

# 2012

Προσομοίωση με την βοήθεια του λογισμικού TRNSYS, ηλιακού συστήματος θέρμανσης και ψύξης με απορρόφηση



Καραμαρίας

Μικές

ΑΜ:02103043

e-mail:nomkaras@gmail.com



## Περιεχόμενα

<b>Κεφάλαιο 1<sup>ο</sup>: Εισαγωγή.....</b>	<b>5</b>
<b>Κεφάλαιο 2<sup>ο</sup>: Βασική θεωρεία και κατασκευή του πρότυπου σπιτιού (TRB) με το TRNBUILD.....</b>	<b>8</b>
2.1 Βασική θεωρεία.....	8
2.1.1 Κλιματισμός κατοικίας .....	8
2.1.2 Χρήση ηλιακής ενέργειας.....	11
2.1.3 Χρήση της θερμικής ενέργειας για παραγωγή κρύου .....	13
2.1.4 Σχεδιάγραμμα και σύντομη περιγραφή-ανάλυση τελικών μελετών.....	19
2.2 TRNSYS-TRB .....	23
2.2.1 Το πρότυπο σπίτι TRB (Typical Reference Building).....	24
2.2.2 Προσομοίωση φορτίων .....	29
2.2.3 Παράρτημα μοντέλων TRNSYS.....	37
<b>Κεφάλαιο 3<sup>ο</sup> Προκαταρκτικές μελέτες μέσω του Trnsys .....</b>	<b>51</b>
3.1 Μελέτες Ψύξης.....	52
3.1.1 Μέσω του type 56 .....	52
3.1.2 Πρώτη μελέτη μέσω ventilation.....	55
3.1.3 Αντικατάσταση του auxiliary cooler t-92 με chiller απορρόφησης.....	72
3.1.4 Αντικατάσταση του T-92 για την παροχή νερού ψύξης στο chiller με εναλλάκτη νερού αέρα σταθερού βαθμού απόδοσης .....	79
3.1.5 Εισαγωγή του ηλιακού συστήματος στο κύκλωμα παραγωγής ζεστού νερού .....	86
3.2 Μελέτες θέρμανσης .....	95
3.2.1 Μέσω του T-56 .....	95
3.2.2 Μέσω χρήσης αερισμού (ventilation).....	98
3.2.3 Εισαγωγή του ηλιακού συστήματος .....	108
<b>Κεφάλαιο 4<sup>ο</sup> : Παραμετροποίηση Βελτιστοποίηση.....</b>	<b>114</b>
4.1 Προκαταρκτικός υπολογισμός συνολικών φορτίων.....	117
4.2 Έλεγχος απόδοσης διαφόρων τύπων συλλεκτών .....	119
4.2.1 Χωρίς δεξαμενή .....	120
4.2.2 Με δεξαμενή ζεστού .....	124
4.3 Τελικές μελέτες .....	131
4.3.1 Μελέτη Θέρμανσης.....	132
4.3.2 Μελέτη ψύξης .....	144
4.3.3 Τελικά διαγράμματα .....	153

4.3.4	Συγκεντρωτικά αποτελέσματα.....	164
<b>Αναφορές*</b>	.....	<b>170</b>

\*Οι αναφορές στην εργασία περιβάλλονται με αγκύλες και χρώμα χαρακτήρων πορτοκαλί

## Κεφάλαιο 1<sup>ο</sup>: Εισαγωγή

### Αντικείμενο διπλωματικής εργασίας

Το βασικό αντικείμενο της παρούσας μελέτης είναι η προσομοίωση ενός **συστήματος κλιματισμού σε κατοικία στην πόλη της Αθήνας**, χρησιμοποιώντας ως βασική πηγή ενέργειας την **ηλιακή ενέργεια**, μέσω του προγράμματος προσομοίωσης μεταβατικών συστημάτων **TRNSYS**. Ο κλιματισμός αφορά τόσο την θέρμανση το χειμώνα όσο τη ψύξη το καλοκαίρι. Έμφαση στην αρχή δίνεται στο ίδιο το πρόγραμμα κατασκευάζοντας αρχικά απλές μελέτες και κατόπιν σταδιακά οικοδομούνται οι πιο σύνθετες μελέτες (3<sup>ο</sup> κεφάλαιο). Στη συνέχεια (4<sup>ο</sup> κεφάλαιο) επιδιώκεται η βελτιστοποίηση των τελικών μελετών, πάντα μέσω της χρήσης του TRNSYS, μέσω παραμετροποίησης βασικών στοιχείων. Επισημαίνεται πως στις τελικές μελέτες εκτός της κάλυψης των κλιματιστικών αναγκών συγκαταλέγεται και η παραγωγή ζεστού νερού χρήσης (ZNX), καθώς είναι από τις πιο απλές και αποδοτικές χρήσεις της ηλιακής ενέργειας και όπως θα αναλυθεί περισσότερο παρακάτω η όλη εργασία εν τέλει αποσκοπεί στην μείωση της οικιακής κατανάλωσης συμβατικών μορφών ενέργειας.

Τονίζεται τέλος πως η όλη ανάλυση που γίνεται χρησιμοποιεί ενεργειακά κριτήρια και όχι οικονομικά. Αναλύεται συγκεκριμένα το ποσοστό χρήσης της ηλιακής ενέργειας έναντι των συμβατικών μορφών ενέργειας. Η οικονομική, ή καλύτερα οικονομοτεχνική ανάλυση θα μπορούσε να αποτελέσει συνέχεια της παρούσας μελέτης ώστε να αξιολογηθεί πως οι προτεινόμενες λύσεις μπορούν να αποτελέσουν και ρεαλιστικές λύσεις από την άποψη οικονομικής βιωσιμότητας.

### Η οικιακή κατανάλωση ενέργειας

Ως γνωστόν διανύουμε μια ιστορική περίοδο περιβαλλοντικής κρίσης, η οποία σχετίζεται άμεσα με την αύξηση της ενεργειακής κατανάλωσης παγκοσμίως. Χωρίς περεταίρω επέκταση στο θέμα αυτό, καθώς η ανάλυση του θα απόκλινε του σκοπού της παρούσας εργασίας, έχει αρχίσει ένα ρεύμα παγκόσμια, τουλάχιστο περισσότερο από κάθε άλλη εποχή, για την αντιμετώπιση της περιβαλλοντικής αυτής κρίσης. Βασικός πυλώνας σε αυτό το ρεύμα είναι το ενεργειακό θέμα, του οποίου η αντιμετώπιση σε γενικές γραμμές μπορεί να αναλυθεί σε δύο συνιστώσες: 1<sup>ο</sup> την παραγωγή ενέργειας χρησιμοποιώντας μεθόδους πιο φιλικές στο περιβάλλον (όπως οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας) και 2<sup>ο</sup> περιορισμός της κατανάλωσης ενέργειας.

Όσο αφορά την οικιακή κατανάλωση ενέργειας, η μεγαλύτερη προσπάθεια είναι στραμμένη στη 2<sup>η</sup> συνιστώσα, αυτή δηλαδή της εξοικονόμησης ενέργειας, μέσω παραγωγής λιγότερο ενεργοβόρων ηλεκτρικών συσκευών και κατασκευής πιο «πράσινων» οικιών (π.χ. με καλύτερες μονώσεις).

Ωστόσο η οικιακή ενεργειακή κατανάλωση, και ιδιαίτερα στην Ελλάδα παραμένει σε υψηλά επίπεδα και σε αυτό συνεισφέρει σε σημαντικό ποσοστό η ανάγκη κλιματισμού.

Αναλυτικότερα η εξυπηρέτηση των αναγκών κλιματισμού του μέσου Ελληνικού νοικοκυριού γίνεται ακόμα μέσω χρήσης συμβατικών μορφών ενέργειας όπως ηλεκτρισμού και

ορυκτών καυσίμων. Το χειμώνα η χρήση του πετρελαίου είναι η πιο κοινή, καύσιμο και ρυπογόνο αλλά όλο και περισσότερο πιο ακριβό. Το καλοκαίρι σχεδόν αποκλειστικά η κάλυψη αναγκών ψύξης γίνεται μέσω των κλασικών κλιματιστικών μηχανικής συμπίεσης ατμού, που παρά την τεχνολογική τους εξέλιξη, είναι ιδιαίτερα απαιτητικά σε κατανάλωση ηλεκτρικού ρεύματος, το οποίο ηλεκτρικό ρεύμα με τη σειρά του παράγεται στην Ελλάδα κυρίως από ορυκτά καύσιμα. Επιπρόσθετα μάλιστα λόγω του θερμού καλοκαιριού η οικιακή ανάγκη κλιματισμού οδηγεί μέχρι και σε αποτυχία εξυπηρέτησης από το ηλεκτρικό δίκτυο.

Βάση αυτής της μικρής ανάλυσης και λαμβάνοντας υπόψη ότι η Ελλάδα είναι μια χώρα με υψηλό δείκτη ηλιοφάνειας, οδηγούμαστε στο συμπέρασμα ότι ο ηλιακός κλιματισμός θα μπορούσε να περιορίσει τις ενεργειακές απαιτήσεις, από συμβατικά καύσιμα, μιας οικίας. Μάλιστα λόγω της σύμπτωσης των κορυφών ζήτησης ψύξης και διαθέσιμης ηλιακής ενέργειας το καλοκαίρι (όταν με απλά λόγια κάνει πολύ ζέστη το καλοκαίρι, έχουμε και την μεγαλύτερη ηλιακή ακτινοβολία) κάνει την παραγωγή ψύξης μέσω ηλιακής ενέργειας ιδιαίτερα ελκυστική.

Επισημαίνεται βέβαια ότι η καλύτερη πάντα επένδυση είναι ένα γενικά λιγότερο ενεργοβόρο σπίτι, και σε αυτό κατά αρχήν συμβάλει η καλή του μόνωση και ίσως εκμετάλλευση φυσικών φαινομένων όπως φυσικός αερισμός, σωστός προσανατολισμός, σκίαση, πράσινες επιφάνειες κτλπ. Ο ηλιακός κλιματισμός έρχεται μετά από αυτές τις λύσεις, θέλοντας να εξυπηρετήσει την 1<sup>η</sup> συνιστώσα του ενεργειακού θέματος, αυτού δηλαδή της παραγωγής ενέργειας μέσω της (διαθέσιμης στην Ελλάδα τουλάχιστο σε μεγάλο βαθμό) ανανεώσιμης ενέργειας του ήλιου.

## Τι είναι ο ηλιακός κλιματισμός

Χωρίς επέκταση σε λεπτομέρειες (περισσότερη ανάλυση στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο), εξηγείται πως πετυχαίνεται τουλάχιστο σύμφωνα με τις πιο κοινές σημερινές εφαρμογές ο ηλιακός κλιματισμός.

**Χειμώνας: Θέρμανση.** Αποτελεί εφάμιλλη με την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης εφαρμογή της θερμικής ηλιακής ενέργειας. Μέσω ηλιακής ακτινοβολίας θερμαίνεται ρευστό, το οποίο λαμβάνοντας υπόψη την εκάστοτε ανάγκη αποθήκευσης λόγω απόκλισης παραγωγής (όταν έχει ηλιοφάνεια) και ζήτησης (όταν δεν έχει ηλιοφάνεια), είναι συνήθως νερό το οποίο εύκολα αποθηκεύεται σε μια δεξαμενή. Υπάρχουν ωστόσο και εφαρμογές με παραγωγή ζεστού αέρα, ο οποίος όμως συνήθως χρησιμοποιείται άμεσα αποδίδοντας το θερμικό του φορτίο, μιας και η αποθήκευση (αν και γίνεται, και υπάρχουν εφαρμογές) του είναι πιο δύσκολη λόγω πολύ χαμηλής θερμοχωρητικότητας. Στη συνέχεια λοιπόν είτε μέσω ενός συστήματος αέρα είτε ενός συστήματος αγωγών νερού αποδίδεται το θερμικό φορτίο στο χώρο παρέχοντας μέρος ή και όλη την ανάγκη θέρμανσης.

**Καλοκαίρι: Ψύξη.** Εδώ η εφαρμογή του δεν είναι τόσο γνωστή. Η παραγωγή ψύξης γίνεται έμμεσα και όχι άμεσα όπως στην περίπτωση της θέρμανσης. Επί της ουσίας μια συσκευή μέσω διαδικασίας που θα εξηγηθεί στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο, χρησιμοποιεί θερμότητα και ελάχιστο ηλεκτρικό ρεύμα για να ψύξει ένα κύκλωμα συνήθως και πάλι νερού το οποίο με τη σειρά του εξυπηρετεί την ανάγκη ψύξης της οικίας. Σε αντίθεση με την κοινή δηλαδή συμπίεση ατμών που χρησιμοποιείται αποκλειστικά ηλεκτρικό ρεύμα, η συσκευή αυτή χρησιμοποιεί περισσότερο θερμότητα, την οποία προφανώς δεσμεύει με όμοιο τρόπο με αυτό της θέρμανσης.

## Γιατί είναι αναγκαία η προσομοίωση ηλιακών συστημάτων παροχής κλιματισμού

Δυστυχώς σήμερα τέτοιου είδους συσκευές φτιάχνονται κυρίως για πολύ μεγάλες (βιομηχανικές συνήθως) και όχι για μικρότερης κλίμακας εφαρμογές. Με συνέπεια το κόστος για οικιακή χρήση να είναι υψηλό και να υπάρχουν σχετικά πολύ λίγες παγκόσμια εφαρμογές, μάλιστα οι περισσότερες πιλοτικές.

Εύλογα προκύπτει λοιπόν το συμπέρασμα πως αφού δεν υπάρχουν αρκετά πειραματικά δεδομένα, από υπάρχουσες μελέτες, η προσομοίωση μέσω προγραμμάτων όπως το TRNSYS να μπορεί να βοηθήσει σε εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων όσο αφορά την αποδοτικότητά τους ή και ακόμα την βελτιστοποίησή τους.

## Κεφάλαιο 2<sup>ο</sup>: Βασική θεωρία και κατασκευή του πρότυπου σπιτιού (TRB) με το TRNBUILD

### *Σύντομη περιγραφή περιεχομένων κεφαλαίου*

Στο παρόν κεφάλαιο στην ενότητα **2.1** παρέχεται το αναγκαίο θεωρητικό υπόβαθρο των μελετών κλιματισμού χωρίς περεταίρω εμβάθυνση εκτός βασικών στοιχείων όπως το chiller απορρόφησης και τον επίπεδο ηλιακό συλλέκτη. Επίσης παρέχονται για εποπτικούς λόγους και τα σκαριφήματα των τελικών μελετών κλιματισμού με σύντομη περιγραφή και ανάλυση.

Στην ενότητα **2.2** αναλύεται η κατασκευή του πρότυπου σπιτιού αναφοράς (TRB) στο περιβάλλον TRNBUILD, στο οποίο (TRB) προσομοιώνονται οι μελέτες κλιματισμού. Στη συνέχεια παρουσιάζονται αναλυτικά το μαθηματικό μοντέλο του επίπεδου συλλέκτη και chiller απορρόφησης, όπως και η διαδικασία ψηφιοποίησης στοιχείων κατασκευαστή chiller ώστε να εισαχθούν ως παράμετροι στο TRNSYS.

## 2.1 Βασική θεωρία

### 2.1.1 Κλιματισμός κατοικίας

#### Συνθήκες άνεσης

Οι συνθήκες άνεσης που αποσκοπεί ένα σύστημα κλιματισμού κατοικίας ανθρώπων μπορούν να χωριστούν σε δύο μεγάλες κατηγορίες:

- Θερμικές συνθήκες άνεσης

Αφορούν τον έλεγχο της αισθητής θερμοκρασίας (θερμοκρασίας ξηρής σφαίρας), της σχετικής υγρασίας και κίνησης του κλιματιζόμενου αέρα. Στην παρούσα εργασία λόγω μη εμβάθυνσης στα λεπτομερή στοιχεία του κλιματισμού όπως τα ακροφύσια εισαγωγής και αποβολής αέρα (όπως εξηγείται παρακάτω θα χρησιμοποιηθεί σύστημα κλιματισμού με αέρα), θα ασχοληθούμε με τον έλεγχο μόνο της θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας. Ωστόσο βάση εμπειρικών στοιχείων [1] προσέχουμε η συνολική τεχνητή ανανέωση αέρα να μην ξεπερνά τις 3 ανανεώσεις χώρου την ώρα.

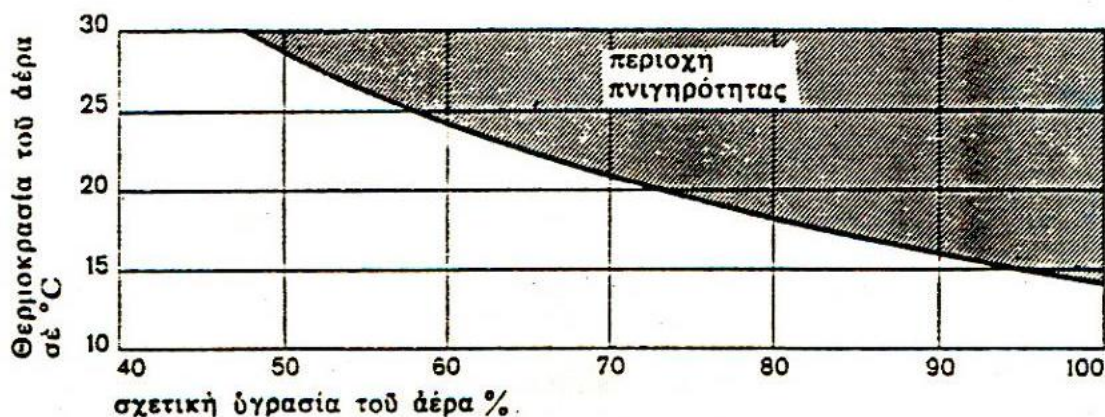
- Συνθήκες υγείας :

Αφορούν κυρίως την ανανέωση του αέρα του κλιματιζόμενου χώρου για εμπλουτισμό σε οξυγόνο και αραίωση των βλαβερών ή/και ενοχλητικών αέριων συγκεντρώσεων (CO<sub>2</sub>, καπνός κλπ) και τον καθαρισμό του αέρα (με φίλτρα). Στην παρούσα εργασία ασχολούμαστε με την ανανέωση αέρα βάση του πρότυπου της ASHRAE 62.2 [2] όπως αναλύεται στα φορτία του TRB (2.2.1) και όχι με τον καθαρισμό για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν άνω στις θερμικές συνθήκες άνεσης.



## Θερμικές συνθήκες άνεσης

Οι συνιστώμενες συνθήκες θερμικής άνεσης ανθρώπων σε κατοικία αφορούν διάφορα εύρη θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας. Αναφορικά τα εύρη αυτά φαίνονται στο κάτω διάγραμμα πνιγηρότητας (Διάγραμμα 2.1-1 ←άσπρη περιοχή) κατά τους Lancaster-Castens-Ruge. Ως πνιγηρότητα (σκούρα περιοχή) αναφέρεται η κατάσταση δυσκολίας αποβολής υδρατμών από το ανθρώπινο σώμα.



Διάγραμμα 2.1-1 οριακή καμπύλη και περιοχή πνιγηρότητας κατά Lancaster-Castens-Ruge σε διάγραμμα θερμοκρασίας ξηρής σφαίρας- σχετικής υγρασίας κλιματιζόμενου αέρα

Ωστόσο τα συνήθη συνιστώμενα όρια θερμικής άνεσης [3], τα οποία και θα ελέγχονται στην παρούσα εργασία είναι:

**Για καλοκαίρι: θερμοκρασία 25 °C και σχετική υγρασία 50%**

**Για χειμώνα: θερμοκρασία 22 °C και σχετική υγρασία 50%**

Τα όρια αυτά θα ελέγχονται όλο το 24-ωρο χωρίς να λαμβάνεται υπόψη πιθανή μη χρήση του κλιματισμού για λόγους απουσίας για παράδειγμα των κατοίκων, λαμβάνοντας έτσι την αυστηρότερη περίπτωση κλιματισμού κατοικίας. Επισημαίνεται επίσης πως συνηθίζεται στην πραγματικότητα για λόγους οικονομίας κατά την διάρκεια της νύχτας τα όρια αυτά να «χαλαρώνουν», για παράδειγμα κατά 2 °C η επιθυμητή θερμοκρασία (27 °C το καλοκαίρι, 20 °C το χειμώνα).

## Τρόποι επίτευξης κλιματισμού

Η επίτευξη του κλιματισμού κατοικίας μπορεί να χωριστεί σε δύο μεγάλες κατηγορίες με κριτήριο τον κυριότερο τρόπο μεταφοράς θερμότητας. Έτσι έχουμε τα συστήματα εκείνα που χρησιμοποιούν την ακτινοβολία ως κύριο τρόπο μετάδοσης θερμότητας και εκείνα που χρησιμοποιούν την συναγωγή.

### Συστήματα ακτινοβολίας

Η μετάδοση θερμότητας μέσω ακτινοβολίας γίνεται πάντα μέσω δύο επιφανειών, μιας θερμής και μιας σχετικά ψυχρής. Γενικά όλα τα σώματα ακτινοβολούν ηλεκτρομαγνητική

ακτινοβολία, όπως και απορροφούν. Μια θερμή επιφάνεια σε σχέση με μια ψυχρότερη εκπέμπει περισσότερη ακτινοβολία από όση απορροφά με αποτέλεσμα ο μεταξύ τους ισολογισμός να έχει σαν συνέπεια να μεταδίδεται θερμότητα (υπό την μορφή ακτινοβολίας) από την θερμή προς την ψυχρή.

Για Ψύξη: η χρήση μετάδοσης θερμότητας μέσω ακτινοβολίας για παροχή ψύξης εξετάζεται όλο και περισσότερο σήμερα. Ο λόγος είναι πως δείχνει να είναι οικονομικότερη σύμφωνα με μελέτη του [4]. Επί της ουσίας μια ψυχρή επιφάνεια συνήθως 2-4 °C χαμηλότερη από την επιθυμητή θερμοκρασία δωματίου απορροφά την εκπεμπόμενη ακτινοβολία των θερμότερων σωμάτων εντός του ψυχομένου χώρου. Βέβαια ταυτόχρονα πραγματοποιείται και συναγωγή θερμότητας, καθώς ο αέρας που έρχεται σε επαφή με την επιφάνεια ψύχεται. Στο τελευταίο συγκαταλέγεται και ένα από τα βασικά μειονεκτήματα του τύπου αυτού ψύξης καθώς ο υγρός αέρας όταν ψύχεται συμπυκνώνεται με αποτέλεσμα να υγραίνεται η ψυχρή επιφάνεια, και να πιάνει μούχλα ή και να καταστρέφονται τα δομικά υλικά. [5,6]

Για θέρμανση: Με ανάστροφο τρόπο γίνεται η θέρμανση. Εδώ πλέον μια θερμή επιφάνεια εκπέμπει ακτινοβολία, αποτελώντας τον κύριο τρόπο μετάδοσης (και εδώ γίνεται ταυτόχρονα και συναγωγή, αλλά κατά λιγότερο ποσοστό). Ανάλογα με την διαθέσιμη επιφάνεια μετάδοσης επιλέγεται και η ( υψηλότερη σε σχέση με την θερμοκρασία δωματίου) θερμοκρασία της. Έτσι έχουμε από τις σχετικά υψηλές θερμοκρασίες των κλασσικών σωμάτων (μικρή επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας) (60-80 °C) έως τις κατά πολύ χαμηλότερες των συστημάτων ενδοδαπέδιας θέρμανσης (μεγάλη επιφάνεια) (29-35 °C).

Τονίζεται πως και στις δύο περιπτώσεις το μέσο ψύξης θέρμανσης είναι κατά βάση το νερό, λόγω της μεγάλης του θερμοχωρητικότητας και της ανάγκης διατήρησης σταθερής σχετικά θερμοκρασίας για το φαινόμενο της ακτινοβολίας. Επίσης με την χρήση ακτινοβολίας δεν δύναται ο έλεγχος της υγρασίας, που αποτελεί εξίσου με την θερμοκρασία παράγοντας άνεσης ( επιθυμητή σχετική υγρασία κοντά στο 50% τόσο στην ψύξη όσο και στην θέρμανση) με αποτέλεσμα να χρειάζονται επιπλέον μηχανισμοί ελέγχου της υγρασίας.

### *Συστήματα συναγωγής*

Στα συστήματα όπου κατά κύριο λόγο η μετάδοση θερμότητας γίνεται μέσω συναγωγής χρησιμοποιείται συνήθως αέρας. Συγκεκριμένα τόσο στην περίπτωση ψύξης όσο και της θέρμανσης ψύχεται ή αντίστοιχα θερμαίνεται αέρας ο οποίος στην συνέχεια εισέρχεται στον κλιματιζόμενο χώρο. Ο αέρας επίσης αναλόγως της περίπτωσης μπορεί να αφυγρανθεί ή να υγρανθεί αποδίδοντας στον χώρο και το αναγκαίο λανθάνον φορτίο κλιματισμού. Τα συστήματα αυτά είναι πιο απλά από ότι τα συστήματα ακτινοβολίας, ωστόσο πιο ενεργοβόρα από την άποψη ότι πρέπει να διακινήθούν μεγαλύτερες ποσότητες του εργαζόμενου μέσου, λόγω της χαμηλότερης του θερμοχωρητικότητας.

### *Επιλογή*

Στην παρούσα μελέτη όπου εξετάζεται τόσο η περίπτωση ψύξης όσο και αυτής της θέρμανσης, και λαμβάνοντας υπόψη πως με ένα σύστημα αέρα μπορεί πιο εύκολα να εξυπηρετηθεί το αισθητό και λανθάνον φορτίο τόσο της ψύξης όσο και της θέρμανσης, απλώς με

το να ψύχεται αντί να θερμαίνεται ή ανάστροφα ο αέρας, θα χρησιμοποιηθούν αυτού του τύπου τα συστήματα.

## 2.1.2 Χρήση ηλιακής ενέργειας

Το σκεπτικό της παρούσας μελέτης ωστόσο δεν είναι μόνο η εξυπηρέτηση των αναγκών κλιματισμού μιας κατοικίας αλλά και η παράλληλη χρήση της ανανεώσιμης πηγής ενέργειας της ηλιακής ακτινοβολίας προς επίτευξη του στόχου αυτού (του κλιματισμού).

### Γενικά

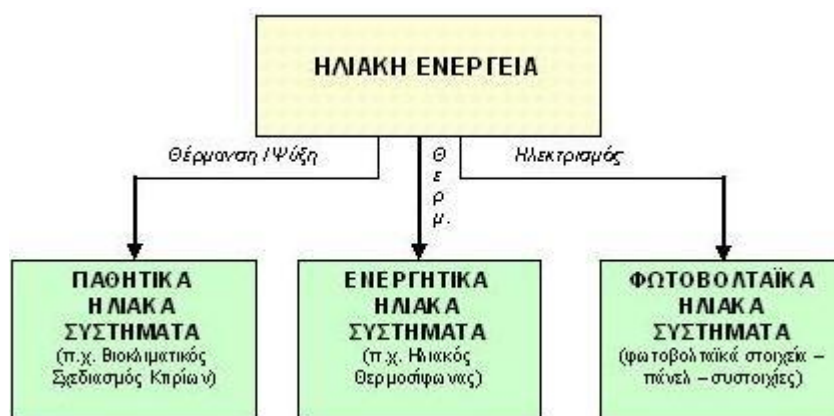
Η ηλιακή ακτινοβολία με τις παρούσες σημερινές τεχνολογίες αξιοποιείται με δύο βασικούς τρόπους :

1. Μέσω μετατροπής της άμεσα σε ηλεκτρική ενέργεια, με χρήση φωτοβολταϊκών στοιχείων
2. Μέσω της μετατροπής της σε θερμική ενέργεια

Ο δεύτερος τρόπος αποτελεί και τον πιο αρχέγονο τρόπο εκμετάλλευσης καθώς είναι και ο απλούστερος. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελεί ο σχεδιασμός των σπιτιών με προσανατολισμό των χώρων, αναλόγως με το επιθυμητό αποτέλεσμα, προς το νότο (όπου υφίσταται και η πιο μεγάλη ηλιακή ακτινοβολία για τα βόρεια γεωγραφικά πλάτη) και προς το βορρά (για τα ακριβώς αντίστροφα αποτελέσματα). Μάλιστα αυτός ο τρόπος εκμετάλλευσης ονομάζεται *παθητικός* καθώς δεν χρησιμοποιείται κάποιο μηχανικό σύστημα αλλά απλώς άμεσα εκμεταλλευόμαστε το πώς προσπίπτει η ηλιακή ακτινοβολία.

Με χρήση μηχανικών συστημάτων προχωρούμε στην *ενεργητική* εκμετάλλευση της ηλιακής ακτινοβολίας, με το πιο απλό και χαρακτηριστικό παράδειγμα αυτό του ηλιακού θερμοσίφωνα.

Τα άνω φαίνονται γραφικά στο παρακάτω σχήμα (Εικόνα 2.1-1):



Εικόνα 2.1-1 Σχηματική παράσταση σημερινής συνήθους χρήσης της ηλιακής ενέργειας



Επιγραμματικά η ροή ισχύος του άνω σχήματος (Εικόνα 2.1-2) αναλύεται ως εξής:

- Στην επιφάνεια του συλλέκτη προσπίπτει τόσο η άμεσος ακτινοβολία από τον ήλιο όσο και η έμμεση. Η έμμεση ακτινοβολία περιλαμβάνει το ηλιακό φως που διαχέεται λόγω πρόσπτωσης σε σωματίδια όπως οι υδρατμοί των σύννεφων, το έδαφος κλπ.
- Από την προσπίπτουσα ακτινοβολία 8% περίπου ανακλάται και 2% απορροφάται από το διάφανο κάλυμμα.
- 8% ανακλάται στον απορροφητή
- Το υπόλοιπο απορροφάται από τον απορροφητή, ωστόσο ένα ποσοστό 6% περίπου επανεκπέμπεται υπό την μορφή ακτινοβολίας.
- Τέλος με τις απώλειες συναγωγής με το περιβάλλον καταλήγει ο βαθμός εκμετάλλευσης της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας για έναν σχετικά καλό επίπεδο συλλέκτη να κυμαίνεται στο 60%.

Επισημαίνεται πως στην παρούσα μελέτη (στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο μόνο) θα χρησιμοποιηθεί και ένας ακόμα τύπος, ο συλλέκτης σωλήνων κενού, για βελτιστοποίηση του συστήματος. Ο λόγος χρήσης του δεύτερου τύπου είναι ο σχετικά υψηλός βαθμός του απόδοσης σε μεγάλο εύρος λειτουργίας σε αντίθεση με τον βαθμό απόδοσης των επίπεδων συλλεκτών, όπου σημειώνουν το μέγιστο σε περιορισμένο εύρος.

Αναλυτικά το μαθηματικό μοντέλο του επίπεδου συλλέκτη παρουσιάζεται στην υποενότητα 2.2.3.1 και είναι το πλέον αντιπροσωπευτικό για τους περισσότερους τύπους συλλεκτών μιας και με μερικές τροποποιήσεις περιγράφει σχεδόν όλους τους τύπους (και αυτό των συλλεκτών σωλήνων κενού).

### Βέλτιστη κλίση και προσανατολισμός επίπεδου συλλέκτη

Για την βέλτιστη ετήσια αξιοποίηση των συλλεκτών επιλέγεται γωνία κλίσης του επιπέδου του συλλέκτη με το οριζόντιο ίση περίπου με το γεωγραφικό πλάτος της τοποθεσίας της εγκατάστασης δηλαδή  $40^\circ$  (γεωγραφικό πλάτος Αθήνας  $37^\circ 58'$ ). Εάν η χρήση προοριζόταν αποκλειστικά για θέρμανση το χειμώνα θα επιλεγόταν γωνία  $+15^\circ$  του γ. πλάτους και αντιστρόφως το καλοκαίρι ( $-15^\circ$ ).

Για τον προσανατολισμό του επιπέδου επιλέγεται **νότιος** προσανατολισμός.

Αναφορά, Ηλιακή Ενέργεια καθ. Κ. Αντωνόπουλου [21].

### 2.1.3 Χρήση της θερμικής ενέργειας για παραγωγή κρύου

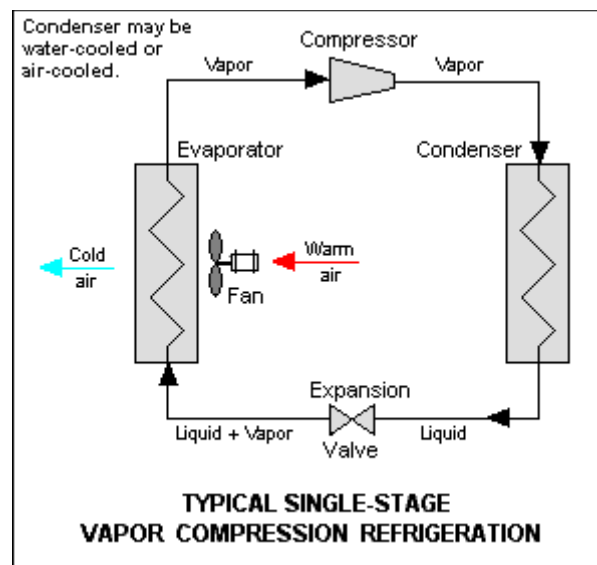
Όπως αναφέρθηκε στο εισαγωγικό κεφάλαιο στην περίπτωση της θέρμανσης ή της παραγωγής ζεστού νερού χρήσης (ZNX) η παραγόμενη θερμική ενέργεια από τον ήλιο μπορεί άμεσα να χρησιμοποιηθεί. Στην περίπτωση της ψύξης ωστόσο, κάτι τέτοιο προφανώς δεν μπορεί να γίνει άμεσα, αλλά χρειάζεται μετατροπή. Την μετατροπή αυτή μπορεί να επιτελέσει το chiller απορρόφησης.



Προτού αναφερθούμε στον τρόπο λειτουργίας του chiller απορρόφησης κρίνεται αναγκαία για καλύτερη κατανόηση η αναφορά στον κλασικό τρόπο παραγωγής ψύξης μέσω της μηχανικής συμπίεσης ατμών, όπως δηλαδή λειτουργούν οι περισσότερες σήμερα συσκευές παραγωγής ψύξης.

### *Κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών για παραγωγή ψύξης*

Οι διατάξεις συμπίεσης ατμού λειτουργούν με βάση την αρχή ότι τα καθαρά υγρά εξατμίζονται σε θερμοκρασία ανάλογη της πίεσης τους. Συγκεκριμένα οι χαμηλές πιέσεις δίνουν χαμηλά σημεία βρασμού και κατά τον βρασμό απορροφούν λανθάνουσα θερμότητα από το περιβάλλον τους. Αντίστροφα, κατά την μετατροπή ατμού σε υγρό (συμπύκνωση) εκλύεται θερμότητα. Εάν η εξαέρωση μπορεί να λάβει χώρα σε μια δεδομένη πίεση και η συμπύκνωση σε άλλη, τότε η θερμότητα μπορεί να μεταφερθεί από ένα επίπεδο σε άλλο. Στην ψύξη θέλουμε να μεταφέρουμε θερμότητα από κάποια χαμηλή (ψυχρή) θερμοκρασία σε μία υψηλότερη. Ο ατμός που παράγεται από το υγρό που βράζει σε χαμηλή πίεση πρέπει ωστόσο να συμπιεστεί σε υψηλότερη πίεση έτσι ώστε να μπορεί να συμπυκνωθεί σε υψηλότερη θερμοκρασία. Αυτή η συμπίεση ατμού απαιτεί μηχανική ενέργεια, η οποία συνήθως προέρχεται από έναν ηλεκτροκινητήρα, και όσο μεγαλύτερη είναι η διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών συμπύκνωσης (εξαρτώμενη από την θερμοκρασία περιβάλλοντος όπου αποβάλλεται συνήθως το θερμικό φορτίο συμπυκνώσεως) και εξαέρωσης (εξαρτώμενη από την επιθυμητή θερμοκρασία παραγωγής ψύξης) τόσο μεγαλύτερη είναι η ισχύς που απαιτείται από τον συμπιεστή για την ίδια ποσότητα ψύξης.

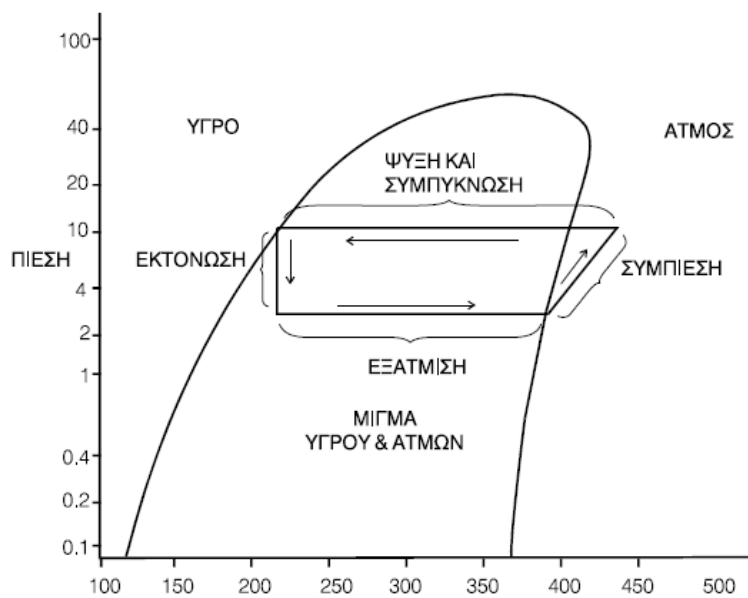


**Εικόνα 2.1-3** Απλό μονοβάθμιο κύκλωμα ψύξης

Λαμβάνοντας υπόψη και το άνω σχήμα (Εικόνα 2.1-3) έχουμε αναλυτικά:

Ενέργεια απορροφάται από το ψυκτικό μέσο στον εναλλάκτη θερμότητας γνωστό ως εξατμιστή (evaporator), όπου μίγμα υγρού και ατμού βράζει σε χαμηλή πίεση και σταθερή (λανθάνουσα) θερμοκρασία έως ότου γίνει κορεσμένος ατμός. Αυτή η ενέργεια προέρχεται από το προς ψύξη υλικό όπως νερό ή αέρας. Ο συμπιεστής (compressor) ο οποίος κινείται συνήθως από έναν ηλεκτρικό κινητήρα αυξάνει την πίεση και συνεπώς το θερμοκρασιακό επίπεδο του ψυκτικού μέσου (ατμού). Ο συμπιεσμένος ατμός τότε ψύχεται κι υγροποιείται μέσα στον

εναλλάκτη θερμότητας τον αποκαλούμενο συμπυκνωτή (condenser) υπό σταθερή και πάλι θερμοκρασία και πίεση αποβάλλοντας την λανθάνουσα θερμότητα του, συνήθως στον περιβάλλοντα αέρα. Το υγροποιημένο ψυκτικό μέσο τότε περνά από την υψηλή πίεση μέσω εκτονωτικής βαλβίδας (στραγγαλιστικού μηχανισμού expansion valve) σε χαμηλή πίεση και πάλι πίσω στον εξατμιστή. Ο κύκλος τώρα μόλις συμπληρώνεται. Συχνά είναι χρήσιμο να δείχνεται ο κύκλος ψύξης με το διάγραμμα Mollie πίεσης - ενθαλπίας του ψυκτικού μέσου (Διάγραμμα 2.1-2):



**Διάγραμμα 2.1-2 Ψυκτικός μονοβάθμιος κύκλος συμπίεσης ατμών σε διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας**

Η σημερινή τεχνολογική ανάπτυξη έχει καταστήσει αυτές τις μηχανές ιδιαίτερα αποδοτικές και οικονομικές χάρη στον απλό τρόπο λειτουργίας τους. Ωστόσο δεν παύουν και πάλι να απαιτούν σημαντική ηλεκτρική ισχύ για την κίνηση κυρίως του συμπιεστή.

### *Κύκλος απορρόφησης για παραγωγή ψύξης*

Ο ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση είναι μια διαδικασία κατά την οποία το ψυκτικό αποτέλεσμα παράγεται μέσα από την χρήση δύο ρευστών και μιας ποσότητας θερμότητας σαν είσοδο στο σύστημα, αντί ηλεκτρικής ενέργειας που θα τροφοδοτούσε έναν μηχανικό συμπιεστή. Η βασική διαφορά των παραπάνω δύο (απορρόφηση και μηχανική συμπίεση) είναι ότι στη δεύτερη περίπτωση (της μηχανικής συμπίεσης ατμών) έχουμε την δημιουργία μιας διαφοράς πίεσης και άρα την κυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου, ενώ στην πρώτη έχουμε διάλυση (απορρόφηση) του εργαζόμενου μέσου στο δεύτερο ρευστό, εν συνεχεία την μεταφορά του και τέλος την απομάκρυνση του.

Πιο αναλυτικά ενώ στον μηχανικό συμπιεστή δίνουμε ηλεκτρική ενέργεια για να κυκλοφορήσει το εργαζόμενο μέσο, στον ψυκτικό κύκλο με απορρόφηση χρησιμοποιούμε ένα άλλο ρευστό που θα κάνει αυτήν την εργασία αλλά αναγκαστικά σε δύο στάδια: αυτό της

απορρόφησης του μέσου και αυτό της απομάκρυνσης του με την βοήθεια μια μικρής αντλίας ανακυκλοφορίας (κυκλοφορητής). Προφανώς ο κυκλοφορητής καταναλώνει σαφώς λιγότερη ενέργεια από ότι ο συμπιεστής, όπου είναι και το βασικό πλεονέκτημα χρήσης τέτοιων συστημάτων προς εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας. Επίσης την απομάκρυνση του εργαζόμενου μέσου από τον απορροφητή (2<sup>ο</sup> ρευστό) μπορούμε να την πετύχουμε με μια είσοδο θερμότητας πολύ χαμηλής ποιότητας όπως της ηλιακής η οποία είναι δωρεάν.

Αντιλαμβανόμαστε το σημαντικό οικονομικό κέρδος που μπορούμε να επιτύχουμε λόγω εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας. Τέτοιες μηχανές κυκλοφορούν σήμερα και εμπορικά σε δύο βασικούς συνδυασμούς:

- Για εφαρμογές πάνω από 32 °F δηλ. 0 °C σαν ζεύγος χρησιμοποιείται Βρωμιούχο Λίθιο (Απορροφητής) / Νερό (Εργαζόμενο μέσο-Ψυκτικό). Χημικός τύπος (LiBr/H<sub>2</sub>O).
- Για εφαρμογές κάτω από 0C σαν ζεύγος χρησιμοποιείται Αμμωνία (Απορροφητής) / Νερό (Εργαζόμενο μέσο-Ψυκτικό).

### Σχηματική επίδειξη τρόπου λειτουργίας απλού μονοβάθμιου κύκλου απορρόφησης

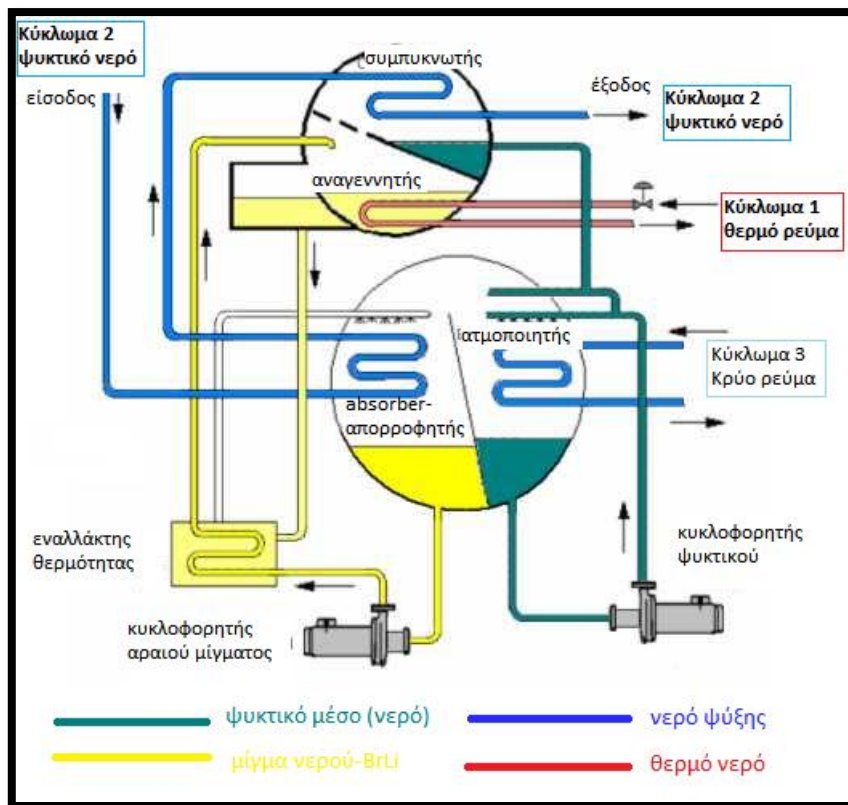
Στην κάτω εικόνα (Εικόνα 2.1-4) μπορούμε να διακρίνουμε ένα κλασσικό διάγραμμα μηχανής Βρωμιούχου Λιθίου / Νερού. Η διαδικασία λαμβάνει χώρα σε δύο διαμερίσματα-δοχεία (vessels-shells). Το επάνω διαμέρισμα περιλαμβάνει τον αναγεννητή (generator) και τον συμπυκνωτή (condenser). Ενώ το κάτω περιλαμβάνει τον απορροφητή (absorber) και τον ατμοποιητή (evaporator). Όπως διακρίνεται υπάρχουν τρία κυκλώματα ροής ρευστού με εξωτερικές συνδέσεις τα οποία και είναι:

1. Το θερμό ρεύμα που διαρρέει τον αναγεννητή τροφοδοτώντας τον με την απαραίτητη θερμική ισχύ από δευτερογενή πηγή θερμότητας όπως ηλιακή ενέργεια. Κύκλωμα 1.
2. Το ψυκτικό νερό που διαρρέει τον απορροφητή και τον συμπυκνωτή με σκοπό την απαγωγή θερμότητας και προέρχεται από κάποια εξωτερική πηγή όπως περιβάλλοντα αέρας. Κύκλωμα 2.
3. Το κρύο ρεύμα προορίζεται για ψύξη (κρύο νερό-chilled water) και το οποίο προφανώς διαρρέει τον ατμοποιητή. Κύκλωμα 3.

Θερμότητα προσάγεται στον αναγεννητή μέσω του κυκλώματος 1. Αυτή η θερμότητα ανεβάζει την θερμοκρασία του διαλύματος και αναγκάζει σε βρασμό το ψυκτικό μέσο (νερό) το οποίο και περνά από το διαχωριστικό στον συμπυκνωτή όπου και ένα μέσο ψύξης διέρχεται δια του εικονιζόμενου σωλήνα (Κύκλωμα 2) και το συμπυκνώνει με αποτέλεσμα την συλλογή του σε σημείο του συμπυκνωτή.

Στη συνέχεια το νερό λόγω βαρύτητας κυλά κάτω προς τον ατμοποιητή. Εκεί αναμειγνύεται με νερό το οποίο δεν έχει ατμοποιηθεί, ανακυκλοφορεί μέσω μικρής αντλίας (κυκλοφορητής ψυκτικού μέσου) και ψεκάζεται επάνω από τους αγωγούς όπου κυκλοφορεί το ρευστό που θέλουμε να ψύξουμε. Διατηρώντας πολύ μικρή πίεση στο δοχείο του ατμοποιητή το νερό βράζει σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία. Αυτός ο βρασμός προκαλεί την απομάκρυνση θερμότητας από το μέσο που θέλουμε να ψήξουμε παράγοντας έτσι το ψυκτικό αποτέλεσμα.





**Εικόνα 2.1-4 Σκαρίφημα απλού μονοβάθμιου κύκλου απορρόφησης**

Στη συνέχεια το ατμοποιημένο νερό περνά στην αριστερή περιοχή του κάτω δοχείου όπου εκεί συναντά το ζεύγος απορροφητή (LiBr) και νερού το οποίο βρίσκεται σε υψηλή συγκέντρωση απορροφητή και χαμηλή νερού, αυτή η σύνθεση ονομάζεται ισχυρό διάλυμα. Τότε ο απορροφητής με φυσικές διεργασίες τείνει να απορροφήσει περισσότερο νερό από το ατμοποιηθέν και να εξισορροπήσει το διάλυμα διατηρώντας έτσι την χαμηλή πίεση στον θάλαμο. Αυτή η διαδικασία της απορρόφησης δίνει και στον κύκλο το όνομα της. Επισημαίνεται εδώ πως η διαδικασία της απορρόφησης εκλύει θερμότητα (εξώθερμη διαδικασία) με αποτέλεσμα να είναι απαραίτητη η ψύξη του απορροφητή μέσου του κυκλώματος ψύξης του chiller. Μάλιστα συνήθως το νερό ψύξης περνά πρώτα από τον απορροφητή και έπειτα από τον συμπυκνωτή, καθώς έλλειψη επαρκούς ψύξης του απορροφητή μπορεί να οδηγήσει σε πιθανή παύση της διαδικασίας απορρόφησης (λόγω κρυσταλλοποίησης του μίγματος), κάτι που καθιστά την θερμοκρασία του νερού ψύξης σημαντικότερο παράγοντα της λειτουργικότητας του chiller.

Αμέσως μετά το αραιό πλέον διάλυμα μεταφέρεται με μια μικρή αντλία στο πάνω δοχείο όπου και ο κύκλος ξαναρχίζει. Εδώ σημειώνεται πως συνηθίζεται να εκμεταλλευόμαστε την περίσσια υψηλή θερμοκρασία του ισχυρού μίγματος από τον αναγεννητή, και την ανεπαρκή χαμηλή θερμοκρασία του αραιού μίγματος από τον απορροφητή εμπλέκοντας τα δύο ρεύματα με έναν εναλλάκτη κλειστού τύπου (τα δύο ρεύματα δεν αναμιγνύονται), κερδίζοντας έτσι και λιγότερο θερμικό έργο στον αναγεννητή και λιγότερο ψυκτικό έργο στον απορροφητή.

## *Βασικά σχόλια επί του βαθμού απόδοσης του chiller απορρόφησης*

Οι πιο βασικές παράμετροι ενός chiller απορρόφησης είναι οι θερμοκρασίες των εισερχόμενων ρευμάτων θέρμανσης (θερμό ρεύμα) και ψύξης (ψυκτικό ρεύμα) και η θερμοκρασία του εξερχόμενου κρύου νερού. Ο συνδυασμός των δύο πρώτων καθορίζει την τρίτη.

Συγκεκριμένα όπως αναφέρθηκε ο απορροφητής έχει ανάγκη συνεχούς ψύξης με συγκεκριμένα άνω όρια θερμοκρασίας του νερού ψύξης, αλλιώς δυσχεραίνεται η διαδικασία απορρόφησης. Οι τυπικές τιμές των ορίων αυτών κυμαίνονται στους 35 °C. Η ψύξη συνήθως γίνεται μέσω του ατμοσφαιρικού αέρα, ο οποίος για θερμά κλίματα, όπως και το μεσογειακό, το καλοκαίρι παρουσιάζει μέγιστα κοντά ή και μεγαλύτερα (σε καύσωνες) στους 35 °C. Αποτέλεσμα είναι η βέλτιστη ψύξη με τους πιο γνωστούς συμβατικούς τρόπους να γίνεται με υγρούς πύργους ψύξης. Ο λόγος είναι ότι στους υγρούς πύργους ψύξης μπορούμε να επιτύχουμε ψύξη σε χαμηλότερη θερμοκρασία από την θερμοκρασία περιβάλλοντος. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω εξάτμισης ποσότητας νερού, την οποία δεσμεύει ο ατμοσφαιρικός αέρας και μαζί φυσικά το λανθάνον ποσό θερμότητας ατμοποίησης. Η διαδικασία λαμβάνει χώρα στην λεγόμενη θερμοκρασία υγρής σφαίρας, η οποία μπορεί αναλόγως της σχετικής υγρασίας του αέρα να είναι κατά πολύ χαμηλότερη της αισθητής (ξηρής σφαίρας) θερμοκρασίας. Ωστόσο οι υγροί πύργοι παρουσιάζουν σημαντικά μειονεκτήματα για οικιακή χρήση. Συγκεκριμένα απαιτούν συχνή συντήρηση λόγω κινδύνου ανάπτυξης βακτηρίων και επιπρόσθετα δημιουργούν προβλήματα αισθητικής (άσπρος «καπνός»).

Συνεπώς στην παρούσα μελέτη θα χρησιμοποιήσουμε ξηρά ψύξη για τους άνω λόγους. Εδώ επισημαίνεται ότι το πρόβλημα αυτό (της υψηλής θερμοκρασίας περιβάλλοντος) στις μηχανές ψύξης μέσω συμπίεσης ατμών λύνεται ευκολότερα (με μείωση και πάλι του βαθμού απόδοσης) μέσω πρόσδοσης μεγαλύτερου έργου συμπίεσης και συνεπώς υψηλότερης θερμοκρασίας συμπύκνωσης.

Λόγω του άνω προβλήματος ψύξης και για να διατηρηθεί ένας σχετικά καλός βαθμός απόδοσης, η θερμοκρασία του εισερχόμενου θερμού ρεύματος πρέπει να είναι σχετικά υψηλή. Μάλιστα όσο υψηλότερη τόσο καλύτερος και ο βαθμός απόδοσης. Για μηχανές απορρόφησης με BrLi/Νερό η κάτω επιτρεπτή θερμοκρασία κυμαίνεται στους 80 °C. Αυτή η θερμοκρασία όμως είναι σχετικά δύσκολο να επιτευχθεί με κλασσικούς επίπεδους συλλέκτες όπου το βέλτιστο της απόδοσής τους παρουσιάζεται σε κατά πολύ χαμηλότερες θερμοκρασίες. Έτσι αναγκαστικά για την εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας προς παραγωγή ψύξης χρησιμοποιούνται ακριβότεροι των συνηθισμένων (για παραγωγή ZNX) ηλιακοί συλλέκτες όπως για παράδειγμα οι συλλέκτες κενού.

Ακόμα όμως και με καλούς συλλέκτες και σύστημα ψύξης ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης που επιτυγχάνεται σε έναν μονοβάθμιο κύκλο είναι σχετικά κατά πολύ χαμηλότερος (0.5-0.7) των αντίστοιχων μηχανών συμπίεσης ατμών (2-3 και παραπάνω). Υπάρχουν μηχανές απορρόφησης πολυπλοκότερες των μονοβάθμιων όπως οι διβάθμιες που επιτυγχάνουν μεγαλύτερο COP (κοντά και λίγο μεγαλύτερο από το 1) με αρκετά όμως υψηλότερο κόστος εγκατάστασης. Το γεγονός

όμως ότι η κύρια προσδιδόμενη ενέργεια μπορεί να είναι δωρεάν όπως η ηλιακή τις προσδίδει ένα μεγάλο και πάλι πλεονέκτημα, με κύριο μειονέκτημα το κόστος εγκατάστασης. [7]

## 2.1.4 Σχεδιάγραμμα και σύντομη περιγραφή-ανάλυση τελικών μελετών

Οι τελικές μελέτες με τα σχεδιαγράμματα τους στο περιβάλλον του TRNSYS Studio παρουσιάζονται αναλυτικά στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο. Ωστόσο για λόγους ευκολότερης εποπτείας παρατίθενται τα απλούστερα σκαριφήματα αυτών με σύντομη περιγραφή της λειτουργίας των βασικών στοιχείων τους.

### Μελέτη θέρμανσης-ZNX

Στην Εικόνα 2.1-5 παρουσιάζεται το σκαρίφημα της μελέτης θέρμανσης και παραγωγής ZNX. Συγκεκριμένα για τα διάφορα υποσυστήματα έχουμε:

#### Σύστημα παραγωγής και αποθήκευσης θερμού νερού

Περιλαμβάνει τους ηλιακούς συλλέκτες συζευγμένους με την δεξαμενή αποθήκευσης θερμού νερού (ΔAZN) και την βοηθητική πηγή θέρμανσης. Όταν η θερμοκρασία εξόδου του νερού (νερό με γλυκόλη, χάριν συντομίας νερό) από τους συλλέκτες είναι μεγαλύτερη κατά ένα θερμοκρασιακό εύρος (συνήθως κοντά στους 10 °C) από την άνω θερμοκρασία της ΔAZN τότε ενεργοποιείται η λειτουργία του κυκλοφορητή (i) συλλεκτών τροφοδοτώντας την ΔAZN με θερμική ενέργεια από τον ήλιο. Ο λόγος που δίνεται αυτό το θερμοκρασιακό εύρος είναι η αποφυγή της διακοπτόμενης λειτουργίας του ηλιακού υποσυστήματος.

Η βοηθητική πηγή θέρμανσης βρίσκεται σε παράλληλη σύνδεση με την ΔAZN. Κατά αυτόν τον τρόπο όταν λειτουργεί αποδίδει θερμικό φορτίο μόνο προς την κατανάλωση (heating coil) και όχι προς την ΔAZN (εάν ήταν εν σειρά με τη ΔAZN). Ενεργοποιείται όταν απαιτείται θερμικό φορτίο, αλλά η άνω θερμοκρασία της ΔAZN ( $T_{HT\_load}$ ) είναι μικρότερη του επιθυμητού θερμοκρασιακού ορίου λειτουργίας του συστήματος θέρμανσης. Τότε δίνεται η εντολή στον διαχωριστή (ii) να εκτρέψει όλη την ροή προς την βοηθητική πηγή (auxiliary heater).

#### Σύστημα παραγωγής και κατανάλωσης θερμού υγρού αέρα

Περιλαμβάνει τον εναλλάκτη νερού-αέρα(heat coil) και τον κλιματιζόμενο χώρο του πρότυπου σπιτιού TRB. Μέσα στο heat coil το ρεύμα θερμού νερού συναλλάσει θερμότητα με ρεύμα αέρα από το TRB θερμαίνοντας τον. Επίσης στο heat coil συντελείται μέσω υγραντήρα και η απαραίτητη ύγρανση του αέρα προσδίδοντας έτσι και το λανθάνον θερμικό φορτίο. Στην παρούσα εργασία θεωρείται πως τόσο το αισθητό όσο και το λανθάνον φορτίο παρέχεται από το ρεύμα θερμού νερού.

#### Σύστημα παραγωγής ZNX

Περιλαμβάνει έναν διαχωριστή με δυνατότητα ρύθμισης θερμοκρασίας και έναν μίκτη. Ο διαχωριστής διαβάζει την θερμοκρασία του νερού δικτύου και την άνω θερμοκρασία της ΔAZN και εκτρέπει ανάλογη ποσότητα νερού προς την ΔAZN ώστε αναμιγνυόμενη (σε θερμοκρασία

$T_{HT\_load}$ ) με το υπόλοιπο μέρος (σε θερμοκρασία δικτύου) να προκύψει μίγμα στην επιθυμητή θερμοκρασία κατανάλωσης ZNX.

### Μελέτη ψύξης

Αντίστοιχα με την μελέτη θέρμανσης παρατίθεται το σκαρίφημα ψύξης (Εικόνα 2.1-6). Για οικονομία χώρου, μιας και το όλο σκαρίφημα περιλαμβάνει περισσότερα στοιχεία, δείχνεται μόνο το κομμάτι παραγωγής κρύου και αποθήκευσης, όπως και η χρήση του κρύου για παραγωγή κρύου αέρα και κατανάλωσης του. Όσο αφορά την παραγωγή ZNX και το σύστημα παραγωγής θερμού νερού είναι ακριβώς ίδια με την περίπτωση της θέρμανσης και για αυτό παραλείπονται. Επίσης τονίζεται πως το σύστημα βοηθητικής πηγής θέρμανσης είναι απενεργοποιημένο (για αυτό και φαίνεται με διακεκομμένες γραμμές) καθώς όπως θα αναλυθεί στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο, επιδιώκεται 100% κάλυψη των αναγκών ψύξης με χρήση μόνο ηλιακής θερμικής ενέργειας.

### Σύστημα παραγωγής και αποθήκευσης κρύου νερού

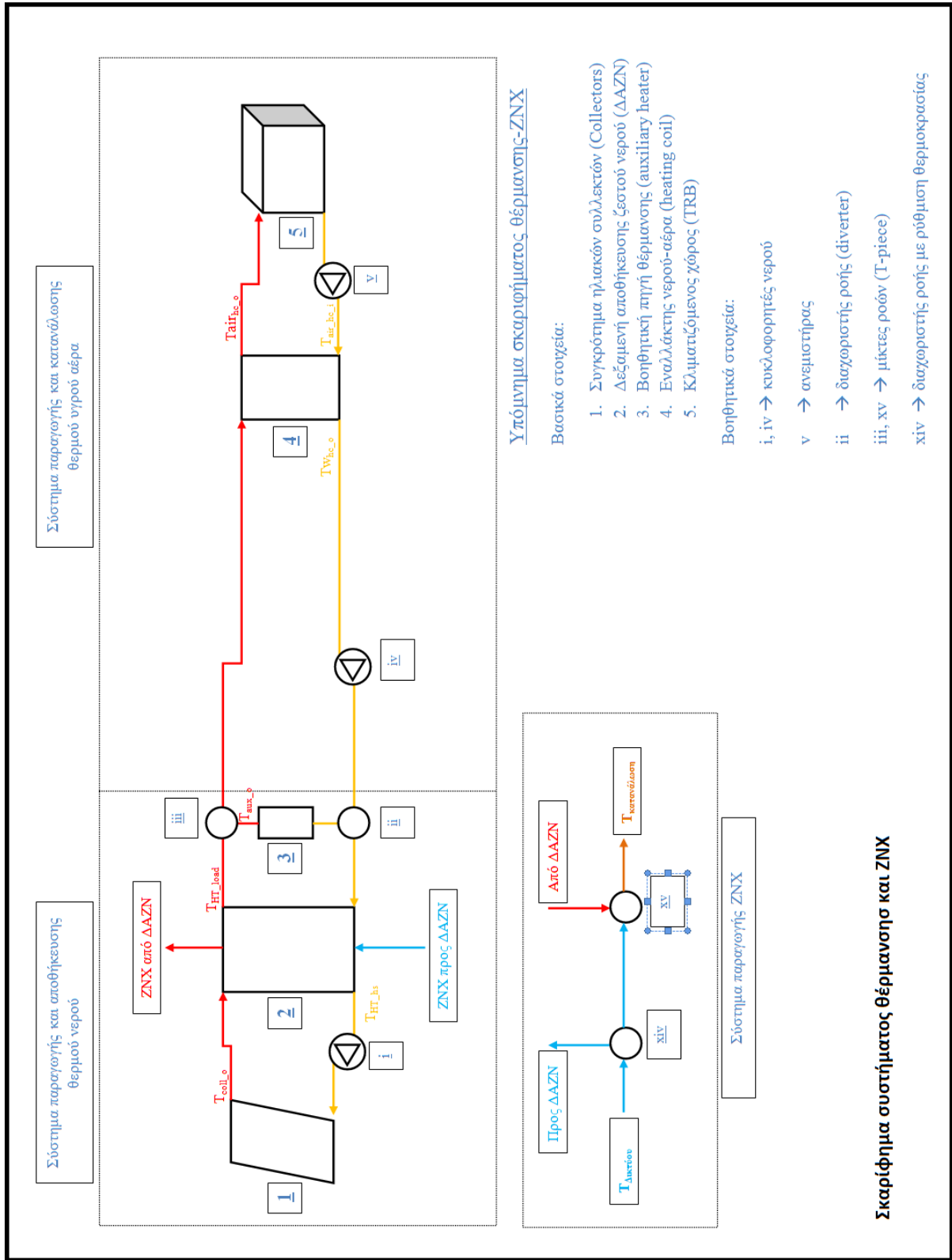
Περιλαμβάνει το chiller απορρόφησης με το υποσύστημα ψύξης του, και την δεξαμενή αποθήκευσης κρύου (ΔΑΚΝ). Το chiller λειτουργεί όταν υπάρχει διαθέσιμη θερμική ενέργεια στην ΔΑΖΝ (κατάλληλη θερμοκρασία) και αναλόγως του μέγιστου δυνατού παραγόμενου φορτίου κρύου έχουμε τις εξής περιπτώσεις:

- Εάν το διαθέσιμο παραγόμενο φορτίο κρύου είναι μεγαλύτερο του απαιτούμενου από το TRB, τότε μέρος αυτού εκτρέπεται μέσω του diverter (ix) στην ΔΑΚΝ, προς αποθήκευση και μελλοντική χρήση.
- Εάν δεν είναι επαρκές τότε όλο το ρεύμα παραγόμενου κρύου εκτρέπεται προς την ΔΑΚΝ, ενώ η αναγκαία κάλυψη κρύου παρέχεται από την ΔΑΚΝ με ενεργοποίηση του κυκλοφορητή (xiii). Κατά αυτό τον τρόπο προς το cooling coil στέλνεται κρύο μόνο από έναν κυκλοφορητή, αποφεύγοντας έτσι περιπτώσεις αντιστροφής ροής και άλλες επιπλοκές.

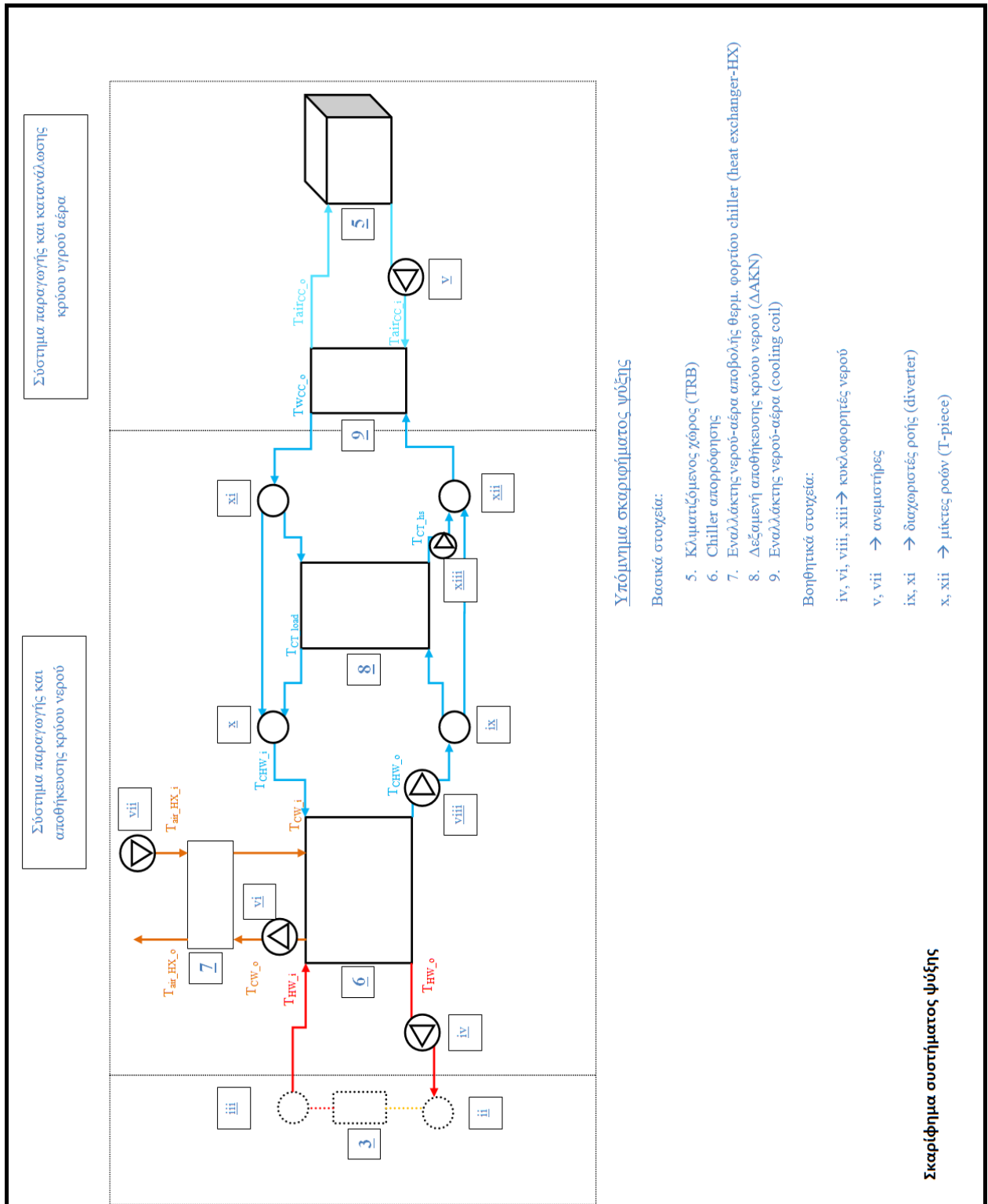
Το υποσύστημα ψύξης του chiller περιλαμβάνει έναν εναλλάκτη νερού-αέρα (heat exchanger –HX). Όπως έχει αναφερθεί στην 2.1.3 ένας από τους βέλτιστους συμβατικούς τρόπους ψύξης ενός chiller είναι ο υγρός πύργος ψύξης. Ωστόσο για λόγους αισθητικής και συντήρησης γίνεται χρήση ξηράς αποβολής του θερμικού φορτίου του νερού ψύξης του chiller με χρήση του αέρα περιβάλλοντος.

### Σύστημα παραγωγής και κατανάλωσης κρύου υγρού αέρα

Σε αντιστοιχία με την θέρμανση έχουμε τώρα τον εναλλάκτη νερού αέρα για παραγωγή κρύου (cooling coil) οποίος σε πραγματική εγκατάσταση μπορεί να αποτελεί το ίδιο στοιχείο με το heat coil. Εδώ το ρεύμα κρύου νερού ψύχει το αέριο ρεύμα από το TRB. Για τις ανάγκες αφύγρανσης –παραλαβής του λανθάνοντος φορτίου ψύξης- η ψύξη αυτή λαμβάνει χώρα σε θερμοκρασία κατά πολύ μικρότερη της επιθυμητής θερμοκρασίας χώρου. Για αυτό το λόγο μέρος αέρα από τον κλιματιζόμενο χώρο ανακυκλοφορείται αναμιγνυόμενο με τον κρύο αέρα και ανεβάζοντας του την θερμοκρασία σε καλύτερα επίπεδα άνεσης.



Εικόνα 2.1-5 σκαρίφωμα μελέτης θέρμανσης- ZNX



Εικόνα 2.1-6 σκαρίφημα ψύξης

Υπόμνημα σκαριφήματος ψύξης

Βασικά στοιχεία:

5. Κλιματιζόμενος χώρος (TRB)
6. Chiller απορρόφησης
7. Εναλλάκτης νερού-αέρα αποβολής θερμ. φορτίου chiller (heat exchanger-HX)
8. Δεξάμενη αποθήκευσης κρύου νερού (ΔΑΚΝ)
9. Εναλλάκτης νερού-αέρα (cooling coil)

Βοηθητικά στοιχεία:

- iv, vi, viii, xiii → κυκλοφορητές νερού
- v, vii → ανεμιστήρες
- ix, xi → διαχωριστές ροής (diverter)
- x, xii → μίκτες ροών (T-piece)

**Σκαρίφημα συστήματος ψύξης**

## 2.2 TRNSYS-TRB

### *Λίγα λόγια για το TRNSYS*

Τι είναι το TRNSYS;

Το TRNSYS σε γενικές γραμμές είναι ένα πρόγραμμα που παρέχει τον κώδικα αλλά και το κατάλληλο περιβάλλον ώστε να προσομοιώνονται μεταβατικά συστήματα. Κύριο του χαρακτηριστικό και βασικό πλεονέκτημα είναι ότι ο χρήστης μπορεί όχι μόνο να βρει μια μεγάλη κατηγορία στοιχείων (components), τόσο στη βασική έκδοση του προγράμματος όσο και σε βιβλιοθήκες που παρέχουν εταιρείες που συνεργάζονται με την ομάδα δημιουργίας του TRNSYS, αλλά μπορεί και ο ίδιος να κατασκευάσει το δικό του στοιχείο. Με λίγα λόγια το TRNSYS είναι επεκτεινόμενο.

Αναφορικά ως στοιχείο του TRNSYS ή **component** θεωρείται μια υπορουτίνα όπου περιλαμβάνει την αριθμητική επίλυση συστήματος διαφορικών εξισώσεων που προκύπτουν από την μαθηματική ανάλυση ενός μηχανισμού-συσκευής. Για παράδειγμα μια δεξαμενή νερού αποτελεί ένα component με διαφορικές εξισώσεις μεταφοράς μάζας και θερμότητας.

Τα components αυτά είναι γραμμένα σε Fortran κώδικα, όπως και ο πυρήνας του TRNSYS. Έτσι ο χρήστης μπορεί να γράψει σχετικά εύκολα ένα component σε γλώσσα Fortran, C, C++ κλπ.

Το TRNSYS χρησιμοποιείται κυρίως για ενεργειακές μελέτες (συστήματα κλιματισμού, φωτοβολταϊκά, αιολικά, ηλιακά κλπ.), χωρίς ωστόσο να του τίθεται κάποιος περιορισμός, αφού μπορεί να επιλύσει οποιοδήποτε μεταβατικό σύστημα, αρκεί να υπάρχουν ή να κατασκευαστούν τα κατάλληλα components.

Κύριο του χαρακτηριστικό όπως προαναφέρθηκε το φιλικό προς τον χρήστη περιβάλλον προσομοίωσης. Είναι το TRNSYS Studio στο οποίο κατασκευάζονται όλες οι μελέτες, συνδέοντας κατάλληλα τα χρησιμοποιούμενα components και παρέχοντας τα κατάλληλα δεδομένα.

Βασικό εξίσου πλεονέκτημα του το περιβάλλον κατασκευής πολυζωνικών κτιρίων (TRNBUILD). Σε αυτό μπορούν να ορισθούν οι ελεγχόμενοι χώροι ενός κτιρίου (ζώνες), με αρκετή λεπτομέρεια στα οικοδομικά και γενικά δομικά υλικά, όπως επίσης κάθε σχεδόν οικιακής δραστηριότητας και σχέσης με το περιβάλλοντα χώρο του κτιρίου (ηλιακή ακτινοβολία, σκίαση κλπ). Έτσι κατασκευάζεται ένα ίσως από τα κυριότερα component του TRNSYS αυτό του πολυζωνικού κτιρίου type-56, το οποίο στη συνέχεια μπορεί να εισαχθεί σε οποιαδήποτε μελέτη στο περιβάλλον του TRNSYS Studio.

Για περισσότερες πληροφορίες και οδηγίες χρήσεις του προγράμματος μπορούν να βρεθούν στα εγκεκριμένα εγχειρίδια που παρέχονται μαζί με το πρόγραμμα εγκατάστασης.



## 2.2.1 Το πρότυπο σπίτι TRB (Typical Reference Building)

Χρησιμοποιώντας το περιβάλλον TRNBUILD του TRNSYS θα κατασκευαστεί το πρότυπο σπίτι αναφοράς (typical reference building-TRB) πάνω στο οποίο θα πραγματοποιηθούν όλες οι μελέτες ψύξης και θέρμανσης.

Αν και μπορούμε να το κατασκευάσουμε από την αρχή στο TRNBUILD και κατόπιν να το εισάγουμε στο studio, επιλέγουμε την προκαταρκτική του κατασκευή μέσω του studio επιλέγοντας file→new→ building project (multizone).

Επισημαίνεται εδώ πως όλα τα δεδομένα του TRB επιλέχθηκαν βάση εμπειρικών τιμών, από διάφορα άλλα παρόμοια project [8].

Ακολουθώντας λοιπόν τις οδηγίες του Studio κατασκευάζεται ένα κτίριο με μια μόνο ζώνη, 100τμ τετράγωνου σχήματος με ύψος 3μ, με προσανατολισμό κάθε τοίχου σε κάθε κύρια κατεύθυνση (νότια, βόρεια, ανατολικά και δυτικά). Δεν δίνουμε περισσότερα στοιχεία όπως υαλοπίνακες, φορτία και λοιπά καθώς περεταίρω επεξεργασία θα γίνει στο περιβάλλον του TRNBUILD.

### Περιγραφή του type-54 Typical Reference Building (TRB)

#### ➤ Δομικά :

Ένας όροφος συνολικής επιφάνειας **100 m<sup>2</sup>**, εσωτερικού όγκου **280 m<sup>3</sup>** με 4 εξωτερικούς τοίχους (έναν σε κάθε προσανατολισμό), οριζόντια οροφή και πάτωμα.

- Εξωτερικοί τοίχοι :

εξωτερικός τοίχος		
υλικό	πάχος (m)	k (w/mK)
floor	0,02	0,7
brick	0,09	0,89
insul	0,05	0,03
brick	0,09	0,89
asbestos_C	0,02	0,58
Συν.Πάχος (m)	0,27	
Εμβαδόν (m <sup>2</sup> )	30	
U total (W/m <sup>2</sup> K)	<b>0,476</b>	

Πίνακας 2.2-1 Χαρακτηριστικά υποστρωμάτων εξωτερικών τοίχων (πάχος, αγωγιμότητα k, συνολική θερμοδιαπερατότητα U)



solar abs. front	solar abs. back	$h_{front}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_{back}$ (W/m <sup>2</sup> K)
0,44	0,44	8	16

**Πίνακας 2.2-2 Απορροφητικότητα στην ηλιακή ακτινοβολία και συναγωγιμότητα (h) εξωτερικών τοίχων**

Όπου  $h_{front}$  και  $h_{back}$  είναι ο συντελεστής συναγωγιμότητας μέσα στη θερμική ζώνη(μέσα στο σπίτι δλδ) και εκτός αντίστοιχα.

- Πάτωμα:

πάτωμα		
υλικό	πάχος (m)	k (w/mK)
floor	0,02	0,07
asbestos_C	0,08	0,58
insul	0,05	0,03
Concrete sl	0,1	1,13
Συν.Πάχος (m)	<b>0,25</b>	
Εμβαδόν (m <sup>2</sup> )	<b>100</b>	
U total (W/m <sup>2</sup> K)	<b>0,426</b>	

**Πίνακας 2.2-3 Χαρακτηριστικά υποστρωμάτων πατώματος (πάχος, αγωγιμότητα k, συνολική θερμοδιαπερατότητα U)**

solar abs. front	solar abs. back	$h_{front}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_{back}$ (W/m <sup>2</sup> K)
0,44	0,001	8	0,00001

**Πίνακας 2.2-4 Απορροφητικότητα στην ηλιακή ακτινοβολία και συναγωγιμότητα (h) πατώματος**

Όσο αφορά την συναγωγιμότητα του τελευταίου στρώματος (προς το έδαφος) για το πάτωμα, έχει τεθεί σε πρακτικά μηδενική τιμή θεωρώντας ότι ισχύει **αδιαβατική συνθήκη**.

- Οροφή:

οροφή		
υλικό	πάχος (m)	k (w/mK)
gypsum_mor	0,02	0,7
Concrete sl	0,15	1,13
insul	0,05	0,03
asbestos_C	0,08	0,58
Poly_vinyl	0,02	0,23
Συν.Πάχος (m)	<b>0,32</b>	
Εμβαδόν (m <sup>2</sup> )	<b>100</b>	
U total (W/m <sup>2</sup> K)	<b>0,450</b>	

**Πίνακας 2.2-5 Χαρακτηριστικά υποστρωμάτων οροφής (πάχος, αγωγιμότητα k, συνολική θερμοδιαπερατότητα U)**

solar abs. front	solar abs. back	h <sub>front</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	h <sub>back</sub> (W/m <sup>2</sup> K)
0,44	0,44	8	16

**Πίνακας 2.2-6 Απορροφητικότητα στην ηλιακή ακτινοβολία και συναγωγιμότητα (h) οροφής**

- Υαλοπίνακες:

Ο νότιος τοίχος περικλείει υαλοπίνακες συνολικής επιφάνειας **10 τμ.**, ο βόρειος **2,5 τμ.** και οι δυτικός και ανατολικός από **5 τμ.** ο καθένας. Τα χαρακτηριστικά των υαλοπινάκων είναι :

U <sub>glass</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	U <sub>frame</sub> (15%)(W/m <sup>2</sup> K)	SHGC	h <sub>front</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	h <sub>back</sub> (W/m <sup>2</sup> K)
1.4	2.27	0.59	8	16

**Πίνακας 2.2-7 Χαρακτηριστικά υαλοπινάκων**

*Όπου SHGC είναι ο συντελεστής ηλιακού θερμικού κέρδους.*

Εσκεμμένα έχει γίνει επιλογή σχετικά μεγάλων επιφανειών υαλοπινάκων με στόχο την εκμετάλλευση της ηλιακής ακτινοβολίας το χειμώνα, η οποία εισερχόμενη στον χώρο τον θερμαίνει (παθητική ηλιακή θέρμανση). Συγκεκριμένα λόγω της μεγαλύτερης προσπίπτουσας ηλιακής ενέργειας σε νότιες επιφάνειες, ο νότιος τοίχος έχει τα μεγαλύτερο ποσοστό υαλοπινάκων.

