιδέα είναι απλή και περιλαμβάνει την τοποθέτηση ενός εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων - νερού στην έξοδο του λέβητα. Τα ζεστά καυσάερια ανταλλάσσουν ενέργεια με το νερό που επιστρέφει από τα σώματα, και κρυνώνουν πριν βγουν από τον λέβητα.

Έτσι, όταν ο λέβητας λειτουργεί σε θερμοκρασία νερού π.χ. 50 °C , τα καυσάερια εξέρχονται σε θερμοκρασία 60 °C (αντί για 200 °C) πετυχαίνοντας με τον τρόπο αυτόν εξαιρετική οικονομία.

Οι εναλλάκτες θερμότητας καυσαερίων - νερού, είναι συνήθως κατασκευασμένοι από ανοξείδωτο χάλυβα και σχεδιασμένοι με τέτοιον τρόπο ώστε το νερό επιστροφής από το δίκτυο θέρμανσης να διέρχεται σε εσωτερικές σπείρες του εναλλάκτη και να ανταλλάσσει ενέργεια με τα ζεστά καυσάερια. [6]

2.5 ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΛΕΒΗΤΩΝ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ / ΤΑΧΥΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΩΝ



Εικόνα 2.16 Ενεργειακό διάγραμμα λέβητα συμπύκνωσης

Οι βαθμοί απόδοσης που επιτυγχάνονται με την συμπύκνωση των καυσαερίων όπως εξηγήθηκε παραπάνω (Εικόνα 2.16), είναι μεγαλύτεροι του 100%, καθώς γίνεται εκμετάλλευση της ανώτερης θερμογόνου δύναμης του καυσίμου. [8]

Μέχρι σήμερα, ο βαθμός απόδοσης των λεβήτων μετρούσε την ικανότητα του λέβητα να εκμεταλλεύεται την κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου. Έτσι, όταν λέμε ότι ένας λέβητας επιτυγχάνει βαθμό απόδοσης 93%, εννοούμε ότι εκμεταλλεύεται την ενέργεια της καύσης σε ποσοστό 93% (παρουσιάζει απώλειες της τάξης του 7%) θεωρώντας ότι τα καυσάερια οδεύουν προς το περιβάλλον σε θερμοκρασίες

τέτοιες ώστε να οι περιεχόμενοι υδρατμοί (υγρασία καυσίμου και κυρίως οι υδρατμοί που αποτελούν προϊόν της καύσης) να μην συμπυκνώνονται.

Η συμπύκνωση όμως των υδρατμών των καυσαερίων απελευθερώνει μεγάλα ποσά ενέργειας, αποδίδοντας τη θερμότητα συμπύκνωσης των υδρατμών (λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης) για τη θέρμανση του νερού, βελτιώνοντας το βαθμό απόδοσης. Η λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης ανέρχεται σε 2.441 kJ/kg υδρατμού που συμπυκνώνεται [8] (583,4 kcal/kg). Η αξιοποίηση της θερμότητας των καυσαερίων πραγματοποιείται μέσω ενός εναλλάκτη ο οποίος αποδίδει και τη λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης στο υγρό του κυκλώματος θέρμανσης, με την προϋπόθεση ότι η θερμοκρασία του νερού στην έξοδο του λέβητα περιορίζεται π.χ. στους 56 °C, αντί των υψηλότερων θερμοκρασιών των συνηθισμένων λεβήτων, και το κύκλωμα της θέρμανσης δουλεύει με επαρκές ΔT της τάξης των 25 °C.

2.6 ΤΑΧΥΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΕΣ



Εικόνα 2.17 Ταχυθερμοσίφωνες εσωτερικού και εξωτερικού χώρου

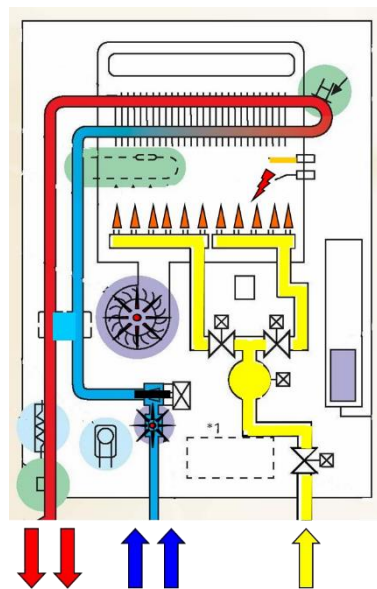
Οι ταχυθερμοσίφωνες δεν δουλεύουν με αποθήκευση αλλά με άμεση ή στιγμιαία παραγωγή ΖΝΧ. Είναι δηλαδή έτσι κατασκευασμένοι, ισχύς και διατομή εναλλάκτη, ώστε να μπορούν να θερμάνουν μία ποσότητα νερού κατά την διέλευσή του από τον εναλλάκτη.

Το νερό θερμαίνεται μόνο αν και όταν χρειάζεται να το κάνει, δηλαδή όταν υπάρχει πραγματική λήψη από τον χρήστη, εξασφαλίζοντας σταθερή θερμοκρασία και ροή. Αυτές οι συσκευές έχουν κατασκευαστεί με σύστημα εξαναγκασμένης καύσης και υψηλής θερμικής απόδοσης και με ένα σύστημα ελέγχου αυτοματοποιημένο, με ηλεκτρονική ανάφλεξη. Ο μηχανισμός ελέγχου περιλαμβάνει ένα σύστημα με προηγμένη προσομοίωση αλλά και ανάδραση, για να εξασφαλίσει επιμελή έλεγχο της θερμοκρασίας του νερού εξόδου. Η θερμοκρασία παροχής του ζεστού νερού μπορεί να ρυθμιστεί από τον χρήστη, ανάλογα με τις συγκεκριμένες ανάγκες σε ευρύ εύρος θερμοκρασιών (set point ταχυθερμοσιφώνων). [9]

2.6.1 Λειτουργία ταχυθερμοσίφωννα

Σε αντίθεση με άλλες συσκευές παραγωγής ζεστού νερού χρήσης οι ταχυθερμοσίφωννες υπερέχουν ως προς την ακρίβεια ρύθμισης του βαθμού της θερμοκρασίας του ζεστού νερού που απαιτείται, αλλά και της καταναλισκόμενης ενέργειας στις μεταβολές του φόρτου εργασίας τον οποίο υφίστανται (αύξηση ή μείωση της επιθυμητής ροής του ζεστού νερού ή της θερμικής διαφοράς). Επίσης, αλλάζοντας τη ροή του νερού ή αλλάζοντας τη διαφορά της θερμοκρασίας ανάμεσα στο νερό εισόδου και στο νερό εξόδου, η συσκευή παρέχει ζεστό νερό πάντα στη ρυθμισμένη θερμοκρασία, χωρίς διακύμανση θερμοκρασίας.

Οι συσκευές ελέγχουν συνεχώς και με ακρίβεια εκατοντάβαθμους τη θερμοκρασία παροχής του υγρού και σταματούν τη λειτουργία του συστήματος σε περίπτωση που ξεπεραστεί κατά τρεις εκατοντάβαθμους το όριο που έχει ρυθμίσει ο χρήστης. [9]



Εικόνα 2.18 Εσωτερικό ταχυθερμοσίφωνα

1. Παράγεται Ροή Νερού

- Ο αισθητήρας ροής μεταδίδει ένα σήμα στο PCB
- Όταν η ροή ξεπερνά τα $2,4 \text{ l/min}$, αρχίζει η Ακολουθία Ανάφλεξης.
*ειδική τιμή που εξαρτάται από το μοντέλο

2. Ακολουθία Ανάφλεξης

- Περιστροφή του ανεμιστήρα για να δημιουργήσει τη σωστή ροή αέρα στη συσκευή
- Ο σπινθηριστής αρχίζει τη δημιουργία σπινθήρα Η βαλβίδα αερίου ανοίγει σε ελάχιστη ροή
- Ο αισθητήρας φλόγας ανιχνεύει την καύση και ο σπινθηριστής σταματάει

3. Κανονική Λειτουργία

- Το PCB ελέγχει τον αισθητήρα φλόγας, τη συχνότητα του ανεμιστήρα, τη θερμοκρασία εξόδου του νερού, τη θερμοκρασία που απαιτείται και τη ροή του νερού

- Η βαλβίδα διαμόρφωσης και ο ανεμιστήρας διαμορφώνουν τη ροή αερίου και αέρα
- Το νερό θερμαίνεται όταν περνάει από τον εναλλάκτη θερμότητας
- Ο εναλλάκτης θερμαίνει το νερό ενώ το bypass (μηχανικό ή φυσικό) κρύνει το νερό για να αυξήσει τη διαθέσιμη ροή
- Ο ρυθμιστής ροής αλλάζει τη ροή νερού ανάλογα με τη ζήτηση

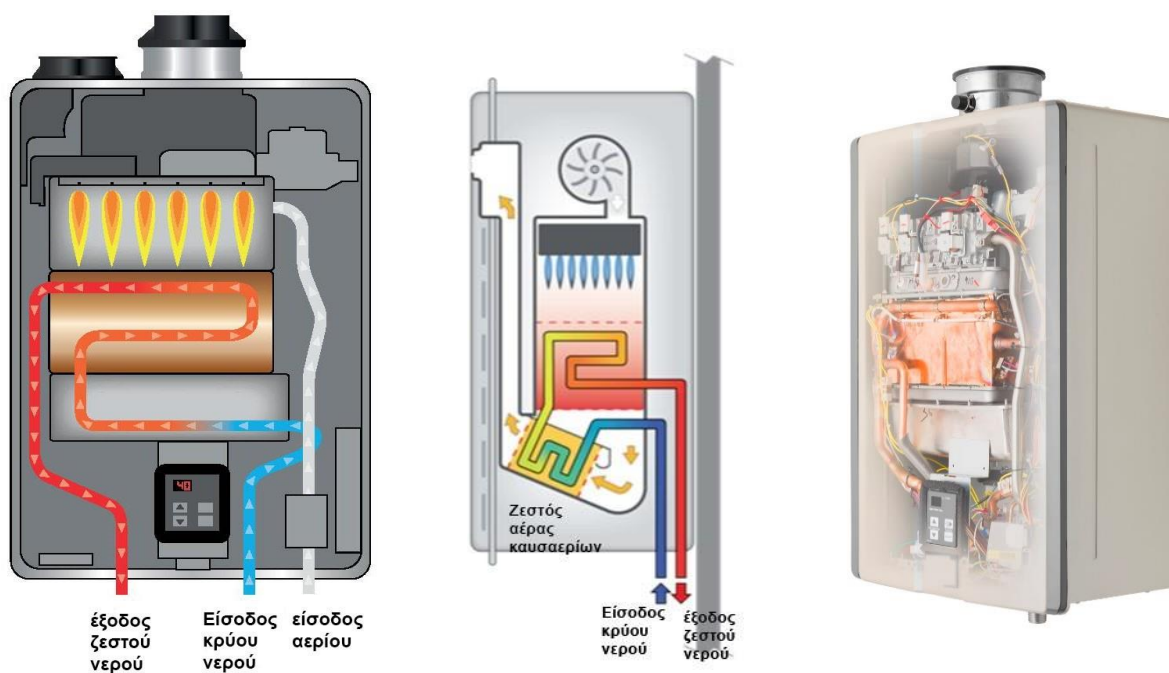
4. Κανονική Ακολουθία Σβησίματος

- Το PCB ανιχνεύει ροή κατώτερη από περίπου 2,4 l/min
- Η βαλβίδα του αερίου κλείνει και ο ρυθμιστής ροής επανέρχεται σε θέση standby
- Ο ανεμιστήρας καύσης συνεχίζει τον αερισμό για ορισμένη περίοδο χρόνου

5. Λειτουργία Standby

- Το PCB ελέγχει κάθε εξάρτημα. Το αντιψυκτικό επεμβαίνει όταν χρειάζεται [10]

2.6.2 Ταχυθερμοσίφωνες συμπύκνωσης



Εικόνα 2.19 Ταχυθερμοσίφωνες συμπύκνωσης

Η τεχνολογία της συμπύκνωσης είναι σήμερα από τις πιο μοντέρνες και οικολογικές που υπάρχουν. Αυτή η τεχνολογία μάς εξασφαλίζει πολύ υψηλές αποδόσεις και μείωση του NO_x και του CO μέχρι και 70% σε σύγκριση με τα παραδοσιακά κυκλώματα. Οι παραδοσιακές συσκευές παραγωγής ζεστού νερού, ακόμη και αυτές που ορίζονται ως «υψηλής απόδοσης», καταφέρνουν να χρησιμοποιούν μόνο ένα μέρος της λανθάνουσας θερμότητας. Ο υδρατμός που παράγεται από τη διαδικασία καύσης (περίπου 1,6 kg ανά m³ αερίου) διασκορπίζεται στη ατμόσφαιρα, αλλά η ποσότητα θερμότητας που αυτός περιέχει (οριζόμενη ως λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης/εξάτμισης), αντιπροσωπεύει το 11% της ενέργειας που

απελευθερώνεται από την καύση: μια σημαντική ποσότητα ενέργειας, η οποία με τη συμπίκνωση πλέον αξιοποιείται. Οι συσκευές συμπίκνωσης, σε αντίθεση με τις παραδοσιακές, μπορούν πράγματι να ανακτήσουν μεγάλο μέρος της θερμότητας που περιέχουν τα καυσαέρια εκροής. Για να πραγματοποιηθεί αυτό, διαθέτουν διπλό εναλλάκτη, ο οποίος προθερμαίνει το νερό εισόδου ανακτώντας τη θερμότητα που έχουν τα καυσαέρια και έτσι τα ψύχει κάτω από το σημείο υγροποίησης των υδρατμών που περιέχονται σε αυτά. Οι συσκευές συμπίκνωσης είναι σημαντικά πιο αποδοτικές από τις παραδοσιακές μειώνοντας τις καταναλώσεις καυσίμου (μέχρι και 1 kW λιγότερο ανά m³ αερίου) και επομένως και τα έξοδα λειτουργίας όλου του κυκλώματος.

Επιπλέον, χάρις στην όλο και πιο ακριβή ρύθμιση της λειτουργίας των βαλβίδων αερίου και του ανεμιστήρα, ελαττώνονται οι εκπομπές του NO_x και του CO στην ατμόσφαιρα, προχωρώντας ακόμη ένα βήμα προς την προστασία του περιβάλλοντος. [9]

2.7 ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΕΣ

Οι συσσωρευτές χωρίζονται σε τρεις βασικούς κλάδους:

1. TANK IN TANK
2. Θερμαντήρες (boiler) με εναλλάκτες θερμότητας (σερπαντίνες).
3. Απλοί συσσωρευτές αποθήκευσης



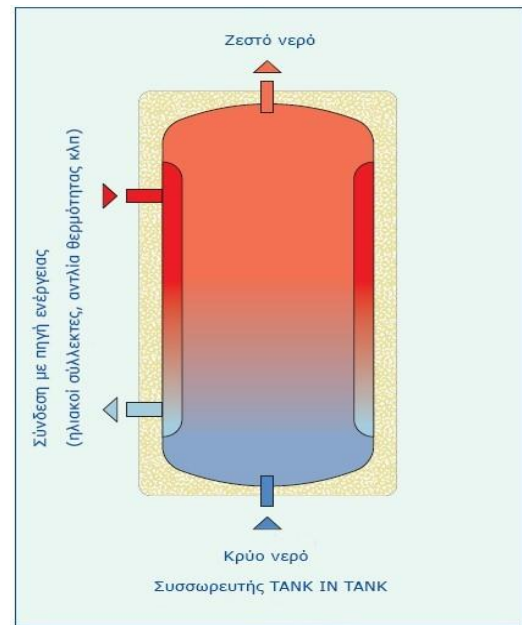
Εικόνα 2.20
Συσσωρευτής

2.7.1 Συσσωρευτής με μανδύα ή TANK IN TANK

Είναι συσσωρευτής με "διπλό" χώρο αποθήκευσης νερού και ονομάζονται "tank in tank" που σημαίνει δοχείο μέσα δοχείο. Χωρίζονται σε δυο τύπους:

- Με εξωτερική πηγή θερμότητας (λέβητας, ταχυθερμοσίφωνα. κλπ.)
- Ή με ενσωματωμένη πηγή θερμότητας (καυστήρας πετρελαίου – αερίου)

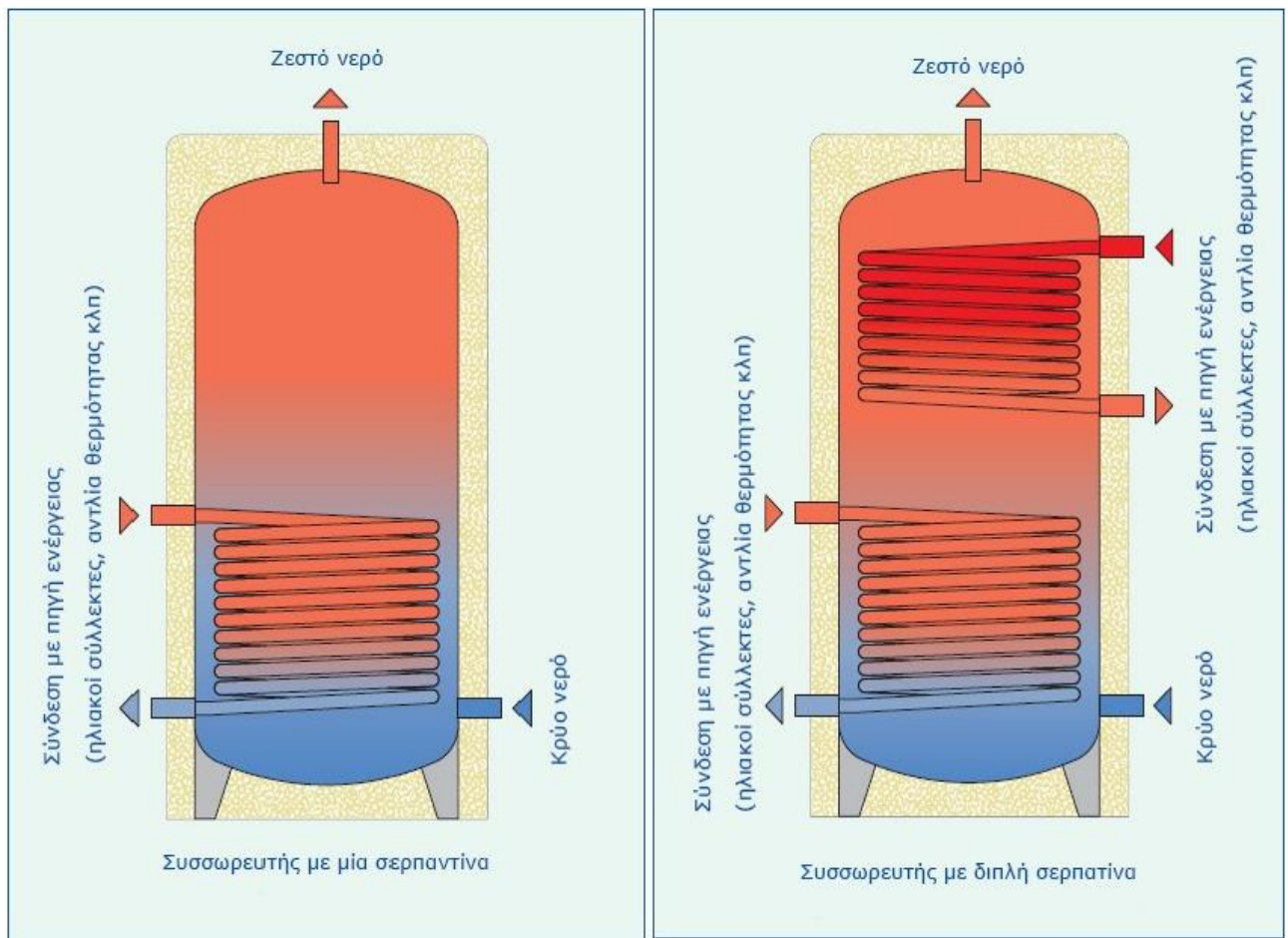
Διαθέτει συνήθως έναν ανοξείδωτο κύλινδρο με εξηλασμένη κυματοειδή επιφάνεια και ένα χαλύβδινο δοχείο που τον περιβάλλει.



Εικόνα 2.21 Συσσωρευτής TANK IN TANK

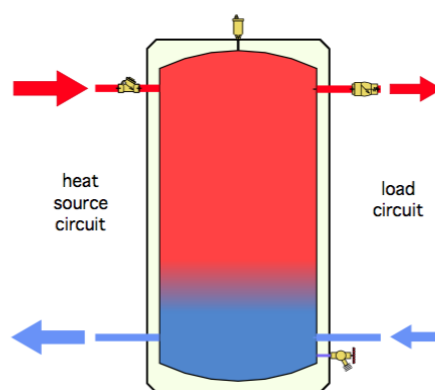
2.7.2 Συσσωρευτής με εναλλάκτες θερμότητας (σερπαντίνα)

Το ζεστό νερό περνάει μέσα από σωληνώσεις (σερπαντίνα) που βρίσκονται εσωτερικά του συσσωρευτή (boiler) και θερμαίνουν το νερό που βρίσκεται εκεί. Η σερπαντίνα δηλαδή, είναι βαπτισμένη μέσα στο νερό του συσσωρευτή και το ζεσταίνει. Ένας συσσωρευτής μπορεί να έχει μια, δύο ή και τρεις σερπαντίνες και επίσης μια ηλεκτρική αντίσταση. Υπάρχει περίπτωση σε ένα συσσωρευτή το νερό να θερμαίνεται με περισσότερους από έναν τρόπους. Αν χρησιμοποιούνται η ηλιακή ενέργεια και ένας καυστήρας για να ζεσταθεί το νερό στο συσσωρευτή τότε χρειάζεται δυο σερπαντίνες. Ο συσσωρευτής χαρακτηρίζεται διπλής ενέργειας. Αν χρησιμοποιούνται τρεις τρόποι (ηλιακή ενέργεια –αντλία θερμότητας- καυστήρας αερίου –πετρελαίου) για να ζεσταθεί το νερό στο συσσωρευτή τότε χρειάζονται τρεις σερπαντίνες και χαρακτηρίζεται ως συσσωρευτής τριπλής ενέργειας.



Εικόνα 2.22 Συσσωρευτές (boilers) με μία ή δύο σερπαντίνες (εναλλάκτες)

2.7.3 Απλός συσσωρευτής ή buffer



Εικόνα 2.23 Απλός συσσωρευτής

Αποτελείται από ένα κλειστό δοχείο υπό πίεση που χρησιμοποιείται μόνο για την αποθήκευση του ζεστού νερού.

3 ΟΡΙΣΜΟΣ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΟΣ – ΦΑΣΕΙΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ - ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

3.1 ΟΡΙΣΜΟΣ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΟΣ

Η επιλογή ξενοδοχείου πολυτελείας στην Κρήτη θερινής λειτουργίας (Απρίλιος-Οκτώβριος) για την σύγκριση των ταχυθερμοσιφώνων αερίου-υγραερίου με άλλα μέσα παραγωγής ZNX, έγινε με γνώμονα τον τουρισμό της περιοχής, που λόγω της σημαντικής του ανάπτυξης έχει ως αποτέλεσμα την ανέγερση πολλών και μεγάλων ξενοδοχειακών μονάδων. Ένα μεγάλο ζήτημα που πρέπει να αντιμετωπιστεί σε αυτές τις ξενοδοχειακές μονάδες είναι το κόστος εγκατάστασης των συστημάτων για την παραγωγή ZNX, η οικονομία στην παραγωγή ZNX αλλά και ο χρόνος που απαιτείται για να παραχθεί όταν υπάρχει ανάγκη. Αυτό επιτυγχάνεται με την σωστή επιλογή των συστημάτων παραγωγής ZNX για την κάλυψη των αναγκών του ξενοδοχείου.

Το ξενοδοχείο αποτελείται από 200 δωμάτια και κατά μέσο όρο 2 κλίνες σε κάθε δωμάτιο, άρα οι ανάγκες που πρέπει να καλυφθούν αντιστοιχούν σε 400 ανθρώπους.

Σύμφωνα με την τεχνική οδηγία του τεχνικού επιμελητηρίου Ελλάδος—T.O.T.E.E. 20701-3/2017 [11] **το 60% είναι η ελάχιστη τιμή της συνολικής ετήσιας ανάγκης ZNX που οφείλουν να καλύπτουν οι ηλιακοί συλλέκτες σε ξενοδοχειακές μονάδες.** Άρα κύρια πηγή ενέργειας για την παραγωγή ZNX στις ξενοδοχειακές μονάδες είναι το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών. Η ποσότητα του ZNX που έχει ανάγκη το ξενοδοχείο καλύπτεται τουλάχιστον κατά 60% από τους ηλιακούς συλλέκτες και το υπόλοιπο ποσοστό από άλλα συστήματα παραγωγής ZNX όπως λέβητες, αντλίες θερμότητας, ταχυθερμοσίφωνες, κλπ.

Η τεχνοοικονομική ανάλυση αφορά τα συμπληρωματικά συστήματα παραγωγής/ αποθήκευσης που έχουν αντίτιμο για την παραγωγή ZNX. Τα συστήματα αυτά τοποθετούνται ανεξαρτήτως του ποσοστού της συνολικής ανάγκης που θα καλύψουν οι ηλιακοί συλλέκτες. Χρησιμοποιούνται σε περιπτώσεις που υπάρχει περιορισμένη δυνατότητα τοποθέτησης ηλιακών συλλεκτών λόγω ανεπάρκειας χώρου, αλλά και σαν εφεδρικά-συμπληρωματικά συστήματα σε περιπτώσεις που οι ηλιακοί συλλέκτες για διάφορους παράγοντες δεν μπορέσουν να καλύψουν τις ανάγκες ZNX, όπως για παράδειγμα όταν υπάρχει συννεφιά ή κάποια βλάβη στο σύστημα ηλιακών συλλεκτών. Άρα για κάθε σύστημα θα γίνει μια τεχνοοικονομική ανάλυση που οι ηλιακοί συλλέκτες θα καλύψουν την ανάγκη ZNX που τους αντιστοιχεί και μια που δεν θα την καλύψουν.

3.1.1 Νομοθεσία για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης

Η τεχνοοικονομική ανάλυση γίνεται σύμφωνα με την τεχνική Οδηγία του Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδος T.O.T.E.E. 20701—1/2017 [11] που αφορά τις αναλυτικές εθνικές προδιαγραφές παραμέτρων για τον υπολογισμό της ενεργειακής απόδοσης κτηρίων και την έκδοση πιστοποιητικού ενεργειακής απόδοσης

και με την τεχνική οδηγία του Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδος—Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-3/2010 [12] για τα κλιματικά δεδομένα των Ελληνικών περιοχών.

3.1.2 Παραδοχές και Αποφάσεις Σχεδιασμού

Αρχικά για να μπορέσουμε να πραγματοποιήσουμε την τεχνοοικονομική ανάλυση θα πρέπει να γίνουν κάποιες παραδοχές και να παρθούν σχεδιαστικές αποφάσεις:

1. **Πόσο χρόνο διαρκεί η ώρα αιχμής** που χρησιμοποιείται Z.N.X στο ξενοδοχείο. Συνήθως σε ξενοδοχεία που λειτουργούν την καλοκαιρινή σεζόν **η διάρκεια της αιχμής είναι 1,5 ώρα** [13]. Πιο συγκεκριμένα είναι το απόγευμα την στιγμή δηλαδή που το μεγαλύτερο ποσοστό των πελατών του ξενοδοχείου επιστρέφουν από τις δραστηριότητες της ημέρας και ετοιμάζονται για την βραδινή έξοδο.
2. **Η ποσότητα του Z.N.X** στο διάστημα αυτό. Σημαντικό ρόλο στην ποσότητα του Z.N.X που απαιτείται την ώρα αιχμής παίζουν **ο αριθμός, η φύση και η διάρκεια της χρήσης των βρυσών ή υποδοχών ZNX που θα γίνουν κατά τη διάρκεια της αιχμής καθώς και ο ταυτοχρονισμός**. Ο ταυτοχρονισμός (στιγμιαία ροή ταυτοχρονισμού) αντιστοιχεί στη λογική μέγιστη ταυτόχρονη χρήση των βρυσών ή άλλων υποδοχών ZNX που είναι εγκατεστημένες στο ξενοδοχείο και αναμένονται να χρησιμοποιηθούν κατά τη διάρκεια της αιχμής σε μικρό χρονικό διάστημα. Η ροή ταυτοχρονισμού υπολογίζεται από εμπειρικές σχέσεις ανάλογα με την οικιακή ή επαγγελματική εφαρμογή [14], [13]. **Εμφανίζεται συνήθως στα 10 πρώτα λεπτά της αιχμής** (παράγραφος 5.2). Έτσι λοιπόν σε αυτά τα 10 λεπτά απαιτούνται μεγάλες ποσότητες ζεστού νερού. Στον υπόλοιπο χρόνο της αιχμής έχουμε ομαλή κατανάλωση του Z.N.X.
3. **Η θερμοκρασία χρήσης του ZNX**. Για την μελέτη μας θα χρησιμοποιήσουμε **τη θερμοκρασία 45°C για το ZNX** που προτείνει η Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2017 [11].
4. **Η θερμοκρασία του κρύου νερού που εισέρχεται**. Η τιμή αυτή εξαρτάται από διάφορους παράγοντες (π.χ. θερμοκρασία εδάφους από το οποίο περνάνε η σωλήνες του κρύου νερού). **Σύμφωνα με το Υπουργείο Περιβάλλοντος Ενέργειας και Κλιματικής Αλλαγής—Υ.Π.Ε.Κ.Α. για τον υπολογισμό των απαιτούμενων φορτίων για Z.N.X λαμβάνονται οι τιμές της μέσης μηνιαίας θερμοκρασίας νερού δικτύου όπως δίνονται στον πίνακα για κάθε κλιματική ζώνη που ανήκει η εκάστοτε περιοχή**. Η Κρήτη ανήκει στην Α κλιματική ζώνη και οι τιμές του νερού δικτύου εμφανίζονται στον πίνακα 3-1. **Για τους υπολογισμούς του φορτίου της αιχμής και για την διαστασιολόγηση του συμπληρωματικού συστήματος θα ορίσουμε την θερμοκρασία του κρύου νερού τους 20°C**.

Πίνακας 3-1 Μέση μηνιαία θερμοκρασία νερού δικτύου στην κλιματική ζώνη Α.

Πίνακας 3-1. Μέση μηνιαία θερμοκρασία νερού δικτύου στην κλιματική ζώνη Α.												
Κλιματική ζώνη	I	Φ	M	A	M	I	I	A	Σ	O	N	Δ
A	13,0	12,8	13,8	16,3	19,9	23,8	26,2	26,6	24,9	21,7	18,1	14,8

5. Η θερμοκρασία του ζεστού νερού στους συσσωρευτές κατά την έναρξη της αιχμής . Η θερμοκρασία αυτή σε ότι αφορά τους ηλιακούς συσσωρευτές δεν αποτελεί γενικά επιλογή σχεδιασμού, καθώς προκύπτει από τον τρόπο λειτουργίας του ηλιακού συστήματος κατά την προηγούμενη περίοδο της ημέρας, τη χρήση του από τις υποδοχές κατανάλωσης ZNX και την ηλιακή ακτινοβολία των ωρών της μέρας πριν την ώρα της αιχμής. Στην εργασία **κάνουμε την παραδοχή ότι στις μέρες με ηλιοφάνεια ο ηλιακός συσσωρευτής θα βρίσκεται στη θερμοκρασία των 60 °C κατά την έναρξη της αιχμής**, ενώ στις μέρες με συννεφιά θα απαιτείται προθέρμανση και του ηλιακού συσσωρευτή σ' αυτή τη θερμοκρασία για την αντιμετώπιση της αιχμής.

Σε ό,τι αφορά **τους συσσωρευτές του συμπληρωματικού συστήματος**, η θερμοκρασία αυτή για να επιλεγεί πρέπει να ληφθούν υπόψη οι εξής παράγοντες:

- Το φαινόμενο της διάβρωσης του υλικού του συσσωρευτή.
- Επικαθήσεις αλάτων στον εναλλάκτη (σερπαντίνα).
Αυτά τα φαινόμενα εντείνονται όταν το νερό στον συσσωρευτή είναι σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες από 60 – 65 °C.
- Η αποθήκευση ζεστού νερού σε χαμηλές θερμοκρασίες απαιτεί μεγαλύτερους συσσωρευτές. Άρα με την αύξηση της θερμοκρασίας μπορούμε να περιορίσουμε τον όγκο των συσσωρευτών.
- Σε χαμηλές θερμοκρασίες αναπτύσσονται βλαβερά βακτήρια όπως το βακτήριο Legionella Pneumophila που προκαλεί την Νόσο των Λεγεωνάριων (παράγραφος 3.1.4).

Με βάση τα παραπάνω, **επιλέγουμε ως ικανοποιητική λύση για την αποθήκευση Z.N.X στους συσσωρευτές τη θερμοκρασία των 60 °C**

- Ο χρόνος για προθέρμανση του ZNX.** Είναι ο απαιτούμενος χρόνος ώστε το νερό που εισέρχεται από το δίκτυο να ζεσταθεί στην θερμοκρασία που θέλουμε να το αποθηκεύσουμε στον συσσωρευτή. Συνήθως **ένας ικανοποιητικός χρόνος για τα ξενοδοχεία είναι 2 – 2,5 ώρες [13] για συστήματα με λέβητες πετρελαίου/υγραερίου.** Όταν χρησιμοποιούνται αντλίες θερμότητας, λόγω του περιορισμένου εύρους ρυθμών παραγωγής ZNX σε σύγκριση με τους αντίστοιχους των

λεβήτων πετρελαίου/υγραερίου, γίνεται αποδεκτός μεγαλύτερος χρόνος προθέρμανσης, της τάξης των 4 – 5 ωρών, ιδίως για προθέρμανση κατά τη διάρκεια των νυκτερινών ωρών μετά τα μεσάνυχτα.

3.1.3 Θερμική ροή του υγρού που χρησιμοποιείται για την θέρμανση του νερού στο συσσωρευτή.

Για ξενοδοχειακές μονάδες μπορούμε να ορίσουμε στην έξοδο από την πηγή ενέργειας, σε ότι αφορά λέβητες πετρελαίου/ υγραερίου το θερμικό υγρό να είναι στους 75 – 80 °C και με θερμοκρασιακή $\Delta T = 5-10$ °C μεταξύ εισόδου και εξόδου στον εναλλάκτη. Σε ό,τι αφορά τις αντλίες θερμότητας η θερμοκρασία προσαγωγής του ζεστού νερού είναι αρκετά χαμηλότερη αλλά και η παροχή του περιορίζεται από τις συνθήκες λειτουργίας της και είναι αρκετά χαμηλότερη από τις αντίστοιχες που πετυχαίνουμε με λέβητες πετρελαίου/υγραερίου (μικρότερη θερμική ισχύς).

3.1.4 Νόσος των Λεγεωνάριων

Η νόσος των Λεγεωνάριων ή λεγεωνέλλωση είναι οξεία νόσος του αναπνευστικού συστήματος που οφείλεται σε λοίμωξη από βακτήρια του γένους Λεγεωνέλλα ή Λεγιονέλλα. Περίπου το 90% όλων των λεγεωνελλώσεων οφείλονται στο βακτήριο *Legionella pneumophila* (Λεγεωνέλλα η πνευμονόφιλος), η οποία ευθύνεται για τη νόσο των λεγεωνάριων. Η νόσος των λεγεωνάριων έχει θνησιμότητα που μπορεί να φτάσει μέχρι το 15%, ενώ σε νοσηλευόμενους σε νοσοκομεία μπορεί να φτάσει μέχρι το 50% αν τα αντιβιοτικά αργήσουν να χορηγηθούν.

Οι λεγεωνέλλες είναι υδρόβια βακτήρια. Η *L. pneumophila* έχει βρεθεί μόνο σε υδάτινα συστήματα, όπως λίμνες, ποτάμια, δεξαμενές και συστήματα ύδρευσης και ψύξης μεγάλων κτιρίων, όπου ζει συμβιωτικά με την αμοιβάδα. Μπορεί να πολλαπλασιαστεί σε θερμοκρασίες ανάμεσα σε 20°C και 50°C, με ιδανική θερμοκρασία στους 35°C. Ευνοϊκοί παράγοντες για την ανάπτυξη είναι η παρουσία σκουριάς ή φυκιών. Όταν μολύνει τον άνθρωπο, το βακτήριο μπαίνει μέσα στα μακροφάγα και τα επιθηλιακά κύτταρα του πνεύμονα και αναπαράγεται μέσα στα κύτταρα. [14]

3.2 ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΚΑΙ ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

Τα βασικά δεδομένα του προβλήματος έχουν ως εξής:

- | | | |
|---|---|-----------|
| • Αριθμός δωματίων | = | 200 |
| • Μέσος αριθμός κλινών σε κάθε δωμάτιο | = | 2 |
| • Συνολικός αριθμός ανθρώπων στο ξενοδοχείο | = | 400 άτομα |
| • Κατανάλωση ZNX ανά άτομο και ημέρα | = | 100 lt |

Η τιμή των 100 lt ανά άτομο είναι σύμφωνη και με την T.O.T.E.E 20701-1/2017 [11] για ξενοδοχεία πολυτελείας θερινής λειτουργίας

- | | | |
|--------------------------------------|---|-----------|
| • Συνολική ημερήσια ζήτηση ZNX V_d | = | 40.000 lt |
|--------------------------------------|---|-----------|

- Θερμοκρασία ZNX T_u = 45 °C
- Θερμοκρασία κρύου νερού T_f = 20 °C
- Διάρκεια αιχμής t_{pu} = 1,5 h

Ο χρόνος αυτός είναι για ξενοδοχειακές μονάδες που το ZNX χρησιμοποιείται σε μικρό χρονικό διάστημα [13]. Αυτό το φαινόμενο εμφανίζεται τους καλοκαιρινούς μήνες διότι συνήθως οι άνθρωποι κάνουν μπάνιο κατά κύριο λόγο έπειτα από τις δραστηριότητες της ημέρας και πριν από την νυχτερινή έξοδο. Συνήθως αυτή η ώρα είναι στις 18:00 – 19:30 ή και αργότερα. Κατά τις ώρες αυτές η ενεργή συνεισφορά του ηλιακού συστήματος με βάση τα ημερήσια προφίλ της ηλιακής ακτινοβολίας είναι μηδενική [15].

- Αρχική θερμοκρασία συσσωρευτών κατά την έναρξη της αιχμής $T_s^0, T_a^0 = 60$ °C

Οι πιο συνήθεις **συμβολισμοί** που χρησιμοποιούνται στην εργασία, ο ορισμός των μεγεθών και οι μονάδες μέτρησης έχουν ως εξής:

T_f	Θερμοκρασία κρύου νερού δικτύου	°C
T_u	Θερμοκρασία Z.N.X.	°C
A_c	Επιφάνεια Ηλιακών Συλλεκτών	m ²
V_s	Όγκος Ηλιακού Συσσωρευτή	lt
T_s	Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή	°C
T_s^t	Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή τη χρονική στιγμή t	°C
V_a	Όγκος Συσσωρευτή Συμπληρωματικού Συστήματος	lt
T_a	Θερμοκρασία Συσσωρευτή Συμπληρωματικού Συστήματος	°C
T_a^t	Θερμοκρασία Συσσωρευτή Συμπληρωματικού Συστήματος τη χρονική στιγμή t	°C
Q	Θερμικό φορτίο (Ενέργεια, Ενεργειακή Απαίτηση, Αποθηκευμένη Ενέργεια, Αποδιδόμενη Ενέργεια)	kcal
q	Θερμική Ισχύς (Ρυθμός ροής θερμότητας)	Kcal/min kcal/hr, kW
q_{ss}	Θερμική ισχύς ηλιακής πηγής που αποδίδεται στον ηλιακό συσσωρευτή μέσω εναλλάκτη (ωφέλιμη)	

q_a	Θερμική ισχύς βοηθητικής πηγής που αποδίδεται στον ηλιακό συσσωρευτή μέσω εναλλάκτη (ωφέλιμη)	
q_a	Θερμική ισχύς πηγής του συμπληρωματικού συστήματος που αποδίδεται στο νερό μέσω εναλλάκτη (ωφέλιμη)	
V_{tp}	Συνολική Ζήτηση Z.N.X. εντός μιας χρονικής περιόδου t_p	lt
V_{tp}^T	Συνολική Ποσότητα Z.N. θερμοκρασίας T που απαιτείται εντός μιας χρονικής περιόδου t_p για την κάλυψη της ζήτησης	lt
D	Ρυθμός Ζήτησης Z.N.X. και ρυθμός εισόδου κρύου νερού στα συστήματα από το δίκτυο (μόνιμη κατάσταση)	lt/min
F, F^T	Ρυθμός ροής ζεστού νερού που απαιτείται από τους συσσωρευτές και γενικά τα συστήματα παραγωγής Z.N.X. σε θερμοκρασία T υψηλότερη της θερμοκρασίας χρήσης για την κάλυψη της ζήτησης και τροφοδοτεί την τελική βάνα ανάμιξης με κρύο νερό	lt/min
$D - F$	Ρυθμός ροής κρύου νερού στην τελική βάνα ανάμιξης	lt/min
A	Επιφάνεια Εναλλάκτη	m^2
U	Συνολικός Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας Εναλλάκτη	$W/(m^2 K)$
m_c	Ρυθμός ροής μάζας θερμικού υγρού σε εναλλάκτη	kg/s
f_i	Εγκατεστημένη ροή κατά την διάρκεια του ταυτοχρονισμού της αιχμής	lt/s
f_{min}	Ελάχιστη εγκατεστημένη ροή f_{min}	lt/s
f_c	Η λογικά απαιτούμενη ροή της εγκατάστασης κατά τη διάρκεια του ταυτοχρονισμού (υπολογιζόμενη)	lt/s
t	Χρόνος	min
ρ	Πυκνότητα	kg/lt
C_p	Ειδική Θερμότητα	kcal/(kg °C)
T_s^0	Αρχική Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή κατά την έναρξη της αιχμής	°C
T_a^0	Αρχική Θερμοκρασία Συσσωρευτών Συμπληρωματικού Συστήματος κατά την έναρξη της αιχμής	°C
$T_{a^{SP}}$	Set Point ταχυθερμοσιφώνων κατά τη λειτουργία τους	°C
T_{sp}	Set point απευθείας κάλυψης της ζήτησης από τον ηλιακό συσσωρευτή	°C

$T_{μέση}$ Η μέση θερμοκρασία ενός συσσωρευτή κατά τη χρονική διάρκεια λειτουργίας του ή $^{\circ}\text{C}$ κατά χρονικό βήμα Δt αριθμητικής προσομοίωσης της λειτουργίας του

ΔT_a Η απαιτούμενη ανύψωση θερμοκρασίας του νερού που εισέρχεται σε συσσωρευτή $^{\circ}\text{C}$ στη θερμοκρασία αποθήκευσης

$\Delta T_a = T_a^0 - T_f$ όταν στο συσσωρευτή εισέρχεται κρύο νερό του δικτύου

$\Delta T_a = T_a^0 - T_{μέση}$ όταν στο συσσωρευτή εισέρχεται νερό μέσης θερμοκρασίας $T_{μέση}$

3.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΑΠΑΙΤΗΣΕΩΝ ΚΑΙ ΦΟΡΤΙΟΥ ΑΙΧΜΗΣ

3.3.1 Γενική σχέση υπολογισμού ενεργειακών απαιτήσεων

Το ποσό θερμότητας που απαιτείται για να θερμάνουμε μία ποσότητα μάζας m κρύου νερού του δικτύου από τη θερμοκρασία της παροχής T_f στην επιθυμητή θερμοκρασία ZNX T_u δίνεται από τη σχέση

$$Q = m c_p (T_u - T_f) = V \rho c_p (T_u - T_f) \quad (3.1)$$

Σε όλη την εργασία θεωρούμε σταθερή τόσο την πυκνότητα όσο και την ειδική θερμότητα του νερού στο εύρος θερμοκρασιών που λειτουργούν τα συστήματά μας και ίσες με :

- Πυκνότητα νερού $\rho = 1.000 \text{ kg/m}^3 = 1 \text{ kg/lt}$
- Ειδική θερμότητα νερού $C_p = 1 \text{ kcal/(kg } ^{\circ}\text{C)} = 1 \text{ kcal/(lt } ^{\circ}\text{C)}$

Έτσι η γενική εξίσωση που χρησιμοποιούμε για τον υπολογισμό ενεργειακών απαιτήσεων παίρνει τη μορφή

$$Q = V (T_u - T_f) \quad (3.2)$$

Τη σχέση αυτή τη χρησιμοποιούμε για τις ενεργειακές απαιτήσεις κάλυψης της ζήτησης ZNX σε διάφορες χρονικές διάρκειες t .

$$Q_t = V_t (T_u - T_f) \quad (3.3)$$

Έτσι οι ημερήσιες ενεργειακές απαιτήσεις με βάση αυτή τη σχέση υπολογίζονται ως

$$Q_d = V_d (T_u - T_f) \quad (3.4)$$

ενώ της περιόδου αιχμής ως:

$$Q_{pu} = V_{pu} (T_u - T_f) \quad (3.5)$$

Όταν οι ενεργειακές απαιτήσεις καλύπτονται από νερό αποθηκευμένο ή παραγόμενο σε θερμοκρασία T υψηλότερη της θερμοκρασίας χρήσης T_u , με ανάμιξη με κρύο νερό θερμοκρασίας T_f , τότε οι απαιτήσεις παραγωγής ή χρήσης ZNX σ' αυτή τη θερμοκρασία είναι:

$$V_{pu}^T = V_{pu} \frac{T_u - T_f}{T - T_f} \quad (3.6)$$

έτσι ώστε να ικανοποιούνται ταυτόχρονα τα ισοζύγια μάζας και ενέργειας στη βάνα ανάμιξης ζεστού και κρύου νερού.

$$V_{pu}^T T + (V_{pu} - V_{pu}^T) * T_f = V_{pu} T_u \quad (3.7)$$

Η διαστασιολόγηση συσσωρευτών, πηγών ενέργειας και εναλλακτών θερμότητας πραγματοποιείται έτσι ώστε εντός καθορισμένου ή υπολογιζόμενου χρόνου τα συστήματα παραγωγής ZNX να παράγουν τις ποσότητες που απαιτούνται στη θερμοκρασία που απαιτούνται ώστε να καλύπτουν κάθε χρονική στιγμή τη ζήτηση ZNX στην καθορισμένη θερμοκρασία χρήσης.

Οι παραπάνω εξισώσεις με αντικατάσταση των συνολικών μεγεθών από τα αντίστοιχα των ρυθμών που απαιτούνται γίνονται:

$$q = D (T_u - T_f) \quad (3.8)$$

$$F^T = D \frac{T_u - T_f}{T - T_f} \quad (3.9)$$

Αντίστοιχα η ζήτηση που καλύπτεται από νερό θερμοκρασίας T δίνεται από τη σχέση

$$D = F^T \frac{T - T_f}{T_u - T_f} \quad (3.10)$$

3.3.2 Ταυτοχρονισμός

Ο ταυτοχρονισμός ορίζεται ως το μέγιστο ποσοστό των υποδοχών ZNX που θα κάνουν λογικά ταυτόχρονη χρήση του δικτύου διανομής του ZNX [14]. Συνήθως το ποσοστό αυτό είναι μεγάλο στην αρχή της αιχμής. Ο ταυτοχρονισμός παίζει σημαντικό παράγοντα στην διαστασιολόγηση του κεντρικού σωλήνα διανομής του ZNX με βάση την εγκαταστημένη ροή, αλλά και των συστημάτων που θα χρησιμοποιηθούν. Τα συστήματα με συσσωρευτές θα πρέπει να έχουν ζεστάνει τουλάχιστον αυτή την ποσότητα πριν την ώρα αιχμής. Οι ταχυθερμοσίφωνες επειδή παράγουν στιγμιαία το ζεστό νερό που απαιτείται θα πρέπει να

διαστασιολογηθούν κυρίως με αυτό το κριτήριο γιατί είναι η μεγαλύτερη ποσότητα νερού που πρέπει να παραχθεί σε μικρό χρονικό διάστημα. Στον Πίνακα 3-2 δίνεται η ελάχιστη ροή για ένα ντους και μια βρύση του νιπτήρα σύμφωνα με το πλέον πρόσφατο ισπανικό τεχνικό πρότυπο που είχαμε στη διάθεσή μας [14]. Η θερμοκρασία του κρύου νερού για την μετατροπή της ελάχιστης παροχής των 60 °C στη θερμοκρασία του ζεστού νερού χρήσης των 45 °C λαμβάνεται, όπως έχουμε αναφέρει προηγούμενα, στους 20 °C.