Εν αντιθέσει το καλοκαίρι που επιδιώκονται τα χαμηλότερα δυνατόν θερμικά φορτία, χρησιμοποιείται εξωτερική (κινητή) σκίαση στους υαλοπίνακες. Αναλυτικά το μοντέλο της αυτόματης σκίασης παρουσιάζεται σε παράρτημα στο τέλος της παρούσας υποενότητας.

➤ Φορτία

- Ανανέωσης και Διείδυσης αέρα:

Όσο αφορά την ανανέωση αέρα από σχετικό πρότυπο της ASHRAE [2] για χώρο 100m<sup>2</sup> απαιτούνται **0.5 ανανεώσεις χώρου την ώρα**. Εξίσου από πίνακες της ASHRAE για 4 άτομα βρίσκεται επίσης ότι χρειάζονται 40 l/s = 144000 l/hr = 144 m<sup>3</sup> [9], δηλαδή λαμβάνοντας υπόψη ότι ο όγκος του χώρου είναι 280 m<sup>3</sup> προκύπτει και πάλι 0.5 ανανεώσεις την ώρα.

Σύμφωνα δε με το συγκεκριμένο πρότυπο 62.2 μέσα σε αυτή την τιμή μπορεί να θεωρηθεί ότι περιλαμβάνει και την διείδυση του αέρα, η οποία βρίσκεται πάλι από το πρότυπο 62.2 0.07 ανανεώσεις την ώρα. Το πρότυπο κατά συνέπεια θεωρεί πως στις 0.5 συνολικές ανανεώσεις αέρα το 0.07 καλύπτεται από την (αναγκαστική-μη σκόπιμη) διείδυση, ενώ 0.43 τεχνητά (είτε εξαναγκασμένα μέσω τεχνητού αερισμού, είτε φυσικά μέσω φυσικού αερισμού).

- Από άτομα Βάση του ISO 7730 που περιλαμβάνει το T-54 επιλέγεται 4 άτομα στην κατάσταση seated at rest. Ακολουθούν το πρόγραμμα (schedule) 'Persons' (αναλυτικά λίγο πιο κάτω).

- Φωτισμός Για την εκτίμηση του απαραίτητου φωτισμού βρέθηκε από το site [1] τα εξής :

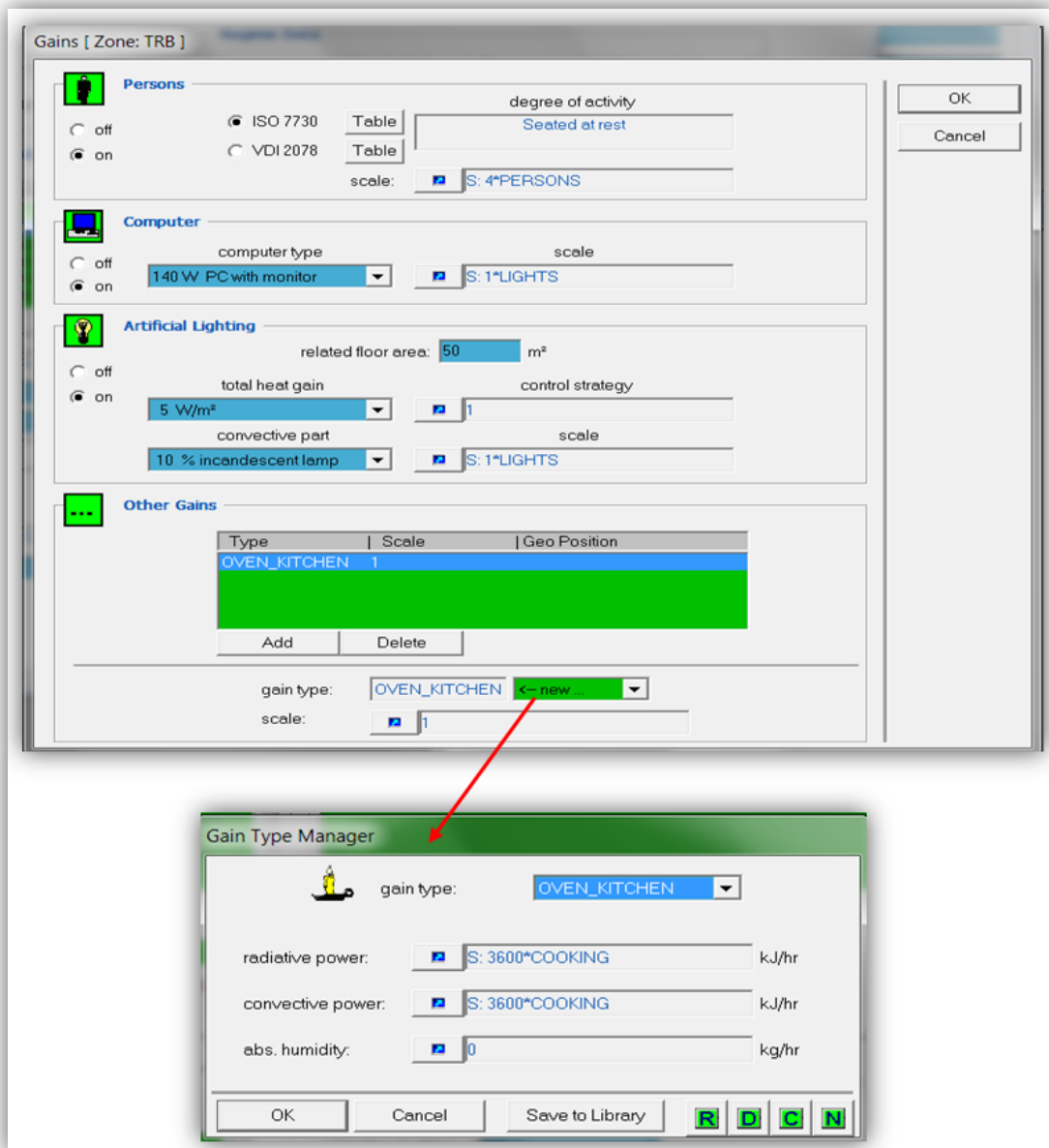
$$P = \frac{b}{\eta \cdot I_{source}} = \frac{200}{0.6 * 70} = 4.76 \approx 5 \text{ Watt/m}^2$$

Όπου  $P$  η απαραίτητη ισχύς φωτιστικών ανά m<sup>2</sup>,  $b$  η απαραίτητη φωτεινότητα που για διαμέρισμα μια τυπική τιμή είναι 200 lumen/m<sup>2</sup> (lux),  $I_{source}$  η εκλυόμενη φωτεινότητα ανά μονάδα ισχύος της φωτεινής πηγής που για λάμπες φθορισμού τυπική τιμή είναι τα 70 lumen /Watt, ' $\eta$ ' ο βαθμό απόδοσης εξαρτώμενος από την αποδοτικότητα της φωτεινής πηγής και το φωτιζόμενο χώρο, τυπική τιμή το 0,6.

Θεωρήθηκε πως κάθε φορά που απαιτείται φωτισμός, φωταγωγείται το μισό σπίτι δηλαδή 50 m<sup>2</sup>. Ακολουθεί το schedule 'Lights'. Με το ίδιο πρόγραμμα εισάγεται και H/Y με οθόνη 140W.

- Κουζίνα 2000W. Θεωρείται πως όταν λειτουργεί (για μαγείρεμα) η μισή ισχύς εκλύεται ως αισθητή θερμότητα (συναγωγή) και η άλλη μισή ως ακτινοβολία. Ακολουθεί το πρόγραμμα 'Cooking'.

Στο περιβάλλον του TRNBUILD τα άνω εισάγονται όπως φαίνεται στην κάτω εικόνα (Εικόνα 2.2-1)



Εικόνα 2.2-1 Εισαγωγή φορτίων στο περιβάλλον του TRNBUILD

➤ Schedules των φορτίων

- 'Persons':  
από 00:00 έως 06:00 → 0  
από 06:00 έως 24:00 → 1
- 'Lights':  
από 00:00 έως 18:00 → 0  
από 18:00 έως 24:00 → 1
- 'Cooking':  
από 00:00 έως 13:00 → 0  
από 13:00 έως 15:00 → 1  
από 15:00 έως 24:00 → 0

## Παράρτημα

### *Ρύθμιση εξωτερικής σκίασης υαλοπινάκων την θερινή περίοδο*

Η εξωτερική σκίαση των υαλοπινάκων κατά την θερινή περίοδο, καθώς την χειμερινή δεν θέλουμε και δεν έχουμε καθόλου σκίαση, κρίνεται απαραίτητη για δύο βασικούς λόγους. Πρώτος λόγος αποτελεί το μεγάλο θερμικό φορτίο της διερχόμενης στον κλιματιζόμενο χώρο ηλιακής ακτινοβολίας, η οποία προφανώς την θερινή περίοδο είναι εντονότερη σε σχέση με το υπόλοιπο έτος. Ο δεύτερος λόγος είναι οικονομικός, καθώς η σκίαση αποτελεί την οικονομικότερη επένδυση περιορισμού του ψυκτικού φορτίου.

Κριτήριο για την απαραίτητη σκίαση τίθεται η ελάχιστη ηλιακή ακτινοβολία που πρέπει να διέρχεται στον χώρο ώστε να αποδίδει τον κατάλληλο φυσικό φωτισμό. Ακολουθεί το σκεπτικό και η μαθηματικοποίηση του ελέγχου αυτού :

Η απαραίτητη φωτεινότητα μετρούμενη σε lux (lumen/m<sup>2</sup>) για ένα διαμέρισμα είναι περίπου 200 lux. Η συνολική λοιπόν φωτεινή ενέργεια που θα πρέπει να διέρχεται στον χώρο της παρούσης μελέτης με συνολική επιφάνεια 100 m<sup>2</sup> θα είναι 20000 lumen. Το ηλιακό φως έχει ένταση περίπου 93 lumen/Watt, συνεπώς ο χώρος χρειάζεται

$$P_{sol} = \frac{20000 \text{ lumen}}{93 \text{ lumen/Watt}} = 215 \text{ Watt}$$

Η συνολική προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στους υαλοπίνακες θα πρέπει ωστόσο να είναι μεγαλύτερη από την τιμή αυτή, καθώς μέρος μόνο της ακτινοβολίας εισέρχεται στον χώρο. Οι υαλοπίνακες που χρησιμοποιούνται στην εργασία έχουν έναν παράγοντα διαπερατότητας 0,6 περίπου. Έτσι η απαραίτητη ηλιακή ακτινοβολία θα πρέπει να είναι 215/0,6 ≈ 350 Watt. Ωστόσο μέρος αυτής της ακτινοβολίας δεν αποδίδεται ως φως καθώς ανακλάται/διασκορπίζεται σε διάφορα αντικείμενα εντός της κατοικίας. Για ασφάλεια λοιπόν μια τιμή στα **500 Watt** υποθέεται πως είναι αρκετή.

Έτσι ο συντελεστής σκίασης θα δίδεται από τον εξής τύπο

$$Pf = \left(1 - \frac{500}{total_{rad}}\right), total_{rad} > 500 \text{ Watt}$$

$P_f = 0 \rightarrow$  καθόλου σκίαση,  $P_f = 1 \rightarrow$  πλήρης σκίαση

Όπου  $P_f$  ο συντελεστής σκίασης,  $total_{rad}$  η συνολική προσπίπτουσα ακτινοβολία σε όλους τους υαλοπίνακες η οποία όταν είναι μικρότερη του 500 ο  $P_f = 0$

### **2.2.2 Προσομοίωση φορτίων**

Με στόχο να φανεί η τάξη μεγέθους κάθε φορτίου προσομοιώνεται μέσω του type-56 κλιματισμός τόσο για την θέρμανση όσο και για την ψύξη. Επιλέγεται ως χρονικό διάστημα ο πιο

απαιτητικός από άποψης φορτίου μήνας κάθε περίπτωσης με εκκίνηση ένα μήνα πριν (δηλαδή συνολικό χρονικό διάστημα δύο μήνες) ώστε να περιληφθεί και η καθυστέρηση εκδήλωσης των φορτίων λόγω για παράδειγμα της αποθήκευσης ενέργειας στα δομικά στοιχεία.

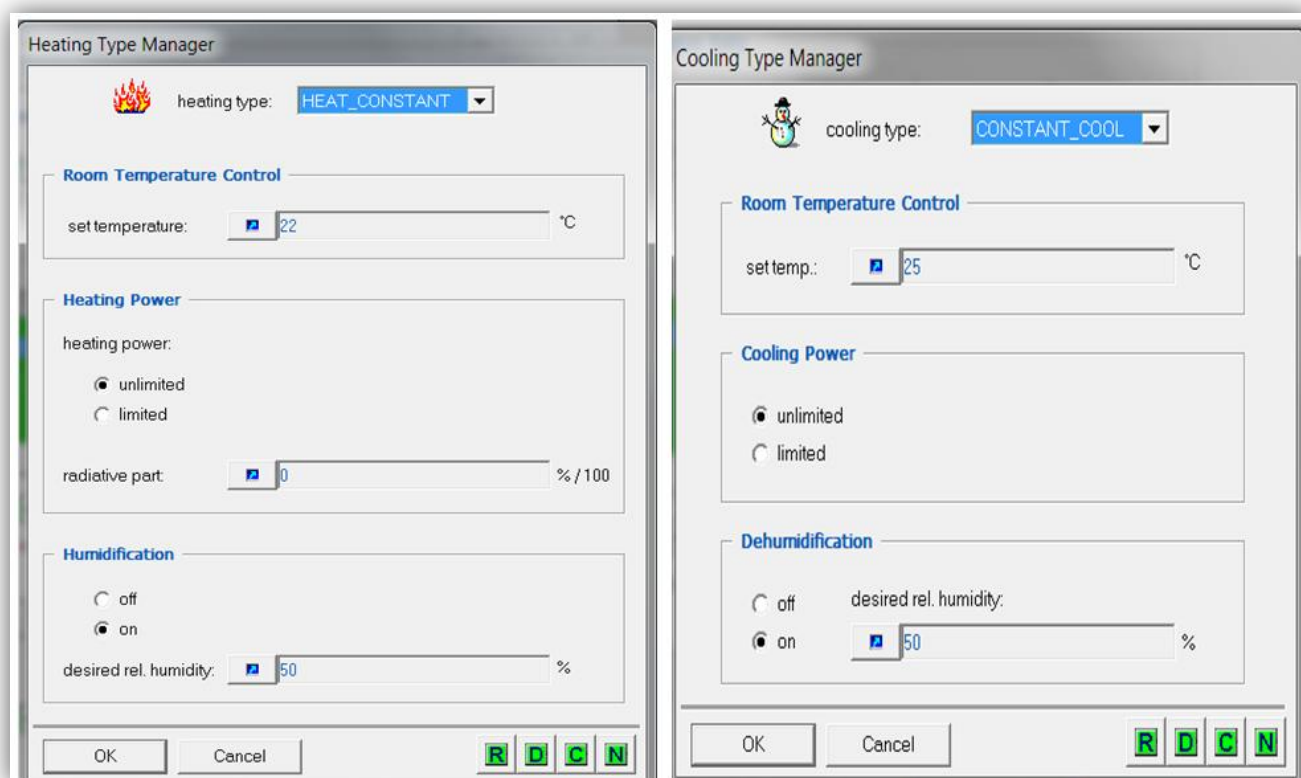
## A. Ανάλυση μελέτης

Η διάταξη της μελέτης όσο αφορά τα χρησιμοποιούμενα στοιχεία (components) εκτός του υποσυστήματος αυτόματης σκίασης δεν περιλαμβάνει άλλα πέρα των προεπιλεγμένων (default) στοιχείων που εισάγονται στο Studio αυτόματα με την δημιουργία του type-56.

### Μετατροπές στο type-56 (σε περιβάλλον TRNBUILD)

#### *Εισαγωγή κλιματισμού (ψύξης και θέρμανσης)*

Δημιουργούνται από το heating-cooling manager στο περιβάλλον του TRNBUILD η θέρμανση και ψύξη του TRB με χαρακτηριστικά: θέρμανση- στους 22 °C και σχετική υγρασία 50% (ύγρανση), ψύξη- 25 °C και σχετική υγρασία 50% (αφύγρανση), με απεριόριστη ισχύ θέρμανσης και ψύξης ώστε να αντιμετωπισθεί το κάθε φορτίο. Οπτικά τα άνω φαίνονται στην κάτω εικόνα (Εικόνα 2.2-2)



**Εικόνα 2.2-2 Εισαγωγή θέρμανσης (αριστερά) και ψύξης (δεξιά) στο περιβάλλον του TRNBUILD**

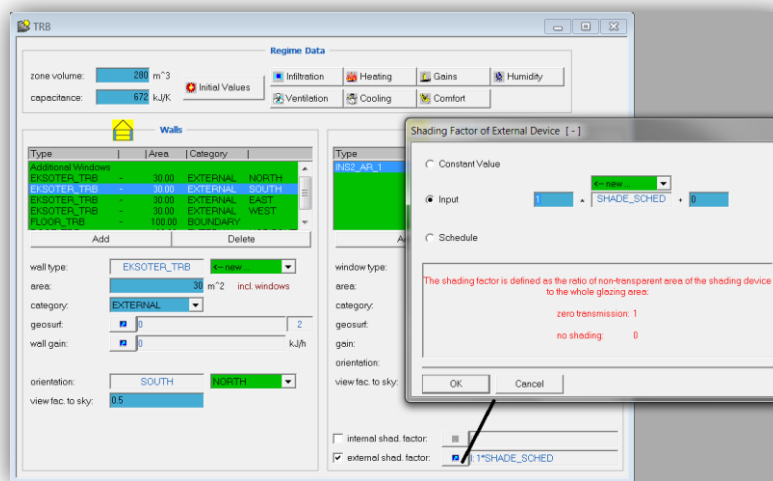
Σημειώνεται εδώ πως ο κλιματισμός μέσω του type-56 είναι θεωρητικός, προσάγοντας ή απάγοντας αναλόγως της περίπτωσης (θέρμανσης η ψύξης ) ακριβώς τα ποσά εκείνα θερμότητας

(αισθητής ή λανθάνουσας) ώστε οι προκαθορισμένες από τον χρήστη τιμές επιθυμητής θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας να μένουν πρακτικά αναλλοίωτες.

### Εισαγωγή εξωτερικής σκίασης

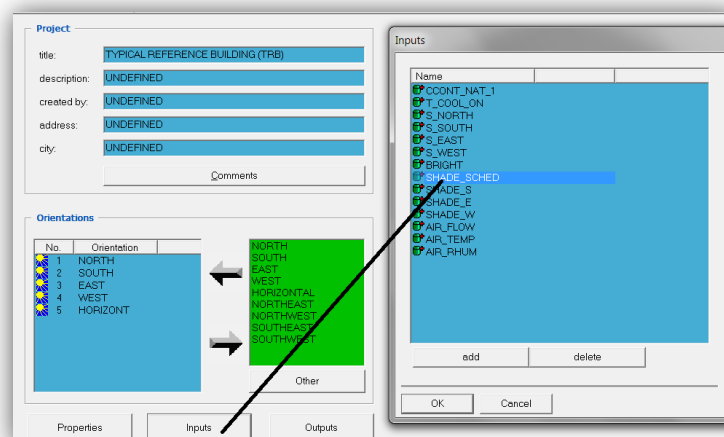
Για την υλοποίηση της αυτόματης σκίασης εισάγεται στους νότιους, ανατολικούς και δυτικούς (οι βόρειοι δεν σκιάζονται λόγω μικρής προσπίπτουσας ακτινοβολίας) εξωτερική σκίαση μέσω συντελεστή σκίασης, τον οποίο εισάγουμε ως δεδομένο εισόδου (input) στο type-56.

Παραστατικά η εξωτερική σκίαση εισάγεται όπως φαίνεται στην κάτω εικόνα (Εικόνα 2.2-3)



**Εικόνα 2.2-3** Εισαγωγή συντελεστή σκίασης ως δεδομένο εισόδου (input) στο περιβάλλον του TRNBUILD

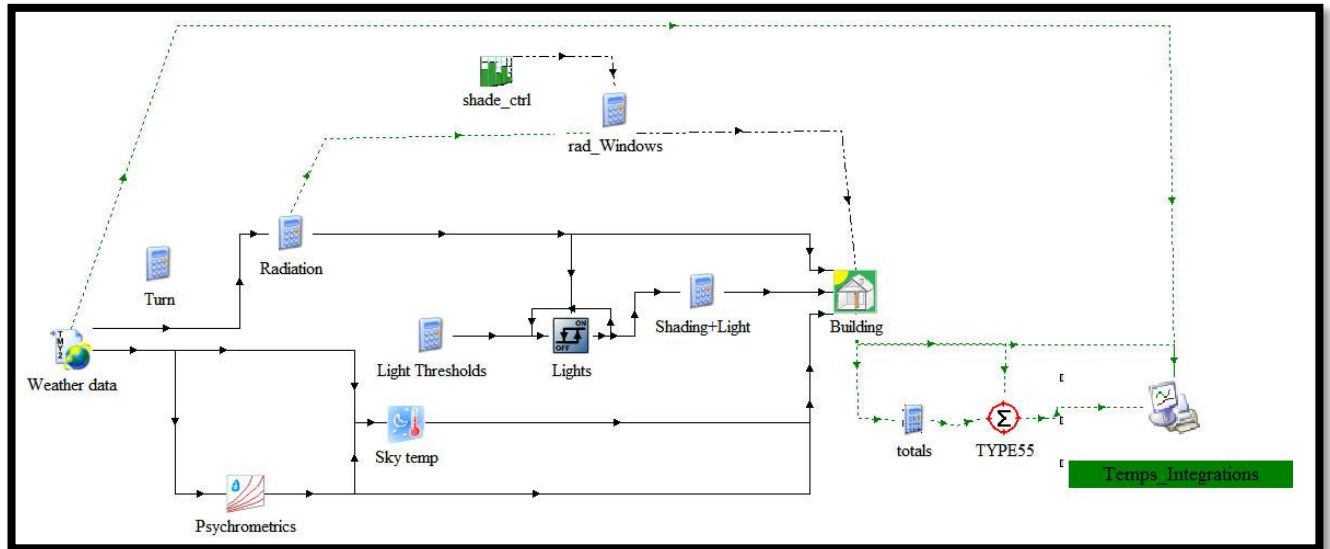
Ενώ το δεδομένο εισόδου Shade\_Sched, δηλαδή ο συντελεστής σκίασης εισάγεται από το παράθυρο 'project' του TRNBUILD (Εικόνα 2.2-4):



**Εικόνα 2.2-4** Εισαγωγή του δεδομένου εισόδου shade\_sched (συντελεστή σκίασης) στην λίστα μεταβλητών εισόδου του TRB στο περιβάλλον του TRNBUILD

## Σχεδιάγραμμα μελέτης στο περιβάλλον του Studio

Το σχεδιάγραμμα της μελέτης όπως αναφέρθηκε αποτελείται κυρίως από τα προεπιλεγμένα εκείνα στοιχεία (components) του TRNSYS όταν κατασκευάζεται ένα type-56 σε περιβάλλον Studio και παρουσιάζεται στην κάτω εικόνα (Εικόνα 2.2-5)



Εικόνα 2.2-5 Σχεδιάγραμμα της μελέτης στο περιβάλλον του Studio

### Ανάλυση στοιχείων σκίασης

Τα μόνα στοιχεία που εισάγονται ουσιαστικά (εννοείται πέρα των στοιχείων ανάλυσης αποτελεσμάτων (printers-αθροιστές) είναι αυτά του υποσυστήματος υπολογισμού του συντελεστή σκίασης ο οποίος εισάγεται ως μεταβλητή εισόδου στο type-56 (TRB Building)

- *Shade\_ctrl (type-14h)*: ενεργοποιεί και απενεργοποιεί την αυτόματη σκίαση, δίνοντας στον equator την τιμή '0' από την ετήσια ώρα 0 έως 2904(1/Ιαν-1/Μαΐου), '1' για 2904-6552 (1/Μαΐου-30/Σεπ), και '0' για 6552-8760 (30/Σεπ-31 Δεκ)
- *Rad\_Windows (equator)*: υπολογίζει τον απαραίτητο συντελεστή σκίασης αναλόγως της συνολικής προσπίπτουσας ακτινοβολίας σε όλους τους υαλοπίνακες εκτός αυτών του βόρειου τοίχου που δεν μας απασχολεί (στον βόρειο τοίχο θεωρείται πως η σκίαση λόγω χαμηλής προσπίπτουσας ακτινοβολίας κρίνεται μη απαραίτητη). Συγκεκριμένα περιλαμβάνει τις εξής εξισώσεις (η ανάλυση βρίσκεται στο παράρτημα της προηγούμενης υποενότητας →2.2.1) :

$$\text{total\_RAD} = IT\_S * A\_S + IT\_E * A\_E + IT\_W * A\_W$$

$$P\_shade = (1 - \text{Rad\_set} / (\text{total\_RAD} + 0.001)) * \text{gt}(\text{total\_RAD}, \text{Rad\_set}) * \text{shade\_ctrl}$$

Όπου  $IT\_S..W$  η προσπίπτουσα ακτινοβολία σε κάθε υαλοπίνακα (Νότιο, Ανατολ., Δυτικό),  
 $total\_RAD$  η συνολική προσπίπτουσα ακτινοβολία

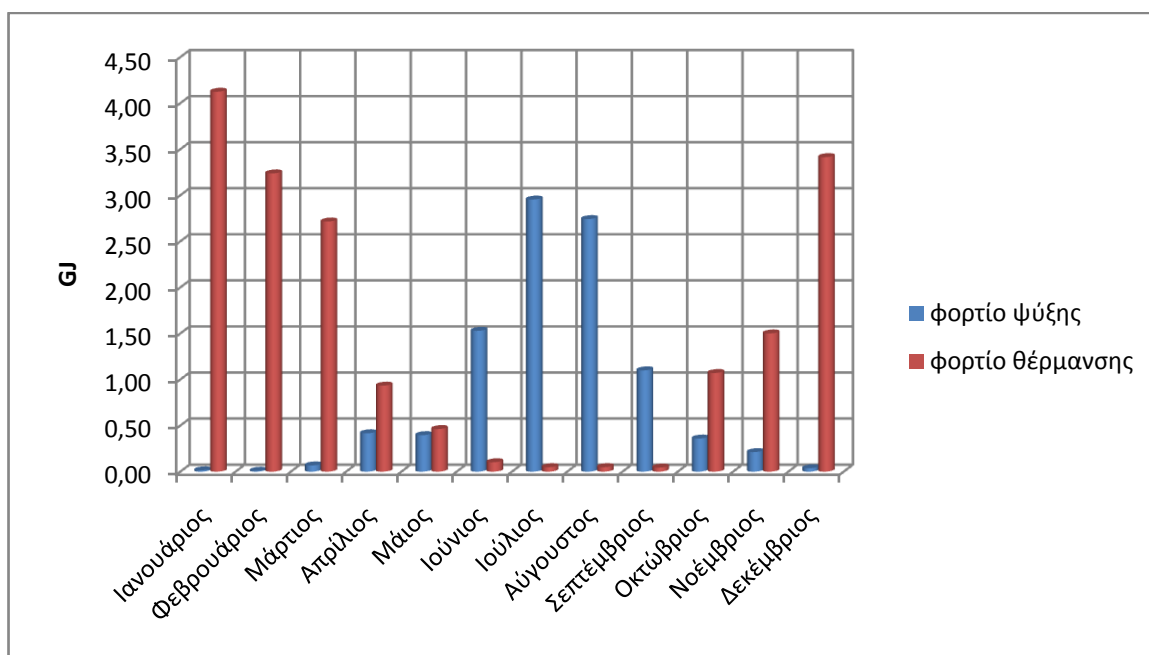
$P\_shade$  ο συντελεστής σκίασης ο οποίος εισάγεται ως δεδομένο εισόδου (input) στο type-56



## B. Ανάλυση αποτελεσμάτων προσομοίωσης

### Απαιτητικότεροι μήνες

Για το χειμώνα ο πιο απαιτητικός μήνας φορτίου θέρμανσης είναι ο **Ιανουάριος**, ενώ για το καλοκαίρι ο **Ιούλιος**. Αυτό εύκολα υπολογίζεται προσομοιώνοντας για όλο το χρόνο τον κλιματισμό του TRB (για όλα τα φορτία), μάλιστα με βήμα προσομοίωσης 1 ώρα χάριν οικονομίας χρόνου, μιας και μας ενδιαφέρει απλώς ενδεικτικά ποιος είναι ο πιο απαιτητικός μήνας προκύπτει ο κάτω πίνακας (Πίνακας 2.2-8).



Πίνακας 2.2-8 Μηνιαία συνολικά φορτία ψύξης και θέρμανσης για όλο το έτος

### Σύγκριση αποτελεσμάτων φορτίου με παράδειγμα KENAK

Με στόχο την αξιολόγηση των τιμών των υπολογισθέντων φορτίων γίνεται μια σύγκριση με αντίστοιχες τιμές ενός παραδείγματος αξιολόγησης πολυώροφης οικοδομής κατά τα πρότυπα του KENAK:

Απαιτούμενα φορτία ανά τελική χρήση (kWh/m <sup>2</sup> )													
Μήνες	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΪ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΟΕ	ΔΕΚ	ΣΥΝ
Θέρμανση	11,5	9,0	7,5	2,6	-	-	-	-	0,1	3,0	4,2	9,5	47,4
Ψύξη	-	-	-	-	-	4,2	8,2	7,6	-	-	-	-	20,1

Πίνακας 2.2-9 Ανοιγμένα απαιτούμενα φορτία ανά τελική χρήση παρούσας εργασίας

Απαιτούμενα φορτία ανά τελική χρήση (kWh/m <sup>2</sup> )													
Μήνες	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΪ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΟΕ	ΔΕΚ	ΣΥΝ
Θέρμανση	11,7	8,6	5,6	1,0	-	-	-	-	-	0,2	4,5	9,8	41,4
Ψύξη	-	-	-	-	-	7,1	10,4	9,5	-	-	-	-	27,0

Πίνακας 2.2-10 Ανοιγμένα απαιτούμενα φορτία ανά τελική χρήση παραδείγματος KENAK

Όπως παρατηρείται οι τιμές είναι κοντινές με εξαίρεση την περίπτωση της ψύξης. Ωστόσο απόλυτη σύγκλιση δεν ήταν ούτως ή άλλως αναμενόμενη λόγω των διαφορετικών συνθηκών όσο αφορά την τοποθεσία (στη παρούσα μελέτη είναι η Αθήνα, ενώ στο παράδειγμα η Θεσσαλονίκη) αλλά και διαφοροποιήσεων στις συνθήκες κλιματισμού. Η διαφοροποίηση στην ψύξη κατά πάσα πιθανότητα οφείλεται στην εκμετάλλευση της κινητής αυτόματης σκίασης το καλοκαίρι μιας και παρατηρώντας παρακάτω (πίνακας 2.2-11) το φορτίο ηλιακής ακτινοβολίας είναι εξαιρετικά μεγάλο.

### Ανάλυση επιμέρους φορτίων

Στη συνέχεια με πιο μικρό βήμα προσομοίωσης 0.25 ώρες (15 λεπτά), για πιο ακριβή αποτελέσματα εξετάζονται επιμέρους φορτία για τον Ιούλιο και Ιανουάριο με εκκίνηση προσομοίωσης ένα μήνα πριν όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή. Τα αποτελέσματα συγκεντρώνονται σε πίνακα (Πίνακας 2.2-11).

### Πλήρης και μηδενική σκίαση

Αρχικά προσομοιώνεται κλιματισμός για τις δύο ακραίες περιπτώσεις πλήρους σκίασης και μηδενικής σκίασης (περιπτώσεις A και B αντίστοιχα). Κατά αυτόν τον τρόπο στην περίπτωση A μελετάται η μεταφορά θερμότητας λόγω συναγωγής και ακτινοβολίας του περιβλήματος του TRB με το περιβάλλον. Επιπρόσθετα στην περίπτωση B μελετάται η επίδραση της μέγιστης εισερχόμενης ηλιακής ακτινοβολίας στο TRB (μηδενική σκίαση).

Όπως παρατηρείται στον πίνακα (Πίνακας 2.2 -11) για τ ην σειρά A το ολικό φορτίο το καλοκαίρι είναι κατά πολύ μικρότερο από ότι το αντίστοιχο του χειμώνα (ενώ αναμενόμενα το λανθάνον είναι μηδενικό). Αυτό μπορεί να εξηγηθεί αν αναλυθούν οι μέσες θερμοκρασίες περιβάλλοντος κάθε μήνα, καθώς το επικρατέστερο φορτίο με μηδενική σκίαση είναι αυτό της συναγωγής. Τον Ιούλη η μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι  $T_{\text{μέση}} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , οπότε με επιθυμητή θερμοκρασία κλιματισμού στους  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  η διαφορά ανέρχεται στους  $2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Τον Ιανουάριο ωστόσο η  $T_{\text{μέση}} = 9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ -επιθυμητή θερμοκρασία  $22 \text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow$  διαφορά  $13 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ! Συνεπώς εξηγείται αυτή η διαφορά στα φορτία.

Στην περίπτωση B τώρα παρατηρείται μια δραματική αύξηση του φορτίου το καλοκαίρι κατά 2.7 GJ περίπου και μια αντίστοιχη σημαντική μείωση το χειμώνα κατά 2 GJ περίπου. Το καλοκαίρι η σχετική ποσοστιαία αύξηση ισούται με +275% περίπου και το χειμώνα η αντίστοιχη μείωση ισούται με 42% περίπου. Η διαφορά 2.7 και 2 οφείλεται προφανώς στην μεγαλύτερη ακτινοβολία το καλοκαίρι. Από αυτά τα αποτελέσματα αποδεικνύεται και ποσοτικά το πόσο απαραίτητη είναι η σκίαση το καλοκαίρι, και αντιστρόφως η εκμετάλλευση της ακτινοβολίας το χειμώνα.

### Με αυτόματη σκίαση

Ακολούθως γίνονται σταδιακές προσομοιώσεις με ενεργοποιημένη την αυτόματη σκίαση (περιπτώσεις I-IV) με πρόσθεση κάθε φορά και ενός επιμέρους φορτίου καταλήγοντας στην τελική περίπτωση που είναι και το ολικό φορτίο της παρούσας μελέτης. Μάλιστα για καλύτερη αξιολόγηση κατασκευάζεται ένας επιπλέον πίνακας με τα ποσοστά σε σχέση με το ολικό φορτίο του κάθε επιμέρους (Πίνακας 2.2-12). Επισημαίνεται πως παρουσιάζονται και αρνητικά

ποσοστά στον χειμώνα. Ο λόγος είναι πως κάποια φορτία, όπως αυτά των ανθρώπων, φώτων και ηλεκτρονικών συσκευών γενικότερα προσδίδουν ωφέλιμο φορτίο, αφού εκλύουν θερμότητα (αισθητή ή λανθάνουσα), με αποτέλεσμα να μειώνουν το συνολικό φορτίο (άρα αρνητικό ποσοστό).

Συγκεκριμένα έχουμε:

#### Περίπτωση I

Η περίπτωση I είναι αντίστοιχη με τις περιπτώσεις A και B, μόνο που είναι ενεργοποιημένη η αυτόματη σκίαση. Όπως έχει αναφερθεί το καλοκαίρι επιτρέπεται να εισέλθει στο χώρο η αναγκαία για λόγους φωτισμού ηλιακή ακτινοβολία, ενώ το χειμώνα όλη η ακτινοβολία. Έτσι το φορτίο το χειμώνα ταυτίζεται με αυτό της περίπτωσης B, ενώ το καλοκαίρι αυξάνεται λίγο σε σχέση με την περίπτωση A (κατά 10% περίπου).

#### Περίπτωση II

Επιπρόσθετα εισάγεται το φορτίο λόγω ανανέωσης και διείσδυσης του αέρα. Εδώ για πρώτη φορά ουσιαστικά εισάγεται και λανθάνον φορτίο. Το καλοκαίρι είναι το φορτίο αφύγρανσης του αέρα ανανέωσης ανερχόμενο στο 50% περίπου του συνολικού λανθάνοντος, ενώ το χειμώνα αντιστοιχεί στο φορτίο ύγρανσης του αέρα ανανέωσης ανερχόμενο στο 140% του συνολικού λανθάνοντος. Τελικά το συνολικό λανθάνον φορτίο το χειμώνα ανακουφίζεται από την παρουσία ανθρώπων (παράγουν υγρασία), κάτι που φυσικά δεν συμβαίνει το καλοκαίρι όπου οι άνθρωποι (παράγοντας και πάλι υγρασία) επιβαρύνουν το λανθάνον κατά 50% επιπλέον.

Σημειώνεται και πάλι ότι το χειμώνα σε σύγκριση με το καλοκαίρι το φορτίο ανανέωσης είναι κατά πολύ μεγαλύτερο του καλοκαιριού, κάτι το οποίο όπως προαναφέρθηκε οφείλεται στη μεγαλύτερη διαφορά θερμοκρασίας χώρου και μέσης θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

#### Περίπτωση III

Εδώ εισάγεται επιπρόσθετα το φορτίο ανθρώπων, το οποίο όπως αναφέρθηκε στην περίπτωση II λειτουργεί ευεργετικά το χειμώνα.

#### Περίπτωση IV

Τέλος εισάγονται και τα λοιπά φορτία- φωτισμού, ηλεκτρονικών συσκευών (H/Y), μαγειρέματος- καταλήγοντας στην τελική μελέτη φορτίου. Και εδώ σημειώνεται πως στην περίπτωση του χειμώνα λειτουργούν ευεργετικά.

	Περίπτωση προσομοίωσης		Ιούλιος (Φορτίο Ψύξης )		Ιανουάριος (Φορτίο Θέρμανσης )	
			Ολικό Μηνιαίο (GJ)	Λανθάνον Μηνιαίο (GJ)	Ολικό Μηνιαίο (GJ)	Λανθάνον Μηνιαίο (GJ)
	A	100% σκίαση	0.99	0.00	4.77	0.00
	B	0% σκίαση	3.72	0.00	2.77	-0.01
με αυτόματη σκίαση	I	συναγωγής-ακτινοβολίας	1.08	0.00	2.77	-0.01
	II	_+ ανανέωσης/διείσδ.	1.59	0.24	5.28	-0.95
	III	_+ ανθρώπων	2.28	0.48	4.55	-0.65
	IV	_+ λοιπά	<b>2.94</b>	<b>0.48</b>	<b>3.97</b>	<b>-0.67</b>

**Πίνακας 2.2-11 Μηνιαία φορτία για διάφορες περιπτώσεις συνδυασμού φορτίων**

επιμέρους φορτίο		Ιούλιος (Φορτίο Ψύξης )		Ιανουάριος (Φορτίο Θέρμανσης )	
		Ολικό Μηνιαίο (%)	Λανθάνον Μηνιαίο (%)	Ολικό Μηνιαίο (%)	Λανθάνον Μηνιαίο (%)
1	συναγωγή-ακτινοβολία	36.7	0.1	69.8	1.6
2	ανανέωσης/διείσδ.	17.3	50.2	63.1	139.8
3	ανθρώπων	23.7	49.7	-18.3	-44.2
4	λοιπά	22.3	0.0	-14.6	2.8
	Σύνολο	100.0	100.0	100.0	100.0

**Πίνακας 2.2-12 Ποσοστό επί του ολικού τελικού φορτίου (περίπτ. IV) των επιμέρους φορτίων**

## 2.2.3 Παράρτημα μοντέλων TRNSYS

### 2.2.3.1 Μαθηματική αναφορά βασικών μοντέλων

#### *Type 1 flat plate collector –quadratic efficiency (επίπεδος συλλέκτης δευτεροβάθμιας εξίσωσης βαθμού απόδοσης)*

Ως ένα από τα βασικότερα component της παρούσας μελέτης, αναλύεται επιγραμματικά το μαθηματικό μοντέλο που προσομοιώνει το TRNSYS για τον επίπεδο συλλέκτη. Όπως προαναφέρθηκε αυτό το μοντέλο είναι από τα γενικότερα καλύπτοντας με μικρές αλλαγές μια ευρέα γκάμα τύπων συλλεκτών.

Το ωφέλιμο ποσό θερμότητας που αποδίδεται στο συλλέκτη, δηλαδή εκείνο που προσλαμβάνει το εργαζόμενο μέσο αυξάνοντας την θερμοκρασία του είναι:

2.2.3-1

$$Q_u = mC_{pf}(T_o - T_i)$$

Η ωφέλιμη ενέργεια αυτή προέρχεται από την προσπίπτουσα ακτινοβολία μειωμένη κατά τις συνολικές απώλειες θερμότητας (ακτινοβολία που απορροφήθηκε αλλά χάθηκε) και ανάκλασης (ακτινοβολία που δεν απορροφήθηκε καθόλου). Έτσι ο βαθμός απόδοσης γράφεται:

2.2.3-2

$$\eta = \frac{Q_u}{I_T A}$$

Ο βαθμός απόδοσης μπορεί να συνδεθεί με τις βασικές μεταβλητές λειτουργίας του συλλέκτη όπως η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού ή εξόδου ή μέση και την θερμοκρασία του περιβάλλοντος αέρα με της σχέση των Hottel-Whillier:

2.2.3-3

$$\eta = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T}$$

Εκτός των θερμοκρασιών και της προσπίπτουσας ακτινοβολίας οι υπόλοιπες μεταβλητές αποτελούν σταθερές εξαρτώμενες κυρίως από τα χαρακτηριστικά του συλλέκτη, με αποτέλεσμα το Trnsys να μπορεί κάθε στιγμή να υπολογίζει τον αναμενόμενο βαθμό απόδοσης και συνεπώς από τις σχέσεις 2.2.3-1 και 2.2.3-2 προκύπτει το ωφέλιμο ποσό θερμότητας άρα και η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συλλέκτη.

Ωστόσο λόγω της εξάρτησης της  $U_L$  από την θερμοκρασία επιλέγεται γραμμική εξάρτηση της  $U_L$  με την διαφορά θερμοκρασίας  $T_i - T_a$  για μεγαλύτερη ακρίβεια, οπότε προκύπτει η σχέση:

## 2.2.3-4

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

Η οποία γράφεται και :

## 2.2.3-5

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

Το κύριο χαρακτηριστικό της εξίσωσης αυτής είναι ότι ο βαθμός απόδοσης εξαρτάται από τρεις παραμέτρους ( $a_0, a_1, a_2$ ). Υπάρχουν οίκοι (πχ SRCC) αξιολόγησης συλλεκτών, οι οποίοι σύμφωνα πάντα με κάποια τυποποιημένα πρότυπα πειραματικού ελέγχου (πχ της ASHRAE) αποδίδουν για κάθε εξεταζόμενο συλλέκτη τις τιμές αυτών των παραμέτρων.

Επισημαίνονται κάποια συχνά λάθη: Οι παράμετροι αυτοί αναφέρονται συνήθως είτε στο μικτό είτε στο καθαρό εμβαδόν κάθε εξεταζόμενου συλλέκτη. Οπότε όταν ο χρήστης μεταβάλλει την αντίστοιχη παράμετρο στο component του TRNSYS θα πρέπει να το λάβει υπόψη. Επίσης οι παράμετροι αναφέρονται για συγκεκριμένη παροχή ανά μονάδα εμβαδού συλλεκτικής επιφάνειας, παράμετρο που επίσης θα πρέπει ο χρήστης να συμπληρώσει στο αντίστοιχο component ( $m_{\text{test collector}}$ ). Το TRNSYS υπολογίζει αυτόματα τις απαραίτητες αλλαγές των παραμέτρων βάση της εκάστοτε παροχής (για τις αντίστοιχες εξισώσεις ανέτρεξε στο μαθηματικό εγχειρίδιο). Τέλος η διαφορά θερμοκρασίας στην εξίσωση 2.2.3-5 είναι μεταξύ θερμοκρασίας εισερχόμενου ρευστού στο συλλέκτη και περιβάλλοντα αέρα. Κάποιοι οίκοι ωστόσο χρησιμοποιούν την μέση θερμοκρασία του συλλέκτη αντί την  $T_i$ . Βάση σχέσεων μετατροπής της 2.2.3-4 (λεπτομερώς στο μαθηματικό εγχειρίδιο) το TRNSYS εξίσου υπολογίζει αυτόματα τις αναγκαίες μετατροπές. Για να γίνει αυτό ο χρήστης πρέπει να επιλέξει το κατάλληλο efficiency mode από τις παραμέτρους του component.

Τέλος τονίζεται πως η άνω σχέση αφορά κάθετα προσπίπτουσα στον συλλέκτη ακτινοβολία. Όταν ωστόσο η ακτινοβολία προσπίπτει υπό γωνία  $\theta$ , το γινόμενο διαπερατότητας-απορροφητικότητας μεταβάλλεται ( $\tau\alpha$ ). Ο διορθωτικός παράγοντας του ( $\tau\alpha$ ) [IAM-Incidence Angle Modifier] δίνεται από την σχέση:

## 2.2.3-6

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

Έτσι εκτός των παραμέτρων  $a_0, a_1, a_2$ , ο χρήστης πρέπει να εισάγει δύο ακόμα παραμέτρους. Τις τιμές αυτές μπορεί ο χρήστης εξίσου να τις λάβει από τους οίκους αξιολόγησης και να τις εισάγει στις παραμέτρους του component.

### Σημειώσεις πάνω στην συμπεριφορά του συλλέκτη

Παρατηρώντας την δευτεροβάθμια εξίσωση του επίπεδου συλλέκτη μπορούμε να εξάγουμε τα εξής συμπεράσματα όσο αφορά την ευαισθησία της καμπύλης απόδοσης σε σχέση με τις βασικές τις παραμέτρους και μεταβλητές:

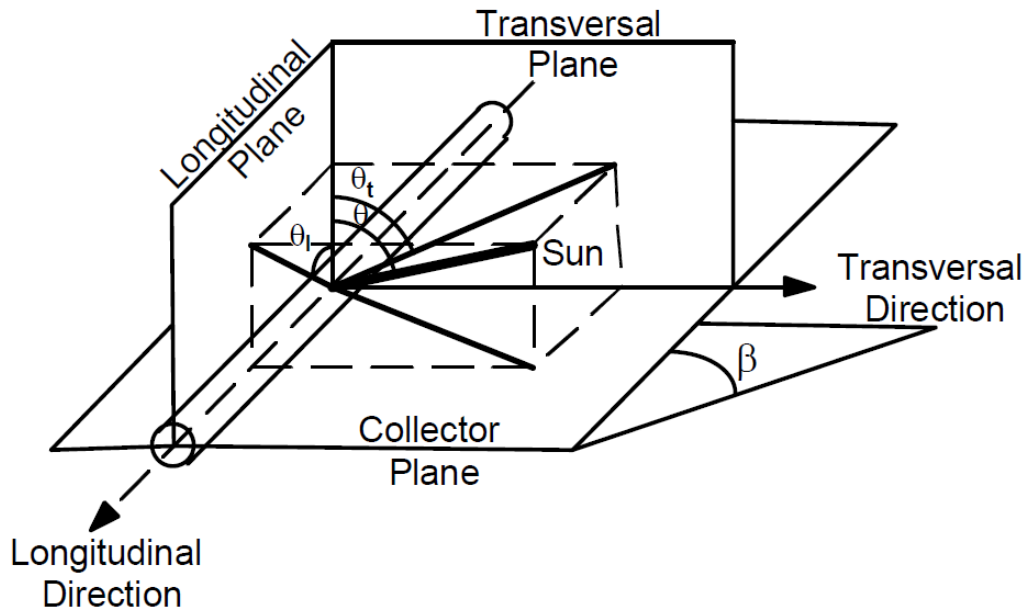
Θεωρώντας όλες τις παραμέτρους και μεταβλητές θετικές (και από φυσικής άποψης αυτό συνάγεται, αφού  $-a_1$ ,  $-a_2$  αφορούν απώλειες άρα πρέπει αρνητικές ενώ  $a_0$  πρέπει εξίσου θετικό αφού αφορά τον μέγιστο βαθμό απόδοσης, και  $\Delta T$  θετικό ή κοντά στο μηδέν αλλιώς ο συλλέκτης θα εργαζόταν με εισερχόμενο ρευστό μικρότερης θερμοκρασίας από ότι η ατμοσφαιρική κάτι το οποίο σε μόνιμη τουλάχιστο λειτουργία δεν ισχύει.) έχουμε:

- Για μεγάλες τιμές  $a_0$  (άρα καλή διαπερατότητα και απορροφητικότητα) η μέγιστη τιμή του συλλέκτη εξίσου είναι μεγάλη. Εάν και οι τιμές των  $a_1$ ,  $a_2$  είναι μικρές (που σημαίνει καλή μόνωση  $\rightarrow$  μικρές απώλειες) τότε σε αρκετά μεγάλο φάσμα τιμών του λόγου  $\Delta T/I_T$  ο βαθμός απόδοσης θα παραμένει υψηλός. Ωστόσο αν εξετάσουμε αυτό το ενδεχόμενο τεχνικά και συγκεκριμένα: το μεγαλύτερο μέρος των θερμικών απωλειών του συλλέκτη γίνονται μέσω της διάφανης επιφάνειας/ών (ανάλογα με τον αριθμό καλυμμάτων) του συλλέκτη, είτε λόγω συναγωγής (θερμότητα που διαφεύγει), είτε λόγω ακτινοβολίας που ανακλάται στον απορροφητή και την αφήνει το κάλυμμα να διαφύγει. Με χρήση λοιπόν δύο καλυμμάτων αυτές οι απώλειες μειώνονται δραματικά, μειώνοντας έτσι τις απόλυτες τιμές των  $a_1$ ,  $a_2$ . Ωστόσο η διαπερατότητα του συνδυασμού των δύο καλυμμάτων μειώνεται εξίσου δραματικά και κατά συνέπεια μειώνεται και το  $a_0$ . Έτσι συνάγεται πως για την περίπτωση τουλάχιστο των επίπεδων συλλεκτών μπορούμε να έχουμε είτε υψηλό  $a_0$ , είτε μικρά  $a_1$ ,  $a_2$  και όχι εύκολα και τα δύο.
- Αναλόγως λοιπόν το πόσο μεγάλο είναι φάσμα λειτουργίας τιμών του λόγου  $\Delta T/I_T$  πρέπει αντίστοιχα να επιλεγθεί συλλέκτης με τις κατάλληλες τιμές παραμέτρων. Για μικρό φάσμα μπορεί να επιλεγθεί ένας συλλέκτης με υψηλό  $a_0$  και κακή σχετικά μόνωση ( $a_1$ ,  $a_2$ ). Αντίθετα για μεγάλο φάσμα πρέπει για να είναι αποδοτικός ο συλλέκτης να έχει σχετικά μικρό  $a_0$  και μικρά εξίσου  $a_1$ ,  $a_2$  (καλή μόνωση).

### Type 71 CPC συλλέκτες

Το μαθηματικό μοντέλο του βαθμού απόδοσης των συλλεκτών σωλήνων κενού με παραβολικά κάτοπτρα (Compound Parabolic collectors), type-71, είναι το ίδιο με αυτό του επίπεδου συλλέκτη με τη διαφορά ότι η διόρθωση του (τα) [IAM] γίνεται πλέον με δύο γωνίες αντί μιας:

- Διαμήκης γωνία πρόσπτωσης (Longitudinal angle  $\theta_L$ ). Σχηματίζεται μεταξύ επιπέδου συλλέκτη (collector plane) και την προβολή της ευθείας οράσεως του ήλιου σε επίπεδο κάθετο στο επίπεδο του συλλέκτη αλλά παράλληλο με τις σωλήνες κενού (longitudinal plane).
- Εγκάρσια γωνία πρόσπτωσης (Transversal angle  $\theta_T$ ). Σχηματίζεται μεταξύ επιπέδου συλλέκτη και την προβολή της ευθείας οράσεως του ήλιου σε επίπεδο κάθετο τόσο στο επίπεδο του συλλέκτη όσο και στους σωλήνες κενού (transversal plane).  
Σχηματικά τα άνω φαίνονται στην κάτω εικόνα (Εικόνα 2.2-6):



**Εικόνα 2.2-6** Σχηματική παράσταση διαμήκους (longitudinal) και εγκάρσιου (transversal) επιπέδου  
*Κατασκευή IAM DATA FILE- αρχείο μητρώου IAM*

Το TRNSYS υπολογίζει τον διορθωτικό παράγοντα IAM, διαβάζοντας τις τιμές των δύο αυτών γωνιών ( $\theta_T, \theta_L$ ) καλώντας ένα αρχείο μητρώου. Συγκεκριμένα το μητρώο αυτό περιλαμβάνει τις τιμές IAM για προεπιλεγμένα ζεύγη ( $\theta_T, \theta_L$ ). Το TRNSYS κάνει παρεμβολές μεταξύ αυτών των τιμών για γωνίες ενδιάμεσες των προεπιλεγμένων ζευγών.

Αναλυτικότερα για την κατασκευή του μητρώου έχουμε:

Από τον κατασκευαστή του CPC συλλέκτη που θα χρησιμοποιηθεί στην εργασία λαμβάνεται ο κάτω πίνακας: [10]

$\theta$ (degrees)	0	20	40	50	60	70	90
$k_{\text{translational}}$	1.00	1.01	1.03	.99	1.05	1.10	.00
$k_{\text{longitudinal}}$	1.00	.99	.95	.89	.80	.65	.00

**Πίνακας 2.2-13** Συντελεστές εγκάρσιας και διαμήκους γωνίας πρόσπτωσης για τον υπολογισμό του IAM

Περιλαμβάνει 7 διαφορετικές γωνίες, έτσι προκύπτει μητρώο  $7^2 \times 1$ , 49 δηλαδή διαφορετικών τιμών IAM όσα και τα διαφορετικά ζεύγη  $\theta_T, \theta_L$ . Για παράδειγμα

1<sup>η</sup> γραμμή: ( $\theta_T = 0, \theta_L = 0$ )  $IAM = 1.00 * 1.00 = 1.00$

2<sup>η</sup> γραμμή: ( $\theta_T = 0, \theta_L = 20$ )  $IAM = 1.00 * 0.99 = 0.99$



.....  
8<sup>η</sup> γραμμή: ( $\theta_T = 20, \theta_L = 0$ ) IAM=1.01\*1.00=1.01

9<sup>η</sup> γραμμή: ( $\theta_T = 20, \theta_L = 20$ ) IAM=1.01\*0.99=0.9999

.....

49<sup>η</sup> γραμμή: ( $\theta_T = 90, \theta_L = 90$ ) IAM=0.00\*0.00=0.00

### *Type-107 chiller απορρόφησης*

Το στοιχείο που προσομοιάζει το chiller απορρόφησης είναι το type-107. Όπως εξηγήθηκε στην υποενότητα 2.1.3, ένα chiller απορρόφησης παράγει κρύο νερό χρησιμοποιώντας τρία κυκλώματα νερού. Ένα κύκλωμα ζεστού νερού από 70-100 ° C παρέχει την απαραίτητη θερμική ενέργεια λειτουργίας, ένα κύκλωμα κρύου νερού ψύχεται στην επιθυμητή θερμοκρασία κρύου νερού (συνήθως 5-17 ° C) αποβάλλοντας το φορτίο ψύξης του κλιματιζόμενου χώρου και ένα κύκλωμα ψυκτικού νερού κοντά στην θερμοκρασία περιβάλλοντος 25-35 ° C προσλαμβάνει τόσο το ψυκτικό όσο και το θερμικό φορτίο του chiller και κατόπιν το αποβάλλει στο περιβάλλον. Η αποβολή της ενέργειας αυτής συνήθως γίνεται σε πύργο ψύξης υγρής ή ξερής λειτουργίας, με χαμηλότερη θερμοκρασία αυτή της υγρής λειτουργίας (και έτσι μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης για το chiller), ωστόσο με κάποια προβλήματα συντήρησης όπως αναφέρθηκαν (ανάπτυξη βακτηρίων).

Το type-107 χρησιμοποιεί ομοίως τρία κυκλώματα νερού και ανάλογα με το εκάστοτε φορτίο, θερμοκρασία εισόδου του ζεστού, κρύου και ψυκτικού νερού υπολογίζεται ο βαθμός απόδοσης της συσκευής. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται μέσω ενός καταλόγου δεδομένων ανοιγμένων στην ονομαστική ισχύ του chiller που παρέχει ο χρήστης στο type-107 (DATA FILE) του οποίου η κατασκευή αναλύεται μετά το μαθηματικό μοντέλο. Ο χρήστης επίσης εισάγει στο στοιχείο ως παραμέτρους, την ονομαστική ισχύ ψύξης του chiller, τον βαθμό απόδοσης και την κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος των παρελκόμενων της συσκευής (ηλεκτρικοί κινητήρες αντλιών κλπ.)

### *Μαθηματικό μοντέλο του type-107 absorption chiller*

Όταν το type-107 τίθεται σε λειτουργία αρχικά υπολογίζει το απαραίτητο φορτίο ψύξης:

$$\dot{Q}_{remove} = \dot{m}_{chw} C_{p,chw} (T_{chw,in} - T_{chw,set})$$

Όπου  $Q_{remove}$  το απαραίτητο φορτίο ψύξης σε kJ/h,  $m_{chw}$  η παροχή σε kg/h,  $C_{p,chw}$  η θερμοχωρητικότητα του νερού,  $T_{chw}$  και  $T_{chw,set}$  οι θερμοκρασίες εισόδου και επιθυμητής τιμής εξόδου του κρύου νερού αντίστοιχα.

Στη συνέχεια υπολογίζεται το κλάσμα του ονομαστικού φορτίου  $f_{designLoad}$  δηλαδή :

$$f_{DesignLoad} = \frac{\dot{Q}_{remove}}{Capacity_{Rated}}$$

Όπου  $Capacity_{Rated}$  η ονομαστική ψυκτική ισχύς.

Στη συνέχεια το type-107 καλεί την Dynamic Data subroutine του trnsys, η οποία διαβάζει τον κατάλογο δεδομένων και ανάλογα με τις θερμοκρασίες εισόδου του ζεστού και ψυκτικού νερού ( $T_{hw,in}, T_{cw,in}$ ), επιθυμητής θερμοκρασίας κρύου ( $T_{chw,set}$ ) και κλάσματος φορτίου  $f_{designLoad}$  επιστρέφει έναν συντελεστή  $f_{cap}$  όπου

$$f_{cap} = \frac{Capacity}{Capacity_{Rated}}$$

Όπου  $Capacity$  η κανονική ψυκτική ισχύς, δηλαδή η διαθέσιμη βάση των δεδομένων εισόδου (θερμοκρασία ζεστού νερού κλπ.) ψυκτική ισχύς. Συνεπώς η κανονική ψυκτική ισχύς υπολογίζεται

$$Capacity = Capacity_{Rated} * f_{cap}$$

Η υπορουτίνα Dynamic Data επιστρέφει επίσης το κλάσμα της απαραίτητης θερμικής ενέργειας εισόδου ώστε να λειτουργήσει το chiller  $f_{energy Input}$ . Έτσι η θερμική ενέργεια εισόδου ισούται με

$$Q_{hw} = Q_{hw,Rated} * f_{energy, input} , Q_{hw,Rated} = \frac{Capacity_{Rated}}{COP_{Rated}}$$

Όπου  $COP_{Rated}$  ο ονομαστικός θερμικός βαθμός απόδοσης του chiller.

Έτσι στη συνέχεια εύκολα υπολογίζονται η θερμοκρασία εξόδου του ζεστού και κρύου νερού :

$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - \frac{\dot{Q}_{hw}}{\dot{m}_{hw} C_{p_{hw}}}$$

$$T_{chw,out} = T_{chw,in} - \frac{MIN(\dot{Q}_{remove}, Capacity)}{\dot{m}_{chw} C_{p_{chw}}}$$

Όπου όπως φαίνεται στον παραπάνω τύπο επιλέγεται ως φορτίο ψύξης το ελάχιστο μεταξύ απαραίτητου και κανονικής ισχύος. Προφανώς εάν η κανονική ισχύς είναι μεγαλύτερη από το απαραίτητο φορτίο, η θερμοκρασία εξόδου ισούται με την επιθυμητή  $T_{chw,set}$ .

Το φορτίο αποβαλλόμενης ενέργειας από την συσκευή θα ισούται τώρα με:

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{aux}$$

Όπου  $Q_{cw}$  το αποβαλλόμενο φορτίο,  $Q_{aux}$  η καταναλισκόμενη ενέργεια των παρελκόμενων συσκευών του chiller. Το type-107 θεωρεί πως ανεξαρτήτως του κλάσματος του φορτίου η ενέργεια αυτή παραμένει σταθερή, δηλαδή σε όποιο φορτίο και να δουλεύει το chiller το  $Q_{aux}$  είναι το ίδιο και όπως προαναφέρθηκε η τιμή του εισάγεται ως παράμετρος στο type-107. Συνεπώς η θερμοκρασία εξόδου του ψυκτικού νερού  $T_{cw,out}$  θα είναι :

$$T_{cw,out} = T_{cw,in} + \frac{\dot{Q}_{cw}}{\dot{m}_{cw} C_{p,cw}}$$

Ενώ ο συνολικός τελικός βαθμός απόδοσης του chiller :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{chw}}{\dot{Q}_{aux} + \dot{Q}_{hw}}$$

### [Εισαγωγή του καταλόγου δεδομένων DATA FILE-ψηφιοποίηση χάρτη απόδοσης του chiller της Rotartica](#)

Επιλέγεται το absorption chiller της Rotartica με ονομαστική ισχύ στα 4.5 KW (16200 kJ/h), από τα μικρότερα σε ισχύ chiller στην αγορά, καθώς οι χωρητικότητες των chiller μέχρι πρότινος ξεκινούσαν από 30 kW και πάνω αφού προορίζονταν για μεγάλες εγκαταστάσεις, ενώ μόνο τα τελευταία χρόνια έχει αρχίσει η βιομηχανία να στρέφεται σε chiller χαμηλότερης ισχύς για οικιακή χρήση. Το chiller αυτό λοιπόν είναι αρκετά κοντά στο μέγιστο ψυκτικό φορτίο του TRB (14000).

Από το διαδίκτυο βρέθηκαν τα σχεδιαγράμματα με το μέγιστο ψυκτικό φορτίο  $Q_{chw}$  και τον αντίστοιχο θερμοκί βαθμό απόδοσης COP για τις εκάστοτε συνθήκες λειτουργίας [11]. Τα στοιχεία αυτά ψηφιοποιήθηκαν και επεξεργάστηκαν ώστε να αποδοθούν οι συντελεστές  $f_{cap}$  και  $f_{energy\ input}$  για τις διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Η διαδικασία φαίνεται παρακάτω.

Αρχικά αναφέρεται πως όσο αφορά το  $f_{cap}$  η τιμή του παραμένει σταθερή ανεξαρτήτως του  $f_{designload}$ . Το  $f_{energy\ input}$  μεταβάλλεται ανάλογα με το  $f_{designload}$ . Στην παρούσα μελέτη θεωρείται πως το  $f_{energy\ input}$  λαμβάνει τιμές από 0 για  $f_{designload}=0$  έως την εκάστοτε τιμή (ανάλογα με το σημείο λειτουργίας) για  $f_{designload}=1$  δηλαδή:

$$f_{energy\ input} = f_{design\ load} * f_{energy\ input}^{design\ load=1}$$

Συνεπώς, όπως προαναφέρθηκε τα σχεδιαγράμματα του κατασκευαστή (Rotartica) παρέχουν μόνο το  $Q_{chw}$  και το COP, το  $Q_{chw}$  θα ονομάζεται από δω και στο εξής  $Cap_{not\_rated}$  και το COP  $COP_{not\_rated}$ . Έτσι το  $f_{cap}$  θα είναι:

$$f_{\text{cap}} = \frac{Cap_{\text{not rated}}}{Capacity_{\text{Rated}}}$$

Για τον  $COP_{\text{not rated}}$  ισχύει :

$$COP_{\text{not rated}} = \frac{Cap_{\text{not rated}}}{Q_{hw, \text{not rated}}},$$

όπου  $Q_{hw, \text{not rated}}$  η απαραίτητη θερμική ενέργεια εισόδου για το μέγιστο φορτίο

Έτσι,  $Q_{hw, \text{not rated}} = \frac{Cap_{\text{not rated}}}{COP_{\text{not rated}}}$ , ενώ η θερμική ενέργεια σε μερικό φορτίο θα είναι

$$\begin{aligned} Q_{hw} &= f_{\text{load not rated}} * Q_{hw, \text{not rated}} = f_{\text{energy input}} * Q_{hw, \text{rated}} \\ &= f_{\text{design load}} * f_{\text{energy input}}^{\text{design load}=1} * Q_{hw, \text{rated}} \rightarrow \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_{\text{energy input}}^{\text{design load}=1} &= \frac{f_{\text{load not rated}} * Q_{hw, \text{not rated}}}{f_{\text{design load}} * Q_{hw, \text{rated}}} = \frac{Capacity_{\text{Rated}} * Q_{hw, \text{not rated}}}{Cap_{\text{not rated}} * Q_{hw, \text{rated}}} \\ &= \frac{Q_{hw, \text{not rated}}}{f_{\text{cap}} * Q_{hw, \text{rated}}} \end{aligned}$$

$$\text{όπου } f_{\text{load not rated}} = \frac{Q_{chw}}{Cap_{\text{not rated}}},$$

$Q_{chw}$  το εκάστοτε απαραίτητο ψυκτικό φορτίο σε κάθε μερικό φορτίο

Δηλαδή με λίγα λόγια το  $f_{\text{energy input}}^{\text{design load}=1}$  πρέπει να είναι ανοιγμένο στο ονομαστικό (rated) συντελεστή  $f_{\text{cap}}$  ώστε να εισαχθεί στον κατάλογο δεδομένων.

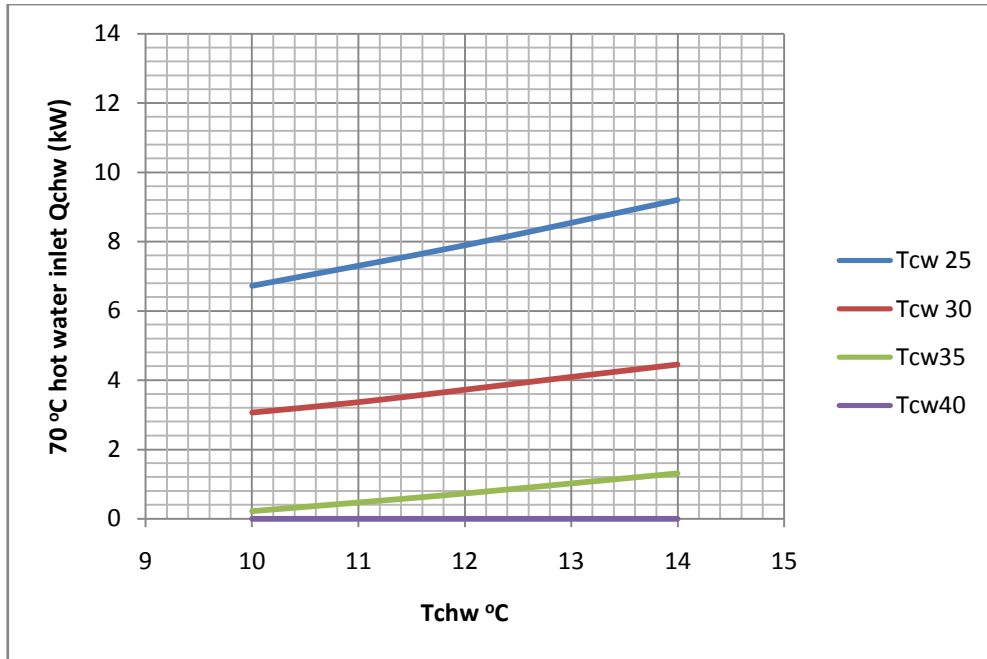
Έτσι κατασκευάζονται ο ζητούμενος κατάλογος δεδομένων DATA FILE (Πίνακας 2.2-14) που θα χρησιμοποιεί το TRNSYS για να διαβάσει τον χάρτη απόδοσης του chiller και τα διαγράμματα (Διάγραμμα 2.1-1,8) αντίστοιχα αυτών του κατασκευαστή για επαλήθευση.

Ονομαστικές επιλέχθηκαν οι συνθήκες λειτουργίας στους 12° C κρύου νερού, 35° C ψυκτικού και 90° C ζεστού (με κίτρινο χρώμα στον πίνακα, η επιλογή δεν επηρεάζει την λειτουργία του chiller, αφού είναι απλά το σημείο λειτουργίας στο οποίο ανοίγονται τα υπόλοιπα σημεία λειτουργίας). Έτσι στις παραμέτρους του type-107 εισάγονται **rated capacity= 5.51 kW**, **COP=0.608** και **auxiliary=1440 kJ/h** (από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή **0.4 kW**)

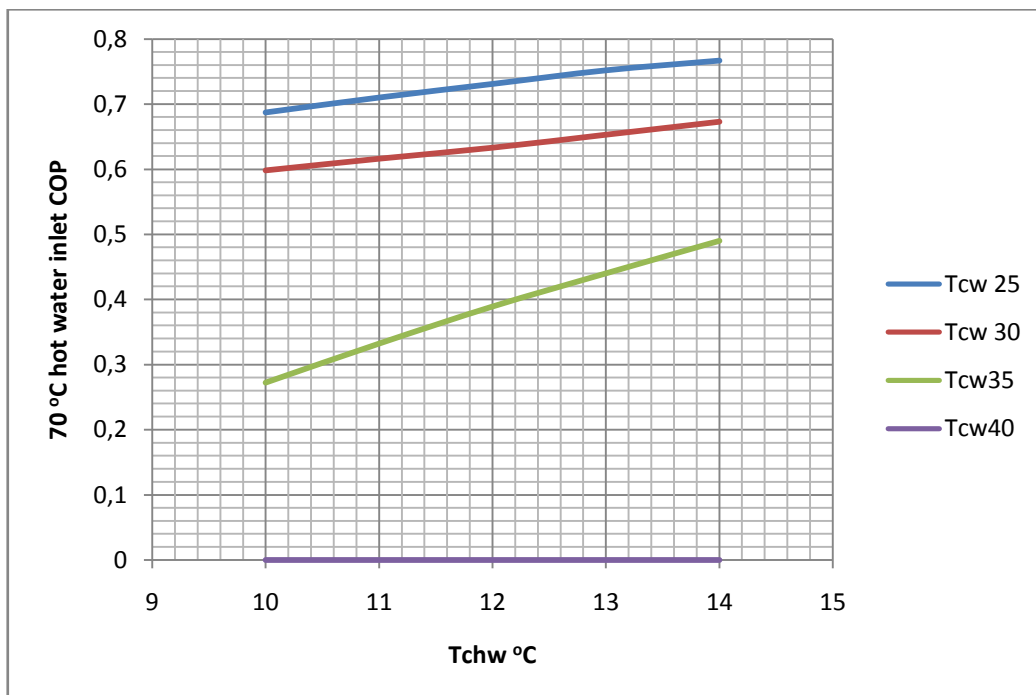
Πίνακας 2.2-14 Κατάλογος δεδομένων –data file- χάρτη απόδοσης του chiller type-107

Tchw (°C)	Tcw (°C)	Thw (°C)	Qchw (kW)	COP	fcap	finput
10	25	70	6,72	0,687	1,2196	0,8853
10	25	80	7,06	0,707	1,2813	0,8602
10	25	90	9,58	0,719	1,7387	0,8459
10	25	100	9,46	0,689	1,7169	0,8827
10	30	70	3,06	0,598	0,5554	1,0170
10	30	80	5,05	0,613	0,9165	0,9921
10	30	90	7,26	0,669	1,3176	0,9091
10	30	100	8,36	0,587	1,5172	1,0361
10	35	70	0,22	0,272	0,0399	2,2359
10	35	80	2,47	0,445	0,4483	1,3667
10	35	90	4,63	0,549	0,8403	1,1078
10	35	100	5,86	0,498	1,0635	1,2212
10	40	70	0	0	0,0000	0,0000
10	40	80	0	0	0,0000	0,0000
10	40	90	1,84	0,317	0,3339	1,9185
10	40	100	2,5	0,28	0,4537	2,1720
11	25	70	7,3	0,71	1,3249	0,8566
11	25	80	7,42	0,72	1,3466	0,8447
11	25	90	10,01	0,729	1,8167	0,8342
11	25	100	9,82	0,693	1,7822	0,8776
11	30	70	3,36	0,616	0,6098	0,9873
11	30	80	5,42	0,631	0,9837	0,9638
11	30	90	7,74	0,684	1,4047	0,8891
11	30	100	9,09	0,625	1,6497	0,9731
11	35	70	0,47	0,332	0,0853	1,8318
11	35	80	2,84	0,485	0,5154	1,2540
11	35	90	5,06	0,584	0,9183	1,0414
11	35	100	6,45	0,562	1,1706	1,0821
11	40	70	0	0	0,0000	0,0000
11	40	80	0	0	0,0000	0,0000
11	40	90	2,27	0,387	0,4120	1,5715
11	40	100	3,23	0,362	0,5862	1,6800
12	25	70	7,89	0,731	1,4319	0,8320
12	25	80	7,73	0,732	1,4029	0,8308
12	25	90	10,45	0,739	1,8966	0,8230
12	25	100	10,18	0,698	1,8475	0,8713
12	30	70	3,72	0,633	0,6751	0,9608
12	30	80	5,78	0,648	1,0490	0,9385
12	30	90	8,22	0,699	1,4918	0,8701
12	30	100	9,73	0,662	1,7659	0,9187
12	35	70	0,73	0,389	0,1325	1,5634
12	35	80	3,2	0,523	0,5808	1,1628

12	35	90	5,51	0,608	1,0000	1,0003
12	35	100	7,02	0,618	1,2740	0,9841
12	40	70	0	0	0,0000	0,0000
12	40	80	0	0	0,0000	0,0000
12	40	90	2,72	0,448	0,4936	1,3575
12	40	100	3,93	0,436	0,7132	1,3949
13	25	70	8,54	0,752	1,5499	0,8087
13	25	80	8	0,742	1,4519	0,8196
13	25	90	10,95	0,749	1,9873	0,8120
13	25	100	10,56	0,702	1,9165	0,8663
13	30	70	4,09	0,653	0,7423	0,9313
13	30	80	6,18	0,663	1,1216	0,9173
13	30	90	8,71	0,709	1,5808	0,8578
13	30	100	10,41	0,689	1,8893	0,8827
13	35	70	1,02	0,44	0,1851	1,3822
13	35	80	3,57	0,56	0,6479	1,0860
13	35	90	5,95	0,628	1,0799	0,9684
13	35	100	7,62	0,64	1,3829	0,9503
13	40	70	0	0	0,0000	0,0000
13	40	80	0	0	0,0000	0,0000
13	40	90	3,17	0,498	0,5753	1,2212
13	40	100	4,62	0,495	0,8385	1,2286
14	25	70	9,2	0,767	1,6697	0,7929
14	25	80	8,26	0,752	1,4991	0,8087
14	25	90	11,42	0,759	2,0726	0,8013
14	25	100	10,99	0,706	1,9946	0,8614
14	30	70	4,45	0,673	0,8076	0,9037
14	30	80	6,58	0,678	1,1942	0,8970
14	30	90	9,18	0,714	1,6661	0,8518
14	30	100	10,99	0,702	1,9946	0,8663
14	35	70	1,31	0,49	0,2377	1,2412
14	35	80	3,95	0,589	0,7169	1,0325
14	35	90	6,38	0,643	1,1579	0,9458
14	35	100	8,21	0,649	1,4900	0,9371
14	40	70	0	0	0,0000	0,0000
14	40	80	0,9	0,237	0,1633	2,5661
14	40	90	3,6	0,544	0,6534	1,1180
14	40	100	5,2	0,543	0,9437	1,1200

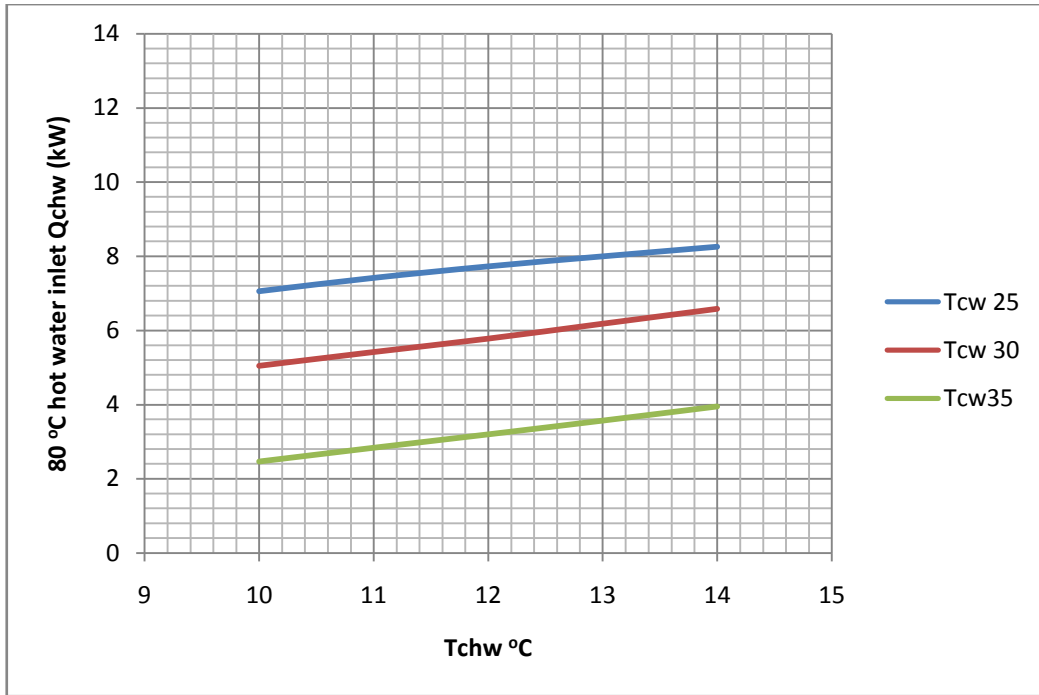


Διάγραμμα 2.2-1 Διάγραμμα ψυκτικής ισχύος  $Q_{chw}$  (KW) συναρτήσει της θερμοκρασίας κρύου για διάφορες περιπτώσεις θερμοκρασίας ψυκτικού για θερμό νερό στους  $70^{\circ}\text{C}$

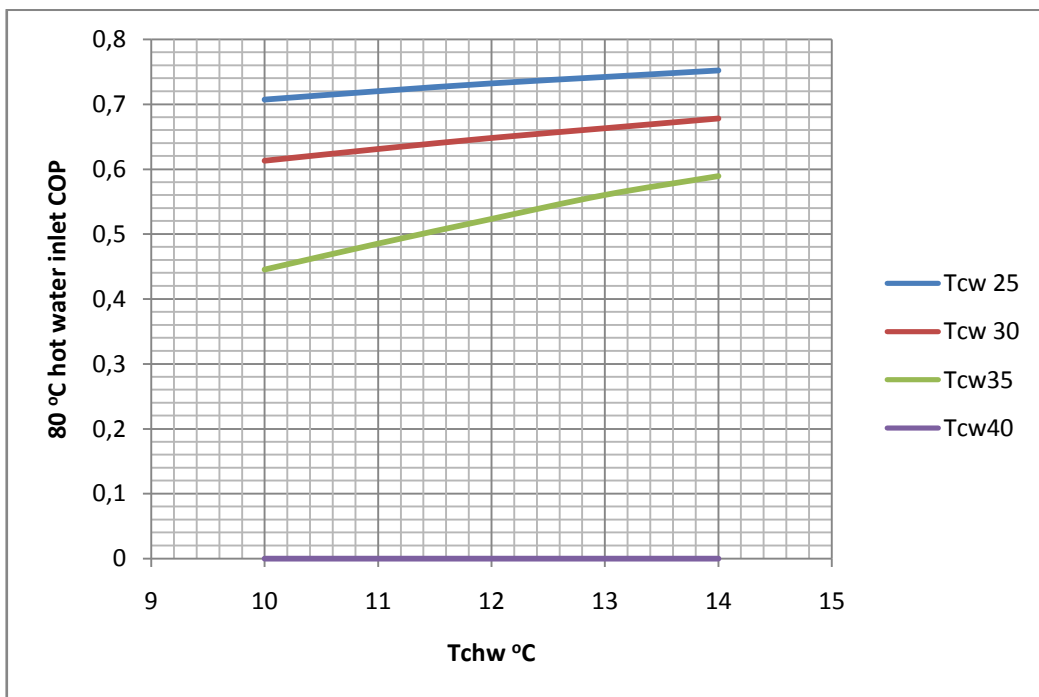


Διάγραμμα 2.2-2 Διάγραμμα θερμικού COP συναρτήσει της θερμοκρασίας κρύου για διάφορες περιπτώσεις θερμοκρασίας ψυκτικού για θερμό νερό στους  $70^{\circ}\text{C}$

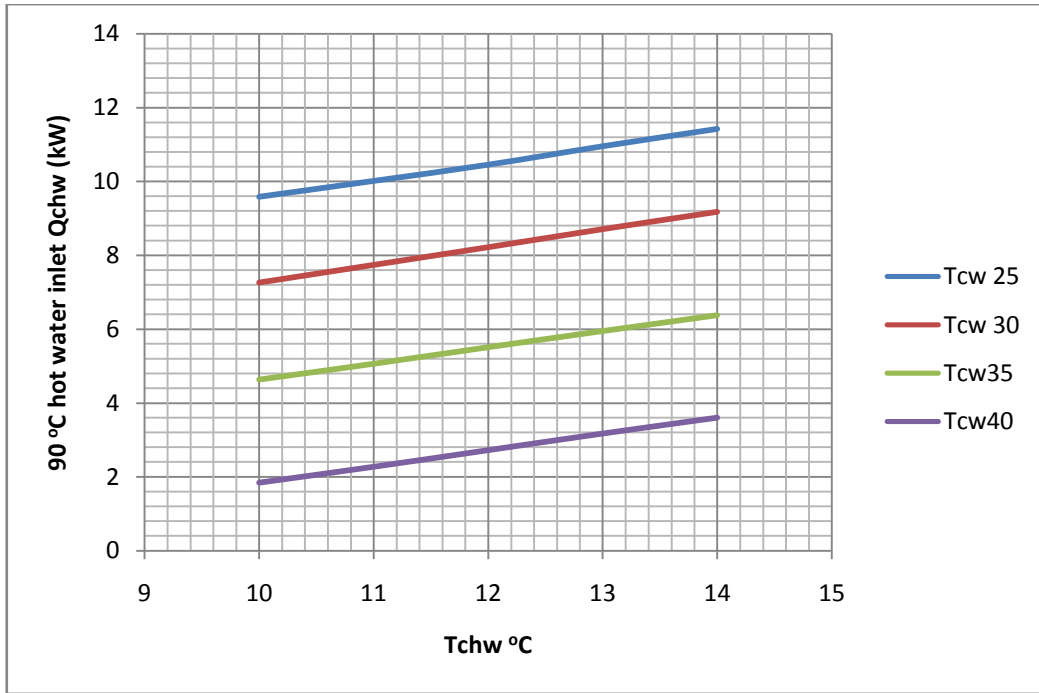




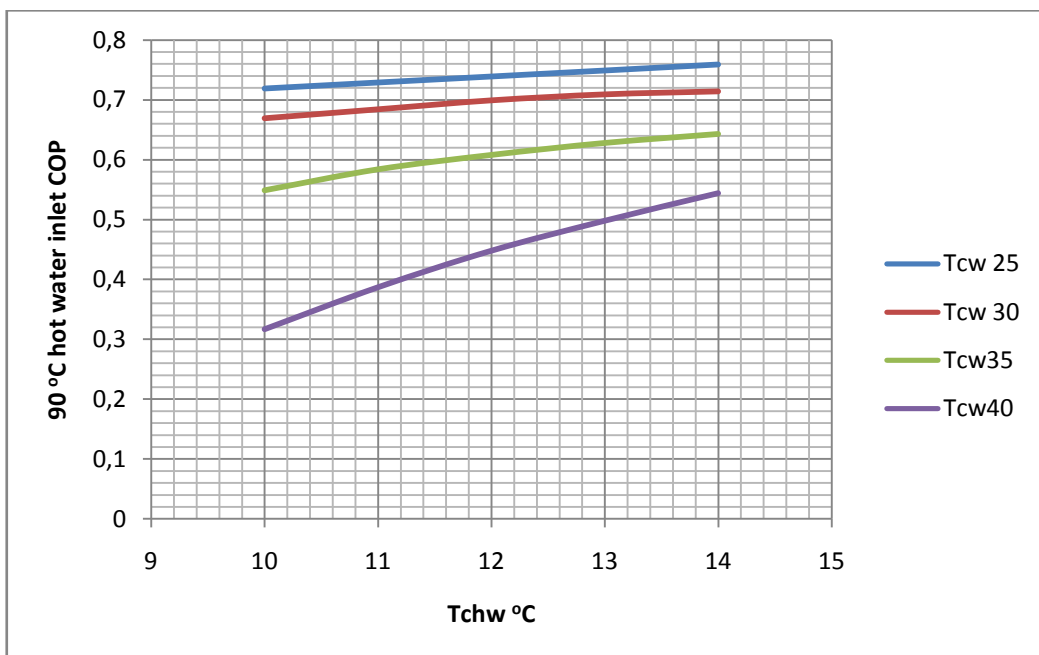
Διάγραμμα 2.2-3 Διάγραμμα ψυκτικής ισχύος  $Q_{CHW}$  (KW) συναρτήσει της θερμοκρασίας κρύου για διάφορες περιπτώσεις θερμοκρασίας ψυκτικού για θερμό νερό στους  $80^{\circ}\text{C}$



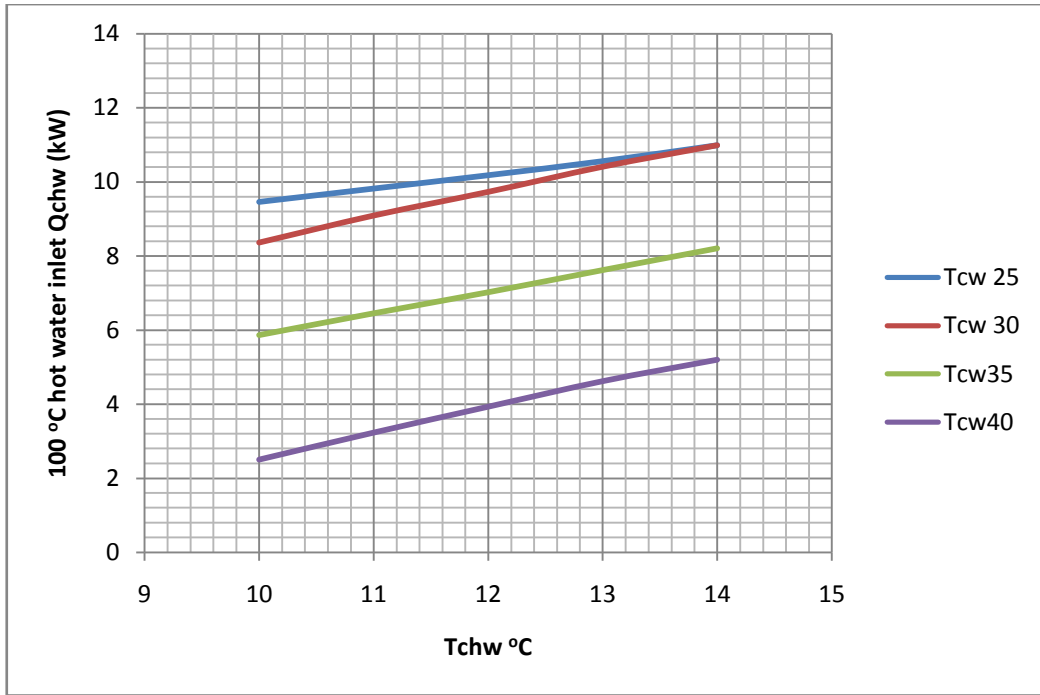
Διάγραμμα 2.2-4 Διάγραμμα θερμικού COP συναρτήσει της θερμοκρασίας κρύου για διάφορες περιπτώσεις θερμοκρασίας ψυκτικού για θερμό νερό στους  $80^{\circ}\text{C}$



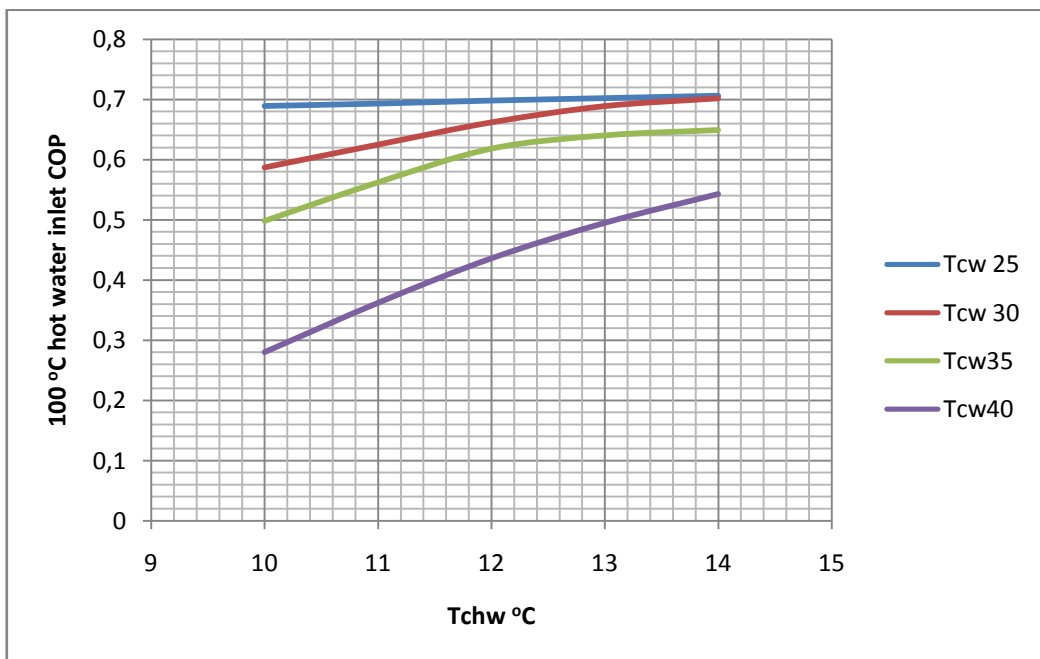
Διάγραμμα 2.2-5 Διάγραμμα ψυκτικής ισχύος  $Q_{CHW}$  (KW) συναρτήσει της θερμοκρασίας κρύου για διάφορες περιπτώσεις θερμοκρασίας ψυκτικού για θερμό νερό στους  $90^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 2.2-6 Διάγραμμα θερμικού COP συναρτήσει της θερμοκρασίας κρύου για διάφορες περιπτώσεις θερμοκρασίας ψυκτικού για θερμό νερό στους  $90^{\circ}\text{C}$



Διάγραμμα 2.2-7 Διάγραμμα ψυκτικής ισχύος  $Q_{CHW}$  (KW) συναρτήσει της θερμοκρασίας κρύου για διάφορες περιπτώσεις θερμοκρασίας ψυκτικού για θερμό νερό στους **100°C**



Διάγραμμα 2.2-8 Διάγραμμα θερμικού COP συναρτήσει της θερμοκρασίας κρύου για διάφορες περιπτώσεις θερμοκρασίας ψυκτικού για θερμό νερό στους **100°C**

Συγκρίνοντας τα άνω διαγράμματα με τα αντίστοιχα [11] της Rotartica συμπεραίνεται ότι συμπίπτουν, άρα επαληθεύεται η ψηφιοποίηση του χάρτη απόδοσης του εν λόγω chiller.

## Κεφάλαιο 3<sup>ο</sup> : Προκαταρτικές μελέτες μέσω του Trnsys

Το **ζητούμενο θέμα** του 3<sup>ου</sup> κεφαλαίου είναι η κατασκευή προκαταρτικών μελετών TRNSYS ψύξης και θέρμανσης του TRB με χρήση ηλιακής ενέργειας ή συντομότερα μελετών ηλιακού κλιματισμού του TRB. Αναφέρονται ως προκαταρτικές αφού δεν αποτελούν την τελική μορφή μελετών της παρούσας διπλωματικής εργασίας, αλλά η βάση ώστε να κατασκευαστούν οι τελικές (που θα παρουσιασθούν στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο).

Ο κύριος **στόχος** είναι η ορθότητα και όχι τόσο ο ρεαλισμός των μελετών αυτών όπου:

- Ως ορθή αναφέρεται μια μελέτη TRNSYS που καταρχήν «τρέχει», δηλαδή επιλύεται αριθμητικά (συγκλίνει σε λύση) το σύστημα των διαφορικών εξισώσεων που αντιστοιχεί στα στοιχεία και τη σύζευξη τους, της εκάστοτε υπ' εξέταση μελέτης. Παράλληλα όμως πρέπει εκτός του να «τρέχει» μια μελέτη, τα αποτελέσματα να είναι λογικά βάση των δεδομένων και παραμέτρων εισόδου (πχ δεν μπορεί να βγαίνει η καταναλισκόμενη βοηθητική ενέργεια μεγαλύτερη από το ζητούμενο μικτό (ωφέλιμο και απώλειες) θερμικό φορτίο ή μια θερμοκρασία εκτός του αναμενόμενου εύρους τιμών).
- Από την άλλη ο ρεαλισμός μιας μελέτης έχει να κάνει με το πόσο η διάταξη και σύζευξη των στοιχείων της μελέτης μπορεί να αντιστοιχηθεί με όμοια διάταξη μηχανικών-ηλεκτρικών συσκευών της υπάρχουσας αγοράς. Επιπρόσθετα η επιλογή των παραμέτρων του κάθε στοιχείου θα πρέπει να είναι εντός του πραγματικού φάσματος παραμέτρων της αντίστοιχης συσκευής της αγοράς, όσο το δυνατόν το επιτρέπει η προσέγγιση του στοιχείου προσομοίωσης του TRNSYS (component).

Έτσι όταν ικανοποιούνται οι δύο άνω προϋποθέσεις τα αποτελέσματα που προκύπτουν είναι και ορθά και ρεαλιστικά, πάντα βέβαια ως ένα βαθμό ακριβείας.

Τονίζεται πάντως, παρά τον άνω κύριο στόχο του κεφαλαίου, πως σε βασικά στοιχεία των μελετών όπως το chiller απορρόφησης, γίνεται προσπάθεια τουλάχιστο, ρεαλιστικής επιλογής παραμέτρων, ανάλογα πάντα με τις διαθέσιμες πληροφορίες από τους κατασκευαστές και τις δυνατότητες του εκάστοτε component.

Η **επίτευξη του στόχου** αυτού γίνεται μέσω σταδιακής κατασκευής των τελικών μελετών, ώστε όχι μόνο δείχνεται καλύτερα η δομή της τελικής σύνθετης μελέτης (μέσω απλούστερων μελετών) αλλά επιπλέον υπάρχει η δυνατότητα άμεσης σύγκρισης μεταξύ των διαδοχικών μελετών και συνεπώς έλεγχος της ορθότητας των αποτελεσμάτων τους. Βασική για τον έλεγχο αυτό αποτελεί η μελέτη κλιματισμού μέσα από το ίδιο το type-56. Τα αποτελέσματα της μελέτης κλιματισμού μέσω του type-56 λόγω της απλότητας υπολογισμών (μόνο ένα στοιχείο, το type-56) είναι πιθανολογικά πιο σωστά, για αυτό το λόγο σε κάθε περίπτωση κλιματισμού (ψύξης και θέρμανσης) πρώτα γίνεται η προσομοίωση μέσω του type-56. Επισημαίνεται πως οι μελέτες ψύξης και θέρμανσης, τις δύο εποχές αντίστοιχα, γίνονται ξεχωριστά για λόγους απλότητας και ευκολότερου ελέγχου των προσομοιώσεων.

Τέλος η **παρουσίαση των αποτελεσμάτων** γίνεται αρχικά με διαγράμματα της θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας του χώρου και του περιβάλλοντος, ώστε να μπορεί να γίνει η ποιοτική αξιολόγηση του κλιματισμού του χώρου (του TRB). Κατόπιν παρουσιάζονται διαγράμματα και πίνακες ισολογισμών ενέργειας και μεταβλητών ανάλογα με τα στοιχεία της υπό εξέταση μελέτης ώστε να ποσοτική αξιολόγηση του τρόπου επίτευξης του ζητούμενου κλιματισμού (πχ θερμική ενέργεια που καταναλώθηκε, ψυκτικό φορτίο που αποδόθηκε, θερμοκρασίες κυκλωμάτων νερού κλπ.).

### 3.1 Μελέτες Ψύξης

Στην ενότητα αυτή θα προσομοιωθεί ο κλιματισμός του TRB το καλοκαίρι (ψύξη) για την χρονική περίοδο από **1<sup>η</sup> Μαΐου (2904<sup>η</sup> ώρα του έτους) έως την 30<sup>η</sup> Σεπ (6552<sup>η</sup> του έτους)**, με επίκεντρο βέβαια τους τρεις καλοκαιρινούς μήνες όπου έχουμε και τα μεγαλύτερα ζητούμενα ψυκτικά φορτία.

Όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή του παρόντος κεφαλαίου, η τελική μορφή της μελέτης που περιλαμβάνει το ηλιακό σύστημα παραγωγής και αποθήκευσης ζεστού νερού, με χρήση εναλλακτικά βοηθητικής ενέργειας, το chiller απορρόφησης με τα παρελκόμενα του (εναλλάκτης ψύξης του chiller, εναλλάκτη νερού-αέρα απόδοσης ψύξης στο TRB κλπ.) παρουσιάζεται μέσω ενδιάμεσων απλούστερων μελετών (με τον ίδιο πάντα στόχο, αυτόν του κλιματισμού του χώρου) ξεκινώντας με την προσομοίωση κλιματισμού από το type 56.

Βάση των συνηθισμένων συνθηκών άνεσης το καλοκαίρι, η επιθυμητή ρύθμιση της **θερμοκρασίας του χώρου είναι οι 25°C** και η **σχετική υγρασία στο 50%**. Χάριν απλούστευσης η ρύθμιση αυτή γίνεται όλο το 24ωρο χωρίς να προβλέπεται η πλήρης απουσία των ενοίκων και συνεπώς η μη χρήση του κλιματισμού κάποιες μέρες. Έτσι λαμβάνεται υπόψη η χειρότερη των περιπτώσεων όσο αφορά την ανάγκη ψυκτικού φορτίου, βάση πάντα των δεδομένων θερμικών φορτίων όπως αναλύθηκαν στα φορτία του TRB στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο (υποενότητα 2.2.2).

Επισημαίνεται πως εκτός του εσωτερικού κλιματισμού μέσω του type56, ο έλεγχος της τιμής της σχετικής υγρασίας του χώρου δεν γίνεται άμεσα όπως της θερμοκρασίας χώρου. Ωστόσο με επιλογή κατάλληλης τιμής της θερμοκρασίας του εισερχόμενου κρύου αέρα, όπως θα αναλυθεί σε επόμενη υποενότητα (3.1.2), καθίσταται δυνατή η παραλαβή του λανθάνοντος φορτίου και συνεπώς η ρύθμιση της σχετικής υγρασίας κοντά τουλάχιστο στην επιθυμητή τιμή. Αναφορικά και στα πραγματικά συστήματα κλιματισμού, για οικιακή χρήση τουλάχιστο, ο έλεγχος της σχετικής υγρασίας γίνεται με αυτόν τον τρόπο.

#### 3.1.1 Μέσω του type 56

##### Εισαγωγή

Όπως εξηγήθηκε στην εισαγωγή του κεφαλαίου αρχικά η προσομοίωση ψύξης του χώρου (θερμικής ζώνης) του TRB γίνεται μέσω του ίδιου του type 56 και των εργαλείων κλιματισμού που περιλαμβάνει. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης αποτελούν βασικό κριτήριο σύγκρισης

και συνάμα θα βοηθήσουν στην προκαταρκτική επιλογή παραμέτρων κάποιων από τα στοιχεία που θα χρησιμοποιηθούν στις μετέπειτα μελέτες. Ειδικότερα μάλιστα το συνολικό και αισθητό στιγμιαίο απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο αποθηκεύεται σε αρχείο δεδομένων. Με αυτό τον τρόπο προσεγγίζεται από τα επόμενα μη θεωρητικά μοντέλα καλύτερα το απαιτούμενο στιγμιαίο φορτίο, μεταβάλλοντας τις παροχές των εμπλεκόμενων κυκλωμάτων αέρα-νερού.

## A. Ανάλυση της μελέτης

### Σχεδιάγραμμα:

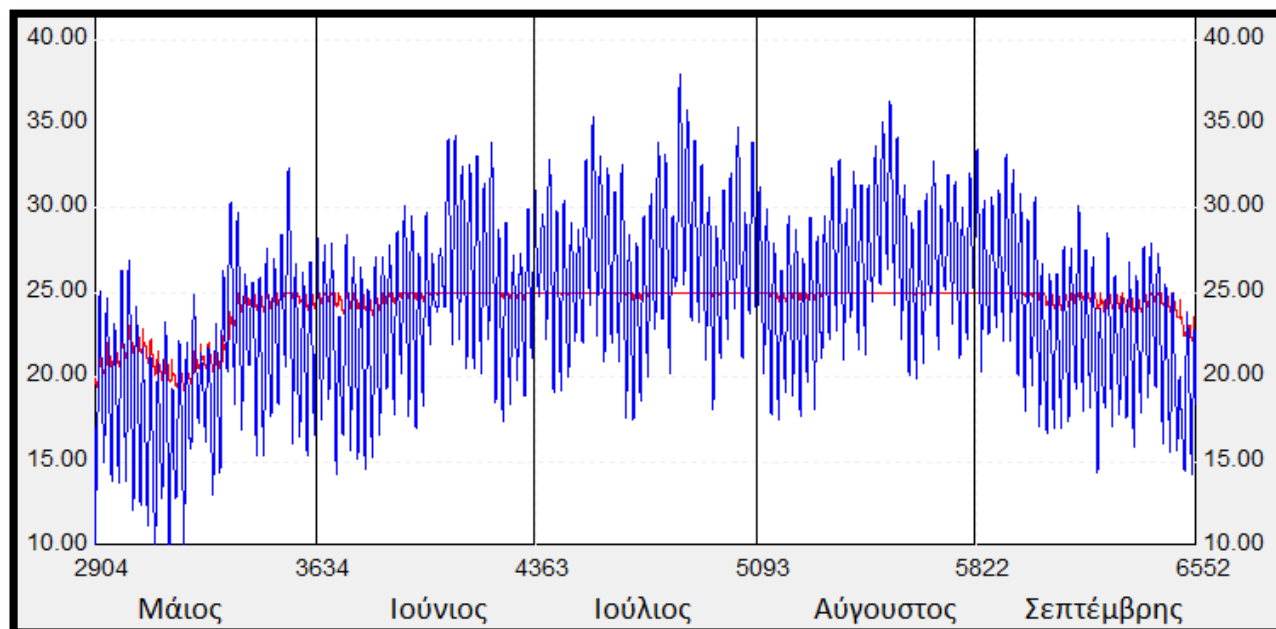
το σχεδιάγραμμα είναι ακριβώς το ίδιο με αυτό της μελέτης όπου παρουσιάστηκε το TRB με τα φορτία του (2<sup>ο</sup> κεφάλαιο, ενότητα 2.1), με μόνο πρόσθετο τον printer (type 25) Q\_DATA ο οποίος διαβάζει το αισθητό και ολικό ψυκτικό φορτίο τυπώνοντας τα σε ένα επιλεγμένο από τον χρήστη αρχείο.

Επίσης μεταβάλλονται οι παράμετροι του type-56, ενώ ενεργοποιείται προφανώς η αυτόματη σκίαση των υαλοπινάκων.

Για τις παραμέτρους του t-56 έχουμε:

Ενεργοποιείται η ψύξη Constant\_cool με χαρακτηριστικά ίδια όπως τέθηκαν στην 2.1 ενότητα.

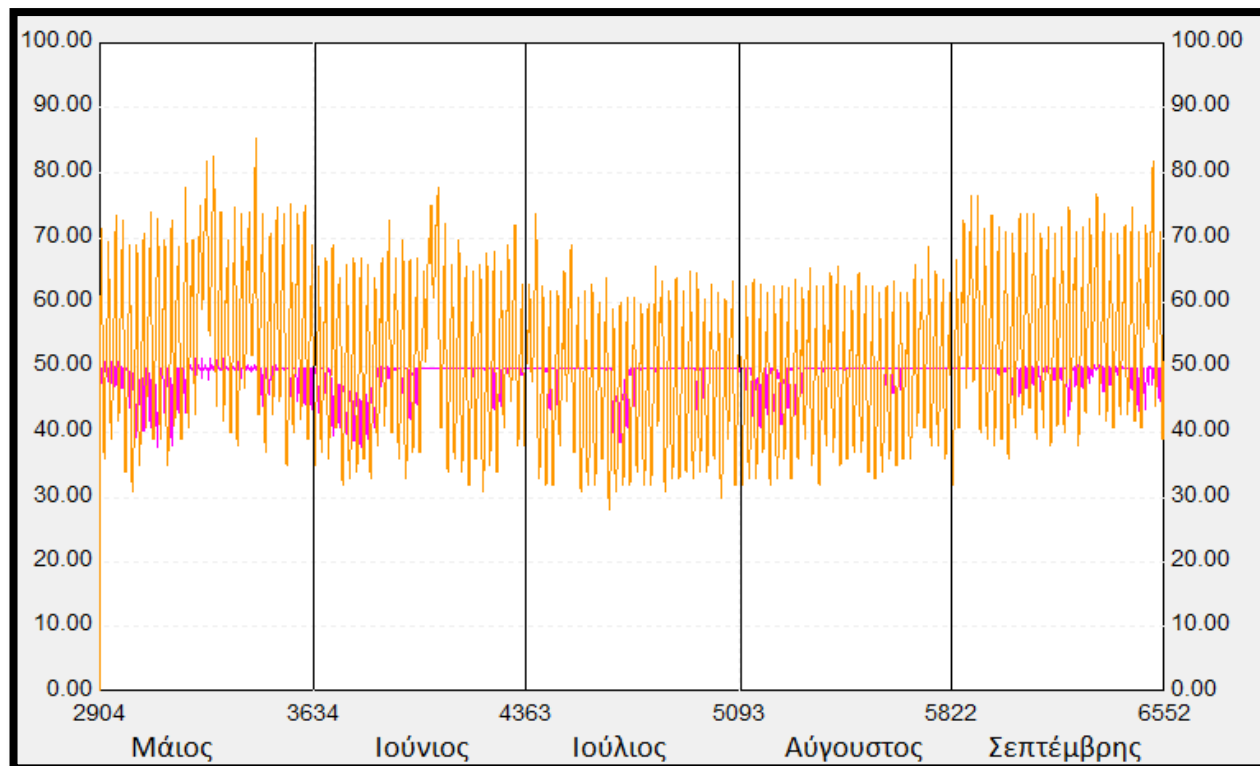
## B. Ανάλυση αποτελεσμάτων προσομοίωσης μελέτης



**Διάγραμμα 3.1-1** Θερμοκρασία σε °C χώρου (κόκκινη) και περιβάλλοντος (μπλε)

Όπως παρατηρείται στο άνω διάγραμμα (Διάγραμμα 3.1-1) θερμοκρασιών χώρου και περιβάλλοντος, η θερμοκρασία του χώρου δεν ξεπερνά καθόλου την τιμή που τέθηκε ως σταθερά ψύξης, δηλαδή τους 25 °C. Αυτό οφείλεται ακριβώς στην θεωρητική-ιδανική προσέγγιση του

κλιματισμού μέσω του t-56. Προφανώς δεν είναι τόσο ρεαλιστικό καθώς σε έναν πραγματικά κλιματιζόμενο χώρο υπάρχει μια μικρή ταλάντωση λόγω του εύρους και της ευαισθησίας του θερμοστάτη που ελέγχει το σύστημα. Αυτή η ταλάντωση θα παρατηρηθεί στις επόμενες μελέτες, όπου πλέον ο κλιματισμός θα είναι εκτός του type 56.



**Διάγραμμα 3.1-2** Σχετική υγρασία (%) χώρου (ροζ) και περιβάλλοντος (πορτοκαλί)

Στο άνω διάγραμμα (Διάγραμμα 3.1-2) παρατηρείται, ομοίως με το προηγούμενο, η σχετική υγρασία του χώρου σταθερά να μην ξεπερνά την τιμή που επίσης τέθηκε, δηλαδή το 50%. Στις επόμενες μελέτες όπως έχει προαναφερθεί δεν θα γίνεται άμεσος έλεγχος της τιμής της σχετικής υγρασίας, αλλά απλά θα επιδιώκεται η τιμή της να παραμένει κοντά στην τιμή αναφοράς.

Πίνακας 3.1.1-1	Μηνιαίο Συν. Φορτίο	Μηνιαίο Λανθ. Φορτίο	Μηνιαίο Αισθ. Φορτίο	Μέσο στιγμιαίο Συν. Φορτίο	Μέγιστο στιγμιαίο Συν. Φορτίο
ΜΗΝΑΣ	GJ	GJ	GJ	kJ/h	kJ/h
Μάιος	0.45	0.30	0.15	622.4	9440.8
Ιούνιος	1.56	0.35	1.21	2240.8	12084.8
Ιούλιος	2.93	0.48	2.45	4078.8	13541.2
Αύγουστος	2.70	0.49	2.21	3761.0	14090.1
Σεπτέμβριος	1.01	0.35	0.66	1456.3	11545.0

**Πίνακας 3.1-1** Χαρακτηριστικά ψυκτικού φορτίου



Στον άνω πίνακα (Πίνακας 3.1-1) έχουν καταγραφεί κατά σειρά τα μηνιαία ολοκληρώματα του ολικού και λανθάνοντος ψυκτικού φορτίου όπως επίσης και οι μέσες και μέγιστες μηνιαίες τιμές του ολικού φορτίου. Με κόκκινη επισήμανση τονίζονται οι μέγιστες τιμές κάθε κατηγορίας. Όπως παρατηρείται οι μήνες Ιούλιος και Αύγουστος έχουν παρόμοια φορτία, όπου μάλιστα είναι και τα μέγιστα στην υπό εξέταση χρονική περίοδο. Από τα αποτελέσματα αυτά μπορεί να εξαχθεί μια εκτίμηση του μέσου λόγου αισθητού προς συνολικού φορτίου, που κυμαίνεται κοντά στο **80%**. Η τιμή αυτή θα βοηθήσει στην προσέγγιση του σωστού κλιματιστικού εξοπλισμού, όπως θα αναλυθεί στις επόμενες ενότητες.

## Συμπέρασμα

Συμπερασματικά λοιπόν όπως φάνηκε στα διαγράμματα θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας ο κλιματισμός της θερμικής ζώνης TRB που επιτυγχάνεται μέσω του type 56 όπως αναμενόταν είναι ιδανικός, χωρίς διακυμάνσεις. Έτσι οι τιμές των φορτίων που καταγράφηκαν στον πίνακα αποτελεσμάτων είναι ακριβώς τα ψυκτικά φορτία που θεωρητικά θα χρειαζόταν να δεσμευτούν από τον χώρο και συνεπώς θα χρησιμοποιηθούν ως **πρότυπο σύγκρισης αντίστοιχων τιμών των μετέπειτα μελετών.**

### 3.1.2 Πρώτη μελέτη μέσω ventilation

#### Εισαγωγή

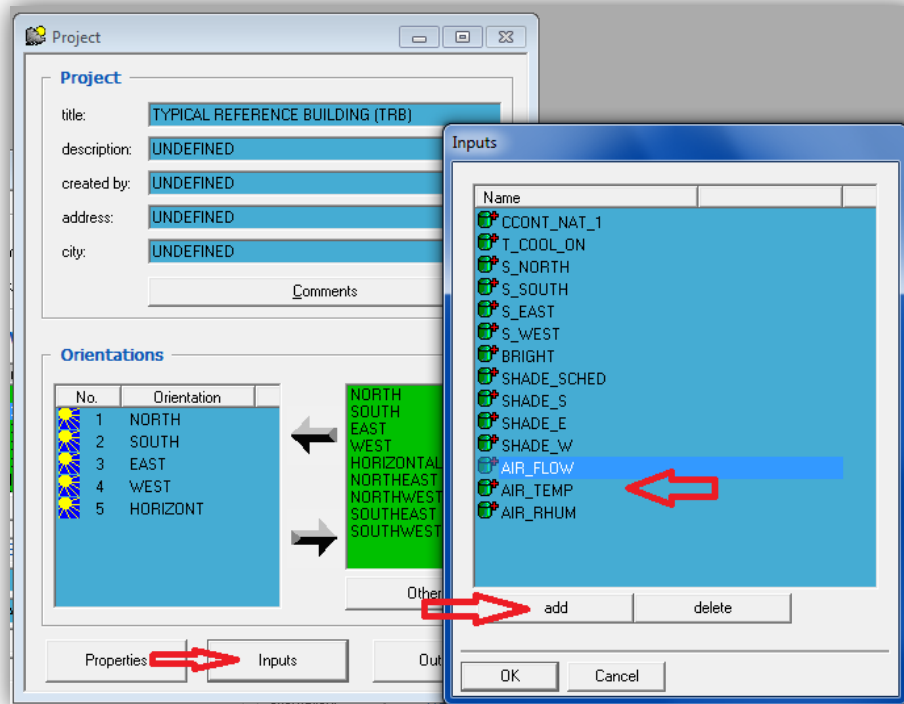
Στην παρούσα μελέτη στόχος είναι να γίνει ο κλιματισμός εκτός του type-56 χρησιμοποιώντας σύστημα παραγωγής κρύου αέρα, ο οποίος κατόπιν εισάγεται στο type-56 και παρέχει την ζητούμενη ψύξη του TRB. Ωστόσο τηρώντας το σκεπτικό της σταδιακής δόμησης των μελετών (για τους λόγους που αναφέρθηκαν στην εισαγωγή), γίνεται χρήση τόσο στοιχείων που αντιστοιχούν σε πραγματικές συσκευές όσο και θεωρητικών. Συγκεκριμένα αντί μιας σύνθετης διάταξης παραγωγής κρύου (το chiller απορρόφησης) χρησιμοποιείται ένας θεωρητικός ψύκτης. Τα αποτελέσματα αυτής της μελέτης θα βοηθήσουν στην ορθή κατασκευή της επόμενης μελέτης όπου πλέον εισάγεται και το chiller απορρόφησης.

Επισημαίνεται πως όσο αφορά σημαντικές παραμέτρους της μελέτης, συγκεκριμένα αυτές των απαραίτητων χαρακτηριστικών του κρύου αέρα και τη γεωμετρία και χαρακτηριστικά του εναλλάκτη κρύου νερού-αέρα, επιλέγονται τιμές βάση υπολογισμών και στοιχείων από κατασκευαστές. Όπως δηλαδή τονίστηκε στην εισαγωγή του κεφαλαίου, ο γενικός στόχος είναι η κατασκευή μιας ορθής μελέτης με ρεαλιστικές ωστόσο τις βασικές παραμέτρους.

## A. Ανάλυση μελέτης

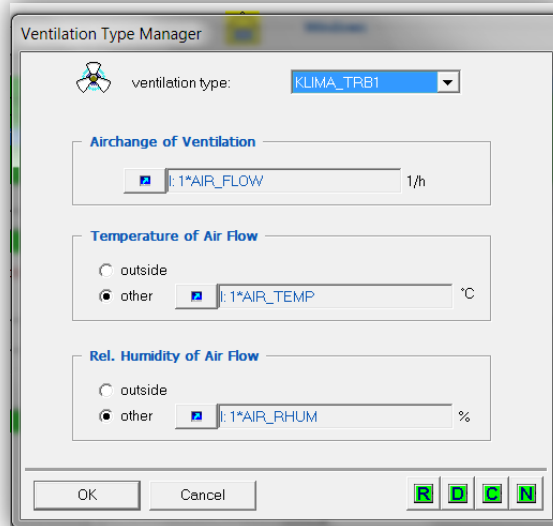
### Εισαγωγή Ventilation στο type-56

Εκείνο που επιδιώκεται είναι τα χαρακτηριστικά του παραγόμενου κρύου αέρα, δηλαδή η παροχή, θερμοκρασία και σχετική υγρασία να αποτελούν εισόδοι του type-56. Για να γίνει αυτό ορίζονται στο type-56 οι αντίστοιχες κατά σειρά μεταβλητές εισόδου : AIR\_FLOW (εναλλαγές αέρα την ώρα), AIR\_TEMP και AIR\_RHUM επιλέγοντας στο περιβάλλον του TRNBuild project→inputs→add (εικόνα 3.1-1)



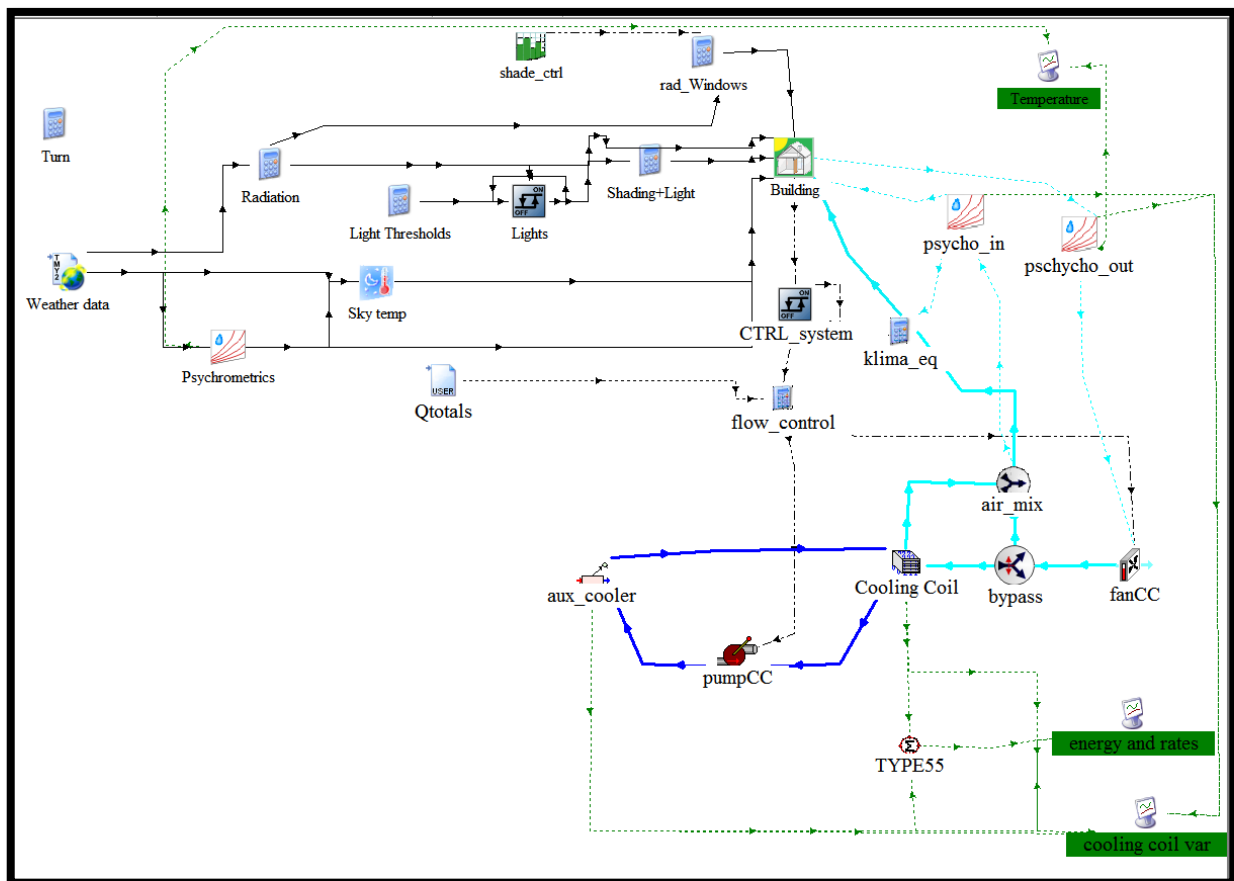
**Εικόνα 3.1-1 Ορισμός μεταβλητών εισόδου για τον κλιματιζόμενο αέρα στο περιβάλλον του TRNBUILD**

Κατόπιν στο ίδιο περιβάλλον εισάγεται ο αερισμός KLIMA\_TRB1 με τα ακόλουθα χαρακτηριστικά (εικόνα 3.1.2-2):



**Εικόνα 3.1-2 Εισαγωγή Αερισμού (Ventilation) στο περιβάλλον του TRNBUILD**

*Σχεδιάγραμμα διάταξης μελέτης 3.1.2*



**Εικόνα 3.1-3 Σχεδιάγραμμα μελέτης 3.1.2-3**

## Σύντομη περιγραφή

Παρατηρώντας το σχεδιάγραμμα της μελέτης (εικόνα 3.1-3) ο θερμός αέρας εξέρχεται από το σπίτι αναρροφόμενος από τον ανεμιστήρα FanCC και εισέρχεται στον εναλλάκτη νερού-αέρα cooling coil αφού ένα μέρος του έχει πρώτα παρακαμφθεί μέσω του bypass . Εκεί ψύχεται μέσω κυκλώματος κρύου νερού, το οποίο νερό ψύχει θεωρητικός ψύκτης auxiliary cooler, και στην συνέχεια αναμιγνύεται με το μέρος αέρα που παρακάμφθηκε στο air\_mix και εν τέλει εισέρχεται πάλι στο σπίτι για να παραλάβει το αναμενόμενο φορτίο. Ο έλεγχος των παροχών γίνεται μέσω του flow\_control, το οποίο διαβάζει το προβλεπόμενο ψυκτικό φορτίο από το Q\_DATA που υπολογίσθηκε στην μελέτη 3.1.1, μεταβάλλοντας έτσι ανάλογα τις παροχές νερού-αέρα.

## Σχόλια πάνω στην μορφή της διάταξης

→ Παράκαμψη (bypass) μέρους του διακινούμενου αέρα.

Η παράκαμψη γίνεται για λόγους άνεσης των ενοίκων. Συγκεκριμένα όπως θα δούμε παρακάτω ο αέρας είναι αναγκαίο να ψυχθεί κοντά στους 12 °C, οπότε ανάλογα πάντα και με την διάταξη των ακροφυσίων εντός του κλιματιζόμενου χώρου (κάτι το οποίο δεν είναι αντικείμενο εξέτασης της παρούσας εργασίας) αυτός ο σχετικά πολύ κρύος αέρας θα δημιουργούσε συνθήκες μη άνεσης αν ερχόταν σε άμεση επαφή με τους ενοίκους. Επιλέγεται λοιπόν να αναμιγνύεται με αέρα κατάστασης του κλιματιζόμενου χώρου και συνεπώς να εισέρχεται στον χώρο σε μεγαλύτερη θερμοκρασία από αυτή των 12 °C. Επισημαίνεται πως και στις πραγματικές συσκευές παραγωγής κρύου αέρα (όπως τα κλιματιστικά), γίνεται χρήση τέτοιων παρακάμψεων-αναμιξέων του διακινούμενου αέρα.

→ Έλεγχος παροχών

Ο έλεγχος των παροχών γίνεται μη ρεαλιστικά αφού η πρόβλεψη του απαιτούμενου φορτίου δεν γίνεται στην πραγματικότητα. Ωστόσο ένας καλός θερμοστάτης θα μπορούσε αναλόγως του ρυθμού αύξησης της θερμοκρασίας να προβλέπει το απαραίτητο φορτίο και να αυξάνει αντίστοιχα τις παροχές.

## Ανάλυση components

Βασικό ρόλο στην σύγκληση του προγράμματος παίζει η σειρά των στοιχείων (components), της οποίας επεξεργασία μπορεί να γίνει από *assembly* → *control cards* → *component order*. Για αυτό το λόγο από αυτό το σημείο και έπειτα θα δείχνεται πάντα η σειρά των στοιχείων (με την οποία σειρά προκύπτει και η αντίστοιχη σειρά διαφορικών εξισώσεων, τις οποίες και λύνει αριθμητικά το TRNSYS ). Τα πρώτα στοιχεία είναι αυτά που συνδέονται με το type-56. Στην συνέχεια η σειρά ακολουθεί όσο είναι δυνατόν την λογική σειρά χρήσης των στοιχείων, δηλαδή το επόμενο στοιχείο είναι εκείνο που έχει σαν μεταβλητές εισόδου τις μεταβλητές εξόδου του προηγούμενου. Ωστόσο πολλές φορές δεν είναι δυνατή αυτή η μεθοδολογία καθώς ένα στοιχείο μπορεί να συνδέεται με περισσότερα, οπότε προτεραιότητα παίρνουν τα στοιχεία που αποτελούν ένα υποσύστημα. Βασικό είναι τουλάχιστο οι ελεγκτές (controllers) όπως ο type-2b (ctrl\_system) να προηγούνται των στοιχείων που ελέγχουν. Τονίζεται πως ακόμα και να συγκλίνει το πρόγραμμα τα αποτελέσματα μπορεί να είναι

λανθασμένα. Συνεπώς πρέπει στο μέτρο του δυνατού κάθε φορά να διασταυρώνονται τα αποτελέσματα με ποικίλους τρόπους για επαλήθευση.

### Σειρά στοιχείων

Unit Num...	Name	Ind...
1	CONTROL CARD	1
30	Qtotals	2
0	Turn	3
109	Weather data	4
0	Light Thresholds	5
0	Radiation	6
27	shade_ctrl	7
28	rad_Windows	8
331	Psychrometrics	9
69	Sky temp	10
25	Temperature	11
200	Lights	12
56	Building	13
0	Shading+Light	14
24	psycho_out	15
23	CTRL_system	16
31	flow_control	17
21	pumpCC	18
16	aux_cooler	19
20	fanCC	20
32	bypass	21
17	Cooling Coil	22
33	air_mix	23
22	psycho_in	24
29	klima_eq	25
18	TYPE55	26
15	energy and rates	27
26	cooling coil var	28







Εικόνα 3.1-4 Σειρά στοιχείων

### Παράμετροι και συνδεσμολογία των components :

- **Q\_DATA (data reader type-9e)** ανακαλεί στοιχεία από ένα αρχείο δεδομένων. Περιλαμβάνει τις ανά τέταρτο μετρήσεις του συνολικού και αισθητού ψυκτικού φορτίου όπως μετρήθηκαν στην μελέτη 3.1.1. Η χρήση του αρχείου αυτού γίνεται με σκοπό την προσέγγιση της βέλτιστης παροχής νερού και αέρα στην αντλία και ανεμιστήρα αντίστοιχα, σε κάθε απαιτούμενο φορτίο.
- **Psycho in/out (type-33 υπολογιστής ψυχομετρικών μεταβλητών):** χρησιμοποιείται μεταξύ του T-56 και του T-52b(cooling coil) καθώς οι μεταβλητές του T-56 είναι σχετική υγρασία και θερμοκρασία, ενώ του T52b η θερμοκρασία και η απόλυτη υγρασία.
- **CTRL\_system (type-2b):** είναι ο ρυθμιστής (controller) του όλου κυκλώματος. Όταν η θερμοκρασία του δωματίου πέφτει κάτω από τους 25 °C ενεργοποιείται το σύστημα ψύξης.

Παράμετροι:-

Inputs:

1		Upper input temperature Th	20.0	C	More...
2		Lower input temperature Tl	15.0	C	More...
3		Monitoring temperature Tin	20.0	C	More...
4		Input control function	0	-	More...
5		Upper dead band dT	10.0	Temp. Difference	More...
6		Lower dead band dT	9.75	Temp. Difference	More...

Εικόνα 3.1-5 Μεταβλητές εισόδου του controller CTRL\_system

Συνδέσεις: θερμοκρασία χώρου με upper input temperature, output control function με ctrl\_system του flow control και προφανώς ο εσωτερικός σύνδεσμος (loop) output control function → input control function.

Το σύστημα ενεργοποιείται όταν η θερμοκρασία του χώρου υπερβαίνει τους  $15+10=25$  ° C και να απενεργοποιείται όταν η θερμοκρασία πέφτει στους  $15+9,75=24,75$  ° C. Η ευαισθησία δηλαδή του ελεγκτή είναι  $0.25$  °C.

- **Flow control (equator)** διαβάζει την τιμή του συνολικού και αισθητού φορτίου από το type 9, και την τιμή ελέγχου από τον type 2b controller επιστρέφοντας τις απαραίτητες παροχές νερού και αέρα με τους εξής τύπους :

$$m_{fan} = (Q_s/8) * CTRL\_system * gt(Q_s, 0)$$

$$m_{pump} = (Q_{total}/8) * CTRL\_system * gt(Q_{total}, 0)$$

όπου  $1/8$  και  $1/8$  συντελεστές (kg/kJ) των οποίων οι τιμές υπολογίζονται παρακάτω στην επεξήγηση του cooling coil, CTRL\_system το σήμα ελέγχου (control signal) του CTRL\_system (type-2b), Qtotal, Qs το συνολικό και αισθητό φορτίο από το αρχείο του data reader και gt(Qtotal,0), (Qs,0) η συνθήκη μη αρνητικότητας του φορτίου ώστε να μην υπάρχουν αρνητικές παροχές.

- **PumpCC (type-743 αντλία συνεχών στροφών):** οι παράμετροι απόδοσης και απωλειών θεωρούνται ιδανικές, αφού η καταναλισκόμενη ισχύς δεν είναι ζήτημα της παρούσας μελέτης. Οι συνδέσεις είναι οι προφανείς (θερμοκρασία με θερμοκρασία, παροχή με παροχή). Οι τιμή της παροχής δίνεται ως μεταβλητή εισόδου από το flow control.
- **Aux\_cooler (auxiliary cooler type-92)**  
Είναι ο βοηθητικός ψύκτης που σε επόμενη εργασία την θέση του θα πάρει το chiller απορρόφησης. Ρυθμίζεται η μέγιστη αποδιδόμενη ψυκτική ισχύς στα 20000 kJ/h, δηλαδή κατά 5000 μονάδες μεγαλύτερη του μεγίστου που παρατηρήθηκε στη μελέτη 3.1.1 ώστε να αντιμετωπισθεί τυχόν μεγαλύτερη για κάποιους λόγους ζήτηση. Η θερμοκρασία ψύξης τίθεται στους  $12$ °C, τιμή που επιλέχθηκε βάσει υπολογισμών που αναλύονται στο παράτημα της ενότητας.
- **FanCC (type-744-1 ανεμιστήρας συνεχών στροφών):** όμοια με την αντλία

- **Bypass (type-11e flow diverter of moist air):** παρακάμπτει μέρος της παροχής αέρα από το cooling coil, το οποίο μέρος αναμιγνύεται ξανά με την παροχή που πέρασε από το cooling coil. Ο λόγος που γίνεται αυτό είναι ώστε η θερμοκρασία εισόδου του αέρα στον κλιματιζόμενο χώρο να μην είναι πολύ χαμηλή, δηλαδή για λόγους άνεσης. Ο υπολογισμός του λόγου παράκαμψης (Input4-control signal) φαίνεται παρακάτω στην επιλογή του cooling coil.
- **Type 52b (cooling coil)** οι τελικές παράμετροι βάση του παραρτήματος για το cooling coil διαμορφώνονται ως εξής :

1	☞	Calculation mode	2	-
2	☞	Number of rows	7	-
3	☞	Number of tubes	4	-
4	☞	Duct height	0.6858	m
5	☞	Duct width	0.1524	m
6	☞	Outside tube diameter	0.01397	m
7	☞	Inside tube diameter	0.01273	m
8	☞	Tube thermal conductivity	1440.0	kJ/hr.m.K
9	☞	Fin thickness	0.001	m
10	☞	Fin spacing	0.00376	m
11	☞	Number of fins	180	-
12	☞	Fin thermal conductivity	900.0	kJ/hr.m.K
13	☞	Fin mode	1	-
14	☞	Center to center distance	0.0305	m
15	☞	Tube spacing	0.0381	m

Εικόνα 3.1-6 Παράμετροι ψυκτικού στοιχείου type 52b-cooling coil

- **Klima\_eq(equator)**

Καθώς η έξοδος από τον ανεμιστήρα έχει μονάδες σε κιλά είναι απαραίτητη η μετατροπή της σε εναλλαγές αέρα μέσω του στοιχείου αυτού, καθώς η μεταβλητή εισόδου του type-56 είναι σε εναλλαγές/ώρα . Το Klima\_eq κάνει χρήση του τύπου

$$\text{εναλλαγές ανα ώρα} = \frac{\text{παροχή αέρα σε κιλά}}{\text{πυκνότητα αέρα} * \text{όγκος δωματίου}}$$

Η πυκνότητα αέρα μετριέται κάθε φορά μέσω του type 33c για μεγαλύτερη ακρίβεια.

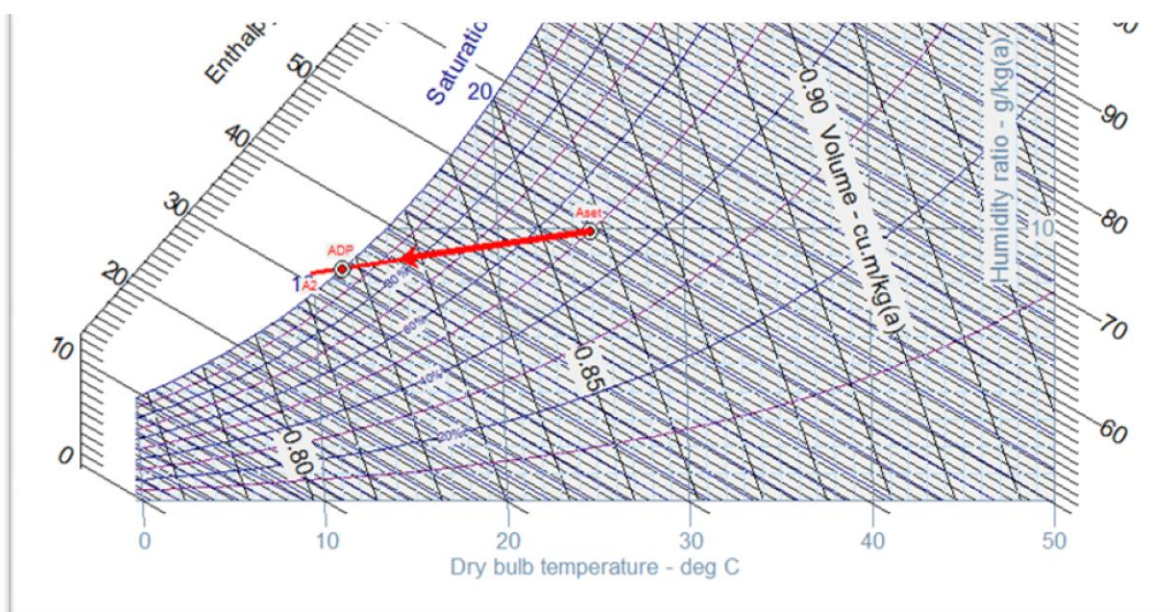


## Παράρτημα υπολογισμού παραμέτρων

### Επιλογή θερμοκρασίας κρύου νερού (*chilled water*)

Η επιλογή της θερμοκρασίας του κρύου νερού, το οποίο άμεσα παραλαμβάνει το θερμικό φορτίο του θερμού εξερχόμενου από τον χώρο αέρα παρέχοντας την ζητούμενη ψύξη, γίνεται με το εξής σκεπτικό:

Αρχικά για μια πρώτη εκτίμηση πρέπει να ληφθεί υπόψη το είδος του φορτίου που καλείται να αντιμετωπισθεί. Συγκεκριμένα όπως αναφέρθηκε στην 3.1.1 ο λόγος STR (Sensible to Total Ratio) αισθητού προς ολικού βρέθηκε κοντά στην τιμή 0,8. Συνεπώς από τον ψυχομετρικό χάρτη θεωρώντας πως ο θερμός αέρας εισερχόμενος στον εναλλάκτη είναι καταστάσεως περίπου 25 °C, 50% σχετ. υγρασίας μπορούμε να βρούμε το σημείο λειτουργίας ADP του εναλλάκτη, δηλαδή το άνω θερμοκρασιακό όριο του κρύου νερού. Σχεδιαστικά λοιπόν φαίνεται στο ακόλουθο ψυχρ. Χάρτη (εικόνα 3.1-7) πως το όριο αυτό είναι οι 12 °C:

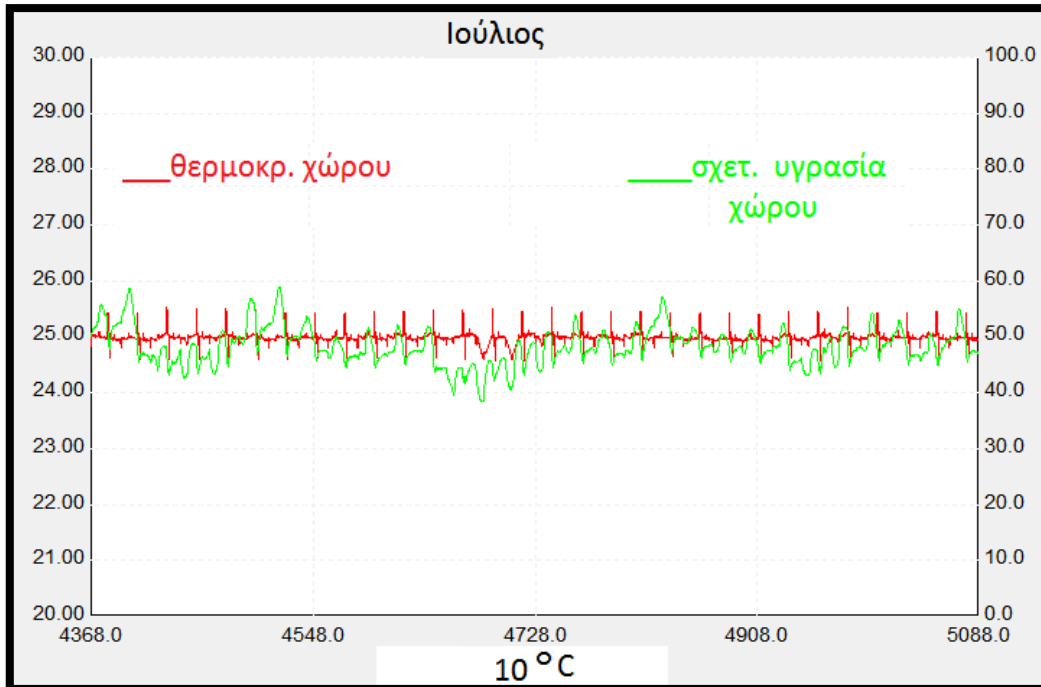


**Εικόνα 3.1-7 Ψυχομετρικός χάρτης**

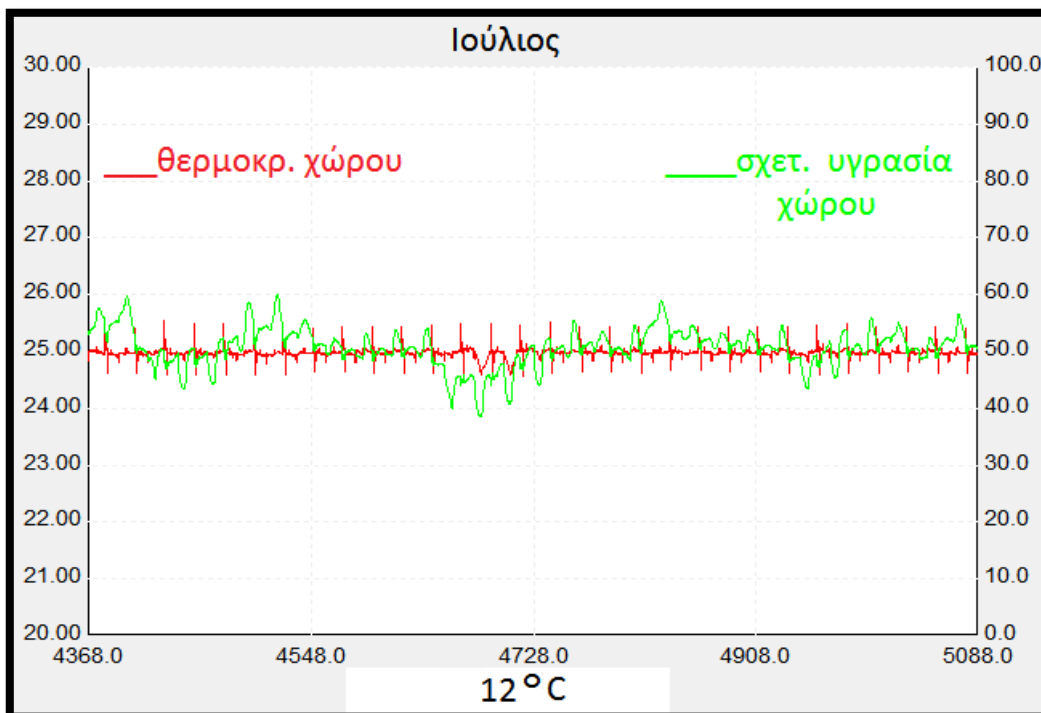
Η κόκκινη γραμμή παριστάνει ψύξη από τους 25° C, σχετ. υγρασία 50% με λόγο αισθητού προς ολικό φορτίο 0,8. Όπως φαίνεται το ελάχιστο σημείο λειτουργίας της συσκευής (ADP) είναι οι 12° C.

Όσο πιο χαμηλή είναι η θερμοκρασία του κρύου νερού από αυτό το όριο τόσο καλύτερα αντιμετωπίζεται όλο το φορτίο (για την ακρίβεια το λανθάνον, καθώς το αισθητό αρκεί απλά η θερμοκρασία του κρύου να είναι μερικούς βαθμούς κάτω της ζητούμενης 25 °C, 17-20 °C περίπου). Ωστόσο όσο μεγαλύτερη η θερμοκρασία λειτουργίας του chiller απορρόφησης (που είναι και η τελική ζητούμενη συσκευή παροχής ψύξης) τόσο μεγαλύτερος είναι ο βαθμός απόδοσής του, με συνέπεια να υπάρχει βέλτιστη επιλογή θερμοκρασίας κρύου. Για το λόγο αυτό γίνεται μια μικρή προσομοίωση για τον πιο απαιτητικό καλοκαιρινό μήνα, τον Ιούλιο, για δύο τιμές κρύου, στους 10 °C και στους

12 °C. Τα αποτελέσματα όσο αφορά την ποιότητα του κλιματισμού και στις δύο περιπτώσεις φαίνεται στα παρακάτω διαγράμματα (3.1.2-8,9) θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας του κλιματιζόμενου χώρου για τον απαιτητικότερο μήνα από άποψης φορτίου κρύου Ιούλιο:



Εικόνα 3.1-8 Θερμοκρασία (°C) και σχετική υγρασία (%) χώρου και περιβάλλοντος για κρύο νερό στους 10 °C



Εικόνα 3.1-9 Θερμοκρασία (°C) και σχετική υγρασία (%) χώρου και περιβάλλοντος για κρύο νερό στους 12 °C

Παρατηρείται λοιπόν πως η θερμοκρασία τόσο στους 10° C όσο στους 12° C παραμένει σταθερά στους 25° C με μια πολύ μικρή αναμενόμενη ταλάντωση εντός του εύρους που έχει δοθεί στον controller (0.25 °C). Η σχετική υγρασία επίσης κυμαίνεται αρκετά κοντά στο 50% (όπως προαναφέρθηκε η απόλυτη σύγκληση της είναι δύσκολη, αφού εκείνο που διαλέγεται να ελέγχεται είναι το αισθητό φορτίο -που είναι και συνήθως και το μεγαλύτερο- δηλαδή η θερμοκρασία ξηρής σφαίρας). Άρα ποιοτικά είτε επιλεγούν 10°C είτε 12°C, το αποτέλεσμα είναι πρακτικά το ίδιο. Καθώς όμως ακόμα και δύο βαθμοί επηρεάζουν σημαντικά την απόδοση του chiller, επιλέγονται οι 12°C ως θερμοκρασία κρύου.

Σημείωση: για την άνω προσομοίωση χρησιμοποιήθηκε η τελική παρούσα μελέτη μεταβάλλοντας την θερμοκρασία κρύου νερού του auxiliary cooler όπως επίσης και τον συντελεστή παράκαμψης στο diverter 'bypass' (0.336 για τους 12 °C και 0.443 για τους 10 °C όπως προκύπτουν σε παρακάτω πίνακα του παραρτήματος, για την επιλογή των γεωμετρικών παραμέτρων του cooling coil).

### *Επιλογή γεωμετρικών παραμέτρων του cooling coil type-52b*

Η επιλογή έγινε βάση του παραδείγματος επιλογής cooling coil του εγχειριδίου (manual) κατασκευάστριας εταιρίας cooling coil της **Keeprite** (σελ. 22-23) [12].

Αρχικά κατασκευάζεται ο παρακάτω πίνακας (3.1-2) ώστε να γίνει ένας προκαταρκτικός υπολογισμός της παροχής αέρα.

Για δεδομένα εισόδου επιλέγονται : η θερμοκρασία κρύου νερού (T<sub>water in</sub>), το ολικό ψυκτικό φορτίο, ενώ το αισθητό προκύπτει από το λόγο αισθητού προς ολικό φορτίο ο οποίος όπως αναφέρθηκε κυμαίνεται κοντά στο 0.8, και η παροχή νερού (M<sub>water</sub>) για την επίτευξη συγκεκριμένης ανόδου θερμοκρασίας του νερού (ΔT<sub>water</sub> περίπου 2° C).

Θεωρείται πως ο αέρας εξέρχεται από τη συσκευή σχεδόν σε κατάσταση κορεσμού στη μέση θερμοκρασία του κυκλώματος νερού (δηλαδή κατά 1 °C άνω της θερμοκρασίας κρύου) από μια αρχική θερμοκρασία εισόδου κοντά στους 25° C. Συνεπώς από το απαραίτητο αισθητό φορτίο προκύπτει η ελάχιστη παροχή αέρα (M<sub>air req</sub>), η οποία λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας της αναμιγνύεται με ρεύμα αέρα από το χώρο στους 25° C ώστε να επιτευχθεί για λόγους άνεσης (όπως προαναφέρθηκε) μια μεγαλύτερη θερμοκρασία (εδώ T<sub>comf</sub>= 17° C). Έτσι προκύπτει η συνολική παροχή αέρα (M<sub>total air</sub>) με τον αντίστοιχο κάθε φορά λόγο παράκαμψης ( bypass f).

Τέλος διαιρώντας το συνολικό φορτίο με την παροχή νερού και το αισθητό με την ολική παροχή αέρα προκύπτουν δύο συντελεστές που όπως προαναφέρθηκε χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό μιας βέλτιστης παροχής νερού και αέρα για κάθε τιμή του ολικού-αισθητού φορτίου, οι οποίες τιμές έχουν προκύψει από την μελέτη 3.1.1 . Ο συντελεστής παροχής νερού είχε προεπιλεγεί σταθερός, αφού παροχή νερού και ολικό φορτίο έχουν σταθερό λόγο για σταθερή θερμοκρασιακή άνοδο (2 °C). Λόγω ανάλογων μεγεθών προκύπτει και σταθερός λόγος παράκαμψης και συντελεστής παροχής αέρα (8 εδώ, τυχαία ίδιος και στους 2 συντελεστές λόγο επιλογής της θερμοκρασίας άνεσης στους 17° C). **Αυτοί οι συντελεστές χρησιμοποιούνται από το flow\_control για να προκύψουν οι εκάστοτε παροχές.**

Twater IN	Qt	Qs	Mwater	$\Delta T$ water	T mean	Ws	$\Delta T$ air max	Mair req	mair bypas	Mtot al AIR	bypas s f	Tcomf	Qt/m water	Qs/m air
$^{\circ}\text{C}$	kJ/h	kJ/h	kg/h	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	da	$^{\circ}\text{C}$	kg/h	kg/h	kg/h		$^{\circ}\text{C}$	kJ/kg	kJ/kg
	1000													
10.0	4000	3200	500	1.91	11.0	7.7	14.0	228	172	400	0.430	17.0	8.0	8.0
10.0	6000	4800	750	1.91	11.0	7.7	14.0	342	258	600	0.430	17.0	8.0	8.0
10.0	8000	6400	1000	1.91	11.0	7.7	14.0	456	344	800	0.430	17.0	8.0	8.0
10.0	10000	8000	1250	1.91	11.0	7.7	14.0	570	430	1000	0.430	17.0	8.0	8.0
10.0	12000	9600	1500	1.91	11.0	7.7	14.0	684	516	1200	0.430	17.0	8.0	8.0
10.0	14000	11200	1750	1.91	11.0	7.7	14.0	797	603	1400	0.430	17.0	8.0	8.0
11.0	4000	3200	500	1.91	12.0	8.2	13.0	245	155	400	0.387	17.0	8.0	8.0
11.0	6000	4800	750	1.91	12.0	8.2	13.0	368	232	600	0.387	17.0	8.0	8.0
11.0	8000	6400	1000	1.91	12.0	8.2	13.0	491	309	800	0.387	17.0	8.0	8.0
11.0	10000	8000	1250	1.91	12.0	8.2	13.0	613	387	1000	0.387	17.0	8.0	8.0
11.0	12000	9600	1500	1.91	12.0	8.2	13.0	736	464	1200	0.387	17.0	8.0	8.0
11.0	14000	11200	1750	1.91	12.0	8.2	13.0	859	541	1400	0.387	17.0	8.0	8.0
12.0	4000	3200	500	1.91	12.95	8.8	12.0	266	134	400	0.336	17.0	8.0	8.0
12.0	6000	4800	750	1.91	12.95	8.8	12.0	398	202	600	0.336	17.0	8.0	8.0
12.0	8000	6400	1000	1.91	12.95	8.8	12.0	531	269	800	0.336	17.0	8.0	8.0
12.0	10000	8000	1250	1.91	12.95	8.8	12.0	664	336	1000	0.336	17.0	8.0	8.0
12.0	12000	9600	1500	1.91	12.95	8.8	12.0	797	403	1200	0.336	17.0	8.0	8.0
12.0	14000	11200	1750	1.91	12.95	8.8	12.0	930	470	1400	0.336	17.0	8.0	8.0

**Πίνακας 3.1-2 Προκαταρκτικός υπολογισμός απαραίτητης παροχής αέρα και τελικών συντελεστών παροχής και παράκαμψης**

Η επιλογή του κατάλληλου cooling coil γίνεται βάση των παροχών αυτού του προκαταρκτικού υπολογισμού μόνο για τα μέγιστα φορτία (ώστε να υπολογισθεί το cooling coil για την πιο απαιτητική περίπτωση) για τρεις συντελεστές παροχών νερού-δηλαδή τρεις διαφορετικές θερμοκρασιακές διαφορές του νερού- τόσο για κρύο νερό στους 10  $^{\circ}\text{C}$  όσο και για τους 12  $^{\circ}\text{C}$ , θέλοντας να υπολογίσουμε σε ποια περίπτωση αντιμετωπίζεται καλύτερα το ολικό φορτίο χωρίς να υπερδιαστασιολογήσουμε ωστόσο την συσκευή.

Ακολουθεί λοιπόν ο πίνακας (3.1-3) βάση του παραδείγματος του εγχειριδίου:

#step----->										5			6	7	8					
Twa ter_ in (oF)	GPM	Tdb _in (oF)	Twb _in (oF)	CFM	Qtot al btu/h	Qsens btu/h	face area ft <sup>2</sup>	face area of table 1 ft <sup>2</sup>	W (inc h)	NTL (inc h)	total heat diff btu/lb	h in btu/l b	h out btu/l b	Twb_ out (oF)	Tdb_ out req (oF)	Twate r_ out req (oF)	Tdp in (oF)	Tdb- t IN (oF)	Tdp- t IN (oF)	WTS
50,0	7,700	77	64	469	13269	10616	0,938	0,94	9	15	6,29	29,3	23,02	54,7	56,2	53,4	57	27	7	1,09
50,0	4,400	77	64	494	13269	10616	0,989	1,00	6	24	5,97	29,3	23,34	55,2	57,3	56,0	57	27	7	1,09
50,0	3,339	77	64	515	13269	10616	1,030	1,00	6	24	5,73	29,3	23,58	55,6	58,1	57,9	57	27	7	1,09
53,6	7,700	77	64	547	13269	10616	1,094	1,13	6	27	5,39	29,3	23,92	56,1	59,2	57,0	57	23	3,4	1,05
53,6	6,160	77	64	558	13269	10616	1,116	1,13	6	27	5,28	29,3	24,03	56,3	59,5	57,9	57	23	3,4	1,05
53,6	3,339	77	64	610	13269	10616	1,220	1,25	6	30	4,83	29,3	24,48	57	61,0	61,5	57	23	3,4	1,05

9										10		11	12		13	14	
D1	D2	1,0	2	med11	med12	med21	med22	MED1 1-12	MED2 1-22	MED	Ntu bes	Water Vel FPS	U	ROWS	Row s final	WBDF	Tdb out final
23,55	6,24	23,0	6,0	12,68	13,44	13,02	13,79	12,86	13,20	13,05	6	1,7325	161	6,16400017	7	0,025	55,0
20,97	7,30	20,0	7,0	12,37	13,10	12,74	13,47	12,59	12,96	12,94	4	1,485	144	6,53105798	7	0,025	55,5
19,05	8,08	19,0	8,0	12,72	13,39	13,10	13,92	12,77	13,17	12,79	4	1,126829	130	7,31923755	8	0,01	55,7
19,95	5,59	19,0	5,0	10,49	11,30	10,82	11,67	10,97	11,32	11,31	4	2,59875	161	6,14267004	7	0,025	56,4
19,09	5,95	19,0	5,0	10,49	11,30	10,82	11,67	11,26	11,62	11,29	4	2,079	153	6,4740187	7	0,025	56,6
15,45	7,44	15,0	7,0	10,52	11,13	10,86	11,54	10,79	11,16	10,95	4	1,126829	130	7,09961411	8	0,01	57,1

Πίνακας 3.1-3 Επιλογή του cooling coil βάση του εγχειριδίου της Keeprite

Qs'	Qs'-Qs	Ql'	Ql'-Ql
new sens load	differ ence	new laten load	differ ence
11235	35	2765	111
11570	370	2430	-224
11935	735	2065	-589
12266	1066	1734	-920
12393	1193	1607	-1047
13214	2014	786	-1868

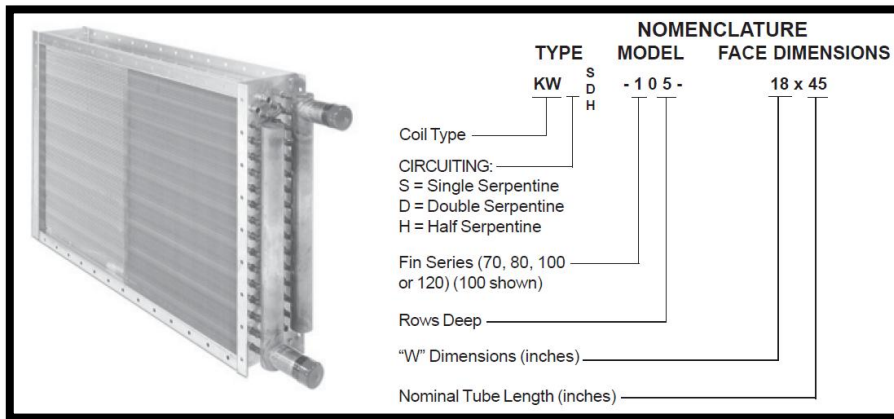
Πίνακας 3.1.2-3 Συνέχεια

Αναμενόμενα φαίνεται πως για κρύο νερό στους 10° C (50 ° F) αντιμετωπίζεται καλύτερα το λανθάνον φορτίο σε σχέση με τους 12° C (53.6 ° F) καθώς τότε (στους 12°C) το αισθητό φορτίο είναι μεγαλύτερο από το απαραίτητο (Qs'-Qs = 1066 έως 2014 btu/h) αλλά το λανθάνον φορτίο μικρότερο (Ql'-Ql= -920 έως 11868 btu/h). Ωστόσο οι τιμές αυτές είναι μόνο για τα μέγιστα φορτία, και η επιλογή της θερμοκρασίας νερού είναι οικονομικότερο να γίνει για τα μέσα και κυρίως για τα αισθητά φορτία όπου όπως φάνηκε σε προηγούμενα διαγράμματα ,οι τιμή στους 12° C είναι ικανοποιητική. Έτσι όσο αφορά τους 12° C, επιλέγεται το cooling coil που έχει μικρότερες διαφορές επιθυμητού-αναμενόμενου φορτίου δηλαδή αυτό με μέγιστη παροχή νερού 7,7 GPM (1750 kg/h) (συντελεστή παροχής νερού 1/8 kg/h και αντίστοιχη παροχή αέρα όπως φάνηκε στον πιο παραπάνω πίνακα).

Το μοντέλο είναι το **KWS 807 6x27** με μήκος (NTL) 27 inches (68.58cm) , ύψος (W) 6 inches (15.24cm),βάθος για 7 σειρές

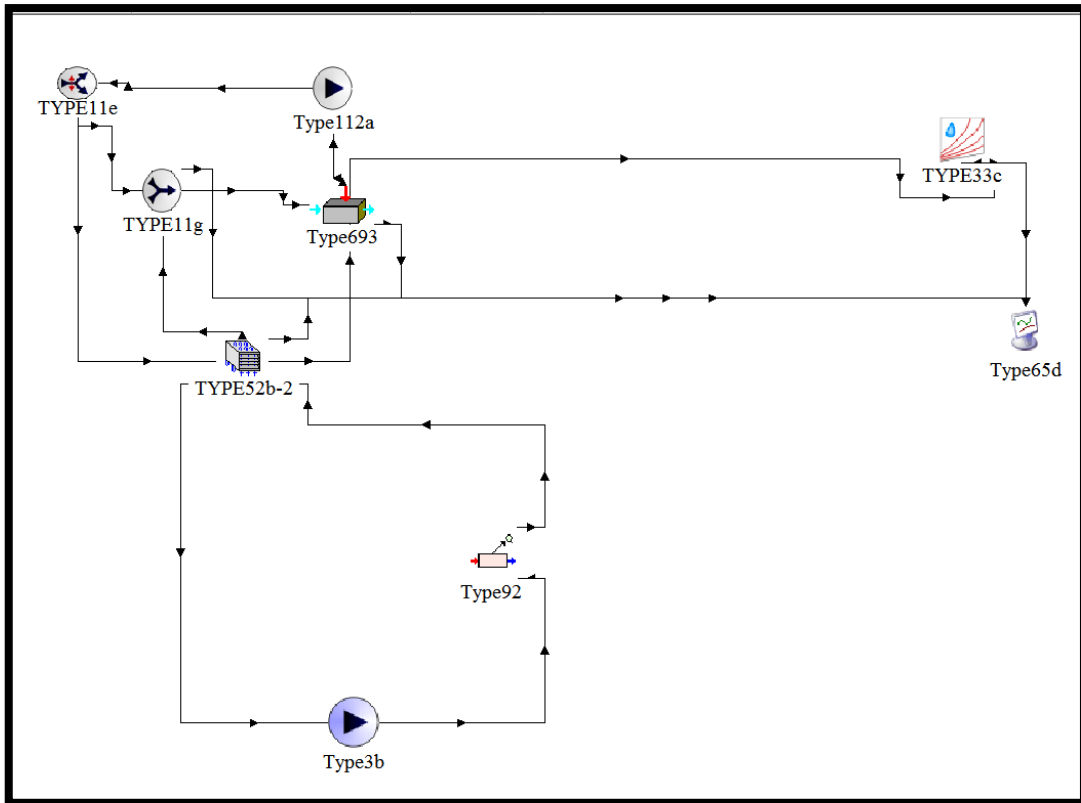


σωλήνων (rows) 12 inches (30.48cm) (από σελ.32). Η διάταξη των πτερυγίων έχει πυκνότητα 80 πτερύγια ανά 0,3048 m (1foot), εξ ου και το όνομα της σειράς του μοντέλου (80 fins series), άρα σύνολο πτερυγίων  $68,58/30,48*80=180$  με πάχος πτερυγίου (από αναφορές κατασκευαστών) 1mm, και θερμική αγωγιμότητα 250 W/m K (900kJ/h m K) (αλουμίνιο). Οι σωλήνες τροφοδοσίας είναι 4 χάλκινοι (πάντα σύμφωνα με το εγχειρίδιο) άρα έχουν αγωγιμότητα περίπου 400 W/m<sup>2</sup> K (1440 kJ/h m K), με εξωτερική διάμετρο 0,55 inches (1.397 cm) και πάχος 0,049 inches (0.124 cm) σύμφωνα με αναφορές από κατασκευαστές αλλά και από το τυπολόγιο του εγχειριδίου. Έτσι προκύπτουν οι παράμετροι του type-52b cooling coil που αναφέρθηκαν παραπάνω.