Πίνακας 3-2 Ελάχιστη ροή

Πίνακας 3-2. Ελάχιστη ροή			
Τύπος βρύσης ή υποδοχής	Ελάχιστη Παροχή κρύου Νερού (lt/ sec)	Ελάχιστη Παροχή ΖΝΧ στους 60 °C (lt/sec)	Ελάχιστη Παροχή ΖΝΧ στους 45 °C (lt/sec)
		[1]	[2]= [1]*(60-20)/(45-20) (3.10)
Νιπτήρας	0,1	0,07	0,11
Ντους	0,2	0,1	0,16

Για να βρούμε τον στιγμιαίο ρυθμό ταυτόχρονης ροής της εγκατάστασης [14] χρησιμοποιείται η εμπειρική σχέση (3.11) που αφορά ξενοδοχειακές μονάδες:

$$f_c = a * (f_i)^b + c \quad (3.11)$$

Όπου το a, b και c καθορίζονται από τον Πίνακα 3-3:

Πίνακας 3-3 Συντελεστές Σχέσης Υπολογισμού Ταυτόχρονης Ροής για Ξενοδοχεία

Πίνακας 3-3. Συντελεστές Σχέσης Υπολογισμού Ταυτόχρονης Ροής για Ξενοδοχεία					
Συντελεστές		α	β	c	
$f_i > 20 \text{ lt/sec}$		1,08	0,5	-1,83	
$f_i \leq 20 \text{ lt/sec}$	$f_{\min} < 0,5 \text{ lt/sec}$		0,698	0,5	-0,12
	$f_{\min} \geq 0,5 \text{ lt/sec}$	$f_i \leq 1 \text{ lt/sec}$	1	1	0
		$f_i > 1 \text{ lt/sec}$	1	0,366	0

Στον Πίνακα 3-4 υπολογίζεται η συνολική εγκατεστημένη στιγμιαία συνολική ροή.

Πίνακας 3-4 Υπολογισμός συνολικής στιγμιαίας εγκατεστημένης ροής ZNX

Πίνακας 3-4.Υπολογισμός συνολικής στιγμιαίας εγκατεστημένης ροής ZNX			
Τύπος βρύσης ή υποδοχής	Ελάχιστη Παροχή ZNX στους 45 °C (lt/sec)	Πλήθος υποδοχών	Συνολική στιγμιαία εγκατεστημένη ροή \dot{f}_i (lt/sec)
	[1]	[2]	[3] = [1]*[2]
Νιπτήρας	0,11	200	22,0
Ντους	0,16	200	32,0
		\dot{f}_i σε lt/sec =	54,0

Από τη σχέση 3.1 και επιλέγοντας τα **a**, **b** και **c** της εξίσωσης από τον Πίνακα 3-3 σύμφωνα με τα αποτελέσματα του Πίνακα 3-4 για $\dot{f}_i=54$ lt/sec >20 lt/sec υπολογίζουμε τη στιγμιαία λογική ταυτόχρονη ροή \dot{f}_c του συστήματος (Πίνακας 3-5) και την ονομαστική διάμετρο του κεντρικού σωλήνα διανομής του ZNX (Πίνακας 3-6). [14]

Πίνακας 3-5 Υπολογιζόμενη Στιγμιαία Ταυτόχρονη Ροή

Πίνακας 3-5. Υπολογιζόμενη Στιγμιαία Ταυτόχρονη ροή	
\dot{f}_c σε lt/sec =	6,11
\dot{f}_c / \dot{f}_i	6,11/54 = 11,3 %
\dot{f}_c σε m ³ /hr =	22,0

Πίνακας 3-6 Ονομαστική Διάμετρος κεντρικού σωλήνα ZNX

Πίνακας 3-6. Ονομαστική Διάμετρος κεντρικού σωλήνα ZNX		
Διάμετρος	65	mm
Μέγιστη Παροχή	23,0	m ³ /hr
	383,3	lt/min

3.3.3 Υπολογισμός ζήτησης αιχμής και ζήτηση αιχμής σχεδιασμού

Για τον υπολογισμό της ζήτησης κατά την αιχμή υπολογίζουμε τη ζήτηση που αντιστοιχεί στη χρήση κάθε βρύσης. Κάνουμε την υπόθεση του μέσου εύλογου χρόνου που διαρκεί κάθε χρήση [17] και στη συνέχεια την υπόθεση του πλήθους των χρήσεων ανά βρύση κατά την αιχμή (Πίνακας 3-7)

Πίνακας 3-7 Υπολογισμός ζήτησης αιχμής

Πίνακας 3-7. Υπολογισμός ζήτησης αιχμής						
	lt/sec	l/min	Διάρκεια χρήσης (min)	Ζήτηση ανά χρήση (lt)	Αριθμός χρήσεων κατά την αιχμή	Συνολική ζήτηση ZNX στην αιχμή(lt)
νιπτήρας	0,11	6,6	2	13,2	200	2.640
ντους	0,16	9,6	5	48,0	400	19.200
ΣΥΝΟΛΟ						21.840

Με βάση τους παραπάνω υπολογισμούς, στον Πίνακα 3-8 συνοψίζουμε τη βάση ζήτησης με την οποία θα γίνει ο σχεδιασμός των συμπληρωματικών συστημάτων κατά την αιχμή και το ποσοστό της (55 %) σε σχέση με την ημερήσια ζήτηση.

Πίνακας 3-8 Ζήτηση Αιχμής για το Σχεδιασμό

Πίνακας 3-8. Ζήτηση Αιχμής για το Σχεδιασμό	
Ημερήσια ζήτηση ZNX (lt)	40.000
Υπολογιζόμενη Ζήτηση Αιχμής (lt)	21.840
% της ημερήσιας ζήτησης	54,6%
% Της ημερήσιας ζήτησης στην αιχμή για τον σχεδιασμό	55%
Ζήτηση αιχμής ZNX για το σχεδιασμό (lt)	22.000

Άρα τα συστήματα που θα επιλεγθούν θα διαστασιολογηθούν ώστε να μπορούν να καλύψουν τον ταντοχρονισμό της αιχμής που είναι τα πρώτα 10 λεπτά της αιχμής (ή και κάποιο συνεχόμενο δεκάλεπτο στη διάρκειά της) και συνολικά τη διανομή 22.000 lt ZNX μέσα στα 90 min που διαρκεί η περίοδος αιχμής.

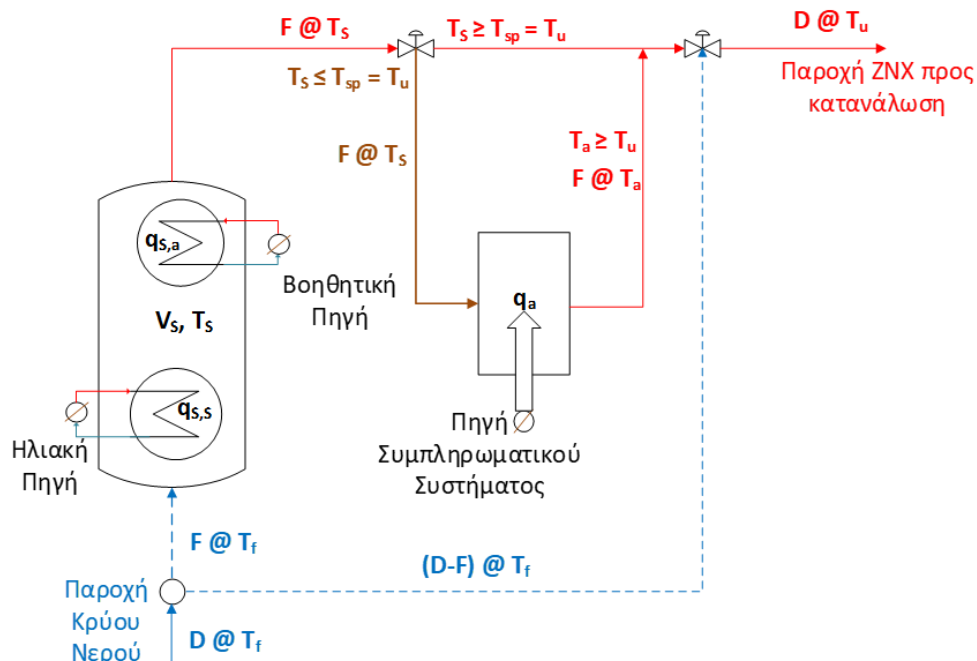
Στον πίνακα 3-9 δίνουμε τα δεδομένα και τον υπολογισμό του Θερμικού Φορτίου (Ενεργειακών Απαιτήσεων) κατά την αιχμή.

Πίνακας 3-9 Θερμικό Φορτίο Αιχμής

Πίνακας 3-9. Θερμικό Φορτίο Αιχμής		
Θερμοκρασία Κρύου Νερού T_f	°C	20
Θερμοκρασία ZNX T_u	°C	45
ΔT ZNX	°C	25
Ζήτηση Αιχμής V_{pu}	lt	22.000
Συνολικό Φορτίο Αιχμής $Q_{pu} = V_{pu} * (T_u - T_f)$	kcal	550.000

3.4 ΓΕΝΙΚΗ ΔΙΑΤΑΞΗ ΚΑΙ ΦΑΣΕΙΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Στο Σχήμα 3.1 παρουσιάζουμε τη γενική διάταξη λειτουργίας κατά τη διάρκεια της αιχμής που θα έχουν τα συστήματα παραγωγής και αποθήκευσης ZNX στο ξενοδοχείο.



Σχήμα 3.1 Γενική διάταξη λειτουργίας συστημάτων παραγωγής ZNX κατά τη διάρκεια της αιχμής

Το κρύο νερό του δικτύου θερμοκρασίας T_f και με ογκομετρική παροχή F εισέρχεται πάντοτε στον **ηλιακό συσσωρευτή** όγκου V_s . Ο συσσωρευτής αυτός διαθέτει δύο εναλλάκτες θερμότητας. Στον κάτω εναλλάκτη κυκλοφορεί το θερμικό υγρό των ηλιακών συλλεκτών που αποδίδει θερμότητα με ρυθμό $q_{s,s}$ και θερμαίνει το νερό του συσσωρευτή τις ημέρες που υπάρχει ηλιοφάνεια. Ο πάνω εναλλάκτης είναι συνδεδεμένος με μια βοηθητική πηγή και αποδίδει στο νερό του συσσωρευτή θερμότητα με ρυθμό $q_{s,a}$. Χρησιμοποιείται μόνο σε περίπτωση συννεφιάς και μόνο για να προθερμάνει το νερό του ηλιακού συσσωρευτή στην αρχική θερμοκρασία του πριν τη φάση αιχμής.

Το νερό από τον ηλιακό συσσωρευτή θερμοκρασίας T_s οδηγείται σε μια τρίοδη μηχανική/ηλεκτρονική θερμοστατική βάννα ρυθμισμένη σε μία set point θερμοκρασία T_{sp} (πάντοτε μεγαλύτερη ή το πολύ ίση με τη θερμοκρασία του ZNX, δηλαδή $T_{sp} \geq T_u$) που καθορίζει την απευθείας χρήση ή μη του νερού του ηλιακού συσσωρευτή για κάλυψη της ζήτησης:

- Όταν η θερμοκρασία του νερού του ηλιακού συσσωρευτή είναι μεγαλύτερη ή ίση από τη θερμοκρασία που έχει οριστεί ως set point στη βάννα, δηλαδή $T_s \geq T_{sp}$, τότε αυτό στέλνεται απευθείας προς την βάννα τελικής ανάμιξης με κρύο νερό για την κάλυψη της ζήτησης στις καταναλώσεις (**Φάση Α Λειτουργίας – Ηλιακός Συσσωρευτής Μόνο**).

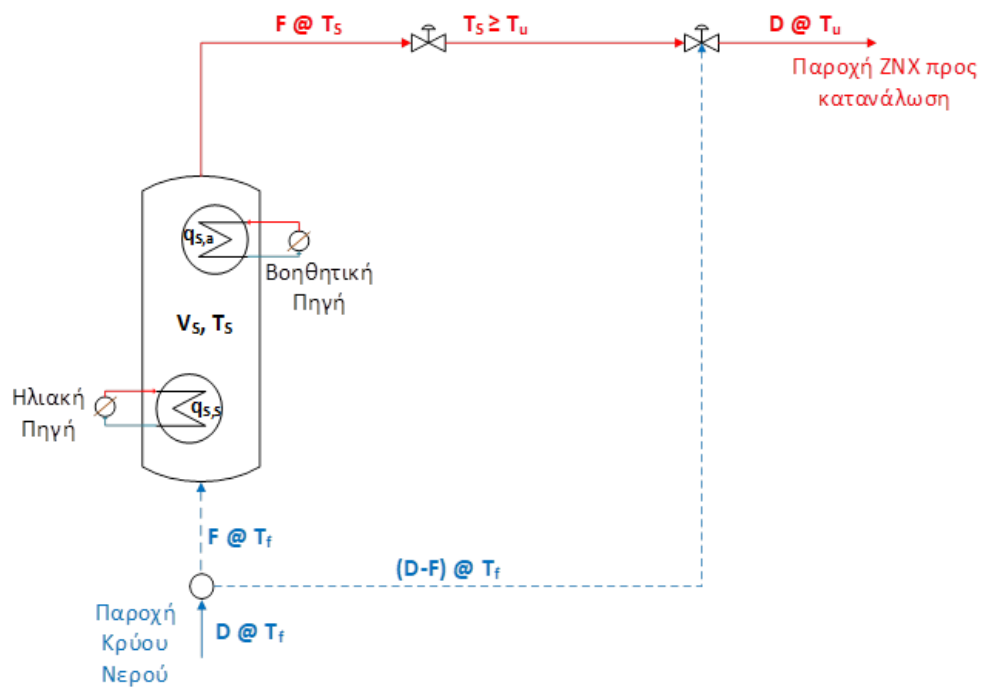
- Σε αντίθετη περίπτωση (δηλαδή $T_s < T_{sp}$) το νερό από τον ηλιακό συσσωρευτή στέλνεται στο συμπληρωματικό σύστημα που με τη βοήθεια μιας πηγής ενέργειας q_a ανεβάζει την θερμοκρασία του στην θερμοκρασία T_a που είναι μεγαλύτερη ή ίση με την θερμοκρασία χρήσης του T_u και έπειτα προωθείται προς το δίκτυο διανομής ZNX (Φάση Β Λειτουργίας – Συμπληρωματικό Σύστημα σε συνδυασμό με τον Ηλιακό Συσσωρευτή)

Πριν τις καταναλώσεις υπάρχει ακόμα μία τρίοδη μηχανική/ηλεκτρονική θερμοστατική βάννα που αναμειγνύει το ζεστό νερό από τα συστήματα ογκομετρικής παροχής F και θερμοκρασίας T_a (ή T_s) με ποσότητα $(D-F)$ κρύου νερού του δικτύου ώστε να καλύπτεται η ζήτηση D στην απαιτούμενη θερμοκρασία ZNX T_u .

Η θερμοκρασία set point της πρώτης βάννας ορίζεται συνήθως έτσι ώστε να έχει μία θερμοκρασιακή διαφορά της τάξης των 3 – 5 °C πάνω από τη θερμοκρασία χρήσης. Η ελάχιστη θερμοκρασία για το set point της βάννας αυτής είναι προφανώς η θερμοκρασία του ZNX, καθώς κάτω από αυτή τη θερμοκρασία δεν μπορεί να υπάρξει κάλυψη της ζήτησης απευθείας από τους ηλιακούς συσσωρευτές. **Στην εργασία επιλέγουμε να ορίσουμε ως θερμοκρασία set point της απευθείας εξυπηρέτησης της κατανάλωσης από το ηλιακό σύστημα τη θερμοκρασία του ZNX, δηλαδή $T_{sp} = T_u$**

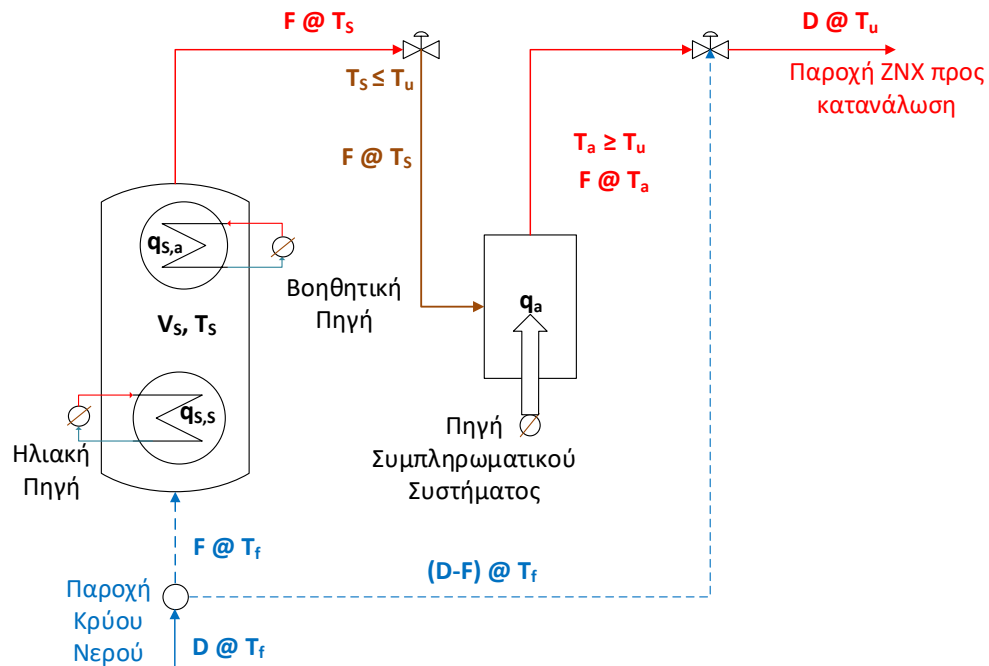
Οι γενικές διατάξεις λειτουργίας για κάθε Φάση Λειτουργίας, όπως ορίστηκαν προηγούμενα, παρουσιάζονται στα Σχήματα 3.2 και 3.3.

Φάση Α λειτουργίας – Ηλιακός Συσσωρευτής Μόνο



Σχήμα 3.2 Γενική Διάταξη Λειτουργίας της Φάσης Α – Ηλιακός Συσσωρευτής Μόνο

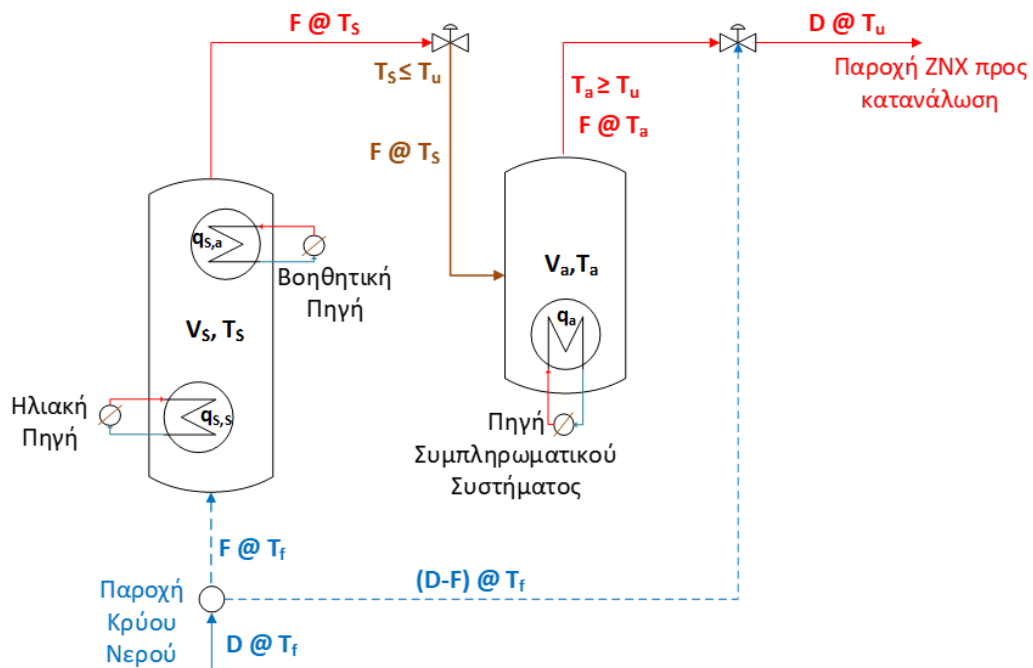
Φάση Β Λειτουργίας – Συμπληρωματικό Σύστημα σε συνδυασμό με τον ηλιακό συσσωρευτή



Σχήμα 3.3 Γενική Διάταξη Λειτουργίας της Φάσης Β – Συμπληρωματικό Σύστημα σε συνδυασμό με τον ηλιακό συσσωρευτή

Φάση Β Λειτουργίας – Συμπληρωματικό Σύστημα με Συσσωρευτές

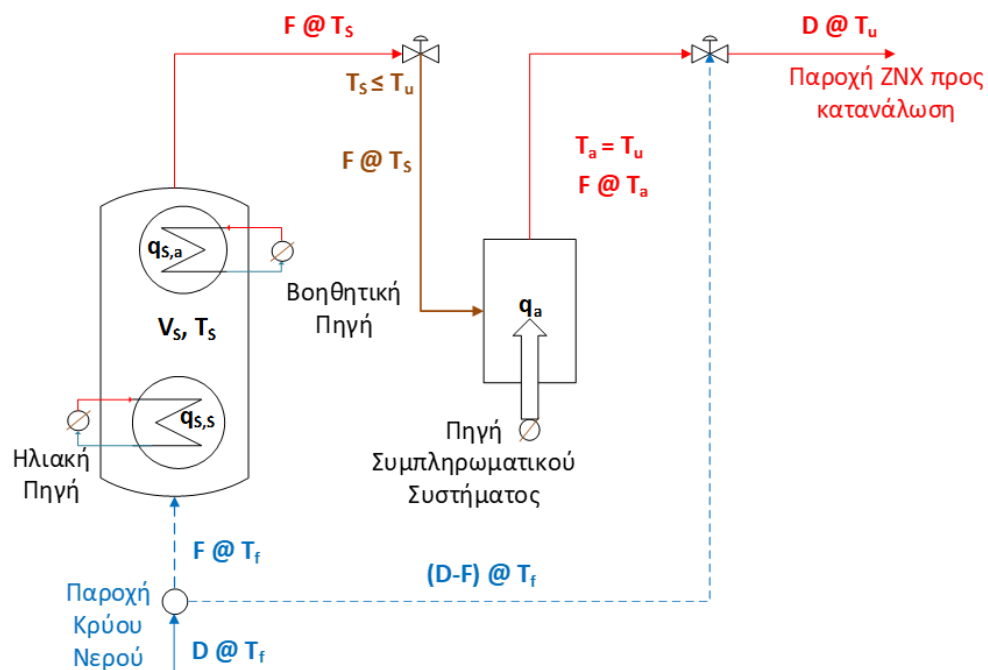
Στο Σχήμα 3.4 βλέπουμε την γενική διάταξη λειτουργίας της Φάσης Β όταν το συμπληρωματικό σύστημα χρησιμοποιεί συσσωρευτές.



Σχήμα 3.4 Γενική Διάταξη Λειτουργίας της Φάσης Β – Συμπληρωματικό Σύστημα με Συσσωρευτές

Το συμπληρωματικό σύστημα αποτελείται από συσσωρευτές όγκου V_a που είναι συνδεδεμένοι με μια πηγή που αποδίδει ωφέλιμη ισχύ q_a . Το νερό στους συσσωρευτές αυτούς είναι ήδη προθερμασμένο σε θερμοκρασία T_a^0 που είναι αρκετά υψηλότερη από την θερμοκρασία χρήσης του T_u , και κατά τη λειτουργία του στέλνει ζεστό νερό θερμοκρασίας T_a στην τελική βάννα ανάμιξης με κρύο νερό, ώστε σε κάθε χρονική στιγμή $T_a \geq T_u$.

Φάση Β Λειτουργίας – Ελάχιστες Ενεργειακές Απαιτήσεις



Σχήμα 3.5 Γενική Διάταξη Λειτουργίας της Φάσης Β με τις ελάχιστες ενεργειακές απαιτήσεις

Μία ιδιαίτερη διάταξη (ρύθμιση) λειτουργίας της Φάσης Β είναι αυτή που παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.5. Το χαρακτηριστικό αυτής της διάταξης είναι ότι **η θερμοκρασία εξόδου από το συμπληρωματικό σύστημα καθορίζεται ίση με τη θερμοκρασία του ZNX**, δηλαδή η πηγή του συμπληρωματικού συστήματος αποδίδει κάθε φορά την ελάχιστη ενέργεια που απαιτείται για την ανύψωση της θερμοκρασίας του νερού που παρέχει ο ηλιακός συσσωρευτής στη θερμοκρασία χρήσης (**ελάχιστες ενεργειακές απαιτήσεις**). Σε αυτή τη **ιδανική ρύθμιση** λειτουργίας $F = D$ και δεν χρειάζεται ανάμιξη με κρύο νερό στην τελική βάννα ανάμιξης για την ικανοποίηση της ζήτησης, δηλαδή $(D - F) = 0$. Η τεχνολογική λύση που μπορεί να προσεγγίσει πιο ικανοποιητικά τις ελάχιστες ενεργειακές απαιτήσεις είναι οι ταχυθερμοσίφωνες που είναι σε θέση να παράγουν στιγμιαία ζεστό νερό στη θερμοκρασία χρήσης του ή σε λίγο υψηλότερη θερμοκρασία από αυτήν, ανάλογα με τους τεχνολογικούς περιορισμούς ροής και ΔT που προσδιορίζουν τις ελάχιστες συνθήκες ενεργοποίησης της λειτουργίας τους (ενεργοποίηση εξαναγκασμένης καύσης).

3.5 ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

Στην παράγραφο αυτή συνοψίζουμε τη μεθοδολογία που ακολουθήσαμε για το σχεδιασμό του ηλιακού και του συμπληρωματικού συστήματος και περιγράφεται αναλυτικά στα επόμενα κεφάλαια.

Μέθοδος διαστασιολόγησης συσσωρευτών και συλλεκτών ηλιακού συστήματος

Ο σχεδιασμός του ηλιακού συστήματος (συλλεκτών και συσσωρευτών) έγινε ανεξάρτητα από τις απαιτήσεις αιχμής, για **ποσοστό κάλυψης 60% τουλάχιστον των συνολικών ετήσιων αναγκών** με τη μέθοδο των καμπυλών *f*. Η μεθοδολογία για το σχεδιασμό του ηλιακού συστήματος και τα αποτελέσματά της περιγράφεται αναλυτικά στο Κεφάλαιο 4.

Μέθοδος διαστασιολόγησης συσσωρευτών και πηγών συμπληρωματικού συστήματος

Αυτή η μέθοδος αφορά τα συστήματα που θερμαίνουν νερό στους συσσωρευτές μέσω εναλλακτών. Για να γίνει η αρχική διαστασιολόγηση του συμπληρωματικού συστήματος χρησιμοποιείται ο κανόνας 70% και η απόδοση πρώτης ώρας [18] σε συνδυασμό με εμπειρική μέθοδο ειδικά για ξενοδοχειακές εφαρμογές υπολογισμού του ελάχιστου όγκου των συσσωρευτών [17]. Στη συνέχεια γίνεται η επιλογή συνδυασμού όγκου συσσωρευτή-ισχύος πηγής με τα ειδικότερα κριτήρια που αφορούν ξενοδοχειακές εφαρμογές για τη ζήτηση αιχμής [13], [17].

Μέθοδος διαστασιολόγησης ταχυθερμοσιφώνων

Η διαστασιολόγηση των ταχυθερμοσιφώνων γίνεται κυρίως με βάση το μέγιστο ρυθμό ζήτησης ZNX, που αντιστοιχεί σε αυτόν του ταυτοχρονισμού. Άρα η διαστασιολόγηση γίνεται ώστε να καλύψουν την ποσότητα του νερού στον ταυτοχρονισμό και έτσι δεν θα έχουν πρόβλημα να καλύψουν και την υπόλοιπη αιχμή κατά την οποία η ροή του νερού θα είναι πιο ομαλή. Στην παράγραφο 3.1.6 υπολογίσαμε τις ανάγκες ζεστού νερού στον ταυτοχρονισμό. Διαιρώντας τις ανάγκες αυτές με τα λίτρα που μπορεί να παράγει ένας ταχυθερμοσίφωνας στιγμιαία βρίσκουμε πόσοι ταχυθερμοσίφωνες απαιτούνται. Μετά το πρώτο δεκάλεπτο που έχουμε τον ταυτοχρονισμό επειδή η ροή είναι πιο ομαλή και μικραίνουν οι απαιτήσεις σε ζεστό νερό το σύστημα ρύθμισης της συστοιχίας των ταχυθερμοσιφώνων μπορεί να προβαίνει σε επιλογή του αριθμού των ταχυθερμοσιφώνων που θα λειτουργούν ώστε να καλύπτουν τη ζήτηση με τη μέγιστη απόδοση.

4 ΜΑΘΗΜΑΤΙΚΑ ΜΟΝΤΕΛΑ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

4.1 ΣΚΟΠΟΣ

Η ανάγκη για τη χρήση μαθηματικών μοντέλων λειτουργίας των **συσσωρευτών θερμότητας** (θερμαντήρες- boilers είναι ισοδύναμη ορολογία που χρησιμοποιείται επίσης) προκύπτει από το γεγονός ότι πρέπει να εκτιμήσουμε τη συμπεριφορά των ηλιακών συσσωρευτών που χρησιμοποιούνται για την αποθήκευση και τη χρήση της ενέργειας του ηλιακού κυκλώματος των συλλεκτών στις συνθήκες σχεδιασμού και λειτουργίας του συμπληρωματικού συστήματος παραγωγής ZNX κατά τις δύο φάσεις λειτουργίας της περιόδου αιχμής. Επιπλέον, τα συμπληρωματικά συστήματα παραγωγής ZNX στηρίζονται κατά κύριο λόγο σε συσσωρευτές θερμότητας, με εξαίρεση τους ταχυθερμοσίφωνες. Επομένως, τα μαθηματικά μοντέλα λειτουργίας συσσωρευτών υποστηρίζουν και την προσομοίωση της συμπεριφοράς των συμπληρωματικών συστημάτων με συσσωρευτές, προκειμένου να αξιολογήσουμε τις σχεδιαστικές αποφάσεις που παίρνουμε για τη διαστασιολόγησή τους και να υπολογίσουμε τις πραγματικές καταναλώσεις κατά τη λειτουργία τους με διάφορα σενάρια λειτουργίας.

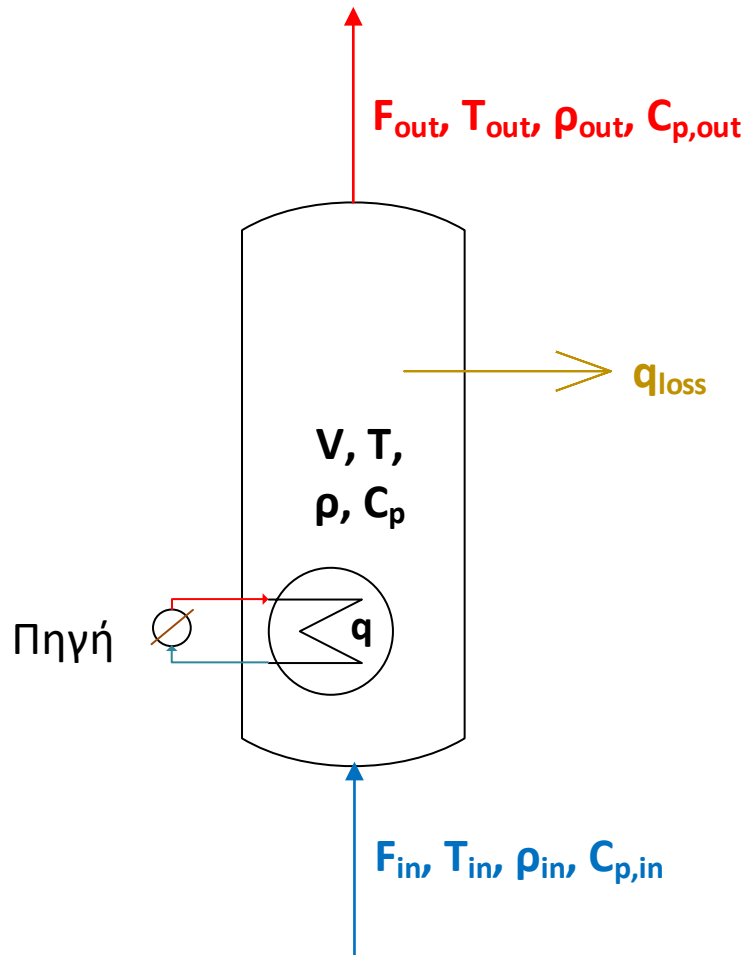
Ειδικότερα, με τη χρήση των μαθηματικών μοντέλων δυναμικής συμπεριφοράς των συσσωρευτών θερμότητας προσδιορίζουμε:

- τους χρόνους λειτουργίας τους προκειμένου να διαστασιολογηθούν κατάλληλα, στην περίπτωση κυρίως των συμπληρωματικών συστημάτων,
- τη σχετική συνεισφορά τους στην κάλυψη της ζήτησης και επομένως τις ενεργειακές απαιτήσεις που καλύπτει κάθε επιμέρους σύστημα, ηλιακό και συμπληρωματικό, και τις ενεργειακές καταναλώσεις που προκύπτουν (αποθηκευμένης ενέργειας και πηγής)

Η μεταβολή της θερμοκρασίας των συσσωρευτών σε συνάρτηση με το χρόνο λειτουργίας τους είναι σημαντική καθώς αν σε κάποια χρονική στιγμή βρεθούν σε θερμοκρασία χαμηλότερη της θερμοκρασίας χρήσης δεν επαρκούν να καλύψουν τη ζήτηση.

4.2 ΓΕΝΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Το γενικό μοντέλο λειτουργίας ενός συσσωρευτή θερμότητας (Σχήμα 4.1) σε συνάρτηση με τον χρόνο περιγράφεται από τις καταστατικές εξισώσεις του, δηλαδή από τα γενικά ισοζύγια μάζας και ενέργειας που έχουν ως εξής [18]:



Σχήμα 4.1 Συσσωρευτής θερμότητας

Γενικό ισοζύγιο μάζας συσσωρευτή θερμότητας

$$\frac{d(V \rho)}{dt} = F_{in} \rho_{in} - F_{out} \rho_{out} \quad (4.1)$$

Γενικό ισοζύγιο ενέργειας συσσωρευτή θερμότητας

$$\frac{d(V \rho c_p T)}{dt} = F_{in} \rho_{in} c_{p,in} T_{in} - F_{out} \rho_{out} c_{p,out} T_{out} + q - q_{loss} \quad (4.2)$$

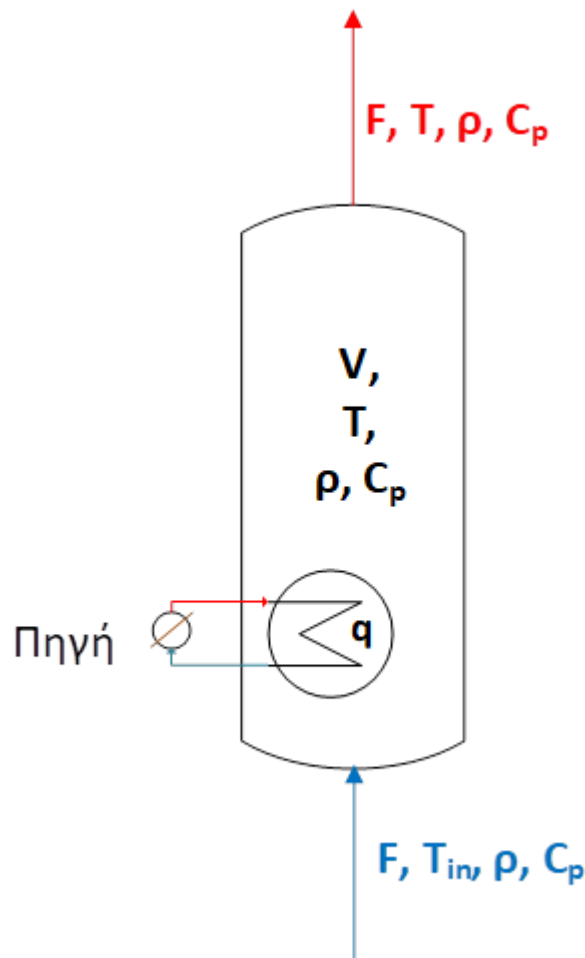
Για την επίλυση των εξισώσεων αυτών συναρτήσει του χρόνου απαιτούνται και οι αντίστοιχες των

ρυθμών μεταφοράς θερμότητας από την πηγή προς το συσσωρευτή μέσω του εναλλάκτη q και των απωλειών από τα τοιχώματα του συσσωρευτή προς το περιβάλλον q_{loss} .

Στην εργασία έχουμε θεωρήσει τις απώλειες από τα τοιχώματα του συσσωρευτή προς το περιβάλλον κατά τη διάρκεια της αιχμής αμελητέες, δηλαδή $q_{loss} = 0$, σε σχέση με τις ημερήσιες απώλειες και δεν τις συμπεριλαμβάνουμε στην προσομοίωση της λειτουργίας των συσσωρευτών.

4.3 ΓΕΝΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΛΕΙΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΛΗΡΟΥΣ ΑΝΑΜΙΞΗΣ

Ο συσσωρευτής πλήρους ανάμιξης (**well mixed tank**) (Σχήμα 4.2) αποτελεί ένα απλοποιημένο μοντέλο για τη μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς συσσωρευτών σε συνάρτηση με το χρόνο.



Σχήμα 4.2 Συσσωρευτής πλήρους ανάμιξης

Στο συσσωρευτή πλήρους ανάμιξης γίνεται η παραδοχή ότι σε κάθε χρονική στιγμή όλη η μάζα του νερού στο δοχείο βρίσκεται στην ίδια θερμοκρασία και έχει τις ίδιες ιδιότητες (πυκνότητα, ειδική θερμότητα).

Επί πλέον, το ρεύμα εξόδου από το συσσωρευτή έχει την ίδια θερμοκρασία και λοιπές ιδιότητες με τη μάζα του νερού που βρίσκεται μέσα στο δοχείο. [18], [19]

Για τους σκοπούς αυτής της εργασίας κάνουμε την επί πλέον παραδοχή ότι η στάθμη h του νερού μέσα στο συσσωρευτή παραμένει σταθερή, δηλαδή ο όγκος του νερού μέσα στο δοχείο παραμένει σταθερός, καθώς $V = A h$, όπου A η επιφάνεια της βάσης του συσσωρευτή και έτσι

$$\frac{dV}{dt} = \frac{d(A h)}{dt} = A \frac{dh}{dt} = 0$$

Τότε το ισοζύγιο μάζας παίρνει τη μορφή:

$$\rho \frac{dV}{dt} = F_{in} \rho - F_{out} \rho = 0$$

και επομένως

$$F_{in} = F_{out} = F$$

Αντίστοιχα το ισοζύγιο ενέργειας παίρνει τη μορφή:

$$V \rho c_p \frac{dT}{dt} = F \rho c_p T_{in} - F \rho c_p T + q \quad (4.3)$$

ή

$$\frac{dT}{dt} = \frac{F}{V} T_{in} - \frac{F}{V} T + \frac{q}{V \rho c_p} \quad (4.4)$$

4.4 ΜΟΝΤΕΛΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΛΗΡΟΥΣ ΑΝΑΜΙΞΗΣ ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΗ ΡΟΗ ΕΙΣΟΔΟΥ-ΕΞΟΔΟΥ

Κάνοντας επί πλέον τις υποθέσεις:

1. Πυκνότητα νερού $\rho = 1 \text{ kg/l}$
2. Ειδική θερμότητα νερού $c_p = 1 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$
3. Σταθερός ρυθμός ροής θερμότητας q από την πηγή ή τις πηγές (μέση τιμή, ανεξάρτητη του χρόνου)
4. Σταθερή παροχή εισόδου-εξόδου F ανεξάρτητη του χρόνου

το ισοζύγιο ενέργειας του συσσωρευτή απλοποιείται σε:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{F}{V} T_{in} - \frac{F}{V} T + \frac{q}{V} \quad (4.5)$$

ή

$$\frac{dT}{dt} = \frac{F}{V} T_{in} + \frac{q}{V} - \frac{F}{V} T$$

ή

$$\frac{dT}{dt} = \alpha + \beta T \quad (4.6)$$

Όπου οι σταθεροί συντελεστές α και β έχουν τις τιμές

$$\alpha = \frac{F}{V} T_{in} + \frac{q}{V} \quad (4.7)$$

και

$$\beta = -\frac{F}{V} \quad (4.8)$$

Η εξίσωση (4.6) είναι γραμμική διαφορική εξίσωση πρώτης τάξης με σταθερούς συντελεστές που έχει τη γενική λύση [19]:

$$T^t = T(t) = \left(\frac{\alpha}{\beta} + T^0 \right) e^{\beta t} - \frac{\alpha}{\beta} \quad (4.9)$$

Όπου, $T^0 = T(0)$, η αρχική θερμοκρασία του συσσωρευτή τη χρονική στιγμή $t=0$ και

$T^t = T(t)$, η θερμοκρασία του συσσωρευτή τη χρονική στιγμή t

Λύνοντας την εξίσωση (4.9) ως προς τη χρονική διάρκεια t_p που απαιτείται ώστε ο συσσωρευτής να φθάσει σε επιθυμητή θερμοκρασία T^{tp} από μια αρχική θερμοκρασία T^0 καταλήγουμε στην ακόλουθη σχέση

$$t_p = \frac{1}{\beta} \ln \frac{\frac{\alpha}{\beta} + T^{tp}}{\frac{\alpha}{\beta} + T^0} \quad (4.10)$$

4.5 ΜΟΝΤΕΛΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΛΗΡΟΥΣ ΑΝΑΜΙΞΗΣ ΜΕ ΣΥΝΕΧΩΣ ΜΕΤΑΒΑΛΛΟΜΕΝΗ ΡΟΗ ΕΙΣΟΔΟΥ-ΕΞΟΔΟΥ

Τα προηγούμενα ισχύουν όταν στην εξίσωση (4.6) υπάρχει ο γραμμικός όρος βT , δηλαδή $\beta \neq 0$

Το ισοζύγιο ενέργειας του συσσωρευτή πλήρους ανάμιξης παίρνει μια ειδική μορφή όταν τα ρεύματα εισόδου-εξόδου είναι αντιστρόφως ανάλογα της θερμοκρασιακής διαφοράς $T - T_{in}$, όπως π.χ. της μορφής

$$F = D (T_u - T_{in}) / (T - T_{in}) \quad (4.11)$$

Τότε

$$\frac{dT}{dt} = \frac{F}{V} T_{in} + \frac{q}{V} - \frac{F}{V} T = \frac{F}{V} (T_{in} - T) + \frac{q}{V} = -\frac{D}{V} (T_u - T_{in}) + \frac{q}{V} \quad (4.12)$$

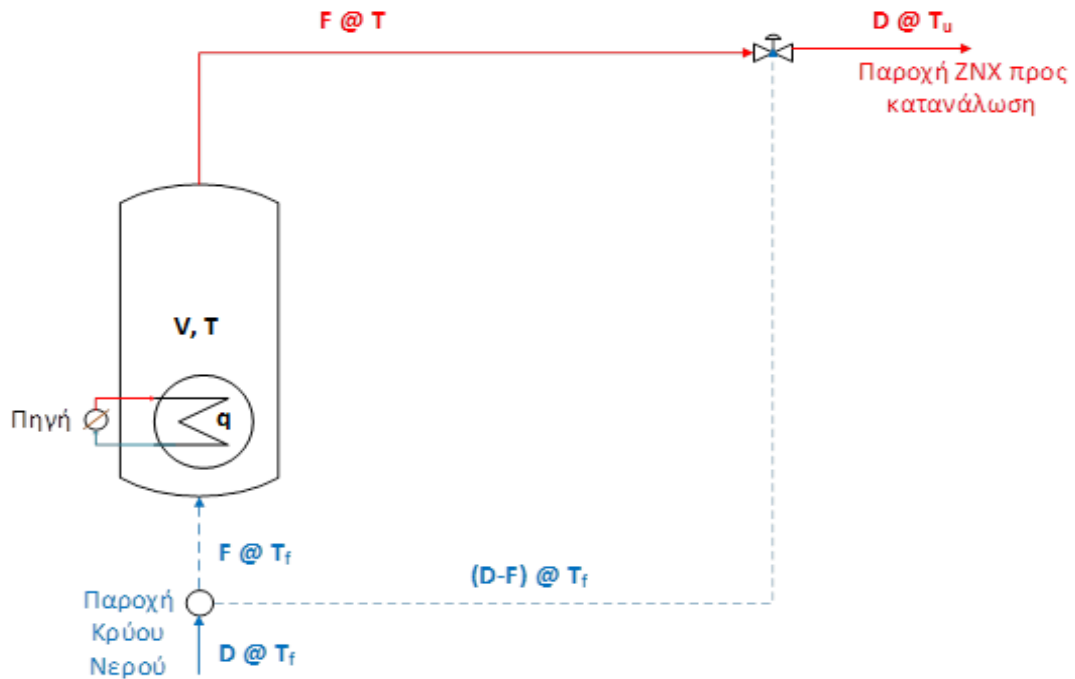
Επειδή το δεύτερο μέλος της εξίσωσης είναι σταθερό, ανεξάρτητο του χρόνου, η θερμοκρασία του συσσωρευτή μεταβάλλεται γραμμικά σε συνάρτηση με το χρόνο [19] και δίνεται από τη σχέση

$$T^t = T(t) = T^0 + \left(-\frac{D}{V} (T_u - T_{in}) + \frac{q}{V} \right) t \quad (4.13)$$

Ο χρόνος t_p που απαιτείται για να φτάσει ο συσσωρευτής σε θερμοκρασία T^{t_p} δίνεται από τη σχέση

$$t_p = \frac{T^{t_p} - T^0}{\left(-\frac{D}{V} (T_u - T_{in}) + \frac{q}{V} \right)} \quad (4.14)$$

Η περίπτωση αυτή παρουσιάζεται στο σχήμα που ακολουθεί και ισχύει κατά τη Φάση Λειτουργίας Α – Μόνο Ηλιακός, όταν κάνουμε την υπόθεση ότι ρυθμίζουμε συνεχώς τη ροή F που αντλούμε από τον συσσωρευτή (και που μπαίνει σε αυτόν), ώστε κάνοντας την ανάμιξη με την αντίστοιχη ποσότητα $(D - F)$ του κρύου νερού θερμοκρασίας $T_{in} = T_f$ να πετυχαίνουμε την σταθερή παραγωγή D ΖΝΧ στην επιθυμητή θερμοκρασία T_u .