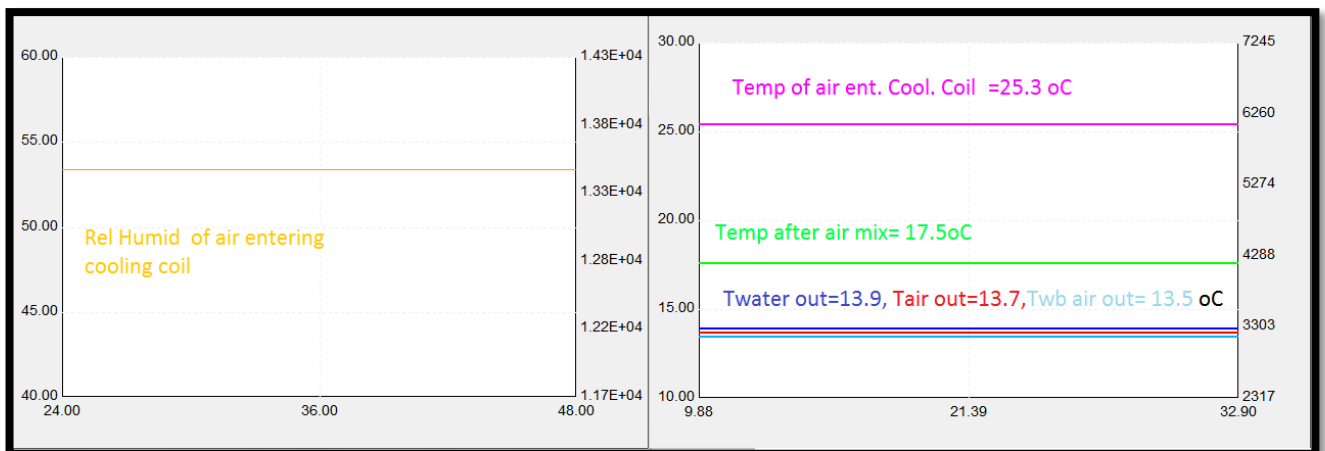
**Εικόνα 3.1-10 Επιλογή τύπου cooling coil - εξήγηση συμβόλων**

Η επαλήθευση των υπολογισμών των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του cooling coil γίνεται μέσω της εξής πρότυπης μελέτης ελέγχου:



**Εικόνα 3.1-11 Σχεδιάγραμμα πρότυπης μελέτης επαλήθευσης των αναμενόμενων βάση του εγχειριδίου παραμέτρων λειτουργίας του επιλεγθέντος cooling coil**

Όπου το μόνο καινούργιο στοιχείο είναι το type-693 που δεν είναι άλλο από έναν προσομοιωτή φορτίων. Συγκεκριμένα λοιπόν επιλέγονται μέγιστο φορτίο στα 14000 kJ/h ολικό και 2800 kJ/h λαμπάνων ( $1-0,8=0,2*14000=2800$ ), παροχή νερού 1750 kg/h και αέρα 1400kg/h, ενώ ο λόγος παράκαμψης είναι 0,336. Τα διαγράμματα (3.1-3) της προσομοίωσης φαίνονται παρακάτω:

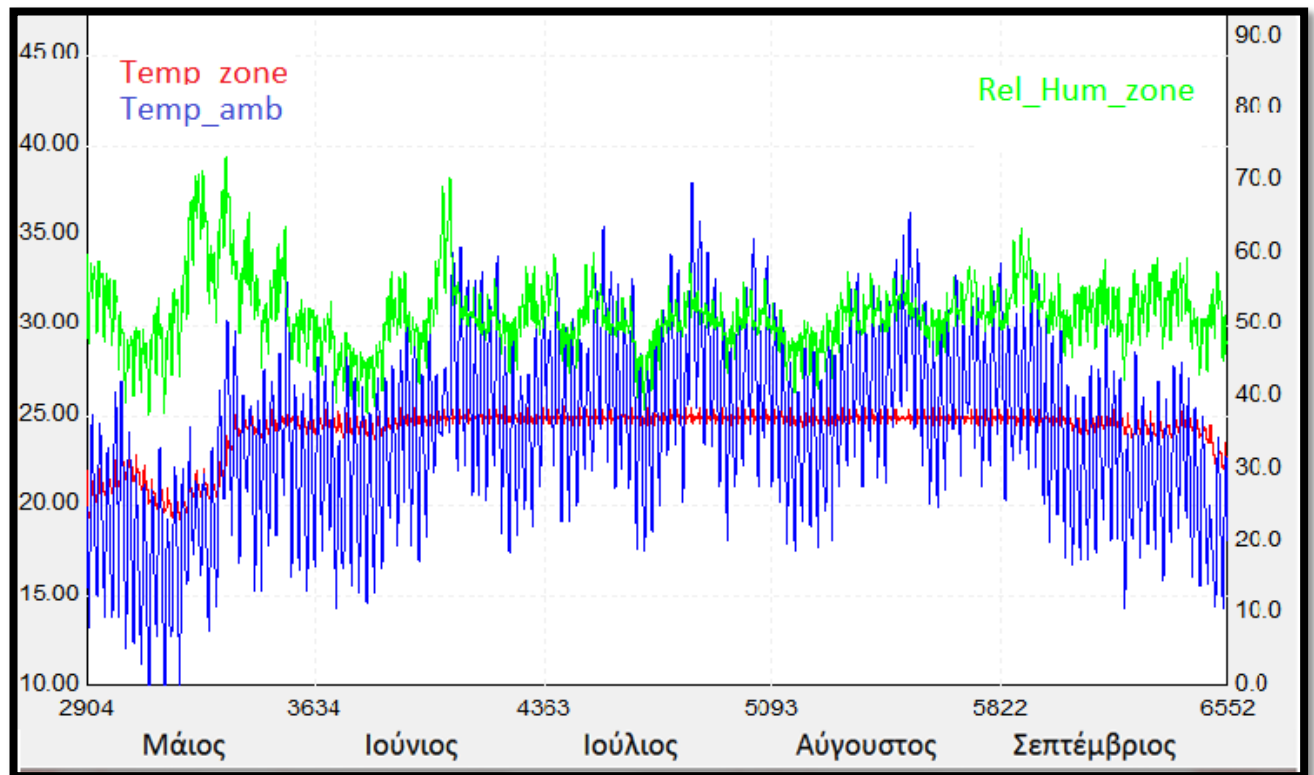


**Διάγραμμα 3.1-3 Αριστερά διάγραμμα αριστερός άξονας→ σχετική υγρασία (%), δεξιά διάγραμμα αριστερός άξονας→ θερμοκρασία °C**

Όπως παρατηρείται η σχετική υγρασία και θερμοκρασία που εξέρχεται από το type-693 και εισέρχεται στο cooling coil είναι πολύ κοντά στις επιθυμητές τιμές. Η αναμενόμενη θερμοκρασία εξόδου του αέρα είναι  $56.4\text{ }^{\circ}\text{F} = 13.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , στην προσομοίωση προέκυψε 13,7 άρα πολύ κοντά στην αναμενόμενη. Ομοίως η αναμενόμενη θερμοκρασία υγρής σφαίρας είναι  $56.1\text{ }^{\circ}\text{F} = 13.4\text{ }^{\circ}\text{C}$  ενώ στην προσομοίωση 13.5. Τέλος οι αναμενόμενες θερμοκρασίες εξόδου του νερού από την συσκευή και του αέρα μετά την ανάμιξη είναι 13.9 και  $17\text{ }^{\circ}\text{C}$  αντίστοιχα, ενώ στην προσομοίωση 13.9 και 17.5 αντίστοιχα, δηλαδή και πάλι πολύ κοντά.

Συνεπώς όσο αφορά το επιλεγμένο cooling coil επαληθεύονται οι προκαταρκτικοί υπολογισμοί-επιλογής από το εγχειρίδιο από την προσομοίωση του από το trnsys.

## B. Ανάλυση αποτελεσμάτων προσομοίωσης



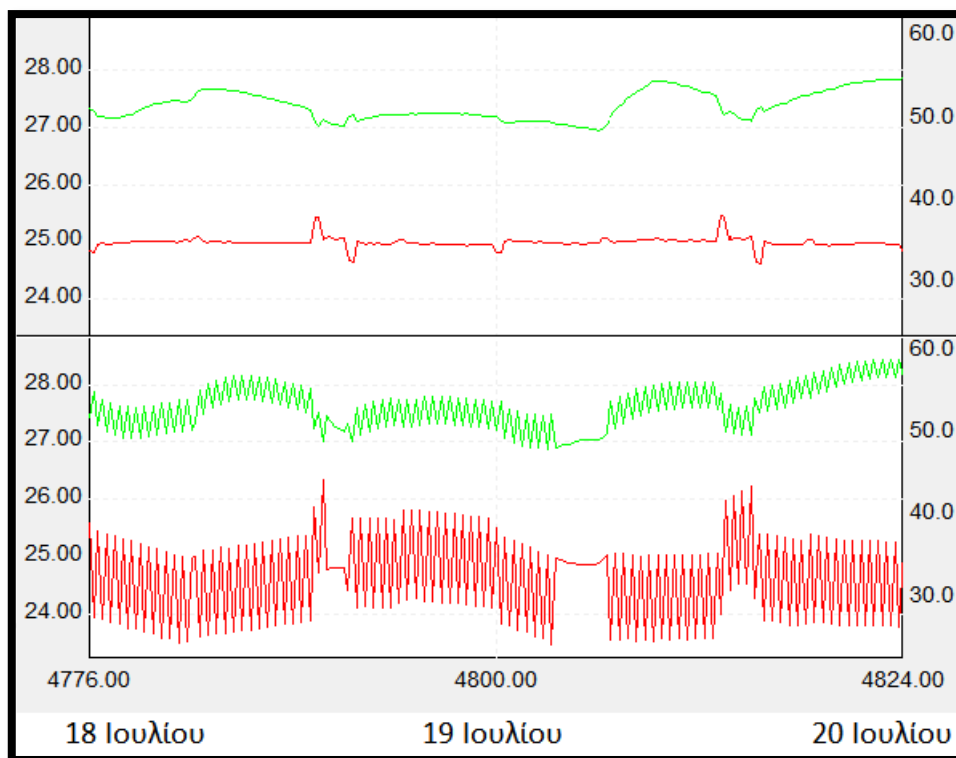
**Διάγραμμα 3.1-4** Αριστερά άξονας: θερμοκρασία ( $^{\circ}\text{C}$ ) χώρου (Temp\_zone) και περιβάλλοντος (Temp\_amb), δεξιά άξονας: σχετική υγρασία χώρου (%) (Rel\_Hum\_zone)

Όπως παρατηρείται στο διάγραμμα 3.1-4 η θερμοκρασία παραμένει σταθερή στους  $25^{\circ}\text{C}$  με μια πολύ μικρή ταλάντωση. Αυτό οφείλεται στην μεταβολή των παροχών αέρα και νερού ανάλογα με το προβλεπόμενο φορτίο με αποτέλεσμα την ομαλότερη προσέγγιση του ψυκτικού φορτίου. Χαρακτηριστικά αυτό δείχνεται στο διάγραμμα 3.1-5 όπου για το ίδιο χρονικό διάστημα έχουν χαραχθεί οι καμπύλες θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας του χώρου τόσο για την περίπτωση των μεταβλητών παροχών όσο και για σταθερές παροχές. Μάλιστα βρέθηκε πως στην περίπτωση των σταθερών παροχών το μηνιαίο συνολικό φορτίο αυξήθηκε κατά  $0.5\text{ GJ}$ , δηλαδή κατά 18% περίπου. Συνεπώς είναι σημαντικός, από άποψης ενεργειακής οικονομίας, ο όσο το



δυνατόν πιο ακριβής έλεγχος της θερμοκρασίας, με έναν καλό θερμοστάτη για παράδειγμα όπως αναφέρθηκε.

Τέλος παρατηρείται πως η σχετική υγρασία αν και όχι σταθερή στο 50% στο μεγαλύτερο κομμάτι της εξεταζόμενης περιόδου παραμένει κοντά στο 50%, κάτι ικανοποιητικό για τις συνθήκες άνεσης του χώρου.



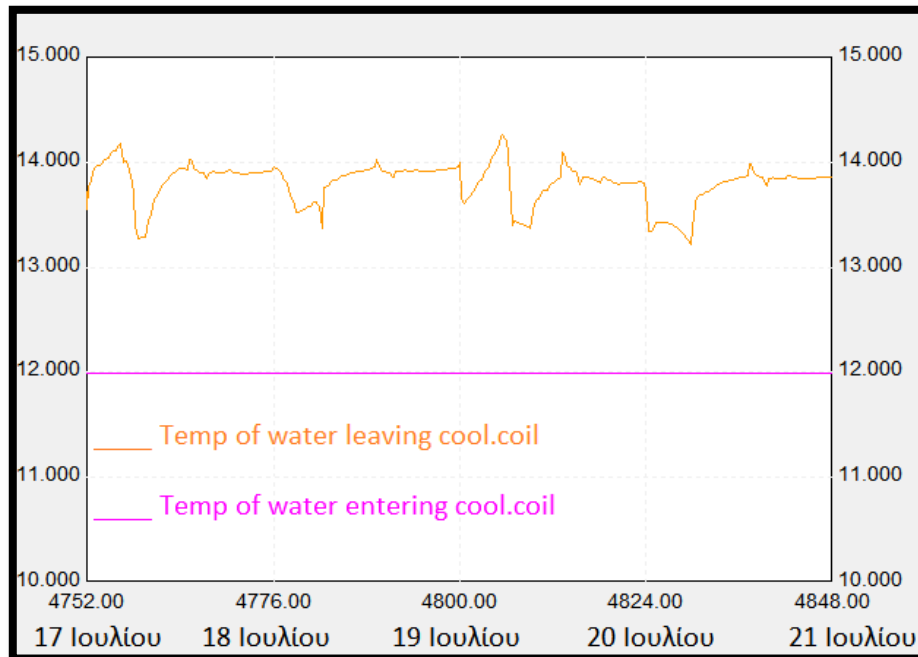
Διάγραμμα 3.1-5 Αρ. άξονας: θερμοκρασία (κόκκινη καμπύλη) χώρου, δε. άξονας: σχετική υγρασία (πράσινη καμπύλη) χώρου

3.1.2-3	Μηνιαίο Συν. Φορτίο	Μηνιαίο Λανθ. Φορτίο	Μηνιαίο Αισθ. Φορτίο	Μέσο στιγμιαίο Συν. Φορτίο	Μέγιστο στιγμιαίο Συν. Φορτίο
ΜΗΝΑΣ	GJ	GJ	GJ	kJ/h	kJ/h
Μάιος	0.17	0.03	0.15	240.2	9572.1
Ιούνιος	1.43	0.22	1.21	2059.8	12090.9
Ιούλιος	<b>2.86</b>	0.39	<b>2.46</b>	<b>3971.8</b>	13083.3
Αύγουστος	2.61	<b>0.39</b>	2.22	3631.9	<b>13600.8</b>
Σεπτέμβριος	0.82	0.16	0.66	1179.1	11333.2
ΔΙΑΦΟΡΑ %	<b>-2.62</b>	<b>-18.47</b>	0.48	<b>-2.62</b>	<b>-3.38</b>

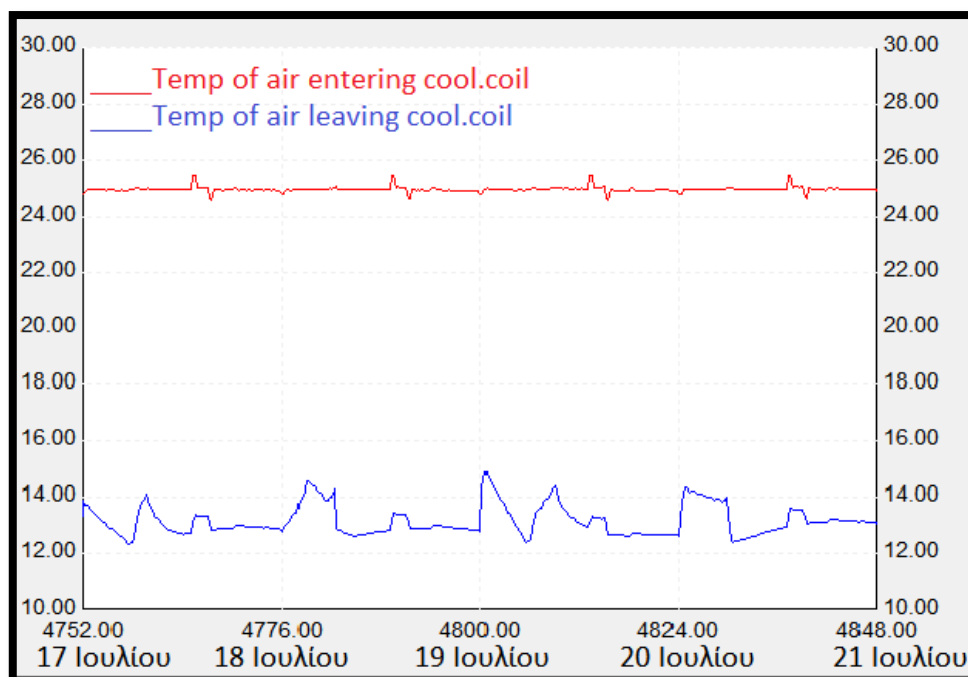
Πίνακας 3.1-4 Χαρακτηριστικά φορτίου κρύου

Στον πίνακα 3.1-4 αναγράφονται όμοια με την ενότητα 3.1.1 τα μηνιαία συνολικά, λανθάνοντα και αισθητά φορτία όπως επίσης και οι αντίστοιχες μέσες και μέγιστες στιγμιαίες τιμές του συνολικού φορτίου.

Επιπλέον σημειώνεται η ποσοστιαία διαφορά των τιμών αυτών με τις αντίστοιχες της 3.1.1 για τον Ιούλιο (αφού έχει και το μέγιστο μηνιαίο συνολικό φορτίο). Παρατηρείται λοιπόν πως σημαντική διαφορά υπάρχει μόνο στο λανθάνον, ενώ το αισθητό είναι πρακτικά ίσο. Αυτό οφείλεται στην επιλογή της θερμοκρασίας του κρύου νερού, που όπως προαναφέρθηκε βασίστηκε για οικονομικούς λόγους στο αισθητό φορτίο, χωρίς ωστόσο όπως δείχθηκε η σχετική υγρασία του χώρου να υπερβαίνει υπερβολικά το όριο άνεσης.



Διάγραμμα 3.1-6 Θερμοκρασίες σε °C εισερχόμενου και εξερχόμενου νερού στο και από το CC



Διάγραμμα 3.1-7 Θερμοκρασίες σε °C εισερχόμενου και εξερχόμενου αέρα στο και από το CC

Τέλος παραπάνω παραθέτονται δύο διαγράμματα (3.1.2-6,7) για χρονικό διάστημα 4 ημερών του Ιούλη όσο αφορά τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του νερού και του αέρα αντίστοιχα στο cooling coil. Και εδώ οι τιμές είναι κοντά στις αναμενόμενες ( $56.4^{\circ}\text{F}=13.6^{\circ}\text{C}$  περίπου για τον απερχόμενο αέρα και  $2^{\circ}\text{C}$  άνοδο του κρύου νερού).

## Συμπέρασμα

Βάση των αποτελεσμάτων συμπεραίνεται πως έγινε επιτυχώς το πρώτο βήμα προσπάθειας κλιματισμού του χώρου εκτός του type-56 αποκομίζοντας τις πληροφορίες σχετικά με τα χαρακτηριστικά του απαραίτητου για τον κλιματισμό κρύου αέρα όπως η θερμοκρασία του και η απαραίτητη σε κάθε φορτίο παροχή.

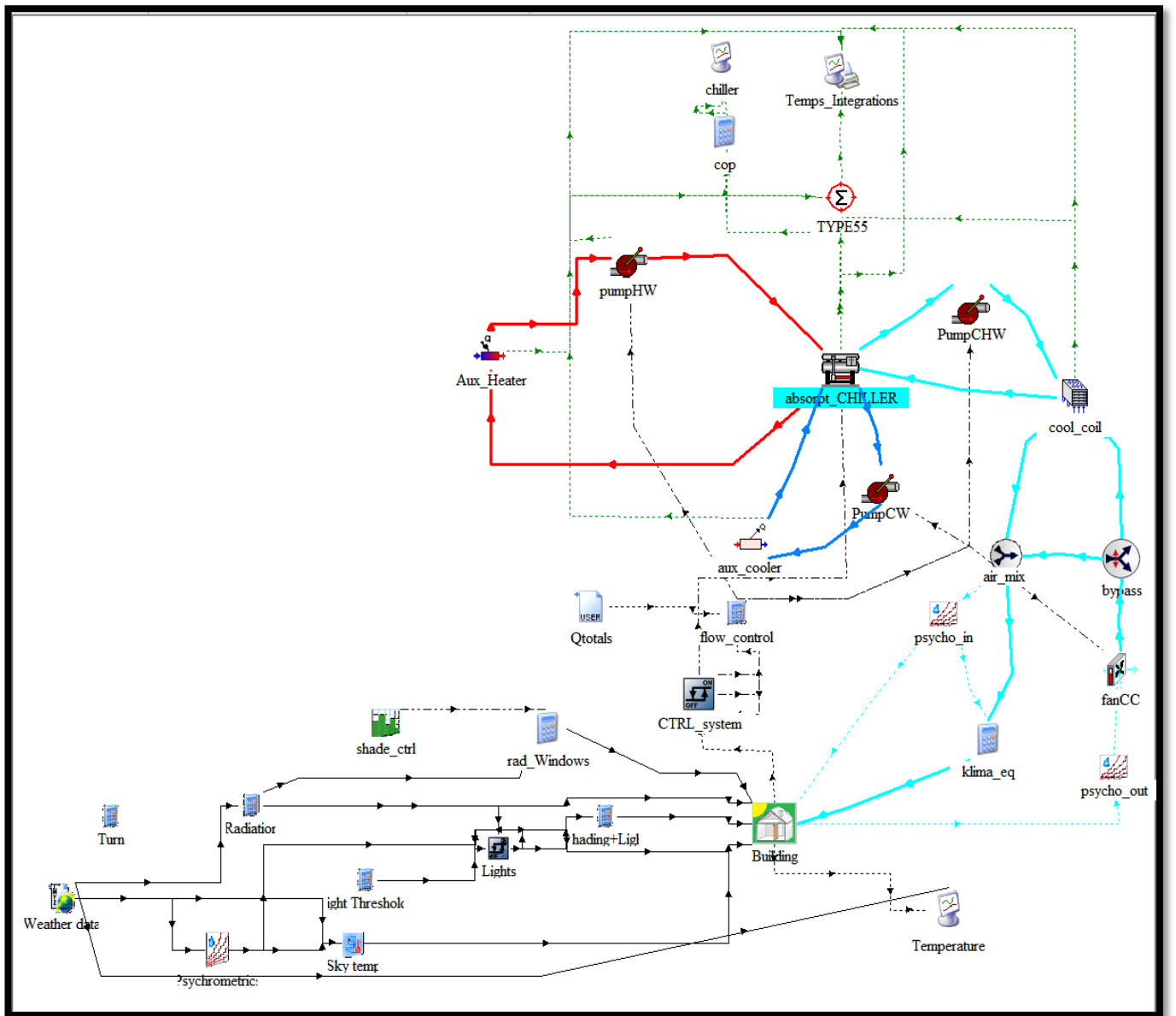
### 3.1.3 Αντικατάσταση του auxiliary cooler t-92 με chiller απορρόφησης

#### Εισαγωγή

Στην μελέτη αυτή εισάγεται στη θέση του βοηθητικού ψύκτη t-92 το πλέον βασικό στοιχείο της παρούσας εργασίας όσο αφορά την περίπτωση της ψύξης, το chiller απορρόφησης. Στόχος είναι να αξιολογηθεί κατά το πώς ανταπεξέρχεται στα απαιτούμενα ψυκτικά φορτία το chiller, αλλά και να υπολογισθούν για πρώτη φορά τα αναγκαία φορτία των δύο επιπλέον κυκλωμάτων νερού, αυτό δηλαδή της παροχής θερμικής ενέργειας στο chiller και απομάκρυνσης θερμότητας (κύκλωμα ψυκτικού νερού) από το chiller.

## A. Ανάλυση μελέτης

### Σχεδιάγραμμα της μελέτης 3.1.3



Εικόνα 3.1-12 Σχεδιάγραμμα μελέτης 3.1.3 στο περιβάλλον του Studio

### Σύντομη περιγραφή της διάταξης spiti\_cool\_3

Η μόνη διαφορά είναι ότι πλέον το κρύο νερό που εισέρχεται στο cooling coil παράγεται από το chiller, η λειτουργία του οποίου στηρίζεται στο κύκλωμα ζεστού νερού, το οποίο θερμαίνεται από έναν βοηθητικό θερμαντήρα (aux\_heater, pumpHW) και στο κύκλωμα ψυκτικού νερού, το οποίο ψύχεται από έναν βοηθητικό ψύκτη (aux\_cooler, pump\_CW). Ο έλεγχος των παροχών των αντλιών και ανεμιστήρα γίνεται από το flow\_control, ενώ ο έλεγχος του όλου συστήματος από τον controller CTRL\_system.

### Σχόλια επί της διάταξης

→ Auxiliary heater και cooler. Χάριν απλότητας και με σκοπό την συγκομιδή κάποιων πρώτων αποτελεσμάτων η θερμοκρασία εξόδου τόσο από τον auxiliary heater όσο και από τον auxiliary cooler είναι σταθερή. Φυσικά σε μετέπειτα μελέτη τουλάχιστο για τον ψύκτη αυτό δεν θα ισχύει, καθώς η θερμοκρασία αποβολής θερμότητας εξαρτάται άμεσα από την θερμοκρασία περιβάλλοντος.

### Ανάλυση των στοιχείων της διάταξης

Αρχικά παρατίθεται όπως και στην προηγούμενη μελέτη η σειρά των στοιχείων:

Unit Num...	Name	Ind...
1	CONTROL CARD	1
30	Qtotals	2
0	Turn	3
109	Weather data	4
0	Light Thresholds	5
331	Psychrometrics	6
0	Radiation	7
69	Sky temp	8
28	rad_Windows	9
29	shade_ctrl	10
200	Lights	11
56	Building	12
24	psycho_out	13
0	Shading+Light	14
26	CTRL_system	15
31	flow_control	16
17	PumpCHW	17
16	pumpHW	18
34	Aux_Heater	19
18	PumpCW	20
13	aux_cooler	21
36	fanCC	22
35	bypass	23
15	cool_coil	24
32	air_mix	25
12	absorpt_CHILLER	26
23	psycho_in	27
27	klima_eq	28
20	TYPE55	29
19	Temps_Integrations	30
25	Temperature	31
33	chiller	32
37	cop	33

Εικόνα 3.1-13 Σειρά στοιχείων

### Ανάλυση νέων στοιχείων (components):

Τα μόνα νέα στοιχεία τη μελέτης είναι το **type-107 absorption chiller** και ο βοηθητικός θερμαντήρας **auxiliary heater(type-6)**. Στοιχεία όσο αφορά τα χαρακτηριστικά του chiller και τον χάρτη λειτουργίας και βαθμού απόδοσης δόθηκαν στο κεφάλαιο 2 υποενότητα 2.2.3.

- Παράμετροι chiller :

1	☺	Rated capacity	5.51	kW
2	☺	Rated C.O.P.	0.608	-
3	☺	Logical unit for S1 data file	35	-
4	☺	Number of HW temperatures in S1 data file	4	-
5	☺	Number of CW steps in S1 data file	4	-
6	☺	Number of CHW set points in S1 data file	5	-
7	☺	Number of load fractions in S1 data file	2	-
8	☺	HW fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K
9	☺	CHW fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K
10	☺	CW fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K
1	☺	Auxiliary electrical power	0.4	kW

**Εικόνα 3.1-14 Παράμετροι chiller**

Με **θερμοκρασία εξόδου νερού ψύξης (chilled water) στους 12 °C**. Η ισχύς του auxillary heater ρυθμίζεται στα 50000 kJ/h ώστε να ανταπεξέρχεται σε κάθε θερμικό φορτίο (το οποίο άλλωστε θα ρυθμίζεται μέσω της παροχής) και η **θερμοκρασία εξόδου του ζεστού νερού στους 90° C**. Ομοίως, με το ίδιο σκεπτικό, η ισχύς του ψύκτη παροχής νερού ψύξης προς το chiller, που θα πρέπει να υπερβαίνει το άθροισμα της ισχύος του chiller και του cooling coil, ρυθμίζεται στα 100000 kJ/h, ενώ η **θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης και άρα εισόδου στο chiller στους 35° C**. Όπως αναφέρθηκε στην υποενότητα 2.1.3 γίνεται χρήση ξηράς ψύξης του chiller, και για αυτό το λόγο επιλέγεται μια αυστηρή θερμοκρασία ψύξης (35° C) προσομοιώνοντας την περίπτωση καύσωνα. Στην επόμενη ενότητα θα συνδεθεί άμεσα η θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος με αποτέλεσμα η ψύξη του chiller να είναι πιο ρεαλιστική.

- Στο flow control προστίθενται οι εξισώσεις υπολογισμού των επιπλέον παροχών με όμοιο τρόπο όπως και στην 3.1.2:

$$m\_pump\_chw = \max((Q_{total}/8.4), 100) * CTRL\_system$$

$$m\_pump\_hw = \max((Q_{total}/20.4), 100) * CTRL\_system$$

$$m\_pump\_cw = \max((Q_{total}/7.5), 100) * CTRL\_system$$

Οι συντελεστές 8.4/20.4/7.5 υπολογίζονται παρακάτω στο παράρτημα. Ο περιορισμός, η παροχή να μην παίρνει τιμές κοντά στο μηδέν έχει να κάνει με λόγους σύγκλισης του προγράμματος, καθώς το ολικό φορτίο  $Q_{total}$  παίρνει τιμές πλησίον του μηδέν, ωστόσο όταν τα επιπλέον κυκλώματα νερού λειτουργούν σε τέτοιες παροχές το πρόγραμμα όπως διαπιστώθηκε αποκλίνει. Επισημαίνεται πως, όπως θα αναφερθεί στις τελικές μελέτες ψύξης του κεφαλαίου αυτού, ο κατασκευαστής του chiller (Rotartica) θέτει από μόνος του κάποια όρια για τις παροχές των τριών κυκλωμάτων που εμπλέκονται με το chiller, και συνεπώς αυτές οι εξισώσεις θα χρησιμοποιηθούν για να εισάγουμε αυτά τα όρια.

## Παράρτημα

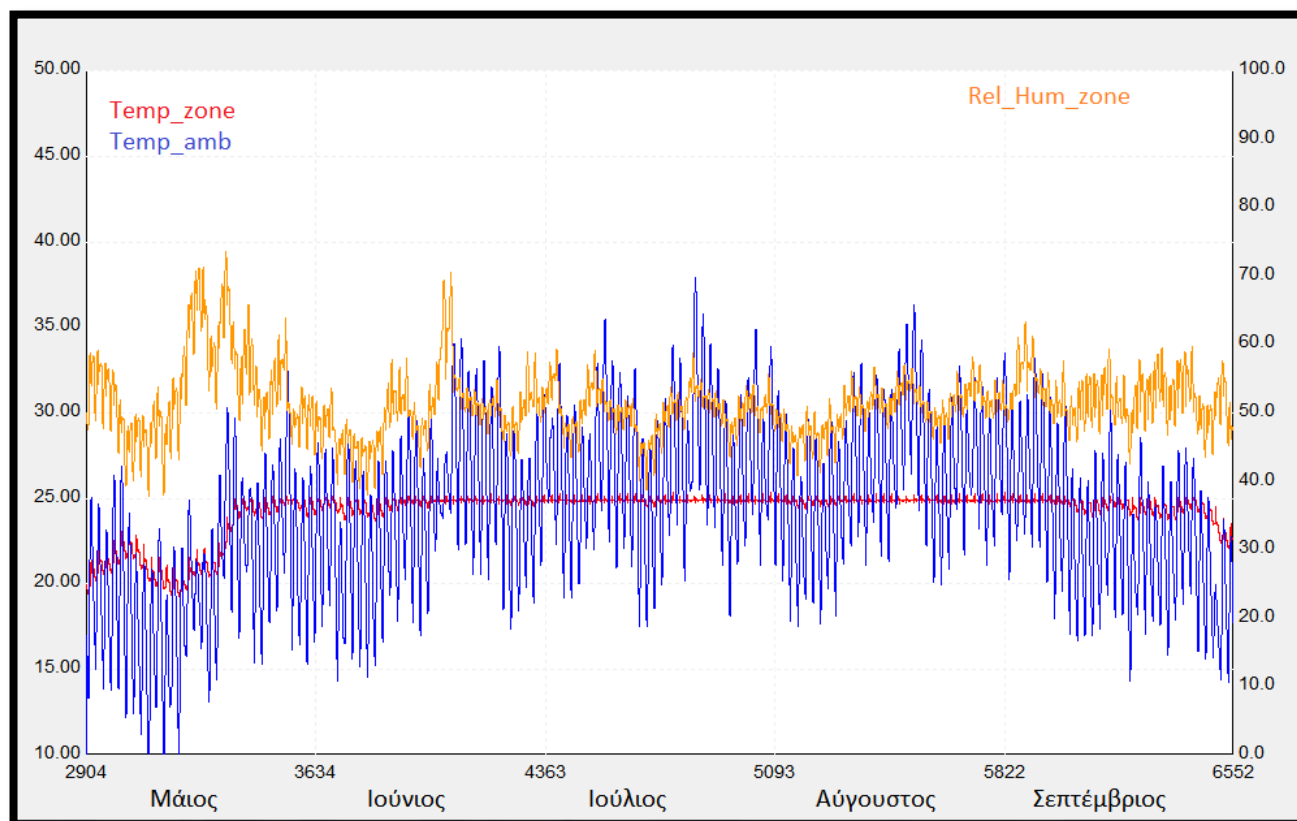
### Υπολογισμός συντελεστών παροχών κρύου, θερμού και νερού ψύξης

Κατασκευάζεται ο κάτω πίνακας (Πίνακας 3.1-5) με τον εξής τρόπο: Από τις καμπύλες απόδοσης του κατασκευαστή (2.2.3.1- τυποποίηση chiller) εισάγονται, για κρύο νερό στους 12 °C και για διάφορες θερμοκρασίες ψυκτικού (T<sub>cw</sub>) και ζεστού (T<sub>hw</sub>) νερού, το μέγιστο δυνατόν παρεχόμενο φορτίο κρύου (Q<sub>chw</sub>) και ο αποδιδόμενος βαθμός απόδοσης COP. Έτσι με δεδομένες θερμοκρασιακές διαφορές των τριών κυκλωμάτων νερού που επιλέχθηκαν βάση εμπειρικών στοιχείων από παρόμοιες εγκαταστάσεις (2 °C για το κρύο νερό, 8 °C για το ζεστό και 5 °C για το ψυκτικό) προκύπτουν οι αναγκαίες παροχές και κατόπιν οι συντελεστές (διαιρώντας φορτίο με παροχή). Παρατηρείται πως εδώ οι συντελεστές παροχής ζεστού και ψυκτικού νερού δεν είναι σταθεροί, κάτι το οποίο οφείλεται στην διαφοροποίηση του COP ανάλογα με την θερμοκρασία ψυκτικού και ζεστού νερού. Οι συντελεστές 8.4, 20.4, 7.5 υπολογίσθηκαν βάση του πίνακα (3.1-5) για T<sub>cw</sub>=35 °C, T<sub>hw</sub>=90 °C:

T <sub>chw</sub> °C	T <sub>cw</sub> °C	T <sub>hw</sub> °C	Q <sub>chw</sub> w (kW)	COP	Q <sub>chw</sub> kJ/h	Q <sub>hw</sub> kJ/h	Q <sub>cw</sub> kJ/h	m <sub>chw</sub> dT=2 kg/h	m <sub>hw</sub> dT=8 kg/h	m <sub>cw</sub> dT=5 kg/h	Q <sub>chw</sub> / m <sub>chw</sub>	Q <sub>chw</sub> / m <sub>hw</sub>	Q <sub>chw</sub> / m <sub>cw</sub>
12	25	70	1	0,731	3600	4925	9965	430	147	476	8,4	24,5	7,6
12	25	80	2	0,732	7200	9836	18476	859	293	882	8,4	24,5	8,2
12	25	90	3	0,739	10800	14614	26854	1289	436	1282	8,4	24,8	8,4
12	25	100	4	0,698	14400	20630	36470	1718	615	1741	8,4	23,4	8,3
										averag es	<b>8,4</b>	<b>24,3</b>	<b>8,1</b>
12	30	70	1	0,633	3600	5687	10727	430	170	512	8,4	21,2	7,0
12	30	80	2	0,648	7200	11111	19751	859	331	943	8,4	21,7	7,6
12	30	90	3	0,699	10800	15451	27691	1289	461	1322	8,4	23,4	8,2
12	30	100	4	0,662	14400	21752	37592	1718	649	1794	8,4	22,2	8,0
										averag es	<b>8,4</b>	<b>22,1</b>	<b>7,7</b>
12	35	70	1	0,389	3600	9254	14294	430	276	682	8,4	13,0	5,3
12	35	80	2	0,523	7200	13767	22407	859	411	1070	8,4	17,5	6,7
12	35	90	3	0,608	10800	17763	30003	1289	530	1432	8,4	20,4	7,5
12	35	100	4	0,618	14400	23301	39141	1718	695	1868	8,4	20,7	7,7
										averag es	<b>8,4</b>	<b>17,9</b>	<b>6,8</b>

Πίνακας 3.1-5 Υπολογισμός συντελεστών παροχής των κυκλωμάτων του chiller

## B. Ανάλυση αποτελεσμάτων προσομοίωσης



**Διάγραμμα 3.1-8** Αρ. άξονας: θερμοκρασίες (°C) χώρου και περιβάλλοντος δε. άξονας: σχετική υγρασία χώρου (%)

Κατά το κοινό πλέον διάγραμμα 3.1-8 η θερμοκρασία του χώρου, ανεξάρτητα της εξωτερικής θερμοκρασίας, παραμένει και πάλι (αναμενόμενα με τις προηγούμενες μελέτες) με μια πολύ μικρή ταλάντωση (της τάξης του 0.3 °C, όσο και το εύρος του controller δηλαδή) στους 25 °C. Ενώ και η σχετική υγρασία του χώρου κυμαίνεται κοντά στην επιθυμητή τιμή του 50%.

ΜΗΝΑΣ	Μηνιαίο Συν. Φορτίο	Μηνιαίο Λανθ. Φορτίο	Μηνιαίο Αισθ. Φορτίο	Μέσο στιγμαίο Συν. Φορτίο	Μέγιστο στιγμαίο Συν. Φορτίο
	GJ	GJ	GJ	kJ/h	kJ/h
Μάιος	0.17	0.03	0.15	239.0	9350.0
Ιούνιος	1.42	0.22	1.20	2040.0	11700.0
Ιούλιος	2.83	0.38	2.45	3940.0	13000.0
Αύγουστος	2.59	0.38	2.21	3600.0	13400.0
Σεπτέμβριος	0.81	0.16	0.65	1170.0	11100.0
ΔΙΑΦΟΡΑ %	-3.50	-20.65	-0.14	-3.40	-4.00

**Πίνακας 3.1-6** Χαρακτηριστικά φορτίου κρύου



Στον πίνακα 3.1-6 έχουν όμοια με τις προηγούμενες μελέτες καταγραφεί τα χαρακτηριστικά του ψυκτικού φορτίου. Παρατηρείται πως όσο αφορά το ψυκτικό φορτίο τα αποτελέσματα είναι πολύ κοντά σε αυτά της μελέτης 3.1.2.

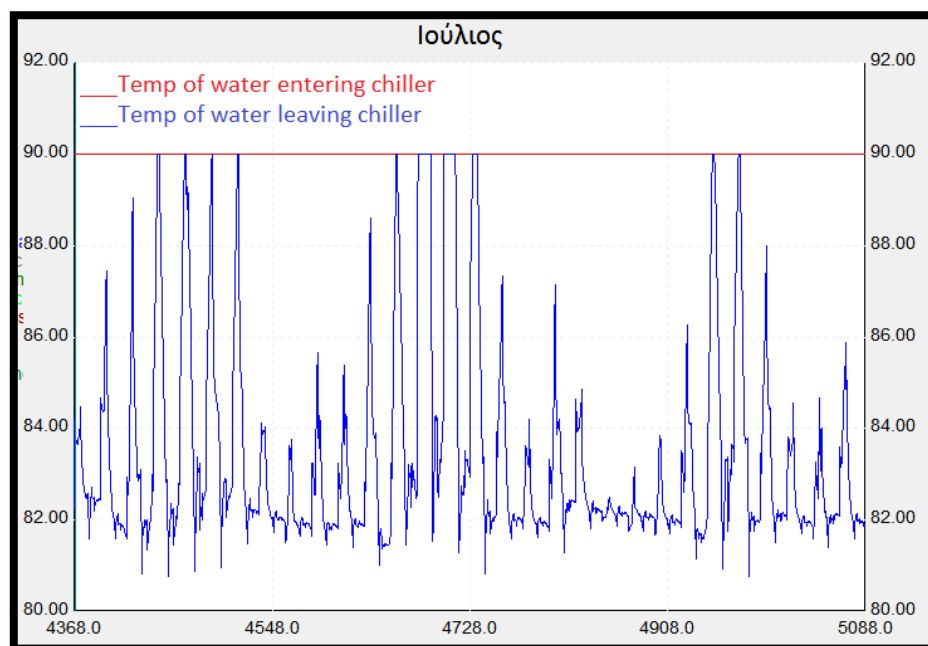
Συνεπώς βάση τόσο του διαγράμματος θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας (ποιοτικός έλεγχος) όσο και του πίνακα του ψυκτικού φορτίου (ποσοτικός έλεγχος) ο πρώτος στόχος της μελέτης που ήταν να ανταπεξέλθει στο ψυκτικό φορτίο το chiller ικανοποιήθηκε.

Επιπρόσθετα στην παρούσα μελέτη προκύπτει το θερμικό φορτίο και φορτίο ψύξης του chiller. Αναλυτικά τα φορτία που αφορούν το chiller καταγράφονται στον πίνακα 3.1-7:

μήνας	φορτίο κρύου νερού			φορτίο θερμού νερού			φορτίο ψυκτικού νερού		
	Μηνιαίο	Μέσο	Μέγιστο	Μηνιαίο	Μέσο	Μέγιστο	Μηνιαίο	Μέσο	Μέγιστο
	GJ	kJ/h	kJ/h	GJ	kJ/h	kJ/h	GJ	kJ/h	kJ/h
Μάιος	0.17	239.2	9360.6	0.28	393.5	15400.3	0.55	765.4	26200.8
Ιούνιος	1.42	2042.1	11742.5	2.33	3359.7	19319.2	4.36	6271.0	32501.7
Ιούλιος	<b>2.83</b>	<b>3941.9</b>	12975.7	<b>4.66</b>	<b>6485.4</b>	21347.9	<b>8.48</b>	<b>11792.7</b>	35763.6
Αύγουστ.	2.59	3607.2	<b>13439.0</b>	4.27	5934.7	<b>22110.2</b>	7.79	10836.7	<b>36989.2</b>
Σεπτέμβ.	0.81	1169.0	11113.4	1.34	1923.3	18284.1	2.52	3623.3	30837.4

**Πίνακας 3.1-7 Χαρακτηριστικά φορτίου των τριών κυκλωμάτων του chiller (κρύου-θερμού-ψυκτικού νερού)**

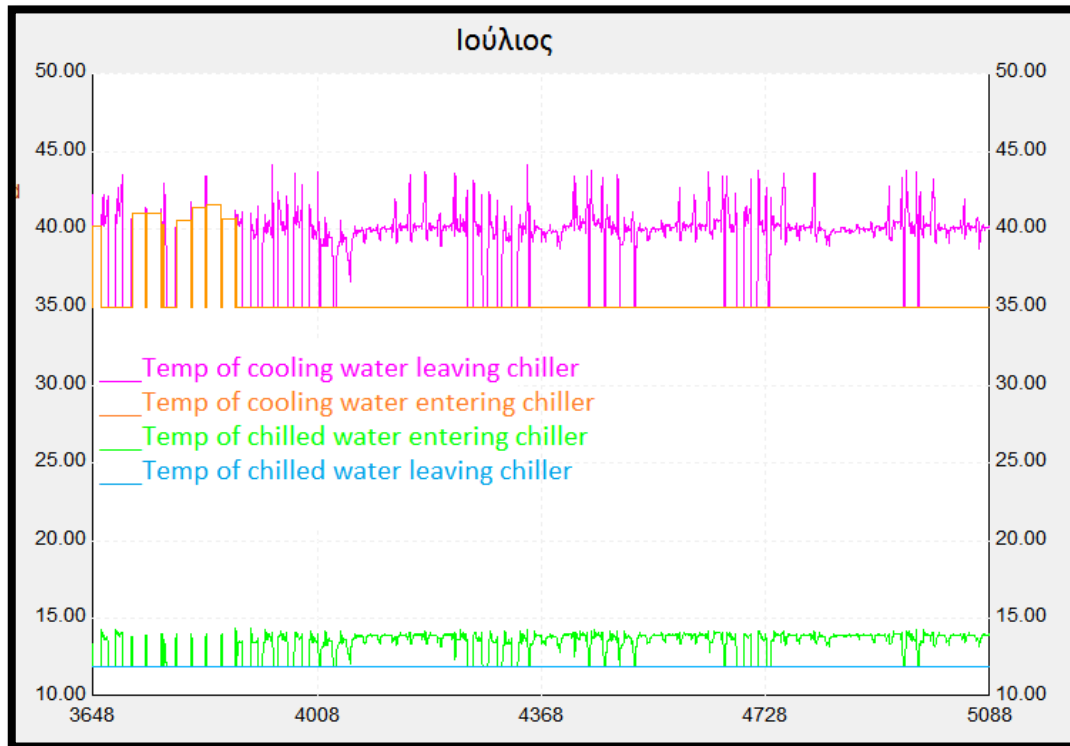
Παρατηρείται πως ο λόγος του μέγιστου φορτίου κρύου προς το αντίστοιχο θερμικό είναι  $2,9/4,8=0,6$  όπως δηλαδή και ο αναμενόμενος θερμικός βαθμός απόδοσης COP σε αυτές τις συνθήκες, κάτι που επαληθεύει τους υπολογισμούς.



**Διάγραμμα 3.1-9 Θερμοκρασίες (°C) εισερχόμενου (κόκκινη) και εξερχόμενου (μπλε) νερού στο και από το chiller**

Στο διάγραμμα 3.1-9 είναι σχεδιασμένες οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ζεστού νερού στο chiller. Η διαφορά τους κυμαίνεται στους 8 °C, με τη διαφορά θερμοκρασίας δηλαδή που υπολογίστηκε ο συντελεστής παροχής ζεστού.

Ομοίως σχεδιάζεται στο διάγραμμα 3.1-10 οι θερμοκρασιακές διαφορές των κυκλωμάτων ψυκτικού και κρύου νερού αντίστοιχα. Και πάλι παρατηρούνται οι αναμενόμενες διαφορές των 5 °C και 2 °C αντίστοιχα:



Διάγραμμα 3.1-10 Θερμοκρασίες εισερχόμενου-εξερχόμενου(°C) νερού ψύξης (ροζ-πορτοκαλί) και νερού κρύου (πράσινη-γαλάζια)

### 3.1.4 Αντικατάσταση του T-92 για την παροχή νερού ψύξης στο chiller με εναλλάκτη νερού-αέρα σταθερού βαθμού απόδοσης

#### Εισαγωγή

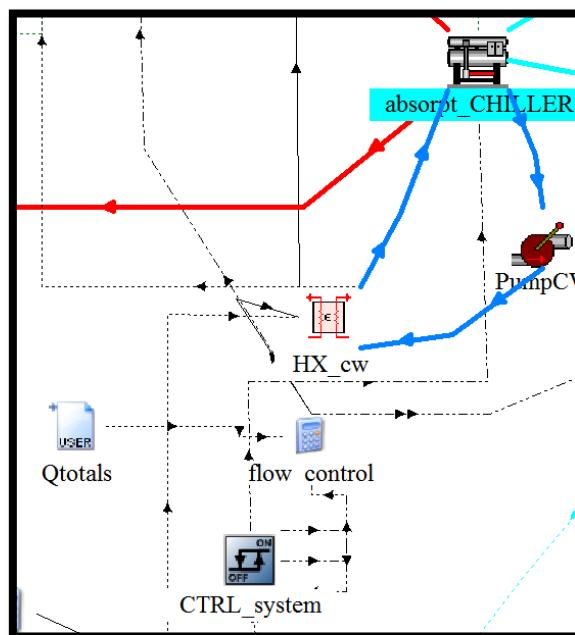
Όπως αναφέρθηκε στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο ένα από τα σημαντικότερα θέματα όσο αφορά την λειτουργία ενός chiller απορρόφησης είναι η αποβολή του παραγόμενου θερμικού φορτίου, το οποίο αποτελείται από το φορτίο κρύου, που παρέχει την αναγκαία ψύξη στο κλιματιζόμενο χώρο, και το καταναλισκόμενο θερμικό φορτίο ώστε να λειτουργήσει το chiller. Όπως είδαμε η αποβολή του φορτίου αυτού γίνεται μέσω του κυκλώματος νερού ψύξης, το οποίο εν συνεχεία (στην προκειμένη μελέτη) ψύχεται μέσω ατμοσφαιρικού αέρα σε εναλλάκτη νερού-αέρα.

Απαραίτητο επόμενο βήμα λοιπόν είναι η αντικατάσταση του βοηθητικού ψύκτη της προηγούμενης ενότητας με έναν εναλλάκτη νερού-αέρα, ώστε να εισάγουμε και την μεταβλητή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στο όλο σύστημα ψύξης, κάνοντας την μελέτη πιο ρεαλιστική.

Για λόγους απλότητας, και για τον λόγο ότι δεν είναι διαθέσιμο στην χρησιμοποιούμενη έκδοση TRNSYS κάποιο component όπου να μπορούν να εισαχθούν γεωμετρικές και μηχανικές ιδιότητες ενός (θερμού) εναλλάκτη νερού-αέρα της αγοράς όπως στην περίπτωση του cooling coil (type-52), γίνεται χρήση ενός εναλλάκτη σταθερού βαθμού απόδοσης (type-91). Η επιλογή παραμέτρων (παροχές και βαθμός απόδοσης) γίνεται στο πλαίσιο απόδοσης λογικών θερμοκρασιών τόσο στο αέριο όσο στο υγρό κύκλωμα του εναλλάκτη. Ωστόσο σε παράρτημα στο τέλος της ενότητας γίνεται μια μικρή ανάλυση παραμέτρων, με στόχο την ποιοτική εξαγωγή συμπερασμάτων.

### A. Ανάλυση μελέτης

Το μέρος του σχεδιαγράμματος της νέας μελέτης 3.1.4 που αλλάζει είναι :



**Εικόνα 3.1-15** Εισαγωγή εναλλάκτη νερού-αέρα (HX\_cw) ψύξης του κυκλώματος ψύξης του chiller στο περιβάλλον του Studio

#### Ανάλυση στοιχείων

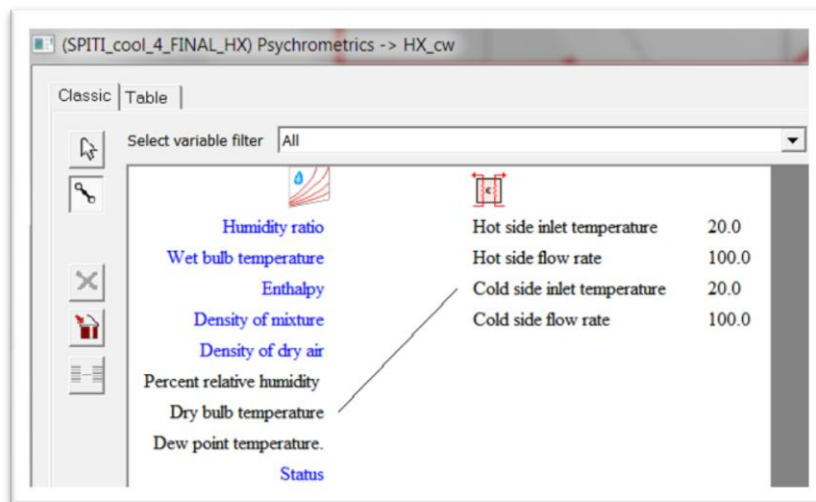
Για να μην αλλάξει η σειρά των στοιχείων γίνεται αντικατάσταση του type-92 με το type-91 (δεξί κλικ στο στοιχείο και επιλογή 'replace').

Στο παράρτημα στο τέλος φαίνεται ο τρόπος επιλογής των κάτω παραμέτρων:

→στο flows\_control προστίθεται η εξίσωση :

$$m\_air\_HX = \max(Q_{total}/1.8, 400) * CTRL\_system$$

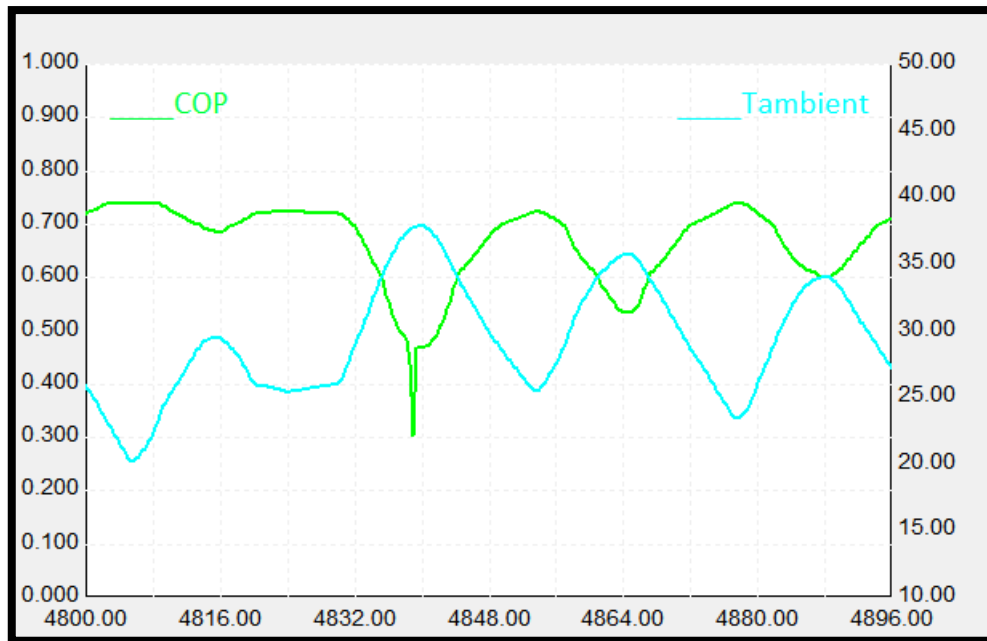
→Στο type-91 επιλέγεται σταθερός βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη 85%,  $C_p$  αέρα =1 kJ/kgK και  $C_p$  νερού=4,19 kJ/kgK συνδέεται απευθείας με το flow control ( $m\_air\_HX \rightarrow$  cold side flow rate) και με το psychometrics (βλέπε παρακάτω εικόνα) ενώ οι υπόλοιπες συνδέσεις γίνονται με το Pump\_cw.



Εικόνα 3.1-16 Σύνδεση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στον HX

## B. Ανάλυση αποτελεσμάτων προσομοίωσης

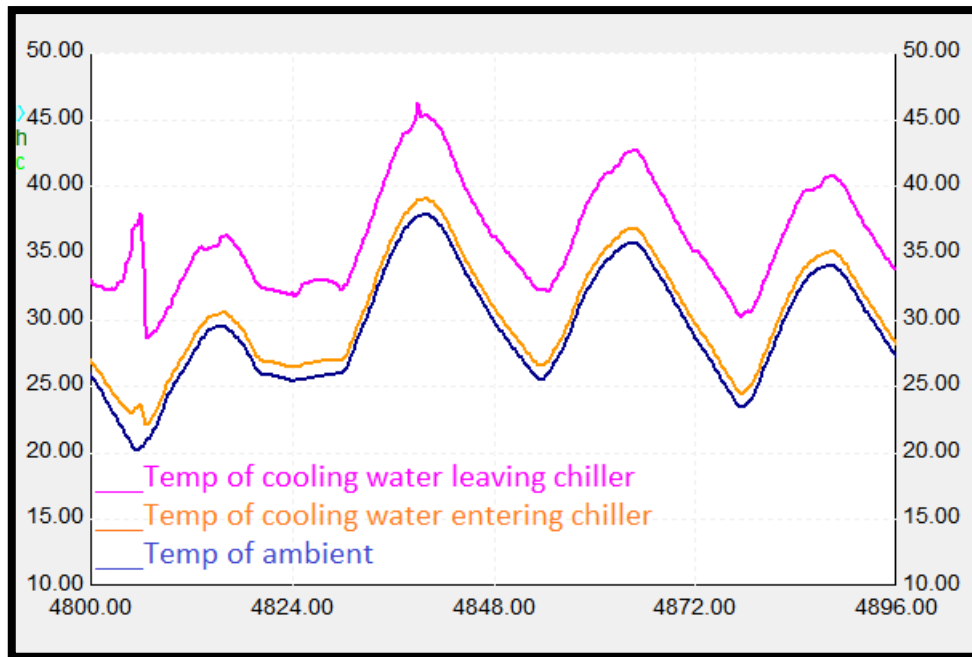
Το διάγραμμα θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας του κλιματιζόμενου χώρου δεν μεταβάλλεται, για αυτό το λόγο και δεν παρουσιάζεται. Εκείνο που έχει ενδιαφέρον να μελετηθεί είναι η εξάρτηση του θερμικού COP από την θερμοκρασία περιβάλλοντος, καθώς η τελευταία επηρεάζει άμεσα την θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης στο chiller.



**Διάγραμμα 3.1-11** Αρ. άξονας: θερμικός COP (αδιάστατος), δε. άξονας: θερμοκρασία (°C) περιβάλλοντος

Στο διάγραμμα 3.1-11 φαίνεται πως επηρεάζεται θερμικός COP από την θερμοκρασία περιβάλλοντος για μια χρονική περίοδο που παρατηρήθηκε η υψηλότερη θερμοκρασία περιβάλλοντος (38 °C, COP=0.3). Όταν η θερμοκρασία περιβάλλοντος  $T_{amb}$  είναι υψηλή, ο εναλλάκτης αναγκαστικά ψύχει το νερό ψύξης του chiller σε υψηλότερη θερμοκρασία. Έτσι το όλο σύστημα του chiller, καθώς δεν μεταβάλλονται ούτε η θερμοκρασία κρύου ούτε ζεστού νερού αναγκαστικά «δυσκολεύεται» να αποβάλει το άθροισμα φορτίου κρύου-θερμικού, με συνέπεια ο θερμικός COP να μειώνεται.

Στο διάγραμμα 3.1-12 φαίνεται ακριβώς αυτή η παρατήρηση, δηλαδή πως αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης στο chiller για το ίδιο χρονικό διάστημα. Σίγουρα ένας υγρός πύργος ψύξης θα μπορούσε να κατεβάσει την θερμοκρασία αυτή, ωστόσο όπως έχει τονιστεί οι πύργοι αυτοί έχουν προβλήματα τεχνικής και αισθητικής φύσεως.



**Διάγραμμα 3.1-12** Θερμοκρασίες (°C) εξερχόμενου και εισερχόμενου νερού ψύξης (ροζ-πορτοκαλί) και περιβάλλοντος (μπλε)

μήνας	φορτίο κρύου νερού			φορτίο θερμού νερού			φορτίο ψυκτικού νερού		
	Μηνιαίο kJ	Μέσο kJ/h	Μέγιστο kJ/h	Μηνιαίο kJ	Μέσο kJ/h	Μέγιστο kJ/h	Μηνιαίο kJ	Μέσο kJ/h	Μέγιστο kJ/h
Μάιος	0.17	239.1	9360.6	0.25	340.9	14565.5	0.51	712.7	25281.2
Ιούνιος	1.42	2041.9	11742.5	2.06	2958.8	19413.9	4.08	5870.0	32536.8
Ιούλιος	2.83	3941.2	12977.0	4.22	5874.1	35391.6	8.04	11180.7	48547.5
Αύγουστ.	2.59	3607.0	13439.0	3.81	5305.9	25556.2	7.34	10207.7	40435.2
Σεπτέμβ.	0.81	1168.9	11113.4	1.16	1670.5	17824.2	2.34	3370.4	30377.6
Διαφορά %	0.0	0.0	0.0	-9.4	-9.4	65.8	-5.2	-5.2	35.7

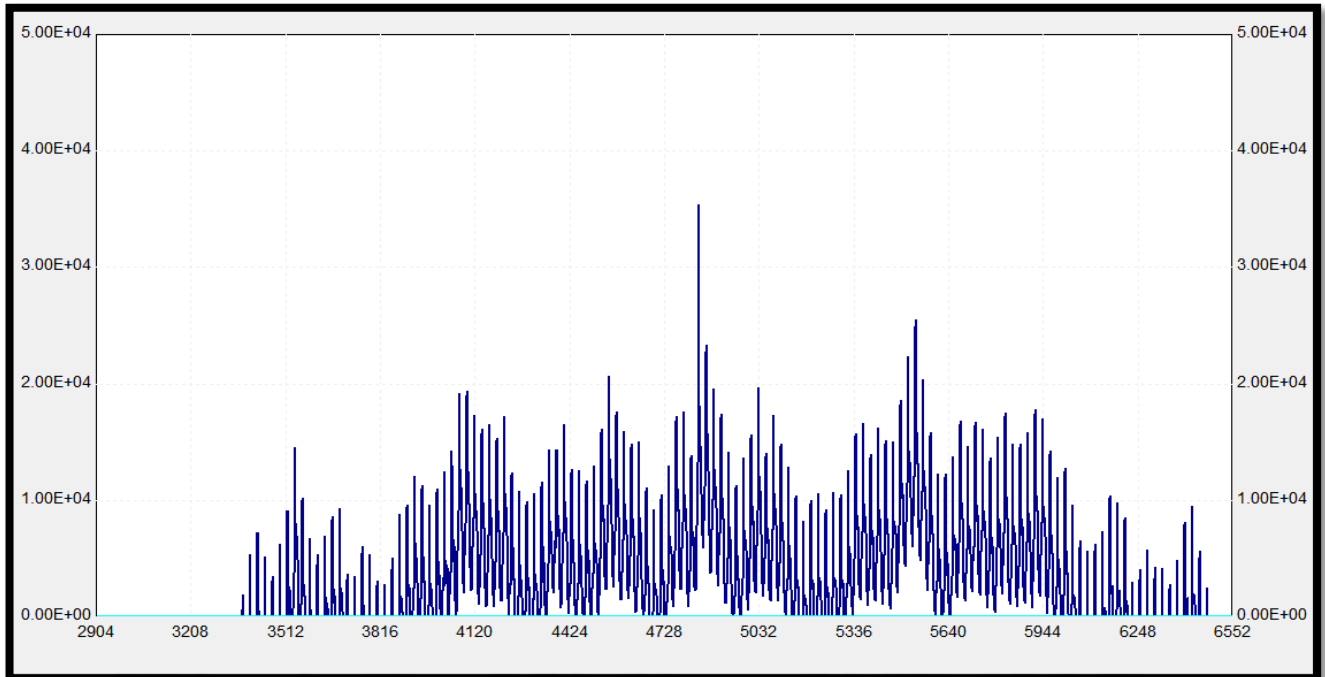
**Πίνακας 3.1-8** Χαρακτηριστικά φορτίων των τριών κυκλωμάτων του chiller

Στον πίνακα 3.1-8 με όμοιο τρόπο με την ενότητα 3.1.3 παρουσιάζονται τα ενεργειακά μεγέθη που αφορούν το chiller. Στην σειρά ‘Διαφορά %’ αναγράφεται η ποσοστιαία διαφορά για τον μήνα Ιούλιο μεταξύ της μελέτης 3.1.3 και 3.1.4.

Εκείνο που είναι άξιο παρατήρησης είναι πως παρά το γεγονός ότι τα ολικά και μέσα στιγμιαία φορτία του θερμού και ψυκτικού κυκλώματος μειώθηκαν, κάθε άλλο παρά το ίδιο γίνεται με τα μέγιστα στιγμιαία. Αυτό εξηγείται ως εξής: με την εξάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου του νερού ψύξης του chiller από την θερμοκρασία περιβάλλοντος, κατά μέσο όρο η θερμοκρασία μειώνεται καθώς στην 3.1.3 ήταν αυστηρά 35 °C ενώ η μέση θερμοκρασία του Ιούλη κατά τις ώρες ηλιοφάνειας είναι στους 30 °C. Ωστόσο τα μέγιστα αυξάνονται (μάλιστα σε σημαντικά ποσοστά) γιατί παρουσιάζονται στιγμές που η θερμοκρασία περιβάλλοντος να ξεπερνά τους 35 °C, όπου η απόδοση του chiller πέφτει κατακόρυφα.

Σημειώνεται ωστόσο, χωρίς να αλλάζει ποιοτικά τουλάχιστο το άνω σχόλιο για τα μέγιστα, ότι οι σχετικά υψηλές τιμές του μέγιστου στιγμιαίου φορτίου του θερμού κυκλώματος

οφείλεται στην αυθαίρετα υψηλή τιμή της μέγιστης ισχύος του βοηθητικού θερμαντήρα (aux\_heater) στα 50000 kJ/h (= 14kW), όπου αποσκοπούσε μόνο στο να ελεγχθεί πια θα ήταν η θεωρητικά μέγιστη απαίτηση θερμικού φορτίου. Σε μια πραγματική εγκατάσταση θα υπήρχε ένας μικρότερης ισχύος θερμαντήρας (πχ. 8kW) και απλώς θα λειτουργούσε στο μέγιστο του φορτίο. Αναφορικά παρατίθεται το διάγραμμα 3.1-13 θερμικού φορτίου για όλη την εξεταζόμενη περίοδο, ώστε να εντοπισθούν αυτά τα μέγιστα και οπτικά:



**Διάγραμμα 3.1-13 Θερμικό φορτίο (kJ/h) (φορτίο θερμού κυκλώματος) για όλη την εξεταζόμενη περίοδο (Μάιο- Σεπτέμβριο)**

## Παράρτημα

Από το μαθηματικό εγχειρίδιο του TRNSYS προκύπτουν για το type-91 τα εξής:

$$Q_{transfer} = \varepsilon * C_{min} * \Delta T_{max}$$

Όπου  $Q_{transfer}$  είναι το συναλλασσόμενο ποσό θερμότητας στον εναλλάκτη μεταξύ του κυκλώματος αέρα και αυτό του νερού,  $\varepsilon$  είναι ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη,  $C_{min}$  είναι το μικρότερο γινόμενο παροχής-θερμοχωρητικότητας και  $\Delta T_{max}$  η θερμοκρασιακή διαφορά του εισερχόμενου νερού και αέρα, δηλαδή της θερμοκρασίας εξόδου του ψυκτικού νερού από το chiller και της ατμοσφαιρικής θερμοκρασίας, η οποία και διαφορά είναι η μέγιστη δυνατή που μπορεί να επιτευχθεί εάν ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη ισούταν με τη μονάδα.

Λόγω θερμοδυναμικών περιορισμών στο chiller και αφού η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι σταθερή αυτό το  $\Delta T$  δεν μπορεί να πάρει οποιαδήποτε τιμή. Συγκεκριμένα η μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία εισόδου στο chiller του ψυκτικού νερού είναι κοντά στους 35 °C, ενώ



η μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά την διάρκεια της μέρας στους 30 °C με αποτέλεσμα το  $\Delta T$  αυτό να είναι **σταθερά** της τάξης των 5 °C.

Από ισολογισμό στον εναλλάκτη έχουμε:

$$Q_{air} = Q_{water} \rightarrow (Cp \cdot m \cdot \Delta T)_{air} = (Cp \cdot m \cdot \Delta T)_{water}, \Delta T_{air} = T_{air\_out} - T_{ambient}, \Delta T_{water} = T_{cw\_out} - T_{cw\_in}$$

και επειδή όπως αναφέρθηκε η θερμοκρασία περιβάλλοντος και επιθυμητή θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού νερού στο chiller είναι κοντινές, τα  $\Delta T$  νερού και αέρα είναι κοντά επίσης (5 °C), με συνέπεια τα γινόμενα παροχής και θερμοχωρητικότητας αέρα και νερού να πρέπει να είναι εξίσου εφάμιλλα. Όμως το Cp του αέρα είναι περίπου 4 φορές μικρότερο αυτό του νερού, με συνέπεια για να ικανοποιηθεί το όλο άνω σκεπτικό η παροχή του να πρέπει να τεθεί 4 φορές περίπου μεγαλύτερη αυτή του κυκλώματος νερού.

Για καλύτερη κατανόηση των άνω κατασκευάστηκε ο πίνακας 3.1-9, όπου κρατώντας το συντελεστή παροχής νερού όπως αυτός βρέθηκε στην 3.1.3, μεταβάλλεται η αντίστοιχη τιμή του συντελεστή παροχής αέρα και υπολογίζονται έτσι για τον μήνα Ιούλιο τα εξής μεγέθη :

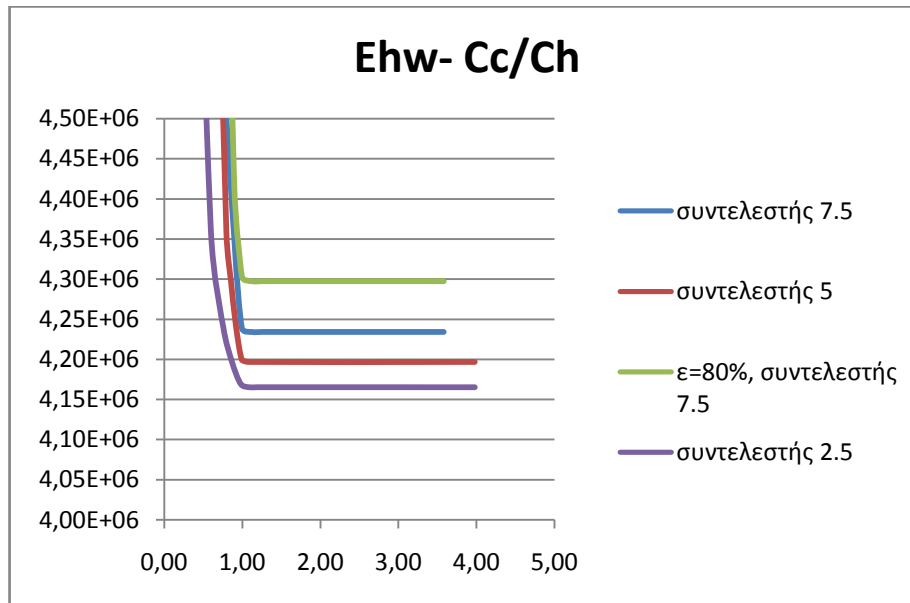
συντ. παρ. νερού	συντ. παρ. αέρα	Cc/ch	$\epsilon$	E_chw (GJ)	E_hw (GJ)	E_cw (GJ)	μέση Tcw_in	μέση T_amb.
7.50	7.50	0.24	0.85	2.81	6.51	12.05	55.70	29.91
7.50	5.00	0.36	0.85	2.81	6.50	12.04	45.66	29.91
7.50	2.50	0.72	0.85	2.83	4.69	10.24	33.83	29.91
7.50	2.00	0.89	0.85	2.83	4.35	9.91	31.74	29.91
7.50	1.80	0.99	0.85	2.83	4.24	9.80	30.94	29.91
7.50	1.60	1.12	0.85	2.83	4.23	9.79	30.90	29.91
7.50	1.40	1.28	0.85	2.83	4.23	9.79	30.90	29.91
7.50	1.20	1.49	0.85	2.83	4.23	9.79	30.90	29.91
7.50	0.50	3.58	0.85	2.83	4.23	9.79	30.90	29.91

**Πίνακας 3.1-9 Μεταβολή του λόγου γινομένων θερμοχωρητικοτήτων-παροχών (Cc/Ch) για καλύτερη εκτίμηση της απαραίτητης παροχής αέρα**

#### Παρατηρήσεις :

- Όταν η παροχή αέρα είναι μικρή, η θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης στο chiller (T\_cw\_in) αυξάνει δραματικά με αποτέλεσμα η απόδοση του να πέφτει εξίσου δραματικά (αυτό φαίνεται από το πόσο μεγαλύτερη θερμική ενέργεια απαιτεί-Ehw-)
- Όταν η παροχή αέρα πάρει τέτοια τιμή ώστε  $Cc \approx Ch \Rightarrow Cc/Ch \approx 1$ , από εκεί και έπειτα η απόδοση του chiller βελτιώνεται ανεπαίσθητα. Επιβεβαιώνεται έτσι ο συλλογισμός ότι τα γινόμενα παροχής-θερμοχωρητικότητας νερού και αέρα θα πρέπει να είναι εφάμιλλα.

Θέλοντας τώρα να εξετάσουμε την διαφοροποίηση των αποτελεσμάτων μεταβάλλοντας και την παροχή νερού κατασκευάζουμε το διάγραμμα 3.1-14 για διάφορους συντελεστές παροχής νερού, όπως επίσης και για έναν μικρότερο βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη:



**Διάγραμμα 3.1-14 Μηνιαίο θερμικό φορτίο (kJ) για τον Ιούλιο συναρτήσει του λόγου Cc/Ch**

Επιβεβαιώνονται λοιπόν και οπτικά οι προηγούμενες δύο παρατηρήσεις. Όσο αφορά τους διαφορετικούς συντελεστές και τον διαφορετικό βαθμό απόδοσης παρατηρείται μικρή διαφοροποίηση.

Για αυτό το λόγο επιλέχθηκαν συντελεστής παροχής 1,8, δηλαδή 4 φορές μικρότερος του 7,5 περίπου ώστε να προκύψει 4πλασια παροχή αέρα (ο συντελεστής είναι στον παρονομαστή στο flow\_controls).

Ως γενικό λοιπόν συμπέρασμα, βάση της άνω ανάλυσης είναι πως η ψύξη του chiller με ατμοσφαιρικό αέρα καθορίζει αυστηρά την αποδοτικότητα του, αφήνοντας πολύ στενά περιθώρια βελτίωσης.

### 3.1.5 Εισαγωγή του ηλιακού συστήματος στο κύκλωμα παραγωγής ζεστού νερού

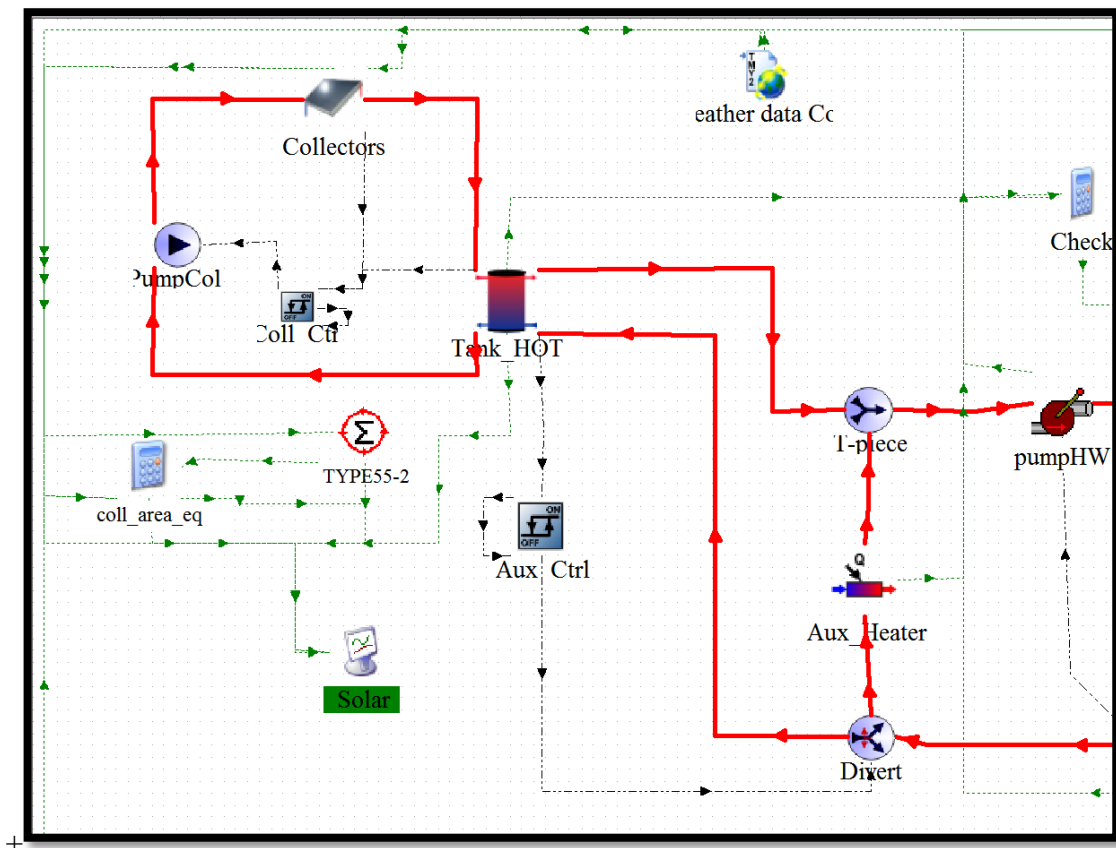
#### Εισαγωγή

Η παρούσα μελέτη είναι από τις σημαντικότερες καθώς εισάγεται για πρώτη φορά το ηλιακό σύστημα παραγωγής ζεστού νερού. Αυτό που γίνεται σε σχέση με την προηγούμενη μελέτη είναι πως παράλληλα με το component aux\_heater συνδέεται το ηλιακό σύστημα, το οποίο απαρτίζεται από μια διάταξη ηλιακών συλλεκτών και μια δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού. Η παράλληλη σύνδεση δεν είναι τυχαία, αλλά επιλέγεται ώστε όταν λειτουργεί το σύστημα με την βοηθητική πηγή θερμότητας να μην διοχετεύεται ενέργεια στην δεξαμενή, κάτι που δεν θα χρησίμευε σε τίποτα.

Όσο αφορά τις παραμέτρους του συλλέκτη επιλέγεται πρακτικά αυθαίρετα συνολική συλλεκτική επιφάνεια  $20\text{m}^2$  και οι υπάρχουσες προκαθορισμένες παράμετροι του συλλέκτη (component type 1b). Η περαιτέρω εξέταση της βέλτιστης επιλογής συλλεκτικής επιφάνειας και μοντέλου (με τις αντίστοιχες παραμέτρους) θα γίνει στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο.