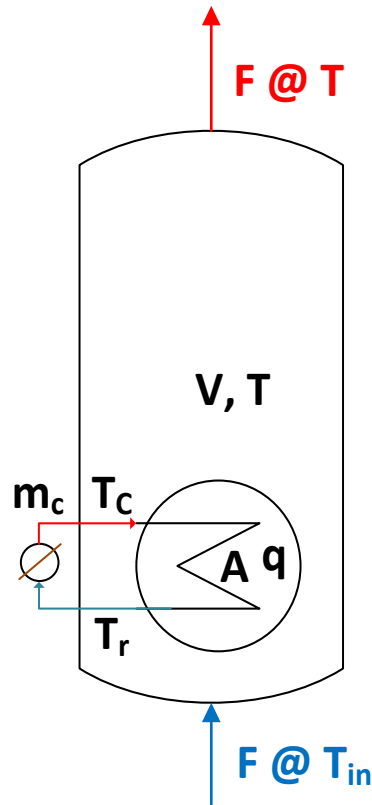
Σχήμα 4.3 Φάση λειτουργίας Α – Ηλιακός Συσσωρευτής Μόνο

4.6 ΜΟΝΤΕΛΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΛΗΡΟΥΣ ΑΝΑΜΙΞΗΣ ΜΕ ΕΣΩΤΕΡΙΚΟ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Στη συνέχεια αναπτύσσουμε τις εξισώσεις που περιγράφουν τη λειτουργία των εσωτερικών εναλλακτών των συσσωρευτών. Στους εναλλάκτες ρέει το θερμικό υγρό ή το ζεστό νερό που παρέχεται από το κύκλωμα της πηγής (ηλιακοί συλλέκτες, λέβητας, αντλία θερμότητας) και αποδίδει την ενέργειά του θερμαίνοντας το νερό του συσσωρευτή.

Στην αρχή δίνουμε τις γενικές εξισώσεις που περιγράφουν τη μετάδοση θερμότητας από τον εναλλάκτη στο συσσωρευτή ανά πάσα χρονική στιγμή και ισχύουν τόσο στη φάση προθέρμανσης ενός συσσωρευτή όσο και στη φάση της αιχμής. [4], [20]

Στη συνέχεια δείχνουμε την εφαρμογή τους κατά την αιχμή (μόνιμη κατάσταση ή προσεγγιστικά μόνιμη κατάσταση για μικρά χρονικά διαστήματα) και κατά την προθέρμανση, οπότε δίνουμε την ταυτόχρονη λύση του ισοζυγίου ενέργειας του συσσωρευτή με τις εξισώσεις λειτουργίας του εναλλάκτη που παρέχουν την ενέργεια q στο συσσωρευτή.



Σχήμα 4.4 Συσσωρευτής πλήρους ανάμιξης με εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας

Η γενική εξίσωση μεταφοράς θερμότητας από εναλλάκτη είναι η:

$$q = U A \Delta T_{LM} \quad (4.15)$$

Όπου,

- U ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη σε $W/(m^2 K)$
- A η επιφάνεια του εναλλάκτη σε m^2
- ΔT_{LM} η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας σε K στα δύο άκρα του εναλλάκτη, η οποία ορίζεται από τη σχέση:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_r - \Delta T_c}{\ln\left(\frac{\Delta T_r}{\Delta T_c}\right)} \quad (4.16)$$

Στην περίπτωση του συσσωρευτή πλήρους ανάμιξης η θερμοκρασία από την πλευρά του «κρύου» υγρού είναι η ίδια και στις δύο πλευρές του εναλλάκτη και ίση με τη θερμοκρασία του νερού στο συσσωρευτή, οπότε οι θερμοκρασιακές διαφορές στην κρύα και τη ζεστή πλευρά του θερμικού υγρού του εναλλάκτη παίρνουν τη μορφή

$$\Delta T_r = T_r - T$$

$$\Delta T_c = T_c - T$$

και επομένως

$$q = U A \frac{(T_r - T) - (T_c - T)}{\ln\left(\frac{T_r - T}{T_c - T}\right)} = U A \frac{T_r - T_c}{\ln\left(\frac{T_r - T}{T_c - T}\right)} \quad (4.17)$$

Όμως:

$$q = m_c C_{pc} (T_c - T_r) \quad (4.18)$$

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (4.17) και (4.18) στην εξίσωση (4.19) και λύνοντας ως προς τη θερμοκρασία επιστροφής T_r του θερμικού υγρού στην πηγή καταλήγουμε στην εξίσωση (4.20).

$$m_c C_{pc} (T_c - T_r) = U A \frac{T_r - T_c}{\ln\left(\frac{T_r - T}{T_c - T}\right)} \quad (4.19)$$

$$m_c C_{pc} = - U A \frac{1}{\ln\left(\frac{T_r - T}{T_c - T}\right)}$$

$$\ln\left(\frac{T_r - T}{T_c - T}\right) = - \frac{U A}{m_c C_{pc}}$$

$$\frac{T_r - T}{T_c - T} = e^{-\frac{U A}{m_c C_{pc}}}$$

$$T_r = T + (T_c - T) e^{-\frac{U A}{m_c C_{pc}}} \quad (4.20)$$

Ορίζουμε την παράμετρο Λ :

$$\Lambda = e^{-\frac{U A}{m_c C_{pc}}} \quad (4.21)$$

Οπότε έχουμε

$$T_r = T + (T_c - T) \Lambda \quad (4.22)$$

Στην περίπτωση **μόνιμης λειτουργίας (steady state)** στην οποία ο συσσωρευτής διατηρείται σε σταθερή θερμοκρασία με τροφοδότησή του από την πηγή μέσω του εναλλάκτη με τον απαιτούμενο ρυθμό μεταφοράς θερμότητας q και για καθορισμένη ροή θερμικού υγρού, το $\Delta T = T_c - T_r$ στα άκρα της ζεστής πλευράς του εναλλάκτη (προσαγωγή θερμικού υγρού από την πηγή και επιστροφή του στην πηγή) παραμένει σταθερό, οπότε μπορούμε να λύσουμε την (4.22) ως προς τη μέγιστη θερμοκρασία του συσσωρευτή που μπορεί να υποστηρίξει αυτή την εναλλαγή θερμότητας.

$$T = \frac{T_r - T_c \Lambda}{1 - \Lambda} \quad (4.23)$$

Όταν το νερό του συσσωρευτή βρίσκεται σε χαμηλότερη από αυτή τη θερμοκρασία δεν υπάρχει πρόβλημα μεταφοράς θερμότητας από τον εναλλάκτη προς το νερό του δοχείου.

Η σχέση (4.23) χρησιμοποιείται για τους υπολογισμούς ελέγχου της επάρκειας των τυποποιημένων εναλλακτών κατά την αιχμή που είναι διαθέσιμοι προς ενσωμάτωση στους συσσωρευτές (boilers) του συμπληρωματικού συστήματος που επιλέγουμε (Κεφάλαιο 6)

Μία ιδιαίτερη εφαρμογή της σχέσης (4.23) παρουσιάζεται και κατά τους υπολογισμούς του συντελεστή απολαβής συλλέκτη-εναλλάκτη κατά τη διαστασιολόγηση του ηλιακού συστήματος (Κεφάλαιο 5)

Στη **φάση προθέρμανσης $F = 0$** , οπότε το ισοζύγιο ενέργειας του συσσωρευτή της εξίσωσης (4.3) σε συνδυασμό με τη σχέση (4.18) παίρνει τη μορφή

$$V \rho c_p \frac{dT}{dt} = \dot{q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_c - T_r) \quad (4.24)$$

$$V \rho c_p \frac{dT}{dt} = F_c \rho_c C_{pc} (T_c - T_r) \quad (4.25)$$

$$V \rho c_p \frac{dT}{dt} = F_c \rho_c C_{pc} (T_c - (T + (T_c - T) \Lambda))$$

$$V \rho c_p \frac{dT}{dt} = F_c \rho_c C_{pc} T_c (1 - \Lambda) - F_c \rho_c C_{pc} (1 - \Lambda) T$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{F_c \rho_c C_{pc}}{V \rho c_p} T_c (1 - \Lambda) - \frac{F_c \rho_c C_{pc}}{V \rho c_p} (1 - \Lambda) T \quad (4.26)$$

Θεωρώντας τη θερμοκρασία προσαγωγής του θερμικού υγρού στον εναλλάκτη T_c και την παροχή του θερμικού υγρού F_c σταθερές, καθώς και τις αντίστοιχες θερμοφυσικές ιδιότητές του θερμικού υγρού και του νερού του συσσωρευτή, η εξίσωση (4.26) καταλήγει σε γραμμική διαφορική πρώτης τάξης με σταθερούς συντελεστές της μορφής

$$\frac{dT}{dt} = \alpha + \beta T$$

Όπου οι σταθερές παράμετροι α και β έχουν τις τιμές

$$\alpha = \frac{F_c \rho_c C_{pc}}{V \rho c_p} T_c (1 - \Lambda) \quad (4.27)$$

και

$$\beta = -\frac{F_c \rho_c C_{pc}}{V \rho c_p} (1 - \Lambda) \quad (4.28)$$

Η εξίσωση έχει τη γενική λύση που δίνεται από τη σχέση (4.9)

$$T^t = T(t) = \left(\frac{\alpha}{\beta} + T^0 \right) e^{\beta t} - \frac{\alpha}{\beta} \quad (4.9)$$

Ενώ ο χρόνος t_p που χρειάζεται για να προθερμανθεί το νερό του συσσωρευτή από μία αρχική θερμοκρασία T^0 σε μία τελική θερμοκρασία T^p δίνεται από τη σχέση (4.10)

$$t_p = \frac{1}{\beta} \ln \frac{\frac{\alpha}{\beta} + T^p}{\frac{\alpha}{\beta} + T^0} \quad (4.10)$$

Στο Κεφάλαιο 5 και στο Κεφάλαιο 6 χρησιμοποιούμε τις παραπάνω σχέσεις για να προσδιορίσουμε τον συνολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U των τυποποιημένων εναλλακτών που είναι διαθέσιμοι για ενσωμάτωση στους συσσωρευτές (boilers), από τα αποτελέσματα των δοκιμών προθέρμανσης που δίνουν οι κατασκευαστές (Ενότητα Γ.2 του Παραστήματος Γ) και στη συνέχεια για να λύσουμε τις διάφορες φάσεις προθέρμανσης που χρειαζόμαστε στις συνθήκες λειτουργίας των λύσεων που μελετάμε.

5 ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΤΟ ΞΕΝΟΔΟΧΕΙΟ

5.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΗΝΙΑΙΟΥ ΦΟΡΤΙΟΥ

Η διαστασιολόγηση του ηλιακού συστήματος στο ξενοδοχείο γίνεται για την κάλυψη των ετήσιων αναγκών μέσω των υπολογισμών ζήτησης και φορτίου για κάθε μήνα λειτουργίας. Στους γενικούς υπολογισμούς λαμβάνεται υπόψη και το φορτίο που απαιτείται για να καλύπτονται και οι απώλειες του δικτύου διανομής του ζεστού νερού (δείκτης L).

Το συνολικό φορτίο του μήνα $Q_{m,total}$ υπολογίζεται ως εξής:

$$Q_{m,total} = Q_m + Q_{m,L}$$

Ενώ το συνολικό ημερήσιο φορτίο υπολογίζεται ως εξής:

$$Q_{d,total} = Q_d + Q_{d,L}$$

Το ημερήσιο φορτίο Q_d για την θέρμανση του ζεστού νερού χρήσης υπολογίζεται ως εξής:

$$Q_d = V_d * (T_u - T_f) \quad (5.1)$$

Ενώ το μηνιαίο φορτίο Q_m για τη θέρμανση του ΖΝΧ υπολογίζεται με την παρακάτω σχέση:

$$Q_m = N * (T_u - T_f) * V_d \quad (5.2)$$

Όπου N ο αριθμός των ημερών του μήνα.

Οι μηνιαίες απώλειες $Q_{m,L}$ του δικτύου διανομής ζεστού νερού υπολογίζονται με την παρακάτω σχέση:

$$Q_{m,L} = N * t * U * l \quad (5.3)$$

Όπου

- t : Η ημερήσια διάρκεια χρήσης του δικτύου (second). Για τα ξενοδοχεία είναι $t = 24 \text{ h} = 86.400 \text{ sec}$.
- N : Οι ημέρες του μήνα
- U : Ο μέσος συντελεστής απωλειών σωλήνων, ο οποίος υπολογίζεται από τη σχέση:

$$U = \Psi_d * (T_u - T_{amb})$$

Ψ_d : γραμμική μετάδοση. Συνήθως σε εγκαταστάσεις με ζεστό νερό επιλέγονται χαλυβδοσωλήνες για την διέλευση του Ζ.Ν.Χ. Το δίκτυο αποτελείται από σωλήνα ενιαίας διαμέτρου, συνήθως 1^{1/4"} και το πάχος της μόνωσης για σωλήνες που έχουν διέλευση σε εσωτερικούς χώρους θα είναι σύμφωνα με τον πίνακα 4.7 της Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2017 [11] 9mm. Με αυτά τα δεδομένα και από πίνακα 4.9 της Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2017 η γραμμική μετάδοση είναι 0,27 W/m*K.

T_{amb} : η θερμοκρασία του περιβάλλοντος του χώρου διέλευσης των σωληνώσεων. Συνήθως οι σωλήνες στα ξενοδοχεία κινούνται σε εσωτερικό χώρο έτσι η θερμοκρασία δεν αλλάζει ραγδαία στους μήνες που το ξενοδοχείο θα είναι σε λειτουργία. Γι' αυτό το λόγο επιλέχθηκε η θερμοκρασία αυτή να είναι στους 22,5 °C.

- **l :** Το συνολικό μήκος του δικτύου. Υποθέτουμε ότι το μήκος του δικτύου είναι περίπου 8 - 10 m ανά δωμάτιο και ότι το δίκτυο είναι από σωλήνα ενιαίας διαμέτρου, συνήθως 1^{1/4"}. Επιλέχθηκε 9m ανά δωμάτιο.

Οι ημερήσιες απώλειες $Q_{d,L}$ υπολογίζονται ως εξής:

$$Q_{d,L} = t * U * l \quad (5.4) \quad [21]$$

Πίνακας 5-1. Υπολογισμός μηνιαίου φορτίου παραγωγής ζεστού νερού χρήσης θερμοκρασίας $T_u = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ και απωλειών δικτύου διανομής												
Μήνας	Αρ ημερών	Πληρότητα	Ατομα ανά μήνα	Συνολική ημερήσια κατανάλωση V_d (lt)	Θερμοκρασία κρύου νερού T_r ($^{\circ}\text{C}$)	Διαφορά θερμοκρασίας $T_u - T_r$ ($^{\circ}\text{C}$)	Μέσο μηνιαίο φορτίο Q_m (kcal)	Μέσο ημερήσιο φορτίο Q_d (kcal)	Μέσες μηνιαίες απώλειες δικτύου $Q_{m,L}$ (kcal)	Μέσες ημερήσιες απώλειες δικτύου $Q_{d,L}$ (kcal)	Ολικό φορτίο ανά μήνα $Q_{m,total}$ (kcal)	Ολικό φορτίο ανά ημέρα $Q_{d,L}$ (kcal)
[1]	[2]	[3]	[4]	[5]	[6]	[7]	[8]	[9]	[10]	[11]	[12]	[13]
						$T_u - [6]$	Από σχέση (5.2)	Από σχέση (5.1)	Από σχέση (5.3)	Από σχέση (5.4)	[8]+[10]	[9]+[11]
Ιανουάριος	31	0%	0	0	13	32	0	0	0	0	0	0
Φεβρουάριος	28	0%	0	0	12,8	32,2	0	0	0	0	0	0
Μάρτιος	31	0%	0	0	13,8	31,2	0	0	0	0	0	0
Απρίλιος	30	60%	240	24.000	16,3	28,7	20.664.000	688.800	6.774.271	225.809	27.438.271	914.609
Μάιος	31	80%	320	32.000	19,9	25,1	24.899.200	803.200	7.000.080	225.809	31.899.280	1.029.009
Ιούνιος	30	100%	400	40.000	23,8	21,2	25.440.000	848.000	6.774.271	225.809	32.214.271	1.073.809
Ιούλιος	31	100%	400	40.000	26,2	18,8	23.312.000	752.000	7.000.080	225.809	30.312.080	977.809
Αύγουστος	31	100%	400	40.000	26,6	18,4	22.816.000	736.000	7.000.080	225.809	29.816.080	961.809
Σεπτέμβριος	30	100%	400	40.000	24,9	20,1	24.120.000	804.000	6.774.271	225.809	30.894.271	1.029.809
Οκτώβριος	31	80%	320	32.000	21,7	23,3	23.113.600	745.600	7.000.080	225.809	30.113.680	971.409
Νοέμβριος	30	0%	0	0	18,1	26,9	0	0	0	0	0	0
Δεκέμβριος	31	0%	0	0	14,8	30,2	0	0	0	0	0	0
Σύνολο							164.364.800		48.323.133		212.687.933	

5.2 ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΗΣ ΜΕΘΟΔΟΥ ΤΩΝ ΚΑΜΠΥΛΩΝ f

Για τον υπολογισμό της ετήσιας κάλυψης των αναγκών σε ZNX από το ηλιακό σύστημα και τη διαστασιολόγηση της επιφάνειας των ηλιακών συλλεκτών και του όγκου του ηλιακού συσσωρευτή που θα απαιτηθούν, ακολουθούμε την μέθοδο που περιέχεται στο βιβλίο *Εφαρμογές της ηλιακής ενέργειας Υπολογισμός και σχεδίαση συστημάτων*, Ευθύμιος Η. Βαζαΐος [21]. Η μέθοδος ισχύει για ηλιακά συστήματα που καλύπτουν ανάγκες θέρμανσης και ZNX σε κατοικίες, με βάση συγκεκριμένο μέσο ημερήσιο προφίλ ζήτησης που προφανώς διαφέρει από τα αντίστοιχα των ξενοδοχείων και ιδιαίτερα για αποκλειστική παραγωγή ZNX. Ωστόσο, θεωρείται χρήσιμη για τον υπολογισμό της απόδοσης ηλιακών συστημάτων και σαν μια πρώτη προσέγγιση στη διαστασιολόγησή τους για τους σκοπούς της εργασίας.

Κατά την μέθοδο των καμπυλών f , το ποσοστό f του μηνιαίου θερμικού φορτίου που καλύπτεται από την ηλιακή ενέργεια εκφράζεται εμπειρικά από δύο αδιάστατους συντελεστές X και Y .

$$X = F_R U_L * \left(\frac{F_R'}{F_R} \right) * (T_{ref} - T_a) * \Delta t * \left(\frac{A_c}{L} \right) * K_2 * K_3 \quad (5.5)$$

$$Y = F_R (\tau a)_n * \left(\frac{F_R'}{F_R} \right) * \frac{\tau a}{(\tau a)_n} * H_T * \left(\frac{A_c}{L} \right) * K_4 \quad (5.6)$$

Οι αδιάστατοι συντελεστές X και Y έχουν φυσική έννοια. Το X αντιστοιχεί με το πηλίκο των απωλειών του συλλέκτη προς το ολικό θερμικό φορτίο του μήνα. Το Y αντιστοιχεί με το πηλίκο της ολικής ενέργειας που απορροφάται από την επιφάνεια των συλλεκτών προς το ολικό θερμικό φορτίο του μήνα. Η σχέση μεταξύ X , Y και ποσοστού κάλυψης f εκφράζεται με την παρακάτω σχέση:

$$f = 1,029 Y - 0,065 X - 0,245 Y^2 + 0,0018 X^2 + 0,0215 Y^3 \quad (5.7)$$

$$\text{Για } 0 < Y < 3 \text{ και } 0 < X < 18$$

Όπου

- A_c η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών (m²).
- F_R'/F_R ο διορθωτικός συντελεστής συλλέκτη-εναλλάκτη. Υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο [22]:

$$\frac{F_R'}{F_R} = \left\{ 1 + \frac{1}{\left(\frac{G_c C_{pc}}{F_R U_L} \right) \left[\frac{\Delta T}{\Delta T'} - 1 \right]} \right\}^{-1} \quad (5.8)$$

Όπου

- G_c : η παροχή μάζας από τον συλλέκτη ανά μονάδα συλλεκτικής επιφάνειας σε kg/(s m²) που

λαμβάνεται ίση με 0,020 kg/(s m²)

- C_{pc} : η ειδική θερμότητα του υγρού του κυκλώματος των συλλεκτών J/(kg °C) που λαμβάνεται ίση με την ειδική θερμότητα του νερού 4.190 J/(kg °C)
- $\Delta T = T_c - T_r$: η διαφορά θερμοκρασίας εισόδου - εξόδου στον εναλλάκτη του υγρού κυκλώματος των συλλεκτών (°C) (Βλέπε Κεφάλαιο 4 Ενότητα 4.6)
- $\Delta T' = T_c - T_r$: η διαφορά των θερμοκρασιών εισόδου στον εναλλάκτη των δυο ρευμάτων (°C). Όταν ο εναλλάκτης βρίσκεται μέσα στην δεξαμενή ο λόγος $\Delta T / \Delta T'$ εκφράζεται ως εξής (από τη σχέση 4-20):

$$\frac{\Delta T}{\Delta T'} = 1 - \exp\left(-\frac{UA_e}{A_c G_c C_{pc}}\right) \quad (5.9)$$

- $FR_{UL}, FR(\tau\alpha)_h$ χαρακτηριστικά μεγέθη του συλλέκτη, που προκύπτουν από την καμπύλη στιγμιαίας απόδοσής του (Ενότητα Γ.1 του Παραρτήματος Γ)
- T_{ref} θερμοκρασία αναφοράς που ορίζεται ίση με 100°C
- T_a η μέση μηνιαία θερμοκρασία ημέρας
- Δt η χρονική περίοδος κάθε μήνα (s)
- L το μέσο μηνιαίο φορτίο (J)
- H_T η μέση μηνιαία ακτινοβολία που προσπίπτει στο επίπεδο του συλλέκτη (J/m² - mo). Εκφράζεται από τον τύπο:

$$H_T = R * H \quad (5.10)$$

Όπου

- H η μέση μηνιαία ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο.
- R ο συντελεστής μετατροπής.

Για τον υπολογισμό του συντελεστή R απαιτούνται χρονοβόρες πράξεις γι' αυτό θα χρησιμοποιηθεί ο Πίνακας 4.4 από το βιβλίο *Εφαρμογές της ηλιακής ενέργειας Υπολογισμός και σχεδίαση συστημάτων*, Ευθύμιος Η. Βαζαΐος [21], στον οποίο έχει υπολογιστεί το R για τις διάφορες κλιματικές ζώνες. Στον Πίνακα 5.2 δίνονται οι μέσοι συντελεστές για την κλιματική ζώνη Α για διάφορες κλίσεις των συλλεκτών.

Πίνακας 5-2 Μέσοι συντελεστές R για την κλιματική ζώνη Α

Πίνακας 5-2. Μέσοι συντελεστές R για την κλιματική Ζώνη Α										
Κλίση	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Ιανουάριος	1,00	1,18	1,33	1,46	1,55	1,60	1,61	1,59	1,52	1,42
Φεβρουάριος	1,00	1,12	1,22	1,30	1,34	1,35	1,34	1,29	1,21	1,10
Μάρτιος	1,00	1,07	1,13	1,16	1,16	1,14	1,09	1,01	0,92	0,80
Απρίλιος	1,00	1,03	1,04	1,02	0,99	0,93	0,85	0,76	0,65	0,53
Μάιος	1,00	0,99	0,97	0,93	0,87	0,79	0,70	0,60	0,49	0,38
Ιούνιος	1,00	0,98	0,94	0,89	0,82	0,73	0,64	0,53	0,42	0,32
Ιούλιος	1,00	0,98	0,95	0,90	0,84	0,75	0,66	0,55	0,44	0,33
Αύγουστος	1,00	1,01	1,01	0,99	0,94	0,87	0,78	0,68	0,57	0,45
Σεπτέμβριος	1,00	1,06	1,11	1,13	1,12	1,08	1,02	0,93	0,82	0,70
Οκτώβριος	1,00	1,12	1,22	1,30	1,34	1,34	1,32	1,26	1,17	1,06
Νοέμβριος	1,00	1,18	1,34	1,47	1,56	1,62	1,63	1,60	1,53	1,42
Δεκέμβριος	1,00	1,20	1,38	1,53	1,64	1,71	1,74	1,72	1,66	1,56

- $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_h$ διορθωτικός συντελεστής. Ο συντελεστής διάβασης, τ , του διαφανούς καλύμματος του συλλέκτη, καθώς και ο συντελεστής απορρόφησης, α , του απορροφητήρα, εξαρτώνται από την γωνία που η ηλιακή ακτινοβολία προσπίπτει στην επιφάνεια του συλλέκτη. Η μέση μηνιαία τιμή του $(\tau\alpha)$ μπορεί να είναι σημαντικά χαμηλότερη από την τιμή για ακτινοβολία που προσπίπτει κάθετα. Η τιμή του $(\tau\alpha)$ εξαρτάται από τον προσανατολισμό και την κλίση του συλλέκτη και την εποχή του έτους. Στον παρακάτω πίνακα 5-3 από το βιβλίο *Εφαρμογές της ηλιακής ενέργειας Υπολογισμός και σχεδίαση συστημάτων*, Ευθύμιος Η. Βαζαΐος [21] δίνονται οι τιμές του διορθωτικού συντελεστή $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_h$ για διάφορες κλίσεις και νότιο προσανατολισμό. **Οι συλλέκτες που θα επιλεγούν έχουν 1 τζάμι.**

Πίνακας 5-3 Μέσες τιμές $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_h$ για 1 τζάμι

Πίνακας 5-3. Μέσες τιμές $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_h$ για 1 τζάμι											
Κλίση	0°	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°	70°	80°	90°
Ιανουάριος	0,79	0,85	0,88	0,91	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,94	0,93
Φεβρουάριος	0,84	0,88	0,9	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,93	0,91
Μάρτιος	0,88	0,91	0,92	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,91	0,89	0,86
Απρίλιος	0,92	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,92	0,90	0,88	0,84	0,78
Μάιος	0,93	0,94	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,88	0,84	0,78	0,71
Ιούνιος	0,94	0,94	0,93	0,92	0,91	0,89	0,86	0,81	0,81	0,75	0,67
Ιούλιος	0,94	0,94	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,87	0,82	0,76	0,68
Αύγουστος	0,93	0,94	0,94	0,94	0,93	0,92	0,92	0,89	0,86	0,81	0,74
Σεπτέμβριος	0,90	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,93	0,92	0,9	0,88	0,83
Οκτώβριος	0,86	0,89	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,93	0,92	0,89
Νοέμβριος	0,80	0,85	0,89	0,92	0,94	0,94	0,94	0,95	0,95	0,94	0,93
Δεκέμβριος	0,77	0,83	0,88	0,91	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,94

- K_2 συντελεστής χωρητικότητας δεξαμενής. Ο τύπος για τον υπολογισμό του συντελεστή είναι

$$K_2 = \left(\frac{M}{75}\right)^{-0.25} \quad (5.11)$$

Όπου :

M είναι η χωρητικότητα της δεξαμενής σε λίτρα ανά τετραγωνικό μέτρο συλλεκτών. Έχουμε επιλέξει 60 lt ανά τετραγωνικό μέτρο, κατόπιν και των υπολογισμών.

- **K_3 συντελεστής ζεστού νερού.** Υπολογίζεται από τον τύπο

$$K_3 = \frac{(11,6+1,18T_u+3,86T_f-2,32T_a)}{(100-T_a)} \quad (5.12)$$

- **K_4 συντελεστής εναλλάκτη φορτίου.** Αφορά μόνο τη θέρμανση χώρων. Στην περιπτώσής μας που έχουμε μόνο φορτίο ZNX η τιμή του είναι **1**.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών της μεθόδου για το ξενοδοχείο. Έχουμε επιλέξει κλίση **30°** για τους συλλέκτες. Το φορτίο έχει μετατραπεί από kcal σε GJ μόνο για την υλοποίηση της μεθόδου f . Στην συγκεκριμένη περίπτωση οι τιμές των παραμέτρων $F_R(\tau\alpha)_\eta$, $F_R U_L$, F_R'/F_R , $F_R U_L * (F_R'/F_R)$ και $F_R(\tau\alpha)_\eta * (F_R'/F_R)$ έχουν ως εξής:

$F_R(\tau\alpha)_\eta = 0,87$ (Παράμετρος n_o από καμπύλη στιγμιαίας απόδοσης του συλλέκτη, βλ. Ενότητα Γ.1 του Παραρτήματος Γ)

$F_R U_L = 5,8 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (Παράμετρος U από καμπύλη στιγμιαίας απόδοσης του συλλέκτη, βλ. Ενότητα Γ.1 του Παραρτήματος Γ)

$F_R'/F_R = 0,9$ (από σχέσεις (5.8) και (5.9) για U και A των τυποποιημένων ενσωματωμένων στο συσσωρευτή εναλλακτών, βλ. Ενότητα 4.6 και Ενότητα 6.5.3 της εργασίας και Ενότητα Γ.2 του Παραρτήματος Γ)

Ορίζουμε:

$$\mathbf{a} = F_R U_L * (F_R'/F_R) = 5,22 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mathbf{b} = F_R(\tau\alpha)_\eta * (F_R'/F_R) = 0,78$$

[21], [15], [23], [24]

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών της μεθόδου παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-4 που ακολουθεί.

Πίνακας 5-4 Υπολογισμοί της μεθόδου καμπυλών f

Πίνακας 5-4. Υπολογισμοί της μεθόδου καμπυλών f														
Μήνας	H J/m ² mo	R για γωνία κλίσης 30°	HT (J/m ²)	Δt (s)	Μέση θερμοκρασία διάρκειας ημέρας Ta (°C)	100-Ta (°C)	Φορτίο Q _{m,total} (J/mo)		(τα)/(τα) _n		θερμοκρασία νερού δικτύου Tr	K3	X/Ac	Y/Ac
[1]	[2]	[3]	[4]	[5]	[6]	[7]	[8]	[9]	[10]	[11]	[12]	[13]	[14]	[15]
	x10 ⁸	Από πίνακα 5-2	([2]x[3])x 10 ⁸	x10 ⁶		100-[6]	x10 ¹¹	ax[7]x[5]/[8]	Από πίνακα 5-3	bx[10]x[4]) /[8]		Σχέση (5.12)	[13]xK ₂ x[9] σχέση (5.5)/Ac	[11]xK ₄ σχέση (5.6)/Ac
Ιανουάριος	2,23	1,46	3,26	2,68	12,9	87,1	0,00	0	0,91	0	13	0,98	0	0
Φεβρουάριος	2,88	1,3	3,74	2,42	13,2	86,8	0,00	0	0,92	0	12,8	0,96	0	0
Μάρτιος	4,46	1,16	5,18	2,68	14,6	85,4	0,00	0	0,93	0	13,8	0,98	0	0
Απρίλιος	6,01	1,02	6,13	2,59	17,7	82,3	1,15	0,0096	0,93	0,0038	16,3	1,05	0,0106	0,0038
Μάιος	7,63	0,93	7,10	2,68	21,5	78,5	1,34	0,0081	0,93	0,0038	19,9	1,17	0,0100	0,0038
Ιούνιος	7,92	0,89	7,05	2,59	25,8	74,2	1,35	0,0074	0,92	0,0037	23,8	1,3	0,0101	0,0037
Ιούλιος	8,10	0,9	7,29	2,68	27,6	72,4	1,27	0,0079	0,93	0,0041	26,2	1,41	0,0117	0,0041
Αύγουστος	7,38	0,99	7,31	2,68	27,3	72,7	1,25	0,0081	0,94	0,0043	26,6	1,43	0,0122	0,0043
Σεπτέμβριος	5,80	1,13	6,55	2,59	24,6	75,4	1,29	0,0078	0,94	0,0037	24,9	1,38	0,0113	0,0037
Οκτώβριος	4,00	1,3	5,19	2,68	20,7	79,3	1,26	0,0087	0,93	0,0030	21,7	1,27	0,0116	0,0030
Νοέμβριος	2,81	1,47	4,13	2,59	17,5	82,5	0,00	0	0,92	0	18,1	1,14	0	0
Δεκέμβριος	2,12	1,53	3,25	2,68	14,5	85,5	0,00	0	0,91	0	14,8	1,03	0	0
ΣΥΝΟΛΟ							8,90							

Στους παρακάτω Πίνακες 5-5 και 5-6 εμφανίζεται η ετήσια ωφέλιμη ηλιακή ενέργεια διαιρεμένη δια του ετήσιου θερμικού φορτίου που δίνει το ποσοστό κάλυψης στο οποίο συμμετέχει η ηλιακή ενέργεια. Το ίδιο έχει γίνει και για κάθε μήνα ξεχωριστά.

Πίνακας 5-5 Πίνακας ετήσιας κάλυψης f για εμβαδόν συλλεκτών 200 m^2

Πίνακας 5-5. Πίνακας ετήσιας κάλυψης f για εμβαδόν συλλεκτών 200 m^2					
	$A_c \text{ m}^2 =$	200			
	X	Y	f		Μέση μηνιαία
	[16]	[17]	[18]	[19]	[20]
	[14]x200	[15]x200	Από σχέση 5.7	[18]x[8]x10 ¹⁰	
I	0,00	0,00	0,00	0,00	0%
Φ	0,00	0,00	0,00	0,00	0%
M	0,00	0,00	0,00	0,00	0%
A	2,13	0,77	0,53	6,04	53%
M	2,01	0,77	0,53	7,09	53%
I	2,03	0,74	0,51	6,94	51%
I	2,35	0,83	0,55	7,02	55%
A	2,44	0,85	0,56	7,05	56%
Σ	2,27	0,74	0,50	6,41	50%
O	2,33	0,59	0,39	4,88	39%
N	0,00	0,00	0,00	0,00	0%
Δ	0,00	0,00	0,00	0,00	0%
			Σύνολο	45,4	
			Μέση ετήσια	51,0%	

Πίνακας 5-6 Πίνακας ετήσιας κάλυψης f για εμβαδόν συλλεκτών 250 m^2

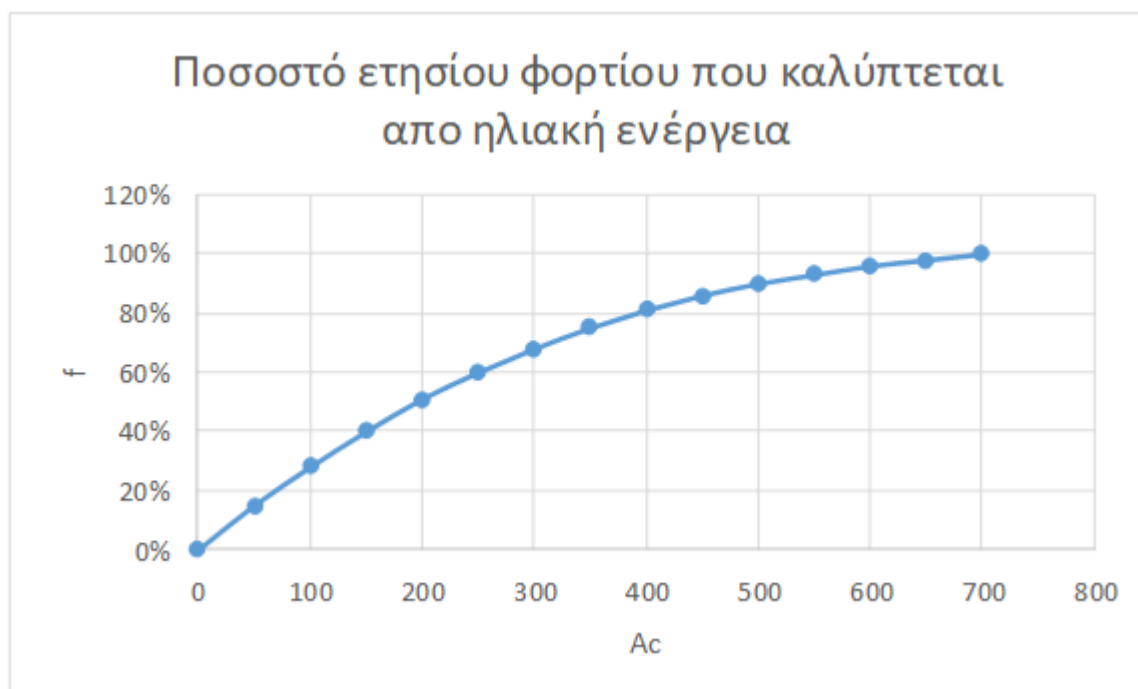
Πίνακας 5-6. Πίνακας ετήσιας κάλυψης f για εμβαδόν συλλεκτών 250 m^2					
	Ac $\text{m}^2 =$	250			
	X	Y	f		Μέση μηνιαία
	[16]	[17]	[18]	[19]	[20]
	[14]x250	[15]x250	Από σχέση 5.7	[18]x[8]x10 ¹⁰	
I	0,00	0,00	0,00	0,00	0%
Φ	0,00	0,00	0,00	0,00	0%
M	0,00	0,00	0,00	0,00	0%
A	2,66	0,96	0,62	7,14	62%
M	2,51	0,96	0,63	8,38	63%
I	2,53	0,93	0,61	8,22	61%
I	2,93	1,03	0,65	8,26	65%
A	3,05	1,06	0,66	8,27	66%
Σ	2,83	0,92	0,59	7,60	59%
O	2,91	0,74	0,46	5,84	46%
N	0,00	0,00	0,00	0,00	0%
Δ	0,00	0,00	0,00	0,00	0%
			Σύνολο	53,70	
			Μέση ετήσια	60,3%	

Όπως έχει προαναφερθεί στον συντελεστή χωρητικότητας δεξαμενής η χωρητικότητα M της αποθήκης σε λίτρα ανά τετραγωνικό μέτρο συλλεκτών είναι 60 lt /m². Άρα οι όγκοι των δεξαμενών για τους ηλιακούς συλλέκτες που έχουν εξεταστεί και το ποσοστό κάλυψης του φορτίου είναι τα εξής:

Πίνακας 5-7 Πίνακας σχέσης επιφάνειας συλλεκτών - ετήσιας κάλυψης f - όγκου συσσωρευτών για $M=60$

Πίνακας 5-7. Πίνακας σχέσης επιφάνειας συλλεκτών - ετήσιας κάλυψης f - όγκου συσσωρευτών για $M=60$		
Ac	f	Όγκος
[1]	[2]	[3] = [1] x M
200	51%	12.000
250	60%	15.000

Παρατηρούμε από τον Πίνακα 5-7 και από το διάγραμμα του Σχήματος 5.1 ότι μετά το 60% για κάθε 1% αύξησης της ετήσιας κάλυψης απαιτούνται περισσότεροι συλλέκτες απ' ότι κάτω από το ποσοστό του 60%. Για παράδειγμα, για να αυξήσουμε 8% την κάλυψη από το 60% στο 68% απαιτούνται επί πλέον 50 m²

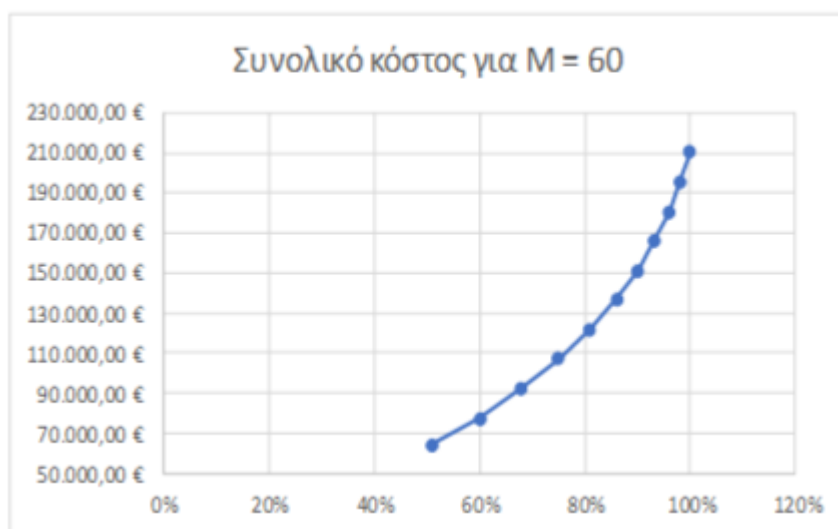


Σχήμα 5.1 Ποσοστό ετήσιου φορτίου που καλύπτεται από ηλιακή ενέργεια σε συνάρτηση με την επιφάνεια των συλλεκτών

επιφάνειας συλλεκτών, ενώ για να αυξηθεί το ποσοστό ετήσιας κάλυψης κατά ένα επιπλέον ποσοστό 7% (από το 68% στο 75%) απαιτούνται πάλι 50 m² επιφάνειας συλλεκτών επιπλέον.

Για μεγάλες εγκαταστάσεις όπως είναι τα ξενοδοχεία η αύξηση του ποσοστού κάλυψης με ηλιακή ενέργεια έστω και κατά 1% απαιτεί αρκετά χρήματα, όπως θα δούμε και στο παρακάτω διάγραμμα (Σχήμα 5.2), στο

οποίο παρουσιάζεται το συνολικό κόστος του ηλιακού συστήματος, δηλαδή ηλιακών συλλεκτών, συσσωρευτών και solar station σε συνάρτηση με το ποσοστό κάλυψης του φορτίου.



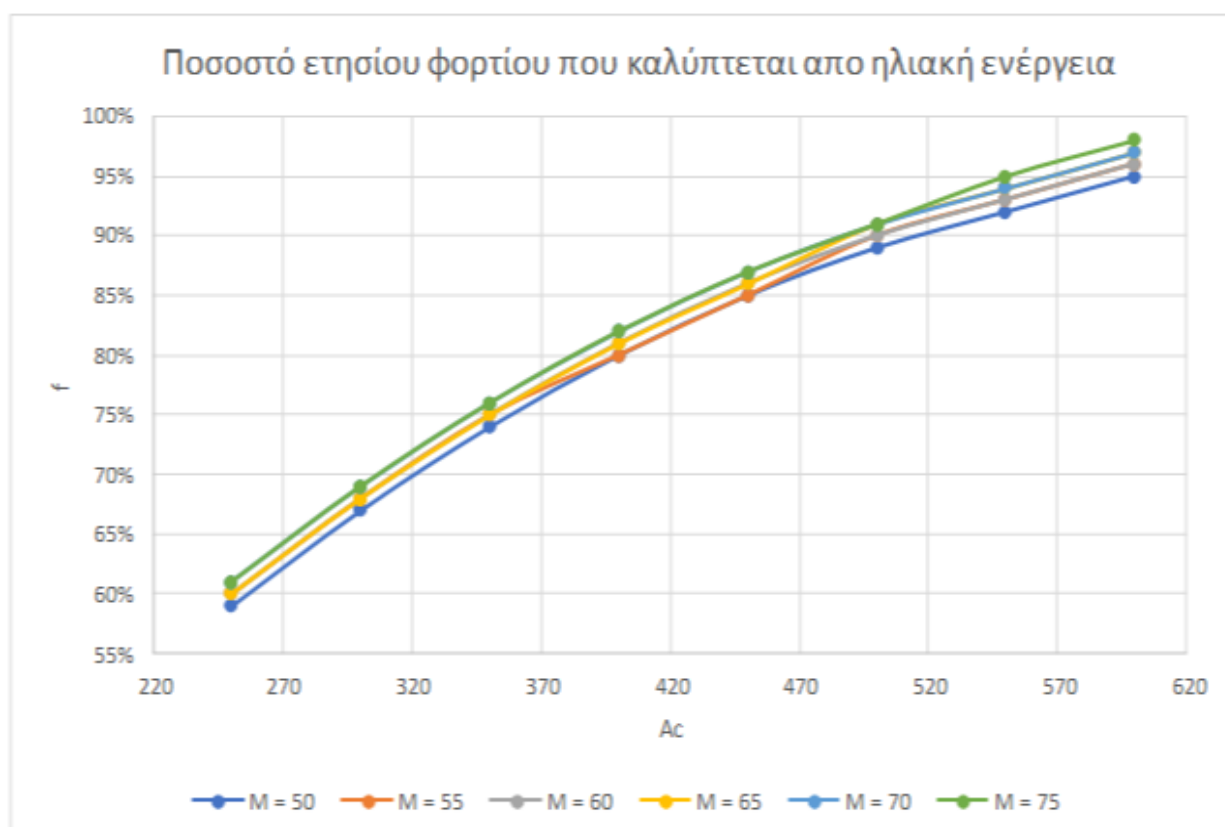
Σχήμα 5.2 Συνολικό Κόστος Ηλιακού Συστήματος σε συνάρτηση με το ποσοστό ετήσιας κάλυψης για $M=60$

Παρατηρείται από την καμπύλη ότι μετά το 60% για να αυξηθεί η κάλυψη κατά 1% χρειάζονται περισσότερα χρήματα αναλογικά με το ποσό των χρημάτων που απαιτείται πριν από το ποσοστό αυτό. Στο δικό μας πρόβλημα έχει επιλεγθεί ως ποσοστό κάλυψης το 60% και ο όγκος V_s των ηλιακών συσσωρευτών για την αποθήκευση του νερού από το ηλιακό σύστημα θα είναι 15.000 lt. Άρα από την καμπύλη το κόστος για αυτό το σύστημα θα είναι 77.389 €.

Σε περίπτωση που επιλεγθεί διαφορετική χωρητικότητα M της αποθήκης σε λίτρα ανά τετραγωνικό μέτρο συλλεκτών το ποσοστό κάλυψης σε σχέση με την επιφάνεια των συλλεκτών δίνεται στον Πίνακα 5-8 και στο διάγραμμα του Σχήματος 5.3, που ακολουθούν.

Πίνακας 5-8 Πίνακας κάλυψης f για διάφορα εμβαδά συλλεκτών και συντελεστή M

Πίνακας 5-8. Πίνακας κάλυψης f για διάφορα εμβαδά συλλεκτών και συντελεστή M						
	$M = 50$	$M = 55$	$M = 60$	$M = 65$	$M = 70$	$M = 75$
A_c	f	f	f	f	f	f
0	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
50	14,8%	14,9%	15,0%	15,1%	15,1%	15,2%
100	28,1%	28,3%	28,4%	28,6%	28,7%	28,8%
150	40,0%	40,2%	40,4%	40,6%	40,8%	40,9%
200	50,4%	50,7%	51,0%	51,2%	51,5%	51,7%
250	59,6%	60,0%	60,3%	60,6%	60,9%	61,1%
300	67,6%	68,0%	68,4%	68,7%	69,0%	69,3%
350	74,4%	74,9%	75,3%	75,7%	76,1%	76,4%
400	80,3%	80,8%	81,3%	81,7%	82,1%	82,5%
450	85,2%	85,8%	86,3%	86,8%	87,2%	87,6%



Σχήμα 5.3 Ποσοστό ετήσιου φορτίου που καλύπτεται από την ηλιακή ενέργεια σε συνάρτηση με την επιφάνεια των συλλεκτών για διαφορετικές χωρητικότητες αποθήκης

5.3 ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ ΒΑΣΙΚΟΥ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΥ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

Σύμφωνα με την ανάλυση που προηγήθηκε, για την κάλυψη του ετήσιου φορτίου κατά 60% από το ηλιακό σύστημα **επιλέξαμε 3 συσσωρευτές των 5.000 lt και 250 m² πάνελ**. Στον πίνακα 5-9 φαίνονται οι προδιαγραφές του βασικού εξοπλισμού που επιλέχθηκε [25], [26] (βλ. και Ενότητες Γ.1 και Γ.2 του Παραρτήματος Γ).

Πίνακας 5-9 Προδιαγραφές βασικού εξοπλισμού ηλιακού συστήματος

Πίνακας 5-9. Προδιαγραφές βασικού εξοπλισμού ηλιακού συστήματος				
Είδος	Ποσότητα	Προδιαγραφές		
Ηλιακά επίπεδα πάνελ	132	Επιφάνεια απορροφητή	1,91	m²
Ηλιακοί συσσωρευτές	3	Χωρητικότητα	5.000	lt
		Ισχύς κάτω εναλλάκτη κατά την προθέρμανση (σύνδεση με τους ηλιακούς συλλέκτες, δοκιμές προθέρμανσης κατασκευαστή)	97,5	kW
		Επιφάνεια κάτω εναλλάκτη	5,4	m²
		Ισχύς άνω εναλλάκτη κατά την προθέρμανση (σύνδεση με λέβητα-καυστήρα πετρελαίου ή υγραερίου, δοκιμές προθέρμανσης κατασκευαστή)	97,9	kW
		Επιφάνεια άνω εναλλάκτη	5,4	m²

6 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΣΥΜΠΛΗΡΩΜΑΤΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ/ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ ΖΝΧ ΣΕ ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΜΕ ΗΛΙΑΚΟΥΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΕΣ

Στον Πίνακα 6-1 συνοψίζουμε τα βασικά δεδομένα της ζήτησης και των ενεργειακών απαιτήσεων του ξενοδοχείου, ημερήσια και κατά τη διάρκεια της αιχμής που προσδιορίσαμε στα Κεφάλαια 3 και 5 της εργασίας.

Πίνακας 6-1 Ζήτηση ΖΝΧ και ενεργειακές απαιτήσεις (ημερήσιες και αιχμής)

Πίνακας 6-1. Ζήτηση ΖΝΧ και ενεργειακές απαιτήσεις (ημερήσιες και αιχμής)				
ΜΕΓΕΘΟΣ	ΣΥΜΒΟΛΟ	ΜΟΝΑΔΑ	ΤΙΜΗ	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ
Αριθμός Δωματίων	N_r		200	
Αριθμός Κλινών/Ατόμων	N_p		400	
Ημερήσια Ζήτηση Κατ' άτομο	V_{dp}	lt	100	
Ημερήσια Ζήτηση ΖΝΧ	V_d	lt	40.000	$= N_p * V_{dp}$
Θερμοκρασία Κρύου Νερού	T_f	°C	20	
Θερμοκρασία ΖΝΧ	T_u	°C	45	
ΔΤ ΖΝΧ	ΔT_u	°C	25	$= T_u - T_f$
Ημερήσιες Ενεργειακές Απαιτήσεις	Q_d	kcal	1.000.000	$= V_d * (T_u - T_f)$
Διάρκεια Αιχμής σε ώρες		hr	1,5	
Διάρκεια Αιχμής	t_{pu}	min	90	
Ζήτηση Αιχμής ΖΝΧ	V_{pu}	lt	22.000	
Μέσος Ρυθμός Ζήτησης Αιχμής ΖΝΧ	D	lt/min	244,4	$= V_{pu} / t_{pu}$
Ενεργειακές Απαιτήσεις Αιχμής	Q_{pu}	kcal	550.000	$= V_{pu} * (T_u - T_f)$

Στη συνέχεια προχωρούμε στη διατύπωση και επίλυση των επί μέρους φάσεων λειτουργίας του συστήματος παραγωγής ΖΝΧ και στη διαστασιολόγηση εναλλακτικών συμπληρωματικών συστημάτων υποβοήθησης των ηλιακών συσσωρευτών κατά τη διάρκεια της αιχμής.

Τέλος, χρησιμοποιούμε τα μαθηματικά μοντέλα του Κεφαλαίου 4 για:

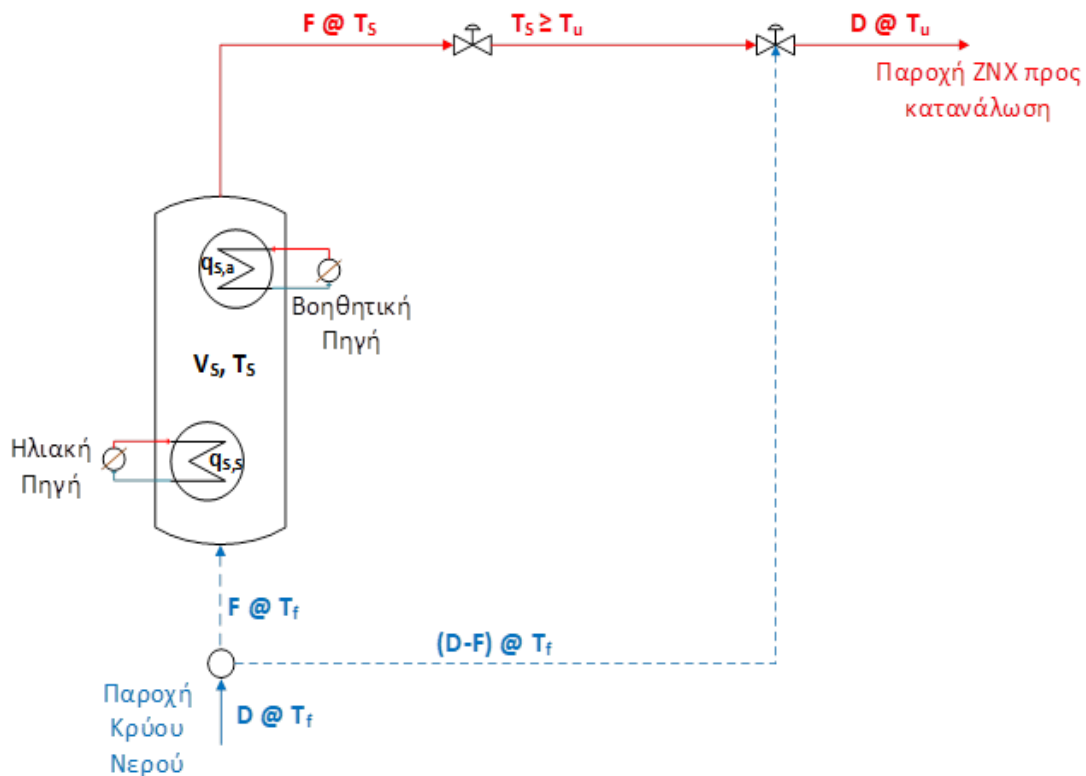
- την προσομοίωση των διαφόρων φάσεων και σεναρίων λειτουργίας κάθε φάσης,
- την αξιολόγηση της επάρκειας όγκων συσσωρευτών και ισχύος πηγών ενέργειας να ανταποκριθούν στα διάφορα σενάρια λειτουργίας,
- την εκτίμηση των καταναλώσεων στα διαφορετικά σενάρια λειτουργίας των συμπληρωματικών

συστημάτων καθώς και

- την επάρκεια των ενσωματωμένων στους συσσωρευτές εναλλακτών να ανταποκριθούν στους ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας που έχουμε προσδιορίσει κατά τη διαστασιολόγηση των συστημάτων.

6.1 ΦΑΣΗ Α ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ – ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗΣ ΜΟΝΟ

Η γενική διάταξη λειτουργίας κατά τη Φάση Α παρουσιάζεται στο σχήμα που ακολουθεί.



Σχήμα 6.1 Διάταξη Α Φάσης λειτουργίας-Ηλιακός Συσσωρευτής Μόνο

Υπολογίζεται ο χρόνος που διαρκεί η φάση Α ώστε να αφαιρεθεί από την ώρα αιχμής και έτσι να υπολογιστεί ο χρόνος που έχει στη διάθεσή του το συμπληρωματικό σύστημα για να καλύψει την υπόλοιπη ζήτηση ZNX που δεν καλύφθηκε απευθείας από το ηλιακό σύστημα.

Στην αρχή της Φάσης Α θεωρούμε ότι ο ηλιακός συσσωρευτής βρίσκεται σε θερμοκρασία 60 °C, ενώ σε όλη τη διάρκειά της τόσο η ηλιακή πηγή όσο και η βοηθητική πηγή θεωρούνται ότι δεν συνεισφέρουν ενέργεια στο σύστημα. Επίσης θεωρούμε ότι η Φάση Α διαρκεί μέχρι η θερμοκρασία του ηλιακού συσσωρευτή να πέσει στη θερμοκρασία χρήσης του ZNX.

Τα ανωτέρω παρουσιάζονται και στον Πίνακα 6-2. Στον ίδιο Πίνακα παρουσιάζονται επίσης οι υπολογιζόμενες καλύψεις σε θερμικό φορτίο και ζήτηση που παρέχει η λειτουργία του ηλιακού συσσωρευτή στη Φάση Α.

Πίνακας 6-2. Φάση Α – Κάλυψη Ζήτησης και Φορτίου Αιχμής			
Όγκος Ηλιακού Συσσωρευτή	V_s	lt	15.000
Αρχική Θερμοκρασία Ηλιακού	T_s^0	°C	60
Χρονική Διάρκεια Φάσης Α (για υπολογισμό)	t_A	min	
Set point απευθείας χρήσης Ηλιακού	$T_{sp}(t_A)$	°C	45
Ηλιακή Πηγή	$q_{s,s}$	kcal/min	0
Βοηθητική Πηγή	$q_{s,a}$	kcal/min	0
Θερμικό φορτίο που καλύπτεται από την απευθείας Χρήσης Ηλιακού $= V_s \cdot (T_s^0 - T_{sp})$	$Q(t_A)$	kcal	225.000
Ζήτηση ZNX που καλύπτει απευθείας ο ηλιακός $= Q(t_A) / (T_u - T_f)$	$V_{pu}(t_A)$	lt	9.000
Ποσοστό (%) της Ζήτησης Αιχμής που καλύπτει ο ηλιακός απευθείας			40,9%

Από τον παραπάνω πίνακα παρατηρούμε ότι ο ηλιακός συσσωρευτής κατά τη Φάση Α είναι σε θέση να καλύψει 225.000 kcal από το συνολικό θερμικόφορτίο αιχμής των 550.000 kcal ή ποσότητα ZNX 9.000 lt από τη συνολική ζήτηση της αιχμής που ανέρχεται σε 22.000 lt, δηλαδή ποσοστό 40,9% της συνολικής ζήτησης αιχμής.

Προκειμένου να υπολογίσουμε το χρόνο t_A που διαρκεί η Φάση Α διακρίνουμε δύο περιπτώσεις:

1. Κάλυψη της ζήτησης με τον ρυθμό ζήτησης της φάσης αιχμής $D = 244,4$ lt/min σε ολόκληρη τη διάρκεια της Φάσης Α
2. Κάλυψη της ζήτησης ταυτοχρονισμού για 10 min με ρυθμό $D = D_{max} = 383$ lt/min (Φάση Α1, διάρκεια $t_{A1} = 10$ min) και στη συνέχεια (Φάση Α2, διάρκεια t_{A2} min) κάλυψη της υπόλοιπης ζήτησης με μειωμένο ρυθμό

$$D = (V_{pu} - D_{max} \cdot t_{A1}) / (t_{pu} - t_{A1})$$

Φάση A

Στην πρώτη περίπτωση ο χρόνος που διαρκεί η Φάση A υπολογίζεται από τη σχέση (4.14), η οποία λαμβάνει τη μορφή

$$t_A = \frac{T_S^{t_A} - T_S^0}{-\frac{D}{V_s} (T_u - T_f)}$$
$$t_A = \frac{45 - 60}{-\frac{244,4}{15.000} * (45 - 20)} \approx 36,8 \text{ min}$$

Στη δεύτερη περίπτωση έχουμε:

Φάση A1

με διάρκεια $t_{A1}=10$ min και ζήτηση $D_{max}=383$ lt/min

Από τη σχέση (4.13) υπολογίζουμε τη θερμοκρασία του ηλιακού συσσωρευτή στο τέλος αυτής της φάσης.

$$T_S^{t_{A1}} = T_s(t_{A1}) = T_S^0 + \left(-\frac{D_{max}}{V_s} (T_u - T_f)\right) t_{A1}$$

Οπότε προκύπτει

$$T_S^{t_{A1}} = 60 + \left(-\frac{383}{15.000} * (45 - 20)\right) * 10 \approx 53,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Φάση A2

Υπολογίζουμε πρώτα τον νέο ρυθμό ζήτησης μετά την κάλυψη της 10 λεπτής αιχμής ταυτοχρονισμού από τη σχέση

$$D = (V_{pu} - D_{max} * t_{A1}) / (t_{pu} - t_{A1})$$

Οπότε έχουμε

$$D = (22.000 - 383 * 10) / (90 - 10) = 18.170 / 80 = 227,13 \text{ lt/min}$$

Ο ρυθμός αυτός θα είναι κοινός τόσο κατά το υπόλοιπο της Φάσης A του ηλιακού (Φάση A2), όσο και κατά τη διάρκεια λειτουργίας της Φάσης B του συμπληρωματικού Συστήματος μετά την ολοκλήρωση της Φάσης A, χωρίς επιπλέον ανάγκη για κάλυψη της ζήτησης ταυτοχρονισμού (Σταθερή Ζήτηση)

Η διάρκεια της Φάσης A2 κατά την οποία ο ηλιακός συσσωρευτής θα καλύπτει ζήτηση 227,1 lt/min ώστε

η θερμοκρασία του να πέσει από τους 53,6 °C στους 45 °C, υπολογίζεται όπως και προηγούμενα στην περίπτωση 1.

$$t_{A2} = \frac{T_S^{t_{A2}} - T_S^{t_{A1}}}{-\frac{D_{A2}}{V_s} (T_u - T_f)}$$

$$t_{A2} \approx \frac{45 - 53,6}{-\frac{227,1}{15.000} (45 - 20)} \approx 22,8 \text{ min}$$

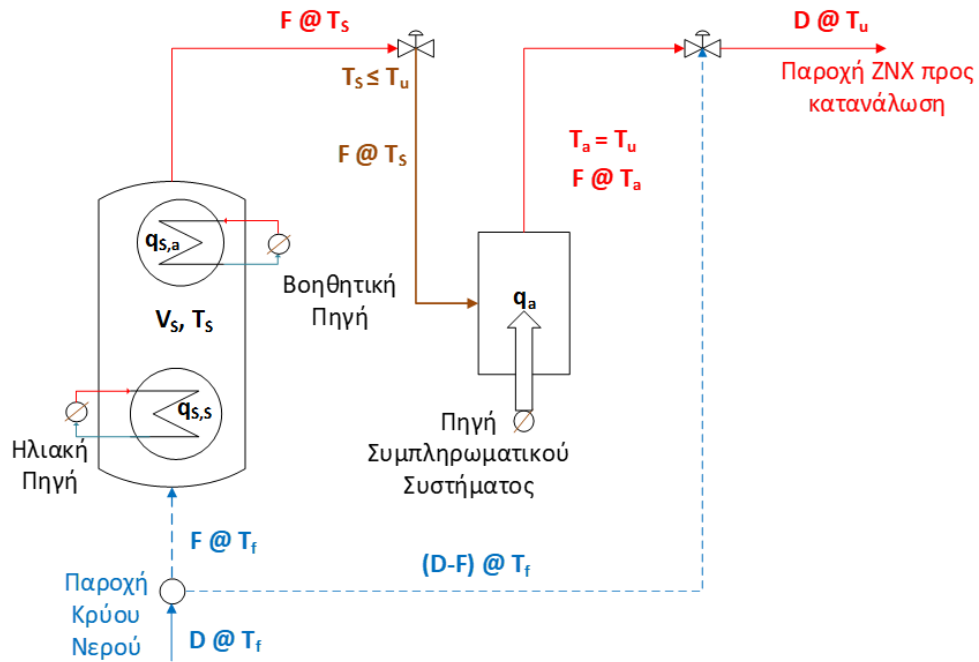
Επομένως οι απαιτήσεις της Φάσης Β για το συμπληρωματικό σύστημα μετά την ολοκλήρωση της Φάσης Α με την απευθείας κάλυψη της ζήτησης από το ηλιακό σύστημα συνοψίζονται στον Πίνακα που ακολουθεί.

Πίνακας 6-3 Απαιτήσεις και Διάρκεια Φάσης Β

Πίνακας 6-3. Απαιτήσεις και Διάρκεια Φάσης Β			
	Μονάδα	Φάση Β (Ηλιακός χωρίς κάλυψη της ζήτησης ταυτοχρονισμού κατά τη φάση Α)	Φάση Β (Ηλιακός με κάλυψη της ζήτησης ταυτοχρονισμού κατά τη Φάση Α)
Ζήτηση Αιχμής	lt	22.000	22.000
Διάρκεια Αιχμής	min	90	90
Κάλυψη Ζήτησης απευθείας	lt	9.000	9.000
Διάρκεια Φάσης Α	min	36,8	32,8
Ζήτηση Β Φάσης	lt	13.000	13.000
Διάρκεια Β Φάσης	min	53,2	57,2
Ρυθμός Ζήτησης	lt/min	244,44	227,13

6.2 ΦΑΣΗ Β – ΕΛΑΧΙΣΤΕΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΕΣ ΑΠΑΙΤΗΣΕΙΣ

Για τον υπολογισμό των ελάχιστων απαιτήσεων της Φάσης Β θεωρούμε τη γενική διάταξη του σχήματος που ακολουθεί. Οι ελάχιστες απαιτήσεις αντιστοιχούν στην παροχή από το συμπληρωματικό σύστημα της απαιτούμενης κάθε χρονική στιγμή ενέργειας ώστε να θερμαίνεται το νερό που αντλείται από τον ηλιακό συσσωρευτή με ρυθμό D lt/min στη θερμοκρασία ZNX ακριβώς, οπότε δεν υπάρχει ανάμιξη με κρύο νερό του δικτύου στην τελική βάνα ανάμιξης.



Σχήμα 6.2 Διάταξη Β Φάσης λειτουργίας ελάχιστων ενεργειακών απαιτήσεων

Οι υπολογισμοί συμπληρώνονται με την εκτίμηση της αποθηκευμένης στον ηλιακό συσσωρευτή ενέργειας που μπορεί να υποβοηθήσει τη Φάση Β, καθώς και της μέσης θερμοκρασίας του ηλιακού συσσωρευτή με την οποία τροφοδοτείται το συμπληρωματικό σύστημα.

Οι υπολογισμοί γίνονται σε δύο βήματα:

1ο Βήμα: Υπολογίζουμε την πτώση της θερμοκρασίας του ηλιακού συσσωρευτή κατά τη διάρκεια της Β φάσης, οπότε προκύπτει και η ενέργεια που μπορεί να αποδώσει ο ηλιακός.

2ο Βήμα: Υπολογίζουμε το προφίλ της ενέργειας που απαιτείται από το συμπληρωματικό σύστημα σε συνάρτηση με το χρόνο, καθώς και τη μέση και μέγιστη θερμική ισχύ που πρέπει να είναι σε θέση να αποδώσει.

Η γενική εξίσωση που περιγράφει τη θερμοκρασία του ηλιακού συσσωρευτή σε συνάρτηση με το χρόνο δίνεται από τη σχέση (4.10)

$$T_s^t = T_s(t) = \left(\frac{\alpha_s}{\beta_s} + T_s^0 \right) e^{\beta_s t} - \frac{\alpha_s}{\beta_s}$$

Οι παράμετροι της εξίσωσης υπολογίζονται από τις σχέσεις

$$\alpha_s = \frac{D}{V_s} T_f + \frac{q_s}{V_s} = \frac{D}{V_s} T_f$$

και

$$\beta_s = -\frac{D}{V_s}$$

Αντικαθιστώντας στις ανωτέρω εξισώσεις τις τιμές των παραμέτρων των ηλιακών μας συσσωρευτών παίρνουμε τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.4 για τις δύο διάρκειες της Φάσης Β που προσδιορίσαμε πριν.

Η μέση θερμοκρασία του ηλιακού συσσωρευτή υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\overline{T_s} = \frac{\int_0^{t_B} T_s(t) dt}{t_B} = \frac{\left\{ \frac{1}{\beta_s} \left(\frac{\alpha_s}{\beta_s} + T_s^0 \right) (e^{\beta_s t_B} - 1) - \frac{\alpha_s}{\beta_s} * t_B \right\}}{t_B}$$

Πίνακας 6-4 Αποτελέσματα Φάσης Β – Ελάχιστες Ενεργειακές Απαιτήσεις

Πίνακας 6-4. Αποτελέσματα Φάσης Β – Ελάχιστες Ενεργειακές Απαιτήσεις			
		Χωρίς προηγούμενη κάλυψη ταυτοχρονισμού κατά τη Φάση Α	Με προηγούμενη κάλυψη ταυτοχρονισμού κατά τη Φάση Α
Διάρκεια Φάσης Β	min	53,2	57,2
Ζήτηση Φάσης Β	lt/min	244,4	227,1
Αρχική Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή	°C	45,0	45,0
α_s		0,3259	0,3028
β_s		-0,0163	-0,0151
Τελική Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή	°C	30,5	30,5
Μέση Θερμοκρασία	°C	36,7	36,7
Θερμικό Φορτίο που αποδίδει ο ηλιακός από 45-30,5 °C	kcal	217.369	217.369
Συνολικό Θερμικό Φορτίο Φάσης Β	kcal	325.000	325.000
Ελάχιστη Απαιτούμενη Ενέργεια από το Συμπληρωματικό Σύστημα	kcal	107.631	107.631
Απαιτούμενη μέση θερμική ισχύς συμπληρωματικού συστήματος	kcal/min	2.023,8	1.880,5
	kcal/hr	121.430	112.832
	kW	141,1	131,1
Μέγιστη Στιγμιαία Θερμική Ισχύς συμπληρωματικού συστήματος	kcal/min	3.542,3	3.291,5
	kW	247,0	229,5

Παρατηρούμε από τον Πίνακα 6-4 ότι οι ελάχιστες ενεργειακές απαιτήσεις της Φάσης Β ανέρχονται σε 107.631 kcal και πρέπει να καλυφθούν από το συμπληρωματικό σύστημα. Επίσης η μέση θερμική ισχύς

του συμπληρωματικού συστήματος θα πρέπει να είναι 2.023,8 kcal/min, ενώ το μέγιστο στιγμιαίο έλλειμα που μπορεί να υπάρξει είναι 3.542,3 kcal/min.

Η μέση θερμοκρασία του νερού που θα εισέρχεται στο συμπληρωματικό σύστημα από τον ηλιακό συσσωρευτή κατά τη διάρκεια της Φάσης Β είναι 36,7 °C και θα μας χρειαστεί για να γίνει η διαστασιολόγηση του συμπληρωματικού συστήματος. Ο ηλιακός συσσωρευτής στο τέλος της Φάσης Β, δηλαδή στο τέλος της αιχμής, βρίσκεται σε θερμοκρασία 30,5 °C, θερμοκρασία που είναι και η ελάχιστη δυνατή για τις συνθήκες λειτουργίας που χρησιμοποιούμε και αντιστοιχεί στη μέγιστη συνεισφορά των ηλιακών συσσωρευτών για την κάλυψη του φορτίου αιχμής.

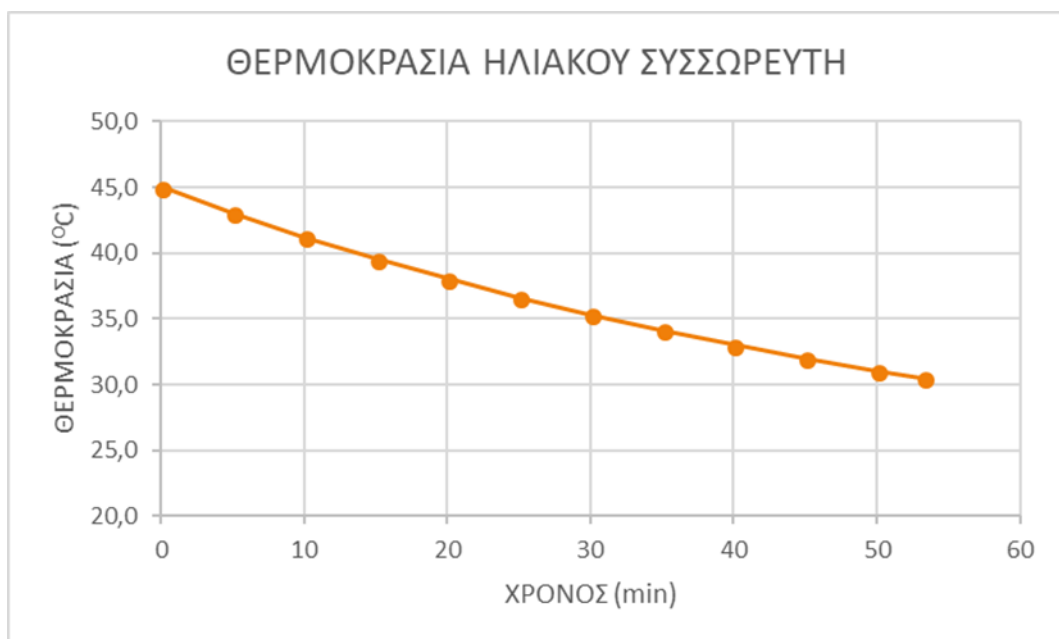
Τέλος στα Σχήματα 6.3 και 6.4 παρουσιάζεται η μεταβολή της απαιτούμενης ενέργειας, στιγμιαίας και συνολικής σε συνάρτηση με το χρόνο της Φάσης Β των 53,2 min, χωρίς υπολογισμούς 10λέπτου ταυτοχρονισμού. Ο υπολογισμός γίνεται με τις ακόλουθες εξισώσεις

Στιγμιαία ενεργειακή απαίτηση – ισχύς (kcal/min)

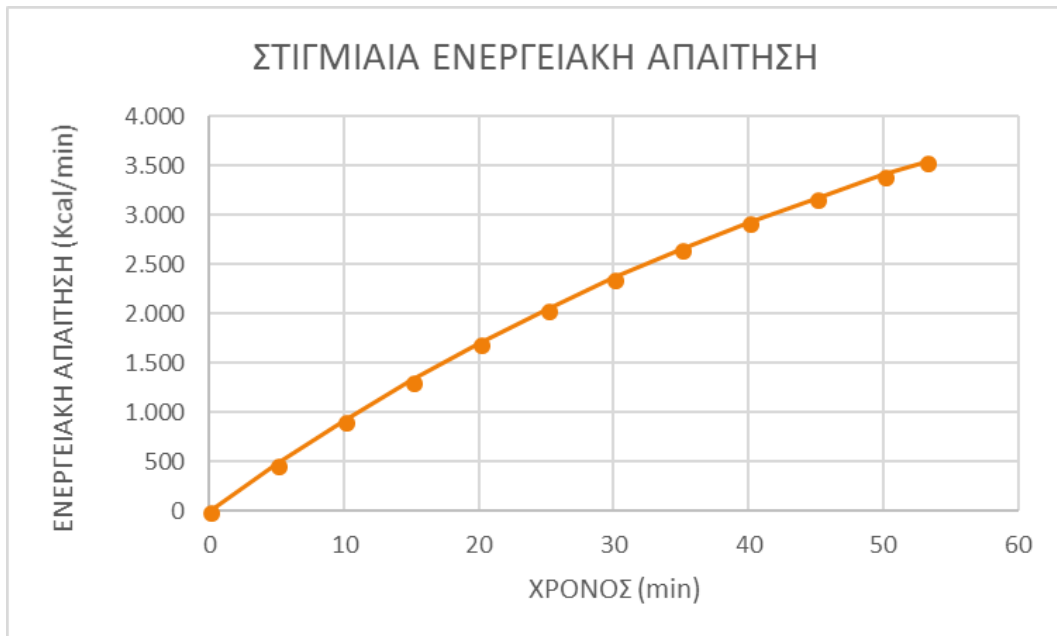
$$q_a(t) = D * (T_u - T(t))$$

Σωρευτική Ενεργειακή Απαίτηση (kcal)

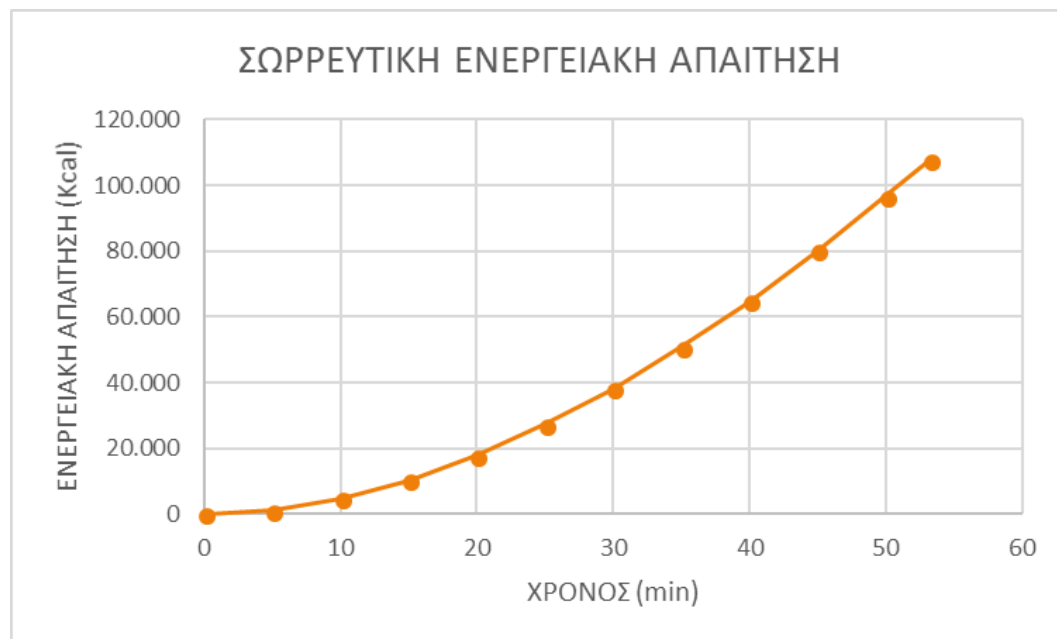
$$Q_a(t) = D * (T_u * t - \int_0^t T(t) dt)$$



Σχήμα 6.3 Φάση Β Ελάχιστων Ενεργειακών Απαιτήσεων: Θερμοκρασία ηλιακού συσσωρευτή σε συνάρτηση με το χρόνο



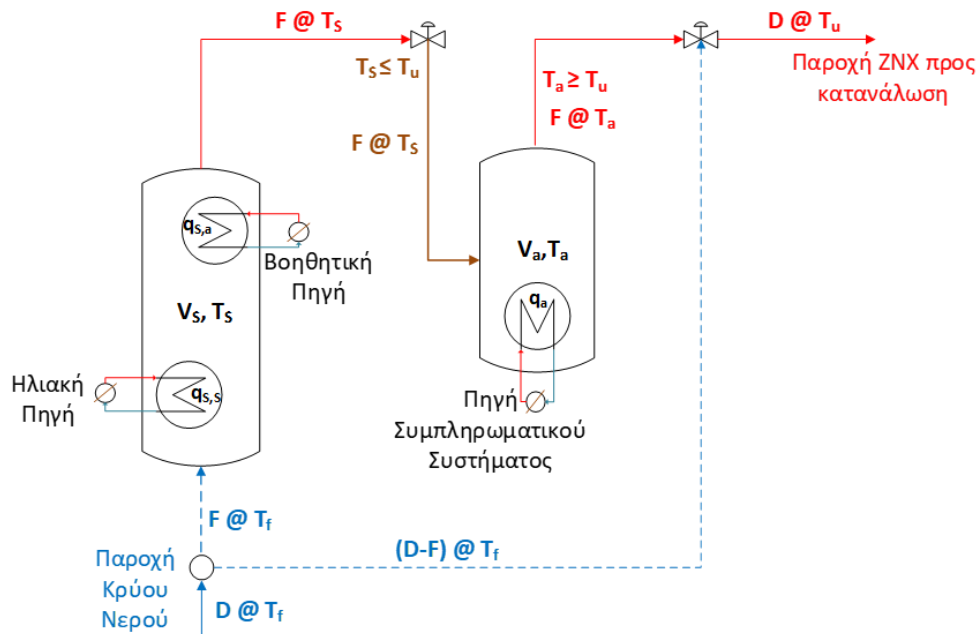
Σχήμα 6.4 Φάση Β Ελάχιστων Ενεργειακών Απαιτήσεων: Στιγμιαία ενεργειακή απαίτηση σε συνάρτηση με το χρόνο



Σχήμα 6.5 Φάση Β Ελάχιστων Ενεργειακών Απαιτήσεων: Σωρευτική ενεργειακή απαίτηση σε συνάρτηση με το χρόνο

6.3 ΦΑΣΗ Β - ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΣΥΜΠΛΗΡΩΜΑΤΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΩΝ

Η γενική διάταξη λειτουργίας της Φάσης Β με ηλιακό σύστημα και συμπληρωματικό σύστημα συσσωρευτών παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.6.



Σχήμα 6.6 Διάταξη λειτουργίας της Φάσης Β με συμπληρωματικό σύστημα συσσωρευτών

Η διαστασιολόγηση συστημάτων παραγωγής ZNX με συσσωρευτές θερμότητας στηρίζεται στην συνδυασμένη επιλογή του όγκου των συσσωρευτών και της ισχύος της πρωτογενούς πηγής ενέργειας ώστε αφενός κατά τη διάρκεια της χρήσης τους η θερμοκρασία του συσσωρευτή με την υποβοήθηση της πηγής να παραμένει σε επιθυμητά επίπεδα πάνω από τη θερμοκρασία χρήσης του ζεστού νερού χρήσης ακόμα και κατά την αντιμετώπιση της ζήτησης ταυτοχρονισμού και αφετέρου να μπορεί να προθερμανθεί σε εύλογο χρόνο πριν ξεκινήσει η χρήση του.

Στα μεγάλα ξενοδοχεία με σύντομη διάρκεια αιχμής, όπως αυτό που εξετάζουμε στην εργασία, χρησιμοποιείται όγκος συσσωρευτών αρκετά μεγαλύτερος από τον ελάχιστο απαιτούμενο και έτσι μειώνονται συνήθως οι απαιτήσεις για την ισχύ της πρωτογενούς πηγής ενέργειας. Μικρότεροι όγκοι και ισχυρότερες πηγές ενέργειας απαιτούνται όταν η ζήτηση κατανέμεται σχετικά ομαλά σε όλη τη διάρκεια της μέρας.

6.3.1 Γενική μέθοδος διαστασιολόγησης συσσωρευτών και πηγών

Η γενική μέθοδος διαστασιολόγησης στηρίζεται στο βαθμό απόδοσης κατά την πρώτη ώρα χρήσης πλήρως προθερμασμένου συσσωρευτή (first hour rating) [27] που μετρείται με την ικανότητα παραγωγής σε lt/hr ζεστού νερού χρήσης στη θερμοκρασία προθέρμανσης του συσσωρευτή (60 °C) για

συγκεκριμένη ανύψωση θερμοκρασίας του εισερχόμενου νερού στον συσσωρευτή, ώστε το υψηλής θερμοκρασίας νερό από τον συσσωρευτή με ανάμιξη με το κρύο νερό του δικτύου να παράγει την απαιτούμενη ποσότητα ZNX στη θερμοκρασία χρήσης

Ο βαθμός απόδοσης πρώτης ώρας ορίζεται ως [17] [27]

Βαθμός απόδοσης πρώτης ώρας = 70 % V_a + ρυθμός αναπλήρωσης.

Ο ρυθμός αναπλήρωσης εξαρτάται αποκλειστικά από την ισχύ της πηγής ενέργειας, την επιθυμητή θερμοκρασία αποθήκευσης και τη θερμοκρασία εισόδου του νερού που πρέπει να ζεσταθεί στο συσσωρευτή και δίνεται από τη σχέση

$$\text{ρυθμός αναπλήρωσης} = F^{T_a} = \frac{Q_a}{T_a - T_{in}}$$

Έτσι αν υποθέσουμε ότι θέλουμε να διαστασιολογήσουμε ένα συσσωρευτή που θα αποδίδει νερό θερμοκρασίας T_a όταν το εισερχόμενο νερό του δικτύου έχει θερμοκρασία $T_{in} = T_f$ ώστε να καλύπτει τη ζήτηση V^{T_u} ZNX στη θερμοκρασία T_u ακολουθούνται τα εξής βήματα:

Βήμα 1 Υπολογισμός της ισοδύναμης ποσότητας V^{T_a} νερού υψηλής θερμοκρασίας στη θερμοκρασία του συσσωρευτή T_a

Προκύπτει από τη σχέση ανάμιξης με την κατάλληλη ποσότητα κρύου νερού θερμοκρασίας T_f ώστε να παραχθεί η ποσότητα του ZNX V^{T_u} στη θερμοκρασία T_u

$$V^{T_a} = V^{T_u} \frac{T_u - T_f}{T_a - T_f}$$

Ή σε όρους ογκομετρικών παροχών σε lt/min

$$F^{T_a} = D \frac{T_u - T_f}{T_a - T_f}$$

Βήμα 2. Επιλέγεται ο ελάχιστος όγκος του συσσωρευτή, ο οποίος εξαρτάται από τη φύση και το μέγεθος της εγκατάστασης και συσχετίζεται με τη συνολική ζήτηση ZNX κατά την ώρα αιχμής. Ο Πίνακας 6-5 δείχνει τον ελάχιστο όγκο που μπορεί να έχει ένας συσσωρευτής ανάλογα με τα δωμάτια ή τα άτομα του ξενοδοχείου και τις προσδιοριζόμενες απαιτήσεις ZNX κατά την αιχμή [17]. **Στα ξενοδοχεία του μεγέθους που εξετάζουμε ο όγκος αυτός αντιπροσωπεύει εμπειρικά (δική μας συσχέτιση) το 14% της συνολικής ζήτησης** (κατά κάποιο τρόπο αντιστοιχεί με το λόγο της ροής ταυτοχρονισμού προς την συνολική εγκατεστημένη ροή ή τη συνολική ζήτηση της περιόδου, βλ. Πίνακα 3-5 ο λόγος αυτός είναι της τάξης του 11,3% στη μέθοδο υπολογισμού που χρησιμοποιήσαμε για τη ροή ταυτοχρονισμού με βάση το ισπανικό εθνικό πρότυπο [14]).

Πίνακας 6-5 Απαιτήσεις ZNX για Motels και Ξενοδοχεία για 2 hr διάρκεια αιχμής και ανύψωση από τους 60 °F - 102,5 °F και Ελάχιστος Όγκος Συσσωρευτή

Πίνακας 6-5. Απαιτήσεις ZNX για Motels και Ξενοδοχεία για 2 hr διάρκεια αιχμής και ανύψωση από τους 60 °F - 102,5 °F και Ελάχιστος Όγκος Συσσωρευτή [17]				
Δωμάτια	Αριθμός Ατόμων	Ελάχιστος Όγκος Συσσωρευτή (gal)	Απαιτούμενη Ποσότητα ZNX σε θερμοκρασία χρήσης 102,5 °F (gal)	Vmin/D
[1]	[2]	[3]	[4]	[5] = [3]/[4]
3	4	50	80,0	62,5%
4	6	60	105,6	56,8%
6	9	72	160,0	45,0%
8	12	85	211,2	40,2%
10	15	100	264,0	37,9%
15	22	113	368,0	30,7%
20	30	130	480,0	27,1%
25	37	148	592,0	25,0%
30	45	162	720,0	22,5%
35	52	175	832,0	21,0%
40	60	188	912,0	20,6%
45	67	200	960,0	20,8%
50	75	210	1.040,0	20,2%
75	112	255	1.344,0	19,0%
100	150	300	1.680,0	17,9%
125	187	325	2.035,2	16,0%
150	225	360	2.160,0	16,7%
175	262	395	2.520,0	15,7%
200	300	410	2.880,0	14,2%
250	375	500	3.600,0	13,9%
300	450	600	4.320,0	13,9%
350	525	700	5.040,0	13,9%

Με βάση τα στοιχεία του ανωτέρω πίνακα, εφόσον είχαμε υπολογίσει τη διάρκεια της ώρας αιχμής και τη ζήτηση σύμφωνα με το [17], προκύπτει ότι ο ελάχιστος όγκος συσσωρευτή που μπορούμε να επιλέξουμε με κριτήριο τα δωμάτια είναι 410 gal = 1.552 lt. Με κριτήριο τα άτομα του ξενοδοχείου ο ελάχιστος όγκος συσσωρευτή είναι 533 gal = 2018 lt. **Στο πρόβλημά μας για τον προσδιορισμό του ελάχιστου όγκου του συσσωρευτή πολλαπλασιάζουμε τον εμπειρικό συντελεστή 14% επί τη ζήτηση αιχμής που έχουμε υπολογίσει στην εργασία.**

Βήμα 3. Από τη σχέση 70% V υπολογίζεται η άμεση διαθεσιμότητα υψηλής θερμοκρασίας νερού από το συσσωρευτή.

Βήμα 4. Υπολογίζεται η πηγή που θα παράγει την υπόλοιπη απαιτούμενη ποσότητα σε θερμοκρασία T_a που θα αναπληρώνει το νερό που αντλήθηκε από το συσσωρευτή.

Βήμα 5. Στη συνέχεια επιλέγεται ο συνδυασμός όγκου συσσωρευτή και ισχύος πηγής έτσι ώστε να υπάρχει περισσότερη διαθεσιμότητα απευθείας νερού από τον συσσωρευτή, ενώ παράλληλα με το ρυθμό αναπλήρωσης η πηγή επιλέγεται ώστε να έχει μέσο χρόνο προθέρμανσης της τάξης των 2 με 3 ωρών (και πάντως μικρότερο πάντοτε από 5 ώρες). [13], [17]

Τα προηγούμενα εφαρμόζονται χρησιμοποιώντας σαν παράδειγμα την περίπτωση που θα καλύπταμε το συνολικό φορτίο αιχμής μόνο με σύστημα συσσωρευτή λέβητα-καυστήρα, χωρίς ηλιακό σύστημα (Πίνακας 6-6).

Πίνακας 6-6 Διαστασιολόγηση συμπληρωματικού συστήματος για πλήρη κάλυψη του φορτίου αιχμής για διάφορα μεγέθη συσσωρευτών

Πίνακας 6-6. Διαστασιολόγηση συμπληρωματικού συστήματος για πλήρη κάλυψη του φορτίου αιχμής για διάφορα μεγέθη συσσωρευτών				
Θερμικό Φορτίο αιχμής		550.000	550.000	550.000
Διάρκεια Αιχμής	min	90	90	90
Ζήτηση	lt	22.000	22.000	22.000
% Ελάχιστος Όγκος		14%		
Όγκος συσσωρευτή	lt	3.080	6.000	8.000
% απευθείας χρήση @T _a = 60 °C		70%	70%	70%
Απευθείας Ποσότητα	lt	2.156	4.200	5.600
ΔT _a συσσωρευτή (60 °C – 20 °C)	°C	40	40	40
ΔT _u ZNX (45 °C – 20 °C)	°C	25	25	25
Αναγκαία Ποσότητα @T _a = 60 °C	lt	13.750	13.750	13.750
Υπόλοιπο για παραγωγή @T _a = 60 °C	lt	11.594	9.550	8.150
Ρυθμός αναπλήρωσης	lt/hr	7.729	6.367	5.433
Βαθμός απόδοσης 1ης ώρας	lt/hr	9.885	10.567	11.033
Απαιτούμενη Ισχύς Εναλλακτών	kcal/min	3.435	2.830	2.415
	kcal/hr	206.116	169.778	144.889
	kW	240	197	168
Χρόνος προθέρμανσης	hr	0,60	1,41	2,21

6.3.2 Διαστασιολόγηση συμπληρωματικού συστήματος συσσωρευτών για συνδυασμένη λειτουργία με το ηλιακό σύστημα

Χρησιμοποιούμε τη γενική εμπειρική μέθοδο διαστασιολόγησης της προηγούμενης παραγράφου, αφού όμως λάβουμε υπόψη ότι στην περίπτωσή μας της συνδυασμένης λειτουργίας με ηλιακό συσσωρευτή, **το «κρύο» νερό έχει τη θερμοκρασία του ηλιακού συσσωρευτή σε κάθε χρονική στιγμή.** Επομένως ο ρυθμός αναπλήρωσης που απαιτείται από την πηγή του συμπληρωματικού συστήματος είναι αρκετά χαμηλότερος από αυτόν που θα απαιτούνταν, αν στο συμπληρωματικό συσσωρευτή έμπαινε κρύο νερό του δικτύου.

Αξιοποιούμε τα αποτελέσματα ανάλυσης των ελάχιστων ενεργειακών απαιτήσεων της Φάσης Β σε σχέση με την ανύψωση θερμοκρασίας που απαιτείται, κατά τον υπολογισμό του ρυθμού αναπλήρωσης και τη διαστασιολόγηση της ωφέλιμης ισχύος του εναλλάκτη από την πηγή, που σε πρώτη προσέγγιση είναι:

$$\Delta T_{a, \text{με ηλιακό}} = T_a - T_{\text{μέση ηλιακού}}$$

όπου $T_{μέση\ ηλιακού}$, η μέση θερμοκρασία του ηλιακού συσσωρευτή που προσδιορίστηκε κατά το στάδιο υπολογισμού των ελάχιστων ενεργειακών απαιτήσεων της Φάσης Β και βρέθηκε **36,7 °C** (Πίνακας 6-4) .

Για τον υπολογισμό των συνολικών απαιτήσεων παραγωγής ZNX στη θερμοκρασία T_a^0 χρησιμοποιούνται τα ΔT_a και ΔT_u με το κρύο νερό καθώς οι υπολογισμοί κάλυψης της ζήτησης αφορούν ανάμιξη νερού της θερμοκρασίας T_a^0 με κρύο νερό της θερμοκρασίας T_f .

Επίσης κάνουμε τη διαστασιολόγηση για τη **μικρότερη δυνατή διάρκεια** της Φάσης Β που θα έχει ενδεχόμενα να αντιμετωπίσει και τη ζήτηση ταυτοχρονισμού που δεν αντιμετώπισε η αντίστοιχη Φάση Α και αποτελεί τη **δυσμενέστερη περίπτωση** λειτουργίας του συμπληρωματικού συστήματος.

Τα αποτελέσματα της εφαρμογής της μεθόδου διαστασιολόγησης συσσωρευτή- ωφέλιμης ισχύος πηγής με τις παραπάνω παραδοχές παρουσιάζονται στον Πίνακα 6-7.

Πίνακας 6-7 Διαστασιολόγηση συμπληρωματικού συστήματος με συσσωρευτές σε συνδυασμό με ηλιακό σύστημα

Πίνακας 6-7. Διαστασιολόγηση συμπληρωματικού συστήματος με συσσωρευτές σε συνδυασμό με ηλιακό σύστημα			
		<i>Λύση με ελάχιστο όγκο</i>	Λύση που επιλέγεται
Θερμικό Φορτίο Φάσης Β	kcal	325.000	325.000
Διάρκεια Φάσης Β	min	53,2	53,2
Ζήτηση Φάσης Β	lt	13.000	13.000
% Ελάχιστος Όγκος		14%	
Όγκος συσσωρευτή	lt	1.820	6.000
% απευθείας χρήση @Ta = 60 °C		70%	70%
Απευθείας Ποσότητα @Ta = 60 °C	lt	1.274	4.200
ΔT συσσωρευτή από κρύο νερό	°C	40	40
ΔT ZNX από κρύο νερό	°C	25	25
Αναγκαία Ποσότητα @Ta = 60 °C	lt	8.125	8.125
Υπόλοιπο για παραγωγή @Ta=60 °C	lt	6.851	3.925
Ρυθμός αναπλήρωσης	lt/hr	7.727	4.427
Βαθμός απόδοσης 1ης ώρας	lt/hr	9.001	8.627
ΔT συσσωρευτή με είσοδο νερού από τον ηλιακό = (60 °C – 36,7 °C)	°C	23,3	23,3
Απαιτούμενη Ισχύς Εναλλακτών	kcal/min	2.999	1.718,1
	kcal/hr	179.934	103.086
	kW	209	120
Χρόνος προθέρμανσης	hr	0,40	2,33

Από την πρώτη στήλη αποτελεσμάτων του Πίνακα 6-7 προκύπτει ότι ο ελάχιστος όγκος των συσσωρευτών που πρέπει να έχει το συμπληρωματικό σύστημα είναι $V = 1.820$ lt και από αυτά τα 1.274 λίτρα μπορούν να καλύψουν απευθείας ένα τμήμα της ζήτησης, κυρίως αυτό που αφορά τον ταυτοχρονισμό. Η ποσότητα

που απομένει να θερμάνουμε με την πηγή κατά την διάρκεια της φάσης B είναι 6.851 lt στους 60°C από τη μέση θερμοκρασία 36,7 °C του νερού που εισέρχεται από τον ηλιακό στο συσσωρευτή του συμπληρωματικού συστήματος. Έτσι υπολογίζεται η πηγή που μπορεί να αποδώσει ωφέλιμη ισχύ 179.934 kcal/hr = 209 kW μέσω του εναλλάκτη του συσσωρευτή. Ο χρόνος προθέρμανσης από τους 20 °C στους 60 °C για αυτό τον συσσωρευτή με την συγκεκριμένη ισχύ του εναλλάκτη είναι 0,40 hr δηλαδή 24 min.