## A. Ανάλυση μελέτης

### Μερικό σχεδιάγραμμα διάταξης που περιλαμβάνει το ηλιακό σύστημα



Εικόνα 3.1-17 Ηλιακό σύστημα στο περιβάλλον του Studio

### Σύντομη περιγραφή της νέας διάταξης

Ένας ελεγκτής (aux Ctrl) ελέγχει την ανώτατη θερμοκρασία της δεξαμενής ( $T_{load}$ ) αν είναι μεγαλύτερη από μια επιθυμητή τιμή, και αναλόγως μέσω του divert διοχετεύει την παροχή του κυκλώματος θερμού νερού είτε στην δεξαμενή (αν είναι μεγαλύτερη) είτε στον aux\_Heater (αν είναι μικρότερη). Τέλος η παροχή στους ηλιακούς συλλέκτες ελέγχεται από τον Coll\_ctrl ο οποίος ελέγχει αν η χαμηλότερη τιμή της δεξαμενής ( $T_{heat source}$ ) είναι μικρότερη από την θερμοκρασία εξόδου από τους συλλέκτες επενεργώντας στον κυκλοφορητή των συλλεκτών (pump\_coll).

### *Θερμοκρασιακοί περιορισμοί*

Σύμφωνα με το εγχειρίδιο του κατασκευαστή του chiller (rotartica) υπάρχει ένα κάτω όριο θερμοκρασίας για το εισερχόμενο ζεστό νερό στο chiller λόγω κινδύνου κρυσταλλοποίησης του μίγματος Br-Li νερού. Το όριο αυτό είναι οι 80 °C. Επίσης η βέλτιστη θερμοκρασία λειτουργίας για το ίδιο κύκλωμα είναι οι 90 °C.

Ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών επηρεάζεται άμεσα από την διαφορά θερμοκρασίας περιβάλλοντος και θερμοκρασίας του εισερχόμενου στους συλλέκτες εργαζόμενου μέσου (λεπτομερώς αναλύεται στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο υποενότητα 2.2.3.1). Η θερμοκρασία του εισερχόμενου ρευστού εξαρτάται προφανώς από την άνω θερμοκρασία που απαιτείται για να δουλέψει το chiller. Έτσι όσο χαμηλότερη είναι η θερμοκρασία ζεστού τόσο πιο αποδοτικοί θα είναι οι συλλέκτες. Λαμβάνοντας υπόψη αυτούς τους περιορισμούς επιλέγεται το ηλιακό σύστημα να προσφέρει θερμική ενέργεια στο θερμοκρασιακό εύρος των 82-90 °C.

Όσο αφορά την θερμοκρασία εργασίας του βοηθητικού συστήματος, αυτή επιλέγεται στους 90 °C ώστε να επιτυγχάνεται βέλτιστος βαθμός απόδοσης του chiller και συνεπώς να απαιτείται λιγότερη βοηθητική ενέργεια που δεν είναι δωρεάν όπως η ηλιακή.

Τέλος πάλι από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή υπάρχει και ένα άνω όριο θερμοκρασίας λειτουργίας του, για λόγους ασφαλούς λειτουργίας. Το όριο αυτό είναι οι 108 °C και τίθεται ως όριο στην δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού (ΔΑΖΝ), θέτοντας την παράμετρο 'boiler point-σημείο βρασμού' στους 108 °C. Όταν υπερβαίνεται αυτό το όριο μέρος της αποθηκευμένης ποσότητας νερού ατμοποιείται και χάνεται υπό την μορφή απωλειών μάζας στο περιβάλλον (ανοίγει μια βαλβίδα).

### *Περιορισμοί παροχών στο chiller*

Θέλοντας η μελέτη να αποκτήσει την τελική της μορφή προστίθενται και οι περιορισμοί του κατασκευαστή για τα τρία κυκλώματα νερού του chiller. Συγκεκριμένα :

Ελάχιστη παροχή κυκλώματος κρύου νερού : 1200 kg/h

Ελάχιστη παροχή κυκλώματος ψυκτικού νερού : 1500 kg/h

Ελάχιστη παροχή κυκλώματος θερμού νερού : 600 kg/h

Ελάχιστη παροχή κυκλώματος αέρα ψύξης ψυκτικού νερού :  $4 \times 1500 = 6000$  kg/h

Οι περιορισμοί αυτοί εισάγονται στο flow control.

## Ανάλυση στοιχείων

Η σειρά των στοιχείων είναι:












Unit Num...	Name	Ind...	Unit Num...	Name	Ind...
1	CONTROL CARD	1	13	HX_cw	29
30	Qtotals	2	36	fanCC	30
0	Turn	3	35	bypass	31
109	Weather data	4	15	cool_coil	32
0	Light Thresholds	5	32	air_mix	33
331	Psychrometrics	6	12	absorpt_CHILLER	34
0	Radiation	7	23	psycho_in	35
69	Sky temp	8	27	klima_eq	36
28	rad_Windows	9	49	Check	37
29	shade_ctrl	10	37	cop	38
200	Lights	11	20	TYPE55	39
56	Building	12	19	Temps_Integrations	40
24	psycho_out	13	25	Temperature	41
0	Shading+Light	14	33	chiller	42
26	CTRL_system	15	47	TYPE55-2	43
31	flow_control	16	50	coll_area_eq	44
17	PumpCHW	17	46	Solar	45
16	pumpHW	18	51	monthly_integ	46
41	Aux_Ctrl	19	52	total integ	47
44	Divert	20	53	Efficiencies	48
48	Aux_Heater	21	54	Acol	49
39	PumpColl	22	55	monthly	50
38	Coll_Ctrl	23	57	Totals	51
43	weather data Coll	24			
40	Collectors	25			
42	Tank_HOT	26			
45	T-piece	27			
18	PumpCW	28			

Εικόνα 3.1-18 Σειρά στοιχείων

Τα νέα στοιχεία είναι:

- Divert (type-11f) εκτρέπει την ροή λαμβάνοντας σήμα από τον aux\_control προς το ηλιακό σύστημα όταν η άνω θερμοκρασία της δεξαμενής του ηλιακού συστήματος είναι κατάλληλη ή προς την βοηθητική πηγή θέρμησης συμβαίνει το αντίθετο
- T-piece (type-11h) σωλήνωση μορφής T , συνδέει το ηλιακό και βοηθητικό σύστημα με το chiller
- **Tank hot type-4 (fixed inlet positions)** : έχει συντελεστή χωρητικότητας  $0.2 \text{ m}^3/\text{m}^2$  (κυβικά μέτρα ανά τετραγωνικά μέτρα επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών, συνολικό συντελεστή απωλειών με το περιβάλλον  $U_{\text{loss}}=0.25 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ , 15 κόμβους ύψους ο κάθε ένας  $0.16 \text{ m}$  (συνολικό ύψος δεξαμενής- εσωτερική διάσταση-  $0.16*15=2.4 \text{ m}$ ), σημείο βρασμού  $108^\circ \text{ C}$  και καθόλου εσωτερικές πηγές θερμότητας.
- **Collectors type-1b**

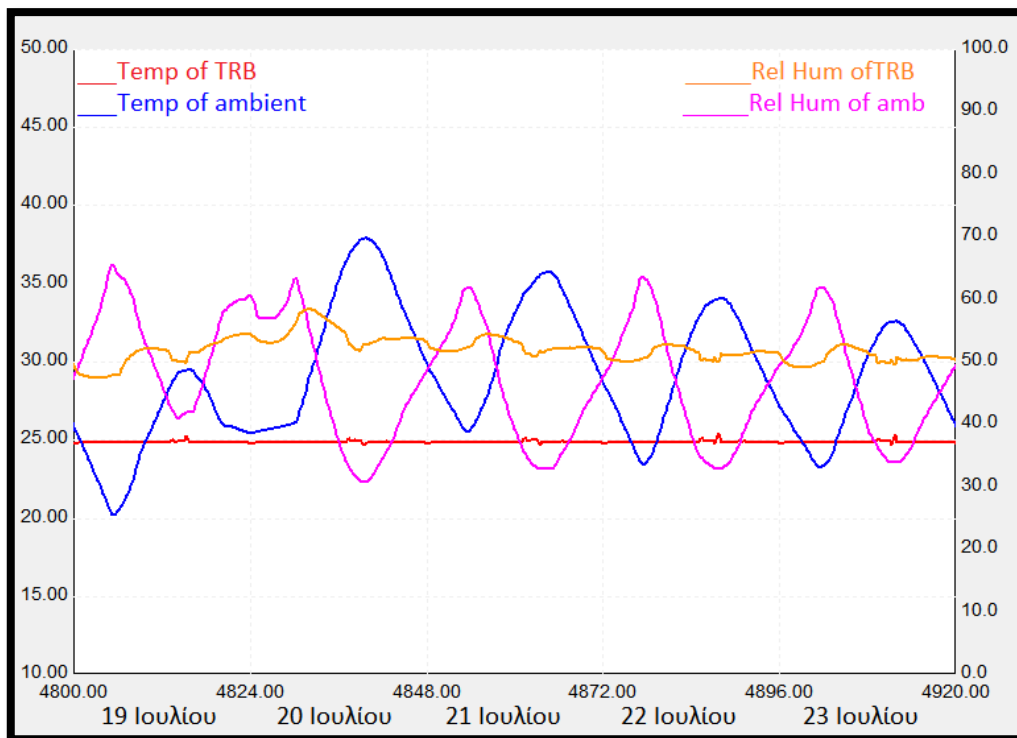
Επιλέγονται οι προεπιλεγμένες τιμές παραμέτρων και αυθαίρετη τιμή συλλεκτικής επιφανείας

1		Number in series	1	-
2		Collector area	20	m <sup>2</sup>
3		Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K
4		Efficiency mode	1	-
5		Tested flow rate	40.0	kg/hr.m <sup>2</sup>
6		Intercept efficiency	0.80	-
7		Efficiency slope	13.0	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K
8		Efficiency curvature	0.05	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K <sup>2</sup>
9		Optical mode 2	2	-
10		1st-order IAM	0.2	-
11		2nd-order IAM	0.0	-

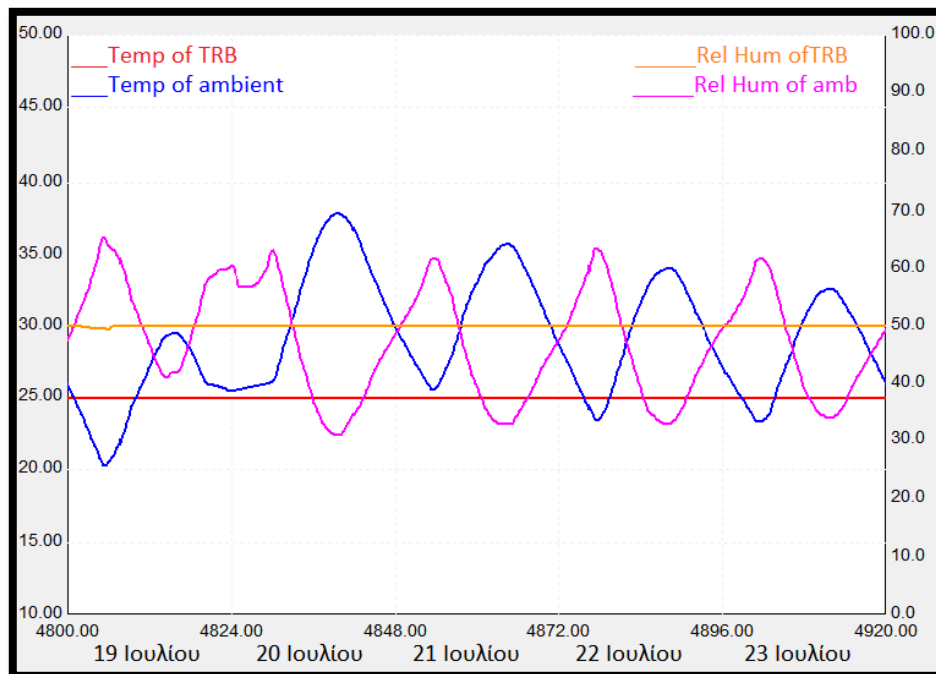
**Εικόνα 3.1-19** Παράμετροι στοιχείου type-1b ηλιακών συλλεκτών

Η αντλία είναι απλή συνεχών στροφών (type-3b) με την μισή ανοιγμένη παροχή από την  $m_{test}$  των συλλεκτών όπως φαίνεται στις παραμέτρους των συλλεκτών (tested flow rate= 40kg/hr.m<sup>2</sup>) ώστε οι συλλέκτες να είναι πρακτικά οι μισοί εν σειρά με τους άλλους μισούς. Ο λόγος που γίνεται αυτό είναι ώστε να μπορεί να ανταπεξέρχεται το σύστημα παραγωγής ζεστού νερού στην σχετικά υψηλή θερμοκρασιακή απαίτηση τροφοδοσίας θερμότητας από το chiller.

## Β. Ανάλυση αποτελεσμάτων προσομοίωσης



Διάγραμμα 3.1-15 Αρ. άξονας: θερμοκρασίες (°C) χώρου και περιβάλλοντος ( κόκκινη-μπλε), δε. άξονας: σχετική υγρασία (%) χώρου και περιβάλλοντος παρούσης μελέτης



Διάγραμμα 3.1-16 Αρ. άξονας: θερμοκρασίες (°C) χώρου και περιβάλλοντος ( κόκκινη-μπλε), δε. άξονας: σχετική υγρασία (%) χώρου και περιβάλλοντος μελέτης 3.1.1

Στα δύο διαγράμματα 3.1-15,16 παρουσιάζονται χάριν μεγαλύτερης λεπτομέρειας η θερμοκρασία και σχετική υγρασία χώρου και περιβάλλοντος για 5 από τις πιο ζεστές μέρες του



Ιούλη. Το πρώτο αφορά τα αποτελέσματα της παρούσας μελέτης ενώ το δεύτερο της μελέτης 3.1.1 (προσομοίωσης ψύξης μέσω του type-56), δηλαδή μεταξύ τελικής και πρωταρχικής θεωρητικής προσέγγισης από το type-56. Όπως αναμενόταν λοιπόν, παρατηρώντας τα διαγράμματα αυτά, διαφαίνεται ο πλήρης σχεδόν έλεγχος της θερμοκρασίας στους 25 °C και η ταλάντωση της σχετικής υγρασίας, κοντά πάντα στην επιθυμητή τιμή του 50%, λόγω έμμεσου ελέγχου της.

Όμοια με τις προηγούμενες μελέτες παρατίθεται ο πίνακας (3.1-10) με τα χαρακτηριστικά του ψυκτικού φορτίου για τους 5 μήνες της εξεταζόμενης περιόδου όπως επίσης και η ποσοστιαία διαφορά για τον Ιούλιο μεταξύ της μελέτης 3.1.1 και της παρούσης μελέτης. Οι διαφορές είναι ελάχιστες, με μόνη σχετικά αξιοσημείωτη αυτή της διαφοράς στο λανθάνον φορτίο για λόγους που έχουν επανειλημμένα αναφερθεί (έμμεσος έλεγχος υγρασίας).

	Μηνιαίο Συν. Φορτίο	Μηνιαίο Λανθ. Φορτίο	Μηνιαίο Αισθ. Φορτίο	Μέσο στιγμιαίο Συν. Φορτίο	Μέγιστο στιγμιαίο Συν. Φορτίο
ΜΗΝΑΣ	GJ	GJ	GJ	kJ/h	kJ/h
Μάιος	0.19	0.03	0.15	258.6	9274.0
Ιούνιος	1.50	0.26	1.24	2164.7	11613.9
Ιούλιος	2.96	0.45	2.51	4117.4	12878.8
Αύγουστος	2.71	0.46	2.26	3775.4	13364.9
Σεπτέμβριος	0.86	0.19	0.67	1235.6	11019.8
ΔΙΑΦΟΡΑ %	0.95	-5.70	2.25	0.95	-4.89

**Πίνακας 3.1-10 Χαρακτηριστικά φορτίου κρύου**

Εξίσου όμοια παρατίθεται ο πίνακας 3.1-11 με τα χαρακτηριστικά των φορτίων των τριών κυκλωμάτων του chiller για τους 5 μήνες και η ποσοστιαία διαφορά για τον Ιούλιο μεταξύ της παρούσης μελέτης και της μελέτης 3.1.4. Όπως παρατηρείται μικρή διαφορά (αυξητική) παρουσιάζεται στο φορτίο κρύο, κάτι το οποίο οφείλεται στους περιορισμούς ελάχιστης παροχής (οπότε προσδίδεται περισσότερο φορτίο στις απαιτήσεις μικρών φορτίων κρύου). Τέλος παρατηρείται μεγάλη μείωση στα μέγιστα στιγμιαία θερμού (και κατά συνέπεια) και ψυκτικού κυκλώματος. Αυτή η τελευταία διαφορά οφείλεται στο γεγονός ότι πλέον στα “peaks” του φορτίου τις πολύ θερμές μέρες ( όπου η θερμοκρασία περιβάλλοντος ξεπερνά τους 35 °C οπότε και πέφτει ο COP του chiller όπως αναφέρθηκε στην 3.1.4 ) το υψηλό αυτό φορτίο προσδίδεται από το ηλιακό σύστημα (που έχει περιορισμό μέγιστου φορτίου) και όχι από τον βοηθητικό θερμαντήρα (που έχει πρακτικά απεριόριστο μέγιστο στα 50000 kJ/h).

μήνας	φορτίο κρύου νερού			φορτίο θερμού νερού			φορτίο ψυκτικού νερού		
	Μηνιαίο	Μέσο	Μέγιστο	Μηνιαίο	Μέσο	Μέγιστο	Μηνιαίο	Μέσο	Μέγιστο
	kJ	kJ/h	kJ/h	kJ	kJ/h	kJ/h	kJ	kJ/h	kJ/h
Μάιος	0.19	258.9	9282.9	0.28	383.4	14685.0	0.55	769.0	25407.9
Ιούνιος	1.51	2167.0	11625.0	2.22	3201.3	19807.9	4.31	6203.2	32712.9
Ιούλιος	2.96	4121.4	12891.1	4.43	6156.8	27200.7	8.35	11617.1	41499.5
Αύγουστ.	2.72	3779.1	13377.6	4.04	5618.4	25499.6	7.66	10657.2	40317.2
Σεπτέμβ.	0.86	1236.8	11030.3	1.25	1802.9	17652.0	2.46	3543.7	30122.4
διαφορά % με 3.1.4	4.6	4.6	-0.7	4.8	4.8	-23.1	3.9	3.9	-14.5

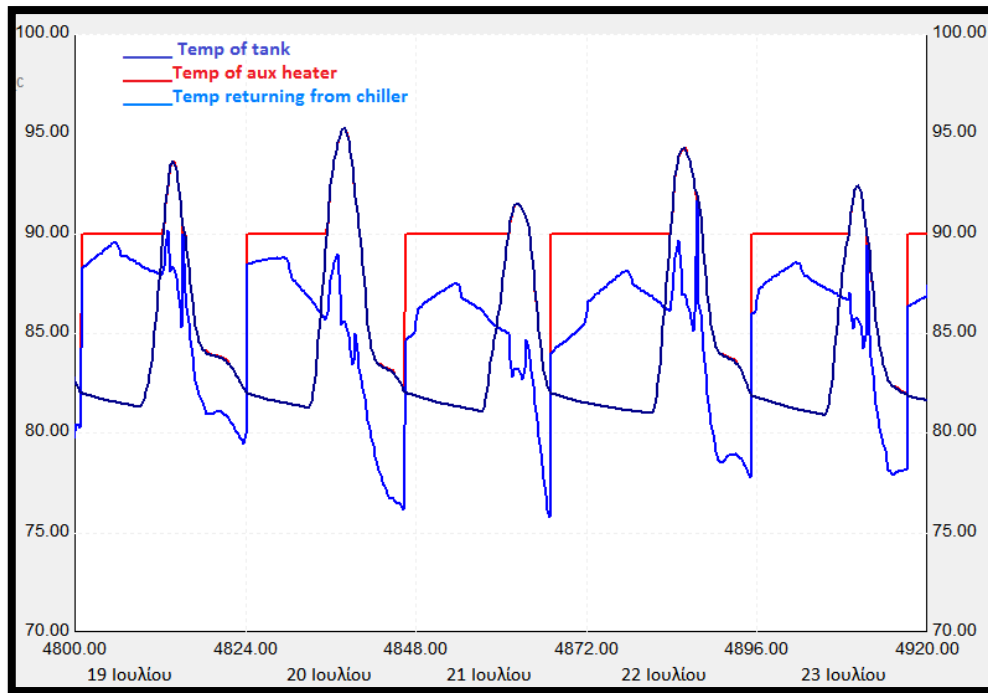
**Πίνακας 3.1-11 Χαρακτηριστικά φορτίων των τριών κυκλωμάτων του chiller**

Τέλος παρατίθεται και ο πίνακας 3.1.5-3 με τα χαρακτηριστικά του ηλιακού συστήματος:

Μήνας	προσπ. Ηλ. Ακτ.	Q <sub>u_coll</sub>	απαιτούμενη θερμ. ενέργ.	βοηθ. Ενέργ.	β.α. συλλεκτών	ηλιακό κλάσμα	θερμ. COP chiller
	GJ	GJ	GJ	GJ	%	%	%
Μάιος	11.35	2.56	0.27	0.00	22.5	100.0	68.9
Ιούνιος	12.14	2.35	2.23	0.47	19.4	78.7	68.3
Ιούλιος	13.33	3.85	4.53	1.38	28.9	69.6	67.3
Αύγουστος	14.05	4.22	4.16	0.78	30.0	81.4	67.7
Σεπτέμβριος	12.93	3.00	1.41	0.30	23.2	78.9	68.4

**Πίνακας 3.1-12 Χαρακτηριστικά ηλιακού συστήματος**

Παρατηρείται πως για τους 3 καλοκαιρινούς μήνες όπου υπάρχει και ουσιαστική ζήτηση κατανάλωσης θερμικής ενέργειας, όσο αυξάνει η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία αυξάνει και ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών κάτι αναμενόμενο.



**Διάγραμμα 3.1-17 Θερμοκρασίες (°C): άνω δεξαμενής (μπλε), βοηθητικού θερμαντήρα (κόκκινη), επιστροφής από το chiller (γαλάζιο)**

Στο διάγραμμα 3.1-17 παρατηρούνται οι θερμοκρασίες θερμού νερού στην έξοδο από την ΔΑΖΝ, τον βοηθητικό θερμαντήρα και το chiller. Όπως φαίνεται, λόγω πλέον του περιορισμού ελάχιστης παροχής στο chiller του θερμού κυκλώματος (600kg/h) η θερμοκρασιακή διαφορά πολλές φορές είναι μικρότερη από τους 8 °C με την οποία σχεδιάστηκε το σύστημα. Συγκεκριμένα αυτό παρατηρείται τις νυχτερινές ώρες όπου το απαιτούμενο φορτίο κρύου είναι μικρότερο. Τότε μάλιστα όπως φαίνεται (με την σταθερή στους 90 °C κόκκινη γραμμή) επενεργεί η βοηθητική πηγή θερμότητας του aux heater, καθώς ούτε ηλιακή ακτινοβολία υπάρχει ούτε διαθέσιμη στην δεξαμενή ΔΑΖΝ κατάλληλης θερμοκρασίας (αρκετά άνω των 80 °C) αποθηκευμένη ενέργεια.

## 3.2 Μελέτες θέρμανσης

Έχοντας διεκπεραιώσει τις βασικές μελέτες ψύξης, χωρίς κάποια βελτιστοποίηση όσο αφορά για παράδειγμα την συνολική επιφάνεια των χρησιμοποιούμενων ηλιακών συλλεκτών, συνέχεια δίνεται με όμοιο τρόπο με την ενότητα 3.1, στις μελέτες θέρμανσης. Και εδώ η τελική μελέτη, που θα περιλαμβάνει το ηλιακό σύστημα παραγωγής θερμού νερού για θέρμανση του χώρου (αυτή τη φορά), θα γίνει μέσω ενδιάμεσων απλούστερων για τους ίδιους λόγους (έλεγχος των αποτελεσμάτων, καλύτερη εμπέδωση του τελικού μοντέλου).

Η χρονική περίοδος μελέτης είναι από 1 Νοεμβρίου (6576<sup>h</sup> ώρα) έως 31 Μαρτίου (8760+2160=10920<sup>h</sup> ώρα). Οι συνθήκες άνεσης για την περίπτωση της θέρμανσης είναι οι 22 °C απόλυτης θερμοκρασίας και 50% σχετική υγρασία. Τονίζεται πως στην περίπτωση της θέρμανσης απαιτείται ύγρανση του αέρα, καθώς η σχετική υγρασία του ναπού κρύου αέρα πέφτει συνήθως κάτω από το 50% όταν θερμανθεί.

Σημειώνεται πως εδώ εξωτερική σκίαση (και ο αντίστοιχος έλεγχος) δεν υπάρχει, καθώς εδώ το θερμικό φορτίο της ηλιακής ακτινοβολίας είναι επιθυμητό.

### 3.2.1 Μέσω του T-56

#### Εισαγωγή

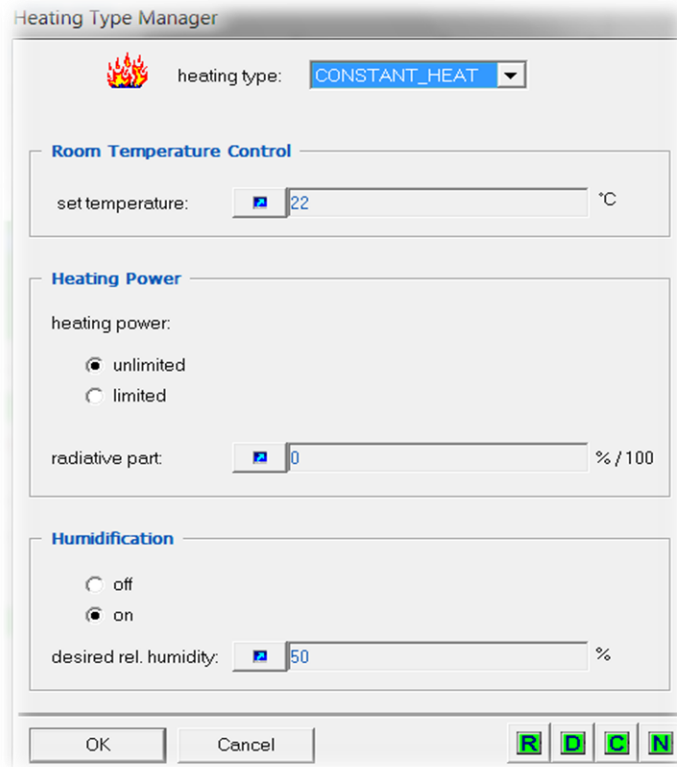
Στην πρώτη μελέτη 3.2.1 όπως και στην ψύξη, η θέρμανση επιτυγχάνεται μέσω του type-56. Ελέγχεται μέσω της θεωρητικής προσέγγισης του type-56 τόσο η θερμοκρασία προσδίδοντας θερμική ενέργεια στο χώρο όποτε η θερμοκρασία πέφτει κάτω από το προκαθορισμένο όριο των 22 °C όσο και η σχετική υγρασία υγραίνοντας τον αέρα όποτε η τιμή της κατεβαίνει κάτω από το εξίσου προκαθορισμένο όριο του 50%.

Βάση των αποτελεσμάτων του φορτίου θερμότητας θα αποκτηθούν όπως και στην ψύξη οι πρότυπες εκείνες τιμές του φορτίου, τόσο για την σύγκριση των μετέπειτα μελετών όσο για την προσέγγιση των παροχών που χρειάζονται κάθε στιγμή.

#### A. Ανάλυση μελέτης

##### *Εισαγωγή θέρμανσης στο type-56*

Ενεργοποιείται η θέρμανση constant heat όπως φαίνεται στην εικόνα 3.2.1-1, η θερμοκρασία ρυθμίζεται στην επιθυμητή τιμή τους 22 °C και η σχετική υγρασία στο 50%. Η ισχύς τίθεται απεριόριστη (unlimited) ώστε να αντιμετωπίζεται οποιοδήποτε φορτίο:

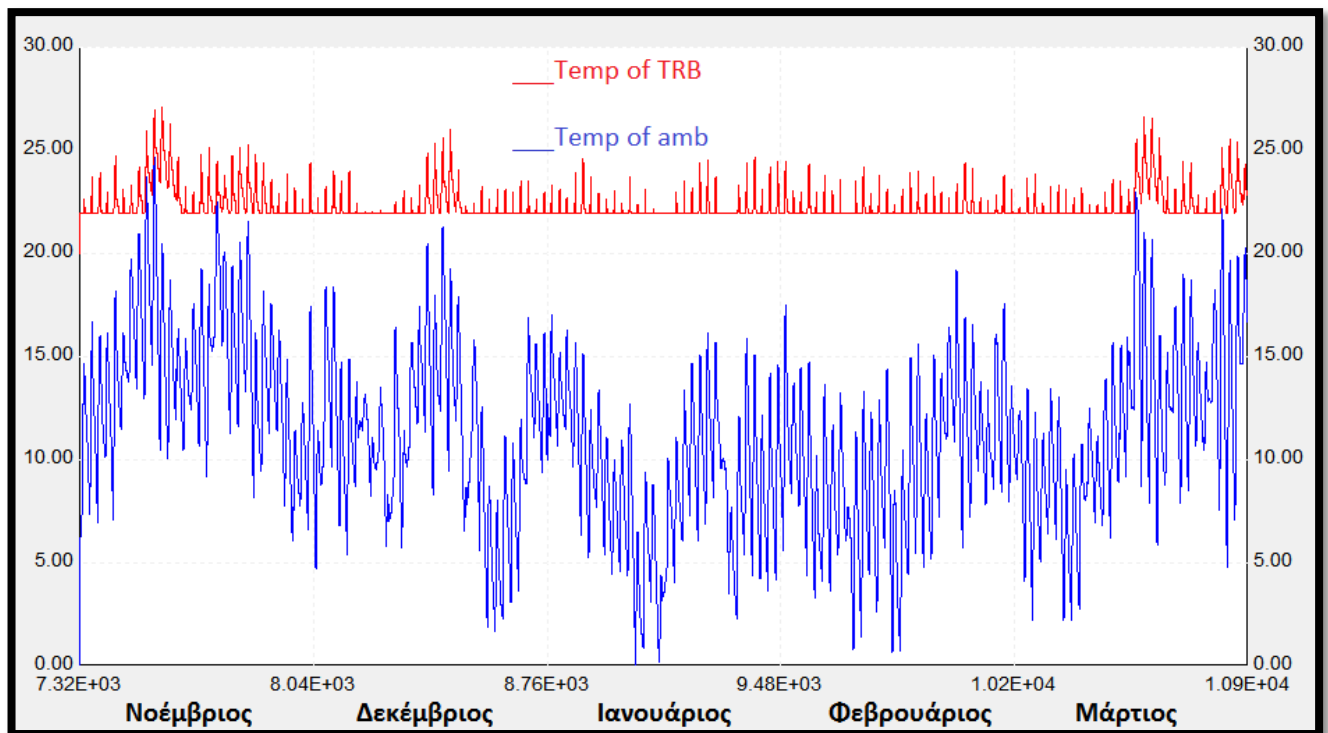


**Εικόνα 3.2-1** Ενεργοποίηση της θέρμανσης constant heat στο περιβάλλον του TRNBUILD

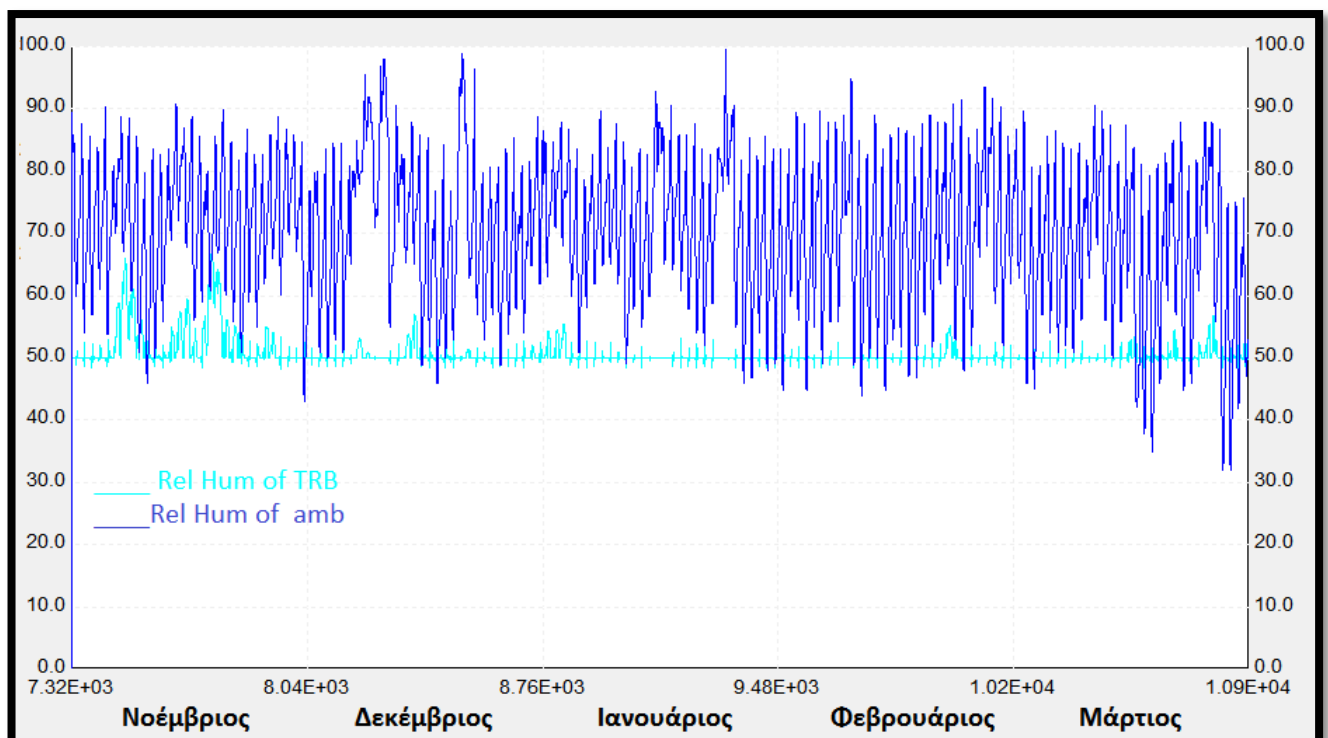
[Σχεδιάγραμμα μελέτης](#)

Και εδώ όπως στην 3.1.1 το σχεδιάγραμμα είναι ακριβώς το ίδιο με αυτό της μελέτης όπου παρουσιάστηκε το TRB, με μόνο πρόσθετο τον printer (type 25) Q\_DATA ο οποίος διαβάζει το αισθητό και ολικό θερμικό φορτίο τυπώνοντας τα σε ένα επιλεγμένο από τον χρήστη αρχείο.

## Β. Ανάλυση αποτελεσμάτων προσομοίωσης



Διάγραμμα 3.2-1 Θερμοκρασιών (°C) χώρου (κόκκινη) και περιβάλλοντος (μπλε)



Διάγραμμα 3.2-2 Σχετικής υγρασίας (%) χώρου (σιελ) και περιβάλλοντος (μπλε)

Όπως αναμένεται, παρατηρώντας τα διαγράμματα 3.2-1 και 2, το θεωρητικό σύστημα θέρμανσης του type-56 διατηρεί με απόλυτη ακρίβεια τη θερμοκρασία πάνω από τους 22° C και

την σχετική υγρασία πρακτικά πάνω από το 50%. Όπως αναφέρθηκε και στην ψύξη, τέτοιας μορφής έλεγχος ειδικά για περίπτωση μιας απλής κατοικίας είναι πρακτικά αδύνατος ή καλύτερα ασύμφορος (θα απαιτούσε μεγάλης ακρίβειας και ευαισθησίας εξοπλισμό, άρα και υψηλού κόστους). Σημειώνεται εδώ πως αν και η σχετική υγρασία, όπως φαίνεται στο αντίστοιχο διάγραμμα, του περιβάλλοντος (ambient) είναι άνω του 50% αυτό δεν σημαίνει πως δεν χρειάζεται ύγρανση ο νωπός εισερχόμενος αέρας (για την κάλυψη των αναγκών ανανέωσης) καθώς όντας ψυχρός όταν θερμανθεί αυτόματα η σχετική του υγρασία πέφτει κατακόρυφα.

#### Μηνιαία φορτία, ολικά μέσα και μέγιστα

Με αντίστοιχο τρόπο με την ψύξη παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά του απαιτούμενου φορτίου θέρμανσης (πίνακας 3.2-1), δηλαδή οι ολοκληρωτικές μηνιαίες τιμές του ολικού, λανθάνοντος και αισθητού φορτίου, όπως και οι μέσες και μέγιστες τιμές του στιγμιαίου φορτίου. Αυτές οι τιμές θα είναι όπως προαναφέρθηκε το μέτρο σύγκρισης για τις μετέπειτα μελέτες. Με κόκκινη σκίαση έχουν τονισθεί οι τιμές του Ιανουαρίου, όπου παρατηρούνται οι μέγιστες όλων τιμές όλων των κατηγοριών, κάτι αναμενόμενο αφού τότε παρατηρούνται και χαμηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος.

	Μηνιαίο Συν. Φορτίο	Μηνιαίο Λανθ. Φορτίο	Μηνιαίο Αισθ. Φορτίο	Μέσο στιγμιαίο Συν. Φορτίο	Μέγιστο στιγμιαίο Συν. Φορτίο
ΜΗΝΑΣ	GJ	GJ	GJ	kJ/h	kJ/h
Νοέμβριος	1.29	0.18	1.10	1849.9	15362.2
Δεκέμβριος	3.22	0.43	2.79	4472.0	13175.1
<b>Ιανουάριος</b>	<b>3.95</b>	<b>0.66</b>	<b>3.29</b>	<b>5495.7</b>	<b>14030.5</b>
Φεβρουάριος	3.09	0.56	2.53	4778.1	13324.3
Μάρτιος	2.56	0.55	2.00	3554.4	12190.4

Πίνακας 3.2-1 Χαρακτηριστικά φορτίου θέρμανσης

### 3.2.2 Μέσω χρήσης αερισμού (ventilation)

#### Εισαγωγή

Στην 2<sup>η</sup> μελέτη 3.2.2 η θέρμανση του χώρου γίνεται μέσω συστήματος και πάλι αέρα, εξωτερικά του type-56. Στόχος είναι να υπολογισθούν οι αναγκαίες παράμετροι των απαιτούμενων στοιχείων ώστε να επιτευχθεί ο εξωτερικός κλιματισμός του TRB και να ελεγχθούν τα αποτελέσματα όσο αφορά το φορτίο θέρμανσης όπως και η θερμοκρασία και σχετική υγρασία του χώρου για να αξιολογηθεί η μελέτη, με αναφορά βέβαια την 3.2.1.

## A. Ανάλυση μελέτης

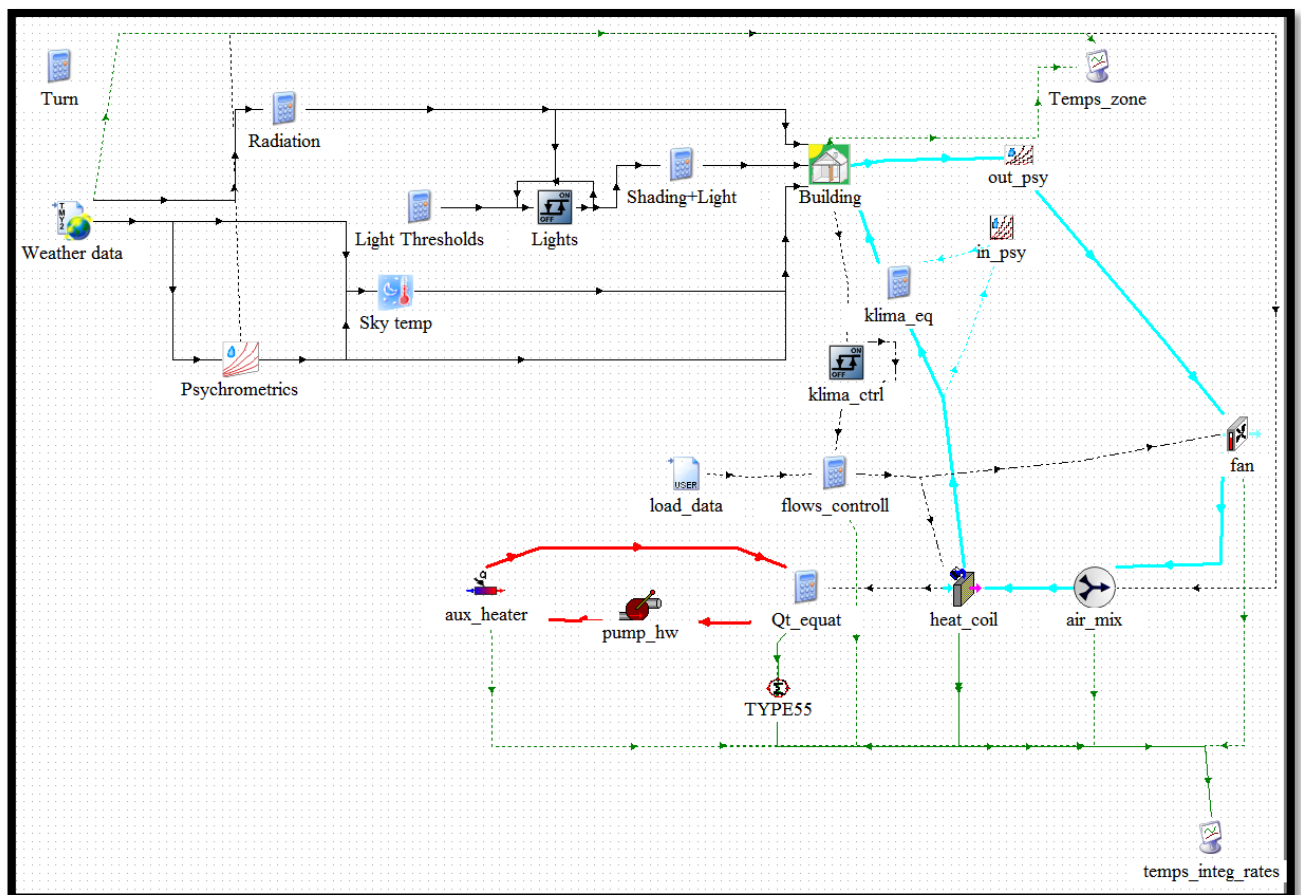
### Τροποποιήσεις παραμέτρων του type-56

Γίνεται χρήση του ίδιου αερισμού με την ψύξη KLIMA\_TRB, αλλά απενεργοποιείται ο αερισμός [2], καθώς η απαραίτητη ανανέωση αέρα χώρου θα γίνει εξίσου εξωτερικά του type-56 μέσω δηλαδή του συστήματος κλιματισμού που θα κατασκευαστεί στην παρούσα μελέτη. Η επιλογή αυτή όσο αφορά την ανανέωση του αέρα εξηγείται σε παράρτημα στο τέλος της υποενότητας.

### Θερμοκρασία και μέγιστη επιτρεπόμενη παροχή εισερχόμενου αέρα $T_{set}$

Λαμβάνοντας υπόψη τιμές ανάλογων εγκαταστάσεων επιλέγεται μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία ,για λόγους ασφάλειας και άνεσης των ενοίκων, του εισερχόμενου θερμού αέρα στον κλιματιζόμενο χώρο τους 45 °C. Επίσης για λόγους άνεσης η μέγιστη παροχή δεν θα πρέπει να υπερβαίνει τις 3 ανανεώσεις την ώρα δηλαδή (με όγκο χώρου κοντά στα 280 m<sup>3</sup>) 800 kg/h, κάτι το οποίο θα ελεγχθεί στα αποτελέσματα.

### Σχεδιάγραμμα μελέτης 3.2.2



Εικόνα 3.2-2 Σχεδιάγραμμα μελέτης 3.2.2 στο περιβάλλον του Studio



## *Περιγραφή της διάταξης*

Αρχικά ο ελεγκτής klima\_ctrl επιβλέποντας την θερμοκρασία του χώρου ενεργοποιείται όταν εκείνη πέσει κάτω από τους 22° C. Τότε το στοιχείο flows\_controll, βάση του εκτιμώμενου αισθητού φορτίου (από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης της μελέτης spiti\_heat\_1), το οποίο διαβάζει ένας data reader (στοιχείο load\_data -type 9-) υπολογίζει την αναγκαία παροχή αέρα που πρέπει να ανακυκλοφορηθεί με διαφορά θερμοκρασίας 23° C. Η διαφορά αυτή βασίζεται στην λογική υπόθεση ότι ο αέρας εισέρχεται στο θερμαντικό στοιχείο (heat\_coil) σε θερμοκρασία χώρου, δηλ. 22° C και εξέρχεται στους επιλεγμένους 45° C ( $45-22=23^{\circ}\text{C}$ ).

Όμως αυτή η παροχή δεν είναι η τελική παροχή ανακυκλοφορίας. Συγκεκριμένα η παροχή αυτή συγκρίνεται με την απαραίτητη παροχή ανανέωσης χώρου, έτσι εάν είναι μεγαλύτερη, η τελική παροχή ανακυκλοφορίας θα είναι η διαφορά τους (αναγκαία μείον ανανέωσης). Εάν είναι μικρότερη επιλέγεται η παροχή ανανέωσης ως τελική παροχή, που είναι και μεγαλύτερη, ωστόσο προσαρμόζεται (για μεγαλύτερη οικονομία) η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το θερμαντικό στοιχείο (Tair\_set) και μάλιστα θα είναι τόσο μικρότερη από τους 45° C όσο μικρότερη θα είναι και η αναγκαία παροχή σε σχέση με την παροχή ανανέωσης.

Τέλος εάν ο ελεγκτής είναι κλειστός (δηλαδή η θερμοκρασία του χώρου άνω του επιθυμητού ορίου) , η παροχή που θα εισέλθει στο heat\_coil θα είναι ακριβώς η παροχή ανανέωσης με Tair\_set στους 22° C. Έτσι όπως αναφέρεται και στο παράρτημα για τον αέρα ανανέωσης, το σύστημα συνεχώς αντιμετωπίζει, ανεξαρτήτως της θερμοκρασίας του χώρου, το φορτίο ανανέωσης.

Στην συνέχεια το heat\_coil έχοντας την δυνατότητα ελέγχου της θερμοκρασίας εξόδου αλλά και της απόλυτης υγρασίας υπολογίζει το απαραίτητο ολικό φορτίο. Σημειώνεται εδώ πως ο έλεγχος της υγρασίας είναι ευκολότερος στην θέρμανση, καθώς η ύγρανση το μόνο που απαιτεί είναι μια αυξομείωση της παροχής νερού. Επισημαίνεται δε πως και στις πραγματικές συσκευές κλιματισμού, με δύο θερμομέτρα ένα ξηρής και ένα υγρής σφαίρας, είναι δυνατός ο έλεγχος της θερμοκρασίας και απόλυτης υγρασίας.

Κατόπιν το στοιχείο Qt\_equat υπολογίζει το βάση μιας λογικής θερμοκρασιακής διαφοράς του κυκλώματος νερού υπολογίζει την απαραίτητη παροχή νερού. Συγκεκριμένα στην μελέτη η θερμοκρασιακή διαφορά αυτή είναι  $50-25=25^{\circ}\text{C}$ , θεωρώντας ότι το νερό εισέρχεται στους 50° C και εξέρχεται στους 25° C (3° C πάνω από τους 22° C). Το νερό θερμαίνεται από το γνωστό στοιχείο (από προηγούμενες μελέτες) type-6 auxiliary heater του οποίου για επαλήθευση υπολογίζεται η καταναλισκόμενη ισχύς.







## *Ανάλυση στοιχείων και παραμέτρων*

Αρχικά παρατίθεται όπως και σε προηγούμενες μελέτες η σειρά των στοιχείων. Όπως έχει προαναφερθεί, η σειρά παίζει ρόλο στη σύγκληση του προγράμματος και κατά συνέπεια και στην μέγιστη δυνατή ακρίβεια σύγκλησης. Σημειώνεται ότι δεν είναι η μοναδική σωστή σειρά, καθώς κάποια στοιχεία μπορούν να αλλάξουν και θέση, όπως για παράδειγμα οι σειρά αντλιών που ελέγχονται από τον ίδιο ελεγκτή.

Unit Num...	Name	Ind...
1	CONTROL CARD	1
27	load_data	2
0	Turn	3
109	Weather data	4
0	Light Thresholds	5
0	Radiation	6
331	Psychrometrics	7
69	Sky temp	8
25	Temps_zone	9
200	Lights	10
56	Building	11
26	out_psy	12
0	Shading+Light	13
22	klima_ctrl	14
28	flows_controll	15
20	fan	16
31	air_mix	17
29	heat_coil	18
30	Qt_equat	19
21	pump_hw	20
16	aux_heater	21
24	in_psy	22
23	klima_eq	23
18	TYPE55	24
15	temps_integ_rates	25

Εικόνα 3.2-3 Σειρά στοιχείων

- Το **load data (type 9e)** είναι ένας αναγνώστης δεδομένων που διαβάζει από ένα αποθηκευμένο data\_file το αισθητό φορτίο Qsens όπως ακριβώς έγινε και στις μελέτες ψύξης.
- Το **klima\_ctrl** είναι ένας κλασικός **type-2b** ελεγκτής. Η μόνη μεταβλητή παράμετρος εισόδου είναι η monitoring temperature Tin, η οποία συνδέεται με την θερμοκρασία εξόδου του χώρου (type-56). Η Th ρυθμίζεται στους 22.0 η dT upper στους 0 και η dT lower στους -0.25° C.

1	 Upper input temperature Th	<b>22.0</b>	C
2	 Lower input temperature Tl	10.0	C
3	 Monitoring temperature Tin	20.0	C
4	 Input control function	<b>1</b>	-
5	 Upper dead band dT	<b>0</b>	Temp. Difference
6	 Lower dead band dT	<b>-0.25</b>	Temp. Difference

Εικόνα 3.2-4 Μεταβλητές εισόδου ελεγκτή klima\_ctrl

- Το **flows control** είναι ένας **equator** και περιλαμβάνει τις εξής εξισώσεις:

$m_{air\_hx} = klima\_ctrl * Q_{sens} / (45 - 22)$ , όπου  $m_{air\_hx}$  η αναγκαία παροχή αέρα βάση του αισθητού φορτίου που διαβάζει από το load\_data και klima\_ctrl το σήμα ελέγχου του klima\_ctrl controller

$m_{air\_final} = gt(m_{air\_hx}, 120.4) * (m_{air\_hx} - 120.4)$ , όπου  $m_{air\_final}$  η τελική εκτιμώμενη παροχή,  $gt(m_{air\_hx}, 120.4)$  η συνθήκη που ελέγχει αν η αναγκαία παροχή είναι μεγαλύτερη από την ανανέωση

$Thc\_set = klima\_ctrl * (gt(m_{air\_hx}, 120.4) * 45.0 + lt(m_{air\_hx}, 120.4) * (22.0 + Q_{sens} / 120.4)) + (1 - klima\_ctrl) * 22.0$ , όπου  $Thc\_set$  η επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το θερμαντικό στοιχείο, και κατόπιν κατά σειρά οι συνθήκες ελέγχου αν η αναγκαία παροχή είναι μεγαλύτερη από την παροχή ανανέωσης οπότε η  $Thc\_set = 45^\circ C$ , αν είναι μικρότερη οπότε  $Thc\_set = 22.0 + Q_{sens} / 120.4$  και τέλος αν το σήμα ελέγχου  $klima\_ctrl = 0$  τότε  $Thc\_set = 22^\circ C$

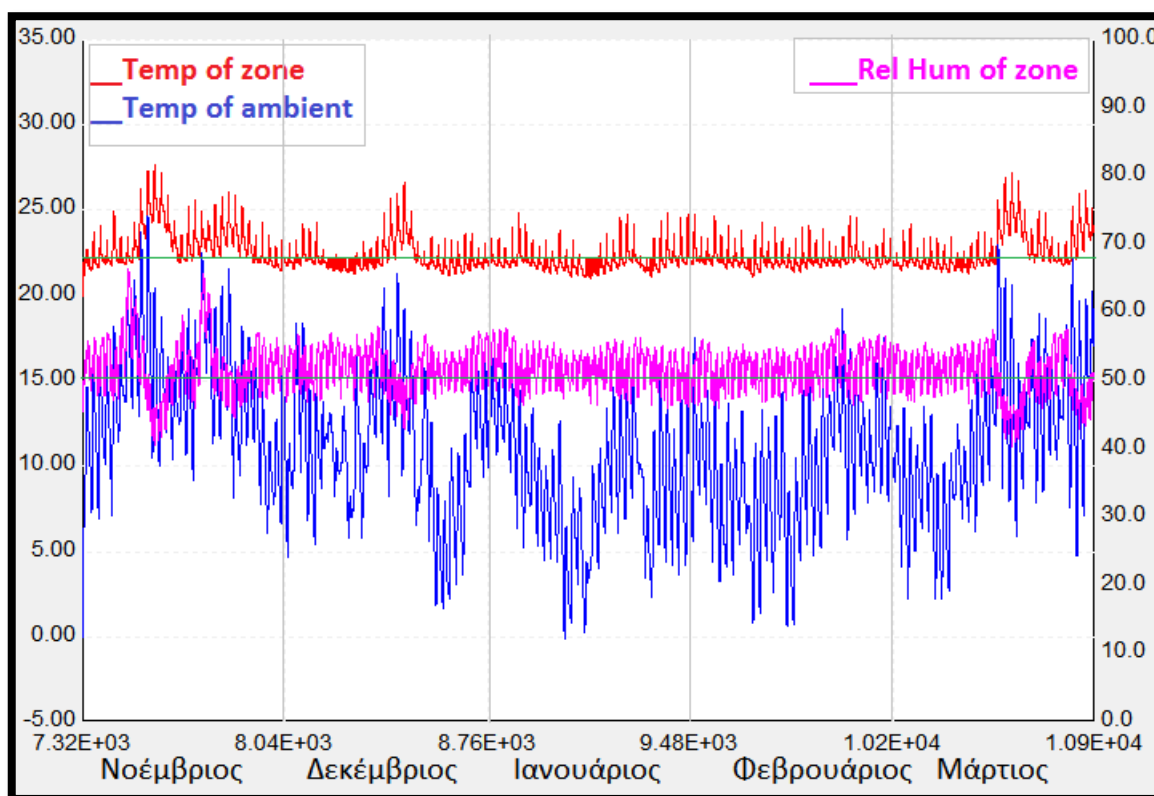
- **Fan type 744-1** ανεμιστήρας μεταβλητής παροχής, η παροχή του ελέγχεται από το flow controls, ενώ οι βαθμοί απόδοσης θεωρούνται και πάλι ιδανικοί καθώς δεν εξετάζονται οι απώλειες στην μελέτη αυτή (όπως και στην ψύξη)
- **Air mix type-11g** αναμικτήρας υγρού αέρα
- **Heat coil type-754b** οι μόνες παράμετροι εισόδου που αλλάζουν είναι η θερμοκρασία εξόδου του αέρα (set point outlet air temperature) που ρυθμίζεται από το flow\_controls και η απόλυτη υγρασία που θέτεται σταθερά στα 0,008 kg/kg (στους 22 °C για σχετική υγρασία 50% η απόλυτη υγρασία είναι 8 gr/kg)
- **Qt\_equat** περιλαμβάνει τις εξής εξισώσεις :

$DT = gt(Tw\_h - Tw\_l, 0) * (Tw\_h - Tw\_l) + le(Tw\_h - Tw\_l, 0)$ , όπου  $DT$  η θερμοκρασιακή διαφορά του κυκλώματος νερού, η συνθήκες έχουν εισαχθεί ώστε όταν η διαφορά μηδενίζεται το  $DT = 1$  ώστε να μην υπάρχει διαίρεση με το μηδεν

$m_{water} = Q_{total} / (4.19 * DT)$  η παροχή του κυκλώματος νερού για να προσδοθεί η απαραίτητη θερμική ισχύς στο θερμαντικό στοιχείο με  $Q_{total}$  το ολικό θερμικό φορτίο.

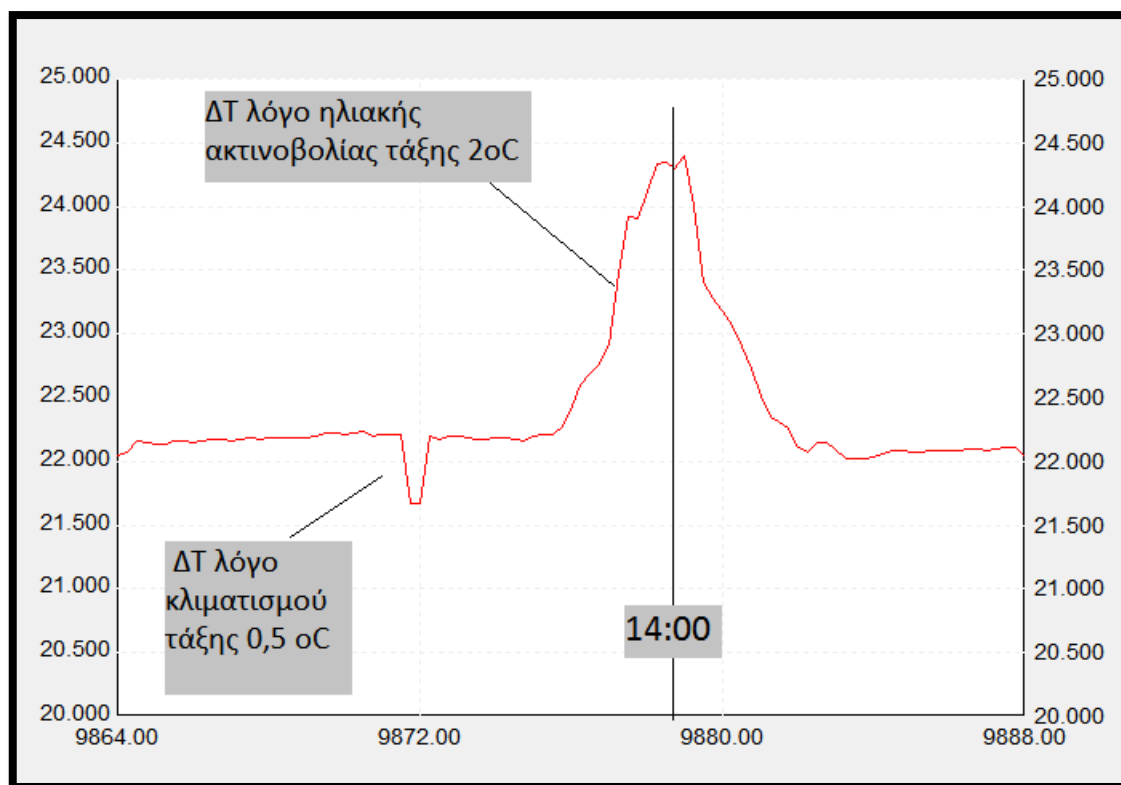
- **Pump\_hw type-743** αντλία μεταβλητής παροχής, η παροχή ελέγχεται από το Qt\_eq ενώ και εδώ οι αποδόσεις θεωρούνται ιδανικές
- **Aux\_heater type-6** βοηθητικός θερμαντήρας η μέγιστη ισχύς του τίθεται στα 15000kJ/h με βάση το μέγιστο ολικό φορτίο της μελέτης 1, και η θερμοκρασία εξόδου του νερού  $T_{set} = 5^\circ C$

## B. Ανάλυση αποτελεσμάτων προσομοίωσης



**Διάγραμμα 3.2-3** Αρ. άξονας: θερμοκρασίες (°C) χώρου (κόκκινη) και περιβάλλοντος (μπλε), δε. άξονας: σχετική υγρασία (%) χώρου (ροζ)

Στο διάγραμμα 3.2-3 παρατηρείται πως η θερμοκρασία δεν πέφτει κάτω από τους 22° C, ενώ με τον υπολογισμό-εκτίμηση της ανάλογης κάθε φορά παροχής η ταλάντωση είναι αρκετά μικρή (της τάξης του 0.5° C) και η σχετική υγρασία κυμαίνεται αρκετά κοντά (και εντός του πλαισίου συνθηκών άνεσης) στο 50%. Σημειώνεται ότι τα “spikes”(απότομες αυξήσεις της θερμοκρασίας της τάξης των 2° C) δεν οφείλονται στο σύστημα κλιματισμού, καθώς παρατηρήθηκαν και στο ιδανικό σύστημα της μελέτης 3.2.1, αλλά στην ηλιακή ακτινοβολία, η οποία όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο που ανέλυε τα φορτία, λόγω των σχετικά μεγάλων υαλοπινάκων συνεισφέρει αρκετά στην αντιμετώπιση του χρειαζόμενου θερμικού φορτίου. Αυτό φαίνεται καλύτερα στο διάγραμμα 3.2-4 που αποτελεί μεγέθυνση ενός τυχαίου 24-ώρου από το προηγούμενο διάγραμμα, το οποίο περιλαμβάνει ένα τέτοιο “spike”. Η μέρα είναι η 15<sup>η</sup> Φεβρουαρίου, με 9864<sup>h</sup> ώρα τα μεσάνυχτα (14 προς 15 Φεβρουαρίου). Όπως φαίνεται το spike εμφανίζεται ακριβώς το μεσημέρι, τότε δηλαδή που η ηλιακή ακτινοβολία είναι μέγιστη.



Διάγραμμα 3.2-4 Θερμοκρασία χώρου για την 16<sup>η</sup> Φεβρουαρίου

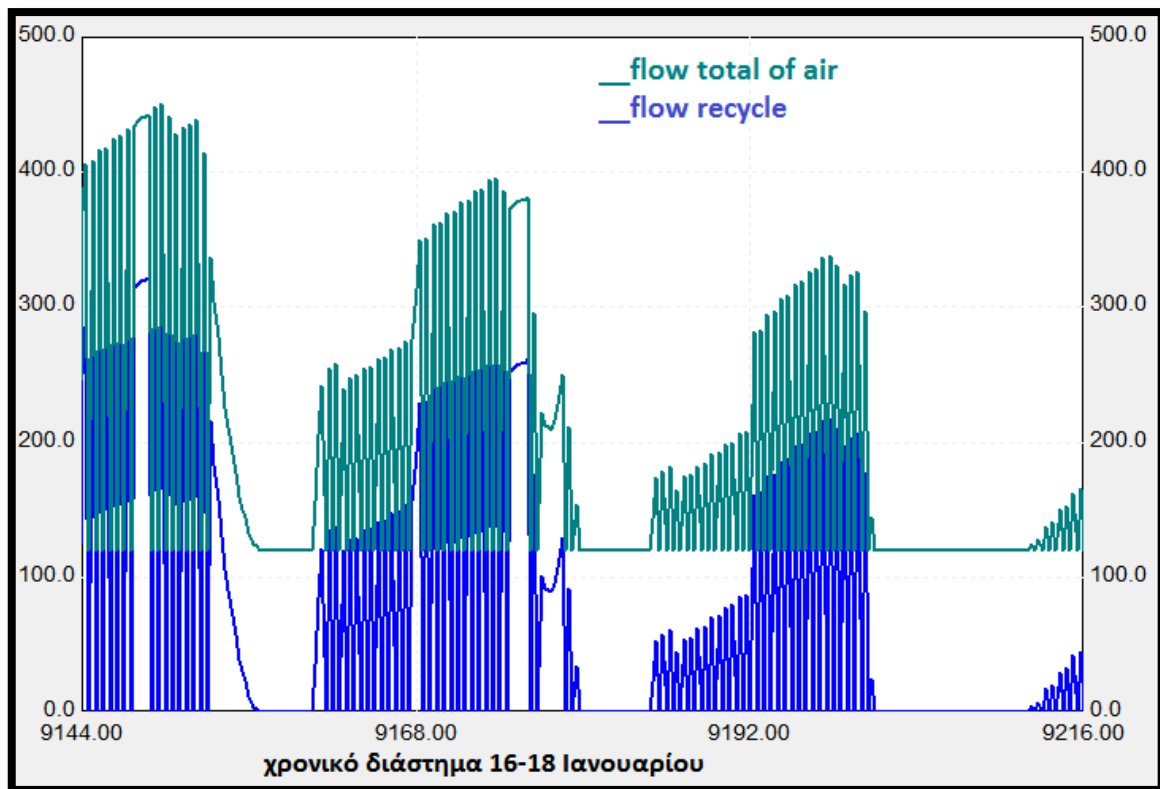
Ολικά μέσα και μέγιστα φορτία Ιανουαρίου

3.1.2	Μηνιαίο Συν. Φορτίο	Μηνιαίο Λανθ. Φορτίο	Μηνιαίο Αισθ. Φορτίο	Μέσο στιγμαίο Συν. Φορτίο	Μέγιστο στιγμαίο Συν. Φορτίο
ΜΗΝΑΣ	GJ	GJ	GJ	kJ/h	kJ/h
Νοέμβριος	1.28	0.17	1.11	1839.8	17751.2
Δεκέμβριος	2.92	0.41	2.51	4055.7	15606.9
<b>Ιανουάριος</b>	<b>3.54</b>	<b>0.59</b>	<b>2.95</b>	<b>4925.8</b>	<b>16660.4</b>
Φεβρουάριος	2.79	0.52	2.27	4312.7	15771.9
Μάρτιος	2.39	0.48	1.91	3330.5	14317.5
ΔΙΑΦΟΡΑ %	-10.37	-10.68	-10.31	-10.37	18.74

Πίνακας 3.2-2 Χαρακτηριστικά φορτίου θέρμανσης

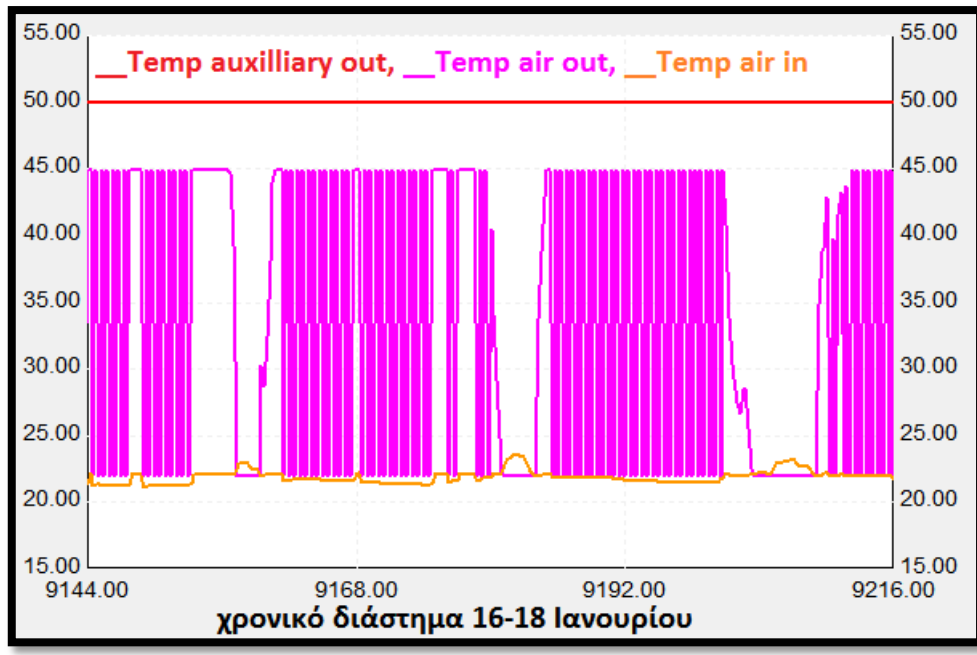
Ομοίως με την μελέτη 3.2.1 παρατίθενται τα χαρακτηριστικά του θερμικού φορτίου (πίνακας 3.2-2) και σημειώνεται η ποσοστιαία διαφορά για τον πιο απαιτητικό μήνα Ιανουάριο. Όπως παρατηρείται τα φορτία είναι κατά 10% μικρότερα. Αυτό μπορεί να αποδοθεί τόσο στην ταλάντωση της θερμοκρασίας ελαφρώς πιο κάτω (κατά 0.5°C) του ορίου όπως μπορεί να παρατηρηθεί και στο διάγραμμα της θερμοκρασίας.

### Διάγραμμα παροχών



**Διάγραμμα 3.2-5 Παροχές (Kg/h) συνολικού αέρα εισερχόμενου στο heat coil (γαλαζοπράσινο) και αέρα ανακυκλοφορίας μόνο (μπλε)**

Στο διάγραμμα 3.2-5 έχουν σχεδιαστεί η συνολική παροχή που διέρχεται από το heat\_coil (flow total of air) και η παροχή ανακυκλοφορίας που έρχεται από τον θερμαινόμενο χώρο (flow recycle) για περίοδο 3 μερών περιλαμβάνοντας την μέση μέρα Ιανουαρίου (17 Ιαν). Όπως παρατηρείται η συνολική παροχή έχει ως κάτω όριο τα 120,4 kg/h που είναι η παροχή ανανέωσης, ενώ το μέγιστο δεν ξεπερνά τα 450 kg/h δηλαδή τις 1,6 ανανεώσεις χώρου ( $280 \text{ m}^3$  είναι ο χώρος, με  $1 \text{ kg} \leftrightarrow 1 \text{ m}^3$  περίπου). Συνεπώς δεν ξεπερνιέται το όριο άνεσης των 3 ανανεώσεων ανά ώρα που προαναφέρθηκε. Τέλος σημειώνεται πως το σύστημα έχει τις μεγαλύτερες παροχές τις πρωινές ώρες (στο διάγραμμα σημειώνονται τα μεσάνυχτα κάθε μέρας), κάτι αναμενόμενο, αφού τότε είναι η χαμηλότερη θερμοκρασία περιβάλλοντος και η ηλιακή ακτινοβολία πρακτικά μηδέν. Το σχόλιο αυτό γίνεται διότι το φαινόμενο αυτό θα δυσκολέψει (περισσότερο τουλάχιστο) την αντιμετώπιση του φορτίου από ηλιακή ενέργεια (σε αντίθεση το καλοκαίρι ζητούμενο μέγιστο ψυκτικό και ηλιακό φορτίο συμπίπτουν).



**Διάγραμμα 3.2-6** Θερμοκρασίες (°C) εξερχόμενου από τον θερμαντήρα (auxiliary heater) αέρα (κόκκινη), εξερχόμενου (ροζ) και εισερχόμενου (πορτοκαλί) από και προς το heat coil αέρα αντίστοιχα

Στο διάγραμμα 3.2-6 έχουν σχεδιαστεί η θερμοκρασία νερού κατά την έξοδο από τον θερμαντήρα (type-6) και οι θερμοκρασίες εξόδου και εισόδου του αέρα από και στο heat coil. Όπως φαίνεται κατά βάση η θερμοκρασία εξόδου του αέρα είναι στους 45° C, ωστόσο υπάρχουν και σημεία με χαμηλότερη θερμοκρασία εξόδου, όπου προφανώς η παροχή αέρα είναι ακριβώς η παροχή ανανέωσης και μεγαλύτερη από την χρειαζούμενη (με βάση τους 45° C), για αυτό και το Tset point του heat coil ρυθμίζεται σε χαμηλότερη θερμοκρασία. Κάτι τέτοιο μπορεί να γίνει και στην πραγματικότητα «παίζοντας» με την παροχή του νερού. Σημειώνεται πως η θερμοκρασία εξόδου του νερού γίνεται στους 25° C.

## Παράρτημα

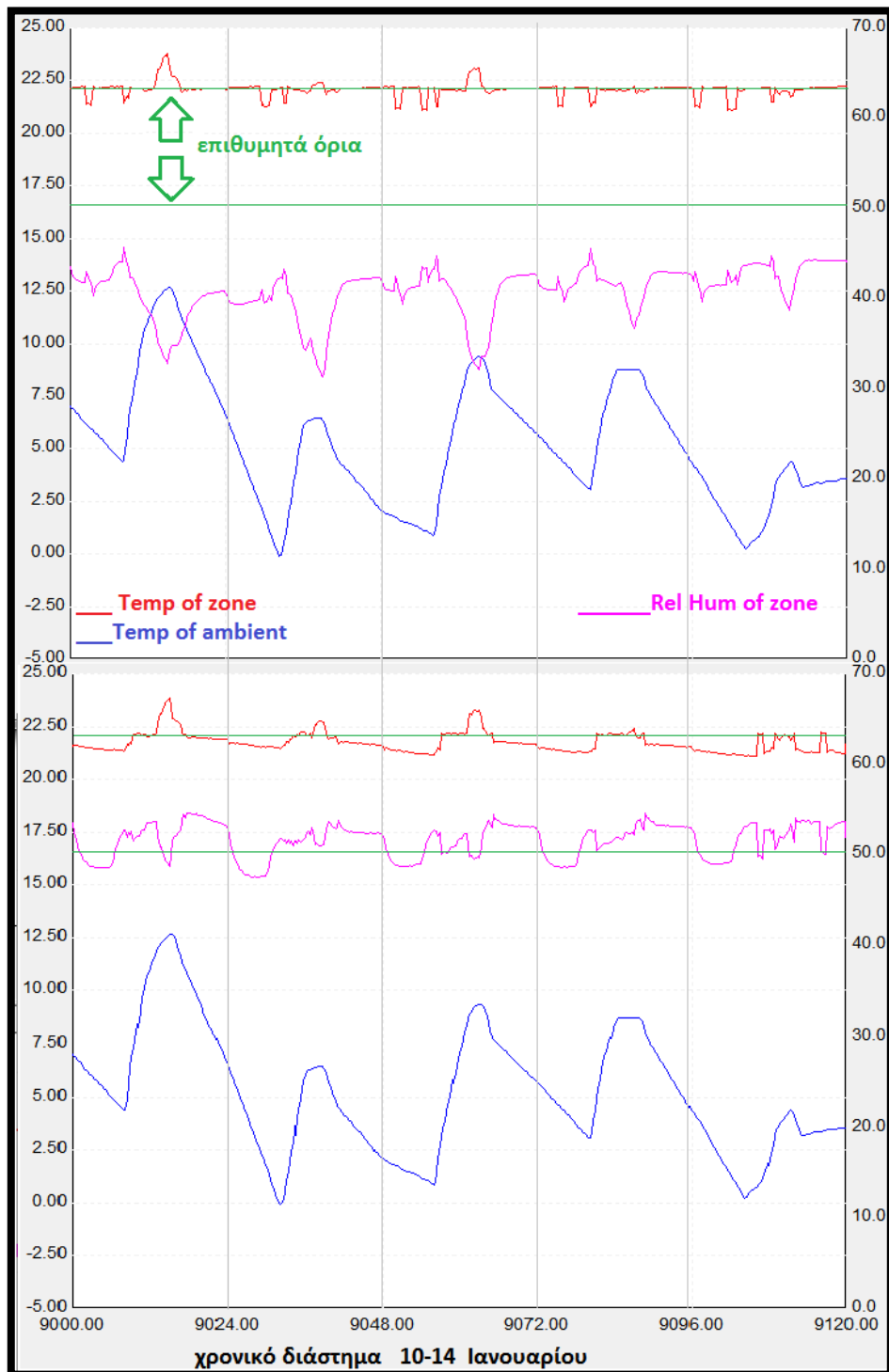
### *Ανανέωση και ύγρανση αέρα εκτός του type-56*

Ο λόγος που η ανανέωση αέρα δε γίνεται μέσω του type-56 όπως στη περίπτωση της ψύξης είναι ο καλύτερος έλεγχος της υγρασίας. Συγκεκριμένα το σκεπτικό είναι το εξής:

Ένα από τα μεγαλύτερα φορτία, και ιδιαίτερα όσο αφορά το λανθάνον κομμάτι, είναι αυτό της ανανέωσης του αέρα του χώρου. Εάν τον αέρα αυτό τον υγραίνουμε και θερμαίνουμε προτού αυτός εισέλθει στον χώρο έχουμε αντιμετωπίσει ήδη το μεγαλύτερο φορτίο όσο αφορά το λανθάνον, ελέγχοντας έτσι την υγρασία του χώρου, και το σημαντικότερο είναι ότι η διαδικασία αυτή γίνεται συνεχώς (αφού συνεχώς απαιτείται ανανέωση) ανεξαρτήτως εάν ο χώρος απαιτεί αισθητή θέρμανση, δηλαδή ανεξαρτήτως εάν έχει πέσει η θερμοκρασία κάτω του ορίου.

Αντίθετα εάν ο αέρας αυτός εισέρχεται απευθείας στο χώρο, η κλιματιστική συσκευή θα ενεργήσει όταν η θερμοκρασία του χώρου απλά πέσει κάτω του ορίου, δίνοντας δηλαδή βάση κυρίως στο αισθητό φορτίο. Και πάλι βέβαια θα κάνει ύγρανση αλλά όχι τόσο ελεγχόμενα.

Για να κατανοηθούν τα άνω έγιναν δύο προσομοιώσεις με τις δύο περιπτώσεις και τα αποτελέσματα είναι τα εξής:



**Διάγραμμα 3.2-7** Θερμοκρασίες (°C) χώρου (κόκκινη) και περιβάλλοντος (μπλε), σχετικής υγρασίας χώρου (ροζ), επιθυμητά όρια θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας (πράσινες) για ανανέωση αέρα εντός του t-56 → 1<sup>ο</sup> διάγραμμα και εκτός → 2<sup>ο</sup> διάγραμμα



Στα δύο όμοια διαγράμματα 3.2-7 έχουν χαραχθεί η θερμοκρασία χώρου και περιβάλλοντος όπως και η σχετική υγρασία του χώρου για την περίπτωση ανανέωσης του αέρα χωρίς να περνά από την κλιματιστική συσκευή (άνω διάγραμμα) και εντός της συσκευής (κάτω διάγραμμα). Φαίνεται χαρακτηριστικά πως στην 2<sup>η</sup> περίπτωση η σχετική υγρασία ελέγχεται σε πολύ ικανοποιητικό βαθμό κοντά στην επιθυμητή τιμή του 50%.

### 3.2.3 Εισαγωγή του ηλιακού συστήματος

#### Εισαγωγή

Στην μελέτη αυτή που είναι και η τελική (χωρίς βελτιστοποίηση), εισάγεται το πλέον βασικό ηλιακό σύστημα παραγωγής ζεστού νερού για θέρμανση. Είναι ακριβώς το ίδιο με το ηλιακό σύστημα της τελικής μελέτης ψύξης. Η σύνδεσή του για τους ίδιους λόγους γίνεται παράλληλα με την βοηθητική πηγή θερμότητας (aux\_heater), και διατηρούνται ακριβώς οι ίδιες παράμετροι (παροχές κλπ).

Σκοπός, εκτός της αξιολόγησης από άποψης ορθότητας της μελέτης, είναι να υπολογισθεί το ποσοστό συμμετοχής της ηλιακής ενέργειας στο ζητούμενο θερμικό φορτίο εάν το σύστημα ήταν ακριβώς το ίδιο με αυτό της ψύξης. Βέβαια είναι εύλογο λόγο των διαφορετικών θερμοκρασιών λειτουργίας, η απόδοσή του στην θέρμανση να μην είναι η βέλτιστη. Ωστόσο ούτε στην ψύξη έγινε κάποια βελτιστοποίηση (τουλάχιστον όσο αφορά βασικές παραμέτρους όπως η συλλεκτική επιφάνεια). Τονίζεται λοιπόν, πως οι μελέτες (τόσο της ψύξης όσο και της θέρμανσης) αυτές είναι προκαταρκτικές, με κύριο στόχο να κατασκευασθεί ένα σωστό από την άποψη των αποτελεσμάτων σύστημα. Αφού γίνει αυτό (και έχοντας περιορίσει την πιθανότητα λάθους) το επόμενο βήμα θα είναι η βελτιστοποίηση του, η οποία θα γίνει σε επόμενο κεφάλαιο.