Σύμφωνα με όσα αναφέρθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο, για ξενοδοχεία με σύντομη διάρκεια αιχμής, **θα επιλέξουμε συσσωρευτές με μεγαλύτερο όγκο** για να έχουμε περισσότερο νερό προθερμασμένο στην έναρξη της Φάσης B, ώστε να μπορεί να καλυφθεί όχι μόνο ο ταυτοχρονισμός αλλά και ένα σημαντικό τμήμα της υπόλοιπης ζήτησης από το συμπληρωματικό σύστημα, **μειώνοντας αντίστοιχα την ισχύ της πηγής** στα απολύτως απαραίτητα επίπεδα για εύλογους χρόνους προθέρμανσης. Στον ίδιο Πίνακα 6-7 βλέπουμε τα αποτελέσματα της λύσης που επιλέγεται για συσσωρευτές με συνολική χωρητικότητα **6.000 lt**. Η πηγή που απαιτείται πρέπει αποδίδει μέσω των εναλλακτών ωφέλιμη ισχύ 103.086 kcal/hr = **120 kW** και ο **χρόνος προθέρμανσης** από τους 20 °C στους 60 °C είναι 2,33 hr, δηλαδή **2h 20min** περίπου.

6.3.3 Εναλλακτικές πηγές ενέργειας του συμπληρωματικού συστήματος με συσσωρευτή

Θα θεωρήσουμε **δύο εναλλακτικές πηγές ενέργειας** για το συμπληρωματικό σύστημα με συσσωρευτές όγκου 6.000 lt.

- Στην πρώτη εναλλακτική θα έχουμε **σύστημα λέβητα-καυστήρα πετρελαίου ή υγραερίου με ωφέλιμη ισχύ 120 kW**.
- Στην δεύτερη περίπτωση η **ωφέλιμη ισχύς των 120 kW που απαιτείται θα προκύψει από συνδυασμό δύο πηγών ενέργειας**. Πιο συγκεκριμένα για το τμήμα των **64 kW** θα χρησιμοποιηθούν **4 αντλίες θερμότητας** με ονομαστική θερμική ισχύ 16 kW η κάθε μια (**κάτω εναλλάκτες**), ενώ για το υπόλοιπο τμήμα των **56 kW** θα χρησιμοποιείται **σύστημα λέβητα-καυστήρα πετρελαίου ή υγραερίου (άνω εναλλάκτες)**.

6.3.4 Προσομοίωση λειτουργίας της Φάσης B με συσσωρευτές

Στην παράγραφο αυτή προσομοιώνουμε τη συνδυασμένη λειτουργία του συμπληρωματικού συστήματος με συσσωρευτές με ηλιακό συσσωρευτή, προκειμένου αφενός να επιβεβαιώσουμε την επάρκεια της διαστασιολόγησης όγκου συσσωρευτή-ωφέλιμης ισχύος πηγής στην οποία καταλήξαμε, αφετέρου να υπολογίσουμε την τελική εκμετάλλευση του ηλιακού συστήματος σε διάφορα σενάρια λειτουργίας καθώς και τις σχετικές συνεισφορές του συμπληρωματικού συστήματος (αποθηκευμένη θερμότητα στο συσσωρευτή και θερμότητα από την πηγή που απαιτούνται).

Για το σκοπό αυτό επιλύουμε ταυτόχρονα το σύστημα των εξισώσεων λειτουργίας των δύο συσσωρευτών που προκύπτουν από την εφαρμογή της σχέσης (4.10) για διάφορα σενάρια λειτουργίας της Φάσης Β.

Ηλιακός

$$T_s^t = T_s(t) = \left(\frac{\alpha_s}{\beta_s} + T_s^0 \right) e^{\beta_s t} - \frac{\alpha_s}{\beta_s}$$

$$\alpha_s = \frac{F}{V_s} T_f + \frac{q_s}{V_s} = \frac{F}{V_s} T_f$$

και

$$\beta_s = -\frac{F}{V_s}$$

Συσσωρευτής συμπληρωματικού συστήματος

$$T_a^t = T_a(t) = \left(\frac{\alpha_a}{\beta_a} + T_a^0 \right) e^{\beta_a t} - \frac{\alpha_a}{\beta_a}$$

$$\alpha_a = \frac{F}{V_a} T_s^t + \frac{q_a}{V_a}$$

Και

$$\beta_a = -\frac{F}{V_a}$$

Η κοινή ροή ανάμεσα στους δύο συσσωρευτές υπολογίζεται από το ισοζύγιο ενέργειας στη βαλβίδα ανάμιξης με το κρύο νερό:

$$F T_a^t + (D - F) T_f = D T_u$$

$$F = D \frac{T_u - T_f}{T_a^t - T_f}$$

Χρησιμοποιούμε βήμα αριθμητικής ολοκλήρωσης $\Delta t = 1 \text{ min}$ κατά τη διάρκεια του οποίου η κοινή ροή F παραμένει σταθερή.

Διακρίνουμε τέσσερα σενάρια λειτουργίας:

Σενάριο Λειτουργίας 1: Με 10λεπτη αιχμή

Σενάριο Λειτουργίας 2: Με σταθερή ζήτηση

Σενάριο Λειτουργίας 3: Με 10λεπτη αιχμή και ταυτόχρονα άντληση του 70% του όγκου του συμπληρωματικού συσσωρευτή στους 60 °C (προσομοίωση απλοποιημένης διαστρωματωμένης λειτουργίας με εφαρμογή του εμπειρικού κανόνα 70%).

Σενάριο Λειτουργίας 4: Με σταθερή ζήτηση και άντληση του 70% του όγκου του συμπληρωματικού συσσωρευτή στους 60 °C (προσομοίωση απλοποιημένης διαστρωματωμένης λειτουργίας με εφαρμογή του εμπειρικού κανόνα 70%).

Στα σενάρια λειτουργίας 3 και 4, καθ' όλο το χρόνο t_{draw} που υποθέτουμε ότι το «**τράβηγμα**» (**draw**) από το συσσωρευτή του συμπληρωματικού συστήματος γίνεται σε σταθερή θερμοκρασία 60 °C μέχρι να αντληθεί το 70% του όγκου του, **υπολογίζουμε το ποσό ενέργειας που εισέρχεται από τον ηλιακό συσσωρευτή σε κάθε βήμα Δt**

Όταν ολοκληρωθεί το τράβηγμα υπολογίζουμε το συνολικό ενεργειακό περιεχόμενο του συσσωρευτή ως εξής:

- Το **30% του όγκου** νερού του δοχείου έχει το ενεργειακό περιεχόμενο της αρχικής θερμοκρασίας 60 °C
- Το **70% του όγκου** του νερού του δοχείου που αναπληρώθηκε από το τράβηγμα με αντίστοιχη ποσότητα από τον ηλιακό συσσωρευτή έχει το ενεργειακό περιεχόμενο που υπολογίστηκε με τον τρόπο που προαναφέρθηκε
- Το ποσό ενέργειας που αποδόθηκε από τον εναλλάκτη $Q_a = q_a * t_{draw}$

Διαιρώντας το συνολικό ενεργειακό περιεχόμενο με τον όγκο του συσσωρευτή και υποθέτοντας πλήρη ανάμιξη βρίσκουμε τη θερμοκρασία του νερού του συσσωρευτή στο τέλος του τραβήγματος. Στη συνέχεια θεωρούμε τη λειτουργία του ως συσσωρευτή πλήρους ανάμιξης.

Τα αναλυτικά αποτελέσματα της αριθμητικής ολοκλήρωσης για τα 4 σενάρια λειτουργίας της Φάσης Β παρουσιάζονται στο Παράρτημα Β. Στον Πίνακα 6-8 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών για τους συσσωρευτές του ηλιακού και του συμπληρωματικού συστήματος.

Με βάση τα αποτελέσματα του Πίνακα 6-8 οδηγούμαστε στα παρακάτω συμπεράσματα:

- Η μέθοδος διαστασιολόγησης που χρησιμοποιήθηκε για τον όγκο του συσσωρευτή και για την πηγή είναι ικανοποιητική, καθώς το συμπληρωματικό σύστημα καλύπτει επαρκώς και τα τέσσερα βασικά σενάρια λειτουργίας
- Η ενεργειακή κατανάλωση των συσσωρευτών (αποθηκευμένη ενέργεια + πηγή) κυμαίνεται μεταξύ 150.203 και 154.914 kcal με υπέρβαση των ελάχιστων ενεργειακών απαιτήσεων κατά 39,6% - 43,9% αντίστοιχα.
- Η αντίστοιχη συνεισφορά του ηλιακού συσσωρευτή κατά τη Φάση Β (από τις χαμηλότερες προς τις ψηλότερες καταναλώσεις των συσσωρευτών) κυμαίνεται μεταξύ 172.500 και 169.500 kcal δηλαδή σε ποσοστά 53,1%-52,2% των συνολικών ενεργειακών απαιτήσεων της Β Φάσης.
- Η πτώση της θερμοκρασίας στο συσσωρευτή είναι της τάξης των 10°C και καθορίζει τη συνηθισμένη ενεργειακή απαίτηση προθέρμανσης πριν τη χρήση (δηλαδή είναι η κατανάλωση ενέργειας από τη χρήση της αποθηκευμένης ενέργειας)
- Η ενέργεια του ηλιακού που αξιοποιείται αντιστοιχεί σε ποσοστά της τάξης του 78%-79,4% της θεωρητικά υπολογιζόμενης μέγιστης (ελάχιστες ενεργειακές απαιτήσεις).

- Η συνολική συνεισφορά της αποθηκευμένης ενέργειας των ηλιακών συσσωρευτών στη φάση αιχμής ανέρχεται σε 72% περίπου.

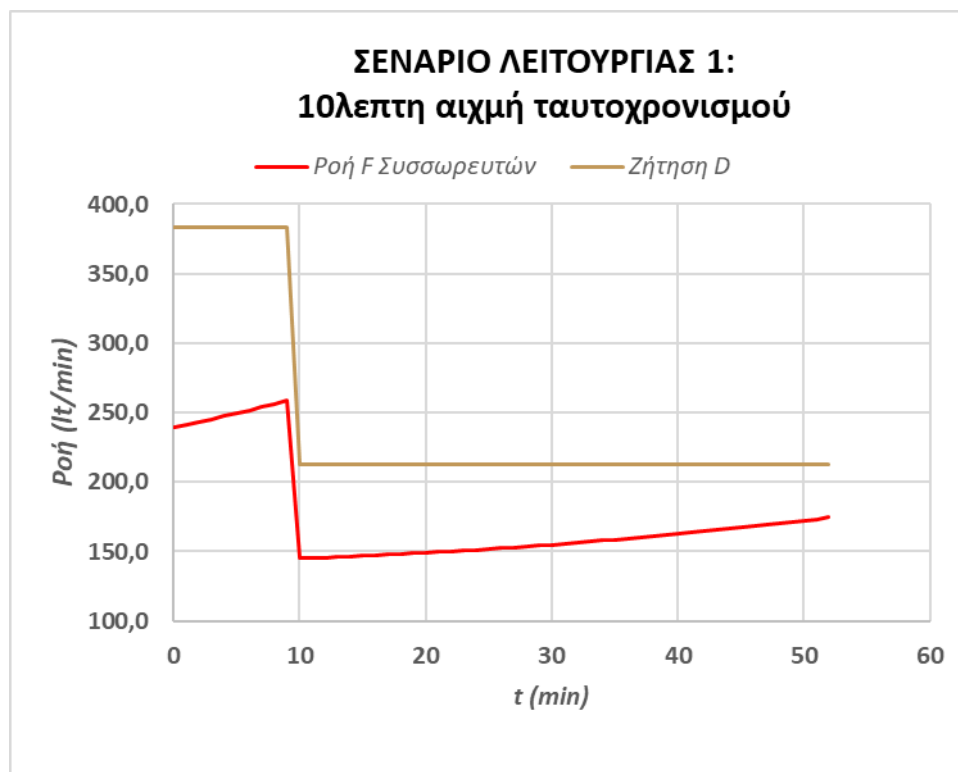
Πίνακας 6-8 Αποτελέσματα σεναρίων λειτουργίας της Φάσης Β με συσσωρευτές

Πίνακας 6-8. Αποτελέσματα σεναρίων λειτουργίας της Φάσης Β με συσσωρευτές				
	ΣΕΝΑΡΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 1	ΣΕΝΑΡΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 2	ΣΕΝΑΡΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 3	ΣΕΝΑΡΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 4
ΔΙΑΡΚΕΙΑ Β ΦΑΣΗΣ (min)	53,2	57,2	53,2	57,2
ΘΕΡΜΙΚΗ ΙΣΧΥΣ (kcal/min)	1.718,1	1.596,4	1,718,1	1.596,4
ΑΡΧΙΚΗ ΖΗΤΗΣΗ 10 ΛΕΠΤΟΥ (lt/min)	383,0	227,1	383,0	227,1
ΤΕΛΙΚΗ ΖΗΤΗΣΗ ΣΤΟ ΧΡΟΝΟ ΠΟΥ ΑΠΟΜΕΝΕΙ (lt/min)	212,4	227,1	212,4	227,1
ΑΡΧΙΚΗ ΘΕΡΜ. ΗΛΙΑΚΟΥ	45	45	45	45
ΤΕΛΙΚΗ ΘΕΡΜ. ΗΛΙΑΚΟΥ	33,5	33,6	33,6	33,7
ΑΡΧΙΚΗ ΘΕΡΜ. ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ	60	60	60	60
ΤΕΛΙΚΗ ΘΕΡΜ. ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ	50,2	49,9	49,6	49,4
ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΗΛΙΑΚΟΥ ΠΟΥ ΑΞΙΟΠΟΗΘΗΚΕ	172.500	171.000	171.000	169.500
ΑΠΟΘΗΚΕΥΜΕΝΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΠΟΥ ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΗΘΗΚΕ	58.800	60.600	62.400	63.600
ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΠΗΓΗΣ (kcal)	91.403	91.314	91.403	91.314
ΙΣΟΖΥΓΙΟ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ	322.703	322.914	324.803	324.414
ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ	325.000	325.000	325.000	325.000
% ΑΠΟΚΛΙΣΗ ΤΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΖΟΜΕΝΟΥ ΙΣΟΖΥΓΙΟΥ ΑΠΟ ΤΟ ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ (ΑΠΟΔΕΚΤΗ)	-0,71%	-0,64%	-0,06%	-0,18%
% ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΑΠΑΙΤΗΣΕΩΝ Β ΦΑΣΗΣ ΠΟΥ ΚΑΛΥΠΤΕΙ Ο ΗΛΙΑΚΟΣ	53,1%	52,6%	52,6%	52,2%
ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΠΟΥ ΜΠΟΡΕΙ ΝΑ ΑΠΟΔΩΣΕΙ Ο ΗΛΙΑΚΟΣ (ΦΑΣΗ Β ΕΛΑΧΙΣΤΕΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΕΣ ΑΠΑΙΤΗΣΕΙΣ)	217.369	217.369	217.369	217.369
% ΑΠΟΔΟΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ	79,4%	78,7%	78,7%	78%
ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΠΟΥ ΑΠΟΔΙΔΕΙ Ο ΗΛΙΑΚΟΣ ΚΑΤΑ ΤΗ ΦΑΣΗ ΑΙΧΜΗΣ	397.500	396.000	396.000	394.500
% ΣΥΝΕΙΣΦΟΡΑ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΤΗ ΦΑΣΗ ΑΙΧΜΗΣ	72,3%	72,0%	72,0%	71,7%
ΕΛΑΧΙΣΤΕΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΕΣ ΑΠΑΙΤΗΣΕΙΣ ΑΠΟ ΤΟ ΣΥΜΠΛΗΡΩΜΑΤΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ	107.631	107.631	107.631	107.631
ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΩΝ	150.203	151.914	153.803	154.914
% ΥΠΕΡΒΑΣΗ ΕΛΑΧΙΣΤΩΝ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΑΠΑΙΤΗΣΕΩΝ	39,6%	41,1%	42,9%	43,9%

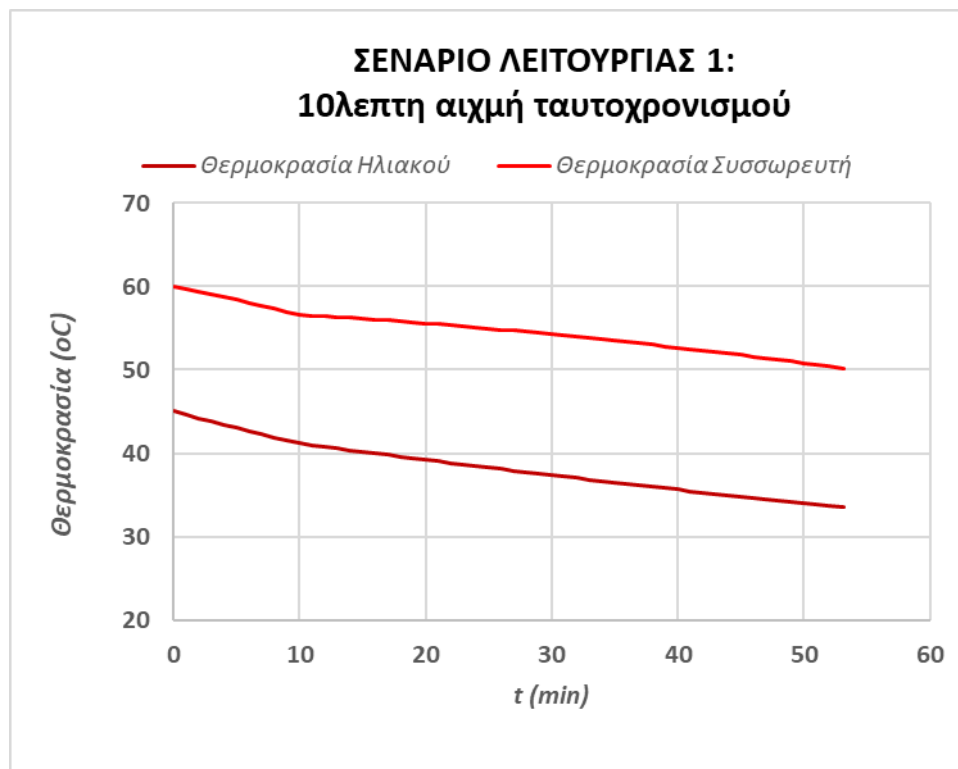
- Τα συστήματα με συσσωρευτές μπορούν να λειτουργήσουν και με ισχυρότερες πηγές ενέργειας και με ρύθμιση της θερμοκρασίας να μην πέφτει περισσότερο από 3 °C–5 °C από την αρχική θερμοκρασία αποθήκευσης. Στην περίπτωση αυτή αλλάζει η σχετική συνεισφορά αποθήκης και πηγής (η συνεισφορά της αποθηκευμένης ενέργειας είναι τόσο μικρότερη όσο μικρότερη είναι η επιτρεπτή πτώση θερμοκρασίας του συσσωρευτή) , αλλά και η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας είναι μικρότερη. Αυτό συμβαίνει γιατί σε όσο υψηλότερη θερμοκρασία γίνονται τα τραβήγματα από το συσσωρευτή του συμπληρωματικού συστήματος τόσο μικρότερη είναι η παροχή για την κάλυψη της ίδιας ζήτησης και άρα τόσο μικρότερη η πτώση θερμοκρασίας στον ηλιακό συσσωρευτή. Γενική επίπτωση λοιπόν είναι η αύξηση της ενεργειακής κατανάλωσης από το συμπληρωματικό σύστημα.

Στα Σχήματα 6.7 έως 6.14 που ακολουθούν παρουσιάζονται γραφικά τα αποτελέσματα της αριθμητικής ολοκλήρωσης για τα 4 σενάρια λειτουργίας της Φάσης Β, δηλαδή:

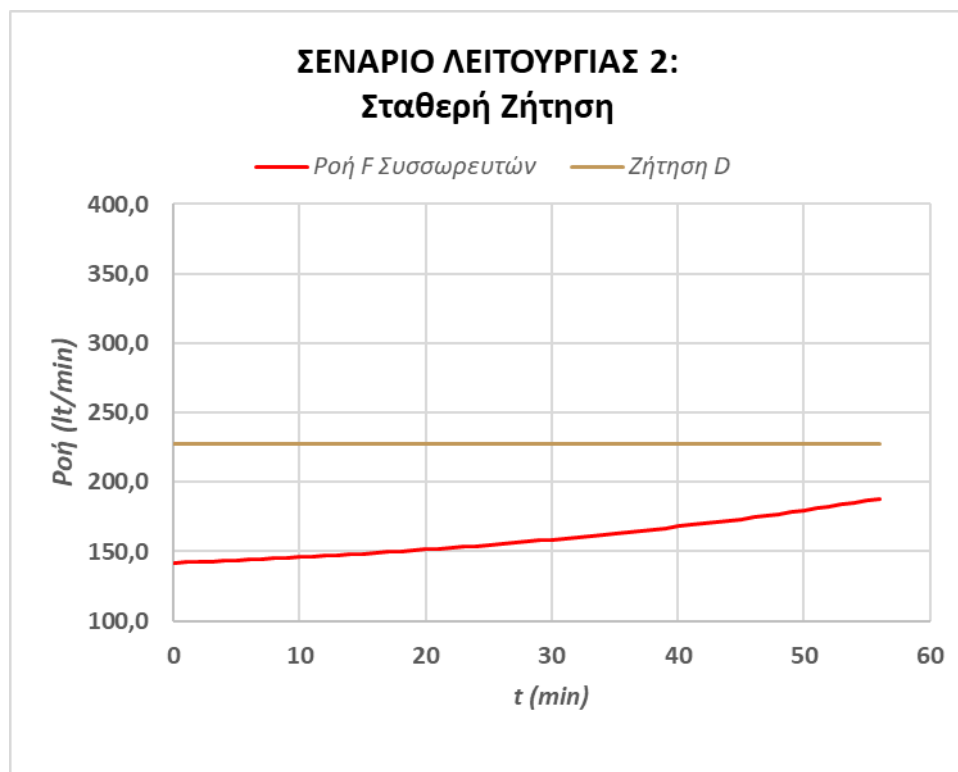
- η χρονική εξέλιξη της ζήτησης και της κοινής ροής των συσσωρευτών
- η χρονική εξέλιξη των θερμοκρασιών του ηλιακού συσσωρευτή και του συσσωρευτή του συμπληρωματικού συστήματος



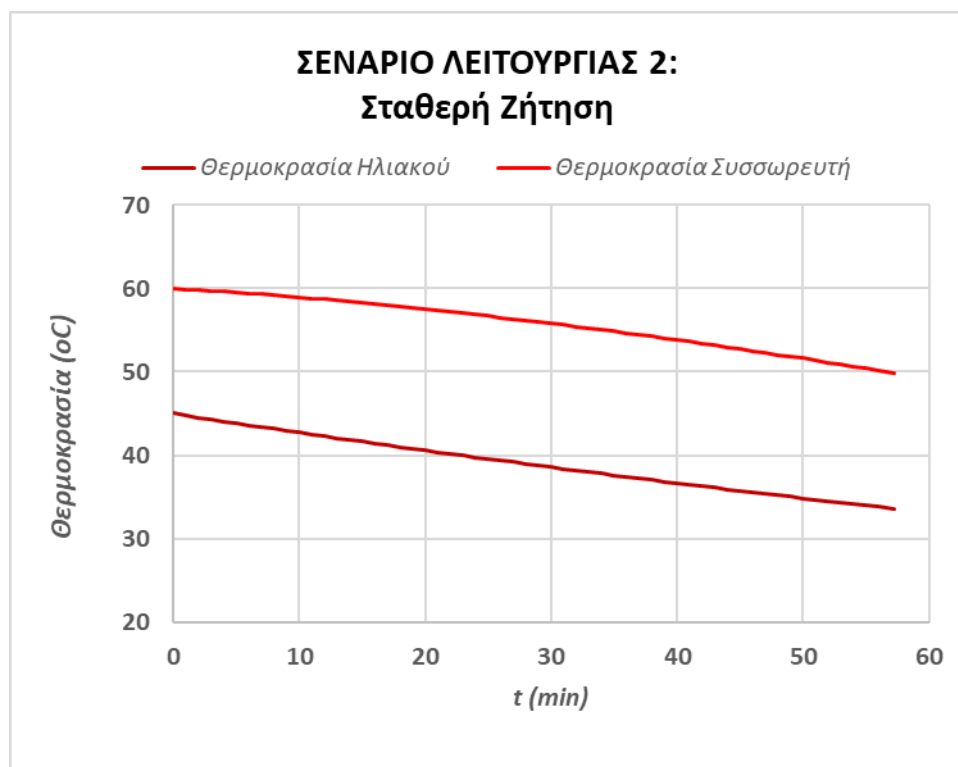
Σχήμα 6.7 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 1 με 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού – ροή F συσσωρευτών και ζήτηση D



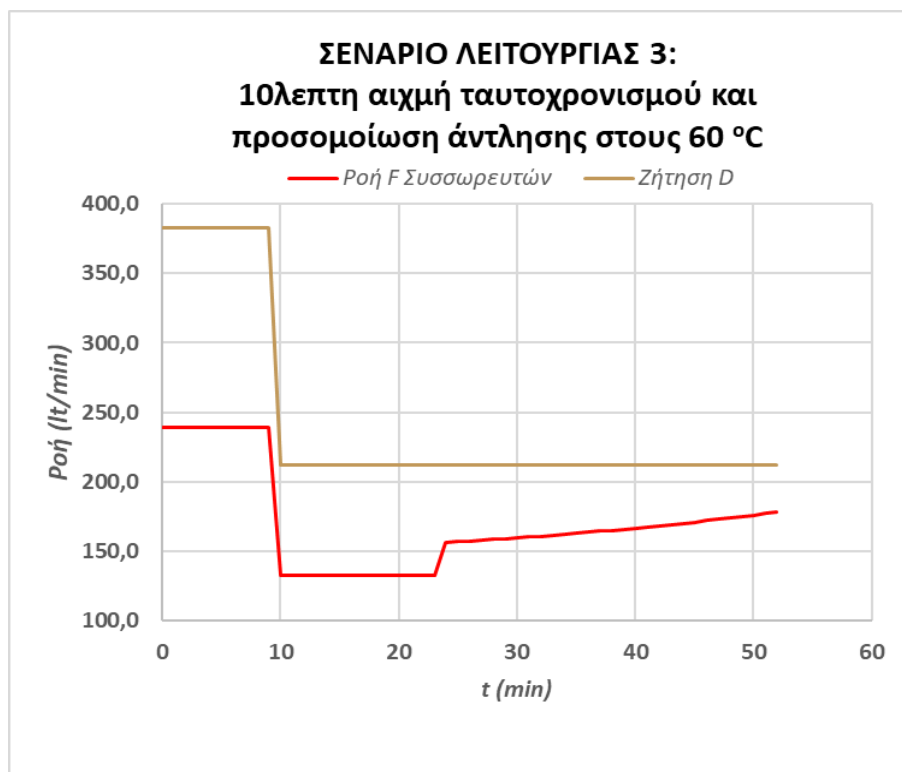
Σχήμα 6.8 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 1 με 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού – θερμοκρασίες ηλιακού συσσωρευτή και συσσωρευτή συμπληρωματικού συστήματος



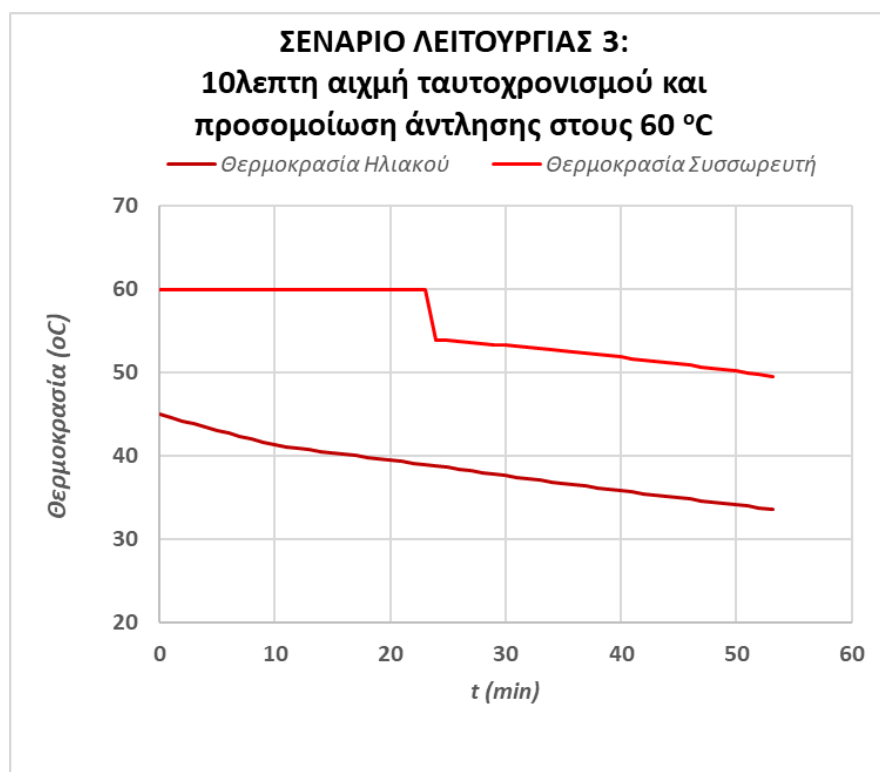
Σχήμα 6.9 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 2 με σταθερή ζήτηση – ροή F συσσωρευτών και ζήτηση D



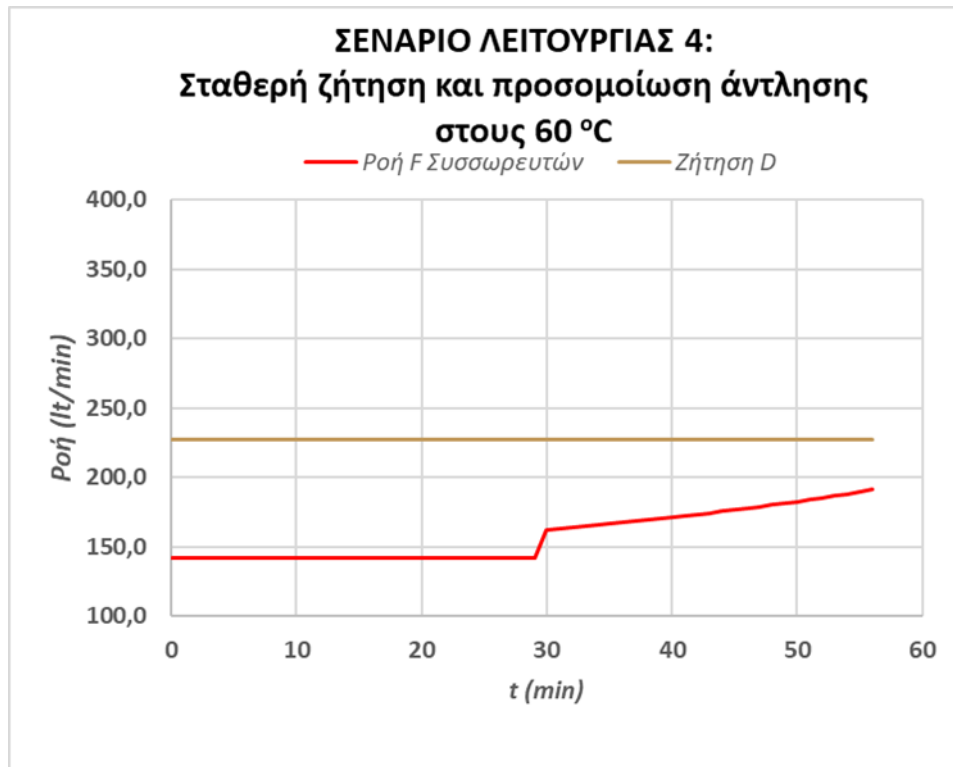
Σχήμα 6.10 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 2 με σταθερή ζήτηση – θερμοκρασίες ηλιακού συσσωρευτή και συσσωρευτή συμπληρωματικού συστήματος



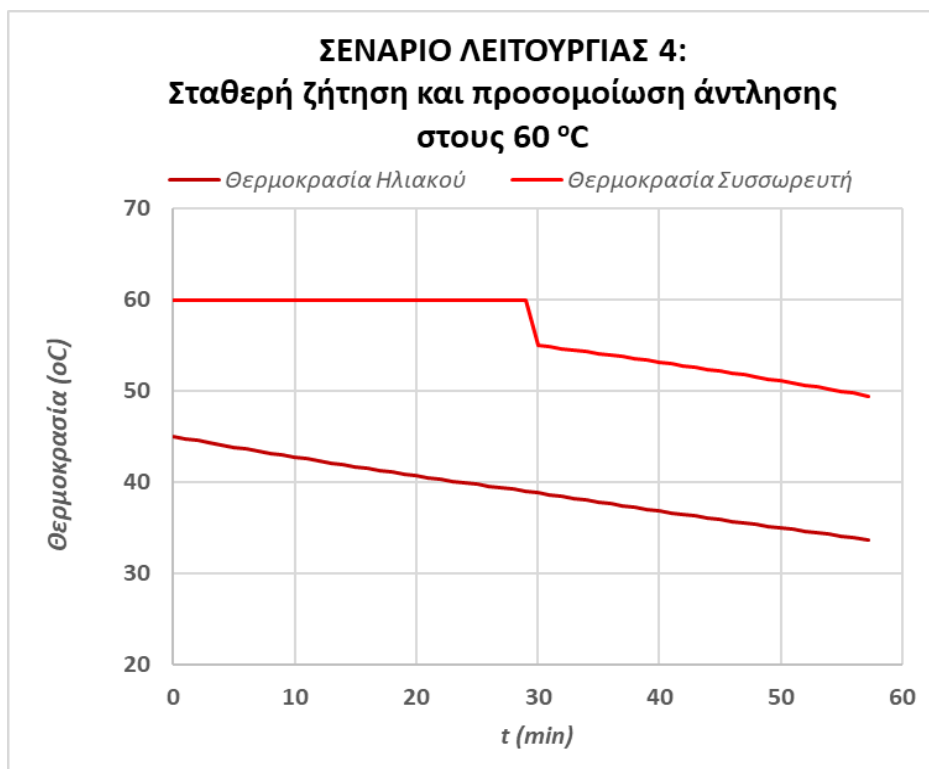
Σχήμα 6.11 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 3 με 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού και απλοποιημένη προσομοίωση διαστρωματωμένης άντλησης - ροή F συσσωρευτών και ζήτηση D



Σχήμα 6.12 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 3 με 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού και απλοποιημένη προσομοίωση διαστρωματωμένης άντλησης - θερμοκρασίες ηλιακού συσσωρευτή και συσσωρευτή συμπληρωματικού συστήματος



Σχήμα 6.13 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 4. Σταθερή ζήτηση και απλοποιημένη προσομοίωση διαστρωματωμένης άντλησης - ροή F συσσωρευτών και ζήτηση D



Σχήμα 6.14 Συσσωρευτές: Σενάριο λειτουργίας 4. Σταθερή ζήτηση και απλοποιημένη προσομοίωση διαστρωματωμένης άντλησης - θερμοκρασίες ηλιακού συσσωρευτή και συσσωρευτή συμπληρωματικού συστήματος

6.4 ΦΑΣΗ Β – ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΚΑΙ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΛΗΡΩΜΑΤΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕ ΤΑΧΥΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΕΣ

6.4.1 Διαστασιολόγηση

Σε αντίθεση με τα συστήματα που στηρίζονται σε συσσωρευτές και πηγές ενέργειας και χαρακτηρίζονται από την ικανότητα παραγωγής ZNX στην επιθυμητή θερμοκρασία αποθήκευσης, τα συστήματα στιγμιαίας παραγωγής ZNX όπως οι ταχυθερμοσίφωνες χαρακτηρίζονται από την μέγιστη παροχή νερού σε lt/min που είναι σε θέση να θερμάνουν στιγμιαία ώστε να ανυψώσουν τη θερμοκρασία του κατά επιθυμητό ΔT . Επομένως επιλέγεται ο αριθμός τους έτσι ώστε να μπορούν να ανταποκριθούν στις ζητήσεις ροής της εγκατάστασης κατά κύριο λόγο και δευτερευόντως προς τα ΔT που χρειάζεται να επιτύχουν, καθώς λειτουργούν σε ευρύτατο φάσμα ΔT .

Για το συμπληρωματικό σύστημα ταχυθερμοσίφωνων επιλέγουμε ταχυθερμοσίφωνες με **μέγιστη παροχή 32 lt/min για $\Delta T = 25^\circ\text{C}$** . Ο αριθμός τους προσδιορίζεται από τη μέγιστη ζήτηση της εγκατάστασης που είναι 383 lt/min (ζήτηση της 10 λεπτης αιχμής ταυτοχρονισμού), δηλαδή $383/32 = 12$ **ταχυθερμοσίφωνες**. Οι ταχυθερμοσίφωνες μπορούν να καλύψουν πλήρως και τη συνολική ζήτηση της εγκατάστασης καθ' όλη τη διάρκεια της αιχμής, χωρίς συλλειτουργία με το ηλιακό σύστημα, για παραγωγή 244,4 lt/min από 20-45 $^\circ\text{C}$.

6.4.2 Προσομοίωση λειτουργίας

Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζουμε τα αποτελέσματα της προσομοίωσης της συνδυασμένης λειτουργίας ηλιακών συσσωρευτών και ταχυθερμοσίφωνων για τη Φάση Β, για τα δύο σενάρια λειτουργίας που τους αφορούν (το τρίτο και τέταρτο σενάριο αφορούν αποκλειστικά συσσωρευτές θερμότητας).

Σενάριο Λειτουργίας 1: Με 10λεπτη αιχμή

Σενάριο Λειτουργίας 2: Με σταθερή ζήτηση

Ο αισθητήρας του ταχυθερμοσίφωνα μπορεί να 'καταλάβει' διαφορά θερμοκρασίας τουλάχιστον $\Delta T = 3^\circ\text{C}$. Ο περιορισμός αυτός αντιστοιχεί και στην ελάχιστη θερμική ισχύ – κατανάλωση καυσίμου που μπορεί να λειτουργήσει ο ταχυθερμοσίφοντας. Γι' αυτό τον λόγο **το ιδανικό set point των 45 $^\circ\text{C}$ δεν είναι πρακτικά διαθέσιμο στη συνδυασμένη λειτουργία με ηλιακό συσσωρευτή** στις συνθήκες που την εξετάζουμε.

Χρησιμοποιούνται 3 διαφορετικές θερμοκρασίες set point για την έξοδο του νερού από τον ταχυθερμοσίφωνα. Το πρώτο είναι 48 $^\circ\text{C}$, το δεύτερο είναι 50 $^\circ\text{C}$ και το τρίτο 55 $^\circ\text{C}$. Το νερό από τους ταχυθερμοσίφωνες αναμειγνύεται με κρύο νερό στην τελική βάνα ανάμιξης ώστε να στέλνεται στις καταναλώσεις στην επιθυμητή τελική θερμοκρασία των 45 $^\circ\text{C}$.

Στους Πίνακες 6-9 και 6-10 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης και οι λοιποί

υπολογισμοί των δύο σεναρίων λειτουργίας με ταχυθερμοσίφωνες.

Πίνακας 6-9 Σενάριο λειτουργίας 1 ταχυθερμοσιφώνων – Αποτελέσματα Υπολογισμών

Πίνακας 6-9. Σενάριο λειτουργίας 1 ταχυθερμοσιφώνων – Αποτελέσματα Υπολογισμών				
Set Point ταχυθερμοσιφώνων	°C	48,0	50,0	55,0
Διάρκεια Φάσης B	min	53,2	53,2	53,2
Ζήτηση 10 λεπτου	lt/min	383,0	383,0	383,0
F	lt/min	342,0	319,2	273,6
Αριθμός ταχυθερμοσιφώνων		12,0	12,0	12,0
Παροχή ανά Ταχυθερμοσίφωνα F _n	lt/min	28,5	26,6	22,8
Αρχική Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή	°C	45,0	45,0	45,0
α _s		0,4560	0,4256	0,3648
β _s		-0,0228	-0,0213	-0,0182
Θερμοκρασία ηλιακού στο τέλος του 10λεπτου	°C	39,9	40,2	40,8
Χρόνος που απομένει	min	43,2	43,2	43,2
Ζήτηση στο χρόνο που απομένει	lt/min	212,4	212,4	212,4
F	lt/min	189,6	177,0	151,7
Παροχή ανά Ταχυθερμοσίφωνα F _n	lt/min	15,8	14,7	12,6
Αρχική Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή	°C	39,9	40,2	40,8
α _s		0,2528	0,2360	0,2022
β _s		-0,0126	-0,0118	-0,0101
Τελική Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή	°C	31,5	32,1	33,5
Θερμικό Φορτίο που αποδίδει ο ηλιακός	kcal	202.030	192.873	173.079
Συνολικό Θερμικό Φορτίο Φάσης B	kcal	325.000	325.000	325.000
Θερμική Ενέργεια Ταχυθερμοσιφώνων	kcal	122.970	132.127	151.921
% Ενεργειακή συνεισφορά Ηλιακού στη Φάση B		62,2%	59,3%	53,3%
Ενέργεια που μπορεί να αποδώσει ο ηλιακός (Φάση B Ελάχιστες Ενεργειακές Απαιτήσεις)	kcal	217.369	217.369	217.369
% Απόδοση Ηλιακού		92,9%	88,7%	79,6%
Συνολική Ενέργεια που Αποδίδει ο Ηλιακός στη φάση αιχμής		427.030	417.873	398.079
% Συνεισφορά Ηλιακού στη Φάση Αιχμής		77,6%	76,0%	72,4%
Ελάχιστες Ενεργειακές Απαιτήσεις		107.631	107.631	107.631
% Υπέρβαση των Ελάχιστων Ενεργειακών Απαιτήσεων από την Κατανάλωση των Ταχυθερμοσιφώνων		14,3%	22,8%	41,1%

Πίνακας 6-10 Σενάριο λειτουργίας 2 ταχυθερμοσιφώνων – Αποτελέσματα Υπολογισμών

Πίνακας 6-10. Σενάριο λειτουργίας 2 ταχυθερμοσιφώνων – Αποτελέσματα Υπολογισμών				
Set Point ταχυθερμοσιφώνων	°C	48,0	50,0	55,0
Διάρκεια Φάσης B	min	57,2	57,2	57,2
Ζήτηση Φάσης B	lt/min	227,1	227,1	227,1
F	lt/min	202,8	189,3	162,2
Αριθμός ταχυθερμοσιφώνων		8,0	8,0	8,0
Παροχή ανά Ταχυθερμοσίφωνα F _n	lt/min	25,3	23,7	20,3
Αρχική Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή	°C	45,0	45,0	45,0
α _s		0,2704	0,2524	0,2163
β _s		-0,0135	-0,0126	-0,0108
Τελική Θερμοκρασία Ηλιακού Συσσωρευτή	°C	31,5	32,1	33,5
Θερμικό Φορτίο που αποδίδει ο ηλιακός	kcal	202.030	192.873	173.079
Συνολικό Θερμικό Φορτίο Φάσης B	kcal	325.000	325.000	325.000
Θερμική Ενέργεια Ταχυθερμοσιφώνων	kcal	122.970	132.127	151.921
% Ενεργειακή συνεισφορά Ηλιακού στη Φάση B		62,2%	59,3%	53,3%
Ενέργεια που μπορεί να αποδώσει ο ηλιακός (Φάση B Ελάχιστες Ενεργειακές Απαιτήσεις)	kcal	217.369	217.369	217.369
% Απόδοση Ηλιακού		92,9%	88,7%	79,6%
Συνολική Ενέργεια που Αποδίδει ο Ηλιακός στη φάση αιχμής		427.030	417.873	398.079
% Συνεισφορά Ηλιακού στη Φάση Αιχμής		77,6%	76,0%	72,4%
Ελάχιστες Ενεργειακές Απαιτήσεις		107.631	107.631	107.631
% Υπέρβαση των Ελάχιστων Ενεργειακών Απαιτήσεων από την Κατανάλωση των Ταχυθερμοσιφώνων		14,3%	22,8%	41,1%

Από τα αποτελέσματα των Πινάκων 6-9 και 6-10 οδηγούμαστε στα εξής συμπεράσματα:

- Οι ταχυθερμοσίφωνες καλύπτουν επαρκώς τη Φάση B της λειτουργίας σε συνεργασία με τους ηλιακούς συσσωρευτές. Για το σενάριο 1 απαιτούνται 12 ταχυθερμοσίφωνες για να καλυφθεί η ζήτηση του ταυτοχρονισμού στο πρώτο 10 λεπτό. Ενώ στο σενάριο 2 που η ροή είναι ομαλή η κάλυψη της ζήτησης επιτυγχάνεται και με 8 ταχυθερμοσίφωνες (δυνατότητα που έχουν οι συστοιχίες ταχυθερμοσιφώνων).
- Η ενεργειακή κατανάλωση των ταχυθερμοσιφώνων κυμαίνεται μεταξύ 122.970 και 151.921 kcal με υπέρβαση των ελάχιστων ενεργειακών απαιτήσεων κατά 14,3% - 41,1% αντίστοιχα.
- Η αποθηκευμένη ενέργεια του ηλιακού συστήματος που αξιοποιείται κυμαίνεται από 79,6% (set point 55 °C) μέχρι 92,9% (με set point 48 °C). Άρα όσο μικρότερη είναι η θερμοκρασία του νερού στην έξοδο των ταχυθερμοσιφώνων (set point) τόσο μεγαλύτερη είναι η αξιοποίηση του ηλιακού συστήματος.
- Επίσης παρατηρείται ότι οι ταχυθερμοσίφωνες σε σχέση με τα συστήματα που χρησιμοποιούν

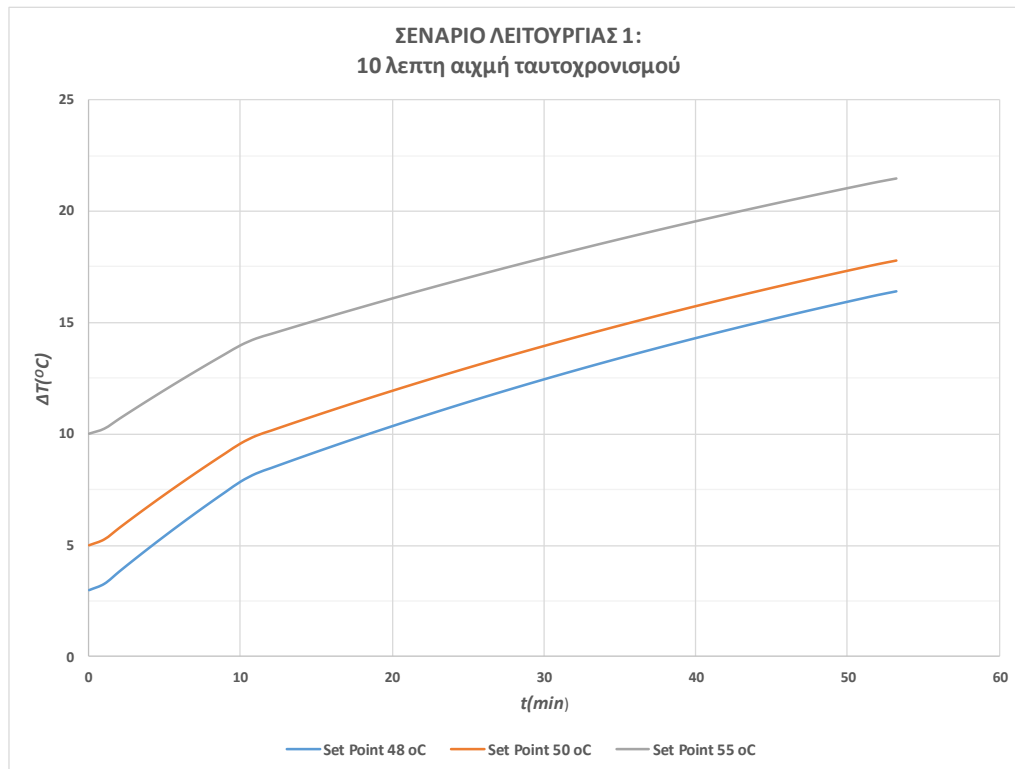
συσσωρευτή αξιοποιούν καλύτερα την αποθηκευμένη ενέργεια που υπάρχει στους συσσωρευτές του ηλιακού συστήματος και σε μεγαλύτερο ποσοστό. Αυτό φαίνεται και από την τελική θερμοκρασία του συσσωρευτή του ηλιακού συστήματος αφού στην περίπτωση με τους ταχυθερμοσίφωνες είναι χαμηλότερη σε σχέση με τα συστήματα που χρησιμοποιούν συσσωρευτές.

Στα σχήματα 6.15 έως 6.18 παρουσιάζεται γραφικά η χρονική μεταβολή του $\Delta T = T^{sp} - T_s$ μεταξύ του set point ταχυθερμοσίφωνων και της θερμοκρασίας του ηλιακού συσσωρευτή, καθώς και αντίστοιχη της στιγμιαίας ισχύος σε kW κάθε ταχυθερμοσίφωνα για τα δύο σενάρια λειτουργίας και τα τρία set point για τα οποία έγιναν οι υπολογισμοί.

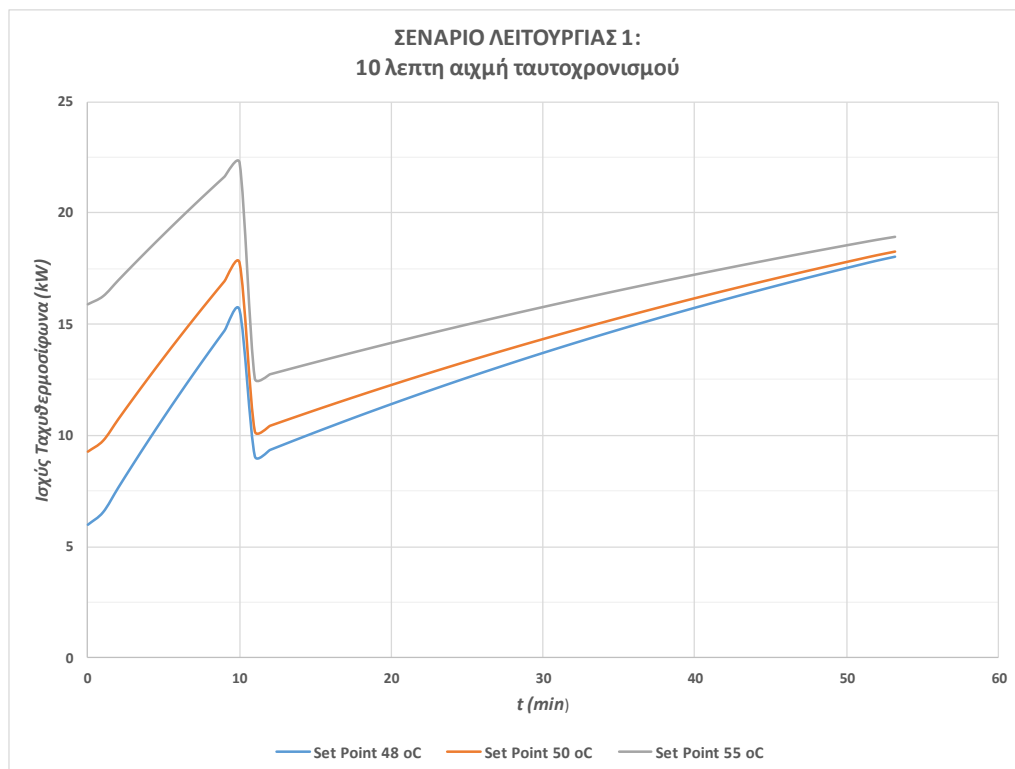
Η στιγμιαία ισχύς κάθε ταχυθερμοσίφωνα σε kcal/min δίνεται από τη σχέση

$$q_{a,n}(t) = F_n * (T^{sp} - T_s(t)) = F_n \Delta T$$

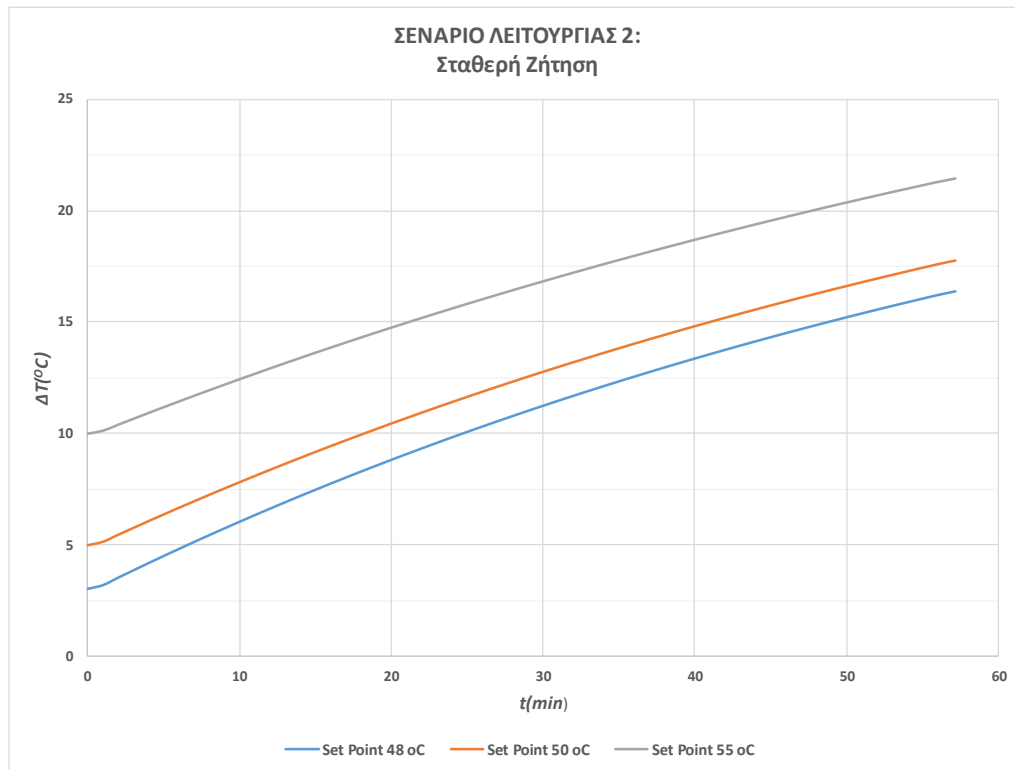
και στη συνέχεια μετατρέπεται σε kW διαιρώντας με το συντελεστή μετατροπής 14,34 (kcal/min)/kW (Παράρτημα Α)



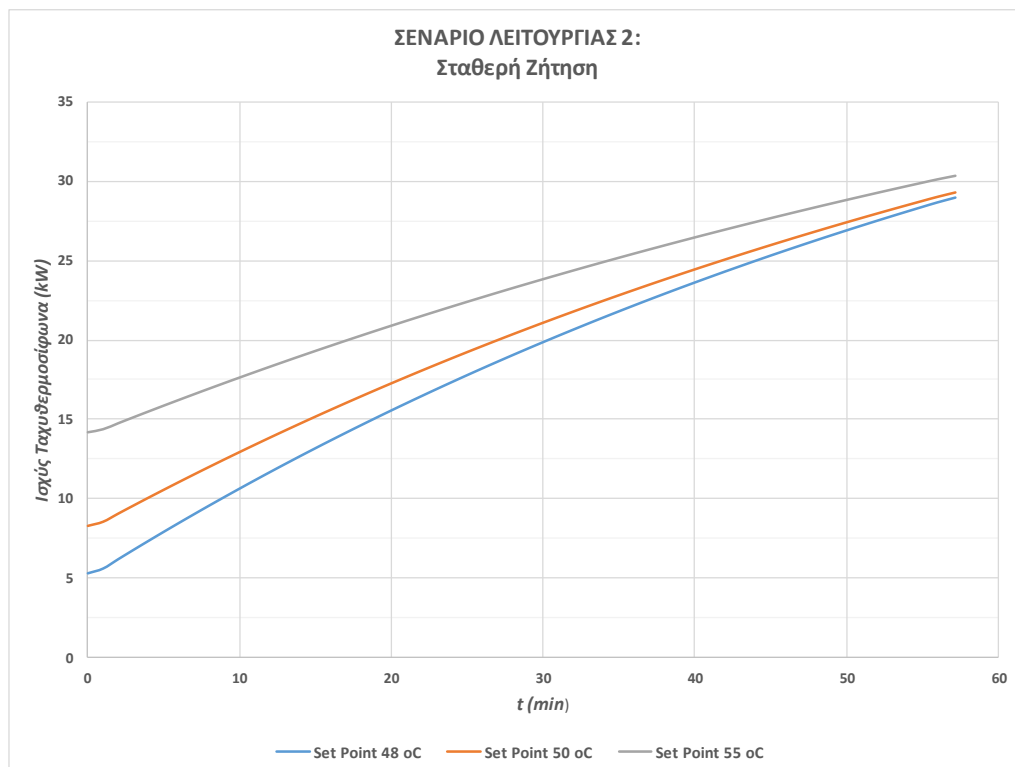
Σχήμα 6.15 Ταχυθερμوسίφωνες: Σενάριο Λειτουργίας 1. 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού. Διαφορά θερμοκρασίας set point ταχυθερμوسίφωνα και θερμοκρασίας ηλιακού σε συνάρτηση με το χρόνο



Σχήμα 6.16 Ταχυθερμوسίφωνες: Σενάριο 1. 10 λεπτή αιχμή ταυτοχρονισμού. Ισχύς ταχυθερμوسίφωνα σε συνάρτηση με το χρόνο



Σχήμα 6.17 Σενάριο λειτουργίας 2. Σταθερή ζήτηση. . Διαφορά θερμοκρασίας set point ταχυθερμοσίφωνα και θερμοκρασίας ηλιακού σε συνάρτηση με το χρόνο



Σχήμα 6.18 Ταχυθερμοσίφωνες: Σενάριο λειτουργίας 2. Σταθερή ζήτηση. Ισχύς ταχυθερμοσίφωνα σε συνάρτηση με το χρόνο

6.5 ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΠΗΓΩΝ ΠΡΩΤΟΓΕΝΟΥΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΚΑΙ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Προκειμένου να ολοκληρώσουμε τις τεχνικές απαιτήσεις και προδιαγραφές των συμπληρωματικών συστημάτων ώστε να απευθυνθούμε στην αγορά για την προμήθειά τους πρέπει να διαστασιολογήσουμε τις πηγές πρωτογενούς ενέργειας που χρησιμοποιούμε καθώς και τους εναλλάκτες θερμότητας, στην περίπτωση συστημάτων με συσσωρευτές, μέσω των οποίων μεταφέρεται η απαιτούμενη θερμότητα που προσδιορίσαμε στις προηγούμενες παραγράφους.

6.5.1 Βαθμοί απόδοσης πηγών πρωτογενούς ενέργειας

Η διαστασιολόγηση των πηγών πρωτογενούς ενέργειας συνδέεται με το βαθμό απόδοσής τους, δηλαδή με το ποσοστό της πρωτογενούς ενέργειας που καταναλώνουν (πετρέλαιο, υγραέριο, ηλεκτρική ενέργεια) το οποίο αποδίδουν στα συστήματα ως ωφέλιμη ενέργεια για την ικανοποίηση των ενεργειακών απαιτήσεων.

Στην εργασία χρησιμοποιούμε απλοποιημένους βαθμούς απόδοσης που προτείνονται από [11] και [28], καθώς ο υπολογισμός εποχιακών βαθμών απόδοσης για πλήρη μελέτη ετήσιας λειτουργίας των συστημάτων που μελετήσαμε ξεφεύγει από την οριοθέτηση που κάναμε στο πρόβλημα που αντιμετωπίζουμε στην εργασία :

- **Σύστημα λέβητα-καυστήρα : 85%** Στα συστήματα αποθήκευσης και χρήσης ZNX στις συνθήκες που τα σχεδιάζουμε απαιτούνται λέβητες υψηλών θερμοκρασιών που ο βαθμός απόδοσής τους είναι συνήθως χαμηλότερος.
- **Ταχυθερμοσίφωνες συμπίκνωσης : 100%** Αφορά τον υπολογισμό των καταναλώσεων καθώς η διαστασιολόγησή τους γίνεται με βάση την παροχή.
- **Ηλεκτρική Ενέργεια : 100%**
- **Για την απόδοση των αντλιών θερμότητας** χρησιμοποιούμε τα COP του κατασκευαστή στις διάφορες συνθήκες λειτουργίας τους (φάση αιχμής, προθέρμανση), κάνοντας την απλουστευτική παραδοχή ότι τηρούνται οι λοιπές προϋποθέσεις λειτουργίας της αντλίας θερμότητας (θερμοκρασία και υγρασία αέρα, κλπ).
- **Ειδικά για τους ταχυθερμοσίφωνες**, εκτός από τον παραπάνω ενιαίο βαθμό απόδοσης, στους υπολογισμούς των καταναλώσεων του επομένου κεφαλαίου χρησιμοποιούμε και **βαθμούς απόδοσης 97% που δίνει ο κατασκευαστής όταν οι ταχυθερμοσίφωνες λειτουργούν με μικρές παροχές και μικρό ΔT** (αφορά τα αρχικά στάδια της συνδυασμένης λειτουργίας με τον ηλιακό συσσωρευτή) και **105% για την λειτουργία των ταχυθερμοσιφώνων με συννεφιά όταν**

καλύπτουν μόνοι τους ολόκληρο το φορτίο αιχμής στην ονομαστική τους ονομαστική παροχή και με $\Delta T=25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

6.5.2 Χειρισμός απωλειών και επί μέρους βαθμών απόδοσης εξοπλισμού

Η διαστασιολόγηση πηγών και εναλλακτών για εφαρμογή στην πράξη **πρέπει κανονικά να συμπεριλάβει τους βαθμούς απόδοσης κάθε επί μέρους εξοπλισμού (όπως π.χ. των εναλλακτών) καθώς και τις απώλειες των συσσωρευτών και του δικτύου διανομής του ZNX προς το περιβάλλον.**

Για τους σκοπούς της εργασίας δεν παίρνουμε υπόψη μας απώλειες και επί μέρους βαθμούς απόδοσης του εξοπλισμού για τους εξής λόγους:

- κατά τη διάρκεια της ζήτησης αιχμής οι απώλειες είναι πολύ μικρές σε σχέση με τις συνολικές ημερήσιες απώλειες,
- Οι απώλειες του δικτύου διανομής είναι κοινές και στα τρία συστήματα και η συμπερίληψή τους δεν θα έπαιζε σημαντικό ρόλο στη μεταξύ τους σύγκριση. Θεωρούμε ότι η θερμοκρασία ZNX των $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ που έχει επιλεγεί αλλά και η θερμοκρασία κρύου νερού των $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ που έχει επιλεγεί για την διαστασιολόγηση καλύπτουν επαρκώς τις απώλειες του δικτύου διανομής του ZNX κατά τη διάρκεια της αιχμής, ιδίως τους καλοκαιρινούς μήνες. Σημειώνουμε ότι και η θερμοκρασία των $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ διανομής ZNX στις καταναλώσεις είναι απολύτως αποδεκτή, ιδίως για τα ξενοδοχεία θερινής λειτουργίας. Όμως, υψηλότερη θερμοκρασία διανομής ZNX από το κεντρικό δίκτυο διανομής ZNX στις καταναλώσεις παρέχει μεγαλύτερο βαθμό ικανοποίησης των πελατών γενικά, καθώς πάντοτε έχουν τη δυνατότητα να ρυθμίζουν τη θερμοκρασία τελικής χρήσης στις βρύσες με ανάμιξη με επί πλέον κρύο νερό σε κάθε βρύση.
- η τεchnοοικονομική σύγκριση κατ' αυτόν τον τρόπο γίνεται σε κοινή βάση αναφοράς. Τα διαφορετικά συστήματα έχουν διαφορετικές απώλειες και δεν κρίθηκε σκόπιμο να επιβαρυνθούν σε μία πρώτη προσέγγιση συγκριτικής αξιολόγησής τους, όπως αυτή που επιχειρείται στην εργασία, π.χ. οι ταχυθερμοσίφωνες δεν έχουν τις απώλειες των συσσωρευτών προς το περιβάλλον και ο βαθμός απόδοσης των εσωτερικών εναλλακτών τους είναι ενσωματωμένος στον συνολικό βαθμό απόδοσής τους.

6.5.3 Διαστασιολόγηση Εναλλακτών Θερμότητας Ενσωματωμένων στους Συσσωρευτές

Σε ότι αφορά τη διαστασιολόγηση των εναλλακτών θερμότητας, η χρήση ενσωματωμένων στο συσσωρευτή εναλλακτών περιορίζει τη μελέτη στον έλεγχο ότι οι συνήθως προσφερόμενοι με τους συσσωρευτές τυποποιημένοι εναλλάκτες έχουν το κατάλληλο μέγεθος (UA) για την απαιτούμενη μεταφορά θερμότητας που προσδιορίσαμε.

Καταρχάς επιλέγουμε δύο συσσωρευτές των 3.000 lt ο καθένας για να καλύψουμε τον απαιτούμενο όγκο των 6.000 lt των συσσωρευτών που προσδιορίσαμε πριν.

Οι τυποποιημένοι ενσωματωμένοι εναλλάκτες για συσσωρευτές 3.000 lt που προσφέρονται από τον

κατασκευαστή των boilers έχουν τα χαρακτηριστικά που παρουσιάζονται στο Παράρτημα Γ.2 της εργασίας. Από τα δεδομένα των δοκιμών προθέρμανσης του κατασκευαστή, που επίσης περιγράφονται στο Παράρτημα Γ.2 της εργασίας και χρησιμοποιώντας τα απλοποιημένα μοντέλα που παρουσιάστηκαν στην Ενότητα 4.6 της εργασίας υπολογίζουμε το μέσο U αυτών των εναλλακτών που κάνει προσαρμογή στα αποτελέσματα των δοκιμών:

$$U = 626,1 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

Για τους υπολογισμούς στη συνέχεια χρησιμοποιούμε $U = 620 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$

Οι πιο δυσμενείς συνθήκες λειτουργίας των ενσωματωμένων εναλλακτών είναι κατά τη διάρκεια της χρήσης όταν ο συσσωρευτής βρίσκεται ήδη σε υψηλή θερμοκρασία, οπότε οι θερμοκρασιακές διαφορές που είναι διαθέσιμες για μεταφορά θερμότητας από τον εναλλάκτη στο νερό του συσσωρευτή είναι οι μικρότερες δυνατές.

Επίσης πρέπει να λάβουμε υπόψη ότι ενώ οι καυστήρες-λέβητες λειτουργούν σε μεγάλο εύρος παροχών και διαφοράς θερμοκρασιών του θερμικού υγρού των εναλλακτών (νερό ανακυκλοφορίας στην πηγή), οι αντλίες θερμότητας δουλεύουν αντίστοιχα σε περιορισμένο εύρος παροχών και διαφοράς θερμοκρασιών.

Στους Πίνακες 6-11 και 6-12 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του ελέγχου επάρκειας των τυποποιημένων εναλλακτών που ενσωματώνονται στους συσσωρευτές που επιλέγουμε.

Για τη λειτουργία κατά τη φάση αιχμής (Πίνακας 6-11) παρατηρούμε ότι λόγω των περιορισμών παροχής και ΔT των αντλιών θερμότητας η μέγιστη θερμοκρασία του νερού του συσσωρευτή στην οποία μπορεί να γίνει η απαιτούμενη μεταφορά θερμότητας είναι $49,6^\circ\text{C}$. Η θερμοκρασία αυτή γίνεται αποδεκτή γιατί αφορά το κάτω τμήμα του συσσωρευτή στο οποίο εισέρχεται το «κρύο» νερό από τον ηλιακό συσσωρευτή. Οι λοιποί εναλλάκτες είναι επαρκείς, με την εξαίρεση του μικρού άνω εναλλάκτη του συνδεδεμένου με λέβητα-καυστήρα, στην περίπτωση που θα θέλαμε να μεταφέρουμε μέσω αυτού όλη την απαιτούμενη θερμική ισχύ που έχουμε υπολογίσει.

Στον Πίνακα 6-12 δίνονται τα αποτελέσματα των ελέγχων επάρκειας των εναλλακτών κατά την προθέρμανση και οι απαιτούμενοι χρόνοι προθέρμανσης, που είναι της τάξης των 4 ωρών για τις αντλίες θερμότητας και των 2 ωρών για τα συστήματα λέβητα καυστήρα πετρελαίου ή υγραερίου.

Πίνακας 6-11 Υπολογισμοί για την αξιολόγηση της Επάρκειας Τυποποιημένων Εναλλακτών Ενσωματωμένων στους Συσσωρευτές των 3.000 lt κατά τη φάση αιχμής

Πίνακας 6-11.Υπολογισμοί για την αξιολόγηση της Επάρκειας Τυποποιημένων Εναλλακτών Ενσωματωμένων στους Συσσωρευτές των 3.000 lt κατά τη φάση αιχμής						
		ΛΕΒΗΤΑΣ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ ή ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ	ΣΥΣΤΗΜΑ ΜΕ ΑΝΤΑΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΛΕΒΗΤΑ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ ή ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ			
			ΑΝΤΑΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΤΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ	ΛΕΒΗΤΑΣ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ ή ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ ΑΝΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ	ΛΕΒΗΤΑΣ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ ή ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ ΑΝΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ	ΛΕΒΗΤΑΣ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ ή ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ ΑΝΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ
Επιφάνεια Εναλλάκτη	m ²	5,4	5,4	3,2	3,2	5,4
Συνολικός Μέσος Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας Εναλλάκτη	W/m ² K	620	620	620	620	620
Απαιτούμενος Ρυθμός Μεταφοράς Θερμότητας	kW	60	32	28	60	60
Μέγιστη Ογκομετρική Παροχή θερμικού Υγρού Ανακυκλοφορίας Εναλλάκτη	lt/hr	5.000	2.760	5.000	5.000	5.000
Πυκνότητα θερμικού Υγρού	kg/m ³	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
Ρυθμός ροής μάζας θερμικού υγρού εναλλάκτη	kg/s	1,39	0,77	1,39	1,39	1,39
Ειδική Θερμότητα θερμικού υγρού εναλλάκτη	J/kg K	4.190	4.190	4.190	4.190	4.190
ΔΤ εναλλάκτη	°C	10,3	10,0	4,8	10,3	10,3
Θερμοκρασία προσαγωγής θερμικού υγρού από την πηγή	°C	80,0	65,0	80,0	80,0	80,0
Θερμοκρασία επιστροφής θερμικού υγρού στην πηγή	°C	69,7	55,0	75,2	69,7	69,7
Παράμετρος Λ		0,5625	0,3527	0,7111	0,7111	0,5625
Μέγιστη θερμοκρασία νερού στο συσσωρευτή που επιτρέπει την εναλλαγή θερμότητας με τον απαιτούμενο ρυθμό μεταφοράς	°C	56,4	49,6	63,3	44,3	56,4

Πίνακας 6-12 Υπολογισμοί για την αξιολόγηση της Επάρκειας Τυποποιημένων Εναλλακτών Ενσωματωμένων στους Συσσωρευτές των 3.000 lt και 5.000 lt κατά τη φάση προθέρμανσης

Πίνακας 6-12. Υπολογισμοί για την αξιολόγηση της Επάρκειας Τυποποιημένων Εναλλακτών Ενσωματωμένων στους Συσσωρευτές των 3.000 lt και 5.000 lt κατά τη φάση προθέρμανσης							
ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗΣ		Πετρελαίου/υγραερίου		Αντλία θερμότητας		Άνω εναλλάκτης	
Όγκος Συσσωρευτή	m ³	3	3	3	3	3	5
Πυκνότητα νερού στο συσσωρευτή	kg/m ³	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
Ειδική θερμότητα νερού στο συσσωρευτή	J/kg K	4.190	4.190	4.190	4.190	4.190	4.190
Αρχική θερμοκρασία νερού στο συσσωρευτή	°C	50,0	20,0	50,0	20,0	50,0	40,0
Τελική Θερμοκρασία νερού στο συσσωρευτή	°C	60,0	50,0	60,0	50,0	60,0	60,0
ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ							
Επιφάνεια Εναλλάκτη	m ²	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4
Συνολικός Μέσος Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας Εναλλάκτη	W/m ² K	620	620	620	620	620	620
Μέγιστη Ογκομετρική Παροχή θερμικού Υγρού Ανακυκλοφορίας Εναλλάκτη	lt/hr	5.000	1.500	2.760	3.000	4.500	3.500
Πυκνότητα θερμικού Υγρού	kg/m ³	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
Ρυθμός ροής μάζας θερμικού υγρού εναλλάκτη	kg/s	1,39	0,42	0,77	0,83	1,25	0,97
Ειδική Θερμότητα θερμικού υγρού εναλλάκτη	J/kg K	4.190	4.190	4.190	4.190	4.190	4.190
Θερμοκρασία προσαγωγής θερμικού υγρού από την πηγή	°C	80,0	80,0	71,0	55,0	80,0	80,0
ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ							
U*A/mcCc		0,5753	1,9177	1,0422	0,9589	0,6392	0,8219
Λ		0,5625	0,1469	0,3527	0,3833	0,5277	0,4396
α _a		0,0162	0,0095	0,0117	0,0094	0,0157	0,0087
β _a		-0,0002	-0,0001	-0,0002	-0,0002	-0,0002	-0,0001
ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ							
Χρόνος Προθέρμανσης	s	2.002	5.850	3.909	11.360	2.060	6.361
	hr	0,6	1,6	1,1	3,2	0,6	1,8
	min	36	96	66	192	36	108
Θερμότητα που αποδόθηκε κατά την προθέρμανση	kJ	125.700	377.100	125.700	377.100	125.700	419.000
Μέση Ισχύς Εναλλάκτη κατά τη φάση της προθέρμανσης	KW	62,8	64,5	32,2	33,2	61,0	65,9
Θερμοκρασία επιστροφής θερμικού υγρού στην πηγή στο τέλος της προθέρμανσης	°C	71,3	54,4	63,9	51,9	70,6	68,8

6.6 ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ ΒΑΣΙΚΟΥ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΥ ΣΥΜΠΛΗΡΩΜΑΤΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ

Με βάση τον σχεδιασμό των συστημάτων που προηγήθηκε και σε συνδυασμό με τα τεχνικά φυλλάδια και τεχνικά στοιχεία του εξοπλισμού των κατασκευαστών στους οποίους απευθυνθήκαμε (Παράρτημα Γ της εργασίας), καταλήγουμε στις προδιαγραφές του βασικού εξοπλισμού των συμπληρωματικών συστημάτων που παρουσιάζονται στον Πίνακα 6-13 που ακολουθεί.

Πίνακας 6-13 Προδιαγραφές βασικού εξοπλισμού συμπληρωματικών συστημάτων

Πίνακας 6-13. Προδιαγραφές βασικού εξοπλισμού συμπληρωματικών συστημάτων				
Είδος	Ποσότητα	Προδιαγραφές		
Συσσωρευτές με σύστημα καυστήρα-λέβητα πετρελαίου/υγραερίου	2	Χωρητικότητα	3.000	lt
		Επιφάνεια κάτω εναλλάκτη	5,4	m ²
		Ισχύς κάτω εναλλάκτη κατά την αιχμή	60	kW
Συσσωρευτές με σύστημα αντλιών θερμότητας	2	Χωρητικότητα	3.000	lt
		Επιφάνεια κάτω εναλλάκτη	5,4	m ²
		Ισχύς κάτω εναλλάκτη κατά την προθέρμανση και την αιχμή	32	kW
		Επιφάνεια άνω εναλλάκτη	5,4	m ²
		Ισχύς άνω εναλλάκτη κατά την αιχμή	28	kW
Καυστήρας Πετρελαίου/Υγραερίου σε σύστημα καυστήρα-λέβητα	1	Θερμική ισχύς καυστήρα	120	kW
		Απόδοση καυστήρα	0,85	
		Ονομαστική ισχύς καυστήρα	141	kW
Καυστήρας Πετρελαίου/Υγραερίου σε σύστημα με αντλίες θερμότητας	1	Θερμική ισχύς καυστήρα	56	kW
		Απόδοση καυστήρα	0,85	
		Ονομαστική ισχύς καυστήρα	66	kW
Καυστήρας Πετρελαίου/Υγραερίου για τους ηλιακούς συσσωρευτές	1	Θερμική Ισχύς καυστήρα	198	kW
		Απόδοση καυστήρα	0,85	
		Ονομαστική Ισχύς καυστήρα	233	kW

Πίνακας 6-13. Προδιαγραφές βασικού εξοπλισμού συμπληρωματικών συστημάτων				
Είδος	Ποσότητα	Προδιαγραφές		
Αντλία Θερμότητας	4	Μέση θερμική ισχύς	16	kW
		COP (αιχμή)	2,73	
		COP (προθέρμανση)	3,2	
		Ονομαστική ροή νερού από 55°C - 65°C	1,38	m ³ /hr
		Ονομαστική ροή νερού από 47 °C – 55 °C	1,83	m ³ /hr
Ταχυθερμοσίφωνας	12	Μέγιστη θερμική ισχύς	62	kW
		Ελάχιστη θερμική ισχύς	5,2	kW
		Ονομαστική θερμική ισχύς	53	kW
		Μέγιστη ροή νερού	37	lt/min
		Ονομαστική ροή νερού για ΔΤ 25 °C	32	lt/min
		Μέσος βαθμός απόδοσης ταχυθερμοσίφωνα	100%	
		Βαθμός απόδοσης κατά τα αρχικά στάδια της Φάσης Β σε συνδυασμό με τον ηλιακό συσσωρευτή (περιορισμένη λειτουργία συμπίκνωσης)	97%	
		Βαθμός απόδοσης κατά τη λειτουργία με συννεφιά (λειτουργία συμπίκνωσης)	105%	

6.7 ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΤΕΧΝΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ

Στην παράγραφο αυτή συνοψίζουμε τα κυριότερα συμπεράσματα για την τεχνική επάρκεια, τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα των λύσεων που μελετήσαμε.

- Όλα τα συστήματα που μελετήσαμε είναι αξιόπιστα και η τεχνική λειτουργία τους, όπως προκύπτει και από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων που κάναμε, ικανοποιεί τις απαιτήσεις κατά τη διάρκεια της ζήτησης αιχμής αλλά και τις ιδιαίτερες απαιτήσεις του ταυτοχρονισμού.
- Τόσο τα συστήματα με λέβητα-καυστήρα πετρελαίου, όσο και αυτά με ταχυθερμοσίφωνες δεν έχουν τεχνολογικούς περιορισμούς, για οποιοδήποτε προφίλ ζήτησης αιχμής σχεδιαστούν σε οποιαδήποτε ώρα της ημέρας.
- Τα συστήματα με αντλίες θερμότητας παρουσιάζουν περιορισμένη ευελιξία στις συνθήκες αιχμής που τα εξετάσαμε. Αυτό συνδέεται κυρίως με τους περιορισμούς στις ροές και στις θερμοκρασιακές διαφορές του θερμικού υγρού που μπορούν να παράγουν με μέγιστους βαθμούς

απόδοσης και στην ανάγκη, σχεδόν πάντοτε, για χρήση πρόσθετης πηγής ενέργειας (λέβητα-καυστήρα πετρελαίου ή υγραερίου στις λύσεις που εξετάσαμε, ή εναλλακτικά με ηλεκτρικές αντιστάσεις, εναλλακτική λύση την οποία δεν εξετάσαμε). Πιθανόν η μέγιστη εκμετάλλευσή τους μπορεί να αφορά διαφορετικές χρονικές περιόδους εμφάνισης της ημερήσιας αιχμής (π.χ. αιχμή ζήτησης το πρωί 8:00 -10:00 π.μ., επίσης συνηθισμένη σε ξενοδοχεία ιδίως χειμερινής και ετήσιας λειτουργίας) ή με μεγαλύτερη αποθήκευση ενέργειας σε ανενεργούς χρόνους (και χρόνους χαμηλών τιμολογίων ηλεκτρικού ρεύματος) με αντίστοιχη αύξηση του όγκου των συσσωρευτών.

- Τα συστήματα με στιγμιαία παραγωγή ZNX εμφανίζουν γενικά μεγαλύτερη ευελιξία και απόδοση στην εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας με τη χρήση διαφόρων set points, αλλά ιδίως στις συνθήκες που μπορεί να λειτουργήσει αποτελεσματικά η συμπίκνωση έχουν και το πλεονέκτημα μεγαλύτερης απόδοσης της ισχύος που καταναλώνεται στο καύσιμο.
- Η αβεβαιότητα που συνδέεται με το ηλιακό σύστημα, αλλά και τα συνολικά προφίλ ζήτησης ZNX, αντιμετωπίζεται καλύτερα με συστήματα στιγμιαίας παραγωγής που διαθέτουν μεγαλύτερη ευελιξία προσαρμογής κατά τη λειτουργία από την αντίστοιχη των συστημάτων με συσσωρευτές.

7 ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

Για κάθε συμπληρωματικό σύστημα (καυστήρας πετρελαίου, αντλίες θερμότητας και ταχυθερμοσίφωνες) θα υπολογιστεί το κόστος σε δύο περιπτώσεις. Στην περίπτωση Α θα υπολογιστεί το κόστος που υπάρχει ηλιοφάνεια και έτσι ένα κομμάτι της ζήτησης θα καλύπτεται από το ηλιακό σύστημα. Στην περίπτωση Β θα υπολογιστεί το κόστος όταν υπάρχει συννεφιά που σημαίνει ότι θα πρέπει να ζεσταθούν και οι συσσωρευτές του ηλιακού συστήματος για να καλυφθεί η ζήτηση. Τέλος στο κόστος θα υπολογίζεται το κόστος προμήθειας του εξοπλισμού για κάθε εγκατάσταση, το κόστος προθέρμανσης των συσσωρευτών και το κόστος κατανάλωσης στην ώρα αιχμής.

7.1 ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΓΙΑ ΤΟΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟ ΦΟΡΤΙΩΝ ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΣΗΣ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΩΝ

Για τον υπολογισμό των φορτίων προθέρμανσης συσσωρευτών που απαιτούνται στις διάφορες συνθήκες λειτουργίας (με ηλιοφάνεια, με συννεφιά, περιοδικές προθερμάνσεις) γίνονται οι εξής παραδοχές:

- *Φορτία Προθέρμανσης Συσσωρευτών Συμπληρωματικού Συστήματος για τη λειτουργία αιχμής σε όλες τις συνθήκες :* Τα φορτία προθέρμανσης αντιστοιχούν στην κατανάλωση ενέργειας κατά τη λειτουργία αιχμής από την αποθηκευμένη στο συσσωρευτή του συμπληρωματικού συστήματος ενέργεια που υπολογίσαμε από τις προσομοιώσεις ότι αντιστοιχούν σε πτώση $\Delta T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ από την αρχική θερμοκρασία προθέρμανσης $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- *Φορτία Προθέρμανσης Συσσωρευτών Ηλιακού Συστήματος για τη λειτουργία αιχμής με συννεφιά:* Θεωρήθηκε ότι οι ηλιακοί συσσωρευτές θα βρίσκονται σε θερμοκρασία $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ τη στιγμή που θα ξεκινά η προθέρμανσή τους στους $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ για την κάλυψη των αναγκών της αιχμής, δηλαδή ότι κατά μέσο όρο θα έχει αναπληρωθεί από την ηλιακή ενέργεια μία θερμοκρασιακή διαφορά $7\text{--}10\text{ }^{\circ}\text{C}$ από την τελική θερμοκρασία που έχουν μετά τη λήξη της λειτουργίας αιχμής.
- *Περιοδικά φορτία προθέρμανσης Συσσωρευτών Συμπληρωματικού Συστήματος:* Είναι τα φορτία προθέρμανσης από τη θερμοκρασία του κρύου νερού του δικτύου των $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ στη θερμοκρασία των $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, καθώς το φορτίο που αντιστοιχεί στην προθέρμανση από τους $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ στην ορισμένη αρχική θερμοκρασία των $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ έχει ήδη συμπεριληφθεί στους υπολογισμούς προθέρμανσης για τη λειτουργία της αιχμής.

7.2 ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ ΚΑΙ ΤΙΜΕΣ ΠΡΩΤΟΓΕΝΩΝ ΠΗΓΩΝ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Η κατώτερη θερμογόνοξ δύναμη πετρελαίου (ελαφρύ πετρέλαιο) και υγραερίου λαμβάνεται από το παράρτημα IV Ενεργειακό Περιεχόμενο της Οδηγίας 2012/27/ΕΕ για την ενεργειακή απόδοση [29] (βλέπε και [8]). Η πυκνότητα του πετρελαίου θέρμανσης λήφθηκε από [30]. Η τιμή του πετρελαίου θέρμανσης λήφθηκε 40 λεπτά μικρότερη από την τρέχουσα τιμή (τέλη Μαΐου –αρχές Ιουνίου 2018) του πετρελαίου κίνησης στο Νομό Χανίων. Αντίστοιχα, η τιμή του υγραερίου θέρμανσης λήφθηκε 0,04 ευρώ μικρότερη

από την τρέχουσα τιμή του υγραερίου κίνησης στο νομό Χανίων.

Όλες οι τιμές τόσο των καυσίμων και της ηλεκτρικής ενέργειας όσο και το κόστος προμήθειας εξοπλισμού (τιμές καταλόγου λιανικής) λαμβάνονται προ Φόρου Προστιθέμενης Αξίας (Φ.Π.Α.)

Πίνακας 7-1 Ιδιότητες και τιμές καυσίμων

Πίνακας 7-1 Ιδιότητες και τιμές καυσίμων			
ΙΔΙΟΤΗΤΑ	ΜΟΝΑΔΑ	ΠΕΤΡΕΛΑΙΟ	ΥΓΡΑΕΡΙΟ
Κατώτερη Θερμογόνος Δύναμη	kJ/kg	42.300	46.000
Κατώτερη Θερμογόνος Δύναμη	kcal/kg	10.110	10.994
Πυκνότητα	kg/lt	0,86	
Τιμή	€/lt	1,05	
Τιμή	€/kg	1,22	0,83

Οι χρεώσεις της ηλεκτρικής ενέργειας λήφθηκαν από το επαγγελματικό τιμολόγιο Γ22 της ΔΕΗ Α.Ε. [31] με προσαρμογή των ρυθμιζόμενων χρεώσεων από λογαριασμό που είχαμε στη διάθεσή μας.

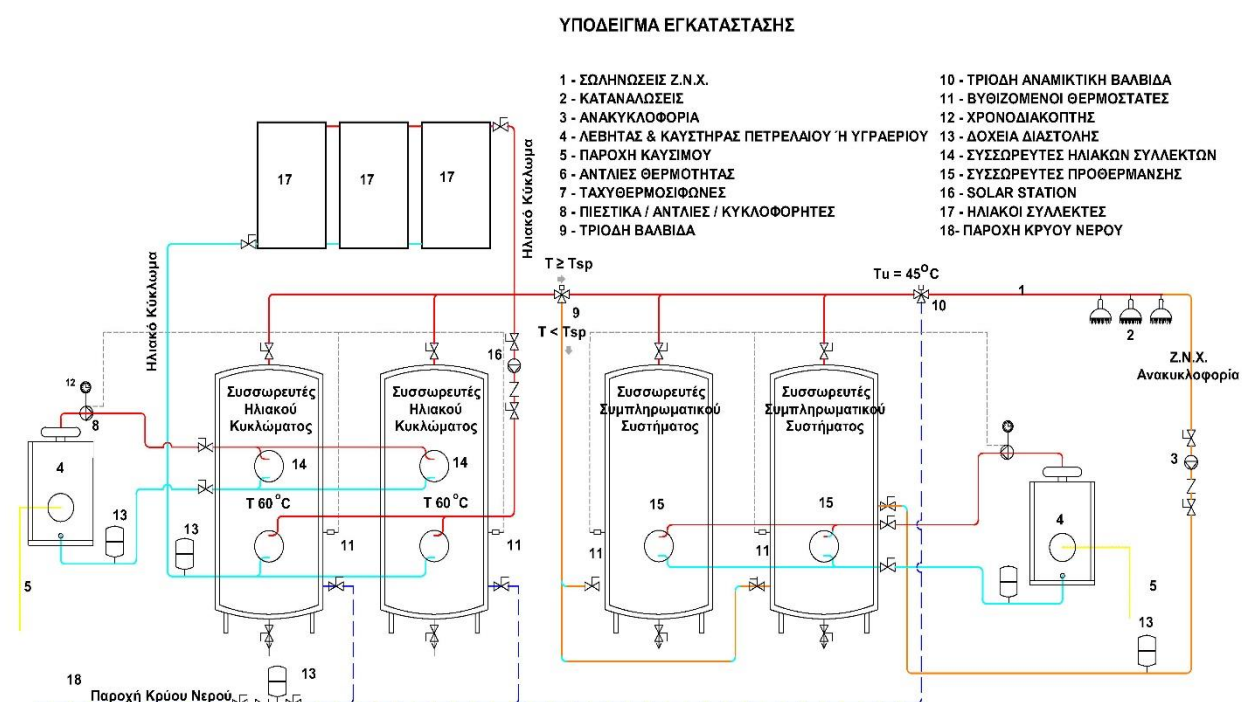
Πίνακας 7-2 Χρεώσεις Ηλεκτρικής Ενέργειας

Πίνακας 7-2. Χρεώσεις Ηλεκτρικής Ενέργειας	
Χρέωση προμήθειας ρεύματος [€/MWh]	82,59
Ρυθμιζόμενες χρεώσεις [€/MWh]	71,4
Συνολική χρέωση [€/MWh]	153,99

7.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΟΛΙΚΟΥ ΚΟΣΤΟΥΣ ΜΕ ΚΑΥΣΤΗΡΑ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ - ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ

Στην Εικόνα 7.1 παρουσιάζουμε πώς είναι διατεταγμένο το σύστημα παραγωγής ζεστού νερού χρήσης με καυστήρα πετρελαίου/υγραερίου ωφέλιμης ισχύος 120 kW με τον βασικό και βοηθητικό εξοπλισμό που απαιτείται.

Στις επόμενες δύο παραγράφους παρουσιάζονται σε Πίνακες οι υπολογισμοί του κόστους προμήθειας εξοπλισμού και του κόστους κατανάλωσης της λύσης.



Εικόνα 7.1 Υπόδειγμα Εγκατάστασης Συστήματος παραγωγής Ζ.Ν.Χ με ηλιακούς συλλέκτες και καυστήρα πετρελαίου - υγραερίου

7.3.1 Κόστος προμήθειας εξοπλισμού

Πίνακας 7-3 Κόστος εξοπλισμού με καυστήρα πετρελαίου/υγραερίου

Πίνακας 7-3. Κόστος εξοπλισμού με καυστήρα πετρελαίου/υγραερίου			
Πετρελαίου			
Είδος	Αριθμός τεμαχίων	Κόστος τεμαχίων	Αριθμός x κόστος τεμαχίων
	[1]	[2]	[3] = [1] x [2]
Συσσωρευτής 3.000 lt με ένα εναλλάκτη	2	4.799,65 €	9.599,30 €
Καυστήρας (130 kW – 200 kW)	1	665,00 €	665,00 €
Λέβητας (171 kW – 200 kW)	1	6.100,00 €	6.100,00 €
Καυστήρας (130 kW – 290 kW)	1	1.422,00 €	1.422,00 €
Λέβητας (200 kW – 240 kW)	1	8.800,00 €	8.800,00 €
κυκλοφορητής λέβητα	2	1.930,00 €	3.860,00 €
Θερμοστάτης/θερμόμετρο	4	45,00 €	180,00 €
Τρίοδη θερμοστατική βάνα	2	257,10 €	514,20 €
Δοχείο διαστολής λεβήτων	2	316,00 €	632,00 €
ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΚΟΣΤΟΣ			31.772,50 €
Υγραερίου			
Είδος	Αριθμός τεμαχίων	Κόστος τεμαχίων	Αριθμός x κόστος τεμαχίων
	[1]	[2]	[3] = [1] x [2]
Συσσωρευτής 3.000 lt με ένα εναλλάκτη	2	4.799,65 €	9.599,30 €
Καυστήρας (130 kW – 200 kW)	1	1.372,00 €	1.372,00 €
Λέβητας (171 kW – 200 kW)	1	6.100,00 €	6.100,00 €
Καυστήρας (95 kW – 290 kW)	1	1.422,00 €	2.324,00 €
Λέβητας (200 kW – 240 kW)	1	8.800,00 €	8.800,00 €
κυκλοφορητής λέβητα	2	1.930,00 €	3.860,00 €
Θερμοστάτης/θερμόμετρο	4	45,00 €	180,00 €
Τρίοδη θερμοστατική βάνα	2	257,10 €	514,20 €
Δοχείο διαστολής λεβήτων	2	316,00 €	632,00 €
ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΚΟΣΤΟΣ			33.381,50 €

7.3.2 Κόστος κατανάλωσης

Στο κόστος κατανάλωσης θα υπολογιστεί το κόστος για την προθέρμανση των συσσωρευτών και το κόστος της κατανάλωσης καυσίμου κατά την διάρκεια της αιχμής.

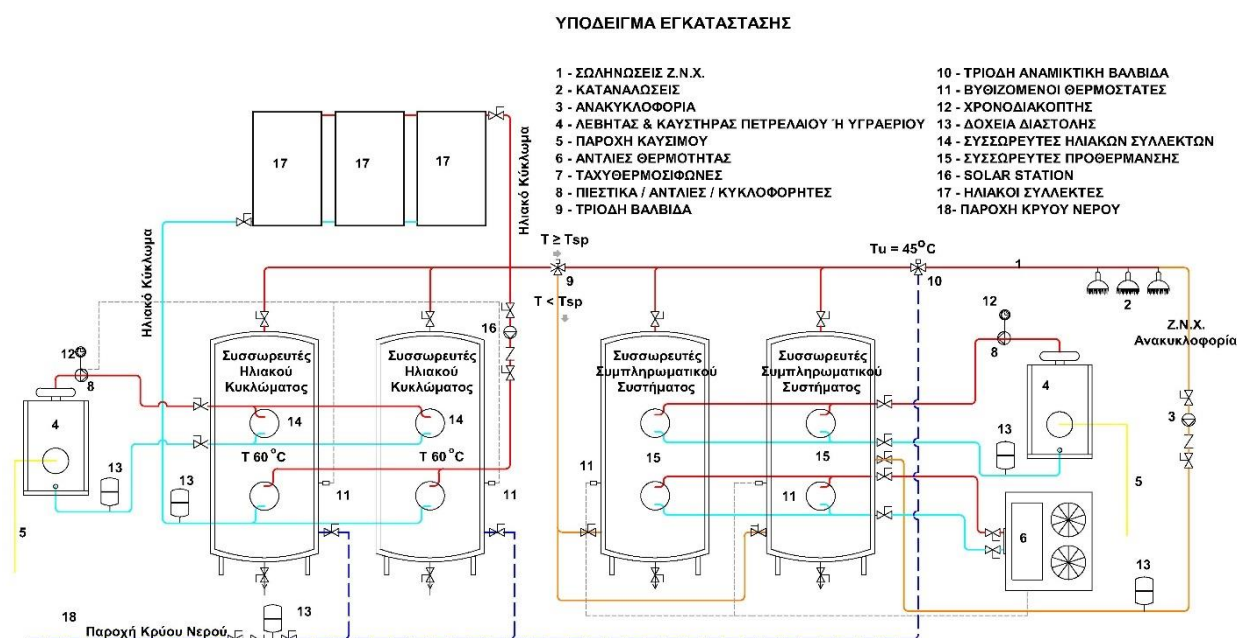
Πίνακας 7-4 Κόστος κατανάλωσης με καυστήρα πετρελαίου και υγραερίου

Πίνακας 7-4. Κόστος κατανάλωσης με καυστήρα πετρελαίου και υγραερίου				
			ΠΕΤΡΕΛΑΙΟ	ΥΓΡΑΕΡΙΟ
[1]	Προθέρμανση Συσσωρευτών Συμπληρωματικού Συστήματος (6.000 lt*(60 °C - 50 °C))	kcal	60.000	60.000
[2]	Ενεργειακές Απαιτήσεις Αιχμής	kcal	91.403	91.403
[3]	Σύνολο Ενεργειακών Απαιτήσεων	kcal	151.403	151.403
[4]	Βαθμός Απόδοσης Καυστήρα		85%	85%
[5]	Ενεργειακή Κατανάλωση Καυσίμου	kcal	178.121	178.121
[6]	Ποσότητα Καυσίμου	kg	17,6	16,2
[7]	Κόστος	€	21,47	13,45
ΣΥΝΝΕΦΙΑ				
[8]	Προθέρμανση Συσσωρευτών Ηλιακού Συστήματος (15.000 lt*(60 °C - 40 °C))	kcal	300.000	300.000
[9]	Σύνολο Ενεργειακών Απαιτήσεων	kcal	451.403	451.403
[10]	Βαθμός Απόδοσης Καυστήρα		85%	85%
[11]	Ενεργειακή Κατανάλωση Καυσίμου	kcal	531.062	531.062
[12]	Ποσότητα Καυσίμου	kg	52,5	48,3
[13]	Κόστος	€	64,05	40,09
ΠΕΡΙΟΔΙΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ				
[14]	Προθέρμανση Συσσωρευτών Συμπληρωματικού Συστήματος (6.000 lt*(50 °C - 20 °C))	kcal	180.000	180.000
[15]	Βαθμός Απόδοσης Καυστήρα		85%	85%
[16]	Ενεργειακή Κατανάλωση Καυσίμου	kcal	211.765	211.765
[17]	Ποσότητα Καυσίμου	kg	20,9	19,3
[18]	Κόστος	€	25,5	16,02

7.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΟΛΙΚΟΥ ΚΟΣΤΟΥΣ ΜΕ ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΚΑΥΣΤΗΡΑ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ - ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ

Στην Εικόνα 7.2 παρουσιάζουμε πώς είναι διατεταγμένο το σύστημα παραγωγής ζεστού νερού χρήσης με 4 αντλίες θερμότητας συνολικής θερμικής ισχύος 64 kW και με ένα καυστήρα πετρελαίου/υγραερίου ωφέλιμης ισχύος 56 kW με τον βασικό και βοηθητικό εξοπλισμό που απαιτείται.