### Ανάλυση components

Η σειρά των components είναι:

Unit Num...	Name	Ind...
1	CONTROL CARD	1
27	load_data	2
0	Turn	3
109	Weather data	4
0	Light Thresholds	5
0	Radiation	6
331	Psychrometrics	7
69	Sky temp	8
200	Lights	9
56	Building	10
26	out_psy	11
0	Shading+Light	12
22	klima_ctrl	13
28	flows_controll	14
20	fan	15
31	air_mix	16
29	heat_coil	17
30	Qt_equat	18
21	pump_hw	19
35	Aux_Ctrl	20
38	Divert	21
16	aux_heater	22
37	weather data Coll	23
32	Coll_Ctrl	24
33	PumpColl	25
34	Collectors	26
36	Tank_HOT	27
24	in_psy	28
23	klima_eq	29
18	TYPE55	30
39	T-piece	31
42	coll_area_eq	32
41	TYPE55-2	33
25	Temps_zone	34
15	temps_integ_rates	35
40	Solar	36
49	check_integ	37
43	monthly_integ	38
44	total integ	39
45	Efficiencies	40
46	Acol	41
47	monthly	42
48	Totals	43

**Εικόνα 3.2-6 Σειρά στοιχείων**

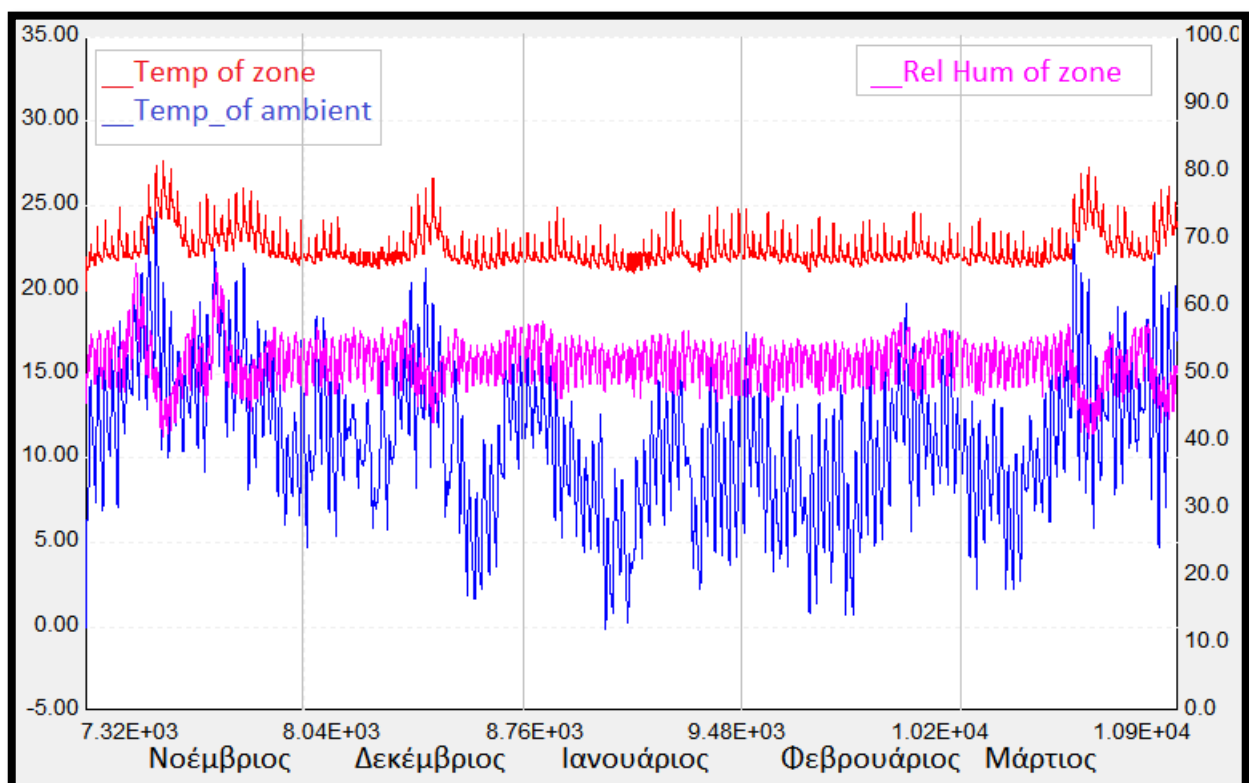
Το μόνο που μεταβάλλεται σε σχέση με το ηλιακό σύστημα, είναι οι παράμετροι του aux\_controller όπου πλέον επιτρέπει το κύκλωμα νερού να περνά από την δεξαμενή όταν η άνω θερμοκρασία της είναι εντός του θερμοκρασιακού εύρους 50-58° C.

1	Upper input temperature Th	20.0	C
2	Lower input temperature Tl	58	C
3	Monitoring temperature Tin	20.0	C
4	Input control function	0	-
5	Upper dead band dT	0	Temp. Difference
6	Lower dead band dT	-8	Temp. Difference

Εικόνα 3.2-7 Μεταβλητές εισόδου aux\_controller

Επίσης η παράμετρος της δεξαμενής ‘environment temperature’ θερμοκρασία περιβάλλοντος της δεξαμενής ρυθμίζεται στους 22°C, θεωρώντας αφού δεν είναι του παρόντος το που βρίσκεται η δεξαμενή, πως βρίσκεται εντός του κλιματιζόμενου χώρου.

## B. Ανάλυση αποτελεσμάτων προσομοίωσης



Διάγραμμα 3.2-8 Αρ. άξονας: θερμοκρασιών (°C) χώρου (κόκκινη) και περιβάλλοντος (μπλε), δε. άξονας: σχετική υγρασία χώρου (%) (ροζ)

Παρατηρώντας το κλασσικό διάγραμμα ποιοτικής αξιολόγησης του επιτευγμένου κλιματισμού 3.2-8 δεν υπάρχει καμία ουσιαστική διαφορά σε σχέση με την προηγούμενη μελέτη.

ΜΗΝΑΣ	Μηνιαίο Συν. Φορτίο	Μηνιαίο Λανθ. Φορτίο	Μηνιαίο Αισθ. Φορτίο	Μέσο στιγμιαίο Συν. Φορτίο	Μέγιστο στιγμιαίο Συν. Φορτίο
	GJ	GJ	GJ	kJ/h	kJ/h
Νοέμβριος	1.28	0.17	1.11	1839.8	17751.2
Δεκέμβριος	2.92	0.41	2.51	4055.7	15606.9
<b>Ιανουάριος</b>	<b>3.54</b>	<b>0.59</b>	<b>2.95</b>	<b>4925.8</b>	<b>16660.4</b>
Φεβρουάριος	2.79	0.52	2.27	4312.7	15771.9
Μάρτιος	2.39	0.48	1.91	3330.5	14317.5
ΔΙΑΦΟΡΑ %	-10.37	-10.68	-10.31	-10.37	18.74

**Πίνακας 3.2-3 Χαρακτηριστικά φορτίου θέρμανσης**

Σύμφωνα με τον πίνακα 3.2-3 τα ολικά μέσα και μέγιστα φορτία είναι ακριβώς τα ίδια, αφού υπολογίζονται μέσω των equators, οι οποίοι παραμένουν ίδιοι. Το νέο στοιχείο της μελέτης είναι ότι πλέον τα ολικά φορτία δεν συμπίπτουν με αυτά του aux\_heater, αφού πλέον συνεισφέρει και το ηλιακό σύστημα. Το πόσο συνεισφέρει φαίνεται από την τιμή του ηλιακού κλάσματος στο επόμενο διάγραμμα. Υπενθυμίζεται πως ως ηλιακό κλάσμα ορίζεται ο λόγος του συνεισφερόμενου στην ολική ζήτηση θερμικού φορτίου από ηλιακή ενέργεια προς την ολική ζήτηση.

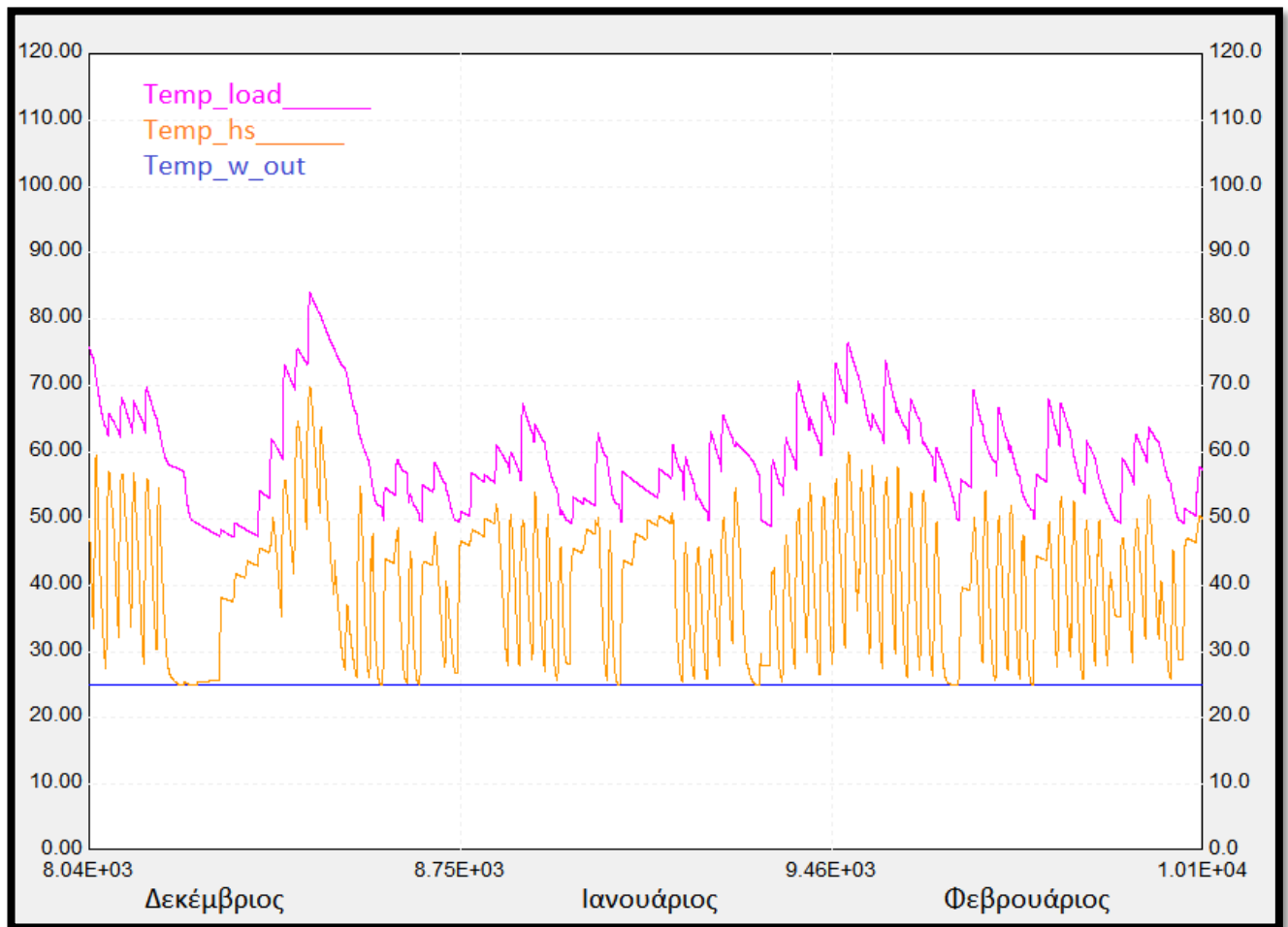
Μήνας	προσπ. Ηλ. Ακτ.	Qu_coll	απαιτούμενη θερμ ενέργ.	βοηθ. Ενέργ.	β.α. συλλεκτών	ηλιακό κλάσμα
	GJ	GJ	GJ	GJ	%	%
Νοέμβριος	6.91	2.35	1.28	0.42	34.0	66.3
Δεκέμβριος	6.22	2.22	2.92	0.75	35.7	74.9
<b>Ιανουάριος</b>	<b>7.69</b>	<b>3.00</b>	<b>3.54</b>	<b>1.24</b>	<b>39.0</b>	<b>63.7</b>
Φεβρουάριος	7.40	2.71	2.79	0.08	36.7	97.1
Μάρτιος	8.54	2.63	2.39	0.69	30.8	68.6

**Πίνακας 3.2-4 Χαρακτηριστικά ηλιακού συστήματος**

Στον πίνακα 3.2-4 με όμοιο τρόπο με την αντίστοιχη μελέτη της ψύξης παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά που αφορούν την απόδοση του ηλιακού συστήματος.

Εξίσου δεν αλλάζει κάτι στις παροχές και θερμοκρασίες αέρα και νερού εκτός από την θερμοκρασία εισόδου του νερού στο heat coil (δηλαδή στο Qt\_equat) η οποία όταν η δεξαμενή δεν παρακάμπτεται ισούται με την άνω θερμοκρασία της δεξαμενής. Σημειώνεται εδώ πως η δεξαμενή ξεπερνά αρκετά πολλές φορές τους 50° C όπως φαίνεται σε παρακάτω διάγραμμα ενώ η θερμοκρασία εξόδου από το heat coil θεωρείται πάντα στους 25° C. Το μαθηματικό μοντέλο μπορεί να ναι σωστό (η παροχή νερού προσαρμόζεται ανάλογα της διαθέσιμης θερμοκρασιακής διαφοράς του νερού), ωστόσο όταν για παράδειγμα η θερμοκρασία εισόδου είναι 80° C η διαφορά θερμοκρασίας θα είναι 80-25= 55° C που στην πραγματικότητα από τεχνικής άποψης να μην είναι εφικτή όσο μικρή και να είναι η παροχή. Υπενθυμίζεται πως η μαθηματική προσέγγιση της

παροχής νερού γίνεται γιατί το στοιχείο heat coil type-754 δεν περιλαμβάνει υπολογισμό και των δύο ρευμάτων νερού αέρα, παρά μόνο αυτό του αέρα.



**Διάγραμμα 3.2-9** Θερμοκρασίες (°C) άνω τιμής της ΔAZN (ροζ), κάτω τιμής της ΔAZN και επιστροφής στην ΔAZN από το θερμικό κύκλωμα

Στο διάγραμμα 3.2-9 σχεδιάστηκαν για την περίοδο Δεκεμβρίου-φεβρουαρίου κατά σειρά, η άνω (T\_load) και η κάτω (T\_hs) θερμοκρασία της δεξαμενής όπως και η επιστροφή του νερού από το heat coil (T\_w\_out) η οποία όπως αναφέρθηκε θεωρείται σταθερή στους 25° C.

## Κεφάλαιο 4<sup>ο</sup> : Παραμετροποίηση Βελτιστοποίηση

Συντομογραφίες: Δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού-ΔAZN, δεξαμενή αποθήκευσης κρύου νερού-ΔAKN, ζεστό νερό χρήσης-ZNX.

### Εισαγωγή

Στο προηγούμενο κεφάλαιο οι μελέτες ψύξης και θέρμανσης έγιναν εκτός από κάποιες εξαιρέσεις ( επιλογή cooling coil, παροχών κλπ.) χωρίς την εξέταση και έλεγχο βασικών παραμέτρων . Συνεπώς στο παρόν κεφάλαιο εκείνο που τίθεται ως στόχος είναι να εξεταστούν αυτές οι παράμετροι ώστε βάση συγκεκριμένων κριτηρίων να βελτιστοποιηθεί το όλο σύστημα.

Οι βασικότερες παράμετροι που αφορούν και τα δύο συστήματα (θέρμανσης-ψύξης) είναι είτε μεταβλητές όπως οι θερμοκρασίες και παροχές είτε σταθερές όπως ο τύπος και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των στοιχείων που απαρτίζουν το σύστημα.

Οι κυριότερες **σταθερές παράμετροι** είναι:

- Ο τύπος και η συνολική επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών.
- Η γεωμετρία (ύψος, διάμετρος) και η μόνωση της/των δεξαμενής/ών

Οι κυριότερες **μεταβλητές παράμετροι** είναι:

- Η θερμοκρασία του εισερχόμενου ρευστού στους συλλέκτες (συνήθως ίση με την χαμηλότερη θερμοκρασία της δεξαμενής αποθήκευσης ζεστού νερού (ΔAZN) ή πιο σύντομα δεξαμενής ζεστού.
- Η άνω θερμοκρασία της ΔAZN.
- Η παροχή  $m_{coil}$  στους συλλέκτες.
- Η παροχή  $m_{load}$  από την ΔAZN στην κατανάλωση (εναλλάκτης-chiller-ζεστό νερό χρήσης ZNX).

Αναλυτικά έχουμε για τις άνω παραμέτρους τις εξής παρατηρήσεις:

**Τύπος συλλεκτών.** όπως θα αναλυθεί παρακάτω (και έχει αναφερθεί στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο-2.2.3.1) ο βαθμός απόδοσης ενός τύπου συλλέκτη εξαρτάται από την προσπίπτουσα ακτινοβολία (ένταση και γωνία πρόσπτωσης), την εξωτερική θερμοκρασία, την θερμοκρασία του συλλέκτη και την παροχή με την οποία εισέρχεται το ρευστό. Ωστόσο ανάλογα με τον τύπο και τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά του κάθε τύπου συλλέκτη αυτή η «ευαισθησία» στις άνω μεταβλητές είναι διαφορετική. Έτσι για παράδειγμα υπάρχουν συλλέκτες που όταν η διαφορά θερμοκρασίας συλλέκτη περιβάλλοντος είναι σχετικά μικρή έχουν υψηλή απόδοση ενώ σε αντίθετη περίπτωση η απόδοση πέφτει σημαντικά. Από την άλλη υπάρχουν συλλέκτες που κρατούν έναν σεβαστό βαθμό απόδοσης ακόμα και σε υψηλές διαφορές θερμοκρασίας. Αναλυτικότερα θα γίνει αναφορά σε αυτή τη συμπεριφορά τεσσάρων υπονηφίων συλλεκτών όσο αφορά τον βαθμό απόδοσής τους και την εξάρτησή τους από τις άνω μεταβλητές στην ενότητα 4.2.

**Συνολική επιφάνεια συλλεκτών.** Είναι προφανές ότι όσο αυξάνεται η επιφάνεια των συλλεκτών τόσο μεγαλύτερη είναι και η δεσμευόμενη ηλιακή ενέργεια. Ωστόσο η αύξηση αυτή από ένα όριο και έπειτα έχει αρνητικές συνέπειες. Η πρωταρχική και αυτονόητη αρνητική συνέπεια είναι η αύξηση του κόστους εγκατάστασης. Πέρα όμως από το κόστος υπάρχουν θερμοδυναμικής και τεχνικής φύσεως μειονεκτήματα μιας σχετικής μεγάλης εγκαταστημένης συλλεκτικής επιφάνειας.

Από θερμοδυναμικής σκοπιάς λοιπόν, όταν οι συλλέκτες είναι σχετικά πολλοί, ναι μεν η δεσμευόμενη ηλιακή ενέργεια θα είναι μεγαλύτερη, αλλά από ένα σημείο και έπειτα αφού αυτή η δεσμευόμενη ενέργεια πρέπει και να καταναλωθεί, και αφού η κατανάλωση δεν είναι ομοιόμορφη αλλά έχει αυξομειώσεις, θα υπάρχουν χρονικά διαστήματα που το ηλιακό φορτίο είτε δεν θα μπορεί να αποδοθεί εν μέρει είτε και εξολοκλήρου. Επιπρόσθετα όσο «δυσκολεύεται» η απόδοση του δεσμευμένου ηλιακού φορτίου, η θερμοκρασία της ΔΑΖΝ γίνεται εύλογα υψηλή (μάλιστα μπορεί να γίνει και οριακή καθώς η δεξαμενή έχει ένα άνω όριο θερμοκρασίας που συνήθως ισούται με την θερμοκρασία ατμοποίησης του ρευστού οπότε οι συλλέκτες δεν θα δουλεύουν καθόλου!) οι συλλέκτες αναγκάζονται να δουλεύουν με χαμηλό βαθμό απόδοσης. Με λίγα λόγια αν οι συλλέκτες είναι σχετικά πολλοί δεν θα δουλεύουν κοντά στον βέλτιστο βαθμό αποδόσεως τους. Χαρακτηριστικά θα φανεί αυτό σε επόμενες ενότητες όπου θα χαραχθεί η καμπύλη απόδοσης ηλιακού φορτίου-συλλεκτικής επιφάνειας.

Τέλος από τεχνικής πλευράς και ιδιαίτερα το καλοκαίρι που η συνολική ημερήσια ακτινοβολία είναι υψηλότερη υπάρχει ο κίνδυνος υπερθέρμανσης των συλλεκτών μιας υπερδιαστασιολογημένης εγκατάστασης. Συγκεκριμένα όταν οι συλλέκτες δεν μπορούν να αποδώσουν την συλλεγόμενη ενέργεια εύλογα ανεβάζουν θερμοκρασία, εάν έχουν μάλιστα σημαντικά σχετική μεγάλη συνολική επιφάνεια υπάρχει ο κίνδυνος αυτή η θερμοκρασία να γίνει πολύ υψηλή, σε σημείο που να προκαλέσει βλάβες έως και καταστροφή των συλλεκτών.

**Γεωμετρία δεξαμενής.** Βασικός σκοπός μιας δεξαμενής είναι η αποθήκευση θερμικής ενέργειας ώστε να μπορεί να αποδοθεί σε διαφορετική χρονική στιγμή. Άμεσο μειονέκτημα της αποθήκευσης αυτής ωστόσο είναι οι θερμικές απώλειες λόγω διαφοράς θερμοκρασίας με τον περιβάλλοντα χώρο. Έτσι όσο μεγαλύτερη είναι η δεξαμενή, τόσο μεγαλύτερη δυνατότητα αποθήκευσης έχει, παράλληλα όμως έχει και μεγαλύτερη εκτιθέμενη επιφάνεια άρα και μεγαλύτερες απώλειες.

Για αυτό το λόγο στις ακόλουθες μελέτες επιλέγεται διάμετρος δεξαμενής ίση με το ύψος της. Έτσι η κυλινδρική δεξαμενή προσεγγίζει τη σφαίρα που ως γνωστό έχει τον μεγαλύτερο δυνατό όγκο με την μικρότερη επιφάνεια άρα και μικρότερες απώλειες. Βέβαια αυτό δεν είναι απαραίτητα απόλυτα καλό, καθώς ένα άλλο φαινόμενο που είναι επιθυμητό σε μια δεξαμενή είναι η διαστρωμάτωσή της, άρα όσο μεγαλύτερο ύψος έχει τόσο καλύτερη διαστρωμάτωση θα έχει.

Συνεπώς αναμένεται ένα μέγιστο βέλτιστο όσο αφορά τον όγκο της δεξαμενής, αφού με κάθε δεδομένη συλλεκτική επιφάνεια και καταναλισκόμενο φορτίο θα υπάρχει και ένα άνω όριο αποθήκευσης ενέργειας. Από την τιμή αυτή και έπειτα οι απώλειες γίνονται σχετικά μεγαλύτερες από την αποθηκευμένη ενέργεια με συνέπεια να χάνεται περισσότερη ενέργεια αντί να αποθηκεύεται.



**Μόνωση δεξαμενής.** Όσο αφορά την μόνωση μιας δεξαμενής και συγκεκριμένα με τον ολικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας ανά μονάδα επιφανείας της δεξαμενής ( $U:W/m^2K$ ) που επιτυγχάνεται αναλόγως με την μόνωση της δεξαμενής, εξυπακούεται πως όσο μικρότερος είναι αυτός τόσο μικρότερες θα είναι και σχετικές θερμικές απώλειες.

Δεν είναι έτσι δυνατός ο υπολογισμός ενός αυστηρού βέλτιστου με ενεργειακά κριτήρια. Μόνο με μια τεχνοοικονομική μελέτη κόστους μόνωσης-απόδοσης θερμικού κέρδους/απόσβεσης κεφαλαίου θα μπορούσε να βρεθεί ένα βέλτιστο. Ωστόσο θα εξεταστούν διάφορες τιμές του  $U$  ώστε να βγουν ενεργειακά συμπεράσματα, δηλαδή πέρα ποιας μόνωσης και έπειτα δεν υπάρχει πρακτικό ενεργειακό κέρδος. Θα γίνει προσπάθεια δηλαδή εκτίμησης ενός όχι αυστηρού αλλά σχετικού βέλτιστου του  $U$  δεξαμενής.

**Θερμοκρασία εισερχόμενου ρευστού στους συλλέκτες  $T_{hs}$ .** Όσο μικρότερη είναι αυτή η θερμοκρασία τόσο μεγαλύτερος είναι και βαθμός απόδοσης που επιτυγχάνεται στους συλλέκτες. Ωστόσο το εύρος των τιμών του  $T_{hs}$  είναι περιορισμένο λόγο θερμοδυναμικών και τεχνικών περιορισμών. Συγκεκριμένα το καλοκαίρι η επιστροφή του ζεστού νερού από το chiller δεν μπορεί να γίνει κατά πολύ κάτω από τους  $80\text{ }^\circ\text{C}$  ενώ το χειμώνα το  $T_{set}$  της θέρμανσης θέτει επίσης ένα κάτω όριο (στις μελέτες θεωρήθηκε ότι το νερό επιστρέφει στους  $25\text{ }^\circ\text{C}$  (σίγουρα πολύ καλύτερο του καλοκαιριού)).

Έτσι η  $\Delta AZN$  και η κατανάλωση του θερμικού φορτίου καθορίζουν το  $T_{hs}$ . Αναλυτικότερα όσο καλύτερη είναι η διαστρωμάτωση στην  $\Delta AZN$  τόσο χαμηλότερο θα είναι το  $T_{hs}$ . Σε αυτό θα συμβάλλει και το πόσο γρήγορα καταναλώνεται το θερμικό φορτίο. Όσο πιο γρήγορα γίνεται αυτό τόσο λιγότερο χρόνο παραμένει στάσιμο το νερό στην  $\Delta AZN$ , άρα δεν προλαβαίνει να ανέβει η  $T_{hs}$ .

**Η παροχή  $m_{coll}$  στους συλλέκτες.** Όσο αφορά την συνολική παροχή που περνά από το σύνολο των ηλιακών συλλεκτών, όταν ισούται ή είναι πολύ κοντά στην παροχή δοκιμής, δηλαδή την παροχή με την οποία έχει δοκιμαστεί ο εκάστοτε τύπος συλλέκτη ώστε να βρεθούν οι συντελεστές της καμπύλης απόδοσής του, τότε ο βαθμός απόδοσης γίνεται μέγιστος. Ωστόσο αυτό παρατηρείται μόνο όταν ο συλλέκτης είναι ελεύθερος να αποδώσει τη δεσμευόμενη ηλιακή ενέργεια. Αντίθετα στην πραγματικότητα ο συλλέκτης είναι συνδεδεμένος με την  $\Delta AZN$ , οπότε είναι «δέσμιος» της. Με τον όρο δέσμιος εννοείται πως μόνο όταν η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού που διακινείται στον συλλέκτη είναι μεγαλύτερη της άνω θερμοκρασίας της  $\Delta AZN$  μπορεί να αποδώσει φορτίο. Συνεπώς εάν η άνω θερμοκρασία της  $\Delta AZN$  είναι σχετικά υψηλή αναγκαστικά για να επιτευχθεί μεγαλύτερη θερμοκρασία στον συλλέκτη πρέπει η παροχή του να είναι μικρότερη από ότι όταν θα εργαζόταν ελεύθερα. Αυτό κατανοείται καλύτερα από τον εξής τύπο που δίνει την θερμοκρασία εξόδου του συλλέκτη :

$$T_{coll,out} = T_{coll,in} + \frac{Q_u}{m_{coll} C_p}, \text{ όπου } Q_u \text{ είναι η ωφέλιμη}$$

*δεσμευόμενη ενέργεια από τον συλλέκτη*

Τελικά λοιπόν βάση αυτών των δύο παρατηρήσεων αναμένεται και εδώ μέγιστο στο  $m_{coll}$  αφού όσο μεγαλύτερη (εννοείται όχι μεγαλύτερη από την παροχή δοκιμής) είναι τόσο

μεγαλύτερος ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών, αλλά βάση της άνω θερμοκρασίας στη δεξαμενή δεν μπορεί να πάρει παρά μια μέγιστη τιμή.

**Η παροχή  $m_{load}$ .** Η παροχή από την ΔΑΖΝ στην κατανάλωση επηρεάζει την θερμοκρασία επιστροφής στην ΔΑΖΝ και έτσι με τη σειρά της επηρεάζει την  $T_{hs}$  η οποία όπως εξηγήθηκε παραπάνω επιθυμείται να είναι όσο μικρότερη γίνεται. Έτσι όσο μικρότερη η  $m_{load}$  τόσο μεγαλύτερη η διαφορά θερμοκρασίας εξόδου και εισόδου στη ΔΑΖΝ, δηλαδή τόσο μικρότερη  $T_{hs}$ . Ωστόσο όπως η  $T_{hs}$  έχει περιορισμένο εύρος τιμής, ακριβώς για τους ίδιους λόγους η  $m_{load}$  δεν μπορεί να πάρει παρά μια ελάχιστη τιμή.

Συνοψίζοντας από τις άνω παραμέτρους, από εκείνες που υπάρχει αρκετά μεγάλη δυνατότητα μεταβολής, οι πιο σημαντικές σταθερές είναι ο τύπος και η συνολική επιφάνεια των συλλεκτών, η χωρητικότητα και μόνωση της δεξαμενής. Αντίστοιχα η πιο σημαντική μεταβλητή παράμετρος είναι η παροχή στους συλλέκτες. Αυτές καθορίζουν σε σημαντικό βαθμό το σύστημα και την απόδοσή του και για αυτό το λόγο θα δοθεί ιδιαίτερη προσοχή στην ανάλυσή τους στις επόμενες ενότητες.

## 4.1 Προκαταρκτικός υπολογισμός συνολικών φορτίων

Πριν από την ανάλυση των παραμέτρων του συστήματος κρίνεται σκόπιμο να γίνει ένας προκαταρκτικός υπολογισμός των θερμικών φορτίων κάθε περίπτωσης του συστήματος. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται βάση των αποτελεσμάτων των μελετών του κεφαλαίου 3.

Σημειώνεται πως εκτός από τα φορτία θέρμανσης-ψύξης αναλόγως της περίπτωσης (χειμώνας- καλοκαίρι), προστέθηκε και το αναμενόμενο φορτίο παροχής ζεστού νερού χρήσης (ZNX). Θεωρήθηκε για το σκοπό αυτό πως το ZNX παρέχεται στους 45 °C, ενώ πληροφορίες για την θερμοκρασία του νερού δικτύου βρέθηκαν από το διαδίκτυο [13] (Πίνακας 4.1-1). Θεωρήθηκε πως μια 4μελής οικογένεια (όπως έχει υποθεθεί από την αρχή) χρειάζονται το πολύ 250 λίτρα την μέρα λαμβάνοντας υπόψη τόσο παράδειγμα του KENAK [19] όσο και αντίστοιχο πρότυπο της ASHRAE [20].

μέση θερμοκρασία δικτύου νερού σύμφωνα με ΕΛΟΤ 1291												
Μήνας	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΪ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΟΕ	ΔΕΚ
Αθήνα	11.3	10.9	11.8	14.3	17.7	21.6	24.7	25.7	24.2	21.1	16.9	13.5

**Πίνακας 4.1-1 Μέση θερμοκρασία δικτύου νερού για την πόλη της Αθήνας κατά τον ΕΛΟΤ 1291**

Έτσι το μέγιστο θερμικό φορτίο αυξήθηκε κατά 27% το χειμώνα και 15% το καλοκαίρι. Πέρα από τον προκαταρκτικό υπολογισμό των φορτίων έγινε και ένας πρόχειρος υπολογισμός της ελάχιστης απαιτούμενης συλλεκτικής επιφάνειας για να καλυφθεί το εκάστοτε φορτίο βάση διαφόρων τιμών του βαθμού απόδοσης των συλλεκτών. Να τονιστεί ότι δεν έχουν περιληφθεί οι τυχόν θερμικές απώλειες του συστήματος και κυριότερα εκείνες της ΔΑΖΝ, για αυτό άλλωστε

είναι και η ελάχιστη απαιτούμενη επιφάνεια συλλεκτών. Επίσης θεωρείται ίδιος βαθμός απόδοσης για όλου τους μήνες κάτι το οποίο δεν ισχύει. Ενδεικτικά ωστόσο λαμβάνεται μια ιδέα για την τάξη μεγέθους κυρίως της απαιτούμενης συλλεκτικής επιφανείας. Κατασκευάζεται έτσι ο κάτω πίνακας (Πίνακας 4.1-2):

		Εκτίμηση φορτίων											
		Δεκέμβριος	Ιανουάριος	Φεβρουάριος	Ιούνιος	Ιούλιος	Αύγουστος						
θερμ. νερού δικτ (°C)		13.5	11.3	10.9	21.6	24.7	25.7						
ημερ. κατανάλωση ZNX		250.0	250.0	250.0	250.0	250.0	250.0						
φορτίο ZNX (GJ)		1.0	1.1	1.1	0.7	0.6	0.6						
θερμ. φορτίο κλιματισμού		3.2	4.0	3.1	2.2	4.4	4.0						
συνολικό θερμικό φορτίο		4.2	5.0	4.2	2.9	5.1	4.6						
ΜΕΣΗ ΤΙΜΗ		4.5			4.2								
ηλιακή ακτινοβ. (GJ/m <sup>2</sup> ) για συλλέκτη με 45° κλίση		0.31	0.38	0.37	0.61	0.67	0.70	max χειμώνα	max καλοκαίρι	max	average		
βαθμός απόδοσης		απαιτούμενη επιφάνεια ανάλογα με τον β.α. συλλεκτών για πλήρη											
0.2		67	65	56	24	38	33	67	38	67	53		
0.25		54	52	45	19	30	26	54	30	54	42		
0.3		45	43	38	16	25	22	45	25	45	35		
0.35		38	37	32	14	22	19	38	22	38	30		
0.4		34	33	28	12	19	16	34	19	34	26		
0.45		30	29	25	11	17	15	30	17	30	23		
0.5		27	26	23	10	15	13	27	15	27	21		
0.55		24	24	21	9	14	12	24	14	24	19		

**Πίνακας 4.1-2 Προκαταρκτικός υπολογισμός απαιτούμενου θερμικού φορτίου για όλες τις ανάγκες (Ψύξης-Θέρμανσης-ZNX) και πρόχειρος υπολογισμός ελάχιστης απαιτούμενης συλλεκτικής επιφανείας για πλήρη κάλυψη**

Παρατηρείται λοιπόν ότι τα αναμενόμενα μέγιστα θερμικά φορτία είναι πολύ κοντά και στις δύο περιπτώσεις κλιματισμού. Ωστόσο η ηλιακή ακτινοβολία τους χειμερινούς μήνες είναι κατά πολύ μικρότερη της αντίστοιχης των καλοκαιρινών, πρακτικά η μισή, με αποτέλεσμα να απαιτείται διπλάσια σχεδόν συλλεκτική επιφάνεια για πλήρη κάλυψη. Αυτό όμως όπως θα δούμε δεν είναι εφικτό και πάλι. Χρειάζεται κατά πολύ μεγαλύτερη επιφάνεια συλλεκτών το χειμώνα για πλήρη κάλυψη. Ο λόγος είναι ότι υπάρχουν περιπτώσεις συνεχόμενης συννεφιάς, δηλαδή παρατεταμένης σχετικά μικρής ημερήσιας ηλιακής ακτινοβολίας με αποτέλεσμα να χρειάζεται ένα υπερδιαστασιοποιημένο σύστημα με μεγάλη ικανότητα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας (μεγάλη ΔAZN) ώστε να καλυφθεί το φορτίο 100%. Αντίθετα το καλοκαίρι που η ακτινοβολία είναι πρακτικά σταθερά μεγάλη το φορτίο μπορεί να καλυφθεί, όπως θα δειχθεί, με συλλεκτική επιφάνεια κοντά στην άνω (για δεδομένο βαθμό απόδοσης συλλεκτών).

		Απαιτούμενα φορτία ZNX (kWh/m <sup>2</sup> )											
Μήνες	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΪ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΟΕ	ΔΕΚ	ΣΥΝ
παρούσας μελέτης	2.9	3.0	2.9	2.7	2.4	2.0	1.8	1.7	1.8	2.1	2.5	2.7	28.5
παράδ. ΚΕΝΑΚ	3	2.7	3	2.9	3	2.9	3	3	2.9	3	2.9	3	35.3

**Πίνακας 4.1-3 Ανοιγμένα φορτία ZNX παραδείγματος ΚΕΝΑΚ και παρούσας μελέτης**

Από τον άνω πίνακα (Πίνακας 4.1-3) συγκρίνοντας τα αποτελέσματα για το ZNX με τα αντίστοιχα του παραδείγματος του KENAK συμπεραίνεται πως οι τιμές είναι παραπλήσιες με την αναμενόμενη φυσικά απόκλιση λόγω διαφορετικών δεδομένων.

## 4.2 Έλεγχος απόδοσης διαφόρων τύπων συλλεκτών

Όπως αναφέρθηκε στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο (παράρτημα: επίπεδος συλλέκτης) ο βαθμός απόδοσης των πιο συνήθων συλλεκτών μπορεί να αποδοθεί με ένα πολυώνυμο 2<sup>ου</sup> βαθμού όπως το παρακάτω:

$$\eta_{coll} = a_0 - a_1 \frac{\Delta T}{I_T} - a_2 \frac{\Delta T^2}{I_T},$$

όπου  $\Delta T$  η διαφορά θερμοκρασίας του συλλέκτη από το περιβάλλον και  $I_T$  η προσπίπτουσα στο συλλέκτη ηλιακή ακτινοβολία (διάχυτος και άμεσος).

Ως θερμοκρασία συλλέκτη μπορεί να θεωρηθεί η θερμοκρασία του εισερχόμενου σε αυτόν ρευστού (συνήθως νερό με ένα μικρό ποσοστό γλυκόζης), η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού ή η μέση θερμοκρασία του συλλέκτη. Ο συντελεστής  $a_0$  είναι αδιάστατος και ισοδυναμεί με τον μέγιστο βαθμό απόδοσης του συλλέκτη όταν η θερμοκρασία συλλέκτη ισούται με αυτή του περιβάλλοντος και ισούται με την ποσότητα  $F_R(\tau\alpha)_n$ . Οι συντελεστές  $a_1$  και  $a_2$  έχουν μονάδες  $W/m^2 K$  και  $W/m^2 K^2$  αντίστοιχα.

Η τιμή του όπως επίσης έχει αναφερθεί μεταβάλλεται για παροχή διαφορετική της  $m_{test}$  και όταν η γωνία της προσπίπτουσας ακτινοβολίας είναι διάφορη του μηδενός (δηλαδή όταν δεν πέφτει κάθετα στον συλλέκτη). Ο νέος συντελεστής όσο αφορά την γωνία προσπίπτουσας θ μπορεί να εκφραστεί επίσης με ένα πολυώνυμο 2<sup>ου</sup> βαθμού :

$$a'_0 = a_0 \left( 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) - b_1 \left( \frac{1}{\cos\theta} - 1 \right)^2 \right)$$

Η άνω εξίσωση αφορά επίπεδο συλλέκτη, όπου εξαρτάται μόνο από τη γωνία πρόσπτωσης, δηλαδή τη γωνία που σχηματίζει το επίπεδο του συλλέκτη με την ευθεία οράσεως του ήλιου. Ωστόσο άλλοι τύπου συλλέκτες όπως οι CPC (που θα χρησιμοποιηθούν στη μελέτη) χρησιμοποιούν σωλήνες κενού για την δέσμευση της ηλιακής ακτινοβολίας, με αποτέλεσμα να απαιτούνται δύο γωνίες για την διόρθωση του βαθμού απόδοσης (αναλυτικά στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο-παράρτημα:CPC).

Πληροφορίες για τις τιμές των συντελεστών αυτών όπως και για άλλα χαρακτηριστικά ενός συλλέκτη μπορούν να βρεθούν από δοκιμές που έχουν γίνει βάση συγκεκριμένων προτύπων (ευρωπαϊκών, αμερικάνικων). Ένας από τους πιο γνωστούς οργανισμούς που εκτελεί τέτοιες δοκιμές είναι ο SRCC (Solar Rating & Certification Corporation).

Στην παρούσα ανάλυση θα εξετασθούν τέσσερις διαφορετικοί συλλέκτες, ένας τύπου CPC (Compound Parabolic Collector) που είναι τύπου συλλέκτη κενού και τρεις επίπεδοι.

Η επιλογή των επίπεδων συλλεκτών έγινε ώστε να γίνει σύγκριση 3 διαφορετικών ποιοτικά περιπτώσεων όσο αφορά την καμπύλη απόδοσης τους, συγκεκριμένα ο 2009019A (Schuco) έχει μικρό συντελεστή κλίσης πρώτου βαθμού ( $\alpha_1$ ) , ο 2011077A(Dimas) έχει λίγο μεγαλύτερο  $\alpha_1$  αλλά και μεγαλύτερο  $\alpha_0$ , ενώ τέλος ο 2010025C έχει το μεγαλύτερο  $\alpha_1$  αλλά και το μεγαλύτερο  $\alpha_0$ . Δηλαδή βάση και της αντίστοιχης ανάλυσης στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο ο συλλέκτης ‘Dimas’ έχει τόσο καλή μόνωση όσο και απορροφητικότητα-διαπερατότητα.

Στοιχεία για τους επίπεδους συλλέκτες βρέθηκαν από τον SRCC, ενώ για τους CPC από άλλο οργανισμό που έχει κάνει δοκιμές με αυτού του τύπου συλλέκτες (βάση Ευρωπαϊκών προτύπων) και αναγράφονται στον Πίνακας 4.2-1:

αριθμ. Ταυτότητας συλλέκτη	τύπος συλλέκτη	Επιφάνεια συλλέκτη*	$\alpha_0$	$\alpha_1$ (W/m <sup>2</sup> K)	$\alpha_2$ (W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )	$b_0$	$b_1$	mtest (kg/hm <sup>2</sup> )
CPC1512	CPC	1.99	0.642	0.885	0.001	-	-	61
CPC1518	CPC	2.99						
2009019A(Schuco)	επίπεδος	2.694	0.679	2.64	0.008	0.093	0.098	71.6
2011077A(Dimas)	επίπεδος	2.92	0.726	3.45	0.004	0.133	0.004	69.1
2010025C	επίπεδος	3.686	0.795	4.816	0.0318	0.025	0.154	58

\* ως επιφάνεια συλλέκτη αναγράφεται εκείνη στην οποία αναφέρεται το πολυώνυμο 2ου βαθμού του βαθμού απόδοσης, για τους επίπεδους συλλέκτες είναι η συνολική επιφάνεια ενώ για τους CPC η καθαρή επιφάνεια

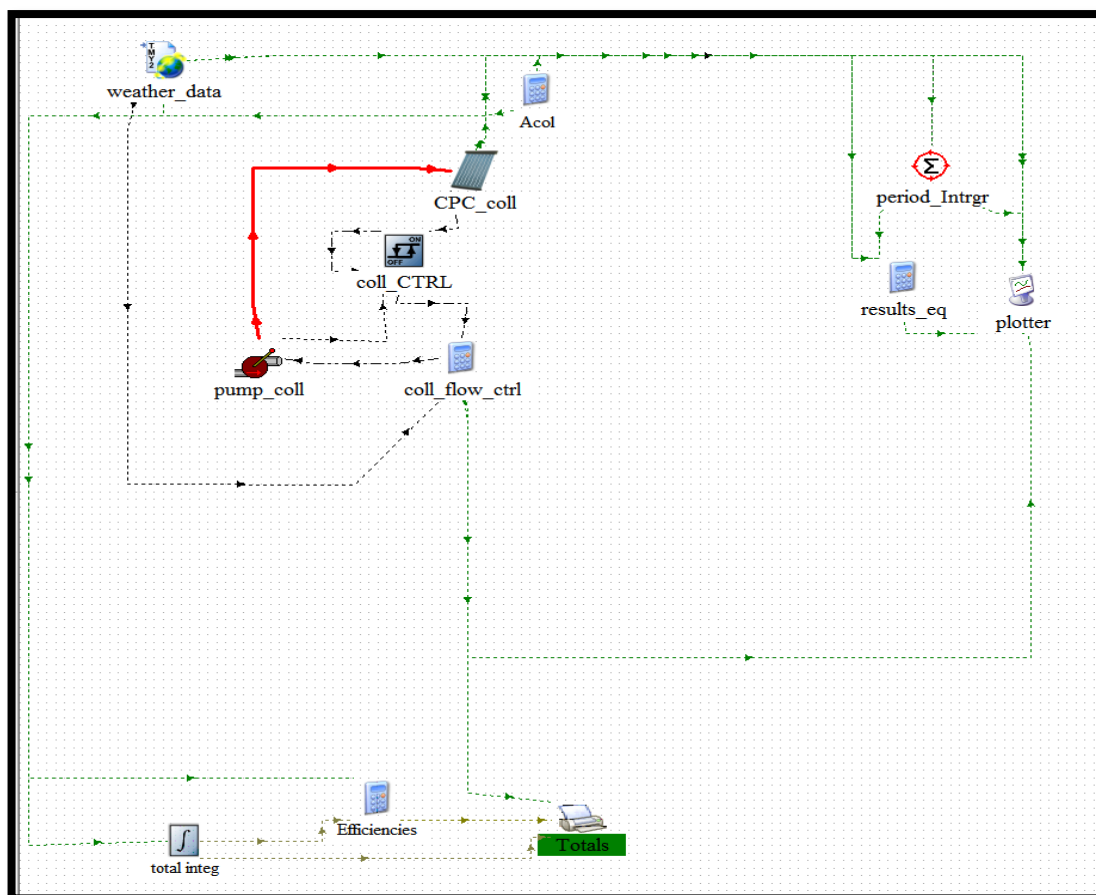
**Πίνακας 4.2-1 Χαρακτηριστικά διάφορων υπό εξέταση τύπων συλλεκτών [10,14]**

### 4.2.1 Χωρίς δεξαμενή

Έχοντας αποκτήσει όλα τα απαραίτητα στοιχεία για το κάθε μοντέλο συλλέκτη προσομοιώνεται η απόδοση τους μέσω του Tnsys. Αρχικά φτιάχνεται ένα μοντέλο χωρίς δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού, ώστε με όσο το δυνατόν απλούστερο τρόπο να επιλεγούν οι δύο βέλτιστοι συλλέκτες. Ο κάθε συλλέκτης συνδέεται απλά με ένα στοιχείο μετεωρολογικών δεδομένων και ελέγχεται μέσω ενός ελεγκτή type 2b ώστε να ανεβάζει την θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού σε προκαθορισμένη επιθυμητή, ανάλογα με την περίπτωση (χειμώνας - καλοκαίρι), τιμή.

Σημειώνεται πως για οικονομία χρόνου, οι προσομοιώσεις γίνονται για τους απαιτητικότερους μήνες κάθε εποχής (Ιανουάριο-Ιούλιο).

## Σχεδιάγραμμα μελέτης



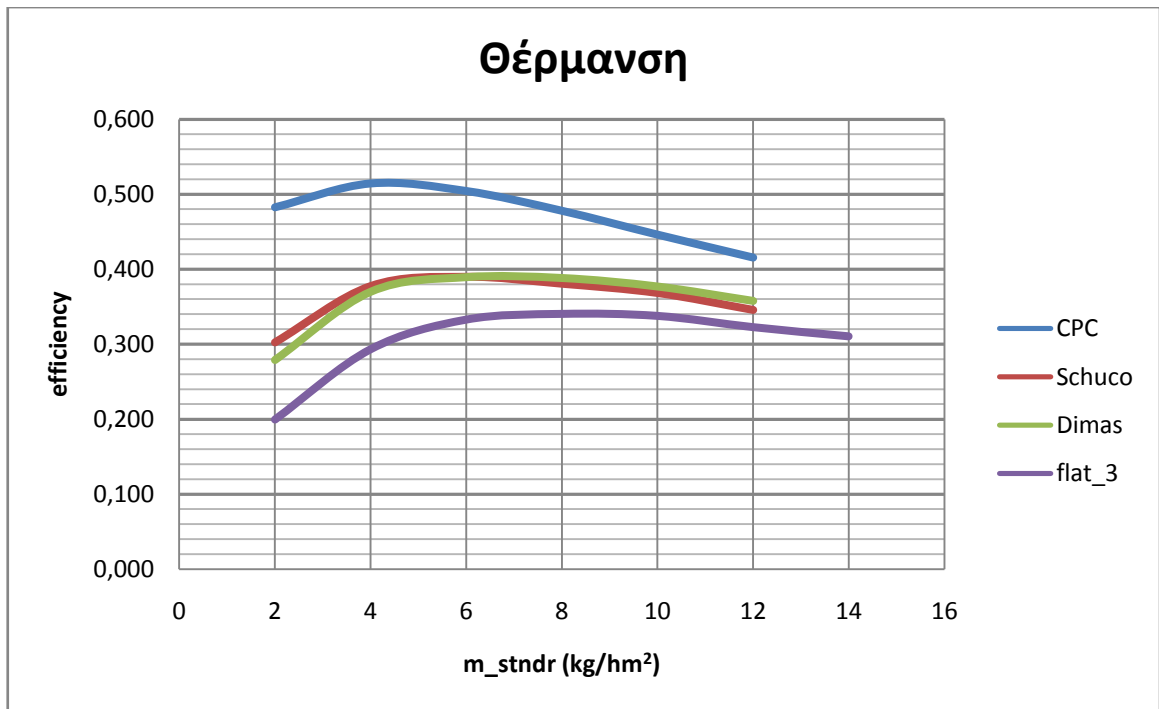
Εικόνα 4.2-1 Σχεδιάγραμμα πρότυπης μελέτης εξέτασης συλλεκτών χωρίς δεξαμενή στο περιβάλλον του Studio

### Σύντομη περιγραφή :

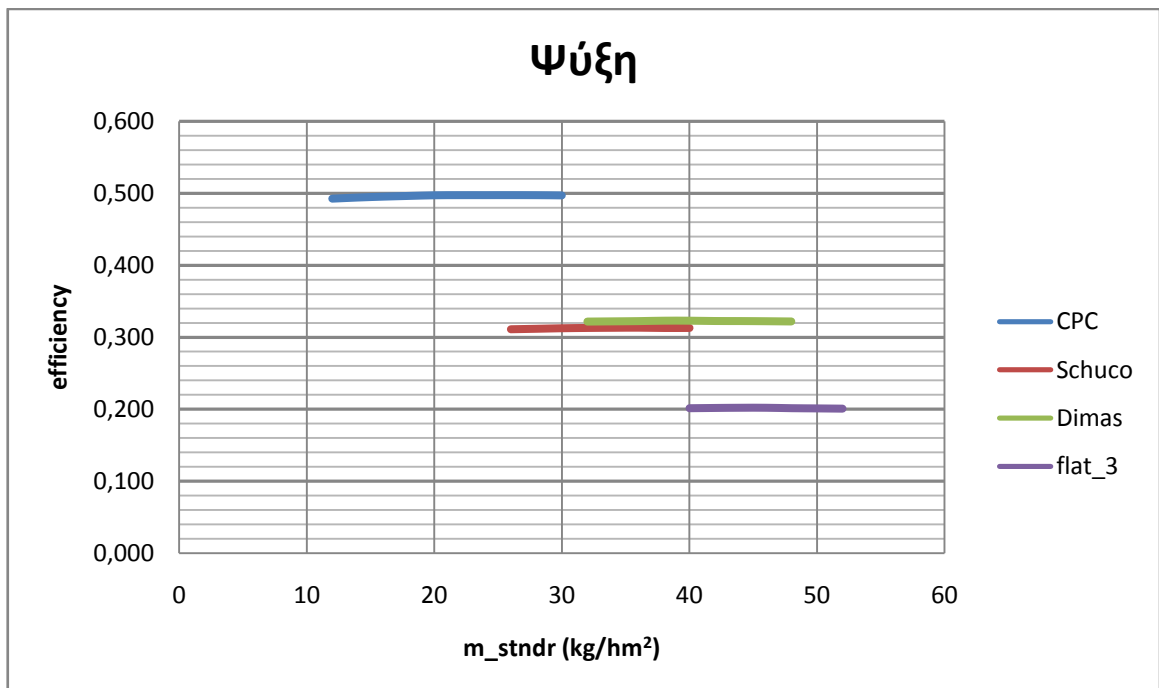
Το χειμώνα το σύστημα ρυθμίζεται έτσι ώστε στον συλλέκτη να εισέρχεται το ρευστό στους 25 °C και να εξέρχεται από 58 °C (και πάνω) έως 50 °C. Το καλοκαίρι αντίστοιχα εισέρχεται στους 80 °C και εξέρχεται από 90 °C (και πάνω) έως 82 °C. Τα χρησιμοποιούμενα στοιχεία είναι κοινά με προηγούμενες μελέτες του 3<sup>ου</sup> κεφαλαίου

### Αποτελέσματα

1. Μέσος βαθμός απόδοσης συλλεκτών για Ιανουάριο και Ιούλιο. Για κάθε τιμή ανοιγμένης παροχής για τον κάθε τύπο συλλέκτη βρίσκεται ο μέσος βαθμός απόδοσης τους.



Διάγραμμα 4.2-1 Βαθμός απόδοσης συναρτήσει της ανοιγμένης παροχής για τον Ιανουάριο



Διάγραμμα 4.2-2 Βαθμός απόδοσης συναρτήσει της ανοιγμένης παροχής για τον Ιούλιο

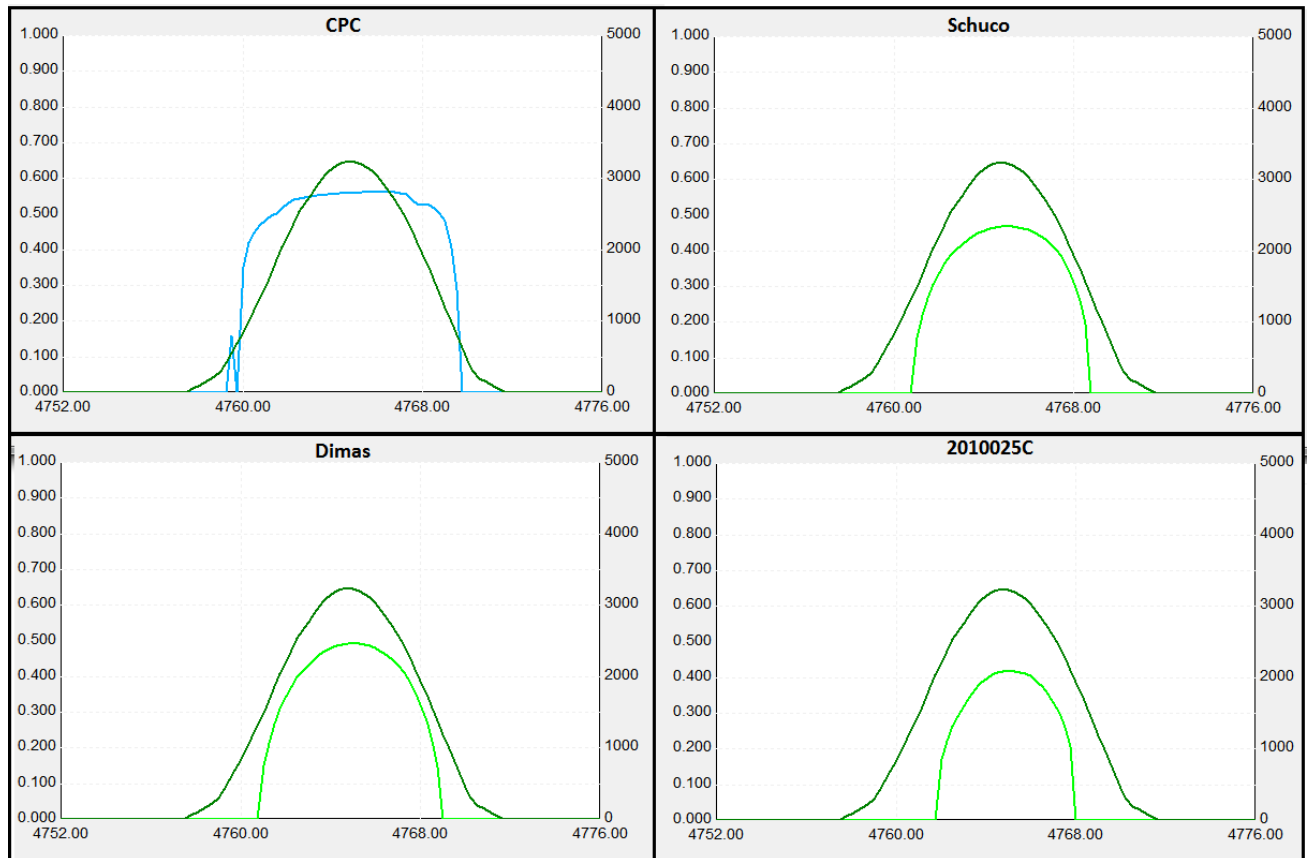
Θέρμανση	Β.α.	m (kg/h m <sup>2</sup> )
CPC	0.514	4
Schuco/2009019A	0.390	6
Dimas/2011077A	0.389	6
2010025C	0.341	8
Ψύξη	eff_1	m1
CPC	0.498	24
Schuco/2009019A	0.313	36
Dimas/2011077A	0.323	40
2010025C	0.202	44

**Πίνακας 4.2-2 Μέγιστος β.α. και αντίστοιχη παροχή**

Παρατηρώντας τα άνω διαγράμματα 4.2.1,2 και τον συνοπτικό πίνακα 4.2-2 συμπεραίνεται πως οι συλλέκτες τύπου CPC, παρουσιάζουν σημαντικά μεγαλύτερο μέγιστο βαθμό απόδοσης, ενώ από τους επίπεδους οι Schuco-Dimas έχουν όμοιους β.α. με τους δεύτερους να υπερτερούν ελαφρώς.

- Χρησιμοποιώντας τις τιμές των βέλτιστων παροχών που βρέθηκαν προηγουμένως και θέλοντας ναδειχθεί πως επιτυγχάνονται αυτοί οι μέσοι βαθμοί απόδοσης παρατίθενται τα διαγράμματα για μια χαρακτηριστική μέρα του Ιούλη, της καμπύλης απόδοσης των συλλεκτών συναρτήσει της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας (διάγραμμα 4.2-3).





**Διάγραμμα 4.2-3 Βαθμός απόδοσης για την 17<sup>η</sup> Ιουλίου των 4 τύπων συλλέκτη σε αντιστοιχία με την προσπίπτουσα ακτινοβολία  $I_T$  (μονάδες: δεξιάς άξονας β.α. αδιάστατος-αριστερός  $I_T$  kJ/h)**

Όπως φαίνεται οι συλλέκτες τύπου CPC όχι μόνο παρουσιάζουν τον μεγαλύτερο β.α. αλλά επί της ουσίας λειτουργούν με αυτόν τον μέγιστο β.α. σχεδόν σε όλες τις τιμές εντάσεως προσπίπτουσας ακτινοβολίας. Αυτό οφείλεται λογιστικά όπως έχει αναλυθεί, στους χαμηλούς συντελεστές  $a_1, a_2$  και υψηλό  $a_0$  των CPC, δηλαδή καλή μόνωση λόγω και του κενού των σωλήνων, αλλά και καλή διαπερατότητα και απορροφητικότητα στην προσπίπτουσα ακτινοβολία.

Εν αντιθέσει οι επίπεδοι Dimas (όμοια οι Schuco) επιτυχαίνουν ένα μέγιστο για την μεγαλύτερη τιμή της ακτινοβολίας, ενώ για τις υπόλοιπες χαμηλότερες τιμές της ακτινοβολίας ο β.α. πέφτει σχετικά απότομα κάτι που οφείλεται στις σχετικά υψηλότερες (σε σχέση με τους CPC) τιμές των  $a_1, a_2$ .

## 4.2.2 Με δεξαμενή ζεστού

### Εισαγωγή

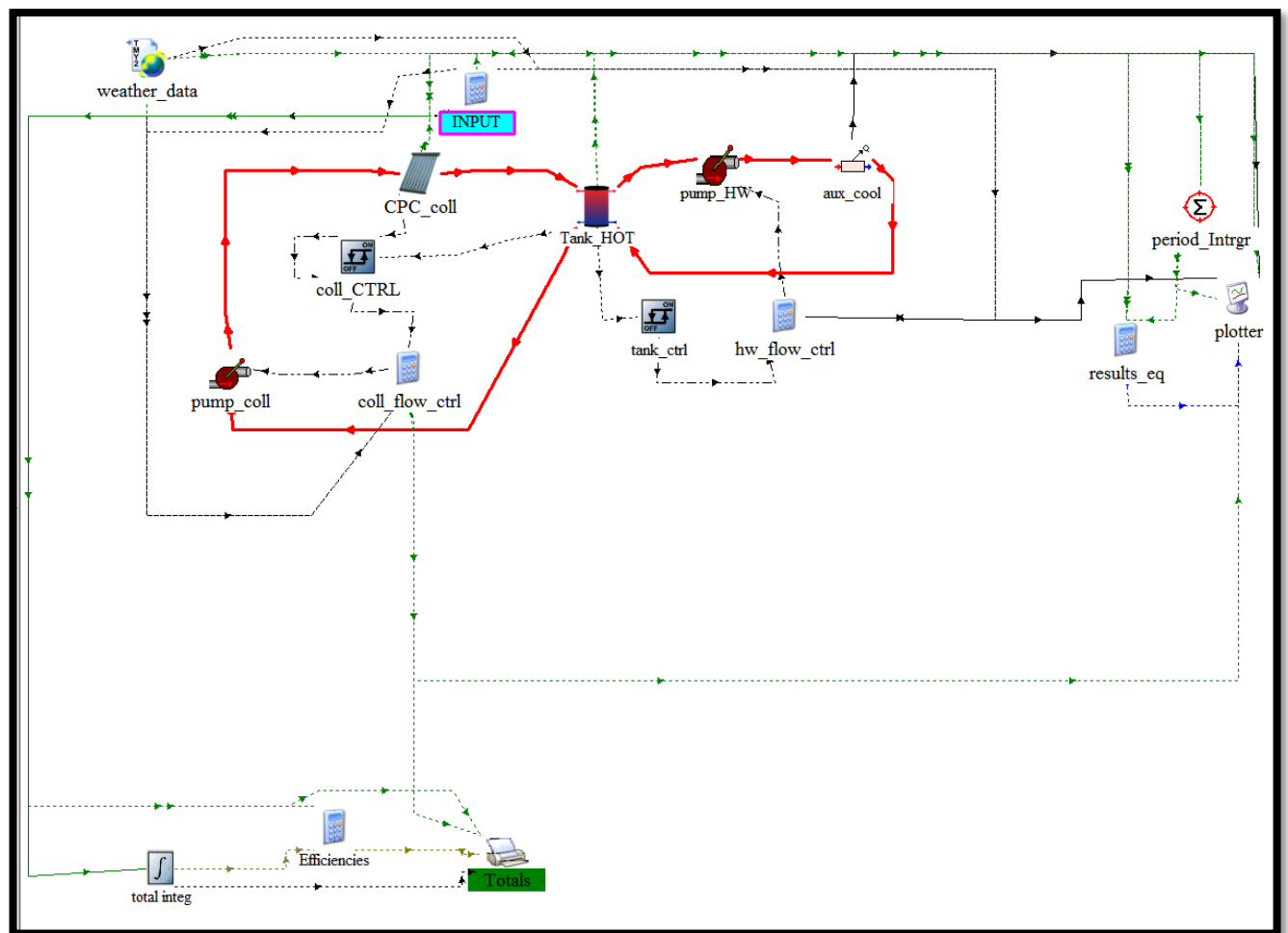
Αφού έχει αποκτηθεί εικόνα για την απόδοση κάθε τύπου συλλέκτη, επόμενο βήμα της εξέτασης των συλλεκτών είναι να υπολογισθεί το μέγιστο παραγόμενο θερμικό φορτίο τους. Επιλέγονται οι δύο καλύτεροι συλλέκτες με βάση τις προηγούμενες μετρήσεις της 4.2.1, οι CPC και Dimas και συνδέονται πλέον με δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού ΔΑΖΝ. Ωστόσο η κατανάλωση της ΔΑΖΝ επιλέγεται να είναι άμεση, δηλαδή καταναλώνεται πάντα και όποτε

υπάρχει διαθέσιμη, στο επιθυμητό θερμοκρασιακό πλαίσιο, θερμική ενέργεια στην ΔΑΖΝ. Κατά συνέπεια αν και οι συλλέκτες είναι δέσμοι με την ΔΑΖΝ, λόγω της άμεσης κατανάλωσης αποδίδεται στο σύστημα το μέγιστο δυνατό θερμικό φορτίο από τον ήλιο.

Τελικός στόχος είναι η κατασκευή για την κάθε περίπτωση κλιματισμού, και για τους δύο συλλέκτες, ένα διάγραμμα συσχέτισης μέγιστου αποδιδόμενου θερμικού φορτίου- συλλεκτικής επιφάνειας, ώστε να μπορεί στις τελικές μελέτες να γίνει προκαταρκτική επιλογή της συλλεκτικής επιφάνειας.

## A. Ανάλυση μελέτης

### Σχεδιάγραμμα μελέτης 4.2.2



**Εικόνα 4.2-2 Σχεδιάγραμμα πρότυπης μελέτης εξέτασης συλλεκτών με δεξαμενή στο περιβάλλον του Studio**

### Περιγραφή και ανάλυση στοιχείων

Ο ελεγκτής coll\_CTRL επενεργεί στο ηλιακό σύστημα, επιτρέποντας την ροή του εργαζόμενου μέσου όποτε η θερμοκρασία εξόδου στους συλλέκτες ξεπερνά την άνω της ΔΑΖΝ. Από την άλλη ο ελεγκτής tank\_CTRL επιτρέπει την κατανάλωση θερμικής ενέργειας στον θεωρητικό καταναλωτή aux\_cool, που δεν είναι άλλος από έναν κλασσικό βοηθητικό ψύκτη (type-92), όποτε η άνω θερμοκρασία της ΔΑΖΝ είναι κατάλληλη.

Συγκεκριμένα τον χειμώνα η κάτω επιτρεπόμενη θερμοκρασία κατανάλωσης θερμικής ενέργειας από την ΔΑΖΝ είναι οι 50 °C, ενώ το σύστημα επενεργεί από τους 58 °C και κάτω έως τους 50 °C. Ο βοηθητικός ψύκτης επιστρέφει τότε το νερό με θερμοκρασία 25 °C. Έτσι προσομοιώνεται το απαιτούμενο θερμοκρασιακό πλαίσιο της θέρμανσης.

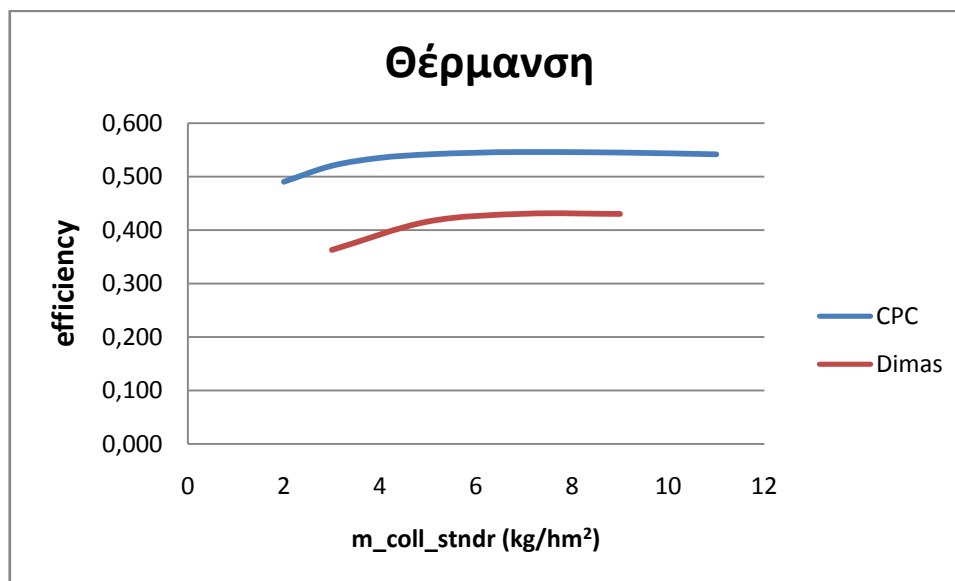
Αντίστοιχα το καλοκαίρι το θερμοκρασιακό πλαίσιο είναι οι 90-82 °C με το νερό να επιστρέφει στους 80 °C.

Όλα τα στοιχεία έχουν εξίσου χρησιμοποιηθεί σε μελέτες του 3<sup>ου</sup> κεφαλαίου. Το μόνο που σημειώνεται είναι πως η δεξαμενή έχει 0.25 W/Km<sup>2</sup> μόνωση και ανοιγμένο όγκο 0.04 m<sup>3</sup><sub>tank</sub>/m<sup>2</sup><sub>coll</sub>.

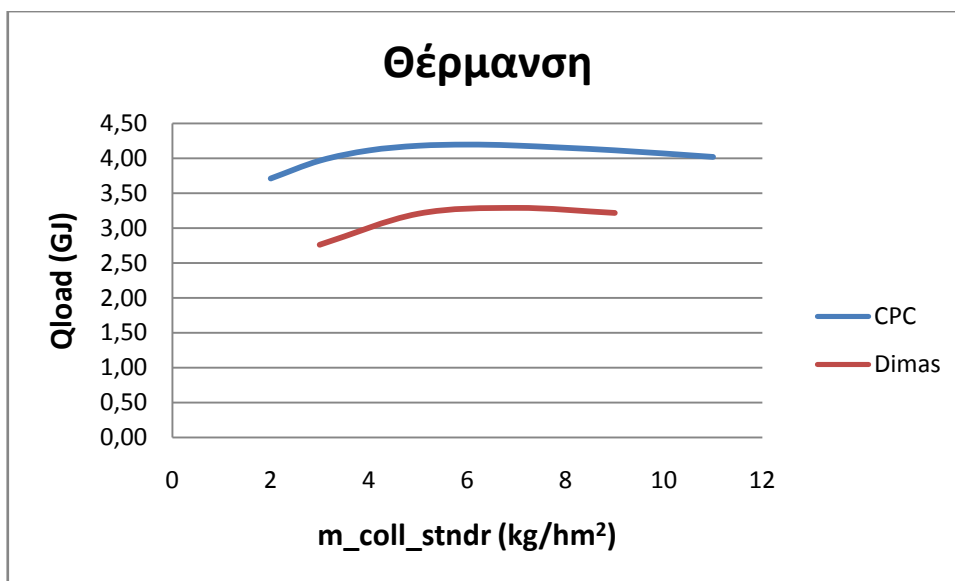
## B. Αποτελέσματα

Με όμοιο τρόπο με την προηγούμενη υποενότητα 4.2.1 για διάφορες τιμές της ανοιγμένης παροχής στους συλλέκτες υπολογίζεται μέσω των προσομοιώσεων για τους δύο συλλέκτες ο μέσος β.α.. Επιπλέον υπολογίζεται τώρα και το αντίστοιχο παραγόμενο θερμικό φορτίο. Επίσης αναφέρεται πως υπολογίστηκε και για την κάθε περίπτωση και η βέλτιστη ανοιγμένη και πάλι στην συλλεκτική επιφάνεια παροχή του κυκλώματος κατανάλωσης της θερμικής ενέργειας  $m_{load}$ .

Έτσι προκύπτουν τα κάτω διαγράμματα και πίνακες πάλι για τους μήνες, αναλόγως της περίπτωσης, Ιανουάριο και Ιούλιο:



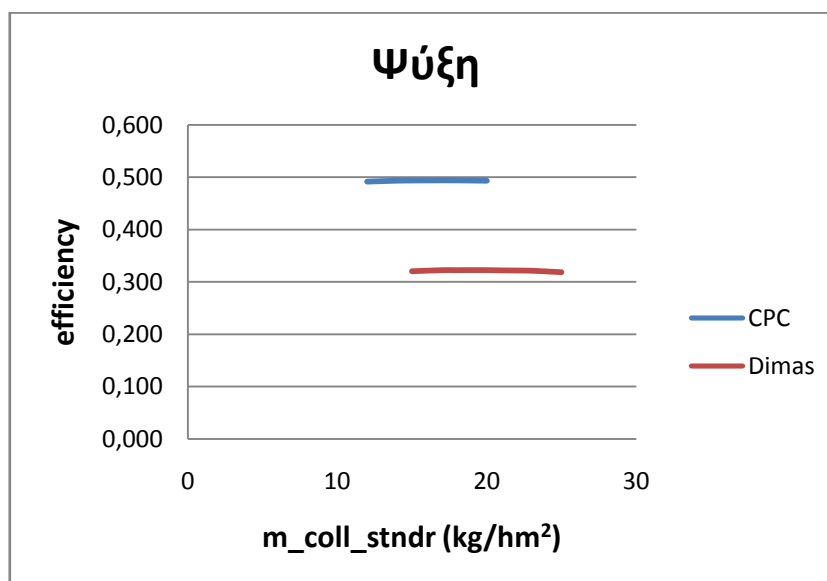
**Διάγραμμα 4.2-4 Βαθμός απόδοσης των δύο επικρατέστερων ηλιακών συλλεκτών συναρτήσει της ανοιγμένης παροχής στους συλλέκτες για την θέρμανση τον Ιανουάριο**



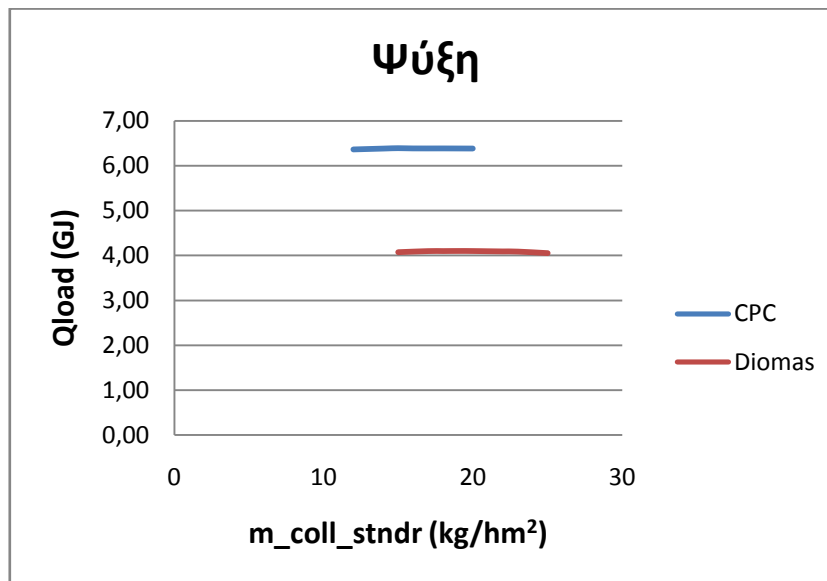
**Διάγραμμα 4.2-5** Αποδιδόμενο ηλιακό θερμικό φορτίο των δύο επικρατέστερων ηλιακών συλλεκτών συναρτήσει της ανοιγμένης παροχής στους συλλέκτες για την θέρμανση τον Ιανουάριο

Θέρμανση	eff	Qload	mcoll	mhw
CPC	0.545	4.196	6	12
Dimas	0.426	3.286	7	14

**Πίνακας 4.2-3** Συγκεντρωτικός πίνακας μέγιστων απόδοσης και αποδιδόμενου θερμικού φορτίου



**Διάγραμμα 4.2-6** Βαθμός απόδοσης των δύο επικρατέστερων ηλιακών συλλεκτών συναρτήσει της ανοιγμένης παροχής στους συλλέκτες για την ψύξη τον Ιούλιο

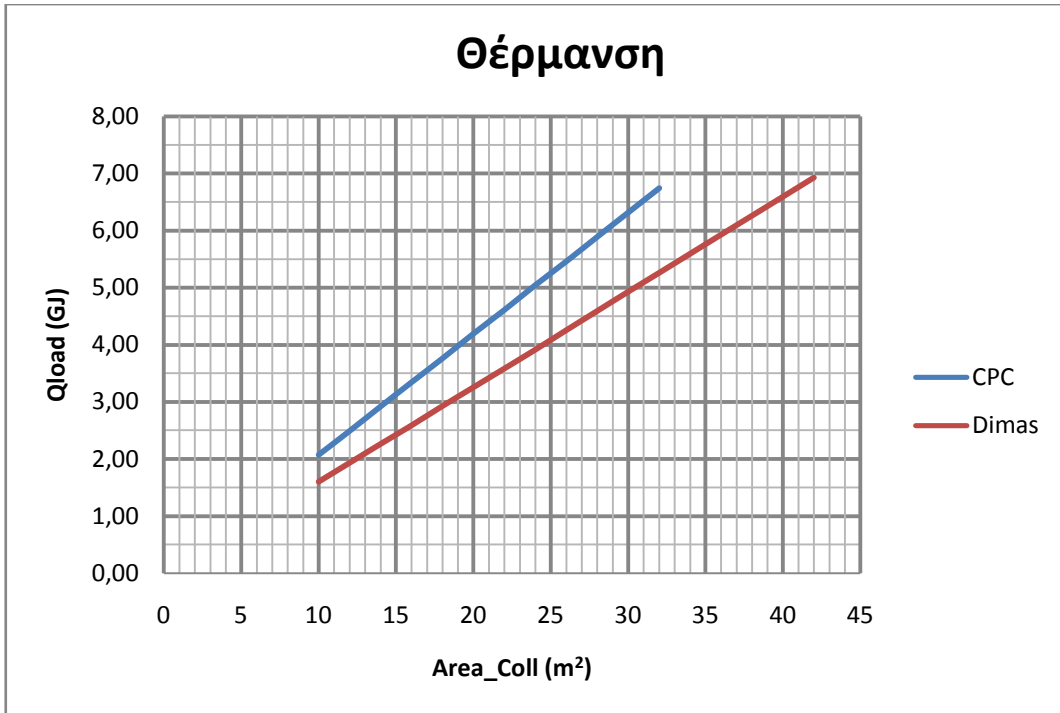


**Διάγραμμα 4.2-7** Αποδιδόμενο ηλιακό θερμικό φορτίο των δύο επικρατέστερων ηλιακών συλλεκτών συναρτήσει της ανοιγμένης παροχής στους συλλέκτες για την ψύξη τον Ιούλιο

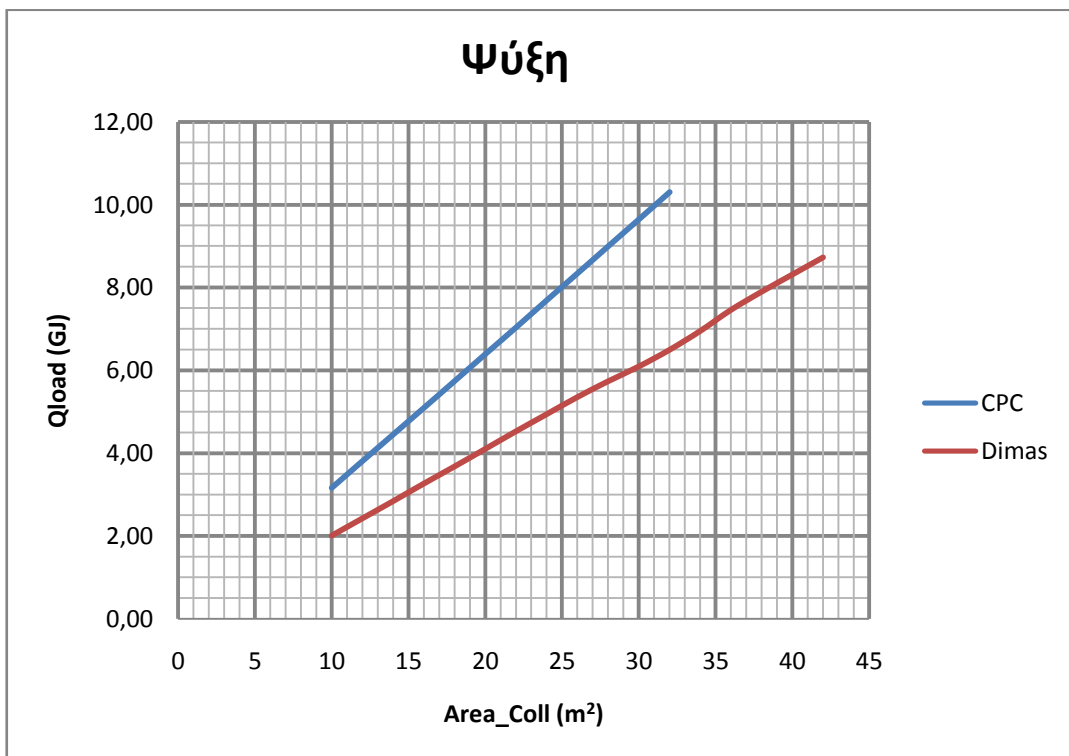
Ψύξη	eff_1	Qload	mcoll	mhw
CPC	0.493	6.388	15	-
Dimas	0.322	4.099	20	-

**Πίνακας 4.2-4** Συγκεντρωτικός πίνακας μέγιστων απόδοσης και αποδιδόμενου θερμικού φορτίου

Με βάση τις βέλτιστες τιμές παροχών υπολογίζεται τώρα και το κυριότερο διάγραμμα της παρούσας μελέτης, αυτό της μέγιστης αποδιδόμενης θερμικής ενέργειας από ηλιακή ακτινοβολία για διάφορες τιμές συνολικής συλλεκτικής επιφάνειας για το χειμώνα 4.2-8 και το καλοκαίρι 4.2-9. Όπως αναφέρθηκε με βάση αυτά τα διαγράμματα θα γίνει η προκαταρκτική επιλογή της συλλεκτικής επιφάνειας.