Στις επόμενες δύο παραγράφους παρουσιάζονται σε Πίνακες οι υπολογισμοί του κόστους προμήθειας εξοπλισμού και του κόστους κατανάλωσης της λύσης.



Εικόνα 7.2 Υπόδειγμα Εγκατάστασης Συστήματος Παραγωγής Ζ.Ν.Χ με ηλιακούς συλλέκτες, αντλίες θερμότητας και καυστήρα πετρελαίου - υγραερίου

7.4.1 Κόστος προμήθειας εξοπλισμού

Πίνακας 7-5 Κόστος εξοπλισμού για αντλία θερμότητας και καυστήρα πετρελαίου/ύγραριού

Πίνακας 7-5. Κόστος εξοπλισμού για αντλία θερμότητας και καυστήρα πετρελαίου/ύγραριού			
Πετρελαίου			
Είδος	Αριθμός τεμαχίων	Κόστος τεμαχίων	Αριθμός x κόστος τεμαχίων
	[1]	[2]	[3] = [1] x [2]
Συσσωρευτές 3.000 lt με δυο εναλλάκτες	2	5.581,45 €	11.162,90 €
Καυστήρας(45 kW – 95 kW)	1	528,00 €	528,00 €
Λέβητας (59 kW – 78 kW)	1	3.100,00 €	3.100,00 €
Καυστήρας (130 kW – 290 kW)	1	1.422,00 €	1.422,00 €
Λέβητας (200 kW – 240 kW)	1	8.800,00 €	8.800,00 €
κυκλοφορητής λέβητα	2	1.930,00 €	3.860,00 €
θερμοστάτης/ θερμόμετρο	4	45,00 €	180,00 €
Τρίοδη θερμοστατική βάνα	2	257,10 €	514,20 €
Δοχείο διαστολής λεβήτων	2	316,00 €	632,00 €
Αντλία θερμότητας	4	13.269,00 €	53.076,00 €
ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΚΟΣΤΟΣ			83.275,10 €
Υγραριού			
Είδος	Αριθμός τεμαχίων	Κόστος τεμαχίων	Αριθμός x κόστος τεμαχίων
	[1]	[2]	[3] = [1] x [2]
Συσσωρευτές 3.000 lt με δυο εναλλάκτες	2	5.581,45 €	11.162,90 €
Καυστήρας(45 kW – 85 kW)	1	1.176,00 €	1.176,00 €
Λέβητας (59 kW – 78 kW)	1	3.100,00 €	3.100,00 €
Καυστήρας (95 kW – 290 kW)	1	2.324,00 €	2.324,00 €
Λέβητας (200 kW – 240 kW)	1	8.800,00 €	8.800,00 €
κυκλοφορητής λέβητα	2	1.930,00 €	3.860,00 €
θερμοστάτης/ θερμόμετρο	4	45,00 €	180,00 €
Τρίοδη θερμοστατική βάνα	2	257,10 €	514,20 €
Δοχείο διαστολής λεβήτων	2	316,00 €	632,00 €
Αντλία θερμότητας	4	13.269,00 €	53.076,00 €
ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΚΟΣΤΟΣ			84.825,10 €

7.4.2 Κόστος κατανάλωσης

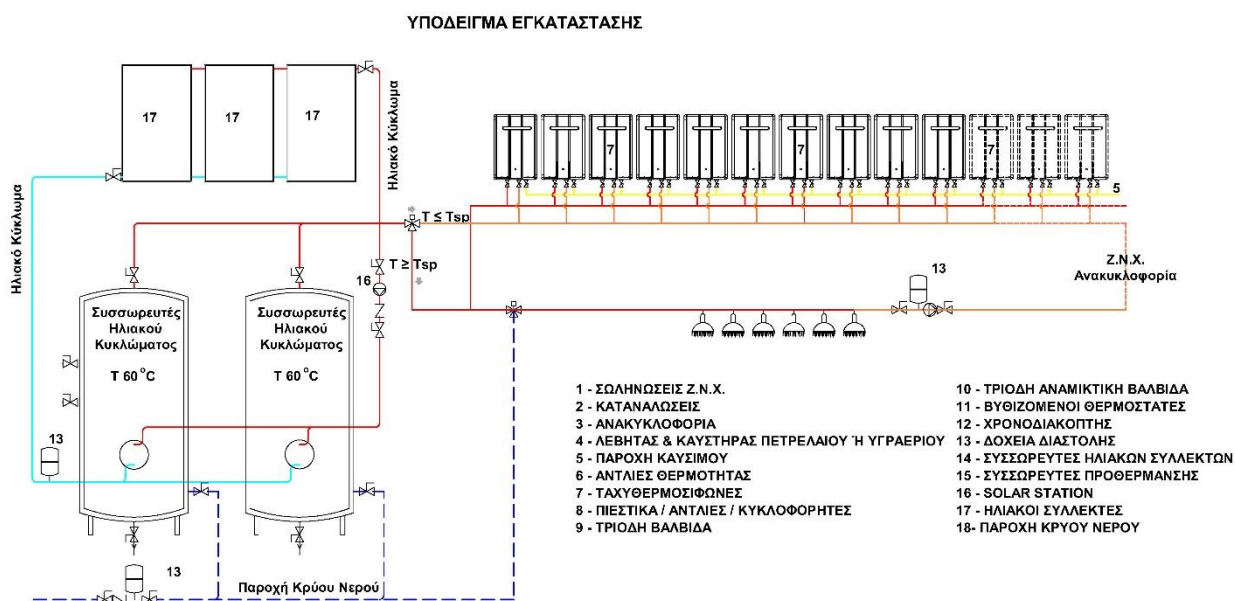
Πίνακας 7-6 Κόστος κατανάλωσης με αντλία θερμότητας και καυστήρα πετρελαίου - υγραερίου

Πίνακας 7-6. Κόστος κατανάλωσης με αντλία θερμότητας και καυστήρα πετρελαίου - υγραερίου						
			ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ		ΠΕΤΡΕΛΑΙΟ	ΥΓΡΑΕΡΙΟ
[1]	Προθέρμανση Συσσωρευτών Συμπληρωματικού Συστήματος (6.000 lt*(60 °C - 50 °C))	kcal	60.000			
[2]	Ενεργειακές Απαιτήσεις Αιχμής	kcal	48.748	kcal	42.655	42.655
[3]	Σύνολο Ενεργειακών Απαιτήσεων	kcal	108.748	kcal	42.655	42.655
	Σύνολο Ενεργειακών Απαιτήσεων	kWh _{th}	126			
[4]	Βαθμός Απόδοσης Πηγής	COP	2,73	%	85%	85%
[5]	Ενεργειακή Κατανάλωση Πηγής	kWh _e	46	kcal	50.182	50.182
[6]	Ποσότητα Καυσίμου			kg	5,0	4,6
[7]	Κόστος	€	7,13	€	6,10	3,82
	ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΚΟΣΤΟΣ			€	13,93	10,95
ΜΕ ΣΥΝΝΕΦΙΑ						
[8]	Προθέρμανση Συσσωρευτών Ηλιακού Συστήματος (15.000 lt*(60 °C - 40 °C))			kcal	300.000	300.000
[9]	Σύνολο Ενεργειακών Απαιτήσεων			kcal	342.655	342.655
[10]	Βαθμός Απόδοσης Καυστήρα				85%	85%
[11]	Ενεργειακή Κατανάλωση Καυσίμου			kcal	403.123	403.123
[12]	Ποσότητα Καυσίμου			kg	39,9	36,7
[13]	Κόστος			€	48,68	30,46
	ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΚΟΣΤΟΣ			€	55,81	37,59
ΠΕΡΙΟΔΙΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ						
[14]	Προθέρμανση Συσσωρευτών Συμπληρωματικού Συστήματος (6.000 lt*(50 °C - 20 °C))	kcal	180.000			
	Σύνολο Ενεργειακών Απαιτήσεων	kWh _{th}	209			
	Βαθμός Απόδοσης Πηγής	COP	3,20			
	Ενεργειακή Κατανάλωση Πηγής	kWh _e	65			
[15]	Κόστος	€	10,07			

7.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΟΛΙΚΟΥ ΚΟΣΤΟΥΣ ΜΕ ΤΑΧΥΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΕΣ

Στην Εικόνα 7.3 παρουσιάζουμε πώς είναι διατεταγμένο το σύστημα παραγωγής ζεστού νερού χρήσης με 12 ταχυθερμοσίφωνες ονομαστικής ισχύος 53 kW ο καθένας και ονομαστικής παροχής 32 lt/min με τον βασικό και βοηθητικό εξοπλισμό που απαιτείται.

Στις επόμενες δύο παραγράφους παρουσιάζονται σε Πίνακες οι υπολογισμοί του κόστους προμήθειας εξοπλισμού και του κόστους κατανάλωσης της λύσης.



Εικόνα 7.3 Υπόδειγμα Εγκατάστασης Συστήματος Παραγωγής Ζ.Ν.Χ με ηλιακούς συλλέκτες και ταχυθερμοσίφωνες

7.5.1 Κόστος προμήθειας εξοπλισμού

Πίνακας 7-7 Κόστος εξοπλισμού για ταχυθερμοσίφωνες

Πίνακας 7-7. Κόστος εξοπλισμού για ταχυθερμοσίφωνες			
Είδος	Αριθμός	Κόστος τεμαχίων	Αριθμός x κόστος τεμαχίων
	[1]	[2]	[3] = [1] x [2]
Ταχυθερμοσίφωνες	12	2.469,00 €	29.628,00 €
Τρίοδη θερμοστατική βάνα	2	257,10 €	514,20 €
Ηλεκτρονική πλακέτα συστοιχίας	3	500,00 €	1.500 €
ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΚΟΣΤΟΣ			31.642,20 €

7.5.2 Κόστος κατανάλωσης

Πίνακας 7-8 Κόστος κατανάλωσης με ταχυθερμοσίφωνες

Πίνακας 7-8. Κόστος κατανάλωσης με ταχυθερμοσίφωνες					
		ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΜΕ ΗΛΙΑΚΟ			ΣΥΝΝΕΦΙΑ
Set Point Ταχυθερμοσιφώνων	°C	48	50	55	45
Ενεργειακές Απαιτήσεις	kcal	122.970	132.127	151.921	550.000
Βαθμός Απόδοσης Ταχυθερμοσίφωνα		100%	100%	100%	100%
Ενεργειακή Κατανάλωση Καυσίμου	kcal	122.970	132.127	151.921	550.000
Ποσότητα Καυσίμου	kg	11,2	12	13,8	50
Κόστος	€	9,3	9,96	11,45	41,5
Βαθμός Απόδοσης Ταχυθερμοσίφωνα		97%	97%	97%	105%
Ενεργειακή Κατανάλωση Καυσίμου	kcal	126.773	136.213	156.620	523.810
Ποσότητα Καυσίμου	kg	11,5	12,4	14,2	47,6
Κόστος	€	9,55	10,29	11,79	39,51

7.6 ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ

Στον Πίνακα 7-9 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα στοιχεία κόστους προμήθειας εξοπλισμού και κόστους κατανάλωσης των τριών συμπληρωματικών συστημάτων που μελετήσαμε. Τα κόστη προμήθειας εξοπλισμού έχουν στρογγυλοποιηθεί στην πλησιέστερη χιλιάδα, ενώ τα κόστη κατανάλωσης στην πλησιέστερη μονάδα του Ευρώ.

Πίνακας 7-9 Συγκεντρωτικός πίνακας κόστους εξοπλισμού και κόστους κατανάλωσης των λύσεων

Πίνακας 7-9. Συγκεντρωτικός πίνακας κόστους εξοπλισμού και κόστους κατανάλωσης των λύσεων				
	Με λέβητα-καυστήρα		Με 4 αντλίες θερμότητας και λέβητα-καυστήρα	
	Πετρελαίου	Υγραερίου	Πετρελαίου	Υγραερίου
Κόστος προμήθειας εξοπλισμού	32.000 €	33.000 €	83.000 €	85.000 €
Κόστος κατανάλωσης σε συνδυασμό με ηλιακό σύστημα	21 €	13 €	13 €	11 €
Κόστος κατανάλωσης με συννεφιά	64 €	40 €	56 €	38 €
Κόστος περιοδικής κατανάλωσης	26 €	16 €	10 €	
	Με ταχυθερμοσίφωνες			
	set point 48°C	set point 50°C	set point 55°C	set point 45°C
Κόστος προμήθειας εξοπλισμού	32.000 €			
Κόστος κατανάλωσης σε συνδυασμό με ηλιακό σύστημα	9-10 €	10 €	11-12 €	
Κόστος κατανάλωσης με συννεφιά				40-42 €

Από τον πίνακα 7-9 βγάζουμε τα εξής συμπεράσματα:

- Το κόστος προμήθειας εξοπλισμού των συστημάτων με λέβητα-καυστήρα και ταχυθερμοσίφωνες είναι παραπλήσιο.
- Το κόστος προμήθειας εξοπλισμού του συστήματος με 4 αντλίες θερμότητας και λέβητα-καυστήρα είναι σημαντικά υψηλότερο (2,5 φορές περίπου περισσότερο από το αντίστοιχο των δύο προηγούμενων συστημάτων). Βέβαια αυτό κατά ένα μέρος οφείλεται στο γεγονός ότι το κόστος των αντλιών θερμότητας προστίθεται στο κόστος του συστήματος με λέβητα-καυστήρα πετρελαίου ή υγραερίου (που είναι απαραίτητο από τους τεχνολογικούς περιορισμούς) και κατά ένα άλλο μέρος στο γεγονός ότι χρησιμοποιήσαμε 4 αντλίες χαμηλής θερμικής ισχύος 16 kW, αντί για δύο των kW, ή και μία μόνο αντλία θερμότητας των 64 kW, προκειμένου να επιτύχουμε

οικονομία κλίμακας. Ωστόσο για λήψη οριστικών αποφάσεων απαιτείται αναλυτικός σχεδιασμός και της αντλίας θερμότητας με εξέταση συνθηκών λειτουργίας που ελαχιστοποιούν τη βοηθητική λύση με καυστήρα ή συνδυασμός με ηλεκτρικές αντιστάσεις αντί για τον καυστήρα.

- **Κόστος κατανάλωσης συνδυασμένης λειτουργίας με ηλιακό σύστημα.** Με την εξαίρεση του συστήματος λέβητα-καυστήρα πετρελαίου που το κόστος κατανάλωσης κατά την αιχμή ανέρχεται σε 21€, τα άλλα συστήματα έχουν παραπλήσιο κόστος κατανάλωσης που κυμαίνεται από 10-13 €, ενώ ελαφρά υπερτερούν το σύστημα με αντλίες θερμότητας και οι ταχυθερμοσίφωνες με μέσο κόστος κατανάλωσης τα 11€/χρήση στην αιχμή.
- **Κόστος κατανάλωσης με συννεφιά.** Στις ημέρες που έχουμε συννεφιά πάλι την μεγαλύτερη κατανάλωση την έχουμε από τον καυστήρα πετρελαίου με 64 €, ενώ η χαμηλότερη κατανάλωση παρατηρείται στην αντλία θερμότητας με καυστήρα υγραερίου με 38 €. Το σύστημα λέβητα-καυστήρα υγραερίου και οι ταχυθερμοσίφωνες ακολουθούν με παραπλήσιο κόστος ανά χρήση. Στα συστήματα με συσσωρευτές το κόστος κατανάλωσης με συννεφιά είναι επιβαρυνόμενο με την προθέρμανση του ηλιακού συσσωρευτή. Αντίθετα το κόστος κατανάλωσης με συννεφιά των ταχυθερμοσιφώνων μπορεί να ελαττωθεί αξιοποιώντας την όποια ενέργεια μπορεί να συνεισφέρει το ηλιακό σύστημα.
- **Περιοδικές καταναλώσεις.** Οι ταχυθερμοσίφωνες δεν έχουν περιοδικές καταναλώσεις προθέρμανσης καθώς παράγουν στιγμιαία το ZNX. Στα υπόλοιπα συστήματα σαφώς υπερτερεί το σύστημα των αντλιών θερμότητας με κατανάλωση προθέρμανσης τα 10 € έναντι των 16 € που έχει το σύστημα λέβητα-καυστήρα υγραερίου και των 26 € που έχει το σύστημα λέβητα καυστήρα-πετρελαίου.

7.7 ΠΛΗΡΗΣ ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

Για μία ολοκληρωμένη αξιολόγηση της οικονομικότητας των λύσεων που εξετάστηκαν χρειάζονται πολύ περισσότερα στοιχεία και υπολογισμοί. Μεταξύ άλλων χρειάζονται:

- Εκτίμηση του αριθμού των ημερών με συννεφιά και με ηλιοφάνεια σε όλους τους μήνες λειτουργίας του ξενοδοχείου
- Εκτίμηση χρόνου απασχόλησης των συστημάτων κατά τη διάρκεια της ημέρας σε διάφορα ημερήσια προφίλ ζήτησης, κυρίως για τα αντίστοιχα των πρωϊνών ωρών όταν οι ηλιακοί συλλέκτες δεν έχουν προλάβει να ζεστάνουν επαρκώς το νερό του ηλιακού συσσωρευτή
- Εκτίμηση του προφίλ και της συχνότητας των περιοδικών καταναλώσεων
- Συμπερίληψη του λειτουργικού κόστους των απωλειών από τους συσσωρευτές αλλά και από το δίκτυο διανομής

- Συνυπολογισμός του κόστους εγκατάστασης και του κόστους συντήρησης των συστημάτων
- Εκτίμηση του χρόνου ζωής (κοινού ή διαφορετικού για κάθε σύστημα)
- Ανάλυση ευαισθησίας ως προς τις μεταβολές στις τιμές των καυσίμων και της ηλεκτρικής ενέργειας.
- Ανάλυση ευαισθησίας ως προς τις παραδοχές και τις σχεδιαστικές αποφάσεις που λάβαμε (π.χ., αρχικές θερμοκρασίες συσσωρευτών και του ηλιακού και του συμπληρωματικού συστήματος)

Μία τέτοια ανάλυση με τη χρήση μοντέλων οικονομικής βιωσιμότητας και μεθόδων καθαρής παρούσας αξίας θα δώσει πιο ακριβή εκτίμηση της συνολικής οικονομικότητας των λύσεων που σχεδιάσαμε αλλά και πιο ολοκληρωμένο τρόπο για τη λήψη οριστικών αποφάσεων επιλογής και πρόκρισης της οικονομικότερης συνολικά λύσης.

8 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιήθηκε ο σχεδιασμός και η τεχνοοικονομική σύγκριση τριών συμπληρωματικών προς το ηλιακό σύστημα συστημάτων αποθήκευσης/παραγωγής ZNX για κάλυψη της ζήτησης κατά την ώρα αιχμής σε ξενοδοχείο πολυτελείας θερινής λειτουργίας.

Το ηλιακό σύστημα σχεδιάστηκε ανεξάρτητα από τα φορτία αιχμής έτσι ώστε να καλύπτει το 60% τουλάχιστον των ετήσιων αναγκών ZNX.

Τα συμπληρωματικά συστήματα που σχεδιάστηκαν και διαστασιολογήθηκαν αναλυτικά με προσομοίωση της συνδυασμένης λειτουργίας τους με το ηλιακό σύστημα κατά τη φάση της αιχμής, κάνοντας χρήση απλοποιημένων μαθηματικών μοντέλων συσσωρευτών θερμότητας πλήρους ανάμιξης, ήταν:

- Συσσωρευτές με πηγή ενέργειας λέβητα-καυστήρα πετρελαίου ή υγραερίου
- Συσσωρευτές με πηγή ενέργειας αντλίες θερμότητας και βοηθητική πηγή ενέργειας λέβητα-καυστήρα πετρελαίου ή υγραερίου
- Ταχυθερμοσίφωνες συμπύκνωσης στιγμιαίας παραγωγής ZNX.

Η συγκριτική τεχνική αξιολόγηση για την τεχνική επάρκεια, τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα των λύσεων που μελετήσαμε οδήγησε στα εξής κυριότερα συμπεράσματα:

- Όλα τα συστήματα που μελετήσαμε είναι αξιόπιστα και η τεχνική λειτουργία τους, όπως προκύπτει και από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων που κάναμε, ικανοποιεί τις απαιτήσεις κατά τη διάρκεια της ζήτησης αιχμής αλλά και τις ιδιαίτερες απαιτήσεις του ταυτοχρονισμού.
- Τόσο τα συστήματα με λέβητα-καυστήρα πετρελαίου, όσο και αυτά με ταχυθερμοσίφωνες δεν έχουν τεχνολογικούς περιορισμούς, για οποιοδήποτε προφίλ ζήτησης αιχμής σχεδιαστούν σε οποιαδήποτε ώρα της ημέρας.
- Τα συστήματα με αντλίες θερμότητας παρουσιάζουν περιορισμένη ευελιξία στις συνθήκες αιχμής που τα εξετάσαμε. Αυτό συνδέεται κυρίως με τους περιορισμούς στις ροές και στις θερμοκρασιακές διαφορές του θερμικού υγρού που μπορούν να παράγουν με μέγιστους βαθμούς απόδοσης και στην ανάγκη, σχεδόν πάντοτε, για χρήση πρόσθετης πηγής ενέργειας (λέβητα-καυστήρα πετρελαίου ή υγραερίου στις λύσεις που εξετάσαμε, ή εναλλακτικά με ηλεκτρικές αντιστάσεις, εναλλακτική λύση την οποία δεν εξετάσαμε). Πιθανόν η μέγιστη εκμετάλλευσή τους μπορεί να αφορά διαφορετικές χρονικές περιόδους εμφάνισης της ημερήσιας αιχμής (π.χ. αιχμή ζήτησης το πρωί 8:00 -10:00 π.μ., επίσης συνηθισμένη σε ξενοδοχεία ιδίως χειμερινής και ετήσιας λειτουργίας) ή με μεγαλύτερη αποθήκευση ενέργειας σε ανενεργούς χρόνους (και χρόνους χαμηλών τιμολογίων ηλεκτρικού ρεύματος) με αντίστοιχη αύξηση του όγκου των συσσωρευτών.
- Τα συστήματα με στιγμιαία παραγωγή ZNX εμφανίζουν γενικά μεγαλύτερη ευελιξία και απόδοση στην εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας με τη χρήση διαφόρων set points, αλλά ιδίως στις συνθήκες που μπορεί να λειτουργήσει αποτελεσματικά η συμπύκνωση έχουν και το πλεονέκτημα μεγαλύτερης απόδοσης της ισχύος που καταναλώνεται στο καύσιμο.
- Η αβεβαιότητα που συνδέεται με το ηλιακό σύστημα, αλλά και τα συνολικά προφίλ ζήτησης ZNX,

αντιμετωπίζεται καλύτερα με συστήματα στιγμιαίας παραγωγής που διαθέτουν μεγαλύτερη ευελιξία προσαρμογής κατά τη λειτουργία από την αντίστοιχη των συστημάτων με συσσωρευτές.

Η συγκριτική οικονομική αξιολόγηση οδήγησε στα εξής συμπεράσματα:

- Το κόστος προμήθειας εξοπλισμού των συστημάτων με λέβητα-καυστήρα και ταχυθερμοσίφωνες είναι παραπλήσιο, ενώ το αντίστοιχο για το σύστημα με αντλίες θερμότητας και λέβητα-καυστήρα υγραερίου σημαντικά υψηλότερο.
- Με την εξαίρεση των συστημάτων με λέβητα-καυστήρα πετρελαίου, τα κόστη κατανάλωσης με λέβητα-καυστήρα υγραερίου, αντλιών θερμότητας με λέβητα-καυστήρα υγραερίου και ταχυθερμοσιφώνων είναι παραπλήσια στις διάφορες συνθήκες λειτουργίας που τα εξετάσαμε (με ηλιοφάνεια, με συννεφιά).
- Τα συστήματα με συσσωρευτές εμφανίζουν και περιοδικές καταναλώσεις προθέρμανσης, καταναλώσεις που δεν χρειάζονται στους ταχυθερμοσίφωνες που παράγουν στιγμιαία ζεστό νερό χρήσης. Σ' αυτές τις περιπτώσεις το μικρότερο κόστος περιοδικής κατανάλωσης εμφανίζουν οι αντλίες θερμότητας
- Υπάρχει ανάγκη για πολύ πιο λεπτομερή μελέτη για την εκτίμηση της συνολικής οικονομικότητας των λύσεων που σχεδιάσαμε και για τη λήψη οριστικών αποφάσεων επιλογής και πρόκρισης της οικονομικότερης συνολικά λύσης.

9 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Caleffi, idraulica, Gli impianti a pannelli solari, 2005.
- [2] "https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_pump (τελευταία επίσκεψη: 17/5/2018)," [Online].
- [3] "<http://www.monachos.gr/forum/content.php/300-andlies-thermotitas-genika>," [Online].
- [4] Y. A. Cengel και A. J. Ghajar, Heat and Mass Transfer - Fundamentals and Applications, ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΖΙΟΛΑ, 2012.
- [5] Y. A. Cengel and M. A. Boles, Θερμοδυναμική για Μηχανικούς, 7η ed., ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΖΙΟΛΑ, 2011.
- [6] "<http://www.ti-soft.com/el/support/help/thermocad/libraries/products/burners/press>," [Online].
- [7] "<https://www.aenaos-sa.gr/levites-sympiknosis-kaysaerion>," [Online].
- [8] ΥΠΟΥΡΓΕΙΟ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ ΚΑΙ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ, "Οδηγός Ενεργειακών Ελέγχων σε κτίρια, βιομηχανία και μεταφορές, Αναθ. 2," ΥΠΟΥΡΓΕΙΟ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ ΚΑΙ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ, 2017.
- [9] Rinnai Italia, Manuale di progettazione produttori di acqua calda sanitaria a gas.
- [10] Rinnai , Σεμινάριο για κέντρα τεχνικής εξυπηρέτησης, Infinity, συσκευές παραγωγής ζεστού νερού χρήσης οικιακές και επαγγελματικές.
- [11] ΤΕΧΝΙΚΟ ΕΠΙΜΕΛΗΤΗΡΙΟ ΕΛΛΑΔΟΣ, Τεχνική Οδηγία Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2017 Αναλυτικές Εθνικές Προδιαγραφές Παραμέτρων για τον Υπολογισμό της Ενεργειακής Απόδοσης Κτηρίων και την Έκδοση του Πιστοποιητικού Ενεργειακής Απόδοσης, Α΄ έκδοση επιμ., ΑΘΗΝΑ: Τ.Ε.Ε., 2017.
- [12] ΤΕΧΝΙΚΟ ΕΠΙΜΕΛΗΤΗΡΙΟ ΕΛΛΑΔΟΣ, "Τεχνική Οδηγία Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-3/2010 Κλιματικά Δεδομένα Ελληνικών Περιοχών," Τ.Ε.Ε., 2010.
- [13] Caleffi, Impianti idrosantari, 2001.
- [14] Aeas Asociacion Española de Abastecimientos de Agua y Saneamiento, "Norma Española UNE 149201 Mayo2017 - Abastecimiento de agua Dimensionado de instalaciones de agua para consumo humano dentro de low edificios Water Supply. Sizing of installations inside buildings conveying water.," Asociacion Española de Normalizacion, Madrid España, 2017.
- [15] "https://el.wikipedia.org/wiki/Νόσος_των_Λεγεωνάριων," [Online]. [Accessed 20 12 2017].
- [16] J. F. Kreider, C. J. Hoogendoorn and F. Kreith, Solar design, systems, Economics, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- [17] AO Smith, "Commercial Sizing Diagrams - Multiple Dwelling Sizing <https://www.hotwater.com/resources/product-literature/sizing-diagrams/>," 25 2 2018. [Online].

- [18] G. Stephanopoulos, Chemical Process Control, An Introduction to Theory and Practice, Prentice Hall International Series in the Physical and Chemical Engineering Sciences, 1984.
- [19] "Thermal Water Tanks <https://bigladdersoftware.com/epx/docs/8-3/engineering-reference/water-thermal-tanks.html>," [Online].
- [20] F. Mosallata, T. ELMekawya, D. L. Friesenb, T. Molinskic, S. Loneyd and E. L. Bibeaua, "Modeling, simulation and control of flat panel solar collectors with thermal storage for heating and cooling applications," Procedia Computer Science, vol. 19, pp. 686-693, 2013.
- [21] Ε. Η. Βαζαίος, Εφαρμογές της ηλιακής ενέργειας Υπολογισμός και σχεδίαση συστημάτων, 4η επιμ., Αθήνα: ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΦΟΙΒΟΣ, 1990.
- [22] M. Sameti, A. Kaesaeian, S. S. Mohammadi and N. Sharifi, "Thermal Performance of a Fully Mixed Solar Storage Tank in a ZEB Hot Water System," Sustainable Energy, vol. 2, no. 2, pp. 52-56, 2014.
- [23] Φ. Κωτσιανός and Δ. Χούντρας, Συλλέκτες ηλιακής ενέργειας θεωρία - κατασκευή συστημάτων θερμάνσεως νερού, 3η ed., ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΗΒΟΣ, 1983.
- [24] "<https://www.e-education.psu.edu/eme811/node/585>," [Online].
- [25] Calpak, "CLD Δεξαμενές Ζεστού Νερού Χρήσης με Αποσπώμενους Εναλλάκτες 500 - 9.000 lt Τεχνικά Χαρακτηριστικά και Αποδόσεις".
- [26] Calpak , "Τεχνικό Εγχειρίδιο Ηλιακό Επιλεκτικού Συλλέκτη M4".
- [27] Maricopa County Environmental Services Department, "Guideline to Sizing Water Heaters, Water Temperature and Potable Water Supply Requirements," 2015.
- [28] ΥΠΟΥΡΓΕΙΟ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ ΚΑΙ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ, "Οδηγός Ενεργειακών Ελέγχων σε κτίρια, βιομηχανία και μεταφορές-ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ Αναθ. 1," 2017.
- [29] ΟΔΗΓΙΑ 2012/27/ΕΕ ΤΟΥ ΕΥΡΩΠΑΪΚΟΥ ΚΟΙΝΟΒΟΥΛΙΟΥ ΚΑΙ ΤΟΥ ΣΥΜΒΟΥΛΙΟΥ της 25ης Οκτωβρίου 2012, "Για την ενεργειακή απόδοση, την τροποποίηση των οδηγιών 2009/125/ΕΚ και 2010/30/ΕΕ και την κατάργηση των οδηγιών 2004/8/ΕΚ και 2006/32/ΕΚ," EL L 315/34 Επίσημη Εφημερίδα της Ευρωπαϊκής Ένωσης 14.11.2012, 2012.
- [30] Α. Ευθυμιάδης, "Τεχνολογίες Θέρμανσης: Προδιαγραφές, Σήμανση http://portal.tee.gr/portal/page/portal/SCIENTIFIC_WORK/," 2013. [Online]. Available: http://portal.tee.gr/portal/page/portal/SCIENTIFIC_WORK/IMERIDES_P/%C5%E9%F3%E7%E3%DE%F3%E5%E9%F2%20%E7%EC%E5%F1%DF%E4%E1%20%E3%E9%E1%20%D1%FD%F0%E1%ED%F3%E7%20%E1%F0%FC%20%E1%E9%E8%E1%EB%EF%EC%DF%F7%EB%E7.../suggestions/. [Accessed 16 3 2018].
- [31] Δ.Ε.Η. Α.Ε., "Επαγγελματικό Τιμολόγιο Γ22 <https://www.dei.gr/Documents2/TIMOLOGIA/01-01-2018-FINAL/XT-1-1-18-FINAL/Epagelmatiko%20Timologio%20G22%20A4-1-1-18-%CE%95%CE%A4%CE%9C%CE%95%CE%91%CE%A1.pdf>," [Online]. [Accessed 22 5 2018].

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΜΕΤΑΤΡΟΠΗΣ ΜΟΝΑΔΩΝ

ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΜΕΤΑΤΡΟΠΗΣ ΜΟΝΑΔΩΝ				
ΜΕΓΕΘΟΣ			ΜΕΤΑΤΡΟΠΗ	
Ενέργεια	1 J	=	0,239006	cal
	1 cal	=	4,183995	J
	1 kWh	=	860,4216	kcal
	1 kcal	=	0,001162	KWh
Ισχύς	1 W	=	0,239006	cal/s
	1 kW	=	860,4216	kcal/hr
	1 kW	=	14,34036	kcal/min
Πυκνότητα	1 kg/m ³	=	0,001	kg/lt
Ειδική Θερμότητα	1 kcal/kg °C	=	4,183995	kJ/kg °C
Όγκος	1 US gal	=	3,78541	lt

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΕΝΑΡΙΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Β.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΕΝΑΡΙΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 1: ΜΕ 10λεπτη ΑΙΧΜΗ

Σενάριο Λειτουργίας 1: Με 10λεπτη αιχμή											
Θερμική ισχύς (ωφέλιμη) $q_a = 1718,1 \text{ kcal/min}$											
t	T_s	T_a	F	D	T_s , μέση	T_a , μέση	α_s	β_s	α_a	β_a	D , μέσο
0	45,0	60,0	239,4	383			0,3192	-0,0160	2,0817	-0,0399	
1	44,6	59,7	241,2	383	44,8	59,8	0,3216	-0,0161	2,0796	-0,0402	382,2
2	44,2	59,4	243,1	383	44,4	59,5	0,3242	-0,0162	2,0780	-0,0405	382,2
3	43,8	59,1	245,1	383	44,0	59,2	0,3269	-0,0163	2,0768	-0,0409	382,1
4	43,4	58,7	247,2	383	43,6	58,9	0,3296	-0,0165	2,0761	-0,0412	382,1
5	43,1	58,4	249,4	383	43,2	58,6	0,3325	-0,0166	2,0759	-0,0416	382,1
6	42,7	58,0	251,7	383	42,9	58,2	0,3355	-0,0168	2,0762	-0,0419	382,0
7	42,3	57,7	254,0	383	42,5	57,9	0,3387	-0,0169	2,0769	-0,0423	382,0
8	41,9	57,3	256,4	383	42,1	57,5	0,3419	-0,0171	2,0780	-0,0427	382,0
9	41,5	57,0	259,0	383	41,7	57,2	0,3453	-0,0173	2,0797	-0,0432	382,0
10	41,2	56,6	145,0	212,4	41,4	56,8	0,1934	-0,0097	1,2818	-0,0242	381,9
11	41,0	56,5	145,4	212,4	41,1	56,6	0,1938	-0,0097	1,2792	-0,0242	212,2
12	40,8	56,4	145,7	212,4	40,9	56,5	0,1943	-0,0097	1,2767	-0,0243	212,2
13	40,6	56,3	146,1	212,4	40,7	56,4	0,1948	-0,0097	1,2744	-0,0244	212,2
14	40,4	56,2	146,5	212,4	40,5	56,3	0,1953	-0,0098	1,2721	-0,0244	212,2
15	40,2	56,1	146,9	212,4	40,3	56,2	0,1959	-0,0098	1,2700	-0,0245	212,2
16	40,0	56,0	147,3	212,4	40,1	56,1	0,1964	-0,0098	1,2680	-0,0246	212,2
17	39,8	55,9	147,8	212,4	39,9	56,0	0,1970	-0,0099	1,2661	-0,0246	212,2
18	39,6	55,8	148,2	212,4	39,7	55,9	0,1976	-0,0099	1,2643	-0,0247	212,2
19	39,4	55,7	148,7	212,4	39,5	55,8	0,1982	-0,0099	1,2626	-0,0248	212,2
20	39,2	55,6	149,2	212,4	39,3	55,6	0,1989	-0,0099	1,2611	-0,0249	212,2
21	39,0	55,5	149,7	212,4	39,1	55,5	0,1996	-0,0100	1,2596	-0,0249	212,2
22	38,8	55,3	150,2	212,4	38,9	55,4	0,2003	-0,0100	1,2583	-0,0250	212,2
23	38,6	55,2	150,7	212,4	38,7	55,3	0,2010	-0,0100	1,2570	-0,0251	212,2
24	38,5	55,1	151,3	212,4	38,5	55,2	0,2017	-0,0101	1,2559	-0,0252	212,2
25	38,3	55,0	151,8	212,4	38,4	55,0	0,2025	-0,0101	1,2548	-0,0253	212,2
26	38,1	54,8	152,4	212,4	38,2	54,9	0,2032	-0,0102	1,2539	-0,0254	212,1
27	37,9	54,7	153,0	212,4	38,0	54,8	0,2040	-0,0102	1,2531	-0,0255	212,1
28	37,7	54,6	153,7	212,4	37,8	54,6	0,2049	-0,0102	1,2523	-0,0256	212,1
29	37,5	54,4	154,3	212,4	37,6	54,5	0,2057	-0,0103	1,2517	-0,0257	212,1
30	37,4	54,3	154,9	212,4	37,4	54,3	0,2066	-0,0103	1,2512	-0,0258	212,1
31	37,2	54,1	155,6	212,4	37,3	54,2	0,2075	-0,0104	1,2507	-0,0259	212,1
32	37,0	54,0	156,3	212,4	37,1	54,0	0,2084	-0,0104	1,2504	-0,0261	212,1
33	36,8	53,8	157,0	212,4	36,9	53,9	0,2094	-0,0105	1,2502	-0,0262	212,1
34	36,7	53,7	157,8	212,4	36,7	53,7	0,2103	-0,0105	1,2500	-0,0263	212,1
35	36,5	53,5	158,5	212,4	36,6	53,6	0,2113	-0,0106	1,2500	-0,0264	212,1
36	36,3	53,3	159,3	212,4	36,4	53,4	0,2124	-0,0106	1,2500	-0,0265	212,1

Σενάριο Λειτουργίας 1: Με 10λεπτη αιχμή											
Θερμική ισχύς (ωφέλιμη) $q_a = 1718,1 \text{ kcal/min}$											
t	T_s	T_a	F	D	$T_{s, \text{μέση}}$	$T_{a, \text{μέση}}$	α_s	β_s	α_a	β_a	$D, \text{μέσο}$
37	36,1	53,2	160,0	212,4	36,2	53,3	0,2134	-0,0107	1,2502	-0,0267	212,1
38	36,0	53,0	160,9	212,4	36,0	53,1	0,2145	-0,0107	1,2504	-0,0268	212,1
39	35,8	52,8	161,7	212,4	35,9	52,9	0,2156	-0,0108	1,2508	-0,0269	212,1
40	35,6	52,7	162,5	212,4	35,7	52,8	0,2167	-0,0108	1,2513	-0,0271	212,1
41	35,5	52,5	163,4	212,4	35,5	52,6	0,2178	-0,0109	1,2518	-0,0272	212,1
42	35,3	52,3	164,3	212,4	35,4	52,4	0,2190	-0,0110	1,2525	-0,0274	212,1
43	35,1	52,1	165,2	212,4	35,2	52,2	0,2202	-0,0110	1,2532	-0,0275	212,1
44	35,0	52,0	166,1	212,4	35,0	52,1	0,2215	-0,0111	1,2541	-0,0277	212,0
45	34,8	51,8	167,1	212,4	34,9	51,9	0,2227	-0,0111	1,2550	-0,0278	212,0
46	34,6	51,6	168,0	212,4	34,7	51,7	0,2240	-0,0112	1,2561	-0,0280	212,0
47	34,5	51,4	169,0	212,4	34,5	51,5	0,2254	-0,0113	1,2572	-0,0282	212,0
48	34,3	51,2	170,0	212,4	34,4	51,3	0,2267	-0,0113	1,2585	-0,0283	212,0
49	34,1	51,0	171,1	212,4	34,2	51,1	0,2281	-0,0114	1,2599	-0,0285	212,0
50	34,0	50,8	172,2	212,4	34,1	50,9	0,2295	-0,0115	1,2613	-0,0287	212,0
51	33,8	50,6	173,3	212,4	33,9	50,7	0,2310	-0,0116	1,2629	-0,0289	212,0
52	33,7	50,4	174,4	212,4	33,7	50,5	0,2325	-0,0116	1,2646	-0,0291	212,0
53,2	33,5	50,2			33,6	50,3					254,3

B.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΕΝΑΡΙΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 2: ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΗ ΖΗΤΗΣΗ

Σενάριο Λειτουργίας 2: Με Σταθερή ζήτηση											
Θερμική ισχύς (ωφέλιμη) $q_a = 1586,4 \text{ kcal/min}$											
t	T_s	T_a	F	D	$T_{s, \text{μέση}}$	$T_{a, \text{μέση}}$	α_s	β_s	α_a	β_a	$D, \text{μέσο}$
0	45,0	60,0	142,0	227,1			0,1893	-0,0095	1,3308	-0,0237	
1	44,8	59,9	142,3	227,1	44,9	60,0	0,1897	-0,0095	1,3275	-0,0237	227,0
2	44,5	59,8	142,6	227,1	44,6	59,9	0,1901	-0,0095	1,3244	-0,0238	227,0
3	44,3	59,7	142,9	227,1	44,4	59,8	0,1906	-0,0095	1,3215	-0,0238	227,0
4	44,1	59,6	143,3	227,1	44,2	59,7	0,1911	-0,0096	1,3186	-0,0239	227,0
5	43,8	59,5	143,7	227,1	44,0	59,6	0,1916	-0,0096	1,3159	-0,0239	227,0
6	43,6	59,4	144,1	227,1	43,7	59,5	0,1921	-0,0096	1,3133	-0,0240	227,0
7	43,4	59,3	144,5	227,1	43,5	59,4	0,1927	-0,0096	1,3109	-0,0241	227,0
8	43,2	59,2	144,9	227,1	43,3	59,2	0,1932	-0,0097	1,3086	-0,0242	226,9
9	42,9	59,1	145,4	227,1	43,1	59,1	0,1938	-0,0097	1,3063	-0,0242	226,9
10	42,7	58,9	145,8	227,1	42,8	59,0	0,1944	-0,0097	1,3043	-0,0243	226,9
11	42,5	58,8	146,3	227,1	42,6	58,9	0,1951	-0,0098	1,3023	-0,0244	226,9
12	42,3	58,7	146,8	227,1	42,4	58,7	0,1957	-0,0098	1,3004	-0,0245	226,9
13	42,1	58,6	147,3	227,1	42,2	58,6	0,1964	-0,0098	1,2987	-0,0245	226,9
14	41,8	58,4	147,8	227,1	42,0	58,5	0,1971	-0,0099	1,2971	-0,0246	226,9
15	41,6	58,3	148,4	227,1	41,7	58,3	0,1978	-0,0099	1,2955	-0,0247	226,9
16	41,4	58,1	148,9	227,1	41,5	58,2	0,1986	-0,0099	1,2941	-0,0248	226,9
17	41,2	58,0	149,5	227,1	41,3	58,1	0,1993	-0,0100	1,2928	-0,0249	226,9
18	41,0	57,8	150,1	227,1	41,1	57,9	0,2001	-0,0100	1,2917	-0,0250	226,9
19	40,8	57,7	150,7	227,1	40,9	57,8	0,2009	-0,0100	1,2906	-0,0251	226,9
20	40,6	57,5	151,3	227,1	40,7	57,6	0,2018	-0,0101	1,2896	-0,0252	226,9
21	40,4	57,4	152,0	227,1	40,5	57,4	0,2026	-0,0101	1,2887	-0,0253	226,9
22	40,2	57,2	152,6	227,1	40,3	57,3	0,2035	-0,0102	1,2880	-0,0254	226,9
23	40,0	57,0	153,3	227,1	40,1	57,1	0,2044	-0,0102	1,2873	-0,0256	226,9
24	39,8	56,9	154,0	227,1	39,9	57,0	0,2054	-0,0103	1,2867	-0,0257	226,8
25	39,6	56,7	154,7	227,1	39,7	56,8	0,2063	-0,0103	1,2863	-0,0258	226,8
26	39,4	56,5	155,5	227,1	39,5	56,6	0,2073	-0,0104	1,2859	-0,0259	226,8
27	39,2	56,3	156,2	227,1	39,3	56,4	0,2083	-0,0104	1,2857	-0,0260	226,8
28	39,0	56,2	157,0	227,1	39,1	56,3	0,2093	-0,0105	1,2855	-0,0262	226,8
29	38,8	56,0	157,8	227,1	38,9	56,1	0,2104	-0,0105	1,2855	-0,0263	226,8
30	38,6	55,8	158,6	227,1	38,7	55,9	0,2115	-0,0106	1,2856	-0,0264	226,8
31	38,4	55,6	159,4	227,1	38,5	55,7	0,2126	-0,0106	1,2857	-0,0266	226,8
32	38,2	55,4	160,3	227,1	38,3	55,5	0,2137	-0,0107	1,2860	-0,0267	226,8
33	38,0	55,2	161,2	227,1	38,1	55,3	0,2149	-0,0107	1,2864	-0,0269	226,8
34	37,8	55,0	162,1	227,1	37,9	55,1	0,2161	-0,0108	1,2868	-0,0270	226,8
35	37,6	54,8	163,0	227,1	37,7	54,9	0,2173	-0,0109	1,2874	-0,0272	226,8
36	37,4	54,6	163,9	227,1	37,5	54,7	0,2185	-0,0109	1,2881	-0,0273	226,8
37	37,2	54,4	164,9	227,1	37,3	54,5	0,2198	-0,0110	1,2889	-0,0275	226,8
38	37,0	54,2	165,9	227,1	37,1	54,3	0,2211	-0,0111	1,2898	-0,0276	226,8

Σενάριο Λειτουργίας 2: Με Σταθερή ζήτηση											
Θερμική ισχύς (ωφέλιμη) $q_a = 1586,4 \text{ kcal/min}$											
t	T_s	T_a	F	D	$T_{s, \text{μέση}}$	$T_{a, \text{μέση}}$	α_s	β_s	α_a	β_a	$D, \text{μέσο}$
39	36,8	54,0	166,9	227,1	36,9	54,1	0,2225	-0,0111	1,2908	-0,0278	226,8
40	36,7	53,8	167,9	227,1	36,8	53,9	0,2239	-0,0112	1,2919	-0,0280	226,7
41	36,5	53,6	168,9	227,1	36,6	53,7	0,2253	-0,0113	1,2931	-0,0282	226,7
42	36,3	53,4	170,0	227,1	36,4	53,5	0,2267	-0,0113	1,2945	-0,0283	226,7
43	36,1	53,2	171,1	227,1	36,2	53,3	0,2282	-0,0114	1,2959	-0,0285	226,7
44	35,9	53,0	172,3	227,1	36,0	53,1	0,2297	-0,0115	1,2975	-0,0287	226,7
45	35,7	52,7	173,4	227,1	35,8	52,9	0,2312	-0,0116	1,2991	-0,0289	226,7
46	35,6	52,5	174,6	227,1	35,7	52,6	0,2328	-0,0116	1,3009	-0,0291	226,7
47	35,4	52,3	175,8	227,1	35,5	52,4	0,2344	-0,0117	1,3028	-0,0293	226,7
48	35,2	52,1	177,1	227,1	35,3	52,2	0,2361	-0,0118	1,3049	-0,0295	226,7
49	35,0	51,8	178,3	227,1	35,1	52,0	0,2378	-0,0119	1,3070	-0,0297	226,7
50	34,8	51,6	179,6	227,1	34,9	51,7	0,2395	-0,0120	1,3093	-0,0299	226,7
51	34,7	51,4	181,0	227,1	34,8	51,5	0,2413	-0,0121	1,3117	-0,0302	226,7
52	34,5	51,1	182,3	227,1	34,6	51,3	0,2431	-0,0122	1,3142	-0,0304	226,7
53	34,3	50,9	183,7	227,1	34,4	51,0	0,2449	-0,0122	1,3169	-0,0306	226,7
54	34,1	50,7	185,1	227,1	34,2	50,8	0,2469	-0,0123	1,3196	-0,0309	226,6
55	34,0	50,4	186,6	227,1	34,1	50,6	0,2488	-0,0124	1,3226	-0,0311	226,6
56	33,8	50,2	188,1	227,1	33,9	50,3	0,2508	-0,0125	1,3256	-0,0313	226,6
57,2	33,6	49,9			33,7	50,0					271,8

B.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΕΝΑΡΙΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 3: ΜΕ 10λεπτη ΑΙΧΜΗ – ΑΠΛΟΠΟΙΗΜΕΝΗ ΔΙΑΣΤΡΩΜΑΤΩΜΕΝΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ

Σενάριο Λειτουργίας 3. Με 10λεπτη αιχμή και ταυτόχρονα άντληση του 70% του όγκου του συμπληρωματικού συσσωρευτή στους 60 °C											
Θερμική ισχύς (ωφέλιμη) $q_a = 1718,1 \text{ kcal/min}$											
t	T_s	T_a	F	D	$T_{s, \text{μέση}}$	$T_{a, \text{μέση}}$	α_s	β_s	α_a	β_a	$D, \text{μέσο}$
0	45,0	60,0	239,4	383,0			0,3192	-0,0160			
1	44,6	60,0	239,4	383,0	44,8	60,0	0,3192	-0,0160			383,0
2	44,2	60,0	239,4	383,0	44,4	60,0	0,3192	-0,0160			383,0
3	43,8	60,0	239,4	383,0	44,0	60,0	0,3192	-0,0160			383,0
4	43,5	60,0	239,4	383,0	43,6	60,0	0,3192	-0,0160			383,0
5	43,1	60,0	239,4	383,0	43,3	60,0	0,3192	-0,0160			383,0
6	42,7	60,0	239,4	383,0	42,9	60,0	0,3192	-0,0160			383,0
7	42,4	60,0	239,4	383,0	42,5	60,0	0,3192	-0,0160			383,0
8	42,0	60,0	239,4	383,0	42,2	60,0	0,3192	-0,0160			383,0
9	41,7	60,0	239,4	383,0	41,8	60,0	0,3192	-0,0160			383,0
10	41,3	60,0	132,7	212,4	41,5	60,0	0,1770	-0,0088			383,0
11	41,1	60,0	132,7	212,4	41,2	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
12	40,9	60,0	132,7	212,4	41,0	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
13	40,8	60,0	132,7	212,4	40,8	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
14	40,6	60,0	132,7	212,4	40,7	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
15	40,4	60,0	132,7	212,4	40,5	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
16	40,2	60,0	132,7	212,4	40,3	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
17	40,0	60,0	132,7	212,4	40,1	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
18	39,9	60,0	132,7	212,4	39,9	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
19	39,7	60,0	132,7	212,4	39,8	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
20	39,5	60,0	132,7	212,4	39,6	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
21	39,3	60,0	132,7	212,4	39,4	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
22	39,2	60,0	132,7	212,4	39,3	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
23	39,0	60,0	132,7	212,4	39,1	60,0	0,1770	-0,0088			212,4
24	38,8	54,0	156,4	212,4	38,9	60,0	0,2085	-0,0104	1,2976	-0,0261	212,4
25	38,6	53,8	156,9	212,4	38,7	53,9	0,2092	-0,0105	1,2957	-0,0261	212,2
26	38,4	53,7	157,4	212,4	38,5	53,8	0,2098	-0,0105	1,2939	-0,0262	212,2
27	38,2	53,6	157,9	212,4	38,3	53,7	0,2106	-0,0105	1,2923	-0,0263	212,2
28	38,0	53,5	158,5	212,4	38,1	53,6	0,2113	-0,0106	1,2908	-0,0264	212,2
29	37,8	53,4	159,0	212,4	37,9	53,4	0,2121	-0,0106	1,2894	-0,0265	212,1
30	37,7	53,3	159,6	212,4	37,7	53,3	0,2129	-0,0106	1,2881	-0,0266	212,1
31	37,5	53,1	160,3	212,4	37,6	53,2	0,2137	-0,0107	1,2870	-0,0267	212,1
32	37,3	53,0	160,9	212,4	37,4	53,1	0,2145	-0,0107	1,2859	-0,0268	212,1
33	37,1	52,9	161,5	212,4	37,2	52,9	0,2154	-0,0108	1,2850	-0,0269	212,1
34	36,9	52,7	162,2	212,4	37,0	52,8	0,2163	-0,0108	1,2842	-0,0270	212,1
35	36,7	52,6	162,9	212,4	36,8	52,7	0,2172	-0,0109	1,2836	-0,0272	212,1
36	36,5	52,4	163,6	212,4	36,6	52,5	0,2182	-0,0109	1,2830	-0,0273	212,1

Σενάριο Λειτουργίας 3. Με 10λεπτη αιχμή και ταυτόχρονα άντληση του 70% του όγκου του συμπληρωματικού συσσωρευτή στους 60 °C											
Θερμική ισχύς (ωφέλιμη) $q_a = 1718,1 \text{ kcal/min}$											
t	T_s	T_a	F	D	$T_{s, \text{μέση}}$	$T_{a, \text{μέση}}$	α_s	β_s	α_a	β_a	$D, \text{μέσο}$
37	36,4	52,3	164,4	212,4	36,5	52,4	0,2191	-0,0110	1,2826	-0,0274	212,1
38	36,2	52,2	165,1	212,4	36,3	52,2	0,2201	-0,0110	1,2823	-0,0275	212,1
39	36,0	52,0	165,9	212,4	36,1	52,1	0,2212	-0,0111	1,2820	-0,0276	212,1
40	35,8	51,8	166,7	212,4	35,9	51,9	0,2223	-0,0111	1,2820	-0,0278	212,1
41	35,7	51,7	167,5	212,4	35,7	51,8	0,2233	-0,0112	1,2820	-0,0279	212,1
42	35,5	51,5	168,4	212,4	35,6	51,6	0,2245	-0,0112	1,2821	-0,0281	212,1
43	35,3	51,4	169,2	212,4	35,4	51,5	0,2256	-0,0113	1,2824	-0,0282	212,1
44	35,1	51,2	170,1	212,4	35,2	51,3	0,2268	-0,0113	1,2827	-0,0284	212,0
45	35,0	51,0	171,0	212,4	35,1	51,1	0,2280	-0,0114	1,2832	-0,0285	212,0
46	34,8	50,9	172,0	212,4	34,9	51,0	0,2293	-0,0115	1,2838	-0,0287	212,0
47	34,6	50,7	172,9	212,4	34,7	50,8	0,2306	-0,0115	1,2845	-0,0288	212,0
48	34,5	50,5	173,9	212,4	34,6	50,6	0,2319	-0,0116	1,2854	-0,0290	212,0
49	34,3	50,3	174,9	212,4	34,4	50,4	0,2332	-0,0117	1,2863	-0,0292	212,0
50	34,1	50,2	176,0	212,4	34,2	50,3	0,2346	-0,0117	1,2874	-0,0293	212,0
51	34,0	50,0	177,0	212,4	34,1	50,1	0,2360	-0,0118	1,2886	-0,0295	212,0
52	33,8	49,8	178,1	212,4	33,9	49,9	0,2375	-0,0119	1,2899	-0,0297	212,0
53,2	33,6	49,6			33,7	49,7					254,3

B.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΕΝΑΡΙΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 4: ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΗ ΖΗΤΗΣΗ – ΑΠΛΟΠΟΙΗΜΕΝΗ ΔΙΑΣΤΡΩΜΑΤΩΜΕΝΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ

Σενάριο Λειτουργίας 4. Με σταθερή ζήτηση και άντληση του 70% του όγκου του συμπληρωματικού συσσωρευτή στους 60 °C											
Θερμική ισχύς (ωφέλιμη) $q_a = 1586,4 \text{ kcal/min}$											
t	T_s	T_a	F	D	$T_{s, \text{μέση}}$	$T_{a, \text{μέση}}$	α_s	β_s	α_a	β_a	$D, \text{μέσο}$
0	45,0	60,0	142,0	227,1			0,1893	-0,0095			
1	44,8	60,0	142,0	227,1	44,9	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
2	44,5	60,0	142,0	227,1	44,6	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
3	44,3	60,0	142,0	227,1	44,4	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
4	44,1	60,0	142,0	227,1	44,2	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
5	43,8	60,0	142,0	227,1	44,0	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
6	43,6	60,0	142,0	227,1	43,7	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
7	43,4	60,0	142,0	227,1	43,5	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
8	43,2	60,0	142,0	227,1	43,3	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
9	43,0	60,0	142,0	227,1	43,1	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
10	42,7	60,0	142,0	227,1	42,9	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
11	42,5	60,0	142,0	227,1	42,6	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
12	42,3	60,0	142,0	227,1	42,4	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
13	42,1	60,0	142,0	227,1	42,2	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
14	41,9	60,0	142,0	227,1	42,0	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
15	41,7	60,0	142,0	227,1	41,8	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
16	41,5	60,0	142,0	227,1	41,6	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
17	41,3	60,0	142,0	227,1	41,4	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
18	41,1	60,0	142,0	227,1	41,2	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
19	40,9	60,0	142,0	227,1	41,0	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
20	40,7	60,0	142,0	227,1	40,8	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
21	40,5	60,0	142,0	227,1	40,6	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
22	40,3	60,0	142,0	227,1	40,4	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
23	40,1	60,0	142,0	227,1	40,2	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
24	39,9	60,0	142,0	227,1	40,0	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
25	39,7	60,0	142,0	227,1	39,8	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
26	39,5	60,0	142,0	227,1	39,6	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
27	39,4	60,0	142,0	227,1	39,5	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
28	39,2	60,0	142,0	227,1	39,3	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
29	39,0	60,0	142,0	227,1	39,1	60,0	0,1893	-0,0095			227,1
30	38,8	55,0	162,2	227,1	38,9	60,0	0,2163	-0,0108	1,3152	-0,0270	227,1
31	38,6	54,8	163,0	227,1	38,7	54,9	0,2174	-0,0109	1,3148	-0,0272	226,8
32	38,4	54,7	163,8	227,1	38,5	54,7	0,2185	-0,0109	1,3146	-0,0273	226,8
33	38,2	54,5	164,7	227,1	38,3	54,6	0,2196	-0,0110	1,3144	-0,0274	226,8
34	38,0	54,3	165,5	227,1	38,1	54,4	0,2207	-0,0110	1,3144	-0,0276	226,8
35	37,8	54,1	166,4	227,1	37,9	54,2	0,2219	-0,0111	1,3145	-0,0277	226,8
36	37,6	53,9	167,3	227,1	37,7	54,0	0,2231	-0,0112	1,3147	-0,0279	226,8
37	37,4	53,8	168,2	227,1	37,5	53,8	0,2243	-0,0112	1,3150	-0,0280	226,8

Σενάριο Λειτουργίας 4. Με σταθερή ζήτηση και άντληση του 70% του όγκου του συμπληρωματικού συσσωρευτή στους 60 °C											
Θερμική ισχύς (ωφέλιμη) $q_a = 1586,4 \text{ kcal/min}$											
t	T_s	T_a	F	D	$T_{s, μέση}$	$T_{a, μέση}$	α_s	β_s	α_a	β_a	$D, μέσο$
38	37,2	53,6	169,2	227,1	37,3	53,7	0,2256	-0,0113	1,3155	-0,0282	226,8
39	37,0	53,4	170,2	227,1	37,1	53,5	0,2269	-0,0113	1,3160	-0,0284	226,8
40	36,8	53,2	171,2	227,1	36,9	53,3	0,2282	-0,0114	1,3167	-0,0285	226,8
41	36,6	53,0	172,2	227,1	36,7	53,1	0,2296	-0,0115	1,3175	-0,0287	226,8
42	36,4	52,8	173,2	227,1	36,5	52,9	0,2310	-0,0115	1,3185	-0,0289	226,8
43	36,3	52,6	174,3	227,1	36,4	52,7	0,2324	-0,0116	1,3195	-0,0291	226,7
44	36,1	52,4	175,4	227,1	36,2	52,5	0,2339	-0,0117	1,3207	-0,0292	226,7
45	35,9	52,2	176,5	227,1	36,0	52,3	0,2354	-0,0118	1,3220	-0,0294	226,7
46	35,7	52,0	177,7	227,1	35,8	52,1	0,2369	-0,0118	1,3234	-0,0296	226,7
47	35,5	51,7	178,9	227,1	35,6	51,8	0,2385	-0,0119	1,3250	-0,0298	226,7
48	35,3	51,5	180,1	227,1	35,4	51,6	0,2402	-0,0120	1,3267	-0,0300	226,7
49	35,1	51,3	181,4	227,1	35,2	51,4	0,2418	-0,0121	1,3285	-0,0302	226,7
50	35,0	51,1	182,6	227,1	35,1	51,2	0,2435	-0,0122	1,3304	-0,0304	226,7
51	34,8	50,9	183,9	227,1	34,9	51,0	0,2453	-0,0123	1,3325	-0,0307	226,7
52	34,6	50,6	185,3	227,1	34,7	50,8	0,2471	-0,0124	1,3347	-0,0309	226,7
53	34,4	50,4	186,7	227,1	34,5	50,5	0,2489	-0,0124	1,3371	-0,0311	226,7
54	34,2	50,2	188,1	227,1	34,3	50,3	0,2508	-0,0125	1,3396	-0,0313	226,7
55	34,1	50,0	189,5	227,1	34,2	50,1	0,2527	-0,0126	1,3422	-0,0316	226,7
56	33,9	49,7	191,0	227,1	34,0	49,8	0,2547	-0,0127	1,3450	-0,0318	226,6
57,2	33,7	49,4			33,8	49,6					271,8

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ: ΤΕΧΝΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΚΑΙ ΦΥΛΛΑΔΙΑ ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΩΝ

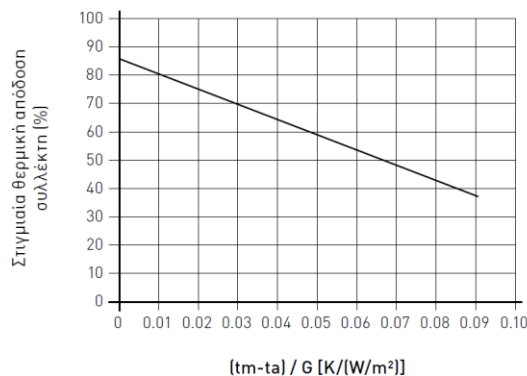
Γ.1 ΗΛΙΑΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ

ΤΕΧΝΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ

Τύπος Συλλέκτη		M4 200	M4 210	M4 260	M4 260H	M4 300	M4 300H
Ολική Επιφάνεια	m ²	2,04	2,13	2,64	2,64	3,00	3,00
Επιφάνεια παραθύρου	m ²	1,87	1,96	2,44	2,44	2,83	2,83
Επιφάνεια απορροφητή	m ²	1,82	1,91	2,40	2,40	2,78	2,78
Διάσταση: πλάτος (α)	mm	986	1244	1244	2121	1502	1996
Διάσταση: ύψος (β)	mm	2071	1711	2121	1244	1996	1502
Διάσταση: πάχος (γ)	mm	86	86	86	86	86	86
Ενεργή θερμοχωρητικότητα	KJ/k	12	12,1	13,9	13,9	29	29
Βάρος (κενό)	kg	34,5	36	42	42	50	50
Περιεχόμενο θερμικού υγρού	l	1,60	1,60	1,8	1,8	2,0	2,0
Μέγιστη Πίεση Λειτουργίας	kPa/bar	1000/10	1000/10	1000/10	1000/10	1000/10	1000/10
Θερμοκρασία στασιμότητας	°C	177,6	177,6	177,6	177,6	177,6	177,6
Συνδέσεις υδραυλικές (χαλκοσωλήνας)		Φ22	Φ22	Φ22	Φ22	Φ22	Φ22
Σταθερά χρόνου	sec	59,7	59,7	59,7	59,7	59,7	59,7
Συντελεστής γωνίας πρόσπτωσης στις 50°		0,85	0,85	0,85	0,85	0,86	0,86
Ετήσια ενεργειακή απολαβή στην Αθήνα [t _m =25 °C]	Kwh	1738	1821	2267	2267	2630	2630
Ετήσια ενεργειακή απολαβή στην Αθήνα [t _m =25 °C]	Kwh	1104	1157	1440	1440	1670	1670

Καμπύλη Στιγμιαίας Απόδοσης Ηλ. Συλλεκτών Calpak M4

με βάση την επιφάνεια απορροφητή



$$n = Q / A G$$

$$n = n_0 - U \frac{t_m - t_A}{G}$$

Τύπος	M4
n_0	0,87
U	5,80

Q = Ωφέλιμη ισχύς αποδιδόμενη από τον συλλέκτη (W)

G = Ένταση ολικής ηλιακής ακτινοβολίας (W/m²)

A = Εμβαδόν απορροφητή συλλέκτη (m²)

n = Θερμική απόδοση συλλέκτη (%)

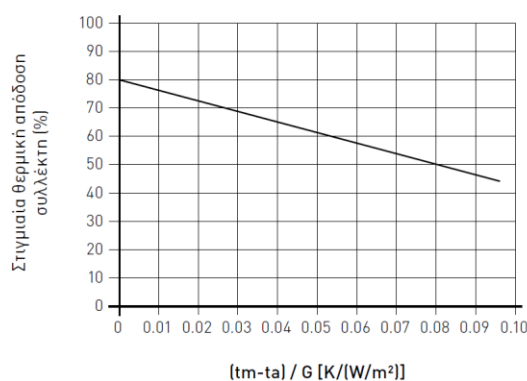
U = Ολικός συντελεστής απωλειών συλλέκτη (W/m², K)

t_A = Θερμοκρασία περιβάλλοντος αέρα °C

t_m = Μέση θερμοκρασία του υγρού μεταφοράς θερμότητας °C

Δευτεροβάθμια Εξίσωση Στιγμιαίας Απόδοσης των Ηλ. Συλλεκτών M4

με βάση την επιφάνεια παραθύρου



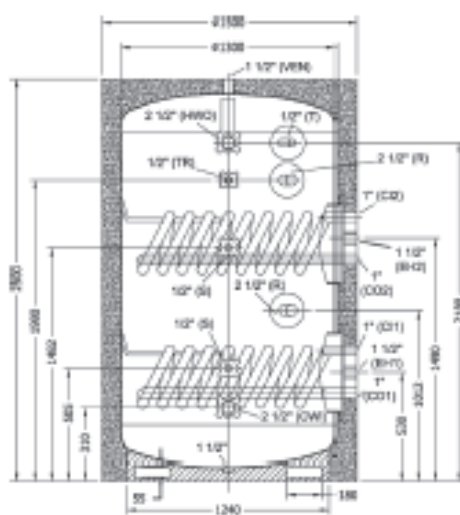
$$n = n_0 - a_1 \frac{t_m - t_A}{G} - a_2 G \frac{(t_m - t_A)^2}{G^2}$$

Τύπος	M4	
n_o	0,80	
a_1	3.56	W/m²k
a_2	0.003	W/m²k²

Γ.2 BOILERS ΛΕΒΗΤΟΣΤΑΣΙΟΥ



ΤΕΧΝΙΚΕΣ ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ BOILER ΛΕΒΗΤΟΣΤΑΣΙΟΥ ΜΕ 2 ΑΦΑΙΡΟΥΜΕΝΟΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ CLD2-3000



Υλικό Εσωτερικού Δοχείου: Χάλυβας
Προστασία: Επικάλυψη με εποξική ρητίνη
Τοποθέτηση Ανοδίου Μαγνησίου
Υλικό Εναλλάκτη: Χάλυβας
Μέγιστη Πίεση Λειτουργίας Δοχείου: 10 bar
Μέγιστη Θερμοκρασία Λειτουργίας Δοχείου: 95°C
Πίεση Αντοχής Εναλλάκτη: 25 bar
Μέγιστη Θερμοκρασία Λειτουργίας Εναλλάκτη: 100°C
Μόνωση: Μαλακή πολυουρεθάνη, πάχους 100 mm
Εξωτερική Επένδυση: Μαλακό έγχρωμο PVC
(Λαμαρίνα κατόπιν παραγγελίας)
Ηλεκτρική Αντίσταση: Κατόπιν παραγγελίας

ΕΠΕΞΗΓΗΣΕΙΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

CWI	Είσοδος κρύου νερού
HWO	Έξοδος ζεστού νερού
R	Ανακυκλοφορία
VEN	Εξαερισμός
CI	Είσοδος εναλλάκτη
CO	Έξοδος εναλλάκτη
S	Αισθητήρας
T	Θερμοστάτης
TR	Θερμόμετρο
EH	Ηλεκτρική αντίσταση

		CLD2-3000		
Ονομαστική Χωρητικότητα Δοχείου (L)		3000		
Πραγματική Χωρητικότητα Δοχείου (L)		2940		
Επιφάνεια Εξωτερικής Επένδυσης (m ²)		13,9		
Αριθμός Φλάντζων / Διάμετρος Οπής (mm) / Εξωτερική διάμετρος (mm)		2 / Ø 420 / Ø 508		
Καθαρό Βάρος Κορμού (Kg)		645		
Βάρος Εναλλάκτη 3,2m ² (Kg)		78		
Βάρος Εναλλάκτη 5,4m ² (Kg)		109		
Συνολικό βάρος εξωτερικής επένδυσης και εξωτερικών κατασκευών (Kg)		34		
Δυνατοί συνδυασμοί εναλλακτών	Επιφάνεια εναλλάκτη 1 (S1 σε m ²) + Επιφάνεια εναλλάκτη 2 (S2 σε m ²) = Συνολική επιφάνεια εναλλακτών (m ²)	a. S1 + S2 = 3,2 + 3,2 = 6,4		
		b. S1 + S2 = 5,4 + 3,2 = 8,6		
		c. S1 + S2 = 5,4 + 5,4 = 10,8		
Συνολικό βάρος στοίβου προϊόντος (Ανάλογα με την επιφάνεια των εναλλακτών)		835 Kg (6,4m ²)	866 Kg (8,6m ²)	897 Kg (10,8m ²)



ΑΠΟΔΟΣΗ BOILER ΛΕΒΗΤΟΣΤΑΣΙΟΥ CLD2-3000 (ΤΡΙΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ)

Παρουσιάζονται παρακάτω οι αποδόσεις του Boiler λεβητοστασίου **CLD2-3000** για διάφορες ραές τόσο του άνω εναλλάκτη (ΠΙΝΑΚΑΣ 1), όσο και του κάτω εναλλάκτη (ΠΙΝΑΚΑΣ 2).

Επιφάνεια άνω εναλλάκτη: 3,2m² ή 5,4 m²

ΠΑΡΟΧΗ ΑΝΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ	ΑΠΟΔΟΣΗ ΑΝΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ (3,2m ²)	ΑΠΟΔΟΣΗ ΑΝΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ (5,4m ²)
3.000 L/h	57,20 KW	82,00 KW
4.000 L/h	62,15 KW	90,60 KW
5.000 L/h	64,90 KW	98,80 KW

ΠΙΝΑΚΑΣ 1: Απόδοση ανώ εναλλάκτη για θέρμανση Z.N.X. από τους 15 °C στους 60 °C,
με θερμοκρασία προσαγωγής στον εναλλάκτη 80 °C.

Επιφάνεια κάτω εναλλάκτη: 3,2m² ή 5,4 m²

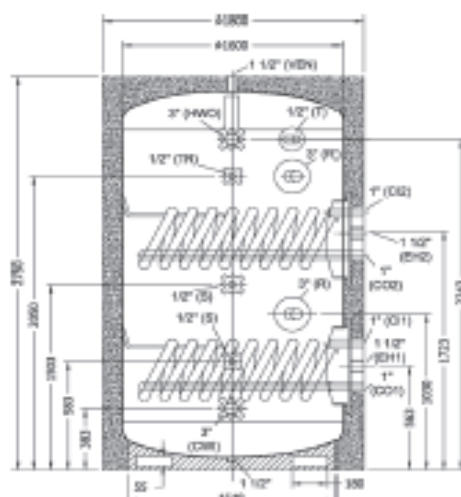
ΠΑΡΟΧΗ ΚΑΤΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ	ΑΠΟΔΟΣΗ ΚΑΤΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ (3,2m ²)	ΑΠΟΔΟΣΗ ΚΑΤΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ (5,4m ²)
3.000 L/h	57,30 KW	82,10 KW
4.000 L/h	62,20 KW	91,50 KW
5.000 L/h	64,70 KW	98,30 KW

ΠΙΝΑΚΑΣ 2: Απόδοση κάτω εναλλάκτη για θέρμανση Z.N.X. από τους 15 °C στους 60 °C,
με θερμοκρασία προσαγωγής στον εναλλάκτη 80 °C.

- Ο άνω εναλλάκτης θερμαίνει το 47% της συνολικής χωρητικότητας του ZNX.
- Ο κάτω εναλλάκτης θερμαίνει το 86% της συνολικής χωρητικότητας του ZNX.
- Δυνατοί συνδυασμοί εναλλακτών:
 - 3,2 m² + 3,2 m² = 6,4 m²
 - 5,4 m² + 3,2 m² = 8,6 m²
 - 5,4 m² + 5,4 m² = 10,8 m²



ΤΕΧΝΙΚΕΣ ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ BOILER ΛΕΒΗΤΟΣΤΑΣΙΟΥ ΜΕ 2 ΑΦΑΙΡΟΥΜΕΝΟΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ CLD2-5000



Υλικό Εσωτερικού Δοχείου: Χάλυβας
 Προστασία: Επικάλυψη με εποξική ρητίνη
 Τοποθέτηση Ανοδίου Μαγνησίου
 Υλικό Εναλλάκτη: Χάλυβας
 Μέγιστη Πίεση Λειτουργίας Δοχείου: 10 bar
 Μέγιστη Θερμοκρασία Λειτουργίας Δοχείου: 95°C
 Πίεση Αντοχής Εναλλάκτη: 25 bar
 Μέγιστη Θερμοκρασία Λειτουργίας Εναλλάκτη: 100°C
 Μόνωση: Μαλακή πολυουρεθάνη, πάχους 100 mm
 Εξωτερική Επένδυση: Μαλακό έγχρωμο PVC
 (Λαμαρίνα κατόπιν παραγγελίας)
 Ηλεκτρική Αντίσταση: Κατόπιν παραγγελίας

ΕΠΕΞΗΓΗΣΕΙΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

CWI	Είσοδος κρύου νερού
HWO	Έξοδος ζεστού νερού
R	Ανακυκλοφορία
VEN	Εξαερισμός
CI	Είσοδος εναλλάκτη
CO	Έξοδος εναλλάκτη
S	Αισθητήρας
T	Θερμοστάτης
TR	Θερμόμετρο
EH	Ηλεκτρική αντίσταση

		CLD2-5000
Ονομαστική Χωρητικότητα Δοχείου (L)		5000
Πραγματική Χωρητικότητα Δοχείου (L)		4700
Επιφάνεια Εξωτερικής Επένδυσης (m ²)		17,4
Αριθμός Φλαντζών / Διάμετρος Οπής (mm) / Εξωτερική διάμετρος (mm)		2 / Ø 420 / Ø 508
Καθαρό Βάρος Κορμού (Kg)		930
Βάρος Εναλλάκτη 5,4m ² (Kg)		109
Συνολικό βάρος εξωτερικής επένδυσης και εξωτερικών κατακόων (Kg)		45
Δυνατοί συνδυασμοί εναλλακτών	Επιφάνεια εναλλάκτη 1 (S1 σε m ²) +	
	Επιφάνεια εναλλάκτη 2 (S2 σε m ²) =	S1 + S2 = 5,4 + 5,4 = 10,8
	Συνολική επιφάνεια εναλλακτών (m ²)	
Συνολικό βάρος στοιχείου προϊόντος (Ανάλογα με την επιφάνεια των εναλλακτών)		1193 kg



ΑΠΟΔΟΣΗ BOILER ΛΕΒΗΤΟΣΤΑΣΙΟΥ CLD2-5000 (ΤΡΙΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ)

Παρουσιάζονται παρακάτω οι αποδόσεις του Boiler λεβητοστασίου **CLD2-5000** για διάφορες ροές τόσο του άνω εναλλάκτη (ΠΙΝΑΚΑΣ 1), όσο και του κάτω εναλλάκτη (ΠΙΝΑΚΑΣ 2).

Επιφάνεια άνω εναλλάκτη: 5,4 m²

ΠΑΡΟΧΗ ΑΝΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ	ΑΠΟΔΟΣΗ ΑΝΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ (5,4m ²)
3.000 L/h	82,15 KW
4.000 L/h	91,20 KW
5.000 L/h	97,90 KW

ΠΙΝΑΚΑΣ 1: Απόδοση εναλλάκτη για θέρμανση ΖΝΧ, από τους 15 °C στους 60 °C, με θερμοκρασία προσαγωγής στον εναλλάκτη 80 °C.

Επιφάνεια κάτω εναλλάκτη: 5,4 m²

ΠΑΡΟΧΗ ΚΑΤΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ	ΑΠΟΔΟΣΗ ΚΑΤΩ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ (5,4m ²)
3.000 L/h	81,95 KW
4.000 L/h	91,30 KW
5.000 L/h	97,50 KW

ΠΙΝΑΚΑΣ 2: Απόδοση κάτω εναλλάκτη για θέρμανση ΖΝΧ, από τους 15 °C στους 60 °C, με θερμοκρασία προσαγωγής στον εναλλάκτη 80 °C.

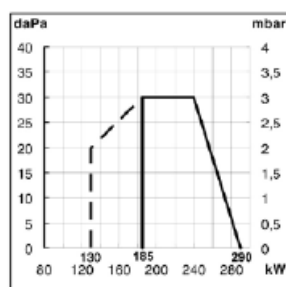
- Ο άνω εναλλάκτης θερμαίνει το 45% της συνολικής χωρητικότητας του ΖΝΧ.
- Ο κάτω εναλλάκτης θερμαίνει το 87% της συνολικής χωρητικότητας του ΖΝΧ.
- Δυνατοί συνδυασμοί εναλλακτών:
 $5,4 \text{ m}^2 + 5,4 \text{ m}^2 = 10,8 \text{ m}^2$

Γ.3 ΚΑΥΣΤΗΡΕΣ

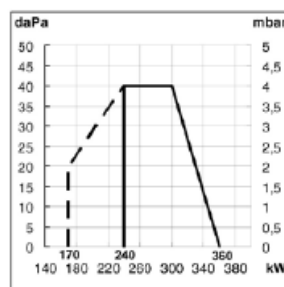
Technical characteristics

Working fields

Vectron® L 3.290 Duo



Vectron® L 3.360 Duo

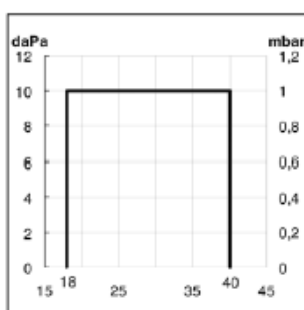


res all responsibility for any printing mistakes or any content
: prior notice, any product data or characteristics 01/2010.

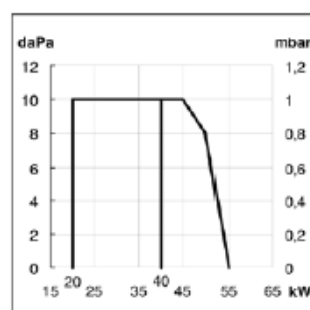
Technical characteristics

Working fields

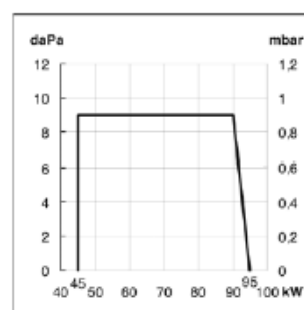
VL 1.40 P



VL 1.42, VL 1.55/55P



VL 1.95



responsibility for any printing mistakes or any content
: prior notice, any product data or characteristics 03/2010.

Γ.4 ΑΝΤΑΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

3 General data

ERP performance data

HITACHI

◆ WARMER climate

RAS-(4-6)WH(V)NPE + RWH-(4.0-6.0)(V)NF(W)E + DHWS(200/260)S-2.0H2E

Model	Outdoor unit		RAS-4WHVNPE	RAS-5WHVNPE	RAS-6WHVNPE	
	Indoor unit		RWH-4.0VNF(W)E	RWH-5.0VNF(W)E	RWH-6.0VNF(W)E	
	Tank unit (RWH-(V)NFWE)		DHWS(200/260) S-2.0H2E	DHWS(200/260) S-2.0H2E	DHWS(200/260) S-2.0H2E	
Design capacity (P _{DESIGN})		kW	11	14	16	
(1) Nominal energy efficiency (η _g)		%	188	177	173	
Data for Packaged Fiche:						
	(2) Energy efficiency with OTC control (η _g) (*)		%	190	179	175
	(3) Energy efficiency with thermostats (η _g) (*)		%	192	181	177
Annual energy consumption (Q _{UE})		kW·h	3070	4156	4866	

Model	Outdoor unit	RAS-4WHNPE	RAS-5WHNPE	RAS-6WHNPE
	Indoor unit	RWH-4.0NF(W)E	RWH-5.0NF(W)E	RWH-6.0NF(W)E
	Tank unit (RWH-(V)NFWE)	DHWS(200/260) S-2.0H2E	DHWS(200/260) S-2.0H2E	DHWS(200/260) S-2.0H2E
Design capacity (P _{DESIGN})	kW	11	14	16
⁽¹⁾ Nominal energy efficiency (η _g)	%	181	172	168
Data for Packaged Fiche:				
⁽²⁾ Energy efficiency with OTC control (η _g) (*)	%	183	174	170
⁽³⁾ Energy efficiency with thermostats (η _g) (*)	%	185	176	172
Annual energy consumption (Q _{HE})	kW·h	3190	4276	4986

3 General data

Capacity tables

HITACHI




























◆ YUTAKI S80

Outdoor unit model				RAS-4WH(V)NPE	RAS-5WH(V)NPE	RAS-6WH(V)NPE
Indoor unit model				RWH-4.0(V)NF(W)E	RWH-5.0(V)NF(W)E	RWH-6.0(V)NF(W)E
OAT (DB/WB)	WIT / WOT	-	Unit	Heating operation		
7 / 6 °C	30 / 35 °C	CAP (Nom./Max.)	kW	11.0/15.2	14.0/16.7	16.0/17.8
		COP (Nom.)	-	5.00	4.71	4.57
	40 / 45 °C	CAP (Nom./Max.)	kW	11.0/14.5	14.0/17.0	16.0/18.0
		COP (Nom.)	-	3.90	3.78	3.60
	47 / 55 °C	CAP (Nom./Max.)	kW	11.0/14.5	14.0/17.0	16.0/18.0
		COP (Nom.)	-	3.32	3.19	3.10
-7 / -8 °C	55 / 65 °C	CAP (Nom./Max.)	kW	11.0/14.5	14.0/17.0	16.0/18.0
		COP (Nom.)	-	2.90	2.88	2.73
	30 / 35 °C	CAP (Nom./Max.)	kW	9.7/10.6	11.5/12.2	12.1/13.0
		COP (Nom.)	-	2.74	2.65	2.57
	40 / 45 °C	CAP (Nom./Max.)	kW	11.0/12.5	14.0/14.5	16.0/16.0
		COP (Nom.)	-	2.40	2.30	2.20
	47 / 55 °C	CAP (Nom./Max.)	kW	11.0/12.5	14.0/14.5	16.0/16.0
		COP (Nom.)	-	2.30	2.20	2.08
	55 / 65 °C	CAP (Nom./Max.)	kW	11.0/12.5	14.0/14.5	16.0/16.0
		COP (Nom.)	-	2.10	2.05	1.95

Version for combination with DHW tank


Model			RWH-4.0(V)NFW	RWH-5.0(V)NFW	RWH-6.0(V)NFW
Power supply		-	RWH-(4.0-6.0)VNFW: 1~ 230V 50Hz RWH-(4.0-6.0)VNFW: 3N~ 400V 50Hz		
Nominal water flow	WIT: 47 °C / WOT: 55 °C ΔT: 5 °C	m³/h	1.26	1.64	1.83
	WIT: 55 °C / WOT: 65 °C ΔT: 10 °C	m³/h	1.00	1.20	1.38
Noise level (sound power)		dB(A)	57	57	58
Cabinet	Material	-	Precoated galvanised steel		
	Colour	-	Pure white (RAL 9010)		
Unit dimensions	Height	mm	751 (*3)		
	Width	mm	600		
	Depth (with connections)	mm	623 (680)		
Packaging dimensions	Height	mm	926		
	Width	mm	728		
	Depth	mm	671		
Packaging volume		m³	0.45		
Packaging materials		-	Wood - Carton - Plastic - Polypropylene bands		
Net weight (1~ / 3N~)		kg	136 / 137	139 / 140	
Gross weight (1~ / 3N~)		kg	147 / 148	150 / 151	
Refrigerant pipes connection	Connection type	-	Flare nut connection		
	Liquid pipe diameter	mm (in.)	Ø9.52 (3/8")		
	Gas pipe diameter	mm (in.)	Ø15.88 (5/8")		
Space heating pipes connection	Connection type	-	Screwed connection		
	Shut-off valves	mm (in.)	G 1-1/4" (male) - G 1-1/4" (male)		
	Inlet pipe diameter	mm (in.)	G 1-1/4" (female)		
	Outlet pipe diameter	mm (in.)	G 1-1/4" (female)		
Heating coil pipes connection (*)	Connection type	-	Flexible pipe connection		
	Heating coil inlet diameter (3-way valve)	mm (in.)	Flexible pipe (G 1" male)		
	Heating outlet inlet diameter (T-branch)	mm (in.)	Flexible pipe (G 1" male)		
Working range (Heating)	Outdoor ambient temperature	°C (DB)	-25~25		
	Outlet water temperature	°C	20~80		
Working range (DHW)	Outdoor ambient temperature	°C (DB)	-25~35		
	Tank water temperature	°C	30~75		
Refrigerant		-	R-134a		

Γ.5 ΤΑΧΥΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΕΣ

	ΟΙΚΙΑΚΗ ΣΕΙΡΑ			ΕΠΑΓΓΕΛΜΑΤΙΚΗ ΣΕΙΡΑ		ΣΕΙΡΑ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ			
Εγκατάσταση	ΕΣΩΤΕΡΙΚΗ		ΕΞΩΤΕΡΙΚΗ	ΕΣΩΤΕΡΙΚΗ	ΕΞΩΤΕΡΙΚΗ	ΕΣΩΤΕΡΙΚΗ		ΕΞΩΤΕΡΙΚΗ	
	17i	17e	20e	28i	28e	k26i	kb32i	k26e	kb32e
									
Κωδικός Προϊόν.	REU-1720FFU	REU-VRM1720WD	REU-VRM2024WD	REU-VCM2837FFUD	REU-VCM2837WD	REU-KM2635FFUD	REU-KBM3237FFUD	REU-KM2635WD	REU-KBM3237WD
Τύπος Συσκευής	ΤΥΠΟΥ C	ΤΥΠΟΥ A	ΤΥΠΟΥ A	ΤΥΠΟΥ C	ΤΥΠΟΥ A	ΤΥΠΟΥ C	ΤΥΠΟΥ C	ΤΥΠΟΥ A	ΤΥΠΟΥ A
Κατηγορία ενεργειακής απόδοσης	L 	XL 	XL 	XL 	XL 	XXL 	XXL 	XXL 	XXL 
Αριθμός Καταναλωσιών σε ταυτόχρονη λειτουργία	 x2	 x2	 x2	 x4	 x4	 x4	 x5	 x4	 x5
Διαστάσεις (Υ x Π x Β) (cm)	67,5 x 37 x 13	50,3 x 35,6 x 18,1	50,3 x 35,6 x 18,1	58,2 x 35,6 x 23,5	58,2 x 35,6 x 23,5	65,4 x 47 x 25,7	65,4 x 47 x 25,7	65,4 x 47 x 25,7	65,4 x 47 x 25,7
Μέγιστη Θερμική ισχύς Φ.Α. (kW)	32	33	39	53	52	43	53	43	53
Μέγιστη Ροή νερού Δt 25 °C (l/min)	17	17	20	28	28	26	32	26	32
Μέγιστη Ροή νερού (l/min)	20	20	24	37	37	35	37	35	37
Ελάχιστη πίεση λειτουργίας (Bar)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
ανταψυκτικό (°C)	-15	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20
ηλεκτρονικό	Βασισμένο στην συσκευή	●	●	Βασισμένο στην συσκευή	●	●	Βασισμένο στην συσκευή	●	●
Μέγιστη επιτρεπτή θερμοκρασία (°C)	75	75	75	85	85	85	85	85	85
Δυνατότητα σύνδεσης με ηλεκτρικό θερμοσίφωνα	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Διαθέσιμο για σύνδεση με ανακυκλοφορία	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Διαθέσιμο για σύνδεση με συσσωρευτή	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Εγκατάσταση σε συστοκία (Max 25 συσκευές)				●	●	●	●	●	●
Φ.Α. / GPL	●	●	●	●	●	●	●	●	●

 καμπίνα
ντους
x 10 l/min

 νιπτήρας
x 6 l/min

 νεροχύτης
x 4 l/min

ΠΡΟΣΟΧΗ: Αυτός ο πίνακας καθώς και τα διαγράμματα στο εσωτερικό είναι ενδεικτικά και απλοποιημένα για επεξηγηματικούς σκοπούς, ως εκ τούτου, δεν αποτελούν δέσμευση για την Rinnai. Οι τεχνικές προδιαγραφές που περιέχονται στο παρόν, μπορεί να αλλάξουν, οπότε σας ζητάμε να συμβουλευέστε πάντα τα ενημερωμένα εγχειρίδια ή να έρχεστε σε επαφή απευθείας με εμάς ή τους συνεργάτες μας.

Rinnai
EXPERIENCE OUR INNOVATION

 **italtherm**
Νέο μοντέλο ζωής

ΤΕΧΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

Τύποι Infinity		REU-KBM3237WD-E	REU-KBM3237FFUD-E	Μονάδα
Τύποι Εγκατάσταση		Εξωτερική	Εσωτερική	
G20 NG - Ελαχίστη Πίεση / Μεγίστη πίεση		1,2 / 8,1	1,2 / 7,6	mbar
G230 Αέρας / Προπάνιο - Ελαχίστη /Μεγίστη Πίεση		1,4 / 9,2	1,4 / 9,0	mbar
G31 /G30 ο - Ελαχίστη /Μεγίστη Πίεση		1,3 / 8,9	1,3 / 9,2	mbar
Σύστημα Εκπομπής Καυσαερίων		Ευθεία Κατευθυνόμενη		
Επιλεγμένες Θερμοκρασίες με Συνδ. Τηλεχ/ριο		37 - 46, 48, 50, 55, 60, 65, 75		°C
Επιλεγμένες Θερμοκρασίες με Μικρό Διακόπτη		40, 42, 50, 55, 60, 65, 75, 85		°C
Ανάφλεξη		Άμεση, Ηλεκτρονική		
Κατά/λώσεις/ισχύεις σε Ελαχίστη εξαναγκ. καύση	G20 NG: Input Qm: Hi/Hs Output Pm	4,05/4,5 4,01	4,05/4,5 4,01	kW
	G20 NG: Κατανάλωση Αερίου Min Vm	0,43	0,43	m³/hr
	G230 Αέρας / Προπάνιο - Ελαχίστη Πίεση	4,14/4,5 4,01	4,14/4,5 4,01	kW
	G230 Αέρας / Προπάνιο - Μεγίστη πίεση	0,34	0,34	Kg/hr
	G30 Butano: Input Qm: Hi/Hs Output Pm	4,72/5,11 4,55	4,72/5,11 4,55	kW
	G30 Butano: Κατανάλωση Αερίου Min Mm	0,37	0,37	Kg/hr
	G31 Propano: Input Qm: Hi/Hs Output Pm	4,14/4,5 4,01	4,14/4,5 4,01	kW
	G31 Propano: Κατανάλωση Αερίου Min Mm	0,32	0,32	Kg/hr
Κατά/λώσεις/ισχύεις σε Ονομαστική καύση	G20 NG: Input Qn: Hi/Hs Output Pn	52,6/58,4 56,6	52,6/58,4 56,6	kW
	G20 NG: Κατανάλωση Αερίου Vn	5,6	5,6	m³/hr
	G230 Αέρας / Προπάνιο - Ελαχίστη Πίεση	53,7/58,4 56,6	53,7/58,4 56,6	kW
	G230 Αέρας / Προπάνιο - Μεγίστη πίεση	4,4	4,4	Kg/hr
	G30 Βουτάνιο Input Qn: Hi/Hs Output Pn	61,3/66,4 64,4	61,3/66,4 64,4	kW
	G30 Βουτάνιο: Κατανάλωση Αερίου Mn	4,8	4,8	Kg/hr
	G31 Προπάνιο : Input Qn: Hi/Hs Output Pn	53,7/58,4 56,6	53,7/58,4 56,6	kW
	G31 Προπάνιο : Κατανάλωση Αερίου Mn	4,2	4,2	Kg/hr
Χώρα Προορισμός		GR - ΕΛΛΑΔΑ		
Τύπος και Πίεσεις Αερίων		I _{2H} G20-20mbar / I _{2HM} G230-20mbar/ I _{3P/B} G30-30mbar/ I _{3B/P} G31-37mbar		
Τύπος Μηχανήματος		A3	C13,C33,C53,C83P,B33P	
Μεγίστη Ροή		37	37	L/Λεπτ.
Ελαχίστη Ροή*		1,5* / OFF = 1,0*	1,5* / OFF = 1,0*	L/Λεπτ.
Ονομαστική Πίεση Νερού (Pw)*		2,5* (συνιστάται 3,0*0 --- 10,0*		bar
Ηλεκτρική Τροφοδοσία (IPx προστασία)		230 v / 50 Hz (IPx4)		
Ηλεκτρική Κατ/ση (κανονική/stand-by/αντιψυκτική)		63 / 2 / 153	64 / 2 / 153	Watts
Θόρυβος		41	52	dB (A)
Μεγ/στ Χρόνο προσπάθεια επανεκκίνηση TSAmax		4,2		δευτ/τα
Βάρος		28	28	Kg.
Ηλεκτρική Προστασία		IPx4D	IPx5D	-
Αντιπαγωτική Προστασία		- 20 οC**	-30οC***	°C
Ημερήσια κατανάλωση καυσίμου		28,195	28,195	kWh
Ημερήσια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας		0,089	0,089	kWh
Εκπομπές οξειδίων του αζώτου		30 / 45 140	30 / 45 /80	mg/kWh

* Οι τιμές ελάχιστης πίεσης λειτουργίας και ταχύτητας ροής εξαρτώνται από το Δt

** Αν το μηχάνημα δεν είναι εγκατεστημένο σε χώρους με αρνητική πίεση

*** Αν το μηχάνημα δεν είναι εκτεθειμένο σε χώρους με κρύα ρεύματα