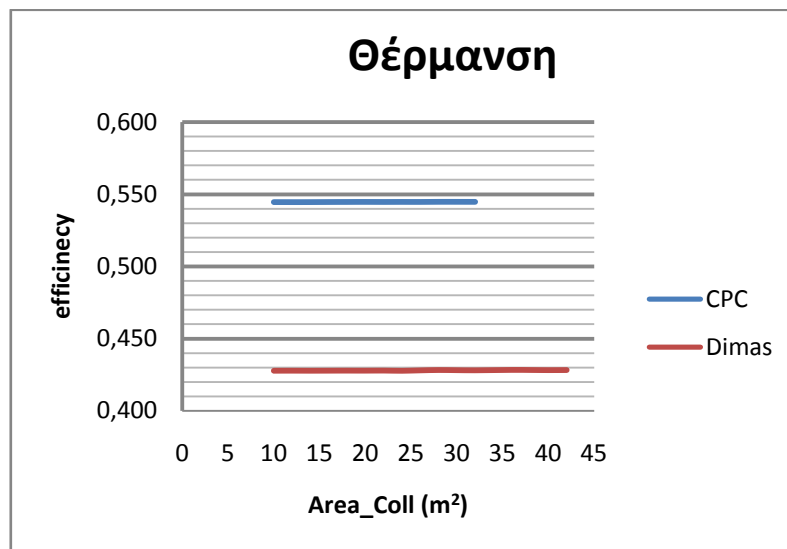


**Διάγραμμα 4.2-8** Αποδιδόμενο ηλιακό θερμικό φορτίο συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για την θέρμανση ( τον Ιανουάριο)

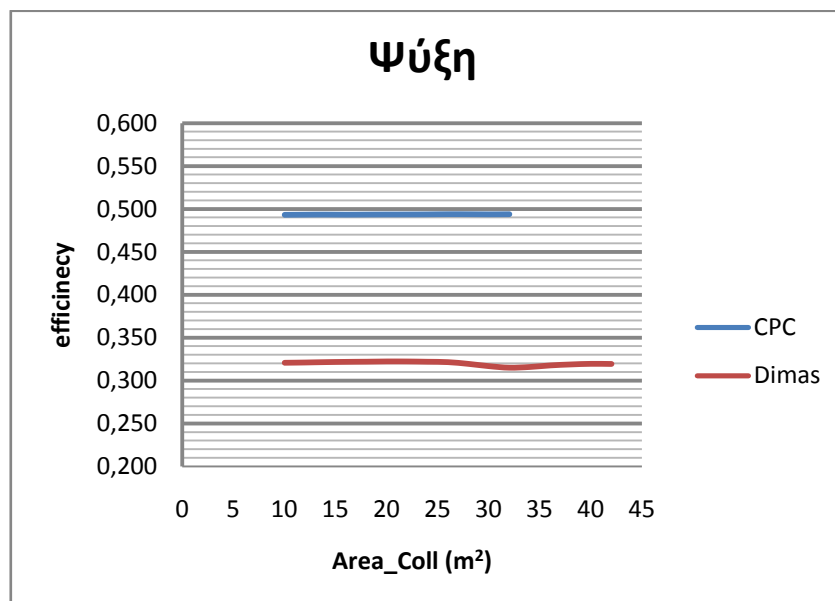


**Διάγραμμα 4.2-9** Αποδιδόμενο ηλιακό θερμικό φορτίο συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για την ψύξη ( τον Ιούλιο)

Ενδεικτικά κατασκευάστηκαν και τα αντίστοιχα διαγράμματα β.α. και συλλεκτικής επιφάνειας, ώστε να φανεί πως ο β.α παραμένει σταθερός λόγω της επιλογής άμεσης κατανάλωσης ανεξαρτήτως της συλλεκτικής επιφάνειας:



**Διάγραμμα 4.2-10** Βαθμός απόδοσης συλλεκτών συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για την θέρμανση (τον Ιανουάριο)



**Διάγραμμα 4.2-11** Βαθμός απόδοσης συλλεκτών συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για την ψύξη (τον Ιούλιο)

## Τελική επιλογή τύπου συλλέκτη

Από τα διαγράμματα 4.2.2-5 και 6 και λαμβάνοντας υπόψη ότι τόσο το καλοκαίρι όσο και το χειμώνα η τάξη μεγέθους του επιθυμητού θερμικού φορτίου είναι 5 GJ παρατηρείται πως το χειμώνα απαιτείται 30% περίπου μεγαλύτερη συλλεκτική επιφάνεια συλλεκτών Dimas έναντι των CPC, και αντίστοιχα το καλοκαίρι 55% περίπου. Τονίζεται ωστόσο πως η επιλογή δεν πρέπει κανονικά να γίνει με αυτό το κριτήριο (την μεγαλύτερη απαιτούμενη συλλεκτική επιφάνεια), αλλά και με το κόστος εγκατάστασης του κάθε τύπου. Τα κριτήρια όμως της παρούσας διπλωματικής είναι ενεργειακά καθαρά.

Επιπρόσθετα όπως φάνηκε στην 4.2.1 οι CPC παρουσιάζουν σταθερότερο β.α. καθ' όλη την ημερήσια λειτουργία τους, κάτι πολύτιμο για την εκάστοτε εξυπηρέτηση του απαιτούμενου θερμικού φορτίου, ειδικά το καλοκαίρι που η ζήτηση και παραγωγή ταυτίζονται.

**Βάση του άνω λοιπόν σκεπτικού επιλέγονται εν τέλει οι συλλέκτες τύπου CPC.**

## 4.3 Τελικές μελέτες

Οι δύο περιπτώσεις κλιματισμού έχουν κάποιες βασικές ιδιαιτερότητες και βάση αυτών των ιδιαιτεροτήτων σχεδιάστηκαν οι προτεινόμενες τελικές μελέτες. Συγκεκριμένα έχουμε για την κάθε περίπτωση:

### Χειμώνας – θέρμανση

1. Όπως ήδη αναφέρθηκε η μέση ηλιακή ακτινοβολία το χειμώνα είναι σχεδόν μισή της καλοκαιρινής. Κατά συνέπεια απαιτούνται περισσότεροι συλλέκτες και έτσι **η μελέτη της θέρμανσης θα είναι αυτή που θα καθορίσει την τελική τιμή της συλλεκτικής επιφάνειας.**
2. Το μέγιστο ζητούμενο θερμικό φορτίο δεν συμπίπτει με την μέγιστη προσφερόμενη ηλιακή ακτινοβολία. Συνεπώς κατά την θέρμανση η **ΔAZN θα πρέπει να είναι επαρκώς μεγάλη** ώστε να μπορεί να αποθηκεύει και να αποδίδει όταν απαιτείται το ζητούμενο φορτίο. Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή του κεφαλαίου αυτού, 100% κάλυψη από ηλιακή ενέργεια και μόνο είναι αρκετά δύσκολο να γίνει, ωστόσο μπορεί να γίνει προσπάθεια ενός μικρότερου ποσοστού. Η τιμή του ποσοστού αυτού θα αναζητηθεί σε επόμενη ενότητα.

### Καλοκαίρι-ψύξη

1. Η μέγιστη ηλιακή ακτινοβολία συμπίπτει πρακτικά με την μέγιστη ζητούμενη θερμική ενέργεια ( την οποία θα μετατρέψει το chiller σε κρύο νερό). Αυτό είναι σημαντικό πλεονέκτημα και επιτρέπει **μικρότερες σε όγκο ΔAZN** αφού δεν τίθεται τόσο ζήτημα αποθήκευσης. Η ΔAZN στην ουσία κυρίως χρειάζεται για λόγους ομαλότητας του συστήματος (ώστε να αποφεύγεται η διακοπτόμενη λειτουργία του chiller), λειτουργεί δηλαδή ως buffer.



2. Το ζητούμενο πλέον δεν είναι τόσο η παραγωγή ζεστού νερού ( που εδώ χρειάζεται μόνο για ZNX) αλλά κρύου. Οπότε δίνεται η δυνατότητα **αποθήκευσης κρύου** αντί ζεστού όπως το χειμώνα και αυτό συνεπάγεται **λιγότερες σχετικά απώλειες**. Οι λιγότερες απώλειες οφείλονται στην μικρότερη θερμοκρασιακή διαφορά με το περιβάλλον. Έτσι για παράδειγμα το χειμώνα αν το ζεστό νερό είναι κοντά στους 50 °C και η θερμοκρασία του περιβάλλοντα χώρου της δεξαμενής 5 °C μικρότερη της επιθυμητής θερμοκρασίας χώρου (θεωρώντας πως η δεξαμενή βρίσκεται εντός του σπιτιού αλλά σε μη κλιματιζόμενο χώρο) δηλαδή στους 17 °C (22-5), η διαφορά ανέρχεται στους 33 °C. Το καλοκαίρι αντίστοιχα η διαφορά αυτή ανέρχεται με θερμοκρασία κρύου στους 12 °C στους 25+5-12= 22 °C. Με θερμοκρασία ζεστού το καλοκαίρι κοντά στους 90 °C η διαφορά θα ανερχόταν στους 60 °C {90-(25+5)}! Δηλαδή 3 φορές μεγαλύτερη άρα και 3 φορές μεγαλύτερες απώλειες! Πέρα από τις λιγότερες απώλειες όμως με δεξαμενή αποθήκευσης κρύου νερού (ΔAKN), υπάρχει ακόμα ένα πλεονέκτημα χρήσης της. Συγκεκριμένα μπορεί το σύστημα παραγωγής κρύου να εργάζεται σε μεγαλύτερο από τον άμεσα απαιτούμενο ρυθμό παραγωγής κρύου ανάλογα με το δεσμευόμενο ηλιακό θερμικό φορτίο, με την πλεονάζουσα ποσότητα κρύου να αποθηκεύεται στην ΔAKN. Το θετικό αυτής της διάταξης, που αναφέρθηκε στην εισαγωγή του κεφαλαίου αυτού, είναι η αμεσότερη αξιοποίηση του δεσμευόμενου ηλιακού φορτίου, με αποτέλεσμα η  $T_{load}$  να παραμένει κοντά στην επιθυμητή τιμή και έτσι οι συλλέκτες να μπορούν να εργάζονται περισσότερο με συνεπακόλουθο τον **μεγαλύτερο επιτυγχώμενο βαθμό απόδοσής τους**.

Τέλος τονίζεται πως λόγω της γενικότερης ανομοιομορφίας του ζητούμενου κάθε φορά φορτίο και στις δύο περιπτώσεις κλιματισμού (σίγουρα περισσότερο το χειμώνα), μόνο με δοκιμές στις τελικές μελέτες μπορούν να βγουν ασφαλέστερα συμπεράσματα. Ακολουθούν στις επόμενες ενότητες η παρουσίαση τους με τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων. Όπως αναλύθηκε η θέρμανση είναι εκείνη που θα καθορίσει την επιλεγόμενη συλλεκτική επιφάνεια και για αυτό ξεκινάμε παρακάτω πρώτα από την θέρμανση.

## 4.3.1 Μελέτη Θέρμανσης

### 4.3.1.1 Μία δεξαμενή

Στην μελέτη αυτή η μόνη ουσιαστική διαφορά από την αντίστοιχη του κεφαλαίου 3 είναι η επιπλέον εισαγωγή του συστήματος παραγωγής και παροχής ZNX. Επίσης λόγω της ανάγκης πολλών προσομοιώσεων για την προσέγγιση της βέλτιστης λύσης (παροχές, όγκος-γεωμετρία δεξαμενής κλπ) όλες σχεδόν οι προς μελέτη ελεγχόμενες μεταβλητές εισάγονται σε ένα κοινό equator το INPUTS όπως φαίνεται στο σχεδιάγραμμα της διάταξης (με μωβ φόντο).



περνάει μέσα από την δεξαμενή χωρίς να αναμιγνύεται με το νερό της (δηλαδή μέσω εσωτερικής σερπαντίνας). Επειδή τέτοια δυνατότητα στο στοιχείο δεξαμενής που χρησιμοποιείται δεν υπάρχει (πολλαπλές έξοδοι για παράδειγμα) εισέρχεται ένας επιπλέον διαχωριστής div\_DHW που μέσω εντολής από το equator div\_CTRL (παρακάτω στην επεξήγηση των στοιχείων αναφέρεται πως ακριβώς δίνεται η εντολή αυτή) διαχωρίζει το ρεύμα νερού προς θέρμανση από εκείνο προς ZNX.

### Περιγραφή ανάλυση στοιχείων διάταξης

Σειρά στοιχείων:

Unit Num...	Name	Ind...	Unit Num...	Name	Ind...
1	CONTROL CARD	1	36	small_HT	33
65	INPUTS	2	54	diver_CTRL	34
27	load_data	3	63	div_DHW	35
0	Turn	4	39	T_aux	36
109	Weather data	5	61	T_consume	37
0	Light Thresholds	6	64	consumption	38
0	Radiation	7	24	in_psy	39
331	Psychrometrics	8	23	klima_eq	40
69	Sky temp	9	59	series_eq	41
200	Lights	10	18	TYPE55	42
56	Building	11	25	Temps_zone	43
26	out_psy	12	15	temps_integ_rates	44
0	Shading+Light	13	49	check_integ	45
22	klima_ctrl	14	43	monthly_integ	46
28	flows_controll	15	45	Efficiencies	47
20	fan	16	47	monthly	48
31	air mix	17	53	Solar	49
29	heat_coil	18			
30	Qt_equat	19			
21	pump_hw	20			
35	Aux_Ctrl	21			
38	div_Aux	22			
16	aux_heater	23			
37	weather data Coll	24			
32	Coll_Ctrl	25			
51	coll_flow_ctrl	26			
50	pump_coll	27			
34	CPC_coll	28			
46	Load profile	29			
48	Daily load	30			
58	temp_Val_dhw	31			
62	T_DHW	32			

**Εικόνα 4.3-2 Σειρά στοιχείων**

### Ανάλυση νέων στοιχείων-νέων διατάξεων

Διάταξη παροχής ZNX:

Αναφέρεται εδώ πως τα στοιχεία που χρησιμοποιήθηκαν για το ZNX εισήχθησαν από το έτοιμο παράδειγμα του TRNSYS ‘solar hot water system’.

- Load profile: είναι στην ουσία ένα στοιχείο type-14 που επιτρέπει να φτιαχτεί ένα πρόγραμμα κατανάλωσης ZNX, διαμοιράζοντας την συνολική ημερήσια κατανάλωση ZNX, είναι αυτό κάθε αυτό με το παράδειγμα του TRNSYS

- Daily load: ένας equator στον οποίο ο χρήστης εισάγει την ημερήσια κατανάλωση ZNX και την θερμοκρασία κρύου νερού δικτύου. Στην παρούσα μελέτη όπως αναφέρθηκε πάρθηκαν τιμές από στατιστικά στοιχεία στο διαδίκτυο (δες ενότητα 4.1):

μέση θερμοκρασία δικτύου νερού σύμφωνα με ΕΛΟΤ 1291												
Μήνας	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΪ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΟΕ	ΔΕΚ
Αθήνα	11.3	10.9	11.8	14.3	17.7	21.6	24.7	25.7	24.2	21.1	16.9	13.5

**Πίνακας 4.3-1 Μέση θερμοκρασία νερού δικτύου σύμφωνα με ΕΛΟΤ 1291**

Αυτές οι τιμές εισήχθησαν στο daily load με τον εξής τρόπο :

TCold= may+jun+jul+aug+sept+oct+nov+dec+jan+feb+mar

May= 17.7\*and(gt(time,2904),lt(time,3648)).....

Mar= 11.8\*and(gt(time,10200),lt(time,10944))

(ο Απρίλιος δεν χρησιμοποιήθηκε σε καμιά μελέτη)

- Diver\_CTRL : είναι ένας equator ο οποίος διαβάζει την ολική παροχή m\_load της ΔΑΖΝ και την παροχή m\_dhw του ZNX και έτσι δίνει την απαραίτητη εντολή στον Div\_DHW ώστε να διαχωριστεί το η παροχή προς την διάταξη θέρμανσης από εκείνη προς τη διάταξη παροχής ZNX:

$$\text{diver\_dhw} = \text{m\_dhw} / (\text{m\_load\_tot} + 0.0001)$$

### Equator INPUTS

Για διευκόλυνση των προσομοιώσεων οι επιθυμητές ελεγχόμενες μεταβλητές συγκεντρώθηκαν σε έναν equator, οι οποίες και είναι:

- Area\_coll. Η συνολική επιφάνεια των συλλεκτών, συνδέεται με όποιο στοιχείο την έχει ως input. Στην περίπτωση των συλλεκτών που την έχουν ως παράμετρο και όχι ως input, στο κουτάκι με το είδος των μονάδων τίθεται 'string' και αντιγράφεται το όνομα της μεταβλητής

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>				Number in series
					1	-
2	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>				Collector area
					Area_coll	string

**Εικόνα 4.3-3 Εισαγωγή μεταβλητής με όνομα-string**

- m\_standar\_coll. Η ανοιγμένη στην μονάδα της συλλεκτικής επιφάνειας παροχή στους συλλέκτες. Εισάγεται στο coll\_flow\_control και πολλαπλασιαζόμενο με την συλλεκτική επιφάνεια δίνει την συνολική παροχή στους συλλέκτες.

- Vsmall\_tank. Ο ανοιγμένος στην συλλεκτική επιφάνεια όγκος της ΔΑΖΝ. Ομοίως τίθεται ως string στην παράμετρο της ΔΑΖΝ για τον εσωτερικό της όγκο αφού έχει πολλαπλασιαστεί με την συλλεκτική επιφάνεια.

- node\_small\_tank. Είναι το ύψος του κάθε κόμβου της ΔAZN. Στις παρούσες μελέτες γίνεται χρήση 15 κόμβων που δίνουν το συνολικό ύψος της δεξαμενής. Όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή επιλέχθηκε το ολικό ύψος της δεξαμενής να είναι ίσο με την διάμετρο της σύμφωνα με τον εξής τύπο

$$\text{node\_small\_tank} = (4 * V_{\text{small\_tank}} / 3.14)^{1/3} / 15$$

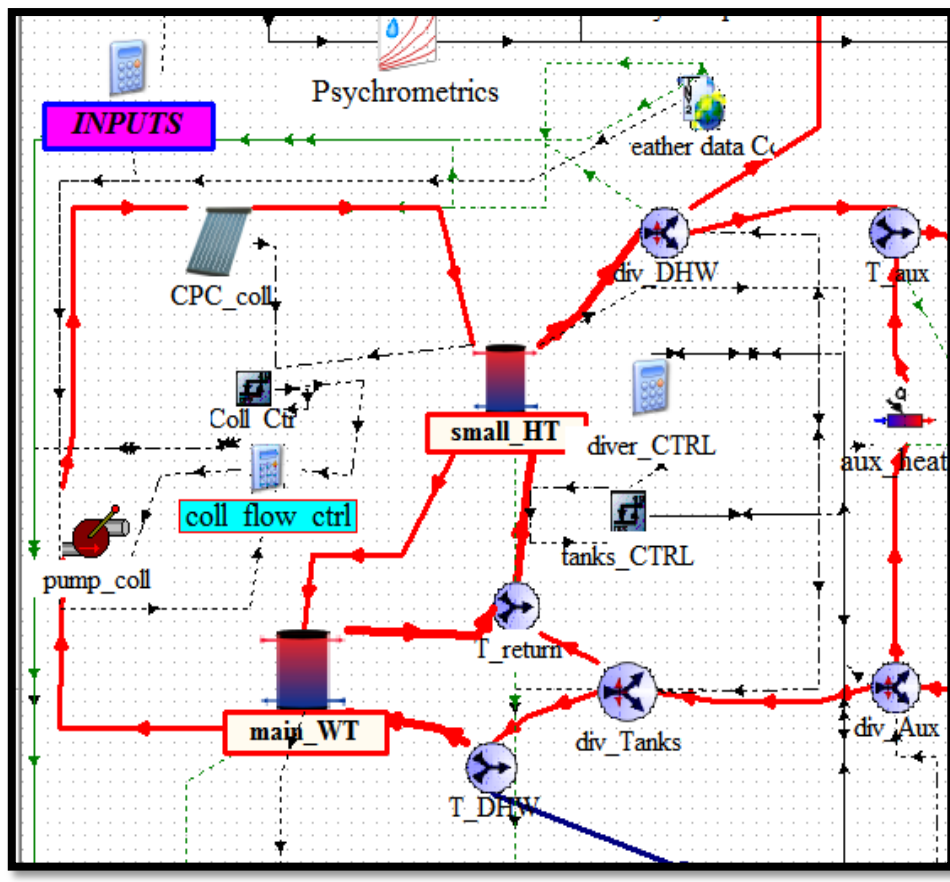
οπότε εισάγεται και πάλι ως string στην παράμετρο της ΔAZN 'height of node'.

Με αυτό τον τρόπο δεν χρειάζεται όποτε μελετάται διαφορετική συλλεκτική επιφάνεια να αλλάζουν και οι λοιπές μεταβλητές κρατώντας τον ίδιο λόγο μεταβλητής/συλλεκτική επιφάνεια.

#### ***4.3.1.2 Με δύο δεξαμενές ΔAZN μία υψηλής και μία χαμηλής θερμοκρασίας (Hot Tank /HT, Warm Tank/WT)***

Διερευνάται σε σύγκριση με την προηγούμενη μελέτη της μιας δεξαμενής η χρήση και δεύτερης. Το σκεπτικό της επιλογής αυτής σχετίζεται με την μελέτη ψύξης όπου όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή της 4.3 ενότητας έχει σημαντικά πλεονεκτήματα η χρήση δεξαμενής αποθήκευσης κρύου ΔAKN. Οπότε μελετάται η περίπτωση η δεξαμενή κρύου να λειτουργεί ως βοηθητική δεξαμενή ζεστού το χειμώνα , ώστε να μην μένει ανεκμετάλλευτη. Θα γίνουν προσομοιώσεις και θα συγκριθούν τα αποτελέσματα με αυτά της μελέτης μιας δεξαμενής.

### Σχεδιάγραμμα νέας διάταξης



Εικόνα 4.3-4 Μερικό σχεδιάγραμμα της περίπτωσης χρήσης δύο δεξαμενών στο περιβάλλον του Studio

### Σύντομη περιγραφή νέας διάταξης

Σε σχέση με την προηγούμενη μελέτη προστίθεται λοιπόν μία ακόμα δεξαμενή με ένα επιπλέον ζεύγος διαχωριστή – αναμίκτη ( $div\_Tanks$ ,  $T\_return$ ) και έναν ακόμα διαφορικό ελεγκτή ( $tanks\_CTRL$ ). Η λειτουργία έχει ως εξής :

Το ρεύμα νερού από την διάταξη θέρμανσης φτάνει στον  $div\_Tanks$  οπότε εάν η άνω θερμοκρασία της WT είναι μεγαλύτερη από την χαμηλότερη θερμοκρασία της HT το ρεύμα στέλνεται εξολοκλήρου στο  $T\_DHW$  όπου αναμιγνύεται με το κρύο νερό δικτύου (για τις ανάγκες ZNX) και εισέρχεται ολόκληρο στην WT. Σε αντίθετη περίπτωση όπου η χαμηλότερη θερμοκρασία της HT είναι υψηλότερη της άνω θερμοκρασίας της WT ο  $div\_Tanks$  στέλνει την παροχή στην HT, ενώ στην WT εισέρχεται μόνο το ρεύμα κρύου νερού δικτύου. Ο έλεγχος των λειτουργιών αυτών γίνεται από το διαφορικό ελεγκτή  $tanks\_CTRL$  (αναλυτικά πιο κάτω στην ανάλυση νέων στοιχείων). Ο λόγος που γίνεται όλη αυτή η διαδικασία είναι ώστε να επιτρέπεται στην WT να δώσει θερμικό φορτίο όταν μπορεί (δηλαδή όταν έχει μεγαλύτερη άνω θερμοκρασία από την χαμηλότερη της HT), ενώ σε αντίθετη περίπτωση να μην επιτρέπεται θερμική ενέργεια να διαφεύγει μέσω απωλειών από την HT στην WT.

Τέλος η παροχή από τους συλλέκτες σε κάθε περίπτωση περνά από την HT και έπειτα στην WT και τελικά πάλι στους συλλέκτες. Μάλιστα εσκεμμένα το ρεύμα κρύου νερού δικτύου εισέρχεται αποκλειστικά στο κάτω μέρος της WT ώστε τότε η θερμοκρασία εισόδου στους συλλέκτες να είναι η ελάχιστη δυνατή και συνεπώς να βελτιώνεται ο βαθμός απόδοσής τους.

### Περιγραφή ανάλυση στοιχείων διάταξης

Σειρά στοιχείων:

Unit Num...	Name	Ind...	Unit Num...	Name	Ind...
1	CONTROL CARD	1	34	CPC_coll	28
65	INPUTS	2	55	tanks_CTRL	29
27	load_data	3	60	diver_CTRL	30
0	Turn	4	57	div_Tanks	31
109	Weather data	5	46	Load profile	32
0	Light Thresholds	6	48	Daily load	33
0	Radiation	7	58	temp_Val_dhw	34
331	Psychrometrics	8	62	T_DHW	35
69	Sky temp	9	52	main WT	36
200	Lights	10	54	T_return	37
56	Building	11	36	small_HT	38
26	out_psy	12	63	div_DHW	39
0	Shading+Light	13	61	T_consume	40
22	klima_ctrl	14	64	consumption	41
28	flows_controll	15	24	in_psy	42
20	fan	16	23	klima_eq	43
31	air_mix	17	59	series_eq	44
29	heat_coil	18	18	TYPE55	45
30	Qt_equat	19	39	T_aux	46
21	pump_hw	20	25	Temps_zone	47
35	Aux_Ctrl	21	15	temps_integ_rates	48
38	div_Aux	22	49	check_integ	49
16	aux_heater	23	43	monthly_integ	50
37	weather data Coll	24	45	Efficiencies	51
32	Coll_Ctrl	25	47	monthly	52
51	coll_flow_ctrl	26	53	Solar	53
50	pump_coll	27			

Εικόνα 4.3-5 Σειρά στοιχείων

### Ανάλυση νέων στοιχείων-νέων διατάξεων

Inputs : επιπλέον εισάγονται οι αντίστοιχες με την προηγούμενη μελέτη μεταβλητές (όγκος, ύψος κόμβου)

Tanks\_ctrl: διαφορικός ελεγκτής type-2b. Ως κάτω θερμοκρασία ( $T_{low}$ ) λαμβάνεται η κάτω θερμοκρασία της HT και ως άνω ( $T_{high}$ ) η άνω θερμοκρασία της WT.  $T_{db\ upper} = 3$ ,  $T_{db\ lower} = 1$  έτσι η παροχή εκτρέπεται προς την WT όταν η άνω θερμοκρασία της WT είναι μεγαλύτερη κατά  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$  από την κάτω θερμοκρασία της HT έως ότου γίνει μικρότερη κατά  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



### 4.3.1.3 Ανάλυση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων

Σκοπός της ενότητας αυτής είναι αρχικά, εκτιμώντας βάση των προκαταρκτικών υπολογισμών φορτίου της 4.1, να επιλεγεί μια συλλεκτική επιφάνεια ώστε να βρεθούν τα βέλτιστα (με ενεργειακά κριτήρια πάντα) όσο αφορά την μόνωση της εκάστοτε δεξαμενής και τον όγκο της. Παράλληλα οι δύο περιπτώσεις μελετών (μία και δύο δεξαμενές) να συγκριθούν, και να επιλεγεί η βέλτιστη εκ των δύο για την αντιμετώπιση του ζητούμενου θερμικού φορτίου. Για αυτό το σκοπό δεν χρειάζεται αρχικά μεγάλη ακρίβεια αποτελεσμάτων και έτσι χρησιμοποιείται ως χρονικό βήμα προσομοίωσης η μία ώρα, που αποφέρει τα επιθυμητά συμπεράσματα σε σύντομο σχετικά χρόνο σε σχέση με τα τελικά αποτελέσματα που γίνονται με βήμα  $\frac{1}{4}$  της ώρας (άρα και 4πλάσιο χρόνο προσομοίωσης) για μεγαλύτερη ακρίβεια. Οι προσομοιώσεις γίνονται πάντα για τον απαιτητικότερο μήνα Ιανουάριο, ώστε να οι υπολογισμοί και ανάλυση να γίνουν για τη δυσμενέστερη από άποψης φορτίων περίπτωση.

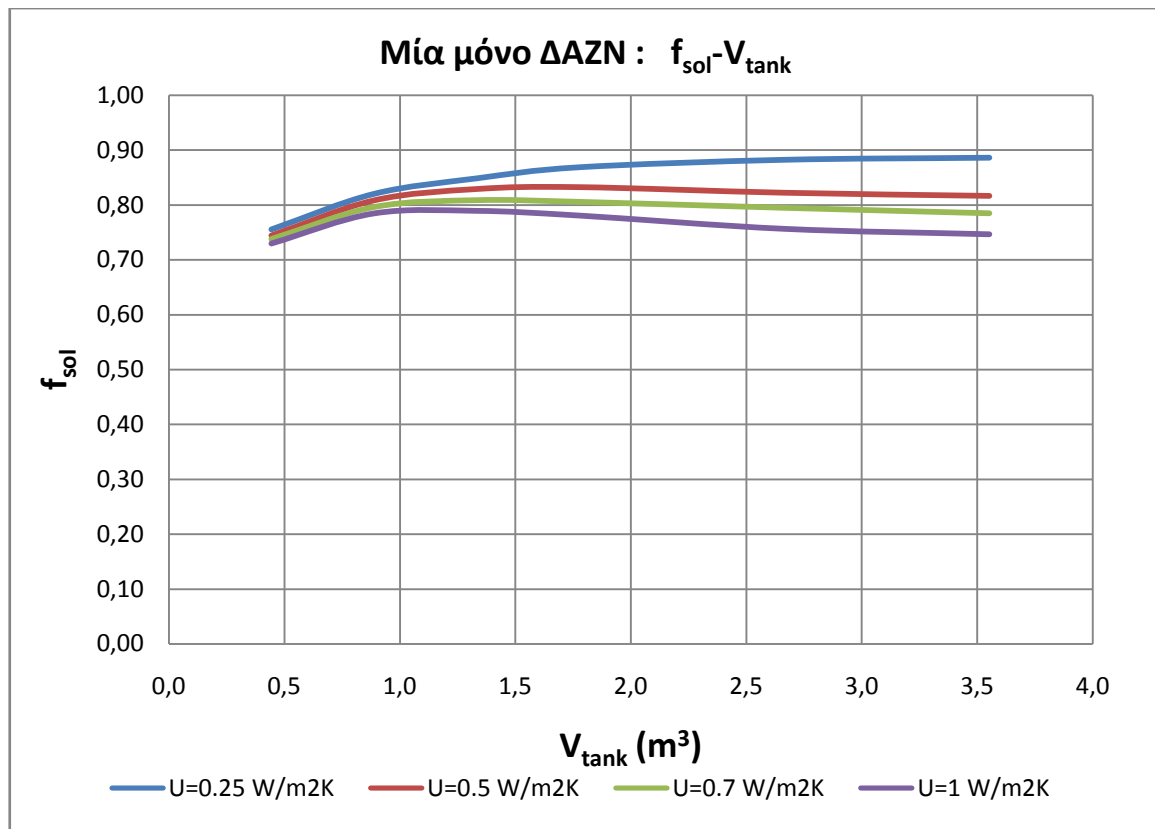
Επισημάνεται τέλος πως στα ακόλουθα αποτελέσματα έχει γίνει επιλογή μέσω επαναλήψεων, κάθε φορά που αλλάζει μια παράμετρος στο σύστημα ( κάποια αναλογία όγκου δεξαμενής για παράδειγμα) , της βέλτιστης παροχής στους συλλέκτες χωρίς να αναφέρονται οι ενδιάμεσες επαναλήψεις χάριν οικονομίας χώρου.

#### Επιλογή αρχικής συλλεκτικής επιφάνειας

Βάση της ενότητας 4.1 το μέγιστο μηνιαίο ζητούμενο θερμικό φορτίο είναι της τάξης των 5 GJ περίπου. Από την ενότητα 4.2.2 και το διάγραμμα Qload-Acoll επιτυγχάνονται θεωρητικά 5 GJ με 24 m<sup>2</sup> επιφάνεια συλλεκτών η οποία τιμή και επιλέγεται για τις ακόλουθες προσομοιώσεις. Τονίζεται ωστόσο πως αυτή η τιμή δεν είναι ακόμη η τελική επιλογή. Θα μπορούσε να αναμείνει κανείς η κάλυψη του φορτίου από ηλιακή ενέργεια να είναι σχεδόν ή κοντά στο 100% ( $f_{sol} \approx 100\%$ ) αφού το μέγιστο ζητούμενο φορτίο είναι κοντά στα 5GJ ενώ η θεωρητική παραγόμενη θερμική ενέργεια από τον ήλιο ανέρχεται επίσης στα 5 GJ. Ωστόσο αυτό κάθε άλλο παρά συμβαίνει όπως θα φανεί και θα εξηγηθεί παρακάτω.



## 1 δεξαμενή ΔΑΖΝ



**Διάγραμμα 4.3-1** Ηλιακού κλάσματος ( $f_{sol}$ -αδιάστατο) συναρτήσεως του όγκου της (μίας και μόνο) ΔΑΖΝ για διάφορες περιπτώσεις μόνωσης  $U_{HT}$  (W/m<sup>2</sup>K) -0.25 έως 1

Στο διάγραμμα 4.3-1 σχεδιάστηκαν οι καμπύλες ηλιακού κλάσματος ( $f_{sol}$ )-όγκου ΔΑΖΝ για διάφορες τιμές συντελεστή θερμοδιαπερατότητας της ΔΑΖΝ, όλες για 24 m<sup>2</sup> συλλεκτών ενώ η βέλτιστη ανοιγμένη παροχή στους συλλέκτες κυμάνθηκε στα 6 kg/hm<sup>2</sup>. Παρατηρείται πως η μέγιστη κάλυψη ανέρχεται στο 90% περίπου για μόνωση 0.25 W/m<sup>2</sup>K (όση και στις δοκιμές συλλεκτών στην ενότητα 4.2.2) δηλαδή κατά 10% υπολειπόμενη της πλήρους κάλυψης. Ο αντίστοιχος μέγιστος βαθμός απόδοσης συλλεκτών είναι 52% υπολειπόμενος κατά 2,5% (όχι και πολύ μεγάλη διαφορά) από τον αντίστοιχο της μελέτης 4.2.2 (54,5%) η οποία ωστόσο σημειωτέον είχε γίνει με πολύ μεγαλύτερη ακρίβεια (βήμα 1/4 της ώρας).

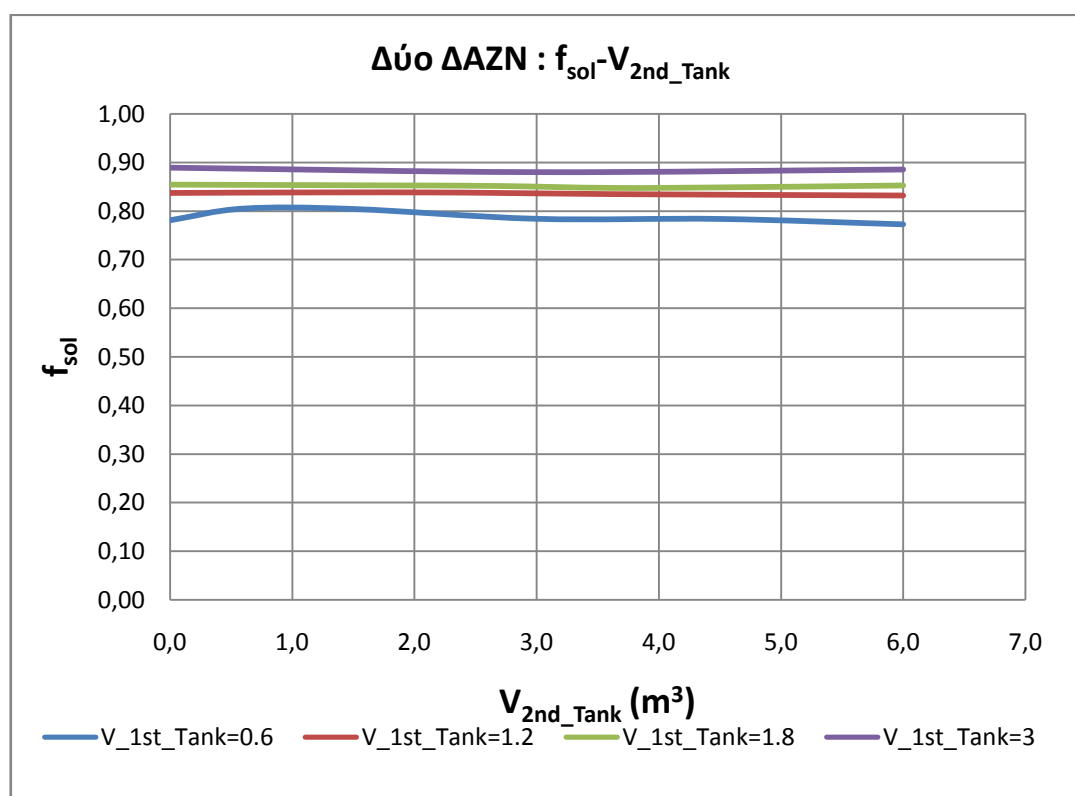
Η διαφορά στο  $f_{sol}$  οφείλεται κατά βάση στην ανομοιογένεια του φορτίου όπως αυτή αναλύθηκε στις ιδιαιτερότητες της θέρμανσης στην εισαγωγή του κεφαλαίου αυτού. Το δεσμευόμενο ηλιακό φορτίο δεν καταναλώνεται άμεσα την μέρα όπου και παράγεται αλλά αργότερα (κυρίως τη νύχτα). Επίσης υπάρχουν χρονικές περιόδους μερών χωρίς ή με πολύ χαμηλή ένταση ηλιακής ακτινοβολίας, με συνέπεια όσο καλή μόνωση και δυνατότητα αποθήκευσης να έχει το σύστημα να μην μπορεί να πιάσει 100% κάλυψη, με την προβλεπόμενη τουλάχιστο συλλεκτική επιφάνεια των 24m<sup>2</sup>.

### →Επιλογή U

Παρατηρώντας τις διαφορετικές καμπύλες για την κάθε περίπτωση U ΔΑΖΝ φαίνεται, όπως και είναι λογικό, πως αυξανόμενου του U αυξάνεται και το ποσοστό  $f_{sol}$ . Έτσι με κριτήριο

την αποδιδόμενη ενέργεια δεν μπορεί να επιλεγεί με αυστηρό τρόπο κάποια βέλτιστη τιμή  $U$ -μόνο με τεχνοοικονομική μελέτη μπορεί να γίνει κάτι τέτοιο-. Επιλέγεται λοιπόν μια εκτιμώμενη βέλτιστη τιμή από το διάγραμμα και συγκεκριμένα  $U=0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$  με το σκεπτικό ότι για δεξαμενή κοντά στο  $1-1.5 \text{ m}^3$  παρουσιάζει κοντινή συμπεριφορά με την μόνωση των  $0.25 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Βέβαια θα γίνουν μετρήσεις με μεγαλύτερη ακρίβεια για τον καθορισμό του βέλτιστου όγκου της ΔΑΖΝ.

## 2 δεξαμενές ΔΑΖΝ



**Διάγραμμα 4.3-2**  $f_{sol}$ -όγκου 2<sup>ης</sup> ΔΑΖΝ για διάφορες περιπτώσεις όγκου 1<sup>ης</sup> ΔΑΖΝ ( $\text{m}^3$ ) και  $U=0.3/0.6\text{W/m}^2\text{K}$

Στο πάνω διάγραμμα σχεδιάστηκαν οι καμπύλες ηλιακού κλάσματος – όγκου δεξαμενής χαμηλής θερμοκρασίας (2<sup>nd</sup> Tank-WT) με  $U=0.6 \text{ W/m}^2\text{K}$  για διάφορες περιπτώσεις ανοιγμένου στην συλλεκτική επιφάνεια όγκου δεξαμενής υψηλής θερμοκρασίας (1<sup>st</sup> Tank-HT) με  $U=0.3 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Σκοπός, να συγκριθούν οι δύο μελέτες. Όπως παρατηρείται λοιπόν το  $f_{sol}$  παραμένει πρακτικά ανεπηρέαστο του όγκου WT για οποιαδήποτε τιμή ανοιγμένου όγκου HT. Αυτό οδηγεί στο συμπέρασμα πως η HT «κυριαρχεί» ενώ όποιο επιπλέον ηλιακό φορτίο κερδίζεται με την WT χάνεται σε απώλειες. Συγκεκριμένα αυτό το φαινόμενο εξηγείται ως εξής:

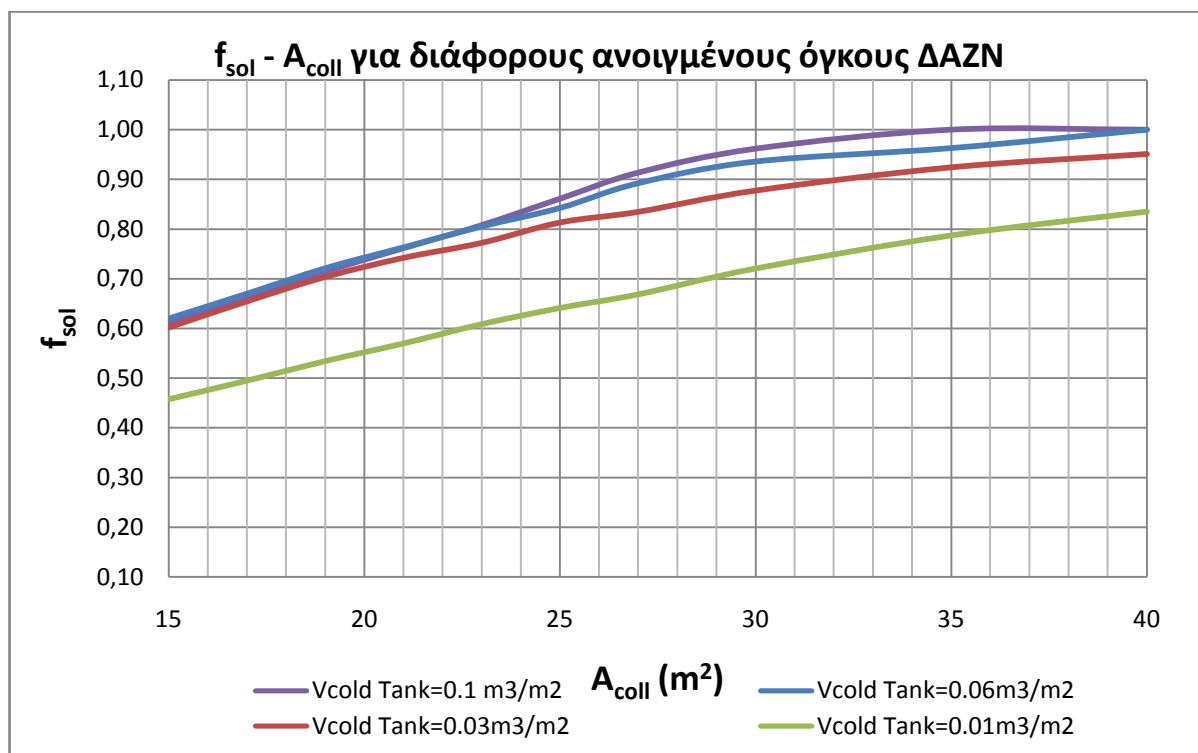
*Όσο μεγαλώνει το  $Q_u$  των συλλεκτών άλλο τόσο μεγαλώνουν και οι απώλειες της WT με αποτέλεσμα το  $f_{sol}$  να παραμένει πρακτικά ίδιο για κάθε περίπτωση όγκου HT-1<sup>st</sup> Tank.*

Το να χρησιμοποιηθεί δεξαμενή WT με καλύτερη μόνωση δεν έχει κάποιο νόημα καθώς θα ήταν προτιμότερο να χρησιμοποιηθεί μια ενιαία δεξαμενή. Επιπλέον όπως θα δούμε στην μελέτη ψύξης η δεξαμενή κρύου μπορεί να έχει πολύ χειρότερη μόνωση από τις παραπάνω και να

αποδίδει το ίδιο καλά, οπότε δεν βρίσκεται κάποιο πλεονέκτημα χρήσης και 2<sup>ης</sup> ΔΑΖΝ. Άλλωστε το όλο σύστημα διαχωριστών, αλλαγής από δεξαμενή κρύου σε δεξαμενή ζεστού κάνει το σύστημα πιο πολύπλοκο/δαπανηρό.

**Έτσι επιλέγεται τελικά σύστημα θέρμανσης με 1 ΔΑΖΝ ,U=0.5 W/m<sup>2</sup>K**

Ακολουθεί ο υπολογισμός ,με βάση αυτές τις τελικές τιμές του , της συσχέτισης ηλιακού κλάσματος-συλλεκτικής επιφάνειας για διάφορους ανοιγμένους όγκους ΔΑΖΝ, με σκοπό την τελική επιλογή συλλεκτικής επιφάνειας και ανοιγμένου όγκου ΔΑΖΝ (Διάγραμμα 4.3-3) :

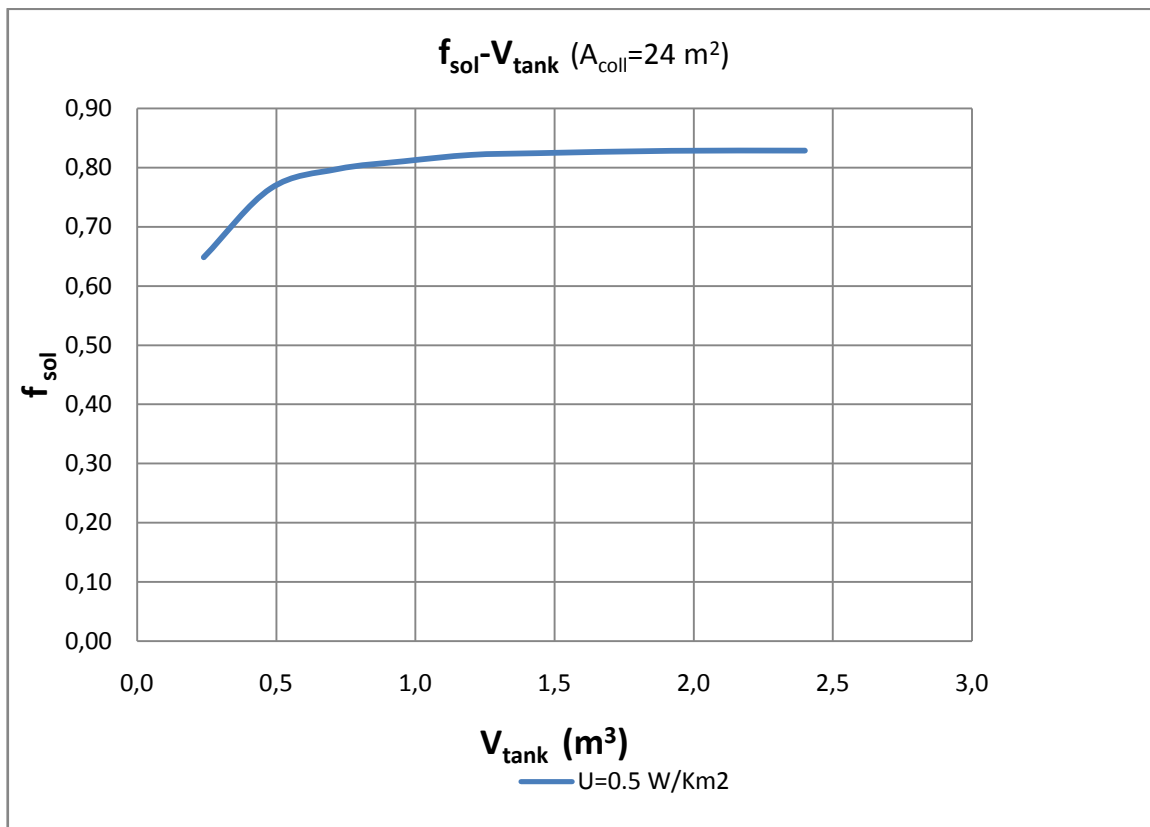


**Διάγραμμα 4.3-3 f<sub>sol</sub>-συλλεκτικής επιφάνειας για διάφορες περιπτώσεις ανοιγμένου όγκου ΔΑΖΝ (m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>) U=0.5W/m<sup>2</sup>K**

Στο άνω διάγραμμα (Διάγραμμα 4.3-3) παρατηρείται πως από μια τιμή (0,06 περίπου) ανοιγμένου όγκου της ΔΑΖΝ και έπειτα δεν παρατηρείται σημαντική βελτίωση του ηλιακού κλάσματος (ιδιαίτερα κοντά στην συλλ. Επιφάνεια των 24 m<sup>2</sup>. Επίσης απαιτείται πολύ μεγάλη τιμή A<sub>coll</sub> σε σχέση με τις προβλεπόμενες του 4.2.2 ώστε να επιτευχθεί f<sub>sol</sub>=100% (κοντά στα 40 m<sup>2</sup>). Κάτι τέτοιο εκτός από το πολύ μεγάλο κόστος εγκυμονεί κινδύνους υπερθέρμανσης των συλλεκτών το καλοκαίρι. Άλλωστε όπως αναφέρθηκε η παρουσία βοηθητικού συστήματος παροχής θερμικής ενέργειας κρίνεται απαραίτητη γιατί και με υπερδιαστασιοποιημένο σύστημα υπάρχει η πιθανότητα παρατεταμένης συννεφιάς. Οπότε συμφέρει ένα μικρό ποσοστό να καλύπτεται από βοηθητική ενέργεια. Το πόσο πρέπει να είναι αυτό το ποσό και πάλι μόνο με τεχνοοικονομική μελέτη θα μπορούσε να υπολογιστεί.

**Βάση των άνω συμπερασμάτων επιλέγεται ανοιγμένος όγκος ΔΑΖΝ 0.06 m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup> και αυθαίρετα f<sub>sol</sub>=80% δηλαδή συλλεκτική επιφάνεια 24 m<sup>2</sup>.**

Στη συνέχεια επαναλαμβάνονται οι ίδιοι υπολογισμοί με μεγαλύτερη ακρίβεια-βήμα  $\frac{1}{4}$  της ώρας ώστε να επιλεγεί η τελική τιμή του όγκου της ΔAZN για ανοιγμένο όγκο  $0,06 \text{ m}^3/\text{m}^2$  και  $A_{\text{coll}}=24 \text{ m}^2$  (διάγραμμα 4.3-4) :



**Διάγραμμα 4.3-4  $f_{\text{sol}}$ -όγκου ΔAZN,  $U=0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$  με βήμα προσομοίωσης 0,25 ώρες**

Όπως παρατηρείται λοιπόν στο άνω διάγραμμα μεγαλύτερης ακρίβειας το  $f_{\text{sol}}$  από την τιμή του  $1.5 \text{ m}^3$  και έπειτα δεν παρουσιάζει σημαντική άνοδο και έτσι βάση αυτού του κριτηρίου και μόνο-της κλίσης του διαγράμματος και όχι κάποιο τεχνοοικονομικό κριτήριο που θα πρόσφερε ακριβέστερη απάντηση- επιλέγεται όγκος ΔAZN  $=24 \text{ m}^2 * 0.0625 \text{ m}^3/\text{m}^2 = 1.5 \text{ m}^3$ .

Συνοψίζοντας η τελική επιλογή βασικών παραμέτρων:

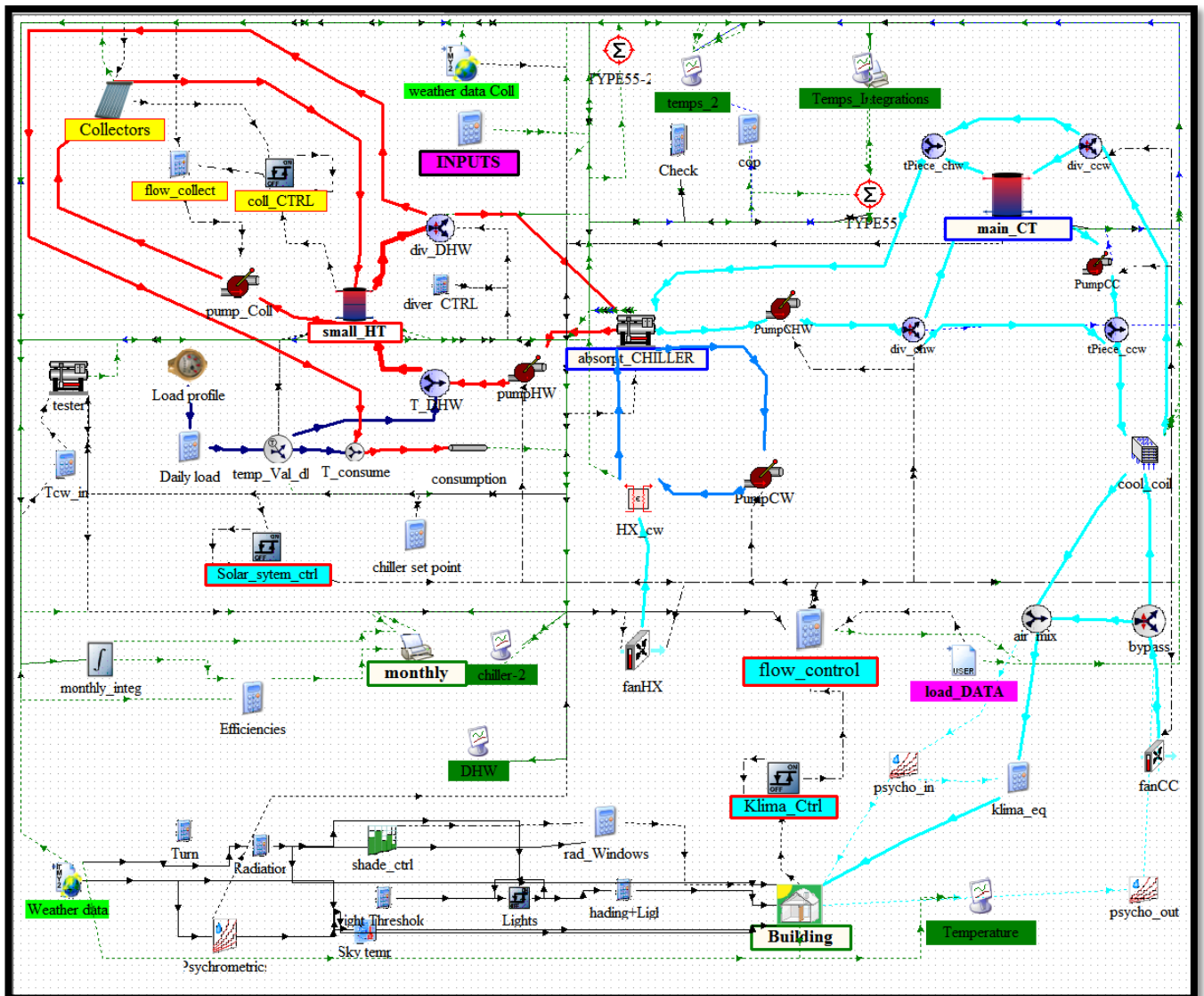
- Συλλεκτική επιφάνεια:  $24 \text{ m}^2$  CPC
- Όγκος δεξαμενής :  $1.5 \text{ m}^3$
- Θερμικός συντελεστής δεξαμενής  $U$ :  $0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$

## 4.3.2 Μελέτη ψύξης

### 4.3.2.1 Με επιπλέον δεξαμενή αποθήκευσης κρύου νερού

Στη μελέτη αυτή το τμήμα όπου διαχωρίζει την παροχή θερμού νερού τροφοδοτώντας το σύστημα ZNX είναι πανομοιότυπο με αυτό των προηγούμενων μελετών της ενότητας 4.3.1 . Εδώ εκείνο που ουσιαστικά αλλάζει σε σχέση με την αντίστοιχη μελέτη ψύξης του κεφαλαίου 3 είναι η δεξαμενή αποθήκευσης κρύου ΔΑΚΝ. Η όλη «φιλοσοφία» της παρούσας μελέτης είναι όλη η κατά δύναμη ηλιακή ενέργεια να μετατρέπεται (εκτός αυτή που προορίζεται για ZNX) σε κρύο νερό άμεσα, εκτρέποντας την εκάστοτε στιγμιαία ποσότητα κρύου απευθείας στην κατανάλωση (cooling coil) ενώ το υπόλοιπο να αποθηκεύεται στην δεξαμενή κρύου. Έτσι εκμεταλλεύεται πολύ μεγαλύτερο ποσοστό ηλιακής ενέργειας, ενώ το ζεστό νερό δεν μένει πολύ καιρό μέσα στη δεξαμενή ζεστού με επακόλουθο λιγότερες θερμικές απώλειες. Δηλαδή επιτυγχάνεται όπως θα δειχθεί μεγαλύτερος βαθμός απόδοσης του όλου συστήματος σε σχέση με ένα σύστημα με αποκλειστικά δεξαμενές αποθήκευσης θερμού νερού και μόνο.

## Σχεδιάγραμμα μελέτης



Εικόνα 4.3-6 Σχεδιάγραμμα μελέτης ψύξης με ΔΑΖΝ και ΔΑΚΝ στο περιβάλλον του Studio

### Σύντομη περιγραφή διάταξης (νέων μερών μόνο)

Όταν η άνω θερμοκρασία της ΔΑΖΝ  $T_{load}$  υπερβεί τους  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  (έλεγχος μέσω του `solar_system_ctrl`) τότε αρχίζει να δουλεύει το σύστημα παραγωγής κρύου νερού έως ότου η  $T_{load}$  γίνει μικρότερη των  $82\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Τότε το `equator_flow_control` διαβάζει από το στοιχείο `tester` (πανομοιότυπο με το `absorb_chiller`) την προσεγγιστική τιμή του COP του chiller προβλέποντας έτσι, λαμβάνοντας υπόψη μια θεωρούμενη μέγιστη θερμική ισχύ του θερμού ρεύματος νερού, την μέγιστη δυνατή ψυκτική ισχύ του chiller. Κατόπιν υπολογίζεται βάση αυτής της ψυκτικής ισχύος η συνολική παροχή κρύου νερού (για πτώση θερμοκρασίας  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  περίπου όπως και τις υπόλοιπες παροχές όπως και στη μελέτη του κεφ. 3. Τέλος διαβάζοντας από το αρχείο δεδομένων `load_DATA` το προβλεπόμενο αναγκαίο ψυκτικό φορτίο του κλιματιζόμενου χώρου διαχωρίζει την απαραίτητη παροχή κρύου προς το `cool_coil` στέλνοντας το κατάλληλο σήμα στον διαχωριστή `div_chw`. Η υπόλοιπη ποσότητα κρύου αποθηκεύεται στην ΔΑΚΝ.

Εάν η ψυκτική ισχύς του chiller είναι μικρότερη από το αναγκαίο ψυκτικό φορτίο όλη η παροχή κρύου πηγαίνει στην ΔΑΚΝ, ενώ για την κάλυψη του φορτίου λειτουργεί ένας δεύτερος κυκλοφορητής, αντλώντας κρύο νερό προς την κατανάλωση απευθείας από την ΔΑΚΝ. Ο λόγος που γίνεται αυτό είναι η αποφυγή ενός ακόμα πιο πολύπλοκου συστήματος (το οποίο συγκλίνει και δυσκολότερα) χωρίς μάλιστα να είναι και αναγκαία η ταυτόχρονη λειτουργία των δύο κυκλοφορητών καθώς η ΔΑΚΝ όπως θα αναλυθεί στα αποτελέσματα λειτουργεί κυρίως τις νυχτερινές ώρες (οπότε δεν παράγεται άλλο κρύο από το chiller).

Τέλος εάν η μέση θερμοκρασία της ΔΑΚΝ γίνει μικρότερη από 12.5 °C τότε αυτομάτως αλλάζει μέσω του equator ‘chiller set point’ η θερμοκρασία κρύου νερού με βήμα 1 °C έως τους 10 °C ώστε να εκμεταλλεύεται περεταίρω η ηλιακή ενέργεια.

### Περιγραφή ανάλυση στοιχείων διάταξης

Σειρά στοιχείων:

Unit Num...	Name	Ind...	Unit Num...	Name	Ind...
1	CONTROL CARD	1	62	fanHX	35
30	load_DATA	2	13	HX_cw	36
54	INPUTS	3	17	PumpCHW	37
0	Turn	4	63	div_chw	38
109	Weather data	5	61	PumpCC	39
71	Tcw_in	6	60	main_CT	40
67	tester	7	65	tPiece_ccw	41
0	Light Thresholds	8	64	div_ccw	42
331	Psychrometrics	9	66	tPiece_chw	43
0	Radiation	10	36	fanCC	44
69	Sky temp	11	35	bypass	45
28	rad_Windows	12	15	cool_coil	46
29	shade_ctrl	13	32	air_mix	47
200	Lights	14	23	psycho_in	48
0	Shading+Light	15	27	klima_eq	49
56	Building	16	12	absorpt_CHILLER	50
24	psycho_out	17	37	cop	51
26	Klima_Ctrl	18	57	Check	52
58	Solar_sytem_ctrl	19	20	TYPE55	53
43	weather data Coll	20	83	TYPE55-2	54
72	coll_CTRL	21	51	monthly_integ	55
59	flow_collect	22	53	Efficiencies	56
73	pump_Coll	23	55	monthly	57
40	Collectors	24	68	chiller set point	58
31	flow_control	25	76	T_consume	59
16	pumpHW	26	77	consumption	60
70	Load profile	27	25	Temperature	61
74	Daily load	28	19	Temps_Integrations	62
75	temp_Val_dhw	29	33	temps_2	63
80	T_DHW	30	46	chiller	64
42	small_HT	31	81	DHW	65
78	diver_CTRL	32			
79	div_DHW	33			
18	PumpCW	34			

Εικόνα 4.3-7 Σειρά στοιχείων

### Ανάλυση νέων στοιχείων-διατάξεων-εξισώσεων

- **Tester** : είναι ένα πανομοιότυπο chiller απορρόφησης με αυτό που χρησιμοποιείται σε όλες τις μελέτες ψύξης. Δεν αντιπροσωπεύει κάποιο πραγματικό στοιχείο. Ο ρόλος του είναι να προβλέπει σε κάθε χρονική στιγμή την απόδοση του πραγματικού chiller ώστε να υπολογίζεται η εκάστοτε μέγιστη ψυκτική ισχύς του. Έχει σαν μεταβλητές εισόδου την θερμοκρασία ζεστού, την επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου κρύου ( $T_{set\_chw}$ ) ενώ η εκάστοτε

θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης (cooling water) θεωρείται πως ισούται με την θερμοκρασία περιβάλλοντος προσαυξημένη κατά 2 °C. Έτσι υπολογίζονται οι προσεγγιστικές τιμές του  $f_{cap}$  και COP του chiller. Οι μεταβλητές θα μπορούσαν να εξαχθούν και από το πραγματικό chiller (ακόμα και με ένα χρονικό βήμα διαφορά), ωστόσο όπως παρατηρήθηκε αυτό προκαλούσε αστάθεια στην σύγκλιση του προγράμματος, και για αυτό χρησιμοποιήθηκε ένα πλασματικό chiller. Στην πραγματικότητα με ένα απλό πρόγραμμα χαρτογράφησης στο chiller της απόδοσης του (αισθητήρες θερμοκρασίας και παροχής υπάρχουν ούτως ή άλλως) μπορεί να προβλέπεται η εκάστοτε μέγιστη ψυκτική του ισχύς.

- **Διαχωριστές/μίκτες  $div\_chw/t-piece\_chw, div\_cc/t-piece\_cc$**

Για την λειτουργία της παράκαμψης της ΔAKN γίνεται χρήση 2 διαχωριστών με τους αντίστοιχους μίκτες (t-piece).

Ο διαχωριστής  $div\_chw$  μπορεί να πάρει σήμα ελέγχου από 0 έως 1. Οπότε μπορεί είτε να στέλνει όλη την παροχή κρύου στην ΔAKN (σήμα =0, καθόλου παράκαμψη) είτε μέρος του κρύου νερού να παρακάμπτει την ΔAKN (όσο κρύο χρειάζεται η κατανάλωση).

Ο διαχωριστής  $div\_cc$  είτε στέλνει όλη την παροχή πίσω στο chiller είτε όλη την παροχή στην ΔAKN (δηλαδή παίρνει τιμές 1 ή 0)

Οι μίκτες εξυπηρετούν και τα 2 κυκλώματα (παράκαμψη και μη της ΔAKN).

- **Control Flows** : ένας κλασσικός equator ο οποίος περιλαμβάνει σχεδόν όλες τις υπολογιζόμενες παροχές (εκτός αυτής των συλλεκτών που υπολογίζεται στο  $flow\_collec$ ) όπως επίσης την μέγιστη κάθε φορά ψυκτική ισχύ του chiller και τις απαραίτητες εντολές στους διαχωριστές (diverters) ροής. Αναλυτικά έχουμε τις εξής εξισώσεις :

- **$Q\_chw\_CAP = 8 * 4.19 * m\_pump\_HW * inp\_COP$  :**

$Q\_chw\_CAP$  → η τελική μέγιστη ψυκτική ισχύς του chiller ισούται με το ελάχιστο των δύο παραπάνω τιμών.

Θεωρώντας πως η μέγιστη θερμοκρασιακή διαφορά εισόδου εξόδου του θερμού νερού στο chiller είναι 8 °C, η μέγιστη ψυκτική ισχύς βάση της διαθέσιμης θερμικής ενέργειας θα ισούται με την μέγιστη θεωρούμενη θερμική ενέργεια ( $8 * 4.19 * m\_pump\_HW$ ) επί τον προσεγγιστικό θερμικό COP που έχει υπολογίσει το tester.

- **$m\_pump\_HW = \min(\max(inp\_Acoll * inp\_M\_hw\_stndr), 600), 1350 * inp\_HOT\_ctrl$ :**

$inp\_HOT\_ctrl$  → το σήμα ελέγχου του 'solar system ctrl' (=1 όταν Tload μεγαλύτερη των 90 oC και παραμένει =1 έως Tload < 82 oC)

$inp\_M\_hw\_stndr$  → η από τον χρήστη εισαγόμενη ανοιγμένη (στην συλλεκτική επιφάνεια) παροχή ζεστού.

$inp\_Acoll$  → η συλλεκτική επιφάνεια



σύμφωνα με το manual του κατασκευαστή του chiller (Rotartica) η ελάχιστη δυνατή παροχή στο chiller είναι 600kg/h, ενώ η κανονική παροχή 900 kg/h. Έτσι τίθεται ελάχιστη παροχή 600 και μέγιστη 1350 θεωρώντας πως η παροχή δεν πρέπει να ξεπερνά κατά πολύ κανονική (εδώ 1,5 φορές το 900=1350).

Στην τελική μελέτη στην ουσία επιλέγεται η ελάχιστη παροχή των 600kg/h. ο λόγος είναι ότι με ελάχιστη παροχή έχουμε την μέγιστη θερμοκρασιακή διαφορά στο θερμό κύκλωμα, και συνεπώς επιστροφή στην ΔΑΖΝ με την χαμηλότερη δυνατή θερμοκρασία. Έτσι μειώνεται εξίσου και η θερμοκρασία επιστροφής του ρευστού στους ηλιακούς συλλέκτες, κάτι θετικό για την απόδοσή τους.

Ο υπολογισμός των υπόλοιπων παροχών που σχετίζονται με το chiller γίνεται βάση της μέγιστης του ψυκτικής ισχύος  $Q_{chw\_CAP}$ , όπως ακριβώς δηλαδή και στην αντίστοιχη μελέτη του κεφαλαίου 3, μόνο που τότε αντί του  $Q_{chw\_CAP}$  χρησιμοποιήθηκε η στιγμιαία ψυκτική ισχύς βάση του αρχείου δεδομένων ( $Q_{chw\_DATA}$ ). Έτσι έχουμε:

- **$m_{fan\_HX\_cw} = \min(\max(Q_{chw\_CAP}/2, 1500), 12000) * inp\_HOT\_ctrl$ :**

Όσο αφορά τον ανεμιστήρα για την ψύξη του κυκλώματος ψυκτικού νερού δεν υπάρχει κάποιο όριο από τον κατασκευαστή, απλά τέθηκε αυθαίρετα σε ελάχιστο 1500 και μέγιστο 12000. Προφανώς χρειάζεται περεταίρω διερεύνηση.

- **$m_{pump\_CW} = \min(\max(Q_{chw\_CAP}/8, 1500), 2970) * inp\_HOT\_ctrl$**

Εδώ υπάρχει όριο από τον κατασκευαστή στα 1500, ενώ το μέγιστο τέθηκε 1,5 φορές της κανονικής παροχής ( $1980 * 1,5 = 2970$ )

- **$m_{pump\_CHW} = \min(\max(Q_{chw\_CAP}/(8.4), 1200), 2340) * inp\_HOT\_ctrl$**

Ομοίως και εδώ ελάχιστη παροχή = 1200kg/h μέγιστη  $1,5 * 1560 = 2340$  kg/h

- **$divert\_CHW = gt(Q_{chw\_CAP}, inp\_Qt\_data) * (inp\_Qt\_data) / (Q_{chw\_CAP} + 0.0001) * inp\_KLIMA\_ctrl * inp\_HOT\_ctrl$ :**

$divert\_CHW$  → το σήμα ελέγχου του διαχωριστή κρύου νερού από το chiller. Όταν το  $Q_{chw\_CAP}$  είναι μεγαλύτερο από το ζητούμενο ψυκτικό φορτίο  $Qt\_data$  τότε το σήμα ελέγχου ισούται με τον λόγο ζητούμενο προς μέγιστο ψυκτικό φορτίο, με την προϋπόθεση ότι το σήμα ελέγχου του κλιματισμού = 1 (θερμοκρασία χώρου μεγαλύτερη των 25 οC) και το σήμα  $inp\_HOT\_ctrl = 1$ . Αν δεν πληρείται οποιαδήποτε από αυτές τις 3 προϋποθέσεις το σήμα ελέγχου του διαχωριστή αυτού είναι μηδέν .

$Qt\_data$  → το ζητούμενο προσεγγιστικό ψυκτικό φορτίο από το αρχείο δεδομένων  $load\_DATA$

$inp\_KLIMA\_ctrl$  → σήμα ελέγχου του Klima\_Ctrl

- **$m\_pump\_CC = inp\_KLIMA\_ctrl * eq1(divert\_CHW, 0) * \max((inp\_Qt\_data / 8.4), 600)$**

$m\_pump\_CC \rightarrow$  η παροχή στην δευτερεύουσα αντλία κρύου. Λειτουργεί όταν το σήμα ελέγχου του  $divert\_CHW$  ισούται με μηδέν, ώστε η παροχή κρύου από το chiller να πηγαίνει απευθείας στη δεξαμενή, ενώ όση παροχή κρύου χρειάζεται για την κάλυψη του ζητούμενου ψυκτικού φορτίου ( $inp\_Qt\_data$ ) αντλείται από την δεξαμενή κρύου μέσω της δευτερεύουσας αντλίας. Έτσι αποφεύγεται να στέλνουν και οι δύο αντλίες κρύου στον ίδιο αγωγό, κάτι το οποίο προκαλεί αστάθεια στο πρόγραμμα αλλά και στην πραγματικότητα μπορεί λόγω της μεταβλητής τους λειτουργίας να προκαλέσει αναστροφή ροών.

- **$divert\_CC = gt(divert\_CHW, 0)$**

Είναι το σήμα ελέγχου στον διαχωριστή της επιστροφής κρύου από το cooling coil. Ισούται με μηδέν μόνο όταν το σήμα  $divert\_CHW = 0$  οπότε και στέλνει όλη την παροχή στην ΔΑΚΝ (τότε είναι που εργάζεται και η δευτερεύουσα αντλία). Σε άλλη περίπτωση ισούται με τη μονάδα και στέλνει όλη την παροχή πίσω στο chiller (τότε δουλεύει μόνο η κύρια αντλία).

- **$m\_fan = (inp\_Qs\_data / 8) * inp\_KLIMA\_ctrl$**

Η παροχή αέρα στο cooling coil, υπολογιζόμενη όπως και στις μελέτες του 3ου κεφαλαίου.

- **chiller set point:** equator υπολογισμού της εκάστοτε ζητούμενης επιθυμητής θερμοκρασίας κρύου (TSET):

$$TSET = \text{sinthiki}_1 + \text{sinthiki}_2 + \text{sinthiki}_3$$

$$\text{sinthiki}_1 = 12 * gt(T\_avrgCT, 12.5)$$

$$\text{sinthiki}_2 = \text{and}(lt(T\_avrgCT, 12.5), gt(T\_avrgCT, 11.5)) * 11$$

$$\text{sinthiki}_3 = lt(T\_avrgCT, 11.5) * 10$$

βάση των άνω συνθηκών όταν η μέση θερμοκρασία της ΔΑΚΝ ( $T\_avrgCT$ ) είναι μεγαλύτερη από  $12.5 \text{ }^\circ\text{C}$  τότε  $TSET = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ , όταν  $11.5 < T\_avrgCT < 12.5 \rightarrow TSET = 11 \text{ }^\circ\text{C}$  ενώ όταν  $T\_avrgCT < 11.5 \rightarrow TSET = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

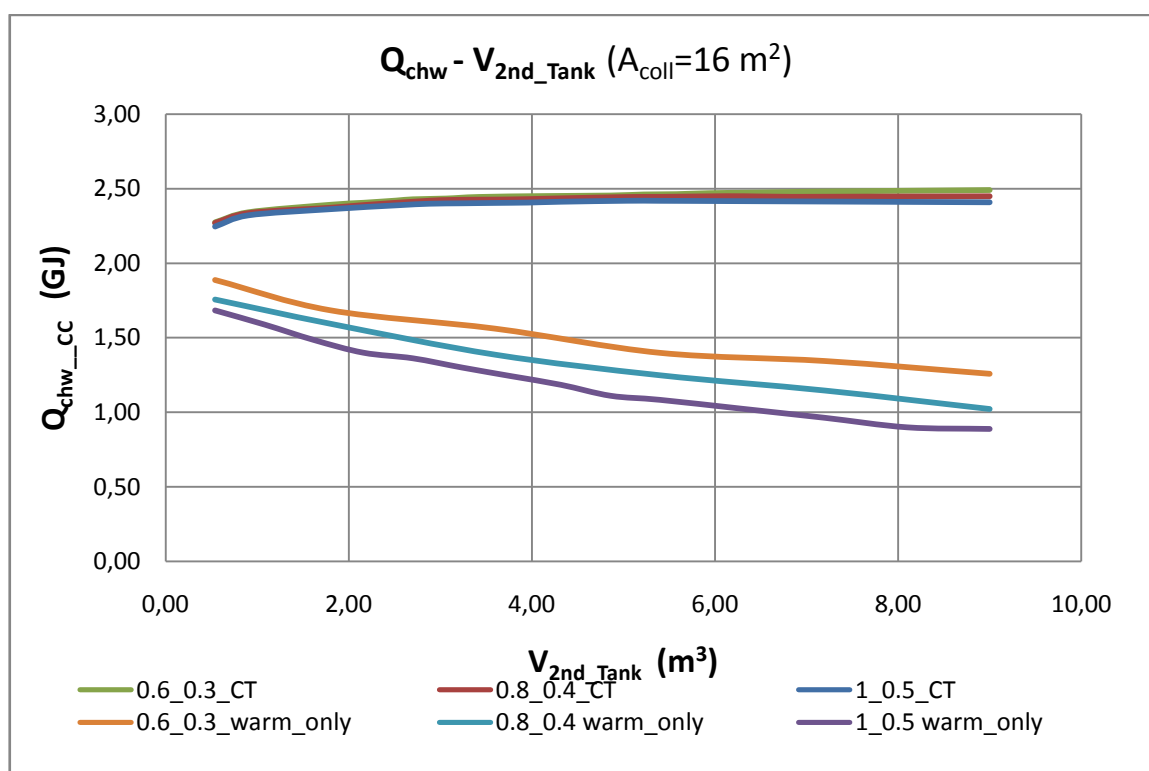
Κατά αυτό τον τρόπο εκμεταλλεύεται το σύστημα περισσότερη ηλιακή ενέργεια, με κάποιο όριο ωστόσο ( $10 \text{ }^\circ\text{C}$ ) καθώς όταν δουλεύει το σύστημα καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια. Μάλιστα όσο χαμηλότερο το TSET τόσο μικρότερος ο COP και επακόλουθα περισσότερη η απαιτούμενη ενέργεια λειτουργίας του συστήματος.

### 4.3.2.2 Ανάλυση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων

Με όμοιο τρόπο με την θέρμανση επιλέγεται βάση των 4.1 και 4.2.2 16 m<sup>2</sup> συλλεκτική επιφάνεια ώστε να καλυφθεί όλο το φορτίο με ηλιακή ενέργεια (5 GJ περίπου). Οι προκαταρκτικές προσομοιώσεις γίνονται εξίσου για τον απαιτητικότερο μήνα Ιούλιο.

Τονίζεται πως εδώ για λόγους απλότητας και ευστάθειας έχει αφαιρεθεί το σύστημα βοηθητικής θερμικής ενέργειας. Οπότε ο εκάστοτε έλεγχος για τον αν αντεπεξέρχεται το σύστημα γίνεται μέσω του ψυκτικού φορτίου στο cooling coil και θερμοκρασία χώρου .

Τέλος αναφέρεται και πάλι πως όλες οι τελικές μετρήσεις έχουν γίνει με την βέλτιστη παροχή στους συλλέκτες. Οι τελικές τιμές θα δοθούν στην τελευταία ενότητα με τα τελικά αποτελέσματα και συμπεράσματα.



**Διάγραμμα 4.3-5 Σύγκρισης μελέτης με ΔAZN - ΔAKN και μελέτης με 2 ΔAZN σε διάγραμμα αποδιδόμενου φορτίου ψύξης συναρτήσει του όγκου της ΔAKN ή 2<sup>ης</sup> ΔAZN αντίστοιχα για διάφορες περιπτώσεις U- δεξαμενών**

Στο διάγραμμα 4.3-5 έχουν χαραχθεί καμπύλες μηνιαίου ψυκτικού καταναλισκόμενου στο cooling coil ψυκτικού φορτίου για τον Ιούλιο συναρτήσει του όγκου της κύριας δεξαμενής με σκοπό την σύγκριση της μελέτης που αναλύθηκε πιο πάνω (μία δεξαμενή ζεστού και μια δεξαμενή κρύου-CT-) με την περίπτωση που και οι δύο δεξαμενές ήταν για αποθήκευση ζεστού και μόνο (warm only) με διάταξη όπως ακριβώς στην ενότητα 4.3.1.2 της θέρμανσης.

Για την κάθε μελέτη έχουν επιλεγεί 3 ζευγάρια θερμοχωρητικοτήτων των 2 δεξαμενών με την μικρότερη τιμή πάντα στην δεξαμενή καυτού και την μεγαλύτερη τιμή U στην δεξαμενή

κρύου/ζεστού, 0.3/0.6, 0.4/0.8 και 0.5/1 W/m<sup>2</sup>K. Η συλλεκτική επιφάνεια είναι 16 m<sup>2</sup> ενώ έγινε χρήση μικρής δεξαμενής χωρητικότητας 540 λίτρων.

Όπως παρατηρείται λοιπόν η περίπτωση 2 ΔΑΖΝ αποδίδει πολύ μικρότερο ψυκτικό φορτίο, μάλιστα όσο μεγαλώνει ο όγκος τόσο μικραίνει το φορτίο. Υπενθυμίζεται εδώ πως στην αντίστοιχη περίπτωση της θέρμανσης με 2 ΔΑΖΝ η καμπύλη παρέμενε περίπου σταθερή. Ωστόσο εδώ είναι λογική η πτώση καθώς η θερμοκρασία του ζεστού νερού είναι κατά πολύ μεγαλύτερη αυτής του χειμώνα (από 50 °C εδώ η επιθυμητή τιμή του νερού είναι κοντά στους 90 °C). Έτσι η αποθήκευση κρύου πλεονεκτεί όπως ακριβώς είχε προβλεφθεί στην εισαγωγή της ενότητας 4.3.

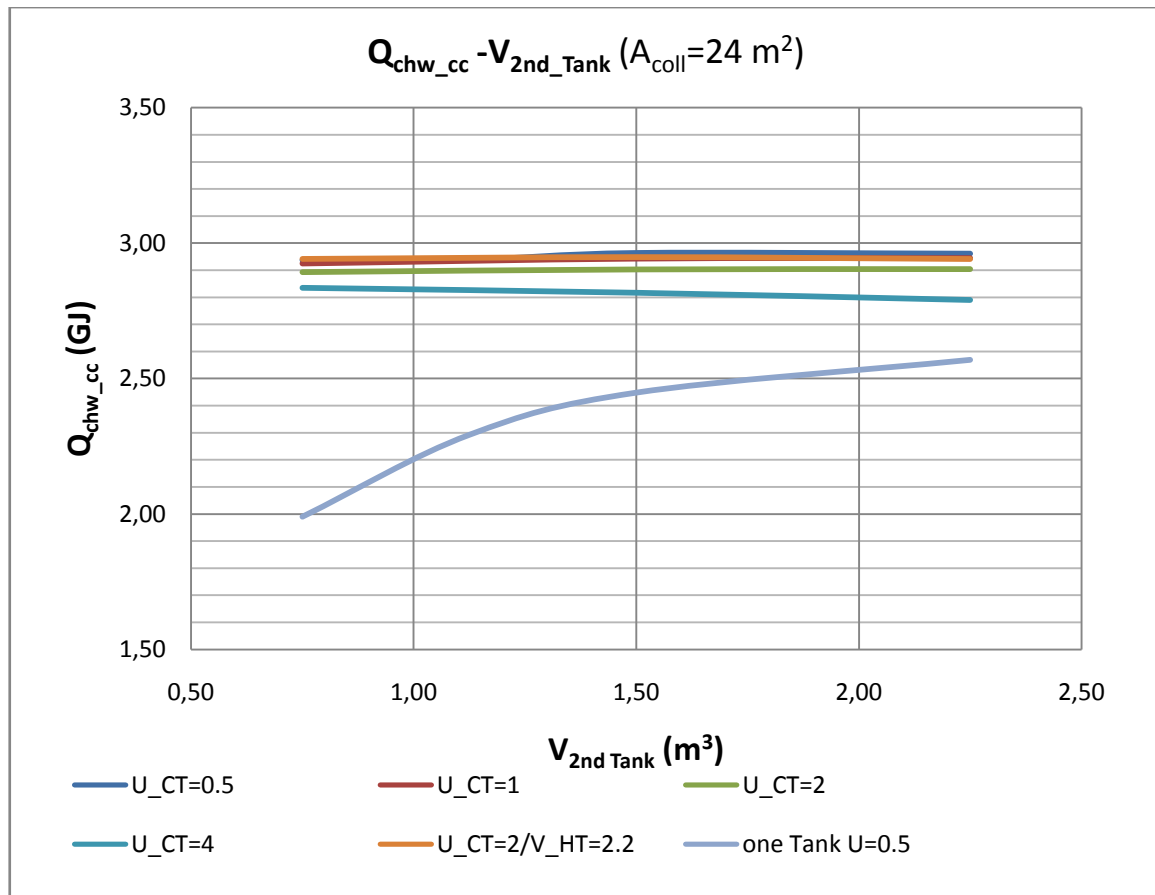
Επιπρόσθετα παρατηρείται ένα ακόμα σημαντικό πλεονέκτημα της χρήσης ΔΑΚΝ. Η απόδοση ψυκτικού φορτίου εξαρτάται κατά πολύ λιγότερο της τιμής του U των δύο δεξαμενών κάτι το οποίο οφείλεται τόσο στην δεξαμενή κρύου με τις αναμενόμενα (λόγο μικρότερης θερμοκρασιακής διαφοράς με το περιβάλλον) λιγότερες απώλειες κρύου (στην πραγματικότητα δεν είναι απώλειες κρύου, αλλά εισερχόμενη θερμότητα στην δεξαμενή ) όσο και στο γεγονός ότι η δεσμευόμενη ηλιακή ενέργεια καταναλώνεται αμεσότερα με την λειτουργία του chiller στο μέγιστο δυνατό.

**Συμπερασματικά λοιπόν τόσο η συλλεκτική επιφάνεια όσο και τα χαρακτηριστικά της δεξαμενής ζεστού καθορίζονται από την βέλτιστη μελέτη θέρμανσης (μία δεξαμενή με μόνωση 0.5 W/m<sup>2</sup>K)**

Ένα τελευταίο σκεπτικό για να αποφευχθεί η χρήση 2 δεξαμενών είναι να συγκριθούν οι περιπτώσεις ψύξης με μία ΔΑΖΝ και μια ΔΑΚΝ όπως και πριν , με την περίπτωση αυτή τη φορά χρήσης μίας και μόνο δεξαμενής ΔΑΖΝ. Για να έχει νόημα η σύγκριση επιλέγεται συλλεκτική επιφάνεια 24 m<sup>2</sup> , ίδια δηλαδή με την μελέτη θέρμανσης. Κατασκευάζεται το Διάγραμμα 4.3-6 με τα εξής χαρακτηριστικά:

*Για την περίπτωση των 2 δεξαμενών χαράζονται τέσσερις καμπύλες όπου η ΔΑΖΝ έχει ακριβώς τα ίδια χαρακτηριστικά με την τελική επιλογή της μελέτης θέρμανσης (U = 0.5 W/m<sup>2</sup>K και V=1.5 m<sup>3</sup>) με U ΔΑΚΝ από 0.5 έως 4 W/m<sup>2</sup>K και μία καμπύλη με χαρακτηριστικά ΔΑΖΝ U = 0.5 W/m<sup>2</sup>K , V=2.2 m<sup>3</sup> ώστε να μελετηθεί και η περίπτωση χρήσης ΔΑΚΝ με μεγαλύτερη όμως ΔΑΖΝ σε σχέση με την μελέτη της θέρμανσης. Και στις πέντε καμπύλες μεταβάλλεται ο όγκος της ΔΑΚΝ ενώ ο όγκος της ΔΑΖΝ παραμένει σταθερός.*

*Ενώ για την περίπτωση της μίας δεξαμενής (μόνο ζεστό) η ΔΑΖΝ έχει και πάλι U = 0.5 W/m<sup>2</sup>K αλλά πλέον μεταβάλλεται ο όγκος της.*



**Διάγραμμα 4.3-6 Σύγκριση επιτευγμένης ψύξης (σε GJ ) για τον Ιούλιο για ΔΑΚΝ με μόνωση ( $U$ - $W/m^2K$ ) από 1 έως 4 και για την περίπτωση μιας και μόνο θερμής δεξαμενής με  $U=0.5W/m^2K$**

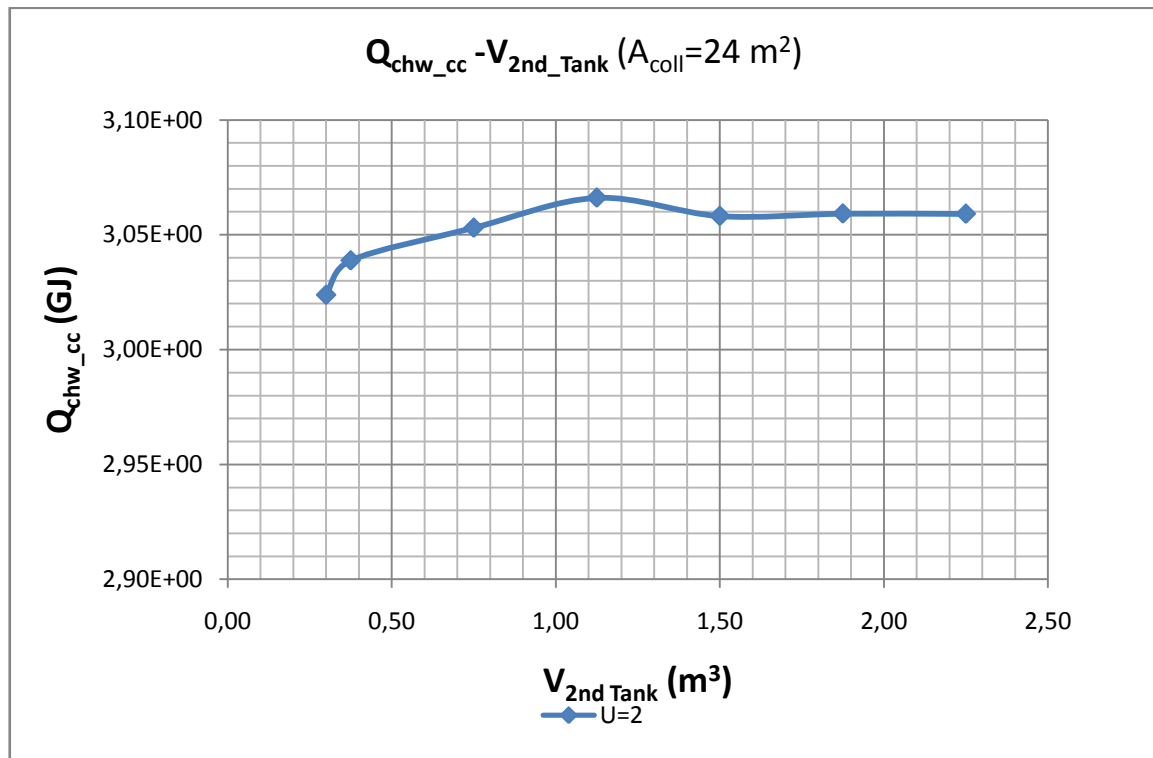
Παρατηρώντας λοιπόν το άνω διάγραμμα συμπεραίνεται πως η μελέτη με μία και μόνο δεξαμενή αδυνατεί να πιάσει την απόδοση της περίπτωσης ΔΑΚΝ, κάτι το οποίο κρίνοντας από την κλίση της καμπύλης συμβαίνει για σχετικά πολύ μεγαλύτερο όγκο ΔΑΖΝ.

Αντίθετα, με την χρήση ΔΑΚΝ επιτυγχάνεται μεγαλύτερο φορτίο για πολύ μικρότερες τιμές όγκου ΔΑΚΝ, και συγκεκριμένα από έναν όγκο και έπειτα (για όγκους μικρότερους δεν συγκλίνει το πρόγραμμα- χρειάζεται η ΔΑΖΝ να έχει επαρκεί όγκο ώστε να παίζει το ρόλο του buffer) το ψυκτικό φορτίο παραμένει περίπου σταθερό. Επιπλέον ακόμα και με χρήση  $U=4W/m^2K$  (πολύ κακή μόνωση  $\rightarrow$  χαμηλότερο κόστος) επιτυγχάνεται μεγαλύτερο ψυκτικό φορτίο απ' ότι με μία δεξαμενή.

Τέλος σημειώνεται και πάλι ότι με χρήση ΔΑΚΝ δεν επηρεάζεται το αποτέλεσμα ,σημαντικά τουλάχιστο, από την επιλογή της θερμοδιαπερατότητας της ΔΑΚΝ για τιμές 2  $4W/m^2K$  και κάτω, ενώ η χρήση μεγαλύτερου όγκου ΔΑΖΝ (πορτοκαλί καμπύλη) δεν προσφέρει επίσης κάτι το αξιοσημείωτο στο αποδιδόμενο ψυκτικό φορτίο.

Έτσι, αν και για αυστηρότερα συμπεράσματα χρειάζεται τεχνοοικονομική μελέτη, συμπεραίνεται πως συμφέρει ενεργειακά τουλάχιστο η χρήση 2 δεξαμενών, μίας ΔΑΖΝ με χαρακτηριστικά όπως επιλέχθηκαν στην μελέτη θέρμανσης και μίας ΔΑΚΝ με σχετικά κακή μόνωση. Από το διάγραμμα φαίνεται πως η τιμή  $U=2W/m^2K$  είναι μια πολύ καλή επιλογή (χαμηλότερη τιμή δεν αποδίδει σημαντικά μεγαλύτερο ψυκτικό φορτίο).

Για την τελική επιλογή της βέλτιστης τιμής του όγκου της ΔΑΚΝ κατασκευάζεται με μεγαλύτερη ακρίβεια (χρονικό βήμα προσομοίωσης 0.25 ώρες) το ίδιο διάγραμμα της καμπύλης  $U=2\text{W/m}^2\text{K}$  :



Διάγραμμα 4.3-7

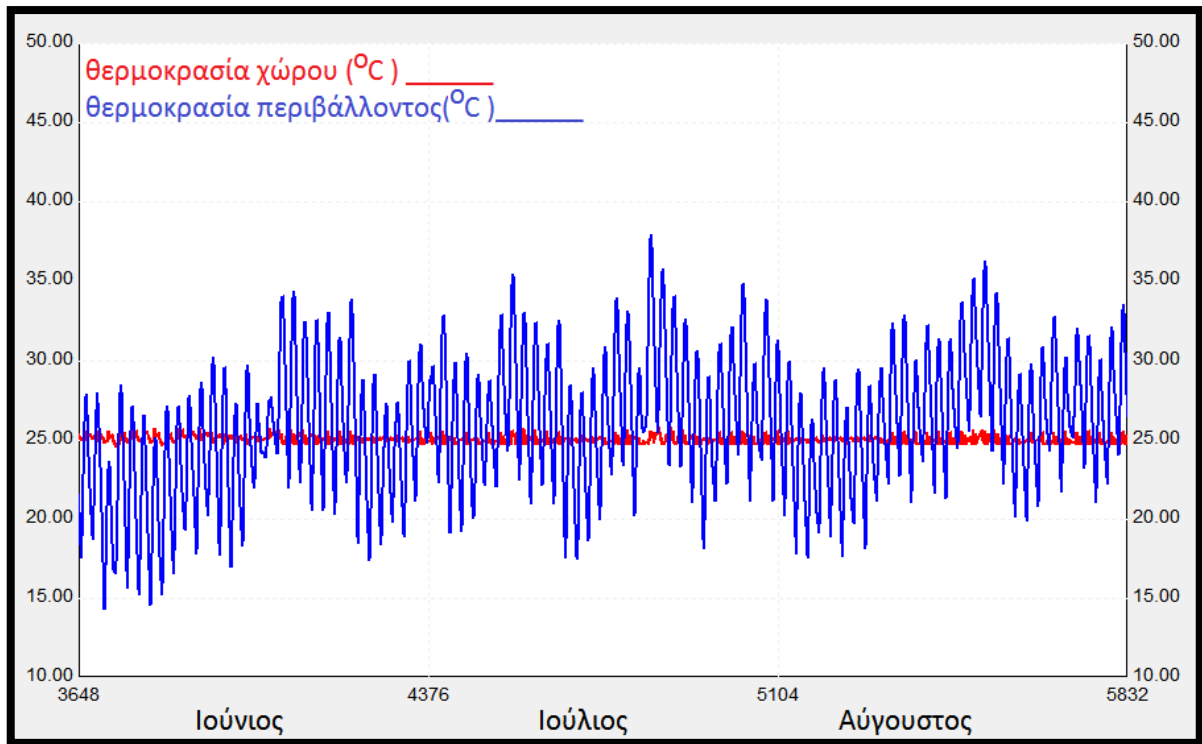
Βάση του διαγράμματος παρατηρείται ένα σχετικό βέλτιστο στα  $1.25\ m^3$ .

Επιλέγεται λοιπόν χρήση επιπλέον μιας δεξαμενής για αποθήκευση κρύου νερού (ΔΑΚΝ) με όγκο  $1.25\ m^3$  και θερμοδιαπερατότητα  $U=2\text{W/m}^2\text{K}$

## 4.3.3 Τελικά διαγράμματα

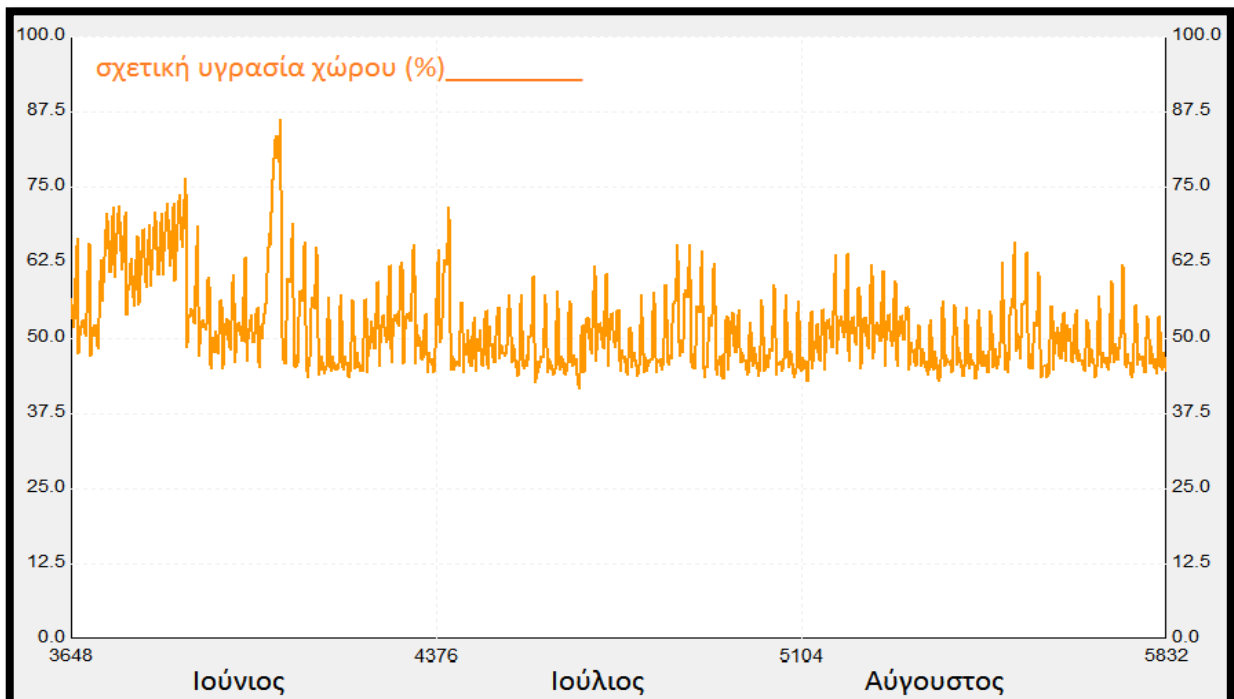
### 4.3.3.1 Ψύξης

Υπενθυμίζεται πως στην τελική μελέτη ψύξης γίνεται χρήση  $24\ m^2$  συλλεκτών CPC με 2 δεξαμενές μία καυτού νερού όγκου  $1.5\ m^3$  και  $U=0.5\ \text{W}/\text{m}^2\text{K}$  και μία κρύου όγκου  $1.25\ m^3$  και  $U=2\ \text{W}/\text{m}^2\text{K}$ .



**Διάγραμμα 4.3-8** Θερμοκρασιών (°C) χώρου (κόκκινη) και περιβάλλοντος (μπλε)

Όπως παρατηρείται στο διάγραμμα 4.3-8 για όλη την περίοδο του καλοκαιριού η θερμοκρασία του χώρου παραμένει σταθερά με μια πολύ μικρή ταλάντωση στους 25 °C.

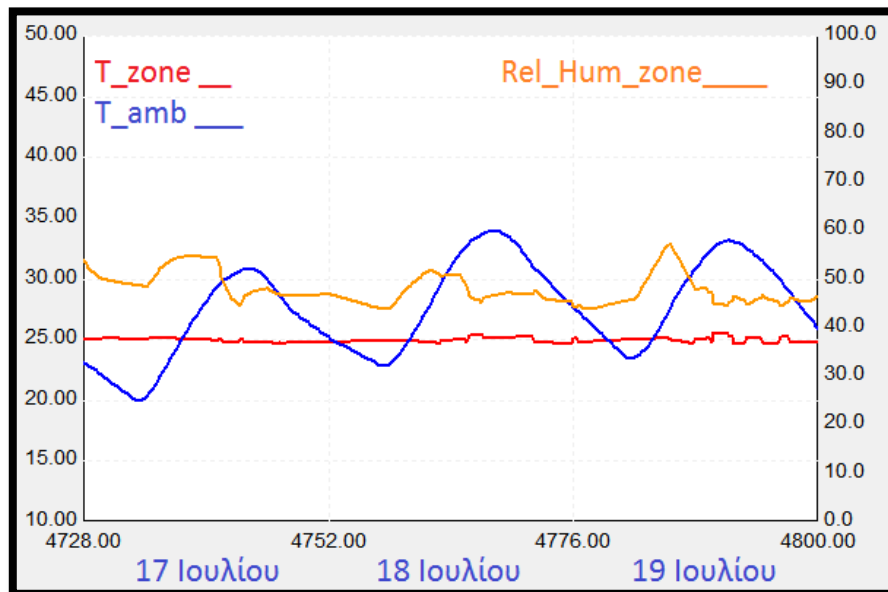


**Διάγραμμα 4.3-9** Σχετικής υγρασίας (%) χώρου

Ομοίως η σχετική υγρασία ταλαντεύεται εντός πλαισίων συνθηκών άνεσης γύρω από το 50%.

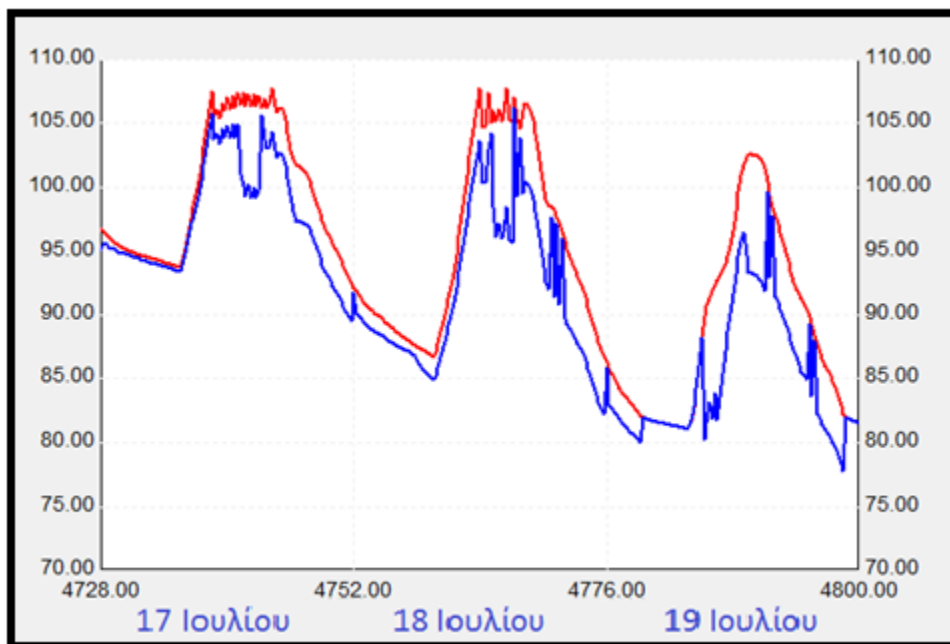
### Διαγράμματα κοντά στην τυπική μέρα του Ιούλη

Αναλυτικότερα τώρα παρουσιάζονται διαγράμματα κοντά στην τυπική μέρα του πιο ενεργειακά απαιτητικού μήνα, δηλαδή του Ιουλίου (τυπική μέρα 17 Ιουλίου).



**Διάγραμμα 4.3-10** Αρ. άξονας: θερμοκρασιών χώρου και περιβάλλοντος(κόκκινη-μπλε) σε °C, δε. άξονα: σχετικής υγρασίας χώρου (πορτοκαλί) σε %

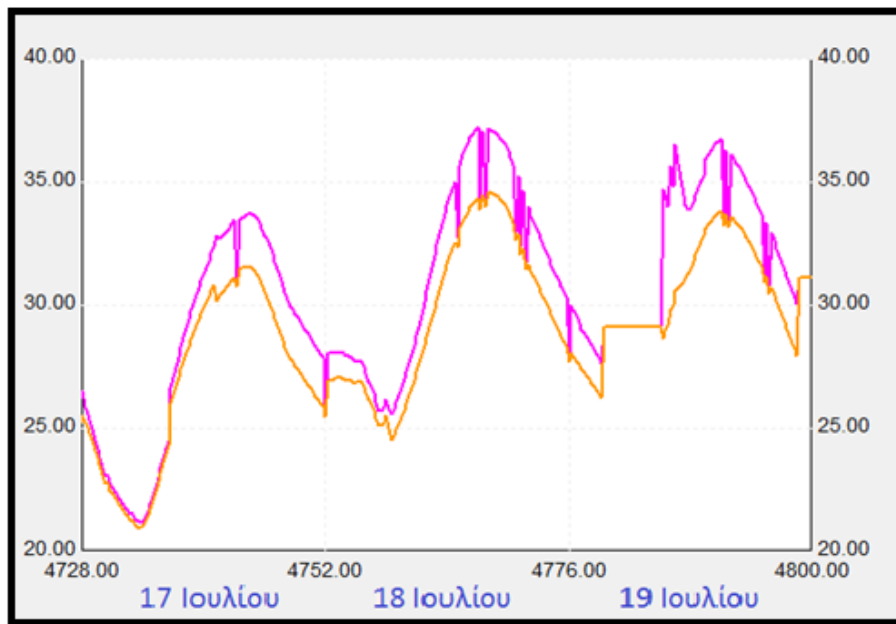
Όπως φαίνεται στο διάγραμμα 4.3-10 παρά την σημαντική αυξομείωση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, η θερμοκρασία παραμένει πρακτικά σταθερή στους 25 °C, ενώ η σχετική υγρασία πολύ κοντά στο 50%.



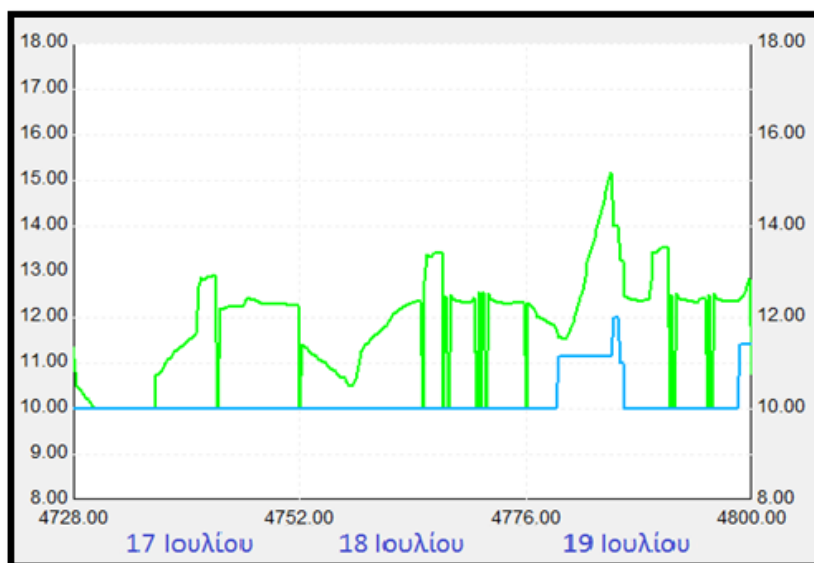
**Διάγραμμα 4.3-11** Θερμοκρασίας εισερχόμενου (κόκκινη) και εξερχόμενου (μπλε) στο και από το chiller καυτού νερού (°C)



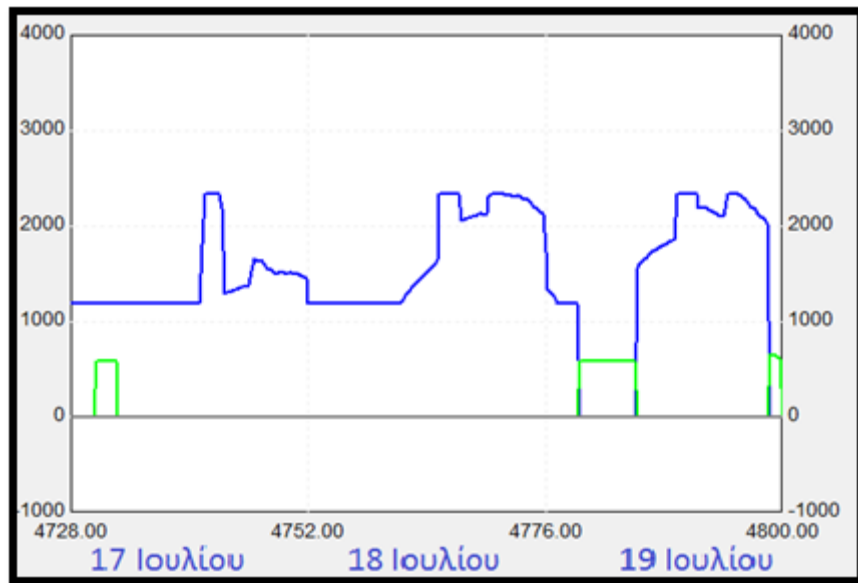
Στο διάγραμμα 4.3-11 διαπιστώνεται πως η θερμοκρασία του καυτού νερού που προσδίδει την απαραίτητη θερμική ενέργεια στο chiller δεν υπερβαίνει το κάτω όριο των 80 °C που έχει θέσει ο κατασκευαστής ως όριο ασφαλούς λειτουργίας, αλλά ούτε και το άνω όριο των 108 °C. Ωστόσο παρατηρείται ότι το chiller εργάζεται αρκετά πάνω από τους 90 °C και συνεπώς αναμένεται η απόδοση των συλλεκτών να είναι χαμηλότερη από την υπολογισμένη στην ενότητα 4.2.2. Ο λόγος που γίνεται αυτό είναι η αυξημένη συλλεκτική επιφάνεια σε σχέση με την απαιτούμενη.



**Διάγραμμα 4.3-12** Θερμοκρασίας εισερχόμενου (πορτοκαλί)-εξερχόμενου (ροζ) ψυκτικού νερού στο και από το chiller (°C)

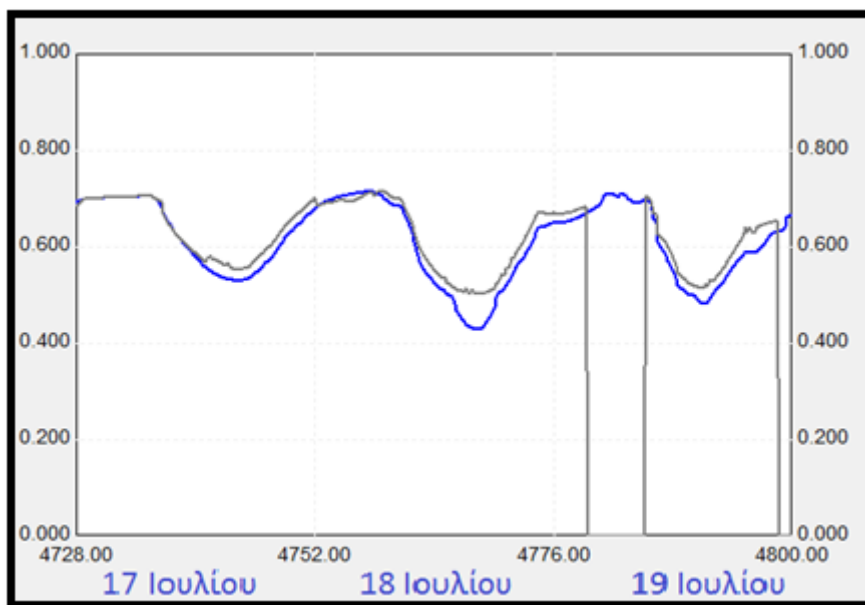


**Διάγραμμα 4.3-13** Θερμοκρασίας εισερχόμενου (γαλάζιο)-εξερχόμενου (πράσινο) κρύου νερού στο και από το chiller (°C)



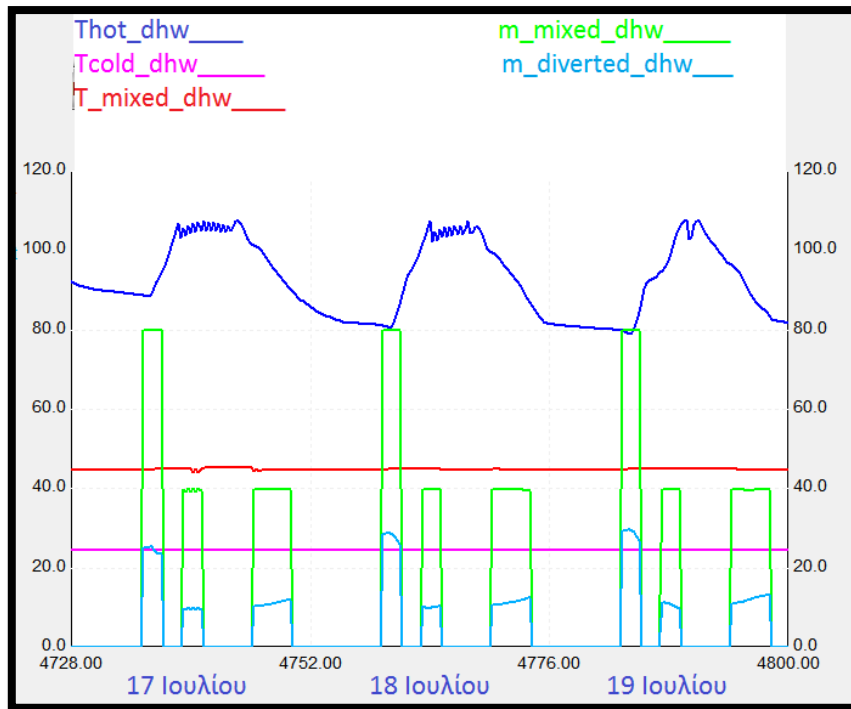
**Διάγραμμα 4.3-14 Παροχής κύριας (μπλε) και δευτερεύουσας (πράσινη) αντλίας κρύου (kg/h)**

Παρατηρώντας τα δύο άνω διαγράμματα θερμοκρασίας και παροχών κρύου διαπιστώνεται πως η εξερχόμενη θερμοκρασία από το chiller κυμαίνεται στους 10-12 °C όπως ακριβώς έχει σχεδιαστεί. Επίσης η δευτερεύουσα αντλία εργάζεται κυρίως τις βραδινές ώρες (κάθε σημειωμένη ώρα στο διάγραμμα αντιστοιχεί στην μεσονύχτια ώρα), αντλώντας νερό από την ΔΑΚΝ και ανεβάζοντας κατά συνέπεια την θερμοκρασία κρύου (peaks του Tch<sub>w\_in</sub>).



**Διάγραμμα 4.3-15 θερμικός COP tester και ‘κανονικού’ chiller**

Στο άνω διάγραμμα (Διάγραμμα 4.3-15 θερμικός COP tester και ‘κανονικού’ chiller) παρατηρείται πως ο υπολογισμένος COP του tester chiller για τον καθορισμό της διαθέσιμης ψυκτικής ισχύος συμπίπτει πρακτικά με τον πραγματικό του κανονικού chiller.

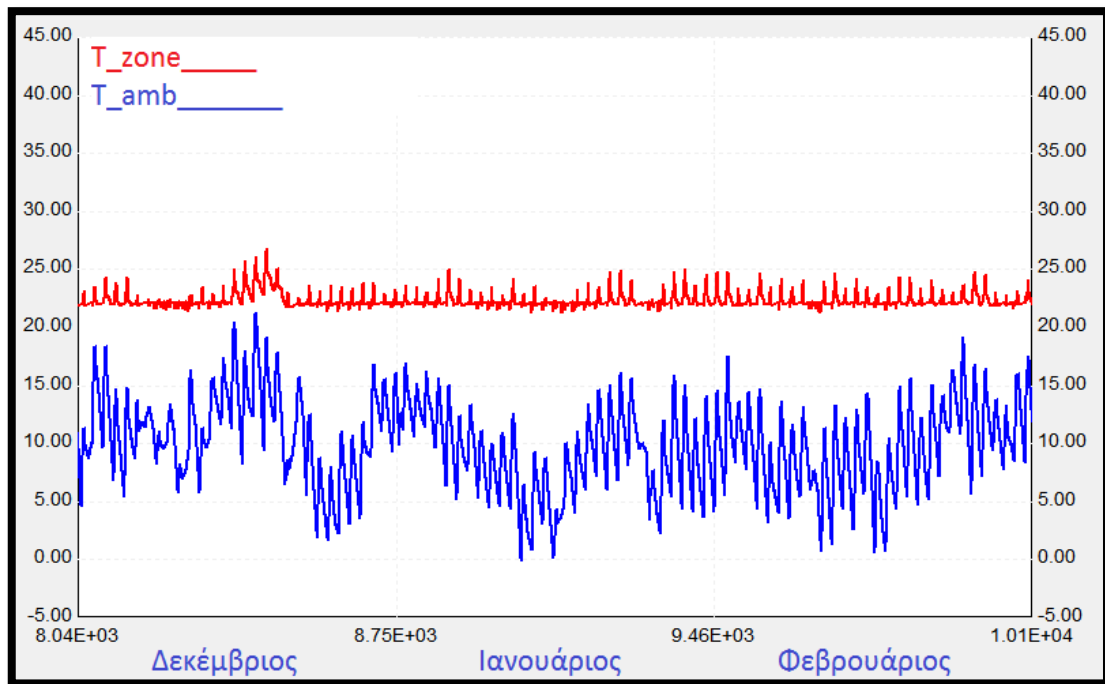


**Διάγραμμα 4.3-16** Θερμοκρασιών και παροχών συστήματος ZNX

Και εδώ το αξιοσημείωτο είναι η διατήρηση της θερμοκρασίας ζεστού νερού χρήσης (ZNX) στην επιθυμητή θερμοκρασία των 45 °C.

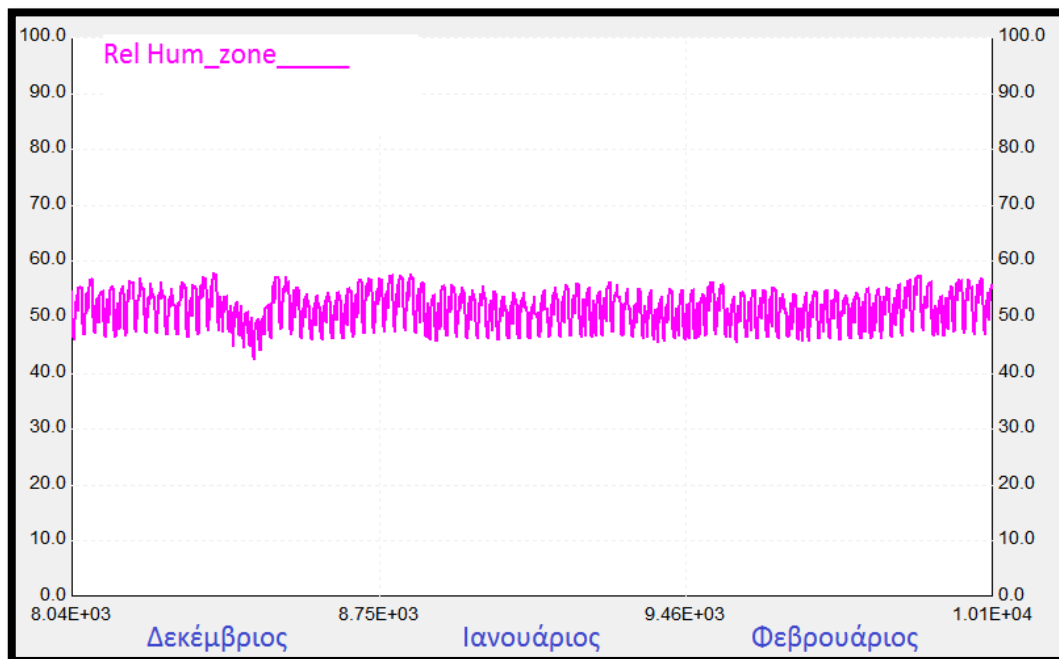
### 4.3.3.2 Θέρμανσης

Ομοίως έχουμε τα ίδια χαρακτηριστικά συλλεκτών και δεξαμενών μόνο που εδώ η δεξαμενή κρύου παραμένει αδρανής.



Διάγραμμα 4.3-17 Θερμοκρασίας χώρου και περιβάλλοντος (°C)

Και στην περίπτωση της θέρμανσης η θερμοκρασία του χώρου παραμένει πάνω από την επιθυμητή τιμή των 22 °C.

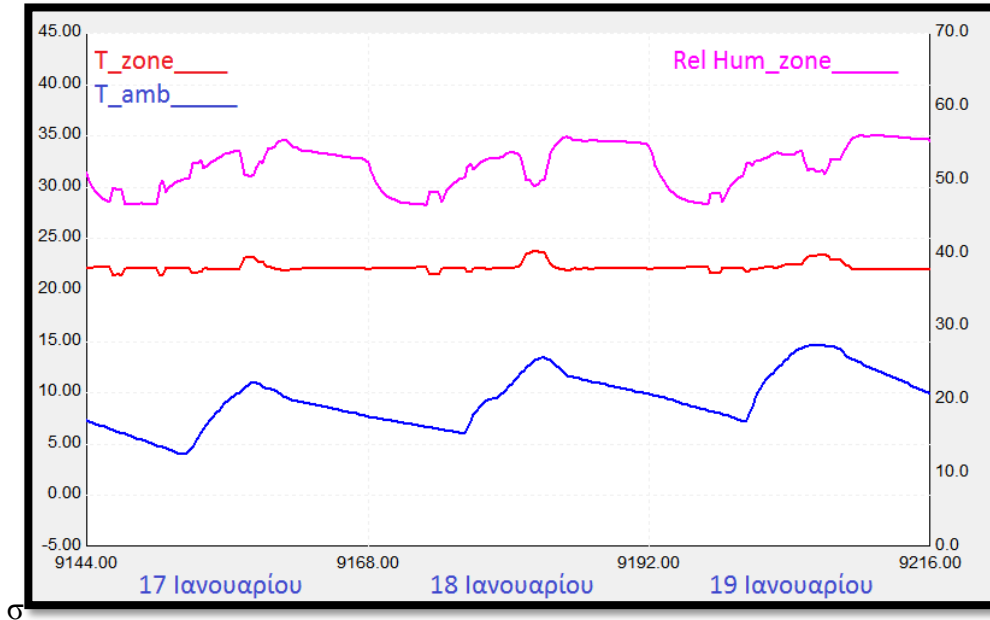


Διάγραμμα 4.3-18 Σχετικής υγρασίας (%) χώρου

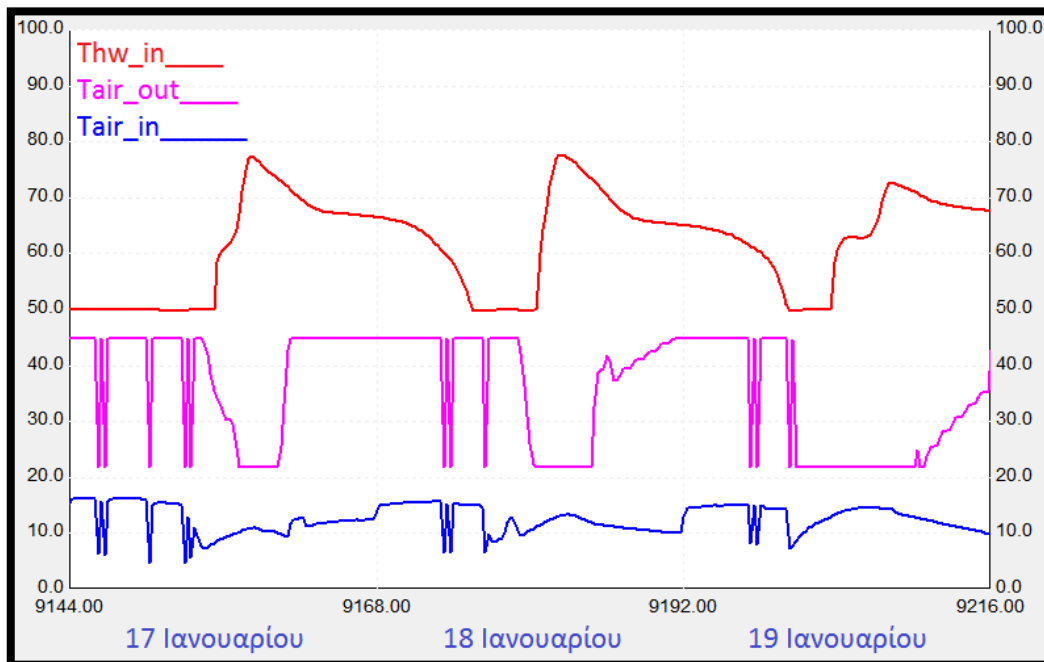
Η σχετική υγρασία επίσης ταλαντεύεται κοντά στην επιθυμητή τιμή του 50%.

### Διαγράμματα κοντά στην τυπική μέρα του Ιανουαρίου

Ομοίως με την ψύξη σχεδιάστηκαν τα αναλυτικότερα διαγράμματα του πιο απαιτητικού ενεργειακά μήνα Ιανουαρίου κοντά στην τυπική του μέρα (17 Ιανουαρίου).

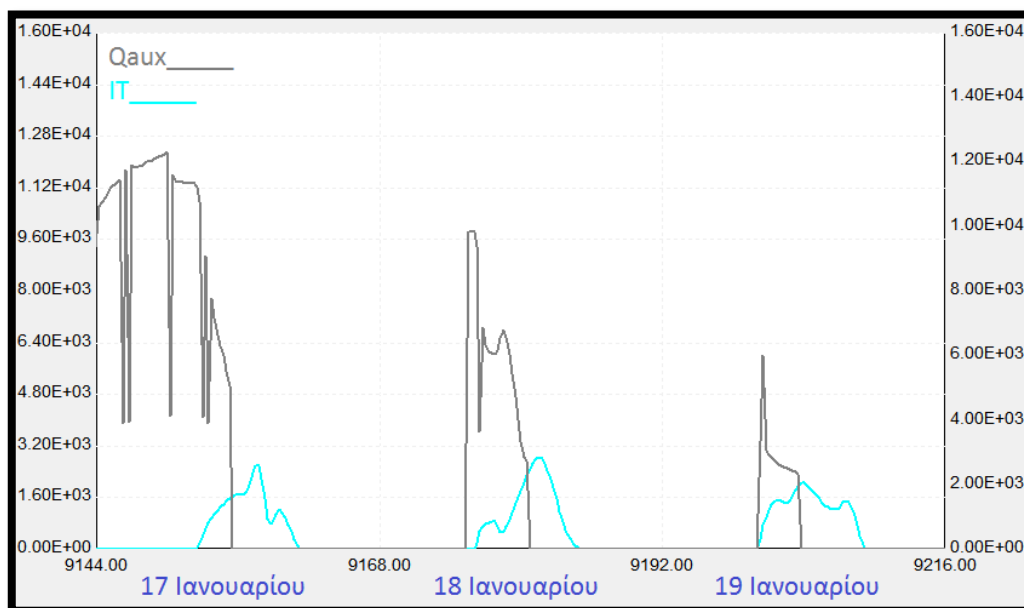


Διάγραμμα 4.3-19 Αρ. άξονας: θερμοκρασίας (°C) χώρου - περιβάλλοντος και δε. άξονας: σχετικής υγρασίας (%) χώρου



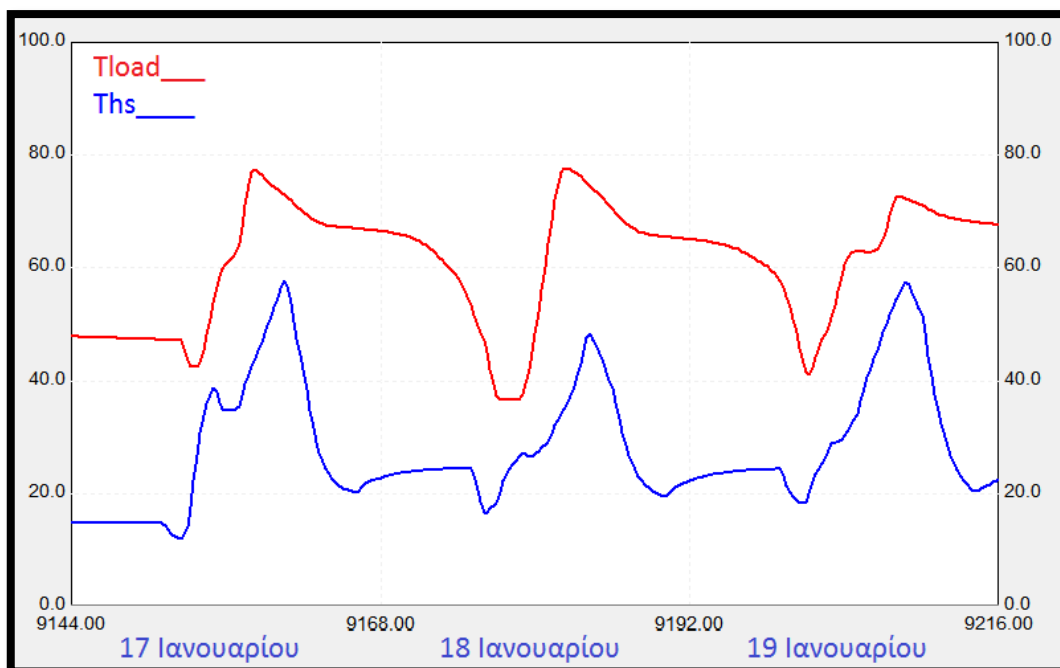
Διάγραμμα 4.3-20 Θερμοκρασίες (°C) εισερχόμενου ζεστού νερού και εισερχόμενου και εξερχόμενου αέρα στο Heat-coil

Στο άνω διάγραμμα (4.3-20) έχουν σχεδιαστεί η θερμοκρασία ζεστού νερού εισερχόμενου στον εναλλάκτη νερού-αέρα (heat-coil) η οποία όπως φαίνεται διατηρείται πάνω από το καθορισμένο όριο των 50 °C. Επίσης έχουν σχεδιαστεί οι θερμοκρασίες εισερχόμενου κρύου και εξερχόμενου θερμασμένου υγρού αέρα. Ο εξερχόμενος αέρας αναλόγως των αναγκών θέρμανσης κυμαίνεται από τους 45 °C και κάτω όπως ακριβώς έχει σχεδιαστεί, ενώ ο εισερχόμενος αέρας έχει όπως φαίνεται πολύ χαμηλότερη θερμοκρασία λόγω ανάμιξης του με φρέσκο αέρα περιβάλλοντος.



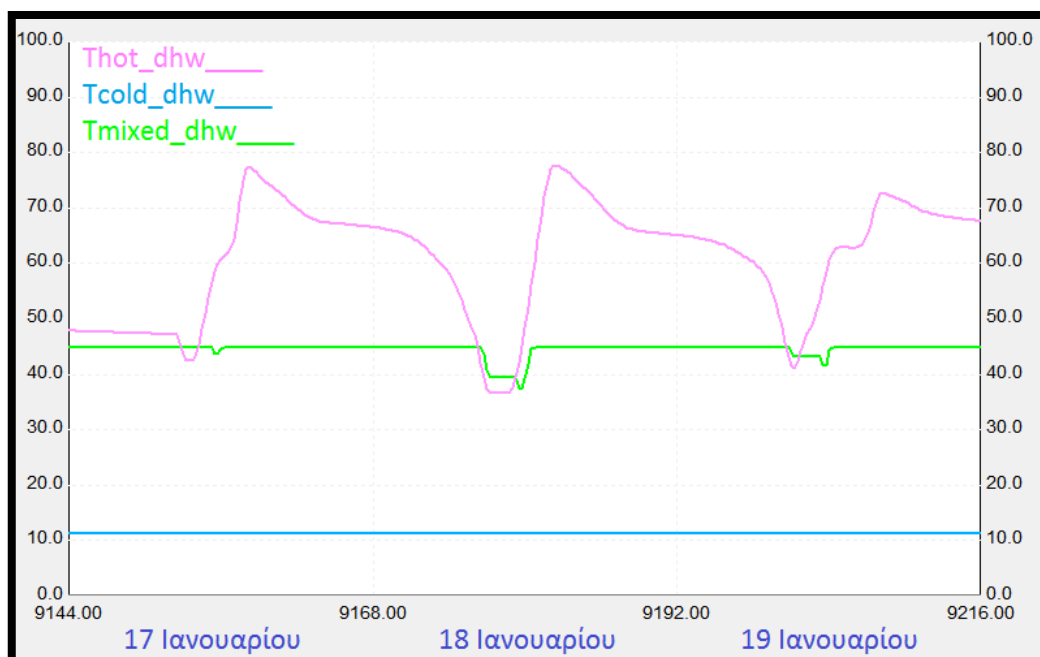
**Διάγραμμα 4.3-21 Στιγμιαίας προσδιδόμενης βοηθητικής ενέργειας ( $Q_{aux}$ -kJ/h) και στιγμιαίας ηλιακής ακτινοβολίας ( $IT$ -kJ/h  $m^2$ )**

Στο άνω διάγραμμα (4.3-21) φαίνεται πότε επεμβαίνει το βοηθητικό σύστημα λόγω ανομοιομορφίας φορτίου, δηλαδή λόγω του γεγονότος ότι όταν απαιτείται το μεγαλύτερο θερμικό φορτίο η ηλιακή ακτινοβολία δεν είναι η μέγιστη έως και μηδενική. Η μέγιστη ακτινοβολία το χειμώνα ανέρχεται στα 3500 kJ/h  $m^2$ , ωστόσο όπως φαίνεται στο διάγραμμα με τα βίαια ξεπερνά τα 2000. Όπως έχει εξηγηθεί λοιπόν όσο και να υπερδιαστασιολογηθεί το σύστημα λόγω παρατεταμένων νεφώσεων η βοηθητική ενέργεια θα είναι πάντα απαραίτητη.



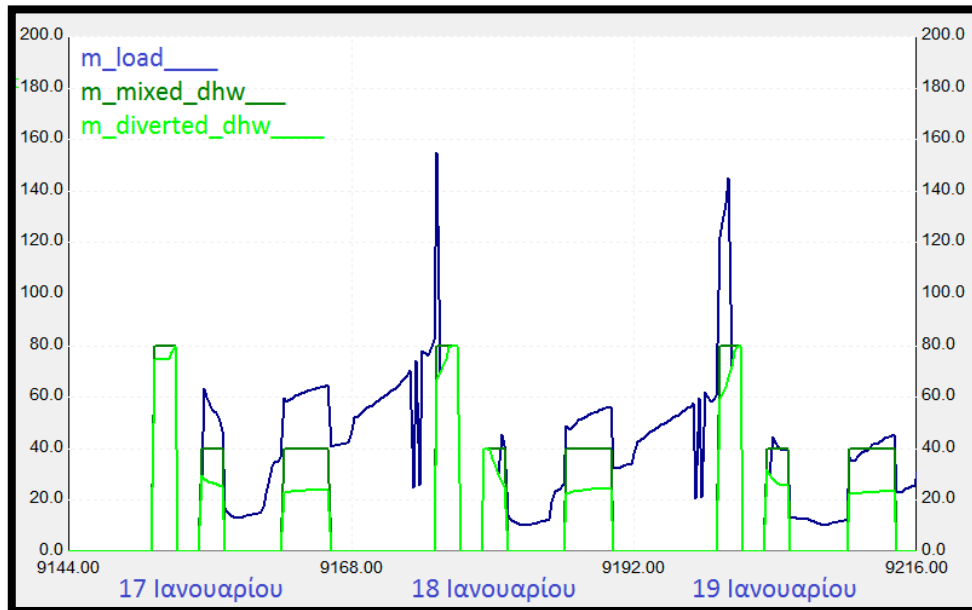
**Διάγραμμα 4.3-22 Άνω και κάτω θερμοκρασιών δεξαμενής (°C)**

Στο άνω διάγραμμα (4.3-22) παρατηρείται η θετική (για την απόδοση των συλλεκτών) σχετικά μεγάλη διαστρωμάτωση στην ΔΑΖΝ λόγω χρήσης ελάχιστης παροχής κατανάλωσης ( $m_{load}$ ) και του κρύου νερού δικτύου που εισέρχεται (χωρίς να αναμιγνύεται-με εσωτερική σερπαντίνα-) στο κάτω μέρος της ΔΑΖΝ.



**Διάγραμμα 4.3-23 Θερμοκρασιών ΖΝΧ (°C)**

Και εδώ (4.3-23) παρατηρείται η σταθερή θερμοκρασία ZNX στους 45 °C εκτός από κάποια σημεία. Επισημαίνεται λοιπόν πως για να αποφευχθεί η χρήση επιπρόσθετης δεξαμενής για ανάγκες ZNX μπορεί να εγκατασταθεί στην έξοδο του ZNX μία ηλεκτρική αντίσταση αναθέρμανσής του ώστε να επιτυγχάνεται η επιθυμητή θερμοκρασία πάντα. Πιο δαπανηρή λύση αλλά ίσως τεχνικά αναπόφευκτη (τεχνικά δύσκολο μόνη της ηλεκτρική αντίσταση χωρίς έστω και μιας μικρής δεξαμενής της τάξης των 100 λίτρων ) μία ακόμα πολύ μικρότερη δεξαμενή ZNX στην οποία θα εισέρχεται το ZNX του υπόψη συστήματος, ενώ με μια εσωτερική αντίσταση θα επιτυγχάνεται η επιθυμητή τιμή ZNX (όταν χρειάζεται).



Διάγραμμα 4.3-24 Παροχών ZNX (kg/h)



#### 4.3.4 Συγκεντρωτικά αποτελέσματα

Βάση των προκαταρκτικών μελετών του κεφαλαίου 3 κατασκευάστηκαν ύστερα από παραμετροποίηση-ανάλυση των βασικών παραμέτρων και μεταβλητών οι βελτιστοποιημένες τελικές μελέτες. Ανακεφαλαιώνοντας λοιπόν έχουμε :

**Συλλεκτική επιφάνεια και τύπος συλλέκτη.** Επιλέχθηκαν οι συλλέκτες τύπου **CPC** λόγω τόσο του υψηλότερου βαθμού απόδοσής τους όσο και της σταθερής λειτουργίας τους σε αυτόν τον β.α. σε μεγάλο εύρος λειτουργίας. Η συλλεκτική επιφάνεια καλύπτει 100% τις θερμικές ανάγκες της ψύξης λόγω υπερδιαστασιολόγησης. Η υπερδιαστασιολόγηση προκύπτει λόγω του γεγονότος ότι η συλλεκτική επιφάνεια επιλέχθηκε με βάση τη μελέτη θέρμανσης το χειμώνα όπου σε σχέση με το καλοκαίρι οι θερμικές ανάγκες καλύπτονται δυσκολότερα λόγω χαμηλότερης ηλιακής ακτινοβολίας. Τελική τιμή συλλ. επιφάνειας επιλέχθηκαν τα **27m<sup>2</sup>**, με κάλυψη το χειμώνα 86% και όχι 100%, μιας και κάτι τέτοιο όπως εξηγήθηκε θα οδηγούσε σε ακόμα πιο υπερδιαστασιολόγηση για το καλοκαίρι.

**Δεξαμενές και θερμοδιαπερατότητα (μόνωση).** Επιλέχθηκαν μετά από εκτεταμένη ανάλυση και προσομοίωση διάφορων συνδυασμών χρήσης δεξαμενών, **2 δεξαμενές ίσου όγκου στο 1 m<sup>3</sup>**. Η μία διαθέτει καλή μόνωση και χρησιμοποιείται αποκλειστικά τόσο το χειμώνα όσο και το καλοκαίρι για αποθήκευση ζεστού νερού-**ΔAZN-** ( $U_{HT}=0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ ). Η δεύτερη έχει κατά πολύ χειρότερη μόνωση και χρησιμοποιείται μόνο το καλοκαίρι για αποθήκευση κρύου-**ΔAKN-**( $U_{CT}=2 \text{ W/m}^2\text{K}$ ). Όπως φάνηκε με την αποθήκευση κρύου εκμεταλλευόμαστε πολύ καλύτερα την ημερήσια ηλιακή ακτινοβολία αποδίδοντας και αποθηκεύοντας κρύο νερό, το οποίο μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ανάγκες ψύξης όταν η ηλιακή ακτινοβολία είναι ανεπαρκής, χωρίς να παρουσιάζονται μεγάλες θερμικές απώλειες λόγω της μικρής θερμοκρασιακής διαφοράς κρύου νερού και περιβάλλοντος. Έτσι καλύπτονται σε ικανοποιητικό βαθμό και οι ανάγκες ψύξης τις νυχτερινές ώρες.

Τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα των τελικών αποτελεσμάτων για την κάθε περίπτωση κλιματισμού ξεχωριστά παραθέτονται παρακάτω σε δύο πίνακες:

Ψύξη	Area_coll	m_coll	V_HT	V_CT	Q_hw_chiller	Q_DH_W	Q_load_HT	Q_loss_HT	Q_loss_CT	Qchw_cc	Qlatent	Qchw_chiller	therm_COP	avg_T_load	Eff_coll	IT_tot	Qu
units	m <sup>2</sup>	kg/hm <sup>2</sup>	m <sup>3</sup>	m <sup>3</sup>	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	-	°C	-	GJ	GJ
louv	24	7.5	1.5	1.125	3.06	0.74	3.79	0.94	0.42	1.51	0.26	1.93	0.63	97.7	0.34	15.23	5.13
louλ	24	7.5	1.5	1.125	5.77	0.66	6.45	0.65	0.46	3.00	0.46	3.47	0.60	91.7	0.44	16.67	7.28
Auy	24	7.5	1.5	1.125	5.39	0.63	6.04	0.76	0.48	2.82	0.49	3.30	0.61	94.3	0.41	17.33	7.17
			totals/averages		14.22	2.03	16.29	2.35	1.36	7.33	1.21	8.70	0.61	94.5	0.40	49.23	19.58

### Συγκεντρωτικά αποτελέσματα Ψύξης

Θερμαν	Area_coll	m_coll	V_HT	f_sol	Q_hw_tot	Q_dhw	Q_thermans	Q_late	Q_aux	Q_load_tot	Q_loss_HT	avg_T_load	Eff_coll	IT_tot	Qu
TIME	units	kg/hm <sup>2</sup>	m <sup>3</sup>	-	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	°C	-	GJ	GJ
Δεκ	24	6	2	0.81	4.01	1.00	3.01	0.4	0.77	3.24	0.42	71.1	0.47	7.30	3.42
Ιαν	24	6	2	0.83	4.70	1.09	3.61	0.6	0.80	3.90	0.44	74.2	0.49	9.04	4.40
Φεβ	24	6	2	0.99	3.87	1.00	2.87	0.5	0.02	3.85	0.50	87.6	0.46	8.80	4.04
		total/averages		0.87	12.58	3.09	9.49	1.56	1.60	10.98	1.36	77.6	0.47	25.13	11.86

### Συγκεντρωτικά αποτελέσματα Θέρμανσης

## Επεξήγηση-ανάλυση πινάκων συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων:

### Ψύξης

Area\_coll: η συλλεκτική επιφάνεια

M\_coll: η ανοιγμένη στην συλλεκτική επιφάνεια παροχή των συλλεκτών

V\_HT: ο όγκος της ΔAZN

V\_CT: ο όγκος της ΔAKN

Q\_hw\_chiller: η μηνιαία κατανάλωση θερμικής ενέργειας από το chiller

Q\_DHW: η μηνιαία κατανάλωση θερμικής ενέργειας προς παραγωγή ZNX.

*Όπως παρατηρείται οι τιμές του  $Q_{dhw}$  είναι πρακτικά ίδιες με αυτές που υπολογίσθηκαν στην ενότητα 4.1 του προκαταρκτικού υπολογισμού φορτίων.*

Q\_load\_HT: το αποδιδόμενο μηνιαίο θερμικό φορτίο από την ΔAZN

Q\_loss\_HT: οι μηνιαίες θερμικές απώλειες από την ΔAZN

Q\_loss\_CT: οι μηνιαίες θερμικές απώλειες από την ΔAZN

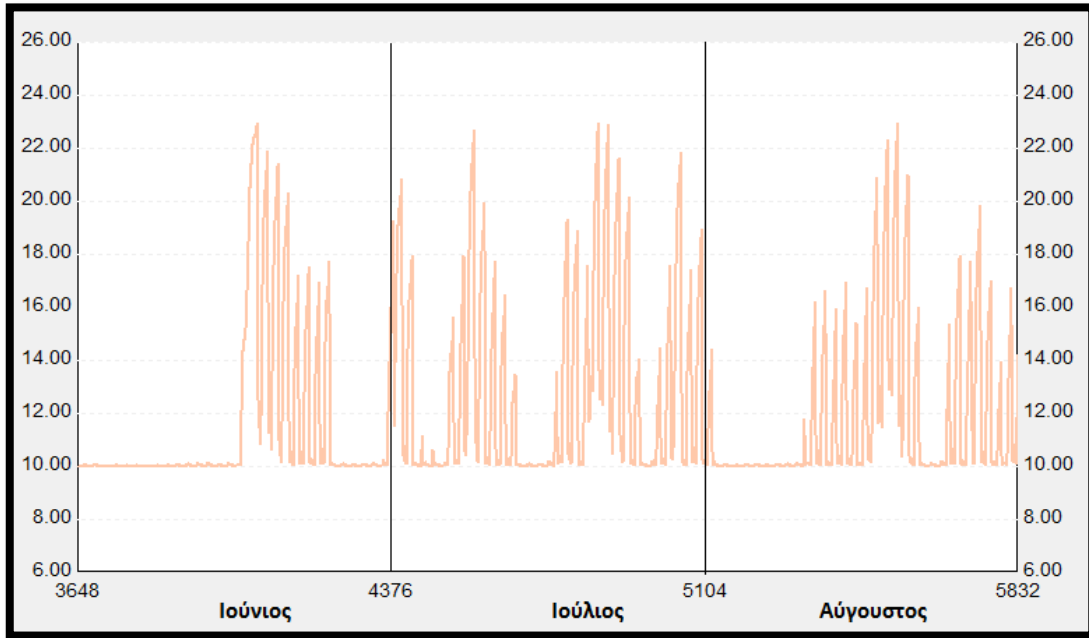
*Υπολογίζοντας το % ποσοστό των απωλειών σε σχέση με το  $Q_u$  για το  $Q_{loss\_HT}$  και σε σχέση με το  $Q_{chw\_chiller}$  για το  $Q_{loss\_CT}$  προκύπτει το κάτω πινακάκι:*

Ψύξη	%loss HT	%loss CT
TIME		
units	-	-
Ιουν	18.3	21.8
Ιουλ	8.9	13.3
Αυγ	10.7	14.4

### Ποσοστιαίες απώλειες θερμού και κρύου

*Όπως παρατηρείται οι απώλειες κρύου είναι σχετικά μεγάλες για τον Ιούνιο, ενώ για τους υπόλοιπους θερινούς μήνες είναι μεγαλύτερες από τις απώλειες θερμού παρά το γεγονός ότι η θερμοκρασιακή διαφορά κρύου νερού –περιβάλλοντος είναι κατά πολύ μικρότερη από την αντίστοιχη θερμού νερού-περιβάλλοντος. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι το σύστημα δεν μπορεί να εκμεταλλευτεί πλήρως τη αποθήκευση κρύου νερού. Η πλήρης χρήση κρύου από την ΔAKN γίνεται κυρίως σε νυχτερινές περιόδους όπου η εξωτερική θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι για συνεχόμενες μέρες υψηλή (καύσωνας). Έτσι κάποια ποσότητα μένει ανεκμετάλλευτη, και χάνεται μέσω απωλειών στο περιβάλλον της ΔAKN. Οι περίοδοι εκμετάλλευσης της ΔAKN φαίνονται και στο κάτω διάγραμμα Διάγραμμα 4.3-25 μέσης θερμοκρασίας ΔAKN. Με καλύτερο έλεγχο της ΔAKN, όπως παράδειγμα αποθήκευσης κρύου στις αναμενόμενες θερμότερες περιόδους μπορεί να αντιμετωπισθεί η κατάσταση αυτή.*

Αντίθετα οι απώλειες θερμού παραμένουν σχετικά πολύ χαμηλά, μάλιστα παρατηρώντας το αντίστοιχο πινακάκι της θέρμανσης πιο κάτω, οι απώλειες είναι μικρότερες παρά την υψηλότερη μέση θερμοκρασία ΔAZN. Αυτό οφείλεται στην άμεση εκμετάλλευση του θερμού νερού της ΔAZN από το σύστημα το καλοκαίρι και κατά συνέπεια μικρή παραμονή του θερμού νερού στην ΔAZN και έτσι λιγότερες απώλειες.



**Διάγραμμα 4.3-25 μέσης θερμοκρασίας ΔAKN**

$Q_{chw\_cc}$ : το αποδιδόμενο συνολικό φορτίο κρύου στο ψυκτικό στοιχείο (cooling coil). Συγκρίνοντας τις τιμές με αυτές της προκαταρκτικής μελέτης 3.1.1 συμπεραίνεται ότι είναι πολύ κοντα, αξιολογώντας θετικά και ποσοτικά τον αποδιδόμενο κλιματισμό.

$Q_{latent}$ : το αποδιδόμενο λανθάνον φορτίο κρύου στο cooling coil. Αντίστοιχα και εδώ συγκρίνοντας με την 3.1.1 οι τιμές είναι παραπλήσιες αλλά μικρότερες, κάτι που οφείλεται και στην χρήση της ΔAKN τις νυχτερινές ώρες όπου και αντιμετωπίζεται το αισθητό κυρίως φορτίο.

$Q_{chw\_chiller}$ : το παραγόμενο συνολικό φορτίο κρύου από το chiller

Thermal\_COP: ο αποδιδόμενος θερμικός COP του chiller. Συγκριτικά με την μελέτη 3.1.5 είναι χαμηλότερος, κάτι που οφείλεται στην λειτουργία του συστήματος πιο πέρα από τους βέλτιστους 90° C.

Avg\_T\_load: η μέση θερμοκρασία της ΔAZN

Eff\_coll: ο β.α. των ηλιακών συλλεκτών. Συγκριτικά με τους προκαταρκτικούς υπολογισμούς της 4.2.2 είναι χαμηλότερος, κάτι που οφείλεται στην υψηλότερη θερμοκρασία (από τους 90° C) λειτουργίας και στην υπερδιαστασιολόγηση.

IT\_coll: η μηνιαία ενέργεια της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.

$Q_u$ : το αποδιδόμενο μηνιαίο ωφέλιμο ηλιακό φορτίο

## Θέρμανσης

Area\_coll: η συλλεκτική επιφάνεια

M\_coll: η ανοιγμένη στην συλλεκτική επιφάνεια παροχή των συλλεκτών

V\_HT: ο όγκος της ΔΑΖΝ

F\_sol: το κλάσμα χρήσης ηλιακής ενέργειας για εξυπηρέτηση των θερμικών αναγκών προς τις συνολικές θερμικές ανάγκες

Q\_hw\_tot: η συνολική απαιτούμενη μηνιαία θερμική ενέργεια από το σύστημα

Q\_DHW: η μηνιαία κατανάλωση θερμικής ενέργειας προς παραγωγή ΖΝΧ.

Q\_thermans: η μηνιαία κατανάλωση θερμικής ενέργειας για θέρμανση

Q\_latent: το λανθάνον μηνιαίο θερμικό φορτίο

Q\_aux: η μηνιαία κατανάλωση βοηθητικής ενέργειας

Q\_load\_Tot: το αποδιδόμενο θερμικό φορτίο από την ΔΑΖΝ

Q\_loss\_HT: οι θερμικές απώλειες της ΔΑΖΝ

*Αντίστοιχα με την ψύξη κατασκευάζεται το κάτω πινακάκι ποσοστιαίας απώλειας θερμού διαιρώντας τις απώλειες με το  $Q_u$*

	%loss HT
TIME	
units	-
Δεκ	12.5
Ιαν	13.6
Φεβ	13.2

### **Ποσοστιαία απώλεια θερμού**

*Όπως αναφέρθηκε οι απώλειες αυτές, αν και η Avg\_T\_load είναι μικρότερη, είναι μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της ψύξης λόγω της απόκλισης προσφοράς θερμικής ενέργειας από τον ήλιο και ζήτησης.*

Avg\_T\_load: η μέση θερμοκρασία της ΔΑΖΝ

Eff\_coll: ο β.α. των ηλιακών συλλεκτών. Συγκριτικά με τους προκαταρτικούς υπολογισμούς της 4.2.2 είναι χαμηλότερος, κάτι που οφείλεται στην υψηλότερη θερμοκρασία (από τους 50° C) λειτουργίας. Η απόδοση της θερμικής ενέργειας γίνεται αργότερα από την παραγωγή της με αποτέλεσμα η θερμοκρασία της ΔΑΖΝ να αυξάνεται και συνεπώς να μειώνεται ο β.α. των συλλεκτών.

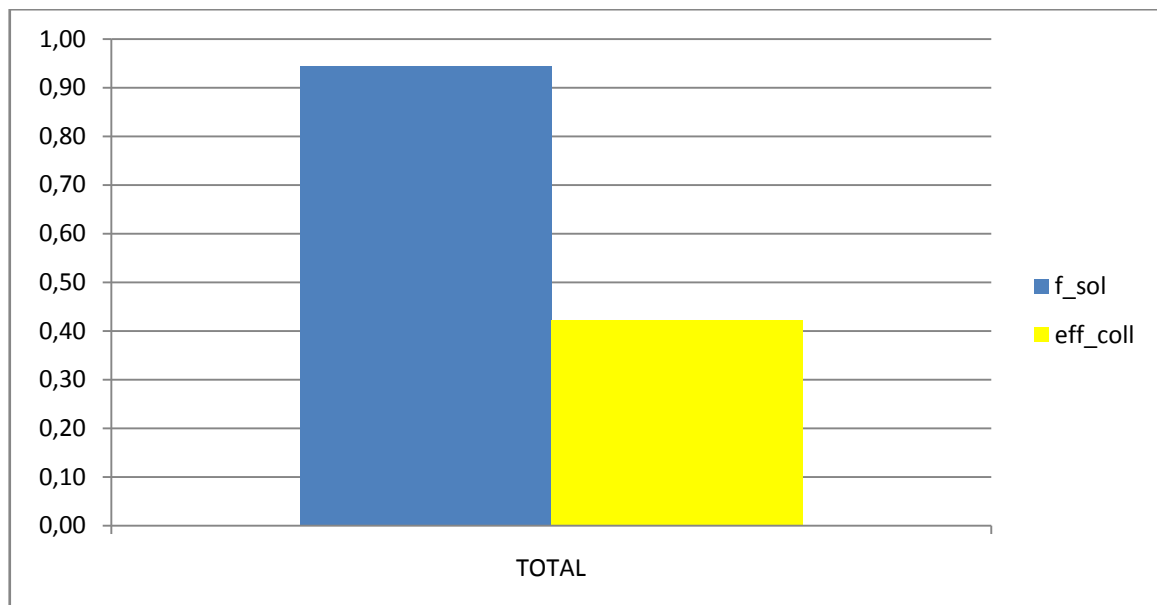
IT\_coll: η μηνιαία ενέργεια της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.

Qu: το αποδιδόμενο μηνιαίο ωφέλιμο ηλιακό φορτίο

Για εποπτικούς λόγους παραθέτονται και τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα και για τις δύο εποχές είναι:

	Q demand	Qload	Qaux	A_coll	Qu	IT	eff	fsol
units	GJ	GJ	GJ	m <sup>2</sup>	GJ	GJ	-	-
<b>TOTAL</b>	<b>28.87</b>	<b>27.27</b>	<b>1.60</b>	<b>24</b>	<b>31.44</b>	<b>74.35</b>	<b>0.42</b>	<b>0.94</b>

Συγκεντρωτικός πίνακας για τον κλιματισμό-ZNX για καλοκαίρι-χειμώνα



Διάγραμμα συνολικής συνεισφοράς της ηλιακής ενέργειας στις θερμικές απαιτήσεις κλιματισμού και παροχής ZNX για καλοκαίρι και χειμώνα όπως επίσης και ο αντίστοιχος β.α. των συλλεκτών

## Αναφορές

- 1) [www.engineeringtools.com](http://www.engineeringtools.com)
- 2) ASHRAE'S residential ventilation standard 62.2
- 3) [www.eng.auth.gr/mech/pedl/Genikes%20Odigies.ppt](http://www.eng.auth.gr/mech/pedl/Genikes%20Odigies.ppt)
- 4) Lawrence Berkeley National Laboratory
- 5) ASHRAE Handbook. HVAC Systems and Equipment. Chapter 6. Panel Heating and Cooling Design. ASHRAE. 2008.
- 6) Olesen, Bjarne W. (September 2008). "Hydronic Floor Cooling Systems". ASHRAE Journal.
- 7) <http://www.mhxanologos.com/?p=9>
- 8) computational analysis of the envelope parameters effects on the transient heating energy consumption of buildings (Christos Tzivanidis-Lecturer, Kimon A.Antonopoulos Professor, Foteini Gioti-Ph.D.Candidate)
- 9) βιβλίο Κλιματισμού, Κίμωνος Α. Αντωνόπουλου-Καθηγητού ΕΜΠ
- 10) [http://andyschroder.com/CPC\\_technicalspecifications.html](http://andyschroder.com/CPC_technicalspecifications.html)
- 11) <http://andyschroder.com/rotartica.html>
- 12) [http://www.keepitrefrigeration.com/products/Coils/kwcc\\_pdi.pdf](http://www.keepitrefrigeration.com/products/Coils/kwcc_pdi.pdf)
- 13) <http://www.scribd.com/doc/53105107/10/ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΕΣ-ΝΕΡΟΥ-ΔΙΚΤΥΟΥ>
- 14) <http://www.solar-rating.org/default.htm>
- 15) ASHRAE, 2003 - Standard 93-2003: Methods of testing to determine the performance of solar collectors, ASHRAE, Atlanta
- 16) CEN, 2001. EN 12975-2:2001. Thermal solar systems and components – Solar collectors – Part 2: Test methods. European Committee for Standardization, Brussels, Belgium. ([www.cenorm.be](http://www.cenorm.be))
- 17) Duffie J.A. and Beckman W.A., 1991. Solar Engineering of Thermal Processes – Second Edition,
- 18) SPF, 2004 - Institut für Solartechnik SPF, online collector test reports on [www.spf.ch](http://www.spf.ch)
- 19) ΜΕΛΕΤΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΚΤΙΡΙΟΥ-S2nd.pdf-  
<http://www.ypeka.gr/Default.aspx?tabid=338&language=el-GR>
- 20) ASHRAE's standard 90.2-2001- energy efficient design of low rise residential buildings
- 21) βιβλίο Ηλιακής Ενέργειας, Κίμωνος Α. Αντωνόπουλου-Καθηγητού ΕΜΠ